

II. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

1. MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

1.1 HISTORIA. El motor de combustión interna, es una máquina de calor que convierte energía química de un combustible en energía mecánica, usualmente a través de eje rotativo de salida. De primero la energía química del combustible es convertida en energía térmica por medio de la combustión u oxidación con el aire dentro del motor. Esta energía térmica eleva la temperatura y presión de los gases en el motor, y la alta presión de los gases se expande contra los mecanismos del motor. Esta expansión es convertida mediante eslabonamientos mecánicos del motor a un cigüeñal giratorio, que es la salida de potencia del motor. El cigüeñal, alternamente, está conectado a una transmisión y/o tren de engranajes, para transmitir la energía mecánica rotacional al uso final deseado.

La mayoría de los motores de combustión interna son motores reciprocantes, que poseen pistones que tienen un movimiento de vaivén dentro de los cilindros de un motor.

Los motores reciprocantes pueden tener desde un cilindro a varios. En donde pueden estar ordenados en diferentes configuraciones geométricas.

El desarrollo del motor de combustión interna remota a mediados del siglo XIX y coincide con el desarrollo del automóvil. Durante la segunda mitad del siglo XIX, distintos estilos de combustión interna fueron creados y probados.

El primero, motor bastante práctico, fue inventado por J.J.E. Lenoir (1822-1900) y apareció en el escenario hasta en (1860). Durante la siguiente década, varios cientos de estos motores fueron construidos, en donde estos entregaban hasta una potencia de 4.5kW (6 HP) y poseían una eficiencia mecánica máxima de 5%. En 1867, el motor Otto-Langen, con una eficiencia mecánica mejorada correspondiente al 11%, fue introducido, y varios cientos de estos motores fueron producidos durante la siguiente década. Éste era un motor de tipo atmosférico, con una carrera de potencia impulsada por una presión atmosférica actuando contra un vacío. Nicolaus A. Otto (1832-1891) y Eugen Langen

(1833-1895) fueron dos de varios inventores de motores de combustión interna de este período.

Durante este tiempo, los motores que funcionaban en el mismo ciclo de cuatro tiempos básico que el motor de automóvil moderno comenzaron a desarrollarse como el mejor diseño. A Otto se le dio el crédito del ciclo de cuatro tiempos cuando su motor prototipo fue construido en 1876.

En la década de los 1880, apareció por primera vez el motor de combustión interna en los automóviles. También en esta década el motor de dos tiempos se volvió práctico y se construyó en gran número.

1.2 CLASIFICACIÓN DE LOS MOTORES

Los motores de combustión interna pueden ser clasificados de distinta manera:

1.2.1 TIPO DE IGNICIÓN

- Encendido por chispa (SI): un motor encendido por chispa inicia el proceso de combustión en cada ciclo mediante el uso de una bujía. La bujía suministra un arco voltaico de alto voltaje entre dos electros, que tiene como consecuencia que la mezcla aire-combustible en la cámara de combustión, que rodea a la bujía, se encienda.
- Encendido por compresión (CI): el proceso de combustión en un motor CI inicia cuando la mezcla aire-combustible se auto enciende debido a la alta temperatura en la cámara de combustión como consecuencia de una alta compresión.

1.2.2 TIPO DE CICLO

- De 4 tiempos: un ciclo de 4 tiempos experimenta 4 movimientos de pistón en 2 revoluciones por cada ciclo.
- De 2 tiempos: un ciclo de 2 tiempos experimenta 2 movimientos de pistón en 1 revolución por cada ciclo.

1.2.3 UBICACIÓN DE LAS VÁLVULAS

- Válvulas a la cabeza
- Válvulas en el cuerpo del motor
- Válvulas en el cuerpo y la cabeza

1.2.4 DISEÑO

- Reciprocantes: el motor posee uno o más cilindros dentro de los cuales los pistones tienen un movimiento de vaivén.
- Rotativo: utiliza rotores en vez de pistones, y no poseen un movimiento de vaivén, sino, rotativo.

1.2.5 POSICIÓN Y NÚMERO DE CILINDROS

- Un solo cilindro
- En línea
- En V
- De cilindros opuestos
- En W
- De pistones opuestos
- Radial

1.2.6 SEGÚN ADMISIÓN DEL AIRE:

- Naturalmente aspirados
- Supercargados
- Turbocargados
- Por compresión en el cárter inferior

1.2.7 SEGÚN EL SUMINISTRO DE COMBUSTIBLE PARA MOTORES SI

- Carburados
- Inyección Multipunto: uno o más inyectores en la entrada de cada cilindro.
- Inyección en el cuerpo de aceleración

1.2.8 SEGÚN EL COMBUSTIBLE UTILIZADO

- Gasolina
- Diesel
- Gas, Gas natural, Metano
- LPG
- Otros.

1.2.9 SEGÚN SU APLICACIÓN

- Automotriz
- Marítimo
- Estacionario
- Otros.

1.2.10 SEGÚN EL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

- Enfriado por aire
- Enfriado por líquidos, enfriado por agua

1.3 FUNCIONAMIENTO

Para un motor de 4 tiempos, en línea, de gasolina, encendido por chispa, es el siguiente:

1.3.1 PRIMER TIEMPO, CARRERA DE ADMISIÓN: El pistón viaja del punto muerto superior al punto muerto inferior, con la válvula de admisión abierta y la válvula de escape cerrada. Esto provoca un incremento de volumen en la cámara de combustión, y como consecuencia se crea un vacío. La presión diferencial resultante en el sistema de admisión, teniendo una presión mayor en el exterior que corresponde a la presión atmosférica y el vacío dentro de la cámara de combustión, hace que se genere un flujo de mezcla hacia la cámara de combustión. A medida que pasa el aire a través del sistema de admisión, es suministrado combustible, para formar la mezcla, en cantidades que son reguladas por inyectores o carburadores.

1.3.2 SEGUNDO TIEMPO, CARRERA DE COMPRESIÓN: Cuando el pistón alcanza el punto muerto inferior, la válvula de admisión se cierra y el pistón viaja de nuevo hacia el punto muerto superior, con todas las válvulas cerradas. Esta carrera comprime la mezcla aire-combustible, elevando tanto la presión y la temperatura en el cilindro. Cercano al punto muerto superior en la carrera de compresión, la bujía forma un arco eléctrico entre sus electrodos y esto causa que se inicie la combustión.

1.3.3 COMBUSTIÓN: La combustión de la mezcla aire-combustible ocurre en un pequeño intervalo de tiempo con el pistón cerca del punto muerto superior y termina un pequeño intervalo después de haber pasado el punto muerto superior, durante la carrera de expansión. La combustión cambia la composición de la mezcla a la correspondiente de los productos de combustión, que son los gases de escape y también incrementa la temperatura en el cilindro a un alto valor. Esto, en cambio, aumenta la presión en el cilindro a valores altos también.

1.3.4 TERCER TIEMPO, CARRERA DE EXPANSIÓN O CARRERA DE POTENCIA: Con todas las válvulas cerradas, la gran presión producida por el proceso de combustión empuja el pistón lejos del punto muerto superior. Esta es la carrera que produce el trabajo de salida. A medida que el pistón viaja del punto muerto superior al punto muerto inferior, el volumen en el cilindro crece, causando que la presión y la temperatura caigan.

1.3.5 RESOPLO DE GASES DE ESCAPE: tarde en la carrera de potencia, la válvula de escape se abre y el resoplo ocurre. La presión y la temperatura en el cilindro todavía son relativamente altas con respecto a sus alrededores, y un diferencial de presión es creado a través del sistema de escape la cual está abierta a la presión atmosférica. Esta diferencial de presión causa que muchos de los gases de escape a ser empujados fuera del cilindro y a través del sistema de escape cuando el pistón se encuentra cercano al punto muerto inferior.

1.3.6 CUARTO TIEMPO, CARRERA DE ESCAPE: Para cuando el pistón alcanza el punto muerto inferior, el resoplo se ha completado, pero el cilindro aun se encuentra lleno de gases de escape a una presión cercana a la presión atmosférica. Con la válvula de escape estando abierta, el pistón viaja del punto muerto inferior al punto muerto superior en la carrera de escape. Esto carrera empuja la mayoría de los gases de escape restantes fuera del cilindro hacia el sistema de escape a una presión cercana a la presión atmosférica, dejando una pequeña cantidad de estos gases correspondiente al volumen de holgura en el cilindro.

1.4 ALGUNOS CONCEPTOS IMPORTANTES

1.4.1 RELACIÓN DE COMPRESIÓN. Es la razón entre el volumen máximo y el volumen mínimo en un cilindro:

$$RC = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_e + V_d}{V_e}$$

Donde V_e corresponde al volumen de holgura y V_d corresponde al volumen de desplazamiento. El volumen de holgura se refiere al volumen existente sobre el pistón cuando este se encuentra en el punto muerto superior. El volumen de desplazamiento corresponde al volumen que se encuentra entre el punto muerto superior e inferior de la carrera del pistón.

Los motores modernos encendidos por chispa poseen una relación de compresión entre 8 a 11:1, cuando los motores encendidos por compresión tienen una relación de compresión entre 12 y 24:1. Los motores con supercargadores o turbocargadores usualmente poseen valores menores de relación de compresión en comparación con los motores aspirados. Debido a limitaciones de los materiales en los motores, tecnología, y calidad de los combustibles, los primeros motores de combustión interna poseían relaciones de compresión bajas, en el orden de 2 a 3:1. Por ejemplo, en la década de los 1880, la relación de compresión promedio era de 2.5:1. En 1940, la relación de compresión en los motores aumento a un promedio de 6.5:1 y en la década de los 90 alcanzo valores de relación de compresión promedio de 9.5:1. Ahora en la actualidad se

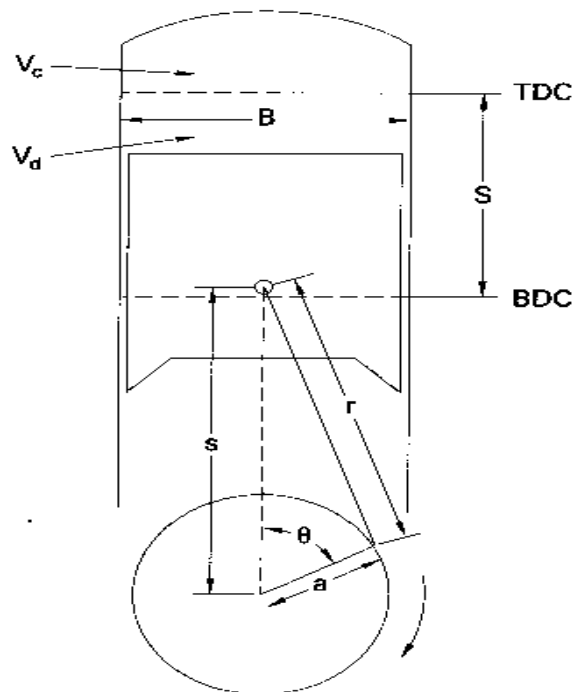
utilizan valores muy altos de relación de compresión, para motores operando con gasolina, que únicamente se ven limitados por las propiedades de los combustibles.

Hay una gran cantidad de factores que afectan la relación de compresión máxima para un motor. Generalmente, la relación de compresión en un motor de combustión interna operando con gasolina, debe ser tan alta como sea posible sin llevar al combustible a la Autoignición.

Los factores que afectan regularmente la relación de compresión, son los siguientes:

- Octanaje del combustible
- Presión máxima generada por el turbocargador
- Temperatura del aire de admisión
- Tiempo de válvulas

F.1 – GEOMETRÍA DE PISTÓN Y CILINDRO



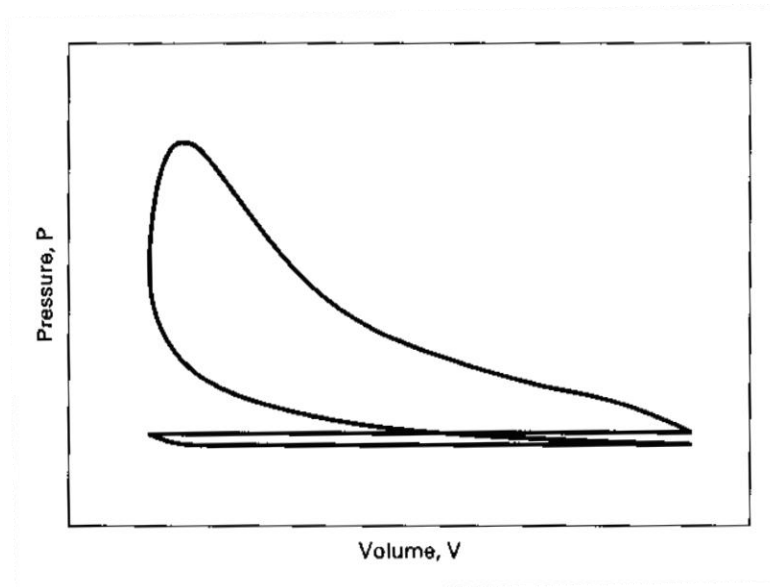
Piston and cylinder geometry of reciprocating engine. B = bore; S = stroke; r = connecting rod length; a = crank offset; s = piston position; θ = crank angle; V_c = clearance volume; V_d = displacement volume.

