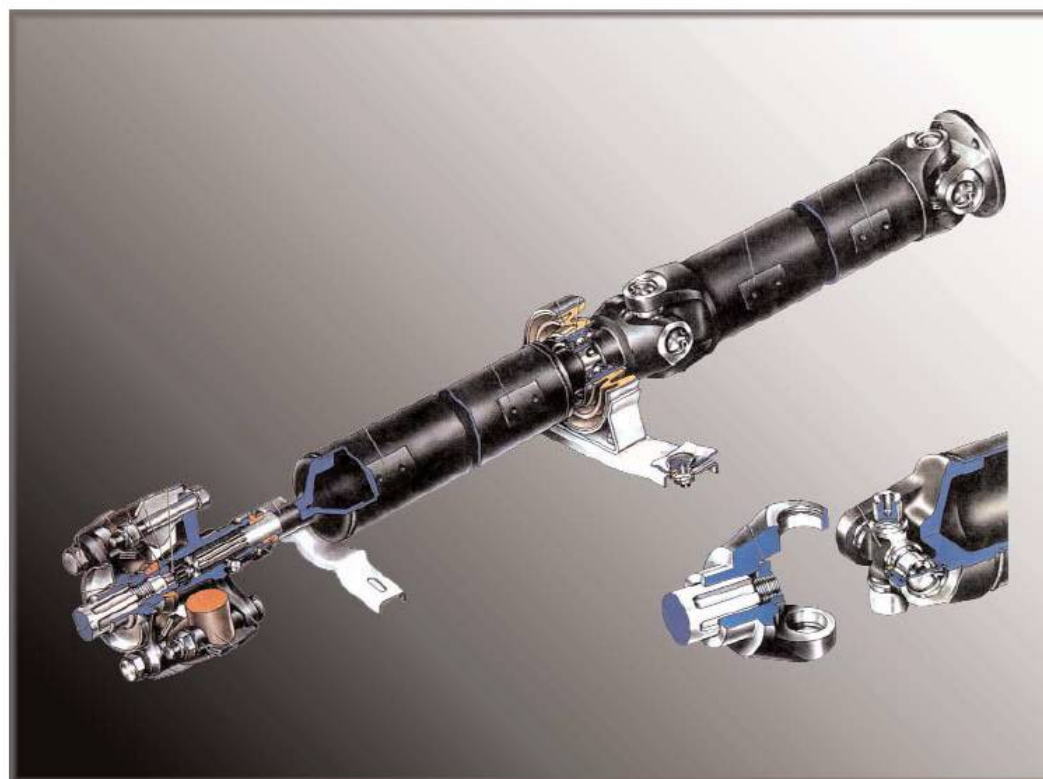


# Карданные передачи

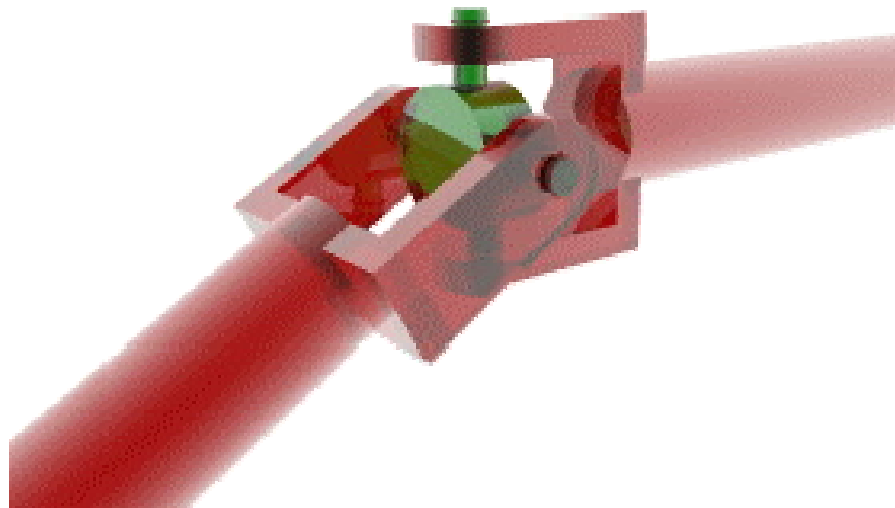
- Требования:
  - - передача  $M_k$  без создания дополнительных нагрузок в трансмиссии (изгибающих, скручивающих, вибрационных, осевых);
  - - возможность передачи  $M_k$  с обеспечением равенства угловых скоростей ведущего и ведомого валов;
  - - высокий КПД;
  - - бесшумность.



**4. Карданная передача**

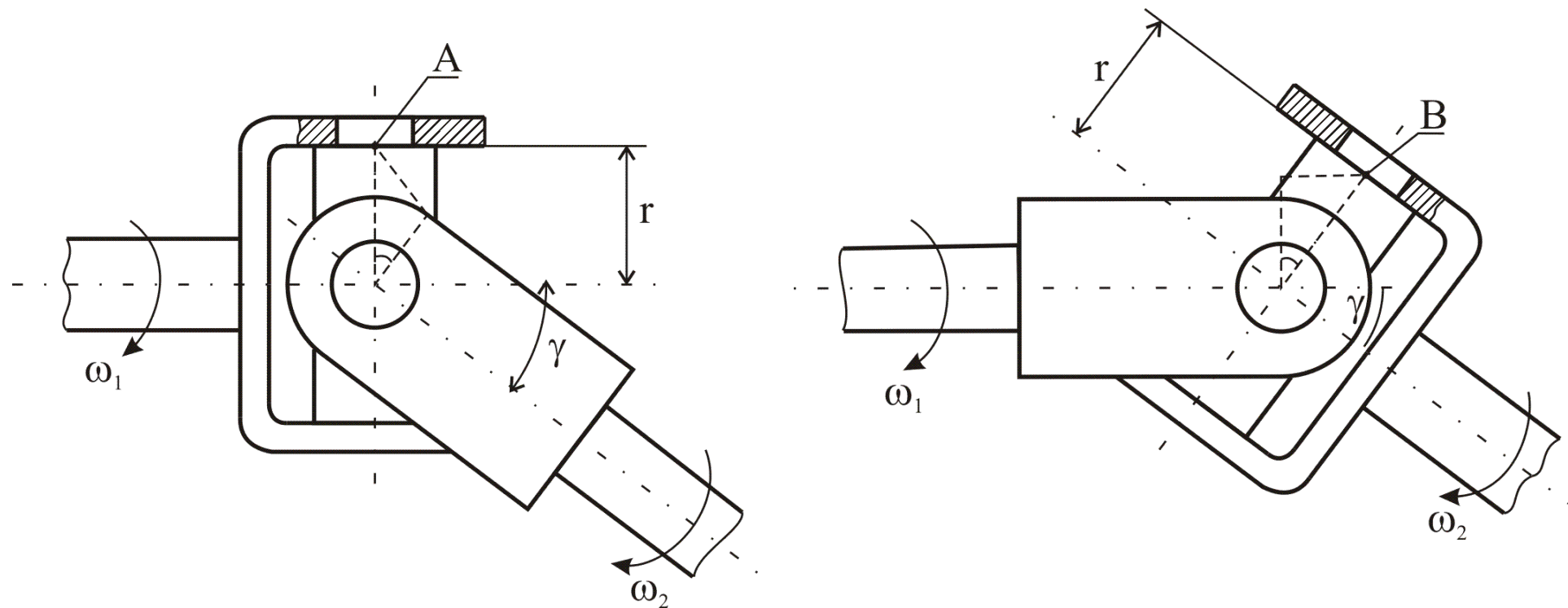
# Карданные передачи с шарнирами неравных угловых скоростей

- Карданный шарнир включает в себя две вилки и крестовину. Вилки могут покачиваться относительно шипов крестовины, что дает возможность передавать крутящий момент от одного вала к другому при угловом несовпадении их осей.



- Карданная передача имеет существенный недостаток — несинхронность вращения валов (если один вал вращается равномерно, то другой — нет), увеличивающуюся при увеличении угла между валами

- Рассмотрим два положения карданного шарнира, отличающиеся тем, что во втором случае ведущий вал повернут на  $90^{\circ}$  относительно его первоначального положения.



- Выразим мгновенную окружную скорость точки А через угловые скорости ведущего и ведомого валов.  $V_a = w_1 r = w_2 r \cos \gamma$ .
- Отсюда,  $w_2 = \frac{w_1}{\cos \gamma}$ .
- В положении, изображенном на следующем рисунке, мгновенная окружная скорость точки В равна:  $V_b = w_2 r = w_1 r \cos \gamma$ .

