

11126  
29



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA  
DE MEXICO**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES  
GUAUTITLAN**

**"HIPOTESIS SOBRE DISPOSITIVOS PARA LA APERTURA DE  
VALVULAS SIN ARBOL DE LEVAS EN MOTORES DE  
COMBUSTION INTERNA".**

**T E S I S**

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:  
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA  
P R E S E N T A N :  
ARMANDO GALINDO AGUILAR  
ABRAHAM PEDRO ROMERO CRUZ**

**ASESOR: ING. MARCOS BELISARIO GONZALEZ LORIA**

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

**CUAUTITLAN IZCALLI, EDO. DE MEXICO**

**JUNIO DE 2003**



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 esta 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.



COMISIÓN NACIONAL  
ACADEMICA DE  
MÉXICO

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN  
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR  
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES**

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

U. N. A. M.  
FACULTAD DE ESTUDIOS  
SUPERIORES CUAUTITLAN



DEPARTAMENTO DE

ATN: Q. ~~Miguel Carrón~~ García Mijares  
Jefe del Departamento de Exámenes  
Profesionales de la FES Cuautitlán

**DR. JUAN ANTONIO MONTARAZ CRESPO**  
DIRECTOR DE LA FES CUAUTITLAN  
P R E S E N T E

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS:

"Hipótesis sobre dispositivos para la apertura de válvulas sin árbol de  
levas en motores de combustión interna".

que presenta el pasante: Armando Galindo Aguilar  
con número de cuenta: 09309878-2 para obtener el título de :  
Ingeniero Mecánico Electricista

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser discutido en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

**ATENTAMENTE**  
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Cuautitlán Izcalli, Méx. a 02 de junio de 2002

PRESIDENTE Ing. Samuel Pérez Díaz

VOCAL Lic. Laura Acosta Suárez

SECRETARIO Ing. Marcos Belisario González Loria

PRIMER SUPLENTE Ing. Emiliano Fones Espinosa

SEGUNDO SUPLENTE M.I. Víctor Hugo Hernández Gómez

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**



**A Dios:**

Por las experiencias que me ha proporcionado, buenas o malas y de las que he aprendido mucho.

**A mis Padres, Faustino y Petra:**

A quienes tanto amo y por que gracias a ellos soy quien conocen todos, pero sobre todo porque siempre he tenido su apoyo incondicional, su comprensión y su amor del cuál son correspondidos.

**A mi Esposa:**

Que ha estado conmigo en los momentos más importantes mi vida, por su apoyo, su confianza, por el amor que le tengo, el que siempre me ha demostrado y por darme tres hermosos hijos.

**A mis Hijos:**

Por que en más de una ocasión se quedaron dormidos en un sillón esperando a su papá mientras el estudiaba.

**A mis Hermanos Aurora y Javier:**

Que me apoyaron siempre y me demostraron su interés al preguntarme siempre ¿Cuándo vas a terminar?

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

**ABRAHAM**

**A Dios:**

Te doy gracias señor,  
Por las alegrías que me has dado,  
en el transcurso de la vida.  
Y por seguirme,  
Dándome más vida para seguir alcanzando,  
Mis metas y anhelos propuestos.

**A mi Madre:**

Te doy gracias,  
Por el apoyo que siempre he tenido de ti,  
Por la confianza depositada,  
y por siempre creer mi.

**A mis hermanos: Rosa, Arturo, Marco Antonio y Angel**

Les doy las gracias,  
Por el apoyo demostrado,  
La confianza depositada,  
Y por el afecto que siempre me han demostrado.

**A la memoria de mi padre:**

Un recuerdo por los momentos,  
De alegría y apoyo cuando estubo conmigo.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

**ARMANDO**

**Agradecemos a las personas que siempre nos apoyaron para la realización de este trabajo, al Ingeniero Marcos Belisario la confianza depositada en nosotros para la realización de este trabajo y ayudarnos a llevarlo a buen término, así como a nuestros familiares y amigos, que sufrieron con nosotros a lo largo de nuestra carrera.**

**A todos ellos muchas gracias.**

## ÍNDICE

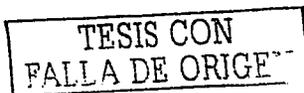
<b>OBJETIVOS</b>	viii
<b>INTRODUCCIÓN</b>	ix
<b>CAPÍTULO I. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA QUE UTILIZAN EL CICLO OTTO.</b>	
<b>1.1. Principios teóricos del ciclo Otto de cuatro y dos tiempos y algunas partes importantes para su funcionamiento.</b>	<b>2</b>
1.1.1. El ciclo Otto.	8
1.1.2. Motores cíclicos Otto.	16
<b>1.2. Proceso ideal del motor de Otto.</b>	<b>18</b>
1.2.1. La mezcla real.	18
1.2.2. Proceso de compresión.	19
1.2.3. Proceso de combustión.	20
1.2.4. Proceso de expansión.	20
1.2.5. Gases del espacio muerto.	21
1.2.6. Proceso de admisión.	22
<b>CAPÍTULO II MECANISMOS QUE SE UTILIZAN PARA LA APERTURA DE VÁLVULAS EN UN MOTOR DEL CICLO OTTO.</b>	
<b>2.1. Generalidades.</b>	<b>25</b>
<b>2.2. Asientos de arandelas y válvulas.</b>	<b>27</b>
<b>2.3. Guías y refuerzos de los vástagos de válvula.</b>	<b>29</b>
<b>2.4. Levas y empujadores.</b>	<b>30</b>
<b>2.5. Diagramas de recorrido de válvula.</b>	<b>34</b>
<b>2.6. Relaciones entre el balancín, extremo de válvula y guía de válvula.</b>	<b>40</b>
<b>2.7. Árbol de levas.</b>	<b>43</b>

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

<b>2.8. Sincronización de las válvulas.</b>	<b>45</b>
<b>2.9. Pérdidas de sincronización de válvulas.</b>	<b>47</b>
<b>2.10. Fuerza y flechas del resorte de válvula.</b>	<b>50</b>
<b>2.11. Vibración del resorte de válvula.</b>	<b>52</b>
<b>2.12. Mejoras de las características de un motor.</b>	<b>55</b>
<b>2.12.1. Generalidades.</b>	<b>55</b>
<b>2.12.2. Velocidad del motor.</b>	<b>57</b>
<b>2.12.3. Rendimiento volumétrico.</b>	<b>58</b>
<b>2.12.4. Características de los motores de competencia con aspiración normal.</b>	<b>61</b>
<b>2.12.5. Sobrealimentación.</b>	<b>63</b>

### **CAPÍTULO III HIPÓTESIS SOBRE DIFERENTES MECANISMOS PARA LA APERTURA DE VÁLVULAS**

<b>3.1. Principios básicos de Neumática, Hidráulica y Electromagnetismo.</b>	<b>67</b>
<b>3.1.1. Generalidades.</b>	<b>67</b>
<b>3.2. Principios de Neumática.</b>	<b>68</b>
<b>3.2.1. Propiedades de los fluidos.</b>	<b>68</b>
<b>3.2.2. Conceptos básicos de Neumática.</b>	<b>70</b>
<b>3.2.3. Ley de Mariotte.</b>	<b>71</b>
<b>3.2.4. Ley de Gay - Lussac.</b>	<b>72</b>
<b>3.2.5. Ley de Charles.</b>	<b>74</b>
<b>3.2.6. Leyes de los gases perfectos.</b>	<b>76</b>
<b>3.2.7. Constante R de un gas perfecto.</b>	<b>78</b>
<b>3.2.8. Calor específico.</b>	<b>81</b>
<b>3.3. Principios de Hidráulica.</b>	<b>81</b>
<b>3.3.1. Principio de Pascal.</b>	<b>81</b>
<b>3.3.2. Ecuación de Bernoulli.</b>	<b>82</b>
<b>3.3.3. Ecuación de continuidad.</b>	<b>84</b>


 TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

3.3.4.	Pérdida de carga en tuberías.	84
3.3.5.	Características del aceite.	86
3.3.5.1.	Viscosidad.	86
3.3.5.2.	Lubricación.	88
3.3.5.3.	Corrosión.	88
3.3.5.4.	Compresibilidad.	89
3.3.6.	Elementos actuadores.	90
3.3.6.1.	Cilindros.	90
3.3.6.2.	Motores.	91
3.3.7.	Representación gráfica.	91
3.4.	<b>Principios de Electromagnetismo.</b>	92
3.4.1.	Ley de Faraday de la inducción electromagnética.	92
3.4.2.	Factores que afectan la magnitud de la fem inducida.	94
3.4.3.	Sentido de la tensión inducida. Regla de fleming.	99
3.4.4.	Ley de Lenz.	101
3.4.5.	Propiedades magnéticas de los materiales.	104
3.4.6.	Magnetización y desmagnetización.	106
3.4.7.	Histéresis y saturación.	109
3.4.8.	Retención y fuerza coercitiva.	112
3.4.9.	Materiales ferromagnéticos.	114
3.5.	<b>Hipótesis de los mecanismos alternativos.</b>	117
3.5.1.	Hipótesis del Mecanismo Neumático.	117
3.5.2.	Hipótesis del Mecanismo Oleoneumático.	119
3.5.3.	Hipótesis del Mecanismo Electromagnético.	120

## **CAPÍTULO IV ANÁLISIS DE LOS DIFERENTES MECANISMOS PARA LA APERTURA DE VÁLVULAS.**

4.1.	<b>Análisis de los mecanismos neumáticos.</b>	124
4.1.1.	Neumático.	124


  
**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

4.1.2. Elementos neumáticos de movimiento rectilíneo. Cilindros neumáticos.	127
4.1.2.1. Cilindros de simple efecto.	127
4.1.2.2. Cilindro de émbolo.	128
4.1.2.3. Cilindros de doble efecto.	129
4.1.2.4. Cilindros con amortiguación interna.	130
4.1.3. Constitución de los cilindros.	131
4.1.4. Fuerza del émbolo.	133
4.1.5. Cilindro de simple efecto.	134
4.1.5.1. Longitud de carrera.	137
4.1.5.2. Velocidad del émbolo.	137
4.2. Análisis del mecanismo electromagnético.	138
4.2.1. Electroválvulas (válvulas electromagnéticas).	140
4.2.2. Funcionamiento.	142
4.3. Análisis del mecanismo oleoneumático.	143
4.3.1. Unidades de avance oleoneumáticas.	146
<b>CAPÍTULO V ELECCIÓN DEL MECANISMO.</b>	
5.1. Ventajas del mecanismo neumático.	150
5.2. Ventajas del mecanismo oleoneumático.	152
5.2.1. Dispositivos oleoneumáticos para control de velocidad.	153
5.3. Ventajas del mecanismo electromagnético.	154
5.4. Elección del mecanismo.	156
CONCLUSIONES	159
GLOSARIO	161
BIBLIOGRAFÍA	170

## OBJETIVOS

- Crear hipótesis de mecanismos que puedan servir de manera alternativa para el movimiento de apertura y cierre de válvulas en motores de combustión interna, en base a la investigación realizada.
- Realizar análisis sobre los posibles mecanismos definiendo sus propiedades.
- Hacer una sugerencia de la mejor opción del mecanismo tomando en cuenta las características del mismo, que sea el que más se adapte a las necesidades de un motor, así como las ventajas que nos representa el realizar dicha elección.
- Que por su carácter multidisciplinario, la información recopilada en el presente trabajo sirva como apoyo y referencia a las próximas generaciones de estudiantes de ingeniería.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## INTRODUCCIÓN

La ingeniería es un campo muy vasto e interesante a la vez, es de este modo que uno de nuestros principales objetivos fue el de realizar un trabajo de investigación el cuál sirviese al mismo tiempo de apoyo a posteriores generaciones de estudiantes, y que además reuniese gran parte de las materias que durante la carrera cursamos. Elegimos un tema muy extenso, que simultáneamente se torna innovador, no se han visto hasta ahora motores de combustión interna que carezcan de árbol de levas, a excepción del Wankel.

Desde que se tienen registros de las actividades del hombre se ha encontrado en ellos la necesidad de realizar sus labores tratando de mejorar siempre las condiciones de las mismas, simplificando el desarrollo mediante inventos y artefactos que han ido en constante evolución por motivo de su estudio, pero sobre todo por la necesidad de facilitarse la vida, entonces encontramos que un simple tronco de madera se convierte en una palanca, que hoy en día tiene infinidad de aplicaciones, como es el caso de la mecánica, en donde se utilizó en motores de combustión interna para darles movimiento a las válvulas de escape y admisión (los llamados balancines), pero la misma evolución de la que hacemos mención ha desplazado a esta palanca en el motor, reemplazándola por empujadores hidráulicos, que se conocen más comúnmente como buzos hidráulicos, mismos que pretendemos sustituir, junto con el mecanismo del árbol de levas, banda de distribución, balancines, varillas y empujadores, por un aditamento diferente. Lo que en la presente tesis se pretende es eliminar del motor de combustión interna al árbol de levas, que es quien provee el movimiento a las válvulas de escape y admisión, pero

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

que al mismo tiempo le restan potencia al motor, y por consiguiente eficiencia, debido a la energía ocupada en el giro del árbol de levas y en el movimiento de las válvulas, al suprimir este árbol de levas será necesario implementar un nuevo mecanismo que evite los inconvenientes ya señalados del árbol de levas.

Para lograr nuestro objetivo, será necesario abordar diferentes temas, y analizar las distintas opciones que se tienen contempladas, probablemente existan más, pero en este caso nos ocuparemos de tres de ellas, y en su momento decidiremos cuál de ellas es la más pertinente para su desarrollo.

En el desarrollo de la presente tesis se siguió una temática que comprendió desde lo más general, que es el funcionamiento del motor de combustión interna, hasta lo más particular, que en éste caso fue el tema de la elección de uno de los mecanismos propuestos y es por eso que el desarrollo del trabajo fue como se menciona a continuación:

En el primer capítulo se abordan temas tales como los principios de los motores de combustión interna encendidos por chispa, de igual forma se explica el ciclo por medio del cuál se rigen estos motores así como los procesos que se desarrollan dentro del motor.

En el segundo capítulo fueron estudiados los distintos mecanismos existentes para apertura y cierre de válvulas, así como ciertas mejoras que se pueden obtener, a partir de variar ciertos parámetros y factores, en el motor de combustión interna.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

En el capítulo tercero realizamos una breve remembranza, muy general, de neumática, hidráulica y electromagnetismo, que son los principios fundamentales de los mecanismos que consideramos para su posible aplicación, además de la elaboración de las hipótesis de los tres mecanismos que se tomaron en cuenta.

Para el cuarto capítulo efectuamos un análisis de los mecanismos existentes, tomando en cuenta las condiciones de trabajo y el desempeño de las operaciones que son capaces de realizar de tal forma que se pudiese apreciar lo que de éstos nos pudiese servir.

Una vez que todo lo anterior fue asimilado, en el quinto capítulo se procedió a la elección del mecanismo, sin dejar de lado a los candidatos que no fueron seleccionados analizando cada uno de ellos desde el punto de vista de la conveniencia o falta de esta, que es lo que finalmente nos arroja a la selección del mecanismo idóneo.

Finalmente se presentan las conclusiones obtenidas en torno a la investigación realizada así como también un breve glosario con términos muy necesarios para la correcta comprensión de los conceptos que el contenido de la tesis implica.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

**PAGINACION  
DISCONTINUA**

## CAPÍTULO I

### PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA QUE UTILIZAN EL CICLO OTTO.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## **1.1 PRINCIPIO TEÓRICO DEL CICLO OTTO DE CUATRO Y DOS TIEMPOS Y ALGUNAS PARTES IMPORTANTES PARA SU FUNCIONAMIENTO.**

En este primer capítulo se estudian los principios de funcionamiento del motor de combustión interna para conocer bajo que condiciones trabaja el sistema que se pretende mejorar, así como los procesos que se llevan a cabo. Antes de considerar los ciclos ideales de la máquina de combustión interna se describirá la máquina y a continuación se harán las idealizaciones necesarias para el análisis del ciclo. Para comprender cómo funciona, se considerará el motor reciprocante de cuatro tiempos, que es el más común.

Principios del funcionamiento de un motor de combustión interna (m.c.i) de cuatro tiempos.

1. Admisión: Considere el pistón en la parte superior de su carrera conocida como punto muerto superior (p.m.s.). A medida que el pistón comienza a bajar, crea un vacío parcial en el cilindro. En este momento la válvula de admisión se abre y una mezcla de aire y gasolina evaporada es conducida hacia el cilindro desde el múltiple de admisión pasando por la válvula de admisión abierta (fig. 1.1a).
2. Compresión: Cuando el pistón alcanza el extremo de su carrera hacia abajo, se dice que está en el punto muerto inferior (p.m.i.). En este punto se cierra la válvula de admisión y permanece así a medida que sube el pistón. Como la mezcla de combustible y aire está por completo confinada dentro del cilindro, se

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

comprime a medida que el pistón sube. Tanto la válvula de admisión como la de escape permanecen cerradas (fig. 1.1b).

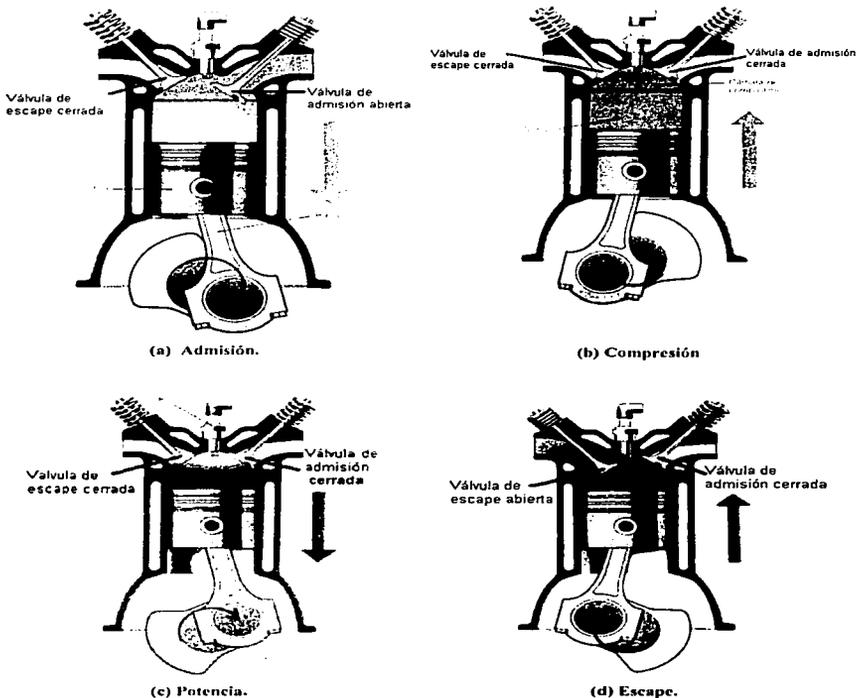


fig 1.1 Ciclo ideal del motor Otto de 4 tiempos.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

3. **Potencia (combustión):** Idealmente, cuando el pistón alcanza de nuevo el punto muerto superior y la mezcla de aire y combustible está a su máxima compresión, una chispa eléctrica prende la mezcla de aire y combustible, provocando la combustión. La gran presión creada por la combustión hace que el pistón sea llevado hacia abajo. Este movimiento del pistón hacia abajo es la carrera de potencia del ciclo. En las máquinas reales la ignición puede ocurrir antes, durante o incluso después del punto muerto superior. Así mismo, tanto la válvula de admisión como la de escape permanecen cerradas durante la carrera de potencia (fig.1.1c).
4. **Escape:** Al final de la carrera de potencia los gases se han expandido por completo y entonces se abre la válvula de escape. El movimiento ascendente del pistón origina que los gases producidos durante la combustión salgan del cilindro por la válvula de escape abierta hacia el múltiple de escape. En el punto muerto superior la válvula de escape se cierra y el ciclo recomienza (fig. 1.1d).

El ciclo de cuatro tiempos descrito produce una carrera de potencia para cada pistón por cada dos revoluciones de la flecha principal o cigüeñal, el cuál puede apreciarse en la figura 1.2. La misma secuencia de eventos puede completarse en una revolución del cigüeñal para dar una carrera de potencia por revolución, que es el caso del m.c.i. de dos tiempos. La secuencia de eventos de este tipo de motor se muestra en la figura 1.3 y sus componentes son:

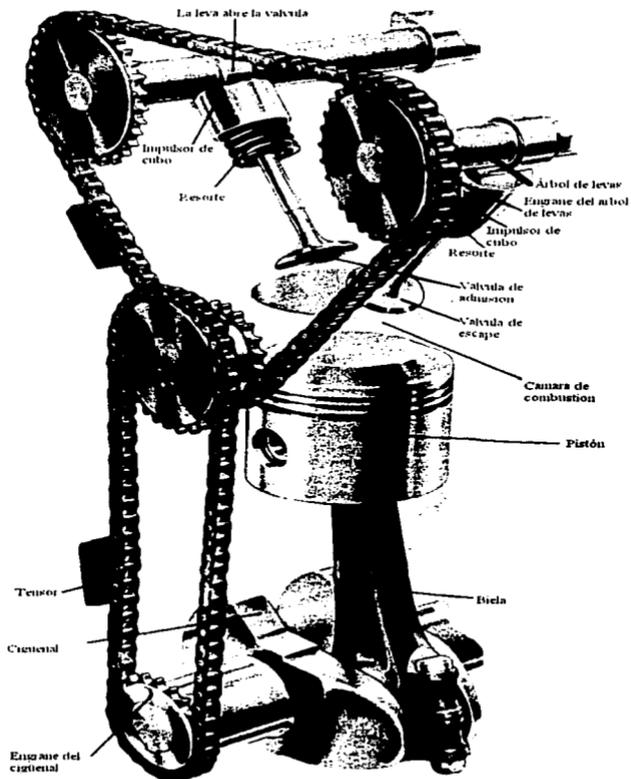


Fig. 1.2 Funcionamiento de las válvulas en relación con los demás componentes con los que se sincronizan.

1. **Admisión de aire:** con los puertos de transferencia y de escape abiertos, el aire de la caja del cigüeñal llena el cilindro.
2. **Compresión:** con todos los orificios cerrados, el pistón al elevarse comprime el aire y crea una succión en la caja del cigüeñal. Comienza la admisión.
3. **Expansión:** la mezcla se expande durante la combustión, forzando el pistón hacia abajo. El aire fluye hacia la caja del cigüeñal para que el pistón lo comprima mientras desciende.
4. **Escape:** al descender, el pistón deja al descubierto el puerto de escape. Se origina un aumento de presión en la caja del cigüeñal, suficiente para forzar al aire hacia el cilindro.

La característica distintiva del motor de 2 tiempos es que cada carrera hacia fuera del pistón es una carrera que produce potencia. Cabe mencionar que para *una salida dada*, se requiere una capacidad de aire definida, por lo que el motor de dos tiempos debe tener una entrada de aire por unidad de tiempo al menos igual a la que tendría un motor equivalente de cuatro tiempos.

El bloque del cilindro es por lo regular una pieza fundida, maquinada con precisión para alojar los cilindros, los pistones y las bielas. Todos los demás elementos están soportados por el bloque (o bloques) del cilindro o están atornillados a éste. En la parte superior del bloque se encuentra la cabeza del cilindro. Para evitar

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

que se fundan las partes metálicas, debe proveerse un enfriamiento. Este puede conseguirse por medio de aire o agua.

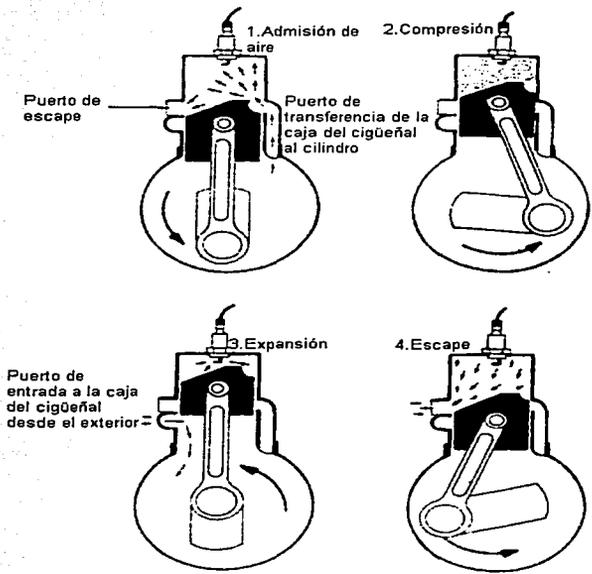


fig.1.3 Motor de combustión interna de 2 tiempos.

El enfriamiento por agua es el método más común, y el agua debe circular dentro del bloque y las cabezas. De esta manera se deben dejar una serie de aberturas correspondientes en los bloques y cabezas para que circule el agua. Las válvulas en el motor de combustión interna están sujetas a las condiciones más severas de entre todos los elementos del motor. Operando con una frecuencia de 2000 veces por minuto, tienen que ser herméticas aun cuando están sujetas a la presión y temperatura directa de la combustión que se lleva a cabo dentro de los cilindros. Asimismo, deben operar en el momento preciso del ciclo sin rebotar ni traquetear. El movimiento de las válvulas se realiza por medio del árbol de levas, que es operado por el cigüeñal.

Como el motor de cuatro tiempos produce una carrera de potencia por pistón por cada dos revoluciones del cigüeñal, el árbol de levas está embragado para que gire una revolución por cada dos revoluciones del cigüeñal. La forma de la leva debe diseñarse con precisión para que abra en forma exacta las válvulas de admisión y escape, las mantenga abiertas durante el tiempo necesario y las cierre de acuerdo con las necesidades del ciclo. Existen muchos arreglos diferentes de los cilindros y la forma en que pueden agruparse.

### **1.1.1 El Ciclo Otto.**

La introducción del combustible en un motor de combustión interna da lugar a una masa variable en el ciclo. Asimismo, al final del ciclo, la carga completa se descarga y se introduce una nueva carga para que sufra un nuevo ciclo idéntico al primero. Durante los procesos reales, se intercambia calor y trabajo en cada porción

del ciclo. La masa, los calores específicos y el estado del fluido de trabajo son todos variables. Bajo estas circunstancias, el análisis de un ciclo se hace difícil

El ciclo Otto, que es el prototipo ideal de la mayor parte de los motores de combustión interna usados en forma extensiva, es aquel en que se supone que el proceso de combustión tiene lugar instantáneamente en el punto muerto superior para producir una combustión a volumen constante del combustible.

Para simplificar el análisis se han propuesto algunos ciclos idealizados como prototipos de los ciclos de los motores reales. En este análisis de cada uno de los ciclos, se hacen las siguientes suposiciones:

1. Cada proceso se lleva a cabo de manera reversible. Se ignoran la fricción, las diferencias de presión, la turbulencia y otros factores semejantes.
2. El fluido de trabajo es un gas ideal, y todas las relaciones derivadas con anterioridad para los gases ideales son aplicables.
3. La energía necesaria se agrega o se extrae para conseguir los cambios de estado deseados.
4. El fluido de trabajo es un gas con calores específicos constantes.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Es evidente de las suposiciones anteriores (y de sus consecuencias) que el análisis de un ciclo de un motor basado en éstas es bastante artificial. Sin embargo, pueden obtenerse ciertas generalizaciones a partir de este análisis, llamado análisis de aire estándar, que pueden ser de gran utilidad.

