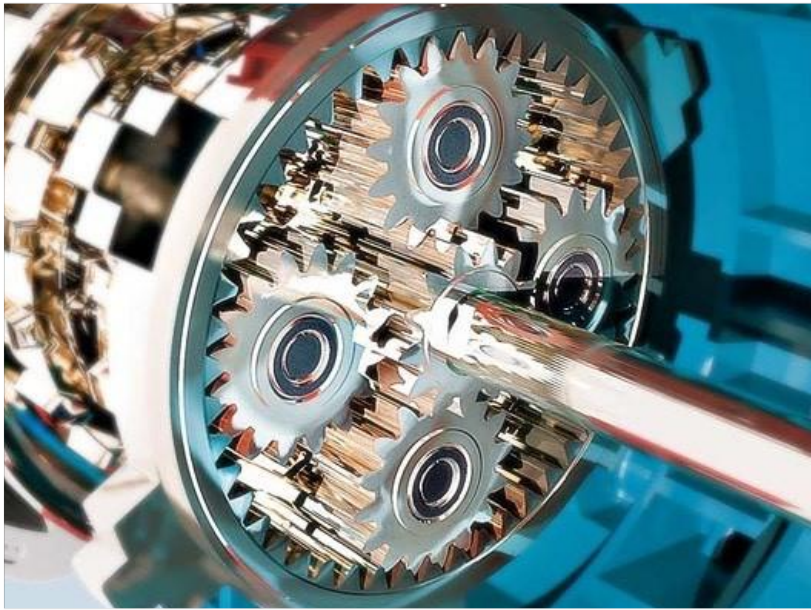
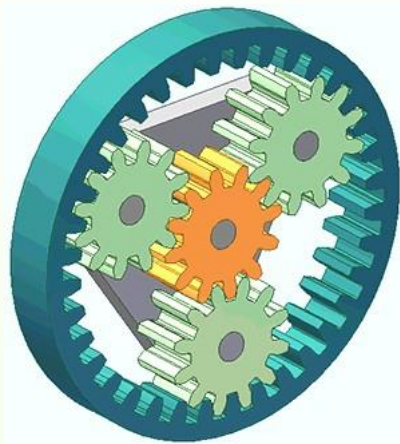




Unidad 05EM: ENGRANAJES

1.Dimensionamiento de Engranajes Rectos

2.Verificación por Lewis



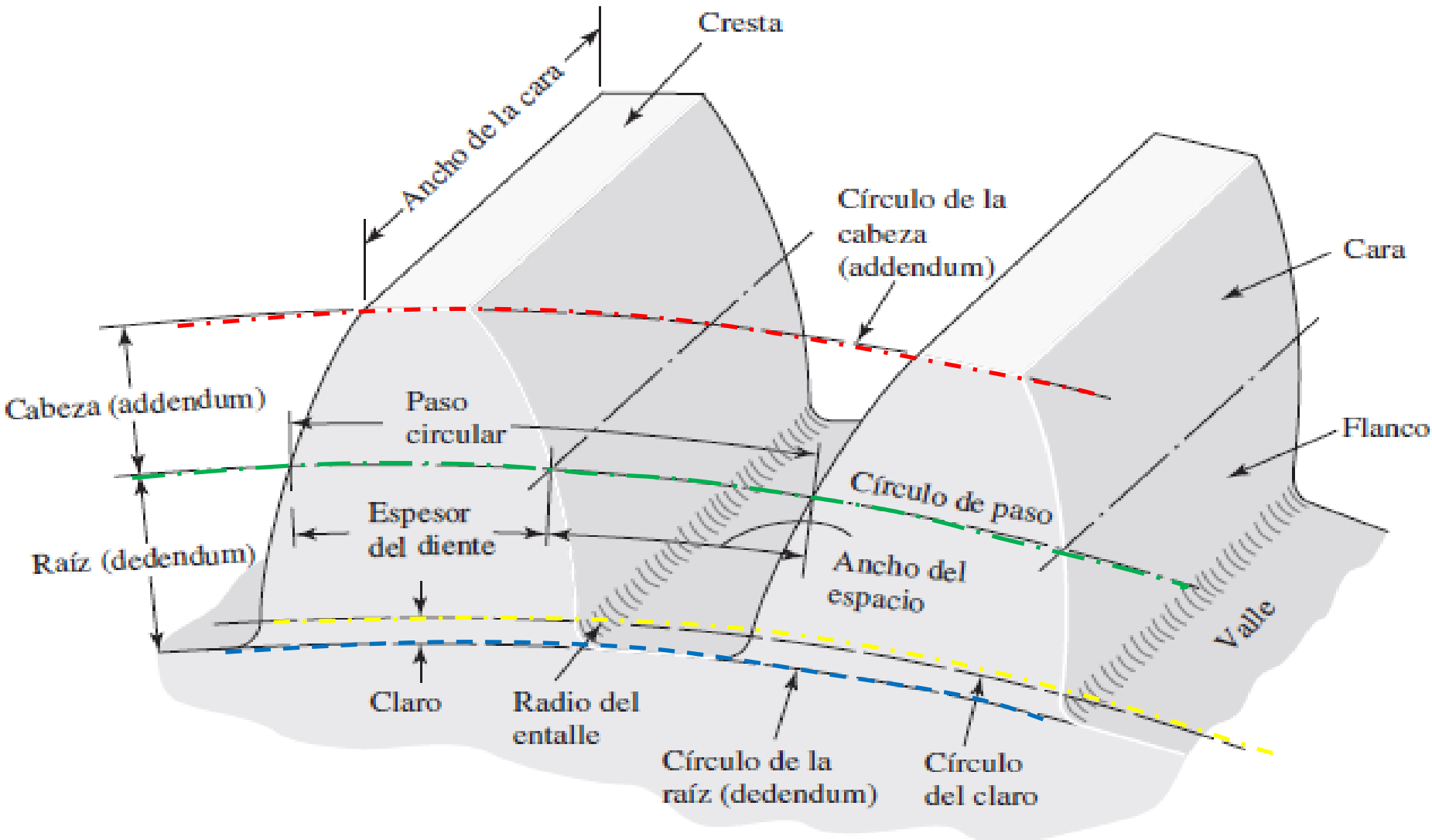
*Para la resolución se utiliza el libro
Diseño en Ingeniería Mecánica –
Shigley ed. 9*

a) Repaso de Teoría

- a) Determinación de variables geométricas.
- b) Determinación de las cargas sobre el diente.

b) Problema de aplicación

- a) Enunciado.
- b) Variables de entrada.
- c) Dimensionamiento geométrico.
- d) Verificación según LEWIS.



Perimetro de circunferencia primitiva

$$\pi \cdot d_p = p_c \cdot Z$$

$$m = \frac{d_p [mm]}{Z} = \frac{p_c}{\pi} \quad (\text{modulo}) \quad [mm]$$

$$dp_1 = Z_1 \cdot m \quad [mm]$$

$$dp_2 = Z_2 \cdot m \quad [mm]$$

p_c : paso circular [mm]

d_p : diametro primitivo [mm]

Z : cantidad de dientes

m : módulo [mm]

$$C = \frac{dp_1 + dp_2}{2} \quad (\text{distancia entre centros}) \quad [mm]$$

dp_1 : diametro primitivo piñon [mm]

dp_2 : diametro primitivo corona [mm]

Z_1 : cantidad de dientes piñon

Z_2 : cantidad de dientes piñon

$$a = m \quad (\text{adendo}) \quad [mm]$$

$$b = 1,25 \cdot m \quad (\text{dedendo}) \quad [mm]$$

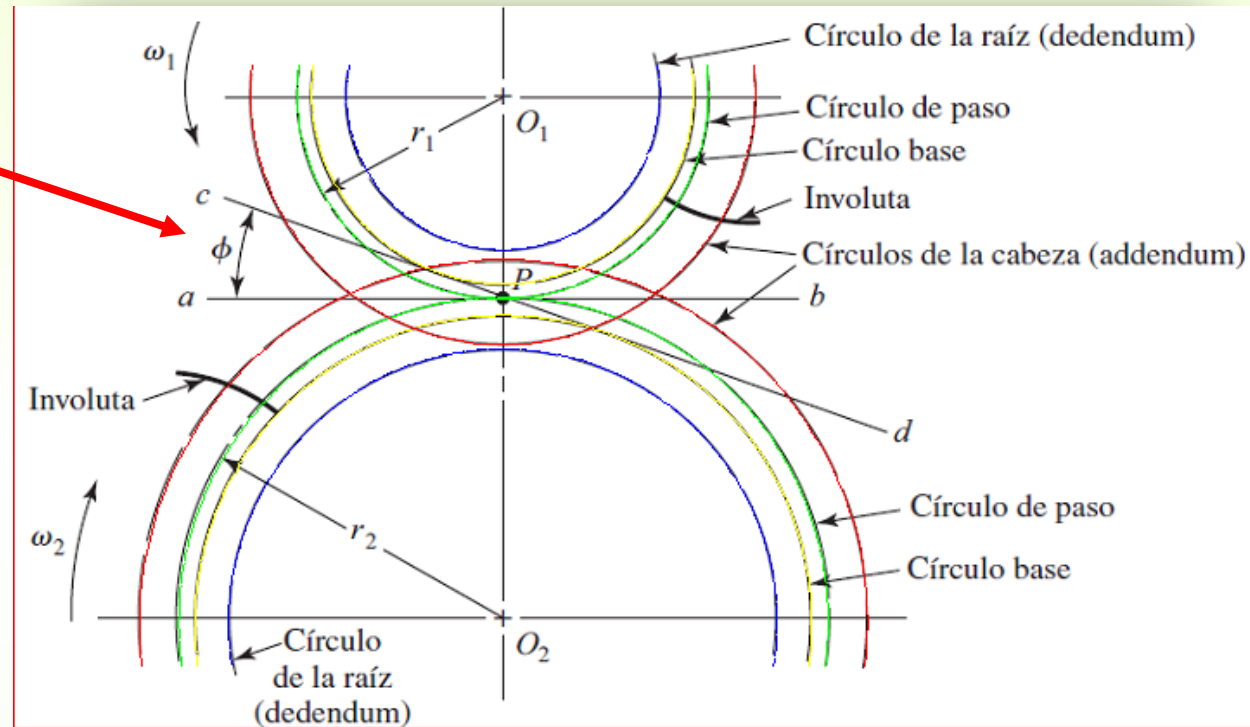
Repaso de teoría

ϕ : ángulo de presión
 14° o 20°

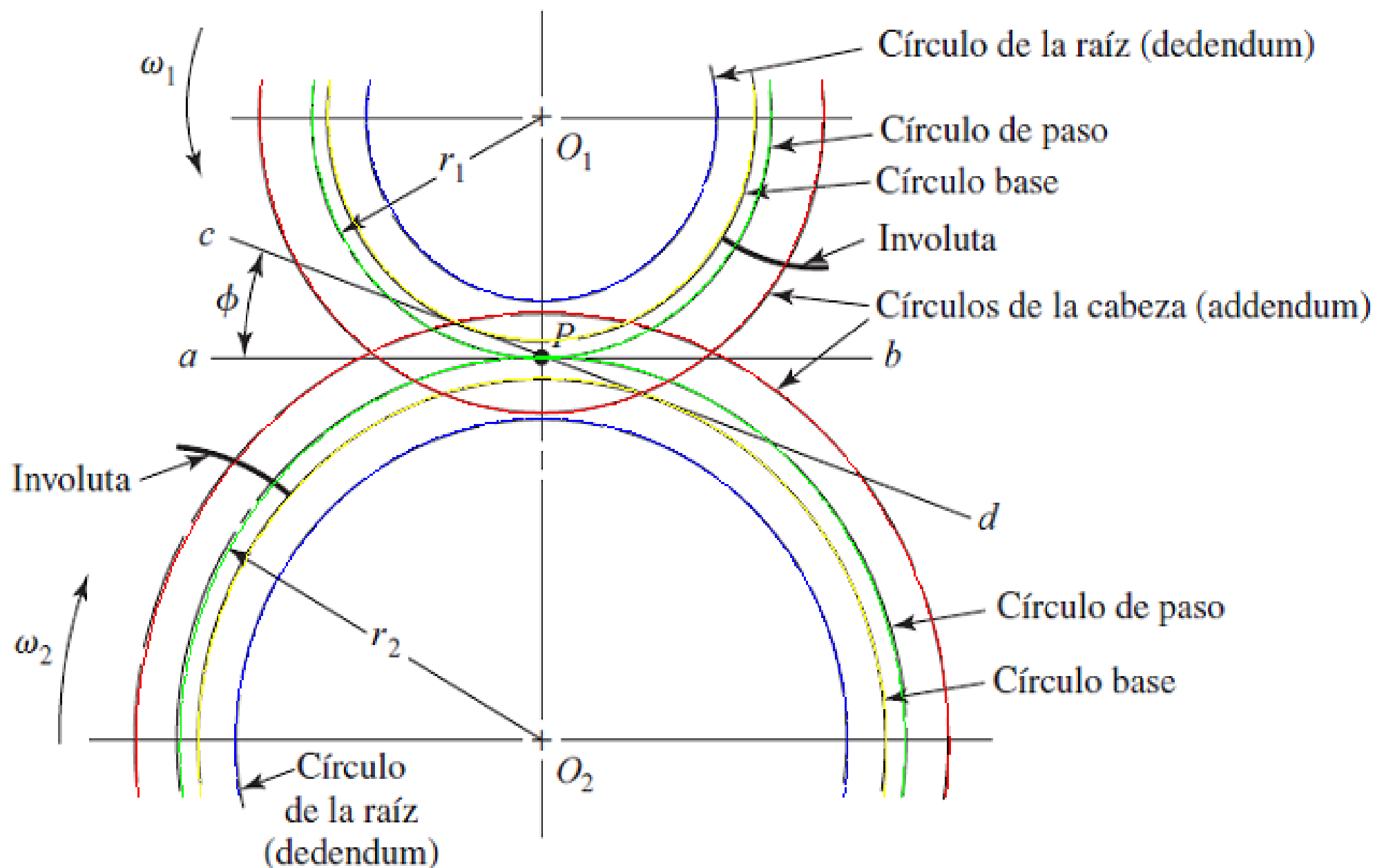
$$db_1 = dp_1 \cdot \cos\phi \quad [mm]$$
$$db_2 = dp_2 \cdot \cos\phi \quad [mm]$$

$$de_1 = dp_1 + 2 \cdot a \quad [mm]$$
$$de_2 = dp_2 + 2 \cdot a \quad [mm]$$

$$df_1 = dp_1 - 2 \cdot b \quad [mm]$$
$$df_2 = dp_2 - 2 \cdot b \quad [mm]$$



db_1 : diámetro base piñon [mm]	db_2 : diámetro base corona [mm]
de_1 : diámetro exterior piñon [mm]	de_2 : diámetro exterior corona [mm]
df_1 : diámetro fondo piñon [mm]	df_2 : diámetro fondo corona [mm]



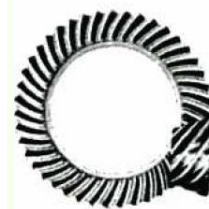
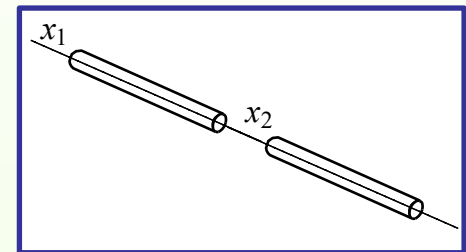
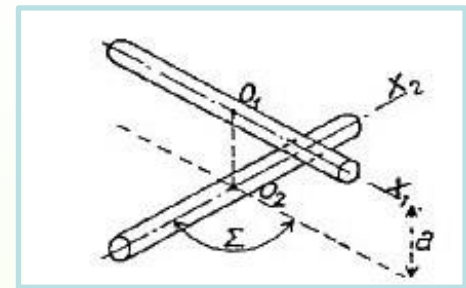
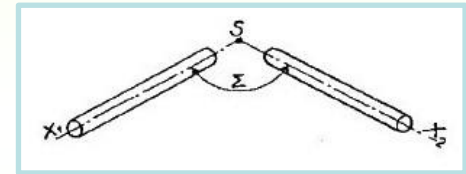
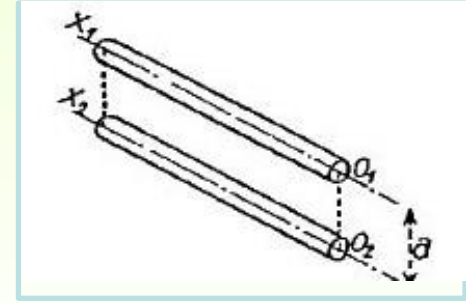
Posición de los ejes:

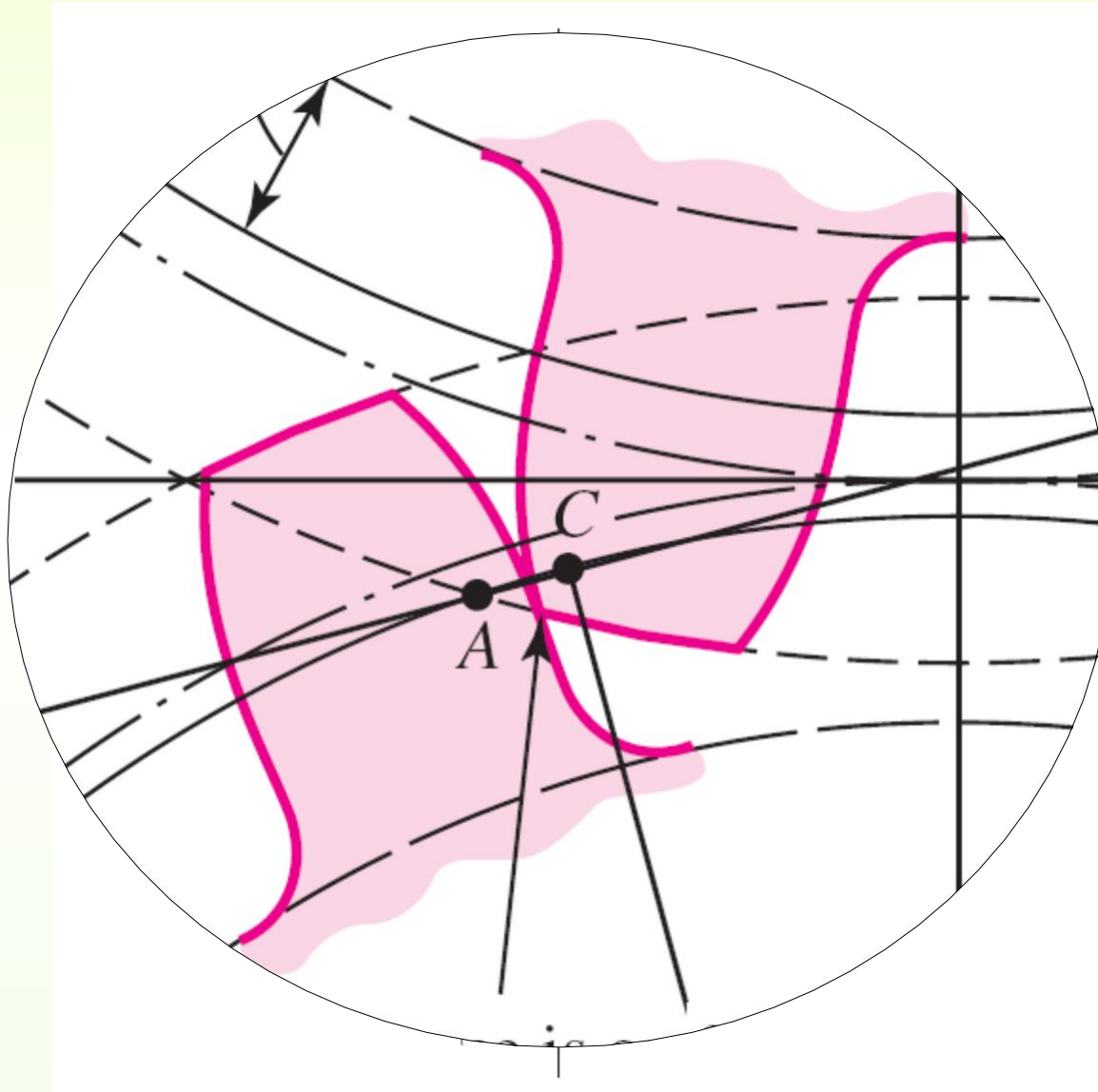
Ejes paralelos (Engranajes cilíndricos de dentado recto, Engranajes cilíndricos de dentado helicoidal)

Ejes concurrentes (Engranajes Cónicos de dentado recto, Engranajes Cónicos de dentado helicoidal)

Ejes alabeados (Engranajes Cilíndricos de dentado helicoidal, Engranajes Cónicos de dentado hipoidal, Tornillo sin fin y rueda helicoidal)

Ejes coincidentes: Con 3 engranajes puede transmitirse entre ejes coincidentes, pero estamos en presencia de un reductor.





El concepto de **relación de contacto** o **grado de recubrimiento** es:

$$m_c = \frac{q_t}{p_c} = \frac{L_{ab}}{p_c \cdot \cos(\phi)}$$

Según Diseño en Ingeniería Mecánica (Shigley-Mischke) 8va edición, ec 13-8 y 13-9

Según “Diseño de maquinas”, Robert L. Norton – Prentice Hall – 1ra edición – ec 11.2, la longitud de la línea de acción es igual a:

$$L_{ab} = \left(\sqrt{(rp_1 + a)^2 - (rp_1 \cdot \cos(\phi))^2} \right) + \left(\sqrt{(rp_2 + a)^2 - (rp_2 \cdot \cos(\phi))^2} \right) - (C \cdot \sin(\phi))$$

Entonces:

$$m_c = \frac{\sqrt{(re_1)^2 - (rb_1)^2} + \sqrt{(re_2)^2 - (rb_2)^2} - (C \cdot \sin(\phi))}{p_c \cdot \cos(\phi)}$$

Ecuación que coincide con la escrita en Manual Universal de la Técnica Mecánica”, Erik Oberg, F.D. Jones, ed. Labor, edición 14 – tomo I – pag. 755

Valor **máximo** de la relación de contacto

$$m_c \leq \frac{(Z_1 + Z_2)}{2 \cdot \pi} \cdot \tan(\phi)$$

Para evitar interferencia

Relación de contacto o grado de recubrimiento para **engranes helicoidales**:

Para engranajes helicoidales la relación de contacto tiene un termino adicional, denominado “**relación de contacto axial**”, y se calcula como:

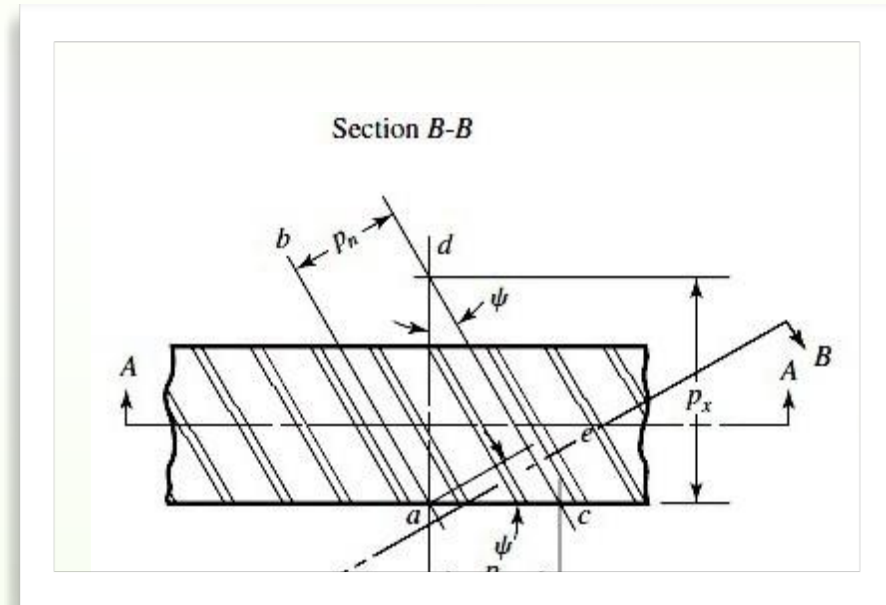
$$m_{hel} = m_c + m_a$$

Siendo

$$m_c = \frac{\sqrt{(re_1)^2 - (rb_1)^2} + \sqrt{(re_2)^2 - (rb_2)^2} - (C \cdot \sin(\phi))}{p_c \cdot \cos(\phi)}$$

$$m_a = \frac{F \cdot \tan(\psi)}{P_t}$$

Según “Elementos de Maquinas”, Bernard J. Hamrock – Mc Graw Hill



Números mínimos de dientes para evitar interferencia. Los números están basados en un ángulo de presión normal $\phi_n = 20^\circ$ y dientes de altura completa. En el caso de engranes rectos, $\psi = 0$

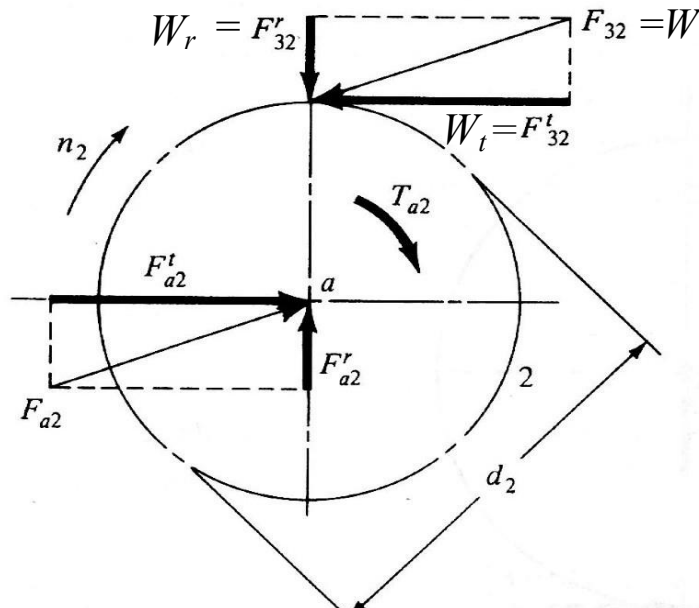
NÚMERO DE DIENTES DEL PIÑÓN, N_P	NÚMERO DE DIENTES DEL ENGRANE (O RUEDA), N_G							
	ÁNGULO DE HÉLICE ψ , grados							
	0	5	10	15	20	25	30	35
8								12
9							12	34
10						12	26	∞
11					13	23	93	
12			12	16	24	57	∞	
13	16	17	20	27	50		∞	
14	26	27	34	53	207			
15	45	49	69	181	∞			
16	101	121	287	∞				
17	∞	∞	∞					

Fuente: R. Lipp, "Avoiding Tooth Interference in Gears", *Machine Design*, vol. 54, núm. 1, 1982, p. 122.

Repaso de teoría

Para engranes cilíndricos de dentado RECTO:

A partir de la **potencia** a transmitir, la **velocidad** de rotación, y el **diámetro primitivo** de la rueda menor, se deben determinar las **FUERZAS** actuantes sobre los dientes del engrane. La FUERZA resultante W esta compuesta de una fuerza en la dirección tangencial W_t (producida por el propio torque), y una fuerza radial W_r , generada por la propia forma del diente



Carga Tangencial

$$W_t = F_{32}^t$$

Carga Radial

$$W_r = F_{32}^r$$

Carga Total (en la dirección de la línea de presión)

$$W = F_{32}$$

$$n = n_2$$

$$d = d_2$$

$$T = T_{a2}$$

Entonces, el torque transmitido es $\rightarrow$

$$T = W_t \cdot \frac{d}{2}$$

Y la POTENCIA transmitida :

$$\text{Potencia} = \text{Torque} \cdot \text{vel angular}$$

$$H = T \cdot \omega = \left(W_t \cdot \frac{d}{2} \right) \cdot (2 \cdot \pi \cdot n)$$

De la ecuación de potencia, se despeja la fuerza tangencial, que es la fuerza que se aplica sobre el diente :

$$W_t = \frac{60 \cdot 1000 \cdot H}{d \cdot \pi \cdot n}$$

$$W = \frac{W_t}{\cos(\varphi)}$$

← Carga Transmitida

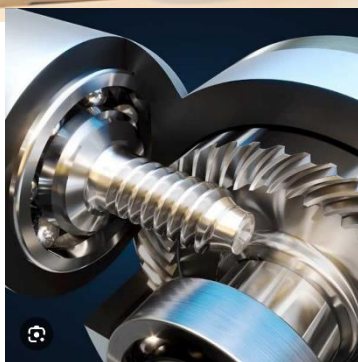
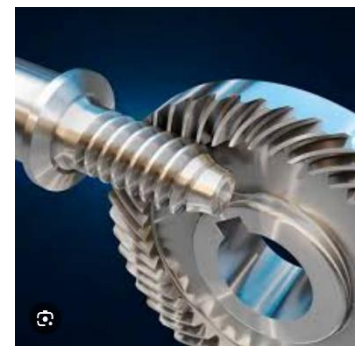
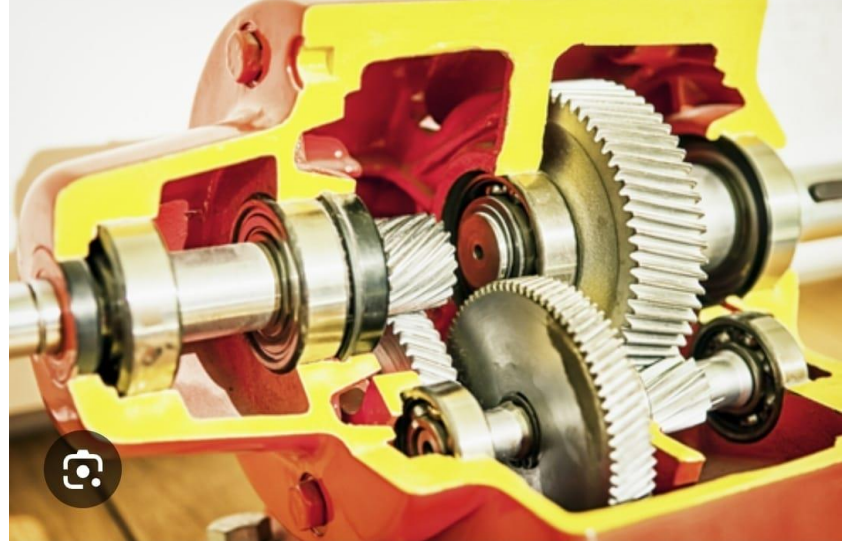
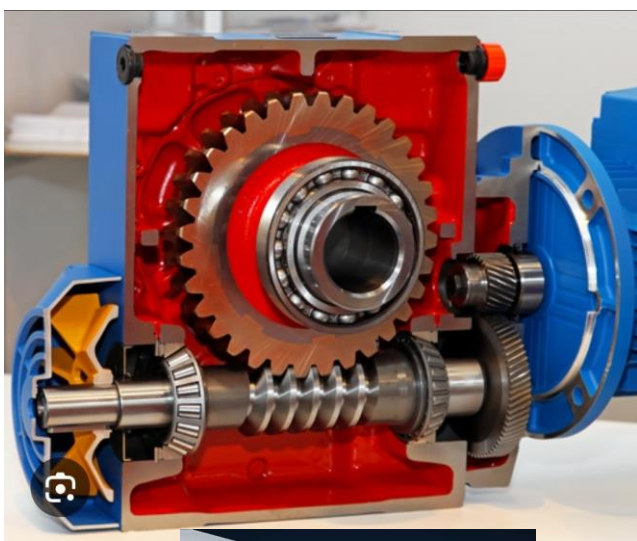
(usada para la verificación mecánica del diente del engrane)

