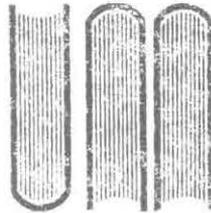


UNIVERSIDAD DE MONTERREY

DIVISION DE CIENCIAS NATURALES Y EXACTAS



UNIVERSIDAD
DE MONTERREY

al. Kasif-
010.6213
5343
1987
5.1

Patricio
DISEÑO DE UNA TRANSMISION MECANICA
DE ENGRANES PARA FRESADORA

REPORTE DEL PROGRAMA DE EVALUACION FINAL

QUE EN OPCION AL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ADMINISTRADOR

Folio
900751

PRESENTA
autor
CARLOS JORGE SADA SERNA

MONTERREY, N. L.

MAYO DE 1987

BIBLIOTECA
UNIVERSIDAD DE MONTERREY

I N D I C E

	PAGINA
- INTRODUCCION	1
- CONSIDERACIONES DE ESPACIO	4
- ESQUEMATIZACION DESCRIPTIVA DE LAS VELOCIDADES	7
- DEFINICION Y ANALISIS DE COMPONENTES	19
- CONFIGURACION DEL SISTEMA	29
- ANEXOS	46
- BIBLIOGRAFIA	

I N T R O D U C C I O N

En el campo de las máquinas herramientas, una necesidad muy importante para cualquier empresario es que sus máquinas sean fácilmente operables, para que los trabajos en ella se realicen rápida y eficientemente, así como el que dichas máquinas se encuentren en con condiciones adecuadas de funcionamiento por períodos largos, es decir, que con un mínimo de mantenimiento periódico, la máquina trabaje normalmente.

Para que ésto suceda, es necesaria la adquisición de máquinas que sean a la vez versátiles y robustas; que así como funcionen satisfactoriamente para dar la calidad requerida en gran variedad de - operaciones, soporte el trabajo continuo o bien intermitente, por pe- ríodos preferentemente largos.

La finalidad de éste trabajo es diseñar una transmisión mecánica a base de engranes con alguna variedad de cambios de velocidad, - adaptable a un taladro fresadora que cuenta con un motor de 2 caballos de potencia y 12 velocidades, pero que requiere de un considerable tiempo para realizar en éste los cambios de velocidad, ya que cuenta con un sistema de bandas y poleas.

Realizar un cambio en la velocidad moviendo una o dos bandas resulta bastante fácil, sobre todo si lo hace un operador con cualquier cosa de experiencia, pero si se trata de realizar un trabajo repetitivo, que requiera varias operaciones con diferentes velocidades del husillo, se reduce la producción al incrementarse el tiempo necesario para reali- zar el global de las operaciones. En cambio, con un sistema a base de

engranes, mediante el movimiento de una o dos palancas, se puede cambiar la velocidad con un tiempo muerto mínimo a comparación del caso anterior.

Por supuesto, no deja de ser un punto interesante para discusión, la elección entre un sistema u otro, ya que depende de las necesidades de cada trabajo, considerando que dicho mecanismo engranado, puede llegar a ser más costoso, así como el hecho que se requirieran o no, velocidades variadas en cada trabajo.

Ahora bien, si se diseña una transmisión de engranes que se pueda adaptar a la fresadora ya existente, sin necesidad que el fabricante haga modificaciones considerables en la máquina en sí, para substituir la transmisión actual de poleas y bandas, el problema de decidir entre fabricar una máquina con transmisión de engranes o una de bandas, se elimina; quedando sólo como elección para el adquisitor, si comprar su máquina fresadora con el tradicional sistema de bandas o con su transmisión de engranes como equipo opcional.

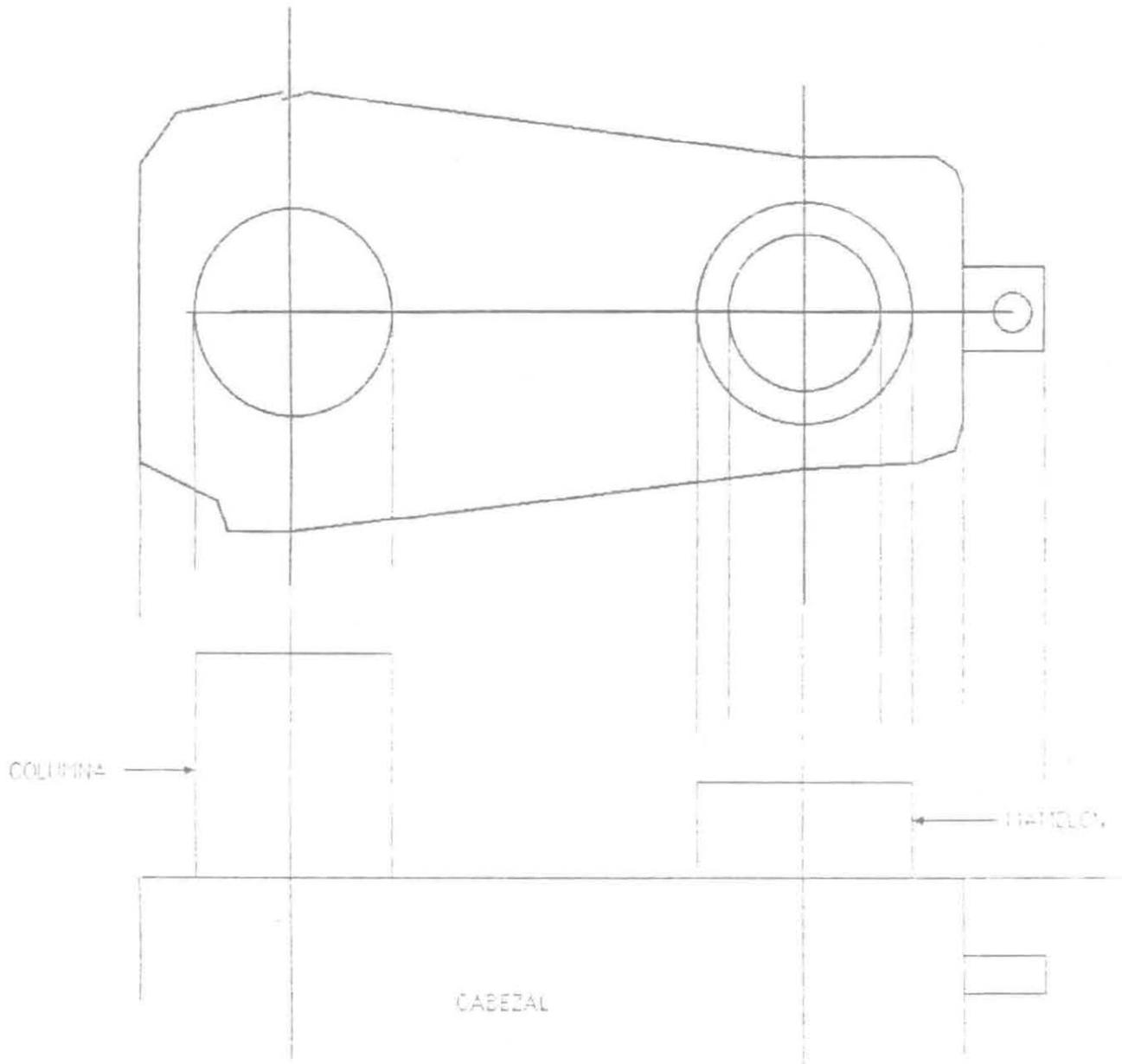
CONSIDERACIONES DE ESPACIO

El propósito del diseño incluye, que la transmisión se acople al cabezal sin modificarlo, y ya que éste es de tamaño reducido, complica la situación en cierta forma.

El cabezal de esta fresadora sube o baja sobre la columna que se muestra en la figura, por lo que la transmisión debe pasar sólo - por los lados de ésta y no por encima.

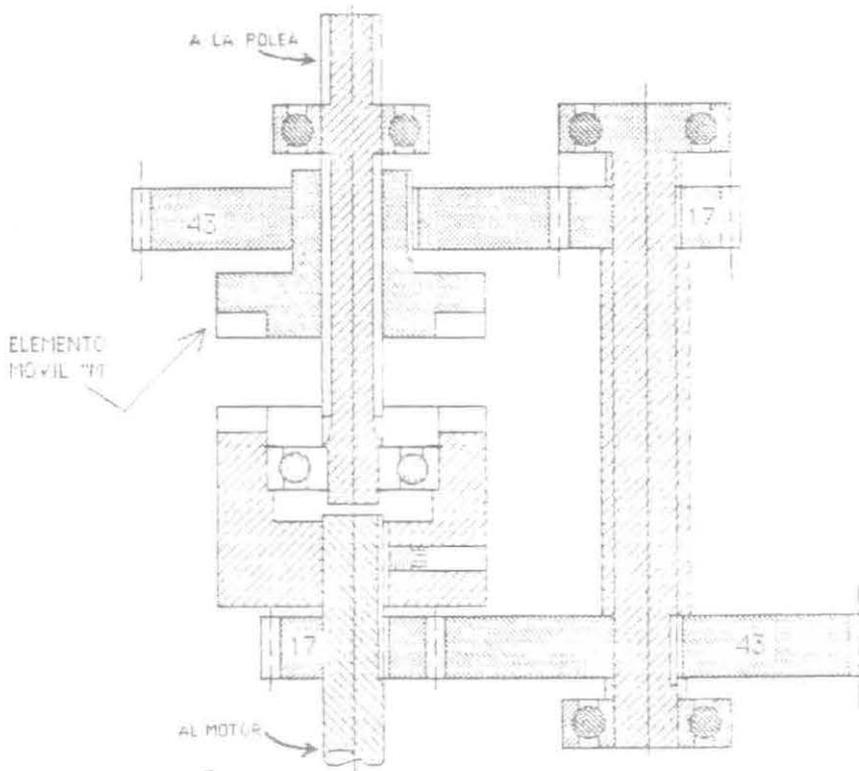
El mamelón que se muestra, es el que sostiene los baleros o rodamientos que permiten girar al husillo, y al motor que se puede apreciar a la izquierda en el dibujo, no se le cambiará de lugar, ya que de ponerse del otro lado de la columna crearía más problemas de espacio y sobrepeso al frente de la máquina,

El espacio disponible, es entonces sobre el motor y sobre el - cabezal del lado opuesto del motor, tomando en cuenta el mamelón y la columna. De ésta forma se podrán colocar dos mecanismos independien- tes conectados entre sí por un solo par de poleas (una sobre cada me- canismo) y una banda en "V", a manera de obtener así las doce veloci- dades de husillo para la máquina con un intervalo de 90 hasta casi 3000 RPM.



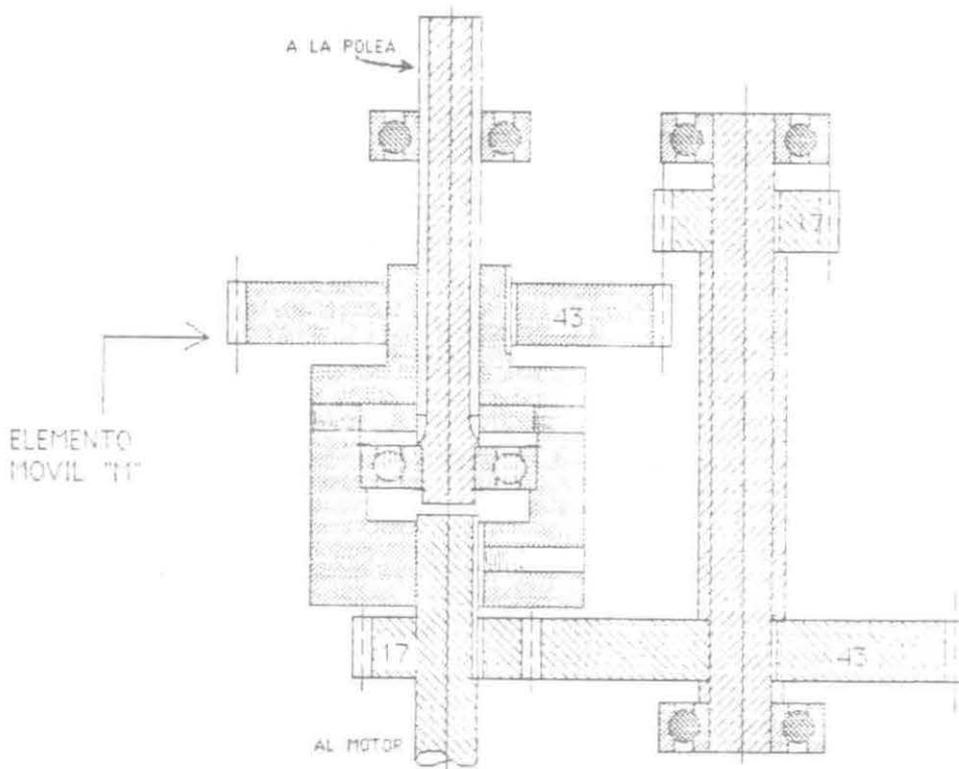
ESQUEMATIZACION DESCRIPTIVA DE LAS VELOCIDADES

El sistema diseñado para hacer llegar las 12 velocidades al husillo consta de dos trenes de engranes, independiente uno del otro, el primero y más pequeño, consta de 4 engranes cilíndricos rectos que reducen, cuando el elemento móvil "M" se encuentra en la parte superior, conectando los engranes entre sí.



reduciendo así la velocidad del motor de 1750 a 273 RPM, así, con una polea situada a la salida de este mecanismo se haría llegar la fuerza al otro lado de la fresadora donde se encuentra el segundo tren de engranes.