$$w_2 = w_1 \cos \gamma.$$

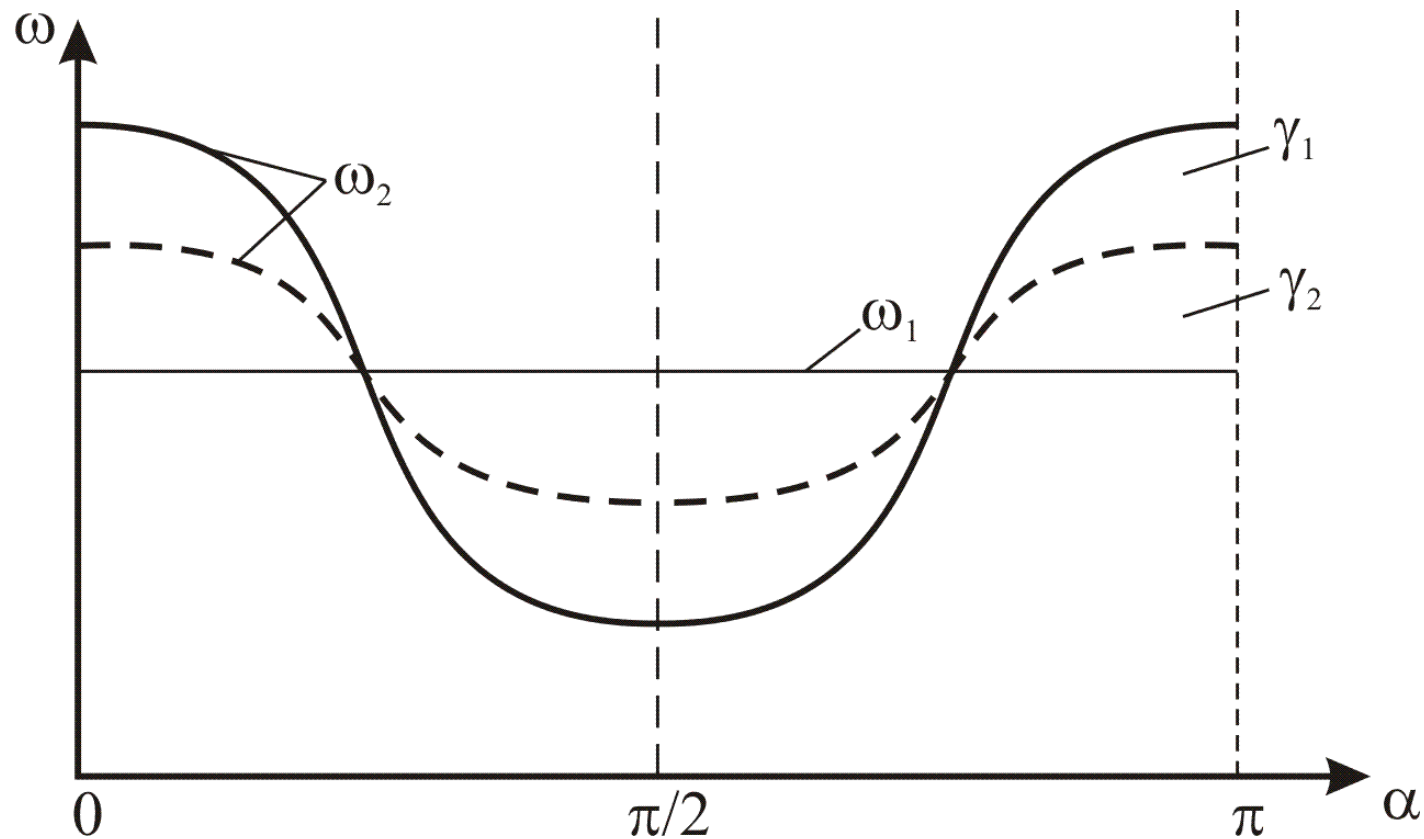
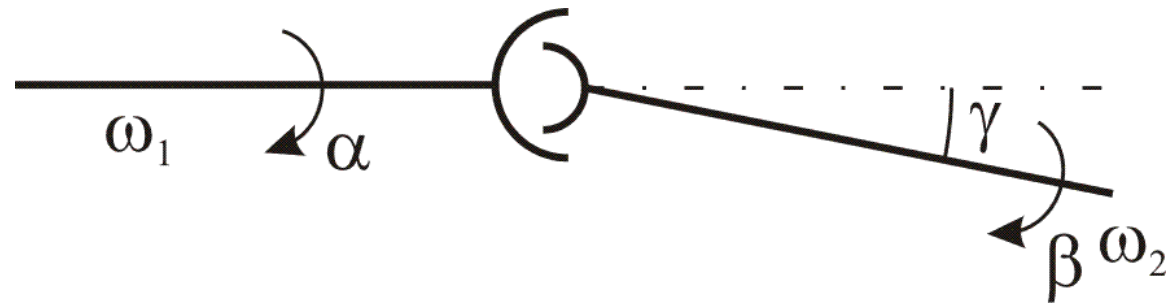
- При повороте ведущего вала еще на  $90^0$  мгновенная угловая скорость ведомого вала опять станет равной

$$w_2 = \frac{w_1}{\cos \gamma}.$$

- Таким образом, за период  $180^0$  или  $\pi$  угловая скорость ведомого вала изменяется в пределах

$$w_1 \cos \gamma \leq w_2 \leq \frac{w_1}{\cos \gamma}.$$

# Угловые скорости вращения валов

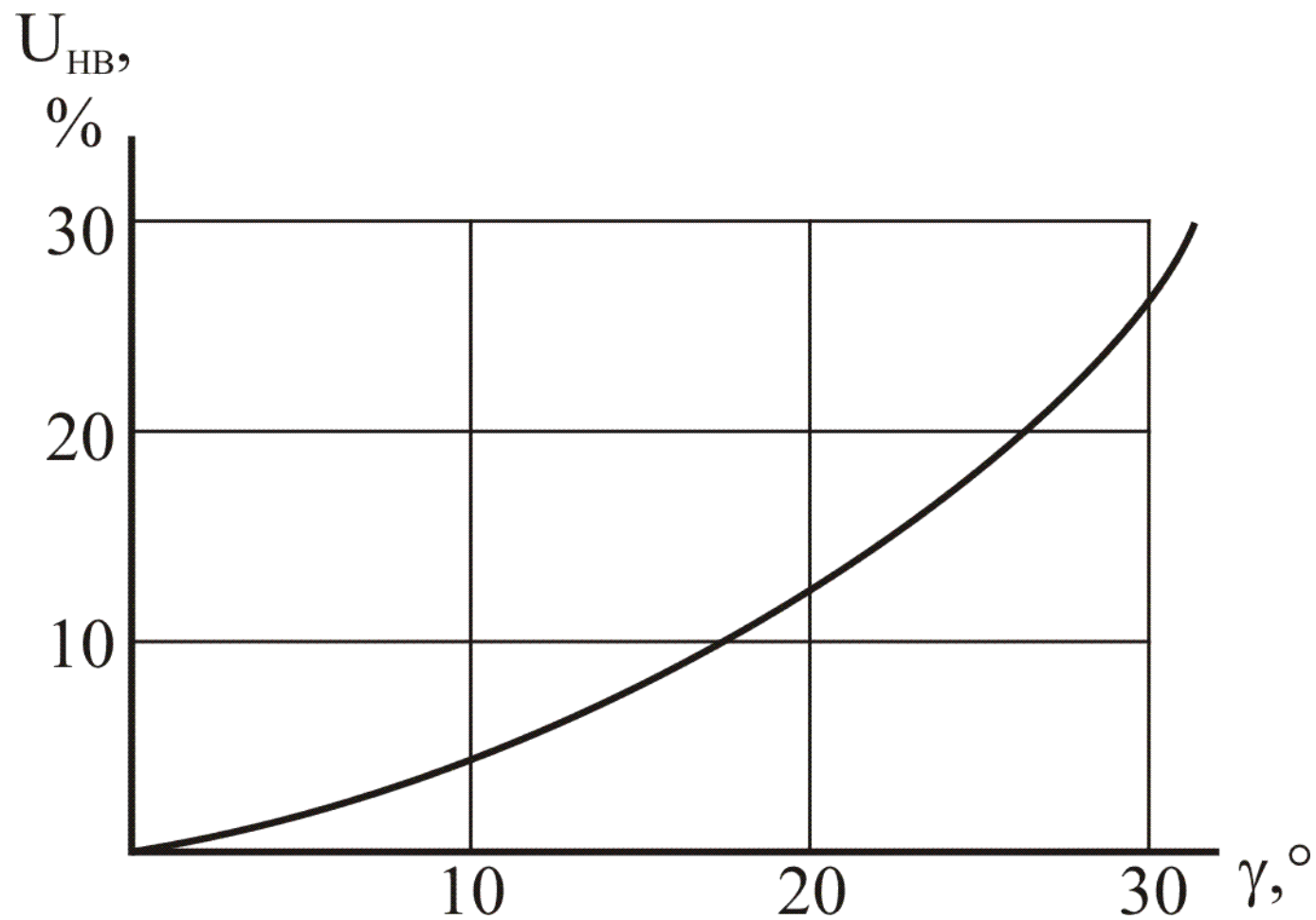




- Степень неравномерности вращения вала определяется коэффициентом неравномерности.

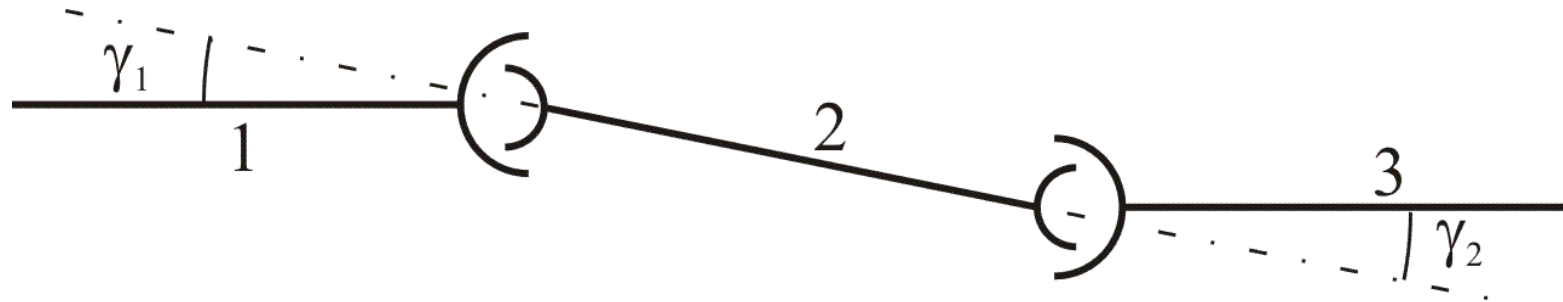
$$U_{н.в.} = \frac{w_{2\max} - w_{2\min}}{w_1} = \frac{\sin^2 \gamma}{\cos \gamma} = \frac{w_1 \left( \frac{1}{\cos \gamma} - \cos \gamma \right)}{w_1} = \frac{1 - \cos^2 \gamma}{\cos \gamma}.$$