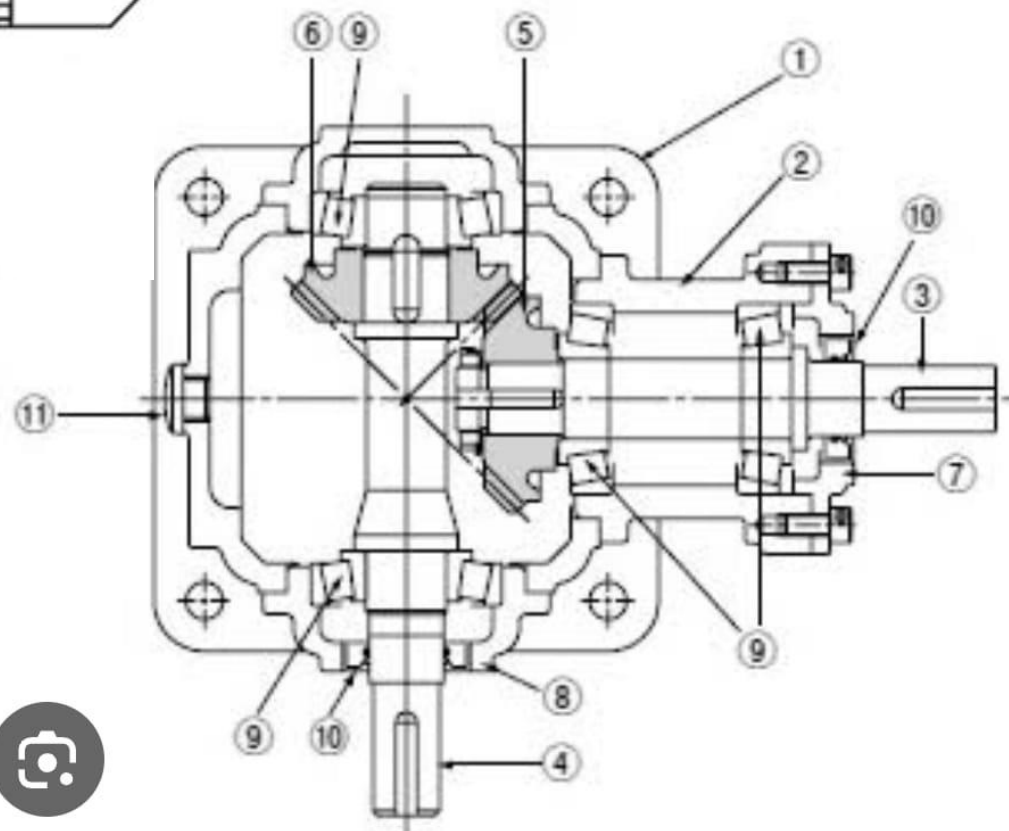
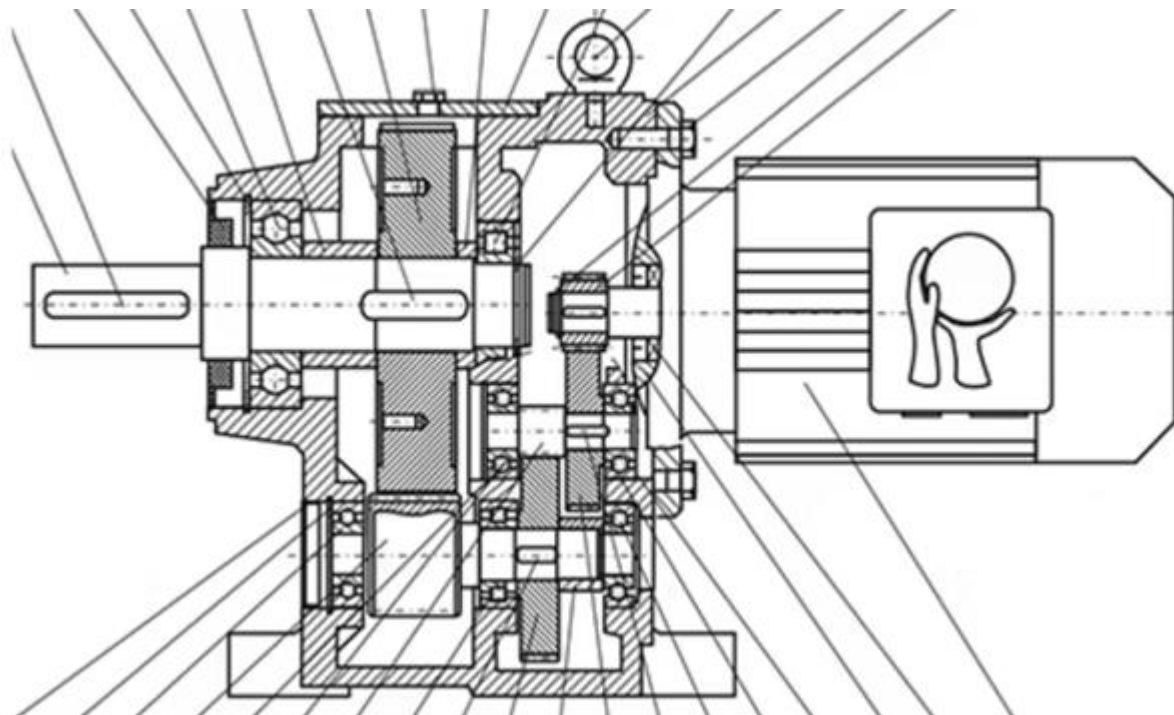
Unidades :

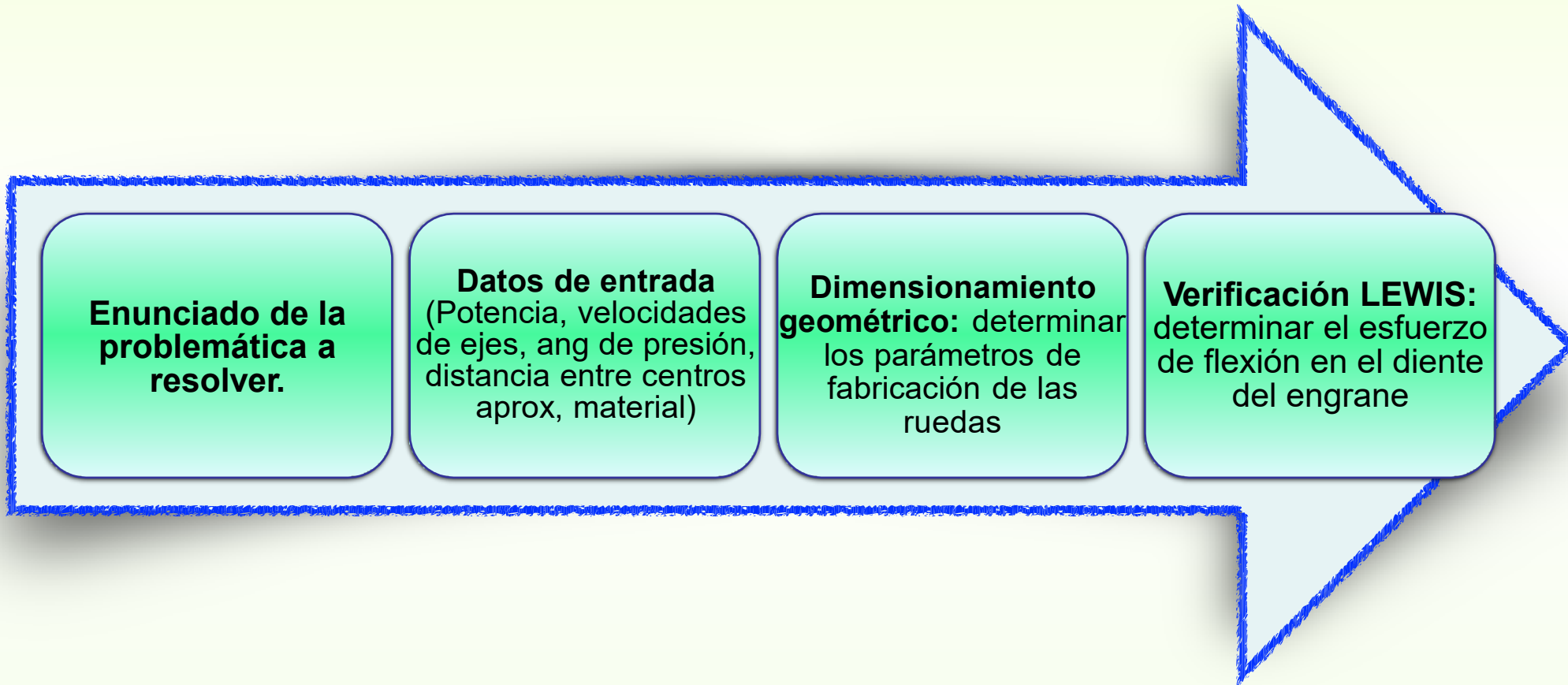
$$[N] = \left[\frac{W}{\text{mm} \cdot \pi \cdot \text{rpm}} \right]$$

← Carga total sobre rodamientos

(usada para la verificación de vida de los rodamientos)







Sea un engrane formado por dos ruedas dentadas de $z_1 = 19$ dientes y $z_2 = 59$ dientes respectivamente, fabricadas con módulo $m = 4$ y con ángulo de presión de referencia normalizado $\alpha = 20^\circ$.

Determinar los parámetros característicos de cada rueda y del engrane.

SOLUCIÓN

PARÁMETROS	ECUACIÓN	RUEDA 1	RUEDA 2
Altura de cabeza	$c = m$		
Altura de pie	$f = 1.25.m$		
Altura total	$h = c + f$		
Diámetro primitivo	$d = m.z$		
Diámetro exterior	$d_e = d + 2.c$		
Diámetro de pie	$d_i = d - 2f$		
Radio base	$\rho = d/2 \cdot \cos \alpha$		
Paso Angular	$p^\circ = 360^\circ / z$		
Paso circunferencial	$p = \pi \cdot m$		
Espesor de diente	$t = p / 2$		

$$i = \frac{w_1}{w_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

PARÁMETROS	ECUACIÓN	RUEDA 1	RUEDA 2
Altura de cabeza	$c = m$	4 mm	4 mm
Altura de pie	$f = 1,25.m$	5 mm	5 mm
Altura total	$h = c + f$	9 mm	9 mm
Diámetro Primitivo	$d = m.z$	76 mm	236 mm
Diámetro Exterior	$d_e = d + 2.c$	84 mm	242 mm
Diámetro de Pie	$d_i = d - 2.f$	66 mm	226 mm
Radio Base	$\rho = \frac{d}{2} \cos \alpha$	35,70 mm	110,88 mm
Paso Angular	$p^\circ = \frac{360^\circ}{z}$	18,94°	6,1°
Paso Circunferencial	$p = \pi.m$	12,56 mm	12,56 mm
Espesor del diente	$t = \frac{p}{2}$	6,28 mm	6,28 mm

PASO:

Se refiere al paso diametral, que es la relación del número de dientes al diámetro de paso. Siempre será un número entero. También nos dice el tamaño relativo de los dientes. Entre más pequeño sea este número mas grande es el tamaño del diente. Al contrario, entre mayor sea este número más pequeño es el tamaño del diente.

Por ejemplo:

Un engrane tiene un P.D. (diámetro de paso) de 10" y 40 dientes.

$$\frac{40}{10} = \text{Engrane de 4 DP}$$

ó

Un engrane tiene un P.D. (diámetro de paso) de 10" y 120 dientes .

$$\frac{120}{10} = \text{Engrane de 12 DP}$$

a) Enunciado

Dimensionar de acuerdo al sistema métrico 2 ruedas dentadas cilíndricas de dentado recto para transmitir movimiento de rotación entre 2 árboles. El árbol motor gira a **1450 rpm** y el conducido a **435 rpm**. El ángulo de presión será de **20°**, y la potencia máxima a transmitir es de **13,5 HP**.

La distancia entre centros debe determinarse, pero estará comprendida entre 80 mm y 120 mm. Los parámetros a obtener son: modulo, números de dientes, distancia entre centros, diámetros de las 4 circunferencias características de cada engrane, adendo, dedendo, paso circular, grado de recubrimiento y ancho de cara.

Posteriormente, calcular la **tensión máxima** en la raíz del diente (para ambas ruedas), de acuerdo a la teoría de Lewis, considerando que el piñón es de **acero grado 1 con dureza superficial de 240 Brinell y núcleo endurecido completamente**. La corona es de acero, también **endurecida por completo, material grado 1 con una dureza de 200 Brinell**. La fabricación de las ruedas se realizará con creadora. Finalmente verificar el **factor de seguridad**.

b) Variables de entrada

$n_1 = 1450 \text{ rpm}$: velocidad del arbol motor

$n_2 = 430 \text{ rpm}$: velocidad del arbol conducido

$H = 13,5 \text{ HP}$: potencia a transmitir

$\phi = 20^\circ$: Angulo de presion

$80 \text{ mm} \leq C \leq 120 \text{ mm}$: distancia entre centros

MATERIALES:

Piñón: acero grado 1 con dureza superficial de 240 Brinell y núcleo endurecido completamente

Corona: acero grado 1 con dureza superficial de 200 Brinell y núcleo endurecido completamente.

c) Dimensionamiento geométrico

Como primera medida seleccionamos un modulo de acuerdo a las gráficas de dimensionamiento.

Para ingresar a dicha gráfica necesitamos el dato de la tensión limite del material (aproximada).

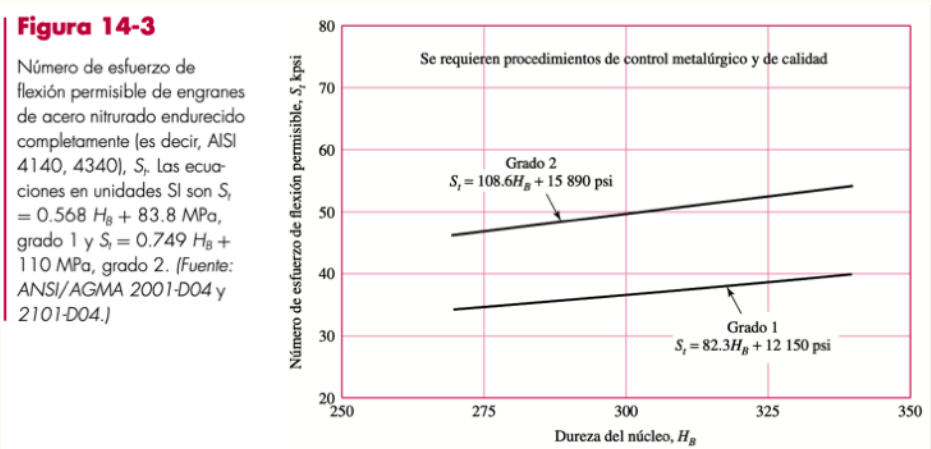
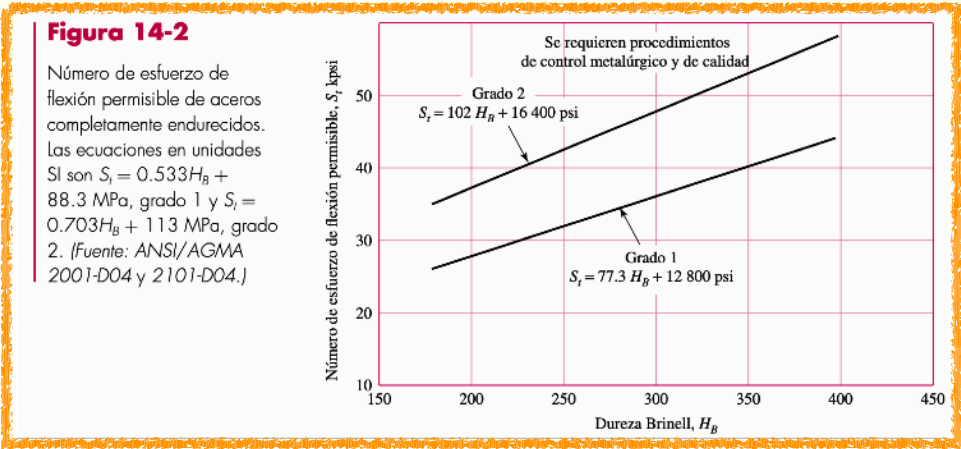
Siendo: HB := 240 Dureza Brinell