A pesar del número de carreras que se requieren para completarlo, está concebido de forma que se compone de cuatro procesos separados distintos. Como se muestra en los diagramas de temperatura-entropía y presión-volumen ( $TS$  y  $pV$ ) en la figura 1.4 el ciclo Otto consiste en una compresión isoentrópica posterior a la inducción del gas, seguida de una adición de calor reversible a volumen constante, luego una expansión isoentrópica a partir de la que se extrae trabajo y por último de una pérdida de calor reversible a volumen constante. A continuación el ciclo se repite. Se observará que cada paso es una idealización de los sucesos que se han descrito previamente para el motor de combustión interna. Asimismo, nótese que cada parte del ciclo es un proceso sin flujo. Con referencia a la figura 1.3, se tiene que la ecuación de la energía para un proceso sin flujo para la recepción de calor (paso 3 a 4) es:

$$q_{ent} = c_v(T_4 - T_3) \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} \quad (1.1)$$

En forma análoga, el calor desechado durante la expansión reversible a volumen constante (paso 5 a 2) es:

$$q_v = c_v(T_3 - T_2) \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} \quad (1.2)$$

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

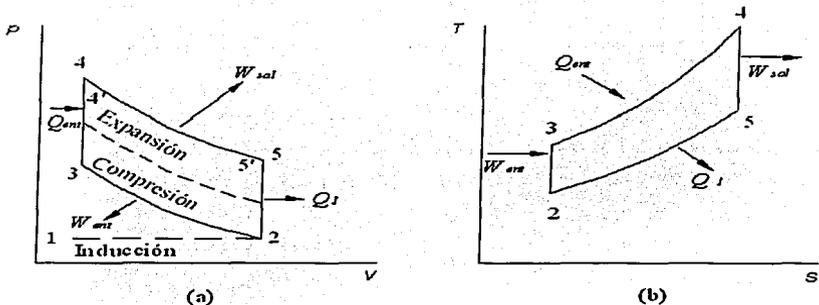


fig. 1.4 Diagramas  $pV$  y  $TS$  del ciclo Otto.

El trabajo neto en unidades térmicas disponible a partir del ciclo es la diferencia entre:

$$W = (q_{ent} - q_r) \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} \quad (1.3)$$

La eficiencia del ciclo es

$$\eta_{Otto} = \frac{W}{q_{ent}} = \frac{q_{ent} - q_r}{q_{ent}} = 1 - \frac{q_r}{q_{ent}} \quad (1.4a)$$

y

$$\eta_{Otto} = 1 - \frac{c_v(T_3 - T_2)}{c_v(T_4 - T_3)} = 1 - \frac{(T_3 - T_2)}{(T_4 - T_3)} \quad (1.4b)$$

De la figura 1.4 se observa que los límites volumétricos de las partes de expansión y compresión del ciclo son iguales. Dadas las ecuaciones:

$$\frac{T_4}{T_5} = \frac{T_1}{T_2} \quad \text{o} \quad \frac{T_2}{T_3} = \frac{T_1}{T_4} \quad (1.5)$$

Sumando la unidad a ambos miembros de la ecuación (1.5)

$$1 - \frac{T_2}{T_3} = 1 - \frac{T_1}{T_4} \quad \text{o} \quad \frac{T_3 - T_2}{T_3} = \frac{T_4 - T_1}{T_4} \quad (1.6)$$

Sustituyendo la ecuación (1.6) en la ecuación (1.4b),

$$\eta_{Omn} = 1 - \frac{T_2}{T_4} = 1 - \frac{T_2}{T_3} = 1 - \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{(k-1)} \quad (1.7)$$

Donde se ha usado la ecuación de trayectoria para la compresión isoentrópica con el fin de relacionar la temperatura y los volúmenes.

En este momento se introducirá un término llamado relación de compresión,  $r_c$  que se define como

$$r_c = \frac{v_2}{v_3} \quad (1.8)$$

Nótese que la relación de compresión definida de esta manera es la relación de dos volúmenes, no de dos presiones, como comúnmente se cree. Usando esta definición de relación de compresión, se tiene la eficiencia del ciclo Otto como:

$$\eta_{Ott} = 1 - \left( \frac{1}{r_c} \right)^{k-1} \quad (1.9)$$

Se hace hincapié en que el término relación de compresión no es la relación de la presión pico a la de entrada; es la relación del volumen antes de la compresión entre el volumen después de la compresión.

En la figura 1.5 se representa en forma gráfica la ecuación (1.9) para  $k = 1.4$ . Es evidente que un incremento en la relación de compresión conduce a un incremento de la eficiencia del ciclo. Sin embargo, se observará que la eficiencia aumenta a un ritmo decreciente, y que un incremento en la relación de compresión de 10 a 15 conduce a un aumento de la eficiencia de sólo 6%. Hasta mediados de la década de los sesenta, la relación de compresión de los motores automotrices se incrementaba por lo general en un esfuerzo por obtener más potencia de salida de un motor dado. No era extraño tener motores con relaciones de compresión de más de 10, que requerían combustibles con un alto contenido de plomo para evitar la preignición y la detonación de la mezcla de aire-combustible en las etapas de compresión e ignición del ciclo. Las consideraciones ecologistas, con el fin de reducir los contaminantes provenientes de estos motores, han conducido al desarrollo de motores con relaciones de compresión menores. El uso de controladores de

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

contaminantes, la inyección del combustible y los motores turbocargados han permitido a los motores modernos lograr altas salidas de potencia mientras que todavía son aceptables desde el punto de vista de la conservación ambiental.

Volviendo al ciclo Otto de aire estándar, debe destacarse otro aspecto importante. La eficiencia del ciclo Otto de aire estándar está determinada sólo por la razón de  $v_2$  a  $v_3$ . De ese modo, la operación del ciclo entre los límites de 2, 3, 4 y 5 en la figura 1.4 tendrá la misma eficiencia que el ciclo operando entre 2', 3', 4', y 5'. El suministro de calor, la salida de trabajo y el calor desechado serán diferentes para cada ciclo, pero la eficiencia será la misma.

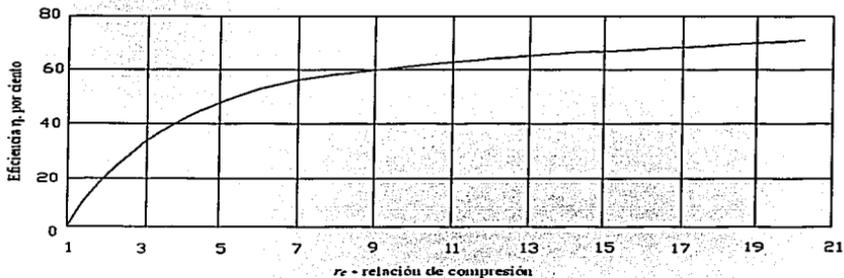


fig 1.5 Diagrama  $\eta$ -  $r_c$ .

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

No obstante, un ciclo de Carnot que tenga como temperatura máxima la temperatura superior del ciclo Otto y como temperatura mínima la temperatura menor del ciclo Otto siempre tendrá una eficiencia térmica mayor que la de este último ciclo.

Esto puede determinarse a partir de la figura 1.4 de la siguiente forma: a medida que se agrega calor al ciclo Otto, su máxima temperatura  $T$ , se incrementa, pero su eficiencia permanece constante si  $v_2/v_3$  es constante. La eficiencia del ciclo de Carnot aumenta a medida que aumenta la temperatura pico del ciclo. Observamos que, idealmente (sin caldas de presión, etc.), la carrera de aspiración, 1-2, y la carrera de expulsión, 2-1 (fig. 1.4), se anulan entre sí, por así decirlo. El trabajo positivo bajo 1-2, es igual al negativo bajo 2-1.

Este ciclo se puede emplear para aproximarse al funcionamiento de un motor de combustión interna encendido por chispa. Este ciclo, mostrado en los diagramas T-S y p-V (fig. 1.4), está constituido por los siguientes procesos reversibles:

1. Proceso de compresión isoentrópica (proceso 2 a 3).
2. Calentamiento instantáneo de las sustancia (combustión) a volumen constante (proceso 3 a 4).
3. Expansión isoentrópica (proceso 4 a 5).
4. Expulsión instantánea de calor a volumen constante (proceso 5 a 2).

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

### 1.1.2 Motores Cíclicos Otto.

La eficiencia de los motores Otto se ve limitada por varios factores, entre otros la pérdida de energía por la fricción y la refrigeración. En general la eficiencia de un motor de este tipo depende del grado de compresión, la proporción entre los volúmenes máximo y mínimo de la cámara de combustión. Esta proporción suele ser de 8 a 1 o 10 a 1 en la mayoría de los motores Otto modernos. Pueden utilizarse proporciones mayores, como de 12 a 1, aumentando así la eficiencia del motor, pero este diseño requiere la utilización de combustibles antichoque de alto octanaje. La eficiencia media de un buen motor Otto es de un 20 a un 25% (o sea, que sólo la cuarta parte de la energía calorífica se transforma en energía mecánica).

Las condiciones del ciclo Otto fueron:

1. Volumen máximo de cilindro con mínima superficie expuesta, con el fin de reducir la transmisión de calor.
2. Presión máxima posible al comenzar el tiempo de expansión o útil.
3. Velocidad del embolo máxima para limitar la transmisión de calor.
4. Máxima expansión posible.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

En un motor real se realiza solamente un ciclo mecánico debido a que los gases son evacuados al exterior, suponiendo que el ciclo es termodinámico puede idearse un ciclo cerrado en el cual el aire se caliente y se enfríe por transmisión de energía en vez de hacerlo por combustión y por cambio de aire.

En la figura 1.6 aparece un ciclo de esta clase en el cual el trabajo realizado se representa sobre el plano  $pV$ , y la energía suministrada y devuelta, sobre el plano  $TS$ . Sea la figura mencionada supongamos que en el cilindro siempre hay la misma cantidad de aire ( $m_a$ ). En este caso los tiempos de aspiración y expulsión (0 a 1 y 1 a 0) no es preciso considerarlo. El ciclo ideal supone, lo expuesto en el tema 1.1.1 y se muestra nuevamente en la figura 1.6

1. - Compresión isoentrópica (1 a 2)
2. - Adición de energía a volumen constante (2 a 3)
3. - Expansión isoentrópica (3 a 4)
4. - Evacuación de energía a volumen constante (4 a 1)

Todos los procesos son reversibles y el aire actúa como un gas perfecto, con calor específico constante, mostrando ahora, el proceso con el desplazamiento del pistón o émbolo, para apreciar e idealizarse mejor el ciclo de Otto.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

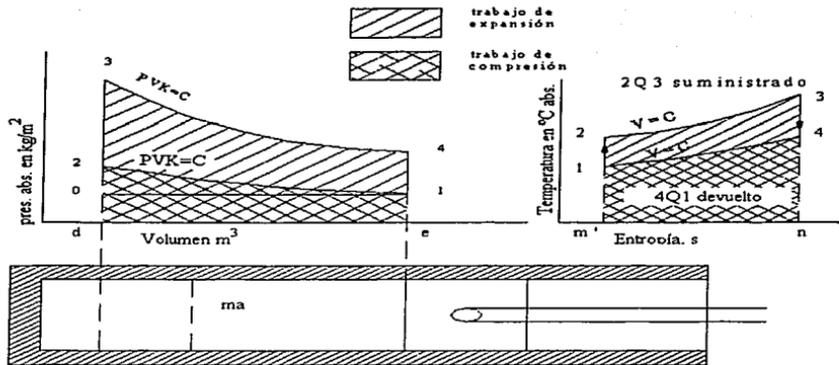


Fig.1.6 Ciclo mecánico Otto

## 1.2 PROCESO IDEAL DEL MOTOR DE OTTO.

### 1.2.1 La mezcla Real.

El espacio muerto del cilindro del motor alternativo contiene algunos de los productos de combustión al final de la carrera de escape. La cantidad de gases en el espacio muerto depende sobre todo de la presión, temperatura y del volumen del mismo. Estos gases alcanzarán una temperatura elevada y se mezclarán con la mezcla aire – combustible introducida, siendo la temperatura final la de la mezcla al comienzo del proceso de compresión. La cantidad y temperatura de los gases residuales influyen en la temperatura de la mezcla al final de la admisión, dado que

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

esta temperatura y el proceso completo del motor determinan el valor de la temperatura de los gases del espacio muerto, es imposible calcular la temperatura de admisión sin hacer una hipótesis sobre las condiciones de los gases de dicho espacio muerto.

El procedimiento más corriente es suponer conocidas la temperatura de admisión y la cantidad de gases en el espacio muerto. Las distintas partes del proceso del motor se analizan, usando los supuestos anteriores. Finalmente, se determinan la cantidad de gases en el espacio muerto y la temperatura de admisión, pudiendo comprobar los valores supuestos.

### 1.2.2 Proceso de Compresión.

La mezcla aire – combustible introducida y los gases residuales en el espacio muerto del cilindro se comprimen reversible y adiabáticamente, de 1 a 2 en el proceso ideal del motor de Otto. De aquí que la entropía de la mezcla permanezca constante durante el proceso, y para  $n$  moles de gas perfecto

$$\Delta S = 0 = n \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_v dT}{T} - nR \ln \frac{V_1}{V_2} \quad (1.15)$$

Llamando  $S_v$  a  $\int c_v dT / T$

$$n(S_v)_{T_2} - n(S_v)_{T_1} = nR (\ln r) \quad (1.16)$$

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

Ya que la relación de compresión  $r_C$  es  $V_1 / V_2$ .

### 1.2.3 Proceso de Combustión

Se supone que la combustión tiene lugar a volumen constante al final de la compresión en el proceso ideal del motor Otto. Al principio de la combustión, la mezcla tiene la energía química del combustible y del oxígeno, así como la energía interna del aire, del combustible y de los gases del espacio muerto. Al final del proceso, los productos disociados ( $H_2$ ,  $CO$ , etc.) indican energía química y todos los productos tienen energía interna. Suponiendo que no existe transferencia de calor, las ecuaciones de la energía para el proceso son:

$$n_2(U_2 + C_2) = n_3(U_3 + C_3) \quad (1.17)$$

$$n_f C_{f \rightarrow p} + (n_m U_m)_2 = n_p (U_p + C_p) \quad (1.18)$$

donde los subíndices  $f$ ,  $m$  y  $p$  indican el combustible, la mezcla y los productos constituyentes respectivamente.

### 1.2.4 Proceso de Expansión.

Los gases presionan sobre el pistón durante el proceso de expansión, con la correspondiente disminución de energía interna y temperatura. La disminución de la temperatura permite la recombinación de algunos de los productos disociados a lo

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

largo de todo el proceso. El proceso de expansión se supone adiabático y reversible en el caso ideal. En consecuencia, el proceso se realiza a entropía constante y puede resolverse analíticamente, pero el análisis se simplifica usando los ábacos de combustión.

El trabajo producido durante el proceso de expansión es igual a la diferencia entre la energía interna y química, al principio y al final del proceso, de este modo

$$\text{Trabajo} = [n_p(U_p + C_p)]_3 - [N_p(U_p + C_p)]_4 \quad (1.19)$$

Donde  $n_p$  es menor en 4 que en 3 a causa de la recombinación de productos disociados.

### 1.2.5 Gases del Espacio Muerto.

La válvula de escape se abre al final del proceso de expansión y parte de los gases escapan y parte quedan en el cilindro. La parte que queda en el cilindro se expande de forma adiabática y reversible en el caso ideal hasta la presión atmosférica, y la otra parte escapa. Las condiciones de los gases que quedan en el cilindro están determinadas por la continuación del proceso de expansión (fig. 1.4) hasta el punto 5. Este es un proceso a entropía constante, y la utilización del diagrama de combustión proporciona el cálculo de las condiciones en el punto 5. En estas condiciones:

$$P_5 V_5 = n_5 R T_5 \quad (1.20)$$

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Donde  $V_5$  es el volumen de todos los gases, originariamente en el cilindro, expandiéndose adiabática e isoentrópicamente hasta 5.

Al final del proceso de escape el pistón habrá desplazado un volumen de gases fuera del cilindro, quedando un volumen  $V_0 = V_2$  de productos en el espacio muerto, en las condiciones específicas del punto 5. Por tanto, la relación en peso  $f$  de los gases del espacio muerto es:

$$f = V_2 / V_5 \quad (1.21)$$

#### 1.2.6 Proceso de Admisión.

El flujo de aire-combustible a presión atmosférica y temperatura ambiente penetra en el sistema de admisión del motor (fig.1.1) durante la carrera de admisión de 0 a 1 (fig1.6). Este flujo en el sistema de admisión puede suponerse que es permanente en el caso del motor multicilindro y normalmente tiene una velocidad de aproximación despreciable en las partes en que el medio penetra a la superficie de control. El trabajo de la presión atmosférica sobre la cantidad de medio entrante en el sistema de admisión es igual al trabajo del flujo  $pV$ , utilizado para flujos permanentes.

Los gases del espacio muerto que quedan en el cilindro están a la temperatura  $T_5$  y tienen una energía interna  $U_5 + C_5$ , siendo despreciable  $C_5$  en una mezcla estequiométrica y con exceso de aire pero muy apreciable en una mezcla con exceso de combustible. Durante la carrera de admisión no se le proporciona ningún calor a la

mezcla aire-combustible que fluye a través del colector de admisión, la mezcla inducida y los gases del espacio muerto trabajan sobre el pistón.

Al final de la carrera de admisión la mezcla estará a la temperatura  $T_1$  y con una energía interna  $U_1$ .

Así la ecuación de la energía en el proceso de admisión es:

$$(1 - f)(H_{aire} + H_f F / A)_{atm} + f(U_5 + C_5) = U_1 + p_1(V_1 - V_0) \quad (1.22)$$

en donde  $F/A$  es la relación en peso combustible - aire.

La solución de esta ecuación determina el valor de  $T_1$ , que debería coincidir con el valor supuesto al principio del análisis (proceso de compresión); en caso contrario, la anterior solución se repetirá con otro valor de  $T_1$  supuesto.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## CAPITULO II

### MECANISMOS QUE SE UTILIZAN PARA LA APERTURA DE VÁLVULAS EN UN MOTOR DEL CICLO OTTO.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## 2.1 GENERALIDADES.

Uno de los objetivos de la presente investigación es crear hipótesis sobre diferentes tipos de mecanismos de apertura de válvulas, y para saber qué parámetros intervienen en el proceso y las condiciones a las que estarán sometidos los mecanismos antes mencionados, éste capítulo se dedica al estudio de los mecanismos existentes así como de sus componentes más relevantes, tales como son válvula, levas, resortes, balancines, etc.. Para conocer el funcionamiento del motor de flujo no permanente se necesita de la admisión, la retención y el escape del medio de trabajo en el cilindro del motor, todo lo cuál se realiza mediante las válvulas y mecanismos de válvulas, dos de los cuáles se observan en la figura 2.1, que estudiaremos en el presente capítulo.

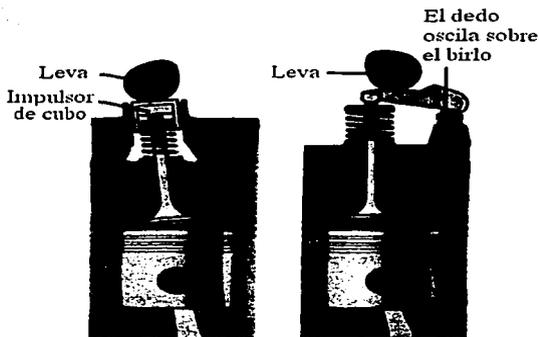


fig. 2.1 Dos tipos de mecanismos de válvulas.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Las válvulas deben abrirse y cerrarse a determinados ángulos del cigüeñal, tal y como se puede apreciar en la figura 1.1 del capítulo anterior, con un mínimo de ruido y desgaste. Las aperturas de las válvulas deben ser suficientes para obtener una amplia capacidad de respiración. Además deben asentar perfectamente e impedir el escape de gases durante el proceso de trabajo. Por otra parte, las válvulas deberán fabricarse con materiales que no se vean afectados por las distintas condiciones tales como temperatura, corrosión y erosión.

El mecanismo de válvula consiste en un árbol de levas, levas, (que forman parte del árbol de levas que se indican en la figura 2.2), taqués y resortes. El mecanismo completo es un sistema elástico que se deforma por las distintas fuerzas a que está sometido durante su funcionamiento. No debe ser tan rígido que resulten cargas por choque excesivas o tan flexible que el funcionamiento de las válvulas resulte afectado gravemente. Por otro lado, cada parte deberá diseñarse para dar sustancialmente el mismo servicio que las demás partes en el mecanismo, es decir, no habrá partes excesivamente frágiles o resistentes en el sistema.

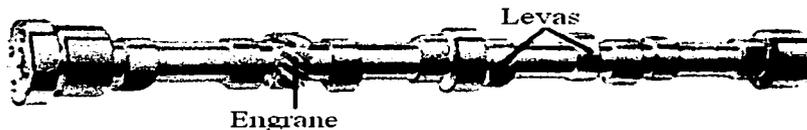


fig. 2.2 Árbol de levas

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## 2.2 ASIENTOS Y ARANDELAS DE VÁLVULAS.

Los asientos de válvula tienen normalmente el mismo ángulo que las superficies de asiento de la válvula. Sin embargo, se considera una buena práctica hacer el ángulo del asiento sobre la válvula de  $\frac{1}{2}$  a  $1^\circ$  más pequeño que el ángulo del asiento, cuando se forman depósitos molestos sobre el asiento. Éste ángulo de interferencia (fig.2.3) hace que la válvula, al asentar en el lado de la cámara de combustión de la superficie de asiento, ejerza una alta presión de asiento, rompa el depósito del asiento con mas alta efectividad y evite la corrosión fisurante en puntos que no hacen buen asiento. El área menor de contacto reduce la transmisión de calor desde la cabeza al asiento y da lugar a válvulas de escape más calientes. Por otra parte no deben utilizarse los rotores de válvula con ángulo de interferencia, debido a la pequeña superficie de asiento.

Las válvulas se asientan ordinariamente en el bloque del cilindro, o cabeza, que es normalmente de fundición. Este material forma un asiento muy conveniente para motores de automóvil o motores de ligera o media potencia. Sin embargo, con el trabajo duro, el asiento de fundición para la válvula de escape se pica y se corroe, y la válvula se hunde gradualmente en el bloque. Esta erosión del asiento de válvula disminuye el huelgo del taqué, y si no se compensa con frecuentes ajustes de taqués, la válvula se distanciará del asiento, y dará lugar al quemado y alabeo.

El desgaste de asiento de la válvula (machaqueo, picado, erosión y fisuración) se puede reducir al mínimo con arandelas de asiento de válvula se

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

emplean en general materiales duros debido a su bajo costo. Los materiales blandos son caros y necesitan de asientos de válvula más anchos, pero pueden escariarse, mientras que los materiales duros deben rectificarse. Se emplean diversos materiales que van desde la estelita a la fundición e incluye aceros de alta velocidad, monel y distintas aleaciones y bronces. La estelita se utiliza para recubrir las arandelas de acero.

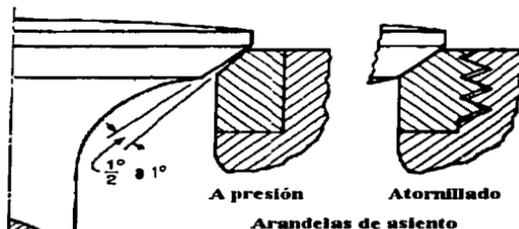


fig . 2.3 Ángulo de interferencia de una válvula

Los asientos de válvula deben ser por un lado estrechos, a fin de obtener presiones unitarias elevadas y un asiento apretado, pero por otro lado anchos para obtener una refrigeración eficaz en la cabeza de la válvula. Los asientos anchos atrapan más partículas duras de carbono entre la válvula y el asiento. Esto tiende a tener abierta la válvula y hace que se quemen y alabeen las válvulas. Así, pues, hay una anchura del asiento de válvula óptima, dependiendo de los materiales y condiciones, que dará lugar al servicio más satisfactorio. Materiales blandos para

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

asientos de válvula y motores de alta potencia necesitan el empleo de asientos de válvula anchos para las válvulas de escape.

### 2.3 GUÍAS Y REFUERZOS DE LOS VÁSTAGOS DE VÁLVULA.

El buen asiento de una válvula depende de la alineación mantenida por la guía del vástago. La construcción asimétrica inherente (fig. 2.4) del conducto de la lumbrera con respecto al asiento en el bloque o culata, hace que parezca inevitable la distorsión, particularmente para las válvulas de escape. Para éstas es conveniente utilizar conductos de paso rápido o fluidodinámicos con refuerzos grandes en el conducto y con las guías no extendiéndose más allá del refuerzo.

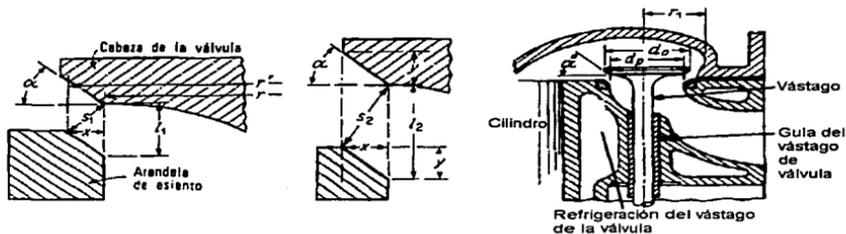


fig. 2.4 Válvula en bisel y arandela de asiento

El refuerzo del vástago de la válvula de escape debe refrigerarse bien, y el ajuste entre la guía y el refuerzo debe ser perfecto. La longitud de la guía del vástago no depende directamente del tamaño de la válvula, sino del diseño del motor.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Pueden usarse guías cortas cuando el vástago de la válvula no está sometido a empujes laterales. Las guías más largas se requerirán cuando sobre el vástago actúen directamente palancas cortas o balancines. El huelgo o tolerancia entre el vástago y su guía es de alrededor de 0.008 de distancia al diámetro del vástago para válvulas de escape y alrededor de 0.006 para válvulas de admisión. Esto puede reducirse apreciablemente cuando se da un acabado excelente a las superficies del vástago y de la guía, consiguiéndose así una mejora en las características de funcionamiento. Un vástago duro y una guía dura, con buen acabado superficial, pequeño huelgo, buena alineación y perfecta lubricación es lo más conveniente.

#### **2.4 LEVAS Y EMPUJADORES.**

Normalmente las válvulas se accionan mediante levas, de las que hay cinco tipos generales:

1. Tangencial.
2. De flanco cóncavo.
3. De flanco convexo.
4. Proporcional.
5. Levas de aceleración continuamente variable.

La leva tangencial está constituida por un círculo de base, un círculo de nariz y dos flancos tangenciales a ambos círculos (fig.2.5).

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

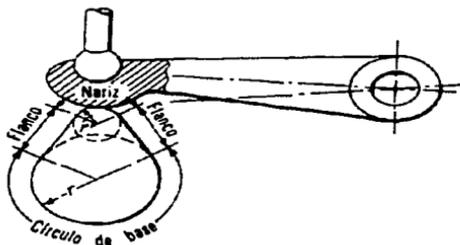


fig. 2.5 Leva tangencial y empujador pivotado

La leva de flanco cóncavo (fig 2.6) y la leva de flanco convexo (fig2.7) tienen flancos que son arcos de círculos tangenciales a los de base y nariz.

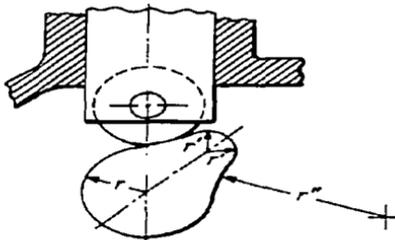


fig. 2.6 Leva de flanco cóncavo y empujador de rodillo

La leva proporcional con empujadores de rodillo, se diseña para obtener un movimiento armónico simple de la válvula, de manera que en todos los recorridos las

fuerzas aceleradoras sean proporcionales a las fuerzas del resorte. Los tres tipos principales de empujadores de levas son:

- a. El de pivotado (fig. 2.5)
- b. El de rodillo (fig. 2.6)
- c. El de seta (fig. 2.7)

Los empujadores de seta tienen superficies de contacto planas o esféricas. El radio de las superficies esféricas varía de 75 a 750 cm, dependiendo de la falta de alineación prevista y del tamaño del empujador.

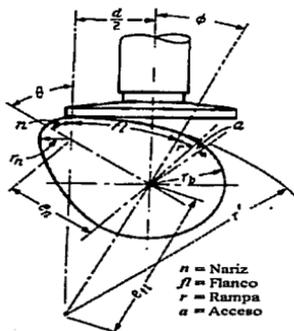


fig.2.7 Leva de flanco convexo con empujador de seta

Debe preverse un huelgo entre el vástago de la válvula y el empujador de la leva u otro mecanismo que intervenga para permitir la expansión del vástago, hundimiento del asiento de la válvula y reasiento o rectificación de la válvula. Se utiliza un taqué ajustable (fig.2.8) para obtener el huelgo deseado, cualquier variación del cual cambia el reglaje de la válvula.

