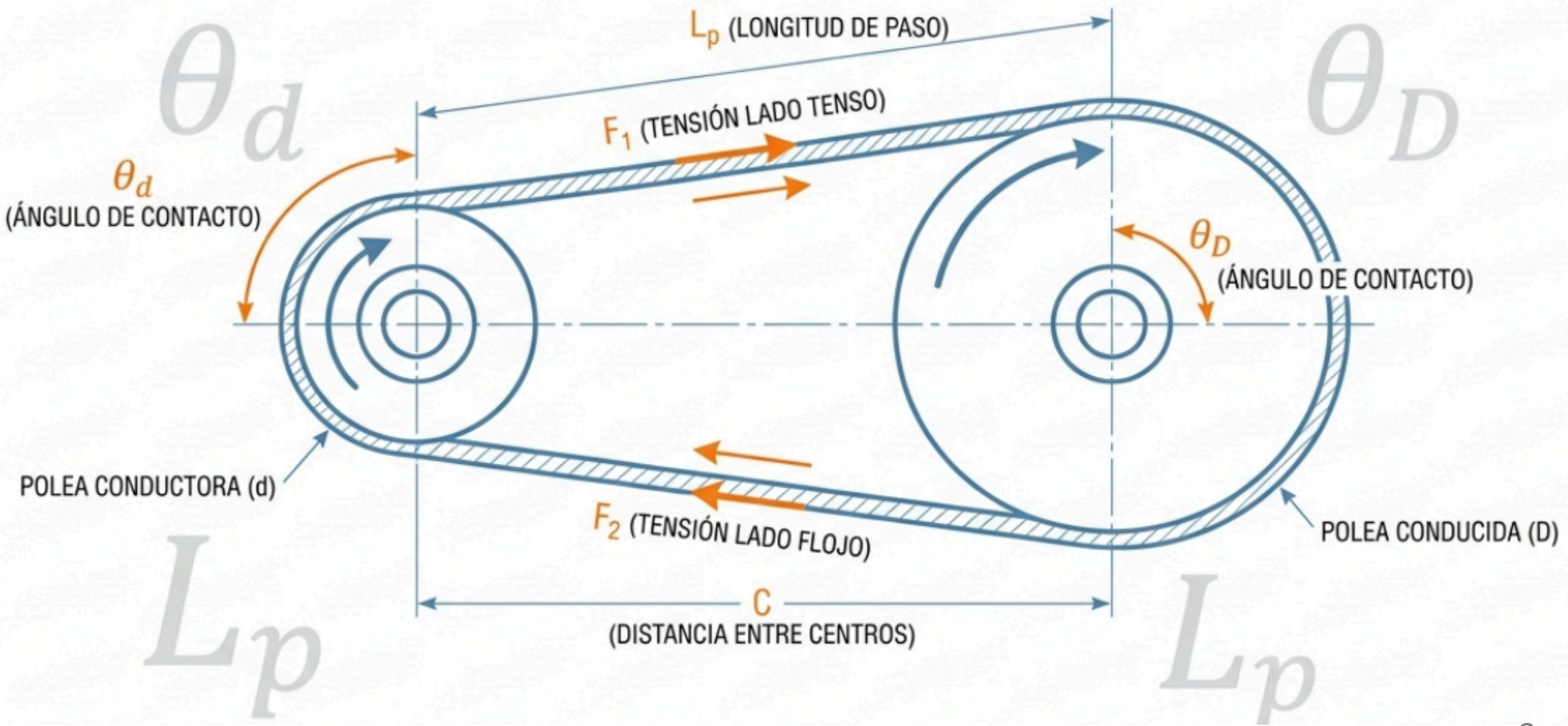


Correas y bandas

Profesor: Ing. Israel Chaves Arbaiza

Curso: Elementos de Máquinas II





Elementos flexibles en transmisión de potencia

Alternativas a los sistemas rígidos, absorben impacto y operan a largas distancias con alta eficiencia (~ 98%)



**Bandas Planas
(Flat)**

Características:

Núcleo elástico fuerte (ej. poliamida/uretano).
Operación silenciosa.

Ventaja: Sin límite superior práctico de distancia entre centros o velocidad.



**Redondas
(Round)**

Características:

Operan exclusivamente en poleas ranuradas o acanaladas.

Ventaja: Cargas más ligeras, alta flexibilidad direccional en el diseño.



**En V
(V-Belts)**

Características:

Menor eficiencia que las planas (70-96%), pero mayor área de fricción real.

Ventaja: Efecto cuña. Alta capacidad de torque en distancias cortas.