1.4.2 TRABAJO. El trabajo es la salida de cualquier motor de calor, y en un motor de combustión interna este trabajo es generado por los gases en la cámara de combustión del cilindro. El trabajo es el resultado de una fuerza actuando a través de una distancia. La fuerza debida a la presión de un gas sobre el movimiento de un pistón produce el trabajo en el ciclo de un motor de combustión interna.

$$W = \int F dx = \int PA_p dx = \int P dV$$

Donde P es la presión en la cámara de combustión, A_p es el área contra la cual la presión actúa, o sea la corona del pistón, X es la distancia a través de la cual se mueve el pistón y dV es el diferencial de volumen desplazado por el pistón.

F.2 – DIAGRAMA DE TRABAJO



Si P representa la presión dentro de la cámara de combustión. Y según la ecuación

$$W = \int P dV$$

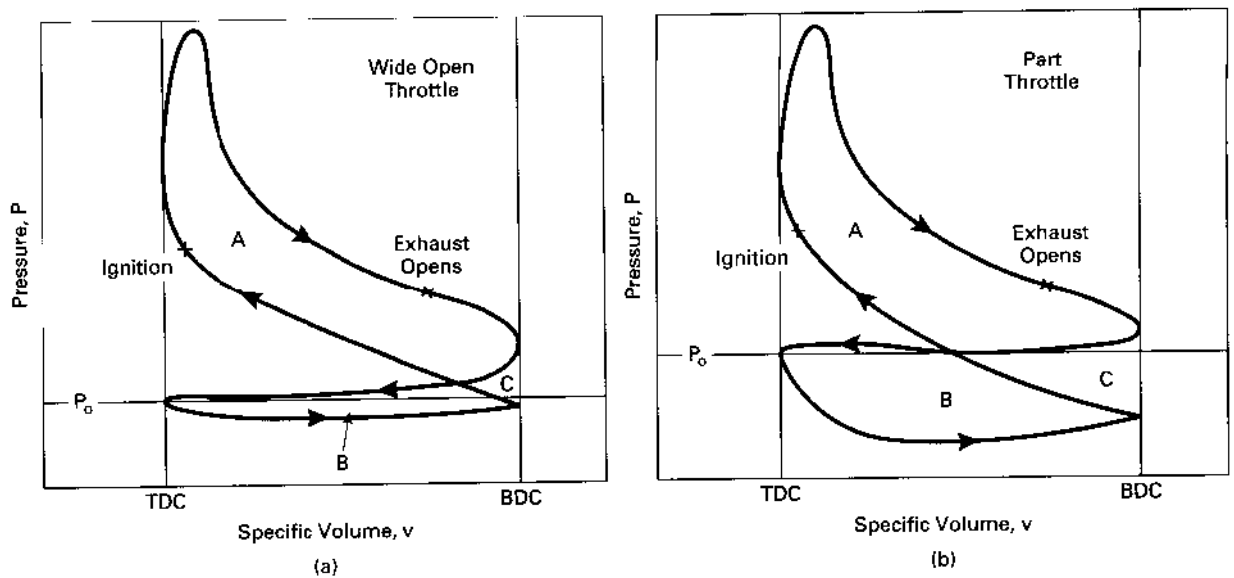
Este trabajo recibe el nombre de **Trabajo Indicado (Wi)**. El trabajo entregado por el cigüeñal es menor al trabajo indicado debido a que existe fricción entre los mecanismos y cargas parasitas en el motor. Las **cargas parasitas (Wt)** corresponden a la bomba de

aceite, el supercargador, compresor del aire acondicionado, alternador, etc. El trabajo entregado por el cigüeñal recibe el nombre de **Trabajo de Frenado (Wb)**.

Entonces el **Trabajo de Frenado** es equivalente a:

$$W_b = W_i - W_t$$

F.3 – DIAGRAMA DE TRABAJO PARA MOTORES ASPIRADOS



En la FIGURA. (a) tenemos el diagrama de un motor encendido por chispa trabajando en un ciclo de 4 tiempos a plena carga. En la FIGURA (b) a media carga. El área **A** consiste en la carrera de compresión y la carrera de potencia, y representa el **Trabajo Indicado**. El área **B** corresponde a un área negativa, que corresponde a las carreras de admisión y escape. Esta área es llamada **Trabajo de Bombeo**. Entonces el trabajo neto corresponde a:

$$W_{net} = W_{indicado} + W_{bombeo}$$

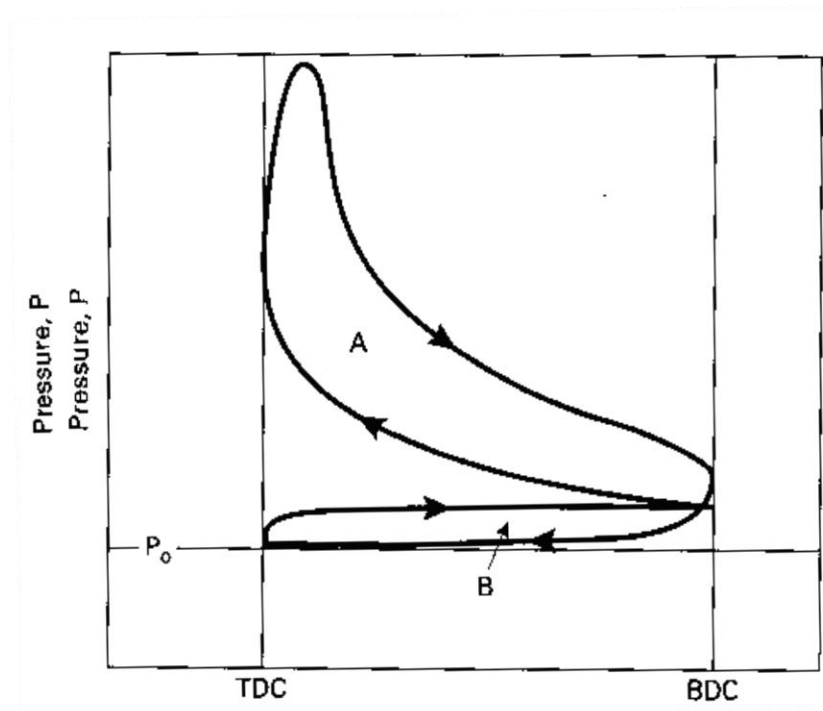
Entonces para autos naturalmente aspirados el **Trabajo Neto** corresponde a:

$$W_{net} = Area A - Area B$$

En cambio que los motores con supercargadores o turbocargadores, poseen una presión de admisión mayor a la presión de escape, obteniendo **Trabajo de Bombeo** positivo.

$$W_{net} = Area A + Area B$$

F.4 – DIAGRAMA DE TRABAJO PARA MOTORES SOBREALIMENTADOS



Los turbocargadores incrementan el Trabajo Neto.

La razón entre el **Trabajo de Frenado** en el cigüeñal, y el **Trabajo Indicado** en la cámara de combustión, define la **eficiencia mecánica** del motor:

$$n_m = \frac{W_b}{W_i}$$

La **eficiencia mecánica** está en el orden de 75% a 95%, a altas revoluciones del motor para los automóviles modernos operando a plena carga.

Es por esto que los turbocargadores son tan importantes en la industria automotriz, debido a que con ellos las eficiencias aumentan en gran medida.

2. TURBOCARGADORES

2.1 FUNDAMENTOS DE UN TURBOCARGADOR. Lo más atractivo de un turbocargador, sin duda, es la capacidad de agregar hasta 50% o más potencia a un motor sin necesidad de hacer cambios significativos. Básicamente, un turbocargador es un sistema de inducción forzada de aire, el cual está compuesto de dos partes principales: Una turbina que se alimenta con los gases calientes de escape del motor, y un compresor de aire, el cual comprime el aire antes que ingrese al motor. Estos dos componentes están unidos mecánicamente por un eje común de metal. La turbina es accionada por los gases de escape del motor, que poseen una gran energía cinética, y esta la transforma en energía mecánica rotacional, alcanzando velocidades angulares entre 100,000 a 130,000RPM hasta un máximo de 150,000RPM. Toda esta energía rotacional se transfiere al compresor mediante un eje, y este se encarga de elevar la presión del aire en el sistema de admisión. El aire comprimido permite que ingrese una mayor mezcla de aire-combustible a los cilindros, ya que se reduce su volumen específico.

Sabemos que la ecuación de estado para gases ideales es la siguiente:

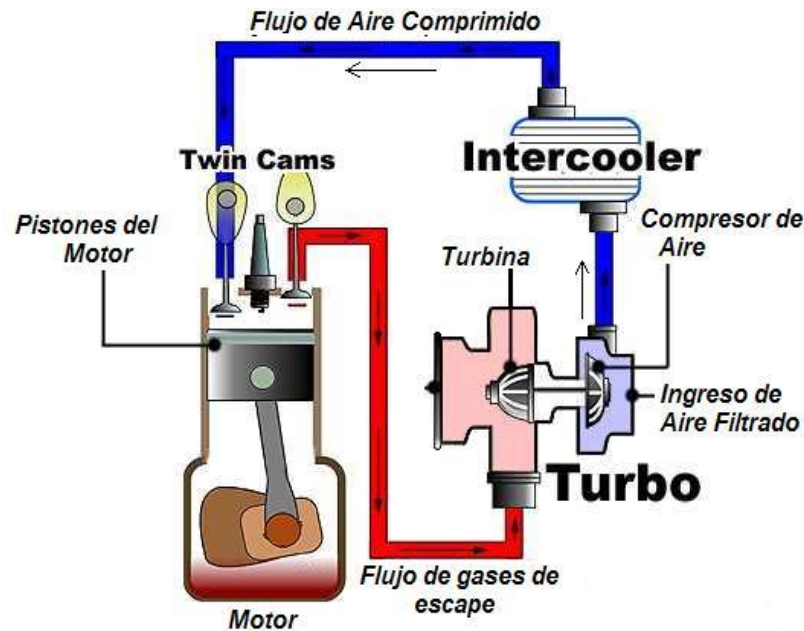
$$Pv = RT$$

Donde **P** [kipá] es la presión absoluta del gas, **T** [K] es la temperatura absoluta del gas, **R** [0.2870 kPa * m³/kg * K] es la constante del gas ideal, y **v** [m³/kg] es el volumen específico del mismo, si ahora despejamos para el volumen específico, obtenemos lo siguiente:

$$v = \frac{RT}{P}$$

Y aquí se demuestra que a mayor presión, se reduce el volumen específico de la mezcla, es decir, aumenta la densidad del mismo, o sea, podemos tener una mayor cantidad de mezcla [kg] por unidad de volumen [m³].

F.5 – DIAGRAMA DE MOTOR TURBO CARGADO



Aunque los turbocargadores son más conocidos en motores de gasolina, son utilizados extensamente en motores diesel. Los motores diesel poseen ciertas características que les permite adecuarse más fácilmente a la instalación de un turbo. Y estas características son que el motor diesel enciende su mezcla por compresión y temperatura, y no mediante una chispa, entonces en este caso a diferencia del motor de gasolina, nos importa que la mezcla al ser inyectada, se auto encienda lo más rápido posible.

Debido a la poca diferencia de presión que existe entre los gases de escape saliendo inmediatamente del motor y la presión atmosférica, el turbo debe ser instalado lo más cercano al motor para poder aprovechar de mejor manera esta energía. Y es por esto que regularmente se encuentra instalado justo después del manifold de escape. Usualmente los turbocargadores incluyen un **intercooler (interenfriador)**, el cual es básicamente un intercambiador de calor que enfría el aire comprimido antes que sea enviado a los cilindros. Ya que el aire frío posee un menor volumen que el mismo aire caliente, permite enviar una mayor cantidad de mezcla de aire-combustible a los cilindros, y esto aumenta la eficiencia volumétrica del sistema.

Usualmente el compresor de un turbo es del tipo centrífugo

F.6 - TURBOCARGADOR



El compresor del turbocargador es accionado por la turbina montada en el sistema de escape del motor. La ventaja de esto es que no se utiliza energía del cigüeñal para mover al compresor, y solo energía desechada en los gases de escape son empleados. Los motores turbocargados generalmente tienen un menor consumo específico de combustible.

SFC= consumo específico de combustible

$$SFC = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}}$$

Donde \dot{m}_f es el flujo másico de combustible hacia el motor y \dot{W} es la potencia del motor.

