

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la  
Producción**

“Diseño de un Torno Mecánico Industrial de Gran  
Capacidad mediante el empleo de Maquinaria en desuso”

**TESIS DE GRADO**

Previo a la obtención del Título de:

**INGENIERO MECÁNICO**

Presentada por:

Fernando Danilo Mora Valverde

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2007

## **AGRADECIMIENTO**

A Dios. A mis padres, hermanos, familiares y amigos por todo su apoyo y consejos brindados. En especial al Ing. Ignacio Wiesner, al Ing. (Egdo). Andrés Cadme y todo el personal de INTRAMET, por su ayuda y colaboración para la realización de este trabajo.

## DEDICATORIA

A mis padres: Jorge y Ana María, por todo el amor, paciencia y apoyo incondicional brindado en todo momento. A mi amuleto: mamá Zenaida, a mi tercer hermano: Ing. Agr. Julio Bohórquez Velasco, en cualquier lugar del universo donde se encuentren. A mis hermanos: Jorge Luis y Jéssica, a mis familiares, seres queridos y amigos por recordarme el terminar mi carrera y curar mi amnesia.

## TRIBUNAL DE GRADUACIÓN

---

Ing. Eduardo Rivadeneira P.  
DECANO DE LA FIMCP  
PRESIDENTE

---

Ing. Ignacio Wiesner F.  
DIRECTOR DE TESIS

---

Ing. Eduardo Orcés P.  
VOCAL

---

Ing. Julián Peña E.  
VOCAL

## **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 POLITECNICA DEL LITORAL”.

(Reglamento de graduación de la ESPOL).

---

Fernando Danilo Mora Valverde

## RESUMEN

El presente trabajo trata sobre el Diseño de un Torno Mecánico Industrial de gran Capacidad mediante el empleo de maquinaria en desuso. Esta máquina será diseñada tratando de ajustarla a las condiciones locales y dando solución a una necesidad, actual y futura, de la empresa INTRAMET.

En el capítulo uno se define el problema con sus alternativas de solución, a continuación se examina los factores de los componentes del Torno y del proceso de Mecanizado, con el fin de diseñar el Torno eficientemente. Se hace un análisis de la maquinaria en desuso disponible para conjuntamente tomar una decisión del diseño a ejecutar mediante el empleo de matrices de decisión.

En el capítulo dos se explica el proceso de Torneado con sus posibles problemas, con el objetivo de evitarlos y así obtener un excelente acabado de la pieza de trabajo. Se hace también un estudio de las herramientas de corte,

materiales, fluidos y seguridad en éste proceso. A continuación se describe los componentes del Torno, con sus requisitos mecánicos, eléctricos y de seguridad para su correcto funcionamiento.

El capítulo tres se verifica que los elementos diseñados tengan factores de seguridad aceptables, mediante cálculos manuales y computacionales. A través de catálogos de selección proporcionados por los fabricantes, se comprueba que los componentes seleccionados sean los más adecuados.

En la cuarta parte se hace un estudio económico de rentabilidad del diseño, especificando de una manera detallada el costo total de materiales.

Finalmente se proporciona las conclusiones y recomendaciones necesarias de esta tesis, con el objetivo de perfeccionarla tecnológicamente.

## ÍNDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	I
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS.....	VII
SIMBOLOGÍA.....	IX
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XIV
ÍNDICE DE TABLAS.....	XVI
ÍNDICE DE PLANOS.....	XIX
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO 1	
1. ANÁLISIS DEL PROBLEMA Y ALTERNATIVAS.....	3
1.1. Antecedentes. ....	3
1.2. Consideraciones preliminares. ....	5
1.2.1. Factores de la capacidad del Proceso de mecanizado. ....	5
1.2.2. Factores de los Componentes Básicos del Torno. ....	6
1.3. Partes de maquinaria en desuso y alternativas de diseños. ....	7
1.4. Estudio de Alternativas.....	15



## CAPÍTULO 2

2. ANÁLISIS DEL PROCESO DE TORNEADO Y DESCRIPCIÓN DE LA MÁQUINA. ....	19
2.1. Definición del Proceso. ....	19
2.2. Principales problemas de Operación. ....	20
2.3. Planteamiento de Solución. ....	22
2.3.1. Parámetros del Proceso de Corte. ....	22
2.3.2. Materiales a ser Mecanizados. ....	30
2.3.3. Análisis de las Herramientas de Corte. ....	31
2.3.4. Análisis de los Fluidos de Corte. ....	33
2.3.5. Elementos de Sujeción. ....	34
2.4. Desarrollo y Seguridad en el proceso. ....	36
2.5. Esquema y requisitos básicos del Torno. ....	37
2.5.1. Esquema Básico. ....	37
2.5.2. Requisitos Mecánicos. ....	40
2.5.3. Requisitos específicos de Seguridad. ....	41
2.5.4. Requisitos Eléctricos. ....	42

## CAPÍTULO 3

3. DISEÑO Y SELECCIÓN DE EQUIPOS Y SISTEMAS. ....	43
3.1. Análisis preliminar. ....	43
3.2. Selección del Motor Principal, Bandas y Poleas. ....	44

3.3. Diseño de Caja de cambios de Velocidades por engranajes. ....	49
3.3.1. Cálculo de los parámetros básicos. ....	51
3.3.2. Análisis de cargas.....	55
3.3.3. Cálculo de esfuerzos y resistencias a la fatiga (Superficiales y por Flexión) con factores de seguridad. ....	58
3.3.4. Análisis de resistencia mediante el Método de Elementos Finitos.....	63
3.4. Cálculo de resistencia de los pernos. ....	75
3.4.1. Cálculo de la capacidad del Torno. ....	75
3.4.2. Análisis de pernos prisioneros sometidos a fuerza cortante y de tensión (Estáticas y Dinámicas) para el conjunto: (Husillo principal-Brida de Sujeción). ....	78
3.4.3. Análisis de Pernos sometidos a fuerza cortante y de tensión (Estáticas y Dinámicas) para el conjunto (Plato de Sujeción - Brida deSujeción).....	83
3.5. Cálculo de resistencia del Husillo Principal, Eje 2 y Eje 1.....	88
3.6. Selección de Cuñas.....	110
3.7. Selección de Rodamientos. ....	113
3.8. Diseño de los Sistemas de Lubricación. ....	122
3.9. Selección del conjunto motor-reductor-husillo de bolas para el avance automático del carro longitudinal.....	133
3.10. Diseño de la cimentación y selección de pernos de anclaje .....	139

3.11. Selección del Freno.....	147
3.12. Plato de Sujeción.....	151

#### CAPÍTULO 4

4. ESTUDIO ECONÓMICO.....	157
4.1. Costos de Explotación.....	157
4.2. Costos de Materiales Directos e Indirectos.....	158
4.3. Costos de Manufactura. ....	162
4.4. Estudio de Rentabilidad.....	165

#### CAPÍTULO 5

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	169
5.1. Conclusiones.....	169
5.2. Recomendaciones.....	170

#### APÉNDICES

#### BIBLIOGRAFÍA

## ABREVIATURAS

<i>Kg</i>	Kilogramo
<i>cm<sup>3</sup></i>	Centímetro cúbico
<i>g/cm<sup>3</sup></i>	Gramo por centímetro cúbico
<i>m/min</i>	Metro por minuto
<i>rpm</i>	Revoluciones por minuto
<i>mm</i>	Milímetro
<i>mm/min</i>	Milímetro por minuto
<i>mm<sup>2</sup></i>	Milímetro cuadrado
<i>BHN,HB</i>	Dureza Brinell
<i>m/rev</i>	Milímetro por Revolución
<i>Kw</i>	Kilowatios
<i>N/mm<sup>2</sup></i>	Newton por milímetro cuadrado
<i>HP</i>	Horse Power (Caballos de Fuerza), Husillo Principal
<i>N</i>	Newton
<i>min</i>	Minuto
<i>KN</i>	Kilo newton
<i>HRC</i>	Dureza Rockwell C
<i>° C</i>	Grado Centígrado
<i>GPa</i>	Giga pascal
<i>S</i>	Azufre
<i>Cl</i>	Cloro
<i>Lb.pulg</i>	Libra por pulgada
<i>N.m</i>	Newton por metro
<i>m</i>	Metro
<i>pulg.,"</i>	Pulgada
<i>AC</i>	Corriente Alterna
<i>°</i>	Grado angular
<i>Lb</i>	Libra fuerza
<i>AGMA</i>	American Gear Manufacturers Association
<i>psi</i>	Pounds Square inch (Libras por pulgada cuadrada), <i>Lb/pulg<sup>2</sup></i>
<i>pulg<sup>2</sup></i>	Pulgada cuadrada.
<i>HPSTC</i>	Carga en el punto más elevado del contacto de un solo diente
<i>MPa</i>	Mega Pascal, $1 \times 10^6 \text{ N/m}^2$ .
<i>pie/min</i>	Pie por minuto
<i>pie</i>	Pie

<i>AISI</i>	American Iron and Steel Institute
<i>Q&amp;T</i>	Templado y Revenido
$^{\circ}F$	Grado Fahrenheit
$mm^3$	Milímetro cúbico.
$Kg/mm^3$	Kilogramo por milímetro cúbico
<i>rad/seg</i>	Radian por segundo
$mm/seg^2$	Milímetro por segundo al cuadrado
<i>N.mm</i>	Newton por milímetro
$\Sigma$	Sumatoria
<i>SAE</i>	Society of Automotive Engineers
<i>NLGI</i>	Instituto Nacional de Grasas Lubricantes
<i>NPSH<sub>D</sub></i>	Net Positive Suction Head disponible
<i>NPSH<sub>R</sub></i>	Net Positive Suction Head requerido
<i>psi/pie</i>	Libra por pulgada cuadrada por pie
<i>SSU,s.s.u.</i>	Seconds Saybolt Universal
<i>Cst</i>	Centisokes
<i>ANSI</i>	American National Standards Institute
<i>Kpsi</i>	Kilo Pounds Square inch (Kilo Libras por pulgada cuadrada)
<i>GPM</i>	Galones por minuto
$\%$	Por ciento, Porcentaje
<i>E1</i>	Eje 1
<i>E2</i>	Eje 2
<i>gal.</i>	Galón
<i>Litro/min</i>	Litro por minuto
<i>Pie/seg</i>	Pie por segundo
<i>@ Max.</i>	A máxima
<i>@ Min.</i>	A mínima
$\emptyset$	Diámetro
$Kg.m^2$	Kilogramo por metro cuadrado
<i>seg.</i>	Segundo
$cm^2$	Centímetro cuadrado.
<i>bar</i>	Bar.
<i>DIN</i>	Deutsche Normen (Normas Alemanas)
<i>UNE</i>	Norma Española (AENOR)
<i>EN</i>	European Standard (Norma Europea)
<i>m/seg</i>	Metro por segundo
<i>ISO</i>	International Standards Organization
<i>TN</i>	Tonelada
<i>Kwh</i>	Kilowatio hora
<i>H</i>	Hora
$\$$	Dólar
<i>CE</i>	Costo Total de Explotación
<i>AWS</i>	American Welding Society
<i>CEV</i>	Costo Anual

## SIMBOLOGÍA

$V$	Velocidad de corte de la pieza, $m/min$ ; Fuerza Cortante, $Lb.$
$n$	Velocidad del husillo, $rpm$ ; Relación de módulo elast. $n=E_{ac}/E_c$
$d$	Diámetro de la pieza de trabajo, $mm$
$s, s'$	Avance, $mm/rev$ ; Avance, $mm/min$
$q_v$	Sección de viruta, $mm^2$
$a$	Profundidad de corte, $mm$
$P$	Potencia requerida para el corte, $kW$
$K_s, C_s$	Esfuerzo especif. de corte, $N/mm^2$ ; Factor de Tamaño
$E_f$	Eficiencia de la transmisión de velocidad, (0.6 – 0.85)
$F$	Fuerza de corte, $N$ ; Ancho de la cara del engrane, $pulg$
$L$	Longitud de la pasada, $mm$
$t_n$	Tiempo para una pasada, $min$
$L_{pieza}$	Longitud de la Pieza. $mm$
$T$	Torque, $N.m$ ; $Lb.pulg$ ; Tensión de pernos de anclaje, $Lb.$
$P_{diseño}$	Potencia de diseño para selección de Poleas, $HP$
$FS$	Factor de Servicio, depende del tipo de maquinaria
$R_v$	Razón de Velocidad
$\omega_2$	Velocidad de la polea impulsora, $rpm$
$\omega_3$	Velocidad de la polea impulsada, $rpm$
$d_2$	Diámetro de la polea impulsora, $pulg$
$d_3$	Diámetro de la polea impulsada, $pulg$
$\omega_{sHUSILLO}$	Velocidad de Salida del Husillo principal, $rpm$
$N$	Número de dientes del engranaje
$d_{gear}$	Diámetro del engranaje, $pulg$
$N_{ent}$	Número de dientes del engranaje de entrada
$N_{sal}$	Número de dientes del engranaje de salida
$P_c$	Paso Circular
$N_p$	Número de dientes del Piñón
$N_g$	Número de dientes del Engrane
$C$	Distancia entre centros, $mm$ ; Factor de seguridad. (0.5 - 0.8)
$T_p$	Torque de los engranes de entrada, Torque del piñón, $N.m$
$T_{S HUSILLO}$	Torque de salida del Husillo principal, $N.m$ ; $Lb.pulg.$
$V_{tmax}$	Velocidad Tangencial máxima, $pie/min$
$m_B$	Razón de respaldo
$t_R$	Espesor del aro
$\sigma_f P$	Esfuerzo por Flexión para el piñón, $MPa$
$\sigma_f G$	Esfuerzo por Flexión para el engrane, $MPa$
$\omega_{SEJE2}$	Velocidad de salida del eje 2, $rpm$
$S_{ff}$	Resistencia a la Fatiga por flexión AGMA sin corregir

$S_{fs}$	Resistencia a la Fatiga superficial AGMA sin corregir
$\sigma_{sP}$	Esfuerzo superficial para el piñón, <i>MPa</i>
$\sigma_{sG}$	Esfuerzo superficial para el engrane, <i>MPa</i>
$S_{ff}$	Resistencia a la Fatiga por flexión corregida
$S_{fs}$	Resistencia a la Fatiga superficial corregida
$N_{fP}$	Factor de seguridad en flexión para el piñón
$N_{fG}$	Factor de seguridad en flexión para el engrane
$N_{sP}$	Factor de seguridad de resistencia superficial para el piñón
$N_{sG}$	Factor de seguridad de resistencia superficial para el engrane
$W_1$	Peso máximo de la pieza de trabajo, <i>Lb, Kg</i>
$W_2$	Peso del Plato de Sujeción, <i>Lb, Kg</i>
$W_3$	Peso de la Brida de Sujeción, <i>Lb, Kg</i>
$W_4$	Peso del Husillo Principal, <i>Lb, Kg</i>
$W_5$	Peso de la muela o garra de sujeción, <i>Lb, Kg</i>
$T_{máximo}$	Momento Torsor máximo, <i>N.m; Lb.pulg</i>
# $p$	Número de Pernos
$r$	Distancia del centro hasta donde se encuentran los pernos. <i>pulg</i>
$F_M$	Fuerza generada por el Momento Torsor Máximo, <i>Lb</i>
$F_P$	Fuerza que actúa en el perno, <i>Lb</i>
$F_A$	Fuerza Cortante que actúa en el punto A, <i>Lb</i> .
$A_A$	Área donde actúa la Fuerza Cortante punto A, <i>pulg<sup>2</sup></i>
$\emptyset_P$	Diámetro del Perno, <i>pulg.; mm</i>
$\tau_A$	Esfuerzo Cortante que actúa en el Perno A
$S_y$	Límite de Cedencia a la Tensión, <i>Pa</i>
$S_{sy}$	Límite de Cedencia al Cortante, <i>Pa</i>
$E_{ac}, E_c$	Módulo de elasticidad: Acero ( $30 \times 10^6$ <i>psi</i> ) y Concreto
$\delta_{Fi}$	Deflexión del perno aplicando $F_i$ , <i>pulg</i>
$\delta_{Fb}$	Deflexión del perno aplicando $F_b$ , <i>pulg</i>
$S_e, S_f$	Límite de resistencia a la fatiga sin corregir. <i>psi</i>
$S_e, S_f$	Límite de resistencia a la fatiga corregido. <i>psi</i>
$S_{ut}$	Resistencia máxima a la Tracción, <i>psi; Pa</i>
$K_f$	Concentrador de esfuerzos a la fatiga.
$K_{fm}$	Concentrador medio de esfuerzos a la fatiga.
$F_C$	Fuerza Cortante que actúa en el punto C, <i>Lb</i>
$A_C$	Área donde actúa la Fuerza Cortante punto C, <i>pulg<sup>2</sup></i>
$N_s$	Factor de seguridad bajo condiciones estáticas
$N_f$	Factor de seguridad bajo condiciones dinámicas
$F_{x,y,z}$	Fuerzas que actúan en los ejes x,y,z, <i>N</i>
$A_{x,y,z}$	Fuerzas en el apoyo A en las direcciones x,y,z, <i>N</i>
$B_{x,y,z}$	Fuerzas en el apoyo B en las direcciones x,y,z, <i>N</i>
$M_A$	Momentos flectores con respecto al punto A
$\sigma_a$	Esfuerzo alternante según Von Misses, <i>psi</i>
$\sigma_m$	Esfuerzo medio según Von Misses, <i>psi</i>
$d_i$	Diámetro interior del eje, <i>pulg</i>

$d_o$	Diámetro exterior del eje, <i>pulg</i>
$M_a$	Momento alternante de Flexión, <i>Lb.pulg</i>
$M_m$	Momento medio de flexión, <i>Lb.pulg</i>
$T_a$	Par de Torsión alternante, <i>Lb.pulg</i> .
$K_{fsm}$	Concentrador de esfuerzos medio a la fatiga Torsional
$T_m$	Par de Torsión medio, <i>Lb.pulg</i>
$C_{carga}$	Factor de carga
$C_{tamaño}$	Factor de tamaño
$C_{superficie}$	Factor de superficie
$C_{temperatura}$	Factor de temperatura
$C_{confiabilidad}$	Factor de confiabilidad
$C_{x,y,z}$	Fuerzas en el apoyo C en las direcciones x,y,z, <i>N</i>
$D_{x,y,z}$	Fuerzas en el apoyo D en las direcciones x,y,z, <i>N</i>
$E_{x,y,z}$	Fuerzas en el apoyo E en las direcciones x,y,z, <i>N</i>
$M_C$	Momentos flectores con respecto al punto C
$M_D$	Momentos flectores con respecto al punto D
$F_{x,y,z}$	Fuerzas en el apoyo F en las direcciones x,y,z, <i>N</i>
$G_{x,y,z}$	Fuerzas en el apoyo G en las direcciones x,y,z, <i>N</i>
$H_{x,y,z}$	Fuerzas en el apoyo H en las direcciones x,y,z, <i>N</i>
$M_F$	Momentos flectores con respecto al punto F
$M_G$	Momentos flectores con respecto al punto G
$F_r$	Carga Radial resultante, <i>N</i>
$F_a$	Carga Axial resultante, <i>N</i>
$F_{rx}$	Fuerza estática en el eje x, <i>N</i>
$F_{ry}$	Fuerza estática en el eje y, <i>N</i>
$F_{az}$	Fuerza estática en el eje z, <i>N</i>
$L_{10h}$	Vida nominal básica en horas
$C_r$	Capacidad básica de carga radial dinámica, <i>N</i>
$P_r$	Carga dinámica equivalente radial, <i>N</i>
$L_{na}$	Vida en millones de revoluciones, ( $10^6$ )
$a_1$	Factor de ajuste por confiabilidad
$a_2$	Factor de ajuste por material
$a_3$	Factor de ajuste por condiciones de operación
$X$	Factor de carga radial dinámica
$Y$	Factor de carga axial dinámica
$S_o$	Factor de seguridad estático para rodamientos
$A_{cañería}$	Área de la sección Transversal de la cañería, <i>pulg<sup>2</sup></i>
$V_1$	Velocidad del fluido, <i>pies/seg</i>
$f_1$	Coefficiente para condiciones de trabajo del husillo a bolas
$f_2$	Coefficiente para la velocidad y el tipo de movimiento
$d_{rad}$	Desviación radial máxima, <i>mm</i>
$d_2$	Diámetro interior o de fondo de la rosca del husillo, <i>mm</i>
$f_H$	Coefficiente de dureza
$f_{ac}$	Factor de corrección de la clase de Tolerancia



$f_{ar}$	Factor de corrección de Tolerancia
$f_M$	Coeficiente de dureza
$N_m$	Velocidad Media, <i>rpm</i>
$F_m$	Carga Media, <i>N</i>
$F_{ma}$	Carga axial media equivalente, <i>N</i>
$C_A$	Capacidad de Carga Dinámica, <i>N</i>
$C_{AM}$	Capacidad de Carga Dinámica modificada, <i>N</i>
$d_0$	Diámetro Nominal, <i>mm</i>
$F_k$	Carga de columna, <i>N</i>
$E$	Módulo de elasticidad del material ( $2,1 \cdot 10^4 \text{ daN/mm}^2$ )
$I$	Momento de inercia de la sección del husillo
$F_{ad}$	Máxima carga permitida, que será menor o igual que $C_o$
$C_o$	Capacidad de carga estática, <i>N</i>
$f_c$	Factor de corrección según tipo de montaje
$n_{cr}$	Velocidad crítica, <i>rpm</i>
$f_{cr}$	Factor de corrección según tipo de montaje
$N_{c1}$	Velocidad máxima permitida, <i>rpm</i>
$N_{c2}$	Segunda velocidad máxima permitida, <i>rpm</i>
$R_s$	Rigidez del eje del husillo, <i>daN/μm</i>
$d_c$	Diámetro donde fuerza actúa sobre el husillo, $d_c = D_{pw} - D_w \cos \alpha$
$\alpha$	Ángulo de contacto entre bola y piso (°)
$l_s$	Longitud de pandeo, <i>mm</i>
$i$	Número de circuitos de la tuerca
$P_h$	Paso de la tuerca, <i>mm</i>
$D$	Diámetro exterior de la tuerca, <i>mm</i>
$D_{pw}$	Diámetro primitivo, <i>mm</i>
$D_c$	Diámetro formado por la zona de contacto, $D_c = D_{pw} + D_w \cos \alpha$
$D_w$	Diámetro de bola, <i>mm</i>
$K_p$	Factor de flexión que depende del tipo de montaje
$k$	Índice de rigidez de un circuito
$Z_1$	Factor de geometría
$F_{pr}$	Fuerza de Precarga. 6% para Tuercas dobles
$R_{tot}$	Rigidez total del conjunto husillo a bolas, <i>daN/mm</i>
$R_s$	Rigidez del eje del husillo, <i>daN/mm</i>
$R_{n/s}$	Rigidez del cuerpo de tuerca, <i>daN/mm</i>
$R_{b/t}$	Rigidez de la zona de contacto de las bolas, $\text{daN/mm} = R_{b/t(0-D)}$
$R_{nu}$	Rigidez del conjunto de la tuerca, <i>daN/mm</i>
$\eta_1$	Rendimiento de conversión de movimiento de rotación en lineal
$\eta_2$	Rendimiento de conversión de movimiento lineal en rotacional
$T_L$	Par Motor necesaria para el eje
$P_L$	Potencia necesaria para el eje
$T_{Lm}$	Par Motor medio
$P_{Lm}$	Potencia media
$T_E$	Par de torsión aplicado al husillo a bolas, <i>Nm</i>

$G$	Módulo de elasticidad transversal del acero ( $8,1 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$ );
$I_p$	Momento de inercia polar de la sección del eje del husillo.
$L_\theta$	Longitud de la parte del husillo sometido a la torsión, $mm$
$R_T$	Resultante de la reacción del suelo, $Lb$
$R_u$	Reacción unitaria del suelo, $Lb/pulg^2$
$A_C$	Área inferior de la cimentación, en contacto con el suelo, $pulg^2$
$R_{um}$	Reacción máxima unitaria del suelo, $Lb/pulg^2$
$\sigma_S$	Esfuerzo permisible de compresión del suelo, $Lb/pulg^2$
$\Delta_i$	Deflexión causada por la fuerza de impacto, $pulg$
$\Delta_{st}$	Deflexión estática causada por una fuerza de igual valor que la de impacto pero aplicada lentamente, $pulg$
$P_T$	Carga total que se transmite al suelo a través de la cimentación
$M_F$	Momento flector de la cimentación de concreto, $Lb.pulg$
$b$	Ancho de la cimentación de Concreto, $pulg$
$c$	Constante. Distancia desde la sección crítica para el momento flector al extremo base, $pulg$ ; Holgura.
$f'_c$	Resistencia última del concreto a la Compresión, $psi$
$f_c$	Esfuerzo permisible del concreto a la Tensión, $psi$
$p$	Relación del área del concreto al área del acero que está sobre el centro de gravedad del acero
$k$	Factor de expresión del momento flector de una viga de concreto, $psi$
$d_{e1}$	Profundidad efectiva de la Cimentación, $pulg$
$d_{e2}$	Profundidad Total de la cimentación, $pulg$
$\tau$	Esfuerzo de corte para el concreto, $psi$
$W_T$	Peso del torno, $Lb.$
$A_a$	Área de la sección transversal total del concreto que refuerza el concreto, $pulg$
$M_a$	Momento Flector con respecto al punto A. $Lb.pulg$
$A_{PA}$	Área de la sección transversal de los pernos de anclaje, $pulg^2$
$T_F$	Par de frenada necesario para frenar el sistema, $N.m$
$I_{CONJUNTO}$	Inercia del Conjunto (Husillo Principal, Brida de Sujeción, Plato de sujeción, Pieza de Trabajo) ( $Kgm^2$ ), $I_{CONJUNTO} = 4752.52 \text{ Kgm}^2$
$t_F$	Tiempo de frenada suave, $seg.$
$\mu$	Coefficiente de fricción
$P_{max}$	Presión máxima de Frenado, $KPa$
$r_i$	Radio interior del recubrimiento del disco, $m$
$r_o$	Radio exterior del recubrimiento del disco, $m$
$W_B$	Dispersión Térmica, $Nm$
$P_B$	Potencia disipada, $Kw$
$F_{AXIAL}$	Fuerza axial aplicada, $N$

## ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1. Capacidad del Torno.....	5
Figura 1.2. Máquina moldeadora en desuso .....	7
Figura 1.3. Base superior e inferior desmontada.....	8
Figura 1.4. Eje desmontado de la base superior .....	9
Figura 1.5. Microestructura del Eje principal (100X nital 4%) .....	10
Figura 2.1. Procesos de Torneado.....	20
Figura 2.2. Deformación y errores de pieza de trabajo .....	21
Figura 2.3. Relación entre acabado superficial, radio de punta y avance...25	
Figura 2.4. Velocidad de corte vs. Potencia requerida para el corte .....	28
Figura 2.5. Figura ilustrativa para tomar el valor de L .....	30
Figura 2.6. Herramientas de corte .....	32
Figura 2.7. Contrapuntos .....	34
Figura 2.8. Perro de arrastre.....	35
Figura 2.9. Luneta .....	36
Figura 2.10. Esquema básico del Torno .....	37
Figura 3.1. Sistema de transmisión (parte 1: Bandas, Poleas y Motor) .....	49
Figura 3.2. Sistema de transmisión de engranajes - parte 2 .....	50
Figura 3.3. Análisis de cargas en los dientes .....	56
Figura 3.4. Elementos principales a mover .....	75
Figura 3.5. Diagrama de pesos de los elementos considerados en el análisis. ....	76
Figura 3.6. Diagrama de fuerzas y momentos en cortante para pernos prisioneros.....	79
Figura 3.7. Elementos para el análisis 1 .....	80
Figura 3.8. Comportamiento de los esfuerzos del perno prisionero bajo condiciones dinámicas con precarga .....	82
Figura 3.9. Diagrama de fuerzas y momentos en cortante para pernos .....	84
Figura 3.10. Elementos para el análisis 2 .....	85
Figura 3.11. Comportamiento de los esfuerzos del perno bajo condiciones dinámicas con precarga.....	87
Figura 3.12. Diagrama de cargas para el husillo principal.....	88
Figura 3.13. Diagrama de momentos resultantes ( <i>HP</i> ) .....	90
Figura 3.14. Secciones de análisis en el husillo principal.....	94

Figura 3.15.	Diagrama de cargas del Eje 2 .....	98
Figura 3.16.	Diagrama de momentos resultantes ( <i>E2</i> ) .....	99
Figura 3.17.	Secciones de análisis en el Eje 2 .....	101
Figura 3.18.	Diagrama de cargas del Eje 1 .....	104
Figura 3.19.	Diagrama de momentos resultantes ( <i>E1</i> ) .....	106
Figura 3.20.	Secciones de análisis en el Eje 1 .....	106
Figura 3.21.	Recomendaciones de duración de cojinetes para diversas clases de maquinarias .....	114
Figura 3.22.	Viscosidades en ssu para diferentes partes del Torno 100°F	124
Figura 3.23.	Curva de selección conjunto bomba-motor VIKING C456 ....	128
Figura 3.24.	Reductor de velocidad VIKING TIPO A.....	129
Figura 3.25.	Conjunto motor-reductor-husillo de bolas.....	134
Figura 3.26.	Tuerca con recirculación externa .....	136
Figura 3.27.	Husillo a bolas seleccionado .....	137
Figura 3.28.	Reductor-variador SM-BEIER .....	137
Figura 3.29.	Reductor-variador CHHBJMN3A-4135Y .....	138
Figura 3.30.	Distribución triangular de la reacción del suelo .....	139
Figura 3.31.	Cimentación de concreto .....	143
Figura 3.32.	Reacción de la cimentación de concreto y tensión de los pernos de anclaje .....	144
Figura 3.33.	Freno de disco con pinzas .....	149
Figura 3.34.	Principio de funcionamiento del freno .....	149
Figura 3.35.	Concentricidades y movimientos axiales máximos admitidos para platos de sujeción.....	153
Figura 3.36.	Garras soporte modelos 3 y 4 .....	154
Figura 3.37.	Dimensiones generales de Plato 1 .....	154
Figura 3.38.	Detalle de husillo multiplicador .....	155
Figura 3.39.	Dimensiones generales de Plato 2 con husillo multiplicador de fuerza .....	155
Figura 4.1.	Torno paralelo cotizado.....	168

## ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
<b>RESUMEN</b> .....	I
<b>ÍNDICE GENERAL</b> .....	III
<b>ABREVIATURAS</b> .....	VII
<b>SIMBOLOGÍA</b> .....	IX
<b>ÍNDICE DE FIGURAS</b> .....	XIV
<b>ÍNDICE DE TABLAS</b> .....	XVI
<b>ÍNDICE DE PLANOS</b> .....	XXVII
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPITULO 1.....	3
1. ANÁLISIS DEL PROBLEMA Y ALTERNATIVAS.....	3
1.1. Antecedentes.....	3
TABLA 1.....	4
ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN.....	4
1.2. Consideraciones preliminares.....	5
1.2.1. Factores de la capacidad del Proceso de mecanizado.....	5
FIGURA 1.1. CAPACIDAD DEL TORNO.....	5
1.2.2. Factores de los Componentes Básicos del Torno.....	6
1.3. Partes de maquinaria en desuso y alternativas de diseños.....	7
FIGURA 1.2. MÁQUINA MOLDEADORA EN DESUSO.....	7
FIGURA 1.3. BASE SUPERIOR E INFERIOR DESMONTADA.....	8
TABLA 2.....	8
ANÁLISIS DE APTITUD BASE SUPERIOR.....	8
TABLA 3.....	9
ANÁLISIS DE APTITUD BASE INFERIOR.....	9
FIGURA 1.4. EJE DESMONTADO DE LA BASE SUPERIOR.....	9
TABLA 4.....	10
ANÁLISIS DE APTITUD DEL EJE.....	10

FIGURA 1.5. MICROESTRUCURA DEL EJE PRINCIPAL (100X Nital 4%)..	10
TABLA 5.....	11
COMPOSICIÓN QUÍMICA DEL MATERIAL DEL EJE .....	11
TABLA 6.....	11
PROPIEDADES MECÁNICAS DEL ACERO SAE/AISI 4023 [6].....	11
TABLA 7 .....	12
TIPOS DE TORNOS [12].....	12
TABLA 8 .....	13
TIPOS DE PLATOS DE SUJECIÓN [13] [14] .....	13
TABLA 9 .....	14
TIPOS DE CAJAS DE CAMBIOS DE VELOCIDAD [15] .....	14
1.4. Estudio de Alternativas.....	15
TABLA 10 .....	15
MATRIZ DE DECISIÓN DE TIPOS DE TORNOS.....	15
TABLA 11 .....	16
MATRIZ DE DECISIÓN DE SISTEMAS DE SUJECIÓN.....	16
TABLA 12.....	17
MATRIZ DE DECISIÓN DE SISTEMAS DE TRANSMISIÓN .....	17
TABLA 13.....	17
MATRIZ DE DECISIÓN DE CAJAS DE VELOCIDAD.....	17
CAPITULO 2.....	19
2. ANÁLISIS DEL PROCESO DE TORNEADO Y DESCRIPCIÓN DE LA	
MÁQUINA.....	19
2.1. Definición del Proceso. ....	19
FIGURA 2.1. PROCESOS DE TORNEADO [3] .....	20
2.2. Principales problemas de Operación. ....	20
FIGURA 2.2. DEFORMACIÓN Y ERRORES DE LA PIEZA DE TRABAJO [3]	
.....	21
2.3. Planteamiento de Solución. ....	22
2.3.1. Parámetros del Proceso de Corte.....	22

TABLA 14.....	23
VELOCIDADES DE CORTE PARA DISTINTAS REVOLUCIONES DEL HUSILLO PRINCIPAL .....	23
TABLA 15.....	23
MATERIALES APTOS PARA MECANIZAR .....	23
TABLA 16.....	24
AVANCES MÍNIMOS Y MÁXIMOS PARA DISTINTAS VELOCIDADES DEL HUSILLO PRINCIPAL .....	24
<b>FIGURA 2.3. RELACIÓN ENTRE ACABADO SUPERFICIAL, RADIO DE PUNTA Y AVANCE. [4].....</b>	<b>25</b>
TABLA 17.....	26
SECCIÓN DE VIRUTA PARA ACEROS Y FUNDICIONES DE HIERRO.....	26
TABLA 18.....	27
POTENCIAS REQUERIDAS PARA EL CORTE .....	27
<b>FIGURA 2.4. POTENCIA REQUERIDA PARA EL CORTE vs. VELOCIDAD DE CORTE.....</b>	<b>28</b>
TABLA 19.....	29
FUERZA DE CORTE.....	29
<b>FIGURA 2.5. FIGURA ILUSTRATIVA PARA TOMAR EL VALOR DE L ....</b>	<b>30</b>
2.3.2. Materiales a ser Mecanizados.....	30
2.3.3. Análisis de las Herramientas de Corte.....	31
<b>FIGURA 2.6. HERRAMIENTAS DE CORTE [3].....</b>	<b>32</b>
TABLA 20.....	32
MATERIALES DE LAS HERRAMIENTAS DE CORTE .....	32
2.3.4. Análisis de los Fluidos de Corte.....	33
TABLA 21.....	33
CLASIFICACIÓN DE LOS FLUIDOS DE CORTE.....	33
TABLA 22.....	34
APLICACIÓN DEL REFRIGERANTE SEGÚN EL MATERIAL [4].....	34
2.3.5. Elementos de Sujeción.....	34
<b>FIGURA 2.7. CONTRAPUNTOS [3].....</b>	<b>34</b>

<b>FIGURA 2.8. PERRO DE ARRASTRE [3]</b> .....	35
<b>FIGURA 2.9. LUNETAS [3]</b> .....	36
2.4. Desarrollo y Seguridad en el proceso.....	36
2.5. Esquema y requisitos básicos del Torno. ....	37
2.5.1. Esquema Básico. ....	37
<b>FIGURA 2.10. ESQUEMA BÁSICO DEL TORNO [11]</b> .....	37
2.5.2. Requisitos Mecánicos.....	40
2.5.3. Requisitos específicos de Seguridad. ....	41
2.5.4. Requisitos Eléctricos. ....	42
<b>CAPITULO 3</b> .....	43
<b>3. DISEÑO Y SELECCIÓN DE EQUIPOS Y SISTEMAS</b> .....	43
3.1. Análisis preliminar. ....	43
3.2. Selección del Motor Principal, Bandas y Poleas. ....	44
<b>TABLA 23</b> .....	44
<b>TORQUES DESIGNADOS PARA 1 HP [16]</b> .....	44
<b>TABLA 24</b> .....	45
<b>TORQUE A DISTINTAS POTENCIAS EN 25 RPM</b> .....	45
<b>TABLA 25</b> .....	47
<b>PARAMETROS SELECCIONADOS SEGÚN CATALOGO. [16]</b> .....	47
<b>FIGURA 3.1. SISTEMA DE TRANSMISIÓN (PARTE 1: BANDAS, POLEAS Y MOTOR PRINCIPAL)</b> .....	49
3.3. Diseño de Caja de cambios de Velocidades por engranajes.....	49
<b>TABLA 26</b> .....	50
<b>VELOCIDADES ANGULARES DE SALIDA 4ta. APROXIMACIÓN</b> .....	50
<b>FIGURA 3.2. SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE ENGRANAJES - PARTE 2</b> .....	50
3.3.1. Cálculo de los parámetros básicos. ....	51
<b>TABLA 27</b> .....	51
<b>PASOS DIAMETRALES <math>P_d</math> SELECCIONADOS</b> .....	51
<b>TABLA 28</b> .....	51
<b>PASOS CIRCULARES <math>P_c</math> CALCULADOS</b> .....	51



TABLA 29.....	52
MÓDULOS $m$ (mm) CALCULADOS .....	52
TABLA 30.....	52
PASOS BASE $P_b$ CALCULADOS .....	52
TABLA 31 .....	54
VALORES DE LOS PARAMETROS Y DISTANCIAS DE ACOPLAMIENTO DE LOS ENGRANAJES .....	54
3.3.2. Análisis de cargas.....	55
TABLA 32.....	56
RAZÓN DE ENGRANES $m_G$ Y TORQUES DE SALIDA $T_g$ .....	56
TABLA 33.....	56
TORQUES DE SALIDA DEL HUSILLO PRINCIPAL.....	56
FIGURA 3.3. ANÁLISIS DE CARGAS EN LOS DIENTES .....	56
TABLA 34.....	57
CARGAS DE LOS ENGRANAJES .....	57
3.3.3. Cálculo de esfuerzos y resistencias a la fatiga .....	58
(Superficiales y por Flexión) con factores de seguridad. ....	58
TABLA 35.....	58
VALORES DE ESFUERZOS POR FLEXIÓN .....	58
TABLA 36.....	59
VALORES DE LOS ESFUERZOS SUPERFICIALES .....	59
TABLA 37.....	60
RESISTENCIA A LA FATIGA POR FLEXIÓN $S_{ff}$ .....	60
TABLA 38.....	61
RESISTENCIA A LA FATIGA SUPERFICIAL $S_{fs}$ .....	61
TABLA 39.....	62
COMPARACIÓN DE LOS FACTORES DE SEGURIDAD OBTENIDOS.....	62
TABLA 40.....	62
FACTORES DE SEGURIDAD ADICIONALES .....	62
3.3.4. Análisis de resistencia mediante el Método de Elementos.....	63

Finitos.	63
3.4. Cálculo de resistencia de los pernos.....	75
3.4.1. Cálculo de la capacidad del Torno. ....	75
FIGURA 3.4. ELEMENTOS PRINCIPALES A MOVER.....	75
FIGURA 3.5. DIAGRAMA DE PESOS DE LOS ELEMENTOS CONSIDERADOS EN EL ANÁLISIS.....	76
TABLA 41 .....	76
PESOS DE LOS ELEMENTOS A ANALIZAR SIN $W_1$ .....	76
TABLA 42 .....	77
PESO MÁXIMO DE LA PIEZA DE TRABAJO QUE SOPORTA EL TORNO.....	77
3.4.2. Análisis de pernos prisioneros sometidos a fuerza cortante .....	78
y de tensión (Estáticas y Dinámicas) para el conjunto:.....	78
(Husillo principal – Brida de Sujeción).....	78
FIGURA 3.6. DIAGRAMA DE FUERZAS Y MOMENTOS EN CORTANTE PARA PERNOS PRISIONEROS .....	79
FIGURA 3.7. ELEMENTOS PARA EL ANÁLISIS 1.....	80
TABLA 43 .....	81
RESULTADOS DE ANÁLISIS DE PERNOS PRISIONEROS .....	81
FIGURA 3.8. COMPORTAMIENTO DE LOS ESFUERZOS DEL PERNO PRISIONERO BAJO CONDICIONES DINÁMICAS CON PRECARGA.....	82
3.4.3. Análisis de pernos sometidos a fuerza cortante y de.....	83
tensión (Estáticas y Dinámicas) para el conjunto (Plato de.....	83
Sujeción - Brida de Sujeción). ....	83
FIGURA 3.9. DIAGRAMA DE FUERZAS Y MOMENTOS EN CORTANTE PARA PERNOS.....	84
FIGURA 3.10. ELEMENTOS PARA EL ANÁLISIS 2.....	85
TABLA 44 .....	86
RESULTADOS DE ANÁLISIS DE PERNOS.....	86
FIGURA 3.11. COMPORTAMIENTO DE LOS ESFUERZOS DEL PERNO BAJO CONDICIONES DINÁMICAS CON PRECARGA.....	87
3.5. Cálculo de resistencia del Husillo Principal, Eje 2 y Eje 1. ....	88
FIGURA 3.12. DIAGRAMA DE CARGAS PARA EL HUSILLO PRINCIPAL.....	88
TABLA 45 .....	89

ANÁLISIS DE CARGAS DEL HUSILLO PRINCIPAL .....	89
TABLA 46 .....	89
COMPONENTES DE FUERZAS DEL HUSILLO PRINCIPAL.....	89
FIGURA 3.13. DIAGRAMA DE MOMENTOS RESULTANTES ( <i>HP</i> ).....	90
TABLA 47 .....	93
FACTORES DE CONFIABILIDAD [17] .....	93
FIGURA 3.14. SECCIONES DE ANÁLISIS EN EL HUSILLO PRINCIPAL...94	
TABLA 48 .....	95
RESULTADOS DEL ANÁLISIS EN EL HUSILLO PRINCIPAL - PARTE 1 ...95	
TABLA 49 .....	96
RESULTADOS DEL ANÁLISIS EN EL HUSILLO PRINCIPAL - PARTE 2...96	
FIGURA 3.15. DIAGRAMA DE CARGAS DEL EJE 2 .....	98
TABLA 50 .....	99
ANÁLISIS DE CARGAS QUE ACTÚAN EN EL EJE 2.....	99
TABLA 51 .....	99
COMPONENTES DE FUERZAS DEL EJE 2 .....	99
FIGURA 3.16. DIAGRAMA DE MOMENTOS RESULTANTES ( <i>E2</i> ) .....	99
FIGURA 3.17. SECCIONES DE ANÁLISIS EN EL EJE 2 .....	101
TABLA 52 .....	102
RESULTADOS DEL ANÁLISIS EN EL EJE 2 .....	102
FIGURA 3.18. DIAGRAMA DE CARGAS DEL EJE 1 .....	104
TABLA 53 .....	105
ANÁLISIS DE CARGAS QUE ACTÚAN EN EL EJE 1 .....	105
TABLA 54 .....	105
COMPONENTES DE FUERZAS DEL EJE 1 .....	105
FIGURA 3.19. DIAGRAMA DE MOMENTOS RESULTANTES ( <i>E1</i> ) .....	106
SECCIONES DE ANÁLISIS EN EL EJE 1 .....	106

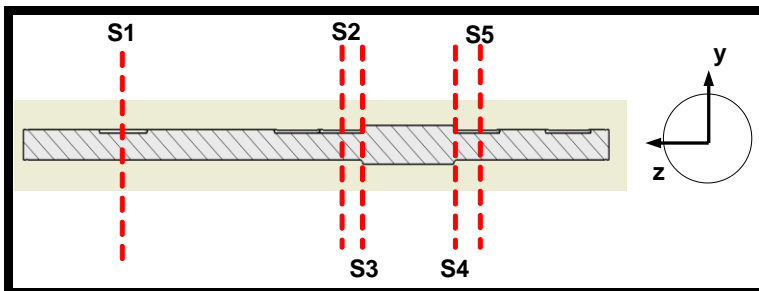


FIGURA 3.20.

TABLA 55 .....	108
ANÁLISIS DE CARGAS QUE ACTÚAN EN EL EJE 1 .....	108
3.6. Selección de Cuñas.....	110
TABLA 56 .....	111
CUÑA SELECCIONADA PARA EL EJE 2 .....	111
TABLA 57 .....	112
CUÑA SELECCIONADA PARA EL EJE 1 .....	112
3.7. Selección de Rodamientos.....	113
FIGURA 3.21. RECOMENDACIONES DE DURACIÓN DE COJINETES PARA DIVERSAS CLASES DE MAQUINARIAS [19] .....	114
TABLA 58 .....	115
VALORES DE CARGAS DE LOS APOYOS A Y B.....	115
TABLA 59 .....	117
CÁLCULO DE LOS RODAMIENTOS A Y B .....	117
TABLA 60 .....	118
VALORES DE CARGAS DE LOS APOYOS C- D- E .....	118
TABLA 61 .....	119
CÁLCULO DE LOS RODAMIENTOS C-D-E.....	119
TABLA 62 .....	120
VALORES DE CARGAS DE LOS APOYOS F-G-H .....	120
TABLA 63.....	121
CÁLCULOS DE LOS RODAMIENTOS F-G-H .....	121
3.8. Diseño de los Sistemas de Lubricación.....	122
TABLA 64 .....	123
CLASIFICACIÓN DE VISCOSIDAD PARA ACEITES DE MÁQUINAS .....	123
FIGURA 3.22. VISCOSIDADES EN SSU PARA DIFERENTES PARTES DEL TORNO A 100°F [21].....	124
TABLA 65 .....	124
GRADO NLGI ASTM TRABAJADA (60 GOLPES) PENETRACIÓN A 25°C .....	124

TABLA 66 .....	126
<b>FACTORES DE CORRECCIÓN DE PÉRDIDAS POR FRICCIÓN EN TUBERÍAS - <i>psi/pie</i> BOMBA 1 [22] .....</b>	<b>126</b>
TABLA 67 .....	127
<b>CABEZAL NETO DE SUCCIÓN REQUERIDA– PIES DE LIQ. (SP.GR. 1.0), Viscosidad en 750 SSU [22] .....</b>	<b>127</b>
FIGURA 3.23. CURVA DE SELECCIÓN CONJUNTO BOMBA-MOTOR VIKING C456 [22] .....	128
<b>FIGURA 3.24. REDUCTOR DE VELOCIDAD VIKING TIPO A [22] .....</b>	<b>129</b>
TABLA 68 .....	130
<b>FACTORES DE CORRECCIÓN DE PÉRDIDAS POR FRICCIÓN EN TUBERÍAS - <i>psi/pie</i> BOMBA 2 [22] .....</b>	<b>130</b>
TABLA 69 .....	132
<b>PROPIEDADES DEL TUBO COMERCIAL ACERO CÉDULA 40 [5].....</b>	<b>132</b>
3.9. Selección del conjunto motor-reductor-husillo de bolas para el avance automático del carro longitudinal. ....	133
<b>FIGURA 3.25. CONJUNTO MOTOR-REDUCTOR-HUSILLO DE BOLAS</b>	<b>134</b>
TABLA 70 .....	134
<b>CONDICIONES DE TRABAJO PARA EL HUSILLO DE BOLAS .....</b>	<b>134</b>
<b>FIGURA 3.26. TUERCA CON RECIRCULACIÓN EXTERNA [23].....</b>	<b>136</b>
<b>FIGURA 3.27. HUSILLO A BOLAS SELECCIONADO [23] .....</b>	<b>137</b>
<b>FIGURA 3.28. REDUCTOR-VARIADOR SM-BEIER [24] .....</b>	<b>137</b>
<b>FIGURA 3.29. REDUCTOR- VARIADOR CHHBJMN3A-4135Y [24] .....</b>	<b>138</b>
3.10. Diseño de la cimentación y selección de pernos de anclaje. ....	139
<b>FIGURA 3.30. DISTRIBUCIÓN TRIANGULAR DE LA REACCIÓN DEL SUELO .....</b>	<b>139</b>
TABLA 71 .....	142
<b>DIMENSIONES DE VARILLAS DE ACERO CORRUGADO [27].....</b>	<b>142</b>
<b>FIGURA 3.31. CIMENTACIÓN DE CONCRETO .....</b>	<b>143</b>
<b>FIGURA 3.32. REACCIÓN DE LA CIMENTACIÓN DE CONCRETO Y TENSIÓN DE LOS PERNOS DE ANCLAJE .....</b>	<b>144</b>
TABLA 72 .....	146
<b>DIMENSIONES GENERALES DE LOS PERNOS [28] .....</b>	<b>146</b>
3.11. Selección del Freno. ....	147

<b>FIGURA 3.33. FRENO DE DISCO CON PINZAS [29]</b> .....	149
<b>FIGURA 3.34. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DEL FRENO</b> .....	149
TABLA 73 .....	150
<b>DISPERSIÓN TÉRMICA Y POTENCIA DISIPADA</b> .....	150
3.12. Plato de Sujeción.....	151
TABLA 74 .....	153
<b>VELOCIDADES MÁXIMAS PERMITIDAS EN PLATOS DE SUJECIÓN –</b>	
<b><i>RPM</i></b> .....	153
<b>FIGURA 3.35. CONCENTRICIDADES Y MOVIMIENTOS AXIALES</b>	
<b>MÁXIMOS ADMITIDOS PARA PLATOS DE SUJECIÓN</b> .....	153
<b>FIGURA 3.36. GARRAS SOPORTE MODELOS 3 Y 4 [30]</b> .....	154
<b>FIGURA 3.37. DIMENSIONES GENERALES DE PLATO 1 [30]</b> .....	154
<b>FIGURA 3.38. DETALLE DE HUSILLO MULTIPLICADOR [30]</b> .....	155
<b>FIGURA 3.39. DIMENSIONES GENERALES DE PLATO 2 CON HUSILLO</b>	
<b>MULTIPLICADOR DE FUERZA [30]</b> .....	155
CAPITULO 4.....	157
4. ESTUDIO ECONÓMICO. ....	157
4.5. Costos de Explotación.....	157
4.6. Costos de Materiales Directos e Indirectos. ....	158
TABLA 75 .....	159
LISTA DE COSTOS DE MATERIALES DIRECTOS .....	159
TABLA 76 .....	161
LISTA DE COSTOS DE MATERIALES INDIRECTOS.....	161
4.7. Costos de Manufactura.....	162
TABLA 77 .....	162
Horas/Hombre UTILIZADAS EN LA FABRICACIÓN DEL TORNO .....	162
TABLA 78 .....	164
COSTO TOTAL DE MATERIALES .....	164
4.8. Estudio de Rentabilidad.....	165
<b>FIGURA 4.1. TORNO PARALELO COTIZADO [31]</b> .....	168
TABLA 79 .....	168
<b>DATOS DEL TORNO COTIZADO [31]</b> .....	168

CAPITULO 5.....	169
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	169
5.1. Conclusiones.....	169
5.2. Recomendaciones.....	170

## ÍNDICE DE PLANOS

Plano 1	Torno Mecánico Industrial-Características Técnicas
Plano 2	Torno Mecánico Industrial-Despiece
Plano 3	Caja de Cambios de Velocidades-Despiece
Plano 4	Soporte Superior.
Plano 5	Soporte Inferior.
Plano 6	Conjunto Husillo Principal-Brida de Sujeción.
Plano 7	Tapa de Soporte Superior.
Plano 8	Soporte de Ejes 1 y 2.
Plano 9	Base de Caja de Lubricación.
Plano 10	Eje 2.
Plano 11	Eje 1.
Plano 12	Cuñas del Husillo Principal, Eje 1 y Eje 2.
Plano 13	Tapas de Ejes 1 y 2.
Plano 14	Plato de Sujeción.
Plano 15	Garra de Sujeción.
Plano 16	Carro Longitudinal.
Plano 17	Carro Transversal.
Plano 18	Carro Porta-herramienta.
Plano 19	Bancada.
Plano 20	Recolector de Líquido Refrigerante.
Plano 21	Rejilla de Protección.
Plano 22	Tanque de Almacenamiento del Líquido Refrigerante.
Plano 23	Contrapunto.



# INTRODUCCIÓN

Actualmente, las empresas en general, se encuentran obligadas a mejorar sus procesos para lograr una reducción de costos y aumentar la producción, especialmente en el área de Metales ante la gran demanda que existe dentro del mercado ecuatoriano. En INTRAMET, empresa dedicada a la fabricación de distintas piezas de estructura compleja, como en otras existentes en nuestro país se ha vuelto necesario invertir en esquemas de eficiencia para las máquinas, personal, capacitación y sobre todo en tecnología.

Bajo este punto importante, la tesis a desarrollar pretende transformar una máquina Moldeadora a un Torno Mecánico Industrial de gran capacidad, teniendo como materia prima la maquinaria en desuso que posee la empresa, así como también la selección de materiales y equipos disponibles en nuestro medio con la finalidad de abaratar costos de inversión, a través de un análisis técnico, normativas y uso de la tecnología moderna.

El torno tendrá la particularidad de mecanizar piezas de gran tamaño, debido a su gran capacidad, se podrá mecanizar piezas de hasta 2000 *mm* (78.74 *pulg.*) de diámetro; longitud 2400 *mm* (94.5 *pulg.*) y 1681.02 *Kg.* (3706.65 *pulg.*)

*Lb.*) de peso. Deberá tener cuatro velocidades de giro en un rango de (23.96 – 60.78) *rpm*. También podrá aplicar un par de torsión máximo de hasta 78885.82 *Lb.pulg* (8977.21 *N.m*) sobre las piezas a mecanizar y convendrá que esté libre de altas vibraciones que causen resonancia.

Haciendo especial hincapié en el sistema de transmisión y demás componentes mecánicos más relevantes para el normal funcionamiento de la máquina, se selecciona, rediseña y diseña mediante cálculos manuales, computacionales y por elementos finitos, para luego hacer un análisis comparativo entre estos cálculos comprobando su factor de seguridad.

Quedan fuera del ámbito de la presente tesis el diseño de la instalación eléctrica. Así como también, el diseño del sistema de control del torno tanto a nivel de 'Hardware' como de 'Software', debido a que no se trata de un torno CNC, sin embargo se deja libre la opción de mejorar el diseño mediante éste sistema de control u otros diseños adaptativos mecánicos o eléctricos en cualquier miembro de la máquina que pueda contribuir a su mejoramiento tecnológico y funcional.

# **CAPITULO 1**

## **1. ANÁLISIS DEL PROBLEMA Y ALTERNATIVAS.**

### **1.1. Antecedentes.**

Debido a la continua evolución tecnológica de los tornos, desde sus inicios en 1794, por las exigencias en la industria moderna, también las instalaciones y medios de producción deben evolucionar a la par. Esto provoca que los tornos deban ser modificados y de no ser posible, hay que plantearse otras alternativas. Este último caso, es el que origina la presente tesis, debido a la escasa maquinaria que existe en países como el nuestro, es necesario aprovechar la maquinaria en desuso, analizarla y mediante conocimientos ingenieriles reutilizarla, lo que implica un ahorro de inversión a corto o largo plazo, para utilizarse en otros beneficios en la empresa.

Ante la necesidad de mecanizar piezas de gran tamaño cumpliendo una especificación y no poder ser validada con el torno que posee en la actualidad la empresa INTRAMET, se plantea opciones de solución, (Ver *Tabla 1*).

**TABLA 1**  
**ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN**

<b>ALTERNATIVAS</b>	<b>VENTAJAS</b>	<b>DESVENTAJAS</b>
<b>SUBCONTRATAR SERVICIOS</b>	Solución temporal	Egresos significativos a corto y largo plazo
		Dificultad de transporte
<b>COMPRAR TORNO NUEVO O USADO</b>	Solución total	Costos elevados de maquinaria extranjera
		Escasez de venta y repuestos en mercado local
		Desconocimiento de vida útil de torno usado
<b>DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE TORNO</b>	Solución total	Demora por diseño y construcción
	Egresos mínimos en relación a compra	
	Uso de repuestos de mercado local	

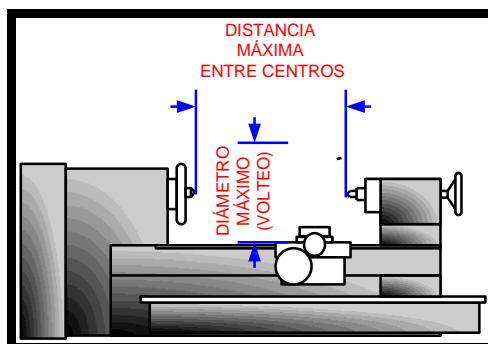
Se realiza el estudio de rentabilidad de cada una de las opciones (*ver apartado 4.4 del Capítulo 4*), donde se determina que la alternativa más rentable es el: **Diseño y Construcción de un Torno**. Cabe recalcar que de la solución escogida, la construcción no es objetivo de ésta tesis, por lo que se recomienda que se la concluya mediante una tesis de grado futura.

## 1.2. Consideraciones preliminares.

Para diseñar el Torno, se debe considerar: la *Capacidad del proceso* y los *Componentes básicos* de la máquina [1], elementos que hacen posible óptima la fabricación de piezas en la industria.

### 1.2.1. Factores de la capacidad del Proceso de mecanizado.

La Forma, Tamaño y peso de la pieza de trabajo determinan la capacidad del torno, que se designa por el diámetro máximo de la pieza que puede girarse (*volteo*) y la longitud máxima de la pieza que puede mecanizarse entre centros. (Ver Figura 1.1)



**FIGURA 1.1. CAPACIDAD DEL TORNO**

La Potencia y Torque requeridos para vencer la inercia de todo el conjunto de transmisión de movimiento y pieza de trabajo, cuyo movimiento rotacional deberá ser el adecuado para una determinada operación, material específico y tasa de arranque de viruta (*análisis considerado en el Capítulo 2*).

Parámetros de gran importancia denominados factores de corte son: Profundidad de corte, Avance, Velocidad, porque a través de ellos podemos tener un excelente acabado de la pieza de trabajo y además determinan los movimientos del torneado. Su análisis se muestra en el *apartado 2.3.1 del Capítulo 2*.

### **1.2.2. Factores de los Componentes Básicos del Torno.**

Existen distintas clases de tornos y su clasificación mas allá de su Tipo y Tamaño, depende su producción industrial. Se clasifican en [12]: *Tornos de No Producción, Tornos de Semi-Producción, Tornos de Producción*. En cada sub-clasificación existen distintas variedades de tornos (*ver Tabla 7*), de los cuales se elegirá uno, de acuerdo a una matriz de decisión.

Otro punto a considerar es el Método de Control, los Tornos necesitan de un control para poder ser operados. Los *tornos manuales* no tienen controles automáticos y todas las operaciones son controladas por el operador. Los *tornos semiautomáticos*, tienen parte de su control automatizado y solo requieren del movimiento de los carros y de piezas accesorias a cargo del operador. Los *tornos automáticos* no requieren de la atención del operador durante el ciclo de mecanizado, solo cuando se coloca la pieza de trabajo interviene el operador.

### 1.3. Partes de maquinaria en desuso y alternativas de diseños.

La *Figura 1.2*, muestra una máquina moldeadora en desuso aprovecharemos de ésta, todos los elementos que constituyen su base, ésta parte funcionará como *base y cabezal* del torno.



**FIGURA 1.2. MÁQUINA MOLDEADORA EN DESUSO**

La *Figura 1.3* muestra la base ya desmontada, la misma que consta de dos partes principales: una superior y una inferior. A estas piezas se les hizo un análisis para determinar su aptitud, los resultados se muestran en las *Tablas 2 y 3*.



**FIGURA 1.3. BASE SUPERIOR E INFERIOR DESMONTADA**

**TABLA 2  
ANÁLISIS DE APTITUD BASE SUPERIOR**

<b>Material</b>	HIERRO FUNDIDO GRIS
<b>Peso (Kg)</b>	411.83
<b>Volumen (cm<sup>3</sup>)</b>	57199.2
<b>Densidad(g/cm<sup>3</sup>)</b>	7.25
<b>Geometría</b>	Ver Plano 4
<b>Estado</b>	MUY BUENO
<b>Observaciones Relevantes</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Posee 8 agujeros roscados para desmontaje</li> </ul>
<b>Recomendaciones</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Limpieza superficial</li> <li>• Protección superficial</li> </ul>



**TABLA 3**  
**ANÁLISIS DE APTITUD BASE INFERIOR**

<b>Material</b>	HIERRO FUNDIDO GRIS
<b>Peso (Kg)</b>	2356
<b>Volumen (cm<sup>3</sup>)</b>	325000
<b>Densidad(g/cm<sup>3</sup>)</b>	7.25
<b>Geometría</b>	Ver Plano 5
<b>Estado</b>	MUY BUENO
<b>Observaciones Relevantes</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Posee 5 agujeros para pernos de anclaje</li> <li>• Posee 2 pernos prisioneros y 6 agujeros roscados para desmontaje con base sup.</li> </ul>
<b>Recomendaciones</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Limpieza superficial</li> <li>• Protección superficial</li> </ul>

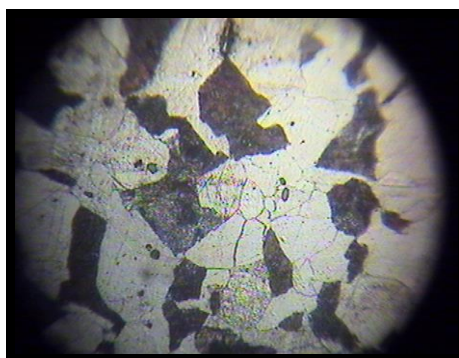
En la base superior existe un eje (ver Fig. 1.4), una vez desmontado y analizado, brindó los resultados que se muestran en la *Tabla 4*.



**FIGURA 1.4. EJE DESMONTADO DE LA BASE SUPERIOR**

**TABLA 4**  
**ANÁLISIS DE APTITUD DEL EJE**

<b>Material</b>	Acero al Carbono
<b>Peso (Kg)</b>	186.36
<b>Volumen (cm<sup>3</sup>)</b>	23891.87
<b>Densidad(g/cm<sup>3</sup>)</b>	7.8
<b>Geometría</b>	Ver Plano 6
<b>Estado</b>	MUY BUENO
<b>Observaciones Relevantes</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Posee ranura para cuñero</li> <li>• Esta ensamblado con otra pieza cilíndrica por medio de dos pernos tipo prisionero.</li> <li>• Esta pieza cilíndrica contiene 6 agujeros</li> </ul>
<b>Recomendaciones</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Limpieza superficial</li> <li>• Análisis químico</li> <li>• No desmontar la brida de sujeción</li> </ul>



**FIGURA 1.5. MICROESTRUCURA DEL EJE PRINCIPAL (100X Nital 4%)**

La microestructura mostrada en la *Figura 1.5*, es típica de los aceros de bajo carbono. Se presentan dos fases, la fase granulada de color blanco corresponde a la ferrita y la fase oscura es de perlita.

De acuerdo a la composición química del material del eje (*ver Tabla 5*) se puede concluir que es un acero **SAE/AISI 4023** con propiedades mecánicas mostradas en la *Tabla 6*, las mismas que serán tomadas en cuenta al realizarse los cálculos de diseño.

**TABLA 5**  
**COMPOSICIÓN QUÍMICA DEL MATERIAL DEL EJE**

DESIGNACION SAE/AISI	ELEMENTOS COMPONENTES								
	C	Mn	P	S	Si	Cu	Cr	Ni	Mo
4023	0.23	0.79	0.008	0.04	0.21	0.09	0.033	0.08	0.01



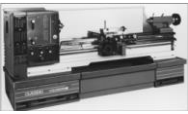




**TABLA 6**  
**PROPIEDADES MECÁNICAS DEL ACERO SAE/AISI 4023 [6]**

SAE/AISI	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN		PUNTO DE FLUENCIA		Alargamiento en 50 mm (2pulg), %	REDUCCIÓN DE AREA, %	DUREZA BRINELL
	MPa	PSI	MPa	PSI			
4023	880	128000	750	109000	18.5	50	156

La Base Superior, Base Inferior y el Eje analizados, a partir ahora serán denominados como: *Soporte Superior*, *Soporte Inferior* y *Husillo Principal*, respectivamente. Concluyendo que son aceptables y constituyen una limitante en el diseño. Ahora empezare a definir diferentes tipos de sistemas que brinden una solución óptima y complementaria.

- Tipos de Tornos
- Sistemas de sujeción mecánica
- Sistemas de transmisión de movimiento
- Sistemas de cambios de velocidad



**TABLA 7**  
**TIPOS DE TORNOS [12]**

<b>CLASIFICACIÓN DE LOS TORNOS SEGÚN LA PRODUCCIÓN</b>	<b>NO PRODUCCIÓN</b>	<b>Torno paralelo:</b> Es el más común y tiene los componentes básicos y puede efectuar las operaciones básicas.	
		<b>Torno rápido:</b> Se utiliza principalmente para operaciones de torneado rápido de metales, para madera y para pulimento.	
		<b>Torno para taller mecánico:</b> se utiliza para hacer herramientas, matrices o piezas de precisión para maquinaria.	
	<b>SEMI-PRODUCCIÓN</b>	<b>Tornos copiadores:</b> es un torno paralelo con un aditamento copiador o un sistema de lectura digital que permite copiar piezas que serían muy difíciles de hacer sin un patrón.	
		<b>Torno revólver:</b> tienen una unidad de alineación para herramientas múltiples, en lugar de la contrapunta. Tiene diferentes posiciones y los tornos son horizontales y verticales.	
	<b>PRODUCCIÓN</b>	<b>Tornos al aire:</b> No tienen contrapunta, el movimiento para el avance se aplica en la torreta, que es el elemento donde se encuentra la cuchilla de corte, esta torreta es móvil.	
		<b>Tornos automáticos para roscar:</b> Son automáticos, incluso la alimentación del material de trabajo al sujetador. Estos tornos se controlan con una serie de excéntricas que regulan el ciclo. Son del tipo de husillo individual o múltiple.	

**Sistemas de sujeción mecánica:** Se refiere a los Platos de sujeción, determinan el volteo y existe una gran variedad. He decidido clasificarlo en dos tipos según se muestra en la *Tabla 8*.

**TABLA 8**

**TIPOS DE PLATOS DE SUJECIÓN [13] [14]**

<b>CLASIFICACIÓN</b>	<b>PLATOS DE SUJECIÓN</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Con anillo de impulsión y cremallera:</b> Sujeta usando mandíbulas o muelas (3 o 4) que se mueven simultáneamente a través de hendiduras radiales hacia el centro o hacia fuera por medio de un tornillo cremallera y espiral de Arquímedes, accionados por llave manual.</li> </ul>	
		<ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Independiente:</b> Sus muelas se mueven de forma independiente deslizándose sobre guías, para sujetar piezas de forma irregular o excéntricas</li> </ul>	

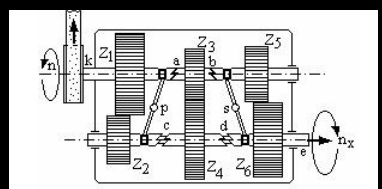
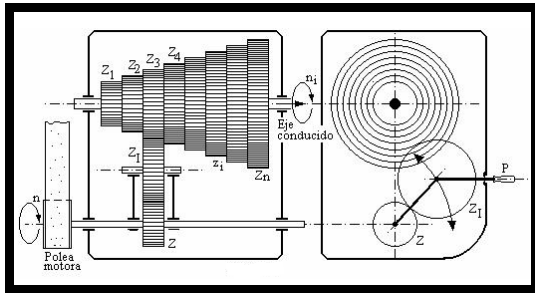
**Sistemas de transmisión de movimiento:** Existen al menos tres sistemas mecánicos muy utilizados:

- Poleas y Bandas o Correas flexibles de caucho reforzado.
- Engranajes
- Cadenas de rodillos.

Dependiendo de la potencia, posición de los ejes, relación de transmisión, sincronía y costo; se seleccionará el método a utilizar.

**Sistemas de cambios de velocidad:** La variación de la velocidad en las máquinas-herramientas puede lograrse utilizando distintos dispositivos mecánicos (*más generalizados*), hidráulicos o neumáticos, pudiendo éstos a su vez, combinarse. Con un sistema de poleas y engranajes se pueden obtener velocidades distintas en el husillo principal (*ver Tabla 9*).

**TABLA 9**  
**TIPOS DE CAJAS DE CAMBIOS DE VELOCIDAD [15]**

<b>CLASIFICACIÓN</b>  <b>CAJAS DE CAMBIOS DE VELOCIDAD</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li> <b>Por Acoplamiento:</b> en este sistema las ruedas dentadas que engranan entre sí son las <math>Z_1Z_2</math>, <math>Z_3Z_4</math> y <math>Z_5Z_6</math>, realizándose la transmisión del movimiento de las mismas a través de los ejes que se hallen acoplados entre sí. El acoplamiento o desacoplamiento de los ejes en los cuales se encuentran girando los engranajes se realizan en los puntos <b>a, b, c</b> y <b>d</b>, según sea la posición de las palancas <b>p</b> y <b>s</b>. Según sea el acoplamiento, se obtienen las distintas relaciones de transmisión.             </li> </ul>	 <table border="1" data-bbox="965 1041 1252 1299"> <thead> <tr> <th>Engrane</th> <th>Posición</th> <th>Acople</th> <th>Relación de transmisión</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td></td> <td></td> <td>c.b</td> <td><math>i_1 = \frac{Z_1 \cdot Z_4 \cdot Z_5}{Z_2 \cdot Z_3 \cdot Z_6}</math></td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td>a.b</td> <td><math>i_2 = \frac{Z_5}{Z_6}</math></td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td>c.d</td> <td><math>i_3 = \frac{Z_1}{Z_2}</math></td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td>a.d</td> <td><math>i_4 = \frac{Z_3}{Z_4}</math></td> </tr> </tbody> </table>	Engrane	Posición	Acople	Relación de transmisión			c.b	$i_1 = \frac{Z_1 \cdot Z_4 \cdot Z_5}{Z_2 \cdot Z_3 \cdot Z_6}$			a.b	$i_2 = \frac{Z_5}{Z_6}$			c.d	$i_3 = \frac{Z_1}{Z_2}$			a.d	$i_4 = \frac{Z_3}{Z_4}$
	Engrane	Posición	Acople	Relación de transmisión																		
		c.b	$i_1 = \frac{Z_1 \cdot Z_4 \cdot Z_5}{Z_2 \cdot Z_3 \cdot Z_6}$																			
		a.b	$i_2 = \frac{Z_5}{Z_6}$																			
		c.d	$i_3 = \frac{Z_1}{Z_2}$																			
		a.d	$i_4 = \frac{Z_3}{Z_4}$																			
<ul style="list-style-type: none"> <li> <b>Norton:</b> Consiste, en un tren de engranajes <math>Z_1, Z_2, Z_3, \dots, Z_i, \dots, Z_n</math>, montados sobre un eje, que recibe el movimiento de rotación a través de un engranaje desplazable <b>Z</b> a lo largo de un eje paralelo al anterior, el cual engrana con el tren a través una rueda dentada intermedia <math>Z_i</math>, la cual se desplaza en forma conjunta con <b>Z</b> y es posicionado en las distintas <math>Z_i</math> del tren con la palanca <b>P</b>. El movimiento lo produce la polea motora <b>M</b>, girando a una velocidad de rotación <b>n</b>, obteniéndose en el eje conducido, según sea la rueda dentada que engrana, una velocidad de rotación <math>n_i</math>, que dependerá de la relación de transmisión <math>i_i</math> existente en el conjunto <b>Z-Z<sub>i</sub></b>.             </li> </ul>																						

#### 1.4. Estudio de Alternativas.

Para valorar la selección, los elementos serán: económicos, estándares y reemplazables. Para escogerlos hacemos uso de una matriz de decisión para hacer un análisis comparativo de las soluciones disponibles. Las columnas corresponden a categorías asignadas según las cuales los diseños han de ser juzgados, a las que se asignan un factor de ponderación, que mide su importancia relativa. El cuerpo de la matriz se llena entonces con números que jerarquizan cada diseño y se los califica. Estos valores son multiplicados por los factores ponderales, y los productos se suman.

#### Estudio Selección Tipos de Tornos.

El diseño se verá restringido a dos opciones: un Torno Paralelo de gran tamaño y un Torno al Aire. Ambos son Tornos de Producción.

**TABLA 10**  
**MATRIZ DE DECISIÓN DE TIPOS DE TORNOS**

	CAPACIDAD		COMPLEJIDAD		COSTO		RANGO
FACTOR	0.3		0.3		0.4		1
<b>PARALELO</b>	8	2.4	8	2.4	8	3.2	<b>8</b>
<b>AL AIRE</b>	6	1.8	7	2.1	7	2.8	6.7

**Capacidad:** Se refiere a la potencia del torno para soportar piezas de gran tamaño, peso, y a la capacidad de producción; **Complejidad:** se toma en cuenta el número de elementos y sistemas necesarios para el funcionamiento de cada equipo, considerando que a mayor número de elementos más compleja se vuelve la máquina; **Costo:** los tornos automáticos, son considerados más costosos.

### Estudio Selección de Sistemas de Sujeción.

**TABLA 11**  
**MATRIZ DE DECISIÓN DE SISTEMAS DE SUJECIÓN**

	CAPACIDAD		FUNCIONALIDAD		COMPLEJIDAD		COSTO		RANGO
FACTOR	0.3		0.2		0.2		0.3		1
<b>PLATO MANDO MECANICO</b>	5	1.5	7	1.4	7	1.4	5	1.5	5.8
<b>PLATO INDEPEDIENTE</b>	8	2.4	8	1.6	6	1.2	8	2.4	<b>6.4</b>

**Capacidad:** Toma en cuenta el mecanizado de piezas de geometría compleja, circulares, excéntricas, definido por el tipo de garras; **Funcionalidad:** se refiere a la eficiencia del elemento para desempeñarse en la máquina; **Complejidad:** a mayor número de elementos más complejo es el equipo; **Costo:** este factor es considerado en base a precios en el mercado.



**Estudio Selección de Sistemas de Transmisión.**

**TABLA 12**  
**MATRIZ DE DECISIÓN DE SISTEMAS DE TRANSMISIÓN**

	FUNCIONALIDAD		COMPLEJIDAD		COSTO		RANGO
FACTOR	0.3		0.3		0.4		1
<b>BANDAS Y POLEAS</b>	7	2.1	4	1.2	7	2.8	6.1
<b>ENGRANAJES</b>	7	2.1	7	2.1	8	3.2	<b>7.4</b>
<b>CADENAS</b>	4	1.2	4	1.2	6	2.4	4.8

**Funcionalidad:** se ha considerado de vital importancia el tener como elementos de transmisión de movimiento un grupo mixto compuesto por poleas, bandas y engranajes; **Complejidad:** a mayor número de elementos, más complejo se vuelve el equipo; **Costo:** este factor es considerado en base a precios en el mercado.

**Estudio Selección Sistemas de Cambios de Velocidad.**

**TABLA 13**  
**MATRIZ DE DECISIÓN DE CAJAS DE VELOCIDAD**

	CAPACIDAD		COMPLEJIDAD		COSTO		RANGO
FACTOR	0.3		0.3		0.4		1
<b>NORTON</b>	8	2.4	6	1.8	8	3.2	<b>7.4</b>
<b>A ACOPLAMIENTOS</b>	8	2.4	7	2.1	6	2.4	6.9

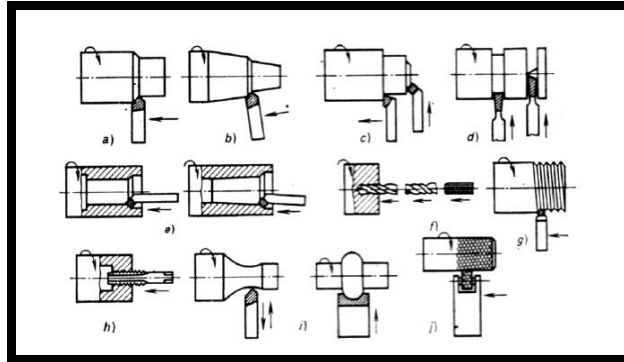
**Capacidad:** Toma en cuenta la eficiencia para transmitir el movimiento;  
**Complejidad:** a mayor número de elementos, más complejo se vuelve el equipo; **Costo:** La necesidad de utilizar una caja de transmisión de velocidad a acoplamientos, hace que contenga más elementos extras como embragues, sistemas de seguridad auxiliares y de lubricación que la hacen más costosa.

# CAPITULO 2

## 2. ANÁLISIS DEL PROCESO DE TORNEADO Y DESCRIPCIÓN DE LA MÁQUINA.

### 2.1. Definición del Proceso.

El *torneado* es el método de maquinado más común y se usa para fabricar piezas de revolución (discos, ejes, bridas, anillos, tuercas) mediante el desprendimiento de material utilizando herramientas cortantes. [2] Los principales trabajos de torneado son: **a)** *Maquinado de superficies cilíndricas exteriores*; **b)** *maquinado de superficies cónicas exteriores*; **c)** *refrentado y chaflanado*; **d)** *ranurado y tronchado*; **e)** *maquinado de superficies cilíndricas y cónicas interiores*; **f)** *taladrado*; **g)** *roscado exterior*; **h)** *roscado interior*; **i)** *maquinado de superficies perfiladas*; **j)** *moleteado*. Se muestran a continuación en la *Figura 2.1*.



**FIGURA 2.1. PROCESOS DE TORNEADO [3]**

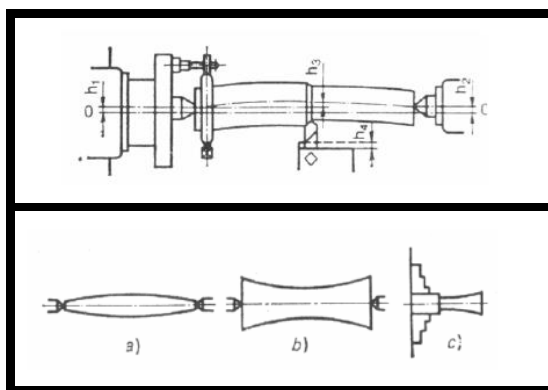
Cabe recalcar que los procesos de roscado, no realizará el torno, debido a que eliminé el mecanismo que produce este proceso.

## 2.2. Principales problemas de Operación.

Los procesos de torneado se ven afectados por distintas causas:

- Acabado irregular de las piezas de trabajo: Cuando el acabado superficial difiere en las distintas zonas de la superficie maquinada, ocasionados por algún error en los parámetros del proceso, o por errores de planeación y de operación del torno.
- Mala selección de la herramienta de corte: La acumulación de viruta es una señal de la mala selección. Se debe seleccionar la herramienta de corte adecuada porque de lo contrario se incurre en una pérdida de recursos y de tiempo para la empresa.

- Errores de colocación o sujeción de la pieza de trabajo: Originan un mal acabado de las piezas la mala colocación o sujeción de las piezas y algún desplazamiento del contrapunto. Al utilizarse parámetros arbitrarios para la realización del torneado se corre el riesgo de que las piezas se deformen debido a la acción de las fuerzas de corte y a errores en la sujeción. (Ver Figura 2.2).



**FIGURA 2.2. DEFORMACIÓN Y ERRORES DE LA PIEZA DE TRABAJO [3]**

- Mala selección del refrigerante: El proceso de corte genera fricción, y ésta a su vez crea calor, por lo que se usa un líquido lubricante enfriador para reducir el desgaste de la herramienta, mejorar la superficie maquinada y disminuir gastos de energía.

- Malas condiciones de Trabajo: Cuando el área de trabajo se encuentra en desorden y se pueden generar accidentes. Los instrumentos y objetos a utilizarse, deben estar en orden.
- Mala Cimentación: Cuando la maquinaria está ubicada sobre piso de cemento no nivelado o mal diseñado. Se debe verificar los diversos puntos de inspección de nivel del torno.

### 2.3. Planteamiento de Solución.

A continuación se darán soluciones que servirán para mejorar el desarrollo del proceso de torneado y diseñar eficientemente el torno.

#### 2.3.1. Parámetros del Proceso de Corte.

La velocidad de corte, se refiere al camino que recorre la herramienta respecto a la superficie que se maquina por unidad de tiempo. Este parámetro influye directamente en el acabado y la durabilidad de la herramienta. Se relaciona con la velocidad de rotación del husillo y de la pieza [3] (ver Ec. 2.3.1).

$$V = \frac{\pi \times d \times n}{1000} \quad \text{(Ec. 2.3.1)}$$

**TABLA 14**  
**VELOCIDADES DE CORTE PARA DISTINTAS REVOLUCIONES DEL HUSILLO PRINCIPAL**

<i>VELOCIDAD DEL HUSILLO n (rpm)</i>	<i>DIÁMETRO MÁXIMO DE LA PIEZA d (mm)</i>	<i>VELOCIDAD DE CORTE V (m/min)</i>
24.6	2000	154.57
35.9	2000	225.57
46.37	2000	291.35
61.5	2000	386.42

**TABLA 15**  
**MATERIALES APTOS PARA MECANIZAR**

<i>MATERIAL A MECANIZAR</i>	<i>DUREZA (BHN)</i>	<i>MATERIAL A MECANIZAR</i>	<i>DUREZA (BHN)</i>
Aceros de fácil mecanización	140 - 190	Aleaciones con base de cobalto	180-230
Acero al Carbono convencional	185 - 240	Aleaciones para alta temperatura base en hierro y níquel	150 - 450
Aceros para herramienta	200 - 300		
Aceros rápidos forjados	330 - 450	Aleaciones de aluminio de fácil mecanización	80 - 120
Aceros resistentes al impacto y para trabajos en caliente y frío	150 - 750	Aluminio con alto contenido de silicio	45 - 105
Fundiciones de Hierro	90 - 700	Titanio	110 - 350
Aceros aleados	90 - 700	Aleaciones no férricas de fácil mecanización (Cu, Zn, Latón)	80 - 120
Aceros inoxidable austeníticos	140 - 190		
Fundiciones de hierro aleadas	140 - 260	Materiales no metalicos Nylon, acrílicos y resinas fenólicas	-----
Aceros inoxidable martensíticos y ferríticos	175 - 210		

Según nuestro diseño para un diámetro máximo de **2000 mm** y velocidades de rotación del husillo principal de: **(24.6 – 35.9 – 46.37 – 61.5) rpm**

podemos obtener un rango de velocidades de corte (ver Tabla 14). Luego son comparadas con las Tablas B-T-1 en la cuarta columna, B-T-2 en la sexta columna y B-T-3 del **Apéndice B**, de acuerdo a la herramienta de corte a utilizar y al tipo de mecanizado, para resumir los materiales aptos para ser mecanizados y su dureza BHN. (Ver Tabla 15)

El avance, es el movimiento del filo de la herramienta de corte en una vuelta completa de la pieza que se está torneando o por unidad de tiempo. Se lo calcula con la fórmula (Ec. 2.3.2) [4]:

$$s' = s \times n \quad (\text{Ec. 2.3.2})$$

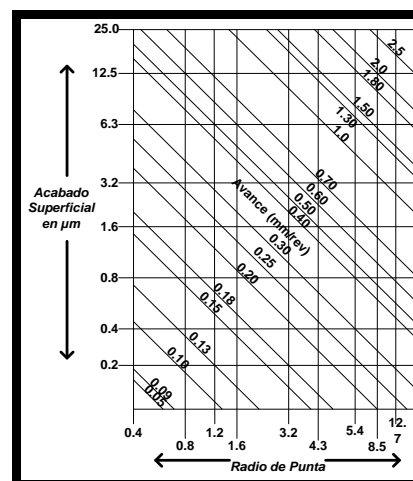
El avance puede ser longitudinal y transversal. Para determinarlo, se acude a las Tablas BT-1 en la sexta columna y B-T-2 en la sexta columna, del **Apéndice B**.

**TABLA 16**  
**AVANCES MÍNIMOS Y MÁXIMOS PARA DISTINTAS VELOCIDADES DEL HUSILLO PRINCIPAL**

<b>VELOCIDAD DEL HUSILLO <math>n</math> (rpm)</b>	<b>AVANCE MINIMO <math>s</math> (mm/rev)</b>	<b>AVANCE MÁXIMO <math>s</math> (mm/rev)</b>	<b>AVANCE MINIMO <math>s'</math> (mm/min)</b>	<b>AVANCE MÁXIMO <math>s'</math> (mm/min)</b>
24.6	0.13	2	3.20	49.20
35.9	0.13	2	4.67	71.80
46.37	0.13	2	6.03	92.74
61.5	0.13	2	8	123



Considerando como avances mínimo y máximo **0.13** y **2 mm/rev**, respectivamente y para las mismas velocidades del husillo citadas, podemos obtener un rango de avances que se registran en la *Tabla 16*. Los avances mínimos o *acabado*, serían de **3.20 mm/min** a **24.6 rpm** y los avances máximos o *gran desbaste*, serían de **123 mm/min** a **61.5 rpm**.



**FIGURA 2.3. RELACIÓN ENTRE ACABADO SUPERFICIAL, RADIO DE PUNTA Y AVANCE. [4]**

El radio de punta de la herramienta de corte puede ser modificado sin excederse las especificaciones del fabricante. Entre más grande sea el radio y menor el avance, se logrará un mejor acabado superficial. Para calcularlo, en primer lugar se debe ubicar en la línea horizontal, el acabado superficial deseado; posteriormente, desde el punto donde se intersecta esta línea con la diagonal del avance, se traza una línea vertical hacia abajo; si esta línea

cae entre dos valores de radio de punta se debe seleccionar el mayor. Si en la práctica, el radio de punta seleccionado no produce el acabado requerido, es necesario reducir el avance [4] (ver Figura 2.3).

La profundidad de corte ( $a$ ), es la capa de metal cortada en una pasada de la herramienta de corte y se mide perpendicularmente a la superficie maquinada. Un parámetro empleado en los cálculos del proceso, es la sección de viruta, dado por la siguiente fórmula [4] (Ec. 2.3.3):

$$q_v = s \times a \text{ (Ec. 2.3.3)}$$

Con los avances mínimos y máximos considerados anteriormente ((**0.13** y **2**) **mm/rev**), calculamos los valores de sección de viruta (ver Tabla 17), para aceros y fundiciones de hierro a una profundidad de corte de (**1** a **25**) **mm** [1].

**TABLA 17**  
**SECCIÓN DE VIRUTA PARA ACEROS Y FUNDICIONES DE HIERRO**

<b>PROFUNDIDAD DE CORTE <math>a</math> (mm)</b>	<b>AVANCE MINIMO <math>s</math> (mm/rev)</b>	<b>AVANCE MÁXIMO <math>s</math> (mm/rev)</b>	<b>SECCIÓN DE VIRUTA <math>q_v</math> (mm<sup>2</sup>)</b>	<b>SECCIÓN DE VIRUTA <math>q_v</math> (mm<sup>2</sup>)</b>
1	0.13	2	0.13	2
8	0.13	2	1.04	16
16	0.13	2	2.08	32
25	0.13	2	3.25	50

**TABLA 18**  
**POTENCIAS REQUERIDAS PARA EL CORTE**

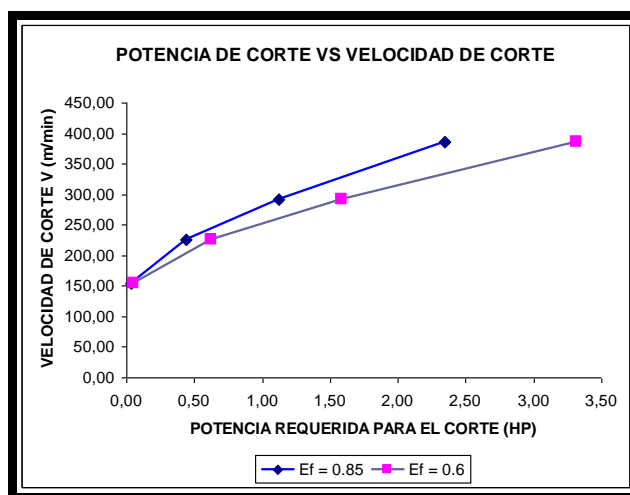
<b>ESFUERZO ESPECÍFICO DE CORTE DE MATERIAL <math>K_s</math> (<math>N/mm^2</math>)</b>	700	700	700	700	
	4500	4500	4500	4500	
<b>EFICIENCIA DE LA TRANSMISIÓN</b>	0.6	0.6	0.6	0.6	
	0.85	0.85	0.85	0.85	
<b>VELOCIDAD DE CORTE <math>V</math> (<math>m/min</math>)</b>	154.57	225.57	291.35	386.42	
<b>AVANCE MÍNIMO <math>s</math> (<math>mm/rev</math>)</b>	0.13	0.13	0.13	0.13	<b>AVANCES <math>s</math> (<math>mm/rev</math>)</b>
<b>AVANCE MÁXIMO <math>s</math> (<math>mm/rev</math>)</b>	2	2	2	2	
<b>PROFUNDIDAD DE CORTE <math>a</math> (<math>mm</math>)</b>	1	8	16	25	
<b>POTENCIAS REQUERIDAS PARA EL CORTE (<math>Kw</math>) CON <math>E_f = 0.6</math></b>	0.39	4.56	11.78	24.42	0.13
	2.51	29.32	75.75	156.98	2
	6.01	70.18	181.28	375.69	
	38.64	451.14	1165.40	2415.13	
<b>POTENCIAS REQUERIDAS PARA EL CORTE (<math>Kw</math>) CON <math>E_f = 0.85</math></b>	0.28	3.22	8.32	17.24	0.13
	1.77	20.70	53.47	110.81	2
	4.24	49.54	127.97	265.19	
	27.28	318.45	822.64	1704.79	
<b>POTENCIAS REQUERIDAS PARA EL CORTE (<math>HP</math>) CON <math>E_f = 0.6</math></b>	0.00	0.01	0.02	0.03	0.13
	0.00	0.04	0.10	0.21	2
	0.01	0.09	0.24	0.50	
	0.05	0.60	1.56	3.24	
<b>POTENCIAS REQUERIDAS PARA EL CORTE (<math>HP</math>) CON <math>E_f = 0.85</math></b>	0.00	0.00	0.01	0.02	0.13
	0.00	0.03	0.07	0.15	2
	0.01	0.07	0.17	0.36	

La Potencia de corte, es necesaria para el desarrollo correcto del proceso.

