

SELECCIÓN DEL MOTOR A UTILIZAR

De los cálculos realizados al sistema de conversión se obtiene lo siguientes:

Salida convertidor1	7,5182	rad/s
Salida convertidor2	11,2774	rad/s

Su equivalente en rev/min: 71,7940rev/min y 107,6909rev/min respectivamente

Se hizo una revisión al catalogo de motores eléctricos de la empresa fabricante US ELECTRICAL MOTORS.

Se selecciono un motor multipropósito, trifásico con tecnología TEFC CORRO-DUTY® PREMIUM EFFICIENT NEMA PREMIUM.

Según el catalogo esta recomendado para las siguientes funciones:

- Pulpa y papel
- Molinos
- Químicos
- Otros ambientes severos encontrados en procesos industriales.

Las especificaciones son las siguientes:

Potencia (HP)	ω (rev/min)	Frame	Voltaje (V)	Numero	Tipo	Precio (US\$)
20	1200	286T	575	C20P3G	TCE	2554

DS-SYM	SF	EFF	PF	Masa (kg)	Nota
DS-3CE	1,15	92,4	91,1	420	14

CONSIDERACIONES PARA LA CONFIGURACIÓN DEL CONVERTIDOR

Considerando el motor que se tiene (potencia y velocidad angular) y la velocidad angular de salida en el convertidor, se hace conveniente el uso de un reductor. La tasa de reducción de velocidad angular es de:

16,7145

rad para la velocidad mayor (90%) y de

11,1430

rad para la velocidad menor (60%). Considerando hacer un reductor de ejes paralelos con ruedas helicoidales por recomendación de los profesores, se configurara un reductor de tres etapas. Para la última etapa sin embargo se prefiere utilizar ruedas rectas para facilitar el sistema de cambio de velocidad

Se utiliza una expresión como referencia para determinar el valor de relación de transmisión por etapa:

$$i_i = \sqrt[n]{i_T}$$

Numero de etapas:

n	3
---	---

Obteniéndose:

i 60%	2,5568
-------	--------

i 90%	2,2336
-------	--------

Se toma como primera relación de transmisión un valor de: 2,5

Para la segunda etapa de transmisión un valor de: 2,8

Y para la tercera etapa, un valor de transmisión de: 2,4 para la salida de velocidad de 60% y de 1,6 para la salida de velocidad de 90%.

La relación de transmisión real que se obtiene utilizando estos valores es de:

i 60% real	16,8
------------	------

Con un error de:

0,5988	%
--------	---

Y:

i 90% real	11,2
------------	------

Con un error de:

0,9009	%
--------	---

CALCULO DE GEOMETRÍA DE RUEDAS DENTADAS

Para el cálculo de geometría de ruedas dentadas utilizaremos el procedimiento de cálculo utilizado para la transmisión de movimiento entre la cremallera del molino y el piñón. Este procedimiento de cálculo es recomendado por: Quality Transmisión Components - Elements of Metric Gear Technology.

Para la estimación inicial del modulo se utiliza una expresión recomendada por A.L Casillas:

$$M = \sqrt{\frac{P}{C \cdot 1,52}} \quad P = \frac{75 \cdot F}{V} \quad C = 0,5 \cdot \sigma_F$$

M: Modulo (mm), P: Esfuerzo tangencial (kgf/mm²), F= Potencia (C.V),

V: Velocidad tangencial en diámetro primitivo (m/s)

Esta ecuación del Casillas, se comprobó de forma iterativa con los cálculos realizados en Elements of Metric Gear Technology.

Para la primera etapa

Se propone un modulo normal de 3, un ángulo de presión normal de 20° y un ángulo de hélice de 15°. Un número de dientes de 30 para el piñón. El número de dientes de la corona se obtiene al multiplicar la relación de transmisión por el número del piñón. Igualmente se asume un espesor de rueda de 30mm.

El ángulo de presión radial es:

$$\alpha_r = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \right)$$

El diámetro primitivo:

$$d = \frac{zm_N}{\cos \beta}$$

El diámetro base:

$$d_B = d \cos(\alpha_t)$$

Ángulo de presión de trabajo radial:

$$\alpha_{wv} = \cos^{-1} \left(\frac{d_{b1} - d_{b2}}{2a_x} \right)$$

El factor de incremento (y) de distancia entre centros y los coeficientes de recubrimiento (x_1, x_2) de perfil van a ser nulos.