La presión máxima en el sistema de escape de un motor es ligeramente mayor que la presión atmosférica, así que solo puede existir una pequeña caída de presión a través de la turbina. Debido a esto, es necesario hacer rotar a la turbina a altas velocidades para producir suficiente potencia, para mover al compresor. La velocidad rotacional de una turbina puede ser del orden de 100,00 a 130,000 RPM. Debido a estas altas velocidades y que los gases de escape se encuentran a una alta temperatura, hacen que la turbina

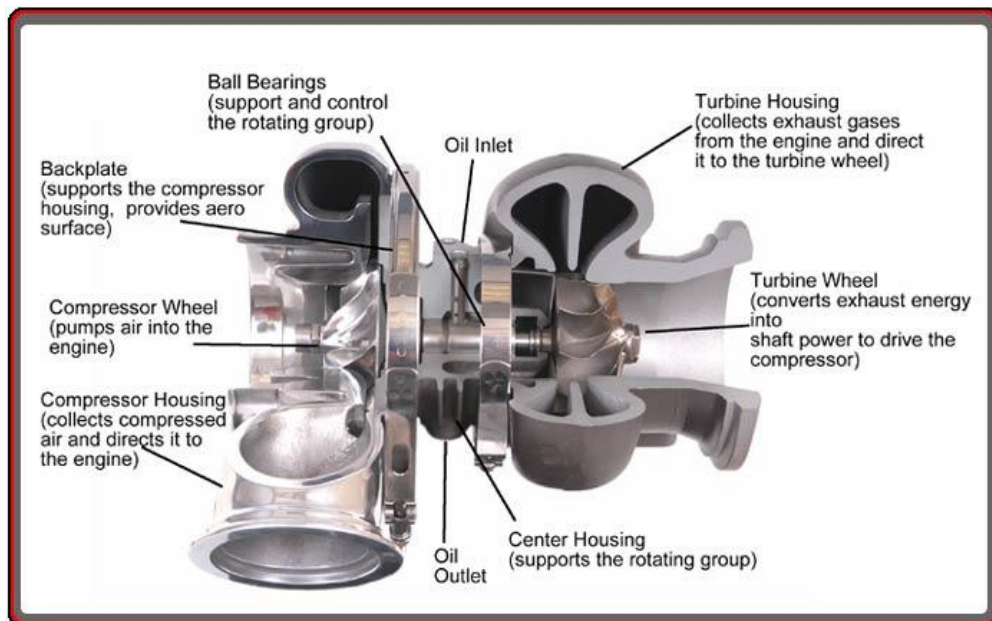
opere en un ambiente corrosivo, por lo que son necesarios materiales especiales para una mayor confiabilidad del mismo.

2.2 COMPONENTES DE UN TURBOCARGADOR

Entre ellos los principales son:

- El compresor
- La turbina
- Carcasa del compresor
- Carcasa de la turbina
- Líneas de enfriamiento
- Líneas de lubricación
- Cojinetes de bolas

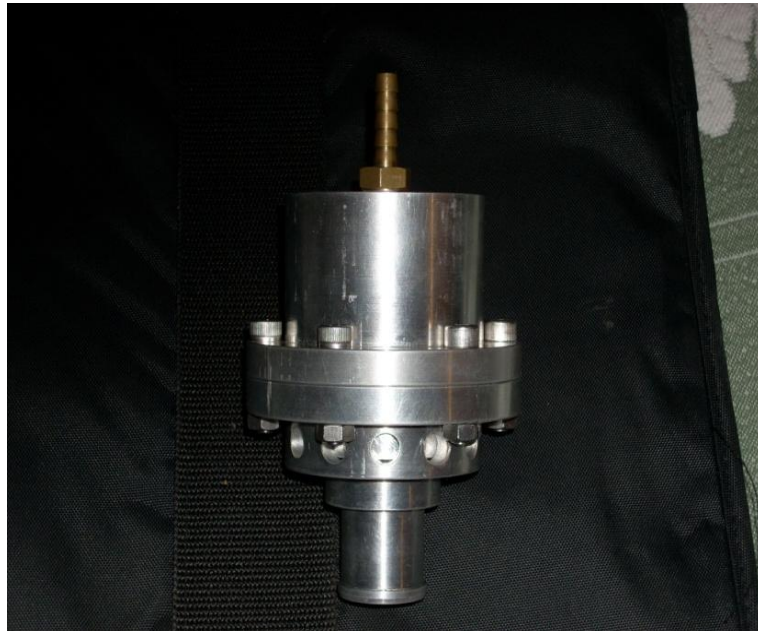
F.7 – COMPONENTES DE TURBOCARGADOR



2.3 OTROS COMPONENTES SON

- Válvulas de alivio: su función es aliviar y proteger contra la sobrepresión al sistema de admisión y al turbocargador.

F.8 – VÁLVULA DE ALIVIO



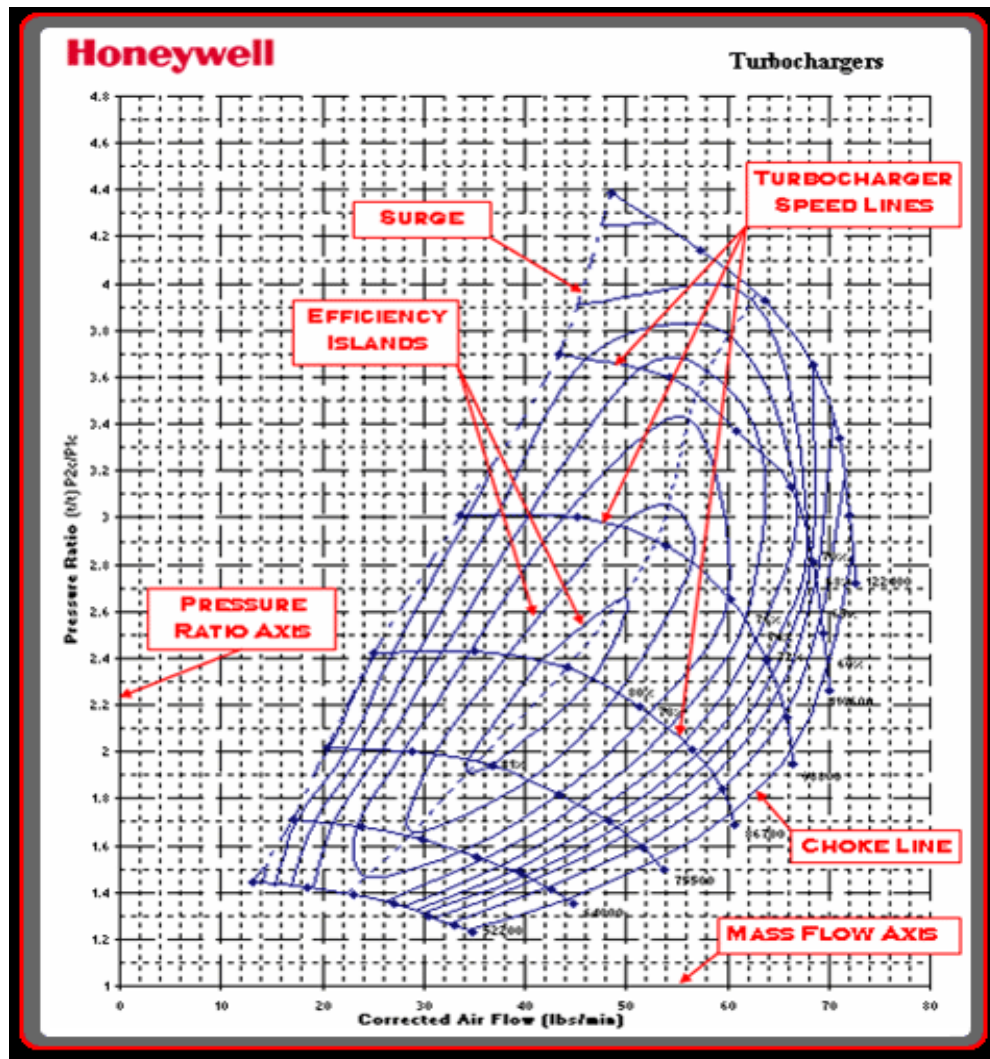
- Compuertas de escape: su función es regular y limitar la presión de operación máxima del turbocargador.

F.9 – COMPUERTA DE ESCAPE



2.4 MAPAS DE COMPRESORES DE LOS TURBOCARGADORES. Los mapas de los compresores de los turbocargadores, son graficas que describen el desempeño del compresor, incluyendo eficiencia, intervalo del flujo másico, máxima presión, y velocidad angular del turbocargador.

F.10 – MAPAS DE EFICIENCIA PARA COMPRESORES DE TURBOCARGADORES



2.4.1 RAZÓN DE PRESIÓN (PRESSURE RATIO, RP). Se define como la presión absoluta de salida, dividida entre la presión absoluta de entrada del compresor.

$$RP = \frac{P_{2c}}{P_{1c}}$$

Donde RP es la razón de presión, P_{2c} es la presión de descarga del compresor, y P_{1c} es la presión de admisión del compresor. Es importante, tomar en cuenta que las presiones utilizadas son presiones absolutas. Recordemos que la presión absoluta a nivel del mar es de 14.7psia. Cuando se esté determinando la relación de presión, P_{1c} regularmente es menor que la presión atmosférica a una altura determinada, especialmente cuando el motor este operando a plena carga. Y esto es debido a que existen restricciones en el flujo de aire, que causan pérdidas de presión. La depresión puede ser igual o mayor a 1 psig, dependiendo del diseño del sistema de admisión, antes del turbocargador.

2.4.2 RAZÓN DE FLUJO MÁSICO. La razón de flujo másico, es la masa de aire fluyendo hacia el compresor en un intervalo de tiempo, y regularmente es expresado en lb/min. El flujo másico puede ser físicamente calculado, y en muchos casos es suficiente estimar el flujo másico para determinar el turbo correcto a utilizar para una aplicación específica.

Mucha gente utiliza el Flujo Volumétrico (expresado en pies^3/min) en vez de la razón de flujo másico. El flujo volumétrico puede ser convertido en flujo másico, multiplicando por la densidad del aire. La densidad del aire a nivel del mar es de $0.076\text{lb}/\text{pie}^3$.

Como una regla general los automóviles con motores turbocargados operando con gasolina, generan entre 9.5 a 10.5 BHP (Potencia de frenado) por cada 1lb/min de flujo másico de aire. Así que un motor que genere 400 BHP requiere un flujo másico de aire de 36 a 44 lb/min para poder generar esa potencia.

2.4.3 LÍNEA DE INESTABILIDAD DE FLUJO. La línea de inestabilidad (Surge Line), es la línea que delimita el área izquierda de las islas de eficiencia de un compresor. La operación del compresor pasada esta línea representa una región de inestabilidad de flujo. Esta región se caracteriza por fluctuaciones de presión en el turbocargador. La operación continua en esta región conlleva a una falla prematura del turbocargador.

La inestabilidad de flujo en un compresor se puede experimentar en cualquiera de los 2 siguientes casos: El primero y más dañino de todos es la inestabilidad de flujo por sobrepresión. Esto es un indicador que el compresor es demasiado grande para la aplicación. El segundo caso es cuando el cuerpo de aceleración de un motor turbocargado

es cerrado parcialmente luego de que el turbocargador había sido activado y existía una sobrealimentación al motor. Esto ocurre porque el flujo másico es drásticamente reducido a medida que el cuerpo de aceleración es cerrado, pero el turbo sigo girando y generando presión. Esto inmediatamente mueve el punto de operación hacia la izquierda en el mapa del compresor, hacia la región de inestabilidad de flujo.

La inestabilidad de flujo en el compresor, cederá una vez la velocidad del turbocargador sea lo suficientemente bajo para reducir la presión y así el punto de operación regrese de nuevo a las islas de mayor eficiencia del compresor. Esta situación comúnmente es corregida mediante el empleo de una Válvula de Alivio. La válvula de alivio, libera la presión de compresor ya sea hacia la atmosfera o lo recircula de nuevo hacia el área de admisión del compresor.

2.4.4 LÍNEA DE ESTRANGULACIÓN. La línea de estrangulación es el límite derecho de las islas de eficiencia, del mapa de un compresor. Esta línea es regularmente definida como el punto en donde la eficiencia del compresor cae por debajo del 58%. Aparte de la caída abrupta de la eficiencia del compresor pasado este punto, la velocidad del turbo en este punto estaría alcanzando o excediendo el límite permitido. Si la operación del turbocargador se encuentra muy cercana a la línea de estrangulación, esto indica que es necesario un compresor más grande.