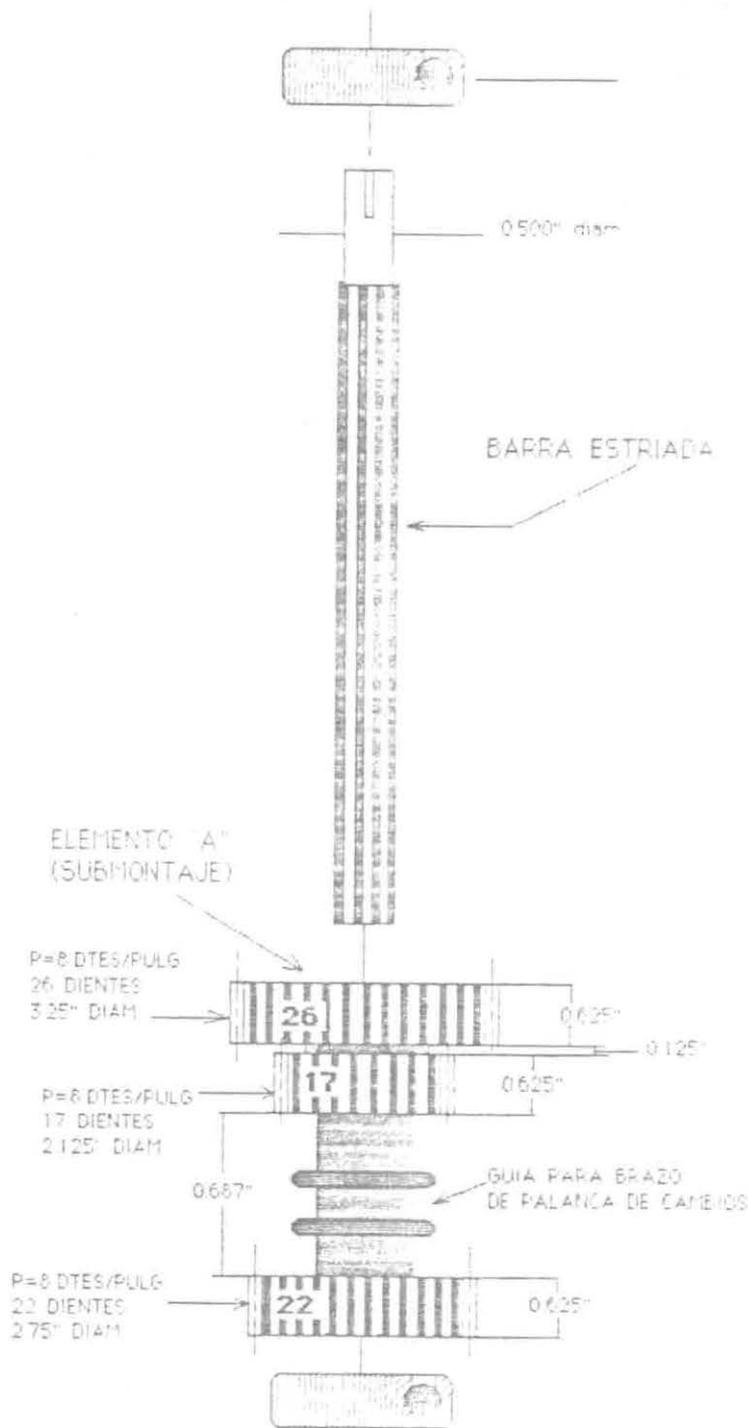
Si dicho elemento movable "M", antes mencionado se sitúa en la parte inferior, se desengranan el par de eslabones de arriba y se conecta el cople endentado movable con su similar fijo a la flecha del motor.



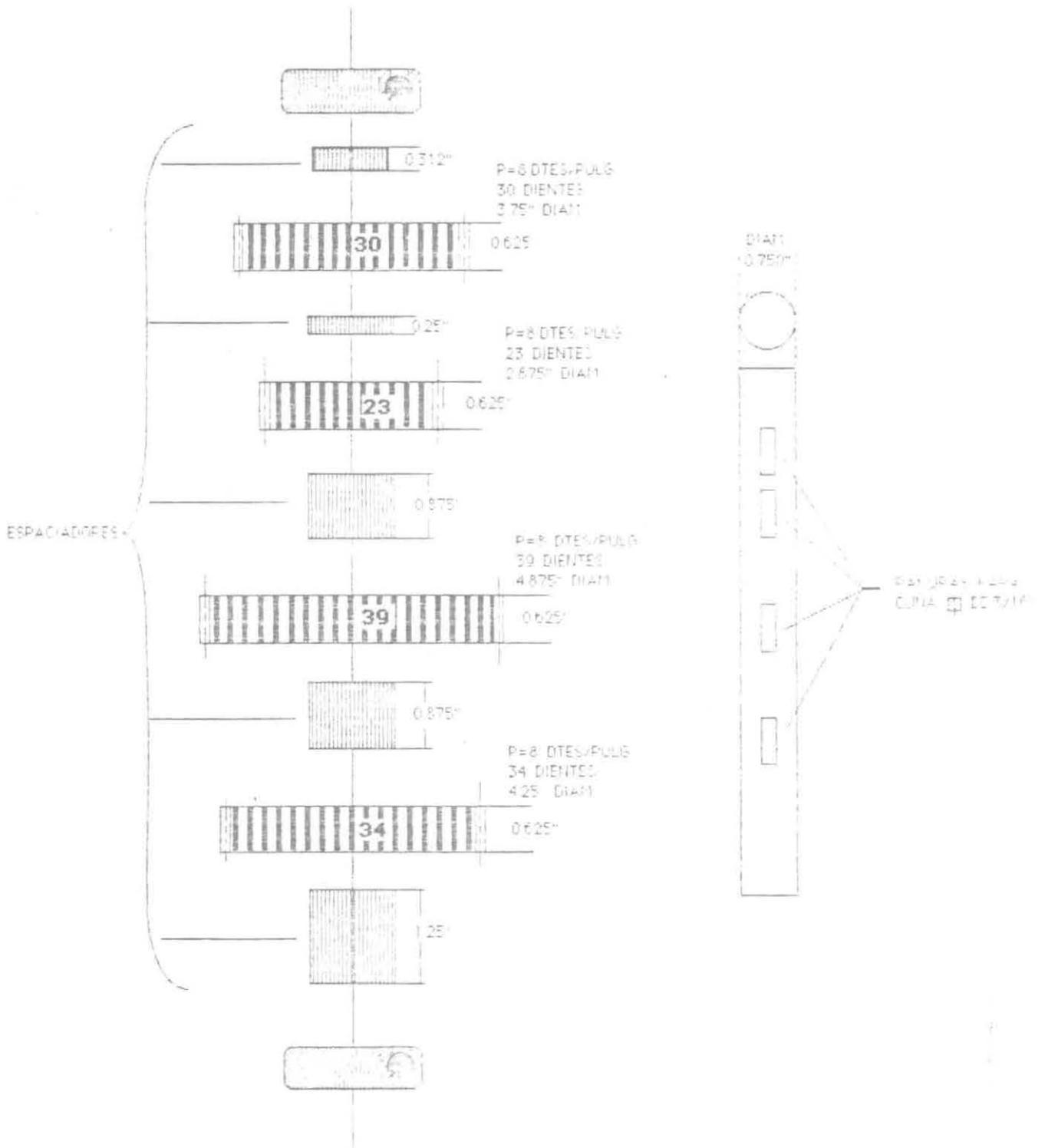
pasando así, directamente a la polea, las 1750 RPM del motor. Esta polea debe ser 1.43 veces más grande que la de entrada al segundo mecanismo, a manera que lleguen a éste 430 o 2500 RPM, según si el primer mecanismo se encuentra del modo reductor o directo respectivamente.

El segundo tren de engranes, consta de 9 engranes cilíndricos rectos dispuestos en 3 ejes diferentes, el primero de éstos, el de -

entrada, es una flecha estriada a todo lo largo, por donde se desliza longitudinalmente tres engranes ensamblados en un dispositivo montado en la figura como el elemento "A"



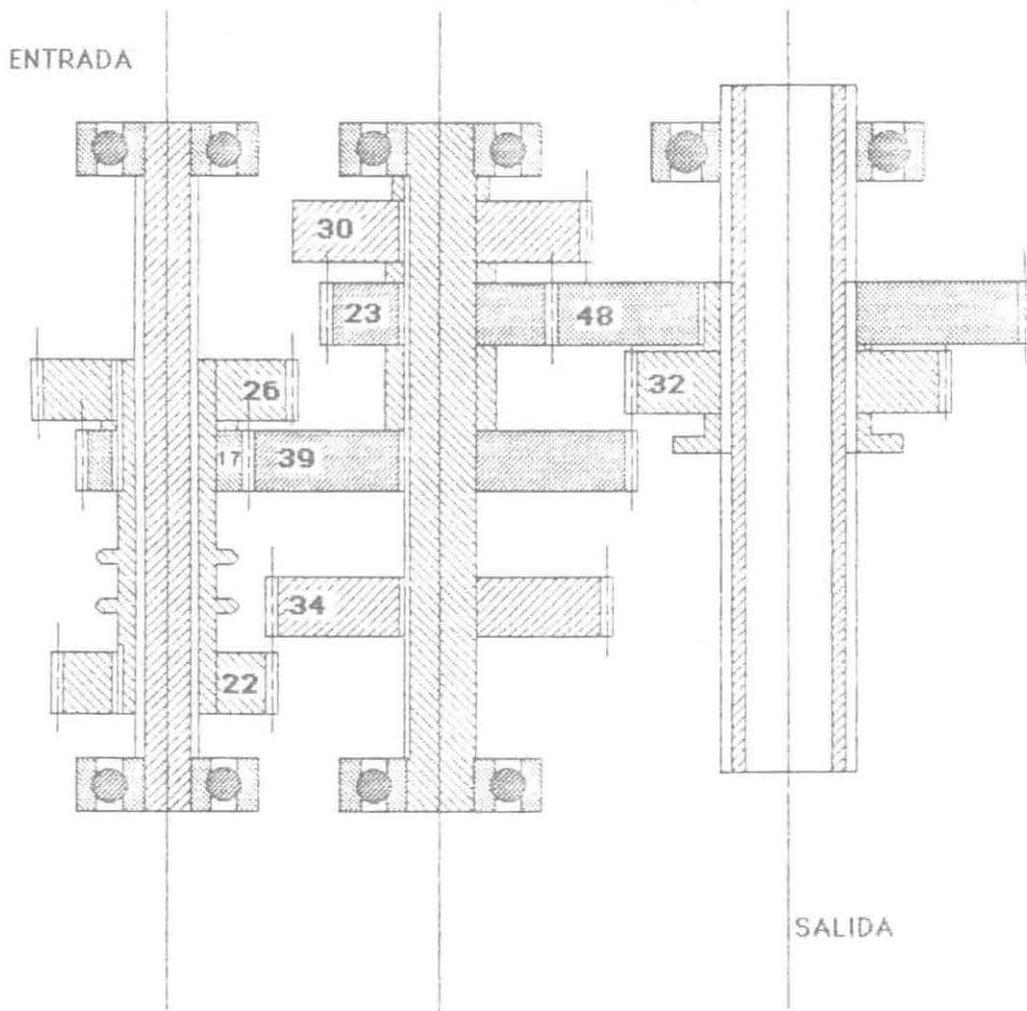
El segundo eje gira libre sobre rodamientos en los extremos, y tiene un cuñero para mover cada uno de los 4 engranes mostrados en la figura, separados cada uno de ellos por espaciadores.



El propósito de que este eje sea hueco es que pase el tornillo de sujeción para el porta-herramientas de cono morse con que trabaja la fresadora.

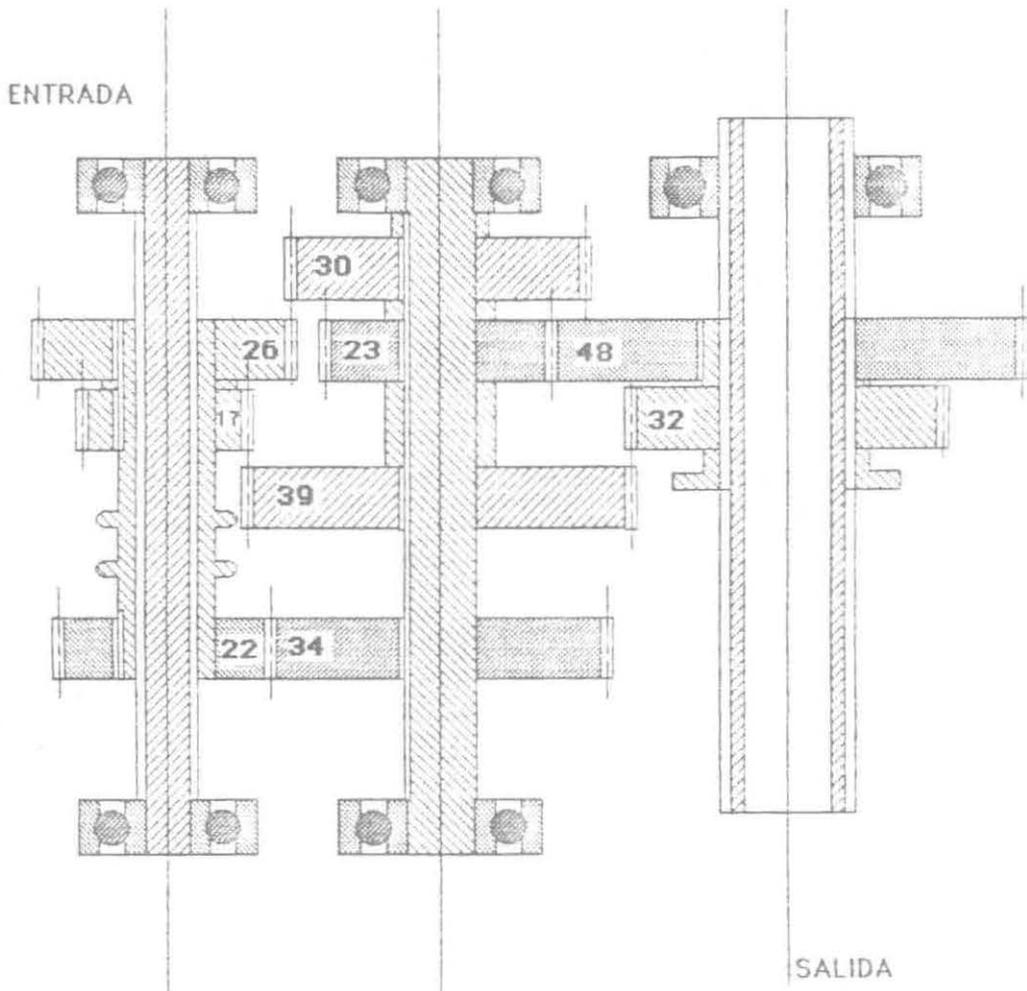
En conjunto, estos tres ejes con sus respectivos engranes, - forman el tren de engranajes para 6 relaciones de velocidad diferentes, que con las 2 velocidades de entrada a este mecanismo se obtienen 12 velocidades en la salida.