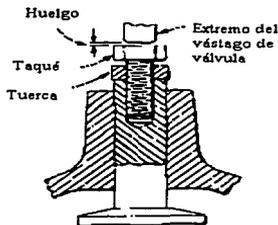


fig.2.8 Ajuste del taqué

La mayoría de las levas de válvula de los motores de combustión interna anteriores a 1950 introducían una gran aceleración a la válvula en el instante cero (fig. 2.9) a fin de levantar la válvula a su máxima velocidad durante la primera parte del recorrido. Teóricamente los cambios bruscos de aceleración introducen fuerzas infinitas, que son absorbidas solamente por compresión del mecanismo del juego de la válvula entre la leva y la válvula. Desde 1948 las levas se diseñan para obtener un cambio suave o continuo de la aceleración reduciendo de este modo las fuerzas impuestas sobre el mecanismo de la válvula así como sobre la leva y árbol de levas.

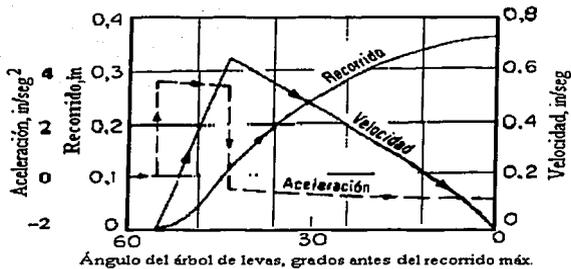


fig.2.9 Diagrama de válvula para una leva de flanco convexo y empujador de seta. La velocidad de la leva es de 1 rad/seg

## 2.5 DIAGRAMAS DE RECORRIDO DE VÁLVULA.

La curva de recorrido de válvula deseada puede describirse como una función continua del ángulo del árbol de levas  $\theta$ . Así,

$$\text{Recorrido, } l = l_{\max} + C_2\theta^2 + C_a\theta^a + C_e\theta^e + C_i\theta^i + C_u\theta^u \quad (2.1)$$

Donde  $l$  es el recorrido,  $l_{\max}$  es el recorrido máximo, con  $\theta = 0^\circ$  en el máximo recorrido de la válvula. En la fig. 2.10 se han representado gráficamente tres curvas de recorrido, con exponentes 2, a, e, i y u registrados en las curvas.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

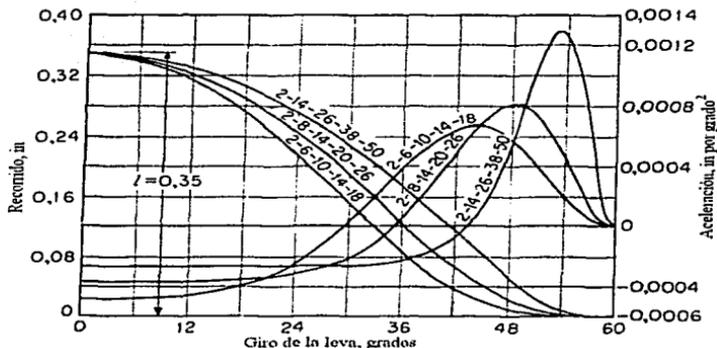


fig.2.10 Curvas de recorrido y aceleración para tres series con incrementos iguales entre potencias

La velocidad de la válvula para la curva de menor recorrido es:

$$Vel = dl / d\theta = 2C_2\theta + 6a\theta^5 + 10C_6\theta^9 + 14C_{10}\theta^{13} + 18 C_{18}\theta^{17} \quad (2.2)$$

Que indica que la velocidad es nula para el máximo ángulo de recorrido. La aceleración de la válvula para la misma curva de recorrido es:

$$Acel = d(vel)/d\theta = 2C_2 + 30C_6\theta^4 + 90C_{10}\theta^8 + 182C_{14}\theta^{12} + 306C_{18}\theta^{16} \quad (2.3)$$

Que indica la aceleración negativa máxima de  $2C_2$  cuando  $\theta$  es  $0^\circ$ . Véase la fig.2.10 para las tres curvas de aceleración.



Una rampa constantemente acelerada (fig. 2.11) es preferida para limitar la variación de los tiempos de apertura y cierre de la válvula y particularmente para usar con taqués hidráulicos que mantienen a cero el huelgo. Disminuyendo la longitud de la rampa de velocidad constante se reduce la variación del tiempo de apertura de la válvula, pero se precisa de aceleraciones más elevadas al comienzo de la curva de recorrido de la rampa. Es costumbre hacer la rampa de leva de cierre más alta que la de apertura a fin de compensar la falta de contacto del taqué durante el periodo de apertura de la válvula. Cuando el huelgo del taqué es absorbido, la leva aplica una fuerza creciente sobre el mecanismo de juego de la válvula, que comprime un muelle hasta que la fuerza sobre la válvula iguala la fuerza del resorte de asiento de la válvula. Por tanto, el recorrido de la leva será mayor que el de la válvula (fig. 2.12) durante todo su periodo de apertura debido a la compresión del resorte de la válvula y la tensión creciente sobre el mecanismo. La constante del resorte  $k_m$  para el mecanismo de válvula es normalmente de **550 a 1100 kg/cm<sup>2</sup>/cm** de flecha, y  $k_s$  para el resorte de la válvula es de **4 a 7 kg/cm<sup>2</sup>/cm** de flecha. Por tanto, durante la apertura de la válvula a una velocidad del motor muy baja:

$$\text{Fuerza de la leva} = k_m(l_c - l_v) = k_s l_v = \text{fuerza del muelle de válvula} \quad (2.9)$$

$$\text{ó} \quad l_c = (1 + k_s/k_m)l_v \quad (2.10)$$

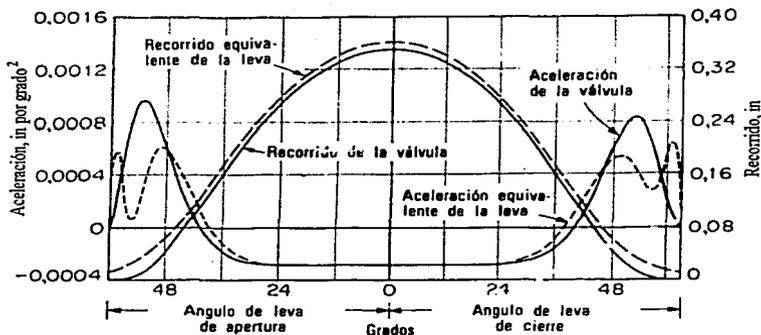


fig.2.12 Curvas de aceleración y recorrido de válvula y leva para una leva polidna

La carga dinámica sobre la leva es la fuerza requerida para acelerar la masa equivalente del mecanismo de la válvula. Así pues:

$$\text{Fuerza dinámica } F_d = \text{masa equiv.} \times \text{acel.} \tag{2.11}$$

Para un taqué, empujador, balancín y mecanismo de válvula en culata, el peso equivalente es el peso real de todas estas piezas, excepto para el balancín, con tal que el recorrido de la válvula sea el mismo que el del empujador. Para recorridos diferentes (fig.2.13).

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

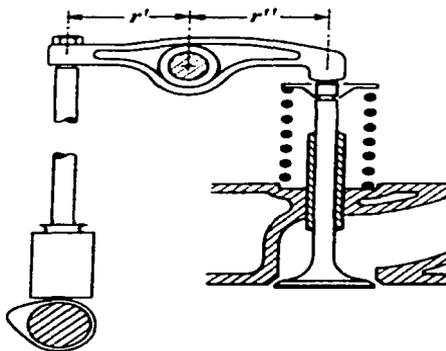


fig.2.13 Mecanismo de balancín en válvula de culata

$$\text{Peso equiv. del balancín} = \Sigma m' r^2 / r' \quad \text{y} \quad \Sigma m'' r^2 / r'' \quad (2.12)$$

Donde  $r$  es el radio de cualquier parte elemental del balancín y  $m$  su peso. En este caso, el peso de la válvula y el resorte debe corregirse con el factor  $r'/r''$ . Además, la mitad del peso del resorte de la válvula se supone que es su peso efectivo.

Puesto que la aceleración viene dada en  $\text{cm/grad}^2$  en la ec. (2.3), para evaluar  $F_d$  se necesita un factor de conversión de  $\text{cm/grad}^2$  a  $\text{m/seg}^2$ . Así, la ec (2.11) se transforma en:

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

$$F_d = 0.0367(\text{peso equiv.} \times \text{acel.} \times n_c^2) \quad (2.13)$$

donde  $n_c$  son las rpm del árbol de levas.

Luego:

$$\text{Flecha dinámica} = F_d/k_m = 0.0367(\text{peso equiv.})n_c^2 \times \text{acel.} / k_m = k \times \text{acel.} \quad (2.14)$$

Por otra parte,

$$\text{Recor. equiv. leva} = l_{ramp} + (1 + k_s/k_m)l_v + k \times \text{acel.} \quad (2.15)$$

Con una aceleración nula de la leva, la fuerza y la flecha dinámica son cero, en cuyo instante tiene lugar la diferencia mínima entre los recorridos equivalentes de la leva y de la válvula (fig. 2.12).

Puesto que las relaciones anteriores hacen uso de una expresión polinómica e incluye el efecto de las fuerzas dinámicas, la leva resultante se denomina *leva polidina*.

## 2.6 RELACIONES ENTRE EL BALANCÍN, EXTREMO DE VÁLVULA Y GUÍA DE VÁLVULA.

Entre el extremo del balancín y el de la válvula se produce deslizamiento, rozamiento y desgaste; por otra parte el vástago de la válvula es empujado hacia uno

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

y otro lado de la guía del vástago, excepto cuando una línea a través del eje del balancín es tangente al extremo del balancín y, al mismo tiempo, normal al eje de la válvula. Para obtener el mínimo desgaste en el extremo de la válvula y en la guía, la suma de las fuerzas del gas, del resorte y de inercia que actúan sobre el extremo del balancín se han representado en función del recorrido de la válvula (fig. 2.14).

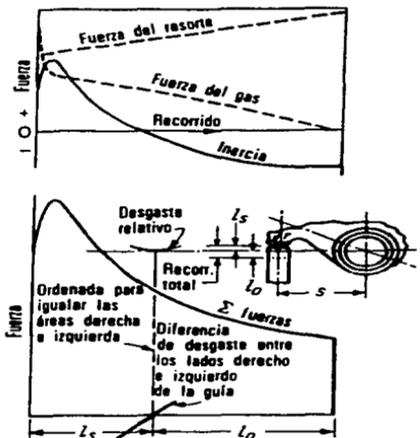


fig. 2.14 Relaciones entre balancín, extremo de válvula y guía de válvula. Basado en el trabajo de R.V. Hutchinson y la curva de inercia de la fig. 2.10

El área del diagrama fuerza – recorrido se divide en dos áreas de trabajo iguales por una ordenada que indica la distribución del recorrido por encima y por

debajo del cuál no se produce deslizamiento del extremo del balancín sobre el de la válvula.

Para las válvulas de culata o de cualquier tipo con balancines, la relación de palanca debe darse de acuerdo con los diagramas de recorrido.

Los apoyos del balancín de las figuras 2.15 y 2.16 se deslizan de un lado a otro del extremo de la válvula durante el periodo de apertura de la válvula, decreciendo la velocidad de deslizamiento a cero en el punto de diseño indicado en otro tiempo para rodamiento puro.

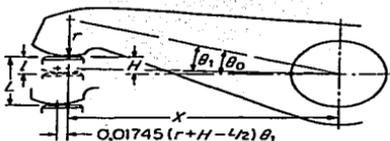


Fig. 2.15 Balancín con apoyo de rodillo deslizante

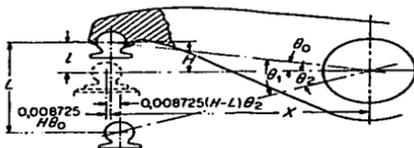


Fig. 2.16 Balancín con apoyo deslizante

Evidentemente, el deslizamiento desaparece en la posición izquierda máxima y también en el cierre de la válvula. En cualquier recorrido entre los límites 0 y L.

$$\text{Vel. de contacto de válvula} = 0.01745(r + H - l) \text{ cm/grado} \quad (2.16)$$

y

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

$$\text{Vel. de contacto del balancín} = 0.01745r \text{ cm/grado} \quad (2.17)$$

Por consiguiente,

$$\text{Vel. relativa de deslizamiento} = 0.01745(H - l) \text{ cm/grado} \quad (2.18)$$

Para el balancín con apoyo deslizante (fig. 2.16), la relación de velocidad de deslizamiento es la misma que la de la ec. (2.18).

## 2.7 ÁRBOL DE LEVAS.

Las levas se forjan o funden junto con el árbol de levas (fig. 2.2) que deberá diseñarse rígido y resistente para reducir al mínimo las flexiones y vibraciones. Las levas, aún perfectamente diseñadas y construidas, son de poco valor si la relación con el palpador no se mantiene.

Hay diferencias de criterio considerables respecto a la mejor combinación de materiales para levas y taqués, la mejor forma de las superficies de contacto de la leva, el taqué y el tipo de lubricante más conveniente a emplear sobre estas superficies sometidas a pesadas cargas. Los árboles de levas de fundición aleada se han juzgado como los más satisfactorios con materiales tales como el acero endurecido SAE 1039. Aunque un árbol de levas de acero aleado funcionará con taqués de acero endurecido, un árbol de acero endurecido no funcionará con taqués de acero.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

La superficie de contacto de la leva puede ser redondeada o recta, mientras que el taqué es normalmente esférico, con un radio aproximado de 75 cm. Además el taqué se equilibra con respecto a la leva, que la hace girar cuando está en contacto con ella. La carga máxima se estima superior a 11200 kg/cm<sup>2</sup> en motores de automóvil de alta potencia muy revolucionados. La mayor parte de los defectos de superficie de leva o taqué ocurren al principio de la vida del motor de un automóvil. Sin embargo, si supera éste periodo inicial, lo normal es que rinda un buen servicio para el resto de la vida del automóvil.

El tamaño de las levas limita las dimensiones del árbol de levas, el cuál deberá tener superficies de apoyo amplias a fin de reducir al mínimo el desgaste. Normalmente, se colocan de dos a cuatro levas entre apoyos, dependiendo de la longitud del árbol de levas.

El funcionamiento de las válvulas tiende a hacer girar al árbol de levas contra la dirección de giro durante el periodo de apertura, y viceversa. Esta inversión de tensiones puede neutralizarse empleando levas y taqués *de equilibrio* situados convenientemente. Un árbol de levas para seis cilindros tiene seis levas de admisión y seis de escape, uniformemente distribuidas alrededor del círculo del árbol de levas, que tiende a eliminar el efecto de inversión al final del impulso, pero no elimina las inversiones locales de tensión que tienden a ocasionar vibraciones de torsión.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## 2.8 SINCRONIZACIÓN DE LAS VÁLVULAS.

Teóricamente, la válvula de admisión debe abrirse en el punto muerto superior y cerrarse en el punto muerto inferior, mientras que la válvula de escape debe abrirse en el punto muerto inferior y cerrarse en el punto muerto superior. Esta sincronización se cumple satisfactoriamente en motores poco revolucionados (fig. 2.17), pero con elevadas revoluciones es necesario avanzar la apertura de la válvula de escape y retrasar el cierre de la válvula de admisión a fin de reducir el trabajo de escape y admitir la máxima cantidad de aire o carga.

Así, pues, la sincronización óptima de las válvulas da lugar a una carga máxima a la velocidad conveniente. El cierre retrasado de la válvula de admisión a bajas revoluciones le permite, a parte de la descarga, escapar del cilindro durante la carrera de compresión. Esto reduce la presión de compresión y disminuye la tendencia al picado a bajas revoluciones del motor. Reduce también las pérdidas por estrangulamiento a velocidades y potencias más bajas, ya que se requiere menor estrangulamiento si parte de la carga se escapa. Además, el cierre más retrasado de las válvulas de admisión cambia el par máximo y la potencia máxima a las revoluciones más elevadas del motor.

El solape o traslape del cierre del escape y la apertura de la válvula de admisión hace posible el barrido del espacio muerto, dando por resultado un aumento de la potencia.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

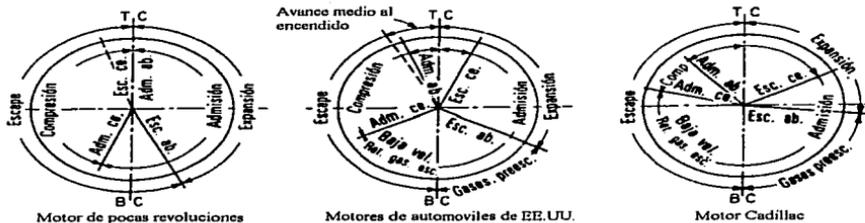


fig.2.17 Diagrama de sincronización de válvulas

La sincronización de las válvulas se basa en huecos determinados del taqué con motor caliente. Estos varían con el diseño del motor, velocidad y carga (fig. 2.18). En la práctica automovilista varían de 0.25 a 0.68 mm de huelgo para válvulas de admisión y de 0.41 a 0.68 mm para válvulas de escape, ambas en condiciones de funcionamiento en caliente.

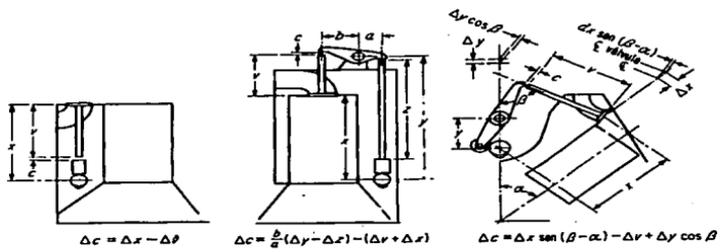


fig. 2.18 Efecto de la temperatura sobre los cambios del huelgo de válvula

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## 2.9 PÉRDIDAS DE SINCRONIZACIÓN DE VÁLVULAS.

La apertura de la válvula de escape antes de la posición del punto muerto inferior redondea el ángulo de escape del registro indicador (fig. 2.19) y reduce el trabajo de expansión. Esta reducción de trabajo es aproximadamente del 1 al 2 por 100 del trabajo ideal de expansión, que supone alrededor de 0.4 a 0.8 kcal de trabajo por 100 kcal producidas en un motor cuya relación de expansión sea 8:1.

Es notable que la sincronización de las válvulas afecta el trabajo de bombeo de un motor, así como los procesos de compresión y expansión.

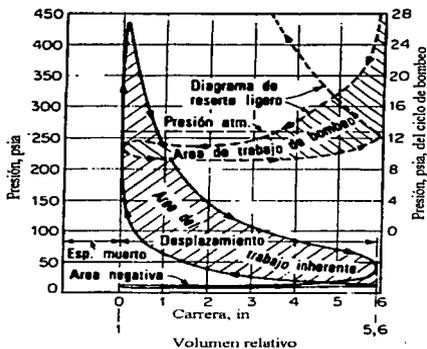


fig.2.19 Registro del indicador con circuito de bombeo de resorte ligero. Indicador de diafragma, fijado en su contorno, y presión equilibrada de la Bureau of Standard. Ensayo de motor en cámara de altitud.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

El motor de dos tiempos tiene una pérdida de trabajo debida a la apertura de la lumbrera de escape semejante a la que tiene el motor de cuatro tiempos al abrirse la válvula de escape.

La carga fresca ligeramente comprimida pasa por el cárter en el motor de tres lumbreras (fig. 2.20), por la bomba de barrido en el tipo de una o dos lumbreras (fig. 2.21) y, luego, por el cilindro, donde se desplaza a parte de los productos de escape y se mezcla algo con los productos que permanecen en el cilindro. Parte de la carga fresca puede salir a través de las lumbreras o válvulas de escape.

La dilución de la carga nueva con los productos del espacio muerto tiende a aumentar el rendimiento del proceso, siendo equilibrado este incremento con la tendencia de los productos del espacio muerto a aumentar la temperatura de la mezcla. La dilución también aumenta el tiempo necesario para la combustión, lo cual disminuye mucho el rendimiento de este tipo de motor, particularmente en funcionamiento a estrangulamiento parcial.

El pistón tapa la lumbrera de admisión antes que la lumbrera de escape en la carrera de compresión, con lo que se puede dar lugar a una pérdida de la mezcla a través de la lumbrera de escape. Toda pérdida de mezcla es una pérdida de la porción disponible de su energía.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

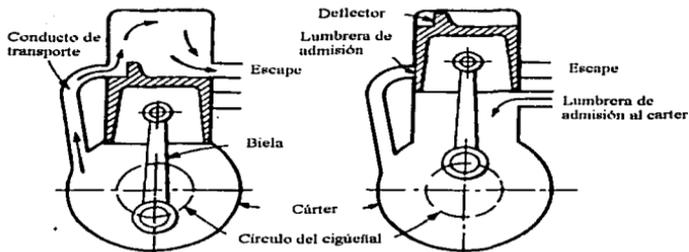


fig.2.20 Motor de dos tiempos con tres lumbreras

La lumbrera de entrada al cárter se abre casi al final de la carrera de compresión, lo que hace elevada la pérdida de bombeo y bajo rendimiento volumétrico de este tipo de motor. Estas pérdidas de bombeo se reducen con válvulas de admisión rotatorias o de seta.

Las pérdidas de combustible a través de la lumbrera de escape se eliminan en el motor de inyección de combustible, el cual puede emplear una bomba auxiliar de barrido para introducir aire y desplazar los productos de escape del cilindro. La dilución del aire con los productos de escape puede eliminarse prácticamente si el sistema de barrido es eficaz y la bomba de barrido tiene una capacidad mayor que el desplazamiento del pistón. Evidentemente, este aumento de capacidad aumenta las pérdidas de bombeo y la bomba auxiliar aumenta las pérdidas totales por rozamiento.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

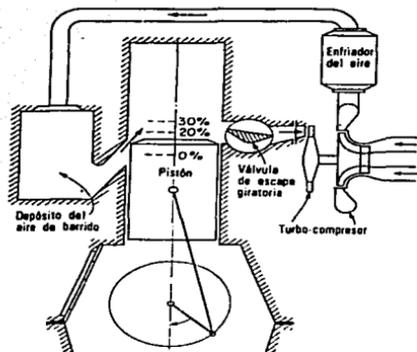


fig. 2.21 Esquema de la sobrealimentación de pulsos. Un turbocompresor para tres cilindros

## 2.10 FUERZA Y FLECHA DEL RESORTE DE VÁLVULAS.

Para mantener contacto entre las levas y las válvulas, así como el mecanismo intermedio, durante los periodos de deceleración, se precisa la fuerza del resorte de la válvula (fig. 2.12). Los resortes de válvulas deben estar parcialmente comprimidos inicialmente con la válvula sobre su asiento a fin de evitar el golpeteo de las válvulas contra su asiento. La fuerza necesaria del resorte depende de la masa de las partes móviles y de la aceleración deseada, y puede determinarse gráficamente proyectando segmentos de líneas equivalentes al producto de la masa por la aceleración ( $ma$ ), a distintas posiciones de recorrido de la válvula (fig. 2.22). Uniendo los extremos de estas líneas resulta una curva AB, que indica la variación de la fuerza del resorte con el recorrido para la leva poldina, y A' B' para la leva

armónica (fig. 2.22), suponiendo que el recorrido de aceleración es cero y los valores máximos del recorrido son los mismos para ambas levas. Las características límites del resorte son OP, que satisface solamente el extremo superior de la curva AB, y OP', que satisface justamente el extremo inferior de la curva A'B'.

Evidentemente, aumenta la tara del resorte en ambos casos (traslizando los puntos P y P' a la derecha suficientemente) se obtendrá un factor conveniente de seguridad para neutralizar los efectos de rozamiento para cada caso. Sin embargo, se hace patente que la forma de la curva AB de la leva polidina (fig. 2.22) indica fuerzas del resorte apreciablemente inferior a las de la leva armónica.

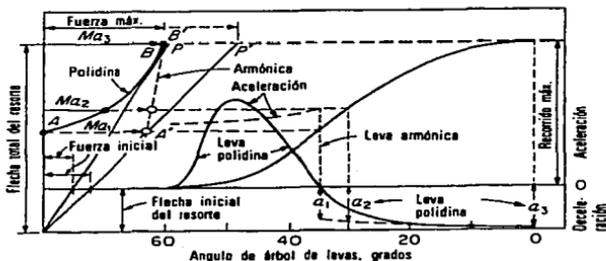


fig. 2.22 Determinación de las fuerzas estáticas del resorte de válvulas requeridas para neutralizar las fuerzas dinámicas del mecanismo de la válvula. La tara del resorte debe aumentarse para neutralizar los efectos del rozamiento.

Los resortes de válvulas se fabrican normalmente con hilos de acero al carbono enrollados en forma helicoidal cilíndrica, y tiene una relación lineal entre la fuerza y la flecha. La fuerza máxima dividida por la flecha total del resorte dará la tara del resorte.

## 2.11 VIBRACIÓN DEL RESORTE DE VÁLVULA.

Aunque normalmente se proporciona una fuerza de resorte suplementaria considerable, es una experiencia corriente que el empujador de leva se escape de la leva a velocidades del árbol de levas aparentemente críticas. En estas condiciones las espiras centrales del resorte se pueden ver vibrar hacia atrás y adelante cuando se observa con un Strobotac. Las vibraciones neutralizan suficientemente la fuerza del resorte para permitir al empujador abandonar la leva.

Este hecho está asociado con la frecuencia propia de vibración del resorte.

$$\text{Frecuencia propia} = \sqrt{g_c} / \text{flechaestática} / 2\pi \text{ vibraciones /seg} \quad (2.19)$$

La flecha estática es la relación del peso activo  $W$  de resorte a la fuerza necesaria para producir una flecha unitaria. Así, pues,

$$\text{Flecha estática} = W/(P/f) \quad (2.20)$$

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Con un extremo fijo, el peso activo es aproximadamente la mitad del peso del resorte. Con los dos extremos fijos, que es el caso para la vibración de la espira central, el peso activo es aproximadamente la mitad del peso del resorte. Por otra parte, cuando están fijos los dos extremos, se necesitará cuatro veces tanta fuerza para mover la espira central a una distancia dada como cuando está fijo un extremo, siendo comprimidas las espiras sobre un lado mientras las otras se expansionan.

Así, para la vibración de la espira central, la frecuencia  $f$  será:

$$f = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{8g_c P}{Wf}} = \sqrt{\frac{2g_c P}{Wf}} = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{2g_c P}{Wf}} \quad \text{vibraciones/seg} \quad (2.21)$$

Sustituyendo  $W$  por su equivalencia,

$$\frac{\pi d^2}{4} \times 2.77 \times 0.008$$

donde 0.008 es el peso de 1 cm<sup>3</sup> del metal del resorte, y  $P/f$  por su valor deducido de la relación conocida de  $f$  para resortes de espira helicoidal y alambre redondo.

$$f = \frac{64Pr^3}{Gd^4} \quad (2.22)$$

la ec. (2.21) se transforma en

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

$$f = 9.0 \left( \frac{d}{rn^2} \right) \sqrt{G} \quad \text{vibraciones/sec} \quad (2.23)$$

Donde  $d$ ,  $r$  y  $n$  son el diámetro del alambre, el radio de la espira y el número de espiras, respectivamente.  $G$  es  $4.2 \times 10^5$  kg/cm<sup>2</sup> para bronce fosforoso y  $8.0 \times 10^5$  kg/cm<sup>2</sup> (ab) para el acero.

La frecuencia propia del resorte ha de ser lo suficientemente alta para que a la velocidad máxima del motor no haya posibilidad de resonancia con cualquier armónico de apreciable amplitud, o sea, 1 por 100 del recorrido de la válvula o superior a 1%. Por consiguiente, si el décimo armónico es el más alto, puede tener una amplitud del 1 por 100 del recorrido de la válvula, la frecuencia del resorte deberá ser 11 veces la velocidad máxima del árbol de levas.

