(19) OFICINA ESPAÑOLA DE PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

(11) Número de publicación: **2 677 268**

(21) Número de solicitud: 201700072

(51) Int. CI.:

F02G 5/04 (2006.01)

(12) SOLICITUD DE PATENTE A1

(22) Fecha de presentación:

31.01.2017

(43) Fecha de publicación de la solicitud:

31.07.2018

(71) Solicitantes:

NAVARRO ARAGÓN, Angel (100.0%)
C/ Puerto 13 piso 4ºb
13500 Puertollano (Ciudad Real) ES

(72) Inventor/es:

NAVARRO ARAGÓN, Angel

(54) Título: **Motor de combustión interna de alto rendimiento**

(57) Resumen:

Se trata de un motor de combustión interna de alto rendimiento, que comprende un motor térmico (6), que utiliza como energía primaria gasolinas y gasóleos normalizados de automoción, y un ciclo termodinámico BRAYTON que permite recuperar la energía disipada a la atmósfera de la refrigeración del motor térmico (6) y la contenida en los gases de escape, utilizando como fluido de potencia, dióxido de carbono en estado supercrítico.

La energía recuperada en el ciclo termodinámico, constituye una segunda fuente de energía, que aplicada a un motor eléctrico de arrastre (12), integrado en el mecanismo de accionamiento del vehículo (13), constituye un segundo sistema de propulsión, que permite incrementar el rendimiento global del conjunto, por encima de las limitaciones termodinámicas que afectan a cada uno de los dos sistemas por separado.

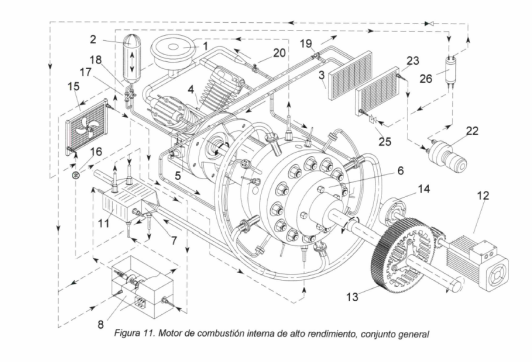


Figura 11. Motor de combustión interna de alto rendimiento, conjunto general

ES 2 677 268 A1

DESCRIPCIÓN

Motor de combustión interna de alto rendimiento.

1. SECTOR DE LA TÉCNICA

La presente invención se encuadra dentro del sector de los motores de combustión interna en general y más concretamente de aquellos destinados a la propulsión de vehículos de transporte de cualquier tipo.

2. ESTADO DE LA TÉCNICA

El motor de combustión interna pertenece a la categoría de máquinas térmicas cuyo desarrollo, se inició en las primeras décadas del siglo XVIII a raíz de los experimentos de Savery, Newcomen y Watt para extraer el agua de las minas utilizando la fuerza del vapor, lo cual significó un salto transcendental en la historia de la humanidad al sustituir la fuerza animal por la fuerza del calor.

Pero no fue hasta bien entrado el siglo XIX cuando fueron apareciendo otras máquinas térmicas, distintas a las máquinas de vapor, tales como los motores de aire caliente, donde utilizando una fuente de calor exterior se movía un pistón en el interior de un cilindro. Estos motores, aunque no se consolidaron como una alternativa interesante a las máquinas de vapor, si puede afirmarse que fueron los precursores de los motores de combustión interna.

En la segunda mitad del siglo XIX los motores de aire caliente fueron evolucionando hacia diseños más compactos y eficaces introduciendo mejoras importantes, tales como calentar el aire en el interior del propio cilindro en lugar de utilizar una fuente exterior, para lo cual se incorporaba al aire un combustible en el cual se provocaba la ignición por medio de una chispa eléctrica.

Y más adelante, introduciendo en el cilindro aire comprimido en lugar de aire atmosférico lo cual incrementaba de forma importante la fuerza del motor, con lo que se llegó a lo que hoy día se conoce como *"Motor de combustión interna alternativo"*, el cual supuso una gran competencia a las máquinas de vapor

En el último cuarto del siglo XIX se sucedieron numerosas transformaciones, tanto en los propios motores como en sus aplicaciones en los campos de la industria y el transporte, que llevaron a estas máquinas a su configuración actual, tales como:

- El motor de cuatro tiempos tal y como lo conocemos en su configuración actual, desarrollado y construido por Beau de Rochas y Nicolaus August Otto, cada uno por separado, en 1876,
- El motor de dos tiempos, el cual introducía una mecánica más sencilla en los motores al eliminar las válvulas y sus mecanismos de accionamiento, a costa de perder algo de eficiencia, desarrollado en 1878 por Dugald Clerk.
- El movimiento por primera vez de un vehículo, (*carruaje de la época)* con un motor de combustión interna, imprimiendo un giro radical al transporte de mercancías y seres humanos, que hasta entonces se realizaba mediante la fuerza animal, realizado por Gottlieb Daimler en el año 1885

- El motor de combustión interna de encendido por compresión, patentado y desarrollado por Rudolf Diesel en 1892, cuyo primer prototipo empezó a funcionar en el año 1897

En el siglo XX se introdujeron importantes mejoras en la mecánica de los motores de combustión interna, que permitieron incrementar sus prestaciones hasta lograr máquinas cuyas principales características son su flexibilidad para adaptarse a casi cualquier régimen de funcionamiento en cuanto a par, potencia y velocidad que demande el tipo de servicio requerido, y la de poder quemar combustibles de gran poder calorífico, lo cual les confiere una gran autonomía.

Otras importantes mejoras tales como la utilización de la electrónica en los sistemas de encendido y control del combustible a partir de la década de los años 70, la aparición de los motores sobrealimentados de encendido por compresión destinados a vehículos de grandes dimensiones y más recientemente la introducción de los motores híbridos, los cuales permiten una importante economía de combustible en regímenes a baja velocidad, como sucede al circular en las ciudades, han consolidado el motor de combustión interna como la máquina más flexible y ventajosa para la propulsión de vehículos de transporte de cualquier tipo y condición.

Pero no se produjo al mismo tiempo un desarrollo paralelo en lo que respecta a rendimientos y consumo de combustibles.

No fue hasta entrado el siglo XX, cuando se generalizo entre los inventores y constructores de máquinas térmicas el conocimiento del segundo Principio de la Termodinámica enunciado por Sadi Carnot en el año 1824 en su *"Réflexions sur la puisssance motrice du feu et les machines propes á developer cette puissance"*, cuando se empezaron a tomar en consideración dos hechos fundamentales que afectaban por igual a todas las máquinas térmicas:

a) Que el rendimiento termodinámico de las máquinas térmicas de cualquier clase y condición, (relación entre el calor real transformado en trabajo y el calor total aportado por el combustible), era notablemente bajo

b) Que dicho rendimiento tenía un límite, también bastante bajo, que de ninguna manera se podía sobrepasar, lo cual constituía una barrera infranqueable

En las primeras máquinas el rendimiento termodinámico no llegaba al 10%. Este rendimiento fue mejorando lentamente conforme se optimizaban los ciclos termodinámicos de funcionamiento, y actualmente se considera que a pesar de todo y en términos globales, este rendimiento no llega a superar el 30% en los motores de encendido provocado, y 1 ó 2 puntos más para los de encendido por compresión, solo a determinados regímenes de funcionamiento.

Este hecho origina importantes consecuencias en la ecología del planeta, debido a su enorme impacto ambiental:

Un vehículo automóvil con un motor de combustión interna que requiera disponer de 102kw de potencia útil para arrastrar una determinada carga más su propio peso, y con un rendimiento termodinámico del 30%, precisa extraer del combustible una potencia de 340kw, de los cuales, 238kw se pierden en forma de calor disipado a la atmósfera sin ninguna utilidad práctica, lo cual contribuye a incrementar el calentamiento global

En términos de emisiones contaminantes, las consecuencias son aún más negativas.

El combustible generalmente utilizado en los motores de combustión interna es una mezcla de hidrocarburos procedentes del petróleo (fracciones C_7 y C_8 fundamentalmente para los motores de encendido provocado y C_9 a C_{20} para los de encendido por compresión), con un poder calorífico en torno a ≈ 44.000 kJ/kg y algo menor para los gasóleos.

En una combustión teórica de estos hidrocarburos con aire atmosférico, (imposible de obtener en ningún equipo industrial), se genera exclusivamente vapor de agua y dióxido de carbono, gas como se sabe, máximo responsable del efecto invernadero.

En una combustión real como sucede en los motores de combustión interna se generan además de los anteriores, otros gases extremadamente nocivos para la salud, tales como: monóxido de carbono, óxidos de nitrógeno, hidrocarburos no quemados procedentes de la descomposición del combustible, e incluso dióxido de azufre y partículas sólidas de hollín en los motores de encendido por compresión, que van a parar a la atmósfera.

Para un motor que requiera 102kw de potencia útil, es necesario quemar combustible hasta obtener una potencia de 340kw, lo cual para una mezcla carburante con un poder energético de ≈ 44.000 kJ/kg, supone un consumo de combustible de 27,81kg/ hora, de los cuales, solo 8,34kg producen trabajo útil, lo cual significa que, además de estos, otros 19,47kg de combustible también quemado, aunque no realizan trabajo útil, incrementan inevitablemente hasta tres veces más, las emisiones de gases nocivos.

La aglomeración de medios de transporte en las grandes urbes, equipados con motores de combustión interna, concentra las emisiones de gases nocivos en espacios reducidos sobrepasando los límites establecidos, haciendo la atmosfera irrespirable y creando problemas de salud pública a la población.

La evolución experimentada en los motores de combustión interna de encendido por compresión a partir de la década de los años 90 del pasado siglo, que les ha permitido alcanzar un grado de flexibilidad y prestaciones equiparables a los motores de encendido provocado, con una notable economía de combustible y con menores emisiones de CO_2 aunque con mayores emisiones de hollín, NO_x y partículas nocivas, ha favorecido su implantación en la circulación urbana, donde los rendimientos son forzosamente bajos, contribuyendo a agravar todavía más la situación.

En la Unión Europea se considera que los medios de locomoción son responsables del 5 % de las emisiones de dióxido de azufre (SO_2), del 25 % de las emisiones de dióxido de carbono (CO_2), del 87 % de las de monóxido de carbono (CO) y del 66 % de las de emisiones de óxidos de nitrógeno (NOx)

El motor de combustión interna, no tiene una importante penetración en la industria en general, donde se prefiere el motor eléctrico, de muy superior rendimiento y nada contaminante en si mismo, (aunque si puede ser contaminante el proceso utilizado en la obtención de la energía eléctrica que consume).

Pero debido fundamentalmente a su autonomía y facilidad para adaptarse a cualquier régimen de funcionamiento, el motor de combustión interna sigue resultando insustituible para el accionamiento de máquinas que tienen que operar en parajes aislados, lejos de las redes de distribución de energía, tales como grúas, maquinaria pesada utilizada en obras públicas, explotaciones mineras a cielo abierto, perforaciones petrolíferas, etc., y además se ha consolidado como la

máquina idónea y casi exclusiva para la propulsión de los vehículos de transporte de cualquier clase y en cualquier medio y lugar.

Y en el momento presente:

- Está casi universalmente introducido en el transporte terrestre por carretera y ferrocarril, si bien en este último medio esta siendo sustituido por el motor eléctrico
- Se encuentra ampliamente introducido en el transporte marítimo, si bien en las grandes unidades está siendo sustituido por las turbinas de gas
- En el transporte aéreo su utilización fue prácticamente absoluta desde los primeros tiempos de la aviación, si bien a partir de la segunda mitad del pasado siglo, ha sido sustituido paulatinamente por los motores a reacción, relegándose su uso solo en pequeñas aeronaves.

Teniendo en cuenta de que los motores de combustión interna, en el inicio de la segunda mitad del siglo XX, ya habían alcanzado la barrera infranqueable del rendimiento termodinámico máximo, a partir de ahí, asumiendo este límite como insuperable, la mayor parte de las mejoras realizadas en estos motores estuvieron dirigidas a obtener el aprovechamiento más eficiente posible de la energía útil facilitada por el motor, y muy raramente al desarrollo de motores con mayor rendimiento termodinámico global

En el momento presente, cualquier incremento significativo que se pretenda obtener en el rendimiento de los motores de combustión interna solo puede lograrse por medio de la recuperación y posterior reutilización, hasta donde sea posible, de la energía disipada a la atmósfera sin ninguna utilidad en forma de calor, con la ventaja adicional de que cualquier mejora del rendimiento que suponga un ahorro de combustible, supone además de un ahorro económico directo y una reducción del calentamiento global, una disminución importante de las emisiones a la atmósfera de gases nocivos y de efecto invernadero

Este es el objeto de la presente invención.

3. ANTECEDENTES

Aunque el rendimiento de los motores de combustión interna, depende fundamentalmente de su régimen de funcionamiento, el cual, sobre todo en los vehículos de transporte, habitualmente suele ser extremadamente flexible y cambiante, en términos globales puede afirmarse que por término medio, la cantidad total de energía extraída del combustible por un motor de combustión interna, puede distribuirse como sigue:

- Energía que se convierte en trabajo útil: **≈ 30%**
- Energía disipada a la atmósfera a través del radiador del circuito de refrigeración: **≈ 30%**
- Energía disipada a la atmósfera en los gases de escape: **≈ 30%**
- Energía disipada a la atmósfera en forma de energía radiante, rozamiento, combustión defectuosa, pérdidas mecánicas, etc.: **≈ 10%**
- Energía total extraída del combustible: **100%**

Lo cual indica que aún asumiendo como inevitables el 10% de pérdidas mecánicas diversas, existe un importante porcentaje de energía, ≈ 60%, correspondiente a las partidas de refrigeración + gases de escape, que es disipada a la atmósfera sin ninguna utilidad, aunque susceptible de ser aprovechada.

En los motores de combustión interna convencionales, dichas partidas poseen un nivel térmico tan diferente que su agrupación en un solo paquete para ser reutilizadas, resulta prácticamente irrealizable

La energía contenida en los gases de escape, debido a su temperatura muy elevada, resulta factible de recuperar, de hecho ya se realiza parcialmente en los motores sobrealimentados.

Pero no sucede lo mismo con la energía del circuito de refrigeración, donde para extraer el calor de los cilindros y culatas del motor, generado a muy altas temperaturas, se utiliza agua a 90 ºC, con lo cual se obtiene una energía absolutamente degradada y por lo tanto inútil para su reutilización.

Y no resulta posible en estos motores recuperar esta energía en otras condiciones termodinámicas más favorables, debido a limitaciones mecánicas constructivas insuperables.

4. Breve descripción de la invención

La invención que se presenta, se caracteriza por hacer posible la recuperación en el motor de combustión interna que se describe, de una parte importante de ambas energías, para su posterior reutilización como potencia útil adicional, y se compone de tres unidades claramente diferenciadas, aunque no mecánicamente ni operacionalmente separables:

1. Una unidad formada por un nuevo diseño de motor de combustión interna, no refrigerado por agua, (que en lo sucesivo denominaremos, solo a efectos identificativos en esta memoria, como *"motor térmico"*), que permite recuperar en las mejores condiciones termodinámicas posibles, la máxima cantidad de energía calorífica desechada a la atmósfera, tanto por los gases de escape, como por el sistema de refrigeración del bloque cilindro-pistón del motor, para lo cual utiliza como fluido refrigerante, dióxido de carbono en condiciones supercríticas, (que en lo sucesivo denominaremos, solo a efectos identificativos en esta memoria, como *"SCO_2"*)
2. Una unidad formada por un ciclo termodinámico BRAYTON cerrado, que permite utilizar como fluido de potencia, la corriente de dióxido de carbono (CO_2) en estado supercrítico, utilizado como refrigerante para el motor térmico descrito en el apartado anterior, para extraer en forma de energía mecánica/eléctrica, la máxima cantidad de energía útil posible, con las limitaciones termodinámicas propias de este tipo de ciclos.
3. Una unidad que integra los dispositivos electromecánicos necesarios para incorporar al eje de propulsión del vehículo, la energía recuperada en el ciclo termodinámico anterior, en forma de potencia electromecánica adicional.

4.1. Motor térmico

El motor objeto de esta invención, esta diseñado para que sin perder las características básicas de los actuales motores de combustión interna, tales como flexibilidad de operación y durabilidad en horas de servicio, haga posible la recuperación e integración, de las energías disipadas a la atmósfera tanto en los gases de escape como en la refrigeración del propio bloque cilíndrico del motor donde se verifica la combustión de la mezcla carburante, por medio de una corriente de dióxido de carbono en condiciones supercríticas *(SCO_2)*.

La utilización de este fluido de potencia para refrigerar este motor recuperando al mismo tiempo esta energía así como la contenida en los gases de escape, requiere que sus componentes mecánicos dispongan de las tres cualidades fundamentales que incorpora el motor objeto de esta invención:

1. Alta resistencia mecánica y máxima estanqueidad necesarias para soportar sin fugas ni deformaciones los esfuerzos provocados por las elevadas presiones y temperaturas de operación del SCO_2.
2. Máxima accesibilidad del fluido refrigerante a todos los puntos calientes sometidos a alta temperatura
3. Ausencia de componentes sometidos a rozamiento directo entre superficies de sus partes fijas y móviles que operan a muy alta temperatura, tales como los conjuntos de cilindro-pistón con movimiento alternativo, de los motores de combustión interna convencionales, debido a las dificultades que presenta su lubricación.

Para ello, el motor objeto de esta invención, se caracteriza por no requerir lubricación, para lo cual utiliza un *"pistón rotativo"* dotado de varias cavidades equidistantes que conforman las cámaras de combustión, el cual, en lugar de realizar un movimiento rectilíneo alternativo, como sucede en los motores de combustión interna convencionales, describe una trayectoria circular girando sin rozamiento en el interior de un anillo cilíndrico que constituye el bloque del motor.