# Зависимость коэффициента неравномерности от угла между валами

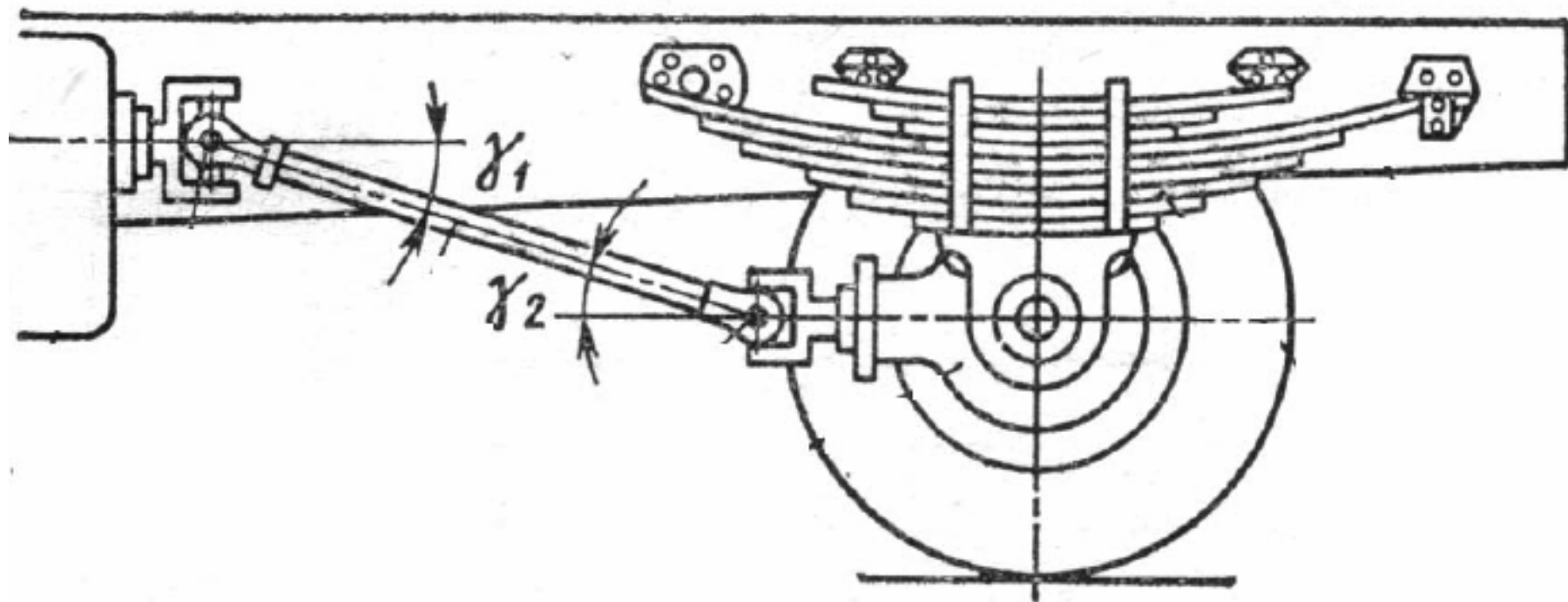


- Мощность, передаваемая карданной передачей, одинакова на ведущем и ведомом валах.
- Это означает, что пульсация угловой скорости ведомого вала будет вызывать синхронные изменения крутящего момента, что увеличивает динамическую нагруженность деталей трансмиссии.

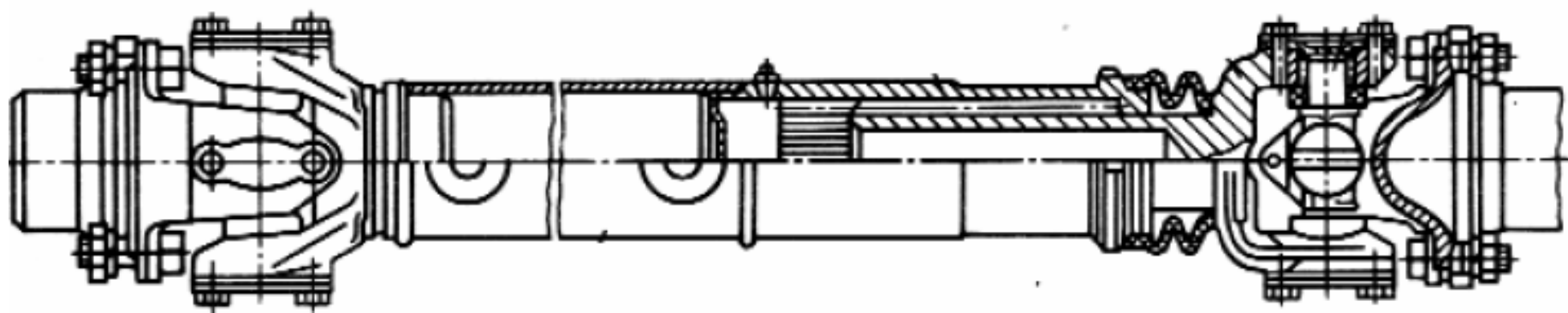
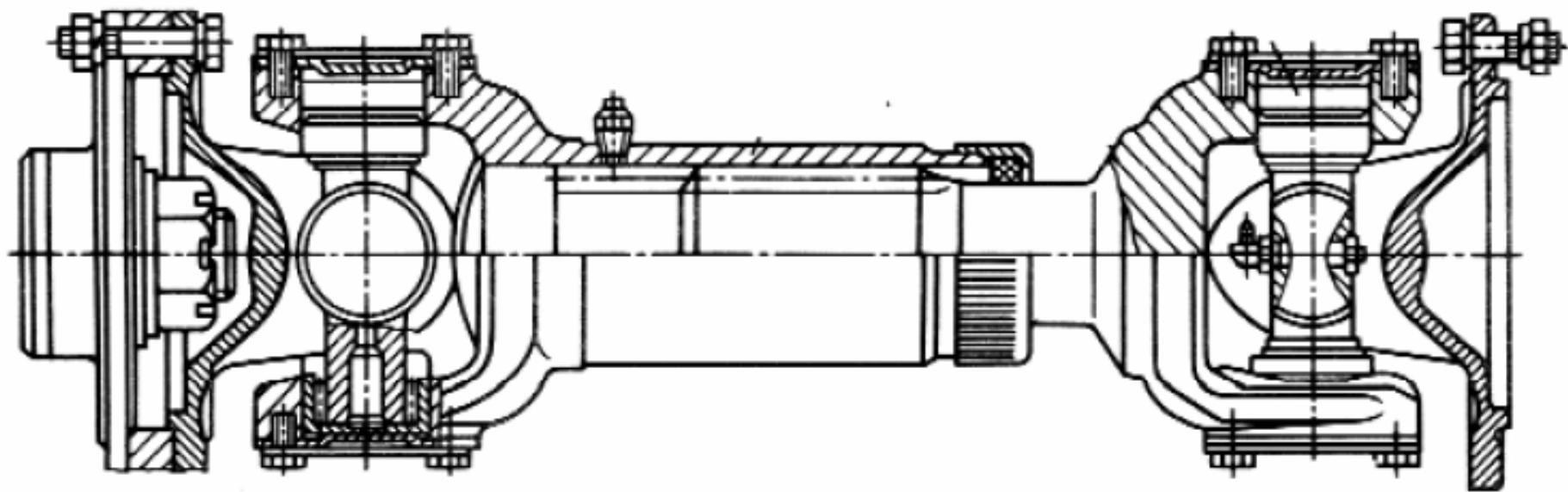
- Поскольку наличие в трансмиссии шарнира неравных угловых скоростей является причиной возникновения дополнительных динамических нагрузок, необходимо свести к минимуму последствия его применения. Равномерного вращения выходного вала передачи можно добиться, используя два карданных шарнира неравных угловых скоростей.
- В этом случае неравномерность частоты вращения, порождаемая первым шарниром, будет гаситься вторым при условии выполнения следующих требований:



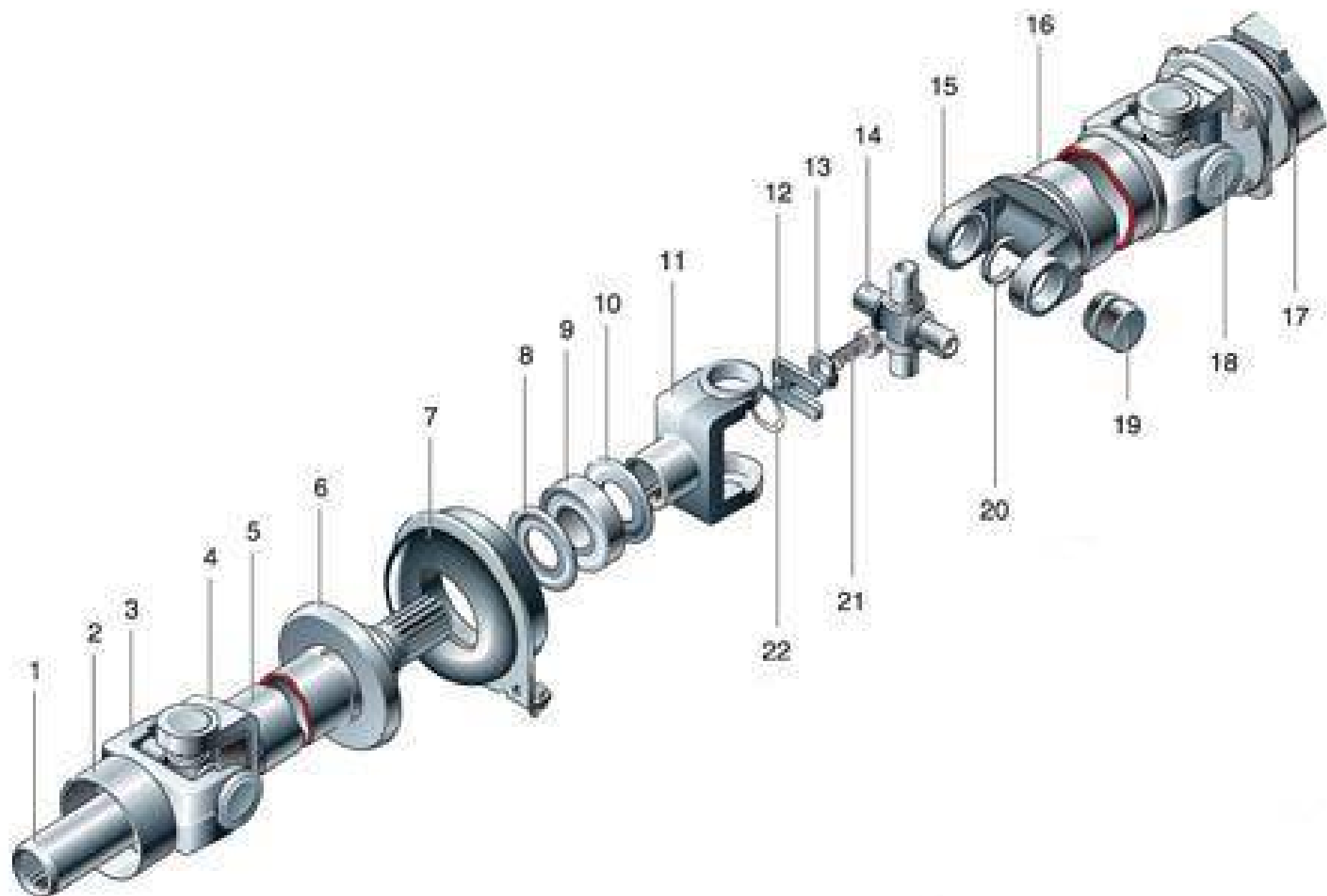
- Углы между валами 1 и 2 и 2 и 3 равны  $\gamma_1 = \gamma_2$ .
- Вторым шарнир повернут относительно первого на  $90^\circ$ , иначе вилки среднего вала должны лежать в одной плоскости. Это приведет к соответствующему сдвигу по фазе колебаний, порождаемых вторым шарниром и компенсации колебаний первого шарнира на выходном валу.
- Все валы карданной передачи должны лежать в одной плоскости

