

190573 190573



MEMORIA DESCRIPTIVA

para una patente de invención por veinte años por "SISTEMA DE CICLO TERMODINAMICO PARA MOTORES DE COMBUSTION INTERNA CON COMBUSTION POLITROPICA", a favor de los señores Don Joaquin Spitzbarth Barthel y Don Bernardo Rehwagen Schaarschmidt, residentes en Zumaya (Guipúzcoa).

La presente invención se refiere a un sistema de ciclo termodinámico aplicable para todos los motores de combustión interna, como motores de émbolos, turbinas de gas etc.

En el mejor ciclo termodinámico posible, el de Carnot, se presentan las desventajas de la dificultad de la realización práctica de la compresión isotérmica, como también una presión media efectiva demasiado pequeña para los motores de émbolos, y un trabajo de compresión demasiado grande para turbinas. En cambio tiene este ciclo el mejor rendimiento térmico posible.

El ciclo propuesto por Diesel como modificación del ciclo de Carnot sin compresión isotérmica no aumenta, como está comprobado, lo suficiente la presión media efectiva y baja además el rendimiento térmico.

El ciclo de combustión a presión constante, (hoy conocido como motor Diesel en su realización como motor de émbolos) resuelve perfectamente el problema de la presión media, pero aumenta mucho la temperatura media del ciclo, lo que implica la aplicación de una refrigeración en los motores de émbolos. Debido a ello, y a que el rendimiento térmico del ciclo está más bajo que los antes mencionados, resulta que el rendimiento efectivo de estos motores baja a menos de la mitad del ciclo de Carnot.

El ciclo de combustión a presión constante tiene, dentro de su campo de regulación, y en su realización con expansión hasta la presión inicial (p.e. turbina de gas) un rendimiento térmico constante, mientras en la realización como motor de émbolos (si prescindimos del caso de separados cilindros para compresión y expansión) la regulación trae consigo una variación del rendimiento térmico.



La presente invención tiende a mejorar estas desventajas, acoplando los diferentes ciclos de tal forma, que con cada potencia parcial el ciclo tiene la forma más adecuada. Esto se consigue por una regulación tal, que la relación entre el volumen inicial y el volumen al final de la combustión sea una constante, mientras que varía la relación de las presiones y temperaturas correspondientes. De aquí se deduce, que la transformación termodinámica durante la combustión es politrópica. La regulación se efectúa variando el coeficiente politrópico.

Para la mejor comprensión de la invención hemos representado en los gráficos adjuntos dos casos concretos como ejemplos de realización, prescindiendo de detalles de construcción y adjuntando para la comparación los ciclos de los mismos motores con combustión a presión constante, o sea del mejor ciclo practicamente realizado hasta hoy.

Los gráficos representan:

I: Diagramas dinámico y entropico de una turbina de gas a presión constante.

II: Diagramas dinámico y entropico de una turbina de gas politrópica.

III: Diagramas dinámico y entropico de un motor de émbolos a presión constante.

IV: Diagramas dinámico y entropico de un motor de émbolos politrópico.

V: Diagrama $P_1 - \eta_{cs}$ para los casos I y II

VI: Diagramas $P_1 - \eta_{cs}$ y $P_1 - \alpha$ para los casos III y IV

En estos gráficos y en la siguiente explicación significan:

El índice M: Valor medio

190573



El índice 0: Estado inicial

El índice 1: estado después de la compresión

El índice 1: estado después de la combustión

El índice 2: estado después de la expansión

P: Presión en kg. cm^{-2}

V: Volumen en cm^3

T: Temperatura en $^{\circ}\text{K}$

S: Entropía

ϵ : Grado de compresión $= \frac{V_1}{V_2}$

β : Grado de combustión $= \frac{H_1}{H_2}$

η_t : Rendimiento térmico

n: Exponente de la transformación politrópica

Q: Calor absorbido por el refrigerante en $\text{Cal. m}^{-2} \cdot \text{h}^{-1}$

κ : Relación entre los calores específicos a presión constante y volumen constante.

Las superficies rayadas son los campos de regulación de los motores correspondientes.

