

F-03



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

Diseño de un Motor Wankel Experimental de 125
Centímetros Cúbicos y 25 Caballos de Potencia,
a 10,000 Revoluciones por Minuto.

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A :
ROMAN MANJARREZ URANGA



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

CONTENIDO

	Págs.
Introducción	1- 2
Principio de Funcionamiento y comparación con el motor de - pistón recíprocante	3-34
Geometría y Trazo	35-48
Diseños Termodinámico y Me- cánico	49-72
Bibliografía	73-74

INTRODUCCION

En el campo de los motores de combustión interna, el más reciente desarrollo de que tenemos noticia que se ha llevado hasta la producción en serie y su exitosa introducción al mercado, es el motor Wankel.

En el diseño y fabricación de motores de combustión interna se ha convertido en una necesidad de primer orden la optimización de los parámetros Potencia-Consumo Horario de Combustible y Peso-Potencia; esto se explica por el hecho de que las fuentes tradicionales de combustibles fósiles se agotan aceleradamente y es necesario economizar su uso; además, las crecientes aplicaciones de los motores de combustión interna en el terreno automotriz, obligan a la disminución constante del peso de la máquina y de su volumen total.

El motor Wankel ha venido a revolucionar los estándares establecidos para máquinas de combustión interna. Su sencillez de construcción, el reducido número de piezas móviles, la posibilidad de utilización de combustibles sumamente baratos y muchas otras ventajas, lo colocan en un plano altamente competitivo en el terreno de las máquinas de combustión interna.

El hecho de que importantes fabricantes de equipo automotriz como lo son General Motors, Massey-Ferguson, Curtiss-Wright y Ford Motor, hayan adquirido licencias para la fabricación y venta de la máquina en los Estados Unidos de América y de firmas tales como Daimler-Benz, Citroen y Toyo-Ko-

yo en Europa y Asia estén fabricando y colocando - en el mercado un creciente número de unidades, corrobora ampliamente las predicciones en el sentido de que en un futuro próximo, esta máquina desplazará al motor de pistón recíprocante de algunos campos de acción que actualmente le son exclusivos a este último.

El presente trabajo se relaciona con un motor Wankel de un rotor con desplazamiento de 125 c.c. y una potencia de 25 caballos a 10,000 r.p.m.

Se efectúa el análisis termodinámico del ciclo de funcionamiento, se hacen los cálculos correspondientes y se diseña la máquina tanto termodinámica como mecánicamente, todo ello basado en datos obtenidos de artículos escritos en revistas especializadas, libros de consulta y catálogos, como podrá verse en la bibliografía que se menciona.

Es conveniente hacer la aclaración de que en algunos cálculos, sobre todo en el aspecto termodinámico, debido al uso que se hizo de diagramas, tablas de valores y nomogramas, siempre se encontrará la referencia correspondiente que menciona la fuente bibliográfica de que se trate.

La intención de estos cálculos y diseños es, finalmente, efectuar la construcción de un prototipo experimental con el fin de comprobar la posibilidad real de su construcción en nuestro medio.

Román Manjarrez Uranga.

La Gloria, Ver.

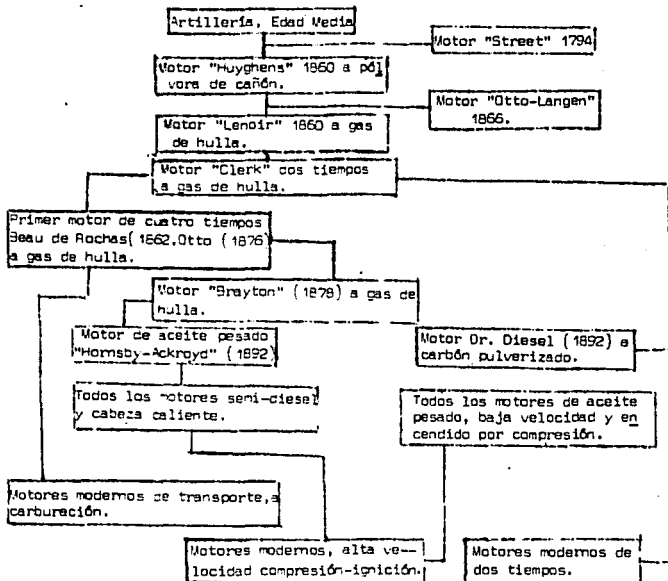
PARTIR DE

ESTA PAGINA

**FALLA
DE
ORIGEN**

PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO Y COMPARACION CON EL MOTOR CONVENCIONAL DE PISTON RECIPROCANTE.

Es notable el gran desarrollo que el motor de combustión interna ha experimentado desde sus comienzos hasta nuestros días, en el cuadro siguiente podrá apreciarse el desarrollo histórico de las máquinas de combustión interna (1).



El cuadro cronológico anterior demuestra que a medida que se desarrollaron necesidades de nuevos combustibles, también se desarrollaron nuevas versiones del motor de combustión interna.

Así, a medida que la industria tuvo a su alcance los nuevos combustibles, el motor de combustión interna se fué transformando hasta llegar a su estado actual de desarrollo.

La tendencia actual en este tipo de máquinas hacia el mayor aprovechamiento de la potencia calorífica de los combustibles y hacia la no-contaminación del medio ambiente por los gases de escape.

El comienzo del siglo XX está marcado por la introducción de la turbina de vapor como máquina primaria.

La extraordinaria y espectacular aparición de la turbina de gas en el campo aeronáutico y sumeteórico desarrollo en el mismo, ha desplazado a la máquina de pistón para usos tales como fuerza motriz en grandes Centrales de generación de Energía Eléctrica.

La turbina de gas, de por sí configura las dos extraordinarias siguientes posibilidades: I.-- Enorme capacidad de concentración de potencia (la condición de rendimiento es secundaria) lo que le dá el lugar de avanzada como motor aeronáutico; - II.- Capacidad de grandes potencias con rendimientos comparables (o superiores) al motor de combustión interna convencional, esto significa que esta

máquina está decididamente en el campo de la generación económica de energía eléctrica.

Antecedentes del Motor Wankel (2).

El hombre usó el agua el viento y la fuerza animal para hacer girar una rueda y un eje, esto - mucho antes de adquirir los conocimientos necesarios para obtener y controlar la fuerza motriz por medio de un pistón.

Solo fué necesaria una comprensión rudimentaria de la mecánica para crear estas primeras máquinas rotatorias, pero la Ciencia de la Termodinámica había de tener su comienzo antes que una máquina de pistón práctica pudiera ser desarrollada.

Para su funcionamiento satisfactorio como máquina matriz, un pistón requiere energía calorífica para su propulsión. Además, aunque los conceptos mecánicos de excentricidad y de cigüeñal se conocían antes de que fuera posible utilizar la expansión de un gas como fuerza propulsora de una máquina, la propulsión rotatoria había sido más popular entre los inventores del siglo XVIII y del siglo XIX que la propulsión por medio de pistón reciprocante. La causa de esto es que la rueda tiene menos complicaciones mecánicas que la leva, por otro lado, un movimiento unidireccional produce menos pérdida de energía que un movimiento que depende de las carreras reciprocantes de un pistón convencional.

Primeras Máquinas Rotativas.

Dentro del grupo de las primeras máquinas rotativas, están las bombas de agua de Ramelli y de Pappenheim (figuras 1-1 y 1-2).

Fig. 1-1.- Bomba de Ramelli

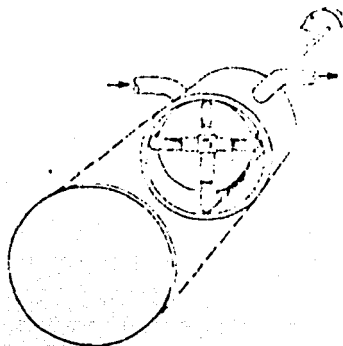
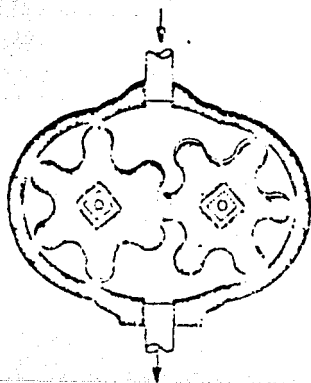


Fig. 1-2.- Bomba de Pappenheim.



Ramelli diseñó e ilustró su bomba en 1588, - sin embargo, su diseño fué únicamente teórico, las

herramientas para fabricar su bomba no existían entonces.

Actualmente muchas bombas y compresores han sido fabricados según este principio de operación. De igual manera, las bombas de engranes modernas están basadas en la bomba de engranes de Pappenheim, introducida por primera vez en el año de 1636.

Ambas máquinas proporcionaron la idea para emplear la presión del vapor de agua como una fuente constante de fuerza motriz.

En las figuras 1-3 y 1-4 se aprecian los diseños de máquinas de vapor basadas en estos principios e introducidas en el siglo -- XVIII.

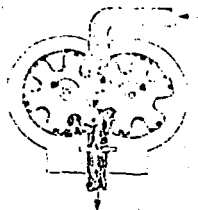
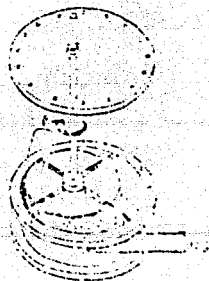


Fig. 1-3.- Máquina Rotatoria de vapor de Murdoch.

Fig. 1-4.- Máquina Rotatoria de vapor de Bramah.



La máquina de Murdoch fué construida, pero fracasó al tratar de producir una cantidad práctica de trabajo mecánico. La máquina de Bramah no pasó del tablero de dibujo.

Después de varios intentos para obtener una máquina rotatoria práctica, los inventores del siglo XIX introdujeron nuevos conceptos e ideas, características de ellos son las máquinas de Flint y de Poole (figs. 1-5 y 1-6).

El principio de funcionamiento y su secuencia es evidente a partir de las figuras, sin embargo, la historia no menciona que estas máquinas fueran aplicadas a usos prácticos.

La primera máquina rotativa que mostró un decidido avance en diseño fué patentada por Elijah Galloway (fig. 1-7); su diseño, completamente novedoso, se basó en un rotor epicicloidal de cinco lóbulos, contenido dentro de una envolvente paracíclica de cinco lóbulos que proporciona cinco cámaras para los cinco brazos del rotor.

La envolvente paracíclica es la superficie interior de una carcasa circular estacionaria y el rotor se montó sobre una manivela que impartía al centro del rotor, un movimiento orbital alrededor del centro de la carcasa.

Como consecuencia de la geometría del diseño y su arreglo, cada brazo del rotor describe un círculo dentro de su cámara asociada, manteniendo con la cámara desde su principio a su fin, contacto, excepto cuando cruza de un lado de la pared al otro.

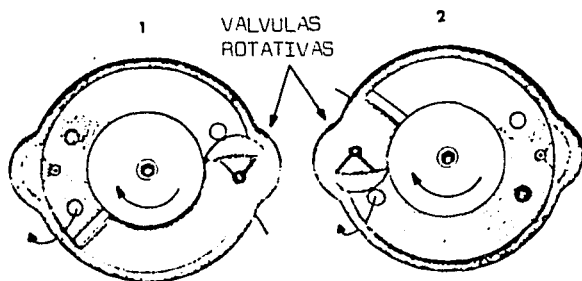


Fig. 1-5.- Máquina de vapor Rotatoria de Flint.

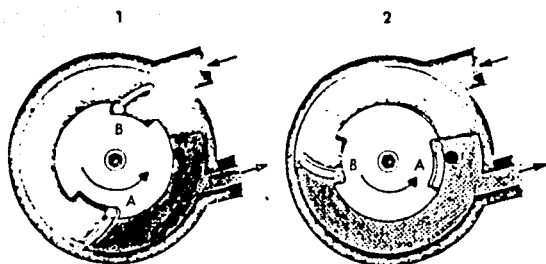


Fig. 1-6.- Máquina de vapor rotatoria de Poole.

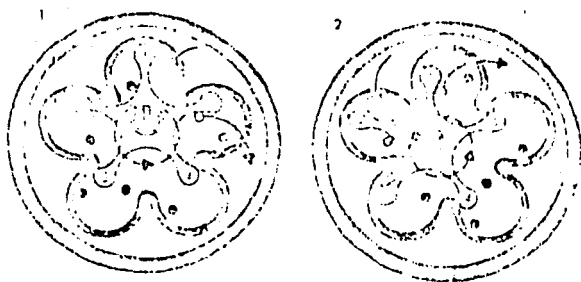


Fig. 1-7.- Máquina de vapor con rotor orbital, de Galloway.

Además, los cinco brazos del rotor efectúan sus giros progresivamente, de tal manera que los espacios entre los brazos del rotor y las paredes de las cámaras se expanden y contraen en secuencia progresiva. El vapor que entra en cada cámara por un lado, empuja al brazo del rotor correspondiente, hacia el lado opuesto, el vapor es expulsado cuando el brazo regresa a su punto de partida.

El flujo de vapor era controlado por lumbresas en la placa de fondo o lateral de la envolvente, las cuales eran abiertas o cerradas por el movimiento de una placa deslizante adyacente, montada sobre la manivela para orbitar con el rotor.