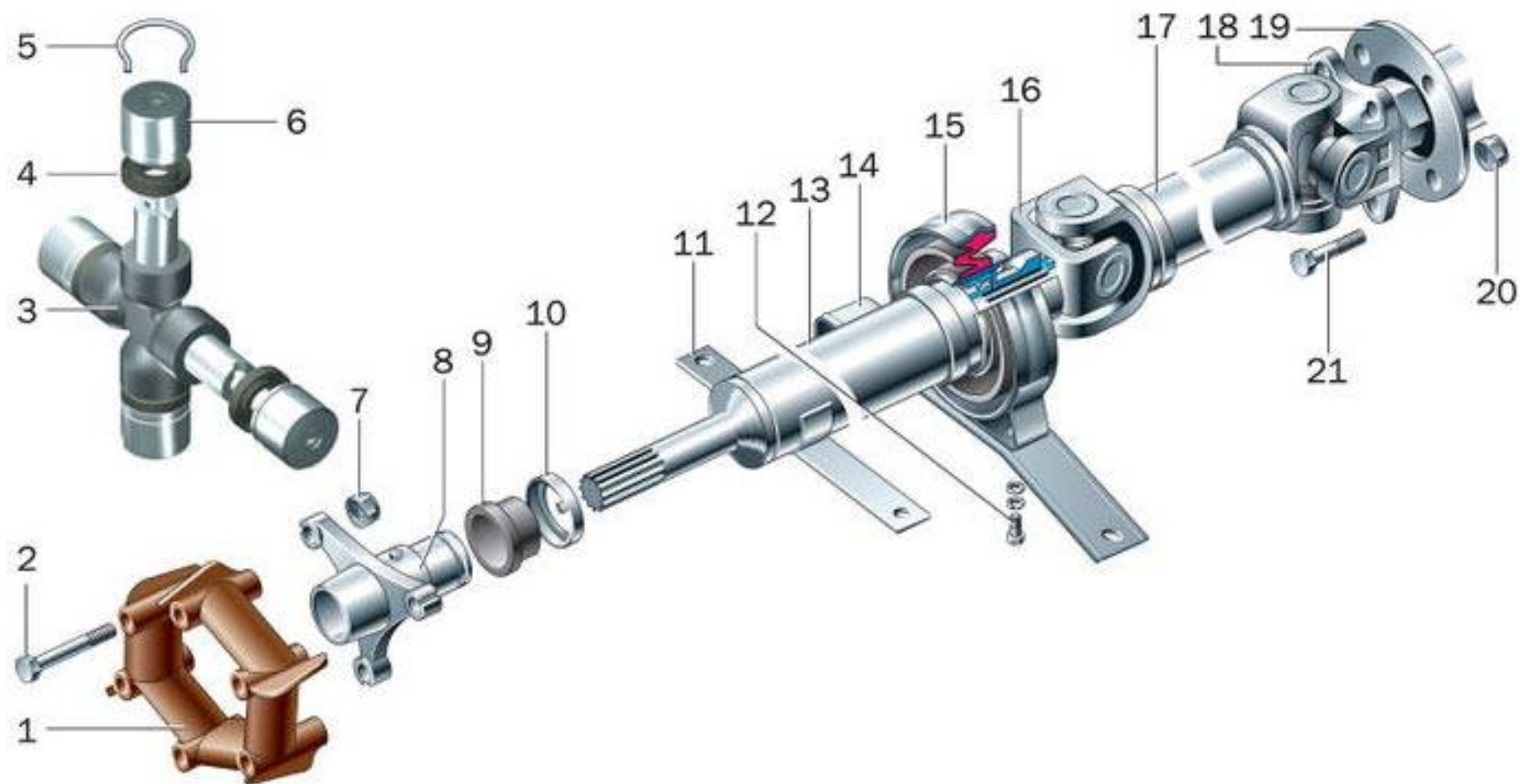


- Даже при соблюдении всех трех условий угловая скорость самого карданного вала будет неравномерной, что отрицательно сказывается на нагруженности трансмиссии. Необходимо уменьшать углы в карданных шарнирах, поскольку амплитуда колебаний им пропорциональна.
- Достигается за счет установки силового агрегата и ведущего моста с продольным наклоном.







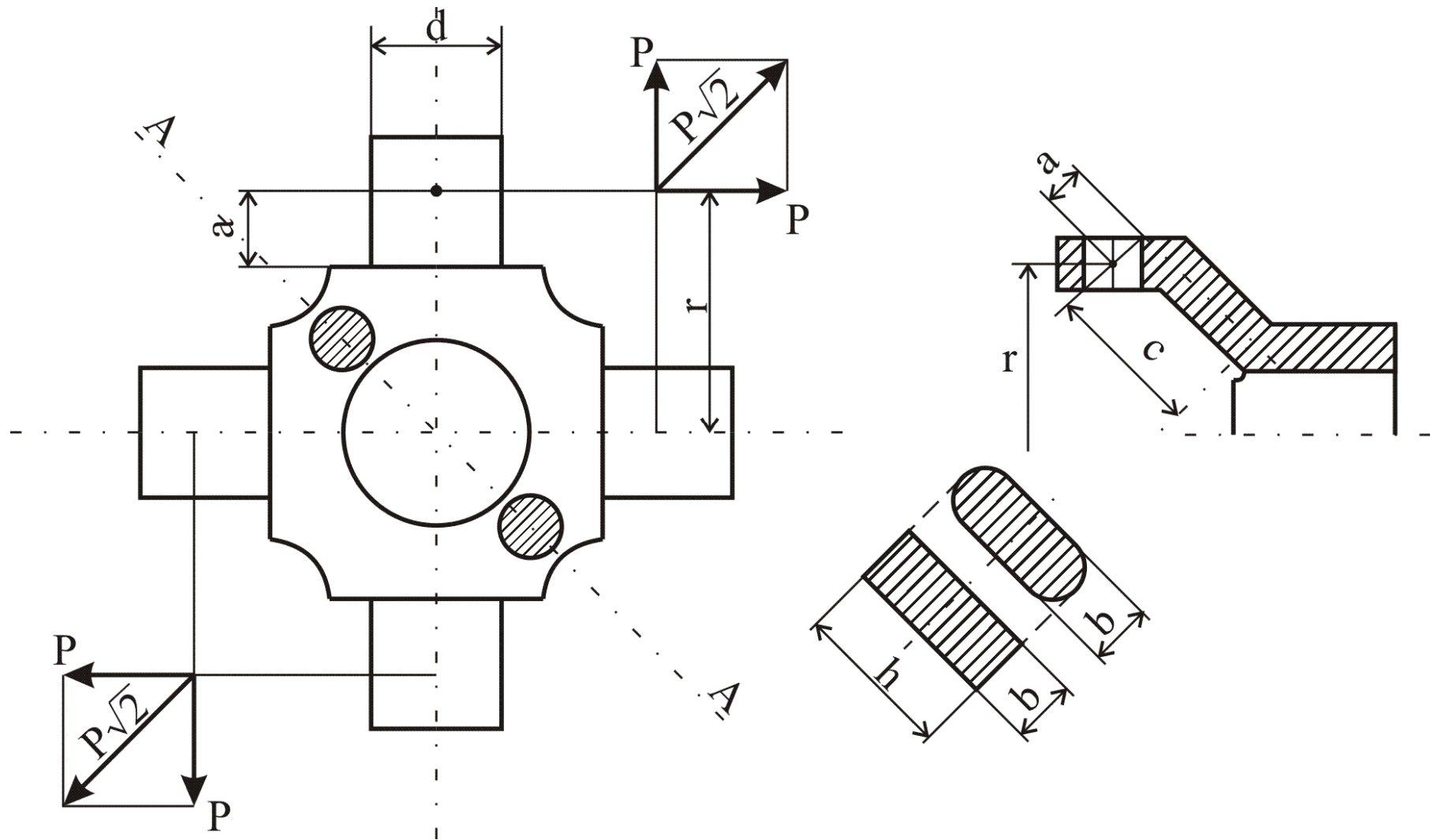


Устройство: 1 - эластичная муфта; 2 - болт крепления эластичной муфты к фланцу; 3 - крестовина; 4 - сальник; 5 - стопорное кольцо; 6 - подшипник крестовины; 7 - гайка; 8 - фланец эластичной муфты; 9 - сальник; 10 - обойма сальника; 11 - кронштейн безопасности; 12 - болт крепления кронштейна к промежуточной опоре; 13 - передний карданный вал; 14 - кронштейн промежуточной опоры; 15 - промежуточная опора; 16 - вилка переднего карданного вала; 17 - задний карданный вал; 18 - вилка заднего карданного вала; 19 - фланец ведущей шестерни главной передачи; 20 - гайка; 21 - болт крепления вилки.

# Нагрузки в карданных шарнирах

- Определяют нагрузки в крестовине ивилке
- Шип крестовины испытывает напряжения изгиба и среза
- $[\delta_{и}] = 300 \text{ МПа}$      $[\tau] = 60 \dots 80 \text{ МПа}$
- Тело крестовины работает на разрыв  $[\delta_{р}] = 100 - 150 \text{ МПа}$
- Вилка испытывает изгиб и кручение
- $[\delta_{и}] = 60 \dots 80 \text{ МПа}$      $[\tau] = 120 \dots 150 \text{ МПа}$

# Расчетная схема для определения нагрузок в крестовине и вилке



## К расчету вилки на прочность

- $W_u = \frac{bh^2}{6}$  – для прямоугольного сечения;
- $W_u = \frac{bh^2}{10}$  – для эллиптического сечения.
- $W_{кр} = \alpha h b^2$  – прямоугольное;
- $W_{кр} = \alpha h^2 b / 5$  – эллиптическое.

