

17  
2ej



UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTONOMA DE MEXICO

Facultad de Estudios Superiores  
"CUAUTITLAN "



" DISEÑO DE UNA BOMBA  
DE  
ENGRANES RECTOS "

T E S I S  
Que para obtener el Titulo de  
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA  
p r e s e n t a

ROMAN SAMUEL MONROY VELAZQUEZ

Director de Tesis: Ing. Agapito Rodríguez Nava

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Cuautitlán Izcalli, Edo. de Méx.

1991



Universidad Nacional  
Autónoma de México



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

# I N D I C E

	Página
- OBJETIVO	1
- INTRODUCCION	3
CAPITULO I	
GENERALIDADES SOBRE LAS BOMBAS HIDRAULICAS	
1. Antecedentes	6
2. Definición	7
3. Clasificación	9
4. Selección	14
5. Prevención en la Operación	17
6. Usos y Aplicaciones	18
CAPITULO II	
DESCRIPCION Y FUNCIONAMIENTO	
1. Clasificación	28
2. Principio de funcionamiento de las máquinas de desplazamiento positivo	29
3. Características propias	33
4. Máquinas Rotatorias	38
5. Rangos	40
6. Clasificación	41
7. Tipos	42
8. Partes constituyentes de una bomba rotatoria	46
9. Teoría de accionamiento	51

## CAPITULO III

## BOMBAS DE ENGRANES

1. Generalidades	59
2. Tipos	61
3. Características	67
4. Bombas de engranes de baja presión	71
5. Bombas de engranes de alta presión	80

## CAPITULO IV

## ENGRANES

1. Introducción	84
2. Engranes	84
3. Engranes rectos	87
4. Formulario de engranes rectos	94
5. Propiedades de la envolvente	100
6. Acción de los dientes de engranes	
Fundamentos	104
7. Longitud y Relación de Contacto	111
8. Interferencia y Socavación	113
9. Variación de la distancia entre centros	116
10. Fuerzas que actúan en los dientes de engranes	120

## CAPITULO V

## DISEÑO HIDRAULICO

1. Preliminar	126
2. Teoría	127
3. Factores de Diseño	131
Cálculos	
Resultados	

## CAPITULO VI

## DISEÑO MECANICO

1. Preliminar	172
2. Engranés	172
3. Carcaza	178
4. Flecha y partes menores	184

Reacciones en los apoyos

Diagramas

Bujes

Sello

Tuerca

## Accesorios

Daños en el Equipo

- APENDICE	200
- CONCLUSION	
- BIBLIOGRAFIA	

## OBJETIVO

El principal objetivo de la presente tesis, es la de ahondar y describir en una forma accesible lo que a la bomba de engranes se refiere, ésta, clasificada dentro del enorme grupo de las máquinas rotoestáticas y más generalmente de las máquinas - de desplazamiento positivo.

Se pretende por otro lado, aportar mayor información sobre el tema debido a que actualmente es difícil hallar literatura - que nos hable específicamente de las bombas de engranes en lo - particular.

La bomba de engranes es un dispositivo mecánico generalmente de tamaño reducido, ya que muchas veces la encontraremos formando parte interna de otras máquinas, aunque las hay de considerables tamaños, para grandes desplazamientos.

Estas bombas operan como el corazón de potentes sistemas - hidráulicos, así como en muchos de los sistemas hidroneumáticos. Realmente se puede decir que estas bombas muchas veces de pequeño tamaño son así el "alma" de los sistemas antes mencionados, - por ésto, estos dispositivos toman una gran importancia.

Se hace vital, como lo es en todos los casos de operación de maquinaria, el comprender perfectamente el funcionamiento - exacto de todos los elementos que forman parte de los sistemas, y es aquí donde la presente tesis ha de aportar la información que por medio del diseño de una bomba de engranes se pretende - exponer.

Indudablemente el conocimiento del tema es vital, como lo es vital el correcto funcionamiento y mantenimiento de las bombas, ya que de la mayoría de éstas depende la vida útil de máquinas de mayor tamaño e importancia.

## INTRODUCCION

El campo que ocupan las bombas como máquinas dentro de la ingeniería es sin lugar a duda el más grande comparado al que ocupa y representa el motor eléctrico.

El desarrollo de la tesis es el enfoque específico a un tipo de bomba que muchas veces por su continuo y abundante uso tanto en la industria como fuera de ella, operan para nosotros en forma indistinta.

Siendo ésta una máquina aparentemente sencilla, nos brinda características mecánicas muy grandes dada su sencillez y - facilidad de adaptación a los sistemas hidráulicos e hidroneu- máticos.

Inicialmente se presentan las definiciones varias que -- atienden la raíz de la nomenclatura aplicada en ingeniería a - este tipo de equipo, desglosa los dos grandes grupos con que - seleccionamos la enorme variedad de bombas que existen defi- - niendo las características sobresalientes, propias de cada una y comenta condiciones bajo las cuales podemos hacer uso de -- ellas.

En el capítulo dos se describen las bombas rotatorias, - dados sus principios de operación se encamina posteriormente - a la bomba de engranes y así en los capítulos posteriores rea- lizar el estudio específico de nuestra bomba.

En el último tema se mencionan algunos de los principa--



les problemas que se presentan en los equipos donde comúnmente se encuentran en operación bombas como la aquí diseñada, así como sus prontas soluciones, ésto, debido a que el abarcar todos estos posibles problemas requerirfa de un estudio exclusivo y - extenso.

## C A P I T U L O I

### GENERALIDADES SOBRE LAS BOMBAS HIDRAULICAS

1. Antecedentes
2. Definición
3. Clasificación
4. Selección
5. Prevención en la Operación
6. Usos y Aplicaciones

## 1. ANTECEDENTES

La bomba se encuentra como la forma más antigua de máquina que sustituyó la energía natural por el esfuerzo humano como medio de satisfacción de las necesidades básicas del hombre.

En un principio, y en una de sus formas más remotas, cito las enormes ruedas de madera (norias) para "bombear" agua, muy utilizadas en Persia, Africa y Egipto. Este sistema constaba de cubos o cubetas periféricamente amarradas a la rueda que -- con su giro subían el agua a otro nivel mayor llenando un colector para posteriormente llevarla más lejos.

Por otro lado, apoyándose en los tratados sobre cuerpos flotantes enunciados por Arquímedes (287-212 A.C.) donde se -- hablaba de los principios de la hidrostática, Ctesibius, físico griego, concibe la bomba de pistón (desplazamiento positivo posteriormente desarrollada por su discípulo Hero, todo esto -- doscientos años antes de la era cristiana.

Como otro ejemplo de forma de bomba sin salir de la época está el "Tornillo de Arquímedes", sistema tan eficiente que en la actualidad se utiliza para mover bajas cargas.

De esta época a la actual aún con el desarrollo tecnológico alcanzado, incluyendo la transformación de la potencia de los líquidos en otras formas de energía hasta la fisión nuclear, la bomba la podemos asegurar, queda como la segunda máquina de uso más común igualando casi apenas por el motor eléctrico.

Debido a la larga existencia de este tipo de máquinas se han venido desarrollando infinidad de tipos y clases de bombas todo con el afán de la variedad de necesidades prácticas, ésto ha obligado a realizar modificaciones drásticas a su tamaño y forma, más aún cuando todo esto cambie, el principio de funcionamiento puede considerarse constante como veremos posteriormente.

## 2. DEFINICION

-La máquina como un transformador de energía-

Las máquinas de fluido en su división primaria y en base al sentido de funcionamiento las dividiremos en:

I Máquinas Motoras

II Máquinas Generadoras

Las máquinas motoras transforman la energía de un fluido en energía mecánica en su eje para producir por ejemplo, mediante un generador adecuadamente acoplado, energía eléctrica.

Por el contrario de las máquinas motoras, las generadoras absorben la energía mecánica incrementando la energía del fluido para nuestro caso, la bomba es el principal ejemplo de conversión de energía mecánica en energía fluida o hidráulica ya que en la misma se ha efectuado un intercambio entre la energía del fluido y la energía mecánica proporcionada a la bomba.

Una clasificación más específica para la máquina de flui-

do será la siguiente:

I Máquinas Hidráulicas

II Máquinas Térmicas

Esta nueva clasificación se hace importante señalar ya que presenta ideas parecidas pero muy distintas, etimológicamente - la máquina hidráulica es una máquina de fluido en el que el fluido es agua, sin embargo, un motor de vapor funciona con vapor y no es considerada como máquina hidráulica sino como una máquina térmica.

Por otro lado, pese a que un ventilador no bombea agua sino aire, no se le considera como una máquina hidráulica.

Cabe señalar que las bombas que bombean líquidos distintos al agua también se les consideren máquinas hidráulicas, ya que no importa que el líquido bombeado esté caliente o no sea agua la máquina sigue siendo hidráulica.

En realidad el dilema de nombrar a la máquina -hidráulica- sea o no el conveniente, estriba en una clasificación mucho más rigurosa y en lo más, específicamente científica.

Resumiendo por todo lo anterior, se puede decir que una máquina térmica será aquella en la que el fluido a su paso por la misma, va a sufrir una variación notoria o sensible en su densidad y volumen específico el cual para diseño y estudio de la máquina no puede considerarse constante.

Por el contrario, en una máquina hidráulica sí es posible mantener constantes las propiedades del fluido a su paso por la máquina, ya que ésta no influye ni requiere del uso de las propiedades del fluido, es decir, solamente será un medio para convertir energía mecánica en energía hidráulica.

Como una particularidad, la compresibilidad del fluido (in fluye en la densidad misma y en el volumen específico) se hace fundamental en el diseño de las máquinas.

### 3. CLASIFICACION

Hoy día se entiende por "Hidráulica" al estudio de la presión y el flujo de los líquidos, es decir, el movimiento del líquido y su capacidad para producir trabajo.

Lo anterior implica que una "bomba hidráulica" además de mover un líquido, le obligará a trabajar.

La bomba, en un concepto más práctico, será un medio para convertir energía mecánica en energía fluida o hidráulica.

Por esto, las bombas serán empleadas para impulsar toda clase de líquidos no sólo agua, sino también aceites lubricantes, combustibles, ácidos, productos alimenticios como leche, jugos, refrescos, etc. (Las bombas utilizadas en la industria alimenticia serán las "bombas sanitarias", bombas de fabricación especial y uso exclusivo según las normas que sustenta el código sanitario de la International Association of Milk, Food,

and Environmental Sanitarias. Shelbyville, Indiana).

Esta variada gama de aplicaciones incluye una basta variedad de densidades a manejar.

Un sistema básico de clasificación adoptado por los manuales de bombas define primero el principio por el cual se agrega energía al fluido, segundo, el medio por el que se implementa este principio y finalmente delinea las geometrías específicas comúnmente empleadas.

Por este sistema se relaciona a las bombas mismas excluyendo la forma o el material con que esté fabricada.

Definiremos así dos grandes categorías:

I Bombas Dinámicas o Rotodinámicas

II Bombas de Desplazamiento Positivo

En la primera categoría, rotodinámicas, todas y sólo las bombas que son turbomáquinas se consideran, siendo su principal característica el que son siempre rotativas, es decir, su funcionamiento se basa en la ecuación de Euler y su órgano principal de transmisión de energía se llama -rodete-.

De su nombre -rotodinámicas- porque su movimiento es rotativo y la dinámica de la corriente juega un papel esencial en la transmisión de la energía.

Además porque en este tipo de bombas se añade energía continuamente para incrementar las velocidades de los fluidos

dentro de la máquina a mayores valores de los que existen en la descarga, de manera que la subsecuente reducción en la velocidad dentro o más allá de la bomba, produce un incremento en la presión.

#### Bombas de desplazamiento positivo.

A esta categoría pertenecen no sólo las bombas alternativas (de pistón o émbolo), también hallamos las rotativas, que sin importar su forma de operación se distinguen de las del primer grupo, ya que la dinámica de la corriente de fluido no juega un papel esencial en la transmisión de la energía.

Su funcionamiento se basa en el principio de desplazamiento positivo, en otras palabras, en este tipo de bombas se agrega energía periódicamente mediante la aplicación de fuerza a uno o más límites móviles de un número deseado de volúmenes que contienen un fluido, lo que resulta en un incremento directo en presión hasta el valor requerido para desplazar el fluido a través de válvulas o aberturas en la línea de descarga.

Siendo esta última categoría la que interesa para los fines de la tesis, la desglosaré más específicamente teniendo así dos subdivisiones más:

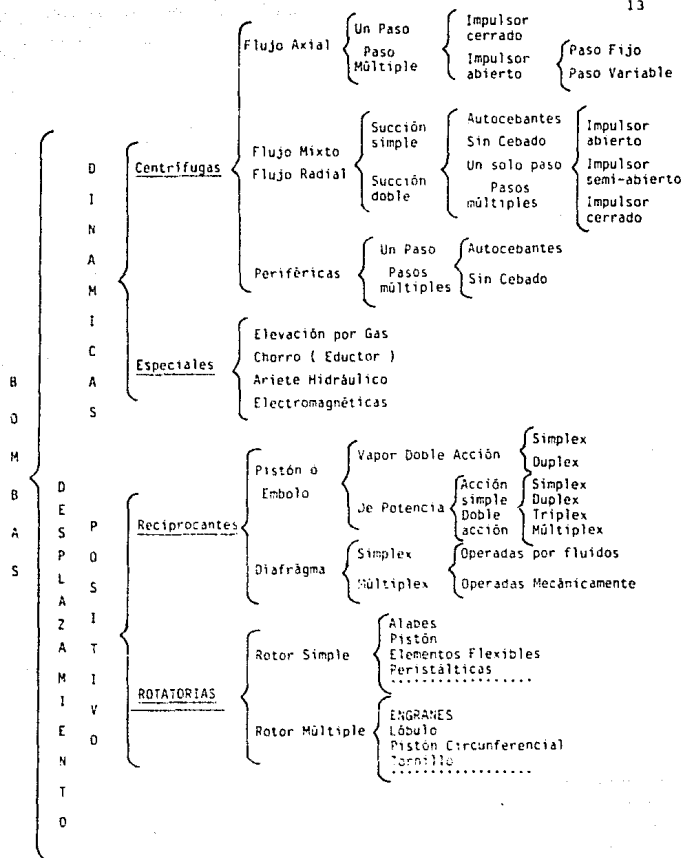
- 1a. Bombas Recíprocantes
- 2a. Bombas Rotatorias

Todo dependiendo de la naturaleza del movimiento de los miembros que producen la presión.



La bomba, tema de la presente tesis, la ubicamos dentro de las llamadas -rotatorias- ó -Rotoestáticas- también así conocidas, por esto en lo subsecuente se hablará de las Bombas de Desplazamiento Positivo en lo particular y más objetivamente en las bombas Rotoestáticas.

En la siguiente página presento el cuadro de clasificación general para las bombas.



No.1 Cuadro de Clasificación General de las bombas.

#### 4. SELECCION

Después de observar la gran variedad de bombas que existe y existen en el mercado, se hace prudente señalar la importancia que tiene una buena elección de bombas para cubrir determinadas necesidades.

Durante el proceso a seguir para dicha selección, el ingeniero deberá determinar:

- a) Los requerimientos del sistema.
- b) Realizar el informe de especificaciones.

Para que apoyado con esta información poder definir la -- bomba y en su caso el equipo a requerir.

Una primera decisión que debe hacerse es determinar las condiciones y requerimientos bajo los cuales operará el sistema, esto es, conocer las propiedades físico-químicas del fluido a mover tales como: viscosidad, densidad, características corrosivas, lubricantes, volatilidad, estabilidad química y -- partículas en suspensión principalmente.

La influencia de estas propiedades dependerá en suma del diseño del proceso y del sistema, ya que el no tomar en cuenta por ejemplo, el grado de corrosión de un fluido puede afectar irreversiblemente nuestro equipo, en cambio si el fluido que contiene sólidos en suspensión se le considera una bomba con diseños adecuados en impulsor y sellos principalmente, así como de materiales resistentes a la abrasión, estaremos reduciendo

do nuestro margen de error en la selección y aumentando la vida útil del equipo.

Otras propiedades más notorias tales como temperatura, presión, tiempo de operación, etc., sobre las propiedades del fluido son importantes de tomar en cuenta como posibles efectos en la operación de la bomba.

Una segunda condición será el tener en un concepto claro del sistema donde operará el equipo de bombeo.

En un proyecto preliminar que habrá de incluir la distribución del equipo, así como diagramas de tuberías e instrumentación que muestre las trayectorias del sistema, dimensiones, longitudes, alturas de los componentes del sistema, incluso las válvulas, solenoides, reducciones de diámetros, bushing, campana, etcétera, en las cuales se establecerán pérdidas de carga.

Con todo lo anterior, el ingeniero procede a desarrollar las curvas de carga del sistema, curvas que mostrarán la relación gráfica entre el flujo y las pérdidas hidráulicas en un sistema dado de tubería.

Al calcular las pérdidas hidráulicas se deberá de incluir las tolerancias adecuadas por corrosión y sedimentos considerables a lo largo de la vida útil del equipo.

Debido a que las pérdidas hidráulicas son una función de la rapidez de flujo y del tamaño y disposición de las tuberías en un sistema cada trayectoria de flujo, tendrá su propia cur-

va característica, curva que deberá tomarse en cuenta al especificar las características de la bomba.

Para facilitar el trabajo recurrimos a la convenciencia de trabajar con sistemas de curvas de cargas "combinadas", éstas se obtienen al sumar los efectos de la presión estática y las diferencias de elevaciones a las curvas de carga del sistema.

La curva resultante mostrará la carga total impuesta al equipo de bombeo para vencer la resistencia del sistema.

La curva de carga de la bomba deberá ser igual o superior a las curvas de carga combinadas del sistema en todos los puntos de operación y en todas las trayectorias del flujo.

La tercera condición a influir en la correcta selección de nuestro equipo será la forma de operación; si es continua o de forma interrumpida, si el flujo es constante o variable o la misma carga, como se comporta para las diferentes trayectorias.

Todos, factores de considerable importancia ya que apoyarán por ejemplo, la instalación de un determinado número de bombas, así como su capacidad y arreglo o el colocar bombas de refuerzo en determinado punto del sistema de trayectorias de ser necesario.

La continuidad de servicio del sistema de bombeo, influirá en la decisión respecto al número, tipo y capacidad de re-  
puestos instalados, así como de la calidad del equipo.

Es muy frecuente que por las consideraciones de confiabilidad se requerirá del uso de bombas múltiples tales como dos bombas de plena capacidad, tres bombas de media capacidad o donde la continuidad sean más importantes que la plena capacidad, dos bombas de capacidad media.

Como una observación: Si utilizamos bombas de capacidad fraccionaria, la pérdida de una bomba provocará que las restantes se salgan de sus sistemas de curvas de carga.

Todas estas condiciones a tomar en cuenta al hacer el estudio del sistema y preparar las especificaciones de las características de la bomba a utilizar serán requeridas.

## 5. PREVENCIÓN EN LA OPERACIÓN

Básicamente una bomba deberá de cumplir con las funciones siguientes:

- a) Bombear una capacidad en un tiempo determinado.
- b) Llenar los sistemas en forma de carga o presión impuesta por el sistema sin dejar de proporcionar la capacidad requerida.

Esto hace común que se especifiquen bombas con limitaciones por encima de las capacidades nominales del 15 al 20% de tolerancia además porque durante la operación en campo, las bombas se verán afectadas por "condiciones transitorias" tales como cambios en el modo de operar, desperfectos en sus compo--

mentos (mecánicos), fallas eléctricas, etc. Por esto se hace necesario el tomar en cuenta para prevenir la posibilidad de -ocurrencia y duración de tales condiciones transitorias, esto para especificar márgenes adecuados que permitan enfrentar estas emergencias sin efectos posteriores.

Las condiciones transitorias más comunes serán las siguientes:

- Fluctuaciones de Presión
- Temperatura
- Caídas de Voltaje
- Caídas y Variaciones en la Frecuencia
- Pérdidas del líquido refrigerante
- Pérdidas de Presión en la Succión  
(propicia la cavitación)

Por ejemplo, para un caso de prevención:

Si el mantenimiento a sostener un flujo constante es importante, deberá marginarse adecuadamente la capacidad de bombear, esto es, incrementar la carga y capacidad para conservar el flujo nominal en caso de ocurrir alguna de las condiciones antes enlistadas.

## 6. USOS Y APLICACIONES

Debido a la amplísima variedad de bombas en cuanto a tipo y clase, un ejemplo particular llevaría mucho más material del que en sí sería una tesis, por esto a continuación presento - algunos ejemplos de lo más representativo para cada una de las

dos grandes clasificaciones.

Para la primera clase, las rotodinámicas, el ejemplo clásico e ilustrativo por representar fielmente el principio de funcionamiento lo es la -Bomba Centrífuga-, ésta, utilizada de un 80 al 90% para mover agua en las condiciones en que se encuentra, su elemento principal de trabajo será el impulsor o rodete, este tipo de bombas son máquinas de velocidad relativamente elevada y para esto, generalmente van acopladas directamente a una turbina de vapor, a un motor eléctrico incluso por medio de reductores de engranes y aún a motores de combustión interna.

En estas bombas el líquido entra al impulsor o rodete por su centro (llamado "ojo") alrededor del eje, fluye radialmente hacia afuera abandonando la periferia del impulsor a una velocidad que es la resultante de la velocidad periférica del álabe impulsor y de la velocidad relativa del líquido.

En la envolvente o carcasa de la bomba, en cuyo interior gira el rodete impulsor, la velocidad del líquido va decreciendo gradualmente, y la energía de movimiento se transforma en --energía de presión, con esta presión el líquido sale de la bomba venciendo la resistencia que encuentra a su paso.

La forma física de una bomba de este tipo está diseñada para convertir sin pérdidas la energía de velocidad de energía potencial, reduciendo al mínimo la fricción de rotación del rodete y a un tiempo equilibrar los empujes laterales desarrollados en el eje. (Ver la figura I-1, al final del capítulo)



Las bombas centrífugas accionadas por turbinas de vapor o por motores eléctricos combinan el máximo rendimiento en la transmisión de energía con la simplicidad, equilibrado movimiento de rotación, ausencia de válvulas y émbolos, generación de una descarga uniforme y un seguro servicio entre otras cosas.

Cuando existe la necesidad de bajos volúmenes y altas presiones, la bomba centrífuga puede acoplarse directamente y funcionar a la misma velocidad que la turbina.

Cuando las velocidades propias de la turbina y bomba son muy distintas para un rendimiento satisfactorio trabajando a una velocidad intermedia o cuando la cantidad de líquido a mover sea muy grande, se intercala un reductor de velocidad entre la turbina y la bomba.

Siendo en un principio la bomba centrífuga diseñada como bomba de elevación reducida, ésta en la actualidad se utiliza para servicios de gran presión (de hasta  $250 \text{ Kg/cm}^2$  de presión relativa) con bombas de varios rodets impulsores.

Por otro lado, el costo de estos equipos es mucho menor a los de émbolo.

Una desventaja de la bomba centrífuga contra la de émbolo es el bajo rendimiento, su ineficiente operación cuando se trata de aspirar a gran altura (alta carga), o han de bombear pequeñas cantidades de líquido o grandes presiones de descarga.

Una bomba centrífuga construida para trabajar a cierta presión y caudal, no puede emplearse sin una gran merma en su rendimiento si variamos los factores previstos, siendo así, la bomba de émbolo mucho más flexible en este aspecto, puesto que puede funcionar en condiciones muy diferentes sin sacrificar notablemente su rendimiento.

#### Bombas de Hélice.

Verticales de un paso, flujo axial y mixto o más económicas, una bomba de dos pasos y flujo axial; son utilizadas en pozos para irrigación o bombeo de baja carga.

Las bombas horizontales de flujo axial se usarán para bombear grandes volúmenes contra bajas cargas por lo general se aprovecha el efecto de sifón cuando no son sumergibles.

Una clase de bombas dentro del tipo anterior y más sofisticadas será la bomba de hélice de "Paso Variable" cuando a velocidad constante operan eficientemente sobre una amplia gama de condiciones de carga-capacidad, variando el 'paso' de las aspas de la hélice en la bomba.

El cuidado y mantenimiento tan especializado debido a la complejidad mecánica de estas bombas las hacen ser un equipo muy caro para uso común.

#### Bomba de Turbina Regenerativa.

Este tipo de bombas de tamaño regular a pequeño, manejan flujos hasta de 100 GPM y cargas hasta de 700 pies (212 m), su

uso generalmente para mover mezclas con sólidos, pequeña escala y líquidos.

Pasando ahora a la segunda clase de bombas, las de desplazamiento positivo, serán aquí las más representativas las bombas de pistón o émbolo, éstas en su forma más simple constan de un cilindro provisto de orificios de entrada y salida, controlados por válvulas propias apropiadas y de un émbolo que se mueve alternativamente dentro del cilindro, su uso; para introducir en las calderas el agua de alimentación, para evacuar el condensado en las mismas calderas, en la alimentación de prensas hidráulicas y montacargas del mismo tipo, etc.

Este tipo de bombas puede ser de considerable tamaño siendo posible el ser movidas por vapor directamente, donde todos los cilindros de vapor y agua son de doble efecto, esto es que se efectuará trabajo en ambos extremos de las unidades.

Un problema a sustentar será el enorme gasto de vapor ya que éste no se expansiona, debido a que el cierre en la fase de admisión, ocurre al final de la carrera, ya que se ha llenado el cilindro.

La gama de opciones que presenta esta clasificación es -- tan grande como la de las rotodinámicas, y dentro de las posibilidades que tenemos con las de desplazamiento positivo es la respuesta que ofrecen éstas para mover fluidos en poca cantidad y gran presión, cualidad aplicable básicamente a circuitos hidráulicos.

Cuando el caudal como la presión requeridos varían entre amplios límites y cuando no guardan entre sí una relación definida, la bomba de desplazamiento positivo resulta ser la más flexible y económica.

Las bombas de émbolo único serán muy indicadas para hacer el vacío en los condensadores, porque los huelgos de los cilindros son relativamente pequeños, y apenas si existen embaladas reducidas.

La acción prácticamente continua de las bombas duplex las hace más adecuadas que las simplex, para trabajar a elevada presión, ya que éstas son preferibles cuando se requiere una velocidad del caudal muy pequeña o bien muy grande.

Las bombas de pistón no pueden funcionar satisfactoriamente con fluidos sucios, con alto contenido de arena o muy viscosos, esto debido a que éstas funcionan ejerciendo directamente la presión sobre el fluido bombeado.

Como un ejemplo particular de bomba de desplazamiento positivo y que actualmente ha tenido un elevado desarrollo y aceptación en la industria es la bomba de -Diafragma-, ésta, cuyo principal órgano de trabajo es precisamente una membrana o diafragma elástica que actúa como un pistón de desplazamiento limitado, la acción de bombeo se logra cuando el diafragma es forzado al movimiento recíprocante por medio de un sistema mecánico, neumático o hidráulico por medio de una fuente externa de pulsación.

El uso de estas bombas se ve limitado al campo de los materiales poco resistentes a la corrosión, una operación con bajas cargas y capacidades (debido al desplazamiento limitado y a la necesidad de requerir de válvulas de retención en las boquillas de succión y de descarga.

En una subdivisión de las bombas de desplazamiento positivo se encuentran las Bombas Rotatorias, tema principal de la tesis y entre este tipo de bombas enfocaremos a la bomba de engranes.

Las bombas rotatorias o rotoestáticas, en sus múltiples formas se diferencian de las centrífugas principalmente en que son de desplazamiento positivo y en que tienen reducidos huecos, no solamente entre sus órganos móviles, sino también entre el conjunto interior y la carcasa que lo rodea.

Este tipo de bombas carecen de válvulas y si no existen fugas indebidas pueden proporcionar un caudal de líquido casi constante a presiones comprendidas entre muy amplios límites, esto las hace propias para servicios de alta presión básicamente, las más usuales serán las de tornillo, las de alabe flexible, de pistón axial, las de lóbulos, de paletas deslizantes y la de Engranés.

Todas éstas adecuadas para el bombeo de líquidos de alta viscosidad o baja presión de vapor, para bombear fuel u otros líquidos que poseyendo suficiente viscosidad evitan las fugas - teniendo además cierto poder lubricante.

Su desplazamiento constante a velocidades fijas las hace - ideales para el dosificado de pequeñas cantidades de líquido.

Una característica propia es que operando bajo el principio del desplazamiento positivo, sean máquinas inherentes de -- autocebado.

Por lo general las bombas rotatorias de engranes, las de - paletas deslizantes y las de levas, están limitadas a usarse en líquidos claros y no abrasivos como restricción.

En las figuras I-1, I-2 y I-3 se pueden observar las configuraciones de estos diferentes tipos de bombas.

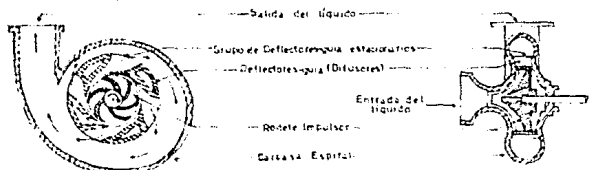


Fig.No.11. Bomba Centrífuga con Difusor,Entrada y Rodete únicos.

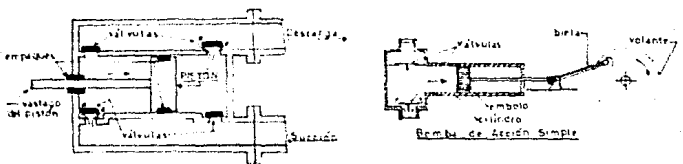
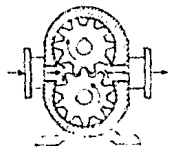


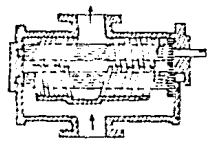
Fig.No.12 Bombas de Desplazamiento Positivo de doble y de simple acción.



BOMBA de ENGRANES EXTERIORES



BOMBA de PALETAS DESLIZANTES



BOMBA de TORNILLO

Fig.No. 1-3 Ejemplos característicos de Bombas Rotatorias

## C A P I T U L O   I I

### DESCRIPCION Y FUNCIONAMIENTO

1. Clasificación
2. Principio de Funcionamiento de las Máquinas de Desplazamiento Positivo
3. Características Propias
4. Máquinas Rotatorias
5. Rangos
6. Clasificación
7. Tipos
8. Partes Constituyentes de una Bomba Rotatoria
9. Teoría de Accionamiento



## 1. CLASIFICACION

Del cuadro de clasificación en el capítulo anterior extraeremos una división aún más generalizada que comprenda todas las bombas cuyo principio de operación común y característico sea el desplazamiento positivo.