La baja eficiencia de estos pistones rotativos para comprimir el aire atmosférico requerido para la combustión, hasta alcanzar relaciones de 10/1 (y superiores, requeridas en los motores de encendido por compresión), hace necesario liberar al pistón de ese servicio, incorporando el aire previamente comprimido a la presión de operación.

El funcionamiento de este nuevo motor, objeto de esta invención, se basa en el mismo principio de los actuales motores de combustión interna de *pistón alternativo*, (sean de encendido provocado o encendido por compresión), utiliza los mismos combustibles y por lo tanto no requiere estaciones de servicio ni puestos de recarga de combustible distintos de los actuales, elabora la misma mezcla carburante con aire atmosférico, explosiona dicha mezcla (con encendido provocado o por compresión), extrae la energía del combustible reservando una parte de la misma para comprimir el aire atmosférico a la presión requerida, al igual que sucede en los motores convencionales, y finalmente entrega la energía útil al eje de propulsión del vehículo, a un rendimiento similar, para lo cual incorpora las siguientes diferencias tecnológicas y constructivas:

a) En el anillo cilíndrico resistente a la presión, donde se encuentra alojado el pistón rotativo solidario con el eje motriz, que gira en su interior, se encuentran situadas las toberas de admisión y escape, los inyectores de combustible y los dispositivos de encendido, (solo para el caso de encendido provocado), y además está provisto de numerosos canales transversales, por donde circula el fluido refrigerante perteneciente al ciclo termodinámico de la unidad nº 2, para recoger el calor generado por la ignición de la mezcla carburante.

   El fluido refrigerante utilizado (SCO_2), circula por su interior a una presión de operación de 200 bar y alcanza a la salida del cuerpo cilíndrico una temperatura de 450 ºC.

b) La compresión del aire atmosférico se realiza en un compresor adicional separado, ensamblado sobre el mismo eje y accionado por el propio motor térmico, con lo cual el aire entra en las cámaras de combustión situadas en el pistón, rotativo ya comprimido a la presión de operación, allí se aporta el combustible por inyección directa y a continuación se inicia la ignición de la mezcla carburante, de forma espontánea o mediante encendido provocado, según los casos, recogiendo el pistón rotativo el empuje desarrollado por la ignición de la mezcla carburante y transformándolo en movimiento circular.

Los gases de la combustión procedentes de los colectores de escape, atraviesan antes de su salida a la atmósfera, un intercambiador de calor donde ceden su energía a una corriente de dióxido de carbono (SCO_2) similar y paralela a la descrita para la refrigeración del bloque motor.

4.2. Ciclo termodinámico

Consiste en la recirculación en circuito cerrado de una corriente de dióxido de carbono en condiciones supercríticas (SCO_2), como fluido de potencia,

caracterizado por la ciencia termodinámica como "*Ciclo BRAYTON cerrado, con recuperador*".

La elección de este ciclo termodinámico como el más adecuado a este propósito, se ha realizado atendiendo a dos criterios fundamentales:

1. Obtención del máximo rendimiento termodinámico posible, debido al hecho de que durante la operación, no existe cambio de estado del fluido de potencia (SCO_2) en ningún punto del circuito, el cual se mantiene en todo momento en estado supercrítico conservando sus propiedades de alta densidad y baja viscosidad.
2. Mínimo volumen de ocupación y en consecuencia mínimos volúmenes para los componentes del circuito, lo cual permite su alojamiento en los reducidos espacios disponibles en los vehículos de transporte

Las características fundamentales de este ciclo son:

- Fluido de potencia utilizado: dióxido de carbono en condiciones supercríticas, (SCO_2).
- Presiones de operación: 79 ÷ 200 bar
- Temperaturas de operación: 60 ÷ 450 ºC

El ciclo está formado por dos unidades de aporte de calor, acopladas en paralelo, por las que circula el fluido de potencia y que recogen tanto la energía desprendida por el bloque cilindro-pistón rotativo, como la contenida en los gases de escape, elevando su temperatura.

A la salida de ambas unidades, las corrientes del fluido de potencia se agrupan en una sola para ingresar en la unidad de potencia, formada por una turbina, un compresor y un motor-generador eléctrico, donde una parte de su energía se transforma en trabajo mecánico en la turbina.

Las tres unidades, turbina, compresor y motor/generador eléctrico ensambladas sobre un único eje común, forman un conjunto compacto, encapsulado en un monobloque metálico, estanco, resistente a la presión y en forma de unidad paquete.

A la salida de la turbina el fluido de potencia pasa por un intercambiador recuperador de calor y a continuación entra en un refrigerador frontal donde cede calor a la atmósfera y de allí, a menor temperatura, el fluido es aspirado por medio del compresor accionado por la propia turbina, e impulsado al recuperador de calor, donde intercambia y recupera calor de la corriente de salida de la turbina.

A la salida del recuperador la corriente se bifurca en otras dos, una de ellas entra a la cámara del cuerpo cilíndrico del motor y la otra al intercambiador de los gases de escape, cerrando y repitiéndose de nuevo el ciclo.

El trabajo útil desarrollado por la turbina, además de accionar el compresor de recirculación, impulsa el inducido del motor-generador que transforma finalmente la energía mecánica de la turbina, en energía eléctrica.

4.3. Incorporación de la energía obtenida, al eje de propulsión del motor

La energía obtenida en el motor-generador de la unidad de potencia del ciclo termodinámico, además de alimentar a la batería y al resto de los servicios, se incorpora al eje de propulsión del vehículo, por medio un motor eléctrico apto para funcionamiento a velocidad variable, (en lo sucesivo denominado, solo a efectos identificativos en esta memoria, como *"motor eléctrico de arrastre"*),

acoplado al eje de salida del motor térmico, a través de un mecanismo diferencial formado por un tren de engranajes planetarios.

El sistema eléctrico de alimentación y control entre el motor-generador, el motor de eléctrico arrastre y el resto de los servicios del vehículo, está configurado en forma de varios módulos compuestos de transformadores, puentes rectificadores, variadores de frecuencia y baterías de condensadores que hacen posible el funcionamiento del conjunto en las diversas modalidades de operación.

5. Breve descripción de las figuras

La figura 1 muestra la disposición esquemática completa del motor de alto rendimiento

La figura 2 muestra la configuración esquemática del ciclo termodinámico BRAYTON

La figura 3 muestra la configuración del motor térmico en detalle

La figura 4 muestra el grupo de potencia

La figura 5 muestra el grupo de potencia (alternativa con bomba de discos)

La figura 6 muestra el intercambiador recuperador de calor del ciclo termodinámico

La figura 7 muestra el intercambiador enfriador frontal

La figura 8 muestra el intercambiador de calor de los gases de escape

La figura 9 muestra el esquema eléctrico funcional

La figura 10 muestra el mecanismo de engranajes planetarios de acoplamiento del motor eléctrico de arrastre

La figura 11 muestra el conjunto general completo del motor de alto rendimiento

5.1. Relación detallada de los distintos componentes representados en las figuras que integran la invención

1: Filtro de aire
2: Depósito de presión
3: Radiador de calefacción
4: Compresor de aire
  4.1: Carcasa
5: Bomba de lubricación
6: Motor térmico
  6.1: Cilindro horizontal
  6.2: Canales tubulares
  6.3: Carcasas laterales
  6.4: Cojinetes
  6.5: Eje motriz
  6.6: Pistón rotativo
  6.7: Cierres mecánicos
  6.8: Cavidades de refrigeración en las carcasas
  6.9: Cámaras de combustión
  6.10: Entrada SCO_2
  6.11: Salida SCO_2
  6.12: Toberas de admisión de aire comprimido
  6.13: Toberas de escape
  6.14: Inyectores de combustible
  6.15: Dispositivos de encendido

6.16: Pernos
7: Intercambiador gases de escape
7.1: Salida SCO_2
7.2: Entrada SCO_2
7.3: Entrada gases de escape
7.4: Salida gases de escape
8: Unidad de potencia
8.1: Turbina
8.2: Compresor
8.3: Motor-generador
8.4: Carcasa metálica
8.5: Cojinetes cerámicos
8.6: Entrada de flujo a la turbina
8.7: Salida de la turbina
8.8: Entrada de flujo al compresor
8.9: Salida de flujo del compresor
8.10: Pasamuros eléctricos
8.11: Circuito magnético del motor-generador
8.12: Devanado del motor-generador
9: Sistema eléctrico
9.1: Puente rectificador trifásico
9.2: Bus de corriente continua.
9.3: Variador de frecuencia
9.4: Batería de condensadores
9.5: Transformador
9.6: Puente rectificador
9.7: Variador inversor
9.8: Bus de corriente continua.
9.9: Servicios eléctricos del vehículo
9.10 Transformador
10: Batería
11: Recuperador de calor
11.1: Entrada flujo del compresor
11.2: Salida flujo precalentado
11.3: Entrada flujo de la turbina
11.4: Salida al enfriador frontal
12: Motor de arrastre
13: Mecanismo planetario
13.1: Eje de entrada motor térmico
13.2: Planetario
13.3: Corona
13.4: Satélites
13.5: Piñón del motor de arrastre
13.6: Portasatélites
13.7: Eje salida al vehículo

14: Embrague unidireccional
15: Enfriador frontal
15.1: Ventilador eléctrico
15.2: Entrada desde el recuperador
15.3: Salida al compresor
16: Válvula termostática
17: Válvula de retención
18: Electroválvula de arranque
19: Válvula termostática de calefacción
20: Acelerador/decelerador
21: Unidad de depuración catalítica
22: Motor compresor del acondicionador
23: Evaporador
24: Válvula de retención
25: Válvula de expansión
26: Intercambiador tubular

6. Descripción detallada de la invención

El motor objeto de la presente invención (ver Figura 1), ha sido configurado en forma de cuatro subunidades funcionales:

- SU1: Aporte de aire comprimido al motor térmico
- SU2: Motor térmico
- SU3: Ciclo termodinámico
- SU4: Dispositivos electromecánicos necesarios para incorporar al eje de propulsión del vehículo, la energía recuperada en el ciclo termodinámico

6.1. Subunidad (SU1)

Aporte de aire comprimido al motor térmico

La configuración de la unidad comprende los siguientes elementos (ver figura 1):

a) Filtro de entrada de aire (1)
b) Unidad de compresión de aire (4)
c) Bomba de lubricación general (5)
d) Depósito pulmón (2)
e) Electroválvula de arranque (18)
f) Válvula de retención (17)
g) Válvula acelerador/decelerador (20)
h) Válvula termostática (19)
i) Radiador de calefacción del compartimento interior del vehículo (3)

La subunidad (SU1), puede considerarse un elemento auxiliar, aunque imprescindible, y sirve para suministrar el aire comprimido necesario para formar la mezcla carburante e integra además el equipo de calefacción del compartimento interior del vehículo.

Está formada por un compresor alternativo estándar (4) de uno o varios conjuntos de cilindro-pistón agrupados en serie/paralelo de acuerdo con los caudales y presiones de impulsión que el conjunto motriz requiera en cada caso, según se trate de motores de encendido provocado o por compresión, que aspira el aire atmosférico tomado del exterior a través del filtro (1).

La energía necesaria para accionar el compresor (4), al igual que sucede en los motores convencionales, es tomada de la producida por el motor térmico (6) de la subunidad (SU2) a través del eje común (6.5)

Para relaciones de compresión no superiores a 10/1 la presión de impulsión requerida puede obtenerse de modo preferente con una sola etapa de compresión formada por uno o varios conjuntos de cilindro pistón en paralelo, de acuerdo con el caudal de aire requerido.

En una realización particular, para motores de encendido por compresión, donde se requieren relaciones de compresión superiores a 10/1, puede ser necesario utilizar dos etapas formadas por dos cilindros en serie, con refrigeración intermedia o cualquier otra configuración que operativamente resulte más ventajosa

El prototipo que de modo preferente se presenta (4), impulsa el aire comprimido a una presión de 10 bar, en una sola etapa de compresión formada por dos conjuntos de cilindro pistón montados en "V", con pistones de simple efecto en el interior de cilindros provistos de aletas externas para refrigeración natural, funcionando en paralelo para proporcionar el caudal requerido por el motor térmico.

La temperatura de salida del aire comprimido hacia la subunidad motor térmico (SU2) puede alcanzar los 250 ºC, por lo que esta energía a alta temperatura que incorpora el aire comprimido a la salida del compresor (4) es utilizada para la calefacción del compartimento interior del vehículo, por medio del radiador de calefacción (3) sustituyendo al agua líquida proveniente de la refrigeración del motor, de uso generalizado en los motores convencionales.

Los cilindros incorporan válvulas de admisión e impulsión internas, integradas en el interior de las culatas, que son accionadas exclusivamente por el propio fluido.

En la parte inferior de la carcasa (4.1) se encuentra el depósito de aceite lubricante y en un lateral exterior, la bomba de lubricación (5), accionada desde el propio eje motor, la cual constituye el sistema general de engrase para la totalidad de los cojinetes y superficies deslizantes, tanto del compresor (4) como del resto del conjunto motor que así lo requieran.

En una realización particular pueden utilizarse compresores exentos de lubricación.

A la impulsión del compresor (4) se dispone de un depósito de recogida del aire comprimido (2), el cual realiza las funciones de amortiguador de pulsaciones y pulmón de almacenamiento para poder arrancar el motor sin gasto de energía eléctrica de la batería (10), para lo cual está equipado con una válvula unidireccional de retención (17) que solo permite la entrada de aire y no la salida, para asegurar la permanencia de aire en su interior incluso a motor parado, y una válvula de salida con accionamiento eléctrico (18) para proporcionar una corriente de salida de aire comprimido para iniciar la puesta en marcha del equipo.

La válvula de bypass (20) permite reciclar hacia la aspiración toda o parte de la corriente de aire impulsada por el compresor (4), realizando las funciones de acelerador/decelerador.

Para la calefacción del compartimento interior del vehículo se utiliza como fluido caliente, el aire a alta temperatura, procedente de la impulsión del compresor (4) antes de su ingreso en el motor térmico (6), como alternativa al agua de uso generalizado en los motores de combustión interna convencionales.

La válvula termostática (19) permite derivar la totalidad o una parte del aire a alta temperatura de la impulsión del compresor, hacia el radiador (3) de calefacción del compartimiento interior del vehiculo, sin alterar y/o restringir el flujo de aire requerido por el motor térmico (6).

6.2. Subunidad (SU2)

Motor térmico

Transforma una parte de la energía calorífica producida por la inflamación de la mezcla carburante en energía mecánica e incluye los siguientes elementos (ver figura 1):

a) Motor térmico (6). Ver figura 3.

Está constituido por un bloque formado por un "cilindro-pistón rotativo", en el que se genera la potencia mecánica a partir de la combustión de la mezcla carburante formada por aire atmosférico comprimido, procedente del compresor (4), de la subunidad SU1, y el combustible aportado por inyección directa en la proporción adecuada.

El cilindro está formado por un anillo de acero al carbono aleado, con su eje en posición horizontal (6.1), resistente a la presión, atravesado en sentido longitudinal por numerosos canales tubulares (6.2) por donde circula el fluido refrigerante (SCO_2) .

En su interior, se encuentra alojado el pistón rotativo (6.6), solidario a su eje de rotación (6.5), el cual, impulsado por la presión de los gases originados en la ignición de la mezcla carburante, gira sin rozamiento.

Debido a que el pistón rotativo (6.6) en ningún caso realiza funciones de compresión, supuesto que el aire ya ha sido comprimido previamente en el compresor (4) de la subunidad (SU1) (ver figura 1), antes de entrar en las cámaras de combustión, su función únicamente se limita a recoger la energía cinética de los gases calientes originados por la combustión de la mezcla carburante, para su transformación en movimiento rotativo.

La ausencia de rozamiento entre las superficies del pistón rotativo (6.6) y del cilindro (6.1), así como la inexistencia de movimientos alternativos, hacen innecesaria la lubricación y en consecuencia la utilización de segmentos, cigüeñales, bielas, cojinetes, así como las válvulas de admisión y escape de la mezcla carburante además de sus mecanismos de accionamiento, tales como árboles de levas, correas de trasmisión, balancines, empujadores y sus correspondientes dispositivos de lubricación.

La ausencia de lubricantes para servicio a alta temperatura, innecesarios en el motor objeto de esta invención, evita carbonizaciones en los conductos del escape (6.13), (muy frecuentes sobre todo en los motores convencionales de encendido por compresión), y disminuye la emisión a la atmósfera de gases nocivos procedentes de los aceites lubricantes.

Tampoco se requieren materiales especiales en ninguno de los componentes del motor y tanto el mecanizado como el equilibrado dinámico del conjunto, resulta más simple debido a la inexistencia de cigüeñal y por lo tanto a la ausencia de movimientos alternativos transversales complejos.

La inexistencia de rozamiento directo entre las superficies del cilindro (6.1) y del pistón rotativo (6.6), permite su ensamblaje con la holgura mínima indispensable para compensar las diferencias de dilatación.

El conjunto cilindro-pistón (6.1) (6.6), está soportado y cerrado por medio de dos carcasas laterales (6.3) sobre las que se apoya, mediante sendos cojinetes de fricción (6.4), el eje de giro (6.5) del pistón rotativo (6.6).

Ambas carcasas (6.3), además de soportar todo el conjunto rotante, disponen de cierres mecánicos (6.7), situados a ambos lados del eje (6.5), formados por varios aros de grafito rozando sobre una superficie de metal duro, en la cara exterior de ambas carcasas (6.3), inmediatamente antes de los cojinetes, (6.4), para asegurar la estanqueidad hacia el exterior en el conjunto

rotante, del aire comprimido y los gases generados por la ignición de la mezcla carburante en las cámaras de combustión (6.9).

