

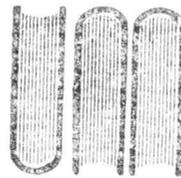
16/Mayo/91

A handwritten signature in black ink, consisting of several overlapping loops and a long horizontal stroke extending to the right.

D
Mec
\$2,500.-

UNIVERSIDAD DE MONTERREY

DIVISION DE INGENIERIA Y CIENCIAS
NATURALES Y EXACTAS



UNIVERSIDAD
DE MONTERREY

ANALISIS SELECCION Y DISEÑO DE UN SISTEMA DE CONTROL DE VELOCIDADES PARA UNA MAQUINA NELSON

REPORTE DEL PROGRAMA DE
EVALUACION FINAL

QUE PRESENTA:

SERGIO ALEJANDRO GONGORA MENDEZ

040.6218

G6380

1991

EN OPCION AL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ADMINISTRADOR

SAN PEDRO GARZA GARCIA, N. L.

MAYO 1991

BIBLIOTECA
UNIVERSIDAD DE MONTERREY

AGRADECIMIENTOS

A Dios:

Agradezco al Señor que me dio la luz y la tranquilidad necesaria para poder llegar a este momento de mi vida y siempre me supo guiar por el camino del conocimiento y de la razón.

A mis Padres:

Primeramente les doy las gracias por haberme dado el ser. También les agradezco la comprensión que me tuvieron en los momentos de angustia y el goce que me brindaron en situaciones de alegría. Por último les agradezco el hacerme ver que en la vida hay que sufrir para merecer.

A mi tía Rosa:

No tengo palabras para agradecerle tanto apoyo que me ha brindado, pero lo que sí puedo decir con mucha seguridad y amor, es lo siguiente: de no haberme comprendido y encaminado, este momento pudiera no haber llegado. ¡ Gracias, Tía !

A mis hermanos:

que siempre estuvieron conmigo en los momentos felices y tristes.

A mis amigos :

Con los que compartí momentos de angustia y alegría y siempre estuvieron dispuestos a ayudarme.

A mi asesor Ing. Jorge Saldaña M., que supo orientarme y hacerme ver situaciones difíciles que debemos afrontar y no dejarme vencer por éstas y siempre estuvo dispuesto a ayudarme.

Al Ing Sergio Peña R., que dedicó parte de su tiempo para la realización de este proyecto.

Al Ing Pedro García, por haber sido un preceptor en los momentos de duda.

A la Ing Paty Ulloa, por haberme enseñado los conceptos básicos de una buena presentación.

Al Lic José J. Góngora, por haberme guiado durante toda la carrera.

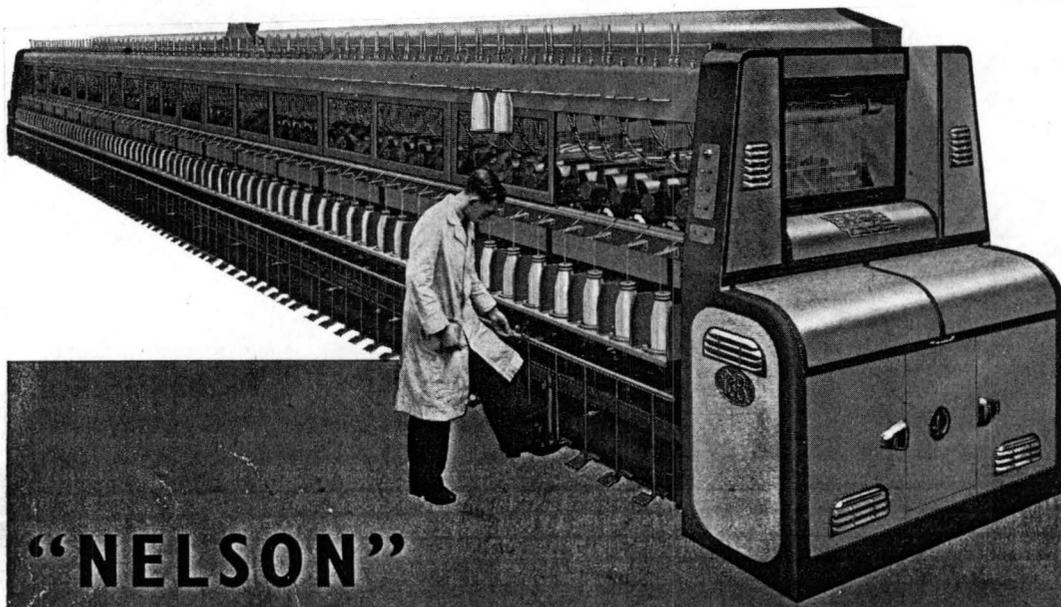
Al Ing Arnaldo Sánchez R., por haberme proporcionando asesoría y algunos manuales muy útiles que me sirvieron para la elaboración de este proyecto.

Al Ing Feliciano Villarreal, por el soporte que me brindó para el estudio metalográfico de una pareja de engranes.

Al Ing Humberto Coello, que me dio la oportunidad de realizar este proyecto dentro de las instalaciones de "CYDSA" y supo comprenderme y apoyarme en los momentos difíciles.

UNIVERSIDAD DE MONTERREY

ANALISIS, SELECCION Y DISEÑO
DE UN SISTEMA DE CONTROL
DE VELOCIDADES PARA UNA
MAQUINA NELSON



REPORTE DEL PROGRAMA DE EVALUACION FINAL
QUE PRESENTA

SERGIO ALEJANDRO GONGORA MENDEZ

EN OPCION A TITULO DE
INGENIERO MECANICO ADMINISTRADOR

SAN PEDRO GARZA GARCIA, N.L.

MAYO DE 1991

INDICE

I.-	Introducción	1
II.-	Objetivo y Alcances	3
III.-	Perfil de las Condiciones de Operación	5
IV.-	Generalidades	7
V.-	Análisis de Rangos de Variación	11
	V.1 Cálculos Teóricos	12
	V.2 Especificaciones del Sistema de Operación	15
	V.3 Relación de Funcionamientos Grales ...	16
VI.-	Alternativas de Solución	17
VII.-	Configuración del Sistema de Variación	22
	VII.1 Mecanismo Rodillos	24
	a).- Diseño de Engranés	30
	b).- Análisis de la Flecha	35
	VII.2 Mecanismo Bombas	41
	a).- Selección del Motor	41
	b).- Selección del Reductor y Cople	44
	c).- Diseño Base Motor	48
	VII.3 Funcionamiento del Drive	57
VIII.-	Consideraciones Espacio Físico	60
IX.-	Análisis Económico	62
X.-	Conclusiones	66
XI.-	Bibliografía	68
XII.-	Anexos	71

INTRODUCCION

El Grupo "CYDSA" es una compañía que está dividida en varias plantas, que son:

- Rayón
- Celofán
- Química
- Copropiedad
- Propirey
- Quimobásicos
- Reyprint S.A.

Para la elaboración de este proyecto nos enfocaremos en la Planta Rayón, específicamente en el área de Coagulación Nelson que es donde elaboran el textil de distintas características.

Actualmente se considera que para el desarrollo de la industria, debe utilizarse la capacidad de producción de tal manera que se eviten los tiempos de paro o de ocio. Es por eso que se mostrará un panorama general de la situación que maneja "CYDSA", para el control y manejo de velocidades de la Máquina Nelson. En éste se verá reflejada la necesidad de realizar un cambio a la transmisión, debido a la diversidad de condiciones de operación y al tiempo que está la máquina sin producir. En base a esto se pretenderá crear un diseño, el cual vaya encaminado al concepto de automatización que, en términos generales, tiende a

aumentar la productividad puesto que son menos los trabajadores que intervienen directamente en las actividades de la producción, y por consiguiente, al automatizar un sistema productivo, el costo por unidad de producto se vería disminuido. También es ventajoso el hecho de que el tiempo que se requiere desde el recibo de un pedido hasta la conclusión de operación puede ser reducido. Es por eso que para la elaboración de este proyecto se verificará un análisis previo para conocer en general las distintas condiciones de operación, ya que de éstas obtendremos los distintos rangos de velocidad.

II.- Objetivos y Alcances

OBJETIVO GENERAL

El objetivo general de este proyecto es el análisis, selección y diseño de un sistema de control de velocidad para la Máquina Nelson, por medio del cual se aumente la productividad.

OBJETIVO PARTICULAR

- Investigación de mecanismos de variación de velocidad.
- Análisis y diseño de un sistema de variación en el cual se pueda disminuir los tiempos de paro.
- Adecuar el diseño del sistema de variación de acuerdo a las necesidades de la máquina (desde el punto de vista mecánico y físico).

ALCANCES Y LIMITACIONES

- El alcance de este proyecto es diseñar un sistema de variación de velocidad para la Máquina Nelson, mediante el cual aumente la producción de la misma.
- Este proyecto se limita al diseño del sistema de control de velocidad, mediante la selección de dispositivos de variación y no a su construcción e implementación.

III.- Perfil de las Condiciones de Operación

Actualmente la Máquina Nelson fabrica hilo de distintas características en base a las especificaciones del cliente, que van desde el color, hasta la forma que deseen se les envíe.

Para la fabricación de estos distintos tipos de hilo, se requiere modificar la velocidad de la Máquina, en donde se utiliza un método de cambio de engranes y poleas, de acuerdo al grado de reducción (GR) que requiere cada producto.

Existe un estándar en la industria textil que utiliza el término Denier para clasificar sus productos. Este se define como la cantidad de gramos de hilo existentes en 9000 metros, de manera que si se hace referencia a 125 Denier, se habla de 125 gramos de hilo por cada 9000 metros. Los hay de varios tipos que son:

<u>Clave</u>	125
	150
	200
	300

Cada uno de estos productos presentan distintas características tales como grado de torsión, número de filamentos y los gramos de hilo. Estos requerimientos se definen de acuerdo a las necesidades del cliente y se establece el Denier que los satisface. Su fabricación implica distintas velocidades, por lo que, de acuerdo a las condiciones de operación, se realizará un análisis para obtener el rango de variación. Por otra parte los rangos de variación se verificarán físicamente en la máquina con el fin de comparar datos teóricos vs reales.

IV.- GENERALIDADES

IV.- GENERALIDADES

Básicamente los puntos de análisis son:

- a) Mecanismo de Rodillos
- b) Mecanismo de Bombas
- c) Mecanismo de las Bobinas

Estos 3 mecanismos conforman la transmisión; cada uno de estos puntos nos proporciona distintos rangos de velocidad, por lo tanto se tendrán que analizar independientemente. Es importante señalar que la transmisión cuenta con 2 motores para la generación de potencia y movimiento de la Máquina, uno de ellos maneja el sistema de los rodillos y las bombas y el otro, el de las bobinas.

Se analizará en primera instancia el Mecanismo de las bombas, que es donde se inicia el proceso del sistema productivo; a este mecanismo entra la materia prima llamada Viscosa, la cual por medio de un ramal de flujo, llega a cada máquina del área de Coagulación Nelson. Posteriormente el ramal de flujo se subdivide en 48 posiciones, cada una de éstas con una bomba, las cuales requieren de cierta velocidad angular en la flecha para proporcionar el gasto necesario que demanda cada Denier.

COMPOSICION QUIMICA DE LA VISCOSA

La Viscosa cuenta con varios componentes Químicos que son:

- 9.5% Pulpa (α celulosa)
- 80% Agua
- 5.5% Sosa
- Resto de otros componentes

Es importante hacer mención que a cada Denier le corresponde un cierto tipo de esprea que proporciona el número de filamentos requeridos. Al salir la viscosa de ésta, se somete a un baño de ácido, por medio del cual la sosa reacciona y posteriormente se efectúa la coagulación para iniciarse el proceso de hilado en los rodillos.

En el mecanismo de los rodillos existe un factor de importancia en el proceso de producción, que es el lavado y secado del hilo. Cada rodillo tiene dos claves a clasificar lado húmedo (L.H.) que es donde se empieza a procesar y a lavar el hilo y el lado seco (L.S.) que, como su nombre lo dice, es donde se seca el hilo por medio de unas resistencias. La relación que ocupa L.H. y L.S. en el Rodillo es de 50% respectivamente, lo que significa que la mitad del rodillo la ocupa el lado húmedo y la otra mitad el lado seco. Al terminar de procesarse el textil en los rodillos se trasladará hacia la última fase del sistema productivo que es el embobinado.

En este último mecanismo de las bobinas se manejan altas

velocidades angulares con el fin de darle una pequeña torsión al hilo, para proporcionarle más resistencia al textil. El grado de torsión fluctúa entre 1.4 y 1.7 vueltas/plg guardando una relación directa con el tipo de Denier que se esté fabricando.

Enseguida se muestran los rangos de variación referentes a cada uno de los mecanismos antes señalados.

RANGOS DE VARIACION

Denier	125	150	200	300
Rodillos (pies/mIn)	410.10	410.10 360.89	308.40	360.89 328.08 288.71
Bombas (RPM)	36.16	43.40 38.19	43.52	76.38 69.44 61.11
Bobinas (RPM)	7000	7000	7000	5950

V.- Análisis de Rangos de Variación

A continuación se presentan los cálculos teóricos de los rangos de variación mostrados en las tablas anteriores. Lo único que varía es la velocidad estándar y los gramos de hilo, cabe mencionar que algunos de los Denier trabajan con varias velocidades.

DATOS REFERENTES A LA OBTENCION DE RPM EN LA FLECHA DE LAS BOMBAS

DATOS

1 gr de celulosa = 1.135 gr de hilo

Capacidad de la bomba = .583 cc/rev

Densidad de la Viscosa = 1.12 gr/cm³

Engrane de la flecha = 30 dientes

Engrane de la bomba = 44 dientes

125 gr hilo = 9000 mts hilo

125 mts/min = velocidad estándar

Factores de conversión

- gramos a libras = valor en gr x 2.205×10^{-3}
- mts/min a plg/min = valor en mts/min x 39.37
- cm³/rev a plg³/rev = valor en cm³/rev x .06102
- gr/cm³ a Lb/plg³ = valor en gr/cm³ x .03613

Las operaciones correspondientes a la obtención RPM en las bombas, se efectúan mediante el sistema internacional, esto debido a la complejidad de las cifras manejadas, pero se muestran en la referencia de datos correspondientes a la flecha, los factores de conversión para el sistema inglés.

OPERACIONES

125 DENIER

$$\frac{125 \text{ gr de hilo}}{9000 \text{ mts}} \times 125 \text{ mts/min} \times \frac{1 \text{ gr celulosa}}{1.135 \text{ gr hilo}} = 1.52 \text{ gr celulosa/min}$$

$$\begin{array}{r} 1.52 \text{ ----- } 9.5\% \\ \times \text{ ----- } 100\% \end{array}$$

$$X = 16.10 \text{ gr Viscosa/min}$$

Densidad = Masa/Volumen
Despejando

$$\text{Volumen} = \frac{16.10 \text{ gr}}{1.12 \text{ gr/cm}^3} = 14.37 \text{ cm}^3$$

$$\begin{array}{r} 1 \text{ rev ----- } .583 \text{ cm}^3 \\ \times \text{ ----- } 14.37 \text{ cm}^3 \end{array}$$

$$X = 24.65 \text{ rpm Bomba} \quad \text{RPM Flecha} = 24.65 \times (44/30) = \mathbf{36.16 \text{ rpm}}$$

El cálculo para obtener las velocidades angulares en los demás Denier será el mismo exceptuando el valor de la velocidad estándar y los gramos de hilo.

DATOS REFERENTES RPM RODILLO

Las velocidades que se toman para el cálculo de RPM rodillo y las bombas son las estandarizadas (*).