Distancia entre centros:

$$a_x = \left(\frac{z_1 + z_2}{2 \cos \beta} + y \right) m_n$$

Diámetro de trabajo:

$$d_w = \frac{d_b}{\cos \alpha_{wt}}$$

Addendum:

$$h_{a1} = (1 + y - x_{n2}) m_n$$

$$h_{a2} = (1 + y - x_{n1}) m_n$$

Diámetro externo:

$$d_a = d + 2.h_a$$

Recubrimiento de perfil normal:

$$\varepsilon_a = \frac{\sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{b2}}{2}\right)^2} + \sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{b1}}{2}\right)^2} - a \sin \alpha}{\pi m \cos \alpha}$$

Recubrimiento de perfil radial:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \tan(\beta)}{\frac{m_n \pi}{\cos(\beta)}}$$

Numero de dientes equivalentes:

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$$

A continuación se colocaran los resultados de los cálculos:

Cálculo previo CASILLAS					
Su	39	kg/mm ²	V	4,55338246	m/s
C	19,5	kg/mm ²	Ft	329,425436	kgf

Diam rueda	181,1733	mm	m	3,3337994	mm
------------	----------	----	---	-----------	----

MAGNITUD	NOMEN	UNIDAD	PIÑÓN (1)	CORONA (2)
modulo normal	mn	mm	3	3
ángulo de presión normal	an	rad	0,3491	0,3491
ángulo beta	b	rad	0,2618	0,2618
ángulo de presión radial	at	rad	0,3604	0,3604
numero de dientes	z		30	75
diámetro primitivo	d	mm	93,1749	232,9371
diámetro base	db	mm	87,1904	217,9759
ángulo presión trabajo radial	awt	rad	0,3604	0,3604
factor inc dist centro	y		0	0
distancia entre centro	ax	mm	163,06	163,06
diámetro de trabajo	dw	mm	93,17	232,94
	inv(at)	rad	0,0165	0,0149
	inv(awt)		0,0165	0,0165
sum de coef de rec perf	x1+x2		-8,0E-15	-8,0E-15
coef de recub perfil	x		0,00	0,00
ancho circular diente	S	mm	4,71	4,71
áng med dient med alt prim	q	rad	0,05	0,02
ancho cordal	Sj	mm	4,71	4,71
addendum	ha	mm	3	3
addendum cordal	hj	mm	3,1915	3,0766
ang pres circ externo	aa	rad	0,4967	0,4220
	inv(aa)		0,0453	0,0270
ang med circ ext sup dien	q	rad	0,1141	0,0628
ancho sup diente	Sa	mm	11,3198	15,0103
whole depth	h	mm	6,75	6,75
diámetro externo	da	mm	99,17	238,94
diámetro raíz	dt	mm	85,67	225,44
recubrimiento perfil normal	ea		1,7013	1,7013
Espesor rueda	b	mm	30	30
recubrimiento perfil radial	eb		0,8238	0,8238
recubrimiento perfil total			2,5252	2,5252
número de dientes equiv	zv		33,2882	83,2204

El recubrimiento de perfil normal resulto con un valor de 1,7013 mayor a 1,2. Un valor satisfactorio. La geometría de rueda utilizada es conveniente.

Para la segunda etapa

Se propone un modulo normal de 3,5, un ángulo de presión normal de 20° y un ángulo de hélice de 15°. Un número de dientes de 50 para el piñón. El número de dientes de la corona se obtiene al multiplicar la relación de transmisión por el número del piñón. Igualmente se asume un espesor de rueda de 50mm.

El factor de incremento (y) de distancia entre centros y los coeficientes de recubrimiento (x₁, x₂) de perfil van a ser nulos.

Cálculo previo CASILLAS					
Su	39	kg/mm ²	V	4,55338246	m/s
C	19,5	kg/mm ²	Ft	329,425436	kgf
Diam rueda	181,1733	mm	m	3,3337994	mm