Jehle y Spiller han calculado una relación para la amplitud máxima de la vibración del resorte que puede escribirse de la siguiente manera:

$$\text{Amplitud máx.} \propto a_n d^3 / nr$$

Donde  $a_n$  es la amplitud del armónico más bajo que puede entrar en resonancia con el resorte. Es evidente que el alambre deberá ser lo mas pequeño posible y que el resorte deberá constar de un gran número de espiras de gran diámetro a fin de tener una amplitud mínima de vibración.

En los grandes motores de pistón refrigerados por aire se han empleado dos o tres resortes de válvula concéntricos. Cada resorte, al tener una frecuencia propia diferente, tiende a eliminar cualquier funcionamiento erróneo de la válvula, si un resorte tiene tendencia a vibrar. Por otra parte, la avería ocasionada por la rotura del resorte se elimina normalmente con válvulas de resortes múltiples. Para eliminar la vibración del resorte se utilizará el amortiguamiento por fricción de las espiras centrales de los resortes de válvulas.

## **2.12 MEJORA DE LAS CARACTERÍSTICAS DE UN MOTOR.**

### **2.12.1 Generalidades**

Las características de un motor dependen principalmente de la energía en la mezcla que se suministra al motor y el rendimiento con que el motor convierte esta energía en trabajo. Para aumentar la energía de entrada es necesaria la admisión de más mezcla por ciclo o por unidad de tiempo. Un aumento de la velocidad incrementa la entrada de mezcla a menos que dicho aumento de velocidad se introduzca en una disminución mayor del rendimiento volumétrico. Para aumentar la potencia de salida se utiliza la sobrealimentación y el atraque, si es posible. Cualquier variación en el diseño o condiciones de funcionamiento que aumente el rendimiento volumétrico mejorará las características del motor, con tal de que no suceda el picado de la combustión, sobrecalentamiento o fallo de algunas de las partes que funcionan correctamente. Un aumento en el rendimiento de la conversión de energía indica un incremento de la relación de compresión, que obliga en el proceso del motor de Otto a la utilización de combustibles con calidad de

anticipado más elevada (fig. 2.23). También pone de manifiesto un incremento en el rendimiento de la combustión y diseño de la cámara de combustión.

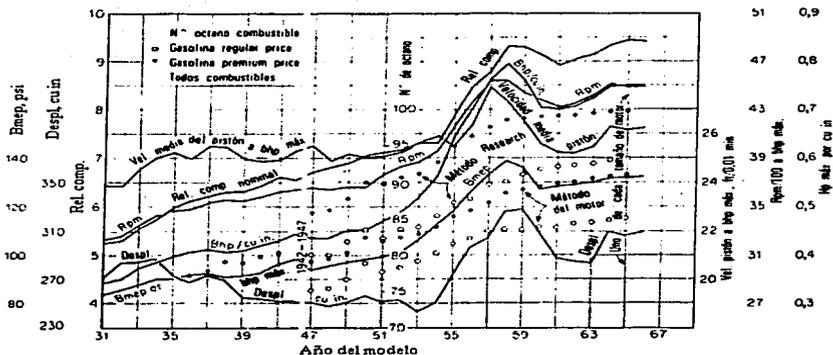


fig. 2.23 Datos de motores de turismos de los Estados Unidos

La reducción de las desviaciones entre el proceso ideal, real y la disminución de pérdidas por rozamiento, aumentan el rendimiento y la potencia de salida de un motor. No obstante, un aumento de la relación de compresión puede incrementar las pérdidas por rozamiento más rápidamente que aumentar el rendimiento térmico indicado, lo que da lugar a una relación de compresión óptima, más allá de la cuál se produce una disminución del rendimiento térmico al freno. El diseño de un motor para relaciones de compresión más elevadas conduce a relaciones de compresión óptimas más altas que al aumentar las citadas relaciones en un motor dado.

### 2.12.2 Velocidad del Motor.

La velocidad en los motores de combustión interna viene limitada por los esfuerzos internos, la incapacidad de ciertas partes para funcionar adecuadamente y la rápida disminución del rendimiento volumétrico a velocidades elevadas. El criterio para considerar la velocidad elevada de un motor se basa en la velocidad media del pistón más que en las rpm. La experiencia ha mostrado que, tanto para motores de aviación como de automóviles, la velocidad media máxima deseable del pistón está entre 750 y 1050 m/min.

En los motores de pequeña carrera se emplean velocidades de pistón elevadas, mientras que en los motores de carrera larga se emplean velocidades de pistón bajas. El intervalo de rpm del motor, en cualquier clasificación por la velocidad, dependerá de la carrera del motor (tabla 2-1). Así, la potencia de salida por centímetro cúbico de desplazamiento aumenta apreciablemente al reducir la carrera y aumentar las rpm para alcanzar la misma velocidad del pistón.

Clasificación Vel. Media del pistón m/seg	Alta velocidad				Velocidad media				Baja velocidad			
	900				600				300			
Carrera, cm	5	7.5	10	12.5	17.5	25	32.5	40	50	75	100	125
rpm	9000	6000	4500	3600	1714	1200	923	750	300	200	150	120

Tabla 2-1. Velocidad del motor

La tendencia en los motores de un automóvil en los E.U. ha sido la de aumentar la relación de compresión, rpm y velocidad del pistón para obtener mejores características (fig.2.23). El aumento del índice de octano de las gasolinas y la

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

mejora de las cámaras de combustión ha permitido el aumento de la relación de compresión y de las características.

### **2.12.3 Rendimiento Volumétrico y de Carga.**

El rendimiento volumétrico de un motor por aspiración normal es la relación del volumen del aire de la mezcla de gases aspirados en un tiempo determinado al volumen total desplazado en la carrera de admisión durante el mismo periodo de tiempo. El volumen determina presión y temperatura atmosféricas del ambiente que rodea el motor.

El rendimiento volumétrico de un motor con sobrealimentación se basa en las condiciones de presión y temperatura del colector de admisión. La cantidad de carga admitida y la energía de salida son directamente proporcionales a la velocidad del motor, si se mantiene constante el rendimiento volumétrico. Un aumento de la velocidad incrementa la velocidad de la carga, lo que requiere una caída de presión más elevada y reduce la carga admitida. Esto pone de manifiesto una disminución del rendimiento volumétrico al aumentar la velocidad. Sin embargo, el efecto de inercia de la carga entrante produce un efecto de *ataque*, que da lugar normalmente a que el rendimiento volumétrico alcance un valor máximo a cierta velocidad (fig. 2.24) que depende del reglaje de válvulas.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

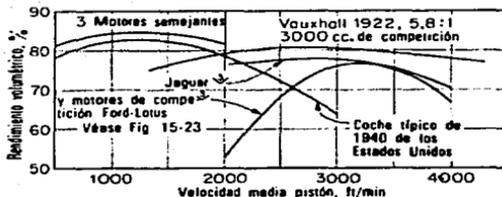


fig. 2.24 Rendimientos volumétricos. Valores relativos basados en  $\text{bhp}/\text{in}^3$ , rpm, relaciones de compresión y rendimiento volumétrico supuesto del 57% del Ford-Lotus a 3500 rpm.

El producto de la velocidad por el rendimiento volumétrico da una medida de la velocidad a que se admite la carga. Este producto tiene un máximo correspondiente a cierta velocidad, más allá del cuál disminuye la potencia indicada y tiende a la potencia total disipada por rozamiento en el motor, mientras la potencia al freno tiende a cero.

Los motores geoméricamente semejantes tienen las mismas relaciones de las áreas correspondientes de pistones, válvulas, lumbreras y colectores. La velocidad del flujo de la mezcla será la misma en estos motores para la misma velocidad del pistón. La caída de presión necesaria para el flujo es directamente proporcional a la longitud del sistema de admisión e inversamente proporcional al diámetro hidráulico o equivalente. El factor de longitud aumenta la caída de presión para motores grandes, pero se compensa por los mayores diámetros equivalentes. Sin embargo, dos pequeños diámetros hidráulicos de los motores de poco tamaño

hacen disminuir los números de Reynolds, lo que indica pequeños aumentos en el rozamiento, ya que la velocidad del flujo es la misma y la viscosidad de la mezcla, si varía, lo hace muy poco. Por tanto, los motores geoméricamente semejantes tendrán, aproximadamente, los mismos rendimientos volumétricos y las mismas velocidades del pistón (fig. 2.24).

El rendimiento de carga de un motor se basa en el peso de carga introducido por ciclo, comparado con el que tendría lugar para el volumen desplazado en condiciones normales de ambiente. Las variaciones de las condiciones barométricas o el empleo de sobrealimentación cambiarán apreciablemente el rendimiento de carga de un motor, pero darán lugar a pequeñas variaciones del rendimiento volumétrico. Así, el rendimiento volumétrico viene a medir la resistencia ofrecida por el motor al flujo de aire o de la carga a entrar en el motor, y el rendimiento de carga mide la influencia de todos los factores que afectan a la masa de la carga admitida relacionada con la admitida en condiciones normales. El flujo del aire en un motor se mide, por lo general, mediante un orificio de borde redondeado situado en un depósito de aire, que está conectado al sistema de admisión del motor.

Las pulsaciones de presión en el sistema de admisión de un motor monocilindro perturban, normalmente, cualquier medida subsónica del flujo de aire que entra en el motor. El empleo de medidas de flujo sónico evita que dichas pulsaciones de presión se propaguen hacia arriba más allá del orificio y afecten al flujo por el orificio. Esto implica una relación de presiones absolutas, a través del

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

orificio, mayor que la relación crítica, que es aproximadamente igual a 1.9 para el aire en condiciones próximas a las normales.

En los orificios sónicos y para controlar el flujo entrante en el sistema (fig. 2.25), puede utilizarse una válvula de aguja ajustable entre el orificio y el motor. Un rotámetro calibrado da el caudal permanente a través del orificio, que se ajusta para obtener la presión deseada en el depósito.

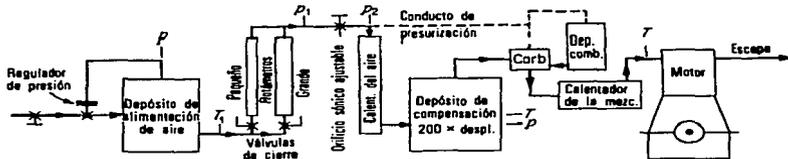


fig.2.25 Diagrama del sistema para la medida del caudal de flujo de aire en un motor de un cilindro

#### 2.12.4 Características de los Motores de Competición con Aspiración Normal.

Los motores de competición Jaguar de seis cilindros y el Ford de ocho cilindros tienen las cámaras de combustión algo análogas, hemisféricas con dos válvulas inclinadas, y en cobertizo con cuatro válvulas inclinadas (fig.2.26), respectivamente. Ambos tienen doble árbol de levas de acción directa en cabeza. Los dos motores tienen los sistemas de admisión y escape diseñados para conseguir los caudales máximos posibles.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

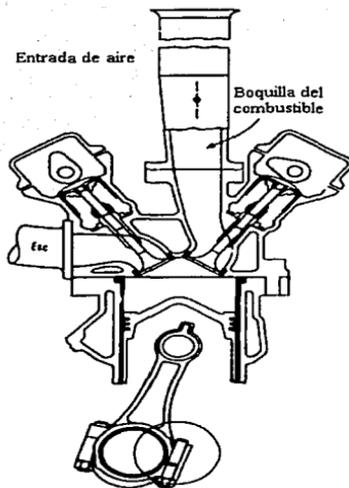


fig. 2.26 Sección del cilindro de un motor Ford de competición V-8 con doble árbol de levas en cabeza.

El Jaguar tiene dos carburadores, colector de admisión dual y colector de escape dual. El Ford tiene ocho colectores individuales de admisión con sistemas individuales de inyección de combustible de flujo permanente, así como pares de conducciones individuales de escape de una longitud suficiente para unirse en dos conductos de escape divergentes. Los dos motores tienen encendido por bujía, utilizando el Ford un sistema transistorizado. Ambos motores alcanzan la máxima potencia a una velocidad media del pistón aproximada de 1020 m/ min (fig. 2.27).

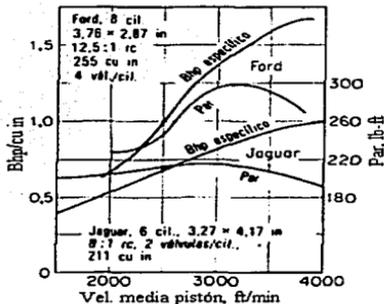


fig.2.27 Características de los motores de competición Ford 1964 y Jaguar 1953

### 2.12.5 Sobrealimentación.

La carga admitida en un motor puede aumentar mediante el empleo de un sobrealimentador que comprime y fuerza el aire o la mezcla en el motor a una compresión superior a la atmosférica.

La potencia de salida viene limitada por las características de picado del combustible (fig. 2.28), supuesto que los mecanismos del motor pueden resistir los esfuerzos a los que están sometidos. La sobrealimentación puede utilizarse para aumentar la carga a todas las velocidades, pero es particularmente conveniente a velocidades elevadas ya que los motores con aspiración normal tienen, normalmente, rendimientos volumétricos bajos en estas condiciones. La sobrealimentación es muy conveniente en los motores de aviación funcionando a elevadas altitudes, en las que el pequeño peso específico del aire reduce la masa de

la carga admitida. La sobrealimentación incrementa ligeramente el rendimiento volumétrico del motor ya que los gases del espacio muerto son comprimidos por la carga introducida hasta una presión más elevada que la de escape, y esta característica se basa en las condiciones en el colector entre sobrealimentador y el motor. Sin embargo, el rendimiento de carga aumenta muy apreciablemente.

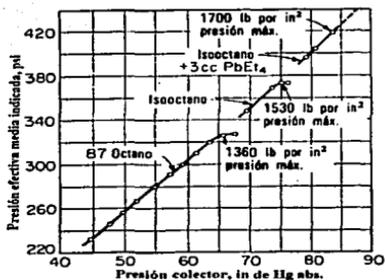


fig. 2.28 Potencia de salida con sobrealimentación a velocidad constante. Relación de compresión 6:1; mezcla óptima; temperatura del colector de 93 a 99°C.

El análisis del proceso de un motor con sobrealimentador pone de manifiesto que la sobrealimentación ideal aumenta la potencia de salida, pero disminuye ligeramente el rendimiento térmico. Aunque las pérdidas por rozamiento en el motor aumentan con la sobrealimentación, la potencia efectiva media indicada (pemi) crece más rápidamente, y el rendimiento mecánico del motor aumenta, por lo general, con la sobrealimentación. Así, el rendimiento térmico al freno puede aumentar con

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

sobrealimentación, si las pérdidas en el sobrealimentador y en el motor no aumentan demasiado rápidamente al aumentar la sobrealimentación.

La sobrealimentación admisible depende de la relación de compresión, de las características de picado de la mezcla de aire-combustible y de la capacidad inherente del motor para soportar esfuerzos térmicos e incrementos de carga. Un motor que funciona con una relación de compresión, que produce el picado incipiente, no admite la sobrealimentación a menos que se utilice un combustible con mejores características de antipicado, se estrangule el motor (fig. 2.29), o se baje la relación de compresión. La reducción de la relación de compresión reduce el rendimiento térmico, pero la sobrealimentación necesaria para obtener la misma presión de compresión aumenta la potencia de salida en una cuantía mayor que el efecto contrario producido por la pérdida de rendimiento térmico.

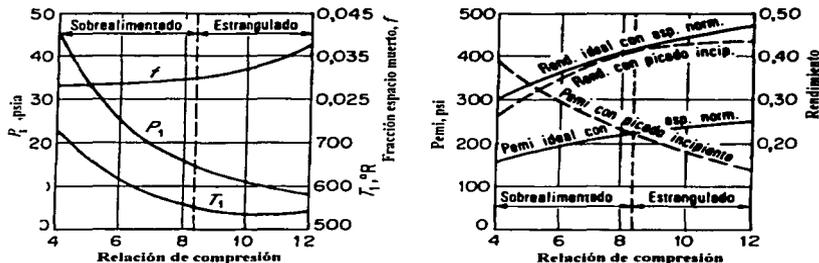


fig.2.29 Resultado del análisis del proceso de motor Otto con picado incipiente. Cilindro Wright G-200; relación combustible-aire de 0.06; velocidad del motor 1700 rpm; avance al encendido,  $25^{\circ}$  BTC; combustible de 100 NO (Army); presión de escape  $1,033 \text{ kg/cm}^2$ ; aire y combustible líquido suministrados a  $15.6^{\circ}\text{C}$ .

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## **CAPÍTULO III**

### **HIPÓTESIS SOBRE DIFERENTES MECANISMOS PARA LA APERTURA DE VÁLVULAS.**

### **3.1 PRINCIPIOS BÁSICOS DE NEUMÁTICA, HIDRÁULICA Y ELECTROMAGNETISMO.**

#### **3.1.1 Generalidades.**

Para alcanzar el objetivo que se persigue dentro de esta investigación se requiere de los conocimientos en que se sustentan los principios de los mecanismos que se tratan de examinar. Básicamente los tres tipos de mecanismos que se analizan en el presente capítulo son: el neumático, hidráulico y electromagnético, y reciben una alimentación, que si bien no es directamente la necesaria para el análisis que se intenta desarrollar, por medio de diversos complementos se podrá realizar una transformación de energía que finalmente es la que necesitamos obtener, y esta es una energía mecánica.

Es necesario que para poder entender los cambios que se manifiestan en el transporte de la energía, así como en su transformación, se aborden temas básicos que probablemente no hayan sido comprendidos en su totalidad en cursos anteriores y que son a la vez imprescindibles, ya que de no asimilarse sería imposible el desarrollar hipótesis sobre los mecanismos que se desean realizar; así que, en esta parte del presente trabajo se estudian los que se consideran primordiales cuantitativamente en relación con las características de cada fuente de energía a que se hace referencia, para la comprensión del funcionamiento probable de los mecanismos, las causas y efectos de las transformaciones de energía y los parámetros que están involucrados en las citadas transformaciones, tales como temperatura, tiempo, presión, etc.

## **3.2 PRINCIPIOS DE NEUMÁTICA.**

### **3.2.1 Propiedades de los Fluidos.**

Los fluidos se clasifican en dos grupos: líquidos y gases. Un líquido esta sometido a fuerzas intermoleculares que lo mantienen unido de tal manera que su volumen es definido, pero su forma no. Un gas consta de partículas en movimiento que chocan unas con otras y tratan de dispersarse de tal forma que este fluido no tiene forma ni volumen definidos y llena por completo cualquier recipiente en el que se instale.

La mecánica de fluidos, es quien se encarga del estudio de estos, es la encargada de describir las leyes que rigen su comportamiento en movimiento. Los fluidos usados más comúnmente, y aprovechando la energía contenida en los mismos, son los siguientes:

- Aire
- Agua
- Vapor
- Agua con emulsiones
- Aceites minerales hidráulicos.

A continuación se presentan las propiedades y características de los fluidos en general, siendo los siguientes:

1. **Isotropía.** Propiedad de los cuerpos, en virtud de la cuál las otras propiedades de los mismos (coeficiente de dilatación, constantes eléctricas, conductibilidad, viscosidad) no dependen de los ejes coordenados  $x$ ,  $y$ ,  $z$ .
2. **Movilidad.** Propiedad característica del estado líquido; gracias a ella las moléculas resbalan unas sobre otras y se adaptan para tomar la forma de las vasijas que las contienen.
3. **Expansionabilidad.** Propiedad característica del estado gaseoso, por la cuál una pequeña masa tiende a ocupar totalmente el recipiente donde se pone.
4. **Incompresibilidad.** Propiedad del cuerpo líquido, el cuál mantiene su volumen al variar las presiones aplicadas. Todos los cuerpos líquidos son compresibles ligeramente y esta variación de volumen determina modificaciones en la densidad y peso específico del líquido de que se trate.
5. **Viscosidad.** Propiedad de las partículas fluidas de ofrecer mayor o menor oposición a ser arrastradas por el movimiento de una de ellas. Se le considera también como rozamiento interno entre moléculas, solo se manifiesta cuando una de ellas está en movimiento y cesa en estado de reposo.
6. **Índice de viscosidad.** Caracteriza el efecto de las variaciones de temperatura sobre la viscosidad, la cuál varía entonces según una ley logarítmica. Esta variación, en sentido decreciente cuando las temperaturas aumentan, es origen

de las dificultades que se presentan en los circuitos hidráulicos de baja capacidad, ya que su líquido se calienta debido a excesivos laminados.

### **3.2.2 Conceptos Básicos de Neumática.**

Las leyes de los gases perfectos enlazan íntimamente las tres magnitudes, presión ( $P$ ), volumen ( $V$ ) y temperatura ( $T$ ), que están implicados en el cálculo de los cilindros; es necesario comprender las propiedades del estado gaseoso, que coinciden con las del aire comprimido, para poder interpretar los fenómenos que se originan, dentro del cilindro, cuando se alteran algunos de los parámetros que toman parte activa en el desarrollo de tales propiedades.

Para una masa dada, o un sistema de gas, la presión, temperatura y el volumen que ocupa, se relacionan por medio de la ley de los gases perfectos, o sea, la ecuación apropiada para el estado del gas.

Cada una de estas tres magnitudes (presión, temperatura y volumen) pueden cambiar, habiendo estudiado los físicos la evolución de dos de ellas cuando la otra se mantienen en un valor constante. De tal modo se han estudiado:

- *La evolución a temperatura constante (ley de Mariotte).* Es el estudio de la compresibilidad a temperatura constante.
- *La evolución a presión constante (ley de Gay-Lussac).* Es el estudio de la dilatación a presión constante.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

- *La evolución a volumen constante* (ley de Charles). Es el estudio de la presión a volumen constante.

Hay un cuarto tipo de evolución, el cual se obtiene admitiendo que el sistema se desenvuelve en un recinto impermeable al calor, de modo que  $Q = \text{Cte}$  (a calor constante). Éstas son las cuatro evoluciones *adiabáticas* cuya ecuación finita recibe el nombre de *ecuación de Poisson* o de *Laplace*.

### 3.2.3 Ley de Mariotte.

A temperatura constante, el volumen de un peso determinado de un gas perfecto es inversamente proporcional a la presión absoluta, es decir, que, en tales circunstancias se verifica,

$$PV = \text{Cte} \quad (3.1)$$

En donde :

- $P$  = Presión absoluta, en  $\text{kg/m}^2$
- $V$  = Volumen del gas, en  $\text{m}^3$
- $C$  = Una constante.

También puede escribirse  $P_1 \cdot V_1 = P_2 \cdot V_2 = \text{Cte}$  o  $\frac{P_1}{P_2} = \frac{V_2}{V_1}$  si la temperatura

$T = \text{Cte}$ .

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

Las líneas que unen los estados-puntos que se hallan a la misma temperatura se denominan isotermas del gas, siendo su curva representativa la de una hipérbola equilátera sobre el plano  $PV$ .

### 3.2.4 Ley de Gay-Lussac.

A presión constante, el volumen ocupado por una masa dada de gas es directamente proporcional a su temperatura absoluta.

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2} \Rightarrow \frac{V}{T} = \text{cte.} \quad (3.2)$$

o, también,

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{T_2}{T_1} \text{ con } P = \text{Cte.}$$

Dichas transformaciones se denominan isobáricas del gas, siendo su línea representativa, sobre el plano  $PV$ , una paralela a  $V$ .

Esto se comprende fácilmente, pues tanto más se dilata un gas cuanto más aumenta su temperatura.

El coeficiente de dilatación de un gas viene dado por la expresión:

$$\alpha = \frac{V - V_0}{V_0 \cdot t} \quad (3.3)$$

despejando  $V$  de la ecuación 3.3 se tiene:

$$\alpha V_0 t = V - V_0$$

$$\alpha V_0 t + V_0 = V$$

de donde:

$$V = V_0 (1 + \alpha \cdot t) \quad (3.4)$$

lo que permite calcular el volumen  $V$  ocupado por un gas de volumen inicial  $V_0$  cuando su temperatura se ha elevado  $t_0$ .

Recordemos que el coeficiente de dilatación de un gas a presión constante es independiente de:

- La naturaleza del gas
- Su presión
- Su temperatura.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Donde el coeficiente  $\alpha$  vale aproximadamente,  $\alpha = 3.66 \times 10^{-3} = 1 / 273$ .

Todos los gases a presión constante tienen el mismo coeficiente de dilatación, al contrario de los sólidos y los líquidos, que tienen cada uno su valor propio.

### 3.2.5 Ley de Charles.

A volumen constante, la presión absoluta de una masa dada de gas, es directamente proporcional a las temperaturas absolutas, esto es,

$$\frac{P}{T} = Cte \quad (3.5)$$

o sea,

$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_2}{T_2} = \dots = \frac{P_n}{T_n} \quad (3.6)$$

con  $V = Cte$ .

Las curvas que unen los estados-puntos que tienen el mismo volumen específico, se denominan isócoras, isósteras o isopléricas. En un gas perfecto las isócoras son líneas verticales sobre el plano  $PV$ .

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Esta variación de presión viene dada por el coeficiente de aumento de presión,  $\beta$ , a volumen constante.

Así, se puede obtener la presión del aire contenido en un depósito cuando la temperatura ambiente aumenta  $t_0$  (se desprecia entonces el aumento de volumen del depósito para esa variación de temperatura), al ser:

$$P = P_0(1 + \beta t) \quad (3.7)$$

El coeficiente de variación de presión a volumen constante  $\beta$  es muy parecido al coeficiente de dilatación a presión constante  $\alpha$ .

Al igual que  $\alpha$ , es igualmente independiente de:

- La naturaleza del gas
- Su presión inicial
- Su temperatura.

Prácticamente se puede escribir:  $\alpha = \beta = \frac{1}{273} = 0.00366$

En la tabla 3-1 se facilitan los valores de  $1 + \alpha t$  en función de la temperatura.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Temperatura (°C)	$1 + \alpha t$	Temperatura (°C)	$1 + \alpha t$
0	1	60	1.220
5	1.018	70	1.256
10	1.036	80	1.293
15	1.055	90	1.330
20	1.073	100	1.360
25	1.091	120	1.440
30	1.110	140	1.513
35	1.128	160	1.586
40	1.146	180	1.659
45	1.165	200	1.733
50	1.183		

Tabla 3-1 Valores de  $1 + \alpha t$

### 3.2.6 Leyes de los Gases Perfectos.

Se llama gas perfecto a un fluido que sigue exactamente las leyes de Mariotte, de Gay-Lussac y de Charles. En realidad no existen gases perfectos, de hecho el aire, oxígeno, nitrógeno, helio y otros varios gases se comportan de manera muy aproximada como gases perfectos. Todo gas se acerca a este estado ideal conforme su temperatura crece y su presión disminuye, es decir, se recalienta o se aleja de aquel estado en el cuál puede condensarse convirtiéndose en líquido. Los gases próximos a la fase líquida se denominan vapores. La temperatura, el volumen y la presión se relacionan de la siguiente manera:

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

$$\frac{P \cdot V}{T} = Cte \quad (3.8)$$

expresión que constituye la ecuación característica de los gases perfectos.

Tomemos una masa de gas perfecto con estas características:

- En el estado inicial  $P_0 \quad V_0 \quad T_0.$
- Pasando por un estado intermedio  $P \quad V' \quad T_0.$
- Para llegar al estado final  $P \quad V \quad T.$

La primera transformación se efectúa a temperatura constante según la ley de Mariotte.

$$P_0 V_0 = P V' = Cte, \text{ de donde } V' = \frac{P_0 V_0}{P} \quad (3.9)$$

La segunda transformación se efectúa a presión constante según la ley de Gay-Lussac.

$$\frac{V'}{V} = \frac{T_0}{T}, \text{ de donde } V' = \frac{V \cdot T_0}{T} \quad (3.10)$$

Sustituyendo el valor de  $V'$  obtenido de la ecuación (3.9), en la expresión (3.10), obtenemos la expresión:

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

$$\frac{P_0 \cdot V_0}{P} = \frac{V \cdot T_0}{T} \quad (3.11)$$

que podemos transformar en

$$\frac{P_0 \cdot V_0}{T_0} = \frac{P \cdot V}{T} \quad (3.12)$$

Siendo los valores iniciales  $P_0$ ,  $V_0$  y  $T_0$  constantes, se puede escribir:

$$\frac{P_0 \cdot V_0}{T_0} = Cte \quad (3.13)$$

de donde:

$$\frac{P \cdot V}{T} = Cte \quad (3.14)$$

o sea, la ecuación característica de los gases perfectos.