En la actualidad, una clasificación que incluya todas las clases de bombas de desplazamiento positivo se puede resumir de la siguiente manera:

Bombas de Desplazamiento Positivo	{	<ul style="list-style-type: none"> <li>A) Bombas de Potencia</li> <li>B) Bombas de Vapor</li> <li>C) Bombas Rotatorias</li> <li>D) Bombas sin Pistones</li> </ul>
---	---	---

### -Bombas de Potencia-

Estas bombas tienen un movimiento alternativo, impulsadas por una fuerza exterior (motores de combustión interna o eléctricos) aplicada directamente al eje del cigüeñal de la bomba.

Una bomba de desplazamiento y una máquina de vapor contruidos como una sola unidad es un ejemplo donde la fuerza para accionar la bomba es proporcionada por la máquina de vapor. Su aplicación es donde existen requerimientos de grandes caudales y/o potencias.

### -Bombas Rotatorias-

Estas también son bombas de desplazamiento positivo y --

constan de una carcaza que contiene engranes, levas, tornillo, pistones o elementos semejantes accionados por la rotación de un eje impulsor.

La característica principal es que tienen "holguras" de funcionamiento muy cerradas, además que las rotatorias, principalmente, carecen de válvulas de succión y descarga.

Generalmente estas bombas se autolubrican con el mismo fluido que bombean.

En el punto 4 se amplía este tema.

#### -Bombas sin Pistones-

En esta última clasificación se incluirán todos los nuevos tipos de bombas que en la actualidad se utilizan, desde la bomba de paletas, de lóbulos... hasta la de diafragma y de elementos flexibles, bombas que por su mecánica y complejidad de operación basan su principio en el desplazamiento positivo.

Algunas de estas bombas para su operación utilizan la presión directa de aire, gas o de vapor sobre el fluido bombeado como lo es ejemplo práctico la bomba de diafragma.

## 2. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LAS MAQUINAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

A diferencia del principio de funcionamiento de las turbomáquinas, como su nombre lo indica, es el principio del desplazamiento positivo de operación del segundo gran grupo en la di

visión de las bombas.

Para exponer este principio nos apoyaremos en el ejemplo clásico y más descriptivo que es el de la bomba recíproca donde partiendo de un cilindro en cuyo interior se desplaza un émbolo o pistón con un movimiento uniforme creando así una presión. Se supone que el cilindro y el pistón son indeformables y que el fluido es incompresible.

El movimiento que daremos al émbolo será por medio de una fuerza "F" exterior. (Sistema: motor-cigüeñal-biela). (Ver la figura No. II-1)

Al moverse el émbolo dentro del cilindro, éste desplazará al fluido a través del orificio. Si el émbolo recorre un espacio "x" hacia la izquierda, el volumen ocupado por el líquido se reducirá en un valor igual a "Ax". Siendo "A" el área transversal del émbolo, y "x" la distancia recorrida o carrera.

Dado que el fluido es incompresible, el volumen del mismo que sale por el orificio será también "Ax". Aquí la idea clave del principio de desplazamiento positivo donde el fluido se mueve en base a "volúmenes".

El tiempo "t" empleado en recorrer la distancia "x", estará dado por:  $t = \frac{x}{v}$  donde: t = tiempo; min, seg.  
 x = carrera; m.  
 v = velocidad; m./min.

Con el tiempo es posible hallar el caudal o volumen que el sistema nos entrega, siendo "Q" el caudal, tendremos:

$$Q = \frac{Ax}{t}$$

donde: Q = caudal ; m<sup>3</sup>/min

A = área transversal  
del émbolo ; m<sup>2</sup>

x = carrera ; m.

t = tiempo ; min, seg.

Para condiciones ideales donde no hay rozamiento entre las partes en contacto, la potencia dada al fluido será:

$$P=Fv$$

donde: P = Potencia al fluido  
Kg/cm<sup>2</sup>, PSI

F = fuerza aplicada al  
émbolo Kg, Lb.

v = Velocidad ; m/min.

Como la fuerza es físicamente definida como una presión -- por unidad de área [ F=pA ], sustituiremos en la fórmula anterior para obtener:

$$F = pA \text{ en } P=Fv \text{ entonces; } P=pAv \text{ .....(1)}$$

Por otro lado, si el caudal es dado por el producto del -- área del orificio por la velocidad a que es impulsado el fluido, se tiene:

$$Q=Av \text{ si sustituimos en (1) ...}$$

$$A=Av \text{ en (1) ...}$$

$$P=pAv \text{ si } Q=Av \text{ reduciendo (1) a:}$$

$$P=Qp$$

donde: P = Potencia de el sistema.

Q = Caudal de la bomba.

p = Presión al fluido

Fórmula teórica para la potencia otorgada por el sistema de émbolo-cilindro.

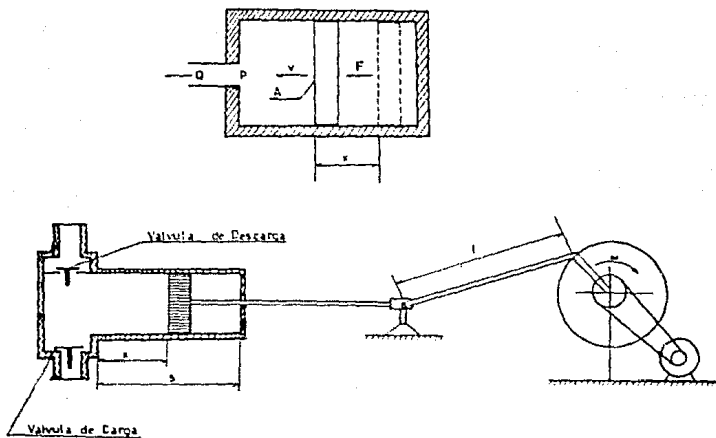


Fig. II-1. Principio del Desplazamiento Positivo

Se hace notable que nuestro sistema pueda en un momento -  
 dado funcionar como motor y no sólo como bomba, esto es, que -

nuestro sistema tiene un funcionamiento "reversible".

Lo anterior es que la máquina puede restituir Potencia Mecánica (Fv) absorbiendo Potencia Hidráulica (Qp), y por el contrario, absorber Potencia Mecánica (Fv) restituyendo Potencia Hidráulica (Qp).

Esta propiedad exclusiva por el desplazamiento positivo -- donde el movimiento del fluido se realiza en base a la disminución de volumen de una cámara.

### 3. CARACTERISTICAS PROPIAS

En discrepancia con las turbomáquinas, las máquinas de desplazamiento positivo realizan el intercambio de energía al fluido en forma de presión, diferencia primordial donde las turbomáquinas la realizan por medio de cambios de dirección y valor -- absoluto en la velocidad del fluido. (Variación de energía cinética).

Lo anterior hace factible que las curvas características - Carga-Caudal, [H-Q], en una turbomáquina sólo puedan alcanzar una altura (presión) máxima que va a depender directamente de la forma del rodete según la ecuación de Euler.

Por el contrario, en una bomba de desplazamiento positivo teóricamente, se hace evidente que el caudal (Q) no dependerá de la resistencia de la tubería de impulsión, que se reflejará en un aumento de la presión "p" que reine en el cilindro, ya --

que dada una velocidad de émbolo "v", el desplazamiento será - el mismo, análogamente el caudal "Q" también.

De lo anterior, si el cilindro y el émbolo son lo suficientemente resistentes y el motor de accionamiento potente, la bomba de desplazamiento proporcionará toda la presión que se le pida.

Teóricamente la curva H-Q para una bomba de desplazamiento positivo será una Paralela al eje de carga "H".

Las gráficas de ejemplo para los dos grupos de bombas se - presentan en las figuras II-2 y II-3.

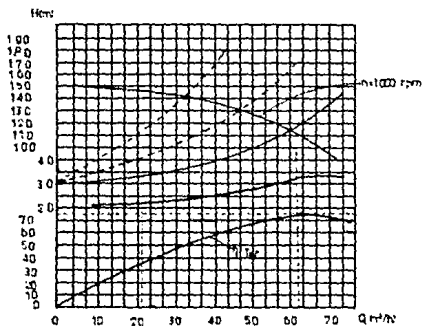


Fig. II-2 Curvas Características "H-Q", Turbomáquinas.

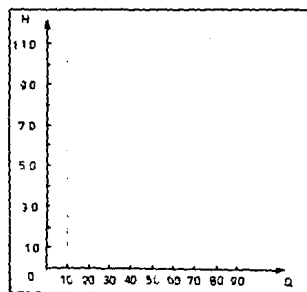


Fig. II-3 Curvas Características "H-Q", Maq. Desplaz. Pos.

Mecánicamente se observa que el órgano de trabajo en el -- que se crea el intercambio de energía, no necesariamente tendrá

movimiento alternativo, sino que lo puede tener también rotativo sin salir por esto del principio de desplazamiento positivo, ya que sea alternativo o rotativo, siempre habrá una cámara que aumente de volumen (succión en la bomba) y disminuya de volumen (descarga), de aquí otro nombre para las máquinas de desplazamiento es el de "Máquinas Volumétricas", más aún, con movimiento rotativo exclusivamente llamaremos "Rotoestáticas" para diferenciarlas de las rotodinámicas.

Como se mencionó anteriormente, en base al principio de -- desplazamiento positivo, es importante señalar que la enorme mayoría de las máquinas de desplazamiento positivo son máquinas reversibles, esto es que no sólo pueden operar como "bombas", sino también como "motores".

Una bomba rotodinámica por naturaleza, al funcionar como turbina, por ejemplo, empeora su rendimiento, siendo algunas veces incapaz de producir potencia útil, la razón de esto es que los ángulos de los álabes juegan un papel decisivo en la transmisión de la energía, dado que su diseño es específico para el efecto de transmitir energía mecánica al fluido y, al funcionar a la inversa, los alabes no poseen ya los ángulos requeridos o apropiados.

En un sentido práctico, el principio de desplazamiento positivo va a apoyar que todas las máquinas basadas en este principio sean fundamentalmente "reversibles", y si algunas no responden a esto, no será por la hidráulica sino por la mecánica -



del aparato.

Otra característica que va a marcar una diferencia en lo que a la aplicación práctica de las bombas rotodinámicas y rotoestáticas se refiere, es que estas últimas se emplean casi en forma exclusiva en las transmisiones y controles hidráulicos. Función que las primeras no pueden desempeñar satisfactoriamente, las razones principales serán las siguientes:

I - En las máquinas rotodinámicas al variar la presión varía también el caudal.

Por ejemplo, si empleamos una bomba centrífuga para el accionamiento hidráulico de una máquina excavadora, ésta al encontrar mayor resistencia en el terreno y exigir mayor presión para los "gatos" o cilindros hidráulicos se reducirá la velocidad de trabajo en la bomba, situación no problemática para una rotoestática.

II - Por diseño, una bomba rotodinámica tiene una presión --máxima--.

Si aumenta la resistencia, también aumentará la presión suministrada por la bomba, más ésta no puede vencer la resistencia que exceda la presión máxima de la bomba en cuestión.

Esta situación no sucedería en una bomba rotoestática.

Como podemos observar de la gráfica de Carga-Caudal, el principio de desplazamiento positivo demuestra que cualquier --

presión es alcanzable.

Sin embargo, las bombas rotatorias con excepción de las -- de tornillo, no son adecuadas para presiones mayores de 500 PSI, a diferencia, las bombas rotodinámicas, centrífugas (radiales o radioaxiales) y axiales desarrollan grandes presiones si se aumenta el número de pasos, el inconveniente es que si la cantidad de pasos es excesiva, la eficiencia de la máquina disminuye en gran forma.

El campo de las bombas de desplazamiento positivo y en particular de las bombas de émbolo, prácticamente no existe límite de presiones, en la actualidad se construyen para presiones de más de 15'000 PSI ( $\pm 1'054 \text{ Kg/cm}^2$ ) y para aumentar la presión -- sólo es necesario construir una bomba más robusta y dotarla de un motor más potente.

Otra diferencia que podemos derivar de esto último es la -- diferencia de gastos suministrados donde las bombas o émbolo -- sólo son adecuadas para gastos limitados y para aumentar el -- gasto es necesario aumentar el tamaño mismo de la bomba, la ra zón es la siguiente:

En una bomba rotodinámica podemos aumentar el gasto suministrado aumentando las revoluciones por minuto en el eje im-- pulsor, el problema para la bomba de desplazamiento (émbolo) -- es que ésta es de acción recíprocante (pulsatoria) y donde al aumentar las revoluciones los fenómenos de inercia nos trae-- rfan graves problemas.

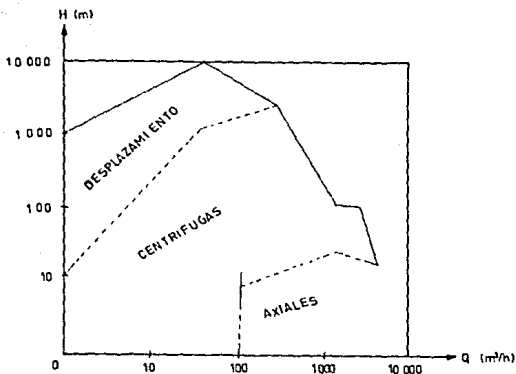


Fig. II-4 Campo de aplicación de las bombas

#### 4. MAQUINAS ROTATORIAS

Generalidades.

Sintetizando lo anteriormente descrito, las bombas rotatorias son bombas de desplazamiento positivo en las cuales la acción principal de bombeo es originado por el movimiento relativo entre los elementos rotatorios de la bomba y los estacionarios.

Su movimiento rotativo las distingue de las bombas alternativas de desplazamiento positivo en las que el movimiento principal de los elementos de trabajo es alternativo.

La naturaleza del desplazamiento positivo de su acción de bombeo las distingue de la clase general de bombas centrífugas

en las que el desplazamiento del líquido y la acción de bombeo depende en gran parte de la velocidad desarrollada del líquido en la bomba.

Es característica de una bomba rotatoria, como de una bomba de desplazamiento positivo, que el líquido desplazado en cada revolución de la bomba sea independiente de la velocidad.

Otra característica única de este tipo de bombas es que mantienen un sello continuo de líquido entre los orificios de entrada y salida de la bomba por la acción y posición de los elementos de bombeo y los cerrados claros de operación de la misma, por esto, las bombas rotatorias generalmente no requieren de arreglos de válvulas de entrada y/o salida, como lo hacen las bombas alternativas.

Las bombas rotatorias son útiles para el manejo tanto de fluidos como de líquidos en donde -fluido- es un término general que incluye líquidos, gases, vapores y mezclas de ellos y a veces incluyendo sólidos en suspensión y en donde -líquido- es un término más específico que se limita a líquidos verdaderos que son relativamente incompresibles y relativamente libres de gases, vapores y sólidos.

Las bombas rotatorias se construyen en capacidades desde una fracción de  $m^3/min$  (como los quemadores domésticos de petróleo) y en los refrigeradores hasta de  $19 m^3/min$  y mayores aún como los usados en servicio de transporte marítimo.

Aunque se emplean para presiones hasta de  $70 \text{ Kg/cm}^2$  aproximadamente 1000 PSI, su campo de aplicación es para presiones de  $1.75$  a  $35 \text{ Kg/cm}^2$ , con eficiencias mecánicas del 80 al 85%.

Respecto a esto último, las bombas rotatorias requieren - de mantener holguras muy cerradas entre las superficies de rozamiento para que su eficiencia volumétrica sea continua.

Actualmente no se ha logrado desarrollar ningún método de empaquetadura que compense el desgaste de las superficies móviles, en consecuencia, aunque algunas bombas rotatorias se emplean con éxito para agua limpia, su mayor aplicación es en el bombeo de aceites u otros líquidos que tengan valor lubricante y suficiente viscosidad para evitar fugas excesivas.

Se llegan a bombear viscosidades hasta de  $500'000 \text{ *SSU}$ .

## 5. RANGOS

Rangos en base a la presión.

Las bombas rotatorias hasta de  $7 \text{ Kg/cm}^2$  pueden considerarse como de Baja Presión.

Las bombas en un margen de  $7$  a  $35 \text{ Kg/cm}^2$  como de presión moderada.

Las bombas con presión por encima de los  $35 \text{ Kg/cm}^2$  de Al-

---

\* SSU = Segundos Saybolt Universal.

ta Presión.

Rangos en base al caudal.

Las bombas fraccionarias hasta de  $0.2 \text{ m}^3/\text{min}$  serán de pequeño volumen.

Las bombas entre  $0.2$  y  $1.9 \text{ m}^3/\text{min}$  de volumen moderado.

Las bombas por encima de los  $1.9 \text{ m}^3/\text{min}$  serán de Gran Volumen.

NOTA: El diámetro de descarga de una bomba rotatoria designa el tamaño NOMINAL más No fija su desplazamiento.

## 6. CLASIFICACION

El Hydraulic Institute Standards: Cleveland, Ohio, clasifica las bombas rotatorias en dos grupos básicamente:

I - Rotor Simple

II - Rotor Múltiple

Bombas de Rotor Simple.

Una bomba de rotor simple es aquella en la cual todos los elementos que giran lo hacen con respecto a un eje.

Bombas de Rotor Múltiple.

Una bomba de rotor múltiple será aquella en la cual los elementos que giran lo hacen con respecto a uno o más ejes.

La figura II-5 presenta el cuadro general de clasificación según el Instituto.

## 7. TIPOS

La lista que a continuación presento no reúne el total de las bombas rotatorias debido a la amplitud de campo que éstas cubren, así que describiré algunas de las bombas rotatorias de uso más frecuente.

### -Bomba de Engranés-

En este tipo de bombas el líquido es conducido entre los dientes de los engranes los cuales sirven también como superficies de sello con la carcasa de la bomba.

Se fabrican de dos clases:

- 1 - De Engranés Externos
- 2 - De Engranés Internos

Estos engranes pueden ser rectos, helicoidales, simples o helicoidales dobles (Herrigbone ó "cola de pescado").

Los de engranes internos tienen un solo rotor que engrana con uno de diente externo, esto hace de ella una bomba compacta, ideal para grandes gastos.

Las bombas de engranes, en general, se utilizan prácticamente para todas las capacidades y presiones. Los engranes impulsores son autoaccionados sin requerir así de engranes pi-

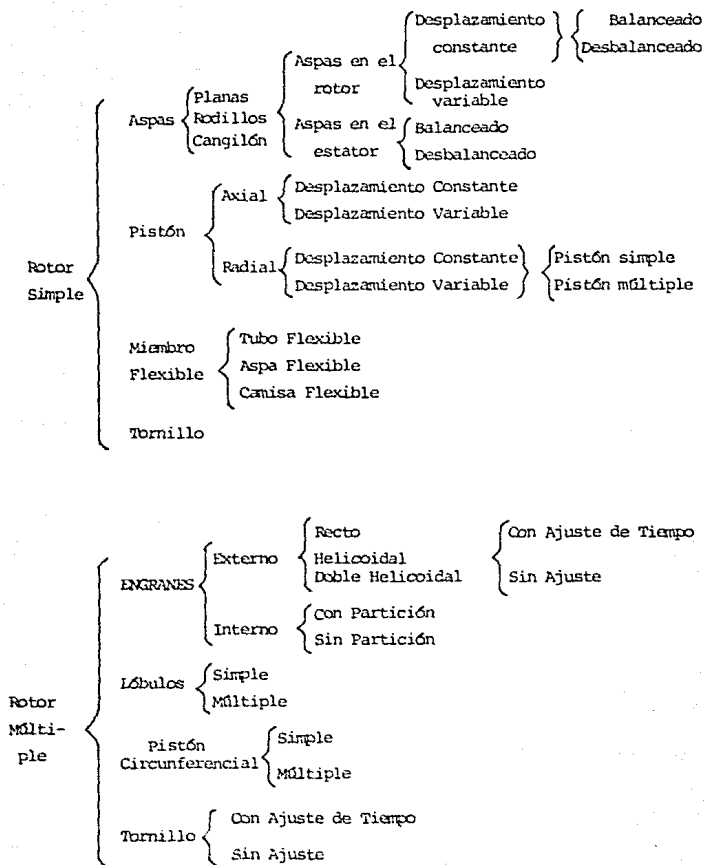


Fig. II-5. Cuadro General de Clasificación de las Bombas Rotatorias según The Hydraulic Inst. Std.



lotos, siendo la forma más simple de este tipo de bombas la bomba que utiliza engranes rectos.

**-Bomba de Aspas o Paletas Deslizantes-**

En este tipo de bombas las aspas o paletas pueden ser rectas, curvas, tipo rodillo, tipo cangilón, pudiendo ser ubicadas en el rotor o en el estator, funcionan con fuerza hidráulica radial.

El rotor puede ser balanceado o desbalanceado y ofrecer un desplazamiento constante o variable.

**-Bomba de Pistón-**

En este tipo el fluido entra y sale impulsado por pistones, los cuales trabajan recíprocamente dentro de los cilindros, las válvulas funcionan por rotación de los pistones y cilindros con relación a los puntos de entrada y salida.

Los cilindros pueden ser colocados axial o radialmente, pudiendo trabajar con desplazamientos constantes o variables.

**-Bomba de Lóbulos-**

En estas bombas el líquido se desplaza atrapado en los lóbulos desde la entrada hasta la salida, efectuando además la labor de sellado. Los rotores deberán girar sincronicamente.

#### -Bombas de Miembros Flexibles-

La operación de bombeo del fluido y la acción de sellado van a depender de la elasticidad de los elementos flexibles, - los cuales pueden ser un tubo, una corona de aspas elásticas o una camisa elástica.

#### -Bombas de Tornillo-

En estas bombas un solo impulsor helicoidal largo, de pequeño diámetro y forma especial, accionando de tal manera uno o más impulsores locos contenidos en una carcasa de forma que el líquido bombeado se desplaza axialmente.

Los contactos superficiales múltiples, más bien que los - contactos lineales entre los tornillos y la caja, reducen las fugas, por otro lado, esta forma de construcción permite el desarrollo de velocidades muy altas ya que la carga de bombeo se balancea eliminando el empuje axial.

Gracias a la forma de los impulsores no se requieren de - cojinetes de eje ni de engranes distribuidores.

El problema de desgaste de los elementos rotatorios se incrementa al bombear líquidos de poco valor lubricante.

Este último concepto válido para la mayoría de las bombas rotatorias.

### -Bombas de Pistón Circunferencial-

Este tipo de bomba tienen el mismo principio de operación de las bombas de engranes, sólo que aquí cada rotor debe trabaja accionado por diferentes medios para hacer un movimiento - sincrónico entre los claros de cada rotor, ya que el fluido será bombeado entre los espacios maquinados en estas superficies.

Como último ejemplo correspondiente a las bombas sin pistones, citaré a los Inyectores, ya que en este tipo de bombas los líquidos serán bombeados por presión de aire, gas o vapor de -- agua directamente sobre la superficie del líquido.

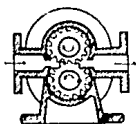
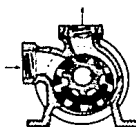
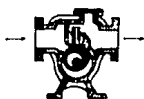
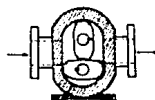
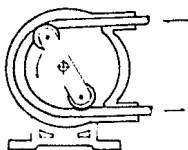
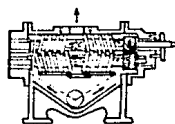
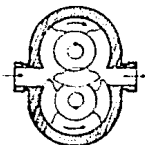
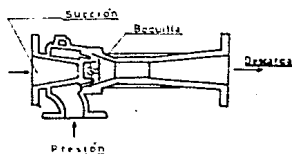
La figura II-6 presenta los ejemplos anteriores.

## 8. PARTES CONSTITUYENTES DE UNA BOMBA ROTATORIA

A continuación se definirán las partes esenciales en la -- construcción de este tipo de bombas.

### -Cámara de Bombeo-

Esta se define como el espacio interior de la bomba que -- puede contener el fluido bombeado, mientras la bomba está en -- operación. Los fluidos entran a la cámara de bombeo a través - de uno o más -Orificios de Entrada- abandonándola a través de uno o más -Orificios de Salida-, todos los cuales incluyen generalmente arreglos para conexiones herméticas a prueba de lf--

Dientes ExternosDientes InternosBombas de EngranésB.de Paletas DeslizantesBomba de PistónBomba de LóbulosB.de Miembros FlexiblesBomba de TornilloB.de Pistón Circunferencialinyector ó EductorFig. 11-6. Tipos de Bombas Rotatorias

quidos o a prueba de aire, a los sistemas exteriores del fluido.

#### -Cuerpo-

Es la parte de la bomba que rodea los límites de la cámara de bombeo y se llama también "Carcaza" o alojamiento.

Para algunas bombas rotatorias el cuerpo puede ser también un ensamble rotatorio, pero en la mayoría de los tipos es estacionario llamándosele "Estator".

#### -Placas Extremas-

Son aquellas partes del cuerpo o separadas de él que cierran los extremos del cuerpo para formar la cámara de bombeo, ocasionalmente se les llaman "Cubiertas de la Bomba".

#### -Ensamble Rotatorio-

Generalmente incluye todas las partes de la bomba que giran cuando la bomba está en operación, mientras que el rotor es la parte específica del ensamble rotatorio que gira dentro de la cámara de bombeo.

A los rotores se les pueden dar nombres específicos, en tipos específicos de bombas rotatorias, pudiéndoseles llamar engranes, tornillos, lóbulos, aspas, etc. La mayoría de las bombas rotatorias están acopladas mecánicamente a la fuente motriz por medio de "Ejes Motrices" y acoplamientos de varios tipos, aunque algunos cuantos están acoplados magnética o electromagnéticamente a la fuente motriz por medio de configuracio

nes llamadas "Transmisiones sin Sello".

Por lo general los sellos de las bombas son de dos tipos:

1 - Estáticos

2 - Móviles

-Sellos Estáticos-

Este tipo de sellos proporcionan un sello hermético a prueba del líquido o aire entre las partes estacionarias desmontables de la cámara de bombeo.

-Sellos Móviles-

Estos se utilizan en lugares limitantes de la cámara de bombeo a través de los cuales pasan los elementos móviles, generalmente ejes.

Este tipo de sellos también se forman entre los rotores de la bomba en algunos tipos de bombas rotatorias.

-Cámara de Sellado-

Es una cavidad en el cuerpo de la bomba a través de la cual pasa un eje.

Las fugas generadas a través de la cámara de sellado son controladas ya sea con un "Sello Radial", el cual sella sobre su diámetro exterior por medio de un ajuste de interferencia con su agujero correspondiente y en el eje rotatorio con una superficie deslizando cargada radialmente, o bien, con un sello "mecánico", en el cual dos caras del sello están cargadas axialmente y en sentido opuesto manteniéndose una junto a la -

otra todo el tiempo.

Algunas veces se utiliza un "estopero. en vez de una cámara de sellado.

Un material compresible de sellado, llamado empaque, se comprime en el estopero por medio de una parte llamada "Prensaestopas" o "Seguidor de Prensaestopas", que mantienen el empaque en contacto íntimo con las superficies estacionarias y rotatorias en la caja del estopero.

Para lubricar o refrigerar el estopero o para controlar la presión neta sobre el estopero en la caja, se usan dispositivos llamados "Anillos de Cierre Hidráulico" o "Jaulas de Sellado".

Cuando se usan ejes motrices, la dirección de rotación generalmente aceptada se determina como el sentido de las manecillas del reloj, aunque también en sentido inverso, esto, viendo la bomba desde el extremo motriz del eje de transmisión.

En las bombas de desplazamiento positivo de rotor múltiple, el par se puede transmitir a los rotores y mantener la relación angular entre ellos mediante la acción de "engranes sincronizadores" a veces llamados "engranes pilotos".

Una parte muy importante constituyente básica de las bombas rotatorias es la línea de dispositivos auxiliares y arreglos, siendo dos en modo característico de este tipo de bombas las que encontraremos instaladas, a continuación:

### -Válvulas de Alivio-

La implementación de esta válvula debido a la presión en el orificio de salida y/o la parte descarga de la cámara de bombeo puede llegar a representar un gran peligro si se llega a bloquear la descarga de la misma bomba, aquí las válvulas de alivio funcionarán como limitadores de presión, abriendo un desfoque al llegar a una presión predeterminada.

Esta válvula puede ser parte integral con el cuerpo de la bomba misma, o ir montada en una placa extrema o sobrepuesta.

### -Chaqueta Refrigerante-

La baja velocidad del fluido que está pasando a través de las cámaras de una bomba rotatoria, permite algún control de la temperatura de la bomba o del fluido de la bomba mediante pasajes o "chasquetas" en o sobre el cuerpo de la bomba mediante las cuales se hace circular un fluido auxiliar para transferir calor hacia o desde el fluido de la bomba.

## 9. TEORIA DE ACCIONAMIENTO

La acción de bombeo en todas las bombas rotatorias incluye tres acciones elementales.

Las partes rotatorias y estacionarias de la bomba actúan para definir un volumen, sellado con la salida de la bomba y abierto a la entrada de la bomba, el cual crece a medida que los elementos rotatorios de la bomba giran.



Después, los elementos de la bomba establecen un sello entre la entrada de la bomba y parte de este volumen sucesivamente, ocurre por un instante que este volumen no está abierto ni a las partes de la entrada ni a las de salida de la cámara de bombeo.

Después, el sello hacia la salida de la cámara se abre y el volumen abierto hacia la salida es forzado por la acción -- conjunta de los elementos en movimiento y los estacionarios de la bomba.

En todos los tipos de bombas rotatorias la acción de los elementos del volumen de bombeo deben incluir estas tres condiciones, a continuación se resumen:

- 1 - Salida Cerrada - Entrada Abierta
- 2 - Salida Cerrada - Entrada Cerrada
- 3 - Salida Abierta - Entrada Cerrada

Para una buena acción de bombeo el volumen de entrada -- abierta debe crecer en volumen suave y continuamente con la rotación de la bomba.

El volumen a entrada y salidas cerradas deberá de permanecer "constante" con la rotación de la bomba y el volumen a salida abierta debe comprimirse suave y continuamente con la rotación de la bomba.

En ningún momento debe haber fluido en la cámara de bombeo con ambos orificios, tanto el de entrada como el de salida si--

multáneamente abiertos, ésto, si la bomba es verdaderamente desplazamiento positivo, característica propia de su clase.

En la teoría de accionamiento de las bombas rotatorias, se definirán básicamente cinco características en su operación, a continuación:

1 - Desplazamiento.

El desplazamiento es la cantidad teórica de líquido que -- los elementos giratorios pueden desplazar sin carga o presión.

Para la bomba de engranes, por ejemplo, el desplazamiento será igual a la suma de los volúmenes que existen entre - cada diente.