MAGNITUD	NOMEN	UNIDAD	PIÑÓN (3)	CORONA (6)
modulo normal	mn	mm	3,5	3,5
ángulo de presión normal	an	rad	0,3491	0,3491
ángulo beta	b	rad	0,2618	0,2618
ángulo de presión radial	at	rad	0,3604	0,3604
numero de dientes	z		50	140
diametro primitivo	d	mm	181,1733	507,2853
diametro base	db	mm	169,54	474,70
ángulo presión trabajo radial	awt	rad	0,3604	0,3604
factor inc dist centro	y		-1,09192E-14	-1,09192E-14
distancia entre centro	ax	mm	344,23	344,23
diametro de trabajo	dw	mm	181,17	507,29
	inv(at)	rad	0,0165	0,0149
	inv(awt)		0,0165	0,0165
sum de coef de rec perf	x1+x2		-1,4489E-14	-1,4489E-14
coef de recub perfil	x		0,00	0,00
ancho circular diente	S	mm	5,50	5,50
áng med dient med alt prim	q	rad	0,03	0,01
ancho cordal	Sj	mm	5,50	5,50
addendum	ha	mm	3,5	3,5
addendum cordal	hj	mm	3,6564	3,5559
ang pres circ externo	aa	rad	0,4488	0,3949
	inv(aa)		0,0328	0,0219
ang med circ ext sup dien	q	rad	0,0806	0,0480
ancho sup diente	Sa	mm	15,1760	24,6955
whole depth	h	mm	7,875	7,875
diametro externo	da	mm	188,17	514,29
diametro raiz	dt	mm	172,42	498,54
recubrimiento perfil normal	ea		1,7782	1,7782
Espesor rueda	b	mm	50	50
recubrimiento perfil radial	eb		1,1769	1,1769
recubrimiento perfil total			2,9552	2,9552
numero de dientes equiv	zv		55,4803	155,3448

El recubrimiento de perfil normal resulto 1,7782, mayor a 1,2. Un valor satisfactorio. La geometría de rueda utilizada es conveniente.

Para la tercera etapa (Velocidad 60%)

Se propone un modulo normal de 4, un ángulo de presión normal de 20° y un ángulo de hélice de 0°. Un número de dientes de 65 para el piñón. El número de dientes de la corona se obtiene al multiplicar la relación de transmisión por el número del piñón. Igualmente se asume un espesor de rueda de 90mm.

El factor de incremento (y) de distancia entre centros y los coeficientes de recubrimiento (x_1, x_2) de perfil van a ser nulos.

Cálculo previo CASILLAS					
Su	39	kg/mm ²	V	2,36975647	m/s
C	19,5	kg/mm ²	Ft	632,976435	kgf
Diam rueda	264,0109	mm	m	4,62119901	mm

MAGNITUD	NOMEN	UNIDAD	PIÑÓN (4)	CORONA (7)
modulo normal	mn	mm	5	5
ángulo de presión normal	an	rad	0,3491	0,3491
ángulo beta	b	rad	0,1745	0,1745
ángulo de presión radial	at	rad	0,3540	0,3540
numero de dientes	z		52	124,8
diametro primitivo	d	mm	264,0109	633,6262
diametro base	db	mm	247,6392	594,3341
ángulo presión trabajo radial	awt	rad	0,3540	0,3540
factor inc dist centro	y		0	0
distancia entre centro	ax	mm	448,82	448,82
diametro de trabajo	dw	mm	264,01	633,63
	inv(at)	rad	0,0156	0,0149
	inv(awt)		0,0156	0,0156
sum de coef de rec perf	x1+x2		0	0
coef de recub perfil	x		0	0
ancho circular diente	S	mm	7,85	7,85
áng med dient med alt prim	q	rad	0,03	0,01
ancho cordal	Sj	mm	7,85	7,85
addendum	ha	mm	5	5
addendum cordal	hj	mm	5,3011	5,1255
ang pres circ externo	aa	rad	0,4423	0,3939
	inv(aa)		0,0313	0,0217
ang med circ ext sup dien	q	rad	0,0771	0,0492
ancho sup diente	Sa	mm	21,1202	31,6755
whole depth	h	mm	11,25	11,25
diametro externo	da	mm	274,01	643,63
diametro raiz	dt	mm	251,51	621,13
recubrimiento perfil normal	ea		1,7999	1,7999
Espesor rueda	b	mm	90	90
recubrimiento perfil radial	eb		0,0052	0,0052
recubrimiento perfil total			1,8051	1,8051
numero de dientes equiv	zv		54	131

El recubrimiento de perfil normal resulto 1,7999 mayor a 1,2. Un valor satisfactorio. La geometría de rueda utilizada es conveniente.

Para la tercera etapa (Velocidad 90%)

Se propone un modulo normal de 4, un ángulo de presión normal de 20° y un ángulo de hélice de 10° . Un número de dientes de 85

para el piñón. El número de dientes de la corona se obtiene al multiplicar la relación de transmisión por el número del piñón. Igualmente se asume un espesor de rueda de 90mm.