DATOS

Diámetro del Rodillo = 6.5 plg

Fórmula a utilizar:

Velocidad lineal = $\pi D N/12$

OPERACIONES

125 DENIER

$$\text{RPM} = \frac{410.1049 \text{ pies/min} \times 12}{\pi \times 6.5} = 240.99$$

En la obtención de los RPM'S en los en los demás productos, el valor que se está variando es la velocidad estándar y el procedimiento se mantiene igual para cada uno de los Denier.

RESULTADO

<u>DENIER</u>	<u>BOMBA</u> <u>(RPM)</u>	<u>VEL ESTANDAR RODILLO *</u> <u>(PIES/MIN)</u>	<u>RPM RODILLO</u>
125	36.16	410.10	240.99
150	43.40	410.10	240.99
	38.19	360.89	212.07
200	43.52	308.39	181.23
300	76.38	360.89	212.07
	69.44	328.08	192.80
	61.11	288.71	169.70

ESPECIFICACIONES DEL SISTEMA DE OPERACION

Las " Condiciones de Operación " abarcan un rango de variación específico, de acuerdo al estándar establecido en la industria textil, pero existe un margen de tolerancia en el que se pueden operar los distintos Denier sin ocasionar ningún problema. Este corresponde al $\pm 3\%$, sin embargo es recomendable para mantener el producto dentro de la calidad deseada, para manejar las distintas velocidades en base al estándar.

Debido a la gran importancia del rango de velocidad, después de la obtención de datos teóricos me fué necesario corroborar experimentalmente los datos obtenidos, por medio de un tacómetro y un estroboscopio, esto se muestra en la tabla A-1 contenida en los anexos, en donde se comprueba que la variación entra en el rango de tolerancias establecidas.

En el caso del mecanismo de las bobinas, el grado de tolerancia varía en base al requerimiento de velocidades en éstas y son los siguientes:

<u>DENIER</u>	<u>RPM BOBINAS</u>	<u>VARIACION</u>
125	7000	+ - 200
150	7000	+ - 200
200	7000	+ - 200
300	5950	+ - 325

RELACION DE FUNCIONAMIENTOS GENERALES

Denier	125	150	200	300
Velocidad (es) (pies/min)	410.10	410.10 360.89	308.40	360.89 328.08 288.71
RPM Rodillos	240.10	240.10 212.00	181.20	212.00 192.80 169.70
RPM Bombas	36.20	43.40 38.20	43.51	76.40 69.40 61.10
RPM Bobinas	7000	7000	7000	5950
Torsión de hilado (vueltas/plg)	1.4	1.4	1.7	1.7
Capacidad Bomba (cc/rev)	0.583	0.583	0.583	0.583
Esprea (filamentos)	30	40	40	60
Color: - Perfil Bte. - Kromolón	Natural Baño color	Natural Baño color	Natural Baño color	Natural Baño color

VI.- Alternativas de Solución

Para la elaboración de este proyecto se tomaron varias alternativas de solución, que se muestran en la tabla A-4; de cada una de éstas se contemplaron los aspectos que favorecen y desfavorecen al desarrollo del programa. Y en base a esto se mencionarán cuales de ellas serán utilizadas en el diseño y cuales son desechadas. Estas alternativas van encaminadas al manejo independiente de cada uno de los mecanismos, debido a la diversidad de condiciones de operación.

A).- Motovariable:

El primer aspecto que se tomo en cuenta para desechar esta posible solución, es el factor espacio físico, el cual no da cabida a este tipo de mecanismo. Estas dimensiones se señalarán posteriormente en el punto de consideraciones de espacio físico y en éste se verifica que son mayores que las que puede admitir la transmisión; también es importante señalar que este mecanismo no se ajusta a la cantidad de variación necesaria para que cada Denier trabaje dentro de las especificaciones de velocidad, esto quiere decir trabajar en los rangos estándar. Y por último en este mecanismo se tendría que brindar un mantenimiento periódico.

B).- Variación de frecuencia:

Este dispositivo resulta ser el más factible para utilizar dentro del diseño, debido a que cumple técnicamente con los requerimientos de variación de velocidad, en donde esencialmente se va a regular la velocidad a cada motor, cabe

mencionar que un dispositivo de éstos puede ser instalado totalmente alejado de la transmisión y esto es de gran valor debido a la limitante del espacio, por lo tanto de acuerdo a las especificaciones de alternativas señaladas en la tabla A-4 y al cumplimiento de los aspectos técnicos que se verificarán posteriormente; se sugiere este dispositivo como la mejor alternativa.

Como ya se mencionó con anterioridad, para el manejo independiente de cada mecanismo, se pretende adecuar un nuevo diseño de los rodillos y las bombas, ya que estos dos se manejan actualmente con un solo motor y en el caso de las bobinas se manejan con un motor independiente, por lo que dentro de la utilización del dispositivo de variación de frecuencia se consideran varias alternativas de solución en cada mecanismo que son:

I) Rodillos

II) Bombas

I) Rodillos

- Engranés y bandas

Existen tres grandes medios para transmitir potencia mecánicamente, que son: engranes, bandas y cadenas, en este punto se mencionará el aspecto de porqué resulta ser la mejor opción para el diseño: utilizar engranes y bandas.

El enfoque de la industria nos dice que los aspectos de mayor interés son en primera instancia el cumplimiento de los requerimientos técnicos y posteriormente el aspecto económico;

por lo tanto se observa que los engranes y bandas cumplen con el primer aspecto, debido a que la utilización de estos mecanismos permiten la variación efectiva controlando la velocidad del motor y que en caso de que la máquina se atorara, las bandas permiten la posibilidad de que se patine la polea impulsora, lo que no sucedería si fuese la transmisión de potencia a través de cadenas, esta medida de protección es de gran interés ya que los motores son algo costosos como se menciona en la tabla A-4. Cabe aclarar que la máquina cuenta con la infraestructura para la utilización de engranes y poleas, lo que desde el punto de vista económico también resulta ser más viable, porque se utilizarán las poleas con las que actualmente cuenta dicha máquina y se contempla la protección de los motores por transmisión de potencia a través de bandas.

- Engranes y Cadenas

La desventaja de este factor comparándolo con las bandas, es que al utilizar cadenas, si hubiese una falla mecánica que ocasionara que la máquina se atorara, el aro impulsor dentado tronaría o el motor resultaría afectado; debido a esto y a la infraestructura de la máquina se considera que esta alternativa no es viable.

11) Bombas

- Motorreductor

En base al manejo independiente de cada mecanismo se

contempla la utilización de un reductor de velocidad, para lo cual se va a conectar el motorreductor directamente a la flecha de las bombas y así generar el GR que se necesita de acuerdo al rango de operación y éste cumple con los requerimientos técnicos y de espacio físico.

- Motor y reductor

Esta alternativa fue desechada debido al espacio físico ya que viene separado el motor y el reductor por lo que requiere de un cople para la adaptación, esto por consiguiente ocasiona mayor longitud y debido a esto, no da cabida en la transmisión.

C).-Variación de voltaje

Por otra parte existe otro método de variación de velocidad en el motor, que es variación de voltaje, al ser analizada se observó que para su utilización se requieren motores de corriente directa y de acuerdo al enfoque de este proyecto habría que utilizar 3 motores, posteriormente al verificar el espacio físico se observó que los 3 motores de corriente directa no se acoplan a la transmisión, debido a que estos motores son más grandes que los de corriente alterna, por lo tanto esta opción fue desechada.

VII.- Configuración del Sistema de Variación

GENERALIDADES DEL DISEÑO

En la actualidad la máquina cuenta con 2 motores para la generación de potencia y movimiento; como ya se mencionó anteriormente. Por sus características existe una diferencia en variación de velocidad de cada mecanismo que forma la transmisión, por lo que se va a diseñar un nuevo sistema de acuerdo a las alternativas señaladas anteriormente, mediante el cual cada uno de éstos se manejen en forma independiente, es decir la utilización de 3 motores.

Donde básicamente se utilizan en el diseño, aspectos de interés de acuerdo a las últimas tendencias de la década que mencionan que las máquinas deben diseñarse no sólo para que ejecuten trabajo, sino también para que se ajusten a la necesidad de contar con un manejo automático para diferentes condiciones de producción.

Es por eso que se utilizará un dispositivo electrónico para controlar la velocidad de cada uno de los motores. Y de acuerdo a esto se mencionarán los cambios que se efectuarán en el mecanismo de los rodillos y en el de las bombas y al de las bobinas no se le realizará ningún cambio ya que éste se maneja en forma independiente.

Nota: todos los elementos a diseñar, incluyendo el diseño completo y tablas se encontrarán en la sección de anexos por lo que continuamente se hará referencia a esta parte del texto.

MECANISMO DE LOS RODILLOS

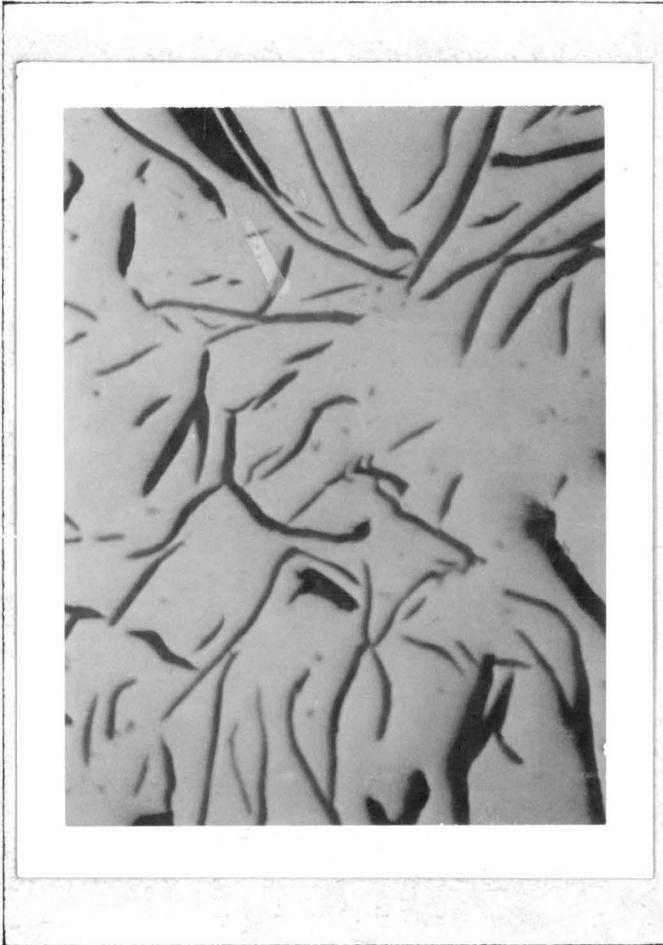
En este mecanismo se va a diseñar una pareja de engranes para la obtención del grado de reducción necesario, éste contempla el manejo independiente de los rodillos, para el cual se utilizarán los criterios manejados por la industria. Los más utilizados son los de la Asociación Manufacturera de Engranes (AGMA).

Para iniciar el diseño de los engranes, fue necesario llevar a cabo un análisis metalúrgico de los engranes más utilizados por la máquina en cuestión el cual incluye: - metalografías

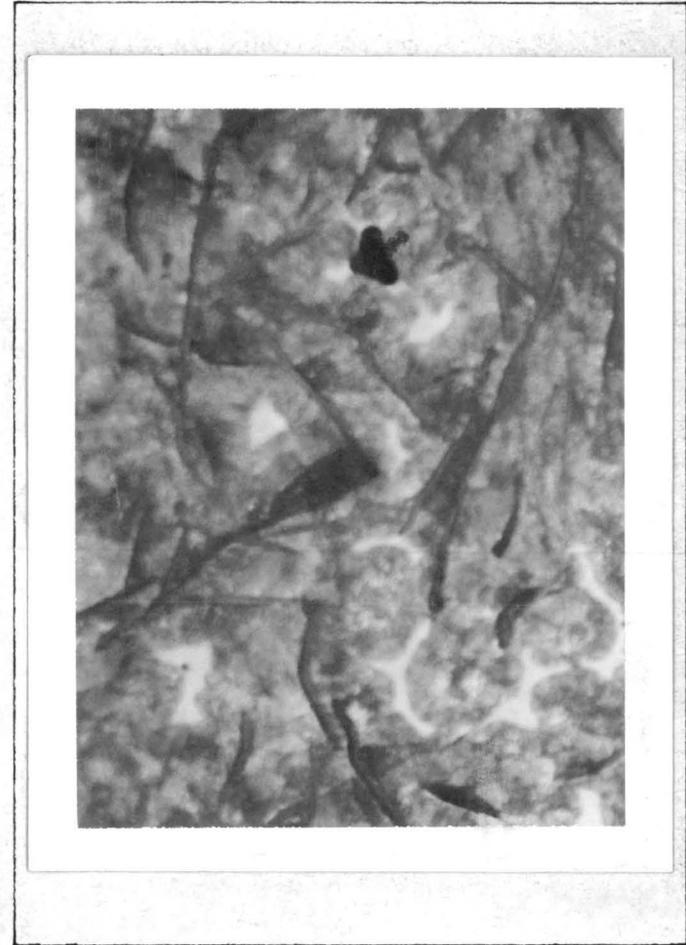
- durezas

Y de acuerdo a esto se verificó que están fabricados en fundición gris, el cual tiene buenas propiedades al desgaste, pero su resistencia a la flexión es pequeña, es por eso que se utilizará acero ya que este material proporciona mayor resistencia a la flexión y esto es de gran importancia ya que uno de los principales problemas de los engranes analizados es que en los dientes se rompen, debido a que no resisten el choque que le somete la máquina continuamente. Por lo tanto en base a los requerimientos de la máquina, el acero es el material idóneo para los engranes. En la sección de anexos se ven esquematizados el diseño de los 2 engranes, el de 40 dientes corresponde al piñón y el de 90 al engrane

Análisis del Piñón.



Grafito Tipo A
Tamaño No. 3 y 4 100X
Sin atacar

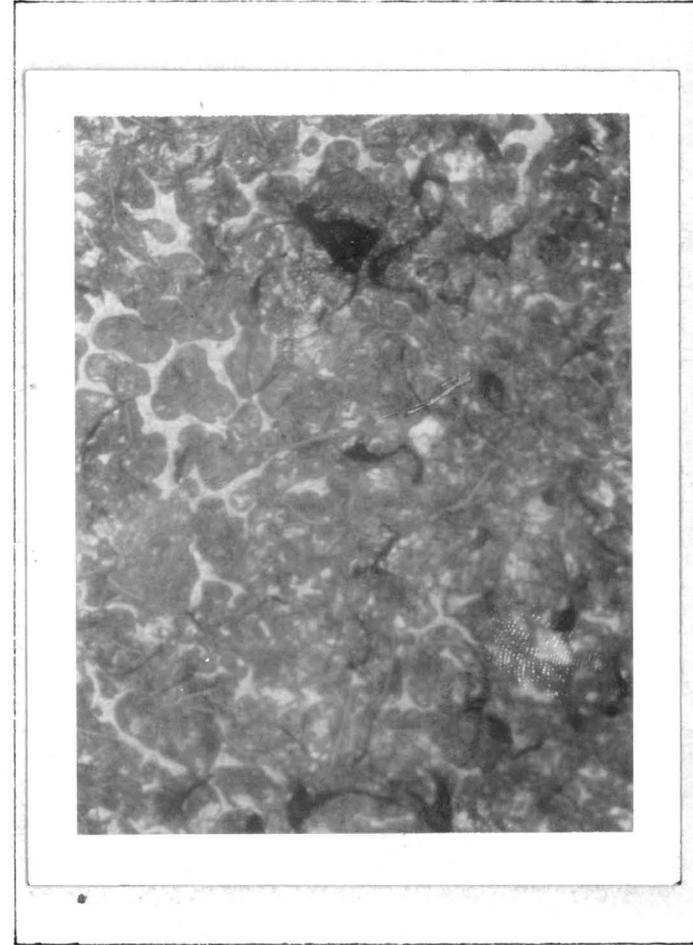


Perlita 80% Ferrita 20%
Ataque Nital al 2% 100X

Análisis del Engrane.