La primera de estas velocidades se obtiene colocando el elemento "A", de la entrada, en su parte inferior y el elemento "B", el de salida al husillo, en la parte superior.



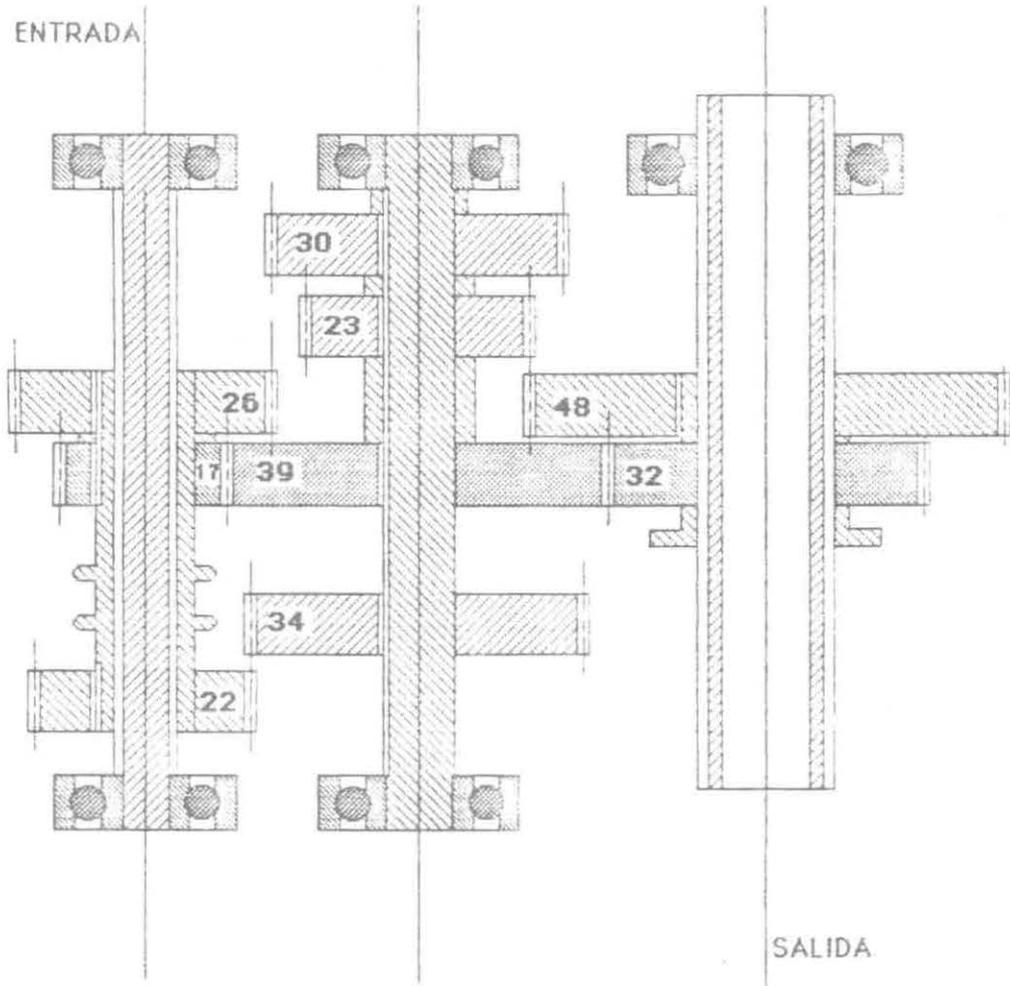
De esta forma, engranados los eslabones 17 con 39 y 23 con 48 se tiene una reducción de 1 a 0.209 que, con las dos velocidades de entrada resultan 89.8 y 522 RPM de salida, para 430 y 2500 RPM de entrada respectivamente.

Manteniendo el elemento "B" en la parte superior y situando ahora el elemento "A" en su posición intermedia, a manera que engranen los eslabones 22 con 34 y 23 con 48



se obtendría así una relación de velocidad de 1 a 0.310 para transformar las 430 RPM de entrada a 133 RPM, así como las 2500 a 775 RPM. - Para ser la segunda y octava velocidad respectivamente.

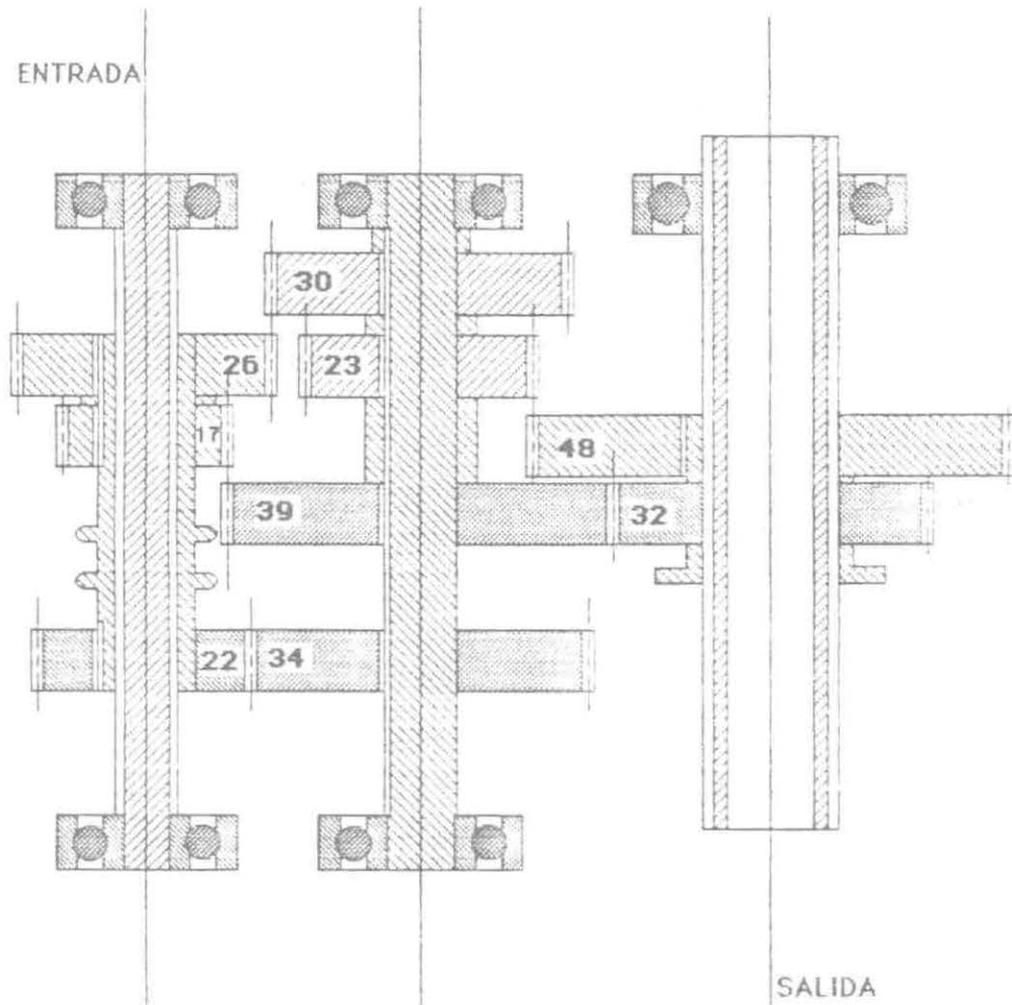
reducir ahora la velocidad con una relación de 1 a 0.531,



Para obtener así, la cuarta velocidad con 228 RPM de salida por 430 - RPM en la entrada, como la décima velocidad a 1328 RPM en el husillo por 2500 RPM en la entrada.

Tanto la quinta como la onceava velocidad se obtienen dejando

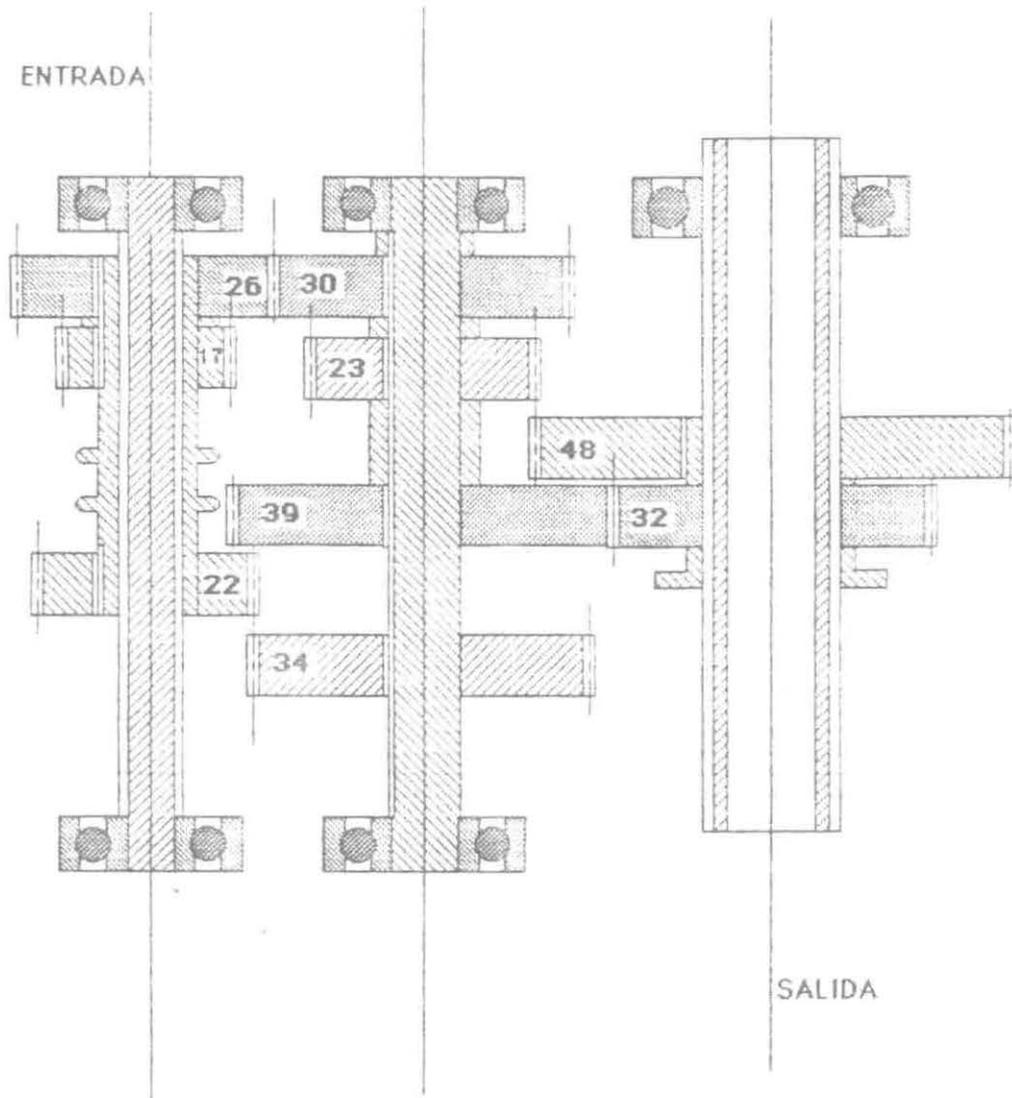
el componente "B" en la parte inferior como en el caso anterior, pero colocando el componente "A" en su posición intermedia.



Acoplando el engrane 22 con el 34 y el 39 con el 32, de esta manera, se tiene una reducción de velocidad de 1 a 0.789 para conseguir con 430 y 2500 RPM, 339 y 1972 RPM en la salida del husillo.

La sexta y última relación de engranes, se obtiene engranando los eslabones 26 con 30 y 39 con 32, dando ésto una relación de velocidades de 1 a 1.056, para aumentar la velocidad de 430 a 454 -

RPM y de 2500 a 2640 RPM, siendo éstas la sexta y doceava velocidades de husillo, respectivamente.



DEFINICION Y ANALISIS DE COMPONENTES

Mediante iteraciones numéricas realizadas en un programa computacional, integrado éste por los métodos de selección de materiales y anchos de cara, así como los pasos diametrales adecuados para el tamaño de los engranes, se llegó a la selección de un paso diametral de 8 dientes por pulgada y un ancho de cara de 0.625 pulgadas, uniforme para todos los engranes que componen esta transmisión.

Una descripción de cada uno de estos engranes, incluyendo cargas que se le aplican, dureza superficial, esfuerzos a que se someten, velocidad a la que trabajan, ubicación dentro del sistema, etc., se presenta a continuación, empezando por el mecanismo principal, compuesto de 9 engranes para lograr 6 combinaciones de éstos y obtener 6 relaciones de velocidad diferentes.

El primer proceso iterativo útil para encontrar los anchos de cara adecuados para el paso y la carga consta de 6 pasos básicos y se obtuvieron diferentes anchos de cara y diferentes pasos diametrales, para después seleccionar los adecuados según otros análisis.

Este proceso requiere de los siguientes datos al comenzar: la potencia a transmitir en caballos (H); la velocidad angular para el engrane a dimensionar en revoluciones por minuto (n); así como el número de dientes (N) para éste mismo; el factor de corrección geométrico de la AGMA (J) para dicho engrane; así como el esfuerzo permisible por flexión en los dientes, para el material a utilizar (σ) en libras por pulgada cuadrada.