Se calcula mediante la fórmula (Ec. 2.3.4): [4]

$$P = \frac{(K_s \times a \times s \times V)}{(1000 \times 60 \times E_f)} \quad \text{(Ec. 2.3.4)}$$

Los valores de  $K_s$  para cada material, se muestran en la cuarta columna de la *Tabla B-T-2* del **Apéndice B**. Calculamos las Potencias requeridas para el corte (ver *Tabla 18*) para valores máximos y mínimos de  $K_s$  (**4500 y 700**)  $N/mm^2$  para aceros endurecidos (*materiales duros*) y para aleaciones de bronce-latón (*materiales menos duros*) respectivamente; con eficiencia de la transmisión  $E_f$  (**0.6 y 0.85**).



**FIGURA 2.4. POTENCIA REQUERIDA PARA EL CORTE vs. VELOCIDAD DE CORTE**

La *Figura 2.4* muestra a la de *Potencia de Corte vs. Velocidad de Corte*, en donde se aprecia que cuando la eficiencia de transmisión es menor se requiere de mayor potencia para un mismo rango de velocidades de corte, a medida que aumenta la potencia también aumenta la velocidad de corte. Además se observa que la máxima potencia de corte no sobrepasa los **3.5**

**HP**, por lo que seleccionaremos un motor que sobrepase este valor, para que el mecanizado sea eficiente.

Es importante también tomar en cuenta la Fuerza de corte, ya que si es muy elevada, puede ocasionar que la herramienta se gaste más rápido o se rompa. Su fórmula es (Ec. 2.3.5) [4]:

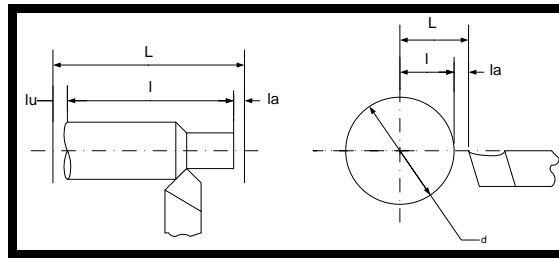
$$F = K_s \times q_v \quad (\text{Ec. 2.3.5})$$

**TABLA 19**  
**FUERZA DE CORTE**

<b>ESFUERZO ESPECÍFICO DE CORTE DE MATERIAL <math>K_s</math> (<math>N/mm^2</math>)</b>	700	700	700	700
	4500	4500	4500	4500
<b>SECCIÓN DE VIRUTA <math>q_v</math> (<math>mm^2</math>)</b>	2	16	32	50
<b>FUERZA DE CORTE <math>F</math> (N)</b>	1400	11200	22400	35000
	9000	72000	144000	225000

Según la *Tabla 19*, la mayor fuerza de corte que se necesita para el mecanizado es de **225 KN**; fuerza considerada para un  $K_s$  de **4500  $N/mm^2$**  de un acero endurecido según la *tabla B-T-2* del **Apéndice B**, a una profundidad de corte de 25 mm. El tiempo, es calculado para una pasada, y debe ser mínimo. (Ec. 2.3.6) [4]:

$$t_n = \frac{L}{(s \times n)} \quad (\text{Ec. 2.3.6})$$



**FIGURA 2.5. FIGURA ILUSTRATIVA PARA TOMAR EL VALOR DE L**

En la *Figura 2.5* se puede apreciar la forma de tomar el valor de L (*Longitud de pasada*). Donde:  $l_u$  y  $l_a$ , representan el recorrido extra de la herramienta para librar la pieza;  $l$ , representa la longitud de corte. Para el cálculo total del tiempo, se suma:

- Tiempo de ajuste: Requerido para preparar una operación.
- Tiempo de manipulación: Empleado para sujetar o soltar una pieza, la medición, el paro o arranque de la máquina, etc.
- Tiempo de máquina: Empleado para realizar el corte.
- Tiempos muertos: Descomposturas, esperas, etc.

### 2.3.2. Materiales a ser Mecanizados.

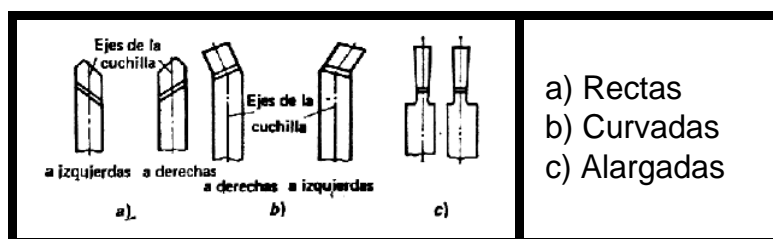
Para realizar el mecanizado se debe tomar en cuenta la resistencia mecánica de la herramienta de corte, (*velocidad y fuerza cortante*) en

*desbaste, y (rugosidad de superficie y precisión) en acabado. Pueden tornearse metales y plásticos.*

Dentro de los Metales ferrosos están los aceros. Existe mayor maquinabilidad, al aumentar el contenido de carbono (*incremento de su resistencia al corte*). La dureza de los aceros al carbono no aleados, no supera los 230 BHN. [5] [6]. Las aleaciones de Metales no ferrosos que con más frecuencia se maquinan son el bronce, el latón y el aluminio. Dentro de los Plásticos que se pudieran mecanizar están: textilita, laminado de fibra, aminoplástico, etc. Tienen una resistencia al calor y una conductividad térmica bajas en comparación a las que presentan los aceros. Algunos plásticos poseen propiedades abrasivas, las cuales influyen en el desgaste de las cuchillas.

### **2.3.3. Análisis de las Herramientas de Corte.**

Se emplean: cuchillas, brocas, y placas cerámicas. Las más utilizadas son las cuchillas. Pueden ser derechas o izquierdas, según la dirección del avance y rectas, curvadas y alargadas según la estructura del cabezal (*ver Figura 2.6*).



**FIGURA 2.6. HERRAMIENTAS DE CORTE [3]**

Es importante hacer la elección de la herramienta de corte de acuerdo al material que se desea mecanizar. Además se deben considerar factores tales como [4]: Dureza y condición de la pieza de trabajo; Condición de la máquina (*velocidades y potencia disponible*); vida, dureza y material de la herramienta de corte (*Ver Tabla 20*).

**TABLA 20**

**MATERIALES DE LAS HERRAMIENTAS DE CORTE**

MATERIALES DE LAS HERRAMIENTAS DE CORTE	ACEROS PARA HERRAMIENTAS	ACEROS AL CARBONO	Herramientas para bajas velocidades de corte por su alta dureza (HRC 62-65) y su baja resistencia al calor [7]
		ACEROS ALEADOS	Con: Cr, Si, Mn, W. Resistencia al calor de 350-400 °C para velocidades de corte mayores a las de los aceros al carbono de 1 a 1.5 veces
		ACEROS RÁPIDOS	Componentes: Cr, V, Mo, W. Mayor resistencia al calor (620-640 °C); dureza (HRC 62-65); resistencia a la flexión de 3 a 4 GPa.
	ALEACIONES DURAS	METALOCERÁMICAS	Componentes: W, Ti (para maquinar hierro fundido, aleaciones no ferrosas) y W, Ti, Ta (para maquinar aceros de todo tipo). Mayor resistencia al desgaste y al calor de 800 a 950 °C, para altas velocidades de corte.
		MINERALOCERÁMICAS	Para maquinar: acero, hierro fundido (velocidad de corte de hasta 3700 mm/min). y las aleaciones no ferrosas a altas velocidades de corte .[8]



### 2.3.4. Análisis de los Fluidos de Corte.

Es importante controlar la temperatura en la zona de corte, su aumento afecta la resistencia del material, dureza, desgaste de la herramienta de corte y cambios en las dimensiones de la pieza de trabajo. Para tal efecto, se recomienda utilizar fluidos de corte, a fin de: reducir la fricción, el desgaste, fuerzas de corte; lubricar la zona de corte; refrigerar la herramienta y pieza; limpiar la zona de virutas; proteger las superficies maquinadas, evitar la corrosión y problemas respiratorios o alergias al operador.

**TABLA 21**  
**CLASIFICACIÓN DE LOS FLUIDOS DE CORTE**

<b>FLUIDOS DE CORTE</b>	<b>ACEITES PARA CORTE</b>	<b>ACTIVOS</b>	Aceites Minerales Sulfurados (0.5 a 0.8 de S)
			Aceites Minerales Sulfoclorinados (3% de S, 1% de Cl)
			Aceites Grasos Sulfoclorinados
		<b>INACTIVOS</b>	Aceites Minerales Simples
			Aceites Minerales Grasos (animales)
			Aceites mezclas de Grasos y Minerales Sulfurados
	<b>Aceites Emulsificables (solubles)</b>	El agua se mezcla con aceite para formar una solución. Son utilizados a altas velocidades de corte.	
	<b>Fluidos Químicos</b>	Son emulsiones sintéticas que se mezclan con agua.	
	<b>ENFRIADORES ESPECIALES</b>	Aire Comprimido	
		Gases Inertes	
Pastas, Jabones y ceras			
Lubricantes sólidos: Grafito y Bisulfuro de Molibdeno			

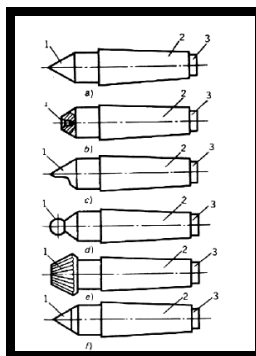
En general, los fluidos de corte se pueden dividir en cuatro tipos (ver *Tabla 21*).

**TABLA 22**  
**APLICACIÓN DEL REFRIGERANTE SEGÚN EL MATERIAL [4]**

MATERIAL	REFRIGERANTE
Hierro Fundido	En Seco, Aire Comprimido y Aceite Soluble
Acero	Aceites: Soluble, Sulfurado y Mineral
Aluminio	Aceite Soluble, Kerosene y Agua de Sosa
Hierro Forjado	Aceite Soluble y Manteca
Hierro Maleable	En Seco, Aceite Soluble
Latón	En Seco, Aceite de Parafina y Manteca

Para seleccionar el refrigerante adecuadamente de acuerdo al material a trabajar, se muestra la *Tabla 22* y *Figuras B-1* y *B-2*, en el **Apéndice B**.

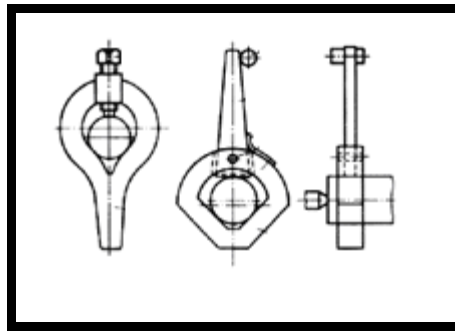
### 2.3.5. Elementos de Sujeción.



- 1) Parte Activa
- 2) Cola
- 3) Apoyo

**FIGURA 2.7. CONTRAPUNTOS [3]**

El contrapunto se selecciona de acuerdo a las dimensiones de las piezas que se mecanizan. Si las partes 1 y 2 (ver Figura 2.7), presentan golpes o cualquier deformación, se considera inoperante, porque puede producir errores de mecanizado.

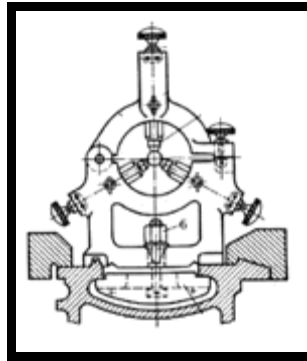


**FIGURA 2.8. PERRO DE ARRASTRE [3]**

Los perros de arrastre permiten la transmisión de la rotación del husillo a la pieza mecanizada, (Ver Figura 2.8). Para piezas no cilíndricas, se toma el diámetro externo de su geometría, de tal manera que cuando el resultado de la división:

( $L_{pieza}/d < 4$ ) las piezas se deben sujetar únicamente en el plato universal; ( $4 < L_{pieza}/d < 10$ ), se debe sujetar entre puntos o entre el plato y una punta; ( $L_{pieza}/d > 10$ ) se debe sujetar entre el plato y un contrapunto con un soporte intermedio conocido como luneta (ver figura 2.9) [3]. Se

debe montarla sobre las correderas de la bancada y asegurarla mediante los tornillos.



**FIGURA 2.9. LUNETTA [3]**

#### **2.4. Desarrollo y Seguridad en el proceso.**

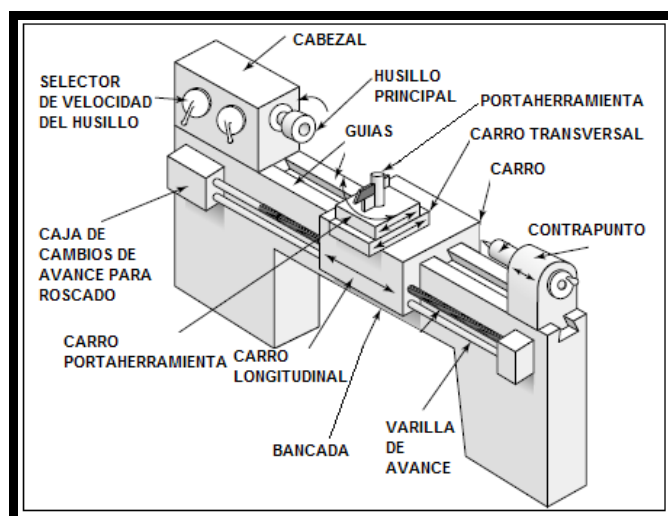
Para desarrollar de manera efectiva el proceso de torneado, es necesario desarrollar un plan tecnológico, el cual debe estar relacionado con el cambio de la forma, dimensiones y calidad de la superficie de la pieza, así como con el conjunto de operaciones ordenadas de manera secuencial que se deben efectuar, desde que llega al lugar de trabajo hasta su terminación. Los elementos que componen el plan tecnológico son las operaciones de corte, las sujeciones, las transiciones y las pasadas. Al realizarse el trabajo de torneado el operador debe de

verificar el buen estado de: la máquina, herramientas que va a utilizar, dispositivos e instrumentos y de que su puesto de trabajo esté limpio y ordenado [10]. Las normas de seguridad para el uso de máquinas-herramientas (*Torno*), son mostradas en el **Apéndice C**.

## 2.5. Esquema y requisitos básicos del Torno.

### 2.5.1. Esquema Básico.

Se muestran los elementos básicos de un torno. (Ver Fig. 2.10).



**FIGURA 2.10. ESQUEMA BÁSICO DEL TORNO [11]**

Para nuestro diseño obviaremos los componentes para realizar el roscado de piezas, por considerar escaso este proceso en piezas de gran tamaño en nuestro medio, estos son:

- Caja de cambios de avance para Roscado.
- Varilla de avance.

El torno contendrá los siguientes elementos básicos:

1. **Cabezal:** Está localizado a la izquierda del operador y en el comienzo de la bancada. Está compuesto por los sub-componentes:

- a) **Motor Eléctrico:** Es el encargado de acelerar todo el conjunto hasta la velocidad requerida para el mecanizado de la pieza, dando la energía necesaria para el movimiento de todo el sistema de transmisión.
- b) **Husillo Principal:** Generalmente está montado sobre cojinetes en el cabezal, debe ser resistente y adaptable a los diferentes dispositivos del torno. En su extremo tiene el plato de sujeción para agarrar las piezas a mecanizar.
- c) **Selector de velocidad del Husillo Principal:** Es el mecanismo (*palancas o botones*) encargado de seleccionar la velocidad requerida por el operario.

- d) **Mecanismo de Transmisión de velocidad:** Transmite la velocidad del motor al husillo principal. Puede ser por medio de sistemas de poleas, correas y engranajes.
- e) **Carcasas y reservorios de aceite:** Protegen a los elementos móviles transmisores de movimiento de agentes externos que pudieran deteriorarlos, complementando con seguridad, estética, lubricación y ergonomía.

**2. Carros:** Consta de los siguientes sub-componentes:

- a) **Carro Longitudinal:** Se desliza longitudinalmente por las guías de la bancada, es decir a lo largo de la bancada.
- b) **Carro Transversal:** Su movimiento es a 90° de la bancada y del carro longitudinal, y se encuentra encima de éste.
- c) **Carro Portaherramientas:** Su movimiento es 360 ° con respecto a los otros dos carros y se encuentra encima del carro transversal.
- d) **Portaherramientas:** Como su nombre lo indica sujeta a la herramienta de corte en determinados puntos y de acuerdo a la necesidad del operario.

**3. Contrapunto:** Se desliza sobre la bancada y a través de las guías en forma longitudinal, contiene un elemento desmontable que le permite ser polifuncional, punta de sujeción y elemento de perforación.

4. **Bancada:** Contiene guías por donde se deslizan los carros y el contrapunto, sirve como soporte para éstos.

5. **Elementos Adicionales:** Lo componen todos aquellos elementos que forman parte complementaria del torno. Aquí se incluye el sistema de refrigeración lubricante de la pieza de trabajo (bomba, mangueras y accesorios), perro de arrastre, luneta, juego de llaves, protectores.

#### 2.5.2. Requisitos Mecánicos.

Velocidad a garantizar: Todos los elementos mecánicos giratorios deben tener capacidad para garantizar su funcionamiento a las velocidades de rotación particularmente requeridas. En el caso del husillo principal deberá tener un rango de velocidades (23.96 – 60.78) rpm.

Par de Torsión: Todos los elementos mecánicos relacionados con el husillo principal, deberán estar diseñados para soportar



pares de torsión particulares. El par de torsión de salida máximo será de 78885.82 *Lb.pulg.* (8977.21 *Nm*)

### **2.5.3. Requisitos específicos de Seguridad.**

Todos los elementos deberán ser diseñados en base a normas vigentes, estandarizadas y en base a factores de seguridad. Las normas de seguridad de diseño, se detallan en el **Apéndice C**.

*Freno principal:* Debe tener la suficiente capacidad para garantizar la aplicación de frenado para un par igual al de Torsión, se considerará como freno de seguridad.

*Protecciones de elementos móviles:* Todos los elementos móviles del torno, estarán protegidos para garantizar que ninguna persona pueda tocar las piezas en movimiento y soporte proyecciones de la rotura de la pieza de transmisión. A excepción de los dispositivos en los que se involucra el operario.

Motor eléctrico: Debe tener la suficiente capacidad para vencer la inercia de todos los elementos móviles incluido la pieza a mecanizar. Tiene que girar en sentido horario y antihorario.

#### **2.5.4. Requisitos Eléctricos.**

Las instalaciones eléctricas tendrán las protecciones necesarias para su correcto funcionamiento y evitarán interferencias con otras instalaciones. Contarán con protección mecánica exterior para evitar daños por golpes o roturas espontáneas de elementos mecánicos.

# **CAPITULO 3**

## **3. DISEÑO Y SELECCIÓN DE EQUIPOS Y SISTEMAS.**

### **3.1. Análisis preliminar.**

Los cálculos de los diferentes elementos mecánicos que componen el torno garantizan con un criterio ingenieril la credibilidad del aumento del tiempo de vida útil de la máquina y de la resistencia de los mismos. Es por eso que se realizan cálculos manuales y computacionales por programa y por FEM (Método de Elementos Finitos), para asegurar la coherencia de los resultados. En este caso, se ha utilizado el programa Autodesk Inventor Professional 10 por su fácil aplicación para dibujar, diseñar y porque contiene elementos mecánicos estandarizados.

Por efectos de cálculo, se ha tenido como punto de partida el garantizar la vida a fatiga (*vida infinita*) de los elementos mecánicos del torno que giran a determinadas velocidades. La vida útil a garantizar es de **15 años**, en los cuales se estima realizar una recuperación de la inversión con utilidades, siempre y cuando tenga un adecuado mantenimiento preventivo y predictivo. En todos los cálculos se ha considerado como máximo par límite de Torsión, 78885.82 *Lb.pulg.* (8977.21 *N.m*) y cada elemento analizado deberá tener un coeficiente de seguridad mínimo de **1.3**, criterio ingenieril promediado en base a factores de seguridad para materiales dúctiles y por decisión propia del diseñador.

### 3.2. Selección del Motor Principal, Bandas y Poleas.

**TABLA 23**  
**TORQUES DESIGNADOS PARA 1 HP [16]**

<b>TORQUE (Lb.pulg) EN 1 HP</b>							
<b>rpm</b>	<b>Lb.pulg</b>	<b>Rpm</b>	<b>Lb.pulg</b>	<b>rpm</b>	<b>Lb.pulg</b>	<b>rpm</b>	<b>Lb.pulg</b>
1750	36	350	180	45	1400	6	10500
1430	44	280	225	37	1703	4.7	13404
1170	54	230	274	30	2100	4	15750
950	66	190	331	25	2520	3.2	19687
870	72	155	406	20	3150	2.7	23370
780	81	125	504	16.5	3818	2.2	28636
640	98	100	630	13.5	4667	1.8	35000
580	109	84	750	11	5727	1.5	42000
520	121	68	926	9	7000	1.2	52500
420	150	56	1125	7.5	8400	1	63000

El eje existente funcionará como husillo principal, empezaremos calculando la potencia necesaria para moverlo.

De acuerdo a la *Tabla 23* tenemos: A 25 rpm el torque en 1 HP es de 2520 Lb.pulg, cuando aumenta la velocidad angular el torque disminuye, escogemos como el torque más crítico a **25 rpm**.

$$T = HP * 2520 \text{ Lb.pulg} \quad (\text{Ec. 3.2.1})$$

Aplicando la fórmula (Ec. 3.2.1), obtenemos (ver *Tabla 24*):

**TABLA 24**  
**TORQUE A DISTINTAS POTENCIAS EN 25 RPM**

<b>HP</b>	<b>TORQUE (Lb.pulg)</b>
3	7560
5	12600
7.5	18900
20	50400
30	75600

Cuando la Potencia aumenta, el torque lo hace también, en base a información adicional obtenida para un torno comercial de características parecidas a las del diseño, seleccionamos un motor de 30 HP (ver **Apéndice D**) y luego se verificará este valor cuando se diseñe los demás elementos de transmisión.

Para la selección de transmisión por Banda y Polea es necesario conocer los siguientes factores:

1. Caballos de fuerza (HP) necesarios para la transmisión= **30 HP**
2. RPM de la unidad Motriz = **1160 rpm**
3. Relación de velocidad = **1.57**
4. RPM de la unidad Impulsada = **738 rpm**
5. Distancia de centros aproximada = **492.76 mm (19.4 pulg.)**
6. Promedio de horas al día de operación= **6 a 8 horas**
7. Tamaño del eje de las dos unidades= **40 mm (1.575 pulg.)**

**Paso 1: Determinar el diseño de los Caballos de Fuerza.**

De las tablas del **Apéndice E**, Tabla 1 Pág. D-43 [16], encontramos los factores de servicio y seleccionamos de acuerdo al tipo de transmisión, Máquinas–Herramientas y en tipos de unidades motrices tenemos un motor AC, torque normal y sincrónico y que trabaja con un servicio normal y obtenemos el factor de servicio de **1.2**.

$$P_{diseño} = HP * FS \quad (\text{Ec. 3.2.2})$$

$$P_{diseño} = 30 * 1.2 = 36HP$$

36 HP es diseño de HP

### **Paso 2: Determinar la sección transversal**

Utilizando el **Apéndice E**, Tabla 3, Pág. D-44, seleccionamos para ranuras convencionales una banda tipo **B,BX**.

### **Paso 3: Revisión del diámetro mínimo de polea.**

En la Tabla 4, Pág. D-44 en el **Apéndice E**, con los datos de potencia del motor para 30 HP el diámetro mínimo recomendado de polea para 1160 *rpm* es de 6.75 *pulg.*

### **Paso 4: Selección de la transmisión.**

En las Tablas de selección para bandas *Tipo B* **Apéndice E**, Pág. D-116 y D-117, tenemos RPM de la polea motriz 1160 *rpm*, para una razón de velocidad de **1.57** se tiene (*ver Tabla 25*).

**TABLA 25**  
**PARAMETROS SELECCIONADOS SEGÚN CATALOGO. [16]**

<b>DIAM. POLEA IMPULSORA (pulg.)</b>	<b>DIAM. POLEA IMPULSADA (pulg.)</b>	<b><math>R_v</math></b>	<b>DISTANCIA ENTRE CENTROS (pulg.)</b>
7	11	1.57	20.7

Para una distancia inicial entre centros de 19 *pulg.*, existe una distancia entre centros corregida en la misma tabla, así para 20.7 *pulg.* El factor de corrección de arco es de **0.92** y la potencia por banda entregada es de **8.47** con una longitud de banda de **68 *pulg.***, y velocidad de la polea impulsada de 738 *rpm*. Encontramos los caballos de fuerza corregidos por banda, multiplicando:

$$\underline{8.47 * 0.92 = 7.7924HP} \text{ Por Banda}$$

**Paso 5: Determinar el número de bandas requeridas.**

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

corregidos: 
$$\frac{36}{7.7924} = 4.62$$

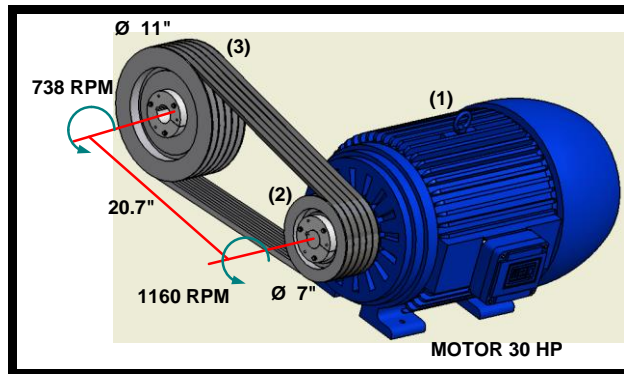
Utilizamos **5 bandas Tipo B** de 68 *pulg.* de longitud.

**Paso 6: Resultados.**

Los datos técnicos para solicitar las poleas y bandas son:

- **5 B 70 SF A-1** (Polea Motriz)
- **5 B 110 SF A-2** (Polea Impulsada)





**FIGURA 3.1. SISTEMA DE TRANSMISION (PARTE 1: BANDAS, POLEAS Y MOTOR PRINCIPAL)**

Lo que significa que se utilice para la unidad motriz una polea de diámetro de paso de **7 pulg.**, con cinco canales o ranuras y buje tipo **SF tipo sólida** y para la unidad impulsada se utilice una polea de diámetro de paso de **11 pulg.**, con cinco ranuras y buje tipo **SF tipo alma**. Se tiene la primera parte del sistema de transmisión (*ver Figura 3.1*) con medidas reales y en base a la selección realizada. En las Págs. D 16 y D 17 en el **Apéndice E**, se muestran las especificaciones técnicas de las poleas.

### **3.3. Diseño de Caja de cambios de Velocidades por engranajes.**

Se comprueba la velocidad de salida para el eje de la polea impulsada mediante la relación (*Ec. 3.3.1*):

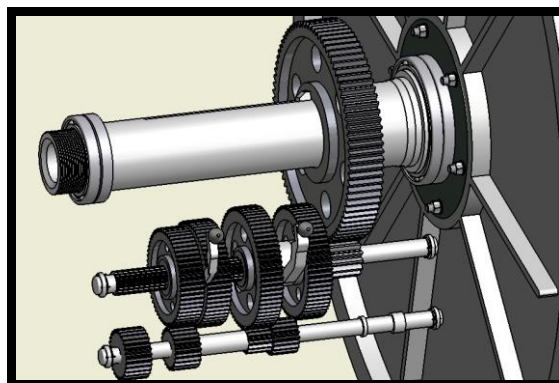
$$\frac{\omega_3}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_3} = \frac{7 \text{ pulg}}{11 \text{ pulg}} = 0.636363 \quad (\text{Ec. 3.3.1})$$

$$\omega_3 = 0.636363 * 1160 \text{rpm} = 738.18 \text{rpm}$$

Resultado coherente con el catalogo MARTIN 1090 (**738 rpm**). El dimensionado y la posición de pares de engranajes se muestran en el **Apéndice F-1**. Obtenemos las nuevas velocidades de salida requeridas (ver Tabla 26).

**TABLA 26**  
**VELOCIDADES ANGULARES DE SALIDA 4ta. APROXIMACIÓN**

$\omega_{\text{SHUSILLO}}$ (rpm) 4 aprox.	rpm
$\omega_{j1}$	24.6
$\omega_{j2}$	35.9
$\omega_{j3}$	46.37
$\omega_{j4}$	61.5



**FIGURA 3.2. SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE ENGRANAJES - PARTE 2**

### 3.3.1. Cálculo de los parámetros básicos.

El programa Generador de componentes de engranajes rectos que considera otros factores en sus cálculos, recomienda aumentar en un diente los engranes de los pares **14/70** y **14/84**, es decir los nuevos pares serán **14/71** y **14/85**. Para éste último par también se cambió el Paso Diametral de **6 a 4**.

#### Cálculo Manual

**TABLA 27**  
**PASOS DIAMETRALES  $P_d$  SELECCIONADOS**

<b>PARES DE ENGRANAJES</b>	
14/71-19/65-23/61-28/56	14/85
6	4

$$P_c = \frac{\pi * d_{gear}}{N} = \frac{\pi}{P_d} \quad (\text{Ec. 3.3.1.1})$$

**TABLA 28**  
**PASOS CIRCULARES  $P_c$  CALCULADOS**

<b>PARES DE ENGRANAJES</b>	
14/71-19/65-23/61-28/56	14/85
0.5236	0.7854

Ø: Angulo de Presión **25° (0.436332313 Rad.)**

$$m = \frac{1}{P_d} \quad (\text{Ec. 3.3.1.2})$$

**TABLA 29**  
**MÓDULOS  $m$  (mm) CALCULADOS**

<b>PARES DE ENGRANAJES</b>	
14/71-19/65-23/61-28/56	14/85
0.166666667	0.25

$$P_b = P_c * \cos \phi \quad (\text{Ec. 3.3.1.3})$$

**TABLA 30**  
**PASOS BASE  $P_b$  CALCULADOS**

<b>PARES DE ENGRANAJES</b>	
14/71-19/65-23/61-28/56	14/85
0.474542757	0.711814136

$d_p$ : Diámetro del piñón:  $d_p = \frac{N_p}{P_d} \quad (\text{Ec. 3.3.1.4})$

$d_g$ : Diámetro del engrane:  $d_g = \frac{N_g}{P_d} \quad (\text{Ec. 3.3.1.5})$

$$r_p: \text{ Radio del piñón: } r_p = \frac{d_p}{2} \quad \text{(Ec. 3.3.1.6)}$$

$$r_g: \text{ Radio del engrane: } r_g = \frac{d_g}{2} \quad \text{(Ec. 3.3.1.7)}$$

$$C: \text{ Distancia entre centros: } C = r_p + r_g \quad \text{(Ec. 3.3.1.8)}$$

$$a_c: \text{ Altura de la cabeza: } a_c = \frac{1.0}{P_d} \quad \text{(Ec. 3.3.1.9)}$$

$$b_r: \text{ Altura de la raíz: } b_r = \frac{1.250}{P_d} \quad \text{(Ec. 3.3.1.10)}$$

$$h_t: \text{ Profundidad total: } h_t = a + b \quad \text{(Ec. 3.3.1.11)}$$

$$c: \text{ Holgura: } c = b - a \quad \text{(Ec. 3.3.1.12)}$$

$$D_{op}: \text{ Diámetro externo del piñón: } D_{op} = d_p + 2a \quad \text{(Ec. 3.3.1.13)}$$

$$D_{og}: \text{ Diámetro externo del engrane: } D_{og} = d_g + 2a \quad \text{(Ec. 3.3.1.14)}$$

$$m_p: \text{ Razón de contacto: } m_p = \frac{z}{P_b} \quad \text{(Ec. 3.3.1.15)}$$

$$z = \sqrt{(r_p + a_p)^2 - (r_p \cos \phi)^2} + \sqrt{(r_g + a_g)^2 - (r_g \cos \phi)^2} - C * \text{sen} \phi \quad \text{(Ec. 3.3.1.15)}$$

Haciendo los cálculos respectivos obtenemos los valores que se muestran en la *Tabla 31*.

**TABLA 31**  
**VALORES DE LOS PARAMETROS Y DISTANCIAS DE ACOPLAMIENTO**  
**DE LOS ENGRANAJES**

	<b>PARES DE ENGRANAJES</b>				
	<b>14/71</b>	<b>19/65</b>	<b>23/61</b>	<b>28/56</b>	<b>14/85</b>
$d_p$ (mm)	59.27	80.43	97.37	118.53	88.90
$d_g$ (mm)	300.57	275.17	258.23	237.07	539.75
$r_p$ (mm)	29.63	40.22	48.68	59.27	44.45
$r_g$ (mm)	150.28	137.58	129.12	118.53	269.88
$C$ (mm)	177.80	177.80	177.80	177.80	314.33
$a_c$ (mm)	4.233	4.233	4.233	4.233	6.350
$b_r$ (mm)	5.292	5.292	5.292	5.292	7.938
$h_t$ (mm)	9.525	9.525	9.525	9.525	14.288
$c$ (mm)	1.05833333	1.05833333	1.05833333	1.05833333	1.5875
$D_{op}$ (mm)	67.73	88.90	105.83	127.00	101.60
$D_{og}$ (mm)	309.03	283.63	266.70	245.53	552.45
$z$	0.691425	0.70296719	0.70923144	0.71451645	1.04200216
$m_p$	1.45703414	1.48135691	1.4945575	1.50569456	1.46386832

### **Cálculo Computacional**

El programa calcula según la norma ISO 6336:1996 para engranajes externos y considera las siguientes premisas: Calcula el número de dientes según la distancia al centro y el módulo (*geometría*); Corrección de dientes (*distancia al centro*); Coeficiente marcha atrás (*distribución de corrección*); Calcula el par de torsión en función de la potencia y la velocidad (*cálculo de carga*); Cálculo de comprobación de resistencia (*método*). Un ejemplo con estos cálculos se muestra en el **Apéndice F-2**, y comparándolos, vemos que existe coherencia entre los calculados manualmente y los que proporcionan el programa.

### 3.3.2. Análisis de cargas.

#### Cálculo Manual

La velocidad de entrada para los engranajes es de 738 *rpm* y la potencia es de 30 HP (22.38 *Kw*), calculamos el Torque de los engranajes de entrada mediante la fórmula (Ec. 3.3.2.1).

$$T_p = \frac{HP * 63025}{\omega} \quad \text{(Ec. 3.3.2.1)}$$

$$T_p = \frac{30HP * 63025}{738rpm} = 2561.9Lb.pulg(291.54N.m)$$

$$m_G : \text{Razón de engranes: } m_G = \frac{N_g}{N_p} \quad \text{(Ec. 3.3.2.2)}$$

$$T_g : \text{Torque de salida de los engranes: } T_g = m_G T_p \quad \text{(Ec. 3.3.2.3)}$$

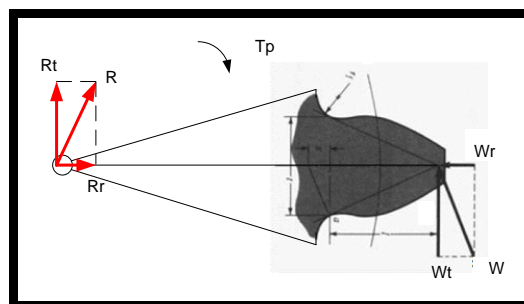
Cabe indicar que el torque de salida para el par 14/85 fue calculado, considerando como torque del piñón, al mayor torque de salida entre los pares de engranes 14/71 - 19/65 - 23/61 - 28/56, que corresponde al del par **14/71**. Este valor de 78885.82 *Lb.pulg* (8977.21 *N.m*) es considerado como el Torque máximo de salida del husillo principal. (Ver Tablas 32 y 33).

**TABLA 32**  
**RAZÓN DE ENGRANES  $m_G$  Y TORQUES DE SALIDA  $T_g$**

	<b>PARES DE ENGRANES</b>				
	<b>14/71</b>	<b>19/65</b>	<b>23/61</b>	<b>28/56</b>	<b>14/85</b>
<b><math>m_G</math></b>	5.07	3.42	2.65	2.00	6.07
<b><math>T_g</math> (Lb.pulg)</b>	12992.96	8762.01	6789.28	5123.98	78885.82
<b><math>T_g</math> (N.m)</b>	1478.60	997.12	772.62	583.11	8977.21

**TABLA 33**  
**TORQUES DE SALIDA DEL HUSILLO PRINCIPAL**

	<b>PARES DE ENGRANES</b>			
	<b>14/71</b>	<b>19/65</b>	<b>23/61</b>	<b>28/56</b>
<b><math>m_G</math></b>	6.07	6.07	6.07	6.07
<b><math>T_g</math> (Lb.pulg)</b>	12992.96	8762.01	6789.28	5123.98
<b><math>T_{S \text{ HUSILLO PAR } 14/85}</math> (Lb.pulg)</b>	78885.82	53197.93	41220.62	31109.90
<b><math>T_{S \text{ HUSILLO PAR } 14/85}</math> (N.m)</b>	8977.21	6053.93	4690.91	3540.31



**FIGURA 3.3. ANÁLISIS DE CARGAS EN LOS DIENTES**



Según la *Figura 3.3* para el cálculo estático intervienen las variables de las ecuaciones (*Ec. 3.3.2.4; 3.3.2.5 y 3.3.2.6*), cuyos resultados se muestran en la *Tabla 34*.

$$W_t: \text{Carga tangencial: } W_t = \frac{T_p}{\frac{d_p}{2}} \quad (\text{Ec. 3.3.2.4})$$

$$W_r: \text{Carga Radial: } W_r = W_t \tan \phi \quad (\text{Ec. 3.3.2.5})$$

$$W : \text{Carga Total: } W = \frac{W_t}{\cos \phi} \quad (\text{Ec. 3.3.2.6})$$

**TABLA 34**  
**CARGAS DE LOS ENGRANAJES**

	<b>PARES DE ENGRANAJES</b>				
	<b>14/71</b>	<b>19/65</b>	<b>23/61</b>	<b>28/56</b>	<b>14/85</b>
<b><math>W_t</math> (N)</b>	9767.78	7197.31	5945.60	4883.89	33024.39
<b><math>W_r</math> (N)</b>	4554.79	3356.16	2772.48	2277.39	15399.53
<b><math>W</math> (N)</b>	10777.55	7941.35	6560.25	5388.77	36438.38

### **Cálculo Computacional**

El programa proporciona resultados similares, pero con la diferencia de que asume la eficiencia del diseño con un factor de **0.97**, es decir existe un 3% de pérdida de potencia en la transmisión del movimiento. Ver en el **Apéndice G**, ejemplos calculados para los pares de engranajes 14/71 y 19/65.

### 3.3.3. Cálculo de esfuerzos y resistencias a la fatiga

(Superficiales y por Flexión) con factores de seguridad.

#### Cálculo Manual - Esfuerzos por Flexión

El estándar de AGMA 2001-B88 define la ecuación (Ec. 3.3.3.1) con las hipótesis respecto a la geometría del diente y al acoplamiento del engrane: (a) La razón de contacto es entre 1 y 2; (b) No hay interferencia entre puntas y filetes de la raíz de dientes en acoplamientos; (c) Ningún diente es puntiagudo; (d) Los filetes de las raíces son estándar, se suponen lisos y producidos por un proceso generatriz; y (e) Se desprecian las fuerzas de flexión.

$$\sigma_f = \frac{W_t * P_d * K_a K_m K_s K_B K_I}{F * J * K_v} \quad (\text{Ec. 3.3.3.1})$$

**TABLA 35**  
**VALORES DE ESFUERZOS POR FLEXIÓN**

	<b>PARES DE ENGRANAJES</b>				
	<b>14/71</b>	<b>19/65</b>	<b>23/61</b>	<b>28/56</b>	<b>14/85</b>
<b><math>\sigma_{fP}</math> (MPa)</b>	217.01	138.09	106.82	86.11	347.26
<b><math>\sigma_{fG}</math> (MPa)</b>	155.38	111.94	91.61	75.75	246.27

Con los factores ya establecidos en el **Apéndice H-2**, calculamos los esfuerzos sometidos a flexión con la ecuación (Ec. 3.3.3.1), mostrados en las *Tabla 35*.

### **Cálculo Manual - Esfuerzos Superficiales**

La ecuación de Buckingham, (Ec. 3.3.3.2) sirve de base a la fórmula para la resistencia a la picadura de AGMA.

$$\sigma_s = C_p \sqrt{\frac{W_t * C_a C_m}{F l d * C_v} C_s C_f} \quad (\text{Ec. 3.3.3.2})$$

De igual manera con los factores de la ecuación mostrados en el **Apéndice H-2**, calculamos los esfuerzos superficiales, los mismos que se muestran en la *Tabla 36*.

**TABLA 36**  
**VALORES DE LOS ESFUERZOS SUPERFICIALES**

	<b>PARES DE ENGRANAJES</b>				
	<b>14/71</b>	<b>19/65</b>	<b>23/61</b>	<b>28/56</b>	<b>14/85</b>
<b><math>\sigma_{s P}</math> (MPa)</b>	1288.79	920.05	762.29	638.94	1619.88
<b><math>\sigma_{s G}</math> (MPa)</b>	572.29	497.43	468.08	451.80	657.41

### **Resistencia a la fatiga por Flexión**

Se calcula mediante la siguiente fórmula (Ec. 3.3.3.3):

$$s_{ff} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{ff}' \quad (\text{Ec. 3.3.3.3})$$

Calculados los factores en el **Apéndice H-2**, calculamos los valores de resistencia a la fatiga por flexión (ver *Tabla 37*) para los tres Números de ciclos de carga y para los dos valores de resistencia corregidos.

**TABLA 37**  
**RESISTENCIA A LA FATIGA POR FLEXIÓN  $S_{ff}$**

Número de ciclos de Carga	Factor de vida $K_L$	Tipo de Acero		Resistencia a la fatiga por flexión	
				$S_{ff}$ AISI 4340 (MPa)	$S_{ff}$ AISI 4142 (MPa)
$N_1$	0.93344	AISI 4340	AISI 4142	399.75	501.67
$N_2$	0.94508	AISI 4340	AISI 4142	404.73	507.92
$N_3$	0.97593	AISI 4340		417.94	

### **Resistencia a la fatiga Superficial**

Hacemos uso de la siguiente fórmula (Ec. 3.3.3.4):

$$s_{fs} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fs}' \quad (\text{Ec. 3.3.3.4})$$

Calculados los factores (ver **Apéndice H-2**), mostramos los valores de resistencia a la fatiga superficial (ver *Tabla 38*) para los tres Números de ciclos de carga.

**TABLA 38**  
**RESISTENCIA A LA FATIGA SUPERFICIAL  $S_{fs}$**

Número de ciclos de Carga	Factor de vida $C_L$	Tipo de Acero		Resistencia a la fatiga Superficial	
				$S_{fs}$ AISI 4340 (MPa)	$S_{fs}$ AISI 4142 (MPa)
$N_1$	0.89442	AISI 4340	AISI 4142	1154.55	2021.14
$N_2$	0.90886	AISI 4340	AISI 4142	1173.19	2067.75
$N_3$	0.94737	AISI 4340		1266.20	

### Factores de Seguridad

Con los valores de resistencia y los esfuerzos calculados, obtenemos los factores de seguridad en flexión y factores de seguridad de resistencia superficial de los pares de engranes mediante las ecuaciones (Ec. 3.3.3.5; 3.3.3.6; 3.3.3.7 y 3.3.3.8).

$$N_{fP} = \frac{S_{ff}}{\sigma_{fp}} ; N_{fG} = \frac{S_{ff}}{\sigma_{fg}} \quad (\text{Ec. 3.3.3.5 y 3.3.3.6})$$

$$N_{sP} = \left( \frac{S_{fs}}{\sigma_{sp}} \right)^2 ; N_{sG} = \left( \frac{S_{fs}}{\sigma_{sg}} \right)^2 \quad (\text{Ec. 3.3.3.7 y 3.3.3.8})$$

### Cálculo Computacional

Un ejemplo de los resultados de estos cálculos en forma más detallada se encuentra en el **Apéndice I**, para el par **14/71**.

En las *Tablas 39 y 40* se muestran los resultados de ambos cálculos, con factores de seguridad aceptables mayores a **1.3**.

**TABLA 39**  
**COMPARACIÓN DE LOS FACTORES DE SEGURIDAD OBTENIDOS**

PARES DE ENGRANAJES	Resultados Cálculos INVENTOR 10 (ISO)				Resultados Cálculos Manuales (AGMA)				VALORACIÓN
	Seguridad estática en plegado		Seguridad estática en contacto		Fac. Seguridad en flexión		Fac. Seguridad Superficial		
	$N_{fP}$	$N_{fG}$	$N_{sP}$	$N_{sG}$	$N_{fP}$	$N_{fG}$	$N_{sP}$	$N_{sG}$	
<b>14/71</b>	5.99	5.23	2.33	1.44	2.31	2.60	2.46	4.44	<b><math>N &gt; 1.3</math> ACEPTADO</b>
<b>19/65</b>	7.16	7.91	1.79	1.99	2.89	3.62	1.57	5.56	
<b>23/61</b>	9.42	9.05	2.19	2.29	3.74	4.42	2.29	6.28	
<b>28/56</b>	10.86	10.33	2.51	2.58	4.64	5.34	3.27	6.74	
<b>14/85</b>	4.42	2.37	2.02	1.60	1.46	1.70	1.63	10.75	

**TABLA 40**  
**FACTORES DE SEGURIDAD ADICIONALES**

PARES DE ENGRANAJES	Resultados Cálculos INVENTOR 10				VALORACIÓN
	Fac. de seguridad contra corrosión		Fac. de seguridad contra rotura del diente		
	$N_{fP}$	$N_{fG}$	$N_{sP}$	$N_{sG}$	
<b>14/71</b>	1.52	1.013	2.86	2.52	<b><math>N &gt; 1</math> ACEPTADO</b>
<b>19/65</b>	1.25	1.39	3.40	3.86	
<b>23/61</b>	1.54	1.60	4.54	4.36	
<b>28/56</b>	1.77	1.82	5.23	4.98	
<b>14/85</b>	1.29	1.13	2.03	1.73	
	<b>Según ISO</b>				

En la *Tabla 40*, los factores de seguridad contra rotura del diente son mayores a **1.3** (*aceptables*), no así los factores de seguridad contra corrosión menores a 1.3 pero mayores a 1, cuyo cálculo es considerado en condiciones ambientales normales. Este factor aumenta con una adecuada ***lubricación*** a la que debe estar sometida la caja de cambios de velocidad.

#### **3.3.4. Análisis de resistencia mediante el Método de Elementos Finitos.**

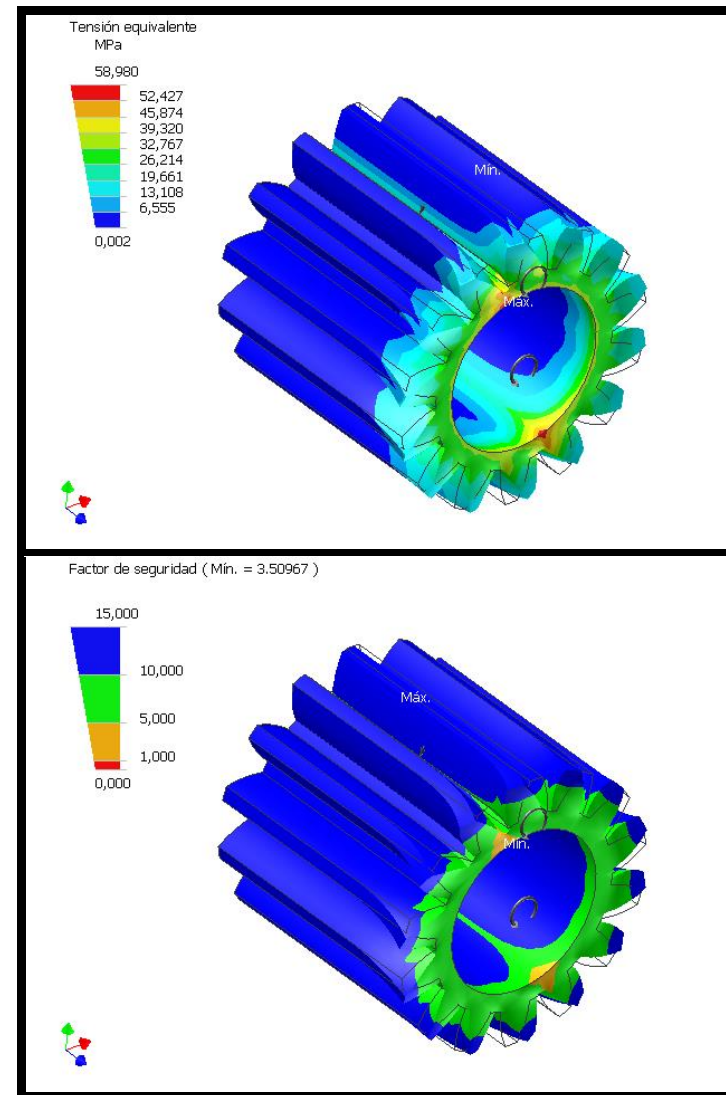
ANSYS en *INVENTOR 10* analiza: concentradores de esfuerzos, mecánicas de fracturas bajo cargas estáticas y dinámicas, así como frecuencias naturales y estabilidad. El programa ofrece distintos materiales a seleccionar para el análisis, con asunciones sobre su comportamiento: *Lineal* (la tensión es directamente proporcional a la presión); *Constante* (la temperatura de todas las propiedades es independiente); *Homogénea* (las propiedades no cambian en todo el volumen de la pieza); *Isotrópica* (las propiedades de los materiales son idénticas en todas las direcciones). El factor de seguridad se calcula utilizando el equivalente máximo de la teoría de falla de

tensión para materiales dúctiles. A continuación se muestran los informes de los análisis practicados a los pares de engranajes, las figuras indican en su parte superior izquierda la escala colorida con sus respectivos valores de Tensión Equivalente y Factores de seguridad mayores a **1.3**, *Aceptables*.



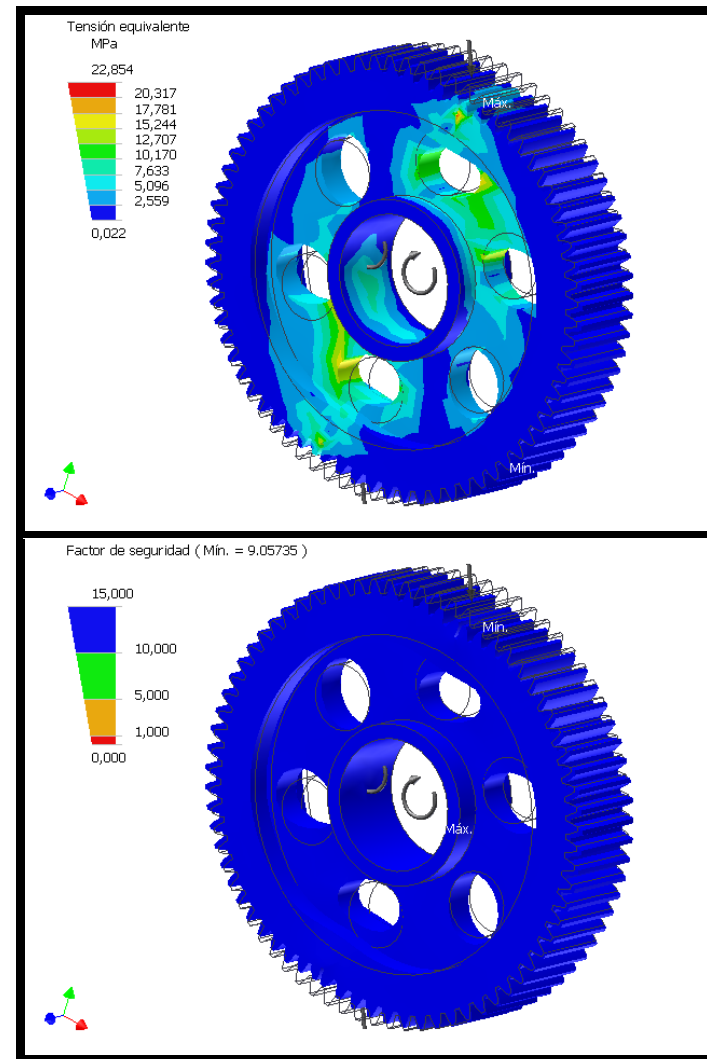
INFORME DE ANALISIS DE ENGRANE 14		
PROPIEDADES		
MATERIAL	ACERO	
Masa de la pieza	0.7289 Kg	
Volumen de la pieza	9.285e+004 mm <sup>3</sup>	
Valor de relevancia de malla	22	
Nodos	5555	
Elementos	780	
Módulo de Young	2.1e+005 MPa	
Coefficiente de Poisson	0.3	
Densidad de masa	7.85e-006 Kg/mm <sup>3</sup>	
Límite de elasticidad	207. MPa	
Resistencia máxima a tracción	345. MPa	
CARGAS APLICADAS		
Velocidad de rotación	77.28 rad/s	
Gravedad terrestre estándar	9807 mm/s <sup>2</sup>	
Fuerza 1	1.078e+004 N	
Fuerza 2	1.078e+004 N	
Restricción fija 1	0 mm	
Carga de pares 1	2.915e+005 N·mm	
REACCION DE RESTRICCIÓN		
Restricción fija 1	7.148 N	
Momento	6.149e+005 N·mm	
RESULTADOS ESTRUCTURALES		
	Mínimo	Máximo
Tensión equivalente	1.533e-003 MPa	58.98 MPa
Deformación	0 mm	3.939e-003 mm
Factor de seguridad	3.51	N/A

PAR DE ENGRANAJES 14/71



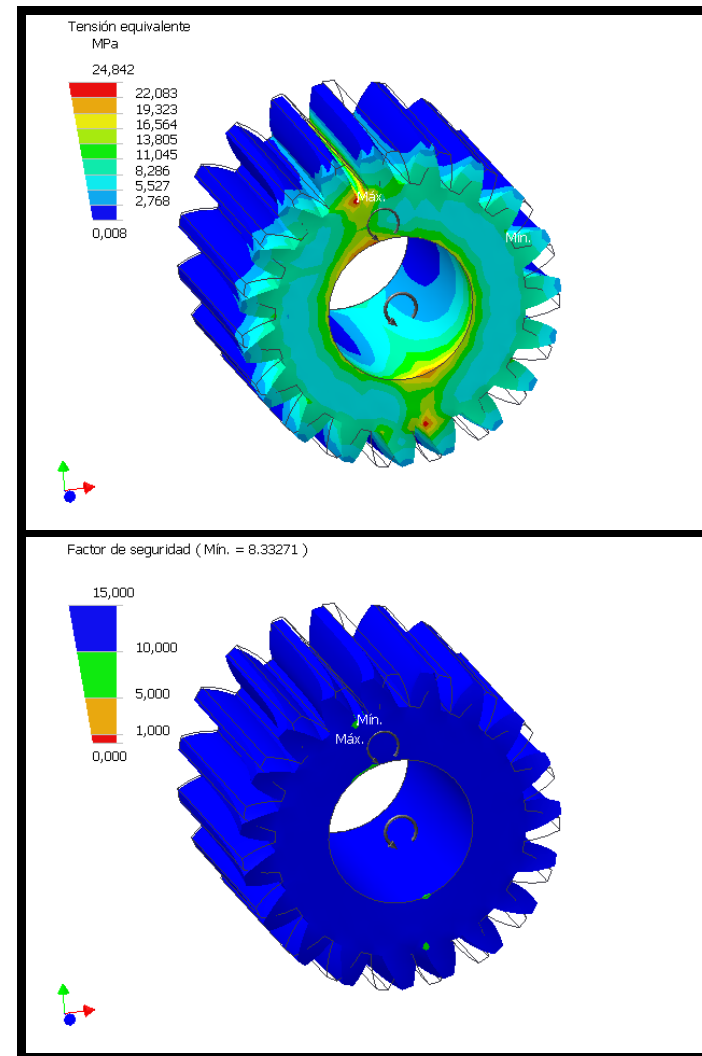
INFORME DE ANALISIS DE ENGRANE 71		
PROPIEDADES		
MATERIAL	ACERO	
Masa de la pieza	17.8 Kg	
Volumen de la pieza	2.268e+006 mm <sup>3</sup>	
Valor de relevancia de malla	40	
Nodos	14661	
Elementos	7848	
Módulo de Young	2.1e+005 MPa	
Coefficiente de Poisson	0.3	
Densidad de masa	7.85e-006 Kg/mm <sup>3</sup>	
Límite de elasticidad	207 MPa	
Resistencia máxima a tracción	345 MPa	
CARGAS APLICADAS		
Velocidad de rotación	15.24 rad/s	
Gravedad terrestre estándar	9807 mm/s <sup>2</sup>	
Fuerza 1	1.078e+004 N	
Fuerza 2	1.078e+004 N	
Carga de pares 1	1.479e+006 N·mm	
REACCION DE RESTRICCIÓN		
Restricción fija 1	174.6 N	
Momento	2.718e+006 N·mm	
RESULTADOS ESTRUCTURALES		
	Mínimo	Máximo
Tensión equivalente	2.243e-002 MPa	22.85 MPa
Deformación	0 mm	8.704e-003 mm
Factor de seguridad	9.057	N/A

**PAR DE ENGRANAJES 14/71**



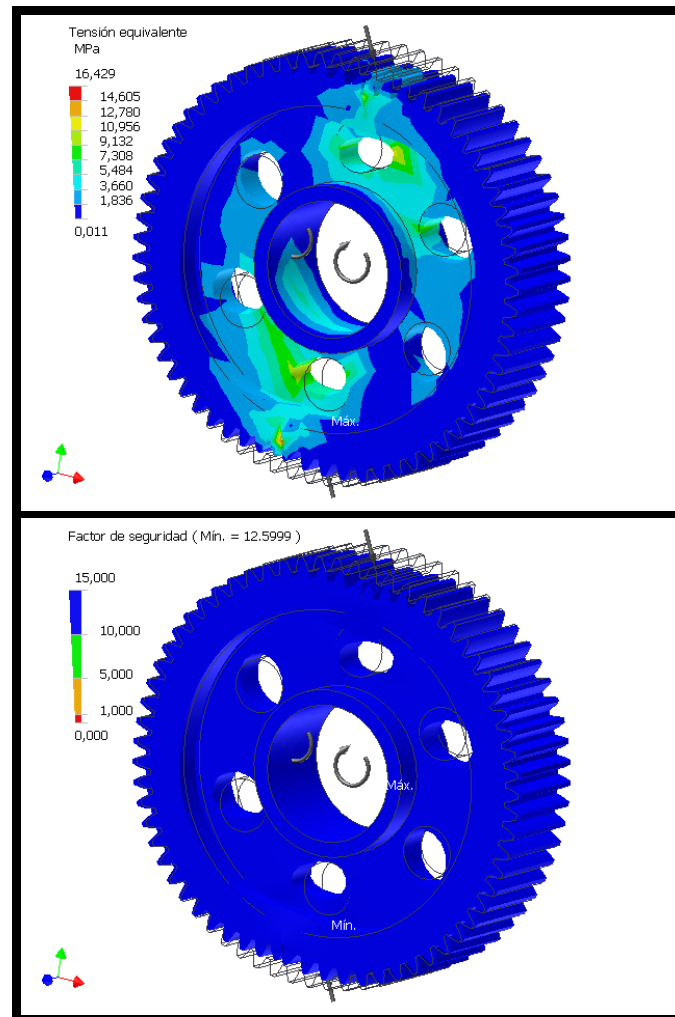
INFORME DE ANALISIS DE ENGRANE 19		
PROPIEDADES		
MATERIAL	ACERO	
Masa de la pieza	1.948 Kg	
Volumen de la pieza	2.481e+005 mm <sup>3</sup>	
Valor de relevancia de malla	17	
Nodos	8126	
Elementos	1353	
Módulo de Young	2.1e+005 MPa	
Coefficiente de Poisson	0.3	
Densidad de masa	7.85e-006 Kg/mm <sup>3</sup>	
Límite de elasticidad	207 MPa	
Resistencia máxima a tracción	345 MPa	
CARGAS APLICADAS		
Velocidad de rotación	77.28 rad/s	
Gravedad terrestre estándar	9807 mm/s <sup>2</sup>	
Fuerza 1	7941 N	
Fuerza 2	7941 N	
Restricción fija 1	0 mm	
Carga de pares 1	2.915e+005 N·mm	
REACCION DE RESTRICCIÓN		
Restricción fija 1	19.34 N	
Momento	5.634e+005 N·mm	
RESULTADOS ESTRUCTURALES	Mínimo	Máximo
Tensión equivalente	8.306e-003 MPa	24.84 MPa
Deformación	0 mm	2.965e-003 mm
Factor de seguridad	8.333	N/A

PAR DE ENGRANAJES 19/65



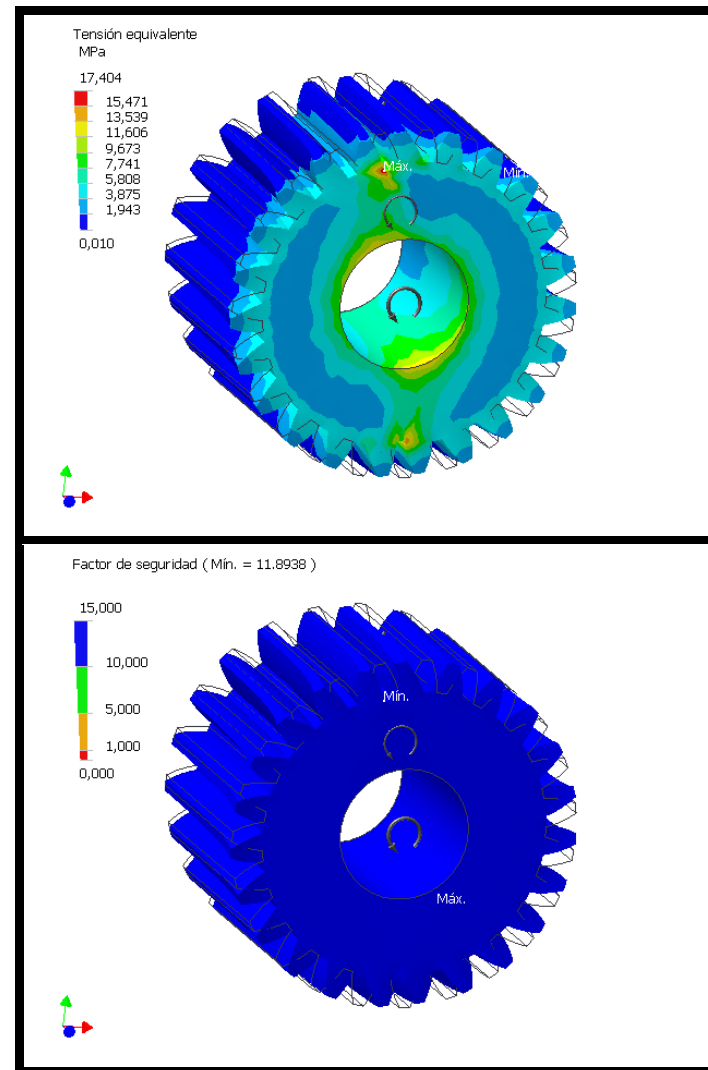
INFORME DE ANALISIS DE ENGRANE 65		
PROPIEDADES		
MATERIAL	ACERO	
Masa de la pieza	16.81 Kg	
Volumen de la pieza	2.141e+006 mm <sup>3</sup>	
Valor de relevancia de malla	40	
Nodos	13618	
Elementos	7288	
Módulo de Young	2.1e+005 MPa	
Coefficiente de Poisson	0.3	
Densidad de masa	7.85e-006 Kg/mm <sup>3</sup>	
Límite de elasticidad	207 MPa	
Resistencia máxima a tracción	345 MPa	
CARGAS APLICADAS		
Velocidad de rotación	22.59 rad/s	
Gravedad terrestre estándar	9807 mm/s <sup>2</sup>	
Fuerza 1	7941 N	
Fuerza 2	7941 N	
Restricción fija 1	0 mm	
Carga de pares 1	9.971e+005 N·mm	
REACCION DE RESTRICCIÓN		
Restricción fija 1	164.8 N	
Momento	1.841e+006 N·mm	
RESULTADOS ESTRUCTURALES	Mínimo	Máximo
Tensión equivalente	1.142e-002 MPa	16.43 MPa
Deformación	0 mm	4.906e-003 mm
Factor de seguridad	12.6	N/A

**PAR DE ENGRANAJES 19/65**



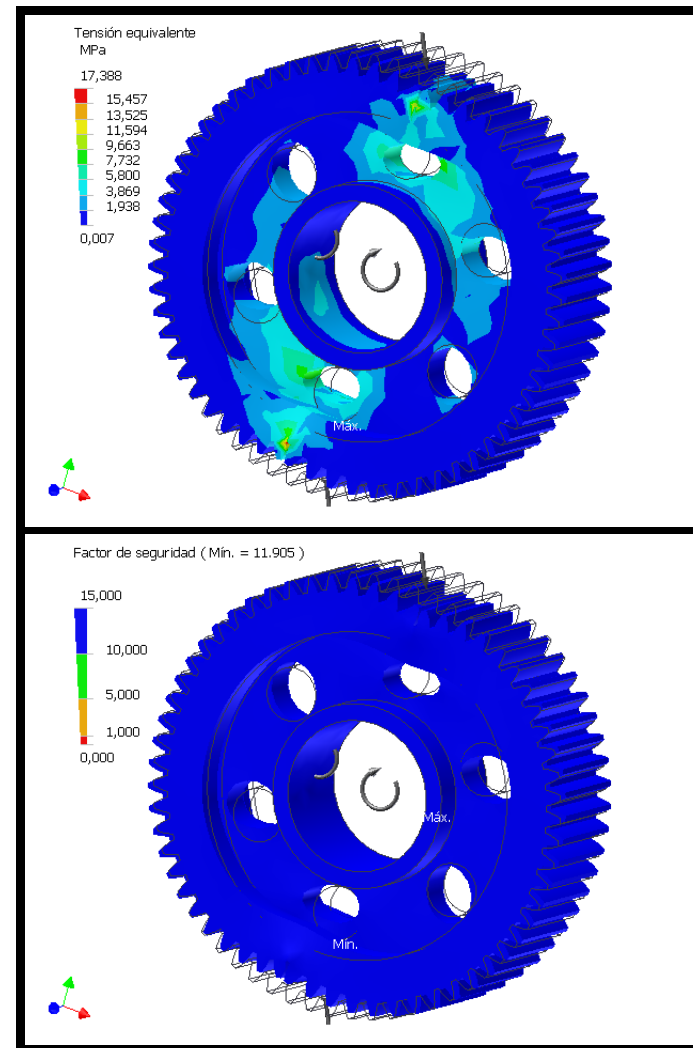
INFORME DE ANALISIS DE ENGRANE 23		
PROPIEDADES		
MATERIAL	ACERO	
Masa de la pieza	3.331 Kg	
Volumen de la pieza	4.243e+005 mm <sup>3</sup>	
Valor de relevancia de malla	22	
Nodos	10376	
Elementos	1840	
Módulo de Young	2.1e+005 MPa	
Coefficiente de Poisson	0.3	
Densidad de masa	7.85e-006 Kg/mm <sup>3</sup>	
Límite de elasticidad	207 MPa	
Resistencia máxima a tracción	345 MPa	
CARGAS APLICADAS		
Velocidad de rotación	77.28 rad/s	
Gravedad terrestre estándar	9807 mm/s <sup>2</sup>	
Fuerza 1	6560 N	
Fuerza 2	6560 N	
Restricción fija 1	0 mm	
Carga de pares 1	2.915e+005 N·mm	
REACCION DE RESTRICCIÓN		
Restricción fija 1	32.66 N	
Momento	5.705e+005 N·mm	
RESULTADOS ESTRUCTURALES	Mínimo	Máximo
Tensión equivalente	9.904e-003 MPa	17.4 MPa
Deformación	0 mm	2.585e-003 mm
Factor de seguridad	11.89	N/A

PAR DE ENGRANAJES 23/61



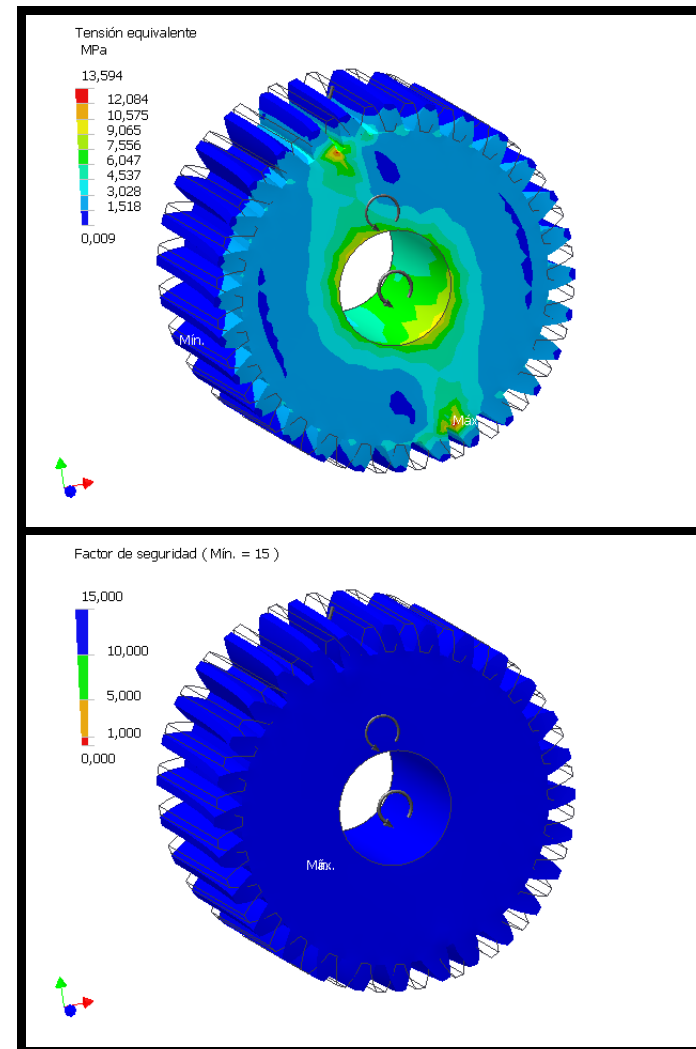
INFORME DE ANALISIS DE ENGRANE 61		
PROPIEDADES		
MATERIAL	ACERO	
Masa de la pieza	15.11 Kg	
Volumen de la pieza	1.924e+006 mm <sup>3</sup>	
Valor de relevancia de malla	38	
Nodos	15688	
Elementos	8591	
Módulo de Young	2.1e+005 MPa	
Coefficiente de Poisson	0.3	
Densidad de masa	7.85e-006 Kg/mm <sup>3</sup>	
Límite de elasticidad	207 MPa	
Resistencia máxima a tracción	345 MPa	
CARGAS APLICADAS		
Velocidad de rotación	29.14 rad/s	
Gravedad terrestre estándar	9807 mm/s <sup>2</sup>	
Fuerza 1	6560 N	
Fuerza 2	6560 N	
Restricción fija 1	0 mm	
Carga de pares 1	7.726e+005 N·mm	
REACCION DE RESTRICCIÓN		
Restricción fija 1	148.1 N	
Momento	1.418e+006 N·mm	
RESULTADOS ESTRUCTURALES		
	Mínimo	Máximo
Tensión equivalente	6.878e-003 MPa	17.39 MPa
Deformación	0 mm	3.663e-003 mm
Factor de seguridad	11.9	N/A

PAR DE ENGRANAJES 23/61



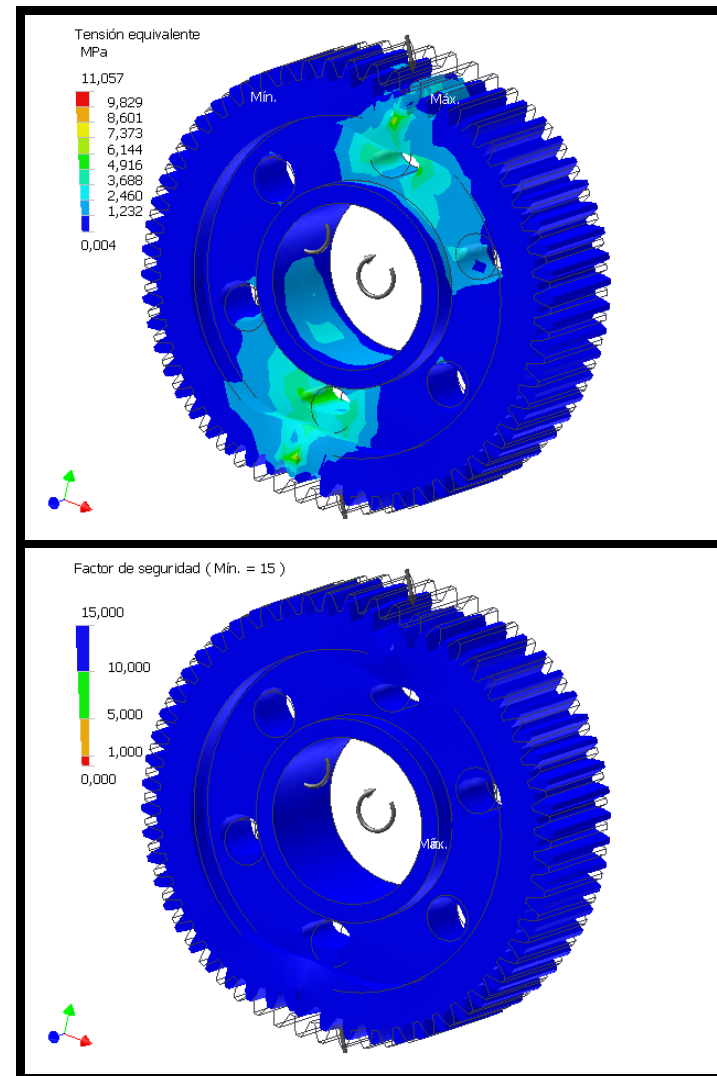
INFORME DE ANALISIS DE ENGRANE 28		
PROPIEDADES		
MATERIAL	ACERO	
Masa de la pieza	5.2 Kg	
Volumen de la pieza	6.624e+005 mm <sup>3</sup>	
Valor de relevancia de malla	21	
Nodos	11457	
Elementos	2072	
Módulo de Young	2.1e+005 MPa	
Coefficiente de Poisson	0.3	
Densidad de masa	7.85e-006 Kg/mm <sup>3</sup>	
Límite de elasticidad	207 MPa	
Resistencia máxima a tracción	345 MPa	
CARGAS APLICADAS		
Velocidad de rotación	77.28 rad/s	
Gravedad terrestre estándar	9807 mm/s <sup>2</sup>	
Fuerza 1	5389 N	
Fuerza 2	5389 N	
Restricción fija 1	0 mm	
Carga de pares 1	2.915e+005 N·mm	
REACCION DE RESTRICCIÓN		
Restricción fija 1	50.99 N	
Momento	5.978e+005 N·mm	
RESULTADOS ESTRUCTURALES	Mínimo	Máximo
Tensión equivalente	9.08e-003 MPa	13.59 MPa
Deformación	0 mm	2.389e-003 mm
Factor de seguridad	15	N/A

PAR DE ENGRANAJES 28/56



INFORME DE ANALISIS DE ENGRANE 56		
PROPIEDADES		
MATERIAL	ACERO	
Masa de la pieza	13.54 Kg	
Volumen de la pieza	1.725e+006 mm <sup>3</sup>	
Valor de relevancia de malla	39	
Nodos	14201	
Elementos	7746	
Módulo de Young	2.1e+005 MPa	
Coefficiente de Poisson	0.3	
Densidad de masa	7.85e-006 Kg/mm <sup>3</sup>	
Límite de elasticidad	207 MPa	
Resistencia máxima a tracción	345 MPa	
CARGAS APLICADAS		
Velocidad de rotación	38.64 rad/s	
Gravedad terrestre estándar	9807 mm/s <sup>2</sup>	
Fuerza 1	5389 N	
Fuerza 2	5389 N	
Restricción fija 1	0 mm	
Carga de pares 1	5.831e+005 N·mm	
REACCION DE RESTRICCIÓN		
Restricción fija 1	132.8 N	
Momento	1.034e+006 N·mm	
RESULTADOS ESTRUCTURALES	Mínimo	Máximo
Tensión equivalente	5.708e-003 MPa	11.07 MPa
Deformación	0 mm	2.155e-003 mm
Factor de seguridad	15	N/A

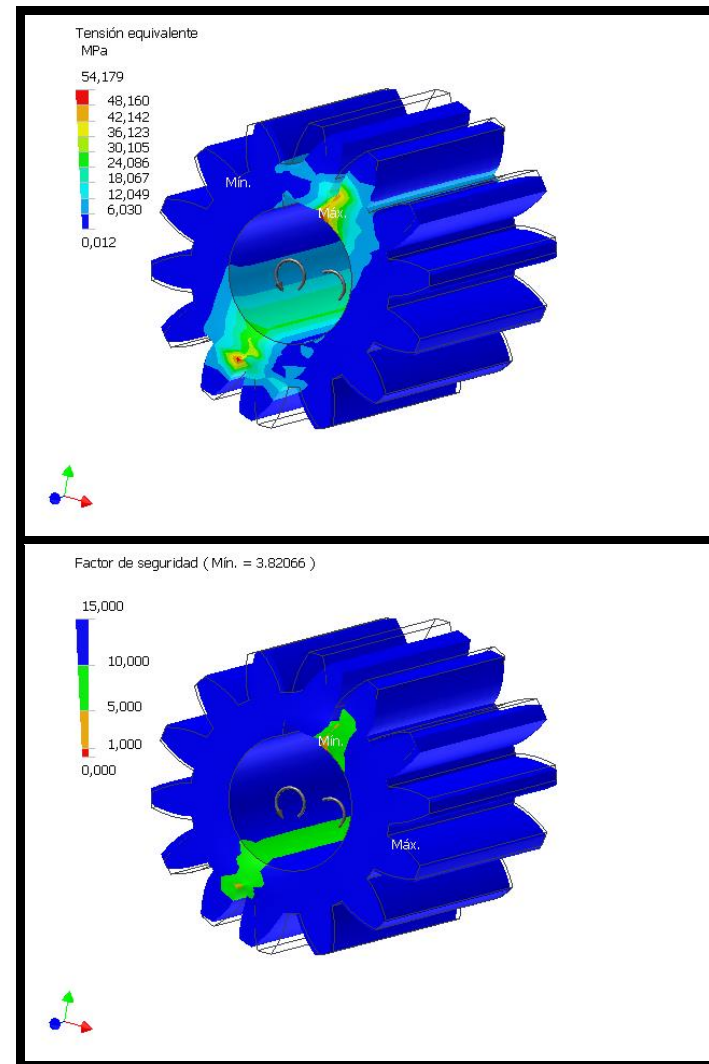
PAR DE ENGRANAJES 28/56





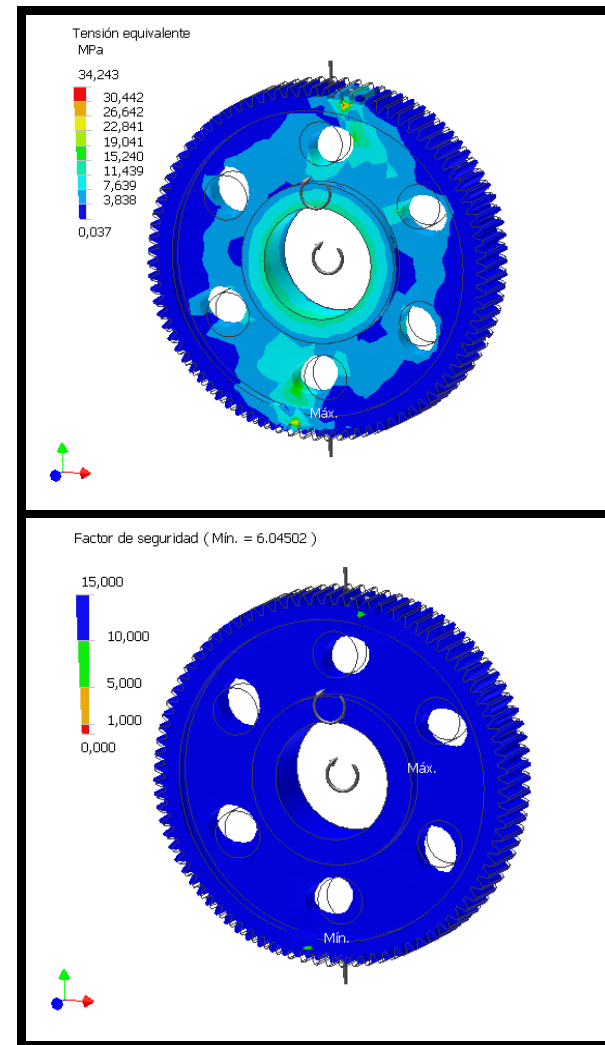
INFORME DE ANALISIS DE ENGRANE 14		
PROPIEDADES		
MATERIAL	ACERO	
Masa de la pieza	3.37 Kg	
Volumen de la pieza	4.287e+005 mm <sup>3</sup>	
Valor de relevancia de malla	26	
Nodos	8811	
Elementos	1443	
Módulo de Young	2.1e+005 MPa	
Coefficiente de Poisson	0.3	
Densidad de masa	7.85e-006 Kg/mm <sup>3</sup>	
Límite de elasticidad	207 MPa	
Resistencia máxima a tracción	345 MPa	
CARGAS APLICADAS		
Velocidad de rotación	15.24 rad/s	
Gravedad terrestre estándar	9807 mm/s <sup>2</sup>	
Fuerza 1	3.644e+004 N	
Fuerza 2	3.644e+004 N	
Restricción fija 1	0 mm	
Carga de pares 1	1.479e+006 N·mm	
REACCION DE RESTRICCIÓN		
Restricción fija 1	105.2 N	
Momento	1.536e+006 N·mm	
RESULTADOS ESTRUCTURALES	Mínimo	Máximo
Tensión equivalente	1.167e-002 MPa	54.18 MPa
Deformación	0 mm	4.367e-003 mm
Factor de seguridad	3.821	N/A

PAR DE ENGRANAJES 14/85



INFORME DE ANALISIS DE ENGRANE 85		
PROPIEDADES		
MATERIAL	ACERO	
Masa de la pieza	84.29 kg	
Volumen de la pieza	1.074e+007 mm <sup>3</sup>	
Valor de relevancia de malla	19	
Nodos	10676	
Elementos	5057	
Módulo de Young	2.1e+005 MPa	
Coefficiente de Poisson	0.3	
Densidad de masa	7.85e-006 kg/mm <sup>3</sup>	
Límite de elasticidad	207 MPa	
Resistencia máxima a tracción	345 MPa	
CARGAS APLICADAS		
Velocidad de rotación	2.618 rad/s	
Gravedad terrestre estándar	9807 mm/s <sup>2</sup>	
Fuerza 1	3.644e+004 N	
Fuerza 2	3.644e+004 N	
Restricción fija 1	0 mm	
Carga de pares 1	8.977e+006 N·mm	
REACCION DE RESTRICCIÓN		
Restricción fija 1	826.7 N	
Momento	2.642e+007 N·mm	
RESULTADOS ESTRUCTURALES		
	Mínimo	Máximo
Tensión equivalente	3.733e-002 MPa	34.24 MPa
Deformación	0 mm	2.1e-002 mm
Factor de seguridad	6.045	N/A

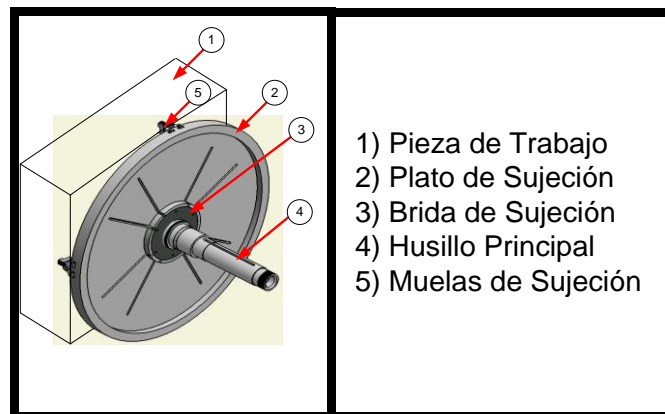
PAR DE ENGRANAJES 14/85



### 3.4. Cálculo de resistencia de los pernos.

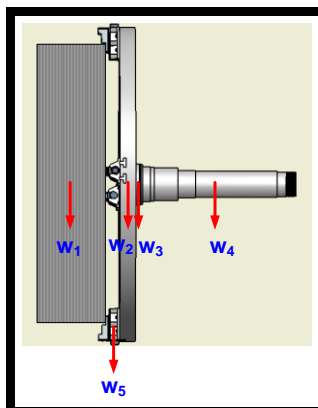
#### 3.4.1. Cálculo de la capacidad del Torno.

Los pernos deberán soportar un conjunto de elementos y adicionalmente el *peso de la pieza a mecanizar*. Este peso será calculado tomando en cuenta el torque máximo de **78885.82 Lb.pulg (8977.21 N.m)**, el mismo que será capaz de mover al conjunto mostrado en la *Figura 3.4*.



**FIGURA 3.4. ELEMENTOS PRINCIPALES A MOVER**

Para obtener la cantidad de Peso que el torno puede soportar primero sumamos los principales elementos existentes a mover (ver *Figura 3.5 y Tabla 41*).



**FIGURA 3.5. DIAGRAMA DE PESOS DE LOS ELEMENTOS CONSIDERADOS EN EL ANÁLISIS.**

**TABLA 41**

**PESOS DE LOS ELEMENTOS A ANALIZAR SIN  $W_1$**

<i>Elementos</i>	<i>Cant.</i>	<i>Peso (Kg.)</i>	<i>Peso (Lb.)</i>	<i>Material</i>
Plato de Sujeción ( $W_2$ )	1	1180.00	2601.90	Hierro Fundido
Brida Sujeción ( $W_3$ )	1	44.33	97.75	Acero
Husillo Principal ( $W_4$ )	1	220.50	486.20	Acero
Muelas de Sujeción ( $W_5$ )	4	50.59	111.55	Acero
TOTAL		1495.42	3297.40	

A este peso total de **1495.42 Kg (3297.40 Lb)** le adicionamos **100 Kg**, de tolerancia, por algún elemento que se considere en alguna modificación futura, de pasar el valor de esta tolerancia, la capacidad del torno se verá limitada. Por lo que el total de carga a mover sería de **1595.42 Kg (3517.90 Lb)**.