Grafito Tipo A
Tamaño No. 3 ,4 y 5 100X
Sin atacar



Perlita 85% Ferrita 15%
Ataque Nital al 2% 100X

CONSIDERACIONES DEL MATERIAL Y DUREZA DE LOS ENGRANES

Se recomienda que el piñón sea más duro que el engrane para igualar el desgaste. Desde el punto de vista de duración, se obtienen beneficiosos resultados diseñando el piñón más duro que su engrane pareja. El piñón que tiene un número de dientes menor que el engranaje, naturalmente debe trabajar más por diente y la diferencia de dureza entre el piñón y el engranaje se verifica en base a las recomendaciones hechas por la American Gear Manufacturers' Association y la American Society of Mechanical Engineers. Estas asociaciones también señalan los materiales recomendados para engranajes. Y los distintos tratamientos térmicos y de acuerdo a las condiciones de operación, el acero resulta ser el más efectivo ya que cumple con los criterios de diseño de los engranes. Estos serán especificados posteriormente. Por lo que en base a las condiciones de operación se recomienda el siguiente tratamiento térmico: Templado y Revenido con un acero 4140.¹

Material Acero SAE 4140

Piñón

BHN = 245 RC = 24

Engrane

BHN = 230 RC = 19

¹ El tratamiento fue verificado en:
- tratamientos térmicos del norte
- templados y cementados.

Acero.- Posee buenas propiedades al desgaste y con capacidad de absorber cargas al impacto y falta de sensibilidad a las concentraciones de tensiones.

En base a las tablas que ofrece IMPULSORA INDUSTRIAL REGIONMONTA, S.A. DE C.V., se ratifican las características propias de cada acero. En donde muestra las clasificaciones de los tipos mas comunes y comerciales y estos son: aceros al carbon y aceros aleados; por lo que existe dentro de la tabla varias subdivisiones, que nos proporcionan los siguientes datos:

- tratamiento térmico
- aplicaciones mas comunes
- composición química
- dureza

cada una de las subdivisiones antes señaladas fueron esenciales para la selección del material y el tratamiento térmico adecuado para el diseño de los engranes, ya que en base a lo previsto en los distintos aceros el mas apto para las condiciones de operación que se someterán los engranes es el acero SAE 4140 , las características propias de este acero son las siguientes:

- Es un acero aleado de la serie molibdeno, la presencia de este componente le proporciona mejores propiedades al ser combinado con el carbono y uno de los aspectos que le da mayor valor, es que toma dureza con facilidad mediante un templado, y posteriormente se reviene a la dureza requerida, en este caso se utilizará las siguientes características de tratamiento:

- Templado 843 - 871°C
- Medio de temple aceite
- El grado de revenido depende de la dureza requerida.

Nota: Al analizar los elementos necesarios para la obtención de la dureza requerida, se verificarón los siguientes datos:

PIÑÓN

- templado y revenido dureza RC 24
- acero SAE 4140 medio temple aceite

Engrane

- templado y revenido dureza RC 19
- acero SAE 4140 medio temple aceite

Para concluir con esta selección del material, se menciona que uno de los principales motivos que nos condujeron a cambiar de material a los engranes fue, que los dientes continuamente se rompen y el tipo más común de rotura es debido a la fatiga por flexión, que resulta del gran número de repeticiones de la carga que ha de sufrir el diente cuando gira el engranaje, esto quiere decir que en base al análisis metalográfico realizado en los engranes utilizados por la máquina en cuestión, señala que son de fundición gris y este material es de bajo esfuerzo a la flexión, por lo que los dientes no resisten trabajo de carga continua.

DISEÑO DE PAREJA DE ENGRANES

Criterios de la AGMA

F_w = carga admisible al desgaste

F_d = capacidad dinámica

F_t = fuerza tangencial

F_b = capacidad flexionante del diente

1) $F_t = F_b - F_d$

2) $F_t = F_w - F_d$

3) $m_p \geq 1.4$

4) $3P_c \leq b \leq 5P_c$

Se utilizará la siguiente nomenclatura:

b = ancho del engrane

BHN = NQ dureza brinell

P_c = paso circular

e = error

N_1 = NQ dientes del piñón

E = módulo de elasticidad

N_2 = NQ dientes del engrane

σ = esfuerzo a flexión

n_1 = rpm piñón

σ_{ec} = esfuerzo a compresión

n_2 = rpm engrane

B = backlash (juego lateral)

D_1 = diámetro de paso piñón

m_p = NQ de parejas de dientes

D_2 = diámetro de paso engrane

en contacto

P_d = paso diametral

Y = factor de lewis

DATOS

$$E1 \text{ acero} = 30 \times 10^6 \text{ Lb/plg}^2$$

$$E2 \text{ acero} = 30 \times 10^6 \text{ Lb/plg}^2$$

$$\text{ángulo presión} = 20^\circ \text{ grados PC}$$

$$N1 = 40 \text{ dientes}$$

$$N2 = 90 \text{ dientes}$$

$$n1 = 500.5 \text{ rpm}$$

$$n2 = 222.4 \text{ rpm}$$

$$BHN1 = 245$$

$$BHN2 = 230$$

$$D1 = 4 \text{ plg}$$

$$D2 = 9 \text{ plg}$$

$$Pd = 10 \text{ dientes/plg}$$

$$FS = 2$$

Operaciones

$$\sigma = 22000 \text{ lb/plg}^2$$

$$BHN = 230 + 245 / 2 = 237.5$$

$$\sigma_{ec} = 400BHN - 100000 = 400(237.5) - 100000 = 85000 \text{ lb/plg}^2$$

$$Pc = \pi/Pd = \pi/10 = .31415$$

$$e = 2(A)(Pb)^B = 2(.0064)(10)^{-.4567} = 4.47 \times 10^{-3}$$

$$Y = \text{factor de lewis} = A \times \ln(N1) + B = .0235 \ln(40) + .0364$$

$$Y = .12308$$

$$Fb = \frac{\sigma b 3.1416 Y}{Pd \times FS} = \frac{(22000)(b)(3.1416)(.12308)}{(10)(2)} = 425.3339b$$

$$Fb = 425.3339b$$

$$Q = 2N2 + (N1 + N2) = 2(90) + (90 + 40) = 1.384615$$

$$k = \frac{[\sigma_{ec}^2 \sin 2\theta^\circ]}{1.4} (1/E1 + 1/E2) =$$

$$k = \frac{[(80000)^2 \sin 2\theta^\circ]}{1.4} (1/30 \times 10^6 + 1/30 \times 10^6) = 117.6712$$

$$F_w = D1 \ b \ Q \ k = (4 \text{ plg}) (b) (1.384615) (117.6712) = 651.7173b$$

$$F_d = \frac{1.46 (e) (n1) (N1) (b) (R1) (R2)}{[(R1)^2 + (R2)^2]^{1/2}}$$

$$F_d = \frac{1.46 (4.47 \times 10^{-3}) (40) (500.5) (2) (4.5) (b)}{[(2)^2 + (4.5)^2]^{1/2}} = 238.78b$$

$$1) \text{.- } F_t = F_b - F_d = 425.33b - 238.78b = 186.55b$$

$$2) \text{.- } F_t = F_w - F_d = 651.71b - 238.78b = 412.93b$$

Nota: para el cálculo del ancho necesario tomamos fuerza tangencial menor.

$$HP = \frac{F_t \ n1 \ R1}{63025}$$

$$F_t = \frac{(HP) (63025)}{(n1) (R1)}$$

$$b = \frac{(3) (63025)}{(500.5) (2) (186.55)} = 1.0125 \text{ plg}$$

$$3) \text{.- } 3 \ P_c \leq b \leq 5 \ P_c$$

$$3(.3141) \leq b \leq 5(.314159)$$

$$.9424 \leq 1.0125 \leq 1.5708$$

$$4) .- \quad m_p \geq 1.4$$

$$m_p = AB/P_b$$

$$R_{O1} = R_{p1} + AD = 2 + .1 = 2.1 = \text{Radio exterior piñón}$$

$$R_{O2} = R_{p2} + AD = 4.5 + .1 = 4.6 = \text{Radio exterior engrane}$$

$$R_{b1} = R_1 \cos 20^\circ = 2 \cos 20^\circ = 1.879385 = \text{Radio de base del piñón}$$

$$R_{b2} = R_2 \cos 20^\circ = 4.5 \cos 20^\circ = 4.228616 = \text{Radio de base del engrane}$$

$$C = D_1 + D_2 / 2 = 4 + 9 / 2 = 6.5 = \text{Distancia entre centros}$$

$$AB = ((R_{O1})^2 - (R_{b1})^2)^{1/2} + ((R_{O2})^2 - (R_{b2})^2)^{1/2} - C \sin 20^\circ$$

$$AB = ((2.1)^2 - (1.8793)^2)^{1/2} + ((4.6)^2 - (4.2286)^2)^{1/2}$$

$$- 6.5 \sin 20^\circ = .524583$$

$$P_b = (2) (3.1416) (R_1) (\cos 20^\circ) / N_1$$

$$P_b = (2) (3.1416) (2) (\cos 20^\circ) / 40 = .2952$$

$$m_p = .524583 / .2952 = 1.7769$$

Juego lateral (Backlash) : El Juego entre dos dientes apareados o la distancia menor entre las superficies inoperantes de dos dientes adyacentes.

$$B = 0.003 - 0.005 \text{ plg}^2$$

² El Backlash se generará en : la distancia entre centros.

Tolerancia de los engranes (Eje básico)

Clase 4 con ajuste Exacto $h = .0006(d)^{1/3}$ $s = .0006(d)^{1/3}$

Sistema eje básico $a = 0$

D_{\max} flecha = tamaño básico(d)

D_{\min} flecha = tamaño básico - tolerancia flecha(s)

D_{\max} orificio = D_{\min} agujero + tolerancia del orificio(h)

D_{\min} orificio = tamaño básico + holgura(a)

Nota: En este caso la flecha ya está diseñada por lo que se hara referencia unicamente a los orificios.

Engrane 4Ø dts $D_{\max} = 1.250$ plg $D_{\max} = 1.250 + 6.46 \cdot 10^{-4}$

Engrane 9Ø dts $D_{\max} = 1.750$ plg $D_{\max} = 1.750 + 7.23 \cdot 10^{-4}$

Piñón

D_{\min} orificio = 1.250 plg

D_{\max} orificio = 1.2506 plg

Engrane

D_{\min} orificio = 1.750 plg

D_{\max} orificio = 1.7507 plg

Análisis de diámetro mínimo de la flecha
para el diseño de los rodillos

Este análisis se basa en los criterios de la ASME para el diseño de flechas, el objetivo es obtener el diámetro mínimo que puedo utilizar en el diseño de los rodillos, y verificar si éste es menor que el de la flecha que tiene actualmente; si esto sucede, entonces ésta será utilizada en el nuevo diseño. Ya que por economía resulta ser más factible utilizar la misma flecha en lugar de diseñarla.

DATOS

Longitud hasta en engrane = $3 \frac{3}{4}$ plg (L1)

Longitud hasta la polea = $7 \frac{11}{16}$ plg (L2)

Longitud hasta el apoyo B = $9 \frac{3}{16}$ plg (L3)

Factor de seguridad = 2.5 (F.S.)

Radio del engrane impulsor = 2 plg (R)

RPM engrane impulsor = 500.5 rpm (n)

Distancia entre centros = 18.6 plg (C)

Acero 4140 $\sigma_y = 85,000$ lb/plg²

Eje giratorio, carga cte aplicada gradualmente.

CM = 1.5 (tabla 3-1 Spotts)

CT = 1.0 (tabla 3-1 Spotts)

HP = 3 hp (1710 rpm)

FP = Fuerza debida a la polea

Banda tipo A

Kb = 220

$$K_c = 0.561$$

$$K_s = 1.3$$

$$D_1 = 3 \text{ plg}$$

$$D_2 = 10.25 \text{ plg}$$

Formulas a utilizar

$$F_T = \frac{HP \times 63025}{n R} \quad (\text{Fuerza tangencial})$$

$$F_R = F_T \text{ Tg } 20^\circ \quad (\text{Fuerza radial})$$

$$M = R \times L \quad (\text{momento flector}) \quad \text{Diagrama}$$

$$\Sigma M = [(M_x)^2 + (M_y)^2]^{1/2} \quad (\text{Figura 1})$$

$$F_P = T_1 + T_2 \quad (\text{Fuerza debida a la polea})$$

$$T = F_T \times R \quad (\text{momento torsional})$$

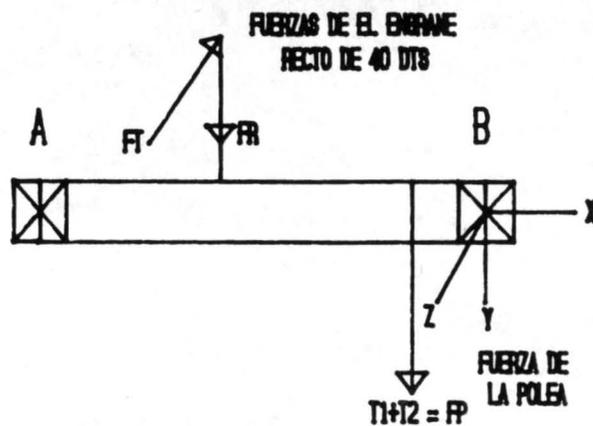
$$d = \left[\frac{(32 \times F_S)}{\pi \times \sigma_{yp}} \left((C_M \times M)^2 + (C_T \times T)^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$\beta_1 = (180 - 2 \text{ sen}^{-1}) \frac{D_2 - D_1}{2C} = (180 - 2 \text{ sen}^{-1}) \frac{(10.25) - (3)}{2(18.6)} = 157.52$$