Posteriormente, con una sucesión de cálculos pertinentes se ob-

tiene un ancho de cara, el cual se compara con un intervalo recomendable para el paso circular específico, esta sucesión es: Obtener el diámetro de paso (d) mediante el número de dientes y el paso diametral seleccionado (P).

$$d = \frac{N}{P}$$

Obtener después la velocidad tangencial (V) en la línea de paso.

$$V = \frac{(\pi)(d)(n)}{12}$$

Con ésto, determinar la carga tangencial (Wt), transmitida en libras,

$$Wt = \frac{(H)(33000)}{V}$$

así como el factor dinámico de velocidad (Kv) con la ecuación:

$$Kv = \frac{50}{50 + \sqrt{V}}$$

para poder con estos datos ya, obtener un ancho de cara (F) en pulgadas, para el engrane en cuestión mediante la fórmula:

$$F = \frac{(Wt)(P)}{(Kv)(\sigma_p)(C)}$$

posteriormente se verifica que el ancho de cara encontrado esté dentro del intervalo de 3 a 5 veces el paso circular.

Toda esta secuencia se repite con diferentes datos hasta determinar los que se encuentren en el ya mencionado intervalo, y si toma-

mos en cuenta que son doce velocidades y que sólo del mecanismo principal se utilizan diferentes combinaciones de 4 engranes para cada velocidad, podremos entonces decidir hacer un programa computacional interactivo para obtener varios resultados y hacer así una elección adecuada. (Ver Anexo # 1)

De una forma similar, en un programa computacional, alimentado con los datos obtenidos en el programa anterior, con diferentes valores de resistencia a la fluencia y a la ruptura para diferentes materiales, así como con los anchos de cara obtenidos para cada engrane, se encontraron los factores de seguridad para cada uno de los elementos utilizados en cada una de las velocidades, según las fórmulas de la AGMA para resistencia a la fatiga por flexión.

Pero en casos de cargas grandes, para engranes de diámetro pequeño y a alta velocidad angular, el problema principal para el diseño es que éstos componentes resistan la fatiga en la superficie, es decir, el desgaste de los dientes.

De esta forma, realizando algunas operaciones también en un programa computacional, se obtuvieron por fin las características óptimas para cada engrane de la transmisión, tales como material, resistencia, tratamiento térmico, dureza, ancho de cara, acabado superficial, etc., que se muestran a continuación en las siguientes tablas: (Ver Anexo # 2).

PARA EL SEGUNDO MECANISMO

ENGRANE No. DE DIENTES	TRATAMIENTO TERMICO	DUREZA BRINELL	DUREZA (ROCKWELL-C)
17	Templado por inducción o a flama	460	48.5
22	Templado a flama	401	43.1
23	Templado por inducción o a flama	490	50
26	Templado a flama	366	48.8
30	Templado a flama	366	48.8
32	Templado a flama	390	42
34	Templado a flama	401	43.1
39	Templado por inducción o a flama	460	48.5
48	Templado por inducción o a flama	490	50

Todos ellos con un paso diametral igual a 8 dientes por pulgada, un ancho de cara de 0.625 pulgadas y fabricados en acero UNS G 41400, cortados con sinfin, tratados térmicamente como se indica en la tabla y con un acabado esmerilado.

De la misma forma, para el reductor o primer mecanismo se tienen;

NO. DE ENGRANE	NO. DE DIENTES	TRATAMIENTO TERMICO	DUREZA BRINELL	DUREZA ROCKWELL- C
1	17	Templado y revenido	258	25.4
2	43	Templado y revenido	258	25.4
3	17	Templado y revenido	348	37
4	43	Templado y revenido	348	37

Empleándose en todos ellos acero UNS G 10450, maquinados con sinfin, y templado y revenido a 720°F.

VELOCIDAD DE ENTRADA (RPM)	ENGRANES UTILIZADOS (No.Dientes)	VELOCIDAD LINEAL (pies/min)	CARGA TANGENCIAL (libras)	ESFUERZO POR FLEXION (Lbs/pulg ²)	RELACION DE ENGRANES Y VELOCIDAD DE SALIDA (RPM)
430	17	239.22	275.9	12,952	
	39	239.22	275.9	11,737	
	23	141.05	467.9	19,352	(1-0.209)
	48	141.05	467.9	17,989	39.8
430	22	309.6	213.2	9,785	
	34	309.6	213.2	9,340	
	23	209.4	315.2	13,407	(1-0.31)
	48	209.4	315.2	12,626	133.3
430	26	365.9	180.4	8,249	
	30	365.9	180.4	8,122	
	23	280.5	235.3	10,497	(1-0.415)
	48	280.5	235.3	9,757	178.6
430	17	239.2	275.9	12,952	
	39			11,737	
	39	239.2	275.9	11,224	(1-0.531)
	32			11,390	228.4

VELOCIDAD DE ENTRADA (RPM)	ENGRANES UTILIZADOS (No.Dientes)	VELOCIDAD LINEAL (pies/min)	CARGA TANGENCIAL (libras)	ESFUERZO POR FLEXION (Lbs/pulg ²)	RELACION DE ENGRANES Y VELOCIDAD DE SALIDA (RPM)
430	22	309.6	213.2	9,785.6	
	34	309.6	213.2	9,340.7	
	39	355	185.9	8,070	(1-0.789)
	32	355	185.9	7,951	339
430	26	365.9	180.4	8,249	
	30	365.9	180.4	8,122	
	39	475.7	138.7	6,191	(1-1.056)
	32	475.7	138.7	6,281	454.3
2500	17	1,390.7	47.5	2,971	
	39	1,390.7	47.5	2,691	
	23	820.3	80.5	4,175	(1-0.209)
	48	820.3	80.5	3,931	522.2
2500	22	1,800	36.7	2,301	
	34	1,800	36.7	2,196	
	23	1,217	54.2	3,036	(1-0.310)
	48	1,217	54.2	2,859	7,775.1
2500	26	2,127	31.03	1,972	
	30	2,127	31.03	1,942	
	23	1,630	40.5	2,413	(-1-0.415)
	48	1,630	40.5	2,272	1,038.2
2500	17	1,390.8	47.5	2,970	
	39	1,390.8	47.5	2,691	
	39	1,390.8	47.5	2,574	(1-0.531)
	32	1,390.8	47.5	2,612	1,328

VELOCIDAD DE ENTRADA (RPM)	ENGRANES UTILIZADOS (No.Dientes)	VELOCIDAD LINEAL (pies/min)	CARGA TANGENCIAL (Libras)	ESFUERZO POR FLEXION (Lbs./pulg.2)	RELACION DE ENGRANES Y VELOCIDAD DE SALIDA (RPM)
2500	22	1,800	36.7	2,301	
	34	1,800	36.7	2,196	
	39	2,064	32	1,895	(1-0.789)
	32	2,064	32	1,923	1,971.6
2500	26	2,127	31	1,972	
	30	2,127	31	1,942	
	39	2,166	23.8	1,521.4	(1-1.056)
	32	2,166	23.8	1,543	2,640.6

Donde la velocidad lineal (V) es
$$v = \frac{(\pi)(d)(n)}{12}$$

d = Diámetro de paso y n = Velocidad en revoluciones por minuto

La carga tangencial
$$W_t = \frac{(33\ 000)(pot)}{v}$$

El esfuerzo por flexión
$$\sigma = \frac{(W_t)(P)}{(K_v)(F)(J)}$$

- Siendo P = Paso diametral
- K_v = Factor dinámico
- F = Ancho de cara
- J = Factor de corrección de la AGMA

Es interesante hacer notar que al momento de trabajar los engranes, más de un par de dientes están en contacto, sobre todo si se trata de engranes precisos con un buen acabado superficial, algunos autores consideran que aproximadamente 1.4 pares de dientes están en contacto en promedio, situación que nos motivará a analizar más a fondo los límites de resistencia del material con que se construyen los engranes.

El factor de corrección de la AGMA es una modificación del factor de corrección de Lewis, ya que éste no tomó en cuenta el factor de concentración de esfuerzos que llamamos "KF", por lo tanto si "J" es el factor geométrico de la AGMA y "Y" el factor de Lewis, la ecuación de la AGMA quedaría:

$$J = \frac{Y}{(Kf)(m_N)}$$

siendo M_N la relación de repartición de la carga, que se basa en la proporción de la carga total que lleva el diente más cargado.

Ahora, si consideramos que la carga máxima que debe soportar un diente es cuando se le aplica toda la fuerza a él, entonces debemos suponer que M_N debe ser igual a la unidad y esta carga máxima será aplicada en el punto del diente que cruza el diámetro de paso.

Si utilizamos el mismo criterio para cuando estamos analizando las fallas en la superficie, veremos que se aplica en cierta forma diferente:

Suponemos pues, que se aplica la máxima carga cuando se encuentran en contacto los dientes en su circunferencia de paso, y que ésta se recibe en un solo diente, a la vez, podemos observar que en este punto no existe deslizamiento sino rodamiento puro, que es la característica de la figura evolvente de los dientes, pero sólo en este punto (en el de paso) se presenta esto, en todos los demás sí se presenta deslizamiento, pero a la vez ya se repartió la carga entre más de un par de dientes,

por lo que cuando se presenta deslizamiento entre los dientes, no existe una carga completa en cada par de ellos,

Por lo tanto, debe existir una modificación en la carga a la hora de realizar las operaciones respectivas a la resistencia a la fatiga en la superficie o desgaste,

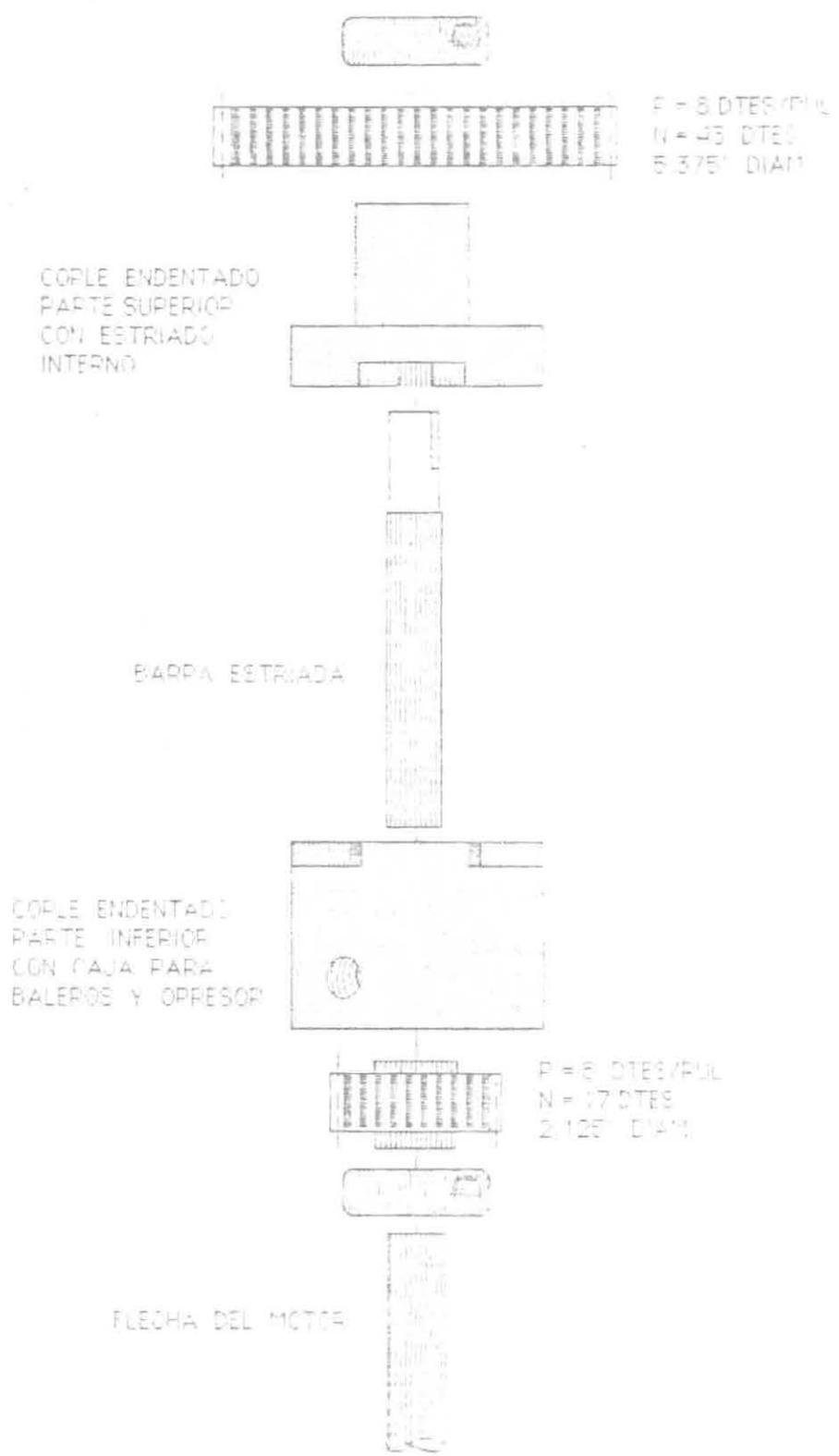
CONFIGURACION DEL SISTEMA

Una vez analizados los elementos que componen esta transmisión, se procederá a describir su ubicación dentro del sistema, así como la situación del sistema total.

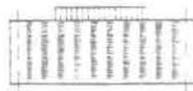
Ensamblajes:

Para el primer mecanismo, se ensambla primero el engrane 2 - de 43 dientes en elemento movable "M" y se introduce en éste la flecha estriada donde trabajará para después acoplar el balero inferior en esta flecha sujetado por un candado en el extremo. Posteriormente se inserta dicho balero en la caja para éste de la parte inferior del cople endentado.

Sobre la flecha del motor se coloca un balero que ayudará a soportar la carga sobre la flecha y que acoplará en la carcasa previamente instalada sobre el motor. Después, en esta misma flecha se coloca el primer engrane de 17 dientes y el cople endentado ya dispuesto en el subensamble y se fija éste a la flecha con un opresor sobre la cuña.



En la misma carcaza se coloca el otro subensamble, que consta de una flecha con cuñeros, el engrane 1 de 43 dientes y el segundo engrane de 17 dientes, separados éstos por un espaciador y 2 baleros radiales dispuestos en los extremos con un espaciador cada uno entre engrane y balero.