**TABLA 42**  
**PESO MÁXIMO DE LA PIEZA DE TRABAJO QUE SOPORTA**  
**EL TORNO**

	<b>Lb.</b>	<b>Kg.</b>
Fuerza Tangencial $W_t$	7224.55	3276.44
Peso Total Considerado ( $W_2+W_3+W_4+W_5$ )	3517.90	1595.42
<b>Peso máximo de la pieza de trabajo <math>W_1</math></b>	<b>3706.65</b>	<b>1681.02</b>

Restando el valor de la Fuerza tangencial  $W_t = 7424.55 \text{ Lb}$  (**3367.72 Kg**) (proporcionada por la caja de cambios al engranaje que contiene el husillo principal) con el valor de peso total considerado a mover, obtenemos el valor de peso máximo que debe tener la pieza de trabajo a mecanizar ( $W_1$ ) para trabajar en condiciones normales (Ver Tabla 42).

### Cálculos Manuales

En base a estas premisas, procedemos a realizar el cálculo de los pernos que necesita el plato de sujeción. Haciendo un cálculo más estricto analizaremos a los pernos de dos maneras:

1. Pernos sometidos a Fuerza Cortante
2. Pernos precargados a Fuerza de Tensión.

**3.4.2. Análisis de pernos prisioneros sometidos a fuerza cortante y de tensión (Estáticas y Dinámicas) para el conjunto: (Husillo principal – Brida de Sujeción)**

**Fuerza Cortante**

Estos pernos se encuentran ya establecidos, por lo que no se puede hacer ninguna modificación a su diseño, sino solamente comprobar si son aptos para resistir los pesos considerados. Si se encuentran sometidos a Fuerza cortante, calculamos:

$$F_M = \frac{Mr}{\#p \times r^2} = \frac{T_{\text{máximo}}}{\#p \times r} \quad (\text{Ec. 3.4.2.1})$$

$$F_p = \frac{V}{\#p} \quad (\text{Ec.3.4.2.2})$$

Donde:

$$T_{\text{máximo}} = 78885.82 \text{ Lb. plug} ; \#p = 2; r = 3.25 \text{ pulg}$$

Reemplazando en (Ec. 3.4.2.1) tenemos:  $F_M = \underline{12136.28 \text{ Lb}}$

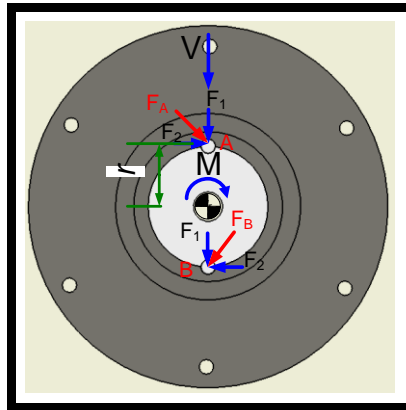
$$V = (W_1 + W_2 + W_3 + W_5)$$

Reemplazando en (Ec. 3.4.2.2) tenemos:  $F_p = \underline{3258.93 \text{ Lb}}$

Tanto en el punto **A** como en el punto **B** (ver Figura 3.6) se ejercen las mismas condiciones de fuerza, entonces:

$$F_A = F_B = F_M + F_P = \underline{15395.21Lb}$$

$\varnothing_p = 20 \text{ mm}$  (0.7874 pulg.). Pernos tipo prisionero, considerados para efectos de cálculo como pernos **SAE 4**, con **S<sub>y</sub> = 100Kpsi**.



**FIGURA 3.6. DIAGRAMA DE FUERZAS Y MOMENTOS EN CORTANTE PARA PERNOS PRISIONEROS**

$$\tau_A = \frac{F_A}{A_A} = \frac{F_A \times 4}{\pi \times \phi_p^2} \quad \text{(Ec. 3.4.2.3)}$$

Reemplazando valores en la (Ec. 3.4.2.3) obtenemos un

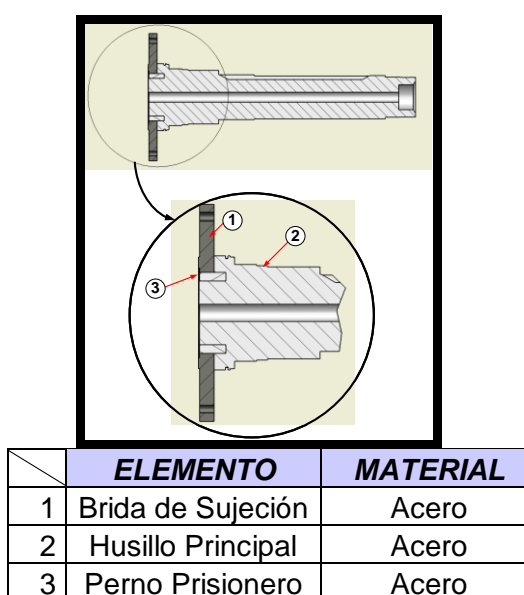
esfuerzo cortante que actúa en el perno  $\tau_A = 31615.85 \frac{Lb}{pulg^2}$

$$S_{sy} = 0.577S_y = 57700 \frac{Lb}{pulg^2} \quad \text{(Ec. 3.4.2.4)}$$

$$N_s = \frac{S_{sy}}{\tau_A} = \frac{57700 \text{ psi}}{31615.85 \text{ psi}} = \underline{1.83} \quad \text{(Ec. 3.4.2.5)}$$

Obtenemos un factor de seguridad Aceptable de **1.83**, para el material asumido, en base a las dimensiones y resistencia de los pernos en su antigua función de máquina moldeadora.

### **Fuerzas de Tensión - Análisis Estático**



**FIGURA 3.7. ELEMENTOS PARA EL ANÁLISIS 1**

Consideramos que los pernos se encuentran sometidos a fuerzas de Tensión y Precargados bajo carga estática, según muestra la *Figura 3.7.*, además los consideramos No Reutilizables. Los cálculos de las variables son mostrados en el **Apéndice J-2.**



**TABLA 43**  
**RESULTADOS DE ANÁLISIS DE PERNOS PRISIONEROS**

		PERNO <i>b</i>	MATERIAL <i>m</i>
<b>ANÁLISIS ESTÁTICO</b>	$F_i$ (Lb)	22194.9	
	$S_p$ (psi)	65000	
	$A_t$ (pulg <sup>2</sup> )	0.3794	
	$K_{b,mat}$ (Lb/pulg)	6.90E+06	2.20E+07
	$C_{rig}$	0.2196	
	$P_{b,m}$ (Lb)	704.93	2505.12
	$F_{b,m}$ (Lb)	22899.83	19689.78
	$\sigma_b$ (psi)	60358	-----
	$N_y$	<b>1.66</b>	
	$N_{sep}$	<b>8.86</b>	
	<b>ANÁLISIS DINÁMICO</b>	$F_{alt}$ (Lb)	352.45
$F_{media}$ (Lb)		22547.37	
$\sigma_a$ (psi)		929	
$\sigma_i$ (psi)		58500	
$\sigma_m$ (psi)		59429	
$K_f$		3	
$K_{fm}$		1.636	
$\sigma_{alt}$ (psi)		2786.9	
$\sigma_{medio}$ (psi)		97225.88	
$\sigma_i$ corregido (psi)		95706	
$S_e$ (psi)		22394.51	
$C_{carga}$		0.7	
$C_{tamaño}$		0.89	
$C_{superficie}$		0.768	
$C_{temperatura}$		1	
$C_{confiabilidad}$		0.814	
$S_e$ (psi)		57500	
$N_f$	<b>1.22</b>		

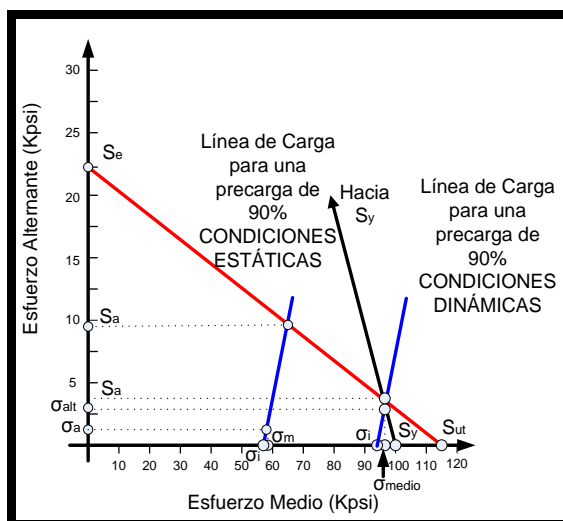
### Análisis Dinámico

Para el análisis dinámico utilizamos los mismos datos anteriores. Además, consideramos que los pernos se encuentran sometidos a cargas fluctuantes, y seguimos el orden

de cálculos mostrados también en el **Apéndice J-2**. La resistencia a la fatiga corregida y la resistencia máxima a la tensión corregida se aplican en la siguiente ecuación (Goodman) (Ec. 3.4.2.6), que determina el factor de seguridad.

$$N_f = \frac{S_e (S_{ut} - \sigma_i)}{S_e (\sigma_{medio} - \sigma_i) + S_{ut} \sigma_{alt}} \quad (\text{Ec. 3.4.2.6})$$

Los resultados de los cálculos se muestran en la *Tabla 43*.



**FIGURA 3.8. COMPORTAMIENTO DE LOS ESFUERZOS DEL PERNO PRISIONERO BAJO CONDICIONES DINÁMICAS CON PRECARGA**

Los resultados indican factores de seguridad aceptables. La *Figura 3.8* nos indica claramente como actúan lo esfuerzos medios y alternantes, en la línea azul se muestran como actúan cuando la precarga es de 90%, condición inicial propuesta

debido a que son pernos no desmontables. Si la precarga disminuye entonces la curva azul se desplaza hacia la izquierda y lógicamente los factores de seguridad aumentan, debido a que los cálculos están hechos para los esfuerzos máximos permisibles del material escogido.

### 3.4.3. Análisis de pernos sometidos a fuerza cortante y de tensión (Estáticas y Dinámicas) para el conjunto (Plato de Sujeción - Brida de Sujeción).

#### **Fuerza Cortante**

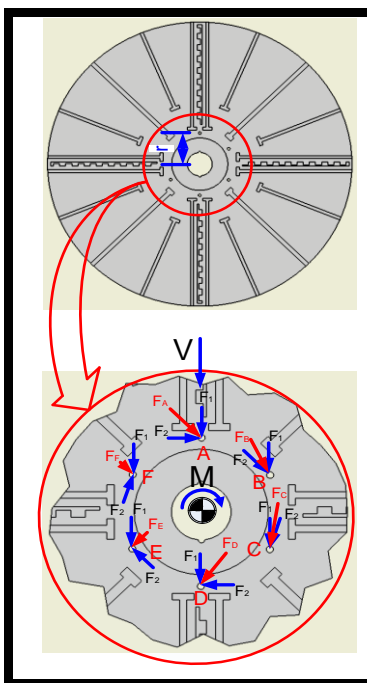
De forma similar que el inciso 3.4.2, haciendo el análisis para estos pernos, sometidos a Fuerza Cortante  $V$ , con la ecuación (Ec. 3.4.2.1) y (Ec. 3.4.2.2) se obtiene.

$$T_{\text{máximo}} = \underline{78885.82 \text{ Lb. plug}} ; \#p=6; r = 8.622 \text{ pul}$$

$$F_M = \underline{1524.89 \text{ Lb}} ; V = (W_1 + W_2 + W_5) ; F_P = \underline{833.03 \text{ Lb}}$$

De acuerdo con el diagrama mostrado en la *Figura 3.9*, el perno **C** tiene mayor carga y todos los pernos tendrán esta misma carga cuando pasen por este punto **C**, por consiguiente se hace el cálculo en este punto con la ecuación (Ec. 3.4.2.3).

$$F_C = F_M + F_P = \underline{2357.92Lb} \ ; \ \tau_c = \frac{F_C}{A_C} = 4842.27 \frac{Lb}{pulg^2}$$



**FIGURA 3.9. DIAGRAMA DE FUERZAS Y MOMENTOS EN CORTANTE PARA PERNOS**

Debido a la geometría existente en la brida de sujeción, 6 agujeros de 20 mm (0.7874 pulg.), y según la Tabla 14-6 del **Apéndice J-1**, escogemos los pernos que tengan esta medida. Escogemos un perno **SAE 4** con  **$S_y = 100 \text{ Kpsi}$** .

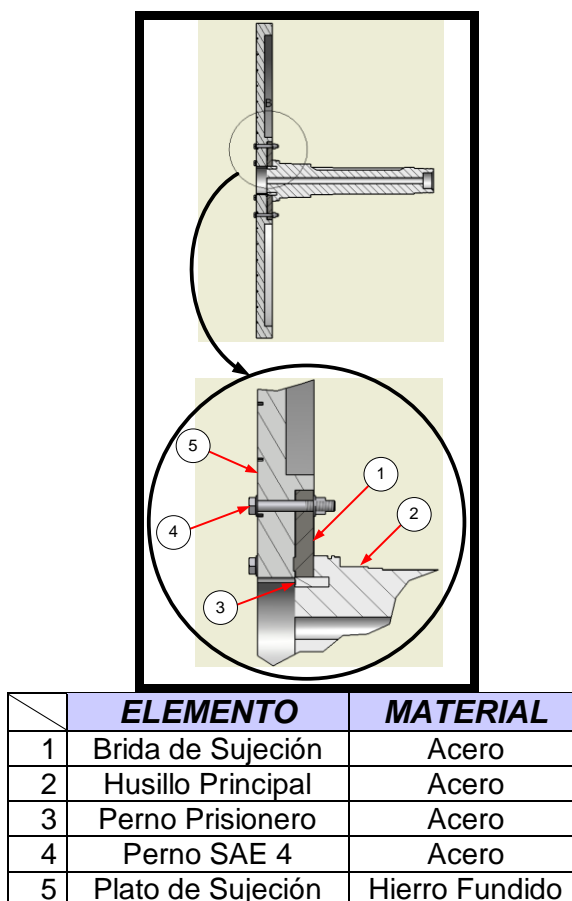
$$S_{sy} = 0.577S_y = 57700 \frac{Lb}{pulg^2}$$

$$N_s = \frac{S_{sy}}{\tau_c} = \frac{57700 \text{ psi}}{4842.27 \text{ psi}} = 11.92$$

Obtenemos un factor de seguridad Aceptable de **11.92**.

### **Fuerzas de Tensión - Análisis Estático**

Consideramos que los pernos se encuentran sometidos a fuerzas de Tensión, Precargados bajo carga estática y según muestra la (Figura 3.10) tenemos:



**FIGURA 3.10. ELEMENTOS PARA EL ANÁLISIS 2**

Consideramos Desmontables a los pernos, por situaciones de mantenimiento o por consideración particular del operario, por consiguiente la Fuerza de Precarga actúa con un 75%, los cálculos son mostrados en el **Apéndice J-2**.

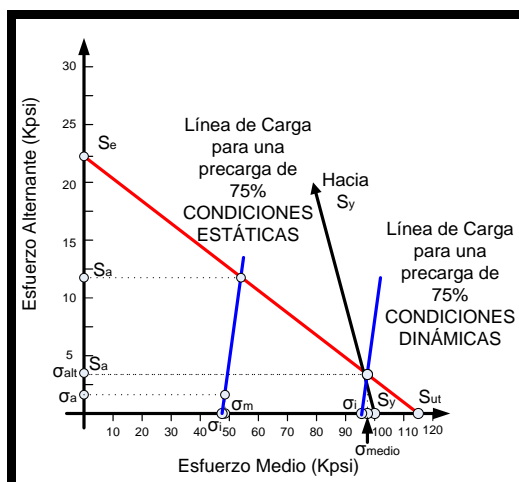
**TABLA 44**  
**RESULTADOS DE ANÁLISIS DE PERNOS**

		PERNO <i>b</i>	MATERIAL <i>m</i>
ANÁLISIS ESTÁTICO	$F_i$ (Lb)	18495.75	
	$S_p$ (psi)	65000	
	$A_t$ (pulg <sup>2</sup> )	0.3794	
	$K_{b,mat}$ (Lb/pulg)	2.31E+06	1.17E+07
	$C_{rig}$	0.1649	
	$P_{b,m}$ (Lb)	104.93	531.43
	$F_{b,m}$ (Lb)	18600.68	17964.32
	$\sigma_b$ (psi)	49026.57	-----
	$N_y$	2.04	
	$N_{sep}$	34.8	
	ANÁLISIS DINÁMICO	$F_{alt}$ (Lb)	52.45
$F_{media}$ (Lb)		18548.22	
$\sigma_a$ (psi)		138.28	
$\sigma_i$ (psi)		48750	
$\sigma_m$ (psi)		48888.28	
$K_f$		3	
$K_{fm}$		2.037	
$\sigma_{alt}$ (psi)		414.73	
$\sigma_{medio}$ (psi)		99585.46	
$\sigma_{i\ correjido}$ (psi)		99303.75	
$S_e$ (psi)		22394.51	
$C_{carga}$		0.7	
$C_{tamaño}$		0.89	
$C_{superficie}$		0.768	
$C_{temperatura}$		1	
$C_{confiabilidad}$		0.814	
$S_e \prime$ (psi)		57500	
$N_f$		<b>6.51</b>	

### Análisis Dinámico

Seguimos el mismo procedimiento realizado en el inciso 3.4.2.

Los cálculos de las variables son mostrados en el **Apéndice J-2** y los resultados son mostrados en la *Tabla 44*, con factores de seguridad Aceptables.



**FIGURA 3.11. COMPORTAMIENTO DE LOS ESFUERZOS DEL PERNO BAJO CONDICIONES DINÁMICAS CON PRECARGA**

La *Figura 3.11*, nos indica como actúan los esfuerzos medios y alternantes, en la línea azul se muestran como actúan cuando la pre carga es de 75%, condición inicial para pernos desmontables. Si la pre carga disminuye entonces la curva azul se desplaza hacia la izquierda y lógicamente los factores de

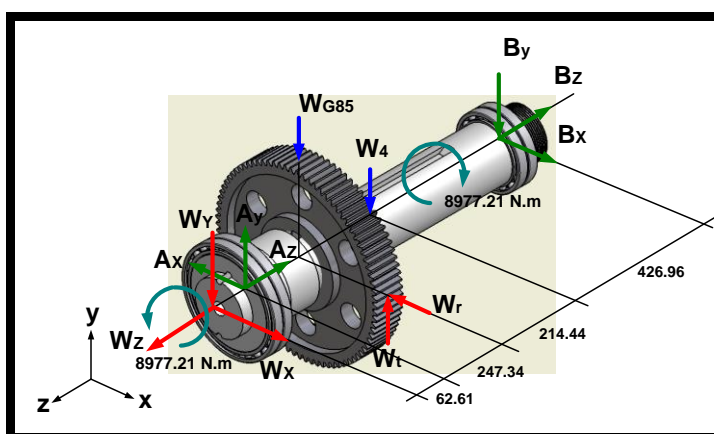
seguridad aumentan, debido a que los cálculos están hechos para los esfuerzos máximos permisibles del material escogido.

### Cálculos Computacionales

Los resultados son mostrados en el **Apéndice K**.

### 3.5. Cálculo de resistencia del Husillo Principal, Eje 2 y Eje 1.

#### Cálculo Manual - Husillo Principal



**FIGURA 3.12. DIAGRAMA DE CARGAS PARA EL HUSILLO PRINCIPAL**



Considerando el Torque máximo de salida de 78885.82 *Lb.pulg* (8977.21 *N.m*), hacemos el análisis de fuerzas y calculamos sus valores (*Ver Figura 3.12 y Tablas 45; 46*).

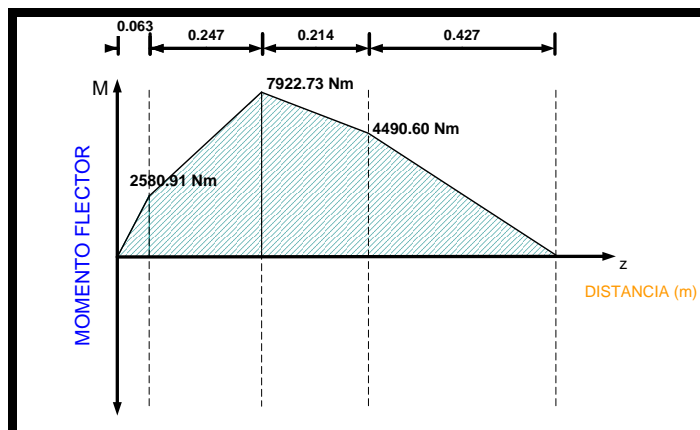
**TABLA 45**  
**ANÁLISIS DE CARGAS DEL HUSILLO PRINCIPAL**

DESCRIPCIÓN	TIPO DE CARGA	VALOR DE LA CARGA	COMENTARIO
$W=(W_1+W_2+W_3+W_5)$	EXTERNA	28968.21 N	Valor considerado para cálculo en las tres componentes ( $W_x+W_y+W_z$ )
<b>Peso del Engranaje <math>W_{G85}</math></b>	INTERNA	826.04 N	
$W_4$	INTERNA	2160.90 N	Peso del Husillo principal
<b>Cargas en los engranajes (<math>W_r+W_l</math>)</b>	EXTERNA	36438.38 N	Resultante de las dos componentes
<b>Momento Flector para movimiento <math>T_{max}</math></b>	EXTERNA	8977.21 N-m	Momento encargado de vencer la inercia de todo el conjunto

**TABLA 46**  
**COMPONENTES DE FUERZAS DEL HUSILLO PRINCIPAL**

PUNTO DE APOYO	COMPONENTE DE FUERZAS (N)		
	X	Y	Z
<b>A</b>	19907.29	8820.19	14484.11
<b>B</b>	6338.61	9889.43	14484.11

El diagrama de momentos resultantes se muestra en la *Figura 3.13*. Ver información mas detallada en el **Apéndice L-2**.



**FIGURA 3.13. DIAGRAMA DE MOMENTOS RESULTANTES (HP)**

El análisis de resistencia del husillo principal, se va a realizar mediante el método de Flexión Fluctuante con Torsión fluctuante debido a que el par de Torsión del husillo principal no es constante. De manera que primero aplicaremos el método de Von Mises para calcular los componentes de los esfuerzos alternantes y medio para aplicarlos luego en un diagrama de Goodman modificado para un material seleccionado, a fin de encontrar un factor de seguridad.

$$\frac{1}{N_f} = \frac{\sigma'_a}{S_f} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad (\text{Ec. 3.5.1})$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} \quad (\text{Ec. 3.5.2}) \text{ y } (\text{Ec. 3.5.3})$$

$$\sigma'_m = \sqrt{(\sigma_m + \sigma_{m_{axial}})^2 + 3\tau_m^2}$$

$$\sigma_a: \text{ Esfuerzo alternante de flexión.: } \sigma_a = \frac{32 K_f M_a d_o}{\pi (d_o^4 - d_i^4)} \quad (\text{Ec. 3.5.4})$$

$K_f$ : Factor de concentración de esfuerzos alternante a la fatiga por flexión. Valores considerados en el **Apéndice L-1**.

$$\sigma_m: \text{Esfuerzo medio de flexión: } \sigma_m = \frac{32 K_{fm} M_m d_o}{\pi (d_o^4 - d_i^4)} \quad (\text{Ec. 3.5.5})$$

$$\tau_a: \text{Esfuerzo cortante alternante: } \tau_a = \frac{16 K_{fs} T_a d_o}{\pi (d_o^4 - d_i^4)} \quad (\text{Ec. 3.5.6})$$

$K_{fs}$ : Factor de concentración de esfuerzos alternante a la fatiga torsional. Valores considerados en el **Apéndice L-1**.

$$\tau_m: \text{Esfuerzo cortante medio: } \tau_m = \frac{16 K_{fsm} T_m d_o}{\pi (d_o^4 - d_i^4)} \quad (\text{Ec. 3.5.7})$$

$$\sigma_{m_{axial}}: \text{Esfuerzo axial medio: } \sigma_{m_{axial}} = K_{fm} \frac{4 F_z}{\pi (d_o^4 - d_i^4)} \quad (\text{Ec. 3.5.8})$$

$K_t$ : Factor de concentración de esfuerzos Teórico. (Estático)

$$q: \text{Sensibilidad a las muescas (0-1): } q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (\text{Ec. 3.5.9})$$

$\sqrt{a}$ : Constante de Neuber. Ver Tabla 6-6 del **Apéndice L-1**

$r$ : Radio de curvatura de la sección del eje.

Reemplazando en la ecuación (Ec. 3.5.1) las variables anteriormente mencionadas y despejando el factor de seguridad se obtiene:

$$N_f = \frac{\pi (d_o^4 - d_i^4)}{32 d_o} \left[ \frac{\sqrt{(K_f M_a)^2 + \frac{3}{4} (K_{fs} T_a)^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{\left( K_{fm} M_m + \frac{K_{fm} F_z (d_o^2 + d_i^2)}{8} \right)^2 + \frac{3}{4} (K_{fsm} T_m)^2}}{S_{ut}} \right]^{-1}$$

El límite de a la fatiga corregida  $S_n = S_f$  en un material con curva S-N (*Resistencia – Ciclos*) sin codo para un número particular del ciclos menor a  $10^6$ , si el material tuviese igual o mas de  $10^6$  ciclos  $S_n = S_e$

$$S_f = C_{carga} C_{tamaño} C_{superficie} C_{temperatura} C_{confiabilidad} S_f' \quad \text{(Ec. 3.5.10)}$$

Donde:

$$S_f' = 0.5 S_{ut} \rightarrow S_{ut} < 1400 \text{MPa} (200 \text{Ksi})$$

$$S_f' = 700 \text{MPa} (100 \text{Ksi}) \rightarrow S_{ut} \geq 1400 \text{MPa} (200 \text{Ksi})$$

$$C_{carga} = 1 \rightarrow \text{Flexión} + \text{Torsión}$$

$$C_{carga} = 0.7 \rightarrow \text{Axial} + \text{Torsión}$$

$$C_{tamaño} = 1 \rightarrow d \leq 0.3 \text{ pulg.} (8 \text{mm})$$

$$C_{tamaño} = 0.869 d^{-0.097} \rightarrow 0.3 \text{ pulg.} \leq d \leq 10 \text{ pulg.}$$

$$C_{tamaño} = 1.189 d^{-0.097} \rightarrow 8 \text{mm} \leq d \leq 250 \text{mm}$$

$$C_{tamaño} = 0.6 \rightarrow d > 250 \text{mm}$$

$$C_{superficie} = A(S_{ut})^b \rightarrow \text{ver Tabla 6-3 [17]}$$

$$C_{temperatura} = 1, T \leq 450^\circ \text{C} \quad C_{confiabilidad} \rightarrow \text{ver Tabla 3.42}$$

**TABLA 47**  
**FACTORES DE CONFIABILIDAD [17]**

CONFIABILIDAD %	$C_{\text{confiabilidad}}$
50	1
90	0.897
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659

De la *Tabla 33* del inciso 3.3.2, obtenemos los valores máximos y mínimos de los pares de Torsión, 78885.8 *Lb.pulg* (8977.21 *N.m*) y 31109.9 *Lb.pulg* (3540.31 *N.m*), respectivamente para calcular  $T_m$  y  $T_a$ .

$$T_m = \frac{T_{\max} + T_{\min}}{2}; T_a = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{2} \quad \text{(Ec. 3.5.11) y (Ec. 3.5.12)}$$

De la *Figura 3.13*, obtenemos por geometría los valores máximos y mínimos de los Momentos Flectores, para calcular  $M_m$  y  $M_a$ .

$$M_m = \frac{M_{\max} + M_{\min}}{2}; M_a = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2} \quad \text{(Ec. 3.5.13) y (Ec. 3.5.14)}$$

De las ecuaciones (Ec. 3.5.15) y (Ec. 3.5.16):

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}; \sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad \text{(Ec. 3.5.15) y (Ec. 3.5.16)}$$

Despejando se obtiene:

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a; \sigma_{\min} = \sigma_m - \sigma_a$$

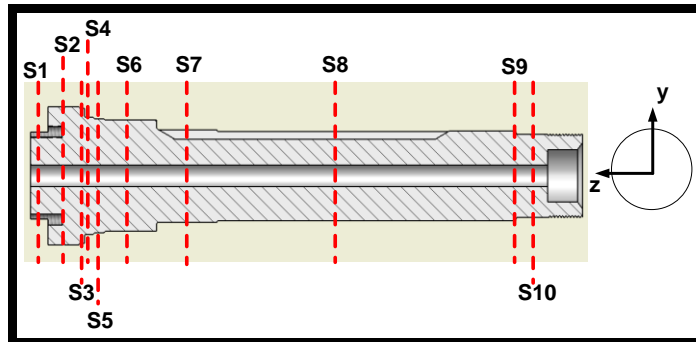
Verificamos si se cumple la regla para calcular correctamente los concentradores de esfuerzos fluctuantes a flexión y a torsión.

$$Si K_f |\sigma_{\max}| < S_y \Rightarrow K_{fm} = K_f$$

$$Si K_f |\sigma_{\max}| > S_y \Rightarrow K_{fm} = \frac{S_y - K_f \sigma_a}{|\sigma_m|}$$

$$Si K_f |\sigma_{\max} - \sigma_{\min}| > 2S_y \Rightarrow K_{fm} = 0$$

El material del husillo es acero **AISI 4023**, según análisis realizado en el inciso 1.3 del Capítulo 1 y Tabla 6  $S_{ut} = 880MPa(128Kpsi)$  y  $S_y = 750MPa(109Kpsi)$ . El análisis de resistencia se lo realizará en diferentes secciones del husillo principal (ver Figura 3.14).



**FIGURA 3.14. SECCIONES DE ANÁLISIS EN EL HUSILLO PRINCIPAL**

Los valores calculados son mostrados en las Tablas 48 y 49, seguido del informe de FEM, con factores de seguridad aceptables. Se concluye que el husillo principal es capaz de resistir las cargas de trabajo para las que fue analizado.

**TABLA 48**  
**RESULTADOS DEL ANÁLISIS EN EL HUSILLO PRINCIPAL - PARTE 1**

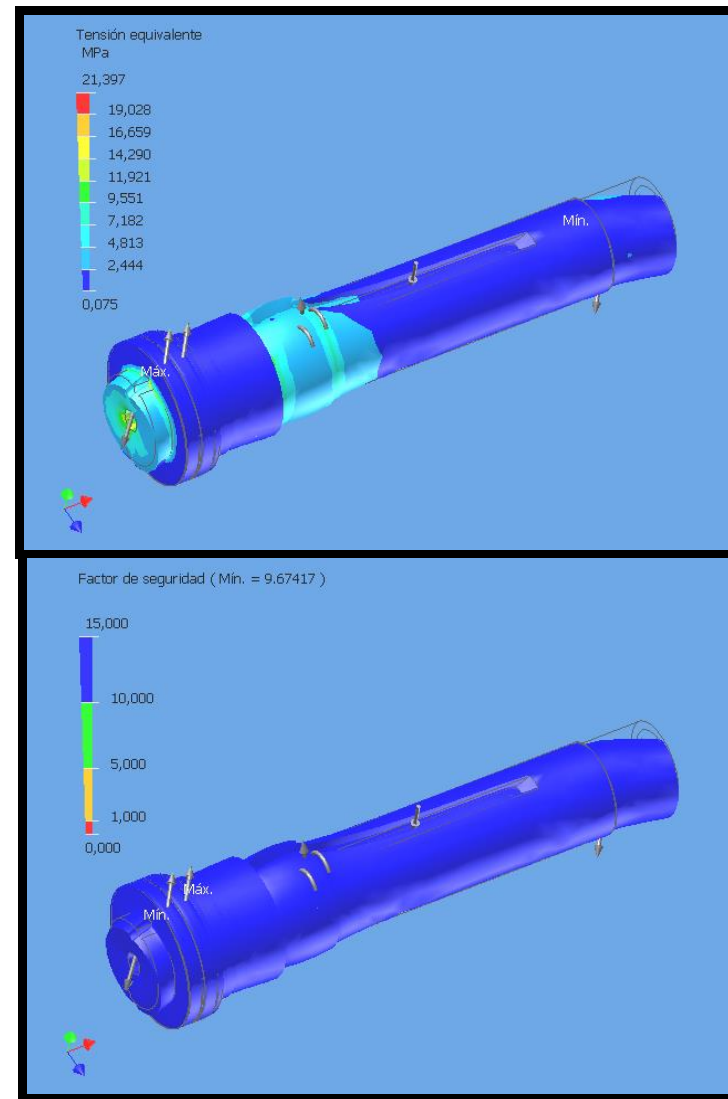
	SECCIÓN 1		SECCIÓN 2		SECCIÓN 3		SECCIÓN 4		SECCIÓN 5	
$d_o$ (pulg.)	6.45		9.94		10.00		8.71		8.47	
$d_i$ (pulg.)	1.58		1.58		1.58		1.58		1.58	
$F_z$ Lb	6512.64		3256.32		0.00		0.00		0.00	
$M_{max}$ (Lb.pulg)	11177.94		22679.35		30184.09		33452.81		37312.57	
$M_{min}$ (Lb.pulg)	0.00		11177.94		22679.35		30184.09		33452.81	
$M_m$ (Lb.pulg)	5588.97		16928.64		26431.72		31818.45		35382.69	
$M_a$ (Lb.pulg)	5588.97		5750.70		3752.37		1634.36		1929.88	
$T_{max}$ (Lb.pulg)	78885.82		78885.82		78885.82		78885.82		78885.82	
$T_{min}$ (Lb.pulg)	31109.90		31109.90		31109.90		31109.90		31109.90	
$T_m$ (Lb.pulg)	54997.86		54997.86		54997.86		54997.86		54997.86	
$T_a$ (Lb.pulg)	23887.96		23887.96		23887.96		23887.96		23887.96	
$\sigma_m$ (psi)	709.27		498.81		600.53		1322.36		1314.32	
$\sigma_a$ (psi)	709.27		169.45		85.25		67.92		71.69	
$\sigma_{max}$ (psi)	1418.54		668.26		685.78		1390.28		1386.01	
$\sigma_{min}$ (psi)	0.00		329.36		515.28		1254.44		1242.64	
$K_f$	3.33		2.84		2.23		2.69		2.21	
$K_{fm}$	3.33		2.84		2.23		2.69		2.21	
$K_{fs}$	2.66		1.88		1.63		1.91		1.59	
$K_{fsm}$	2.66		1.88		1.63		1.91		1.59	
	$K_f$	$K_{fs}$	$K_f$	$K_{fs}$	$K_f$	$K_{fs}$	$K_f$	$K_{fs}$	$K_f$	$K_{fs}$
$q$	0.917	0.917	0.888	0.888	0.940	0.940	0.940	0.940	0.940	0.940
$a$	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018
$r$ (pulg.)	0.04	0.04	0.02	0.02	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08
$K_t$	3.541	2.811	3.073	1.987	2.307	1.667	2.801	1.963	2.291	1.632
$D$ (pulg.)	10.21	10.21	10.24	10.24	10.24	10.24	10	10	8.71	8.71
$D/d$	1.583	1.583	1.030	1.030	1.024	1.024	1.148	1.148	1.028	1.028
$A$	0.934	0.854	0.981	0.903	0.969	0.903	0.961	0.869	0.977	0.903
$b$	-0.262	-0.234	-0.184	-0.127	-0.180	-0.127	-0.228	-0.174	-0.183	-0.127
$S_{ut}$ (psi)	128000		128000		128000		128000		128000	
$S_y$ (psi)	109000		109000		109000		109000		109000	
$S_f$ (psi)	44062.59		42252.35		42227.69		42797.22		42913.37	
$C_{carga}$	1		1		1		1		1	
$C_{tamaño}$	0.7253		0.6955		0.6951		0.7044		0.7063	
$C_{superficie}$	0.6521		0.6521		0.6521		0.6521		0.6521	
$C_{temp.}$	1		1		1		1		1	
$C_{confiabilidad}$	0.814		0.814		0.814		0.814		0.814	
$S_e$ (psi)	100000		100000		100000		100000		100000	
$N_f$	<b>9.43</b>		<b>39.13</b>		<b>62.01</b>		<b>34.06</b>		<b>36.65</b>	

**TABLA 49**  
**RESULTADOS DEL ANÁLISIS EN EL HUSILLO PRINCIPAL - PARTE 2**

	SECCIÓN 6		SECCIÓN 7		SECCIÓN 8		SECCIÓN 9		SECCIÓN 10	
$d_o$ (pulg.)	8.23		6.85		6.62		6.30		6.15	
$d_i$ (pulg.)	1.58		1.58		1.58		1.58		1.58	
$F_z$ Lb	0.00		0.00		0.00		0.00		3256.32	
$M_{max}$ (Lb.pulg)	56299.74		69619.77		39460.46		36826.71		2703.08	
$M_{min}$ (Lb.pulg)	37312.57		56299.74		36826.71		2703.08		0.00	
$M_m$ (Lb.pulg)	46806.15		62959.76		38143.58		19764.90		1351.54	
$M_a$ (Lb.pulg)	9493.58		6660.02		1316.87		17061.82		1351.54	
$T_{max}$ (Lb.pulg)	78885.82		78885.82		78885.82		78885.82		78885.82	
$T_{min}$ (Lb.pulg)	31109.90		31109.90		31109.90		31109.90		31109.90	
$T_m$ (Lb.pulg)	54997.86		54997.86		54997.86		54997.86		54997.86	
$T_a$ (Lb.pulg)	23887.96		23887.96		23887.96		23887.96		23887.96	
$\sigma_m$ (psi)	1893.71		4941.07		2907.42		1811.06		150.09	
$\sigma_a$ (psi)	384.10		522.68		30849.48		1563.37		150.09	
$\sigma_{max}$ (psi)	2277.80		5463.74		33756.90		3374.43		300.17	
$\sigma_{min}$ (psi)	1509.61		4418.39		-27942.07		247.68		0.00	
$K_f$	2.21		2.47		2.16		2.24		2.52	
$K_{fm}$	2.21		2.47		2.16		2.24		2.52	
$K_{fs}$	1.59		2.12		1.55		1.54		1.77	
$K_{fsm}$	1.59		2.12		1.55		1.54		1.77	
	$K_f$	$K_{fs}$	$K_f$	$K_{fs}$	$K_f$	$K_{fs}$	$K_f$	$K_{fs}$	$K_f$	$K_{fs}$
$q$	0.940	0.940	0.940	0.940	0.940	0.940	0.940	0.940	0.887	0.887
$a$	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018
$r$ (pulg.)	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.02	0.02
$K_t$	2.288	1.627	2.563	2.188	2.238	1.582	2.319	1.572	2.719	1.869
$D$ (pulg.)	8.47	8.47	8.23	8.23	6.85	6.85	6.62	6.62	6.3	6.3
$D/d$	1.029	1.029	1.202	1.202	1.035	1.035	1.051	1.051	1.024	1.024
$A$	0.979	0.903	0.971	0.834	0.981	0.903	0.981	0.903	0.969	0.903
$b$	-0.183	-0.127	-0.218	-0.217	-0.187	-0.127	-0.197	-0.127	-0.180	-0.127
$S_{ut}$ (psi)	128000		128000		128000		128000		128000	
$S_y$ (psi)	109000		109000		109000		109000		109000	
$S_f$ (psi)	43033.19		43806.17		43951.54		44163.28		44266.63	
$C_{carga}$	1		1		1		1		1	
$C_{tamaño}$	0.7083		0.7210		0.7234		0.7269		0.7286	
$C_{superficie}$	0.6521		0.6521		0.6521		0.6521		0.6521	
$C_{temp.}$	1		1		1		1		1	
$C_{confiabilidad}$	0.814		0.814		0.814		0.814		0.814	
$S_e$ (psi)	100000		100000		100000		100000		100000	
$N_f$	<b>28.64</b>		<b>12.50</b>		<b>17.79</b>		<b>14.12</b>		<b>14.42</b>	

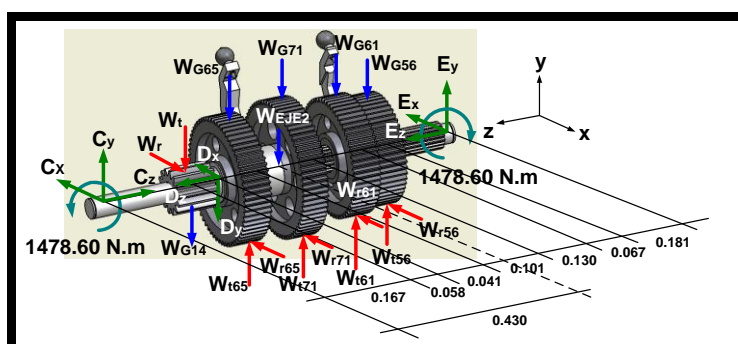


INFORME DE ANALISIS DE HUSILLO PRINCIPAL		
PROPIEDADES		
MATERIAL	ACERO	
Masa de la pieza	195.9 Kg	
Volumen de la pieza	2.495e+007 mm <sup>3</sup>	
Valor de relevancia de malla	21	
Nodos	122637	
Elementos	82210	
Módulo de Young	2.1e+005 MPa	
Coefficiente de Poisson	0.3	
Densidad de masa	7.85e-006 kg/mm <sup>3</sup>	
Límite de elasticidad	207 MPa	
Resistencia máxima a tracción	345 MPa	
CARGAS APLICADAS		
Velocidad de rotación	6.365 rad/s	
Gravedad terrestre estándar	9807 mm/s <sup>2</sup>	
Fuerza 1	5.017e+004 N	
Fuerza 2	3.569e+004 N	
Fuerza 3	2161 N	
Restricción fija 1	0 mm	
Carga de pares 1	8.97e+006 N·mm	
Carga de rodamientos 1	1.308e+004 N	
Carga de rodamientos 2	2.653e+004 N	
REACCION DE RESTRICCIÓN		
Restricción fija 1	3.21e+004 N	
Momento	1.25e+007 N·mm	
RESULTADOS ESTRUCTURALES	Mínimo	Máximo
Tensión equivalente	7.476e-002 MPa	21.4 MPa
Deformación	0 mm	6.72e-003 mm
Factor de seguridad	9.674	N/A



### Cálculo Manual - Eje 2

Según la *Tabla H-2.4* del **Apéndice H-2**, el eje 2 va a girar a cuatro velocidades cuando se combinen los pares de engranajes. Hacemos el análisis de fuerzas (ver *Figura 3.15* y *Tablas 50; 51*).



**FIGURA 3.15. DIAGRAMA DE CARGAS DEL EJE 2**

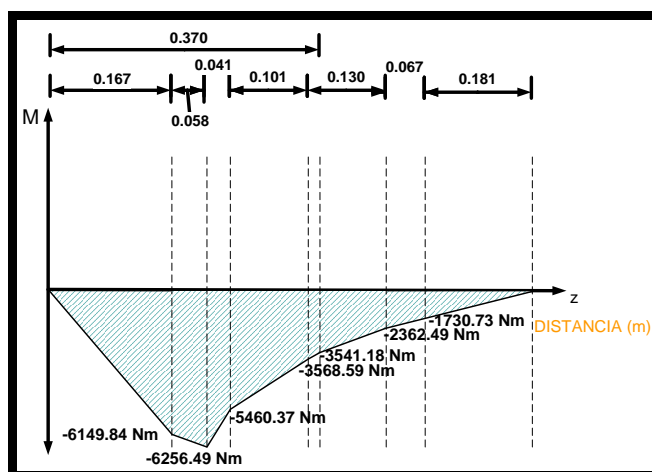
En cada par de engranajes actuarán fuerzas particulares externas  $W_r$  y  $W_t$ , según la velocidad requerida, mientras los otros permanecen libres. Sus pesos y posición determinan cargas variables, por lo que habrá distintos momentos en cada velocidad, pero se considerará el mayor momento que actúa sobre el eje 2, (par 14/71), asumiendo que si el par resiste a éste momento, el resto lo hará también.

**TABLA 50**  
**ANÁLISIS DE CARGAS QUE ACTÚAN EN EL EJE 2**

DESCRIPCIÓN	TIPO DE CARGA	VALOR DE LA CARGA
Peso del Eje 2	INTERNA	143.69 N
Peso del Engranaje $W_{G14}$	INTERNA	33.01 N
Peso del Engranaje $W_{G65}$	INTERNA	164.88 N
Peso del Engranaje $W_{G71}$	INTERNA	174.59 N
Peso del Engranaje $W_{G61}$	INTERNA	148.20 N
Peso del Engranaje $W_{G56}$	INTERNA	132.80 N
Cargas en los engranajes ( $W_r+W_i$ )	EXTERNA	VER TABLA 34
Momento Torsor para movimiento $T_{max}$	EXTERNA	1478.60 N.m

**TABLA 51**  
**COMPONENTES DE FUERZAS DEL EJE 2**

PUNTO DE APOYO	COMPONENTE DE FUERZAS (N)		
	X	Y	Z
C	6902	36172.8	398.59
D	3917.77	21681.02	279
E	24.99	9562	119.58



**FIGURA 3.16. DIAGRAMA DE MOMENTOS RESULTANTES (E2)**

El diagrama de momentos resultantes se muestra en la *Figura 3.16*. Ver información mas detallada en el **Apéndice L-2**. Para las mismas consideraciones hechas para el Husillo principal, analizamos la resistencia del Eje 2, pero para un eje sólido, es decir se aplicará las ecuaciones (Ec 3.5.1); (Ec 3.5.2) y (Ec 3.5.3). Donde:

$$\sigma_a : \text{Esfuerzo alternante de flexión: } \sigma_a = \frac{32 K_f M_a}{\pi d^3} \quad \text{(Ec. 3.5.17)}$$

$d$  : Diámetro del eje, pulg.

$$\sigma_m : \text{Esfuerzo medio de flexión: } \sigma_m = \frac{32 K_{fm} M_m}{\pi d^3} \quad \text{(Ec. 3.5.18)}$$

$$\tau_a : \text{Esfuerzo cortante alternante: } \tau_a = \frac{16 K_{fs} T_a}{\pi d^3} \quad \text{(Ec. 3.5.19)}$$

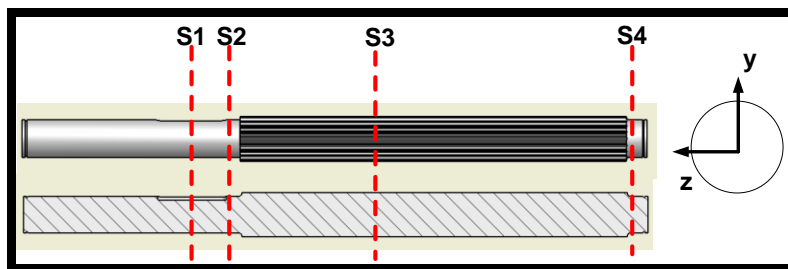
$$\tau_m : \text{Esfuerzo cortante medio: } \tau_m = \frac{16 K_{fsm} T_m}{\pi d^3} \quad \text{(Ec. 3.5.20)}$$

$$\sigma_{m_{axial}} : \text{Esfuerzo axial medio: } \sigma_{m_{axial}} = K_{fm} \frac{4F_z}{\pi d^2} \quad \text{(Ec. 3.5.21)}$$

Reemplazando en la ecuación (Ec. 3.5.1) las variables anteriormente mencionadas y despejando el factor de seguridad se obtiene:

$$N_f = \frac{\pi d^3}{32} \left[ \frac{\sqrt{(K_f M_a)^2 + \frac{3}{4}(K_{fs} T_a)^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{\left(K_{fm} M_m + \frac{K_{fm} F_z d}{8}\right)^2 + \frac{3}{4}(K_{fsm} T_m)^2}}{S_{ut}} \right]^{-1}$$

De igual manera el cálculo de  $S_f$  es similar al del husillo principal.



**FIGURA 3.17. SECCIONES DE ANÁLISIS EN EL EJE 2**

El material del eje es un acero **AISI S5** templado y revenido a 400°F, entonces:  $S_{ut} = 2344\text{MPa}(340\text{Kpsi})$  y  $S_y = 1931\text{MPa}(280\text{Kpsi})$ . El análisis de resistencia se lo realizará en diferentes secciones del Eje 2 (ver Figura 3.17).

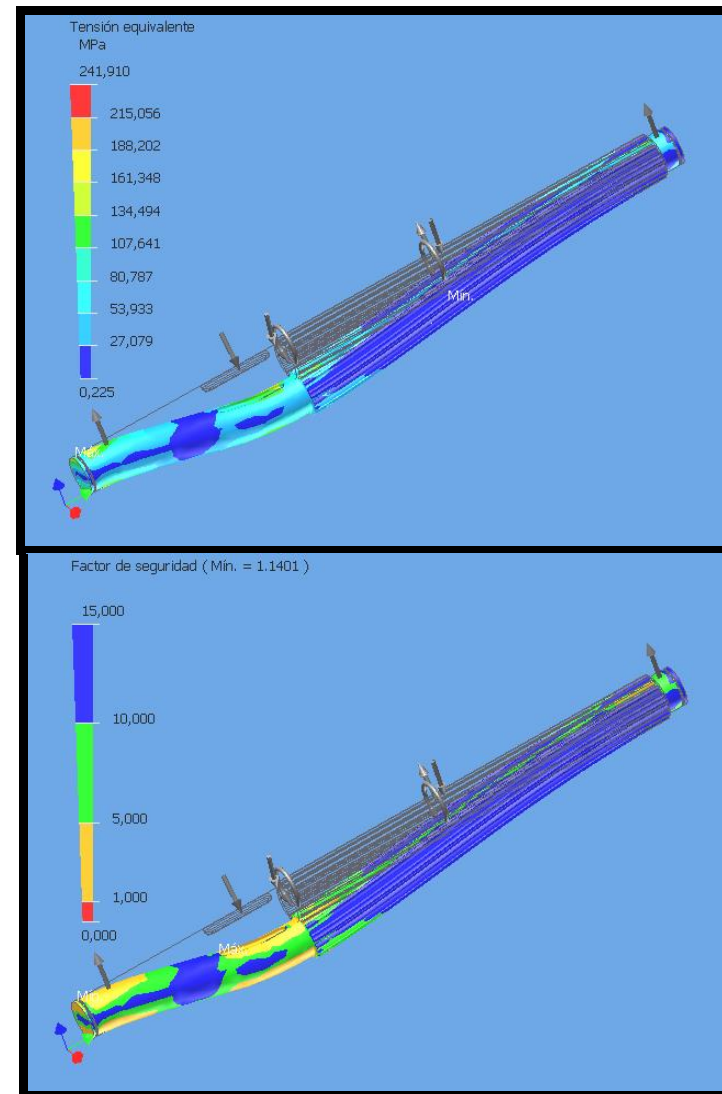
De la *Tabla 32* del inciso 3.3.2 obtenemos los valores máximos y mínimos de los pares de Torsión, 12992.96 *Lb.pulg* (1478.60 *N.m*)      5123.98 *Lb.pulg* (583.11 *N.m*), respectivamente, para calcular  $T_m$  y  $T_a$ .

De igual forma de la *Figura 3.16*, obtenemos por geometría los valores máximos y mínimos de los Momentos Flectores, válidos para calcular  $M_m$  y  $M_a$ . Los valores calculados son mostrados en la *Tabla 52*. Y a continuación se muestran los cálculos por FEM.

**TABLA 52**  
**RESULTADOS DEL ANÁLISIS EN EL EJE 2**

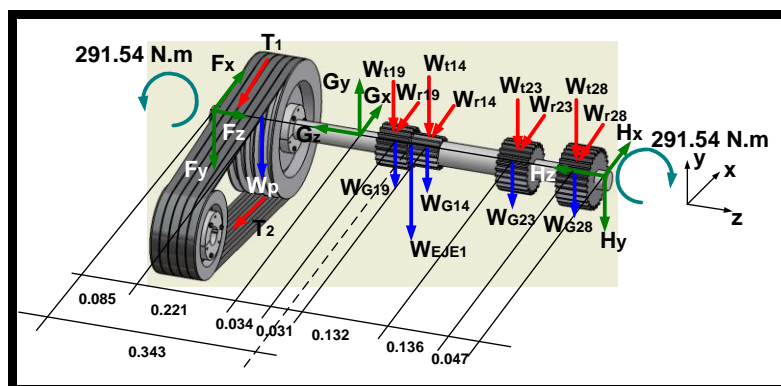
	SECCIÓN 1		SECCIÓN 2		SECCIÓN 3		SECCIÓN 4	
<b>d (pulg)</b>	1.97		1.97		2.10		1.97	
<b>F<sub>z</sub> Lb</b>	0.00		0.00		0.00		889.80	
<b>M<sub>max</sub> (Lb.pulg)</b>	54977.94		54977.94		31358.44		1814.06	
<b>M<sub>min</sub> (Lb.pulg)</b>	47982.16		47982.16		7908.61		0.00	
<b>M<sub>m</sub> (Lb.pulg)</b>	51480.05		51480.05		19633.52		907.03	
<b>M<sub>a</sub> (Lb.pulg)</b>	3497.89		3497.89		11724.91		907.03	
<b>T<sub>max</sub> (Lb.pulg)</b>	12992.96		12992.96		12992.96		12992.96	
<b>T<sub>min</sub> (Lb.pulg)</b>	5123.98		5123.98		5123.98		5123.98	
<b>T<sub>m</sub> (Lb.pulg)</b>	9058.47		9058.47		9058.47		9058.47	
<b>T<sub>a</sub> (Lb.pulg)</b>	3934.49		3934.49		3934.49		3934.49	
<b>σ<sub>m</sub> (psi)</b>	115381.48		121126.48		39732.00		2136.71	
<b>σ<sub>a</sub> (psi)</b>	7839.77		8230.13		23727.49		2136.71	
<b>σ<sub>max</sub> (psi)</b>	123221.26		129356.60		63459.49		4273.42	
<b>σ<sub>min</sub> (psi)</b>	107541.71		112896.35		16004.51		0.00	
<b>K<sub>f</sub></b>	1.68		1.77		1.84		1.77	
<b>K<sub>fm</sub></b>	1.68		1.77		1.84		1.77	
<b>K<sub>fs</sub></b>	2.56		1.61		1.36		1.61	
<b>K<sub>fsm</sub></b>	2.56		1.61		1.36		1.61	
	<b>K<sub>f</sub></b>	<b>K<sub>fs</sub></b>	<b>K<sub>f</sub></b>	<b>K<sub>fs</sub></b>	<b>K<sub>f</sub></b>	<b>K<sub>fs</sub></b>	<b>K<sub>f</sub></b>	<b>K<sub>fs</sub></b>
<b>q</b>	0.975	0.975	0.975	0.975	0.975	0.975	0.975	0.975
<b>a</b>	0.009	0.009	0.009	0.009	0.009	0.009	0.009	0.009
<b>R (pulg.)</b>	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12
<b>K<sub>t</sub></b>	1.7	2.6	1.786	1.623	1.862	1.373	1.788	1.623
<b>r<sub>cuña</sub></b>	0.08		-----	-----	-----	-----	-----	-----
<b>r<sub>cuña</sub>/d</b>	0.04		-----	-----	-----	-----	-----	-----
<b>D (pulg.)</b>	-----	-----	2.36	2.36	2.36	2.36	2.36	2.36
<b>D/d</b>	-----	-----	1.198	1.198	1.124	1.124	1.198	1.198
<b>A</b>	-----	-----	0.971	0.849	0.956	0.882	0.971	0.849
<b>b</b>	-----	-----	-0.218	-0.232	-0.233	-0.155	-0.218	-0.232
<b>S<sub>ut</sub> (psi)</b>	340000		340000		340000		340000	
<b>S<sub>y</sub> (psi)</b>	280000		280000		280000		280000	
<b>S<sub>f</sub> (psi)</b>	38159.51		38159.51		37923.71		38159.51	
<b>C<sub>carga</sub></b>	1		1		1		1	
<b>C<sub>tamaño</sub></b>	0.814		0.814		0.809		0.814	
<b>C<sub>superficie</sub></b>	0.576		0.576		0.5760		0.576	
<b>C<sub>temp.</sub></b>	1		1		1		1	
<b>C<sub>confiabilidad</sub></b>	0.814		0.814		0.814		0.814	
<b>S<sub>e</sub> (psi)</b>	100000		100000		100000		100000	
<b>N<sub>f</sub></b>	<b>1.40</b>		<b>1.54</b>		<b>1.31</b>		<b>4.01</b>	

INFORME DE ANALISIS DE EJE 2		
PROPIEDADES		
<b>MATERIAL</b>	ACERO ALEADO ALTA RESISTENCIA	
<b>Masa de la pieza</b>	15.6 Kg	
<b>Volumen de la pieza</b>	1.989e+006 mm <sup>3</sup>	
<b>Valor de relevancia de malla</b>	20	
<b>Nodos</b>	20499	
<b>Elementos</b>	12136	
<b>Módulo de Young</b>	2e+005 MPa	
<b>Coefficiente de Poisson</b>	0.287	
<b>Densidad de masa</b>	7.84e-006 Kg/mm <sup>3</sup>	
<b>Límite de elasticidad</b>	275.8 MPa	
<b>Resistencia máxima a tracción</b>	448 MPa	
CARGAS APLICADAS		
<b>Velocidad de rotación</b>	38.64 rad/s	
<b>Gravedad terrestre estándar</b>	9807 mm/s <sup>2</sup>	
<b>Fuerza 1</b>	3.647e+004 N	
<b>Fuerza 2</b>	1.062e+004 N	
<b>Fuerza 3</b>	143.7 N	
<b>Restricción fija 1</b>	0 mm	
<b>Carga de pares 1</b>	14.7e+05 N·mm	
<b>Carga de rodamientos 1</b>	9564 N	
<b>Carga de rodamientos 2</b>	3.683e+004 N	
<b>Carga de rodamientos 3</b>	2.203e+004 N	
RESULTADOS ESTRUCTURALES		
<b>Tensión equivalente</b>	<b>Mínimo</b>	<b>Máximo</b>
	0.2255 MPa	241.9 MPa
<b>Deformación</b>	0 mm	0.5111 mm
<b>Factor de seguridad</b>	<b>1.14</b>	N/A



Los resultados muestran factores de seguridad *Aceptables*, pero para aumentarlos se **recomienda necesariamente** aumentar en 5 mm el diámetro del eje, pero sólo ésta cantidad, ya que es lo máximo que permite aumentar el engranaje 14 del par 14/85, a no ser que se construya un eje especial, en donde se lo incluya.

### Cálculo Manual - Eje 1



**FIGURA 3.18. DIAGRAMA DE CARGAS DEL EJE 1**

Va a girar a una velocidad constante de 738 rpm y a un par constante de 291.54 N.m (2561.9 Lb.pulg), cuando se combinen los pares de engranajes se generarán fuerzas diferentes. Hacemos el análisis de fuerzas (ver Figura 3.18 y Tablas 53; 54). Con las mismas consideraciones anteriores (para el eje 2), con la diferencia de que estos engranajes permanecerán fijos, se



considerará el mayor momento que actúa sobre el eje 1, (par 14/71),  
asumiendo que si el par resiste a éste momento, el resto lo hará también.

**TABLA 53**  
**ANÁLISIS DE CARGAS QUE ACTÚAN EN EL EJE 1**

DESCRIPCIÓN	TIPO DE CARGA	VALOR DE LA CARGA
Peso del Eje 1	INTERNA	90.50 N
Peso del Engranaje $W_{G14}$	INTERNA	7.15 N
Peso del Engranaje $W_{G19}$	INTERNA	19.11 N
Peso del Engranaje $W_{G23}$	INTERNA	32.67 N
Peso del Engranaje $W_{G28}$	INTERNA	51.00 N
Peso de la Polea $W_p$	INTERNA	142.34 N
Fuerza en Correa Tensada	EXTERNA	2460.75 N
Fuerza en Correa Floja	EXTERNA	395.77 N
Cargas en los engranajes ( $W_r+W_f$ )	EXTERNA	VER TABLA 34
Momento Torsor para movimiento $T_{max}$	EXTERNA	291.54 N.m

**TABLA 54**  
**COMPONENTES DE FUERZAS DEL EJE 1**

PUNTO DE APOYO	COMPONENTE DE FUERZAS (N)		
	X	Y	Z
F	1100.36	2070	47.99
G	6307.07	12186.05	291.36
H	3.89	5.5	3.42

El diagrama de momentos resultantes se muestra en la *Figura 3.19*. Ver información mas detallada en el **Apéndice L-2**.

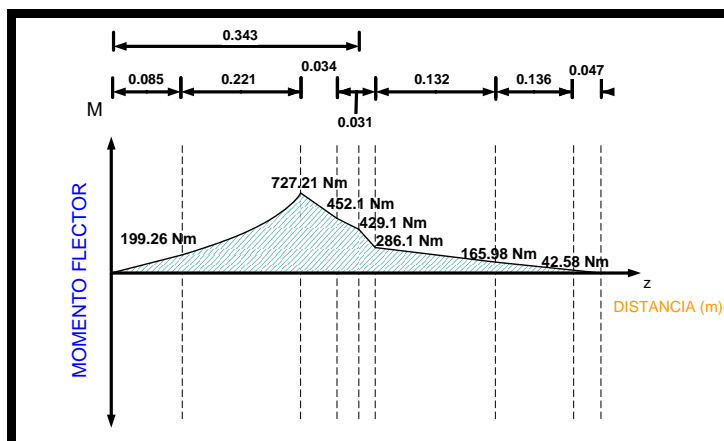


FIGURA 3.19. DIAGRAMA DE MOMENTOS RESULTANTES (E1)

Calculamos la resistencia del eje 1, reemplazando las variables anteriormente mencionadas y despejando  $N_f$  en (Ec. 3.5.1) se tiene:

$$N_f = \frac{\pi d^3}{32} \left[ \frac{\sqrt{(K_f M_a)^2 + \frac{3}{4}(K_{fs} T_a)^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{\left(K_{fm} M_m + \frac{K_{fm} F_z d}{8}\right)^2 + \frac{3}{4}(K_{fsm} T_m)^2}}{S_{ut}} \right]^{-1}$$

De igual manera el cálculo de  $S_f$  es similar al del husillo principal.

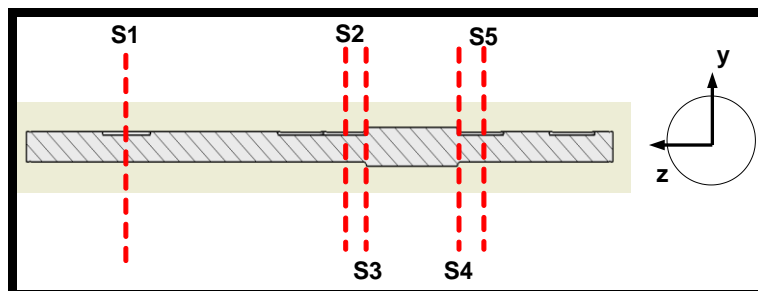


FIGURA 3.20. SECCIONES DE ANÁLISIS EN EL EJE 1

El acero a seleccionar es **AISI 4340** templado y revenido a 800°F, entonces:  $S_{ut} = 1469\text{MPa}(213\text{Kpsi})$  y  $S_y = 1365\text{MPa}(198\text{Kpsi})$ . El análisis de resistencia se lo realizará en diferentes secciones del Eje 1 (ver *Figura 3.20*).

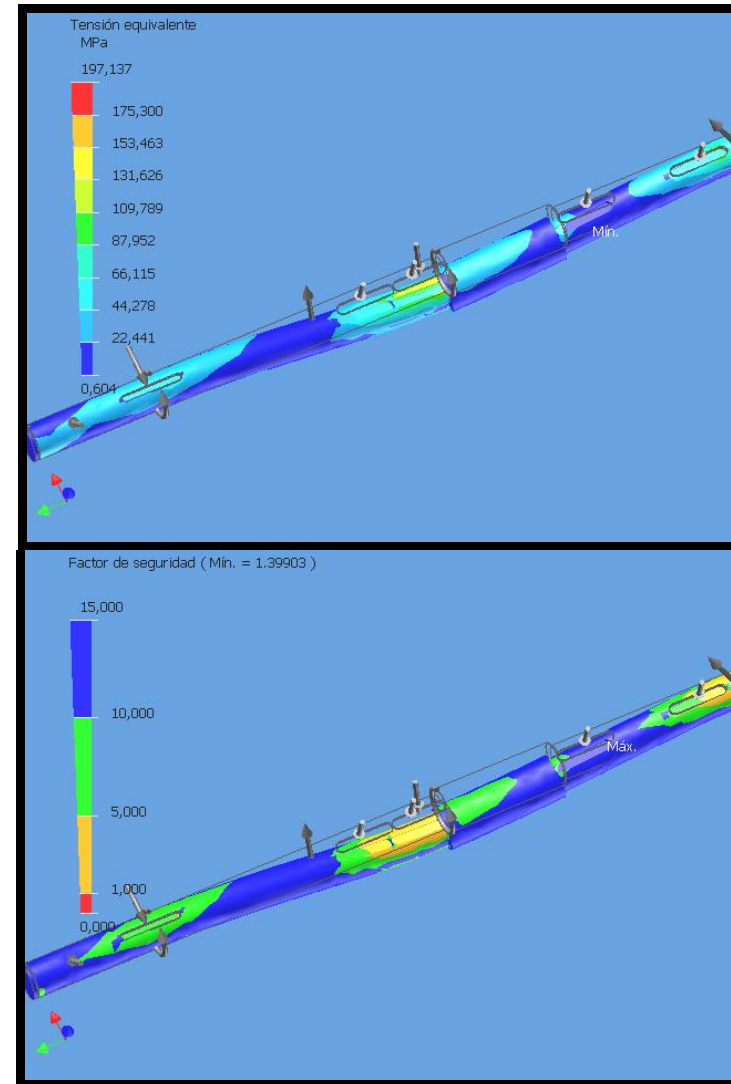
En el *inciso 3.3.2* se indica que en el Eje 1 actúa un par de Torsión, constante de 291.54 *N.m* (2561.9 *Lb.pulg*), por lo que éste valor es considerado como Par máximo y El Par mínimo es igual a cero.

De igual forma de la *Figura 3.19*, obtenemos por geometría los valores máximos y mínimos de los Momentos Flectores. Los valores calculados son mostrados en la *Tabla 55*. A continuación se muestra el informe de FEM, con su factor de seguridad aceptable para un acero común de transmisión, se **recomienda** cambiar de acero, a uno mas resistente, para aumentar su factor de seguridad.

**TABLA 55**  
**ANÁLISIS DE CARGAS QUE ACTÚAN EN EL EJE 1**

	SECCIÓN 1		SECCIÓN 2		SECCIÓN 3		SECCIÓN 4		SECCIÓN 5	
<b>d (pulg)</b>	1.57		1.57		1.57		1.57		1.57	
<b>F<sub>z</sub> Lb</b>	0.00		65.50		65.50		0.00		0.00	
<b>M<sub>max</sub> (Lb.pulg)</b>	1750.97		6390.25		6390.25		6390.25		2514.06	
<b>M<sub>min</sub> (Lb.pulg)</b>	0.00		2514.10		2514.10		2514.10		0.00	
<b>M<sub>m</sub> (Lb.pulg)</b>	875.48		4452.17		4452.17		4452.17		1257.03	
<b>M<sub>a</sub> (Lb.pulg)</b>	875.48		1938.07		1938.07		1938.07		1257.03	
<b>T<sub>max</sub> (Lb.pulg)</b>	2561.90		2561.90		2561.90		2561.90		2561.90	
<b>T<sub>min</sub> (Lb.pulg)</b>	0.00		0.00		0.00		0.00		0.00	
<b>T<sub>m</sub> (Lb.pulg)</b>	1280.95		1280.95		1280.95		1280.95		1280.95	
<b>T<sub>a</sub> (Lb.pulg)</b>	1280.95		1280.95		1280.95		1280.95		1280.95	
<b>σ<sub>m</sub> (psi)</b>	5590.13		28428.01		19760.70		19760.70		8026.39	
<b>σ<sub>a</sub> (psi)</b>	5590.13		12374.98		8602.02		8602.02		8026.39	
<b>σ<sub>max</sub> (psi)</b>	11180.27		40802.99		28362.73		28362.73		16052.77	
<b>σ<sub>min</sub> (psi)</b>	0.00		16053.03		11158.68		11158.68		0.00	
<b>K<sub>f</sub></b>	2.43		2.43		1.69		1.69		2.43	
<b>K<sub>fm</sub></b>	2.43		2.43		1.69		1.69		2.43	
<b>K<sub>fs</sub></b>	2.71		2.71		1.47		1.47		2.71	
<b>K<sub>fsm</sub></b>	2.71		2.71		1.47		1.47		2.71	
	<b>K<sub>f</sub></b>	<b>K<sub>fs</sub></b>	<b>K<sub>f</sub></b>	<b>K<sub>fs</sub></b>	<b>K<sub>f</sub></b>	<b>K<sub>fs</sub></b>	<b>K<sub>f</sub></b>	<b>K<sub>fs</sub></b>	<b>K<sub>f</sub></b>	<b>K<sub>fs</sub></b>
<b>q</b>	0.951	0.951	0.951	0.951	0.951	0.951	0.951	0.951	0.951	0.951
<b>a</b>	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018
<b>r (pulg.)</b>	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12
<b>K<sub>t</sub></b>	2.5	2.8	2.5	2.8	1.722	1.491	1.722	1.491	2.5	2.8
<b>r<sub>cuña</sub></b>	0.02		0.02		-----	-----	-----	-----	0.02	
<b>r<sub>cuña</sub>/d</b>	0.0127		0.0127		-----	-----	-----	-----	0.0127	
<b>D (pulg.)</b>	-----	-----	-----	-----	1.97	1.97	1.97	1.97	-----	-----
<b>D/d</b>	-----	-----	-----	-----	1.255	1.255	1.255	1.255	-----	-----
<b>A</b>	-----	-----	-----	-----	0.965	0.841	0.965	0.841	-----	-----
<b>b</b>	-----	-----	-----	-----	-0.225	-0.223	-0.225	-0.223	-----	-----
<b>S<sub>ut</sub> (psi)</b>	213000		213000		213000		213000		213000	
<b>S<sub>y</sub> (psi)</b>	198000		198000		198000		198000		198000	
<b>S<sub>f</sub> (psi)</b>	44155.53		44155.53		44155.53		44155.53		44155.53	
<b>C<sub>carga</sub></b>	1		1		1		1		1	
<b>C<sub>tamaño</sub></b>	0.832		0.832		0.832		0.832		0.832	
<b>C<sub>superficie</sub></b>	0.652		0.652		0.652		0.652		0.652	
<b>C<sub>temp.</sub></b>	1		1		1		1		1	
<b>C<sub>confiabilidad</sub></b>	0.814		0.814		0.814		0.814		0.814	
<b>S<sub>e</sub> (psi)</b>	100000		100000		100000		100000		100000	
<b>N<sub>f</sub></b>	<b>3.77</b>		<b>2.12</b>		<b>3.20</b>		<b>5.20</b>		<b>3.24</b>	

INFORME DE ANALISIS DE EJE 1		
PROPIEDADES		
MATERIAL	ACERO	
Masa de la pieza	9.088 Kg	
Volumen de la pieza	1.159e+006 mm <sup>3</sup>	
Valor de relevancia de malla	23	
Nodos	14659	
Elementos	8880	
Módulo de Young	2e+005 MPa	
Coefficiente de Poisson	0.287	
Densidad de masa	7.84e-006 Kg/mm <sup>3</sup>	
Límite de elasticidad	275.8 MPa	
Resistencia máx. a tracción	448 MPa	
CARGAS APLICADAS		
Velocidad de rotación	77.28 rad/s	
Gravedad terrestre estándar	9807 mm/s <sup>2</sup>	
Fuerza 1	51 N	
Fuerza 2	32.67 N	
Fuerza 3	19.11 N	
Fuerza 4	2860 N	
Fuerza 5	1.078e+004 N	
Fuerza 6	90.5 N	
Restricción fija 1	0 mm	
Carga de pares 1	2.915e+005 N·mm	
Carga de rodamientos 1	7.555 N	
Carga de rodamientos 2	1.372e+004 N	
Carga de rodamientos 3	2345 N	
RESULTADOS ESTRUCTURALES	Mínimo	Máximo
Tensión equivalente	0.6044 MPa	197.1 MPa
Deformación	0 mm	0.5634 mm
Factor de seguridad	1.399	N/A



### 3.6. Selección de Cuñas.

#### Husillo Principal

La cuña ahusada comercial con cabeza para un diámetro de eje de 6.9 *pulg.*, es seleccionada en base a la Tabla 8.2.31 del **Apéndice L-1**. El material de la cuña es un acero dúctil de bajo carbono y su naturaleza de fabricación será de una barra estándar rolada en frío.

#### Comprobación de resistencia

En la sección **S7** en el análisis de resistencia del Husillo principal del *inciso 3.5 (ver Figura 3.14)*, se hace el cálculo del factor de seguridad de la cuña. Hay dos formas de falla para las cuñas, por apoyo y por corte. Los cálculos se detallan en el **Apéndice L-2**, y cuyos resultados indican factores de seguridad a la fatiga al corte y a la falla por aplastamiento de **8.74** y **15.56**, respectivamente.

Eje 2

**TABLA 56**  
**CUÑA SELECCIONADA PARA EL EJE 2**

<b>CARGAS</b>	
Potencia	21.7 KW
Velocidad	369 rpm
Par de torsión	561.572 Nm
<b>COTAS</b>	
Diámetro del eje	50 mm
Chaveta	14x9
Longitud de chaveta	90 mm
Longitud de chaveta activa	76 mm
Longitud de ranura para chaveta	90 mm
<b>PROPIEDADES DE JUNTA</b>	
Material	Acero
Presión admitida	110 MPa
Resistencia a tracción	400 MPa
Presión admitida reducida	110 MPa
Número de chavetas	1
<b>RESULTADOS</b>	
Longitud de chaveta activa mín.	45.38 mm
Presión calculada	65.68 MPa
Comprobación de resistencia	<b>VERDADERO</b>
	

El cálculo de las chavetas o cuñas se hace calculando el Par de Torsión para las potencias y velocidades especificadas, luego se selecciona el material para las cotas de uniones y cargas especificadas y finalmente se comprueba su resistencia. Los

resultados se muestran en las *Tablas 56 y 57*. Para más referencia ver el **Plano 12** en el **Apéndice A**.

### Eje 1

Los cálculos son similares al del Eje 2.

**TABLA 57**  
**CUÑA SELECCIONADA PARA EL EJE 1**

CARGAS	
Potencia	21.7 KW
Velocidad	369 rpm
Par de torsión	561.572 Nm
COTAS	
Diámetro del eje	50 mm
Chaveta	14x9
Longitud de chaveta	90 mm
Longitud de chaveta activa	76 mm
Longitud de ranura para chaveta	90 mm
PROPIEDADES DE JUNTA	
Material	Acero
Presión admitida	110 MPa
Resistencia a tracción	400 MPa
Presión admitida reducida	110 MPa
Número de chavetas	1
RESULTADOS	
Longitud de chaveta activa mín.	45.38 mm
Presión calculada	65.68 MPa
Comprobación de resistencia	<b>VERDADERO</b>
	



### 3.7. Selección de Rodamientos.

#### Husillo Principal

Por ser el elemento giratorio más importante del torno, se necesita tener un margen de seguridad elevado. Para el cálculo de vida de los rodamientos se ha utilizado las ecuaciones y factores correctores indicados por el fabricante NTN [20]. Debido a la acción de cargas radiales y axiales, los rodamientos a seleccionar son los de bola porque absorben mejor las flexiones del eje. Se obtienen las resultantes *radiales* y *axiales* en cada uno de los apoyos.

$$Fr = \sqrt{F_{rx}^2 + F_{ry}^2} \qquad Fa = F_a z$$

Luego del catalogo de rodamientos se tiene:

Vida nominal básica.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} \left( \frac{Cr}{Pr} \right)^p \quad \text{Fórmula 3.1 y Tabla 3.1 [20]}$$

Donde:

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

Despejando  $Cr$  de la Fórmula 3.1, tenemos:

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

En realidad para esta fórmula existe un factor de ajuste a la vida nominal  $L_{na}$  :

$$L_{na} = a_1 * a_2 * a_3 \left( \frac{Cr}{Pr} \right)^p \quad \text{Fórmula 3.6 [20]}$$

Donde:  $a_1 = 1$ , en 90% de confiabilidad;  $a_2 = 1$ , procesos estándar; y  $a_3 = 1$ , lubricación satisfactoria. En consecuencia la Fórmula 3.1 no se ve afectada. En la *Figura 3.21* se muestra valores de vida nominal  $L_{10h}$  recomendadas para diversas máquinas, escogemos para máquinas de 8 horas de servicio, el promedio 25 Kh.

TIPO DE APLICACIÓN	VIDA kh
Instrumentos y aparatos de uso poco frecuente	Hasta 0.5
Motores de avión	0.5-2
Máquinas para operación breve o intermitente, donde la interrupción del servicio es de poca importancia	4-8
Máquinas para servicio intermitente, donde 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 las 24 h	50-60
Máquinas para servicio continuo las 24 h, donde la confiabilidad es de suma importancia	100-200

**FIGURA 3.21. RECOMENDACIONES DE DURACIÓN DE COJINETES PARA DIVERSAS CLASES DE MAQUINARIAS [19]**

Carga equivalente radial del rodamiento dinámica Pr :

$$Pr = XFr + YFa \quad \text{Fórmula 4.17 [20]}$$

Reemplendo valores:  $C_r = 4.5 * P_r$

**TABLA 58**  
**VALORES DE CARGAS DE LOS APOYOS A Y B**

	VALORES DE CARGAS	
	APOYO A	APOYO B
$F_r (N)$	21773.74	11746.44
$F_a (N)$	14484.11	14484.11

Se obtienen resultantes para los apoyos **A** y **B** en la *Tabla 58*, ayudados con la *Tabla 46* del inciso 3.5

Iniciamos la selección con:  $P_r = F_r$ , y luego preseleccionamos con  $C_r$ .

Para el apoyo **A**, en el **Apéndice M**, páginas B-20 y B-21 [20], para un diámetro de agujero de 260 mm, para el rodamiento un diámetro externo no máximo de 320 mm, y con el valor  $C_r = 97981.83N$ , nos damos cuenta que este valor es mayor que el  $C_r$  dado en el catálogo, tenemos necesariamente que distribuir la carga para dos rodamientos, por lo que los nuevos valores a considerar serían:  $F_{rA} = 10886.87N$ ;  $F_{aA} = 7242.06N$  y  $C_r = 48990.92N$ , seleccionamos el Número de Rodamiento **6852**, de su familia de

rodamientos, la capacidad básica de carga radial dinámica del rodamiento seleccionado es de  $C_r = 87000N$ , que es mayor al obtenido.

Para el apoyo **B**, en el **Apéndice M**, páginas B-18 y B-19 [20], para un diámetro de agujero de  $160\text{ mm}$ , para el rodamiento un diámetro externo no máximo de  $220\text{ mm}$ , y con el valor  $C_r = 52858.98N$ , distribuimos de igual manera la carga para dos rodamientos, por lo que los nuevos valores a considerar serían:  $F_{rB} = 5873.22N$ ;  $F_{aB} = 7242.06N$  y  $C_r = 26429.49N$ , seleccionamos el Número de Rodamiento **6932**, con  $C_r = 87000N$ , que es mayor al obtenido.

La comprobación de selección, los valores de cargas y el valor de la vida de los rodamientos se muestran en la *Tabla 59*. Comprobamos con un factor de

seguridad estático:  $S_o = \frac{C_{or}}{P_{or}}$

Se necesita dos rodamientos **6852** para el apoyo **A** y dos rodamientos **6932** para el apoyo **B**.

**TABLA 59**  
**CÁLCULO DE LOS RODAMIENTOS A Y B**

		CÁLCULO DE LOS RODAMIENTOS	
		RODAMIENTO A	RODAMIENTO B
<b>CÁLCULO ESTÁTICO</b>	<b>Capacidad carga estática <math>C_{or}</math> (N)</b>	120000	96000
	<b>Carga Radial Estática <math>F_{r\ est}</math> (N)</b>	10886.87	5873.22
	<b>Factor Carga Radial estática <math>X_o</math></b>	0.6	0.6
	<b>Carga Axial estática <math>F_{a\ est}</math> (N)</b>	7242.06	7242.06
	<b>Factor Carga Axial estática <math>Y_o</math></b>	0.5	0.5
	<b>Carga estática equivalente <math>P_{or}</math> (N)</b>	10153.15	7144.96
	<b>Valor objetivo</b>	$C_{or} > P_{or}$	
	<b>Factor de Seguridad estático <math>S_o</math></b>	11.02	13.44
	<b>Valoración</b>	ACEPTADO	ACEPTADO
<b>CÁLCULO DINÁMICO</b>	<b>Capacidad carga dinámica <math>C_r</math> (N)</b>	87000	87000
	<b>Carga Radial dinámica <math>F_{r\ din}</math> (N)</b>	10886.87	5873.22
	<b>Factor Carga Radial dinámica <math>X</math></b>	0.56	0.56
	<b>Carga Axial dinámica <math>F_{a\ din}</math> (N)</b>	7242.06	7242.06
	<b>Factor Carga Axial dinámica <math>Y</math></b>	1.586	1.468
	<b>Carga dinámica equivalente <math>P_r(N)</math></b>	17582.55	13920.35
	<b>Capacidad de carga dinámica corregida <math>C_{r\ corr}(N)</math></b>	79121.49	62641.56
	<b>Valor objetivo</b>	$C_r > C_{r\ corr}$	
	<b>Velocidad max <math>n</math> (RPM)</b>	60.78	60.78
	<b>Vida del rodamiento</b>	25000h	25000h
	<b>Valoración</b>	ACEPTADO	ACEPTADO

## Eje 2

Estos rodamientos soportan las cargas gravitatorias del eje y los pares de engranajes. Debido a la acción de cargas radiales y axiales en mayor y menor proporción, respectivamente, los rodamientos a seleccionar son los de rodillo cónico.

**TABLA 60**  
**VALORES DE CARGAS DE LOS APOYOS C- D- E**

	DATOS DE CARGAS		
	APOYO C	APOYO D	APOYO E
$F_r (N)$	36825.39	22032.15	9562.03
$F_a (N)$	398.59	279	119.58

Se obtienen las resultantes *radiales* y *axiales* en los apoyos **C**, **D** y **E** del eje 2 (ver Tabla 60) con ayuda de la Tabla 51 del inciso 3.5. Ahora, despejamos  $C_r$  de la Fórmula 3.1:  $C_r = 6.65 * Pr$

Iniciamos la selección con:  $Pr = Fr$ . Para el apoyo **C**, en el **Apéndice M**, páginas B-132 y B-133 [20], para un diámetro de agujero de 50 mm, y con el valor  $C_r = 244888.84N$ , distribuimos de igual manera la carga para dos rodamientos, por lo que los nuevos valores a considerar serían:  $F_{rC} = 18412.67N$ ;  $F_{aC} = 199.30N$  y  $C_r = 122444.42N$ , seleccionamos el Rodamiento **4T-30310**, de la familia de rodamientos, con  $C_r = 133000N$ , que es mayor al obtenido.

Para el apoyo **D**, en el **Apéndice M**, páginas B-222 y B-223 [20], para un diámetro de agujero de 65 mm, y con el valor  $C_r = 146513.80N$ ,

seleccionamos el Número de Rodamiento **LH-22213EK**, con  $C_r = 177000N$ , que es mayor al obtenido.

Para el apoyo **E**, en el **Apéndice M**, páginas B-162 y B-163 [20], para un diámetro de agujero de 50 mm, y con el valor  $C_r = 63587.50N$ , seleccionamos el Rodamiento **4T-365/362A**, con  $C_r = 76500N$ , que es mayor al obtenido.

**TABLA 61**  
**CÁLCULO DE LOS RODAMIENTOS C-D-E**

		CÁLCULO DE LOS RODAMIENTOS		
		RODAMIENTO C	RODAMIENTO D	RODAMIENTO E
CÁLCULO ESTÁTICO	Capacidad carga estática $C_{or}$ (N)	152000	217000	90500
	Carga Radial Estática $F_{r,est}$ (N)	18412,67	22032,15	9562,03
	Factor Carga Radial estática $X_o$	0,5	1	0,5
	Carga Axial estática $F_{a,est}$ (N)	199,3	279	119,58
	Factor Carga Axial estática $Y_o$	0,96	2,65	1,03
	Carga estática equivalente $P_{or}$ (N)	9397,66	22771,50	4904,18
	Valor objetivo	$C_{or} > P_{or}$		
	Factor de Seguridad estático	8,26	9,26	10,26
	Valoración	ACEPTADO	ACEPTADO	ACEPTADO
	CÁLCULO DINÁMICO	Capacidad carga dinámica $C_r$ (N)	133000	177000
Carga Radial dinámica $F_{r,din}$ (N)		18412,67	22032,15	9562,03
Factor Carga Radial dinámica $X$		1	1	1
Carga Axial dinámica $F_{a,din}$ (N)		199,3	279	119,58
Factor Carga Axial dinámica $Y$		0	2,71	0
Carga dinámica equivalente $P_r$ (N)		18412,67	22788,24	9562,03
Capacidad de carga dinámica corregida $C_{r,corr}$ (N)		122444,26	151541,80	63587,50
Valor objetivo		$C_r > C_{r,corr}$		
Velocidad max $n$ (RPM)		369	369	369
Vida del rodamiento		25000h	25000h	25000h
Valoración	ACEPTADO	ACEPTADO	ACEPTADO	

La comprobación de selección con factor de seguridad estático, los valores de cargas y el valor de la vida de los rodamientos se muestran en la *Tabla 61*. Se necesita dos rodamientos **4T-30310** para el apoyo **C**, un rodamiento **LH-22213EK** para el apoyo **D** y un rodamiento **4T-365/362A** para el apoyo **E**.

### Eje 1

**TABLA 62**  
**VALORES DE CARGAS DE LOS APOYOS F-G-H**

	DATOS DE CARGAS		
	APOYO F	APOYO G	APOYO H
$F_r$ (N)	2344.29	13721.48	5.18
$F_a$ (N)	47.99	291.36	3.42

Debido a la acción de cargas radiales y axiales, los rodamientos a seleccionar son los de rodillo y de bola. Para la selección se obtienen las resultantes en cada uno de los apoyos **F**, **G** y **H** del eje 1 (*ver Tabla 62*), con ayuda de la *Tabla 54* del inciso 3.5.

Para rodamientos de rodillos, despejamos  $C_r$  de la Fórmula 3.1 y tenemos:  $C_r = 8.19 * Pr$  .

Iniciamos la selección con:  $Pr = Fr$  . Para los apoyos **F** y **G**, en el **Apéndice M**, páginas B-130 y B-131 [20], ara un diámetro de 40 mm, y con los valores



$C_r = 19199.74N$  y  $C_r = 112378.92N$ , respectivamente, seleccionamos los Rodamientos: **4T-32008X**, con  $C_r = 32500N$  para el apoyo **F** y **4T-T2EE040**, con  $C_r = 118000N$  para el apoyo **G**, cuyos valores de  $C_r$  son mayores a los obtenidos. Para el apoyo **H**, para rodamientos de bola, despejamos  $C_r$  y tenemos:  $C_r = 10.35 * P_r$ . En el **Apéndice M**, páginas B-12 y B-13 [20], para un diámetro de 40 mm, y con  $C_r = 53.61N$ , seleccionamos el Rodamiento **6808**, con  $C_r = 5100N$ , mayor al obtenido.

**TABLA 63**  
**CÁLCULOS DE LOS RODAMIENTOS F-G-H**

		CÁLCULO DE LOS RODAMIENTOS		
		RODAMIENTO F	RODAMIENTO G	RODAMIENTO H
CÁLCULO ESTÁTICO	Capacidad carga estática $C_{or}$ (N)	65500	144000	4400
	Carga Radial Estática $F_{r\ est}$ (N)	2344.29	13721.48	5.18
	Factor Carga Radial estática $X_o$	0.5	0.5	0.6
	Carga Axial estática $F_{a\ est}$ (N)	47.99	291.36	3.42
	Factor Carga Axial estática $Y_o$	0.87	0.96	0.5
	Carga estática equivalente $P_{or}$ (N)	1213.90	7140.45	4.82
	Valor objetivo	$C_{or} > P_{or}$		
	Factor de Seguridad estático	27.94	10.49	849.4
	Valoración	ACEPTADO	ACEPTADO	ACEPTADO
CÁLCULO DINÁMICO	Capacidad carga dinámica $C_r$ (N)	50000	118000	5100
	Carga Radial dinámica $F_{r\ din}$ (N)	2344.29	13721.48	5.18
	Factor Carga Radial dinámica $X$	1	1	0.56
	Carga Axial dinámica $F_{a\ din}$ (N)	47.99	291.36	3.42
	Factor Carga Axial dinámica $Y$	0	0	2,46
	Carga dinámica equivalente $P_r$ (N)	2344.29	13721.48	11.31
	Capacidad de carga dinámica corregida $C_{r\ corr}$ (N)	19199.74	112378.92	117.10
	Valor objetivo	$C_r > C_{r\ corr}$		
	Velocidad max $n$ (RPM)	738	738	738
	Vida del rodamiento	25000h	25000h	25000h
	Valoración	ACEPTADO	ACEPTADO	ACEPTADO

Se necesita un rodamiento **4T-32008X** para el apoyo **F**, un rodamiento **4T-T2EE040** para el apoyo **G** y un rodamiento **6808** para el apoyo **H**. La comprobación de selección con factor de seguridad estático, los valores de cargas y el valor de la vida de los rodamientos se muestran en la *Tabla 63*.