La única providencia hecha para obtener estanqueidad de las cámaras, consistió en forzar al rotor sobre la manivela por medio de resortes de compresión para asegurar algún grado de contacto positivo entre los brazos del rotor y las paredes-

de las cámaras; el rotor no tenía otra guía en su movimiento, que su manivela; como consecuencia, -- las máquinas producidas con este diseño fueron ineficientes y desperdiciaban más vapor que las máquinas contemporáneas inventadas por Watt, algunas de estas máquinas desarrollaban hasta 16 hp. y fueron usadas como máquinas marinas, pero el diseño básico no se perfeccionó posteriormente.

Máquina de Cooley de Cámaras Variables Progresivamente y engranes de "faseo". (fig. 1-8).

La combinación de un rotor epicycloidal con una envolvente hipocicloidal, fué introducida por primera vez por John Cooley, su patente de 1903 para una bomba y una máquina de vapor, fué además la primera en especificar dos rotores, uno sobre un eje excéntrico al otro eje, junto con engranes de "faseo" para correlacionar los dos movimientos de rotación.

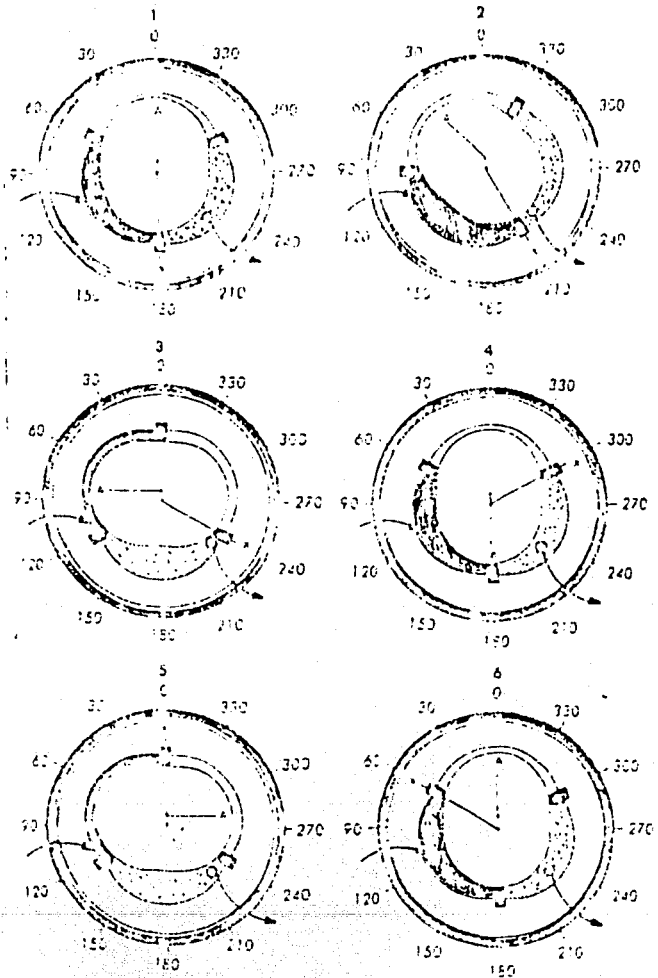


Fig. 1-8.- Principio de la máquina rotatoria de --
Cooley.

La patente de Cooley especificaba una envolvente estacionaria para contener a los dos rotores. El rotor interno A es una elipse modificada (lados rectos) y tiene dos lóbulos, el rotor externo X -- tiene forma exterior circular y tres lóbulos; base da sobre un triángulo equilátero.

Ambos rotores giran en la misma dirección al rededor de ejes fijos, no concéntricos y apoyados sobre las tapas opuestas del motor. Un engrane -- recto de 20 dientes montado sobre el eje del rotor interno, endenta con un engrane recto interno de -- 30 dientes, montado en el mismo eje del rotor de -- tres lóbulos; debido a estos dos engranes de "fa-- seo" con relación 3:2 el rotor interno gira $1 \frac{1}{2}$ -- veces las revoluciones del rotor de tres lóbulos. -- Las rotaciones de los dos rotores producen varia-- ciones volumétricas en cada uno de los tres lóbu-- los del rotor externo (cámaras) en secuencia, ade-- más, como consecuencia de la geometría, el mínimo-- volumen de cada cámara ocurre en el mismo radio de la envolvente circular (0° en la figura 1-8 y el -- máximo a 180° en la misma figura).

En resumen, la admisión para cada cámara del rotor externo comienza en el mismo lugar, y el escape comienza también en el mismo lugar, por tanto, las lumbreras localizadas en la tapa lateral de la envolvente y abriendo y cerrando por rotación del rotor externo, podrán admitir y expulsar vapor en la secuencia apropiada para hacer que la máquina gire, o cuando se haga girar por una fuerza externa, este mecanismo servirá muy bien como bomba.

En esta máquina una cámara varía de mínimo -

volumen a máximo y viceversa, durante una rotación de 360° del rotor externo. Simultáneamente, el rotor interno (pistón) hace dos carreras, una subiendo y otra bajando, al girar 540° para situar su extremo opuesto dentro de la cámara de referencia en cada carrera subsiguiente.

Se requiere una rotación de 720° del rotor - externo para regresar el extremo A en una carrera hacia arriba dentro de la cámara de referencia.

Este hecho hizo posible que el diseño de Cooley funcionara como máquina de combustión interna de cuatro tiempos.

Las lumbreras podrán disponerse para ser operadas no únicamente por la rotación del rotor exterior, sino por coincidencia entre rotaciones de -- los rotores interior y exterior y cerrar y abrir -- en los intervalos de secuencia requeridos para "admisión" -- "compresión" -- "ignición" y "escape". Para este fin, podrían hacerse lumbreras adicionales en el rotor interior o estas lumbreras podrían proveerse de una válvula de placa circular sobre la flecha del rotor interno, forzada contra la tapa lateral del motor, en la cual se localicen las lumbreras operadas por el rotor externo.

Tal arreglo permitiría a cada cámara tener -- una carrera de ignición por cada 720° de rotación del rotor exterior.

Cooley no prosiguió el desarrollo de este diseño como máquina de vapor y nunca intentó adaptar la para combustión interna.

En 1908 un inventor apellidado Umpleby intentó adaptarla para combustión interna, agregándole una válvula plana, pero no desarrolló la máquina.

Esta máquina es la antecesora directa de la actual máquina Wankel, pues muchos de sus principios se usan en esta última (relación de lóbulos - 3:2 y el uso de engranes de "faseo" junto con un rotor interno excéntrico).

El Motor Wankel (2).

El motor Wankel es una máquina de combustión interna que opera en el ciclo de cuatro tiempos -- "admisión", "compresión", "ignición" y escape".

Estos cuatro tiempos sirven para admitir la mezcla aire-combustible; comprimirla para intensificar la carga de tal manera que aumente la fuerza liberada durante la combustión y limpiar la cámara de combustión de tal manera que quede preparado - el comienzo del ciclo nuevamente.

Manteniendo esto en mente, una máquina de -- combustión interna debe controlar la fuerza de expansión y convertirla en movimiento. En este sentido el motor Wankel puede situarse en medio del motor convencional de pistón y la turbina de gas para transporte terrestre.

En la máquina de pistón, todos los procesos del ciclo ocurren en la misma área, mientras cada fase del ciclo ocurre en un área específicamente designada para ello en el motor Wankel y en la turbina de gas.

En el motor Wankel y en la turbina de gas, -

las operaciones se suceden de acuerdo a la trayectoria del flujo de gas, mientras que en la máquina de pistón todo tiene lugar en la misma área y las distintas fases están separadas sólo por el tiempo, pero aún cuando el motor Wankel se asemeje más a la turbina que al motor de pistón (debido a su movimiento rotatorio común); hay una gran diferencia, el motor Wankel (lo mismo que el motor de pistón); es una máquina de combustión interna, mientras que la turbina trabaja por combustión externa.

Para mejor comprender el funcionamiento de un motor Wankel, observemos la figura 1-9:

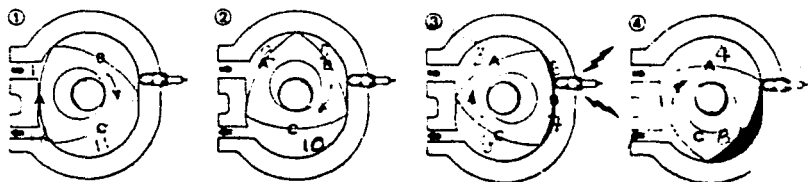


Fig. 1-9.- Secuencia de funcionamiento del motor - Wankel.

(1-4—ASPIRACION, 5-7—COMPRESION, 8-10—TRABAJO, 11-12—ESCAPE).

Entre otras causas, el advenimiento del motor Wankel es consecuencia de que el desarrollo de los motores de pistón con movimiento alternativo se caracterizó en las últimas décadas por el empleo de un número de revoluciones cada vez más elevado.

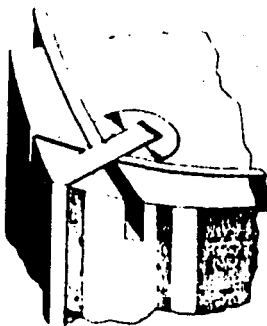


Fig. 10.- Sistema de sellado de las cámaras de trabajo.

De la relación entre el momento de giro M , la potencia P y el número de revoluciones n , tenemos:

$$M = 716.2 \frac{P}{n} \quad \frac{m}{\text{Kg.-Mt}} \quad \frac{P}{\text{c.v.}} \quad \frac{n}{\text{r.p.m.}}$$

de esto se deduce claramente que una determinada potencia puede obtenerse con un momento de giro cada vez menor al aumentar n .

Desde el punto de vista de la resistencia de los materiales esto se traduce, de manera notable, en la posibilidad de usar menores dimensiones y pesos más pequeños. Para el motor Diesel existe un número superior de revoluciones permisibles, a causa de la formación interior de la mezcla, que está -- aproximadamente hacia las 5000 r.p.m. En cambio, -- para el motor de ciclo Otto no existe una limitación en cuanto al número de revoluciones, en este-

caso lo que puede limitarlas son los esfuerzos de inercia, que crecen con el cuadrado del número de revoluciones y son originados por las piezas con movimiento alternativo (oscilantes).

Así por ejemplo, en los motores para vehículos automóviles, el límite máximo alcanzable desde el punto de vista de la resistencia y según el tamaño, varía entre 6000 a 12000 r.p.m. (el límite mayor corresponde a los motores más pequeños). En los motores de tamaño mínimo se llega hasta a 20000 r.p.m. aproximadamente.

El estudio de un motor de pistón que estuviera libre de tales esfuerzos de inercia de masas y compuesto únicamente por piezas rotatorias, ocupó ya desde hace varias décadas a muchos inventores, como hemos visto anteriormente.

En realidad el número de patentes es incontable, pero únicamente en el año 1960 pudo presentarse ante el público un motor de pistón rotativo, -- realmente capaz de funcionar, como fruto de un intenso trabajo de investigación (toda una vida) del ingeniero Alemán Félix Wankel.

Bajo la denominación general de motores de pistón rotativo (motores rotativos) y de acuerdo con los movimientos del centro de gravedad de las principales partes, los tipos constructivos de este motor son:

- a).- Motores de pistones rotativos Conjugados (D K M, Drehkolbenmaschinen). La cámara de volumen variable es formada por dos cuerpos que giran respecto a dos ejes paralelos, en el mismo --

sentido, pero con velocidades distintas: pueden ser equilibrados directamente y no recargar los apoyos con esfuerzos centrífugos, -- siendo pues adecuados para el máximo número de revoluciones, nótese la semejanza con el motor Cooley anteriormente descrito.

- b).- Los motores con pistón planetario (K K M., -- Kreiskolbenmaschinen) de movimiento circular, aquí la cámara de volumen variable es formada por dos cuerpos: uno fijo (el exterior) y el otro con movimiento planetario, esta pieza, -- que gira circularmente, únicamente se la puede equilibrar de una manera indirecta a través de uno de los apoyos, estos motores según la forma de estar la pieza móvil, se prestan para un número de revoluciones mayor o menor.
- c).- Motores de pistón planetario de movimiento -- circular (U K M, Umlaufkolbenmaschinen). La cámara de volumen variable está formada por -- dos cuerpos: uno fijo (el exterior) y otro -- con movimiento planetario curvo no uniforme, -- o bien, simplemente con movimiento uniforme.

Se hace notar que solo los motores que se refieren al inciso b), presentan ventajas respecto -- al motor convencional de pistón recíprocante.

Las elevadas exigencias para el buen funcionamiento de un motor de pistón rotativo son:

- a).- Movimiento uniforme de las partes principales, construidas para soportar elevado número de -- revoluciones.

- b).- Cámaras de trabajo estancas a los gases y que varíen de magnitud periódicamente, de acuerdo con el proceso de funcionamiento.
- c).- Un exacto desarrollo de los procesos de inter cambio de gases y que las partes de la distribución sean adecuadas también para el elevado número de revoluciones.
- d).- Lubricación y refrigeración de funcionamiento seguro bajo todas las condiciones de trabajo.
- e).- Posibilidades de competir con los motores de pistón recíprocante que tan extraordinario de sarrollo han alcanzado, desde el punto de vista de consumo de combustible y peso por unidad de potencia. El motor N S U-WANKEL (marca comercial), trabaja como motor Otto de cuatro tiempos, con distribución por lumbreras - que cubre o descubre el pistón en forma de -- triángulo curvilíneo refrigerado por aceite - (figura 1-11).