P = 6 DTS/PUL
N = 17 DTS
D = 0.125" DIAM



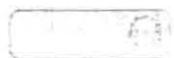
FLECHA CON CUÑEROS
Y ESPACIADOR



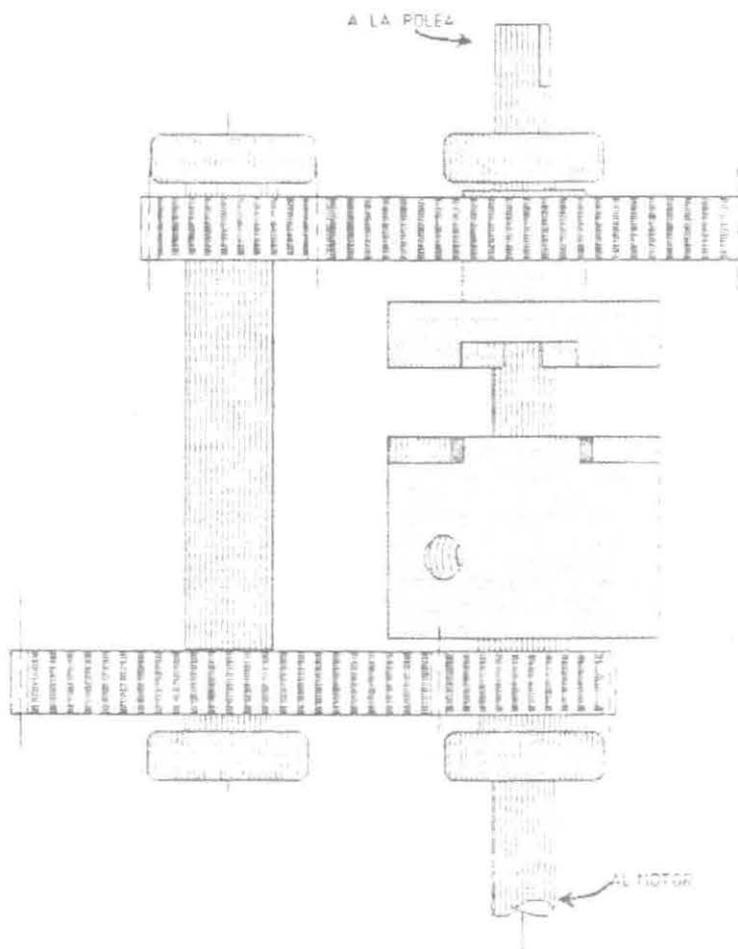
P = 6 DTS/PUL
N = 43 DIENTES
D = 0.75" DIAM



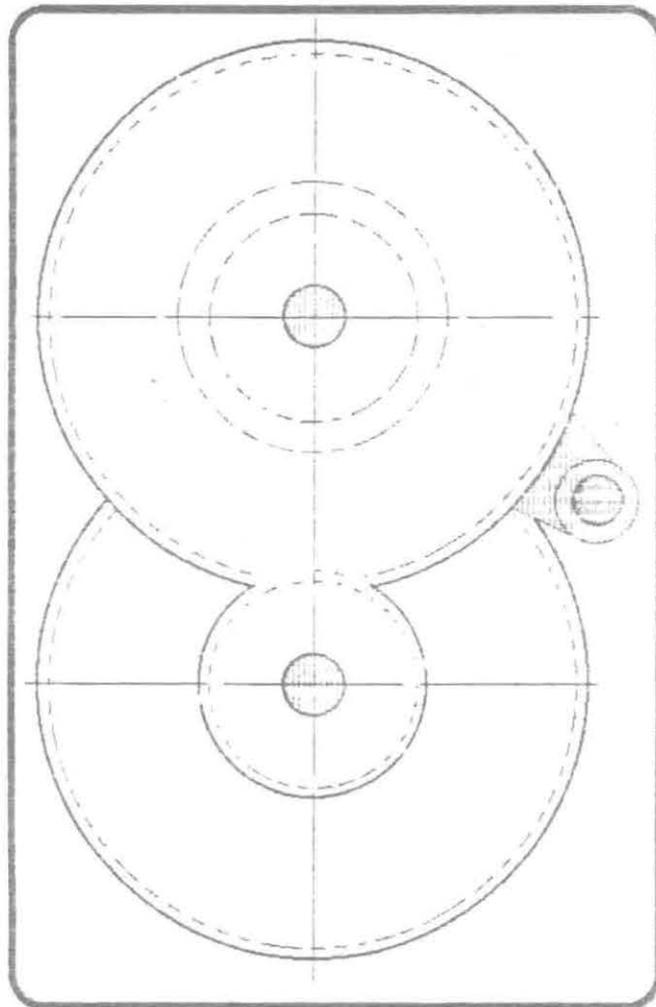
ESPACIADOR



En el dibujo esquemático de a continuación se muestra la situación de los dos subensambles anteriores, sin mostrar la carcasa y el mecanismo de cambio de velocidad.

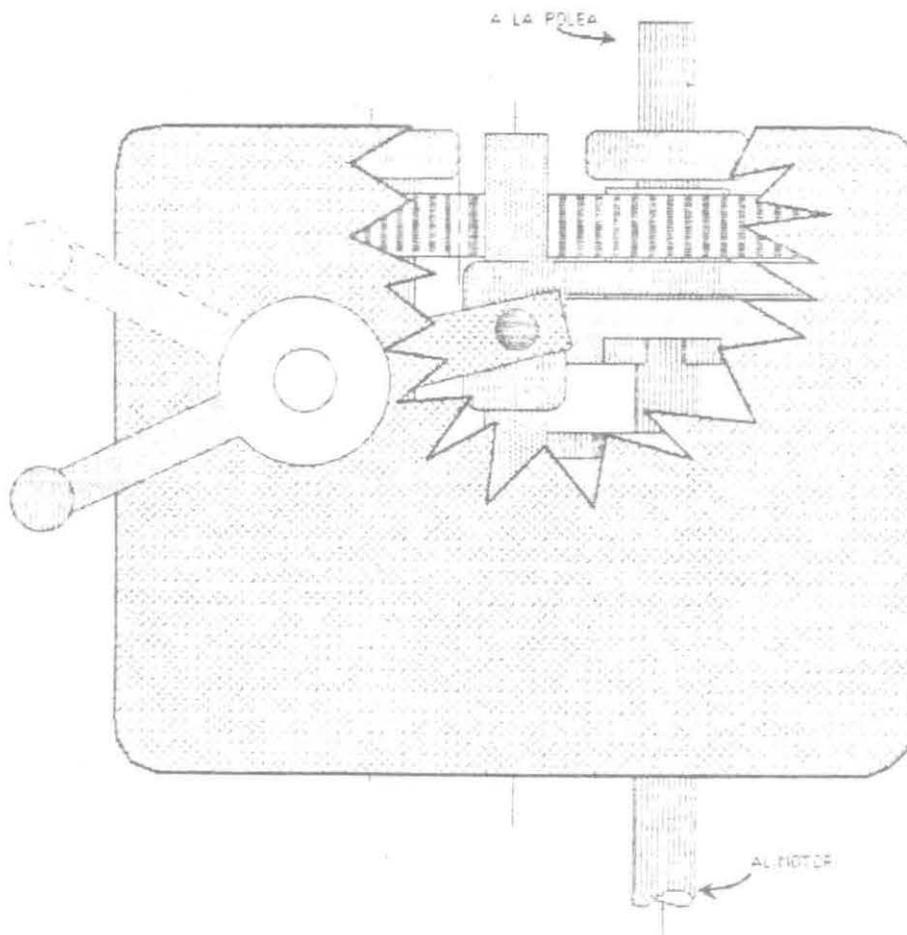


Y de la misma forma, sin carcaza ni elementos externos se presentan los engranes en sus posiciones en una vista de planta en la siguiente figura:



También soportado en la carcaza se encuentra en forma vertical cerca de una orilla, una guía donde correrá el soporte que sitúa al elemento móvil "M" en la posición deseada. Este es solamente un semi-aro que entra en la ranura de dicho elemento móvil y que tiene en el otro extremo un cojinete de bronce para que se deslice fácilmente sobre la guía.

La siguiente figura representa un corte seccional de la carcaza, de tal forma que se muestra la forma en que está unido el cojinete guía, al brazo de la palanca de cambios que se encuentra en la parte externa de la mencionada carcaza

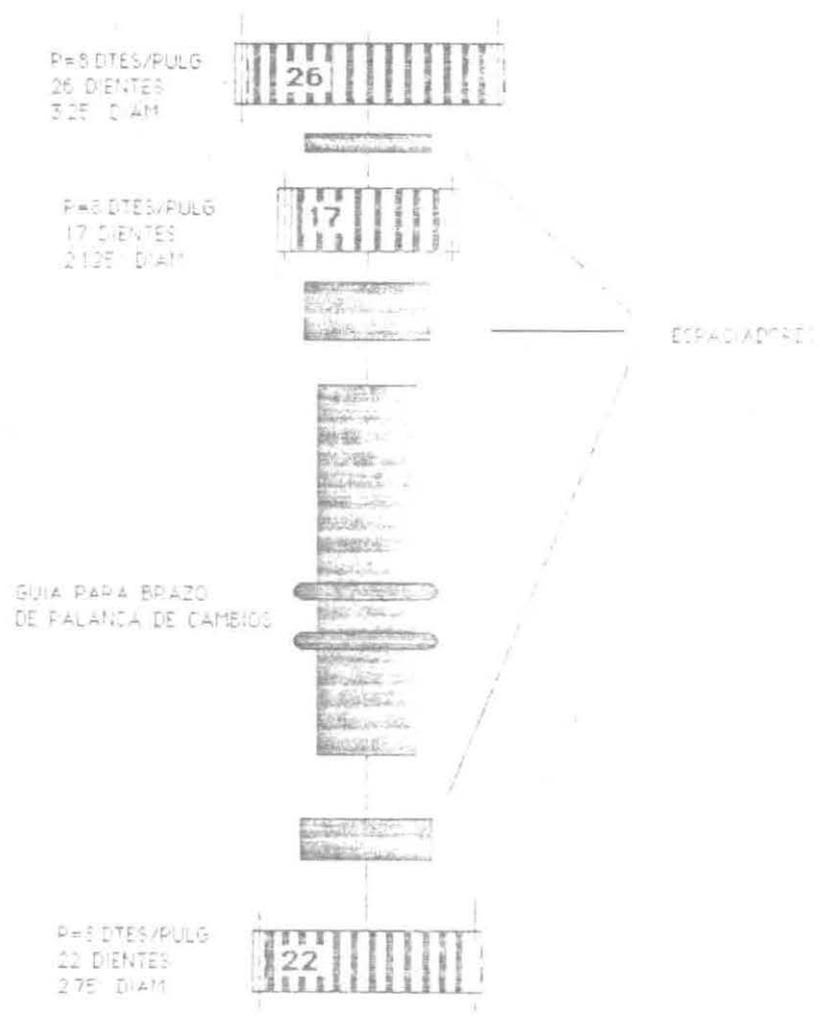


Una vez colocado esto también, se coloca la tapa de la carcasa, que fijará tanto los baleros superiores de los dos subensambles, como la guía para el mecanismo de cambio. Tapada ya la carcasa, tenemos instalado sobre el motor, nuestro mecanismo reductor-noreductor de la transmisión engranada de la fresadora.

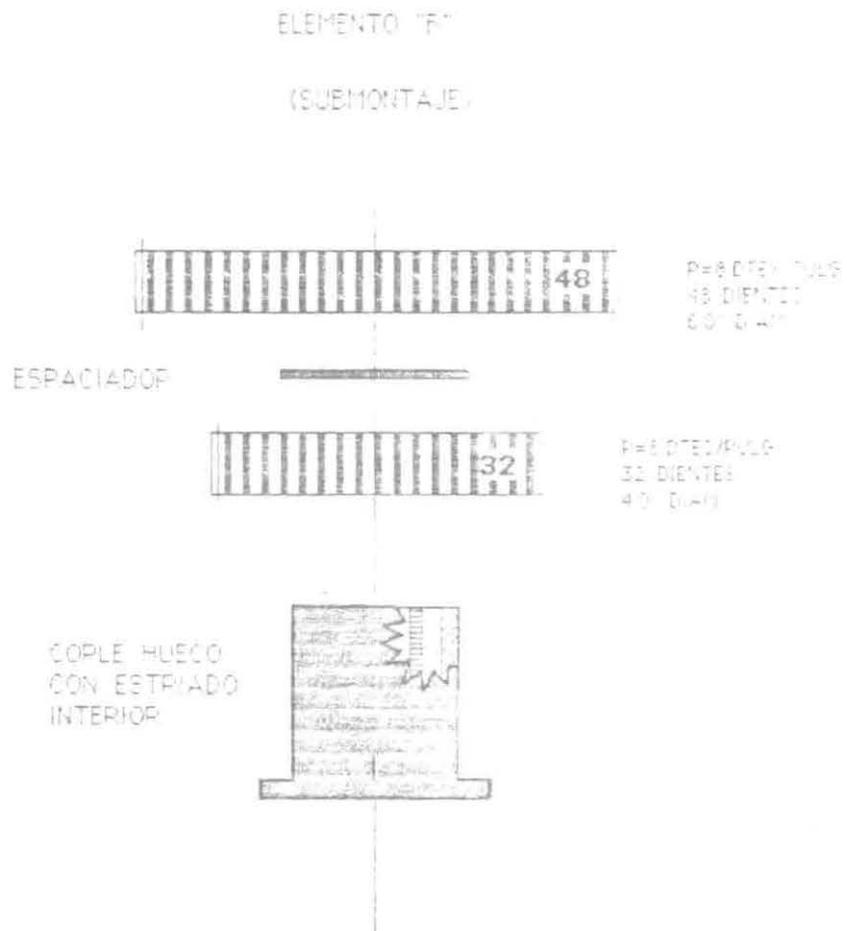
De manera similar, se ensambla el segundo mecanismo, se coloca la carcasa sobre el mamelón, y se fija al cabezal, se ensamblan previamente los elementos "A" y "B" como se muestra en los dibujos y se explica a continuación.

Para el elemento "A" se colocan como se muestra en el dibujo, los engranes 17 y 26 con sus respectivos espaciadores sobre el componente hueco con estriado en el interior, a presión, de tal forma que no cambien de posición ni se muevan de su sitio. Y del lado opuesto del mismo componente el engrane 22 de la misma forma.