El factor de incremento (y) de distancia entre centros y los coeficientes de recubrimiento (x_1, x_2) de perfil van a ser nulos.

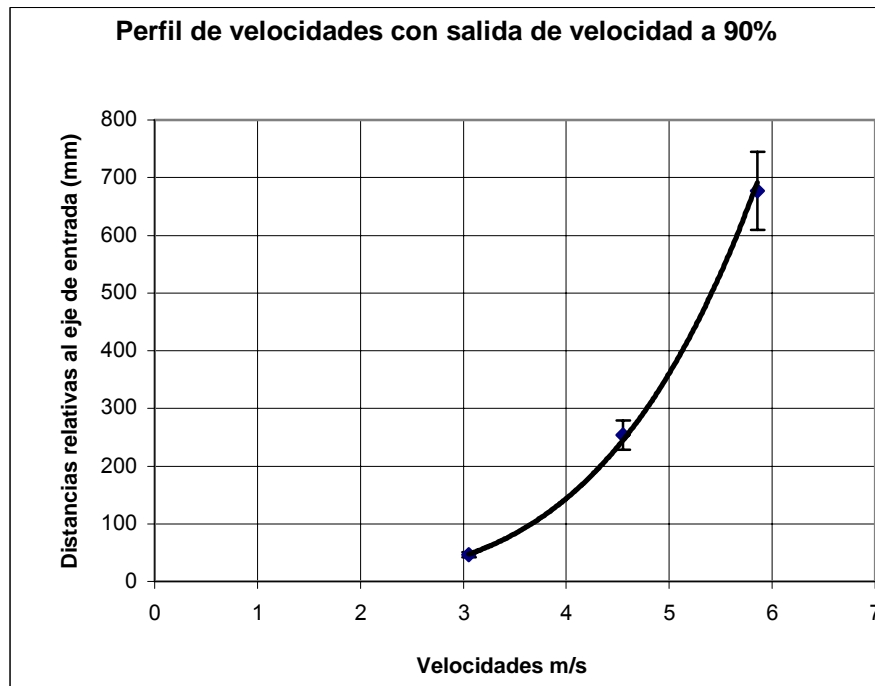
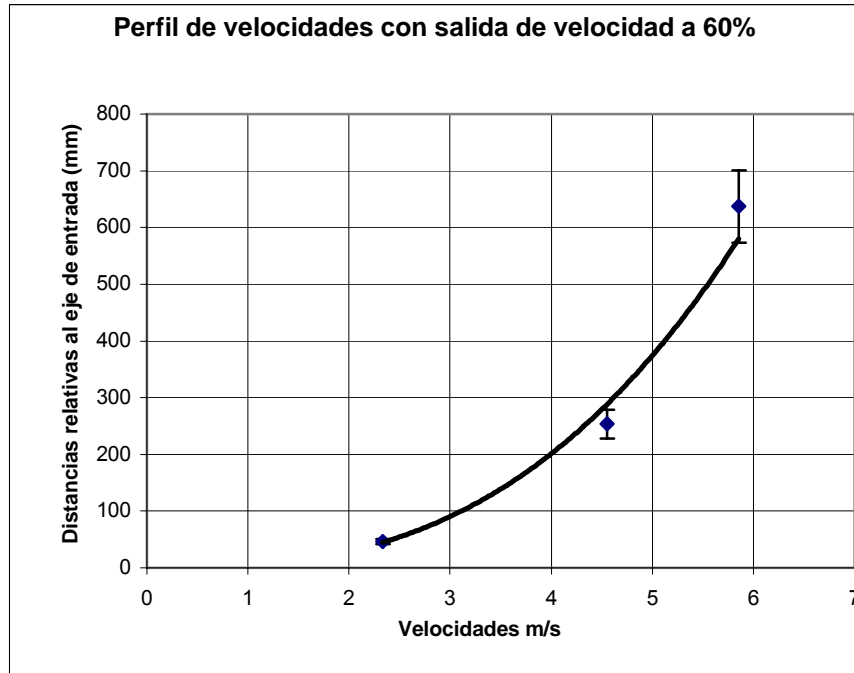
MAGNITUD	NOMEN	UNIDAD	PIÑÓN (1)	CORONA (2)
modulo normal	mn	mm	4	4
ángulo de presión normal	α_n	rad	0,1745	0,1745
ángulo beta	β	rad	0,1745	0
ángulo de presión radial	α_t	rad	0,1772	0,1772
numero de dientes	z		85	136
diametro primitivo	d	mm	345,2450	552,3921
diametro base	db	mm	339,8407	543,7452
ángulo presión trabajo radial	α_{wt}	rad	0,1772	0,1772
factor inc dist centro	y		0	0
distancia entre centro	ax	mm	448,8186	448,8186
diametro de trabajo	dw	mm	345,2450	552,3921
	$\text{inv}(\alpha_t)$	rad	0,0019	0,0018
	$\text{inv}(\alpha_{wt})$		0,0019	0,0019
sum de coef de rec perf	x_1+x_2		0	0
coef de recub perfil	x		0,00	0,00
ancho circular diente	S	mm	6,28	6,28
áng med dent med alt prim	θ	rad	0,02	0,01
ancho cordal	S_j	mm	6,28	6,28
addendum	ha	mm	4,0000	4,0000
addendum cordal	hj	mm	4,1179	4,0737
ang pres circ externo	α_a	rad	0,2764	0,2444
	$\text{inv}(\alpha_a)$		0,0073	0,0050
ang med circ ext sup dien	θ	rad	0,0276	0,0183
ancho sup diente	S_a	mm	9,7549	10,2699
whole depth	h	mm	9	9
diametro externo	da	mm	353	560
diametro raiz	dt	mm	335	542
recubrimiento perfil normal	ϵ_a		2,9800	2,9800
Espesor rueda	b	mm	90	90
recubrimiento perfil radial	ϵ_β		2	2
recubrimiento perfil total			4,8869	4,8869
numero de dientes equiv	zv		88,9948	142,3917