### **3.8. Diseño de los Sistemas de Lubricación.**

Para garantizar el correcto funcionamiento del torno, sus elementos móviles deben estar continuamente lubricados. Los **engranajes** deben lubricarse para suavizar su funcionamiento, y evitar que en las zonas de contacto se alcancen temperaturas excesivamente elevadas, además de evitar la corrosión. La lubricación de los **rodamientos** se efectúa con los objetivos de disminuir los rozamientos, reducir el desgaste entre superficies de contacto y evitar la corrosión. Para la lubricación de los **husillos** se utiliza aceites minerales ligeros y cuidadosamente refinados o de primera calidad, deben tener una alta resistencia a la oxidación y a la formación de gomosis, pues cualquier adherencia en los husillos determina el consumo de Fuerza. A las **guías** de las máquinas-herramientas se las lubrica para que el movimiento de los carros y

portaherramientas sea suave, preciso, y reducir el desgaste, seleccionando adecuadamente el lubricante (*aceite de baja viscosidad reforzado con un aditivo especial*), para mantener buenas tolerancias en las medidas y en el acabado de las superficies. La Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE) ha elaborado una clasificación por viscosidad para los **lubricantes fluidos** (*aceites*) a diferentes temperaturas, se muestran algunos de ellos en la *Tabla 64*, para uso de constructores de máquinas y correcta selección.

**TABLA 64**  
**CLASIFICACIÓN DE VISCOSIDAD PARA ACEITES DE MÁQUINAS**

SAE Grado	ISO VISCOSIDAD Grado	ASTM Grado No.	VISCOSIDAD s.s.u		
			@	@	@
			8° F	100° F	210° F
<b>10W20</b>	<b>46</b>	<b>215</b>	12000	203	40.0
<b>20W20</b>	<b>68</b>	<b>315</b>	30000	334	55.9
<b>30</b>	<b>100</b>	<b>465</b>	60000	467	62.9
<b>40</b>	<b>150</b>	<b>700</b>	-----	729	79.7

La *Figura 3.22* muestra a diferentes viscosidades y capacidades (quarts) el tipo de aceite que se necesita en la lubricación de las diferentes partes del torno. Seleccionamos para lubricación general el aceite de 500 s.s.u. a temperatura ambiente 100 °F (37 °C) aprox.

que corresponde al **SAE 30**, según la *Tabla 64*. Este aceite es de alta calidad y resistente a la oxidación que lo vuelve espeso y lento.

Cat No.	VISCOSIDAD	CAPACIDAD	PESO
LUBRICACION EN GENERAL			
CE1603	240-500	1 quart	3 lbs.
CE1906	240-500	12 quarts	31 lbs.
CE2019	240-500	Gal. can	11 lbs.
LUBRICACION DE RODAMIENTOS DEL TORNO (PARA OTROS COMPONENTES VER HOJA DE LUBRICACION INDIVIDUAL)			
CE1600	100	1 quart	3 lbs.
CE1905	100	12 quarts	31 lbs.
CE2017	100	Gal. can	11 lbs.
LUBRICACION PARA TORNOS (VER HOJA DE LUBRICACION INDIVIDUAL)			
CE1602	150-240	1 quart	3 lbs.
CE1904	150-240	12 quart	3 lbs.
CE2018	150-240	Gal can	11 lbs.

**FIGURA 3.22. VISCOSIDADES EN SSU PARA DIFERENTES PARTES DEL TORNO A 100°F [21]**

El Instituto Nacional de Grasas Lubricantes (*NLGI*) ha establecido un sistema de clasificación para las grasas, el mismo que está basado en la penetración no trabajada (*ver Tabla 65*).

**TABLA 65**  
**GRADO NLGI ASTM TRABAJADA (60 GOLPES) PENETRACIÓN**  
**A 25°C**

<b>000</b>	445 - 475
<b>00</b>	400 - 430
<b>0</b>	355 - 385
<b>1</b>	310 - 340
<b>2</b>	265 - 295
<b>3</b>	220 - 250
<b>4</b>	175 - 205
<b>5</b>	130 - 160
<b>6</b>	85 - 115

La **Penetración** es la profundidad en décimas de milímetro, que un cono estándar penetra en la muestra bajo condiciones preescritas de peso, tiempo y temperatura. Así mientras más alto es el valor de penetración más suave es la grasa. Y, el término de **Trabajada**, indica que ha sido sometida a la acción deslizante de un embolo en el conocido trabajador estándar de grasa. Se selecciona la Grasa # 1, por ser considerada para uso de propósitos generales.

### **Selección de la Bomba de Lubricación de Engranés**

La bomba a seleccionar es de engranajes internos de la marca **Viking Pump**, colocados de forma excéntrica en una carcasa. El aceite es llevado alrededor de la periferia de los engranajes rotatorios desde el lado de succión al lado de descarga. La eficiencia volumétrica varía entre 85 a 90 %. Se necesita conocer los siguientes parámetros:

- Longitud de Tubería.  $L_{\text{Tubería}} = 1.59 \text{ m}$
- Diámetro de Tubería.  $\varnothing_{\text{Tubería}} = \frac{1}{2} \text{ pulg.}$
- Caudal.  $Q = \frac{1}{2} \text{ litro/min} = 0.132 \text{ GPM}$
- Viscosidad.  $\mu_{\text{Aceite SAE 30}} = 500 \text{ s.s.u.}$

Es necesario calcular el  $NPSH_D$  (Net Positive Suction Head) o Cabezal Neto de Succión Positiva y luego se lo compara con  $NPSH_R$  que se muestra en los

catálogos de selección. Los sufijos **D** y **R** significan Disponible y Requerido, respectivamente. Estos cabezales se relacionan de la siguiente manera:

$$NPSH_D \geq NPSH_R \quad (\text{Ec. 3.8.1})$$

$$NPSH_D = P_{atm} \pm H_E - P_f - P_v \quad (\text{Ec. 3.8.2})$$

Donde:

$P_{atm}$ : Presión Atmosférica = **14.7 psi**.

$H_E$ : Altura Estática en metros = **1.09 m** aprox.  $psi = \frac{H_E(m) \times 14.7}{10.33m}$

$P_f$ : Presión de Fricción =  $P_f = f_{corrección} \times \frac{L_{Tubería}(m)}{0.3048}$

$f_{corrección}$ : Factor de corrección. Proporcionado por Catálogo, se obtiene interpolando los valores de la *Tabla 66*.

**TABLA 66**  
**FACTORES DE CORRECCIÓN DE PÉRDIDAS POR FRICCIÓN EN**  
**TUBERÍAS - psi/pie BOMBA 1 [22]**

GPM	DIAMETRO DE TUBERIA, pulg	VISCOSIDAD, SSU	
		400	600
0.1	1/2	0.2	0.3
1.5	1/2	0.23	0.35

Donde  $f_{corrección} = 0.25 \text{ psi/pie}$

$P_v$ : Presión de Vaporización  $\approx 0$ . El aceite es un producto pesado no volátil.

Reemplazando valores en la ecuación (Ec. 3.8.2), tenemos:

$$NPSH_D = 14.7 \text{ psi} + \frac{1.09\text{m} \times 14.7 \text{ psi}}{10.33\text{m}} - 0.25 \text{ psi} / \text{pie} \times \frac{1.59\text{m}}{0.3048\text{m}} - 0$$

$$NPSH_D = \underline{14.95 \text{ psi}}$$

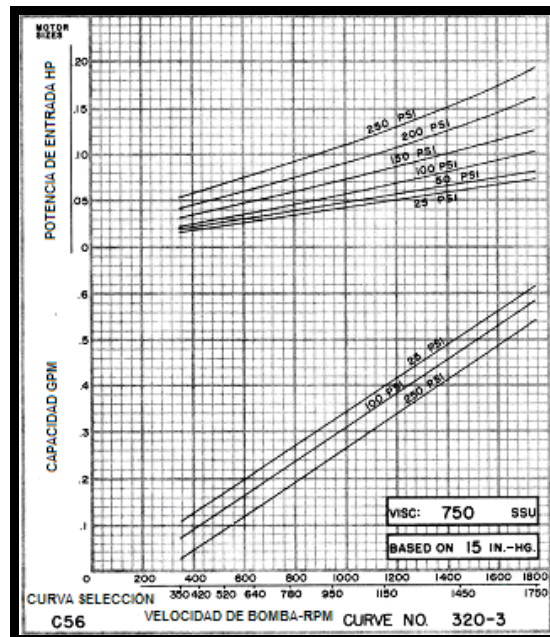
$$NPSH_D = 14.95 \text{ psi} \times 2.31 = \underline{34.53 \text{ pies}}$$

**TABLA 67**

**CABEZAL NETO DE SUCCIÓN REQUERIDA– PIES DE LIQ. (SP.GR. 1.0),  
Viscosidad en 750 SSU [22]**

TIPO DE BOMBA	VELOCIDAD DE LA BOMBA , RPM						
	420	640	780	950	1150	1450	1750
G	1.8	2.2	2.6	3.1	3.9	5.6	7.6

El  $NPSH_R$  no se encuentra en el catálogo, para su obtención hay que referirse a la fábrica, pero comparamos con otra bomba de mayor capacidad (hasta 5 GPM), que es la Bomba **G125** (ver Tabla 67) y observamos que cumple la regla para cualquier velocidad. Por lo que nuestra bomba de menor capacidad, también cumple la regla. Ahora nos referimos a las curvas de selección del conjunto bomba-motor **VIKING C456** con una viscosidad de **750 ssu** (ver Figura 3.23), a **420 rpm** con presiones de **25 – 250 psi**, obtenemos caudales de **0.05 a 0.132 GPM**, exactamente lo que necesitamos.



**FIGURA 3.23. CURVA DE SELECCIÓN CONJUNTO BOMBA-MOTOR VIKING C456 [22]**

Para la misma velocidad en la parte superior a presiones de 25 – 250 *psi*, nos indica que necesitamos un motor de 0.06 *HP* a este valor lo multiplicamos por un factor de seguridad de 1.4 por pérdidas que se pudieran producir en cojinetes, ejes, reductores y obtenemos **0.084 *HP***. Del catálogo electrónico WEG en el **Apéndice D**, seleccionamos un motor de **0.16 *HP***. El motor seleccionado gira a **1140 *rpm***, entonces tendremos que utilizar un reductor de velocidad para conseguir que gire a **420 *rpm***. VIKING proporciona reductores para sus bombas. Según la *Tabla N-1* y *N-2* del **Apéndice N**, la bomba tiene una clasificación de **M (Moderada)**, y para un uso de 8 horas por día, el factor de servicio es de 1, por lo que la potencia



que necesita la bomba es de  $0.16HP \times 1 = 0.16HP$ , el factor de reducción para las velocidades requeridas es **2.71:1**, mirando en las especificaciones de los reductores en la *Tabla N-3*, seleccionamos el reductor **Tipo A**. Ahora comprobamos, según la *Tabla N-4*, si su potencia es mayor que la requerida, lo cual es correcto. La potencia de **0.16 HP**, no sobrepasa los **3.4 HP/ 2.5 Kw** necesarios para que se produzca la reducción, seleccionamos el Reductor de velocidad de engranajes helicoidales marca **VIKING Tipo A**, sus dimensiones se muestran en el **Apéndice N**, Figura N-1 (*ver Figura 3.24*).



**FIGURA 3.24. REDUCTOR DE VELOCIDAD VIKING TIPO A [22]**

### **Selección de la Bomba de Lubricación refrigerante**

De igual manera conocemos las variables para la selección:

- Longitud de Tubería.  $L_{\text{Tubería}} = 3.21 \text{ m}$
- Diámetro de Tubería.  $\emptyset_{\text{Tubería}} = \frac{1}{2} \text{ pulg.}$

La capacidad máxima del refrigerante se calcula en base a los volúmenes de los recipientes colectores, de manera que:

$$Cap. \max = Vol_{recolector} + Vol_{tanque}$$

$$Cap. \max = (1994 \times 80 \times 404) mm^3 + (490 \times 530 \times 201) mm^3 = 1166590 cm^3$$

$$Cap. \max = 116.59 \text{ litros} = 30.78 \text{ galones}$$

Se recomienda mínimo tener 60 litros (15.84 gal.) de refrigerante.

- Caudal.  $Q = 1.32 \text{ litro/min} = \mathbf{0.35 \text{ GPM}}$

En el **Apéndice B**, la *Figura B-2* muestra la viscosidad de fluidos y aceites puros para mecanizado de metales, el más viscoso es el aceite sulfoclorado con **35 Cst.** Hacemos el análisis de de la selección de la bomba en base a esta viscosidad.

$$SSU = Centistokes \times 4.55 = 35 \times 4.55 = \underline{159.25 SSU}$$

- Viscosidad.  $\mu_{\text{Refrigerante}} = \mathbf{159.25 \text{ s.s.u.}}$

De igual forma calculamos el  $NPSH_D$  con la ecuación (Ec. 3.8.2).

$$P_{atm} : \text{Presión Atmosférica} = \mathbf{14.7 \text{ psi.}}$$

$$H_E : \text{Altura Estática en metros} = \mathbf{1.10 \text{ m}} \text{ aprox.}$$

**TABLA 68**  
**FACTORES DE CORRECCIÓN DE PÉRDIDAS POR FRICCIÓN EN**  
**TUBERÍAS - *psi/pie* BOMBA 2 [22]**

GPM	DIAMETRO DE TUBERIA, <i>pulg.</i>	VISCOSIDAD, SSU	
		100	200
0.1	½	0.045	0.090
1.5	½	0.055	0.11

Interpolando de la *Tabla 68*, obtenemos  $f_{\text{corrección}} = \mathbf{0.075 \text{ psi/pie}}$ .

$P_v$ : Presión de Vaporización  $\approx 0$ .

$$NPSH_D = 14.7 \text{ psi} + \frac{1.10 \text{ m} \times 14.7 \text{ psi}}{10.33 \text{ m}} - 0.075 \text{ psi/pie} \times \frac{3.21 \text{ m}}{0.3048 \text{ m}} - 0$$

$$NPSH_D = \underline{15.48 \text{ psi}}$$

$$NPSH_D = 15.48 \text{ psi} \times 2.31 = \underline{35.75 \text{ pies}}$$

El  $NPSH_R$  cumple la regla especificada según criterios anteriores con la *Tabla 3.47*. Ahora nos referimos a las mismas curvas de selección del conjunto bomba-motor **VIKING C456** para una viscosidad de **750 ssu** (ver *Figura 3.23*), para obtener caudales **0.3 – 0.35 GPM** a presiones de **25 – 250 psi**, necesitamos que la bomba gire a **1140 rpm**, valor que coincide con la velocidad nominal del motor de **0.16 HP**. Para la misma velocidad, en las curvas que se muestran, en la parte superior a presiones de **25 – 250 psi**, nos indica que necesitamos un motor de **0.12 HP** a este valor lo multiplicamos por un factor de seguridad de **1.4** y obtenemos **0.168 HP**. En el **Apéndice D**, seleccionamos un motor de **0.16 HP**.

### Selección de las Tuberías

Ahora verificamos si el diámetro (*tamaño*) de tubería es el adecuado para el sistema de lubricación, el cual se lo calcula en base a las velocidades del

fluido. Las velocidades recomendadas para tuberías de  $\frac{1}{2}$  a **1 pulg.**, es de **2 – 4 pies/seg.** Las normas hidráulicas recomiendan que se use cañerías **cédula 40 ANSI B36.10.** [5].

**TABLA 69**  
**PROPIEDADES DEL TUBO COMERCIAL ACERO CÉDULA 40 [5]**

DIÁMETRO NOMINAL (pulg.)	DIÁMETRO EXTERIOR (pulg.)	ESPESOR (pulg.)	DIÁMETRO INTERIOR (pulg.)	ÁREA TRANSVERSAL INTERNA (pulg <sup>2</sup> )
1/8	0.405	0.068	0.269	0.0568
1/4	0.54	0.088	0.364	0.1041
3/8	0.675	0.091	0.493	0.191
1/2	0.84	0.109	0.622	0.304
3/4	1.05	0.113	0.824	0.533
1	1.315	0.133	1.049	0.864

Para seleccionar el tamaño apropiado de las cañerías calcularemos el área transversal interna inmediatamente mayor que la obtenida con el cálculo, la cual la compararemos con las tabuladas en la *Tabla 69*. Usaremos la fórmula (Ec. 3.8.3) de la cual despejaremos  $A_{cañeria}$

$$Q = \frac{A_{cañeria} \times V_1}{231} \Rightarrow A_{cañeria} = \frac{231 \times Q}{V_1} \quad (\text{Ec. 3.8.3})$$

Para las dos bombas seleccionadas, con caudales **0.132** y **0.35 GPM**, respectivamente, calculamos los diámetros de cañerías para succión y descarga de cada una, con unidades consistentes.

$$\underline{\text{Bomba 1:}} \quad A_{cañería} = \frac{231 \times 0.132}{4 \times 60 \times 12} = 0.0106 \text{ pulg}^2$$

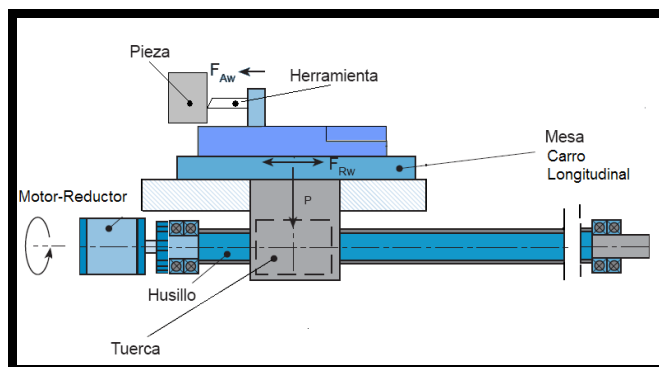
$$\underline{\text{Bomba 2:}} \quad A_{cañería} = \frac{231 \times 0.35}{4 \times 60 \times 12} = 0.028 \text{ pulg}^2$$

La *Tabla 69* nos indica que las cañerías pueden ser desde **1/8"** en adelante, porque tienen áreas transversales internas menores. Para los cálculos realizados las tuberías de  $\frac{1}{2}$  **pulg.**, son satisfactorias.

### **3.9. Selección del conjunto motor-reductor-husillo de bolas para el avance automático del carro longitudinal.**

#### **Selección del Husillo de bolas**

Las principales ventajas ofrecidas por los husillos a bolas de precisión para el movimiento lineal, son un mayor rendimiento y eficacia, y una disminución de los costos de mantenimiento, gran precisión de movimiento y posicionamiento, permiten mejores velocidades, menores vibraciones, deslizamientos, desgastes, calentamientos, y en definitiva menores potencias de arrastre.



**FIGURA 3.25. CONJUNTO MOTOR-REDUCTOR-HUSILLO DE BOLAS**

**TABLA 70**  
**CONDICIONES DE TRABAJO PARA EL HUSILLO DE BOLAS**

	Carga (N)	Velocidad (mm/min)	Tiempo (%)
<b>Máxima</b>	144000	1.3	18
<b>Media</b>	72700	40.65	52
<b>Mínima</b>	1400	80	30

La *Figura 3.25* muestra un esquema del conjunto que pretendemos movilizar de manera automática. Las condiciones de Trabajo se muestran en la *Tabla 70*.

Vida estimada: **25000 horas**. (Ver *Tabla 28 - Apéndice O-1*).

$f_1=0.4$   $f_2=0.9$  (Ver *Tablas 26 y 27 del Apéndice O-1*).

Longitud entre apoyos: **2900 mm**.

$d_{rad} = 0.27mm$  (Ver *Figura 61 del Apéndice O-1*).

Máxima Longitud de Pandeo:  $2900-(2900 \cdot 0.27)=2117$  mm.

$d_2 = 111.4 \text{ mm}$ . (Ver Tabla dimensional del **Apéndice O-1**).

$$d_2 = D_{pw} - D_w = 124.1 - 12.7 = 111.4 \text{ mm}$$

Tipo de apoyos: **Los dos Fijos**

Juego axial cero, en consecuencia, el husillo llevará tuerca doble. Se piensa en un husillo **DBS** de diámetro nominal  $d_0 = 100 - 120 \text{ mm}$ . y paso = **20 mm**.

Dureza superficial del eje del husillo a bolas de **60 HRc** ( $f_H = 1$ ). (Ver *Figura 54* del **Apéndice O-1**).

Clase de precisión IT5 ( $f_{ac} = 1$ ,  $f_{ar} = 0.5$ ). (Ver *Tablas 22 y 23 -Apéndice O-1*).

Tipo de acero del eje del husillo ( $f_M = 1.25$ ). (Ver *Tabla 24* de **Apéndice O-1**).

**Velocidad media:** Proporcionadas por el Reductor y Variador de velocidad:

$$N_1 = 10 \text{ rpm}; N_2 = 25 \text{ rpm}; N_3 = 40 \text{ rpm}$$

$$N_m = \frac{t_1}{100} N_1 + \frac{t_2}{100} N_2 + \frac{t_3}{100} N_3 = \frac{18}{100} (40) + \frac{52}{100} (25) + \frac{30}{100} (10) = \underline{23.2 \text{ rpm}}$$

**Carga media:**

$$F_m = \left( F_1^3 \frac{N_1}{N_m} \frac{t_1}{100} + F_2^3 \frac{N_2}{N_m} \frac{t_2}{100} + F_3^3 \frac{N_3}{N_m} \frac{t_3}{100} \right)^{1/3}$$

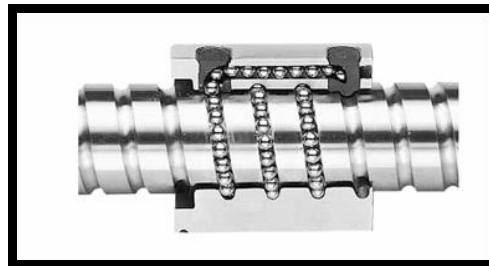
$$F_m = \left( 144000^3 \frac{40}{23.2} \frac{18}{100} + 72700^3 \frac{25}{23.2} \frac{52}{100} + 1400^3 \frac{10}{23.2} \frac{30}{100} \right)^{1/3} = \underline{104525.2 \text{ N}}$$

Teniendo en cuenta que se cumplirá:  $F_{ma} < 0.1 \cdot C_A$  se necesita una capacidad de carga:

$$C_{AM} = 0.01 F_m (60 N_M L_h)^{1/3} = 0.01 * 104525.2 \text{ N} (60 * 23.2 * 25000)^{1/3} = \underline{341256.3 \text{ N}}$$

$$C_A = C_{AM} / (f_h f_{ac} f_M) = 341256.3 \text{ N} / (1 * 1 * 1.25) = \underline{273005 \text{ N}}$$

De las Tablas dimensionales del **Apéndice O-1**, seleccionamos un husillo de bolas **DBS-12020-6** de  $d_o=120 \text{ mm}$ , paso= $20 \text{ mm}$  y **6** circuitos en cada tuerca (Tuerca Doble con brida) cuya capacidad de carga dinámica es  **$C_A=282913 \text{ N}$**  ( **$C_{AM}=353641 \text{ N}$** ), valores equivalentes a los obtenidos. La tuerca para el husillo es de recirculación externa. (Ver Figura 3.26)



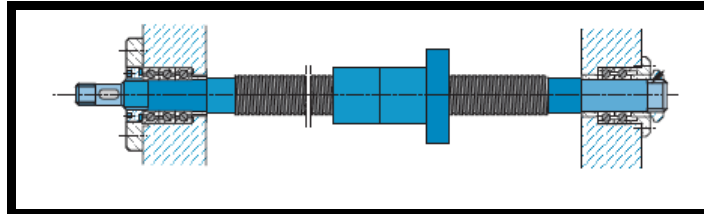
**FIGURA 3.26. TUERCA CON RECIRCULACIÓN EXTERNA [23]**

El cierre del circuito de las bolas se hace mediante un orificio pasante en la tuerca, siendo externo a las pistas de rodadura. Este diseño obliga a utilizar mayores diámetros de tuerca. Se comprueba la duración de vida con la capacidad de carga media real obtenida en el **Apéndice O-2**. La rigidez del husillo a bolas sin tener en cuenta la deformación debida a la Torsión es  $R_{tot} = \underline{1400 \text{ N} / \mu\text{m}}$  y teniéndola en cuenta es  $R_{tot} = \underline{1392 \text{ N} / \mu\text{m}}$ . El error relativo cometido al no tener en cuenta la deformación debida a la torsión es sólo del **0.57%**.

$$(1400 - 1392) / 1400 * 100 = \mathbf{0.57\%}$$



En la *Figura 3.27* se muestra el tipo de montaje seleccionado.



**FIGURA 3.27. HUSILLO A BOLAS SELECCIONADO [23]**

### Selección del conjunto Motor-reductor



**FIGURA 3.28. REDUCTOR-VARIADOR SM-BEIER [24]**

Seleccionamos un conjunto Motor-Reductor con variador de velocidad **SM-BEIER** de la marca **SUMITOMO** (Ver *Figura 3.28*), para las siguientes condiciones de trabajo:

MÁQUINA CONDUCTIDA: **Carro Longitudinal.**

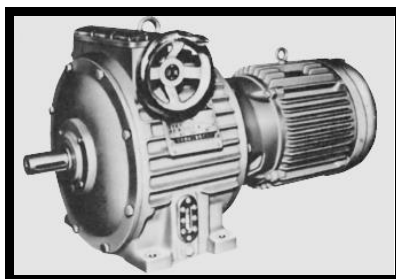
TIEMPO DE OPERACIÓN: **8 horas por día.**

MOTOR: **3HP, 1750 rpm** (ver **Apéndice D**).

VELOCIDAD DEL EJE DE SALIDA: **Máx. 40 rpm, Mín. 10 rpm.**

CARGA DE APLICACIÓN: **Fuerza de Corte. Máx. 144000 N (32374.1 Lb),  
Mín. 1400 N (314.74 Lb).**

CONEXIÓN DE LOS EJES: **Por Acoplamientos.**



**FIGURA 3.29. REDUCTOR- VARIADOR CHHBJMN3A-4135Y [24]**

Refiriéndonos a la Tabla N-1 del **Apéndice P**, elegimos el Modelo **CHHBJMN3A-4135Y** (ver *Figura 3.29*). Con sus características:

FACTOR DE REDUCCIÓN: **35:1**

RANGO DE VELOCIDAD DE SALIDA: **40 rpm – 10 rpm**

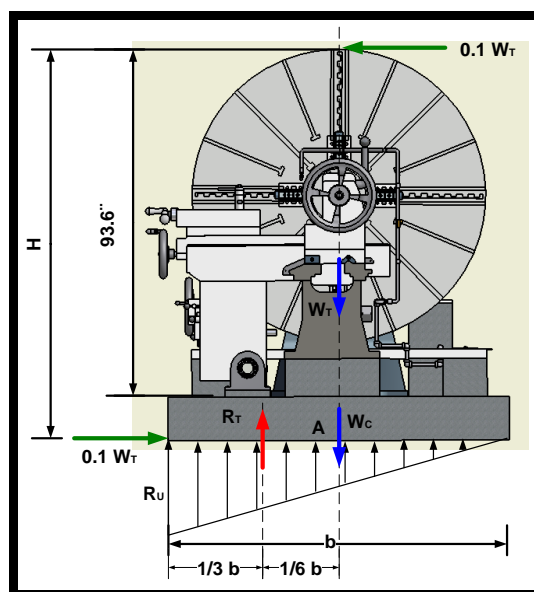
POTENCIA REQUERIDA: **3 HP @ Max. Velocidad - 1.76 HP @ Min. Velocidad.**

### 3.10. Diseño de la cimentación y selección de pernos de anclaje.

La forma y tamaño de la base de la máquina limitan las dimensiones de la cimentación de concreto, la misma que debe ser por lo menos seis pulgadas más grande que ésta, en todo su contorno y su profundidad deber ser tal que asegure una estabilidad contra el volteo. Según lo expuesto, las dimensiones iniciales serían:

$$\text{ANCHO: } 79 + 6 + 6 = 91 \text{ pulgadas}$$

$$\text{LARGO: } 160 + 6 + 6 = 172 \text{ pulgadas}$$



**FIGURA 3.30. DISTRIBUCIÓN TRIANGULAR DE LA REACCIÓN DEL SUELO**

Iniciamos los cálculos aplicando una fuerza lateral horizontal imaginaria en la parte superior del torno de una magnitud igual al 10% de su peso total. Esta fuerza producirá un momento de volteo alrededor del eje central de la superficie de contacto de la cimentación con el suelo, el que será equilibrado por la reacción del suelo, según se muestra en la *Figura 3.30*.

El valor total de la reacción del suelo no varía sino únicamente su distribución y como consecuencia de eso, varía también su ubicación y su valor unitario máximo, el mismo que necesitaremos calcularlo, pues tiene que ser menor o igual a la carga unitaria máxima permisible por el suelo. En situaciones normales la distribución de la reacción del suelo es uniforme, su representación es rectangular y su valor total es (*Ec. 3.10.1*):

$$R_T = R_u \times A_C \quad \text{(Ec. 3.10.1)}$$

En situaciones de volteo, la distribución de la reacción no es uniforme, su representación es triangular y su valor es (*Ec. 3.10.2*):

$$R_T = \frac{R_{um} \times A_C}{2} \quad \text{(Ec. 3.10.2)}$$

Igualando las ecuaciones (*Ec. 3.10.1*) y (*Ec. 3.10.2*) tenemos:

$$R_u \times A_C = \frac{R_{um} \times A_C}{2} \Rightarrow R_u = \frac{R_{um}}{2}$$

Calcularemos entonces el área de la Cimentación, necesaria para evitar el volteo y hundimiento lateral.

$$R_u = \frac{1}{2} R_{um} = \frac{1}{2} \sigma_s$$

$$R_u = \frac{\text{Peso de Torno} + \text{Peso de Cimentación}}{\text{Área de Cimentación}} \quad (\text{Ec. 3.10.3})$$

*Peso Total del Torno: 34917 Lbs*

Los cálculos son mostrados en el **Apéndice R**, y cuyos resultados nos indican que las verdaderas dimensiones de la cimentación son:

**Largo: 172 pulgadas**

**Ancho: 91 pulgadas**

**Profundidad: 8.5 pulgadas**

Esta cimentación ha sido calculada para ser construida con concreto reforzado de una resistencia última a la compresión de  $f'_c = 2500 \text{ Lb/pulg}^2$  con una relación de acero  $p=0.0094$ , por lo tanto la cantidad de acero necesaria la calculamos con la fórmula [26].

$$p = \frac{A_a}{A_c} \Rightarrow A_a = p \times A_c = 0.0094 \times 91 \times 6 = 5.13 \text{ pulg}^2 \quad (\text{Ec. 3.10.4})$$

$A_c$ : Área de la Sección Transversal del Concreto sobre el Centro de Gravedad del Área del acero, en  $\text{pulg}^2$ :  $A_c = b \times d$ . Esta es el área total transversal del acero requerido, la cual puede obtenerse mediante la combinación de uno o varios diámetros de varillas.

**TABLA 71**  
**DIMENSIONES DE VARILLAS DE ACERO CORRUGADO [27]**

Designación	Peso <i>Lb/pie</i>	DIMENSIONES NOMINALES			Diámetro Exterior máximo
		Diámetro ( <i>pulg.</i> )	Área Transversal ( <i>pulg<sup>2</sup></i> )	Perímetro ( <i>pulg.</i> )	
3	0.376	0.375	0.11	1.178	7/16
4	0.668	0.500	0.20	1.571	9/16
5	1.043	0.625	0.31	1.963	11/16
6	1.502	0.750	0.44	2.356	7/8
7	2.044	0.875	0.60	2.749	1
8	2.670	1.000	0.79	3.142	1 1/8
9	3.400	1.128	1.00	3.544	1 1/4
10	4.303	1.270	1.27	3.990	1 7/16
11	5.313	1.410	1.56	4.430	1 5/8

Seleccionaremos 7 varillas de 1 "Ø, de área transversal de 0.79 *pulg<sup>2</sup>* cada una (ver *Tabla 71*), lo que nos da un área total de [27]:

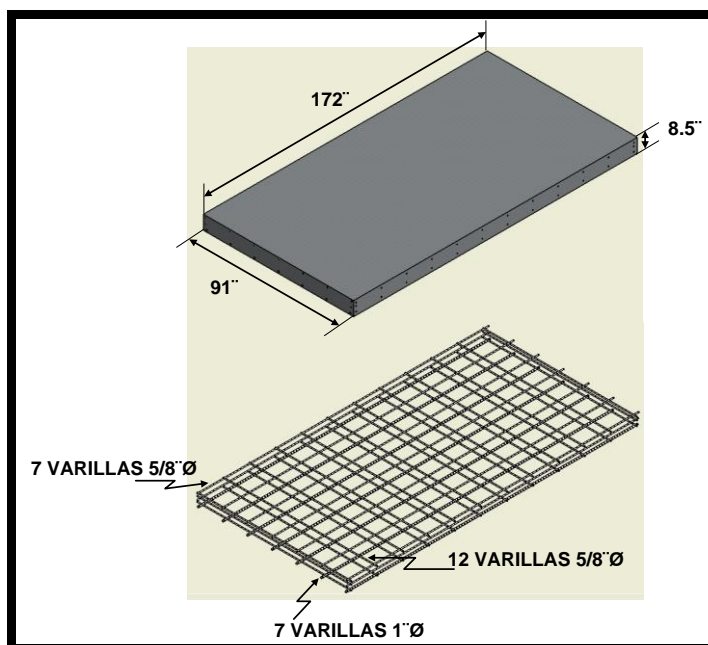
$$A_a = 7 \times 0.79 = 5.53 \text{ pulg}^2$$

Esta área es mayor que la requerida (5.13 *pulg<sup>2</sup>*); por lo tanto es satisfactoria. Este acero refuerza al concreto para que pueda resistir las cargas, pero se necesita otra cantidad de acero para resistir los esfuerzos por temperatura, los cuales causan rajaduras en el concreto si no está reforzado contra éstos. La cantidad de acero necesaria está dada por una relación de acero de **p = 0.0025**, en ambas direcciones, así:

*En dirección al eje longitudinal:*

$$A_a = p \times A_c = 0.0025 \times 91 \times 8.5 = \underline{1.93 \text{ pulg}^2}$$

Seleccionamos 7 varillas de 5/8 pulg., de diámetro, que según la *Tabla 71* tiene 0.31 pulg<sup>2</sup> de área transversal cada una, totalizando:



**FIGURA 3.31. CIMENTACIÓN DE CONCRETO**

$$A_a = 7 \times 0.31 = 2.17 \text{ pulg}^2$$

*En dirección al eje transversal:*

$$A_a = p \times A_c = 0.0025 \times 172 \times 8.5 = 3.66 \text{ pulg}^2$$

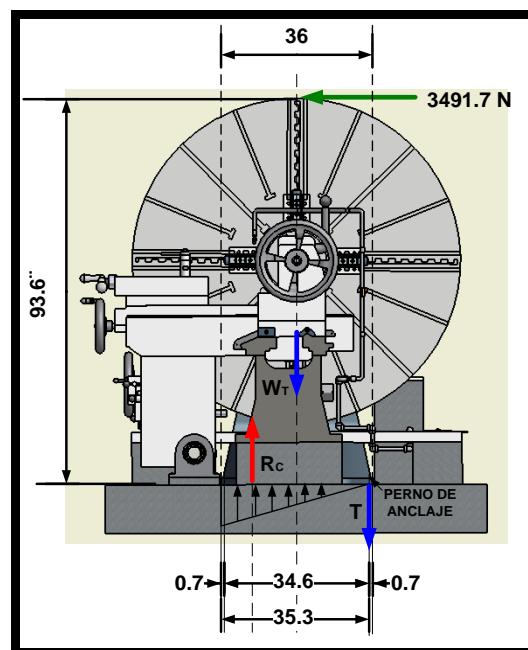
Seleccionamos 12 varillas de 5/8 pulg., de diámetro, totalizando:

$$A_a = 12 \times 0.31 = 3.72 \text{ pulg}^2$$

El diseño de la cimentación está representado en la *Figura 3.31*.

### Diámetro de los pernos de anclaje

Para determinar el diámetro adecuado de los pernos de anclaje usaremos el mismo procedimiento que utilizamos para calcular el ancho mínimo de la cimentación que evita el volteo.



**FIGURA 3.32. REACCIÓN DE LA CIMENTACIÓN DE CONCRETO Y TENSIÓN DE LOS PERNOS DE ANCLAJE**

Refiriéndonos a la *Figura 3.32*, ésta indica la reacción de la cimentación de concreto y tensión de los pernos de anclaje. El volteo lo origina la carga imaginaria horizontal de **3491.7 Lb.** y es resistido por el par momento creado



por la resultante de la distribución triangular de la presión de contacto entre la base del torno y la cimentación y la tensión del perno de anclaje. Haciendo, la suma de momentos alrededor de **A** igual a cero.

$$M_a = \frac{2}{3} 35.3 \times T - 3491.7 \times 93.6 = 0$$

$$T = \frac{3491.7 \times 93.6 \times 3}{2 \times 35.3} = 13887.7 \text{ Lbs}$$

Suponiendo que esta carga imaginaria fuera aplicada repentinamente como es el caso en que produzca una vibración o sismo, un factor de impacto igual a dos permitirá un diseño seguro, por lo tanto la tensión a que quedará sometido el perno de anclaje es:

$$T = 2 \times 13887.7 = 27775.34 \text{ Lb}$$

Para la construcción del perno de anclaje usaremos acero **AISI 1018** que tiene un esfuerzo de fluencia  $\sigma_y = 40000 \text{ Lb/pulg}^2$  el que nos permite un esfuerzo permisible a la tensión de:

$$G = 0.6\sigma_y = 0.6 \times 40000 = 24000 \text{ Lb/pulg}^2$$

El Área necesaria del perno de anclaje será:

$$A_{PA} = \frac{27775.34 \text{ Lb}}{24000 \text{ Lb/pulg}^2} = 1.157 \text{ pulg}^2$$

Como en realidad tenemos dos pernos de anclaje a cada lado de la base, cada uno tendrá un área de:

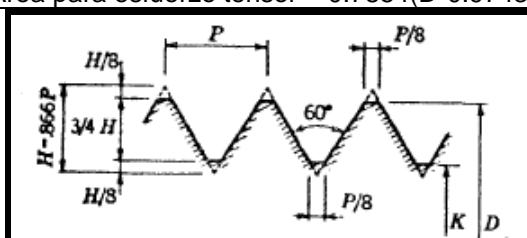
$$A_{PA} = 1.157 \div 2 = 0.579 \text{ pulg}^2$$

De acuerdo con la *Tabla 72*, un perno de **7/8 pulg.**, de diámetro tiene una área de esfuerzo a la tensión de **0.462 pulg<sup>2</sup>** y uno de **1 pulg.**, tiene **0.606 pulg<sup>2</sup>**. Por lo que seleccionamos el perno de una pulgada de diámetro, el cual inclusive nos ofrece un factor de seguridad mayor [28]. Establecemos entonces que el torno tendrá 10 pernos de anclaje, hechos de acero **AISI 1018**.

**TABLA 72**  
**DIMENSIONES GENERALES DE LOS PERNOS [28]**

DIÁMETRO		ÁREA			Hilos por pulg. <i>N</i>
Exterior <i>D</i> <i>pulg.</i>	Raíz <i>K</i> <i>pulg.</i>	Exterior <i>A<sub>D</sub></i> <i>pulg<sup>2</sup></i>	Raíz <i>A<sub>K</sub></i> <i>pulg<sup>2</sup></i>	* Esfuerzo <i>pulg<sup>2</sup></i>	
1/4	0.185	0.49	0.27	0.032	20
3/8	0.294	0.110	0.068	0.078	16
1/2	0.400	0.196	0.126	0.142	13
5/8	0.507	0.307	0.202	0.226	11
3/4	0.620	0.442	0.302	0.334	10
7/8	0.731	0.601	0.419	0.462	9
1	0.838	0.785	0.551	0.606	8
1 1/8	0.939	0.994	0.693	0.763	7
1 1/4	1.084	1.227	0.890	0.969	7
1 1/2	1.158	1.485	1.05	1.16	6

\* Área para esfuerzo tensor =  $0.7854(D-0.9743/N)^2$



### 3.11. Selección del Freno.

Con el objeto de optimizar el diseño, el freno del torno cumple doble funcionalidad:

1. Es el encargado de frenar todo el conjunto cuando lo requiera el operador en el mecanizado.
2. Es el encargado de detener el Torno en el menor tiempo posible en situaciones de emergencia. (*Freno de emergencia*).

Estrictamente, según normativa, estableceremos como criterio de tiempo de parada “suave”, en 10 segundos después del Frenado. El freno seleccionado será de Disco, de la marca **RINGSPANN**, se seguirán los criterios de cálculo y selección indicados por el fabricante, los cuales, aparecen en el catálogo correspondiente. Se calcula los tiempos de frenado para ver si estamos en el rango del tiempo de parada suave despejando  $t_f$  de la ecuación (Ec 3.11.1).

$$T_F = \frac{\omega_{\text{HUSILLO}}}{t_F} \times I_{\text{CONJUNTO}} \quad \text{(Ec. 3.11.1)}$$

$I_{\text{CONJUNTO}}$ : Inercia del Conjunto (*Husillo Principal, Brida de Sujeción, Plato de sujeción, Pieza de Trabajo*),  $I_{\text{CONJUNTO}} = 4752.52 \text{ Kgm}^2$ .

Según la *Tabla 3.11* del inciso 3.3.2 y *Tabla H-2.4* del **Apéndice H-2** tenemos:  $T_{Fmax}=8977.21 \text{ N.m}$ ;  $T_{Fmin}=3540.31 \text{ N.m}$  y  $\omega_{sHUSILLOmax}= 6.36 \text{ rad/seg}$  (60.78 rpm);  $\omega_{sHUSILLOmin}= 2.51 \text{ rad/seg}$  (23.96 rpm), respectivamente. Obtenemos:  $t_{fmin}=1.33 \text{ seg.}$  y  $t_{fmax}=8.54 \text{ seg.}$  Concluimos que se encuentra en el rango permisible.

Determinamos el tamaño adecuado y la fuerza requerida para un Freno de disco Axial. El disco será seco, con recubrimiento de Hierro Fundido o acero endurecido. Según la *Tabla 15-1* [17], para estas características tenemos un coeficiente dinámico de fricción  $\mu = 0.25$ ; Presión máxima  $P_{max} = 700 \text{ KPa}$ . Se asume un desgaste uniforme de las pastillas de freno por lo que la razón de desgaste es constante y es proporcional al producto de la presión por la velocidad. Aplicamos las ecuaciones (*Ec. 3.11.2* y *3.11.3*) [17]:

$$T = \pi \mu r_i P_{max} (r_o^2 - r_i^2) \quad (\text{Ec. 3.11.2})$$

$$r_i = \sqrt{\frac{1}{3} r_o} \quad (\text{Ec. 3.11.3})$$

$$T = \pi \mu (0.577 r_o) P_{max} (r_o^2 - \frac{1}{3} r_o^2) = 0.3849 r_o^3 \pi \mu P_{max}$$

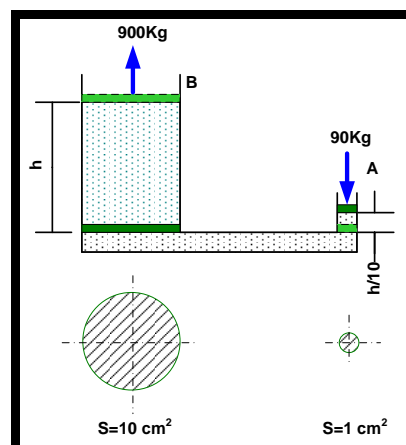
$$r_o = \left( \frac{T}{0.3849 \pi \mu P_{max}} \right)^{\frac{1}{3}} = \left( \frac{8977.21 \text{ Nm}}{0.3849 \pi \times 0.25 \times 700000 \text{ N/m}^2} \right)^{\frac{1}{3}} = 0.349 \text{ m} = 349 \text{ mm}$$

Este sería el diámetro mínimo exterior para el Par de Frenado. De acuerdo al fabricante, se hace una preselección, a partir del par necesario, de un disco

**Ø520** con calibrador **HPW 101R** (accionamiento hidráulico y liberación por muelle) suponiendo una presión de red de 90 bares (9.11 MPa). El mecanismo de funcionamiento es igual al sistema de frenado hidráulico de un automóvil. La pinza permanece abierta sin frenar si no tiene presión hidráulica actuando sobre ella, la pinza se cierra cuando las cámaras son llenadas con aceite a presión (ver Figura 3.33).



**FIGURA 3.33. FRENO DE DISCO CON PINZAS [29]**



**FIGURA 3.34. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DEL FRENO**

El funcionamiento del circuito hidráulico esta basado en el Principio de Pascal. En la *Figura 3.34* se muestra un cilindro de **10 cm<sup>2</sup>** de sección lleno de líquido, y la Fuerza a aplicar en el mismo es de **900 Kg**, entonces la presión del líquido será **900Kg/10cm<sup>2</sup>=90 bares**, presión que admite el calibrador seleccionado. En el otro extremo tenemos **1cm<sup>2</sup>** de sección y según el principio de Pascal para obtener la misma presión la carga sería de **90Kg**, es decir el sistema tendrá émbolos que soporten estas especificaciones técnicas. En conclusión podemos accionar el sistema hidráulico de frenado mediante un pedal que accione un émbolo **A** y luego pueda accionar el embolo **B** que a su vez acciona el calibrador seleccionado. El pistón **A** recorre la décima parte de lo que recorre **B**. El trabajo efectuado es igual a la fuerza por el espacio recorrido, resulta el mismo para ambos.

**TABLA 73**  
**DISPERSIÓN TÉRMICA Y POTENCIA DISIPADA**

Tipo de cálculo	Resultado	Valor objetivo	Valoración
Dispersión Térmica $W_B$ (Nm)	96202	< 5000000	Aceptado
Potencia Disipada $P_B$ (Kw)	2	< 7	Aceptado

Se realizan cálculos de dispersión térmica y potencia disipada en la frenada (*ver Tabla 73*) a partir de los datos anteriormente utilizados

en la ecuación (Ec.3.11.1) y de acuerdo a las tablas del catálogo para el freno seleccionado (ver **Apéndice Q**). Ahora calculamos la Fuerza axial máxima que actuarían en las pinzas para las condiciones propuestas. Por la restricción de geometría en el husillo principal calculamos con  $r_i = 170\text{mm}$ .

$$F_{AXIAL} = 2\pi r_i P_{\max} (r_o - r_i) \quad \text{(Ec. 3.11.4)}$$

$$F_{AXIAL} = 2\pi(0.170\text{m}) \times 700000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} (0.520 - 0.170) = \underline{1.54 \times 10^6 \text{ N}}$$

A pesar de que los datos de la potencia a disipar y la dispersión térmica están muy por debajo de los valores máximos, el par necesario de frenada y la presión considerada (90 bares) obliga a la adopción del freno **Ø520** con calibrador **HPW 101R**.

### 3.12. Plato de Sujeción.

#### Plato de cuatro Garras independientes

Cuando se mecaniza piezas excéntricas, en función de la masa del material a trabajar, se producen grandes vibraciones que se pueden solventar mediante contrapesos para equilibrar lo máximo posible las

distintas fuerzas centrífugas, para evitar fuertes vibraciones con alto riesgo de que el material se desprenda del plato.

La Fuerza de apriete o de sujeción sobre una pieza será la suma de las fuerzas que actúan sobre la garra. Esta fuerza dependerá de las condiciones de corte, del diámetro a tornear y de aquellos coeficientes que tienen en cuenta la calidad de las superficies de amarre y las condiciones de cálculo. Las capacidades máximas no deben ser sobrepasadas.

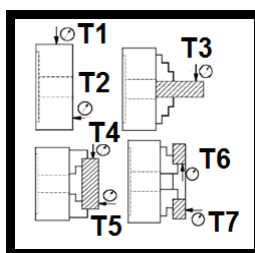
Las revoluciones máximas para platos según norma DIN 6350 vienen limitadas por normas DIN 6386 "Condiciones Técnicas para Platos de accionamiento manual" y la norma europea EN 1550 "Requisitos de Seguridad para el Diseño y la Fabricación de Platos de sujeción". Según dichas normas las revoluciones máximas no deben superar la velocidad correspondiente a una pérdida calculada del 67% de la fuerza de sujeción estática utilizando las garras más pesadas aportadas por el fabricante y posicionadas en su diámetro más externo. Para platos de fundición de hierro, la velocidad vendrá limitada por la velocidad periférica autorizada para (18 m/seg). Se muestra la *Tabla 74* para indicar las velocidades permitidas.



**TABLA 74**  
**VELOCIDADES MÁXIMAS PERMITIDAS EN PLATOS DE SUJECIÓN –**  
**RPM**

Ø DIAM PLATO mm	400	500	630	700	800	900	1000	2000
CUERPO FUNDICION	859	688	546	491	430	382	344	78
CUERPO DE ACERO	1528	1222	970	873	764	679	611	160

De acuerdo con la norma UNE 15- 430-94 - ISO 3089: 1991 los valores máximos admisibles de concentricidad y movimiento axial son los siguientes (ver Figura 3.35):

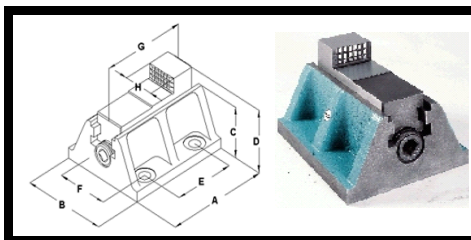


Ø DIAM PLATO mm	T1,T2	T3	T4	T5	T6	T7
630 < Ø < 1000	0.1	0.125	0.1	0.06	0.1	0.06
1000 < Ø < 2000	0.12	0.15	0.125	0.07	0.125	0.07

**FIGURA 3.35. CONCENTRICIDADES Y MOVIMIENTOS AXIALES**  
**MÁXIMOS ADMITIDOS PARA PLATOS DE SUJECIÓN**

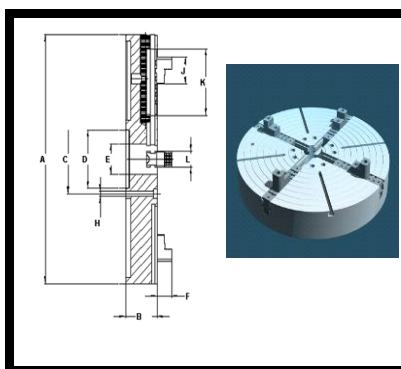
El plato de sujeción seleccionado es el de que contiene garras de soporte modelo 4 (ver Figura 3.36), pero pongo a disposición del constructor dos

alternativas más de construcción o de selección. Si se considera la selección será de la marca **T de G** [30].



Modelo	A	B	C	D	E	F	G	H
3	210	172	89	139	125	125	180	60
4	305	220	118	156	177.8	152.4	203	75

**FIGURA 3.36. GARRAS SOPORTE MODELOS 3 Y 4 [30]**



$\varnothing A$ mm.	$\varnothing A$ pulg.	B	C	D	H	E	F	J	L	K
1800	71"	205				180	92	127	90	600
2000	79"	215				180	92	127	90	650

**FIGURA 3.37. DIMENSIONES GENERALES DE PLATO 1 [30]**

Los Platos de sujeción para trabajos pesados poseen cuerpo de acero de gran robustez, mayor rigidez mediante nervios reforzados, garras partidas, garra base larga opcional, templadas y rectificadas, acoplamiento directos. (Ver Figura 3.37).

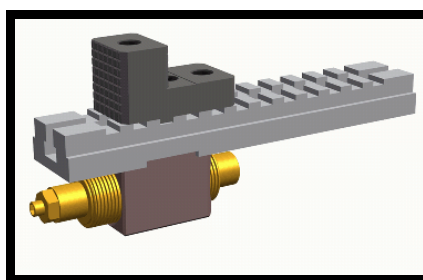
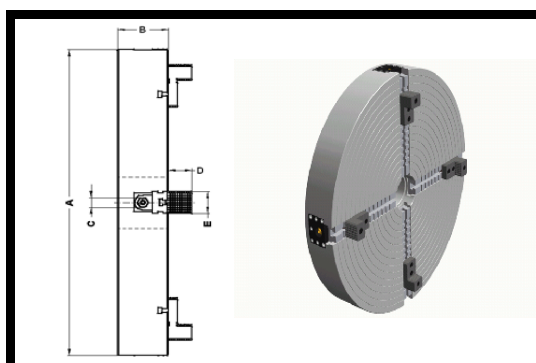


FIGURA 3.38. DETALLE DE HUSILLO MULTIPLICADOR [30]



$\varnothing$ A mm.	Pulg.	B	C	D	E	AMARRE GARRA (TM)
1800	71"	280	100	130	120	25
2000	79"	280	100	130	120	25

FIGURA 3.39. DIMENSIONES GENERALES DE PLATO 2 CON HUSILLO MULTIPLICADOR DE FUERZA [30]

Los Platos de sujeción con Husillo multiplicador de Fuerza, poseen elevadas fuerzas de amarre mediante un ligero apriete de la llave, sistema extremadamente robusto, fuerzas de amarre de hasta 25 *TN* por garra, bloqueo en cualquier posición, cuerpos cerrados en ambas caras para mayor rigidez (Ver Figuras 3.38 y 3.39).

# CAPITULO 4

## 4. ESTUDIO ECONÓMICO.

### 4.5. Costos de Explotación.

Se pretende calcular el costo de explotación con el objetivo de conocer el costo de funcionamiento del proyecto y el costo unitario del producto (en el caso del Torno se definirá una tasa de comparación, por ejemplo “precio/hora de funcionamiento”). El costo de explotación será:

$$CE(\text{Costos de Explotación}) = \text{Costos de producción} + \text{Gastos Generales}$$

Para su cálculo, se deberán contabilizar las siguientes partidas:

-Energía eléctrica:

$$23.73Kw \times \left( \frac{0.0811\$}{Kwh} \right) \times 8h \times \frac{240días}{años} = 3695 \$/año$$

- Mantenimiento del Torno.....= 1400 \$/año

- Consumibles (pastillas de freno, grasas, aceite, otros).= 1200 \$/año

El coste total de Explotación **CE** del Torno anualmente será: **6295**  
\$/año

#### 4.6. Costos de Materiales Directos e Indirectos.

En el **Apéndice S**, se muestran los costos de los diferentes componentes del Torno en función de su fuente de suministro, en donde se especifica su proveedor. Cuando se muestra como proveedor Almacén Industrial, se refiere a que los productos pueden adquirirse en el lugar donde crea conveniente el constructor.

El Costo total de Piezas es: \$ **19604,60**.

En la *Tabla 75*, se presenta la lista de costos de materiales Directos.

**TABLA 75**  
**LISTA DE COSTOS DE MATERIALES DIRECTOS**

MATERIAL	CANTIDAD	PESO (Kg)	PRECIO (\$/Kg)	SUBTOTAL (\$)
<b>ANILLO DE AJUSTE PARA RODAMIENTOS APOYO B</b>				
TUBERIA D= (Ø160*L59) mm	1	0,57	3,3	1,89
ANILLO D= (Ø (216-160)*L4) mm	1	0,52	3,3	1,71
SOLDADURA AWS E6011		0,25	2,5	0,63
<b>ENGRANAJE 14</b>				
ACERO AISI 4142 D= (Ø100*L100) mm	1	3,37	9	30,29
<b>ENGRANAJE 85</b>				
ACERO AISI 4340	1	84,29	8,6	724,89
<b>CUÑA DE SEGURIDAD</b>				
ACERO AISI 1010 D= (130*40*40) mm	1	0,71	3,5	2,49
<b>ENGRANAJE 19</b>				
ACERO AISI 4340	1	1,95	8,6	16,77
<b>ENGRANAJE 65</b>				
ACERO AISI 4340	1	16,81	8,6	144,57
<b>ENGRANAJE 28</b>				
ACERO AISI 4340	1	5,2	8,6	44,72
<b>ENGRANAJE 56</b>				
ACERO AISI 4340	1	13,54	8,6	116,44
<b>ENGRANAJE 14</b>				
ACERO AISI 4142 D= (Ø68*L64) mm	1	0,73	9	6,57
<b>ENGRANAJE 71</b>				
ACERO AISI 4340	1	17,8	8,6	153,08
<b>ENGRANAJE 23</b>				
ACERO AISI 4340	1	3,33	8,6	28,64
<b>ENGRANAJE 61</b>				
ACERO AISI 4340	1	15,11	8,6	129,95
<b>ARANDELA DE RETENCION</b>				
ACERO AISI 1010 D= (Ø65*L15) mm	1	0,08	3,5	0,29
<b>EJE 2</b>				
ACERO AISI S5 D= (Ø60*L875) mm	1	15,6	12	187,2

MATERIAL	CANTIDAD	PESO (Kg)	PRECIO (\$/Kg)	SUBTOTAL (\$)
<b>EJE 1</b>				
ACERO AISI 4340 D= (Ø50*L875) mm	1	9,09	8,6	78,17
<b>TAPA DEL EJE 1A</b>				
ACERO AISI 1020	1	0,18	3,5	0,64
<b>TAPA DEL EJE 1B</b>				
ACERO AISI 1020	1	0,27	3,5	0,95
<b>TAPA DEL EJE 2A</b>				
ACERO AISI 1020	1	0,26	3,5	0,91
<b>TAPA DEL EJE 2B</b>				
ACERO AISI 1020	1	0,66	3,5	2,31
<b>SOPORTE DE EJES</b>				
PLANCHA ACERO ASTM A36 D=(950*500*12e)mm	1	44,75	3,3	147,68
ASTM A36 D= (350*350*12e) mm	1	11,54	3,3	38,08
ASTM A36 D=(400*400*21e) mm	1	26,38	3,3	87,05
ASTM A36 D=(200*400*4e) mm	1	2,51	3,3	8,28
ASTM A36 D=(83*350*15e) mm	2	3,42	3,3	22,57
SOLDADURA AWS E6011		3	2,5	8
<b>ANILLO DE RETENCIÓN</b>				
ACERO AISI 1020 D= (Ø (65-50)*L16)mm		0,17	3,5	0,60
<b>TAPA DE SOPORTE SUPERIOR</b>				
HIERRO FUNDIDO GRIS		37,56	0,4	15,02
<b>PALANCA DE VELOCIDADES 1</b>				
AISI 1020 D= (Ø (110-90)*L4)mm	1	1,18	3,5	4,12
AISI 1020 D= (Ø (20-14)*L30)mm	1	0,04	3,5	0,13
AISI 1020	1	2,10	3,5	7,34
SOLDADURA AWS E6011		1	2,5	3
<b>PALANCA DE VELOCIDADES 2</b>				
AISI 1020 D= (Ø (110-90)*L4) mm	1	0,12	3,5	0,43
AISI 1020 D= (Ø (20-14)*L30) mm	1	0,04	3,5	0,13
AISI 1020	1	0,55	3,5	1,92
SOLDADURA AWS E6011		1	2,5	3
<b>ANILLO DE RETENCION POLEA</b>				
ACERO AISI 1020 D= (Ø (50-40)*L31) mm	1	0,17	3,5	0,60



MATERIAL	CANTIDAD	PESO (Kg)	PRECIO (\$/Kg)	SUBTOTAL (\$)
<b>SOPORTE MOTOR 0.16 HP</b>				
PLANCHA ACERO ASTM A36 D= (100*170*19e) mm	2	1,49	3,3	9,85
<b>BANDEJA DE RECIRCULACION DE LIQUIDO REFRIGERANTE</b>				
PLANCHA ACERO ASTM A36 D= (2580*155*5e) mm	1	15,7	3,3	51,81
SOLDADURA AWS E6011		2	2,5	5
<b>RECOLECTOR DE REFRIGERANTE</b>				
PLANCHA ACERO ASTM A36 D= (2012*504*8e) mm	1	63,68	3,3	210,14
SOLDADURA AWS E6011		2	2,5	5
<b>REJILLA DE PROTECCIÓN</b>				
PLANCHA ACERO REJILLA ASTM A36 D= (2010*410*3e) mm	1	19,4	3,3	64,02
<b>TAPA DEL TANQUE DEL REFRIGERANTE</b>				
PLANCHA ACERO ASTM A36 D= (548*168*2e) mm	1	1,45	3,3	4,79
<b>PLATO DE SUJECIÓN MECÁNICA</b>				
HIERRO FUNDIDO GRIS		1180	0,4	472
<b>CHAVETAS PARA EJES 1 Y 2</b>				
ACERO AISI 1020 D= (12*500*10e) mm	6	0,051	3,5	1,07

Costo total de Materiales Directos: \$ 2844,72.

**TABLA 76**

**LISTA DE COSTOS DE MATERIALES INDIRECTOS**

MATERIALES	COSTO (\$)
Oxígeno 6m <sup>3</sup> *2200 psi	9,54
Acetileno 20Kg*Cilindro	2,81
Disco de Esmerilar	3,37
Disco de lijar	6,10
Cuchillas para torno	35,60
Cuchillas para cepillo	7,10
Fresas	25,30
Aceites de corte/galón	14,28

MATERIALES	COSTO (\$)
Combustible horno	80,55
Arena Sílice	50,10
Sierra de Corte	15,30
Brocas	45,20

Costo Total de Materiales Indirectos: **\$ 295,25.**

En la *Tabla 76* se presenta la lista de Costos de Materiales Indirectos.

#### 4.7. Costos de Manufactura.

**TABLA 77**  
**Horas/Hombre UTILIZADAS EN LA FABRICACIÓN DEL TORNO**

PREPARACIÓN	HORAS/HOMBRE
<b>TRAZADO-OXICORTE</b>	
Soporte de ejes	7
Soporte motores	6
Bandeja de recirculación	4
Rejilla de protección	3
Tapa del tanque refrigerante	2
<b>ESMERILADO</b>	
Soporte de ejes	5
Rejilla de protección	2
Tapa del tanque refrigerante	2
Chavetas	2
<b>FUNDICIÓN</b>	
PREP. MOLDE-ARENA	
Engranajes	60
Tapas de ejes	10
Tapa de soporte superior	17
Palanca de velocidades	8
Plato de Sujeción	14

<b>PREPARACION</b>	<b>HORAS/HOMBRE</b>
<b>FUNDICIÓN</b>	
FUNDICIÓN	
Engranajes	12
Tapas de ejes	4
Tapa de soporte superior	3
Palanca de velocidades	3
Plato de Sujeción	5
<b>MECANIZADO</b>	
<b>TORNEADO</b>	
Anillo apoyo B	2
Pares de Engranajes	45
Arandelas	6
Ejes	27
Tapas de ejes	13
Plato de Sujeción	12
<b>FRESADO</b>	
Engranajes	60
Arandelas	4
Chaveteros y Chavetas	13
Eje estriado	8
<b>CEPILLADO</b>	
Engranajes	28
Cuña Engrane 85	6
Chaveteros y Chavetas	6
Eje estriado	6
<b>TALADRADO</b>	
Tapas de ejes	2
Soporte motores	2
Bandeja de recirculación	1
Tapa del tanque refrigerante	1
Plato de Sujeción	2
<b>MACHUELADO</b>	
Tapas de ejes	4
Soporte motores	4
Bandeja de recirculación	1
Tapa del tanque refrigerante	1
Plato de Sujeción	2
<b>CIMENTACION</b>	
Armazón	4
Fundición de Concreto	4
<b>MONTAJE</b>	
Montaje Mecánico	152

PREPARACION	HORAS/HOMBRE
SOLDADURA	25
RECTIFICADO	4
CORTE	14
<b>TOTAL HORAS/HOMBRE</b>	<b>628</b>

En la *Tabla 77* se muestran horas/hombre de preparación para los distintos mecanismos que componen el Torno. Estos resultados fueron obtenidos con la ayuda del personal que se dedica a estas construcciones y con valores promedios. Aplicando un costo de hora/hombre de **\$ 1,82**, tenemos:

Costo Total de Manufactura: \$ **1142,96**.

El costo total de materiales se resume en la *Tabla 78* siguiente:

**TABLA 78**  
**COSTO TOTAL DE MATERIALES**

COSTOS TOTALES	
Costos de Piezas	<b>\$ 19604,60</b>
I.V.A. (12%)	<b>\$ 2352,55</b>
Costos de Materiales Directos	<b>\$ 2844,72</b>
Costos de Materiales Indirectos	<b>\$ 295,25</b>
Costo de Manufactura	<b>\$ 1142,96</b>
<b>COSTO TOTAL</b>	<b>\$ 26240,08</b>

#### 4.8. Estudio de Rentabilidad

Para estudiar la rentabilidad económica del Torno, se comparará el costo de realizar un mecanizado a través de terceros frente al mecanizado propio.

Los costos de mecanizado en una empresa *particular*, son:

- Traslado de la pieza de trabajo: **25 \$/día.**
- Mecanizado:  $23,40 \text{ \$/hora} \times 10 \text{ horas/día} = \mathbf{234 \text{ \$/día.}}$
- Costo medio de las horas invertidas por personal en preparación:  
**15 \$/día.**

TOTAL: **274 \$/jornada** en la fabricación de la pieza de trabajo.

Los costos de mecanizado en nuestro Torno, son:

- Mecanizado:  $30,22 \text{ \$/hora} \times 8 \text{ horas/día} = \mathbf{241,76 \text{ \$/día.}}$
- Costo medio de las horas invertidas por personal en preparación:  
**15 \$/día.**

TOTAL: **256,76 \$/jornada** en la fabricación de la pieza de trabajo.

Conocido lo que resulta económicamente llevar a cabo un mecanizado propio, se hará una estimación sobre el número total de piezas mecanizadas a realizarse en un periodo de 1 año:

$$N^{\circ} \text{ de piezas Mecanizadas} = \frac{3 \text{ mecanizadas}}{\text{semana}} \times \frac{35 \text{ semanas}}{\text{año}} = \frac{105 \text{ piezas Mecanizadas}}{\text{año}}$$

Costo anual de las actividades exclusivas de mecanizado: **CEV**

$$CEV = 105 \text{ piezas Mecanizadas} \times \frac{256,76 \$}{\text{pieza Mecanizada}} = 26959,80 \$/\text{año}$$

### **Rentabilidad del Proyecto**

El ahorro que se obtiene por propio mecanizado en vez del particular.

$$\text{Ahorro} = CEV - CE = \$ 26959,80 - \$ 6295 = \$ 20664,80$$

### **Van/Tir**

El cliente espera obtener beneficios de su inversión en un plazo no superior a 5 años. Para determinar la rentabilidad de la inversión se calcula el **VAN** correspondiente. Tipo de interés anual: **25%**

$$VAN = -26240,08 + \frac{20664,80}{(1+0.25)} + \frac{20664,80}{(1+0.25)^2} + \frac{20664,80}{(1+0.25)^3} + \frac{20664,80}{(1+0.25)^4} + \frac{20664,80}{(1+0.25)^5} = \$ 29333,35$$

Luego la rentabilidad está asegurada para el % interés considerado. En caso que hubiera fluctuaciones del interés, se determinará a partir de qué interés dejará de ser rentable la inversión. Se calcula el **TIR (VAN = 0)**. **TIR = 74%**  
 A partir de un interés del 74%, la inversión dejará de ser rentable.

### **Pay Back**

El cálculo del Payback indicará el tiempo que tardará el cliente en recuperar su inversión.

$$PAYBACK = \frac{Inversión}{Beneficio - medio} = \frac{\$26240,08}{\$20664,80} = 1.27 años$$

Tal como se observa en el resultado anterior, el cliente recuperará su inversión entre el primer y segundo año después de realizar la inversión.

El costo Total de **\$ 26240,08** lo comparamos con el precio de un Torno USADO de características similares al nuestro cuya cotización se muestra a continuación (ver Figura 4.1 y Tabla 79) [31]:



FIGURA 4.1. TORNO PARALELO COTIZADO [31].

TABLA 79  
DATOS DEL TORNO COTIZADO [31]

DATOS DEL PRODUCTO	
<b>Stock #:</b>	2000/3000
<b>ID #:</b>	190471
<b>Clasificación:</b>	USED
<b>Tipo:</b>	LATHES, ENGINE
<b>Fabricante:</b>	TOYSEKI
<b>Serial #:</b>	nil
<b>Precio:</b>	\$ 83000,00
<b>Swing:</b>	2900 mm
<b>Centers:</b>	3500 mm
<b>Spindle Bore:</b>	60 mm
<b>Power:</b>	15 kW
<b>RPM:</b>	.48 up 45
<b>Swing Over Cross Slide:</b>	1500 mm
<b>Control:</b>	Semiautomatic
<b>Descripción:</b>	machine is completly overhall and repainted.
<b>Peso:</b>	25000kg
<b>Localización:</b>	Singapore
<b>Empresa:</b>	<a href="#">Bala Enterprise Pte Ltd</a>
<b>Dirección:</b>	Loyang Offshore Supply Base, Box No.: 5015 Loyang Cresent, SOPS Ave, Bldg 121 , 508988
<b>Nombre:</b>	Thanapal Bala
<b>Teléfono:</b>	6596669266
<b>Fax:</b>	6565427929



# **CAPITULO 5**

## **5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.**

### **5.1. Conclusiones.**

1. Se cumplieron los objetivos planteados, los análisis de los elementos de maquinaria en desuso, proporcionaron resultados aceptables de aptitud y seguridad en el diseño.
2. Los beneficios que presta el Torno para la empresa, se verán reflejados en el aumento de producción, en la calidad de la pieza de Trabajo terminada y en las utilidades que éste produce.

3. El monto final que se calculó como precio del Torno Industrial de gran Capacidad (**\$ 26240,08 incluido IVA**), es la tercera parte de una máquina de similares características cotizada en el extranjero (**Singapur**) cuyo precio es de **\$ 83000,00** sin incluir gastos de transportación y embarque, en consecuencia nuestro diseño es **ACEPTABLE**.
  
4. El costo de la inversión (*monto final*), se lo puede recuperar entre el primer y segundo año. Esto es **ACEPTABLE**, ya que se esperaba obtener beneficios en un plazo no superior a 5 años, con un excedente de vida útil de 13 años para la que fue diseñada la máquina (*15 años*), en la que la empresa obtendrá utilidades netas, siempre y cuando se haga un adecuado mantenimiento y se siga correctamente las instrucciones y recomendaciones.

## **5.2. Recomendaciones.**

1. Se propone la continuación de este proyecto con CNC (Control Numérico), seleccionando circuitos de enclavamiento, sensores, sistema de control y equipos más apropiados que se considere, para estar a la par con la Tecnología.

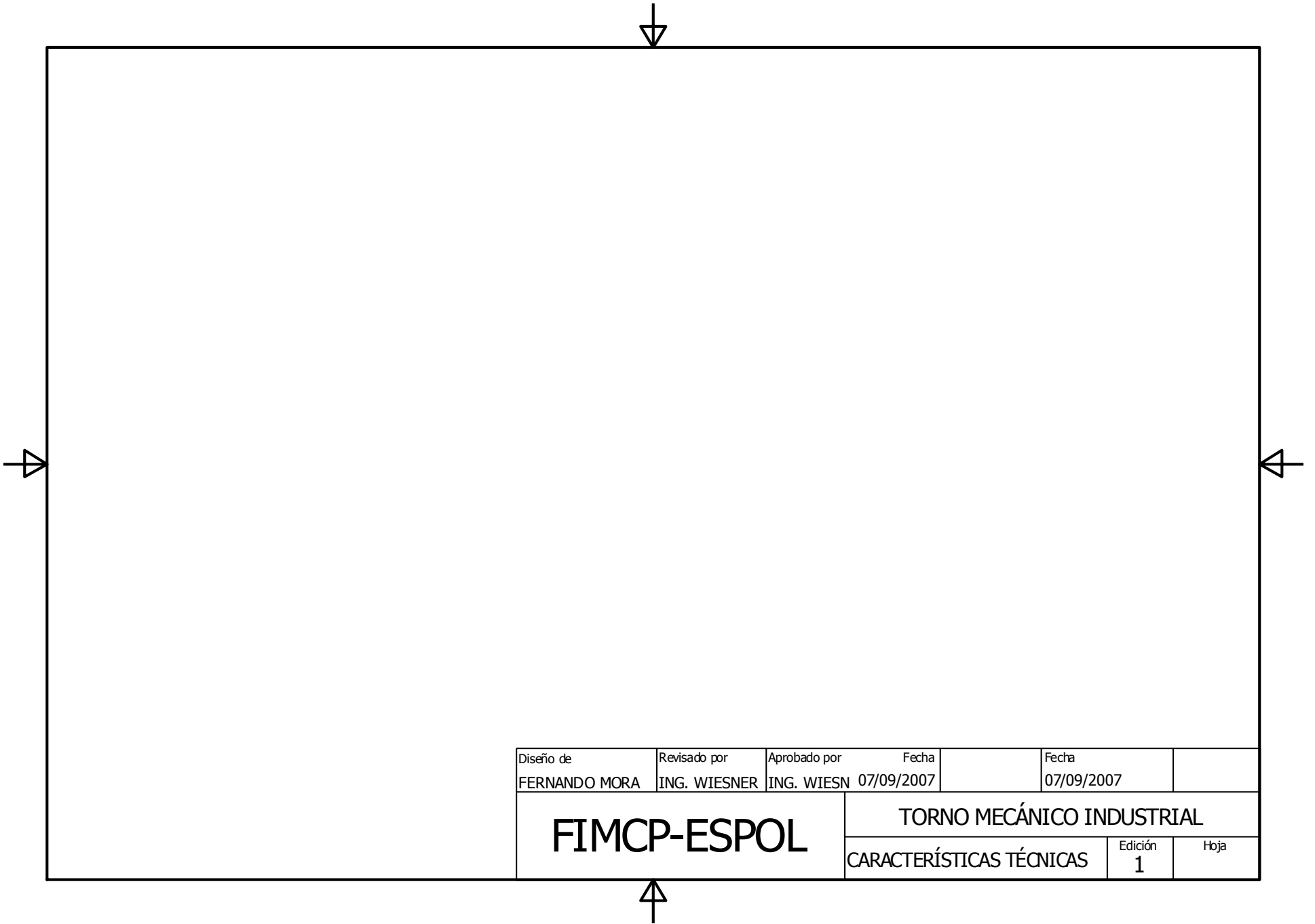
2. Se recomienda realizar un estudio mas detallado de vibraciones mecánicas del Torno, con el objetivo de complementar experimental y teóricamente este trabajo.
  
3. Se recomienda hacer un manual de instrucciones de uso (*funcionamiento, dispositivos y señales de advertencia*) e instalación, para evitar errores de montaje (*mala alineación, conexiones eléctricas erróneas, falta de información*) donde se debe exigir que solo personal capacitado pueda operar la máquina, siguiendo las normas de seguridad.

# APÉNDICES

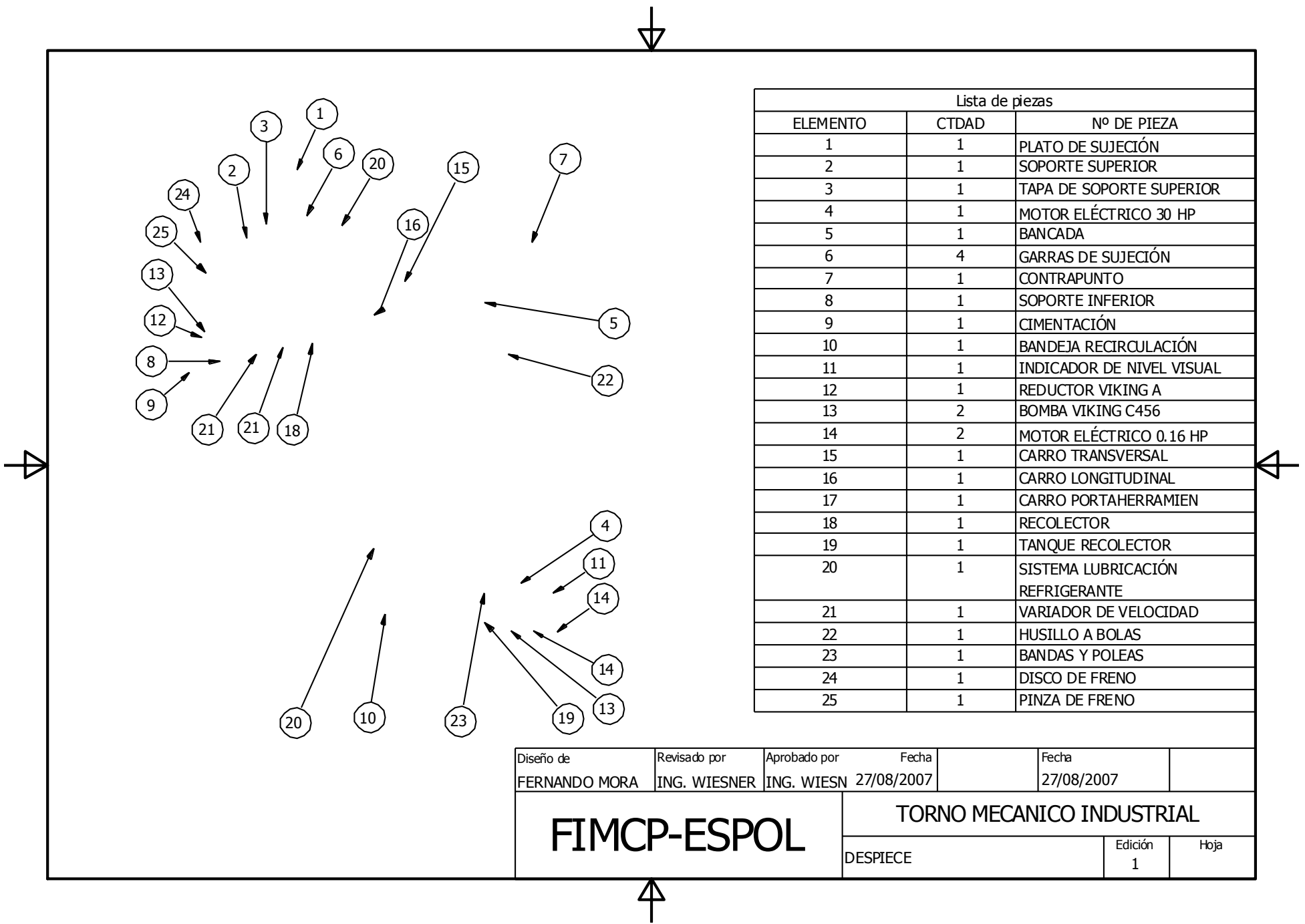
## APÉNDICE A

### PLANOS

- ☞ Plano 1 Torno Mecánico Industrial-Características Técnicas
- ☞ Plano 2 Torno Mecánico Industrial-Despiece
- ☞ Plano 3 Caja de Cambios de Velocidades-Despiece
- ☞ Plano 4 Soporte Superior.
- ☞ Plano 5 Soporte Inferior.
- ☞ Plano 6 Conjunto Husillo Principal-Brida de Sujeción.
- ☞ Plano 7 Tapa de Soporte Superior.
- ☞ Plano 8 Soporte de Ejes 1 y 2.
- ☞ Plano 9 Base de Caja de Lubricación.
- ☞ Plano 10 Eje 2.
- ☞ Plano 11 Eje 1.
- ☞ Plano 12 Cuñas del Husillo Principal, Eje 1 y Eje 2.
- ☞ Plano 13 Tapas de Ejes 1 y 2.
- ☞ Plano 14 Plato de Sujeción.
- ☞ Plano 15 Garra de Sujeción.
- ☞ Plano 16 Carro Longitudinal.
- ☞ Plano 17 Carro Transversal.
- ☞ Plano 18 Carro Portaherramienta.
- ☞ Plano 19 Bancada.
- ☞ Plano 20 Recolector de Líquido Refrigerante.
- ☞ Plano 21 Rejilla de Protección.
- ☞ Plano 22 Tanque de Almacenamiento del Líquido Refrigerante.
- ☞ Plano 23 Contrapunto.