Dicho pistón gira en un cárter fijo de forma epitrocoide o peritrocoide, refrigerado por agua - en su versión más eficiente, que forma con el pistón tres cámaras de trabajo, de volumen variable - en forma de hoz, el funcionamiento de este motor - de pistón rotatorio se desprende de la figura 1-9, pudiéndose ver en la figura 1-10 los elementos de estanqueidad.

En los canales paralelos al eje del pistón y situados en cada vértice del mismo, se colocan - - unas "navajas" que aseguran la estanqueidad radial.

La estanqueidad axial se asegura mediante láminas alojadas en canales que tienen forma de media ojiva y que se encuentran en las caras del pistón, perpendiculares al eje de giro. Unos muelles situados entre el fondo de los canales y las láminas, mantienen a éstas en contacto permanente con las tapas laterales del estator.

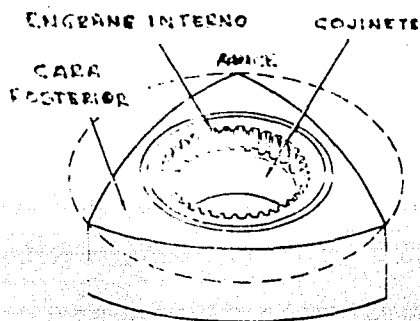


Figura 1-11.- El Rotor.

Navajas y láminas se encuentran guiadas mediante tres pernos de anclaje, situados cada uno en la proximidad de cada vértice.

El pistón tiene un movimiento de giro, rodando una corona dentada por el interior, fija a él y concéntrica con su centro de gravedad, sobre un piñón dentado exteriormente y fijo al centro del cárter. El diámetro primitivo de la corona dentada del pistón es D_0 y el del piñón fijo al cárter $d_0 = \frac{2}{3} D_0$.

El centro de gravedad del pistón se mueve -- pues sobre una circunferencia de radio

$$r_e = \frac{D_o - d_o}{2} = R_o - r_o$$

girando además el pistón alrededor de su propio -- centro de gravedad. Este radio r_e corresponde al mismo tiempo a la excentricidad de un muñón del árbol de excéntrica que gira en el interior del centro del pistón, estando el citado árbol a su vez, -- montado sobre un cojinete en el centro del cárter -- y por intermedio del cual se realiza la toma de -- fuerza.

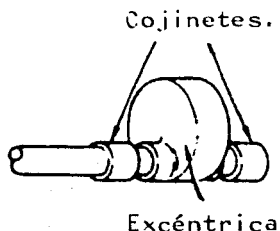


Figura 1-12.- Árbol de excéntrica.-

El centro del pistón y el centro de la excéntrica están pues, en coincidencia, así como también lo están el centro del cárter y el centro del árbol de la excéntrica.

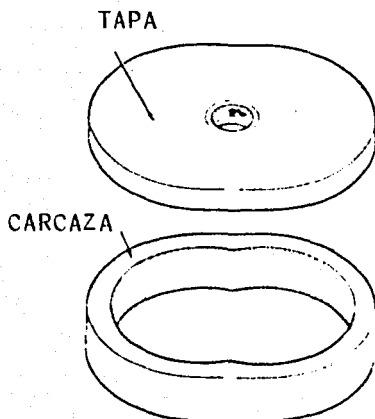


Figura 1-13.- Arreglo de la Carcaza.

A cada revolución completa del pistón, corresponden tres revoluciones del árbol de excéntrica. Cada una de las tres cámaras experimenta, en un giro del pistón dos aumentos y dos disminuciones de su volumen, en forma sinusoidal, según corresponde al proceso de funcionamiento: "admisión", "compresión", "explosión" y "escape" según se aprecia en la figura 1-14 y que corresponde a un motor de cuatro tiempos.

Las gráficas de la figura 1-14 muestran los cambios volumétricos en el motor Wankel y los correspondientes cambios volumétricos en el motor de pistón recíprocante.

La línea sólida representa al motor Wankel, la línea discontinua, el motor recíprocante. Las -

palabras que aparecen en la figura son: zündung = ignición, auslass = escape, einlass = admisión, --entspannen = expansión, ausschieben = escape, an-saugen = admisión, verdichten = compresión, ein beispiel = un ciclo de trabajo, steverquerschnitt = secuencia de lumbrera y válvula, kammervolum V_k = volumen de cámara, zylinder volum V_z = desplazamiento del cilindro, oT = punto muerto superior, -zeit = tiempo, V_c = volumen de la cámara de compresión.

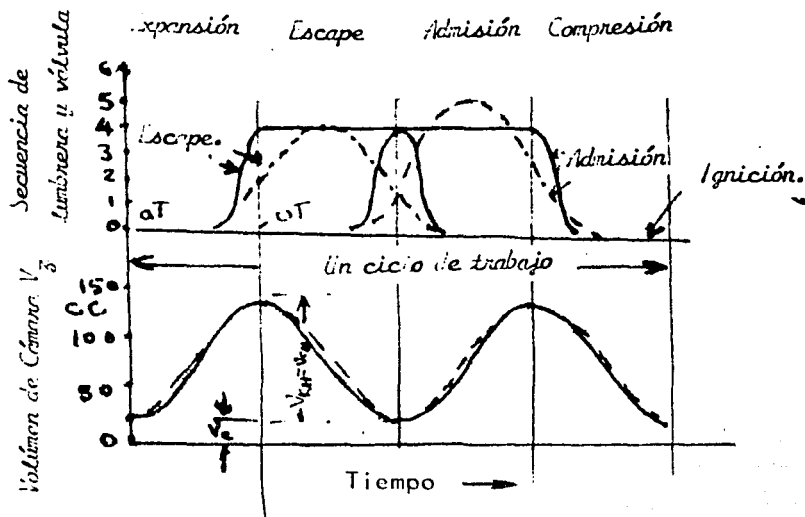


Figura 1-14.- Variaciones en la cámara de trabajo.

Observemos a continuación la figura 1-15, se vé que la fuerza del pistón, F_1 en cada una de las cámaras, para una determinada presión p , es:

$$F_1 = p \cdot b \cdot c.$$

La citada fuerza sobre el pistón actúa siempre dirigida hacia el centro del mismo, que al mismo tiempo es también el centro de la excéntrica.

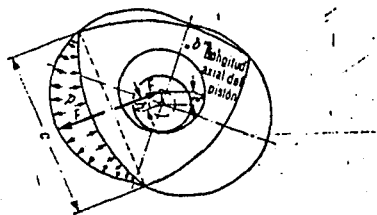


Figura 1-15.- Fuerza sobre el émbolo rotativo.

El momento de giro que actúa, por cada una de las tres cámaras, sobre el árbol de excéntrica, siendo h el brazo de palanca activo, es:

$$M_1 = F_1 \cdot h$$

Para hallar, en cada caso el momento de giro resultante de las tres cámaras tendrían que sustituirse los tres esfuerzos aislados, por su resultante, que igualmente, se aplica en el centro de la excéntrica.

Como en todos los motores de pistón, el momento de giro experimenta un desarrollo periódico, por consiguiente, el motor de pistón rotativo necesita también de un volante de inercia, para conseguir una marcha satisfactoriamente uniforme, los -

esfuerzos centrífugos del pistón rotativo no tienen ningún brazo de palanca activo con respecto al centro de la excéntrica y por ello no ejercen momento de giro alguno sobre el árbol de la excéntrica, pero dichos esfuerzos han de ser absorbidos -- por el muñón de la excéntrica.

En la zona del punto muerto entre el tiempo de compresión y el de trabajo, la fuerza centrífuga actúa en sentido contrario al esfuerzo de los gases (que aquí es máximo), descargando con ello -- al citado muñón.

El dentado está sometido a esfuerzo solo por la reacción del rozamiento del pistón y por las -- fuerzas de inercia que se producen en los momentos de aceleración o deceleración durante el movimiento giratorio.

La fuerza de los gases, así como las fuerzas centrífugas, por el contrario, actúan siempre sobre la excéntrica a través del centro del pistón, -- pero sin provocar esfuerzos de apoyo en los flancos de los dientes ni en los cantos del pistón.

En la figura 1-16 puede verse el diagrama de velocidades para la excéntrica y el pistón de motor rotativo: M_e centro del árbol de excéntrica -- (igualmente centro del cárter); M_k centro del pistón (igualmente, centro de la excéntrica); 0 polo de giro.

TABLA 1.- PESO EN LIBRAS, POR CABALLO DE POTENCIA.

Caballos	Motor Wankel	Motor de pistón
10	3	11 a 15
20	3	12.5
30	3	11.1
100	1 a 1.8	4 a 9.5
250	0.8 a 1.5	2 a 1.4
500	0.6 a 1.2	1.5 a 3

Los datos de la tabla anterior se refieren a un motor Wankel Curtiss-Wright RC 2-60 U5 de 185 - hp. y la comparación fué hecha con un motor reciprocante Chevrolet 283 pulgadas cúbicas V8 de 195-hp. Además, el motor Chevrolet V8 de 195 hp. ocupa, con sus accesorios esenciales, un volumen de - 23.2 pies cúbicos y la máquina Wankel sólo requiere 5.1 pies cúbicos para su instalación.

El motor Wankel es menos complicado que uno de pistón reciprocante; el monoblock es reemplazado por una carcasa y dos tapas laterales. La carcasa se construye en secciones que contienen cámaras trocoidales separadas por paredes y la culata se elimina totalmente, pues no se necesita un tren de válvulas, ya que éstas son reemplazadas por las lumbreras que se cierran y abren por el movimiento del rotor. La diferencia en el número de partes - móviles entre un motor de pistón reciprocante y un motor Wankel es enorme, esto tiene como consecuen-

cia mayor simplicidad y menor costo de producción.

Además, el motor Wankel no requiere para su producción, materiales exóticos y sus componentes pueden ser manufacturados con máquinas herramientas convencionales (con ciertas adaptaciones especiales); los métodos de producción son de naturaleza convencional y muchas de las operaciones de manufactura y armado son bastante familiares a los operarios del ramo de fabricación de motores de combustión interna.

Debido al pequeño número de partes móviles, el mantenimiento requerido es limitado, la confiabilidad mecánica es mayor y el intervalo entre reparaciones es más largo.

La reducción en el número de partes móviles, además, indica menos pérdida de potencia debido a fricción interna.

El mecanismo de válvulas de una máquina de pistón absorbe una cantidad de potencia, mientras que no cuesta nada abrir y cerrar las lumbreras de un motor Wankel, debido a que el movimiento del rotor efectúa esta función como parte del proceso básico de generación de energía.

La máquina de pistón está sujeta a vibraciones en varios planos. Las fuerzas de inercia de 1° y 2° orden que intervienen en un motor de pistón nunca pueden ser equilibradas en una máquina de un solo pistón.

Aún las máquinas "seis en línea" o V-12 que tienen todas sus fuerzas primarias en perfecto ba-

lance, también tienen fuerzas secundarias desbalanceadas, el balance primario se consigue haciendo que el movimiento de un pistón sea contrario al de otro pistón; pero las fuerzas secundarias, debido al movimiento de vaivén de las bielas sobre los muñones, pierden simetría y el resultado es vibración de la máquina. El motor Wankel no tiene tales problemas porque está exento de movimiento recíprocante, todo su movimiento es estrictamente rotatorio.

Aunque el gran ángulo de cada fase operacional en el motor Wankel dá una desventaja en su comportamiento a baja velocidad, es ventajoso para la fluctuación del torque, dicha fluctuación para un motor Wankel de dos rotores es casi igual a la de un motor de cuatro tiempos y seis cilindros recíprocantes. Al eliminar el movimiento recíprocante en las partes de trabajo del motor, el Wankel elimina todos los esfuerzos alternativos de inercia, porque no hay fuerzas de inercia desbalanceadas.

En una máquina de pistón recíprocante, todas las partes recíprocantes deberán diseñarse con material de resistencia adecuada para resistir las cargas de inercia, los refuerzos tienen la desventaja de agregar peso a las partes en cuestión, incrementando por tanto, los esfuerzos de inercia, las fuerzas de inercia imponen además un límite a la velocidad rotacional de la máquina. Aún cuando la excentricidad del rotor produce un ligero desbalanceo rotacional; éste se corrige fácilmente agregando contrapesos sobre la flecha y el motor Wankel puede desarrollar altas velocidades de rotación.

Sobrerevolucionar una máquina reciprocante - puede producir "flameo" de válvulas, daños en el engranaje de distribución, pistones rotos, bielas rotas, cigüeñal roto, etc., sobrerevolucionar un Wankel producirá únicamente más rápido desgaste de sellos y mayor consumo de aceite.

El motor Wankel tiene alta eficiencia volumétrica porque el flujo de gas hacia y desde la cámara de combustión, no está precedido por curvas y vueltas en ángulo recto, sino por una trayectoria suave.

