

CICLO REAL DE FUNCIONAMIENTO

INTRODUCCIÓN

Ciclo real es el que refleja las condiciones efectivas de funcionamiento de un motor y, cuando se representa en un diagrama **P-V**, se denomina *diagrama indicado*.

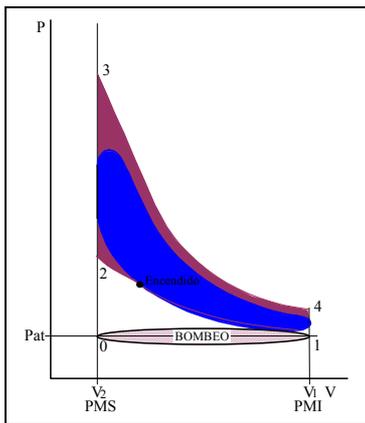


Figura 1.- Ciclos Otto teórico e indicado.

Las diferencias que surgen entre el ciclo indicado y el ciclo teórico, tanto en los motores de ciclo Otto, como en los de ciclo Diesel, están causadas por:

- *Pérdidas de calor*, las cuales son bastante importantes en el ciclo real, ya que al estar el cilindro refrigerado, para asegurar el buen funcionamiento del pistón, una cierta parte de calor del fluido se transmite a las paredes, y las líneas de compresión y expansión no son adiabáticas sino politrópicas, con exponente n , diferente de γ .

- *Tiempo de apertura y cierre de la válvula de admisión y de escape*, aunque en el ciclo teórico se supuso que la apertura y cierre de válvulas ocurría instantáneamente, al ser físicamente imposible, esta acción tiene lugar en un tiempo relativamente largo, por lo que, para mejorar el llenado y vaciado del cilindro, las válvulas de admisión y de escape se abren con anticipación lo que provoca una pérdida de trabajo útil.

- *Combustión no instantánea*, ya que aunque en el ciclo teórico se supone que la combustión se realiza según una transformación *isocora* instantánea, en el ciclo real la combustión dura un cierto tiempo. Por ello, si el encendido o la

inyección tuviese lugar justamente en el **P.M.S.**, la combustión ocurriría mientras el pistón se aleja de dicho punto, con la correspondiente pérdida de trabajo.

Para evitarlo se recurre a anticipar el encendido de forma que la combustión tenga lugar, en su mayor parte, cuando el pistón se encuentra en la proximidad del **P.M.S.**, lo que en el ciclo se representa por un redondeamiento de la *isocora* de introducción del calor, y por tanto, una pérdida de trabajo útil. Evidentemente esta pérdida resulta bastante menor que la que se tendría sin adelantar el encendido.

- *Pérdidas por bombeo*, las cuales aunque en el ciclo teórico se supone que tanto la admisión como el escape se realizan a presión constante, considerando que el fluido activo circula por los conductos de admisión y escape sin rozamiento, en el ciclo aparece una pérdida de carga debida al rozamiento, que causa una notable pérdida energética.

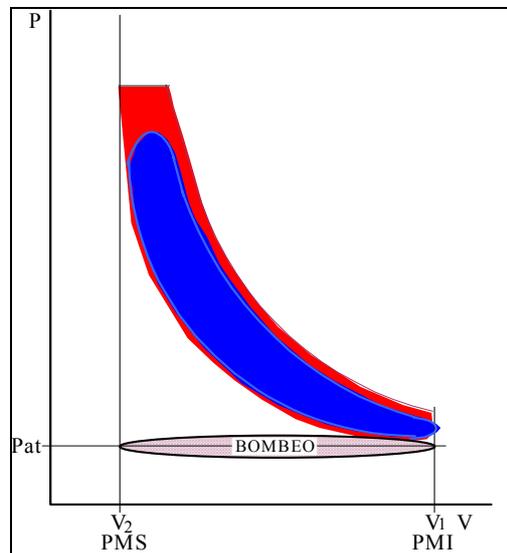


Figura 2.- Comparación entre los ciclos Diesel teórico e indicado.

Cabe destacar que en los motores Diesel las *pérdidas por bombeo* son inferiores a las que se producen en los de ciclo Otto, pues no hay estrangulamiento al paso del aire durante la admisión ya que estos motores no utilizan carburador.

Para cuantificar la relación entre el ciclo teórico y el ciclo indicado, se calcula el cociente entre las

superficies correspondientes, y dividiendo la superficie del ciclo indicado por la respectiva del ciclo teórico, se obtiene el denominado *rendimiento indicado*.

De cuantas razones han sido expuestas, se puede asegurar que el rendimiento indicado es debido principalmente al tiempo que tarda la mezcla en quemarse y a la deficiencia en el llenado y evacuado de los gases residuales, lo que hace que disminuya la cantidad de mezcla fresca que entra en el cilindro.

Para conseguir que el ciclo indicado se acerque lo más posible al teórico, se actúa sobre la distribución adelantando y retrasando el instante de comienzo y de finalización de la entrada y salida de fluido operante del cilindro, con el propósito de conseguir un mejor llenado y evacuación de los gases y además se realiza un *adelanto del encendido* o *de la inyección* para compensar el tiempo necesario para la combustión.

Estas variaciones en la apertura y cierre de válvulas y en el adelanto del encendido o de la inyección, conocidas como *cotas de reglaje en la distribución*, son las siguientes:

- *Adelanto en la apertura de la admisión* (AAA), consigue que al hacer que la válvula se abra antes de que el pistón llegue al **P.M.S.** en su carrera de escape, al iniciarse la aspiración de la mezcla, la válvula esté muy abierta, evitando la estrangulación a la entrada de los gases.