$$\beta_2 = 360 - \beta_1 = 202.4768$$

$$K = e^{0.0055\beta_1} = 4.063$$

ESQUEMA DE LAS FUERZAS DE LA FLECHA



Σ de fuerzas en el plano XY

$$\Sigma F = 0$$

$$FR + FP = RA + RB$$

$$229.94 \text{ Lb} = RA + RB$$

$$\Sigma Ma = 0$$

$$FR(3.75) + FP(7.68) = RB(9.18)$$

$$RB = \frac{(68.7489)(3.75) + (161.20)(7.68)}{9.187} = 162.94 \text{ Lb}$$

$$RA = 229.94 - 162.94 = 67 \text{ Lb}$$

Σ de fuerzas en el plano XZ

$$\Sigma F = 0$$

$$FT = RA + RB$$

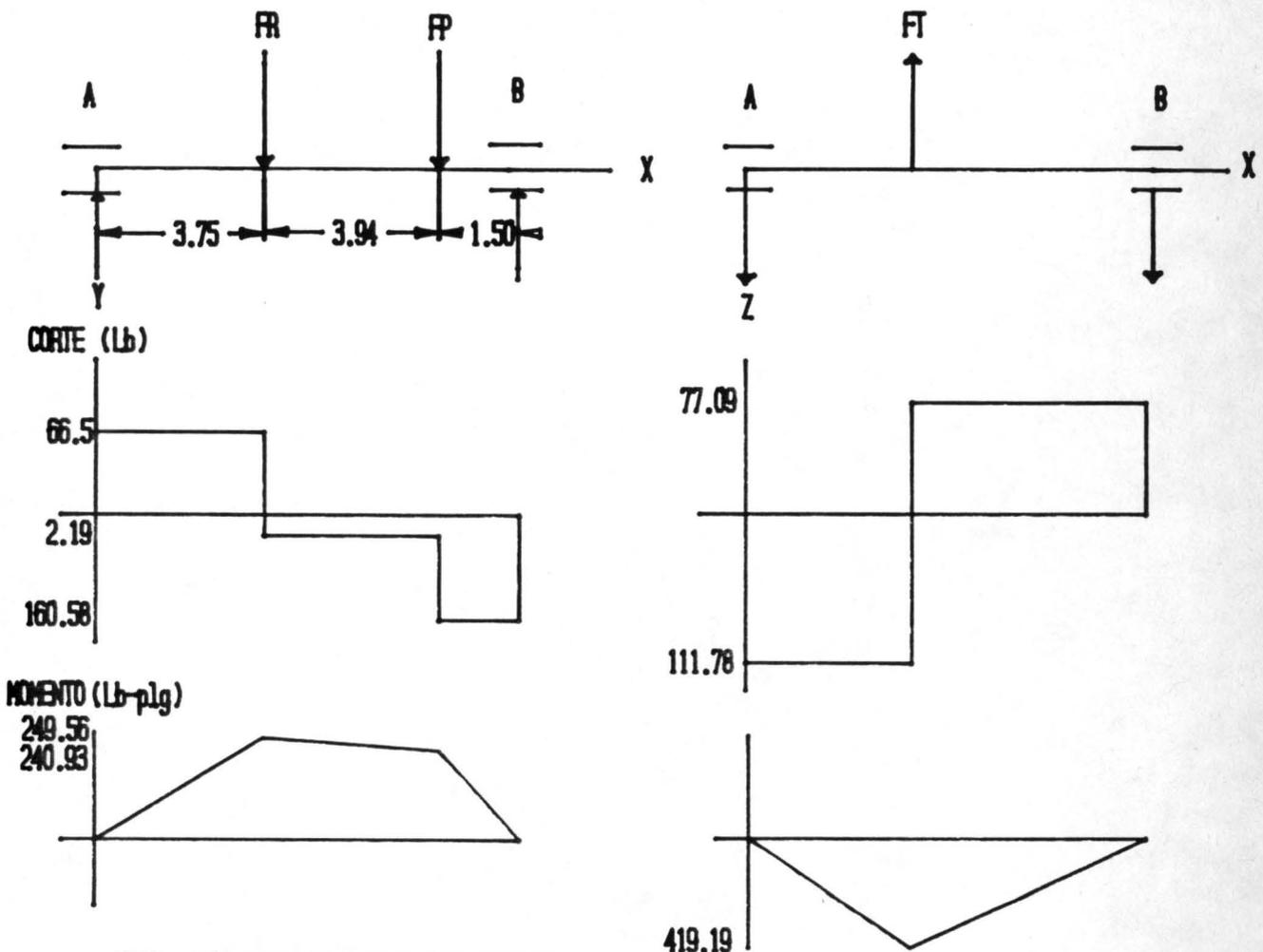
$$\Sigma Ma = 0$$

$$FT(3.75) = RB(9.187)$$

$$RB = \frac{(188.88)(3.75)}{9.187} = 77.093 \text{ Lb}$$

$$RA = FT - RB = 111.79 \text{ Lb}$$

**DIAGRAMA DE CORTE Y DE MOMENTOS
EN DOS PLANOS
FIGURA 1**



NOTA: LOS PUNTOS A Y B SON APOYOS
Y LAS DIMENSIONES SON EN PLG

Operaciones

$$T_2 = \frac{63025 \text{ HP } K_s}{(K-1)n_1 (D1/2)} = \frac{(63025)(3)(1.3)}{(4.06-1)(1710)(3/2)} = 32.69 \text{ Lb}$$

$$T_1 = KT_2 = 127.11 \text{ Lb}$$

$$F_T = \frac{(3)(63025)}{(500.5)(2)} = 188.8861 \text{ Lb}$$

$$F_R = (188.8861)T_g 20^\circ = 68.7489 \text{ Lb}$$

$$F_P = T_1 + T_2 = 127.11 + 31.28 = 158.39 \text{ Lb}$$

$$\Sigma M = [(249.56)^2 + (419.19)^2]^{1/2}$$

$$M = 487.8528 \text{ Lb-plg Diagrama FIG 1}$$

$$T = (188.8861)(2) = 377.7722 \text{ Lb-in}$$

$$d = \left[\frac{[(32)(2.5)] [(1.5 \times 487.8528)^2 + (1 \times 377.7722)^2]^{1/2}}{(\pi)(85000)} \right]^{1/3}$$

$$d = .627193 \text{ plg}$$

En este análisis se verifica que el factor de seguridad se ve aumentado, pero es justificable utilizar la misma flecha en lugar de diseñarla, ya que desde el punto de vista económico es más factible utilizar la flecha actual. Y ésta cumple con los requerimientos de operación.

$$FS = \frac{(d)^3 (\pi) (\sigma_{yp})}{32 [(CM \times M)^2 + (CT \times T)^2]^{1/2}}$$

$$FS = \frac{(1.25)^3 (\pi) (85000)}{32 [(1.5 \times 487.8528)^2 + (1 \times 377.7722)^2]^{1/2}} = 19.79$$

SELECCION DEL RODAMIENTO

El procedimiento varía un poco del tradicional, ya que la flecha que se van utilizar en el diseño es la misma, por lo tanto se verificarán las dimensiones del rodamiento existente.

Procedimiento de selección:

Paso 1 Primeramente se analiza el modelo del rodamiento ya existente, este fue el modelo Hoffman-bearing M.S.-12 y sus dimensiones son las siguientes:- Dint = 1.25 plg

- Dext = 3.125 plg

- ancho = .875 plg

Paso 2 Se verificaron las equivalencias en otras marcas, ya que la Hoffman ya no existe y éstas fueron las siguientes:

- FAG RMS-10

- SKF RMS-10

- NSK RMS-10

Paso 3 Posteriormente en base a las dimensiones del rodamiento se procede a seleccionarlo, en el manual RHP que contiene las dimensiones de los rodamientos en el sistema inglés; y al analizarlo se verifica que las series que cumplen con las dimensiones son las medianas o mayores y el rodamiento con el que actualmente cuenta es de serie mediana.

Paso 4 En base al paso 3 se procede a la selección del rodamiento, serie mediana modelo MJ - 1 1/4 o sus equivalentes antes señalados.³

³ Se sugiere cambiar el rodamiento sólo si es necesario.

MECANISMO BOMBAS

En este mecanismo se utilizará un motorreductor para la generación de grado de reducción necesario, en donde básicamente se diseñará una base para el acoplamiento de un tercer motor en la transmisión y también se seleccionará el motor que satisfaga el requerimiento de torque, en la flecha de las bombas.

SELECCION DEL MOTOR DE LAS BOMBAS

En esta selección se utilizaron 2 métodos distintos para saber el requerimiento de HP para mover la flecha de las bombas que son:

- a).- En base al consumo de amperaje trabajando en condiciones normales de operación.
- b).- Y de acuerdo a la inercia del mecanismo.

a) En este método se obtuvo el consumo de amperaje trabajando a las distintas condiciones de operación, el cual trabajando los rodillos y la bombas, el consumo fluctúa entre 4.0 y 4.5 amper; trabajando los rodillos solos el consumo era entre 2.0 y 2.9 amper y en el mecanismo de las bombas era entre 2.1 y 3.2 amper, por lo tanto se pretende utilizar un motor de 3 HP para cada mecanismo, que en base a la tabla A-10 se muestra el requerimiento de HP de acuerdo al consumo de amperaje.

b) En este método se obtuvo el requerimiento de Torque con la siguiente fórmula: $T = I \times \alpha$ donde I = momento de inercia de un cilindro y α = aceleración angular, en base a los siguientes datos.

DATOS

$n = 1750$ RPM

$L1$ = Longitud de la flecha = 38.5 pies

$L2$ = longitud de 48 engranes = 4.5 pies

$D1$ = diámetro de la flecha = $1 \frac{3}{8}$ plg

$D2$ = diámetro de los engranes = 2 plg

Densidad1 = de la flecha = .2818 lb/plg³ (Acero)

Densidad2 = de los engranes = .2576 lb/plg³ (fundición gris)

g = atracción gravitacional = $32.17 \text{ pie/seg}^2 = 386.1 \text{ plg/seg}^2$

t = tiempo que tarda en acelerar el mecanismo = 0.8 seg

$R1$ = radio de la flecha

OPERACIONES

$V1$ = Area de la flecha \times longitud = $\pi(11/16 \text{ plg})^2 (462 \text{ plg})$

$V1 = 686.020$ plg³

$V2$ = Area del engrane \times longitud = $\pi(1 \text{ plg})^2 (54 \text{ plg})$

$V2 = 169.646$ plg³

$$\text{Densidad} = \frac{\text{Masa}}{\text{Volumen}}$$

$$M1 = \frac{\text{Densidad1} \times V1}{\text{factor g}} = \frac{(.28184 \text{ lb/plg}^3)(686.020 \text{ plg}^3)}{386.1 \text{ plg/seg}^2}$$

$$M1 = .5007 \text{ lb seg}^2 / \text{plg}$$

$$M2 = \frac{\text{Densidad2} \times V2}{\text{factor g}} = \frac{(.25763 \text{ lb/plg}^3)(169.646 \text{ plg}^3)}{386.1 \text{ plg/seg}^2}$$

$$M2 = .1132 \text{ lb seg}^2 / \text{plg}$$

$$W = \text{velocidad angular} = 2 \times \pi \times n$$

$$W = 2(\pi)(1750) = 10995.57429 \text{ rad/seg}$$

$$I1 = \text{inercia de la flecha} = 1/2(M1)(R1)^2$$

$$I1 = 1/2 (.5007 \text{ lb seg}^2 / \text{plg}) (11/16)^2 = .118346 \text{ lb seg}^2 \text{ plg}$$

$$I2 = \text{inercia de los engranes} = 1/2(M2)(R2)^2$$

$$I2 = 1/2 (.1132 \text{ lb seg}^2 / \text{plg}) (1)^2 = .05660 \text{ lb seg}^2 \text{ plg}$$

$$IT = I1 + I2 = .118346 + .05660 = .174946 \text{ lb seg}^2 \text{ plg}$$

$$\alpha = \frac{W}{t} = \frac{10995.57429 \text{ rad/seg}}{0.8 \text{ seg}} = 13744.46786 \text{ rad/seg}^2$$

$$T = IT \times \alpha = (.174946 \text{ lb plg seg}^2) (13744.46786 \text{ rad/seg}^2)$$

$$T = 2404.5525 \text{ lb plg}$$

Nota: estos datos fueron obtenidos con la flecha trabajando a la mínima velocidad.

COMPROBACION DEL REQUERIMIENTO DE TORQUE

En base a la tabla A-10 se obtuvo la referencia para el requerimiento de HP, dependiendo del consumo de amperes en cada

una de las distintas condiciones de operación, por lo que de acuerdo a esto se comprueba que en las condiciones críticas de operación de la máquina y dependiendo del GR entra dentro del torque que el motor puede ofrecer.

DATOS

velocidad mínima = 36.2 RPM

HP vel min = 1.4230 , 2.1 amper (interpolando obtenemos HP)

Fórmula a utilizar

$$HP = \frac{T \cdot n}{63025}$$

Donde

HP = Potencia requerida

T = Torque Demandado

n = velocidad RPM

$$T_{\max} = \frac{(1.4230)(63025)}{36.2} = 2477.60 \text{ lb plg}$$

Torque nominal máximo que el motor puede dar

$$T_{\text{nominal}} = \frac{(3)(63025)}{(1710) + (25)} = 2764.25 \text{ lb plg}$$

Torque real = T nominal × %Ef = 2764.25 × .96 = 2653.68 lb plg

SELECCION DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD

Esta selección se basa en las normas que utilizan reductores de velocidad marca " JIV ", el cual nos proporciona el método

para obtener el reductor adecuado, en base a las condiciones de operación.

	Potencia a transmitir N	(HP)
	Velocidad de entrada Vm	(RPM)
Datos necesarios	Velocidad de salida Vr	(RPM)
	Coefficiente de trabajo K	(Tabla MR-1)
	Rendimiento del reductor δ	(Tabla MR-1)

Para los cálculos se toman 2 fórmulas a consideración que son las siguientes:

$$P_m = \frac{726 \times N}{V_m} \text{ (par motor)}$$

$$P_r = \frac{726 \times N \times \delta \times K}{V_r} \text{ (par resistente)}$$

Datos

Motor eléctrico , trabajo irregular, servicio 24 hrs.

Sobrecarga pequeña.

Relación de reducción = $1750/70 = 25$

N = 3 HP

Vm = 1750 RPM

Vr = 70 RPM

K = 1.4⁴

$\delta = 0.96$ ⁵

⁴ Tabla MR-1 (anexos)

⁵ Tabla MR-1 (anexos)

Operaciones

$$\text{Par motor} = \frac{726 \times N}{V_m} = \frac{726 \times 3}{1750} = 1.2446 \text{ MKG. Fig 1-1}$$

Cifra (a) modelo MA corresponde MA-35

$$\text{Par resistente} = \frac{726 \times N \times K \times \delta}{V_r} = \frac{726 \times 3 \times 1.4 \times 0.96}{70}$$

Par resistente = 41.8176 MKG. Fig 1-1

Cifra (b) modelo MA corresponde MA-80

Debido a que la demanda es mayor en el par resistente, esta es la opción para elegir el modelo necesario, que sería el MA-80

SELECCION DEL COPLÉ

Paso 1 .- Obtención del factor de servicio

Paso 2 .- Determinación del HP equivalente

Paso 3 .- Selección del cople en base al HP equivalente y al rango de velocidades a las que se va someter el cople.

Paso 4 .- Por último seleccionas el taper lock (sujetador) en base al modelo del cople, éste es el que sujeta a la flecha y lo único que tienes que verificar al seleccionarlo es que el diámetro de la flecha no exceda el diámetro máximo del taper lock.

Procedimiento

- Primeramente se analiza el factor de servicio y éste se obtiene de acuerdo a la aplicación, que en este caso es bombas de

engranes, por lo tanto obtenemos que el factor $K = 1.5$

- En segundo término se saca HP equivalente con la siguiente fórmula $HP \text{ equivalente} = HP \times K$ por lo tanto $HP \text{ eq} = 3 \times 1.5 = 4.5 \text{ HP}$

- En este tercer paso se procede a la selección del cople mediante el rango de velocidad que trabaja la máquina y los hp equivalentes, por lo que el cople va ser el siguiente modelo PX100

- Por último se verifica que el diámetro de la flecha no exceda al del diámetro del Taper lock del modelo PX100

Ya para terminar con esta selección, se sugiere la utilización del cople modelo PX100 marca DODGE o su equivalente Rex E-50 marca TRU-FLEX.

