Higinio Rubio Alonso

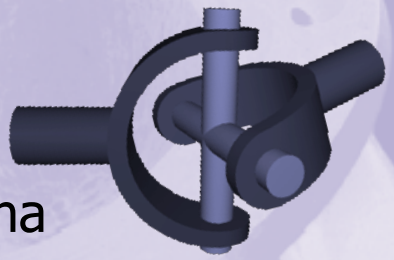
Universidad
Carlos III de Madrid

# JUNTAS UNIVERSALES

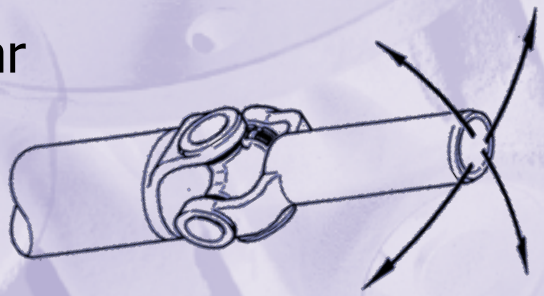
## DISEÑO MECÁNICO

### Ingeniería Industrial

# JUNTA CARDAN O HOOKE



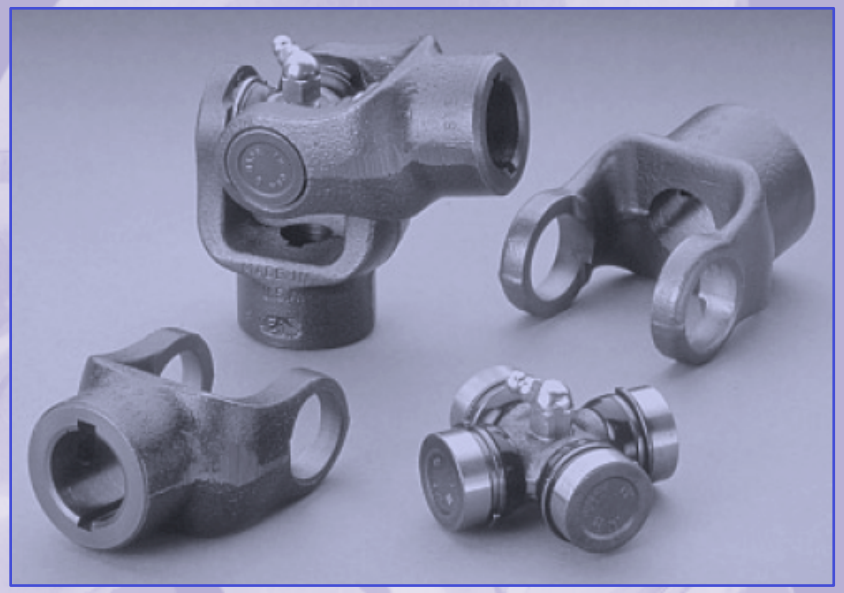
- Es un par cinemático con 2 grados de libertad.
- Consiste en una junta mecánica formada por dos horquillas que están unidas entre si por un elemento con forma de cruz donde cada horquilla articula con una de las aspas de la cruz.
- Es un acoplamiento flexible que puede operar con un elevado grado de desalineamiento.



- La junta cardan es un sistema de transmisión espacial o esférico, con una relación de transmisión no uniforme.
- Generalmente se montan por parejas, de forma que la no uniformidad de la primera junta se compensa con la segunda.
- Se usa para conectar dos ejes no alineados cuya relación de velocidades angulares es no constante y es función del ángulo que forman los ejes.
- Soportan bien la contaminación ambiental y una deficiente lubricación.

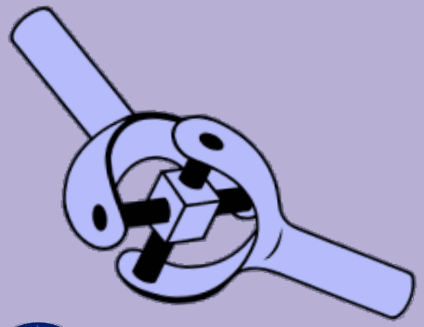
# JUNTA CARDAN

## VENTAJAS OPERATIVAS DE LAS JUNTAS CARDAN:

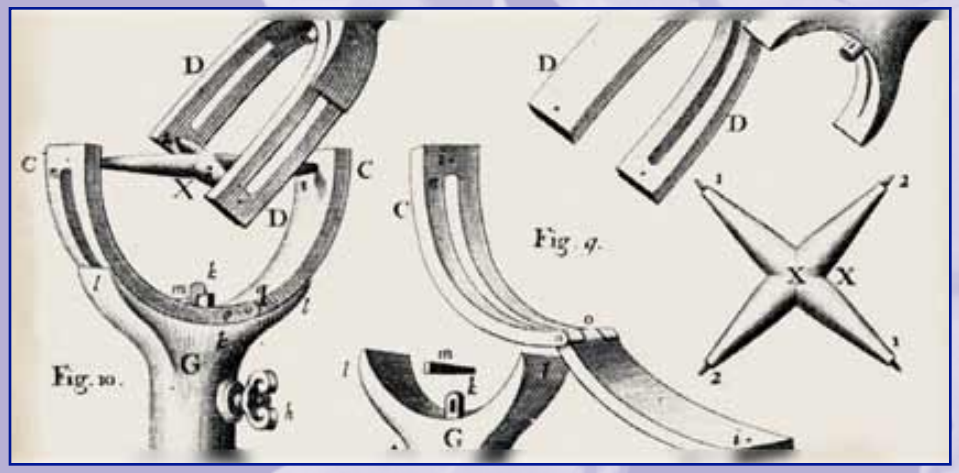


- CAPACIDAD PARA OPERAR CON UN ALTO ÁNGULO DE DESALINEACIÓN.
- PRESENTAN UNA LARGA VIDA UTIL.
- NECESITAN UN MÍNIMO MANTENIMIENTO.
- SOPORTAN ELEVADOS PARES Y ELEVADAS VELOCIDADES DE FUNCIONAMIENTO.
- SOPORTAN BIEN LA CONTAMINACIÓN AMBIENTAL.
- OPERAN BIEN INCLUSO CON UNA DEFICIENTE LUBRICACIÓN.

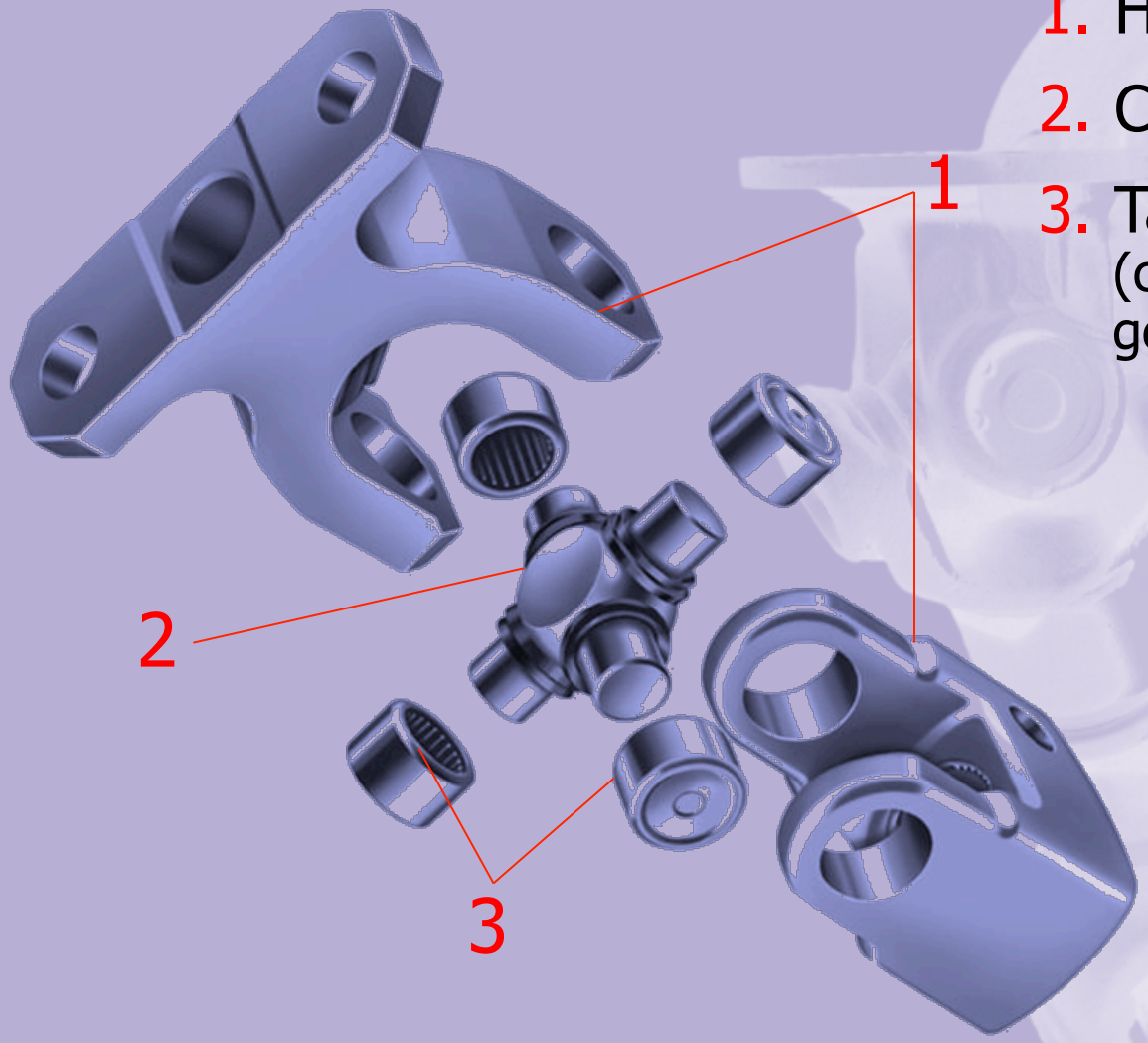
# ANTECEDENTES HISTÓRICOS



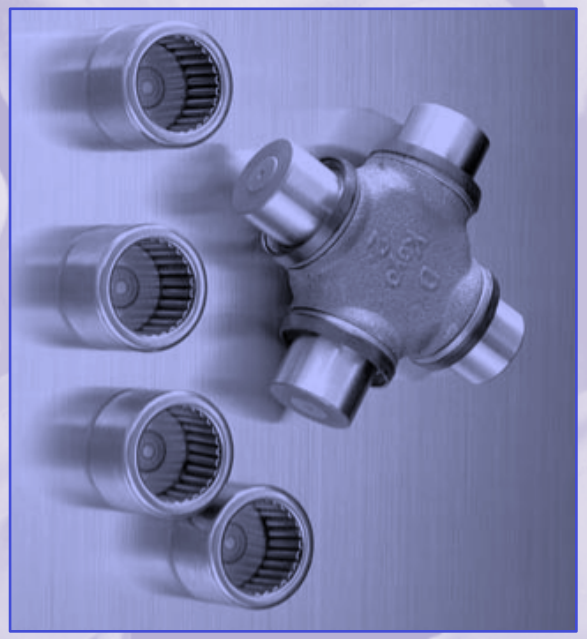
- Hace 2000 años, los chinos desarrollan una primitiva junta universal en un dispositivo de anillos giratorios unidos por un elemento en cruz.
- En el siglo XVI, Gerolamo Cardano (1545) inventa la "junta cardan" que la utiliza en un sistema de sustentación para brújula.
- En el siglo XVII, Robert Hooke (1676) emplea este tipo de junta para guiar el espejo de un artilugio astronómico de su invención.