ELEMENTO "A"
(SUBMONTAJE)



El elemento "B" se ensambla de manera similar, introduciendo el cople hueco con estriado interior a presión dentro de los engranes, posicionados con un pequeño separador.

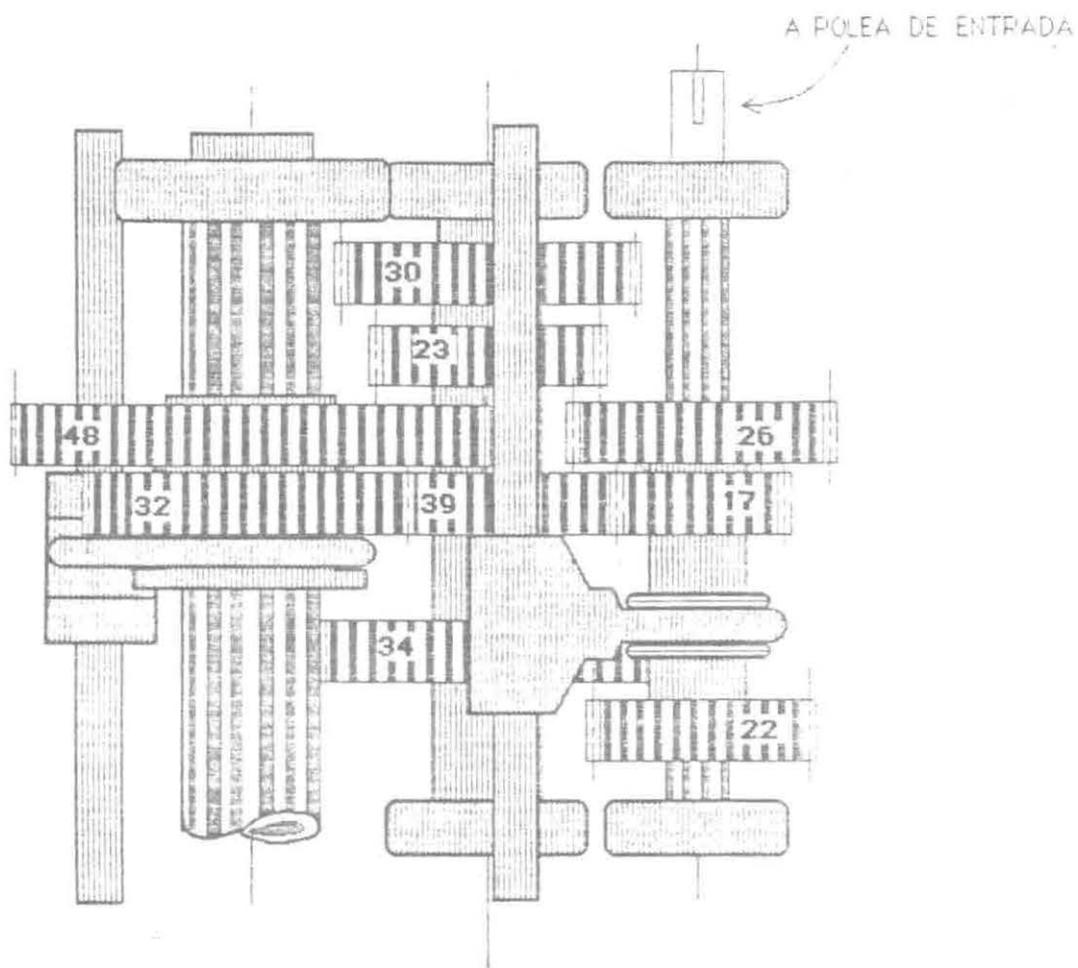


Enseguida se colocan los baleros inferiores correspondientes a la barra estriada de tracción y al eje intermedio en sus posiciones dentro de la carcaza. También se ensamblan los 4 engranes elementos de la flecha intermedia con sus respectivos separadores y sus propias cuñas.

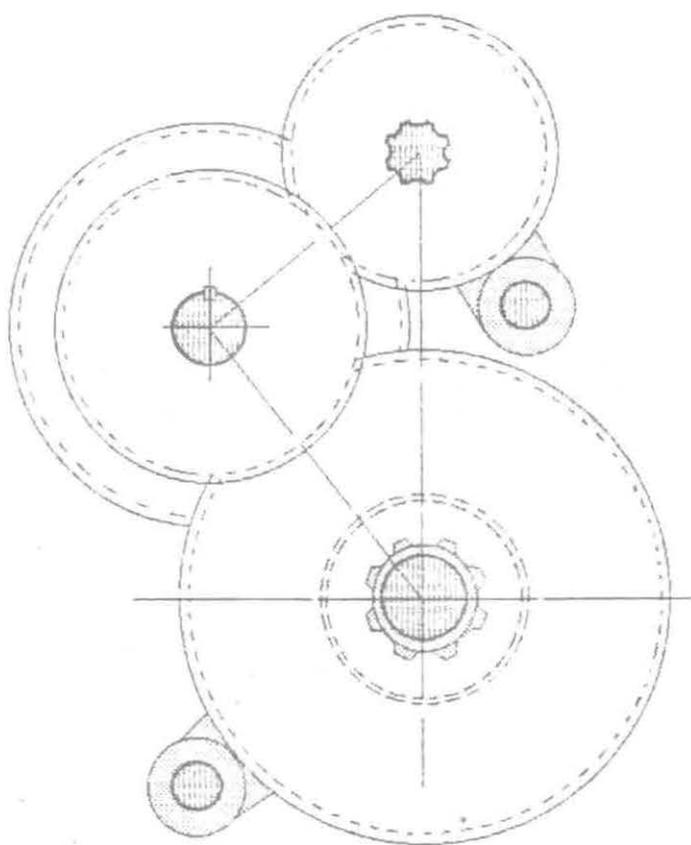
Así se introducen simultáneamente el elemento "B" y la flecha intermedia, ésta en su posición del balero y el primero en su barra hueca estriada, después se coloca el elemento "A" en posición y se introduce por éste la flecha estriada que le corresponde, a manera que ésta entre en su balero.

Después en las ranuras para soporte de posición se colocan éstos, que son similares al del mecanismo anterior, en sus respectivas posiciones y se colocan las barras guías dentro de dichos soportes y a su vez en sus lugares en la carcaza.

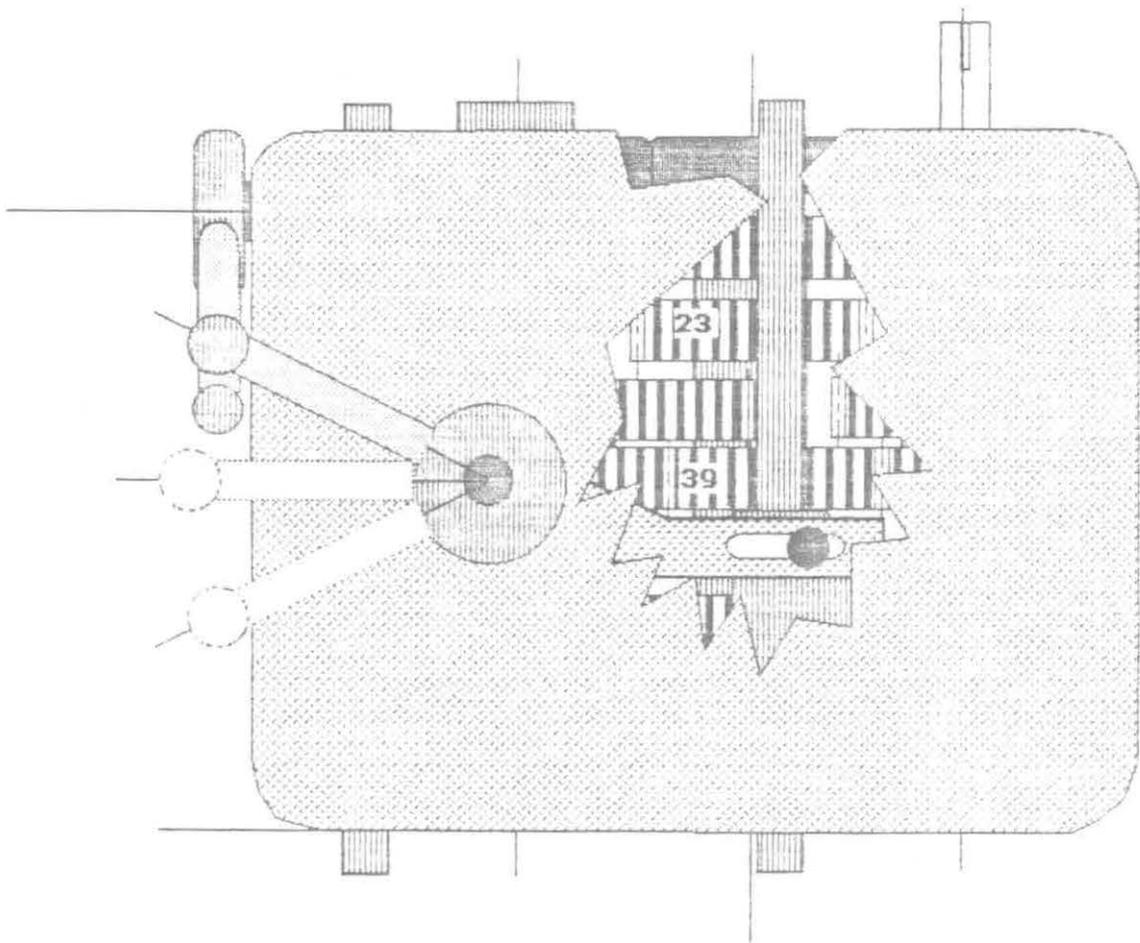
Quedando todos los elementos en su posición como se muestra en las siguientes dos figuras, se procede a tapar la carcaza para posicionar bien las flechas y soportar los baleros de estas.

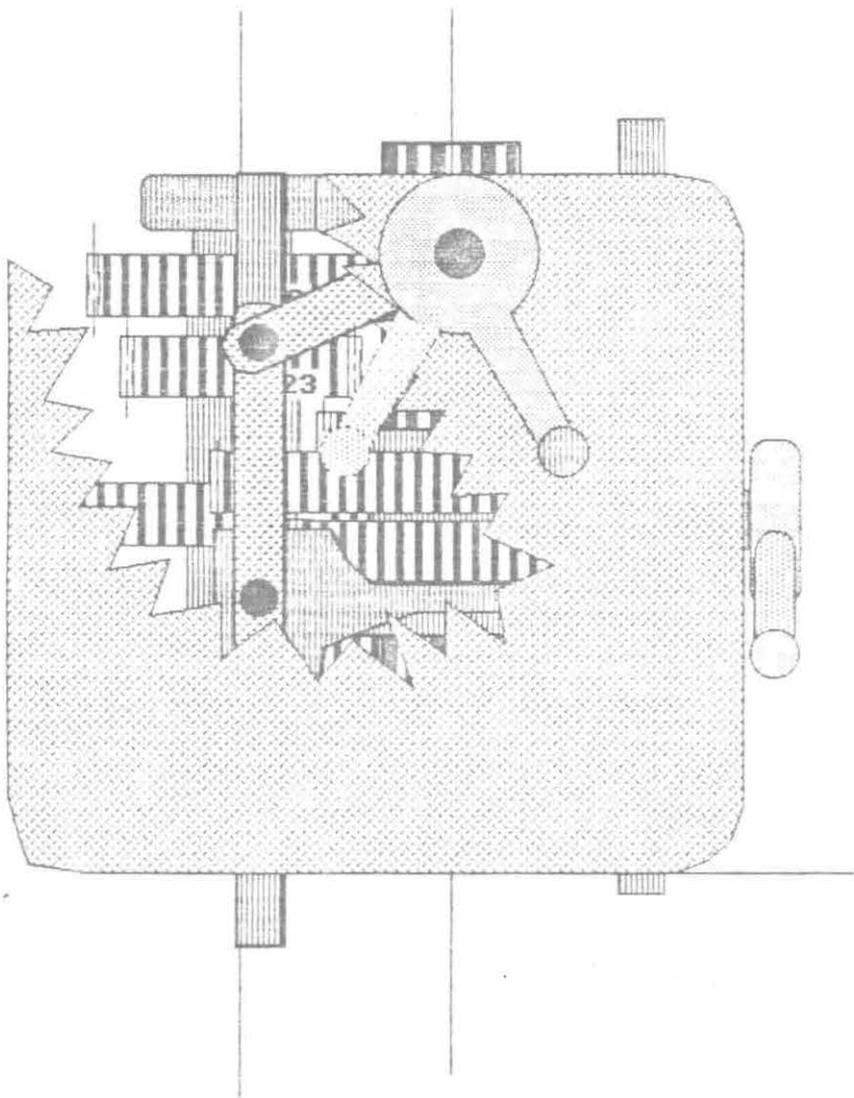


Esta es una vista lateral del mecanismo sin carcasa y la siguiente figura es la vista superior del mismo sin la tapa de dicha carcasa.