$h/b$	1,0	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0
$\alpha$	0,208	0,231	0,239	0,246	0,258	0,267

# Расчет игольчатых подшипников крестовины

- Допустимая нагрузка на игольчатые подшипники:

$$P_{\max} \leq 7900 \frac{z_u l_u d_u}{\sqrt[3]{(n_e / U_{mp \max}) \operatorname{tg} \gamma}},$$

- где  $z_u$  – число иглолок;
- $l_u$  – длина;
- $d_u$  – диаметр;
- $n_e$  – частота при  $M_{k \max}$ .
- Материал вилок сталь 35, 40, 45;  
крестовин 18 ХГТ, 20Х.

# КАРДАННЫЙ ВАЛ

- Особенность работы карданных валов автомобилей – наличие дополнительных нагрузок, обусловленных центробежными силами. Эти силы порождаются дисбалансом вала и пропорциональны квадрату частоты его вращения:
- $P_{ц} = m_{в}(e+f)w^2$
- Действие центробежных сил приводит к изгибу вала и увеличению его несбалансированности. До определенной частоты вращения центробежная сила уравновешивается силой упругости, обусловленной изгибной жесткостью вала и не зависящей от скорости его вращения:
- $P_{ц} = C_{и}f$



- При критической частоте центробежная сила превышает силу упругости и прогиб вала теоретически неограниченно возрастает.
- Определение критической частоты:

- - для полого вала: 
$$n_{кр} = \frac{12 \cdot 10^4 \sqrt{D^2 + d^2}}{l_v^2} \left[ \text{мин}^{-1} \right];$$

- - для сплошного вала: 
$$n_{кр} = \frac{12 \cdot 10^4 D}{l_v^2} \left[ \text{мин}^{-1} \right].$$

- $D, d, l_v$  – в [м].

- Работа карданной передачи на критической частоте недопустима:

- $n_{\max} < n_{кр}$  в 1,5...2 раза.

- Это означает, что необходимо обеспечить высокую изгибную жесткость вала. Высокая жесткость достигается изготовлением карданных валов из тонкостенных труб большого диаметра и ограниченной длины.
- Материал вала – сталь 15, 20,
- толщина стенки 2 мм – ВАЗ, 3,5 мм – КАМАЗ.

- Использование конструкционных материалов меньшей плотности существенно упрощает проблему повышения критической частоты вращения карданной передачи, поэтому применение композитных карданных валов считается перспективным (пример – карданный вал автомобилей BMW M-серии).

# Расчет карданной передачи

- Карданный вал рассчитывается на прочность и жесткость
- Напряжение кручения для полого вала

- $$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_p}; W_p = \frac{\pi D^3}{16} (1 - \alpha^4).$$

- $[ \tau_{кр} ] = 100 \dots 120 \text{ МПа.}$

- Для сплошного вала:

- $$W_p = \frac{\pi D^3}{16}.$$

- $[ \tau_{кр} ] = 300 \dots 400 \text{ МПа.}$

- Жесткость карданной передачи определяется по относительному углу ее закручивания

$$\theta = \frac{M_{k \max} U'_{tp \max} l_v}{Y_0 G} \frac{180}{\pi}.$$

- $Y_0 = \frac{\pi D^4}{32} (1 - \alpha^4)$ . - трубчатый вал.
- $Y_0 = \frac{\pi d_n^4}{32}$  - сплошной.
- G – модуль упругости при кручении
- $G = 8,5 \cdot 10^4$  МПа. Допускаемый угол 7...8 на
- 1 м длины вала.

- Шлицы карданной передачи рассчитываются на срез по основанию шлицев и на смятие по боковой поверхности
- $[\delta_{\text{см}}]=15\dots 20\text{МПа.}$
- $[\tau_{\text{ср}}]=25\dots 30\text{ МПа.}$

- Осевые нагрузки в карданной передаче возникают в шлицевом соединении. Осевые силы – одна из главных причин того, что долговечность карданных передач в 2...3 раза ниже долговечности основных агрегатов автомобиля.

- Осевая сила: 
$$P_x = \frac{4M_{k \max} U'_{mp \max} \mu}{d_{ш.н.} + d_{ш.в.}}$$

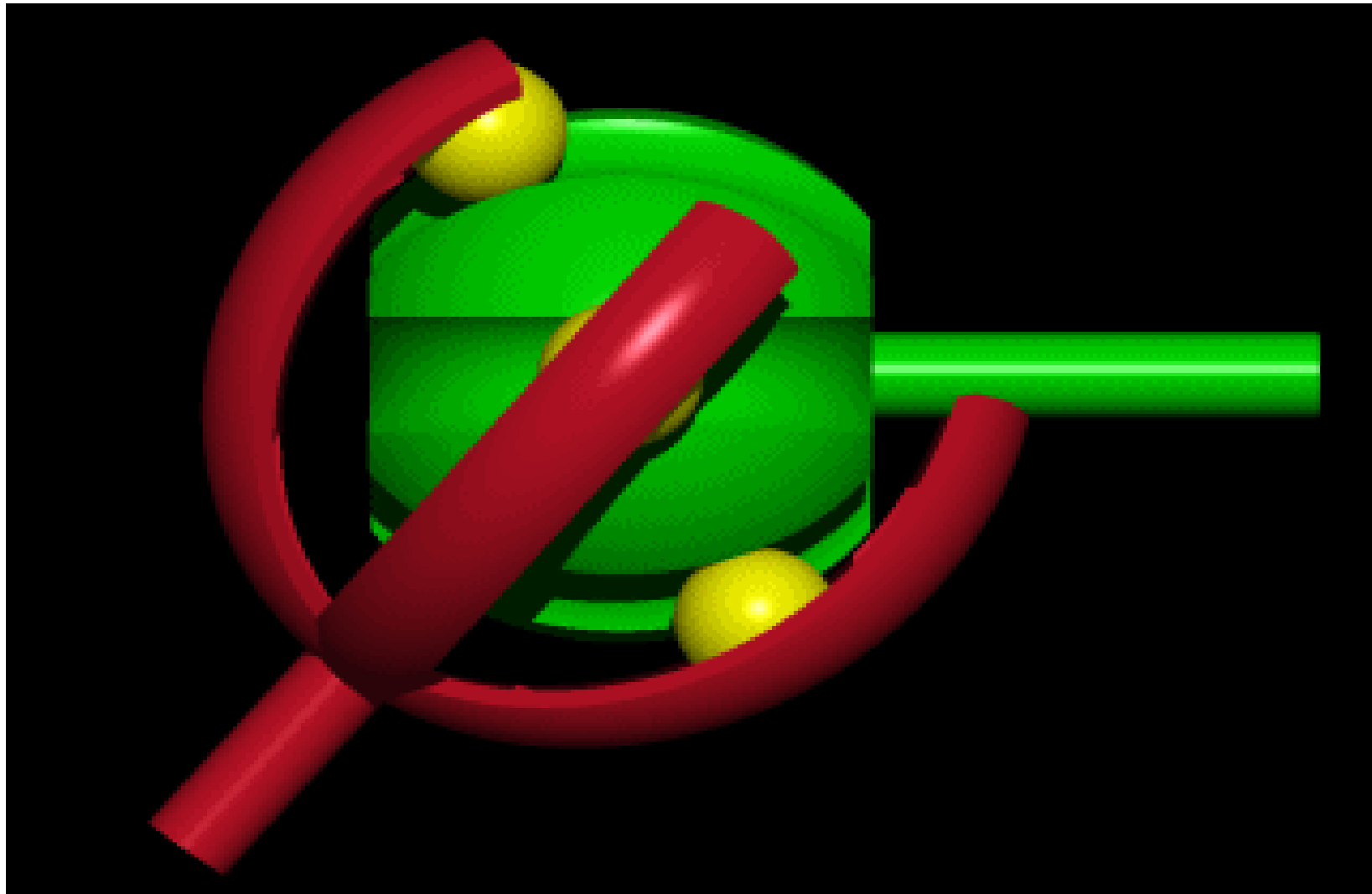
- $\frac{d_{ш.н.} + d_{ш.в.}}{4} = r_{cp}$  - средний радиус шлицевой части
-

# Шарниры равных угловых скоростей

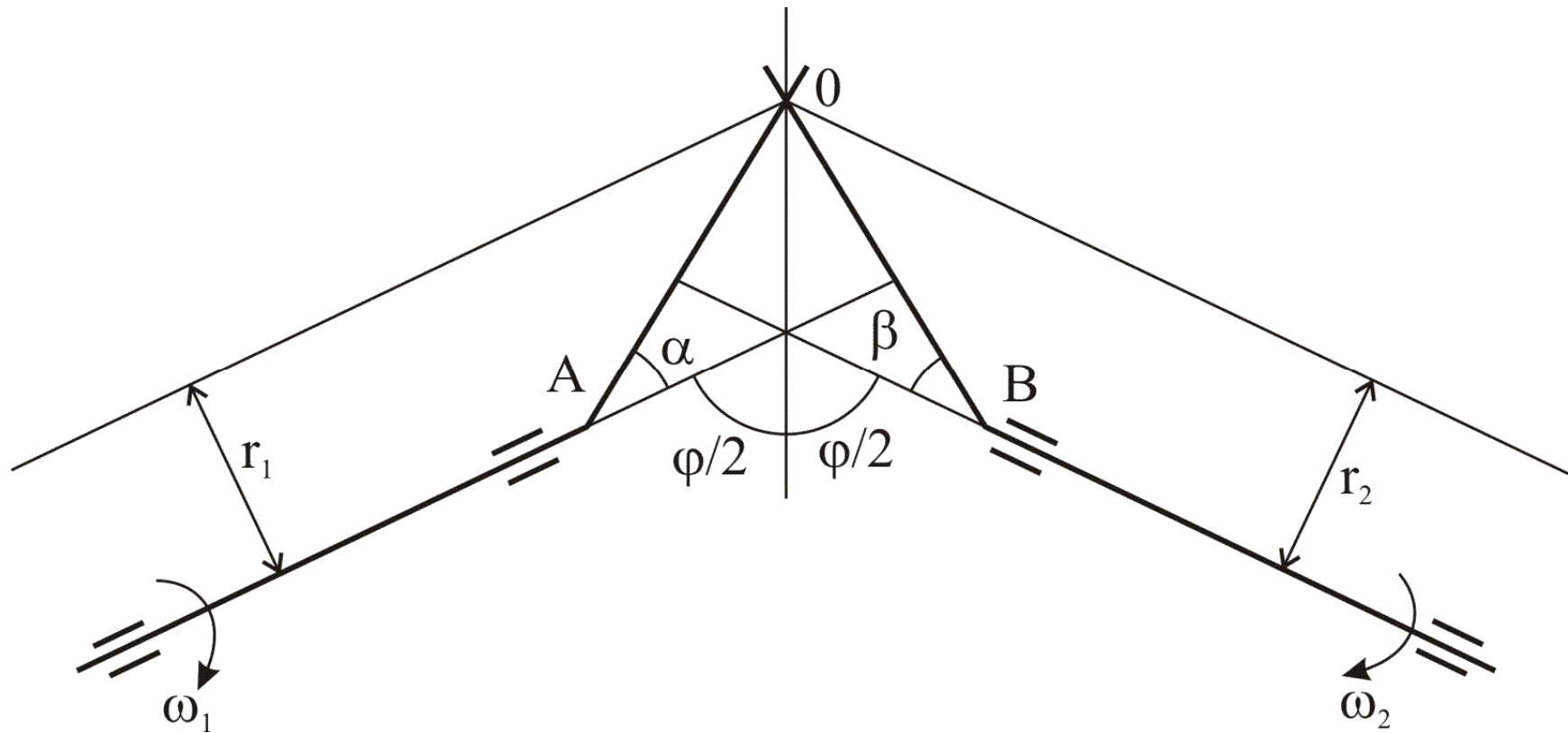
- Работа шарниров неравных угловых скоростей при больших углах между валами сопровождается рядом неприятных явлений: увеличением пульсаций крутящего момента, уменьшением КПД шарниров и их долговечности. Стремление избежать этих явлений заставляет конструкторов использовать в приводе ведущих управляемых колес более сложные и дорогие ШРУС