Más aún, el motor Wankel aspira la carga explosiva durante 270° de rotación de la flecha principal, comparado con la duración de la carrera de admisión en un motor de pistón reciprocante que es de 90° de rotación del cigüeñal, esto dá al motor-Wankel una marcada ventaja en eficiencia volumétrica.

El cambio de mínimo a máximo volumen en la cámara de trabajo tiene lugar durante tres cuartos de revolución de la flecha principal, comparada -- con media revolución del cigüeñal en una máquina de pistón reciprocante, por tanto, es lógico esperar 50% mejor "respiración" en un motor Wankel, podría ser aún más, ya que la lumbrera de admisión permanece totalmente abierta para la mayor parte de los 270° de la fase de admisión, mientras la -- válvula de admisión en un motor reciprocante abre y cierra más gradualmente.

El rotor barre los gases quemados fuera de la cámara de combustión en el final de la fase de fuerza y el motor Wankel no tiene áreas "tortuosas" o-

esquinas donde los gases puedan permanecer estancados.

Además, las fuerzas centrífugas contribuyen a la evacuación de los gases de escape, lo cual a su vez contribuye al aumento de la eficiencia volumétrica, no hay efecto similar en el motor de pistón recíprocante.

La salida de fuerza en un motor Wankel es -- más suave que en un motor de pistón recíprocante -- porque la máquina produce torque positivo durante alrededor de dos tercios del ciclo de operación, -- comparado con un cuarto, o menos, del ciclo de una máquina recíprocante de cuatro tiempos.

La figura 1-17 muestra por qué una máquina Wankel trabaja más silenciosamente.

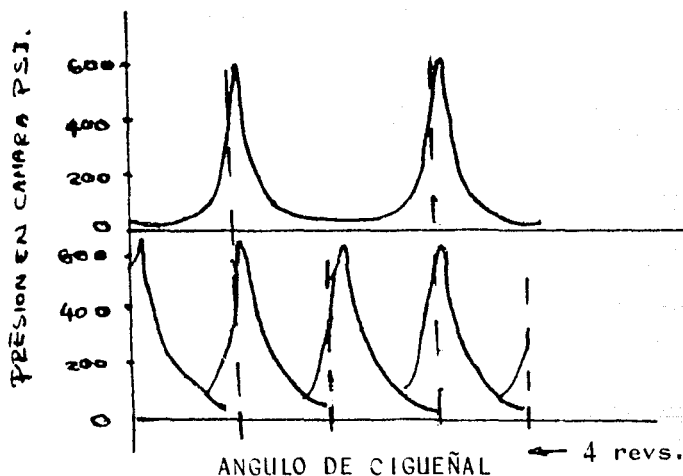


Figura 1-17.- Ángulo de cigüeñal VS Presión de Cámara.

La gráfica anterior corresponde a un motor - Wankel de un rotor (gráfica inferior) y a un motor de pistón recíprocante de un cilindro y cuatro - - tiempos.

El motor de pistón recíprocante registra solo dos secuencias de fuerza durante cuatro revoluciones del cigüeñal, mientras que el motor Wankel recibe Cuatro Impulsos de Fuerza en el mismo tiempo.

Cada fase de fuerza en el motor Wankel cubre un más amplio ángulo de rotación de la flecha que en la máquina recíprocante, el motor Wankel tiene períodos estancos más cortos para admisión y escape, reduciendo pérdidas de gas y dando operación - más suave.

Cargas de torsión negativas, tales como las que se presentan en un motor de pistón recíprocante durante la carrera de compresión, no existen, - porque el motor Wankel no invierte la rotación del rotor en ningún momento durante su ciclo operacional.

Más aún, el motor Wankel no tiene partes que deban ser aceleradas e invertidas en su movimiento lineal recíprocante.

En la figura 1-18 se pueden comparar las variaciones de torque en un motor Wankel y en un motor recíprocante.

El torque máximo a la salida, con un Wankel de dos rotores, nunca excede el 200 % del torque - medio de salida, mientras en un motor recíprocante de cuatro cilindros, el torque varía entre el 200-

y el 300 % del torque medio de salida.

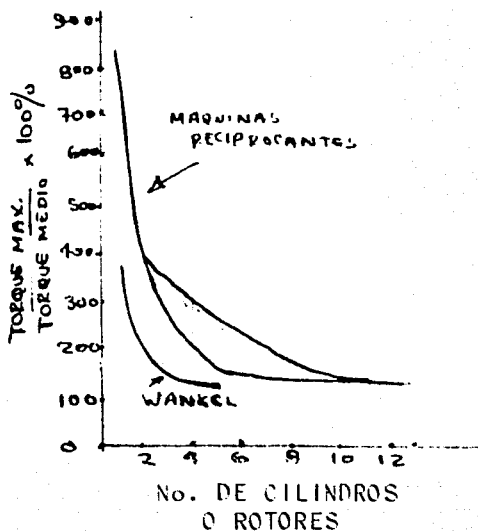


Figura 1-18.- Torques, su variación en un motor -- Wankel y un motor reciprocante.

GEOMETRIA Y TRAZO.

El motor Wankel no tiene como la máquina de combustión interna convencional, pistón, cilindro, carrera y diámetro.

Las dimensiones de la "cámara de trabajo" dependen del ancho del rotor, del radio del rotor y de la excentricidad del rotor.

El ancho del rotor se mide sobre una línea recta paralela al eje de la flecha, a través de la cara del rotor.

El radio del rotor es una línea recta trazada desde el centro del rotor a un ápice y la excentricidad es la distancia desde el centro de la flecha principal al centro del rotor (correspondiente al largo de la manivela en una máquina de pistón -reciprocante).

El perfil o contorno de la cámara de trabajo está determinado por el radio del rotor y su excentricidad.

La superficie de trabajo puede ser comparada con la pared del cilindro en una máquina de pistón, en lo concerniente a su función (es la superficie interior de la camisa).

Como mencionamos previamente, el rotor está montado sobre una excéntrica, ambos giran sobre -- sus ejes y orbitan alrededor del centro de la flecha principal, mientras los tres ápices del rotor mantienen contacto permanente con la superficie de la cámara de trabajo.

El perfil de la superficie de trabajo se de-

fine como una EPITROCOIDE. Con el fin de conocer el proceso generativo de esta curva, diremos que - la evolución de la epitrocoide comienza con la TROCOIDE.

Una curva "trocoidal" es la trayectoria descrita por un punto escogido sobre o dentro de un círculo que rueda sin deslizamiento alrededor de la periferia de otro círculo, mientras retorna a su posición inicial.

La figura 2-1 mostrada a continuación, ilustra la forma de esta curva. Durante esta rotación, el centro del círculo rodante describe otro círculo, pero todos los otros puntos del círculo rodante describen otras curvas. Son estas otras curvas las que hacen posible el motor Wankel desde el punto de vista teórico.

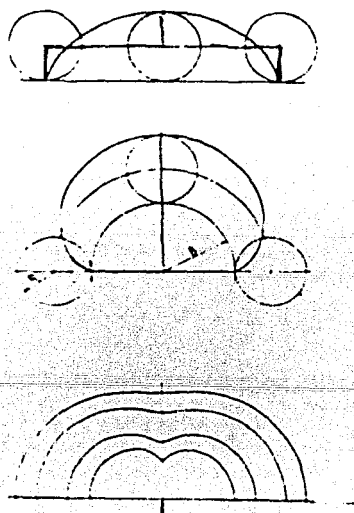


Figura 2-1.- Trazo de la TROCOIDE.

Una EPITROCOIDE es la trayectoria descrita por el punto escogido cuando el círculo rodante -- (generador) está situado fuera del círculo estacionario (círculo base).

Si el círculo generador rueda sobre el interior del círculo básico, el perfil resultante se llama HIPOTROCOIDE. Si el punto escogido se localiza en la periferia del círculo generador, la trocoide generada se llama CICLOIDE. Una cicloide es la trayectoria descrita por un punto sobre la periferia del círculo generador cuando éste rueda sobre una línea recta, si la curva básica se cambia de una recta a un círculo y el círculo generador rueda alrededor del exterior del círculo base, la curva generada se llama EPICICLOIDE.

El círculo base deberá permanecer estacionario y su centro no deberá desplazarse. Si por otro lado, el círculo generador rodara sobre el interior del círculo base, la curva generada se llamaría EPICICLOIDE; pero si el punto escogido para generar una curva está situado a partir de la periferia del círculo generador hacia el centro, las curvas generadas serán diferentes, se llamarán en este caso TROCOIDES, en lugar de cicloides.

Una variante de la trocoide, la EPITROCOIDE, se forma si el punto no está sobre la circunferencia del círculo generador y nunca toca la periferia del círculo básico estacionario mientras el círculo generador rueda sobre el círculo base.

En todo este proceso generador deberá mantenerse en mente que el tamaño relativo de los círcu

los no importa, excepto en una condición: ---si -- los círculos no son de igual tamaño, uno deberá te ner un radio que sea un múltiplo entero del radio- del otro---, en otras palabras, no pueden existir- variaciones fraccionarias entre los tamaños del -- círculo base y el círculo generador.

Cualquier intento de usar una relación de - 1:1.15 o 1:1.22, por ejemplo, resultará en una cur- va irregular, en la cual el punto escogido no re- tornarará a su punto de partida después de una órbi- ta completa.

Si los radios de los círculos generador y de base son iguales, y el punto escogido para descri- bir la curva está localizado sobre la periferia, - se generará una epitrocoide en forma de riñón o -- frijol. Si trazamos una línea recta a través de - la parte más estrecha del frijol, éste será el eje menor, mientras que una línea similar trazada por- la parte más ancha, será el eje mayor.

En este caso, al ser ambos círculos de la -- misma medida, existe una relación 3:1 entre el eje menor y el radio del círculo base.

El punto escogido sobre la circunferencia -- del círculo generador toca la periferia del círcu- lo base solo en un punto y el resto del camino se- mueve más allá y más acá del centro del círculo ba- se, hasta que alcanza su apogeo a tres veces el ra dio. El lugar donde esto ocurre es diametralmente opuesto a la marca donde el punto escogido coinci- dió con la periferia del círculo base.

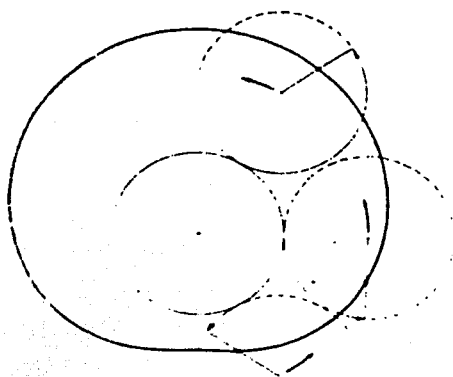


Figura 2-2.- Epitrocoide trazada con círculos generador y de base, de igual radio.

Si los dos círculos son del mismo tamaño y el punto escogido está situado en la marca a medio camino sobre el radio del círculo generador, la curva resultante es una EPICICLOIDE de forma de riñón o frijol, pero con un eje menor más grande que cuando el punto estuvo sobre la periferia del círculo generador, esto se debe a que en este caso, el punto escogido nunca toca al círculo base.

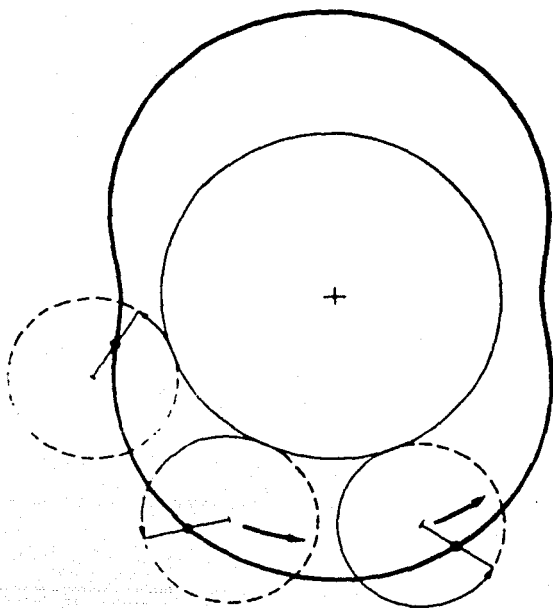


Figura 2-3.- Epicicloide de dos lóbulos resultante de usar un círculo generador con radio igual a un medio del radio del círculo base.

Pero con el fin de crear la geometría de un motor Wankel, deberá establecerse una relación entre los dos círculos.

Haciendo el radio del círculo generador igual a un medio del radio del círculo base y escogiendo un punto sobre su periferia, al rodar el círculo generador sobre la periferia del círculo

base, la trayectoria del punto escogido describe - una figura de perfil de OCHO EPITROCOIDAL.

El eje menor en este caso es exactamente el doble del radio del círculo base porque el punto - escogido toca la periferia dos veces en su viaje, - el eje mayor es cuatro veces el radio del círculo - base.

Las relaciones resultantes son las siguien-
tes:

Radio del Círculo Base = 1.0 unidades.

Radio del Círculo Generador = 0.5 unidades.

Medio eje mayor = 2.0 unidades.

Total eje mayor = 4.0 unidades.

Si el punto escogido es movido de la perife-
ria del círculo generador, a la posición del medio
radio y el círculo generador es rodado sobre el --
círculo base, la curva generada es nuevamente un -
OCHO EPITROCOIDAL, pero esta vez tiene una cintura
más "gorda", el eje menor es 2.5 veces el radio --
del círculo base y el eje mayor es de 3.5 veces el
radio del círculo base.

El punto escogido nunca deberá acercarse a -
la periferia del círculo base más de un cuarto de-
radio del círculo base y nunca más alejado que 3/4
de radio del círculo base.

ES ESTE PERFIL EPITROCOIDAL DE DOS LOBULOS, - EL QUE REPRESENTA LA FORMA DE LA CAMARA DE TRABAJO DE UN MOTOR WANKEL PRACTICO.

Por definición, el número de perfiles trocoi- dales creados usando un círculo generador con ra- dio $1/2$ del radio del círculo base, es prácticamen- te ilimitado, el punto sobre el círculo generador- puede ser situado a cualquier distancia del centro y moviéndolo hacia el centro del círculo generador se reduce la excentricidad del movimiento del ro- tor.

En resumen, LA EXCENTRICIDAD EN EL CIRCULO - GENERADOR CORRESPONDE A LA EXCENTRICIDAD EN EL RO- TOR. LA RELACION ENTRE LOS DIAMETROS DE LOS CIRCULO ES ANALOGA AL ENGRANADO DEL ROTOR.

Una cámara de dos lóbulos necesita un rotor- de tres lóbulos, el cual a su vez necesita una re- lación de engranes 3:2 entre el "engrane anular -- del rotor" y "engrane de reacción" o "engrane fi- jo".

Si el engrane interno del rotor tiene 72 - - dientes, el engrane de reacción deberá tener 48 -- dientes, sin este "faseo" EL MOTOR NO GIRARA.

En la figura 2-4 podrán verse distintas con- figuraciones de epitrocoides realizadas experimen- talmente y que cumplen con lo expuesto respecto al número de lóbulos del rotor y de la cámara de tra- bajo.

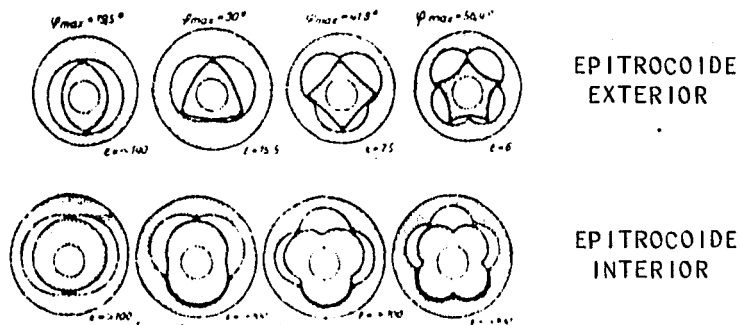


Figura 2-4.- Cámaras de trabajo epitrocoideales, en cada caso el rotor tiene un lóbulo más que la cámara de trabajo.

Se pueden lograr variaciones en la geometría de la cámara de trabajo de dos lóbulos, acortando el radio del círculo generador a $1/3$ del radio del círculo base, escogiendo un punto en la periferia del círculo generador, rodando el círculo generador sobre el exterior del círculo base. El punto escogido tocará la periferia del círculo base no dos, sino tres veces en su viaje y la epitrocoide resultante asemeja un trébol de tres hojas. Una máquina Wankel que se diseñara con una superficie de trabajo de este tipo, requeriría un rotor de cuatro lóbulos.

Para una cámara de tres lóbulos con un rotor de cuatro lóbulos se necesitaría una relación de engranaje 4:3 (o sea, el engrane fijo o de reacción deberá tener 25% menos dientes que el engrane anular del rotor). Si el engrane interior del ro-

tor tuviera 64 dientes, el engrane de reacción debería tener 48 dientes para mantener el rotor "en fase".

Para continuar esta experimentación geométrica, arreglemos el radio del círculo generador a $\frac{1}{4}$ del radio del círculo base, escojamos un punto sobre la circunferencia del círculo generador y el perfil generado será una epicloide semejante a un trébol de cuatro hojas; situando el punto escogido, cercano al centro del círculo generador, generará las cuatro hojas sucesivamente cercanas a sus puntas y las puntas serán generadas junto al tronco. Un motor Wankel diseñado de esta forma un rotor de cinco lóbulos.

A medida que el radio del círculo generador se acorta respecto al radio del círculo base, el número de lóbulos del rotor requerido para un Wankel funcional, se vuelve mayor.

A menos que el rotor tenga un ápice más que el número de lóbulos de la superficie de trabajo, el rotor no podrá cumplir las etapas de dirección de flujo de gas y control de la secuencia de las distintas fases del ciclo.

Los límites de practicabilidad son alcanzados pronto sin embargo, todas las compañías que hoy en día están encargadas del desarrollo del Wankel a escala industrial, han adoptado la epitrocoide de dos lóbulos.

La eficiencia del Wankel depende de la relación de compresión (igual que en la máquina convencional de pistones).

La relación de compresión en un motor de pistón alternativo, sin embargo, es ilimitada —para aumentarla, el diseñador únicamente sube la corona del pistón—, pero en el Wankel la relación de -- compresión está limitada por el radio del rotor y la excentricidad. UNA VEZ QUE ESTAS DOS DIMENSIONES SON SELECCIONADAS, LA MAXIMA RELACION DE COMPRESION POSIBLE PARA LA MAQUINA, ESTA FIJADA.

Más específicamente, la relación de compresión no está restringida ni por el radio del rotor ni por la excentricidad, pero sí por la relación de radio a excentricidad, esto es usualmente conocido como la relación R-e, (los diseñadores la conocen como factor k).

Debido a que el tamaño del rotor y la trayectoria orbital determinan la forma de la superficie de trabajo, esto tiene como consecuencia que los espacios entre las caras del rotor y la superficie de trabajo, están dictados por las mismas consideraciones. La cámara de combustión está formada -- por la superficie trocoidal, la cara del rotor y las tapas laterales; esto muestra que los volúmenes máximo y mínimo de estos espacios están limitados una vez que los parámetros básicos del diseño han sido establecidos.

El ancho del rotor no tiene límite teórico, pero si se adoptara un rotor extremadamente ancho, el resultado sería combustión lenta e incompleta, de otra manera, un rotor extremadamente angosto podría hacer tan pequeño el máximo volumen de la cámara de trabajo, que la máquina no funcionaría.

El ancho del rotor podría compararse con el-

diámetro del cilindro (es manipulado para obtener la más razonable cámara de combustión).

La mayoría de diseñadores escogen el ancho del rotor aproximadamente igual a $1/2$ del radio -- del rotor.

En la tabla 11 se pueden apreciar algunos valores de R/e y los correspondientes valores de la relación de compresión .

Precisamente, la interpolación entre estos valores y algunas otras consideraciones, conducen a la conclusión de que la relación de compresión en el motor del diseño que nos ocupa en este trabajo, tiene un valor de 17.29.

TABLA 11.- VALORES DE R/e Y RELACION DE COMPRESION

R/e	Relación de compresión (máxima)
11.5	30
7.1	18
3.9	10

La figura siguiente (figura 2-5) es el trazo a escala natural de la superficie de trabajo del motor que nos ocupa y en ella se pueden apreciar los siguientes conceptos importantes:

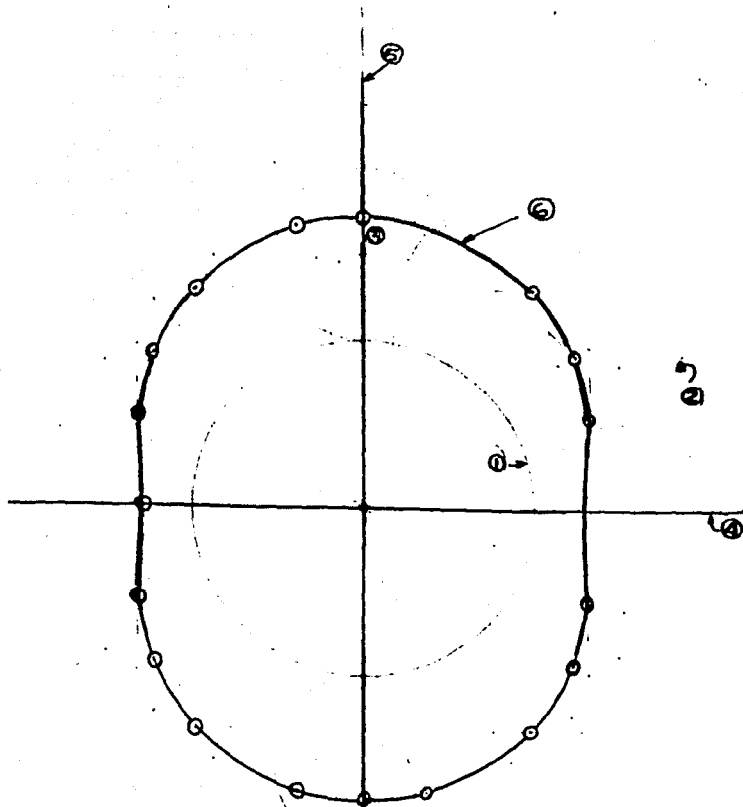
1 ----- CIRCULO BASICO.

2 ----- CIRCULO GENERADOR.

- 3 ----- EXCENTRICIDAD DEL PUNTO ESCOGIDO.
- 4 ----- EJE MENOR.
- 5 ----- EJE MAYOR.
- 6 ----- SUPERFICIE DE TRABAJO.

Las demás líneas que aparecen en la figura - son meramente líneas auxiliares utilizadas en el - trazo geométrico de la figura.

Aquí recordamos nuevamente que se trata de - la cámara de trabajo de un motor Wankel de 125 c.c., 25 hp., 10,000 r.p.m.



TRAZO DE LA
CAMARA DE TRABAJO
MOTOR WANKEL 125 cm³
25 hp. @ 10,000 rpm.

DISEÑO TERMODINAMICO.

Los cálculos de la eficiencia ideal del ciclo se efectuaron conforme a las tablas y cartas de propiedades de mezclas y productos de combustión, proporcionadas por la referencia número 11 de la bibliografía: COMBUSTION ENGINE PROCESSES, by Lester C. Lichty, Mc. Graw Hill Book, Co., New York, 1967, y por el procedimiento de cálculo establecido para el mismo fin en la referencia número 4 de la misma bibliografía: THERMODYNAMICS, by Paul J. Kiefer and Milton C. Stuart, John Wiley & Sons. Inc., New York, September 1941.

Ciclo Otto Ideal para el Motor Wankel de 125 c.c. (ver figura 3-1).-

PROCESO DE COMPRESION (1-2):

La mezcla de aire-combustible inducida y los gases que permanecen en la cámara de trabajo, son comprimidos adiabática y reversiblemente de 1 a 2 (ver figura 3-1). En el ciclo Otto ideal de la máquina, por tanto, la entropía de la mezcla total permanece constante durante el proceso y para n moles de gases perfectos tenemos:

$$S = 0 = n \int_{T_1}^{T_2} \frac{C_v dT}{T} - n R \ln \frac{V_1}{V_2}$$

Usando S_v para la expresión $\int \frac{c_v dT}{T}$:

$n(S_V)_{T_2} - n(S_V)_{T_1} = n R (\ln r)$, debido a que la relación de compresión es $r = V_1 / V_2$

La carta B contiene las gráficas de S_V para tres mezclas arriba de 400° R . Para cualquier proporción de mezcla y temperatura T_1 , se puede obtener el valor de $n(S_V)_{T_1}$, suponiendo que la curva sobre la carta B es para el volumen V_1 ; agregando este valor a $nR (\ln r)$, resulta el valor de $(S_V)_{T_2}$, lo cual indica el valor para T_2 sobre la línea S_V , para la misma proporción de mezcla.

COMPRESION 1-2.- Mezcla estequiométrica 1.0-F/A relativa, iso-octano y aire $P_1 = 14.7 \text{ p.s.i.a.}$, $T_1 = 600^\circ \text{ R}$., gases remanentes $f = 0.01$.

En el final del proceso tenemos: usando la tabla B, a 600° R . y para la curva $n(S_V)$ correspondiente a 1.0 F/A, tenemos que $n(S_V)_{600} = 0.078$, -- por tanto, tenemos:

$$n(S_V)_{T_2} = 0.078 + 0.0701 \ln (17.3) = 0.2778$$

en la carta B para $n(S_V)_{T_2} = 0.2778$ tenemos: $T_2 = 1490^\circ \text{ R}$. y $V_2 = 318 \frac{\text{BTU}}{\text{C.Q.}}$

$$V_1 = \frac{0.379 \times 600}{14.7} = 15.46 \text{ ft}^3. / \text{C.Q.}$$

$$\text{por tanto, } V_2 = \frac{15.46}{17.3} = 0.8936 \text{ ft}^3.$$

$$\text{y } P_2 = \frac{0.379 \times 1490}{0.8936} = 631.9494 \text{ p.s.i.a.}$$

supondremos que a las condiciones iniciales, la mezcla aspirada tendrá las características $T_1 = 600^\circ \text{ R.}$, $U_1 = 90 \text{ BTU/C.Q.}$

por tanto, el trabajo de compresión será $U_2 - U_1 = 318 - 90 = 228 \text{ BTU/C.Q.}$

COMBUSTION 2-3.-

Se supone que el proceso de combustión se realiza a volumen constante, o sea, se trata de un ciclo Otto, siendo este volumen el del final del proceso de compresión.

En el comienzo de la combustión, la mezcla contiene energía química del combustible y oxígeno y energía interna del aire, combustible y gases remanentes; en el fin del proceso de combustión, los productos disociados (H_2 , CO , etc.), indican energía química y la totalidad de los productos contienen energía interna. Suponiendo que no hay transferencia de calor, la ecuación de la energía para el proceso es:

$$n_2(U_2 + C_2) = n_3(U_3 + C_3)$$

ó $n_f (f + \text{O}_2 \rightarrow p + (n_m U_m)_2 = n_p (U_p + C_p)$ en donde los subíndices f , m y p indican combustible, mezcla y productos respectivamente.

El primer miembro de la última ecuación es conocido y la temperatura en el punto 3 puede ser evaluada por aplicación de los principios de equilibrio químico, sin embargo, este tedioso cálculo puede ser eliminado por el uso de la tabla D:

y así al final de la combustión tenemos:

$$\text{Energía Química } C_2 = (1-f) 1275 = 0.99 (1275) = 1262.25 \text{ BTU.}$$

$$\text{Energía Interna } U_2 = 318 \text{ BTU (valor obtenido en carta B en el cálculo del proceso de compresión.)}$$

$$\text{Por tanto, } U_2 + C_2 = 1580.25 \text{ BTU.}$$

$$\text{En la carta D, con } v = 0.8936 \text{ ft}^3. \text{ y } U + C = 1580.25 \text{ BTU tenemos:}$$

$$T_3 = 5380 \text{ }^\circ\text{R. y } S_3 = 2.17 \text{ BTU/}^\circ\text{R., además } p_3 \text{ 2500-p.s.i.a.}$$

EXPANSION 3-4

Tenemos que $V_4 = V_1 = 15.46 \text{ ft}^3$. y además $S_4 = S_3 = 2.17$, en la carta D tenemos entrando con los datos anteriores que:

$$T_4 = 2960^\circ\text{R., } P_4 = 78 \text{ p.s.i.a. y } [n_p (U_p + C_p)]_4 = 700 \text{ BTU. y por tanto, el trabajo efectuado durante la expansión adiabática será:}$$

$$1580.25 - 700 = 880.25 \text{ BTU/C.Q.}$$

GASES REMANENTES.

Si en la carta D continuamos la expansión -- desde las condiciones en el punto 4, isentrópicamente hasta la presión $p_5 = 14.7 \text{ p.s.i.a.}$, tenemos

que: $V_5 = 59 \text{ ft}^3$., $U_5 + C_5 = 475 \text{ BTU/C.Q.}$., además $T_5 = 2100 \text{ }^\circ\text{R}$.

Tenemos por tanto que $f = \frac{0.8936}{59} = 0.0151$ -

lo cual está de acuerdo con el valor supuesto de $f = 0.01$.

INDUCCION DE LA MEZCLA .0-1.

Este proceso consiste en que el aire y el combustible inicialmente a la presión atmosférica y temperatura ambiente en el exterior del motor, entran al sistema de admisión durante la fase de inducción de 0 a 1 en la figura. El flujo en el sistema de admisión se supone estable en el caso de motores de varios cilindros y usualmente tiene una despreciable velocidad de acercamiento, pero aún en el caso de una sola cámara de trabajo, el trabajo efectuado por la atmósfera sobre la cantidad de mezcla que entra, es igual a pV como en el caso de flujo estable.

Los gases remanentes que permanecen en la cámara de trabajo están a la temperatura T_5 y tienen una energía interna $U_5 + C_5$, siendo despreciable la cantidad C_5 en mezclas estequiométricas y con exceso de aire.

Durante la carrera de inducción no es agregado calor a la mezcla aire-combustible que fluye a través de la lumbrera de admisión, además, la mezcla inducida y los gases remanentes trabajan sobre el pistón.

En el final de la fase de inducción la mez--

cla estará a la temperatura T_1 y tendrá la energía interna U_1 obtenida anteriormente en el cálculo de la compresión. Así la ecuación de energía para el proceso de inducción es:

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

donde F/A es la relación combustible-aire, en peso. La solución de esta ecuación nos dá el valor de T_1 y U_1 los cuales deberán coincidir con los obtenidos en el cálculo de la compresión.

INDUCCION DE LA MEZCLA: isooctano líquido a 14.7 p.s.i.a. y 60 °F., $r = 17.3$, $f = 0.01$, $T_5 = 2100$ °R.

De la tabla de propiedades del aire: - - -
 $(H_{\text{aire}})_{520} = \frac{3601}{28.97} = 124$ BTU/lb. aire.

de la tabla de propiedades del isooctano y considerando temperaturas de 60 y 77°F tenemos:

$$(H_f)_{60} = \frac{[13284 - 15103 - 114 \times 0.5(77 - 60)]}{114} = -24 \text{ BTU/lb. de isooctano líquido.}$$

De la tabla D, entrando a 2100 °R. o como se obtuvo en el cálculo de los gases remanentes $U_5 + C_5 = 475$ BTU/C.Q., sustituyendo en la ecuación de energía para este proceso:

$$(1-0.01)(124.24 \times 0.066) + 0.01 \times 475 = U_1 - 14.7 \times 144(15.46 - 0.8936) / 778$$

de donde $U_1 = 125.9418 - 39.6325 \text{ BTU/C.Q.}$, lo - -
cual coincide plenamente con lo anteriormente en-
contrado para U_1 en el cálculo de la compresión.

La eficiencia ideal del ciclo Otto será la -
relación de trabajo neto a poder calorífico infe-
rior del combustible:

$$\frac{880.25 - 228}{1255(1-0.01)} = \frac{652.25}{1242.45} = 0.5249$$

La presión media efectiva ideal será:

$$\frac{652.25 \times 778}{144} \Big/ 15.46 = 0.8936$$

esto es: $\frac{3523.9618}{14.5664} = 241.924 \text{ p.s.i.}$

Es de hacerse notar que los valores de efi-
ciencia ideal y presión media efectiva obtenidos -
por el método anterior, serán valores máximos teó-
ricos, los cuales en la práctica se podrán aproxi-
mar, pero nunca serán obtenidos.

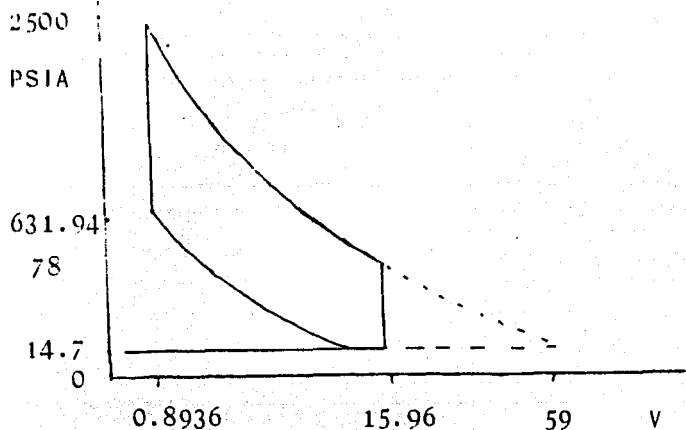


Figura 3-1.- Ciclo Ideal Otto Motor Wankel 125 c.-c., 25 hp. a 10,000 r.p.m.

La gravedad específica de la gasolina está dentro del rango de 0.687 a 0.745 (74 a 58 °A P 1) según reportes de Poza Rica y Barnard, Ellenwood & Hirshfeld.

El poder calorífico inferior aceptado para la gasolina es de 18900 BTU/Lb. (Kieferd & Stuart, Principles of Engineering Thermodynamics, John Wiley & Sons, pág. 409, tabla XIII).

Para el consumo teórico de gasolina, consideremos la carga máxima del motor que es de 25 caballos de potencia a 10,000 r.p.m.

Según la descripción que se hizo del funcionamiento del motor, la flecha dará 10,000 r.p.m. y el rotor dará en el mismo lapso 3333,3 r.p.m.

El equivalente mecánico del calor al 100% de eficiencia es de 778.26 Ft-lb/BTU. por tanto, tenemos:

$$\frac{778}{\text{BTU}} = \frac{x}{18900} \text{ de donde } x = 14'709,114 \text{ [Ft-lb]}$$

o sean, en unidades métricas: 2'035,435.4 $\overline{\text{Kg.-mt.}}$

este es el equivalente mecánico de una libra de gasolina a 100% de eficiencia. Por definición: 1 hp = 550 ft.-lb/seg., por consiguiente:

$$\frac{14'709.114}{550} = 26743.84 \text{ Hp-seg.}$$

energía de tipo mecánico de una lb. de gasolina, al cien por ciento de eficiencia.

$$\frac{26743.84}{3600} = 7.428 \text{ Hp.-hr.}$$

Suponiendo un valor muy común de eficiencia total que se ha obtenido para esta máquina en ciclo Otto, que es de 28% (2)., tenemos que por cada libra de gasolina quemada, es de esperarse un trabajo de $\frac{7.428}{0.28} = 2.079 \text{ hp.-hr.}$

Conclusión: La eficiencia mecánica es bastante alta, por lo dicho anteriormente y anda en el -

orden del 90%, por lo que es de esperarse que en flecha tendremos $2.079(0.9) = 1.87$ hp.-hr.

que es el trabajo neto al quemar una libra de gasolina en una hora.

Por lo anterior, para obtener 25 hp.-hr. en flecha, tendremos un consumo de $\frac{25}{1.87} = 13.36$ lb./hr. consumo de gasolina por hora, a carga máxima.

esto indica que el "consumo específico" de combustible es:

$$\frac{13.36 \text{ lb./hr.}}{25 \text{ hp./hr.}} = 0.53 \text{ Lb./hr.}$$

lo cual es bastante aceptable.

Peso específico del combustible:

$$\gamma_{\text{comb.}} = 62.4 (0.716) = 44.678 \text{ [lb./ft}^3\text{]}$$

$$1 \text{ ft}^3. = 0.028 \text{ M}^3. = 28 \text{ lts.} \text{ ----- } 44.678 \text{ lb.}$$

$$1 \text{ lt.} \text{ ----- } \times$$

de donde peso específico = 0.725 Kg./Lt.

Como el consumo horario de combustible, calculado es de 13.36 lb./hr., esto indica que serán necesarios $\frac{13.36}{1.595} = 8.376$ Lt./hr.

8.376 (725 = 6.07 Kg./hr. ---- CONSUMO HORARIO - DE COMBUSTIBLE.

CALCULO DEL AIRE NECESARIO PARA LA COMBUSTION.

A partir de las fórmulas "promedio" para la gasolina, son necesarias 15 libras de aire para -- quemar una libra de gasolina (9, 8, 1, 6).

Por tanto, la relación de combustible/aire es $1/15 = 0.067$.

Como se espera quemar 8.376 lts. por hora o sean 6.07 Kg./hr. de gasolina:

$$6.07 (2.2) = 13.36 \text{ lb./hr.}$$

$$13.36 (15) = 200.25 \text{ lb./hr.} = \frac{200.25}{2.2} = 91.02 \text{ Kg./hr. --- aire necesario por hora.}$$

Como serán 10,000 revoluciones en flecha, lo cual equivale a 3333.33 rpm. del rotor, en cada admisión entrarán

$$\frac{6070}{600,000} = 0.010 \quad \frac{\text{gr. gasolina}}{\text{admisión}}$$

y en cada admisión también entrarán:

$$\frac{91020}{699,000} = 0.151 \quad \frac{\text{gr. aire}}{\text{admisión}}$$

por lo tanto, a plena carga, cada admisión consiste de:

$$0.010 + 0.152 = 0.161 \quad \frac{\text{gr. de mezcla}}{\text{admisión}}$$

Cálculo de la Cilindrada o Capacidad Volumétrica - (15)

$$V_h = 3\sqrt{3} r_e \cdot a \cdot b.$$

donde: V_h = capacidad volumétrica c.c.

r_e = excentricidad mm

a = radio del rotor mm

b = ancho axial del rotor mm

sustituyendo: $3\sqrt{3} (9.5) (65) (39.0) = 125.136$ —
capacidad volumétrica o ci
lindrada.

Cálculo del momento de giro:

$$Hp = \frac{T \times n}{63000}$$

$$1 \text{ hp} = 1.014 \text{ c.v.}$$

$$24.654 = \frac{T (10,000)}{63000}, T = 155.3202 \text{ pulg-lb.}$$

$$T = 17.91 \text{ Kg-mt.}$$

El momento de giro es igual a la fuerza motriz multiplicada por la excentricidad (15):

$$M_1 = F_1 \times h$$

$$17.91 = F_1 (0.0095)$$

de donde: $F_1 = \frac{17.91}{0.0095} = 1885.421 \text{ Kg.}$ --- fuerza -
sobre la ex
céntrica.

La presión en la cámara, que producirá esta fuerza sobre la excéntrica, será calculada por

$$F_1 = p \cdot b \cdot c \quad (15)$$

donde: p = presión [Kg./cm².]

b = ancho de la cámara [cm.]

c = cuerda del pistón rotatorio [cm.]

$$p = \frac{1885.421}{(3.9)(11.258)} = \frac{1885.421}{43.90} = 42.94 \text{ Kg./cm}^2.$$

esta es la presión máxima de encendido y está de acuerdo con List (de 35 a 55 atmósferas), (1, pág. 206).

Cálculo del carburador:

Conducto de aspiración: el diámetro del conducto de aspiración d_a se dimensiona con:

$$\begin{array}{ccccccc} \pi d^2 & \cdot & C_m & = & \frac{\pi}{4} & d_o^2 & \cdot & V_m \\ \downarrow & & \downarrow & & \downarrow & & \downarrow & \\ \text{cm}^2 & \cdot & \text{mt./seg.} & & \text{cm}^2 & \cdot & \text{mt./seg.} & \end{array}$$

siendo V_m la velocidad media del aire: 20 o 30 [mt./seg.] (1).

El diámetro d_o está normalizado en los siguientes valores: (según Giacosa y Martínez de Vedia):

Alemania..... 22, 26, 30, 35, 40, 45, 50, 60 mm.

Italia..... 22, 26, 30, 36, 42 mm.

Sabiendo que el ancho axial b del pistón rotatorio es de 39 mm., escogeremos para el tubo de aspiración un diámetro de 26 mm (casi 1").

Sabemos que cada aspiración consiste de 125- cm^3 . de mezcla, hay 10,000 aspiraciones por minuto y $\frac{10,000}{60} = 166.66$ $\frac{\text{aspiraciones}}{\text{seg.}}$

por tanto, $166.66 (125) = 20832.5$ $\frac{\text{cm}^3}{\text{seg.}}$

el área del conducto de aspiración es $\frac{\pi d_o^2}{4} = 5.309$ cm^2 .

sabemos que $Q = v \cdot A$

$$20832.5 = v (5.309), \quad \frac{20832.5}{5.309}$$

$$= 3923.99 \text{ cm./seg.}$$

por tanto, $v = 39.24$ mt./seg.

Esta velocidad no está de acuerdo con los estándares antes mencionados (1). El rango de velocidades deberá ser 20 - 30 mt./seg.

Haciendo $d_o = 30$ mm. : $\frac{\pi d_o^2}{4} = 7.07 \text{ cm.}^2$

$$v = \frac{20832.5}{7.07} = 2946.6 \text{ cm./seg.}, \quad v = 29.46 \text{ mt./seg.}$$

esta será la velocidad del aire en el ducto de aspiración.

Cálculo de la Garganta del venturi:

Entrarán 6070 gramos de gasolina por hora o-

sean 0.010 gramos por admisión y entrarán 91020 -- gramos de aire/hora = 0.151 gramos de aire por admisión. Se sabe que la velocidad del aire en el tubo de admisión de 30 mm. será de 29.46 mt./seg.

Supondremos una velocidad en garganta, de -- 120 mt./seg. (1), así tendremos:

$$v_1 \frac{\pi d_1^2}{4} = v_2 \frac{\pi d_2^2}{4} ; \frac{v_1}{v_2} = \frac{d_2^2}{d_1^2}$$

$$\text{de donde: } d_2^2 = \frac{29.46}{120} (0.030)^2 = 0.148 \text{ mt.}$$

$$\text{de donde } d_2 = 15 \text{ mm.}$$

Cálculo de la gasolina que se aspira en una admisión (6) pág. 258.

Se usará el principio de "Conservación de momentum".

$$0.000151 (29.46) = 120 (\text{peso de gasolina})$$

de donde:

$$\text{Kg. de gasolina} = 0.000037 = 0.037 \frac{\text{gramos de gasolina}}{\text{admisión}}$$

como esta cantidad es mayor que la necesaria, se graduará la dosificación por medio de espreas de regulación.

Cálculo del vacío desarrollado en el carburador:

$$v_2 = \sqrt{2g J C_p T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{k-1/k} \right]}$$

supongamos $p_1 = 14.7 \text{ psia.}$
 $T_1 = 60^\circ \text{F.}$

sustituyendo valores:

$$\frac{120 \times 3.28}{0.88} = \sqrt{64 \times 778.26 (0.24) (520) 1 - \left(\frac{p_2}{14.7}\right)^{0.285}}$$

$$447.272 = 1713 \sqrt{2.15 - p_2^{0.285}}$$

de donde tenemos que $p_2 = 13.098$ p.s.i.a.

esta presión se encuentra abajo de la presión atmosférica supuesta en una cantidad de 1.602 p.s.i. o sean 1.089 mts. de columna de agua, o sean 3.258" - de mercurio, lo cual es aceptable.

Diseño Mecánico:

Datos: Radio 65 mm.

Excentricidad = 9.5 mm.

Relación $k = R/e = 6.5 : 1$

$R + e = 74.5$ mm.

Ancho del rotor = 39 mm. (el criterio general es $b = 1/2 R$, según 3, página 22).

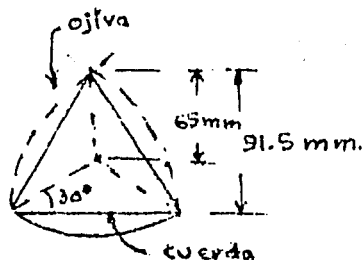
Desplazamiento = 125 c.c.

Potencia = 25 caballos a 10,000 rpm.

El engrane interno = 45 dientes

El engrane piñón = 30 dientes.

Cálculos:



Cálculo del tamaño del eje menor: (ver figura anterior).

$65 \text{ sen } 30^\circ + 65 + \text{flecha ojiva} = \text{eje menor de la cámara de trabajo, de donde:}$

$$97.5 = \text{cuerda} \times \cos 30^\circ$$

$$\text{cuerda} = \frac{97.5}{0.866} = 112.58 \text{ mm. de donde tenemos que:}$$

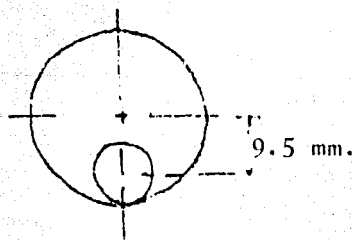
$$\text{flecha} = \frac{\text{cuerda}}{2} \tan \frac{A^\circ}{4} \text{ donde } A = \text{ángulo subtendido.}$$

$$\text{esto es: } \frac{112.58}{2} \tan \frac{60^\circ}{4}; 56.29(0.267) = 15.029 \text{ mm. --- flecha ojiva.}$$

por tanto, cintura o eje menor = $97.5 + 15.029 = 112.529 \text{ mm.}$

Tenemos 45 dientes en el engrane interno y 30 dientes en el piñón (3, pág. 99). Si hacemos uso del paso Alemán (norma DIN 780) (13, pág. 183), según lo cual:

Paso circular = $\pi \times m$, donde m = módulo, por tanto, y viendo la figura siguiente:



$$\text{tenemos: } \frac{D_i}{2} - 9.5 = \frac{D_{\text{piñón}}}{2} \quad (1)$$

donde D_i = diámetro de paso engrane interno.

$D_{\text{piñón}}$ = diámetro de paso del piñón

como los pasos circulares deben ser iguales:

$$\frac{\pi D_i}{45} = \frac{D_i - 19}{30} \quad \text{de donde:}$$

$$D_i = 1.5 D_i - 1.5(19) ; 0.5 D_i - 28.5 = 0$$

por tanto $D_i = 57 \text{ mm.}$ y $R_i = 28.5 \text{ mm.}$ (engrane interno)

sustituyendo estos valores en la ecuación (1) anterior:

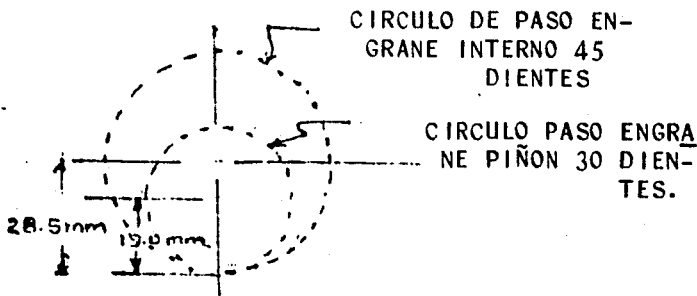
$$D_{\text{piñón}} = 57 - 19 = 38 \text{ mm.}$$

$$R_{\text{piñón}} = 19 \text{ mm.}$$

ahora tenemos:

$$\text{excentricidad } R_i - R_p = 28.5 - 19.0 = 9.5 \text{ mm.}$$

vemos que la norma Alemana DIN 780 cumple con la condición de excentricidad deseada. Definitivamente, las circunferencias de paso del engrane interno y el piñón serán así:



Aquí es conveniente hacer notar que el diámetro de la excéntrica será el diámetro de paso del engrane interno, pues todos los cálculos cinemáticos se refieren a los diámetros de paso.

El paso circular escogido según DIN 780 será:

$$\text{Circunferencia de paso engrane interior} = \pi \times 57$$

$$\text{paso circular} = \frac{\pi \times 57}{45} = \frac{179.0112}{45} = 3.9793$$

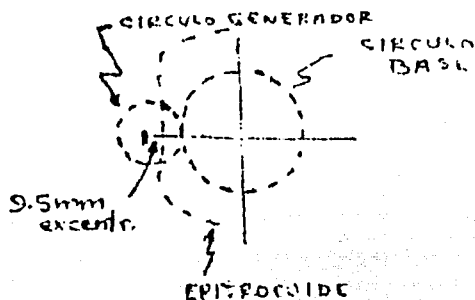
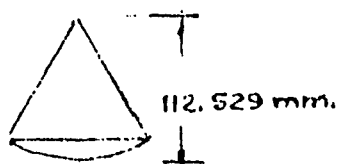
$$\text{según DIN 780: } m = \frac{t}{\pi} ; \frac{3.98}{3.14} = 1.26$$

por tanto, escogemos módulo Alemán DIN 780 = 1.25- (13, pág. 183).

ATENCIÓN:

Con el fin de obtener las dimensiones del -- círculo base y del círculo generador, haremos las siguientes consideraciones:

sabemos que la "cintura" de la epitrocoide 112.529 mm., o sea, esta es la altura del rotor con semi--ojo:



de la segunda figura anterior tenemos:

$$9.5 + x = \frac{1}{2} R \quad \text{--- condición geométrica para una epitrocoide de dos lóbulos, donde } R \text{ es el radio del círculo básico.}$$

planteando un sistema de dos ecuaciones de primer grado, con dos incógnitas:

$$112.529 - 2R = 2R \quad \dots\dots (1)$$

$$9.5 = x = 1/2 R \quad \dots\dots (2)$$

de (1) tenemos: $x = \frac{112.529 - 2R}{2}$; sustituyendo en (2):

$$9.5 + \frac{112.529 - 2R}{2} = 1/2 R$$

de donde: $19.0 + 112.529 - 2R = R$ y $3R = 131.529$

por tanto, $R = 43.843$ mm. (radio círculo base)

y $r = 21.9215$ mm. (radio círculo generador)

CALCULO DEL DIAMETRO DE LA FLECHA CONSIDERANDOLA HUECA.

En el inicio de la ignición el rotor está de tal forma colocado, que su distancia máxima desde la cara de combustión a la flecha es:

$$\text{Altura total} - R + e$$

así tenemos que el brazo de palanca es:

$$112.53 - 65.00 + 9.50 = 57.03 \text{ mm.} = 2.245'' \dots \text{brazo de palanca máximo.}$$

$$\text{sabemos que } T = \frac{5254 H p}{n}$$

para este caso tenemos:

$$T = \frac{5254 (25)}{10000} = 13.135 \text{ ft. - lb.}$$

$$\text{y por tanto, } T = 13.135 (12) = 157.62 \text{ in. - lb.}$$

Para el diseño de la flecha aplicaremos el criterio de que SOLO TORQUE ACTUARA SOBRE ELLA.

Aplicando el factor $K = 3.0$ en la fórmula -- del Código ASME para flechas con cargas súbitas y de impacto, tendremos la fórmula:

$$S = \frac{16}{\pi D^3} \sqrt{(3.0 \times T)^2}$$

Suponiendo que escogemos un acero AISI 1040 con S_n de 54 ksi a 10^6 ciclos y relación $S_n / S_u = 0.54$ - (pág. 580 Fairless diseño), tendremos que $S_u = 100$ - ksi. como el S_y de este acero es de 85 ksi, y el Código Asme para flechas dice que el esfuerzo de diseño será del 30 % del S_y siempre y cuando no se supere del 18 % del S_u . Optamos por el 18 % de 1000 ksi, lo cual nos da 18000 p s i como esfuerzo de diseño.

sustituyendo en la fórmula de diseño:

$$18000 = \frac{16}{\pi D^3} \sqrt{(3.0 \times 157.62)^2}$$

de donde:

$$D^3 = \frac{7565.76}{56548.6} , D = 0.511" = 12.97 \text{ mm.}$$

Considerando concentración de esfuerzos y -- que la flecha será hueca para permitir la lubricación del cojinete de la excéntrica, especificaremos como diámetro exterior de la flecha 1" o sean 25.4 mm.