**Sincronización
(Timing)**

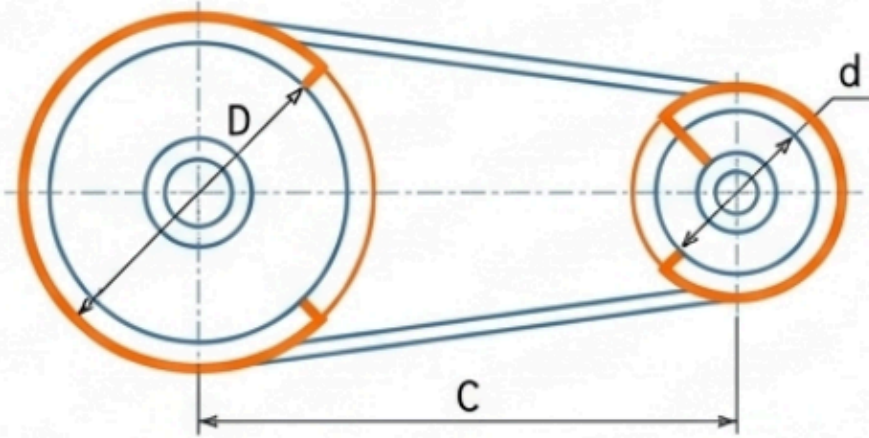
Características:

Dientes de elastómero que engranan en la polea. Sin tensión inicial requerida.

Ventaja: Cero deslizamiento. Relación de velocidad angular exacta.

Geometría de transmisiones: Abiertas vs. Cruzadas

Configuración Abierta



Configuración Abierta

Ángulo de contacto (Polea menor):

$$\theta_d = \pi - 2 \sin^{-1} \left(\frac{D-d}{2C} \right)$$

Ángulo de contacto (Polea mayor):

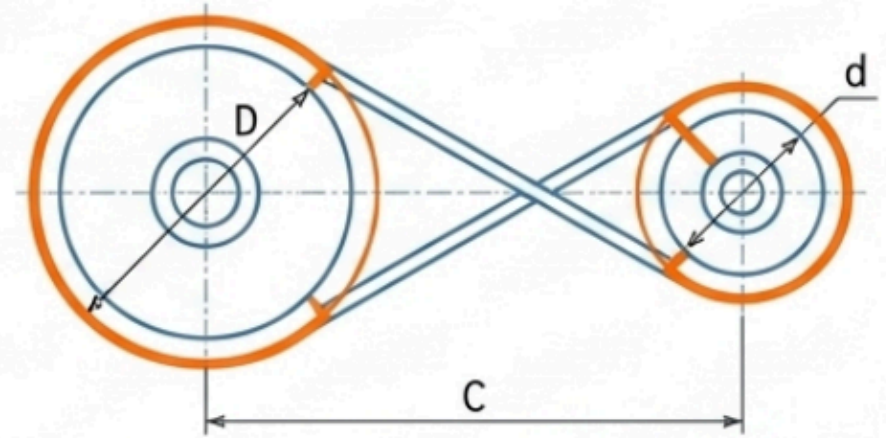
$$\theta_D = \pi + 2 \sin^{-1} \left(\frac{D-d}{2C} \right)$$

Longitud de paso (L_p):

$$L_p = [4C^2 - (D-d)^2]^{1/2} + (1/2)(D\theta_D + d\theta_d)$$

Nota: Los ejes giran en el mismo sentido.

Configuración Cruzada



Configuración Cruzada

Ángulo de contacto (Idéntico en ambas):