<http://autoustroistvo.ru/images/stories/Transmissija/kardannaya-peredacha/Sharnir-2.gif>



# Кинематика шарнира равных угловых скоростей



- В основе конструкции карданных передач с шарнирами равных угловых скоростей лежит принцип: точки контакта, через которые передаются окружные силы, должны находиться в биссекторной плоскости валов.

## Окружная скорость точки контакта O

$$V_0 = w_1 r_1; V_0 = w_2 r_2$$

$$w_1 r_1 = w_2 r_2$$

$$r_1 = AO \sin \alpha$$

$$r_2 = BO \sin \beta$$

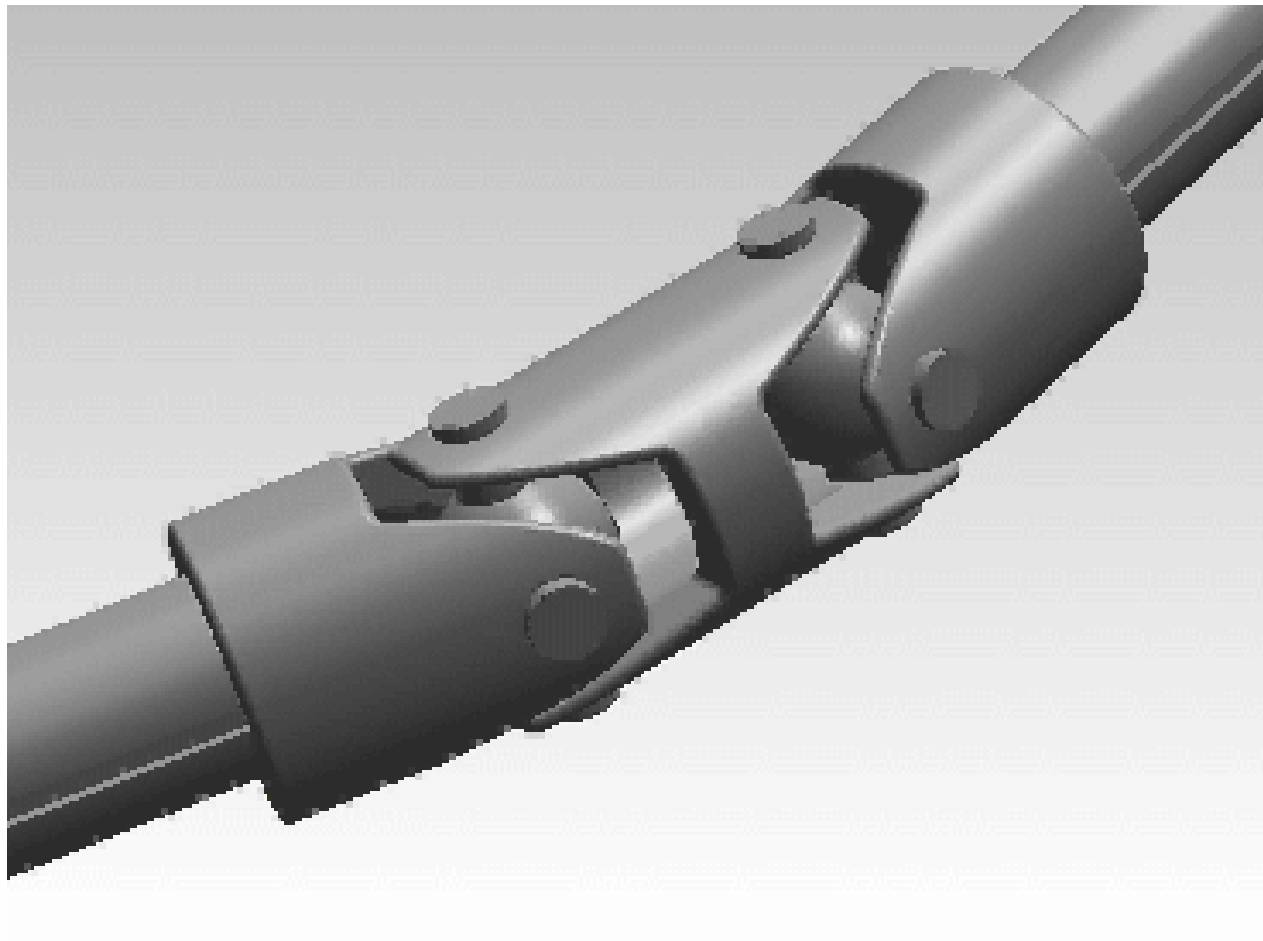
$$w_1 AO \sin \alpha = w_2 BO \sin \beta$$

- Угловые скорости ведущих и ведомых валов равны, если  $AO=BO$ ;  $\alpha=\beta$ . Это возможно, если точка  $O$  лежит в биссекторной плоскости.
- Поскольку точка контакта валов всегда находится на равном от них расстоянии, то условие  $w_1 = w_2$  выполняется при любом угле поворота вала, что и является особенностью ШРУС.

# Основные типы ШРУС

- сдвоенные;
- кулачковые;
- шариковые;
- трехшиповые.

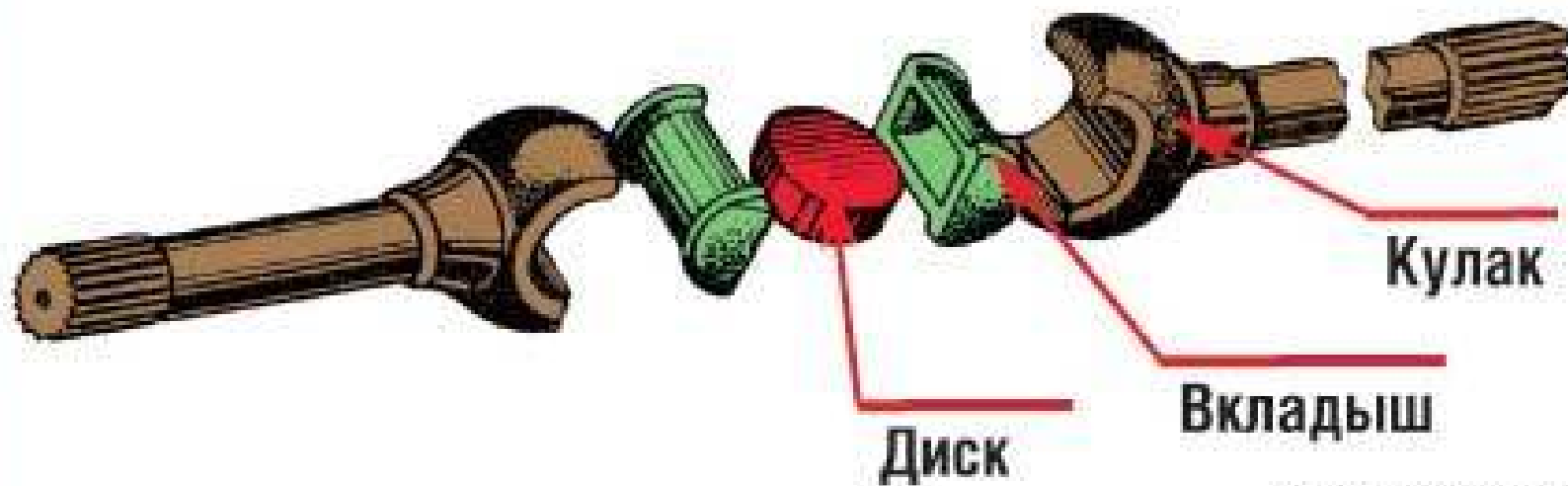
# Сдвоенный шарнир





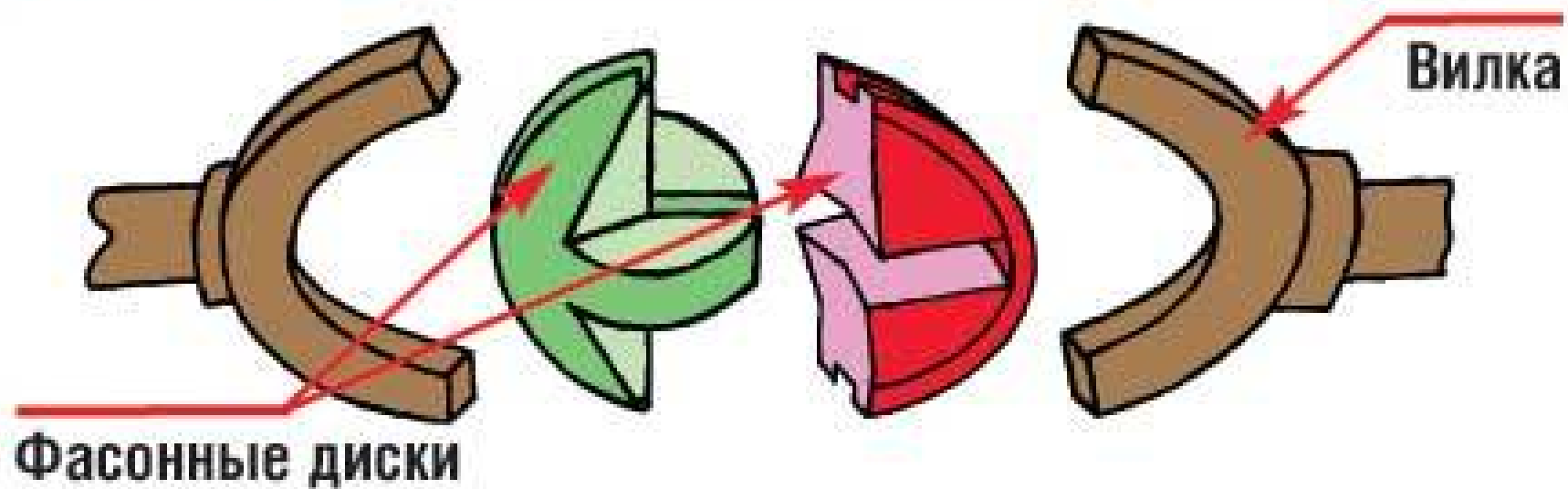


## Кулачково-дисковый ШРУС



[avant.ucoz.ru](http://avant.ucoz.ru)