### 3.2.7 Constante $R$ de un Gas Perfecto.

A partir de la ecuación característica de los gases perfectos se obtiene la constante  $R$ , que es la constante de los gases perfectos. Se puede hallar una expresión que relacione el volumen con la temperatura y presión absolutas tomando en cuenta las leyes de Mariotte y Gay-Lussac.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Supongamos un volumen  $V_1$ , con temperatura y presión absolutas  $T_1$  y  $P_1$ ; si lo sometemos a la presión  $P_2$  sin variar la temperatura adquirirá el volumen  $V'$ . Si este volumen  $V'$  con la presión  $P_2$  y la temperatura  $T_1$ , lo calentamos hasta  $T_2$  sin variar la presión, pasará a ser  $V_2$  en el primer cambio se verificará la ley de Mariotte:

$$V_1 \cdot P_1 = V' \cdot P_2$$

Y en el segundo caso, la ley de Gay-Lussac:

$$\frac{V'}{T_1} = \frac{V_2}{T_2}$$

Multiplicando ordenadamente las dos ecuaciones, tendremos:

$$\frac{P_1 \cdot V_1 \cdot V'}{T_1} = \frac{P_2 \cdot V' \cdot V_2}{T_2} \quad (3.15)$$

de donde

$$\frac{P_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{P_2 \cdot V_2}{T_2} = Cte \quad (3.16)$$

en ésta expresión se supone que la masa gaseosa pesa 1 kg; entonces  $V_1$  representará el volumen específico  $V_0$  del gas.

ESTA TESIS NO VALE  
POR TESIS CON NOTIFICACION  
FALLA DE ORIGEN

Se sabe que el volumen específico de un cuerpo es el volumen de la unidad de peso y que se expresa en  $\text{m}^3/\text{kg}$ , así como que el peso específico de un cuerpo es el peso de la unidad de volumen y que se expresa en  $\text{kg}/\text{m}^3$ . Entonces si la masa gaseosa considerada tiene un peso distinto de la unidad, el volumen  $V_0$  significará el volumen total del gas que se considera. Si denominamos  $P$  a la presión absoluta en  $\text{kg}/\text{m}^2$ ,  $V$  el volumen total en  $\text{m}^3$ , y  $m$  la masa o peso del gas en  $\text{kg}$ , la expresión (3.16) se convierte en:

$$\frac{PV}{mT} = R \quad (3.17)$$

Por ejemplo, encontrando el valor de  $R$  para el aire. El peso específico  $e_0$  del aire a  $0^\circ\text{C}$  y a 1 atmósfera de presión, es  $1.293 \text{ kg}/\text{m}^3$ . El volumen específico  $V_0$  será:

$$V_0 = \frac{1}{e_0} = \frac{1}{1.293} = 0.773 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación (3.16) tenemos:

$$R = \frac{P_0 V_0}{T_0} = \frac{10330 \times 0.773}{0 + 273} = 29.27$$

La constante  $R$  tiene un valor particular para cada gas, ya que el volumen específico que entra en el cálculo, tiene para cada uno de ellos un valor diferente.

### 3.2.8 Calor Específico.

Si una sustancia absorbe calor, se produce un cambio de temperatura de la misma. La relación entre calor absorbido y la variación de temperatura, se denomina *capacidad calorífica*. La cantidad de calor necesaria para elevar 1° la temperatura de 1 kg de esa sustancia, se conoce con el nombre de *calor específico* de la sustancia, la cual puede ser muy bien un gas.

Existe, para los gases perfectos, una relación entre los calores específicos a presión constante y a volumen constante, que es:

$$K = \frac{C_p}{C_v} \quad (3.18)$$

Donde:

- $C_v$  = Calor específico a volumen constante, siendo 0.171 para el aire.
- $C_p$  = Calor específico a presión constante, que vale 0.24 para el aire.

Siendo, para el aire,  $K = 1.4$ .

### 3.3 PRINCIPIOS DE HIDRÁULICA.

#### 3.3.1 Principio de Pascal.

Al aplicar una fuerza  $F$  sobre una superficie  $S$  de un líquido, se origina una presión

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

$$P=F/S.$$

(3.19)

Si el fluido está contenido en un recipiente cerrado, como alguno de los de la figura 3.1, la presión se transmite con el mismo valor a todos los puntos del fluido, actuando sobre la superficie que lo contiene en dirección perpendicular a la misma.

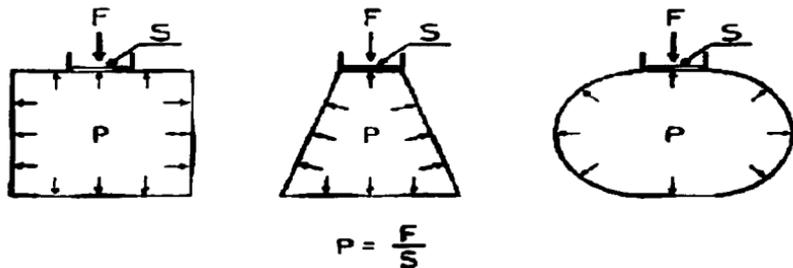


Fig.3-1 Representación gráfica del principio de Pascal.

### 3.3.2 Ecuación de Bernoulli.

En un fluido en movimiento, como el que circula por el interior de una tubería, la energía por unidad de volumen la podemos descomponer en:

1. Energía cinética:

$$E_c = \frac{1}{2} \rho \cdot v^2 = \frac{1}{2} \gamma \cdot v^2$$

2. Energía potencial:

$$E_p = z \cdot \gamma$$

3. Energía de presión:

$$P$$

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Siendo  $\rho$  la masa específica del aceite,  $v$  su velocidad media (el cociente del caudal entre la sección de la tubería),  $z$  la altura sobre un plano de referencia y  $\gamma$  el peso específico.

Si no hubiera pérdidas de energía entre los puntos 1 y 2 de una conducción, la energía total sería la misma en ambos, cumpliéndose la ecuación de Bernoulli:

$$\frac{1}{2g} \gamma \cdot v_1^2 + z_1 \cdot \gamma + P_1 = \frac{1}{2g} \gamma \cdot v_2^2 + z_2 \cdot \gamma + P_2 \quad (3.20)$$

y, dado que la diferencia de cota entre dos puntos de una máquina es muy pequeña, el término de energía potencial es despreciable respecto a los restantes, quedando:

$$\frac{v^2}{2g} + \frac{P}{\gamma} = \text{constante} \quad (3.21)$$

Si entre los puntos 1 y 2 existe una pérdida de energía  $H$ , la ecuación de Bernoulli queda convertida en:

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + H \quad (3.22)$$

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

por lo que, si en ambos lugares el aceite circula a la misma velocidad, la presión en el segundo punto será menor que en el primero debido al consumo o pérdida de energía habida entre ambos.

### 3.3.3 Ecuación de Continuidad.

Partiendo del principio de conservación de la materia, el caudal másico será el mismo en dos secciones 1 y 2 de una tubería si entre ellas no hay fuentes ni sumideros. Para fluidos compresibles:

$$P_1 \cdot v_1 \cdot S_1 = P_2 \cdot v_2 \cdot S_2 \quad (3.23)$$

### 3.3.4 Pérdida de Carga en Tuberías.

El aceite pierde presión al circular por las tuberías debido al rozamiento que debe vencer. La diferencia de presión que debe haber entre dos puntos de una tubería para que el aceite circule por ella es:

$$\Delta P = f \frac{1}{D} \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (3.24)$$

siendo  $f$  un factor adimensional cuyo valor depende del número de Reynolds,  $l$  la longitud del tramo de tubería, y  $D$  el diámetro de la misma. El valor de  $f$  se calcula a partir del número de Reynolds, siendo su expresión distinta según que el flujo sea laminar o turbulento. En corrientes con flujo laminar, el valor de  $f$  está dado por:

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

$$f = \frac{64}{R} \quad (3.25)$$

y si el flujo es turbulento, la expresión que se debe emplear es:

$$f = \frac{0.316}{R^{0.25}} \quad (3.26)$$

siendo  $R$  el número de Reynolds, el cuál se obtiene a partir de la fórmula:

$$R = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \quad (3.27)$$

donde  $\mu$  es la viscosidad dinámica del aceite.

Como norma general se deben instalar tuberías de un diámetro tal que, cuando circule por ellas el máximo caudal posible, la velocidad media del aceite sea inferior a 5 m/s en la línea de presión, y menor aún (de 1 a 2 m/s) en la de aspiración y retorno al depósito.

Aunque la temperatura del aceite no aparece en estas expresiones que permiten calcular la pérdida de carga, influye sobre la viscosidad dinámica, haciendo que, a medida que la temperatura aumenta, la viscosidad sea más baja y, como consecuencia, el número de Reynolds mayor,  $f$  tendrá un menor valor y la pérdida de carga será más pequeña.

### 3.3.5 Características del Aceite.

El aceite procedente de la destilación del petróleo es el fluido utilizado en los circuitos hidráulicos. La naturaleza química de un aceite puede ser muy distinta de la de otro obtenido del petróleo procedente de un lugar geográfico diferente. Al aceite mineral se le añaden aditivos para mejorar sus propiedades. Las diferencias finales entre dos aceites distintos hacen que rara vez sean miscibles los procedentes de diferentes fabricantes. Las propiedades principales a tener en cuenta en un aceite hidráulico son los descritos en los puntos 3.3.5.1 al 3.3.5.4.

#### 3.3.5.1 Viscosidad.

Es la resistencia que encuentran las moléculas al rozar unas con otras, lo cuál hace que fluya lentamente por un orificio o se deforme despacio para adaptarse a la forma del recipiente que lo contiene.

Supongamos una película de aceite de espesor  $h$  situada entre dos placas planas, paralelas y de dimensiones iguales, tal y como se muestra en la figura 3.2. Una placa permanece en reposo y la otra la ponemos en movimiento, empujando con una fuerza  $F$  para que adquiera la velocidad uniforme  $v$ . Las partículas de aceite que están en contacto con la placa móvil permanecerán adheridas a ella, adquiriendo su misma velocidad  $v$ , y las que están en contacto con la placa fija permanecerán en reposo, creándose un gradiente de velocidad debido a la resistencia que ofrece el aceite a que se rompa la película.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

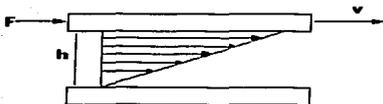


fig.3.2

La fuerza  $F$  es proporcional al gradiente de velocidad y a la superficie de la placa:

$$F = \mu \frac{v}{h} S \quad (3.28)$$

El factor de proporcionalidad recibe el nombre de viscosidad absoluta o dinámica. Su unidad de medida en el sistema internacional es el poiseville, que se define como la viscosidad de un fluido en el cuál una fuerza de 1 N, actuando sobre una capa de  $1 \text{ m}^2$  de superficie, le imprime una velocidad de 1 m/s respecto a otra capa paralela situada a 1 m de distancia.

También se suele emplear la magnitud conocida como viscosidad cinemática, que resulta de dividir la viscosidad dinámica entre la masa específica del fluido.

Hay sistemas prácticos de medida de la viscosidad con los que se obtienen unos conceptos de viscosidad y unas unidades sin relación matemática entre sí,

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

haciéndose las conversiones de viscosidades de una unidad a otra con ayuda de tablas o escalas.

La viscosidad disminuye al aumentar la temperatura (el aceite fluye y se desliza mejor cuanto más caliente esta). Como medida de la variación de la viscosidad con la temperatura se ha definido el llamado índice de viscosidad.

A un circuito hidráulico no se le debe exigir un gran esfuerzo hasta que el aceite haya alcanzado la temperatura normal de trabajo para que su viscosidad sea menor que cuando está a la temperatura ambiente.

#### **3.3.5.2 *Lubricación.***

El aceite debe asegurar, además de una correcta transmisión de la energía, la lubricación de las piezas móviles que hay en los elementos del circuito.

La lubricación natural que presenta el aceite debido a su untuosidad o facilidad de adherencia a las superficies con las que está en contacto, ha sido reforzada con aditivos que aseguran las funciones lubricantes en las condiciones más severas de servicio.

#### **3.3.5.3 *Corrosión.***

En todo circuito hidráulico hay peligro de corrosión de las piezas metálicas al estar en contacto con el aceite y sus impurezas, y de oxidación del propio aceite.

La corrosión de los metales es combatida manteniendo el aceite libre de impurezas y mediante el uso de aditivos antioxidantes. Como es prácticamente imposible evitar la presencia de aire y agua emulsionados en el aceite, se incluye un aditivo que forma una fina película sobre las superficies metálicas, impidiendo el contacto directo entre el metal y el agua o aire.

La oxidación del aire convierte a sus moléculas en otras de cadena más larga, formando lodos que quedan atrapados en los filtros o se depositan en el fondo del depósito. Cuanto mayor sea la temperatura del aceite, mayor será la velocidad a la que se producen las reacciones de oxidación y habrá que cambiar el aceite con mayor frecuencia.

#### 3.3.5.4 Compresibilidad.

El aceite mineral sufre variaciones de volumen muy pequeñas al aumentar la presión que se ejerce sobre él.

El coeficiente de compresibilidad  $\beta$  se define por la expresión:

$$\beta = - \frac{1}{V} \frac{\Delta V}{\Delta P} \quad (3.29)$$

y expresa la variación unitaria de volumen que se produce al variar la presión. El signo menos se debe a que  $\Delta V$  y  $\Delta P$  tienen valores negativos y su resultado debe ser positivo.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Al valor  $B_a = 1/\beta$  se le conoce como módulo de compresibilidad aparente, utilizándose para calcular la variación de volumen que sufre el aceite al variar la presión.

$$\Delta V = -\frac{V \cdot \Delta P}{B_r} \quad (3.30)$$

### 3.3.6 Elementos Actuadores.

Son los encargados de transformar la energía neumática en otra energía, generalmente de tipo mecánico. Los podemos clasificar en dos grandes grupos:

#### 3.3.6.1 Cilindros.

Transforman la energía neumática en energía mecánica, con movimiento rectilíneo alternativo. Los hay de dos tipos:

- a. Cilindros de efecto simple: Sólo realizan trabajo útil en el sentido de desplazamiento del vástago. Para que el émbolo recupere la posición de reposo, se dota al cilindro de un muelle. Normalmente, éste muelle, está diseñado para almacenar el 6% de la fuerza de empuje.
- b. Cilindros de doble efecto. Estos elementos pueden realizar trabajo en ambos sentidos de desplazamiento, sin embargo hay que tener en cuenta que la

fuerza de avance y retroceso es diferente, ya que en un sentido hay que tener en cuenta el diámetro del vástago.

### 3.3.6.2 Motores.

Son elementos que transforman la energía neumática en energía mecánica de rotación. Los hay de diversos tipos, entre los que cabe destacar los de émbolo y los rotativos de aspas.

### 3.3.7 Representación Gráfica.

Los esquemas de las instalaciones neumáticas tienen que hacerse en varios niveles. En el nivel inferior se sitúan los elementos compresores, acumuladores y acondicionadores del aire; en el nivel medio se sitúan los elementos de control; y en el nivel superior los actuadores. En la figura 3.3 se representa un circuito neumático por niveles, como se mencionó anteriormente, donde cada nivel corresponde a cada elemento.

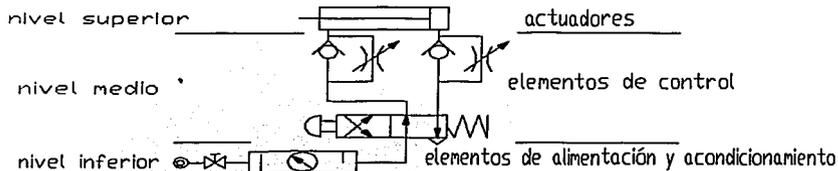


fig. 3.3 Representación gráfica de una instalación neumática.

### 3.4 PRINCIPIOS DE ELECTROMAGNETISMO.

#### 3.4.1 Ley de Faraday de la Inducción Electromagnética.

Antes del descubrimiento de Faraday fue generada una tensión en un circuito por medio de un dispositivo de naturaleza química análogo a una pila seca o una batería de acumuladores. La contribución singular del descubrimiento de Faraday en 1831 fue la generación de una tensión debida al movimiento relativo entre un campo magnético y un conductor de electricidad. Faraday denominó a esta tensión, tensión «inducida» debido a que sólo se produce cuando existe un movimiento relativo entre el conductor y el campo magnético sin contacto «físico» real entre ellos. El principio de inducción electromagnética quizás se comprende mejor en el diagrama que aparece en la figura 3.4.

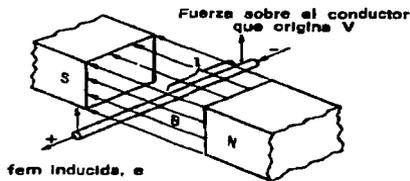


fig 3.4 Conductor de longitud  $l$  que se mueve a través de un campo magnético  $B$  generando una fem.

El enunciado de la ley general de Faraday puede expresarse como sigue: *El valor de la tensión inducida en una sola espira de hilo es proporcional a la velocidad de variación de las líneas de fuerza que se atraviesan (o concatenan con ella).*

Neumann, en 1845, expreso cuantitativamente lo anterior en una ecuación en la que la magnitud de la fuerza electromotriz inducida generada ( $\mathcal{E}_{ind}$ ) era directamente proporcional a la velocidad de variación del flujo concatenado:

$$\mathcal{E}_{ind} = \frac{d\phi}{dt} \text{ abvolts} = \frac{d\phi}{dt} \times 10^{-8} \text{ V} \quad (3.31)$$

en la que:

$\mathcal{E}_{ind}$  es la tensión media generada en una sola espira (voltios/espira)

$\phi$  es el número de maxwells o líneas de fuerza magnética concatenadas con la espira durante  $t$ .

$t$  el tiempo en segundos en que son «concatenadas» 0 líneas

$10^{-8}$  es el número de líneas que una sola espira debe concatenar cada segundo a fin de inducir una tensión de 1 voltio.

De la definición y ecuación anteriores, es evidente que la tensión inducida generada puede incrementarse aumentando la intensidad del campo <sup>magnético</sup> (o sea, el número de líneas de flujo en movimiento relativo respecto al conductor) o reduciendo el tiempo durante el que se produce la variación en la concatenación de

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

flujo (o sea, aumentando la velocidad o el movimiento relativo entre el conductor y el campo magnético).

### 3.4.2 Factores que Afectan la Magnitud de la fem Inducida.

La expresión cuantitativa de Neumann de la ley de Faraday, como se establece en la ecuación (3.31), es cierta únicamente cuando el circuito magnético es físicamente idéntico tanto al final como al principio y durante el período de la variación de la concatenación de flujo. En las máquinas eléctricas rotatorias, sin embargo, la variación de concatenación de flujo no queda claramente definida o no es fácilmente mesurable en cada espira individual a causa de la rotación (tanto del inducido como de la excitación). Por consiguiente, es más conveniente expresar esta velocidad de variación en relación con la densidad de flujo media (supuesta constante) y la velocidad relativa entre este campo y un conductor único que se desplaza a través de él. En la figura 3.4, para el conductor de longitud *activa*  $l$ , la fem inducida instantánea puede expresarse como:

$$e = B l v 10^{-8} \quad \text{V} \quad (3.32)$$

en la que  $B$  es la densidad de flujo magnético en gauss (líneas/cm<sup>2</sup>) o en líneas/pulg<sup>2</sup>,  $l$  es la longitud de la parte activa del conductor que concatena el flujo en cm o en pulgadas,  $v$  es la velocidad relativa entre el conductor y el campo en cm/s o pulg/s. En unidades inglesas, la ecuación (3.32) puede expresarse:

$$e = 1/5 B l v 10^{-8} \quad \text{V} \quad (3.33)$$

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

en la que  $B$  es la densidad de flujo en líneas / pulg<sup>2</sup>,  $l$  es la longitud en pulgadas de la parte activa del conductor que concatena el flujo,  $v$  es la velocidad en pies/min,  $10^{-8}$  es el número de líneas que un solo conductor debe concatenar cada segundo a fin de inducir una tensión de 1 voltio.

Si tanto la densidad de flujo  $B$ , como la velocidad relativa ya sea del conductor o del campo son uniformes y constantes, entonces los valores instantáneos y medios de la fem inducida son iguales. Pueden utilizarse tanto la ecuación (3.31) como la (3.33) con los mismos resultados.

Las ecuaciones precedentes están sujetas a varios ajustes que no pueden apreciarse. En la figura 3.4, se supone que:

1. El campo  $B$  es de densidad de flujo uniforme.
2. La fuerza aplicada para mover el campo o el conductor, o ambos, debe producir un movimiento relativo uniforme entre ellos.
3. El conductor, el campo y la dirección en la que se mueve el conductor con respecto al campo, son perpendiculares entre sí (ortogonales).

En la mayoría de casos, las dínamos comerciales se proyectan de tal forma que las dos primeras suposiciones pueden considerarse que se cumplen a todos los efectos prácticos. Incluso cuando tiene lugar un cambio en la condición de carga; una

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

vez que se ha producido la variación, puede suponerse que las nuevas densidades de flujo y velocidad permanecerán constantes mientras la determinada condición de carga persista. La tercera suposición se discute brevemente mas adelante. Antes de ello, no obstante, sería aconsejable llamar la atención acerca de ciertas consecuencias de la ecuación (3.33). Si, por ejemplo, cualquier término de esta ecuación se anula, como la densidad de flujo  $B$ , o la velocidad  $v$ , entonces la tensión inducida en un conductor dado  $l$  también es nula. A fin de inducir una fem en un conductor dado es, por consiguiente, necesario que exista una variación continua de las concatenaciones de flujo, o sea, se precisa cierto movimiento de manera que «nuevas» líneas de fuerza concatenen el conductor o viceversa. Para una longitud activa determinada del conductor, el producto  $Bv$  en la ecuación (3.33) representa la velocidad de variación de la concatenación de flujo de la que depende el valor de la fem inducida en un conductor dado de longitud  $l$ . Aumentando ya sea la densidad de flujo o la velocidad relativa (o ambas) aumentará la velocidad de variación de las concatenaciones de flujo y la fem inducida en un conductor dado, a su vez. También es por demás evidente que aumentando la longitud global del conductor no aumentará la fem ya que la longitud activa del conductor no varía. La longitud activa  $l$  del conductor puede incrementarse:

- 1) Utilizando polos de excitación mayores o en mayor número, o
- 2) Girando el conductor sobre sí de manera que aparecen conectadas en serie varias partes activas que se someten al campo magnético de tal forma que todas se mueven en la misma dirección.

En las dínamos comerciales se emplean ambos métodos.

Se ha establecido que la ecuación (3.33) que representa la fem inducida en un solo conductor indicado en la figura 3.4, es un caso especial o ideal de fem inducida (recuérdese la tercera suposición). La ecuación (3.33) no toma en cuenta el hecho de que el conductor puede no ser perpendicular al campo magnético y que su movimiento puede no ser perpendicular al mismo. Ambas posibilidades se presentan en el funcionamiento del dínamo comercial, por lo que se debe considerar su efecto sobre la magnitud de la fem inducida.

El caso especial de un conductor que se mueve perpendicularmente a un campo magnético se indica en la figura 3.4, representándose también esta perpendicularidad en la figura 3.5a. Para una intensidad del campo magnético, una longitud activa del conductor y una velocidad del mismo determinadas, la tensión inducida en el conductor indicado en la figura 3.5a se expresa mediante las ecuaciones (3.31) y (3.33). Considérese, sin embargo, el conductor indicado en la figura 3.5b que se mueve a la misma velocidad en un campo de igual intensidad en dirección paralela al campo magnético. La tensión inducida en este conductor es cero debido a que la velocidad de variación de la concatenación de flujo es cero, o sea, el conductor no concatena nuevas líneas de fuerza cuando se mueve paralelamente al campo magnético. Puesto que el producto  $Bv$  de la ecuación (3.33) representa la velocidad de variación de la concatenación de flujo, es evidente que esta expresión debe ser igual a cero. Pero la densidad de flujo y la velocidad

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

respectivamente, son las mismas en ambas figuras 3.5a y b, por lo que, en el primer caso,

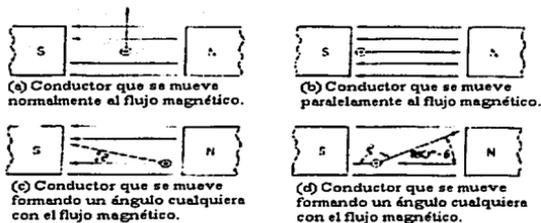


fig. 3.5 Efecto de la variación de la concatenación de flujo sobre la fem inducida en un conductor

la tensión es máxima, y en el segundo, la tensión es cero. Puesto que la longitud activa del conductor se supone invariable, es evidente que el producto  $Bv$  debe multiplicarse por algún factor que tenga en cuenta la diferencia en la velocidad de variación de la concatenación de flujo producida por un cambio de dirección del conductor. Se podría deducir casi intuitivamente que este factor es una función senoidal ya que es cero a cero grados y máximo a  $90^\circ$ .

Para la fem de un conductor cualquiera moviéndose en cualquier dirección con respecto al campo magnético (de referencia) como puede verse en la figura 3.5c.

$$E = 1/5[Blv \text{ sen } (\theta, V)]10^{-8} \quad \text{o} \quad 1/5(Blv \text{ sen}\theta)10^{-8} \quad \text{V} \quad (3.34)$$

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

en la que todas las cantidades son las mismas que las de la ecuación (3.33) y en la que  $\theta$  es el ángulo formado entre  $B$  y  $v$ , tomando  $B$  como referencia.

### 3.4.3 Sentido de la Tensión Inducida. Regla de Fleming.

Debe notarse que cuando un conductor se desplaza hacia arriba, como se indica en la figura 3.5c, desde la parte inferior derecha hacia la superior izquierda, de modo que  $\theta$  sea menor de  $90^\circ$ , la tensión inducida  $e$  tendrá el mismo sentido (y polaridad) que el indicado en la figura 3.5d en la que  $\theta$  es mayor de  $90^\circ$ . Puesto que  $\sin \theta$  es positivo para ángulos comprendidos entre  $0$  y  $180^\circ$ , la  $e$  de la ecuación (3.34) es positiva para todas las direcciones que formen con  $B$  ángulos entre  $0^\circ$  y  $180^\circ$ , o sea, en general, para todo movimiento del conductor hacia arriba. Análogamente, si la fuerza aplicada al conductor tiende a moverlo hacia abajo, como se indica en la figura 3.6b, el sentido de la tensión inducida será opuesto al indicado en la figura 3.5.

Ya que  $\sin \theta$  es negativo para ángulos entre  $180^\circ$  y  $360^\circ$ ,  $\theta$  de la ecuación (3.34) es negativo para todas las direcciones, en general, hacia abajo. Si el campo magnético se invirtiese, sin embargo, las polaridades se invertirían. Por lo tanto, la referencia básica para la polaridad y para el ángulo  $\theta$  en la ecuación (3.34) es la dirección del campo magnético. La relación entre los sentidos de la fem inducida, el campo magnético y el movimiento del conductor, se representa mediante la regla nemotécnica de Fleming. Cuando se trata de corriente convencional (de sentido contrario al flujo de electrones), para determinar el sentido de la fem generada,

puede denominarse regla de Fleming de la «mano derecha», indicada en la figura 3.6a.