La realización práctica de los ciclos I y II se hace según la disposición conocida con un compresor centrífugo ó axial, una cámara de combustión, donde se inyecta continuamente el combustible con una bomba adecuada y una turbina de acción ó de reacción para el impulso del compresor y para la potencia útil, aprovechando la energía dinámica de la expansión. El rendimiento térmico del ciclo I tiene la conocida forma:

$$\eta_{tI} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (1)$$

De donde se deduce, que independientemente de β , ó sea para cualquier grado de regulación este rendimiento es una constante. Como para las turbinas, en muchos casos de aplicación es de una importancia primordial el rendimiento con mucha potencia, demostrándose en el gráfico V la ventaja del ciclo II de la turbina de combustión politrópica. Este ciclo

tiene un rendimiento térmico:

190573



$$\eta_{thII} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\alpha-1}} \alpha \frac{m-1}{m-\alpha} \frac{\beta(m\frac{\alpha-1}{\alpha} - m + 1 - 1)}{\beta^{1-m} - 1} \quad (2)$$

Este rendimiento varia con m de tal forma, que para grandes potencias el valor de η_{thII} es superior a η_{thI} . En el gráfico V se ha presentado para valores iguales de P_M (que también para la turbina se puede poner como función de la potencia) los valores correspondientes de las η_{thI} y η_{thII} . El valor de ϵ para ambos ciclos es igual a 18. La variación de m para el ciclo II se ha fijado entre -0,6 y 1,0 y la de β para el ciclo I entre 1,25 y 3,00.

Los valores de P_M para el ciclo I se ha calculado según la ecuación conocida:

$$P_{MI} = P_0 \frac{\alpha(\beta-1)(\epsilon^{\alpha-1} - 1)}{(\epsilon^{\alpha-1})(\beta - \frac{1}{\epsilon})} \quad (3)$$

y los P_M para el ciclo II según la ecuación:

$$P_{MII} = P_0 \frac{\frac{m-\alpha}{m-1} (\epsilon^{\alpha-1})(\beta^{1-m} - 1) \cdot 2(\beta^{\frac{\alpha-1}{\alpha} - (m-1)} - 1)}{(\alpha-1) \beta^{1-\frac{m}{\alpha}} - \frac{1}{\epsilon}} \quad (4)$$

En los gráficos III, IV y VI hemos representado los ciclos de dos motores de émbolos, el del gráfico III con combustión a presión constante y el del gráfico IV con combustión politropica, y en el gráfico VI la comparación entre los rendimientos térmicos y de las cantidades de calor absorbido por el refrigerante para ambos ciclos.

La realización práctica del ciclo IV se efectúa de la siguiente manera:

La compresión se realiza durante la primera media vuelta del cigüeñal, reduciendo el volumen V_0 a V' . Como en el motor de combustión a presión constante, se comprime aire puro, en la primera parte de la segunda media vuelta se efectúa la combustión por inyección del combustible, que



se enciende en el aire calentado por la compresión.

115

Esta fase del ciclo es esencialmente diferente con el ciclo a presión constante. En este ciclo se efectúa la regulación por medio de la variación de β ó sea - suponiendo una velocidad constante del cigüeñal - variando el tiempo de inyección mientras que la presión durante este tiempo variable queda constante. En el ciclo con combustión politrópica el tiempo de la inyección, y con éste el valor de β es constante, mientras que varía para la regulación la cantidad de combustible inyectado por unidad de tiempo.

120

De esta forma la transformación durante la combustión resulta politrópica, con un valor de n variable según la regulación.

125

Del concepto de la transformación politrópica se puede deducir, que para un valor de $n=0$ éste corresponde a una transformación isobárica, o sea, que coincide con el motor a presión constante. Para un valor de $n=1$ esta transformación se acerca a la isócora, o sea al conocido motor de explosión, mientras para $n=1$ tenemos la combustión isotérmica propuesta por Diesel.

130

La siguiente fase de la expansión sigue hasta alcanzar el volumen V_2 , que es igual al volumen V_0 , como es necesario para un motor de embolos.

135

En el gráfico VI hemos representado los valores de η_{ch} para un grado de compresión $\epsilon = 18$ en función de P_M . Los valores de P_M corresponden a una variación de β entre 1,25 y 3,00 para el ciclo III y de n entre +1,0 y 0,6 para el ciclo IV.

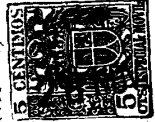
140

El valor

$$\eta_{ch III} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\gamma-1}} \cdot \frac{\beta^{\gamma-1}}{\beta-1}$$

(5)

tiene un máximo alrededor de $\beta = 2$, mientras que con valores mayores de β $\eta_{ch III}$ baja rápidamente. También para valores



de $\beta < 2$ este rendimiento baja, subiendo otra vez para valores de β que no tienen interés práctico por la disminución de P_M .