# PARTES DE LAS JUNTAS CARDAN

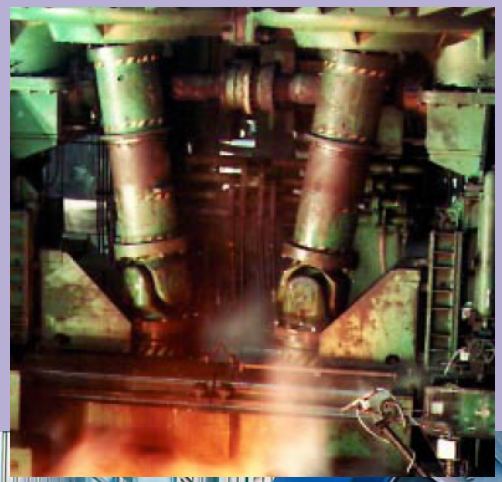


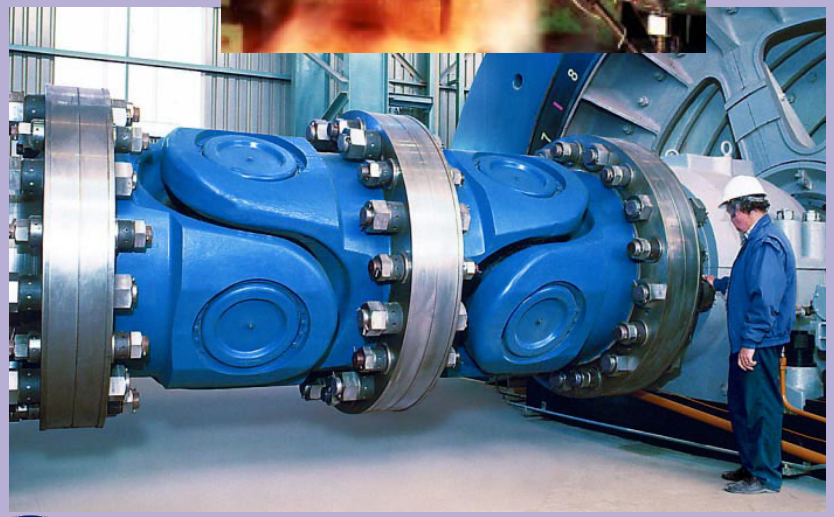

1. Horquillas.
2. Cruceta o cruz.
3. Tazas, dados o pivotes (compuestos por rodamientos, generalmente, de agujas).



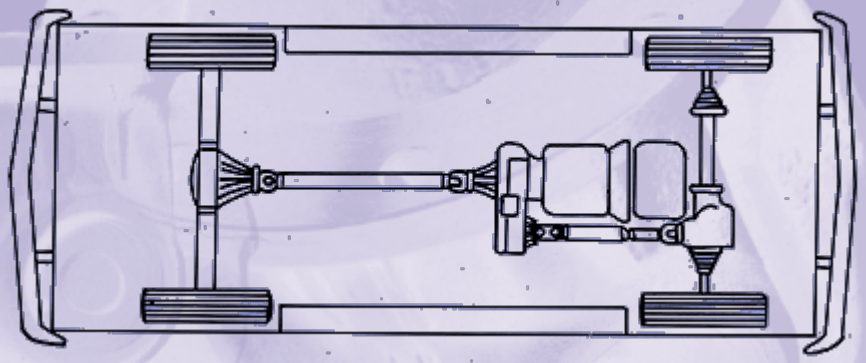
# PRINCIPALES APLICACIONES

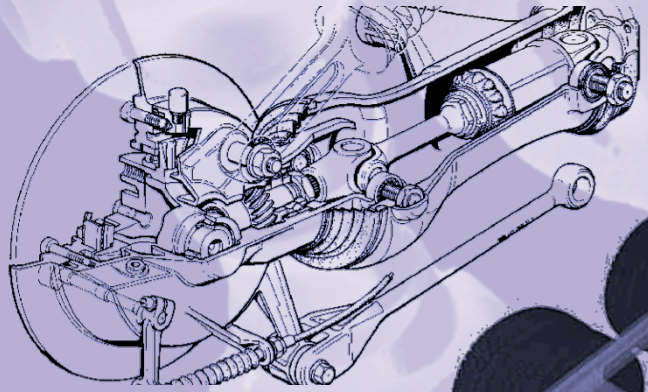
- Industria pesada

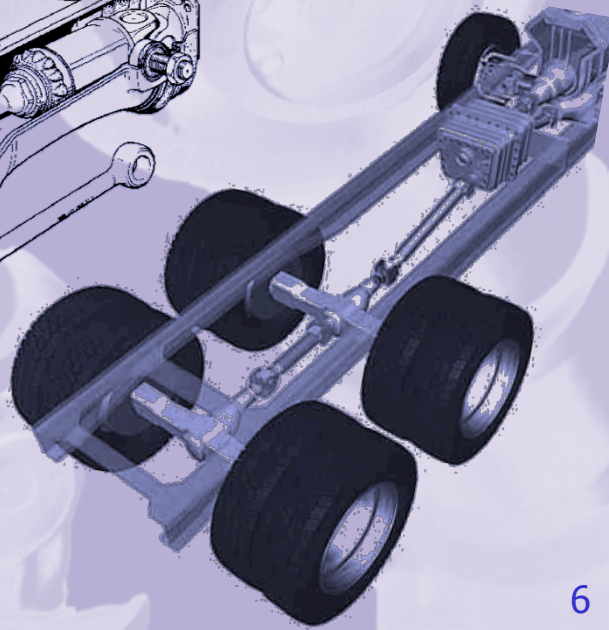




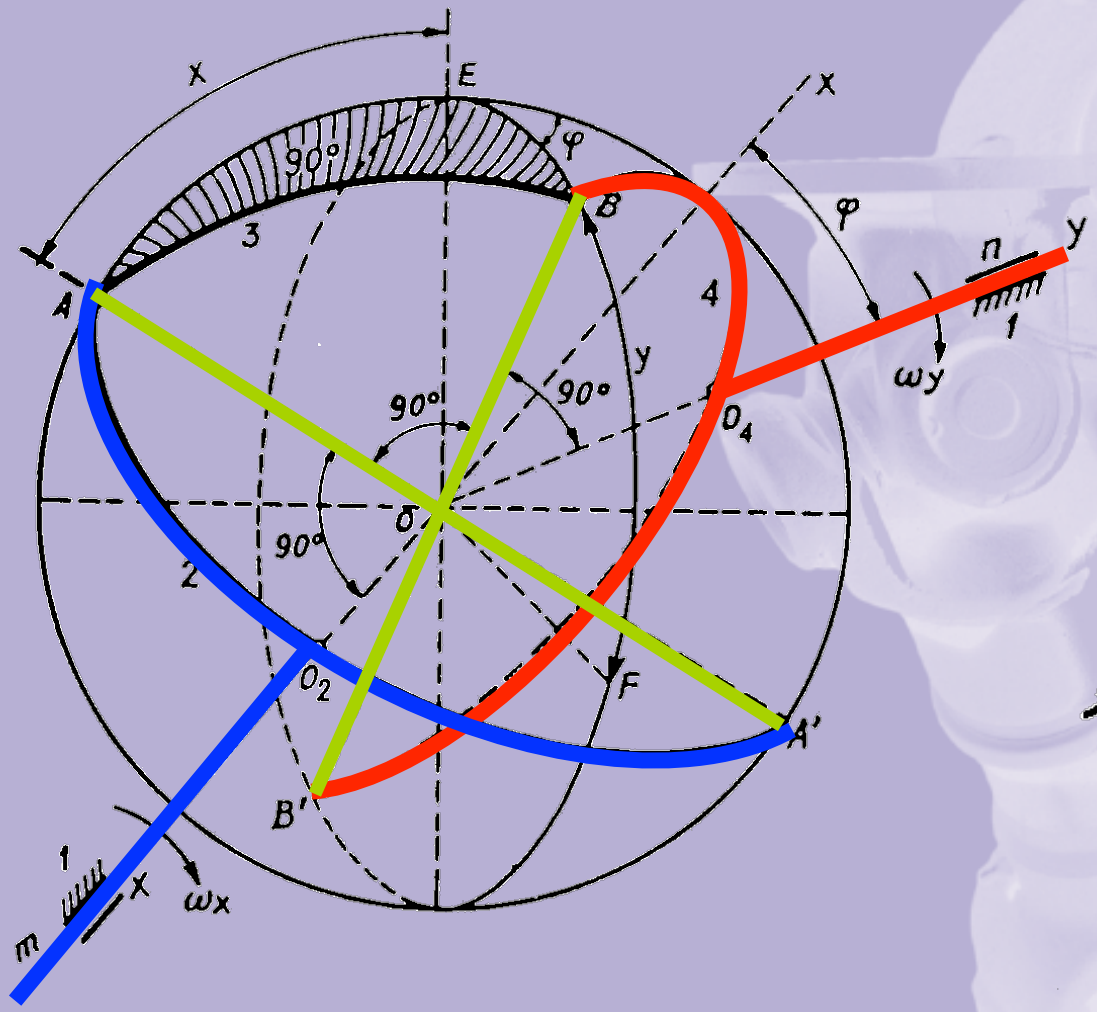
- Automoción

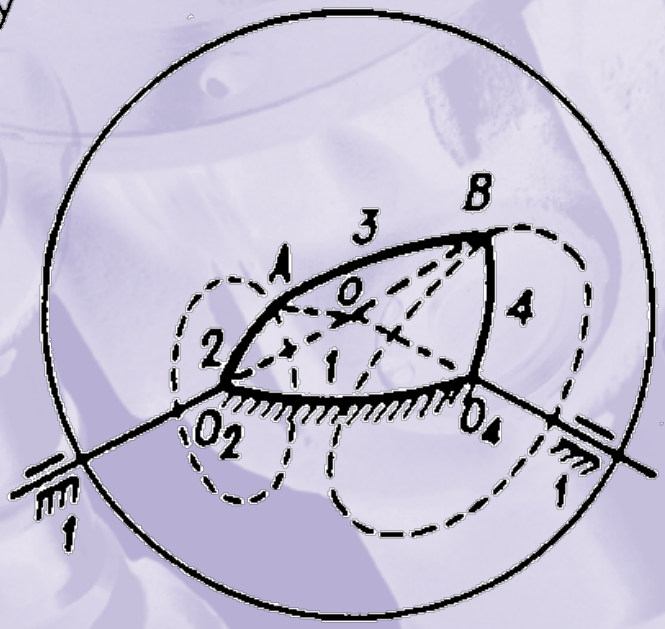






# TRANSMISIÓN ESFÉRICA



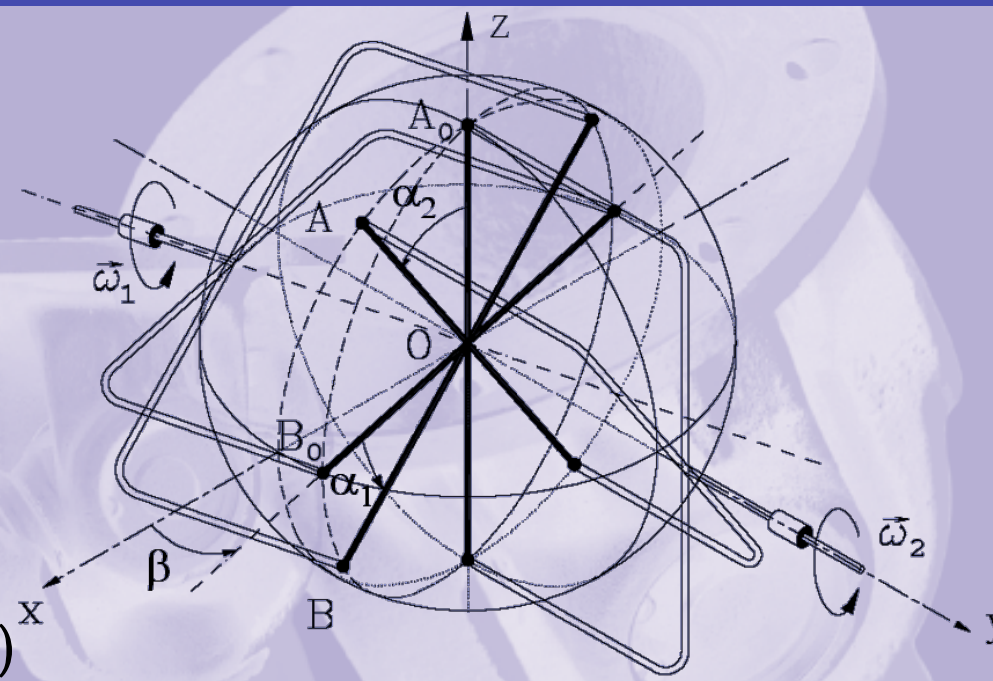



# RELACIÓN ANGULAR

$\alpha_1$ ➔ Angulo de rotación del eje 1.

$\alpha_2$ ➔ Angulo de rotación del eje 2.

$\beta$ ➔ Angulo entre los dos ejes.




$$\vec{OA}\cdot\vec{OB}=0 \longrightarrow \frac{\vec{OA}}{|OA|}\cdot\frac{\vec{OB}}{|OB|}=0$$

$$\begin{cases} \dfrac{\vec{OA}}{|OA|}=\left(\operatorname{sen}\alpha_2 \quad 0 \quad \cos\alpha_2\right) \\ \dfrac{\vec{OB}}{|OB|}=\left(\cos\alpha_1\cdot\cos\beta \quad \cos\alpha_1\cdot\operatorname{sen}\beta \quad -\operatorname{sen}\alpha_1\right) \end{cases}$$

$$\frac{\vec{OA}}{|OA|}\cdot\frac{\vec{OB}}{|OB|}=\left(\operatorname{sen}\alpha_2 \quad 0 \quad \cos\alpha_2\right)\cdot\begin{pmatrix}\cos\alpha_1\cdot\cos\beta\\ \cos\alpha_1\cdot\operatorname{sen}\beta\\ -\operatorname{sen}\alpha_1\end{pmatrix}=0 \longrightarrow \operatorname{sen}\alpha_2\cdot\cos\alpha_1\cdot\cos\beta-\cos\alpha_2\cdot\operatorname{sen}\alpha_1=0$$

$$\frac{\operatorname{sen}\alpha_2\cdot\cos\alpha_1}{\cos\alpha_2\cdot\cos\alpha_1}\cdot\cos\beta=\frac{\cos\alpha_2\cdot\operatorname{sen}\alpha_1}{\cos\alpha_2\cdot\cos\alpha_1} \longrightarrow \tan\alpha_2\cdot\cos\beta=\tan\alpha_1 \longrightarrow \boxed{\tan\alpha_2=\frac{\tan\alpha_1}{\cos\beta}}$$

# DESPLAZAMIENTO ANGULAR

The image cannot be displayed. Your computer may not have enough memory to open the image, or the image may have been corrupted. Restart your computer, and then open the file again. If the red x still appears, you may have to delete the image and then insert it again.

$\alpha_1$ ➔ Angulo de rotación del eje 1.

$\alpha_2$ ➔ Angulo de rotación del eje 2.

The image cannot be displayed. Your computer may not have enough memory to open the image, or the image may have been corrupted. Restart your computer, and then open the file again. If the red x still appears, you may have to delete the image and then insert it again.

$$\tan\alpha_2 = \frac{\tan\alpha_1}{\cos\beta}$$

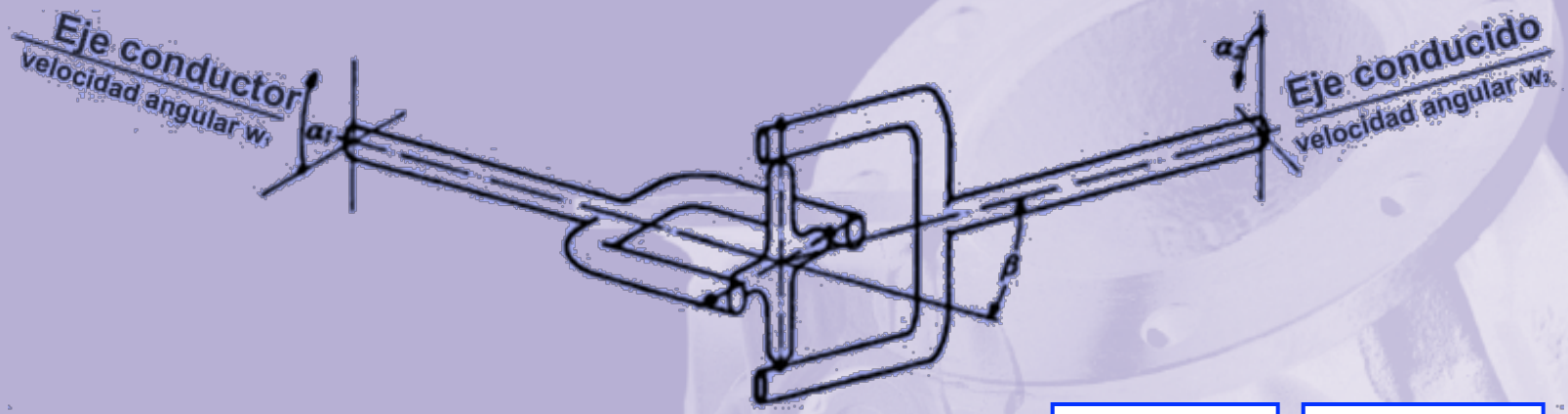
$$\alpha_2 = \arctan\left(\frac{\tan\alpha_1}{\cos\beta}\right)$$

$\varphi_K$ ➔ Error o diferencia en el ángulo de rotación

$$\varphi_K = \alpha_2 - \alpha_1 = \arctan\left(\frac{\mathrm{tg}\,\alpha_1}{\cos\beta}\right) - \alpha_1$$

$$\varphi_{K_{MAX}} = \arctan\left(\frac{\cos\beta - 1}{2\cdot\sqrt{\cos\beta}}\right)$$

# RELACIÓN DE TRANSMISIÓN




$\omega_1$ ➔ Velocidad de rotación del eje 1.

$\omega_2$ ➔ Velocidad de rotación del eje 2.

$$\omega_1 = \frac{d\alpha_1}{dt} \qquad \omega_2 = \frac{d\alpha_2}{dt}$$

Se deriva la ecuación que relaciona los ángulos de los ejes de entrada y salida:

$$d\left(\tan\alpha_2 = \frac{\operatorname{tg}\alpha_1}{\cos\beta}\right) \qquad \frac{d\alpha_2}{\cos^2\alpha_2} = \frac{d\alpha_1}{\cos^2\alpha_1 \cdot \cos\beta}$$

La ecuación que expresa la variación de la **Relación de Transmisión** es:

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d\alpha_2/dt}{d\alpha_1/dt} = \frac{\cos^2\alpha_2}{\cos^2\alpha_1 \cdot \cos\beta}$$

$$i = \frac{\cos\beta}{1 - \cos^2\alpha_1 \cdot \operatorname{sen}^2\beta}$$

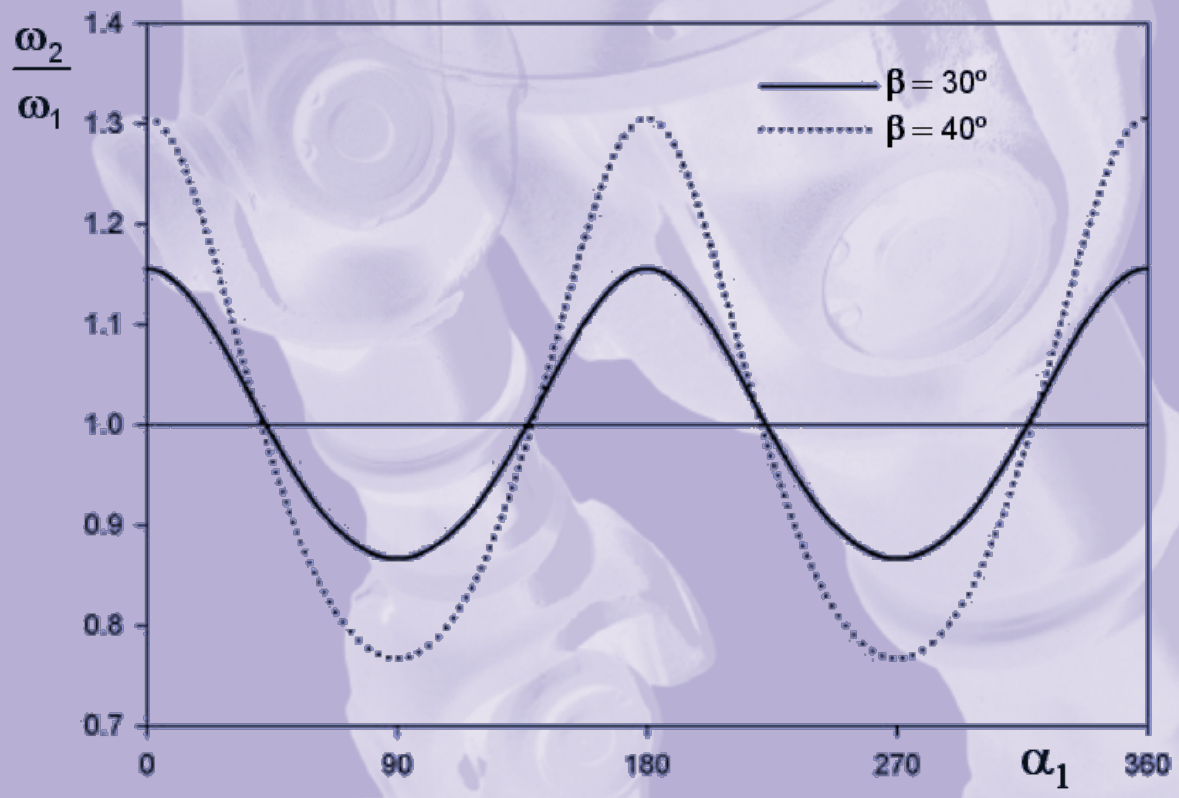
# VELOCIDAD DEL EJE DE SALIDA

$$\omega_2 = i \cdot \omega_1 = \left( \frac{\cos\beta}{1 - \cos^2\alpha_1 \cdot \operatorname{sen}^2\beta} \right) \cdot \omega_1$$

$$\beta = 30^o$$

$$\omega_2 = \left( \frac{2 \cdot \sqrt{3}}{4 - \cos^2\alpha_1} \right) \cdot \omega_1$$

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos\beta}{1 - \cos^2\alpha_1 \cdot \operatorname{sen}^2\beta}$$



# ACELERACIÓN DEL EJE DE SALIDA

$$\frac{d\omega_2}{dt} = \frac{d}{dt}\left(\frac{\cos\beta}{1-\cos^2\alpha_1\cdot \operatorname{sen}^2\beta}\cdot\frac{d\alpha_1}{dt}\right)$$

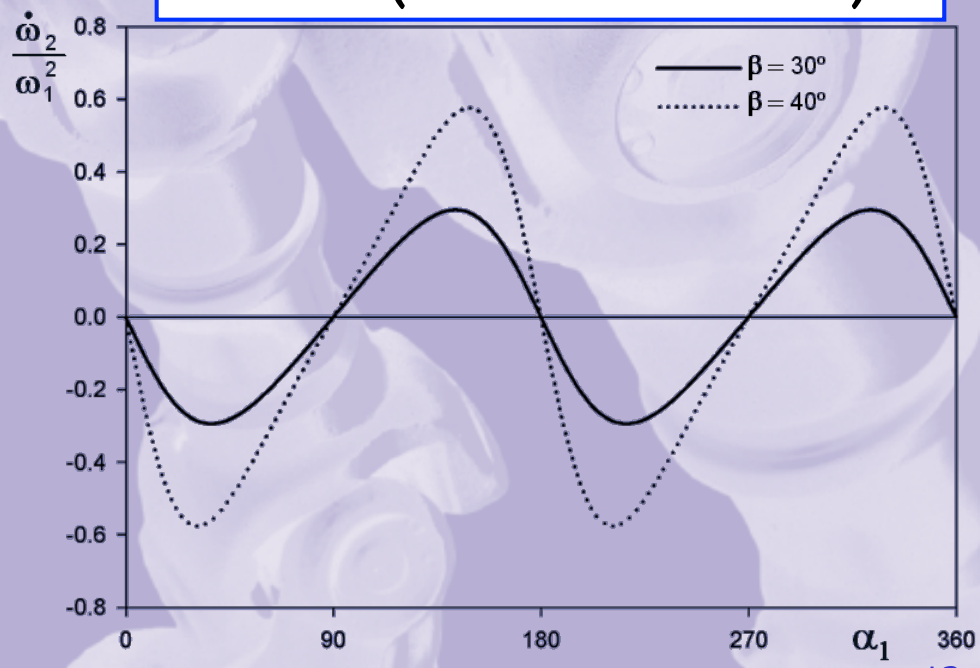
$$\begin{cases} \omega_2 = \dfrac{\cos\beta}{1-\cos^2\alpha_1\cdot \operatorname{sen}^2\beta}\cdot\omega_1 \\ \omega_1 = \dfrac{d\alpha_1}{dt} = \text{Constante} \end{cases}$$

$$\dot{\omega}_2 = -\frac{\operatorname{sen}^2\beta\cdot\cos\beta\cdot\operatorname{sen}(2\alpha_1)}{\left(1-\cos^2\alpha_1\cdot\operatorname{sen}^2\beta\right)^2}\cdot\omega_1^2$$

$$\boxed{\frac{\dot{\omega}_2}{\omega_1^2} = -\frac{\operatorname{sen}^2\beta\cdot\cos\beta\cdot\operatorname{sen}(2\alpha_1)}{\left(1-\cos^2\alpha_1\cdot\operatorname{sen}^2\beta\right)^2}}$$

$$(\dot{\omega}_2)_{max} \Rightarrow \frac{d}{dt}\left(\frac{\operatorname{sen}(2\alpha_1)}{\left(1-\cos^2\alpha_1\cdot\operatorname{sen}^2\beta\right)^2}\right) = 0$$

$$\rightarrow \boxed{\frac{1-\cos^2(2\alpha_1)}{\cos(2\alpha_1)} = \frac{2-\operatorname{sen}^2\beta}{\operatorname{sen}^2\beta}}$$