2.4.5 LÍNEAS DE VELOCIDAD DEL TURBOCARGADOR. Son líneas de velocidad constante del turbocargador. Los puntos de velocidad entre estas líneas pueden ser encontrados por interpolación. A medida que la velocidad del turbo incrementa, la Razón de Presión crece y/o el flujo másico también se ve incrementado. Cuando un turbocargador opera pasada la línea de estrangulación, las líneas de velocidad constante del turbocargador se acercan entre sí, por lo que el incremento de la velocidad del mismo es mucho más rápido, llegando a sobre revolución.

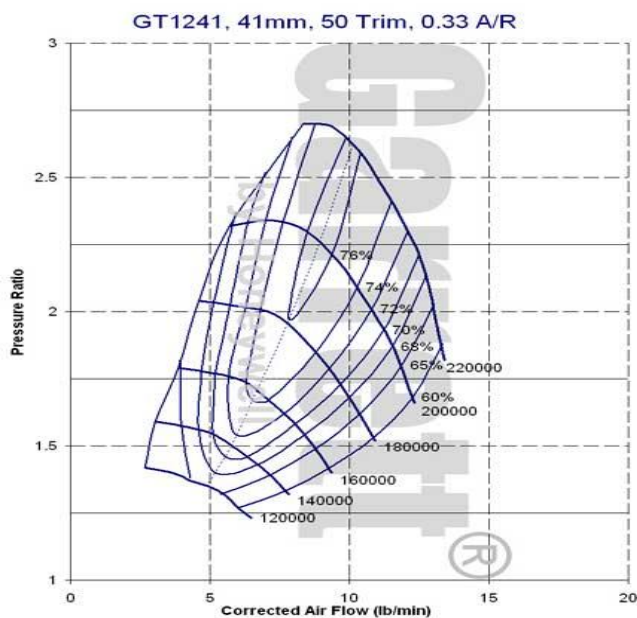
2.4.6 ISLAS DE EFICIENCIA. Son regiones concéntricas en el mapa del compresor que representan la eficiencia del mismo en cualquier punto del mapa. La isla más pequeña cercana al centro del mapa es la correspondiente a la región de mayor

eficiencia. A medida que nos alejamos de esta región, la eficiencia disminuye hasta el punto de alcanzar la línea de inestabilidad de flujo y línea de estrangulación.

2.5 TURBOCARGADORES MÁS EMPLEADOS EN EL MERCADO

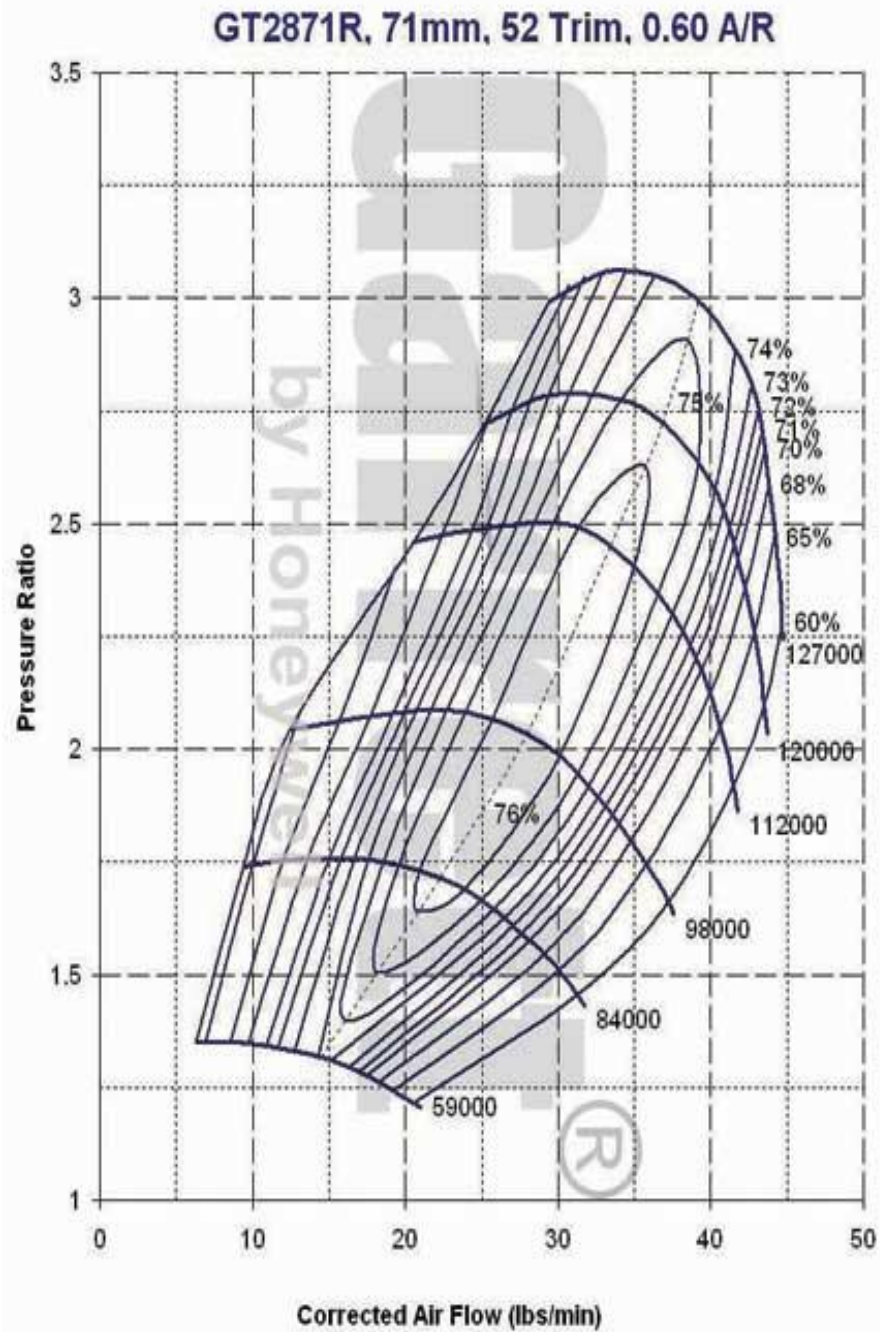
GARRET	KKK	MITSUBISHI
GT12	K03-2072	TD04-09B
GT15	K04-0025	TD04-15G
GT22	K14-2464	TD05-14B
GT25	K16-2467	TD05-16G
GT28	K24-2470	TD05H-18G
GT30	K26-2664G	TD06-20G
GT32	RS2-2672	
GT40		
GT60		

F.11 - MAPA DE TURBOCARGADOR CON UN COMPRESOR PEQUEÑO



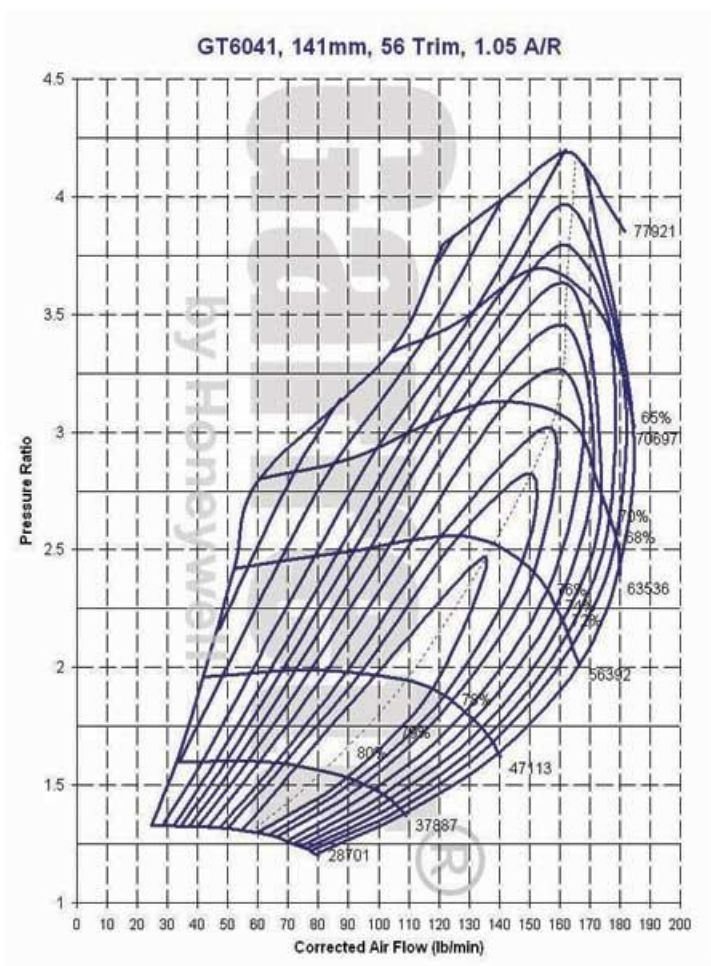
Usualmente empleado en motores capaces de producir entre 50-130 BHP, con una cilindrada desde 0.4L hasta 1.2L.

F.12 - MAPA DE TURBOCARGADOR CON UN COMPRESOR MEDIANO



Usualmente empleado en motores capaces de producir entre 280-460 BHP, con una cilindrada desde 1.8L hasta 3.0L.

F.13 - MAPA DE TURBOCARGADOR CON UN COMPRESOR GRANDE



Usualmente empleado en motores capaces de producir entre 1450-1200 BHP, con una cilindrada desde 6.0L hasta 12.0L.

2.6 FALLAS DE LOS TURBOCARGADORES

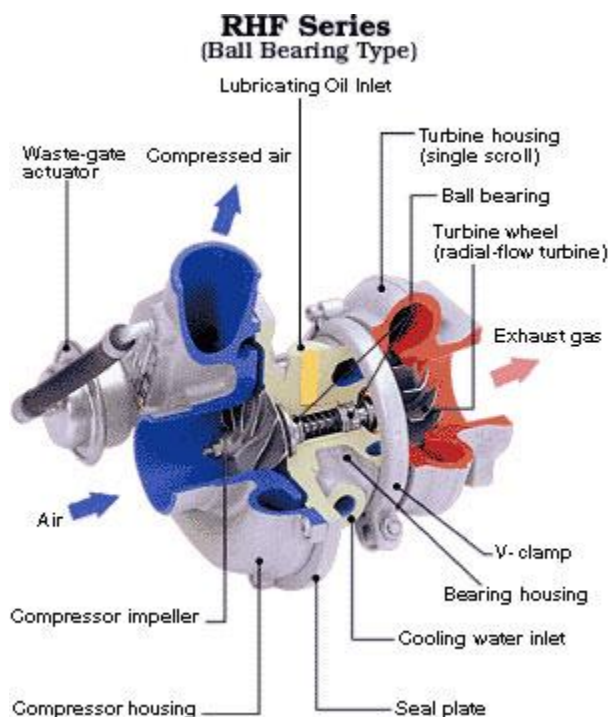
Existen diversas razones por las cuales puede fallar un turbocargador, entre las más comunes se encuentran:

- Falta de lubricación
- Contaminación abrasiva
- Gases de escape a muy alta temperatura
- Sobre revoluciones
- Inestabilidad de flujo

2.6.1 INESTABILIDAD DE FLUJO. Sin embargo, para el desarrollo de esta tesis, lo único que nos interesa es la falla por Inestabilidad de flujo, de la cual, la válvula de alivio, está encargada de contrarrestar.

Los motores turbocargados operando a plena carga y altas revoluciones requieren de una gran cantidad de aire que fluya entre el turbocargador y el motor. Cuando el cuerpo de aceleración es cerrado, el aire comprimido fluiría contra la válvula de mariposa del cuerpo de aceleración, sin tener lugar a donde ir. Esto causa una inestabilidad del flujo en el turbocargador, que puede aumentar tanto la presión del aire, que perjudica al turbocargador. Si la presión en el turbocargador llega a ser muy alta, ocurre que el compresor entra en inestabilidad (compressor stall), en donde la presión contenida del aire se alivia, en sentido contrario a la dirección de alimentación, a través del impulsor del compresor y saliendo por la admisión del turbocargador.