De acuerdo a la figura 14-2
:

$$S_t := (77.3 \cdot HB) + 12800 \text{psi}$$

$S_t = 31 \text{kpsi}$

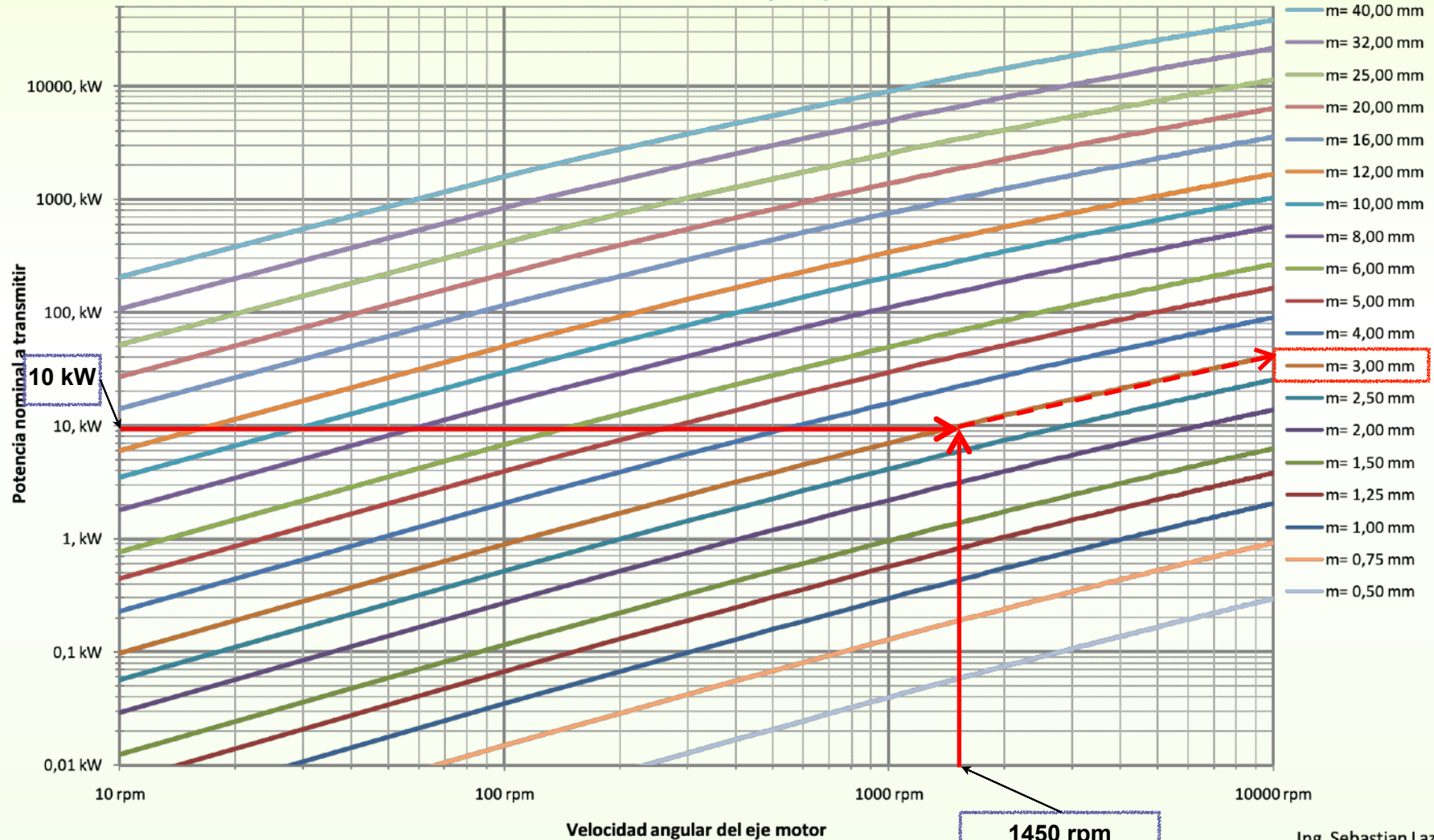
$S_t = 216 \text{MPa}$



Predimensionamiento del modulo en funcion de potencia y velocidad (calculo basado en Lewis)

F=7.m, z1=17 dientes, $S_{adm}=200$ Mpa, Engranés fab. con creadora

Tablas para selección del modulo de engranajes Rectos - Ver aula virtual



Ing. Sebastian Lazo

PROBLEMA DE APLICACION

De acuerdo a la gráfica, seleccionamos:

$$m_1 := 3\text{mm}$$

módulo

$$z_1 := 17\text{dientes}$$

Numero de dientes piñón (17 es el mínimo para evitar interferencia)

Conociendo la cantidad de dientes del engrane motor, podemos calcular la cantidad de dientes del engrane conducido (se debe redondear el valor):

$$\frac{n_1}{n_2} := \frac{z_2}{z_1}$$

$$z_2 := \text{round}\left(z_1 \frac{n_1}{n_2}\right)$$

$$z_2 = 57$$

Conociendo la cantidad de dientes de ambos engranes, podemos calcular los diámetros primitivos:

Diámetro primitivo engrane motor:

$$dp_1 := m_1 \cdot z_1$$

$$dp_1 = 51 \cdot \text{mm}$$

Diámetro primitivo engrane conducido:

$$dp_2 := m_1 \cdot z_2$$

$$dp_2 = 171 \cdot \text{mm}$$

Definimos también la altura de adendo y dedendo:

Adendo (altura de cabeza):

$$a := m_1$$

$$a = 3 \cdot \text{mm}$$

Dedendo (altura de raíz):

$$b := 1.25 \cdot m_1$$

$$b = 3.75 \cdot \text{mm}$$

PROBLEMA DE APLICACION

Sabiendo los diámetros primitivos y las alturas de raíz y de cabeza, calculamos los los diámetros externos e internos:

Diámetro externo engrane motor:

$$de_1 := dp_1 + 2 \cdot a$$

$$de_1 = 57 \cdot \text{mm}$$

Diámetro externo engrane conducido:

$$de_2 := dp_2 + 2 \cdot a$$

$$de_2 = 177 \cdot \text{mm}$$

Diámetro de raíz engrane motor:

$$df_1 := dp_1 - 2 \cdot b$$

$$df_1 = 43.5 \cdot \text{mm}$$

Diámetro de raíz engrane conducido:

$$df_2 := dp_2 - 2 \cdot b$$

$$df_2 = 163.5 \cdot \text{m}$$

Paso circular

$$p_c = \pi \cdot m$$

$$p_c = \pi \cdot 3 \text{mm} = 9,42 \text{mm}$$

Las circunferencias base dependen del Angulo de presión:

Diámetro de base engrane motor:

$$db_1 := dp_1 \cdot \cos(\varphi)$$

$$db_1 = 47.92 \cdot \text{m}$$

Diámetro de base engrane conducido:

$$db_2 := dp_2 \cdot \cos(\varphi)$$

$$db_2 = 160.69 \cdot \text{m}$$

Distancia entre centros:

$$C := \frac{dp_1 + dp_2}{2}$$

$$C = 111 \text{mm}$$

Distancia que verifica dentro del intervalo solicitado en el enunciado del problema:

$$80 \text{ mm} \leq C \leq 120 \text{mm}$$

Por último, definimos el largo de la rueda. Para esto, **Faires (Diseño de elementos de maquinas – 4th ed – punto 13.12)** recomienda para el flanco del diente:

$$8 \cdot m \leq F \leq 12,5 \cdot m$$

Para esto, **Fanchon (Guide des Sciences et Technologies Industrielles)** recomienda para el flanco del diente:

$$7 \cdot m \leq F \leq 12 \cdot m$$

Oberg-Jones (Manual Universal de la Técnica Mecánica – ed 14 - tomo I – pag. 723) recomienda:

$$3 \cdot p \leq F \leq 4 \cdot p \Rightarrow 3 \cdot \pi \cdot m \leq F \leq 4 \cdot \pi \cdot m \Rightarrow 9,4 \cdot m \leq F \leq 12,5 \cdot m$$

Usamos la siguiente proporción:

$$F := 7 \cdot m_1$$

$$F = 21 \text{ mm}$$

PROBLEMA DE APLICACION

Calculamos ahora el **grado de recubrimiento del engranaje**, de acuerdo a la formula planteada en la teoría:

$$m_c := \frac{\sqrt{\left(\frac{de_1}{2}\right)^2 - \left(\frac{db_1}{2}\right)^2} + \sqrt{\left(\frac{de_2}{2}\right)^2 - \left(\frac{db_2}{2}\right)^2} - C \cdot \sin(\phi)}{p_c \cdot \cos(\phi)}$$

$$m_c = 1.646$$

Interpretación del grado de recubrimiento

64,6% del tiempo → 2 pares de dientes en contacto

El resto del tiempo → 1 par de dientes en contacto

Ejemplo: $m_c = 2.35$

35% del tiempo → 3 pares de dientes en contacto

El resto del tiempo → 2 pares de dientes en contacto

d) Verificación a la flexión por LEWIS

Formula para la verificación a la flexión por LEWIS (ecuación 14-8, para tallado por sistema **módulo**), a partir de libro Diseño en ingeniería mecánica (Shigley-Mischke) 9na edición. Tener en cuenta las formulas usando SI de unidades. A continuación, se presenta la formula de tensión de **flexión aplicada al diente** de una rueda.

Carga tangencial $W_t = H/V$

Factor dinámico Ec 14-6

$$\sigma = \frac{W^t \cdot K_v}{F \cdot m \cdot Y}$$

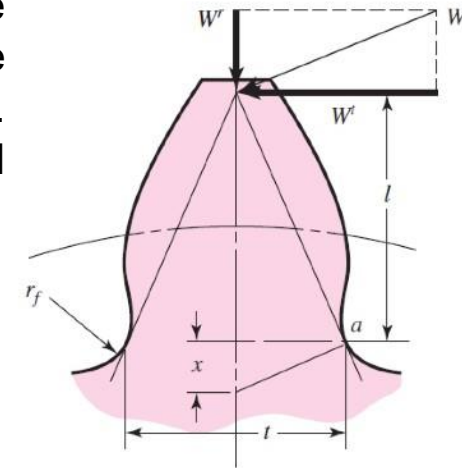
Flanco

Modulo

Factor geométrico de resist a la flexión. Fig 14-2

Es importante señalar que esta tensión no esta considerando el efecto de la concentración de tensiones por el radio de acuerdo en la raíz del diente. (esto **incrementaría** el esfuerzo).

Por otra parte, el modelo matemático considera que se aplica la carga tangencial total sobre un solo diente, y en su extremo, lo cual no es cierto, porque cuando un diente empuja a su conjugado en el extremo, siempre existe otro par de dientes que aun esta trabajando.



PROBLEMA DE APLICACION

1) Calculo de la fuerza tangencial W_t

$$W_t := \frac{P}{dp_1 \cdot \pi \cdot n_1}$$

$$W_t = \frac{((13,5HP \cdot 745,5)) \cdot 60 \cdot 1000}{(51mm) \cdot (\pi) \cdot (1450rpm)} \rightarrow W_t = 2597N$$

$$\sigma = \frac{W^t \cdot K_v}{F \cdot m \cdot Y}$$

2) Buscamos el factor de dinámico K_v

El factor K_v es un incrementador del esfuerzo en el diente, que cuantifica los efectos de la velocidad y de la calidad del tallado de los dientes.

$$K_v = \left(\frac{3,56 + \sqrt{V}}{3,56} \right) \quad (\text{Ec. 14-6c})$$

La ecuación 15-6c es para el calculo de dientes tallados por sistema modulo, y la velocidad tangencial debe indicarse en m/s

Entonces, el factor dinámico K_v resulta:

$$v_t := \pi \cdot dp_1 \cdot n_1$$

$$v_t = 3.872 \frac{m}{s}$$

$$K_v := \left(\frac{3.56 + \sqrt{v_t}}{3.56} \right) \quad K_v = 1.553$$

$$\sigma = \frac{W^t \cdot K_v}{F \cdot m \cdot Y}$$

En unidades SI, las ecuaciones (14-4a) a la (14-5b) se convierten en

$$K_v = \frac{3.05 + V}{3.05} \quad (\text{hierro fundido, perfil moldeado}) \quad (14-6a)$$

$$K_v = \frac{6.1 + V}{6.1} \quad (\text{perfil cortado o fresado}) \quad (14-6b)$$

$$K_v = \frac{3.56 + \sqrt{V}}{3.56} \quad (\text{perfil generado con fresa madre o cepillado}) \quad (14-6c)$$

$$K_v = \sqrt{\frac{5.56 + \sqrt{V}}{5.56}} \quad (\text{perfil cepillado o esmerilado}) \quad (14-6d)$$

donde V está en metros por segundo (m/s).

PROBLEMA DE APLICACION

En unidades SI, las ecuaciones (14-4a) a la (14-5b) se convierten en

$$K_v = \frac{3.05 + V}{3.05} \quad (\text{hierro fundido, perfil moldeado})$$

$$K_v = \frac{6.1 + V}{6.1} \quad (\text{perfil cortado o fresado})$$

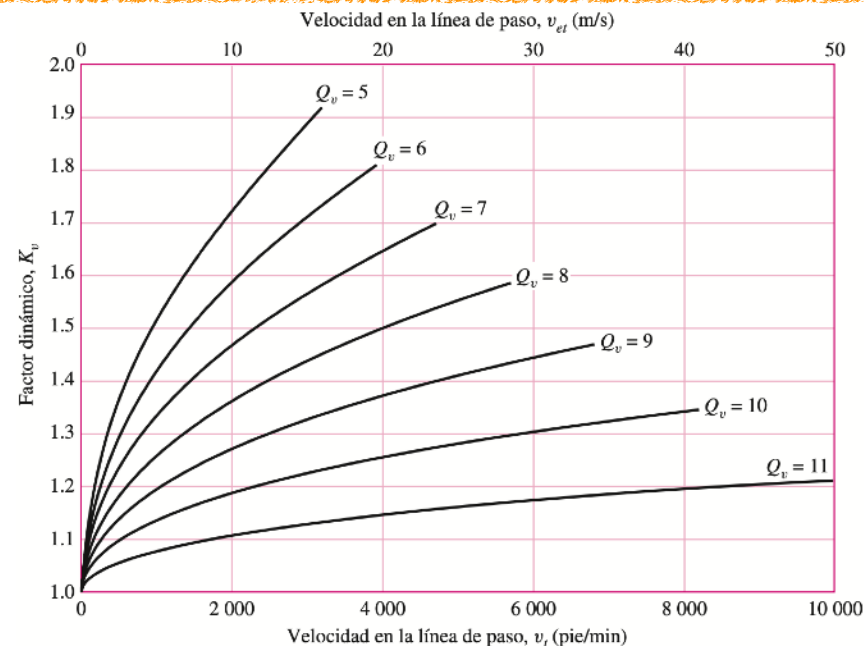
$$K_v = \frac{3.56 + \sqrt{V}}{3.56} \quad (\text{perfil generado con fresa madre o cepillado})$$

$$K_v = \sqrt{\frac{5.56 + \sqrt{V}}{5.56}} \quad (\text{perfil cepillado o esmerilado})$$

Figura 15-5

Factor dinámico K_v .

(Fuente: ANSI/AGMA 2003-B97.)



3) Ancho de cara y modulo

$F = 21\text{mm}$ Ancho del diente

$m_1 = 3\text{mm}$ modulo

$$\sigma = \frac{W^t \cdot K_v}{F \cdot m \cdot Y}$$

4) Factor geométrico

El factor Y es el llamado Factor de forma de Lewis, y su determinación está directamente relacionada con la geometría del diente, es decir con su forma y dimensiones.

La tabla adjunta muestra los factores de forma para dientes con 20° de ángulo de presión, y se obtiene con la cantidad de dientes del engrane:



(Fig. 14-2 Shigley)

Number of Teeth	Y	Number of Teeth	Y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Rack	0.485

5) Ahora ya estamos en condiciones de calcular la tensión de flexión según LEWIS en el piñón.

Conociendo las variables que componen la formula:

$$W_t = 2597N$$

$$K_v = 1.553$$

$$m_1 = 3 \cdot mm$$

$$F = 21 \cdot mm$$

$$Y := 0.303$$

$$\sigma = \frac{(2597N) \cdot (1,553)}{(21mm) \cdot (3mm) \cdot (0,303)} \rightarrow \sigma = 211MPa$$

6) Ahora estamos en condiciones de calcular el factor de seguridad, comparando el esfuerzo aplicado y la tensión admisible.

$$n_s = \frac{S_t}{\sigma}$$

La tensión admisible S_t es la que habíamos calculado en el inicio del calculo, y viene determinada por el material seleccionado para la fabricación de los engranes:

Siendo:

$$S_t = 216 \cdot \text{MPa}$$

$$\sigma = 211 \cdot \text{MPa}$$

El factor de seguridad es:

$$n_s = 1.023$$

De necesitar aumentar el factor de seguridad, se pueden modificar los siguientes parámetros:

- 1) **Aumentar el largo F del diente**
- 2) **Aumentar el módulo**
- 3) **Mejorar la calidad del material**
- 4) **Aumentar cantidad de dientes**

- “Diseño en Ingeniería Mecánica”, Joseph Edward Shigley, Charles Mischke, Ed. Mc. Graw Hill, 8th ed.
- “Manual Universal de la Técnica Mecánica”, Erik Oberg, F.D. Jones, ed. Labor, edición 14.
- “Diseño de elementos de maquinas”, V.M. Faires, Editorial Montaner y Simon - Barcelona 4ta edición.
- “Elementos de maquinas”, Pezzano y Klein – Editorial El Ateneo – quinta edición.
- “Guide des Sciences et Technologies Industrielles”, Jean Louis Fanchon, ed. Nathan, novena edición.
- “Diseño de maquinas”, Robert L. Norton – Prentice Hall – 1ra edicion

EJERCICIOS DE PLATAFORMA

Se debe dimensionar una transmisión por engranaje cilíndrico de dentado recto entre un árbol que está accionado por un motor de **135 HP**, girando a **800 rpm**. La relación de transmisión es **$i = 2,7$** . Se estima que se utilizará un material de aproximadamente **500 MPa** de tensión admisible. El engrane motor será de **$z_1 = 17$ dientes**. El ángulo de presión es de 20° .