2 - Deslizamiento. (Slip)

Es la cantidad de líquido que regresa de la descarga a la succión a través de los claros que existen entre los dientes y la pared lateral de los engranes y la carcaza.

3 - Gasto.

El gasto de la bomba es la cantidad real de líquido que sale de ella y es igual al desplazamiento de la bomba menos el retorno o recirculación.

En la teoría se graficará el desplazamiento como una línea recta, en la práctica no se puede considerar como tal que siempre habrá un ligero retorno, éste es directamente proporcional a la presión de descarga e inversamente proporcional a la viscosidad.

sidad del líquido.

El retorno no varía con la velocidad de la bomba.

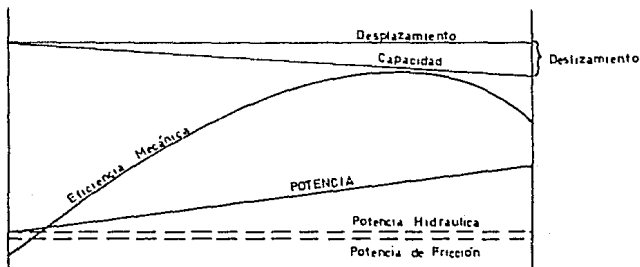


Fig. II-7. Gráfica de una bomba rotatoria. Se consideran velocidad y viscosidad constantes.

De la gráfica observamos que la curva de capacidad y la de desplazamiento tienden a unirse cuando aumenta la viscosidad, esto en una bomba de engranes para líquidos con viscosidad mayor a 5'000 casi serán iguales.

El efecto del claro en el retorno o recirculación puede apreciarse más cuantitativamente si aplicamos la siguiente fórmula: \*

$$Q_s = \frac{\Delta P \times b \times d^3}{12 \mu l}$$

\* BOMBAS, Manuel Viejo Z. LIMUSA.

donde:  $Q_s$  = Flujo a través del claro  
 $\Delta p$  = Presión Diferencial. ( $P_s - P_d$ )  
 $b$  = Ancho de la trayectoria  
 $d$  = Claro  
 $\mu$  = Viscosidad Absoluta  
 $l$  = Longitud de la trayectoria

De la fórmula se puede apreciar que el flujo ( $Q_s$ ) varía con el cubo del claro ( $d$ ).

Por ejemplo, si el claro aumenta al doble, el flujo de retorno aumentará ocho veces.

#### 4- Potencia.

Gráficamente la variación de potencia tendrá la forma de una línea recta. Para  $p=Q$ , existen pérdidas por fricción y al aumentar la presión, aumenta la potencia requerida al freno, ésta dependiendo de la presión y la viscosidad.

#### 5- Eficiencia.

La eficiencia de la bomba varía según el diseño de la misma, la viscosidad y otros factores.

Por lo general para bombas de alta presión la eficiencia es mayor.

Las bombas rotatorias suelen tener eficiencias muy altas -- tales como 80 al 85%, ésto cuando manejan líquidos de --

viscosidad relativamente alta (10 a 15'000 SSU).

Por lo general, cuando aumenta la viscosidad, la eficiencia tiende a disminuir, pero se pueden obtener altas eficiencias si se selecciona correctamente el equipo.

En la figura II-8 se presenta un gráfico de funcionamiento en condiciones de viscosidad constante a distintas velocidades.

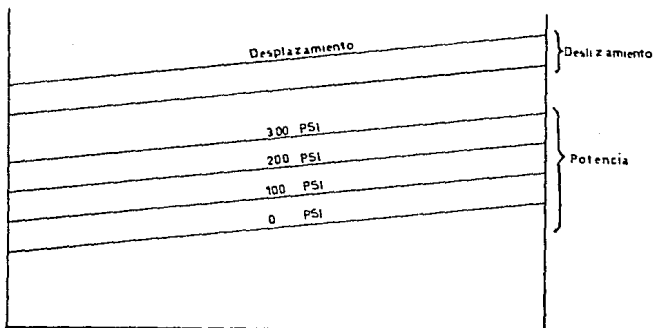


Fig. II-8. Gráfica del Rendimiento de Bomba Rotatoria. (Viscosidad Cte., distintas rpm's.)

En la gráfica anterior se observan las variaciones de gasto y potencia, para diferentes velocidades  $g$ , en el caso de la potencia, para diferentes presiones, la figura II-9 muestra el efecto del claro. Este exceso hace que el retorno del flu-

jo aumente a tal grado que las bombas resulten inoperantes.

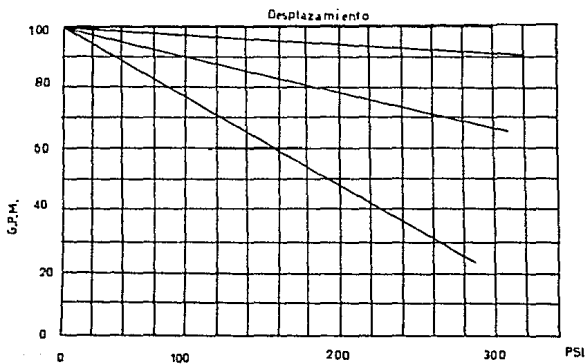


Fig. II-9. Efecto del claro en las bombas rotatorias.

## C A P I T U L O   I I I

### BOMBAS   D E   ENGRANES

1. Generalidades
2. Tipos
3. Características
4. Bombas de Engranés de Baja Presión
5. Bombas de Engranés de Alta Presión

## 1. GENERALIDADES

En muchas plantas industriales y estaciones de potencia el agua, aceite y productos químicos deben ser manejados bajo condiciones de operación donde los tipos de bombas reciprocantes y centrífugas no tienen cabida ni posibilidad, es aquí donde las bombas rotatorias (espec. de engranes) con sus características de construcción y de operación se hacen las más adaptables a la variedad de aplicaciones siendo una cualidad particular que la bomba de engranes combina las características de descarga constante de las bombas centrífugas con las de descarga - positiva, característica propia de las bombas reciprocantes.

Las bombas de engranes son el "caballo de carga" de los sistemas hidráulicos y probablemente sean utilizados en la práctica más que cualquier otro tipo.

La capacidad de una bomba de engranes es muy variada, el costo de la misma variará según su capacidad, ya que generalmente las bombas de baja presión y bajo volumen y aún las de baja presión y volumen medio son razonablemente baratas.

Las bombas de alta presión y bajo volumen y las de alta presión y alto volumen requieren de tolerancias extremadamente estrechas y el mejoramiento de su diseño teniendo como resultado un costo más elevado.



En sí, la bomba de engranes de baja presión exhibe usualmente una ventaja definitiva en su precio en relación con cualquier otro tipo de bomba.

Normalmente la mayoría de las bombas de engranes ofrecen buenas capacidades de vacío a la entrada y para situaciones normales también son autocebantes.

Se puede decir que la bomba de engranes es muy solicitada con motivo de su robustez, de su simplicidad de fabricación en su aptitud para girar muy rápidamente y de su potencia bastante elevada por unidad de masa.

Para estas bombas es característico que uno de los engranes sea capaz de conducir al otro u otros, los contactos mecánicos entre los engranes forman una parte del sello fluido en movimiento entre los orificios de entrada-salida y los puntos exteriores radiales de los engranes y los lados de los engranes, forman una parte del sello fluido en movimiento entre los orificios de entrada y salida.

El lugar geométrico de contacto de los engranes se mueve a lo largo de las superficies de los dientes y después -- brinca en forma discontinuada de diente en diente a medida -- que el engrane gira. (Estas dos características distinguen a la bomba de engranes de la bomba de lóbulos en las cuales los rotores no son capaces de mover el uno al otro y en las cuales el lugar geométrico de contacto del sello fluido entre --

los lóbulos se mueve continuamente a través de todas las superficies radiales de los lóbulos).

## 2. TIPOS

Para las bombas de engranes tendremos disponibles básicamente dos tipos de bombas:

1. Bombas de Engranes de Dientes Externos
2. Bombas de Engranes de Dientes Internos

Bomba de Engranes de dientes externos.

Este tipo de bombas están arregladas de manera que el centro de rotación de cada elemento es externo al diámetro mayor de un engrane "vecino" y todos los engranes son del tipo de dientes externos.

Este tipo suele constar de dos engranajes herméticamente acoplados dentro de una caja o carcasa. El eje de accionamiento hace girar uno de los engranes que, a su vez, obliga a girar el otro. La hermeticidad del conjunto se consigue por medio de casquillos, superficies mecanizadas con alta precisión y placas de fricción.

El principio de funcionamiento se puede resumir de la siguiente manera: (Ver la figura III-1).

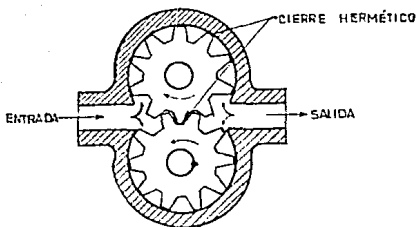


Fig. III-1. Bomba de Engranes de Dientes Externos

El aceite atrapado entre los dientes de los engranes y las paredes de la caja el "llevado" hacia la boca de salida.

Los dientes opuestos que van engranados en el centro de la caja hacen un cierre hermético que impide que el aceite retroceda, así el aceite es empujado hacia la boca de salida -- forzándolo a trabajar en el sistema en operación.

Por lo general el aceite, usado en este ejemplo, se alimenta a la bomba por acción de la gravedad, procedente de su depósito.

En algunas bombas de engranes la placa de fricción se -- presiona para hacer más hermética la bomba y aumentar así su rendimiento, este efecto se consigue, en algunos diseños, haciendo que una pequeña parte del fluido bombeado se derive -- por detrás de la placa de fricción para que la aplique con --

con más fuerza contra los engranes.

Bomba de Engranes de dientes internos.

Para este tipo de bombas, el centro de rotación de por lo menos un engrane está dentro del diámetro mayor de uno de los engranes adyacentes y por lo menos un engrane es del tipo de dientes internos o del tipo llamado "Corona".

Esta bomba en su forma más simple y al igual que la anterior también consta de dos engranes, sólo que en ella el engrane recto girará dentro de otro más grande de dientes internos donde los dientes del engrane recto entran en forma -- con los del engrane mayor en uno de los lados, mientras que en el lado opuesto se interpone entre ambos un separador en forma de luna creciente. (Ver la figura III-2).

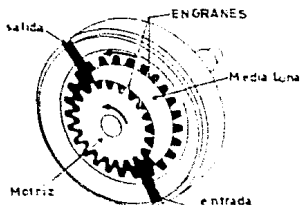


Fig. III-2. Bomba de Engranes de Dientes Internos

El eje acciona el engrane recto que a su vez, hace girar el engrane de dientes internos o corona.

El principio de funcionamiento será el mismo que el de

la bomba de engranes externos, con la diferencia de que en ésta ambos engranajes girarán en igual sentido.

Para nuestro ejemplo, el aceite (fluido a mover) es atrapado entre los dientes y el separador, y empujado hacia la boca de salida, al engranar de nuevo los dientes forman un cierre hermético que impide que el aceite retroceda hacia la boca de entrada, así el flujo será continuo.

Al igual que la anterior, la bomba se alimenta generalmente por gravedad, llenando de aceite el vacío parcial que se va generando a medida que los dientes empujan el aceite hacia el lado de salida.

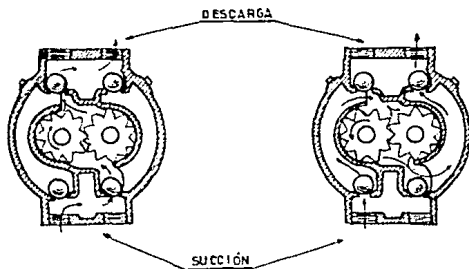
Bomba de engranes de "contramarcha".

Para cientos refrigerantes, lubricantes y algunos servicios especiales, se requieren de bombas que operen eficientemente en condiciones de cambio de dirección en sus rotores, principalmente cuando las bombas son partes interconstruidas con máquinas de gran tamaño y por lo tanto son motorizadas directamente por ésta.

Es obvio que nuestra bomba de engranes común está diseñada para un sentido de giro, esto para definir las bocas de entrada y la de salida, la característica de estas bombas es que no se alteran las funciones de cada una de las entradas y salidas de fluido ya que sin importar la rotación de los engranes siempre se tendrá la descarga requerida.

Las figuras III-3 y III-4 muestran una bomba de engranes del tipo de "contramarcha" de dientes externos, donde el sistema de válvulas direccionales está interconstruido dentro de el mismo cuerpo de la bomba.

Las flechas indican la operación de las válvulas y la dirección del flujo para cada dirección de rotación en los engranes.



Figs. III-3 y III-4. Bomba de engranes tipo "Contramarcha"

Bomba de engranes de "contramarcha" de dientes internos.

La característica anterior también se aplica a la bomba de engranes de dientes internos, las figuras y III-6 presentan el funcionamiento de éstas.

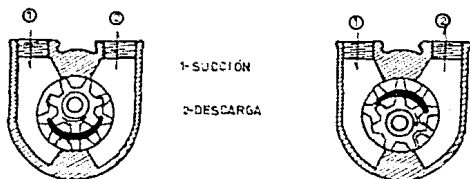
La clave de operación de estas bombas estriba en el me-

canismo que permite un giro de 180° de la "media luna" y el movimiento conjunto vertical del engrane interior.

La disposición de operación de este tipo de bombas hacen de ellas un equipo muy caro pero eficiente en su tipo.

Las flechas indican la dirección del flujo y ambos dibujos presentan las posiciones a tomar por la parte móvil.

Existen otros tipos de bombas que presentan características de operación muy particulares como las antes descritas pero como el principio de operación es el mismo, resultaría muy extenso el mencionarlás todas, por esto pasaremos a mencionar las características básicas de la bomba de engranes en particular.



Figs. III-5 y III-6. Bomba de engranes tipo "contramarcha" de dientes internos

### 3. CARACTERISTICAS

Dentro de las características principales que contemplan las bombas de engranes, una muy conveniente de mencionar es la que respecta a la condición de descarga que una bomba de este tipo ofrece.

Con la bomba de engranes, el engrane o engranado de cada combinación de engranes o dientes producirá una unidad o pulso de presión, por ejemplo, un engrane con 14 a 17 dientes girando a 1 000 rpm, un ritmo de pulsación de alta frecuencia generado será de 14 000 a 17 000 pulsos por minuto, esto se puede considerar como un flujo de salida razonablemente suave y parejo adaptable a muchas necesidades hidráulicas.

Los engranes de las bombas los podremos hallar no sólo del tipo de diente recto, también se diseñan con dientes helicoidales y del tipo Herringbone (cola de pescado).

Los del tipo recto generalmente se usan en bombas de alta presión manejando líquidos delgados o sustancias altamente viscosas a bajas velocidades. Un cuidado muy importante a tener con este tipo de engranado es que estos engranes por el tipo de dientes que tienen presentan un claro mínimo donde se llegan a producir presiones locales muy altas que pueden acelerar el deterioro completo de la bomba, una forma práctica de evitar esto es el implementar alivios en la fundición



de las tapas laterales de la bomba.

Para presiones moderadas resulta más aceptable el engrane helicoidal ya que éste elimina el problema anterior al tener un "arco" de llenado de los dientes en el lado de la succión.

El problema que presenta el uso de este tipo de diente - es la presencia de un notorio empuje axial, empuje que habrá de ser compensado con el uso de adecuados rodamientos en los extremos del eje de la bomba.

A fin de eliminar el empuje axial y conservar la ventaja del engrane helicoidal se ha optado por uso de engranes del tipo Herringbone, en donde el acabado de la punta del diente es de extrema importancia, (ver la figura III-7).

En los rotores de diente recto, se pueden cortar de 6 a 7 dientes y contener hasta 11 engranes considerándose adecudo.

El ángulo de presión podrá variar entre los  $20^{\circ}$  y los  $28^{\circ}$ .

Todo esto se verá en detalle en capítulos posteriores.

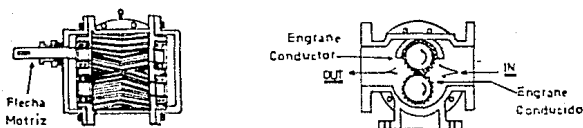


Fig. III-7. Bomba de engranes de tipo Herringbone

Las bombas de engranes pueden ser motorizadas por poleas o directamente al motor con coples o engranes y como dispositivo opcional un resorte y válvula de sobrepresión, válvula - by-pass, (ver figura III-8). Esta cuando es interconstruida, la bomba misma actuará abriendo una vía de retorno o alivio - entre la línea de descarga y de carga. Actúa automáticamente al sobrepasar la presión previamente regulada en el by-pass - evitando un "forzamiento" en la operación de la bomba, protegiendo además a su motor o fuente de potencia.

Los by-pass interconstruidos o interiores no se recomiendan para bombas que manejan líquidos de naturaleza gaseosa, - esto porque la acción de agitación en los dientes de los engranes provocarían una liberación espontánea del mismo gas el cual probablemente no cause daños importantes pero sí puede - interferir en la acción propia de la bomba.

Las bombas de engranes se fabrican en una enorme varie--

dad de capacidades y adaptabilidad de necesidades, en la figura III-9 se grafican las curvas de capacidad y presión para una clase de bombas que manejan aceite pesado (combustóleo).

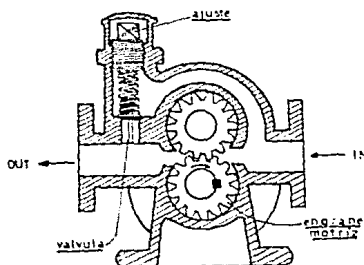


Fig. III-8. Bomba de engranes con válvula "by-pass"

Como se mencionó anteriormente, las bombas de engranes de dientes rectos generalmente son de alta presión y de bajas revoluciones, en un promedio de 600 rpm y proporcionarnos presiones sobre los 1 500 PSI y capacidades hasta los - 1 000 GPM.

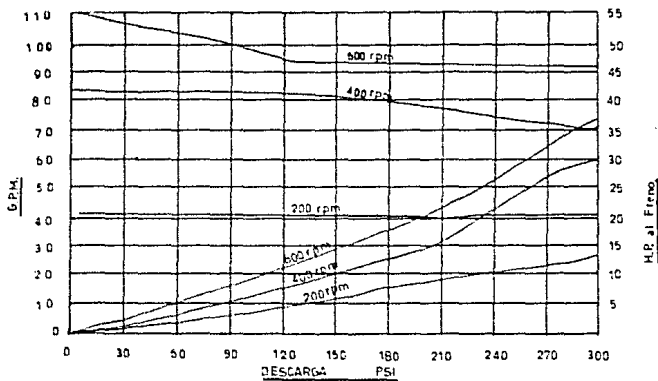


Fig. II-9 Curvas características de una bomba de engranes manejando aceite pesado (combustóleo).

#### 4. BOMBAS DE ENGRANES DE BAJA PRESION

En la figura III-10, se describen las características básicas de bombeo de una bomba de engranes de baja presión.

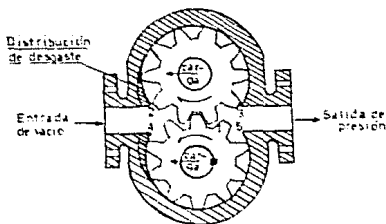


Fig. III-10. Características básicas de bombeo de la bomba de engranes de baja presión

Se observa que conforme la flecha impulsora gira, los dos piñones al estar engranados, girarán en direcciones opuestas, siendo la rotación hacia el orificio de entrada desde el punto de engrane.

Conforme los dientes de los piñones se separan, se formará una cavidad y se producirá un vacío en el orificio de entrada, este vacío permitirá a la presión atmosférica "forzar" el fluido al lado de entrada de la bomba, conforme los engranes llegan a los puntos 2 y 4, el fluido será confinado en el espacio entre los dientes del engrane y llevado alrededor del bloque de la caja o carcasa a los puntos 3 y 5.

La continua rotación de los engranes llevará a los espacios llenos de aceite a engranarse con los dientes en el punto No. 1 y a "forzar" al aceite hacia la cavidad de salida.

Debido a que el bloque de la caja se ajusta estrechamente a los engranes en los puntos 3 y 5, el fluido será forzado a viajar a través de la salida.

Debido a que la presión es puramente resistencia al flujo una carga externa tal como un cilindro o un motor hidráulico proporcionará la resistencia necesaria al flujo para generar presión.

Es sencillo advertir la importancia de un ajuste preciso en los puntos 2 y 4 y alrededor de todo el bloque de la caja-

hasta los puntos 3 y 5, ya que la presencia de un juego o intersticio diametral excesivo entre los piñones y el bloque de la caja, permitirán que el fluido bombeado sobrepresionado se escape entre los mismos engranajes y la caja o carcasa.

Aquí es utilizado el término "escape" o "pérdida" para indicar las pérdidas internas en la bomba producidas por la acción o esfuerzo para bombear un fluido a presión.

El escape de las bombas de engrane usualmente es algo -- más alto que el que ocurre en otros tipos de bombas y es deci dida desventaja cuando se aumentan las presiones.

Por lo que respecta a la diferencia de presiones a la en trada y la salida de la bomba y sus efectos, en la misma figu ra III-10, he dibujado las flechas pasando por el centro de - cada engrane, con el propósito de mostrar únicamente la direc ción relativa de la carga de la bomba, debido a la diferen-- cia de presión entre la entrada y la salida, ya que la carga efectiva formarfa un ángulo con la horizontal, de acuerdo a - la disposición de los engranes.

La inspección de una bomba de engranes desgastada indica rá usualmente la distribución del desgaste mostrado en el di bujo un rayado que parte de los puntos 2 y 4, esta distribu ción del desgaste indica un movimiento o desviación de los en granes hacia la caja en el lado de la entrada.

El movimiento de engrane hacia el lado de entrada de la

bomba aumentará naturalmente el espacio entre los engranes y la caja en los puntos 3 y 5, y este mayor espacio un mayor escape teniendo como resultado un reducido volumen de salida en la bomba.

El desgaste de este tipo en una bomba de engranes, usualmente es causado o agravado por operar a presiones arriba de la presión prevista en el diseño, aunque también puede ser -- causado por el uso de cojinetes inadecuados.

Con frecuencia las bombas son nominadas como capaces de manejar altas presiones por periodos de tiempo muy cortos y de operación prolongada, el problema que esto representa se traduce en un acelerado desgaste en los cojinetes, un desgaste drástico del bloque de la caja y un mal funcionamiento total de la bomba y en resumen una reducida duración del conjunto.

Examinaremos algunos factores importantes en la duración de los cojinetes de una bomba, éstos son:

- a) Velocidad
- b) Carga

Factor de velocidad.

Los fabricantes de cojinetes informan que por pruebas - dispuestas a su producto la duración de los mismos es "inversamente proporcional a los cambios de la velocidad operativa".

Consideremos una bomba trabajando a 1 000 rpm con una vida en sus cojinetes de 2 000 hs.

Supongamos que decidimos que funcione a 2 000 rpm. ¿Qué duración podemos esperar?

Un método\* a utilizar será el siguiente:

$$\frac{\text{Nueva duración de los cojinetes}}{\text{Duración anterior de los cojinetes}} = \frac{\text{Velocidad anterior de la bomba}}{\text{Velocidad nueva de la bomba}}$$

$$\text{Nueva duración de los cojinetes} =$$

$$\frac{\text{Duración anterior de los cojinetes} \times \text{Velocidad anterior de la bomba}}{\text{Nueva velocidad de la bomba}}$$

evaluando:

$$\text{Nueva duración de los cojinetes} = \frac{2\,000 \text{ h} \times 1\,000 \text{ rpm}}{2\,000 \text{ rpm}}$$

teniendo así que la nueva duración de los cojinetes es de:

$$\underline{\underline{1\,000 \text{ horas.}}}$$

Por lo anterior, se comprueba que un aumento en la velocidad en la bomba disminuirá la probabilidad de vida de los cojinetes.

Al aumentar la velocidad en la bomba, la duración en los cojinetes desciende., teóricamente, duplicando la velocidad de la bomba se disminuirá la duración de la misma a la

\* L.S. Mc. Mickle Jr. Hidráulica Simplificada y Rodamientos SKF. Méx.



mitad.

### Factor carga.

Los mismos fabricantes informan que: "La duración de los cojinetes variará inversamente con el cubo de la variación de la carga".

Consideremos por ejemplo, una bomba que haya estado -- operando a 500 lb/plg<sup>2</sup> y que haya dado una duración de cojinetes de 2 400 hs.

Supongamos ahora que decidimos operar esa misma bomba -- con una presión de 1 000 lb/plg<sup>2</sup>.

¿Cómo influiremos con esto a la duración de los cojinetes?

El método a seguir será el siguiente:

$$\text{Nueva duración de los cojinetes} = \frac{\text{Duración anterior de cojinetes}}{\left(\frac{\text{Nueva presión de la bomba}}{\text{anterior presión de la bomba}}\right)^3}$$

evaluando:

$$\text{Nueva duración de los cojinetes} = \frac{2\ 400\ \text{hs}}{(1\ 000\ \text{lb/plg}^2 / 500\ \text{lb/plg}^2)^3}$$

$$\text{Nueva duración de los cojinetes} = \frac{2\ 400\ \text{hs}}{2^3}$$

$$\text{Nueva duración de los cojinetes} = \frac{2\ 400}{8}\ \text{hs}$$

Nueva duración de los cojinetes = 300 horas

Se ha señalado hasta aquí una posibilidad muy poco satisfactoria. Por operar la bomba a 1 000 en lugar de 500 lb/ -- plg<sup>2</sup>, hemos disminuido ocho veces la duración de la vida de los cojinetes de la bomba.

Mediante el uso de esta misma fórmula podemos mostrar - un incremento de presión de 1 000 lb/plg<sup>2</sup> (de 500 a 600 lb/ -- plg<sup>2</sup>) disminuiría la duración de los cojinetes de 2 400 a -- 1 380 horas.

En resumen, el fijar descuidadamente el valor de la presión puede así perjudicar o disminuir drásticamente la confianza en la seguridad de una bomba hidráulica.

Por otro lado, una fuente del escape en las bombas de engranes es el desgaste mostrado en la figura III-10 (rayado que parte de los puntos 2 y 4).

Una área o zona complementaria donde se sufre desgaste - es en los extremos de los piñones. Las bombas de engranes de baja presión más económicas o baratas se construyen dejando - un juego con intersticio fijo de funcionamiento, entre los - extremos de los piñones y las placas frontal y trasera de la bomba.

En la figura III-11 se muestra una vista en corte de una bomba de engranes de baja presión marcándose el juego de fun-

cionamiento o zona de pérdida por escape entre los extremos de los piñones y los de las cubiertas de la bomba.

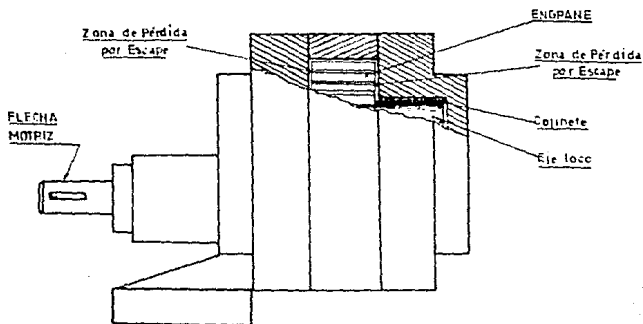


Fig. III-11. Vista en corte de una bomba de engranes de baja presión

Se usa que en las bombas económicas de baja presión los extremos de las cubiertas sirven también como placas de empuje los juegos normales con intersticio cercano entre 0.003 y 0.005 plg., no proporcionarán un escape excesivo.

El desgaste normal sin embargo, continuamente aumentará las pérdidas por escape en este tipo de bombas, estas pérdidas por escape permitirán que una mayor porción del volumen sobrepresionado producido a la salida se escurra al lado de entrada de la bomba, produciéndose una menor eficiencia volumétrica y un aumento definido en la temperatura del fluido bombeado.

Generalmente la eficiencia volumétrica inicial se encontrará que es aproximadamente del 80% para las bombas en engranes de baja presión y volumen.

La velocidad de operación puede afectar a la eficiencia volumétrica de cualquier bomba, estudios detallados han señalado que para una presión constante con una bomba determinada, el escape tendrá un valor constante.

Consideremos que una bomba entrega un caudal de 5 gal/min a 0 lb/plg<sup>2</sup> y 500 rpm y considérese que si se aumenta a 1 000 lb/plg<sup>2</sup> de presión, esta misma bomba entregará 3.750 gal/min, indicando así un valor de eficiencia volumétrica del 75% y una pérdida por escape de 1.25 gal/min.

Si trabajamos ahora esta bomba a 1 000 rpm con 0 lb/plg<sup>2</sup> la entrega sería entonces de 10 gal/min aprox.

Cuando se aumenta la presión a 1 000 lb/plg<sup>2</sup> considerando un valor constante del escape a presión constante, aún tendríamos una pérdida por escape de sólo 1.25 gal/min y nuestra producción de salida sería de 8.750 gal/min. indicando una eficiencia volumétrica de 87.5%, esto representaría un incremento de eficiencia volumétrica del 12.5% debido al incremento de la velocidad motriz de impulsión de la bomba.

Las recomendaciones de los fabricantes de bombas relativas a velocidades adecuadas de operación han tomado en consideración más usualmente un escape uniforme.

La operación de las bombas a velocidades menores que aquellas recomendadas producirá una reducción no deseable de la eficiencia volumétrica.

Estas recomendaciones sobre presión y velocidad nunca deben ser excedidas y para el caso de la velocidad motriz de impulsión no deberá de reducirse sin antes consultar al fabricante.

Un problema muy general es la mala costumbre de operar constantemente una bomba a su máxima presión, los fabricantes de bombas continuamente son presionados para que produzcan bombas más ligeras, compactas y baratas. Esta demanda de reducción de tamaño limita al ingeniero en diseño y no permite tener mayores factores de seguridad, como resultado, la operación o funcionamiento sostenido con los valores máximos recomendados o con valores mayores a éstos, generalmente originará la falla prematura.

Una excelente regla empírica sería el utilizar una bomba que tenga una presión máxima asignada del 25 al 30% por arriba del valor de la demanda de presión constante del sistema.

##### 5. BOMBAS DE ENGRANES DE ALTA PRESION \*

La capacidad relativamente alta de vacío en la admisión de las bombas de engranes, las ha hecho las más adaptables a los problemas que se presentan en el equipo móvil y para mi-

---

\* Comercial Shearing & Stamping Co. Youngstown. Ohio.

nería.

Algunos fabricantes de bombas de engrane asignan o califican un funcionamiento satisfactorio a sus bombas de engranes de alta presión, cuando trabajan en condiciones de admisión de vacío hasta de 7 plg. ó 3.5 lb/plg.