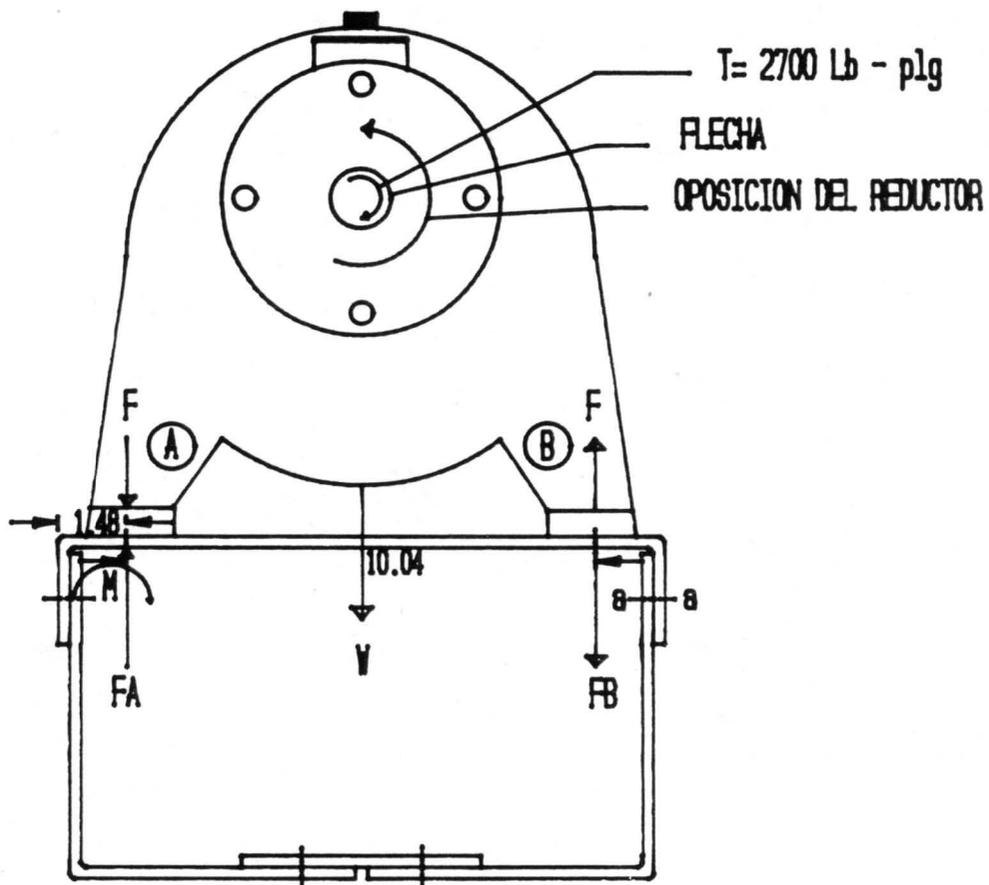
Nota : Estos datos fueron obtenidos en el manual de DODGE y se utilizaron las tablas 1 , 2 y 3 de la sección de selección de coples.

DATOS REFERENTES AL DISEÑO DE LA BASE

Enseguida se muestran los cálculos realizados para obtener el espesor de la base y la selección de los tornillos que se van a utilizar para sujetar el motorreductor a la base. (El diseño de la base se esquematiza en la sección de anexos).

DIAGRAMA DEL MOTORREDUCTOR

FIGURA 2



$$W \text{ Tot del Motorreductor} = 150 \text{ Lb}$$

$$W = \frac{150 \text{ lb}}{2(2)} = 37.5 \text{ Lb/tornillo}$$

$$T = F \times d \quad \text{despejando} \quad F = \frac{T}{d} = \frac{2700 \text{ Lb-plg}}{10.04 \text{ plg}} = 268.92 \text{ Lb}$$

$$F/\text{tornillo} = \frac{268.92 \text{ Lb}}{2} = 134.46 \text{ Lb}$$

Haciendo un análisis de fuerzas en el apoyo A y B de la figura 2 tenemos lo siguiente :

<u>A</u>	<u>B</u>
$F + W = F_A$	$F - W = F_B$
$F_A = 134.46 \text{ Lb} + 37.5 \text{ Lb}$	$F_B = 134.46 \text{ Lb} - 37.5 \text{ Lb}$
$F_A = 171.96 \text{ Lb}$	$F_B = 96.96 \text{ Lb}$

$$\text{Esfuerzo en apoyo A} \quad \sigma_A = \frac{171.96 \text{ Lb}}{.1419 \text{ plg}^2} = 1211.83 \text{ psi (comp)}$$

$$\text{Esfuerzo en apoyo B} \quad \sigma_B = \frac{96.96 \text{ Lb}}{.1419 \text{ plg}^2} = 683.29 \text{ psi (tensión)}$$

Tornillo Seleccionado SAE 4 Diámetro = 1/2"

$A_t = .1419 \text{ plg}^2$ (área a tensión)

σ Resistencia a la fluencia = 100 Kpsi

σ Resistencia a la prueba = 65 Kpsi

$$FS \text{ apoyo A} = \frac{100 \text{ Kpsi}}{1211.83 \text{ psi}} = 82.51$$

$$FS \text{ apoyo B} = \frac{65 \text{ Kpsi}}{683.29 \text{ psi}} = 95.12$$

CORTADURA DEL TORNILLO

Dependiendo de la carga que se le aplica, los tornillos tienden a romperse en la sección a-a de la figura 2. La capacidad de esta rotura está dada por la siguiente fórmula

$$\tau_{\text{corte}} = F/A$$

donde

τ_{corte} = Tensión cortante

A = Área transversal de la sección a-a

F = Fuerza a la que se somete la unión.

Operaciones

$$A = \pi r^2 = \pi (1/4)^2 = .1963 \text{ plg}^2$$

$$F = 96.96 \text{ lb (análisis anterior)}$$

$$\tau_{\text{max}} = 0.5\sigma_{yp} = (0.5)(65 \text{ Kpsi}) = 32.5 \text{ Kpsi}$$

$$\tau_{\text{corte}} = \frac{F}{A} = \frac{96.96 \text{ lb}}{.1963 \text{ plg}^2} = 493.81 \text{ psi}$$

$$FS = \frac{\tau_{\text{max}}}{\tau_{\text{corte}}} = \frac{32.5 \text{ Kpsi}}{493.81 \text{ psi}} = 65.81$$

PRECARGA NECESARIA

$$F_i = A_t \cdot \sigma_y - c_{np} = \text{precarga}$$

Esta precarga se obtendrá en base a los siguientes datos:

$$F_A = p \text{ carga externa} = 171.96 \text{ Lb}$$

$$n = \text{factor de seguridad} = 3$$

$$l = \text{agarre} = 1 \text{ plg}$$

$$E = 30 \times 10^6$$

d = diámetro del tornillo = 1/2 plg

$$K_b = \frac{A E}{l} = \frac{\pi d^2 E}{4l} = \frac{\pi (1/2)^2 (30 \times 10^6)}{4(1)} = 5.8904 \times 10^6$$

$$K_m = \frac{\pi E d}{2 \ln \left[\frac{5(1+.5)d}{1+2.5d} \right]} = \frac{\pi (30 \times 10^6) (1/2)}{2 \ln \left[\frac{5(1+.5)(1/2)}{1+2.5(1/2)} \right]} = 2.3063 \times 10^7$$

$$c = \frac{K_b}{K_b + K_m} = \frac{5.8904 \times 10^6}{5.8904 \times 10^6 + 2.3063 \times 10^7} = .2034$$

$$F_i = A t \sigma_y - c n p = (.1419 \text{ plg}^2) (100 \text{ Kpsi}) - (.2034) (3) (171.96)$$

$$F_i = 13,979.64 \text{ Lb (precarga recomendable)}$$

Para mayor confiabilidad $c_p < F_i < A t \sigma_y$

$$34.3920 < 13,979.64 < 14190$$

FORMULAS A UTILIZAR PARA OBTENER EL ESPESOR MINIMO DE LA PLACA POR LA TEORIA DEL ESFUERZO CORTANTE MAXIMO

$$\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \frac{0.5 \sigma_{yp}}{FS} = \tau_{max}^2$$

El esfuerzo en los planos normales analizando en el punto crítico de la viga, utilizando la siguiente ecuación:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm [(\sigma_x - \sigma_y/2)^2 + (\tau_{xy})^2]^{1/2}$$

² Design of Machine Elements
M.F. Spotts 6ª Ed. pag 96

σ_x = esfuerzo en el eje x (causado por la flexión en la viga) ecuación a utilizar:

$$\sigma_x = \frac{Mc}{I}$$

$$\sigma_y = 0$$

τ_{xy} = esfuerzo de cortante por aplastamiento a la altura que se este analizando y su ecuación es la siguiente:

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A}$$

donde:

I = momento de inercia de la sección transversal.

F = Fuerza sobre la viga (análisis anterior)

A = área proyectada.

M = momento flector debido a $F \times d$

d = distancia del externo hasta donde se aplica F

DESARROLLO

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x}{2} + [(\sigma_x/2)^2 + (\tau_{xy})^2]^{1/2}$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x}{2} - [(\sigma_x/2)^2 + (\tau_{xy})^2]^{1/2}$$

$$\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \frac{0.5\sigma_{yp}}{FS} = \tau_{max}$$

si tomamos $f = [(\sigma_x/2)^2 + (\tau_{xy})^2]$ nos queda lo siguiente:

$$\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \frac{\sigma_x/2 + f - [\sigma_x/2 - f]}{2} = \frac{0.5\sigma_{yp}}{FS}$$

$I = bh^3/12$ (momento inercia de la sección transversal)

$A = dt$ (área proyectada)

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A} = \frac{F}{dit}$$

$$\sigma_x = \frac{M c}{I} = \frac{M (t/2)}{L t^3/12} = \frac{6 M}{L t^2}$$

$M = F \times d = 171.96 \text{ Lb} \times 1.48 \text{ plg} = 254.5 \text{ Lb} \cdot \text{plg}$ Fig1

$L = 15.25 \text{ plg}$

$d_i = 0.5 \text{ plg}$ (diámetro del tornillo)

$FA = 171.96 \text{ Lb}$ (análisis anterior)

Material de la placa acero 1018 $\sigma_{yp} = 66000 \text{ Lb/plg}^2$

$FS = 2.5$

Resolviendo nos queda lo siguiente :

$$f = \frac{0.5\sigma_{yp}}{FS}$$

$$\frac{0.5\sigma_{yp}}{FS} = \left[\left(\frac{6 M}{2Lt^2} \right)^2 + \left(\frac{F}{dit} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\left[\frac{0.5(66000)}{2.5} \right]^2 = \left[\frac{(3)(254.5)}{15.25 t^2} \right]^2 + \left[\frac{171.96}{(1/2)t} \right]^2$$

$$174240000 = \frac{2506.5617}{t^4} + \frac{118280.9664}{t^2}$$

Si tomamos

$$a = 174240000$$

$$b = 2506.5617$$

$$c = 118280.9664$$

Entonces nos queda lo siguiente :

$$at^2 - \frac{b}{t^2} - c = 0$$

Posteriormente si multiplicamos todo por t^2 y lo dividimos entre a , el resultado es como sigue:

$$t^4 - \frac{c}{a} t^2 - \frac{b}{a} = 0$$

Al sustituir valores :

$$t^4 - 6.788393 \cdot 10^{-4} t^2 - 1.438568 \cdot 10^{-5} = 0$$

Resolviendo esta ecuación de cuarto grado obtenemos el espesor mínimo de placa. $t = .0644$ plg

Tomando en cuenta que el espesor de la placa que se va a utilizar en el diseño de la base , el factor de seguridad va ser el siguiente:

$$\frac{0.5\sigma_{yp}}{FS} = \left[\left(\frac{3M}{Lt^2} \right)^2 + \left(\frac{F}{dit} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Despejando el factor de seguridad nos queda:

$$FS = \frac{\left[\left(\frac{3M}{Lt^2} \right)^2 + \left(\frac{F}{dit} \right)^2 \right]^{1/2}}{0.5\sigma_{yp}}$$

$$FS = \frac{0.5(66000)}{\left[\left(\frac{3(254.5)}{(15.25)(1/8)^2} \right)^2 + \left(\frac{171.96}{(1/2)(1/8)} \right)^2 \right]^{1/2}} = 7.81$$

ANALISIS DE COLUMNAS

La acción de la columna : Generalmente puede admitirse que un elemento que trabaja a compresión sea considerado como bloque a compresión; esto es, libre de tendencia a pandeo, siempre y cuando su longitud sea inferior a diez veces la dimensión lateral más pequeña. Por lo tanto en esta circunstancia se toma el caso general de una columna sometida a compresión, ya que la longitud del elemento no es inferior a diez veces la dimensión lateral más pequeña.

Se utilizará la ecuación de Euler para la carga crítica de una columna esbelta de sección transversal uniforme, con empotramiento en sus extremos.

$$F_{cr} = \frac{4 \pi^2 E A}{(L/k)^2}$$

Donde

F_{cr} = carga crítica que produce pandeo.

E = módulo de elasticidad(acero)

A = área de la sección transversal.

L = longitud de la columna.

k = radio mínimo de giro = $\sqrt{I/A}$

I = Momento inercia sección transversal.

t = espesor de la placa.

b = ancho de la columna.

Operaciones

$$A = b \times t = 3 \times 1/8 = 3/8$$

$$I = \frac{b(t/2)^3}{12} = \frac{3(1/16)^3}{12} = 6.1035 \times 10^{-5} \text{ plg}^4$$

$$k = \sqrt{I/A} = (6.1035 \times 10^{-5} \div .375)^{1/2} = .01275$$

$$F_{cr} = \frac{4\pi^2 (30 \times 10^6) (3/8)}{(6/.01275)^2} = 2005.534 \text{ Lb}$$

Por lo que en base a la carga que se someterá la columna el factor de seguridad va ser el siguiente :

$$FS = \frac{F_{cr}}{F} = \frac{2005.53 \text{ lb}}{171.96 \text{ lb}} = 11.66$$

Funcionamiento del Drive

Este dispositivo es un microprocesador industrial marca ALLEN-BRADLEY modelo 1333, su función principal es regular la velocidad a cada uno de los motores, por medio de variación de frecuencia. El rango de variación está regulado por la gráfica de rango típico de operación que aparece en los anexos. Esta nos señala la relación que existe Torque vs Frecuencia y verifica el comportamiento del torque al ser variada la frecuencia, en donde esencialmente si se trabaja en un rango de 30 a 60 Hz, el torque se mantiene constante y los HP variables pero al exceder de 60 Hz lo que se mantiene constante son los HP y el torque empieza a disminuir en base gráfica % Rango Frecuencia, pero por otra parte los fabricantes de motores señalan que no se puede exceder la velocidad de los motores en 25% de la nominal. Cabe señalar que este dispositivo trabaja con motores de corriente alterna.

La relación que existe en variación de frecuencia vs velocidad es plenamente lineal, esto quiere decir que si programamos el drive a 30 Hz estamos trabajando al 50% de la velocidad nominal, tomando en cuenta que la velocidad nominal del motor se sitúa a 60 Hz, por lo tanto el cálculo de los Hz necesarios para cada una de las velocidades de los distintos denier, se obtiene en base a la velocidad de salida del motor.