Tanto los cierres mecánicos (6.7) como los cojinetes de fricción (6.4) están lubricados por el sistema de engrase general (5) de la figura 1 (subunidad SU1).

El fluido refrigerante (SCO_2) ingresa en el cuerpo cilíndrico (6.1) a 200,5 bares y 300 ºC, por la entrada inferior (6.10) y lo abandona por la salida superior (6.11) a 200 bares y 450 ºC.

La estanqueidad de las superficies de contacto entre las caras de las carcasas (6.3) y las del el cuerpo cilíndrico (6.2), por donde circula el fluido refrigerante (SCO_2) a alta presión, se garantiza por medio de una unión embridada y atornillada con pernos roscados de acero de alta resistencia (6.16), apta para presiones nominales de 400 bar.

El pistón rotativo (6.6) está formado por un cilindro metálico provisto de varias cavidades (6.9), uniformemente repartidas sobre su periferia, que constituyen las cámaras de combustión, (cuatro en la realización preferente que se describe).

Dichas cámaras de combustión (6.9), por formar parte del propio pistón rotativo (6.6) son forzosamente giratorias, su volumen unitario es fijo e invariable y no guarda ninguna relación directa con conceptos tales como *cilindrada* o *relación de compresión*, ampliamente utilizados en los motores de combustión interna convencionales, donde las cámaras son estáticas y su volumen está vinculado a la relación de compresión que se desee obtener, de acuerdo con la carrera del pistón establecida.

Una geometría adecuada de estas cámaras permite dirigir el esfuerzo mecánico de los gases de la ignición de la mezcla carburante en la dirección adecuada para facilitar su descarga hacia los colectores del escape (6.13) y permitir que los gases expansionen de forma progresiva para obtener el empuje mecánico del pistón (6.6) de modo uniforme y en la dirección más favorable.

El volumen unitario de las cámaras de combustión (6.9) es el necesario para confinar la cantidad de mezcla carburante a la presión adecuada que requiera la potencia nominal del motor, de acuerdo con su régimen de funcionamiento en cuanto a par motor y revoluciones demandadas en cada momento.

La fuerza centrífuga generada por la rotación del pistón (6.6) favorece en las cámaras de combustión (6.9), la evacuación de los gases quemados y el desplazamiento de las partículas sólidas que pudieran formarse, hacia la periferia, minimizando la formación de adherencias.

En el perímetro exterior del anillo cilíndrico (6.1) se encuentran alineadas en sentido circunferencial y uniformemente distribuidas, las toberas de entrada de aire comprimido (6.12), las toberas de salida de los gases de escape (6.13), los inyectores de combustible (6.14) y los alojamientos de los dispositivos de encendido (6.15) (en el caso de que se trate de un motor de encendido provocado).

Dichos elementos se encuentran agrupados en forma de *"unidades operativas"*, termino equivalente a lo que se conoce como *"un conjunto cilindro-pistón"* en los motores convencionales de combustión interna.

Una unidad operativa se compone de una tobera de entrada de aire comprimido (6.12), un inyector de combustible (6.14), un dispositivo de encendido (6.15) (en el caso de que se trate de un motor de encendido provocado) y una tobera de escape (6.13), distribuidas en este orden y en el sentido de giro del pistón rotativo (6.6), y su secuencia de funcionamiento es similar a la de un cilindro pistón de un motor de combustión interna tradicional.

El número de unidades operativas, acorde con el número de cámaras de combustión (6.9) del pistón rotativo (6.6), a colocar en un determinado cuerpo cilíndrico (6.1) puede ser el que se desee, par o impar, hasta donde el perímetro del cuerpo cilíndrico lo permita de acuerdo a su dimensión, con las separaciones mínimas requeridas para cada uno de los elementos y de acuerdo con la potencia del motor.

En una realización particular pueden colocarse en paralelo sobre el mismo eje, en disposición axial, varios conjuntos de cilindros y pistones rotativos, para grandes potencias.

En la realización preferente que se describe (ver figura 3), el motor pertenece a la categoría de los de encendido provocado y dispone de cuatro unidades operativas y cuatro cámaras de combustión, sobre un solo conjunto de cilindro/pistón, (para una mejor analogía con un motor convencional de combustión interna de cuatro cilindros y 1.998 cm^3 de cilindrada total), y recibe el aire comprimido a 10 bar procedente del compresor (4) de la figura 1.

Los elementos de cada una de las unidades operativas se encuentran simétricamente distribuidos sobre un cuadrante de circunferencia de 90º

El funcionamiento del motor se realiza de forma secuencial según los mismos tiempos de los motores convencionales si bien en este caso, el tiempo de compresión no existe debido a que el aire ya entra previamente comprimido por medio del compresor (4), quedando la secuencia reducida a los tiempos de *admisión explosión y escape.*

Teniendo en cuenta que en el motor objeto de esta invención, en una sola revolución del pistón (6.6), se realizan simultáneamente tantas secuencias de operación como unidades operativas incorpora el motor, cuando en un motor de combustión interna convencional de cuatro cilindros análogo, de las mismas prestaciones en cuanto a potencia y par motor solo se verifican dos secuencias completas de operación en cada vuelta del cigüeñal, su velocidad de rotación equivalente, para un volumen unitario similar de las cámaras de combustión, se reduce a la mitad.

En una realización particular puede adoptarse cualquier otra disposición en cuanto a número de unidades operativas, velocidad de rotación y volumen de las cámaras de combustión que pueda resultar más apropiada a las características particulares del vehiculo

La combustión de la mezcla carburante en este motor se verifica en el entorno de los 2.000 ºC, si bien a la salida por la tobera de escape (6.13), cuando una parte de su calor ya ha sido transformado en energía útil y otra parte ha sido cedida al fluido refrigerante (SCO_2), los gases mantienen todavía una temperatura en torno a 800 ºC, susceptible de ser recuperada.

La regulación de la marcha se realiza ajustando el caudal de aire comprimido que se introduce en el motor procedente del compresor (4), por medio de la válvula (20) de la subunidad (SU1), (ver figura 1), la cual recicla una parte

del aire comprimido impulsado, hacia la aspiración del compresor (4), con lo cual se aumenta o disminuye el caudal de aire que llega a las cámaras de combustión del motor, aunque no su presión, la cual permanece constante e inalterable sea cual sea el régimen de funcionamiento establecido.

La unidad de control del vehículo regula en cada régimen de funcionamiento la dosificación adecuada del combustible para mantener y/o controlar la proporción de la mezcla carburante, según convenga en cada caso.

6.3. Subunidad (SU3)

Ciclo termodinámico

La recuperación de la energía en forma de calor, no transformada en trabajo útil, en el motor térmico (6), así como la contenida como calor residual en los gases de escape se realiza cediendo su calor a sendas corrientes de dióxido de carbono, en condiciones supercríticas (SCO_2), que circulan por el anillo cilíndrico (6.1), así como por el intercambiador de gases de escape (7), las cuales forman parte como fluido de potencia de un ciclo termodinámico tipo *BRAYTON cerrado, con recuperador de energía*, (ver figura 2).

La configuración del ciclo termodinámico incluye los siguientes elementos, (ver figura 2):

a) Unidades de aporte de calor: cilindro motor (6.1), carcasas (6.3) e intercambiador de gases de escape (7)

b) Recuperador de calor: intercambiador (11)

c) Unidad de potencia (8): compuesta por la turbina (8.1), el compresor (8.2) y el motor-generador de energía eléctrica (8.3)

d) Enfriador frontal (15) y Válvula termostática (16)

e) Sistema de climatización del compartimento interior del vehículo: formado por el compresor (22), el evaporador (23), el intercambiador tubular (26) y la válvula de expansión (25)

La interconexión de todos los elementos entre sí, se realiza por medio de tubo y racordería de alta presión de acero en inoxidable AISI 316, apta para una presión nominal de 800 bar y de diámetro interior adecuado a la pérdida de carga admisible en el circuito.

Descripción de los elementos que componen el ciclo

a) Unidades de aporte de calor (6.1) y (7). Ver figuras 3 y 8:

I. Cilindro motor y carcasas. Ver figura 3

El anillo cilíndrico (6.1), correspondiente al bloque cilindro-pistón del motor térmico, está atravesado por numerosos canales cilíndricos (6.2), transversales al sentido de giro del pistón (6.6), cuyo diámetro, sección de paso y superficie de intercambio, debe ser determinada en cada caso de acuerdo con la carga térmica a extraer.

Dichos canales, agrupados en haces, conectan entre si las cavidades (6.8) de las carcasas (6.3), permitiendo circular al fluido de potencia (SCO_2), a través del cuerpo cilíndrico (6.1), evitando espacios muertos para favorecer al máximo el coeficiente global de intercambio de calor.

En las superficies de las juntas de unión con el cilindro (6.2), las cavidades (6.8) dispuestas separadas y repartidas circunferencialmente sobre las carcasas (6.3) permiten el cambio de sentido en la recirculación del fluido de potencia, describiendo trayectorias semicirculares paralelas en forma de zig-zag (ver figura 2), en sentido transversal a la dirección de giro del pistón (6.6).

La corriente de SCO_2 ingresa por la parte inferior, entrada (6.10) y abandona el cuerpo cilíndrico (6.1) por la parte superior, salida (6.11)

II. Intercambiador de los gases de escape (7). Ver figura 8.

La recuperación de la energía contenida en los gases de escape procedentes de las toberas de salida (6.13) de motor térmico (6) a una temperatura de ≈ 800 ºC, se realiza por medio de intercambiador de calor (7).

El intercambiador seleccionado de modo preferente para esta aplicación (ver figura 8), pertenece a la categoría de los denominados como de circuito impreso, *"Printed Circuit Heat Exchanger" (PCHE),* debido a su configuración en forma de placas modulares provistas de numerosos microcanales agrupados con secciones de paso y separaciones muy reducidas, lo cual les confiere una gran compacidad, pudiéndose llegar a relaciones, superficie de intercambio/volumen, de hasta 1,2 m^2 de superficie por litro de capacidad, lo que permite conseguir grandes superficies de intercambio confinadas en volúmenes muy reducidos

Estos intercambiadores se caracterizan además por su elevada resistencia a los esfuerzos originados por las diferencias de presiones de los fluidos entre ambas caras de la superficie de intercambio que pueden llegan hasta presiones superiores a 600 bar.

La disposición de las placas modulares puede posicionar la dirección de los microcanales en paralelo, a contracorriente o en sentido transversal, según convenga en cada caso.

Este tipo de intercambiadores permite además el agrupamiento de varias unidades dedicadas a servicios similares, en el interior de una sola carcasa, configurando el equipo en forma de un solo bloque compacto con varias entradas y salidas, lo cual representa una importante economía de espacio.

Los parámetros de diseño de este intercambiador son las siguientes:

- Material: acero inoxidable AISI 316L
- Presión nominal de diseño: 400 bar
- Temperatura nominal de diseño lado SCO_2: 900 ºC.
- Temperatura nominal de diseño lado gases de escape: 900 ºC.
- Conexiones:

  Entrada SCO_2: (7.2)
  Salida SCO_2: (7.1)
  Entrada gases de escape: (7.3)
  Salida gases de escape: (7.4

- Configuración de los microcanales:

  Para la corriente de SCO_2:
  Sección de paso ≈ 1,5 mm^2
  Separación entre canales ≈ 0,5

  Para la corriente de los gases de escape:
  Sección de paso ≈ 6 mm^2

Separación entre canales ≈ 1 mm

- Dirección de los flujos: contracorriente
- Ubicación: En carcasa conjunta con el recuperador (11). Ver figura 11.

b) Recuperador (11). Ver figura 6.

El SCO_2 exhausto procedente de la salida (8.7) de la turbina (8.1), (ver figuras 4, 5), conserva todavía una importante cantidad de energía en forma de calor, susceptible de ser recuperado para incrementar el rendimiento del ciclo termodinámico, precalentando la corriente de SCO_2 impulsada por el compresor (8.2) por la salida (8.9), antes de su entrada en las unidades de aporte de calor (6.1) y (7)

Para realizar esta operación se utiliza el recuperador (11) que consiste en un intercambiador de calor, del tipo PCHE *(Printed Circuit Heat Exchanger)* de características similares al anterior. Ver figura 6

Los parámetros de diseño de este intercambiador son las siguientes:

- Material: acero inoxidable AISI 316L
- Presión nominal de diseño: 400 bar
- Temperatura nominal de diseño para ambos lados de intercambio: 600 ºC.
- Conexiones:
  Entrada SCO_2 exhausto de la turbina: (11.3)
  Salida SCO_2 al enfriador frontal (11.4):
  Entrada SCO_2 procedente del compresor: (11.1)
  Salida SCO_2 precalentado: (11.2)
- Configuración de los microcanales:
  Sección de paso ≈ 1,5 mm^2
  Separación entre canales ≈ 0,5
- Dirección de los flujos: transversal
- Ubicación: En carcasa conjunta con el Intercambiador de los gases de escape (7). Ver figura 11

c) Unidad de potencia (8). Ver figura 4.

La unidad de potencia está formada por la turbina (8.1), el compresor (8.2) y el motor-generador eléctrico (8.3), alineados en forma de una unidad compacta utilizando un solo eje común (8.13), solidario para los tres elementos, y dispuestos en el interior de una carcasa metálica hermética (8.4), apta para presiones internas de operación de hasta 400 bar.

El eje de giro común, está soportado por tres cojinetes cerámicos (8.5) lubricados por el propio fluido de potencia (SCO_2)

La función motriz del conjunto en condiciones normales de operación corresponde exclusivamente a la turbina (8.1), la cual accionada por la corriente de SCO_2 procedente de las unidades de aporte de calor (6.1) y (7) (ver figura 2), transforma la energía calorífica del fluido en energía mecánica de rotación, arrastrando simultáneamente a la misma velocidad, al compresor (8.2) y al motor-generador eléctrico (8.3), sin ningún mecanismo reductor de velocidad interpuesto.

Esta disposición permite prescindir de la utilización de dispositivos mecánicos entre turbina y generador, imprescindibles para reducir la velocidad

La velocidad nominal para todo el conjunto: *turbina/compresor/motor-generador eléctrico* se establece en de 48.000 revoluciones por minuto.

La turbina (8.1), de modo preferente, está conformada por un solo rodete de tipo radial con entrada de flujo tangencial desde el conducto (8.6) y salida axial por el conducto (8.7) del SCO_2 exhausto.

El rendimiento isoentrópico de la turbina, variable en función del régimen de funcionamiento, puede llegar al 90% a plena capacidad.

En una realización particular la turbina (8.1) puede equiparse con dos rodetes radiales para incrementar el salto entálpico y mejorar el rendimiento global del conjunto

El compresor (8.2), asegura la recirculación del fluido en el circuito, a la presión de operación de ≈ 200 bar y está configurado en un solo rodete de tipo radial con entrada de flujo axial por el conducto (8.8) y salida tangencial por el conducto (8.9).

En una realización particular, el rodete de tipo radial del compresor (8.2), puede ser sustituido por una bomba de discos rotativos de efecto Tesla. Ver figura 5.

El motor-generador eléctrico (8.3) está configurado como un motor asíncrono trifásico, de dos polos, con rotor en jaula de ardilla y devanado estatórico, que puede funcionar indistintamente como motor, o como generador asíncrono en determinadas condiciones.

Su velocidad sincrónica de 48.000 rpm para todo el conjunto, impuesta por exigencias en cuanto al rendimiento isoentrópico de la turbina (8.1), le obliga a operar a una frecuencia 800 Hz para producir o consumir indistintamente, corriente alterna trifásica a una tensión de 400 Vca.

Para lo cual, el circuito magnético (8.11) formado por el rotor y estator del motor-generador eléctrico (8.3), está formado por un paquete de chapa magnética de espesor no superior a 0,2 mm, de aleación de silicio, de grano orientado y alta permeabilidad, para disminuir al máximo las pérdidas por histéresis, y convenientemente aisladas entre sí, para disminuir las pérdidas parásitas por corrientes de Foucault.

Las pérdidas específicas en el circuito magnético (8.11), que supone el uso de dicha frecuencia, no representan una pérdida significativa en términos globales, supuesto que se compensan con la utilización de paquetes magnéticos con volúmenes de hierro más reducidos.

Esta reducción dimensional del circuito magnético (8.11) se ve favorecida además por el hecho de que altas velocidades de rotación comportan valores inferiores del par motor para una misma potencia y en consecuencia menores esfuerzos mecánicos.

El motor-generador (8.3) funciona totalmente inmerso en el fluido de potencia, el cual actúa como fluido refrigerante para absorber el calor desprendido por los devanados (8.12) y por el paquete magnético (8.11), para lo cual es atravesado por el flujo de entrada de SCO_2, a baja temperatura que procedente de la salida del enfriador frontal (15), ingresa en la unidad de potencia por la entrada (8.8), antes de alcanzar el rodete del compresor (8.2).

La baja viscosidad del SCO_2 minimiza las pérdidas de energía del conjunto rotante, por fricción

El aislamiento eléctrico para el devanado estatórico (8.12) del motor-generador asíncrono (8.3) se establece en "clases C y H", aptos para temperaturas > 180 ºC.

La energía eléctrica absorbida ó producida, es conducida al exterior por medio de conductores rígidos de cobre, provistos de aisladores pasamuros de cerámica (8.10), estancos, resistentes a las presiones y temperaturas de operación, que atraviesan la carcasa metálica.

El control y operación del motor-generador eléctrico (8.3) en sus distintas modalidades de funcionamiento se realiza por medio de la Unidad de control (9). Ver figura 9.

d) Enfriador (15) (Ver figura 7)

Después de haber cedido calor en el recuperador (11), la corriente de SCO_2 procedente de la salida de la turbina (8.1) todavía conserva una reducida cantidad de calor residual a una temperatura de ≈ 140 ºC que ya no es posible recuperar en el ciclo termodinámico y que es necesario retirar disipando a la atmósfera, para lo cual se utiliza el enfriador frontal (15).

Se trata de un intercambiador de calor instalado en el frente del vehículo, similar a lo que se conoce como *"radiador"* en los motores de combustión interna convencionales, aunque construido para una presión nominal de diseño de 400 bar, donde el SCO_2 circula por el interior de los tubos y que utiliza como fluido refrigerante el flujo de aire atmosférico que circula por el exterior de los tubos, proporcionado por el avance del vehículo y/o por un ventilador auxiliar (15.1) accionado por motor eléctrico.

Está configurado en forma de dos colectores laterales conectados entre sí por numerosos haces de tubos, de acero inoxidable AISI 316L, aleteados exteriormente, con un diámetro interior de 3 mm, con espesor adecuado para una presión nominal de diseño de 400 bar y una temperatura de diseño de 500 ºC.

Los haces tubulares están configurados de forma que la totalidad de los tubos adopte una ordenación espacial, triangular simétrica, para incrementar la turbulencia de la corriente de aire al atravesar la sección de paso intertubular.

La superficie de intercambio requerida debe ser establecida en cada caso, de acuerdo con la carga térmica a extraer.

La temperatura de salida de la corriente de SCO_2, establecida en 60 ºC, se regula por medio de una válvula termostática (16), (ver figura 1), colocada en el circuito de by-pass del intercambiador

e) Sistema de climatización del compartimento interior del vehículo. Ver figuras 1 y 2

La disponibilidad de SCO_2 en el ciclo termodinámico permite su utilización para la refrigeración del compartimento interior del vehículo, habilitando un circuito frigorífico secundario y unificando ambos servicios con un solo fluido de potencia.

La utilización de SCO_2 como fluido refrigerante para esta aplicación, permite además de simplificar el sistema, prescindir de la utilización de compuestos fluorocarbonados, (de uso generalizado en los vehículos con motores

de combustión interna convencionales), perjudiciales para la atmósfera debido a su gran efecto invernadero

La unidad de refrigeración para el aire acondicionado (ver figuras 1 y 2) comprende un circuito frigorífico integrado en el ciclo termodinámico de potencia, que utiliza elementos comunes del mismo, tales como el enfriador frontal (15) y una fracción marginal del fluido de potencia, lo cual le exige acomodarse a sus propios parámetros de funcionamiento, en cuanto a presión y temperatura de operación, para no distorsionar su funcionamiento ni penalizar su rendimiento.

Para lo cual, a la salida del enfriador frontal (15), una fracción de la corriente del fluido de potencia (adecuada a las necesidades de refrigeración del vehículo) se recircula a través del evaporador (23) pasando previamente por la válvula de expansión (25), donde desciende su temperatura, absorbiendo calor del ambiente.

El gas caliente aspirado por el compresor (22), accionado por motor eléctrico, e intercambiando previamente calor en el intercambiador tubular (26) con la corriente de entrada al evaporador (23), es comprimido y enviado de nuevo al enfriador frontal (15)

De modo preferente, para la recirculación del gas del circuito frigorífico se utiliza un compresor de membrana (22), exento de lubricación, para no contaminar el fluido de potencia

En una realización particular puede utilizarse un compresor centrífugo o un turbocompresor de alta velocidad, accionado por motor eléctrico, indistintamente.

6.4. Subunidad (SU4)

Dispositivos electromecánicos necesarios para incorporar al eje de propulsión del vehículo, la energía recuperada en el ciclo termodinámico (ver figura 10)

La energía eléctrica recuperada en la unidad de potencia (8) por medio del motor-generador (8.3) del ciclo termodinámico, se incorpora al eje de propulsión del vehículo por medio de un motor eléctrico de arrastre (12), acoplado a través de un mecanismo diferencial (13).

La configuración de la subunidad (SU4) incluye los siguientes elementos (ver figuras 9 y 10):

a) Motor de eléctrico de arrastre (12)

b) Mecanismo diferencial de acoplamiento mecánico (13)

c) Embrague unidireccional (14)

d) Unidad de control eléctrico (9)

e) Batería

a) Motor eléctrico de arrastre (12). Ver figura 10

Se trata de un motor eléctrico convencional (12), del tipo asíncrono trifásico, de tensión y frecuencia nominales de 400 Vca y 50 Hz respectivamente, con rotor de jaula de ardilla, apto para funcionamiento a velocidad variable alimentado por variador de frecuencia y acoplado al eje del motor térmico, a través de un mecanismo diferencial (13).

a) Mecanismo diferencial (13) (Ver figura 10)

Está compuesto por un tren de engranajes planetarios, donde el eje de entrada del motor térmico (13.1) mueve la rueda central (13.2) del engranaje que a su vez engrana con la corona (13.3) por medio de tres ruedas satélites (13.4).

La salida de potencia para la propulsión del vehículo se lleva a cabo por medio del eje (13.7) del portasatélites (13.6).

De modo preferente, la energía mecánica proporcionada por el motor eléctrico de arrastre (12) se introduce en el mecanismo haciendo girar la corona (13.3) en el sentido adecuado para que el par resultante de la composición de los pares proporcionados por el motor térmico (6) y el motor eléctrico de arrastre (12), resulte positivo y en la misma dirección, para lo cual la rueda dentada (13.5) accionada por el motor de arrastre (12), engrana sobre el dentado exterior de la corona (13.3).

En una realización particular puede adoptarse cualquier otra disposición de funcionamiento en el mecanismo diferencial que pueda resultar más apropiada a las características particulares del vehiculo

c) Embrague unidireccional (14) (Ver figura 10)

El extremo del eje del motor eléctrico de arrastre (12) está conectado mecánicamente a un embrague unidireccional (14) para bloquear, inmovilizar e impedir que la corona (13.3) gire en sentido contrario, cuando el motor eléctrico (12) deja de funcionar y sea el motor térmico (6), el que asuma en solitario el arrastre del vehículo.

d) Unidad de control eléctrico (9). (Ver figura 9)

La instalación eléctrica entre el motor-generador (8.3) de la unidad de potencia (8), el motor eléctrico de arrastre (12), la batería (10) y el resto de los servicios del vehículo, está configurada en forma de tres módulos operacionales.

El módulo 1 recibe la energía de la unidad de potencia (8) a 800 Hz y 400 Vac, cuando el motor-generador asincrónico (8.3) funciona como generador y la envía convenientemente modulada en tensión y frecuencia hasta un valor máximo de 400 Vca 50 Hz, al motor eléctrico de arrastre (12), para lo cual está compuesto de un puente rectificador trifásico (9.1), un Bus de corriente continua provisto de condensadores de alisamiento (9.2) y un variador trifásico de tensión y frecuencia (9.3) para regular la velocidad del motor, gobernado desde la unidad de control del vehículo.

El módulo 2 puede recibir y enviar energía eléctrica, indistintamente, para que el motor-generador asincrónico (8.3) funcione como motor o como generador, para lo cual esta equipado con dos transformadores (9.5) y (9.10), de 400/12 Vca, 800 Hz, un puente rectificador trifásico (9.6), un Bus de corriente continua provisto de condensadores de alisamiento (9.8) para alimentar los servicios eléctricos (9.9) y la batería estándar (10), de 12 Vcc, de acuerdo con las exigencias del vehículo.

El variador inversor (9.7), permite enviar en sentido inverso desde la batería, la energía necesaria, en forma de corriente alterna a través del transformador (9.10), al motor-generador asincrónico (8.3), para que funcione como motor durante la fase de puesta en marcha del ciclo termodinámico, y posteriormente al funcionar como generador, la corriente mínima necesaria para

facilitar la magnetización del estator y evitar las pérdidas de sincronismo manteniendo estable la frecuencia.

El módulo 3 está formado por una batería de condensadores (9.4) para aportar la energía reactiva necesaria para la magnetización del motor-generador asíncrono (8.3) en el servicio como generador

e) Batería (10)

La misión fundamental y única de la batería en esta invención, es la de asegurar y mantener un determinado nivel de almacenamiento de energía en grado suficiente para permitir la alimentación al motor-generador (8.3), en funcionamiento como motor, durante el proceso de arranque del ciclo termodinámico, en el momento de la puesta en marcha del vehículo, así como la utilización en breves periodos de tiempo, de algunos servicios eléctricos con el vehículo en reposo.

De modo preferente el dispositivo a utilizar es una batería de plomo similar a las utilizadas por los actuales motores de combustión interna convencionales, de las siguientes características:

- Tensión de servicio: 12 Vcc
- Capacidad: 100 Ah
- Intensidad de arranque, (CCA): 800 A

En una realización particular puede adoptarse cualquier otro dispositivo que mejor permita adaptarse a las características propias del vehículo.

7. Realización de la invención

Esta realización describe el procedimiento para la configuración de un motor de combustión interna de alto rendimiento, que permite la recuperación del calor residual de los sistemas de refrigeración y gases de escape, por medio de un sistema de subunidades compactas, como se ha definido previamente y que incluye un motor de combustión interna de pistón rotativo (SU2), un compresor de aire (SU1), un ciclo termodinámico BRAYTON con recuperador (SU3) y un motor eléctrico de arrastre con su sistema correspondiente de alimentación, maniobra y control, accionado por la energía eléctrica recuperada y acoplado al motor de combustión interna de pistón rotativo (SU4).

El sistema básico de interconexión entre las distintas subunidades se muestra en la figura 1.

La secuencia de operación del conjunto motor se inicia con la puesta en marcha del motor térmico (6), (ver figura 3), introduciendo en el cuerpo cilíndrico (6.1), a través de las toberas de admisión (6.12), aire comprimido previamente almacenado en el depósito (2), (ver figura 1), con la apertura de la electroválvula (18).

Cuando el pistón rotativo (6.6) inicia su rotación impulsado por el aire introducido y las cavidades (6.9) alcanzan las toberas de admisión (6.12) y se llenan de aire comprimido, se inicia la alimentación de combustible al motor por inyección directa gestionada por la unidad de control del vehículo a través de los inyectores (6.14) situados en el cuerpo cilíndrico (6.1)

Seguidamente se produce la chispa en el dispositivo de encendido (6.15) y la ignición de la mezcla carburante, o bien se autoinflama la mezcla carburante en el caso de los motores de encendido por compresión.

En ese momento las cavidades (6.9) ya han alcanzado el extremo del conducto de salida a la tobera de escape (6.13) que consiste en una abertura sobre el cuerpo cilíndrico, en forma de **"V"** que al avanzar el pistón se configura como una tobera de salida de paso variable, progresivo creciente por donde los gases quemados abandonan la cavidad provocando un esfuerzo de reacción que impulsa el giro hacia delante del pistón al mismo tiempo que la presión de los gases decrece gradualmente.

A continuación, las cavidades alcanzan la zona de salida directa a las toberas de escape (6.13), donde la presión los gases exhaustos, incrementada por la fuerza centrífuga, desciende hasta alcanzar su valor mínimo necesario para superar la pérdida de carga a su paso por el intercambiador de los gases de escape (7), y por la unidad de depuración catalítica (21), si la hubiere, antes de su salida definitiva a la atmósfera, repitiéndose de nuevo el ciclo cuando las cavidades alcanzan de nuevo las siguientes toberas de admisión.

Para el arranque del motor térmico en el caso de carencia total de aire comprimido, una opción alternativa es posible, accionando el motor eléctrico de arrastre (12) con energía procedente de la batería (10), inmovilizando al mismo tiempo el eje de salida hacia el vehículo (13.7), del mecanismo diferencial (13). (Ver figura 10)

La ignición de la mezcla carburante, (ver figura 3), impulsa el giro del pistón rotativo (6.6), proporcionando energía mecánica en ambos extremos del eje (6.5); en uno de ellos para impulsar el vehiculo y por el otro para impulsar el compresor

(4), el cual proporciona el caudal de aire necesario para mantener permanentemente la marcha regular del motor, al mismo tiempo que restablece en el depósito (2), a través de la válvula unidireccional (17), la cantidad de aire consumido en el arranque, (ver figura 1).

A partir de ese momento, al igual que sucede en los motores de combustión interna convencionales, el vehículo ya puede ser arrastrado a expensas exclusivamente de la potencia que proporciona el motor térmico, sin ninguna ayuda por parte del ciclo termodinámico, el cual aunque ya ha iniciado su calentamiento, solo comenzara a ser plenamente operativo transcurridos algunos minutos, dependiendo del régimen de funcionamiento, cuando alcance su temperatura nominal de operación, establecida en 450 ^{0}C.

Durante este periodo, el embrague unidireccional (14), ver figura 10, a falta del par motor aportado por el motor eléctrico de arrastre (12), inmoviliza la corona (13.3) impidiendo que gire en sentido contrario

En el momento del arranque, el fluido de potencia del ciclo, SCO_2, se encuentra en reposo en el interior del circuito en estado subcrítico, en forma de líquido en equilibrio con su vapor, a temperatura ambiente y a una presión en torno a ≈ 57 bar (variable con la temperatura ambiente)

La estabilidad de funcionamiento del motor térmico requiere, desde el mismo momento de su puesta en marcha, la retirada continua y permanente del calor producido por la ignición de la mezcla carburante y no transformado en trabajo mecánico útil, (variable de acuerdo con su régimen de funcionamiento), hasta alcanzar y no sobrepasar la temperatura de trabajo estable en torno a 450 ºC, lo cual exige, desde el primer momento, la recirculación del fluido de potencia del ciclo termodinámico.

El fluido de potencia, que inicialmente comienza su recirculación en condiciones subcríticas, inicia su calentamiento elevando su temperatura y aumentando su presión hasta alcanzar y sobrepasar el punto crítico (30,98 ºC, 73,77 bar, 467,6 kg/m^3), y continúa su escalada hasta alcanzar y estabilizarse en las condiciones nominales de operación: 200 bar, 450 ºC.

Las variaciones en la densidad y viscosidad que se producen en el fluido de potencia (SCO_2) debido a la elevación de su temperatura, hacen posible que la potencia requerida por el compresor para asegurar su recirculación, disminuya gradualmente hasta valores en torno al 30% de la energía producida por la turbina cuando se alcanza el estado supercrítico.

La recirculación del fluido de potencia, se realiza por medio del compresor (8.2) de la unidad de potencia (8), (ver figura 2), que en el momento del arranque del motor térmico (6), es accionado por medio del motor-generador eléctrico (8.3) funcionando en este caso como motor, alimentado por la energía eléctrica que le proporciona el puente rectificador-variador (9.7), a través el transformador (9.10) desde la batería (10) del módulo 2, (figura 9).

El fluido de potencia (ver figura 2), es impulsado a una presión de ≈ 200 bar por el compresor (8.2), al recuperador (11) donde se calienta intercambiando calor con la corriente procedente de la salida de la turbina (8.1) y a continuación se bifurca en dos corrientes separadas, una de las cuales atraviesa el cuerpo cilíndrico del motor (6.1) y la otra, el intercambiador recuperador de los gases de escape (7) donde elevan su temperatura hasta los 450 ºC y vuelven a agruparse en una sola para alimentar la turbina (8.1).

El fluido exhausto a la salida de la turbina (8.1), que todavía conserva una importante cantidad de calor, ingresa en el recuperador (7) donde intercambia calor, enfriándose elevando la temperatura de la corriente procedente del compresor (8.2) y a continuación se dirige al enfriador frontal (15) donde cede el calor residual inaprovechable del ciclo termodinámico, a la atmósfera.

Para acelerar el calentamiento del circuito, la válvula termostática (16), desvía durante el arranque la corriente de SCO_2 a través del by-pas del enfriador frontal (15), (ver figura 2), y regula y estabiliza dicha corriente a través del enfriador, cuando la temperatura del ciclo termodinámico alcanza sus valores de régimen

Cuando el salto térmico en la turbina supera los 120 ºC, ésta comienza a generar potencia mecánica suficiente para mover por si misma el conjunto compresor (8.2) y motor-generador (8.3), el cual, sobrepasando la velocidad sincrónica, (48.000 rpm), cambia su régimen de funcionamiento a generador, enviando energía al motor eléctrico de arrastre (12), a través del conjunto puente rectificador, variadores (9.1), (9.3) del módulo 1 de la figura 9 y al mismo tiempo, recarga la batería y alimenta los servicios eléctricos del vehiculo (9.9), a través del transformador (9.5), pasando por el puente rectificador (9.6), (9.8).

La energía enviada al motor-generador (8.3), desde la batería (10) por medio del puente rectificador (9.7) a través del transformador (9.10), para su funcionamiento como motor, disminuye gradualmente al pasar a funcionamiento como generador, hasta alcanzar el mínimo valor de seguridad, indispensable para asegurar la magnetización del estator y mantener el sincronismo del conjunto

La batería de condensadores (9.4) del módulo 3, (figura 9), aporta en este caso la energía reactiva necesaria para la magnetización del circuito magnético, al mismo tiempo que eleva sensiblemente el factor de potencia del conjunto disminuyendo la intensidad eléctrica sobre el puente rectificador variador (9.7).

La velocidad y el par del motor eléctrico de arrastre (12), se regulan y sincronizan con la del motor térmico por medio de la unidad de control del vehículo

La aceleración y deceleración del motor térmico (6) se realiza aumentando o disminuyendo el caudal de aire impulsado por el compresor (4), recirculando a la aspiración una parte del mismo por medio de la válvula de mariposa (20), (ver figura 1) situada en la tubería de bypass entre impulsión y aspiración, al mismo tiempo que la unidad de control del vehículo dosifica adecuadamente la proporción de combustible de la mezcla carburante en función del caudal de aire.

