

352342



PATENTE DE INVENCION

que por veinte años, para España y sus posesiones, se solicita a a favor de la firma SULZER FRÈRES SOCIÉTÉ ANONYME, entidad suiza, con residencia en WINTERTHUR (Suiza), por: "MOTOR DE EXPLOSION - DE DOS TIEMPOS SOBREALIMENTADO PERFECCIONADO".-

Memoria descriptiva

La invención se refiere a un motor de explosión con impulsos por presión acumulada y con más de cuatro cilindros, en que el conducto de gas de escape contiene varios colectores de gas de escape, de los cuales comunica cada uno con una turbina de gas de escape común para varios cilindros.

En la carga de motores de explosión de dos tiempos se han llegado a conocer hasta el presente sistemas básicos a saber: el sistema acumulador de presión y el sistema de empuje a chorro.

En el sistema acumulador de presión, los gases de escape procedentes de todos los cilindros de un motor, son conducidos a un colector de gas de escape común, con el fin de fluir desde allí, en caso normal, a una o, por lo máximo, dos turbinas accionadas por gases de escape. Este sistema tiene la ventaja de un montaje sencillo y un buen rendimiento a plena carga, en especial en motores con elevada presión de carga. Sin embargo, con



el fin de mantener aproximadamente constante la presión en el co-
lector común de gases de escape, es necesario un amplio volumen del
colector junto con una sección extensa. Normalmente el volumen de
un colector tiene en este sistema, al menos, el triple volumen de
20 la cilindrada de todos los cilindros acoplados al colector. Esto
exige, en especial en grandes motores, considerable espacio. Además,
se originan en caso de carga parcial considerables pérdidas de ener-
gía por expansión de los gases de escape durante la introducción
desde los cilindros en el colector, así como por refrigeración -
25 del colector. Esto tiene por consecuencia un mal desarrollo de la
carga parcial de las máquinas equipadas con este sistema, de modo
que serán necesarios compresores adicionales para marcha a carga
parcial .

En la sobrealimentación conforme al sistema de empuje
30 a chorro, se anhelan volúmenes lo más reducidos posible de los --
conductos de gas de escape que conducen desde los cilindros a -
las turbinas. Así pues es, por ejemplo, el volumen de un conduc-
to de gas de escape de un grupo de 3 cilindros aproximadamente de
igual dimensión que el volumen de la cilindrada de un cilindro.-
35 Este da por resultado en este caso un volumen de 0,33 del volu-
men de la cilindrada de un cilindro por cada cilindro acoplado -
al conducto. De este modo es posible aprovechar las ondas de pre-
sión de las presiones de escape, es decir, la energía cinética de
los gases de escape en las turbinas del turbo-cargador de gases
40 de escape, de modo que estas máquinas hacen posible también una mar-
cha a carga parcial sin particulares dificultades. Debido a la in-
fluencia recíproca de las propulsiones a chorro desde los sendos
cilindros, sin embargo, es necesario reunir sobre una entrada de
gas a una turbina, sólo aquellos cilindros que no se interfieren
45 mutuamente, es decir, cuyo avance de explosión es bastante grande.
El avance de explosión de cilindros cuyo acoplado es posible, lle-
va normalmente 120° del ángulo del eje cigüeñal y como mínimo 90°.



Para conseguir un buen rendimiento, es necesario prever para cada grupo de tres cilindros un turbocargador de gases de escape, lo que encarece la instalación. Cuando se reúnen varios grupos sobre diferentes segmentos de un turbocargador, este sistema exige conductos largos con volumen considerable que pueden ser alojados sólo difícilmente, empeorándose el rendimiento de la instalación.

La invención tiene por objeto la creación de un moderno sistema de sobrealimentación que tiene las ventajas del conocido sistema, sin que tenga los inconvenientes del mismo. Aparte de una construcción sencilla debe conseguirse un elevado efecto útil a plena carga y con elevadas presiones de carga, siendo simultáneamente mejor la marcha a carga parcial.

Según invención se alcanza este objetivo de tal manera que a cada colector de gas de escape están acoplados, al máximo, tres cilindros cuyos tiempos entre explosiones son al menos 90° del ángulo del cigüeñal.

De este modo es posible dar a los colectores de gas de escape en su totalidad menores dimensiones que fueran necesarias para un colector común, con una sobrealimentación conforme al sistema acumulador de presión. Así el colector puede tener, por ejemplo, un volumen de 1,5 hasta 2,5 de volumen de la cilindrada de un cilindro por cada cilindro acoplado, en relación con más de tres en el sistema acumulador de presión anterior. En un colector de gas de escape dimensionado de tal manera, se originan por ciertas variaciones de presión por el empuje a chorro de los gases de escape que son indeseables en conocidos sistemas acumuladores de presión, ya que interrumpen el proceso del barrido. En la disposición según invención estas ondas de presión pueden tener sin embargo, efecto ventajoso, ya que por la retención acumulada momentáneamente del aire de barrido en los respectivos cilindros se origina un efecto de carga ulterior, por el que es aumentada la cantidad de aire fresco que queda en el cilindro.

En este sistema, es posible acoplar varios colectores de gas de escape a una turbina de gas de escape común, efectuándose una unión de los conductos procedentes de los sendos colectores



80 tores a corta distancia de la entrada a la turbina de gas de escape. De este modo es posible emplear aún con varios colectores de gas de escape, sólo una única turbina de gas de escape, lo que tiene por consecuencia una simplificación considerable de la instalación.

85 La unión de los conductos procedentes de los sendos colectores y el acople de los mismos a la turbina de gas de escape, puede efectuarse de tal manera, que los gases de escape son conducidos a través de un tubo exterior y un tubo interior existente en el tubo exterior. Los tubos interiores finalizan en este caso próximo
90 ximo delante de la turbina de gas. De este modo es conseguido un acople sencillo de varios colectores a una turbina de gas de escape común con plena admisión y por lo tanto un buen efecto útil, mientras que es mantenida reducida la influencia recíproca de los sendos cilindros e incluso en eventuales casos, aprovechada de manera favorable.
95

Cuando, por ejemplo, en un motor con cinco o siete cilindros están previstos dos colectores de gas de escape, el cilindro central puede estar acoplado con cada mitad de su conducto de gas de escape a los dos colectores de gas de escape. De este modo es evitado,
100 en caso de existir siete cilindros, la disposición de un colector de gas de escape para el cilindro sobrante y al mismo tiempo son compensadas las cantidades de gas de escape admitidas a los sendos colectores. Esta medida puede ser aplicada además con ventaja en un motor de cinco cilindros.

105 En una disposición de dos colectores contiguos acoplados a diferentes turbinas de gas, es posible unir éstos entre sí mediante un orificio de comunicación estrangulador. De este modo es compensada la presión media en los colectores y evitada una carga no uniforme de las turbinas de gas de escape que puede tener lugar
110 por diferentes razones.



Preferentemente es posible formar los sendos colectores de gas de escape, mediante la subdivisión de un amplio colector - común por tabiques. De este modo se obtiene una disposición constructiva sencilla con óptimo aprovechamiento de espacio.

- 115 La invención es explicada con ayuda de los ejemplos de realización ilustrados esquemáticamente en los planos, mostrando:
- las figuras 1 y 2, dos posibles realizaciones del invento con un motor de dos tiempos sobrealimentado, con ocho cilindros;
 - la fig. 3, un diagrama del orden de encendido de los cilindros de los motores según las figuras 1 y 2;
 - Las figuras 4 y 5, dos posibilidades de la realización de un motor con cinco cilindros;
 - las figs. 6 y 7, la disposición en un motor con seis cilindros;
 - 125 -las figs. 8 y 9, la disposición en un motor con siete cilindros;
 - las figs. 10, 11 y 12, disposiciones en motores con nueve, diez y doce cilindros;
 - la fig. 13, un diagrama del orden de encendido en las
 - 130 figs. 4 y 5;
 - la fig. 14, un diagrama del orden de encendido en las figs. 6 y 7;
 - la fig. 15, un diagrama del orden de encendido en las figs. 8 y 9;
 - 135 -las figs. 16, 17 y 18, el orden de encendido en las disposiciones en las figuras 10, 11, 12, y
 - la fig. 19, un diagrama de los transcurso de presión en un motor con colector de gas de escape común sin la subdivisión según invención, comparados con los transcurso de presión en la
 - 140 realización según invención.

La figura 1 muestra un motor Diesel de dos tiempos con



cilindro 20, que según su orden de sucesión están indicados con los números correlativos 1 - 8. Los cilindros están acoplados a un colector de aire común 21 que recibe el aire de carga de un compresor -
145 22 de un grupo turbocargador. Los gases de escape de los sendos cilindros 20 son conducidos a colectores de gas de escape 23, 24, 25, los que forman parte de un amplio colector común 26. La subdivisión se efectúa mediante tabiques 27, 28. Para el acople de los colectores 23, 24 y 25 a una turbina de gas de escape común 28 está previsto un tubo exterior 29 en que desembocan tubos de enlace 30 y 31
150 procedentes de los colectores 24 y 25. Los tubos 30 y 31 finalizan poco antes de las turbinas 28, de modo que se produce una comunicación común entre los sendos colectores 23, 24 y 25. La turbina - 28 es accionada plenamente por los gases de escape que, procedentes
155 de todos los colectores de escape de gas, entran por la tubería 29. Como se deduce de la sección del colector de gas de escape dibujada en líneas de trazos, tiene éste una sección circular, siendo los tubos de enlace 30 y 31 mitades de un tubo de sección circular que conduce a través del colector 23.

160 La disposición está elegida de tal manera, que en la forma conocida en el sistema de presión de escape están acoplados a una de las cámaras 23, 24, 25 cada vez cilindros, cuyas presiones por gas de escape no perjudican las operaciones de trabajo que tienen lugar en los demás cilindros. Esto se consigue de tal manera,
165 que el orden de encendido en cilindros contiguos está desplazado en un ángulo de, al menos, 90°. El volumen de los sendos conductos de gas de escape es a través de los colectores mucho mayor que el volumen de los conductos de los gases de escape según el sistema de presión por gases de escape, a saber, importa esto al menos 1,5
170 de la cilindrada de un cilindro por cada cilindro acoplado. Así tiene por ejemplo, un colector con los conductos, a los que van acoplados tres cilindros, al menos el volumen de 4,5 volúmenes de



cilindrada. Ventajosamente es este volumen, sin embargo, menor que lo que ocurre en un motor con sobrealimentación por acumulación.

175 La disposición según fig. 2 difiere de la disposición -
según la fig. 1 por el hecho, de que están previstos dos grupos de
turbocargadores 40, 41 y 42, 43 en ambos extremos de la máquina. -
Los cilindros 44 contienen el aire de barrido y de carga de un colec-
tor común 45 acoplado a los compresores 40 y 42. Los gases de es-
180 cape de los cilindros 44 son conducidos a colectores de gas de es-
cape 46, 47 y 48. El colector de gas de escape 46 comunica a tra-
vés de un tubo 49 con la turbina 41, el colector de gas de escape
48 a través de un tubo 50 con la turbina 43. En los colectores de
gas de escape 46 y 48 se encuentran tubos 51 y 51 que, procedentes
185 del colector 47 conducen a los tubos 49 y 50, terminando en ellos
poco antes de las turbinas 41, o respectivamente, 43. La función
de esta disposición es esencialmente igual como aquella según la
fig. 1, con la diferencia de que los gases de escape procedentes
del colector 47 son distribuidos sobre las turbinas 41 y 43.

190 Esta disposición, tiene en relación con la disposición
según la fig. 1, la ventaja de que en caso de una avería de uno -
de los grupos de turbocargadores, es posible mediante elementos -
sencillos una continuación del funcionamiento con aproximadamente
el 75 % de la plena potencia. Basta en este caso cerrar sólo el co-
195 rrespondiente conducto entre los conductos 51, 52 y bloquear el gru-
po de turbocargadores averiado.

Las figuras 4 - 12 muestran un esquema de otras posibles
realizaciones de la disposición en motores con diferentes números
de cilindros, conteniendo cada una de las figuras 13 - 18 los co-
200 rrespondientes órdenes de encendido. La indicación del orden de su-
cesión de los cilindros ocurre siempre, como en la figura 1, desde
la izquierda. La ilustración corresponde al modo de ilustración em-
pleado en las figuras 1 y 2, de modo que sobran explicaciones mas



concretas. En las disposiciones según las figuras 4, 5, 8 y 9 -
205 existe la característica particular, de que el cilindro central
con su conducto de escape comunica a cada mitad de los dos colecto
res de gas de escape. De este modo se consigue una simplificación
de la instalación. Correspondientes a las exigencias enumeradas -
al principio con respecto a los avances de explosiones entre cilin
210 dros acoplados a un colector, sería pues necesario acoplar el cilin
dro central sólo a un colector con volumen correspondiente. Gracias
a la mencionada distribución de los gases de escape del cilindro
sobre ambos colectores, sobra la disposición de tal colector, ya -
que un cilindro acoplado sólo por la mitad no influye, como se ha
215 demostrado, en la práctica perjudicialmente en el funcionamiento.

En las disposiciones según las figuras 11 y 12, consis-
te la particularidad en el hecho, de que el tabique de separación
100, o respectivamente, 101, central previsto en ellas está dotado
de un orificio estrangulador 102, o respectivamente 103. Esto tie-
220 ne por efecto, el que es posible un flujo compensador de gases de
escape entre los colectores contiguos, el cual debe evitar una ba-
ja demasiado grande del nivel de presión en aquel colector en que
se origina, precisamente por la irregularidad en la sucesión de los
encendidos de los cilindros acoplados a este colector, un interva-
225 lo más largo sin presión de escape. Como ejemplo se menciona la fi
gura 11, donde están acoplados al colector izquierdo 104 de los
dos colectores acoplados, los cilindros 4 y 5. Como se deduce de -
la sucesión de encendidos en la figura 17, existe entre los encen
didos de los cilindros 4 y 5 un avance de 216°. El mismo avance -
230 existe además entre los encendidos de los cilindros 6 y 7. Gracias
a la disposición del orificio es posible una flujo procedente de -
los colectores contiguos y una compensación de las variaciones de
presión. Así se origina, pues, por ejemplo, en el lapso de tiempo
entre las presiones de escape de los cilindros 4 y 5 flujo del co-
235 lector 105 al colector 104 a causa de la presión de escape del ci-



lindro 7. De igual modo ayuda a su vez, entre las presiones de escape de los cilindros 6 y 7 y la presión de escape del cilindro 4, el nivel de presión en el colector 105.

240 El diagrama de la fig. 19 muestra el transcurso de las presiones en el cilindro (curva a o respectivamente a₁) y un colector de gas de escape (curvas b y c), durante una revolución del eje del cigüeñal. El diagrama se refiere, en comparación, a un motor de cilindros Sachs con la sucesión de encendidos 1-6-2-4-3-5, con un colector de gas de escape no subdividido, así como
245 un colector de gas de escape según las figuras 6 ó 7, subdividido. La sucesión correspondiente de encendidos está ilustrada en la figura 14.

En el diagrama está ilustrada por una línea horizontal (m) la presión media de barrido, es decir, la presión de aire en el colector de aire. Sobre el eje horizontal están dibujadas las posiciones del eje cigüeñal. Con I, II y IV están indicadas los puntos muertos inferiores de los cilindros 1, 2 y 6. Con A1 y E1, A2, E2 y A6 están indicados los tiempos de apertura de los órganos de escape para los gases y de los órganos de admisión para el aire de barrido y de carga de los cilindros 1, 2 y 6. E1' y A1' representan finalmente los tiempos de cierre del órgano de admisión y del órgano de escape del cilindro 1. Estos son simétricos como es corriente en los motores de dos tiempos con admisión por lumbrera, con respecto a la posición del punto muerto inferior I del
250 cilindro 1.
255
260

Del transcurso de las curvas se deduce que en colector de gases de escape no subdividido, es decir, en un único colector de gas de escape común, transcurre la presión en el colector de gas de escape durante el escape del cilindro 6 conforme a la curva b1 y se aumenta hasta por encima del nivel de presión en el cilindro 1, que transcurre conforme la curva (a). De este modo es -
265



interferido el proceso de barrido en el cilindro 1, ya que algunos gases de escape retroceden al cilindro. En una separación de los colectores según la fig. 7, transcurre la presión en el co-
lector de los gases de escape de los cilindros 1-3 conforme a
270 la curva dibujada b en línea llena, es decir, se suprime el aumento de presión hasta por encima del nivel de presión en el cilindro 1. El próximo aumento de presión se produce sólo con ocasión de la apertura del órgano de escape del cilindro 2 en el momento A2. Este aumento de presión es útil, ya que produce median-
275 te una acumulación del aire de barrido en el cilindro 1 un aumento de presión del aire de carga ya contenido en el cilindro 1. - La diferencia de presión así obtenida está señalada en el diagrama en la fig. 19 con Δp . En un motor sin estos efectos se desarrol-
280 laría pues el transcurso de la presión conforme la curva a1 ilustrada en líneas de trazos.

Con el fin de obtener las presiones ilustradas en la -
fig. 19, es necesaria, además de la subdivisión del colector de gas de escape común, en varios colectores, es decir, en este caso en dos colectores, una elección determinada de la dimensión
285 de los colectores. Existe, pues con respecto a este tamaño, un óptimo. Cuando la cámara es demasiado reducida, resultan demasiado elevadas las variaciones de presión, no alcanzándose el transcurso deseado de la presión, empeorándose el efecto útil de la
290 turbina de gas de escape. En caso de cámaras de tamaño exagerado no puede obtenerse la ayuda del proceso de barrido ilustrado en la fig. 19, la que resulta del transcurso de las curvas a, a'. La magnitud más favorable del volumen debe ser determinada por experimentos o por cálculo. De todos modos es la misma, mayor que la
295 magnitud mínima del volumen de los conductos de gas de escape anhelada en el sistema de presión por escape. Como norma aproximada puede indicarse el que se obtienen muy buenos resultados entre



1,5 y 2,5 de volumen de la cilindrada de un cilindro por cada -
cilindro acoplado en relación con 3 y más ^{en} el sistema acumulador
300 de presión.

Descrita suficientemente la naturaleza y alcance de la
presente invención, se hace constar que en la misma, podrán ser
variables los materiales, dimensiones y en general aquellos otros
detalles accesorios o secundarios, que no alteren, cambien ni mo-
305 difiquen la esencialidad propuesta.

Los términos en que queda redactada esta memoria son -
ciertos y fiel reflejo del objeto descrito, debiéndose tomar en
un sentido más amplio y nunca en forma limitativa.

REIVINDICACIONES

310 Se reivindica como de la propia y nueva invención, la propiedad
y explotación exclusiva de:

1ª.-Motor de explosión de dos tiempos sobrealimentado perfecciona
do, con impulso a presión acumulada y con más de cuatro cilindros
en que el conducto para gases de escape contiene varios colecto-
315 res de gas de escape, de los que está acoplado cada uno a una tur
bina de gas de escape, común a varios cilindros, caracterizado,
por estar acoplados completamente a cada colector de gas de esca
pe, al máximo tres cilindros, cuyos avances de encendidos corres
ponde al menos a 90° del ángulo de cigüeñal.

320 2ª.-Motor de explosión de dos tiempos sobrealimentado perfeccio
nado, según reivindicación 1ª, caracterizado, porque varios co
lectores de gas de escape están acoplados a una turbina de gas -
de escape común, efectuándose una comunicación de los conductos
procedentes de los sendos colectores próximo delante de la turbi
325 na de gas de escape, siendo sometida dicha turbina por toda su
superficie periférica a la acción de estos gases.

3ª.-Motor de explosión de dos tiempos sobrealimentado, perfeccio
nado, según reivindicación 2ª, caracterizado, porque la admisión



330 de los gases de escape procedentes de varios colectores a la tur-
bina de gas de escape es realizada a través de un tubo exterior -
y tubos interiores existentes en el tubo exterior , finalizando
los tubos interiores existentes dentro del tubo exterior próximo
delante de la turbina de gas de escape.

