



Departamento de Ingeniería Mecánica

DISEÑO DE TRASMISIÓN POR CADENA

EDWIN ANDRES CORREA QUINTANA



**UNIVERSIDAD DE ANTIOQUIA
FACULTAD DE INGENIERÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
MEDELLÍN
2010**



CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	5
OBJETIVO GENERAL	6
OBJETIVOS ESPECÍFICOS	6
DESARROLLO DEL DISEÑO.....	7
1. DISEÑO DE TRANSMISIÓN POR CADENA.....	8
1.1 POTENCIA DE ENTRADA.....	8
1.2 SELECCIÓN DEL NÚMERO DE DIENTES DEL PIÑÓN Y RUEDA.....	9
1.3 SELECCIÓN DE LA CADENA.....	10
1.4 TIPO DE PRODUCTO	10
1.5 CLASIFICACIÓN DE CARGA.....	10
1.5.1 Características de la maquina conductora.....	10
1.5.2 Características de la maquina conducida.....	11
1.6 TIPO DE LUBRICACIÓN.....	12
1.7 CONDICIONES AMBIENTALES.....	12
2. CÁLCULO DE LA DISTANCIA ENTRE CENTROS.....	13
3. CÁLCULO DE LA TRANSMISIÓN POR CADENA CON SOFTWARE RENOLD.....	15
4. CHEQUEOS DE LA TRANSMISIÓN POR CADENA.....	20
4.1 NÚMERO DE PASOS CP.....	20
4.2 VELOCIDAD LINEAR DE LA CADENA.....	21
4.3 LONGITUD DE LA CADENA.....	21
5. DIMENSIONES DE LOS SPROKETS.....	23
5.1 DIMENSIONES DEL PIÑÓN.....	23
5.1.1 Espesor de alma S	23
5.1.2 Diámetro exterior d_{ex}	23
5.1.3 Diámetro primitivo dP	24
5.1.4 Espesor de llanta F	24
5.1.5 Diámetro de la llanta dl	25
5.1.6 Radio $R1$	25
5.1.7 Diámetro del eje.....	25
5.1.8 Diámetro del cubo DC	26
5.1.9 Longitud del cubo L	26
5.2 DIMENSIONES DE LA RUEDA.....	26
5.1.1 Espesor de alma S	26
5.1.2 Diámetro exterior D_{ex}	27
5.1.3 Diámetro primitivo DP	27
5.1.4 Espesor de llanta F	28
5.1.5 Diámetro de la llanta dl	28
5.1.6 Radio $R1$	28
5.1.7 Diámetro del eje.....	29



Departamento de Ingeniería Mecánica

5.1.8 Diámetro del cubo DC	29
5.1.9 Longitud del cubo L	29
6. CÁLCULO DE CHAVETEROS PIÑÓN Y RUEDA	31
6.1 CÁLCULO DE CHAVETRO PARA EL PIÑÓN.....	31
6.2 CÁLCULO DE CHAVETERO PARA LA RUEDA.	33
CONCLUSIONES	38
BIBLIOGRAFIA	39



TABLA DE ILUSTRACIONES

<i>Ilustración 1. Esquema de transmisión general.</i>	7
<i>Ilustración 2. Parámetros de operación de maquinaria.</i>	7
<i>Ilustración 3. Características de la máquina conductora.</i>	10
<i>Ilustración 4. Características de la máquina conducida.</i>	11
<i>Ilustración 5 Determinación factor de servicio.</i>	13
<i>Ilustración 6 Selección del paso de la cadena.</i>	14
<i>Ilustración 7. Distancia entre centros recomendada</i>	14
<i>Ilustración 8. Datos de entrada software Renold.</i>	15
<i>Ilustración 9. Resultados obtenidos</i>	16
<i>Ilustración 10 Distancia entre centros</i>	17
<i>Ilustración 11. Recálculo de transmisión</i>	17
<i>Ilustración 12. Resultados obtenidos en recálculo de transmisión</i>	18
<i>Ilustración 13. Esquema de la cadena.</i>	20
<i>Ilustración 14 Tabla de valores de K catálogo INTERMEC.</i>	22
<i>Ilustración 15. Cálculo espesor del alma del piñón.</i>	23
<i>Ilustración 16. Cálculo espesor del alma de la rueda.</i>	26
<i>Ilustración 17. Dimensiones de cadenas</i>	30
<i>Ilustración 18. Cálculo chaveta para el piñón.</i>	31
<i>Ilustración 19. Resultados obtenidos chavetero del piñón.</i>	32
<i>Ilustración 20. Cálculo chaveta para la rueda.</i>	33
<i>Ilustración 21. Resultados obtenidos chavetero de la rueda.</i>	34
<i>Ilustración 22 Dimensiones de la chaveta.</i>	34
<i>Ilustración 23 Dimensiones del chavetero.</i>	35



INTRODUCCIÓN

Dentro de los elementos de maquinaria para transmitir potencia, se encuentran las cadenas, que son elementos de maquinas utilizados para transmitir potencia a bajas velocidades, entre sus ventajas se encuentra que no sufren alteración con el pasar de los años, como tampoco son afectadas por el sol, aceite o grasa, pueden también operar a altas temperaturas. Una transmisión por cadena no requiere tensión en el lado flojo de la cadena por tanto impone menos carga en los cojinetes de los ejes que las transmisiones por banda, esta disminución de la carga reduce el mantenimiento de cojinetes, lo mismo que las pérdidas por fricción, que en ellas se originan. Este diseño se llevara a cabo con la ayuda del software proporcionado por la marca Renold, y hace parte del diseño final de la transmisión general compuesta por bandas, engranajes cónicos, rectos y helicoidales, los cuales funcionando conjuntamente permiten transmitir la potencia y velocidad rotacional a las respectivas maquinas, en este caso una mezcladora de concreto y un molino de bolas.



OBJETIVO GENERAL

- Diseñar un sistema de transmisión por cadena, el cual cumpla con los requerimientos de operación de un molino de bolas.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Aplicar los conocimientos teóricos en el diseño de la transmisión por cadena para comprender la relación que existe entre los diferentes parámetros y hacer más práctico el diseño del dispositivo logrando así una mayor eficiencia y durabilidad de la transmisión.
- Utilizar el software proporcionado por la marca Renold para seleccionar un tipo de cadena adecuado para los requerimientos del diseño de la transmisión.



DESARROLLO DEL DISEÑO

A lo largo del diseño de transmisión general se han venido denotando cada una de sus componentes como lo son, bandas, engranajes helicoidales y rectos. Para este diseño nos enfocamos en la transmisión por cadena la cual está montada solidaria al eje rueda helicoidal como se muestra en la figura. Por consiguiente la función de la transmisión por cadena será reducir la velocidad en el eje para garantizar un óptimo funcionamiento del molino.

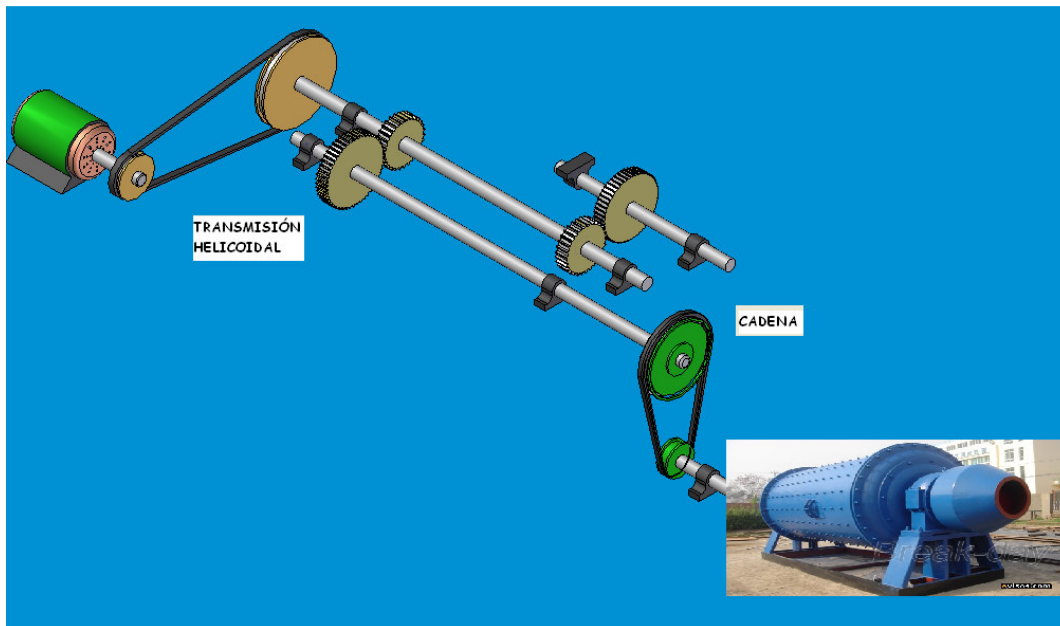


Ilustración 1. Esquema de transmisión general.

Con la ayuda del software proporcionado por la marca Renold, se diseña esta componente de la transmisión general, los datos de operación son los siguientes.

Impulsor	Motor CA síncrono Torque normal
Máquina # 1	Molino de bolas
Potencia salida Máquina # 1 (Hp)	15
Velocidad salida Máquina # 1 (Rpm)	100
Velocidad Rueda helicoidal(Rpm)	301.2

Ilustración 2. Parámetros de operación de maquinaria.



1. DISEÑO DE TRANSMISIÓN POR CADENA.

A continuación se presenta un análisis llevado a cabo con la ayuda del software de Renold, para garantizar un óptimo funcionamiento de la transmisión por cadena.

1.1 Potencia de entrada.

La potencia de entrada se determina con la siguiente relación teniendo en cuenta las pérdidas por transmisión de cadena y la respectiva velocidad de la rueda helicoidal que se obtuvo en el diseño de transmisión por engranajes helicoidales.

$$Potencia_{Entrada} = \frac{Potencia_{salida\ maq\ #1} \times 0.746}{\eta_{cadena}}$$

$$\eta_{cadena} = 0.96$$

$$Potencia_{salida\ maq\ #1} = 15HP$$

$$Potencia_{Entrada} = \frac{15HP \times 0.746}{0.96}$$

$$Potencia_{Entrada} = 11.656KW$$

Datos de rendimiento

- Potencia de entrada 11,656 kW
- Carga de trabajo
- Torque (rueda conductora)

La velocidad de entrada al piñón de la transmisión por cadena será la misma velocidad que se obtuvo para la rueda helicoidal en el diseño de la transmisión helicoidal, por consiguiente:

Velocidad de entrada (Conductora) 301,2 rpm



1.2 Selección del número de dientes del piñón y rueda.

Teniendo en cuenta que la relación de transmisión por cadena es:

$$m_c = \frac{\text{Rpm entrada}}{\text{Rpm salida maquina \#1}}$$

$$m_c = \frac{301.2 \text{ Rpm}}{100 \text{ Rpm}}$$

$$m_c = 3.0$$

Se selecciona un número de dientes adecuados que cumpla la siguiente relación:

$$m_c = \frac{Z_2}{Z_1} = 3.0$$

Donde

Z_2 y Z_1 Son los respectivos números de dientes de la rueda y del piñón. Según la norma DIN 8196 los siguientes números de dientes para el piñón son preferidos: 17,19,21,23,25,38,57,76,95,114. Se recomienda que el número de dientes del piñón sea impar ya que así se logra que los dientes del piñón, engranen con distintos eslabones de la cadena, por consiguiente se distribuye mejor el desgaste.

$$Z_1(\text{numero de dientes del piñon}) = 17$$

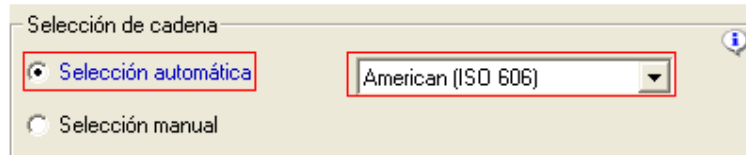
$$Z_2(\text{Numero de dientes de la rueda}) = 51$$

Número de dientes	
Rueda conductora [Z1]	17
Rueda conducida [Z2]	51
Relación [Z2/Z1]	3



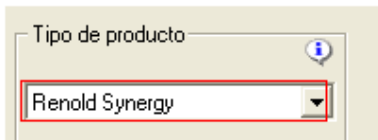
1.3 Selección de la cadena.

Para seleccionar la cadena se debe especificar el tipo de norma y si la selección debe ser automática o manual, cuando se elige una selección automática en el programa se aplica por defecto una vida mínima de duración de 15000 horas.



1.4 Tipo de producto

Se determina utilizar la cadena tipo Renold synergy ya que es una cadena de transmisión de alto rendimiento con unas propiedades excepcionales de resistencia a la fatiga y al desgaste. La cadena posee casquillos extruidos en frío con un eje especialmente recubierto para reducir la fricción en la zona de contacto, la cadena tendrá una vida de trabajo mas larga que cualquier otra cadena de transmisión de potencia disponible en el mercado.



1.5 Clasificación de carga.

1.5.1 Características de la maquina conductora.

Teniendo en cuenta que el motor impulsor de transmisión es eléctrico síncrono AC torque normal tenemos que se trata de un **funcionamiento suave**.



Características de la máquina conductora:

Funcionamiento suave:

Motores eléctricos, turbinas de gas y vapor, motores de combustión interna con acoplamiento hidráulico.

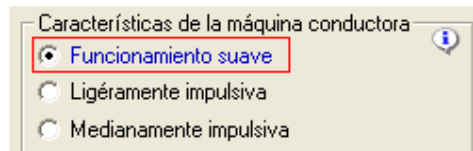
Ligeramente impulsivo:

Motores de combustión interna de 6 cilindros o más con acoplamiento mecánico, motores eléctricos con inicios frecuentes.

Medianamente impulsivo:

Motores de combustión interna de menos de 6 cilindros con acoplamiento mecánico.

Ilustración 3. Características de la maquina conductora.



1.5.2 Características de la maquina conducida.

Teniendo en cuenta que la maquinaria conducida es un molino de bolas, en la tabla de características de la maquina conducida proporcionado por el software de Renold no aparece caracterizada este tipo de maquina, por consiguiente se encuentra que este tipo de maquinaria aparece como medianamente impulsiva haciendo uso de la tabla de acoples.

CARACTERISTICAS DE LA MAQUINARIA

MEDIANAMENTE IMPULSIVA

AGITADORES Y MEZCLADORES (Líquidos con sólidos, no líquidos de densidad variable)

SOPLANTES, ASPIRADORES Y VENTILADORES (Corriente de aire forzada, grandes ventiladores industriales, ventiladores de rotor con lóbulos, ventiladores de rotor con turbina)

CABRESTANTES

HORMIGONERAS

COMPRESORES (Alternativos – 3 ó más cilindros; de rotor con lóbulos)

TRANSPORTADORES Y ELEVADORES (Alimentación no uniforme; alimentación por sin-fin)

GRUAS Y ELEVADORES (Elevador principal y movimiento de desplazamiento, elevador tipo "Skip")

DRAGADORES (Bombas)

INDUSTRIA DE ALIMENTACION Y BEBIDAS (Mezcladores de pasta, Molinos de harina y de forraje, Muelas trituradoras, Cizallas, Rebanadoras)

TRANSMISIONES A TAMBOR (Ind. Química y de subproductos y tratamientos de basuras)

MAQUINAS DE LAVADO (Centrifugas, Secadores, lavadoras)

MAQUINAS-HERRAMIENTA (Dobladoras de cilindros, tornos y fresadoras, Prensas y Cizalladoras – Transmisión principal del volante)

MOLINOS (de bolas, de piedras, de varillas)

PAPELERAS (Descortezadoras, Batidoras y Pulpeadoras, Calandrias, Secadores)

BOMBAS (alternativas) de 3 ó más cilindros

HELICES



Características de la máquina conducida:

Funcionamiento suave:

Bombas centrífugas y compresores, máquinas impresoras, calendarios de papel, transportadoras uniformemente cargadas, escaleras mecánicas, mezcladoras y agitadores de líquidos, secadoras giratorias, ventiladores.

Medianamente impulsivo:

Bombas y compresores (3+ cilindros), máquinas mezcladoras de hormigón, transportadoras no uniformemente cargadas, agitadoras para sólidos y mezcladoras.

Altamente impulsivo:

Aplanadoras, excavadoras, canteras, máquinas procesadoras de goma, prensas y cortantes, bombas y compresoras de 1&2 cilindros, plantas petroleras.

Ilustración 4. Características de la maquina conducida.



Características de la máquina conducida

- Funcionamiento suave
- Medianamente impulsiva
- Áltamente impulsiva

1.6 Tipo de lubricación.

La lubricación tiene una gran influencia en el rendimiento al desgaste de la cadena. Con una inadecuada lubricación la vida de la cadena se reduce drásticamente. El programa Renold ofrece unas recomendaciones sobre la lubricación que debe ser seleccionada bajo condiciones de trabajo normales. Para este diseño se elige una **lubricación según lo recomendado**, cuando se selecciona este tipo de lubricación se puede esperar la vida dada para la cadena si el mantenimiento se lleva a cabo regularmente.

Lubricación

- Funcionamiento en seco (sin lubricación).
- Lubricación inadecuada (en relación a la lubricación).
- Lubricación según lo recomendado
- Mejor que la recomendada

1.7 Condiciones ambientales

La aplicación del molino de bolas será interior y en un ambiente normal.

Condiciones ambientales

- Ambiente normal
- Ambiente abrasivo
- Aplicación interior
- Aplicación exterior



2. CÁLCULO DE LA DISTANCIA ENTRE CENTROS.

Haciendo uso de la siguiente relación y el número de dientes del piñón tenemos que se puede determinar la distancia entre centros. El factor de selección se toma en base a las características de la maquinaria conductora y conducida.

MAQUINARIA	MOTORES		
	Funcionamiento suave	Ligeramente impulsivo	Medianamente impulsivo
Funcionamiento suave	1.0	1.1	1.3
Medianamente impulsivo	1.4	1.5	1.7
Altamente impulsivo	1.8	1.9	2.1

Ilustración 5 Determinación factor de servicio.

$$F_s = \text{Factor de selección} = 1.4$$

$$\text{Potencia}_{\text{selección}} = \text{Potencia}_{\text{Entrada}} \times F_s$$

$$\text{Potencia}_{\text{Entrada}} = 11.656 \text{KW}$$

$$\text{Potencia}_{\text{selección}} = 11.656 \text{KW} \times 1.4$$

$$\text{Potencia}_{\text{selección}} = 16.318 \text{KW}$$

Determinada la potencia de selección y las revoluciones del piñón se determina el paso.

$$V_{\text{Piñon}} = 301.2 \text{Rpm}$$

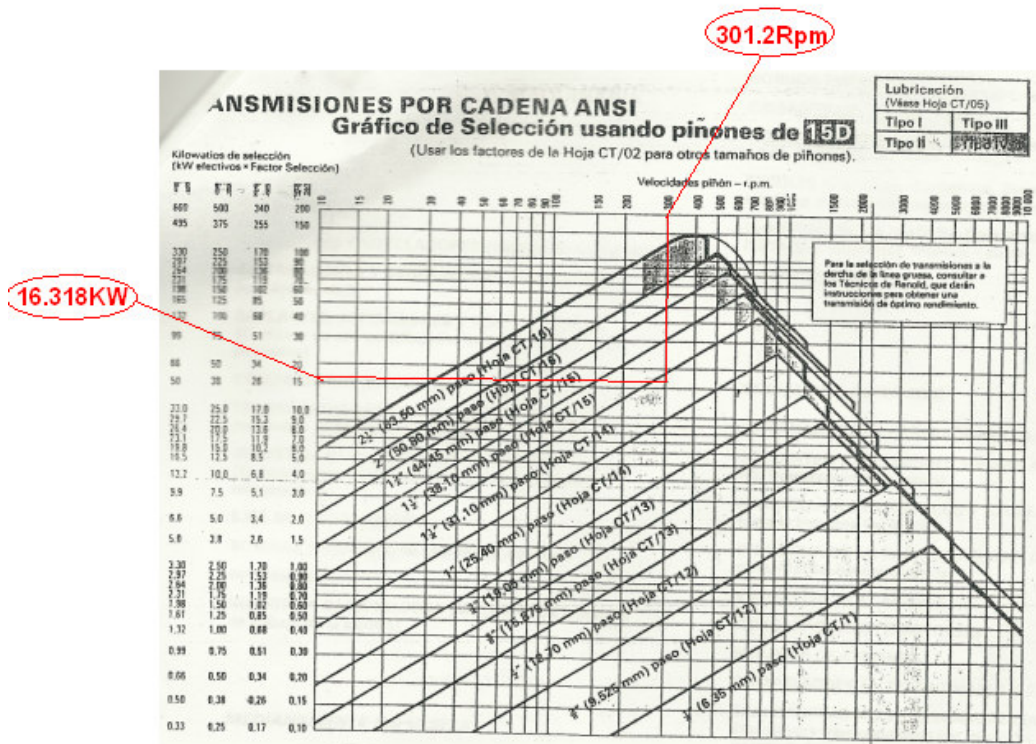


Ilustración 6 Selección del paso de la cadena.

Determinado el paso donde:

$$P = 1\frac{1}{4} \text{ pulg}$$

Por consiguiente con ayuda de la siguiente tabla se determina la distancia entre centros recomendada.

PASO	Pulg (mm)	$\frac{3}{8}$ 9,525	$\frac{1}{2}$ 12,70	$\frac{5}{8}$ 15,875	$\frac{3}{4}$ 19,05	1 25,40	$1\frac{1}{4}$ 31,75
DISTANCIA ENTRE CENTROS	(mm)	450	600	750	900	1000	1200
PASO	Pulg (mm)	$1\frac{1}{2}$ 38,10	$1\frac{3}{4}$ 44,45	2 50,80	$2\frac{1}{2}$ 63,50	3 76,20	
DISTANCIA ENTRE CENTROS	(mm)	1350	1500	1700	1800	2000	

Ilustración 7. Distancia entre centros recomendada



$a = \text{Distancia entre centros recomendada} = 1200\text{mm}$

Distancia entre centros/Número de eslabones

- Será redondeado a un número par de eslabones
- Será redondeado a un número impar de eslabones
- Valor fijo (tensor de cadena requerido)
- Número de eslabones

1200 mm

3. Cálculo de la transmisión por cadena con software Renold.

Luego de ingresar al software todos los parámetros descritos anteriormente se obtienen los siguientes resultados.

Renold Selecotar para transmisiones por cadena. © 2003-2008

Datos

Datos de rendimiento

- Potencia de entrada 11,656 kW
- Velocidad de entrada (Conductora) 301,2 rpm
- Carga de trabajo
- Velocidad lineal de la cadena
- Torque (rueda conductora)

Número de dientes

- Rueda conductora (Z1) 17
- Rueda conducida (Z2) 51
- Relación (Z2/Z1) 3

Selección de cadena

- Selección automática American (ISO 606)
- Selección manual

Tipo de producto

- Renold Synergy

Distancia entre centros/Número de eslabones

- Será redondeado a un número par de eslabones
- Será redondeado a un número impar de eslabones
- Valor fijo (tensor de cadena requerido)
- Número de eslabones

1200 mm

Clasificación de carga

Características de la máquina conductora

- Funcionamiento suave
- Ligéramente impulsiva
- Medianamente impulsiva

Características de la máquina conducida

- Funcionamiento suave
- Medianamente impulsiva
- Áltamente impulsiva

Lubricación

- Funcionamiento en seco (sin lubricación).
- Lubricación inadecuada (en relación a la lubricación).
- Lubricación según lo recomendado
- Mejor que la recomendada

Unidades

- Sistema métrico
- Sistema anglosajón

Condiciones ambientales

- Ambiente normal
- Ambiente abrasivo
- Aplicación interior
- Aplicación exterior

RENOLD Synergy

Ilustración 8. Datos de entrada software Renold



Renold Seleccionador para transmisiones por cadena. © 2003-2008

Datos Cálculo Ayuda Info

Cadena Renold Synergy ANSI 80 (ISO 606) simple

La vida de trabajo de la cadena es 24271 h,
el 3% de alargamiento se alcanzara después de este tiempo.

Potencia:	P = 11,656 kW	Paso:	p = 25,4 mm
Torque:	T = 369,5 Nm	ISO Carga de rotura:	Fb = 55600 N
Velocidad de entrada:	n = 301,2 rpm	Superficie de contacto:	f = 1,78 cm ²
Velocidad lineal de la cadena:	v = 2,1 m/s	Masa:	q = 2,8 kg/m
Carga de trabajo:	F = 5377,2 N	Longitud de cadena:	l = 3302 mm
Fuerza dinámico:	Fd = 7573,6 N	Distancia entre	a = 1211,38 mm
Fuerza centrífuga:	Ff = 13,1 N	Número de dientes:	X = 130
Fuerza total:	Fg = 7586,7 N		
Presión del cojinete:	pr = 42,621 N/mm ²		

Factor de seguridad: estático: 10,3 dinámico: 7,3

Ruedas:	No. de dientes:	Rueda conductora (Z1): 17	Rueda conducida (Z2): 51	Relación: i = 3
	Diámetro primitiva:	Rueda conductora (Z1): 138,231 mm	Rueda conducida (Z2): 412,599 mm	
	Clasificación de carga:	Funcionamiento suave	Medianamente impulsiva	

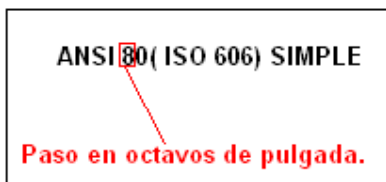
Condiciones ambientales: Ambiente normal, Aplicación interior
Lubricación recomendada: Lubricación por goteo.

ANSI 80 (ISO 606) 1-fach Renold Synergy
ANSI 60 (ISO 606) 2-fach Renold Synergy
ANSI 60 (ISO 606) 3-fach Renold Synergy

Imprimir

Ilustración 9. Resultados obtenidos

El programa muestra tres referencias de cadenas, se decide utilizar la cadena **ANSI 80 (ISO 606) simple**, por consiguiente se debe recalcular la distancia entre centros ya que según la denominación el paso correspondiente a la cadena debe ser:



$$P = \frac{8 \text{ pulg}}{8} = 1 \text{ Pulg}$$



Determinado el paso correspondiente a esta denominación de la cadena ANSI 80(ISO 606) SIMPLE, se determina con la siguiente tabla la nueva distancia entre centros.

PASO	Pulg (mm)	$\frac{3}{8}$ 9,525	$\frac{1}{2}$ 12,70	$\frac{5}{8}$ 15,875	$\frac{3}{4}$ 19,05	1 25,40	$1\frac{1}{4}$ 31,75
DISTANCIA ENTRE CENTROS	(mm)	450	600	750	900	1000	1200
PASO	Pulg (mm)	$1\frac{1}{2}$ 38,10	$1\frac{3}{4}$ 44,45	2 50,80	$2\frac{1}{2}$ 63,50	3 76,20	
DISTANCIA ENTRE CENTROS	(mm)	1350	1500	1700	1800	2000	

Ilustración 10 Distancia entre centros

$$a = \text{Distancia entre centros} = 1000\text{mm}$$

Nuevamente se vuelve a calcular con el valor hallado anteriormente para la distancia entre centros y los mismos parámetros de operación que se explicaron anteriormente, por consiguiente se obtuvieron los siguientes resultados.

Renold Selector para transmisiones por cadena. © 2003-2008

Datos | Cálculo | Ayuda | Info

Datos de rendimiento

- Potencia de entrada: 11,656 kW
- Velocidad de entrada (Conductora): 301,2 rpm
- Carga de trabajo
- Torque (rueda conductora)
- Velocidad linear de la cadena

Número de dientes

- Rueda conductora (Z1): 17
- Rueda conducida (Z2): 51
- Relación (Z2/Z1): 3

Selección de cadena

- Selección automática: American (ISO 606)
- Selección manual

Tipo de producto: Renold Synergy

Distancia entre centros/Número de eslabones

- Será redondeado a un número par de eslabones: 1000 mm
- Será redondeado a un número impar de eslabones
- Valor fijo (tensor de cadena requerido)
- Número de eslabones

Clasificación de carga

Características de la máquina conductora

- Funcionamiento suave
- Ligéramente impulsiva
- Medianamente impulsiva

Características de la máquina conducida

- Funcionamiento suave
- Medianamente impulsiva
- Áltamente impulsiva

Lubricación

- Funcionamiento en seco (sin lubricación)
- Lubricación inadecuada (en relación a la lubricación)
- Lubricación según lo recomendado
- Mejor que la recomendada

Unidades

- Sistema métrico
- Sistema anglosajón

Condiciones ambientales

- Ambiente normal
- Ambiente abrasivo
- Aplicación interior
- Aplicación exterior

RENOLD Synergy

Ilustración 11. Recálculo de transmisión



Renold Selector para transmisiones por cadena. © 2003-2008

Datos **Cálculo** ? Ayuda Info

Cadena Renold Synergy ANSI 80 (ISO 606) simple
La vida de trabajo de la cadena es 21284 h.
el 3% de alargamiento se alcanzara después de este tiempo.

Potencia:	P = 11,656 kW	Paso:	p = 25,4 mm
Torque:	T = 369,5 Nm	ISO Carga de rotura:	Fb = 55600 N
Velocidad de entrada:	n = 301,2 rpm	Superficie de contacto:	f = 1,78 cm ²
Velocidad lineal de la cadena:	v = 2,1 m/s	Masa:	q = 2,8 kg/m
Carga de trabajo:	F = 5377,2 N	Longitud de cadena:	l = 2895,6 mm
Fuerza dinámico:	Fd = 7573,6 N	Distancia entre:	a = 1006,59 mm
Fuerza centrífuga:	Ff = 13,1 N	Número de dientes:	X = 114
Fuerza total:	Fg = 7586,7 N		
Presión del cojinete:	pr = 42,621 N/mm ²		

Factor de seguridad: estático: 10,3 dinámico: 7,3

Ruedas: No. de dientes: Rueda conductora (Z1): 17 Rueda conducida (Z2): 51 Relación: i = 3
 Diámetro primitiva: Rueda conductora (Z1): 138,231 mm Rueda conducida (Z2): 412,599 mm
 Clasificación de carga: Funcionamiento suave Medianamente impulsiva

Condiciones ambientales: Ambiente normal, Aplicación interior
Lubricación recomendada: Lubricación por goteo.

ANSI 80 (ISO 606) 1-fach Renold Synergy
ANSI 60 (ISO 606) 2-fach Renold Synergy
ANSI 60 (ISO 606) 3-fach Renold Synergy

Imprimir

Ilustración 12. Resultados obtenidos en recálculo de transmisión

Las dimensiones representativas que de la cadena proporcionadas por el fabricante Renold son las siguientes.



Persona de contacto: EDWIN CORREA

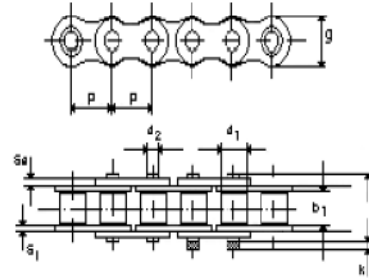
Diseño de transmisión por cadena.

Cadena de rodillos Renold Synergy ANSI 80 (ISO 606) simple

Número de serie: 119087

Datos de la cadena:

Paso:	$p = 25,4$ mm	Alt. max de placa:	$g = 24,13$ mm
ISO Carga de rotura:	$F_b = 55600$ N	Esesor de placa interior:	$s_i = 3,25$ mm
Ancho interior:	$b_1 = 15,75$ mm	Esesor de placa exterior:	$s_a = 3,25$ mm
Diámetro de rodillo:	$d_1 = 15,88$ mm	Max long. de perno:	$l = 32,7$ mm
Diámetro de perno:	$d_2 = 7,94$ mm	Ext. perno de conexión:	$k = 3$ mm
Masa:	$q = 2,8$ kg/m		
Superficie de contacto:	$f = 1,78$ cm ²		



Condiciones de carga:

Potencia de entrada:	$P = 11,656$ kW	Velocidad de entrada:	$n_1 = 301,2$ rpm
Torque:	$T = 369,5$ Nm	Fuerza estática:	$F = 5377,2$ N
Velocidad lineal de la cadena:	$v = 2,1$ m/s	Fuerza centrífuga:	$F_f = 13,1$ N
Presión del cojinete:	$P_r = 42,621$ N/mm ²	Fuerza dinámica:	$F_d = 7573,6$ N
Factor de seguridad de la cadena:	Estático: 10,3 Dinámico: 7,3	Fuerza total:	$F_g = 7586,7$ N

Condiciones ambientales:

Clasificación de carga: Máquina propulsora: funcionamiento suave. Máquina conducida: ligeramente impulsiva.
 Condición de servicio: Lubricación según la recomendado
 Condiciones ambientales: ambiente normal, aplicación interior.

Transmisión de cadena:

Número de dientes:	$X = 114$	Longitud de cadena:	$l = 2895,6$ mm
Distancia entre centros:	$a = 1006,59$ mm		
Relación:	$i = 3$		
Número de dientes:	Rueda conductora (z_1) = 17	Rueda conducida (z_2) = 51	
Diámetro de la circunferencia primitiva:	Rueda conductora (z_1) = 138,231 mm	Rueda conducida (z_2) = 412,599 mm	

Lubricación recomendada: Lubricación por goteo

La vida de trabajo de la cadena es 21284 h,

el 3% de alargamiento se alcanzara después de este tiempo.



Ilustración 13. Esquema de la cadena.

4. CHEQUEOS DE LA TRANSMISIÓN POR CADENA.

Para que la transmisión funcione eficientemente deben hacerse los siguientes chequeos.

4.1 Número de pasos C_p .

El número de pasos se calcula de acuerdo a la siguiente ecuación, este valor debe estar en el rango de $30 \leq C_p \leq 50$ pasos .

$$C_p = \frac{a}{P}$$

Donde

$$a = \text{Distancia entre centros} = 1006.59\text{mm}$$

$$P = 1\text{Pulg} = 25.4\text{mm}$$

$$C_p = \frac{1006.59\text{mm}}{25.4\text{mm}}$$

$$C_p = 39.629 \text{ Pasos}$$

Por consiguiente este valor esta en el rango indicado anteriormente.



4.2 Velocidad lineal de la cadena.

De los resultados que se obtuvieron en el software tenemos que:

$$V_{linear} = 2.1m/s < 10m/s$$

Por consiguiente el diseño esta en un rango optimo de funcionamiento.

4.3 Longitud de la cadena.

La longitud de la cadena se determina por medio de las siguientes ecuaciones.

$$L(m) = \frac{L_P * P(mm)}{1000}$$

$$L_P = \frac{S}{2} + 2C_P + \frac{K}{C_P} + Y$$

Donde:

$$S = N_P + N_G$$

$$S = 17 + 51$$

$$S = 68$$

Para determinar el valor de K, se debe utilizar la siguiente tabla, por consiguiente tenemos que:

$$D = N_G - N_P$$

$$D = 51 - 17$$

$$D = 34$$



D	K
32	25.94
33	27.58
34	29.28
35	31.03
36	32.83
37	34.68
38	36.58
39	38.53

Ilustración 14 Tabla de valores de *K* catálogo INTERMEC.

Por consiguiente el valor respectivo de *K* será:

$$K = 29.28$$

$$L_p = \frac{S}{2} + 2C_p + \frac{K}{C_p}$$

$$L_p = \frac{68}{2} + 2(39.629) + \frac{29.28}{39.37} + Y$$

$$L_p = 114.0 \text{ pasos}$$

Luego se calcula

$$L(m) = \frac{L_p * P(mm)}{1000}$$

$$L(m) = \frac{114.0 \times 25.4mm}{1000}$$

$$L = 2.8956m = 2895.6mm$$



5. DIMENSIONES DE LOS SPROKETS.

A continuación se presenta las dimensiones correspondientes al piñón y rueda de la transmisión por cadena.

5.1 DIMENSIONES DEL PIÑÓN.

5.1.1 Espesor de alma S

El espesor del alma S se determina en base a la siguiente tabla por consiguiente tenemos que:

PASO	P"	3/8"	1/2"	5/8"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	1 3/4"	2"
CADENA SENCILLA	S mm.	8	9	10	11	12	14	16	19	22
CADENA DOBLE Y TRIPLE	S mm.	9	10	11	12	14	16	19	22	25

Ilustración 15. Cálculo espesor del alma del piñón.

$$S = (\text{Espesor alma}) = 12\text{mm}$$

5.1.2 Diámetro exterior d_{ex} .

$$d_{ex} = P \left[0.6 + c \cot \left(\frac{180^\circ}{N_p} \right) \right]$$

Donde

$$P = \text{paso de la cadena} = 1" = 25.4 \text{ mm}$$

$$N_p (\text{numero de dientes del piñon}) = 17$$

$$d_{ex} = 25.4 \left[0.6 + c \cot \left(\frac{180}{17} \right) \right]$$

$$d_{ex} = 151.118\text{mm}$$



5.1.3 Diámetro primitivo d_p .

$$d_p = P * \csc \frac{\theta}{2} = \frac{P}{\sin\left(\frac{\theta}{2}\right)}$$

$$\theta = \frac{360^\circ}{N_p}$$

N_p (numero de dientes del piñon) = 17

$$\theta = \frac{360^\circ}{17}$$

$$\theta = 21.176^\circ$$

$$d_p = P * \csc \frac{\theta}{2} = \frac{P}{\sin\left(\frac{\theta}{2}\right)}$$

$$d_p = \frac{25.4}{\sin\left(\frac{21.176}{2}\right)}$$

$$d_p = 138.235mm$$

5.1.4 Espesor de llanta F.

$$F = 0.9 \times P$$

$$F = 0.9 \times 25.4mm$$

$$F = 22.86mm$$



5.1.5 Diámetro de la llanta dl .

$$dl = d_p - 2F$$

$$dl = 138.235\text{mm} - 2 \times (22.86\text{mm})$$

$$dl = 92.515\text{mm}$$

5.1.6 Radio R_1 .

$$R_1 = 0.4 \times S$$

$$S = (\text{Espesor alma}) = 12\text{mm}$$

$$R_1 = 0.4 \times 12\text{mm}$$

$$R_1 = 4.8\text{mm}$$

5.1.7 Diámetro del eje.

$$d = 120 \sqrt[4]{\frac{H}{n_p}}$$

Donde:

$H = \text{Potencia de entrada transmisión por cadena} = 15.625 \text{ Hp} = 11.656\text{KW}$

$n_p = \text{velocidad piñon} = 301.2 \text{ Rpm}$

$$d = 120 \sqrt[4]{\frac{15.625}{301.2}}$$

$$d = 57.27\text{mm}$$

$$d \cong 57\text{mm}$$



5.1.8 Diámetro del cubo D_C .

$$D_C \geq 1.4 \times d$$

$$D_C = 1.4 \times 57mm$$

$$D_C = 79.8mm$$

5.1.9 Longitud del cubo L .

$$L = (1.5 \text{ a } 2.5)d$$

$$L = 1.5 \times d$$

$$L = 1.5 \times 57mm$$

$$L = 85.5mm$$

5.2 DIMENSIONES DE LA RUEDA.

5.1.1 Espesor de alma S

El espesor del alma S se determina en base a la siguiente tabla por consiguiente tenemos que:

PASO	P"	3/8"	1/2"	5/8"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	1 3/4"	2"
CADENA SENCILLA	S mm.	8	9	10	11	12	14	16	19	22
CADENA DOBLE Y TRIPLE	S mm.	9	10	11	12	14	16	19	22	25

Ilustración 16. Cálculo espesor del alma de la rueda.

$$S = (\text{Espesor alma}) = 12mm$$



5.1.2 Diámetro exterior D_{ex} .

$$D_{ex} = P \left[0.6 + \cot \left(\frac{180^\circ}{N_R} \right) \right]$$

Donde

$$P = \text{paso de la cadena} = 1" = 25.4 \text{ mm}$$

$$N_R (\text{numero de dientes de la rueda}) = 51$$

$$D_{ex} = 25.4 \left[0.6 + \cot \left(\frac{180}{51} \right) \right]$$

$$D_{ex} = 427.01 \text{ mm}$$

5.1.3 Diámetro primitivo D_p .

$$D_p = P \times \csc \frac{\theta}{2} = \frac{P}{\sin \left(\frac{\theta}{2} \right)}$$

$$\theta = \frac{360^\circ}{N_R}$$

$$N_R (\text{numero de dientes de la rueda}) = 51$$

$$\theta = \frac{360^\circ}{51}$$

$$\theta = 7.06^\circ$$



$$D_P = P \times \csc \frac{\theta}{2} = \frac{P}{\sin\left(\frac{\theta}{2}\right)}$$

$$D_P = \frac{25.4}{\sin\left(\frac{7.06}{2}\right)}$$

$$D_P = 412.531mm$$

5.1.4 Espesor de llanta F .

$$F = 0.9 \times P$$

$$F = 0.9 \times 25.4mm$$

$$F = 22.86mm$$

5.1.5 Diámetro de la llanta dl .

$$dl = D_P - 2F$$

$$dl = 412.531mm - 2 \times (22.86mm)$$

$$dl = 366.811mm$$

5.1.6 Radio R_1 .

$$R_1 = 0.4 \times S$$

$$S = (\text{Espesor alma}) = 12mm$$

$$R_1 = 0.4 \times 12mm$$

$$R_1 = 4.8mm$$



5.1.7 Diámetro del eje.

$$d = 120 \sqrt[4]{\frac{H}{n_p}}$$

Donde:

$H =$ Potencia de salida transmisión por cadena = 15Hp

$n_p =$ velocidad rueda = 100Rpm

$$d = 120 \sqrt[4]{\frac{15}{100}}$$

$$d = 74.68mm$$

$$d \cong 75mm$$

5.1.8 Diámetro del cubo D_C .

$$D_C \geq 1.4 \times d$$

$$D_C = 1.4 \times 74.68mm$$

$$D_C = 105mm$$

5.1.9 Longitud del cubo L .

$$L = (1.5 \text{ a } 2.5)d$$

$$L = 1.5 \times d$$

$$L = 1.5 \times 74.68mm$$

$$L = 112.5mm$$



Con la ayuda de la siguiente tabla se sacan las dimensiones faltantes para la construcción del diente en el piñón y la rueda estas dimensiones son:

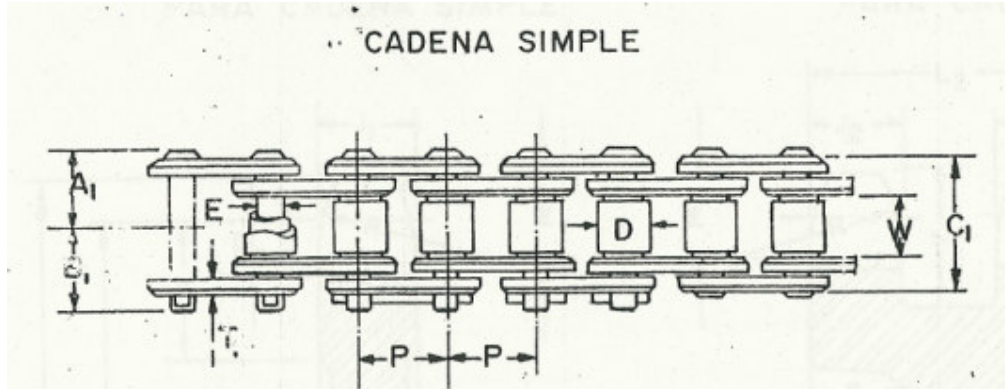


TABLA IV

PASO P(mm)	P"	DESIGNACION DE LA CADENA			DIMENSIONES EN MILIMETROS																						
		SIMPLE	DOBLE	TRIPLE	A ₁	A ₂	A ₃	B ₁	B ₂	B ₃	C ₁	C ₂	C ₃	D	E	G	H	J ₁	J ₂	L ₂	L ₃	R	T ₁	W			
9.52	3/8"	35	35-2	35-3	5.8	10.9	16.0	8.6	12.7	17.8	10.4	20.6	30.7	5.1	3.6	6.4	9.1	4.3	4.1	14.2	24.4	10.1	1.3	4.8			
12.70	1/2"	40	40-2	40-3	8.1	15.2	22.6	10.7	17.0	24.4	14.5	29.0	43.2	7.9	4.0	7.9	11.7	7.5	7.0	21.4	35.7	13.5	1.5	8.0			
15.87	5/8"	50	50-2	50-3	10.2	19.0	27.9	14.2	20.8	29.7	18.3	36.3	54.4	10.2	5.1	9.5	15.0	8.7	8.4	26.5	44.6	16.9	2.0	9.5			
19.05	3/4"	60	60-2	60-3	12.4	23.4	34.8	16.3	25.9	37.4	22.9	45.5	68.1	11.9	5.9	11.1	17.3	11.7	11.3	34.1	56.8	20.2	2.4	12.7			
25.40	1"	80	80-2	80-3	16.3	30.7	45.5	18.8	33.9	48.3	29.4	58.7	88.1	15.9	7.9	15.1	22.2	14.6	14.1	43.4	72.7	27.0	3.2	15.9			
31.75	1 1/4"	100	100-2	100-3	19.6	37.3	65.4	23.1	40.2	59.2	35.7	71.4	108.0	19.0	9.5	19.1	29.4	17.6	17.0	52.8	88.5	33.7	4.0	19.0			
38.10	1 1/2"	120	120-2	120-3	24.6	47.2	70.1	29.0	51.8	74.7	45.2	91.3	136.6	22.2	11.1	22.2	35.7	23.5	22.7	68.1	113.6	40.5	4.7	25.4			
44.45	1 3/4"	140	140-2	140-3	26.4	50.8	75.4	31.0	55.6	80.3	48.4	97.6	146.8	25.4	12.7	25.4	41.3	23.5	22.7	71.6	120.4	47.2	5.6	25.4			
50.80	2"	160	160-2	160-3	31.5	61.0	90.2	37.1	66.8	96.0	57.9	117.5	176.2	28.6	14.3	28.6	47.6	29.4	28.4	97.0	145.5	53.9	6.4	31.7			
57.10	2 1/4"	180	180-2	180-3	35.3	68.6	101.6	42.7	75.9	108.7	65.1	131.7	197.6	35.7	17.4	31.8	54.0	33.0	32.0	97.8	163.7	60.7	7.1	35.7			

Ilustración 17. Dimensiones de cadenas

$$J_1 = \text{espesor diente} = 14.6\text{mm}$$

$$D = \text{Diametro de rodillo} = 15.9\text{mm}$$

$$R = 27.0\text{mm}$$



6. CÁLCULO DE CHAVETEROS PIÑÓN Y RUEDA.

En base a la potencia de transmisión en cada uno de los componentes, su velocidad angular y los diámetros para los ejes calculados anteriormente para el piñón y la rueda se determinan las dimensiones de los chaveteros.

6.1 Cálculo de chavetro para el piñón.

- **Potencia piñón=11.656 KW=15.625HP**
- **Revoluciones eje =301.2 Rpm**
- **Diámetro del eje=57 mm**
- **Longitud del cubo=85.5 mm**

The screenshot shows a software interface titled 'Eingabeseite' with the following data:

P =	11.656	kw
n =	301.2	rpm
D =	57	mm
	1020	
	Cold-drawn	
Sy =	51	Ksi
	1040	
	Cold-drawn	
Sy =	71	Ksi
	4140	
	OQT 1300	
Sy =	102	Ksi
N =	3	
	85.5	mm

Ilustración 18. Cálculo chaveta para el piñón.



Ausgabeseite

Results

Resulting Key Characteristics

Proposed key type	Square Key			
Width of key	W	=	12.700	mm
Height of key	H	=	12.700	mm
Minimum required length of key	Lmin	=	17.414	mm
Proposed key length	L	=	82.550	mm

Dimensions for Keyseats

Chordal height	Y	=	0.716	mm
Depth of shaft keyseat	S	=	49.934	mm
Depth of hub keyseat	T	=	62.761	mm

Suggested Fillet Radii and Key Chamfers

Suggested fillet radius		=	0.794	mm
Suggested 45° key chamfer		=	1.191	mm

Ilustración 19. Resultados obtenidos chavetero del piñón.



6.2 Cálculo de chavetero para la rueda.

- **Potencia rueda=11.19KW=15HP**
- **Revoluciones eje =100 Rpm**
- **Diámetro del eje=75 mm**
- **Longitud del cubo=112.5 mm**

The screenshot shows a software interface with a title bar 'Eingabeseite'. It contains several input and output fields for a key calculation. The inputs are: Power (P) = 11.19 kW, Speed (n) = 100 rpm, and Diameter (D) = 75 mm. The outputs are: Key width = 1020, Key height = Cold-drawn, Key stress (Sy) = 51 Ksi, Key width = 1040, Key height = Cold-drawn, Key stress (Sy) = 71 Ksi, Key width = 4140, Key height = OQT 1300, Key stress (Sy) = 102 Ksi, and Key length (N) = 3 mm.

Parameter	Value	Unit
P	11.19	kW
n	100	rpm
D	75	mm
Key width	1020	
Key height	Cold-drawn	
Sy	51	Ksi
Key width	1040	
Key height	Cold-drawn	
Sy	71	Ksi
Key width	4140	
Key height	OQT 1300	
Sy	102	Ksi
N	3	
Key length	112.5	mm

Ilustración 20. Cálculo chaveta para la rueda.



Ausgabeseite [Close] [Print]

Results

Resulting Key Characteristics

Proposed key type	Square Key			
Width of key	W	=	19.050	mm
Height of key	H	=	19.050	mm
Minimum required length of key	Lmin	=	25.513	mm
Proposed key length	L	=	107.950	mm

Dimensions for Keyseats

Chordal height	Y	=	1.230	mm
Depth of shaft keyseat	S	=	64.245	mm
Depth of hub keyseat	T	=	83.422	mm

Suggested Fillet Radii and Key Chamfers

Suggested fillet radius		=	1.587	mm
Suggested 45° key chamfer		=	1.984	mm

Ilustración 21. Resultados obtenidos chavetero de la rueda.

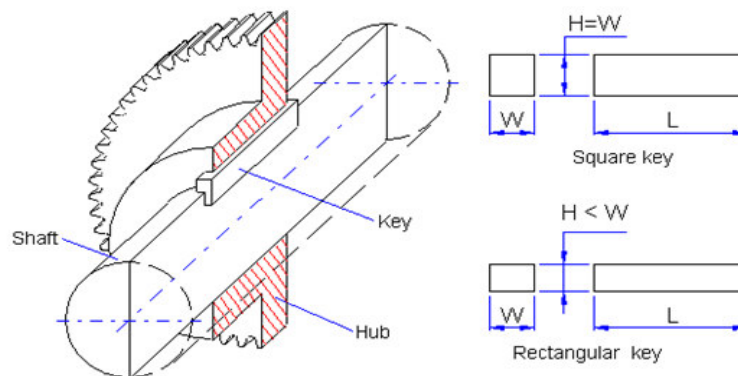


Ilustración 22 Dimensiones de la chaveta.

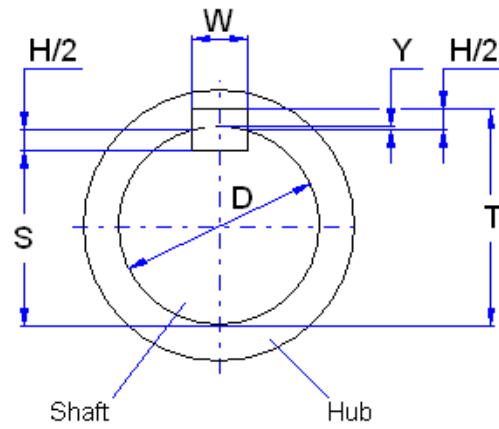
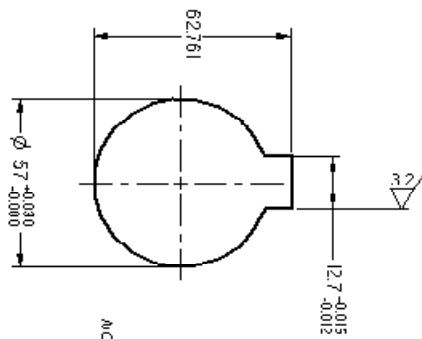
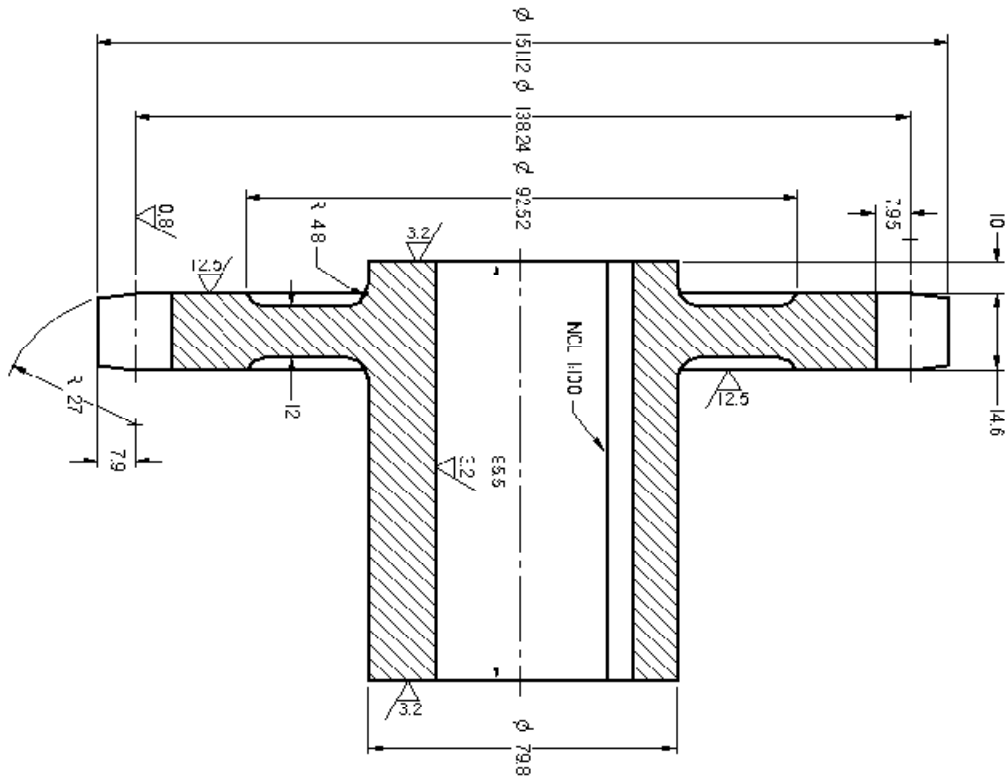
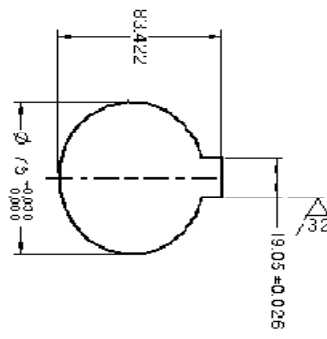
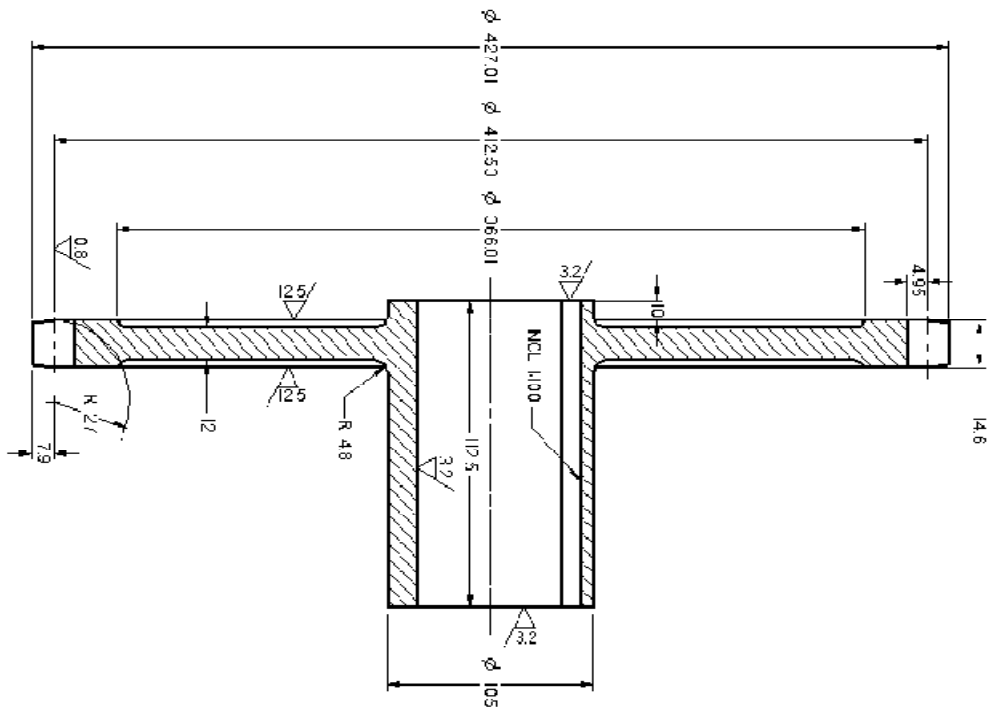


Ilustración 23 Dimensiones del chavetero.



NOTA : MEDIDAS EN MILIMETROS

DATOS DE CORTE	
NUMERO DE DIENTES	17
PASO	25.4
DIAMETRO RODILLO	15.9



DATOS DE CORTE	
NUMERO DE DIENTES	51
PASO	25.1
DIAMETRO RODILLO	15.9

NOTA: MEDIDAS EN MILIMETROS



CONCLUSIONES

- Es de gran importancia para la realización del diseño de estos elementos de transmisión de potencia tener en cuenta sugerencias dadas por personas con un mayor conocimiento, comprensión y legado sobre el tema, con la finalidad de poder evitar la toma de decisiones equivocadas que comprometan el funcionamiento del equipo y la vida útil de este.
- Es importante recalcar que la utilización de software de cálculo es una herramienta muy valiosa, ya que permiten ser más eficientes cuando se presente un problema de tipo industrial, en este diseño se utilizó el software proporcionado por la firma Renold que es un fabricante de elementos de transmisión de potencia reconocido a nivel mundial.
- Con este diseño de transmisión de potencia por cadenas finaliza una serie de diseños como transmisión por banda ,engranajes helicoidales y rectos, engranajes cónicos que vienen formando parte de la transmisión general, en la cual su objetivo es transmitir la potencia desde un motor eléctrico hacia una mezcladora de concreto y un molino de bolas



BIBLIOGRAFIA

- Software: Solid Edge V.17
- Software: MDESING
- Software Renold transmission drive chain selector.

- BUDYNAS Richard. DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY. Mc Graw Hill. Octava edición. México, 2008.