La máxima aceleración se consigue con el cierre total de la válvula de mariposa (20), permitiendo que la totalidad del aire producido por el compresor (4) ingrese íntegramente en el cuerpo cilíndrico (6.1) del motor térmico.

La mínima aceleración se consigue con la máxima apertura de la válvula (20), que proporcione el mínimo caudal de aire necesario a la entrada del motor térmico para mantenerlo en régimen de ralentí, ajustando su posición adecuada, por medio de un tope mecánico regulable en la válvula (20), que impida una mayor apertura

El comportamiento del motor objeto de esta invención, en las aceleraciones y deceleraciones del motor térmico (6) resulta similar al de los motores convencionales de combustión interna, si bien, puede obtenerse una aceleración o deceleración puntual mucho más elevada y potente, con una adecuada gestión

simultánea del par y velocidad del motor eléctrico de arrastre (12) por medio del variador de frecuencia (9.3) gestionado desde la unidad de control del vehículo, (ver figura 9)

La parada del motor se realiza desde la unidad central de control del vehículo, interrumpiendo las alimentaciones de combustible al motor térmico (6) y de energía eléctrica a los dispositivos de encendido, (en el caso de los motores de encendido provocado), cesando instantáneamente la producción de potencia del motor térmico (6), con lo cual se interrumpe el envío de aire comprimido desde el compresor (4).

Al interrumpirse la aportación de calor al ciclo termodinámico, la unidad de potencia (8) continúa funcionando algunos minutos más, a expensas del calor residual, recirculando el fluido de potencia y produciendo energía eléctrica en el motor-generador (8.3) para recargar la batería (10), aunque perdiendo revoluciones gradualmente.

Cuando la velocidad desciende por debajo del umbral de la velocidad sincrónica, (48.000 rpm), cesa la producción de energía eléctrica en el motor-generador (8.3) aunque continúa la recirculación y el enfriamiento del fluido el cual al descender su temperatura por debajo del punto crítico retorna al estado subcrítico cesando la recirculación y enfriándose lentamente hasta alcanzar la temperatura ambiente.

La calefacción interior del vehículo, (realizada en los motores convencionales con el agua líquida procedente de la refrigeración del motor, con una temperatura en torno a los 90 ºC), se realiza en esta invención utilizando el calor que incorpora la corriente de aire comprimido procedente del compresor (4) con una temperatura en torno a los 260 ºC, la cual antes de su entrada en el motor térmico, puede circular a través de un calentador tubular de aire (3) regulado por medio de la válvula termostática (19).

La refrigeración del compartimento interior del vehículo, cuando se requiere, (ver figura 1 y 2) se inicia con la puesta en marcha del compresor (22) el cual deriva una parte marginal del fluido de potencia de la salida del enfriador frontal (15) hacia el circuito frigorífico, a través del evaporador (23) pasando previamente por la válvula de expansión (25) donde desciende su temperatura absorbiendo calor del ambiente.

El gas caliente aspirado por el compresor (22), es comprimido e intercambiando previamente calor en el intercambiador tubular (26) con la corriente de entrada al evaporador (23), es enviado de nuevo a la entrada del enfriador frontal (15) para su refrigeración.

8. CARACTERIZACIÓN DE LA INVENCIÓN

La presente invención se caracteriza por incrementar el rendimiento de los motores de combustión interna en general y más concretamente de aquellos destinados a la propulsión de vehículos de transporte de cualquier clase, disminuyendo su consumo específico de combustible para las mismas prestaciones y en consecuencia, disminuyendo el impacto ambiental al reducirse en la misma proporción, la emisión de calor al ambiente así como el vertido a la atmosfera de dióxido de carbono y de otros gases nocivos y de efecto invernadero procedentes de la ignición del combustible, así como por la inexistencia de fluidos hidrofluorocarbonados procedentes de los sistemas de climatización del vehículo.

En la Tabla 1 pueden visualizarse los parámetros más significativos, a distintos regímenes de operación, de un típico motor convencional de combustión interna, destinado al arrastre de un vehículo de transporte, de las siguientes características:

- Número de cilindros: 4
- Cilindrada total: 1.998 cm^3
- Tipo de encendido: provocado
- Tipo de combustible: gasolina de 95 octanos, poder calorífico inferior = 43.930 kJ/kg ºC

TABLA 1

BALANCE ENERGÉTICO DE UN MOTOR CONVENCIONAL DE COMBUSTIÓN INTERNA

(Poder calorífico inferior del combustible: 43.930 kJ/kg ºC)

Motor térmico	Velocidad de rotación	1.000 rpm		3.000 rpm		4.500 rpm		6.000 rpm	
	Consumo específico de combustible: kg/h	5,29		13,9		23,71		31,367	
	Calor total aportado por el combustible J/s	64.601	100%	169.618	100%	289.327	100%	382.764	100%
	Calor disipado en el refrigerante J/s	13.397	20,74%	56.339	33,22%	73.328	25,34%	88.406	23,10%
	Calor perdido en los gases de escape J/s	11.971	18,53%	43.417	25,60%	80.409	27,79%	113.187	29,57%
	Combustión incompleta y otras pérdidas J/s	19.838	30,71%	12.622	7,44%	54.930	18,99%	79.330	20,73%
	Calor transformado en potencia útil J/s	**19.395**	**30,02%**	**57.240**	**33,75%**	**80.660**	**27,88%**	**101.841**	**26,61%**

En la tabla se puede observar que el rendimiento energético global de este tipo de motores oscila entre el 26% y el 34%, variable de acuerdo con la velocidad de rotación

En la Tabla 2 se recogen los valores teóricos del motor de alto rendimiento, objeto de esta invención, formado por el motor térmico y el ciclo combinado BRAYTON, donde para obtener la misma potencia útil del motor de combustión interna convencional equivalente, descrito en la tabla 1, solo se requiere un consumo de combustible en torno al ≈ 50%

TABLA 2

BALANCE ENERGÉTICO DEL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA DE ALTO RENDIMIENTO, OBJETO DE ESTA INVENCIÓN (Poder calorífico inferior del combustible: 43.930 kJ/kg ºC)									
Motor térmico	Velocidad de rotación	500 rpm		1.500 rpm		2.250 rpm		3.000 rpm	
	Consumo específico teórico de combustible: kg/h	**2,82**		**6,52**		**10,61**		**13,60**	
	Calor total aportado por el combustible: J/s	34.430	100%	79.526	100%	130.342	100%	165.958	100%
	Calor disipado en el refrigerante: J/s	7.141	20,74%	26.419	33,22%	33.029	25,34%	38.336	23,10%
	Calor perdido en los gases de escape: J/s	6.380	18,53%	20.359	25,60%	36.222	27,79%	49.074	29,57%
	Combustión incompleta y otras pérdidas: J/s	10.574	30,71%	5.917	7,44%	24.752	18,99%	34.403	20,73%
	Calor transformado en potencia útil: J/s	**10.336**	**30,02%**	**26.840**	**33,75%**	**36.339**	**27,88%**	**44.161**	**26,61%**
Ciclo termodinámico									
	Calor aportado por el refrigerante: J/s	7.141		26.419		33.029		38.336	
	Calor aportado por los gases de escape: J/s	6.380		20.359		36.222		49.074	
	Calor aportado total J/s	13.521		46.777		59.251		87.410	
	Calor transformado en potencia útil: J/s	9.059	67.00%	30.405	65,00%	44.321	64,00%	57.691	66.00%
Total	Potencia útil total: motor térmico + ciclo termodinámico: J/s	**19.395**	**56.33%**	**57.245**	**71,97%**	**80.660**	**61,89%**	**101.841**	**61,37%**

La Tabla 3 muestra en detalle, el ahorro teórico de combustible para cada uno de los regímenes de funcionamiento equivalentes para cada motor

TABLA 3

BALANCE ENERGÉTICO COMPARATIVO ENTRE AMBOS MOTORES (Poder calorífico inferior del combustible: 43.930 kJ/kg ºC)				
	Motor convencional			
	1.000 rpm	3.000 rpm	4.500 rpm	6.000 rpm
Consumo específico de combustible: kg/h	5,29	13,9	23,71	31,367
	Motor de alto rendimiento objeto de esta invención			
	500 rpm	1.500 rpm	2.250 rpm	3.000 rpm
Consumo específico teórico de combustible: kg/h	2,82	6,52	10,61	13,60
Ahorro teórico de combustible: kg/h	**2,47 (46,69%)**	**7,38 (53,09%)**	**13,10 (55,25%)**	**17,76 (56,67%)**

9. ANEXOS

Planos y esquemas enumerados en el apartado 5, donde se describen en detalle los diagramas y componentes de esta invención.

REIVINDICACIONES

1. Un motor de combustión interna de alto rendimiento, caracterizado porque además de transformar en trabajo mecánico útil una parte de la energía extraída del combustible, limitada por su rendimiento termodinámico, hace posible además, la recuperación de la energía no transformada en trabajo mecánico útil, contenida en forma de calor en los gases de escape, así como la que proviene de su refrigeración, para su posterior transformación, por medio de un ciclo termodinámico, en potencia útil adicional, que añadida a la que ya proporciona el propio motor en si mismo, incrementa el rendimiento global del conjunto. Que comprende:

   a) Una subunidad (SU2), de motor térmico, (figura 1), que comprende:

      a.1) Un motor térmico (6), (figura 3), constituido por un bloque formado por un "cilindro-pistón rotativo", (6.1), (6.6), en el que se genera la potencia mecánica a partir de la inflamación de la mezcla carburante formada por aire atmosférico comprimido, procedente del compresor (4), de la subunidad SU1, y el combustible aportado por inyección directa en la proporción adecuada, refrigerado por medio de una corriente de dióxido de carbono en estado supercrítico que permite recuperar la energía del combustible, no transformada en trabajo mecánico útil, tanto la desprendida desde el cilindro horizontal (6.1) y las carcasas (6.3), como la contenida en los gases de escape, para ser utilizada como fuente de aporte de calor en un ciclo termodinámico de potencia.

   b) Una subunidad (SU1) de aporte de aire comprimido al motor térmico, (figura 1), que comprende:

      b.1) Una unidad de compresión de aire, formada por un compresor alternativo estándar (4) (figura 1), compuesto por dos conjuntos de cilindro-pistón montados en "V", agrupados en paralelo, con pistones de simple efecto alojados en el interior de cilindros provistos de aletas externas para refrigeración natural, que accionado por el propio motor térmico (6), aspira, comprime e introduce en el motor térmico (6), el aire atmosférico necesario a la presión adecuada, tomado del exterior a través del filtro (1), utilizado para elaborar la mezcla carburante.

      b.2) Un radiador de calefacción (3) (figura 1), equipado con una válvula termostática (19), que atravesado por el aire comprimido procedente del compresor (4), permite utilizar el calor contenido en el aire, como medio de calefacción del compartimento interior del vehículo, antes de su introducción en el motor térmico (6).

      b.3) Un depósito de presión del aire comprimido (2), (figura 1), que opera como amortiguador de pulsaciones y pulmón de almacenamiento para el arranque del motor, para lo cual está equipado con una válvula unidireccional de retención (17) y una válvula de descarga con accionamiento eléctrico (18), que proporciona una corriente de salida de aire comprimido para iniciar la puesta en marcha del motor térmico (6).

b.4) Una válvula de mariposa (20) (figura 1), que realiza las funciones de acelerador/decelerador, reciclando hacia la aspiración toda o parte de la corriente de aire impulsada por el compresor (4).

c) Una subunidad (SU3) de ciclo termodinámico (figura 1), que comprende:

c.1) Un ciclo termodinámico de potencia, modelo BRAYTON cerrado (figura 2), caracterizado porque permite recuperar la energía proporcionada por el combustible no transformada en trabajo útil por el motor térmico (6), desprendida desde el cilindro horizontal (6.1), desde las carcasas (6.3) y la contenida en los gases de escape, para su transformación en potencia electromecánica útil, utilizando para ello, como fluido de potencia, una corriente de dióxido de carbono en estado supercrítico (SCO_2), que comprende:

c.1.1) Dos unidades de aporte de calor que comprenden:

c.1.1.1) El propio cilindro horizontal (6.1) y las carcasas (6.3) del motor térmico (6) (figura 3), que operan como un intercambiador, para introducir el calor desprendido, en el ciclo termodinámico.

c.1.1.2) Un recuperador de calor de los gases de escape, formado por un intercambiador (7), por medio del cual, el calor recuperado se introduce en el ciclo termodinámico.

c.1.2) Una unidad de potencia (8), que comprende una turbina (8.1), un compresor (8.2) y un motor-generador eléctrico (8.3) (figura 2), alineados sobre un eje común, en forma de una unidad compacta y dispuestos en el interior de una carcasa metálica cerrada, hermética (8.4), resistente a la presión interna.

c.1.3) Un recuperador de calor (11), formado por un intercambiador, por medio del cual se recupera una parte del calor del fluido de potencia exhausto, a la salida de la turbina (8.1), para ser reintroducido de nuevo en el ciclo termodinámico.

c.1.4) Un enfriador frontal (15), formado por una unidad de intercambio del calor, compuesta de numerosos haces tubulares, por el que se disipa a la atmósfera, el calor residual del ciclo termodinámico.

c.2) Un sistema para la climatización para el compartimento interior del vehículo, que comprende un circuito de frigorífico para el aire acondicionado (figura 2), integrado en el ciclo termodinámico de potencia, que utiliza como elementos comunes el enfriador frontal (15) y una fracción marginal del fluido de potencia, que comprende:

c.2.1) Un compresor (22), de membrana, exento de lubricación, para la recirculación del fluido refrigerante (SCO_2), provisto de un intercambiador de calor tubular (26).

c.2.2) Un intercambiador evaporador (23) equipado por una válvula de expansión (25), situado en el compartimento interior del vehículo.

d) Una subunidad (SU4) (figura 1), que integra los dispositivos electromecánicos necesarios para incorporar al eje de propulsión del

vehículo, la energía recuperada en el ciclo termodinámico de potencia, en forma de potencia electromecánica adicional, que comprende:

d.1) Un motor eléctrico de arrastre (12), modelo asíncrono trifásico, con rotor de jaula de ardilla, de tensión y frecuencia nominales, 400 Vca y 50 Hz, respectivamente, apto para funcionamiento a velocidad variable, alimentado por variador de frecuencia.

d.2) Un mecanismo diferencial (13) de acoplamiento mecánico, compuesto por un tren de engranajes planetarios y un embrague unidireccional (14) para incorporar la potencia proporcionada por el motor de arrastre (12) al eje de propulsión del vehículo.

d.3) Una unidad de control eléctrico (9), (figura 9), que comprende:

d.3.1) Un módulo operacional, denominado como (módulo 1), que comprende un puente rectificador trifásico (9.1), que opera a 400 Vac 800 Hz, y recibe energía del motor motor-generador eléctrico (8.3), un Bus de corriente continua provisto de condensadores de alisamiento (9.2) y un variador trifásico de tensión y frecuencia (9.3) que opera 400 Vca 50 Hz y alimenta y controla la velocidad del motor de arrastre (12).

d.3.2) Un módulo operacional, denominado como (módulo 2), que comprende un transformador (9.5) que opera a 400/12 Vca, 800 Hz y recibe energía del motor-generador eléctrico (8.3), un puente rectificador trifásico (9.6) que suministra energía al Bus de corriente continua provisto de condensadores de alisamiento (9.8) para alimentar a la batería (10) y a los servicios eléctricos del vehículo (9.9), y un variador inversor (9.7), que opera a 12 Vcc/ac, 800 Hz para alimentar el transformador (9.10), que opera a 12/400 Vca, que permite enviar energía eléctrica en forma de corriente alterna, desde la batería (10) al motor-generador asincrónico (8.3).

d.3.3) Un módulo operacional, denominado como (módulo 3), que contiene la batería de condensadores (9.4) para proporcionar y controlar la energía reactiva del sistema.

d.4) Una batería eléctrica (figura 9), para asegurar y mantener el nivel de almacenamiento de energía suficiente para permitir la alimentación al motor-generador (8.3), durante el proceso de arranque del ciclo termodinámico, en la puesta en marcha del vehículo, así como para la alimentación del resto de los servicios eléctricos del vehículo.

2. Motor de combustión interna de alto rendimiento según reivindicación 1, caracterizado porque motor térmico (6) (figura 3), según reivindicación a.1), incorpora un cilindro (6.1) formado por un anillo de acero al carbono aleado, con su eje en posición horizontal, resistente a la presión, donde se encuentran alineadas en sentido circunferencial y uniformemente distribuidas, las toberas de entrada de aire comprimido (6.12), las toberas de salida de los gases de escape (6.13), los inyectores de combustible (6.14) y los alojamientos de los dispositivos de encendido (6.15), que además es atravesado en sentido longitudinal por numerosos canales tubulares (6.2) por donde circula el fluido refrigerante, (SCO_2).

3. Motor de combustión interna de alto rendimiento según reivindicación 1, caracterizado porque el motor térmico (6) (figura 3), según reivindicación a.1), incorpora un pistón rotativo (6.6), formado por un cilindro metálico provisto de cuatro cavidades (6.9), uniformemente repartidas sobre su periferia, que constituyen las cámaras de combustión, que solidario a su eje de rotación (6.5), gira sin rozamiento y sin lubricación, en el interior del cilindro horizontal (6.1) con movimiento de rotación simple.

4. Motor de combustión interna de alto rendimiento según reivindicación 1, caracterizado porque el ciclo termodinámico (figura 2), según reivindicación c.1) incorpora como recuperador de calor de los gases de escape, un intercambiador (7) (figura 8), según reivindicación c.1.1.2) de los denominados comercialmente como de circuito impreso, *"Printed Circuit Heat Exchanger" (PCHE),* configurado en forma de placas modulares agrupadas, provistas de numerosos microcanales con reducidas separaciones y secciones de paso, construido en acero inoxidable AISI 316L, apto para presiones y temperaturas de diseño de 400 bar, 900 ºC respectivamente, con circulación de los flujos en contracorriente.

5. Motor de combustión interna de alto rendimiento según reivindicación 1, caracterizado porque el ciclo termodinámico (figura 2), según reivindicación c.1) incorpora una unidad de potencia (8) (figura 4), según reivindicación c.1.2), que comprende:

5.1. Una turbina (8.1) (figura 4), que transforma la energía contenida en el fluido de potencia, en potencia mecánica de rotación, a una velocidad nominal de 48.000rpm, conformada por un solo rodete de tipo radial con entrada de flujo tangencial desde el conducto (8.6) y salida axial por el conducto (8.7), del fluido de potencia exhausto.

5.2. Un compresor (8.2) (figura 4), que asegura la recirculación del fluido en el circuito, a la presión de operación de ≈ 200 bar y está configurado en un solo rodete de tipo radial con entrada de flujo axial por el conducto (8.8) y salida tangencial por el conducto (8.9), cuya velocidad nominal de rotación es de 48.000rpm.

5.3. Un motor-generador eléctrico (8.3) (figura 4), que puede funcionar como generador o motor indistintamente, cediendo ó absorbiendo energía mecánica a ó de la turbina (8.1) en cada caso, que opera inmerso en el fluido de potencia, el cual actúa como refrigerante, que está configurado como un motor asíncrono trifásico de dos polos, con rotor en jaula de ardilla, que opera a una frecuencia de 800 Hz, tensión nominal de 400 Vca y una velocidad sincrónica de 48.000rpm, cuyo circuito magnético (8.11) está formado por chapa magnética de espesor no superior a 0,2 mm, de aleación de silicio, de grano orientado y alta permeabilidad y posee además un devanado (8.12), con aislamiento eléctrico normalizado IEC, clases C y H, apto para el servicio a alta temperatura.

5.4. Una carcasa metálica hermética (8.4) (figura 4), apta para presiones internas de operación de hasta 400 bar, que aloja en su interior, la turbina (8.1), el compresor (8.2) y el motor-generador eléctrico (8.3), alineados y ensamblados sobre un único eje común, soportado por tres cojinetes cerámicos (8.5) lubricados por el propio fluido de potencia y atravesada por conductores eléctricos provistos de aisladores pasamuros de cerámica

(8.10), resistentes a la presión interna, para las interconexiones eléctricas del motor-generador (8.3) con la unidad de control eléctrico (9).

6. Motor de combustión interna de alto rendimiento según reivindicación 1, caracterizado porque el ciclo termodinámico (figura 2) según reivindicación c.1), incorpora como recuperador de calor del fluido de potencia exhausto, a la salida de la turbina (8.1), un intercambiador (11) (figura 6), según reivindicación c.1.3), de los denominados comercialmente como de circuito impreso, *"Printed Circuit Heat Exchanger" (PCHE),* configurado en forma de placas modulares agrupadas, provistas de numerosos microcanales con reducidas separaciones y secciones de paso, construido en acero inoxidable AISI 316L, apto para presiones y temperaturas de diseño de 400 bar, 600 ºC respectivamente, con dirección de los flujos en sentido transversal.

7. Motor de combustión interna de alto rendimiento según reivindicación 1, caracterizado porque el ciclo termodinámico (figura 2) según reivindicación c.1) incorpora para la extracción del calor residual del ciclo, un enfriador frontal (15) (figura 7), según reivindicación c.1.4), que comprende dos colectores laterales conectados entre sí por numerosos haces tubulares, de acero inoxidable AISI 316L, aleteados exteriormente, con un diámetro interior de 3 mm, aptos para operar a una presión nominal de diseño de 400 bar y una temperatura de diseño de 500 ºC, donde por el interior de los mismos circula el fluido de potencia, el cual intercambia calor con el aire atmosférico exterior cuyo flujo es activado por un ventilador auxiliar (15.1).

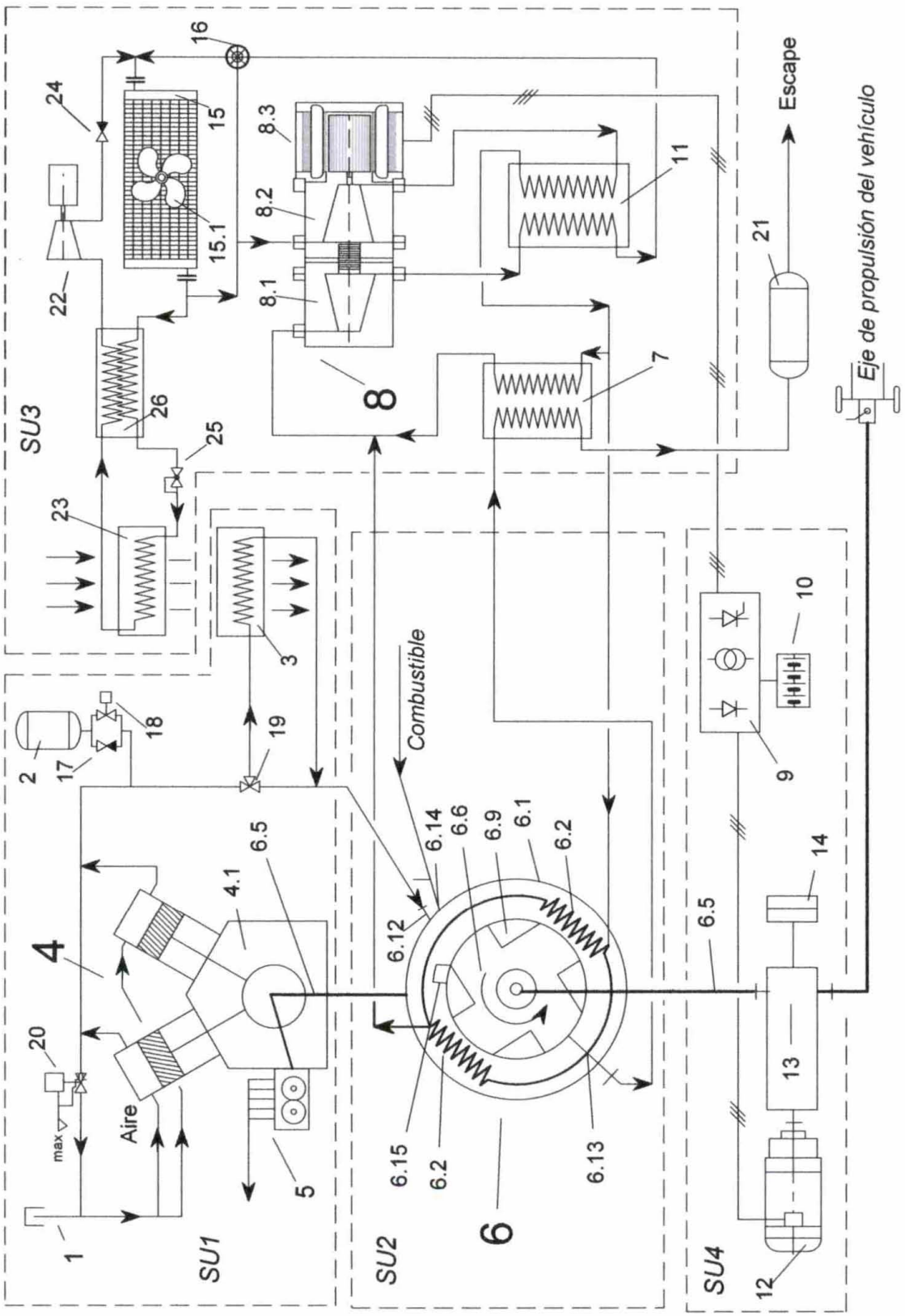


Figura 1. Representación esquemática general del motor de combustión interna de alto rendimiento

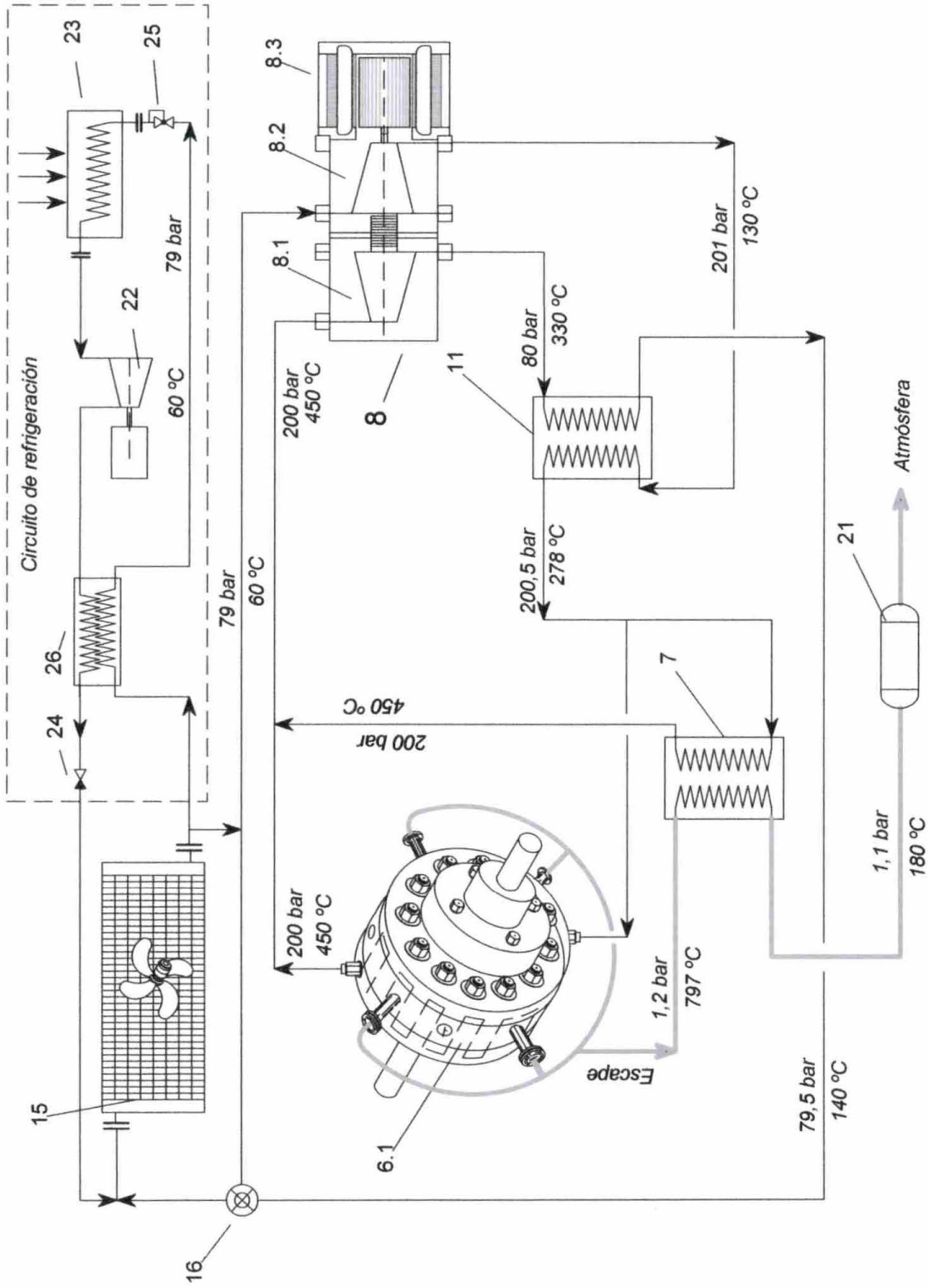


Figura 2. Configuración del ciclo termodinamico. Esquema de proceso

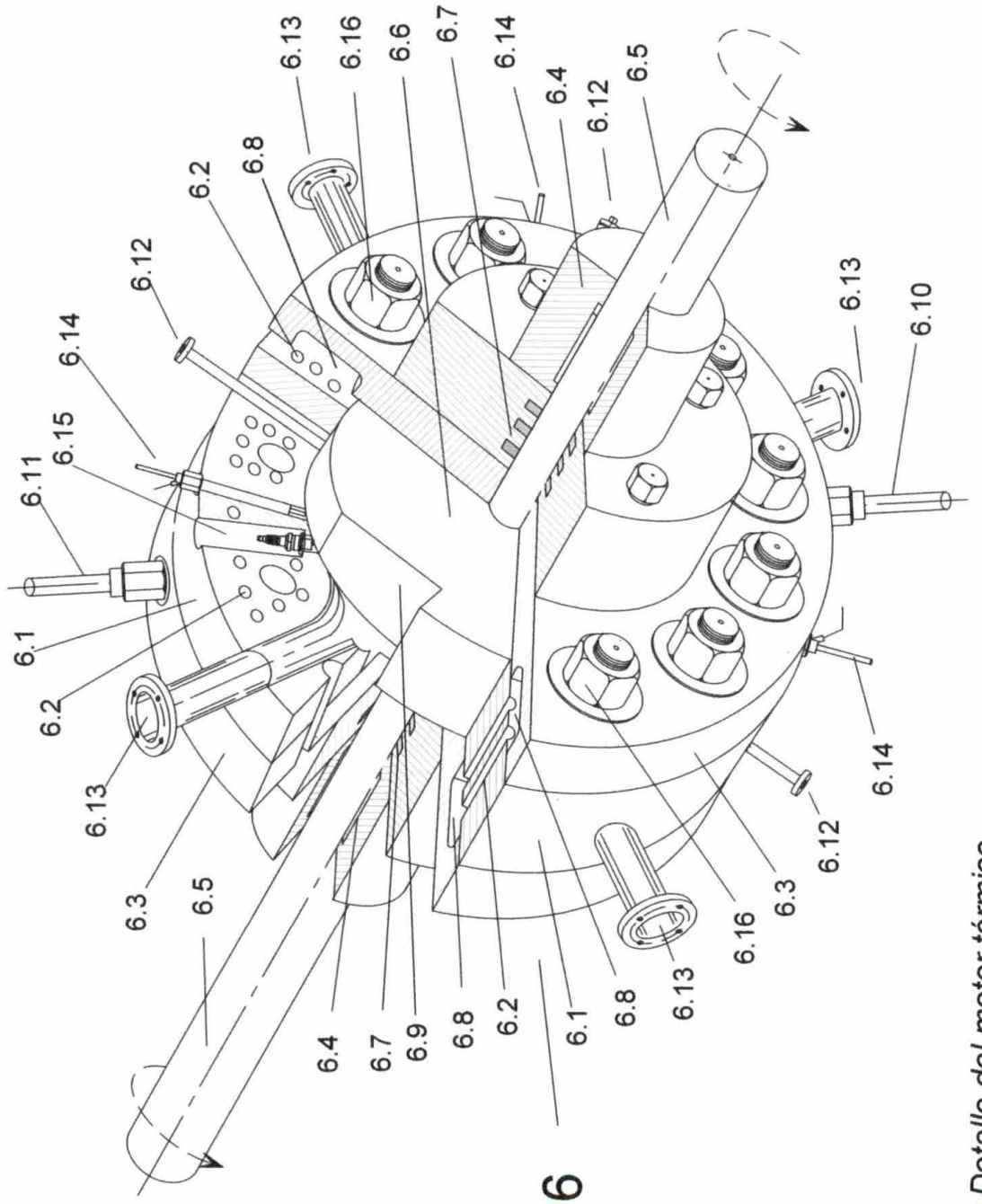


Figura 3 Detalle del motor térmico

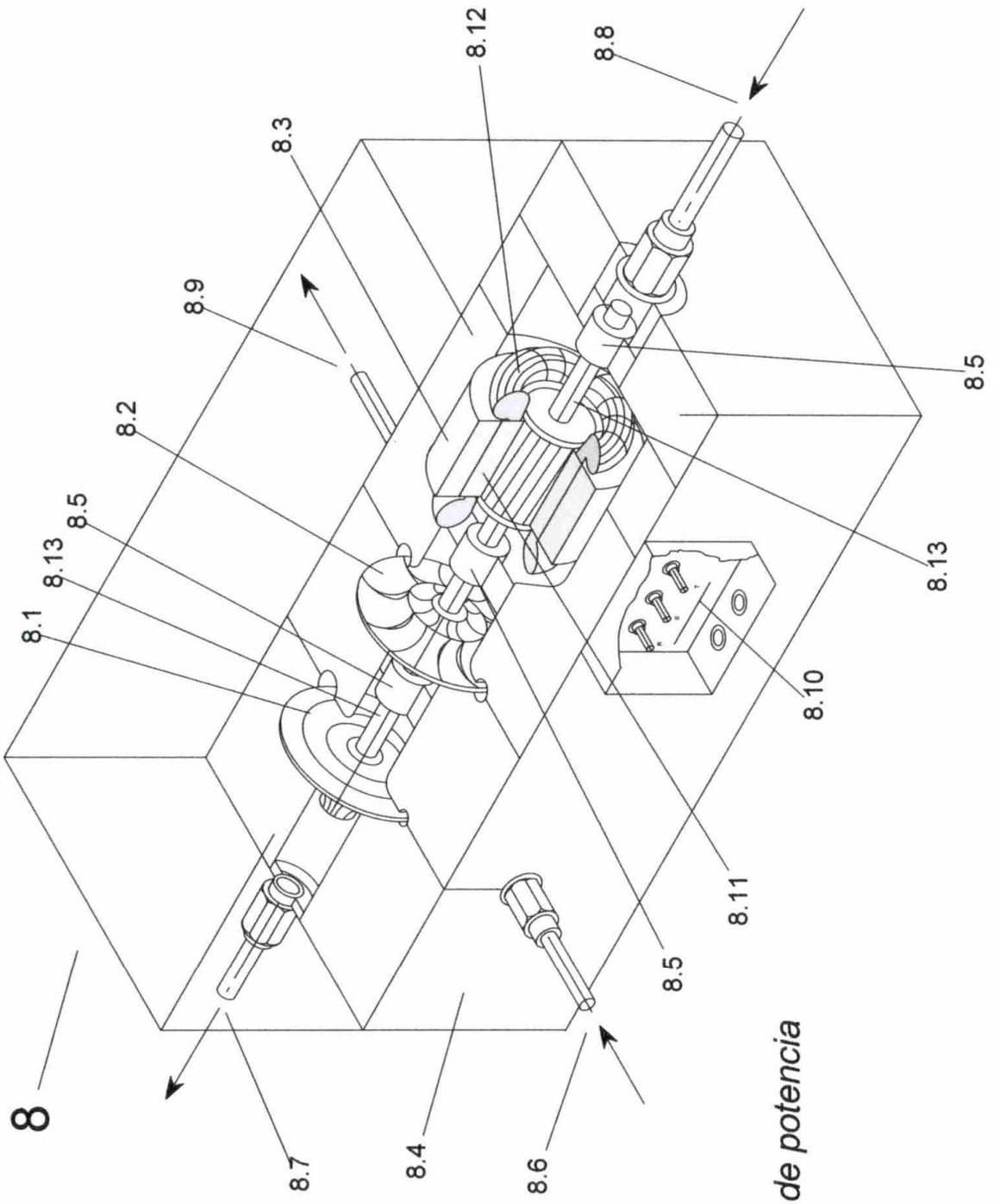


Figura 4 Grupo de potencia

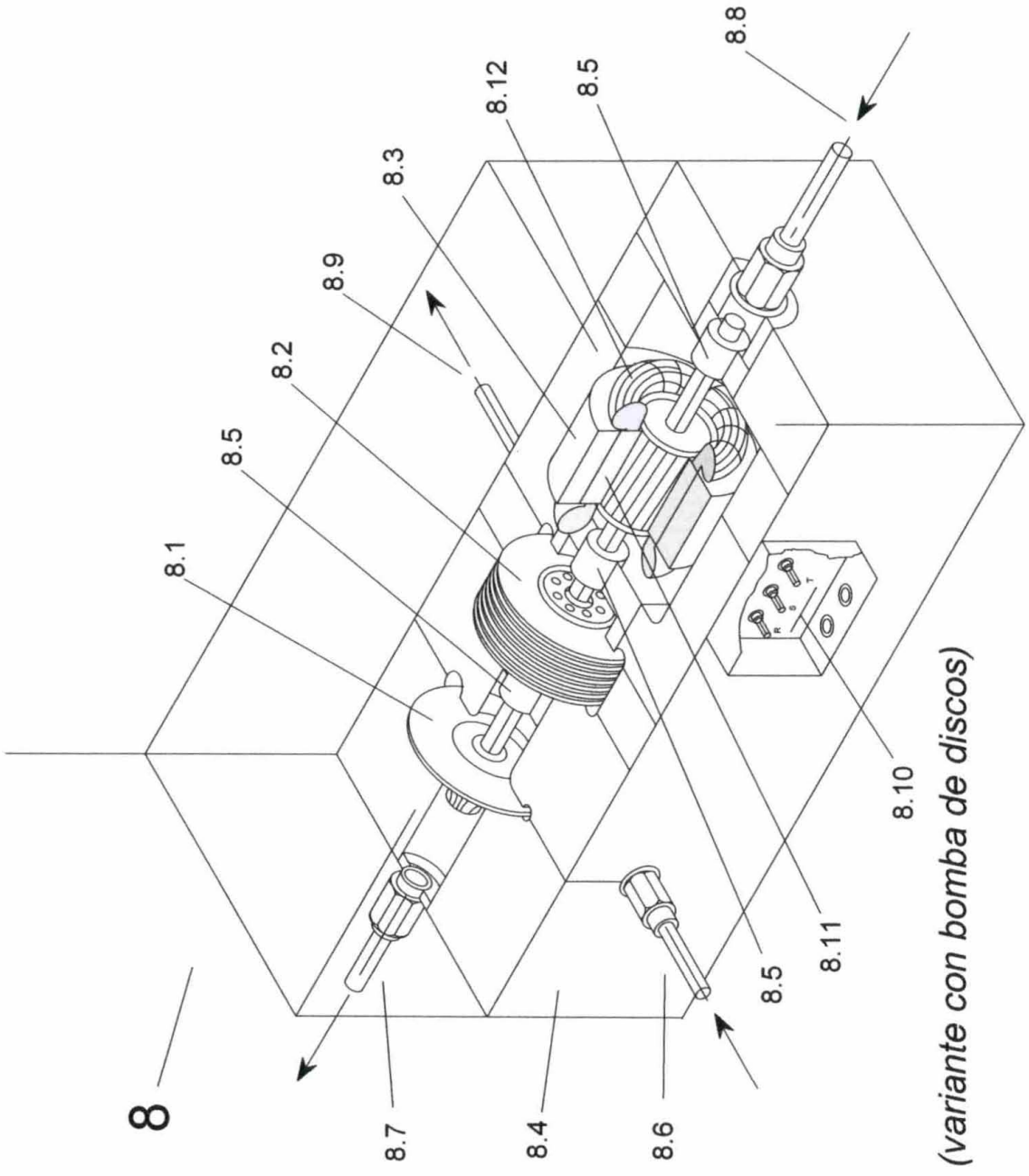


Figura 5 Grupo de potencia (variante con bomba de discos)