Determinar a través de **gráficas**, cuál sería el módulo recomendable para esta aplicación:

$m =$

Seleccionar el valor correcto, y la unidad correspondiente.

0,5	0,75	1	1,25	1,50	2	2,50	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25
32	40															
micron	mm	m	km	pulg	pie	yarda										

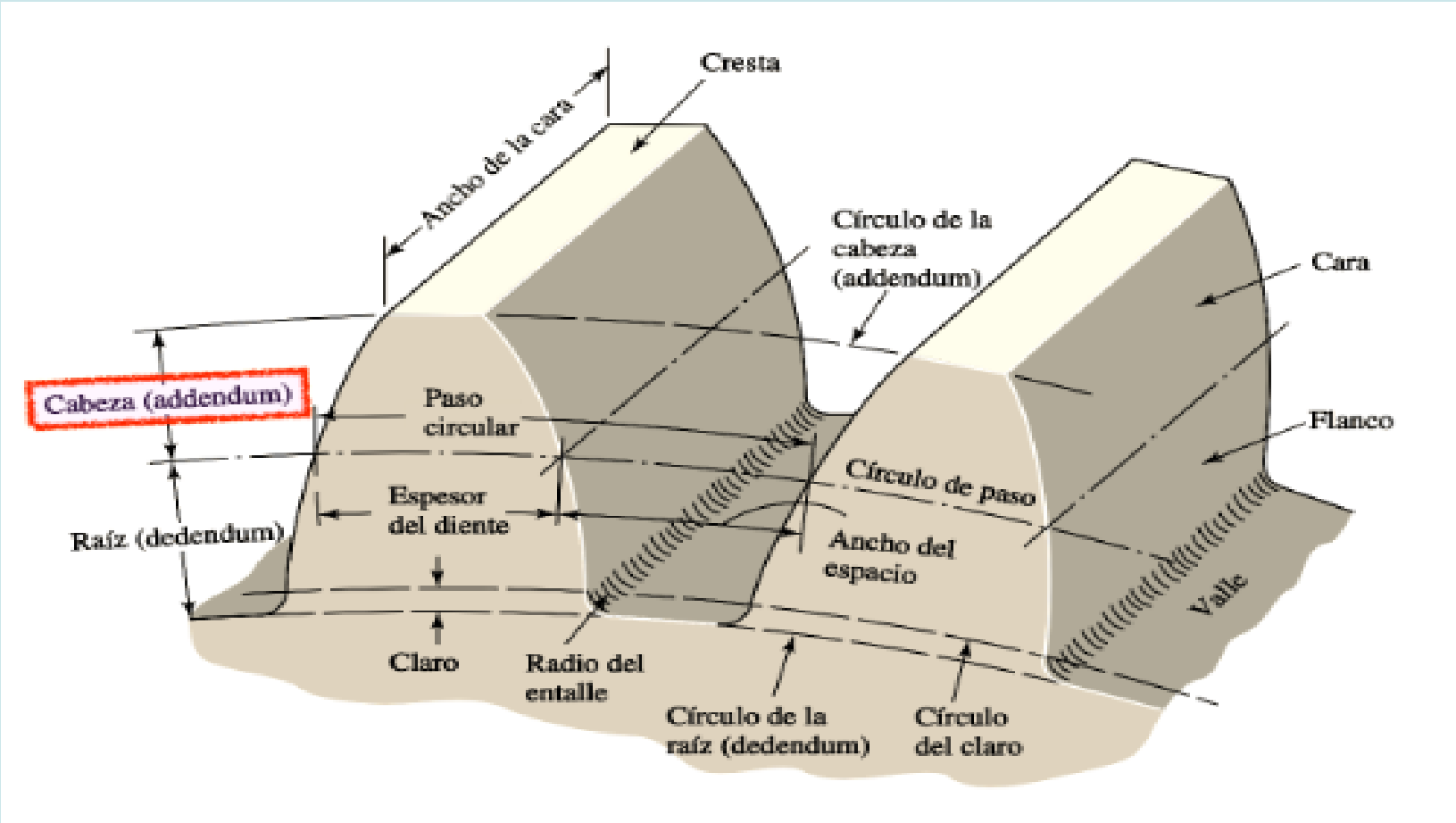
Determinar la **cantidad de dientes** del **engrane conducido**:

$Z_2 =$ **dientes**

Seleccionar el valor correcto y arrastrarlo a la variable correspondiente.

7	34	40	46	20	29	100	58	68	63	50	17	65	60	42	12	24	54	28
16	57																	

Determinar **la altura de cabeza del diente (addendo)** de **ambos engranes**.

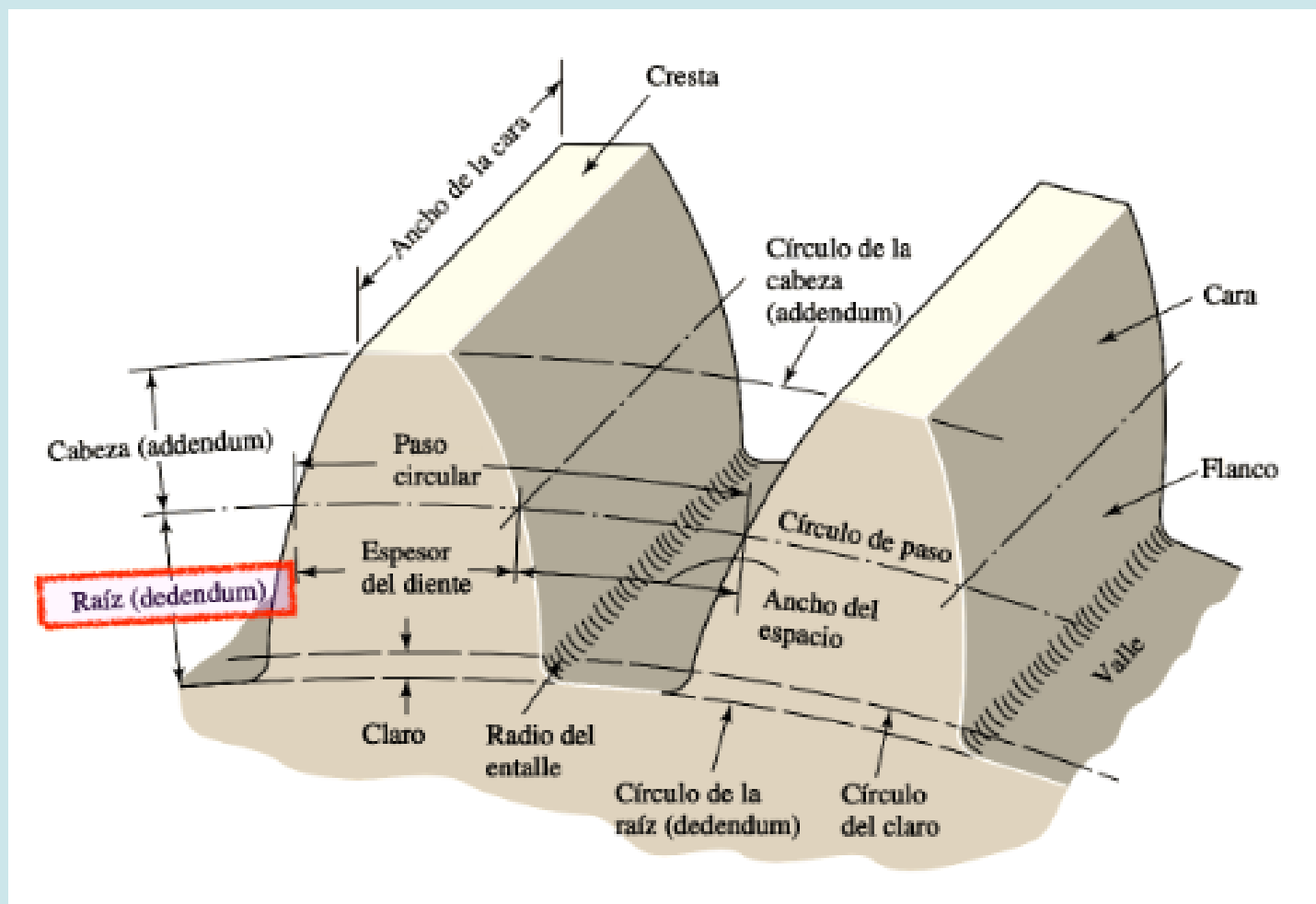


Escribir el valor en el campo inferior, y seleccionar la unidad correspondiente.

Respuesta:

Elegir... ▾

Determinar **la altura de fondo del diente (deddendo)** de **ambos engranes**.

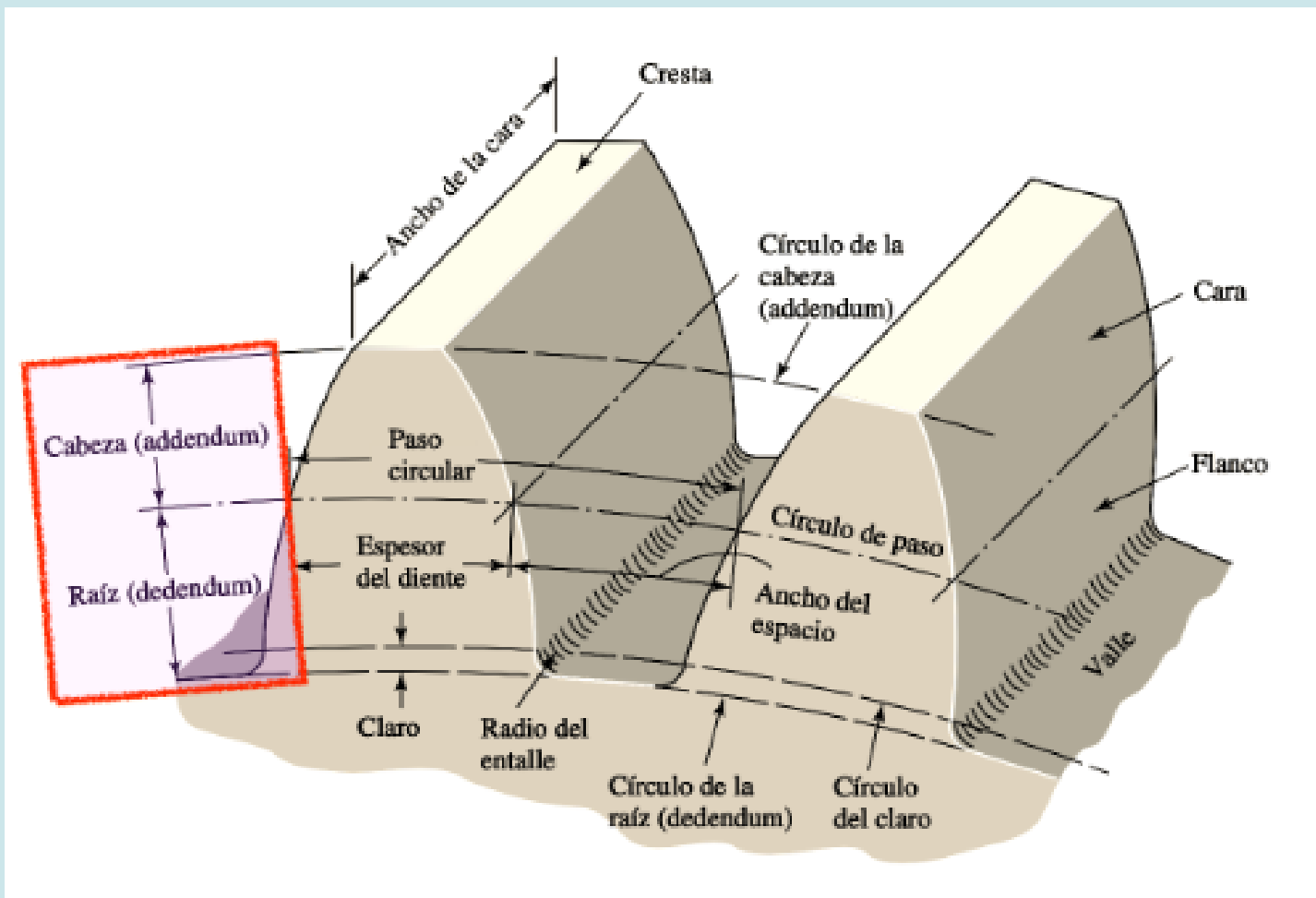


Escribir el valor en el campo inferior, y seleccionar la unidad correspondiente.

Respuesta:

Elegir... ▾

Determinar **la altura total del diente** de **ambos engranes**.

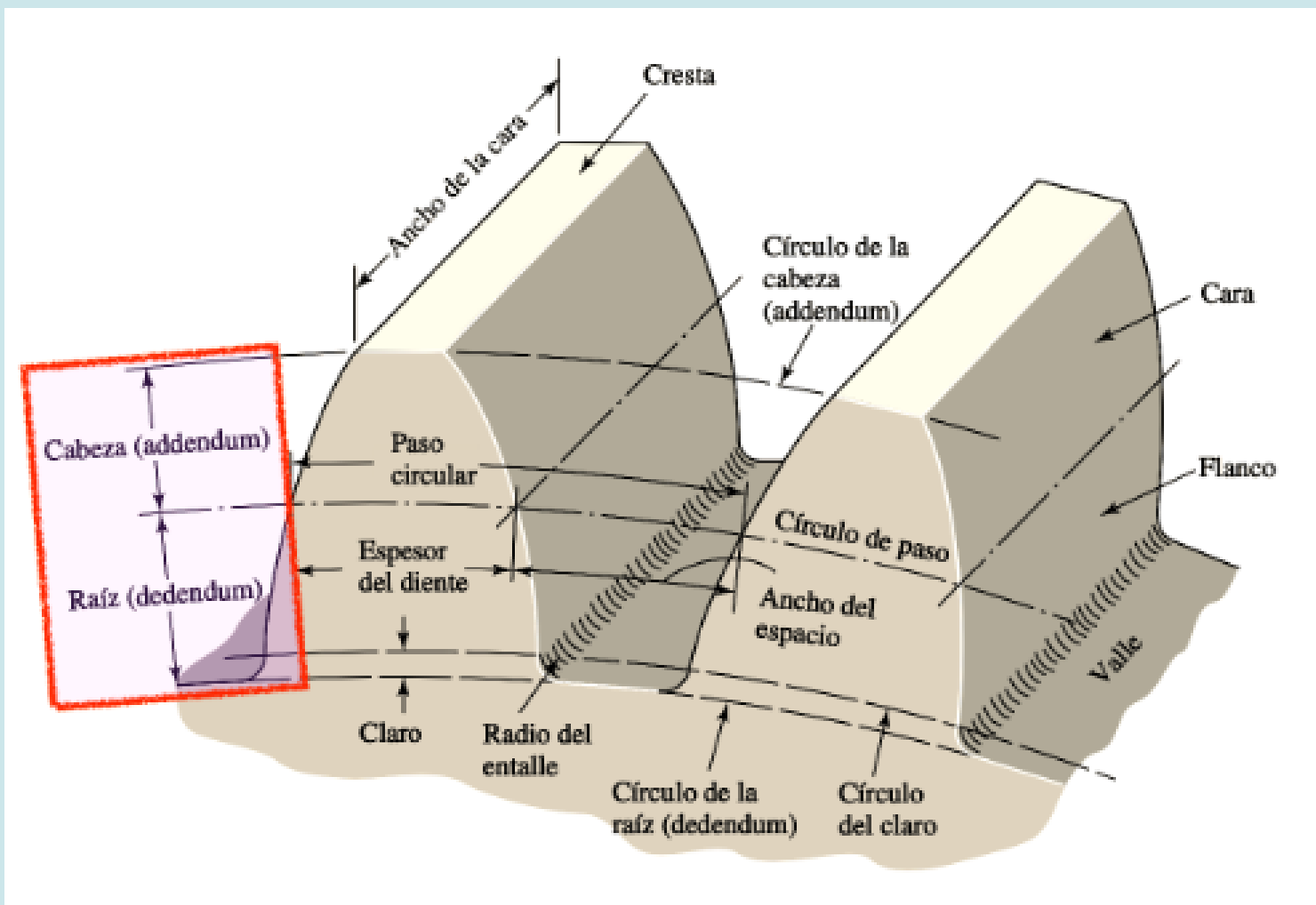


Escribir el valor en el campo inferior, y seleccionar la unidad correspondiente.