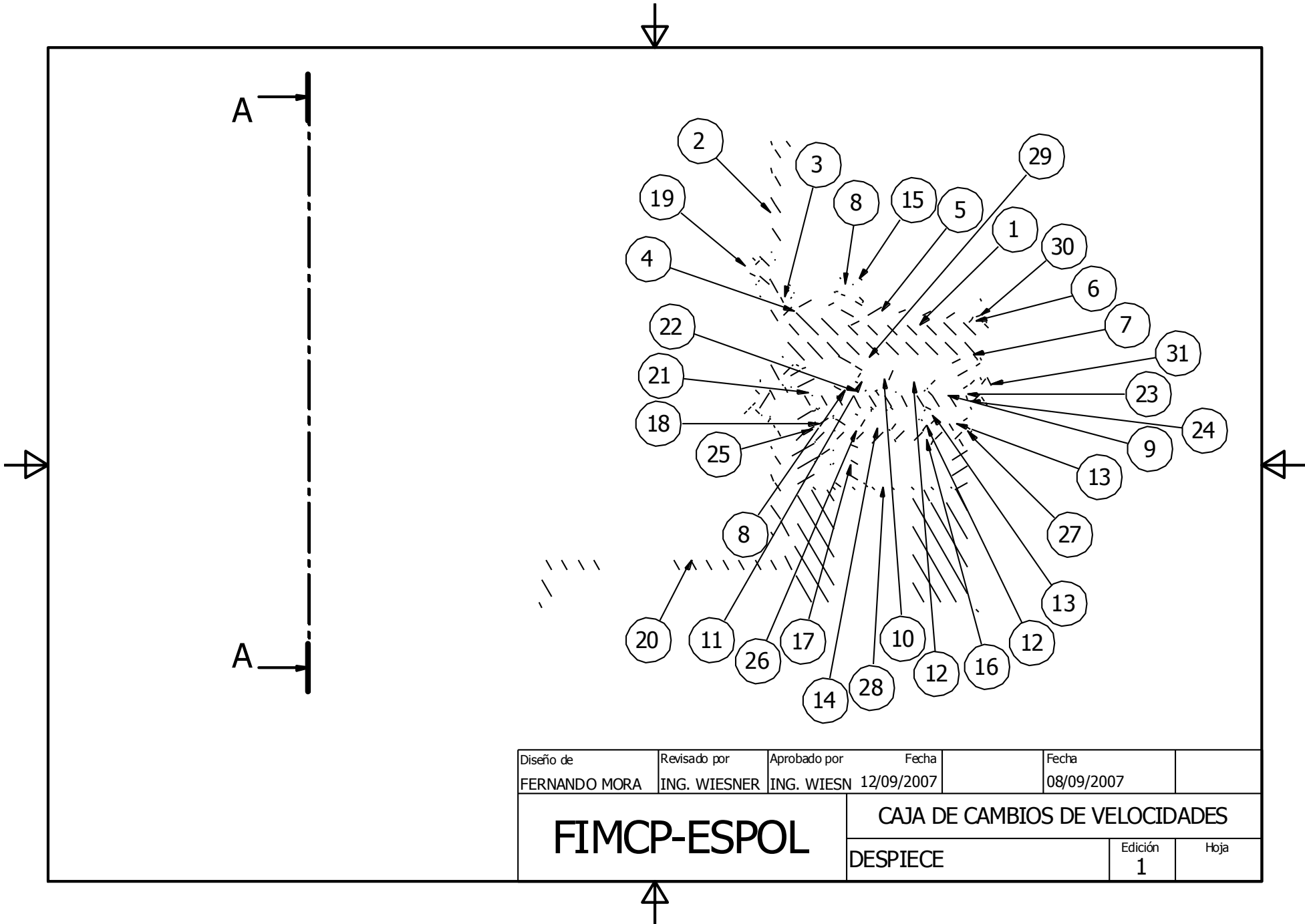


Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha	
FERNANDO MORA	ING. WIESNER	ING. WIESNER	07/09/2007	07/09/2007	
<b>FIMCP-ESPOL</b>			TORNO MECÁNICO INDUSTRIAL		
			CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	Edición 1	Hoja



Lista de piezas		
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA
1	1	PLATO DE SUJECIÓN
2	1	SOPORTE SUPERIOR
3	1	TAPA DE SOPORTE SUPERIOR
4	1	MOTOR ELÉCTRICO 30 HP
5	1	BANCADA
6	4	GARRAS DE SUJECIÓN
7	1	CONTRAPUNTO
8	1	SOPORTE INFERIOR
9	1	CIMENTACIÓN
10	1	BANDEJA RECIRCULACIÓN
11	1	INDICADOR DE NIVEL VISUAL
12	1	REDUCTOR VIKING A
13	2	BOMBA VIKING C456
14	2	MOTOR ELÉCTRICO 0.16 HP
15	1	CARRO TRANSVERSAL
16	1	CARRO LONGITUDINAL
17	1	CARRO PORTAHERRAMIE
18	1	RECOLECTOR
19	1	TANQUE RECOLECTOR
20	1	SISTEMA LUBRICACIÓN REFRIGERANTE
21	1	VARIADOR DE VELOCIDAD
22	1	HUSILLO A BOLAS
23	1	BANDAS Y POLEAS
24	1	DISCO DE FRENO
25	1	PINZA DE FRENO

Diseño de FERNANDO MORA	Revisado por ING. WIESNER	Aprobado por ING. WIESN	Fecha 27/08/2007	Fecha 27/08/2007
<b>FIMCP-ESPOL</b>			<b>TORNO MECANICO INDUSTRIAL</b>	
			DESPIECE	Edición 1



Diseño de FERNANDO MORA	Revisado por ING. WIESNER	Aprobado por ING. WIESN	Fecha 12/09/2007	Fecha 08/09/2007
<b>FIMCP-ESPOL</b>			<b>CAJA DE CAMBIOS DE VELOCIDADES</b>	
			DESPIECE	Edición 1



ELEMENTO	CTDAD	N° DE PIEZA
1	1	HUSILLO PRINCIPAL
2	1	PLATO DE SUJECIÓN
3	6	PERNO ISO #016 M20X140
4	2	ROD SNG 6182Z
5	1	SOPORTE SUPERIOR
6	2	ROD SNG 6193Z
7	1	ANILLO DE AJUSTE
8	1	ENGRANES 14-85
9	1	EJE 2
10	1	ENGRANES 14-70
11	1	ENGRANE 65
12	1	ENGRANES 23-61
13	1	ENGRANES 28-56
14	1	ENGRANAJE 19
15	1	TAPA DE SOPORTE SUPERIOR
16	1	EJE 1
17	1	SOPORTE DE EJES
18	1	POLEA SB 110 SF A 2
19	4	MUELTA DE SUJECIÓN
20	1	SOPORTE INFERIOR
21	2	ROD SNG 30310
22	1	ROD SNG ZZZ13EK
23	1	ROD SNG K-303 AK-302 A
24	1	TAPA DEL EJE 2
25	1	ROD SNG 32000 X
26	1	ROD SNG 12 L 040
27	1	ROD SNG 61808
28	1	BASE CATALUBRICACIÓN
29	1	TUBERÍA DE LUBRICACIÓN
30	1	DISCO DE FRENO
31	1	PINZA DE FRENO

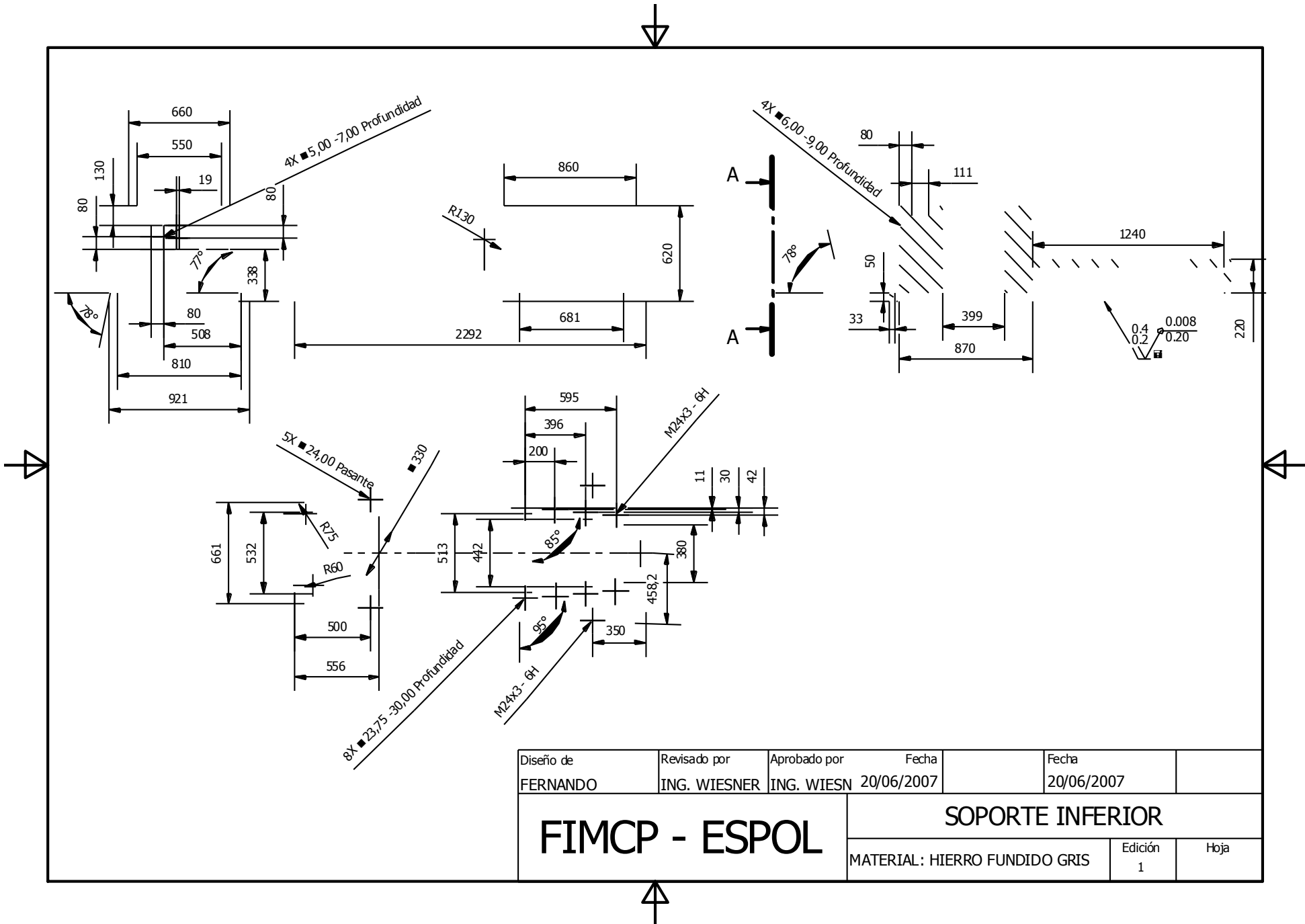
Creado de FERNANDO NO-RA	Realizado por ING. WIESNER	Aprobado por ING. WIESN	Fecha 12/09/2007
-----------------------------	-------------------------------	----------------------------	---------------------

**FICMP-ESPOL**

NOMENCLATURA PLANO 3  
 DESPIECE

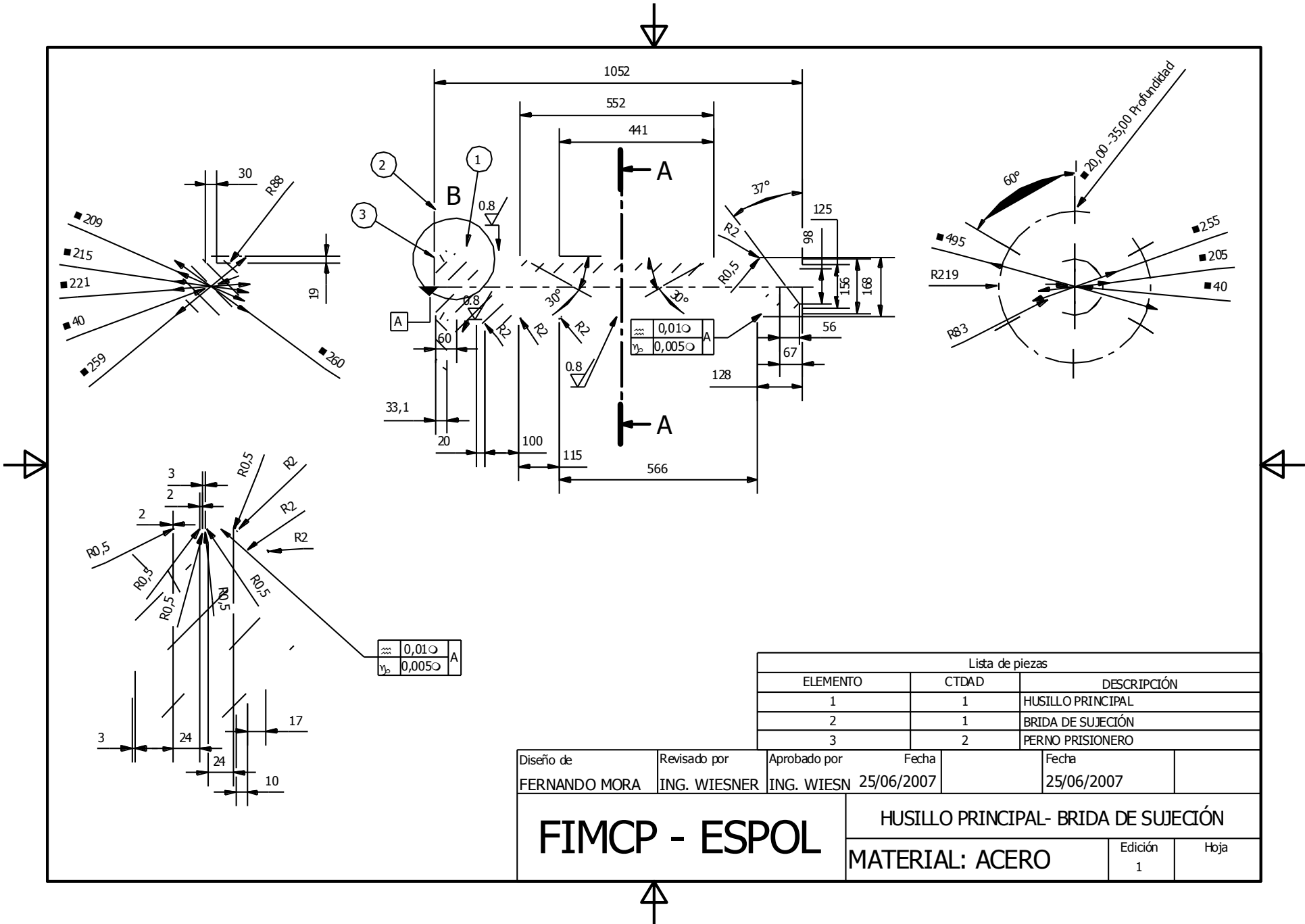
Sección  
 1 Hoja





Diseño de FERNANDO	Revisado por ING. WIESNER	Aprobado por ING. WIESN	Fecha 20/06/2007	Fecha 20/06/2007
-----------------------	------------------------------	----------------------------	---------------------	---------------------

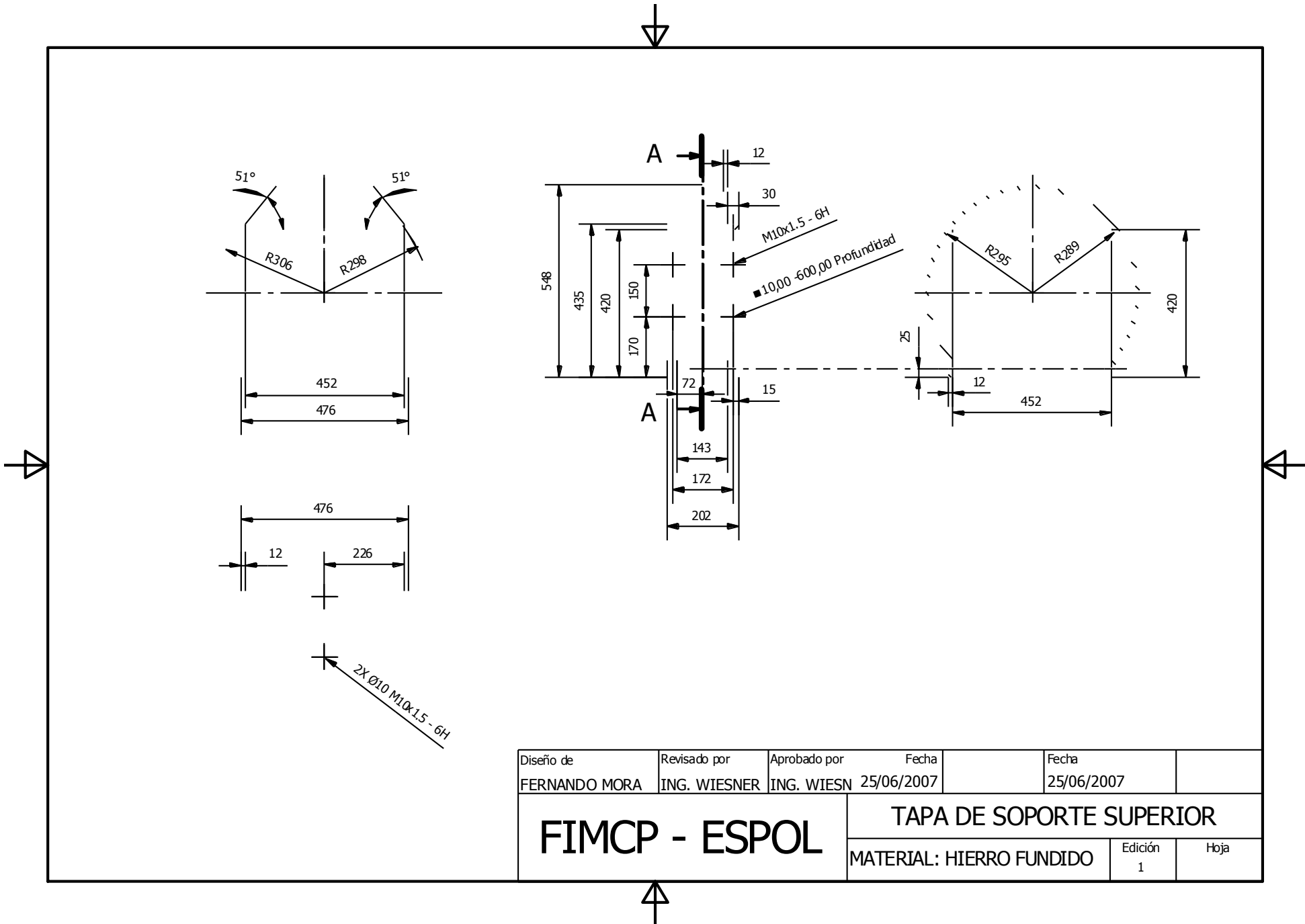
<b>FIMCP - ESPOL</b>	<b>SOPORTE INFERIOR</b>	
	MATERIAL: HIERRO FUNDIDO GRIS	Edición 1
		Hoja



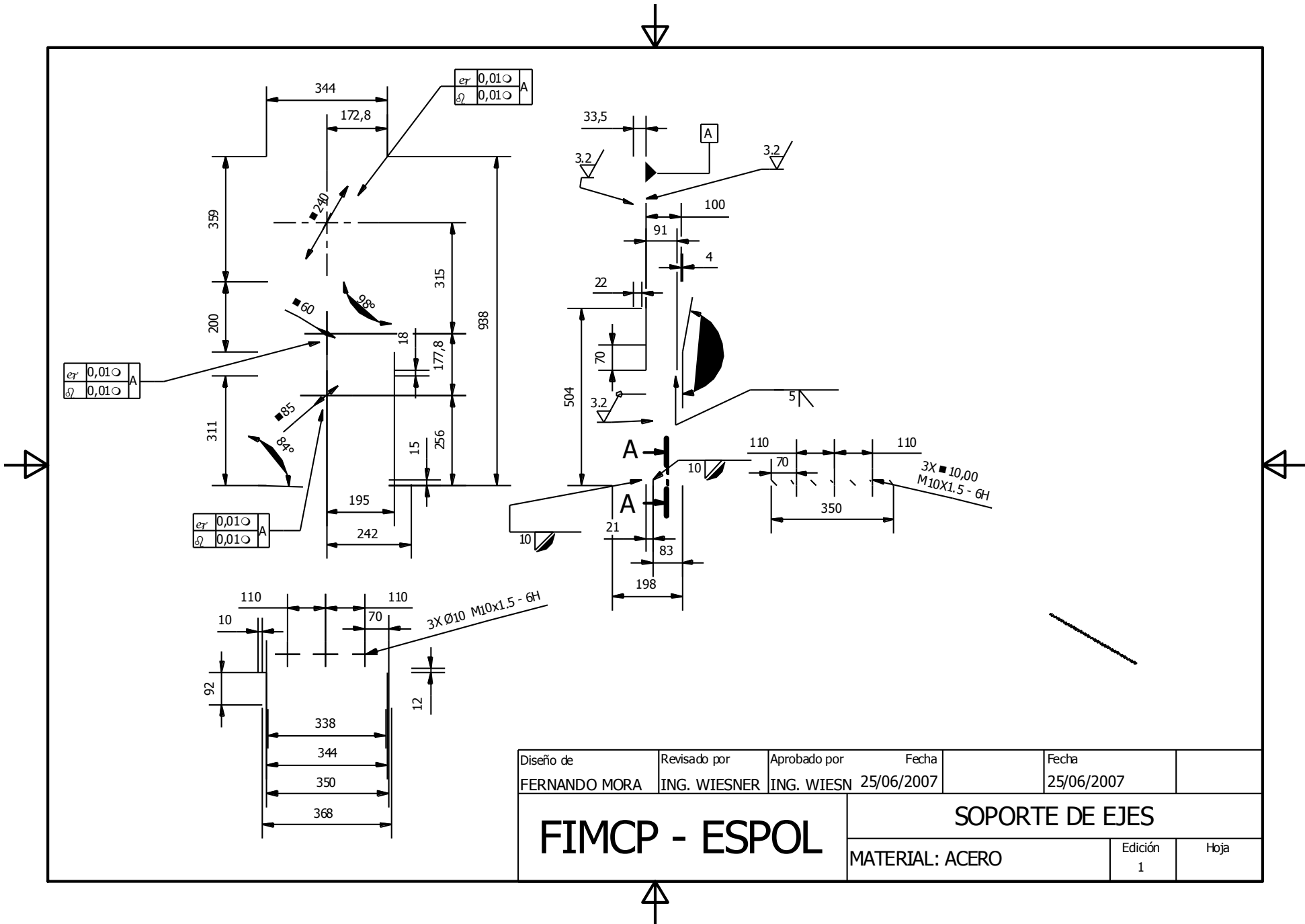
Lista de piezas		
ELEMENTO	CTDAD	DESCRIPCIÓN
1	1	HUSILLO PRINCIPAL
2	1	BRIDA DE SUJECIÓN
3	2	PERNO PRISIONERO

Diseño de FERNANDO MORA	Revisado por ING. WIESNER	Aprobado por ING. WIESN	Fecha 25/06/2007	Fecha 25/06/2007
----------------------------	------------------------------	----------------------------	---------------------	---------------------

<b>FIMCP - ESPOL</b>		<b>HUSILLO PRINCIPAL- BRIDA DE SUJECIÓN</b>	
		MATERIAL: ACERO	Edición 1
		Hoja	



Diseño de FERNANDO MORA	Revisado por ING. WIESNER	Aprobado por ING. WIESN	Fecha 25/06/2007	Fecha 25/06/2007	
<b>FIMCP - ESPOL</b>			<b>TAPA DE SOPORTE SUPERIOR</b>		
			MATERIAL: HIERRO FUNDIDO	Edición 1	Hoja

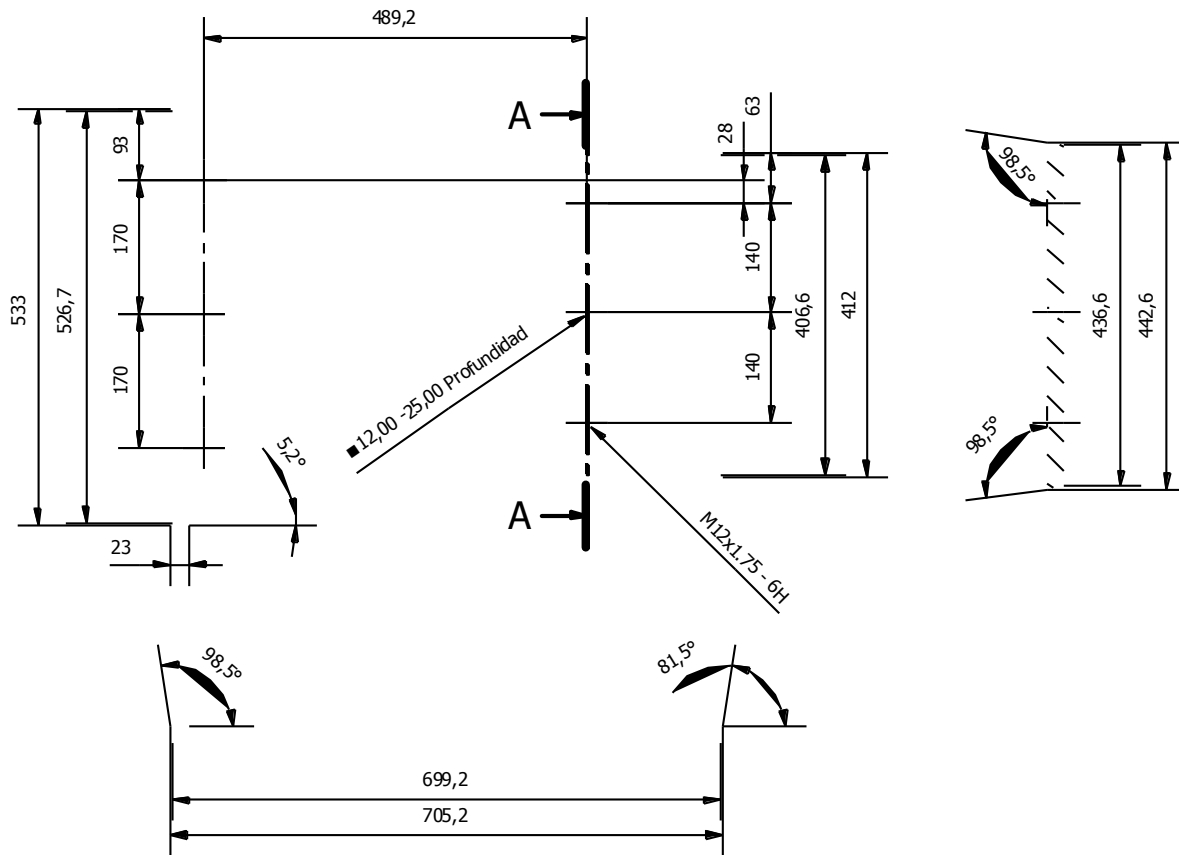


er	0,01	○	A
σ	0,01	○	A

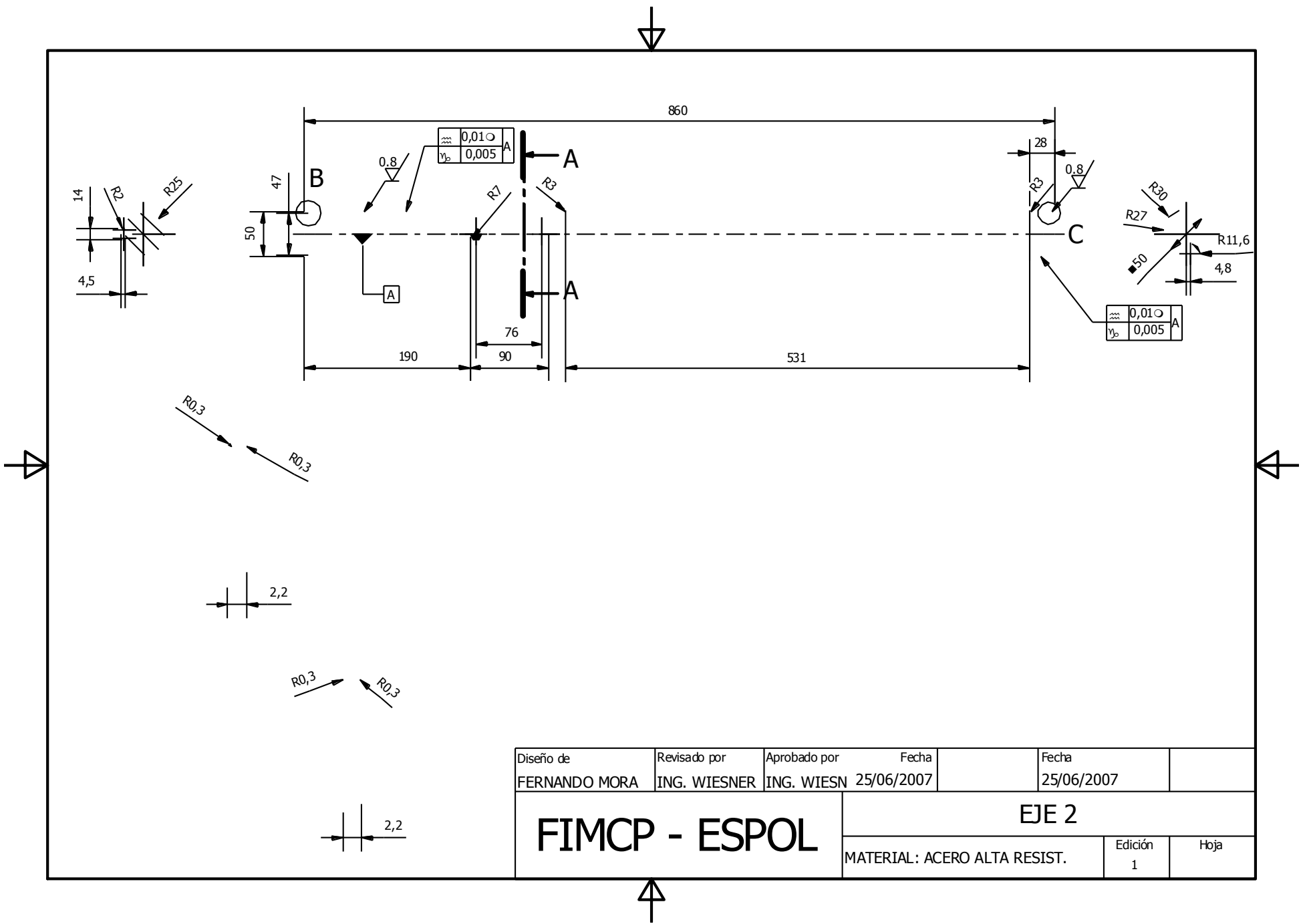
er	0,01	○	A
σ	0,01	○	A

er	0,01	○	A
σ	0,01	○	A

Diseño de FERNANDO MORA	Revisado por ING. WIESNER	Aprobado por ING. WIESN	Fecha 25/06/2007	Fecha 25/06/2007	
<b>FIMCP - ESPOL</b>			<b>SOPORTE DE EJES</b>		



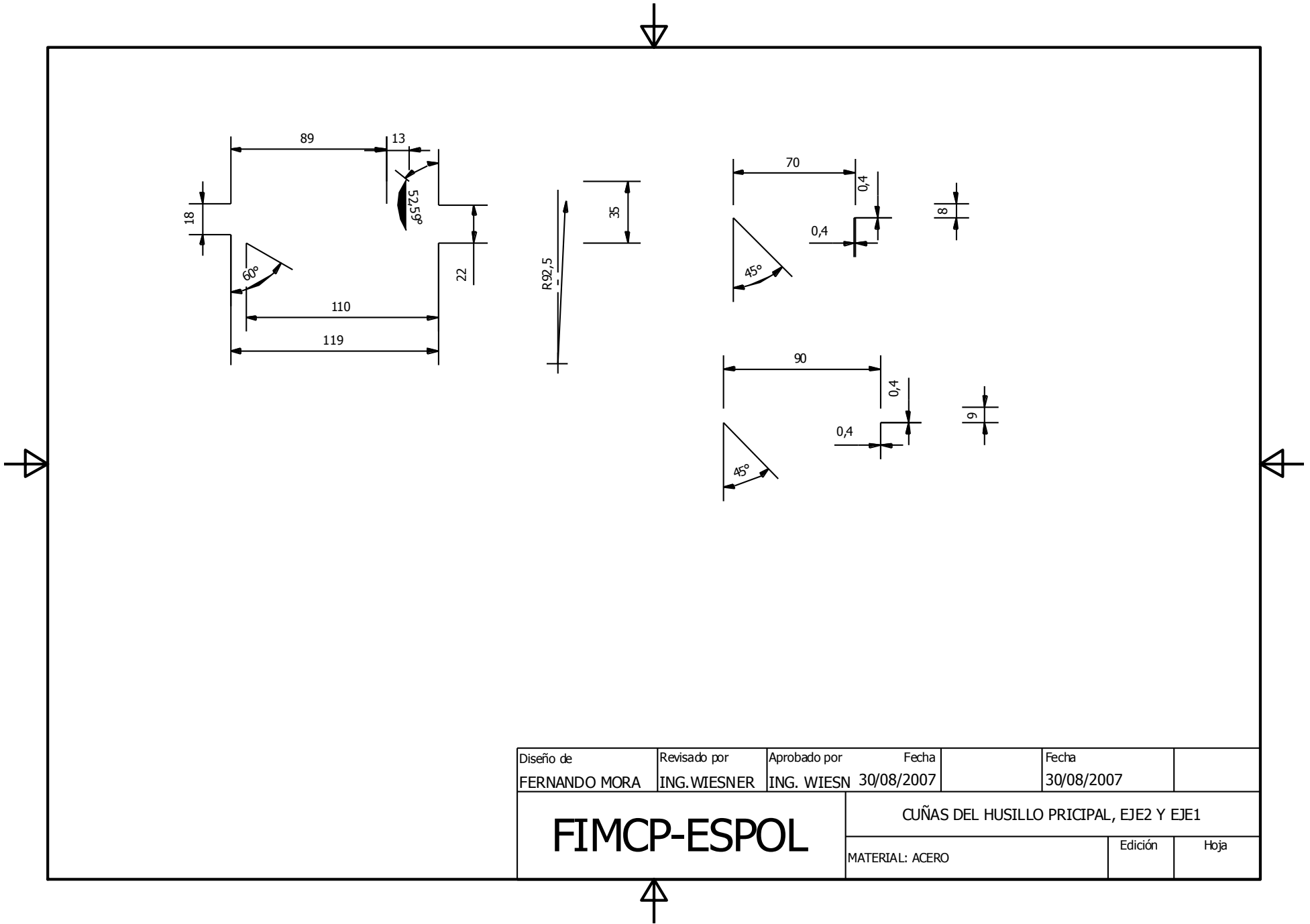
Diseño de FERNANDO MORA	Revisado por ING. WIESNER	Aprobado por ING. WIESNER	Fecha 29/06/2007	Fecha 29/06/2007	
<b>FIMCP - ESPOL</b>			<b>BASE - CAJA DE LUBRICACION</b>		
			MATERIAL: ACERO	Edición 1	Hoja



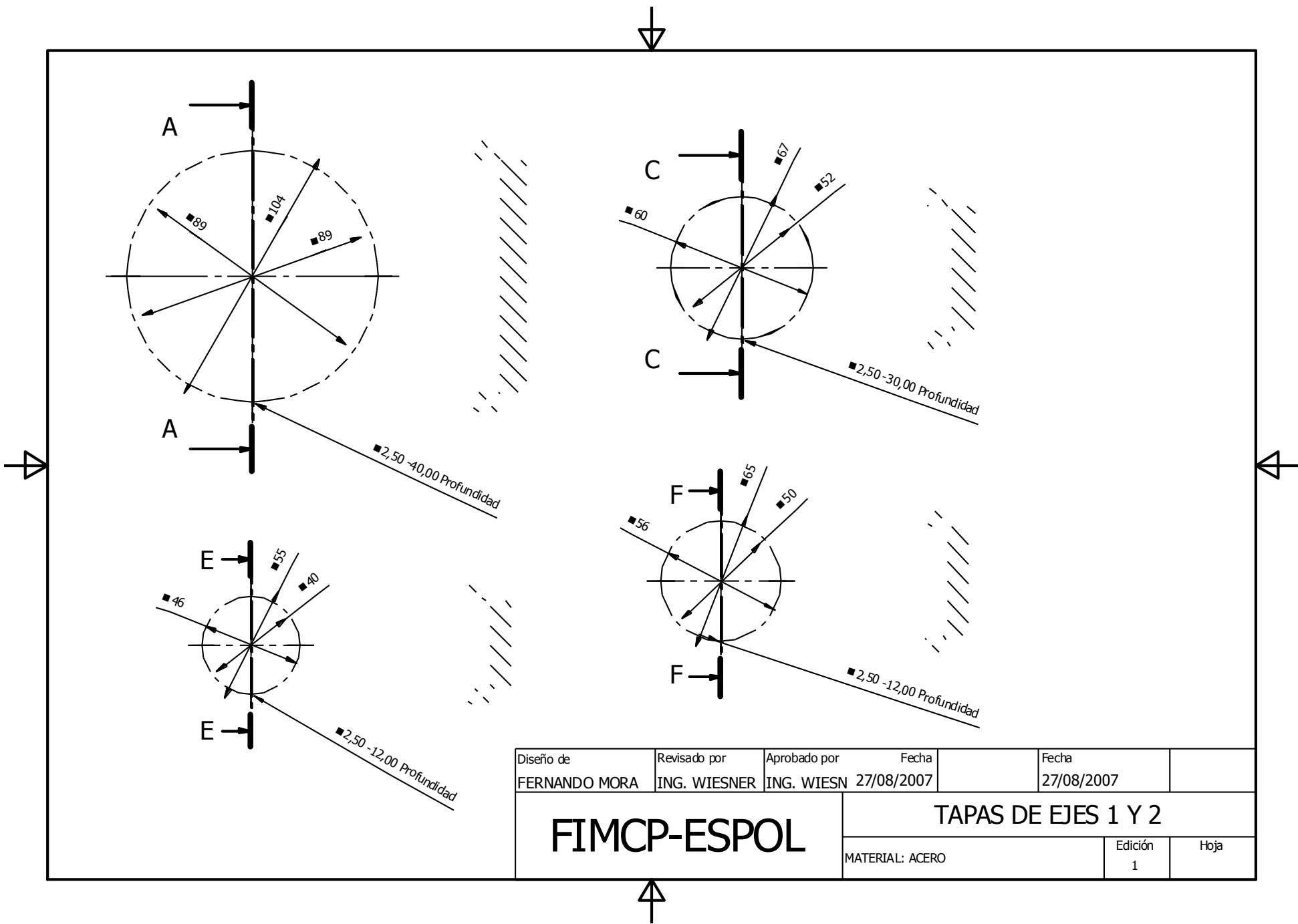
Diseño de FERNANDO MORA	Revisado por ING. WIESNER	Aprobado por ING. WIESNER	Fecha 25/06/2007	Fecha 25/06/2007	
<b>FIMCP - ESPOL</b>			<b>EJE 2</b>		
			MATERIAL: ACERO ALTA RESIST.	Edición 1	Hoja



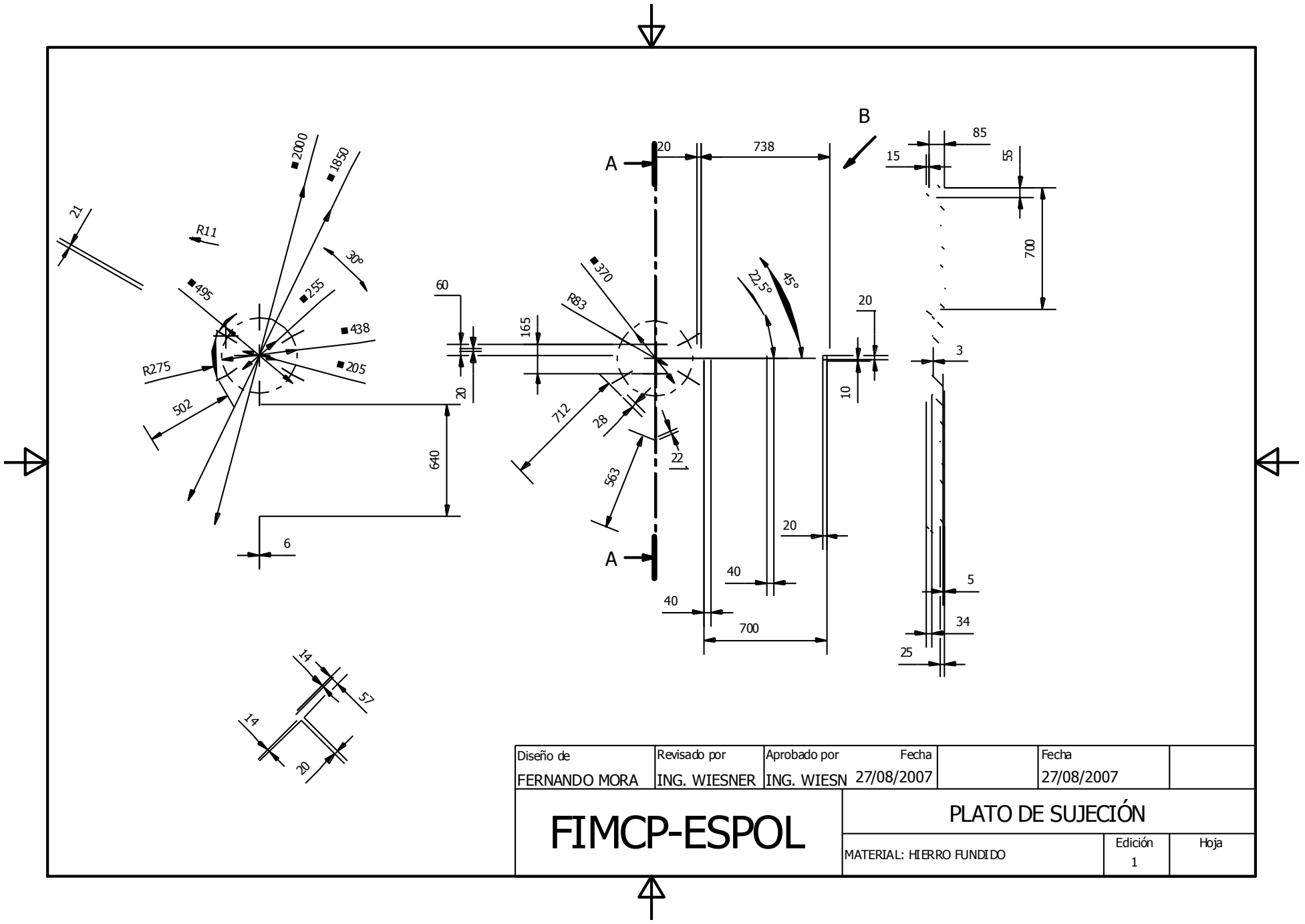




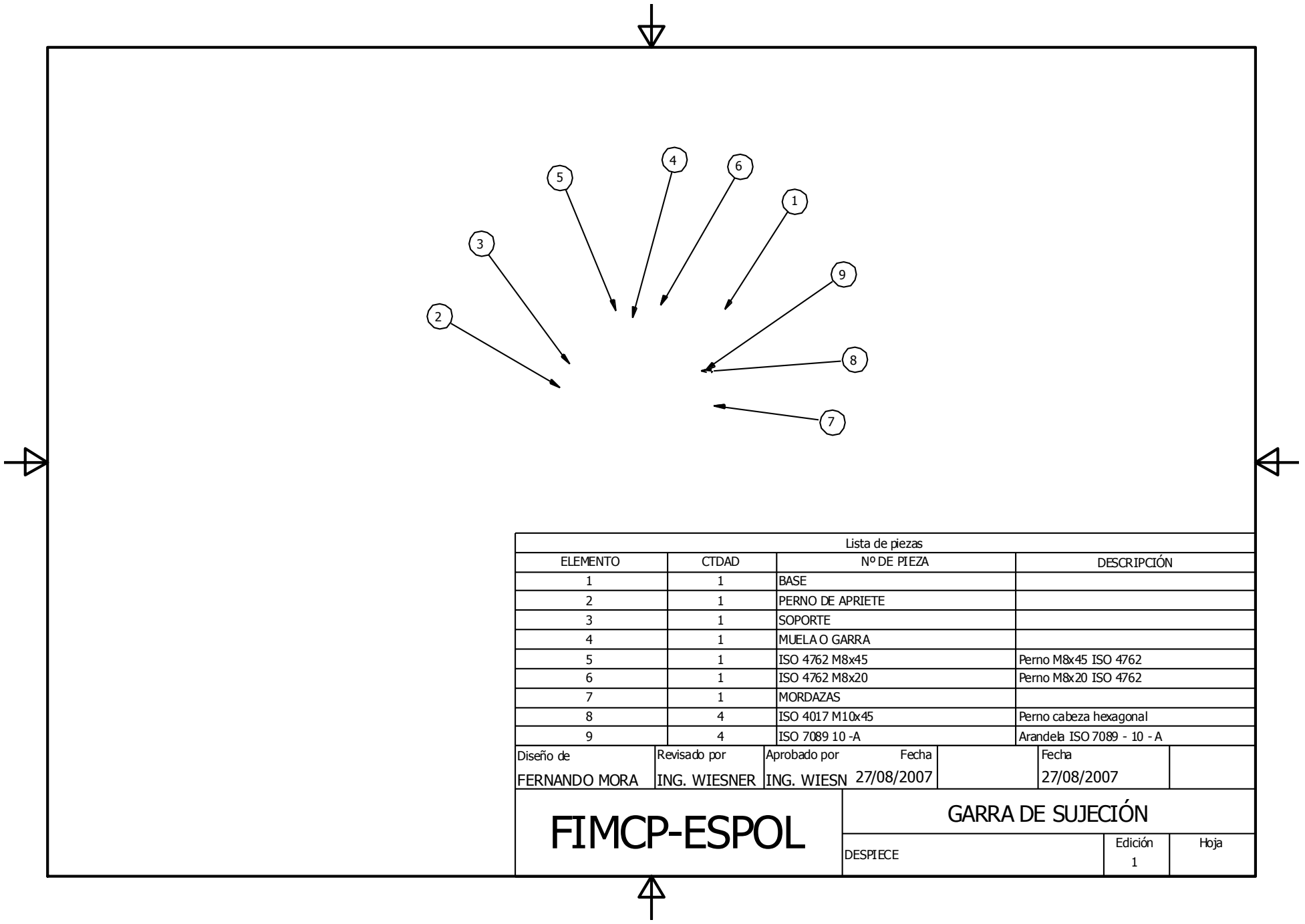
Diseño de FERNANDO MORA	Revisado por ING. WIESNER	Aprobado por ING. WIESN	Fecha 30/08/2007	Fecha 30/08/2007	
<b>FIMCP-ESPOL</b>			CUÑAS DEL HUSILLO PRICIPAL, EJE2 Y EJE1		
			MATERIAL: ACERO	Edición	Hoja



Diseño de FERNANDO MORA	Revisado por ING. WIESNER	Aprobado por ING. WIESNER	Fecha 27/08/2007	Fecha 27/08/2007	
<b>FIMCP-ESPOL</b>			<b>TAPAS DE EJES 1 Y 2</b>		
			MATERIAL: ACERO		Edición 1

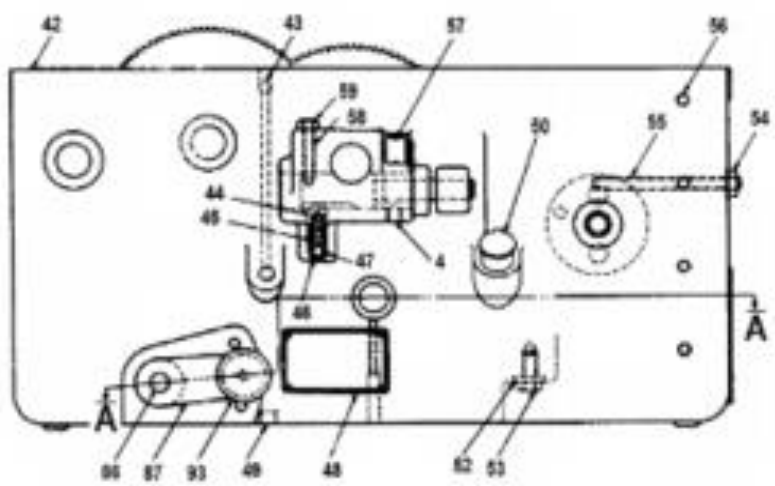
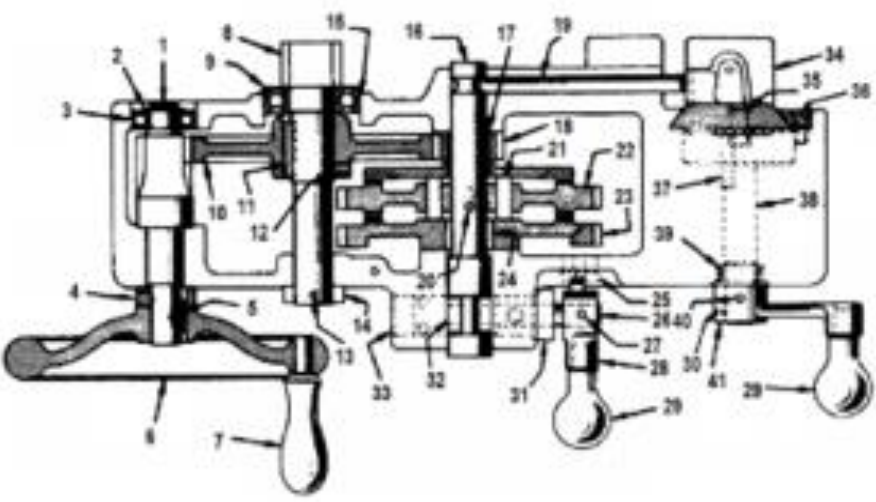
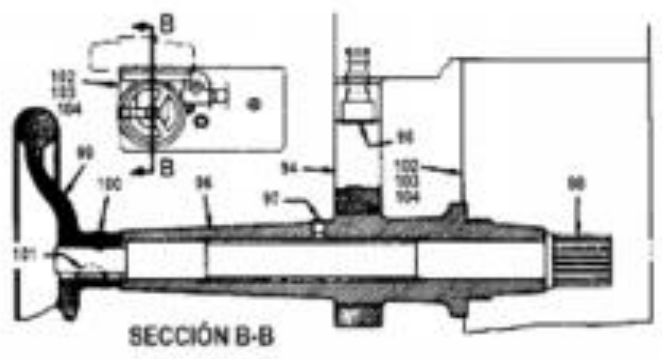
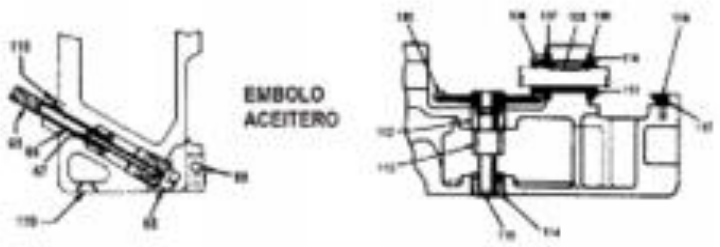
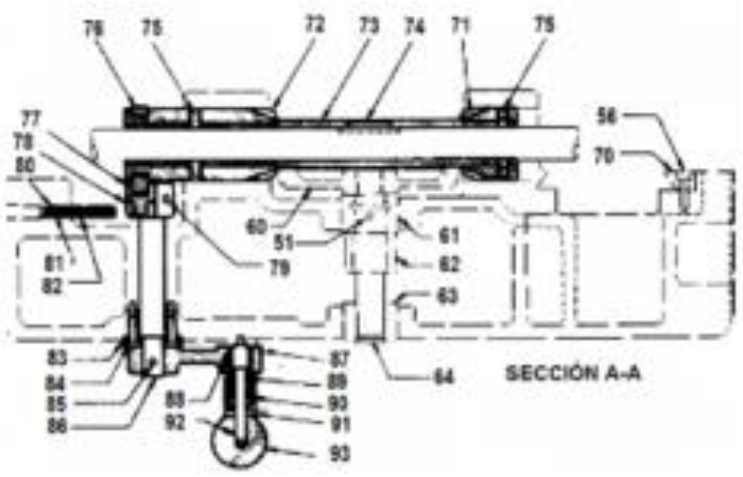


Diseño de FERNANDO MORA	Revisado por ING. WIESNER	Aprobado por ING. WIESN	Fecha 27/08/2007	Fecha 27/08/2007	
<b>FIMCP-ESPOL</b>			<b>PLATO DE SUJECIÓN</b>		
			MATERIAL: HIERRO FUNDIDO	Edición 1	Hoja



Lista de piezas			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	BASE	
2	1	PERNO DE APRIETE	
3	1	SOPORTE	
4	1	MUELA O GARRA	
5	1	ISO 4762 M8x45	Perno M8x45 ISO 4762
6	1	ISO 4762 M8x20	Perno M8x20 ISO 4762
7	1	MORDAZAS	
8	4	ISO 4017 M10x45	Perno cabeza hexagonal
9	4	ISO 7089 10 -A	Arandela ISO 7089 - 10 - A
Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha
FERNANDO MORA	ING. WIESNER	ING. WIESN	27/08/2007
<b>FIMCP-ESPOL</b>		<b>GARRA DE SUJECIÓN</b>	
		DESPIECE	Edición 1
		Hoja	

PLANO 16



Diseno de	Realizado por	Aprobado por	Fecha	Fecha
FERNANDO MORA	ING. WITSMER	ING. WITSMER	07/08/2007	25/04/2007

FIMCP-ESPOL

DESPIECE

CARRO LONGITUDINAL

Edición 1

Hqs

ART. No.	NOBRE DE PARTE	CANT.	ART. No.	NOBRE DE PARTE	CANT.
1	Perno de ajuste de la placa frontal	1	61	Bigje del eje del engranaje cónico posterior	1
2	Ano de Ajuste	1	62	Eje del engranaje cónico	1
3	Rotamiento de bnda	1	63	Bigje del eje del engranaje cónico frontal	1
4	Perno sin cabeza	2	64	Tapón con anillo inoxidable	1
5	Cafia woodruff	1	65	Tapón del graso	1
6	Mandrel (3 cardos)	1	66	Resorte del tapón del graso	1
7	Mandrel	1	67	Varilla guía	1
8	Perno de ajuste del mandrel	1	68	Tapón del tubo	1
9	Rotamiento de bnda	1	69	Perno	1
10	Rueda de succión	1	70	Chaveta	1
11	Cafia	1	71	Presión cónica	1
12	Perno sin cabeza	1	72	Presión intercambiable	1
13	Parache	1	73	Mandrel del péñon intercambiable	1
14	Cafia, Rock, Wheel dial	1	74	Cafia	1
15	Resorte de seguridad	1	75	Parache estrangulador	4
16	Eje del engranaje de ajuste del mandrel	1	76	Zapata del intercambiable	1
17	Bigje del engranaje de anillo horizontal	1	77	Herradura de resaca	1
18	Engraque de anillo horizontal	1	78	Indicador de anillo de resaca	1
19	Parache del intercambiable	1	79	Parache cónico	1
20	Parache cónico	1	80	Perno pasante	1
21	Parache del engranaje escapador	4	81	Tapón	1
22	Engraque intercambiable de bnda	1	82	Perno pasante	1
23	Engraque del engraque de anillo horizontal	1	83	Cafia del eje rotatorio	1
24	Bigje del engraque de anillo horizontal	1	84	Perno cabeza ranurada	2
25	Parache	1	85	Parache cónico	1
26	Eje del engraque intercambiable	1	86	Eje del mandrel de anillo de resaca	1
27	parache cónico	1	87	Mandrel del anillo de resaca	1
28	Mandrel del engraque intercambiable	1	88	Parache cónico	1
29	Mandrel de bnda	2	89	Resorte	1
30	Perno Pasante	1	90	Cargallo	1
31	Bigje del eje del engraque intercambiable	1	91	Parache cónico	1
32	Zapata del engraque intercambiable	1	92	Embudo	1
33	Tapón Welsch	1	93	Presión	1
34	Caja de la tuerca métrica	1	94	Seguete	1
35	Parache	2	95	Perno	2
36	Perno	1	96	Bucha	1
37	Parache estrangulador	1	97	Grasero	1
38	Llave de la caja de tuerca	1	98	perno embudo	1
39	Resorte	1	99	Mandrel	1
40	Perno cónico	1	100	Perno	1
41	Mandrel de la tuerca media	1	101	Cafia woodruff	1
42	Placa frontal del caso control o	1	102	Caso Longitudinal	1
43	Bnda de acero	1	103	Tapón frontal	1
44	Embudo del engraque intercambiable	1	104	Tapón Trasero	1
45	Resorte	1	105	Engraque Cónico	1
46	Perno sin cabeza	1	106	Presión Cónico	1
47	Perno sin cabeza	1	107	Cafia de ajuste del péñon cónico	1
48	Placa de bronce/latón	1	108	Cafia	1
49	Tapón de tuerca	1	109	Cafia de ajuste del péñon cónico	1
50	Grasero	1	110	Parache	1
51	Perno sin cabeza	1	111	Ano de ajuste	1
52	Arandela	1	112	Bigje del eje del engranaje cónico posterior	1
53	Perno de cabeza hexagonal	1	113	Eje del engranaje cónico	1
54	Tuerca	1	114	Bigje del eje del engranaje cónico frontal	1
55	Perno sin cabeza	1	115	Tapón	1
56	Perno Stock 1M	4	116	Perno	1
57	Placa de dirección de anillo	1	117	Chaveta	1
58	Perno Pasante	2	118	Parache	1
59	Tuerca	2	119	Tapón de tuerca	1
60	Engraque cónico	1			

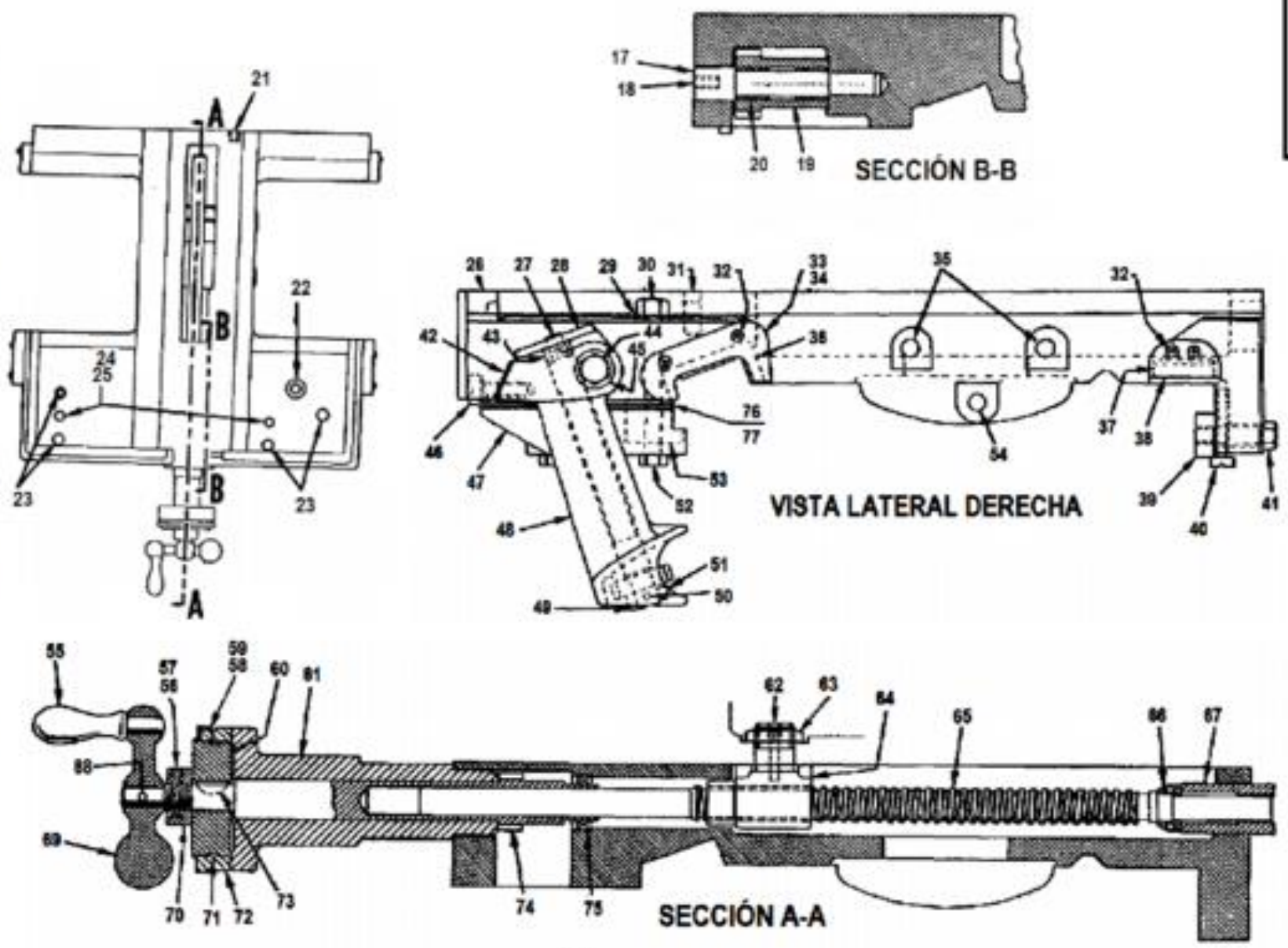
Diseño de: FERNANDO MORA      Revisado por: ING. WIESNER      Aprobado por: ING. WIESNER      Fecha: 31/08/2007

NOMENCLATURA PLANO 16

FICMP-ESPOL

DESPICE

Escala: 1  
HQA



Disenado por	Realizado por	Aprobado por	Fecha
FERNANDO MORA	ING. WIESNER	ING. WIESNER	07/08/2007
			01/05/2007

FIMCP-ESPOL

CARRO TRANSVERSAL

DESPIECE

Sección 1

Hoja



ART. No.	NOMBRE DE PARTE	CANT.	ART. No.	NOMBRE DE PARTE	CANT.
1	Perno de anaco Transversal	1	40	Placa indicadora de instrucciones	1
2	Tuerca de anaco Transversal	1	41	Pasador cónico	1
3	Seguro del engrane intermedio de anaco	2	42	Perno cap	1
4	Tapón de tubería	3	43	Arandela	1
5	Engrane Intermedio de anaco	2	44	Perno tipo charroton	2
6	Bujá del engrane	2	45	Chaveta horizontal del cam	2
7	Arandela	2	46	Indicador de inversión	1
8	Tuerca Hexagonal	2	47	Rueda cuadrante de guía	1
9	Eje conductor del anaco	1	48	Pasador cónico	1
10	Engrane conductor del anaco	2	49	Perno pasador	1
11	Pasador cónico	2	50	Perno cabeza hexagonal	4
12	Collar graduado	1	51	Almohadilla del cam	1
13	Perno cabeza hexagonal	2	52	Perno	1
14	Galb. mar	1	53	Perno	1
15	Pasador cónico	1	54	Tuerca	1
16	Cam	1	55	Tuerca de anaco	1
17	Perno del piñón loco	1	56	Perno	1
18	Perno pasante	1	57	Tuerca de anaco y reversa	1
19	Piñón loco	1	58	Perno de anaco	1
20	Tapón de tubería	1	59	Sello clipper	1
21	Perno	1	60	Rotamiento conductor	1
22	Perno	1	61	Bigje de anaco transversal	1
23	Pasador	2	62	Caja del collar graduado	1
24	Tapón	2	63	Collar graduado	1
25	Cam	1	64	Perno	2
26	Eje de la embrada	1	65	Tapón	2
27	Indicador	1	66	Bocín collar graduado	1
28	Arandela	1	67	Perno	1
29	Perno cabeza hexagonal	1	68	Tapón	1
30	Tapón	1	69	Mantón de bobo	1
31	Perno cabeza redonda	1	70	Pasador cónico	1
32	Alabe, placa derecha	0	71	Mantón de bobo	1
33	Alabe, placa izquierda	1	72	Tuerca seguro	1
34	Manguito	2	73	Caja	1
35	Manguito	2	74	Rotamiento	1
36	Alabe, placa posterior	2	75	Piñon de anaco y reversa	1
37	Chaveta, cam posterior	1	76	Mango del piñón	1
38	Perno charroton	2	77	Pasador cónico	1
39	Perno cabeza hexagonal	2			

Disenó por FERNANDO MORA	Revisado por ING. WITENIER	Aprobado por ING. WIESEN	Fecha 07/09/2007
-----------------------------	-------------------------------	-----------------------------	---------------------

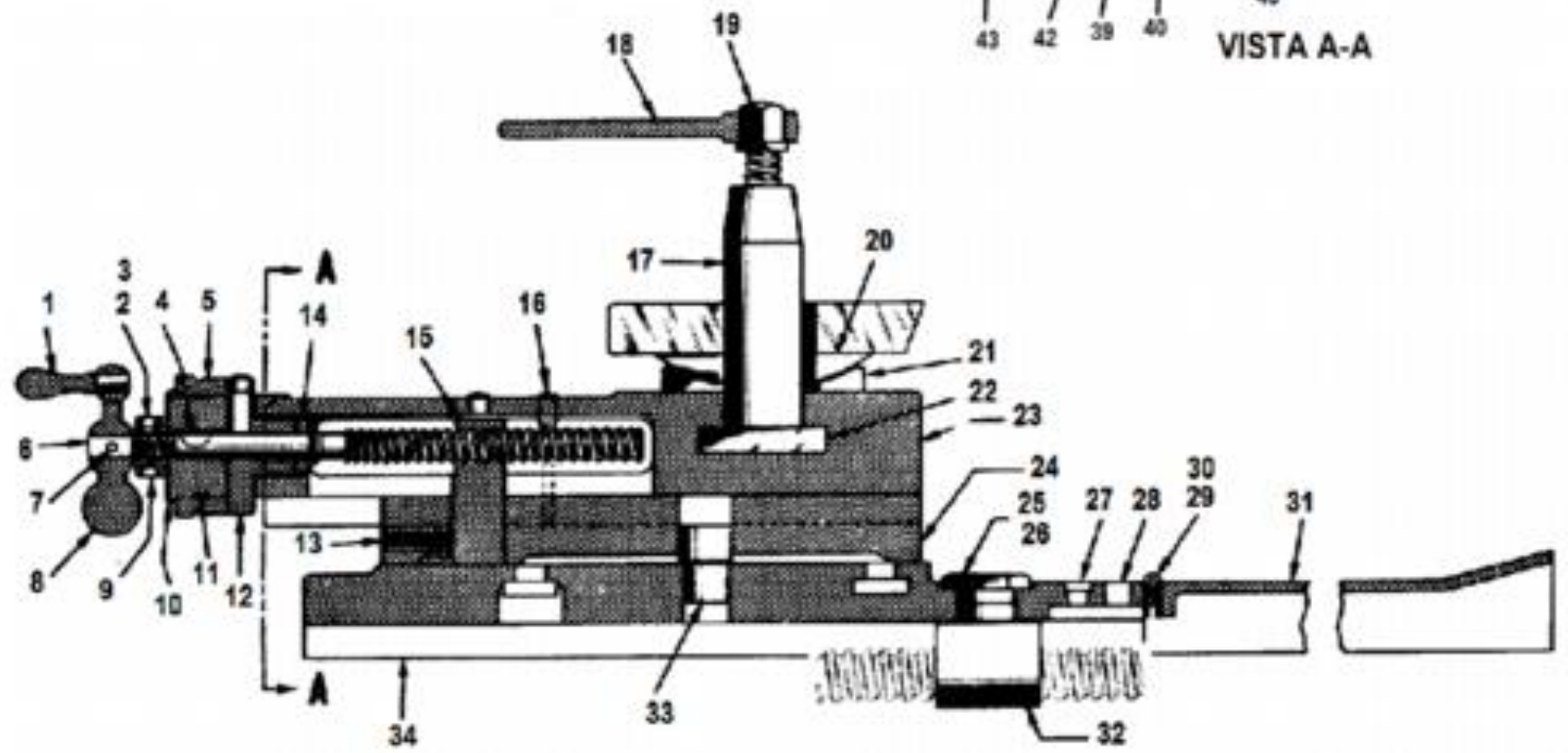
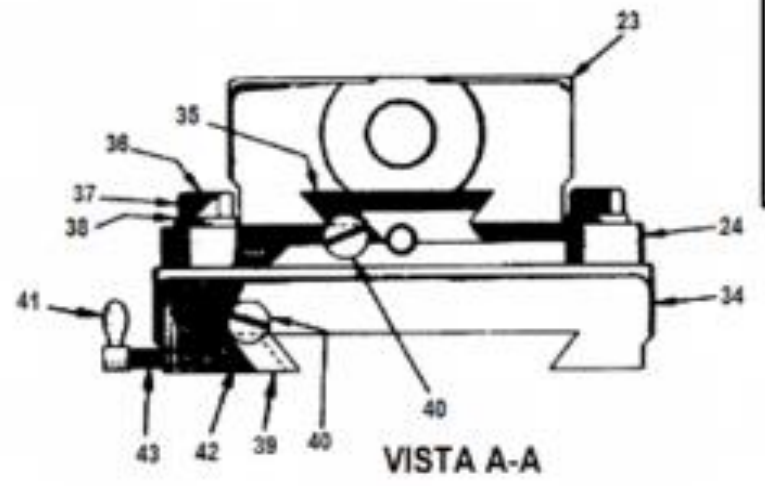
# FIMQP-ESPOL

## NOMENCLATURA PLANO 17

DESPIECE

Escrió  
1

Hqs



Diseno de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha
FERNANDO MORA	ING. WIESNER	ING. WIESNER	07/08/2007	01/05/2007

# FIMQP-ESPOL

## CARRO POR TAJERRAMIENTA

DESPICCE	Edición	Hqs
	1	

ART. No.	NOBRE DE PARTE	CANT.	ART. No.	NOBRE DE PARTE	CANT.
1	Manchito de bota	1	22	Arandela	1
2	Perno pasante	2	23	Carcasa superior deslizable	1
3	Tapón	2	24	Carcasa gradada	1
4	Culito Woodruf	1	25	Perno de arandela deslizable	1
5	Culter Cochrudo	1	26	Pasador del cambiador	1
6	Perno deslizable	1	27	Tapón 1	1
7	Pasador	1	28	Tapón 2	1
8	Manivela simple de bota	1	29	Brigaja de protección	1
9	Tuerca de Seguridad	1	30	Perno	4
10	Bujie del culter graduado	1	31	Protección	1
11	Resorte	1	32	Tuerca de anillo transversal	1
12	Bujie del perno deslizable	1	33	Pasador tipo hombre	1
13	Perno pasante	1	34	Botón deslizable	1
14	Culter del perno deslizable	1	35	Gb. Top Side	1
15	Tuerca del perno deslizable	1	36	Perno Tshel	2
16	Casaca	4	37	Tuerca hexagonal	2
17	Punta herramienta	1	38	Arandela	2
18	Ayudador	1	39	Gb. Bottom side	1
19	Perno, cabeza cuadrada	1	40	Perno	4
20	Seguro del porta herramienta	1	41	Manivela	1
21	Culter del porta herramienta	1	42	Cubierta	1
			43	Pasador	1

Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha
FERNANDO MORA	ING. WIESNER	ING. WIESNER	07/09/2007	07/09/2007

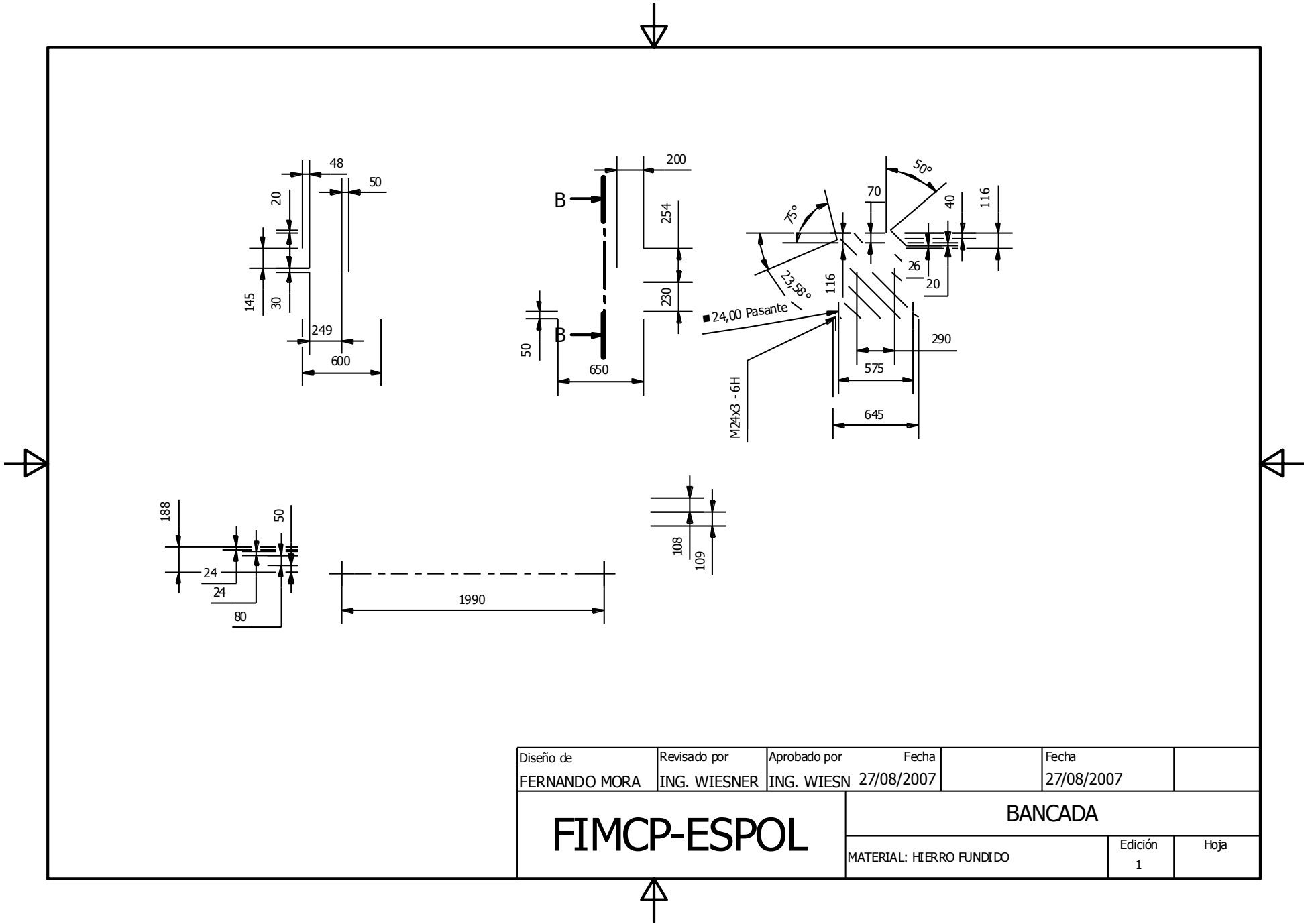
# FIMQP-ESPOL

## NOMENCALTURA PLANO 18

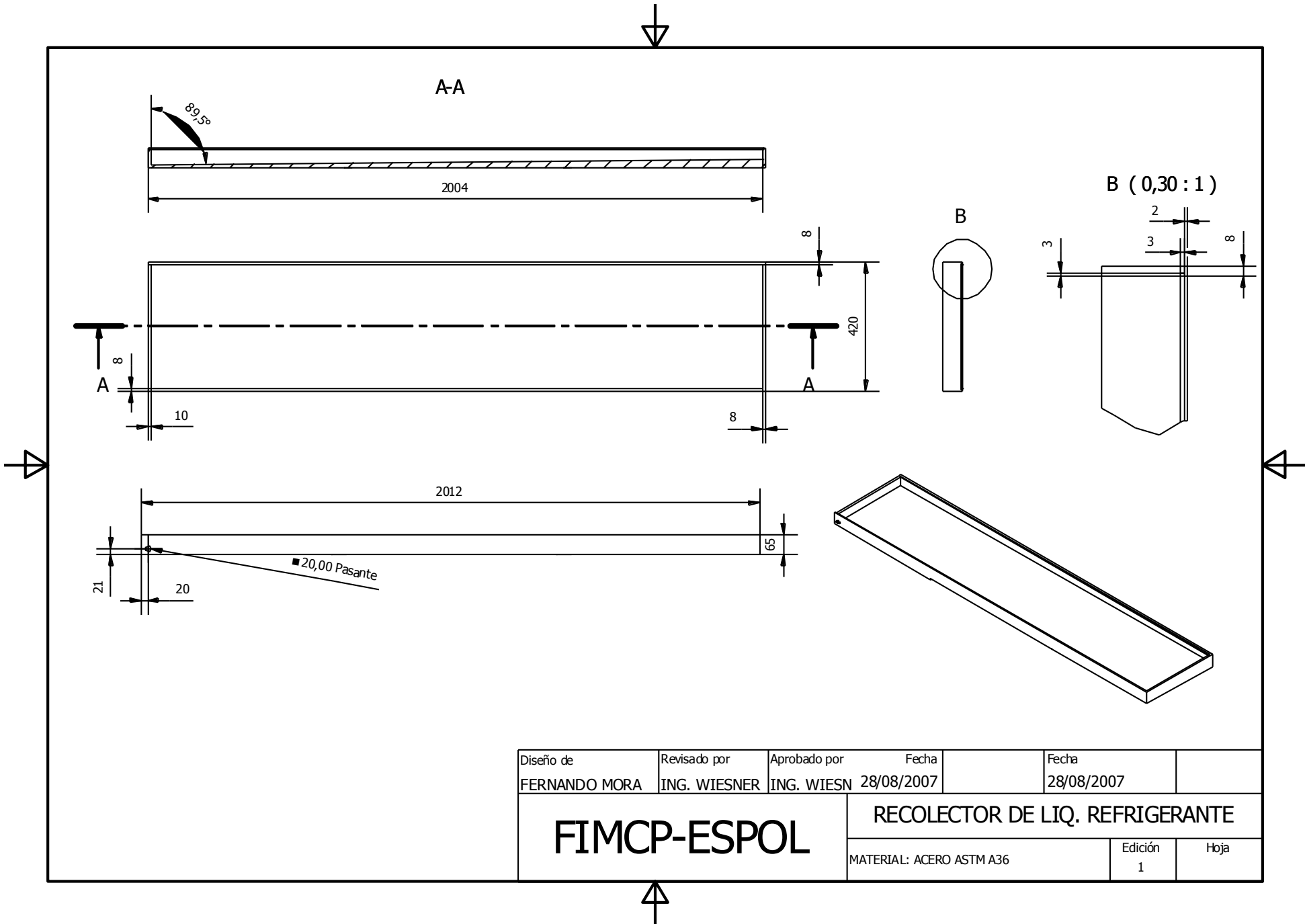
DESPIECE

Bricks  
1

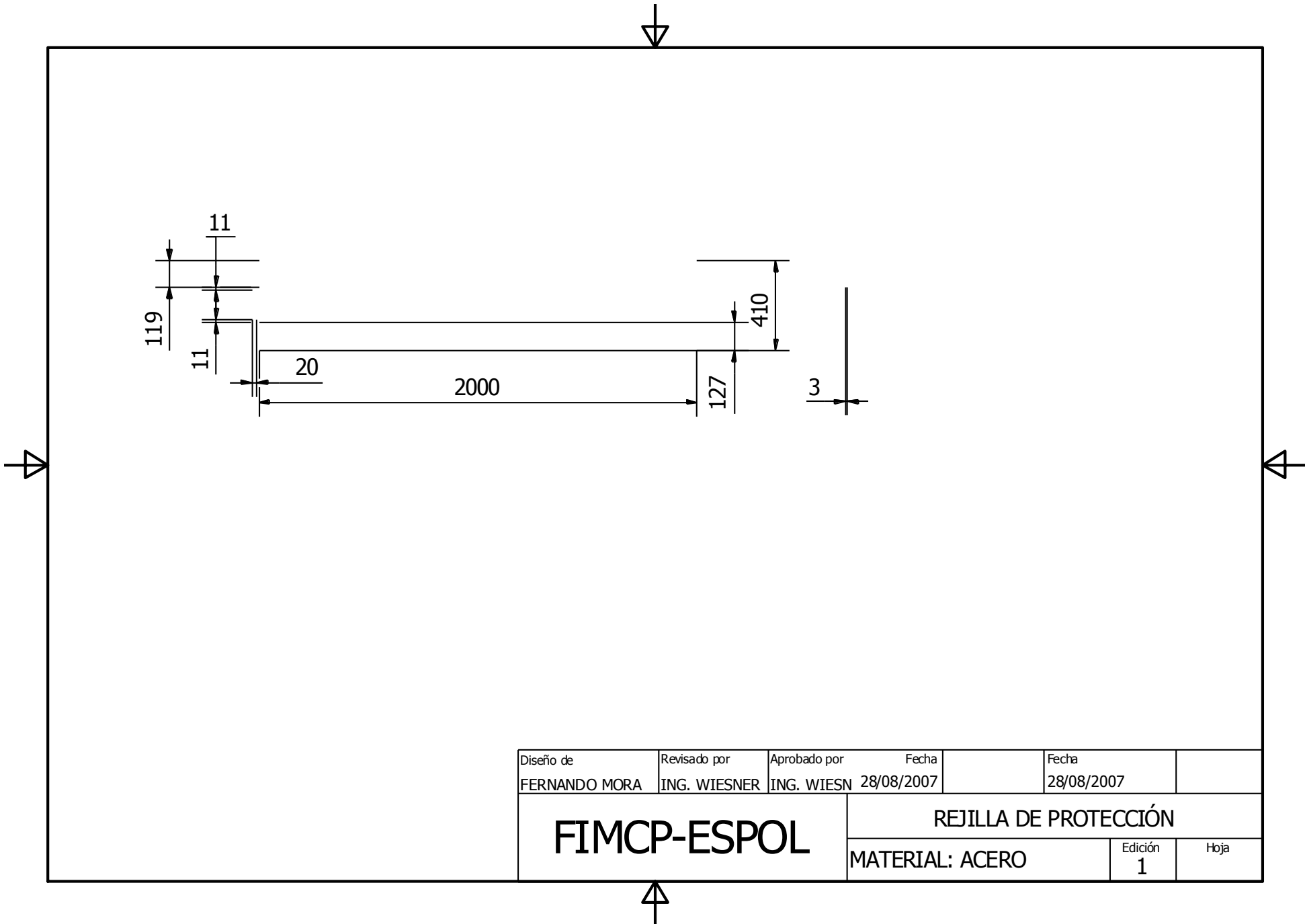
Hqs



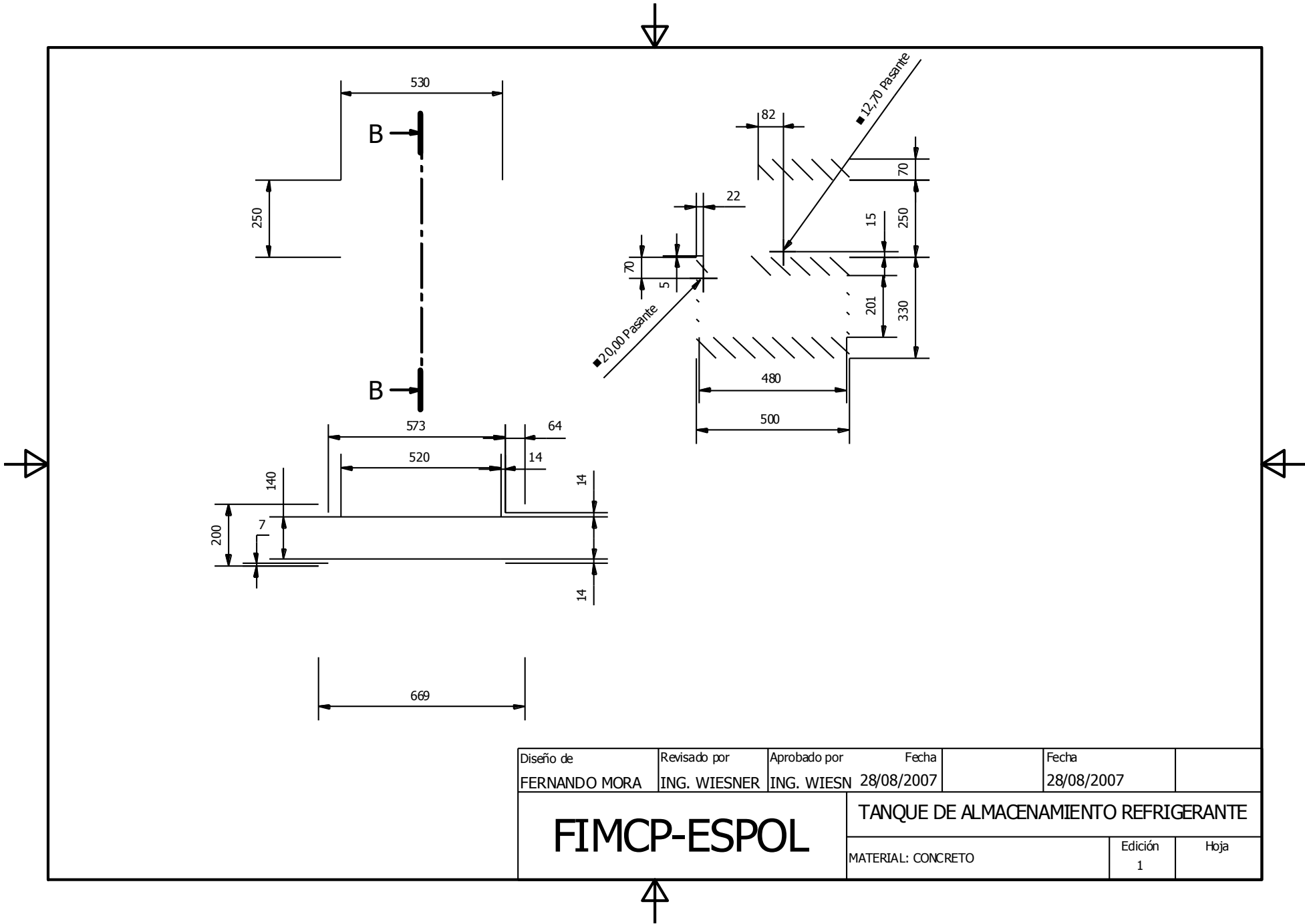
Diseño de FERNANDO MORA	Revisado por ING. WIESNER	Aprobado por ING. WIESNER	Fecha 27/08/2007	Fecha 27/08/2007	
<b>FIMCP-ESPOL</b>			<b>BANCADA</b>		
			MATERIAL: HIERRO FUNDIDO	Edición 1	Hoja



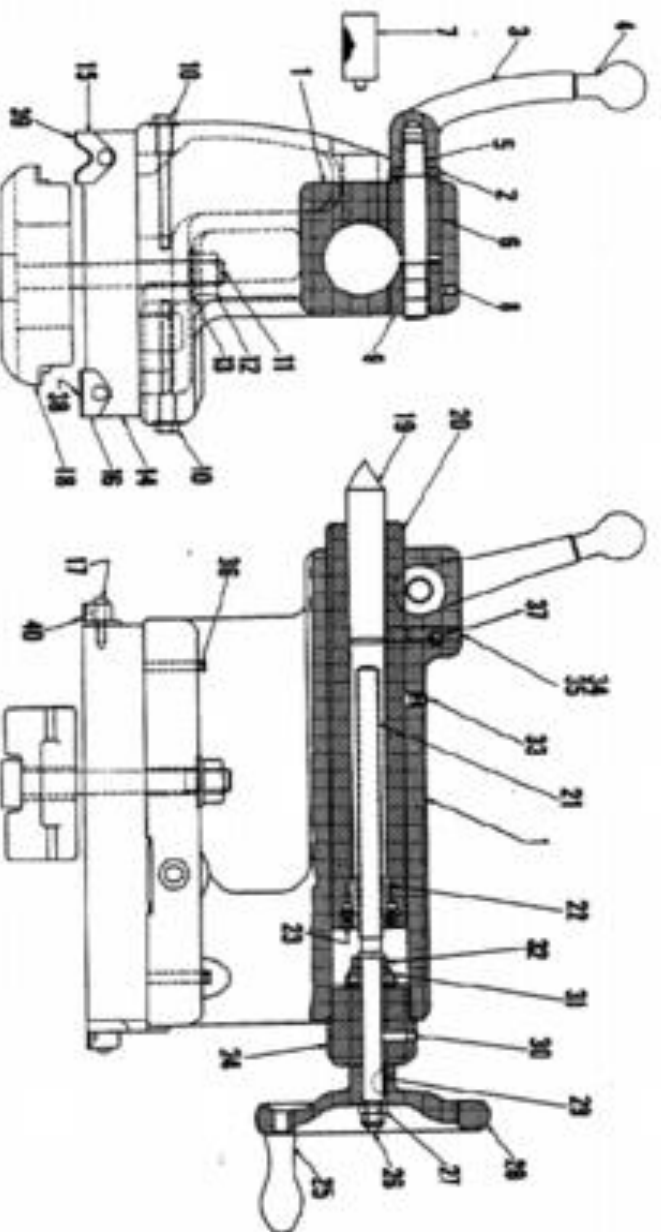
Diseño de FERNANDO MORA	Revisado por ING. WIESNER	Aprobado por ING. WIESN	Fecha 28/08/2007	Fecha 28/08/2007	
<b>FIMCP-ESPOL</b>			<b>RECOLECTOR DE LIQ. REFRIGERANTE</b>		
			MATERIAL: ACERO ASTM A36	Edición 1	Hoja



Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha	
FERNANDO MORA	ING. WIESNER	ING. WIESN	28/08/2007	28/08/2007	
<b>FIMCP-ESPOL</b>			<b>REJILLA DE PROTECCIÓN</b>		
			MATERIAL: ACERO	Edición <b>1</b>	Hoja



Diseño de FERNANDO MORA	Revisado por ING. WIESNER	Aprobado por ING. WIESN	Fecha 28/08/2007	Fecha 28/08/2007	
<b>FIMCP-ESPOL</b>			TANQUE DE ALMACENAMIENTO REFRIGERANTE		
			MATERIAL: CONCRETO	Edición 1	Hoja



ART. No	NOBRE DE PARTE	CANT.	ART. No	NOBRE DE PARTE	CANT.
1	Contrapunta superior	4	23	Perno	2
2	Arandela	1	24	Eje del engr. Cambiador de avance inv.	1
3	Manija	1	25	Culter retenedor del cambiador	1
4	Bola manual	2	26	Zapata del cambiador de palanca	1
5	Resorte retenedor	2	27	Parador del cambiador	1
6	Bola	2	28	Parador conico especial	1
7	Parador	4	29	Cambiador de palanca	1
8	Parador cónico	2	30	Eje inter:cambiador del grupo 15	1
9	Anillo O	2	31	Cambiador retenedor de culata	2
10	Eje cambiador de avance tipo palanca	1	32	Cubierta frontal del cabezal	1
11	Parador tipo bombín	1	33	Cambiador manual	2
12	Zapata del cambiador de palanca	1	34	Arandela de nylon	2
13	Cambiador de palanca	1	35	Perno	2
14	Parador cónico	1	36	Placa del cambio manual	2
15	Grupo eje y engrane del eje intermedio deslxz.	1	37	Culter	2
16	Cambiador de palanca	1	38	Parador cónico	2
17	Parador Conico especial	1	39	Parador cónico	2
18	Parador del cambiador	1	40	Rotul retenedor	2
19	Zapata del cambiador de palanca	1			
20	Cambiador de palanca	1			
21	Parador cónico	1			
22	Para recepción de aceite para engranajes	1			

Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha
FERRIANDO MORA	ING. WIESNER	ING. WIESNER	08/09/2007	08/09/2007

ESPOL-FIMCP

CONTRAPUNTO

DESPIECE

Ección 1 Hqs



## **APÉNDICE B**

### **PARÁMETROS DEL PROCESO DE CORTE Y FLUIDOS PARA EL MECANIZADO DE METALES**

- ☞ Tabla B-T-1 Datos Técnicos de plaquitas de calidad Kennametal. [4]
  
- ☞ Tabla B-T-2 Valores de velocidad de corte y avance para herramientas de corte. [4]
  
- ☞ Tabla B-T-3 Velocidad de corte en el torneado en relación a la sección de viruta y a la calidad de material que se trabaja. [4]
  
- ☞ Figura B-1 Fluidos Solubles para mecanizado de Metales. [9]
  
- ☞ Figura B-2 Fluidos y Aceites puros para mecanizado de Metales. [9]

Tabla B-T-1 Datos Técnicos de plaquetas de calidad Kennametal. [4]

		calidad	velocidad superficial (m/min.)	profundidad de corte (mm)	avance (mm/rev.)	geometría de la plaqueta	
<b>aceros de fácil mecanización:</b> Las condiciones de mecanizado sugeridas están basadas en una gama de durezas de:  140-190 BHN	<b>acabado</b>	KC950	160-300	hasta 1.50 hasta 3.20	0,13-0,40 hasta 0,50	MG-K,MP-K MG, MP	
		KC910					
		KC850					
		KC810	120-250				
		K45					
		K420	90-150				
		KT150	90-300	hasta 1,5 hasta 3,20	0,13-0,25 0,20-0,40	GZ-T, GP-T, GN-A, GN-T MG-A, GG-T	
		K060	300-900	hasta 1,50	0,13-0,25	GA, GN, MA	
		K090		hasta 3,20	0,20-0,40		
	<b>desbaste</b>	KC950	120-250	hasta 6,25 6,25-12,70	0,30-0,75 0,50-1,30	MG, MM, MM-M MM, MM-M	
		KC850	90-210				
		K45	80-125	hasta 6,25	0,30-0,75	MG, MM, MM-M	
		K420	150-250				
		KC910	90-210				
		KC810	90-210				
		KT150					
		K060					
		K090					
	<b>gran desbaste</b>	KC950	90-180	hasta 25,00	hasta 2,00	MH, MA	
		KC850					
		KC910					
KC810							
K45		45- 90	hasta 25,00	hasta 2,00	MH, MA		
K420							

		calidad	velocidad superficial (m/min.)	profundidad de corte (mm)	avance (mm/rev.)	geometría de la plaqueta	
<b>aceros al carbono convencionales:</b> Las condiciones de mecanizado sugeridas están basadas en una gama de durezas de:  185-240 BHN	<b>acabado</b>	KC950	160-270	hasta 1.50 hasta 3.20	0,13-0,40 hasta 0,50	MG-K,MP-K MG, MP	
		KC910					
		KC850					
		KC810	120-210				
		K45					
		K420	90-140				
		KT150	45-300	hasta 1,5 hasta 3,20	0,13-0,25 0,20-0,40	GZ-T, GP-T, GN-A, GN-T MG-A, GG-T,GN-T	
		K060	300-450	hasta 1,50	0,13-0,25	GA, GN, MA GA, GN, MA	
		K090		hasta 3,20	0,20-0,40		
	<b>desbaste</b>	KC950	120-250	hasta 6,25 6,25-12,70	0,30-0,70 0,50-1,30	MG, MM, MM-M MM, MM-M	
		KC850	90-180				
		K45	60-110	hasta 6,25	0,30-0,70	MG, MM, MM-M	
		K420	150-210				
		KC910	90-180				
		KC810	90-180				
		KT150					
		K060					
		K090					
	<b>gran desbaste</b>	KC950	90-150	hasta 25,00	hasta 2,00	MH, MA, MA-T	
		KC850					
		KC910					
KC810							
K45		45-90	hasta 25,00	hasta 2,00	MH, MA, MA-T		
K420							

Continuación de Tabla B-T-1

		calidad	velocidad superficial (m/min.)	profundidad de corte (mm)	avance (mm/rev.)	geometría de la plaquita
<b>aceros para herramienta: aceros rápidos forjados, resistentes a los impactos y para el trabajo en caliente y en frío.</b> Las condiciones de mecanizado sugeridas están basadas en una gama de durezas de: <b>200-330 BHN</b>	acabado	KC950	120-210	hasta 1,50	0,13-0,40	MG-K, MP-K MP, MG
		KC910		hasta 3,20		
		KC850	90-150	hasta 1,50	0,13-0,25	
		KC810		hasta 3,20		
	desbaste	KT150	45-250	hasta 1,50 hasta 3,20	0,20-0,40	GZ-T, GP-T, GN-A, GN-T MG-A, GG-T, GA-T, GN-T
		KC950	90-180	hasta 6,25	0,40-0,60	MG, MM, MM-M
		KC850	90-120	6,25-12,70	0,50-0,90	
		KC910	90-180	hasta 6,25	0,40-0,60	
		KC810	90-120			
		KT150	-----	-----	-----	-----
330-450 BHN	acabado	K090	90-215	hasta 1,50 hasta 3,20	0,13-0,25	GA, GN, MA
	desbaste	K090	-----	-----	-----	-----
50-700 BHN	acabado	K090	90-120	hasta 1,50 hasta 3,20	0,13-0,25 0,20-0,40	GA, GN, MA
		KD120	60-150			GN, GA, GX, GR, GT, GH
		KD200	45-75	MN		
	desbaste	K090	-----	-----	-----	-----
		KD120	-----	-----	-----	-----
		KD200	-----	-----	-----	-----

		calidad	velocidad superficial (m/min.)	profundidad de corte (mm)	avance (mm/rev.)	geometría de la plaquita
<b>fundiciones de hierro (fundición gris y todas aquellas que produzcan una viruta discontinua):</b> Las condiciones de mecanizado sugeridas están basadas en una gama de durezas de: <b>180-390 BHN</b>	acabado	KC950	180-370	hasta 3,80	0,13-0,50	GA, GN, MA
		KC910		-----		
		KT150	60-460	-----	-----	GA, GN
		K060	300-900	hasta 3,20	0,13-0,50	GA, GN, MA
		K090		-----		
	Kyon 2000	-----	-----	-----	-----	
	desbaste	KC950	150-275	hasta 12,70	0,40-0,80	GA, GN, MA
		KC910		-----		
		K090	300-900	hasta 6,40	-----	
		Kyon 2000		-----		
		KT150	-----	-----	-----	
	K060	-----	-----	-----		
	gran desbaste	KC950	100-180	hasta 25,00	hasta 2,00	GA, GN, MA
		KC910				
		Kyon 2000	300-760	-----	-----	
K090		-----	-----	-----		
330-450 BHN	acabado	K090	200-600	hasta 3,20	0,13-0,50	GA, GN, MA
		Kyon 2000	-----	-----		
	desbaste	K090	200-600	hasta 12,70	0,40-0,80	GA, GN, MA
		Kyon 2000	240-600			
gran desbaste	K090	-----	-----	-----	-----	
	Kyon 2000	200-600	hasta 25,00	hasta 2,00	GA, GN, MA	
450-700 BHN	acabado	KD120	60-120	hasta 3,20	0,13-0,50	GN, GA
		KD200				MN
		Kyon 2000	100-300	-----		GA, GN, MA
	desbaste	KD120	-----	-----	-----	-----
		KD200	60-120	hasta 12,70	0,40-0,80	MN
		Kyon 2000	100-300			GA, GN, MA
	gran desbaste	KD200	-----	-----	-----	-----
		Kyon 2000	-----	-----	-----	-----

Tabla B-T-2 Valores de velocidad de corte y avance para herramientas de corte. [4]

**Valores nominales de velocidad de corte y avance**

Las recomendaciones son válidas para el torneado en desbaste con caldados Sandvik Corona y uso de fluido de corte.