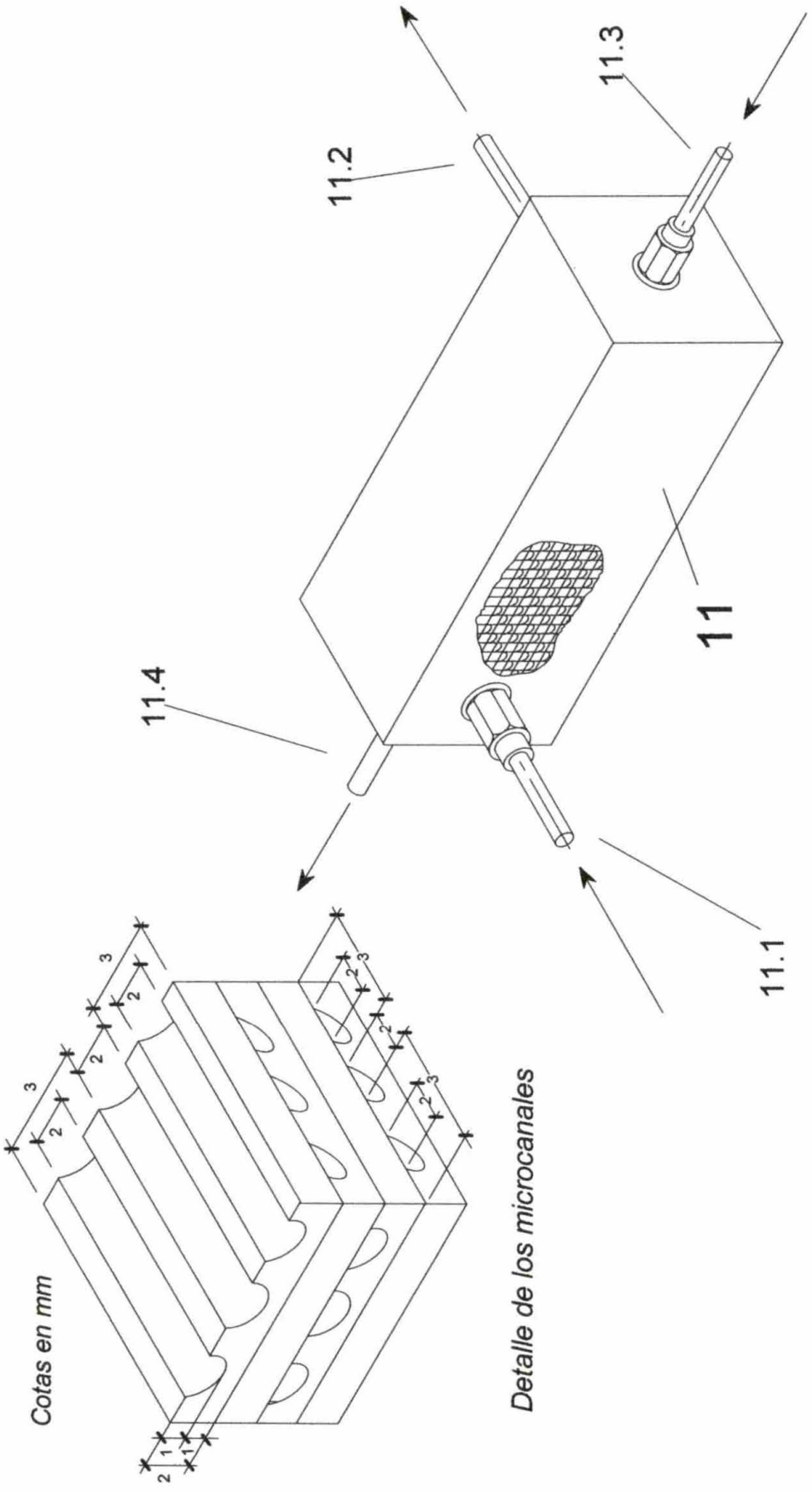


Figura 6 Recuperador

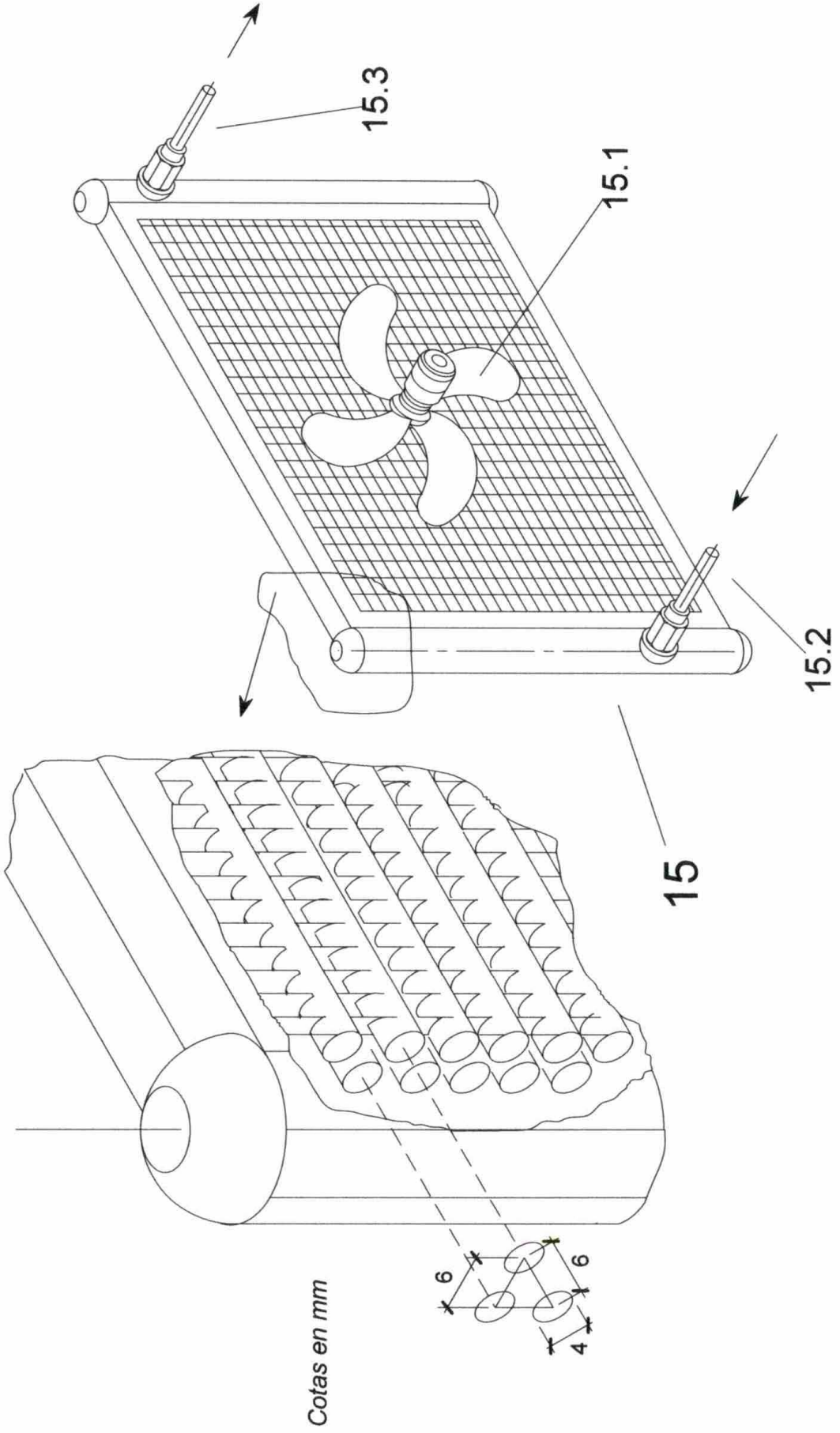


Figura 7. Enfriador frontal

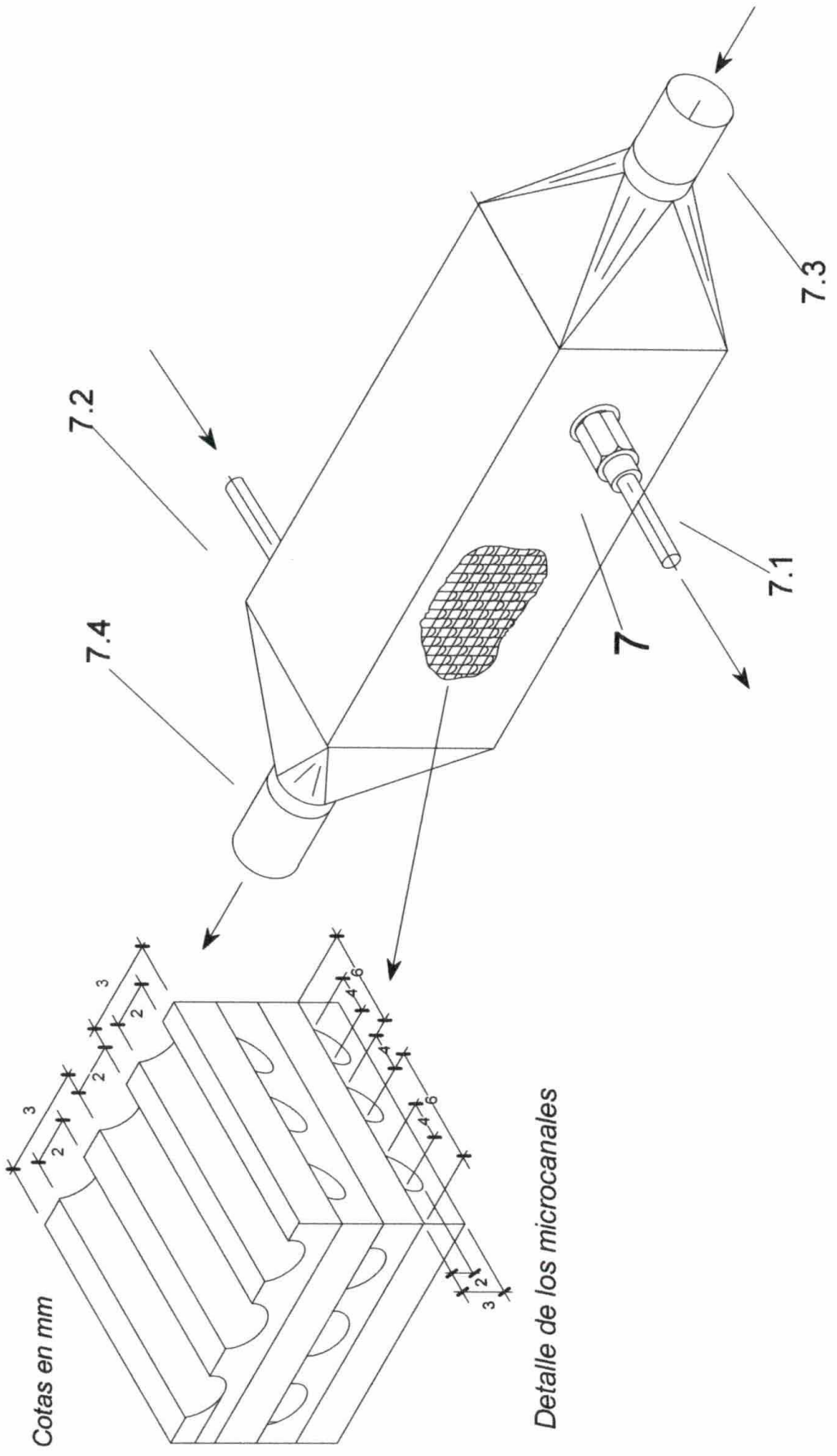


Figura 8. Intercambiador de gases de escape

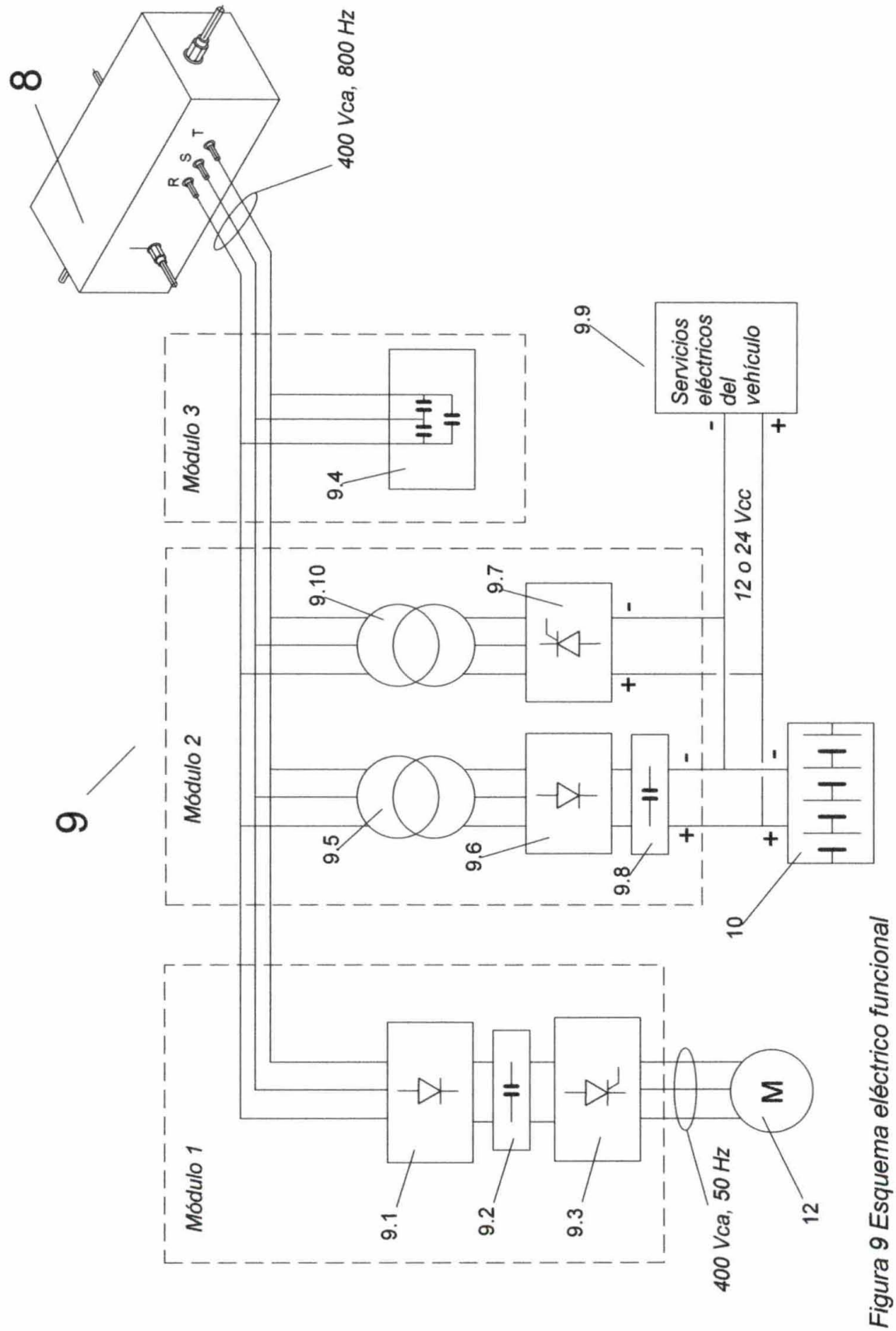


Figura 9 Esquema eléctrico funcional

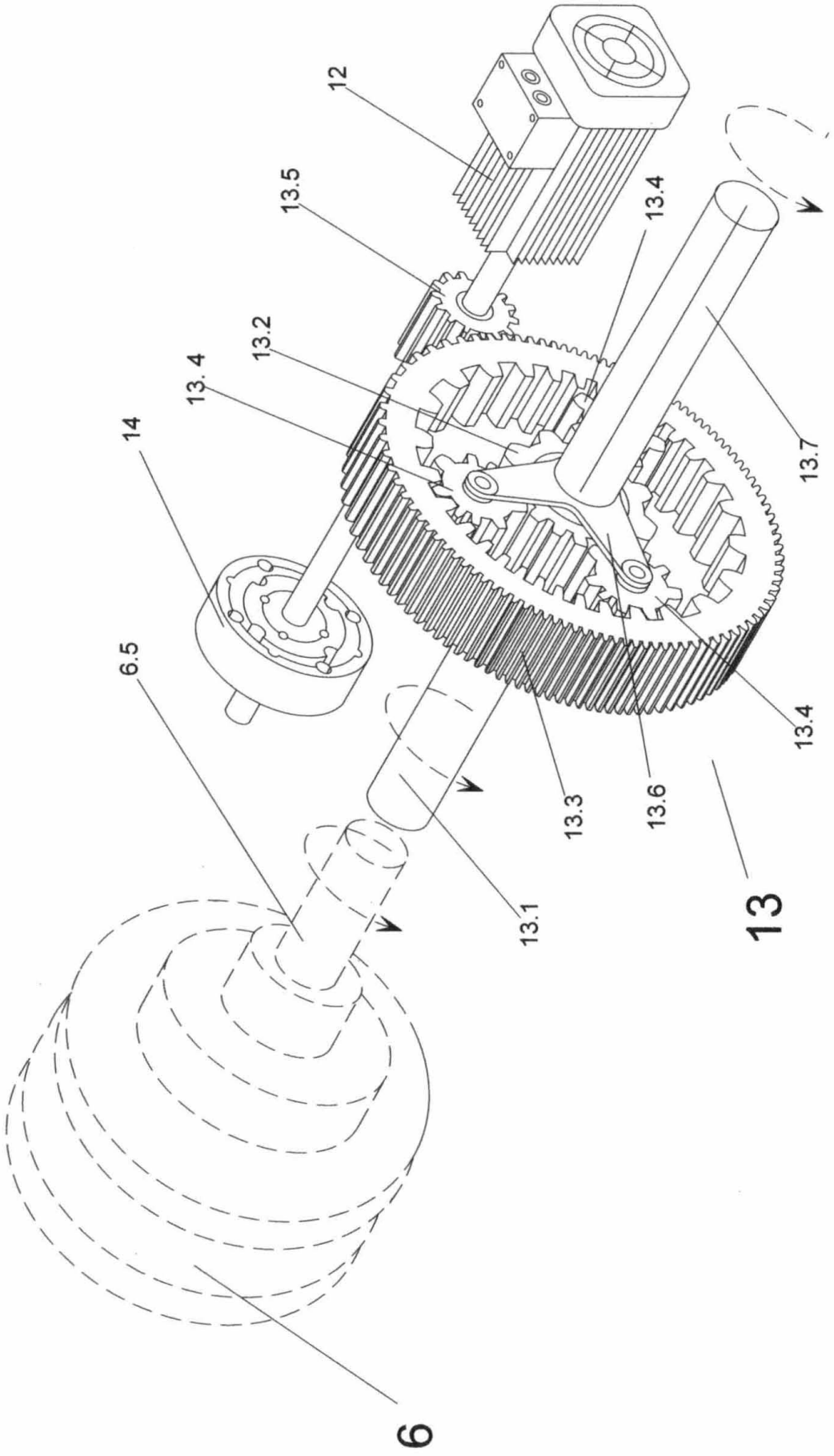


Figura 10. Mecanismo de acoplamiento. Tren de engranajes planetarios

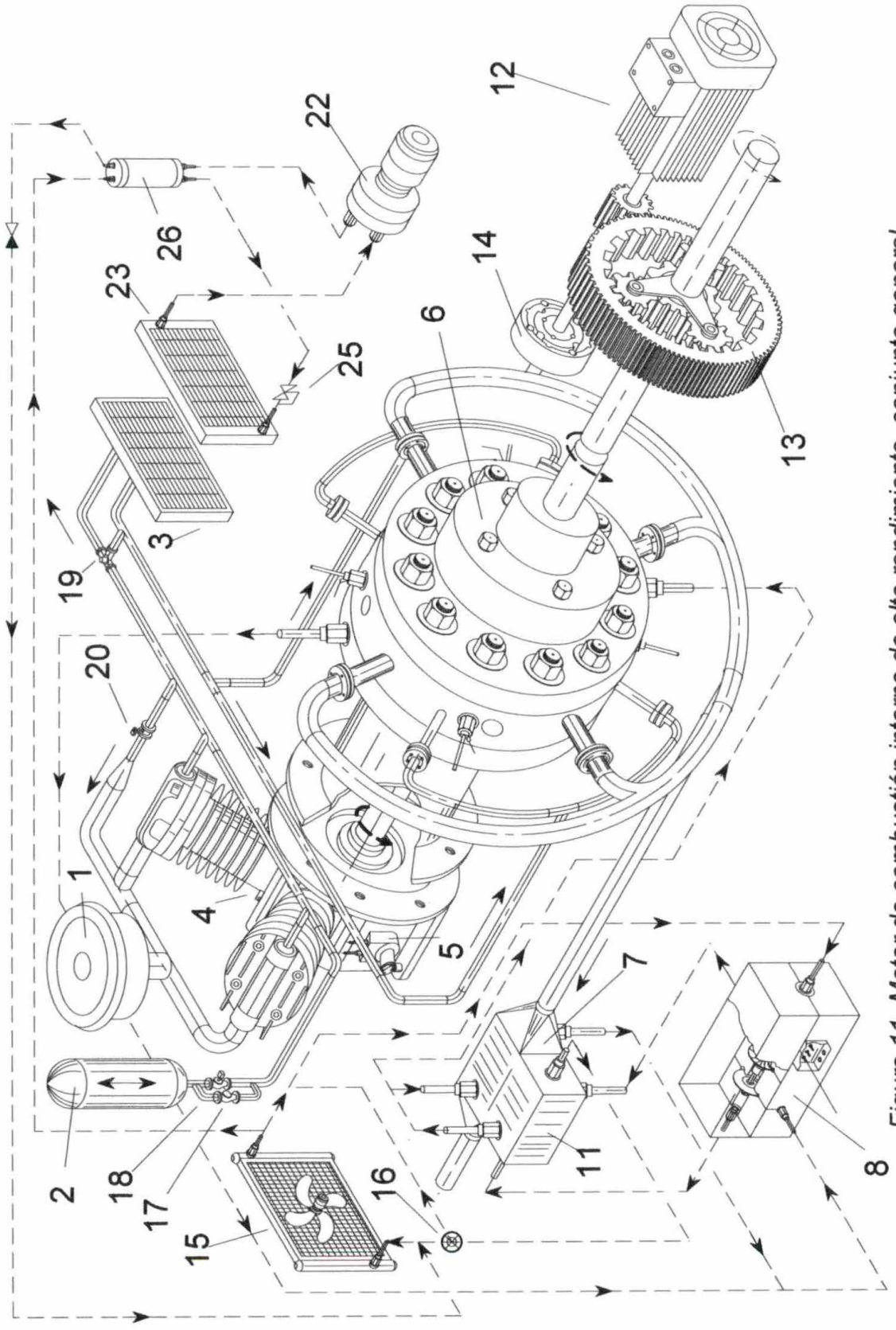


Figura 11. Motor de combustión interna de alto rendimiento, conjunto general

OFICINA ESPAÑOLA
DE PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

(21) N.º solicitud: 201700072

(22) Fecha de presentación de la solicitud: 31.01.2017

(32) Fecha de prioridad:

INFORME SOBRE EL ESTADO DE LA TECNICA

(51) **Int. Cl. :** ***F02G5/04*** (2006.01)

DOCUMENTOS RELEVANTES

Categoría	(56) **Documentos citados**	**Reivindicaciones afectadas**
A	US 2014060013 A1 (DUNN PAUL M) 06/03/2014, resumen; párrafo 52	1
A	CN 102619641 A (UNIV BEIJING TECHNOLOGY) 01/08/2012, título de la base de datos EPODOC, recuperado de EPOQUE.	1
A	US 5056315 A (JENKINS PETER E) 15/10/1991, todo el documento.	1

Categoría de los documentos citados
X: de particular relevancia
Y: de particular relevancia combinado con otro/s de la misma categoría
A: refleja el estado de la técnica
O: referido a divulgación no escrita
P: publicado entre la fecha de prioridad y la de presentación de la solicitud
E: documento anterior, pero publicado después de la fecha de presentación de la solicitud

El presente informe ha sido realizado

☒ para todas las reivindicaciones ☐ para las reivindicaciones nº:

Fecha de realización del informe	**Examinador**	**Página**
21.05.2018	**G. Barrera Bravo**	1/5

Documentación mínima buscada (sistema de clasificación seguido de los símbolos de clasificación)

F02G

Bases de datos electrónicas consultadas durante la búsqueda (nombre de la base de datos y, si es posible, términos de búsqueda utilizados)

INVENES, EPODOC, WPI

Fecha de Realización de la Opinión Escrita: 21.05.2018

Declaración

Novedad (Art. 6.1 LP 11/1986)	Reivindicaciones	1-7	**SI**
	Reivindicaciones		**NO**
Actividad inventiva (Art. 8.1 LP11/1986)	Reivindicaciones	1-7	**SI**
	Reivindicaciones		**NO**

Se considera que la solicitud cumple con el requisito de aplicación industrial. Este requisito fue evaluado durante la fase de examen formal y técnico de la solicitud (Artículo 31.2 Ley 11/1986).

Base de la Opinión.-

La presente opinión se ha realizado sobre la base de la solicitud de patente tal y como se publica.

1. Documentos considerados.-

A continuación se relacionan los documentos pertenecientes al estado de la técnica tomados en consideración para la realización de esta opinión.

Documento	Número Publicación o Identificación	Fecha Publicación
D01	US 2014060013 A1 (DUNN PAUL M)	06.03.2014
D02	CN 102619641 A (UNIV BEIJING TECHNOLOGY)	01.08.2012

2. Declaración motivada según los artículos 29.6 y 29.7 del Reglamento de ejecución de la Ley 11/1986, de 20 de marzo, de Patentes sobre la novedad y la actividad inventiva; citas y explicaciones en apoyo de esta declaración

El documento D01 divulga (las referencias entre paréntesis corresponden a D01) un motor de combustión interna que hace posible la recuperación de la energía contenida en los gases de escape y no transformada en trabajo útil (resumen), y que comprende:

- un motor térmico;
- una unidad de aporte de aire comprimido, que a su vez comprende un compresor (7) accionado por el propio motor térmico (párrafo 48);
- una unidad de ciclo termodinámico de potencia, modelo Brayton cerrado, que utiliza como fluido de potencia una corriente de dióxido de carbono en estado supercrítico (SCO2) (párrafo 52), que a su vez comprende: un recuperador de calor de los gases de escape formado por un intercambiador (14), por medio del cual el calor recuperado se introduce en el ciclo termodinámico; una unidad de potencia que comprende una turbina (16), un compresor (18) y un generador eléctrico (17); y un recuperador de calor formado por un intercambiador (19), por medio del cual se recupera una parte del calor del fluido de potencia exhausto a la salida de la turbina para ser reintroducido de nuevo en el ciclo termodinámico.

En el documento D01 se menciona expresamente que el motor térmico puede consistir en un motor de cilindro-pistón rotativo (párrafo 43).
Y nótese además, que en el documento D01 se menciona expresamente que los elementos 9 y 12 del turbo son opcionales y no son necesarios para el funcionamiento del motor (párrafo 51).

Reivindicación independiente 1

Novedad: dado que el documento D01 no divulga todas las características del dispositivo de la reivindicación 1, la reivindicación 1 cumpliría con el requisito de novedad (art. 6.1 LP 11/1986).

Actividad inventiva: se considera D01 el documento del estado de la técnica más cercano al motor reivindicado. La diferencia entre lo divulgado en el documento D01 y la reivindicación 1 reside fundamentalmente en que en el motor del documento D01 no se contempla la recuperación de la energía proveniente de la refrigeración del motor. El efecto técnico que se deriva de dicha diferencia sería disponer de esa potencia útil adicional. Y el problema técnico objetivo subyacente consistiría en cómo incrementar el rendimiento global del motor por medio de la energía no transformada en trabajo mecánico útil.

Otras diferencias a considerar serían que en el documento D01 no se contempla expresamente que la unidad de aire comprimido incluya un radiador de calefacción como medio de calefacción del compartimento interior del vehículo; o que la unidad de ciclo termodinámico incluya un sistema para la climatización del compartimento interior del vehículo. Además, en el documento D01 no se entra a detallar cómo se integran en el motor los dispositivos electromecánicos necesarios para incorporar al eje de propulsión del vehículo la energía recuperada en el ciclo termodinámico de potencia.

En el estado de la técnica, el documento D02 (las referencias entre paréntesis corresponden a D02) ya divulga un motor de combustión interna que hace posible la recuperación de la energía contenida en los gases de escape y no transformada en trabajo útil, así como la recuperación de la energía que proviene de la refrigeración del motor (título).

Sin embargo, se considera que no existen indicios suficientes para que un experto en la materia combine las enseñanzas de ambos documentos.

Entonces, a la vista de los documentos citados, tomados de forma independiente o en combinación, se considera que no existen motivos suficientes para que un experto en la materia conciba un motor con un conjunto de características tan detalladas como se dispone en la reivindicación 1, y por tanto, la reivindicación 1 cumpliría con el requisito de actividad inventiva (art. 8.1 LP 11/1986).

Reivindicaciones dependientes 2-7

Dado que las reivindicaciones 2-7 dependen de la reivindicación 1, y tal y como se ha explicado previamente, la reivindicación 1 parece nueva e inventiva, las reivindicaciones 2-7, en consecuencia, también cumplirían con los requisitos de novedad (art. 6.1 LP 11/1986) y actividad inventiva (art. 8.1 LP 11/1986).