Respuesta:

Elegir... ▾

Determinar **la altura total del diente** de **ambos engranes**.



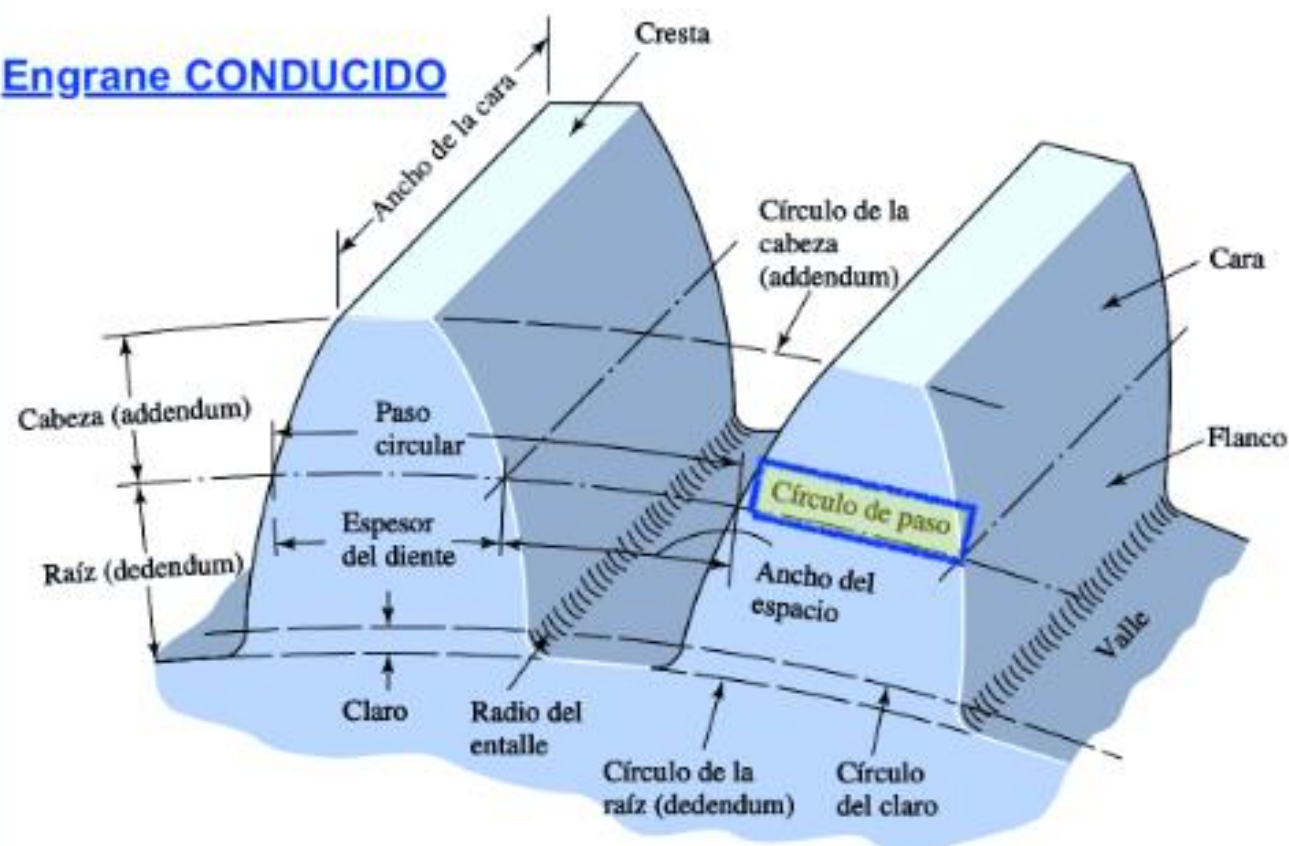
Escribir el valor en el campo inferior, y seleccionar la unidad correspondiente.

Respuesta:

Elegir... ▾

Determinar el **diámetro primitivo** del **engrane conducido** (diámetro de la circunferencia primitiva o de paso)

Engrane CONDUcido

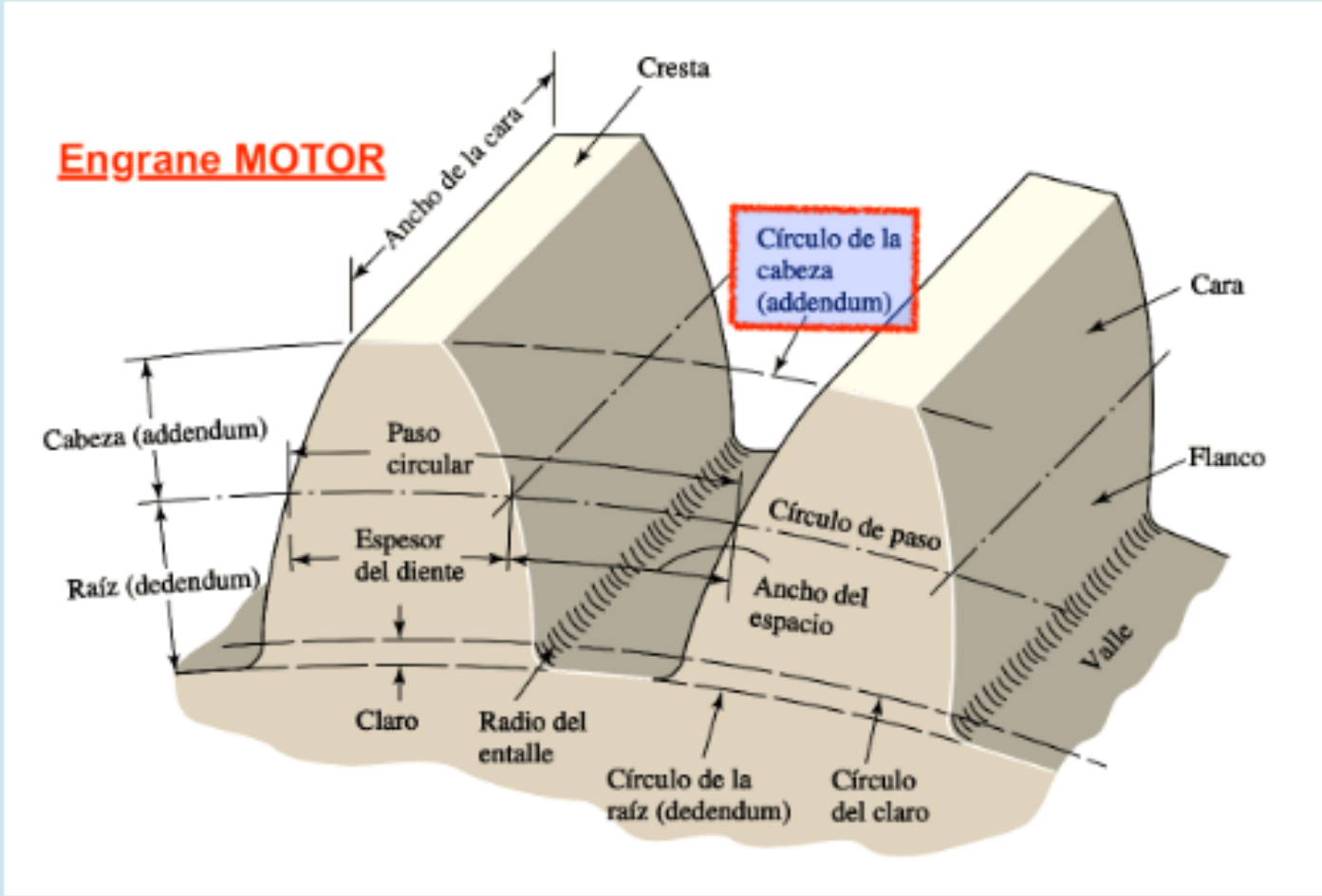


Escribir el valor en el campo inferior, y seleccionar la unidad correspondiente.

Respuesta:

Elegir... ▾

Determinar el **diámetro exterior** del **engrane motor** (diámetro de la circunferencia de cabeza o de addendo)

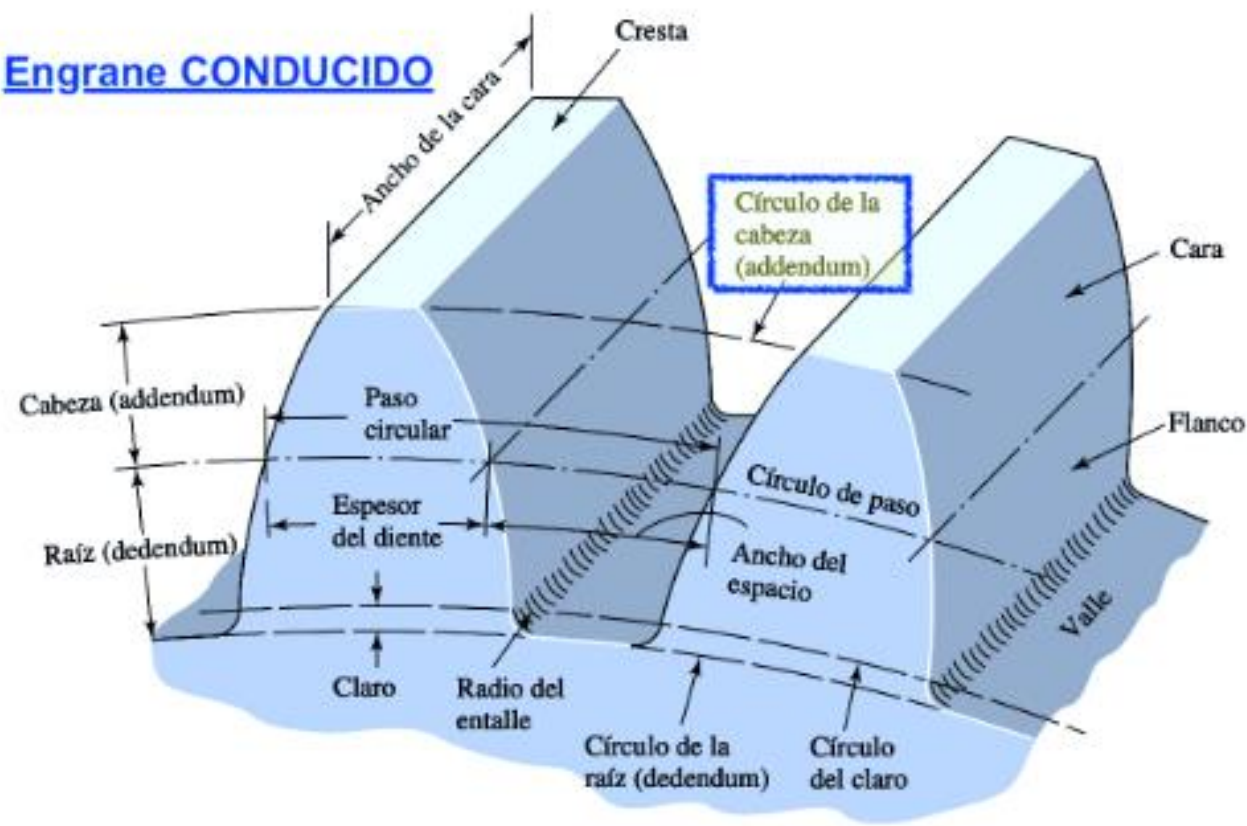


Escribir el valor en el campo inferior, y seleccionar la unidad correspondiente.

Respuesta: Elegir... ▾

Determinar el **diámetro exterior** del **engrane conducido** (diámetro de la circunferencia de cabeza o de addendum)

Engrane CONDUcido

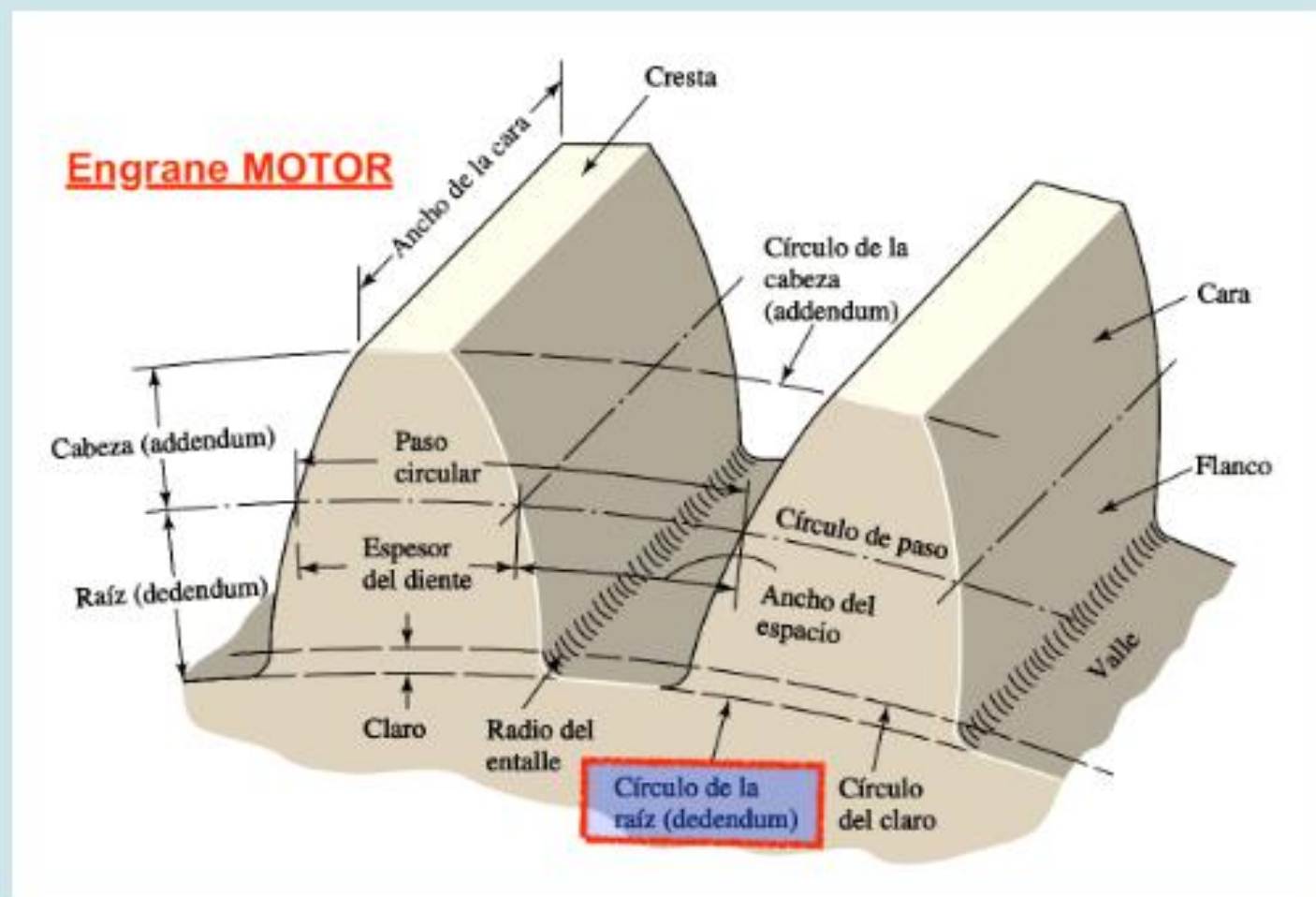


Escribir el valor en el campo inferior, y seleccionar la unidad correspondiente.