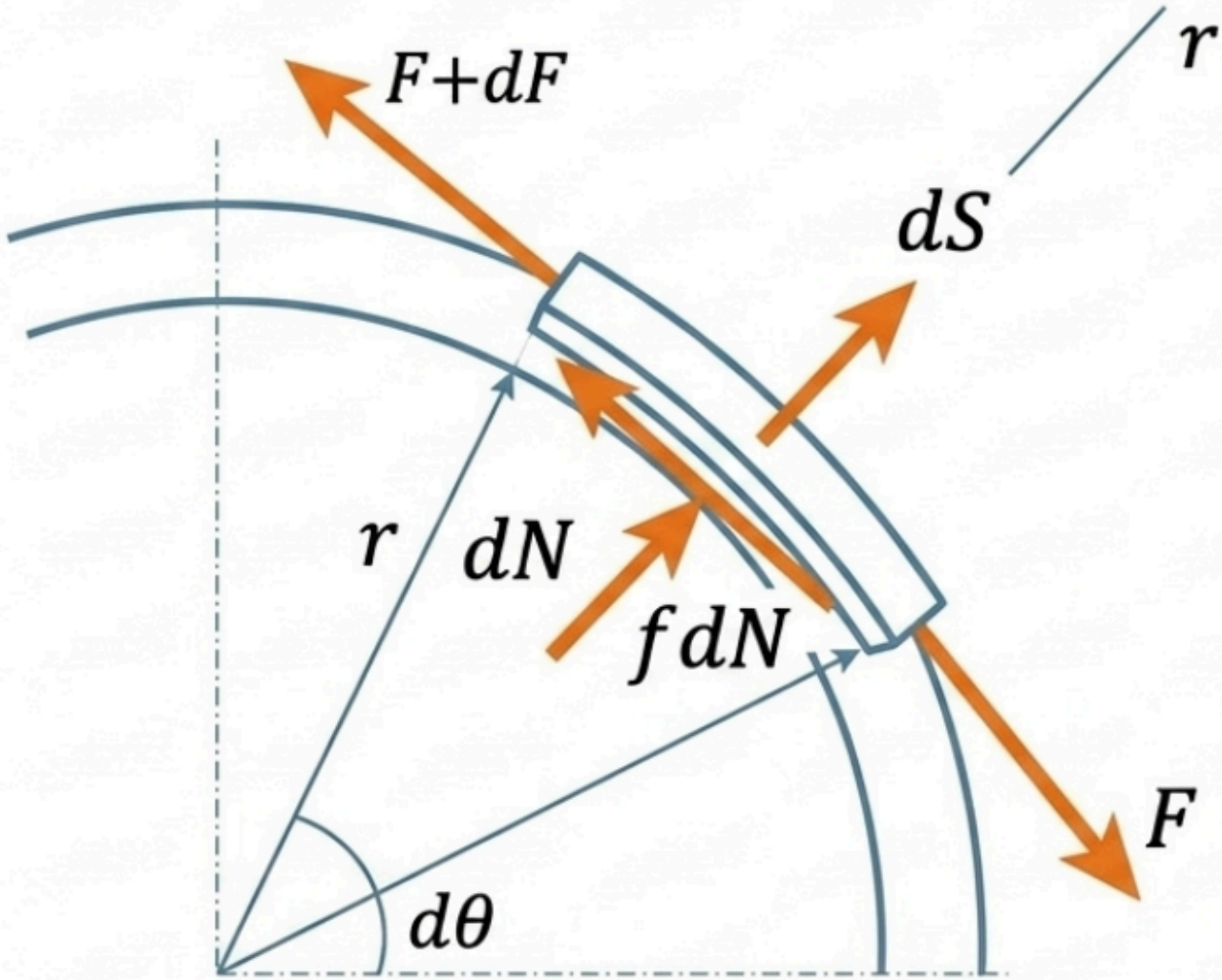
$$\theta = \pi + 2 \sin^{-1} \left(\frac{D+d}{2C} \right)$$

Longitud de paso (L_p):

$$L_p = [4C^2 - (D+d)^2]^{1/2} + (1/2)(D+d)\theta$$

Nota: Invierte el sentido de rotación. Requiere separación para evitar fricción.

Mecánica de Bandas Fandas



Tensiones Principales

Lado tenso (F_1) y Lado flojo (F_2).

Fuerza Centrífuga (F_c)