155 Para el ciclo IV se ha elegido el valor constante de $\beta = 2$, que corresponde al máximo rendimiento dentro del campo prácticamente aplicable del ciclo III. Para el rendimiento térmico resultar:

$$\eta_{th IV} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\alpha-1}} \cdot \frac{m-1}{m-\alpha} \cdot \frac{\beta^{\alpha-m-1}}{\beta^{1-m-1}} \quad (6)$$

Se puede comprobar, que el factor

$$\frac{m-1}{m-\alpha} \cdot \frac{\beta^{\alpha-m-1}}{\beta^{1-m-1}}$$

150

solamente varia con β y α mientras que para β y α constante este factor también es una constante, que corresponde al factor de la ecuación (5).

$$\frac{\beta^{\alpha-1}}{\alpha(\beta-1)}$$

De aquí resulta, que el rendimiento térmico del motor con combustión politrópica es una constante en todo el campo de regulación, característica notablemente mejor que en el motor con combustión a presión constante.

155

Los valores de la presión media se han calculado según las ecuaciones:

$$P_{M III} = P_0 \cdot \frac{\epsilon [\alpha \epsilon^{\alpha-1} (\beta-1) - (\beta^{\alpha}-1)]}{(\alpha-1) (\epsilon-1)} \quad (7)$$

$$y \quad P_{M IV} = P_0 \cdot \frac{\frac{m-\alpha}{m-1} \cdot \epsilon^{\alpha-1} (\beta^{1-m}-1) - (\beta^{\alpha-m}-1)}{(\alpha-1) (1-\frac{1}{\epsilon})}$$

(8)

160

Si se calcula además las cantidades de calor absorbidas por el refrigerante resulta, que para grandes P_M esta cantidad es menor con combustión politrópica que con combustión a presión constante, mientras que para valores menores de P_M estas cantidades coinciden aproximadamente.

165

De aquí resulta, que el rendimiento efectivo de un motor de combustión politrópica no es mayor solamente por el mayor rendimiento térmico, sino también por las pérdidas menores de la refrigeración.



NOTA

Se declara de novedad y de propia invención de ambos solicitantes el objeto de esta invención, con las siguientes

170

Reivindicaciones
=====

1.- Sistema de ciclo termodinámico para motores de combustión interna, con combustión politropica, caracterizado porque mediante la cantidad del combustible inyectado por la bomba inyectora durante la fase de combustión se obtiene dicha transformación politropica, a cuyo efecto se acoplan los diferentes ciclos mediante regulación del volumen inicial y el volumen final de la combustión.

175

2.- Sistema de ciclo termodinámico para motores de combustión interna según la reivindicación anterior, caracterizado porque la relación entre el volumen del gas al principio y del volumen al final de la combustión, o sea el tiempo de inyección del combustible por medio de la bomba inyectora, es invariable dentro del campo de la regulación, efectuandose esta por medio de la cantidad de combustible inyectado durante este tiempo, o sea, variando el coeficiente politropico.

180

185

3.- Sistema de ciclo termodinámico para motores de combustión interna según las reivindicaciones anteriores, caracterizado porque en su realización con expansión hasta la presión inicial como en la turbina de gas y motores de émbolos con cilindros separados para compresión y expansión, el rendimiento térmico para grados de regulación cerca de la plena potencia es superior a el de los mismos motores, trabajando según el ciclo de combustión a presión constante.

190

4.- Sistema de ciclo termodinámico para motores de combustión interna según las reivindicaciones anteriores, caracterizado porque en su realización como motor de émbolos el rendimiento térmico es invariable en todo el campo de la regulación.

195

190573



8.

200 5.- Sistema de ciclo termodinámico para motores de combustión interna, según las reivindicaciones anteriores, caracterizado porque la temperatura media del ciclo para grados de regulación cerca de plena potencia resulta menor que en el ciclo de combustión a presión constante, y con esto resultan menores las pérdidas por refrigeración.