- *Retraso en el cierre de la admisión* (RCA), consigue que al hacer que la válvula se cierre un poco después de que el pistón llegue a su **P.M.I.**, debido a la inercia de los gases al final de la admisión éstos siguen entrando en el cilindro, aunque el pistón comience a desplazarse hacia el **P.M.S.**

- *Adelanto del encendido* (AE) o *de la inyección* (AI), consigue compensar el tiempo necesario para que, al final de la combustión, el movimiento del pistón en su fase de trabajo sea mínimo. Se puede cifrar en unos 30°.

- *Adelanto en la apertura de escape* (AAE), consigue que la presión interna baje antes, y que cuando se inicie el escape la válvula, esté completamente abierta, evitando el estrangulamiento a la salida y la pérdida de energía necesaria para realizar el barrido de gases.

- *Retraso en el cierre del escape* (RCE), consigue una mejor evacuación de los gases

quemados debido a la succión provocada por la alta velocidad de los gases de escape, evitándose así que los gases residuales que pueden quedar en el interior del cilindro impidan la entrada de gases frescos.

- *Cruce de válvulas*, es el período en el que las válvulas de admisión y escape están simultáneamente abiertas. Durante el mismo, debido a la velocidad de los gases de escape, crean una succión que facilita la entrada de la nueva mezcla y barre los gases residuales. Cuando los gases frescos llegan a la válvula de escape ésta ya está cerrada sin que se pierdan en la atmósfera.

El cruce de las válvulas beneficia notablemente el rendimiento del motor, ya que elimina mejor los residuos de gases quemados y hace que la mezcla contenida en el cilindro para realizar el nuevo ciclo sea lo más pura posible, con lo cual el aprovechamiento de la cilindrada y energía del combustible es mayor.

Gracias a las cotas de reglaje de la distribución el diagrama obtenido en el *ciclo real* tiene una superficie mucho mayor, y el rendimiento indicado llega a ser del 80%.

Las cotas de reglaje son prefijadas por el constructor, y se fijan, en principio, por comparación con otros tipos de motores con características análogas, y posteriormente se corrigen durante los ensayos en el banco, hasta conseguir los datos óptimos de máximo rendimiento.

Estas cotas de reglaje en la distribución, que suelen estar comprendidas dentro de los valores indicados a continuación, son, una vez fijadas, invariables, excepto en algunos motores que llevan sistemas dinámicos de variación.

Tipo	AAA	RCA	AAE	RCE	AE
Motores lentos	10 - 20°	30 - 40°	35 - 50°	0 - 10°	0 - 15
Motores rápidos	10 - 30°	40 - 60°	40 - 60°	5 - 30°	10 - 40°

Tabla 1.- Cotas de distribución normales en motores actuales.

El adelanto del encendido o de la inyección, dado que debe ser variable en función de la velocidad de régimen del motor se efectúa automáticamente.

Un inadecuado instante de encendido en los motores causa una serie de deformaciones en el ciclo, que hacen que disminuya su rendimiento, tal como se puede observar en el siguiente diagrama P-V.

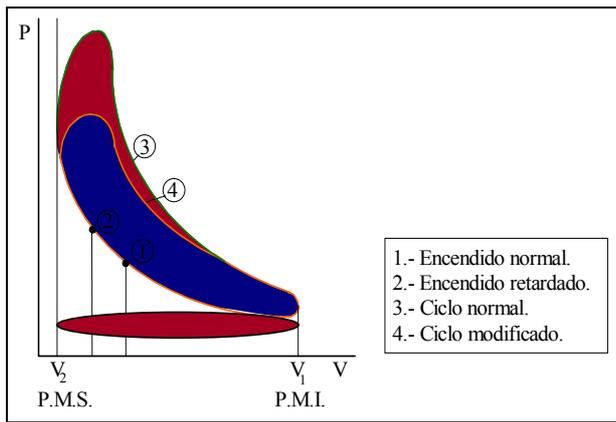


Figura 3.- Retraso del encendido.

VARIACIÓN DE LA PRESIÓN EN EL CILINDRO EN FUNCIÓN DEL GIRO DEL CIGÜEÑAL

Para comprender el ciclo de un motor alternativo, estudiar la variación de la presión en el interior del cilindro en función del ángulo girado por el cigüeñal, representando en unos ejes cartesianos en abscisas el giro del cigüeñal contado desde el comienzo de la admisión, y en ordenadas las presiones en el interior del cilindro durante el desarrollo de un ciclo completo permite, además de dejar claros los principios de funcionamiento de los motores alternativos, mejorar su rendimiento y calcular las cargas sobre los cojinetes del motor.

- Para ello se debe considerar que al comienzo de la *admisión*, el interior del cilindro se encuentra a una presión ligeramente superior a la atmosférica por no haber terminado todavía la fase de escape. Cuando el pistón se desplaza hacia el **P.M.I.**, aspira cierta cantidad de aire o mezcla gaseosa a través de la válvula de aspiración, abierta oportunamente. Durante toda esta fase, en primer lugar la presión se hace igual a la atmosférica, punto **2**, y en el resto de la carrera en el interior del cilindro existe una presión menor, a causa de la resistencia que encuentra el gas en los conductos. Ello origina la llamada *depresión en la aspiración*, la cual resulta tanto más intensa cuanto mayor es la velocidad del gas, debido a de la mayor resistencia que este fluido ha de vencer a su paso por dichos conductos. Como es evidente, esta fase representa trabajo negativo.