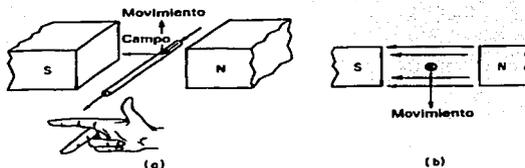


Fig. 3.6 Regla de Fleming de la mano derecha para determinar el sentido de la fem inducida (corriente convencional).

La regla de Fleming de la mano derecha presupone que el campo es fijo y que el conductor se mueve con respecto al campo fijo (de referencia). Puesto que la tensión inducida depende del movimiento relativo entre el conductor y el campo, puede aplicarse en el caso de un conductor fijo y un campo móvil, pero suponiendo que el conductor se mueve en sentido opuesto. Puesto que el pulgar en la figura 3.6a indica la dirección del movimiento relativo hacia arriba sólo del conductor, el sentido de la fem inducida en la figura representaría el movimiento hacia abajo del campo respecto al conductor inmóvil. Utilizando el pulgar para representar el movimiento del conductor, el dedo índice para representar el sentido del campo magnético y el dedo medio para representar la fem inducida; se puede verificar el sentido de la fem

inducida de la figura 3.6b que es opuesto al de la figura 3.6a a causa de que se ha invertido su sentido.

#### 3.4.4 Ley de Lenz.

Resumiendo, debe notarse que la ley de Faraday de la inducción electromagnética es uno de los efectos electromecánicos que relacionan la fuerza mecánica aplicada a un cuerpo con un campo electromagnético. En tanto que en los párrafos anteriores se destacan el movimiento y la dirección del mismo, debe remarcarse que el movimiento de un conductor en un campo magnético es el resultado de una fuerza mecánica (trabajo) aplicada al conductor. La energía eléctrica producida por inducción electromagnética exige, por consiguiente, un consumo de energía mecánica de acuerdo con el principio de conservación de la energía. La energía para la inducción electromagnética no la suministra el campo magnético, como podría suponerse, ya que el campo ni varía ni es destruido en el proceso. Los sentidos de la tensión inducida y la corriente que circula por el conductor, representados en las figuras 3.5 y 3.6, establecen una relación definida con el cambio en la concatenación de flujo que las induce. Esta relación recibe el nombre de ley de Lenz: En 1835, Heinrich Lenz estableció que «el efecto electrodinámico de una corriente inducida se opone igualmente a la acción mecánica que la induce». Debe notarse que la ley de Lenz es, en realidad, una extensión del principio de Le Chatelier. Este principio establece que existen en un equilibrio tal las fuerzas naturales que se oponen a cualquier variación en el equilibrio. La tercera ley del movimiento de Newton también deriva de este principio: a cada acción se le opone una reacción igual. Además, en la ley de Lenz está implicado el principio de

conservación de la energía ya que requiere energía mecánica para producir energía eléctrica mediante el efecto electromagnético. Por lo tanto, sólo se consume energía cuando una fuerza vence una resistencia.

*En todos los casos de inducción electromagnética, la tensión inducida tenderá a hacer circular en un circuito cerrado una corriente en un sentido tal que su efecto magnético se oponga a la variación que la ha engendrado.*

La anterior exposición de la ley de Lenz implica tanto (1) una causa como (2) un efecto que se opone a la causa. La causa implicada no es necesariamente el movimiento del conductor que resulta de una fuerza mecánica, sino más bien una variación en la concatenación de flujo. El efecto implicado es una corriente (debida a una tensión inducida) cuyo campo se opone a la causa. Por lo tanto, en todos los casos de inducción electromagnética, siempre que tiene lugar una variación en la concatenación de flujo, es inducida una tensión que tiende a establecer una corriente en un sentido tal que produzca un campo que se oponga a la variación del flujo que concatenan las espiras del circuito. Considerado desde este punto de vista, surge un concepto de la ley de Lenz que satisface todos los casos de fem inducida, incluso la acción de los transformadores y los motores de inducción así como la fem inducida en los motores de corriente continua y generadores.

También puede verse que la propiedad de la inductancia es un efecto y resultado de la ley de Lenz (que implica que la tensión generada en un conductor por la variación en la concatenación de flujo establecerá una corriente cuyo campo

magnético tienda a oponerse a la variación del flujo que concatena el conductor). De hecho, cuando un circuito o componente posee la propiedad de oponerse a cualquier variación de la corriente que por él circula, esta propiedad recibe el nombre de inductancia, y la fem inducida se denomina fem de autoinducción.

Considérese el conductor indicado en la figura 3.7a como un generador elemental que está accionado por alguna máquina motriz primaria hacia arriba, como se indica. Si a este generador elemental se conecta alguna carga eléctrica, tenderá a circular corriente en el conductor, en el mismo sentido que la fem originando un campo magnético alrededor del conductor, como se indica en la figura 3.7b. El campo magnético en sentido contrario al de las agujas del reloj que rodea al conductor, repele al campo magnético situado por encima de él y atrae al campo magnético situado por debajo de él (o sea, la corriente inducida produce un campo que se opone al movimiento que la origina).



fig. 3.7 Ilustración de la ley de Lenz.

La tendencia del campo magnético es, por consiguiente, de tal naturaleza, según la ley de Lenz, que se opone al movimiento hacia arriba del conductor. En el caso de un generador elemental, sólo se consume energía eléctrica cuando una

carga completa el circuito de manera que circula una corriente que se debe a la fem inducida. Pero el campo producido por esta corriente de carga actúa de tal forma que reacciona con el campo magnético del generador y se opone, por tanto, a la fuerza motriz que acciona el generador. Cuanta más energía eléctrica es tomada por la carga, más intenso es el campo que produce la corriente del conductor y que se opone al movimiento de la fuerza motriz que acciona el generador. Cuanto mayor es la energía eléctrica extraída del generador mayor es la oposición producida por la interacción de los campos y mayor es la energía mecánica requerida para accionar el generador. Inversamente, si no se extrae corriente de carga del generador elemental, no se crea ningún campo alrededor del conductor ya que no existe corriente inducida y teóricamente no se solicita energía de la máquina motriz primaria. De acuerdo con el principio de conservación de la energía sólo se desarrolla trabajo para vencer una resistencia.

### **3.4.5 Propiedades Magnéticas de los Materiales**

Ahora estamos en posibilidades de ver si podemos explicar los imanes en términos de las corrientes que en ellos circulan.

Un comienzo prometedor fue hecho por Ampère desde los primeros años del siglo XIX, el cual, observando que un solenoide se comporta como un imán, propuso una teoría del magnetismo, según la cual, todos los imanes se comportan simplemente como sistemas por los que circula una corriente. En particular, él consideraba que cada partícula de un imán tenía en torno suyo una "corriente ecuatorial" que producía el efecto de polos magnéticos. Así, en cierto sentido,

Ampère se anticipó (aunque en otro sentido se retrasó) a la teoría atómica del magnetismo propuesta por Weber y elaborada por Ewing y que consideraremos posteriormente.

Él atribuía el magnetismo terrestre simplemente a corrientes que fluían en torno a la Tierra. En 1823 publicó un artículo en el que daba la teoría matemática del fenómeno magnético, y que fue descrita posteriormente por Maxwell como "perfecta en forma, aunque carente de precisión". Desafortunadamente, las ideas de Ampère, que eran muy avanzadas para su época, no tuvieron una aceptación general. La costumbre existente de interpretar los fenómenos magnéticos en términos de "polos", estaba tan firmemente establecida que no podía ser rota con facilidad. Tal vez resultara natural atribuir a los polos magnéticos un significado básico que, de hecho, no poseen, en vista de la estrecha correspondencia encontrada entre las interacciones aparentes de estos polos y las interacciones entre las cargas positivas y negativas en la electrostática.

En la actualidad, y en sentido retrospectivo, se considera que el concepto de polo magnético como algo fundamental es la expresión de una gran falla; una falla en interpretar los problemas presentados por leyes electromagnéticas conocidas a través de sus conclusiones lógicas. Este concepto y la confusión de pensamiento que ha nacido de él, y que tiende a perpetuarse, ha oscurecido aspectos importantes de la teoría electromagnética por más de un siglo.

Antes de intentar explicar el comportamiento magnético del hierro y de otros materiales en términos de las interacciones entre corrientes, revisaremos primero los hechos principales que necesitan explicación. Como veremos, la teoría de estos fenómenos en términos de las corrientes surgirá entonces de manera natural.

#### **3.4.6 Magnetización y Desmagnetización.**

Tanto la inducción magnética como el proceso de magnetización de una barra de acero mediante la circulación de corriente a través de un alambre enrollado a ella, son ejemplos en los cuales el hierro o el acero se convierten en imanes mediante la aplicación de un campo magnético debido a un agente externo. Ahora investigaremos más a fondo la relación que existe entre la "intensidad" del imán producida de esta manera y la intensidad del campo al que se atribuye esta magnetización. Obviamente, para este propósito sería deseable presentar la disposición experimental de tal forma que (1) cada parte del espécimen investigado se encuentre, hasta donde sea posible, sujeta, al mismo campo, y que quede así en la misma condición y (2) se pueda asignar un valor al campo aplicado que no se vea afectado por una respuesta en el espécimen. Esto también sería necesario para establecer un criterio satisfactorio del estado de magnetización buscado del material del espécimen. Estos requisitos se pueden cumplir enrollando uniformemente un alambre aislado en torno a un anillo toroidal construido del material cuyas propiedades magnéticas se van a investigar.

En el espacio vacío en la parte interior de un embobinado toroidal que transporta una corriente  $I$ , el campo  $B$  a una distancia  $r$  del eje de este toroide es

$\mu_0 n I$ , donde  $n$  es el número de vueltas por unidad de longitud contadas en torno a un círculo de radio  $r$  centrado en el eje. También notamos que, si el radio de una vuelta es pequeño comparado con cualquiera de los radios interno o externo del toroide, la variación de  $n$  con  $r$  no es importante, de tal forma que el campo en la región interna del toroide puede considerarse como prácticamente uniforme a todo lo largo de su sección transversal, en tanto que, en la parte externa del embobinado, el campo es cero.

Sí el embobinado toroidal no está vacío sino que se le ha llenado con hierro, por ejemplo, entonces el campo producido por una corriente dada transportada por el embobinado de cierto número de vueltas por unidad de longitud, debe diferir radicalmente del valor  $\mu_0 n I$ . Así nos encontramos con la situación de que, según sea el material con el cual se llena el espacio del embobinado, se producen diferentes efectos con la misma causa. Podemos considerar que esta "causa" es el producto  $n I$ , que es la corriente efectiva circulante por unidad de longitud del embobinado. Es conveniente denotar a esta cantidad con un nombre y un símbolo. El símbolo utilizado es  $H$ ; esto es, por mera definición

$$H = n I. \quad (3.35)$$

El nombre dado a esta cantidad es el de fuerza magnetizadora. Naturalmente, no es en realidad una fuerza en el sentido mecánico, como tampoco lo es la fuerza electromotriz. Sin embargo, una vez que esto se ha entendido claramente, se puede

considerar que el nombre es adecuado, pues conduce a la idea que se quiere expresar. La unidad de  $H$  en el sistema MKSA es diferente a la unidad de  $B$ . Como  $H$  es la corriente efectiva circulante en torno a cada unidad de longitud del embobinado, su unidad es el ampere por metro. En el antiguo sistema "electromagnético absoluto" la unidad utilizada para  $H$  era el oersted y las fuerzas magnetizadoras todavía se expresan en oersteds en una gran cantidad de obras actuales. Por consiguiente, puede notarse, para propósitos de transformación al sistema MKSA, que un oersted es igual a  $1000/4\pi$  [A/m]. No debe suponerse que debido al hecho de que  $B$  y  $H$  se midan en unidades diferentes, son cantidades esencialmente diferentes, excepto en el sentido estricto formal de sus dimensiones. Aunque esto no se ha hecho,  $H$  podría haberse definido en igual forma como  $\mu_0 nI$  y, en ese caso,  $B$  y  $H$  no habrían tenido dimensiones diferentes. Al omitir  $\mu_0$  de la definición de  $H$ , las dimensiones de  $B$  y  $H$  deben ser diferentes, por la sencilla razón de que  $\mu_0$  no es un número adimensional.

Sin embargo, siempre se considera a  $H$  de la misma forma que a  $B$ , como un campo, medido por la corriente  $nI$ , de un embobinado toroidal (o de un solenoide largo) mediante el cual ha sido producido. Consecuentemente, de la misma manera que a  $B$ , nos referiremos a  $H$  en las páginas sucesivas como a un campo. Aunque por conveniencia nos hemos imaginado a este campo que podemos considerar como la causa de lo que le ocurre a una muestra experimental de material, como el producido al pasar una corriente a través de un embobinado toroidal, en principio podríamos haber utilizado otros procedimientos. Así, en vez de utilizar esta corriente,

podríamos haber utilizado un imán, o un sistema de imanes, para producir a  $H$ . Obviamente, no podemos medir a  $B$  dentro de un anillo de hierro o de cualquier otro material sólido por los métodos aquí considerados, porque no podemos realizar experimentos dentro del cuerpo del hierro. Sin embargo, existe una manera de evitar esta dificultad, basándose en el fenómeno de inducción electromagnética, será necesario aceptar como un hecho que la magnitud y la dirección de  $B$  dentro del hierro pueden determinarse.

### 3.4.7 Histéresis y Saturación.

Con una disposición semejante en la cual el núcleo es de hierro, hagamos que la corriente en el enbobinado circule, por pasos, a través de valores suficientemente altos en las dos direcciones y determinemos el valor de  $B$  en cada uno de los cambios de la corriente. Las variaciones de  $B$  con  $H$ , encontradas mediante este procedimiento, tendrán un carácter semejante al representado gráficamente en la fig. 3.8. A una curva como ésta se le conoce como curva de histéresis. Aunque todos los hierros y los aceros exhiben histéresis, las áreas encerradas por las curvas varían ampliamente de un espécimen al otro. Puede demostrarse que el área encerrada por una curva de histéresis es una medida de la energía disipada en forma de calor al llevar al espécimen a través de un ciclo.

Otra propiedad importante de la relación entre  $B$  y  $H$  es el fenómeno de saturación, que consiste en una disminución de la pendiente de la curva de la relación entre  $B$  y  $H$ , hasta volverse prácticamente horizontal para valores altos positivos o negativos de  $H$ .

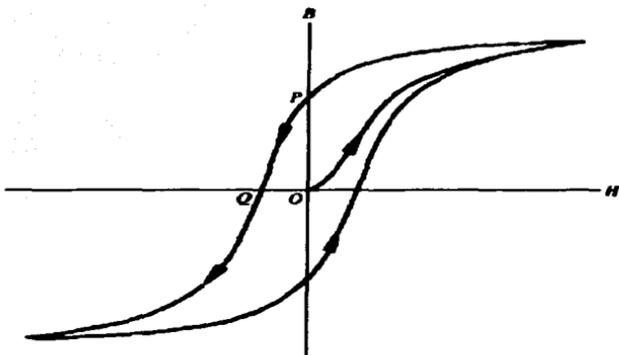


fig. 3.8 Curva de histéresis magnética.

Como  $B$  es la suma de dos contribuciones, esto es, de  $\mu_0 H$  debido a la corriente en el embobinado y de  $B - \mu_0 H$  debido al estado magnético del espécimen y como, en realidad, sólo nos interesa este último término, resulta interesante restar  $\mu_0 H$ , esto es,  $\mu_0 H$ , de todas las ordenadas. Si esto se hace, se encuentra que las líneas que unen a estos puntos son realmente horizontales para altos valores de  $H$ . Esto significa que la contribución del espécimen no puede exceder a este valor máximo. Al restar  $\mu_0 H$  de  $B$  para obtener la contribución debida solamente al espécimen, hemos hecho la suposición tácita de que  $\mu_0 H$  representa la contribución hecha por la corriente en el embobinado, independientemente de la presencia del hierro, esto es, que esta contribución es la misma que si el medio fuera el vacío. El

TESIS CON  
 FALTA DE ORIGEN

hecho de que la pendiente del gráfico de  $B - \mu_0 H$  contra  $H$  se vuelva cero para altos valores de  $H$ , sugiere que esta suposición está justificada. En apoyo a esta suposición, existe el hecho de que todos los átomos y, por lo tanto, todos los materiales, constan casi por completo de espacio vacío. De la misma manera que, debido a este hecho, en la electrostática sólo existe una permisividad (la permisividad  $\epsilon_0$  del espacio libre, o vacío), también en este caso existe una sola permeabilidad  $\mu_0$ , que corresponde nuevamente a la del vacío.

El concepto de medios con permisividad y permeabilidad  $\epsilon$  y  $\mu$  diferentes del vacío, es una mera ficción, que solamente tiene como propósito un tratamiento matemático conveniente.

Nos acabamos de referir a  $B - \mu_0 H$  como la "contribución" del espécimen al campo  $B$ . Consideremos ahora el significado de esta contribución en términos de la condición magnética del propio material. Una bobina plana de  $N$  vueltas cuya área sea  $A$  y que transporta una corriente  $I$  tiene un momento magnético  $\mu_0 N I A$ , y que este momento no cambia si la bobina se extiende axialmente hasta formar un solenoide. Imaginemos que el embobinado toroidal considerado anteriormente se obtiene a partir de una bobina plana de  $N$  vueltas, alargándola primero hasta formar un solenoide de longitud  $l$  y después enrollándola en forma de un toroide. En el estado anterior a la conversión en un toroide, cuando el embobinado es un solenoide alargado, su momento magnético es  $\mu_0 N I A$  y, debido a que su volumen es  $l A$ , su momento magnético por unidad de volumen es  $\mu_0 n I$  o  $\mu_0 H$ , donde  $n$  es el número de

vueltas por unidad de longitud. Obviamente, el momento magnético por unidad de volumen, no puede afectarse por la operación final de enrollamiento del solenoide largo en un toroide; el momento por unidad de volumen seguirá siendo  $\mu_0 H$ .

Los términos  $B$  y  $\mu_0 H$  de la expresión considerada son necesariamente el mismo tipo de cantidad, con las mismas unidades, de tal forma que  $B$  debe ser el momento magnético por unidad de volumen del espécimen junto con el embobinado que transporta corriente, y que, por lo tanto,  $B - \mu_0 H$  es el momento magnético por unidad de volumen del material del espécimen. A esta cantidad se le conoce también como *intensidad de magnetización*  $M$ .

Del hecho de que el gráfico de  $M$  contra  $H$  se vuelva horizontal para valores suficientemente altos de  $H$ , vemos que, para un material ferromagnético dado, existe un límite superior  $M_s$  para el valor de  $M$ .

#### **3.4.8 Retención y Fuerza Coercitiva.**

En la fig. 3.8 se observa que, una vez alcanzada la saturación, al reducir  $H$  hasta cero permanece una inducción residual  $B_r$ , que corresponde al segmento OP del gráfico, en el espécimen. Como  $H$  es cero, este segmento representa la intensidad de magnetización del material que permanece después de la saturación, cuando a través del espécimen no circula corriente. Concordantemente, a  $B$ , se le conoce como la permanencia, o retención del material. Se trata de una medida parcial de la utilidad del material en la construcción de imanes permanentes.

Para poder desmagnetizar por completo al material después de haberlo saturado, esto es, para poder reducir  $M$  a cero, se debe aplicar una fuerza magnética inversa cuyo valor exceda ligeramente al que corresponde a  $OQ$  (fig. 3.8). Sin embargo como la contribución al cambio de  $B$  debida a un material como el hierro es mucho mayor (excepto en la región de saturación) que aquella contribución correspondiente al cambio en  $\mu_0 H$ , la fuerza de magnetización inversa necesaria para reducir a cero el valor de  $M$ , puede considerarse prácticamente como la misma fuerza que reduce a cero el valor de  $B$ .

Denotaremos por  $H_c$  al valor del campo  $H$  inverso que corresponde a  $OQ$ , y que se conoce como la fuerza coercitiva, o coercitividad del material. Se trata de una medida de la dificultad para desmagnetizar a un imán hecho con ese material.

Un valor pequeño de  $H_c$  implica una pequeña área encerrada por la curva de histéresis y una producción de calor por ciclo igualmente pequeña en el hierro o cualquier otro material. Consecuentemente, la pequeñez en  $H_c$  es un requisito práctico que debe cumplir cualquier material que se utilice como núcleo de un transformador.

Por otra parte, un material que se va a usar en la construcción de un imán permanente, debe tener un valor de  $H_c$  lo más grande posible, siempre y cuando este requisito no entre en conflicto con el de alta retención.

### 3.4.9 Materiales Ferromagnéticos.

A aquellos materiales cuyo comportamiento magnético general es semejante al del hierro o al del acero, se les conoce con el nombre de ferromagnéticos.

Los únicos elementos que son ferromagnéticos a temperaturas diferentes a las cercanas a los 0°K, son el hierro, el cobalto, el níquel, el gadolinio y el disprosio, aunque los últimos dos exhiben propiedades ferromagnéticas sólo por debajo de los 16°C y por debajo de los 168°C, respectivamente.

A estos elementos debe añadirse cierto número de aleaciones, de los cuales forman parte, y también cierto número de aleaciones formadas por completo por metales que, en estado puro, no son magnéticos. Entre estas últimas, existe un grupo interesante de aleaciones con propiedades ferromagnéticas que fueron descubiertas por Heusler en los primeros años de este siglo y que actualmente se conocen como aleaciones de Heusler. Se trata de aleaciones de cobre y magnesio y uno de los siguientes metales: estaño, antimonio, aluminio o bismuto.

A partir de entonces, se han desarrollado diferentes aleaciones no ferrosas que tienen propiedades ferromagnéticas. Por último, se ha encontrado que ciertos óxidos y otros compuestos pueden ser ferromagnéticos; algunos ejemplos de éstos son el  $\text{Fe}_3\text{O}_4$ ,  $\text{Fe}_2\text{O}_3$ ,  $\text{FeO}_2$ ,  $\text{FeTiO}_3$ ,  $\text{Fe}_4\text{He}_6\text{O}_9$ ,  $\text{FeCr}_2\text{O}_4$  y el  $\text{Fe}_3\text{Al}_2\text{Si}_3\text{O}_{12}$ . Ciertas mezclas íntimas (por ejemplo, mezclas sinterizadas) de tales compuestos, tienen

propiedades magnéticas particularmente interesantes y se han puesto en práctica para propósitos especiales. Algunos de estos materiales son semejantes en su comportamiento al hierro dulce, o hierro suave, por el hecho de tener valores relativamente bajos de su fuerza coercitiva y retención, en tanto que otros, al tener valores altos de estas cantidades, se asemejan al acero magnético. La tabla 3-2 muestra algunos ejemplos típicos de los primeros, y la tabla 3-3 de los últimos.

Entre los diferentes puntos interesantes mostrados en estas tablas, podemos notar lo siguiente:

1. El valor de  $M_s$  para la aleación de 65% de Fe y 35% de Co es notablemente mayor que la del hierro puro, a pesar del hecho de que el valor para el cobalto puro sea menor que el del hierro puro.
2. Tanto el valor de  $M_s$  para la aleación Heusler no ferrosa enlistada en la tabla 3-2, como el valor de  $B_r$  del bismuto de manganeso incluido en la tabla 3-3, son comparables con las cantidades correspondientes para los materiales ferrosos.
3. Aunque existe un factor menor que 10 entre los valores más altos y más bajos de  $M_s$  para los materiales enlistados en la tabla 3-2, y en los valores de  $B_r$  para los materiales de la tabla 3-3, el factor de variación entre los valores más altos y más bajos de  $H_c$  podría ser, por otra parte, mayor que un millón.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Del examen de las dos tablas se puede ver que el elemento manganeso parece jugar un papel importante. Además de intervenir en la composición de cierto número de aleaciones ferrosas, es un ingrediente esencial en las aleaciones Heusler, y es uno de los materiales del compuesto intermetálico bismuturo de manganeso. A pesar de esto, la presencia de manganeso no siempre favorece el ferromagnetismo. Aunque sí lo hace cuando se agrega cierto porcentaje pequeño de este material al hierro, la aleación de 85% de Fe y 15% de Mn, es casi por completo no magnética. Es interesante notar que la aleación de 75% de Fe y 25% de Ni es prácticamente no magnética, aparte del importante ferromagnetismo exhibido tanto por el hierro como por el níquel puros.

MATERIAL	$\mu_0$ para $H=2 \times 10^4$ (N/A/m)	$M_s$ (N/A/m)	Fuerza coercitiva (A/m)
Hierro purificado (cocido)	5000	2.15	4.0
Cobalto		1.76	950
Níquel		0.615	400
97%Fe, 3%Si	1500	2.0	12
65%Fe, 35%Co		2.45	280
Permaleación 45:	4000	1.60	5.6
54%Fe, 45%Ni, 0.3%Mn			
Superpermaleación:	100000	0.80	0.15
15.7%Fe, 79%Ni, 5%Mo, 0.3%Mn			
Aleación de Heusler:		0.48	500
61%Cu, 26%Mn, 13%Al			
Ferrocubo III (polvo sinterizado)	1000	0.25	8.0
$MnFe_2O_4 + ZnFe_2O_4$			

Tabla 3-2 Propiedades magnéticas de materiales de baja coercitividad.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Materia	Composición porcentual (pesos de Fe)	Indice de Coercitividad	Indice de Permeabilidad
Acero carbonatado	1Mn, 0.9 C	1.0	4000
Acero con 36% de cobalto	36Co, 5W, 4Cr, 0.7C	0.95	19000
Alnico I	12Al, 20Ni, 5Co	1.05	35000
Alnico VI	8Al, 15Ni, 24Co, 3Cu, 1Ti	1.0	60000
Alnico VII	6Al, 18Ni, 35Co, 8Ti	0.58	76000
Hycomax	9Al, 21Ni, 20Co, 2Cu	0.95	64000
Tyconal G	8Al, 14Ni, 24Co, 3Cu	1.3	48000
Platino - cobalto	77Pt, 23Co,	0.59	210000
Bismuturo de manganeso	100MnBi	0.46	290000
Vectoline	30Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub> , 44Fe <sub>3</sub> O <sub>4</sub> , 26Co <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0.16	71000

Tabla 3-3 Propiedades magnéticas de material de alta coercitividad.

### 3.5 HIPÓTESIS DE LOS MECANISMOS ALTERNATIVOS.

En los temas anteriores se ha dado una introducción sobre la temática que se trata en cada uno de los casos, es así como llegamos al planteamiento de las hipótesis de los mecanismos posibles a implementar, que son:

- a. Neumático.
- b. Oleoneumático.
- c. Electromagnético.

#### 3.5.1 Hipótesis del Mecanismo Neumático.

Es bien sabido que la neumática es aplicada ampliamente en el área de automatización, de tal manera que se ha tomado en cuenta para la realización del

presente trabajo, es así como se pretende dar una idea del posible mecanismo neumático que funcionaría, como lo señala el nombre de la tesis, para controlar la apertura de las válvulas, tanto de admisión como de escape, de un motor de combustión interna.

En principio, se necesitaría de un compresor, para circular el fluido a utilizar, en este caso un gas que se necesitaría estudiar, según las condiciones en las que trabaja el motor, una vez superado este punto entramos a la parte del mecanismo, que sería a grandes rasgos, un cilindro de simple efecto, el cuál al ser accionado, tendría que vencer la fuerza un resorte que obligaría al vástago de cilindro, que haría a la vez función de extensión de la válvula, la función de mantener siempre a la válvula en la posición de cerrado. Al poner en funcionamiento el motor, empezaría a circular el fluido y a trabajar las válvulas, en el momento de que la válvula llegue a su punto de apertura máxima, una válvula liberadora de presión dejaría circular nuevamente el fluido a través del sistema. El resorte, como se aprecia en la figura 3.9, se encargaría de regresar la válvula a su posición original (cerrado) y el ciclo se repetiría, sería necesario implementar un sistema que sincronizara el movimiento de las válvulas con el movimiento cigüeñal.

Se debe notar que mientras el motor este detenido, las válvulas deben permanecer estacionarias desde el momento en que el motor se detiene hasta en el que se pone en marcha, conservando la posición en la que deben permanecer, cerradas o abiertas según sea el caso y el momento del giro del cigüeñal.