# TRANSMISIÓN DE VELOCIDADES

$$i = \frac{\cos\beta}{1 - \cos^2\alpha_1 \cdot \operatorname{sen}^2\beta}$$

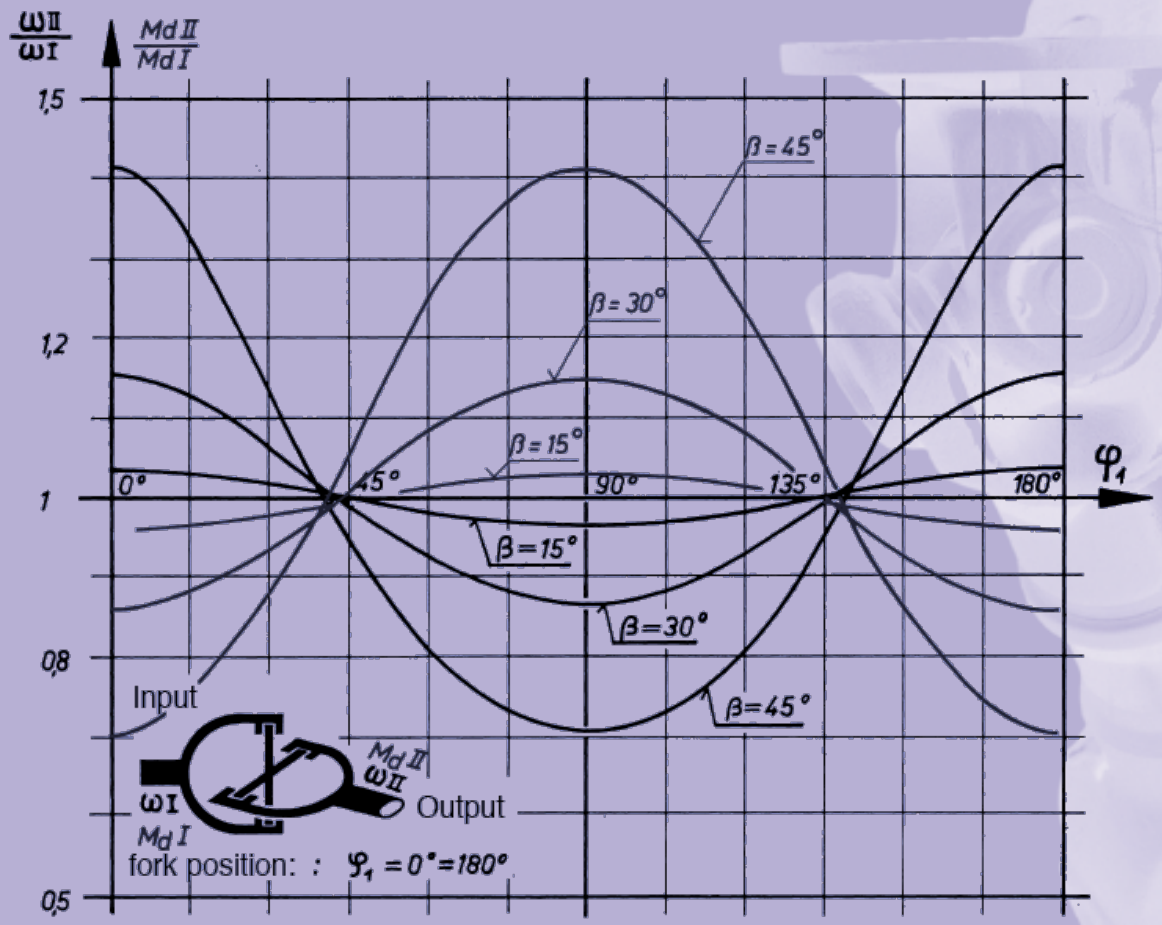
A nivel práctico ➔ $\beta < 35^o$

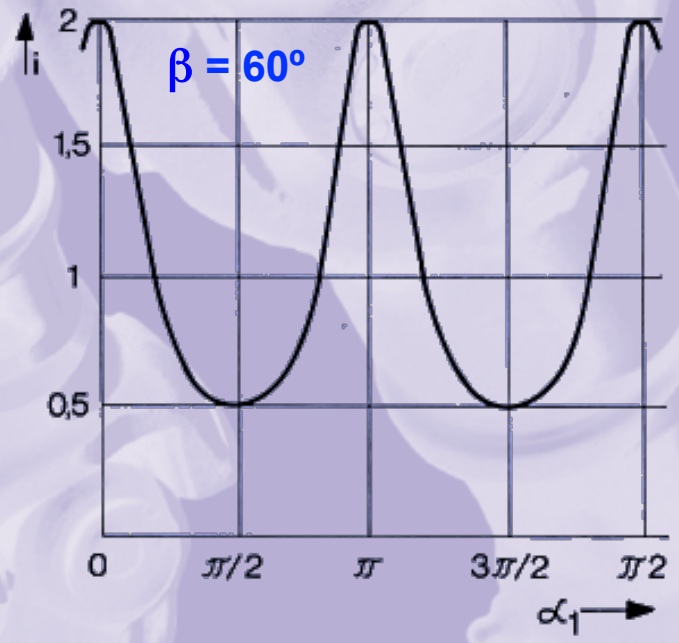
$\alpha_1 = 0^o$ o $180^o$

$$i_{max} = \frac{\omega_{2max}}{\omega_1} = \frac{1}{\cos\beta} > 1$$

$\alpha_1 = 90^o$ o $270^o$

$$i_{min} = \frac{\omega_{2min}}{\omega_1} = \cos\beta < 1$$



# GRADO DE UNIFORMIDAD

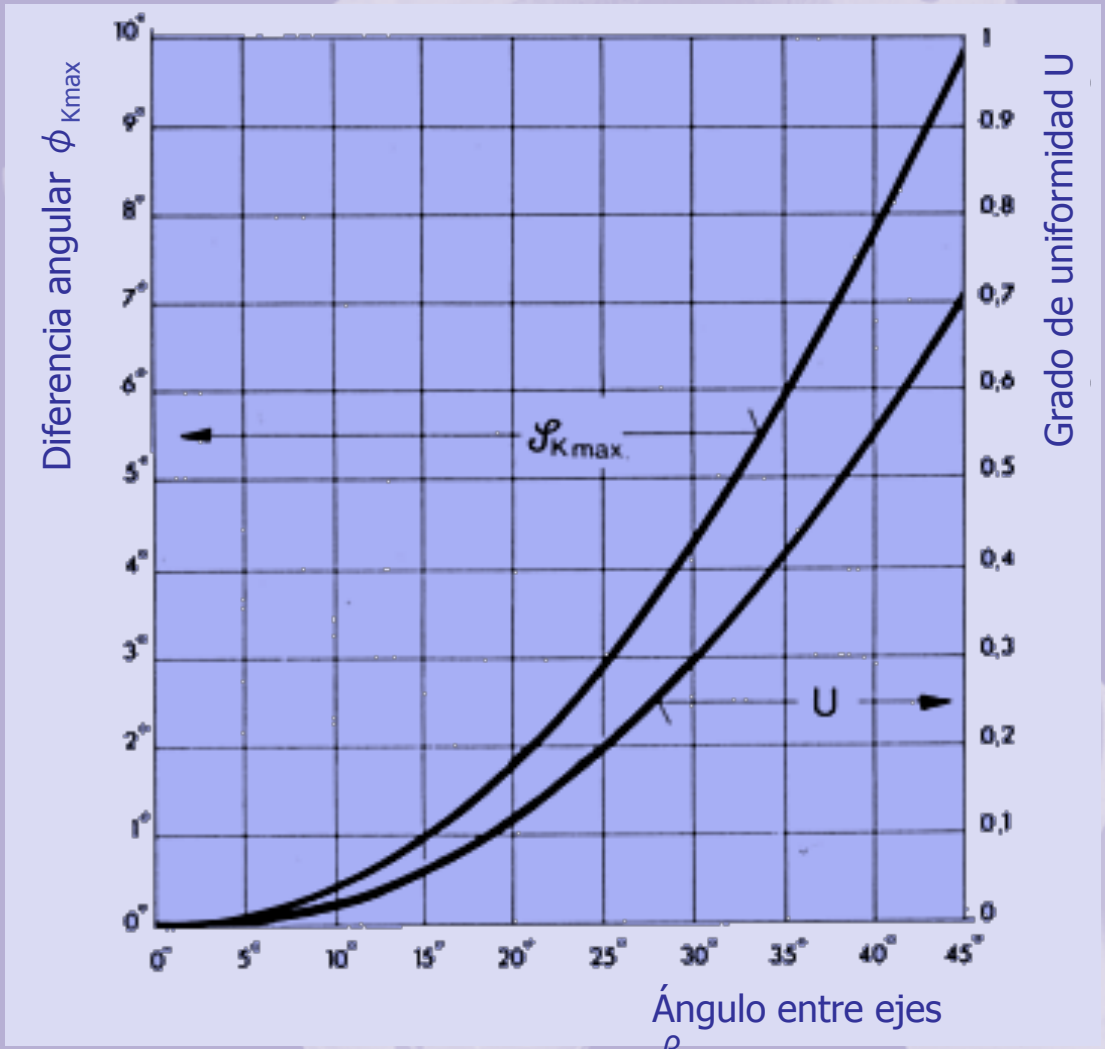
**U** ➔ Grado de uniformidad

$$U = i_{max} - i_{min} = \frac{\omega_{2max} - \omega_{2min}}{\omega_1}$$

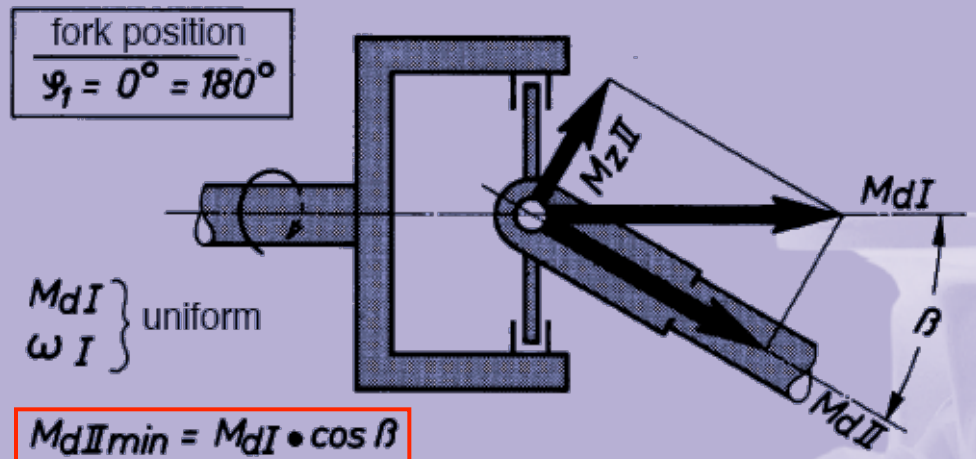
$$\boxed{U = \tan\beta \cdot \operatorname{sen}\beta}$$

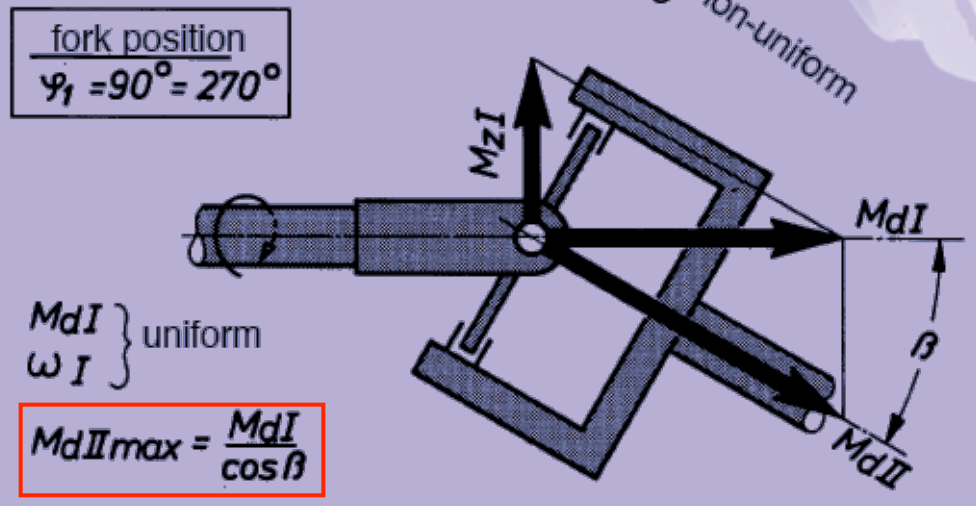
**$\varphi_{Kmax}$** ➔ Error máximo en el ángulo de rotación

$$\boxed{\varphi_{Kmax} = \arctan\left(\frac{\cos\beta - 1}{2 \cdot \sqrt{\cos\beta}}\right)}$$



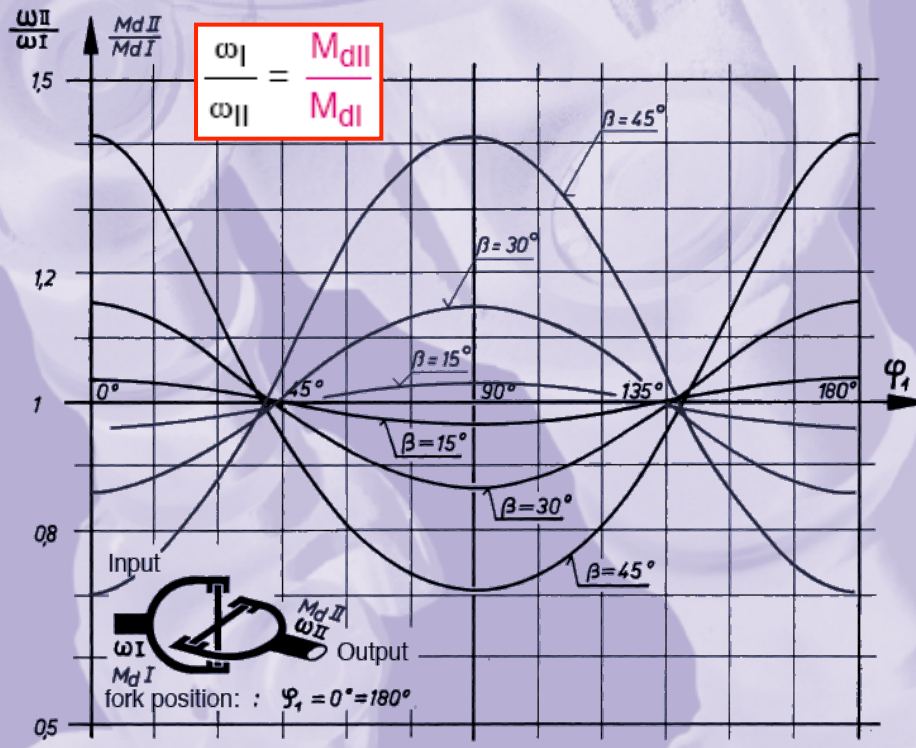
# TRANSMISIÓN DE MOMENTOS




MdII, ωII } non-uniform

- $M_{dI}$ → Par transmitido por el eje conductor.
- $M_{dII}$ → Par transmitido por el eje conducido.
- $M_{zII}$ → Momento entre ejes.



# SELECCIÓN DE UNA JUNTA CARDAN

## PASO I

- Se calcula el par transmitido (**T**) a partir de la potencia aplicada (**P**) y la velocidad de giro del eje conductor (**ω**) .

$$T = \frac{P}{\omega}$$

- Después se determina el par de selección (**Ts**) resultado de adaptar el par aplicado con un coeficiente de seguridad (**Ks**), valor adimensional que depende de las condiciones de servicio.

$$Ts = T \cdot Ks$$

- Después, se comprueba que el par de selección no supere el par resistente (**Te**) par medio que aguantaría la junta a fatiga (difiere para solicitaciones pulsantes o alternantes).

| LOAD | DRIVEN EQUIPMENT | CONTINUOUS NON-REVERSING DRIVERS MOTORS TURBINES | REVERSING DRIVERS D.C. MOTORS RECIPROCATING ENGINES |
|---|---|---|---|
| CONSTANT TORQUE | Generating<br>Centrifugal Pumps<br>Conveyors | 1.00 | 1.50 |
| LIGHT SHOCK | Continuous Casters<br>Light Fans<br>Machine Tools<br>Woodworking Machinery<br>Paper Mill Equipment<br>Bar & Rod Mills | 1.25 | 2.00 |
| MEDIUM SHOCK | Compressors<br>Pumps<br>Fans<br>Farming Equipment<br>Cold Mills & Auxiliary Equipment<br>Presses | 1.50 | 2.25 |
| HEAVY SHOCK | Traction & Locomotive Drives<br>Mixers<br>Crane Drives<br>Mining Equipment<br>Rapid Transit Drives<br>Hot Rolling Mill Drives<br>Runout Tables<br>Feed Roll Drives | 2.00 | 3.00 |
| VERY HEAVY SHOCK | Ore Crushers<br>Scale Breakers<br>Feed Roll Drives | 3.00 | 5.00 |

**Ks**

# SELECCIÓN DE UNA JUNTA CARDAN

## PASO II

- Asegurarse que la vida útil estimada es suficiente.
- Para calcular la vida útil, con una fiabilidad del 90%, se usa la siguiente expresión (o una similar, según el fabricante):

$$L_H = \frac{1{,}5 \cdot 10^6}{\beta \cdot \omega} \cdot \left( \frac{T_L}{T} \right)^{\frac{10}{3}}$$

**$L_H$** ➔ Vida en servicio con fiabilidad del 90% [horas]

**$\beta$** ➔ Ángulo de deflexión entre ejes [ º]

**$\omega$** ➔ Velocidad de giro [r.p.m]

**$T_L$** ➔ Par que transmite una junta para que con una velocidad de giro de 100 r.p.m y un ángulo entre ejes de 3º presente una vida en servicio (con una probabilidad de supervivencia del 90%) de 5000 horas. Resultado de la experimentación, su valor se encuentra tabulado en los catálogos de los diferentes fabricantes.

# SELECCIÓN DE UNA JUNTA CARDAN

## PASO III

- En el caso de que la junta cardan funcionara con diferentes ciclos de servicio, se estimaría la vida útil (según la fórmula anterior) para cada caso (con las condiciones operativas de velocidad y carga correspondientes) y, posteriormente, se calcularía el valor final de la vida útil según la expresión:

$$L_H = \frac{1}{\frac{q_1}{L_{H1}} + \frac{q_2}{L_{H2}} + \frac{q_3}{L_{H3}} + \ldots + \frac{q_m}{L_m}}$$

**$L_H$** ➔ Vida útil estimada, con una fiabilidad del 90% [horas]

**$L_{Hi}$** ➔ Estimación de la vida útil (90% de fiabilidad) para el caso "i" [horas]

**$q_i$** ➔ Duración (en tanto por uno) de cada caso "i" [adimensional]

**m** ➔ Número de casos (con diferentes condiciones operativas)

# SELECCIÓN DE UNA JUNTA CARDAN

## PASO IV

- Se comprueba que el par máximo o par de pico transmitido por la junta cardan en la máquina real es inferior al par máximo que puede soportar la junta (**Tp**), valor tabulado en los catálogos.

| Size | U3285 | | | | U3315 | | | | U3350 | | | | U3390 | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **Torque Ratings** | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | In-Lb | | kNm | | In-Lb | | kNm | | In-Lb | | kNm | | In-Lb | | kNm | |
| Te | 414,200 | | 46.8 | | 661,600 | | 74.8 | | 979,500 | | 110.7 | | 1,400,000 | | 158.2 | |
| Tow | 621,300 | | 70.2 | | 992,300 | | 112.1 | | 1,469,000 | | 166.0 | | 2,100,000 | | 237.3 | |
| $T_L$ | 364,400 | | 41.2 | | 507,400 | | 57.3 | | 733,800 | | 82.9 | | 989,500 | | 111.8 | |
| Tp | 862,000 | | 97.4 | | 1,348,000 | | 152.3 | | 2,067,000 | | 233.6 | | 2,750,000 | | 310.7 | |
| **Dimensional Data (inches and millimeters except where noted)** | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | In. | mm | In. | mm | In. | mm | In. | mm | In. | mm | In. | mm | In. | mm | In. | mm |
| β | 15° | 15° | 15° | 15° | 15° | 15° | 15° | 15° | 15° | 15° | 15° | 15° | 15° | 15° | 15° | 15° |
| A | 11.00 | 279.4 | 12.38 | 314.5 | 12.38 | 314.5 | 13.75 | 349.3 | 13.75 | 349.3 | 15.38 | 390.7 | 15.38 | 390.7 | 17.32 | 439.9 |
| B | 6.89 | 175.0 | 6.89 | 175.0 | 8.66 | 220.0 | 8.66 | 220.0 | 9.84 | 250.0 | 9.84 | 250.0 | 11.02 | 280.0 | 11.02 | 280.0 |
| C | 11.22 | 285.0 | 11.22 | 285.0 | 12.41 | 315.0 | 12.41 | 315.0 | 13.78 | 350.0 | 13.78 | 350.0 | 15.38 | 390.0 | 15.38 | 390.0 |
| D1 | 8.50 | 215.9 | 8.50 | 215.9 | 9.50 | 241.3 | 9.50 | 241.3 | 11.00 | 279.4 | 11.00 | 279.4 | 12.00 | 304.8 | 12.00 | 304.8 |
| D2 | 7.75 | 196.9 | 7.75 | 196.9 | 8.75 | 222.3 | 8.75 | 222.3 | 10.00 | 254.0 | 10.00 | 254.0 | 10.50 | 266.7 | 10.50 | 266.7 |
| E | 0.28 | 7.1 | 0.28 | 7.1 | 0.31 | 7.9 | 0.31 | 7.9 | 0.31 | 7.9 | 0.31 | 7.9 | 0.31 | 7.9 | 0.31 | 7.9 |
| F | 1.06 | 26.9 | 1.06 | 26.9 | 1.25 | 31.8 | 1.25 | 31.8 | 1.38 | 35.1 | 1.38 | 35.1 | 1.62 | 41.1 | 1.62 | 41.1 |
| K | 6.30 | 160.0 | 6.30 | 160.0 | 7.09 | 180.0 | 7.09 | 180.0 | 7.64 | 194.0 | 7.64 | 194.0 | 8.46 | 215.0 | 8.46 | 215.0 |
| DBC | 9.50 | 241.3 | 11.00 | 279.4 | 11.00 | 279.4 | 12.19 | 309.6 | 12.19 | 309.6 | 13.50 | 342.9 | 13.50 | 342.9 | 15.37 | 390.4 |
| Bolt Qty. | 8 | 8 | 14 | 14 | 8 | 8 | 16 | 16 | 8 | 8 | 16 | 16 | 8 | 8 | 18 | 18 |
| Bolt Dia. | 3/4 | 18 | 7/8 | 22 | 7/8 | 22 | 7/8 | 22 | 7/8 | 22 | 1 | 24 | 1 | 24 | 1-1/8 | 27 |
| X | 1.62 | 41.1 | – | – | 1.62 | 41.1 | – | – | 2.00 | 50.8 | – | – | 2.75 | 69.9 | – | – |
| Y | 0.50 | 12.7 | – | – | 0.50 | 12.7 | – | – | 0.63 | 16.0 | – | – | 0.75 | 19.1 | – | – |

# SELECCIÓN DE UNA JUNTA CARDAN

## PASO V

- La correcta selección de la junta implica considerar otros aspectos como:
  - Limitaciones de longitud y diámetro de la junta.
  - Tamaño del agujero.
  - Restricciones en el equipo de fuerzas y momentos. Por ejemplo, la fuerza axial.

$$F_{AXIAL} = \frac{2 \cdot T \cdot \mu \cdot \cos\beta}{D}$$

**T** → Par transmitido.
$\mu$ → Coeficiente de rozamiento en la junta. Normalmente, en el rango 0,1-0,15.
$\beta$ → Ángulo entre ejes.
**D** → Diámetro del eje.