Aunque teóricamente se admite que pueden generarse vacíos tan altos, no puede aceptarse que dichas condiciones elevadas de vacío de admisión estén de acuerdo con el diseño de un sistema hidráulico bueno y seguro. Si estas bombas trabajan satisfactoriamente con tales vacíos de admisión, deben proporcionar ventajas excepcionales a los sistemas diseñados que necesitan un vacío menor más aceptable, el vacío de admisión debe ser limitado a 5 plg.Hg. ó  $2.5 \text{ plg}^2$ , cuando el sistema está funcionando a la temperatura normal de operación.

Los factores que mejoran la capacidad de una bomba para desarrollar un vacío alto en la admisión, también producirán incrementos muy favorables en la eficiencia volumétrica y total de la bomba.

En la actualidad se utilizan varios tipos de bombas de engranes de alta presión que tienen asignadas capacidades para entregas de eficiencias volumétricas del 95% o eficiencias totales del 85% aprox.

Los avances tecnológicos en la fabricación ha facilitado la utilización de productos acabados extremadamente pare-

jos y precisos a costos razonables, para ciertas partes de -  
la manufactura de una bomba es posible especificar toleran--  
cias de  $\pm 0.003$  y  $0.005$  plg.

## C A P I T U L O    I V

### E N G R A N E S

1. Introducción
2. Engranés
3. Engranés rectos
4. Formulario de engranes rectos  
Teoría
5. Propiedades de la evolvente
6. Acción de los dientes de engranes  
Fundamentos
7. Longitud y Relación de Contacto
8. Interferencia y Socavación
9. Variación en la distancia entre centros
10. Fuerzas que actúan en los dientes de engranes



## 1. INTRODUCCION

El presente capítulo pretende exponer un resumen de las propiedades y características principales de los engranes de diente recto en lo particular, esto como un preámbulo al diseño con que se han de determinar los elementos mecánicos de básica importancia como lo son los engranes mismos, así se inicia con un breve resumen de los diferentes tipos de engranes con que podemos disponer así como su aplicación primaria.

Posteriormente a esto, el enfoque se hace exclusivo de los engranes rectos describiendo las características y condiciones de operación más importantes, ya que una definición general de estos puntos haría un trabajo muy extenso, por otro lado, no hay que olvidar que requeriremos de los engranes rectos para la transformación de energía mediante la bomba y no para una transmisión de potencia.

## 2. ENGRANES

La función de un engrane es la de transmitir movimiento rotacional o alternativo, de un miembro de una máquina a otro, reducir o aumentar la velocidad de rotación respecto a la velocidad existente y en aplicación adicional y que es la que nos ocupa, el de transformar energía mecánica directamente con los engranes, en energía hidráulica.

Los engranes son para el ingeniero mecánico un apoyo inherente a su profesión, ya que su utilización en el tipo de má

quinaria que sea es casi imprescindible.

En cada motor de transmisión desde el cigüeñal hacia todos los demás árboles que accionan las válvulas, el magneto, las bombas, el compresor, etc., se hace a base de mecanismos con ruedas dentadas, así, en casi todas las máquinas-herramientas se encuentran cajas de velocidades y otros dispositivos los cuales son mecanismos con ruedas dentadas.

Es muy difícil encontrar un mecanismo complejo que no tenga mecanismos con engranes.

Se hace interesante señalar que la teoría de estos mecanismos se empezó a desarrollar hace mucho tiempo, precisamente esto explica el hecho de que en la teoría de los mecanismos con engranes muchos conceptos de la mecánica tienen su de nominación especial; así por ejemplo, los centroides en los mecanismos con engranes frecuentemente son denominados -curvas primitivas-, el centro de instantáneo de rotación se denomina -polo de engrane- etc.

La necesidad de una teoría sobre mecanismos con engranes estimuló a los matemáticos a elaborar la teoría de las -curvas envolventes. El perfil envolvente (a estudiar posteriormente) de los dientes que actualmente se usa ampliamente fue propuesto por el gran matemático Euler, el más simple de los mecanismos con engranes consta de las ruedas dentadas 1 y 2 así como el soporte 3, donde las ruedas dentadas forman

un par cinemático de dos movimientos. (Ver la figura No. IV-1)

Los mecanismos con ruedas dentadas con un grado de libertad por lo común se les denomina "engranaje".

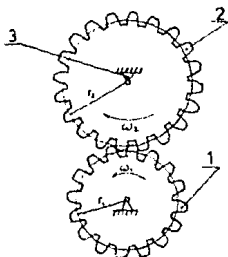


Fig. IV-1. Par cinemático de dos movimientos  
-engranaje-

Es evidente que cualquier par de superficies que rueden juntas con un movimiento de rodadura pura, de manera a dar la relación de velocidades deseada, puede servir de base para el diseño de un par de ruedas dentadas, así las obras sobre mecanismos tratan a fondo los diferentes métodos para el trazo de secciones de tales superficies para diversas condiciones y relaciones de velocidades.

El que los elementos de las superficies así diseñadas sean o no paralelas dependerá del ángulo que los árboles forman entre sí, por esto los engranajes se pueden clasificar según el carácter de las superficies de rodadura o superfi-

cies primitivas y la relación de ejes de la manera siguiente:

Clase de Engranaje	Relación de los ejes	Superficies primitivas	Elementos de dientes
Cilíndrico	Paralelos	Cilíndricos	Línea recta
Helicoidal	Paralelos	Cilindros	Hélices
Cónico	Se cortan	Conos	Línea recta
Cónico oblicuo	Se cortan	Conos	Línea curva
Sin-Fin	Ejes a 90°	Cilindro	Hélice
Hiperbólico	Cualquier ángulo	Hiperboloides	Línea recta

Los ejemplos anteriores no representan todos los engranes que se fabriquen o que existan, pero sí son los principales y básicos para el diseño de otros, solamente habrá -- que escoger de entre ellos alguno o algunos que reúnan los requisitos para nuestro diseño, así como en el siguiente punto que nos enfocaremos a los engranes rectos ya que este tipo, uno de los más importantes, será el que usaremos para la transformación de energía en nuestra bomba.

### 3. ENGRANES RECTOS

Los engranes rectos sirven para transmitir movimiento rotatorio entre ejes paralelos básicamente, por lo común son cilíndricos y con los dientes rectos paralelos al eje de rotación.

Los engranes rectos presentan una terminología propia que a continuación se presenta, apoyándose en la figura IV-2.

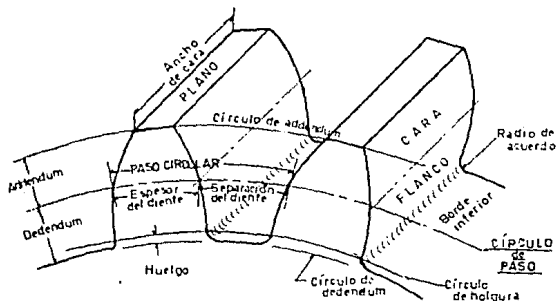


Fig. IV-2. Terminología del engrane recto.

#### Círculo de Paso o Circunf. Primitiva. (Pitch Circle)

Es el círculo teórico sobre el que se basan generalmente todos los cálculos. De la ley fundamental del engranaje; estos círculos de paso en un par de engranes acoplados deberán de ser tangentes entre sí.

#### Paso Circular. (Circular Pitch)

Es la distancia que hay de centro a centro de dos dientes consecutivos sobre el círculo de paso.

#### Paso Diametral. (Diametral Pitch)

Es el número con el cual expresamos la razón que existe -

entre el número de dientes por cada pulgada de diámetro primitivo o de paso.

Esto es que si un engrane recto tiene 12 dientes y su diámetro primitivo es de 12", el paso diametral será igual a 1.

#### Círculo de Base (o cilindro de base)

Es el círculo a partir del cual se genera la envolvente del perfil de los dientes.

#### Módulo. (Modulo)

Es la razón del diámetro de paso al número de dientes.

En el sistema internacional se da en milímetros, existiendo también el módulo inglés con igual significado sólo en pulgadas.

#### Diámetro de Pie. (Root Diameter)

Es el diámetro de la circunferencia de pie o raíz.

#### Cabeza o Addendum

Es la distancia radial entre el borde superior y el círculo de paso.

#### Raíz o Dedendum

Es la distancia radial entre el borde superior y el círculo de paso.

Profundidad Total del Diente. (Whole Depth)

Es la suma del addendum y el dedendum, esto es, la distancia radial medida entre el borde superior o diámetro exterior y la línea del diámetro del fondo o borde inferior.

Profundidad Activa. (Working Depth)

Es la profundidad o altura del diente que se introduce en el hueco entre dos dientes de engranaje apareado cuando la distancia entre centros es normal, o sea, igual a dos veces la altura de la cabeza.

Longitud del Diente. (Face Width)

Largo de la superficie primitiva. El largo del flanco activo es la longitud de flanco que entra en contacto con el engrane apareado. Cuando los engranajes con dientes de doble inclinación tienen una ranura central de huelgo, la anchura de esta ranura se descuenta del largo del flanco del diente.

Espesor o Grueso del Diente. (Circular Thickness)

Es el grueso del diente tomado sobre el círculo de paso, también es conocido como "grueso en el arco".

Flanco de la Cabeza. (Face to Tooth)

La superficie del flanco del diente que corresponde a la cabeza, o sea, el flanco entre el círculo de paso y el re

mate del diente.

Plano o Tope del Diente. (Top Land)

Es la superficie superior o de remate del diente (al diámetro exterior).

Superficie de Fondo. (Bottom Land)

Es la superficie de fondo entre los dientes.

Flanco del pie del diente. (Flank of Tooth)

La superficie del flanco del diente entre la circunferencia primitiva y el fondo, incluyendo el redondeado de unión o radio de acuerdo.

Línea de Engranaje. (Line of Action)

El segmento de la tangente común a las circunferencias - de base, a lo largo del cual se efectúa el contacto entre los dientes de engranajes de envolvente apareados.

Huelga o Claro. (Clearance)

Es la distancia radial entre el remate de un diente y el fondo del espacio entre dos dientes del engranaje apareados.

Esto es, la distancia medida del círculo que señala la profundidad de trabajo y la profundidad del diente.



Juego Posterior o lateral. (Backlash)

Es el juego entre los dientes apareados a la distancia menor entre las superficies inoperantes de dos dientes adyacentes.

Angulo de Presión. (Pressure Angle)

El ángulo de presión de un par de engranajes de evolvente es el ángulo que forma la línea de engranaje y la perpendicular a la línea de centros de estos engranes.

Punto de tangencia. (Pitch Point)

Es el punto de tangencia de los círculos de paso o el punto donde la línea de centros de engranajes apareados corta los círculos de paso.

Arco de Aproximación. (Arc of Approach)

Arco del círculo de paso en el cual un diente se traslada desde el primer punto de contacto con su correspondiente diente engranante hasta el centro de rodadura.

Arco de Engrane. (Arc of Action)

Arco del círculo de paso en el cual un diente se traslada desde el primer punto de contacto con el correspondiente diente engranante hasta el punto en que cesa el contacto.

Arco de Separación. (Arc of Recession)

Arco del círculo de paso en el cual un diente se traslada desde su punto de contacto con el diente correspondiente en su centro de rodadura al punto en que cesa el contacto.

Razón de Contacto. (Contact Ratio)

Es la razón del arco de engrane al paso circular.

Gruoso de la cuerda. (Chordal Thickness)

Es la longitud de la cuerda del arco circular que abarca un diente. (Es la dimensión que se obtiene con el calibrador de engranajes, cuando se mide el grueso del diente en el círculo de paso.

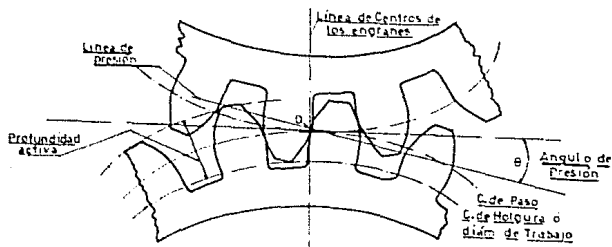


Fig. IV-2. Terminología del engrane recto.

#### 4. FORMULARIO DE ENGRANES RECTOS

Las fórmulas que a continuación se presentan son las básicas en los cálculos de engranes rectos y sus valores se simbolizan con las siguientes letras:

- D Diámetro de paso
- P Paso diametral
- P' Paso circular
- O Diámetro exterior del engrane
- o Diámetro exterior del piñón
- N Número de dientes del engrane
- n Número de dientes del piñón
- c Claro
- C Distancia entre centros
- B Dedendum
- S Addendum
- W Profundidad total del diente
- E Espesor del diente (grosso)
- R Relación de engranaje
- L Longitud de cremallera.

En el cálculo de engranes rectos las dimensiones se obtienen con factores provenientes del paso diametral No. 1, - por lo que estas reglas y fórmulas son muy usuales.

## Fórmulas:

Paso diametral:	$P = \frac{\pi'}{P'}$	Claro:	$c = \frac{0.157}{P}$
Paso diametral:	$P = \frac{N+2}{O}$	Claro:	$c = \frac{P'}{20}$
Paso diametral:	$P = \frac{N}{D}$	Profundidad total del diente:	$W = \frac{2.157}{P}$
Paso circular:	$P' = \frac{\pi'}{P}$	Profundidad total del diente:	$W = 0.6866 P'$
Paso circular:	$P' = \frac{\pi' D}{N}$	Espesor de diente en circ. de paso:	$E = \frac{1.5708}{P} = \frac{P'}{2}$
Diám. de paso:	$D = \frac{N}{P}$	Diám. exterior:	$O = \frac{N+2}{P}$
Diám. de paso:	$D = \frac{N P'}{\pi'}$	Diám. exterior:	$O = \frac{(N+2)P'}{\pi'}$
Dist. - centros:	$C = \frac{N+n}{2P}$	Núm. de dientes:	$N = DP$
Addendum:	$S = \frac{1}{P}$	Núm. de dientes:	$N = \frac{D \pi'}{P'}$
Base:	$B = \frac{1}{P}$	Longitud de la cremallera:	$L = \frac{\pi' N}{P}$

Estas como las fórmulas básicas en la teoría de los engranes rector, se complementa con lo que a los engranes métricos se refiere.

### Engranés métricos rectos.

El sistema de módulo de los engranes métricos, es la -- unidad de medida equivalente al paso circular en milímetros que en función de el número de dientes determina el diámetro de paso o diámetro primitivo.

La unidad de medida es 3.1416 mm, que es el paso circular equivalente al módulo No. 1. Por lo tanto el módulo No. 2,3, etc. equivale a tantas veces la unidad que determina el módulo No. 1.

Todos los valores que resulten en el cálculo de estos engranes serán en milímetros.

$$\text{Módulo} \quad : \quad M = \frac{P}{\pi}$$

$$\text{Paso circular} \quad : \quad P = M \pi$$

$$\text{Diám. de paso} \quad : \quad D = NM$$

$$\text{Diám. exterior} \quad : \quad O = (N+2)M$$

El addendum y el dedendum es igual al número del módulo en milímetros.

$$\text{Espesor del diente} \quad : \quad E = \frac{P'}{2}$$

$$\text{Claro} \quad : \quad c = \frac{T}{10}$$

$$\text{Profundidad Total del diente} \quad : \quad W = \frac{T}{10} + 2M$$

## TEORIA.

El movimiento transmitido por un par de ruedas dentadas bien diseñadas es idéntico al de las curvas o superficies básicas rodando una sobre otra.

De la ley fundamental del engranaje.....

"Para que un par de curvas puedan moverse una sobre otra con movimiento de rodadura pura, el punto de tangencia de las curvas tiene que hallarse siempre sobre la recta que une los centros de rotación de las curvas".

Y como consecuencia, un par de superficies cuyos ejes - se encuentran en el mismo plano, rodarán juntas con un movimiento de rodadura pura cuando la línea de tangencia se ha-- en el plano que pasa por los ejes de rotación.

Si designamos por  $r_1$  y  $r_2$  los radios instantáneos - de un par de superficies de esta índole en el punto de con-- tacto y por  $w_1$  y  $w_2$  sus velocidades angulares instantá-- neas, tendremos entonces la siguiente relación básica:

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{r_2}{r_1}$$

Para el caso más común, la velocidad angular en ambos -- ejes es constante y por consiguiente  $r_1$  y  $r_2$  son constantes teniendo las superficies de rodadura una sección transversal

circular.

En la figura IV-3 se muestra una porción de dos ruedas - dentadas cuyas superficies de rodadura son un par de cilindros circulares, representados en sección transversal por los círculos C y D.

Si los dientes están bien proporcionados, el movimiento transmitido será idéntico al producto por la rodadura de C - sobre D, pudiendo demostrarse que la condición que tienen que cumplir esos perfiles de dientes, para que la relación de velocidades sea constante, es que...

"La normal común a los perfiles de los dientes en el punto de contacto tiene que pasar siempre por el punto de tangencia de los círculos de rodadura"

Lo anterior como la ley fundamental del engranaje.

Es factible que sean muchas las curvas que pueden utilizarse para perfiles de dientes que solventarían la condición anterior, pero en la práctica sólo se emplean comúnmente dos tipos de curvas:

- a) Las Cicloidales
- b) Las Evolventes

El perfil cicloidal del diente se forma cuando un círculo rueda sobre el exterior y el interior de los círculos de -

rodadura o círculos de paso C y D (fig. a).

El perfil evolvente se forma rodando una línea recta sobre los círculos de base H e I, (ver figura b).

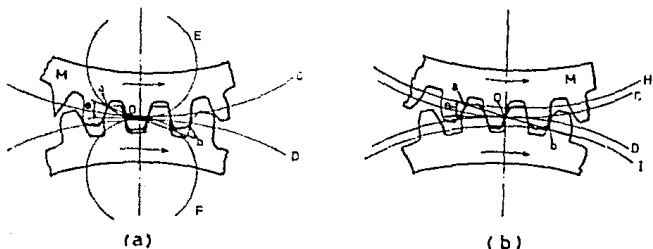


Fig. IV-3. Superficies de rodadura de un par de cilindros

Apoyándose en la figura b, suponiendo que la rueda superior M es la motriz, el contacto entre dos dientes acaba de empezar en "a", la normal común en el punto de contacto -aOb- pasa por el punto de contacto de los círculos de paso "O".

A medida que giren las ruedas, el punto de contacto se desplazará a lo largo de la línea -aOb- hasta que cese el contacto en "b". Por consiguiente en el sistema de evolvente la normal en el punto de contacto forma un ángulo fijo con la tangente común a los círculos de paso.

En la figura a, se muestra una porción de dos ruedas dentadas con dientes cicloidales, el contacto acaba de empezar -



en "a" y a medida que las ruedas giren, el punto de contacto se desplazará a lo largo de la trayectoria curvilínea -aOb-- cesando en b.

Se ha trazado la normal al primer punto de contacto y - evidentemente la inclinación de la normal con respecto a la - tangente común de los círculos de paso es máxima en ese punto, y varía constantemente de dirección, aunque pasando siempre por "O".

Puede demostrarse que en el sistema de evolvente la relación de las velocidades angulares permanece constante, dentro de los límites de actuación, sean o no tangentes los - - círculos de paso.

Por otro lado, para la transmisión de una relación constante de velocidad con engranajes cicloidales los círculos - de paso tienen que permanecer tangentes.

Esta ventaja práctica, a favor de los dientes con per--fil de evolvente ha hecho que se extienda su uso y que hayan suplantado casi por completo a los engranajes con dientes de perfil cicloidal.

## 5. PROPIEDADES DE LA EVOLVENTE

Para satisfacer la condición de que la normal común en todos los puntos de contacto debe pasar por el punto de paso o tangencia, los perfiles de los dientes acoplados debe-

rán tener la forma de curvas evolventes o involutas.

Una curva evolvente o involuta será la trayectoria generada por un punto "trazador" sobre una cuerda, conforme ésta se desarrolla de un cilindro denominado "cilindro base".

Lo anterior se ilustra en la figura IV-4 donde T es el punto trazador. Nótese que la cuerda AT es normal a la evolvente en T y que la distancia AT es el valor instantáneo de radio de curvatura.

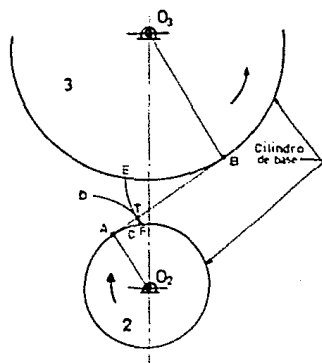
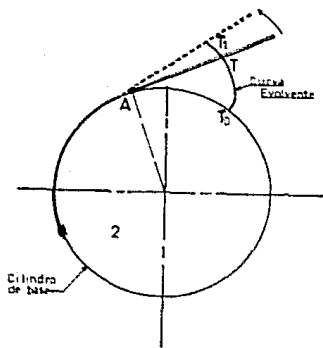


Fig. IV-4. Trazado de una curva evolvente Fig. IV-5. Perfil de evolvente

Conforme la evolvente se genera desde el origen  $T_0$  hasta  $T_1$  el radio de curvatura varía continuamente; es cero en  $T_0$  y tiene su valor máximo en  $T_1$ . Por ende, la cuerda es la

recta generadora que siempre será normal a la evolvente.

Examinando ahora el perfil de evolvente para ver cómo - satisface la necesidad de transmisión de movimiento uniforme, en la figura IV-5 se muestran dos discos en blanco, con centros fijos  $O_2$  y  $O_3$ , que tienen cilindros base cuyas radios - respectivos son  $O_2A$  y  $O_3B$ .

Ahora imaginemos que se arrolla una cuerda en el mismo - sentido del movimiento de las manecillas del reloj, alrededor del cilindro base del engrane 2, se tira firmemente de - ella entre los puntos A y B y se arrolla en sentido opuesto - al de las manecillas del reloj, alrededor del cilindro base - del engrane 3.

Si se hacen girar los cilindros base en direcciones dife- rentes de tal modo que la cuerda se mantenga tensa, un punto T trazará las evolventes CD sobre el engrane 2 y EF sobre el engrane 3.

Las evolventes generadas simultáneamente de esta manera por un solo punto trazador se consideran "perfiles conjugados".

Continuando, imaginemos que las evolventes en la misma - figura se trazan sobre placas y que éstas se cortan a lo lar- go de las curvas trazadas, fijándose sobre los cilindros res- pectivos en las mismas posiciones. El resultado es el ilus- trado en la fig. IV-6, ahora se puede eliminar la cuerda y - si el engrane 2 se mueve en el s.m.r., el engrane 3 se verá obligado a moverse en s.c.m.r. debido a la acción tipo leva -

de las dos placas curvas.

La trayectoria de contacto será la recta AB que antes ocupará la cuerda. Dado que la recta AB es la línea generadora de cada evolvente, es normal a los dos perfiles en todos los puntos de contacto, asimismo, siempre ocupa la misma posición en virtud de que es tangente a los dos cilindros base. Por consiguiente, el punto P es el de paso; no se mueve; y, por lo tanto, la curva evolvente satisface la ley del engranaje.

Un detalle muy interesante de observar es que un cambio en la distancia entre centros ocasionado por un incorrecto montaje, no tiene efecto sobre la forma de la evolvente, -- además de que el punto de paso sigue siendo fijo satisfaciendo continuamente la ley del engranaje.

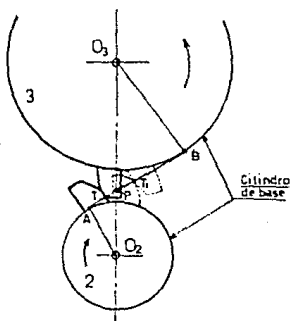


Fig. IV-6. Concepto de la Ley del Engranaje

## 6. ACCION DE LOS DIENTES DE ENGRANAJE

### Fundamentos

Para exponer de mejor manera el tema, recorro al trazado real de un par de engranes rectos, aunque el presente no es la única forma de hacerlo ya que actualmente existen programas de computadora que facilitan sobre manera el trabajo, si no presente las características básicas a saber.

Para el trazado nos auxiliaremos por los "Sistemas de -- dientes norma y ANSI para engranes rectos-xi\* (tabla en la siguiente página).

Se hace importante mencionar que el trazado de engranes rectos no tiene como propósito el utilizarlo en el taller sino sólo será como un medio de análisis. En alta producción de engranes lo único que el taller requiere serán los dibujos de los discos en blanco, junto con una especificación (no un dibujo) de la forma y tamaño del diente, por otro lado, si se requiere fabricar herramientas para el corte de los -- dientes, será necesario el hacer dibujos tanto de la forma como del contorno del diente por lo general a escalas mucho mayores que el propio diente, esto para asegurar que se obtendrán dimensiones exactas.

Para iniciar seleccionaremos un piñón de 2" de diámetro y un paso diametral de 10, impulsará un engrane de 50 dientes.

---

\* Normas AGMA 201.02, 201.02A y 207.04

La forma del diente será de 20° de altura completa. A continuación se inicia el desarrollo:

Cantidad	Paso grueso † (hasta 20P) altura completa	25° $\frac{1.000}{P}$	Paso fino (20P y más) altura completa
Ángulo de presión $\phi$	20°	25°	20°
Addendum $a$	$\frac{1.000}{P}$	$\frac{1.000}{P}$	$\frac{1.000}{P}$
Dedendum $b$	$\frac{1.250}{P}$	$\frac{1.250}{P}$	$\frac{1.200}{P} + 0.002$ pulg
Altura de trabajo $h_a$	$\frac{2.000}{P}$	$\frac{2.000}{P}$	$\frac{2.000}{P}$
Altura completa $h_c$ (mínimo)	$\frac{2.25}{P}$	$\frac{2.25}{P}$	$\frac{2.200}{P} + 0.002$ pulg
Espesor circular del diente $t$	$\frac{\pi}{2P}$	$\frac{\pi}{2P}$	$\frac{1.5708}{P}$
Radio del chaflán de la cremallera básica $r_f$	$\frac{0.300}{P}$	$\frac{0.300}{P}$	No estandarizado
Holgura básica $c$ (mínima)	$\frac{0.250}{P}$	$\frac{0.250}{P}$	$\frac{0.200}{P} + 0.002$ pulg
Holgura $c$ (dientes cepillados o rectificadas)	$\frac{0.350}{P}$	$\frac{0.350}{P}$	$\frac{0.3500}{P} + 0.002$ pulg
Número mínimo de dientes en el piñón	18	12	18
Número mínimo de dientes por par	36	24	
Anchura mínima del borde superior $t_s$	$\frac{0.25}{P}$	$\frac{0.25}{P}$	No estandarizado

† No incluye a 20P

Tabla No. 1 Sistemas de dientes AGMA y ANSI.  
(para engranes rectos-xi)

#### Paso 1

Calcúlense los diámetros de paso y trácense los círculos de paso tangentes uno al otro, el subíndice 2 y 3 designan - al piñón y al engrane respectivamente, aplicando la ecuación para hallar el diámetro de paso del engrane (del formulario) - tendremos:

$$d_3 = \frac{N_3}{P} = \frac{50}{10} = 5 \text{ pulg.}$$

∴ Diám. de paso del engrane = 5 pulgadas

#### Paso 2

Trácese una recta perpendicular a la línea de centros -

que pase el punto de paso. Este punto de paso es el de tangencia de los círculos de paso.

Trácese la -línea de presión- a un ángulo igual al de -presión en relación con la perpendicular.

La -línea de presión- corresponde a la línea generadora, o sea la línea de acción definida en terminología.

Como se puede observar en la figura IV-7, esta línea -siempre es normal a las evolventes en el punto de contacto y pasa por el punto de paso, se le conoce como "Línea de Presión" porque la fuerza resultante del diente durante la acción se ejerce a lo largo de ella.

El "Angulo de Presión" es aquel que forma de línea de --presión con una perpendicular a la línea de los centros que -pasa por el punto de paso. (para este caso es de  $20^\circ$ ).

### Paso 3

Por los centros de cada engrane, trácense las perpendiculares  $O_2A$  y  $O_3B$  a la línea de presión, estas distancias radiales, de los centros a la línea de presión, serán los radios de los dos "círculos de base".

Los círculos de base corresponden a los cilindros de base a que nos referimos en el punto 5 (prop. de la evolvente) y es exactamente en estos círculos de base donde se origina -

la curva evolvente.

Trazar ahora cada círculo de base.

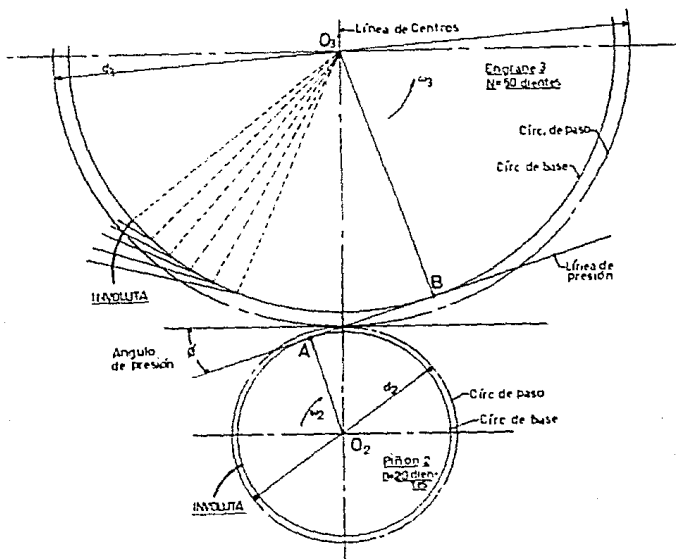


Fig. IV-7. Trazado de un par de engranes rectos

#### Paso 4

Dibújese una curva evolvente en cada círculo de base, - se ilustra en el engrane 3.

Lo primero a hacer será dividir el círculo de base en - las partes iguales  $A_0, A_1, A_2$ , etc. Luego, construir las - rectas radiales  $O_3 A_0, O_3 A_1, O_3 A_2$ , etc. A continuación, -



se construyen las perpendiculares a estas rectas radiales, - la evolvente comienza en  $A_0$ . El segundo punto se obtiene - tomando la distancia  $A_0 A_1$  sobre la perpendicular que pasa por  $A_1$ . El siguiente punto se encuentra tomando dos veces  $A_0 A_1$  sobre la perpendicular que pasa por  $A_2$ , y así sucesivamente.

La curva construida pasando por estos puntos es la evolvente.

La evolvente para el piñón se traza de la misma manera - en el círculo de base del piñón.

#### Paso 5

Córtese una plantilla para cada evolvente usando una cartulina marcando en ella el centro correspondiente de cada engrane. Dado que estas plantillas se utilizarán para el dibujo de la porción de involuta de cada diente, es recomendable hacerla para el diente completo.