$$F_c = \frac{w}{g} * \left(\frac{V}{60}\right)^2$$

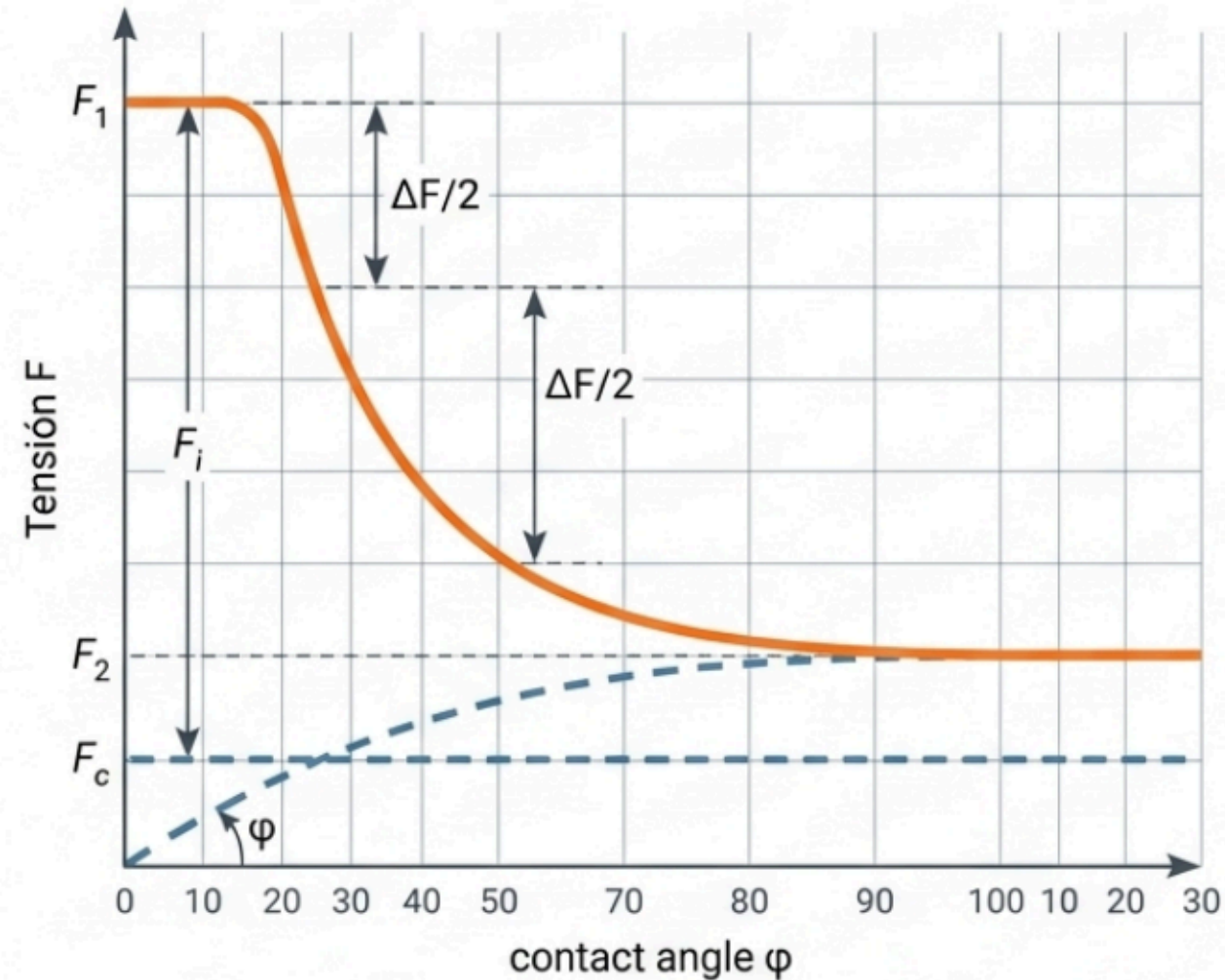
Actúa radialmente hacia afuera, reduciendo la fuerza normal disponible para generar tracción por fricción.

Par de Torsión (Torque, T)

$$T = \frac{d}{2} * (F_1 - F_2)$$

La transmisión de torque es una función exclusiva de la diferencia de tensiones generada por la fricción.

Tensión inicial (F_i) y ecuación de la banda



Ecuación de Fricción (La Ecuación de la Banda)

$$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = e^{f\varphi}$$

La capacidad de tracción crece exponencialmente con el ángulo de contacto (φ) y el coeficiente de fricción (f).

Tensión Inicial Requerida (F_i)

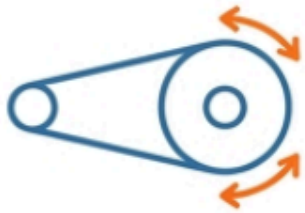
$$F_i = \frac{T}{d} \left[\frac{e^{f\varphi} + 1}{e^{f\varphi} - 1} \right]$$

Principio Fundamental: Sin una tensión inicial F_i preestablecida, la capacidad de transmitir ⁶ par de torsión (T) es matemáticamente cero.

Factores de diseño en la práctica

Tensión Máxima Permisible Ajustada

$$(F_1)_a = b \cdot F_a \cdot C_p \cdot C_v$$



Factor de Polea (C_p)

Corrige la vida útil por la severidad de la flexión. Poleas de menor diámetro inducen un mayor esfuerzo cíclico y fatiga en el material de la banda.



Factor de Velocidad (C_v)

Ajusta las características mecánicas del material a altas velocidades operativas (generalmente establecido en 1.0 para cintas de uretano moderno).