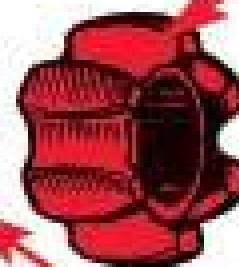
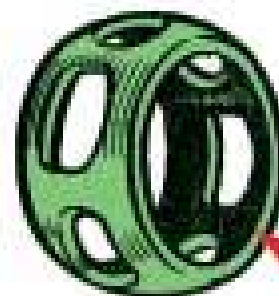
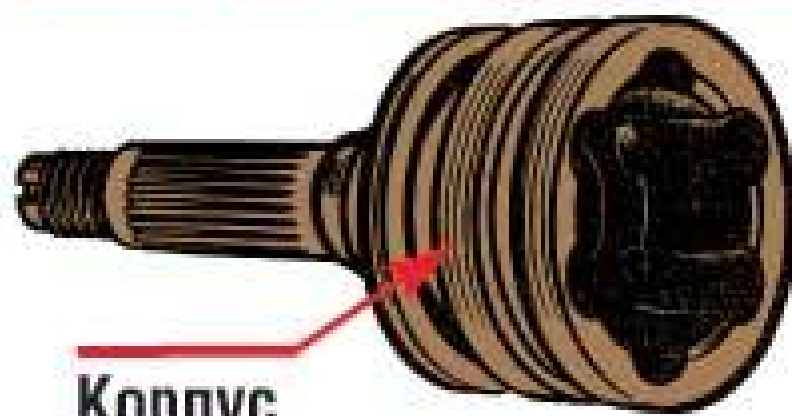
## ШРУС «Тракта»



**ШРУС «Веисс»**



## Конструкция ШРУСа «Рцеппа»

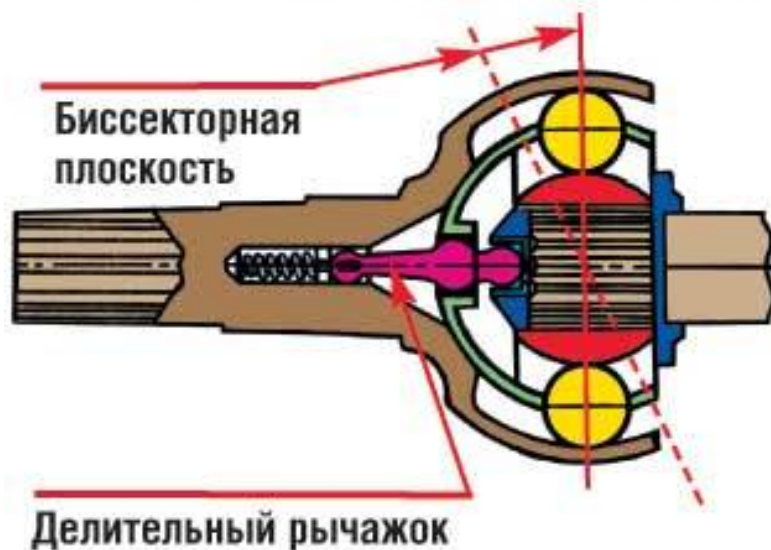


Обойма

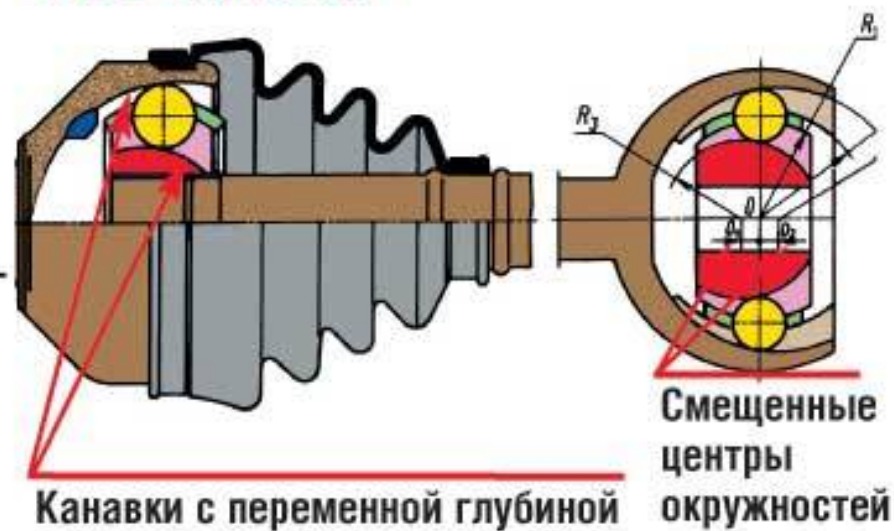
Сепаратор

## Разновидности и отличительные особенности ШРУСов «Рцеппа»

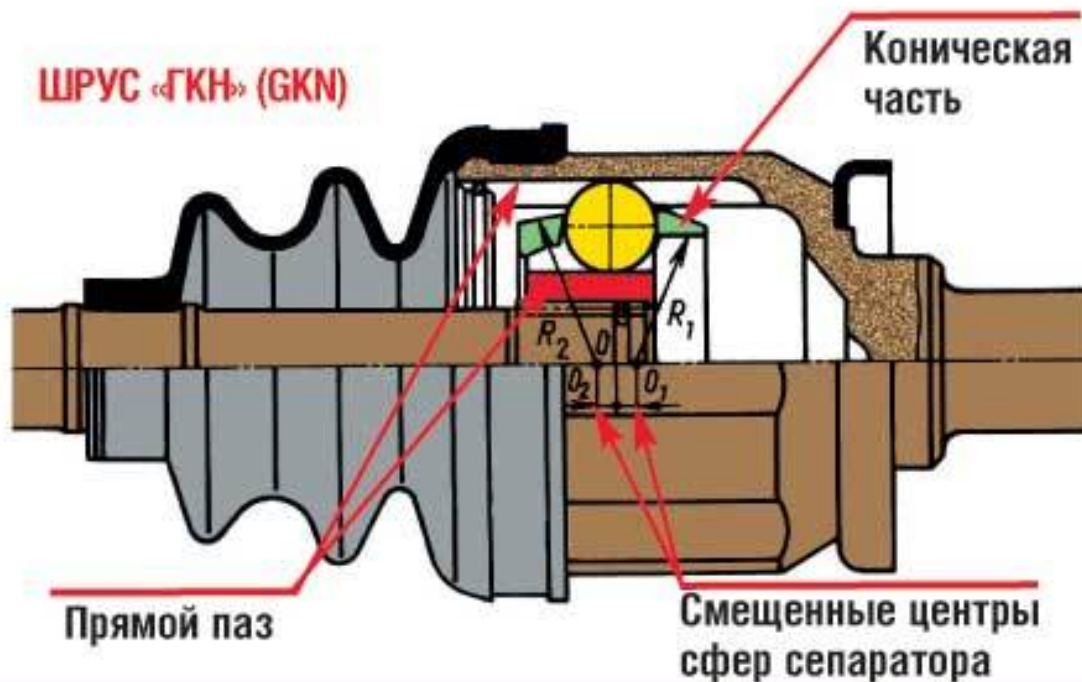
### ШРУС «Рцеппа» (базовая конструкция)



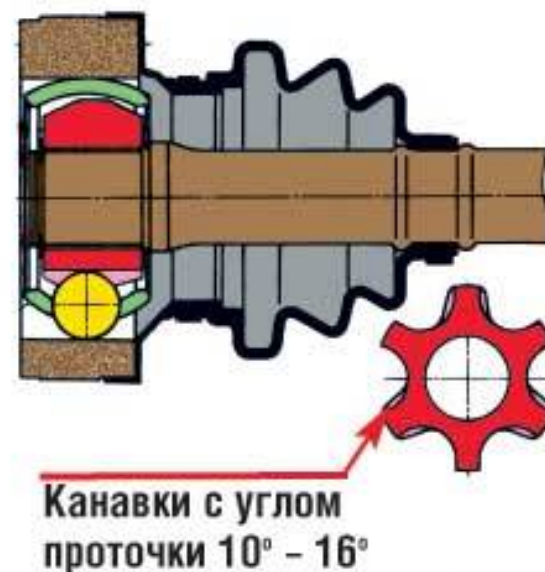
### ШРУС «Бирфильд»

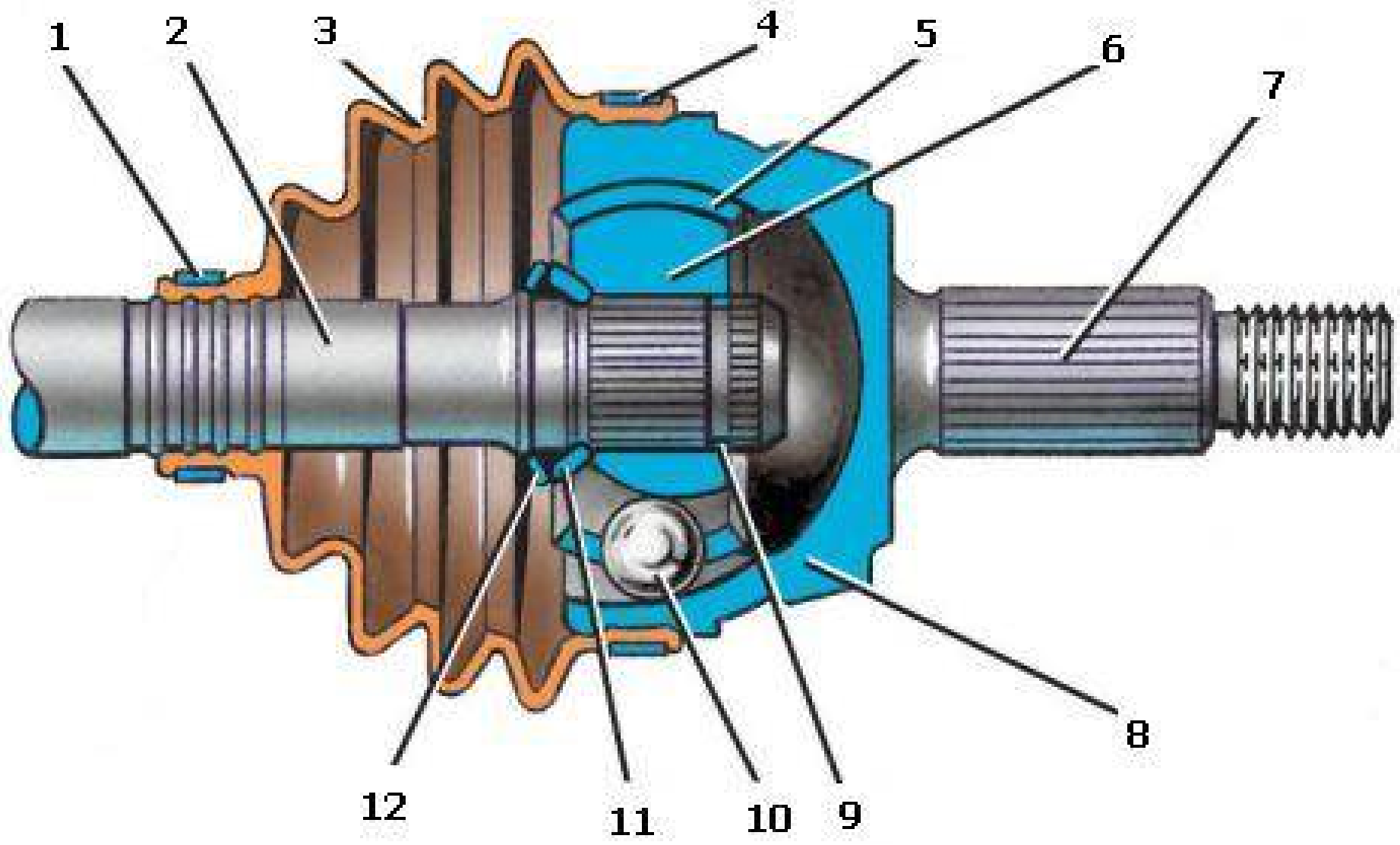


### ШРУС «ГКН» (GKN)

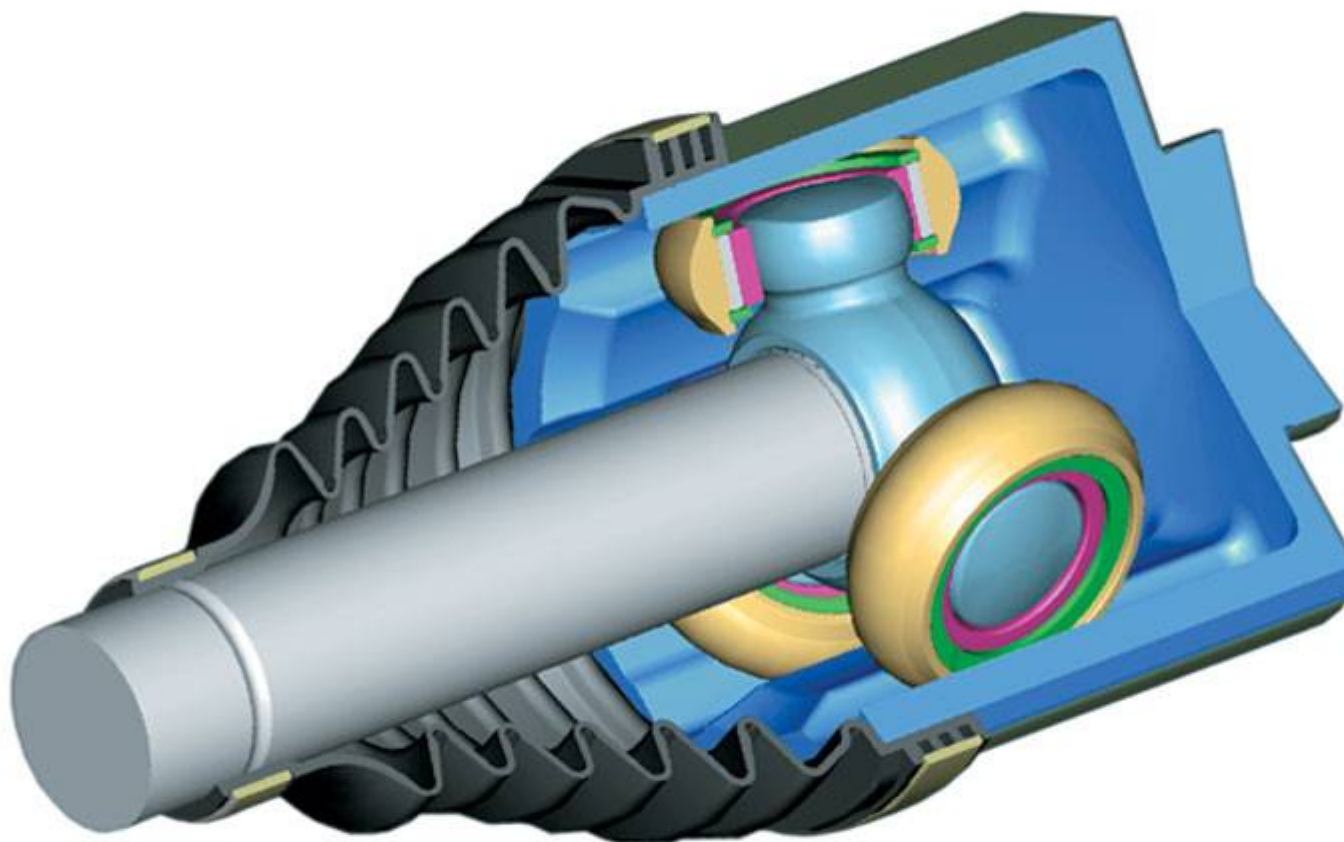


### ШРУС «Лебро» (Löbro)

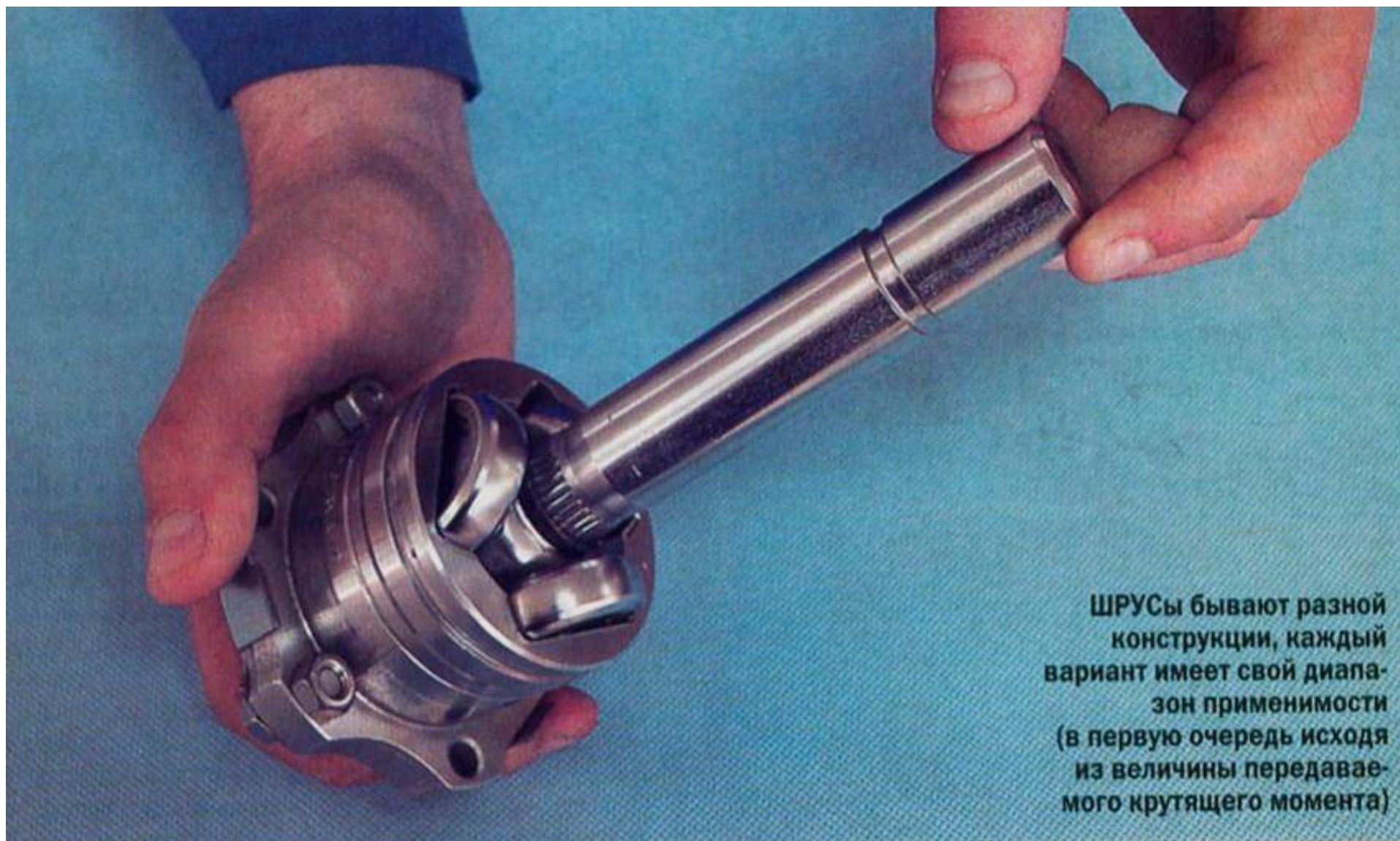




# Трехшиповой шарнир - трипод







**ШРУСы бывают разной конструкции, каждый вариант имеет свой диапазон применимости (в первую очередь исходя из величины передаваемого крутящего момента)**