#### Paso 6

Calcúlese el paso circular.

La anchura del diente y la del espacio se construyen -- iguales a la mitad del paso circular. Se señalarán estas distancias sobre los círculos de paso. (ver formulario).

$$p' = \frac{\pi}{P} = \frac{\pi}{10} = 0.31466 \text{ pulg.}$$

de manera tal que la anchura del diente y del espacio es ....  
 $(0.31416)/2 = 0.15708$  pulg.

Estos puntos están señalados sobre los círculos de paso de la figura IV-8.

Paso 7

Trácese los círculos de addendum y dedendum para el piñón y el engrane (fig. IV-8), de la tabla No. 1 del addendum es:

$$S = \frac{1}{P} = \frac{1}{10} = 0.10 \text{ pulg.}$$

El dedendum es:

$$B = \frac{1.25}{P} = 0.125 \text{ pulg.}$$

Paso 8

Ahora trácese la porción de involuta de los perfiles de los dientes en el piñón y el engrane.

Es posible utilizar la porción del diente comprendido entre los círculos de holgura y de dedendum para un chaflán. -- Nótese que el círculo de base del engrane es menor que el dedendum y, en vista de ello, el perfil del diente es todo evolvente a excepción del chaflán. Por otro lado, el radio del círculo de base del piñón es mayor que el radio del círculo de dedendum.

Lo anterior significa que la porción del diente que queda debajo del círculo de base no es evolvente. Por ahora esta porción se trazará como una recta radial, excepto por el chafilán.

La construcción se ha complementado.

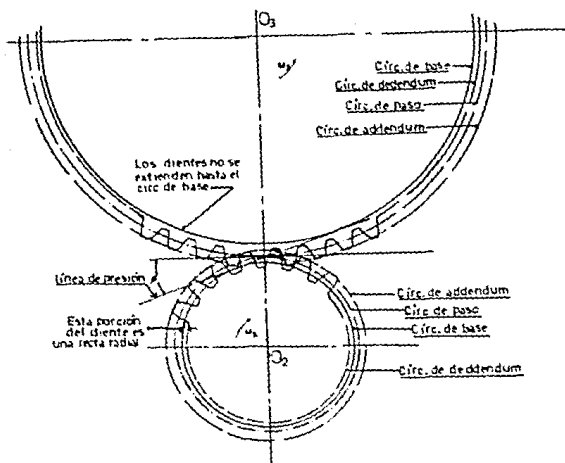


Fig. IV.8 Trazado de un par de engranes rectos

## 7. LONGITUD Y RELACION DE CONTACTO

Cuando comienzan a engranar los dientes de dos engranes, el punto inicial de contacto ocurre cuando el flanco del diente del engrane motriz hace contacto con la parte anterior del engrane impulsado.

El contacto termina cuando la parte superior del diente motriz hace contacto con el flanco del diente impulsado.

Debido a que las partes superiores de los dientes de un engrane corresponden al círculo de addendo, el contacto entre los dientes de los dos engranes empieza cuando el círculo de addendo del engrane impulsado interseca a la línea de presión y termina cuando el círculo de addendo del engrane motriz interseca a la línea de presión.

En la fig. IV-9 se representan los puntos referentes.

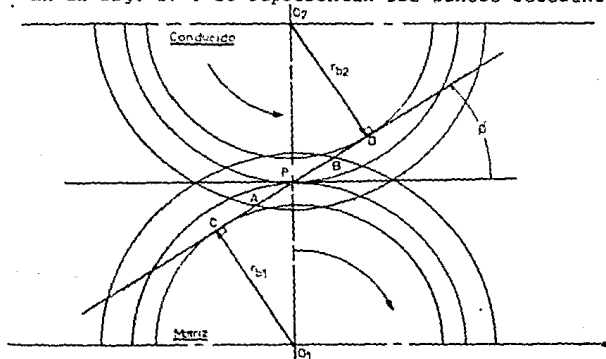


Fig. IV-9. Longitud de contacto entre dos engranes engranados

El contacto comienza en el punto A y termina en el punto B.

La longitud de contacto AB, la cual puede obtenerse geoméricamente, está dada por la ecuación:

$$AB = \sqrt{(r_2 + a_2)^2 - r_2^2 \cos^2 \phi} - r_2 \sin \phi \\ + \sqrt{(r_1 - a_1)^2 - r_1^2 \cos^2 \phi} - r_1 \sin \phi$$

donde:  $r$  = radio del círculo de paso (pulg.)

$a$  = longitud del addendo (pulg.)

$\phi$  = ángulo de presión (grados)

Relación de Contacto.

Se recomienda que cuando dos engranes están engranados - haya cuando menos un par de dientes en contacto y para esto, - un método empleado para indicar cuántos dientes lo están es - precisamente la -relación de contacto-.

NOTA: Lo anterior de la teoría de engranes empleados para - transmisiones, en nuestro caso dado que se trata de una conversión de energía y no una transmisión de potencia, es regla que en una bomba de engranes bien construida, nunca trabajará sino sólo un diente al mismo tiempo condición indispensable para evitar sobrepresiones locales elevadas y con ello fatigas en el material que conforma la bomba.

Ahora continuemos en base a la primera consideración.

La relación de contacto definida por la longitud de contacto dividida entre el paso base, donde el paso base está definido como "la distancia medida sobre el círculo de base entre puntos correspondientes de dientes adyacentes.

La relación entre el paso circular y el paso base es:

$$p_b = p \cos \phi$$

Por lo tanto la relación de contacto estará dada por la ec.:

$$\text{Relación de Contacto} = \frac{\sqrt{(r_2 + a_2)^2 - r_2^2 \cos^2 \phi} - r_2 \sin \phi}{P_b} + \frac{\sqrt{(r_1 + a_1)^2 - r_1^2 \cos^2 \phi} - r_1 \sin \phi}{P_b}$$

Casi todos los engranes se diseñan con relaciones de contacto 1:2 y 1:6.

Por ejemplo, una relación de 1:4 indica que siempre habrá contacto entre un par de dientes y que en un segundo par, el contacto será de 40% de tiempo.

## 8. Interferencia y Socavación

La interferencia ocurre cuando el contacto de porciones de perfiles de diente no son conjugados.

En la figura IV-10 se muestran dos engranes de 16 dientes, con un ángulo de presión de  $14\frac{1}{2}^\circ$ , con diente de - -

altura completa; el impulsor, engrane 2, gira en s.m.r.

Los puntos inicial y final de contacto se designan con A y B respectivamente sobre la línea de presión.

Nótese que los puntos de tangencia de la línea de presión con los círculos de base C y D se localizan "dentro" de los puntos A y B. Con esto se indica que existe interferencia.

La interferencia se explica de la manera siguiente:

El contacto principia cuando la punta del diente impulsado hace contacto con el flanco del diente impulsor, para este caso, el flanco del diente impulsor entra primero en contacto con el diente impulsado en el punto A, y esto ocurre "antes" de que la porción de involuta del diente impulsor quede dentro del alcance.

En otras palabras, se está produciendo el contacto por debajo del círculo de base del engrane 2, sobre la porción de "no involuta" del flanco.

El efecto real es que la punta o cara de involuta del engrane impulsado tiende a socavar el flanco de no involuta del engrane impulsor.

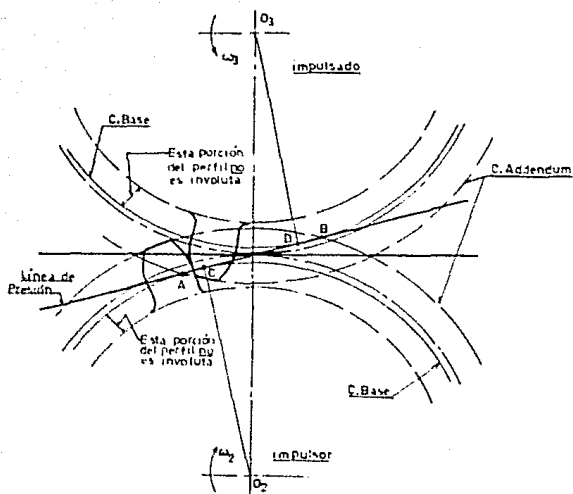


Fig. IV-10 Interferencia en la acción de engranaje

En este ejemplo ocurre el mismo efecto cuando los dientes rompen el contacto.

El contacto debe concluir en el punto D o antes.

Puesto que no concluye sino hasta el punto B, el efecto es que la punta del diente impulsor socava el flanco del diente impulsado o interfiere con él.

Una forma de eliminar la interferencia es la de producir engranes mediante un proceso de generación, ya que con esto la misma herramienta de corte elimina la porción del



flanco que produce la interferencia a este efecto se le denomina "socavación"; si la socavación es pronunciada, el diente socavado se debilita considerablemente, por tanto, el efecto de eliminar la interferencia por un proceso de generación se reduce sencillamente a sustituir un problema por otro.

Otra forma de eliminar la interferencia es la de incrementar más dientes en los engranes, sin embargo, si éstos deben transmitir una determinada potencia, sólo se podrá usar un mayor número de dientes incrementando el diámetro de paso, y con esto el hacer engranes más grandes lo que rara vez será conveniente, por otro lado se aumenta la velocidad en la línea de paso originando así engranes ruidosos. Por lo general el uso de más dientes para eliminar la interferencia a la socavación raramente se considera como solución aceptable.

Otro método para reducir la interferencia y el grado resultante de socavación es emplear un mayor ángulo de presión esto creará un círculo de base más pequeño, de modo que una mayor porción del perfil del diente tiene forma de involuta. Esto significa que se pueden usar menos dientes y, como resultado, los engranes con mayor ángulo de presión son más pequeños.

#### 9. VARIACION EN LA DISTANCIA ENTRE CENTROS

La figura IV-11 representa a un par de engranes acoplados que tienen dientes de involuta, a un ángulo de presión -

de  $20^\circ$ .

Debido a que ambos lados de los dientes están en contacto, no se puede acortar la distancia entre los centros  $O_2 O_3$  sin trabarlos o deformarlos.

En la figura b, se han separado el mismo par de engranes incrementando ligeramente la distancia entre los centros, ahora existe holgura o juego entre los dientes.

-Cuando se aumenta la distancia entre centros, se crean nuevos círculos de paso que tienen radios mayores, en virtud de que tales círculos son siempre tangentes el uno al otro-

No obstante los círculos de base son una característica constante y fundamental de los engranes.

Lo anterior significa que:

-Un aumento en la distancia entre los centros cambia la inclinación de la línea de acción dando por resultado un ángulo de presión mayor.

Se observará también que un punto trazador de la nueva línea de presión todavía generará las mismas involutas que se presentaron en la figura a, lo normal a los perfiles de los dientes aún pasa por el mismo punto de paso, y por ende, la ley del fundamental del engranaje se sigue satisfaciendo para cualquier distancia entre centros.

Para comprobar que la razón de velocidades no ha cambia

do de magnitud, se observa que los triángulos  $O_2AP$  y  $O_3BP$  son semejantes, asimismo, puesto que  $O_2A$  y  $O_3B$  son distancias fijas y no varían al alterarse las distancias entre los centros, la razón de los radios de paso,  $O_2P$  y  $O_3P$ , se mantendrá fija también.

Otro de los efectos que se originan al aumentar la distancia entre centros, es el acortamiento de la trayectoria de contacto la trayectoria original de contacto  $CD$  se ha acortado hasta  $C'D'$ .

La razón de contacto se puede definir entonces como la razón de la longitud de la trayectoria de contacto al paso de base.

El valor límite de esta razón es la unidad; de lo contrario se presentarían períodos en los que no existirían contacto en lo absoluto, entonces, "la distancia entre los centros no puede ser mayor que la que corresponde a una razón de contacto igual a 1" NOTA. En base a todo lo expuesto, es posible montar sobre el mismo eje dos engranes con número de dientes ligeramente diferentes (aunque no fijos entre sí al eje) y acoplarse con el mismo poñón a la misma cremallera, a condición de que no excedan las limitaciones analizadas hasta aquí.

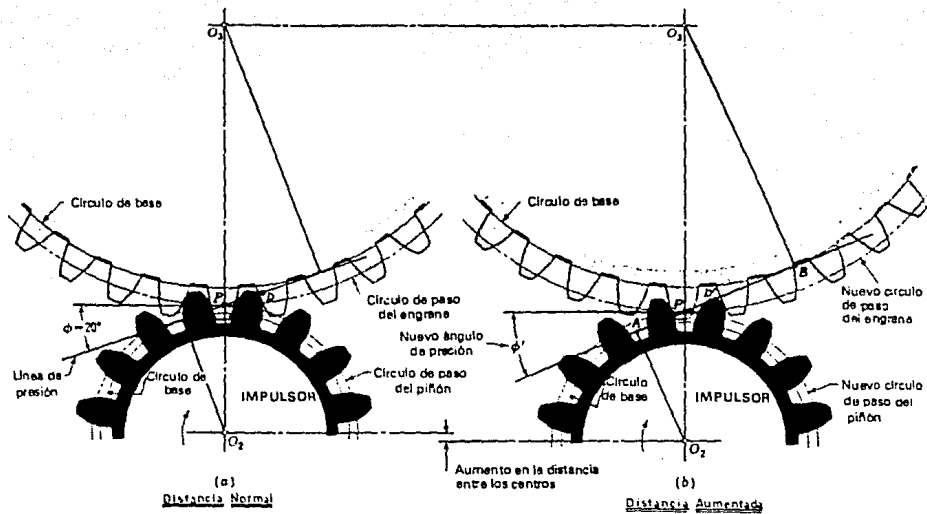


Fig. IV-11 Variación de la Distancia entre Centros.

## 10. FUERZAS QUE ACTUAN EN LOS DIENTES DE ENGRANES

Observando la figura IV-12, supongamos que la rueda motriz "A" engrana con la rueda "B".

Sea " $V_a$ " la velocidad del círculo de paso del engrane - "A" y " $V_b$ " la velocidad en el círculo de paso en "B".

Sea " $W_a$ " la fuerza motriz equivalente- que actuará en el círculo de paso de "A" y  $W_b$  la misma fuerza pero en "B".

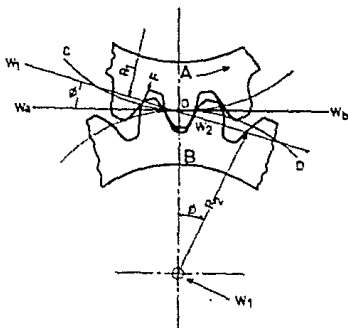


Fig. IV-12 Fuerzas que actúan en los dientes de engranes

Si construimos los perfiles de los dientes como es debido, la línea de acción de la fuerza motriz real,  $W_1$  pasará siempre por el punto de contacto de los círculos de paso -- (punto de tangencia), y la relación de velocidades angulares A y B será constante.

La acción de los círculos de paso será como si rodaran el uno sobre el otro, y su velocidad lineal será la misma -  $V_a = V_b$ .

Las fuerzas impulsoras tangenciales correspondientes en la línea de acción  $W_a$  y  $W_b$  tienen, pues, que ser también iguales, puesto que  $W_a V_a = W_b V_b$ .

La fuerza impulsora efectiva tangencial sobre el diente varía algo durante el período de contacto, pero esta variación puede despreciarse y puede suponerse que la acción es la misma que si un par de dientes estuviera constantemente en acción en el punto de contacto.

La presión en el contacto del diente es contrarrestada por los cojinetes que sirven de apoyo (este efecto es cuantificado en el capítulo siguiente).

Cuanto mayor es el ángulo de oblicuidad, mayor será el exceso de la presión en el contacto de los dientes y en los cojinetes sobre la fuerza efectiva necesaria para hacer girar las ruedas.

En el sistema de evolvente, que es nuestro caso, el ángulo de oblicuidad es constante para cualquier sistema dado y suele ser de  $14 \frac{1}{2}^\circ$  ó  $20^\circ$  por lo común.

Despreciando la fricción debida al deslizamiento entre los dientes, el ángulo de presión en el contacto entre los

dientes, el ángulo de presión en el contacto entre los dientes será igual al ángulo de oblicuidad, y, por ello, es común llamar a éste "ángulo de presión".

En la misma figura IV-12, durante el arco de engrane, - la fuerza del rozamiento  $F$  desvía la dirección en que actúa  $W_1$  de tal manera que aumenta la oblicuidad efectiva. Durante el arco de separación actúa en la dirección opuesta y disminuye la oblicuidad.

La influencia de esta fuerza de rozamiento es pequeña y de ordinario puede despreciarse, pero su acción explica, hasta cierto punto, el hecho bien conocido de que las ruedas -- dentadas funcionan más suavemente durante la salida que a la entrada.

En general se intenta que actúen en cada momento más de un par de dientes, (exclusivo transmisiones), pero debido a la inevitable inexactitud de la forma y el espaciamento, - no es conveniente depender de la distribución de la carga entre dos o más dientes de una rueda.

Se hace más seguro proveer suficiente resistencia para transmitir toda la carga con un solo diente.

Para los trabajos más bastos, esta carga puede concentrarse en una de las esquinas del diente (ver figura IV-13.a) y por ello si estas ruedas están destinadas a transmitir importantes cargas deben inspeccionarse minuciosamente.

Con cojinetes bien apoyados y ruedas dentadas, talladas o moldeadas a máquina, es razonable considerar la carga como uniformemente distribuida por toda la cara del diente, -- siempre que el ancho de la cara no exceda del triple del paso circular (ver la figura IV-13.b).

La oblicuidad de la línea de presión da lugar a un efecto de compresión sobre el diente (esto debido a la fuerza radial de la fuerza normal), además del esfuerzo flexionante -- que resulta de la componente tangencial.

Con las proporciones ordinarias de los dientes, esta componente de compresión no excede del diez por ciento de la presión normal, su efecto es reducir el esfuerzo de tracción debido a la flexión y aumentar el esfuerzo de compresión.



Fig. IV-13 Concentración de la Carga

Nota:

Debido a que el hierro fundido es mucho más resistente a la compresión que a la tracción podrá despreciarse este -



efecto en las ruedas dentadas hechas con este meral, y cuando se trata de ruedas de acero o de aleaciones, el margen de seguridad adoptado hace por lo general sea innecesario tomar en cuenta esta componente.

## C A P I T U L O V

### DISEÑO HIDRAULICO

1. Preliminar
2. Teoría
3. Factores de Diseño

Cálculos

Resultados

## 1. PRELIMINAR

Hasta el capítulo anterior se ha hablado de las bombas - de desplazamiento positivo y se ha enfatizado en las bombas - rotatorias enfocándonos a la bomba de engranes, en el presente capítulo se hará el análisis sistemático para el cálculo - de nuestros elementos mecánicos básicos como lo son los engranes mismos partiendo de la información teórica y práctica recopilada.

De acuerdo a la clasificación que nos proporciona The -- Hydraulic Institute Standars (fig. II-5) para la bomba de engranes, además de poder elegir entre bombas de engranes externos e internos, tendremos también otras opciones como lo son el tipo de caudal a ofrecer, como puede ser de caudal constante o de caudal variable.

Para nuestro caso trataremos con las de la primera clase como una bomba de engranes de diente recto, elementos simétricos, que nos ofrecerá un caudal máximo constante con la opción de variar la velocidad motriz y variar conjuntamente el caudal aprovechando las propiedades que nos ofrece una bomba de desplazamiento positivo como lo es nuestra bomba en proyecto.

Las bombas de caudal variable generalmente son de paletas con rotor de excentricidad variable o bien de pistones -

múltiples de carrera variable.

Es importante el mencionar que una bomba de engranes debe ser de una esmerada construcción para que sea de alto rendimiento, así como tener un mínimo de pulsaciones a la descarga todo esto para ser considerada como de buena calidad.

A continuación se describirán las fórmulas y consideraciones a tomar muy en cuenta para obtener un óptimo diseño.

## 2. TEORIA

Dentro de la teoría de la bomba de engranes es por demás evadir la importancia que tiene el diseño enfocado particularmente a los engranes mismos, éstos como elementos de primordial importancia en la operación de la bomba, así, lo que a continuación se describe se enfocará a lo que de engranes tenga la mayor influencia en el diseño, así como el desarrollo de las fórmulas matemáticas a utilizar posteriormente.

Como una base de información se considera un rango entre los 20 y 100 Kg/cm<sup>2</sup> como presión de trabajo para los sistemas hidráulicos de mayor aplicación actualmente, (sin ser esto una restricción).

Las variables básicas a considerar para inicio de diseño serán:

### 1o. Desplazamiento.

Se define como la cantidad de líquido que una bom-

ba puede entregar a la presión de operación.

Generalmente dada en Lt/min ó  $m^3$ /seg.

Para la bomba de engranes el desplazamiento será - igual a la suma de los volúmenes que existan entre cada diente, de aquí la importancia del diseño que estriba en un buen terminado de los engranes.

2o. Presión.

Esta será la requerida para nuestras necesidades, - como presión a la salida de la bomba.

3o. Eficiencia o Rendimiento.

En teoría una bomba, la que sea, suministra una -- cantidad de líquido igual a su desplazamiento ya - por ciclo, ya por número de rpm.

En realidad, el desplazamiento efectivo será menor debido a varios factores siendo el principal las - fugas internas.

Esta eficiencia será entonces la diferencia entre el caudal real y el caudal teórico dado en %.

El diseño del engrane debe ser hidráulica y mecánicamente apropiado, para un diámetro y longitud del diente, deberá tomarse en cuenta el gasto requerido (fórmula V-3).

El objetivo del diseño del diente consiste principalmente en determinar:

- a) El Módulo

- b) El Paso Diametral
- c) La Longitud del Diente

Por lo que respecta a la longitud del diente habrá que tomar en consideración lo siguiente:

- Si la cara es muy larga y el cuerpo de la bomba o armazón que soporta el piño cede con facilidad, se producirá una concentración de esfuerzos por efecto de desalineamiento.
- Si el diente es muy corto se puede producir una sobrecarga en el mismo diente y con ello un desgaste excesivo.

Los fabricantes de bombas de engranes, en base a sus propias experiencias, han determinado que un piñón de 6 a 14 dientes se considera adecuado para la operación de las bombas, así como de ángulos de presión entre los  $20^\circ$  (Std.) y  $28^\circ$  (este rango se debe al acabado que se practica al dentado de los piñones, donde al aumentar la distancia entre centros de cremallera y piñón se varía la línea de presión con ello dicho ángulo).

Es importante tomar en cuenta que este tipo de engranes no son los que se diseñan como engranes de intercambio (Normas de la AGMA) ya que como se sabe se estandarizan en sus sistemas de dientes, de aquí el énfasis que diseñamos engranes no para transmitir potencia sino como un medio para con-

vertir energía mecánica por un elemento mecánico en energía - hidráulica y así generar engranes con dientes "corregidos" como lo analizaremos más adelante.

Por otro lado, una bomba de engranes suministrará un caudal y una presión gracias a un buen acoplamiento entre piñones y éstos a su vez con el cuerpo de la bomba como se muestra en el principio de operación (Ver figura V-1).

Durante la rotación, los dientes de los piñones, al entrar en contacto del lado de la descarga, expulsan el fluido contenido en los huecos entre los dientes, en tanto, el vacío que se crea a la salida de los dientes del engranaje "presión de bombeo", provoca la aspiración del fluido en los mismos huecos.

Así en cierta forma, la bomba de engranes se asimila aún a bomba de émbolos en la cual cada hueco comprendido entre los dientes de un piñón es un cilindro y en el que un diente del piñón opuesto es el émbolo.

Un efecto importante es el que se presenta por causa de la alta presión existente a la salida de la bomba, ya que esta presión impone una carga no equilibrada sobre los engranes (Ver figura V-1), y los cojinetes o apoyos que los soportan.

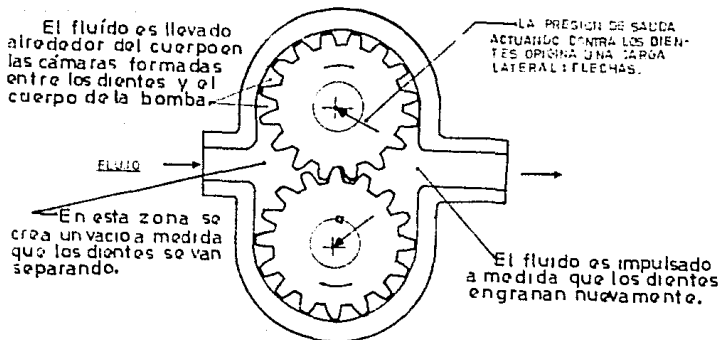


Fig. V-1 Condiciones principales de operación

En el diseño se le encontrará como un esfuerzo radial - resultante (P) dado en Newtons.

Por lo anterior es justificable que para una bomba de engranes bien construida nunca trabaje sino un solo diente - al mismo tiempo y así evitar las sobrepresiones locales elevadas y consigo fatigas en el material desde el interior del cuerpo de la bomba.

### 3. FACTORES DE DISEÑO

se hace de suma importancia el contar con la mayor cantidad de información referente al tema cuando pretendemos lo



grar un buen diseño, así, además de facilitarnos el trabajo nos ahorra tiempo en investigaciones y extensos cálculos muchas veces innecesarios.

En nuestro caso el diseño se enfoca a una bomba de engranes de piñones con dientes rectos que nos proporcione una presión de 50 Bar y un desplazamiento de 20 Lt/min como mínimo.

El paso a seguir será el análisis de los factores que tengan la mayor influencia en la construcción, así como de las fórmulas a utilizar en el cálculo principalmente de los engranes.

En un oaréntesis al análisis se presentan las fórmulas auxiliares en el cálculo de las potencias que involucra la bomba de engranes:

- Potencia Teórica. (Nteo)

La potencia teórica absorbida por la bomba será:

$$N_{teo} = \frac{p \cdot Q_t}{600} \quad \text{Kw}$$

donde:

p = Presión de Salida, en Bar.

Qteo = Caudal Teórico, en Lt/min.

- Potencia Real Absorbida. (Nins)

También llamada "Potencia en el eje" o "Potencia Instalada"

$$N_{ins} = \frac{N_{te}}{\eta_m} \quad \text{Kw}$$

donde:

$$\eta_m = \text{Eficiencia Mecánica de la bomba}$$

Esta última potencia se descompone en:

- a) Potencia Efectiva (útil) -Nef-
- b) Pérdidas Mecánicas de Potencia -Npm-
- c) Pérdidas volumétricas de Potencia -Npv-

a) La potencia efectiva (Nef)

Está determinada por el caudal efectivo de la bomba y -  
la presión de salida:

$$N_{ef} = \frac{p \cdot Q_{ef}}{600} \quad \text{Kw}$$

donde:

$Q_{ef}$  = Caudal Efectivo (real), en Lt/min.

$p$  = Presión de salida, en Bar.

b) Pérdidas Mecánicas de Potencia (Npm)

Equivalen a la diferencia entre la potencia absorbida -  
por la bomba (potencia en el árbol de la bomba) y la poten-  
cia teórica.:

$$N_{pm} = N_{ins} - N_{teo}$$

De esta misma ecuación, la eficiencia mecánica será --  
igual:

$$\eta_m = \frac{N_{teo}}{N_{ins}} \quad \text{en \%}$$

ó despejando la potencia teórica tendremos:

$$N_{teo} = N_{ins} - N_{pm}$$

Una forma de obtener la eficiencia mecánica desconociendo la potencia teórica es:

$$\eta_m = 1 - \frac{N_{pm}}{N_{ins}} \quad \text{en \%}$$

Aquí se hace importante señalar que la eficiencia mecánica se ve afectada por dos factores principalmente:

1. Pérdidas por Frotamiento.
2. Pérdidas Hidráulicas de Carga

Las primeras se refieren al frotamiento o fricción que ocurre entre los elementos en apoyo y movimiento de la bomba.

Los segundos incluyen la recirculación, fugas, así como las pérdidas de carga hasta el punto en el cual se efectúa la medida de presión de salida.

De los bancos de prueba de las bombas de engranes se ha podido determinar que:

- Como sea que las pérdidas mecánicas en la bomba no aumentan proporcionalmente a la potencia teórica dado el caso de un aumento en la presión de salida, la elevación de esta última favorece a la eficiencia mecánica, - así por el contrario, una disminución en la presión de salida trae consigo una disminución de dicha eficiencia.

- Debido a que la importancia de las pérdidas mecánicas en una bomba crece con el aumento de las rpm más rápidamente que la potencia efectiva, la eficiencia mecánica disminuye con el aumento de éstas, y vis.

- El incremento de temperatura en el fluido bombeado, -- hasta de 90° C, disminuye las pérdidas mecánicas y de carga mejorando así la eficiencia mecánica de la bomba.

### c) Pérdidas Volumétricas de Potencia (Npv)

Estas se definen como la diferencia de la potencia teórica y la potencia efectiva:

$$N_{pv} = P_{teo} - N_{ef}$$

- Coeficiente : Eficiencia Volumétrica :

La eficiencia volumétrica se define por:

$$\eta_{vol} = \frac{N_{ef}}{N_{teo}} \quad \text{en } \%$$

aplicable a términos de Caudal:

$$\eta_{vol} = \frac{Q_{ef}}{Q_{teo}} \quad \text{en } \%$$

De la misma manera, el Caudal Efectivo equivale a la diferencia entre el Caudal Teórico y las Pérdidas Volumétricas de caudal:

$$Q_{ef} = Q_{teo} - Q_{pv}$$

Con lo anterior podemos definir una última ecuación de --  
Eficiencia volumétrica:

$$\eta_{vol} = 1 - \frac{Q_{pv}}{Q_{teo}} \quad \text{en \%}$$

De esta última fórmula se puede observar que para obtener una elevada eficiencia volumétrica será necesario disminuir la importancia de las fugas e implementar bombas de gran caudal.

En el banco de pruebas para este tipo de bombas se ha --  
experimentado que:

- Las pérdidas volumétricas aumentan con el incremento de la temperatura reduciendo la eficiencia volumétrica -- así como la importancia de las fugas que será proporcional (función prácticamente lineal) a la temperatura del fluido. Por otro lado, la importancia de las fugas es igualmente proporcional a la presión, por ésto, el aumento a la presión lleva consigo la baja de la eficiencia vol.

- La importancia de las fugas para una temperatura y --

presión dadas no dependerá de las rpm de la bomba, como quiera que el caudal efectivo de la bomba es proporcional a las rpm, la eficiencia volumétrica aumentará con el incremento de las mismas paralelamente bajando con la disminución de éstas.

- En una bomba general, la eficiencia volumétrica de una bomba de gran caudal será más elevada que la eficiencia volumétrica de una de pequeño caudal.