Factor de Servicio (K_s)

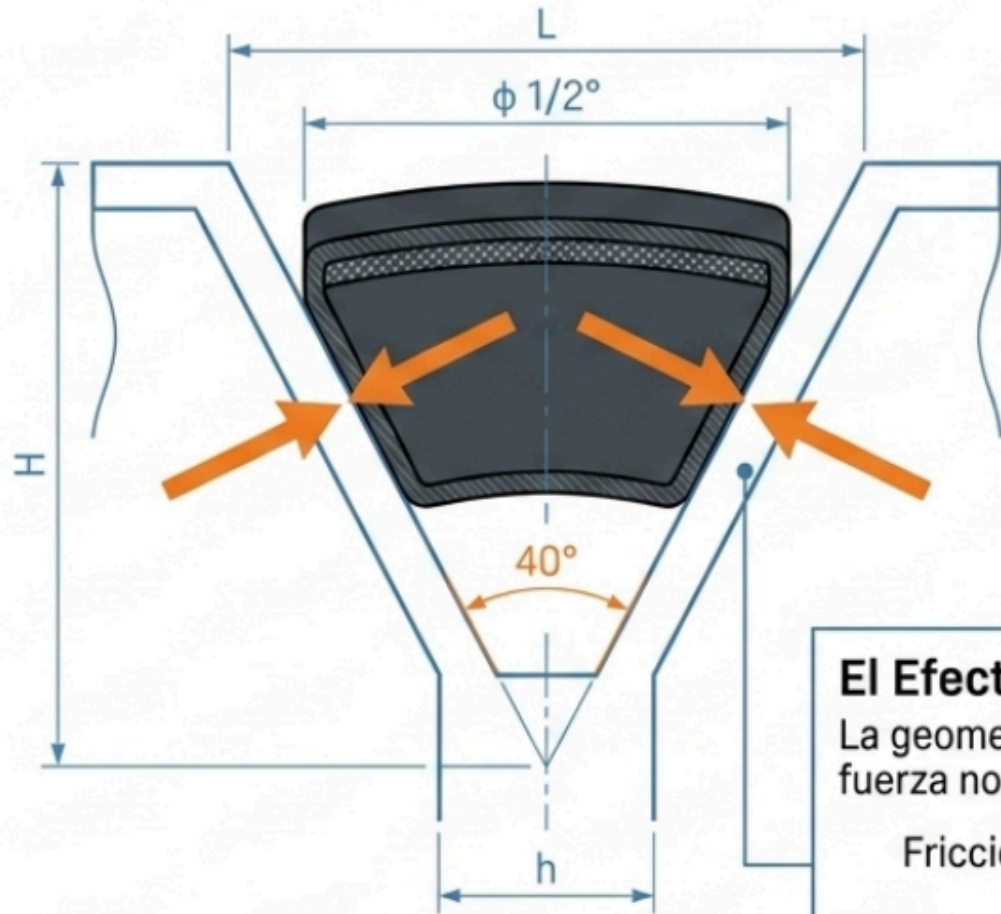
Compensa las desviaciones impredecibles de carga y los impactos generados por la máquina o el motor (Ej. 1.0 uniforme, 1.8 impacto pesado).

Potencia de Diseño:

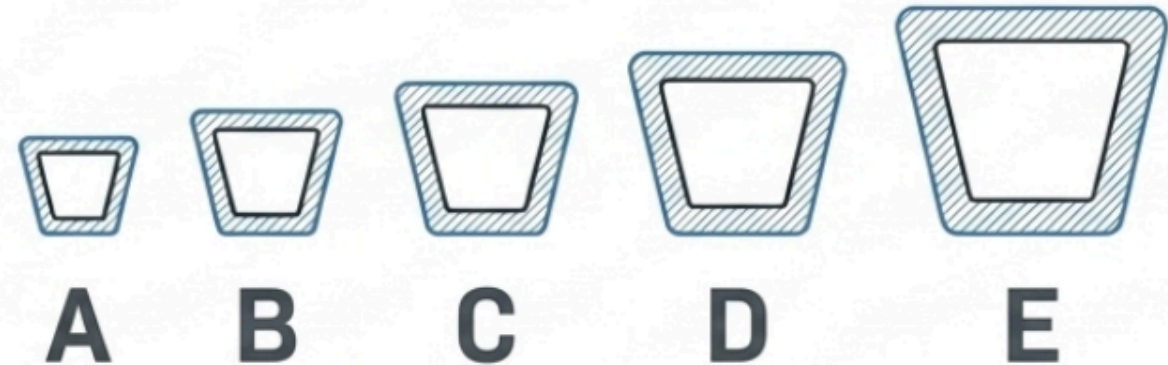
$$H_d = H_{nom} \cdot K_s \cdot n_d$$

Transmisiones de Bandas en V

El Efecto Cuña



Estandarización Industrial (Norma en Pulgadas)



El Efecto Cuña

La geometría en V encaja a presión, multiplicando la fuerza normal.

$$\text{Fricción efectiva: } f' = \frac{f}{\sin(\phi/2)} \approx 0.5123$$

Esto multiplica la capacidad de tracción casi 3 veces comparado con las bandas planas, permitiendo distancias cortas y empaquetamiento compacto.

Secciones transversales dictadas estrictamente por la capacidad de potencia requerida y el diámetro mínimo de polea permitido.