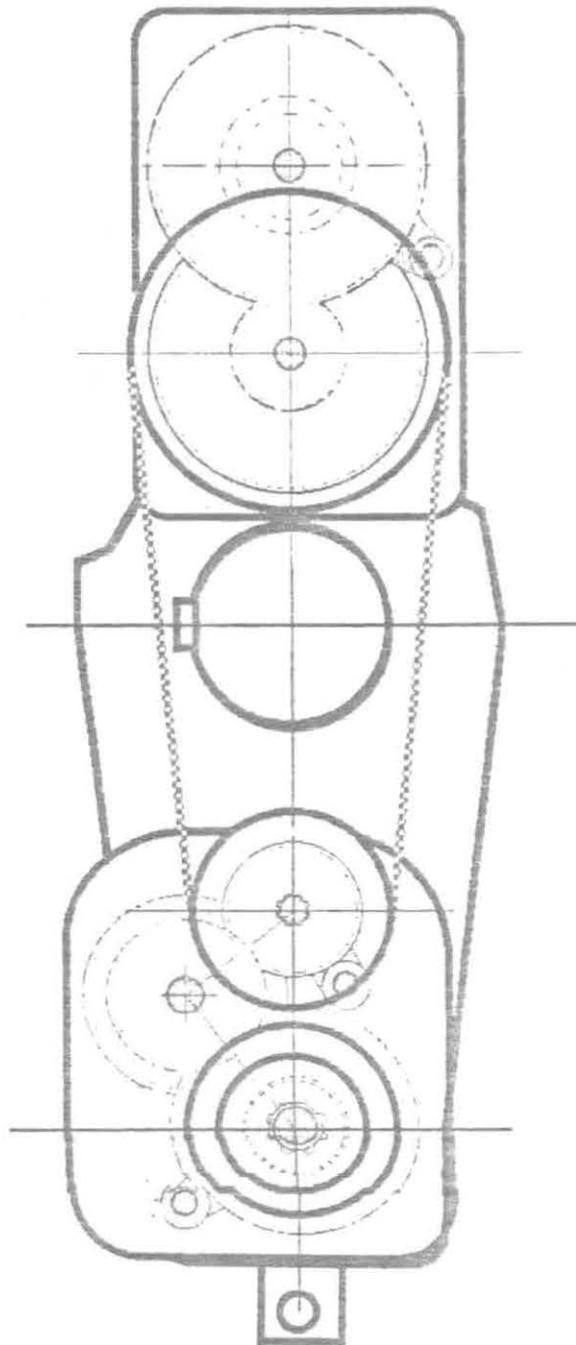


Observando las vistas lateral y frontal del mecanismo con la representación de un corte seccional de la carcaza, se pueden apreciar los mecanismos del cambio de velocidades y la situación de éstos en el sistema.





Para completar la descripción del sistema, y su ubicación en la máquina, se puede apreciar la vista esquemática de planta, del cabezal de la máquina mostrando la columna al centro y los mecanismos independientes de la transmisión unidos por la banda en "V" con las respectivas poleas.



Utilizando las cargas tangenciales encontradas en el programa computacional de respaldo (Ver Anexo 1), se obtienen las reacciones en los apoyos, o sea, en los baleros mediante la fórmula para la carga equivalente de rodamientos antifricción:

$$C_R = F \left[\left(\frac{L_D}{L_R} \right) \left(\frac{n_D}{n_R} \right) \left(\frac{1}{6.84} \right) \right]^{1/3} \frac{1}{\left[\ln \left(\frac{1}{R} \right) \right]^{1/1.173}}$$

Se obtienen las cargas radiales equivalentes para entrar a los catálogos y se encontraron los siguientes valores:

BALEROS	CARGA MAXIMA (libras)	CARGA RADIAL EQUIVALENTE (Newton)	DESIGNACION
En barra de tracción	258.53	5,667.3	RLS 5
En barra <u>in</u> termedia	301	4,643.4	EE 5
En barra <u>es</u> triada	383	4,623.5	EE 10

A N E X O 1

```

program Fatiga_Por_Flexion;

var
  nd,n,j,sut,sy,p,h,f,v,kv,wt,se,sg      : real;
  vel,ve                                  : string[10];
  tx                                       : text;

procedure lee(var zz:real);

      var z:real;

begin
  readln(z);
  if z > 0
    then zz:=z;
end;

procedure datos;

begin
  writeln;writeln;
  writeln('Es la ',vel,' Velocidad');
  write('Ahora será la : ');
  readln(ve);
  if ve <> ''
    then vel:=ve;

  writeln('El número de dientes es ',nd:2:0);
  write('          Ahora serán ');
  lee(nd);

  writeln('El factor de la AGMA es ',j:0:4);
  write('          Ahora será : ');
  lee(j);

  writeln('La velocidad angular es ',n:4:1);
  write('          Ahora será de :');
  lee(n);
  writeln;

  writeln('Ancho de cara = ',f:1:4);
  write('          F = ');
  lee(f);

  writeln('          Sut = ',sut:8:1);
  write('          Sut = ');
  lee(sut);

```

```
end;
```

```
procedure inic;
```

```
begin
```

```
  p:=8;
```

```
  nd:=0;
```

```
  h:=2;
```

```
  j:=0;
```

```
  F:=0.625;
```

```
  n:=0;
```

```
  Sut:=0;
```

```
  vel:=' ';
```

```
end;
```

```
begin
```

```
  inic;
```

```
  assign(tx,'B:MEC1.PAS');
```

```
  rewrite(tx);
```

```
  repeat
```

```
    datos;
```

```
    v:=3.141596*nd*n/(p*12);
```

```
    kv:=50/(50+sqrt(v));
```

```
    wt:=33000.0*h/v;
```

```
    sg:=(wt*p/(f*kv*j));
```

```
    se:=0.2965*sut;
```

```
    writeln(tx);
```

```
    writeln(tx);
```

```
    writeln(tx,'en la ',vel,' Velocidad... ');
```

```
    writeln(tx);
```

```
    writeln(tx,'Para el engrane # ',nd:2:0,' : ');
```

```
    writeln(tx);
```

```
    writeln(tx,'Diámetro de paso = ',nd/p:4:2);
```

```
    writeln(tx,'Número. de dientes = ',nd:2:0);
```

```
    writeln(tx,'Factor de corrección = ',j:0:4);
```

```
    writeln(tx,'Ancho de cara = ',f:0:4);
```

```
    writeln(tx,'Velocidad angular = ',n:4:1);
```

```
    writeln(tx,'Velocidad tangencial = ',v:5:2);
```

```
    writeln(tx,'Factor de velocidad = ',kv:0:5);
```

```
    writeln(tx,'Carga tangencial = ',wt:8:3);
```

```
    writeln(tx,'Esfuerzo a flexión = ',sg:9:3);
```

```
    write(tx,'Factor de seguridad por fatiga = ');
```

```
    writeln(tx,se/(2*sg):2:4);
```

```
    writeln;
```

```
    writeln;
```

```
    writeln('En la ',vel,' Velocidad... ');
```

```
    writeln;
```

```
    writeln('Para el engrane número ',nd:2:0,' : ');
```

```
    writeln;
```

```
    writeln('Diámetro de paso = ',nd/p:4:2);
```

```
    writeln('Número de dientes = ',nd:2:0);
```

```
    writeln('Factor de corrección = ',j:0:4);
```

```
    writeln('Ancho de cara = ',f:0:4);
```

```
    writeln('Velocidad angular = ',n:4:1);
```

```
    writeln('Velocidad tangencial = ',v:5:2);
```

EN LA primera VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 17 :

DIAMETRO DE PASO = 2.13
No. DE DIENTES = 17
FACTOR DE CORRECCION = 0.3570
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 430.0
VELOCIDAD TANGENCIAL = 239.22
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.76375
CARGA TANGENCIAL = 275.897
ESFUERZO A FLEXION = 12952.088
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 2.2892

EN LA primera VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 39 :

DIAMETRO DE PASO = 4.88
No. DE DIENTES = 39
FACTOR DE CORRECCION = 0.3940
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 187.4
VELOCIDAD TANGENCIAL = 239.17
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.76376
CARGA TANGENCIAL = 275.950
ESFUERZO A FLEXION = 11737.758
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 2.5260

EN LA primera VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 23 :

DIAMETRO DE PASO = 2.88
No. DE DIENTES = 23
FACTOR DE CORRECCION = 0.3830
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 187.4
VELOCIDAD TANGENCIAL = 141.05
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.80806
CARGA TANGENCIAL = 467.915
ESFUERZO A FLEXION = 19352.376
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 1.5321

EN LA primera VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 48 :

DIAMETRO DE PASO = 6.00
No. DE DIENTES = 48
FACTOR DE CORRECCION = 0.4120
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 89.8
VELOCIDAD TANGENCIAL = 141.06
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.80806
CARGA TANGENCIAL = 467.894
ESFUERZO A FLEXION = 17989.440
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 1.6482

EN LA septima VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 48 :

DIAMETRO DE PASO = 6.00
No. DE DIENTES = 48
FACTOR DE CORRECCION = 0.4120
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 522.2
VELOCIDAD TANGENCIAL = 820.27
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.63581
CARGA TANGENCIAL = 80.461
ESFUERZO A FLEXION = 3931.652
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 7.5414

EN LA septima VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 23 :

DIAMETRO DE PASO = 2.88
No. DE DIENTES = 23
FACTOR DE CORRECCION = 0.3880
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 1089.7
VELOCIDAD TANGENCIAL = 820.19
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.63582
CARGA TANGENCIAL = 80.469
ESFUERZO A FLEXION = 4175.187
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 7.1015

EN LA septima VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 39 :

DIAMETRO DE PASO = 4.88
No. DE DIENTES = 39
FACTOR DE CORRECCION = 0.3940
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 1089.7
VELOCIDAD TANGENCIAL = 1390.76
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.57278
CARGA TANGENCIAL = 47.456
ESFUERZO A FLEXION = 2691.631
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 11.0156

EN LA septima VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 17 :

DIAMETRO DE PASO = 2.13
No. DE DIENTES = 17
FACTOR DE CORRECCION = 0.3570
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 2500.0
VELOCIDAD TANGENCIAL = 1390.81
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.57278
CARGA TANGENCIAL = 47.454
ESFUERZO A FLEXION = 2970.503
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 9.9815

EN LA SEGUNDA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 17 :

DIAMETRO DE PASO = 2.13
No. DE DIENTES = 17
FACTOR DE CORRECCION = 0.3570
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 430.0
VELOCIDAD TANGENCIAL = 239.22
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.76375
CARGA TANGENCIAL = 275.897
ESFUERZO A FLEXION = 12952.088
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 2.2892

EN LA SEGUNDA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 22 :

DIAMETRO DE PASO = 2.75
No. DE DIENTES = 22
FACTOR DE CORRECCION = 0.3770
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 430.0
VELOCIDAD TANGENCIAL = 309.58
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.73970
CARGA TANGENCIAL = 213.193
ESFUERZO A FLEXION = 9785.563
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 3.0300

EN LA SEGUNDA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 34 :

DIAMETRO DE PASO = 4.25
No. DE DIENTES = 34
FACTOR DE CORRECCION = 0.3950
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 278.2
VELOCIDAD TANGENCIAL = 309.54
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.73971
CARGA TANGENCIAL = 213.220
ESFUERZO A FLEXION = 9340.669
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 3.1743

EN LA SEGUNDA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 23 :

DIAMETRO DE PASO = 2.88
No. DE DIENTES = 23
FACTOR DE CORRECCION = 0.3880
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 278.2
VELOCIDAD TANGENCIAL = 209.39
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.77555
CARGA TANGENCIAL = 315.195
ESFUERZO A FLEXION = 13407.531
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 2.2114

EN LA SEGUNDA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 48 :

DIAMETRO DE PASO = 6.00
No. DE DIENTES = 48
FACTOR DE CORRECCION = 0.4120
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 133.3
VELOCIDAD TANGENCIAL = 209.39
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.77555
CARGA TANGENCIAL = 315.205
ESFUERZO A FLEXION = 12626.860
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 2.3482

EN LA OCTAVA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 48 :

DIAMETRO DE PASO = 6.00
No. DE DIENTES = 48
FACTOR DE CORRECCION = 0.4120
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 775.1
VELOCIDAD TANGENCIAL = 1217.53
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.58898
CARGA TANGENCIAL = 54.208
ESFUERZO A FLEXION = 2859.439
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 10.3692

EN LA OCTAVA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 23 :

DIAMETRO DE PASO = 2.88
No. DE DIENTES = 23
FACTOR DE CORRECCION = 0.3880
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 1617.6
VELOCIDAD TANGENCIAL = 1217.53
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.58898
CARGA TANGENCIAL = 54.208
ESFUERZO A FLEXION = 3036.311
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 9.7651

EN LA OCTAVA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 34 :

DIAMETRO DE PASO = 4.25
No. DE DIENTES = 34
FACTOR DE CORRECCION = 0.3950
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 1617.6
VELOCIDAD TANGENCIAL = 1799.82
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.54098
CARGA TANGENCIAL = 36.670
ESFUERZO A FLEXION = 2196.564
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 13.4984

EN LA OCTAVA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 22 :

DIAMETRO DE PASO = 2.75
No. DE DIENTES = 22
FACTOR DE CORRECCION = 0.3770
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 2500.0
VELOCIDAD TANGENCIAL = 1799.87
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.54098
CARGA TANGENCIAL = 36.669
ESFUERZO A FLEXION = 2301.388
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 12.8835

EN LA TERCERA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 26 :

DIAMETRO DE PASO = 3.25
No. DE DIENTES = 26
FACTOR DE CORRECCION = 0.3870
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 430.0
VELOCIDAD TANGENCIAL = 365.87
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.72330
CARGA TANGENCIAL = 180.394
ESFUERZO A FLEXION = 8249.042
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 3.5944

EN LA TERCERA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 30 :

DIAMETRO DE PASO = 3.75
No. DE DIENTES = 30
FACTOR DE CORRECCION = 0.3930
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 372.7
VELOCIDAD TANGENCIAL = 365.90
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.72329
CARGA TANGENCIAL = 180.378
ESFUERZO A FLEXION = 8122.476
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 3.6504

EN LA TERCERA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 23 :

DIAMETRO DE PASO = 2.88
No. DE DIENTES = 23
FACTOR DE CORRECCION = 0.3830
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 372.7
VELOCIDAD TANGENCIAL = 280.52
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.74908
CARGA TANGENCIAL = 235.276
ESFUERZO A FLEXION = 10496.926
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 2.8246

EN LA TERCERA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 48 :

DIAMETRO DE PASO = 6.00
No. DE DIENTES = 48
FACTOR DE CORRECCION = 0.4120
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 178.6
VELOCIDAD TANGENCIAL = 280.54
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.74907
CARGA TANGENCIAL = 235.257
ESFUERZO A FLEXION = 9757.368
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 3.0387

EN LA NOVENA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 48 :

DIAMETRO DE PASO = 6.00
No. DE DIENTES = 48
FACTOR DE CORRECCION = 0.4120
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 1038.2
VELOCIDAD TANGENCIAL = 1630.80
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.55320
CARGA TANGENCIAL = 40.471
ESFUERZO A FLEXION = 2272.862
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 13.0452