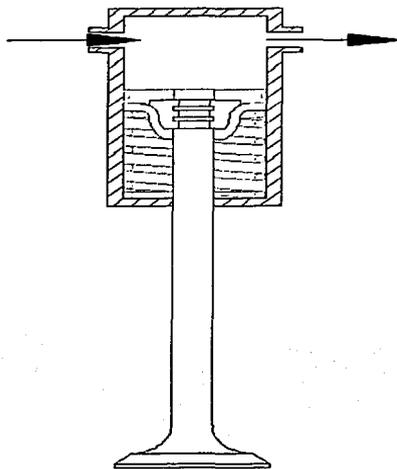


fig. 3.9 Esquema del posible mecanismo neumático.

### 3.5.2 Hipótesis del Mecanismo Oleoneumático.

En un personal punto de vista de quienes realizamos el trabajo, un mecanismo que mezclara las propiedades de los dos sistemas, neumático e hidráulico, sería lo ideal, ya que al mezclar potencia y rapidez de acción, resultaría un muy buen mecanismo, resistente y acorde a las necesidades del caso, de hecho, estos tipos de mecanismos son los más usados en la industria de la automatización hoy día. Un mecanismo que por medio de un compresor proporcione la presión necesaria para transmitirla a un fluido hidráulico que es el que finalmente proveerá el movimiento en

el pistón del cilindro de doble efecto y que al mismo tiempo regrese a la válvula a la posición de cerrado en el momento necesario, este sería el aditamento idóneo en el caso de una elección de un mecanismo por medio de fluido.

Este mecanismo sería controlado por medio de los giros del cigüeñal, el cuál mandaría los pulsos por medio de sensores que detecten el ángulo de giro.

### **3.5.3 Hipótesis del Mecanismo Electromagnético.**

En este caso, el movimiento en la válvula sería por un medio muy distinto, se trataría de un solenoide, el cuál, al recibir la corriente eléctrica, haga su labor de electroimán y mueva a la válvula a su posición de abierta, el regreso de la válvula se daría inmediatamente al cerrarse el suministro eléctrico, ya que estaría implementado un resorte que obligaría a la válvula a cerrarse inmediatamente, es menester calcular a conciencia la bobina del solenoide a fin de que el campo electromagnético creado sea lo suficientemente fuerte como para vencer la fuerza del resorte que se opone a la acción del solenoide.

Al igual que en el punto anterior, este solenoide sería controlado por medio de los giros del cigüeñal, el cuál mandaría los pulsos por medio de sensores que detecten el ángulo de giro. Pueden darse diferentes variantes para el diseño de éste elemento, se muestran dos de ellas en las figuras 3.10 y 3.11.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

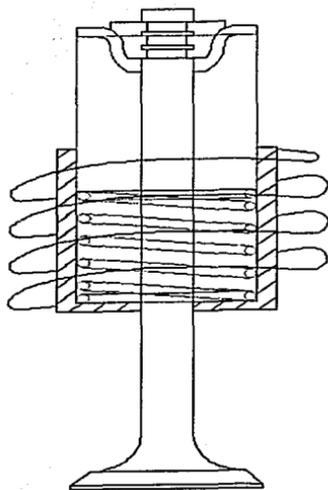


fig. 3.10 Esquema 1 del posible mecanismo electromagnético.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

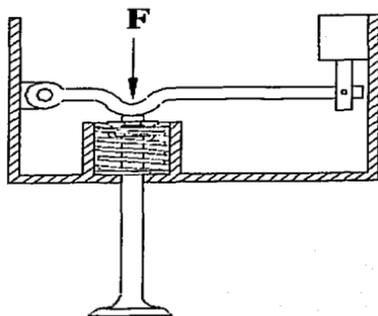


fig. 3.11 Esquema 2 del posible mecanismo electromagnético

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## **CAPÍTULO IV**

### **ANÁLISIS DE LOS DIFERENTES MECANISMOS PARA LA APERTURA DE VÁLVULAS.**

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

#### **4.1 ANÁLISIS DE LOS MECANISMOS NEUMÁTICOS.**

A efecto de comprender mejor la relación existente entre los temas antes tratados, se hará una breve revisión de los diferentes elementos que podrían formar parte de los mecanismos que se pretenden implementar, así como sus características de operación. Es necesario saber el funcionamiento de cada uno de estos mecanismos, para saber cuáles elementos de cada mecanismo que analicemos podrían formar parte de alguna de las hipótesis sugeridas con anterioridad.

##### **4.1.1 Neumático.**

En el análisis de los mecanismos neumáticos se encuentra que la producción de energía se da por medio de compresores estacionarios o móviles, accionados con motores eléctricos o motores de combustión interna, que es como finalmente será alimentado nuestro dispositivo. El compresor a elegir es según la presión y el caudal necesario. La razón de que este sistema sea considerado es que en todas partes existe aire en cantidades ilimitadas para su compresión.

El almacenaje de energía en grandes cantidades es posible sin demasiados esfuerzos ya que el aire se puede comprimir. El aire comprimido almacenado es transportable.

- Transporte de energía: Fácilmente transportable en líneas hasta aproximadamente 1000 m (pérdida de presión).

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

- Fugas: Aparte de pérdidas de carga no existen otros inconvenientes; el aire comprimido se expulsa a la atmósfera.
- Influencias Ambientales: El aire comprimido es insensible a los cambios de temperatura: No hay peligro de incendio o de explosión, aún sin medidas especiales de protección. Con gran cantidad de humedad en el aire, elevadas velocidades de flujo y bajas temperaturas ambientales existe el peligro de congelación.

En todos los compresores ocurre condensación, y los efectos son más notables donde hay enfriamiento, por ese motivo se deben de drenar a intervalos frecuentes para evitar la acumulación de agua. Durante los periodos en el que el compresor permanece sin trabajar, y la humedad se condensa en las paredes y camisas de los cilindros y si el aceite no ofrece la protección adecuada se origina enmohecimiento, que es origen de corrosión por lo tanto sería causa de atascamiento de la válvula, origen de avería del mecanismo de apertura y cierre de válvulas, por lo tanto del motor.

- Movimiento lineal: Fácil de obtener, gran aceleración y reducción de velocidad aproximadamente 10 mm/s - 1500 mm/s.
- Giratorio: Con cilindros, cremalleras y piñones, es fácil obtener hasta 360° con cilindros giratorios.

- Rotativo: Motores neumáticos en diferentes tipos de construcción, elevado número de r.p.m., hasta más de 500,000 r.p.m. por minuto sencilla inversión del sentido del giro.
- Fuerza lineal: Reducida potencia debido a la baja presión, sobrecargable hasta el paro, en cuya posición no se consume energía; esfuerzos económicos según presión de aire y tamaño de cilindro de (9,81 N – 29,430N)
- Fuerza Rotativa: Momento de giro total, incluso en la posición de paro sin consumo de aire, sobrecargable hasta el paro sin consecuencias negativas, reducida potencia, mayor consumo con marcha en vacío.

**Regulabilidad:**

- La velocidad se puede reducir o aumentar mediante válvulas estranguladoras o válvulas de escape rápido, el inconveniente que hay es que la presión casi nunca es constante y la velocidad constante resulta difícil.
- Manejo: Con pocos conocimientos se obtienen buenos resultados. El montaje y puesta en servicio de sistemas de mando es simple, y de fácil aplicación.
- Los ruidos del aire que se escapa son desagradables; se pueden reducir mucho aplicando silenciadores.

#### **4.1.2 Elementos Neumáticos de Movimiento Rectilíneo. Cilindros neumáticos.**

A menudo, la generación de un movimiento rectilíneo con elementos mecánicos, combinados con accionamientos eléctricos, supone un gasto considerable, pero son de gran utilidad ya que por medio de estas combinaciones se pueden lograr mecanismos que puedan realizar diferentes trabajos y funciones a la vez.

##### **4.1.2.1 Cilindros de simple efecto**

Estos cilindros tienen una sola conexión de aire comprimido y no pueden realizar trabajos mas que en un sentido. Se necesita aire sólo para un movimiento de traslación. El vástago retorna por el efecto de un muelle incorporado o de una fuerza externa.

El resorte incorporado se calcula de modo que haga regresar el émbolo a su posición inicial a una velocidad suficientemente grande.

En los cilindros de simple efecto (fig. 4.1) con muelle incorporado, la longitud de éste limita la carrera. Por eso, estos cilindros no sobrepasan una carrera de unos 100 mm.

Se utilizan principalmente para sujetar, expulsar, apretar, levantar, alimentar, etc.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

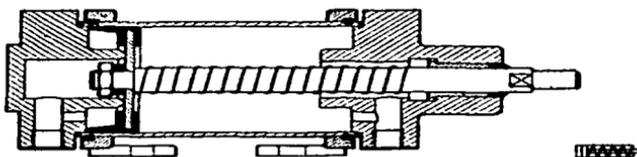


fig.4.1 Cilindro de simple efecto.

#### 4.1.2.2 Cilindro de émbolo

La estanqueidad se logra con un material flexible (perbunano), que recubre el pistón metálico o de material plástico. Durante el movimiento del émbolo, los labios de junta se deslizan sobre la pared interna del cilindro. En la segunda ejecución, mostrada en la figura 4.2, el muelle realiza la carrera de trabajo; el aire comprimido hace retornar el vástago a su posición inicial.

Este elemento se puede acoplar por medio de una válvula reguladora de presión, el aire comprimido llena el cilindro llenando el cilindro de aire, por lo que ira empujando el embolo hasta llegar a un punto donde el aire este comprimido al máximo y la válvula empezara a dejar escapar el aire y el émbolo regresara a su posición inicial.

El elemento de la fig. 4.2a se puede acoplar a la válvula del motor, el aire comprimido llena el cilindro llevandolo hasta su punto máximo de desplazamiento, una válvula reguladora de presión será la encargada de liberar el aire contenido en el

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

cilindro, en el momento que sea liberado el aire, entonces el émbolo del cilindro regresa a su posición inicial llevando la válvula del motor a la posición de cerrado.

- Aplicación: frenos de camiones y trenes.
- Ventaja: frenado instantáneo en cuanto falla la energía.



fig.4.2. Movimiento del émbolo de simple efecto.

#### 4.1.2.3 Cilindros de doble efecto

La fuerza ejercida por el aire comprimido anima al émbolo, en cilindros de doble efecto, a realizar un movimiento de traslación en los dos sentidos. Se dispone de una fuerza útil tanto en el avance como en el retorno.

Los cilindros de doble efecto (fig. 4.3) se emplean especialmente en los casos en que el émbolo tiene que realizar una misión también al retornar a su posición inicial. En principio, la carrera de los cilindros no está limitada, pero hay que tener en cuenta el pandeo y doblado que puede sufrir el vástago salido. También en este caso, sirven de empaquetadura los labios y émbolos de las membranas.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

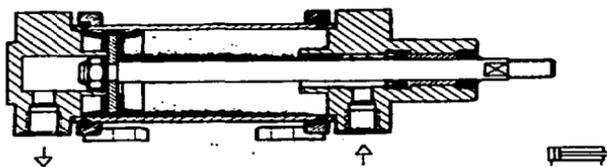


fig.4.3 Cilindro de doble efecto

#### 4.1.2.4 Cilindros con amortiguación interna

Cuando las masas que traslada un cilindro son grandes, con objeto de evitar un choque brusco y daños se utiliza un sistema de amortiguación que entra en acción momentos antes de alcanzar el final de la carrera. Antes de alcanzar la posición final, un émbolo amortiguador corta la salida directa del aire al exterior. En cambio, se dispone de una sección de escape muy pequeña, a menudo ajustable.

El aire comprimido se comprime más en la última parte de la cámara del cilindro. La sobrepresión producida disminuye con el escape de aire a través de las válvulas antirretorno de estrangulaciones montadas (sección de escape pequeña).

El émbolo se desliza lentamente hasta su posición final. En el cambio de dirección del émbolo, el aire entra sin obstáculos en la cámara del cilindro por la válvula antirretorno.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

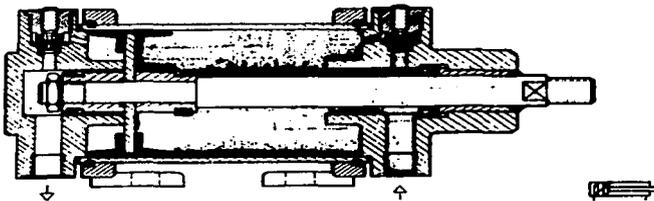


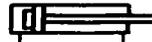
fig.4.4 Cilindro con amortiguación interna.

Otros tipos de amortiguación

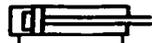
Amortiguación en los dos lados, no regulable.



Amortiguación en el lado del émbolo, no regulable.



Amortiguación en el lado del émbolo, regulable.



#### 4.1.3 Constitución de los Cilindros.

El cilindro de émbolo se compone de varias piezas, como por ejemplo: tubo, tapa posterior (fondo) y tapa anterior con cojinete (manguito doble de copa), vástago, casquillo de cojinete y aro rascador (fig. 4.5); además de piezas de unión y juntas. En la figura 4.5 se muestran los componentes de un cilindro. El tubo cilíndrico, mostrado

en la fig. 4.5 con el número (1) se fabrica en la mayoría de los casos de tubo de acero embutido sin costura. Para prolongar la duración de las juntas, la superficie interior del tubo debe someterse a un mecanizado de precisión (bruñido).

Para aplicaciones especiales, el tubo se construye de aluminio, latón o de tubo de acero con superficie de rodadura cromada. Estas ejecuciones especiales se emplean cuando los cilindros no se accionan con frecuencia o para protegerlos de influencias corrosivas.

Para las tapas posterior fondo (2) y anterior (3) se emplea preferentemente material de fundición (de aluminio o maleable). La fijación de ambas tapas en el tubo puede realizarse mediante tirantes, roscas o bridas.

El vástago (4) se fabrica preferentemente de acero bonificado, Este acero contiene un determinado porcentaje de cromo que lo protege de la corrosión. A deseo, el émbolo se somete a un tratamiento de temple. Su superficie se comprime en un proceso de deslizamiento entre discos planos. La profundidad de asperezas del vástago es de 1 mm. En general, las roscas se laminan con el objeto de prevenir el riesgo de roturas.

En cilindros hidráulicos debe emplearse un vástago cromado (con cromo duro) o templado, este recubrimiento se hace con el fin de evitar la corrosión a la que estas expuesto por los fluidos con los que trabaja. Para normalizar el vástago se monta en la tapa anterior un collarín obturador (5), como se aprecia en la figura 4.5.

De la guía de vástago se hace cargo un casquillo de cojinete (6), que puede ser de bronce sinterizado o un casquillo metálico con revestimiento de plástico. Delante del casquillo de cojinete se encuentra un aro (7). Este impide que entren partículas de polvo y suciedad en el interior del cilindro. Por eso, no se necesita emplear un fuelle. El manguito doble de copa (8) hermetiza la cámara del cilindro.

Material:

Perbunano	para temperaturas entre $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $+80\text{ }^{\circ}\text{C}$
Vitón	para temperaturas entre $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $+190\text{ }^{\circ}\text{C}$
Teflón	para temperaturas entre $-80\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $+200\text{ }^{\circ}\text{C}$

Las juntas tóricas o anillos toroidales (9) se emplean para la obturación estática, porque deben pretensarse, y esto causa pérdidas elevadas por fricción en aplicaciones dinámicas.

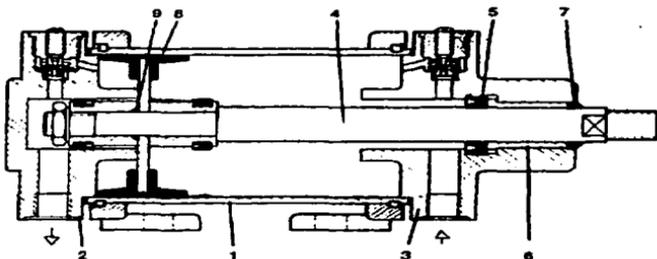


fig.4.5 Estructura de un cilindro con amortiguación de fin de carrera.

#### 4.1.4 Fuerza del Émbolo

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

La fuerza ejercida por un elemento de trabajo depende de la presión del aire, del diámetro del cilindro del rozamiento de las juntas. La fuerza teórica del émbolo se calcula con la siguiente expresión:

$$F_{teor} = A \cdot p$$

$F_{teor}$  = Fuerza teórica del émbolo (N)

$A$  = Superficie útil del émbolo ( $cm^2$ )

$p$  = Presión de trabajo (kPa,  $10^5$  N/m<sup>2</sup>, bar)

En la práctica es necesario conocer la fuerza real. Para determinarla hay que tener en cuenta los rozamientos. En condiciones normales de servicio (presiones de 400 a 800 kPa, o, 4 a 8 bar) se puede suponer que las fuerzas de rozamiento representan de un 3 a un 20% de la fuerza calculada.

#### 4.1.5 Cilindro de Simple Efecto.

Se presenta un ejemplo analizando a que fuerza esta sometido el émbolo en el trabajo que realiza en su desplazamiento y en el regreso.

$$F_n = A \cdot p - (F_R + F_f)$$

Cilindro de doble efecto (En el avance)

$$F_n = A \cdot p - F_R$$

$F_n$  = Fuerza efectiva o real del émbolo

$A$  = Superficie útil del émbolo

Cilindro de doble efecto (en el retorno)

$$F_n = A' \cdot p - F_R$$

(N)

( $cm^2$ )

$$A = \left( \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \right)$$

A' = Superficie útil del anillo del embolo (cm<sup>2</sup>)

$$A' = (D^2 - d^2) \frac{\pi}{4}$$

P = Presión de trabajo (kPa, 10<sup>5</sup> N/m<sup>2</sup>, bar)

F<sub>R</sub> = Fuerza de rozamiento (3 – 20%) (N)

F<sub>F</sub> = Fuerza de muelle de recuperación (N)

D = Diámetro del émbolo (mm)

d = Diámetro del vástago (mm)

Ejemplo de cálculo:

D = 50 mm

d = 12 mm

A = 19.625 cm<sup>2</sup>

A' = 18.5 cm

F<sub>R</sub> = 10% (valor medio)

F<sub>n</sub> = ?

Superficie del émbolo:

$$A = D^2 \cdot \frac{\pi}{4} = 5 \text{ cm} \cdot 5 \text{ cm} \cdot \frac{\pi}{4} = 19.625 \text{ cm}^2$$

Superficie anular del émbolo:

$$A' = (D^2 - d^2) \cdot \frac{\pi}{4} = (25 \text{ cm}^2 - 1.44 \text{ cm}^2) \cdot \frac{\pi}{4} = 18.5 \text{ cm}^2$$

Fuerza teórica de empuje en el avance:

$$F_{\text{teór}} = A \cdot p = 19.625 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot 6 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 = 1.77 \text{ N}$$

Resistencia de rozamiento  $F_R = 117.75 \text{ N}$

Fuerza real de empuje del émbolo en el avance:

$$F_n = A \cdot p = 19.625 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot 6 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 = 117.75 = 1.060 \text{ N}$$

Fuerza teórica de tracción del émbolo en el retorno:

$$F_{\text{teór}} = A' \cdot p = 18.5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot 6 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 = 1.110 \text{ N}$$

Resistencia de rozamiento:  $F_R = 111 \text{ N}$

Fuerza real de tracción del émbolo en el retorno:

$$F_n = A' \cdot p - F_R = 18.5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot 6 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 - 111 \text{ n} = 999$$

En este ejemplo explica que es mayor la fuerza y el rozamiento a la que es sometida el émbolo en su avance y menor en el regreso.

#### *4.1.5.1 Longitud de carrera*

La longitud de carrera en cilindros neumáticos no debe exceder de 2000 mm. Con émbolos de gran tamaño y carrera larga, el sistema neumático no resulta económico por el elevado consumo de aire.

Cuando la carrera es muy larga, el esfuerzo mecánico del vástago y de los cojinetes de guía es demasiado grande. Para evitar el riesgo de pandeo, si las carreras son grandes deben adoptarse vástagos de diámetro superior a lo normal. Además, al prolongar la carrera la distancia entre cojinetes aumenta y, con ello, mejora la guía del vástago.

#### *4.1.5.2 Velocidad del émbolo*

La velocidad del émbolo en cilindros neumáticos depende de la fuerza antagonista de la presión del aire, de la longitud de la tubería, de la sección entre los elementos de mando, trabajo y del caudal que circula por el elemento de mando. Además, influye en la velocidad la amortiguación final de carrera.

Cuando el émbolo abandona la zona de amortiguación, el aire entra por una válvula antirretorno y de estrangulación y produce una reducción de la velocidad.

La velocidad media del émbolo, en cilindros estándar, está comprendida entre 0.1 y 1.5 m/s. Con cilindros especiales (cilindros de impacto) se alcanzan velocidades de hasta 10 m/s. La velocidad del émbolo puede regularse con válvulas especiales. Las válvulas de estrangulación, antirretorno y de estrangulación, las de escape rápido proporcionan velocidades mayores o menores

#### **4.2 ANÁLISIS DEL MECANISMO ELECTROMAGNÉTICO.**

Otro de los mecanismos a analizar y el más idóneo en función de los planteamientos descritos anteriormente, de acuerdo al funcionamiento de este y a los costos que se manejan al usarlos en las industrias automotrices, ya que no son pesados, son pequeños y manejables.

- Producción de energía: Generalmente depende de la localización (hidráulica, térmica ó atómica) puede ser por medio de baterías recargables.
- Almacenaje de energía. La acumulación resulta muy difícil y costosa; en la mayoría de los casos sólo es practicable en cantidades muy reducidas (baterías).

En un automóvil no se presenta este problema ya que la función del acumulador es de tener siempre cargada la batería por medio del trabajo mecánico que le proporciona el motor y solamente se necesita para este trabajo un chispazo del encendido y el alternador recargara la batería al estar trabajando el motor además suministrara energía al dispositivo.

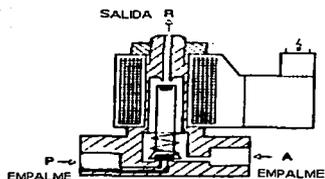
- Transporte de energía. Fácilmente transportable a distancias ilimitadas.
- Fugas. Sin conexión con otras piezas no hay pérdida de energía (peligro de muerte con alta tensión) si se descuida o no se llegan a proteger las zonas de trabajo de este.
- Costo de energía. Mínimo costo de energía, ya que ésta puede ser recargada en función del trabajo del mecanismo.
- Influencias Ambientales. Insensible a cambios de temperatura (zona normal material de aislamiento). En zonas peligrosas, es necesario un dispositivo de protección contra incendio y explosión.
- Movimiento lineal. Sólo para recorridos cortos, motor lineal.
- Giratorio. Obtención de movimientos giratorios con elementos mecánicos ya que estas combinaciones pueden dar buenos resultados al hacer los acoplamientos necesarios y el trabajo sería en conjunción entre ellos mismo.
- Rotativo. Rendimiento óptimo con accionamientos rotativos.
- Fuerza lineal. Poca eficacia debido a los elementos mecánicos postconectados, no sobrecargables, gran consumo de energía con marcha en vacío.

- Fuerza rotativa. Bajo momento de giro en la posición de paro, no sobrecargable, pequeño desarrollo de potencia.
- Regulabilidad. Sólo posibilidades reducidas, muy costoso.
- Manejo. Sólo con conocimientos profesionales, peligro de cortocircuito, una conexión equivocada puede destruir los elementos y el mando.
- Ruidos. Los contactores y los electroimanes producen ruidos al ser conectados.

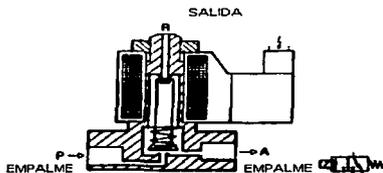
#### **4.2.1 Electroválvulas (Válvulas Electromagnéticas).**

Estas válvulas se utilizan cuando la señal proviene de un temporizador eléctrico, un final de carrera eléctrico, presostatos o mandos electrónicos. En general, se elige el accionamiento eléctrico para mandos con distancias extremadamente largas y cortos tiempos de conexión.

Las electroválvulas o válvulas electromagnéticas se dividen en válvulas de mando directo o indirecto. Las de mando directo solamente se utilizan para un diámetro pequeño de luz, puesto que para diámetros mayores los electroimanes necesarios resultarían demasiado grandes. Un ejemplo de éstas es la válvula mostrada en la figura 4.6.



(a)



(b)

fig. 4.6. Válvula distribuidora 3/2 (de mando electromagnético)

Su trabajo empieza al conectar el imán (fig. 4.6b), el núcleo (inducido) es atraído hacia arriba venciendo la resistencia del muelle. Se unen los empalmes P y A. El núcleo obtura, con su parte trasera, la salida R. Al desconectar el electroimán (fig. 4.6a), el muelle empuja al núcleo hasta su asiento inferior y cierra el paso de P hacia A.

El aire de la tubería de trabajo A puede escapar entonces hacia R. Esta válvula tiene traslape; el tiempo de conexión es muy corto.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Para reducir al mínimo el tamaño de los electroimanes, se utilizan válvulas de mando indirecto (fig. 4.7), que se componen de dos válvulas: Una válvula electromagnética de servopilotaje y una válvula principal, de mando neumático.

#### **4.2.2 Funcionamiento.**

El conducto de alimentación P de la válvula principal tiene una derivación interna hacia el asiento de la válvula de mando indirecto. Un muelle empuja el núcleo contra el asiento de esta válvula. Al excitar el electroimán, el núcleo es atraído, y el aire fluye hacia el émbolo de mando de la válvula principal, empujándolo hacia abajo y levantando los discos de válvula de su asiento.

Primeramente se cierra la unión entre P y R (la válvula no tiene solapo). Entonces, el aire puede fluir de P hacia A y escapar de B hacia R.

Al desconectar el electroimán, el muelle empuja el núcleo hasta su asiento y corta el paso del aire de mando. Los émbolos de mando en la válvula principal son empujados a su posición inicial por los muelles.

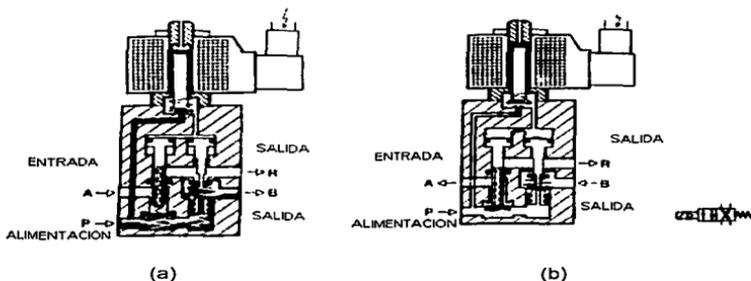


fig. 4.7 Válvula de mando indirecto

#### 4.3 ANÁLISIS DEL MECANISMO OLEONEUMÁTICO.

Al analizar este mecanismo veremos que es una combinación muy útil, de cómo se pueden unir diferentes formas de trabajo y llegar a realizar la unión que nos pueda dar aplicaciones diferentes y como se pueden corregir desventajas que se pueden utilizar al usar solamente uno.

- Producción de energía. En grupos moto-bomba estacionarios o móviles, accionados con motores eléctricos, en casos excepcionales con motor de combustión interna. Pequeñas instalaciones también con accionamiento manual. Las instalaciones móviles son excepcionales. Grupo moto-bomba a elección según presión y caudal necesario.
- Almacenaje de energía. El almacenaje es limitado, con aire como medio auxiliar, solo es económico en pequeñas cantidades.

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

- Transporte de energía. Pérdida de energía y exposición al ambiente debido al aceite.
- Influencias ambientales. Sensible a cambios de temperatura. Cuando hay fugas existe peligro de incendio.
- Movimiento lineal. Fácil de obtener con cilindros, muy buena regulación con velocidades reducidas.
- Giratorio. Fácil de obtener hasta 360° o más mediante cilindros, cremalleras y piñones.
- Rotativo. Motores hidráulicos en diferentes tipos de construcción, el número de giros es inferior al de motores neumáticos, mejor regulabilidad a velocidades reducidas.
- Fuerza lineal. Gran desarrollo de potencia debido a la alta presión, sobrecargable hasta el límite de seguridad (válvula de seguridad); para fuerzas estáticas (parado) consumo continuo de energía.
- Fuerza rotativa. Momento de giro total, incluso en la posición de paro, mayor consumo de energía, sobrecargable hasta el límite de seguridad (válvula de seguridad) gran desarrollo de potencia.