Bandas en V: selección

PASO 1

Cálculo de Carga

Establecer la Potencia de Diseño requerida para el sistema.

$$H_d = H_{nom} \cdot K_s \cdot n_d$$

PASO 2

Selección de Geometría

Elegir la sección transversal estándar (A, B, C, D, E) basándose en H_d .

Seleccionar diámetros de paso estandarizados para poleas (d, D).

PASO 3

Cinemática y Distancia

Calcular la longitud nominal de paso (L_p).

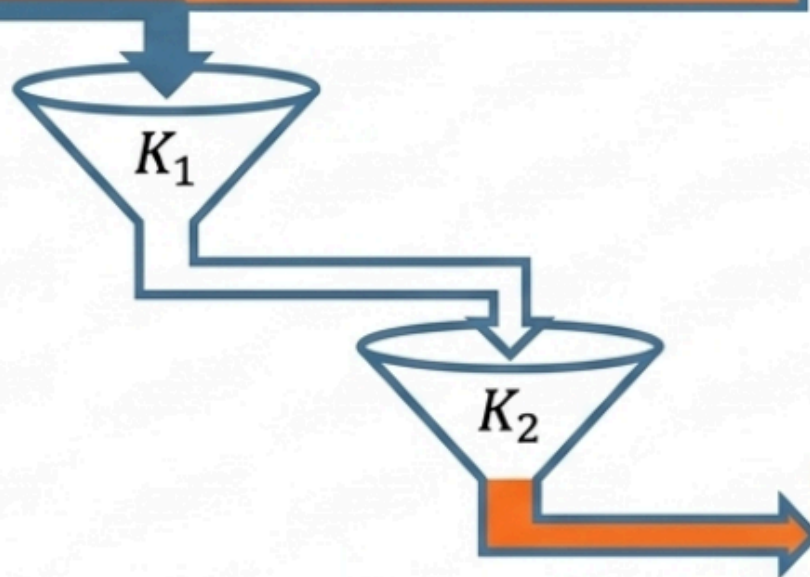
Aproximar y fijar la distancia entre centros real (C).

Velocidad periférica:

$$V = \frac{\pi d n}{12}$$

Bandas en V: ajuste de potencia

Potencia Tabulada de Catálogo (H_{tab})
Condiciones ideales: 180° de cobertura y longitud estándar.



$$H_a = K_1 \cdot K_2 \cdot H_{tab}$$

Potencia Real Permisible (H_a)

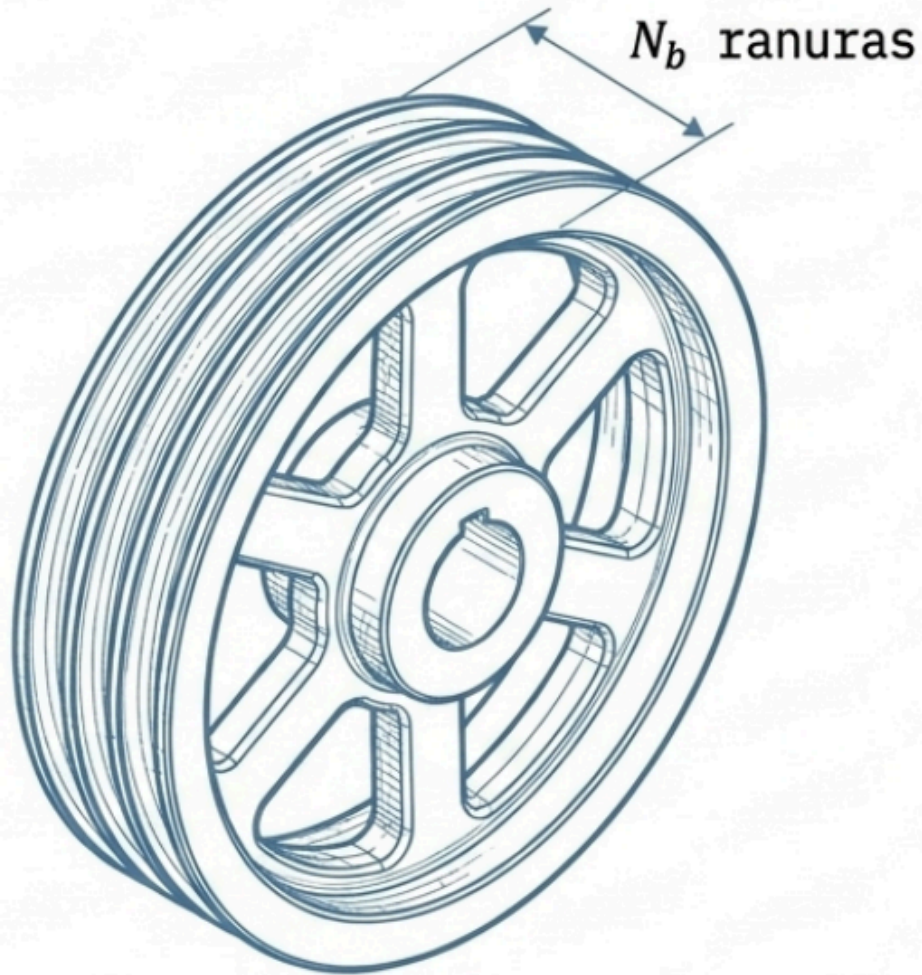
K_1 (Corrección por Ángulo de Contacto)