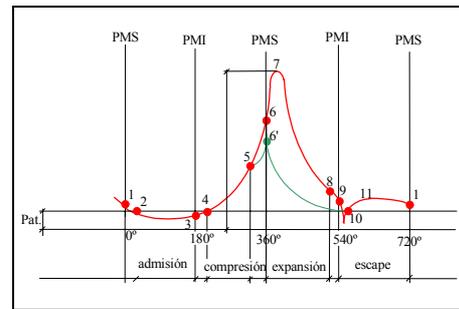


Figura 4.- Diagrama de presiones en función del giro del cigüeñal.

Cuando en el punto **3** el pistón inicia su carrera hacia el **PMS** el cilindro se encuentra todavía en depresión, por este motivo, y a pesar del movimiento del pistón continúa la introducción del fluido hasta **4**, punto en el que se igualan la presión interna y la atmosférica. En este punto se debe cerrar la válvula de aspiración. Si el conducto de admisión es largo, se puede utilizar el efecto de inercia de la columna gaseosa, para continuar la admisión después del punto **4** retardando, para ello, el cierre de la válvula. En el punto **4** se inicia realmente la compresión.

- La *compresión* de la carga se produce como consecuencia del movimiento del pistón hacia el **PMS**. A partir del punto **4** el fluido operante, a la presión atmosférica, es comprimido por el pistón, con lo que la presión aumentaría hasta el punto **6**, si no se produjese, como es necesario, el **AE** o el **AI**, lo cual se da en el punto **5**.

- La *combustión* comienza con el encendido o inyección del combustible en el punto **5** lo que origina una repentina elevación de temperatura y de presión que alcanza su valor máximo en el punto **7**. La combustión debe finalizar cuando el pistón ha recorrido una parte reducida de la carrera hacia el **P.M.I.**

Terminada la combustión, debido al aumento de presión el pistón experimenta un rápido descenso hacia el **PMI**, lo cual debería prolongarse, para aprovechar al máximo la fase útil, hasta la proximidad del **P.M.I.**, pero, para facilitar la expulsión de los gases, se interrumpe ésta con la apertura anticipada respecto al punto muerto inferior de la válvula de escape en el punto **8**.

- El *escape*, que se inicia en el momento de comienzo de la apertura de la válvula correspondiente, como los gases se encuentran a presión superior a la atmosférica, se descargan en estampida al exterior, de forma tan rápida que la transformación discurre casi a volumen constante, la presión desciende con rapidez, y es en el punto

9, cuando realmente se inicia la carrera de escape.

Debido a la inercia de los gases en los conductos de escape, la presión puede alcanzar un valor con presión inferior a la atmosférica, según se representa en el punto 10.

En 11 se inicia el segundo periodo del escape. En él el pistón expulsa los gases que ocupan el cilindro, con lo que la presión se hace ligeramente superior a la atmosférica debido a la resistencia de los gases a circular atravesando la válvula y los conductos de escape. Como el pistón no puede expulsar todos los gases, porque una parte de ellos ocupa la cámara de combustión, al final de la carrera de escape, la presión tiene todavía un valor ligeramente superior a la atmosférica.

RELACIÓN ESTEQUIOMÉTRICA Y RELACIÓN DE MEZCLA

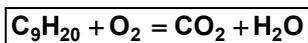
La energía del combustible se libera bajo forma de calor cuando se quema al reaccionar con el oxígeno del aire. Como se ha dicho, en los motores de encendido por chispa, la mezcla de aire y combustible se prepara en el carburador y, en los motores de encendido por compresión, se realiza directamente en el cilindro, inyectando, después de haber introducido y comprimido el aire, el combustible.

Tras la combustión la mezcla se transforma, en vapor de agua (H_2O), anhídrido carbónico (CO_2) y nitrógeno (N_2).

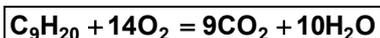
Es importante señalar que el nitrógeno, gas inerte contenido en el aire, no interviene en la combustión y que el vapor de agua producido en la combustión se comporta como gas.

Con poco error se puede considerar que el aire atmosférico seco se compone de 77 partes en peso de nitrógeno y 23 partes de oxígeno, y que el peso de 1 m³ de aire a presión atmosférica ordinaria y a la temperatura de 0 °C es de 1'293 Kg.

La combustión del combustible, considerado como nonano, de fórmula química C_9H_{20} se puede expresar por la ecuación:



Al igualar la reacción se tiene:



Esta ecuación indica que 1 mol de C_9H_{20} reacciona con 14 moles de O_2 .

Como 1 mol de C_9H_{20} son 128 gr, y 1 mol de O_2 son 32 gr, se puede considerar que para quemar 1 Kg de nonano son necesarios 3500 gr de oxígeno.

Como el oxígeno está suministrado por el aire que lo contiene en un 23% en peso, el peso de aire necesario es de:

$$\frac{3'5}{0'23} = 15'2 \text{ Kg}$$

Es decir, el peso de aire necesario para la combustión completa de 1 Kg de nonano son 15'2 Kg. Esta proporción se denomina *relación estequiométrica* y representa la dosificación teórica ideal para conseguir la combustión total de combustible.

La proporción real entre aire y combustible, que se llama *relación de mezcla*, es distinta de la relación estequiométrica, y según resulte deficiente o excesiva la cantidad de aire que intervenga en el proceso, la mezcla se calificará de rica o pobre respectivamente.