Regulabilidad:

- o Fuerza: El trabajo con la presión nos da un amplio margen y es poco dependiente de la carga.
- o Velocidad: Es constante ya que no representa cambios bruscos en esta y en trabajos lentos, no se presentan problemas de velocidades.
- o Manejo. Más difícil que con neumática, seguridad con altas presiones. Líneas de fuga y de retorno, problemas de densidad.
- o Ruidos. Con altas presiones, ruidos de las bombas se produce vibración. Es un sistema en el cual se genera, transmite y controla la aplicación de potencia a través del aire comprimido y la circulación de aceite en un circuito.

Al analizar un sistema de estos podemos encontrar que se puede dividir en tres grupos que se pueden observar en el diagrama de bloques de la fig. 4.8.



fig.4.8 Diagrama de la división del sistema.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Comenzando desde la izquierda del diagrama, la primera sección corresponde a la conversión de energía eléctrica y/o mecánica en un sistema de energía neumática y/o hidráulica. Un motor eléctrico, de explosión o de otra naturaleza está vinculado a una bomba o compresor, a cuya salida se obtiene un cierto caudal a una determinada presión. En la parte central del diagrama (fig. 4.8), el fluido es conducido a través de tubería al lugar de utilización.

A la derecha en el diagrama, el aire comprimido o el aceite en movimiento produce una reconversión en energía mecánica mediante su acción sobre un cilindro o un motor neumático o hidráulico. Con las válvulas se controla la dirección del movimiento, la velocidad y el nivel de potencia a la salida del motor o cilindro.

#### **4.3.1 Unidades de Avance Oleoneumáticas.**

Estos elementos se utilizan principalmente, como los precedentes, cuando se necesita una velocidad de trabajo uniforme.

El cilindro neumático, el cilindro hidráulico de freno y el bloque neumático de mando forman una unidad compacta. Los dos cilindros están unidos por medio de un travesaño. Como elemento de trabajo se conserva el cilindro neumático.

Cuando éste se alimenta de aire comprimido comienza su movimiento de traslación y arrastra el émbolo del cilindro de freno hidráulico. Este a su vez desplaza el aceite, a través de una válvula antirretorno y de estrangulación, al otro lado del émbolo.

La velocidad de avance puede regularse por medio de una válvula antirretorno y de estrangulación. El aceite mantiene rigurosamente uniforme la velocidad de avance aunque varía la resistencia de trabajo. En la carrera de retorno, el aceite pasa rápidamente, a través de la válvula antirretorno, al otro lado del émbolo y éste se desplaza en marcha rápida.

Un tope regulable sobre el vástago del cilindro de freno permite dividir la carrera de marcha adelante en una fase de marcha rápida y otra de trabajo. El émbolo es arrastrado sólo a partir del momento en que el travesaño choca contra el tope. La velocidad en la carrera de trabajo puede regularse sin escalones entre unos 30 y 6,000 mm/min. Hay unidades especiales que también en el retorno realizan una carrera de trabajo. En este caso, una segunda válvula antirretorno y de estrangulación se hace cargo de frenar en la carrera de retorno.

El cilindro de freno hidráulico tiene un circuito de aceite cerrado; en él sólo se producen fugas pequeñas que forman una película sobre el vástago del cilindro. Un depósito de aceite, incorporado, repone estas pérdidas. Un bloque de mando neumático incorporado manda el conjunto. Este mando directo comprende un vástago de mando, unido firmemente al travesaño del cilindro neumático. El bloque de mando se invierte por medio de dos topes existentes en el vástago de mando. Por eso es posible limitar exactamente la carrera, con este sistema puede obtenerse también un movimiento oscilatorio.

En una unidad como la mostrada en la figura 4.9, con una estrangulación del circuito de aceite muy intensa, puede presentarse un alto momento de presión en el vástago del cilindro. Por eso, los vástagos son generalmente corridos y de diámetro reforzado. La figura 4.10 muestra otra unidad.

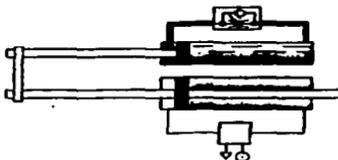


fig.4.9 Unidad de avance oleoneumática.

Entre dos cilindros neumáticos se encuentra el cilindro de freno hidráulico; en ella se suprime el esfuerzo de flexión sobre el vástago del cilindro neumático. Las unidades de avance también pueden ser combinadas por uno mismo. Las combinaciones de cilindros y válvulas como cilindro de freno hidráulico, junto con un cilindro neumático, dan como resultado una unidad de avance.

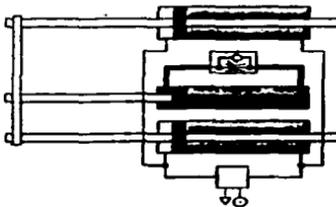


fig.4.10 Unidad de avance.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## **CAPÍTULO V**

### **ELECCIÓN DEL MECANISMO**

## **5.1. VENTAJAS DEL MECANISMO NEUMÁTICO**

Ciertamente la neumática se ve limitada en la ejecución de determinadas funciones debido a la propia naturaleza elástica del aire comprimido y al valor reducido de las fuerzas que con éste se pueden alcanzar teniendo en cuenta las presiones de trabajo a que está sometido. Sus condiciones de compresión y expansión dotan al fluido neumático de unas propiedades apropiadas para la automatización, pero que, sin embargo, no lo son para conseguir movimientos uniformes o cuando se precisa detener un cilindro neumático en una posición intermedia de su carrera, ni tampoco para alcanzar presiones de trabajo superiores a las establecidas normalmente con el aire comprimido.

A continuación se presentan algunas ventajas de estos mecanismos que pueden servirnos para saber si es el idóneo del mecanismo a elegir:

Las ventajas que presenta este tipo de dispositivo son:

- **Disponibilidad:** El aire se encuentra en cualquier sitio.
- **Transporte:** Las tuberías facilitan el transporte.
- **Almacenamiento:** El aire comprimido se puede almacenar en tanques de forma fácil o en contenedores.

- Seguridad: El aire comprimido no posee peligro de explosión.
- Limpieza: El aire comprimido no lubrica, no contamina el medio ambiente.
- Velocidad: Los elementos neumáticos son rápidos y poseen elevadas velocidades de conmutación.

Las desventajas que a continuación se presentan pueden ser factores que hay que analizar o tomar en cuenta para saber si nos va a servir el dispositivo al momento de dar la aplicación que requerimos.

- Acondicionamiento: El aire comprimido debe de ser acondicionado para evitar daños en el sistema.
- Fuerza: Los sistemas de aire comprimido oscilan entre una presión de trabajo de 6 y 7 bar.
- Escape de aire: El reutilizar el aire es costoso por la necesidad de instalar nueva tubería por lo que es común la existencia de escapes de aire en la mayor parte de las válvulas neumáticas.
- El ruido que se provoca por dicho escape es una de las características clásicas de la neumática.

Para trabajos lentos y constantes se busca la ayuda de la hidráulica y se reúnen las ventajas de ésta con las de la neumática, lo que denominamos oleoneumática.

Las ventajas de ésta unión son:

Elementos simples de mando neumático, velocidades regulables y en algunos casos fuerzas grandes con cilindros de pequeño diámetro. El mando se efectúa a través del cilindro neumático. La regulación de la velocidad de trabajo se realiza por medio de un cilindro hidráulico.

Este sistema se emplea con gran frecuencia en procedimientos de trabajo con arranque de virutas, como en el taladrado, fresado y torneado, así como en dispositivos de amplificación de la presión, prensas y dispositivos de sujeción, para multiplicadores de presión, etc.

## **5.2 VENTAJAS DEL MECANISMO OLEONEUMÁTICO.**

Un mecanismo oleoneumático representa la combinación de dos fuentes diferentes, cuyo único fin es brindarnos mejoras en función del diseño al que se desea aplicar, y lo consideramos para observar si en verdad es posible su aplicación y además que problemas nos podemos encontrar en su desarrollo.

La principal ventaja de este sistema es que no exige ni cilindro neumático ni compensador, lo cual simplifica el montaje. El inconveniente principal es la necesidad de montar dos cambiadores por cada cilindro de doble efecto; no obstante estos

elementos resultan baratos, pues en realidad son simples depósitos de chapa de un volumen del doble de la capacidad de aceite del cilindro.

Virtualmente, y de una manera general, los cilindros oleoneumáticos están constituidos por dos cilindros: un cilindro neumático, como unidad de trabajo, y un cilindro oleodinámico, como unidad reguladora. Un vástago único sirve de unión a los dos émbolos del conjunto del cilindro oleoneumático.

En este tipo de cilindros, se da la circunstancia de que las variaciones de carga en el vástago no ejercen influencia sobre la velocidad. Como los sistemas exclusivamente hidráulicos son de un costo mucho más elevado que sus equivalentes neumáticos, para aplicaciones a baja presión, en que no es preciso obtener presiones que son detentadas por el componente hidráulico, conviene inclinarse por la solución oleoneumática. En ella, el aire presta su facilidad de maniobra y su energía; y el aceite, fluido prácticamente incompresible, sus condiciones propias.

#### **5.2.1. Dispositivos oleoneumáticos para control de velocidad.**

Al estudiar la velocidad de desplazamiento y su regulación en los cilindros neumáticos, se puso de manifiesto que existía la dificultad de obtener un movimiento lineal continuo, o una velocidad constante, debido a la compresibilidad del aire que da lugar, en tales cilindros, a imprevistas aceleraciones o desaceleraciones cuando varía la resistencia externa, no permitiendo, en consecuencia, emplearlos para aquellos procesos de trabajo en los que hacen falta movimientos de avance exactos

con distintas demandas de fuerza, como por ejemplo, con la actuación de una herramienta de corte.

Con la ayuda del aceite hidráulico y en virtud de su incompresibilidad, se obtiene una acción de freno que contrarresta las posibles oscilaciones inherentes al fluido comprimido, consiguiéndose una velocidad de accionamiento suave en condiciones de carga variable, o la posibilidad de obtener una posición exacta de cilindro en el punto medio de su carrera. En el sistema oleoneumático no hay alteración de velocidad a causa del calentamiento y de la variación de la viscosidad en el aceite, ni escapes de aceite, como sería el caso con un grupo hidráulico cuando una unidad de avance a velocidades muy lentas llega a pararse, la causa hay que buscarla en las impurezas y partículas en suspensión que lleva el aceite contenido en su interior. Para evitar el paro, basta colocar un aceite perfectamente filtrado y, además, hacerlo circular a través del interior de la unidad de avance con el objeto de realizar un lavado de eliminación de partículas residuales en su interior. Después de unas horas de funcionamiento se debe cambiar el aceite y colocar uno nuevo. Otra observación es que la velocidad puede variar si varía la carga de arrastre o la resistencia que hay que vencer, pues, a mayor carga, el aceite circula a mayor velocidad.

### **5.3 VENTAJAS DEL MECANISMO ELECTROMAGNÉTICO.**

Este mecanismo es una de las piezas claves en las hipótesis que se han presentado, ya que son varias ventajas que se pueden encontrar y usar a favor de un posible diseño.

El fenómeno del electromagnetismo surge de una corriente eléctrica a través de un material conductor. Fuerzas atractivas o repulsivas son generadas en la región adyacente al conductor y resultan proporcionarles al flujo de corriente.

Es posible construir estructuras que junten y enfoquen fuerzas electromagnéticas, y las manejen para obtener movimiento. Los campos electromagnéticos surgen y desaparecen rápidamente, lo cual permite que los dispositivos tengan una velocidad de accionamiento alta. Dado que estos campos existen en un amplio rango de temperaturas, el rendimiento se encuentra limitado en primera instancia por las propiedades de los materiales en la construcción del actuador.

A los dispositivos electromagnéticos se les ha encontrado un amplio campo de aplicación, sin embargo se encuentra la dificultad de construir bobinados dentro de las escalas micro ( $10^{-6}$ ) y nano ( $10^{-9}$ ). Por otra parte la mayoría de los dispositivos electromagnéticos requieren que el elemento conductor y móvil se encuentren perpendicularmente entre sí, lo cual representa una dificultad para las técnicas comúnmente utilizadas para la fabricación de dispositivos de silicón. Una importante ventaja de estos dispositivos es su alta eficiencia en el dominio microscópico para convertir energía eléctrica en trabajo. Esto se traduce en un menor consumo de energía desde la fuente de potencia.

Hay que mantener limpios los contactos. Si los contactos están sucios o picados, causarán variaciones en el suministro de potencia eléctrica, pudiendo

quemarse el electroimán, en condiciones normales de temperatura y humedad, un electroimán normal no presentará problemas. La humedad o la temperatura excesivas pueden reducir la duración del electroimán. Deben evitarse semejantes condiciones para las válvulas electromagnéticas normales.

La energía eléctrica (energía de trabajo o mando) es generada y conducida por elementos específicos, en este caso, el alternador sería nuestro elemento generador de corriente, con lo cuál se garantiza el correcto suministro en todo momento, a no ser que la banda que une al alternador con el movimiento del motor se rompa.

#### **5.4 ELECCION DEL MECANISMO.**

En la elección del mecanismo se analizaron tres fuentes diferentes, de las cuales anteriormente se hizo mención, se analizaron su naturaleza de cada una de ellas, funcionamiento y aplicaciones de estos, así como ventajas y desventajas de cada uno de ellos.

El mecanismo que se ha tomado como el ideal para la realización posible de un diseño es el electromagnético ya que es de gran funcionalidad con la tecnología actual por que se cuenta con las herramientas necesarias para su aplicación en el campo automotriz.

Los costos serian reducidos a la vez el peso del automóvil disminuiría al eliminar el árbol de levas, soportes, rodamientos, retenes etc., serían un poco mas

ligeros que los actuales y funcionales con la tecnología que se desea implementar, permitiéndole al vehículo adelantar o retrasar la apertura y cierre de válvulas según sean las condiciones de manejo.

Este mecanismo nos ofrece grandes ventajas como son la reducción de emisiones contaminantes, al mejorar el proceso de combustión, la fuente de energía que se utiliza no afectaría en gran medida el rendimiento del motor ya que se aprovecharía más la rotación del alternador al emplear el exceso de corriente que es capaz de suministrar.

Cabe mencionar que comparando los precios al público de árboles de levas así como de solenoides automotrices en existencia, la diferencia entre los costos de los mismos difieren en gran escala, dado que los precios de estas partes oscilan, en el caso de los solenoides, entre \$50 a \$250 y de \$400 a \$2000 en el caso de los árboles de levas. Dados los precios de estos elementos es más viable el elegir mecanismos electromagnéticos, ya que el costo de producción es inferior al de un árbol de levas para un motor de modelo reciente, cuyo costo es más elevado por unidad que el de un conjunto de solenoides que conformarían el bloque de apertura y cierre de válvulas, en donde le corresponde un solenoide u electroimán por cada válvula.

■

Por los motivos antes expuestos, se concluye que la elección más acertada es la del mecanismo electromagnético, por funcionalidad, reducidos costos de fabricación y reemplazo, además por la facilidad de instalación y porque se evita el

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

implemento de elementos adicionales, como sería en el caso de los mecanismos neumático y electroneumático, aprovechando al máximo las características de los vehículos actuales.

## CONCLUSIONES.

La finalidad de esta investigación fue encontrar dispositivos alternativos que puedan realizar la misma función del árbol de levas y para ello nos valimos de elementos de neumática, oleoneumática y electromagnetismo, que nos sirvieron para formular tres diferentes hipótesis sobre los posibles mecanismos que se pueden implementar, incluyendo las ventajas y desventajas que representaría el implementar dichos elementos, entonces nos vemos en la necesidad de elegir un elemento que sea el adecuado, por características como funcionalidad y facilidad de adaptación, pero que también nos brinde un mejor desempeño y represente menos inconvenientes, entonces llegamos a las siguientes conclusiones:

1. Que el sistema electromagnético es el candidato perfecto puesto que se puede realizar fácilmente amén de que es la forma más limpia y segura, ya que no se manejan fluidos, como en el caso del neumático y oleoneumático, además de que no es necesario adaptar compresores ni bombas que resten potencia al motor y puede ser controlado por medio del mismo movimiento del cigüeñal, claro está, con ayuda de sensores.
2. Que el dispositivo elegido proporcionará un mejor desempeño del motor, puesto que permitirá la apertura o cierre de válvulas según sean las condiciones de manejo y los requerimientos del sistema.
3. Que es más conveniente por el hecho de poder cambiar un solo electroimán por válvula, en vez de retirar todo el árbol de levas en caso de desperfecto de alguna

de las válvulas, debido a los altos esfuerzos a que están sometidas como también lo está el árbol de levas, que no está exento de sufrir daños tales como alabeo, desgaste por fricción o rotura.

4. Que es más sencilla y económica la construcción de un electroimán o un solenoide y que las tendencias tecnológicas apuntan hacia un mayor uso de estos por su rapidez de accionamiento.
5. Que al implementar este mecanismo, el motor optimizará su rendimiento debido a que serán eliminados los esfuerzos a que está sometido el árbol de levas y que le restan potencia al mismo, además de que la energía generada en el alternador será mejor aprovechada al ser el dispositivo seleccionado un elemento que funciona con electricidad.

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

## GLOSARIO

**Acumulador.** Pila reversible que acumula energía durante la carga y la restituye parcialmente durante la descarga.

**Aleación.** Un metal que contiene dos o más elementos.

**Alternador.** Dínamo generadora de corriente alterna.

**Balancín.** Pieza o barra dotada de un movimiento oscilatorio que regula generalmente otro movimiento o le da un sentido o amplitud diferentes.

**Calor específico.** Relación entre la capacidad calorífica de un material y la capacidad calorífica del agua.

**Campo coercitivo.** Campo eléctrico necesario para eliminar la polarización residual.

**Compresibilidad.** Propiedad que presentan los cuerpos materiales de disminuir su volumen cuando se aumenta la presión ejercida sobre ellos. Es mucho mayor en los gases que en los líquidos y sólidos. El módulo de compresibilidad es el cociente, cambiado de signo, entre la variación de presión que experimenta un cuerpo y la variación relativa de volumen correspondiente.

**Concatenar.** Relacionar o atravesar.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

**Cóncavo.** Que forma una cavidad.

**Conductor.** Que deja pasar fácilmente a través de su masa el calor o la electricidad.

**Convexo.** Esférico.

**Corrosión.** Deterioro y desgaste por ataque químico.

**Densidad.** Masa dividida entre el volumen.

**Electroimán.** Barra de hierro dulce que se imanta artificialmente por la acción de una corriente eléctrica que pasa por un hilo conductor arrollado a la barra. Sinónimo: Electromagneto.

**Electromagnetismo.** Magnetismo producido por una corriente eléctrica. Parte de la física que trata de las relaciones entre el magnetismo y la electricidad.

**Electromecánica - co.** Técnica que trata de las aplicaciones de la electricidad a la mecánica. Dispositivo mecánico dirigido mediante electricidad.

**Embobinado.** Conjunto de espiras.

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

**Émbolo.** Disco o pieza cilíndrica de metal que se ajusta y mueve alternativamente en el interior de un cuerpo de bomba o de un cilindro de una máquina de vapor o de combustión para enrarecer o comprimir un fluido o para recibir movimiento de él.

**Energía.** Capacidad que tiene la materia de producir trabajo en forma de movimiento, luz, calor, etc.

**Entropía.** Magnitud física que multiplicada por la temperatura absoluta de un cuerpo da la energía degradada, o sea la que no puede convertirse en trabajo si no entra en contacto con un cuerpo más frío.

**Espira.** Vuelta de un conductor de una bobina o solenoide.

**Ferromagnetismo.** Propiedad en virtud de la cuál ciertos materiales presentan una gran permeabilidad magnética; como el hierro y el acero.

**Fuerza coercitiva.** Una medida de la dificultad para desmagnetizar a un imán hecho con ese material.

**Fuerza electromotriz (fem).** La fuerza que origina el flujo de corriente. Diferencia de potencial entre las terminales.

**Fluido.** Cuerpo cuyas moléculas tienen entre sí poca o ninguna coherencia y que toma siempre la forma del recipiente que lo contiene.

**Frecuencia.** Número de ondulaciones por segundo de un movimiento vibratorio.

**Generador.** Máquina o aparato productor de energía. Máquina que transforma la energía mecánica en eléctrica.

**Gradiente.** En las magnitudes cuyo valor es distinto en los diversos puntos de una región del espacio, proporción en la que varía la magnitud en función de la distancia a lo largo de la línea en que ésta variación es máxima.

**Hidráulica.** Parte de la mecánica de fluidos que trata de las leyes que rigen los movimientos de los líquidos.

**Histéresis.** Un desfase de la respuesta al campo magnético aplicado. Retraso del efecto debido a la inercia de la materia cuando varía la intensidad de la causa que actúa sobre ella.

**Imán.** Óxido natural de hierro que atrae el hierro y otros metales.

**Inducción.** Producción de corrientes en un circuito cuando éste se encuentra en un campo magnético variable.

**Isobárica.** Línea de presión constante.

**Isoterma.** Línea de temperatura constante.

**Leva.** Pieza de una máquina empleada para imprimir un movimiento repetitivo lineal o alternativo a una segunda pieza, denominada palpador. Las levas se utilizan, por ejemplo, para abrir y cerrar las válvulas de admisión y escape de un motor de automóvil o para controlar una secuencia de interruptores de control en equipos eléctricos y muchas otras máquinas. En ocasiones son necesarias levas de formas complejas para obtener el movimiento deseado.

**Ley.** Regla universal a la que están sujetos los fenómenos de la naturaleza; relación constante entre términos.

**Lubricar.** Suministrar lubricante (a un mecanismo para que sus piezas se deslicen mejor).

**Lumbrera.** Orificio de entrada o salida del vapor (o de mezcla aire combustible y gases quemados) de ciertas máquinas.

**Masa.** Propiedad intrínseca de un cuerpo, que mide su inercia, es decir, la resistencia del cuerpo a cambiar su movimiento. La masa no es lo mismo que el peso, que mide la atracción que ejerce la Tierra sobre una masa determinada. La masa inercial y la masa gravitacional son idénticas. El peso varía según la posición de la masa en relación con la Tierra, pero es proporcional a la masa; dos masas iguales situadas en el mismo punto de un campo gravitatorio tienen el mismo peso.

**Mecánica.** Parte de la física que trata del movimiento y el equilibrio de las fuerzas que los producen.

**Miscible.** Mezclable.

**Neumática.** Parte de la física que trata de las propiedades mecánicas de los gases.

**Oleoneumática.** Técnica que combina aplicaciones de hidráulica y neumática.

**Permeabilidad (magnética).** En el campo magnético, cociente de dividir la inducción por el poder imanador.

**Permisividad.** En el campo eléctrico, cociente de dividir la inducción por la intensidad.

**Peso específico.** La cantidad de calor necesaria para elevar 1° la temperatura de 1 kg de sustancia, se conoce con el nombre de *calor específico* de la sustancia, la cual puede ser muy bien un gas.

**Picado.** Aumento rápido y local de la presión en un punto distante de la chispa, resultando ondas de presión violentas, cuya evidencia audible consiste en un tic tac metálico o golpeteo, cuando estas ondas chocan con la pared del espacio de combustión.

**Poiseville.** Unidad de viscosidad dinámica.

**Preignición.** Encendido anticipado, que se caracteriza por iniciación de la combustión antes del encendido por la chispa.

**Presión.** Fuerza entre unidad de área,  $P=F/A$ , en  $N/m^2$ .

**Presostato.** Regulador de presión.

**Proporcionalidad.** Relación o correspondencia debida a las partes con el todo, o de una parte con otra, en cuanto a magnitud, cantidad o grado.

**Relación de compresión.** Es la relación del volumen antes de la compresión entre el volumen después de la compresión.

**Rendimiento.** Trabajo útil de un motor.

**Retención.** Se trata de una medida parcial de la utilidad del material en la construcción de imanes permanentes.

**Rotámetro.** Medidor de caudal o flujo.

**rpm.** Revoluciones por minuto, número de vueltas o ciclo en un minuto.

**Sinterizado.** Aglomeración por medios térmicos.

**Solenoide.** Alambre arrollado en forma de hélice, que se emplea en varios aparatos eléctricos. Cuando circula una corriente continua se comporta como un imán.

**Strobotac.** Instrumento con el cuál se mide y se observa la frecuencia de vibración de un resorte.

**Tensión.** Tendencia de una carga eléctrica a pasar de un cuerpo a otro de menor potencial.

**Teoría.** Conjunto de razonamientos ideados para explicar provisionalmente un determinado orden de fenómenos. Síntesis comprensiva de los conocimientos que una ciencia ha obtenido en los estudios de un determinado orden de hechos.

**Toroide.** Bobina o transformador que tiene la forma de un anillo cerrado.

**Válvula.** Obturador colocado en el cilindro de un motor para que el orificio por el que se aspira la mezcla aire-combustible se halle abierto mientras baja el émbolo en el cilindro, y cerrado cuando se verifica la combustión.

**Vástago.** Varilla o barra que transmite el movimiento. *Vástago de la válvula.*

**Velocidad.** Relación entre el espacio recorrido y el tiempo empleado en recorrerlo.

**Viscosidad.** Relación entre el esfuerzo cortante y el gradiente de velocidad.

**Volt.** Unidad de diferencia de potencial. Es igual al trabajo de un Joule por Coulomb.

**Voltaje.** Símbolo que se emplea para designar la fem. Potencial eléctrico expresado en voltios.

**Volumen específico.** Volumen de la unidad de peso, expresado en  $m^3/kg$ .

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## **BIBLIOGRAFÍA**

### **1. PROCESOS DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN.**

Lester C. Lychty.

Editorial Mc Graw – Hill.

### **2. ¡EN MARCHA!**

Selecciones del Reader's Digest.

Impresora y Editora Mexicana S.A. de C.V.

### **3. MECANISMOS HIDRÁULICOS.**

Pedro Egea Gil.

Ediciones Gustavo Gili S.A de C.V.

### **4. ELEMENTOS HIDRÁULICOS EN LOS TRACTORES Y MÁQUINAS AGRÍCOLAS.**

Jacinto Gil Sierra.

Ediciones Mundi – Prensa.

### **5. AIRE COMPRIMIDO. TEORÍA Y CÁLCULO DE LAS INSTALACIONES.**

Enrique Carnicer Royo.

Editorial Paraninfo.

**6. AIRE COMPRIMIDO. NEUMÁTICA CONVENCIONAL.**

Enrique Carnicer Royo.

Editorial Gustavo Gili S.A.

**7. TRATADO DE ELECTRICIDAD. CORRIENTE CONTINUA.**

Chester L. Dawes.

Ediciones Gustavo Gili, S.A DE C.V.

**8. MAQUINAS ELÉCTRICAS Y TRANSFORMADORES.**

I. L. Kosow.

Editorial Reverté.

**9. TERMODINÁMICA.**

Virgil M. Faires.

Editorial UTEHA.

**10. TERMODINÁMICA.**

Irving Granet.

Editorial Prentice – Hall.

**11. MATERIALES PARA INGENIERÍA.**

Lawrence H. Van Vlack.

Compañía Editorial Continental S.A.

12. ENCICLOPEDIA ENCARTA.

Microsoft Inc.

13. MANUAL DEL INGENIERO MECÁNICO VOL. II.

Edward H. Smith.

Prentice-Hall Hispanoamericana, S.A.

14. ELECTRICIDAD BASICA 1.

Van Valkenburgh, Nooger & Neville, Inc.

Compañía Editorial Continental S.A. de C.V.

15. FISICA. ELECTRICIDAD, MAGNETISMO Y ÓPTICA VOL. II.

Arnold L. Reimann.

Compañía Editorial Continental S.A. de C.V.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN