

220



384785

384785

SECCION TECNICA
CLASIFICACION I.P.C.
CLASE <u>F02</u>
SUBCLASE <u>B</u>

MEMORIA DESCRIPTIVA
 de una Patente de Invención a nombre de:
 MASCHINENFABRIK AUGSBURG-NÜRNBERG AKTIEN
 GESELLSCHAFT, de nacionalidad alemana,
 domiciliada en 89 Augsburg, Stadtbasch-
 strasse 1 (ALEMANIA); por: "MAQUINA DE
 COMBUSTION INTERNA CON TURBOALIMENTACION
 DE GASES DE ESCAPE EN TRABAJO DE ACUMULA
 CION".

-----ooo000ooo-----

El invento concierne a una máquina de combustión
 interna con turboalimentación de gases de escape en traba-
 jo de acumulación, especialmente una máquina de combustión
 interna de dos tiempos, con un colector de gases de escape,
 que está dividido en varias cámaras por el menos una pared
 transversal, en la cual en cada caso entran las corrientes
 de gases de escape de los cilindros cuya distancia o desfa-
 se de encendido es tan grande o los momentos de cierre de es-
 cape se encuentran tan distanciados entre si en el tiempo que
 no son obstaculizados el barrido ni el cambio de carga de
 los cilindros conectados.

5

10



384785

5 En el aprovechamiento de la energía de gases de escape de máquinas de combustión interna en turbinas, tal como es sabido, la transferencia de los gases de escape calientes desde los cilindros a la turbina para gases de escape es problemática, dado que se debe procurar que durante el periodo de escape no quede ninguna presión demasiado elevada detrás del orificio de escape, que no solo obstaculiza el barrido y la carga del correspondiente cilindro sino que también puede desencadenar un proceso de retroceso a través de los cilindros a la conducción de entrada. Dichas perturbaciones pueden aparecer en determinadas fases de trabajo en máquinas cargadas por el procedimiento intermitente, lo cual no obstante tiene la ventaja de la transmisión de energía más favorable posible con ayuda del llamado impulso de escape (efecto de Büchi). En este caso son desventajosas además la admisión pulsante que puede conducir a la excitación de oscilaciones la turbina indicada en su concepto básico para la admisión continua, y - en muchos casos - la admisión parcial en varios segmentos anuales. Estos defectos han conducido a convertir o adaptar incluso motores de 6,9 y 12 cilindros, que a causa de su desfase de encendido de al menos 120° KW son bien apropiados para el trabajo intermitente, al trabajo de acumulación, a pesar de que en este procedimiento no se puede evitar una cierta pérdida de energía al introducir los gases de escape desde el cilindro dentro del colector de gases de escape.

10

15

20

25

No obstante, incluso en el trabajo de acumulación se ha de cumplir la condición inicialmente indicada de una su



ficiente disminución de presión en el colector detrás de abrir el escape. Por esta razón, los colectores de gases de escape para motores multicilíndricos son divididos en varias cámaras por inserción de tabiques o paredes separadoras, y con cada una de las cámaras se conectan en cada caso los cilindros con desfase de encendido suficientemente grande.

Usualmente, se conecta entonces una turbina de gases de escape con cada una de las cámaras. Esto tiene la desventaja no sólo de que el número de los turboalimentadores de gases de escape depende del número de cilindros, de que los muchos pequeños turboalimentadores, de gases de escape son en conjunto frecuentemente también más caros que uno grande, y de que trabajan también con un rendimiento peor que uno grande.

Se conoce ahora una máquina de combustión interna con un colector de gases de escape dividido en varias cámaras, en la cual los gases de escape son conducidos a través de canales que penetran en las cámaras contiguas en un extremo o en los dos extremos del colector, donde están dispuestos los turboalimentadores de gases de escape. En este caso resultan no obstante volúmenes diferentes para las cámaras individuales y por consiguiente diferentes contrapresiones en el proceso de escape o descarga, de modo que los cilindros no pueden ser barridos de modo uniforme. Además, en los largos canales de penetración resultan pérdidas de carga por fricción.

Al presente invento corresponde la misión de estructurar un colector de gases de escape evitando los defectos arriba citados, de modo tal que en la elección y en el número



de los turboalimentadores de gases de escape ya no se dependa del número de cilindros, de modo que en lugar de ello pueda uno contentarse con el mínimo número de los turboalimentadores de gases de escape más favorables para el correspondiente caso de utilización, tanto desde el punto de vista técnico como del punto de vista del costo.

Esta misión se resuelve de acuerdo con el invento haciendo que los volúmenes de las cámaras del colector de gases de escape, referidos al correspondiente caudal de gases sean de igual magnitud, y que al menos con dos cámaras contiguas esté asociada una boca de presión de turbina común que abarque la pared transversal en la zona de su orificio de admisión, estando dimensionadas las secciones transversales de escape de las cámaras para iguales cantidades de caudal por segundo de los gases de escape que las atraviesan. Con los mismos volúmenes específicos de las cámaras individuales, habiéndose de entender por tal concepto el volumen de gases que pasa por unidad de tiempo por unidad de volumen de cámara, resultan en las cámaras también iguales oscilaciones de presión, y con el dimensionamiento de las secciones transversales de escape de las cámaras a iguales velocidades de paso, se logra que las corrientes parciales de gases de escape que llegan por el camino más corto a la turbina no se perturben mutuamente. Las cámaras pueden estar dispuestas en serie y/o en paralelo. Por disposición en cascada de varias cámaras se pueden reunir las muchas corrientes de gases de escape en cada uno de los casos en una única corriente.



En lo que sigue se explica el invento con ayuda de algunos ejemplos de realización. Los dibujos correspondientes muestran en;

5 - la figura 1, una máquina de combustión interna de 6 cilindros con un turboalimentador de gases de escape.

- la figura 2 una máquina de combustión interna de 9 cilindros con dos turboalimentadores de gases de escape.

- la figura 3, un colector de gases de escape de una máquina de combustión interna de 7 cilindros.

10 - la figura 4, el colector de gases de escape de una máquina de combustión interna de 9 cilindros con una cámara dispuesta paralela a las otras dos.

- la figura 5, el colector de gases de escape de una máquina de 12 cilindros con cuatro cámaras, las cuales se encuentran dispuestas paralelas por pares y,

la figura 6, el colector de gases de escape de una máquina de 9 cilindros con reunión en forma de cascada de las corrientes parciales.

En la figura 1, los números de referencia 1, 2, 3, 4, 5 y 6 designan los cilindros de máquinas de combustión interna, que están comunicados a través de las bocas de escape 1', 2', 3', 4', 5', 6' con el colector de gases de escape 7. Este está dividido, con ayuda de la pared separadora 8, en dos cámaras parciales 9 y 10, con las cuales está asociada la boca de presión 12 común que conduce a la turbina 11. La turbina 11 acciona el compresor de carga 13 que alimenta el aire de combustión, a través de la conducción de presión de



carga 14, a los cilindros.

Cada cilindro suministra en este caso por lo tanto
1/6 de la corriente global de gases de escape. El volumen de
gases que ha penetrado en una cámara por unidad de tiempo es por
5 consiguiente $3/6 = 1/2$ de toda la corriente de gases de escape.
De esto se deduce que en la máquina de 6 cilindros, a igualdad
de los volúmenes específicos, también son de igual magnitud
los volúmenes geométricos de las cámaras parciales 9, 10. Con
la igualdad exigida de las cantidades de caudal también aquí
10 son de igual magnitud geométrica las secciones transversales de
salida F_{11} y F_{12} .

En la máquina de 9 cilindros de acuerdo con la figu-
ra 2, los gases de escape de los cilindros 21-29 son conducidos
a través de las bocas de gases de escape 21'-29' al colector
15 de gases de escape 30, el cual con ayuda de las paredes separa-
doras 31,32 está dividido en tres cámaras parciales 33, 34, 35.
Con cada dos cámaras parciales contiguas 33/34 o 34/35 está
asociada una boca de presión de turbinas 36,37 de las turbinas
de gases de escape 38,39. Las secciones transversales de sali-
da de las cámaras están designadas con F_{21}/F_{22} y F_{23}/F_{24} .
20

Cada cámara parcial 33,34,35 recibe en este caso por
lo tanto $3/9 = 1/3$ de la corriente global de gases de escape.
Con el fin de llegar a iguales volúmenes específicos, también es-
tas están estructuradas geométricamente con igual magnitud. La
25 cámara central 34 tiene sin embargo dos orificios de salida F_{22} y
 F_{23} . Con el fin de llegar en todas las secciones transversales
de salida F a las mismas cantidades de caudal por segundo, es-



tas se han de dividir en la proporción

$$F_{21} : F_{22} = F_{24} : F_{23} = 2 : 1$$

La figura 3 muestra una máquina de 7 cilindros con los cilindros 41-47 cuyos gases de escape llegan a través de las bocas de gases de escape 41'-47' al colector de gases de escape 48. Este está dividido por las paredes separadoras 49,50 en las cámaras parciales 51,52,53. Nuevamente, con cada dos cámaras contiguas está conectada una boca de presión de turbina 54,55. Con el fin de llegar en este caso a iguales volúmenes específicos de caudal, los volúmenes geométricos de las cámaras 51, 52,53 se han de dividir en la proporción 2:3:2 y las secciones transversales de salida se han de dividir en la proporción

$$F_{31} : F_{32} = F_{34} : F_{33} = 4 : 3$$

La figura 4 muestra nuevamente una máquina de 9 cilindros con el colector de gases de escape 56, cuyas cámaras parciales 57,58,59 no se encuentran todas, - tal como ocurre en la figura 2 - una junto a otra en una fila, sino que la cámara central 58 se encuentra paralela a las cámaras 57,59. En la boca de escape común 60, con las secciones transversales de salida F_{41} , F_{42} , F_{43} con forma de segmento, iguales entre sí, se reúnen las corrientes individuales en una única corriente.

La figura 5 muestra una disposición análoga en un motor de 12 cilindros con el colector de gases de escape 61, que está dividido en las cámaras parciales 62, 63, 64, 65, las cuales se encuentran una junto a otra paralelamente por pares.



A través de la boca de escape común 66 con las secciones transversales de salida F₅₁, F₅₂, F₅₃ y F₅₄ se reúnen las corrientes individuales nuevamente en una única corriente.

5 Las disposiciones de acuerdo con las figuras 4 y 5 son adecuadas en aquellos casos donde por razón de las oscilaciones de presión establecidas es posible reunir las corrientes de gases de escape individuales, después de haber atravesado una cámara individual, para formar una única corriente. Si no se presentan estas condiciones previas, entonces se aconseja
10 la disposición de acuerdo con la figura 6, en la cual detrás del colector de gases de escape 30a, estructurado de acuerdo con la figura 2, con las cámaras parciales 33a, 34a, 35a, están dispuestas cámaras 66, 67 adicionales, las cuales están separadas entre sí mediante la pared separadora 68. Con estas
15 dos cámaras está asociada la boca de presión 70 que conduce a la turbina 69. De este modo, las corrientes individuales son reunidas a modo de una cascada (pero con sentido de circulación opuesto) para formar una única corriente, y debería ser evidente sin más que en este caso también se nivelan pulsaciones eventual-
20 mente todavía presentes en las cámaras parciales 33a, 34a, 35a. De modo ventajoso, el volumen global de las cámaras 66, 67 dispuestas detrás es dimensionado más pequeño que el volumen global del colector 30a, de modo que los gases de escape experimentan una aceleración en el camino hacia la turbina 69 en
25 estas cámaras dispuestas detrás.

Los ejemplos de realización explican el invento como regla general en máquinas dispuestas en línea. Sin embargo, se



ha de considerar sin más que son igualmente bien posibles utilizations análogas de colectores de gases de escape de acuerdo con el invento en otras disposiciones de cilindros, tales como motores en V, en H, en Delta y otros motores.

5

-----N O T A-----

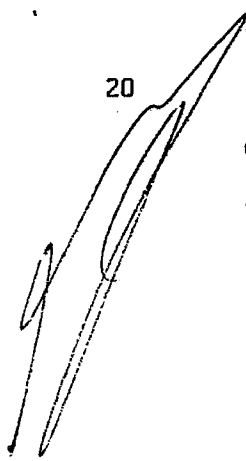
Se reivindica como nuevo y de propia invención:

1.- Máquina de combustión interna con turboalimentación de gases de escape en trabajo de acumulación, caracterizada porque los volúmenes de las cámaras del colector de gases de escape, referidos al correspondiente caudal de gases, son de igual magnitud, y porque con al menos cada dos cámaras contiguas está asociada una boca de presión de turbina común que abarca la pared transversal en la zona de su orificio de entrada, estando dimensionadas las secciones transversales de escape de las cámaras a iguales cantidades de caudal por segundo de los gases de escape que las atraviesan.

2.- Máquina de combustión interna según la reivindicación 1, caracterizada porque las cámaras del colector de gases de escape se encuentran en una fila.

3.- Máquina de combustión interna según reivindicaciones anteriores, caracterizada porque las cámaras del colector de gases de escape se encuentran dispuestas una junto a otra

20





en varias filas.

5

4.- Máquina de combustión interna según reivindicaciones anteriores; caracterizada porque detrás de un colector de gases de escape con varias cámaras están dispuestas otras cámaras adicionales situadas paralelamente, con lo cual las diversas corrientes de gases de escape son reunidas en forma de cascada en una única corriente.

10

5.- Máquina de combustión interna según reivindicaciones anteriores, caracterizada porque el volumen geométrico global de las cámaras situadas detrás es menor que el volumen geométrico global del colector de gases de escape propiamente dicho.

15

6.- MAQUINA DE COMBUSTION INTERNA CON TURBOALIMENTACION DE GASES DE ESCAPE EN TRABAJO DE ACUMULACION.

Tal como se describe y reivindica en la presente Memoria Descriptiva, que consta de diez hojas escritas a máquina por una sola cara y de sus correspondientes dibujos.

Madrid, 22 OCT. 1970

CARLOS FERNANDEZ CANDELAS
P. P.

384785

Fig. 1

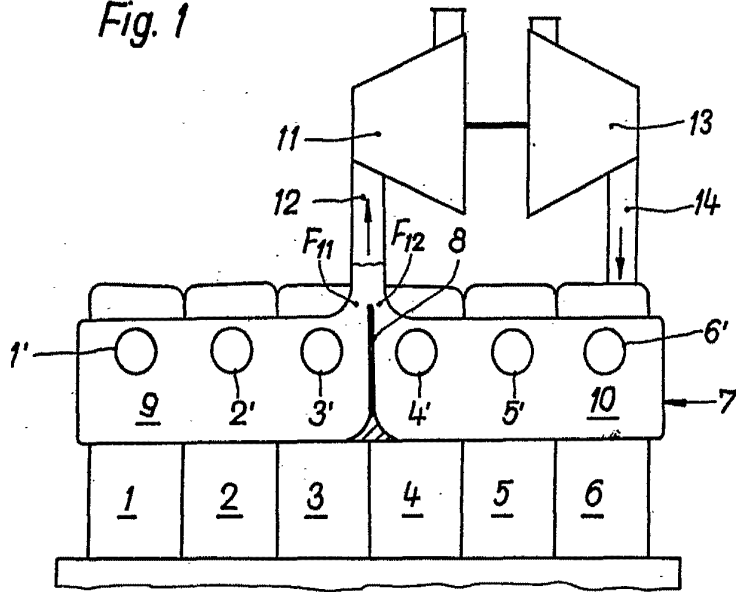


Fig. 2

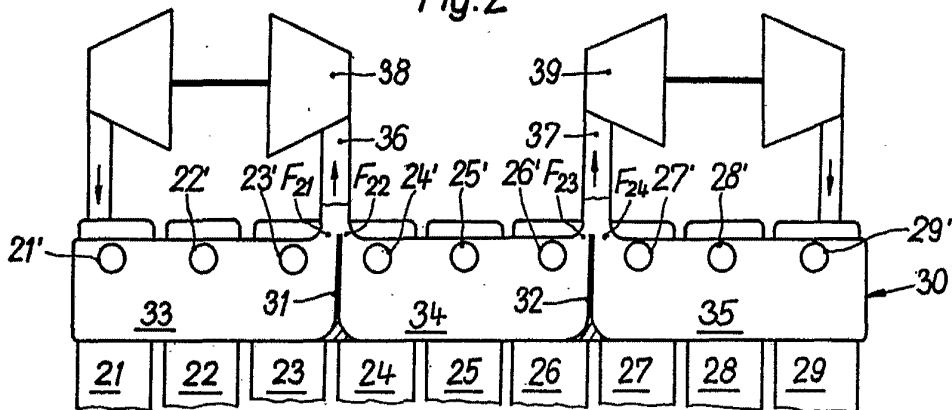
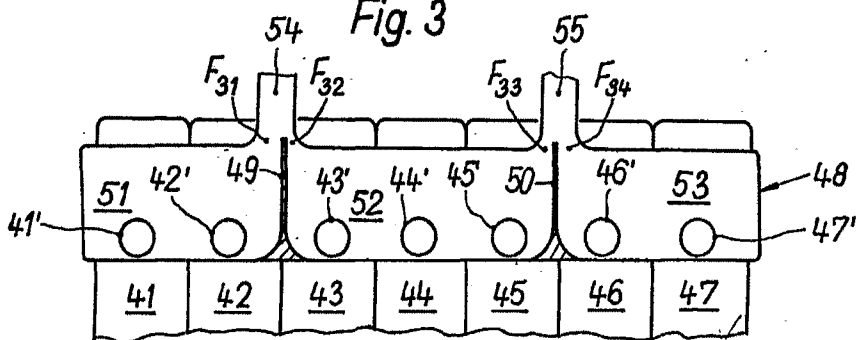


Fig. 3



Escala variable

Madrid, 22 Octubre 1970
CARLOS FERRER CANDELA
P. P.

384785

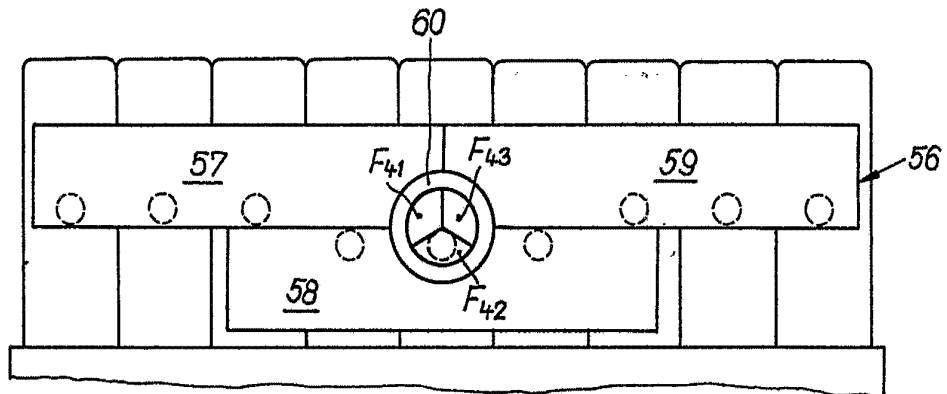


Fig. 4

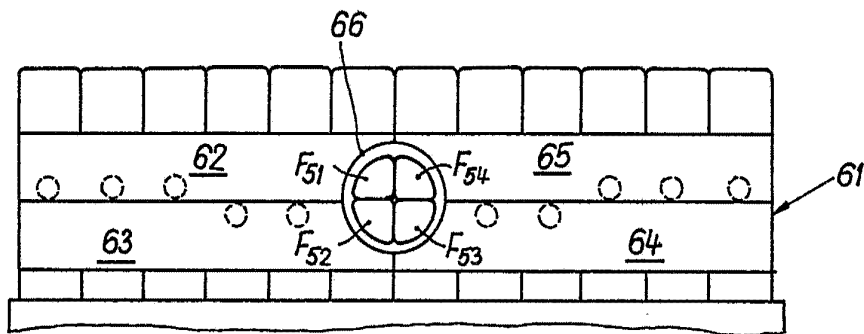


Fig. 5

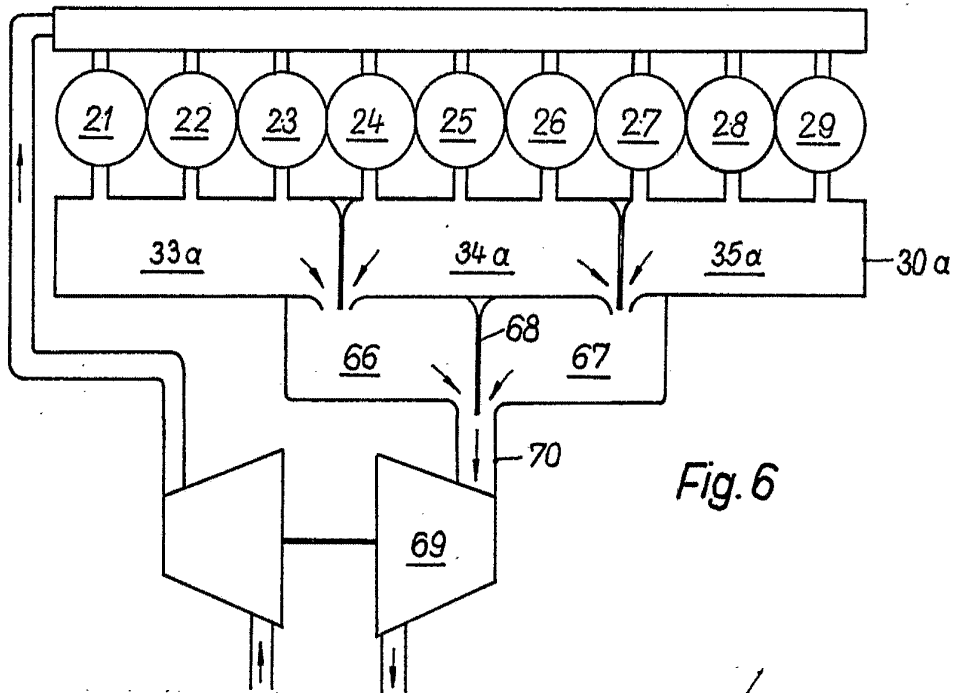


Fig. 6

Escala variable

Madrid, 22 Octubre 1970

CARLOS FERRER
P. E.