- En los motores de ciclo Otto la relación de mezcla varía de 11 a 17 y, según las condiciones de trabajo, el aire y el combustible deben mezclarse en la proporción adecuada de manera que la relación de mezcla sea la requerida por las condiciones de funcionamiento del motor.

La relación aire-combustible requerida por el motor varía con el régimen de giro del motor, de forma que a *bajo régimen* la mezcla ha de ser enriquecida, ya que la mariposa del carburador está prácticamente cerrada y la presión en el conducto de aspiración es más baja que la atmosférica, por lo que se origina un paso de los gases quemados al conducto de admisión, de forma que cuando empieza la carrera de admisión, estos gases quemados entran de nuevo en el cilindro, mezclándose con la mezcla fresca y haciendo difícil el contacto del combustible con las partículas de oxígeno, por lo que se hace necesario enriquecer la mezcla para que aumente la probabilidad de contacto entre el aire y la gasolina.

A medida que aumenta el régimen de giro la depresión en los conductos de admisión disminuye con lo que se reduce la dilución de la mezcla nueva con los gases quemados, por lo cual la relación de mezcla necesaria puede ser menos rica.

En *régimen de crucero* es fundamental obtener la máxima economía de combustible, por ello, es menester que el carburador sirva la mezcla en la relación más económica.

En *alto régimen* de giro, los motores necesitan una mezcla rica, pues es necesario disipar mayor cantidad de calor de los elementos del motor más solicitadas térmicamente, como es la válvula de escape .

- En los motores de ciclo Diesel, el intervalo que va desde que el combustible es inyectado en la cámara de combustión hasta que alcanza la temperatura necesaria para su encendido, requieren una pulverización a muy alta presión para conseguir que la pulverización se haga con gotas muy pequeñas que entren en contacto con el oxígeno del aire y rápidamente alcancen la temperatura necesaria para arder.

Además, para evitar que el combustible salga del motor sin quemarse, es necesario introducir en la cámara de combustión una cantidad de aire mucho mayor que la correspondiente a la relación estequiométrica, con objeto de aumentar la probabilidad de que se oxide todo el combustible inyectado.

Es importante destacar que en este tipo de motores la cantidad de aire que entra en el cilindro es prácticamente constante para cada régimen de giro, por lo que es variando la cantidad de combustible inyectado como cambia la energía introducida en cada ciclo. Ocurre que a medida que la relación aire/combustible se aproxima a la relación estequiométrica, el motor comienza a producir humo en el escape, debido a que parte de las partículas de carbono y oxígeno no reaccionan durante el tiempo disponible para la combustión. El humo, que es inaceptable legalmente, es síntoma claro de una combustión incompleta, por lo que es necesario conseguir una relación de mezcla más pobre que la relación estequiométrica.

La cantidad de aire adicional se llama *exceso de aire*, y absorbe parte de la energía producida en la combustión.

RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO

De cuanto se ha expuesto se hace evidente que la cantidad de combustible y la cantidad de aire que se introducen en el cilindro deben tener una relación estricta, y que la energía ofrecida por el motor depende principalmente de la cantidad de aire y combustible utilizados.

Cuanto mayor sea el volumen de aire introducido en el cilindro, tanto mayor resulta la cantidad de combustible que puede quemarse, y en consecuencia, tanto mayor es la energía que produce el motor.

El *rendimiento volumétrico* indica el mayor o menor grado de llenado del cilindro. Se define como *la relación entre el peso efectivo del aire introducido en el cilindro durante la unidad de tiempo y el peso del volumen de aire que teóricamente debería introducirse en el mismo tiempo, calculado a base de la cilindrada unitaria y de las condiciones de temperatura y presión en el cilindro.*

Su valor, que oscila entre 0'75 y 0'85, define la calidad del sistema de introducción de fluido operante en el motor.

El rendimiento volumétrico varía con:

- *La densidad de la carga y la dilución originada en la misma por los gases residuales*, en ello incide la temperatura de las paredes de los conductos de aspiración y la temperatura del cilindro, pues ceden calor a la carga fresca, elevan su temperatura y la densidad del fluido operante disminuye, con lo que se tiene una reducción del rendimiento volumétrico.

Los gases residuales presentes en el cilindro después del escape también contribuyen a reducir la densidad del fluido operante pues, además de cederle calor, disminuyen el volumen que debiera ser ocupado por la carga de gases frescos.

- *El diseño de los conductos de aspiración y de escape* tiene mucha importancia, ya que, además de oponer la mínima resistencia al paso de los gases, deben evitar su calentamiento.

La experiencia demuestra que los mayores valores del rendimiento volumétrico se alcanzan en los motores para una velocidad del aire de 40-60 m/seg, en régimen normal de funcionamiento. En régimen de máxima potencia, la velocidad media del fluido alcanza de 65-75 m/seg.

- *Los tiempos de apertura y cierre de las válvulas* tienen una estrecha relación con el llenado del cilindro de acuerdo con la velocidad de rotación del motor, pues influyen en las ondas de presión que se originan en los conductos de aspiración y de escape como consecuencia de las rápidas variaciones de velocidad que experimenta la masa gaseosa en movimiento. Esto se consigue escogiendo oportunamente la longitud de los conductos.

Los motores modernos para aumentar la cantidad de energía que se produce en el interior del cilindro utilizan la denominada *sobrealimentación*. Consiste en el llenado de los cilindros comprimiendo el fluido operante al introducirlo en ellos. Si además la compresión se acompaña de un buen enfriamiento de los gases entre el compresor y el cilindro, aún es más eficaz el llenado.