Vida aproximada de la herramienta con C45/60: 2 horas (o 1 hora con una velocidad aproximadamente 20% más elevada)

Para una profundidad de corte de  $\geq 1,5$  mm el radio de punta debe ser de  $\geq 1,0$  mm.  
Para una profundidad de corte de  $< 1,5$  mm el radio de punta debe ser de  $< 1,0$  mm.

ISO	CMC N°	Material	Fuerza de corte específica $k_c$ 0,4 N/mm <sup>2</sup>	Dureza Brinell HB	Avance mm/rev				
					0,1 - 0,2	0,3 - 0,4	$V_{cl}$		
					Velocidad de corte m/min				
M	01.1	Acero al carbono no aleado	C = 0,15%	1900	125	65	65	55	45
	01.2		C = 0,35%	2100	150	70	55	45	40
	01.3		C = 0,60%	2250	200	50	40	35	30
	02.1	Acero aleado	Recocido	2100	180	60	45	40	30
	02.2		Templado y revenido	2600	275	40	30	25	20
	02.2		Templado y revenido	2700	300	35	25	20	15
	02.2	Templado y revenido	2850	350	25	20	15	10	
	03.1	Acero de alta aleación	Recocido	2600	200	40	30	25	20
	03.2		Endurecido	3000	325	25	20	15	10
	05.1	Acero inoxidable Recocido	Martensítico/ferrítico	2300	200	40	30	25	20
	06.1	Fundiciones de acero	Fe - 0,4%	2400	180	70	40	35	30
	06.2		Fe - 0,4% / Mn - 0,4%	2500	200	40	30	25	20
06.3	Fe - 0,4% / Mn - 0,4%		2700	225	35	25	20	15	
05.2	Acero inoxidable Recocido	Austenítico	2450	175	35	25	20	15	
20.11	Aleaciones termo-resistentes	Base de hierro	Recocido	3000	200	15	10		
20.12		Estabilizada	3050	200	10	10			
20.21, 20.31		Base de níquel	Recocido	3500	250	10	5		
20.22, 20.32		Estabilizada	4150	350	10	5			
20.24, 20.33		Ferrítico	4150	320	5	5			
04	Acero endurecido	Acero endurecido	4500	55 HRC	20	15	15	10	
06.33		Acero al manganeso 12%	3000	250	25	20	15	10	
08.1	Fundición, baja resist. a la tracción		1100	180	80	45	40	30	
08.2	Fundición, alta resist. a la tracción		1500	280	40	30	25	20	
30	Aleaciones de aluminio		900	90	280	240	210	180	
33.1	Aleaciones de bronce-latón	Aleaciones de plomo, Pb > 1%	700	110	210	170	150	130	
33.2		Latón, latón rojo	750	90	140	115	100	85	
33.3		Bronce y cobre sin plomo inlay, cobre electrolítico	1750	100	85	70	60	55	

Tabla B-T-3 Velocidad de corte en el torneado en relación a la sección de viruta y a la calidad de material que se trabaja. [4]

Material a trabajar	Sección de la viruta en mm																						
	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6	8		
Acero extra dulce de	120	100	88	80	73	67	65	62	57	54	50	46	43	38	35	33	32	30	29	27	24	21	18
• dulce de	93	78	70	64	60	56	53	50	48	45	40	38	35	33	30	29	27	26	24	22	21	17	14
• semiduro de	55	48	42	39	36	33	34	32	30	28	27	25	24	22	21	20	18	18	17	16	15	14	13
• duro de	34	30	27	25	24	23	22	21	20	19	18	17	16	15	14	14	14	14	13	12	11	11	10
• tratado de	21	20	19	18	17	16	16	15	15	14	13	12	12	11	11	10	10	10	9,5	9,5	9	9	8
Fundición: dureza hasta 250 Brinell	38	34	31	28	27	25	25	24	23	22	21	20	19	18	17	17	16	15	14	13,5	13,5	13	12
• de 250 + 400 Brinell	29	27	25	24	23	22	21	20	19	18	17	16	15	14	14	13,5	13,5	13	12,5	12,5	12	11	10
Cobre, bronce, latón (dulces)	415	335	270	240	210	182	150	150	145	138	111	96	84	73	70	64	50	51	48	45	40	35	31
Bronce, latón (duros)	215	180	145	120	108	98	90	84	78	70	60	54	49	43	39	35	31	30	29	28	26	23	21
Magnesio (Electrol.)	1.500	800	650	610	560	520	480	440	400	360	310	270	230	210	210	175	160	144	128	122	112	96	82
Aluminio, aleaciones blandas	750	600	520	450	400	350	320	290	270	250	230	215	198	180	165	155	144	132	124	116	106	96	86
Aluminio, aleaciones duras	460	370	320	285	260	245	230	215	198	180	165	155	145	135	125	115	104	97	92	86	80	72	66

SEMISINTÉTICO LSS	Semisintético con alta resistencia a la descomposición e excelente capacidad antioxidante a bajas concentraciones. Apto para rectificado y mecanizado.
SEMISINTÉTICO NSA	Semisintéticobacteriostático, exento de nitrito. Larga vida en máquinas. Apto para rectificado y mecanizado.
SEMISINTÉTICO NSA E.P.	Semisintético bacteriostático, exento de nitrito. Larga vida en máquinas, con aditivos de extrema presión.
SINTÉTICO E	100% sintético, bacteriostático, exento de nitrito. Larga vida en máquinas, especial para rectificados.
BACTERICIDA 32	Bactericida para fluidos de mecanizado. (1 + 10 en POLI CLEAN)
BACTERICIDA 32 PLUS	Desengrasante bactericida para fluidos de mecanizado. (1+10 a 1+20)

**FIGURA B-1. FLUIDOS SOLUBLES PARA MECANIZADO DE METALES [9]**

<i>CUT AD 9:</i>	Aditivo especialmente formulado para reciclar y transformar aceite usado en aceite de corte.
<i>CUT 57:</i>	Aceite sulfoclorado, activo, para operaciones generales de torneados, fresados, perforados, etc de metales ferrosos. Viscosidad: 20 cst.
<i>CUT 216:</i>	Aceite sulfoclorado, activo, de aditivación intermedia. Viscosidad: 20 cst.
<i>CUT 150:</i>	Aceite sulfoclorado, activo, con alta aditivación y elevada viscosidad. Para mecanizados muy exigidos de metales ferrosos. Viscosidad: 35 cst.
<i>CUT 1050:</i>	Aceite sulfoclorado, activo, muy aditivado y de alta viscosidad. Especialmente formulado para mecanizados de acero inoxidable y brochados verticales de metales ferrosos.
<i>CUT 200 BR:</i>	Aceite sulfoclorado, activo, con alta aditivación y elevada viscosidad. Especialmente formulado para operaciones de brochado horizontal de metales ferrosos. Viscosidad: 28 cst.
<i>CUT 521:</i>	Aceite inactivo, con aditivos de media y extrema presión. Para mecanizado general de metales ferrosos y no ferrosos. Viscosidad: 20 cst.
<i>CUT 541:</i>	Aceite inactivo, de muy alta aditivación. Para operaciones exigidas de metales ferrosos y no ferrosos. Viscosidad: 30 cst.
<i>CUT 245:</i>	Aceite inactivo de baja viscosidad, especial para honing y bruñido. Apto para utilizar con fundición de hierro. Viscosidad: 7 cst.
<i>ELECT LUB:</i>	Fluido dieléctrico de muy baja viscosidad, especialmente formulado para usar en equipos de electro erosión, sin riesgos de inflamación. Viscosidad: 6 cst.
<i>CUT 91:</i>	Aceite azufrado, activo, muy aditivado. Para operaciones exigidas de metales ferrosos. Viscosidad: 25 cst.

**FIGURA B-2. FLUIDOS Y ACEITES PUROS PARA MECANIZADO DE METALES [9]**

## **APÉNDICE C**





**NORMAS DE SEGURIDAD PARA EL USO DE MÁQUINAS HERRAMIENTAS –  
TORNOS**

**NORMAS DE SEGURIDAD PARA SEGURIDAD EN EL DISEÑO DE MÁQUINAS**

## NORMAS DE SEGURIDAD PARA EL USO DE MÁQUINAS HERRAMIENTAS-TORNOS

### RECOMENDACIONES GENERALES

- Los interruptores y demás mandos de puesta en marcha de las máquinas, se deben asegurar para que no sean accionados involuntariamente; las arrancadas involuntarias han producido muchos accidentes.
- Los ruedas dentadas, correas de transmisión, acoplamiento, e incluso los ejes lisos, deben ser protegidos por cubiertas.
- Conectar el equipo a tableros eléctricos que cuente con interruptor diferencial y la puesta a tierra correspondiente.
- Todas las operaciones de comprobación, medición, ajuste, etc., deben realizarse con la máquina parada.

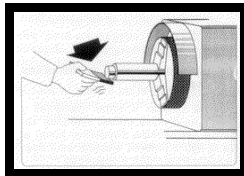
<b>PELIGROS COMUNES</b>	Puntos de rozamiento	
	Puntos calientes	
	Superficies rotativas de máquinas	
	Maquinaria automática	
	Joya y ropas sueltas	
<b>EQUIPOS DE PROTECCIÓN PERSONAL</b>	Los trabajadores deben utilizar anteojos de seguridad contra impactos, sobre todo cuando se mecanizan metales duros, frágiles o quebradizos, debido al peligro que representa para los ojos las virutas y fragmentos de la máquina pudieran salir proyectados.	
	Manejar la máquina sin distraerse	
	Si a pesar de todo se le introdujera alguna vez un cuerpo extraño en un ojo, no lo refriegue, puede provocarse una herida. Acuda inmediatamente al médico.	
	Las virutas producidas durante el mecanizado nunca deben retirarse con la mano, ya que se pueden producir cortes y pinchazos.	
	Las virutas secas se deben retirar con un cepillo o brocha adecuados, estando la máquina parada. Para virutas húmedas o aceitosas es mejor emplear una escobilla de goma.	
	Se debe llevar la ropa de trabajo bien ajustada. Las mangas deben llevarse ceñidas a la muñeca.	
	Se debe usar calzado de seguridad que proteja contra cortes y pinchazos, así como contra caídas de piezas pesadas.	
	Es muy peligroso trabajar llevando anillos, relojes, pulseras, cadenas en el cuello, bufandas, corbatas o cualquier prenda que cuelgue.	
Asimismo es peligroso llevar cabellos largos y sueltos, que deben recogerse bajo gorro o prenda similar. Lo mismo la barba larga.		

### ANTES DE COMENZAR EL TRABAJO

- Verificar que el plato y su seguro contra el aflojamiento, están correctamente colocados.
- Que la pieza a trabajar está correcta y firmemente sujeta al dispositivo de sujeción y que en su movimiento no encuentre obstáculos.
- Que se ha retirado del plato la llave de apriete.
- Que la palanca de bloqueo del portaherramientas está bien apretada.
- Que están apretados los tornillos de fijación del carro superior.
- Si se usa contrapunto, comprobar que esté bien anclado a la bancada y que la palanca del bloqueo del husillo del contrapunto está bien apretada.
- Que las carcasas de protección o resguardos de los engranajes y transmisiones está correctamente colocadas y fijadas.
- Que no hay piezas o herramientas abandonadas que pudieran caer o ser alcanzados por la máquina.
- Si se va a trabajar sobre barras largas que sobresalen por la parte trasera del cabezal, comprobar que la barra está cubierta por una protección guía, en toda su longitud.
- Que la cubierta de protección del plato está correctamente colocada.
- Que la pantalla transparente de protección contra proyecciones de virutas y taladrina se encuentra bien situada.

## DURANTE EL TRABAJO

- Durante el mecanizado, se deben mantener las manos alejadas de la herramienta que gira o se mueve. Si el trabajo se realiza en ciclo automático., las manos no deben apoyarse en la mesa de la máquina.
- Todas las operaciones de comprobación, ajuste, etc. Deben realizarse con la máquina parada, especialmente las siguientes:
  - Alejarse o abandonar el puesto de trabajo.
  - Sujetar la pieza a trabajar.
  - Medir o Comprobar el acabado.
  - Limpiar.
  - Ajustar protecciones o realizar reparaciones.
  - Dirigir el chorro de taladrina.
- Aun paradas, las máquinas de mecanizado son herramientas cortantes. Al soltar o amarrar piezas se deben tomar precauciones contra cortes que pueden producirse en manos y brazos.
- No se debe frenar nunca el plato con la mano. Es peligroso llevar anillos o alianzas; ocurren muchos accidentes por esta causa.
- Para tornejar entre puntos se utilizarán dispositivos de arranque de seguridad. En caso contrario, se equiparán los dispositivos de arrastre corrientes con un aro de seguridad. Los dispositivos de arrastre no protegidos han causado numerosos accidentes, incluso mortales.
- Para limar en el torno, se debe sujetar la lima por mango con la mano izquierda. La mano derecha sujetará la lima por la punta.
- Trabajando con tela esmeril en el torno se debe tomar algunas precauciones:
  - De ser posible no aplicar la tela esmeril sobre la pieza sujetándola directamente con las manos.
  - Se puede esmerilar sin peligro utilizando una lima o una tablilla como soporte de la tela esmeril.

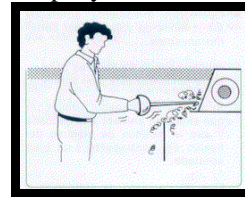


- Es peligroso introducir la tela esmeril con el dedo, para pulir la parte interior de una pieza; lo seguro es hacerlo con la lija enrollada sobre un palo cilíndrico.

- Para medir, limar o esmerilar la cuchilla se debe proteger con un trapo o un capuchón de cuero. Se evitan heridas en los brazos.

## ORDEN, LIMPIEZA DEL PUESTO DE TRABAJO

- Asimismo debe cuidarse el orden y conservación de las herramientas, útiles y accesorios; tener un sitio para cada cosa y cada cosa en su sitio.
- La zona de trabajo y las inmediaciones de la máquina deben mantenerse limpias y libres de obstáculos y manchas de aceite. Los objetos caídos y desperdigados pueden provocar tropezones y resbalones peligrosos, por lo que deben ser recogidos antes de que esto suceda.
- La máquina debe mantenerse en perfecto estado de conservación, limpia y correctamente engrasada.



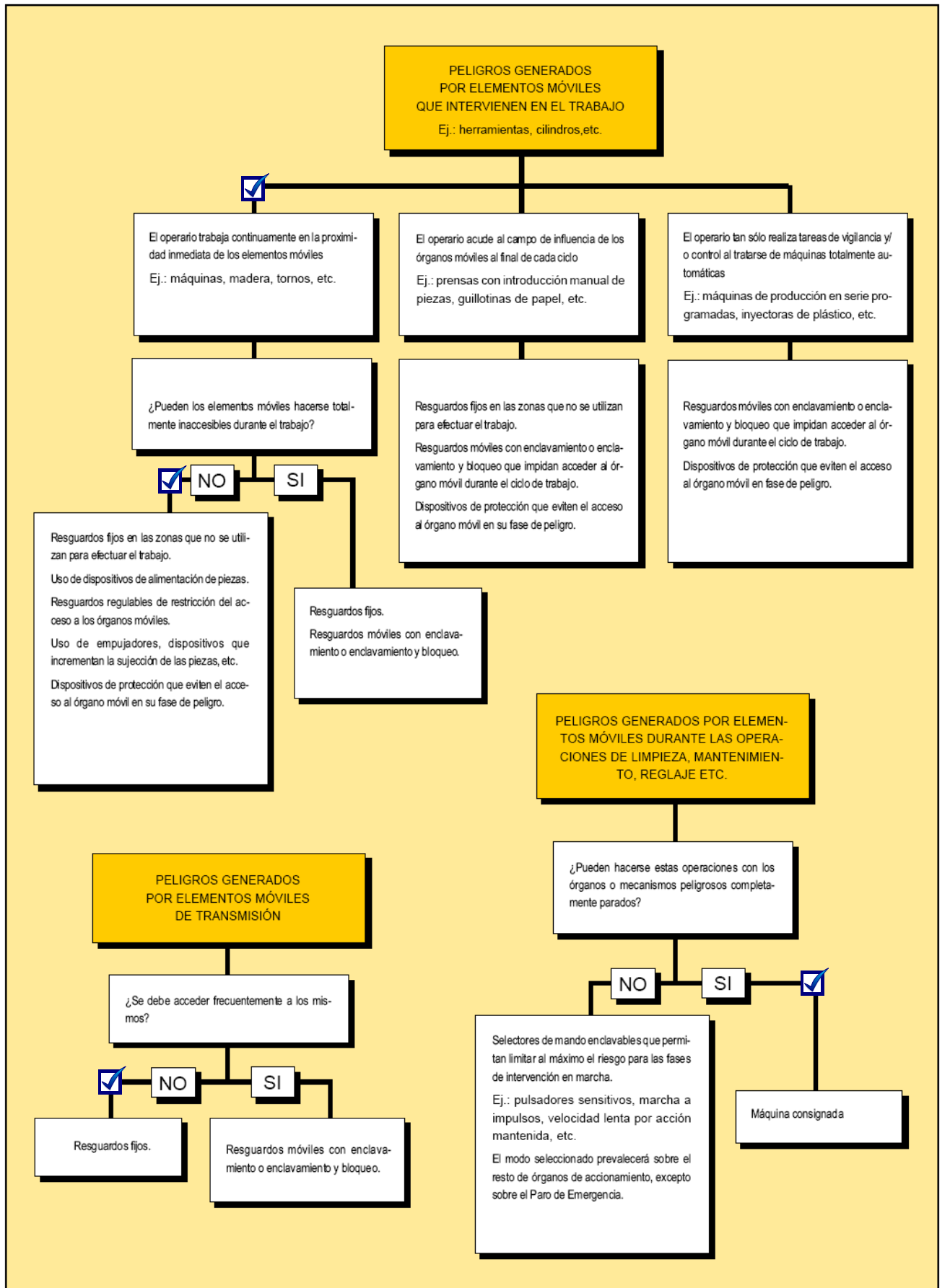
- Las virutas deben ser retiradas con regularidad, sin esperar al final de la jornada, utilizando un cepillo o brocha para las virutas secas y una escobilla de goma para las húmedas y aceitosas.
- Las herramientas deben guardarse en un armario o lugar adecuado. No debe dejarse ninguna herramienta u objeto suelto sobre la máquina. Tanto las piezas en bruto como las ya mecanizadas deben apilarse de forma segura y ordenada o bien utilizar contenedores adecuados si las piezas son de pequeño tamaño.
- Se deben dejar libres los caminos de acceso a la máquina.
- Eliminar los desperdicios, trapos sucios de aceite o grasa que puedan arder con facilidad, acumulándolos en contenedores adecuados (metálicos y con tapa).
- Las averías de tipo eléctrico solamente pueden ser investigadas y reparadas por un electricista profesional; a la menor anomalía de este tipo desconecte la máquina, ponga un cartel de Máquina Averiada y avise al electricista.
- Las conducciones eléctricas deben estar protegidas contra cortes y daños producidos por las virutas y/o herramientas. Vigile este punto e informe a su inmediato superior de cualquier anomalía que observe.
- Durante las reparaciones coloque en el interruptor principal un cartel de No Tocar. Peligro Hombre Trabajando. Si fuera posible, ponga un candado en el interruptor principal o quite los fusibles.

## NORMAS DE SEGURIDAD PARA EL DISEÑO DE MÁQUINAS

A continuación se muestra los pasos a seguir para prevenir riesgos mecánicos en el diseño de máquinas de acuerdo a la Norma UNE-EN, cuya observancia y aplicación comporta la presunción de conformidad con los requisitos esenciales de seguridad y salud recogidos en el Anexo I del R.D. 1435/92.



# PROTECCIÓN FRENTE A RIESGOS MECÁNICOS



## CONDICIONES DE SEGURIDAD

### 2. MÁQUINAS

Personas afectadas

Área de trabajo  Fecha    Fecha próxima revisión

Cumplimentado por

1. Los elementos móviles de las máquinas (de transmisión que intervienen en el trabajo), son inaccesibles por diseño, fabricación y/o ubicación.	SI <input checked="" type="checkbox"/>	NO	Es necesario protegerlas mediante resguardos y/o dispositivos de seguridad.
2. Existen resguardos fijos que impiden el acceso a órganos móviles a los que se debe acceder ocasionalmente.	SI <input checked="" type="checkbox"/>	NO	Es preferible su empleo frente a otro tipo de resguardos cuando no es necesario el acceso al punto de peligro. Pasar a la cuestión 7.
3. Son de construcción robusta y están sólidamente sujetos.	SI <input checked="" type="checkbox"/>	NO	A ser posible, no podrán permanecer en su puesto si carecen de sus medios de fijación.
4. Están situados a suficiente distancia de la zona peligrosa.	SI <input checked="" type="checkbox"/>	NO	Deben garantizar la inaccesibilidad a la zona peligrosa.
5. Su fijación está garantizada por sistemas que requieren el empleo de una herramienta para que puedan ser retirados o abiertos.	SI <input checked="" type="checkbox"/>	NO	No deben poderse retirar mediante la sola acción manual.
6. Su implantación garantiza que no se ocasionen nuevos peligros.	SI <input checked="" type="checkbox"/>	NO	No deben tener ángulos vivos, vértices afilados, superficie abrasiva o cortante, etc.
7. Existen resguardos móviles asociados a enclavamientos que ordenan la parada cuando aquéllos se abren e impiden la puesta en marcha.	SI <input checked="" type="checkbox"/>	NO	Estos resguardos son necesarios cuando se deba acceder con frecuencia al punto de peligro. Pasar a la cuestión 9.
8. Si es posible, cuando se abren, permanecen unidos a la máquina.	SI <input checked="" type="checkbox"/>	NO	Debieran poder cumplir esta condición.
9. Existen resguardos regulables que limitan el acceso a la zona de operación en trabajos que exijan la intervención del operario en su proximidad.	SI <input checked="" type="checkbox"/>	NO	Estos resguardos son necesarios en determinadas situaciones, cuando se deba acceder al punto de operación. Pasar a la cuestión 12.
10. Los resguardos regulables son, preferentemente autorregulables.	SI <input checked="" type="checkbox"/>	NO	Si es posible, no debe dejarse a la voluntad del operario su correcta ubicación.
11. Los de regulación manual se pueden regular fácilmente y sin necesidad de herramientas.	SI <input checked="" type="checkbox"/>	NO	Deben cumplir esta condición.
12. Existen dispositivos de protección que imposibilitan el funcionamiento de los elementos móviles, mientras el operario puede acceder a ellos.	SI <input checked="" type="checkbox"/>	NO	Estos dispositivos complementarán a los resguardos si éstos son insuficientes, o los sustituirán en caso necesario. Pasar a cuestión 16.
13. Garantizan la inaccesibilidad a los elementos móviles a otras personas expuestas.	SI <input checked="" type="checkbox"/>	NO	La condición debe cumplirse para todos los operarios y/o ayudantes que trabajan en la máquina.
14. Para regularlos, se precisa una acción voluntaria.	SI <input checked="" type="checkbox"/>	NO	No debe poderse variar su funcionalidad de manera involuntaria o accidental.

15. La ausencia o el fallo de uno de sus órganos impide la puesta en marcha o provoca la parada de los elementos móviles.	SI	NO	Deben autocontrolar su correcto estado y funcionamiento.
	<input checked="" type="checkbox"/>		
16. En operaciones con riesgo de proyecciones, no eliminado por los resguardos existentes, se usan equipos de protección individual.	SI	NO	Deben usarse con carácter complementario.
	<input checked="" type="checkbox"/>		
17. Los órganos de accionamiento son visibles, están colocados fuera de zonas peligrosas y su maniobra sólo es posible de manera intencionada.	SI	NO	Deben cumplir todas estas condiciones.
	<input checked="" type="checkbox"/>		
18. Desde el puesto de mando, el operador ve todas las zonas peligrosas o en su defecto existe una señal acústica de puesta en marcha.	SI	NO	La puesta en marcha no debe poner en peligro a otros operarios o ayudantes de la máquina ni a terceras personas.
	<input checked="" type="checkbox"/>		
19. La interrupción o el restablecimiento, tras una interrupción de la alimentación de energía, deja la máquina en situación segura.	SI	NO	Se ha de cumplir este requisito.
	<input checked="" type="checkbox"/>		
20. Existen uno o varios dispositivos de parada de emergencia accesibles rápidamente.	SI	NO	Queda excluido cuando dicho dispositivo no puede reducir el riesgo, así como las máquinas portátiles y las guiadas a mano.
	<input checked="" type="checkbox"/>		
21. Existen dispositivos para la consignación en intervenciones peligrosas (ej.: reparación, mantenimiento, limpieza, etc.).	SI	NO	Toda máquina debe poder separarse de cada una de sus fuentes de energía y, en su caso, estar bloqueada en esa posición.
	<input checked="" type="checkbox"/>		
22. Existen medios para reducir la exposición a los riesgos en operaciones de mantenimiento, limpieza o reglaje con la máquina en marcha.	SI	NO	Deben adoptarse.
	<input checked="" type="checkbox"/>		
23. El operario ha sido formado y adiestrado en el manejo de la máquina.	SI	NO	Debe instruirse al operario en el correcto manejo de la máquina, en particular, si se trata de máquinas peligrosas.
	<input checked="" type="checkbox"/>		
24. Existe un Manual de Instrucciones donde se especifica cómo realizar de manera segura las operaciones normales u ocasionales en la máquina.	SI	NO	Debe redactarse y, en caso de adquirir la máquina con posterioridad al 21/1/87, exigirlo al fabricante de la misma.
	<input checked="" type="checkbox"/>		

CRITERIOS DE VALORACIÓN

MUY DEFICIENTE	DEFICIENTE	MEJORABLE
1 conjuntamente con 2, 7, 9 ó 12, en función del tipo de resguardo o dispositivo de seguridad requerido y no debidamente cubierto o reemplazado por otro. Más de 7 respuestas deficientes.	3, 4, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24.	5, 6, <del>8</del> , <del>10</del> , 11.

RESULTADO DE LA VALORACIÓN

	Muy deficiente	Deficiente	Mejorable	Correcta
OBJETIVA	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
SUBJETIVA	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

ACCIONES A TOMAR PARA CORREGIR LAS DEFICIENCIAS DETECTADAS

SE DEBE INCORPORAR DISPOSITIVOS ELECTRÓNICOS O ELECTROMECÁNICOS QUE MEJOREN EL ACCIONAR DE SEGURIDAD DE LOS RESGUARDOS FIJOS, MÓVILES COMO: SENSORES, CELDAS DE CARGA, TRANSDUCTORES. ES DECIR LA IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA ANALÓGICO DIGITAL



## **APÉNDICE E**

### **TABLAS PARA LA SELECCIÓN DE BANDAS Y POLEAS**

- ☞ Factor de servicio. Página D 43. Tabla 1. **[16]**
  
- ☞ Tipo de Banda. Página D 44. Tabla 3. **[16]**
  
- ☞ Diámetro mínimo de Polea para Motores Eléctricos. Página D 44. Tabla 4. **[16]**
  
- ☞ Tablas de selección de Transmisión para bandas Tipo B. Págs. D 116 y D 117. **[16]**
  
- ☞ Dimensiones Generales de las Poleas. Págs. D 16 y D 17. **[16]**



# 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**

<p><b>THE CORRECT SERVICE FACTOR IS DETERMINED BY:</b></p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. The extent and frequency of peak loads.</li> <li>2. The number of operating hours per year, broken down into average hours per day of continuous service.</li> <li>3. The proper service category, (intermittent, normal or continuous). Select the one that most closely approximates your application conditions.</li> </ol>		<p><b>INTERMITTENT SERVICE—SERVICE FACTOR 1.0 TO 1.5</b>            a Light Duty—Not more than 6 hours per day.            b Never exceeding rated load.</p> <p><b>NORMAL SERVICE—SERVICE FACTOR 1.1 TO 1.6</b>            a Daily service 6 to 16 hours per day.            b Where occasional starting or peak load does not exceed 200% of the full load.</p> <p><b>CONTINUOUS SERVICE—SERVICE FACTOR 1.2 TO 1.8</b>            a Where starting or peak load is in excess of 200% of the full load or where starting or peak loads and overloads occur frequently.            b Continuous service 16 to 24 hours per day.</p>													
TYPICAL SERVICE FACTORS															
DRIVEN MACHINE TYPES		DRIVER TYPES													
<p>Driven Machine Types noted below are representative samples only. Select a category most closely approximating your application from those listed below.</p> <p><b>IF IDLERS ARE USED, ADD THE FOLLOWING TO THE SERVICE FACTOR.</b></p> <table border="0"> <tr> <td>Idler on slack side (inside)</td> <td>None</td> </tr> <tr> <td>Idler on slack side (outside)</td> <td>0.1</td> </tr> <tr> <td>Idler on tight side (inside)</td> <td>0.1</td> </tr> <tr> <td>Idler on tight side (outside)</td> <td>0.2</td> </tr> </table>		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	<p><b>ELECTRIC MOTORS:</b>            AC Normal Torque            Squirrel Cage            and Synchronous            AC Split Phase            DC Shunt Wound            Internal Combustion            Engines</p>			<p><b>ELECTRIC MOTORS:</b>            AC Hi-Torque            AC Hi-Slip            AC Repulsion-Induction            AC Single Phase            Series Wound            AC Slip Ring            DC Compound Wound</p>		
		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														
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**

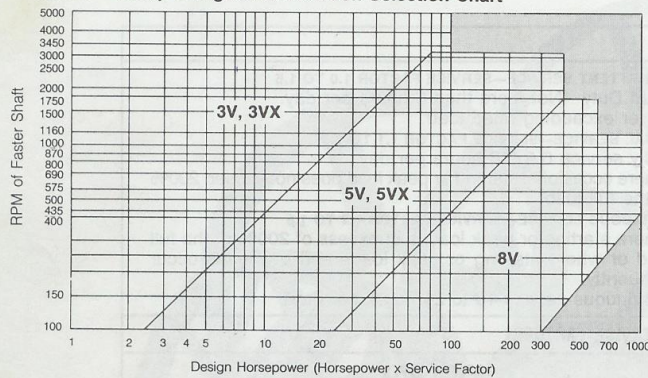
# Stock Drive Selection



## 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 1 5/8 and the driven shaft diameter is also 1 5/8.
6. The conveyor will operate 18-20 hours per day.

Table 2 — HiCap Wedge Cross Section Selection Chart



■ Shaded area refer to factory.

Table 3 — Conventional Cross Section Selection Chart

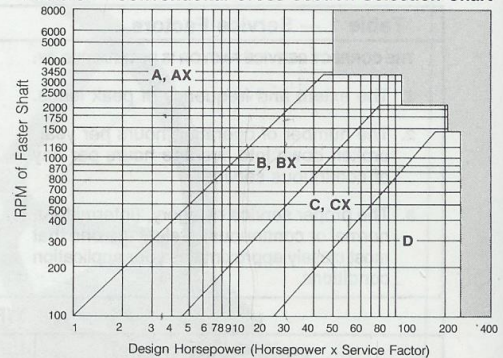


Table 4 — Minimum Recommended Sheave Diameters for Electric Motors

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	—	—	—	—
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 CHIP-PERS, CRUSHERS OR OTHER EQUIPMENT SUBJECT TO SEVERE SHOCK LOADS. CON-SULT *Martin* FOR RECOMMENDATIONS.

# B Stock Drive Selection



Speed Ratio	Sheave Combination DriveR P.D. DriveN P.D.		DriveN Speeds and HP Per Belt									Nominal Center Distance And Arc-Length Correction Factor					
			3500 RPM DriveR			1750 RPM DriveR			1160 RPM DriveR			B/BX Belt Length Designation					
			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
1.50	4.4	6.6	2333	6.05	9.86	1167	4.65	6.31	773	3.55	4.58	9.7	11.2	13.2	15.2	17.7	22.2
1.52	4.2	6.4	2297	5.22	8.93	1148	4.11	5.74	761	3.16	4.18	10.0	11.5	13.5	15.5	18.0	22.5
1.52	4.6	7.0	2300	6.89	10.80	1150	5.21	6.89	762	3.95	5.00	9.2	10.7	12.7	14.7	17.2	21.8
1.52	6.2	9.4	2309	12.38	17.33	1154	9.40	11.33	765	6.99	8.17	—	—	—	11.5	14.1	18.6
1.53	3.4	5.2	2288	1.57	4.93	1144	1.84	3.37	758	1.55	2.52	11.6	13.1	15.1	17.1	19.6	24.1
<b>ARC &amp; LENGTH CORRECTION FACTOR</b>												<b>0.74</b>	<b>0.77</b>	<b>0.79</b>	<b>0.82</b>	<b>0.85</b>	<b>0.89</b>
1.53	3.8	5.8	2293	3.45	6.98	1147	2.99	4.56	760	2.36	3.36	10.8	12.3	14.3	16.3	18.8	23.3
1.54	4.8	7.4	2270	7.70	11.72	1135	5.76	7.47	752	4.34	5.40	8.7	10.2	12.2	14.3	16.8	21.3
1.54	5.2	8.0	2275	9.20	13.45	1137	6.83	8.60	754	5.11	6.21	—	9.4	11.4	13.5	16.0	20.5
1.54	5.6	8.6	2279	10.58	15.09	1140	7.88	9.71	755	5.88	7.00	—	—	10.6	12.7	15.2	19.7
1.55	4.0	6.2	2258	4.37	7.98	1129	3.56	5.16	748	2.77	3.78	10.3	11.8	13.8	15.9	18.4	22.9
<b>ARC &amp; LENGTH CORRECTION FACTOR</b>												<b>0.75</b>	<b>0.77</b>	<b>0.80</b>	<b>0.82</b>	<b>0.85</b>	<b>0.89</b>
1.55	4.4	6.8	2265	6.09	9.90	1132	4.67	6.33	751	3.56	4.60	9.5	11.0	13.0	15.1	17.6	22.1
1.55	8.0	12.4	+	+	+	1129	13.66	15.96	748	10.24	11.58	—	—	—	—	—	14.7
1.56	3.6	5.6	2250	2.54	5.99	1125	2.43	3.98	746	1.97	2.95	11.1	12.6	14.6	16.6	19.1	23.7
1.57	4.2	6.6	2227	5.26	8.96	1114	4.13	5.75	738	3.17	4.19	9.8	11.4	13.4	15.4	17.9	22.4
1.57	6.0	9.4	2234	11.85	16.64	1117	8.91	10.81	740	6.63	7.79	—	—	9.7	11.7	14.2	18.7
<b>ARC &amp; LENGTH CORRECTION FACTOR</b>												<b>0.74</b>	<b>0.76</b>	<b>0.79</b>	<b>0.82</b>	<b>0.84</b>	<b>0.89</b>
1.57	7.0	11.0	2227	14.36	19.98	1114	11.37	13.45	738	8.47	9.71	—	—	—	—	12.1	16.6
1.58	3.8	6.0	2217	3.48	7.01	1108	3.00	4.58	735	2.37	3.37	10.6	12.2	14.2	16.2	18.7	23.2
1.58	8.6	13.6	+	+	+	1107	14.98	17.42	734	11.28	12.89	—	—	—	—	—	13.2
1.59	3.4	5.4	2204	1.61	4.97	1102	1.86	3.39	730	1.57	2.54	11.4	12.9	15.0	17.0	19.5	24.0
1.59	4.4	7.0	2200	6.12	9.32	1100	4.69	6.34	729	3.57	4.60	9.4	10.9	12.9	14.9	17.4	21.9

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

D116



# Stock Drive Selection B

Nominal Center Distances And Arc-Length Correction Factor															Sheave Combination		Speed Ratio
B/BX Belt Length Designation															DriveR P.D.	DriveN P.D.	
68	75	81	85	90	97	105	112	120	128	158	180	210	240	300	4.4	6.6	1.50
26.2	29.7	32.7	34.7	37.2	40.7	44.7	48.2	52.2	56.2	71.3	82.3	97.3	111.5	141.5	4.4	6.6	1.50
26.6	30.1	33.1	35.1	37.6	41.1	45.1	48.6	52.6	56.6	71.6	82.6	97.6	111.8	141.8	4.2	6.4	1.52
25.8	29.3	32.3	34.3	36.8	40.3	44.3	47.8	51.8	55.8	70.8	81.8	96.8	111.0	141.0	4.6	7.0	1.52
22.6	26.1	29.1	31.1	33.6	37.1	41.1	44.6	48.6	52.6	67.6	78.6	93.6	107.9	137.9	6.2	9.4	1.52
28.1	31.6	34.6	36.6	39.1	42.6	46.6	50.1	54.1	58.1	73.1	84.1	99.1	113.4	143.4	3.4	5.2	1.53
0.92	0.95	0.97	0.98	0.99	1.01	1.03	1.05	1.07	1.08	1.14	1.17	1.21	1.24	1.30	3.8	5.8	1.53
27.3	30.8	33.8	35.8	38.3	41.8	45.8	49.4	53.4	57.4	72.4	83.4	98.4	112.6	142.6	4.8	7.4	1.54
25.3	28.8	31.8	33.8	36.3	39.8	43.8	47.3	51.3	55.3	70.3	81.3	96.3	110.6	140.6	5.2	8.0	1.54
24.5	28.0	31.0	33.0	35.5	39.0	43.0	46.5	50.5	54.5	69.5	80.5	95.5	109.8	139.8	5.2	8.0	1.54
23.7	27.2	30.2	32.2	34.7	38.2	42.2	45.7	49.7	53.7	68.7	79.7	94.7	109.0	139.0	5.6	8.6	1.54
26.9	30.4	33.4	35.4	37.9	41.4	45.4	48.9	52.9	56.9	71.9	82.9	97.9	112.1	142.1	4.0	6.2	1.55
0.92	0.95	0.97	0.98	0.99	1.01	1.03	1.05	1.07	1.08	1.14	1.17	1.21	1.24	1.30	4.4	6.8	1.55
26.1	29.6	32.6	34.6	37.1	40.6	44.6	48.1	52.1	56.1	71.1	82.1	97.1	111.3	141.3	8.0	12.4	1.55
18.7	22.3	25.3	27.3	29.8	33.3	37.3	40.8	44.8	48.8	63.8	74.8	89.9	104.1	134.1	3.6	5.6	1.56
27.7	31.2	34.2	36.2	38.7	42.2	46.2	49.7	53.7	57.7	72.7	83.7	98.7	112.9	142.9	3.6	5.6	1.56
26.4	29.9	32.9	34.9	37.4	40.9	44.9	48.4	52.4	56.4	71.4	82.4	97.4	111.7	141.7	4.2	6.6	1.57
22.7	26.2	29.3	31.3	33.8	37.3	41.3	44.8	48.8	52.8	67.8	78.8	93.8	108.0	138.0	6.0	9.4	1.57
0.92	0.94	0.96	0.98	0.99	1.01	1.03	1.05	1.07	1.08	1.14	1.17	1.21	1.24	1.30	7.0	11.0	1.57
20.7	24.2	27.2	29.2	31.7	35.2	39.2	42.7	46.7	50.7	65.7	76.7	91.7	106.0	136.0	3.8	6.0	1.58
27.2	30.7	33.7	35.7	38.2	41.7	45.7	49.2	53.2	57.2	72.2	83.2	98.2	112.4	142.4	8.6	13.6	1.58
17.3	20.8	23.8	25.8	28.4	31.9	35.9	39.4	43.4	47.4	62.4	73.4	88.4	102.7	132.7	3.4	5.4	1.59
28.0	31.5	34.5	36.5	39.0	42.5	46.5	50.0	54.0	58.0	73.0	84.0	99.0	113.2	143.2	3.4	5.4	1.59
25.9	29.4	32.4	34.4	36.9	40.4	44.4	47.9	51.9	55.9	70.9	81.9	96.9	111.2	141.2	4.4	7.0	1.59

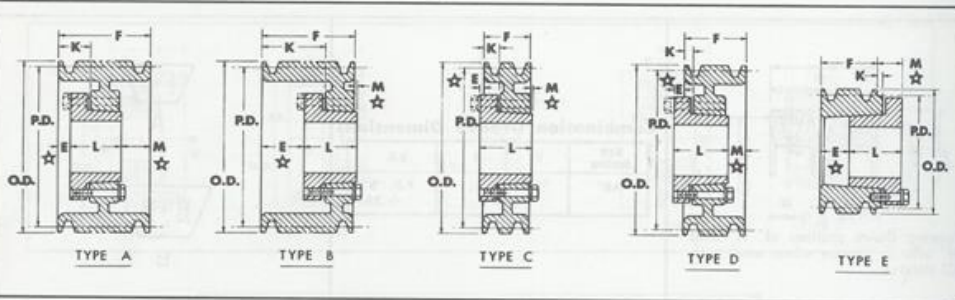
FOR BELT SIZES NOT SHOWN INTERPOLATE FOR ADDITIONAL CENTER DISTANCE.

D117



# Combination Groove Conventional A-B Stock QD Sheaves

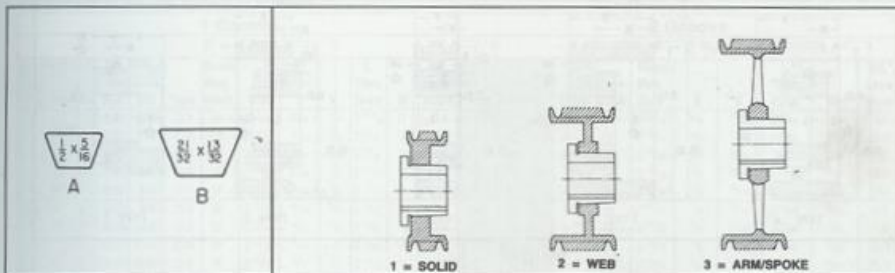
# Martin



D16

# Martin

# Combination Groove Conventional Stock QD Sheaves A-B



Dimensions in inches, weight in pounds

5 Groove F = 4											6 Groove F = 4 3/4									
Part Number	PD		OD	Type	Bush Max. Bore	E	K	L Thru Bore		WL Less Bush	Part Number	Type	Bush Max. Bore	E	K	L Thru Bore		WL Less Bush		
	A Belts	B Belts						M	M											
5B 64 SK	6.0	6.4	6.75	A-1	SK	2 1/2	3/4	1 1/2	1 1/2	1 1/2	15.0	6B 64 SK	A-1	SK	2 1/2	3/4	1 1/2	1 1/2	2 1/2	17.0
5B 66 SK	6.2	6.6	6.95	A-1	SK	2 1/2	3/4	1 1/2	1 1/2	1 1/2	16.0	6B 66 SK	A-1	SK	2 1/2	3/4	1 1/2	1 1/2	2 1/2	18.0
5B 68 SK	6.4	6.8	7.15	A-1	SK	2 1/2	3/4	1 1/2	1 1/2	1 1/2	17.0	6B 68 SK	A-1	SK	2 1/2	3/4	1 1/2	1 1/2	2 1/2	19.0
5B 70 SF	6.6	7.0	7.35	A-1	SF	2 1/2	3/4	1 1/2	2 1/2	1 1/2	18.0	6B 70 SF	A-1	SF	2 1/2	3/4	1 1/2	2 1/2	1 1/2	19.5
5B 74 SF	7.0	7.4	7.75	A-1	SF	2 1/2	3/4	1 1/2	2 1/2	1 1/2	20.0	6B 74 SF	A-1	SF	2 1/2	3/4	1 1/2	2 1/2	1 1/2	22.0
5B 80 SF	7.6	8.0	8.35	A-1	SF	2 1/2	3/4	1 1/2	2 1/2	1 1/2	23.0	6B 80 SF	A-1	SF	2 1/2	3/4	1 1/2	2 1/2	1 1/2	25.0
5B 86 SF	8.2	8.6	8.95	A-2	SF	2 1/2	3/4	1 1/2	2 1/2	1 1/2	24.0	6B 86 SF	A-2	SF	2 1/2	3/4	1 1/2	2 1/2	1 1/2	28.0
5B 94 SF	9.0	9.4	9.75	A-2	SF	2 1/2	3/4	1 1/2	2 1/2	1 1/2	26.0	6B 94 SF	A-2	SF	2 1/2	3/4	1 1/2	2 1/2	1 1/2	29.0
5B 110 SF	10.6	11.0	11.35	A-2	SF	2 1/2	3/4	1 1/2	2 1/2	1 1/2	32.0	6B 110 SF	A-2	SF	2 1/2	3/4	1 1/2	2 1/2	1 1/2	30.0
5B 124 SF	12.0	12.4	12.75	A-3	SF	2 1/2	3/4	1 1/2	2 1/2	1 1/2	35.0	6B 124 SF	A-3	SF	2 1/2	3/4	1 1/2	2 1/2	1 1/2	40.0
5B 136 SF	13.2	13.6	13.95	A-3	SF	2 1/2	3/4	1 1/2	2 1/2	1 1/2	36.0	6B 136 SF	A-3	SF	2 1/2	3/4	1 1/2	2 1/2	1 1/2	45.0
5B 154 SF	15.0	15.4	15.75	A-3	SF	2 1/2	3/4	1 1/2	2 1/2	1 1/2	46.0	6B 154 SF	A-3	SF	2 1/2	3/4	1 1/2	2 1/2	1 1/2	46.0
5B 160 SF	15.8	16.0	16.35	A-3	SF	2 1/2	3/4	1 1/2	2 1/2	1 1/2	48.0	6B 160 SF	A-3	SF	2 1/2	3/4	1 1/2	2 1/2	1 1/2	50.0
5B 184 SF	18.0	18.4	18.75	A-3	SF	2 1/2	3/4	1 1/2	2 1/2	1 1/2	50.0	6B 184 SF	A-3	SF	2 1/2	3/4	1 1/2	2 1/2	1 1/2	60.0
5B 200 E	19.6	20.0	20.35	A-3	E	3 1/2	3/4	1 1/2	2 1/2	1	72.0	6B 200 E	A-3	E	3 1/2	3/4	1 1/2	2 1/2	1 1/2	70.0
5B 250 E	24.6	25.0	25.35	A-3	E	3 1/2	3/4	1 1/2	2 1/2	1	90.0	6B 250 E	A-3	E	3 1/2	3/4	1 1/2	2 1/2	1 1/2	96.0
5B 300 E	29.6	30.0	30.35	A-3	E	3 1/2	3/4	1 1/2	2 1/2	1	108.0	6B 300 E	A-3	E	3 1/2	3/4	1 1/2	2 1/2	1 1/2	108.0
5B 360 E	37.6	38.0	38.35	A-3	E	3 1/2	3/4	1 1/2	2 1/2	1	145.0	6B 360 E	A-3	E	3 1/2	3/4	1 1/2	2 1/2	1 1/2	173.0

Weights do not include bushings. See page B7 for additional bushing dimensions.

D17

## **APÉNDICE F-1**

**DIMENSIONADO Y POSICIÓN DE LOS PARES DE ENGRANAJES EN LA  
CAJA DE CAMBIOS DE VELOCIDAD**

## DIMENSIONADO Y POSICION DE LOS PARES DE ENGRANAJES

El objetivo principal es obtener cuatro velocidades del husillo principal en un rango de **25 a 65 rpm**, entonces dividiendo  $\omega_3$  entre éste rango, para una primera aproximación, se obtiene como resultado las relaciones de velocidades ( $R_v$ ), para luego ser modificadas a conveniencia con el diseño. Manteniendo un factor de  $R_v=6$  constante, debido a que la caja de cambios consta de dos etapas, en donde en la primera etapa se realiza los cambios de engranes y en la segunda etapa ninguno, dividiendo  $\omega_3$  para  $R_v$  modificada da como resultado las nuevas velocidades (2da. Aprox.) (Ver Tabla F3.1).

**TABLA F3.1**  
**RELACIONES DE VELOCIDAD PARA 1ra. Y 2da. APROXIMACIÓN**

$\omega_3$ rpm	$\omega_{\text{HUSILLO}}$ (rpm) 1ra aprox.	Relación de Veloc. ( $R_v$ )	$R_v$ modificada ( $R_{v1} * R_{v2}$ )	$R_{v1}$	$R_{v2}$	$\omega_{\text{HUSILLO}}$ (rpm) 2da. aprox.
738	25	29.52	30	6	5	24.6
738	35	21.09	24	6	4	30.75
738	55	13.42	18	6	3	41
738	65	11.35	12	6	2	61.5

Diseñamos con engranajes de dientes rectos, debido a que el cambio de velocidad se lo realizará de manera horizontal, deslizando los engranes sobre un eje. Por decisión ingenieril aproximamos cálculos a un ángulo de presión de  $25^\circ$ , escojo como mínimo número de dientes 14, de aquí se obtienen los demás valores (ver Tabla F3.2).

**TABLA F3.2**  
**NÚMERO DE DIENTES DE LOS ENGRANAJES IMPULSOR E IMPULSADO PARA 2da. APROXIMACIÓN**

	Impulsor	$R_v$	Impulsado	RELACION DE VELOCIDAD
NUMERO DE DIENTES DEL ENGRANAJE (N)	14	6	84	12
	14	2	28	
	14	6	84	18
	14	3	42	
	14	6	84	24
	14	4	56	
14	6	84	30	
14	5	70		

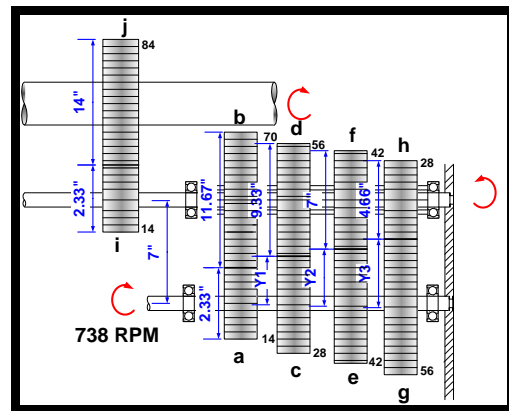
La siguiente fórmula permite calcular los diámetros de los engranajes para un paso diametral estandarizado (ver Tabla F3.3).

$$d_{\text{gear}} = \frac{N}{P_d}$$

**TABLA F3.3**  
**DIÁMETROS DE LOS ENGRANAJES PARA  $P_d = 6$  (2da. APROX.)**

Número de dientes (N)	Paso Diametral ( $P_d$ )	Diámetro del engranaje (pulg.)
14	6	2.33
28	6	4.67
42	6	7.00
56	6	9.33
70	6	11.67
84	6	14.00

Con éstas medidas graficamos la ubicación de los trenes de engranajes (ver Figura F3.1) y calculamos sus nuevas  $R_v$  (3ra. Aprox.).



**FIGURA F3.1. TRANSMISIÓN DE ENGRANAJES – 1er. ESQUEMA**

$$Y_1 = 7 - 4.665 = 2.335'' ; Y_2 = 7 - 3.5 = 3.5'' ; Y_3 = 7 - 2.33 = 4.67''$$

Entonces los nuevos diámetros de los engranajes son:

$$d_c = 2.335 * 2 = 4.67'' ; d_e = 3.5 * 2 = 7'' ; d_g = 4.67 * 2 = 9.34''$$

Calculamos las nuevas velocidades angulares de salida para el husillo principal con las nuevas relaciones obtenidas del gráfico anterior mediante la ecuación siguiente (ver valores en la Tabla F3.4).

$$\omega_j = \frac{N_{ent}}{N_{sal}} * \frac{N_i}{N_j} * \omega_3 = \frac{N_{ent}}{N_{sal}} * \frac{14}{84} * 738 \text{rpm}$$

**TABLA F3.4**  
**VELOCIDADES ANGULARES DE SALIDA**  
**3ra. APROXIMACIÓN**

$\omega_{sHUSILLO}$ 3ra. Aprox.	RPM
$\omega_{j1}$	24.6
$\omega_{j2}$	61.5
$\omega_{j3}$	123
$\omega_{j4}$	246

De los resultados obtenidos concluimos que los nuevos engranajes a dimensionar están en el rango de  $\omega_{j1}$  y  $\omega_{j2}$ , 24.6 y 61.5 rpm, respectivamente. Las relaciones de velocidades  $R_v$  están en un rango de 24 – 30, entonces las escogeremos en escala par como 26 y 28. Dividiendo las nuevas  $R_v$  para el factor de  $R_{v1}$  común de 6 obtenemos los otros factores  $R_{v2}$ . (ver Tabla F3.5).

**TABLA F3.5**  
**RELACIONES DE VELOCIDAD**  
**CORREGIDAS 4ta. APROXIMACIÓN**

$\omega_3$ (rpm)	$R_v$ modificada ( $R_{v1} * R_{v2}$ )	$R_{v1}$	$R_{v2}$
738	24	6	4
738	26	6	4.33
738	28	6	4.67
738	30	6	5

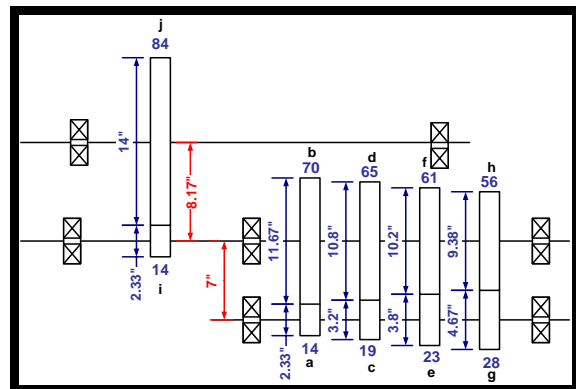
**TABLA F3.6**  
**NÚMERO DE DIENTES DE LOS**  
**ENGRANAJES IMPULSOR E IMPULSADO**  
**PARA 4ta. APROXIMACIÓN**

	Impulsor	FACTOR DE $R_v$	Impulsado	RELACION DE VELOCIDAD
NUMERO DE DIENTES DEL ENGRANAJE (N)	14	6	84	24
	14	4	56	
	14	6	84	26
	14	4.33	61	
	14	6	84	28
	14	4.67	65	
	14	6	84	30
	14	5	70	

Con los factores de  $R_{v1}$  y  $R_{v2}$  de la Tabla F3.5 se obtienen los números de dientes de los engranajes impulsores e impulsados. (Ver Tabla F3.6). Con el mismo  $P_d = 6$ , escogido al inicio del diseño, calculamos las nuevas dimensiones de los nuevos engranajes una vez conocidos los nuevos números de dientes (ver Tabla F3.7).

**TABLA F3.7**  
**DIÁMETROS DE LOS ENGRANAJES PARA  $P_d = 6$**   
**(4ta. APROXIMACIÓN)**

Número de dientes (N)	Paso Diametral ( $P_d$ )	Diámetro del engranaje (pulg.)
14	6	2.33
28	6	4.67
56	6	9.33
61	6	10.2
65	6	10.8
70	6	11.67
84	6	14



**FIGURA F3.2. TRANSMISIÓN DE ENGRANAJES – 2do. ESQUEMA**

Calculando similarmente a la primera aproximación y de acuerdo al 2do. Esquema de la Figura F3.2 se obtienen las siguientes medidas:

$$Y_c = 7 - \frac{10.8}{2} = 1.6'' ; Y_e = 7 - \frac{10.2}{2} = 1.9''$$

Entonces los nuevos diámetros de los engranajes son:

$$d_c = 1.6 * 2 = 3.2'' ; d_e = 1.9 * 2 = 3.8''$$

Aplicando las mismas fórmulas anteriores se obtienen las velocidades requeridas de salida en la Tabla 26 en el inciso 3.3.

## APÉNDICE F-2

### RESULTADOS COMPUTACIONALES DE PARÁMETROS BÁSICOS

Parámetros básicos		
Coefficiente deseado de engranaje		5
Coefficiente real de engranaje		5,0714 (+1,43%)
Ángulo de presión	$\alpha$	25°
Cabeza de diente	$a^*$	1 (= 4,17 mm)
Juego	$c^*$	0,25 (= 1,0425 mm)
Empalme raíz		0,38 (= 1,5846 mm)
Altura de cabeza de diente de cremallera básica		1,25 (= 5,2125 mm)
Ángulo de hélice	$\beta$	0°
Módulo	$m$	4,17 mm
Distancia al centro	$a_w$	177,8 mm
Distancia al centro del producto	$a$	177,225 mm
Corrección unitaria total		0,1389
Ángulo de presión de funcionamiento	$\alpha_w$	25,3944°
Separación circular	$p$	13,1 mm
Separación circular base	$ptb$	11,873 mm
Coefficiente de contacto		1,4251 (1,4251 + 0)
Especificación de precisión		6
Desviación límite del ángulo de hélice	$F_b$	0,014 mm
Desviación límite del paralelismo entre ejes	$f_x$	0,014 mm
Desviación límite del paralelismo entre ejes	$f_y$	0,007 mm

	Engranaje 1	Engranaje 2
Número de dientes	14	71
Corrección unitaria	0,11602	0,02288
Diámetro de separación $d$	58,38 mm	296,07 mm
Diámetro de círculo base $db$	52,91 mm	268,331 mm
Diámetro exterior $do$	67,679 mm	304,592 mm
Diámetro raíz $df$	48,923 mm	285,836 mm
Diámetro de separación de trabajo $d_w$	58,569 mm	297,031 mm
Grosor de diente $s$	7,001 mm	6,639 mm
Grosor de diente exterior	0,4151 (= 1,731 mm)	0,5969 (= 2,4891 mm)
Anchura de cara	62,55 mm	58,38 mm
Coefficiente de anchura de cara	1	0,1972
Grosor de cuerda $T$	5,751 mm	5,453 mm
Cota de diente sobre cuerda $M$	31,678 mm	132,791 mm
Cota sobre (entre) alambres $M$	71,403 mm	308,891 mm
Diámetro del alambre $d_w$	8 mm	8 mm
Número comparativo de dientes $z_v$	14	71
Oscilación circunferencial radial límite $Fr$	0,022 mm	0,038 mm
Desviación límite de la separación axial $f_{pt}$	0,009 mm	0,011 mm
Desviación límite de la separación básica $f_{pb}$	0,008 mm	0,01 mm

**FIGURA F-2-1. RESULTADOS COMPUTACIONALES DE PARÁMETROS BÁSICOS PARA EL PAR DE ENGRANAJES 14/71. [18]**

## APÉNDICE G

### RESULTADOS COMPUTACIONALES DE CARGAS

Carga		Engranaje 1	Engranaje 2
Potencia	P	22,38 kW	21,7086 kW
Eficiencia	$\eta$	0,97	
Velocidad	n	738 rpm	145,5211 rpm
Par de torsión	Mk	289,5844 Nm	1424,5484 Nm
Fuerza tangencial	Ft	9920,6715 N	
Fuerza radial	Fr	4709,4983 N	
Fuerza axial	Fa	0 N	
Fuerza normal	Fn	10981,762 N	
Velocidad circunferencial	v	2,2559 m/s	
Velocidad de resonancia	nE1	27353,55 rpm	-

**FIGURA G-3-2. RESULTADOS COMPUTACIONALES DE CARGAS PARA EL PAR DE ENGRANAJES 14/71. [18]**

Carga		Engranaje 1	Engranaje 2
Potencia	P	22,38 kW	21,7086 kW
Eficiencia	$\eta$	0,97	
Velocidad	n	738 rpm	215,7231 rpm
Par de torsión	Mk	289,5844 Nm	960,9628 Nm
Fuerza tangencial	Ft	7257,7534 N	
Fuerza radial	Fr	3532,1043 N	
Fuerza axial	Fa	0 N	
Fuerza normal	Fn	8071,6011 N	
Velocidad circunferencial	v	3,0836 m/s	
Velocidad de resonancia	nE1	15166,94 rpm	-

**FIGURA G-3-3. RESULTADOS COMPUTACIONALES DE CARGAS PARA EL PAR DE ENGRANAJES 19/65. [18]**

## APÉNDICE H-1

### TABLAS Y FIGURAS PARA EL DISEÑO DE ENGRANAJES DE DIENTES RECTOS

- ☞ Factor Geométrico  $J$  a flexión AGMA. Tabla 11-13. [17]
- ☞ Número de Calidad de Engranajes  $Q_v$ . Tabla 11-6. [17]
- ☞ Factores de Distribución de Carga  $K_m$ . Tabla 11-16. [17]
- ☞ Factores de Aplicación de Carga  $K_a$ . Tabla 11-17. [17]
- ☞ Coeficiente Elástico AGMA  $C_p$ . Tabla 11-18. [17]
- ☞ Factor de vida de resistencia a Flexión  $K_L$  de AGMA. Fig. 11-24. [17]
- ☞ Factor de Confiabilidad  $K_R$ . Tabla 11-19. [17]
- ☞ Resistencias  $S_{fb}'$  a la fatiga por flexión AGMA para aceros. Figura 11-25. [17]
- ☞ Factor de vida o resistencia a la fatiga superficial  $C_L$  de AGMA. Fig. 11-26. [17]
- ☞ Resistencias  $S_{fc}'$  a la fatiga superficial AGMA para aceros. Figura 11-27. [17]
- ☞ Propiedades mecánicas de los aceros. Tabla A-17. [6]
- ☞ Propiedades mecánicas de aceros de alta resistencia. Tabla A-18. [6]

**TABLA 11-13 Factor geométrico  $J$  a flexión AGMA para dientes de profundidad total de 25° con carga HPSTC**

Dientes en el engrane	Dientes en el piñón																
	12		14		17		21		26		35		55		135		
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	
12	U	U															
14	U	U	0.33	0.33													
17	U	U	0.33	0.36	0.36	0.36											
21	U	U	0.33	0.39	0.36	0.39	0.39	0.39									
26	U	U	0.33	0.41	0.37	0.42	0.40	0.42	0.43	0.43							
35	U	U	0.34	0.44	0.37	0.45	0.40	0.45	0.43	0.46	0.46	0.46	0.46				
55	U	U	0.34	0.47	0.38	0.48	0.41	0.49	0.44	0.49	0.47	0.50	0.51	0.51			
135	U	U	0.35	0.51	0.38	0.52	0.42	0.53	0.45	0.53	0.48	0.54	0.53	0.56	0.57	0.57	

**Factor Geométrico  $J$  a flexión AGMA. Tabla 11-13. [17]**

**TABLA 11-6**  
Números de calidad de engranes AGMA recomendados para varias aplicaciones

Aplicación	$Q_v$
Transmisión del tambor de mezclador de cemento	3-5
Horno de cemento	5-6
Transmisiones de acerías	5-6
Cosechadora de maíz	5-7
Grúas	5-7
Prensa troqueladora	5-7
Transportador de minas	5-7
Máquina de cajas de papel	6-8
Mecanismo medidor de gas	7-9
Taladro mecánico pequeño	7-9
Lavadora de ropa	8-10
Impresora	9-11
Mecanismo de computadora	10-11
Transmisión de auto	10-11
Transmisión de antena de radar	10-12
Transmisión de propulsión marina	10-12
Transmisión de motor de aeronave	10-13
Giroscopio	12-14

**Número de Calidad de Engranes  $Q_v$ . Tabla 11-6. [17]**

**TABLA 11-16**  
Factores de distribución de carga  $K_m$

Ancho de la cara in (mm)	$K_m$
<2 (50)	1.6
6 (150)	1.7
9 (250)	1.8
≥20 (500)	2.0

**Factores de Distribución de Carga  $K_m$ . Tabla 11-16. [17]**

**TABLA 11-17 Factores de aplicación  $K_a$**

Máquina impulsora	Máquina impulsada		
	Uniforme	Impacto moderado	Impacto severo
Uniforme (motor eléctrico, turbina)	1.00	1.25	1.75 o superior
Impacto ligero (motor multicilindro)	1.25	1.50	2.00 o superior
Impacto medio (motor de un solo cilindro)	1.50	1.75	2.25 o superior

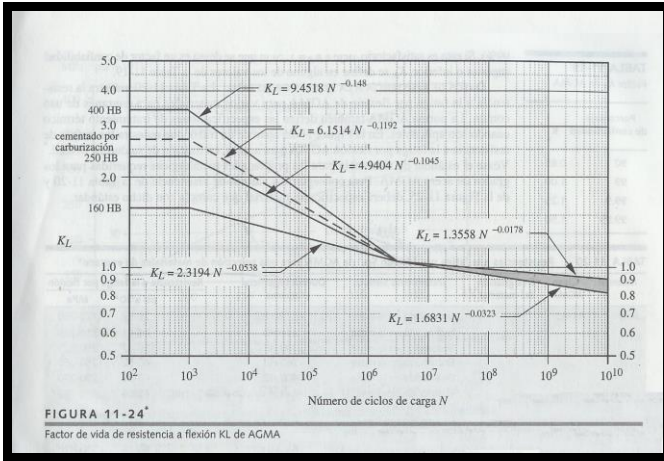
**Factores de Aplicación de Carga  $K_a$ . Tabla 11-17. [17]**

**TABLA 11-18 Coeficiente elástico AGMA  $C_p$  en unidades de [psi]<sup>0.5</sup> [(MPa)<sup>0.5</sup>]**

Material del piñón	$E_p$ (MPa)	Material del engrane					
		Acero	Hierro maleable	Hierro nodular	Hierro fundido	Bronce al aluminio	Bronce al estaño
Acero	3066 (2E5)	2 300 (181)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	2566 (1.7E5)	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	2466 (1.7E5)	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Hierro fundido	2266 (1.5E5)	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	17 566 (1.2E5)	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bronce al estaño	1666 (1.1E5)	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

\* Tomado del estándar 2001-888 de AGMA, Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth, con el permiso del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King St., Suite 201, Alexandria, Va., 22134.

**Coeficiente Elástico AGMA  $C_p$ . Tabla 11-18. [17]**



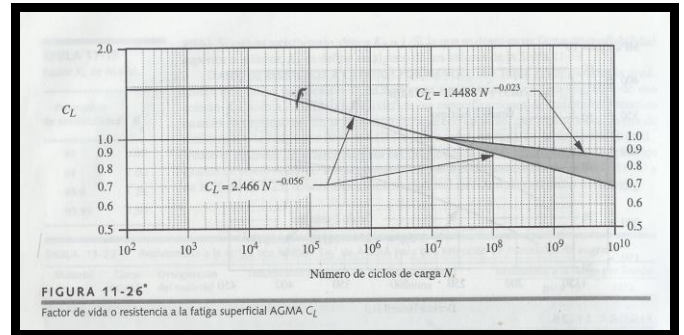
**Factor de vida de resistencia a Flexión  $K_L$  de AGMA. Fig. 11-24. [17]**



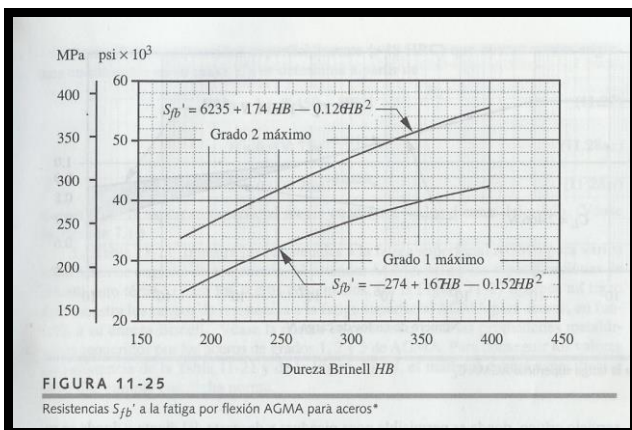
**TABLA 11-19**  
Factor  $K_R$  de AGMA

Porcentaje de confiabilidad	$K_R$
90	0.85
99	1.00
99.9	1.25
99.99	1.50

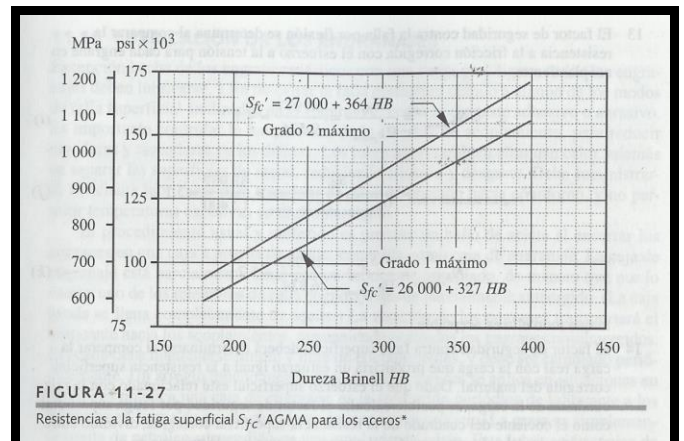
**Factor de Confiabilidad  $K_R$ .**  
Tabla 11-19. [17]



**Factor de vida o resistencia a la fatiga superficial  $C_L$  de AGMA.** Fig. 11-26. [17]



**Resistencias  $S_{fb}'$  a la fatiga por flexión AGMA para aceros.** Figura 11-25. [17]



**Resistencias  $S_{fc}'$  a la fatiga superficial AGMA para aceros.** Figura 11-27. [17]

Propiedades mecánicas de los aceros. Tabla A-17. [6]

Tabla A-17 PROPIEDADES MECÁNICAS DE ACEROS\*

Los valores indicados para aceros laminados en caliente (HR, *hot-rolled*) y estirados en frío (CD, *cold-drawn*) son *valores mínimos estimados* que suelen esperarse en el intervalo de tamaños de  $\frac{1}{2}$  a  $1\frac{1}{2}$  pulg. Un valor mínimo está aproximadamente varias desviaciones estándares por debajo de la media aritmética. Los valores mostrados para aceros con tratamiento térmico son los llamados *valores típicos*. Un valor típico no es el medio ni el mínimo. Puede obtenerse mediante un control cuidadoso de las especificaciones de compra y el tratamiento térmico, junto con la inspección y ensayo continuos. Las propiedades indicadas en esta tabla provienen de varias fuentes y se cree que son representativas. Sin embargo, hay tantas variables que afectan esas propiedades que su naturaleza aproximada debe reconocerse claramente.

Número UNS	Número AISI	Procesamiento	Resistencia de fluencia kpsi †	Resistencia a la tensión kpsi †	Elongación en 2 pulg %	Reducción en área %	Dureza Brinell H <sub>B</sub>
G10100	1010	HR	26	47	28	50	95
		CD	44	53	20	40	105
G10150	1015	HR	27	50	28	50	101
		CD	47	56	18	40	111
G10180	1018	HR	32	58	25	50	116
		CD	54	64	15	40	126
	1112	HR	33	56	25	45	121
		CD	60	78	10	35	167
G10350	1035	HR	39	72	18	40	143
		CD	67	80	12	35	163
		Estirado a 800°F	81	110	18	51	220
		Estirado a 1000°F	72	103	23	59	201
		Estirado a 1200°F	62	91	27	66	180
G10400	1040	HR	42	76	18	40	149
		CD	71	85	12	35	170
		Estirado a 1000°F	86	113	23	62	235
G10450	1045	HR	45	82	16	40	163
		CD	77	91	12	35	179
G10500	1050	HR	49	90	15	35	179
		CD	84	100	10	30	197
		Estirado a 600°F	180	220	10	30	450
		Estirado a 900°F	130	155	18	55	310
		Estirado a 1200°F	80	105	28	65	210
2317		Núcleo ⚡	107	137	22	52	285
2330		Estirado a 400°F	195	221	11	40	425
		Estirado a 600°F	171	196	14	49	382
		Estirado a 800°F	131	160	18	56	327
		Estirado a 1000°F	97	127	23	61	268
		Estirado a 1200°F	70	108	27	64	222
2340		Estirado a 800°F	164	178	23	53	368
2345		Estirado a 800°F	177	188	20	51	388
2350		Estirado a 800°F	180	194	17	50	402
3120		Estirado a 600°F	145	162	12	45	320
		Estirado a 1000°F	91	112	22	68	222
3130		Estirado a 600°F	178	210	10	37	404
		Estirado a 1000°F	120	137	20	62	276
3140		HR§	64	96	26	56	197
		CD	91	104	17	48	212
		Estirado a 800°F	157	188	15	50	376
3145		Estirado a 800°F	164	195	12	47	380
3150		Estirado a 800°F	171	202	12	44	396
3240		Estirado a 600°F	211	237	10	40	466
3250		Estirado a 600°F	214	243	9	37	477
3340		Estirado a 800°F	183	211	13	47	394
G41300	4130	HR§	60	90	30	45	183
		CD§	87	98	21	52	201
		Estirado a 1000°F	133	146	17	60	293
G41400	4140	HR§	63	90	27	58	187
		CD§	90	102	18	50	223
		Estirado a 1000°F	131	153	16	45	302
G43400	4340	HR§	69	101	21	45	207
		CD§	99	111	16	42	223
		Estirado a 600°F	234	260	12	43	498
		Estirado a 1000°F	162	182	15	40	363
G46200	4620	Núcleo ⚡	89	120	22	55	248

Propiedades mecánicas de aceros de alta resistencia. Tabla A-18. [6]

Tabla A-18 PROPIEDADES DE ALGUNOS ACEROS DE ALTA RESISTENCIA

Número AISI	Procesamiento	Dureza	Módulo de	Resistencia	Resistencia	Reducción	Resistencia	Ductilidad	Exponente de
		Brinell $H_B$	elasticidad $E$ , Mpsi	de fluencia <sup>b</sup> $S_y$ , kpsi	última $S_u$ , kpsi	en área %	real a la ruptura, kpsi	real a la ruptura $\epsilon_f$	por deformación, $n$
1045	Q & T 80°F	705	29	265T <sup>2</sup> 300C	300	2	310T 420C	0.02	0.186
1045	Q & T 360°F	595	30	270	325	41	430/ 395	0.52	0.071
1045	Q & T 500°F	500	30	245	265	51	370/ 330	0.71	0.047
1045	Q & T 600°F	450	30	220	230	55	345/ 305	0.81	0.041
1045	Q & T 720°F	390	30	185	195	59	315/ 270	0.89	0.044
4142	Q & T 80°F	670	29	235T 275C	355	6	375	0.06	0.136
4142	Q & T 400°F	560	30	245	325	27	405/ 385	0.31	0.091
4142	Q & T 600°F	475	30	250	280	35	340/ 315	0.43	0.048
4142	Q & T 700°F	450	30	230	255	42	320/ 290	0.54	0.043

Tabla A-18 PROPIEDADES DE ALGUNOS ACEROS DE ALTA RESISTENCIA (continuación)

Número AISI	Procesamiento	Dureza	Módulo de	Resistencia	Resistencia	Reducción	Resistencia	Ductilidad	Exponente de
		Brinell $H_B$	elasticidad $E$ , Mpsi	de fluencia <sup>b</sup> $S_y$ , kpsi	última $S_u$ , kpsi	en área %	real a la ruptura, kpsi	real a la ruptura $\epsilon_f$	por deformación, $n$
4142	Q & T 840°F	380	30	200	205	48	295/ 265	0.66	0.051
4142 <sup>c</sup>	Q & D 550°F	475	29	275T 225C	295	20	310/ 300	0.22	0.101T 0.060C
4142	Q & D 650°F	450	29	270T 205C	280	37	330/ 305	0.46	0.016T 0.070C
4142	Q & D 800°F	400	29	210T <sup>d</sup> 175C	225	47	305/ 275	0.63	0.032T 0.085C

Fuente: Información proveniente de R. W. Landgraf, *Cyclic Deformation and Fatigue Behavior of Hardened Steels*, Report no. 320, Dept. of Theoretical and Applied Mechanics, University of Illinois, Urbana, 1968.

<sup>a</sup> AISI 1045: estirado en frío a redondos de 9/16 pulg a partir de barra laminada en caliente. Austenitizado a 1 500°F (en ambiente oxidante), 20 min. templado en agua a 70°F. AISI 4142: estirado en frío a redondos de 9/16 pulg a partir de barra recocida. Austenitizado a 1 500°F (en ambiente neutro), templado en aceite agitado a 180°F. AISI 4142 Def: austenitizado a 1 500°F, templado en aceite. Recalentado en plomo derretido, escurado 19% en matriz (o dado) a la temperatura de recalentamiento, a varillas de 1/2 pulg.

<sup>b</sup> Método del desplazamiento (*offset*) de 0.2%.

<sup>c</sup>  $(F_y A_p) / (P_y A_p)$  (Corrección de Bridgman por estricción o formación de cuello).

<sup>d</sup> T, a tensión; C, a compresión.

<sup>e</sup> Deformación de 14%.

<sup>f</sup> Límite de proporcionalidad en tensión.

<sup>g</sup> Q & T = templado y revenido (*quenched and tempered*).

<sup>h</sup> Q & D = templado y estirado (*quenched and drawn*).

Tabla A-21 PROPIEDADES TÍPICAS DEL HIERRO FUNDIDO GRIS

El sistema de designación numérica de la ASTM (American Society for Testing Materials) para el hierro fundido gris se establece de modo que los números indican la resistencia mínima a la tensión en kpsi. Así, un hierro fundido ASTM No. 20 tiene una resistencia mínima a la tensión de 20 kpsi. Debe notarse en particular que los valores tubulados son típicos.

Número ASTM	Resistencia a		Módulo de ruptura al cortante $S_{su}$ , kpsi	Módulos de elasticidad Mpsi		Límite de fatiga $S_{eT}$ , kpsi	Dureza Brinell $H_B$
	la tensión $S_{uT}$ , kpsi	la compresión $S_{uc}$ , kpsi					
				Tensión	Torsión		
20	22	83	26	9.6-14	3.9-5.6	10	156
25	26	97	32	11.5-14.8	4.6-6.0	11.5	174
30	31	109	40	13-16.4	5.2-6.6	14	201
35	36.5	124	48.5	14.5-17.2	5.8-6.9	16	212
40	42.5	140	57	16-20	6.4-7.8	18.5	235
50	52.5	164	73	18.8-22.8	7.2-8.0	21.5	262
60	62.5	187.5	88.5	20.4-23.5	7.8-8.5	24.5	302

## APÉNDICE H-2

### CÁLCULO DE VARIABLES PARA EL ANÁLISIS DE ESFUERZOS Y RESISTENCIAS A LA FATIGA (POR FLEXIÓN Y SUPERFICIAL)

- ☞ CÁLCULOS-1 Variables para el Análisis de Esfuerzos por flexión.
- ☞ CÁLCULOS-2 Variables para el Análisis de Esfuerzos Superficiales.
- ☞ CÁLCULOS-3 Variables para el Análisis de Resistencia a la Fatiga por flexión.
- ☞ CÁLCULOS-4 Variables para el Análisis de Resistencia a la Fatiga Superficial.

## CÁLCULOS -1

### VARIABLES PARA EL ANÁLISIS DE ESFUERZOS POR FLEXIÓN

**J** : Factor geométrico de resistencia a flexión. Definido en el estándar AGMA 908-B89, y Tabla 11-13 del APÉNDICE H-1, para un ángulo de presión de 25° y HPSTC (Carga en el punto más elevado del contacto de un solo diente) e interpolando para los pares de engranes, obtenemos los factores geométricos (ver Tabla H-2.1).

**TABLA H-2.1**  
**VALORES INTERPOLADOS DEL FACTOR GEOMETRICO J**

		PARES DE ENGRANAJES				
		14/71	19/65	23/61	28/56	14/85
J	P	0.3419	0.3959	0.4228	0.4308	0.3436
	G	0.4775	0.4884	0.493	0.4897	0.4845

**K<sub>v</sub>** : Factor dinámico. Trata de tomar en consideración cargas generales por vibraciones generadas internamente por impactos. Para obtener el valor de K<sub>v</sub>, se debe considerar otros factores.

$$K_v = \left( \frac{A}{A + \sqrt{V_t}} \right)^B ; A = 50 + 56(1 - B) ; B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4} \text{ Para } 6 \leq Q_v \leq 11 ; V_{t\max} = [A + (Q_v - 3)]^2 \text{ pie/min}$$

**Q<sub>v</sub>** : Número de Calidad de Engranes. Según la Tabla 11-6 del APÉNDICE H-1 y asumiendo que nuestro diseño se comporta de forma similar a la transmisión de un automóvil se escoge un Q<sub>v</sub> = 10, así:

$$A = 83.78 ; B = 0.3968 ; V_{t\max} = 8240.1 \text{ pie/min}$$

$$K_v = \left( \frac{83.78}{83.78 + \sqrt{8240.1}} \right)^{0.3968} = 0.7473$$

**K<sub>m</sub>** : Factor de distribución de Carga. Depende del ancho de la cara del engrane F, y consideramos una regla para calcularlo:  $\frac{8}{P_d} \leq F \leq \frac{16}{P_d}$ . Para los dos pasos diametrales de 6 y 4 calculamos:

$$\frac{8}{6} \leq F \leq \frac{16}{6} = 1.33 \leq F \leq 2.67 \quad \frac{8}{4} \leq F \leq \frac{16}{4} = 2 \leq F \leq 4$$

Escogemos para el par de engranajes **14/85** con un paso diametral de 4,  $F = 3.78 \text{ pulg.}$  De igual manera para los pares de engranajes restantes con un paso diametral de 6,  $F = 2.65 \text{ pulg.}$  Interpolando los valores y según la Tabla 11-16 del APÉNDICE H-1, obtenemos los valores de K<sub>m</sub> (ver Tabla H-2.2).

**K<sub>a</sub>** : Factor de Aplicación de Carga. Depende de la aplicación o el uso de diseño, así de la Tabla 11-17 del APÉNDICE H-1, escogemos como maquina impulsora, motor eléctrico con carga uniforme y la

máquina impulsada tiene también un impacto uniforme por lo que el valor de K<sub>a</sub> = 1.

**TABLA H-2.2**  
**FACTOR DE DISTRIBUCION DE CARGA K<sub>m</sub> Y ANCHO DE CARA F**

Paso Diametral P <sub>d</sub>	Ancho de cara F (pulg.)	Ancho de cara F (mm)	K <sub>m</sub>
6	2.65	67.31	1.61731
4	3.78	96.012	1.64601

**K<sub>s</sub>** : Factor de tamaño. AGMA recomienda a K<sub>s</sub> = 1.

**K<sub>B</sub>** : Factor de espesor de aro. AGMA define la razón de respaldo m<sub>B</sub> para obtener el valor de K<sub>B</sub>, donde:  $m_B = \frac{t_R}{h_t} ; K_B = 1 \text{ si } m_B > 1.2$ .

Según la ecuación y con los resultados de h<sub>t</sub> de la Tabla 31, asumimos que t<sub>R</sub> = 1.5 pulg., entonces se obtienen los valores. Ambos valores son mayores a 1.2, entonces K<sub>B</sub>=1.

$$m_{B1} = \frac{1.5}{0.375} = 4 ; m_{B2} = \frac{1.5}{0.5625} = 2.67$$



**FIGURA H-2.4. PARÁMETROS PARA K<sub>B</sub>**

**K<sub>I</sub>** : Factor de engranaje intermedio o loco. K<sub>I</sub> = 1, Nuestro diseño no posee ninguno.

## CÁLCULOS - 2

### VARIABLES PARA EL ANÁLISIS DE ESFUERZOS SUPERFICIALES

**I**: Factor geométrico Superficial. Para calcularlo se requiere de los siguientes factores:

$$I = \frac{\cos \phi}{\left( \frac{1}{\rho_p} \pm \frac{1}{\rho_g} \right) * d_p}$$

**ρ<sub>p</sub>** : Radio de Curvatura del Piñón. Con x<sub>p</sub>=0 porque los dientes son de profundidad estándar

$$\rho_p = \sqrt{\left( r_p + \frac{1 + x_p}{P_d} \right)^2 - (r_p \cos \phi)^2} - \frac{\pi}{P_d} \cos \phi$$

$\rho_g$  : **Radio de Curvatura del Engrane.**

$$\rho_g = Csen\phi \pm \rho_p$$

De donde conocidas las respectivas variables, se muestran los resultados en la *Tabla H-2.3*.

**TABLA H-2.3**  
**FACTOR GEOMETRICO SUPERFICIAL I -**  
**RADIOS DE CURVATURA  $\rho_p$  y  $\rho_g$**

	PARES DE ENGRANAJES				
	14/71	19/65	23/61	28/56	14/85
<b>I</b>	0.116	0.124	0.123	0.118	0.110
$\rho_p$ (pulg.)	0.338	0.527	0.676	0.859	0.507
$\rho_g$ (pulg.)	2.656	2.431	2.283	2.010	4.723

$C_p$  : **Coficiente Elástico.** De la Tabla 11-18 del **APÉNDICE H-1**, como materiales del piñón y engrane, para los distintos juegos de engranajes, entonces se tiene  $C_p = 2300 \text{ psi}^{0.5}$  (191 MPa<sup>0.5</sup>).

$C_F$ : **Factor de terminado superficial.** Los engranajes serán fabricados mediante los métodos convencionales y que tendrán mínima aspereza en su superficie, por lo que  $C_F = 1$ . Los demás factores son los mismos ya considerados:

$$C_a = K_a = 1$$

$$C_s = K_s = 1$$

$$C_v = K_v = 0.7473$$

$C_m = K_m$  ; valores tomados de la *Tabla H-2.2*.