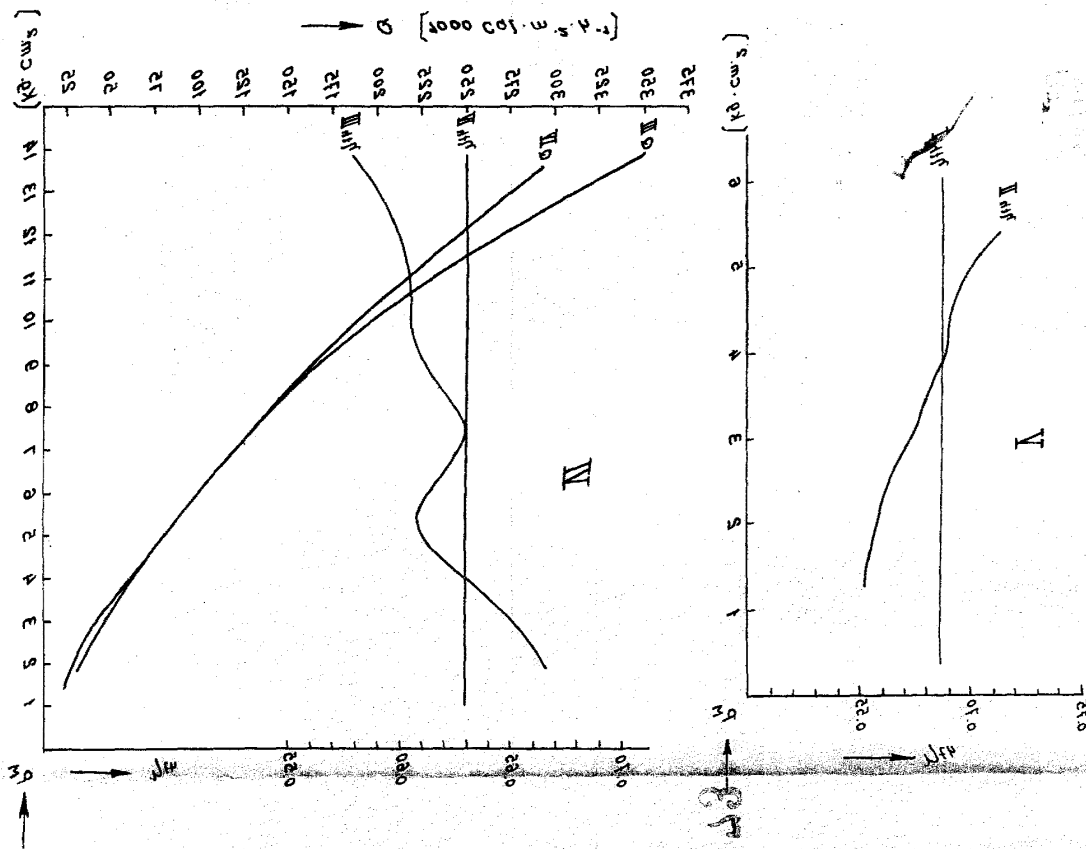
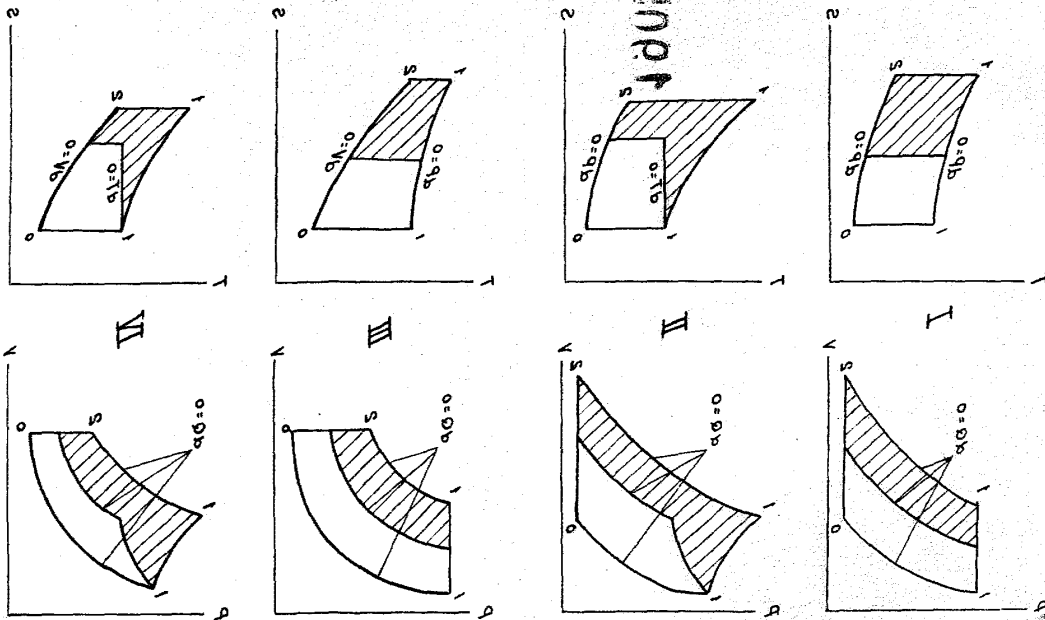
205 6.- La patente cuyo privilegio de invención se solicita por veinte años para España y sus dominios deberá recaer por "SISTEMA DE CICLO TERMODINAMICO PARA MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA CON COMBUSTION POLITROPICA", según se describe y reivindica en la presente memoria que consta de ocho hojas foliadas y mecanografiadas por una sola cara y se ilustran con los dibujos que a la misma acompañan.

210 Madrid, 26 Noviembre de 1.949

PP: Joaquín SPITZBARTH BARTHEL

Bernardo REHWAGEN SCHAARSCHMIDT.

Экспериментальные данные по деформации
 и разрушению при растяжении
 стержней из стали



CT 3001