El recubrimiento de perfil normal resulto de 2,8731 mayor a 1,2. Un valor satisfactorio. La geometría de rueda utilizada es conveniente.

PERFIL DE VELOCIDADES DEL REDUCTOR

Velocidad etapa 1	5,8543	m/s	Distancia1	46,5874	mm
Velocidad etapa 2	4,5534	m/s	Distancia2	253,6427	mm
Velocidad etapa 3_60	2,3698	m/s	Distancia3a	639,2908	mm
Velocidad etapa 3_90	3,0989	m/s	Distancia3b	679,9079	mm

Tomando los valores de velocidad calculados con la formula de Casillas y realizando la sumatoria de distancias para los engranes en la etapa 2 y 3 (dos velocidades), relativas al eje de entrada, graficamos el perfil de velocidades.



CÁLCULO RESISTIVO DE RUEDAS DENTADAS

Para el cálculo resistivo repetiremos procedimiento análogo al realizado en la cremallera del molino, suministrado por el mismo autor. El autor trabaja con unidades en sistema técnico (kgf, mm, etc).

La idea en el cálculo es comprobar tanto que el esfuerzo que se produce en el diente sea menor al esfuerzo permisible del material, como también que el esfuerzo de Hertz sea menor al permisible. Es decir:

$$\sigma_F \leq \sigma_{F_LIM}$$

Siendo:

$$\sigma_F \leq \frac{F_t \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot K_V \cdot K_O \cdot S_F}{m_n \cdot b \cdot K_L \cdot K_{FX}}$$

Se procederá a calcular cada uno de los coeficientes, como también algunos serán asumidos por recomendación del autor.

Factor de perfil del diente: Se obtiene de una grafica suministrada por autor

Factor de distribución de carga:

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_a}$$

Factor de ángulo de hélice:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{120} \quad \text{Para } 0 \leq \beta \leq 30^\circ \qquad Y_\beta = 0,75 \quad \text{Para } \beta > 30^\circ$$

Factor de vida:

K_L Considerando una vida de 10^7 de trabajo de la rueda se tiene un valor igual a la unidad. (1)

Factor de dimensión de esfuerzo en la raíz:

$K_{FX}=1$ Generalmente

Factor de carga dinámica:

K_V Se obtiene de la siguiente tabla

Grado de precisión de ruedas de JIS B 1702		Velocidad tangencial en diámetro primitivo						
Perfil de diente								
No modificado	Modificado	V<1	1<V<3	3<V<5	5<V<8	8<V<12	12<V<18	18<V<25
	1	-	-	1	1	1,1	1,2	1,3
1	2	-	1	1,05	1,1	1,2	1,3	1,5
2	3	1	1,1	1,15	1,2	1,3	1,5	
3	4	1	1,2	1,3	1,4	1,5		
4		1	1,3	1,4	1,5			
5	-	1,1	1,4	1,5				
6	-	1,2	1,5					

Factor de sobrecarga:

K_0 Se toma un valor de 1,5 para una carga alta accionada por motor eléctrico.

Factor de seguridad para falla por flexión
 S_F El autor recomienda usar 1,2

Esfuerzo de flexión permisible:

σ_{FLIM} Usaremos el mismo acero para todas las ruedas. SCM415 (Norma japonesa JIS) o su equivalente DIN 1.7262.

$\sigma_{FLIM}=39\text{kgf/mm}^2$ (Se calcula en sistema técnico y luego se transforma a SI)

Terminado el cálculo por flexión procedamos al cálculo por esfuerzo de Hertz:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_t(u+1)K_{H\beta}K_VK_O}{d_1b_Hu} \frac{Z_HZ_MZ_\epsilon Z_\beta S_H}{K_{HL}Z_LZ_RZ_VZ_WK_{HX}}}$$

Espesor efectivo del diente:

b_H Se asume igual al calculado anteriormente.

Factor de zona:

$$Z_H = \frac{\sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\tan \alpha_{wt}}}}{\cos \alpha_t} \quad \beta_b = \tan^{-1}(\tan \beta \cos \alpha_t)$$

Factor de material:

$$Z_M = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E} + \frac{1-\nu_2^2}{E} \right)}} \quad \nu = \text{relación de Poisson. } E = \text{Modulo de Young.}$$

Factor de razón de contacto:

$$Z_\epsilon = \sqrt{1 - \epsilon_\beta + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}} \quad \text{Para } \epsilon_\beta \leq 1 \quad Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}} \quad \text{Para } \epsilon_\beta > 1$$

Factor de ángulo de hélice:

$Z_\beta=1$ Se asume el valor a la unidad.

Factor de vida:

$K_{HL}=1$ Se asume el valor a la unidad.

Factor de lubricante:

Z_L El autor ofrece una tabla donde dependiendo de la viscosidad del fluido lubricante, tendrá un valor el factor, entre 0,8 y 1,2.

Factor de lubricante:

Z_R El autor ofrece una tabla donde dependiendo de la viscosidad del fluido lubricante, tendrá un valor el factor, entre 0,7 y 1,1.

Factor de velocidad de deslizamiento:

Z_v El autor ofrece una tabla donde dependiendo de la viscosidad del fluido lubricante, tendrá un valor el factor, entre 0,8 y 1,2.

Factor de razón de dureza:

$$Z_w = 1,2 - \frac{HB_2 - 130}{1700}$$

Factor de dimensión:

$K_{HX}=1$ El autor asume el valor

Factor de distribución de carga en el diente:

$K_{H\beta}$ Debido a que la relación b/d_1 es menor a 0,2; el valor del factor es igual a la unidad.

Factor de carga dinámica: Igual al anterior.

Factor de sobrecarga: Igual al anterior.

Factor de seguridad por Pitting: El autor recomienda 1,15

Esfuerzo permisible de Hertz:

$\sigma_{HLIM} = 138\text{kgf/mm}^2$ Para el acero SCM415

A continuación los resultados de los cálculos:

Para la primera etapa:

	PIÑÓN (1)	CORONA (2)	UNIDAD
Yf factor perfil diente	2,25	2,15	
Yε factor distr carga	0,5878	0,5878	
Yβ factor ángulo beta	0,875	0,875	
KI factor vida	1	1	
Ffx factor de dim raiz esf.	1	1	
Kv factor carga dinamica			
veloc tang diam primit	5,8543	5,8543	m/s
	1,2	1,2	
Ko factor sobrecarga	1,25	1,25	
Sf factor seguridad	1,2	1,2	
σflim flex permit en raiz			
rueda acero al carbon norm	39	39	kg/mm ²
Acero carbon estructural SCM415 Ruedas carburizada			
T	11,9396	29,8490	kgf.m
Ft	256,2841	256,2841	kgf
b espesor rueda	30	30	mm
σf	5,9314	5,9314	kg/mm ²

Debido a que $\sigma_F=5,9314\text{kgf/mm}^2$ es menor a $\sigma_{FLIM}=39$, entonces la rueda, respecto al cálculo de flexión es segura.

	PIÑÓN (1)	CORONA (2)	UNIDAD
bh espesor diente efectivo	30	30	mm
Zh factor zona			
βb	0,2457	0,2457	
	2,4247	2,4247	
Zm factor material			
Modulo Young's	21000	21000	
Razon Poisson's	0,3	0,3	
	60,6037	60,6037	
Zϵ factor razon contacto	0,8126	0,8126	
Zβ factor ángulo beta	1	1	
Khl factor vida	1	1	
Zl factor lubricante	1,2	1,2	
Zr factor rugosid superf rugosidad			
	7	7	
	0,88	0,88	
Zv factor de veloc desplaz			
veloc tang diam primit	5,8543	5,8543	m/s
	1	1	
Zw factor razon dureza			
HB	250	250	
	1,1294	1,1294	
Khx factor dimension	1	1	
Khβ fact distr carg flanc dient			
b/d1	0,3220	0,3220	
	1	1	
Kv factor carga dinamica	1,2	1,2	
Ko factor sobrecarga	1,25	1,25	
Sh factor seguridad pitting	1,15	1,15	
σ_{Hlim}	138	138	kg/mm ²
Acero carbon estructural SCM415 Ruedas carburizada			
u	0,4	0,4	Z1/Z2
σ_H	79,8874	79,8874	kg/mm ²

Como el esfuerzo de hertz es 79,8874, menor al permisible de 138, la rueda es segura respecto al esfuerzo de Hertz.

Para la segunda etapa:

	PIÑÓN (1)	CORONA (2)	UNIDAD
Yf factor perfil diente	2,225	2,15	
Yϵ factor distr carga	0,5624	0,5624	
Yβ factor ángulo beta	0,875	0,875	
Kl factor vida	1	1	
Ffx factor de dim raiz esf.	1	1	
Kv factor carga dinamica			
veloc tang diam primit	4,5534	4,5534	m/s
	1,1	1,1	

Ko factor sobrecarga	1,25	1,25	
Sf factor seguridad	1,2	1,2	
σ_{flim} flex permit en raiz			
rueda acero al carbon norm	39	39	kg/mm ²
Acero carbon estructural SCM415 Ruedas carburizada			
T	29,8490	83,5773	kgf.m
Ft	329,5081	329,5081	kgf
b espesor rueda	50	50	mm
σ_f	3,4014	3,4014	kg/mm ²

Debido a que $\sigma_f=3,4014$ es menor a $\sigma_{FLIM}=39\text{kgf/mm}^2$, entonces la rueda, respecto al cálculo de flexión es segura.

	PIÑÓN (1)	CORONA (2)	UNIDAD
bh espesor diente efectivo	50	50	mm
Zh factor zona			
β_b	0,2457	0,2457	
	2,4247	2,4247	
Zm factor material			
Modulo Young's	21000	21000	
Razon Poisson's	0,3	0,3	
	60,6037	60,6037	
Zϵ factor razon contacto	0,6964	0,6964	
Zβ factor ángulo beta	1	1	
Khl factor vida	1	1	
Zl factor lubricante	1,2	1,2	
Zr factor rugosid superf rugosidad			
	7	7	
	0,88	0,88	
Zv factor de veloc desplaz			
veloc tang diam primit	4,5534	4,5534	m/s
	0,95	0,95	
Zw factor razon dureza			
HB	250	250	
	1,1294	1,1294	
Khx factor dimension	1	1	
Khβ fact distr carg flanc dent			
b/d1	0,2760	0,2760	
	1	1	
Kv factor carga dinamica	1,1	1,1	
Ko factor sobrecarga	1,25	1,25	
Sh factor seguridad pitting	1,15	1,15	
σ_{hlim}	138	138	kg/mm ²
Acero carbon estructural SCM415 Ruedas carburizada			
u	0,3571	0,3571	Z1/Z2
σ_h	45,2795	45,2795	kg/mm ²

Como el esfuerzo de Hertz es 45,2795, menor al permisible de 138, la rueda es segura respecto al esfuerzo de Hertz.

Para la tercera etapa (Velocidad 60%):

Recordemos que el ángulo de hélice para la última etapa es de 0rad.

	PIÑÓN (1)	CORONA (2)	UNIDAD
Yf factor perfil diente	2,2	2,17	
Yε factor distr carga	0,3481	0,3481	
Yβ factor ángulo beta	0,9167	0,9167	
KI factor vida	1	1	
Ffx factor de dim raiz esf.	1	1	
Kv factor carga dinamica			
veloc tang diam primit	2,3698	2,3698	m/s
	1,1	1,1	
Ko factor sobrecarga	1,25	1,25	
Sf factor seguridad	1,2	1,2	
σflim flex permit en raiz			
rueda acero al carbon norm	39	39	kg/mm ²
Acero carbon estructural SCM415 Ruedas carburizada			
T	83,5773	200,5856	kgf.m
Ft	633,1353	633,1353	kgf
b espesor rueda	90	90	mm
σf	1,6295	1,6295	kg/mm ²

Debido a que $\sigma_F=1,6295$ es menor a $\sigma_{FLIM}=39\text{kgf/mm}^2$, entonces la rueda, respecto al cálculo de flexión es segura.

	PIÑÓN (1)	CORONA (2)	UNIDAD
bh espesor diente efectivo	90	90	mm
Zh factor zona			
βb	0,1719	0,1719	
	3,3702	3,3702	
Zm factor material			
Modulo Young's	21000	21000	
Razon Poisson's	0,3	0,3	
	60,6037	60,6037	
Zε factor razon contacto	0,5900	0,5900	
Zβ factor ángulo beta	1	1	
Khl factor vida	1	1	
ZI factor lubricante	1,2	1,2	
Zr factor rugosid superf rugosidad			
	7	7	
	0,88	0,88	
Zv factor de veloc desplaz			
veloc tang diam primit	2,3698	2,3698	m/s
	0,95	0,95	
Zw factor razon dureza			
HB	250	250	
	1,1294	1,1294	
Khx factor dimension	1	1	
Khβ fact distr carg flanc dent			

b/d1	0,3409	0,3409	
	1	1	
Kv factor carga dinamica	1,1	1,1	
Ko factor sobrecarga	1,25	1,25	
Sh factor seguridad pitting	1,15	1,15	
σ_{Hlim}	138	138	kg/mm ²
Acero carbon estructural SCM415 Ruedas carburizada			
u	0,4167	0,4167	Z1/Z2
σ_H	43,1666	43,1666	kg/mm ²

Como el esfuerzo de hertz es 43,1666kgf/mm², menor al permisible de 138kgf/mm², la rueda es segura respecto al esfuerzo de Hertz.

Para la tercera etapa (Velocidad al 90%)

	PIÑÓN (1)	CORONA (2)	UNIDAD
Yf factor perfil diente	2,225	2,2	
Yε factor distr carga	0,3481	0,3481	
Yβ factor ángulo beta	0,9167	0,9167	
Kl factor vida	1	1	
Ffx factor de dim raiz esf.	1	1	
Kv factor carga dinamica			
veloc tang diam primit	3,0989	3,0989	m/s
	1,05	1,05	
Ko factor sobrecarga	1,25	1,25	
Sf factor seguridad	1,2	1,2	
σ_{flim} flex permit en raiz			
rueda acero al carbon norm	39	39	kg/mm ²
Acero carbon estructural SCM415 Ruedas carburizada			
T	83,5773	133,7237	kgf.m
Ft	484,1623	484,1623	kgf
b espesor rueda	90	90	mm
σ_f	1,2029	1,2029	kg/mm ²

Debido a que σ_f es menor a σ_{FLIM} , entonces la rueda, respecto al cálculo de flexión es segura.

	PIÑÓN (1)	CORONA (2)	UNIDAD
bh espesor diente efectivo	90	90	mm
Zh factor zona			
βb	0,1719	0,1719	
	3,3702	3,3702	
Zm factor material			
Modulo Young's	21000	21000	
Razon Poisson's	0,3	0,3	
	60,6037	60,6037	
Zε factor razon contacto	0,5900	0,5900	
Zβ factor ángulo beta	1	1	
Khl factor vida	1	1	

Zl factor lubricante	1,2	1,2	
Zr factor rugosid superf rugosidad	7	7	
	0,88	0,88	
Zv factor de veloc desplaz veloc tang diam primit	3,0989	3,0989	m/s
	0,95	0,95	
Zw factor razon dureza HB	250	250	
	1,1294	1,1294	
Khx factor dimension	1	1	
Khβ fact distr carg flanc dient			
b/d1	0,2607	0,2607	
	1	1	
Kv factor carga dinamica	1,05	1,05	
Ko factor sobrecarga	1,25	1,25	
Sh factor seguridad pitting	1,15	1,15	
σ_{hlim}	138	138	kg/mm ²
Acero carbon estructural SCM415 Ruedas carburizada			
u	0,625	0,625	Z1/Z2
σ_h	28,2025	28,2025	kg/mm ²

Como el esfuerzo de hertz es de 28,2025 menor al permisible de 138kgf/mm², la rueda es segura respecto al esfuerzo de Hertz.