F.14 – DIAGRAMA DE FLUJO DE GASES EN UN TURBOCARGADOR

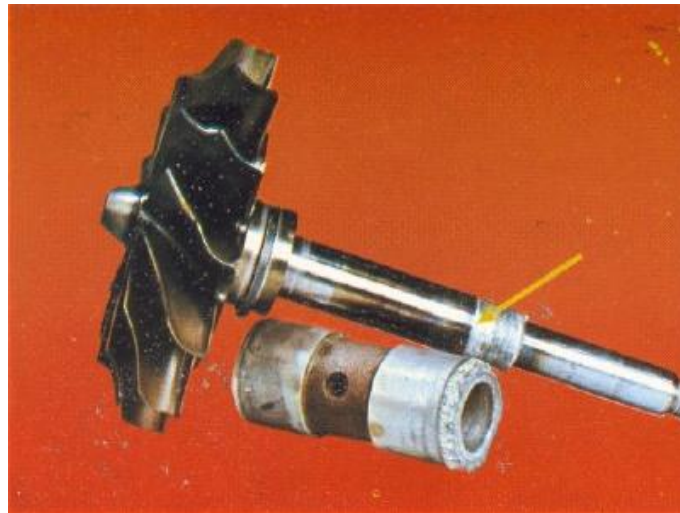


El flujo en reversa a través del turbocargador causa que el eje del **turbocargador** se desacelere mucho más rápido que si lo hiciera naturalmente, causando daño al turbocargador, mediante vibración y esfuerzos de corte mayores en el eje, que después de

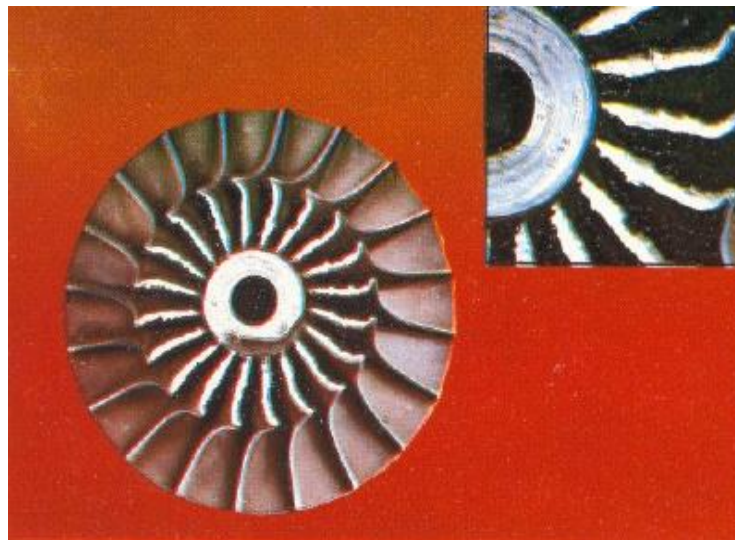
cierto tiempo, causan un desgaste prematuro de los cojinetes, pandeo del eje, y la posibilidad de que el impulsor del compresor entre en contacto con la carcasa, terminando con un compresor y/o turbina totalmente destruida, un eje roto y finalmente un turbocargador inservible. Para prevenir esto, se hace uso de una Válvula de Alivio entre el turbocargador y el manifold de admisión del motor, el cual libera el exceso de presión.

Algunas imágenes de falla de turbocargadores.

F.15 - DESGASTE DE LOS CONJINETES DE TURBOCARGADORES



F.16 – DESGASTE ANORMAL DE IMPULSOR DE COMPRESOR



F.17- CONTACTO DE IMPULSOR DE COMPRESOR CON CARCASA



2.7 VÁLVULAS DE ALIVIO. La válvula de alivio, como su nombre lo indica, es un sistema de alivio de sobrepresión, empleado para proteger a los compresores de entrar en la región de INESTABILIDAD. Un compresor en la región de inestabilidad, es el resultado de la falta de flujo en los alabes del compresor del turbocargador.

La válvula de alivio (BOV, Blow Off Valve), es una válvula activada por una diferencia de presión que actúa en las caras superior e inferior del pistón (que sirve como compuerta de la válvula de alivio), y junto con el resorte y los O-rings, son los únicos elementos móviles del sistema de alivio de presión.

Un compresor en inestabilidad, es un fenómeno que ocurre cuando la válvula de mariposa, del cuerpo de aceleración del automóvil es cerrada. En este instante el turbocargador bajo el mismo efecto de la inercia que posee y gases de combustión siendo expulsados, siguen impulsando a la turbina, la cual al mismo tiempo, mediante un eje, convierte la energía cinética de los gases de escape en energía mecánica rotacional, y de esta manera mueve al compresor para poder crear una presión superior a la atmosférica, para poder alimentar al motor de combustión interna. Pero debido a que la válvula de mariposa está parcialmente cerrada, este aire, a esta determinada presión, no es suministrado al motor, por lo que se genera una onda de presión, que se refleja en la válvula de mariposa y se dirige hacia el compresor, haciendo que el compresor pierda la

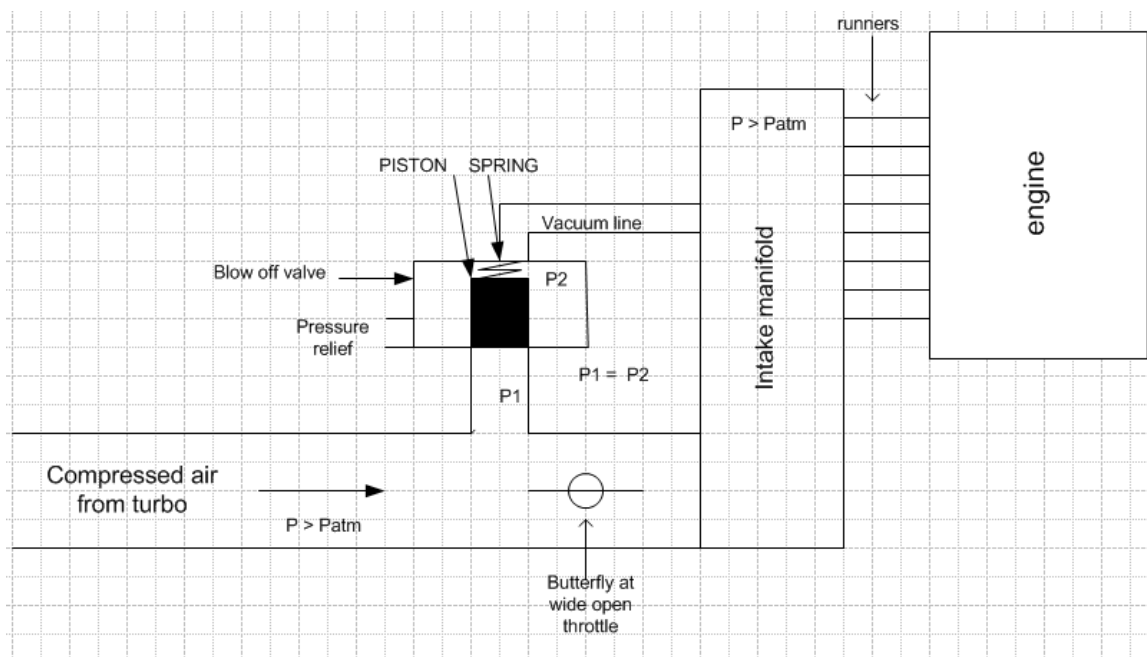
inercia que llevaba y/o entre en inestabilidad. Este fenómeno tiene las siguientes consecuencias en el turbocargador:

- que el eje de transmisión de potencia, se someta a mayores esfuerzos de corte y vibración
- que el eje pueda deformarse por estos esfuerzos anormales, debido a que opera a altas temperaturas
- que el conductor a la hora de volver a acelerar sienta una lenta respuesta del turbocargador, para entrar en operación, también conocido como RETRASO DEL TURBOCARGADOR.

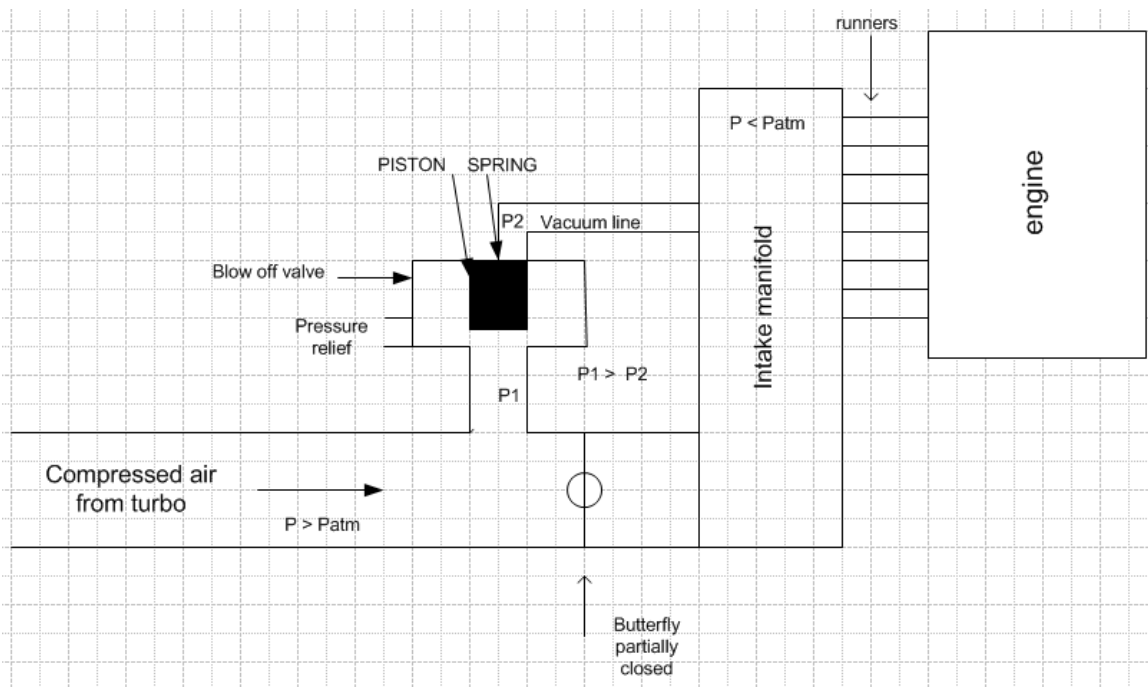
Las válvulas de alivio son de dos tipos:

- Atmosférica: libera el aire a presión a la atmosfera.
- Recirculante: recircula el aire hacia la admisión del compresor del turbocargador.

F.18 - FUNCIONAMIENTO DE LA VÁLVULA DE ALIVIO CON EL MOTOR A PLENA CARGA



F.19 - FUNCIONAMIENTO DE LA VÁLVULA DE ALIVIO, CON LA VÁLVULA DE MARIPOSA PARCIALMENTE CERRADA



3. MAQUINARIA

3.1 TORNO. Se llama torno a un conjunto de maquinas y herramientas que permiten mecanizar piezas de forma geométrica de revolución. Éstas operan haciendo girar la pieza a mecanizar mientras unas o varias herramientas de corte son empujadas en un movimiento regulado de avance contra la superficie de la pieza, cortando la viruta de acuerdo con las condiciones tecnológicas de mecanizado adecuadas.

El torno es una máquina que trabaja en el plano porque solo tiene dos ejes de trabajo, normalmente denominados Z y X. La herramienta de corte va montada sobre un carro que se desplaza sobre unas guías paralelas al eje de tiro de la pieza que se tornea, llamada eje Z; sobre este carro hay otro que se mueve según el eje X, en dirección radial a la pieza que se tornea, y puede haber un tercer carro llamado *charriot* que se puede inclinar, para hacer conos, y donde se apoya la torreta portaherramientas.

Cuando el carro principal desplaza la herramienta a lo largo del eje de rotación, produce el *cilindrado* de la pieza, y cuando el carro transversal se desplaza de forma perpendicular al eje de simetría de la pieza se realiza la operación denominada *refrentado*.

F.20 - TORNO



3.2 TORNO CNC. El torno CNC es un tipo de torno operando mediante control numérico por computadora. Se caracteriza por ser una máquina herramienta muy eficaz para mecanizar piezas de revolución. Ofrece una gran capacidad de producción y precisión en el mecanizado por su estructura funcional y porque la trayectoria de la herramienta de torneado es controlada a través del ordenador que lleva incorporado, el cual procesa las órdenes de ejecución contenidas en un software que previamente ha confeccionado un programador conocedor de la tecnología de mecanizado en torno. Es una máquina ideal para el trabajo en serie y mecanizado de piezas complejas.

F.21 – TORNO CNC



3.3 FRESADORA Es una máquina herramienta utilizada para realizar mecanizados por arranque de viruta mediante el movimiento de una herramienta rotativa de varios filos de corte denominada fresa. En las fresadoras tradicionales, la pieza se desplaza acercando las zonas a mecanizar a la herramienta, permitiendo obtener formas diversas, desde superficies planas a otras más complejas.

F.22 – FRESADORA



3.4 VELOCIDAD DE CORTE. Se define como velocidad de corte la velocidad lineal de la periferia de la fresa u otra máquina herramienta. La velocidad de corte, que se expresa en metro por minuto (m/min), tiene que ser elegida antes de iniciar el mecanizado y su valor adecuado depende de muchos factores, especialmente de la calidad y tipo de fresa que se utilice, de la dureza y la maquinabilidad que tenga el material que se mecanice y de la velocidad de avance empleada.

A partir de la determinación de la velocidad de corte se puede determinar las revoluciones por minuto que tendrá el husillo portaherramientas según la siguiente fórmula:

$$V_c \left[\frac{\text{m}}{\text{min}} \right] = \frac{n [\text{min}^{-1}] \times \pi \times D_c [\text{mm}]}{1000 \left[\frac{\text{mm}}{\text{m}} \right]}$$

Donde V_c es la velocidad de corte, n es la velocidad de rotación de la herramienta y D_c es el diámetro de la herramienta. Despejando para n , determinamos las RPM necesarias.

4. DISEÑO

4.1 MATERIALES. Debido a que la temperatura operación de una válvula de alivio no supera los 130°C, el peso de la misma debe ser mínimo, en su exterior está expuesto a un ambiente corrosivo, entonces el material indicado es el aluminio.

4.1.1 ALUMINIO. Las características sobresalientes del aluminio y sus aleaciones son su relación resistencia-peso, su resistencia a la corrosión y su alta conductividad térmica y eléctrica. El aluminio puro tiene una resistencia a la tensión de aproximadamente 13kpsi, pero se puede mejorar mucho mediante el trabajo en frío y también aleándolo con otros materiales. El módulo de elasticidad del aluminio, así como de sus aleaciones, es de 10.3Mpsi, lo que significa que su rigidez es aproximadamente un tercio de la del acero.

Sus aleaciones se pueden maquinar, trabajar en prensa, soldar en forma directa, al bronce o al estaño. El aluminio puro se funde a 660°C. Se presenta en forma de placa, barra, lámina, hoja, varilla y tubo y en perfiles estructurales y extruidos.

La resistencia a la corrosión de las aleaciones de aluminio depende de la formación de un recubrimiento delgado de óxido. Dicha película se forma espontáneamente porque el aluminio es inherentemente muy reactivo. Se puede producir una película de óxido muy pesada mediante el proceso llamado anodizado.

Una de las aleaciones tratable térmicamente que mejor se conoce es el duraluminio o aluminio 2017 (4% Cu, 0.5% Mg, 0.5% Mn). Esta aleación se endurece en 4 días a temperatura ambiente. Las aleaciones de aluminio que no se pueden tratar térmicamente solo se endurecen mediante el trabajo en frío. El endurecimiento por trabajo y el endurecimiento que se produce mediante el tratamiento térmico se remueven por medio de un proceso de recocido.

4.1.2 ACERO. El resorte y los pernos utilizados en la válvula son de acero. El resorte está construido con alambre de piano y los pernos de acero inoxidable.

El acero es una aleación de hierro y carbono, donde el carbono no supera el 2.1% en peso de la composición de la aleación. Porcentajes mayores a 2% de carbono dan lugar a la fundiciones, aleaciones que al ser quebradizas y no poderse forjar, se moldean.

El acero es un metal, relativamente duro y tenaz, con una temperatura de fusión de 1535°C. En función de la temperatura el acero se puede contraer, dilatar o fundir. El punto de fusión del acero depende del tipo de aleación y los porcentajes de elementos aleantes. La corrosión es la mayor desventaja de los aceros ya que el hierro se oxida con suma facilidad incrementando su volumen y probando grietas superficiales que posibilitan el progreso de la oxidación hasta que se consume la pieza por completo. Tradicionalmente los aceros se han venido protegiendo mediante tratamientos superficiales diversos.

4.1.3 ALAMBRE DE PIANO. Éste es el mejor, el más tenaz y el más empleado de todos los materiales para resortes pequeños. Presenta la mayor resistencia a la tensión y puede soportar mayores esfuerzos ante cargas repetidas que cualquier otro material para resorte. Disponible en diámetros de 0.12 a 3mm (0.005 a 0.125 pulg). No se emplee a temperaturas mayores de 120°C o a temperaturas bajo cero. Este acero está compuesto de carbono C entre 0.80 – 0.95%.

4.1.4 ACEROS RESISTENTES A LA CORROSIÓN. Las aleaciones con base de hierro que contienen al menos 12% de cromo se llaman aceros inoxidable. La característica más importante de estos aceros es su resistencia a muchas condiciones corrosivas, pero no a todas. Los cuatro tipos disponibles son los aceros al cromo ferríticos, los aceros al cromo-níquel austeníticos, así como los aceros inoxidable martensíticos y endurecibles por precipitación.

Los aceros al cromo ferríticos presentan un contenido de cromo que varía de 12 a 27%. Su resistencia a la corrosión es una función del contenido de cromo. El endurecimiento por templeado de estos aceros es una función del contenido de cromo y de carbono. Los aceros con un contenido muy alto de carbono tienen un endurecimiento por templeado hasta aproximadamente 18% de cromo, en tanto que en los intervalos de bajo carbono desaparece casi con un 13% de cromo. Si se agrega un poco de níquel, los aceros retienen un cierto grado de endurecimiento con un contenido de hasta 20% de cromo. Si el contenido de cromo excede 18%, se vuelven difíciles de soldar.

Los aceros inoxidable al cromo-níquel retienen la estructura austenítica a temperatura ambiente, de aquí que no sean susceptibles al tratamiento térmico. La resistencia de estos aceros se mejora mucho mediante el trabajo en frío. No son magnéticos a menos que se trabajen en frío. Todos los aceros al cromo-níquel se sueldan. Muestran mayores propiedades de resistencia a la corrosión que los aceros al cromo simples.

4.1.5 ALEACIONES CON BASE DE COBRE. El latón, es una aleación de cobre y zinc que se realiza en crisoles o en un horno de reverbero o de cubilote. Las proporciones de cobre y zinc se pueden variar para crear un rango de latones con propiedades variables. En los latones industriales el porcentaje de Zn se mantiene siempre inferior al 50%. Su composición influye en las características mecánicas, la fusibilidad y la capacidad de conformación por fundición, forja, estampación y mecanizado. El latón tiene un color amarillo brillante, con gran parecido al oro y por eso se utiliza mucho en joyería conocida como bisutería, y elementos decorativos. Otras aplicaciones de los latones abarcan los campos más diversos, desde el armamento, calderería, soldadura, hasta la fabricación de alambres, etc.

4.1.6 CAUCHO ESTIRENO BUTADIENO. El caucho estireno-butadieno, frecuentemente abreviado SBR (del inglés Styrene-Butadiene Rubber) es un elastómero sintético obtenido mediante la polimerización de una mezcla de estireno y de butadieno. Es el caucho sintético con mayor volumen de producción mundial. Su principal aplicación es en la fabricación de neumáticos.

Una de las ventajas era que su producción tenía una muy buena relación costo-utilidad. El caucho sintético fue usado para disminuir el consumo de las fuentes naturales de caucho, especialmente en el área de la fabricación de neumáticos, que en ese momento aún consistían de caucho sólido.

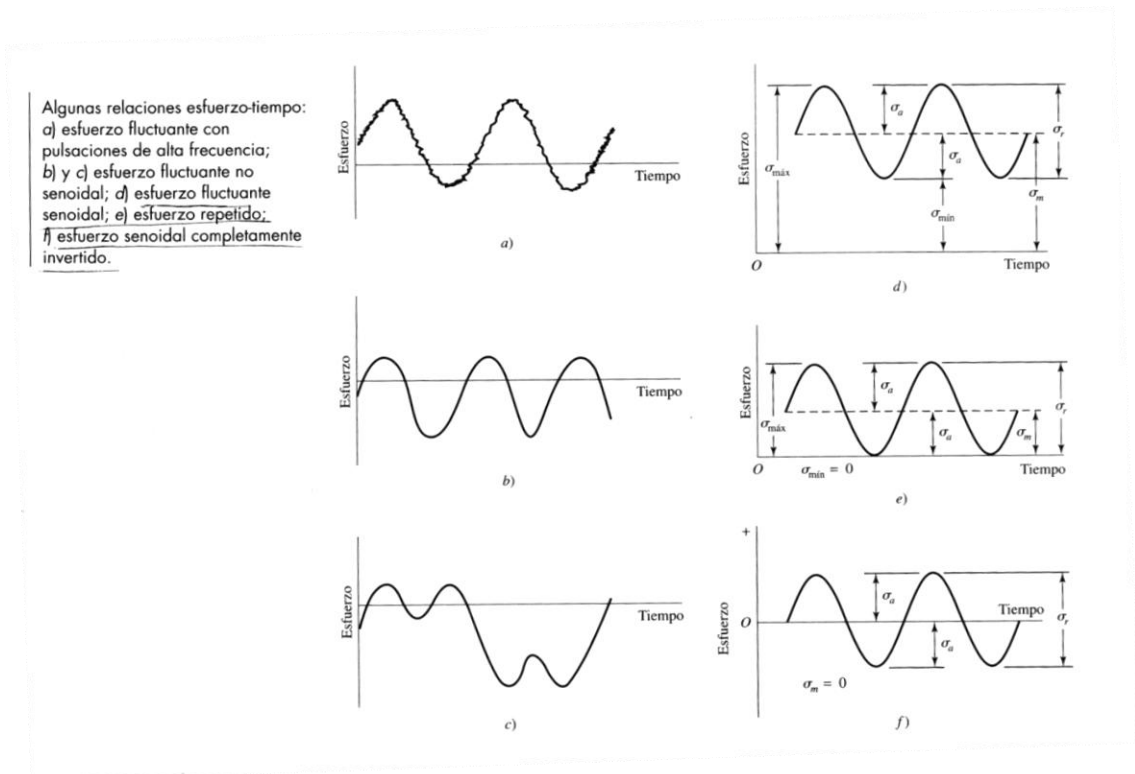
4.2 JUNTAS TÓRICAS. Se denomina junta tórica a una junta de forma toroidal, habitualmente de goma, cuya función es la de asegurar la estanqueidad de fluidos, por ejemplo en cilindros hidráulicos y cilindros neumáticos, como también en equipamiento de submarinismo acuático. Por lo general, se encuentra en equipos para impedir el intercambio de líquidos o gases en las uniones entre piezas desmontables.

Las juntas tóricas se colocan en ranuras diseñadas para tal efecto en los elementos de cierre, comúnmente ejes y tapas.

Existen diversas juntas tóricas para diversas aplicaciones, como por ejemplo según el material del que está constituida. En ese caso, se observa principalmente la presión y temperatura de trabajo a la cual será sometida.

4.3 FATIGA EN LOS METALES. Con frecuencia se tiene una condición para la cual los esfuerzos varían o fluctúan entre ciertos niveles. Por ejemplo, una fibra particular en la superficie de un eje rotatorio sometido a la acción de cargas flexionantes experimenta tensión y compresión por cada revolución del eje. Estas y otras clases de carga que ocurren en elementos de maquinas producen esfuerzos que se llaman esfuerzos variables, repetidos, alternantes o fluctuantes.

F.23 – RELACIONES ESFUERZO TIEMPO



La característica más notable de estas fallas consiste en que los esfuerzos se repitieron un gran número de veces. Por tanto, a la falla se le llama *falla por fatiga*.

Una falla por fatiga comienza con una grieta pequeña. La grieta inicial es tan diminuta que no se puede detectar a simple vista y aun es muy difícil de localizar en una

inspección mediante Magnaflux o con rayos X. La grieta se desarrollará en un punto de discontinuidad en el material, como en un cambio en la sección transversal, en un cuñero o en un agujero. Una vez que se inicia una grieta, el efecto de concentración de esfuerzo se hace mayor y esta progresa más rápido. A medida que el área sometida a esfuerzo disminuye de tamaño, la magnitud del esfuerzo se incrementa hasta que al fin el área restante falla de manera repentina. Por lo tanto, una falla por fatiga se caracteriza por dos regiones. La primera se debe al desarrollo progresivo de la grieta, en tanto que la segunda a causa de la fractura repentina.

Una falla por fatiga casi siempre comienza en una discontinuidad local como una muesca, grieta u otra área de concentración de esfuerzo. Cuando el esfuerzo en la discontinuidad excede el límite elástico, ocurre la deformación plástica. Para que se presente una falla por fatiga es necesario que existan deformaciones plásticas cíclicas, por lo que se requiere investigar el comportamiento de los materiales sujetos a una deformación cíclica.

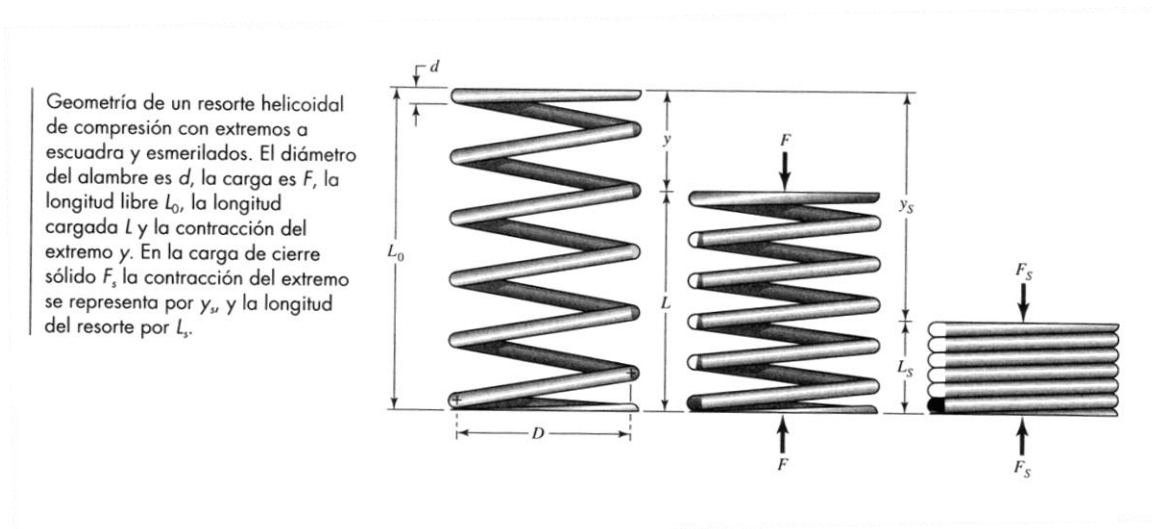
4.4 RESORTES

4.4.1 ESFUERZOS EN RESORTES HELICOIDALES. Un resorte helicoidal de compresión hecho de alambre redondo, sometido a una fuerza axial F . Se designara con D el diámetro de la hélice del resorte y con d el diámetro del alambre. La *fuerza axial* F genera una fuerza cortante directa y una torsión T sobre la sección transversal en cualquier punto de las vueltas activas del resorte. Por lo que, es *Esfuerzo máximo* τ en el alambre es el siguiente:

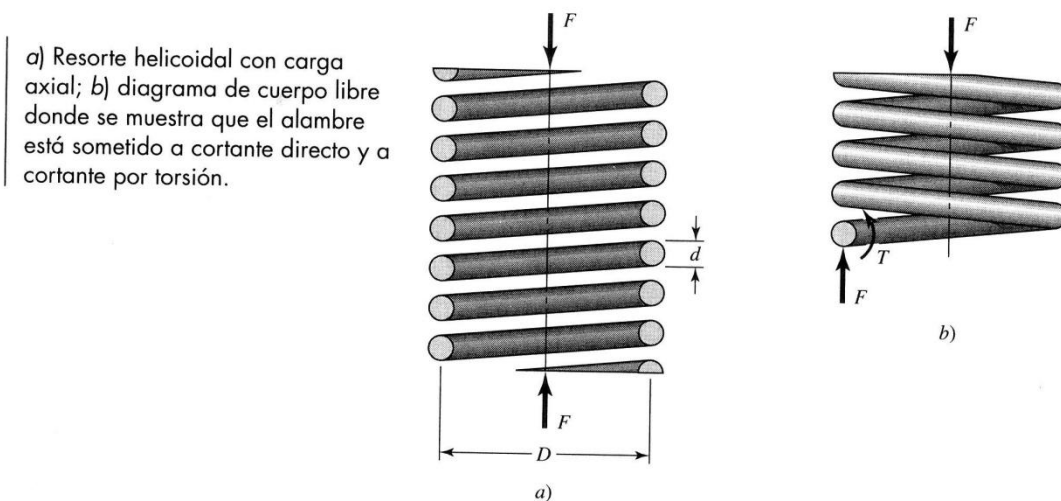
$$\tau = \frac{Tr}{J} + \frac{F}{A}$$

Donde el término $\frac{Tr}{J}$ es la fórmula de la torsión y $\frac{F}{A}$ es el esfuerzo cortante directo (no de flexión).

F.24 – GEOMETRÍA DE UN RESORTE HELICOIDAL DE COMPRESIÓN CON EXTREMOS A ESCUADRA Y ESMERILADOS



F.25 – CARGA AXIAL Y CORTANTE DIRECTO EN UN RESORTE HELICOIDAL DE COMPRESIÓN



Ahora se define el *Índice de resorte*:

$$C = \frac{D}{d}$$

Como una medida de la curvatura de las espiras.

No se recomienda el uso de alambre cuadrado o rectangular para resortes, a menos que las limitaciones de espacio lo hagan necesario. Cuando el espacio, sea muy limitado, se debe considerar el empleo de resortes de alambre redondo anidados, ya que tienen una ventaja económica respecto a los resortes de sección especial, así como una mayor resistencia.

4.4.2 EFECTO DE CURVATURA. En la superficie interior de un resorte helicoidal ocurre un efecto muy peculiar. La curvatura del alambre incrementa el esfuerzo en el interior del resorte, pero únicamente disminuye un poco en el exterior. Dicho esfuerzo de curvatura solo resulta importante en la fatiga, porque las cargas son menores y no hay oportunidad de que se presente la cedencia localizada. Para carga estática, los esfuerzos pueden ignorarse debido al endurecimiento por deformación con la primera aplicación de la carga.

Desafortunadamente, es necesario determinar el factor de curvatura de manera indirecta. El cual está definido por la siguiente ecuación, según Bergstrasser:

$$K_B = \frac{4C + 2}{4C - 3}$$

4.4.3 DEFLEXIÓN DE RESORTES HELICOIDALES. Las relaciones deflexión-fuerza se obtienen fácilmente mediante el teorema de Castigliano. La energía total de deformación para un resorte helicoidal está formada por una componente de torsión y una de cortante.

$$U = \frac{4F^2 D^3 N}{d^4 G} + \frac{2F^2 D N}{d^2 G}$$

Donde $N = N_a$ = número de espiras activas, G es el módulo de rigidez. Luego, con el Teorema de Castigliano para encontrar la deflexión total y ,

$$y = \frac{\partial U}{\partial F}$$

Entonces

$$y = \frac{8FD^3N}{d^4G} \left(1 + \frac{1}{2C^2}\right) [\text{pulg}]$$

La razón de resorte es:

$$k = \frac{F}{y}$$

Y por tanto,

$$k = \frac{d^4G}{8D^3N_e} [\text{lb/pulg}]$$

Donde N_e son las espiras de extremo.

4.4.4 RESORTES DE COMPRESIÓN. Los extremos de resortes de compresión más utilizados son los siguientes:

Resortes con extremos sencillos: tienen un helicoide continuo; los extremos son los mismos, como si un resorte largo se hubiera cortado en secciones.

Resortes con extremos simples a escuadra o cerrados: se obtienen deformando los extremos hasta un ángulo de la hélice de cero grados. Para aplicaciones importantes, los resortes siempre deber estar a escuadra y esmerilados, porque se obtiene una mejor transferencia de carga.

Para la fabricación de la válvula de alivio se empleo un resorte con extremos escuadrados y esmerilados, por lo que nos enfocaremos en las fórmulas del mismo.

Espiras de extremo, N_e :	2
Espiras totales, N_t :	$N_a + 2$
Longitud Libre, L_o :	$p * N_a + 2d$ [pulg]
Longitud Solida, L_s :	$d(N_t - 1)$ [pulg]
Paso, p :	$(L_o - 2 * d)/N_a$ [pulg]

Resulta útil definir Q como el número de vueltas muertas, $Q = N_t - N_a$. Q' como la cantidad que se debe sumar a N_a para encontrar la altura sólida. Para extremos a escuadra y esmerilados $Q = 2$ y $Q' = 1$.

Algo muy importante es saber que si el esfuerzo en la altura sólida es mayor a 1.3 veces la resistencia elástica torsional, puede ocurrir distorsión. Si el esfuerzo es mucho menos que 1.1 veces este límite, es difícil controlar la longitud libre resultante.

4.4.5 ESTABILIDAD. De manera similar, los resortes de compresión helicoidales experimentan alabeo cuando la deflexión es muy grande.

La deflexión crítica está dada por la siguiente ecuación:

$$L_o \leq 2.63 \frac{D}{\alpha} [\text{pulg}]$$

Donde para extremos a escuadra y esmerilados $\alpha = 0.5$ y por lo tanto, la ecuación se convierte en,

$$L_o \leq 5.26D$$

Por lo que la estabilidad del resorte se obtiene al contar con la longitud libre correcta.

4.4.6 RESISTENCIAS. El esfuerzo último a la tensión de un resorte de compresión de alambre de piano, se obtiene de la siguiente ecuación:

$$S_{ut} = \frac{201}{d^{0.145}} [\text{kpsi}]$$

El esfuerzo de cedencia a la torsión del alambre, se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$S_{sy} = 0.45S_{ut} [\text{kpsi}]$$

El esfuerzo último de cortante, se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$S_{su} = 0.67S_{ut} [\text{kpsi}]$$

4.4.7 FRECUENCIA CRÍTICA DE RESORTES HELICOIDALES. Si se crea una onda por una perturbación en un extremo de una alberca, viajará a lo largo de la alberca, se reflejará de regreso en el extremo lejano y continuará en este movimiento hacia delante y hacia atrás hasta que, finalmente, se amortigüe. El mismo efecto ocurre en los resortes helicoidales y se llama *oscilación de resorte*.

Cuando los resortes helicoidales se emplean en aplicaciones que requieren un movimiento recíprocante rápido, el diseñador debe tener la certeza que las dimensiones físicas del resorte no provoquen una frecuencia vibratoria natural cercana a la frecuencia de la fuerza aplicada, pues podría ocurrir el fenómeno de resonancia, que causaría esfuerzos perjudiciales, ya que el amortiguamiento interno de los materiales para resortes es bastante bajo.

Entonces la frecuencia fundamental se obtiene de la siguiente manera:

$$f = 0.5 \sqrt{\frac{kg}{W}} \text{ [Hz]}$$

Donde k, es la razón de resorte, g, es la aceleración debida a la gravedad y W es el peso del resorte.

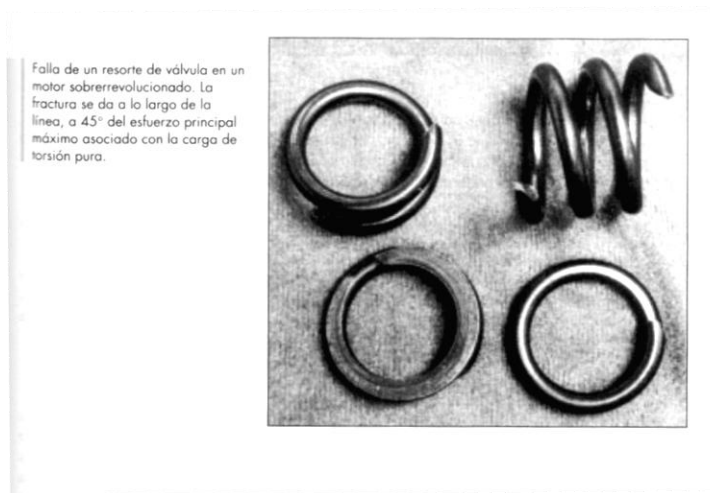
El peso del resorte, se puede calcular de la siguiente manera:

$$W = \frac{\pi^2 d^2 D N_a \gamma}{4} \text{ [Lbf]}$$

donde γ es el peso específico.

4.4.8 RESORTES HELICOIDALES DE COMPRESIÓN PARA SERVICIO DINÁMICO. Los resortes se manufacturan para usarse, y en consecuencia, casi siempre se someten a carga de fatiga. En muchos casos, el número de ciclos de vida que se requiere puede ser pequeño, digamos, varios miles para un resorte de candado o para un resorte de un interruptor de palanca acodada. Pero el resorte de válvula de un motor de automóvil debe soportar millones de ciclos de operación sin fallar; por lo que hay que diseñarlo para una vida infinita.

F.26 – FALLA DE UN RESORTE, POR ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO



Los resortes helicoidales nunca se utilizan como resortes de compresión y extensión simultáneamente. De hecho, a menudo se ensamblan con una precarga, de manera que la carga de trabajo es adicional. Un esfuerzo de fatiga está compuesto por dos componentes de carga, una media y una alternante. Las fuerzas media y alternante se definen de la siguiente manera:

$$F_a = \left| \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \right| [lb]$$

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} [lb]$$

Entonces, la amplitud del esfuerzo cortante está dada por

$$\tau_a = K_B \frac{8F_a D}{\pi d^3} [kpsi]$$

Donde K_B es el factor de Bergstrasser, que corrige tanto el cortante directo como el efecto de curvatura.