Hasta aquí se han definido las fórmulas y nomenclatura - a utilizar en el cálculo de las diferentes potencias que involucra la bomba de engranes, a continuación se desarrolla el análisis para el diseño enfocándonos básicamente en los engranes.

En el cálculo de éstos habrá que tomar en cuenta las consideraciones que los factores de diseño nos presentan y que a continuación se desarrollan:

#### Volumen Desplazado:

Si hacemos que "f" sea la superficie de un hueco entre dientes, por cada vuelta de piñón motriz N1 dientes de éste comprimen el fluido a bombear de N1 huecos del piñón conducido.

(Considerar que el No. de huecos = No. de dientes (N) )  
e inversamente, N1 dientes sobre los N2 del piñón conducido comprimen N1 huecos del piñón conductor.

"f" dada en  $\text{cm}^2$

Así debido a que un hueco es igual a "f" x "b" cm<sup>3</sup>, el volumen de fluido comprimido a cada vuelta del piñón conductor será:

$$q_1 = 2 \times N1 \times "f" \times "b" \times \lambda \quad \text{cm}^3/\text{vuelta} \quad \text{V-1}$$

donde:

N1 = Número de dientes del piñón.

f = Superficie del hueco entre dientes.

b = Ancho del diente (cm)

$\lambda$  = Coeficiente que toma en cuenta la relación del volumen de fluido realmente comprimido al volumen teórico de los huecos.

El Caudal por minuto será:

$$Q = 0.002 \cdot N1 \cdot "f" \cdot b \cdot \lambda \cdot v \quad \text{Lt/min} \quad \text{V-2}$$

donde:

N1 = Número de dientes del piñón

f = Superficie del hueco entre dientes.

b = Ancho del diente , cm

v = rpm, motriz

Dado que el valor de " $\lambda \cdot f$ " requiere de la realización de un planimetrage difícil de determinar, es usual prácticamente efectuar un cálculo aproximado suponiendo la superficie de la cabeza del diente comprendida entre el círculo de paso y el diámetro exterior, igual a la superficie del hueco comprendido entre el círculo de paso y el de fondo.

De esta manera el volumen del fluido comprimido podrá calcularse como el volumen de dos anillos cilíndricos de an-

cho "b" que tiene un diámetro exterior equivalente del círculo de paso de éstos.

En otras palabras, el gasto no será otra cosa que el volumen del toro que tiene por centro el círculo de radio  $r_p$  y por sección la de un diente, o sea, "b y h", de donde:

$$Q_{\text{vuelta}} = b \cdot 2\pi r_p \cdot h$$

donde:

$$h = \text{altura del diente } (r_e - r_i) \text{ cm}$$

Si hacemos que:

$$r_{p1} \text{ y } r_{p2} = \text{sean los radios primitivos del piñón conductor y del conducido respectivamente (cm)}$$

$$\eta_{\text{vol}} = \text{Eficiencia Volumétrica}$$

$$s_1 \text{ y } s_2 = \text{Alturas de las cabezas de los dientes (cm)}$$

Como los piñones serán simétricos:

$$r_{p1} = r_{p2} = r_p$$

$$s_1 = s_2 = s$$

De lo anterior e introduciendo "C" (distancia entre centros) tendremos que:

$$r_p = \frac{C}{2}$$



Así :

$$Q = 0.004 \cdot \pi \cdot r_p \cdot s \cdot b \cdot v \cdot \eta \text{ vol}$$

$$Q = 0.004 \cdot \pi \cdot C/2 \cdot s \cdot b \cdot v \cdot \eta \text{ vol}$$

$$Q = 0.002 \cdot \pi \cdot C \cdot s \cdot b \cdot v \cdot \eta \text{ vol} \quad \text{Lt/min} \quad \text{V-3}$$

Como se puede deducir del análisis anterior, el caudal - del fluido bombeado será proporcional a la altura "s" de la - cabeza del diente. Esta altura en un dentado sin corregir, - será equivalente al Módulo ( $s=M$ ), donde para un radio primi- tivo " $r_p$ " dado y constante, el Módulo será tanto mayor -- cuanto menor sea el número de dientes. :

$$2 \cdot r_p = M \cdot N$$

Así:

$$M = \frac{2 \cdot r_p}{N} \quad \text{V-4}$$

De esta relación, el caudal "Q" será tanto mayor cuanto menor sea el número de dientes (según un radio primitivo).

Consecuentemente es factible la construcción de piñones de bombas de engranes de dientes recto generalmente entre -- los 10 y los 20 dientes.

Para un dentado normal:

$$s_1 = s_2 = M$$

$$r_{p1} = \frac{M \cdot N}{2}$$

$$b = k \cdot N_1 \cdot M$$

donde:

$k$  = coeficiente de ajuste.

$N$  = No. de dientes piñón.

$M$  = Módulo

Sustituyendo las equivalentes anteriores en V-3, tenemos:

$$Q = 0.002 \pi \cdot k \cdot N^2 \cdot M^3 \cdot V \cdot \eta \text{ vol Lt/min V-5}$$

Donde el valor del coeficiente "K" dependerá de la presión del fluido.

-Cuanto mayor sea esta presión, mayor serán los esfuerzos en los árboles y los cojinetes.-

Para apreciar mejor este efecto y la importancia que tiene el diente como elemento base de la operación de la bomba veamos el siguiente esquema:

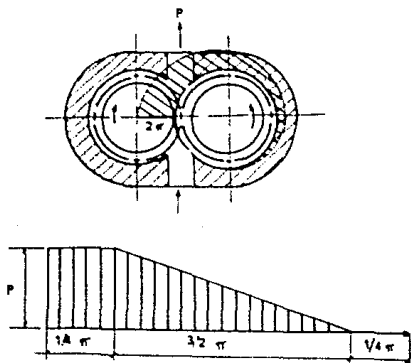


Fig. V-2 Esquema de la distribución de la presión radial sobre los piñones

Para este esquema se supondrá que  $1/8$  del círculo externo del piñón se encuentra en la zona de compresión y  $1/8$  en la de aspiración y que la variación de presión sobre la circunferencia de los piñones es lineal entre las dos zonas. -- (Graf. Infc.)

Además los dos piñones son afectados por el esfuerzo tangencial que produce el momento de rotación que ofrece el piñón conductor al conducido. (Este esfuerzo será de sentido opuesto respecto a cada piñón).

Haciendo la suma de todos los esfuerzos que actúan sobre el piñón más sujeto a la acción del esfuerzo tangencial, tendremos que el esfuerzo radial resultante actuando sobre este piñón será igual a:

$$P = 0.7 \cdot d_{ext} \cdot b \cdot p \qquad \text{Newtons} \qquad V-6$$

donde:

0.7 = valor promedio (factor)

$d_{ext}$  = diámetro exterior del piñón, en m.

b = ancho del diente, en m.

p = presión de salida en  $M/m^2$

El esfuerzo "P" causa importantes deformaciones en los árboles y una sobrecarga en los cojinetes cuando las presiones son muy elevadas y el ancho de los dientes es muy grande.

Por esta razón, cuanto mayor sea la presión, menor debe de ser el ancho del diente..;

$$b = K \cdot M \cdot N$$

Y menor por tanto el valor del coeficiente "K".

Para el mismo cálculo, y a título indicativo, se recopilan los siguientes valores para el coeficiente "K" obtenidos de -- bombas fabricadas:

donde:

$$p = \text{presión} \quad p \leq 5 \text{ Kg/cm}^2 \text{ tenemos: } b \approx (N+2) \cdot M=0$$

$$O = \text{Diám Exterior del piñón} \quad K \approx \frac{N+2}{N}$$

$$5 < p \leq 10 \text{ Kg/cm}^2 \quad b = (\div 0.65 \text{ y } 1) \cdot N \cdot M$$

$$0.65 < K < 1$$

$$10 < p \leq 20 \text{ Kg/cm}^2 \quad b = (\div 0.25 \text{ y } 0.3) \cdot N \cdot M$$

$$0.50 < K < 0.55$$

$$20 < p \leq 50 \text{ Kg/cm}^2 \quad b = (\div 0.25 \text{ y } 0.3) \cdot N \cdot M$$

$$0.25 < K < 0.30$$

Con la definición de términos y fórmulas hasta aquí resumida se inicia una segunda parte en nuestro análisis:

Una fórmula básica en la teoría hidráulica de la bomba de engranes es la que obtenemos de la fórmula V-5, despejando el Módulo y evaluando a los factores:

Q = Caudal, Lt/min

N = No. de dientes (piñones)

K = Coeficiente según presión

V = rpm, motriz

$\eta_{vol}$  = Eficiencia volumétrica

La fórmula para hallar el Módulo de los piñones a utilizar será:

$$M = \left( \frac{Q}{0.002 \cdot \pi \cdot K \cdot N^2 \cdot V \cdot \eta_{vol}} \right)^{1/3} \quad (\text{cm}) \quad V-7$$

Para consideración del resultado por regla se tomará el valor normalizado más próximo por encima del obtenido es -- cálculo.

Por lo que respecta a los valores de " $\eta_{vol}$ ", éste varía en función de la presión oscilando con valores entre el - 75 y 90%.

A la par de la fórmula anterior, J. Faisandier en su libro "Los Mecanismos Hidráulicos" nos ofrece otra fórmula matemáticamente exacta para el cálculo del caudal en las bombas:

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot b \cdot v \left( r_e^2 - r_p^2 - \frac{Pe^2 - (3 \cdot Pe \cdot U) + (3 \cdot U^2)}{3} \right) \eta_{vol} \quad V-8$$

donde:

Q = Caudal en  $\text{mm}^3/\text{min}$

b = ancho del diente en mm

V = rpm, motriz

Pe = Paso sobre el círculo base en mm

U = Long. de la línea de presión (sección)

El paso sobre el círculo base está dado por:

$$Pe = \frac{2 \cdot \pi \cdot P}{N}$$

donde :

$Q$  = Radio del círculo base.

$N$  = No. de dientes (piñon)

$r_e$  = radio exterior de los piñones.

$r_p$  = radio primitivo de los piñones.

Para una mejor apreciación del efecto al evaluar las variables claves en la fórmula V-7, se ha hecho un programa para uso en cualquier calculador programable. (Programa P0, - (ver apéndice).

Se propone la realización de un listado como el del que a continuación imprimo un fragmento del utilizado en nuestro diseño donde podemos apreciar el comportamiento a las diferentes evaluaciones dadas.

El valor real de "K" se determinará despejando a este coeficiente de la fórmula V-5. donde:

$$K_{real} = \frac{Q}{0.002 \cdot \eta \cdot N^2 \cdot M^3 \cdot V \cdot \eta_{vol}} \quad \text{adimen.}$$

donde:

$M$  = Módulo normalizado.

CALCULO DEL MODULOCte.:  $\eta_{vol}=90\%$  $b = K \cdot M \cdot N$ 

Q Lt/min	K -	N No. dent.	V rpm	Módulo mm	K real	Dext mm	b mm
9	0.2	10	1750	3.569	0.2	48	8
9	0.2	14	1750	2.852	0.2	64	11.2
10	0.3	10	1750	3.229	0.3	48	12
10	0.3	14	1750	2.580	0.3	64	16.8
20	0.3	10	1750	4.068	0.3	48	12
20	0.3	12	1750	3.603	0.3	56	14.4
20	0.3	14	1750	3.251	0.3	64	16.8
-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-

Recordando que por nuestra fórmula de potencia teórica y en base a la presión requerida de 50 bar, la relación potencia-caudal, irá en proporción de 1 CV por cada 10 Lt/min -- aprox.

Otra de las ventajas de un listado semejante es el poder apreciar la variación del tamaño del piñón y como afecta el valor de el coeficiente "K" adoptado.

El caudal "instantáneo" en una bomba de engranes varía en función del emplazamiento del punto de contacto entre los dientes (punto de tangencia).

Como este punto se desplaza según la línea de presión, el caudal instantáneo será función de la distancia "u" entre el citado punto de contacto y el punto de intersección de la línea de presión con la línea de los centros  $O_1 - O_2$  (Fig. V-4)

Para un dentado de evolvente se demuestra matemáticamente que el caudal "instantáneo" es igual a:

$$Q = \frac{dq}{dt} = w \cdot b \cdot (r_e^2 - r_p^2 - u^2) \quad \text{V-9}$$

donde:

Q = Caudal instantáneo en  $\text{cm}^3/\text{seg}$ .

q = Caudal por diente

w = Velocidad angular del piñón en rad/seg.

$r_e$  = Radio exterior de los dientes en cm.

$r_p$  = Radio primitivo en cm.

u = Distancia entre el punto de contacto de los dientes y el punto de intersección de la línea de presión con la de centros  $O_1 - O_2$  dada en cm.

Gráficamente el caudal instantáneo obtiene su valor máximo para  $u=0$ , esto es, cuando el punto de contacto de los dientes se encuentra sobre la línea de centros y su valor mínimo para  $u=U$ , es decir, a la distancia máxima entre el punto de contacto de los dientes y el punto de intersección de la línea de presión con la línea de centros.

Por consiguiente, la curva de caudal de una bomba de en-



granes tendrá un carácter pulsativo, donde la frecuencia así como la amplitud de las pulsaciones dependerá esencialmente - del número de dientes como se menciona en el capítulo III.

La figura V-3 representa la curva del caudal de una bomba de engranes de un dentado con coeficiente  $\epsilon = 1$ , lo que corresponde a un número de dientes igual a  $N_{min} = 5$  dientes.

NOTA:  $\epsilon$  = Se le llama coeficiente de "recubrimiento"

Y se define por:

"El arco de engrane "e" debe ser mayor que el paso circular ( $P'$ ) para que siempre haya un par de dientes engranando", así cuando cesa el contacto de un par, ya está en contacto el siguiente."

La relación entre el arco y el paso ( $e:P'$ ) se llama coeficiente de recubrimiento " $\epsilon$ ".

Este efecto es importantísimo, ya que de esto depende el sellado hidráulico entre rotores y así la eficiencia de la -- bomba.

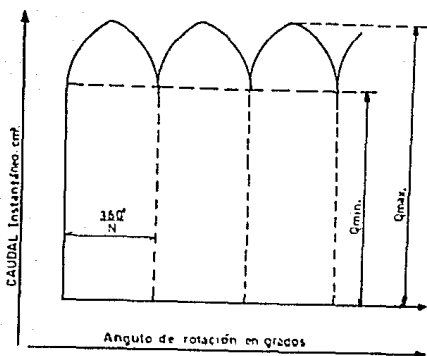


Fig. V-3 Curva de pulsaciones del caudal en la bomba

En el eje de abscisas se representan los valores del ángulo de rotación y en el eje de ordenadas los valores del caudal instantáneo.

Por otro lado llamaremos al valor :

$$\delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\max}} \quad \text{V-10}$$

"Coeficiente de Irregularidad de Caudal"

Para la cual los cálculos demuestran que en el caso presentado en la figura el valor de " $\delta$ " llega al 30%.

La presencia de pulsaciones en nuestro sistema es poco -

deseable ya que además de provocar vibraciones en nuestras -- máquinas son origen de flujos inestables, como se mencionó, la frecuencia de pulsación depende directamente del producto -- del número de dientes por en número de vueltas en el piñón mis -- mo.

Se deduce que para obtener un caudal más uniforme habrá que aumentar el número de dientes, sin embargo esta determina -- ción acarrear ia.....:

- 1o. Una disminución en el caudal para una bomba de dimensiones equivalente.
- 2o. Dado que el coeficiente de recubrimiento aumenta, habrá que tomar disposiciones para -- evacuar el fluido comprimido entre los dientes en contacto.

En la figura V-4 se presentan las curvas de caudal de una bomba donde  $\epsilon > 1$ , aquí el caudal es más uniforme que -- el anterior, la curva del caudal de un par de dientes se corta en la curva del par siguiente, por tanto, el caudal de -- un par de dientes se ve cortado en el momento que el par si -- guiente entre en contacto (porciones verticales de las curvas).

El fluido comprimido entre los dientes en contacto no es utilizado y el gráfico corresponde a un coeficiente de irregu -- laridad de caudal del 20% aproximadamente.

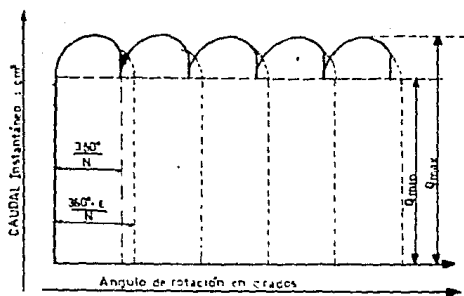


Fig. V-4 Curva de pulsaciones para un  $\epsilon > 1$

Para el caso de utilizar parcialmente el fluido comprimido después de la entrada en contacto del segundo par de dientes la compresión del fluido entregado por un par de dientes - tiene lugar sobre un ángulo de rotación mayor que :  $360^\circ / N$ . - Se observa a continuación:

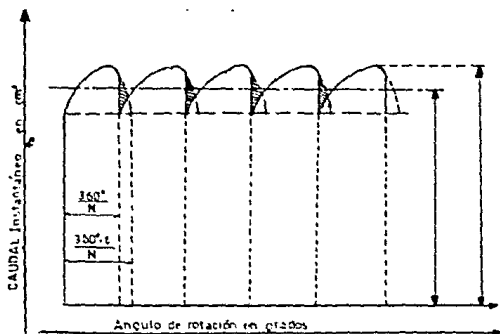


Fig. V-5 Curva de pulsaciones para  $\epsilon > 1$  usando fluido comprimido

De la figura anterior, las áreas rayadas representan la ganancia obtenida por el empleo del fluido comprimido entre los huecos de los dientes, asegurando así un caudal más uniforme con un coeficiente de irregularidad del 14% aprox.

Algunos constructores emplean el fluido comprimido entre los dientes para la lubricación a presión de los cojinetes u otros usos que requieren de un caudal pequeño con alta presión.

Es primordial que los huecos entre los dientes se llenen completamente al fluido durante la operación, de lo contrario, los espacios al llenarlos provocarán la formación de vapores del mismo fluido los cuales bruscamente comprimidos causarán choques hidráulicos (cavitación) y un considerable ruido. -- (aunque ese ruido se reduce al bombear fluidos viscosos aumenta considerablemente al incrementar la velocidad y la presión).

El modelo que se presenta en la figura V-6 tiene por objeto mejorar el llenado de los huecos durante la operación mediante el uso de una "gran cámara de aspiración" así el ruido de operación de la bomba se reduce considerablemente.

Por otro lado, para obtener un correcto llenado en las bombas habrá de evitarse que en las tuberías de aspiración se presenten velocidades del fluido mayores a 2.5 m/seg. (Es obvio que las velocidades de salida pueden ser superiores a 5 m/seg)

Continuando con la problemática que presenta el caudal en la bomba de engranes, hasta aquí se puede resumir que para incrementar el caudal en la bomba habrá que disminuir el número de dientes conservando constantes los diámetros de paso.

Por mecánica del dentado se sabe que los pequeños números de dientes provocan el efecto de "interferencia" acompañado de la "socavación", como resultado un mal funcionamiento - en general por todo esto habrá que decidir entre dos cosas en el uso del dentado....:

- a) Implantar el uso de un diente de perfil diferente al de evolvente.
- b) Corregir el diente que trabajamos (evolvente)

Básicamente es por economía que se recurre a la segunda opción, así al corregir un dentado mecánicamente se reduce el addendo aumentando el dedendo haciendo con esto que el apareo de dientes entre los piñones se realice sin que los -- dientes toquen sus raíces.

La primera opción la dejaremos para algunas aplicaciones de dentado interior.

Como dijimos por economía se recurre al diente de evolvente corregido y así emplear fresas y cortadores de uso normal o los utilizados para el corte de dientes normalizados, - posteriormente el dentado se podrá corregir, por ejemplo, --

por un proceso en el cual se incrementa la distancia entre -- centros de la herramienta generadora y el trabajo o piñón a -- tallar, el efecto a que conduce este proceso es un aumento en el ángulo de presión del diente y del ancho en la base de los dientes. (Cap. IV).

Es por lo anterior que se dice que el ángulo de presión utilizado en los engranes de las bombas son mayores a los normalizados llegando así hasta los 30°. (Al aumentar la distancia entre centros se cambia la inclinación de la línea de acción dando como resultado un ángulo de presión más grande).

La corrección del dentado tiene un efecto favorable sobre el régimen de trabajo de los dientes, esto debido a:

- 1o. Disminuye el coeficiente de rendimiento " $\epsilon$ " disminuyendo así la importancia de la compresión del fluido entre los dientes asegurando un trabajo más suave y sin elevar la temperatura del fluido bombeado.
- 2o. Se incrementa el rendimiento tanto mecánico como volumétrico, así como una mayor vida de operación.

por lo que respecta al rendimiento mecánico:

Se explica por el hecho de que el aumento del ángulo de presión disminuye el deslizamiento relativo así como la presión unitaria entre los dientes ya que se aumentan los radios de curvatura en los flancos de los dientes.

Por lo que respecta al rendimiento volumétrico:

Se explica por el efecto que tienen los flancos de los -

dientes al tener mayores radios de curvatura, aseguran un mejor sellado disminuyendo la importancia de las fugas, considerando que a medida que aumenta la presión, las guras desde la salida de la bomba hacia la entrada o el drenaje, también se incrementan afectando así a la eficiencia misma.

Con todo esto podemos asegurar que la corrección del dentado aumenta o asegura aumentar el caudal de diseño.

Un problema a definir es el que acarrea el aumento del ángulo de presión, ya que esto trae como consecuencia una -- disminución en el espesor de los dientes en la cresta (reducción de la cara del diente) perjudicando al sellado e incrementando los retornos o "fugas" entre el diámetro exterior de los dientes y el cuerpo de la bomba.

Así este problema habrá que atacarlo proporcionando un excelente acabado a la "pista interior" en el cuerpo de la -- bomba.

Corrección del Dentado.

La corrección al dentado la haremos apoyándonos en la nomenclatura de la figura V-7 para los piñones simétricos:

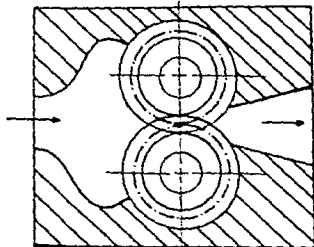
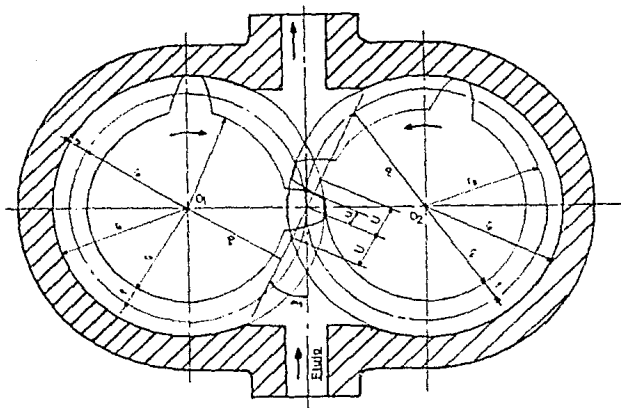


Fig.V-6 Disminución de ruidos





$r_e$  radio exterior  
 $r_f$  radio d fondo, dentado  
 $a$  altura del pie  
 $t$  altura del pie  
 $Q$  radio circunf. base  
 $r_p$  radio primitivo, división  
 $N$  número de dientes  
 $b$  ancho del diente  
 $p$  paso  
 $M$  Módulo  
 $p_e$  paso sobre la circunf. base

$\alpha_g$  ángulo de presión  
 $C$  distancia entre centros  
 $V$  número de vueltas por minuto  
 $w$  velocidad angular, rad/min  
 $u$  distancia entre el punto de contacto de los dientes e el punto de intersección de la línea de presión con la línea de centros  
 $2U$  longitud de la línea de presión.  
 $\epsilon$  coef. de recubrimiento.  
 $Q$  caudal en Lt/min.

NOTA: Se introducen los subíndices:  $c$  = dentado corregido.  
 $g$  = cremallera generatriz.

FIG. V-7 Cálculo del dentado para bombas de engranes.

(cort. Merritt&Enims)

Para bombas con piñones iguales o simétricos tenemos:

- El coseno del ángulo de presión del dentado corregido está dado por ;

$$\cos \alpha_c = \frac{2 \cdot \rho}{C_c} \quad V-11$$

donde:

$C_c$  = Distancia entre centros corregida.

$$\cos \alpha_c = \frac{2 \cdot \rho}{C} \quad V-12$$

donde:

$C$  = Distancia entre centros (1er. cálculo)

- El paso sobre el círculo de base es:

$$P_e = \frac{2 \cdot \pi \cdot \rho}{N} \quad V-13$$

- Coeficiente de Recubrimiento será:

$$\epsilon_c = \frac{2 \sqrt{r_e^2 - \rho^2} - (C_c \sin \alpha_c)}{P_e} \quad V-14$$

Los diferentes sistemas de corrección de los dientes tallados con herramientas, fresa ó cortados circular normales - con un ángulo de presión  $\alpha_g = 20^\circ$  serán:

1o. Sistema "Merritt.

Aplicado también por Enims (Prof. Invest. del -- "Instituto Nacional Soviético de Investigaciones -- Experimentales y Científicas en máquinas-herramientas") quien trasciende el valor del desplazamiento "x" de la cremallera generatriz en:

$$x = 0.02 (30 - N) \quad V-15$$

20. Sistema Din v20,

Sistema alemán según norm.Din v20, donde:

$$x = \frac{14 - N}{17} \quad V-16$$

30. Sistema Tuplin.

Este sistema consiste en el aumento de la distancia entre centros "C" en un valor de un módulo donde la distancia entre ejes corregida sería igual a:

$$C_c = C \frac{N + 1}{N} \quad V-17$$

Para la corrección definitiva de los piñones se introducirán los coeficientes "K" y "K'", la introducción de estos coeficientes tiene por objeto la disminución en la altura de la cabeza de los dientes y obtener así un diente suficientemente ancho en la cresta y así garantizar un correcto sellado contra el cuerpo de la bomba. Por otro lado se pretende disminuir la distancia entre centros para evitar con ello un juego demasiado grande entre los dientes. (Esta disminución no será muy exagerada).

Los valores de "x", "K" y "K'" recomendadas por Merritt y Enims se disponen en la tabla de la figura V-8.

---

\* H.E.Merritt. "Gear Engineering" N.York 1971.

Número de dientes - Z	Ángulo de pres. corr. - $\alpha_c$	X	Método ruso (Léon)			Método americano de Merritt		
			Distancia entre centros corregida $\frac{d_c}{m}$	Coeficiente - K' para los piñones desiguales calculado de la manera de Lewis máquina punteada	Coeficiente - K para centros iguales por mal del juego radial	$\beta$	K	K'
6	32°48'	0,48	6,7686	0,36	0,1911	—	—	—
7	31°33'	0,46	7,7558	0,3	0,1642	—	—	—
8	30°22'	0,44	8,74096	0,18	0,1490	—	—	—
9	29°25'	0,42	9,72115	0,04	0,1158	—	—	—
10	28°12'	0,4	10,7053	—	0,0947	10,663	0,137	0,14
11	27°23'	0,38	11,69119	—	0,0755	11,641	0,119	0,12
12	26°39'	0,36	12,66159	—	0,0581	12,617	1,103	0,1
13	26°0'	0,34	13,6366	—	0,0433	13,591	0,089	0,08
14	25°16'	0,32	14,6126	—	0,0274	14,506	0,074	0,06
15	24°51'	0,30	15,5828	—	0,0171	15,537	0,063	0,04
16	24°22'	0,28	16,61448	—	0,0055	16,506	0,054	0,02
17	23°55'	0,26	17,320	—	—	17,474	0,046	—
18	23°29'	0,24	18,180	—	—	18,442	0,038	—
19	23°05'	0,22	19,410	—	—	19,409	0,031	—
20	22°43'	0,2	20,400	—	—	20,375	0,015	—

Nota. -- Para las bombas de piñones desiguales teniendo respectivamente  $z_1$  y  $z_2$  dientes, se tomarán los mismos valores de X, K y K' para cada piñón. La distancia entre centros en este caso será:

$$\frac{d_c}{m} = \frac{1}{2} \left( \frac{z_1 + 2}{m} + \frac{z_2 + 2}{m} \right)$$

Fig. V=8 Tabla auxiliar para corrección del diente

El sistema de Merritt y Nemins es el de mayor aplicación en el diseño de este tipo de engranes para este tipo de bombas por varias razones, la principal es la rapidez y precisión en el proceso de datos apoyados en los coeficientes experimentales de su tabla de corrección, además, la corrección de un dentado hecha por este sistema proporciona una mayor resistencia al desgaste en los dientes, según Din v20.

Por lo que respecta al sistema de Tuplin, éste nos ofrece un mayor volumen entre los huecos de los dientes sin embargo, el diente es demasiado puntiagudo en la cresta, situación que Merritt evita con la introducción de sus coeficientes K y K'.

Una vez que hemos determinado el número óptimo de dientes a utilizar, estudio en base a los datos tabulados de la fórmula V-7, el primer paso será extraer de la tabla de corrección de dentado los valores de los coeficientes:

$$\alpha_c, x, \frac{ac}{m}, K, K'$$

\*ac = Dato múltip. por el módulo.

Una vez determinados estos datos, iniciaremos la corrección del dentado auxiliándonos con las siguientes fórmulas:

- El radio exterior del dentado corregido:

$$r_e = (N/2 + 1 + K') M \quad V-18$$

- El radio de fondo del diente\* (dentado corregido):

$$r_f = (N/2 - 1.2 + x) M \quad V-19$$

- Distancia entre centros \*corregida :

$$C_c = (N + 2x - K) M \quad V-20$$

- El Caudal Exacto de la bomba con el dentado ya corregido - se define por la fórmula V-25 apoyada en la fórmula V-8 a continuación :

$$Q' = 2 \cdot \pi \cdot b \cdot v \cdot M^2 \left[ \left( \frac{N}{2} + 1 + x - k' \right)^2 - \left( \frac{N}{2} + x - \frac{k}{2} \right)^2 - \pi^2 \cdot \cos^2 \alpha_g \left( \frac{ec^2}{4} - \frac{ec}{2} + \frac{1}{3} \right) \right]$$

Q'. ecuación V-21

- Si el radio de la circunferencia de división es :

$$r_p = \frac{C_c}{2} \quad \text{V-22}$$

Y..