EN LA NOVENA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 23 :

DIAMETRO DE PASO = 2.88
No. DE DIENTES = 23
FACTOR DE CORRECCION = 0.3880
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 2166.7
VELOCIDAD TANGENCIAL = 1630.82
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.55320
CARGA TANGENCIAL = 40.470
ESFUERZO A FLEXION = 2413.432
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 12.2854

EN LA NOVENA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 30 :

DIAMETRO DE PASO = 3.75
No. DE DIENTES = 30
FACTOR DE CORRECCION = 0.3930
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 2166.7
VELOCIDAD TANGENCIAL = 2127.16
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.52018
CARGA TANGENCIAL = 31.027
ESFUERZO A FLEXION = 1942.723
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 15.2621

EN LA NOVENA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 26 :

DIAMETRO DE PASO = 3.25
No. DE DIENTES = 26
FACTOR DE CORRECCION = 0.3870
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 2500.0
VELOCIDAD TANGENCIAL = 2127.12
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.52018
CARGA TANGENCIAL = 31.028
ESFUERZO A FLEXION = 1972.866
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 15.0289

EN LA CUARTA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 17 :

DIAMETRO DE PASO = 2.13
No. DE DIENTES = 17
FACTOR DE CORRECCION = 0.3570
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 430.0
VELOCIDAD TANGENCIAL = 239.22
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.76375
CARGA TANGENCIAL = 275.897
ESFUERZO A FLEXION = 12952.088
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 2.2892

EN LA CUARTA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 39 :

DIAMETRO DE PASO = 4.88
No. DE DIENTES = 39
FACTOR DE CORRECCION = 0.3940
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 187.4
VELOCIDAD TANGENCIAL = 239.17
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.76376
CARGA TANGENCIAL = 275.950
ESFUERZO A FLEXION = 11737.758
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 2.5260

EN LA CUARTA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 39 :

DIAMETRO DE PASO = 4.88
No. DE DIENTES = 39
FACTOR DE CORRECCION = 0.4120
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 187.4
VELOCIDAD TANGENCIAL = 239.17
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.76376
CARGA TANGENCIAL = 275.950
ESFUERZO A FLEXION = 11224.943
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 2.6414

EN LA CUARTA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 32 :

DIAMETRO DE PASO = 4.00
No. DE DIENTES = 32
FACTOR DE CORRECCION = 0.4060
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 228.4
VELOCIDAD TANGENCIAL = 239.18
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.76376
CARGA TANGENCIAL = 275.943
ESFUERZO A FLEXION = 11390.554
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 2.6030

EN LA DECIMA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 32 :

DIAMETRO DE PASO = 4.00
No. DE DIENTES = 32
FACTOR DE CORRECCION = 0.4060
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 1328.0
VELOCIDAD TANGENCIAL = 1390.68
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.57279
CARGA TANGENCIAL = 47.459
ESFUERZO A FLEXION = 2612.187
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 11.3506

EN LA DECIMA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 39 :

DIAMETRO DE PASO = 4.88
No. DE DIENTES = 39
FACTOR DE CORRECCION = 0.4120
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 1089.7
VELOCIDAD TANGENCIAL = 1390.76
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.57278
CARGA TANGENCIAL = 47.456
ESFUERZO A FLEXION = 2574.036
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 11.5189

EN LA DECIMA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 39 :

DIAMETRO DE PASO = 4.88
No. DE DIENTES = 39
FACTOR DE CORRECCION = 0.3940
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 1089.7
VELOCIDAD TANGENCIAL = 1390.76
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.57278
CARGA TANGENCIAL = 47.456
ESFUERZO A FLEXION = 2691.631
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 11.0156

EN LA DECIMA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 17 :

DIAMETRO DE PASO = 2.13
No. DE DIENTES = 17
FACTOR DE CORRECCION = 0.3570
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 2500.0
VELOCIDAD TANGENCIAL = 1390.81
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.57278
CARGA TANGENCIAL = 47.454
ESFUERZO A FLEXION = 2970.503
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 9.9815

EN LA ONCEAVA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 22 :

DIAMETRO DE PASO = 2.75
No. DE DIENTES = 22
FACTOR DE CORRECCION = 0.3770
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 2500.0
VELOCIDAD TANGENCIAL = 1799.87
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.54098
CARGA TANGENCIAL = 36.669
ESFUERZO A FLEXION = 2301.388
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 12.8835

EN LA ONCEAVA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 34 :

DIAMETRO DE PASO = 4.25
No. DE DIENTES = 34
FACTOR DE CORRECCION = 0.3950
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 1617.6
VELOCIDAD TANGENCIAL = 1799.82
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.54098
CARGA TANGENCIAL = 36.670
ESFUERZO A FLEXION = 2196.564
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 13.4984

EN LA ONCEAVA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 39 :

DIAMETRO DE PASO = 4.88
No. DE DIENTES = 39
FACTOR DE CORRECCION = 0.4120
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 1617.6
VELOCIDAD TANGENCIAL = 2064.50
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.52391
CARGA TANGENCIAL = 31.969
ESFUERZO A FLEXION = 1895.778
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 15.6400

EN LA DECIMA PRIMERA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 32 :

DIAMETRO DE PASO = 4.00
No. DE DIENTES = 32
FACTOR DE CORRECCION = 0.4060
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 1971.6
VELOCIDAD TANGENCIAL = 2064.66
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.52390
CARGA TANGENCIAL = 31.967
ESFUERZO A FLEXION = 1923.683
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 15.4131

PARA EL ENGRANE # 32 :

DIAMETRO DE PASO = 4.00
No. DE DIENTES = 32
FACTOR DE CORRECCION = 0.4060
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 339.0
VELOCIDAD TANGENCIAL = 355.00
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.72631
CARGA TANGENCIAL = 185.915
ESFUERZO A FLEXION = 8070.104
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 3.6741

EN LA QUINTA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 39 :

DIAMETRO DE PASO = 4.88
No. DE DIENTES = 39
FACTOR DE CORRECCION = 0.4120
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 278.2
VELOCIDAD TANGENCIAL = 355.06
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.72629
CARGA TANGENCIAL = 185.884
ESFUERZO A FLEXION = 7951.439
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 3.7289

EN LA QUINTA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 34 :

DIAMETRO DE PASO = 4.25
No. DE DIENTES = 34
FACTOR DE CORRECCION = 0.3950
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 278.2
VELOCIDAD TANGENCIAL = 309.54
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.73971
CARGA TANGENCIAL = 213.220
ESFUERZO A FLEXION = 9340.669
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 3.1743

EN LA QUINTA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 22 :

DIAMETRO DE PASO = 2.75
No. DE DIENTES = 22
FACTOR DE CORRECCION = 0.3770
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 430.0
VELOCIDAD TANGENCIAL = 309.58
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.73970
CARGA TANGENCIAL = 213.193
ESFUERZO A FLEXION = 9785.563
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 3.0300

EN LA SEXTA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 26 :

DIAMETRO DE PASO = 3.25
No. DE DIENTES = 26
FACTOR DE CORRECCION = 0.3870
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 430.0
VELOCIDAD TANGENCIAL = 365.87
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.72330
CARGA TANGENCIAL = 180.394
ESFUERZO A FLEXION = 8249.042
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 3.5944

EN LA SEXTA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 30 :

DIAMETRO DE PASO = 3.75
No. DE DIENTES = 30
FACTOR DE CORRECCION = 0.3930
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 372.7
VELOCIDAD TANGENCIAL = 365.90
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.72329
CARGA TANGENCIAL = 180.378
ESFUERZO A FLEXION = 8122.476
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 3.6504

PARA EL ENGRANE # 39 :

DIAMETRO DE PASO = 4.88
No. DE DIENTES = 39
FACTOR DE CORRECCION = 0.4120
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 372.7
VELOCIDAD TANGENCIAL = 475.67
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.69628
CARGA TANGENCIAL = 138.753
ESFUERZO A FLEXION = 6191.092
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 4.7891

EN LA SEXTA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 32 :

DIAMETRO DE PASO = 4.00
No. DE DIENTES = 32
FACTOR DE CORRECCION = 0.4060
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 454.3
VELOCIDAD TANGENCIAL = 475.74
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.69627
CARGA TANGENCIAL = 138.731
ESFUERZO A FLEXION = 6281.743
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 4.7200

EN LA DUODECIMA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 32 :

DIAMETRO DE PASO = 4.00
No. DE DIENTES = 32
FACTOR DE CORRECCION = 0.4060
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 2640.6
VELOCIDAD TANGENCIAL = 2765.23
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.48740
CARGA TANGENCIAL = 23.868
ESFUERZO A FLEXION = 1543.875
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 19.2049

EN LA DUODECIMA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 39 :

DIAMETRO DE PASO = 4.88
No. DE DIENTES = 39
FACTOR DE CORRECCION = 0.4120
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 2166.7
VELOCIDAD TANGENCIAL = 2765.30
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.48740
CARGA TANGENCIAL = 23.867
ESFUERZO A FLEXION = 1521.363
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 19.4891

EN LA DUODECIMA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 30 :

DIAMETRO DE PASO = 3.75
No. DE DIENTES = 30
FACTOR DE CORRECCION = 0.3930
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 2166.7
VELOCIDAD TANGENCIAL = 2127.16
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.52018
CARGA TANGENCIAL = 31.027
ESFUERZO A FLEXION = 1942.723
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 15.2621

EN LA DUODECIMA VELOCIDAD...

PARA EL ENGRANE # 26 :

DIAMETRO DE PASO = 3.25
No. DE DIENTES = 26
FACTOR DE CORRECCION = 0.3870
ANCHO DE CARA = 0.6250
VELOCIDAD ANGULAR = 2500.0
VELOCIDAD TANGENCIAL = 2127.12
FACTOR DE VELOCIDAD = 0.52018
CARGA TANGENCIAL = 31.028
ESFUERZO A FLEXION = 1972.866
FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA = 15.0289

A N E X O 2

```

program desgaste;
const pi = 3.141592659;
var
  fs,wt,v,f,mg,kv,i,sh,db,z      : real;
  np,ng,p,sz                      : integer;
  ch,k                             : char;
  t                                 : text;

function Pd(var ng,np : integer):real;
var
  qa,qb,rg,rp : real;
begin
  rg:=ng/(2*p);
  rp:=np/(2*p);
  qa:=sqrt(sqr(rg+0.1)-sqr(rg)*sqr(cos(20*pi/180)));
  qa:=qa-rg*sin(20*pi/180);
  qb:=sqrt(sqr(rp+0.1)-sqr(rp)*sqr(cos(20*pi/180)));
  qb:=qb-rp*sin(20*pi/180);
  pd:=wt/((qa+qb)/0.369);
end;

procedure lee(var zz:real);
begin
  readln(z);
  if z > 0
    then zz:=z;
end;

procedure le(var zz:integer);
begin
  readln(sz);
  if z > 0
    then zz:=sz;
end;

procedure factor;
      var fac:real;

begin
  writeln('el factor de seguridad es: ',fs:2:0);
  write('el nuevo "fs" es : ');
  readln(fac);
  if fac > 0
    then fs:=fac

end;

```

```
procedure imprime;
```

```
begin
```

```
  writeln(t,'para mg de ',ng:2,'/',np:2,'y una');  
  writeln(t,'carga wt= ',wt:5:1);  
  writeln(t,'se requiere una dureza brinell de ',db:4:2);
```

```
  writeln(t);writeln(t);
```

```
end;
```

```
begin
```

```
  p:=8;
```

```
  assign(t,'super.1');
```

```
  rewrite(t);
```

```
  fs:=0;
```

```
  repeat
```

```
    writeln;
```

```
    writeln('Quieres otro par de engranes ? => * ');
```

```
    writeln('Ultimo factor de seguridad ? => u ');
```

```
    read(kbd,ch);
```

```
    if ch = '*' then
```

```
      begin
```

```
        writeln;
```

```
        write('da el no de dientes del pinon : ');
```

```
        le(np);
```

```
        write('da el no de dientes del eng :');
```

```
        le(ng);
```

```
        write('dame la carga tangencial :');
```

```
        lee(wt);
```

```
        wt:=pd(ng,np);
```

```
        write('dame la velocidad lineal :');
```

```
        lee(v);
```

```
        write('dame el ancho de cara :');
```

```
        lee(f);
```

```
      end;
```

```
      factor;
```

```
      mg:=ng/np;
```

```
      kv:=1200/(1200+v);
```

```
      i:=cos(20*pi/180)*sin(20*pi/180)*mg/(2*(mg+1));
```

```
      sh:=2300*sqrt(wt/(kv*f*(np/p)*i));
```

```
      db:=((sh/1000+10)/0.4)*sqrt(2.4*fs);
```

```
      write('hb = ',db:5:2);
```

```
      read(kbd,k);
```

```
      if k = 'i'
```

```
        then imprime;
```

```
    until ch = 'u';
```

```
  close(t);
```

```
end.
```

para mg de 39/17y una
carga wt= 207.6
se requiere una dureza brinell de 459.85

para mg de 48/23y una
carga wt= 341.1
se requiere una dureza brinell de 492.99

para mg de 34/22y una
carga wt= 158.7
se requiere una dureza brinell de 394.56

para mg de 30/26y una
carga wt= 133.8
se requiere una dureza brinell de 365.03

para mg de 39/32y una
carga wt= 199.1
se requiere una dureza brinell de 392.56

B I B L I O G R A F I A

- Mabie, Hamilton H; Fred Ocvirk
MECANISMOS Y DINAMICA DE MAQUINARIA
Editorial Limusa, S. A. - México 1978

- Shigley, Joseph E; John J. Vicker.
TEORIA DE MAQUINAS Y MECANISMOS
Editorial McGraw-Hill de México, S.A. de C. V. México 1983

- Shigley, Joseph E; Larry D. Mitchell
DISEÑO DE INGENIERIA MECANICA
Editorial McGraw-Hill de México, S.A. de C.V. México 1985

- Sloane, Alvin
RESISTENCIA DE MATERIALES
UTHEA - Barcelona, España.

- Avner, Sydney H.
INTRODUCCION A LA METALURGICA FISICA
2da. Edición - Libros McGraw-Hill de México, S. A. de C. V.
México 1983.