ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería en Mecánica
Y Ciencias de la Producción

"Rediseño de Molino Mezclador de Arena de Moldeo Para la Fundición"

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Pablo Antonio Aguilar Román

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2005

AGRADECIMIENTO

A mis Padres y Hermanos que siempre me apoyaron y alentaron a seguir adelante en mis estudios, a todas las personas que de uno u otro modo colaboraron en la realización de este trabajo. Al Ing. Ignacio Wiesner Director de Tesis, por su ayuda y colaboración para la realización de este trabajo.

DEDICATORIA

A DIOS

A MIS PADRES

A MIS HERMANOS Y FAMILIA

DECLARACIÓN EXPRESA

"La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL"

(Reglamento de Graduación de la ESPOL).

_____

Pablo Antonio Aguilar Román

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN

_____	_____
Ing. Julián Peña E. DELEGADO POR EL DECANO DE LA FIMCP PRESIDENTE	Ing. Ignacio Wiesner F. DIRECTOR DE TESIS

_____

Ing. Eduardo Orcés P.
VOCAL

RESUMEN

El presente trabajo trata sobre el Rediseño de un Molino Mezclador de Arena de Moldeo para Fundición. Este mezclador se encuentra ubicado en las instalaciones de la Empresa INTRAMET. Este equipo fue construida en el año 1986; actualmente este equipo no es utilizado debido al rápido desgaste de las piezas del reductor de velocidad (Sinfín-Corona), esto se debe al mal dimensionamiento del mismo, por sobrecarga de mezcla o por una mala lubricación de la caja reductora de velocidad.

La Metodología a seguir será de realizar un Análisis Dimensional al Molino Mezclador SIMPSON (Mix-Muller) que se encuentra en el Laboratorio de Metalurgia. En este Mezclador se realizaran pruebas experimentales de mezclado con la misma clase de mezcla de arena que se utiliza en el mezclador a rediseñar. Dado que para hacer un correcto diseño del sistema de transmisión de potencia se debe de estimar la potencia que se necesita aplicar al mezclador para mezclar 200 Kg que es el requerimiento.

En el capitulo uno se da una introducción al mezclado de pastas y materiales viscosos, en el cual se describe al mezclador a rediseñar, se habla sobre el propósito del material a ser mezclado y se dan ciertos propiedades del tipo de mezcla a utilizar en el mezclador.

En el capitulo dos se analiza el problema, para luego realizar un análisis dimensional, para calcular la potencia y factores de forma para verificar el diseño actual del mezclador a rediseñar.

De acuerdo con lo descrito en el capitulo dos se hace el rediseño en base a datos experimentales de los diferentes elementos del sistema de transmisión de potencia, dentro del sistema además se selecciona rodamientos, bandas y poleas, para finalmente en el capitulo tres hacer un análisis de resultados obtenidos.

Finalmente se realiza un análisis de costos. En este capitulo cuatro, se divide en dos partes este análisis, las cuales son: costo de materiales directos e indirectos y costo de manufactura, llegando así a un costo total.

En conclusión los beneficios que presta la rehabilitación del mezclador, se refleja en la reducción de tiempo de operación, en la calidad del material del moldeo y en la calidad del producto terminado.

ÍNDICE GENERAL

Pags.

RESUMEN……..…….....II
ÍNDICE GENERAL...……....IV
SIMBOLOGÍA……...….VI
ÍNDICE DE FIGURAS…….....……..IX
ÍNDICE DE TABLAS…….……..……X
ÍNDICE DE PLANOS……XI
INTRODUCCIÓN……..…..1

CAPITULO 1

1. INTRODUCCIÓN AL MEZCLADO DE PASTAS Y MATERIALES VISCOSOS……3

1.1. Descripción del Mezclador a Rediseñar……8

1.2. Propósito de la Mezcla……..……..……..……..11

1.3. Moldeo en Verde……..……...12

1.3.1. Arenas utilizadas para el Moldeo en Verde. ……...13

1.4. Propiedades de la Mezcla de Arena y Tiempo de mezclado…..……..14

CAPITULO 2

2. ANÁLISIS DEL PROBLEMA…….……17

2.1. Análisis Dimensional y Similitud……..……....18

2.2. Equipo Experimental Simpson Mix-Muller……23

2.3. Pruebas Experimentales de Mezclado…….……..26

2.4. Cálculo de Potencia……..……32

2.5. Factores de Forma……39

CAPITULO 3

3. REDISEÑO EN BASE A DATOS EXPERIMENTALES…….……..43

3.1. Diseño de Forma del Sistema de Transmisión de Potencia……..44

3.2. Diseño de Corona y Tornillo Sinfín.……45

3.3. Selección de Rodamientos…….……61

3.4. Selección de Bandas y Poleas.……..…….…..….76

3.5. Análisis de Resultados……..……79

CAPITULO 4

4. ANÁLISIS DE COSTOS……..…..……83

4.1 Costo de Materiales Directos e Indirectos……..……83

4.2 Costo de Manufactura……85

4.3 Costo Total……..……..87

CAPITULO 5

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES……....88

APÉNDICES……..90

BIBLIOGRAFIA……..……..119

SIMBOLOGÍA

ρ	: Densidad de la mezcla
μ	: Viscosidad absoluta de la mezcla
n	: RPM (revoluciones por minuto)
Rpe	: Radio de la paleta exterior
Rpi	: Radio de la paleta interior
Hpe	: Altura de la paleta externa
Hpi	: Altura de la paleta interna
Hpi	: Altura de la paleta interna
Le	: Longitud de la paleta externa
Li	: Longitud de la paleta interna
Dt	: Diámetro del tanque del Mezclador
Ht	: Altura del tanque del mezclador
Ar	: Ancho de cada rueda del mezclador
dr	: Diámetro de cada rueda
Dr	: Diámetro de posición de las ruedas
Cm	: Carga de la mezcla de Arena
I_p	: Índice de mezcla
τ_o	: Esfuerzo cortante
du/dy	: Gradiente de velocidad
Pot	: Potencia de mezclador
S	: Factores de forma
$\prod_1$	: Grupo adimensional de Potencia
$\prod_2$	: Grupo adimensional de Reynolds
$\prod_3$	: Grupo adimensional de Carga
$\cos\alpha$	: Factor de potencia
N_{Re}	: Número de Reynolds
N_{Pot}	: Número de potencia
$N_{Re\,p}$	: Número de Reynolds del mezclador prototipo
$N_{Re\,m}$	: Numero de Reynolds del mezclador modelo
N_{Potm}	: Número de potencia del mezclador modelo
N_{Potp}	: Número de potencia del mezclador prototipo
N_c	: Número de Carga
N_{cm}	: Número de Carga del mezclador modelo
N_{cp}	: Número de Carga del mezclador prototipo

Dr_m : Diámetro de posición de los rodillos del mezclador modelo

Dr_p : Diámetro de posición de los rodillos del mezclador prototipo

Cm_p : Carga del mezclador prototipo

Cm_m : Carga del mezclador modelo

n_p : Velocidad del mezclador prototipo

n_m : Velocidad del mezclador modelo

Pot_p : Potencia del prototipo

H : Potencia de entrada al sinfín

C_1 : Factor por tipo de carga

C_2 : Factor por tipo de lubricación

Dp : Diámetro primitivo de la corona

M : Módulo de fresa madre

Ng : Número de dientes de la corona

De : Diámetro exterior de la corona

D_i : Diámetro mayor de la corona sobre aristas

D_i : Diámetro interior de la corona

P : Paso

π : Pi

Fg : Ancho de cara de la corona

η_S : Factor de seguridad

DC : Distancia entre centros

dp : Diámetro primitivo del tornillo sinfín

de : Diámetro exterior del sinfín

L : Longitud del sinfín

Vw : Velocidad en la línea de paso del sinfín

Vs : Velocidad de deslizamiento

λ : Angulo de hélice

Wgt : Carga transmitida

K_S : Factor de corrección por tamaño y materiales

Fe : Ancho de cara efectivo de la corona.

K_m : Factor de corrección de la relación de velocidades.

K_V : Factor de Velocidad

Wf : Fuerza de fricción

μ : Coeficiente de Fricción

ϕ_n : Angulo de presión

m_G : Relación de reducción

Nw : Número de entradas del sinfín

e : Eficiencia de engrane
Φo : Potencia nominal de salida
Φ : Potencia nominal de entrada
Tg : Par de Torsión Nominal a la Salida del Reductor
W_x, W_y, W_z : Componentes ortogonales
W : Fuerza resultante en el engrane (corona)
W_{gt} : Fuerza tangencial en el engrane
W_{ga} : Fuerza axial en el engrane
W_{gr} : Fuerza radial en el engrane
F_{Ay}, F_{Az} : Reacciones en el apoyo A
F_{Bx}, F_{By}, F_{Bz} : Reacciones en el apoyo B
F_{Dx}, F_{Dy}, F_{Dz} : Reacciones en el apoyo D
F_{Ex}, F_{Ey} : Reacciones en el apoyo E
F_{rA} : Fuerza radial en el apoyo A
F_{rB}, F_{aB} : Fuerza radial y axial en el apoyo B
L_{10h} : Vida nominal Básica en horas
Cr : Capacidad básica de carga radial dinámica
Pr : Carga dinámica equivalente radial
Pa : Carga dinámica equivalente axial
p : Constante para rodamientos de rodillos $10/3$
X, Y, e : Constantes del rodamiento
Fr : Fuerza radial
Fa : Fuerza axial
Y_2 : Factor de Carga del rodamiento
F_{rE} : Fuerza radial en el apoyo E
F_{rD}, F_{aD} : Fuerza radial y axial en el apoyo D

ÍNDICE DE FIGURAS

Pag

1.1 Esfuerzo cortante frente a gradiente de velocidad para fluidos newtonianos y no newtonianos……..... 7

1.2 Mezcladora de Martillos y Guillotinas: (a) Vista en planta; (b) Sección frontal……..……..... 10

1.3 Multitrituradora continúa de Martillos y Guillotinas……..... 11

1.4 Viscosímetro…….. 14

1.5 Índice de mezcla vs Tiempo de mezclado…… 16

2.1 Mezclador Simpson Mix-Muller Experimental…….. 24

2.2 Dimensiones de Mezclador Experimental……. 25

2.3 Esquema de conexión eléctrico para la obtención de datos…….. 27

2.4 Numero de Potencia N_{Pot} frente a N_{Re} ……. 31

2.5 Potencia vs Carga……. 39

3.1 Diseño de Forma del Sistema de Transmisión de Potencia……..... 44

3.2 Esquema de la Corona……. 49

3.3 Velocidad de deslizamiento vs Coeficiente de Fricción……. 59

3.4 Diagrama de fuerzas con reacciones en los apoyos del eje de la Corona..……...……..... 62

3.5 Esquema del conjunto tornillo sinfín-corona……. 63

3.6 Diagrama de fuerzas con reacciones en los apoyos del eje del tornillo sinfín……... 67

ÍNDICE DE TABLAS

		Pag
1.1	Características Reológicas de los Fluidos…….……..	6
2.1	Datos y resultados obtenidos de las pruebas Experimentales……	30
3.1	Tipo de Carga…..……...……..	46
3.2	Tipo de Lubricación……..…….....	46
3.3	Factor de materiales K_S para mecanismos de tornillo sinfín Cilíndricos…….	54
3.4	Factor de corrección de la relación de velocidades K_m ……..	56
3.5	Factor de Velocidad K_V ……..……...	57
3.6	Vidas de cojinetes recomendadas para Maquinas diversas.....	70
3.7	Comparación de resultados del Análisis Dimensional con Dimensiones actuales del Molino Mezclador Prototipo)……....	79
3.8	Datos de pruebas del Molino Mezclador Actual…….	80
3.9	Resultados de comparación de Potencia……...	81
4.1	Lista de Costos de Materiales Directos……...	83
4.2	Lista de Costos de Materiales Indirectos…….	85
4.3	Horas/Hombre Utilizadas en la Fabricación……	86

ÍNDICE DE PLANOS

Pag

1. Molino Mezclador Prototipo…….. 115
2. Tornillo Sinfín de la Caja Reductora……..... 116
3. Corona de la Caja Reductora……. 117
4. Dimensiones de las paletas del mezclador prototipo……. 118

INTRODUCCIÓN

INTRAMET es una empresa dedicada a la Fundición de acero y otros metales. En vista de la demanda de trabajos bajo pedido que constantemente tiene esta empresa, se ve en la necesidad de rehabilitar un molino mezclador de arena de moldeo.

El proceso del tratamiento de las arenas comienza en el desmoldeo en la cual sale la pieza fundida y la arena removida, luego esta arena pasa por un separador magnético el cual separa todo elemento metálico que este en la arena removida, esta arena entra al molino mezclador en la cual se le agrega los aglomerantes y otros elementos para darle las propiedades que necesita para luego formar los moldes, en el ultimo paso se llega al colado del metal para formar la pieza deseada, y nuevamente se repite el proceso en el desmoldeo.

Al tener este molino mezclador en funcionamiento se reducirían los tiempos de procesamiento de las arenas debido a que actualmente se esta mezclando las arenas en forma manual; un hombre tarda en mezclar de 25 a 30 minutos una cantidad de 200 Kg, la cual puede ser mezcla en el molino mezclador en 5 minutos teniendo una reducción de tiempo de 20 a 25 minutos. Además se mejora la calidad del material de moldeo por las razones que se obtiene una mezcla más homogénea que si se mezclara

manualmente. Otra razón por la que es necesario este equipo es que mejora la secuencia de operación del moldeo.

De acuerdo con lo descrito anteriormente, la empresa INTRAMET me designa como tema de tesis, que rediseñe el Molino Mezclador de arena de moldeo para mezclar 200 Kg de arena. Este trabajo ayudara a mejorar la mecanización de la recirculación de arena en dicha industria.

CAPITULO 1

1. INTRODUCCIÓN AL MEZCLADO DE PASTAS Y MATERIALES VISCOSOS.

El mezclado de sólidos secos y de pastas viscosas se parece en cierto modo al mezclado de líquidos de baja viscosidad. Ambos procesos implican la interposición de dos o más componentes separados para formar un producto más o menos uniforme. Sin embargo, hay diferencias significativas entre los dos procesos. La mezcla de líquidos depende de la creación de corrientes de flujo que transportan el material no mezclado hasta la zona de mezcla adyacente al agitador. En el caso de pastas y materiales viscosos no se producen tales corrientes y el mezclado tiene lugar por otros procedimientos.

Las mezclas espesas con viscosidad por encima de $10\mathrm{Pa}-\mathrm{seg}$ no se efectúan en los sistemas convencionales de mezcla con agitadores de hélice o turbina. La alta viscosidad puede deberse al mismo fluido en si o a las fuertes interacciones entre los componentes. Como consecuencia de la alta viscosidad, el Número de Reynolds ($\mathrm{N_{Re}} = \frac{\mathrm{nDr}^2\rho}{\mu}$) puede ser inferior a 100. El mezclado ocurre como

consecuencia de rozamientos y por las tensiones de esfuerzos y no por la turbulencia. El movimiento relativo de un agitador tensiona y deforma al material, por acciones internas o por la acción de las paredes del recipiente. Así, una lámina de fluido al ser tensionada se puede dividir en varias láminas de menor espesor y las fuerzas cortantes desgarran los aglomerados sólidos y los separan hasta que se alcanza la homogeneidad. Cuando hay sólidos presentes, es necesario disminuir el tamaño de los mismos, incluso a tamaño submicrónico, tal y como ocurre en una dispersión de pigmentos.

Los mezcladores para materiales de alta viscosidad presentan, generalmente, una zona pequeña con alto cizallamiento (para minimizar los efectos de disipación térmica) y que permite la conducción sobre el agitador del material para que sea introducido, nuevamente, en la zona de alto rozamiento. Es importante evitar y eliminar posibles zonas estancadas o zonas donde se propicie que el material se fije y gire alrededor de los brazos del agitador sin incorporarse a la masa de material.

La mayoría de la pasta o de las mezclas con alta viscosidad tiene un comportamiento no newtoniano, desminuyendo la viscosidad con la velocidad de corte. Consecuentemente, un aumento de la velocidad del

impulsor puede ser contraproducente, ya que la velocidad de rozamiento cae rápidamente, creando una zona aislada en la zona central de la masa sin circulación del material en el resto del recipiente. Los equipos para los sistemas viscosos usualmente presentan una zona abierta entre los agitadores y las paredes del recipiente un volumen relativamente pequeño y una alta potencia por unidad de volumen. Brazos intermedios o separadores pueden incluirse para evitar que el material se apelmace y adopte una forma cilíndrica sobre el brazo del rotor de agitación.

La forma del brazo de agitación tiene una gran incidencia sobre el proceso de mezclado. Un perfil rugoso debería usarse para el caso de que fuese relevante la transferencia de calor sin embargo, un perfil que disminuya los esfuerzos será más efectivo para la dispersión. La facilidad en el limpiado y su descarga son también importantes.

Las propiedades de los materiales a mezclar varían enormemente de un proceso a otro. Aun en el caso de materiales sencillos, éstos pueden ser notablemente diferentes durante distintos tiempos a lo largo de la operación de mezclado. Una carga puede comenzar siendo un polvo seco que fluye libremente hacerse pastosa por la adición de líquido, espesa y gomosa a medida que avanza el proceso y, tal vez después,

seca, granular y que fluye libremente de nuevo. Ciertas propiedades indeterminadas del material, tales como <<espesamiento>>, <<adherencia>> y humectabilidad, son tan importantes para estos problemas de mezclado como la viscosidad y la densidad. En la TABLA 1.1 se muestra las características reológicas de los fluidos. Para nuestro caso la mezcla de arena es considerada como un fluido dilatante.

DESIGNACIÓN	EFECTO DEL AUMENTO DEL GRADIENTE DE VELOCIDAD	¿DEPENDIENTE DEL TIEMPO?
Pseudoplástico	Enrarece	No
Tixotrópico	Enrarece	Si
Newtoniano	Ninguno	No
Dilatante	**Espesa**	**No**
Reopéctico	Espesa	Si

TABLA 1.1. Características Reológicas de los Fluidos.[1]

Las relaciones entre el esfuerzo cortante y la velocidad de cizalladura en un fluido real constituyen una parte de la ciencia de la reología como se menciono anteriormente. La FIGURA 1.1 muestra diversos ejemplos del comportamiento reológico de fluidos. Las curvas son

representaciones gráficas del esfuerzo cortante frente a la velocidad de cizalladura y corresponden a presión y temperatura constantes.

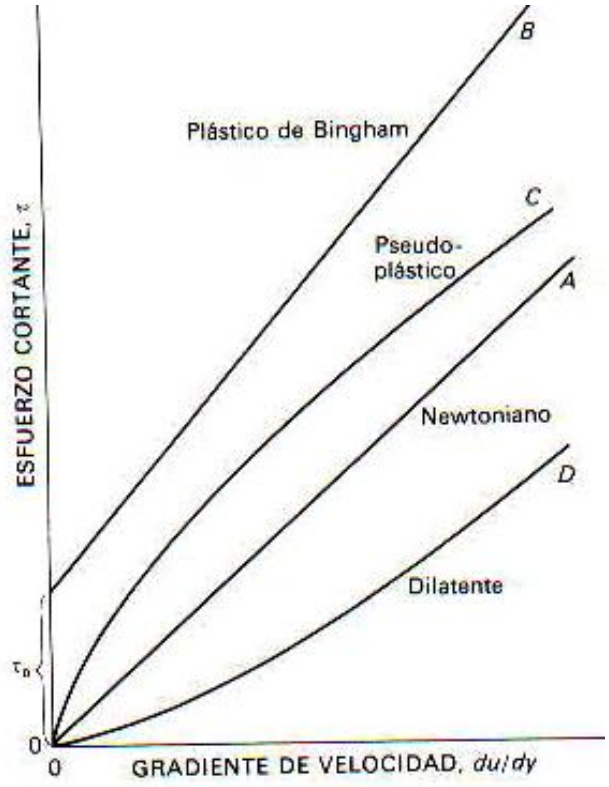


FIGURA 1.1 Esfuerzo cortante frente a gradiente de velocidad para fluidos newtonianos y no newtonianos. [1]

El comportamiento más sencillo es el correspondiente a la curva A, que es una recta que pasa por el origen de coordenadas. Los fluidos que presentan esta sencilla linealidad reciben el nombre de fluidos newtonianos. Los gases, y la mayor parte de los líquidos, son newtonianos. Las demás curvas de la FIGURA 1.1 representan el

comportamiento reológico de líquidos llamados no newtonianos. Algunos líquidos, como lodos, no fluyen hasta que se alcanza un esfuerzo cortante mínimo, que se representa por τ_o, y después fluyen linealmente para esfuerzos cortantes superiores a τ_o. La curva B es un ejemplo de este comportamiento. Los líquidos que se comportan de esta forma reciben el nombre de *plásticos de Bingham.* La línea C representa un *fluido pseudoplástico.* La curva pasa por el origen, es cóncava hacia abajo para bajos esfuerzos cortantes, haciéndose recta para esfuerzos cortantes elevados. El látex del caucho es un ejemplo de un fluido de este tipo. **La curva D** representa un *fluido dilatante*. La curva es cóncava hacia arriba para bajos esfuerzos cortantes y se hace lineal para esfuerzos cortantes elevados. *La arena movediza y algunas emulsiones de arena presentan este comportamiento.*

1.1. Descripción del Molino Mezclador a Rediseñar

Mezcladoras Pan Muller. Estas mezcladoras se pueden utilizar cuando la pasta no es demasiado fluida o pegajosa. "*La principal aplicación de las mezcladoras de martillos es en la industria de la fundición"*, en la mezcla de pequeñas cantidades de humedad y materiales aglutinantes con partículas de arena, para la nucleación y el moldeo de arena. En el procesamiento de pastas, las

mezcladoras de bandeja y guillotina se utilizan primordialmente para mezclar pastas arcillosas, mientras que las mezcladoras de martillos manejan materiales como arcilla, pasta para almacenamiento de baterías, recubrimientos de electrodos para soldar y recubrimientos de chocolate.

En las mezcladoras de martillos, la rotación del recipiente circular o de las guillotinas permite transportar el material, de una forma progresiva, a la zona donde se localizan los martillos, donde se produce la acción más intensa. En la FIGURA 1.2 se muestra un tipo de mezcladora en que los martillos y las guillotinas giran en torno a una torreta central estacionaria en una bandeja, también estacionaria. La guillotina exterior desplaza el material de la pared hacia el martillo triturador siguiente; la guillotina interna lo desplaza de la torreta central a la trayectoria del otro martillo. Los martillos trituran el material, rompiendo los aglomerados y los grumos producidos.

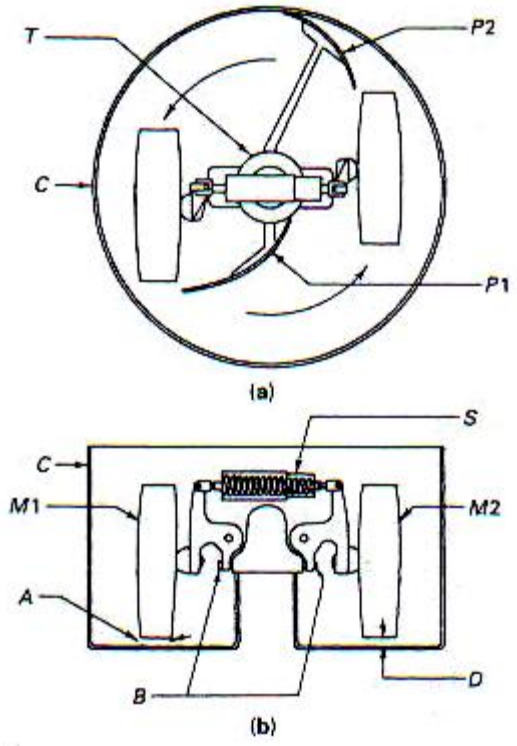


FIGURA 1.2 Mezcladora de Martillos y Guillotinas: (a) Vista en planta; (b) Sección frontal.[2]

Las mezcladoras estándar de martillos varían en capacidad desde una fracción de pie cúbico (ft^3) hasta más de $1.8m^3$ ($60\ ft^3$) con consumos entre 0.2 a $56KW$ ($\frac{1}{3}$ a $75hp$). Un posible diseño de equipo, para un trabajo en régimen continuo con martillos trituradores, utiliza dos recipientes acoplados y comunicados, y cada uno de ellos tiene sus propios guillotinas y martillos. En el punto de intersección de los dos recipientes, unas rejas exteriores proporcionan un intercambio, aproximadamente igual, de material de un recipiente al otro, acumulándose material en la primera

unidad hasta que la velocidad de alimentación y de descarga por la compuerta del segundo sea igual. El tiempo de residencia se regula ajustando la compuerta de salida. En la Figura 1.3 se muestra una mezcladora de régimen continuo de mezclado.

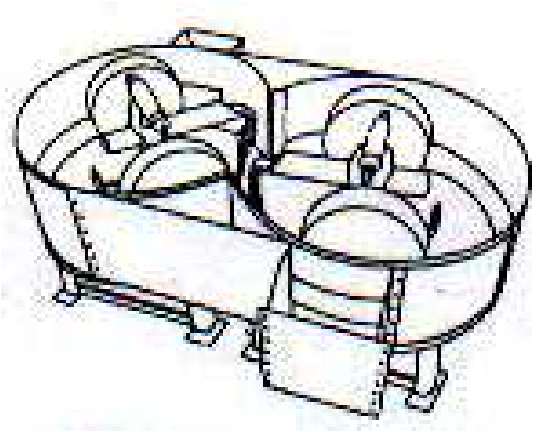


FIGURA 1.3 Multitrituradora continua de Martillos y Guillotinas.[2]

1.2. Propósito de la Mezcla.

El objetivo del mezclado de arena en este caso es para la elaboración de moldes para la fundición de metales. La realización de este proceso de fundición, empieza lógicamente con el molde. La cavidad de este debe diseñarse de forma y tamaño ligeramente sobredimensionado, esto permitirá la contracción del metal durante la solidificación y enfriamiento. Cada metal sufre diferente porcentaje de contracción, por lo tanto si la presión dimensional es

crítica la cavidad debe diseñarse para el metal particular que se va a fundir. Los moldes se hacen de varios materiales que incluyen arena, yeso, cerámica y metal. Los procesos de fundición se clasifican de acuerdo a los diferentes tipos de moldes. Para la realización de este trabajo se utilizo un solo tipo de mezcla de arena la cual es la más utilizada en la industria de la Fundición este es el Moldeo en Verde.

1.3. Moldeo en Verde.

Es el método más común que consiste en la formación del molde con arena húmeda, usada en ambos procedimientos. La llamada arena verde es simplemente arena que no se ha curado, es decir, que no se ha endurecido por horneado. El color natural de la arena va desde el blanco hasta el canela claro, pero con el uso se va ennegreciendo. La arena no tiene suficiente resistencia para conservar su forma, por ello se mezcla con un aglutinante para darle resistencia; luego se agrega una cierta cantidad de agua para que se adhiera. Esta arena se puede volver a emplear solo añadiendo una cantidad determinada de aglutinante cuando se considere necesario.

1.3.1 Arenas utilizadas para el Moldeo en Verde.

Arena Sílice (SiO_2) se encuentra en muchos depósitos naturales, y es adecuada para propósitos de moldeo por que puede resistir altas temperaturas sin descomponerse. Esta arena es de bajo costo, tiene gran duración y se consigue en una gran variedad de tamaño y formas de grano. Por otra parte, tiene una alta relación de expansión cuando esta sometida al calor y tiene cierta tendencia a fusionarse con el metal. La arena sílice pura no es conveniente por si misma para el trabajo de moldeo puesto que adolece de propiedades aglomerantes. Las propiedades aglomerantes se pueden obtener por adición de 8 a 16% de arcilla. Los tres tipos de arcilla comúnmente usados son, la Caolinita, Ilita y **Bentonita**. Esta ultima, usadas con más frecuencia, proviene de cenizas volcánicas. Los porcentajes de arena que se van a mezclar son con respecto al 100% de peso de la mezcla:

- Sílice 86%.
- Bentonita 8%.
- Agua 6%.

1.4. Propiedades de la Mezcla y Tiempo de mezclado.

Los materiales más extremadamente viscosos son *no newtonianos* y su viscosidad no es una función sencilla del gradiente de velocidad. Para nuestro propósito medimos la viscosidad de la mezcla en un viscosímetro el cual se ve en la FIGURA 1.4. Esta medición se realizó en el laboratorio de Metalurgia de la Facultad de Ingeniería Mecánica, en la cual se preparo una cantidad de mezcla no mayor de 600 gr y obtuvimos un valor promedio de $22\mathrm{Pa}-\mathrm{seg}\ \ (22000\_\mathrm{cP})$. Y además se obtuvo el valor de la densidad de la mezcla que es de $1780\ {}^{\mathrm{Kg}}\!/_{\mathrm{m}^3}$.

FIGURA 1.4 Viscosímetro

Tiempo de Mezclado:

Índice de Mezcla I_p.- El funcionamiento de un mezclador industrial se caracteriza de acuerdo con el tiempo que se requiere, la carga de energía y las propiedades del producto final. La relación entre el dispositivo de mezclado y las propiedades deseadas para el material mezclado varía ampliamente de un caso a otro. A veces se requiere un muy alto grado de uniformidad, otras una rápida acción de mezclado o, incluso, un consumo mínimo de energía.