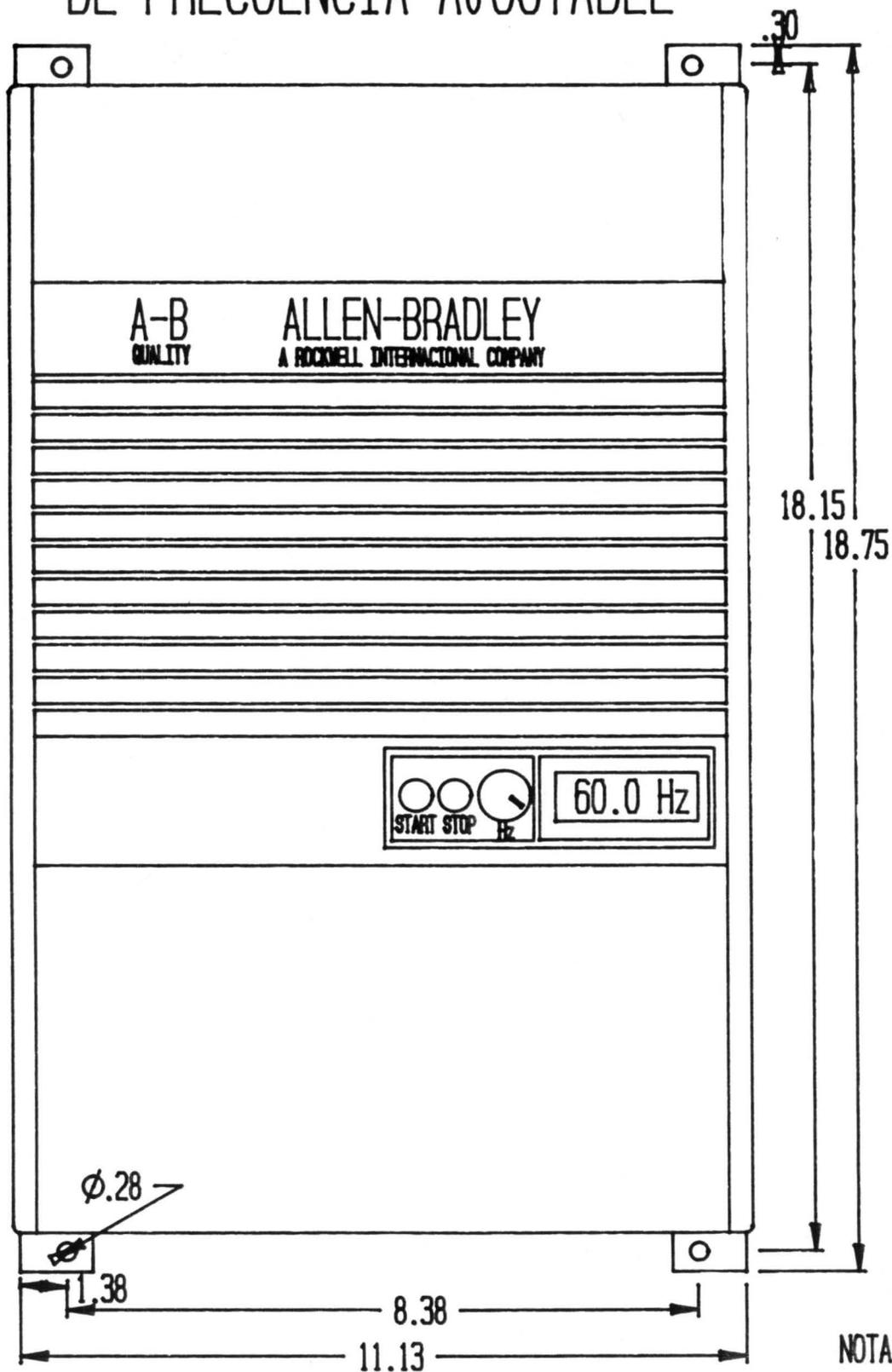
Enseguida se mostrará una tabla que contiene los requerimientos de Hz de cada uno de los denier de acuerdo a lo anterior.

RELACION DRIVE Y VELOCIDAD

Denler	125	150	200	300
Rodillos (RPM)	240.99	240.99 212.07	181.23	212.07 192.80 169.70
Relación Drive (Rodillos) (Hz)	65.0	65.0 57.2	48.9	57.2 52.0 45.8
Bombas (RPM)	36.16	43.40 38.19	43.52	76.38 69.44 61.11
Relación Drive (Bombas) (Hz)	31.7	38.1 33.5	38.2	67.0 60.9 53.6
Bobinas (RPM)	7000	7000	7000	5950
Relación Drive (Bobinas)(Hz)	60.0	60.0	60.0	51.0

Esta relación de velocidad vs Hz se obtuvo mediante el grado de reducción correspondiente a cada mecanismo, tomando como referencia la velocidad nominal del motor.

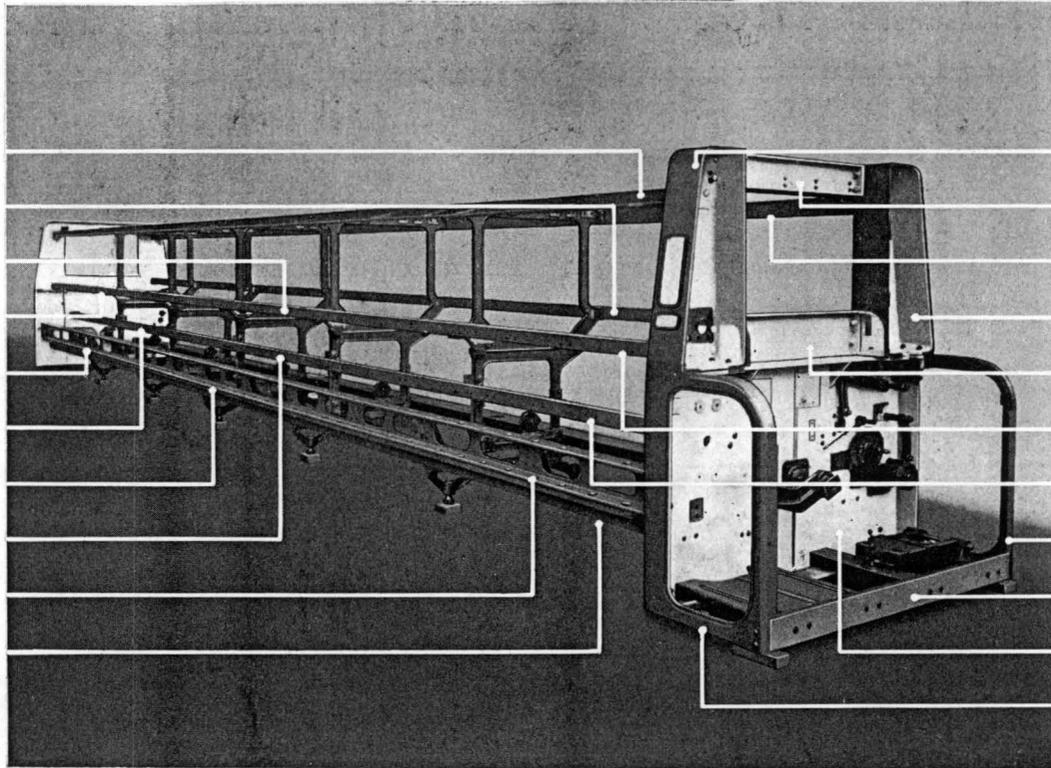
MICROPROCESADOR DE FRECUENCIA AJUSTABLE



NOTA: MEDIDAS EN PULGADAS

VIII.- Consideraciones Espacio Físico

Espacio Físico de la Cabecera Máquina Nelson



Las dimensiones esenciales son las siguientes:

Largo = L = 70 plg

Ancho = A = 23 plg

Alto = H = 36 plg

Lf= extremo a la flecha de las bombas = 7 1/8 plg

Estas Dimensiones antes señaladas fueron claves para el manejo de alternativas.

IX.- Análisis Económico

**DATOS REFERENTES AL COSTO POR EL TIEMPO DE PARO
DE LA MAQUINA NELSON**

Datos: para un 300 Denier

$$\frac{300 \text{ grs de hilo}}{9000 \text{ mts}} \times 110 \text{ mts/min} = 3.6 \text{ grs de hilo/min-pos}$$

La Máquina cuenta con 48 posiciones por lo tanto

$$3.6 \text{ grs de hilo /min} \times 48 = 176 \text{ grs de hilo /min máquina}$$

$$\frac{176 \text{ grs de hilo}}{\text{min}} \times \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hr}} \times \frac{1 \text{ Kg}}{1000 \text{ grs}} = 10.56 \text{ Kg hilo/hr}$$

La utilidad neta del Kilogramo de hilo es de \$ 12,000.00 y el tiempo promedio de paro es de 4 horas, por consiguiente para la empresa, los costos por máquina parada para cambio de condiciones son el siguiente:

$$\frac{10.56 \text{ kg hilo}}{\text{hr}} \times \frac{\$ 12,000.00}{\text{Kg hilo}} \times \frac{4 \text{ horas}}{\text{paro}} = \$ 506,880.00$$

A la cantidad antes señalada hace falta adicionarle la mano de obra de los mecánicos que efectúan los cambios de engranes y poleas, por lo que de acuerdo a la cantidad que se les paga diariamente, es el costo que la empresa absorbe es el siguiente.

En base a la categoría a la que pertenecen los mecánicos que realizan cambios de condiciones, la cantidad que ganan diariamente es de \$ 44,209.00 y en cada cambio intervienen 3 mecánicos por lo que, dividiendo la cantidad diaria entre 8 y multiplicándola por tres y por cuatro, se obtendrá la cantidad adicional que se involucra por paro de la máquina.

$$\$ 44,209.00 \div 8 \times 3 \times 4 = \$ 66,313.5$$

$$\text{VALOR TOTAL} = \$ 506,880.00 + \$ 66,313.5 = \$ \underline{573,193.5}$$

RECUPERACION DE LA INVERSION

Por lo que si se hace un pequeño análisis de recuperación de la inversión, de acuerdo al costo p/paro se utilizará la siguiente fórmula:

$$\text{Inversión inicial} = \text{mensualidad} (P/A, i\%, n)$$

En donde:

Inversión inicial = El costo del equipo necesario para realizar el proyecto.

Mensualidad = La cantidad de dinero que se ahorra la Empresa por evitar los tiempos de paro que de acuerdo a lo analizado en la planta, estos paros ocurren en promedio cuatro veces al mes.

$i\%$ = Al interés en base a la trena mínima de la empresa

n = Cantidad de tiempo en meses que se recupera la inversión

En base al pequeño análisis de recuperación de la inversión nos queda lo siguiente :

$$22'380,345.00 = 2'292,774.0(P/A, 1\% , n)$$

Al resolver esta ecuación en una calculadora financiera se obtiene que la inversión se recupera aproximadamente en 1 año. No obstante, la información referente al tiempo de paro de la máquina es confidencial, por lo que se pide se maneje como tal.

Nota: la inversión es obtenida de la tabla A-4 contenida en los anexos y esta esta dada en dlis por lo que se tomo el tipo de cambio actual de \$ 3015.00 M.N.

COSTOS DE EL EQUIPO

	\$
- Dispositivo de variación frecuencia	1260 dlis (3HP)
- Dispositivo de variación frecuencia	3213 dlis (10HP)
- Pareja de engranes	250 dlis
- Motorreductor y cople	1140 dlis

TOT \$ 7423 dlis

Tomando el tipo cambio 3015 M.N. entonces la inversión va ser la siguiente: **\$ 22'380,345.00³**

³ Este valor fué utilizado para el análisis de recuperación.

X. - CONCLUSIONES

Al realizar este proyecto, el objetivo principal quedó cumplido, ya que mediante un análisis profundo se verificaron los requerimientos de variación y posteriormente se procedió a la selección y diseño del sistema de control de velocidad.

Dentro del estudio realizado a la transmisión se verificó que dicha máquina no cumple satisfactoriamente con los requerimientos de funcionamiento ya que cuenta con el problema de fallas en los engranes, que se rompen los dientes continuamente, esto es debido a la fatiga por flexión y resulta del gran número de repeticiones de la carga que ha de sufrir el diente, es por esto que el nuevo diseño de engranes contempla utilizar el acero ya que este material a diferencia de fundición gris, tiene un valor alto en esfuerzo a la flexión.

El desarrollo de este estudio, presenta la realidad de lo que involucra un proyecto teórico práctico, ya se tuvo la oportunidad de verificar muchos datos de funcionamientos reales de la máquina, con equipos tales como: tacómetro, estroboscopio amperímetro de gancho etc.

Solo resta mencionar que la gran mayoría de los análisis son muy aproximados a valores reales, ya que como se menciona con anterioridad algunos datos fueron obtenidos de funcionamientos reales.

Ya para concluir se hace mención de que independientemente de cumplir con el requerimiento de variación, también se contempla aspecto de funcionalidad y continuo avance.

XI.- Bibliografia

- Catálogo Dodge
División de Eléctrica
D70
- Catálogo ALLEN-BRADLEY
Teoría de control de frecuencia
Internacional - Compañía
División Drives
- Dibujo para Ingeniería
Gleesck. Mitchell.
Ed. Interamericana.
- Diseño de elementos de Máquinas
Guillermo Aguirre Esponda
Ed. trillas
- Diseño en Ingeniería Mecánica
2a Edición
Shigley
Ed. Mc Graw Hill
- Introducción a la Metalurgia Física
2a Edición
Avner
Ed. Mc Graw Hill

- Manual Universal de la Técnica Mecánica

OBERG-JONES

Ed. Labor S.A. Barcelona-Madrid

Tomo I , II

- Proyectos de elementos de Máquinas

segunda edición

M. F. SPOTTS

Ed. reverté, s. a.

- Resistencia de materiales

Alvin Sloane

Ed. UTEHA.

- Teoría de Máquinas y Mecanismos

Joseph Edward

Ed. Mc Graw Hill

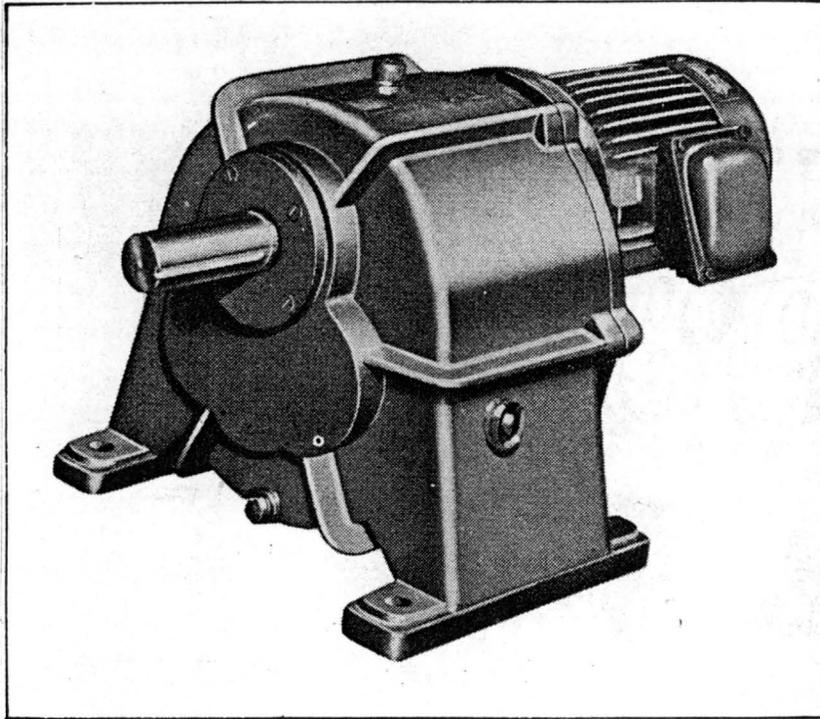
XII.- Anexos

TABLA A-1
 FUNCIONAMIENTOS REALES

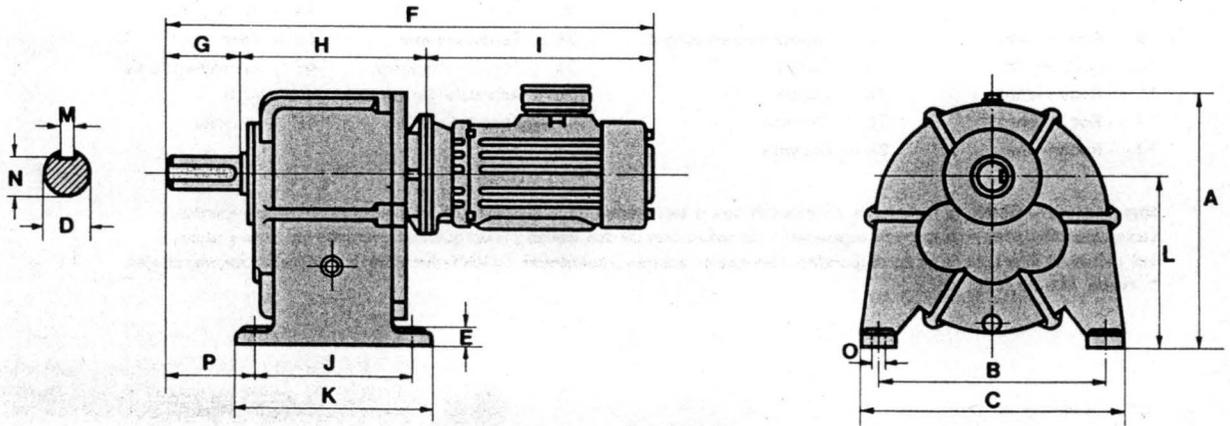
Denier	125	150	200	300
Rodillo (RPM)	242.1	234.3	180.8	187.4
Rodillo(ples/min)	406.17	399.93	310.04	318.90
Bomba(RPM)	35.5	44.7	44.8	67.7
Bobinas(RPM)	6950	6860	6800	5750

Estos datos fueron checados en la máquina con un tacómetro, y un estroboscopio.