  - Limitaciones de velocidad.
    - Debido a la aceleración de la masa, como función del desalineamiento.
    - Velocidad crítica del centro del eje.

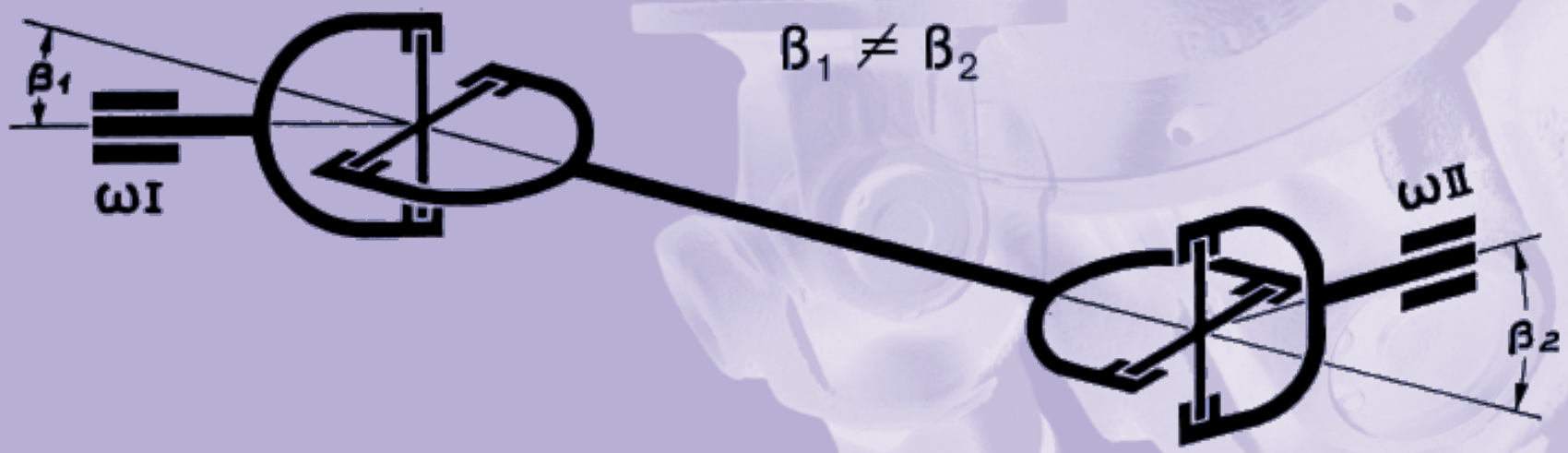
# DOBLE JUNTA CARDAN
# EJES DOBLE CARDAN

Se utilizan en:

- Plantas laminadoras.
- Vehículos ferroviarios.
- Máquinas de papel.
- Maquinaria de construcción.
- Sistemas de propulsión de buques.
- Bancos de pruebas de motores.
- Sistemas de transmisión en automoción.
- Articulaciones y transmisiones especiales.

# DOBLE JUNTA CARDAN

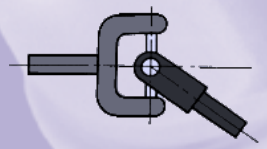
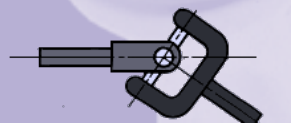
- Para solucionar los problemas de uniformidad de la junta cardan, se montan por parejas: una a derechas y otra a izquierdas ➔ $\beta_1 = \beta_2$




- Cuando $\beta_1 \neq \beta_2$ no es posible la compensación:

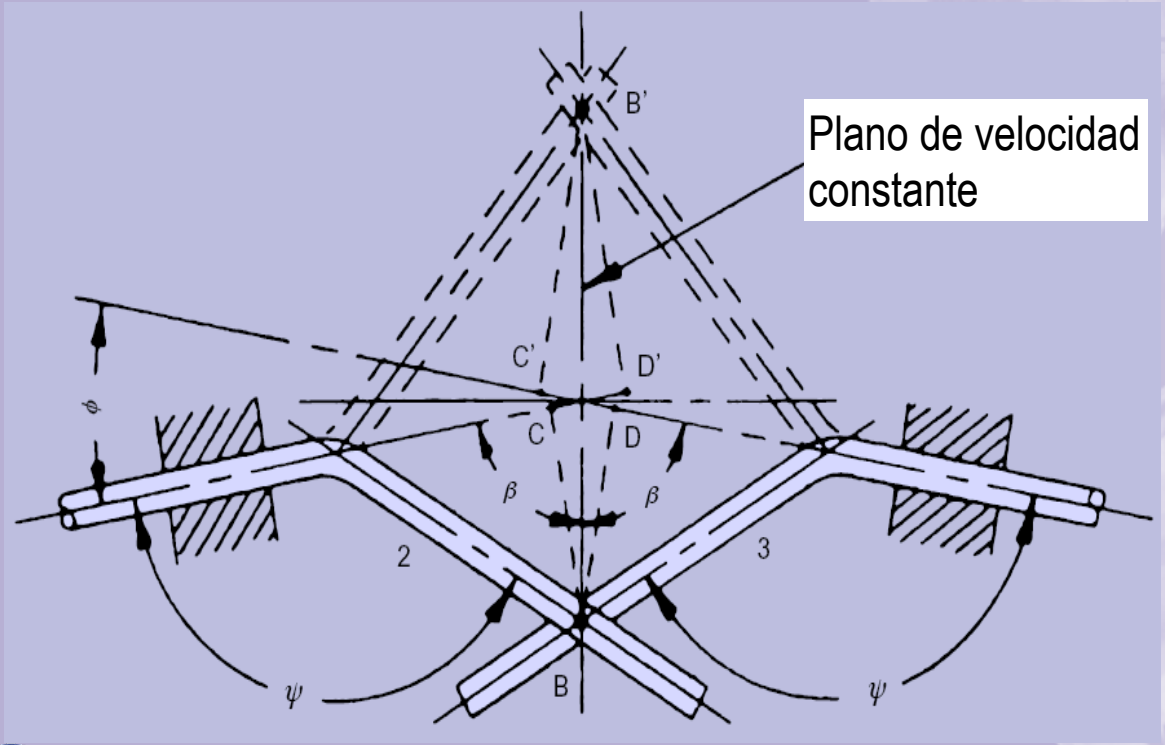
$$i_{max} = \frac{\cos \beta_1}{\cos \beta_2}$$

$$i_{min} = \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}$$

| | |
|---|---|
| ⊕ |  |
| ⊖ |  |

# DOBLE JUNTA CARDAN

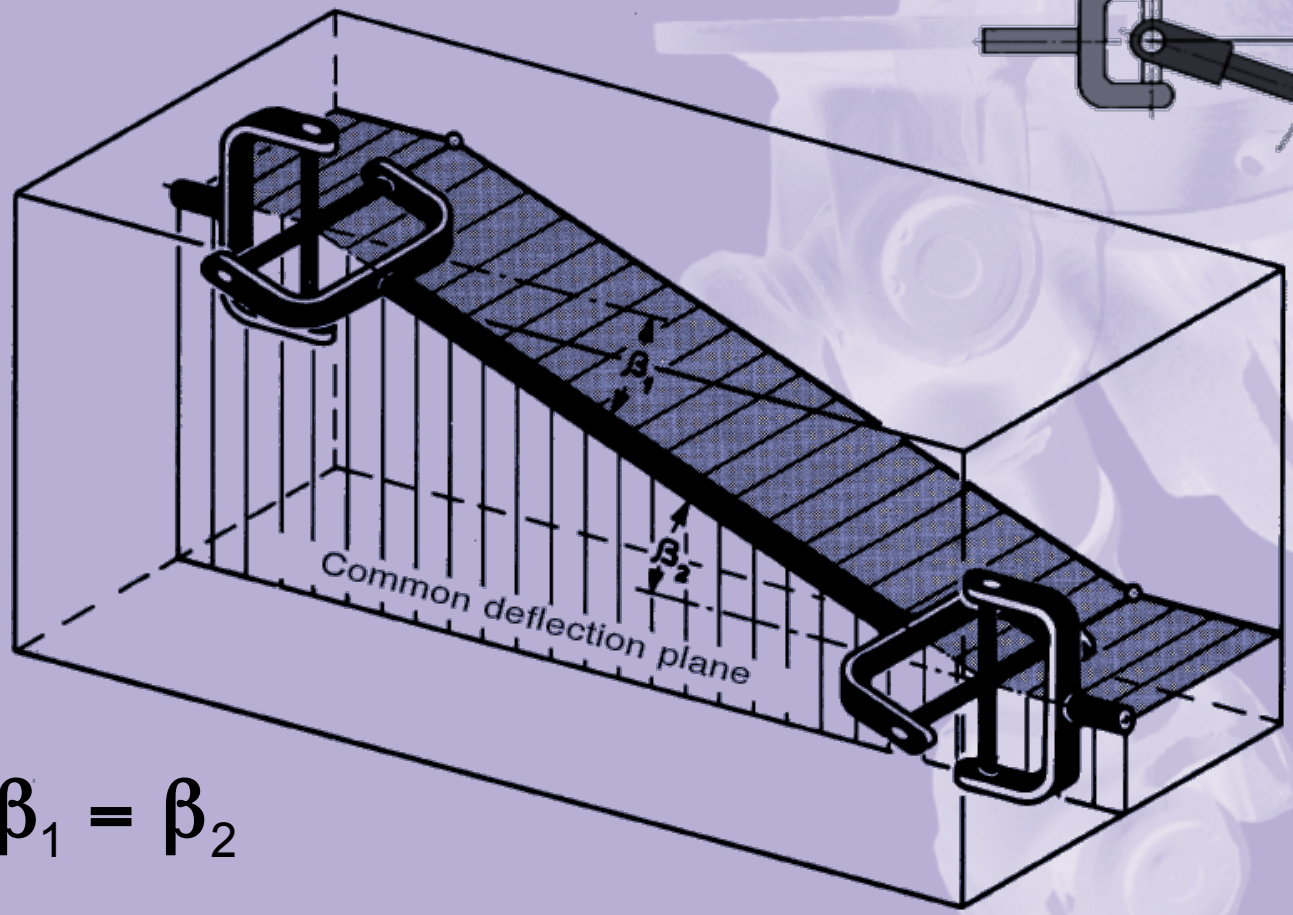
- En las juntas cardan dobles o en las simples montadas por parejas se pueden evitar las fluctuaciones de velocidad generadas por las juntas simples.
- Para mantener la relación de transmisión de velocidades constante, en las juntas cardan montadas por parejas, se debe asegurar:

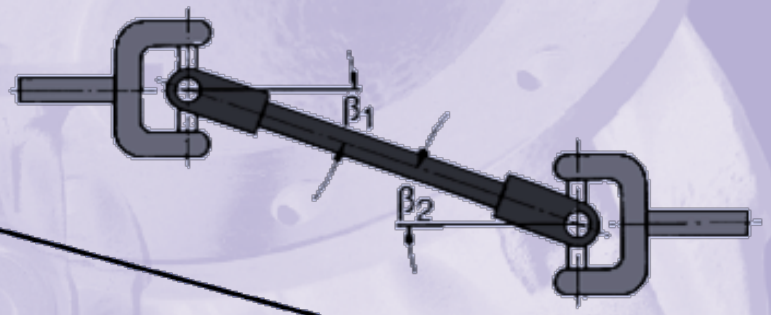



- Las juntas simples deben orientarse correctamente, es decir, las horquillas interiores deben alinearse como en las juntas dobles.
- El ángulo de trabajo de ambas juntas debe ser el mismo o casi el mismo.

# TIPOS DE MONTAJES COMUNES

- <u>Configuración Z</u>: los planos formados por los ejes de entrada y salida son paralelos.

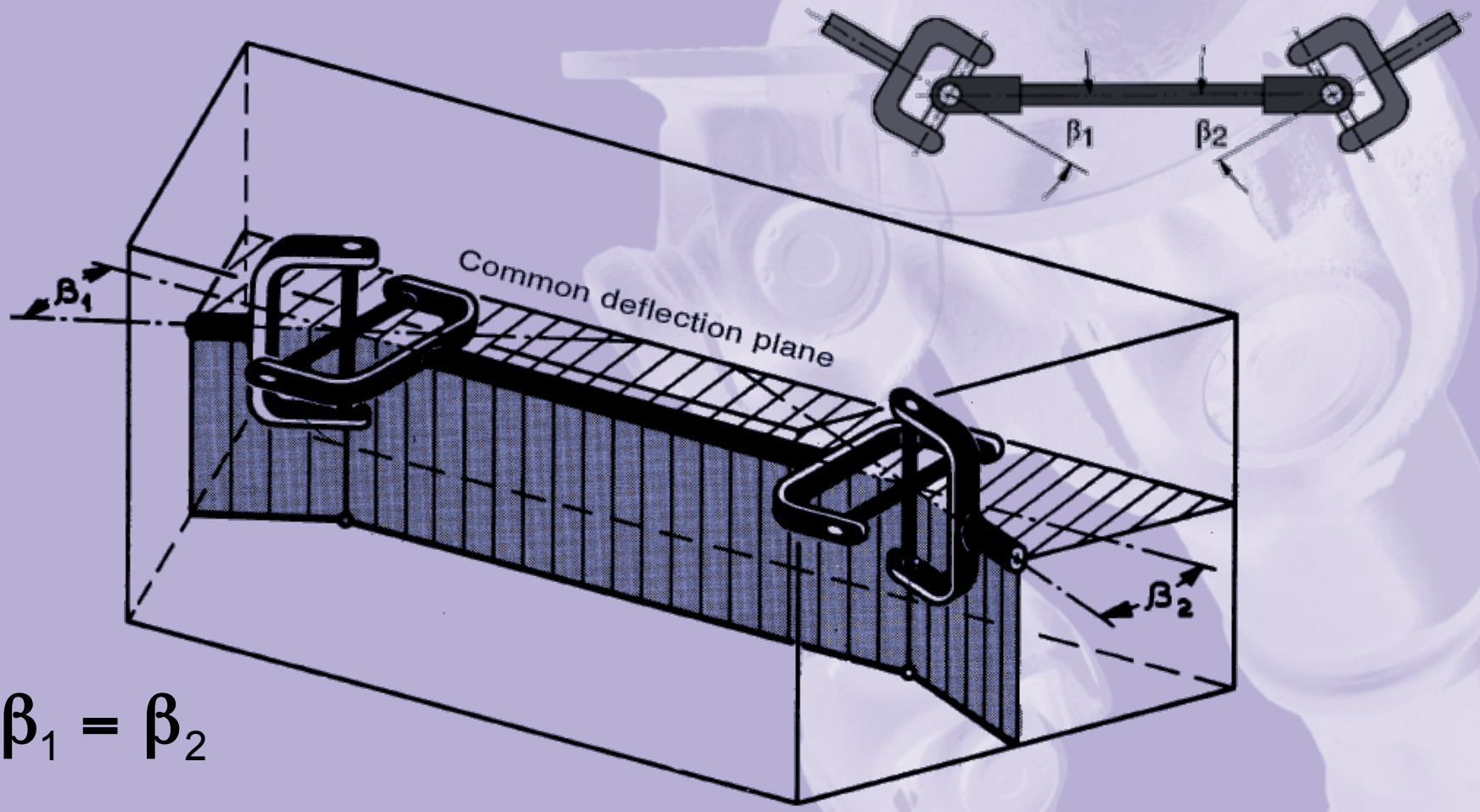



$$\beta_1 = \beta_2$$

# TIPOS DE MONTAJES COMUNES

- <u>Configuración W</u>: los planos formados por los ejes de entrada y salida son secantes.