335 4ª.-Motor de explosión de dos tiempos sobrealimentado, perfeccio-
nado, según reivindicación 1ª, con cinco o siete cilindros, carac-
terizado, por estar previstos dos colectores de gas de escape, es-
tando acoplado el cilindro central mediante cada mitad de su con-
ducto a los dos colectores de gas de escape.

340 5ª.-Motor de explosión de dos tiempos sobrealimentado, perfeccio-
nado, según reivindicación 1ª, caracterizado, porque al menos, dos
colectores acoplados a diferentes turbinas de gas de escape, están
unidos entre sí a través de un orificio de enlace estrangulador.

345 6ª.-Motor de explosión de dos tiempos sobrealimentado, perfeccio-
nado, según reivindicación 1ª, caracterizado, porque cada uno de
los colectores tienen al menos un volumen de la magnitud de 1,5
veces del volumen de la cilindrada de un cilindro por cada cilin-
dro acoplado.

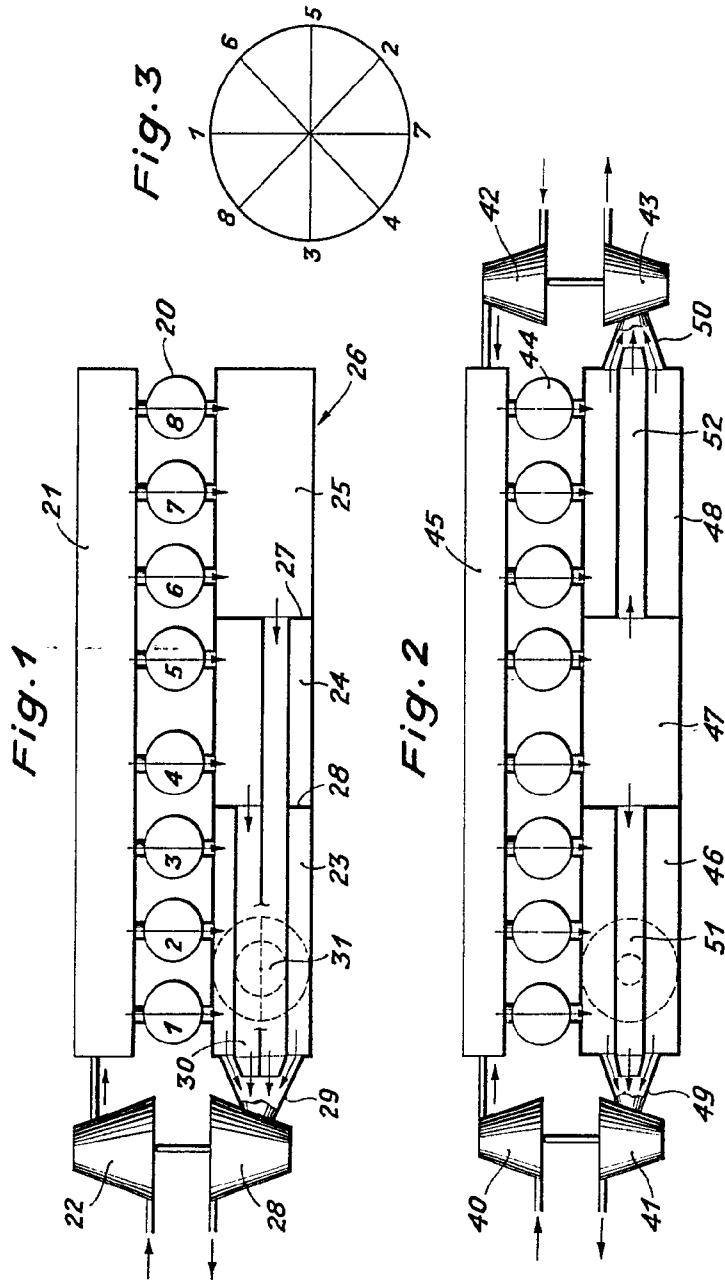
350 7ª.-Motor de explosión de dos tiempos sobrealimentado, perfeccio-
nado, según una de las reivindicaciones 1 - 6, caracterizado, por-
que los colectores están formados por la subdivisión de un amplio
colector común por tabiques.