- El radio del círculo de base es:

$$Q = \frac{C \cdot \cos \alpha q}{2} \quad \text{V-23}$$

- El paso sobre el círculo de base:

$$P_e = \frac{2 \cdot \pi \cdot Q}{N} \quad \text{V-24}$$

Sustituyendo lo anterior en V-21 reduciremos a:

$$Q_{ef} = 2 \cdot \pi \cdot b \cdot V \cdot \left( r_e^2 - r_p^2 - \frac{P_e^2 - 3P_e U - 3U^2}{3} \right) \quad \text{V-25}$$

Por lo que respecta al "Coeficiente de Irregularidad de Caudal" ( $\delta$ ), por definición de V-10...;

$$\delta = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_{max}}$$

Se calculará determinado  $Q_{max}$  y  $Q_{min}$  sustituyendo en la fórmula V-9 respectivamente  $u=0$  y  $u=U$ , así:

$$Q_{max} = w \cdot b \cdot (r_e^2 - r_p^2) \quad \text{V-26}$$

$$Q_{min} = w \cdot b \cdot (r_e^2 - r_p^2 - U^2) \quad \text{V-27}$$

donde:

$$\delta = \frac{w \cdot b (r^2 - r^2) - w \cdot b (r^2 - r^2 - U^2)}{w \cdot b \cdot (r^2 - r^2)}$$

$$\delta = \frac{U^2}{r_e^2 - r_p^2}$$

$$\delta = \frac{\epsilon c^2 Pe^2}{4(r_e^2 - r_p^2)} \quad \text{V-28}$$

Sustituyendo los valores de "r<sub>e</sub>" y "r<sub>p</sub>" se obtiene:

$$\delta = \frac{\epsilon c^2}{4} \cdot \frac{\pi^2 \cdot \cos^2 \alpha g \cdot M^2}{[(N/2 + 1 + x - K')^2 - (N/2 + x - K/2)^2] \cdot M^2} \quad \text{V-29}$$

- Simplificando:

$$\delta = \frac{\pi^2 \cdot \cos^2 \alpha g}{2} \cdot \frac{\epsilon c^2}{(N/2 + 1 + x - K')^2 - (N/2 + x - K/2)^2} \quad \text{V-30}$$

Evaluando esta fórmula se podrá apreciar que el coeficiente de irregularidad de caudal no depende del módulo sino exclusivamente de:

- El número de dientes (N)
- Del coeficiente de recubrimiento (ε)
- Del ángulo de presión (αg)
- De la cremallera generatriz

y de los coeficientes de corrección del dentado.

Estos valores de "δ" se muestran graficados para los dentados corregidos por el sistema Merritt y por Din v20, -- (ver la figura V-9).

En la figura se puede observar que los piñones corregidos por Merritt tienen el coeficiente de irregularidad de caudal más pequeño que los corregidos por otros sistemas.

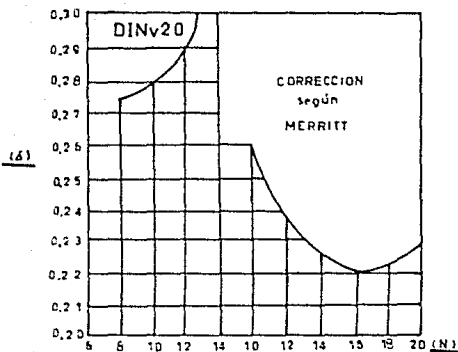


Fig. V-9 " $\delta$ " en función de "N" y del método de corrección utilizado

En resumen, el número de dientes óptimo para uso en los piñones de las bombas de engranes oscila entre los 12 y los 16 dientes. Así, en la práctica se aceptan para estas bombas valores de " $\delta$ " de entre el 14 y 25%.

Hasta aquí se ha definido la nomenclatura y fórmulas a utilizar en el diseño de la bomba de engranes, la fase siguiente será el cálculo de las características propias de la misma.



Bomba de Engranés

TIPO : Diente Recto (Rotores)  
ROTOR : Engrane D.R. (2) simétricos  
PRESION : 50 Bar  
CAUDAL : 20 Lt/min

La eficiencia volumétrica requerida será de 90%.

DESARROLLO

Iniciaremos calculando el Módulo a utilizar evaluando en la fórmula V-7, si es posible la tabulación de datos haciendo uso del programa PØ para que apoyados en esta tabla observar el comportamiento de resultados dados diferentes valores de las variables N : No. de Dientes y V : Revoluciones por minuto, básicamente ya que el caudal "Q", el coeficiente "K" y la eficiencia volumétrica se tienen como datos.

De la tabulación de resultados se deberá seleccionar el óptimo que deberá ofrecer las mejores características mecánicas por ahora, principalmente en lo que se refiere al diámetro y ancho del diente del piñón a utilizar, posteriormente y con apoyo del programa P1 se podrán obtener las medidas mecánicas de los piñones a utilizar.

Después de analizar los datos obtenidos se optó por los valores a continuación:

$$\left[ \begin{array}{l} N : 10 \text{ dientes} \\ V : 1750 \text{ rpm (considerada por ser} \\ \quad \text{una velocidad ofre-} \\ \quad \text{cida comercialmente)} \\ K : 0.30 \end{array} \right.$$

Evaluando en V-7:

$$M = \left( \frac{20}{0.002 \cdot \pi \cdot (0.3) \cdot 10^2 \cdot (1750) \cdot 0.9} \right)^{1/3} = 0.406 \text{ cm} = 4.06 \text{ mm}$$

El valor normalizado para el módulo más próximo es M=4

Ahora determinaremos el valor real del coef. "K" para -  
M=4 norm.

$$K = \frac{Q}{0.002 \cdot \pi \cdot N^2 \cdot M^3 \cdot (1750) \cdot 0.9} \quad (1000) \quad \text{adimen.}$$

Evaluando:

$$K = \frac{20}{0.002 \cdot \pi \cdot (10^2) \cdot 4^3 \cdot 1750 \cdot 0.9} \cdot 1000 = 0.309$$

Por lo tanto, la Longitud del Dentado será:

$$b = K \cdot M \cdot N$$

Evaluando:

$$b = 0.309 (4) 10 = \underline{12 \text{ mm}}$$

- El diámetro exterior del piñón será:

$$O = M(N+2) = 4(10+2) = \underline{48 \text{ mm}}$$

$$O = 48 \text{ mm}$$

- El paso diametral "P" :

$$P = \frac{N + 2}{0} = \frac{10 + 2}{48} = \underline{0.25}$$

- Paso Circular "P'":

$$P = \frac{\pi}{P} = \frac{\pi}{0.25} = \underline{12.566}$$

- Diámetro Primitivo "D":

$$D = \frac{N}{P} = \frac{10}{0.25} = \underline{40 \text{ mm}}$$

- Distancia entre Centros (1er. Cálculo) "C" :

$$C = \frac{N + n}{2 P} \quad \text{Por ser simétricos : } N=n$$

Evaluando

$$C = \frac{10 + 10}{2(0.25)} = \underline{40 \text{ mm}}$$

- Addendum & Dedendum: s y B respect. :

$$s = 1/P ; \quad B = 1/P$$

Evaluando:

$$s = B = 1/0.25 = \underline{4}$$

- Profundidad Total del diente "W" :

$$W = \frac{2.157}{P} = \frac{2.157}{0.25} = \underline{8.628 \text{ mm}}$$

- Espesor del Diente "E" :

$$E = \frac{P'}{2} = \frac{12.56}{2} = \underline{6.283 \text{ mm}}$$

Una vez determinados estos valores, efectuaremos la corrección del dentado utilizando el método de Enims & Merritt.

Apoyándonos en la tabla de la figura V-8, obtendremos los valores a continuación listados para  $N=10$ .

Para  $N=10$  dientes:

$$\alpha_c = 28^\circ 12'$$

$$x = 0.4$$

$$\frac{ac}{M} = 10.7053 \quad \therefore \quad ac = 10.7053 \cdot M$$

$$ac = 42.82$$

$$K = 0.0947$$

$$K' = 0.0947$$

\*Los valores a continuación obtenidos serán los corregidos.

- El radio exterior:

$$r_e = (N/2 + 1 + x - K') M$$

Evaluando:  $r_e = (10/2 + 1 + 0.4 - 0.0947) 4 = \underline{\underline{25.22 \text{ mm}}}$

- El radio del círculo de fondo:

$$r_f = (N/2 - 1.2 + x) M$$

$$r_f = (10/2 - 1.2 + 0.4) 4 = \underline{\underline{16.8 \text{ mm}}}$$

- El radio de la circunferencia de división:

$$r_p = \frac{ac}{2} = \frac{42.82}{2} = \underline{\underline{21.410 \text{ mm}}}$$

- El radio del círculo de base:

$$\varrho = \frac{C \cdot \cos \alpha}{2} = \frac{40 \cdot \cos 20^\circ}{2} = \underline{\underline{18.80 \text{ mm}}}$$

- El paso sobre el círculo base:

$$P_e = \frac{2 \cdot \pi \cdot \varrho}{N} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 18.80}{10} = \underline{\underline{11.808 \text{ mm}}}$$

- Coefficiente de Recubrimiento :

$$\epsilon_c = \frac{2 \sqrt{r_c^2 - \varrho^2} \cdot \sin \alpha}{P_e}$$

Evaluando:  $\epsilon_c = \frac{2 \sqrt{25.22^2 - 18.80^2} \cdot \sin 28^\circ 12' }{11.808}$

$$\epsilon_c = \underline{\underline{1.133 \text{ mm}}}$$

$$\therefore U = \frac{P_e \cdot \epsilon_c}{2} = \frac{11.808(1.133)}{2} = \underline{\underline{6.693 \text{ mm}}}$$

El programa P2 desarrolla esta corrección, (ver apéndice).

El Caudal Exacto de la bomba será:

$$Q_{ef} = 2 \cdot \pi \cdot b \cdot v \left( r_e^2 - r_p^2 - \frac{P_e^2 - 3P_e U + 3U^2}{3} \right) \eta_{vol}$$

Evaluando:

$$Q_{ef} = 2\pi \cdot 12 \cdot 1750 \left( 25.22^2 - 21.410^2 - \frac{11.808^2 - 3(11.808)6.69 + 3(6.69)^2}{3} \right) 0.91185$$

$$Q_{ef} = 131\ 946.89 \left( 636.04 - 458.38 - \frac{139.42 - 237.09 + 134.38}{3} \right) 0.9/1\epsilon 6$$

$$Q_{ef} = 131\ 946.89 (636.04 - 458.38 - 12.23) 0.9/1\epsilon 6$$

$$\underline{\underline{Q_{ef} = 19.645\ \text{Lt/min}}} = 1.178\ \text{m}^3/\text{h}$$

\* El desarrollo de esta última ecuación se computa en el programa ma P2.

El programa P3 desarrolla lo referente a caudal teórico y potencias.

- Caudal Teórico (Qteo) :

El caudal teórico se define por:

$$Q_{teo} = \frac{Q_{ef}}{\eta_{vol}} \quad \text{Lt/min}$$

Evaluando:

$$Q_{teo} = \frac{19.645}{0.9} = \underline{\underline{21.827\ \text{Lt/min}}}$$

- Potencia Teórica (Nteo) :

$$N_{teo} = \frac{P \cdot Q_{teo}}{600} \quad \text{Kw}$$

Evaluando:

$$N_{teo} = \frac{50\ \text{Bar} \cdot 21.827\ \text{Lt/min}}{600} = \underline{\underline{1.819\ \text{Kw}}}$$

- Potencia realmente absorbida (motor)

Admitiendo un coeficiente de rendimiento mecánico de la bomba de un 87% promedio tenemos:

$$N_m = \frac{N_{teo}}{\eta_{mec}} \quad \text{Kw}$$

Evaluando:

$$Nm = \frac{1.8189}{0.87} = \underline{\underline{2.09 \text{ Kw}}}$$

El esfuerzo radial resultante que se presenta en nuestra bomba dados los resultados anteriores.

El esfuerzo Radial Resultante "P" será dado por:

Ecuación V-6

$$P = 0.7 \cdot d_{ext} \cdot p \cdot b \quad \text{Newtons.}$$

$$P = 0.7 (0.05044) 50 \times 10^5 (0.012) = \underline{\underline{2118.48 \text{ N}}}$$

Nota.

$$D_{ext} = 2(r_e)/1000$$

dado  $r_e = 25.22$  ; tendremos:

$$2(25.22)/1000 = 0.05044 \quad \text{mts.}$$

Y de la presión dada en Bars:

$$1 \text{ Bar} = 1 \times 10^5 \text{ N/m}^2 \quad \text{entonces:}$$

$$50 \text{ Bar} = 50 \times 10^5 \text{ N/m}^2$$

Se concluye la fase del diseño hidráulico.

El paso a seguir es la construcción de los piñones con los datos calculados así como el conformado del cuerpo de la bomba.

## C A P I T U L O   V I

### DISEÑO MECÁNICO

1. Preliminar
  2. Engranajes
  3. Carcaza
  4. Flecha y Partes Menores
    - Reacciones en los apoyos
    - Diagramas
    - Bujes
    - Sello
    - Tuerca
- Accesorios
- Daños en el Equipo



## 1. PRELIMINAR

En el capítulo precedente se han realizado los cálculos hidráulicos para la bomba de engranes y como se mencionó al inicio, el enfoque fue al diseño de los piñones y a la corrección de los mismos.

En el presente capítulo se mencionan los materiales propios de la fabricación tanto de los piñones como del cuerpo de la bomba y en dado caso el proceso de conformado, al final del mismo se presentan los dibujos del proyecto para su fabricación y ensamble.

## 2. ENGRANES

Materiales para los engranes.

Los aceros al carbón son los de mayor aplicación y más económicos, de manera similar, el hierro de fundición se utiliza para las grandes unidades o para formas de cuerpos intrinsecos.

Los aceros de aleación y al carbono tratados térmicamente se usan en aplicaciones de más fuerte carga y de resistencia al desgaste.

Por regla, los piñones se fabrican más duros para igualar el desgaste, esto en el caso de transmisiones donde los diámetros exteriores de los pares cinemáticos son muy diferentes; los engranes más fuertes y de mayor resistencia al

desgaste son una combinación de núcleo de acero de buena combinación de núcleo de acero de buena aleación tratados térmicamente y con dientes con endurecimiento superficial.

Los engranes de acero inoxidable están limitados a las aplicaciones especiales del ambiente, para resistencia a la corrosión, etc.

Los materiales no mecánicos se utilizan principalmente para reducir el ruido, amortiguar las vibraciones y economizar en alta producción.

La tabla VI-1 presenta una lista de materiales con sus características y propiedades mecánicas para fabricación de engranes.

Material y designación	Resistencia de tracción, lb/pulg <sup>2</sup>	Resistencia al punto de cedencia, lb/pulg <sup>2</sup>	Dureza, No. Brinell	Condición
Fundiciones de hierro:				
ANT120	22 000		156	Como sale de fundición
18	31 000		201	Como sale de fundición
60	42 100		262	Como sale de fundición
Aceros al carbono				
A1* 1020	55 000	30 000	110	Laminado en caliente
1020	74 000	44 000	151	Trabajado en frío
1040	74 000	42 000	150	Laminado en caliente
1040	121 000	61 000	350	Trabajado en frío
1080	112 000	61 000	230	Laminado en caliente
1080	189 000	142 000	585	Trabajado en frío
1117	62 000	34 000	120	Laminado en caliente
1117	80 000	48 000	161	Trabajado en frío
Aceros de aleación				
A1* 5140	103 000	60 000	280	Tratado térmicamente
5140	278 000	204 000	450	Tratado térmicamente
4140	145 000	120 000	280	Normalizado
4140	214 000	190 000	440	Tratado térmicamente
4820	190 000	125 000	375	Tratado térmicamente
4820	206 000	164 000	415	Tratado térmicamente
6120	125 000	84 000		Tratado térmicamente
8620	122 000	98 000	245	Normalizado
8620	173 000	142 000	374	Tratado térmicamente
9310	152 000	120 000	350	Tratado térmicamente
9310	180 000	140 000	375	Tratado térmicamente
Aceros inoxidables				
A1* 304	60 000	35 000	160	Recocido
304	110 000	75 000	240	Trabajado en frío
416	75 000	40 000	155	Recocido
416	160 000	140 000	350	Tratado térmicamente
Bronce:				
Bronce al aluminio ANTMR118	105 000	60 000	1100*	
Bronce fosforado ANTMR119	60 000	45 000	1170*	
Bronce al silicio ANTMR119	58 000	25 000	1100*	
Aleaciones de aluminio:				
2024-T4	68 000	47 000	120	Tratado térmicamente 1/2 duro
7075-T6	81 000	71 000	150	Tratado térmicamente 1/2 duro
No metales:				
Frotador laminado				
NEMA, grado C	11 000		31-101*	
NEMA, grado L	14 000		31-105*	
Nylon				
ANT314	8 700	6 000	31-100*	2.5% de humedad
ANT3166	11 000	8 500	31-109*	2.5% de humedad

\*Riviera

Tabla VI.1 Materiales típicos para engranes

## Clasificación de Aceros para engranajes.

Los aceros para engranajes pueden dividirse en dos clases generales:

- Aceros al Carbono
- Aceros Aleados

Los aceros aleados se emplean bastante en el campo industrial, pero los aceros al carbono tratados térmicamente - están mucho más extendidos.

Para muchas aplicaciones, los aceros al carbono, tratados térmicamente para obtener los mejor de sus cualidades para el servicio a que se destinan, son satisfactorios y muy económicos.

Las ventajas de los aceros aleados sobre los al carbono, ambos tratados térmicamente son los siguientes:

1. Aumento de dureza en la superficie y de la profundidad alcanzada por la dureza para un mismo contenido de carbono y un mismo temple.
2. Posibilidad de obtener la misma dureza en la superficie con un temple menos riguroso, y en el caso de algunas aleaciones, con menor temperatura de temple, siendo por tanto menor la deformación.
3. Aumento de tenacidad, como indican los más altos valores del límite de fluencia, alargamiento y estricción.
4. Tamaño más fino del grano, con el resultado de mayor resistencia al impacto y al desgaste.
5. En el caso de algunas de las aleaciones, mejores cualidades para maquinar o la posibilidad del maquinado a elevada dureza.

Cómo seleccionar el acero adecuado para un engrane.

Debido a la gran cantidad de tipos de aceros disponibles en el mercado para la fabricación de engranes se hace neces-

rio el regirse por ciertos lineamientos para facilitar la selección:

1. Elifjase un acero con un contenido de engranados de -- aleación no mayor del precisamente necesario, para poder templar correctamente el engrane, de acuerdo con su tamaño.
2. Si el desgaste es un problema, un contenido más alto de carbono puede ser de gran utilidad (por ejemplo, el acero AISI 1060 ocasionará un desgaste excesivo en el AISI 1025).
3. Si el problema estriba en la dificultad para el maquinado, será ventajoso emplear aceros con contenido de carbono más bajo (el acero AISI 1025 es más fácil de maquinar que el AISI 1060, de la misma dureza).
4. Hay que considerar los precios del acero en bruto y los costos para maquinarlo, seleccionándose el material que arroje el costo total más bajo del engranaje adecuado, capaz de dar el rendimiento que se requiere.

#### Empleo de los Aceros Cementados.

Cada una de las dos clases generales de aceros para engranajes puede subdividirse como sigue:

1. Aceros Cementados
2. Aceros de Temple
3. Aceros tratados térmicamente y revenidos a una dureza que permita su maquinado.

Los dos primeros son indistintos para ciertas clases de servicio, siendo la elección cuestión de gusto personal.

Los aceros cementados, gracias a su corteza muy dura y de grano fino (cuando se han tratado en forma adecuada) y a su núcleo comparativamente blando y dúctil, son, en general, empleados cuando se requiere resistencia al desgaste.

Los aceros aleados cementados tienen un núcleo medianamente tenaz, pero no tanto como el de los aceros de temple.

A fin de obtener los mayores beneficios de las propiedades del núcleo, los aceros cementados deben ser templados -- dos veces.

Esto es particularmente cierto en cuanto a los aceros de temple, porque las ventajas derivadas de su uso rara vez justifican el gasto adicional, a no ser que el núcleo sea refinado y endurecido por un segundo temple. El mayor inconveniente del refinado adicional es una deformación mayor, la -- cual puede ser excesiva si la forma o el diseño no son completamente acertados.

Con lo anterior y atendiendo a nuestra bomba de engranes, éstos se propone fabricar en un acero de aleación cromo-níquel o un SAE 1144 con una dureza de 245 BHN como opción.

La propuesta de este material surge de los bancos de -- pruebas donde se ha encontrado una excelente respuesta a la -

eficiencia mecánica y al desgaste principalmente, además porque la bomba tendrá una aplicación en aceites no corrosivos - con viscosidades en el rango de los 100 a los 100'000 SSU.

Como un tratamiento posterior se propone un cementado -- (con una profundidad entre los 0.7 y 1 mm) por las razones antes expuestas y un proceso final de rectificado o asentado -- con piedra de diamante para evitar la presencia de pequeñas - marcas que nos generen desgaste, fugas y "ruidos".

### 3. CARCAZA

En este punto se calcularán los esfuerzos a que se someterá la bomba, así como la selección del material apropiado - para la construcción de la bomba, para esta selección habrá - que seguir ciertos criterios:

- Resistencia a la Corrosión
- Resistencia al Esfuerzo
- Resistencia al desgaste por abrasión
- Propiedades de Fundición y Maquinado
- Costos

Materiales de construcción.

- 
- \* Aceros Fortuna, ofrece un acero con aleación Cromo-Níquel apto para el maquinado de los engranes con una clasificación Fortuna :: TX10 R color de distinción :: Café.

De exhaustivas pruebas de laboratorio se ha determinado que para la mayoría de las aplicaciones de bombeo, la fundición de hierro es el material preferido para la fabricación de la carcasa ya que este material tiene generalmente la resistencia suficiente para las diversas presiones desarrolladas, por otro lado, si se han de bombear productos corrosivos y/o volátiles del petróleo por ejemplo, podrá ser necesario especificar fundición de acero o acero inoxidable de las series 400 ó 300.

La fundición de hierro tiene un costo relativamente bajo, además de su facilidad de ser fundido en grandes cantidades - y facilidad de maquinado.

Esta fundición presenta un alto contenido de carbono - - (más de 1.7%) y alto contenido de silicio, con bajos porcentajes de azufre, manganeso y fosfuros, la aleación que resulta, se compone de perlita, ferrita y grafito. En ciertas condiciones la perlita se descompone en grafito y ferrita así el producto resultante estará constituido íntegramente por ferrita - y grafito, este último en forma de delgadas hojuelas distribuidas en toda la estructura, lo que oscurece el metal dando lugar al nombre de fundición gris.

Este material no se suelda fácilmente debido a que puede agrietarse pero esta tendencia se puede aminorar si la pieza es precalentada con cuidado.



Lo anterior es una desventaja contra lo que es la fundición de acero, ya que si el costo inicial de una carcaza de acero es mayor que una fundición de hierro, la de acero se podrá salvar soldando las partes fracturadas o escariadas y maquinando después.

En cualquier evaluación de fundición de hierro contra una de acero, se debe considerar la probabilidad de la erosión en la carcaza durante la operación.

\*El desgaste por abrasión es el desprendimiento mecánico de metal debido a la acción de corte o abrasión de los sólidos en suspensión que lleve el líquido bombeado.

Prácticamente este tipo de desgaste se identifica por un patrón de desgaste ondulado con acabado mate.

En nuestro caso, ya que la aplicación de la bomba de engranes será en aceites no corrosivos y dadas las propiedades lubricantes del mismo fluido se ha optado por procesar la carcaza en fundición de hierro gris dadas las ventajas que este material ofrece.

Material elegido:

Hierro gris (fundición)	
No. AGMA	: 60
Resistencia a la Tensión:	4216.44 Kg/cm <sup>2</sup>
Resistencia a la Compresión:	3122.31 Kg/cm <sup>2</sup>
Dureza Brinell	: 302
Mat. Ruptura Cortante	: 6219.25 Kg/cm <sup>2</sup>

Después de la fundición se propone un ligero revenido a la pieza con el fin de reducir los esfuerzos por enfriamiento y mejorar la maquinabilidad.

Un punto importante en el conformado de la carcaza y a tomar en cuenta en el diseño del molde (y que debe ser colado - de calidad) será el ESPESOR que deberá de tener el cuerpo, ya que una pared delgada no serviría o por el contrario una pared gruesa resultaría en una bomba pesada y costosa.

Para el cálculo del espesor recurriremos a la Teoría de la Membrana\* (Ver Teoría).

Esta teoría se aplica a estructuras tales como cascarones de pared delgada (membrana) o a recipientes sujetos a presión y nos será útil para obtener el cálculo del espesor mínimo que deberá tener el cuerpo o carcaza de nuestra bomba para soportar los esfuerzos resultantes en su operación.

\*Una consideración importante en la fundición de hierro es el espesor mínimo requerido para el vaciado :  $t_{min.} = 5 \text{ mm.}$

La teoría de la membrana resume que el esfuerzo circunferencial siempre será el doble de el esfuerzo longitudinal.

Condición:

---

\* Teoría de la Membrana. Mecánica de Materiales, F.R. Shanley

\*\* Tabla 10-1 Manual de Engranés. DUDLEY

El esfuerzo circunferencial no debe sobrepasar el esfuerzo permisible del material::

$$S_c = S_p \text{ max.}$$

$S_c$  = Esf. Circunferencial

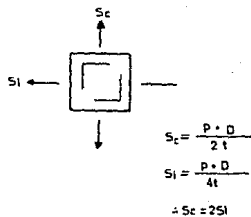
$S_l$  = Esf. Longitudinal

$S_p$  = Esf. Permisible de diseño

$p$  = Presión de diseño

$D$  = Diámetro a considerar

$t$  = Espesor del cuerpo



Por lo tanto el espesor mínimo en cualquier parte del cuerpo de la bomba siempre deberá ser mayor que la obtenida con la fórmula siguiente:

$$t = \frac{p \cdot D}{2 \cdot S_p}$$

#### La presión de diseño:

Esta presión a tomar en cuenta se considera como la máxima esperada al estar la bomba en operación, por regla se calcula por:

$$P = 1.5 \quad (P_{\text{max}})$$

Para nuestra bomba con una presión de 50 Bar se tendrá una presión de diseño de :

$$P = 1.5 \quad (50 \text{ Bar})$$

$$\underline{P = 75 \text{ Bar}}$$

Y el Esfuerzo Permisible considerando un factor de seguridad aplicable a la resistencia máxima a la tensión:

$$S_p = \frac{S_v}{f.s.}$$

donde :

$S_v$  = Resistencia a la Tensión

f.s. = factor de seguridad considerar f.s.=3

Evaluando:

$$S_p = \frac{4216.44 \text{ Kg/cm}^2}{3} = 1405.48 \text{ Kg/cm}^2$$

Por último obtendremos el espesor mínimo para nuestra carcaza:

$$t = \frac{50 \text{ Bar (18mm)}}{2(1405.48)} = \underline{0.320 \text{ mm}}$$

D=18mm; como valor promedio dada la rugosidad de los tubos galvanizados.  $\phi = 3/8"$

Debido a que el espesor mínimo admitido en el colado es de 5 milímetros se hará en base a éste, teniendo cuidado de no adelgazar el cuerpo sobre todo en las chumaceras.

\*Este cálculo se ubica en el lado de descarga de la bomba donde se localizará la mayor presión de operación.

\*\*En el apéndice se muestran los dibujos del conjunto.

#### 4. FLECHA Y PARTES MENORES

Originalmente el diseño de una flecha se hace teniendo en cuenta que ésta debe soportar y transmitir potencia al elemento de trabajo, en este caso los engranes, sin la presencia de vibraciones ni deflexiones que originen problemas de "arrastre" entre los componentes mismos de la máquina.

Generalmente las flechas resisten una carga combinada -- de flexión y torsión que implica la realización de un análisis dinámico y estático para calcular los esfuerzos máximos -- y en base a éstos seleccionar el material y dimensiones a utilizar.

Debido a que la bomba que aquí se diseña es de reducido tamaño las cargas concentradas en la flecha (salvo la carga radial), son muy pequeñas y por lo tanto estas deflexiones serán mínimas.

Si observamos el dibujo del proyecto apreciaremos que los claros o separación radial de los elementos en rotación y el cuerpo estacionario prácticamente no existen limitándose así los márgenes de flexión.

\* Estos claros se deben evitar por obvias razones requiriendo así de un maquinado de calidad.

Esta falta de separación evitará que la flecha motriz y la conducida se encuentren en determinado caso en "voladizo" evitando la vibración del conjunto, y es precisamente lo --

compacto de la bomba lo que le libera de ser una máquina complicada dinámica y en parte estáticamente.

Prácticamente es la flecha motriz la de mayor interés ya que aparte del maquinado será la impulsora del conjunto eje-engrane, a continuación se realizan los análisis requeridos.

Para una flecha sometida a un esfuerzo combinado flexión torsión, el esfuerzo máximo cortante se define por:

$$S_s = \frac{16}{\pi D^3} \left( (K_t \cdot T)^2 + (K_m \cdot M)^2 \right)^{1/2}$$

donde:

D = diámetro de la flecha.

T = Momento Torsionante.

M = Momento Flexionante

K<sub>t</sub> = constantes según Código ASME

K<sub>m</sub> = constante según Código ASME

\* Para este caso: K<sub>t</sub> = 1 ; K<sub>m</sub> = 1.5 dada la naturaleza de la carga.

Para la aplicación de esta fórmula será necesario calcular primero el momento torsionante y posteriormente con el momento máximo flexionante (del diagrama de momentos) evaluar S<sub>s</sub>.

El Momento de Torsión en el eje :

$$M_t = \frac{71620 \text{ CV}}{n}$$

De la bomba: Pot. = 2.09 Kw = 2.84 CV  
n = 1750 rpm.

Evaluando:

$$M_t = \frac{71620 (2.84)}{1750} = \underline{116.22 \text{ Kg-cm}}$$

El momento flexionante de la gráfica:

$$M_t = \underline{94.13 \text{ Kg/cm}}$$

Aplicando estos datos a la ecuación del esfuerzo máximo cortante tenemos:

\* Ver Tablas Cap. II. Shigley.

$$S_s = \frac{16}{\pi (1.19)^3} \left( (1 \times 166.22)^2 + (1.5 \times 94.13)^2 \right)^{1/2}$$

dado el diámetro de 7/16" en cm.

$$S_s = \underline{792.72 \text{ Kg/cm}^2}$$

dado el esfuerzo permisible para el acero utilizado:

$$S_s = m_x : \underline{16 \text{ 000 psi}} \quad \underline{\underline{1124.38 \text{ Kg/cm}^2}}$$

se considera adecuado el diámetro utilizado.

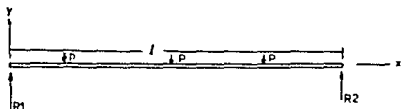
Reacciones en los apoyos.

Diagramas.

Para este análisis consideraremos una carga uniforme -- distribuida en la flecha, esta carga será la carga radial -- calculada en el capítulo anterior y que fue de 2118 Newtons

equivalente a  $216 \text{ Kg/cm}^2$  para efectos de cálculo.

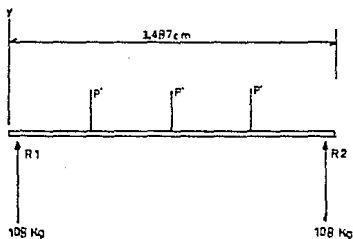
El diagrama de cuerpo libre lo represento por la viga:



donde:  $l$  será el largo de trabajo de la flecha

$R_1$  y  $R_2$  los apoyos o reacciones en los bujes.

Evaluando.



Datos:

Longitud de trabajo de la flecha:

$$34.874\text{mm} = 3.487 \text{ cm}$$

Carga Radial:

$$\underline{216 \text{ Kg/cm}^2}$$

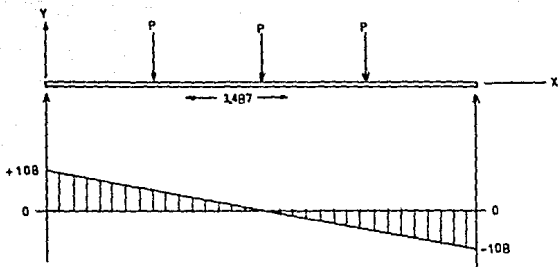
Carga distribuida:

$$216 \text{ Kg/cm}^2 / 3.487 \text{ cm} =$$

$$P' = \underline{61.94 \text{ Kg/cm}}$$

El diagrama de Corte queda como:





Para este cálculo tomaremos el largo total en secciones - de 1 cm. las reacciones son las siguientes:

$$V_0 = 108 - 0 = +108 \text{ Kg.}$$

$$V_1 = 108 - (0.871 \times 61.94) = 54 \text{ Kg.}$$

$$V_2 = 108 - -(1.743 \times 61.94) = 0.038 \text{ Kg.}$$

$$V_3 = 108 - -(2.615 \times 61.94) = -53.97 \text{ Kg.}$$

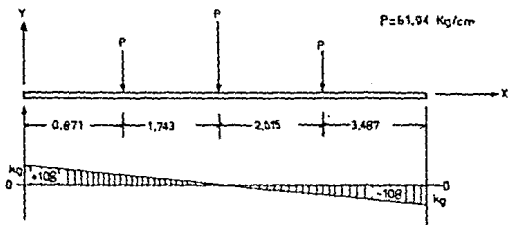
$$V_4 = 108 - (3.487 \times 61.94) = -108 \text{ kg.}$$

Diagrama de Momento Flexionante.

Para el cálculo de este diagrama se aumentará el número de segmentos con el objeto de obtener el valor máximo del momento flexionante.

La primera sección pesa 61.94 Kg, así el paso de cualquier carga uniforme se puede considerar actuando en su centro de gravedad por esto, la carga de 61.94 Kg. la podemos considerar actuando a la mitad entre la primera sección y  $R_1$ .

Diagrama completo.

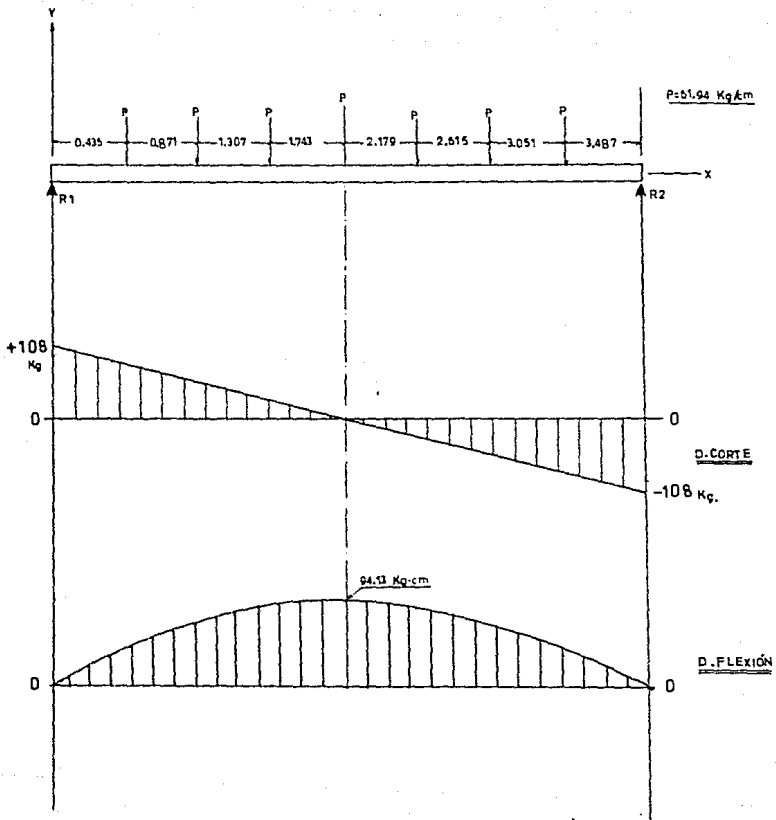


Segmentos para el cálculo de momentos a partir de la parte media de la flecha.

Longitud de la flecha :  $3.487 \text{ cm} \div 2 = 1.473 \text{ cm}$ .

$\therefore 1.743 + 8 \text{ segmentos} = 8 \text{ segmentos de } 0.2179 \text{ cm. c/u.}$

$$\begin{aligned}
 M_1 &= + 108 \times 0.435 - \{(61.94 \times 0.435) \times 0.2179\} = + 41.10 \text{ Kg-cm} \\
 M_2 &= + 108 \times 0.871 - \{(61.94 \times 0.871) \times 0.4358\} = + 70.55 \text{ Kg-cm} \\
 M_3 &= + 108 \times 1.307 - \{(61.94 \times 1.307) \times 0.6538\} = + 88.22 \text{ Kg-cm} \\
 M_4 &= + 108 \times 1.743 - \{(61.94 \times 1.743) \times 0.8717\} = + \underline{\underline{94.13 \text{ Kg-cm}}} \\
 M_5 &= + 108 \times 2.179 - \{(61.94 \times 2.179) \times 1.0896\} = + 88.27 \text{ Kg-cm} \\
 M_6 &= + 108 \times 2.615 - \{(61.94 \times 2.615) \times 1.3076\} = + 70.62 \text{ Kg-cm} \\
 M_7 &= + 108 \times 3.051 - \{(61.94 \times 3.051) \times 1.5255\} = + 41.22 \text{ Kg-cm} \\
 M_8 &= + 108 \times 3.487 - \{(61.94 \times 3.487) \times 1.7435\} = + 00.02 \text{ Kg-cm}
 \end{aligned}$$



REACCIONES EN LOS APOYOS (DIAGRAMAS)

BUJES

Las flechas montarán en bujes del tipo de casquillo maquinados ya sea en bronce comercial para bujes o alguna aleación de bronce fundido.

La utilización de éstos obedece a razones como:

- facilidad de maquinado.
- ocupan relativamente poco espacio
- por su instalación ayudan a evitar vibración
- su reducido precio.

\*Y para nuestros requerimientos resisten con gran margen la carga a que serán sometidos así como la velocidad.

Una opción comercial es el bronce forforado, éste además de ser muy tenaz ofrece una resistencia a la fricción y ductilidad como el propio acero fundido ordinario, siendo -- así uno de los más tenaces sin necesidad de beneficiarlo con algún tratamiento térmico.

Esta propiedad se debe a los agentes endurecedores y desoxidantes del hierro, manganeso, aluminio y estaño que contiene.

Por otro lado proporciona excelentes fundiciones de grano cerrado que ofrecen una calidad superficial muy suave, dan así el acabado pulido y preciso que se requiere.

---

\*Ver Shigley, Tabla 12-2

Los bujes deberán ser ranurados en una forma combinada - axial -circunferencial para garantizar el lubricante de la flecha tanto en sentido longitudinal como su alrededor.

### SELLO

Un sello del tipo radial de contacto positivo a utilizar se considera suficiente para evitar las fugas mayores por el eje motriz. Se requiere sea con refuerzo tipo casquillo ya que uno sencillo y por el tamaño requerido podría ser "arrastrado" por la fricción de la flecha debido al poco agarre entre el cuerpo y la tuerca.

Una opción es la utilización de un sello de "cuña" ó un tipo O-ring como sello de empuje.

\* Ver Shigley, Tabla 12-2

TUERCA

La tuerca diseñada es del tipo Bushing, donde al centro girará la flecha motriz (Diám. Interior Importante).

Se sugiere maquinarse en barra hexagonal de acero comercial ya que ésta sólo es parte del conjunto de sellado en la toma de fuerza de la bomba no estando sujeta a esfuerzos importantes.

Sus dimensiones deberán ser rectificadas para evitar comprimir demasiado el sello de la flecha al instalar.

Para el montaje se sugiere instalar una arandela de ajuste de acero entre el sello y la tuerca para ofrecer un empuje uniforme.

Para el caso del sellado de la tuerca se sugiere instalar una arandela de cobre recocido, para que al apretar ésta no se dañe el sello y se garantice la estanqueidad requerida.

ACCESORIOSReductores de Presión.

Un complemento inherente a una bomba de engranes es la válvula estabilizadora de presión.

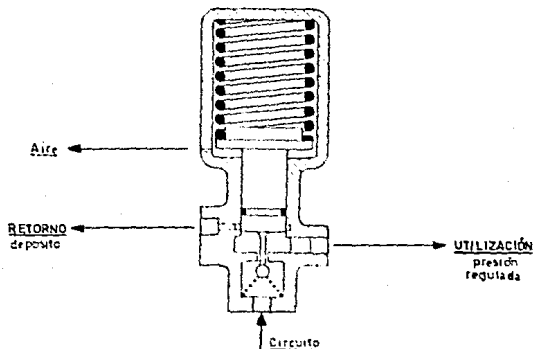
La función de estos estabilizadores de presión es la de bajar ésta cuando en un determinado momento en algún circuito se llega a elevar adaptándola a una escala de antemano de--

terminada para la operación de su aparato receptor.

De la figura VI-1, un reductor de Presión, si la fuerza ejercida por la presión reducida sobre el émbolo, es inferior a la del resorte, la válvula de bala se abrirá permitiendo la realimentación del circuito de utilización.

Por el contrario, si la presión de utilización es muy alta la válvula de bala se cerrará.

Caso específico, la disminución o cierre de caudal en la salida de la bomba, estando ésta en operación, la válvula de estabilización se abrirá obligando a recircular el aceite bombeado evitando la sobrecarga de la bomba.



Cig. VI-1. Reductor de Presión

### Filtros

En las bombas del tipo diseñado las holguras entre el -- cuerpo y rotor son prácticamente nulas, pero siempre el aceite bajo el efecto de la presión tiende a atravesar por intersticios que se llegan a presentar arrastrando consigo todas -- las impurezas que pueda contener el aceite mismo.

Los resultados de estas impurezas dentro de las cámaras -- de la bomba al estar ésta en operación, son claros; desgaste y marcas permanentes en las superficies interiores de operación, ocasionando la reducción en la eficiencia del equipo por falta de compresión por sellado y fugas.

Para evitar esto, conviene que la mayor parte de las impurezas abrasivas sea más pequeña que el espesor de la pellicula de aceite (aprox. 2 micras).

Una aplicación común es la utilización de filtros de tela metálicos con un perforado muy cerrado colocados a la descarga de las bombas y a la llegada del fluido sobre los aparatos mismos.

Estos filtros resultan eficientes ya que las impurezas -- de toda especie, algunas de las cuales provienen de una polimerización del aceite, se aglomeran alrededor de la tela metálica realizando un filtrado de profundidad, por medio de capas superpuestas semejantes al sistema de filtrado del agua -- potable.



### Organos de Seguridad.

Estos se destinan a atacar los accidentes graves que podrían ser consecuencia de un accidente menor.

Estos accidentes menores pueden ser de varias clases:

1. Una bomba no descarga.

Para esto se dispondrá (generalmente) de una bomba auxiliar o una bomba de tipo manual.

En las descargas de las bombas que funcionan en paralelo, se colocará una válvula de retención (chek) para evitar que una bomba que haya sufrido un accidente, pueda pasar el aceite en sentido inverso al normal.

2. Tuberfa con fuga ligera.

Este aceite es grave sobre todo en conductos de presión constante ya que el depósito puede vaciarse enteramente.

Se prevé, para eliminar la bomba de auxilio, un pequeño depósito auxiliar que contenga aceite de reserva suficiente para garantizar su operación provisional.

3. Rotura Total de la tuberfa.

Para atacar este problema se instalarán tuberfas dobles de alimentación a los órganos absolutamente necesarios de seguridad.

El aislamiento de la tuberfa dañada deberá hacerse automática e instantáneamente.

DANOS EN EL EQUIPO

El listado a continuación resume las principales averías así como sus posibles causas de las averías que se pueden presentar en equipos con circuitos hidráulicos móviles o fijos.

Se han citado las fallas más frecuentes, algunas tendrán una solución rápida y sencilla y habrá otras que requieran de una información específica así como de herramienta especial para su reparación.

## Relación de Averías y sus Causas.

## RUIDO EN LA BOMBA

- Falta de nivel de aceite. Llenar el depósito.
- Aceite demasiado denso. Verificar aceite.
- Bomba sobrerrevolucionada. Revisar sus rpm
- Aire en el aceite. Apretar conexiones, purgar.
- Cojinetes gastados. cambiar los dañados.

## EL ACEITE HACE ESPUMA

- Bajo nivel de aceite. Llenar el depósito buscar pérdidas.
- Agua en el aceite. Cambiar el aceite.
- Empleo de aceite inadecuado. Usar el recomendado.
- Tuberías abolladas o dobladas. cambiar tuberías.
- Sello del eje gastado. Limpiar la zona y cambiar sello.

## EL SISTEMA NO ACTUA

- No hay aceite  
rellenar depósito  
buscar fugas
- Aceite de otra densidad  
usar aceite especificado  
por el fabricante
- Suciedad en la bomba  
limpiar y reparar la bomba
- Bomba muy gastada  
reparar o cambiar bomba

## EL SISTEMA TRABAJA LENTO

- Aceite frío  
dejar que se caliente antes de dar marcha
- Aceite demasiado denso  
cambiar aceite
- Escasez de aceite  
rellenar depósito, fugas
- Aire en el sistema  
apretar uniones, purgar
- Bomba muy gastada  
reparar o cambiar
- Obstrucción en las tuberías  
Limpiar y cambiar tuberías

## OPERACION IRREGULAR (SISTEMA)

- Aire en el sistema.  
revisar entrada en aspiración  
comprobar nivel de aceite
- Aceite frío  
La densidad del aceite puede ser excesiva cuando está frío.
- Componentes agarrotados  
buscar suciedad o depósitos gomosos, piezas gastadas o dobladas
- Bomba averiada  
reparar y buscar la causa

## SOBRECALENTAMIENTO DEL ACEITE

- Aceite inadecuado  
emplear el aceite recomendado por el fabricante
- Hábitos de manejo del equipo  
evitar la operación del equipo al máximo especificado
- Aceite sucio  
cambiar el aceite
- Exceso de rpm motriz  
revisar tacómetros
- Obstrucción en las tuberías  
cambiar tubería dañada
- El calor no se disipa  
limpiar la suciedad y el barro que puedan cubrir el depósito, tuberías y otros componentes.

Otras fallas corresponden sobre todo al equipo periférico para su localización y reparación requerida de una atención más competente.

APENDICE

## LISTADOS DE LOS PROGRAMAS

P0, P1, P2 y P3

Programa P0. Tabulación de Datos.

Datos:

Q Lt/min

K adimen

N No. de dientes

V rpm

Cte:  $\left\{ \begin{array}{l} \text{vol} = 90\% \end{array} \right.$ 

```

10 PRINT "Fórm. Módulo"
20 INPUT "Q", Q
30 INPUT "K", K
40 INPUT "N", N
50 INPUT "V", V
60 P=0.002*PI*K*N^2*V^0.9
70 R=Q/P
80 X=R^(1/3)
90 M=X*10
100 PRINT "Módulo: (mm)", M
110 BEEP 0
120 T=0.002*PI*N^2*M^3*V^0.9
130 W=Q/T
140 Y=W*1000
150 PRINT "K.real", Y
160 BEEP 1
170 U=4+(N+2)
180 PRINT "dext: (mm)", U
190 BEEP 0
200 GO TO 10

```

Programa P1

Datos del engrane SIN corrección de Dentado.

Datos :

Kreal adim.

M Módulo Normalizado

N No. de dientes

```
10 PRINT "Evaluación de Datos"
20 INPUT "K",K
30 INPUT "M",M
40 INPUT "N",N
50 B=K*M*N
60 PRINT "b: (mm) ",B
70 BEEP 1
80 A=M*(N+2)
90 PRINT "O: (mm) ",A
100 BEEP 1
110 P= (N+2)/H
120 PRINT "P: (mm) ",P
130 BEEP 1
140 Q=  $\pi$ /P
150 PRINT "P': (mm) ",Q
160 BEEP 1
170 R=N/P
180 PRINT "D: (mm) ",R
190 BEEP 1
200 S=(N+N)/(2*P)
210 PRINT "C: (mm) ",S
220 BEEP 1
230 T=1/P
240 PRINT "S+B: (mm) ",T
250 BEEP 1
260 U=2.157/P
270 PRINT "W: (mm) ",U
280 BEEP 1
290 V=Q/2
300 PRINT "E: (mm) ",V
310 BEEP 0
320 GO TO 20
```

Programa P2

Programa para corregir el dentado

Método MERRITT & ENIMS

Datos:

```
10 PRINT "Corrección de Dentado"
20 INPUT "M",M
30 INPUT "C",P
40 INPUT "N",N
50 INPUT "b",R
60 INPUT "A",A
70 INPUT "ε",S
80 INPUT "V",W
90 INPUT "X",X
100 INPUT "ac",B
110 INPUT "K",K
120 INPUT "K'",L
130 C=B*M
140 D=((N/2)+1+X-L)*M
150 PRINT "Re: (mm) ",D
160 BEEP 1
170 E=((N/2)-1.2+X)*M
180 PRINT "Rf: (mm) ",E
190 BEEP 1
200 F=C/2
210 PRINT "Rp: (mm) ",F
220 BEEP 1
230 Q=(P*COS 20)/2
240 PRINT "ε=" ,Q
250 BEEP 1
260 G=(2*π*Q)/N
270 PRINT "Pe: (mm) ",G
280 BEEP 1
290 H=2*(SQR(D+2-Q+2))
300 I=H-(C*SIN A)
310 J=I/G
320 PRINT "Ec=" ,J
330 BEEP 1
340 D=(G*J)/2
350 PRINT "U=" ,O
360 BEEP 1
370 T=(G+2-(3*G*O)+(3*O+2))/3
380 U=D+2-F+2-T
390 V=2*π*R*N*U*S
400 Y=V/1EG
500 PRINT "Q': (Lt/min) ",Y
600 BEEP 0
650 END
```

M Módulo Norm.  
C Dist. entre centors  
N No. de dientes  
b Ancho del diente  
A Angulo de presión  
ε Eficiencia M.  
V rpm motriz  
x Coef. dato de tabla  
ac Coef. dato de tabla  
K Coef. dato de tabla  
K' Coef. dato de tabla



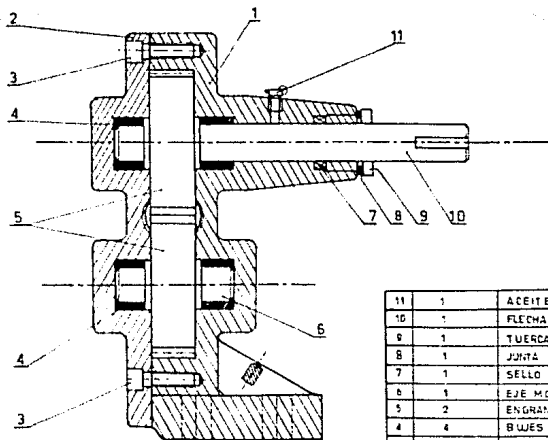
Programa P3

Programa para calcular Caudal Teórico y Potencias.

Datos:

Q Caudal Efectivo (Lt/min)  
p Presión de bombeo (Bars)  
E Eficiencia Promedio  
r<sub>e</sub> Radio exterior, piñón (mm)  
b Ancho del diente (mm)

```
10 PRINT "Caudal y Potencias"
20 INPUT "Q",Q
30 INPUT "p",P
40 INPUT "E",E
50 INPUT "re",R
60 INPUT "b",G
70 A=Q/0.9
80 PRINT "Qt: (Lt/min) ",A
90 BEEP 1
100 B=P*A/600
110 PRINT "Nt=(Kw) ",B
120 BEEP 1
130 C=B/E
140 PRINT "Nm=(Kw) ",C
150 BEEP 1
160 D=(R*2)/1000
170 F=G/1000
180 H=P*1E5
190 I=0.7*D*F*H
200 PRINT "P=(Newtons) ",I
210 BEEP 0
220 GO TO 20
```



11	1	ACEITERA	-----
10	1	FLECHA MOTRIZ	Aceero
9	1	TUERCA	EdoRoled
8	1	JUNTA ARANDELA	Bronce
7	1	SELLO RADIAL	-----
6	1	EJE MOVIDO	Aceero
5	2	ENGRANES	Aceero
4	4	BUEJES	Bronce
3	8	TORNILLO ALLEN	-----
2	1	TAPA	Fundicion
1	1	CARCAZA	Fundicion
No Cantidad		Designacion	Material

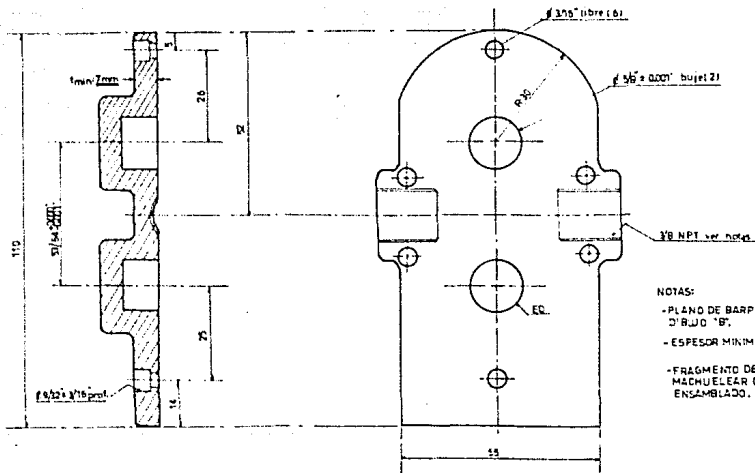
### CORTE SECCIONAL

### BOMBA DE ENGRANES

FES-C UN.A.M. NOMBRE: Monrey Velazquez R. Samuel

ESCALA: 1:1 ACOR: MATERIAL: NO. A/TESIS

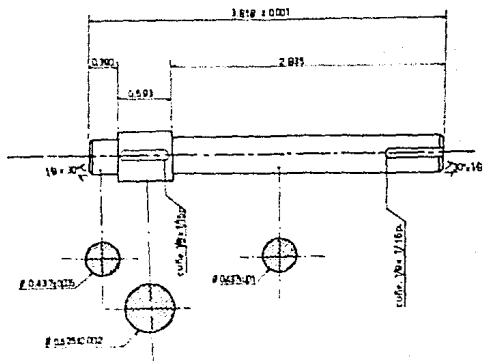




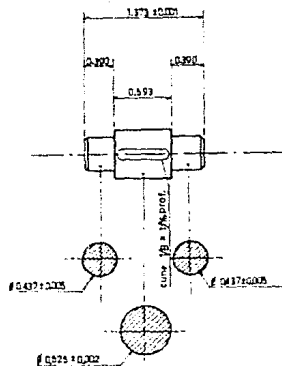
NOTAS:

- PLANO DE BARPENOS VER EL DIBUJO "B".
- ESPESOR MINIMO AL COLADO: 7mm.
- FRAGMENTO DE RCSCA 3/8 NPT MACHUQUEAR CON EL CUERPO ENSAMBLADO.

TAPA			
BOMBA DE ENGRANES			
FES-C	UN.A.M	Nombre: <u>Mano y Velázquez R Samuel</u>	
Escala: 1:1	Acot: mm	Material: <u>Hierro Gris (ASTM 301)</u>	Nº: <u>C/TESIS</u>

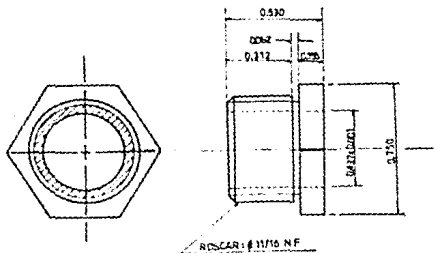


FLECHA MOTRIZ



FLECHA MOVIDA

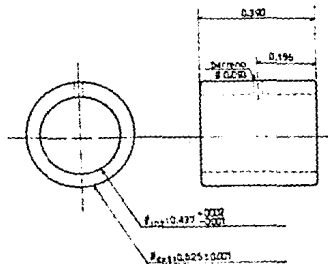
FLECHAS			
BOMBA DE ENGRANES			
FES-C		U.N.A.M	
Escala:		Nombre:	
1 : 1		Munroy Velazquez R.Samuel	
Acot:		Material:	
Pulg.		Ac e FO	
		No.:	
		D/TESIS	



### TUERCA (1)

MATERIAL: Acero Rolado en frío,  
Hierro colado etc

DIMENSIONES EXACTAS



### BUJES (4)

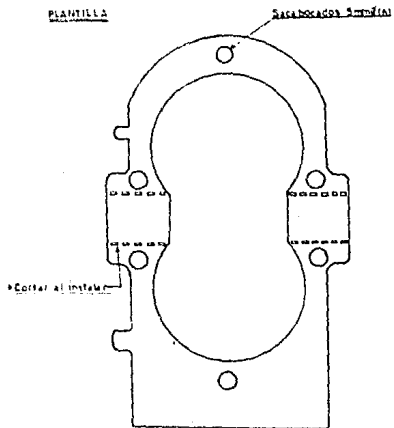
MATERIAL: Bronce p/bujes  
Aleación: 83 %cobre  
7 %estaño  
3 %zinc  
7 %plomo  
Opción: Bronce duro fundido, SAE-62  
sinterizado

AJUSTE PRECISO

### PARTES MENORES

### BOMBA DE ENGRANES

FES-C	U.N.A.M	Nombre: Monte Valdesquez R.Samuel
Escala: 2:1	Acot: Pulg.	Materia: INDICADO
		NO.: E / TESIS

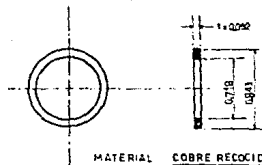


MATERIAL: GARLOCK

IMPORTANTE:

ESPESOR MAXIMO: 1/32"

CARCAZA



MATERIAL COBRE RECOCIDO

-Se propone para dar el ajuste requerido por el sello radial contra la tuerca.

TUERCA

JUNTAS			
BOMBA DE ENGRANES			
FES-C	U.N.A.M	Nombre Menrey Velásquez R.Samuel	
Escala: 1:1	Acot.: Pulg.	Materia: INDICADO	No.: F/TESIS

## CONCLUSION

El desarrollo de un trabajo como lo es el que propone la presente tesis, requiere de una gran aptitud hacia el diseño y propiamente al tema de las turbomáquinas.

La inquietud por desarrollar este diseño se basa en la simplicidad de operación de una bomba de tipo rotatorio y la complejidad de soluciones que ésta misma puede ofrecer, así como el aportar información sobre el tema, ya que actualmente es difícil hallarla en forma detallada y específica.

Con este trabajo se comprende cómo en la actividad de un ingeniero la obligación de conocer un proceso desde el definir la solución a una necesidad así considerando todas las alternativas, hasta el acabado mismo del proceso es por demás indiscutible como parte de su profesión y en su vida misma.

De lo anterior, aunque el ingeniero no tenga contacto directo con algún proceso en particular, sí es responsable de la calidad con que éste se haga dada su propia supervisión.

La bomba diseñada tendrá una gran actitud de adaptación instalándose independientemente o acoplándose con cierta facilidad a equipos complejos, esto por sus conexiones entrada -- salida propuestas en medidas convencionales estándar.

Por lo que respecta a sus componentes internos, se han proyectado en base a una reducción de costos proponiendo par-



tes mecánicas de fácil, rápido y por consiguiente barato maquinado, sin perder de vista los requerimientos de durabilidad y confiabilidad para garantizar la eficiencia ofrecida.

Una última observación es el apoyo bibliográfico y tecnológico con el que se realiza el trabajo, ya que este apoyo fue en base a datos proporcionados por compañías dedicadas a la fabricación de estas bombas y que de sus bancos de pruebas han obtenido, considerando además sus propuestas de modificación, básicamente para ofrecer una máquina confiable y en consecuencia adaptable con un mínimo costo de instalación.

BIBLIOGRAFIA

Tyler G. Hicks & T.W. Edwards  
"Pump Application Engineering"  
Edit. Mc. Graw-Hill

Harry L, Stewart  
"Hydraulic and Pneumatic"  
-Power for production-  
Industrial Press Inc.

Vickers  
"Manual de Oleohidráulica Móvil"  
M-2990-E  
Edit. BLUME

Ing. Manuel Viejo Zubicaray  
"BOMBAS"  
Teoría, diseño y aplicaciones  
Edit. LIMUSA

Joy Matley & The staff of Chemical Engineering"  
"Fluid Movers"  
Pumps, compressors, fans and blowers  
Edit. Mc. Graw-Hill

J. Faisandier  
"Los mecanismos hidráulicos"  
Edit. CECSA

Igor J. Karassik et. al.

"Manual de Bombas"

Edit. Mc. Graw-Hill

Hamilton H. Mabie & Fred M. Ocvirk

"Mecanismos y Dinámica de Maquinaria"

Edit. LIMUSA

Aaron D. Deutschman et. al.

"Diseño de Máquinas"

Teoría y Práctica

Edit. CECSA

G.G. Baranov

"Curso de la Teoría de Mecanismos y Máquinas"

Edit. MIR \*MOSCOW

Joseph E. Shigley & Larry D. Mitchell

"Diseño en Ingeniería Mecánica"

Edit. Mc. Graw-Hill

F.R. Shanley

"Mecánica de Materiales"

Edit. Mc. Graw-Hill

B.M. Amstead et. al.

"Procesos de Manufactura"

Versión SI

Edit. CECSA