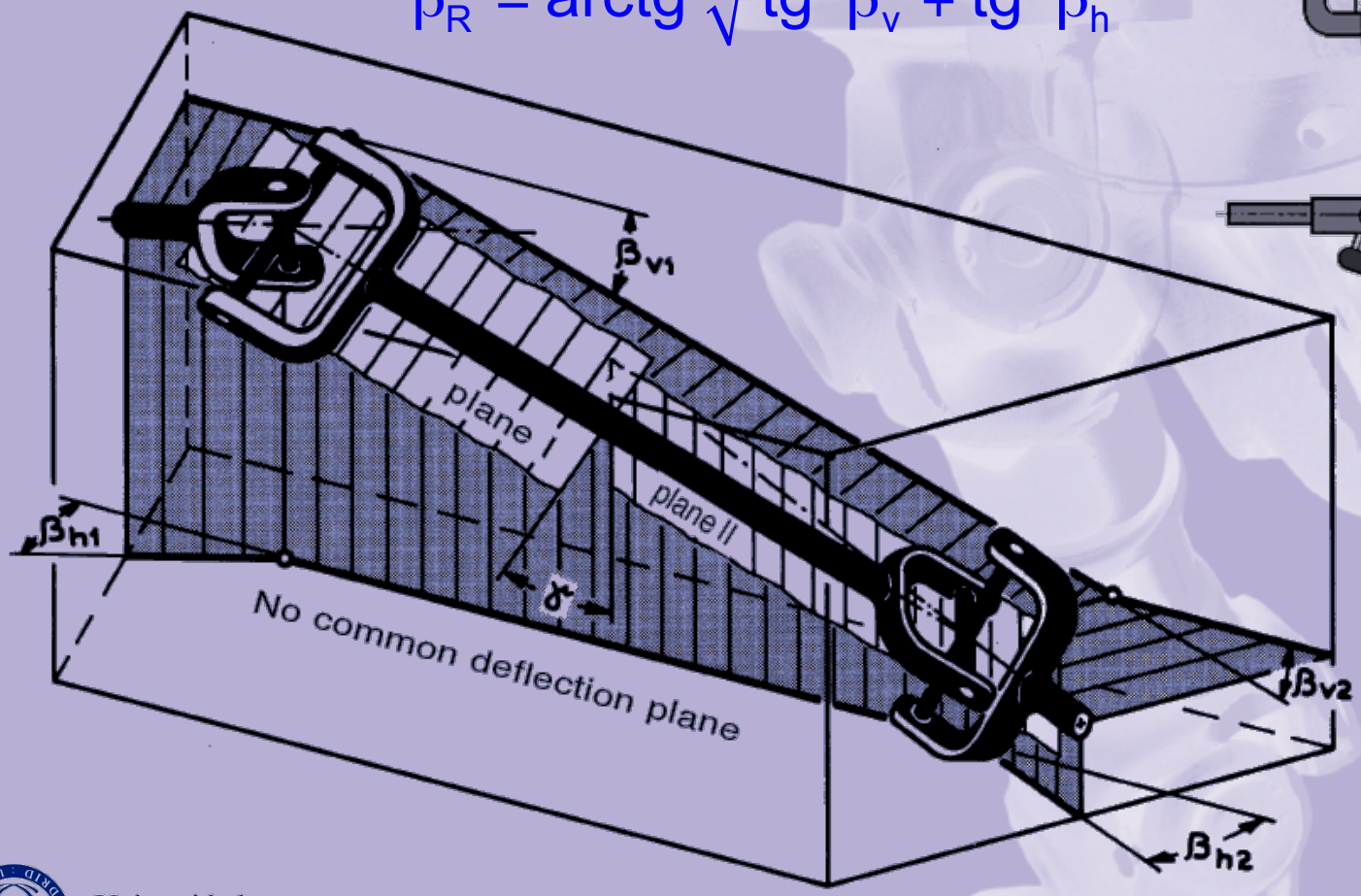


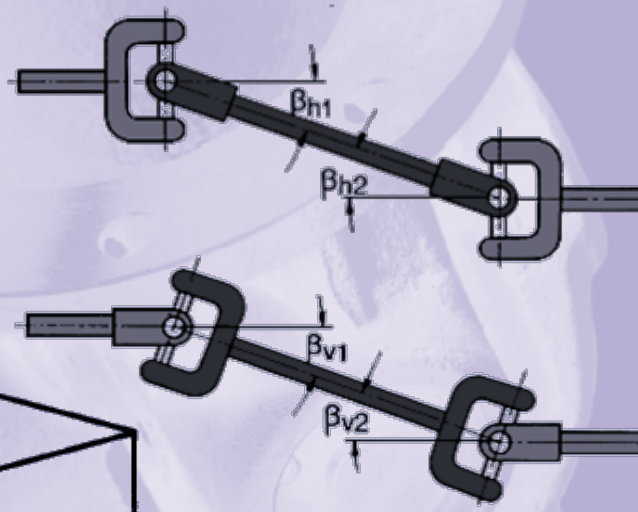

$$\beta_1 = \beta_2$$

# TIPOS DE MONTAJES COMUNES

- <u>Configuración W-Z o Tridimensional:</u> combinación de Z y W

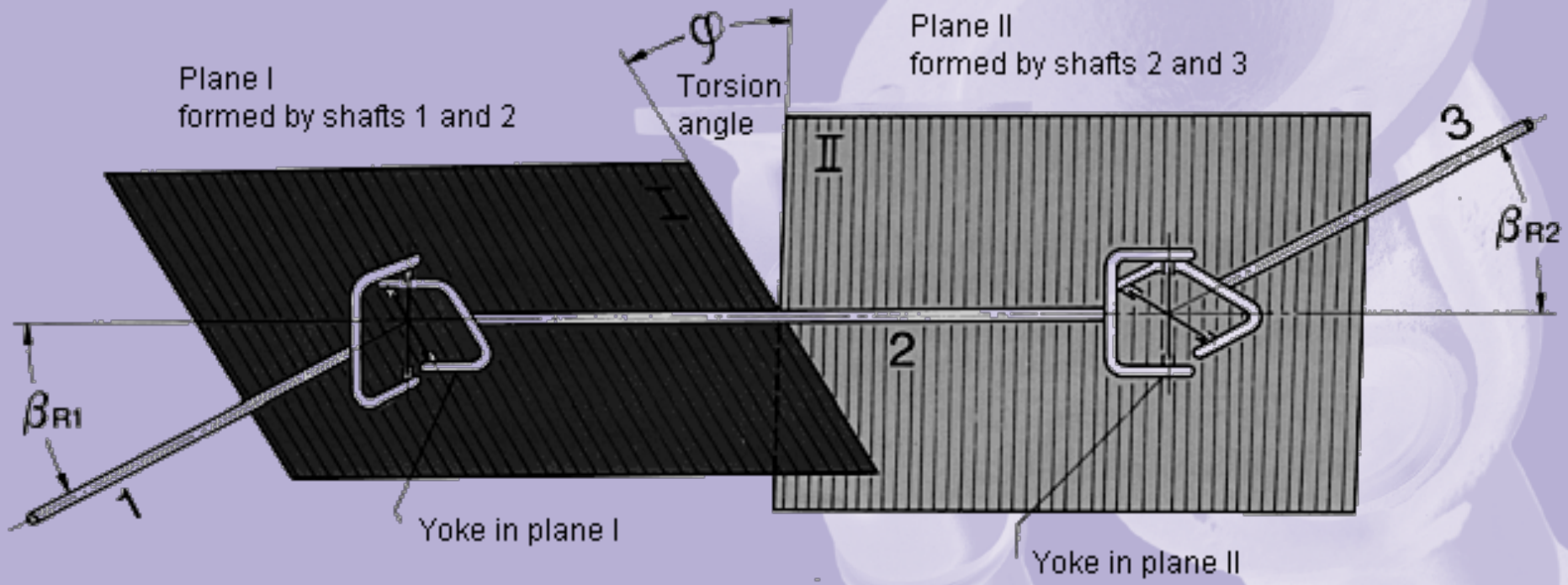
$$\beta_R = \text{arctg}\sqrt{tg^2\,\beta_v + tg^2\,\beta_h}$$



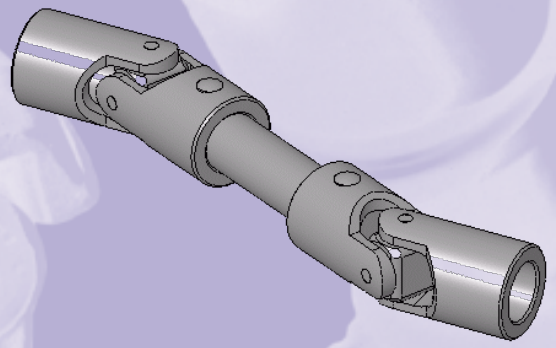

$$\beta_{R1} = \beta_{R2}$$

# DOBLE JUNTA CARDAN: $\beta_1 \neq \beta_2$




$$\beta_R = \text{arctg}\sqrt{tg^2\beta_v + tg^2\beta_h}$$

$$\beta_{R1} = \beta_{R2}$$

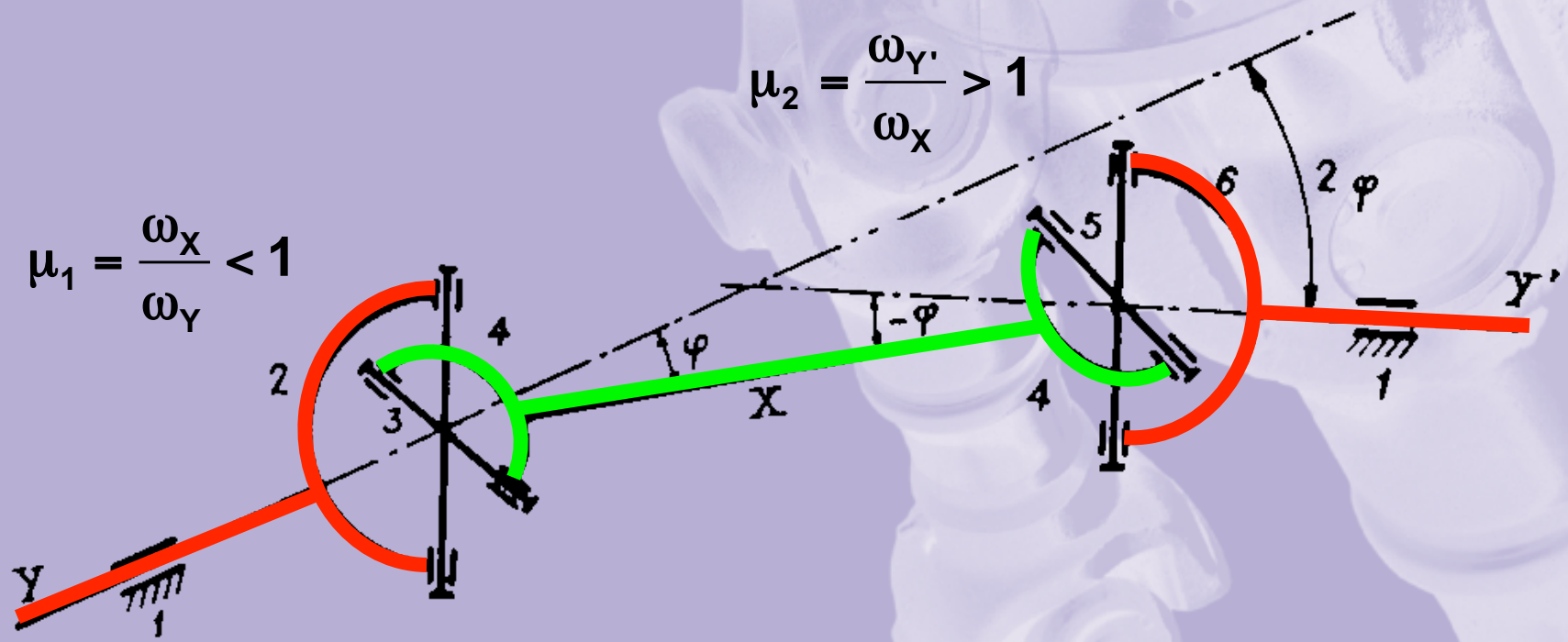


# DOBLE JUNTA CARDAN

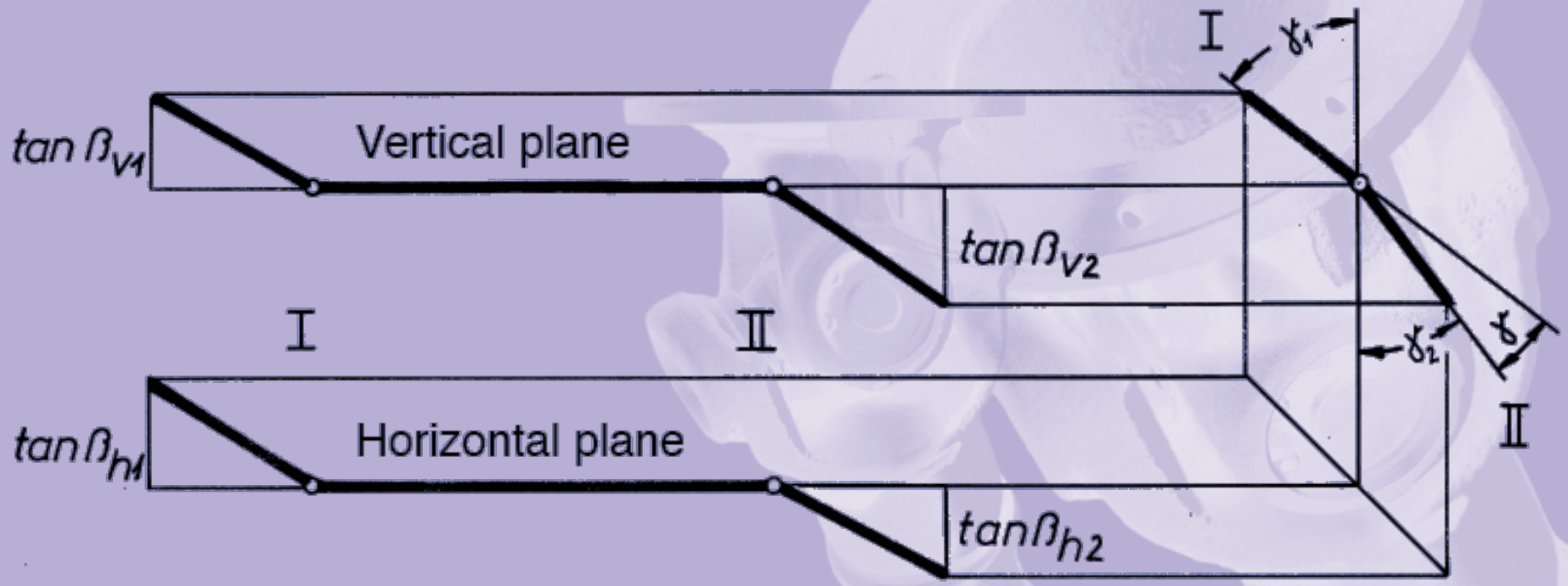
$$\left.\begin{aligned} \operatorname{tg} y &= \operatorname{tg} x \cdot \cos\varphi \\ \operatorname{tg} y' &= \operatorname{tg} x \cdot \cos\varphi' \end{aligned}\right\} \operatorname{tg} y = \operatorname{tg} y' \cdot \frac{\cos\varphi}{\cos\varphi'} \Rightarrow \cos\varphi = \cos\varphi' \Rightarrow \boxed{\varphi = \pm\varphi'}$$

$$\mu_2 = \frac{\omega_{Y'}}{\omega_X} > 1$$

$$\mu_1 = \frac{\omega_X}{\omega_Y} < 1$$

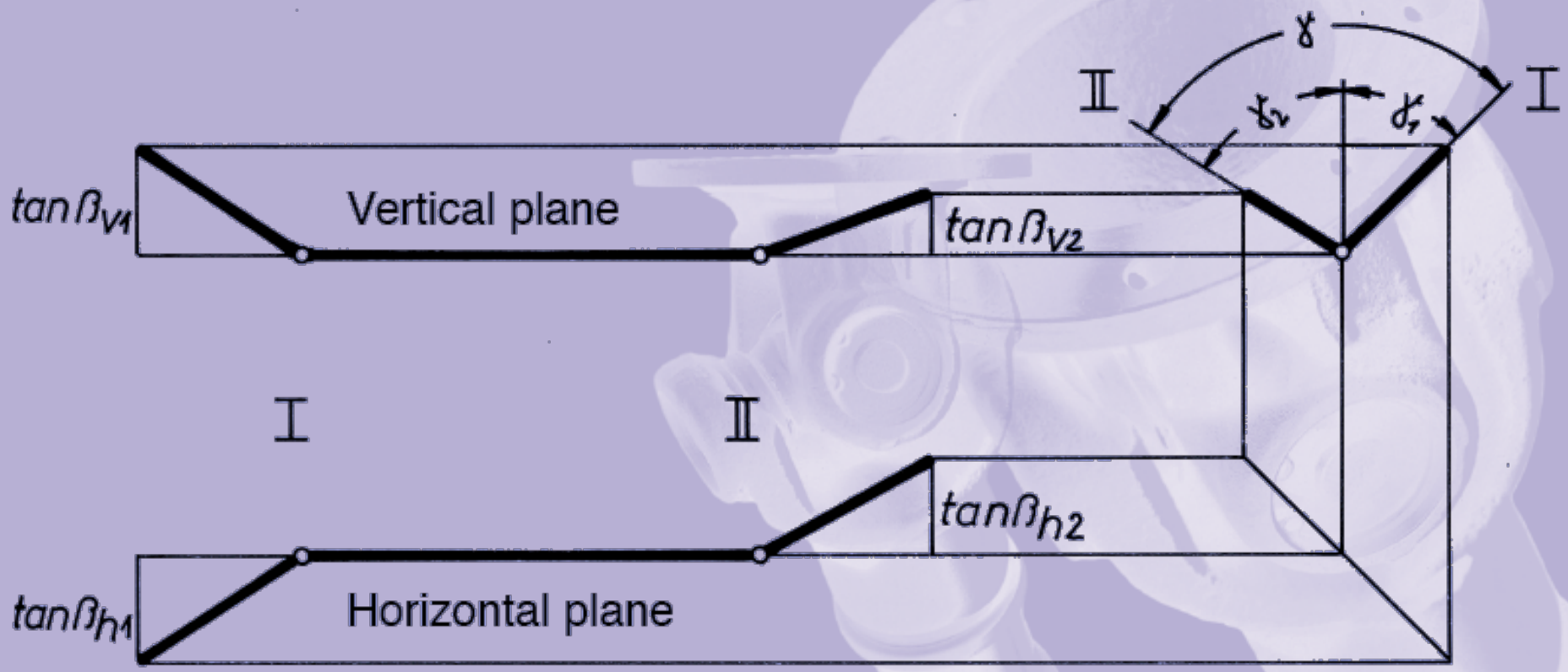


# Ejemplo 1 → $\beta_1 \neq \beta_2$



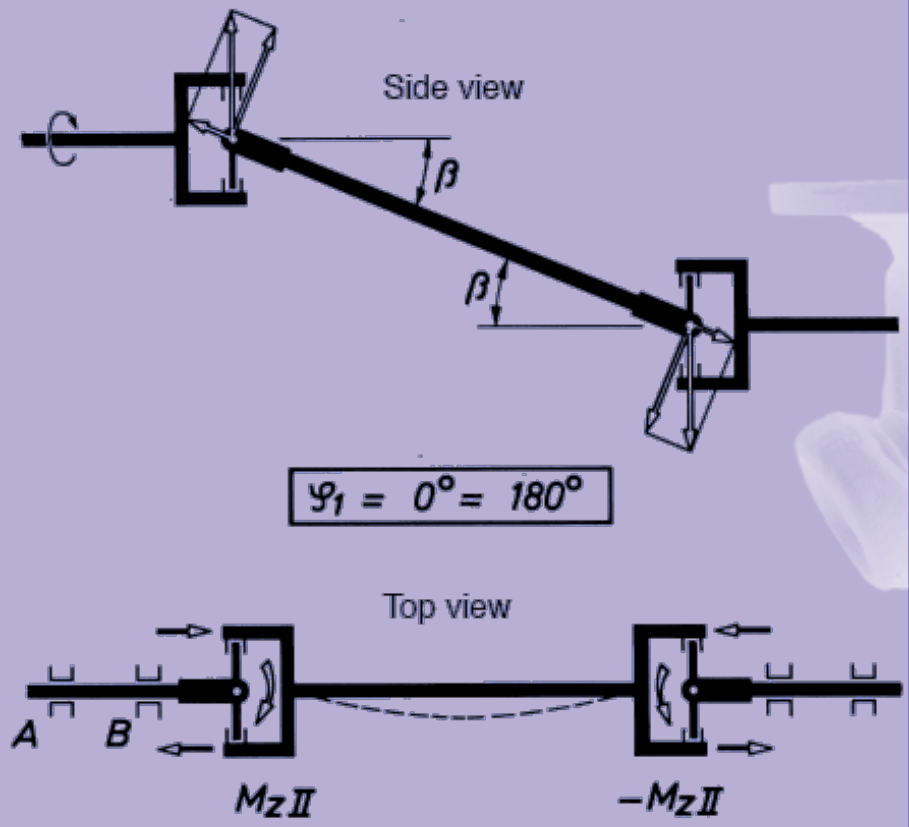

$$\tan \gamma_1 = \frac{\tan \beta_{h\,1}}{\tan \beta_{v\,1}} \qquad \tan \gamma_2 = \frac{\tan \beta_{h\,2}}{\tan \beta_{v\,2}} \qquad \gamma = \gamma_1 - \gamma_2$$

# Ejemplo 2 → $\beta_1 \neq \beta_2$



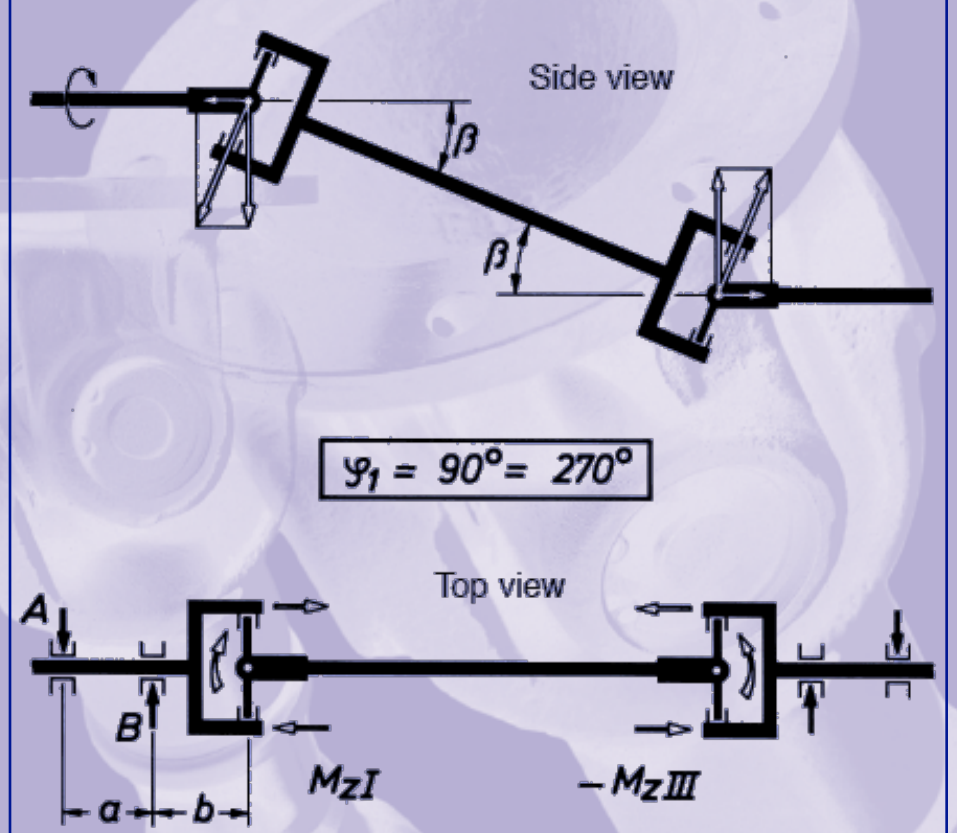

$$\tan \gamma_1 = \frac{\tan \beta_{h\,1}}{\tan \beta_{v\,1}} \qquad \tan \gamma_2 = \frac{\tan \beta_{h\,2}}{\tan \beta_{v\,2}} \qquad \gamma = \gamma_1 + \gamma_2$$

# MOMENTOS EN LA CONFIGURACIÓN "Z"




Driveline-center part stressed in bending

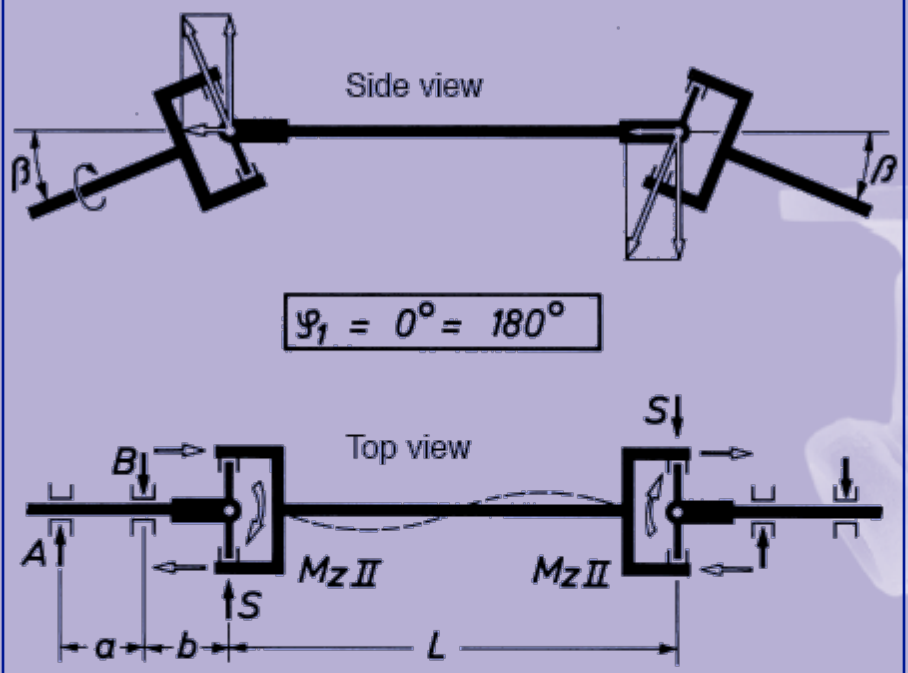
$$A = B = 0$$




In- and output shaft stressed in bending

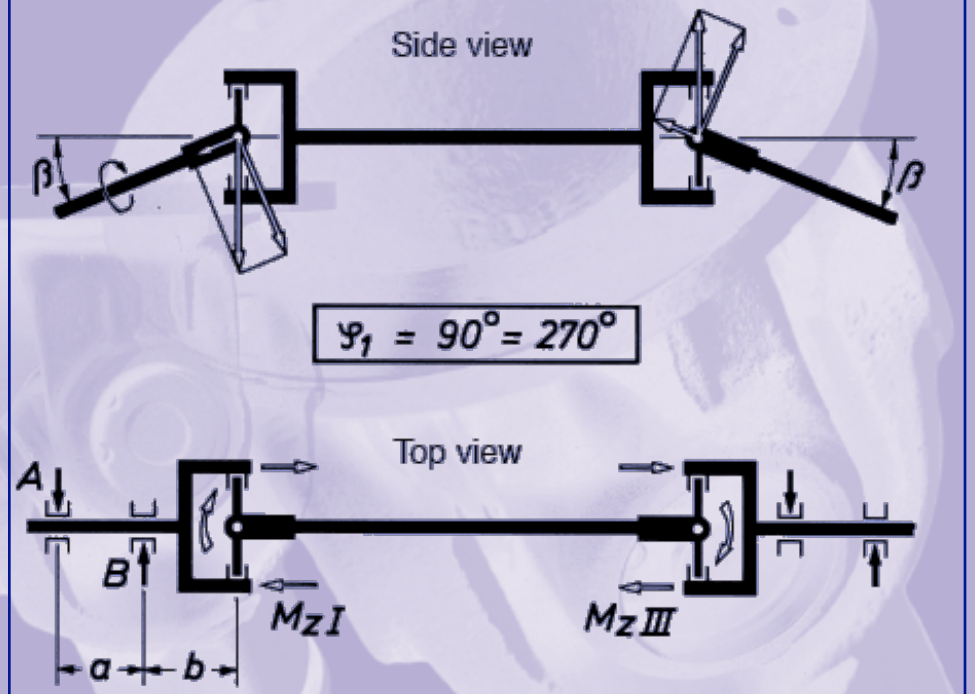
$$A_{max} = B_{max} = \frac{M_{dI} \cdot \tan \beta}{a} \quad [N]$$

# MOMENTOS EN LA CONFIGURACIÓN "W"




Driveline-center part stressed in bending

| | | |
|---|---|---|
| A | = | $\frac{2 \cdot M_{dl} \cdot \sin \beta \cdot b}{L \cdot a}$ |
| B | = | $\frac{2 \cdot M_{dl} \cdot \sin \beta \cdot (a + b)}{L \cdot a}$ |




In- and output shaft stressed in bending

$$A = B = \frac{M_{dl} \cdot \tan \beta}{a} \quad [N]$$

# JUNTA CARDAN DOBLE: PARÁMETROS

- $\mathbf{P_N}$ [kW] ➔ Potencia nominal. $\mathbf{P_N = M_N \cdot n_N}$ .
- $\mathbf{n_N}$ [r.p.m.] ➔ Velocidad nominal.
- $\mathbf{M_N}$ [Nm] ➔ Par nominal. Se calcula a partir de la potencia y la velocidad nominal.
- $\mathbf{M_E}$ [kNm] ➔ Par equivalente. Utilizado para seleccionar el tamaño adecuado de la articulación en función de la vida útil del rodamiento. Este par compensa las condiciones de servicio y se calcula para condiciones de trabajo variables. Normalmente se usa el par nominal.
- $\mathbf{n_E}$ [r.p.m.] ➔ Velocidad equivalente. Velocidad de selección usada para elegir el tamaño adecuado de la articulación en función de la vida útil del rodamiento. Esta velocidad compensa las condiciones de servicio y se calcula para condiciones de trabajo variables. Normalmente se usa la velocidad nominal.
- $\mathbf{M_{max}}$ [kNm] ➔ Pico de par, par máximo de servicio.
- $\mathbf{n_{max}}$ [r.p.m.] ➔ Velocidad máxima de trabajo.
- $\mathbf{n_{z1}}$ [r.p.m.] ➔ Velocidad máxima admisible del eje según el ángulo de trabajo.
- $\mathbf{n_{z2}}$ [r.p.m.] ➔ Velocidad máxima admisible del eje según longitud, con respecto a la velocidad de rotación crítica.
- $\beta$ [°] ➔ Ángulo de trabajo. El ángulo mínimo para realizar cálculos es de 2 grados. Para calcular el ángulo resultante en dos planos:

$$\tan \beta = \sqrt{\tan^2 \beta_1 + \tan^2 \beta_2}$$

# JUNTA CARDAN DOBLE: VIDA ÚTIL

- Para calcular la vida útil de la junta doble cardan se puede seguir dos procedimientos:
  - Similar al usado en las juntas cardan simples (variando parámetros operativos y coeficientes de seguridad).
  - Mediante el uso de gráficas. Si la junta doble trabaja bajo diferentes ciclos operativos habría que calcular el par y la velocidad de entrada equivalentes.

- ¿Y si la vida útil de una junta simple fuera más corta que la de la junta doble a la que pertenece?
  - Lo más apropiado es calcular la vida útil de las dos juntas individuales y posteriormente la de la junta doble.
  - Una vez se hayan realizado los tres cálculos de vida útil, el valor más bajo será, evidentemente, el más seguro pues es el más restrictivo.

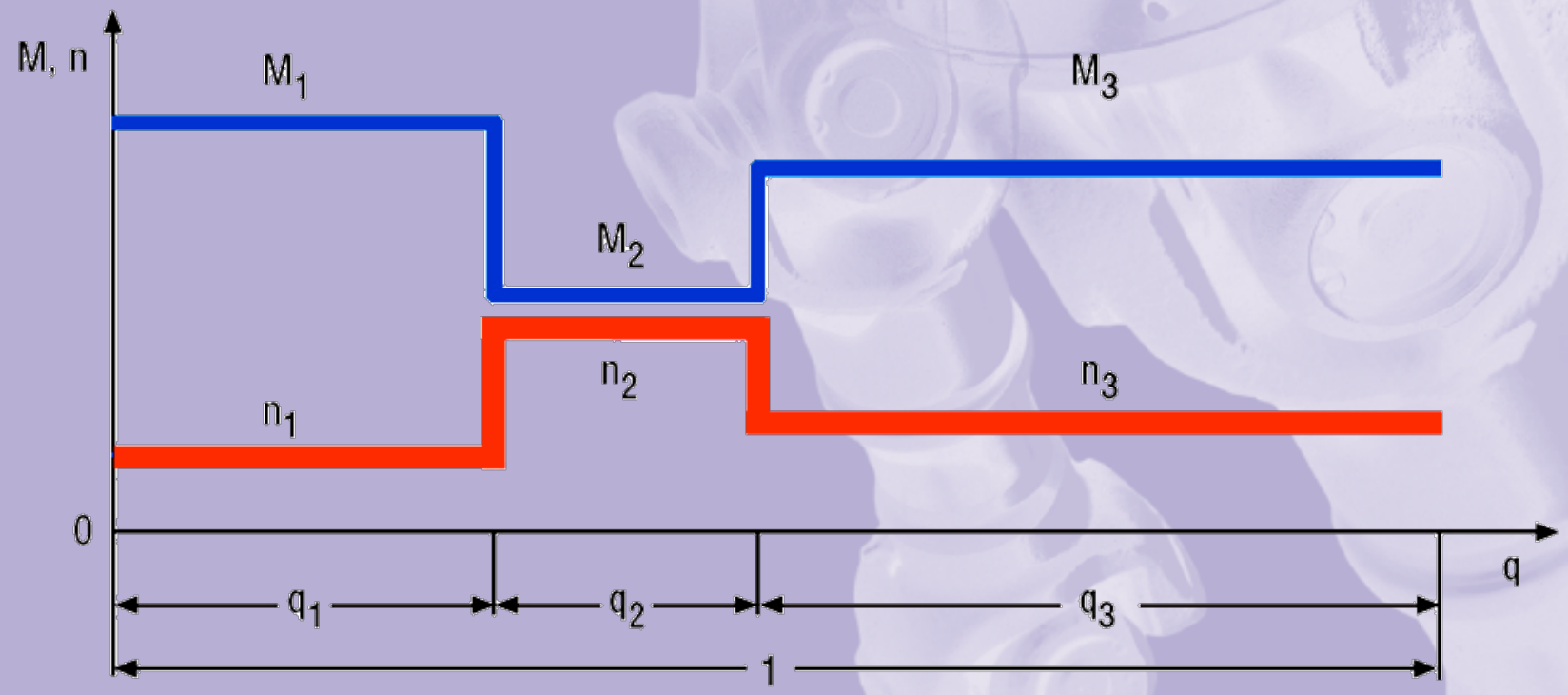
# VALORES DE SERVICIO EQUIVALENTES

**PAR EQUIVALENTE** ➔

$$M_E = \sqrt[10/3]{\frac{q_1 \cdot n_1 \cdot M_1^{10/3} + q_2 \cdot n_2 \cdot M_2^{10/3} + \ldots + q_x \cdot n_x \cdot M_x^{10/3}}{n_E}}$$

**VELOCIDAD EQUIVALENTE** ➔

$$n_E = q_1 \cdot n_1 + q_2 \cdot n_2 + \ldots + q_x \cdot n_x$$



# ESTIMACIÓN DE LA VIDA ÚTIL

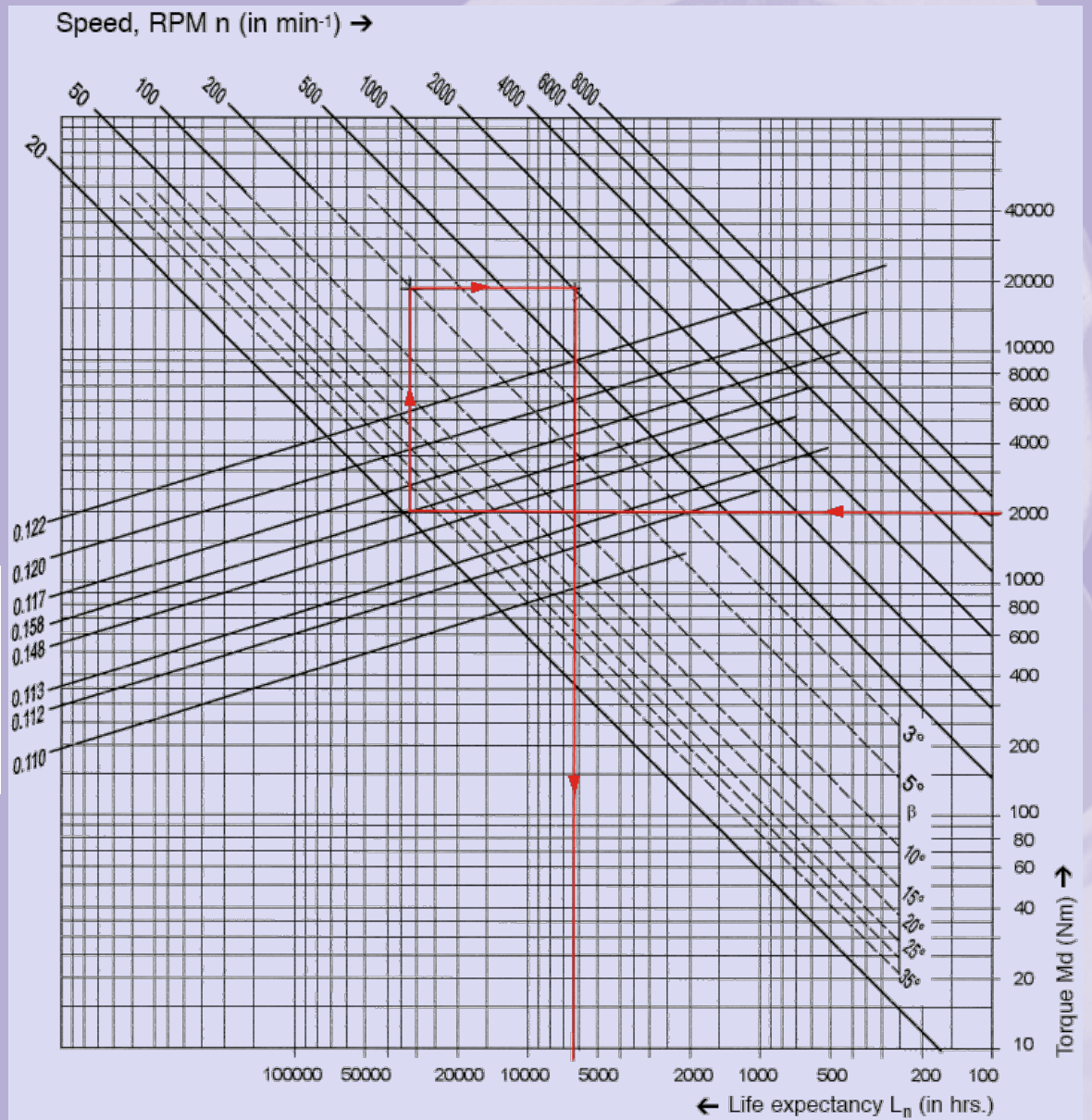
**PROCEDIMIENTO:**

1. PAR APLICADO
2. TAMAÑO O TIPO DE JUNTA
3. ANGULO β
4. VELOCIDAD EN R.P.M.
5. ESPECTATIVA DE VIDA OPERATIVA

**Example**
Universal driveline 0.158

| | | | |
|---|---|---|---|
| Torque | $M_d$ | = | 2000 Nm |
| Defelction angle | β | = | 5° |
| RPM | n | = | 1000 $min^{-1}$ |

Life expectancy = 7000 hrs.

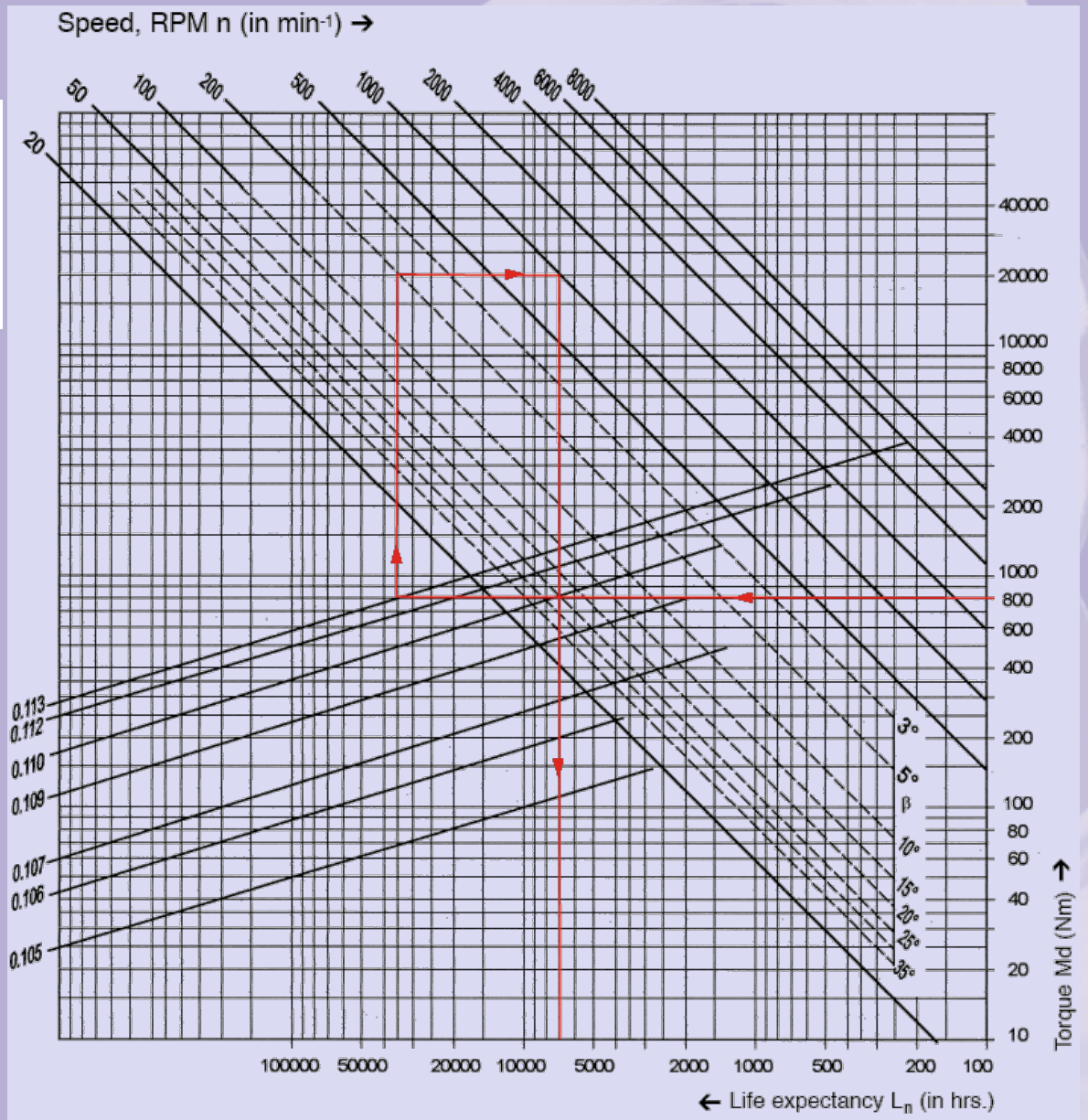


# ESTIMACIÓN DE LA VIDA ÚTIL

**Example**
Universal driveline 0.113

| | | | |
|---|---|---|---|
| Torque | $M_d$ | = | 800 Nm |
| Deflection angle | ß | = | 5° |
| RPM | n | = | 1000 $min^{-1}$ |

Life expectancy = 6900 hrs.



# JUNTA CARDAN DOBLE: VELOCIDAD MÁXIMA

- La velocidad crítica a la que puede girar la junta doble cardan, se cifra en un máximo correspondiente a la aparición de vibraciones en los ejes. Esto también ocurre con las juntas simples pero al conectar dos juntas simples la velocidad crítica aumenta.
- Aunque la velocidad crítica no suele ser problemática para el diseño de sistemas de transmisión, debe tenerse en cuenta y su valor se puede calcular como:

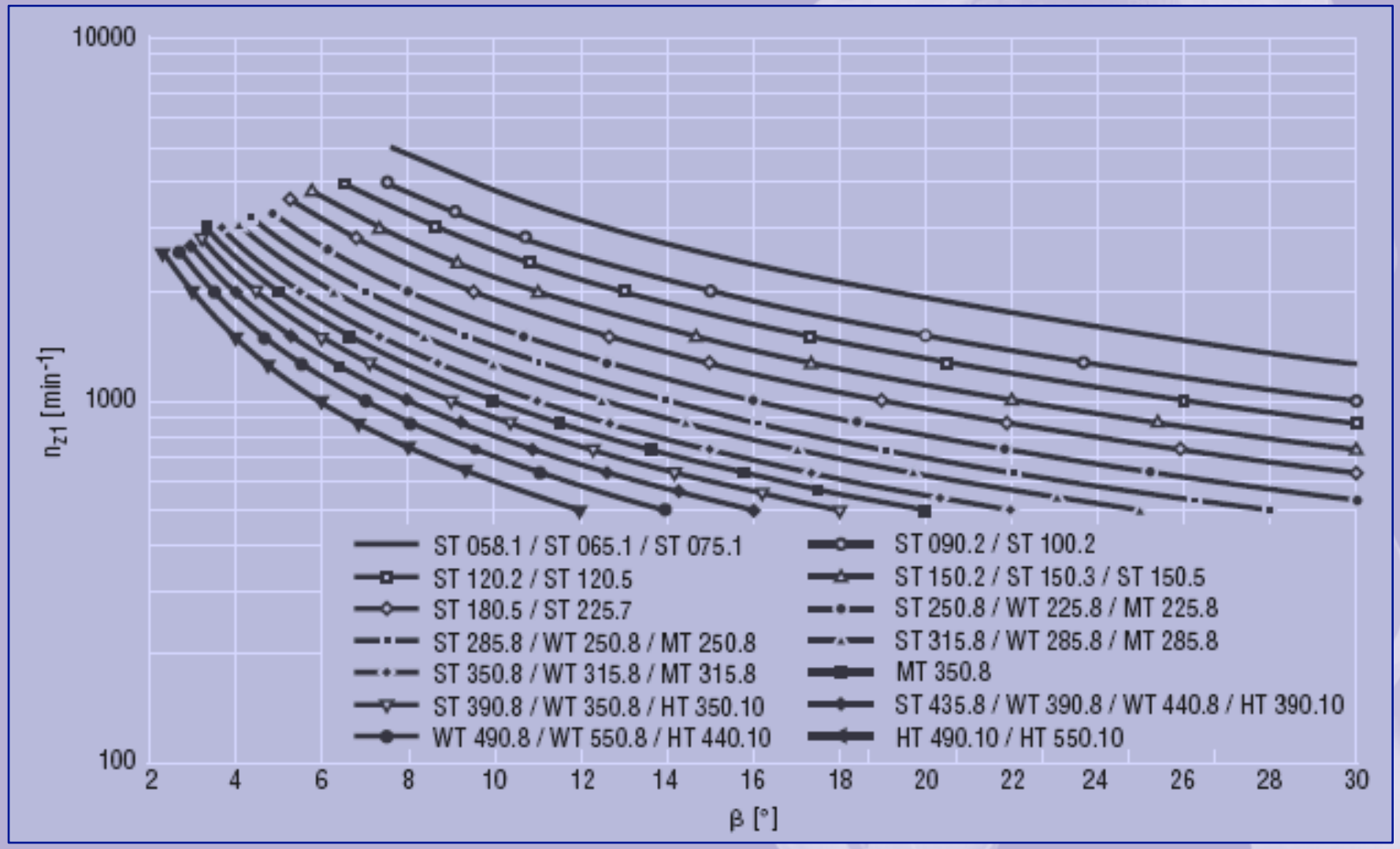
$$V_{CR} \approx \frac{1{,}21 \cdot 10^{8} \cdot \sqrt{D_{SAL}^{2} + D_{ENT}^{2}}}{L^{2}}$$

$V_{CR}$ ➔ Velocidad crítica [min -1]
$L$ ➔ Longitud efectiva del eje intermedio. Distancia de una cruz a la otra [mm]
$D_{SAL}$ ➔ Diámetro del eje de salida [mm]
$D_{ENT}$ ➔ Diámetro del eje de entrada [mm]

- Para no llegar al valor crítico de resonancia se suele admitir como velocidad máxima de una junta doble cardan:

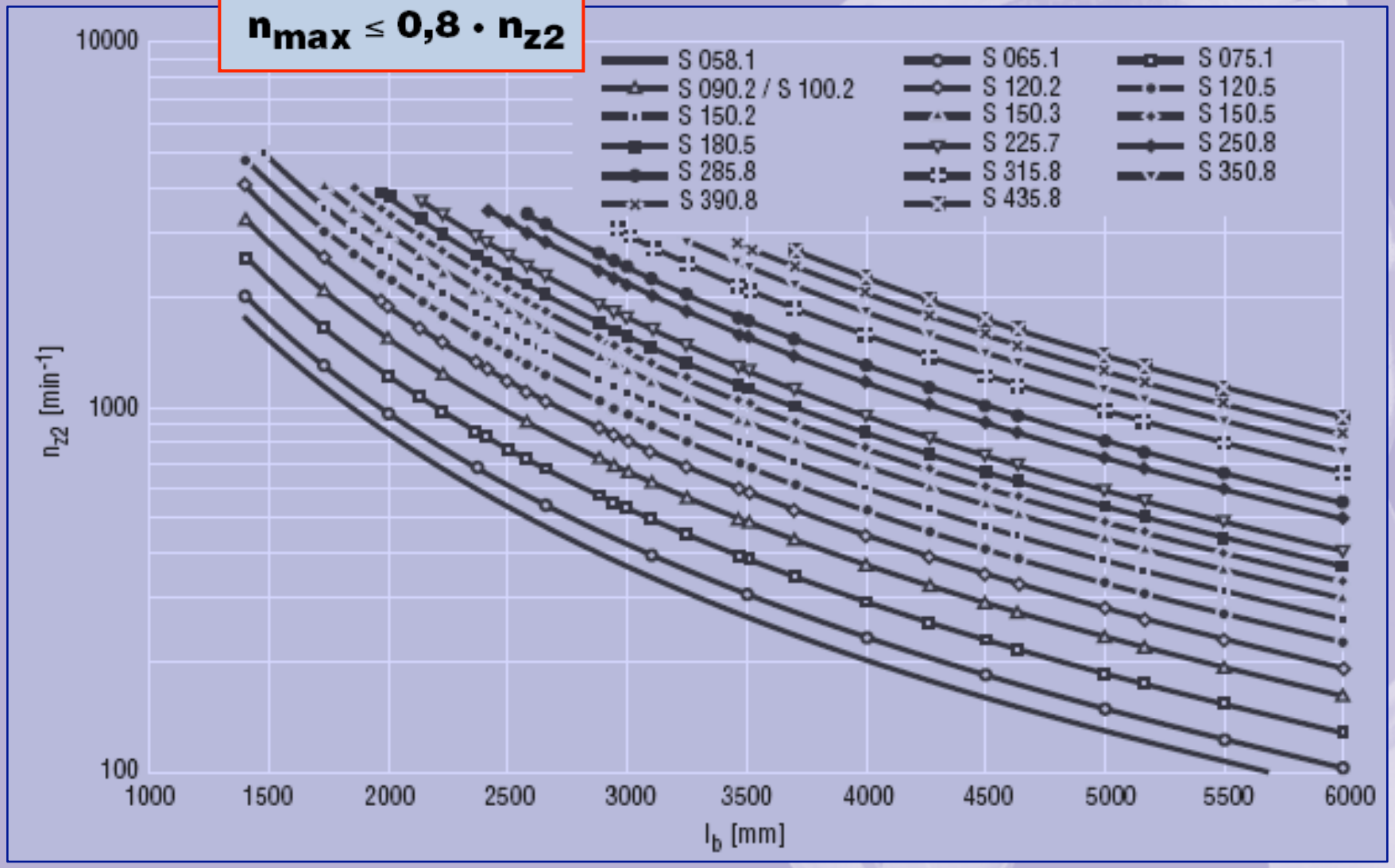
$$V_{MAX} \approx 0{,}65 \cdot V_{CR} \text{ [r.p.m.]}$$