Penaliza la capacidad motriz y disminuye la tracción disponible si la correa abraza la polea menor en un ángulo $\theta < 180^\circ$.

K_2 (Corrección por Longitud)

Penaliza las bandas más cortas. Al ser de menor tamaño, experimentan una frecuencia de doblez superior, acumulando fatiga térmica y mecánica mucho más rápido.

Bandas en V: seguridad y número de bandas (N_b)




Determinación Física (N_b)

El número de correas se obtiene redondeando al entero superior inmediato.

$$N_b \geq \frac{H_d}{H_a}$$

Factor de Seguridad Real (n_{fs})

Al redondear N_b hacia arriba, el sistema físico real queda intrínsecamente sobredimensionado.


$$n_{fs} = \frac{H_a \cdot N_b}{H_{nom} \cdot K_s}$$

Recálculo de la Dinámica Interna

Una vez definido el entero N_b , el ingeniero debe recalcular la tensión distribuida exacta que experimenta cada banda:

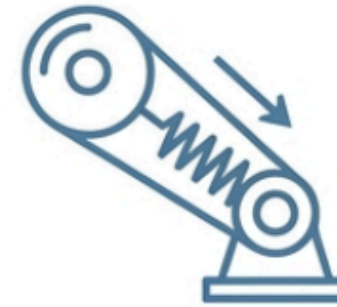
$$\Delta F = 33000 \frac{H_d / N_b}{V}$$

Seguido de las tensiones exactas F_1 , F_2 y la nueva pretensión inicial requerida F_i .

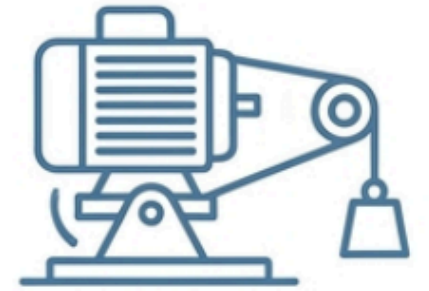
Consideraciones críticas

Mantenimiento Activo de la Tensión (F_i)

Dado que el material elastomérico de las correas se estira progresivamente, la F_i debe mantenerse. Soluciones mecánicas comunes:



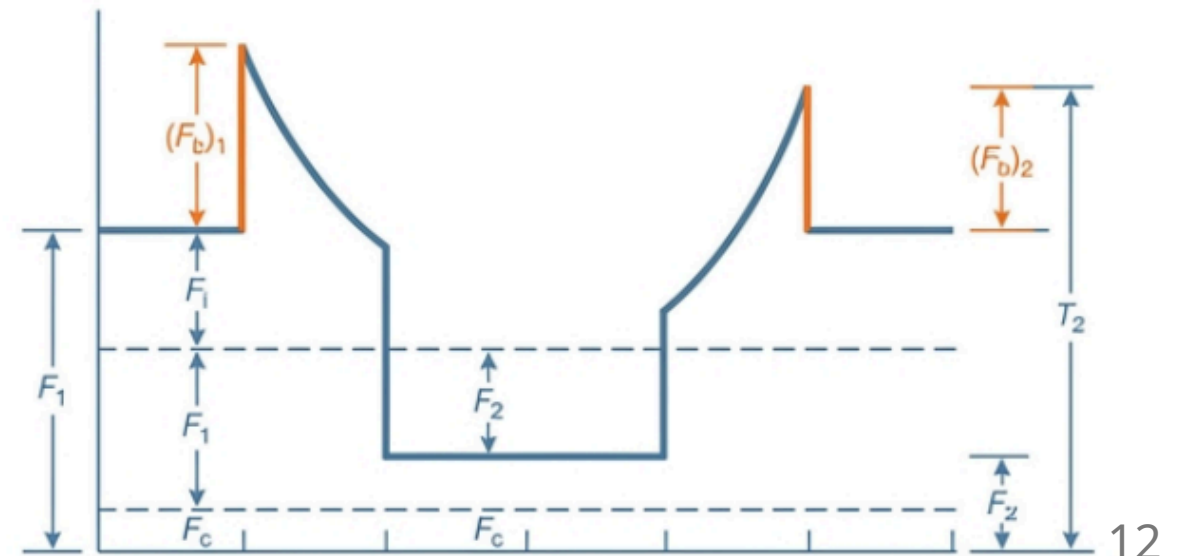
Polea tensora con resorte (Idler)