En cualquier proceso discontinuo de mezclado I_p vale la unidad al comienzo, para ir aumentado a medida que progrese la mezcla. En la FIGURA 1.5 se presentan algunos resultados típicos del mezclado de suelos naturales. El índice de mezcla para arena aumenta rápidamente hasta un valor elevado y luego tiende a permanecer constante. Para el caso de partículas más finas y materiales con plasticidad creciente, el modelo es el mismo pero, dado el mezclado es más lento, el valor límite de I_p es más pequeño.

La eficacia de un determinado tipo de mezclador depende también de la naturaleza y consistencia del material que se ha de mezclar. Para nuestro caso el cual es un mezclador de moletas o de

“martillos y guillotinas” conducen a un mezclado rápido y a elevados valores limite de I_p cuando operan con sólidos arenosos granulares, por tanto el mezclado de arena para la elaboración de moldes tiene un tiempo de residencia de entre 5 a 6 minutos como lo muestra en la FIGURA 1.5.

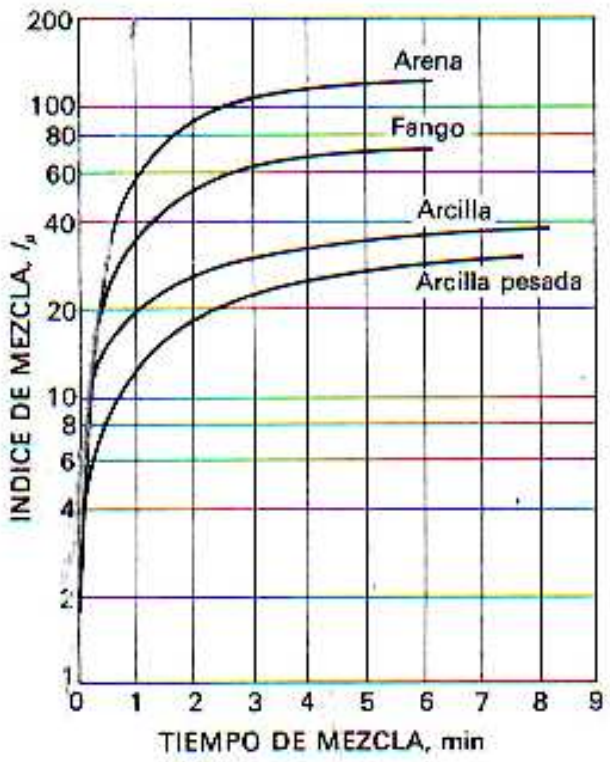


FIGURA 1.5. Índice de mezcla vs Tiempo de mezclado. [1]

CAPITULO 2

2. ANÁLISIS DEL PROBLEMA.

El problema se inicia cuando la mezcladora sobrepasa la carga de 100Kg. Se realizo unas pruebas de mezclado en el molino mezclador actual y se pudo observar que cuando se le carga con una cantidad mayor a 100Kg, la caja reductora (sinfín-corona) se calienta. También se observo que el sistema de reducción de bandas y poleas que conectan el motor a la caja reductora, las bandas patinan, esto se debe a que las bandas son viejas y a demás están flojas. La caja reductora de velocidad esta conformada por un tornillo sinfín de una sola entrada y una corona de 20 dientes con lo cual tenemos una reducción de $20:1$. Para ver en que condiciones se encuentra la corona se procedió a desarmar el sistema de trasmisión de potencia, y se pudo observar que la corona esta completamente desgastada. Algunas de las razones por las cuales esto puede haber sucedido son que no tenia una buena lubricación, un rodamiento de la corona esta dañado, además se puede decir que habido una sobrecarga de material a la mezcladora.

La solución de este problema es de diseñar un nuevo sistema de reducción de velocidad, para esto se necesita conocer la potencia que se

debe aplicar a la nueva carga que se desea mezclar $(200\,\mathrm{Kg})$, para esto se debe de estimar el torque en el eje central, pero no es fácil hacer este cálculo. Nuestra solución es hacer un análisis dimensional a un equipo experimental que existe en el Laboratorio de Metalurgia (Simpson Mix-Muller), este equipo es geométricamente similar al mezclador que se desea rediseñar, como el que se muestra en la FIGURA 1.2. En este equipo experimental se realizaran pruebas y se obtendrán datos para luego utilizarlos con los grupos adimensionales que se obtendrán, para luego estimar la potencia necesaria para nuestro requerimiento de mezclado de $200\mathrm{Kg}$. El mezclador a rediseñar debe de funcionar a una velocidad de rotación de $22\mathrm{RPM}$, este velocidad es recomendada para maquinas de este tipo de mezclas, en la **APÉNDICE B** se muestran algunos modelos de mezcladores.

2.1. Análisis Dimensional y Similitud.

El Teorema Pi de Buckingham puede utilizarse para obtener los grupos adimensionales gobernantes para un fenómeno de flujo. Entonces tenemos las variables que se involucran en el análisis:

$$\mathrm{Pot} = f(\rho, \mu, \mathrm{n}, \mathrm{Dr}, \mathrm{Cm}, \mathrm{Rpe}, \mathrm{Rpi}, \mathrm{Hpe}, \mathrm{Hpi}, \mathrm{Le}, \mathrm{Li}, \mathrm{Dt}, \mathrm{Ht}, \mathrm{Ar}, \mathrm{dr})$$

Los parámetros, como las dimensiones del mezclador pueden ser divididos para una sola dimensión; en nuestro análisis se ha tomado

una sola dimensión Dr la cual es diámetro de posición de las ruedas, con lo que tendríamos:

$$Pot = f(\rho, \mu, n, Dr, Cm, S1, S2, S3, S4, S5, S6, S7, S8, S9, S10)$$

$$S_1 = \frac{Rpe}{Dr} \quad S_2 = \frac{Rpi}{Dr} \quad S_3 = \frac{Hpe}{Dr} \quad S_4 = \frac{Hpi}{Dr}$$

$$S_5 = \frac{Le}{Dr} \quad S_6 = \frac{Li}{Dr} \quad S_7 = \frac{Dt}{Dr} \quad S_8 = \frac{Ht}{Dr}$$

$$S_9 = \frac{Ar}{Dr} \quad S_{10} = \frac{dr}{Dr}$$

Todos los S1, S2, S3…….S10, son llamados factores de forma.

Obtención de los grupos adimensionales.

$$Pot = f(\rho, \mu, n, Dr, Cm)$$

1) Listamos todos los parámetros implicados:

$$Pot \quad \rho \quad \mu \quad Dr \quad n \quad Cm$$

p = 6 parámetros

2) Selección de un conjunto de dimensiones fundamentales (primarias), esto es MLt (masa, longitud, tiempo).

3) Lista de las dimensiones de todos los parámetros en términos de dimensiones primarias.

Pot	ρ	μ	Dr	n	Cm
Ml^2t^{-3}	ML^{-3}	$ML^{-1}t^{-1}$	L	t^{-1}	MLt^{-2}

r = 3 (número de dimensiones primarias)

4) Elijo de la lista de parámetros un numero de parámetros repetidos igual al numero de dimensiones primarias r = 3.

$$\rho \qquad Dr \qquad n$$

5) Establezco ecuaciones dimensionales combinando los parámetros elegidos en el paso 4) con uno de los otros parámetros a su vez. Para formar grupos adimensionales habrá **p - r = 3** grupos adimensionales.

$$\prod_1 = \rho^a Dr^b n^c Pot = \left(Ml^{-3}\right)^a (L)^b \left(t^{-1}\right)^c \left(ML^2t^{-3}\right) = M^0L^0t^0$$

Igualando los exponentes de M,L y t se obtiene:

$$a = -1, b = -5, c = -3$$

Por tanto: $\underline{\prod_1 = \frac{Pot}{\rho Dr^5 n^3}}$

$$\prod_2 = \rho^d Dr^e n^f \mu = \left(Ml^{-3}\right)^d (L)^e \left(t^{-1}\right)^f \left(ML^{-1}t^{-1}\right) = M^0L^0t^0$$

Igualando los exponentes de M,L y t se obtiene:

$$d = -1, e = -2, f = -1$$

Por tanto: $\underline{\prod_2 = \frac{\mu}{nDr^2\rho}}$

$$\prod_3 = \rho^m Dr^n n^p Cm = \left(Ml^{-3}\right)^m (L)^n \left(t^{-1}\right)^p \left(MLt^{-2}\right) = M^0 L^0 t^0$$

Igualando los exponentes de M,L y t se obtiene:

$$m = -1, n = -4, p = -2$$

Por tanto: $\underline{\prod_3 = \frac{Cm}{\rho Dr^4 n^2}}$

6) Comprobamos que cada grupo obtenido es adimensional.

$$\prod_1 = \frac{Pot}{\rho Dr^5 n^3} = \frac{ML^2 t^{-3}}{ML^{-3} L^5 t^{-3}} = [1]$$

$$\prod_2 = \frac{\mu}{\rho Dr^2 n} = \frac{ML^{-1} t^{-1}}{ML^{-3} L^2 t^{-1}} = [1]$$

$$\prod_3 = \frac{Cm}{\rho Dr^4 n^2} = \frac{ML\, t^{-2}}{ML^{-3} L^4 t^{-2}} = [1]$$

La relación funcional entre los parámetros $\prod$:

$\prod_1 = \psi\left(\prod_2, \prod_3\right)$, o:

$$\frac{Pot}{\rho Dr^5 n^3} = f\left(\frac{\rho Dr^2 n}{\mu}, \frac{Cm}{\rho Dr^4 n^2}\right)$$

La relación funcional entre los parámetros $\prod$ debe determinarse experimentalmente.

Similitud de Flujo.

Para que sea útil, una prueba de modelos debe producir datos que puedan escalarse para obtener las fuerzas, momentos y cargas dinámicas que existirían en el prototipo a escala natural. Quizás el requerimiento más evidente es el que exige que el modelo y el prototipo sean *geométricamente similares*. La similitud geométrica requiere que el modelo y el prototipo sean de la misma forma, y que todas las dimensiones lineales del modelo se relacionen con las dimensiones correspondientes del prototipo por medio de un factor de escala constantes.

Un segundo requerimiento indica que los flujos del modelo y del prototipo sean *cinemáticamente similares*. Dos fluidos son cinemáticamente similares cuando las velocidades en puntos correspondientes están en la misma dirección y se relacionan en magnitud mediante un factor de escala constante.

Cuando dos flujos tienen distribuciones de fuerza tales que tipos idénticos de fuerzas son paralelos y se relacionan en magnitud por medio de un factor de escala constante en todos

los puntos correspondientes, los flujos son *dinámicamente similares*.

Los requerimientos para la *similitud dinámica* son los más restrictivos: dos flujos deben poseer tanto similitud geométrica como cinemática para ser similares dinámicamente.

"Para alcanzar la similitud dinámica entre flujos geométricamente similares, debemos duplicar al menos uno de esos grupos adimensionales".

2.2. Equipo Experimental Simpson Mix-Muller.

Este equipo es geométricamente similar al mezclador a rediseñar por lo que se lo tomo como modelo para hacer un análisis dimensional y realizar las pruebas experimentales de mezclado y así estimar potencia y par de torsión. Para estas pruebas se utilizo el mismo tipo de mezcla la cual es sílice, bentonita y una pequeña cantidad de agua la cual es llamada moldeo en verde. La FIGURA 2.1 muestra el modelo experimental Simpson mix-muller.

FIGURA 2.1. Mezclador Simpson Mix-Muller Experimental

Dimensiones del Equipo Experimental (Modelo):

Las dimensiones principales del equipo experimental se muestran en la FIGURA 2.2.

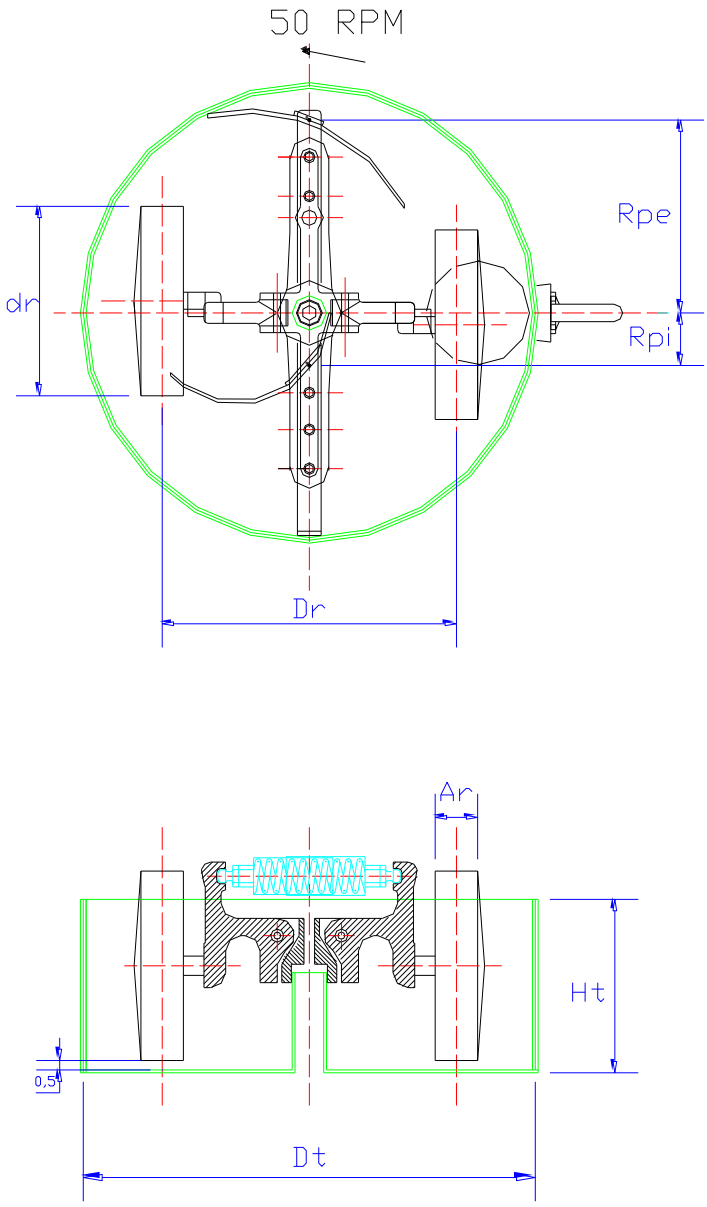


FIGURA 2.2. Dimensiones de Mezclador Experimental.

$Dr = 14\frac{13}{8}\,\text{pu lg}(0.40\text{m})$

$Dt = 24\,\text{pu lg}(0.61\text{m})$

$dr = 10\,\text{pu lg}(0.254\,\text{m})$

$Ar = 2\frac{1}{4}\,\text{pu lg}(0.06\text{m})$

$Ht = 9\,\text{pu lg}(0.23\text{m})$

$Le = 12.8\,\text{pu lg}(0.325\,\text{m})$

$Rpe = 10.3\,\text{pu lg}(0.26\text{m})$

$Li = 12.8\,\text{pu lg}(0.325\,\text{m})$

$Rpi = 3.43\,\text{pu lg}(0.09\text{m})$

$Hpe_{max} = 2.75\,\text{pu lg}(0.07\text{m})$

$Hpe_{min} = 1.4\,\text{pu lg}(0.035\text{m})$

$Hpi_{max} = 2.75\,\text{pu lg}(0.07\text{m})$

$Hpi_{min} = 0.8\,\text{pu lg}(0.02\text{m})$

En el **Apéndice A** se muestran los planos del equipo experimental Simpson Mix-Muller, con sus respectivas dimensiones.

2.3. Pruebas Experimentales de Mezclado.

Para la obtención de los datos experimentales se utilizaron los siguientes equipos:

- ✓ Amperímetro (1).
- ✓ Voltímetro (1).
- ✓ Variador de Voltaje Trifásico (1).
- ✓ Medidor de revoluciones (Tacómetro) (1)

Procedimiento:

1) Se procedió a hacer la instalación de todos los equipos. El motor del mezclador experimental funciona a 220 Volt y es trifásico, por lo que se necesito un variador de voltaje trifásico. En la FIGURA 2.3 se muestra un esquema de la conexión de los equipos, para la obtención de datos.

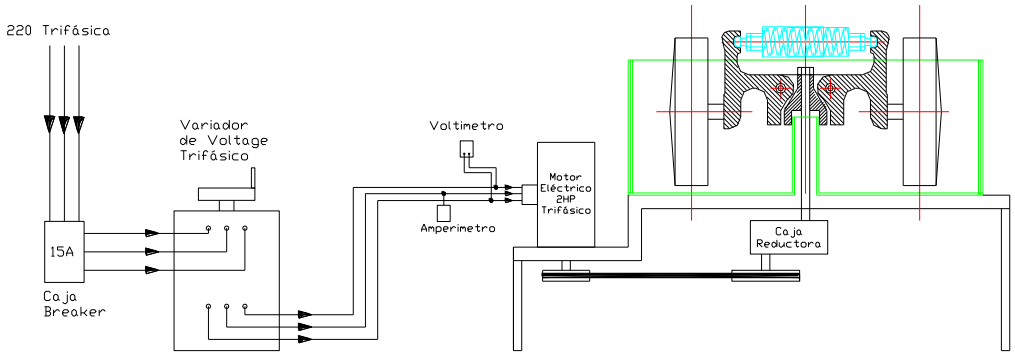


FIGURA 2.3 Esquema de conexión eléctrico para la obtención de datos.

2) Se procede a preparar las mezclas de arena con sus respectivas cantidades de los diferentes agregados. Haremos pruebas con 0 Kg (en vació), 12 Kg, 24 Kg, 30 Kg y 35 Kg.

3) Arrancamos con 220 Volt y con el variador de voltaje, vamos bajando de 20 en 20 Volt y mediremos las revoluciones del mezclador con el medidor de revoluciones (Tacómetro).

Nota:

El Mezclador experimental esta adaptado para 50 RPM, conforme se baja el voltaje del motor con el variador de voltaje, baja las RPM del mezclador experimental en una pequeña cantidad.

Se trato de hacer las pruebas con un Variador de Frecuencia, pero lastimosamente no se tuvo al alcance este equipo, por lo que se utilizo un variador de voltaje para hacer disminuir las RPM del motor.

Asumiremos que la potencia entregada por el motor del mezclador experimental es la misma a la salida del eje principal del mezclador.

Fórmulas:

- Para calcular la potencia dada por el motor del mezclador se utiliza:

$$\mathrm{Pot(W)} = \sqrt{3} * \mathrm{Amp} * \mathrm{Volt} * \mathrm{Cos}\alpha \qquad \mathrm{Cos}\alpha = 0.85$$

El valor de 0.85 es un dato de la placa del motor, y se denomina factor de potencia. En la sección anterior se realizo el análisis dimensional y se obtuvo los grupos adimensionales para lo cual se obtuvo las siguientes formulas:

☞ Para calcular el N_{Re}:

$$N_{Re} = \frac{Dr^2 n \rho}{\mu}$$

$n: rad/seg$

$\rho: Kg/m^3$

$\mu: Pa - Seg$

$Dr: m$

☞ Para el cálculo de N_{Pot}:

$$N_{Pot} = \frac{Pot}{Dr^5 n^3 \rho}$$

$n: rad/seg$

$\rho: Kg/m^3$

$Pot: W$

$Dr: m$

La viscosidad promedio de la mezcla obtenida con el viscosímetro es $22 Pa - seg$ $(22000 cP)$. La densidad de la mezcla es de $1780\ kg/m^3$ $(111 Lb/pie^3)$. La distancia de posición de los rodillos del mezclador experimental es de $Dr = 0.40 m$. En la TABLA 2.1 se muestran los datos y resultados obtenidos en las pruebas experimentales de mezclado:

MEZCLADORA DE ARENA EN VACIO (0 KG)						
RPM	Rad/seg	VOLT (V)	AMP (A)	POT(W)		
50	5.24	220	2.2	712.57		
MEZCLA DE ARENA DE 12 Kg						
RPM	Rad/seg	VOLT (V)	AMP (A)	POT(W)	Nrem	Npotm
50	5.24	220	2.4	777.34	67.8	0.3
49	5.13	200	2.1	618.34	66.4	0.25
48	5.03	180	1.9	503.51	65.1	0.22
47	4.92	160	1.9	447.56	63.7	0.21
46	4.82	140	1.9	391.62	62.4	0.19
MEZCLA DE ARENA DE 24 Kg						
RPM	Rad/seg	VOLT (V)	AMP (A)	POT(W)	Nrem	Npotm
50	5.24	220	2.6	842.12	67.8	0.32
49	5.13	200	2.4	706.68	66.4	0.29
48	5.03	180	2.5	662.51	65.1	0.29
47	4.92	160	2.6	612.45	63.7	0.28
46	4.82	140	2.8	577.12	62.4	0.28
MEZCLA DE ARENA DE 30 Kg						
RPM	Rad/seg	VOLT (V)	AMP (A)	POT(W)	Nrem	Npotm
50	5.24	220	3.5	1133.63	67.8	0.43
49	5.13	200	3.6	1060.02	66.4	0.43
48	5.03	180	3.8	1007.01	65.1	0.44
47	4.92	160	4.3	1012.9	63.7	0.47
45	4.71	140	5	1030.57	61	0.54
MEZCLA DE ARENA DE 35 Kg						
RPM	Rad/seg	VOLT (V)	AMP (A)	POT(W)	Nrem	Npotm
50	5.24	220	3.6	1166.02	67.8	0.45
47	4.92	200	4.5	1325.02	63.7	0.61
45	4.71	180	6.4	1696.02	61	0.89
41	4.30	160	8.7	2049.36	55.6	1.42

TABLA 2.1 Datos y Resultados obtenidos de las Pruebas Experimentales.

Con los datos obtenidos de N_{Re} y N_{Pot} hacemos una gráfica y observamos el comportamiento de estos datos. Como es de imaginarse la carga de 35 Kg es la que debe de ser mezclada con una mayor potencia, tal como se muestra en la FIGURA 2.4.

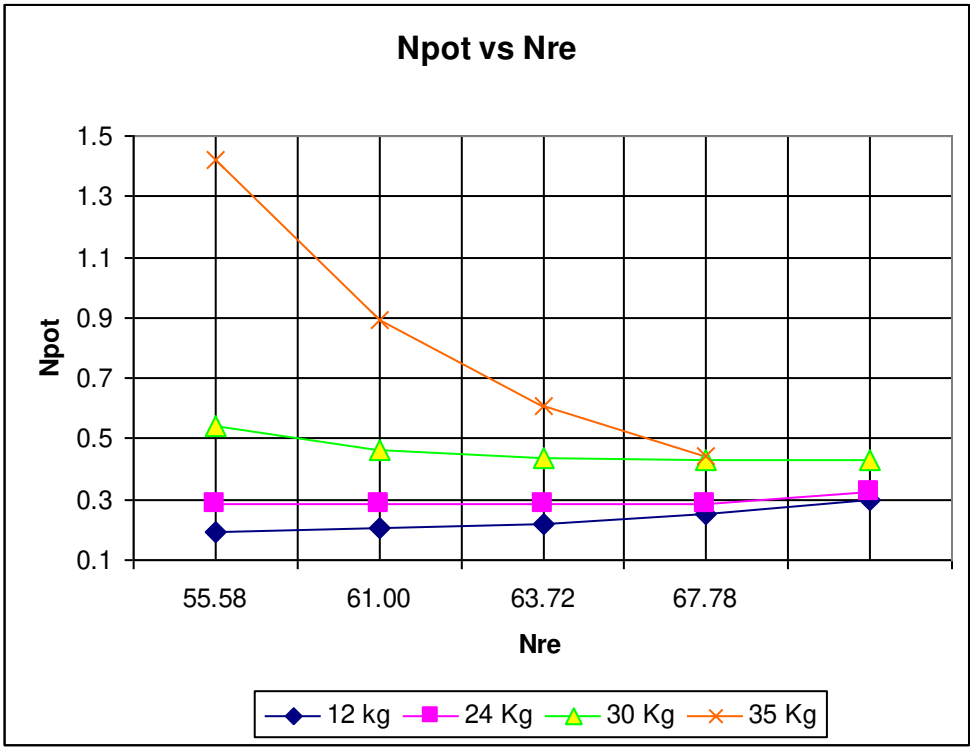


FIGURA 2.4 Número de Potencia N_{Pot} frente a N_{Re}

2.4. Cálculo de Potencia.

El propósito de este trabajo es estimar la potencia que se necesita aplicar para una carga de mezcla de 200 Kg. Para esto se realizo los siguientes cálculos:

- Analizamos la velocidad del mezclador a rediseñar (prototipo):

$$N_{Re\,m} = \frac{n_m Dr_m^2 \rho}{\mu}$$

$N_{Re\,m}$:# de Reynolds del modelo

$Dr_m = 0.40\,m$

$n_m = 50\,RPM = 5{,}24\ {}^{rad}/_{seg}$

$\rho = 1780\ {}^{Kg}/_{m^3}$

$\mu = 22\,Pa - seg$

$$N_{Re\,m} = 67.8$$

Este $N_{Re\,m}$ es igual para todas las pruebas realizadas en el mezclador modelo (Simpson Mix-Muller) a una velocidad de $50RPM$. Ahora calculamos el $N_{Re\,p}$ para el prototipo que es el mezclador a rediseñar el cual tiene un $Dr_p = 0.98\,m$ y se a establecido una velocidad de mezclado de $n_p = 22\,RPM$, la viscosidad y la densidad de la mezcla son las mismas. Se ha tomado esta velocidad de mezclado por referencias de equipos

mezcladores similares, en la **Apéndice B** se muestran algunos equipos mezcladores similares.

$$N_{Re\,p} = \frac{n_p Dr_p^2 \rho}{\mu}$$

$N_{Re\,p}$:# de Reynolds del prototipo

$Dr_p = 0.98\,m$

$n_p = 22\,RPM = 2{,}30\,{}^{rad}/_{seg}$

$\rho = 1780\,{}^{Kg}/_{m^3}$

$\mu = 22\,Pa - seg$

$$N_{Re\,p} = 179$$

Con estos dos resultados $N_{Re\,m}$ y $N_{Re\,p}$ recordando lo que se dijo antes en la sección 2.1.2. Similitud de Flujo, *que para alcanzar la similitud dinámica entre flujos geométricamente similares, debemos de duplicar al menos uno de esos grupos adimensionales.*

Con los resultados anteriores de $N_{Re\,m}$ y $N_{Re\,p}$ obtenidos vemos que:

$$\frac{N_{Re\,p}}{N_{Re\,m}} = 2.6$$

Este resultado muestra que se esta aumentado en 2,6 veces el grupo adimensional ($N_{Re\,m}$). Con lo que se establece que la velocidad de mezclado del prototipo sea de $22RPM$.