### CÁLCULOS - 3

#### VARIABLES PARA EL ANÁLISIS DE RESISTENCIA A LA FATIGA POR FLEXIÓN

$K_L$  : **Factor de vida.**

Este factor es de mucha importancia, nuestro diseño tendrá una vida útil de 15 años, por lo que los números de ciclo de carga serán calculados en base a esta premisa.

$$N_{CICLOS} = 15 \text{ años} * \frac{240 \text{ dias}}{1 \text{ año}} * \frac{8 \text{ h}}{1 \text{ dia}} * \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} * \omega \frac{\text{rev}}{\text{min}}$$

Este cálculo es realizado para los engranes que van a estar en el eje 1, que van a rotar a 738 rpm, pero en el eje 2, los engranajes van a estar rotando a velocidades variables, que se calculan a continuación y cuyos resultados se muestran en la *Tabla H-2.4*.

$$\omega_{SEJE2} = \frac{N_{ent}}{N_{sal}} * 738 \text{ rpm}; \quad \omega_{SHUSILLO} = \frac{14}{85} * \omega_{SEJE2}$$

Para el cálculo de los números de ciclo de carga de los engranajes de los ejes restantes, escojo las velocidades angulares mayores, debido a que el factor de vida

disminuye al aumentar el número de ciclos de carga. Así, tenemos:

**TABLA H-2.4**  
**VELOCIDADES ANGULARES DE SALIDA EN EL EJE 2 Y HUSILLO PRINCIPAL**

PARES DE ENGRANAJES							
14/71	19/65	23/61	28/56	14/85			
145.5	215.7	278.3	369	23.96	35.52	45.83	60.78
$\omega_{SEJE2} \text{ (rpm)}$				$\omega_{SHUSILLO} \text{ (rpm)}$			

Para los engranajes que se sitúan en el **Eje 1**:

$$N_{CICLOS1} = 15 \text{ años} * \frac{240 \text{ dias}}{1 \text{ año}} * \frac{8 \text{ h}}{1 \text{ dia}} * \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} * 738 \text{ rpm} =$$

$$N_{CICLOS1} = 1.28 * 10^9$$

Para los engranajes que se sitúan en el **Eje 2**:

$$N_{CICLOS2} = 15 \text{ años} * \frac{240 \text{ dias}}{1 \text{ año}} * \frac{8 \text{ h}}{1 \text{ dia}} * \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} * 369 \text{ rpm} =$$

$$N_{CICLOS2} = 6.38 * 10^8$$

Para el engranaje del **Husillo principal**:

$$N_{CICLOS3} = 15 \text{ años} * \frac{240 \text{ dias}}{1 \text{ año}} * \frac{8 \text{ h}}{1 \text{ dia}} * \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} * 60.78 \text{ rpm} =$$

$$N_{CICLOS3} = 1.05 * 10^8$$

Según la Figura 11-24 del **APÉNDICE H-1**, escogemos la ecuación de la curva superior que sirve para aplicaciones industriales.

$$K_L = 1.3558N^{-0.0178}$$

**TABLA H-2.5**  
**VALORES DEL FACTOR DE VIDA  $K_L$  PARA CADA NUMERO DE CICLOS DE CARGA**

Número de ciclos de Carga	Factor de vida $K_L$
$N_1$	0.93344
$N_2$	0.94508
$N_3$	0.97593

$K_T$  : **Factor de Temperatura.** Debido a que la caja de cambios de velocidades, tiene que ser lubricada con aceite, llega a tomar temperaturas de hasta 100°F, para temperaturas de hasta 250°F  $K_T = 1$

$K_R$  : **Factor de Confiabilidad.** Según la Tabla 11-19 del **APÉNDICE H-1**, para una confiabilidad del 90 %  $K_R = 0.85$ , con probabilidad estadística de 1 falla de cada 100 muestras.

Según la Figura 11-25 del **APÉNDICE H-1**, muestra los rangos de la resistencia a la fatiga por flexión AGMA para aceros, en función de su dureza

BRINELL. Escogemos para aceros de Grado 2 máximo y calculamos la resistencia en base a la ecuación:

$$S_{ff} = 6235 + 174HB - 0.126HB^2$$

De tal manera que si escogemos de la tabla A-17 del **APÉNDICE H-1**, para los engranajes mayores de 14 dientes un acero AISI 4340(UNS G43400) Estirado a 1000°F con una dureza 363 HB y para los engranajes de 14 dientes, por considerarlos pequeños deben tener en su composición química elementos más resistentes, así como también debe tener algún tratamiento térmico especial para aumentar su dureza, escogemos un acero de Alta Resistencia según la tabla A-18 del **APÉNDICE H-1**, AISI 4142 Q & T 80°F (Templado y Revenido) con una dureza de 670 HB .Obtenemos los valores de  $S_{ff}$  para los dos valores de dureza.

Para los engranajes mayores a 14 dientes.

$$S_{ff} = 6235 + 174(363) - 0.126(363)^2 = \underline{52794\text{ psi}}$$

Para los engranajes de 14 dientes.

$$S_{ff} = 6235 + 174(670) - 0.126(670)^2 = \underline{66254\text{ psi}}$$

## CÁLCULOS - 4

### VARIABLES PARA EL ANÁLISIS DE RESISTENCIA A LA FATIGA SUPERFICIAL

$C_L$  : **Factor de vida superficial**. Según la Figura 11-26 del **APÉNDICE H-1**, muestra curvas S-N para la resistencia superficial de aceros, Escogemos la curva superior porque esta es útil para aplicaciones comerciales, de tal manera que el  $C_L$  se obtiene de la siguiente ecuación:

$$C_L = 1.4488N^{-0.023}$$

**TABLA H-2.6**  
**VALORES DEL FACTOR DE VIDA  $C_L$**

Número de ciclos de Carga	Factor de vida $C_L$
$N_1$	0.89442
$N_2$	0.90886
$N_3$	0.94737

Con los mismos números de ciclos de carga analizados anteriormente obtenemos los valores de  $C_L$ . (Ver *Tabla H-2.6*)

$C_H$  : **Factor de razón de Dureza**. Este factor es función de la razón del engrane y la dureza relativa del piñón y del engrane. Así, tenemos en nuestro diseño que los pares de engranajes 19/65 - 23/61 - 28/56, están hechos del mismo material acero AISI 4340(UNS G43400) Estirado a 1000°F. Por lo que  $C_H = 1$ . En cambio, los pares de engranajes 14/71 - 14/85 están constituidos de diferentes materiales. El material del piñón es un acero AISI 4142 Q & T 80°F (Templado y Revenido) con una dureza de 670 HB y el material del engrane es AISI 4340(UNS G43400) Estirado a 1000°F con una dureza de 363 HB. Para piñones endurecidos en su masa que operan contra engranes endurecidos en su masa,  $C_H$  se obtiene a partir de la ecuación:

$$C_H = 1 + A(m_G - 1)$$

Donde  $m_G$  es la razón de engranes y A se determina a partir de:

$$\frac{HB_p}{HB_g} = \frac{670HB}{363HB} = 1.845 > 1.7 \text{ entonces } A = 0.00698$$

Para el par de engranajes 14/71,  $m_G = 5.07$ , entonces:

$$C_H = 1 + 0.00698(5.07 - 1) = \underline{1.0284}$$

Para el par de engranajes 14/85,  $m_G = 6.07$ , entonces:

$$C_H = 1 + 0.00698(6.07 - 1) = 1.0354$$

$$C_T = K_T = 1$$

$$C_R = K_R = 0.85$$

Según la Figura 11-27 del **APÉNDICE H-1**, muestra los rangos de la resistencia a la fatiga superficial AGMA para aceros, en función de su dureza BRINELL. Escogemos para aceros de Grado 2 máximo y calculamos la resistencia en base a la siguiente ecuación.

$$S_{fs} = 27000 + 364HB$$

Para los aceros escogidos tenemos:

AISI 4340 Estirado a 1000°F con una dureza de 363 HB.

$$S_{fs} = 27000 + 364(363) = \underline{159132\text{ psi}}$$

AISI 4142 Q & T 80°F con una dureza de 670 HB.

$$S_{fs} = 27000 + 364(670) = \underline{270880\text{ psi}}$$

## APÉNDICE I

### RESULTADOS COMPUTACIONALES DE COMPROBACIÓN DE RESISTENCIAS

#### Comprobación de resistencia según ISO 6336:1996

Durabilidad Lh 30000 horas

#### Valores de material

		Engranaje 1	Engranaje 2
Límite de fatiga por contacto	$\sigma_{Hlim}$	1868 MPa	1098 MPa
Límite de fatiga por plegado	$\sigma_{Flim}$	458 MPa	364 MPa
Resistencia a tracción		2448 MPa	1255 MPa
Límite de elasticidad en tracción		1896 MPa	1117 MPa
Dureza de núcleo de diente		670 HV	363 HV
Dureza de lado de diente		670 HV	363 HV
Número base de ciclos de carga en contacto [ $10^6$ ]		1280	100
Número base de ciclos de carga en plegado [ $10^6$ ]		1280	100
Exponente de curva de Wöhler para contacto		10	10
Exponente de curva de Wöhler para plegado		0	0
Módulo de elasticidad de corte en tensión [ $10^3$ ]		206 MPa	206 MPa
Coefficiente de Poisson		0,3	0,3
Tipo de tratamiento		4	4

#### Factores de contacto

		Engranaje 1	Engranaje 2
Factor de aplicación	KA	1,2	
Factor dinámico	KHv	1,029	
Factor de carga de cara	KHb	1,5	
Factor de carga transversal	KHa	1	
Total	KH	1,852	
Factor de sobrecarga única	KAS	1	
Factor de elasticidad	Ze	189,812	
Factor de zona	Zh	2,265	
Factor de coeficiente de contacto	Zeps	0,926	
Factor de contacto de par único de dientes	ZB	1,137	1
Factor de vida útil	Zn	1	1
Factor de lubricante	Zl	0,967	
Factor de rugosidad	Zr	1	
Factor de velocidad	Zv	0,966	



Factor de ángulo de hélice	Zb	1	
Factor de tamaño	Zx	1	1
Fac. endurecimiento por deformación en frío	Zw	1	

### Factores de plegado

		Engranaje 1	Engranaje 2
Factor de aplicación	KA	1,2	
Factor dinámico	KFv	1,029	
Factor de carga de cara	KFb	1,408	
Factor de carga transversal	KFa	1	
Total	KF	1,738	
Factor de sobrecarga única	KAS	1	
Factor de forma	YFa	2,479	1,899
Factor de corrección de tensión	YSa	1,499	1,665
Factor de dientes con muescas rectific.	YSag	1	1
Factor de ángulo de hélice	Yb	1	
Factor de coeficiente de contacto	Yeps	0,776	
Factor de carga alterna	Ya	1	1
Factor de tecnología de producción	Yt	1	1
Factor de vida útil	Yn	1	1
Factor de sensibilidad de muesca	Yd	1,193	1,205
Factor de tamaño	Yx	1	1
Factor de superficie de raíz de diente	Yr	1	

### Resultados de cálculo

		Engranaje 1	Engranaje 2
Coefficiente de seguridad contra corrosión	SH	1,517	1,013
Coef. seguridad contra rotura de diente	SF	2,857	2,522
Seguridad estática en contacto	SHst	2,329	1,435
Seguridad estática en plegado	SFst	5,989	5,233
Comprobación de resistencia		<b>Verdadero</b>	

**FIGURA I-5. RESULTADOS COMPUTACIONALES DE COMPROBACIÓN DE RESISTENCIA PARA EL PAR DE ENGRANAJES 14/71. [18]**

# APÉNDICE J-1

## TABLAS Y FIGURAS PARA EL DISEÑO DE PERNOS DE ACERO

**TABLA 14-6 Especificaciones y resistencias SAE para pernos de acero**

Número de grado SAE	Rango de dimensión del diámetro exterior (in)	Resistencia de prueba mínima (kpsi)	Límite de fluencia elástico mínimo (kpsi)	Resistencia mínima a tensión (kpsi)	Material
1	0.25-1.5	33	36	60	bajo o medio carbono
2	0.25-0.75	55	57	74	bajo o medio carbono
2	0.875-1.5	33	36	60	bajo o medio carbono
4	0.25-1.5	65	100	115	medio carbono, estirado en frío
5	0.25-1.0	85	92	120	medio carbono, T y R*
5	1.125-1.5	74	81	105	medio carbono, T y R
5.2	0.25-1.0	85	92	120	martensita de bajo carbono, T y R
7	0.25-1.5	105	115	133	aleación de bajo carbono, T y R
8	0.25-1.5	120	130	150	aleación de medio carbono, T y R
8.2	0.25-1.0	120	130	150	martensita de bajo carbono, T y R

\*Templado y revenido.

Especificaciones y resistencias SAE para pernos de Acero. Tabla 14-6. [17]

**TABLA 14-2 Dimensiones principales de las roscas para tornillo métrico estándar ISO**  
 Datos calculados de las ecuaciones 14.1—Véase la referencia 4 para mayor información

Diámetro mayor $d$ (mm)	Roscas bastas			Roscas finas		
	Paso $p$ (mm)	Diámetro menor $d_f$ (mm)	Área de esfuerzo a tensión $A_t$ (mm <sup>2</sup> )	Paso $p$ (mm)	Diámetro menor $d_f$ (mm)	Área de esfuerzo a tensión $A_t$ (mm <sup>2</sup> )
3.0	0.50	2.39	5.03			
3.5	0.60	2.76	6.78			
4.0	0.70	3.14	8.78			
5.0	0.80	4.02	14.18			
6.0	1.00	4.77	20.12			
7.0	1.00	5.77	28.86			
8.0	1.25	6.47	36.61	1.00	6.77	39.17
10.0	1.50	8.16	57.99	1.25	8.47	61.20
12.0	1.75	9.85	84.27	1.25	10.47	92.07
14.0	2.00	11.55	115.44	1.50	12.16	124.55
16.0	2.00	13.55	156.67	1.50	14.16	167.25
18.0	2.50	14.93	192.47	1.50	16.16	216.23
20.0	2.50	16.93	244.79	1.50	18.16	271.50
22.0	2.50	18.93	303.40	1.50	20.16	333.06
24.0	3.00	20.32	352.50	2.00	21.55	384.42
27.0	3.00	23.32	459.41	2.00	24.55	495.74
30.0	3.50	25.71	560.59	2.00	27.55	621.20
33.0	3.50	28.71	693.55	2.00	30.55	760.80
36.0	4.00	31.09	816.72	3.00	32.32	864.94
39.0	4.00	34.09	975.75	3.00	35.32	1028.39

Dimensiones principales de las roscas para Tornillo métrico estándar ISO. Tabla 14-2. [17]

**TABLA 14-8 Factores de concentración de esfuerzos a la fatiga para pernos**

Dureza Brinell	Grado SAE (UNS)	Clase SAE (ISO)	Roscas $K_f$ roladas	Roscas cortadas $K_f$	Filete $K_f$
< 200 (recocido)	≤ 2	≤ 5.8	2.2	2.8	2.1
> 200 (endurecimiento)	≥ 4	≥ 6.6	3.0	3.8	2.3

Factores de concentración de esfuerzos a la fatiga para pernos. Tabla 14-8. [17]

## APÉNDICE J-2

### CÁLCULO DE VARIABLES PARA EL ANÁLISIS DE PERNOS

- ☞ CÁLCULOS-1 Variables para el análisis de Pernos prisioneros sometidos a Fuerzas de Tensión (Estáticas y Dinámicas) para el Conjunto: Husillo Principal-Brida de Sujeción.
  
- ☞ CÁLCULOS-2 Variables para el análisis de Pernos sometidos a Fuerzas de Tensión (Estáticas y Dinámicas) para el Conjunto: Plato de Sujeción-Brida de Sujeción.

## CÁLCULOS-1

### VARIABLES PARA EL ANÁLISIS DE PERNOS PRISIONEROS SOMETIDOS A FUERZAS DE TENSIÓN (ESTÁTICAS Y DINÁMICAS)-CONJUNTO HUSILLO PRINCIPAL - BRIDA DE SUJECCIÓN ANÁLISIS ESTÁTICO

$F_i$  : Fuerza de Precarga.  $F_i = 0.9 * S_p * A_t$

$S_p$  : Prueba de resistencia para pernos. Consideramos pernos tipo SAE 4 y según la Tabla 14-6 del APÉNDICE J-1,  $S_p = 65 \text{ Kpsi}$  y  $S_y = 100 \text{ Kpsi}$  para pernos de  $\phi_p = 20 \text{ mm}$  (0.7874 pulg.).

$A_t$  : Área de esfuerzo a tensión para pernos. Según la Tabla 14-2 del APÉNDICE J-1, para  $\phi_p = 20 \text{ mm}$ , para roscas bastas se tiene un  $A_t = 244.79 \text{ mm}^2$  (0.3794 pulg<sup>2</sup>).

$$L_{ROSCA \text{ RECOMENDADA}} = 2\phi_p + 0.25 = 2(0.7874) + 0.25 = 1.825 \text{ pulg}$$

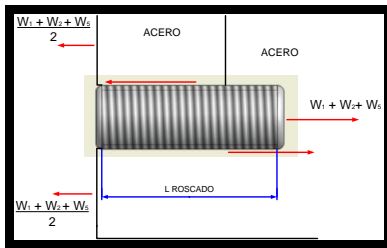


FIGURA J-2.6. DIAGRAMA DE CARGAS

$$L_{ROSCA \text{ REAL}} = 60 \text{ mm} (2.36 \text{ pulg})$$

La longitud de rosca real tiene una diferencia de 0.535 pulg. con respecto a la longitud rosca recomendada, por lo que es aceptable ésta longitud.

$L_T$  : Longitud de la parte no rosca.

$$L_T = L_{PERNO} - L_{ROSCA}$$

En este caso  $L_T = 0$ , el perno prisionero es roscado 100 % en toda su longitud.

$$A_b : \text{Área total del perno}; \quad A_b = \frac{\pi * \phi_p^2}{4}$$

$E_{ac}$  : Módulo de elasticidad del acero. (30 \* 10<sup>6</sup> psi) (207 GPa)

$K_b$  : Rigidez del perno.

$$\frac{1}{K_b} = \frac{L_T}{A_b E} + \frac{L_{ROSCA}}{A_b E} \frac{0}{A_b E} + \frac{2.36 \text{ pulg} * 4}{\pi (0.7874 \text{ pulg})^2 * 30 * 10^6 \text{ Lb/pulg}^2}$$

$$\Rightarrow K_b = 6.19 * 10^6 \text{ Lb/pulg}$$

$K_{mat}$  : Rigidez del material.

$$\frac{1}{K_{mat}} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3}; \quad K = \frac{0.577 * \pi * E * \phi_p}{LN \left\{ \frac{[(1.15t + D - \phi_p)](D + \phi_p)}{[(1.15t + D + \phi_p)](D - \phi_p)} \right\}}$$

Donde reemplazando valores obtenemos:

$$D_1 = 1.5\phi_p = 1.5(0.7874 \text{ pulg}) = 1.1811 \text{ pulg}$$

$$t_1 = 60 \text{ mm} / 2 = 30 \text{ mm} (1.1811 \text{ pulg})$$

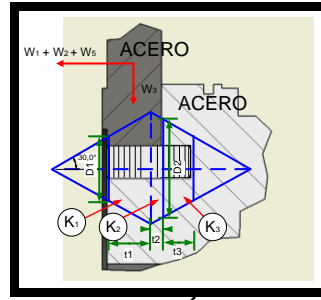


FIGURA J-2.7. ANÁLISIS DE LAS CONSTANTES  $K_b$  Y  $K_{mat}$

$$K_1 = \frac{0.577 * \pi * E * \phi_p}{LN \left\{ \frac{[(1.15t_1 + D_1 - \phi_p)](D_1 + \phi_p)}{[(1.15t_1 + D_1 + \phi_p)](D_1 - \phi_p)} \right\}} = 4.4 * 10^7 \text{ Lb/pulg}$$

Por geometría (ver Figura J-2.3):

$$t_2 = \text{EspesorBrida} - 1.1811 \text{ pulg} = 1.3034 \text{ pulg} - 1.1811 \text{ pulg} = 0.122 \text{ pulg}$$

$$t_3 = 2.362 \text{ pulg} - 1.1811 \text{ pulg} - 0.122 \text{ pulg} = 1.059 \text{ pulg}$$

$$D_2 = (1.059 \text{ pulg} * \tan 30) * 2 + 1.1811 \text{ pulg} = 2.4039 \text{ pulg}$$

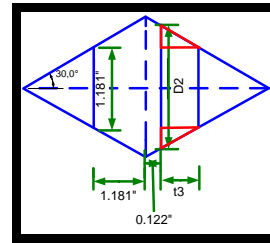


FIGURA J-2.8. GEOMETRÍA BÁSICA 1

$$K_2 = \frac{0.577 * \pi * E * \phi_p}{LN \left\{ \frac{[(1.15t_2 + D_2 - \phi_p)](D_2 + \phi_p)}{[(1.15t_2 + D_2 + \phi_p)](D_2 - \phi_p)} \right\}} = 1.06 * 10^9 \text{ Lb/pulg}$$

$$D_1 = D_3$$

$$K_3 = \frac{0.577 * \pi * E * \phi_p}{LN \left\{ \frac{[(1.15t_3 + D_3 - \phi_p)](D_3 + \phi_p)}{[(1.15t_3 + D_3 + \phi_p)](D_3 - \phi_p)} \right\}} = 4.6 * 10^7 \text{ Lb/pulg}$$

Reemplazando y despejando  $K_{mat}$  obtenemos:

$$K_{mat} = 2.2 * 10^7 \text{ Lb/pulg}$$

Luego procedemos a calcular en orden las siguientes variables:

$C_{rig}$  : Constante de Rigidez de la unión.

$$C_{rig} = \frac{K_b}{K_{mat} + K_b}$$

$P_{TOTAL}$  : Carga Total Aplicada.

#p : Número de pernos

$$P = \frac{P_{TOTAL}}{\#p} = \frac{(W_1 + W_2 + W_3)}{2}$$

$P_b$  : Carga aplicada para el perno.

$$P_b = C_{rig} \frac{(W_1 + W_2 + W_3)}{2}$$

$P_m$  : Carga aplicada para el material.

$$P_m = (1 - C_{rig}) \frac{(W_1 + W_2 + W_5)}{2}$$

$F_b$  : Cargas resultantes aplicadas al perno.

$$F_b = F_i + P_b$$

$F_m$  : Cargas resultantes aplicadas al material.

$$F_m = F_i - P_m$$

$\sigma_b$  : Esfuerzo máximo de tensión el en Perno.

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_t}$$

$N_y$  : Factor de seguridad de resistencia a la fluencia o de Carga.

$$N_y = \frac{S_y}{\sigma_b}$$

$N_{sep}$  : Factor de seguridad de Separación.

$$N_{sep} = \frac{F_i}{(1 - C_{rig}) \frac{(W_1 + W_2 + W_5)}{2}}$$

Los resultados de los cálculos se muestran en la *Tabla 43* en el inciso 3.4.2.

### ANÁLISIS DINAMICO

$F_{alt}$  : Fuerza Alternante.  $F_{alt} = \frac{F_b - F_i}{2}$

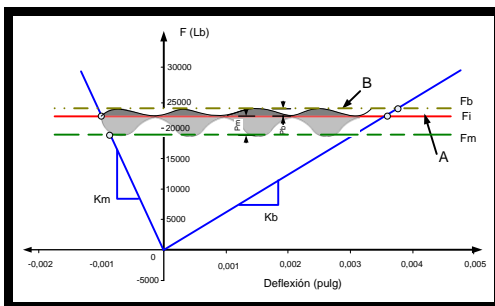
$F_{media}$  : Fuerza Media.  $F_{media} = \frac{F_b + F_i}{2}$

Con esta ecuación y con los datos anteriores graficamos. (Ver *Figura J-2.4*).

$$\delta = \frac{F_{i,b} L_{ROSCA}}{A_b E} = \frac{F_{i,b} * L_{ROSCA} * 4}{\pi * \phi_p^2 * E}$$

$$\delta_{Fi} = \frac{F_i * 2.362 \text{ pulg} * 4}{\pi * (0.7874 \text{ pulg})^2 * 30 * 10^6} = 0.00359 \text{ pulg}$$

$$\delta_{Fb} = \frac{F_b * 2.362 \text{ pulg} * 4}{\pi * (0.7874 \text{ pulg})^2 * 30 * 10^6} = 0.00370 \text{ pulg}$$



**FIGURA J-2.9. COMPORTAMIENTO DE LAS FUERZAS DEL PERNO Y MATERIAL BAJO CONDICIONES DINÁMICAS**

La gráfica nos permite observar que desde 0 a 22194.9Lb que es la Fuerza de precarga ( $F_i$ ) en los pernos no actúan cargas fluctuantes, pero desde este valor hasta 22899.83Lb que es la Fuerza máxima del perno ( $F_b$ ), la onda senoidal poco profunda y de color más oscuro entre las líneas A y B empiezan a actuar las cargas fluctuantes. Es importante destacar que el gráfico resume todos los valores calculados anteriormente, y el comportamiento de las cargas sobre

los pernos prisioneros bajo condiciones estáticas y dinámicas. Como son cargas dinámicas introducimos los factores de concentración de esfuerzos para calcular los esfuerzos medio y alternante. Consideramos a los pernos de roscas roladas, debido a que son pernos de alta resistencia y por ser el material de los mismos un acero de medio carbono, estirado en frío con dureza mayor a 200 Brinell de la *Tabla 14-8* del **APÉNDICE J-1**, vemos que el valor de concentración de esfuerzos a la fatiga para pernos es  $K_f = 3$ . Con este valor procedemos a calcular el valor de  $K_{fm}$ .  $F_b$  es la fuerza máxima del Perno.  $F_{max} = F_b$ , y  $F_i = F_{min}$ .

$$\sigma_a = \frac{F_b - F_i}{2A_t} ; \sigma_i = \frac{F_i}{A_t} ; \sigma_m = \sigma_a + \sigma_i$$

Para calcular el valor de  $K_{fm}$  se debe recurrir a la siguiente regla:

$$\text{Si } K_f |\sigma_{max}| < S_y \Rightarrow K_{fm} = K_f$$

$$\text{Si } K_f |\sigma_{max}| > S_y \Rightarrow K_{fm} = \frac{S_y - K_f \sigma_a}{|\sigma_m|}$$

$$\text{Si } K_f |\sigma_{max} - \sigma_{min}| > 2S_y \Rightarrow K_{fm} = 0$$

$\sigma_{alt}$  : Esfuerzo alternante.  $\sigma_{alt} = K_f \frac{F_{alt}}{A_t}$

$\sigma_{medio}$  : Esfuerzo medio.  $\sigma_{medio} = K_{fm} \frac{F_{media}}{A_t}$

$\sigma_i$  : Esfuerzo a la Precarga inicial corregido.

$$\sigma_i = K_{fm} \frac{F_i}{A_t}$$

Debe determinarse un límite de resistencia a la fatiga para este material mediante la ecuación.

$$S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{superficie} C_{temperatura} C_{confiabilidad} S_e'$$

### CÁLCULOS -2

#### VARIABLES PARA EL ANÁLISIS DE PERNOS SOMETIDOS A FUERZAS DE TENSIÓN (ESTÁTICAS Y DINÁMICAS) CONJUNTO PLATO DE SUJECIÓN-BRIDA DE SUJECIÓN ANÁLISIS ESTÁTICO

$F_i$  : Fuerza de Precarga.  $F_i = 0.75 * S_p * A_t$

$S_p$  : Igual a considerados anteriormente tipo SAE 4,  $S_p = 65 \text{ Kpsi}$  y  $S_y = 100 \text{ Kpsi}$ .

$A_t$  : Área de esfuerzo a tensión para pernos.  $A_t = 244.79 \text{ mm}^2$  ( $0.3794 \text{ pulg}^2$ ).

Utilizando las ecuaciones anteriores, obtenemos:

$$L_{ROSCA} = 2(0.7874) + 0.25 = 1.825 \text{ pulg}$$

$L_{PERNO}$  = espesor Brida de sujeción + espesor Plato de sujeción + tolerancia para tuerca

$$L_{PERNO} = 66.89 \text{ mm} + 32.61 \text{ mm} + 36.1 \text{ mm} = 135,61 \text{ mm}$$

$$L_T = 5.34 \text{ pulg} - 1.825 \text{ pulg} = 3.515 \text{ pulg}$$

$E_{Hf}$  : Módulo de elasticidad del Hierro Fundido.  $14.5 * 10^6 \text{ psi}$  ( $100 \text{ GPa}$ )

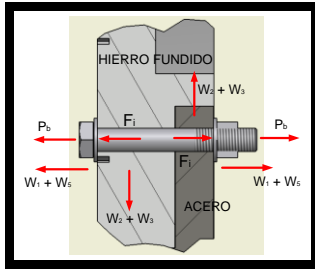


FIGURA J-2.10. DIAGRAMA DE CARGAS.

$$\frac{1}{K_b} = \frac{L_T}{A_b E_{ac}} + \frac{L_{ROSCA}}{A_b E_{ac}} = \frac{3.515 \text{ pu lg}}{0.3794 \text{ pu lg}^2 * 30 * 10^6 \text{ Lb/ pu lg}^2} + \frac{1.825 \text{ pu lg} * 4}{\pi (0.7874 \text{ pu lg})^2 * 30 * 10^6 \text{ Lb/ pu lg}^2} = 2.31 * 10^6 \text{ Lb/ pu lg}$$

De la misma forma, aplicando las ecuaciones anteriores procedemos a calcular la rigidez del material  $K_m$ .

$$D_1 = 1.5 \phi_p = 1.5 (0.7874 \text{ pu lg}) = 1.1811 \text{ pu lg}$$

$t_{TOTAL}$  = espesor plato de sujeción + espesor brida de sujeción

$$t_{TOTAL} = 66.89 \text{ mm} + 33.11 \text{ mm} = 100 \text{ mm} (3.937 \text{ pu lg})$$

$$t_{TOTAL} = t_1 + t_2 + t_3$$

$$t_1 = \frac{100 \text{ mm}}{2} = 50 \text{ mm} (1.969 \text{ pu lg})$$

$$K_1 = \frac{0.577 * \pi * E_{hf} * \phi_p}{Ln \left\{ \frac{[(1.15 t_1 + D_1 - \phi_p)] (D_1 + \phi_p)}{[(1.15 t_1 + D_1 + \phi_p)] (D_1 - \phi_p)} \right\}} = 1.8 * 10^7 \text{ Lb/ pu lg}$$

Por geometría (ver Figura J-2.7):

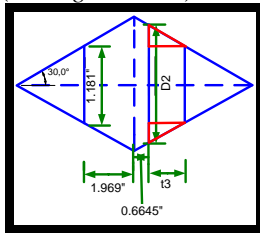


FIGURA J-2.12. GEOMETRÍA BÁSICA PARA OBTENER EL VALOR DE LOS PARÁMETROS.

$$t_2 = \text{Espesor Platosujeción} - 1.969 \text{ pu lg} =$$

$$2.633 \text{ pu lg} - 1.969 \text{ pu lg} = 0.6645 \text{ pu lg}$$

$$t_3 = t_{TOTAL} - (t_1 + t_2) = 3.937 \text{ pu lg} - (1.969 \text{ pu lg} + 0.6645 \text{ pu lg})$$

$$= 1.304 \text{ pu lg}$$

$$D_2 = (1.304 \text{ pu lg} * \tan 30) * 2 + 1.1811 \text{ pu lg} = 2.687 \text{ pu lg}$$

$$K_2 = \frac{0.577 * \pi * E_{hf} * \phi_p}{Ln \left\{ \frac{[(1.15 t_2 + D_2 - \phi_p)] (D_2 + \phi_p)}{[(1.15 t_2 + D_2 + \phi_p)] (D_2 - \phi_p)} \right\}} = 1.49 * 10^8 \text{ Lb/ pu lg}$$

$$D_1 = D_3$$

$$K_3 = \frac{0.577 * \pi * E_{ac} * \phi_p}{Ln \left\{ \frac{[(1.15 t_3 + D_3 - \phi_p)] (D_3 + \phi_p)}{[(1.15 t_3 + D_3 + \phi_p)] (D_3 - \phi_p)} \right\}} = 4.26 * 10^7 \text{ Lb/ pu lg}$$

$$K_m = 1.17 * 10^7 \text{ Lb/ pu lg}$$

$C_{rig}$  : Constante de Rigidez de la unión = 0.1694

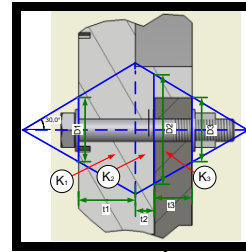


FIGURA J-2.11. ANÁLISIS DE LAS CONSTANTES  $K_b$  Y  $K_{mat}$

Las porciones de carga aplicada para el perno  $P_b$  y al material  $P_m$ , se calculan a partir de las ecuaciones siguientes:

$$P = \frac{P_{TOTAL}}{n} = \frac{(W_1 + W_5)}{6}; P_b = C_{rig} \frac{(W_1 + W_5)}{6}; P_m = (1 - C_{rig}) \frac{(W_1 + W_5)}{6}$$

Así mismo se puede determinar las cargas resultantes aplicadas al perno  $F_b$  y al material  $F_m$ . Igualmente podemos calcular el valor del factor de seguridad de Separación mediante la ecuación:

$$N_{sep} = \frac{F_i}{(1 - C_{rig}) \frac{(W_1 + W_5)}{6}}$$

Los resultados se muestran en la Tabla 44.

### ANÁLISIS DINÁMICO

Con los datos anteriores calculados podemos obtener la gráfica de la Figura J-2.8.

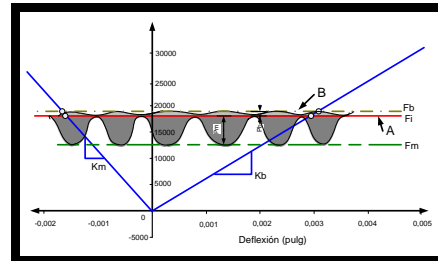


FIGURA J-2.13. COMPORTAMIENTO DE LAS FUERZAS DEL PERNO Y MATERIAL BAJO CONDICIONES DINÁMICAS

$$\delta_{F_i} = \frac{F_i * 2.362 \text{ pu lg} * 4}{\pi * (0.7874 \text{ pu lg})^2 * 30 * 10^6} = 0.00299 \text{ pu lg}$$

$$\delta_{F_b} = \frac{F_b * 2.362 \text{ pu lg} * 4}{\pi * (0.7874 \text{ pu lg})^2 * 30 * 10^6} = 0.00307 \text{ pu lg}$$

Esta gráfica nos muestra que desde 0 a 18495.75Lb que es ( $F_i$ ) en los pernos no actúan cargas fluctuantes, pero desde este valor hasta 18600,68Lb que es ( $F_b$ ), empiezan a actuar las cargas fluctuantes. El valor de concentración de esfuerzos a la fatiga para pernos es  $K_f = 3$ .  $F_b$  es la fuerza máxima del Perno.  $F_{max} = F_b$ . y  $F_i = F_{min}$ . Luego calculamos las variables  $\sigma_a$ ,  $\sigma_i$ ,  $\sigma_m$ ,  $K_m$ ,  $\sigma_{alt}$ ,  $\sigma_{medio}$ ,  $\sigma_i$ ,  $S_e$  y  $N_f$  con sus ecuaciones respectivas dadas anteriormente. Los resultados son mostrados en la Tabla 44 con factores de seguridad aceptables.

## **APÉNDICE K**

### **RESULTADOS COMPUTACIONALES DEL GENERADOR DE COMPONENTES DE CONEXIÓN POR PERNOS PARA EL CONJUNTO (PLATO DE SUJECIÓN - BRIDA DE SUJECIÓN).**

- ☞ Figura K-3-1 Cargas que actúan en los pernos. [18]
- ☞ Figura K-3-2 Descripción del perno seleccionado. [18]
- ☞ Figura K-3-3 Nomenclatura de las piezas de conexión del perno. [18]
- ☞ Figura K-3-4 Resultado de Cálculos computacionales y Comprobación de Resistencia. [18]
- ☞ Figura K-3-5 Material del elemento a sujetar. [18]
- ☞ Figuras K-3-6, K-3-7, K-3-8 Dimensiones generales del conjunto Perno, arandela y tuerca de sujeción seleccionado. [18]

Carga			
Factor de apriete	$\psi$	0,674	
Fuerza axial máx.	$F_a$	2789,69	N
Factor de entrada de fuerza	$n$	0,75	
Fuerza tangencial máx.	$F_t$	2042,21	N
Coefficiente de fricción de junta	$f$	0,6	

FIGURA K-3-14. CARGAS QUE ACTÚAN EN LOS PERNOS

Perno			
Número de perno	$z$	1	
Diámetro de rosca	$d$	20	mm
Separación	$p$	2,5	mm
Diámetro medio de perno	$d_s$	18,376	mm
Diámetro mín. de perno	$d_{min}$	16,933	mm
Material del perno	Acero SAE 4 MEDIO CARBONO		
Límite de elasticidad	$R_e$	6895	MPa
Coefficiente de seguridad	$k_s$	2	
Presión de rosca admitida	$p_a$	103425	MPa
Módulo de elasticidad	$E_1$	206000	MPa
Coefficiente de fricción de rosca	$f_1$	0,2	
Coefficiente de fricción de cabeza	$f_2$	0,25	

FIGURA K-3-15. DESCRIPCIÓN DEL PERNO SELECCIONADO

Piezas de la conexión por perno	
1	ISO 4016 Pernos de cabeza hexagonal. Grado C de producto M20x140
2	ISO 7091 Arandelas planas. Serie normal. Grado C de producto. 20
3	ISO 7091 Arandelas planas. Serie normal. Grado C de producto. 20
4	ISO 4032 Tuercas hexagonales, estilo 1. Grados A y B de producto M20

FIGURA K-3-16. NOMENCLATURA DE LAS PIEZAS DE CONEXIÓN

Resultados de cálculo			
Fuerza de pretensión	$F_o$	8271,16	N
Fuerza de trabajo máx.	$F_{max}$	10367,71	N
Par de apriete	$T_u$	50,33	Nm
Tensión de tracción calculada	$\sigma_t$	36,729	MPa
Tensión de torsión calculada	$\tau_k$	52,7946	MPa
Tensión reducida	$\sigma_{rojo}$	98,5436	MPa
Tensión a partir de fuerza máx.	$\sigma_{Máx.}$	46,04	MPa
Presión calculada de rosca	$p_c$	20,44	MPa
Comprobación de resistencia	Verdadero		

FIGURA K-3-17. RESULTADO DE CÁLCULOS COMPUTACIONALES Y COMPROBACIÓN DE RESISTENCIA.



Material (Hierro fundido gris)			
Anchura total	L	135,61	mm
Módulo de elasticidad	E2	85000	MPa

FIGURA K-3-18. MATERIAL DEL ELEMENTO A SUJETAR

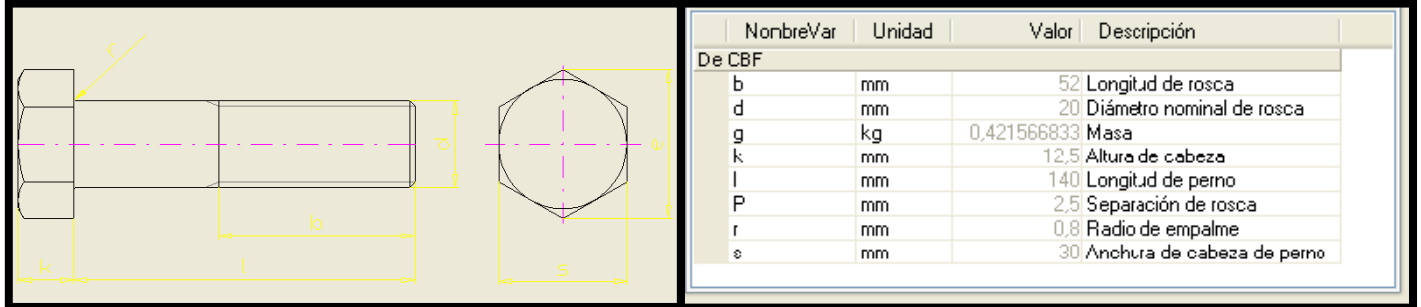


FIGURA K-3-19. DIMENSIONES GENERALES DE LOS PERNOS



FIGURA K-3-20. DIMENSIONES GENERALES DE LAS ARANDELAS

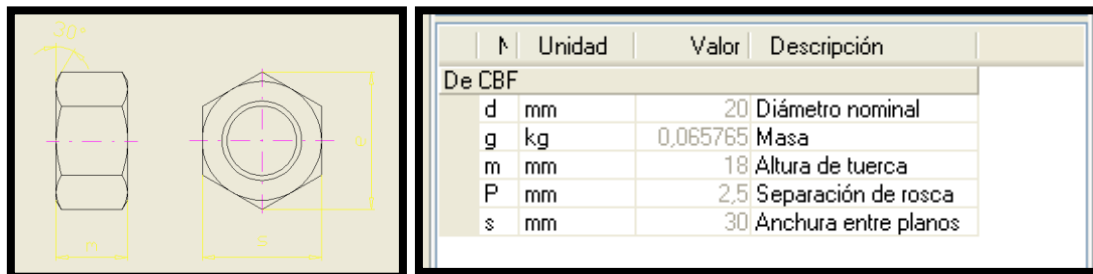


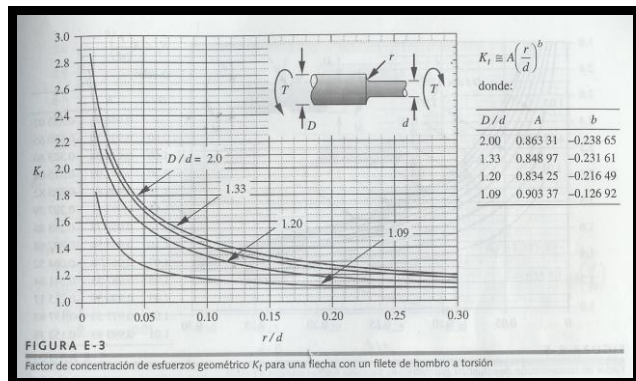
FIGURA K-3-21. DIMENSIONES GENERALES DE LAS TUERCAS

# APÉNDICE L-1

## TABLAS Y FIGURAS PARA EL DISEÑO DE EJES DE ACERO CON CUÑEROS

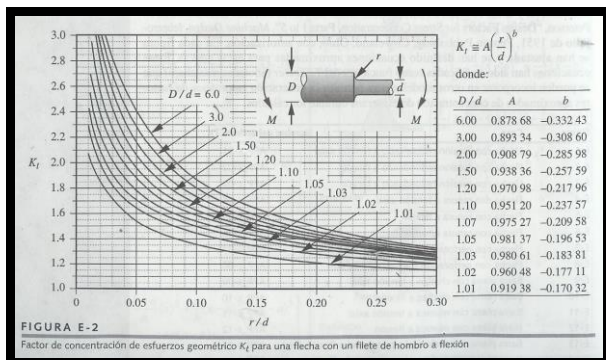
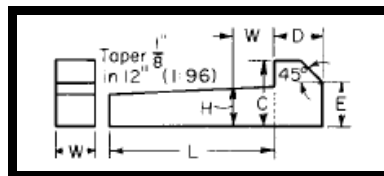
**TABLA 6-6**  
Constante de Neuber para aceros para aceros

$S_{ut}$ (ksi)	$\sqrt{a}$ (in <sup>0.5</sup> )
50	0.130
55	0.118
60	0.108
70	0.093
80	0.080
90	0.070
100	0.062
110	0.055
120	0.049
130	0.044
140	0.039
160	0.031
180	0.024
200	0.018
220	0.013
240	0.009



**Factor de concentración de esfuerzos geométrico  $K_t$  para una flecha con un filete de hombro a torsión. [17]**

**Constante de Neuber para aceros. Tabla 6-6. [17]**



**Factor de concentración de esfuerzos geométrico  $K_t$  para una flecha con un filete de hombro a flexión. [17]**

**Table 8.2.31 Dimensions of Square and Flat Gib-Head Taper Stock Keys, in**

Shaft diam	Square type				Flat type				Tolerance		
	Max width W	Height at large end, † H	Height C	Length D	Max width W	Height at large end, † H	Height C	Length D	Height of chamfer E	On width (-)	On height (+)
1/2-3/4	3/8	3/8	3/8	3/2	3/8	3/8	3/8	3/4	3/8	0.0020	0.0020
3/4-1	3/4	3/4	3/4	3/2	3/4	3/4	3/4	3/4	3/8	0.0020	0.0020
1-1 1/4	3/4	3/4	3/4	3/2	3/4	3/4	3/4	3/4	3/8	0.0020	0.0020
1 1/4-1 1/2	3/4	3/4	3/4	3/2	3/4	3/4	3/4	3/4	3/8	0.0020	0.0020
1 1/2-1 3/4	3/4	3/4	3/4	3/2	3/4	3/4	3/4	3/4	3/8	0.0020	0.0020
1 3/4-2	3/4	3/4	3/4	3/2	3/4	3/4	3/4	3/4	3/8	0.0025	0.0025
2-2 1/4	3/4	3/4	3/4	3/2	3/4	3/4	3/4	3/4	3/8	0.0025	0.0025
2 1/4-2 1/2	3/4	3/4	3/4	3/2	3/4	3/4	3/4	3/4	3/8	0.0025	0.0025
2 1/2-2 3/4	3/4	3/4	3/4	3/2	3/4	3/4	3/4	3/4	3/8	0.0030	0.0030
2 3/4-3	3/4	3/4	3/4	3/2	3/4	3/4	3/4	3/4	3/8	0.0030	0.0030
3-3 1/4	3/4	3/4	3/4	3/2	3/4	3/4	3/4	3/4	3/8	0.0030	0.0030
3 1/4-3 1/2	3/4	3/4	3/4	3/2	3/4	3/4	3/4	3/4	3/8	0.0030	0.0030
3 1/2-3 3/4	3/4	3/4	3/4	3/2	3/4	3/4	3/4	3/4	3/8	0.0030	0.0030
3 3/4-4	3/4	3/4	3/4	3/2	3/4	3/4	3/4	3/4	3/8	0.0030	0.0030
4-4 1/4	3/4	3/4	3/4	3/2	3/4	3/4	3/4	3/4	3/8	0.0030	0.0030
4 1/4-4 1/2	3/4	3/4	3/4	3/2	3/4	3/4	3/4	3/4	3/8	0.0030	0.0030
4 1/2-4 3/4	3/4	3/4	3/4	3/2	3/4	3/4	3/4	3/4	3/8	0.0030	0.0030
4 3/4-5	3/4	3/4	3/4	3/2	3/4	3/4	3/4	3/4	3/8	0.0030	0.0030

\* Stock keys are applicable to the general run of work and the tolerances have been set accordingly. They are not intended to cover the finer applications where a closer fit may be required.  
† This height of the key is measured at the distance W from the gib head.

**Dimensiones de cuñas ahusadas comerciales con cabeza para distintos ejes. Tabla 8.2.31. [5]**

## APÉNDICE L-2

### CÁLCULO DE COMPONENTES DE FUERZAS DEL HUSILLO PRINCIPAL, EJE 2, EJE 1 Y COMPROBACIÓN DE RESISTENCIA DE LA CUÑA DEL HUSILLO PRINCIPAL

- ☞ CÁLCULOS- 1 Componentes de Fuerzas A y B del Husillo Principal.
- ☞ CÁLCULOS- 2 Componentes de Fuerzas C, D y E del Eje 2.
- ☞ CÁLCULOS- 3 Componentes de Fuerzas F, G y H del Eje 1.
- ☞ CÁLCULOS- 4 Comprobación de resistencia de la cuña del Husillo Principal.

## CÁLCULOS -1 COMPONENTES DE FUERZAS A Y B DEL HUSILLO PRINCIPAL

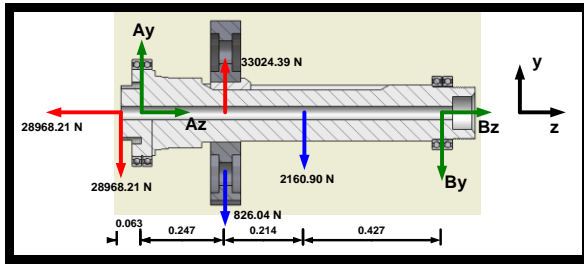


FIGURA L-2.22. DIAGRAMA DE CARGAS VERTICALES

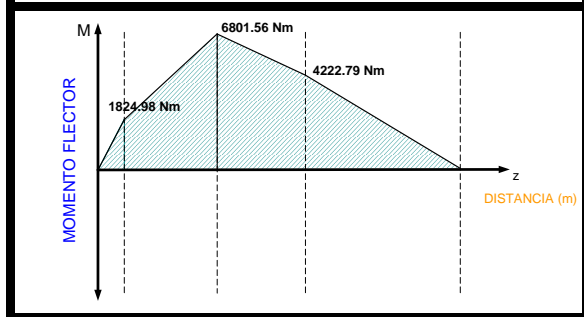
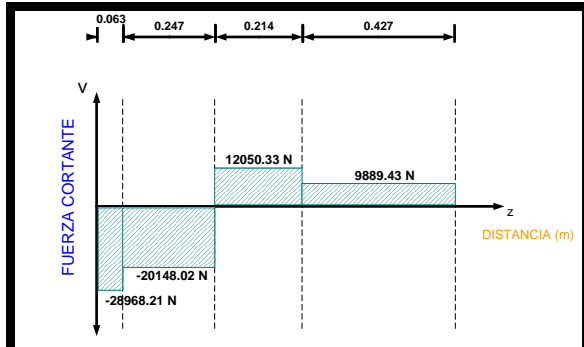


FIGURA L-2.23. DIAGRAMAS DE FUERZAS CORTANTES Y MOMENTOS FLECTORES VERTICALES

$$\sum F_y = 0 \uparrow +$$

$$-28968.21N + Ay + 33024.39N - 826.04N - 2160.90N - By = 0$$

$$\underline{Ay - By = -1069.24N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$28968.21N(0.063m) + 33024.39N(0.247m) - 826.04N(0.247m) - 2160.90N(0.461m) - By(0.888m) = 0$$

$$\underline{By = 9889.43N ; Ay = 8820.19N}$$

$$\sum F_x = 0 \uparrow +$$

$$-28968.21N + Ax + 15399.53N - Bx = 0$$

$$\underline{Ax - Bx = 13568.68N}$$

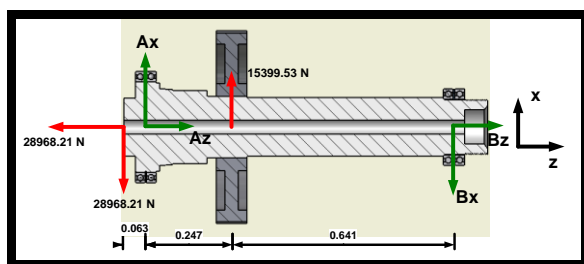


FIGURA L-2.24. DIAGRAMA DE CARGAS HORIZONTALES

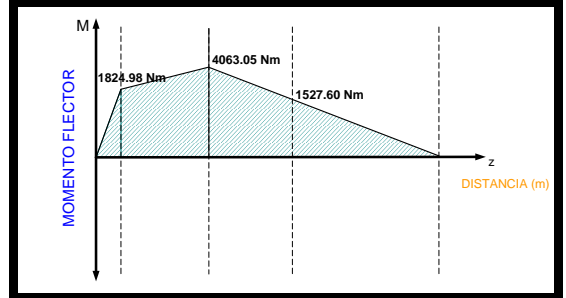
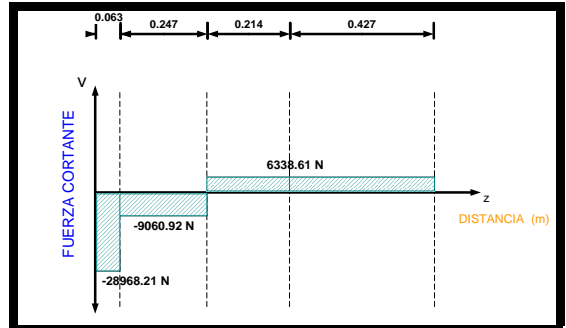


FIGURA L-2.25. DIAGRAMAS DE FUERZAS CORTANTES Y MOMENTOS HORIZONTALES

$$\sum M_A = 0$$

$$28968.21N(0.063m) + 15399.53N(0.247m) - Bx(0.888m) = 0$$

$$\underline{Bx = 6338.61N ; Ax = 19907.29N}$$

$$\sum F_z = 0 \rightarrow +$$

$$\underline{Az + Bz = 28968.21N}$$

Para dar mayor seguridad y por decisión ingenieril, las componentes  $W_x$ ,  $W_y$  y  $W_z$ , tienen el mismo valor, es decir se asume una resultante de magnitud dos veces el valor de  $W$ . En consecuencia se asume también que  $\underline{A_z = B_z = 14484.11N}$ , es decir se distribuye por igual la carga axial para los rodamientos.

## CÁLCULOS - 2 COMPONENTES DE FUERZAS C, D Y E DEL EJE 2

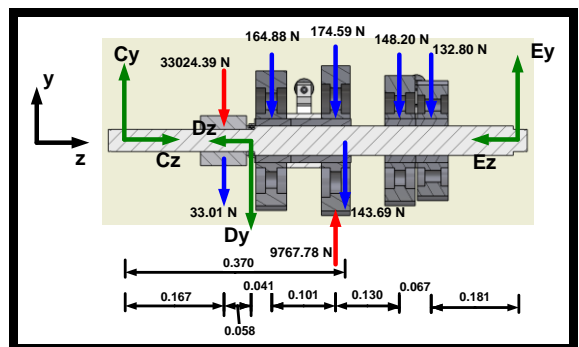


FIGURA L-2.26. DIAGRAMA DE CARGAS VERTICALES

$$\sum F_y = 0 \uparrow +$$

$$Cy - 33024.39N - 33.01N - Dy - 164.88N - 143.69N - 174.59N + 9767.78N - 148.20N - 132.80N + Ey = 0$$

$$\underline{Cy - Dy + Ey = 24053.78N \quad Ec.(3.5a)}$$

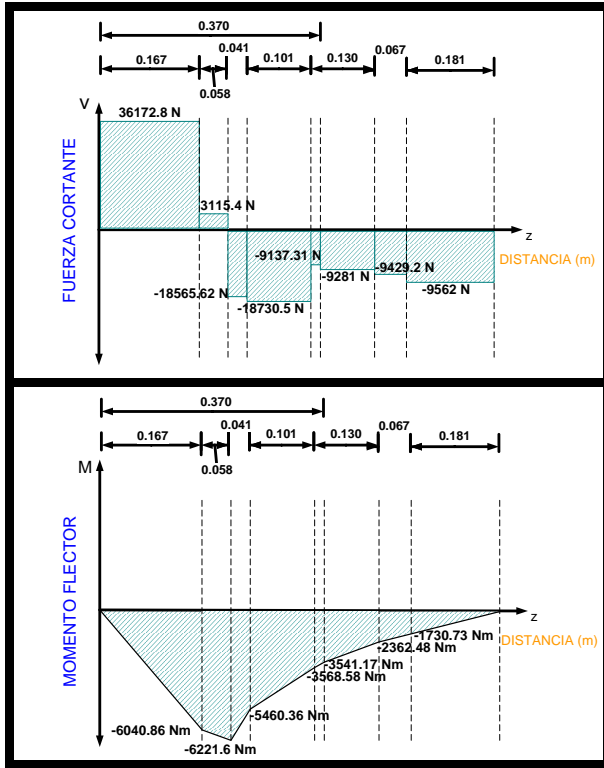


FIGURA L-2.27. DIAGRAMAS DE FUERZAS CORTANTES Y MOMENTOS FLECTORES VERTICALES

$$\sum M_c = 0$$

$$(33024.39N + 33.01N)(0.167m) + D_y(0.225m) + 164.88N(0.266m) + 143.69N(0.370m) + (174.59N - 9767.78N)(0.367m) + 148.20N(0.497m) + 132.80N(0.564m) - E_y(0.745m) = 0$$

$$0.225D_y - 0.745E_y = -2243.07Nm \quad Ec.(3.5b)$$

$$\sum M_d = 0$$

$$C_y(0.225m) - (33024.39N + 33.01N)(0.058m) + 164.88N(0.041m) + 143.69N(0.145m) + (174.59N - 9767.78N)(0.142m) + 148.20N(0.272m) + 132.80N(0.339m) - E_y(0.52m) = 0$$

$$0.225C_y - 0.52E_y = 3166.64Nm \quad Ec.(3.5c)$$

Despejando  $D_y$  de la ecuación  $Ec.(3.5b)$  se tiene:

$$D_y = \frac{(-2243.07Nm + 0.745E_y)}{0.225} = -9969.2 + 3.31E_y$$

Reemplazando en la  $Ec.(3.5a)$  y con la  $Ec.(3.5c)$  obtenemos el sistema de dos ecuaciones con dos incógnitas  $C_y$  y  $E_y$ , donde resolviéndolo, obtenemos los valores respectivos.

$$C_y - 2.31E_y = 14084.58$$

$$0.225C_y - 0.52E_y = 3166.64$$

$$C_y = 36172.8N ; E_y = 9562N ; D_y = 21681.02N$$

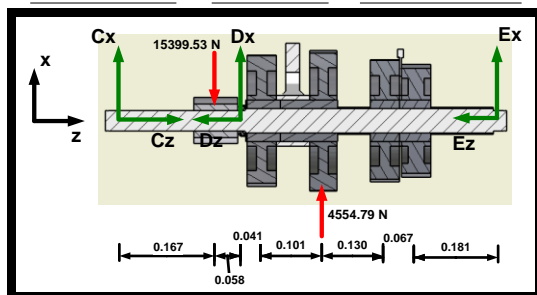


FIGURA L-2.28. DIAGRAMA DE CARGAS HORIZONTALES

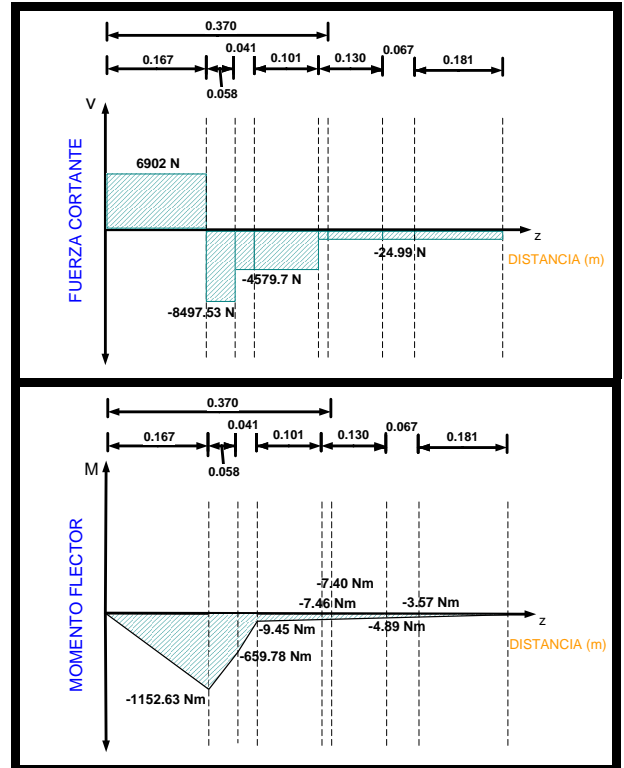


FIGURA L-2.29. DIAGRAMAS DE FUERZAS CORTANTES Y MOMENTOS FLECTORES HORIZONTALES.

$$\sum F_x = 0 \uparrow +$$

$$C_x - 15399.53N + D_x + 4554.79N + E_x = 0$$

$$C_x + D_x + E_x = 10844.74N \quad Ec.(3.5d)$$

$$\sum M_c = 0$$

$$(15399.53)(0.167m) - D_x(0.225m) - (4554.79N)(0.367m) - E_x(0.745m) = 0$$

$$-0.225D_x - 0.745E_x = -900.11Nm \quad Ec.(3.5e)$$

$$\sum M_d = 0$$

$$C_x(0.225m) - (15399.53)(0.058m) - (4554.79N)(0.142m) - E_x(0.52m) = 0$$

$$0.225C_x - 0.52E_x = 1539.95Nm \quad Ec.(3.5f)$$

Despejando  $D_x$  de la  $Ec.(3.5e)$  se tiene:

$$D_x = -\frac{(-900.11Nm + 0.745E_x)}{-0.225} = 4000.49 - 3.31E_x$$

Reemplazando en la  $Ec.(3.5d)$  y con la  $Ec.(3.5f)$ , resolvemos el sistema.

$$C_x - 2.31E_x = 6844.25$$

$$0.225C_x - 0.52E_x = 1539.95$$

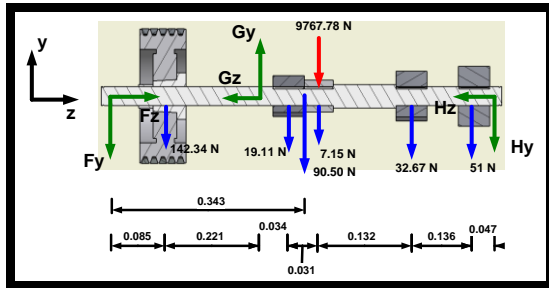
$$C_x = 6902N ; E_x = 24.99N ; D_x = 3917.77N$$

De acuerdo a los valores obtenidos en las resultantes en el eje  $x$  y eje  $y$ ,  $C_{xy} = 36825.38N$ ;  $D_{xy} = 22032.15N$  y  $E_{xy} = 9562.06N$ , asigno porcentajes de un valor total de fuerzas que actúan en el eje 2 para calcular las resultantes en el eje  $z$ , de tal manera que:  $\sum C_{xy} + D_{xy} + E_{xy} = 68419.59N$ , corresponde al 100% distribuyendo

aproximadamente  $C_{xy} \rightarrow 50\%$ ;  $D_{xy} \rightarrow 35\%$  y  $E_{xy} \rightarrow 15\%$ , porcentajes que serán asignados a  $C_z, D_z$  y  $E_z$ , respectivamente. Ahora calculamos la resultante de todas las fuerzas internas que actúan en el eje 2 sin considerar los apoyos (para rodamientos), obtenemos un total

797.17 N, distribuyendo en porcentajes obtenemos  
 $C_z = 398.59N$ ;  $D_z = 279N$  Y  $E_z = 119.58N$ .

**CÁLCULOS - 3**  
**COMPONENTES DE FUERZAS F, G Y H DEL EJE I**



**FIGURA L-2.30. DIAGRAMA DE CARGAS VERTICALES**

$$\sum F_y = 0 \uparrow +$$

$$-F_y - 142.34N + G_y - 19.11N - 9767.78N - 7.15N - 90.50N - 32.67N - 51N - H_y = 0$$

$$-F_y + G_y - H_y = 10110.55N \quad Ec.(3.5g)$$

$$\sum M_F = 0$$

$$(142.34N)(0.085m) - G_y(0.306m) + 19.11N(0.340m) + 90.50N(0.343m) + (9767.78N + 7.15N)(0.371m) + 32.67N(0.503m) + 51N(0.639m) + H_y(0.686m) = 0$$

$$-0.306G_y + 0.686H_y = -3725.16Nm \quad Ec.(3.5h)$$

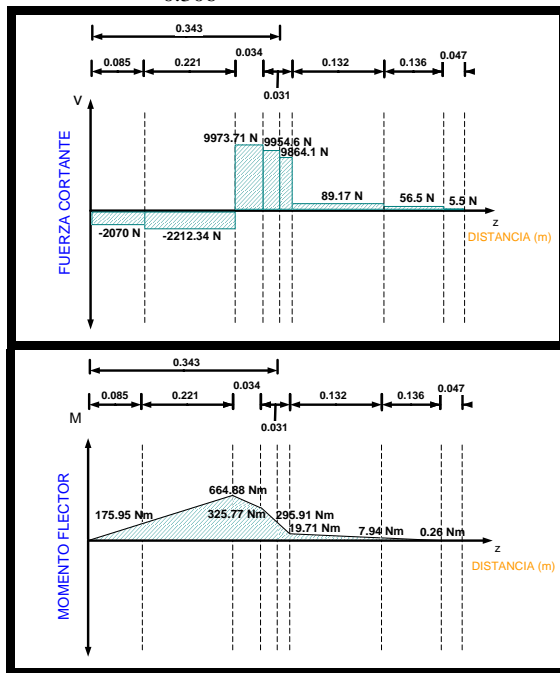
$$\sum M_G = 0$$

$$-F_y(0.306m) - (142.34N)(0.221m) + 19.11N(0.034m) + 90.50N(0.037m) + (9767.78N + 7.15N)(0.065m) + 32.67N(0.197m) + 51N(0.333m) + H_y(0.380m) = 0$$

$$-0.306F_y + 0.380H_y = -631.33Nm \quad Ec.(3.5i)$$

Despejando  $G_y$  de la  $Ec.(3.5h)$  se tiene:

$$G_y = \frac{(-3725.16Nm - 0.686H_y)}{-0.306} = 12173.73 + 2.24H_y$$



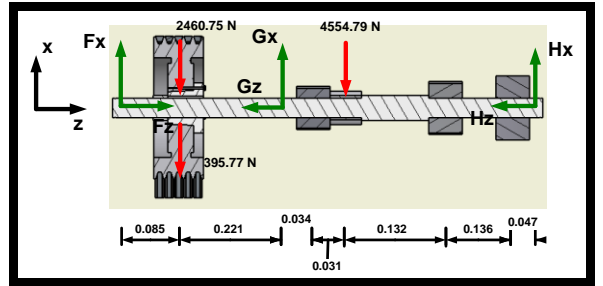
**FIGURA L-2.31. DIAGRAMAS DE FUERZAS CORTANTES Y MOMENTOS FLECTORES VERTICALES**

Reemplazando en la  $Ec.(3.5g)$  y con la  $Ec.(3.5i)$  obtenemos el sistema de dos ecuaciones con dos incógnitas  $F_y$  y  $H_y$ , donde resolviéndolo, obtenemos los valores respectivos.

$$-F_y + 1.24H_y = -2063.18$$

$$-0.306F_y + 0.380H_y = -631.33$$

$$F_y = 2070N ; H_y = 5.5N ; G_y = 12186.05N$$



**FIGURA L-2.32. DIAGRAMA DE CARGAS HORIZONTALES**

$$\sum F_x = 0 \uparrow +$$

$$F_x - 2460.75N - 395.77N + G_x - 4554.79N + H_x = 0$$

$$F_x + G_x + H_x = 7411.31N \quad Ec.(3.5j)$$

$$\sum M_F = 0$$

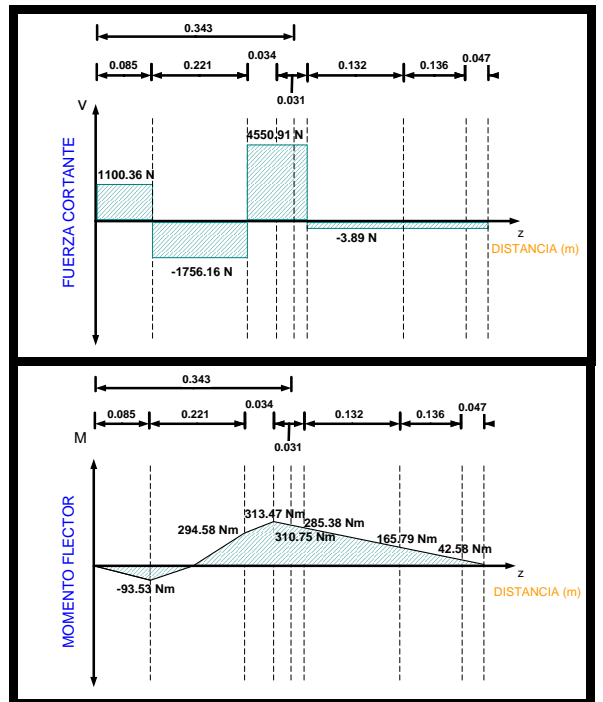
$$(2460.75N + 395.77N)(0.085m) - G_x(0.306m) + (4554.79N)(0.371m) - H_x(0.686m) = 0$$

$$-0.306G_x - 0.686H_x = -1932.63Nm \quad Ec.(3.5k)$$

$$\sum M_G = 0$$

$$F_x(0.306m) - (2460.75N + 395.77N)(0.221m) + (4554.79N)(0.065m) - H_x(0.380m) = 0$$

$$0.306F_x - 0.380H_x = 335.23Nm \quad Ec.(3.5l)$$



**FIGURA L-2.33. DIAGRAMAS DE FUERZAS CORTANTES Y MOMENTOS FLECTORES HORIZONTALES.**

Despejando  $G_x$  de la  $Ec.(3.5k)$  se tiene:

$$G_x = \frac{(-1932.63Nm + 0.686Hy)}{-0.306} = 6315.78 - 2.24Hx$$

Reemplazando en la Ec.(3.5j) y con la Ec.(3.5l) resolvemos el sistema.

$$Fx - 1.24Hx = 1095.53$$

$$0.306Fx - 0.380Hx = 335.23$$

$$\underline{Fx = 1100.36N} ; \underline{Hx = 3.89N} ; \underline{Gx = 6307.07N}$$

De acuerdo a los valores obtenidos en las resultantes en el eje x y eje y,  $F_{xy} = 2344.29N$ ;  $G_{xy} = 13721.48N$  y  $H_{xy} = 6.74N$ , asigno porcentajes de un valor total de fuerzas que actúan en el eje 1 para calcular las resultantes en el eje z, de tal manera que:  $\sum F_{xy} + G_{xy} + H_{xy} = 16072.51N$ , corresponde al 100% distribuyendo

aproximadamente  $F_{xy} \rightarrow 14\%$ ;  $G_{xy} \rightarrow 85\%$  y  $H_{xy} \rightarrow 1\%$ , porcentajes que serán asignados a  $F_z$ ,  $G_z$  y  $H_z$ , respectivamente.

Ahora calculamos la resultante de todas las fuerzas internas que actúan en el eje 2 sin considerar los apoyos (para rodamientos), obtenemos un total  $342.77 N$ , distribuyendo en porcentajes obtenemos:  $F_z = 47.99N$ ;  $G_z = 291.36N$  y  $H_z = 3.42N$ .

#### CÁLCULOS - 4 COMPROBACIÓN DE RESISTENCIA DE LA CUÑA DEL HUSILLO PRINCIPAL

Primero en este punto se determinan los componentes medios y alternantes y con referencia en el **PLANO 12** del **APÉNDICE A**.

$T_{a,m}$  : Torque alternante/T. medio.

$$23887.96 \text{ Lb.pulg} / 54997.86 \text{ Lb.pulg}$$

$r$  : Radio del eje en el punto donde actúa la cuña.  
 $6.85 \text{ pulg} / 2$

$F_{a,m}$  : Fuerza alternante, Fuerza media.

$$F_a = \frac{T_a}{r} ; F_m = \frac{T_m}{r} ; F_a = 3487.29 \text{ Lb} ; F_m = 8028.89 \text{ Lb}$$

$\tau_{a,m}$  : Esfuerzo cortante alternante, cortante medio.

$$\tau_a = \frac{F_a}{A_{corte}} ; \tau_m = \frac{F_m}{A_{corte}}$$

$$; \tau_a = 631.48 \text{ Lb/pulg} ; \tau_m = 1453.88 \text{ Lb/pulg}$$

$$A_{corte} : (1.18 \text{ pulg})(4.68 \text{ pul}) = 5.52 \text{ pulg}^2$$

$\sigma'_{a,m}$  : Esfuerzo de Von Misses alternante y medio.

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = \sqrt{3(631.48 \text{ Lb/pulg}^2)^2} = 1093.76 \text{ psi}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = \sqrt{3(1453.88 \text{ Lb/pulg}^2)^2} = 2518.19 \text{ psi}$$

Escogemos como material de la cuña un acero **AISI 1010** con propiedades  $S_{ut} = 53000 \text{ psi}$ ,  $S_y = 44000 \text{ psi}$ . Ver Tabla A-17, **APÉNDICE H-1**.

$$S_e' = 0.5S_{ut} = 0.5(53000 \text{ Lb/pulg}^2) = 26500 \text{ Lb/pulg}^2$$

$$S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{superficie} C_{temperatura} C_{confiabilidad} S_e'$$

$$C_{carga} = 1$$

$$A = \text{RECTANGULO} \Rightarrow d_{eq} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0.0766}}, \text{ donde } \rightarrow A_{95} = 0.05 \times L \times e$$

$$A_{95} = 0.05 \times 4.68 \text{ pul} \times 1.68 \text{ pul} = 0.3931 \text{ pul}^2 \Rightarrow d_{eq} = 2.265 \text{ pul}$$

$$C_{tamaño} = 0.869(2.265 \text{ pul})^{-0.097} = 0.803$$

$$C_{superficie} = 2.7(S_{ut})^{-0.265} = 2.7(53)^{-0.265} = 0.943$$

$$C_{temperatura} = 1$$

$$C_{confiabilidad} = 0.814 \text{ confiabilidad del } 99\%$$

$$S_e = (1)(0.803)(0.943)(1)(0.814)(26500 \text{ Lb/pulg}^2) = 16334.19 \text{ Lb/pulg}^2$$

$$N_f = \frac{1}{\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}} = \frac{1}{\frac{1093.76 \text{ psi}}{16334.19 \text{ psi}} + \frac{2518.19 \text{ psi}}{53000 \text{ psi}}} = 8.74$$

El factor de seguridad a la fatiga al corte, es demasiado aceptable

Luego se calcula el esfuerzo de apoyo sobre la cuña:

$$\sigma_{max} = \frac{F_m + F_a}{A_{apoyo}} = \frac{8028.89 \text{ Lb} + 3487.29 \text{ Lb}}{(0.87 \text{ pul})(4.68 \text{ pul})} = 2828.42 \text{ psi}$$

Posteriormente el factor de seguridad a la falla por aplastamiento

$$N_s = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = \frac{44000 \text{ psi}}{12828.42 \text{ psi}} = 15.56$$

El resultado es también demasiado aceptable.

## APÉNDICE M

### TABLAS PARA LA SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

- ☞ Rodamientos rígidos de bolas para el Husillo principal B-18, B-19, B-20 y B-21. [20]
  
- ☞ Rodamientos de Rodillos Cónicos para el eje 2 B-132, B-133, B-162 y B-163. [20]
  
- ☞ Rodamientos de Rodillos Esféricos para el eje 2 B-222 y B-223. [20]
  
- ☞ Rodamientos rígidos de bolas para el eje 1 B-12. [20]
  
- ☞ Rodamientos de Rodillos Cónicos para el eje 1 B-130 y B-131. [20]



# Rodamientos rígidos de bolas para el Husillo principal B-18, B-19, B-20 y B-21. [20]

**Deep Groove Ball Bearings** NTN

**d) 120 ~ 170mm**

d	Boundary dimensions				Basic load ratings				Factor	Limiting speeds			Bearing numbers		
	D	B	r <sub>max</sub> <sup>1)</sup>	r <sub>min</sub>	C <sub>r</sub>	C <sub>or</sub>	C <sub>r</sub>	C <sub>or</sub>		f <sub>i</sub>	grease open type ZZ	oil open type Z	LLU	open type	shielded type
160	200	20	1.1	0.5	48.5	57.0	4 950	5 800	16.1	2 900	3 400	—	6832	—	—
	220	28	2	—	87.0	96.0	8 850	9 800	16.6	2 800	3 300	—	6932	—	—
	240	25	1.5	—	99.0	108	10 100	11 000	16.5	2 600	3 000	—	16032	—	—
	240	38	2.1	—	143	144	14 500	14 700	15.9	2 600	3 000	1 600	6032	ZZ	LLU
	290	48	3	—	185	186	18 900	19 000	15.4	2 100	2 500	—	6232	—	—
340	68	4	—	278	286	28 300	29 200	13.9	1 900	2 300	—	6332	—	—	
170	215	22	1.1	—	60.0	70.5	6 100	7 200	16.1	2 700	3 200	—	6834	—	—
	230	28	2	—	86.0	95.5	8 750	9 750	16.5	2 600	3 100	—	6934	—	—
	260	28	1.5	—	119	128	12 100	13 100	16.4	2 400	2 800	—	16034	—	—
	260	42	2.1	—	168	172	17 200	17 600	15.8	2 400	2 800	—	6034	—	—
	310	52	4	—	212	223	21 700	22 800	15.3	2 000	2 400	—	6234	—	—
	360	72	4	—	325	355	33 500	36 000	13.6	1 800	2 100	—	6334	—	—

1) Smallest allowable dimension for chamfer dimension r.

B-18

**Deep Groove Ball Bearings** NTN

**Dynamic equivalent radial load**  
 $P_r = X F_r + Y F_a$

$\frac{F_a}{F_r}$	$\frac{F_a}{C_r}$	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
0.172	0.19	1	0	0.56	1.45
0.345	0.22	1	0	0.56	1.45
0.689	0.26	1	0	0.56	1.45
1.03	0.28	1	0	0.56	1.45
1.38	0.30	1	0	0.56	1.45
2.07	0.34	1	0	0.56	1.45
3.45	0.38	1	0	0.56	1.45
5.17	0.42	1	0	0.56	1.45
6.89	0.44	1	0	0.56	1.45

**Static equivalent radial load**  
 $P_{0r} = 0.6 F_r + 0.5 F_a$   
 When  $P_{0r} < F_r$  use  $P_{0r} = F_r$

2) Sealed and shielded bearings are also available. 3) This dimension applies to sealed and shielded bearings. 4) Does not include bearings with snap rings.

B-19

**Deep Groove Ball Bearings** NTN

**d) 180 ~ 260mm**

d	Boundary dimensions				Basic load ratings				Factor	Limiting speeds			Bearing numbers
	D	B	r <sub>max</sub> <sup>1)</sup>	r <sub>min</sub>	C <sub>r</sub>	C <sub>or</sub>	C <sub>r</sub>	C <sub>or</sub>		f <sub>i</sub>	grease lubrication	oil lubrication	
260	320	28	2	—	87.0	120	8 900	12 200	15.8	1 700	2 000	—	6852
	360	46	2.1	—	222	280	22 600	28 500	16.3	1 600	1 900	—	6952
	400	44	3	—	227	299	23 200	30 500	16.5	1 500	1 800	—	16052
	400	65	4	—	291	375	29 700	38 500	15.8	1 500	1 800	—	6052

1) Smallest allowable dimension for chamfer dimension r.

B-20

**Deep Groove Ball Bearings** NTN

**Dynamic equivalent radial load**  
 $P_r = X F_r + Y F_a$

$\frac{F_a}{F_r}$	$\frac{F_a}{C_r}$	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
0.172	0.19	1	0	0.56	1.45
0.345	0.22	1	0	0.56	1.45
0.689	0.26	1	0	0.56	1.45
1.03	0.28	1	0	0.56	1.45
1.38	0.30	1	0	0.56	1.45
2.07	0.34	1	0	0.56	1.45
3.45	0.38	1	0	0.56	1.45
5.17	0.42	1	0	0.56	1.45
6.89	0.44	1	0	0.56	1.45

**Static equivalent radial load**  
 $P_{0r} = 0.6 F_r + 0.5 F_a$   
 When  $P_{0r} < F_r$  use  $P_{0r} = F_r$

269	311	2	5
271	349	2	13.9
273	387	2.5	18.5
276	384	3	25

B-21

# Rodamientos de Rodillos Cónicos para el Eje 2 B-132, B-133, B-162 y B-163. [20]

## ● Tapered Roller Bearings

Metric series

d 45 ~ 60mm

d	Boundary dimensions					Basic load ratings				Limiting speeds		Bearing numbers
	D	T	B	C	r <sub>max</sub> <sup>1)</sup>	d <sub>dynamic</sub> (kN)	d <sub>static</sub> (kN)	d <sub>dynamic</sub> (kgf)	d <sub>static</sub> (kgf)	grease (min <sup>-1</sup> )	oil (min <sup>-1</sup> )	
72	15	15	12	0.6	0.6	35.5	57.0	3 650	5 800	4 700	6 300	* 32910XU
72	15	14	12	0.6	0.6	31.5	50.5	3 200	5 150	4 700	6 300	32910 <sup>2)</sup>
80	20	20	15.5	1	1	62.5	88.0	6 400	9 000	4 400	5 800	4T-32010X
80	24	24	19	1	1	69.5	103	7 100	10 500	4 400	5 800	4T-33010
85	26	26	20	1.5	1.5	86.5	121	8 850	12 400	4 200	5 600	4T-33110
90	21.75	20	17	1.5	1.5	77.0	93.0	7 850	9 450	4 000	5 300	4T-30210
90	24.75	23	19	1.5	1.5	87.5	109	8 900	11 100	4 000	5 300	4T-32210
90	32	32	24.5	1.5	1.5	115	158	11 700	16 100	4 000	5 300	4T-33210
100	36	36	30	2.5	2.5	151	190	15 400	19 400	3 800	5 100	4T-T2ED050
105	32	29	22	3	3	107	132	10 900	13 500	3 400	4 500	4T-T7FC050
110	29.25	27	23	2.5	2	133	152	13 500	15 500	3 600	4 800	4T-30310
110	29.25	27	19	2.5	2	113	130	11 600	13 300	3 200	4 200	4T-30310D
110	42.25	40	33	2.5	2	184	232	18 700	23 600	3 600	4 800	32310U

1) Minimal allowable dimension for chamfer dimension r or r<sub>max</sub>.  
2) This bearing does not incorporate the subunit dimensions.

B-132

## ● Tapered Roller Bearings

Equivalent radial load dynamic

$$F_r = X F_r + Y F_s$$

$\frac{F_s}{F_r} \leq e$	$\frac{F_s}{F_r} > e$
X   Y	X   Y
1   0	0.4   1/2

static

$$F_{rs} = 0.5 F_r + Y_2 F_s$$

When  $F_r < F_s$  use  $F_{rs} = F_s$ .  
For values of e, 1/2 and Y<sub>2</sub> see the table below.

Note: When selecting bearings with bearing numbers marked with \* \*, please consult NTN Engineering.

B-133

## ● Tapered Roller Bearings

Inch series  
J series

d 47.625 ~ 50.800mm

d	Boundary dimensions				dynamic		Basic load ratings		Limiting speeds	
	D	T	B	C	C <sub>d</sub>	C <sub>s</sub>	d <sub>dynamic</sub> (kgf)	d <sub>static</sub> (kgf)	grease (min <sup>-1</sup> )	oil (min <sup>-1</sup> )
50.000	82.000	21.500	21.500	17.000	69.5	94.0	7 100	9 600	4 300	5 700
	84.000	22.000	22.000	17.500	69.5	94.5	7 100	9 600	4 300	5 700
	88.900	20.638	22.225	16.513	76.5	90.5	7 800	9 250	4 100	5 500
	88.900	20.638	22.225	16.513	76.5	90.5	7 800	9 250	4 100	5 500
	90.000	28.000	28.000	23.000	106	141	10 800	14 400	4 100	5 400
	105.000	37.000	36.000	29.000	138	189	14 000	19 300	3 600	4 800
	110.000	22.000	21.996	18.824	89.5	120	9 150	12 300	3 200	4 300

Note: 1. Chamfer dimensions on the back face of the inner and outer rings of the bearing are larger than maximum values for installation dimensions r<sub>a</sub> and r<sub>b</sub>.  
2. As for the maximum value for inner ring bore diameters of bearings whose bearing numbers are marked with "J" (inner ring), the precision class is an integral for class 4 and class 2 bearings only.

B-162

## ● Tapered Roller Bearings

Equivalent radial load dynamic

$$F_r = X F_r + Y F_s$$

$\frac{F_s}{F_r} \leq e$	$\frac{F_s}{F_r} > e$
X   Y	X   Y
1   0	0.4   1/2

static

$$F_{rs} = 0.5 F_r + Y_2 F_s$$

When  $F_r < F_s$  use  $F_{rs} = F_s$ .  
For values of e, 1/2 and Y<sub>2</sub> see the table below.


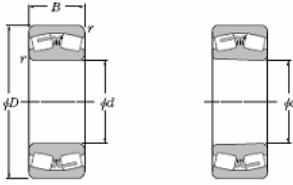
Bearing numbers	Abutment and fillet dimensions				Load center		Axial load factors		Mass (approx.)		
	d <sub>a</sub>	d <sub>b</sub>	D <sub>a</sub>	D <sub>b</sub>	a	e	Y <sub>1</sub>	Y <sub>2</sub>			
# 4T-JLM104948/JLM104910	60	55	76	78	3	0.5	5.4	0.31	1.97	1.08	0.42
# 4T-JLM704549/JLM704610	62	56	76	80	3.5	1.5	2.3	0.44	1.37	0.75	0.466
4T-365/362A	58	55	81	84	2	1.3	4.0	0.32	1.88	1.03	0.53
4T-366/362A	59	55	81	84	2.3	1.3	4.0	0.32	1.88	1.03	0.529
# 4T-JM205149J/JM205110	62	57	80	85	3	2.5	7.4	0.33	1.82	1.00	0.752
# 4T-JHM807045/JHM807012	69	63	90	100	3	2.5	7.5	0.49	1.23	0.68	1.52
4T-396/394A	61	60	101	104	0.8	1.3	0.7	0.40	1.49	0.82	1.06

Note: 3. Bearing numbers marked \* \* designate J-series bearings. The tolerances of these bearings is listed in table 6.6 on page A-42.  
1) \* \* means that load center at outside on end of inner ring.

B-163

## Rodamientos de Rodillos Esféricos para el eje 2 B-222 y B-223. [20]

### Spherical Roller Bearings

**Cylindrical bore**      **Tapered bore**


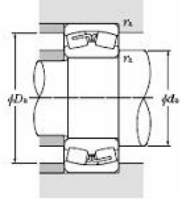
**d** 25 ~ 75mm

d	Boundary dimensions			C <sub>r</sub>	Basic load ratings		Limiting speeds <sup>1)</sup>		Bearing numbers <sup>4)</sup>		
	D	B	r <sub>max</sub> <sup>3)</sup>		dynamic kN	static kgf	grease min <sup>-1</sup>	oil min <sup>-1</sup>	cylindrical bore	tapered <sup>2)</sup> bore	
65	120	31	1.5	177	217	18 000	22 200	3 800	5 000	LH-22213E	LH-22213EK
	120	31	1.5	143	179	14 600	18 300	3 900	5 000	LH-22213B	LH-22213BK
	140	33	2.1	194	228	19 800	23 200	3 100	4 000	21313	21313K
	140	48	2.1	265	320	27 100	32 500	2 800	3 700	22313B	22313BK

1) This value was achieved with machined cages and molded resin cages; for pressed cages, 75% of this value is allowable.  
 2) "K" indicates bearings have tapered bore with a taper ratio of 1:12. 3) Smallest allowable dimension for chamfer dimension r.  
 4) Bearing number with the prefix LH indicates LH series.

B-222

### Spherical Roller Bearings

**Equivalent radial load dynamic**  
 $F_r = X F_r + Y F_a$

$\frac{F_a}{F_r} \leq e$	$\frac{F_a}{F_r} > e$
$X=1, Y=0,871 Y_2$	$X=0,41 Y_2$

**static**  
 $F_{r0} = F_r + Y_0 F_a$   
 For values of e, Y<sub>2</sub> and Y<sub>0</sub> see the table below.


Abutment and fillet dimensions		Constant		Axial load factors			Mass (approx.)			
d <sub>s</sub>	D <sub>s</sub>	r <sub>fil</sub>	e	Y <sub>1</sub>	Y <sub>2</sub>	Y <sub>0</sub>	cylindrical bore	tapered bore		
mm	mm	mm					kg	kg		
68,5	72	98	101,5	1,5	0,25	2,75	4,09	2,69	1,09	1,07
68,5	—	—	101,5	1,5	0,27	2,49	3,71	2,44	1,15	1,13
72	—	—	118	2	0,25	2,69	4,00	2,63	2,1	2,07
72	—	—	118	2	0,42	1,62	2,42	1,59	2,9	2,83

Note: Upon request, bearings with oil inlets and oil grooves on the outer ring can also be manufactured. In such cases, please add the suffix "D1" to the end of the bearing number. (Example: 22214BD1)

B-223

## Rodamientos rígidos de bolas para el eje 1 B-12 y B-13. [20]

### Deep Groove Ball Bearings



**d** 40 ~ 60mm

d	Boundary dimensions			Basic load ratings				Factor f <sub>0</sub>	Limiting speeds		Bearing numbers							
	D	B	r <sub>max</sub> <sup>1)</sup>	dynamic kN	static kgf	dynamic kN	static kgf		grease min <sup>-1</sup>	oil min <sup>-1</sup>	open type	shielded type	non-contact sealed type	low torque sealed type	contact sealed type			
40	52	7	0.3	0.3	5.10	4.40	520	445	16.3	12 000	14 000	—	6 700	6808	ZZ	LLB	—	LLU
	62	12	0.6	0.5	12.2	8.90	1 240	910	15.8	11 000	13 000	—	6 300	6908	ZZ	LLB	—	LLU
	68	9	0.3	—	12.6	9.65	1 290	985	16.0	10 000	12 000	—	—	16008	—	—	—	—
	68	15	1	0.5	16.8	11.5	1 710	1 170	15.2	10 000	12 000	7 300	6 100	6008	ZZ	LLB	LLH	LLU
	80	18	1.1	0.5	29.1	17.8	2 970	1 820	14.0	8 700	10 000	6 700	5 600	6208	ZZ	LLB	LLH	LLU
	90	23	1.5	0.5	40.5	24.0	4 150	2 450	13.2	7 800	9 200	6 400	5 300	6308	ZZ	LLB	LLH	LLU
	110	27	2	—	63.5	36.5	6 500	3 750	12.3	7 000	8 200	—	—	6408	—	—	—	—

1) Smallest allowable dimension for chamfer dimension r.