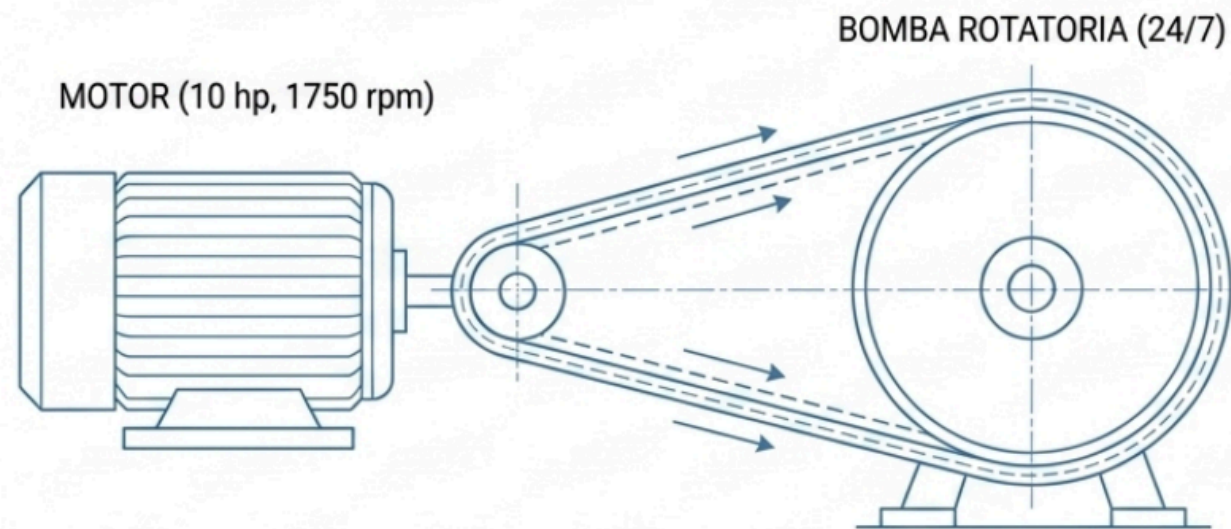
Base de motor pivotante por gravedad

Esfuerzos de Flexión y Picos de Fatiga (F_b)

Las correas no solo sufren tensión traccional constante, sino esfuerzos cíclicos severos de flexión ($(F_b)_1$, $(F_b)_2$) al curvarse rápidamente sobre el diámetro de las poleas, dictando su vida útil.



Análisis de caso



Parámetros de Fuente y Carga

Motor fase partida, 10 hp, 1750 rpm.
Bomba rotatoria operando 24/7 sin interrupción.

Factor de Servicio

Impacto medio, corregido por uso continuo
(24hrs).

$$K_s = 1.3$$

Geometría Propuesta

Polea motriz: $d = 7.4$ pulgadas
Polea impulsada: $D = 11$ pulgadas
Correas preseleccionadas: 3 Bandas tipo B112

Objetivo y Paso Inicial

Validar el diseño, analizar las tensiones resultantes
y estimar la vida útil térmica/mecánica en horas.

$$\text{Velocidad: } V = \pi(7.4)(1750)/12 = 3390 \text{ ft/min}$$

Análisis de caso

Validación de Geometría y Potencia

Distancia $C \approx 45.4$ pulgadas, Arco menor $\phi = 175.5^\circ$

Demanda: $H_d = 13$ hp | Capacidad: $H_a = 5.25$ hp/banda

Cálculo: $\frac{13}{5.25} = 2.47 \rightarrow$ Se requieren 3 bandas.

DISEÑO VÁLIDO. Factor de seguridad $n_{fs} = 1.21$

Tensiones Internas Resultantes

Lado Tenso (F_1): **92 lbf**

Lado Flojo (F_2): **≈ 30 lbf**

Tensión Inicial Requerida de Pretensión (F_i): **59 lbf**

Pronóstico de Supervivencia (Fatiga)

Soportará ciclos de flexión equivalentes a $> 10^9$ pasadas.

$> 46,600$ HORAS

Vida estructural ininterrumpida estimada antes de la rotura por falla de fatiga térmica/mecánica.
Transmisión validada como duradera y altamente eficiente.