A este resultado habrá que aplicarle el siguiente razonamiento:

El diámetro de paso del engrane piñón tiene 38 mm., por tanto, de la flecha al círculo de paso habrán solo 6.5 mm.



Consideramos conveniente que entre flecha y círculo de paso del piñón existan cuando menos 8 mm., por tanto, la flecha sería de un diámetro de 22 mm.

DISEÑO DEL VOLANTE DE INERCIA.

(Debe considerarse el eje mayor de la epitrocoide como máxima dimensión en sentido radial).

Los conceptos a este diseño del volante de inercia fueron tomados del Design of Machine Elements, Virgil M. Faïres, Mc. Millan Fourth Edition, Pág. 535).

Eje mayor epitrocoide = 112.529 mm., $r = 56.27$ mm.

$$= \frac{2.22''}{12} = 0.185'$$

$$W = \frac{32.2 \Delta KE}{C_f \times V_s^2}$$

donde W es el peso del volante en libras.

KE es el cambio de energía cinética en Ft.-lb.

C_f es el coeficiente de fluctuación.

así tenemos que KE = 25 x 550 = 13750 ft. - lb.

$$C_f = \frac{w_1 - w_2}{w}; \quad w_1 = \frac{10000 (6.28)}{60}; \quad w_1 = 1050 \text{ Rad./seg.}, \quad w_2 = 0$$

$$w = \frac{w_1 + w_2}{2} = 1050 / 2 = 525$$

$$\text{por tanto, } C_f = \frac{1050}{525} = 2$$

$$V_s = \frac{V_{s1} + V_{s2}}{2}; \quad V_{s1} = r w_1 = 0.185 (1050) = 194 \text{ f p s.}$$

$$V_s = 97; \quad V_s^2 = 97^2 = 9400$$

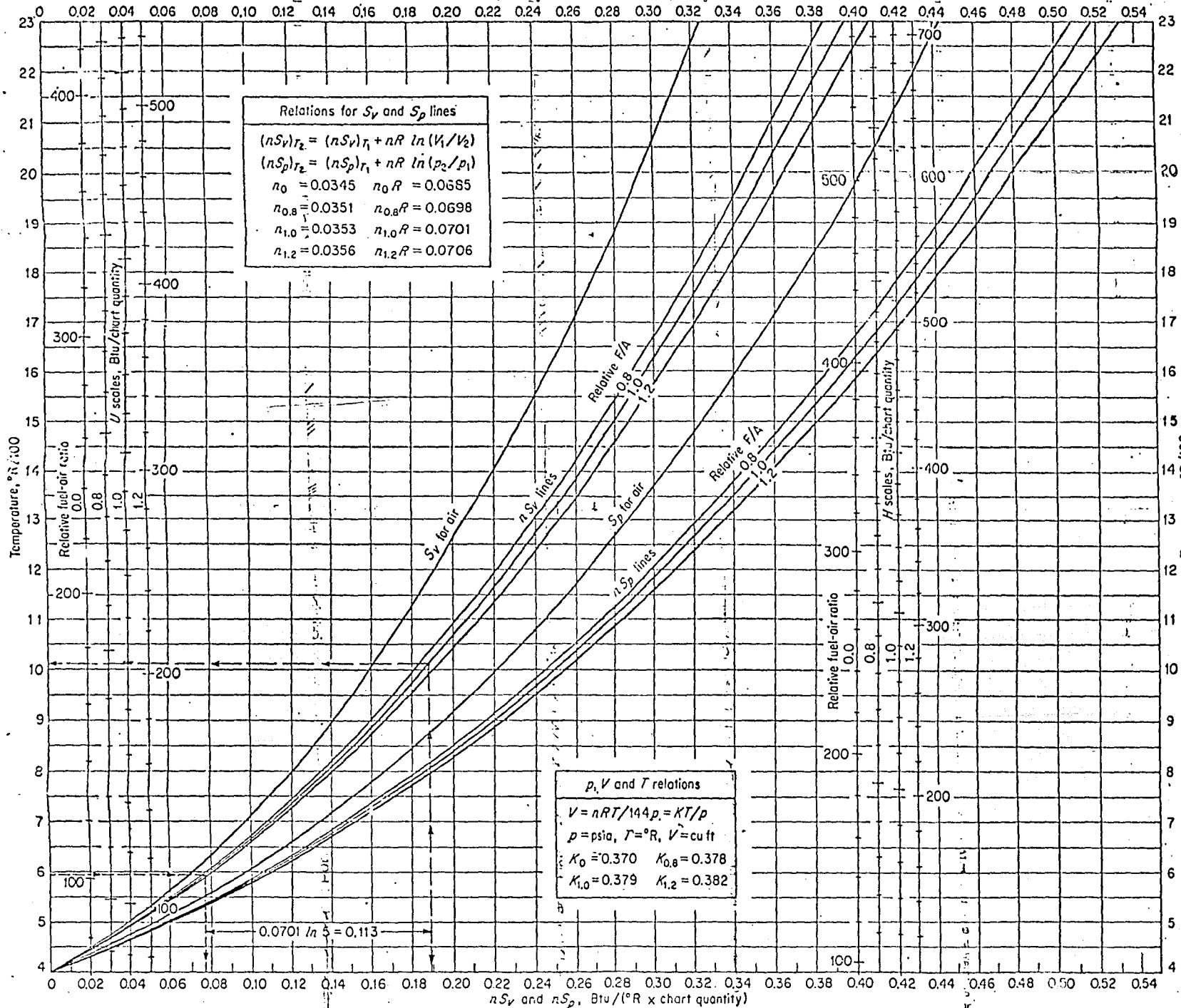
$$W = \frac{32.2 (13750)}{2 \times 9400} = \frac{442750}{18800} = 23.55 \text{ lbs.} = 10.70 \text{ Kg.}$$

BIBLIOGRAFIA.

- 1.- Motores Térmicos, R. Martínez de Vedia, Editorial Reverté, S.A. 1957.
- 2.- Principles of The Wankel Engine, by Ted Pipe, - Howard W Sams & Co. Inc. The Bobbs - Merrill - Co., Inc., First Edition, First Printing-1974.
- 3.- The Wankel Engine, Jan P. Norbye, Chilton Book Co.
- 4.- Thermodynamics, by Joseph H. Keenan, John Wiley & Sons, Inc., New York. september 1941.
- 5.- Principles of Thermodynamics Engineering, by - Paul J. Kiefer and Milton C. Stuart, John Wiley & Sons, Inc., New York.
- 6.- Practical Thermodynamics, by Forrest E. Cardullo, First Edition, Fifth Impression, Mc. Graw Hill Book Company, Inc., New York. 1911.
- 7.- Steam Power Plant Engineering, by G.F. Gebhardt, Sixth Edition, John Wiley & Sons, Inc., New -- York.
- 8.- Heat Power Engineering, by William N. Barnard, Frank O. Ellenwood and Clarence F. Hirshfeld, - part two, Third Edition, John Wiley & Sons, -- Inc., New York 1935.
- 9.- Scott's Standard Methods of Chemical Annalysis, Wilfred W. Scott, volume II D. Van Nostrand - Company, Inc., Fifth Edition, New York, 1945.

- 10.- Introducción a la Dinámica de los gases, Ralph M. Rotty, Herrero Hermanos Sucesores, S.A. -- Editores, México. Primera Edición en Español, noviembre de 1968.
- 11.- Combustion Engine Processes, by Lester C. -- Lichty, Mc. Graw Hill Book Co., New York, 1967.
- 12.- Design of Machine Elements, by Virgil Moring-Faires, Fourth Edition, Collier MacMillan International Editions, Fifth Printing 1968, -- Philippines Copyright, 1969, by The MacMillan Co., New York.
- 13.- Dibujo Técnico, por Bachmann-Forberg, Editorial Labor, Segunda Edición, Segunda reimpresión, 1973, Barcelona, España.
- 14.- Thermodynamics Fundamentals for Engineers, by Cecyl F. Warner. Littlefield Adams & Co., Paterson, New Jersey, 1961.

nS_V and nS_P , Btu/(°R x chart quantity)



Relations for S_V and S_P lines

$(nS_V)_{T_2} = (nS_V)_{T_1} + nR \ln(V_1/V_2)$
 $(nS_P)_{T_2} = (nS_P)_{T_1} + nR \ln(p_2/p_1)$
 $n_0 = 0.0345 \quad n_0 R = 0.0685$
 $n_{0.8} = 0.0351 \quad n_{0.8} R = 0.0698$
 $n_{1.0} = 0.0353 \quad n_{1.0} R = 0.0701$
 $n_{1.2} = 0.0356 \quad n_{1.2} R = 0.0706$

p, V and T relations

$V = nRT/144p = KT/p$
 $p = \text{psia}, T = ^\circ R, V = \text{cu ft}$
 $K_0 = 0.370 \quad K_{0.8} = 0.378$
 $K_{1.0} = 0.379 \quad K_{1.2} = 0.382$

$0.0701 \ln 5 = 0.113$

Entropy S , Btu/°R/chart quantity

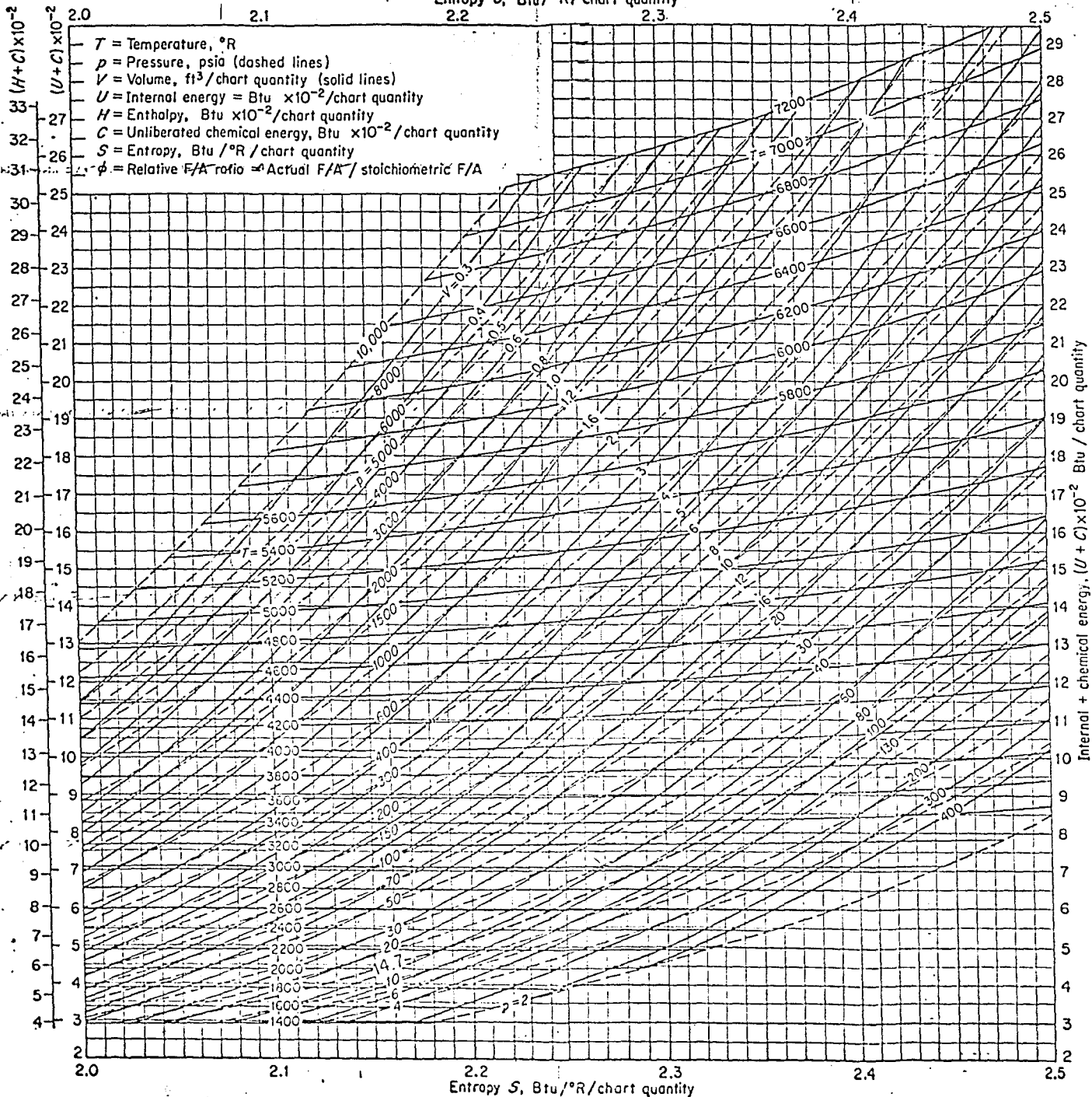


Chart D. Equilibrium thermodynamic properties of products of combustion of a 1.0 stoichiometric F/A of iso-octane-air mixture. F/A = 0.0661 lb fuel/lb air, no O excess fuel. Before combustion, $D = 1273(1-f)$. All energy values are absolute. (See Sec. 4-11.) (H. K. Newhall and B. G. Barkman, Dupont Calculations of Engine Cycles, SAE Technical Progress Series, No. 7, Paper 6-330, p. 38-49 (1963).)