Respuesta:

Elegir... ▾

Determinar el **diámetro interior o de fondo** del **engrane motor** (diámetro de la circunferencia de raíz)



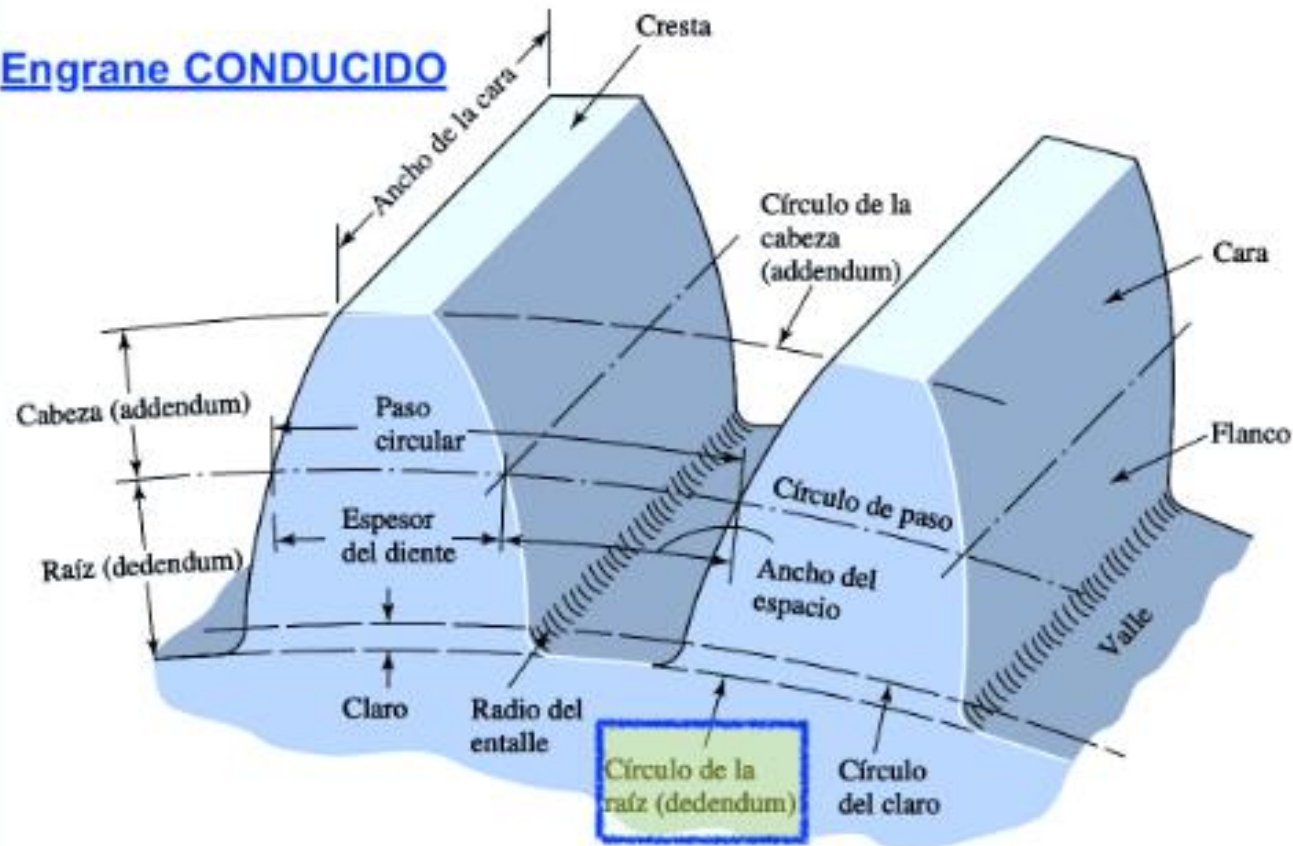
Escribir el valor en el campo inferior, y seleccionar la unidad correspondiente.

Respuesta:

Elegir... ▾

Determinar el **diámetro interior o de fondo** del **engrane conducido** (diámetro de la circunferencia de raíz)

Engrane CONDUcido



Escribir el valor en el campo inferior, y seleccionar la unidad correspondiente.

Respuesta:

Elegir... ▾

Determinar el **diámetro de base** del **engrane motor** (diámetro de la circunferencia donde se generan las curvas evolventes)

Escribir el valor en el campo inferior, y seleccionar la unidad correspondiente.

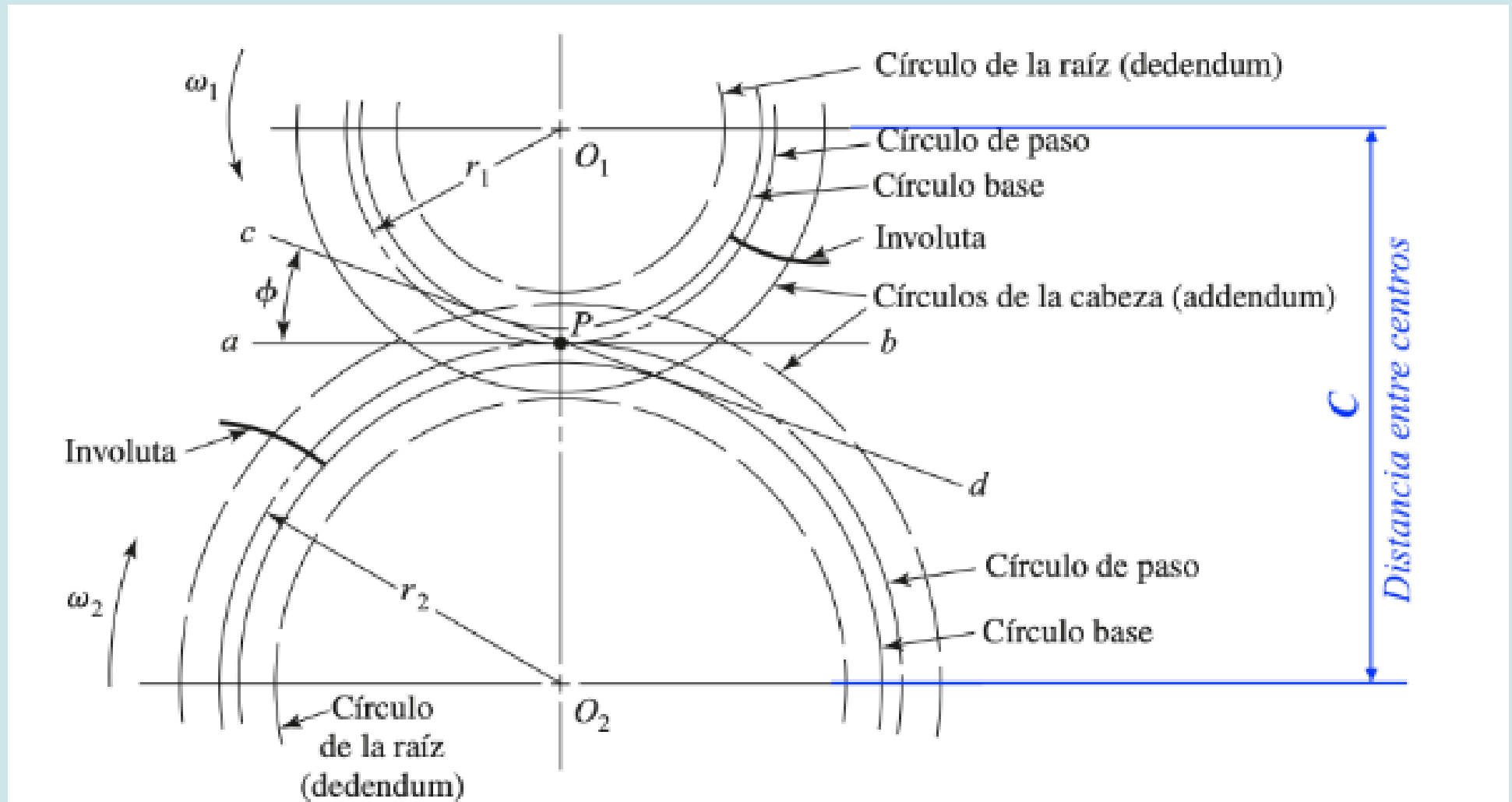
Determinar el **diámetro de base** del **engrane conducido** (diámetro de la circunferencia donde se generan las curvas evolventes)

Escribir el valor en el campo inferior, y seleccionar la unidad correspondiente.

Respuesta:

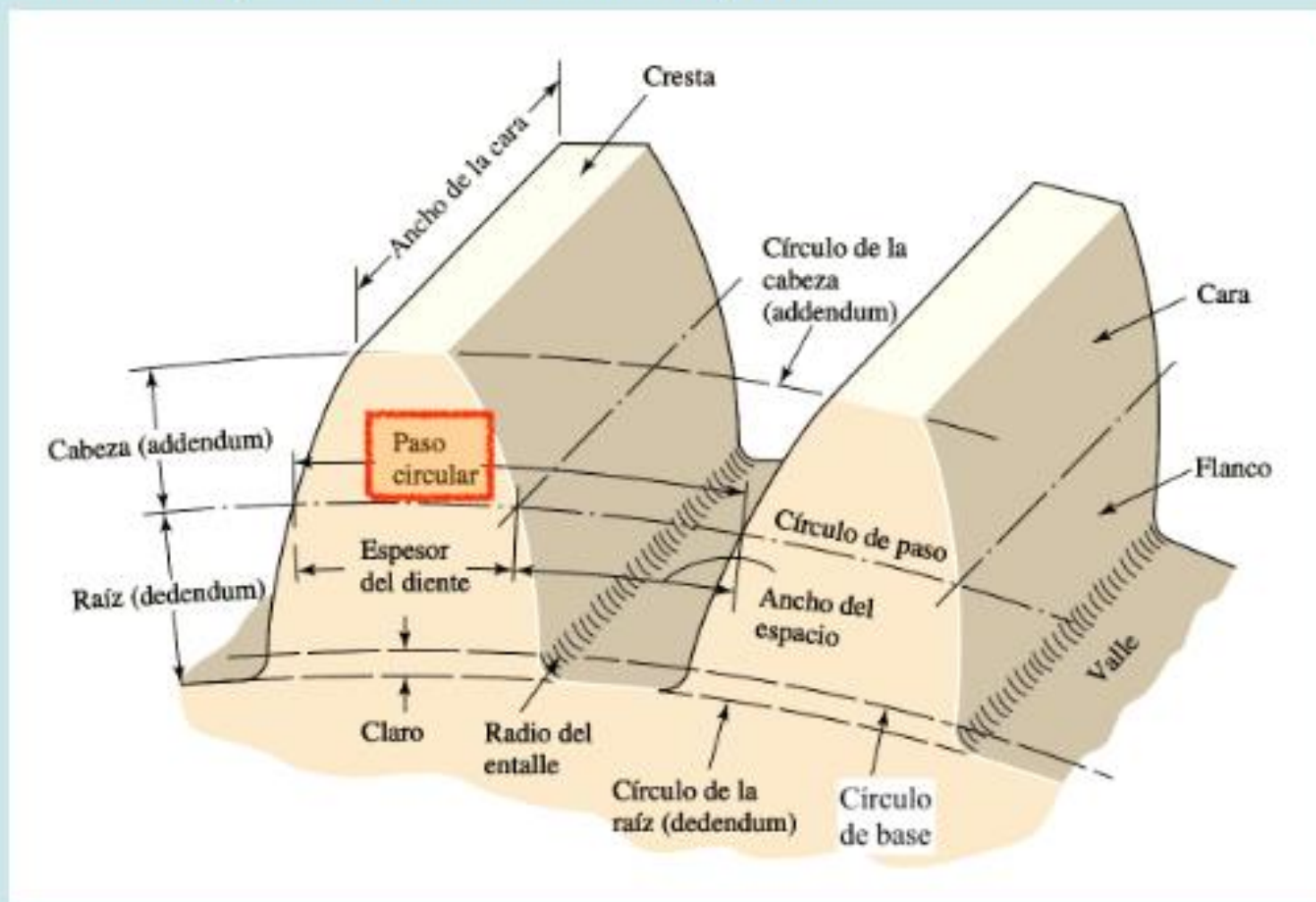
Elegir... 

Calcular la **distancia entre centros** de los engranes.



Escriba el valor en el campo inferior, y seleccione la unidad adecuada.

Determinar el paso circular de ambos engranes.

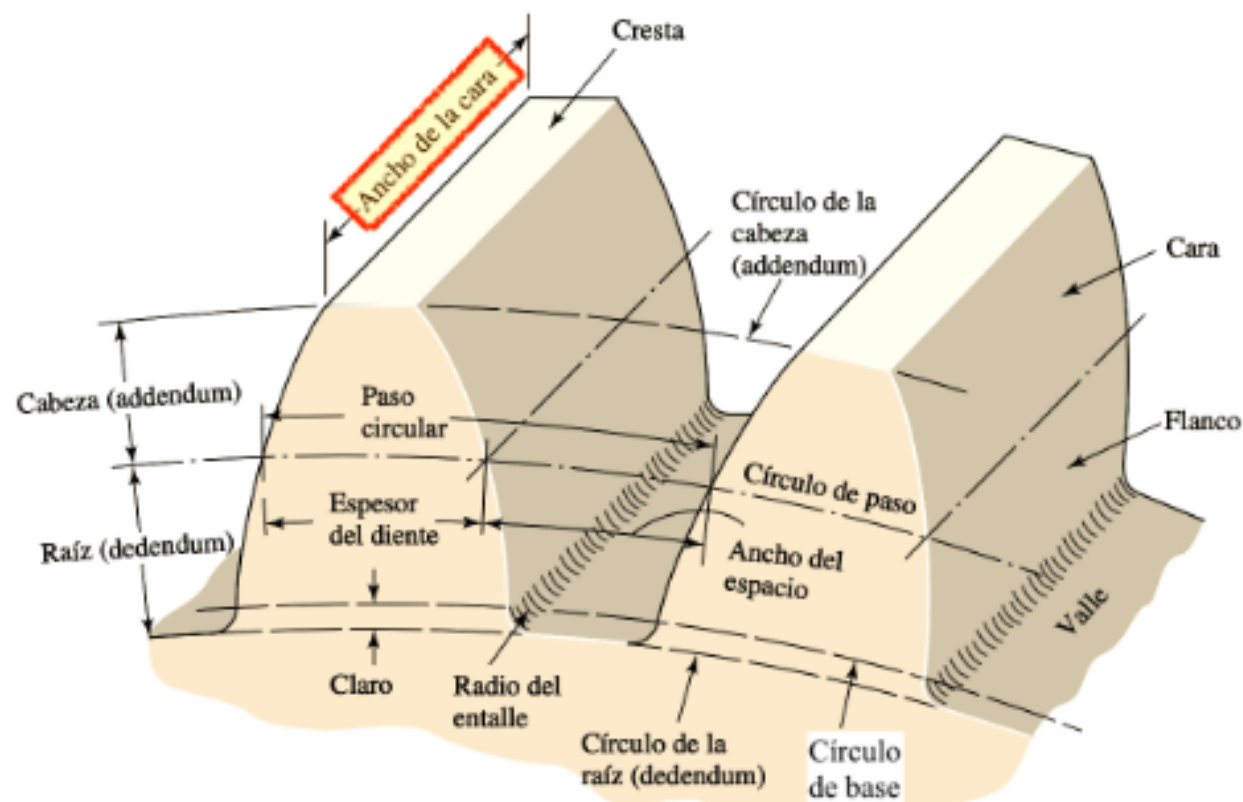


Escribir el valor en el campo inferior, y seleccionar la unidad correspondiente.

Respuesta:

Elegir... ▾

Determinar **el ancho de cara** de **ambos engranes**. Considerar el valor medio de la recomendación de **Fanchon** (**Guide des Sciences et Technologies Industrielles**). Ver presentación de clases.