Para ello es necesario acoplar un compresor que introduzca a presión aire en los cilindros y un intercambiador de calor que enfríe el fluido entrante.

Antiguamente se usaban compresores de lóbulos movidos con una transmisión mecánica por el propio motor, que hacían entrar aire dentro del cilindro a 1'5-2 atmósferas. Este sistema tenía el inconveniente de que al necesitar absorber una parte de potencia del motor para mover el compresor, disminuía el rendimiento y es por lo que en la actualidad es poco empleado.

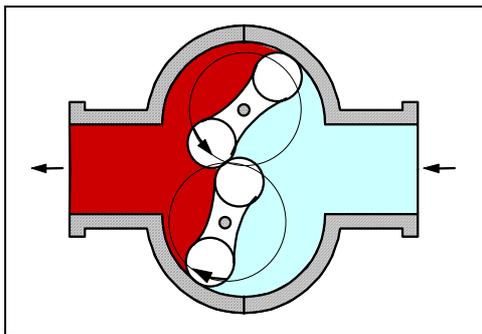


Figura 5.- Compresor de lóbulos.

Hoy la sobrealimentación se hace por *turbocompresor* el cual consiste en una turbina acoplada a la salida de los gases de escape, la cual mueve un compresor que hace entrar el aire a presión en el interior del cilindro. Este sistema, como la energía que necesita se obtiene de los gases de escape, aprovecha ésta en vez de dejarla perderse en la atmósfera.

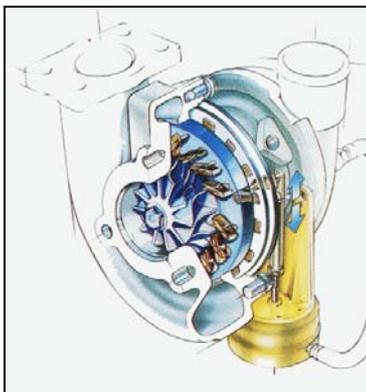


Figura 6.- Turbocompresor.

Una de las ventajas de la sobrealimentación de los motores Diesel es que durante el *cruce de válvulas*, el aire fresco que entra a presión facilita el barrido de gases residuales, refrigerando al mismo tiempo la válvula de escape y la cabeza del pistón. Cuando se cierra la válvula de escape el cilindro se llena de aire a presión.

Es por lo que en los motores Diesel se consiguen mayores ventajas, ya que además de ofrecer una mayor energía en cada ciclo, lo que significa mayor potencia para una misma cilindrada, consiguen un menor consumo específico de combustible, debido a que se realiza una combustión más perfecta al no existir gases residuales de la combustión anterior, y una mayor duración y vida útil del motor debido a que se consigue una expansión más suave, una refrigeración más eficaz en la cabeza del pistón, en las válvulas y en sus guías y en sus asientos.

Como al comprimir el fluido operante aumenta su temperatura, para reducirla y conseguir que una mayor cantidad entre en el cilindro se coloca un intercambiador de calor que enfría el fluido operante mediante la emisión de su energía a la atmósfera gracias a un radiador de láminas.

En los vehículos es frecuente encontrar indicativos como "turbo" e "intercooler", que no señalan otra cosa que su motor está provisto tanto de sistema de sobrealimentación, como de refrigeración del fluido antes de entrar en los cilindros.

RENDIMIENTO MECÁNICO

El rendimiento mecánico η_m es la relación entre el trabajo útil medido en el cigüeñal del motor y el trabajo ofrecido según el ciclo indicado.

El rendimiento mecánico está normalmente comprendido entre 0'80 y 0'90 y depende del rozamiento entre los órganos móviles, del acabado de las superficies, de las características de la lubricación, del grado de precisión en la fabricación, etc, y tiene en cuenta el trabajo absorbido por los rozamientos de los órganos del motor con movimiento relativo y de los órganos auxiliares del motor necesarios para su funcionamiento como la distribución, la bomba de aceite para lubricación, la de agua para refrigeración, el alternador, etc.

Empíricamente se sabe que está pérdida de energía tiene la siguiente expresión matemática:

$$E_R = \lambda \cdot n + \mu \cdot n^2$$

Su representación gráfica es como sigue:

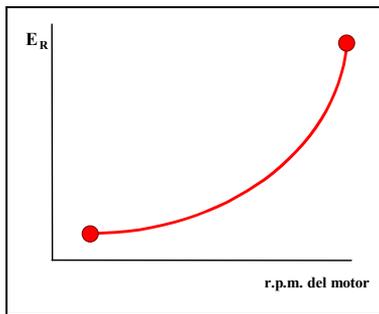


Figura 7.- Energía absorbida por las resistencias pasivas.

En la ecuación anterior λ y μ son coeficientes variables con las características constructivas del motor, y n es el régimen de giro del motor, por lo que se comprende que a medida que aumenta el número de revoluciones, se incrementa la pérdida de energía, pudiendo llegar a ser tan alta que puede anular la energía ofrecida por el motor.

RENDIMIENTO TOTAL Y CONSUMO ESPECÍFICO

El *rendimiento total* de un motor es la relación entre el trabajo útil ofrecido por el motor y la energía calorífica del combustible consumido.

Su valor se calcula como el producto del rendimiento térmico, por el rendimiento indicado y por el rendimiento mecánico.

$$\eta = \eta_t \cdot \eta_i \cdot \eta_m$$

Se denomina *consumo específico*, el consumo de combustible expresado en gramos que requiere un motor para producir la energía de un caballo de vapor-hora.

Se representa por c_s y se mide en (g/C.V.·h).

Como se sabe que un caballo de vapor (C.V.) es igual a 75 Kg/seg, la energía correspondiente a un caballo de vapor-hora (C.V.·h) equivale a $75 \cdot 3600 = 270000$ Kg. Si H es el poder energético del combustible expresado en Kcal/Kg, el trabajo equivalente al consumo específico de combustible vendrá dado por:

$$c_s \cdot 10^{-3} \cdot H \cdot \eta_t \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot 427 = 270000 \Rightarrow$$

Como:

$$\eta = \eta_t \cdot \eta_i \cdot \eta_m$$

se tiene:

$$c_s = \frac{270000}{10^{-3} \cdot H \cdot \eta \cdot 427} \approx \frac{632000}{\eta \cdot H}$$

Despejando de la ecuación anterior el rendimiento total se tiene:

$$\eta = \frac{270000 \cdot 1000}{c_s \cdot H \cdot 427} \Rightarrow \eta \approx \frac{632000}{c_s \cdot H}$$

CURVAS CARACTERÍSTICAS DE UN MOTOR

El ciclo de un motor produce un trabajo función de la cantidad de energía puesta en juego. Si dicho motor funciona a un determinado régimen de revoluciones n , se tiene que:

- La *potencia ideal* desarrollada por el motor vendrá dada por la expresión:

$$N_{ideal} = Q_1 \cdot 427 \cdot \frac{n}{2} \cdot \frac{1}{60} \cdot \frac{1}{75} \cdot h \text{ C.V.}$$

Siendo:

Q_1 = calor introducido en el cilindro en Kcal.

n = régimen de funcionamiento del motor en r.p.m.

h = número de cilindros del motor.

- La *potencia teórica* ofrecida por un motor vendrá dada por el producto de la potencia ideal y el rendimiento teórico:

$$N_{teórica} = N_{ideal} \cdot \eta_t$$

- La *potencia indicada* se obtiene por el producto de la potencia teórica y el rendimiento indicado:

$$N_{indicada} = N_{teórica} \cdot \eta_i$$

- La *potencia útil o al freno* se obtiene por el producto de la potencia indicada y el rendimiento mecánico:

$$N_{freno} = N_{indicada} \cdot \eta_m$$

La expresión final de la potencia al freno es:

$$N_{freno} = Q_1 \cdot 427 \cdot \frac{n}{2} \cdot \frac{1}{60} \cdot \frac{1}{75} \cdot \eta_t \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot h \text{ C.V.}$$

En un motor ideal los η_t, η_i, η_v y η_m son constantes, y las curvas características deberían ser como se presenta a continuación:

• Al ser constantes los rendimientos, Q_1 será también constante con lo que la expresión de la potencia al freno será de la forma:

$$N = K_1 \cdot n$$

Su representación gráfica en unos ejes cartesianos, poniendo en abscisas el régimen de giro del motor y en ordenadas la potencia útil o al freno ofrecida, se obtiene una gráfica como la que sigue:

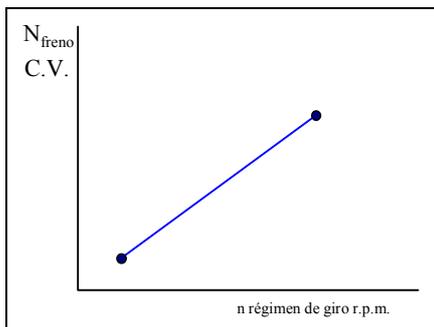


Figura 8.- Potencia.

La potencia del motor puede expresarse como:

$$N_f = M \cdot n$$

Siendo:

N_f = potencia al freno del motor.

M = par motor.

n = régimen de giro del motor.

• Al ser constantes los rendimientos como se vio:

$$K_1 \cdot n = M \cdot n$$

por tanto:

$$M = K_1$$

lo que indica que si los rendimientos son constantes el par motor es constante, por lo que su representación en unos ejes cartesianos (n, M) tendrá la forma:

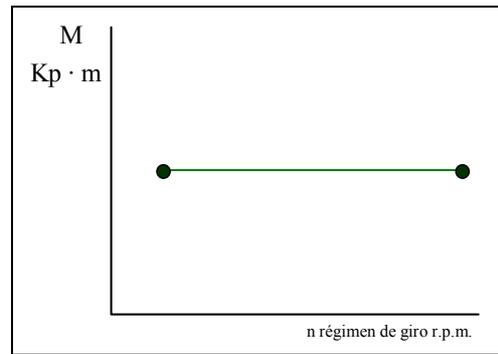


Figura 9.- Par motor.

• El consumo específico se vio que tiene como expresión:

$$C_s = \frac{632000}{\eta \cdot H}$$

Con lo que al ser constante η y H su representación gráfica en unos ejes (n, C_s), tendrá la forma:

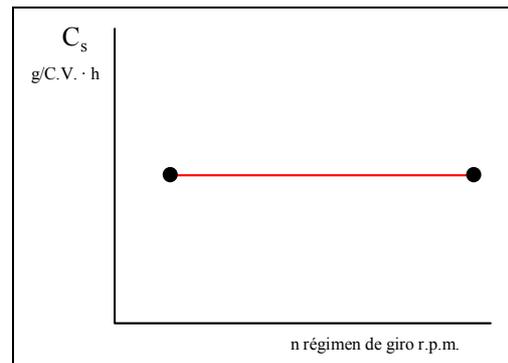


Figura 10.- Consumo específico

Por último, partiendo del consumo específico, de la potencia al freno y de la densidad del combustible δ_c , se puede determinar el consumo horario, según la expresión:

$$C_h = C_s \cdot 10^{-3} \cdot N_f \cdot \frac{1}{\delta_c} \text{ l/h}$$

Al ser constante δ_c se puede observar que C_h tiene una expresión del tipo:

$$C_h = K_2 \cdot n$$

Con lo que su representación gráfica en unos ejes cartesianos (n, C_h) tendrá la forma:

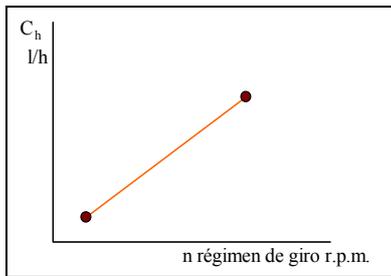


Figura 11.- Consumo horario.

Al no ser constantes los rendimientos, las curvas ofrecen un aspecto totalmente cambiado y obtenidas con un freno, dan esquemas como los que se presentan en las figuras siguientes:

• **Curva de potencia:**

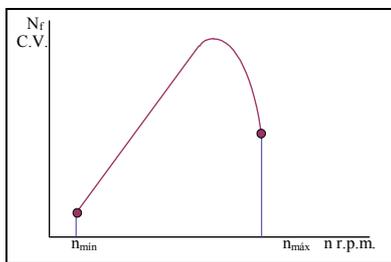


Figura 12.- Curva de potencia.

El análisis de esta curva indica que, en los motores alternativos, a medida que aumenta el régimen de giro incrementa la potencia al freno de forma prácticamente lineal, lo que ocurre hasta llegar a un valor de velocidad angular del cigüeñal en el que por seguridad para el motor, actúa el regulador disminuyendo de forma automática la entrada de combustible. A partir de dicho régimen la potencia disminuye hasta llegar a un valor que, considerando el alto régimen de giro, es muy bajo.

• La **curva de par motor** puede considerarse dividida en dos partes, la zona de funcionamiento no flexible y la de funcionamiento flexible. Ambas están limitadas por un valor del régimen de giro del motor que corresponde al que al motor ofrece la máxima capacidad de trabajo o máximo par.

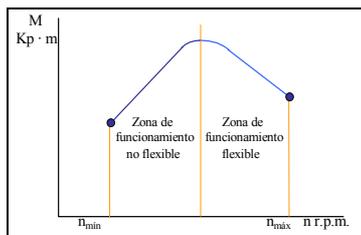


Figura 13.- Curva de par.

Entre dicho régimen de giro y el de máxima velocidad angular, cualquier valor de velocidad de

giro se caracteriza porque existe lo que se denomina reserva de par, esto es, si en un instante al motor se le solicita más trabajo (par) del que va ofreciendo, como su respuesta inmediata es bajar sus revoluciones, al haber reserva de par, si esta reserva es suficiente como para absorber la sollicitación hecha al motor, éste, sin ninguna actuación externa, sin mover el acelerador, se adapta a las nuevas condiciones de trabajo. Si la reserva de par no fuese suficiente el motor se pararía, al ser incapaz de adaptarse a las nuevas condiciones de trabajo.

En la zona de funcionamiento no flexible, al no haber reserva de par, cualquier sollicitación de más energía cuando el motor trabaja a un determinado régimen de giro, van acompañadas indefectiblemente del calado del motor.

Estos conceptos son de gran importancia en los tractores agrícolas, y como se verá más adelante, la forma de la curva de par tiene gran incidencia en el diseño de la caja de cambios.

• **Curva de consumo específico:**

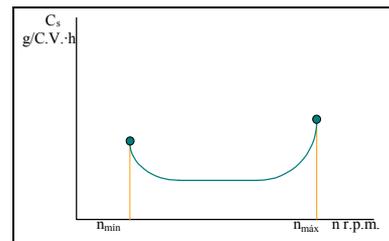


Figura 14.- Curva de consumo específico.

La curva de consumo específico presenta una zona, limitada por dos regímenes de giro del motor entre los que el aprovechamiento energético del combustible es máximo (zona de mínimo consumo específico), siendo por tanto necesario que el tractor trabaje, salvo circunstancias impuestas por las condiciones de trabajo, con regímenes de giro cuyos valores estén situados entre los que limitan los mínimos de esta curva. De esta forma al realizar un trabajo habrá un mínimo consumo de combustible, lo que significa mayor economía.

• **Curva de consumo horario:**

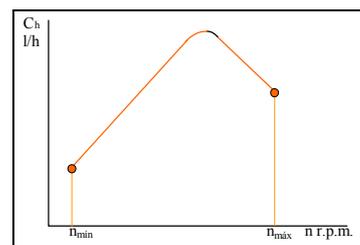


Figura 15.- Curva de consumo horario.

Técnicamente la curva de consumo horario no tiene gran valor, pero permite determinar la autonomía de trabajo del tractor en función de la capacidad de su depósito de combustible. Esto, que en automoción no tiene gran relevancia, ya que los conductores tienen muchas posibilidades de reponer combustible en carretera, en agricultura condiciona el trabajo, pues es frecuente tener que transportar un depósito, con la incomodidad que ello supone, hasta el lugar más adecuado para repostar..

PUESTA EN MARCHA DE LOS MOTORES ALTERNATIVOS

Para poner en funcionamiento los motores alternativos se usa un motor eléctrico denominado motor de arranque.

Este motor se caracteriza por su alto par y su reducido volumen, y toma la energía necesaria de la batería.

El movimiento de los órganos del motor alternativo lo consigue aplicando un reducido engranaje a la corona dentada que rodea el volante de inercia, hasta que el motor alternativo funciona por sí mismo.

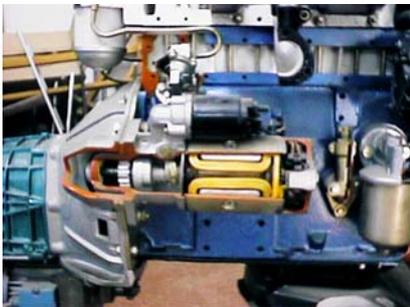


Figura 16.- Motor de arranque.

El alto par del motor de arranque obliga, para su conexión a la batería, a usar un potente contactor magnético como se indica en la siguiente figura.

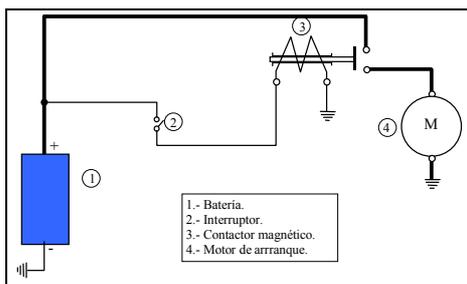


Figura 17.- Esquema del circuito de arranque.

El funcionamiento del motor de arranque se basa en el hecho de que si se hace circular una corriente continua por una espira, se crea en ella un campo magnético. Si la espira se coloca dentro de otro campo magnético creado por un imán, tenderá a orientarse de forma que las líneas de fuerza entren por su cara sur y salgan por su cara norte, y aparecerá en la espira un par que la obliga a girar hasta colocar sus polos enfrentados con los de signo contrario del imán. En ese momento terminaría el movimiento de rotación. Para que continúe se coloca otra espira desfasada un cierto ángulo con respecto a la anterior, de forma que si se conectan ambas en un colector cilíndrico a través del cual se alimentan, que gira con ellas, y recibe la corriente desde unas escobillas de conexión, cuando la primera de las escobillas deja de producir par, deja de ser alimentada, pasando a serlo la siguiente, apareciendo de nuevo un par que hace que el giro continúe.

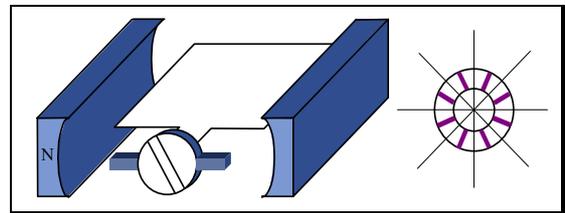


Figura 18.- Principio de funcionamiento de un motor eléctrico.

En los motores de arranque se disponen varias espiras repartidas por la periferia de un rotor, cuyos extremos se unen a dos delgas de un colector por cada una de las cuales, mediante dos escobillas de alimentación, reciben la corriente de la batería.

El esquema correspondiente a un motor de arranque es el que se presenta en la figura siguiente:

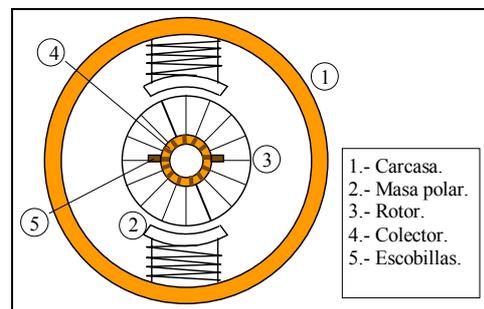


Figura 19.- Esquema del motor de arranque.

La carcasa lleva en su interior las masas polares, rodeadas de las bobinas inductoras, y el rotor.

Las masas polares son núcleos de acero que al pasar la corriente por las bobinas inductoras se imantan y forman los polos norte y sur del campo

magnético fijo, al que se hizo referencia anteriormente.

El rotor consiste en un eje sobre el que va montado un cilindro formado por chapas con incisiones radiales en las cuales se alojan las espiras. En un extremo del eje va montado el colector, el cual está formado por sectores circulares de cobre aislados entre sí que constituyen las delgas, sobre ellas rozan las escobillas, y reciben la corriente eléctrica. En el otro extremo del eje se sitúa el engranaje de accionamiento del motor alternativo.

Cerrando uno de los laterales de la carcasa lleva una tapa en la que hay un cojinete de bronce sobre el que gira el eje. Además lleva los portaescobillas, en los que deslizan las escobillas de carbón y son empujadas para que esté en continuo contacto con el colector mediante pequeños resortes. En el otro lateral lleva un alojamiento para acoplar el motor a la corona dentada del volante de inercia, y el anclaje para fijarlo al motor alternativo.

El movimiento del motor de arranque se transmite a la corona dentada del volante de inercia hasta que el motor alternativo gira por sí solo. Después del arranque, de forma súbita, se desconecta automáticamente pues, de no ocurrir así giraría a tal velocidad que el motor de arranque quedaría en pocos segundos destruido por centrifugación.

La conexión se realiza en unos casos mediante un mecanismo a base de horquilla y palanca accionada por un potente electroimán y en otros por efecto de inercia.



Figura 20.- Mecanismo de conexión por efecto de inercia.