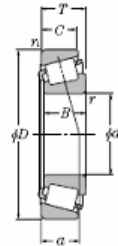
B-12

# Rodamientos de Rodillos Cónicos para el eje 1 B-130 y B-131. [20]

## Tapered Roller Bearings



Metric series



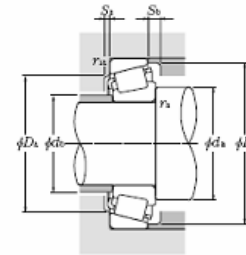
d 30 ~ 45mm

d	Boundary dimensions						Basic load ratings				Limiting speeds		Bearing numbers
	mm						dynamic		static		min <sup>-1</sup>		
	D	T	B	C	r <sub>1min</sub> <sup>1)</sup>	r <sub>1max</sub> <sup>1)</sup>	C <sub>d</sub>	C <sub>st</sub>	C <sub>d</sub>	C <sub>st</sub>	grease	oil	
40	62	15	15	12	0.6	0.6	32.5	48.0	3 350	4 900	5 900	7 800	32908XU
	68	19	19	14.5	1	1	50.0	65.5	5 100	6 850	5 300	7 100	4T-32008X
	68	22	22	18	1	1	59.5	82.5	6 050	8 400	5 300	7 100	4T-33008
	75	26	26	20.5	1.5	1.5	79.5	103	8 100	10 500	5 200	6 900	4T-33108
	80	19.75	18	16	1.5	1.5	61.0	67.0	6 250	6 850	4 900	6 600	4T-30208
	80	24.75	23	19	1.5	1.5	79.5	93.5	8 100	9 550	4 900	6 600	4T-32208
	80	32	32	25	1.5	1.5	103	132	10 500	13 400	4 900	6 600	4T-33208
	85	33	32.5	28	2.5	2	118	144	12 000	14 700	4 600	6 200	4T-T2EE040
	90	25.25	23	20	2	1.5	91.5	102	9 350	10 400	4 400	5 900	4T-30308
	90	25.25	23	19	2	1.5	83.0	87.0	8 450	8 900	4 200	5 600	4T-30308C
	90	25.25	23	17	2	1.5	77.0	85.5	7 850	8 700	3 900	5 200	4T-30308D
	90	35.25	33	27	2	1.5	122	150	12 500	15 300	4 400	5 900	32308U
90	35.25	33	27	2	1.5	110	140	11 300	14 300	4 200	5 600	4T-32308C	
45	68	15	15	12	0.6	0.6	33.5	51.5	3 450	5 250	5 300	7 000	* 32909XU

1) Minimal allowable dimension for chamfer dimension r or r<sub>1</sub>. 2) This bearing does not incorporate the subunit dimensions.  
Note: When selecting bearings with bearing numbers marked with \* \*, please consult NTN Engineering.

B-130

## Tapered Roller Bearings



Equivalent radial load dynamic

$$P_d = X F_r + Y F_a$$

$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
X	Y	X	Y
1	0	0.4	Y <sub>2</sub>

static

$$P_{st} = 0.5 F_r + Y_0 F_a$$

When  $F_r < F_a$  use  $P_{st} = F_a$   
For values of e, Y<sub>2</sub> and Y<sub>0</sub> see the table below.

Dimensions series to ISO	Abutment and fillet dimensions								Load center mm	Constant e	Axial load factors		Mass kg (approx.)	
	d <sub>a</sub>		D <sub>a</sub>		S <sub>a</sub>	S <sub>b</sub>	r <sub>1a</sub>	r <sub>1b</sub>			Y <sub>2</sub>	Y <sub>0</sub>		
	min	max	max	min	min	min	max	max						
2BC	44.5	45.5	57.5	54	58.5	3	3	0.6	0.6	11.5	0.29	2.07	1.14	0.161
3CD	45.5	46	62.5	60	65	4	4.5	1	1	15	0.38	1.58	0.87	0.273
2BE	45.5	46	62.5	60	64	2.5	4	1	1	15	0.28	2.12	1.17	0.312
2CE	48.5	47	66.5	65	71	4	5.5	1.5	1.5	18	0.36	1.69	0.93	0.494
3DB	48.5	49	71.5	69	75	3	3.5	1.5	1.5	16.5	0.37	1.60	0.88	0.435
3DC	48.5	48	71.5	68	75	3	5.5	1.5	1.5	19	0.37	1.60	0.88	0.558
2DE	48.5	47	71.5	67	76	5	7	1.5	1.5	21	0.36	1.68	0.92	0.728
2EE	52	48	75	70	80	5	5	2	2	22.5	0.34	1.74	0.96	0.907
2FB	50	52	81.5	77	82	3	5	2	1.5	19.5	0.35	1.74	0.96	0.769
	50	50	80	72	85.5	3.5	6	2	1.5	23	0.55	1.10	0.60	0.728
7FB	50	50	81.5	71	86.5	3	8	2	1.5	29.5	0.83	0.73	0.40	0.738
2FD	50	50	81.5	73	82	3	8	2	1.5	23	0.35	1.74	0.96	1.08
5FD	50	48	81.5	72	84	3	8	2	1.5	27.5	0.55	1.10	0.60	1.1
2BC	50	50	63.5	59.5	64.5	3	3	0.6	0.6	12	0.32	1.88	1.04	0.188

B-131

## **APÉNDICE N**

### **TABLAS PARA LA SELECCIÓN DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD VIKING TIPO A Y BOMBA VIKING C456**

- ☞ Tabla N-1 Clasificación de máquinas conducidas por carga. [22]
- ☞ Tabla N-2 Factores de Servicio. [22]
- ☞ Tabla N-3 Especificaciones Técnicas de Reductores. [22]
- ☞ Tabla N-4 Viking a Size Helical Reducer Horsepower Table. [22]
- ☞ Figura N-1 Despiece del Reductor Viking Tipo A. [22]
- ☞ Figura N-2 Dimensiones Generales del Reductor Viking Tipo A. [22]
- ☞ Figura N-3 Dimensiones Generales de la Bomba Viking C456. [22]
- ☞ Figura N-4 Despiece de la Bomba Viking C456. [22]

**DRIVEN LOAD CLASSIFICATIONS**

(Excerpted from AGMA Information Sheet 922-A96 ©1996)

Key: U = Uniform Load; M = Moderate Shock; H = Heavy Shock

APPLICATION	LOAD CLASSIFICATION	APPLICATION	LOAD CLASSIFICATION
Pumps, Rotary and Centrifugal	U	Fans, Cooling Tower	M
Pumps, Reciprocating	M	Feeders, Apron, Belt, Screw	U
Agitators	U	Feeders, Reciprocating	M
Blowers	U	Generators	U
Compressors, Centrifugal & Lobe	U	Hammer Mills	M
Compressors, Reciprocating	M	Machine Tools	M
Cranes and Hoists	M	Mills, Rotary	M
Crushers, Ore and Stone	H	Mixers, Concrete, Drum Type	M
Elevators	M	Printing Presses	U
Fans, Centrifugal, Forced Draft	U	Sewage Disposal Bar Screens	U

**TABLA N-34. CLASIFICACIÓN DE MÁQUINAS CONDUCIDAS POR CARGA**

**SERVICE FACTOR TABLE**

POWER SOURCE <sup>1,2</sup>	CLASSIFICATION OF DRIVEN LOAD <sup>2,3</sup>	INTERMITTENT UP TO 3 HOURS PER DAY	8 TO 10 HOURS PER DAY	24 HOURS PER DAY
Electric Motor, Steam Turbine, or Hydraulic Motor	Uniform	0.8	1.0	1.25
	Moderate Shock	1.0	1.25	1.5
	Heavy Shock	1.5	1.75	2.0
MULTI-CYLINDER Internal Combustion Engine	Uniform	1.0	1.25	1.5
	Moderate Shock	1.25	1.5	1.75
	Heavy Shock	1.75	2.0	2.25

- For applications driven by single cylinder engines, refer to factory for other service factors.
- Rotary Pump applications are classified as Uniform Loads.
- Use of belt or chain type drives to either reducer input or output shaft is not recommended.

**TABLA N-35. FACTORES DE SERVICIO**

**ASSEMBLY**

"A" Reducer Assembly - See Fig.7

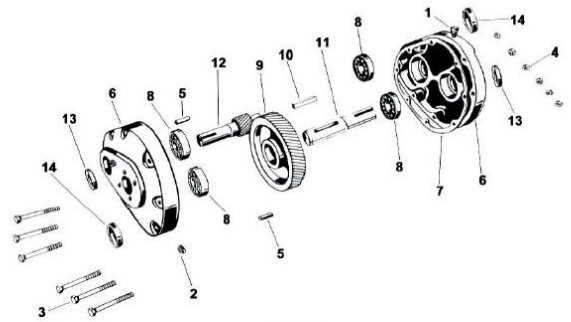


FIGURE 7  
"A" SIZE HELICAL GEAR REDUCER - EXPLODED VIEW

ITEM	NAME OF PART	ITEM	NAME OF PART	ITEM	NAME OF PART
1	Breather	6	Gear Case Half (Set-2)	11	Gear Shaft
2	Pipe Plug (Set-3)	7	Gasket	12	Pinion & Shaft
3	Capscrew (Set-6)	8	Ball Bearing (Set-4)	13	Lip Seal (Set-2)
4	Nut (Set-6)	9	Gear	14	Cover (Set-2)
5	Dowel Pin (Set-2)	10	Key		

**FIGURA N-1. DESPIECE DEL REDUCTOR VIKING TIPO A**

**Viking Helical Gear Reducers**

Section	610
Page	610.3
Issue	H

Sizes "A", "B", and "C"

**SPECIFICATIONS: HELICAL GEAR REDUCERS AND BRACKETS**

Reducer Size	Viking Reducer Part No.	Gear Ratio	Output Speeds (RPM)				Approx. Shipping Wt. (lbs./ Kg)	Viking Reducer Bracket Part No.	Output Shaft Center Height (In.)	Approx. Shipping Wt. (lbs./ Kg)
			@ 900 RPM Input	@ 1450 RPM Input	@ 1150 RPM Input	@ 1750 RPM Input				
A	3-551-049-224	2.24:1	420	640	520	780	21 / 9.5	2-074-020-100	3-1/2	6 / 2.7
	3-551-050-276	2.76:1	350	520	420	640				
	3-551-051-343	3.43:1	280	420	350	520				
	3-551-052-417	4.17:1	230	350	280	420				
B	3-551-054-107	1.07:1	520	780	640	950	37 / 16.8	2-074-010-100	4-5/8	9 / 4.1
	3-551-055-224	2.24:1	420	640	520	780				
	3-551-061-276	2.76:1	350	520	420	640				
	3-551-062-340	3.40:1	280	420	350	520				
	3-551-063-419	4.19:1	230	350	280	420				
	3-551-064-506	5.06:1	190	280	230	350				
C	3-551-065-627	6.27:1	155	230	190	280	94 / 42.6	2-074-007-100	7	11 / 5.0
	3-551-067-765	7.65:1	125	190	155	230				
	3-551-066-221	2.21:1	420	640	520	780				
	3-551-032-280	2.80:1	350	520	420	640				
	3-551-008-331	3.31:1	280	420	350	520				
	3-551-009-421	4.21:1	230	350	280	420				
C	3-551-010-508	5.08:1	190	280	230	350	2-074-012-100	9-1/2	24 / 10.9	
	3-551-011-624	6.24:1	155	230	190	280				
	3-551-012-795	7.95:1	120	180	145	220				

- Any "B" size reducer bracket may be used with any "B" size reducer, and any "C" size reducer bracket may be used with any "C" size reducer.
- Shows adjustment range of input (high speed) shaft, allowing the gear reducer to be matched to various drivers. Range will change when using Pump and Reducer Mounting Flats.

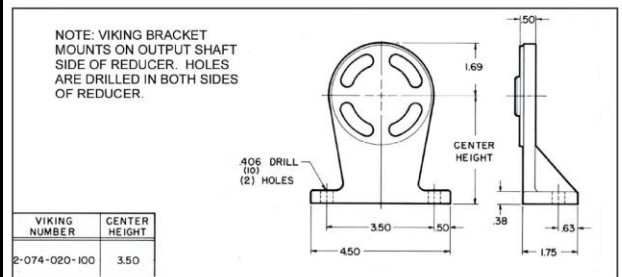
**TABLA N-36. ESPECIFICACIONES TECNICAS DE REDUCTORES**

**VIKING "A" SIZE HELICAL REDUCER HORSEPOWER TABLE**

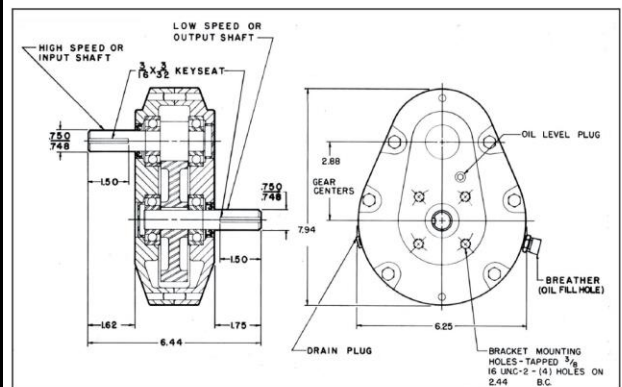
HIGH SPEED SHAFT INPUT RPM <sup>1</sup>	VIKING GEAR REDUCER RATIOS "A" SIZE				Maximum Reducer HP / KW
	2.24 to 1	2.76 to 1	3.43 to 1	4.17 to 1	
1750	780	640	520	420	Low Speed Shaft RPM
	6.1 / 4.6	4.9 / 3.7	3.8 / 2.8	3.1 / 2.3	Maximum Reducer HP / KW
1450	640	520	420	350	Low Speed Shaft RPM
	5.2 / 3.9	4.2 / 3.1	3.2 / 2.4	2.7 / 2.0	Maximum Reducer HP / KW
1150	520	420	350	280	Low Speed Shaft RPM
	4.3 / 3.2	3.4 / 2.5	2.6 / 1.9	2.2 / 1.6	Maximum Reducer HP / KW
950	420	350	280	230	Low Speed Shaft RPM
	3.6 / 2.7	2.9 / 2.2	2.2 / 1.6	1.8 / 1.3	Maximum Reducer HP / KW
870	390	320	260	210	Low Speed Shaft RPM
	3.3 / 2.5	2.7 / 2.0	2.0 / 1.5	1.7 / 1.3	Maximum Reducer HP / KW
720	320	260	210	175	Low Speed Shaft RPM
	2.8 / 2.1	2.2 / 1.6	1.7 / 1.3	1.4 / 1.0	Maximum Reducer HP / KW

**TABLA N-37. VIKING A SIZE HELICAL REDUCER HORSEPOWER TABLE**

**DIMENSIONS "A" SIZE REDUCER BRACKET**



**DIMENSIONS "A" SIZE VIKING HELICAL GEAR REDUCER**



VIKING PUMP • A Unit of IDEX Corporation • Cedar Falls, IA ©2003

**FIGURA N-2. DIMENSIONES GENERALES DEL REDUCTOR VIKING TIPO A**

**VIKING® GENERAL PURPOSE SPECIAL MOUNTED PUMPS  
56 AND 456 SERIES**

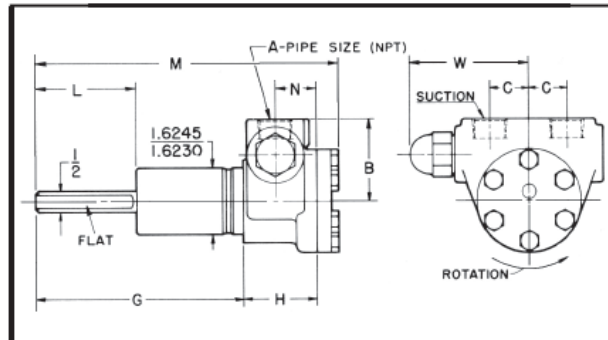
Section	320
Page	320.5
Issue	F

**DIMENSIONS**

These dimensions are average and not for construction purposes. Certified prints on request.

For specifications, see pages 320.1 and 320.2.

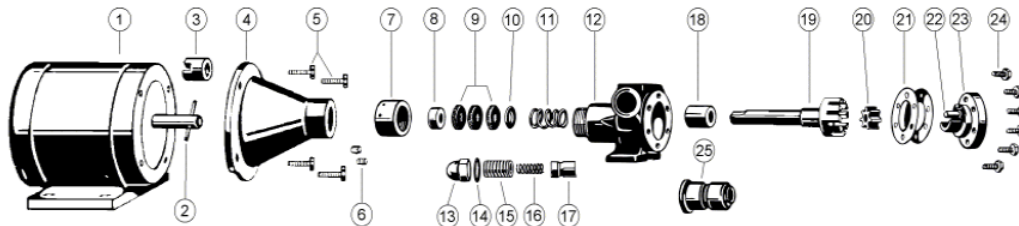
**DIMENSIONS –  
56 AND 456 SERIES  
UNMOUNTED PUMPS**



MODEL NO.		A	B	C	G	H	L	M	N	W
PACKED	SEAL									
C56	C456	¼	1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	¾	4 <sup>2</sup> / <sub>32</sub>	1 <sup>15</sup> / <sub>32</sub>	2 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	6 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	7 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	2 <sup>7</sup> / <sub>16</sub>
F56	F456	½	2	1 <sup>5</sup> / <sub>16</sub>	4 <sup>19</sup> / <sub>32</sub>	1 <sup>27</sup> / <sub>32</sub>	2	7	1	2 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>
FH56	FH456	½	2	1 <sup>5</sup> / <sub>16</sub>	4 <sup>23</sup> / <sub>32</sub>	1 <sup>27</sup> / <sub>32</sub>	2 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	7 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	1	2 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>

NOTE: Shafts as shown on these pumps will NOT work on "M" drive units shown below. "G" dimension of 3<sup>3</sup>/<sub>16</sub>" is required.

**FIGURA N-3. DIMENSIONES GENERALES DE LA BOMBA VIKING C456**



**FIGURE 2  
EXPLODED VIEW SERIES 56 and 456**

ITEM	NAME OF PART	ITEM	NAME OF PART	ITEM	NAME OF PART
1	Electric Motor	10	Inner Packing Gland (Series 56 only)	19	Rotor and Shaft
2	Motor Shaft Pin	11	Packing Spring (Series 56 only)	20	Idler
3	Coupling with Setscrew	12	Casing	21	Head Gasket
4	Mounting Bracket	13	Cap	22	Idler Pin
5	Capscrew for Bracket to Motor	14	Gasket for Cap	23	Head
6	Setscrew for Pump to Bracket	15	Adjusting Screw	24	Capscrew for Head
7	Packing Nut	16	Spring	25	Mechanical Seal (Series 456 only)
8	Outer Packing Gland (Series 56 only)	17	Poppet		
9	Packing (Series 56 only)	18	Casing Bushing		

**FIGURA N-4. DESPIECE DE LA BOMBA VIKING C456**

## APÉNDICE O-1

### TABLAS Y FIGURAS PARA LA SELECCIÓN DEL HUSILLO DE BOLAS DEL CARRO LONGITUDINAL

- ☞ Tabla 28 Vida estimada de maquinarias. [23]
- ☞ Tablas 26 y 27 Coeficientes para las condiciones de Trabajo  $f_1$  y Tipo de movimiento  $f_2$ . [23]
- ☞ Figura 61 Desviación Radial maxima  $d_{rad}$ . [23]
- ☞ Figura 60 Factor de Flexión  $K_p$ . [23]
- ☞ Figura 54 Coeficiente de Dureza superficial  $f_H$ . [23]
- ☞ Tablas 22 y 23 Factores de Corrección de Precisión  $f_{ar}$  y  $f_{ac}$ . [23]
- ☞ Tabla 24 Tipo de Acero del husillo  $f_M$ . [23]
- ☞ Figura 51 Carga de Columna  $F_k$ . [23]
- ☞ Figura 53 Velocidad crítica  $n_{cr}$ . [23]
- ☞ Figuras 50 y 52 Factores de Corrección según el tipo de Montaje  $f_c$  y  $f_{cr}$ . [23]
- ☞ Tabla 21 Factores de Geometría  $C_k$ . [23]
- ☞ Figura 5. Rendimiento mecánico de los husillos a bola KORTA. [23]
- ☞ Catálogo Dimensional de Selección de Husillos a Bolas KORTA.



	horas/hours
- Equipo médico, instrumentos - Medical equipment, instruments	2.000
- Maquinaria que opera cortos periodos de tiempo - Machinery due to work for short periods of time	5.000
- Maquinaria que opera cortos periodos de tiempo con gran fiabilidad de operación - Machinery due to work for short periods of time at high levels of operational reliability	10.000
- Maquinaria y herramientas que operan 8 horas al día con ciclos de trabajo no continuos - Machinery and tools due to run 8 hours/day on an intermittent cycle basis	18.000
- Maquinaria y herramientas que operan 8 horas al día con ciclos de trabajo continuos - Machinery and tools due to run 8 hours/day on a continuous cycle basis	25.000
- Maquinaria y herramientas que operan 16 horas al día a plena carga - Machinery and tools due to operate 16 hours/day at full load	40.000
- Maquinaria y herramientas que operan 24 horas al día - Machinery and tools due to operate 24 hours/day	50.000
- Maquinaria y herramientas que operan 24 horas al día con gran fiabilidad de operación - Machinery and tools due to operate 24 hours/day at high levels of operational reliability	80.000

Tab. 28

### Vida estimada de maquinarias [23]

Condiciones de trabajo Operating Conditions	$f_1$
Masas pequeñas, golpes suaves Light mass, small shocks	1-0,8
Masas medias, pequeñas vibraciones Medium mass, small vibrations	0,8-0,5
Masas grandes, golpes duros Heavymass, great shocks	0,5-0,3

Tab.26

Tipo de movimiento Ball screw motion, speed	$f_2$
Movimiento continuo, bajas velocidades (<15m/min) Continuous motion, low speed (<15m/min.)	1-0,8
Movimiento irregular, velocidades medias (<60m/min) Irregular motion, medium speed (<60m/min.)	0,8-0,5
Movimiento oscilante, velocidades altas (>60m/min) Oscillating movement, high speed (>60m/min.)	0,5-0,3

Tab. 27

### Coefficientes para condiciones de Trabajo $f_1$ y Tipo de movimiento $f_2$ .[23]

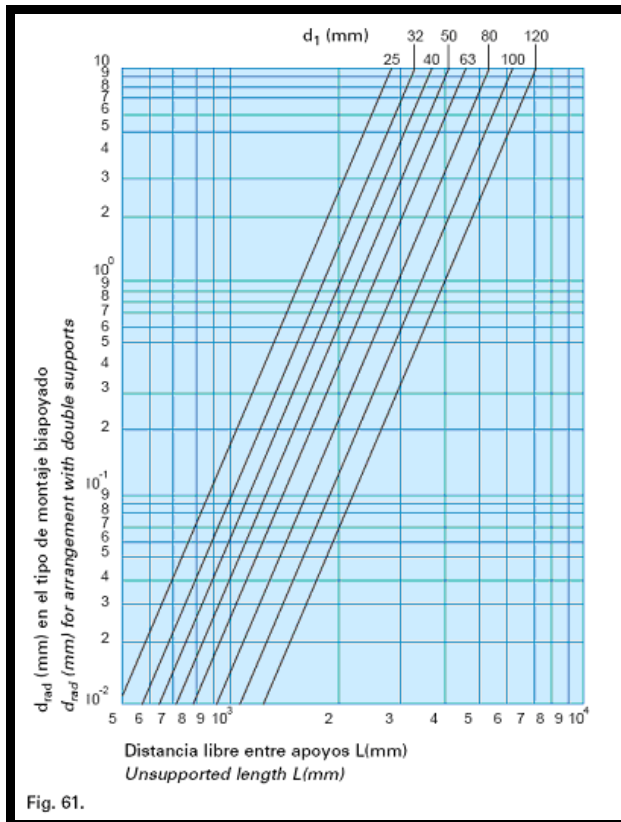


Fig. 61.

Tipo de montaje Type of mounting	$K_p$	$d_{rad}$
	1/8	en el extremo libre / at free end
	5/384	en la mitad / in the middle
	1/185	de E a 0,42L / 0,42L away from E
	1/384	en la mitad / in the middle

Fig. 60.

### Factor de flexión $K_p$ . [23]

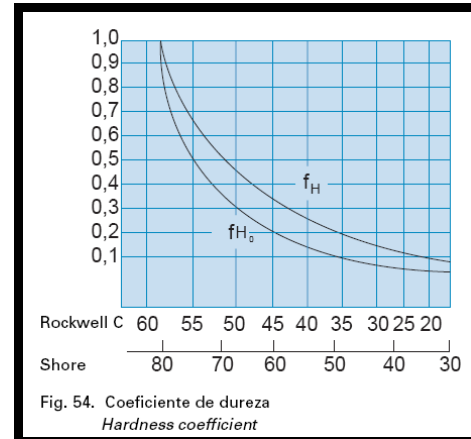


Fig. 54. Coeficiente de dureza  
Hardness coefficient

### Coefficiente de dureza superficial $f_H$ . [23]

Tolerancia Tolerance	IT1	IT3	IT5	IT7
$f_{ar}$	0,6	0,55	0,5	0,4

Tab.22

clase de tolerancia tolerance grade	1-5	7	10
$f_{ac}$	1	0,9	0,7

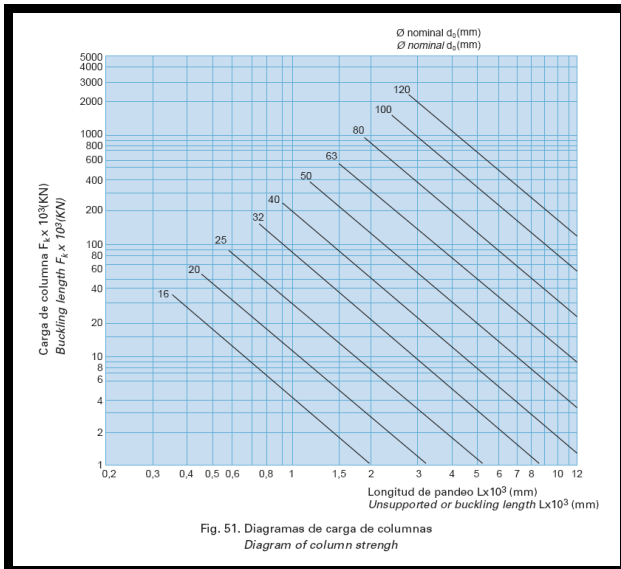
Tab. 23

### Factores de Corrección de Precisión $f_{ar}$ y $f_{ac}$ . [23]

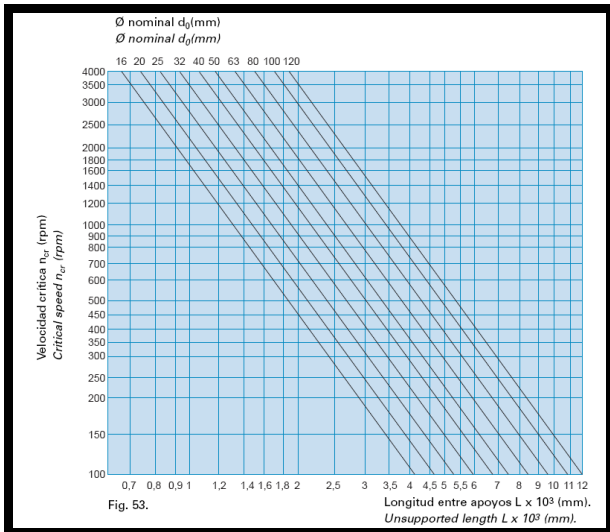
Acero de fusión normal Ordinary cast steel	$f_M=1$
Acero de fusión con desgasificación al vacío Vacuum degasified cast steel	$f_M=1,25$
Acero refundido bajo escoria Slag-arc remelted steel	$f_M=1,44$
Acero refundido dos veces al vacío Double-vacuum-remelted steel	$f_M=1,71$

Tab. 24

### Tipo de acero del eje del husillo $f_M$ [23]



**Carga de Columna  $F_k$  [23]**



**Velocidad crítica  $n_{cr}$  [23]**

Tipo de montaje Type of mounting	$f_c$
	0,25
	1
	2
	4

Fig. 50 Factor de corrección  
Correction factor

Tipo de montaje Type of mounting	$K_1$	$\lambda$	$f_{cr}$
	40	1,9	0,35
	120	$\pi$	1
	180	3,95	1,45
	270	4,75	2,25

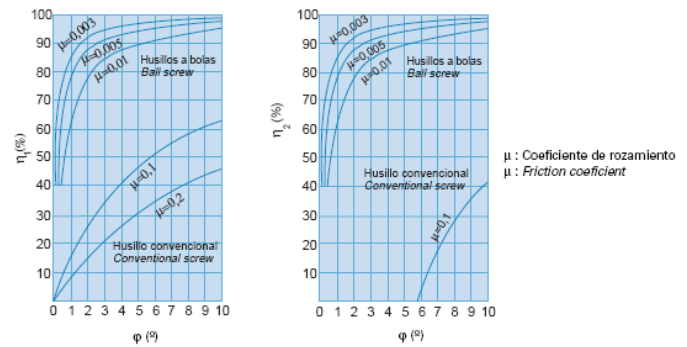
Fig. 52 Factor de corrección  
Correction factor

**Factores de Corrección según el Tipo de montaje  $f_c$  y  $f_{cr}$  [23]**

Dw	2,381	3,5	3,969	4,762	6,35	7,144	7,938	9,525	12,7
Ck	1,732	1,523	1,46	1,374	1,248	1,2	1,159	1,091	0,991

Tab. 21

**Factores de Geometría  $C_k$  [23]**



Uso normal: Conversión del movimiento de rotación en movimiento lineal.  
Normal use: transformation of a rotary motion into a linear motion.

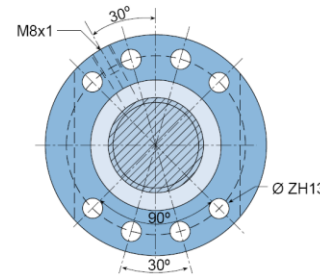
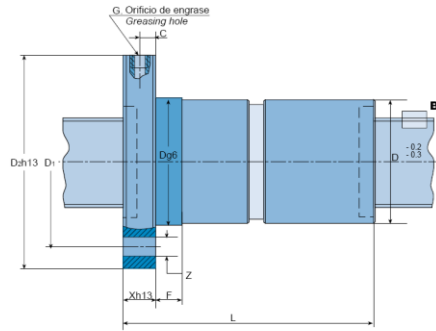
Uso especial: Conversión del movimiento lineal en movimiento de rotación.  
Special use: transformation of a linear motion into a rotary motion.

Fig. 5. Rendimiento mecánico de los husillos a bolas KORTA  
Mechanical efficiency of KORTA ball screws

# Husillos a bolas rectificados Ground Ball Screws



**TUERCA DOBLE CON BRIDA**  
Tipo : DBS  
**DOUBLE NUT WITH FLANGE**  
Type: DBS



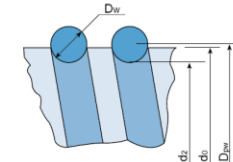
Diámetro Diameter	Paso Lead											
	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40	64
50												
63												
80												
100												
120												

Referencia Type	Diámetro Diameter (dg)	Paso Lead (Ph)	Diam. bolas Ball diameter (Dw)	D <sub>pw</sub>	d <sub>2</sub>	Circuitos Circuits (i)	Capacidad de carga Load rating		Rigidez / Rigidity		Dimensiones			
							C <sub>d</sub> (N)	C <sub>s</sub> (N)	R <sub>s1</sub> (Nj/m-m)	R <sub>nu</sub> (Nj/m)	D	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	X
DBS-10010-4	100	10	7,144	102	94,856	4	367751	78957	1549,9	1188,0	125	145	165	22
5						459689	95661	1472,9						
6						551626	111900	1755,7						
DBS-10012-4	100	12	7,938	102,2	94,262	4	408549	91497	1538,4	1236,6	125	145	165	22
5						510686	110853	1532,9						
6						612823	129672	1826,9						
DBS-10016-4	100	16	9,525	102,6	93,075	4	457273	112537	1515,5	1351,3	150	176	202	30
5						571592	136345	1673,1						
6						685910	159490	1992,2						
DBS-10020-4	100	20	9,525	102,6	93,075	4	522237	122986	1515,5	1534,2	150	176	202	30
5						656876	149625	1909,2						
6						791516	175507	2280,9						
DBS-10040-3	100	40	9,525	102,6	93,075	3	397557	97174	1515,5	1206,4	150	176	202	30
4						535485	125296	1602,0						
5						673413	152416	1993,1						
DBS-10064-2	100	64	9,525	102,6	93,075	2	256611	67367	1515,5	810,0	150	176	202	30
DBS-12010-5	120	10	7,144	122	114,856	5	563201	104211	2255,4	1694,4	150	176	202	25
6						675841	121902	2020,0						
7						788482	139182	2343,8						
DBS-12012-5	120	12	7,938	122,2	113,262	5	624303	120700	2241,4	1747,2	150	176	202	25
6						749163	141189	2082,6						
7						874024	161204	2415,9						
DBS-12016-4	120	16	9,525	122,6	113,075	4	571802	124662	2213,8	1576,0	170	196	222	30
5						714753	151035	1951,9						
6						857703	176674	2324,7						
DBS-12020-4	120	20	12,7	124,1	111,4	4	841893	198110	2185,4	1789,4	170	196	222	30
5						1059624	241123	2228,3						
6						1277355	282913	2663,4						
DBS-12040-3	120	40	12,7	124,1	111,4	3	621719	153301	2185,4	1422,8	170	196	222	30
4						838598	197851	1891,4						
5						1055477	240808	2354,7						
DBS-12064-2	120	64	12,7	124,1	111,4	2	415933	108714	2185,4	969,9	170	196	222	30

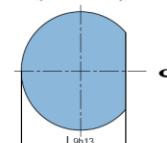
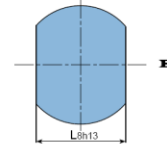
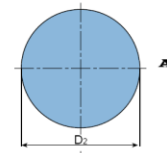
- Standard unicamente rosca derecha. Rosca izquierda bajo consulta.
- R<sub>s1</sub>= Rigidez del eje del husillo a bolas en el caso de un extremo fijo y otro libre por 1m de longitud. Para el caso de los dos extremos fijos multiplicar por 4.
- R<sub>nu</sub>=Rigidez de la tuerca con una precarga del 6% de la capacidad de carga dinámica y una calidad ITS.

unidades en mm / units: mm

de la tuerca / Nut dimensions							Referencia Type
L	L <sub>8</sub>	L <sub>9</sub>	Z	C	F		
165						DBS-10010-4	
185	130	147,5	13,5	11	16	DBS-10010-5	
207						DBS-10010-6	
189						DBS-10012-4	
215	130	147,5	13,5	11	20	DBS-10012-5	
239						DBS-10012-6	
237						DBS-10016-4	
271	155	178,5	17,5	15	25	DBS-10016-5	
303						DBS-10016-6	
281						DBS-10020-4	
323	155	178,5	17,5	15	25	DBS-10020-5	
365						DBS-10020-6	
319						DBS-10040-3	
399	155	178,5	17,5	15	45	DBS-10040-4	
479						DBS-10040-5	
331	155	178,5	17,5	15	70	DBS-10064-2	
188						DBS-12010-5	
210	155	178,5	17,5	12,5	16	DBS-12010-6	
230						DBS-12010-7	
218						DBS-12012-5	
242	155	178,5	17,5	12,5	20	DBS-12012-6	
268						DBS-12012-7	
237						DBS-12016-4	
271	175	198,5	17,5	15	25	DBS-12016-5	
303						DBS-12016-6	
281						DBS-12020-4	
323	175	198,5	17,5	15	25	DBS-12020-5	
365						DBS-12020-6	
325						DBS-12040-3	
405	175	198,5	17,5	15	45	DBS-12040-4	
485						DBS-12040-5	
337	175	198,5	17,5	15	70	DBS-12064-2	



Detalle B  
Detail B



## **APÉNDICE O-2**

### **CÁLCULO DE VARIABLES PARA EL ANÁLISIS DE RESISTENCIA DEL HUSILLO A BOLAS PARA EL CARRO LONGITUDINAL**

☞ CÁLCULOS-1 Análisis de Resistencia del Husillo a Bolas Korta.

## CÁLCULOS-1

### ANÁLISIS DE RESISTENCIA DEL HUSILLO A BOLAS

#### DURACIÓN DE VIDA EN VUELTAS:

$$L = (C_{AM} / F_m)^3 * 10^6 = (353641N / 104525.2N)^3 * 10^6 = 3.87 * 10^7 \text{ vueltas}$$

#### DURACIÓN DE VIDA EN HORAS:

$$L_h = \frac{L}{60N_m} = \frac{3.87 * 10^7}{60 * 23.2} = 27801.7 \text{ horas}$$

Se obtiene una duración de vida mayor a la estimada de 25000 horas, los cálculos son los correctos.

#### CARGA DE COLUMNA O PANDEO:

Del gráfico de la *Figura 51* del **APÉNDICE O-1**, obtenemos para una longitud de 2900 mm, y  $d_0=120$  mm., una carga de columna aproximada  $F_k=1900000$  N. Si se obtiene  $F_k$  analíticamente:

$$F_k = \frac{\pi^2 EI 10}{L^2} = \frac{\pi^2 * 2.1 * 10^4 (7559806.2 \text{ mm}^4) * 10}{2900^2} = 1863090N$$

$$I = \frac{\pi}{64} d_2^4 = \frac{\pi}{64} (111.4)^4 = 7559806.2 \text{ mm}^4$$

La máxima carga de compresión aplicable sería:

$$F_{ad} = F_k f_c C = 1631 * 10^3 * 4 * 0.8 = 5961886N$$

$f_c=4$  (Ver *Figura 50* del **APÉNDICE O-1**);  $C=0.8$ . Máximo recomendado. Carga que está muy por encima de la máxima aplicada.

#### VELOCIDAD CRÍTICA:

Del gráfico de la *Figura 53* del **APÉNDICE O-1**, obtenemos para  $d_0=120$  mm y  $L=2900$  mm, un valor aproximado de la velocidad crítica  $n_{cr}=1580$  rpm. La velocidad crítica admisible y segunda velocidad máxima serían:

$$N_{c1} = n_{cr} f_{cr} C = 1580 * 2.25 * 0.8 = 2844 \text{ rpm}$$

$$N_{c2} = 100000 / D_{pw} = 100000 / 124.1 = 805.8 \text{ rpm}$$

$f_{cr}=2.25$ . (Ver *Figura 52* del **APÉNDICE O-1**). Velocidades muy superiores a las de funcionamiento.

#### RIGIDEZ TOTAL DEL CONJUNTO:

Rigidez del husillo

$$R_s = \frac{\pi d_c^2 E 10^{-3}}{l_s} = \frac{\pi * 115.12^2 * 21000 * 10^{-3}}{2900} = 301.5 \text{ daN} / \mu\text{m} = 3015 \text{ N} / \mu\text{m}$$

De las tablas dimensionales del **APÉNDICE O-1** directamente, se obtiene la rigidez para 1m de un eje

fijado sólo en un extremo ( $R_{s1}=2185.4$  N/ $\mu\text{m}$ ). Para este caso:

$$R_s = 2185.4 * 4 / 2.9 \text{ m} = 3014.3 \text{ N} / \mu\text{m}$$

La rigidez del conjunto de la tuerca:

$$R_{n/s} = \frac{2Etg^2 \alpha \pi^2 i^2 P_h * 1.546}{\left(1 + \frac{D^2 + D_c^2}{D^2 - D_c^2}\right) 10^3} = \frac{2 * 21000 * 1 * \pi^2 * 6 * 20 * 1.546}{\left(1 + \frac{170^2 + 133.1^2}{170^2 - 133.1^2}\right) 10^3} = 4736.7 \text{ daN} / \text{mm}$$

$\alpha=45^\circ$ ;  $i=6$ ;  $P_h=20$  mm;  $D=170$  mm;  $D_{pw}=124.1$  mm;  $D_w=12.7$  mm (Ver *Tablas Dimensionales* del **APÉNDICE O-1**)

$$R_{b/(O-D)} = 2.83 \sqrt{F_{pr} (ik)^2}$$

$$k = \frac{4.2045 z_1 (\cos \varphi)^{5/2}}{(C_k)^{3/2}}$$

$$Tg \varphi = P_h / (\pi * D_{pw}) = 20 / (\pi * 124.1) = 0.0512$$

$$\varphi = Tg^{-1} 0.0512 = 2.94^\circ$$

$$k = \frac{4.2045 z_1 (\cos \varphi)^{5/2}}{(C_k)^{3/2}} = \frac{4.2045 * 25 * (\cos 2.94^\circ)^{5/2}}{(0.991)^{3/2}} = 106.2$$

$$R_{b/(O-D)} = 2.83 \sqrt{16380.3 (6 * 106.2)^2} = 5322 \text{ N} / \mu\text{m}$$

$C_k=0.991$  (Ver *Tabla 21* del **APÉNDICE O-1**);  $z_1=25$ . Se considera una precarga de aproximadamente el 6% del valor de la capacidad de carga dinámica, para Tuerzas Dobles.

$$F_{pr} = 0.06 * C_A = 0.06 * 273005 \text{ N} = 16380.3 \text{ N}$$

La rigidez del conjunto de la tuerca será:

$$\frac{1}{R_{nu}} = \left( \frac{1}{R_{b/t}} + \frac{1}{R_{n/s}} \right) f_{ar}$$

$$\frac{1}{R_{nu}} = \left( \frac{1}{5322 \text{ N} / \mu\text{m}} + \frac{1 * 10^{-3}}{47367 \text{ N} / \text{mm}} \right) \frac{1}{0.5} = 2660.7 \text{ N} / \mu\text{m}$$

Coincide con el valor de las tablas dimensionales. La rigidez total será:

$$\frac{1}{R_{tot}} = \frac{1}{R_s} + \frac{1}{R_{nu}} = \frac{1}{3015 \text{ N} / \mu\text{m}} + \frac{1}{2660.7 \text{ N} / \mu\text{m}} = 1413.4 \text{ N} / \mu\text{m} = 141.34 \text{ daN} / \mu\text{m}$$

Pero como se cumple que:

$F_m (104525.2 \text{ N}) > 2.83 F_{pr} (46356.3)$  Se tendrá que realizar el cálculo de  $R_{b/t}$  como si se tratara de una tuerca simple.

$$R_{b/t} = 1.5 \sqrt{F_c (ik)^2} = 1.5 \sqrt{104525.2 (6 * 106.2)^2} = 5227.6 \text{ N} / \mu\text{m}$$

La rigidez total recalculada será,

$$\frac{1}{R_{nu}} = \left( \frac{1}{5227.6N/\mu m} + \frac{1 \cdot 10^{-3}}{47367N/mm} \right) \frac{1}{0.5} = 2613.5N/\mu m$$

$$\frac{1}{R_{tot}} = \frac{1}{R_s} + \frac{1}{R_{nu}} = \frac{1}{3015N/\mu m} + \frac{1}{2613.5N/\mu m} = 1400N/\mu m$$

### PARES Y POTENCIAS NECESARIAS:

Rendimiento  $\eta_1$ , tomamos aproximadamente  $\mu=0.005$  de la Figura 5 del **APÉNDICE O-1**.

$$\eta_1 = \frac{1 - \mu T g \varphi}{1 + \frac{\mu}{T g \varphi}} = \frac{1 - 0.005 T g 2.95^\circ}{1 + \frac{0.005}{T g 2.95^\circ}} = 0.91$$

### PAR MOTOR Y POTENCIA NECESARIOS EN EL EJE:

$$T_L = \frac{F * P_h}{2000\pi * \eta_1} \quad P_L = \frac{T_L * N}{9550}$$

• En el primer caso (carga máxima):

$$T_L = \frac{144000 * 20}{2000\pi * 0.91} = 503.7Nm$$

$$P_L = \frac{503.7 * 40}{9550} = 2.11Kw$$

• En el segundo caso (carga intermedia):

$$T_L = \frac{72700 * 20}{2000\pi * 0.91} = 254.3Nm$$

$$P_L = \frac{254.3 * 25}{9550} = 0.67Kw$$

• En el tercer caso (carga mínima):

$$T_L = \frac{1400 * 20}{2000\pi * 0.91} = 4.9Nm$$

$$P_L = \frac{4.9 * 10}{9550} = 5.12 \times 10^{-3} Kw$$

### PAR MOTOR MEDIO Y POTENCIA MEDIA:

$$T_{Lm} = \frac{18}{100}(503.7) + \frac{52}{100}(254.3) + \frac{30}{100}(4.9) = 224.37Nm$$

$$P_{Lm} = \left( \frac{18}{100}(503.7)(40) + \frac{52}{100}(254.3)(25) + \frac{30}{100}(4.9)(10) \right) / 9550 = 0.72Kw$$

### FLEXIÓN DEL EJE:

Del gráfico de la *Figura 61* del **APÉNDICE O-1**, obtenemos para  $L=2900$  mm, un valor aproximado de la máxima desviación radial para una configuración biapoyada ( $d_{rad}=0.27$  mm). Para una configuración doblemente fijada se deberá de tener

en cuenta la relación entre los factores de flexión ( $K_p$ ) de la *Figura 60* del **APÉNDICE O-1** para ambas configuraciones.

$$d_{rad} = 0.27 \frac{1/384}{5/384} = 0.054mm$$

### TORSIÓN DEL EJE:

$$\eta_2 = \frac{1 - \frac{\mu}{T g \varphi}}{1 + \mu T g \varphi} = \frac{1 - \frac{0.005}{T g 2.95^\circ}}{1 + 0.005 T g 2.95^\circ} = 0.90$$

### PAR DE PRECARGA:

$$K = \left( \frac{1}{\eta_1} \right) - \eta_2 = \left( \frac{1}{0.91} \right) - 0.90 = 0.199$$

$$T_{pr} = (F_{pr} P_h K * 10^{-3}) / 2\pi = (16380.3N * 20 * 0.199 * 10^{-3}) / 2\pi = 10.38Nm$$

### PARA LA CARGA MÁXIMA:

$$T_E = T_{Lmax} + T_{pr} = 503.7Nm + 10.38Nm = 514.1Nm$$

### LA DEFORMACIÓN ANGULAR:

$$\theta = \frac{T_E * 10^2 L_\theta}{G * I_p} \text{ (rad)} =$$

$$\frac{514.1Nm * 10^2 * 2900mm}{8.1 * 10^4 N/mm^2 * 15119612.4mm^4} = 1.22 * 10^{-4} \text{ rad}$$

$$I_p = 2 * I = \pi(d_2)^4 / 32 \text{ (mm}^4) =$$

$$\pi(111.4)^4 / 32 = 15119612.4mm^4$$

Retraso en el movimiento axial:

$$\Delta l_\theta = P_h * \theta / 2\pi = 20 * 1.3 * 10^{-4} / 2\pi$$

$$= 4.14 \times 10^{-4} mm = 0.41\mu m$$

Si se calcula la deformación debido a la carga axial, se puede observar que es mucho mayor.

$$\Delta l_s = F_m / R_s = 104525.2N / 3015N/\mu m = 34.7\mu m$$

La rigidez del husillo a bolas teniendo en cuenta la deformación debida a la torsión.

$$\Delta l_s = 34.7 + 0.41 = 35.1\mu m$$

$$35.1\mu m = F_m / R_s = 104525.2N / R_s$$

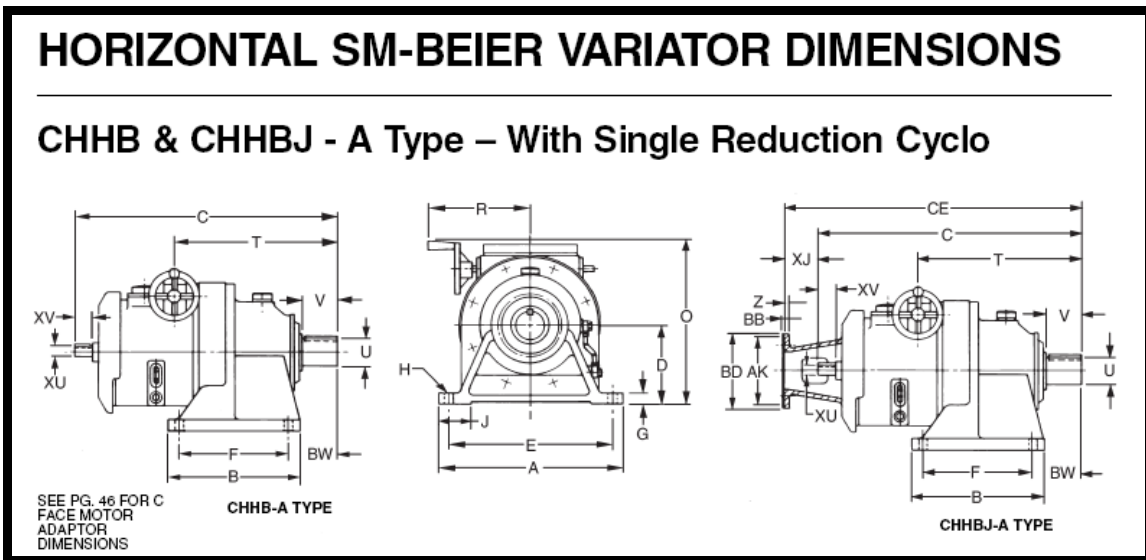
$$R_s = 2978N / \mu m$$

$$\frac{1}{R_{tot}} = \frac{1}{R_s} + \frac{1}{R_{nu}} =$$

$$\frac{1}{2978N/\mu m} + \frac{1}{2613.5N/\mu m} = 1392N/\mu m$$

## APÉNDICE P

### TABLAS PARA LA SELECCIÓN DEL REDUCTOR-VARIADOR SUMITOMO CHHBJMN3A-4135Y



MODEL	A	B	C	D	E	F	G	H	J	O	R	BW	T	U	V	O/P KEY	XU	XV	I/P KEY
CHHBN05A-4105Y*	7.48	4.45	15.00	3.937	6.50	3.35	.71	.43	1.57	9.47	6.00	8.82	8.70	1.125	1.38	1/4x1/4x1.18	.625	1.19	3/16x3/16x1.00
CHHBJN05A-4105Y*																			
CHHBN08A-4105Y*																			
CHHBJN08A-4105Y*																			
CHHBN1A-4105Y*																			
CHHBJN1A-4105Y*																			
CHHBN08A-4115Y	9.06	6.10	16.06	4.724	7.48	4.53	.59	.55	2.17	10.25	6.00	3.23	10.32	1.500	2.17	3/8x3/8x1.77	.625	1.19	3/16x3/16x1.00
CHHBJN08A-4115Y																			
CHHBN1A-4115Y																			
CHHBJN1A-4115Y																			
CHHBN1HA-4135Y	13.00	7.68	21.75	5.905	11.42	5.71	.87	.71	2.56	12.35	7.56	3.94	12.68	1.875	2.76	1/2x1/2x2.17	.750	1.59	3/16x3/16x1.00
CHHBJN1HA-4135Y																			
CHHBN2A-4135Y																			
CHHBJN2A-4135Y																			
CHHBN3A-4135Y																			
CHHBJN3A-4135Y																			

Dimensions are in inches.  
 \*Mounting Dimensions on these Beier-Cyclos are from the Beier portion. Please consult factory for certified drawings.

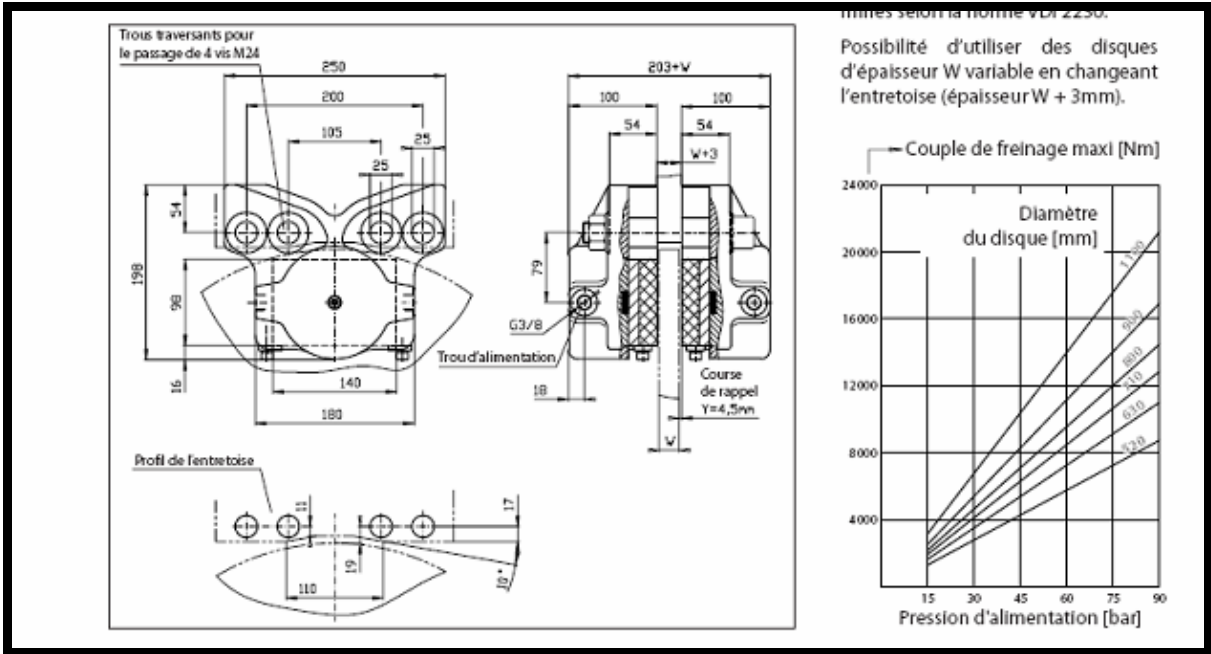
**TABLA P-38. DIMENSIONES DE REDUCTOR CHHBJMN3A-4135Y [24]**

## **APÉNDICE Q**

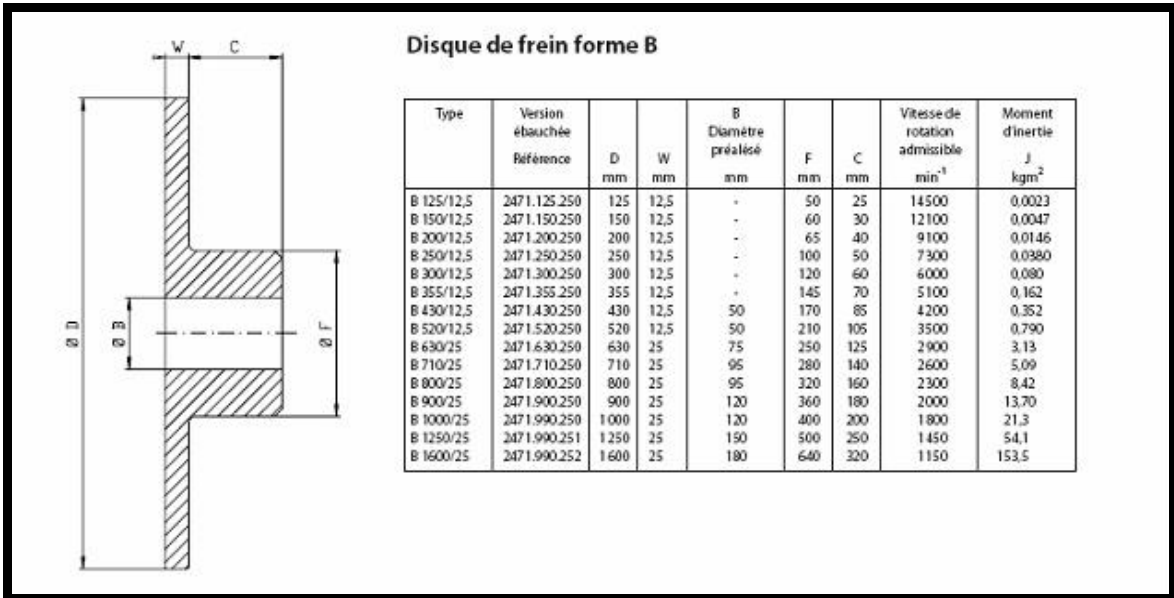
### **TABLAS Y GRÁFICAS PARA LA SELECCIÓN DEL FRENO DE DISCO HPW 101R Ø 520**

- ☞ Dimensiones de la pinza de freno. [29]
- ☞ Dimensiones del disco de freno. [29]
- ☞ Gráfica para el cálculo de la Potencia disipada equivalente. [29]
- ☞ Dispersión Térmica y Nomenclatura. [29]

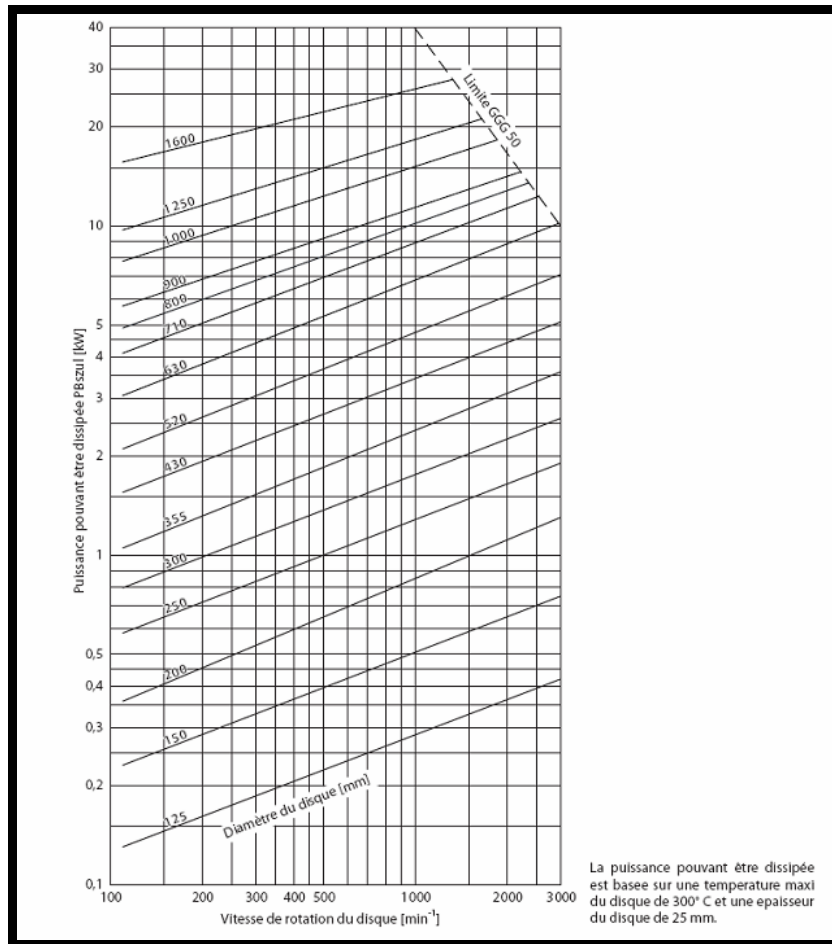




DIMENSIONES DE LA PINZA DE FRENO. [29]



DIMENSIONES DEL DISCO DE FRENO. [29]



## GRÁFICA PARA EL CÁLCULO DE LA POTENCIA DISIPADA EQUIVALENTE. [29]

### DISPERSIÓN TÉRMICA Y NOMENCLATURA. [29]

$$W_B = \frac{J_{red} (n_1 - n_2)^2}{182,5}$$

Vérifier que:

$$W_{BSzul} \geq W_B$$

$W_{BSzul}$  est donné dans le tableau:

D mm	$W_{BSzul}$ Nm
125	185 000
150	270 000
200	460 000
250	760 000
300	1 300 000
355	1 900 000
430	3 000 000
520	5 000 000
630	11 000 000
710	15 000 000
800	20 000 000
900	27 000 000
1000	35 000 000
1250	60 000 000
1600	110 000 000

$n_1$  [min<sup>-1</sup>] Vitesse de rotation avant freinage

$n_2$  [min<sup>-1</sup>] Vitesse de rotation après freinage

$J_{red}$  [kg m<sup>2</sup>] Moment d'inertie de la masse ramené au niveau de l'axe du disque

$W_B$  [Nm] Unité de travail nécessaire pour le freinage

$W_{BSzul}$  [Nm] Unité de travail absorbée par le disque pour le freinage

## APÉNDICE R

### CÁLCULO DE LAS DIMENSIONES DE LA CIMENTACIÓN DE CONCRETO

- ☞ CÁLCULOS-1 Cálculo de las dimensiones de la Cimentación de concreto.
- ☞ Tabla R.4 Constantes comúnmente usadas para tres grados diferentes de concreto. [26]
- ☞ Tabla R.5 Esfuerzos permisibles del concreto. [26]

**CÁLCULOS -1**  
**CÁLCULO DE LAS DIMENSIONES DE LA**  
**CIMENTACIÓN DE CONCRETO**

**Peso de la cimentación:** Asumimos un peso igual al del torno: 34917 Lbs. La carga unitaria máxima permisible para el suelo de la ciudad de Guayaquil y sus alrededores se toma en general con un valor recomendado de **7 Ton/m<sup>2</sup>**. Para un caso específico es necesario hacer un análisis de suelo y determinar su carga permisible.

$$\sigma_s = 7 \text{Ton/m}^2 = 9.933 \text{Lbs/pulg}^2$$

$$R_u = \frac{1}{2} \times 9.933 = \frac{34917 + 34917}{A_c}$$

$$A_c = \frac{2 \times 69834}{9.933} = 14061 \text{pu lg}^2$$

El torno no produce fuerzas de impacto considerables, por seguridad asumimos la fuerza de impacto que podría producir la pieza de trabajo de peso **W<sub>I</sub> = 3760.65 Lb.**, si cayera. Uno de los métodos para calcular esfuerzos producidos por fuerzas de impacto consiste en estimar la máxima fuerza de impacto, multiplicarla por un factor de impacto y su producto usarlo como carga estática en las fórmulas generales de los esfuerzos. El factor de impacto está determinado por la siguiente fórmula [25]:

$$\text{FACTOR DE IMPACTO} = \frac{\Delta_i}{\Delta_{st}}$$

Donde:

$\Delta_i$ : Deflexión causada por la fuerza de impacto, *pulg.*

$\Delta_{st}$ : Deflexión estática causada por una fuerza de igual valor que la de impacto pero aplicada lentamente, *pulg.*

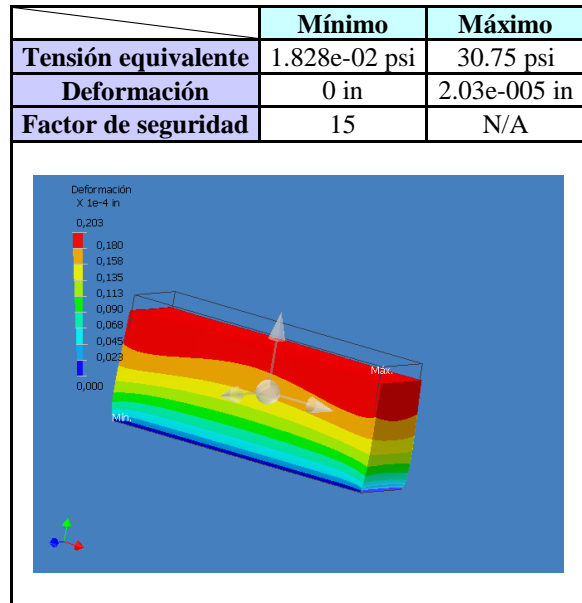
El factor de impacto es calculado asumiendo a todo el conjunto de elementos que componen el torno como un bloque macizo sin aplicar carga para  $\Delta_i$  y luego aplicando una carga igual al peso **W<sub>I</sub>** para  $\Delta_{st}$ .

Los resultados son mostrados en las *Tablas R.1 y R.2* y reemplazando valores obtenemos el Factor de Impacto.

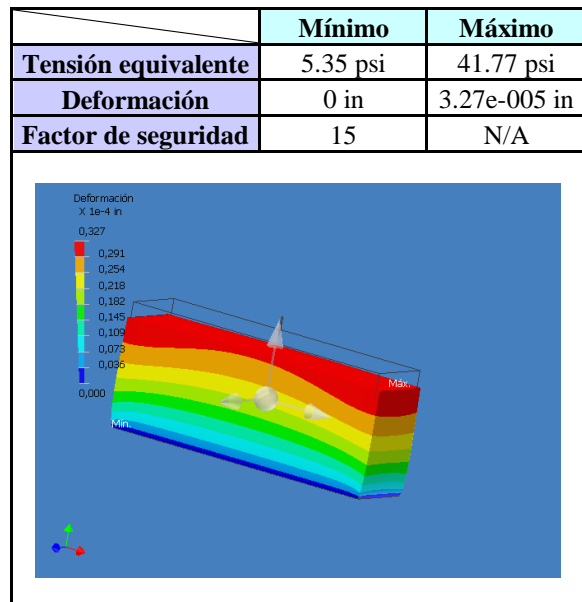
$$\text{FACTOR DE IMPACTO} = \frac{3.27 \times 10^{-5} \text{pu lg}}{2.03 \times 10^{-5} \text{pu lg}} = \underline{1.6}$$

La carga total que se transmite al suelo a través de la cimentación es la suma de la carga de impacto más el peso del torno más el peso de la cimentación.

**TABLA R.7**  
**RESULTADOS ESTRUCTURALES  $\Delta_i$**



**TABLA R.8**  
**RESULTADOS ESTRUCTURALES  $\Delta_{st}$**



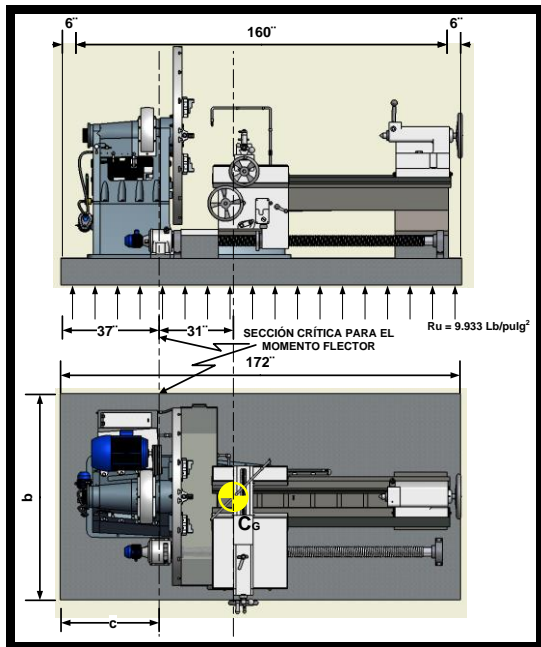
Calcularemos entonces el área de la cimentación, necesaria para evitar el hundimiento vertical, para lo cual usaremos la carga unitaria permisible para el suelo.

$$P_T = 1.6 \times 3760.65 + 34917 + 34917 = 75851 \text{ Lbs}$$

$$A_c = \frac{P_T}{\sigma_s} = \frac{75851}{9.933} = \underline{7636.27 \text{pu lg}^2}$$

El resultado indica que el área calculada anteriormente es adecuada para transmitir el impacto sin producir asentamiento en el suelo.

La profundidad de la base la calcularemos tomando en consideración el momento flector y el esfuerzo de corte a que está sometida. El momento flector se calcula considerando en ménsula la parte que se proyecta fuera de la base del torno; la sección crítica del momento flector se la ubica al centro de la distancia entre la línea del centro de gravedad y el extremo de la misma base. La carga está uniformemente repartida e igual a la carga unitaria permisible por el suelo. Esto está representado en la *Figura R.1.* [26]



**FIGURA R.39. UBICACIÓN DE LA SECCIÓN CRÍTICA PARA EL MOMENTO FLECTOR EN LA CIMENTACIÓN DE CONCRETO**

$$M_F = R_u \left( \frac{b \times c^2}{2} \right) = 9.933 \left( \frac{91 \times 37^2}{2} \right) = 618722 \text{ Lb-pulg}$$

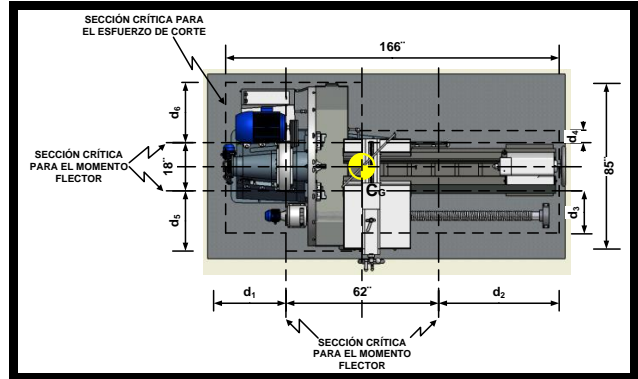
Usando un concreto de una resistencia última a la compresión de  $f'_c = 2500 \text{ psi.}$ ; con un esfuerzo permisible a la tensión de  $f_c = 1000 \text{ psi.}$ ; con hierro de un esfuerzo permisible a la tensión de  $20000 \text{ psi.}$ , con una relación de los módulos de elasticidad  $n=12$ , con una relación de área de acero a área de concreto  $p = 0.0094$ , con un factor del momento flector  $K=164.1$ , según se indica en la *Tabla R.4.*, y con un ancho de la cimentación  $b=91 \text{ pulg.}$ , calculamos la profundidad efectiva de la cimentación, necesaria para resistir este momento, utilizando la ecuación [26]:

$$M_F = 164.1b \times d_{e1}^2$$

$$618722 = 164.1 \times 91 \times d_{e1}^2$$

$$d_{e1}^2 = \frac{618722}{164.1 \times 91} = 41.43 = 6.44 \text{ pulg}$$

Calcularemos ahora la profundidad necesaria para soportar el esfuerzo de corte, producido por la fuerza total hacia arriba que ejerce el suelo en la cimentación sobre el área exterior a la sección crítica para el esfuerzo de corte.



**FIGURA R.40. UBICACIÓN DE LA SECCIÓN CRÍTICA PARA EL ESFUERZO DE CORTE EN LA CIMENTACIÓN DE CONCRETO**

**TABLA R.9 PESOS PROMEDIOS DEL CONCRETO - CEMENTO PORTLAND [5]**

PESO DE CONCRETO DE CEMENTO PORTLAND	Lb/pie <sup>3</sup>
Concreto de Arena y cenizas	112
Concreto de arcilla calcinada	105
Concreto de grava	148
Concreto de caliza	148
Concreto de arsenica	143
Concreto de roca trapeana	155

Esta sección crítica está ubicada a una distancia  $d$  de la sección crítica para el momento flector, la cual está representada en la *Figura R.2.* Asumimos los valores  $d$  y calculamos el esfuerzo de corte al que estará sometida la cimentación, el que deberá ser menor que el esfuerzo de corte permisible. El concreto tiene una resistencia mucho mayor a la flexión que al corte, por lo que si una cimentación de concreto de 6,44 pulgadas de profundidad efectiva es satisfactoria para resistir el momento flector, no lo será para resistir el corte. Los pesos promedios, en  $Lb/pie^3$ , del concreto de cemento Portland se muestran en la *Tabla R.3.*

Iniciaremos este cálculo estableciendo el espesor de la cimentación que nos dé un peso de  $34917 \text{ Lbs}$ , supuesto inicialmente:

$$34917 = \frac{172 \times 91 \times d_{e2} \times 148}{1728}$$

$$d_{e2} = \frac{34917 \times 1728}{172 \times 91 \times 148} = 26 \text{ pulg}$$

La profundidad efectiva  $d_{e1}$  es igual a la profundidad total de la cimentación menos 2.5 pulgadas de revestimiento del acero.

$$d_{e1} = 26 - 2.5 = 23.5$$

De acuerdo con la *Figura R.2* con  $d_1=34 \text{ pulg.}$ ;  $d_3=20.5 \text{ pulg.}$ ;  $d_4=10 \text{ pulg.}$ ;  $d_5=d_6= 33.5 \text{ pulg.}$ , la sección crítica para el esfuerzo de corte limita el área, con un valor total de **9982 pulg<sup>2</sup>**.

El área exterior a ésta, multiplicada por la carga permisible del suelo es la que origina la fuerza total de corte:

$$V = (15652 - 9982) \times 9.933 = 56320 \text{ Lb}$$

El esfuerzo de corte  $\tau$  para el concreto está dado por la siguiente ecuación [26]:

$$\tau = \frac{8V}{7b \times d_{e1}} = \frac{8(56320)}{7(91 \times 23.5)} = 30 \text{ Lb/pulg}^2$$

Sustituimos los valores correspondientes en la ecuación. Este valor obtenido para el esfuerzo de corte es satisfactorio pues es menor que el esfuerzo permisible al corte de 75 lbs/pulg<sup>2</sup> para el concreto de 2500 lbs/ pulg<sup>2</sup> de resistencia última a la compresión. Ver *Tabla R.5* [26]. Como la diferencia entre estos dos esfuerzos de corte es muy grande, disminuirémos la profundidad efectiva en 17.5 pulgadas y recalculemos el esfuerzo:

Profundidad Efectiva: **6 pulg. =  $d_{e1}$**

De acuerdo con la *Figura R.2*, manteniendo constante la sección crítica para el esfuerzo de corte de **9982 pulg<sup>2</sup>**. Al disminuir la profundidad efectiva disminuye también la profundidad total y el peso de la cimentación y como consecuencia de esto varía la resistencia unitaria del suelo, la cual será:

Profundidad total de cimentación: **6 + 2.5 (revestimiento de acero) = 8.5**

$$\text{Peso de Cimentación} = \frac{172 \times 91 \times 8.5 \times 148}{1728} = 11394.8 \text{ Lb}$$

$$R_u = \frac{1.6 \times 3760.65 + 34917 + 11394.8}{172 \times 91} = 3.34$$

La fuerza total de corte será entonces:

$$V = (15652 - 9982) \times 3.34 = 33372.5 \text{ Lb}$$

Substituyendo los valores correspondientes en la ecuación, tenemos:

$$\tau = \frac{8V}{7b \times d_{e1}} = \frac{8(33372.5)}{7(91 \times 6)} = 69.85 \text{ Lb/pulg}^2$$

Este valor es satisfactorio pues es menor que 75 Lbs/pulg<sup>2</sup> que es el permisible. Estableceremos entonces si con estas dimensiones de la cimentación se impide el volteo al hacer el análisis con la carga imaginaria. Para una profundidad de la base de **8.5 pulg.**, según la *Figura 3.32* del inciso 3.10 y tomando en cuenta momentos con respecto al punto **A**, en el centro de la cimentación, tenemos:

$$0.1W_T \times (93.6 + 8.5) - \frac{1}{6}b \times (34917 + 11394.8) = 0$$

$$3491.7 \times (102.1) - \frac{1}{6}b \times (46311.8) = 0$$

$$b = \frac{6 \times 3491.7 \times 102.1}{46311.8} = 46.19 \text{ pulg}$$

El ancho mínimo que debe tener la base para evitar el volteo es **46.19 pulg.**, lo que confirma la validez de los cálculos.

**TABLA R.10**  
**CONSTANTES COMUNMENTE USADAS PARA TRES GRADOS DIFERENTES DE**  
**CONCRETO [26]**

GRADO DE CONCRETO	$f_c=0.40f'_c$ (Lb/pulg <sup>2</sup> )	$E_c 1 \cdot 10^6$ (Lb/pulg <sup>2</sup> )	n	$f_s$ (Lb/pulg <sup>2</sup> )	p	k	j	$K=M/bd^2$
<b>2000-Lb</b>	800	2	15	18000	0.0089	0.4	0.867	138.6
	800	2	15	20000	0.0075	0.375	0.875	131.2
<b>2500-Lb</b>	1000	2,5	12	20000	0.0094	0.375	0.875	164.1
<b>3000-Lb</b>	1200	3	10	20000	0.0113	0.375	0.875	196.9

**TABLA R.11**  
**ESFUERZOS PERMISIBLES DEL CONCRETO [26]**

DESCRIPCIÓN	ESFUERZOS PERMISIBLES UNITARIOS				
		Para concretos de cualquier resistencia, obtenidas por pruebas $n=3000/f'_c$	Para concretos cuya resistencia queda establecida por el contenido de agua		
			$f'_c=2000$ Lb/pulg <sup>2</sup> n=15	$f'_c=2500$ Lb/pulg <sup>2</sup> n=12	$f'_c=3000$ Lb/pulg <sup>2</sup> n=10
<b>Flexión: <math>f_c</math></b>					
Fibra extrema en compresión	$f_c$	$0.40 f'_c$	800	1000	1200
Fibra extrema en compresión adyacente a soportes de vigas continuas o fijas	$f_c$	$0.45 f'_c$	900	1125	1350
<b>Esfuerzo de Corte</b>					
Vigas sin esribos y con anclaje especial en las varillas longitudinales		$0.03 f'_c$	60	75	90
Plintos sin anclaje especialmente en las varillas longitudinales		$0.02 f'_c$	40	50	60
Plintos con anclaje especialmente en las varillas longitudinales		$0.03 f'_c$	60	75	90

## APÉNDICE S

### LISTA DE COSTOS DE PIEZAS Y COMPONENTES DEL TORNO

No.	DENOMINACIÓN DE PIEZAS	PROVEEDOR	CANT.	PRECIO (\$)	
				UNITARIO	TOTAL
1	RODAMIENTO NTN 6852/SKF 61852	NTN/SKF	2	1981,60	3963,20
2	RODAMIENTO NTN 6932/SKF 61932	NTN/SKF	2	911,58	1823,16
3	RODAMIENTO NTN 4T-30310 /SKF 30310	NTN/SKF	2	106,15	212,30
4	RODAMIENTO NTN LH-22213EK/SKF 22213EK	NTN/SKF	1	412,15	412,15
5	RODAMIENTO NTN 4T-365/362A/SKF K368/ K362 A	NTN/SKF	1	70,12	70,12
6	RODAMIENTO NTN 4T-32008X/SKF 32008X	NTN/SKF	1	44,75	44,75
7	RODAMIENTO NTN 4T-T2EE040/SKF T2EE04	NTN/SKF	1	69,87	69,87
8	RODAMIENTO NTN 6808/SKF 6180	NTN/SKF	1	49,96	49,96
9	BOMBA VIKING C56/STEEL FITTED SELLO BUNA-N	VIKING INC.	2	375,44	750,88
10	REDUCTOR DE VELOCIDAD VIKING TIPO A	VIKING INC.	1	762,10	762,10
11	MOTOR ELÉCTRICO 30 HP	WEG	1	1966,12	1966,12
12	MOTOR ELÉCTRICO 3 HP	WEG	1	680,87	680,87
13	MOTOR ELÉCTRICO 0.16 HP	WEG	2	114,24	228,48
14	VARIADOR DE VELOCIDAD CHHBJMN3A-4135Y	SUMITOMO	1	1713,50	1713,50
15	HUSILLO A BOLAS DBS-12020-6 KIT COMPLETO	KORTA	1	2732,20	2732,20
16	BANDAS TIPO B,BX (OPTIBELT B-72)	MAQ-HENRIQUES	5	11,25	56,25
17	CONJUNTO POLEA 5B 70 SF A-1 (BUSHING 3020)	MAQ-HENRIQUES	1	67,68	67,68
18	CONJUNTO POLEA 5B 110 SF A-2 (BUSHING 3535)	MAQ-HENRIQUES	1	155,59	155,59
19	VISOR LIQ. TID C/TUBO DE COBRE 5/8 S	REFRIGER. MB	1	119,11	119,11
20	FILTRO DANFOSS D-L 164 ½ " N. SÓLIDO	REFRIGER. MB	1	43,38	43,38
21	FILTRO MANN	MANN	1	33,10	33,10
22	MANOMETRO VERTICAL IM30506 ½ pulg 0-250 psi	SALV. ESCODA	1	20,36	20,36
23	TUBERIA GALVANIZADA Ø= ¾ pulg. x 6m	FERROBRONCE	1	12,95	12,95
24	CODOS GALVANIZADOS Ø= ¾ pulg.	FERROBRONCE	11	0,50	5,50
25	CURVA COBRE P/S 180° Ø= ¾ pulg.	REFRIGER. MB	1	6,04	6,04
26	UNION GALVANIZADA Ø= ¾ pulg.	FERROBRONCE	3	0,43	1,29
27	BOQUILLA DE REDUCCION DE ¾ "A ½".	FERROBRONCE	1	1,47	1,47
28	VALVULA ESFER. CONBRACO BRONCE ROSCA ¾ "	MAQ-HENRIQUES	1	23,01	23,01
29	Kg. CAÑO DE COBRE ROLLO 3/8" 0.195kgxm (3m)	REFRIGER. MB	1	32,11	32,11
30	CODOS DE COBRE Ø= 3/8 pulg.	REFRIGER. MB	16	1,93	30,88
31	TEES DE Ø= 3/8 pulg.	REFRIGER. MB	4	7,09	28,36
32	VALVULA ESFER. CONBRACO BRONCE ROSCA 3/8 "	MAQ-HENRIQUES	1	13,06	13,06
33	BANCADA ( EN DESUSO)	TOVMEL	1	400,20	400,20
34	CONTRAPUNTO ( EN DESUSO)	TOVMEL	1	400,65	400,65
35	CARRO TRANSVERSAL ( EN DESUSO)	TOVMEL	1	100,40	100,40
36	CARRO LONGITUDINAL ( EN DESUSO)	TOVMEL	1	202,10	202,10
37	CARRO PORTAHERRAMIENTA ( EN DESUSO)	TOVMEL	1	105,80	105,80
38	MUELAS DE SUJECIÓN	ALMAC. IND.	4	120,25	481,00



No.	DENOMINACIÓN DE PIEZAS	PROVEEDOR	CANT.	PRECIO (\$)	
				UNITARIO	TOTAL
39	Perno de cabeza hexagonal ISO 4016 - M20x140	ALMAC. INDUST.	6	2,90	17,40
40	Arandela ISO 7091 - 20	ALMAC. INDUST.	12	0,60	7,20
41	Tuerca ISO 4032 M20	ALMAC. INDUST.	6	2,20	13,20
42	Perno M2.5x20 ISO 4762	ALMAC. INDUST.	16	0,40	6,40
43	Perno M10x30 ISO 4762	ALMAC. INDUST.	22	0,82	18,04
44	Arandela ISO 7090 - 10 - A	ALMAC. INDUST.	12	0,50	6,00
45	Perno de cabeza hexagonal ISO 4018 - M10x50	ALMAC. INDUST.	4	1,10	4,40
46	Perno M10x35 ISO 4762	ALMAC. INDUST.	6	0,88	5,28
47	Perno M12x35 ISO 4762	ALMAC. INDUST.	6	1,20	7,20
48	Arandela ISO 7090 - 12 - A	ALMAC. INDUST.	14	0,50	7,00
49	Perno de cabeza hexagonal ISO 4014 - M20x100	ALMAC. INDUST.	8	2,65	21,20
50	Arandela ISO 7089 - 20 - A	ALMAC. INDUST.	8	0,50	4,00
51	Perno de cabeza hexagonal ISO 4014 - M12x60	ALMAC. INDUST.	8	1,65	13,20
52	Perno de cabeza hexagonal ISO 4017 - M6x16	ALMAC. INDUST.	8	0,70	5,60
53	Arandela ISO 7090 - 6 - A	ALMAC. INDUST.	8	0,50	4,00
54	Perno de cabeza hexagonal ISO 4014 - M8x60	ALMAC. INDUST.	12	0,80	9,60
55	Arandela ISO 7090 - 8 - A	ALMAC. INDUST.	12	0,50	6,00
56	VARILLAS ACERO CORRUGADO Ø= 1pulg. qq	ALMAC. INDUST.	2,63	70,56	185,57
57	VARILLAS ACERO CORRUGADO Ø= 5/8 pulg. qq	ALMAC. INDUST.	3,5	64,20	224,70
58	HORMIGON PREMEZCLADO m <sup>3</sup>	H. HERCULES	3,36	77,60	260,74
59	Perno ISO 7045 - M6x10 - 4.8 - H	ALMAC. INDUST.	6	0,70	4,20
60	Arandela ISO 7091 - 6	ALMAC. INDUST.	6	0,50	3,00
61	Perno ISO 7045 ((Z)) - M3x5 - 4.8 - Z	ALMAC. INDUST.	12	0,45	5,40
62	RAMPLUG HILTI HDI Ø= ¼ " ROSCA INTERNA	ALMAC. INDUST.	1	2,75	2,75
63	TAPON NPT TID 1/2 NPT	ALMAC. INDUST.	1	6,60	6,60
64	MANGUERA HIDRAULICA PARKER Ø= ½ pulg. m	ALMAC. INDUST.	1	30,20	30,20
65	MANGUERA HIDRAULICA PARKER Ø= ¾ pulg. m	ALMAC. INDUST.	2	40,15	80,30
66	PERNO D/ANCLAJE 1" x90x10 cm C/TUERCA/CUBRET. 4 pzas.	ALMAC. INDUST.	8	15,63	125,04
67	MANIJA Y SEGURO PALANCAS DE VELOCIDAD	ALMAC. INDUST.	2	3,10	6,20
68	MANIJA DE TAPA DE REFRIGERANTE	ALMAC. INDUST.	1	1,50	1,50
69	BISAGRA 3" x 3" e=2mm TIPO BRONCEADA	ALMAC. INDUST.	2	0,89	1,78
70	ACOPLAMIENTOS	ALMAC. INDUST.	3	80,20	240,60
71	FRENO (DISCO Y PINZA)	ALMAC. INDUST.	1	450,35	450,35



CIB-ESPOL

## BIBLIOGRAFIA

1. ASM, "Metals Handbook", Ed. American Society for Metals 9th ed., Volumen 16, Machining, 1999.
2. FOLLETE DANIEL, "Machining Fundamentals", Society of Manufacturing Engineers, First Edition, 1988.
3. FÉSCHENKO, MAJMÚTOV, "El Torneado", Ed. Mir Moscú, 1984.
4. ACOSTA CARLOS, "Manufactura II (Primera Parte) Apuntes", UDLAP, 2001.
5. AVALLONE, BAUMEISTER III, MARKS, "Manual del Ingeniero Mecánico", Ed. Mc. Graw-Hill, 3ra. Edición, 1998.
6. ASM, "Metals Handbook", Ed. American Society for Metals 9th ed., Volumen 1, Properties and Selection: Irons, Steels, and High Performance Alloys, 1999.
7. Instituto Mexicano de Normalización y Certificación A.C. "Introducción a los Sistemas de Gestión de la Calidad ISO 9001-2000", Comité Nacional de Productividad e Innovación Tecnológica A.C., Documento.
8. Instituto Mexicano de Normalización y Certificación A.C. "ISO 9000-2000 Sistemas de Gestión de la Calidad", Principios y Vocabulario, Documento.
9. [www.oe.com.mx](http://www.oe.com.mx)
10. VILLANUEVA WATANAVE, "Manual de métodos de fabricación Metal-mecánica", Ed. AGT Editor S. A., Tercera Edición.
11. [www.toolingandproduction.com/](http://www.toolingandproduction.com/) "Cutting Tool Applications" by George Schneider Jr., Chapter 7
12. [www.wikipedia.org/wiki/torno](http://www.wikipedia.org/wiki/torno)
13. [www.roehm-spannzeuge.com /rn-914](http://www.roehm-spannzeuge.com/rn-914) duro.
14. [www.machinerycanada.com](http://www.machinerycanada.com) / t de g manual chucks.
15. [www.infomecánica.com](http://www.infomecánica.com) / transmisión del movimiento.

16. MARTIN. SPROCKET & GEAR, INC. CATALOG 1090
17. ROBERT NORTON, Diseño de máquinas, Prentice Hall, Inc. Primera Edición, México, 1999.
18. AUTODESK INVENTOR PROFESSIONAL 10. Programa Generador de Componentes de engranajes rectos. Según Norma ISO 6336:1996. Programa de componentes de conexión perno según ISO., 2006.
19. SHIGLEY – MITCHELL, Diseño en Ingeniería Mecánica, McGraw-Hill. Cuarta Edición, México, 1985.
20. NTN CORPORATION, Ball and Roller Bearings, CAT.NO.2202-VIII/E.
21. TM 9-3416-235-14&P, Operator, Organizational, Direct Support and General Support Maintenance Manual including repair parts list for Lathe, Engine: 9-inch swing model cl 670z (south bend lathe) (3416-00-235-0551) / (Headquarters, Department of the Army, 1980).
22. VIKING PUMP, INC., Digital Catalog, ENGINEERING DATA. USA, August 2005.
23. KORTA, Catálogo Técnico de Husillos a Bolas / [www.korta-sa.com](http://www.korta-sa.com) Pol. Ind. Gorostiaga 20750 ZUMAIA (Guipúzcoa) España, 2007
24. SUMITOMO/ POWER TRANSMISSION PRODUCTS, Electronic Catalog. USA, December 2000.
25. SINGER, F. Strength of Materials, Harper & Row, New York, 1962.
26. GIBSON, W. Concrete Design and Construction, American Technical Society, Chicago, 1951.
27. CRSI, Working Stress Design Handbook, CRSI, Chicago, 1970.
28. AISC, Manual of Steel Constructions, AISC, New York, 1970.
29. SIAM RINGSPANN, Catalogo de Selección de Frenos de Discos Industriales, Edición 05/02, Lyon, Francia, 2002
30. [ww.tdeg.net](http://ww.tdeg.net) (Talleres de Guernica-España)
31. [www.machinetools.com](http://www.machinetools.com)