VARIABLES

Por ultimo definimos el largo de la rueda. Para esto, **Faires** (Diseño de elementos de maquinas – 4th ed – punto 13.12) recomienda para el flanco del diente:

$$8 \cdot m \leq F \leq 12,5 \cdot m$$

Para esto, **Fanchon** (Guide des Sciences et Technologies Industrielles) recomienda para el flanco del diente:

$$7 \cdot m \leq F \leq 12 \cdot m$$

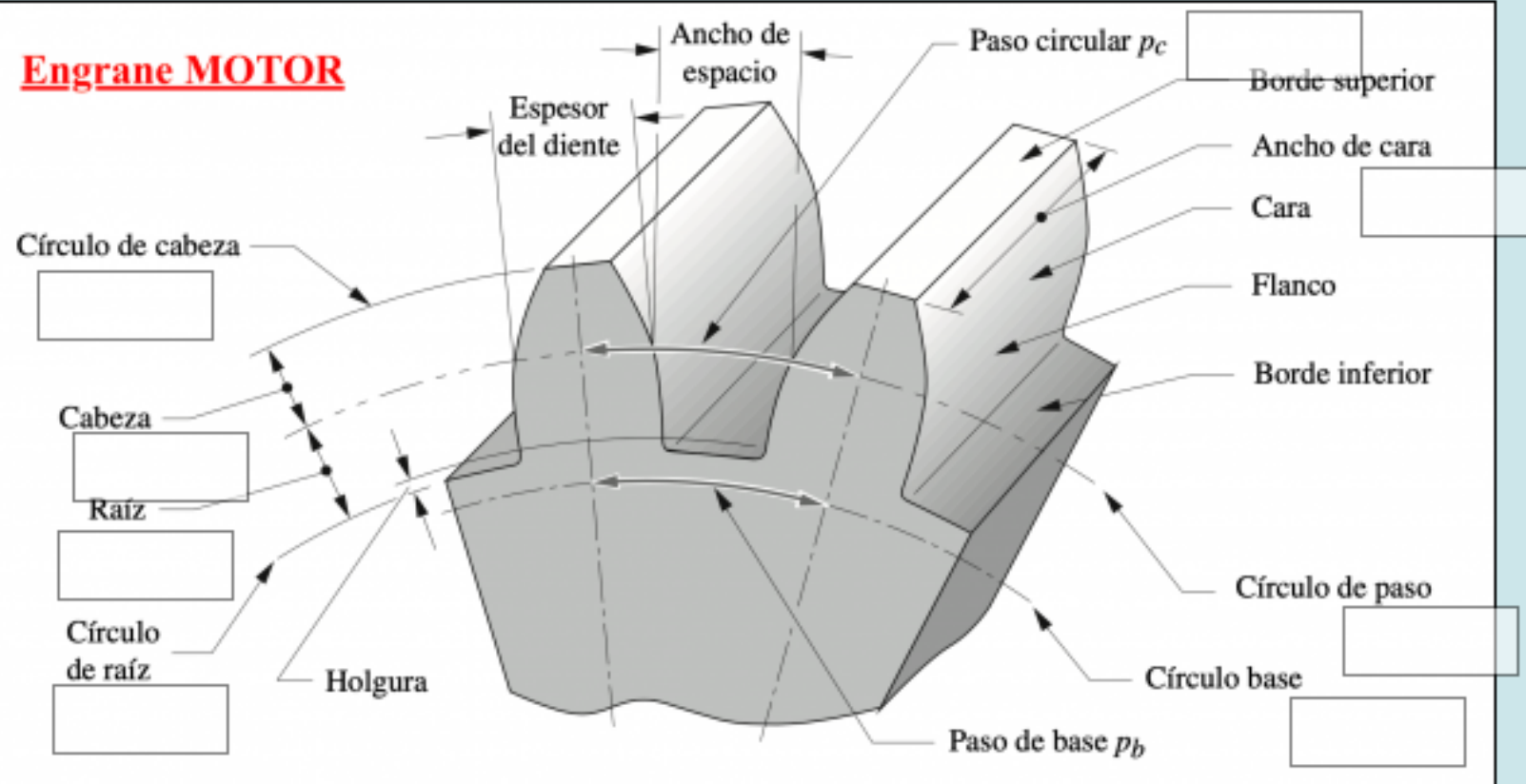
Oberg-Jones (Manual Universal de la Técnica Mecánica – ed 14 - tomo I – pag. 723) recomienda:

$$3 \cdot p \leq F \leq 4 \cdot p \Rightarrow 3 \cdot \pi \cdot m \leq F \leq 4 \cdot \pi \cdot m \Rightarrow 9,4 \cdot m \leq F \leq 12,5 \cdot m$$

Shigley-Mischke (Diseño en Ingeniería Mecánica – ed 8 - pag. 719) recomienda:

$$3 \cdot p \leq F \leq 5 \cdot p \Rightarrow 3 \cdot \pi \cdot m \leq F \leq 5 \cdot \pi \cdot m \Rightarrow 9,4 \cdot m \leq F \leq 15,7 \cdot m$$

Engrane MOTOR



1 mm

2 mm

3 mm

4 mm

5 mm

5,5 mm

6 mm

6,5 mm

7 mm

7,5 mm

8 mm

8,5 mm

9 mm

10 mm

174 mm

186 mm

159 mm

102 mm

114 mm

87 mm

92 mm

110 mm

95,85 mm

163,5 mm

182 mm

210 mm

138 mm

145 mm

155 mm

15 mm

18,85 mm

27 mm

32 mm

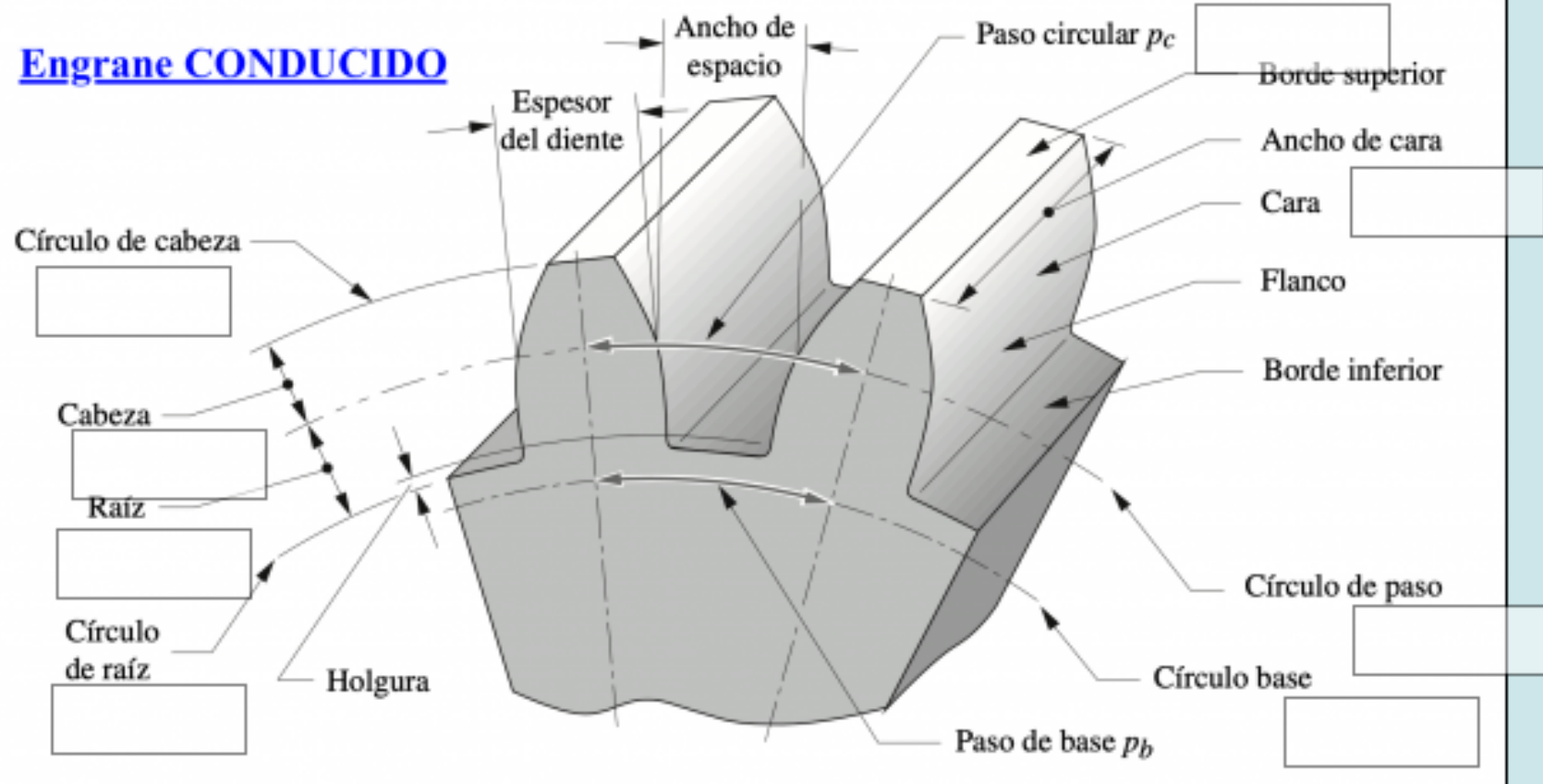
57 mm

72 mm

81 mm

90 mm

Engrane CONDUcido



1 mm

2 mm

3 mm

4 mm

5 mm

5,5 mm

6 mm

6,5 mm

7 mm

7,5 mm

8 mm

8,5 mm

9 mm

10 mm

276 mm

288 mm

261 mm

102 mm

114 mm

87 mm

92 mm

110 mm

95,85 mm

259,36 mm

182 mm

210 mm

138 mm

145 mm

155 mm

15 mm

18,85 mm

27 mm

32 mm

57 mm

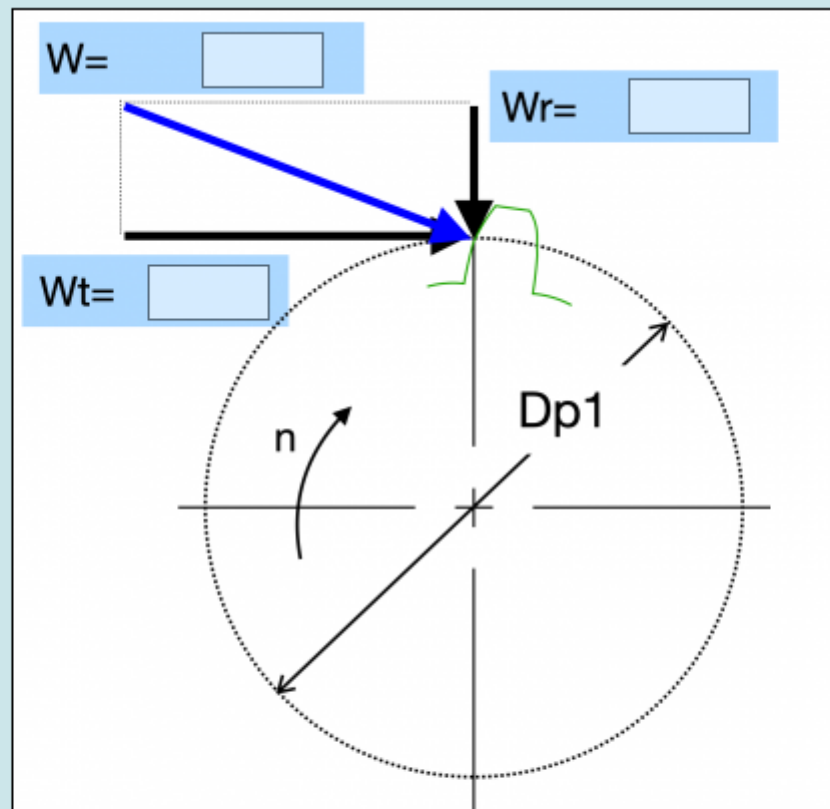
72 mm

81 mm

90 mm

Determinar el **torque** aplicado en el árbol motor

Escriba el valor en el campo inferior, y seleccione la unidad adecuada.



1789 N

3985 N

3673 N

1530 N

7814 N

4890 N

12904 N

5602 N

3283 N

1363 N

1243 N

3754 N

23555 N

6010 N

3190 N

2487 N

8573 N

6790 N

2596 N

3908 N

1337 N

4591 N

25067 N

6743 N

3744 N

4598 N

5782 N

Determinar la **TENSIÓN** en la raíz del diente en el engrane motor de acuerdo a la teoría de LEWIS, sabiendo que los dientes son rectificados (**cepillado o esmerilado**). Seleccionar la unidad del parámetro calculado.

Número de dientes	Y	Número de dientes	Y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Cremallera	0.485

$$K_v = \frac{3.05 + V}{3.05} \quad (\text{hierro fundido, perfil moldeado})$$

$$K_v = \frac{6.1 + V}{6.1} \quad (\text{perfil cortado o fresado})$$

$$K_v = \frac{3.56 + \sqrt{V}}{3.56} \quad (\text{perfil generado con fresa madre o cepillado})$$

$$K_v = \sqrt{\frac{5.56 + \sqrt{V}}{5.56}} \quad (\text{perfil cepillado o esmerilado})$$

donde V está en metros por segundo (m/s).

Respuesta:

Elegir... 

Determinar el factor de seguridad del engrane motor, si se fabrica con acero AISI 4140 Grado 2, con dureza de 350 HB

Figura 14-2

Número de esfuerzo de flexión permisible de aceros completamente endurecidos. Las ecuaciones en unidades SI son $S_f = 0.533H_B + 88.3$ MPa, grado 1 y $S_f = 0.703H_B + 113$ MPa, grado 2. (Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04 y 2101-D04.)

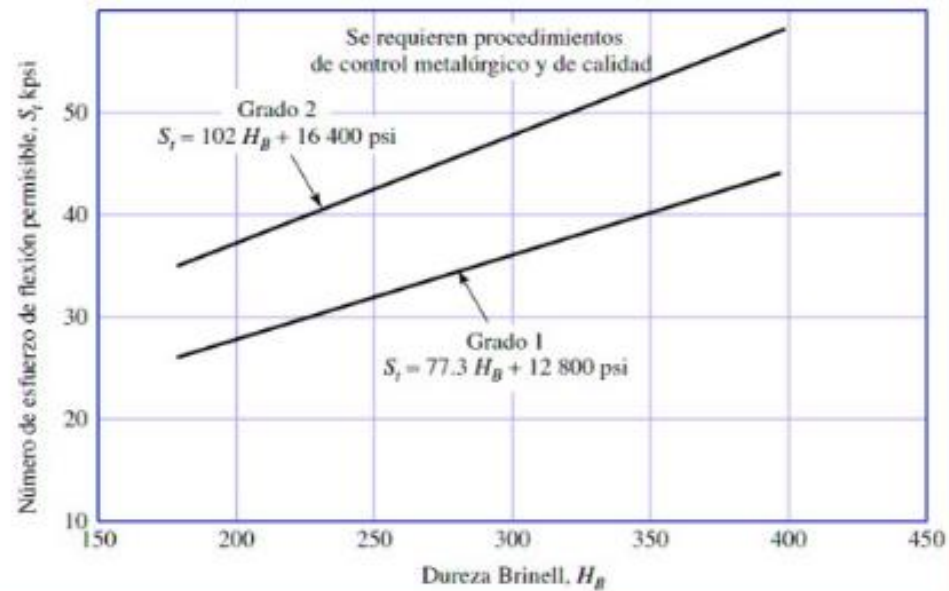
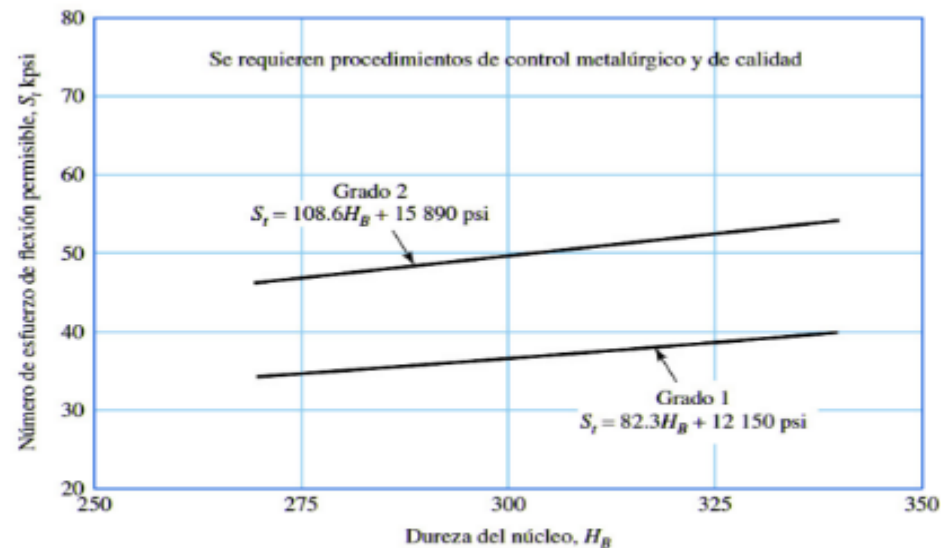


Figura 14-3

Número de esfuerzo de flexión permisible de engranes de acero nitrurado endurecido completamente (es decir, AISI 4140, 4340), S_f . Las ecuaciones en unidades SI son $S_f = 0.568 H_B + 83.8$ MPa, grado 1 y $S_f = 0.749 H_B + 110$ MPa, grado 2. (Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04 y 2101-D04.)



Escriba el valor en el campo inferior con 3 decimales, y seleccione la unidad adecuada.

GRACIAS POR SU ATENCIÓN