El esfuerzo cortante medio esta dado por la ecuación

$$\tau_m = K_B \frac{8F_m D}{\pi d^3} [kpsi]$$

La pendiente de la recta de carga, está determinada por:

$$r = \frac{\tau_a}{\tau_m}$$

Para determinar los ciclos a la falla N_f para resortes de espiras helicoidales de compresión de alambre redondo, se emplea la siguiente ecuación:

$$N_f = \left(\frac{\tau_{max}/S_{ut}}{0.568} \right)^{\frac{-1}{0.0396}} \quad [ciclos]$$

Un lugar geométrico de falla por fatiga pasa por dos puntos cardinales; por conveniencia, a menudo con intersecciones ordinales en la forma del modelo matemático. Si se emplea la resistencia a la fatiga cero-max, junto con la resistencia última al cortante, la forma matemática resulta más complicada. La curva de falla se extrapola para encontrar la intersección constructiva de la ordenada. Se tiene que adoptar un tipo de lugar geométrico particular (Gerber, ASME elíptico, Goodman) con objeto de encontrar la intersección. Para cada lugar geométrico, la intersección constructiva es diferente.

Por ejemplo, para un resorte, la intersección de la ordenada constructiva de Gerber y base de Zimmerli es:

$$S_{se} = \frac{35}{1 - \left(\frac{55}{S_{su}}\right)^2} [kpsi]$$

En donde la ecuación anterior tienen las componentes de la resistencia correspondientes a una vida infinita, para simplicidad en los cálculos.

La componente de la amplitud de la resistencia, es calculada mediante la siguiente ecuación:

$$S_{sa} = \frac{r^2 S_{su}^2}{2S_{se}} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 S_{se}}{r S_{su}}\right)^2} \right]$$

Factor de seguridad a la fatiga:

$$n_f = \frac{S_{sa}}{\tau_a}$$

4.5 PERNOS. El tornillo de rosca helicoidal fue una invención importante. Es la base de los sujetadores roscados y un elemento importante en las uniones no permanentes. La diferencia entre un tornillo y un perno, radica en su aplicación, el tornillo es empleado para transmisión de potencia mientras el perno es utilizado para aplicaciones estáticas como uniones.

4.5.1 NORMAS Y DEFINICIONES DE ROSCAS

El *Paso*: es la distancia entre dos cuerdas adyacentes, medida en forma paralela al eje de la rosca. El paso en unidades inglesas es el recíproco del número de cuerdas por pulgada N.

El *diámetro mayor* d: es el más grande de la rosca

El *diámetro menor* d_r, o d₁: es el más pequeño de la rosca.

El *avance l*: es la distancia que se desplaza una tuerca en forma paralela al eje del tornillo cuando se le da una vuelta. En el caso de una rosca simple, el avance es igual al paso. Un elemento de rosca múltiple, es que tiene dos o más roscas cortadas lado a lado. Un tornillo de rosca doble tiene un avance igual al doble del paso, el avance de un tornillo de rosca triple es igual a tres veces el paso, etc.

El tamaño de la rosca se determina dando el paso p para tamaños métricos y por el número de hilos por pulgada N para los tamaños unificados.

Un gran número de ensayos a la tensión de varillas roscadas se comprobó que una varilla sin rosca con diámetro igual a la media del diámetro de paso y al diámetro menor muestran la misma resistencia a la tensión que la varilla roscada. El área de la varilla sin rosca se llama área de esfuerzo a tensión A_t, de la varilla roscada.

Otros valores importantes para la correcta selección de las dimensiones de los pernos es lo siguiente:

L_G : que es la suma de los espesores de los elementos que une el perno.

H: el espesor de la tuerca.

$$L \geq L_G + H$$

Establece que la longitud del perno debe ser mayor o igual a la suma de los espesores de los elementos y de la tuerca empleada.

l_d : es la longitud sin rosca

l_r : es la longitud de la parte útil roscada

El propósito del perno consiste en sujetar dos o más partes. La carga de sujeción estira o alarga el tornillo, la carga se obtiene girando la tuerca hasta que el tornillo se alargue casi hasta su límite elástico. Si la tuerca no se afloja, la tensión en el tornillo permanece como la fuerza de precarga o de sujeción.

4.5.3 UNIONES A TENSIÓN. Ahora, se debe considerar, que sucede cuando se aplica una carga externa de tensión P a una unión con pernos. Por supuesto que se necesita suponer que la fuerza de sujeción, a la que se le llama *Precarga* F_i , se ha aplicado de manera correcta apretando la tuerca antes de aplicar P .

Se emplea la nomenclatura siguiente:

F_i = precarga

P = carga externa de tensión

P_b = parte de P tomada por el perno

P_m = parte de P tomada por los elementos

$F_b = P_b + F_i$ = carga resultante en el perno

$F_m = P_m - F_i$ = carga resultante en los elementos.

C = fracción de la carga externa P soportada por el perno

$1 - C$ = fracción de la carga externa P soportada por los elementos.

La carga P es de tensión y causa que la conexión se alargue, o estire, a través de una distancia d . Dicha elongación se relaciona con la rigidez, recordando que k es la fuerza dividida entre la deflexión. Así:

$$\delta = \frac{P_b}{k_b} \quad y \quad \delta = \frac{P_m}{k_m} \quad [pulg]$$

Y

$$P_b = \frac{k_b P}{k_b + k_m} \quad [lb]$$

Por lo tanto, la carga resultante en el perno se expresa como

$$F_b = P_b + F_i = \frac{k_b P}{k_b + k_m} + F_i = CP + F_i \quad \text{para } F_m < 0 \quad [lb]$$

Donde

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

Donde C es la carga percibida por el perno, k_b es la rigidez del perno y k_m la rigidez de los elementos.

Rigidez del perno

$$k_b = \frac{A_t A_d E}{A_d l_t + A_t l_d} \quad [lb/pulg]$$

Rigidez de un elemento

$$k_1 = \frac{\pi E d * \tan 30}{\ln \left(\frac{(2t * \tan 30 + D - d)(D + d)}{(2t * \tan 30 + D + d)(D - d)} \right)} \quad [lb/pulg]$$

Rigidez de los elementos

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} \dots \quad [lb/pulg]$$

La carga resultante en los elementos conectados corresponde a

$$F_m = P_m - F_i = \frac{k_m P}{k_b + k_m} - F_i = (1 - C)P - F_i \quad \text{para } F_m < 0 \quad [lb]$$

En todos los casos, los elementos toman más de 80% de la carga externa. Piense que tan importante es esto cuando se presenta una carga por fatiga. También note que hacer el agarre más largo causa que los elementos tomen un porcentaje aun mayor de la carga externa.

4.5.4 RELACIÓN DEL PAR DE TORSIÓN DEL PERNO Y LA PRECARGA. La elongación del perno debida a la precarga F_i , se calcula con la formula,

$$\delta = \frac{F_i l}{AE} \quad [pulg]$$

Luego la tuerca simplemente se aprieta hasta que el perno se alarga a través de la distancia δ , asegurando así que se logre la precarga deseada. Existen tres métodos para asegurar una precarga:

La llave dinamométrica, tiene una caratula incorporada que indica el par de torsión adecuado.

Las llaves de impacto, la presión del aire se ajusta de manera que la llave se detiene cuando se obtiene el par de torsión adecuado; o en algunas llaves el aire se corta de manera automática al alcanzar el par de torsión deseado.

El método de giro de la tuerca, requiere que primero se defina el significado de apriete firme. La condición de apriete firme se define como el apriete que se logra con algunos golpes de una llave de impacto, o bien es el esfuerzo total realizado por una persona con una llave ordinaria. Cuando la condición de ajuste firme se obtiene, todos los giros adicionales desarrollan tensión útil en el perno. El método de tiro de la tuerca

requiere que se calcule el número fraccional de vueltas necesario para desarrollar la precarga requerida, a partir de la condición de apriete firme.

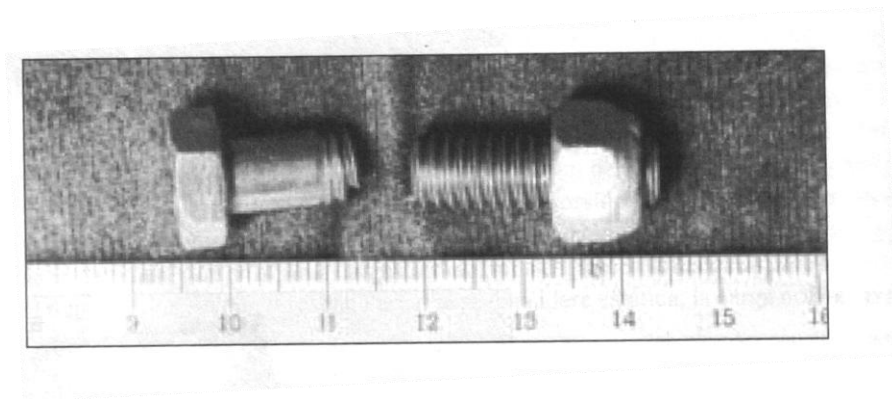
Entonces el par de torsión necesario para producir una precarga dada es:

$$T = \left[\left(\frac{d_m}{2d} \right) \left(\frac{\tan \lambda + f \sec \alpha}{1 - f \tan \lambda \sec \alpha} \right) + 0.625 f_c \right] F_i d \quad [lb * pulg]$$

El coeficiente de fricción depende de la uniformidad de la superficie, de la precisión y del grado de lubricación. En promedio, tanto f como f_c son casi iguales a 0.15. El hecho interesante acerca de la ecuación anterior es que $K = 0.2$ para $f=f_i=0.15$, sin importar el tamaño de los pernos que se empleen o si las roscas son bastas o finas.

4.5.5 JUNTAS A TENSIÓN: CARGA DINÁMICA. R.E. Peterson hace notar que la distribución de las fallas comunes de pernos está aproximadamente 15% debajo de la cabeza, 20% al final de la rosca y 65% en la rosca, en la cara de la tuerca.

F.28 – FALLA DE UN PERNO



En la unión se desea que el perno brinde seguridad contra fatiga y que su precarga sea un poco menor que la deformación permanente del sujetador. El lugar geométrico de falla de Gerber es

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1$$

$$S_m = \frac{S_{ut}^2}{2S_e} \left[-1 + \sqrt{1 + \frac{4S_e}{S_{ut}^2} (S_e + \sigma_i)} \right] [kpsi]$$

$$S_a = S_m - \sigma_i \text{ [kpsi]}$$

Donde S_a y S_m , son las componentes, alternante y media respectivamente, para el lugar geométrico de falla de Gerber. S_e , es la resistencia a la fatiga completamente corregida. Y S_{ut} , es la resistencia última a la tensión.

Los esfuerzos alternantes se determinan de la siguiente manera:

$$\sigma_a = 0.5(\sigma_{max} - \sigma_{min}) = \frac{CP}{2A_t} \text{ [kpsi]}$$

$$\sigma_m = 0.5(\sigma_{max} + \sigma_{min}) = \frac{CP}{2A_t} + \frac{F_i}{A_t} \text{ [kpsi]}$$

$$\sigma_a = \sigma_m - \sigma_i \text{ [kpsi]}$$

El factor de seguridad contra falla fatiga se determina de la siguiente manera:

$$n_f = \frac{S_a}{\sigma_a}$$

4.6 CÁLCULO DEL ÁREA EFECTIVA DE ALIVIO

$$A = \frac{W \sqrt{TZ}}{CKP_1 K_b \sqrt{M}}$$

A: área efectiva de descarga [pulg²]

C: razón de calores específicos

K: coeficiente efectivo de descarga, 0.975 para gases

K_b : factor de corrección debido a contrapresión.

M: Peso molecular del gas

P_1 : presión absoluta de alivio [psi]

T: temperatura absoluta en la entrada de la válvula de alivio. [R]

W: capacidad de alivio [lb/hr]

Z: factor de compresibilidad.

4.7 DILATACIÓN TÉRMICA. Los cambios de temperatura afectan el tamaño de los cuerpos, pues la mayoría de ellos se dilatan al calentarse y se contraen si se enfrían. Cuando los sólidos son calentados, las partículas vibran alrededor de posiciones fijas; sin embargo al calentarse aumentan su movimiento y se alejan de sus centros de vibración dando como resultado la dilatación.

Un pieza metálica, al ser calentada sufre un cambio en sus tres dimensiones: largo, ancho y altura, por lo que su dilatación es cubica. Sin embargo, en los cuerpos sólidos, como alambres, varillas y barras, lo más importante es el aumento de su longitud cuando estos son calentados.

También es importante mencionar un concepto muy importante, y es el *Coefficiente de Dilatación* lineal. Que no es más que el incremento de longitud que presenta un cuerpo de determinado material, con un largo inicial de 1 metro, cuando su temperatura se eleva en 1°C. Para el aluminio corresponde 24×10^{-6} [1/°C].

La ecuación para determinar el cambio en longitud de un cuerpo, a causa de un calentamiento o enfriamiento, se determina de la siguiente manera:

$$\Delta L = \alpha L_o (T_f - T_o) \quad [m]$$

Donde

ΔL : cambio en longitud

α : coeficiente de dilatación lineal

L_o : longitud inicial

T_f : temperatura final

T_o : temperatura inicial