- Cálculo de Potencia del mezclador Prototipo:

Con los datos de N_{Potm} de la TABLA 2.1 calculamos la potencia para el prototipo:

✓ **Para 0 Kg (vació) tenemos:**

Modelo	Prototipo
$Pot_m = 712.57W$ $Dr_m = 0.40m$ $n_m = 50RPM$	$Dr_p = 0.98m$ $n_p = 22RPM$

$$Npot_m = Npot_p$$

$$\frac{Pot_m}{\rho Dr_m^5 n_m^3} = \frac{Pot_p}{\rho Dr_p^5 n_p^3}$$

Como la mezcla es la misma entonces tenemos:

$$Pot_p = Pot_m\left(\frac{Dr_p}{Dr_m}\right)^5\left(\frac{n_p}{n_m}\right)^3$$

$$\underline{Pot_p = 5358.2W(7.2Hp)}$$

✓ **Para 12 Kg tenemos:**

Modelo	Prototipo
$Pot_m = 777.34W$ $Dr_m = 0.40m$ $n_m = 50RPM$	$Dr_p = 0.98m$ $n_p = 22RPM$

$$Pot_p = Pot_m\left(\frac{Dr_p}{Dr_m}\right)^5\left(\frac{n_p}{n_m}\right)^3$$

$$\underline{Pot_p = 5845.2W(7.84Hp)}$$

- ✓ **Para 24 Kg tenemos:**

Modelo	Prototipo
$Pot_m = 842.12W$ $Dr_m = 0.40m$ $n_m = 50RPM$	$Dr_p = 0.98m$ $n_p = 22RPM$

$$Pot_p = Pot_m\left(\frac{Dr_p}{Dr_m}\right)^5\left(\frac{n_p}{n_m}\right)^3$$

$$\underline{Pot_p = 6341.2W(8.5Hp)}$$

- ✓ **Para 30 Kg tenemos:**

Modelo	Prototipo
$Pot_m = 1133.63W$ $Dr_m = 0.40m$ $n_m = 50RPM$	$Dr_p = 0.98m$ $n_p = 22RPM$

$$Pot_p = Pot_m\left(\frac{Dr_p}{Dr_m}\right)^5\left(\frac{n_p}{n_m}\right)^3$$

$$\underline{Pot_p = 8504.4W(11.4Hp)}$$

- **Para 35 Kg tenemos:**

Modelo	Prototipo
$Pot_m = 1166.02W$ $Dr_m = 0.40m$ $n_m = 50RPM$	$Dr_p = 0.98m$ $n_p = 22RPM$

$$Pot_p = Pot_m\left(\frac{Dr_p}{Dr_m}\right)^5\left(\frac{n_p}{n_m}\right)^3$$

$$\underline{Pot_p = 8767.88W(11.8Hp)}$$

Utilizamos el Grupo adimensional $\prod_3 = \frac{Cm}{\rho Dr^4 n^2}$ para estimar cantidad de carga que se puede mezclar en el prototipo. Este grupo se lo designa como número de carga N_c:

- Para **12 Kg** de mezcla se calcula la carga que se puede mezclar en el prototipo:

Modelo	Prototipo
$Dr_m = 0.40m$ $n_m = 50RPM$ $Cm = 12Kg$	$Dr_p = 0.98m$ $n_p = 22RPM$

De igual forma como la mezcla es la misma tenemos:

$$N_{cm} = N_{cp}$$

$$Cm_p = Cm_m\left(\frac{Dr_p}{Dr_m}\right)^4\left(\frac{n_p}{n_m}\right)^2$$

$$\underline{Cm_p = 83.7\,Kg}$$

- ✓ Para **24 Kg** de mezcla se calcula la carga que se puede mezclar en el prototipo:

Modelo	**Prototipo**
$Dr_m = 0.40\,m$ $n_m = 50\,RPM$ $Cm = 24\,Kg$	$Dr_p = 0.98\,m$ $n_p = 22\,RPM$

$$Cm_p = Cm_m\left(\frac{Dr_p}{Dr_m}\right)^4\left(\frac{n_p}{n_m}\right)^2$$

$$\underline{Cm_p = 167.4\,Kg}$$

- ✓ Para **30 Kg** de mezcla se calcula la carga que se puede mezclar en el prototipo:

Modelo	**Prototipo**
$Dr_m = 0.40\,m$ $n_m = 50\,RPM$ $Cm = 30\,Kg$	$Dr_p = 0.98\,m$ $n_p = 22\,RPM$

$$Cm_p = Cm_m\left(\frac{Dr_p}{Dr_m}\right)^4\left(\frac{n_p}{n_m}\right)^2$$

$$\underline{Cm_p = 209.3Kg}$$

- ✓ Para **35 Kg** de mezcla se calcula la carga que se puede mezclar en el prototipo:

Modelo	**Prototipo**
$Dr_m = 0.40m$ $n_m = 50RPM$ $Cm = 35Kg$	$Dr_p = 0.98m$ $n_p = 22RPM$

$$Cm_p = Cm_m\left(\frac{Dr_p}{Dr_m}\right)^4\left(\frac{n_p}{n_m}\right)^2$$

$$\underline{Cm_p = 244\,Kg}$$

Con los valores calculados de Pot_p y Cm_p, se realiza una gráfica (FIGURA 2.5) y observamos que el valor de $200Kg$ que es nuestro requerimiento de mezcla, se ubica aproximadamente en $10.8HP$.

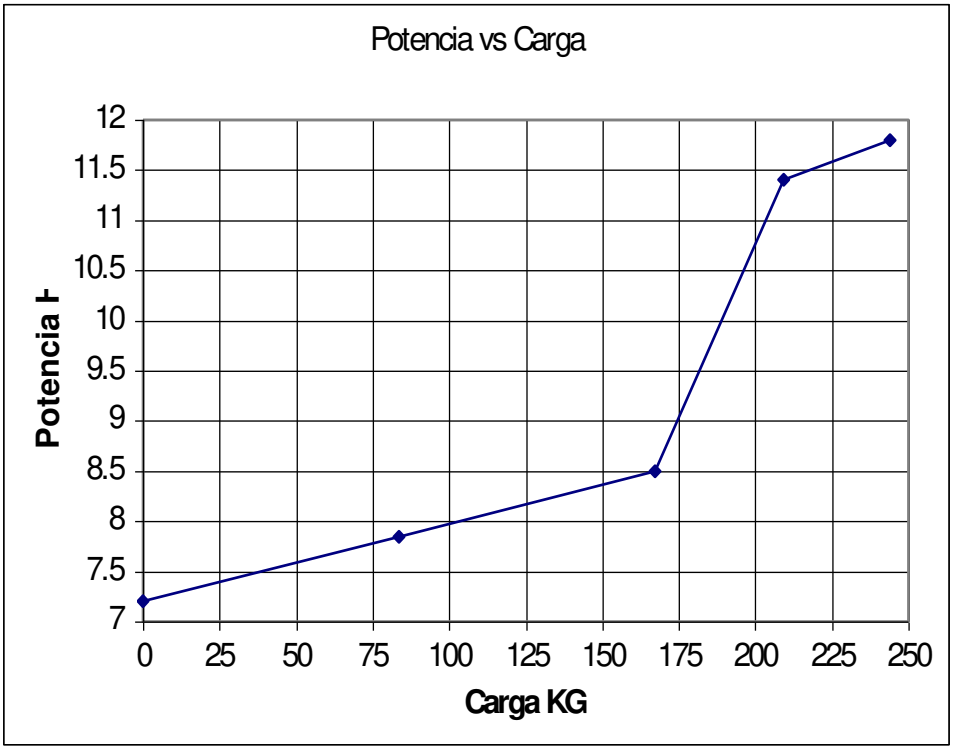


FIGURA 2.5. Potencia vs Carga

2.5. Factores de Forma.

En la sección 2.1, se obtuvieron grupos adimensionales y también se obtuvieron Factores de Forma, entre los cuales tenemos:

$$S_1 = \frac{Rpe}{Dr} \qquad S_2 = \frac{Rpi}{Dr} \qquad S_3 = \frac{Hpe}{Dr} \qquad S_4 = \frac{Hpi}{Dr}$$

$$S_5 = \frac{Le}{Dr} \qquad S_6 = \frac{Li}{Dr} \qquad S_7 = \frac{Dt}{Dr} \qquad S_8 = \frac{Ht}{Dr}$$

$$S_9 = \frac{Ar}{Dr} \qquad S_{10} = \frac{dr}{Dr}$$

$Dr = 14\,{}^{13}\!/_{8}\ \text{pu lg}(0.40\text{m})$ $\quad$ $Dt = 24\ \text{pu lg}(0.61\text{m})$

$dr = 10\ \text{pu lg}(0.254\,\text{m})$ $\quad$ $Ar = 2\,{}^{1}\!/_{4}\ \text{pu lg}(0.06\text{m})$

$Ht = 9\ \text{pu lg}(0.23\text{m})$ $\quad$ $Le = 12.8\ \text{pu lg}(0.325\,\text{m})$

$Rpe = 10.3\ \text{pu lg}(0.26\text{m})$ $\quad$ $Li = 12.8\ \text{pu lg}(0.325\,\text{m})$

$Rpi = 3.43\ \text{pu lg}(0.09\text{m})$

$Hpe_{max} = 2.75\ \text{pu lg}(0.07\text{m})$ $\quad$ $Hpi_{max} = 2.75\ \text{pu lg}(0.07\text{m})$

$Hpe_{min} = 1.4\ \text{pu lg}(0.035\text{m})$ $\quad$ $Hpi_{min} = 0.8\ \text{pu lg}(0.02\text{m})$

Para encontrar las dimensiones del **mezclador prototipo** procedemos a calcular con los Factores de Forma, igualando los Factores de Forma del modelo con los Factores de Forma del prototipo, teniendo en cuenta que $Dr_p = 0.98\text{m}$. Trabajaremos con unidades métricas:

- $S_1 = \dfrac{Rpe}{Dr}$

$$S_{1m} = S_{1p} \qquad \left(\frac{Rpe}{Dr}\right)_m = \left(\frac{Rpe}{Dr}\right)_p$$

Despejando de la relación Rpe_p tenemos:

$Rpe_p = \dfrac{Rpe_m * Dr_p}{Dr_m}$ Remplazamos:

$$\underline{Rpe_p = 0.64\text{m}}$$

- $S_2 = \frac{Rpi}{Dr}$

  $S_{2m} = S_{2p}$ Despejando de la relación Rpi_p tenemos:

  $$\underline{Rpi_p = 0.224\,m}$$

- $S_3 = \frac{Hpe}{Dr}$

  $S_{3m} = S_{3p}$ Despejando de la relación Hpe_p tenemos:

  $$\underline{Hpe_{p_{max}} = 0.17\,m} \qquad \underline{Hpe_{p_{min}} = 0.086\,m}$$

- $S_4 = \frac{Hpi}{Dr}$

  $S_{4m} = S_{4p}$ Despejando de la relación Hpi_p tenemos:

  $$\underline{Hpi_{p_{max}} = 0.17\,m} \qquad \underline{Hpi_{p_{min}} = 0.05\,m}$$

- $S_5 = \frac{Le}{Dr}$

  $S_{5m} = S_{5p}$ Despejando de la relación Le_p tenemos:

  $$\underline{Le_p = 0.8m}$$

- $S_6 = \frac{Li}{Dr}$

  $S_{6m} = S_{6p}$ Despejando de la relación Li_p tenemos:

  $$\underline{Li_p = 0.8m}$$

- $S_7 = \frac{Dt}{Dr}$

  $S_{7m} = S_{7p}$ Despejando de la relación Dt_p tenemos:

  $$\underline{Dt_p = 1.49\,m}$$

- $S_8 = \frac{Ht}{Dr}$

  $S_{8m} = S_{8p}$ Despejando de la relación Ht_p tenemos:

  $$\underline{Ht_p = 0.56\,m}$$

- $S_9 = \frac{Ar}{Dr}$

  $S_{9m} = S_{9p}$ Despejando de la relación Ar_p tenemos:

  $$\underline{Ar_p = 0.147\,m}$$

- $S_{10} = \frac{dr}{Dr}$

  $S_{10m} = S_{10p}$ Despejando de la relación dr_p tenemos:

  $$\underline{dr_p = 0.62\,m}$$

CAPITULO 3

3. REDISEÑO EN BASE A DATOS EXPERIMENTALES.

En al Capitulo 2, se realizo el análisis dimensional a un mezclador experimental (Simpson Mix-Muller) el cual es geométricamente similar a nuestros mezclador a rediseñar. En el análisis dimensional se llego a los siguientes resultados para el mezclado de $200Kg$ de mezcla de Arena:

- ✓ La potencia para el mezclado de $200Kg$ es de $10.8HP$ $(8056.8W)$.
- ✓ El torque que se debe de aplicar al eje central del mezclador a rediseñar es de $30952.21Lbf\_pulg$ $(3497.13N\_m)$.
- ✓ La velocidad de mezclado es de $22RPM$.
- ✓ El mezclador actual tiene un motor eléctrico de $15HP$ y de $1160RPM$.

Con estos resultados obtenidos a partir del cálculo del análisis dimensional y con los datos de potencia y velocidad del motor, se rediseña un sistema de reducción de velocidad, el cual esta compuesto por una reducción por bandas y poleas y otra por medio de una caja reductora de velocidad, la cual tiene como elementos un tornillo sinfín y corona para lograr la reducción requerida de $22RPM$. En las secciones siguientes se muestran todos los cálculos realizados para el rediseño y

también, la selección de algunos elementos esenciales en el sistema de reducción de velocidad.

3.1. Diseño de Forma del Sistema de Transmisión de Potencia.

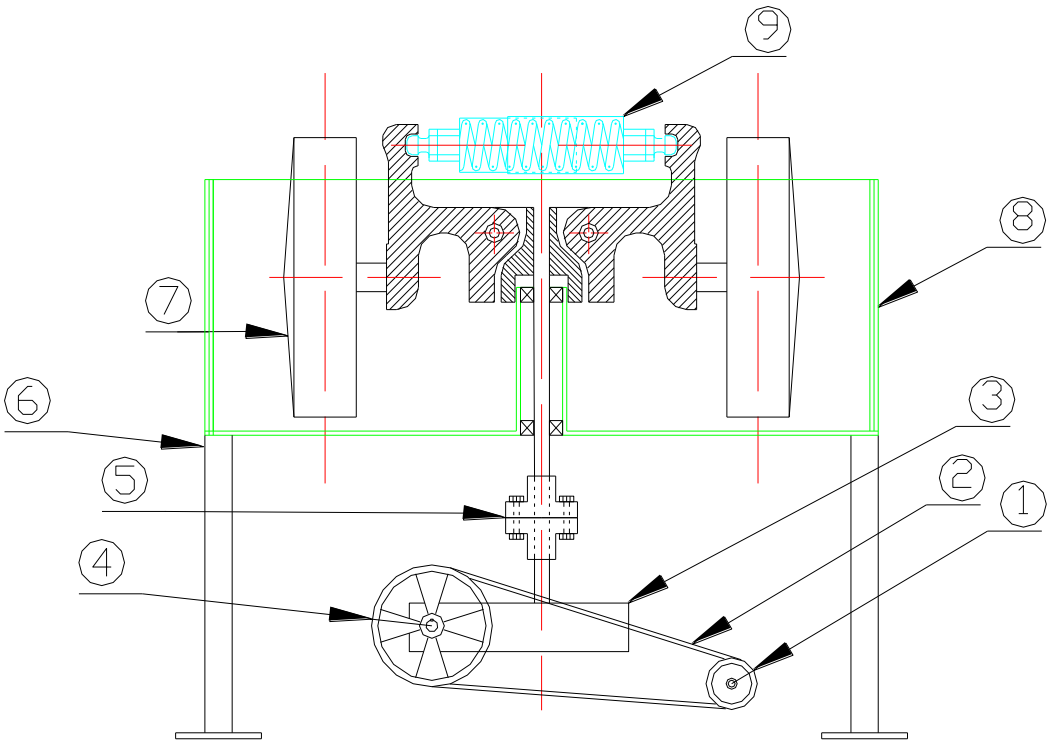


FIGURA 3.1. Diseño de Forma del Sistema de Transmisión de Potencia.

1. Polea del Motor Eléctrico
2. Bandas Tipo V.
3. Caja Reductora Sinfín – Corona
4. Polea de Caja Reductora.
5. Acoples
6. Estructura de Soporte.
7. Rodillos del mezclador
8. Tanque del Mezclador
9. Amortiguador de Resorte

3.2. Diseño de Corona y Tornillo Sinfín.

Para facilitar el cálculo del reductor se toma como referencia el catalogo 1090 de MARTIN, el mismo que se va a usar para encontrar el módulo y así poder dimensionar el tornillo sinfín y la corona.

Los materiales para la corona y el sinfín que normalmente se usan en la construcción de estos componentes son: Bronce al Aluminio y acero de cementación respectivamente, por ser de más fácil adquisición en el mercado local.

Datos para la selección:

- Potencia de salida en el reductor : 8056.8 W (10.8 Hp)
- Relación de reducción : 20
- Número de Dientes de la Corona : 40
- Número de Entradas del Tornillo Sinfín : 2
- Torque necesario : 3497.13 N-m (30952.21 lbf-pulg)
- Tipo de lubricación : baño de aceite
- Tipo de carga : No Choque

Con estos datos primero se calcula la potencia requerida a la entrada (eje del sinfín). Los factores de servicio se obtienen de la TABLA 3.1 y TABLA 3.2.

HORAS DE OPERACIÓN POR DIA	FACTOR DE SERVICIO		
	No Choque	Choque Liviano	Choque Pesado
8 – 10	**1.0**	1.2	1.4
11 – 16	1.1	1.3	1.5
17 – 24	1.2	1.4	1.6

TABLA 3.1. TIPO DE CARGA. [5]

TIPO DE LUBRICACION	FACTOR DE SERVICIO
Intermitente	0.7
Grasa	0.4
Goteo de Aceite	0.2
Baño de Aceite	**0.0**

TABLA 3.2. TIPO DE LUBRICACION. [5]

Observando la TABLA 3.1, debido a que las horas de operación fluctúan entre 8 – 10 horas diarias se obtiene un factor de servicio por el tipo de carga (no choques) de 1,0. Como el tipo de lubricación por lo general para este tipo de reductores es en baño de aceite se escoge un factor de 0,0. Utilizando la siguiente formula para hallar la potencia de entrada (H), al tornillo sinfín se tiene:

$$H = Pot * (C_1 + C_2) \qquad \text{(Fórmula 1) } [5]$$

Donde:

Pot = potencia a la salida del reductor = 10.8 Hp.

C_1 = Factor por tipo de carga = 1.0

C_2 = Factor por tipo de lubricación = 0.0

Entonces:

$$H = 10.8 * (1.0 + 0.0) = 10.8Hp$$

$$\underline{H = 10.8Hp}$$

Con los datos de potencia, torque, relación de reducción (rango), numero de dientes de la corona y numero de hilos del sinfín, se recurre al Catalogo 1090 MARTIN, y encontramos una tabla que Lista la Relación entre Centros y Rangos con H.P. y Torque Aproximados para Sinfines Endurecidos y Esmerilados con Coronas de Bronce. Estas TABLAS se encuentran en el **APÉNDICE C.**

Como se observa en la **APENDICE C**, Rango 20, Distancia entre Centros de 4.333 pulg y un Paso Diametral de 6 pulg y a una RPM del sinfín de 300, encontramos una potencia de 4.50 HP. Como se observa en estas tablas no encontramos lo que se necesita, pero tenemos referencias y escogemos para nuestro diseño un Paso Diametral que esta entre 3 pulg (módulo = 8.4667) y 4 pulg (módulo = 6.35), llegando a una selección de un **Módulo 8** (Paso Diametral = 3.175 pulg).

En el **APÉNDICE C** están las siguientes tablas: Lista la Relación entre Centros y Rangos con H.P, y Torque Aproximados para Sinfines Endurecidos y Esmerilados con Coronas de Bronce, Dimensiones de Dientes Paso Diametral , Dimensiones de Dientes Paso Modular.

Con todos los valores obtenidos se procede a calcular el tamaño de la corona:

$$Dp = M * Ng \qquad \text{(Fórmula 2)}[7]$$

Donde:

Dp = diámetro primitivo de la corona.

M = Módulo

Ng = Número de dientes de la corona.

Entonces:

$$Dp = 8 * 40$$

$$\underline{Dp = 320mm}$$

Luego se calcula el diámetro exterior (De):

$$De = (Ng + 2) * M \qquad \text{(Fórmula 3) } [7]$$

$$De = (40 + 2) * 8$$

$$\underline{De = 336mm}$$

Diámetro mayor sobre aristas (D_1): observar FIGURA 3.2

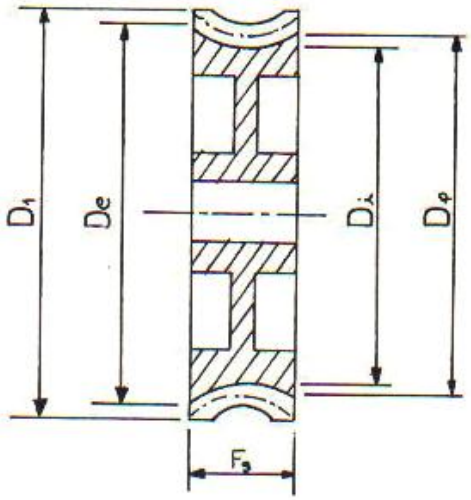


FIGURA 3.2. Esquema de la Corona

$$D_1 = De + (0.47775 * P) \qquad \text{(Fórmula 4) } [7]$$

Donde:

$$P = Paso = M * \pi \qquad \text{(Fórmula 5) } [7]$$

Remplazando 5 en 4 se obtiene:

$$D_1 = De + (0.47775 * M * \pi) \qquad \text{(Fórmula 6) } [7]$$

$$D_1 = 336 + (0.47775 * 8 * 3.1415)$$

$$\underline{D_1 = 348\,mm}$$

El ancho de la corona se lo calcula mediante la siguiente fórmula:

$$Fg = (2.38 * P) + 6 \qquad \text{(Fórmula 7) } [7]$$

Reemplazando P:

$$Fg = (2.38 * M * \pi) + 6 \qquad \text{(Fórmula 8) } [7]$$

$$Fg = (2.38 * 8 * 3.1415) + 6$$

$$\underline{Fg = 65.83mm}$$

Utilizando un factor de seguridad $\eta_S = 1.2$, se tiene:

$$\underline{Fg = 65.83 * 1.2 = 79mm}$$

Teniendo como referencia el tamaño de la corona, se procede al dimensionamiento del tornillo sinfín, y tomando como distancia entre centros (DC) de 203.2 mm (8 pulg), como referencia de las tablas del catalogo MARTIN 1090.

$$DC = \frac{Dp + dp}{2} \qquad \text{(Fórmula 9) } [7]$$

Donde:

dp = Diámetro primitivo del tornillo sinfín

Despejando de la fórmula 9 se tiene:

$$dp = (2 * DC) - Dp \qquad \text{(Fórmula 10) } [7]$$

$$dp = (2 * 203.2) - 320$$

$$\underline{dp = 86.4mm}$$

El diámetro exterior (de), del sinfín:

$$de = dp + (2 * M) \qquad \text{(Fórmula 11) } [7]$$

$$de = 86.4 + (2 * 8)$$

$$\underline{de = 102.4mm}$$

Finalmente se calcula la longitud del sinfín: $[7]$

$$L = 6 * P$$

$$L = 6 * M * \pi = 6 * 8 * \pi = 150.8mm$$

$$\underline{L = 150.8mm}$$

Cálculo de la Capacidad de Potencia:

A continuación se procede a calcular la capacidad de potencia del reductor, a manera de comprobación; bajo las condiciones de trabajo previamente establecidas.

Para facilitar el cálculo y para el uso de las siguientes tablas y figuras se trabaja en unidades Inglesas.

Fórmulas a Utilizarse:

- Velocidad en la línea de paso del sinfín (Vw).

$$Vw = \frac{\pi * dp * n}{12} \qquad \text{(Fórmula 12)}\,[5]$$

Donde:

n = velocidad del sinfín en RPM = **440 RPM**

- Velocidad de deslizamiento (Vs).

$$Vs = \frac{Vw}{Cos\lambda} \qquad \text{(Fórmula 13)}\,[5]$$

Donde:

λ = ángulo de hélice

$$\lambda = tg^{-1}\frac{P}{\pi * dp} \qquad \text{(Fórmula 14)}\,[5]$$

- Carga transmitida (Wgt).

$$Wgt = K_S.Dp^{0.8}.Fe.K_m.K_V \qquad \text{(Fórmula 15)}\,[5]$$

Donde:

K_S = Factor de corrección por tamaño y materiales.

Fe = Ancho de cara efectivo de la corona.

K_m = Factor de corrección de la relación de velocidades.

K_V = Factor de Velocidad

- Fuerza de fricción (Wf)

$$Wf = \frac{\mu * Wgt}{\mu * Sen\lambda - Cos\phi_n Cos\lambda} \qquad \text{(Fórmula 16) } [5]$$

Donde:

μ = Coeficiente de Fricción

ϕ_n = Angulo de presión = 20^0

- Potencia de entrada al tornillo (H)

$$H = \frac{Wgt * Dp * n}{126000 * m_G} + \frac{Vs * Wf}{33000} \qquad \text{(Fórmula 17) } [5]$$

Donde:

m_G = relación de reducción

$$m_G = \frac{Ng}{Nw} \qquad \text{(Fórmula 18) } [5]$$

Donde:

Ng = Número de Dientes de la Corona = **40**

Nw = número de entradas del sinfín = **2**

Desarrollo del Cálculo:

De la TABLA 3.3 con el ancho de cara de la corona Fg, se obtiene K_S.

$$Fg = \frac{79mm}{25.4} = 3.11 pu\lg$$

$$K_S = 696.15$$

ANCHO DE CARA DEL ENGRANE Fg,PULG	BRONCE DE COLADO EN ARENA	BRONCE DE COLADO FRIÓ ESTÁTICO	BRONCE DE COLADO CENTRIFUGO
Hasta 3	700	800	1000
4	665	780	975
5	640	760	940
6	600	720	900
7	570	680	850
8	530	640	800
9	500	600	750

TABLA 3.3. Factor de materiales K_s para mecanismos de tornillo sinfín cilíndricos. [5]

Para calcular la velocidad de línea de paso Vw con la fórmula 12, se precede a obtener el diámetro primitivo del sinfín en pulgadas:

$$dp = \frac{86.4mm}{25.4} = 3.4\,pu\,lg$$

$$\underline{dp = 3.4\,pu\,lg}$$

Utilizando la fórmula 12 se tiene:

$$Vw = \frac{\pi * 3.4 * 440}{12}$$

$$\underline{Vw = 391.65\ {}^{pie}/_{min}}$$

Por medio de la fórmula 14 se calcula el ángulo de la hélice (λ), obteniéndose previamente el paso en pulgadas:

$$P = M * \pi = 25.132mm$$

$$P = \frac{25.132mm}{25.4}$$

$$\underline{P = 0.99\,pu\,lg}$$

$$\lambda = tg^{-1}\frac{P}{\pi * dp}$$

$$\lambda = tg^{-1}\frac{0.99}{\pi * 3.4}$$

$$\underline{\lambda = 5.3^{o}}$$

Con la fórmula 13 se obtiene la velocidad de deslizamiento Vs

$$Vs = \frac{Vw}{Cos\lambda} \qquad Vs = \frac{391.65}{Cos5.3^{o}}$$

$$\underline{Vs = 393.33\ {}^{pie}\!/_{min}}$$

Con la fórmula 18 tenemos:

$$m_G = \frac{Ng}{Nw} \quad m_G = \frac{40}{2}$$

$$\underline{m_G = 20}$$

Con este valor de m_G, de la TABLA 3.4, se encuentra que

$$\underline{K_m = 0.820}$$

RELACION		RELACION		RELACION	
m_G	K_m	m_G	K_m	m_G	K_m
3.0	0.500	8.0	0.724	30.0	0.825
3.5	0.554	9.0	0.744	40.0	0.815
4.0	0.593	10.0	0.760	50.0	0.785
4.5	0.620	12.0	0.783	60.0	0.745
5.0	0.645	14.0	0.799	70.0	0.687
6.0	0.679	16.0	0.809	80.0	0.622
7.0	0.706	**20.0**	**0.820**	100.0	0.490

TABLA 3.4. Factor de corrección de la relación de velocidades K_m. [5]

Con $Vs = 393.33 \ {}^{pie}/_{min}$, interpolamos de la TABLA 3.5, se obtiene $K_V = 0.424$

VELOCIDAD $Vs, \ pie/min$	K_v	VELOCIDAD $Vs, \ pie/min$	K_v	VELOCIDAD $Vs, \ pie/min$	K_v
1	0.649	300	0.472	1400	0.216
1.5	0.647	**350**	**0.446**	1600	0.200
10	0.644	**400**	**0.421**	1800	0.187
20	0.638	450	0.398	2000	0.175
30	0.631	500	0.378	2200	0.165
40	0.625	550	0.358	2400	0.156
60	0.613	600	0.340	2600	0.148
80	0.600	700	0.310	2800	0.140
100	0.588	800	0.289	3000	0.134
150	0.558	900	0.269	4000	0.106
200	0.528	1000	0.258	5000	0.089
250	0.500	1200	0.235	6000	0.079

TABLA 3.5. Factor de Velocidad K_v .[5]

Usando la fórmula 15 se calcula la carga transmitida, obteniendo previamente el diámetro primitivo de la corona en pulgadas:

$$Dp = \frac{320mm}{25.4}$$

$$\underline{Dp = 12.6 \, pu\,lg}$$

Entonces:

$$Wgt = K_S.Dp^{0.8}.Fe.K_m.K_V$$

$$Wgt = 696.15 * (112.6^{0.8}) * 3.11 * 0.820 * 0.424$$

$$\underline{Wgt = 5714 lbf}$$

En la FIGURA 3.3, se encuentran los valores representativos del coeficiente de fricción para mecanismos de sinfín basados en una buena lubricación, la curva B, es para materiales de alta calidad, por ejemplo, un sinfín con temple de superficie conectado a un engrane de bronce fosforado. La curva A se emplea cuando es de esperar mayor fricción, como en el sinfín y engrane de hierro colado.

De la FIGURA 3.3 con $Vs = 393.33 \ {pie}/{min}$, y usando la curva B se obtiene el coeficiente de fricción $\underline{\mu = 0.030}$ aproximadamente.

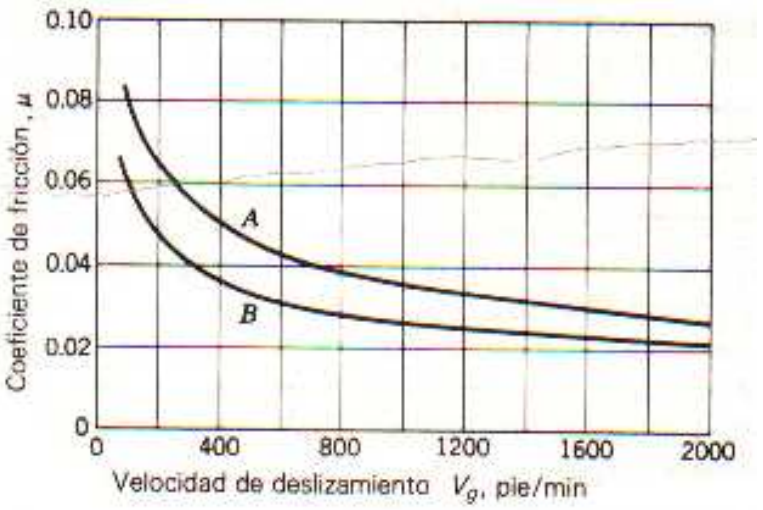


FIGURA 3.3. Velocidad de deslizamiento vs Coeficiente de Fricción. [5]

Con la fórmula 16 se procede a calcular la fuerza de fricción:

$$Wf = \frac{\mu * Wgt}{\mu * Sen\lambda - Cos\phi_n Cos\lambda}$$

$$Wf = \frac{0.030 * 5714}{0.030 * Sen5.3^o - Cos20^o Cos5.3^o}$$

$$\underline{Wf = -183.75lbf}$$

Finalmente se procede a calcular la potencia de entrada al tornillo sinfín mediante la fórmula 17:

$$H = \frac{Wgt * Dp * n}{126000 * m_G} + \frac{Vs * Wf}{33000}$$

$$H = \frac{5714 * 12.6 * 440}{126000 * 20} + \frac{393.33 * 183.75}{33000}$$

$$\underline{H = 12.57 + 2.19 = 14.76Hp}$$

Siendo el primer termino $(12.57Hp)$, la potencia nominal de salida del reductor. La potencia de $2.19Hp$ es la perdida debida a la fricción entre los dos elementos. Con esto se comprueba que el reductor de velocidad puede transmitir la potencia que se necesita para el mezclador que es de $10.8Hp$ para el mezclado de 200 Kg.

Eficiencia del Engrane e :

$$e = \frac{\Phi o}{\Phi} \qquad \text{(Fórmula 19) } [6]$$

Donde:

- Φo = Potencia nominal de salida = **12.57 Hp**
- Φ = Potencia nominal de entrada = **14.76 Hp**

$$e = \frac{12.57}{14.76} * 100\% = 85.2\%$$

$$e = 85.2\%$$

Par de Torsión Nominal a la Salida del Reductor Tg :$[6]$

$$Tg = Wtg * \frac{Dp}{2} \qquad Tg = 5714 * \frac{12.6}{2} = 35998.2$$

$$Tg = 35998.2 Lbf.pulg$$

Este resultado es satisfactorio dado que el torque de salida que se necesita para nuestro diseño es de $30952.21 \text{lbf} - \text{pulg}$.

3.3. Selección de Rodamientos.

Los rodamientos adecuados para este tipo de reductores son los de rodillos cónicos debido a que se generan tanto fuerzas axiales como radiales. Para el eje de la corona se utilizara un diámetro para el agujero del rodamiento de $70\text{mm}(2.76\,\text{pu lg})$, y para el eje del tornillo sinfín se utilizara un diámetro para el agujero del rodamiento de $50\text{mm}(1.97\,\text{pu lg})$ como mínimo.

Análisis de Fuerzas para los apoyos de la Corona:

Considerando que solo se tiene definido el diámetro de los agujeros es necesario hacer un análisis de fuerzas mediante un diagrama de fuerzas (FIGURA 3.4), para así seleccionar dentro de la familia de rodamientos con esos diámetros de agujeros el más adecuado.

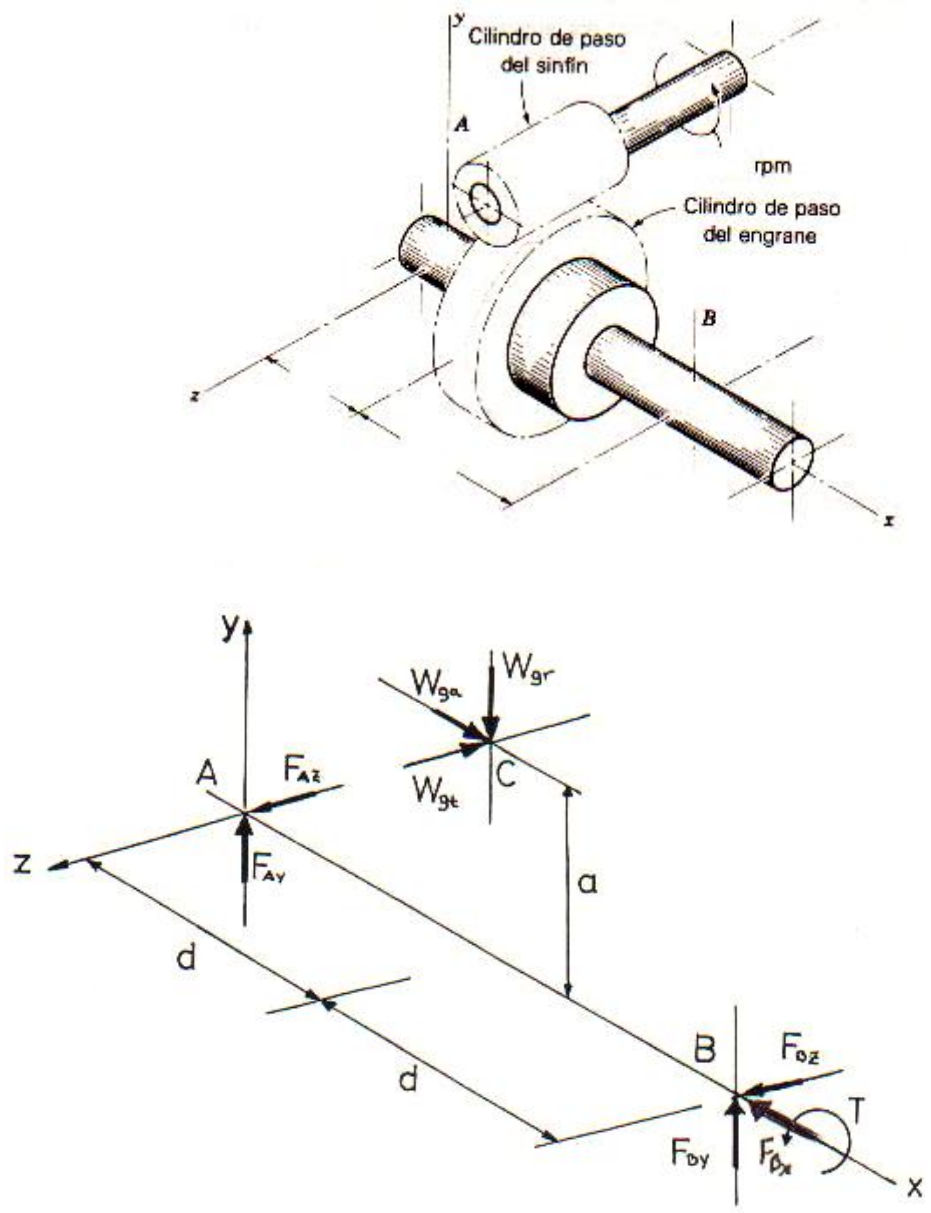


FIGURA 3.4. Diagrama de Fuerzas con reacciones en los apoyos del eje de la Corona.

Para obtener las distancias d y a, se bosqueja en la FIGURA 3.5 el conjunto tornillo sinfín-corona, usando para el efecto sus diámetros primitivos.

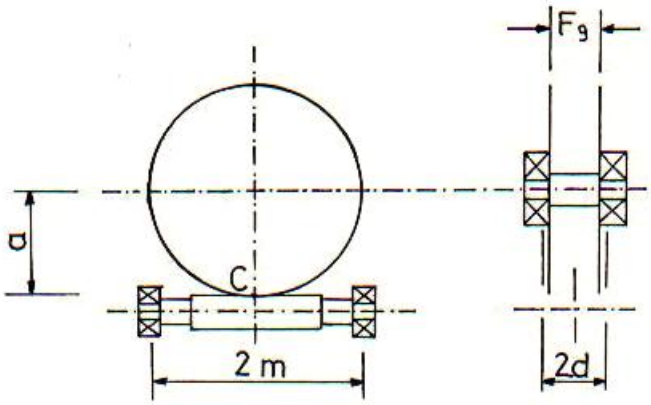


FIGURA 3.5. Esquema del conjunto Tornillo Sinfín-Corona.

Observando la FIGURA 3.5, la distancia a es tomada desde el eje de la rueda hasta el punto de contacto c de ésta con el sinfín.

Entonces:

$$a = \frac{Dp}{2}$$

$$a = \frac{320}{2}$$

$$\underline{a = 160\,mm(6.3\,pu\,lg)}$$

Como $F_G = 79\,mm$, se aproxima la distancia $2d$ a $79.37mm\left(3\,1/8\,pu\,lg\right)$; y la distancia $2m$ aproximada es de $381\,mm(15\,pu\,lg)$ dado que el diámetro de paso de la corona es de $320\,mm(12.6\,pu\,lg)$, entonces para $2m$ se aproxima a $381\,mm(15\,pu\,lg)$.

De la FIGURA 3.4 se tiene que:

$$W_{gt} = -W_Z = 5714\,\text{lbf}$$

Con esta fuerza se procede a calcular la fuerza resultante (W) para luego calcular las otras componentes.

$$W_Z = W(\text{Cos}\phi_n * \text{Cos}\lambda - \mu * \text{Sen}\lambda) \qquad \text{(Fórmula 20)}\,[5]$$

Despejando W de la fórmula 20 se tiene:

$$W = \frac{W_Z}{\text{Cos}\phi_n * \text{Cos}\lambda - \mu * \text{Sen}\lambda} \qquad \text{(Fórmula 21)}\,[5]$$

$$W = \frac{5714}{\text{Cos}20 * \text{Cos}5.3 - 0.030 * \text{Sen}5.3}$$

$$\underline{W = 6125\text{Lbf}}$$

$$W_X = W(\text{Cos}\phi_n * \text{Sen}\lambda + \mu * \text{Cos}\lambda) \qquad \text{(Fórmula 22)}\,[5]$$

$$W_X = 6125\,(\text{Cos}20 * \text{Sen}5.3 + 0.030 * \text{Cos}5.3)$$

$$\underline{W_X = 714.6\text{Lbf}}$$

$$W_Y = W * \text{Sen}\phi_n \qquad \text{(Fórmula 23)}\,[5]$$

$$W_Y = 6125 * \text{Sen}20$$

$$\underline{W_Y = 2095\ \text{Lbf}}$$

Como se observa en la FIGURA 3.4.

$$W_{ga} = -W_X = 714.6\text{Lbf}$$

$$W_{gr} = -W_Y = 2095\ \text{Lbf}$$

Sumando fuerzas con respecto al eje X se tiene:

$$F_{Bx} = W_{ga}$$

$$\underline{F_{Bx} = 714.6\text{Lbf}}$$

Tomando momentos con respecto al eje Z se tiene:

$$-W_{ga}(a) - W_{gr}(d) + F_{By}(2d) = 0$$

Despejando F_{By} se tiene:

$$F_{By} = \frac{W_{ga}(a) + W_{gr}(d)}{2d}$$

$$F_{By} = \frac{714.6(6.3'') + 2095(1.5625'')}{3\ 1/8}$$

$$\underline{F_{By} = 2488.1\text{Lbf}}$$

Tomando momentos con respecto al eje Y se tiene:

$$W_{gt}(d) - F_{BZ}(2d) = 0$$

De donde:

$$F_{Bz} = \frac{d * W_{gt}}{2d}$$

Simplificando d queda:

$$F_{Bz} = \frac{W_{gt}}{2} \qquad F_{Bz} = \frac{5714}{2}$$

$$\underline{F_{Bz} = 2857\ \text{Lbf}}$$

Sumando fuerzas en la dirección Y se tiene:

$$-W_{gr} + F_{By} + F_{Ay} = 0$$

De donde:

$$F_{Ay} = W_{gr} - F_{By}$$

$$F_{Ay} = 2095 - 2488.1$$

$$\underline{F_{Ay} = -393.1\text{Lbf}}$$

Sumando fuerzas en la dirección Z se tiene:

$$-W_{gt} + F_{BZ} + F_{AZ} = 0$$

De donde:

$$F_{Az} = W_{gt} - F_{BZ}$$

$$F_{Az} = 5714 - 2857$$

$$\underline{F_{Az} = 2857\ \text{Lbf}}$$

Finalmente se puede calcular el torque de salida (Tg), sumando momentos con respecto al eje X.

$$-W_{gt}(a) + \text{Tg} = 0$$

Entonces:

$$Tg = W_{gt}(a)$$

$$Tg = 5714 * 6.3''$$

$$\underline{Tg = 35998.2 Lbf - pulg}$$

Análisis de Fuerzas para los apoyos del Tornillo Sinfín:

De la misma forma que se cálculo las fuerzas en los apoyos del eje de la corona, hacemos con los apoyos del tornillo sinfín, en la FIGURA 3.6 se muestra el diagrama de fuerzas:

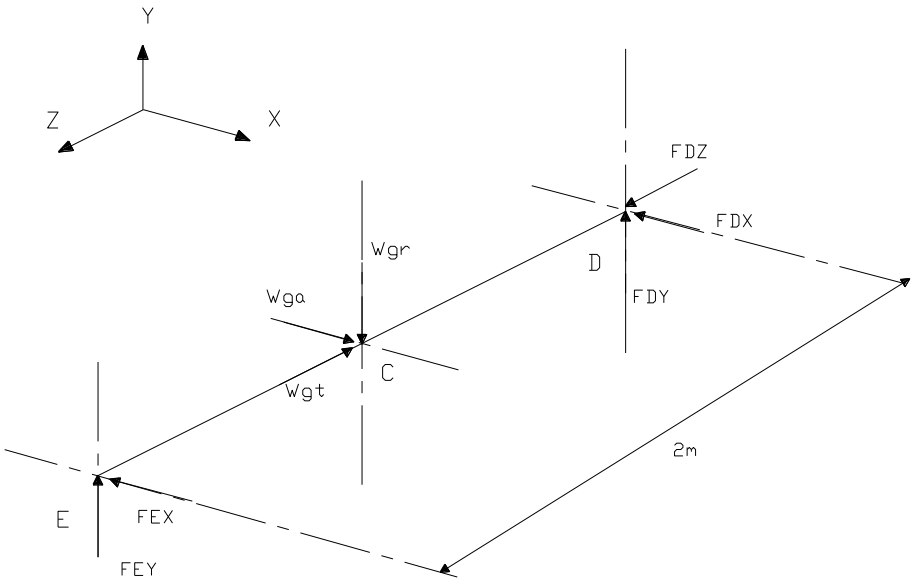


FIGURA 3.6. Diagrama de Fuerzas con reacciones en los apoyos del eje del Tornillo Sinfín.

Como se observa en la FIGURA 3.6 la distancia entre los puntos **E** y **C** es igual a la distancia **C** y **D**, por lo que son simétricas. Entonces las fuerzas en los apoyos **E** y **D** son:

$$F_{Dx} = F_{Ex} = \frac{W_{ga}}{2} \qquad F_{Dx} = F_{Ex} = 357.3\text{Lbf}$$

$$F_{Dy} = F_{Ey} = \frac{W_{gr}}{2} \qquad F_{Dy} = F_{Ey} = 1047.5\text{Lbf}$$

$$F_{Dz} = W_{gt} \qquad F_{Dz} = 5714\ \text{Lbf}$$

Selección de Rodamientos para la Corona:

Para seguir con la selección de rodamientos se obtienen las fuerzas resultantes *radiales y axiales* en cada uno de los apoyos **A** y **B** de la corona como se muestra en la FIGURA 3.4:

Apoyo A:

En el apoyo A solo hay una fuerza resultante, y es una fuerza radial:

$$F_{rA} = \sqrt{F_{Ay}^2 + F_{Az}^2}$$

$$F_{Ay} = -393.1\text{Lbf}$$

$$F_{Az} = 2857\ \text{Lbf}$$

$$F_{rA} = 2883.92\text{Lbf}$$

Apoyo B:

En el apoyo B hay dos fuerzas resultantes una fuerza radial y otra axial:

$$F_{rB} = \sqrt{F_{By}^2 + F_{Bz}^2} \qquad F_{aB} = F_{Bx}$$

$F_{Bx} = 714.6 Lbf$

$F_{By} = 2488.1 Lbf$

$F_{Bz} = 2857\ Lbf$

$$\underline{F_{rB} = 3788.55 Lbf} \qquad \underline{F_{aB} = 714.6 Lbf}$$

Como se observa, la fuerza radial en el apoyo B F_{rB} es mayor a la fuerza radial en el apoyo A F_{rA}, por lo que trabajaremos con los datos del apoyo B para seguir con la selección.

Del catalogo de rodamientos tenemos:

- Vida nominal básica:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n}\left(\frac{Cr}{Pr}\right)^p \qquad \text{(Fórmula 24)}\,[8]$$

Donde:

L_{10h}: Vida nominal Básica en horas.

n: Velocidad rotacional RPM = **22 RPM**

Cr: Capacidad básica de carga radial dinámica, N

Pr: Carga dinámica equivalente radial, N

p: Constante = $10/3$ para rodamientos de rodillos.

Despejando de la fórmula 24 Cr tenemos:

$$Cr = \left[\frac{L_{10h} * 60 * n}{10^6} \right]^{1/p} * Pr$$

De la TABLA 3.6, tenemos valores de vida nominal L_{10h} recomendadas para maquinas diversas y tenemos máquinas para servicio de 8 horas que no siempre se utilizan plenamente, y se recomienda una vida entre $14-20\text{Kh}$, por lo que tomaremos el promedio que es 17Kh.

Tipo de aplicación	Vida, kh
Instrumentos y aparatos de uso infrecuente	Hasta 0.5
Motores de aviación	0.5-2
Máquinas de operación breve intermitente donde la interrupción de servicio es de importancia secundaria	4-8
Máquinas para servicio intermitente en que la operación confiable es de gran importancia	8-14
Máquinas para servicio de 8 h que no siempre se utilizan plenamente	14-20
Máquinas para servicio de 8 h que se utilizan plenamente	20-30
Máquinas para servicio continuo de 24 h	50-60
Máquinas para servicio continuo de 24 h en las que la confiabilidad es de la mayor importancia	100-200

TABLA 3.6. Vidas de cojinetes recomendadas para Máquinas diversa.[5]

Remplazando valores queda:

$$\underline{Cr = 2.54 * Pr}$$

- Carga equivalente radial del rodamiento dinámica Pr:

$$Pr = XFr + YFa \qquad \text{(Fórmula 25)}\,[8]$$

Donde:

X: Constante

Y: Constante

Fr: Fuerza radial = $F_{rB} = 3788.55\text{Lbf}\,(16852.31\text{N})$

Fa: Fuerza axial = $F_{aB} = 714.6\text{Lbf}\,(3178.7\text{N})$

Para realizar esta selección se inicia con:

$$Pr = Fr = F_{rB}$$

Para facilitar el cálculo y para la utilización de las tablas del catalogo, trabajaremos con las unidades del sistema Internacional.

Como el diámetro del agujero del rodamiento es de 70mm calculamos Cr:

$$\underline{Cr = 2.54 * Pr}$$

$$\underline{Cr = 42804.87\text{N}}$$

En el **Apéndice D** tenemos la página del catalogo B-126 del catalogo de rodamientos NTN, con un diámetro de agujero de 70mm, y con el valor de $\underline{Cr = 42804.87\text{N}}$ seleccionamos el Número

de rodamiento 32914XU, de la familia de rodamientos con este diámetro de agujero, porque la capacidad básica de carga radial dinámica del rodamiento seleccionado es de $Cr = 68500N$ este valor es mayor al obtenido.

Para comprobar si este rodamiento es el óptimo, encontramos los valores de X y Y. En el **Apéndice D** del catalogo NTN, página B-127 en la parte superior tenemos:

$\frac{Fa}{Fr} \leq e$		$\frac{Fa}{Fr} \succ e$	
X	Y	X	Y
1	0	0.4	Y_2

Donde:

e : Constante del rodamiento = 0.32

Y_2 : Factor de Carga = 1.90

Estos valores se los obtiene de las tablas del catalogo que se encuentran en el APÉNDICE D.

Tenemos que $\frac{Fa}{Fr} = 0.19$ entonces $\frac{Fa}{Fr} \leq e$, por lo que:

$$\underline{X = 1} \qquad \underline{Y = 0}$$

Calculamos de la fórmula 25:

$$Pr = XFr + YFa$$

$$\underline{Pr = 16852.31N}$$

Como vemos se obtuvo el mismo valor de $Pr = Fr = F_{rB}$ entonces la selección es la correcta. **Se necesitan dos rodamientos con el Número de rodamiento 32914XU para el eje de la corona.**

Selección de Rodamientos para el Tornillo Sinfín:

Para seguir con la selección de rodamientos se obtienen las fuerzas resultantes *radiales y axiales* en cada uno de los apoyos **E** y **D** del Tornillo sinfín como se muestra en la FIGURA 3.6:

Apoyo E:

En el apoyo E solo hay una fuerza resultante, y es una fuerza radial:

$$F_{rE} = \sqrt{F_{Ex}^2 + F_{Ey}^2}$$

Remplazamos:

$$F_{rE} = 1106.8 \text{Lbf}$$

Apoyo D:

En el apoyo D hay dos fuerzas resultantes una fuerza radial y otra axial:

$$F_{rD} = \sqrt{F_{Dx}^2 + F_{Dy}^2} \qquad F_{aD} = F_{Dz}$$

Remplazando valores tenemos:

$$F_{rD} = 1106.8 \text{Lbf} \qquad F_{aD} = 5714 \text{ Lbf}$$

Como podemos ver las fuerzas radiales en ambos apoyos son iguales por lo que trabajaremos con el apoyo D por que tenemos una

fuerza radial y otra axial. Podemos notar que la fuerza axial F_{aD} es mayor a la fuerza radial F_{rD}, por lo que utilizaremos R*odamientos Axiales de Rodillos Esféricos* que son utilizados en estos casos.

De la misma forma utilizaremos la fórmula 24, cambiando la carga radial equivalente Pr, por la carga axial equivalente Pa, despejamos Cr:

$$Cr = \left[\frac{L_{10h} * 60 * n}{10^6}\right]^{1/p} * Pa$$

Donde:

L_{10h}: Vida nominal Básica en horas es la misma = $17000 horas$.

n: Velocidad del sinfín = $440 RPM$

p: Constante = $10/3$ para rodamientos de rodillos.

Calculamos:

$$\underline{Cr = 6.25 * Pa}$$

- Carga equivalente axial del rodamiento dinámica Pa:

$$Pa = Fa + 1.2Fr \qquad \text{(Fórmula 26)}[8]$$

Donde:

Fr: Fuerza radial = $F_{rD} = 1106.8 Lbf (4923.3 N)$

Fa: Fuerza axial = $F_{aD} = 5714 Lbf (25417.14 N)$

Para facilitar el cálculo y para la utilización de las tablas del catalogo, trabajaremos con las unidades del sistema Internacional.

El diámetro del agujero del rodamiento debe ser mínimo de 50mm, utilizamos la fórmula 26:

$$\text{Pa} = \text{Fa} + 1.2\text{Fr}$$

Donde debe de cumplirse la siguiente relación:

$$\frac{\text{Fr}}{\text{Fa}} \leq 0.55$$

Remplazando valores tenemos que:

$$\frac{\text{Fr}}{\text{Fa}} = 0.19$$

La relación se cumple por lo que se puede utilizar la fórmula 26:

$$\underline{\text{Pa} = 31325.1\text{N}}$$

Calculamos la capacidad básica de carga radial dinámica Cr :

$$\text{Cr} = 6.25 * \text{Pa}$$

$$\underline{\text{Cr} = 195781.9\text{N}}$$

Con el resultado de Cr vamos al **APÉNDICE D**, pagina del catalogo NTN B-238, para seleccionar el rodamiento, con el diámetro de agujero de 50mm y con $\text{Cr} = 195781.9\text{N}$ y encontramos el Número de Rodamiento 29412 con diámetro de 60mm y $\text{Cr} = 283000\text{N}$ que es el

óptimo para este caso. **La selección son dos rodamientos Axiales de Rodillos Esféricos. El Número de Rodamiento es 29412.**

3.4. Selección de Bandas y Poleas.

Para la selección de transmisión por banda –V y polea, se necesita conocer los siguientes factores:

1. Caballos de fuerza (HP) necesarios para la transmisión = 15HP
2. RPM de la unidad Motriz = $1160\,\text{RPM}$
3. RPM de la máquina impulsada = $440\,\text{RPM}$
4. La distancia de centros aproximada de la transmisión $36\text{cm}(14.17\,\text{pu lg})$.
5. El tamaño del eje de las dos unidades = $50\text{mm}(1.97\,\text{pu lg})$ (motriz), $50\text{mm}(1.97\,\text{pu lg})$ (impulsado).
6. El promedio de horas al día de operación = 6 a 8 horas

Paso 1: Determinar el diseño de caballos de fuerza:

De las Tablas del **APÉNDICE E**, Tabla 1 pag D-43 del catalogo de MARTIN, encontramos el factor de servicio, y buscamos en los Tipos de Transmisión y encontramos *mezcladores de masa* y en tipos de unidades motrices tenemos un motor AC, torque normal, jaula de ardilla y sincrónico que trabaja con un *servicio normal* y obtenemos el factor de servicio que es de **1.2.**

$$15\text{Hp} * 1.2 = 18\text{Hp}$$

18 HP es diseño de HP

Paso 2: Determinar la sección transversal:

Seleccionaremos una banda convencional y utilizando la **APÉNDICE E**, Tabla 3, pag D-44, y vemos que es un *banda tipo B*.

Paso 3: Revisión del diámetro mínimo de polea:

Observando la Tabla 4 Pag D-44 en la **APÉNDICE E**, y con los datos de potencia del motor y RPM del motor vemos que el diámetro mínimo es de $4.50\,\text{pulg}.$

Paso 4: Selección de la transmisión:

En las Tablas de selección de transmisión para *bandas Tipo B*, **APÉNDICE E**, pag D-122 y D-123 del Catalogo del MARTIN, tenemos RPM de la polea motriz $1160\,\text{RPM}$, velocidad de la polea impulsada $440\,\text{RPM}$, con la razón de velocidad entramos y con la velocidad del eje motriz, encontramos la potencia por banda entregada, y esta es de 8.54 HP por banda. En la misma Tabla y a la derecha con la distancia entre centros buscamos la más cercana y tenemos una de $17.5\,\text{pulg}$, y la designación de largo de banda es de $75\,\text{pulg}$, y encontramos un factor de corrección de la longitud de

arco, y esta es de 0.91. Encontramos los caballos de fuerza corregidos multiplicando lo siguiente:

$$8.54 * 0.91 = 7.8\text{Hp}$$ Por banda.

Paso 5: Determinar el número de bandas requeridas:

Dividimos el diseño de caballos de fuerza entre los caballos de fuerza corregidos:

$$\frac{18}{7.8} = 2.3$$

Utilizamos 3 bandas .tipo B de 75 pulg de longitud

Paso 6: Resultados:

Los datos técnicos para solicitar las poleas y bandas son:

- 3 B 70 TB (Polea Motriz)
- 3 B 184 TB (Polea Impulsada)

Esto quiere decir que utilice una polea para la unidad motriz de diámetro de paso de 7 pulg, 3 canales o ranuras y buje taper (TB), y una polea para la unidad impulsada de 18.4 pulg y de 3 canales o ranuras y buje taper (TB). En el **APÉNDICE E**, Tablas D-32 y D-33 se muestra las dimensiones generales de las poleas a utilizar.

3.5. Análisis de Resultados.

En la TABLA 3.7 se muestra una comparación de los resultados obtenidos por el análisis dimensional, con las dimensiones existentes del mezclador a rediseñar (prototipo). Tomando en cuenta que se trabajo con el diámetro de posición de los rodillos del prototipo $Dr_p = 0.98\,m$ como parámetro clave para la realización de todo el análisis dimensional.

PARÁMETRO	RESULTADO DEL ANÁLISIS DIMENSIONAL	DIMENSIONES DEL MOLINO MEZCLADOR ACTUAL
Dr	**0.98 m**	**0.98 m**
Dt	1.49 m	1.45 m
Ht	0.56 m	0.55 m
dr	0.62 m	0.60 m
Ar	0.147 m	0.14 m
Rpe	0.64 m	0.645 m
Rpi	0.224 m	0.23 m
Hpe_{max}	0.17 m	0.23 m
Hpe_{min}	0.086 m	--------
Hpi_{max}	0.17 m	0.22 m
Hpi_{min}	0.05 m	--------
Le	0.80 m	0.70 m
Li	0.80 m	0.65 m

TABLA 3.7 Comparación de resultados del Análisis Dimensional con Dimensiones actuales del Molino Mezclador (Prototipo)

Comparación del cálculo de Potencia con las pruebas realizadas en el Molino Mezclador a Rediseñar.

Antes de la realización del Análisis Dimensional, se realizo pruebas de mezclado en el mezclador a rediseñar (prototipo), de la misma forma como se realizaron las pruebas en el mezclador experimental, utilizando un Amperímetro y un Voltímetro, y se midió la potencia entregada por el motor a diferentes cargas, y se obtuvieron los siguientes resultados. En la TABLA 3.8 se muestran los datos obtenidos:

CARGA (Kg)	**AMP (A)**	**VOLT (V)**	**POT** (Hp)
0 (vació)	13.23	203	5.3
50	14.33	203	5.74
100	18.06	203	7.24
150	------	------	------

TABLA 3.8 Datos de pruebas del Molino Mezclador Actual.

Debemos aclarar que el voltaje medido es menor a 220 V esto se debe a que el día que se realizo las pruebas, se estaba utilizando energía eléctrica para el proceso de fundición. La fórmula que se utilizo para el cálculo de potencia es la misma, de igual forma el factor de potencia es el mismo 0.85.

Como se observa los resultados de la TABLA 3.8, la potencia es solo la entregada por el motor, pero se le debe de sumar la perdida de potencia debida a la fricción entre los elementos, que en promedio es de 2Hp. En la TABLA 3.9 y con ayuda de la FIGURA 2.5, presentamos los resultados del análisis dimensional y las pruebas hecha en el molino mezclador actual:

CARGA (Kg)	Pot **POR ANÁLISIS DIMENSIONAL** (Hp)	Pot **OBTENIDA POR PRUEBAS** (Hp)
0 (vació)	7.2	7.3
50	7.70	7.74
100	8	9.24
150	8.4	Patinó la polea

TABLA 3.9 Resultados de comparación de Potencia.

Como podemos ver de la TABLA 3.9, la potencia en vació (0Kg) es cercana, de igual forma para 50Kg, pero vemos un cambio para 100Kg, esto se debe a que las dimensiones de las paletas del Molino Mezclador a rediseñar tienen sus dimensiones mucho mayor a las calculadas por el análisis dimensional esto tiene gran incidencia en el aumento de potencia ya que el área de la paleta aumenta por lo que aumenta la carga y esto eleva la potencia.

También se debe de mencionar que la corona que esta actualmente en el molino mezclador a rediseñar es mucho menor que la diseñada en la sección 3.2. Por lo que no es acta para la potencia a transmitir, por esa razón se dijo que el problema se iniciaba cuando se sobre pasaba de 100Kg de mezcla de arena lo cual ocurría que se desgaste la corona mucho mas rápido por la sobre carga.

Del punto de vista del *Área de la Fundición* es de vital importancia tener un mezclador de este tipo, por la razón de que el mezclador homogeniza la mezcla, con sus aglomerantes y otros compuestos que son de vital importancia, para su posterior utilización en los moldes para la fundición de metales.

CAPITULO 4

4. ANÁLISIS DE COSTOS

En este capitulo se analizara el costo de inversión para la rehabilitación de la maquina a ser rediseñada. Se ha dividido el análisis de la siguiente manera: Costo de materiales directos e indirectos, y Costo de manufactura.

4.1 Costo de Materiales Directos e Indirectos.

En la TABLA 4.1 se presenta una lista de Costos de materiales directos:

TABLA 4.1 Lista de Costos de Materiales Directos

Material	Cantidad	Peso (Kg)	Precio ($/Kg)	Subtotal ($)
RUEDA				
Plancha Acero ASTM-A36 D = $\phi 220 * 80\text{mm}$	1	24	2.50	60
Bronce para piñones D = $350 - 200 * 80\text{mm}$	1	30	10	300
TORNILLO SINFÍN				
Barra de acero SAE 4337 (705) D = $103 * 512\text{mm}$	1	28	8.50	238

EJE DE LA RUEDA				
Barra de acero SAE 1020 D = 80 * 300mm	1	12	3.50	42
CAJERA FIJA EJE RUEDA				
Plancha de acero ASTM-A36 D = 180 * 80mm	1	15	2.50	37.50
CAJERA FIJA TORNILLO SINFIN				
Plancha de acero ASTM-A36 D = 180 * 80mm	1	15	2.50	37.50
CAJERA DESMONTABLE DE EJE DE RUEDA				
Plancha de acero ASTM-A36 D = 180 * 80mm	1	15	2.50	37.50
CAJERA DESMONTABLE DE TORNILLO SINFÍN				
Plancha de acero ASTM-A36 D = 180 * 80mm	1	15	2.50	37.50
CAJA				
Plancha de acero ASTM-A36 D = 1220 * 800 * 9mm	1	68	2.50	170
RODAMIENTOS				
Nª- **32914XU** Nª- **29412.**	2 2		40 35	80 70
Soldadura AWS E6011		2	2.17	4.34
Cementación y Temple		18	9	162

COSTO TOTAL DE MATERIALES DIRECTOS: **$1276.34**

En la TABLA 4.2 se presenta una lista de Costos de materiales Indirectos:

TABLA 4.2 Lista de Costos de Materiales Indirectos

Materiales	**Costo($)**
Oxígeno $6m^3 * 2200\ psi$	8.50
Acetileno $20Kg * Cilindro$	2.50
Disco de esmerilar	3
Disco lijar	0.50
Cuchillas para torno	15.85
Cuchillas para cepillo	6.43
Aceites de corte / galón	12

COSTO TOTAL DE MATERIALES INDIRECTOS: **$48.78**

4.2 Costo de Manufactura.

En la TABLA 4.3 se muestran horas/hombre de preparación para la fabricación de la caja reductora diseñada anteriormente. Estos resultados fueron obtenidos con la ayuda del personal que se dedica a estas construcciones:

TABLA 4.3 Horas/Hombre Utilizadas en la Fabricación

PREPARACION	HORAS/HOMBRE
Trazado-oxicorte	10
Esmerilado	4
Soldadura	8
Mecanizado	
Torneado sinfín	10
Torneado sinfín	10
Torneado rueda	8
Fresado rueda	10
Torneado cajeras	24
Fresado chaveteros	6
Cepillado chavetero rueda	4
Taladrado	5
Machuelado	6
Montaje	
Montaje mecánico	25
TOTAL HORAS/HOMBRE	**130**

Aplicando ahora un costo de hora/hombre, tomado promedio entre empresas locales de construcción, tenemos:

Costo Hora/Hombre: **$ 1.82**

COSTO TOTAL MANUFACTURA = **$236.6**

4.3 Costo Total.

El costo total a la fecha (enero 2005), es la suma de los costos de materiales directos e indirectos más los costos de manufactura, lo cual resulta:

COSTO TOTAL = **$ 1561.72**

Recuperación de la inversión:

Un ejemplo:

Si la hora/hombre = $1.82, la reducción de tiempo al utilizar el mezclador es de 25 minutos, entonces se esta ahorrando $0.76 por cada mezclada y si se repite 4 mezcladas por día seria = $ 3.03, si el personal trabaja 6 días a la semana seria = $ 18, al mes tendríamos: $ 72.8, al año $ 873.6 esto quiere decir que en menos de dos años se recupera la inversión de rehabilitar el equipo.

“Por decisión y necesidad de la Gerencia de INTRAMET, se utilizo una caja reductora similar a la que estaba instalada, debido a que actualmente no tienen recursos económicos para implementar este proyecto, pero ya se reflejan los cambios de utilizar este equipo, se ha reducido los tiempos de operación de mezclado, se ha mejorado la calidad del material de moldeo y en el producto terminado. La gerencia no dejara de implementar este proyecto en el futuro”.

CAPITULO 5

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Después del rediseño realizado al molino mezclador de arena de moldeo se puede concluir que:

- Los beneficios que presta la rehabilitación del molino mezclador, se ve reflejado en la reducción de tiempos de operación, en la calidad del material de moldeo, y en la calidad del producto terminado.

- El costo de inversión de la rehabilitación del mezclador es de $1561.72. que se la puede recuperar en menos de dos años.

- El costo de un reductor nuevo importado esta por arriba de los $6000 por lo que es un ahorro mayor del 50% para la empresa.

- El análisis dimensional en este caso me ayudo a estimar la potencia que se debe de aplicar para el mezclado de 200 Kg, además se confirmo que las dimensiones del mezclador actual son suficientes para el mezclado de 200 Kg, que era nuestro requerimiento.

- ☞ El tornillo sinfín diseñado es de dos hilos y la corona de 40 dientes dando una razón de reducción de 20.

- ☞ En el análisis dimensional no se tomo en cuenta el tiempo, debido a que la mezcla no depende del tiempo, el sistema es estable.

Por todo esto se puede realizar las siguientes recomendaciones:

- ❖ Se debe de mencionar que los resultados obtenidos de el Número de Reynolds N_{Re}, en el capitulo 2, son un tanto cuestionables, debido a que se asumió a la mezcla como un fluido viscoso lo cual no lo es, por lo que se recomienda hacer un mayor análisis. Pero estos resultados no afectan el cálculo de potencia que se ha realizado.

- ❖ Para un mejor análisis dimensional es mejor la utilización de un variador de frecuencia en vez de un variador de voltaje, para la variación de RPM del motor.

- ❖ Es preferible utilizar un medidor de torque para una mejor estimación de potencia.

- Es preferible que la velocidad del mezclador no sobrepase las 22 RPM, para evitar el levantamiento de polvo y el derrame de arena fuera del mezclador.

- Es recomendable mencionar que el alcance de este trabajo puede servir no solo para el área de la fundición sino para otras industrias, donde se necesita un mezclado intensivo como por ejemplo en el caso de los recubrimientos de electrodos. etc.

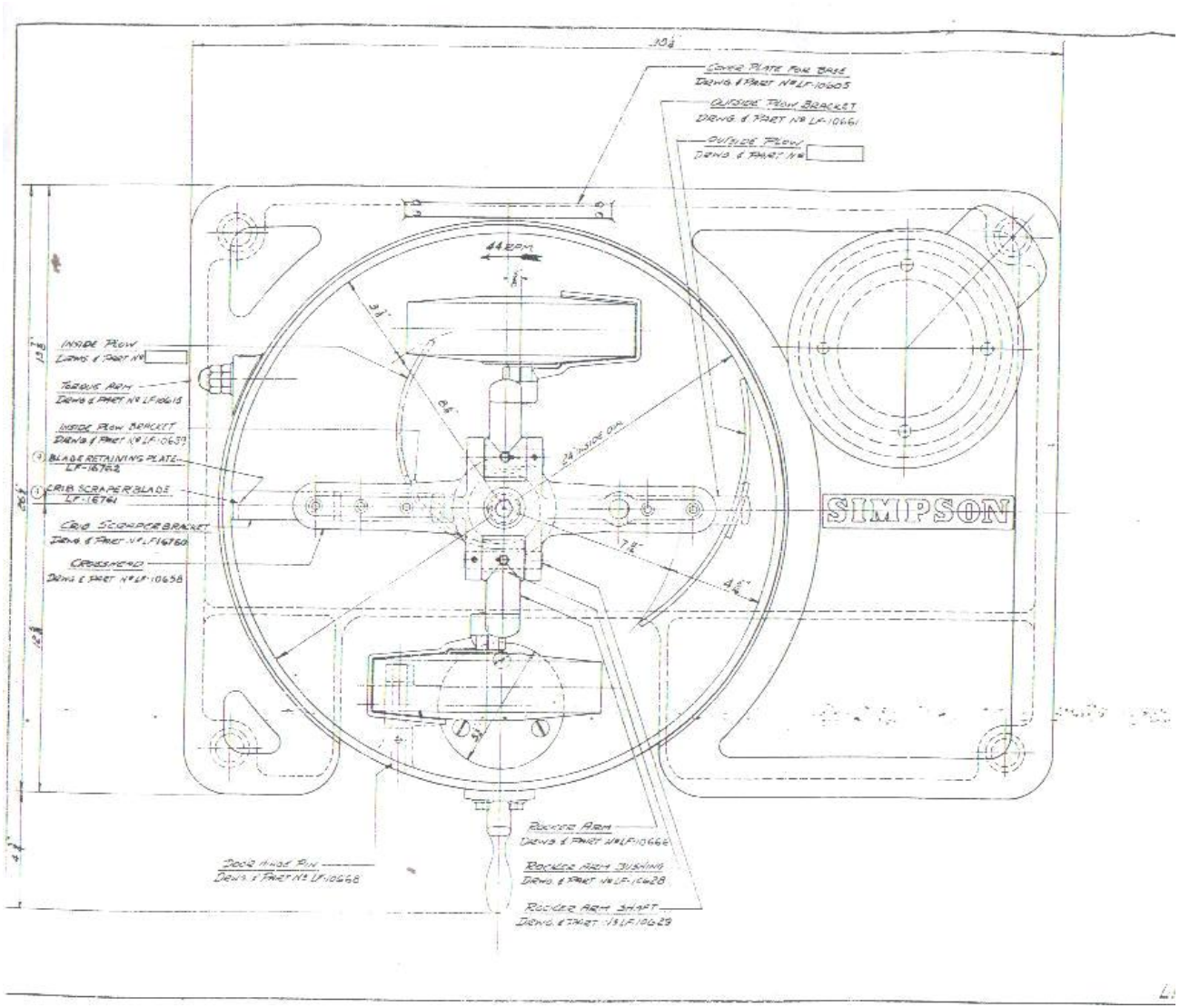
APÉNDICE

APÉNDICE A

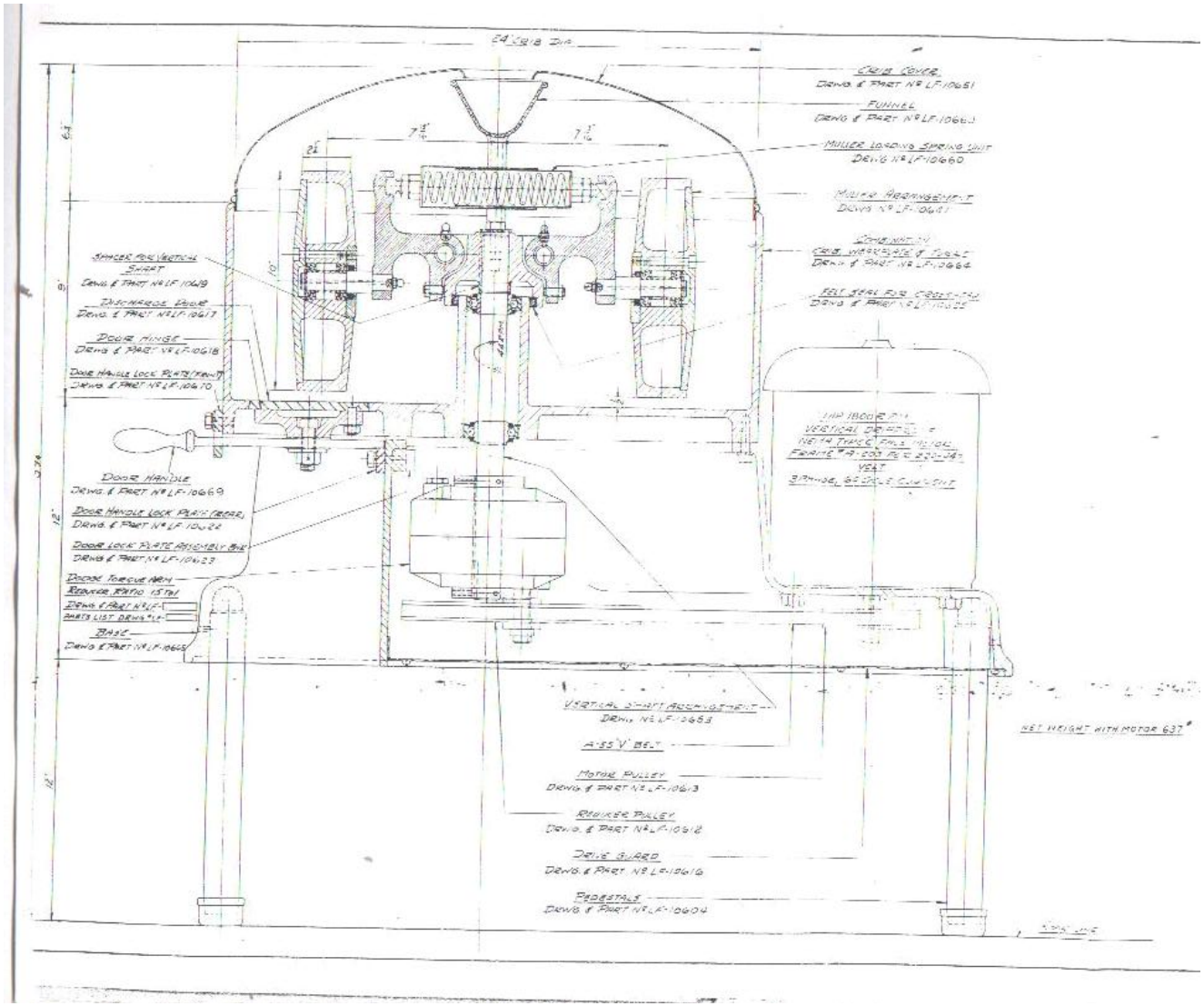
PLANOS DEL EQUIPO EXPERIMENTAL

"SIMPSON MIX-MULLER"

- ☞ Vista Superior
- ☞ Vista Frontal.



COVER PLATE FOR BASE
DRWG. & PART No LF-10605
OUTSIDE PLOW BRACKET
DRWG. & PART No LF-10661
OUTSIDE PLOW
DRWG. & PART No
44 RPM
INSIDE PLOW
DRWG. & PART No
TORQUE ARM
DRWG. & PART No LF-10615
INSIDE PLOW BRACKET
DRWG. & PART No LF-10639
BLADE RETAINING PLATE
LF-16762
CRIB SCRAPER BLADE
LF-16761
CRIB SCRAPER BRACKET
DRWG. & PART No LF-16760
CROSSHEAD
DRWG. & PART No LF-10658
24" INSIDE DIA.
SIMPSON
ROCKER ARM
DRWG. & PART No LF-10666
ROCKER ARM BUSHING
DRWG. & PART No LF-10628
ROCKER ARM SHAFT
DRWG. & PART No LF-10629
DOOR HINGE PIN
DRWG. & PART No LF-10668



CRIB COVER
DRWG & PART Nº LF-10651
FUNNEL
MULLER LOADING SPRING UNIT
DRWG Nº LF-10660
MULLER ARRANGEMENT
SPACER FOR VERTICAL SHAFT
DRWG & PART Nº LF-10619
DISCHARGE DOOR
DRWG & PART Nº LF-10617
DOOR HINGE
DRWG & PART Nº LF-10618
DOOR HANDLE LOCK PLATE (FRONT)
DRWG & PART Nº LF-10670
DOOR HANDLE
DRWG & PART Nº LF-10669
DOOR HANDLE LOCK PLATE (REAR)
DRWG & PART Nº LF-10622
DOOR LOCK PLATE ASSEMBLY BAR
DRWG & PART Nº LF-10623
DOOR TORQUE ARM
REDUCER RATIO 15 TO 1
BASE
DRWG & PART Nº LF-10665
VERTICAL SHAFT ARRANGEMENT
DRWG Nº LF-10653
A-55 'V' BELT
MOTOR PULLEY
DRWG & PART Nº LF-10613
REDUCER PULLEY
DRWG & PART Nº LF-10612
DRIVE GUARD
DRWG & PART Nº LF-10616
PEDESTALS
DRWG & PART Nº LF-10604
NET WEIGHT WITH MOTOR 637#

APÉNDICE B

TIPOS DE EQUIPOS PARA EL MEZCLADO DE SÓLIDOS Y PASTAS

- Tabla 19.1. Tipos de Equipos para el mezclado de Sólidos. [2]
- Figura 19.9. Algunos Equipos para la mezcla de Sólidos. [2]
- Tabla 19.3 Requerimientos de potencia y velocidad de rotación para algunos mezcladores Comerciales. [2]

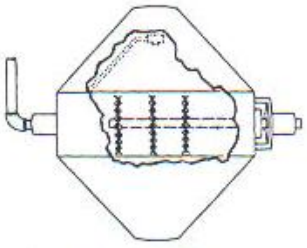
Tabla 19.1. Tipos de equipos para el mezclado de sólidos*

Volteador (1)	Volteador con rompedor interno de aglomerados (2)	Carcasa o artesa estacionaria (3)	Rotación del casco y del dispositivo interno (4)	Mezcla por impacto (5)	Etapas del proceso a las que puede afectar el mezclado de sólidos‡ (6)
Sin deflectores:					
Tambor (vertical o inclinado)	Molino de bolas	De cuchillas en cinta	La maza trituradora y la cesta giran en direcciones opuestas (contracorriente)	Molino de martillos	Llenado de tolvas
Cono doble	Molino de piedras				
	Molino de rodillos	Cesta rotatoria, maza de moler giratoria†		Molino de impacto	Fluidización
Carcasa doble en V	Molino vibratorio de piedras	Husillo vertical	Tipo orbital	Molino de jaula	Alimentadores de tornillo
Cuba					
Tipo hongo	Cono doble	Rotor simple		Molino de chorro	Carga por cinta transportadora
	Cono doble en V	Rotor doble		Molino de fricción	Carga por elevadores
	Cuba				
		Turbina			Transporte neumático
		Mezclador de paletas			Transporte por vibración
Con deflectores:					
Tambor horizontal		Tamizador (turbotamizador)			
Doble cono girando alrededor del eje mayor					

* En la Figura 19.9 se encuentran esquemas de varios de estos equipos.

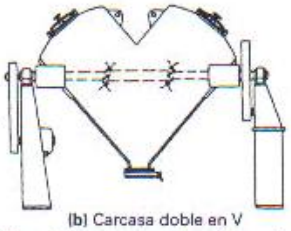
† También existe un molino donde la torreta está estacionaria y la artesa gira.

‡ Aunque estas etapas, si están bien seleccionadas, pueden mejorar la operación de mezclado, debe tenerse precaución con los transportes neumático y vibratorio, puesto que tienen tendencia a producir la segregación de los componentes de la mezcla



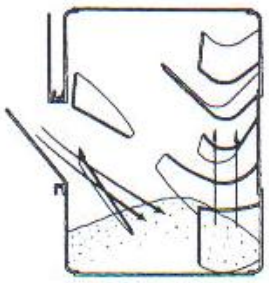
(a) De cono doble

El dispositivo de rotura de aglomerados se muestra en línea discontinua y la tobera de aspersión con línea punteada. El volteador puede presentarse solo o con algunos o todos los dispositivos anteriores

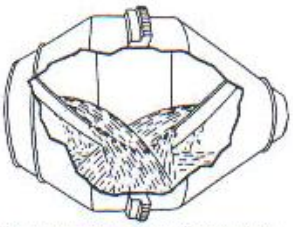


(b) Carcasa doble en V

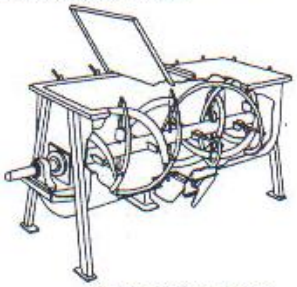
El dispositivo de rotura de aglomerados y de alimentación de agua se muestra en línea discontinua. Si no es necesaria la adición de líquido, se emplea un dispositivo rompedor de aglomerados de tipo de peine. Los equipos pueden presentarse solos o con cualquiera de las características anteriores.



(c) De tambor horizontal (con deflectores)

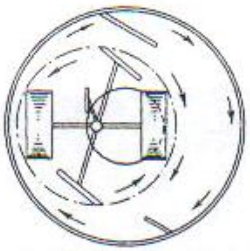


(d) De cono doble, con giro alrededor del eje mayor



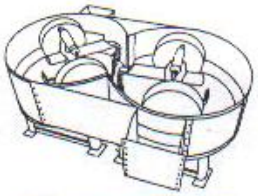
(e) De cuchillas en cinta

(f) De husillo vertical (tipo orbital)

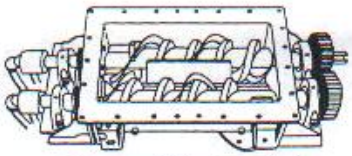


(g) Molino mezclador por lotes

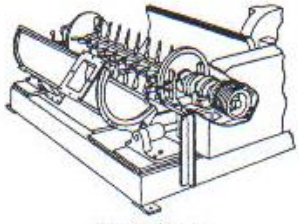
(1) la cesta está quieta y la torreta del molino gira;
(2) la torreta está quieta y la cesta gira;
(3) la cesta gira en sentido de las agujas del reloj mientras que la torreta gira contracorriente



(h) De arqueta estacionaria



(i) De rotor doble: adaptado a la transferencia de calor mediante encamisados y por los husillos huecos



(j) Rotor simple

(k) Turbina

FIG. 19.9. Algunos equipos para la mezcla de sólidos.

Tabla 19.3. Requerimientos de potencia y velocidades de rotación para algunos mezcladores comerciales (sólidos), evaluados para una capacidad de 1,5 m^3 (50 ft^3)

Tipo de equipo mezclador	Capacidad de trabajo aproximada, ft^3	Potencia (hp)		Velocidad de rotación, rpm		Comentarios
		Casco	Dispositivo interno	Casco	Dispositivo interno	
1. Volteador						
Sin deflectores						
Cono doble	54	7½		18		Referido a sólidos de 100 lb/ft^3
Carcasa doble en V	50	5		13,7		Densidad máxima del sólido a granel 55 lb/ft^3
Con deflectores						
Tambor horizontal						
Fabricante E	50	20		11,1		Condiciones duras (sólidos 100 lb/ft^3). Para condiciones muy duras (150-200 lb/ft^3) la máxima capacidad con un motor de 20 hp es 35 ft^3
Fabricante F	50	10		14		Para una densidad máxima de 40 lb/ft^3
Doble cono girando en torno al eje horizontal	56	25		11,5		Los mezcladores se pueden inclinar. La carga se realiza en la parte posterior. La capacidad se refiere al hormigón mezclado
2. Volteador con rompedor de aglomerados						
Cono doble	54	7½	Véase comentarios	18	Véase comentarios	La potencia requerida para el dispositivo interno depende del tipo de sólido y la velocidad del agitador. Debe ser determinada mediante pruebas apropiadas
Carcasa doble en V	50	5	5 (con intensificadores tipo peine)	13,7		Densidad máxima del sólido a granel 55 lb/ft^3
3. Artesa estacionaria						
Cinta						
Fabricante C	50		12		28	Requirimientos de potencia referido a sólidos de 50-60 lb/ft^3, flujo semilibre, para un ciclo de mezcla de 3-10 min., usando 10 hp/Tm (según el sólido, el rango es 3-18 hp/Tm)
Fabricante A	46		10		37	Referido a sólidos de 30 lb/ft^3
Fabricante D	50		15		45	Referido a sólidos de 40-50 lb/ft^3
Cinta de tres ejes	50		Eje mezclador, 20 Eje alimentador, 7½		Velocidad variable en todos los ejes	Para lotes, la base es de 300 ft^3/h y de 900 ft^3/h para continuo. Referido a sólidos de 70 lb/ft^3
Husillo vertical	52,9		5		Husillo, 64,4 Planetario, 2,2	Potencia referida a sólidos de 37 lb/ft^3. Puede variar con los diferentes sólidos; máximo 10 hp, máximo peso 4.410 lb
Molino:						
Por lotes: cesta estacionaria, torreta rotatoria	40		60		24 (velocidad de la torreta)	Referido a sólidos de 60-75 lb/ft^3
Continuo: cesta estacionaria, torreta rotatoria	Básicamente, los molinos en continuo son dos equipos (por lotes) unidos por su base, con un diseño en forma de 8. Así el molino (por lotes) de 40 ft^3 con potencia de 60 hp se convierte en un equipo continuo de 80 ft^3 que requiere 125 hp. Esto nos daría 125 Tm/h, con un tiempo de residencia de 2,5 min. La velocidad de la torreta es de 24 rpm					
Rotor simple			Véase comentarios			En esta unidad continua, la salida es 25-600 lb con potencias desde 5 a 100 y velocidades de 500-4.000 rpm, en función del tipo de sólido
Rotor doble			Véase comentarios			En esta unidad continua, la salida es 200-500 lb con potencias desde 5 a 40 y velocidades de 200-300 rpm, en función del tipo de sólido
Rotor doble encaminado para intercambio de calor	49,2		5-15		20-100	La magnitud del transporte y la mezcla de sólidos se afecta por el paso y tipo de cintas montadas en el exterior de los husillos huecos
Turbina	50		50		Velocidad lineal 600 ft/min	
4. Tanto la artesa como el dispositivo interno rotan						
Molino	45	*	*	6,75-8,75	28-35	
contracorriente	60-90†	20	25	6,65	20	

* Un motor de 25 hp impulsa la artesa (cesta mezcladora) y el dispositivo interno (estrella mezcladora).

† El rango de capacidades en el funcionamiento por lotes depende de la naturaleza del sólido a mezclar.

Nota: para convertir pies cúbicos en metros cúbicos, multiplicar por 0,02832; para convertir caballos de vapor en kilovatios, multiplicar por 0,252; para convertir revoluciones por minuto en radianes por segundo, multiplicar por 0,1047; para convertir libras por minuto en kilogramos por minuto, multiplicar por 0,45535; y para convertir caballos de vapor por tonelada en kilovatios por tonelada métrica, multiplicar por 0,8352.

APÉNDICE C

TABLAS DE UTILIZACION DEL CATALOGO MARTIN 1090 PARA SELECCIÓN DEL MÓDULO DE LA FRESA Y DISTANCIA ENTRE CENTROS

- Lista la Relación entre Centros y Rangos con H.P, y Torque Aproximados para Sinfines Endurecidos y Esmerilados con Coronas de Bronce G-76 y G-77.[9]
- Dimensiones de Dientes Paso Diametral G-86. [9]
- Dimensiones de Dientes Paso Modular G-90. [9]

Worm Gears

Ratio-Center Distance Listings With Approximate Horsepower and Torque† Ratings for Hardened and Ground Worms With Bronze Worm Gears

RPM of Worm			1800		900		300		100	
Center			Input-Output		Input-Output		Input-Output		Input-Output	
Ratio	Distance	*Gear	HP	Torque	HP	Torque	HP	Torque	HP	Torque
20	2.000	WB820	.75	400	.60	600	.33	775	.12	850
20	2.167	WB1240D	1.00	600	.67	775	.33	920	.10	970
20	2.625	WB1040D	1.50	900	.85	1230	.50	1500	.20	1650
20	2.667	WB820	1.50	800	1.15	1170	.75	1660	.25	1850
20	2.812	WB1680Q	1.40	900	.90	1075	.33	1200	.12	1240
20	3.250	WB840D	2.30	1400	1.75	2000	.80	2580	.33	2800
20	3.833	WB1280Q	3.12	2000	2.12	2600	.90	3120	.33	3300
20	4.000	WB420	3.50	2000	2.75	2880	1.75	4700	.75	5600
20	4.333	WB640D	4.50	2780	3.40	4050	1.75	5800	.70	6500
20	4.625	WB1080Q	4.75	3000	3.40	4250	1.50	5340	.50	5700
20	5.750	WB880Q	7.50	4800	5.60	7000	2.60	9400	1.00	10200
20	7.667	WB680Q	15.00	9500	10.75	13800	5.50	20000	2.20	22500
24	3.000	WB624	1.75	1120	1.33	1630	.75	2300	.33	2600
24	4.500	WB424	4.00	2800	3.00	4000	2.00	6600	.90	7800
24	6.000	WB324	7.50	5300	5.90	7750	3.90	13500	1.90	17000
25	1.875	WB1650D	.50	370	.33	470	.12	520	.05	540
25	2.583	WB1250D	1.20	890	.80	1150	.33	1380	.12	1450
25	3.125	WB1050D	1.80	1340	1.33	1850	.60	2300	.25	2500
25	3.438	WB16100Q	1.75	1300	1.00	1575	.40	1750	.12	1800
25	3.875	WB850D	3.00	2200	2.25	3250	1.00	4200	.40	4500
25	4.667	WB12100Q	3.67	2800	2.50	3660	1.00	4400	.40	4630
25	5.167	WB650D	5.50	4000	4.00	6000	2.15	8700	.87	9700
25	5.625	WB10100Q	5.70	4500	4.10	6380	1.75	8000	.67	8500
25	7.000	WB8100Q	10.00	9700	7.00	11500	4.00	17500	1.25	19000
25	9.333	WB6100Q	17.50	14250	13.00	20750	6.66	30000	2.60	33000
29	4.050	WB529	3.50	2800	2.75	4200	1.50	6300	.67	7000
30	1.250	WB1630	.20	160	.12	190	.06	210	.02	215
30	1.750	WB1230	.50	350	.33	450	.15	540	.06	570
30	2.125	WB1030	.70	530	.50	750	.25	925	.10	1000
30	2.188	WB1660	.60	590	.40	700	.15	760	.05	800
30	2.625	WB830	1.00	870	.85	1260	.40	1600	.17	1750
30	3.000	WB1260D	1.33	1230	1.00	1600	.40	1900	.15	2000
30	3.500	WB630	2.00	1700	1.60	2430	.87	3500	.33	3800
30	3.625	WB1060D	2.00	1850	1.50	2500	.70	3200	.25	3430
30	4.500	WB860D	3.25	2900	2.50	4300	1.12	5650	.50	6000
30	6.000	WB660D	6.30	5800	4.80	6075	2.50	12110	1.00	13510
30	7.000	WB330	9.05	7880	7.00	11570	4.60	20280	2.25	25560
32	5.500	WB432	5.15	4680	4.00	6750	2.50	11140	1.10	13200
36	4.000	WB636	2.33	2310	1.80	3380	1.00	4800	.42	5360
36	7.000	WB672D	7.25	8010	5.50	11670	2.87	16700	1.15	18650
36	8.000	WB336	10.40	10900	8.10	15960	5.35	27950	2.60	35280
40	1.562	WB1640	.25	266	.12	330	.07	350	.02	360
40	2.167	WB1240	.55	580	.30	825	.18	900	.07	940
40	2.625	WB1040	.87	890	.65	1220	.30	1520	.12	1630
40	2.812	WB1680D	.75	910	.33	1140	.20	1200	.07	1230

* Ratings listed are for bronze worm gears operating with hardened and ground steel worms. For ratings of cast iron worm gears with hardened steel worm, multiply listed ratings by 30%. For cast iron with hardened and ground steel worm, multiply by 50%.
† Torque ratings in inch pounds.

Ratio-Center Distance Listings With Approximate Horsepower and Torque† Ratings for Hardened and Ground Worms With Bronze Worm Gears

RPM of Worm			1800		900		300		100	
Center			Input-Output		Input-Output		Input-Output		Input-Output	
Ratio	Distance	*Gear	HP	Torque	HP	Torque	HP	Torque	HP	Torque
40	3.250	WB840	1.35	1440	.85	2350	.50	2700	.20	2900
40	3.833	WB1280D	1.70	2040	1.15	2675	.50	3160	.20	3330
40	4.333	WB640	2.50	2770	2.00	4033	1.00	5760	.45	6420
40	4.625	WB1080D	2.60	3070	1.90	4270	.85	5315	.33	5680
40	5.150	WB540	4.33	4930	3.40	7145	2.00	10725	.83	12170
40	5.750	WB880D	4.00	4740	3.00	6850	1.40	8940	.55	9680
40	6.500	WB440	6.00	5520	4.65	7950	3.00	13200	1.33	15480
40	7.667	WB680D	7.83	9600	6.00	14000	3.00	20025	1.25	22340
48	3.750	WB848	1.50	1950	1.20	2820	.60	3650	.25	3960
48	5.000	WB648	2.80	3730	2.25	5460	1.25	7750	.50	8640
48	7.500	WB448	6.80	9320	5.25	13400	3.33	22200	1.50	26160
48	10.000	WB348	12.70	17640	9.87	25920	6.50	45360	3.16	57120
50	1.875	WB1650	.30	380	.20	450	.08	490	.03	515
50	2.583	WB1250	.66	840	.50	1090	.20	1300	.08	1360
50	3.125	WB1050	1.00	1280	.75	1770	.33	2200	.14	2340
50	3.438	WB16100D	.90	1290	.50	1525	.25	1690	.08	1730
50	3.875	WB850	1.60	2140	1.25	3130	.66	4090	.25	4430
50	4.667	WB12100D	2.00	2875	1.33	3600	.50	4460	.22	4700
50	5.167	WB650	2.90	4000	2.25	5825	1.25	8310	.50	9260
50	5.625	WB10100D	3.00	4440	2.16	6110	1.00	7675	.33	8000
50	6.150	WB550	5.12	7120	4.00	10320	2.25	15480	1.00	17570
50	7.000	WB8100D	4.10	5000	2.75	7500	1.50	8000	.60	10000
50	9.333	WB6100D	9.00	13800	6.75	20200	3.50	28930	1.40	32280
54	11.000	WB354	13.50	21230	10.50	31200	7.00	54480	3.33	68760
59	7.050	WB559	5.50	9230	4.50	13900	2.50	20075	1.00	23160
60	2.188	WB1660	.33	550	.20	650	.08	720	.03	740
60	3.000	WB1260	.75	1100	.50	1440	.25	1700	.09	1790
60	3.625	WB1060	1.00	1690	.80	2330	.33	2890	.16	3080
60	4.500	WB860	1.66	2660	1.33	3900	.66	5090	.25	5500
60	6.000	WB660	320	5240	2.50	7670	1.40	1080	.60	1225
64	9.500	WB464	7.87	14280	6.00	20640	3.80	34080	1.70	40320
72	7.000	WB672	3.33	6610	2.50	9660	1.50	13700	.60	15360
80	2.812	WB1680	.33	705	.22	830	.09	920	.04	950
80	3.833	WB1280	.75	1550	.50	2030	.25	2375	.10	2520
80	4.625	WB1080	1.15	2375	.87	3275	.40	4050	.16	4330
80	5.750	WB880	1.80	3800	1.40	5500	.70	7140	.30	7750
80	7.667	WB680	3.33	7380	2.66	10750	1.50	15350	.60	17110
96	6.750	WB896	1.50	4200	1.00	6000	.50	7000	.20	8500
96	9.000	WB696	3.25	8490	2.50	12370	1.33	17660	.50	19680
100	3.438	WB16100	.33	810	.20	960	.09	1060	.33	1100
100	4.667	WB12100	.75	1790	.50	2330	.25	2730	.90	2800
100	5.625	WB10100	1.00	2780	.80	3850	.33	4775	.16	5100
100	7.000	WB8100	1.67	4450	1.25	6300	.67	8000	.24	9000
100	9.333	WB6100	3.20	8700	2.50	12675	1.33	18090	.55	20160

* Ratings listed are for bronze worm gears operating with hardened and ground steel worms. For ratings of cast iron worm gears with hardened steel worm, multiply listed ratings by 30%. For cast iron with hardened and ground steel worm, multiply by 50%.
† Torque ratings in inch pounds.

Diametral Pitch
Tooth Dimensions

Dimensions of Standard Full-depth Teeth

Diametral Pitches and Equivalent Circular Pitches

Diametral Pitch	Circular Pitch	Module	Arc Thickness of Tooth on Pitch Line	Addendum	Working Depth of Tooth	Dedendum or Depth of Space Below Pitch Line	Whole Depth of Tooth*
½	6.2832	50.8	3.1416	2.0000	4.0000	2.3142	4.3142
¾	4.1888	33.8667	2.0944	1.3333	2.6666	1.5428	2.8761
1	3.1416	25.4	1.5708	1.0000	2.0000	1.1571	2.1571
1-¼	2.5133	20.32	1.2566	0.8000	1.6000	0.9257	1.7257
1-½	2.0944	16.9333	1.0472	0.6666	1.3333	0.7714	1.4381
1-¾	1.7952	14.5143	0.8976	0.5714	1.1429	0.6612	1.2326
2	1.5708	12.7	0.7854	0.5000	1.0000	0.5785	1.0785
2-¼	1.3963	11.2889	0.6981	0.4444	0.8888	0.5143	0.9587
2-½	1.2566	10.16	0.6283	0.4000	0.8000	0.4628	0.8628
2-¾	1.1424	9.2364	0.5712	0.3636	0.7273	0.4208	0.7844
3	1.0472	8.4667	0.5236	0.3333	0.6666	0.3857	0.7190
3-½	0.8976	7.2571	0.4488	0.2857	0.5714	0.3306	0.6163
4	0.7854	6.35	0.3927	0.2500	0.5000	0.2893	0.5393
5	0.6283	5.08	0.3142	0.2000	0.4000	0.2314	0.4314
6	0.5236	4.2333	0.2618	0.1666	0.3333	0.1928	0.3595
7	0.4488	3.6286	0.2244	0.1429	0.2857	0.1653	0.3081
8	0.3927	3.175	0.1963	0.1250	0.2500	0.1446	0.2696
9	0.3491	2.8222	0.1745	0.1111	0.2222	0.1286	0.2397
10	0.3142	2.54	0.1571	0.1000	0.2000	0.1157	0.2157
11	0.2856	2.3091	0.1428	0.0909	0.1818	0.1052	0.1961
12	0.2618	2.1167	0.1309	0.0833	0.1666	0.0964	0.1798
13	0.2417	1.9538	0.1208	0.0769	0.1538	0.0890	0.1659
14	0.2244	1.8143	0.1122	0.0714	0.1429	0.0826	0.1541
15	0.2094	1.6933	0.1047	0.0666	0.1333	0.0771	0.1438
16	0.1963	1.5875	0.0982	0.0625	0.1250	0.0723	0.1348
17	0.1848	1.4941	0.0924	0.0588	0.1176	0.0681	0.1269
18	0.1745	1.4111	0.0873	0.0555	0.1111	0.0643	0.1198
19	0.1653	1.3368	0.0827	0.0526	0.1053	0.0609	0.1135
20	0.1571	1.27	0.0785	0.0500	0.1000	0.0579	0.1079
22	0.1428	1.1545	0.0714	0.0455	0.0909	0.0526	0.0980
24	0.1309	1.0583	0.0654	0.0417	0.0833	0.0482	0.0898
26	0.1208	.9769	0.0604	0.0385	0.0769	0.0445	0.0829
28	0.1122	.9071	0.0561	0.0357	0.0714	0.0413	0.0770
30	0.1047	.8467	0.0524	0.0333	0.0666	0.0386	0.0719
32	0.0982	.7938	0.0491	0.0312	0.0625	0.0362	0.0674
34	0.0924	.7471	0.0462	0.0294	0.0588	0.0340	0.0634
36	0.0873	.7056	0.0436	0.0278	0.0555	0.0321	0.0599
38	0.0827	.6684	0.0413	0.0263	0.0526	0.0304	0.0568
40	0.0785	.635	0.0393	0.0250	0.0500	0.0289	0.0539

*NOTE: Dimensions listed are for HOB CUT TEETH ONLY. Shaper cut teeth may be slightly larger. Consult factory for exact measurement.

All Gears In Stock Are Diametral Pitch

Module Pitch
Tooth Dimensions

Tooth Dimensions Based Upon Module System

(One millimeter equals 0.03937 inch)

Module, DIN Standard Series	Equivalent Diametral Pitch	Circular Pitch		Addendum, Millimeters	Dedendum, Millimeters†	Whole Depth,† Millimeters	Whole Depth,‡ Millimeters
		Millimeters	Inches				
0.3	84.667	0.943	0.0371	0.30	0.35	0.650	0.647
0.4	63.500	1.257	0.0495	0.40	0.467	0.867	0.863
0.5	50.800	1.571	0.0618	0.50	0.583	1.083	1.079
0.6	42.333	1.885	0.0742	0.60	0.700	1.300	1.294
0.7	36.286	2.199	0.0865	0.70	0.817	1.517	1.510
0.8	31.750	2.513	0.0989	0.80	0.933	1.733	1.726
0.9	28.222	2.827	0.1113	0.90	1.050	1.950	1.941
1	25.400	3.142	0.1237	1.00	1.167	2.167	2.157
1.25	20.320	3.927	0.1546	1.25	1.458	2.708	2.697
1.5	16.933	4.712	0.1855	1.50	1.750	3.250	3.236
1.75	14.514	5.498	0.2164	1.75	2.042	3.792	3.774
2	12.700	6.283	0.2474	2.00	2.333	4.333	4.314
2.25	11.289	7.069	0.2783	2.25	2.625	4.875	4.853
2.5	10.160	7.854	0.3092	2.50	2.917	5.417	5.392
2.75	9.236	8.639	0.3401	2.75	3.208	5.958	5.932
3	8.466	9.425	0.3711	3.00	3.500	6.500	6.471
3.25	7.815	10.210	0.4020	3.25	3.791	7.041	7.010
3.5	7.257	10.996	0.4329	3.50	4.083	7.583	7.550
3.75	6.773	11.781	0.4638	3.75	4.375	8.125	8.089
4	6.350	12.566	0.4947	4.00	4.666	8.666	8.628
4.5	5.644	14.137	0.5566	4.50	5.25	9.750	9.707
5	5.080	15.708	0.6184	5.00	5.833	10.833	10.785
5.5	4.618	17.279	0.6803	5.50	6.416	11.916	11.864
6	4.233	18.850	0.7421	6.00	7.000	13.000	12.942
6.5	3.908	20.420	0.8035	6.50	7.583	14.083	14.021
7	3.628	21.991	0.8658	7.00	8.166	15.166	15.099
8	3.175	25.132	0.9895	8.00	9.333	17.333	17.256
9	2.822	28.274	1.1132	9.00	10.499	19.499	19.413
10	2.540	31.416	1.2368	10.00	11.666	21.666	21.571
11	2.309	34.558	1.3606	11.00	12.833	23.833	23.728
12	2.117	37.699	1.4843	12.00	14.000	26.000	25.884
13	1.954	40.841	1.6079	13.00	15.166	28.166	28.041
14	1.814	43.982	1.7317	14.00	16.332	30.332	30.198
15	1.693	47.124	1.8541	15.00	17.499	32.499	32.355
16	1.587	50.266	1.9790	16.00	18.666	34.666	34.512
18	1.411	56.549	2.2263	18.00	21.000	39.000	38.826
20	1.270	62.832	2.4737	20.00	23.332	43.332	43.142
22	1.155	69.115	2.7210	22.00	25.665	47.665	47.454
24	1.058	75.398	2.9685	24.00	28.000	52.000	51.768
27	0.941	84.823	3.339	27.00	31.498	58.498	58.239
30	0.847	94.248	3.711	30.00	35.000	65.000	64.713
33	0.770	103.673	4.082	33.00	38.498	71.498	71.181
36	0.706	113.097	4.453	36.00	41.998	77.998	77.652
39	0.651	122.522	4.824	39.00	45.497	84.497	84.123
42	0.605	131.947	5.195	42.00	48.997	90.997	90.594
45	0.564	141.372	5.566	45.00	52.497	97.497	97.065
50	0.508	157.080	6.184	50.00	58.330	108.330	107.855
55	0.462	172.788	6.803	55.00	64.163	119.163	118.635
60	0.423	188.496	7.421	60.00	69.996	129.996	129.426
65	0.391	204.204	8.040	65.00	75.829	140.829	140.205
70	0.363	219.911	8.658	70.00	81.662	151.662	150.997
75	0.339	235.619	9.276	75.00	87.495	162.495	161.775

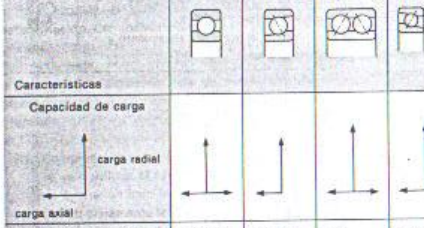
† Dedendum and total depth when clearance = 0.1666 x module, or one-sixth module.
‡ Total Depth equivalent to American standard full-depth teeth. (Clearance = 0.157 x Module.)

APÉNDICE D

TABLAS PARA LA SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

- Información Técnica. A-12 y A-13. [8]
- Rodamientos de Rodillos Cónicos para el eje de la Corona. B-126 y B-127. [8]
- Rodamientos Axiales de Rodillos Esféricos para el eje del Tornillo Sinfín. B-238 y B-239. [8]

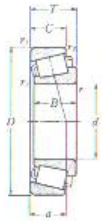
Tabla 2.2 Tipos y características de los rodamientos

Tipos de rodamientos / Características	Rígidos de bolas	De bolas a contacto angular	De bolas a contacto angular de doble hilera	De bolas a contacto angular tipo apareado	Oscilantes de bolas	De rodillos cilíndricos	De rodillos cilíndricos con un reborde	De rodillos cilíndricos, con dos rebordes
								
Capacidad de carga (carga radial / carga axial)								
Velocidad elevada[1]	☆☆☆☆	☆☆☆☆	☆☆	☆☆☆	☆☆	☆☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆
Precisión de giro elevada[1]	☆☆☆	☆☆☆	☆☆	☆☆☆		☆☆☆	☆☆	☆
Ruido/vibración reducida[1]	☆☆☆☆	☆☆☆		☆		☆	☆	☆
Reducido par friccional[1]	☆☆☆☆	☆☆☆		☆☆	☆	☆		
Rigidez elevada[1]			☆☆	☆☆		☆☆	☆☆	☆☆
Resistencia al choque/vibración[1]			☆		★	☆☆	☆☆	☆☆
Desalineamiento permisible para anillos interiores/exteriores[1]	☆				☆☆☆	☆		
Para rodamientos fijos[2]	◎	○	◎	◎ Para arreglos DB y DF	◎		○	◎
Para rodamientos flotantes[1]	○		○	○ Para arreglos DB	○	◎		
No-separables o separables[1]						○	○	○
Rodamientos de agujero cónico[1]					○			
Observaciones		Para arreglo tipo apareado				tipo NU, N	tipo NJ, NF	tipo NUP, NP, NH
pág. de ref.	B-6	B-44	B-68	B-44	B-74	B-84	B-84	B-84

Nota 1) ☆ El número de estrellas indica el grado al cual ese tipo de rodamiento posee esa característica particular. ★ No es aplicable a ese tipo de rodamiento.
2) ◎ Indica sentido dual. ○ Indica movimiento axial en un solo sentido,únicamente

De rodillos cilíndricos de doble hilera	De agujas	De rodillos cónicos	De rodillos esféricos	Axiales de bolas	Axiales de bolas con anillo de asiento	Axiales de bolas a contacto angular de doble hilera	Axiales de rodillos cilíndricos	Axiales de rodillos esféricos	Página de referencia
☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆	☆	☆	☆☆☆	☆	☆	A-77
☆☆☆		☆☆☆		☆		☆☆☆			A-22
☆	☆								A-77
									A-78
☆☆☆	☆☆	☆☆	☆☆☆			☆☆	☆☆☆	☆☆☆	A-74
☆☆	☆☆	☆☆	☆☆☆			★	☆☆☆	☆☆☆	–
		☆	☆☆☆	★	☆☆☆	★	★	☆☆☆	–
		○	◎	○	○	◎	○	○	A-94
◎	◎		○						A-94
○	○	○		○	○	○	○	○	–
○			○						A-99
tipos NNU, NN		Para arreglo apareado					Incluyendo rodamientos axiales de agujas		
B-85	B-112	B-118	B-186	B-218	B-218	B-218	B-218	B-218	

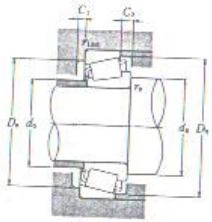
3) ◎ Indica movimiento en la pista. Indica movimiento en la superficie de contacto del anillo interno o externo.
4) ○ Indica que tanto el anillo interior como el exterior son separables
5) ○ Indica que es posible un anillo interior con agujero cónico.



d 65—85 mm

Dimensiones principales mm								Capacidad básica de carga N		Velocidad límite r.p.m.		Número de rodamiento	Serie de dimensiones para ISO 355
d	D	T	B	C	$r_{s\,min}$	$r_{1s\,min}$	$r_{2s\,min}$	dinámica C_r	estática C_{or}	grasa	aceite		
65	120	41	41	32	2	1.5	0.6	195 000	265 000	3 100	4 200	**33213U**	3EE
	140	36	33	28	3	2.5	1	203 000	238 000	2 800	3 700	**30313U**	2GB
	140	36	33	23	3	2.5	1	173 000	204 000	2 500	3 300	**4T-30313D**	7GB
	140	51	48	39	3	2.5	1	273 000	350 000	2 800	3 700	**32313U**	2GD
70	100	20	20	16	1	1	0.3	88 500	110 000	3 400	4 600	**32914XU**	2BC
	110	25	25	19	1.5	1.5	0.6	105 000	160 000	3 200	4 200	**ET-32014X**	4CC
	110	31	31	25.5	1.5	1.5	0.6	127 000	204 000	3 200	4 200	**ET-33014**	2CE
	125	26.25	24	21	2	1.5	0.6	131 000	162 000	2 900	3 900	**4T-30214**	3EB
	125	33.25	31	27	2	1.5	0.6	166 000	220 000	2 900	3 900	**32214U**	3EC
	125	41	41	32	2	1.5	0.6	201 000	282 000	2 900	3 900	**33214U**	3EE
	140	39	35.5	27	3	3	0.6	173 000	231 000	2 400	3 200	**4T-T7FC070**	7FC
	150	38	35	30	3	2.5	1	230 000	272 000	2 600	3 500	**30314U**	2GB
	150	38	35	25	3	2.5	1	193 000	229 000	2 300	3 000	**4T-30314D**	7GB
	150	54	51	42	3	2.5	1	310 000	405 000	2 600	3 500	**32314U**	2GD
75	105	20	20	16	1	1	0.3	89 500	114 000	3 200	4 300	**32915XU**	2BC
	115	25	25	19	1.5	1.5	0.6	106 000	167 000	3 000	4 000	**ET-32015X**	4CC
	115	31	31	25.5	1.5	1.5	0.6	129 000	212 000	3 000	4 000	**ET-33015**	2CE
	130	27.25	25	22	2	1.5	0.6	139 000	175 000	2 700	3 600	**4T-30215**	4DB
	130	33.25	31	27	2	1.5	0.6	168 000	224 000	2 700	3 600	**32215U**	4DC
	130	41	41	31	2	1.5	0.6	208 000	298 000	2 700	3 600	**33215U**	3EE
	160	40	37	31	3	2.5	1	255 000	305 000	2 400	3 200	**30315U**	2GB
	160	40	37	26	3	2.5	1	215 000	256 000	2 100	2 800	**30315DU**	7GB
	160	58	55	45	3	2.5	1	355 000	470 000	2 400	3 200	**32315U**	2GD
80	110	20	20	16	1	1	0.3	72 000	121 000	3 000	4 000	**32916XU**	2BC
	125	29	29	22	1.5	1.5	0.6	139 000	216 000	2 800	3 700	**32016XU**	3CC
	125	36	36	29.5	1.5	1.5	0.6	173 000	284 000	2 800	3 700	**33016U**	2CE
	140	28.25	26	22	2.5	2	0.6	160 000	200 000	2 500	3 400	**30216U**	3EB
	140	35.25	33	28	2.5	2	0.6	199 000	265 000	2 500	3 400	**32216U**	3EC
	140	46	46	35	2.5	2	0.6	250 000	365 000	2 500	3 400	**33216U**	3EE
	170	42.5	39	33	3	2.5	1	291 000	350 000	2 300	3 000	**30316U**	2GB
	170	42.5	39	27	3	2.5	1	236 000	283 000	2 000	2 700	**30316DU**	7GB
	170	61.5	58	48	3	2.5	1	395 000	525 000	2 300	3 000	**32316U**	2GD
85	120	23	23	18	1.5	1.5	0.6	94 000	157 000	2 800	3 600	**32917XU**	2BC
	130	29	29	22	1.5	1.5	0.6	142 000	224 000	2 600	3 500	**32017XU**	4CC
	130	36	36	29.5	1.5	1.5	0.6	176 000	296 000	2 600	3 500	**33017U**	2CE

Nota: Como los rodamientos de rodillos cónicos, ET o 4T, son hechos por NTN, por favor, consulte con NTN cuando sea necesario.



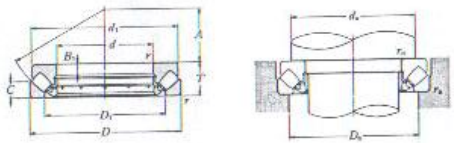
Carga equivalente del rodamiento dinámica
$P_r = XF_r + YF_a$

$\frac{F_a}{F_r} \le e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
X	Y	X	Y
1	0	0.4	Y_2

estática
$P_{or} = 0.5F_r + Y_0F_a$
Donde $P_{or} < F_r$ use $P_{or} = F_r$.

Para valores de e, Y_2 y Y_0 vea la tabla de abajo.

Dimensiones de hombros y filetes mm									Centro de carga mm	Constante	Factor de carga		Masa kg
d_a min	d_b max	max	D_a min	D_b min	C_1 min	C_2 min	r_{as} max	r_{1as} max	a	e	Y_2	Y_0	(aprox.)
75	74	111.5	102	115	7	9	2	1.5	29.5	0.39	1.54	0.85	1.98
79	83	128	122	130	4	8	2.5	2	28.5	0.35	1.74	0.96	2.55
79	79	128	111	133	4	13	2.5	2	44	0.83	0.73	0.40	2.42
79	80	128	117	130	4	12	2.5	2	34.5	0.35	1.74	0.96	3.66
75.5	75	94.5	90	96	4	4	1	1	18	0.32	1.90	1.05	0.487
78.5	78	101.5	98	105	5	6	1.5	1.5	24	0.43	1.38	0.76	0.848
78.5	78	101.5	99	105	5	5.5	1.5	1.5	22.5	0.28	2.11	1.16	1.07
80	81	116.5	110	118	4	5	2	1.5	25.5	0.42	1.43	0.79	1.26
80	80	116.5	108	119	4	6	2	1.5	28.5	0.42	1.43	0.79	1.68
80	79	116.5	107	120	7	9	2	1.5	31	0.41	1.47	0.81	2.10
84	82	126	106	133	5	12	2.5	2.5	47.5	0.87	0.69	0.38	2.61
84	89	138	130	140	4	8	2.5	2	30	0.35	1.74	0.96	3.06
84	84	138	118	142	4	13	2.5	2	47	0.83	0.73	0.40	2.92
84	86	138	125	140	4	12	2.5	2	36.5	0.35	1.74	0.96	4.46
80.5	80	99.5	94	101.5	4	4	1	1	19	0.33	1.80	0.99	0.511
83.5	83	106.5	103	110	5	6	1.5	1.5	25.5	0.46	1.31	0.72	0.909
83.5	83	106.5	104	110	6	5.5	1.5	1.5	23.5	0.30	2.01	1.11	1.13
85	85	121.5	115	124	4	5	2	1.5	27	0.44	1.38	0.76	1.41
85	85	121.5	114	125	4	6	2	1.5	30	0.44	1.38	0.76	1.74
85	83	121.5	111	125	7	10	2	1.5	32	0.43	1.40	0.77	2.20
89	95	148	139	149	4	9	2.5	2	32	0.35	1.74	0.96	3.57
89	91	148	127	151	6	14	2.5	2	50	0.83	0.73	0.40	3.47
89	91	148	133	149	4	13	2.5	2	39	0.35	1.74	0.96	5.35
85.5	85	104.5	99	106.5	4	4	1	1	20	0.35	1.71	0.94	0.540
88.5	89	116.5	112	120	6	7	1.5	1.5	27	0.42	1.42	0.78	1.28
88.5	90	116.5	112	119	8	6.5	1.5	1.5	25	0.28	2.16	1.19	1.60
92	91	130	124	132	4	6	2	2	27.5	0.42	1.43	0.79	1.72
92	90	130	122	134	4	7	2	2	31	0.42	1.43	0.79	2.18
92	89	130	119	135	7	11	2	2	35	0.43	1.41	0.78	2.92
94	102	158	148	159	4	9.5	2.5	2	34	0.35	1.74	0.96	4.41
94	97	158	134	159	6	15.5	2.5	2	53.5	0.83	0.73	0.40	4.11
94	98	158	142	159	4	13.5	2.5	2	41.5	0.35	1.74	0.96	6.41
93.5	92	111.5	111	115	4	5	1.5	1.5	21	0.33	1.83	1.01	0.773
93.5	94	121.5	117	125	6	7	1.5	1.5	28.5	0.44	1.36	0.75	1.35
93.5	94	121.5	118	125	6	6.5	1.5	1.5	26	0.29	2.06	1.13	1.70



d 60—180 mm

Dimensiones principales mm				Capacidad básica de carga N		Velocidad límite r.p.m.	Número de rodamiento	Dimensiones mm				
d	D	T	$r_{s\,min}$	dinámica C_r	estática C_{or}	aceite		D_1	d_1	B_1	C	A
60	130	42	1.5	283 000	805 000	2 600	**29412**	89	123	15	20	38
65	140	45	2	330 000	945 000	2 400	**29413**	96	133	16	21	42
70	150	48	2	365 000	1 040 000	2 200	**29414**	103	142	17	23	44
75	160	51	2	415 000	1 190 000	2 100	**29415**	109	152	18	24	47
80	170	54	2.1	460 000	1 380 000	1 900	**29416**	117	162	19	26	50
85	150	39	1.5	285 000	820 000	2 300	**29317**	114	143.5	13	19	50
	180	58	2.1	490 000	1 480 000	1 800	**29417**	125	170	21	28	54
90	155	39	1.5	285 000	915 000	2 300	**29318**	117	148.5	13	19	52
	190	60	2.1	545 000	1 680 000	1 700	**29418**	132	180	22	29	58
100	170	42	1.5	345 000	1 160 000	2 100	**29320**	129	163	14	20.8	58
	210	67	3	685 000	2 130 000	1 500	**29420**	146	200	24	32	62
110	190	48	2	445 000	1 500 000	1 800	**29322**	143	182	16	23	64
	230	73	3	845 000	2 620 000	1 400	**29422**	162	220	26	35	69
120	210	54	2.1	535 000	1 770 000	1 600	**29324**	159	200	18	26	70
	250	78	4	975 000	3 050 000	1 300	**29424**	174	236	29	37	74
130	225	58	2.1	615 000	2 100 000	1 500	**29326**	171	215	19	28	76
	270	85	4	1 080 000	3 550 000	1 200	**29426**	189	255	31	41	81
140	240	60	2.1	685 000	2 360 000	1 400	**29328**	183	230	20	29	82
	280	85	4	1 110 000	3 750 000	1 200	**29428**	199	268	31	41	86
150	215	39	1.5	340 000	1 340 000	1 800	**29230**	178	208	14	19	82
	250	60	2.1	675 000	2 390 000	1 400	**29330**	194	240	20	29	87
	300	90	4	1 280 000	4 350 000	1 100	**29430**	214	285	32	44	92
160	225	39	1.5	360 000	1 460 000	1 700	**29232**	188	219	14	19	86
	270	67	3	820 000	2 860 000	1 300	**29332**	208	260	23	32	92
	320	95	5	1 500 000	5 150 000	1 000	**29432**	229	306	34	45	99
170	240	42	1.5	425 000	1 770 000	1 600	**29234**	198	233	15	20	92
	280	67	3	855 000	3 050 000	1 200	**29334**	216	270	23	32	96
	340	103	5	1 660 000	5 750 000	940	**29434**	243	324	37	50	104
180	250	42	1.5	450 000	1 920 000	1 600	**29236**	208	243	15	20	97
	300	73	3	995 000	3 600 000	1 100	**29336**	232	290	25	35	103
	360	109	5	1 640 000	6 200 000	890	**29436**	255	342	39	52	110

Carga equivalente del rodamiento

dinámica $P_a = F_a + 1.2F_r$

donde $\frac{F_a}{F_r} \leq 0.55$

estática $P_{oa} = F_a + 2.7F_r$

donde $\frac{F_a}{F_r} \leq 0.55$

Dimensiones de hombros y filetes mm			Masa kg
d_a min	D_a max	r_{as} max	(aprox.)
90	108	1.5	2.78
100	115	2	3.44
105	125	2	4.19
115	132	2	5.07
120	140	2	6.09
115	135	1.5	2.94
130	150	2	7.20
120	140	1.5	3.08
135	157	2	8.38
130	150	1.5	3.94
150	175	2.5	11.5
145	165	2	5.78
165	190	2.5	15.0
160	180	2	7.92
180	205	3	18.6
170	195	2	9.76
195	225	3	23.7
185	205	2	11.4
205	235	3	25.2
179	196	1.5	4.56
195	215	2	12.0
220	250	3	30.5
189	206	1.5	4.88
210	235	2.5	15.9
230	265	4	37.0
201	218	1.5	6.02
220	245	2.5	16.6
245	285	4	45.0
211	228	1.5	6.27
235	260	2.5	21.2
260	300	4	52.9

APÉNDICE E

TABLAS PARA LA SELECCIÓN DE BANDAS Y POLEAS

- Factor de servicio. Pagina D-43. Tabla 1. [9]
- Tipo de Banda. Tabla 3. Pag D-44. [9]
- Diámetro Mínimo de Polea para Motores Eléctricos. Tabla 4. Pag D-44. [9]
- Tablas de selección de transmisión para bandas Tipo B. Pags D-122 y D-123. [9]
- Dimensiones Generales de las Poleas. Pags D-32 y D-33. [9]

Stock Drive Selection

To select the best V-Belt Drive for an application, utilizing stock sheaves, simply follow the step by step instructions below:

BEFORE SELECTING A DRIVE, YOU NEED TO KNOW THESE FACTS:

1. The horsepower requirement of the drive.
2. The RPM of the driver.
3. The RPM of the driven machine.
4. The approximate center distance for the drive.
5. Shaft size of both units.
6. Average hours of operation per day.

TABLE 1 — SERVICE FACTORS

THE CORRECT SERVICE FACTOR IS DETERMINED BY:

1. The extent and frequency of peak loads.
2. The number of operating hours per year, broken down into average hours per day of continuous service.
3. The proper service category, (intermittent, normal or continuous). Select the one that most closely approximates your application conditions.

INTERMITTENT SERVICE — SERVICE FACTOR 1.0 TO 1.5
a. Light Duty — Not more than 6 hours per day.
b. Never exceeding rated load.

NORMAL SERVICE — SERVICE FACTOR 1.1 TO 1.6
a. Daily service 6 to 16 hours per day.
b. Where occasional starting or peak load does not exceed 200% of the full load.

CONTINUOUS SERVICE — SERVICE FACTOR 1.2 TO 1.8
a. Continuous service 16 to 24 hours per day.
b. Where starting or peak load is in excess of 200% of the full load or where starting or peak loads and overloads occur frequently.

TYPICAL SERVICE FACTORS

DRIVEN MACHINE TYPES	DRIVER TYPES					
Driven machine types noted below are representative samples only. Select a category most closely approximating your application from those listed below. **IF IDLERS ARE USED, ADD THE FOLLOWING TO THE SERVICE FACTOR:** Idler on slack side (inside) None Idler on slack side (outside) 0.1 Idler on tight side (inside) 0.1 Idler on tight side (outside) 0.2	**ELECTRIC MOTORS:** AC Normal Torque Squirrel Cage and Synchronous AC Split Phase DC Shunt Wound **Internal Combustion Engines**			**ELECTRIC MOTORS:** AC Hi-Torque AC Hi-Slip AC Repulsion-Induction AC Single Phase Series Wound AC Slip Ring DC Compound Wound		
	INTERMITTENT SERVICE	**NORMAL SERVICE**	**CONTINUOUS SERVICE**	**INTERMITTENT SERVICE**	**NORMAL SERVICE**	**CONTINUOUS SERVICE**
Agitators for Liquids Blowers and Exhausters Centrifugal Pumps and Compressors Fans up to 10 HP Light Duty Conveyors	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Belt Conveyors For Sand, Grain, etc. Dough Mixers Fans Over 10 HP Generators Line Shafts Laundry Machinery Machine Tools Punches-Presses-Shears Printing Machinery Positive Displacement Rotary Pumps Revolving and Vibrating Screens	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Brick Machinery Bucket Elevators Exciters Piston Compressors Conveyors (Drag-Pan-Screw) Hammer Mills Paper Mill Beaters Piston Pumps Positive Displacement Blowers Pulverizers Saw Mill and Woodworking Machinery Textile Machinery	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Crushers (Gyratory-Jaw-Roll) Mills (Ball-Rod-Tube) Hoists Rubber Calenders-Extruders-Mills	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Chokable Equipment	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

FOR A GOOD COMMERCIAL DRIVE SELECTION, USE CONTINUOUS SERVICE FACTOR

Stock Drive Selection

TYPICAL EXAMPLE

1. The driver is a 5 HP, normal torque electric motor.
2. The driver speed is 1750 RPM.
3. A speed reducer for a Martin screw conveyor is to be driven at 800 RPM.
4. The desired center distance is 20".
5. The driver shaft diameter is 1⅞ and the driven shaft diameter is also 1⅞.
6. The conveyor will operate 18-20 hours per day.

TABLE 2 — HiCap Wedge Cross Section Selection Chart

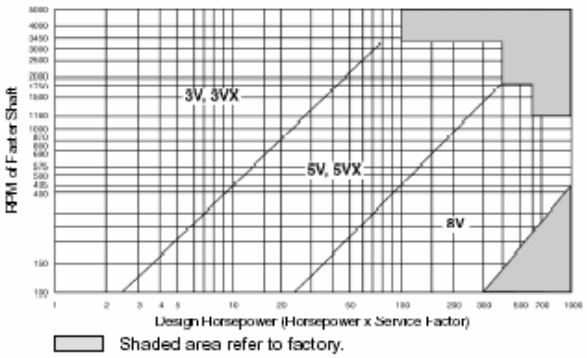


TABLE 3 — Conventional Cross Section Selection

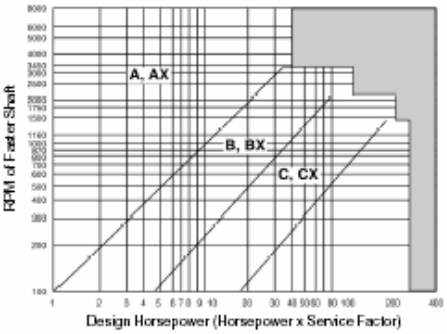


TABLE 4 — Minimum Recommended Sheave Diameters for Electric Motors

MOTOR HORSE-POWER	MOTOR RPM					
	575	695	870	1160	1750	3450
.50	2.50	2.50	2.50	—	—	—
.75	3.00	2.50	2.50	2.50	—	—
1.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25	—
1.50	3.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25
2.00	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50	2.50
3.00	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50
5.00	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50
7.50	4.25	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00
10.00	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75	3.00
15.00	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75
20.00	8.25	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50
25.00	9.00	8.25	6.75	6.00	4.50	4.50*
* 30.00	10.00	9.00	6.75	6.75	5.25	—
40.00	10.00	10.00	8.25	6.75	6.00	—
50.00	11.00	10.00	9.00	8.25	6.75	—
60.00	12.00	11.00	10.00	9.00	7.50	—
75.00	14.00	13.00	10.00	10.00	9.00	—
100.00	18.00	15.00	13.00	13.00	10.00	—
125.00	20.00	18.00	15.00	13.00	11.00	—
150.00	22.00	20.00	18.00	13.00	—	—
200.00	22.00	22.00	22.00	—	—	—
250.00	22.00	22.00	—	—	—	—
300.00	27.00	27.00	—	—	—	—

*NOTE: Data above the line are from National Electrical Manufacturers Association Standard MG1-3.16 and MG1-3.16A. Data below the line are a composite of Electrical Motor Manufacturers data. They are generally conservative, and specific motors and bearings may permit the use of a smaller motor sheave. Consult the motor manufacturer.

CAUTION

DO NOT USE STOCK SHEAVES ON SUCH EQUIPMENT AS DEBARKERS, WOOD CHIPPERS, CRUSHERS OR OTHER EQUIPMENT SUBJECT TO SEVERE SHOCK LOADS. CONSULT Martin FOR RECOMMENDATIONS.

B Stock Drive Selection

Speed Ratio	Sheave Combination		Driven Speeds and HP Per Belt									Nominal Center Distance And Arc-Length Correction Factors					
			3500 RPM DriveR			1750 RPM DriveR			1160 RPM DriveR			B/BX Belt Length Designation					
	DriveR P.D.	DriveN P.D.	DriveN RPM	HP Per Belt B	HP Per Belt BX	DriveN RPM	HP Per Belt B	HP Per Belt BX	DriveN RPM	HP Per Belt B	HP Per Belt BX	35	38	42	46	51	60
2.63	7.0	18.4	1332	14.59	20.17	666	11.48	13.55	441	8.54	9.78	—	—	—	—	—	—
2.66	5.8	15.4	1318	11.46	16.08	659	8.51	10.36	437	6.33	7.46	—	—	—	—	—	13.4
2.66	9.4	25.0	+	+	+	658	16.73	19.36	436	12.70	14.18	—	—	—	—	—	—
2.67	6.0	16.0	1313	12.07	16.83	656	9.02	10.91	435	6.71	7.85	—	—	—	—	—	—
2.70	4.6	12.4	1298	7.15	11.03	649	5.34	7.01	430	4.03	5.07	—	—	—	—	12.4	17.1
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.0	0.0	0.0	0.0	0.78	0.94
2.70	7.4	20.0	+	+	+	647	12.42	14.57	429	9.26	10.53	—	—	—	—	—	—
2.71	6.8	18.4	1293	14.16	19.57	647	11.00	13.03	429	8.18	9.40	—	—	—	—	—	—
2.72	5.0	13.6	1287	8.71	12.81	643	6.42	8.14	426	4.81	5.88	—	—	—	—	—	15.7
2.75	4.0	11.0	1273	4.61	8.19	636	3.68	5.27	422	2.85	3.85	—	—	9.5	11.6	14.2	18.8
2.75	5.6	15.4	1273	10.83	15.30	636	8.00	9.82	422	5.96	7.07	—	—	—	—	—	13.5
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.0	0.0	0.72	0.76	0.90	0.95
2.76	3.4	9.4	1266	1.82	5.15	633	1.97	3.48	420	1.64	2.60	—	9.4	11.5	13.5	16.1	20.6
2.76	5.8	16.0	1269	11.47	16.08	634	8.52	10.36	420	6.34	7.46	—	—	—	—	—	—
2.79	6.6	18.4	1255	13.69	18.93	628	10.52	12.51	416	7.82	9.01	—	—	—	—	—	—
2.82	4.4	12.4	1242	6.33	10.11	621	4.80	6.43	412	3.64	4.67	—	—	—	—	12.6	17.2
2.83	4.8	13.6	1235	7.95	11.94	618	5.89	7.58	409	4.42	5.48	—	—	—	—	11.1	15.8
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.0	0.71	0.75	0.78	0.91	0.96
2.85	5.4	15.4	1227	10.16	14.50	614	7.48	9.27	407	5.58	6.68	—	—	—	—	—	13.6
2.86	5.6	16.0	1225	10.83	15.31	612	8.00	9.82	406	5.96	7.07	—	—	—	—	—	12.9
2.86	7.0	20.0	1225	14.59	20.18	613	11.48	13.55	406	8.55	9.78	—	—	—	—	—	—
2.87	6.4	18.4	1217	13.19	18.26	609	10.03	11.98	403	7.45	8.63	—	—	—	—	—	—
2.89	3.8	11.0	1209	3.71	7.20	605	3.12	4.68	401	2.45	3.43	—	—	9.6	11.7	14.3	18.9
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.0	0.0	0.71	0.76	0.90	0.95
2.91	8.6	25.0	+	+	+	602	15.09	17.51	399	11.36	12.75	—	—	—	—	—	—
2.94	6.8	20.0	1190	14.17	19.57	595	11.01	13.03	394	8.19	9.40	—	—	—	—	—	—
2.95	4.2	12.4	1185	5.49	9.16	593	4.24	5.85	393	3.25	4.26	—	—	—	—	12.7	17.4
2.96	4.6	13.6	1184	7.16	11.04	592	5.35	7.01	392	4.04	5.07	—	—	—	—	11.2	16.0
2.96	5.2	15.4	1182	9.45	13.67	591	6.96	8.71	392	5.20	6.28	—	—	—	—	—	13.8
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.0	0.0	0.0	0.0	0.77	0.94
2.96	5.4	16.0	1181	10.16	14.50	591	7.48	9.27	391	5.58	6.68	—	—	—	—	—	13.0
2.97	6.2	18.4	1179	12.66	17.57	590	9.53	11.45	391	7.08	8.24	—	—	—	—	—	—
3.03	6.6	20.0	1155	13.70	18.94	577	10.52	12.51	383	7.82	9.02	—	—	—	—	—	—
3.06	3.6	11.0	1145	2.79	6.19	573	2.55	4.08	380	2.05	3.02	—	—	9.7	11.9	14.5	19.1
3.07	6.0	18.4	1141	12.08	16.84	571	9.03	10.91	378	6.71	7.86	—	—	—	—	—	—
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.0	0.0	0.71	0.75	0.79	0.95
3.08	5.0	15.4	1136	8.72	12.82	568	6.43	8.15	377	4.81	5.88	—	—	—	—	—	13.9
3.08	5.2	16.0	1137	9.46	13.68	569	6.96	8.71	377	5.20	6.28	—	—	—	—	—	13.1
3.09	4.4	13.6	1132	6.34	10.11	566	4.80	6.44	375	3.64	4.67	—	—	—	—	11.3	16.1
3.10	4.0	12.4	1129	4.62	8.20	565	3.69	5.27	374	2.85	3.85	—	—	—	10.2	12.8	17.5
3.13	6.4	20.0	1120	13.20	18.27	560	10.03	11.98	371	7.46	8.63	—	—	—	—	—	—
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.0	0.0	0.0	0.72	0.77	0.94
3.13	8.0	25.0	+	+	+	560	13.79	16.07	371	10.32	11.65	—	—	—	—	—	—
3.17	5.8	18.4	1103	11.48	16.09	552	8.52	10.37	366	6.34	7.47	—	—	—	—	—	—
3.19	9.4	30.0	+	+	+	548	16.74	19.37	363	12.70	14.19	—	—	—	—	—	—
3.20	5.0	16.0	1094	8.73	12.82	547	6.43	8.15	363	4.82	5.88	—	—	—	—	—	13.3
3.21	4.8	15.4	1091	7.96	11.95	545	5.89	7.58	362	4.43	5.48	—	—	—	—	—	14.0
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.78
3.23	6.2	20.0	1085	12.66	17.57	542	9.54	11.45	360	7.09	8.25	—	—	—	—	—	—
3.24	3.4	11.0	1082	1.84	5.17	541	1.97	3.49	359	1.64	2.60	—	—	9.9	12.0	14.6	19.2
3.24	4.2	13.6	1081	5.50	9.17	540	4.25	5.86	358	3.25	4.26	—	—	—	—	11.5	16.2
3.26	3.8	12.4	1073	3.72	7.21	536	3.12	4.68	355	2.45	3.44	—	—	—	10.3	13.0	17.7
3.29	5.6	18.4	1065	10.84	15.32	533	8.01	9.82	353	5.96	7.07	—	—	—	—	—	—
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.0	0.0	0.71	0.75	0.79	0.95
3.33	4.8	16.0	1050	7.96	11.95	525	5.89	7.59	348	4.43	5.48	—	—	—	—	—	13.4
3.33	6.0	20.0	1050	12.09	16.85	525	9.03	10.91	348	6.72	7.86	—	—	—	—	—	—
3.35	4.6	15.4	1045	7.17	11.05	523	5.35	7.01	346	4.04	5.08	—	—	—	—	—	14.2
3.38	7.4	25.0	+	+	+	518	12.43	14.58	343	9.27	10.54	—	—	—	—	—	—
3.40	4.0	13.6	1029	4.62	8.20	515	3.69	5.27	341	2.85	3.85	—	—	—	—	11.6	16.4
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.0	0.0	0.0	0.0	0.74	0.92

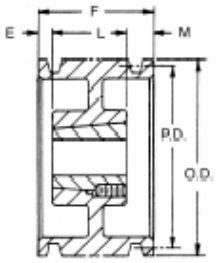
B = STANDARD V-BELT
BX = COGGED/NOTCHED V-BELT
+ IF RIM SPEED EXCEEDS 6500 FEET PER MINUTE, CONSULT Martin.

Stock Drive Selection B

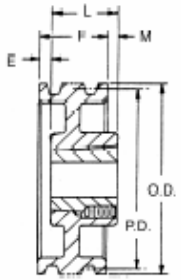
Nominal Center Distances And Arc-Length Correction Factor																Sheave Combination		Speed Ratio
B/5X Belt Length Designation																DriveR P.D.	DrivenN P.D.	
68	75	81	85	90	97	105	112	120	128	158	180	195	210	240	300			
—	17.5	20.7	22.7	25.3	28.9	33.0	36.5	40.6	44.6	59.7	70.7	78.2	85.8	100.0	130.1	7.0	18.4	2.63
17.6	21.2	24.3	26.3	28.9	32.4	36.4	40.0	44.0	48.0	63.1	74.1	81.6	89.1	103.4	133.4	5.8	15.4	2.66
—	—	—	—	—	20.9	25.2	28.8	33.0	37.1	52.3	63.4	71.0	78.5	92.8	122.9	9.4	25.0	2.66
16.9	20.5	23.6	25.6	28.2	31.7	35.8	39.3	43.3	47.4	62.4	73.5	81.0	88.5	102.7	132.8	6.0	16.0	2.67
21.2	24.7	27.8	29.8	32.3	35.8	39.9	43.4	47.4	51.4	66.4	77.5	85.0	92.5	106.7	136.7	4.6	12.4	2.70
0.88	0.91	0.94	0.95	0.97	0.99	1.01	1.03	1.05	1.07	1.12	1.16	1.18	1.20	1.23	1.29			
—	—	18.8	20.9	23.5	27.1	31.2	34.8	38.9	42.9	58.0	69.1	76.6	84.1	98.4	128.5	7.4	20.0	2.70
—	17.7	20.8	22.9	25.4	29.0	33.1	36.6	40.7	44.7	59.8	70.9	78.4	85.9	100.2	130.2	6.8	18.4	2.71
19.8	23.4	26.4	28.5	31.0	34.5	38.6	42.1	46.1	50.1	65.1	76.2	83.7	91.2	105.5	135.5	5.0	13.6	2.72
22.9	26.4	29.4	31.4	33.9	37.5	41.5	45.0	49.0	53.0	68.0	79.0	86.5	94.1	108.3	138.3	4.0	11.0	2.75
17.7	21.3	24.4	26.5	29.0	32.5	36.6	40.1	44.1	48.2	63.2	74.2	81.8	89.3	103.5	133.6	5.6	15.4	2.75
0.89	0.92	0.94	0.96	0.97	0.99	1.02	1.03	1.05	1.07	1.13	1.16	1.18	1.20	1.23	1.29			
24.7	28.3	31.2	33.2	35.7	39.2	43.2	46.8	50.8	54.8	69.8	80.8	88.3	95.8	110.1	140.1	3.4	9.4	2.76
17.0	20.6	23.7	25.8	28.3	31.9	35.9	39.4	43.5	47.5	62.6	73.6	81.1	88.6	102.9	132.9	5.8	16.0	2.76
—	17.8	20.9	23.0	25.6	29.2	33.2	36.8	40.8	44.9	60.0	71.0	78.5	86.1	100.3	130.4	6.6	18.4	2.79
21.3	24.9	27.9	29.9	32.5	36.0	40.0	43.5	47.5	51.6	66.6	77.6	85.1	92.6	106.9	136.9	4.4	12.4	2.82
20.0	23.5	26.6	28.6	31.1	34.7	38.7	42.2	46.2	50.3	65.3	76.3	83.8	91.3	105.6	135.6	4.8	13.6	2.83
0.90	0.93	0.95	0.96	0.98	1.00	1.02	1.04	1.06	1.07	1.13	1.16	1.18	1.20	1.24	1.29			
17.9	21.5	24.6	26.6	29.1	32.7	36.7	40.3	44.3	48.3	63.4	74.4	81.9	89.4	103.7	133.7	5.4	15.4	2.85
17.1	20.8	23.9	25.9	28.5	32.0	36.1	39.6	43.6	47.7	62.7	73.8	81.3	88.8	103.1	133.1	5.6	16.0	2.86
—	15.9	19.1	21.2	23.8	27.4	31.5	35.1	39.2	43.2	58.3	69.4	76.9	84.4	98.7	128.8	7.0	20.0	2.86
—	17.9	21.1	23.1	25.7	29.3	33.4	36.9	41.0	45.0	60.1	71.2	78.7	86.2	100.5	130.5	6.4	18.4	2.87
23.0	26.5	29.6	31.6	34.1	37.6	41.6	45.1	49.1	53.2	68.2	79.2	86.7	94.2	108.5	138.5	3.8	11.0	2.89
0.89	0.92	0.94	0.96	0.97	0.99	1.01	1.03	1.05	1.07	1.12	1.16	1.18	1.20	1.23	1.29			
—	—	—	—	—	21.4	25.7	29.4	33.5	37.6	52.9	64.0	71.5	79.1	93.4	123.5	8.6	25.0	2.91
—	16.0	19.2	21.3	23.9	27.6	31.7	35.2	39.3	43.3	58.5	69.5	77.1	84.6	98.9	128.9	6.6	20.0	2.94
21.5	25.0	28.1	30.1	32.6	36.1	40.2	43.7	47.7	51.7	66.7	77.8	85.3	92.8	107.0	137.1	4.2	12.4	2.95
20.1	23.7	26.7	28.8	31.3	34.8	38.8	42.4	46.4	50.4	65.5	76.5	84.0	91.5	105.8	135.8	4.6	13.6	2.96
18.0	21.6	24.7	26.7	29.3	32.8	36.9	40.4	44.4	48.5	63.5	74.5	82.1	89.6	103.8	133.9	5.2	15.4	2.96
0.88	0.91	0.93	0.95	0.97	0.99	1.01	1.03	1.05	1.06	1.12	1.16	1.18	1.20	1.23	1.29			
17.3	20.9	24.0	26.1	28.6	32.2	36.2	39.7	43.8	47.8	62.9	73.9	81.4	88.9	103.2	133.2	5.4	16.0	2.96
14.3	18.0	21.2	23.3	25.9	29.4	33.5	37.1	41.1	45.2	60.3	71.3	78.8	86.4	100.6	130.7	6.2	18.4	2.97
—	16.1	19.3	21.5	24.1	27.7	31.8	35.4	39.4	43.5	58.6	69.7	77.2	84.7	99.0	129.1	6.6	20.0	3.03
23.1	26.7	29.7	31.7	34.2	37.8	41.8	45.3	49.3	53.3	68.3	79.3	86.9	94.4	108.6	138.6	3.6	11.0	3.06
14.4	18.2	21.3	23.4	26.0	29.6	33.7	37.2	41.3	45.3	60.4	71.5	79.0	86.5	100.8	130.8	6.0	18.4	3.07
0.89	0.92	0.94	0.95	0.97	0.99	1.01	1.03	1.05	1.07	1.12	1.16	1.18	1.20	1.23	1.29			
18.1	21.8	24.8	26.9	29.4	33.0	37.0	40.5	44.6	48.6	63.7	74.7	82.2	89.7	104.0	134.0	5.0	15.4	3.08
17.4	21.1	24.1	26.2	28.7	32.3	36.3	39.9	43.9	47.9	63.0	74.1	81.6	89.1	103.4	133.4	5.2	16.0	3.08
20.2	23.8	26.9	28.9	31.4	35.0	39.0	42.5	46.5	50.6	65.6	76.6	84.1	91.6	105.9	135.9	4.4	13.6	3.09
21.6	25.2	28.2	30.2	32.8	36.3	40.3	43.8	47.8	51.8	66.9	77.9	85.4	92.9	107.2	137.2	4.0	12.4	3.10
—	16.2	19.5	21.6	24.2	27.8	31.9	35.5	39.6	43.6	58.8	69.8	77.4	84.9	99.2	129.2	6.4	20.0	3.13
0.88	0.91	0.93	0.95	0.96	0.99	1.01	1.03	1.05	1.06	1.12	1.16	1.18	1.20	1.23	1.29			
—	—	—	—	—	21.8	26.1	29.8	33.9	38.0	53.3	64.4	72.0	79.5	93.8	123.9	8.0	25.0	3.13
14.5	18.3	21.5	23.6	26.1	29.7	33.8	37.4	41.4	45.5	60.6	71.6	79.1	86.7	100.9	131.0	5.8	18.4	3.17
—	—	—	—	—	—	—	23.7	28.1	32.3	47.8	59.1	66.7	74.2	88.6	118.8	9.4	30.0	3.19
17.5	21.2	24.3	26.3	28.9	32.4	36.5	40.0	44.1	48.1	63.2	74.2	81.7	89.2	103.5	133.5	5.0	16.0	3.20
18.3	21.9	25.0	27.0	29.6	33.1	37.2	40.7	44.7	48.7	63.8	74.8	82.4	89.9	104.2	134.2	4.8	15.4	3.21
0.84	0.88	0.91	0.93	0.95	0.97	1.00	1.01	1.04	1.05	1.11	1.15	1.17	1.19	1.23	1.29			
—	16.4	19.6	21.7	24.3	28.0	32.1	35.7	39.7	43.8	58.9	70.0	77.5	85.0	99.3	129.4	6.2	20.0	3.23
23.3	26.8	29.8	31.9	34.4	37.9	41.9	45.4	49.4	53.5	68.5	79.5	87.0	94.5	108.8	138.8	3.4	11.0	3.24
20.4	24.0	27.0	29.0	31.6	35.1	39.1	42.7	46.7	50.7	65.8	76.8	84.3	91.8	106.1	136.1	4.2	13.6	3.24
21.8	25.3	28.4	30.4	32.9	36.4	40.4	44.0	48.0	52.0	67.0	78.1	85.6	93.1	107.3	137.4	3.8	12.4	3.26
14.7	18.4	21.6	23.7	26.3	29.9	33.9	37.5	41.6	45.6	60.7	71.8	79.3	86.8	101.1	131.1	5.6	18.4	3.29
0.89	0.92	0.94	0.95	0.97	0.99	1.01	1.03	1.05	1.07	1.12	1.16	1.18	1.20	1.23	1.29			
17.7	21.3	24.4	26.5	29.0	32.6	36.6	40.2	44.2	48.2	63.3	74.4	81.9	89.4	103.7	133.7	4.8	16.0	3.33
—	16.5	19.7	21.9	24.5	28.1	32.2	35.8	39.9	43.9	59.1	70.1	77.7	85.2	99.5	129.5	6.0	20.0	3.33
18.4	22.0	25.1	27.2	29.7	33.3	37.3	40.8	44.9	48.9	64.0	75.0	82.5	90.0	104.3	134.3	4.6	15.4	3.35
—	—	—	—	18.3	22.2	26.5	30.2	34.3	38.4	53.7	64.9	72.4	80.0	94.3	124.4	7.4	25.0	3.38
20.5	24.1	27.2	29.2	31.7	35.3	39.3	42.8	46.8	50.9	65.9	76.9	84.4	92.0	106.2	136.2	4.0	13.6	3.40
0.87	0.90	0.93	0.94	0.96	0.98	1.00	1.02	1.04	1.06	1.12	1.15	1.18	1.20	1.23	1.29			

FOR BELT SIZES NOT SHOWN, INTERPOLATE FOR ADDITIONAL CENTER DISTANCE.