MOTO-REDUCTOR TIPO MA



REDUCTOR TIPO	PAR MOTOR MKG. (a)	PAR RESIST. MKG. (b)
MA-12	0,5	12
MA-25	1	25
MA-35	2	35 (A)
MA-80	3,7	80
MA-120	6,2	120
MA-250	7,5	250



DIMENSIONES

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
290	255	300	34	23	637	67	268	304	175	215
L	M	N	O	P	HP					
188	10	29.5	14	83	3					

NOTA: DIMENSIONES EN mm
FACTOR CONVERSION A PLG

VALOR EN mm x .03937 = VALOR EN PLG

TABLA MR-1

COEFICIENTES DE TRABAJO

MOTOR	TRABAJO	SERVICIO horas diarias	SOBRECARGA	Coefficiente K
Eléctrico	Uniforme	8 horas	Sin	1
Eléctrico	Uniforme	24 horas	Sin	1.4
Eléctrico	Irregular	8 horas	Pequeñas	1.2
Eléctrico	Irregular	24 horas	Pequeñas	1.4
Eléctrico	Irregular	8 horas	Fuertes	1.6
Eléctrico	Irregular	24 horas	Fuertes	2

RENDIMIENTO EN LOS REDUCTORES

Nº Engranajes	Relación Reducción	Rendimiento
1 Tren	Hasta 9	0.98
2 Trenes	Hasta 48	0.96
3 Trenes	Hasta 240	0.94

TABLA A-4

ALTERNATIVAS	VALOR \$	RANGOS DE VARIACION	ESPACIO FISICO
A).- Motovariador		■	□
B).- Variación de frecuencia	\$ 1260 dls (3HP) \$ 3213 dls (10HP)	■	■
1.- Rodillos - Engranés y bandas	\$ 250 dls	■	■
- Engranés y cadenas		■	■
2.- Bombas - Motor y reductor		■	□
- Motorreductor	\$ 1440 dls	■	■
C).- Variación de voltaje		■	□

■ SI CUMPLE

□ NO CUMPLE

TABLA A-10

Motor HP	Velocidad Sincronica RPM	Volts		
		220	440	550
		Amps	Amps	Amps
1	3600	2.82	1.41	1.18
	1800	3.10	1.55	1.24
	1200	3.60	1.80	1.44
	900	4.74	2.37	1.90
1 1/2	3600	4.05	2.32	1.86
	1800	4.38	2.19	1.75
	1200	5.58	2.79	2.23
	900	5.94	2.97	2.38
2	3600	5.40	2.70	2.16
	1800	6.06	3.03	2.42
	1200	7.00	3.50	2.89
	900	7.60	3.80	3.04
3	3600	8.10	4.05	3.24
	1800	8.40	4.20	3.36
	1200	9.20	4.60	3.68
	900	9.20	4.60	3.68
5	3600	13.00	6.50	5.20
	1800	13.80	6.90	5.52
	1200	14.70	7.35	5.88
	900	15.90	7.95	6.38
7 1/2	3600	21.20	10.60	8.48
	1800	20.20	10.10	8.98
	1200	21.40	10.70	9.10
	900	23.20	11.60	9.28
10	3600	26.20	13.10	10.48
	1800	26.10	13.05	10.44
	1200	26.80	13.40	10.72
	900	40.00	20.00	16.00

CORRIENTE EN AMPERES QUE TOMAN LOS
MOTORES DE INDUCCION TRIFASICOS
A DIFERENTES VELOCIDADES Y VOLTAJES

100%
MOTOR DE
TORQUE

50%
MOTOR DE
TORQUE

0%

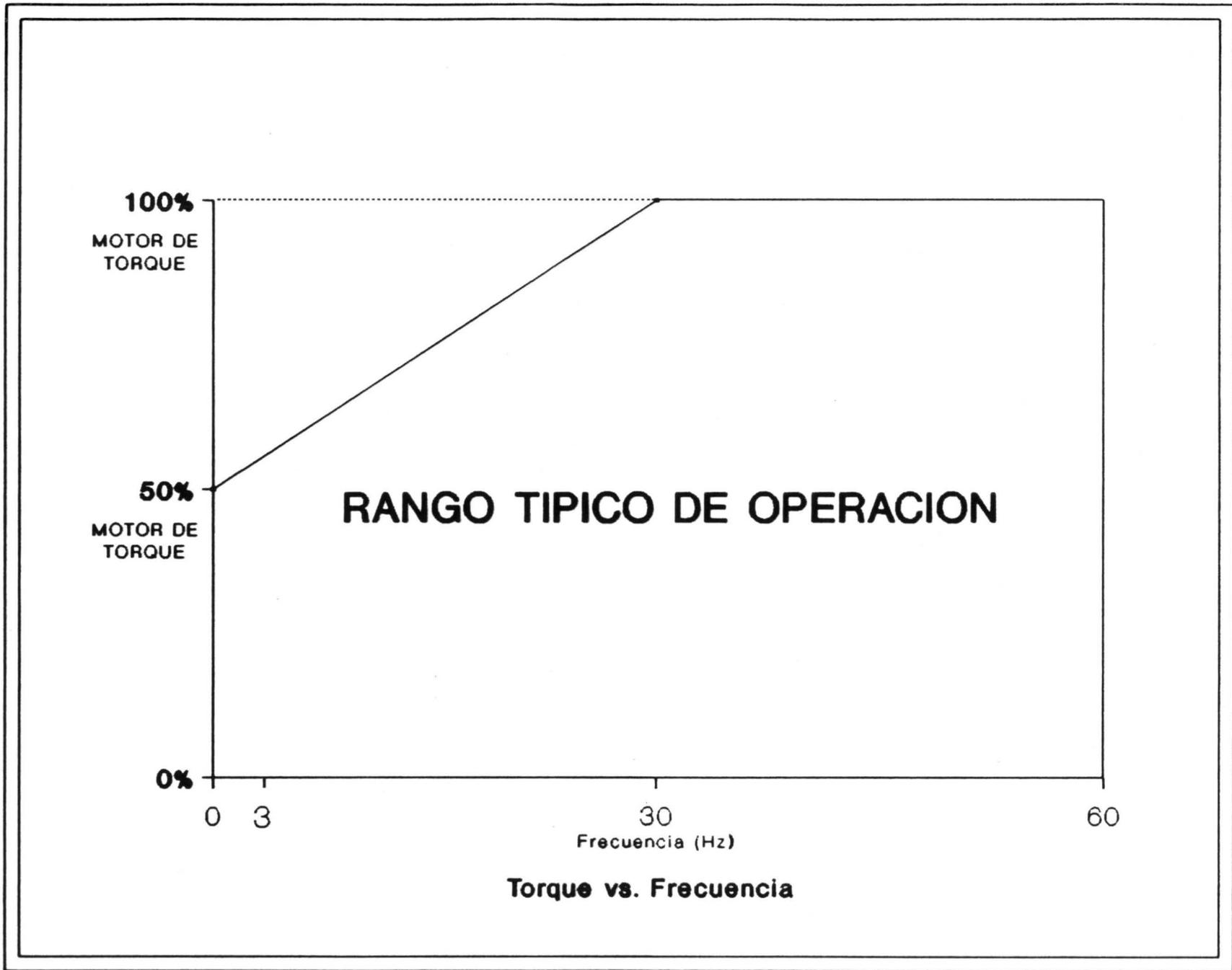
0 3

30
Frecuencia (Hz)

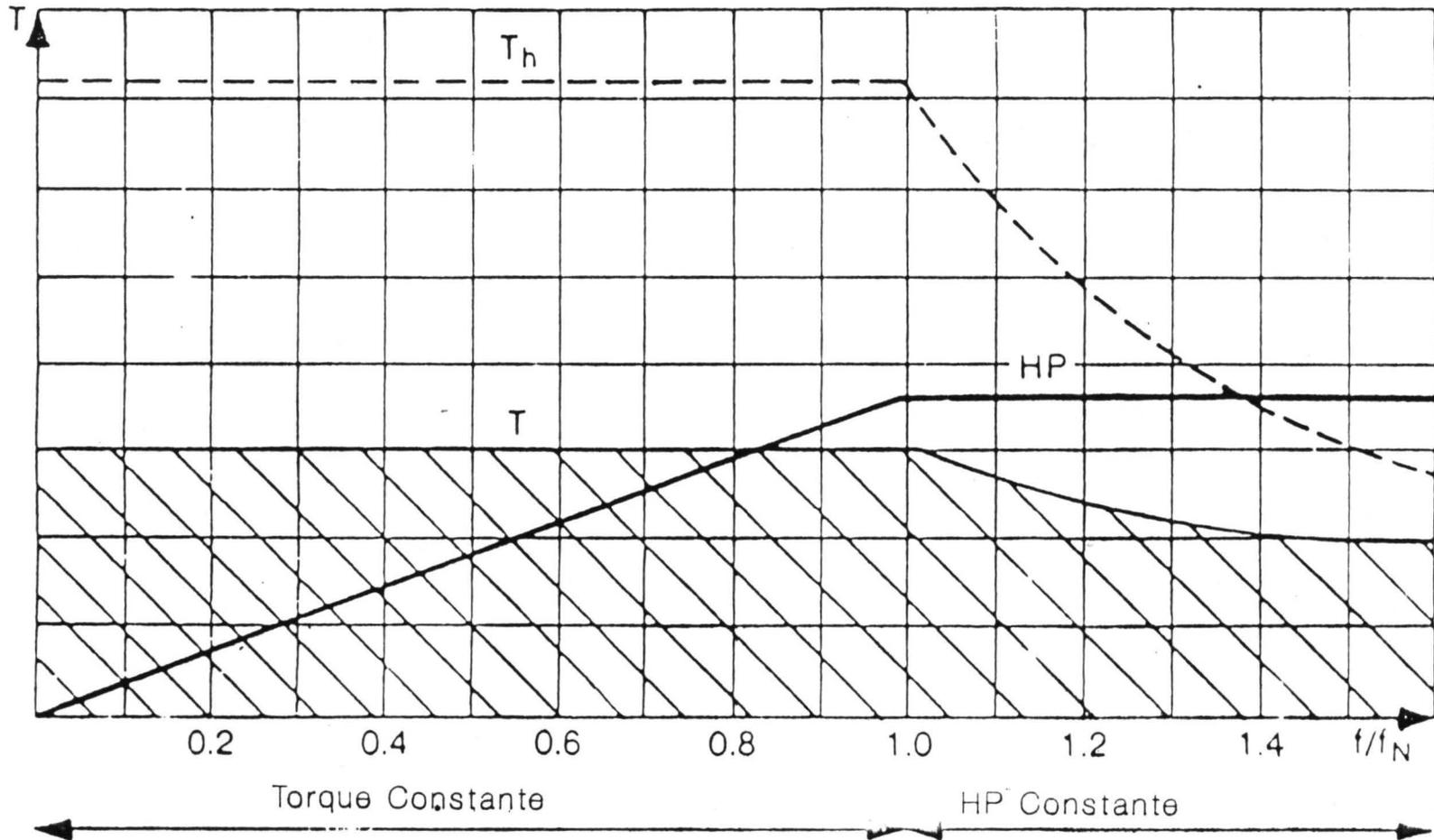
60

RANGO TIPICO DE OPERACION

Torque vs. Frecuencia

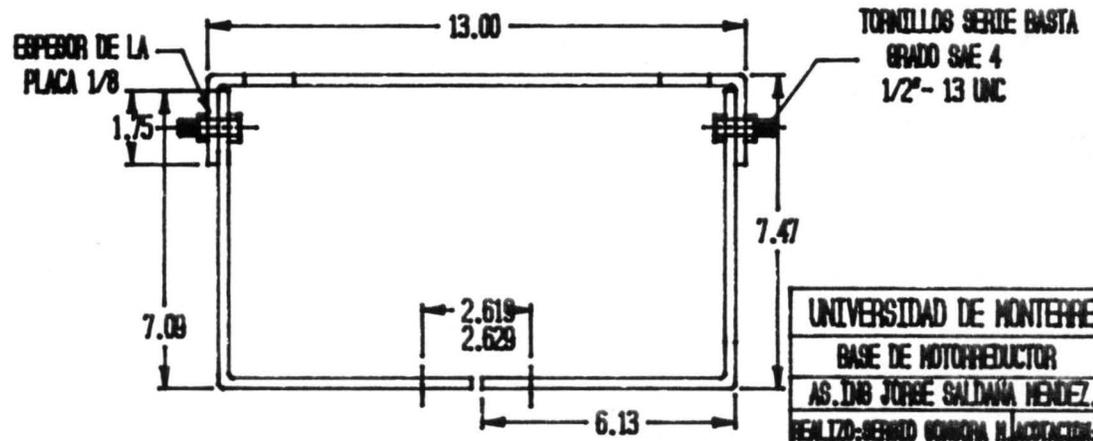
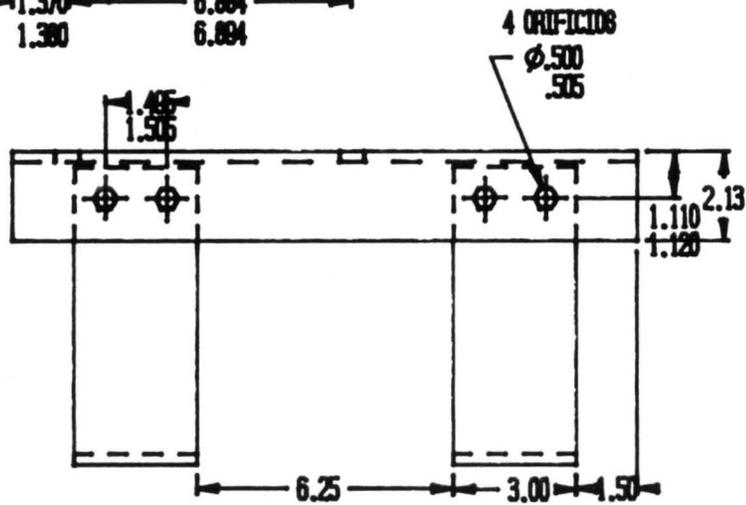
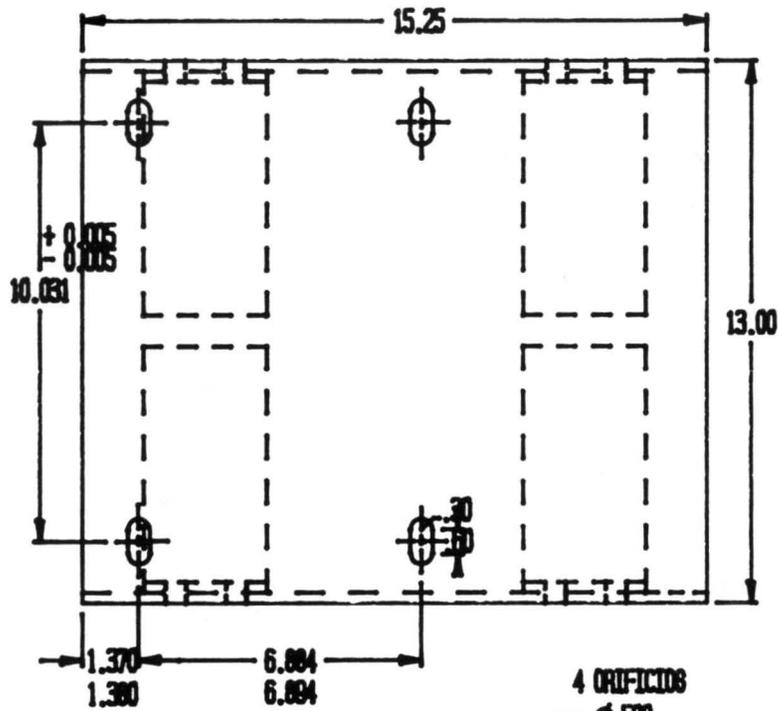


