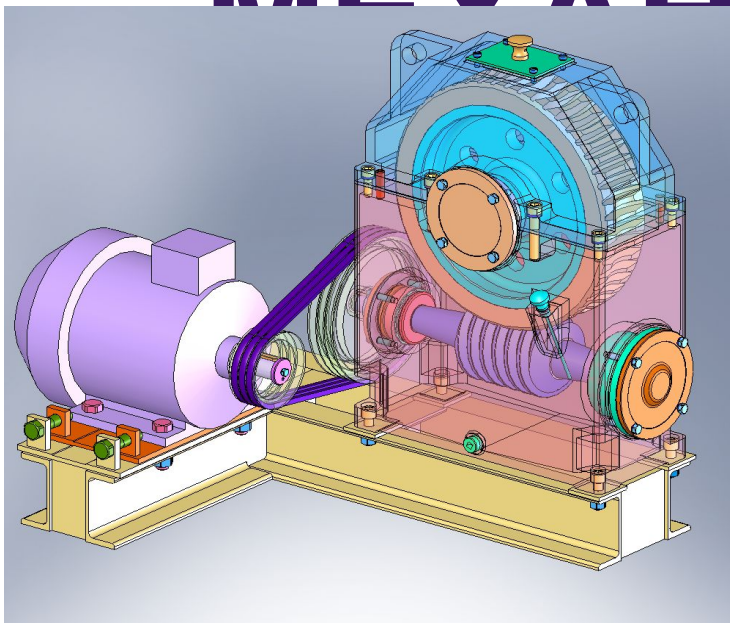
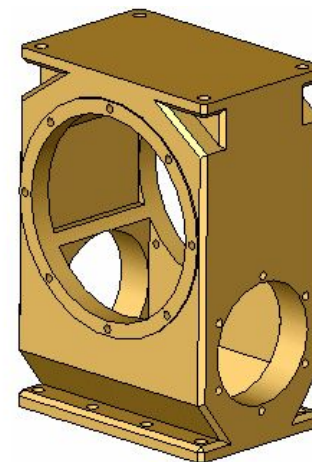


# ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА



Тышкевич Владимир Николаевич,  
к.т.н., доцент, заведующий кафедрой  
«Механика» ВПИ (филиал) ВолгГТУ



## Лекция 4

Определение допускаемых напряжений.  
Особенности расчета косозубых  
цилиндрических передач, конических,  
планетарных, волновых.

# ДОПУСКАЕМЫЕ КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Установлено, что величина нагрузки, допускаемой контактной прочностью зубьев, определяется в основном твердостью материала колес. Основным материалом для изготовления зубчатых колес в настоящее время является сталь.

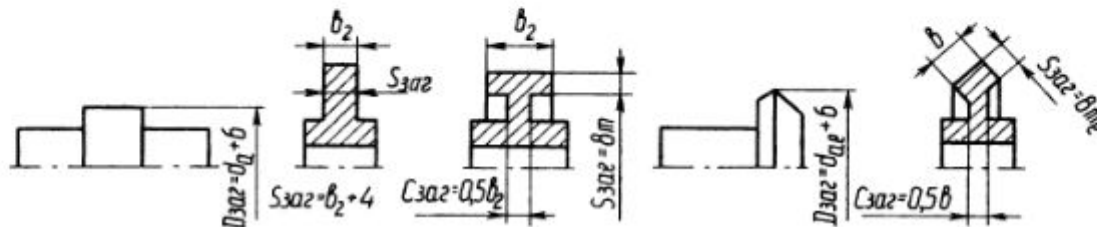
В зависимости от твердости стали делят на две основные группы:

- твердость HB  $\leq 350$  ед., термообработка - нормализация или улучшение;
- твердость HB  $> 350$  ед., что достигается применением следующих видов термообработки: объемная закалка, закалка ТВЧ, цементация и др.

Эти группы различны по технологии их обработки, нагрузочной способности и приработке.

Твердость материала HB  $\leq 350$  позволяет производить чистовое нарезание зубьев после термообработки. При этом добиваются высокой точности без применения дорогостоящих операций. Колеса этой группы хорошо прирабатываются. Для лучшей приработки зубьев твердость шестерни рекомендуют назначать больше твердости колеса:

$$H_1 \geq H_2 + (10...15) \text{ HB.}$$



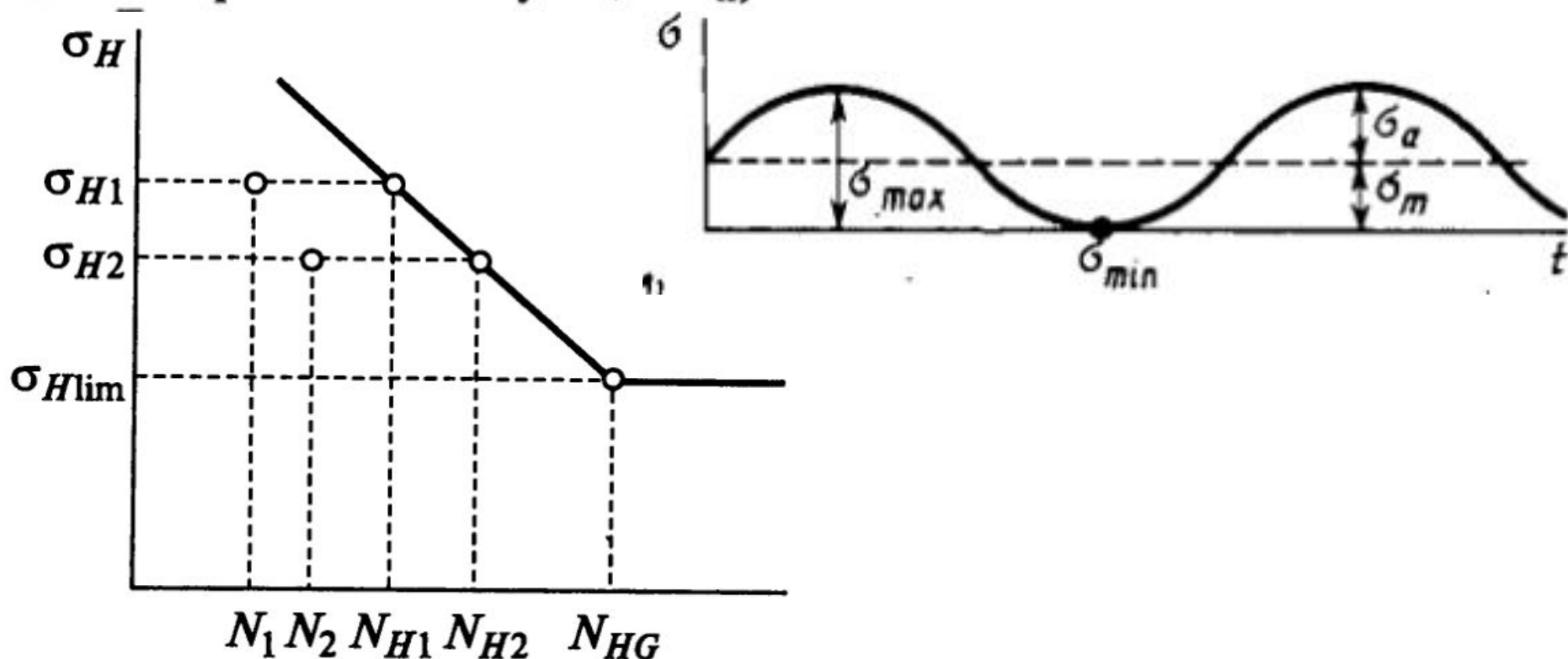
Марка стали	$D_{\text{пред}}$ , мм	$S_{\text{пред}}$ , мм	Термообработка	Твердость заготовки		$\sigma_s$	$\sigma_t$	$\sigma_{-1}$
				поверхности	сердцевины			
35	Любой	Любая	Н	163...192 НВ		550	270	235
40	120	60	У	192...228 НВ		700	400	300
45	Любой	Любая	Н	179...207 НВ		600	320	260
45	125	80	У	235...262 НВ		780	540	335
45	80	50	У	269...302 НВ		890	650	380
40Х	200	125	У	235...262 НВ		790	640	375
40Х	125	80	У	269...302 НВ		900	750	410
40Х	125	80	У+ТВЧ	45...50 HRC <sub>s</sub>	269...302 НВ	900	750	410
40ХН	315	200	У	235...262 НВ		800	630	380
40ХН	200	125	У	269...302 НВ		920	750	420
40ХН	200	125	У+ТВЧ	48...53 HRC <sub>s</sub>	269...302 НВ	920	750	420
35ХМ	315	200	У	235...262 НВ		800	670	380
35ХМ	200	125	У	269...302 НВ		920	790	420
35ХМ	200	125	У+ТВЧ	48...53 HRC <sub>s</sub>	269...302 НВ	920	790	420
35Л	Любой	Любая	Н	163...207 НВ		550	270	235
40Л	»	»	Н	147 НВ		520	295	225
45Л	315	200	У	207...235 НВ		680	440	285
40ГЛ	315	200	У	235...262 НВ		850	600	365

Примечания: 1. В графе «Термообработка» приняты следующие обозначения: Н—нормализация, У—улучшение, ТВЧ—закалка токами высокой частоты. 2. Для цилиндрических и конических колес с выточками принять меньшее из значений  $S_{\text{заг}}$ ,  $S_{\text{заг}}$ . 3. Химический состав сталей см. табл. К1.

**Шестерня - Сталь 45, термообработка улучшение до твердости 235...250 НВ.**

**Колесо - Сталь 45, термообработка нормализация до твердости 190...210 НВ.**

Допускаемые контактные напряжения при расчете на усталость. Расчет на усталость при циклических контактных напряжениях, так же как и при циклических нормальных или касательных напряжениях, базируется на кривых усталости. На рис. 8.39 кривая усталости построена в полулогарифмических координатах:  $\sigma_H$  — максимальное напряжение цикла (предел ограниченной выносливости);  $N$  — число циклов перемены напряжений;  $\sigma_{Hlim}$  — предел выносливости;  $N_{HG}$  — базовое число циклов (абсцисса точки перелома кривой усталости);  $N_H$  — циклическая долговечность (число циклов до разрушения при соответствующем  $\sigma_H$ ).



**Расчёт на контактную прочность ведется по допускаемым напряжениям материала колеса, как менее твёрдого (МПа):**

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0} K_{HL}}{S_H},$$

**где  $\sigma_{H0}$  – предел контактной выносливости при пульсирующем (отнулевом) цикле напряжений, МПа;**

**$K_{HL}$  – коэффициент долговечности;  
 $S_H$  – коэффициент безопасности.**

**Для нормализованных, улучшенных и объёмно закаленных материалов передачи можно принять :**

$$\sigma_{H0} = 2HB_{\min} + 70$$

Таблица 3.1. Выбор материала, термообработки и твердости

Параметр	Для передач с прямыми и косыми зубьями при малой ( $P \leq 2$ кВт) и средней ( $P \leq 5,5$ кВт) мощности; $HВ_{1\text{ср}} - HВ_{2\text{ср}} = 20 \dots 50$		Для передач с косыми зубьями при средней ( $P \leq 5,5$ кВт) мощности; $HВ_{1\text{ср}} - HВ_{2\text{ср}} \geq 70$	
	Шестерня, червяк	Колесо	Шестерня, червяк	Колесо
Материал	Стали 35, 40, 45, 40Х, 40ХН, 35ХМ		Стали 40Х, 40ХН, 35ХМ	
Термообработка	Улучшение		Улучшение + закалка ТВЧ	Улучшение
Твердость	$\leq 350$ НВ		$\geq 45$ HRC,	$\leq 350$ НВ
Допускаемое напряжение при числе циклов перемены напряжений $N_{H0}$ ; $N_{F0}$ , Н/мм <sup>2</sup>	$[\sigma]_{H0}$	$1,8 HВ_{\text{ср}} + 67$	$14 HRC_{\text{ср}} + 170$	$1,8 HВ_{\text{ср}} + 67$
	$[\sigma]_{F0}$	$1,03 HВ_{\text{ср}}$	370 при $m \geq 3$ мм 310 при $m < 3$ мм	$1,03 HВ_{\text{ср}}$

Примечания: 1. В зубчатых передачах марки сталей шестерни и колеса выбрать одинаковыми. При этом для передач, к размерам которых не предъявляют высоких требований, следует применять дешевые марки сталей типа 40, 40Х. 2. Для колес открытых передач большого диаметра ( $D \geq 500$  мм) применить стальное литье (35Л, 40Л, 45Л, 40ГЛ, термообработка — нормализация, улучшение) в паре с ковальной шестерней из стали соответствующей марки.

Термообработка	Твердость зубьев Н**		Группа сталей	$\sigma_{H_{lim}}^{**}$ , МПа	$s_{H_{min}}$	$\sigma_{F_{lim}}^{**}$ , МПа	$s_F$	$[\sigma_B]_{max}^{**}$ , МПа	$[\sigma_F]_{max}^{**}$ , МПа
	на поверхности	в сердцевине							
Нормализация, улучшение Объемная закалка	180...350 НВ		40; 45; 40Х; 40ХН; 45ХЦ; 35ХМ и др. 40Х; 40ХН; 45ХЦ; 36ХМ и др.	2НВ + 70	1,1	1,8НВ		2,8 $\sigma_T$	2,74НВ
	45...35HRC			18HRC + 150		550		2,8 $\sigma_T$	1400
Закалка т.в.ч. по всему контуру (модуль $m_n \geq 3$ мм)	56...63 HRC	25...55 HRC	55ПП; У6; 35ХМ; 40Х; 40ХН и др. 35ХМ; 40Х; 40ХН и др.	17HRC <sub>пов</sub> +	1,2	900	1,75	40HRC <sub>пов</sub>	1260
	45...55 HRC	»		+200		650		40HRC <sub>пов</sub>	»
Закалка т.в.ч. сквозная с охватом впадины (модуль $m_n < 3$ мм*)	45...55 HRC	45...55 HRC		17HRC <sub>пов</sub> +		550			1430
Азотирование	55...67 HRC	24...40 HRC	35ХЮА; 38ХМЮА; 40Х; 40ХФА; 40ХНМА и др.	1050		12HRC <sub>сердц</sub> + 300	1,75	40HRC <sub>пов</sub>	1000
	50...59 HRC	»		»				»	30HRC <sub>пов</sub>
Цементация и закалка	55...63 HRC	30...45 HRC	Цементируемые стали всех марок	23HRC <sub>пов</sub>		750		40HRC <sub>пов</sub>	1200
Нитроцементация и закалка	57...63 HRC	30...45 HRC	Молибденовые стали 25ХГМ, 25ХГНМ	23HRC <sub>пов</sub>		1000	1,5	40HRC <sub>пов</sub>	1520
			Безмолибденовые стали 25ХГТ, 30ХГТ, 35Х и др.	23HRC <sub>пов</sub>		750		40HRC <sub>пов</sub>	1520

\* Распространяется на все сечения зуба и часть тела зубчатого колеса под основанием впадины.

\* Приведен диапазон значений твердости, в котором справедливы рекомендуемые зависимости для пределов выносливости и предельных допустимых напряжений (рассчитывают по средним значениям твердости в пределах допустимого отклонения, указанного в табл. 8.8); HRC<sub>пов</sub> — твердость поверхности, HRC<sub>сердц</sub> — твердость сердцевины.

**Коэффициент безопасности  $S_H = 1,1$**

**Коэффициент долговечности:**  $K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_2}}$

**где  $N_{H0}$  – базовое число циклов перемены напряжений  
 $N_2$  – число циклов перемены напряжений зубьев  
колеса за весь срок службы.**

$$N_2 = 60L_h n_2$$

**При  $N_2 > N_{H0}$  принимают  $K_{HL} = 1$**

**Значение числа циклов  $N_{H0}$**

<b>Средняя твёрдость поверхностей зубьев <math>HВ_{ср}</math></b>	<b>200</b>	<b>250</b>	<b>300</b>	<b>350</b>	<b>400</b>	<b>450</b>	<b>500</b>	<b>550</b>	<b>600</b>
<b><math>N_{H0}</math>, млн. циклов</b>	<b>10</b>	<b>16,5</b>	<b>25</b>	<b>36,4</b>	<b>50</b>	<b>68</b>	<b>87</b>	<b>114</b>	<b>143</b>



$$\sigma_{H0} = 2HB_{2\min} + 70 = 2 \cdot 190 + 70 = 450 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_H] = \frac{450 \cdot 1}{1,1} = 409 \text{ МПа}$$

### **Допускаемые напряжения изгиба**

**Допускаемые напряжения изгиба определяются для зубьев шестерни и для колеса, МПа:**

$$[\sigma_F]_i = \frac{\sigma_{F0i} K_{FC} K_{FL}}{S_F}$$

**где  $\sigma_{F0i}$  – предел выносливости материала при пульсирующем (отнулевом) цикле напряжений при изгибе, МПа:**

$$\sigma_{F0} = 1,8HB_{i\min}$$

$K_{FL}$  – коэффициент долговечности;

$K_{FC}$  – коэффициент, учитывающий двустороннее приложение нагрузки: для нереверсируемых передач

$K_{FC} = 1$ , для реверсируемых передач  $K_{FC} = 0,75$ ;

$S_F = 1,75$  – коэффициент безопасности.

$$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{N_{F0}}{N_i}}$$

где  $m = 6$  – для улучшенных зубчатых колёс;

$m = 9$  – для закаленных и поверхностно упрочненных зубьев;

$N_{F0} = 5 \cdot 10^6$  – базовое число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости;

$N_i$  - число циклов перемены напряжений зубьев шестерни или колеса за весь срок службы.

**для шестерни:**

$$K_{FC} = 1$$

$$\sigma_{F02} = 1,8HB_{2\min} = 1,8 \times 235 = 423 \text{ МПа}$$

$$K_{FL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_1}}$$

$$N_{F0} = 5 \cdot 10^6$$

$$N_1 = 60L_h n_1$$

**При  $N_1 > N_{F0}$  принимают  $K_{FL1} = 1$**

**Коэффициент безопасности  $S_{F1} = 1,75$**

$$[\sigma_{F2}] = \frac{423 \cdot 1 \cdot 1}{1,75} = 241 \text{ МПа}$$

**для колеса:  $K_{FC} = 1$**

$$\sigma_{F02} = 1,8HB_{2\min} = 1,8 \times 190 = 342 \text{ МПа}$$

$$K_{FL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_2}}$$

$$N_{F0} = 5 \cdot 10^6$$

$$N_2 = 60L_h n_2$$

**При  $N_2 > N_{F0}$  принимают  $K_{FL2} = 1$**

**Коэффициент безопасности  $S_{F2} = 1,75$**

$$[\sigma_{F2}] = \frac{342 \cdot 1 \cdot 1}{1,75} = 195 \text{ МПа}$$

## По пояснительной записке

### 2.3. Проектный расчёт на контактную прочность

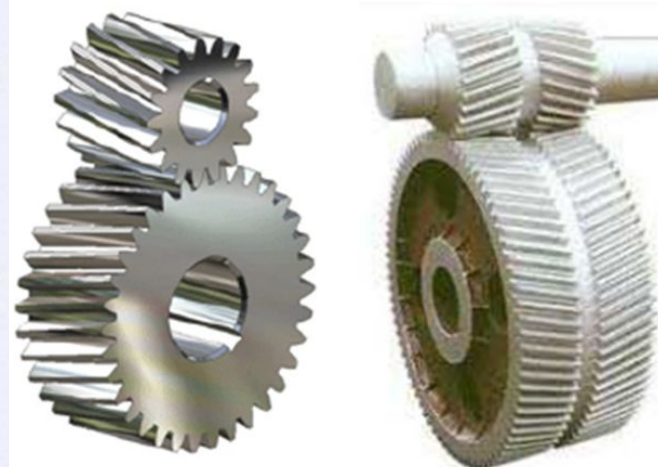
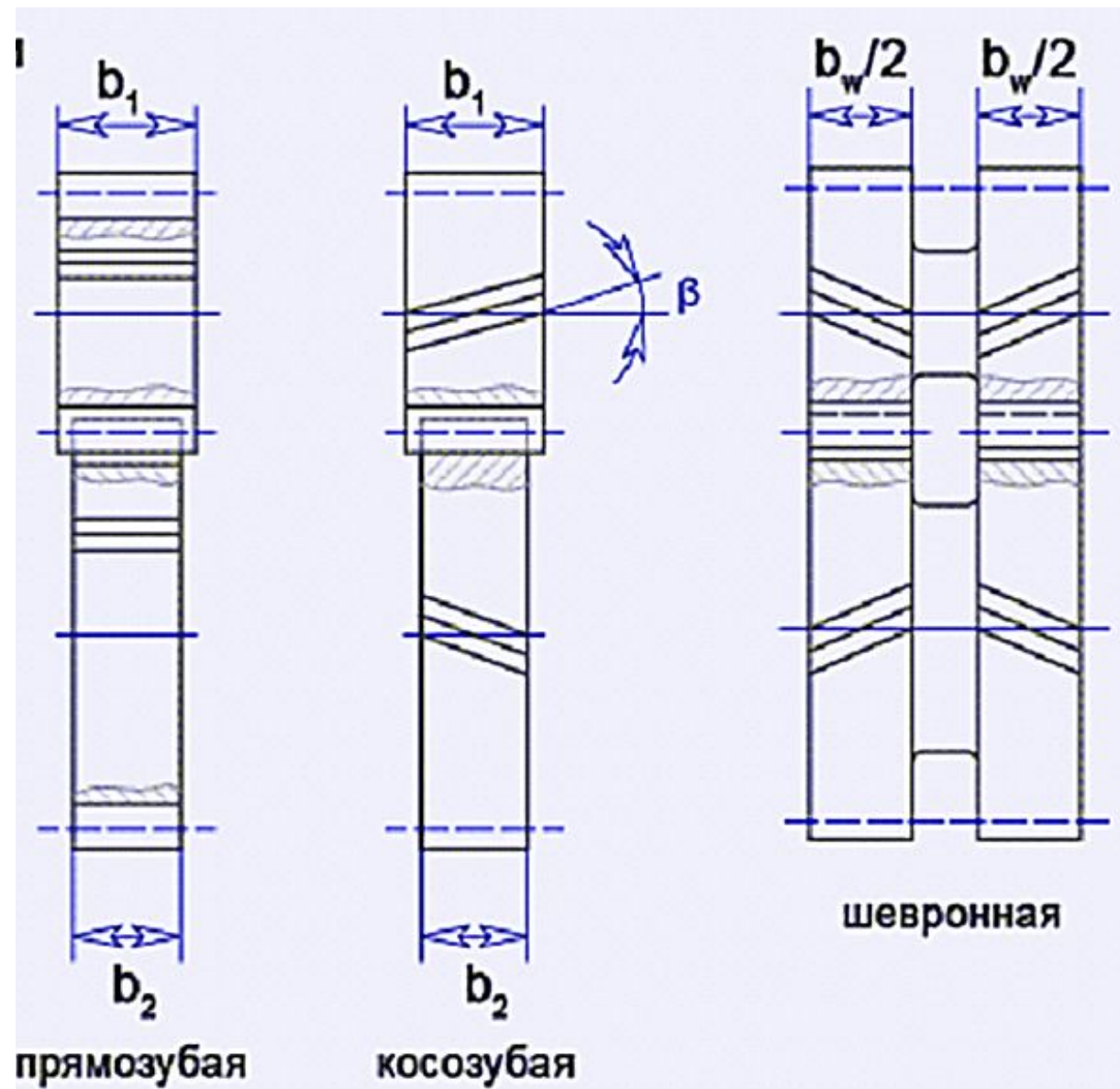
2.3.1. Межосевое расстояние из условия контактной прочности:

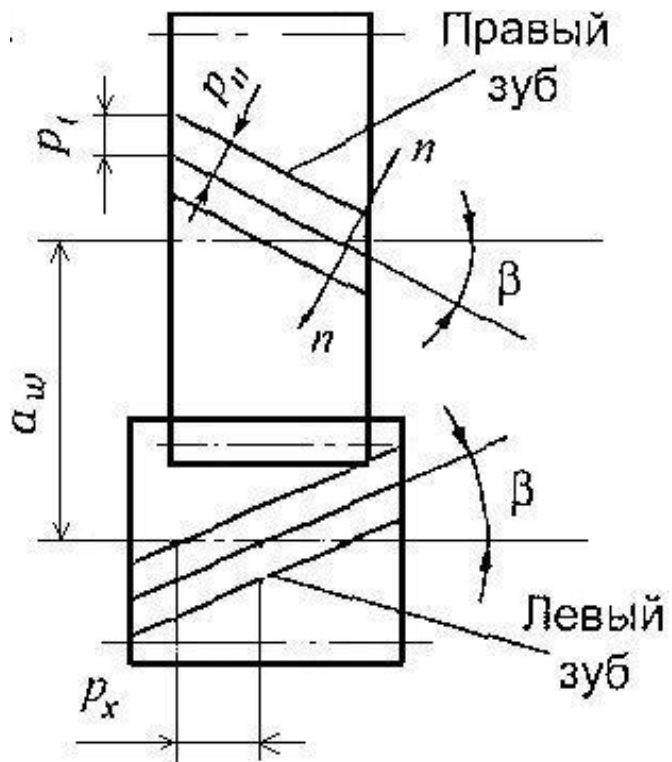
$$a_w = 49,5(u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_a}}$$

*где  $K_H = 1,3$  – коэффициент расчётной нагрузки;  
 $\psi_a = 0,4$  - коэффициент ширины колеса  
относительно межосевого расстояния.*

Если при проверочном расчете  $\sigma_F$  значительно меньше  $[\sigma]_F$ , то это допустимо, так как нагрузочная способность большинства зубчатых передач ограничивается контактной прочностью. Если  $\sigma_F > [\sigma]_F$  свыше 5%, то надо увеличить модуль  $m$ , соответственно пересчитать число зубьев шестерни  $z_1$  и колеса  $z_2$  и повторить проверочный расчет на изгиб. При этом межосевое расстояние  $a_w$  не изменяется, а следовательно, не нарушается контактная прочность передачи

### 3.6. ОСОБЕННОСТИ ГЕОМЕТРИИ И РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ КОСОЗУБЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

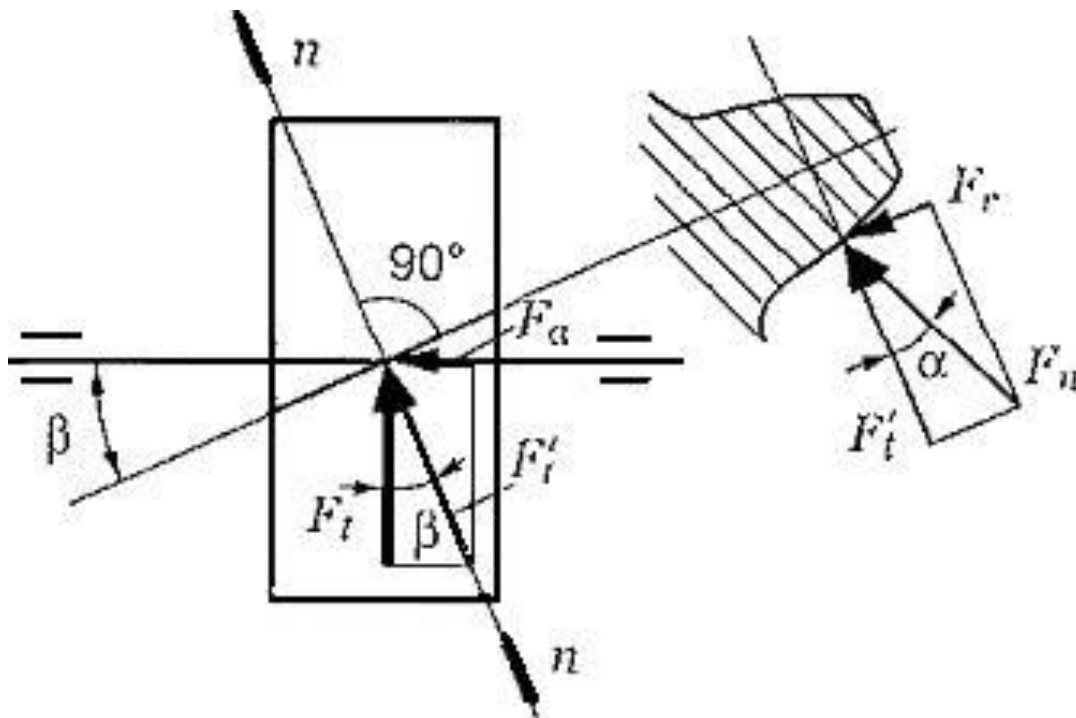




$$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta} \quad \text{- окружной шаг}$$

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \quad \text{- окружной модуль}$$

$$d = m_t z$$





## Преимущества и недостатки косозубых цилиндрических передач

- *При работе косозубой передачи зубья входят в зацепление не сразу по всей длине, как в прямозубой, а постепенно; передаваемая нагрузка распределяется на несколько зубьев. В результате по сравнению с прямозубой повышается нагрузочная способность, увеличивается плавность работы передачи и уменьшается шум.*
- *С увеличением угла наклона  $\beta$  линии зуба плавность зацепления и нагрузочная способность передачи увеличиваются, но при этом увеличивается и осевая сила  $F_a$ , что нежелательно.*

*Поэтому в косозубых передачах принимают угол  $\beta \approx 8...20^\circ$ , в шевронных до  $\beta \approx 40^\circ$*

### 3.7. ОСОБЕННОСТИ ГЕОМЕТРИИ И РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

*Конические зубчатые эвольвентные передачи предназначены для передачи вращательного движения между валами, геометрические оси которых пересекаются.*

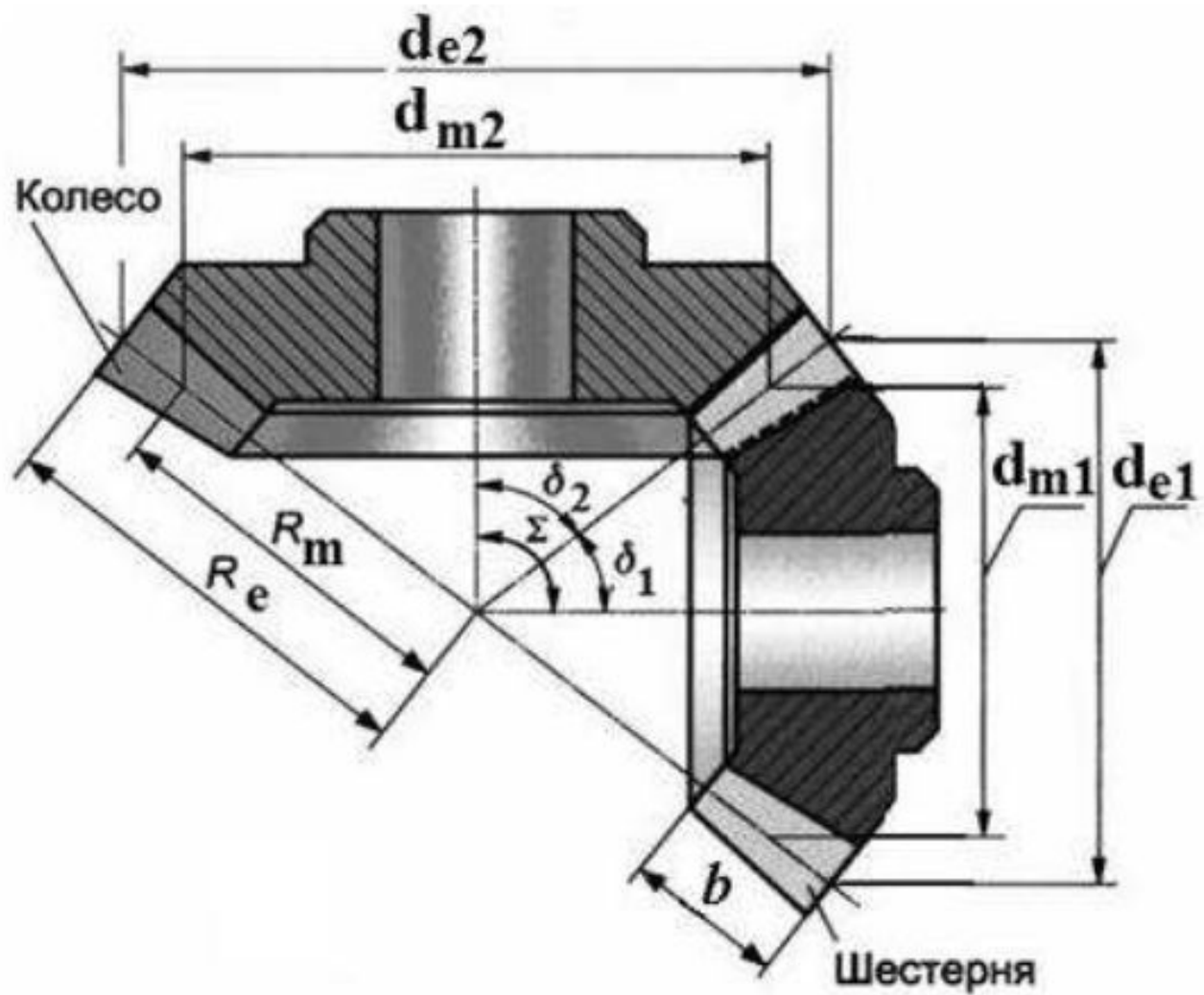
*Наиболее часто угол между осями валов составляет  $90^\circ$ , передачи с таким углом принято называть **ортогональными**.*

*Переменные размеры сечения зубьев колес в конической передаче по длине обуславливают **большую трудность изготовления** (отсюда ниже точность) и меньшую несущую способность передачи (в среднем на 15%).*

*Конусная образующая поверхность зубчатого венца вызывает **появление осевых сил** на валах передачи, что является причиной усложнения конструкции опор и всей передачи в целом.*

*Конус, аналогичный начальному цилиндру цилиндрического колеса, называют **начальным конусом**.*

*Угол между осью начального конуса и его образующей называют углом **начального конуса** ( $\delta_1$  – угол начального конуса ведущего колеса;  $\delta_2$  – угол начального конуса ведомого колеса).*



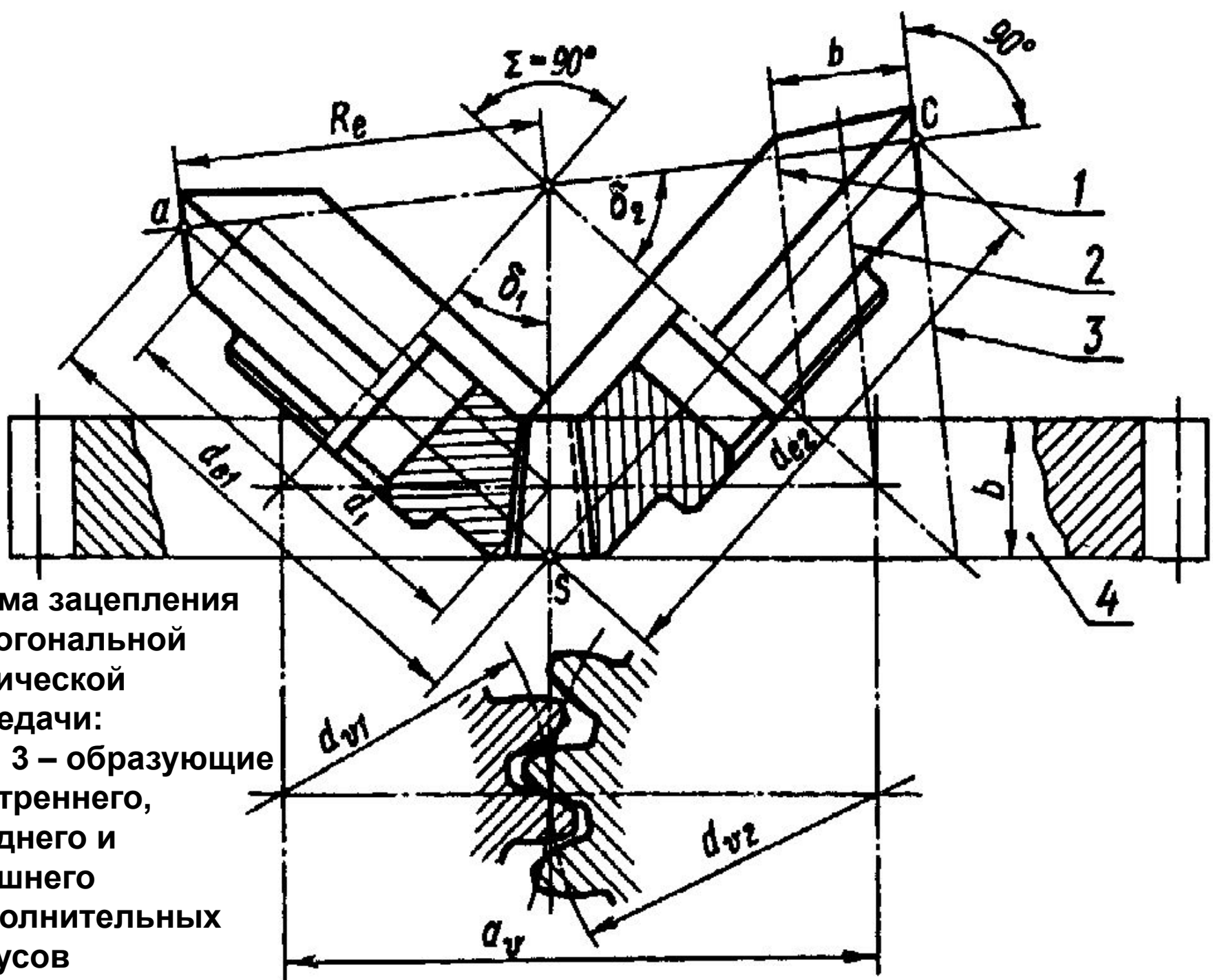
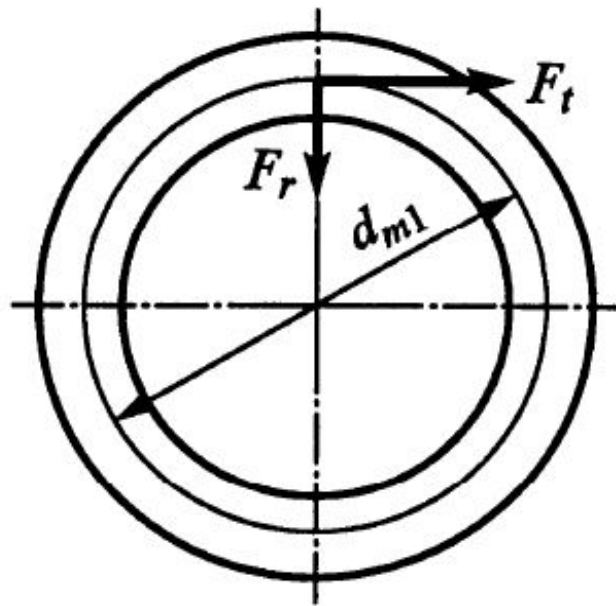
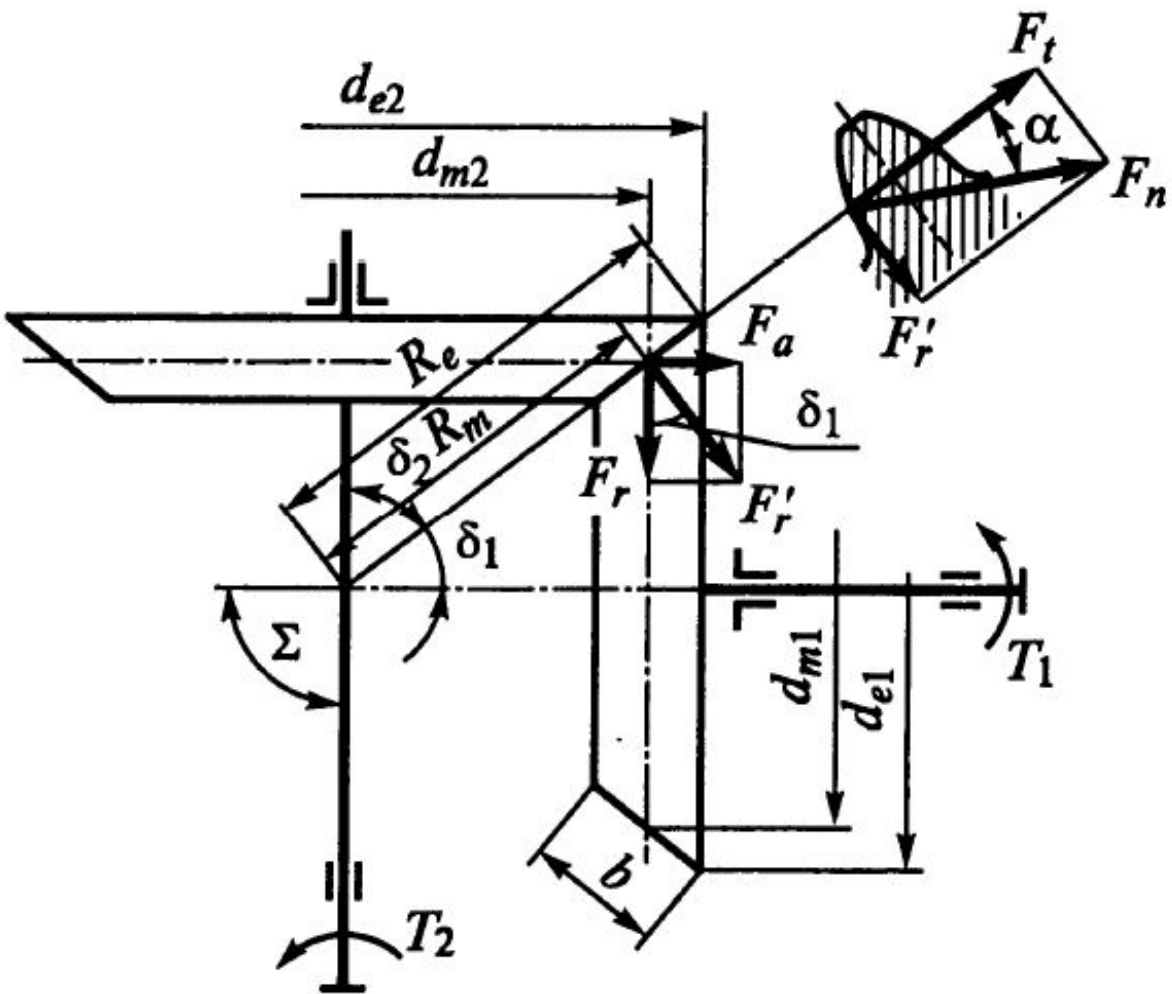


Схема зацепления  
 ортогональной  
 конической  
 передачи:  
 1, 2, 3 – образующие  
 внутреннего,  
 среднего и  
 внешнего  
 дополнительных  
 конусов



**Дополнительные конусы** – конусы, образующая которых перпендикулярна образующей начального конуса.

У зубчатого колеса 2 дополнительных конуса – внешний, наиболее удаленный от точки пересечения осей колес и внутренний, расположенный ближе к этой точке.

**Ширина зубчатого венца конического колеса ( $b$ )** – часть образующей делительного конуса колеса между дополнительными конусами.

Сечение зубьев по поверхности дополнительного конуса называют **торцевым сечением**.

Различают внешнее, среднее и внутреннее торцевые сечения.

**Для передач с прямыми и косыми зубьями стандартизуются и в конструкторской документации указываются относящиеся к внешнему торцевому сечению параметры, но в расчетах используются параметры, относящиеся к среднему (медиальному) торцевому сечению.**

**Для передач с круговым зубом расчетные и конструктивные ( в том числе стандартизованные) параметры относятся к среднему (медиальному) торцевому сечению.**

Расстояние от вершины делительного конуса до пересечения его образующей с образующей внешнего дополнительного конуса называют **внешним конусным расстоянием ( $R_e$ )**, а расстояние от вершины делительного конуса до пересечения его образующей с образующей среднего (медиального) дополнительного конуса называют **медиальным конусным расстоянием ( $R$ )**.

Для сопряженных (находящихся в зацеплении) зубчатых колес

$$\begin{aligned} R_{e1} &= R_{e2} \text{ и} \\ R_1 &= R_2. \end{aligned}$$

*Передаточное число* определяется, как и у цилиндрических передач:

$$u = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Выразив  $d_1$  и  $d_2$  через конусное расстояние  $R$  и углы делительных конусов  $\delta_1$  и  $\delta_2$ , получим

$$u = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} \text{ и при } \Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ \quad u = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1.$$



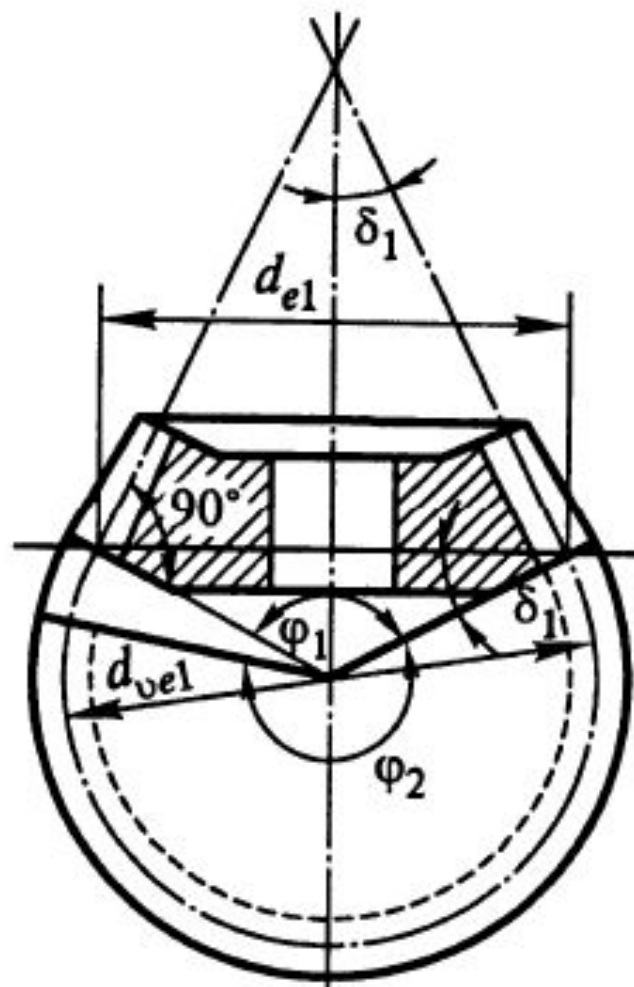
**Приведение прямозубого конического колеса к эквивалентному прямозубому цилиндрическому.** Для упрощения расчётов конических колёс последние мысленно заменяют эквивалентными цилиндрическими колёсами, начальные окружности которых представляют собой развёртки средних дополнительных конусов. Диаметры эквивалентных колёс

$$d_{ve1} = \frac{d_{e1}}{\cos \delta_1}; \quad d_{ve2} = \frac{d_{e2}}{\cos \delta_2}.$$

Выражая диаметры через  $z$  и  $m$ , запишем  $z_{v1}m_e = \frac{z_1 m_e}{\cos \delta_1}$  или числа

зубьев эквивалентных колёс

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}, \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}.$$



**Рис. 4.2. Сечение  
конического зубчатого  
колеса дополнительным  
конусом**

## Силы в прямозубой конической передаче

Силы в конической зубчатой передаче обычно приводятся к плоскости срединного сечения зубчатого венца.

Соотношения между силами, действующими на зубе шестерни будут следующими:

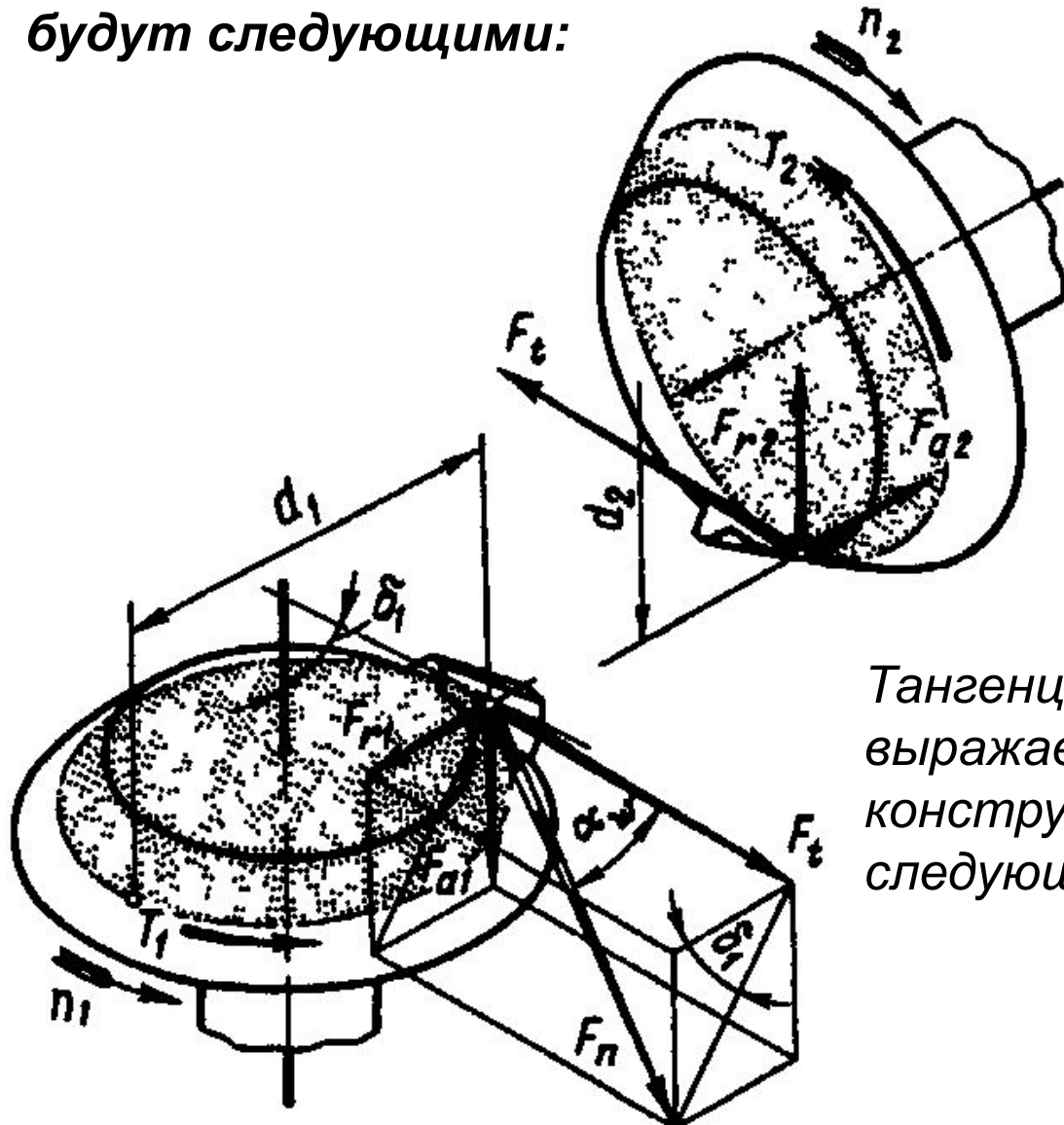
$$F_{r1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1$$
$$F_{a1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1$$

А силы на колесе выражаются через силы на шестерне

$$F_{r2} = F_{a1}$$
$$\text{и } F_{a2} = F_{r1}.$$

Тангенциальная составляющая выражается в этом случае с помощью конструктивных параметров передачи следующим образом:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{\eta \cdot d_2}$$



При проектном расчете конических зубчатых передач в первую очередь вычисляют **внешний делительный диаметр** зубчатого колеса, поскольку именно он определяет в конечном итоге максимальный габаритный размер передачи.

$$d_{e2} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_{H\beta} u}{[\sigma]_H^2 \cdot v_H}}$$

где  $K_d = 165$  – вспомогательный коэффициент;

$T_2$  – вращающий момент на зубчатом колесе (на выходном валу), Нм;

$K_{H\beta}$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба, зависящий от твердости поверхностей зубьев и характера закрепления валов, несущих зубчатые колеса передачи;

$[\sigma]_H$  – допускаемые контактные напряжения для материалов из которых изготовлены зубчатые колеса;

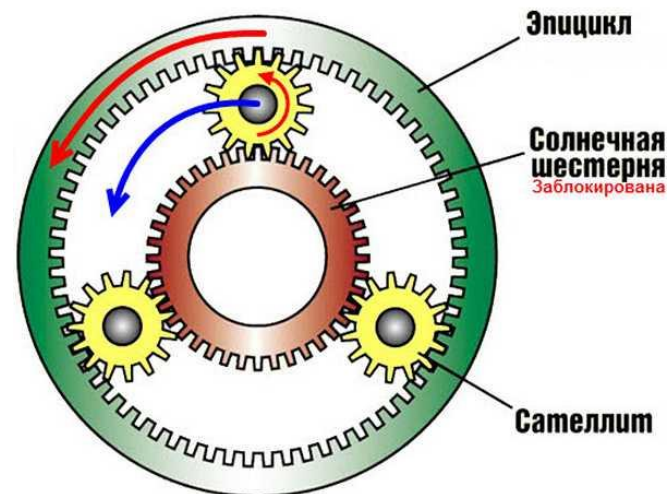
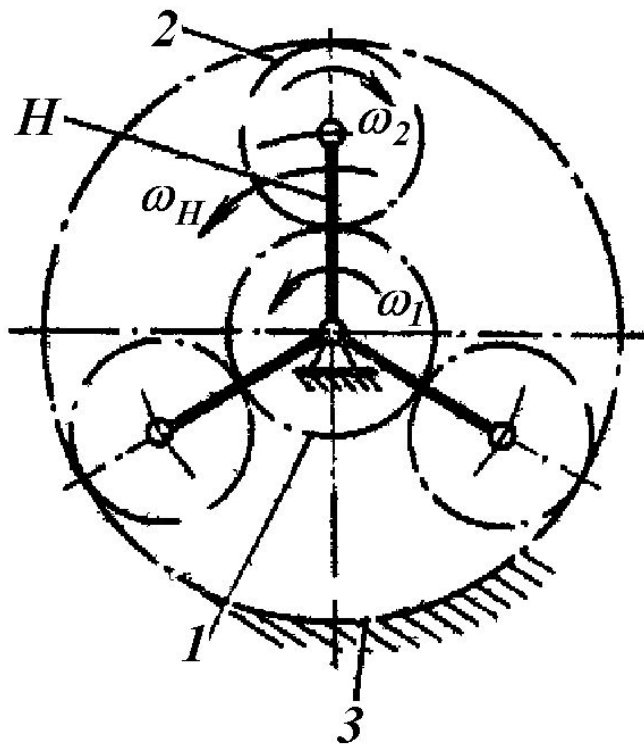
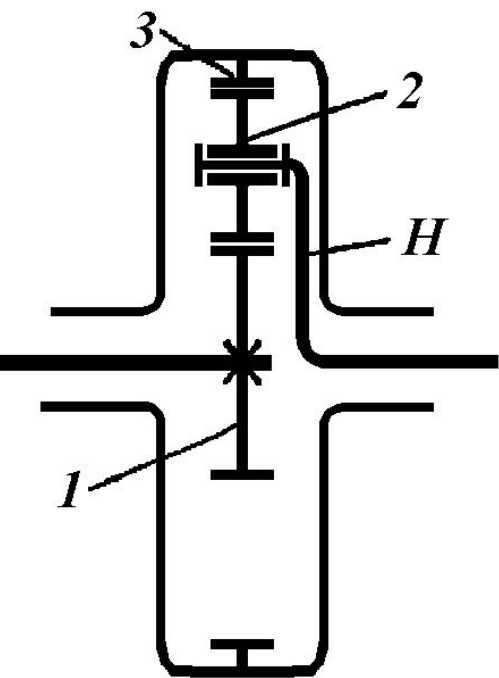
$v_H$  – коэффициент, учитывающий ослабление зубьев конической передачи по сравнению с цилиндрической, для прямозубой конической передачи  $v_H = 0,85$ ;

$u$  – необходимое передаточное число конической зубчатой передачи

Полученное значение внешнего делительного диаметра колеса следует округлить до ближайшего стандартного значения.

## 3.8. ДРУГИЕ ТИПЫ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

**Планетарной** называется передача вращательного движения, имеющая в своём составе зубчатые колёса с перемещающимися геометрическими осями.



Планетарная передача (кинематическая схема):

1 – солнечное колесо;

2 – сателлит;

3 – эпицикл;  $H$  – водило.

**Простой планетарный ряд** это простейшая планетарная передача, включающая одно солнечное колесо, один эпицикл и одно водило. Главной кинематической характеристикой простого планетарного ряда является его кратность

$K = z_3/z_1$ , где  $z_3$  – количество зубьев эпицикла;  
а  $z_1$  – количество зубьев солнечного колеса.

***Кратность простого планетарного ряда равна передаточному числу обращённой передачи - передачи от солнечной шестерни к эпициклу при заторможенном водиле.***

По количеству планетарных рядов планетарные передачи бывают одно-, двух-, и многорядные. Число центральных колёс обозначается цифрой и буквой **К**, далее в обозначении передачи через тире указывается число водил, равное количеству планетарных рядов, и буква **Н** (цифра 1 в обозначении опускается).

Согласно этой классификации представленная на рис. кинематическая схема будет соответствовать передаче **2К-Н**.

Планетарный ряд, у которого ни одно из звеньев не соединено со стойкой, называют **дифференциальным**.

Он обладает двумя степенями свободы, то есть требует для однозначного характера движения всех своих звеньев подвода движения извне к двум из этих звеньев.

Если же в планетарном дифференциальном механизме одно из звеньев соединить со стойкой (сообщить ему постоянную скорость вращательного движения равную 0 радиан в секунду), то **дифференциальный** механизм **превращается в передачу**.

Связывание со стойкой (или между собой) разных звеньев дифференциального планетарного ряда ведёт к изменению передаточного числа планетарной передачи.

Применив этот приём к простому планетарному ряду, можно получить **7 вариантов передачи** с различными передаточными отношениями, представленными в таблице.

**Таблица. Варианты передаточных отношений простого планетарного ряда**

<b>№ п/п</b>	<b>№ входного звена</b>	<b>№ выходного звена</b>	<b>№ заторможенного звена</b>	<b>Передаточное отношение <math>i</math></b>
<b>1</b>	<b>1</b>	<b>3</b>	<b>H</b>	<b>-K</b>
<b>2</b>	<b>3</b>	<b>1</b>	<b>H</b>	<b>-1/K</b>
<b>3</b>	<b>1</b>	<b>H</b>	<b>3</b>	<b>1+K</b>
<b>4</b>	<b>3</b>	<b>H</b>	<b>1</b>	<b>1+1/K</b>
<b>5</b>	<b>H</b>	<b>1</b>	<b>3</b>	<b>1/(1+K)</b>
<b>6</b>	<b>H</b>	<b>3</b>	<b>1</b>	<b>1/(1+1/K)</b>
<b>7</b>	<b>1</b>	<b>H</b>	<b>-</b>	<b>1</b>



## Преимущества:

- 1) **уменьшение габаритов** трансмиссии;
- 2) **высокую надежность** работы (сохранение работоспособности даже при потере нескольких зубьев на одном из центральных колёс);
- 3) **высокий КПД** при относительно больших передаточных числах;
- 4) **отсутствие поперечной нагрузки** на основных валах;
- 5) **возможность изменения передаточного числа** без вывода зубчатых колёс из зацепления;
- 6) **возможность отсоединения вала двигателя от трансмиссии** при использовании фрикционов коробки передач (коробка передач одновременно выполняет роль главного фрикциона);
- 7) мало шума;
- 8) **высокую скорость переключения передач**, способствующую повышению темпа движения машины.

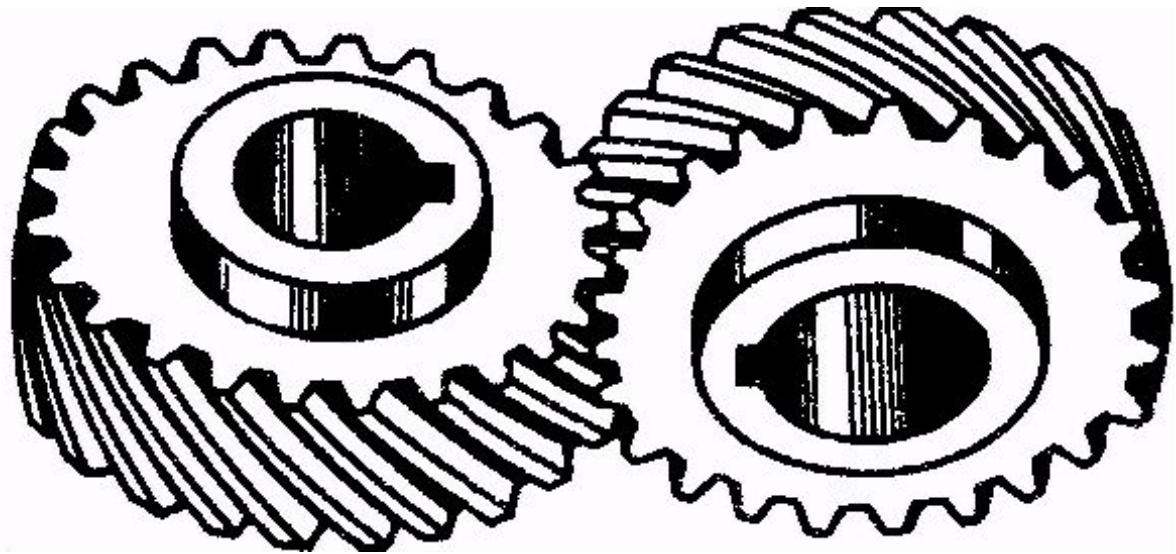
## Недостатки планетарных передач:

- 1) необходимость **повышенной точности** изготовления вследствие наличия избыточных связей (наличия «лишних» сателлитов);
- 2) **резкое снижение КПД** при больших передаточных числах.

## **Винтовая зубчатая передача**

**В связи с точечным контактом и большим скольжением в зацеплении склонны - к быстрому износу и заеданию даже при небольших нагрузках.**

**Их применяют, главным образом, в кинематических цепях приборов.**



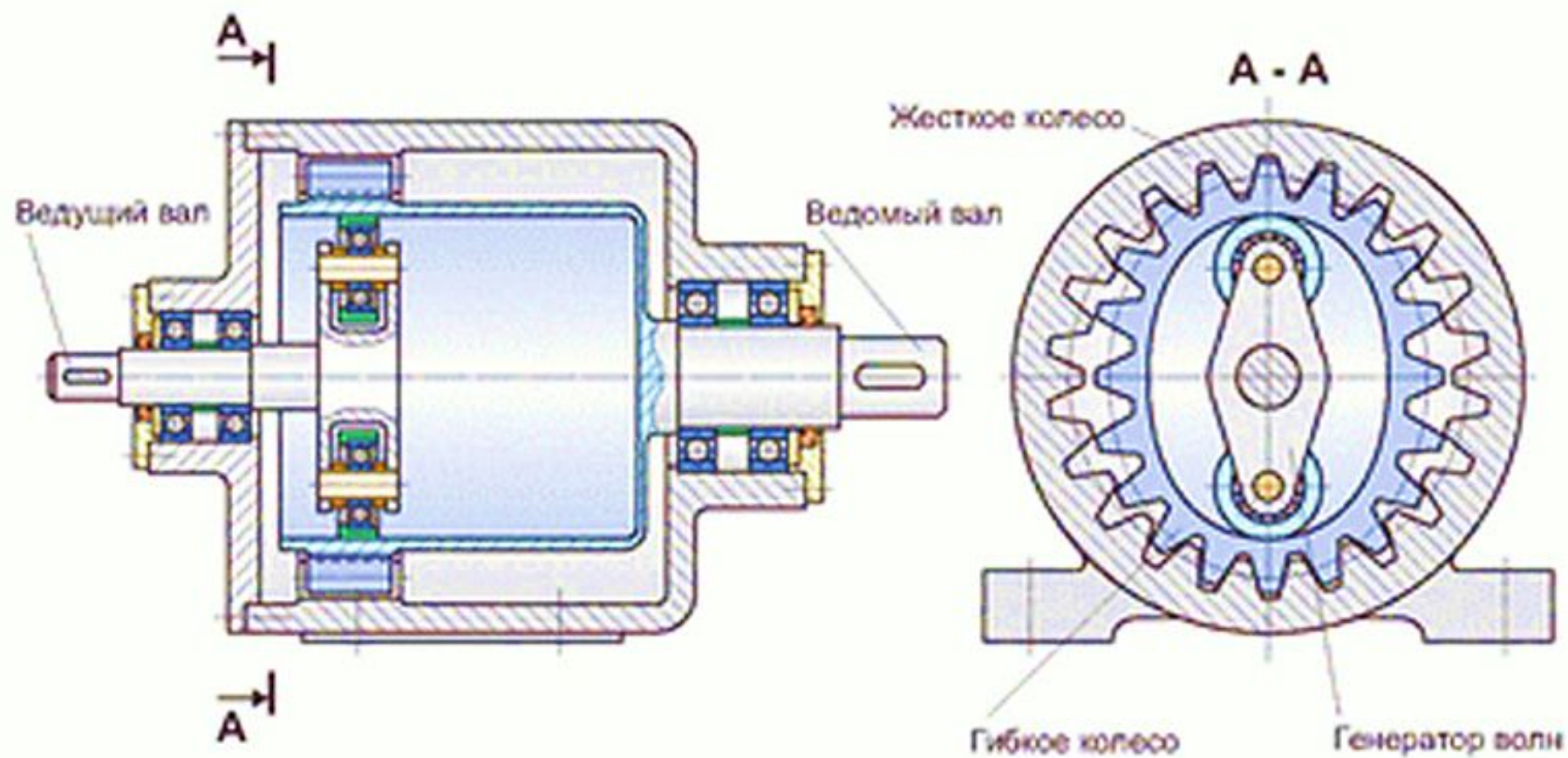
# Волновые зубчатые передачи

*Волновыми называют механические передачи, включающие контактирующие между собой гибкое и жёсткое звенья и обеспечивающие передачу и преобразование движения за счёт деформирования гибкого звена.*

***Передача была запатентована американским инженером Массером в 1959 г.***

*В волновых передачах в зацеплении всегда несколько пар зубьев, которые ещё и перемещаются по окружности, за счёт чего достигается огромное передаточное отношение (обычно  $U$  60 ÷ 300, известны конструкции с  $U > 1000$ ).*

## ВОЛНОВОЙ РЕДУКТОР С РОЛИКОВЫМ ГЕНЕРАТОРОМ ВОЛН



*Волновые передачи имеют меньшие массу и габариты, большую кинематическую точность, меньший мёртвый ход, высокую вибропрочность за счёт демпфирования колебаний, создают меньший шум.*

*При необходимости такие передачи позволяют передавать движение в герметичное пространство.*

*К недостаткам волновых передач относятся:*

- ограниченные обороты ведущего вала (во избежание больших центробежных сил инерции);*
- мелкие модули зубьев (1,5 – 2 мм);*
- дорогостоящее и весьма трудоёмкое изготовление гибкого колеса и генератора.*