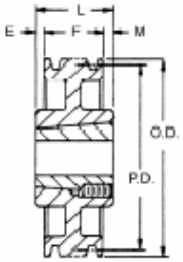
A/B Combination Groove Conventional Taper Bushed Stock Sheaves



TYPE A



TYPE B



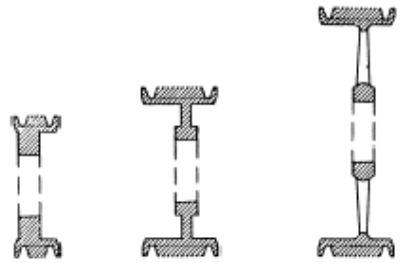
TYPE C

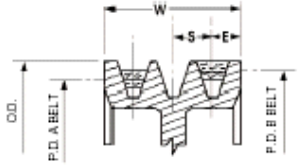
Dimensions in inches, weight in pounds

1 Groove F = 1*											2 Groove F = 1¾							
Part Number	Diameters A Bolts	Diameters B Bolts	OD	Type	Bush	Bush Max. Bore	E	L Thru Bore	M	Wt. Less Bush	Part Number	Type	Bush	Bush Max. Bore	E	L Thru Bore	M	Wt. Less Bush
1 B 34 TB	3.0	3.4	3.75	A-1	1210	1	0	1	0	2.2	2 B 34 TB	A-1	1210	1	⅜	1	0	2.2
1 B 36 TB	3.2	3.6	3.95	A-1	1210	1	0	1	0	2.6	2 B 36 TB	A-1	1210	1	⅜	1	0	2.6
1 B 38 TB	3.4	3.8	4.15	A-1	1610	1⅜	0	1	0	2.8	2 B 38 TB	A-1	1610	1⅜	⅜	1	0	2.8
1 B 40 TB	3.6	4.0	4.35	A-1	1610	1⅜	0	1	0	3.0	2 B 40 TB	A-1	1610	1⅜	⅜	1	0	3.0
1 B 42 TB	3.8	4.2	4.55	A-1	1610	1⅜	0	1	0	3.5	2 B 42 TB	A-1	1610	1⅜	⅜	1	0	4.0
1 B 44 TB	4.0	4.4	4.75	A-1	1610	1⅜	0	1	0	3.8	2 B 44 TB	A-1	1610	1⅜	⅜	1	0	4.5
1 B 46 TB	4.2	4.6	4.95	A-1	1610	1⅜	0	1	0	4.0	2 B 46 TB	A-1	1610	1⅜	⅜	1	0	5.0
1 B 48 TB	4.4	4.8	5.15	A-1	1610	1⅜	0	1	0	4.5	2 B 48 TB	A-1	1610	1⅜	⅜	1	0	5.5
1 B 50 TB	4.6	5.0	5.35	A-1	1610	1⅜	0	1	0	4.8	2 B 50 TB	A-1	1610	1⅜	⅜	1	0	6.0
1 B 52 TB	4.8	5.2	5.55	A-1	1610	1⅜	0	1	0	5.0	2 B 52 TB	A-1	1610	1⅜	⅜	1	0	6.5
1 B 54 TB	5.0	5.4	5.75	A-1	1610	1⅜	0	1	0	5.5	2 B 54 TB	A-1	1610	1⅜	⅜	1	0	7.0
1 B 56 TB	5.2	5.6	5.95	A-1	1610	1⅜	0	1	0	6.0	2 B 56 TB	A-1	1610	1⅜	⅜	1	0	8.2
1 B 58 TB	5.4	5.8	6.15	A-1	1610	1⅜	0	1	0	6.3	2 B 58 TB	A-1	1610	1⅜	⅜	1	0	8.6
1 B 60 TB	5.6	6.0	6.35	A-1	1610	1⅜	0	1	0	6.7	2 B 60 TB	A-1	1610	1⅜	⅜	1	0	8.8
1 B 62 TB	5.8	6.2	6.55	A-1	1610	1⅜	0	1	0	7.0	2 B 62 TB	A-1	1610	1⅜	⅜	1	0	9.0
1 B 64 TB	6.0	6.4	6.75	A-1	1610	1⅜	0	1	0	8.0	2 B 64 TB	A-1	1610	1⅜	⅜	1	0	10.0
1 B 66 TB	6.2	6.6	6.95	A-1	1610	1⅜	0	1	0	8.5	2 B 66 TB	A-1	1610	1⅜	⅜	1	0	10.5
1 B 68 TB	6.4	6.8	7.15	A-1	1610	1⅜	0	1	0	9.0	2 B 68 TB	A-1	1610	1⅜	⅜	1	0	11.0
1 B 74 TB	7.0	7.4	7.75	B-1	2517	2⅛	0	1⅜	⅜	9.4	2 B 74 TB	A-1	2517	2⅛	0	1⅜	0	16.0
1 B 86 TB	8.2	8.6	8.95	B-2	2517	2⅛	0	1⅜	⅜	12.0	2 B 86 TB	A-2	2517	2⅛	0	1⅜	0	18.0
1 B 94 TB	9.0	9.4	9.75	B-2	2517	2⅛	0	1⅜	⅜	14.0	2 B 94 TB	A-2	2517	2⅛	0	1⅜	0	20.0
1 B 110 TB	10.6	11.0	11.35	B-2	2517	2⅛	0	1⅜	⅜	18.0	2 B 110 TB	A-2	2517	2⅛	0	1⅜	0	25.0
1 B 124 TB	12.0	12.4	12.75	C-3	2517	2⅛	⅜	1⅜	⅜	18.5	2 B 124 TB	A-3	2517	2⅛	0	1⅜	0	27.0
1 B 154 TB	15.0	15.4	15.75	C-3	2517	2⅛	⅜	1⅜	⅜	19.0	2 B 154 TB	A-3	2517	2⅛	0	1⅜	0	31.0
1 B 184 TB*	18.0	18.4	18.75	C-3	2517	2⅛	⅜	1⅜	⅜	24.0	2 B 184 TB	A-3	2517	2⅛	0	1⅜	0	33.0
	19.6	20.0	20.35								2 B 200 TB	C-3	3020	3	0	2	⅜	49.0
	24.6	25.0	25.35								2 B 250 TB	C-3	3020	3	0	2	⅜	65.0
	29.6	30.0	30.35								2 B 300 TB	C-3	3020	3	0	2	⅜	75.0
	37.6	38.0	38.35								2 B 380 TB	C-3	3020	3	0	2	⅜	112.0

* F = 1" 1 B 154 TB
F = 1¾" for 1 B 184 TB

Martin Combination Groove Conventional Taper Bushed Stock Sheaves A/B





W = S (N-1) + 2E
N = No. of Grooves

Drawing shows position of "A" and "B" belts in groove.

Combination Groove Dimensions

Belt Section	E	S	O.D.
"AB"	⅜	⅝	P.D. "B" +.35

Dimensions in inches, weight in pounds

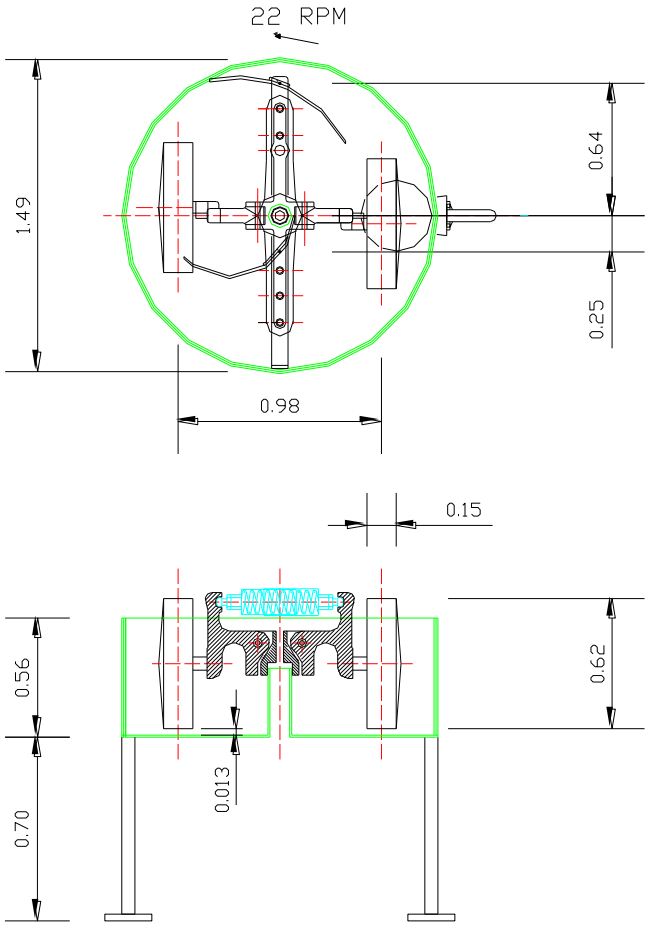
3 Groove F = 2½											4 Groove F = 3¼								
Part Number	Diameters A Belts	Diameters B Belts	OD	Type	Bush	Bush Max. Bore	E	L Thru Bore	M	Wt. Less Bush	Part Number	Type	Bush	Bush Max. Bore	E	L Thru Bore	M	Wt. Less Bush
3 B 34 TB	3.0	3.4	3.75	A-1	1210	1⅛	1½	1	0	3.0	4 B 34 TB	A-1	1210	1⅛	2⅛	1	0	3.0
3 B 36 TB	3.2	3.6	3.95	A-1	1210	1⅛	1½	1	0	3.5	4 B 36 TB	A-1	1210	1⅛	2⅛	1	0	3.5
3 B 38 TB	3.4	3.8	4.15	A-1	1610	1⅜	1½	1	0	4.0	4 B 38 TB	A-1	1610	1⅜	2⅛	1	0	4.0
3 B 40 TB	3.6	4.0	4.35	A-1	1610	1⅜	1½	1	0	5.0	4 B 40 TB	A-1	1610	1⅜	2⅛	1	0	5.0
3 B 42 TB	3.8	4.2	4.55	A-1	1610	1⅜	1½	1	0	6.0	4 B 42 TB	A-1	1610	1⅜	2⅛	1	0	5.5
3 B 44 TB	4.0	4.4	4.75	A-1	1610	1⅜	1½	1	0	6.5	4 B 44 TB	A-1	1610	1⅜	2⅛	1	0	6.0
3 B 46 TB	4.2	4.6	4.95	A-1	1610	1⅜	1½	1	0	7.0	4 B 46 TB	A-1	1610	1⅜	2⅛	1	0	7.0
3 B 48 TB	4.4	4.8	5.15	A-1	1610	1⅜	1½	1	0	8.0	4 B 48 TB	A-1	1610	1⅜	2⅛	1	0	8.0
3 B 50 TB	4.6	5.0	5.35	A-1	1610	1⅜	1½	1	0	8.5	4 B 50 TB	A-1	2517	2⅛	1⅜	1⅜	0	8.5
3 B 52 TB	4.8	5.2	5.55	A-1	1610	1⅜	1½	1	0	9.0	4 B 52 TB	A-1	2517	2⅛	1⅜	1⅜	0	9.0
3 B 54 TB	5.0	5.4	5.75	A-1	2517	2⅛	1½	1⅜	0	9.5	4 B 54 TB	A-1	2517	2⅛	1⅜	1⅜	0	9.5
3 B 56 TB	5.2	5.6	5.95	A-1	2517	2⅛	1½	1⅜	0	10.0	4 B 56 TB	A-1	2517	2⅛	1⅜	1⅜	0	10.0
3 B 58 TB	5.4	5.8	6.15	A-1	2517	2⅛	⅝	1⅜	0	10.5	4 B 58 TB	A-1	2517	2⅛	1⅜	1⅜	0	12.0
3 B 60 TB	5.6	6.0	6.35	A-1	2517	2⅛	⅝	1⅜	0	11.0	4 B 60 TB	A-1	2517	2⅛	1⅜	1⅜	0	12.5
3 B 62 TB	5.8	6.2	6.55	A-1	2517	2⅛	⅝	1⅜	0	11.5	4 B 62 TB	A-1	2517	2⅛	1⅜	1⅜	0	13.0
3 B 64 TB	6.0	6.4	6.75	A-1	2517	2⅛	⅝	1⅜	0	12.0	4 B 64 TB	A-1	2517	2⅛	1⅜	1⅜	0	14.0
3 B 66 TB	6.2	6.6	6.95	A-1	2517	2⅛	⅝	1⅜	0	12.3	4 B 66 TB	A-1	2517	2⅛	1⅜	1⅜	0	15.0
3 B 68 TB	6.4	6.8	7.15	A-1	2517	2⅛	⅝	1⅜	0	12.8	4 B 68 TB	A-1	2517	2⅛	1⅜	1⅜	0	16.0
3 B 74 TB	7.0	7.4	7.75	A-1	2517	2⅛	⅝	1⅜	0	16.0	4 B 74 TB	A-1	2517	2⅛	1⅜	1⅜	0	20.0
3 B 86 TB	8.2	8.6	8.95	A-2	2517	2⅛	⅝	1⅜	0	19.0	4 B 86 TB	A-2	2517	2⅛	1⅜	1⅜	0	21.0
3 B 94 TB	9.0	9.4	9.75	A-2	2517	2⅛	⅝	1⅜	0	21.0	4 B 94 TB	A-2	2517	2⅛	1⅜	1⅜	0	23.0
3 B 110 TB	10.6	11.0	11.35	A-2	2517	2⅛	⅝	1⅜	0	24.0	4 B 110 TB	A-2	2517	2⅛	1⅜	1⅜	0	28.0
3 B 124 TB	12.0	12.4	12.75	A-3	2517	2⅛	0	1⅜	⅝	28.0	4 B 124 TB	A-3	2517	2⅛	⅝	1⅜	1⅛	34.0
3 B 154 TB	15.0	15.4	15.75	A-3	2517	2⅛	0	1⅜	⅝	30.0	4 B 154 TB	A-3	2517	2⅛	⅝	1⅜	1⅛	42.0
3 B 184 TB	18.0	18.4	18.75	A-3	2517	2⅛	0	1⅜	⅝	44.0	4 B 184 TB	A-3	2517	2⅛	⅝	1⅜	1	53.0
3 B 200 TB	19.6	20.0	20.35	A-3	3020	3	0	2	⅝	58.0	4 B 200 TB	A-3	3020	3	⅝	2	⅝	63.0
3 B 250 TB	24.6	25.0	25.35	A-3	3020	3	0	2	⅝	74.0	4 B 250 TB	A-3	3030	3	0	3	1⅛	80.0
3 B 300 TB	29.6	30.0	30.35	A-3	3020	3	0	2	⅝	84.0	4 B 300 TB	A-3	3030	3	0	3	1⅛	100.0
3 B 380 TB	37.6	38.0	38.35	B-3	3020	3	0	3	⅝	135.0	4 B 380 TB	A-3	3030	3	0	3	1⅛	142.0

Weights do not include bushings. See page B-10–B-12 for additional bushing dimensions.

PLANOS

- Dibujo # 1: Mezclador de Arena
- Dibujo # 2: Tornillo sinfín
- Dibujo # 3: Corona del reductor
- Dibujo # 4: Dimensiones del las paletas del mezclador

RevNo	Revision note	Date	Signature	Checked



Nota:
Unidades en metros

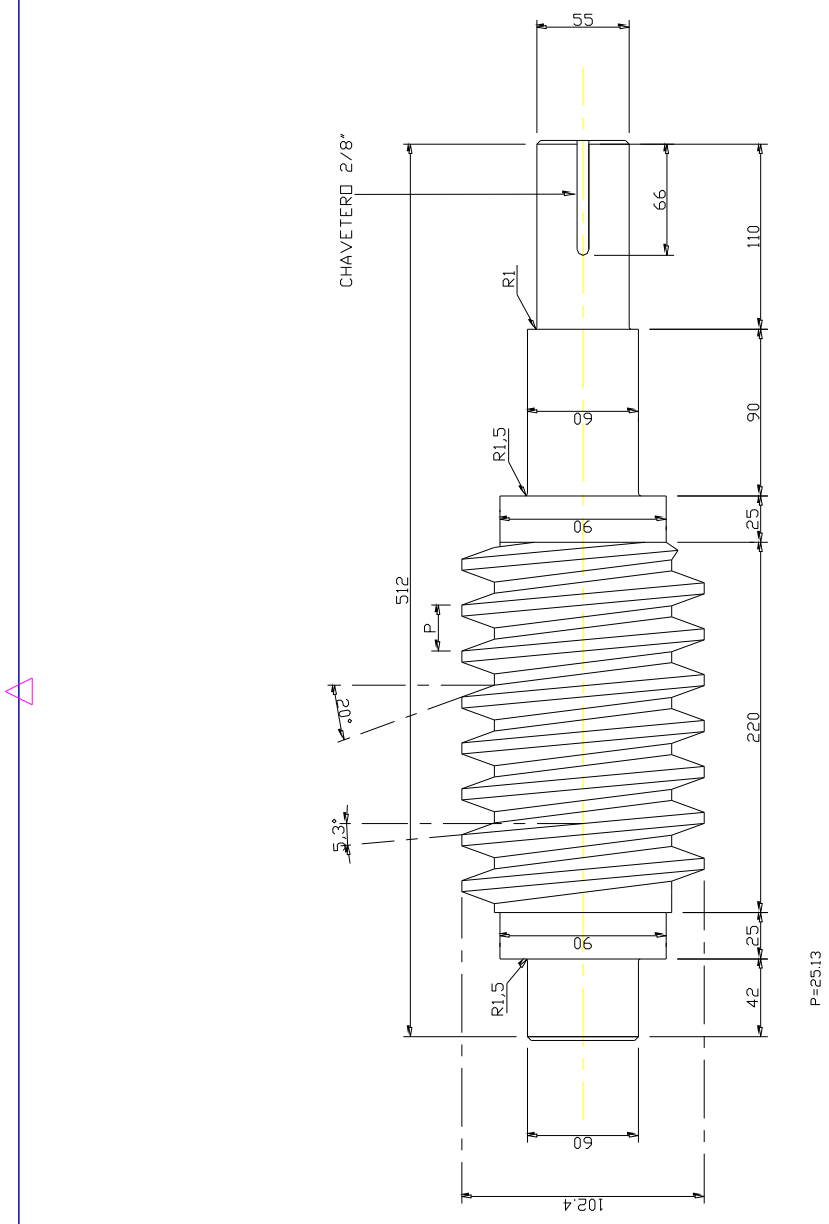
Designed by	Approved by	Date	Scale
Pablo Aguilar R.	Ing. Ignacio Weisner	2005	

ESPOL

MERCLADOR DE ARENA

Dibujo # 1

RevNo	Revision note	Date	Signature	Checked



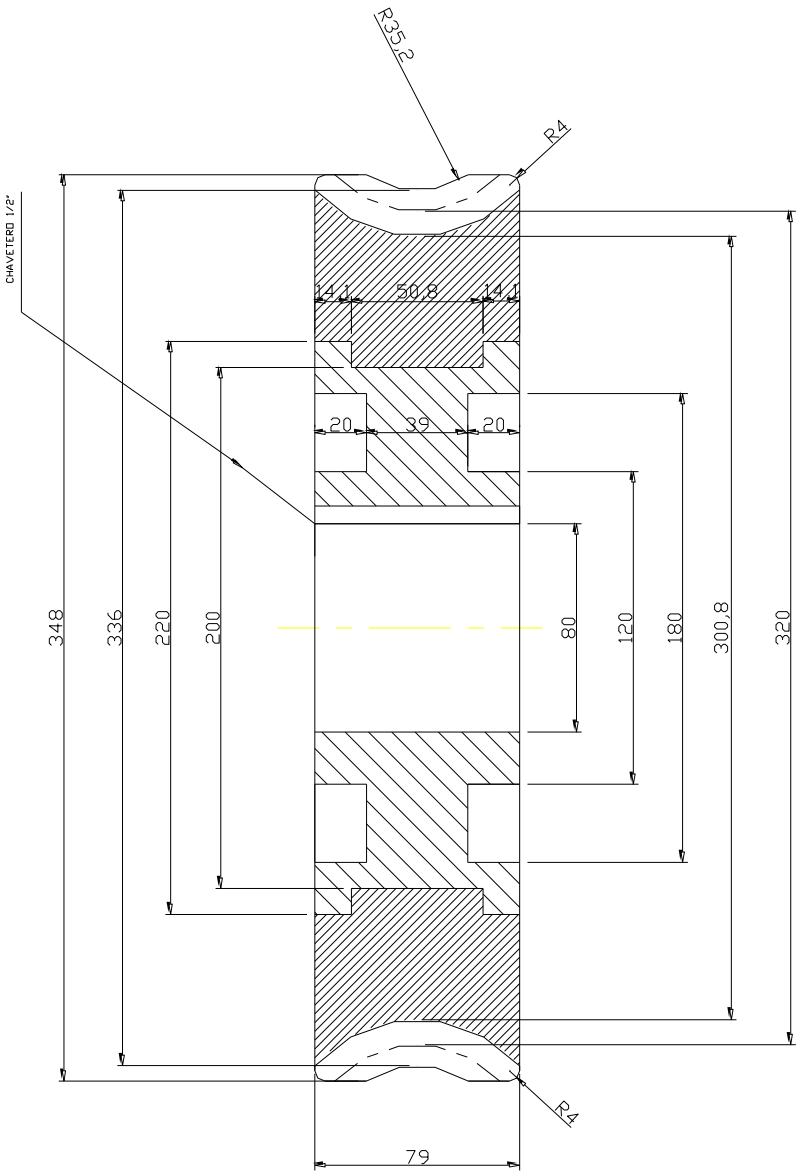
Designed by	Checked by	File name	Date	Scale
Pablo Aguilar	Ing. Ignacio Wiesner	FILENAME	2005	

ESPOL

TORNILLO SINFIN

Dibujo #2

RevNo	Revision note	Date	Signature	Checked



Nota:
Unidades en milimetros

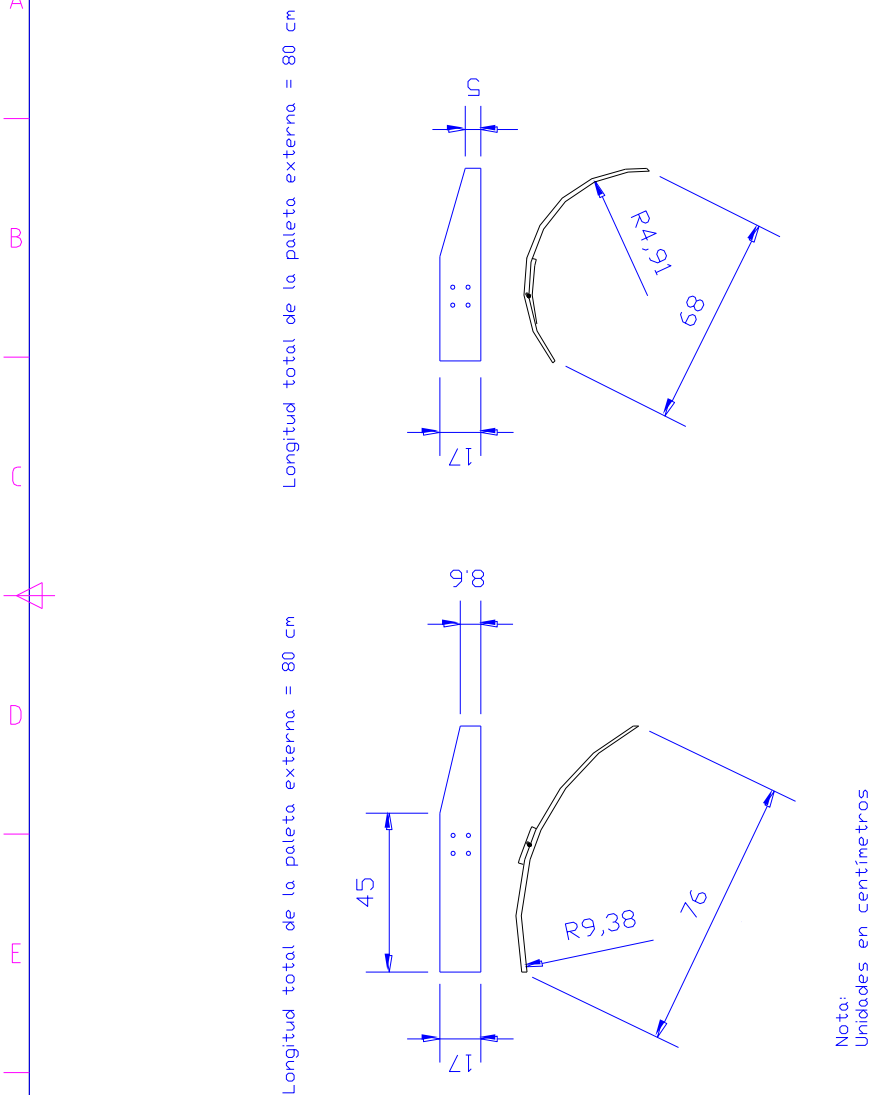
Designed by	Approved by - date	Date	Scale
Pablo Aguilar R.	Ing. Ignacio Weisner	2005	

ESPOL

Corona del Reductor

Dibujo # 3

RevNo	Revision note	Date	Signature	Checked



Designed by	Approved by - date	Date	Scale
Pablo Aguilar R.	Ing. Ignacio Weisner	2005	

ESPOL

DIMENSIONES DE PALETAS

Dibujo # 4

BIBLIOGRAFÍA

1. **McCABE – SMITH – HARRIOTT. Operaciones Básicas de Ingeniería Química, McGraw-Hill Inc. Cuarta Edición, Madrid-España, 1991.**
2. **PERRY - GREEN. Manual del Ingeniero Químico, McGraw-Hill, Volumen III, Séptima Edición, Madrid-España, 2001.**
3. **FOX – McDONALD. Introducción a la Mecánica de Fluidos, McGraw-Hill, Cuarta Edición, México, 1995.**
4. **SHIGLEY – UICKER. Teoría de Máquinas y Mecanismos, McGraw-Hill Inc. México, 1996.**
5. **SHIGLEY – MITCHELL. Diseño en Ingeniería Mecánica, McGraw-Hill Inc. Cuarta Edición, México, 1985.**
6. **NORTON. Diseño de Máquinas, PRENTICE HALL, México, 1999.**
7. **N. LARBURU A. Máquinas Prontuario, PARANINFO, Segunda Edición, Madrid-España, 1990.**
8. **NTN Corporation. Rodamientos de Bolas y de Rodillos, CAT.NO.2200-II/S.**
9. **MARTIN. SPROCKET & GEAR, INC. CATALOG 1090.**