TORQUE Vs % FRECUENCIA



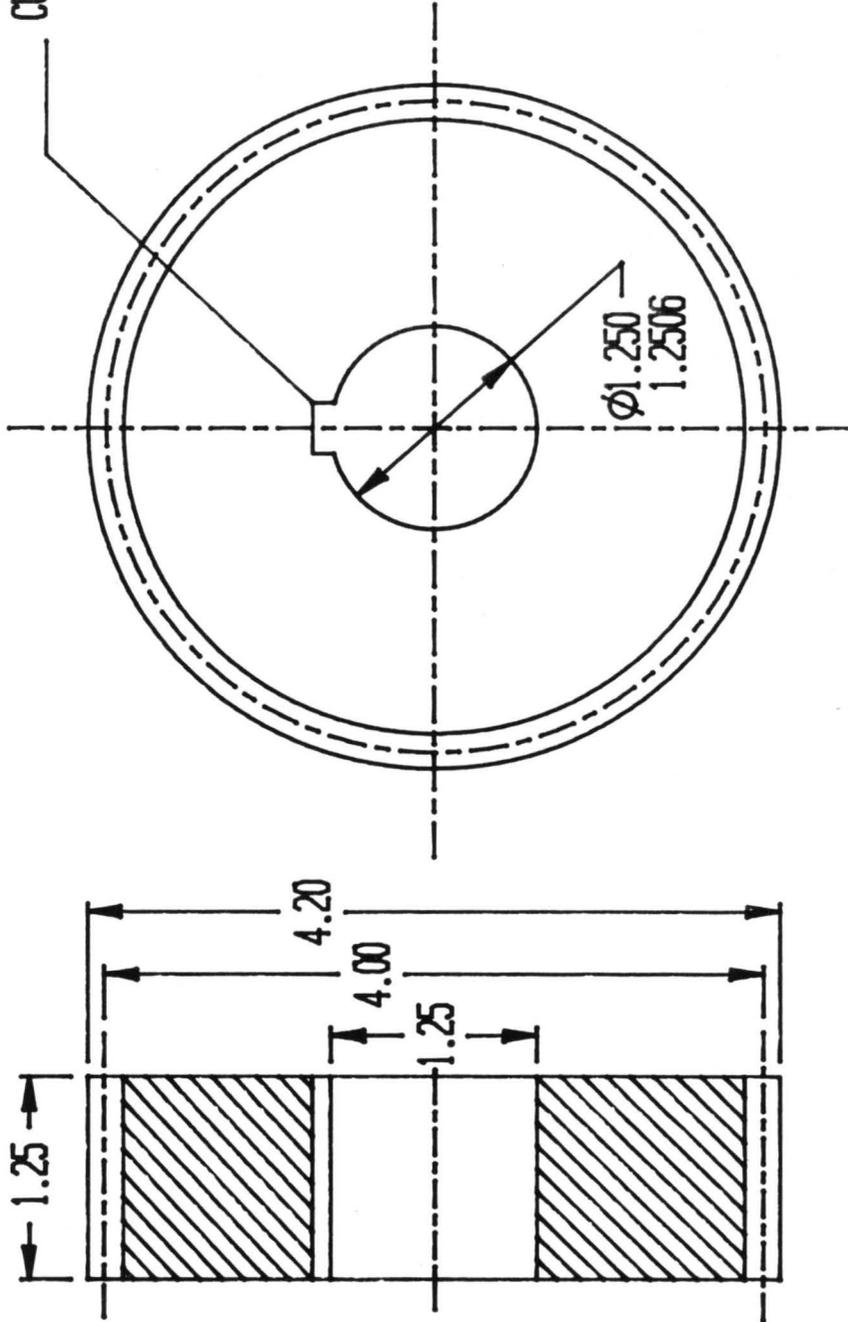
f/f_N = % Rango de frecuencia

T = Rango de Torque



CÚNERO 5/16 x 7/64

MATERIAL SAE 4140



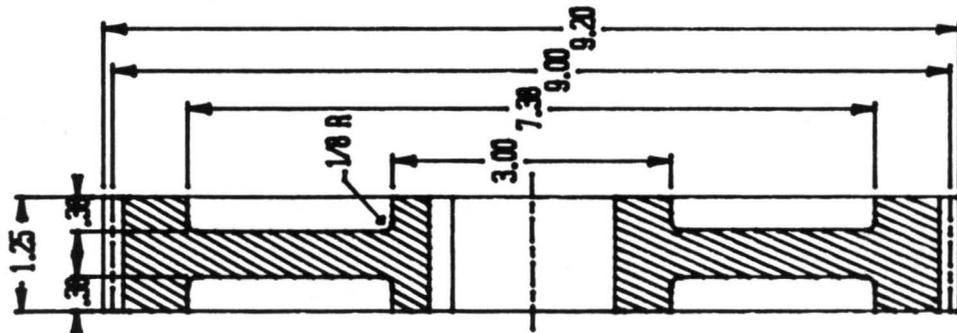
UNIVERSIDAD DE MONTERREY

ENGRANE RECTO 40 DTS. Pd=10

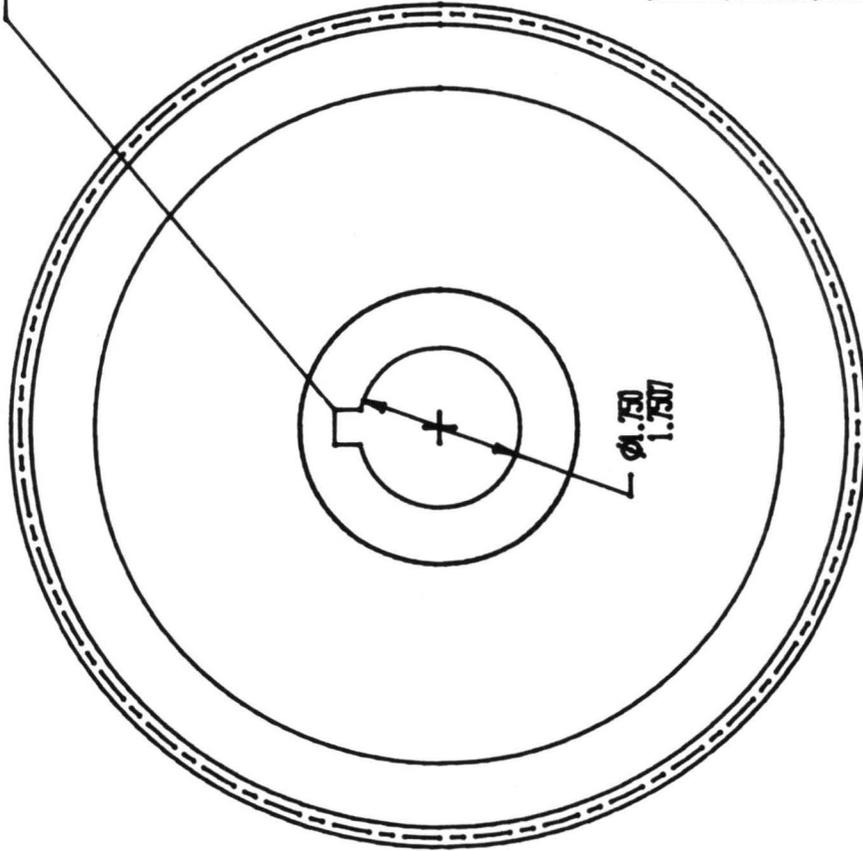
ANGULO DE PRESION = 20 PC CALIDAD ASMA 8

AS. ING JORGE SALDANA MENDEZ.

REALIZO: SERGIO GONZALEZ H. ADOCCACION: PLB

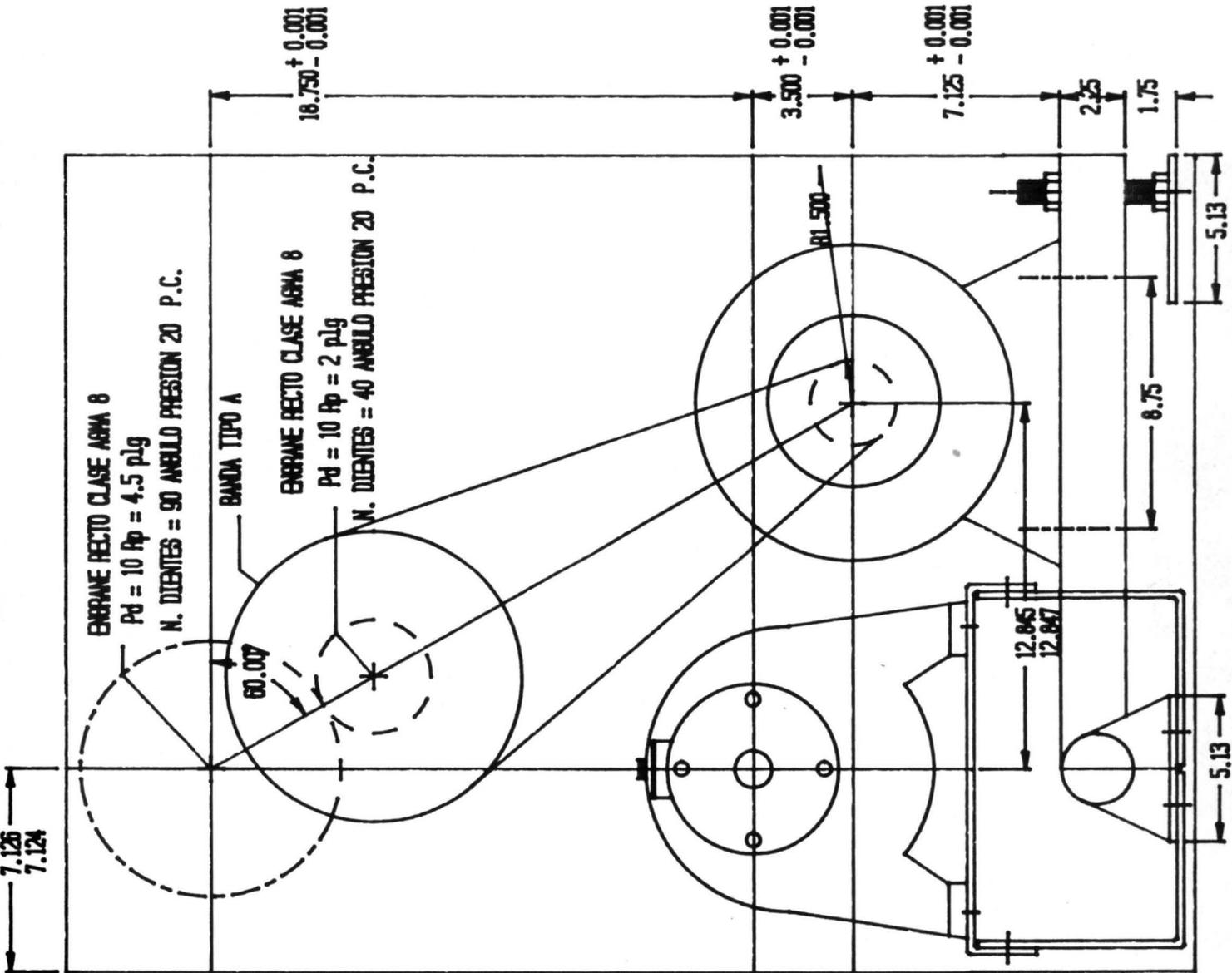


CÍNTERO 3/8 x 1/4



MATERIAL SAE 4140

UNIVERSIDAD DE MONTERREY	ADITACIONES
ENGRANE RECTO DE 90 DTS, Pd= 10	
ANGULO DE PRESION= 20 PC CALIDAD AGMA 8	
AS. ING JORGE SALDAÑA MENEZ	
REALIZO: SERGIO GONZALEZ M.	



NOTA: LAS DIMENSIONES QUE NO TIENEN TOLERANCIAS, SON ESTRUCTURAS PROPIAS DE LA MAQUINA

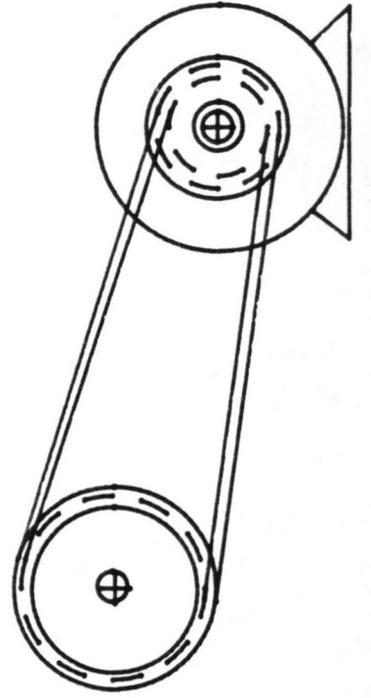
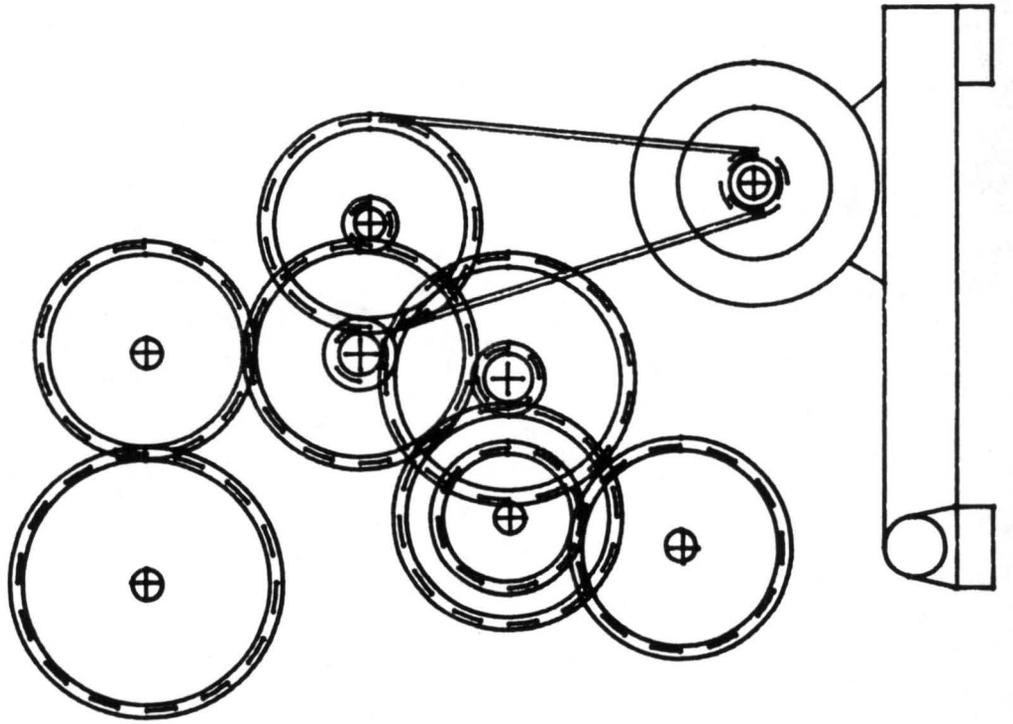
UNIVERSIDAD DE MONTERREY
DISEÑO
TRANSMISION MAQUINA NELSON
AS. ING JOSE SALDANA HENDEZ.
REALIZO: SERGIO H. ARACILLO PU

TRANSMISION

UNIVERSIDAD DE MONTERREY

MAQUINA NELSON

SERGIO GONGORA MENDEZ.



BIBLIOTECA
UNIVERSIDAD DE MONTERREY