# VELOCIDAD MÁXIMA-ÁNGULO DE DESVIACIÓN

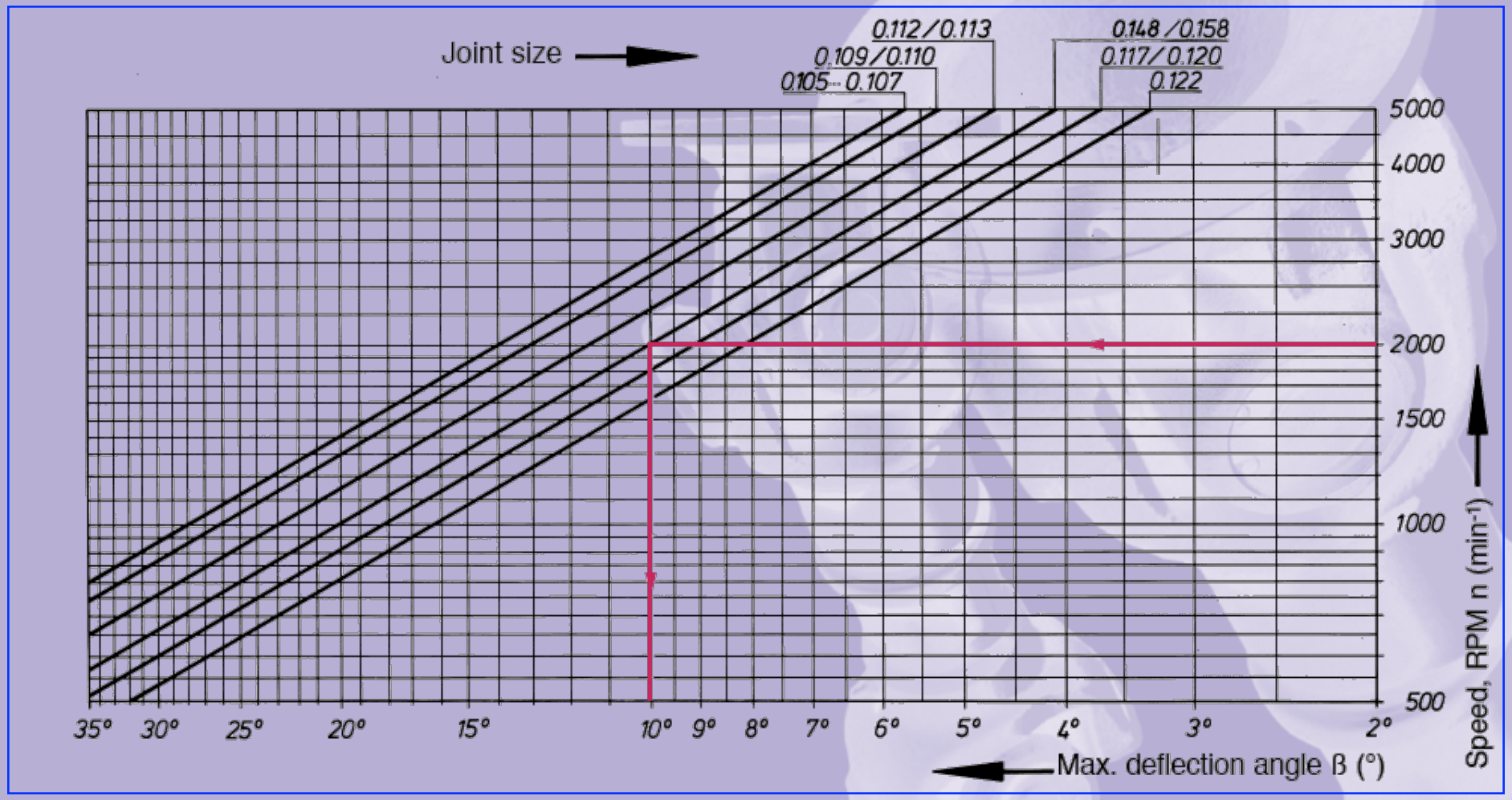


# VELOCIDAD MÁXIMA-LONGITUD

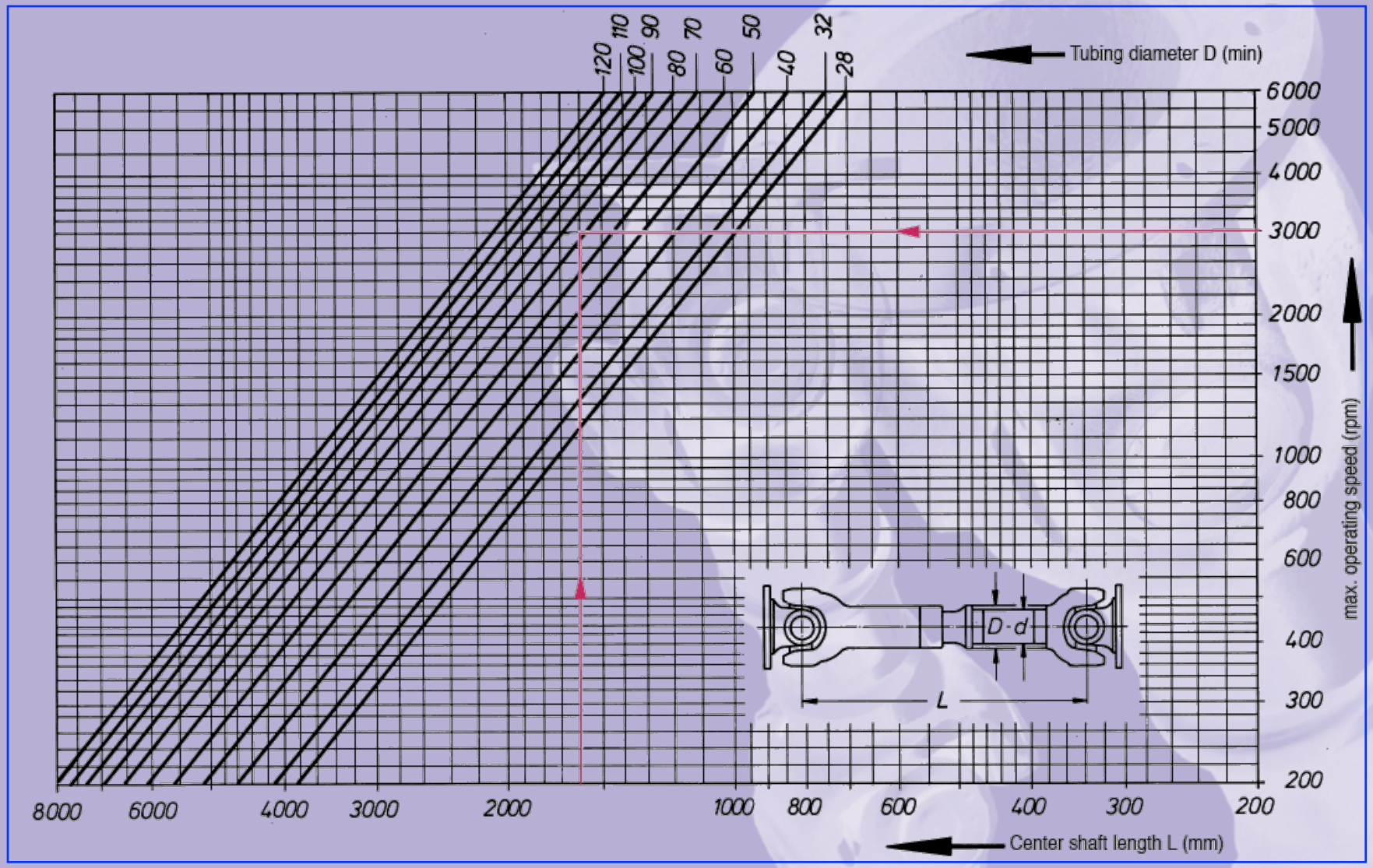
$n_{max} \leq 0{,}8 \cdot n_{z2}$



# CÁLCULO DEL TAMAÑO O TIPO DE JUNTA



# CÁLCULO DEL DIÁMETRO DE EJES DOBLE CARDAN

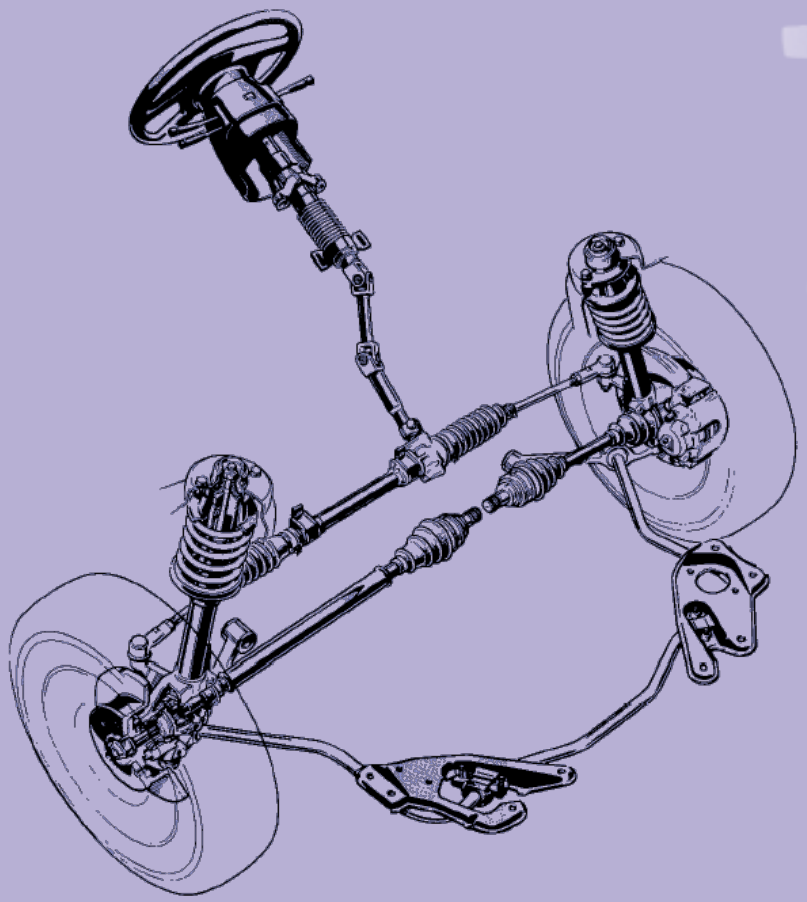


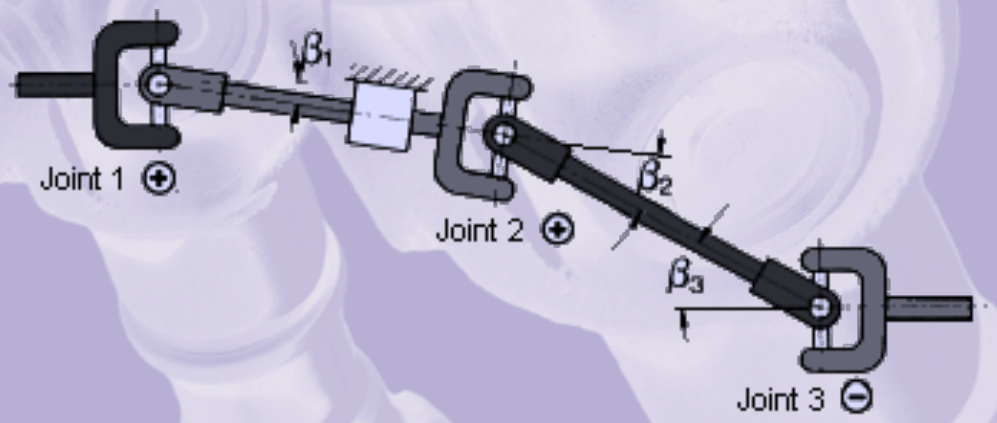
# JUNTAS CARDAN MÚLTIPLES

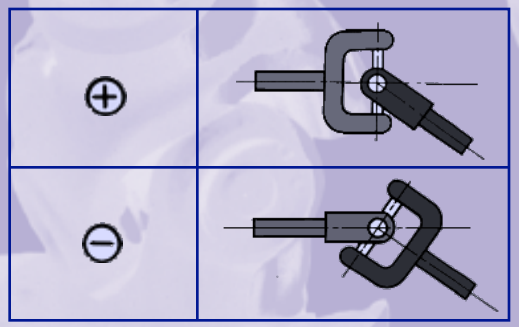
- A veces, se efectúan montajes con más de dos juntas cardan, en esos casos, se tiene que cumplir:

$$U_{Res} = \pm U_1 \pm U_2 \mp U_3 \leq 0{,}0027$$

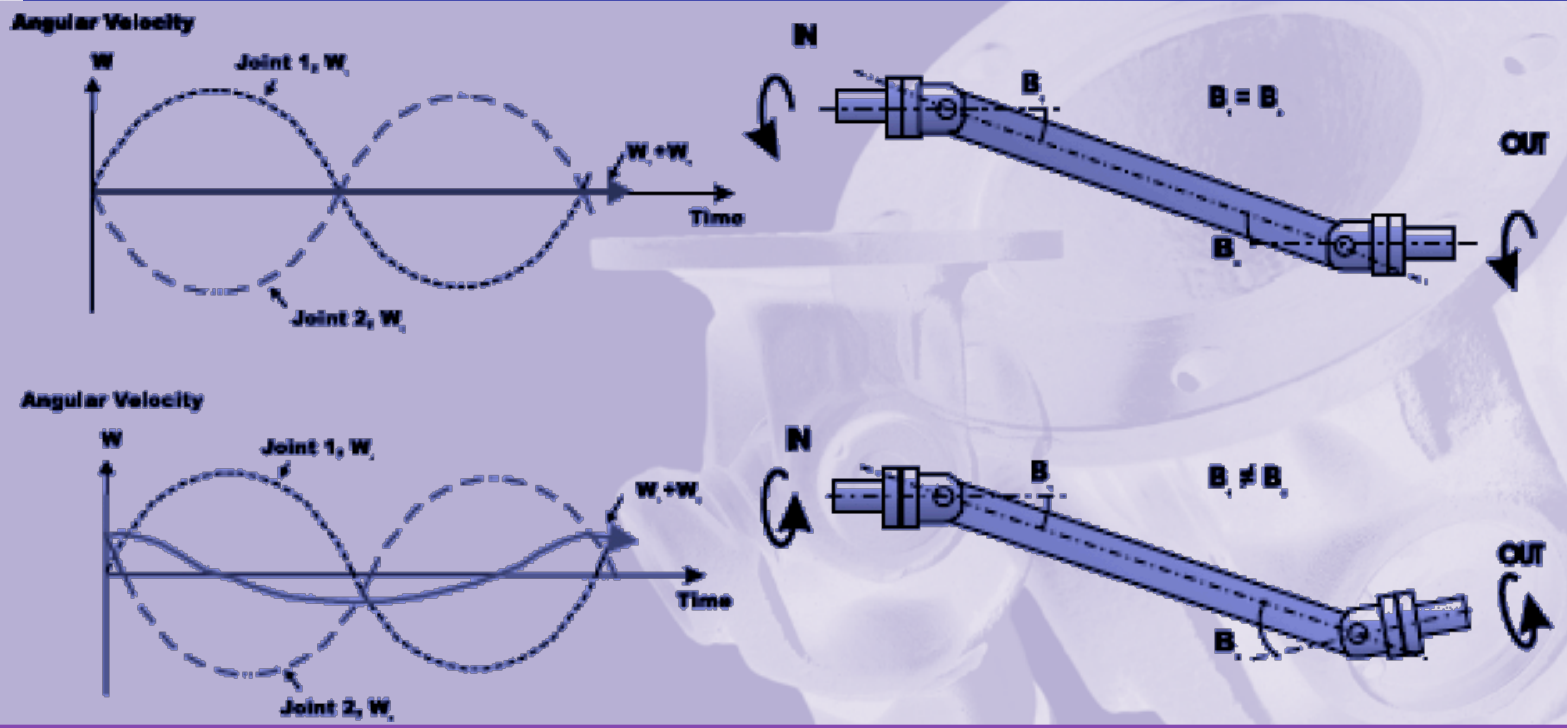
$$\beta_{Res} = \sqrt{\pm \beta_1^{\,2} \pm \beta_2^{\,2} \mp \beta_3^{\,2}} \leq 3^{o}$$

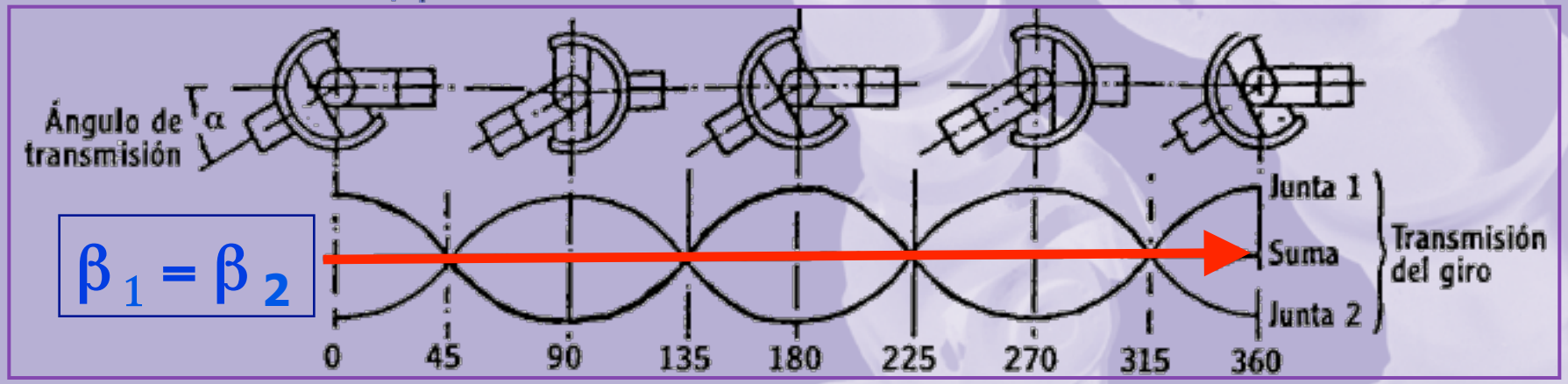




# JUNTA HOMOCINÉTICA



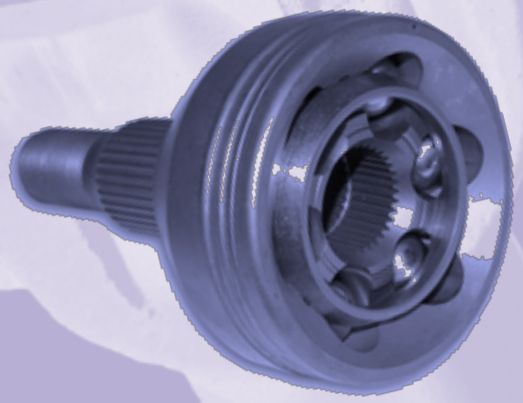

$$\beta_1 = \beta_2$$

# OTRAS JUNTAS UNIVERSALES

- JUNTA RZEPPA
- JUNTA BIRFIELD
- JUNTA BENDIX-WEISS
- JUNTA CORNAY
- JUNTA UNIVERSAL FLEXIBLE
- JUNTA TRIPODE
- JUNTA TRACTA
- JUNTA ELÁSTICA SILENTBLOCK
- JUNTA THOMPSON

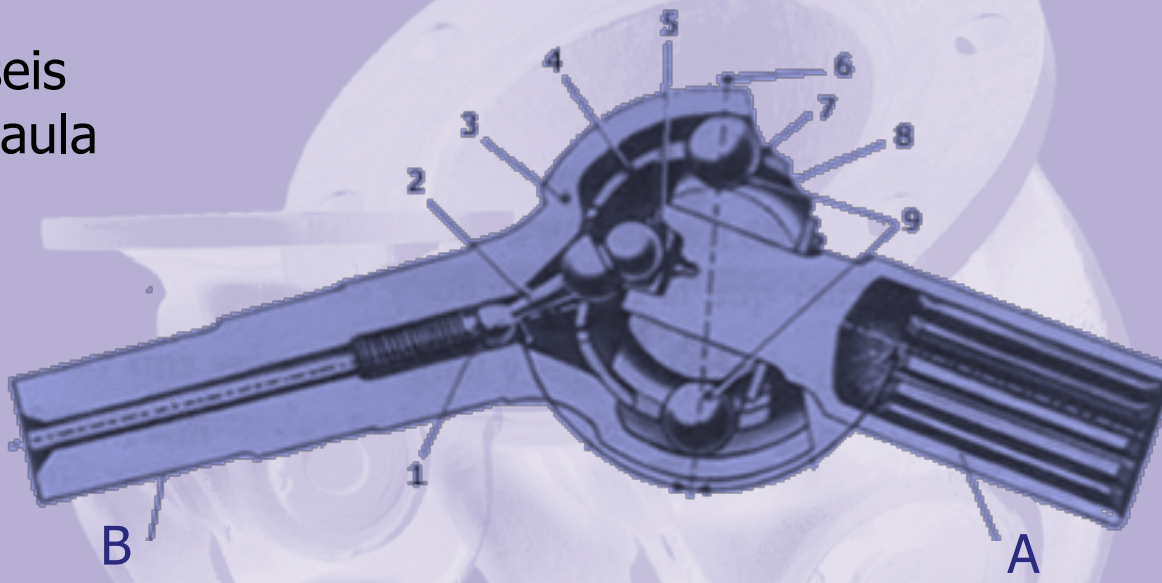
# JUNTA RZEPPA (1/3)

- **La junta R-ZEPPA**, conocida como "junta homocinética de bolas" suele utilizarse en los puentes de los automóviles combinada con una junta trípode deslizante, esta última montada en el lado caja de cambios y junta Rzeppa en lado de la rueda, pues trabaja perfectamente bajo condiciones de gran angularidad.
- La junta R-ZEPPA está formada por un núcleo interior conductor dotado de ranuras que pone en rotación una serie de bolas que, a su vez, están vinculadas a las estrías presentes en una caja exterior conducida.



- El núcleo interior se sitúa en el semieje al que se conecta mediante un anillo elástico y las bolas se mantienen en su posición mediante una jaula.
- La junta se asemeja a un rodamiento de bolas en el que las pistas exterior e interior están dotadas de estrías axiales o gargantas que impiden la rotación relativa de una pista respecto a la otra.

# JUNTA RZEPPA (2/3)




- La junta Rzeppa consta de seis bolas que se alojan en una jaula especial o caja de bolas (7).
- Las bolas son solidarias del árbol conductor (A) y del conducido (B); este acoplamiento se produce debido a que las bolas también se alojan en unas gargantas tóricas, que están espaciadas uniformemente a lo largo de dos piezas interior y exterior.
- La pieza exterior (3), en forma de campana, esta unida al árbol conducido, en el lado rueda.
- La pieza interior (8) es el núcleo del eje conductor, eje que, a su vez, se une a la junta homocinética que sale de la caja de cambios.

# JUNTA RZEPPA (3/3)

- La disposición de las bolas y la garganta hace que solo dos bolas transmitan el par, mientras que las otras cuatro bolas aseguran el plano bisector.
- Tras una cierta rotación, otras dos bolas son las que pasan a transmitir el par y las dos bolas que acaban de trabajar pasan al lado bisector.
- Una de las grandes ventajas de la junta Rzeppa es su larga vida útil, superior generalmente a la del automóvil.

**Nota.-** Esto último es sólo teoría, porque en la práctica se ven muchos automóviles estropeados debido a la pérdida de la grasa del interior del guardapolvos y que provoca una avería en la junta homocinética.

# JUNTA BENDIX-WEISS

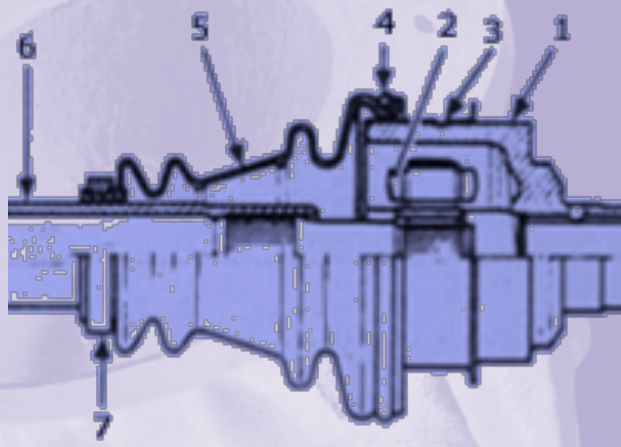
- Esta junta consiste en dos ejes finalizados en horquillas con pistas interiores por las que circulan bolas.
- Las bolas proporcionan las puntos de contacto propulsores, van sin jaula que controle las bolas, las cuales van perfectamente ajustadas en sus pistas entre las dos mitades del acoplamiento.
- Las cuatro bolas deslizantes son fijadas por una bola interior taladrada que gira sobre un pasador alojado en el semieje exterior.
- El plano de los puntos de contacto se mantiene en la bisectriz del ángulo de los dos semiejes, pero la posición de las bolas se consigue por el "roce del rodamiento" entre las cuatro bolas y sus pistas.

# JUNTA TRACTA

- Se desarrolla en los años 20 del siglo XX. Se trata de una junta sencilla y relativamente fácil de fabricar donde los árboles de entrada y salida poseen unas horquillas que se acoplan a dos piezas centrales o "nueces".
- Las nueces macho y hembra se acoplan entre sí haciendo que los elementos que transmiten el movimiento están siempre en el plano bisector.
- Puede trabajar con ángulos muy elevados; pero cuando se alcanzan valores del orden de 45º no permite la transmisión de pares altos.
- El ángulo de la junta está limitado por la geometría y la resistencia. En esas condiciones surgen movimientos relativos entre piezas que dan lugar a rozamientos intensos (incremento grande de temperatura), lo que limita la vida útil de la junta.
- Por el motivo anterior, los pares a transmitir con ángulos elevados deben ser más bajos que los que podría transmitir cuando los árboles conductor y conducido están alineados.

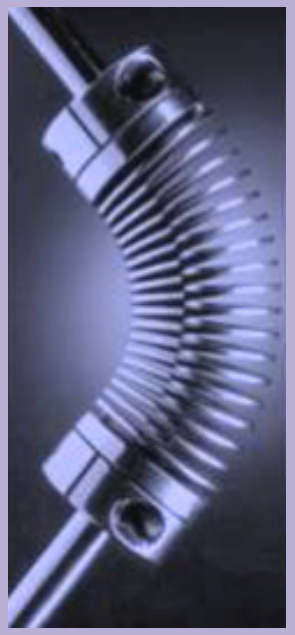
# JUNTA TRIPODE

- Está constituida por un trípode (1) donde se acoplan los rodillos (2) alojados en las ranuras cilíndricas del manguito (3) por donde deslizan. En el interior del trípode (1) se aloja el palier (6) y, en el casquillo (3), el planetario (7), resultando una junta homocinética deslizante. El casquillo (4) y el guardapolvos (5) sirven de tapa y cierre del conjunto.

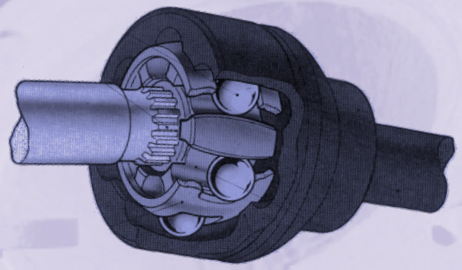



- La junta trípode deslizante o de **tipo Glaencer** es de engrase permanente y se caracteriza por su reducido volumen.
- Esta tipo de junta siempre se coloca en el lado del diferencial y tiene un rendimiento muy elevado y muy poca resistencia al deslizamiento
- La junta trípode deslizante Glaencer se comporta de forma homocinética bajo cualquier ángulo, con gran capacidad para la transmisión de pares y un elevado rendimiento mecánico.

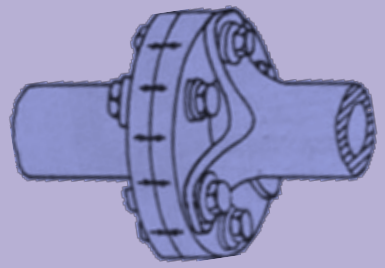
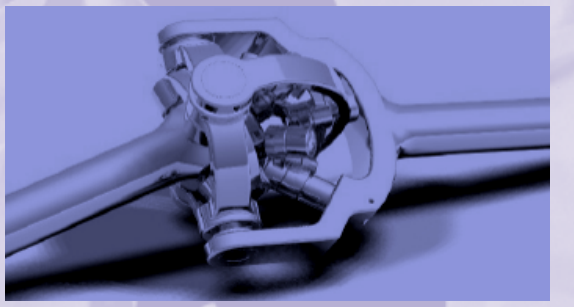
# OTRAS JUNTAS UNIVERSALES



- **JUNTA BIRFIELD**



- **JUNTA UNIVERSAL FLEXIBLE**
- **JUNTA CORNAY**



- **JUNTA ELÁSTICA DE SILENTBLOCK**
- **JUNTA THOMPSON**