8ª.-"MOTOR DE EXPLOSION DE DOS TIEMPOS SOBREALIMENTADO, PERFECCIONADO".-

Consta la presente memoria descriptiva de doce hojas nu-
meradas y mecanografiadas por una sóla cara a las que se acompañan
tres planos para su mejor comprensión.

MADRID, 3 DE ABRIL DE 1.968.-

RODOLFO DE LA TORRE ROSSELLI
P. P.
Francisco García Arceaga



3 APR 1952
 Patent Office
 India

SCALA VARIABLE

Fig. 1

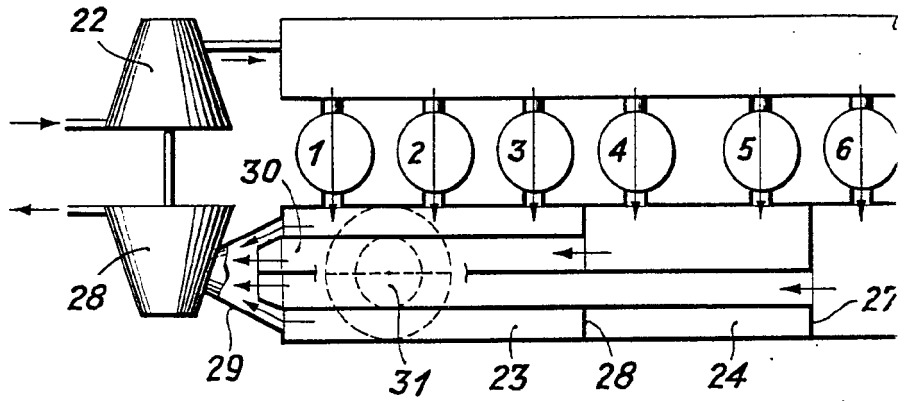
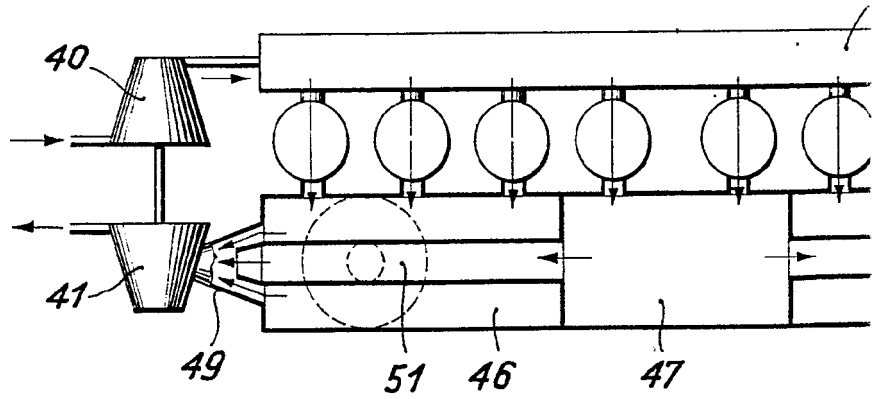


Fig. 2



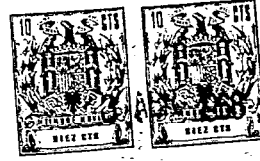


Fig. 1

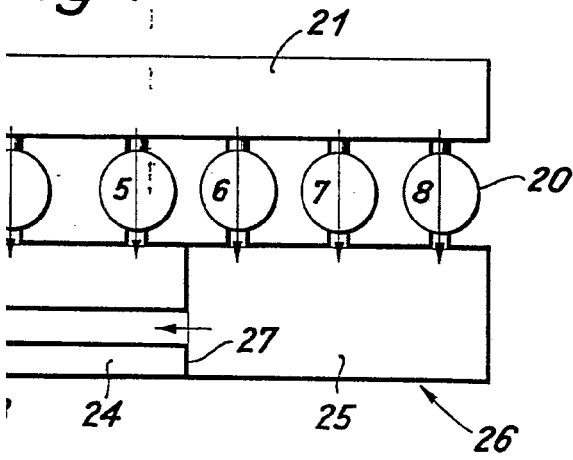


Fig. 3

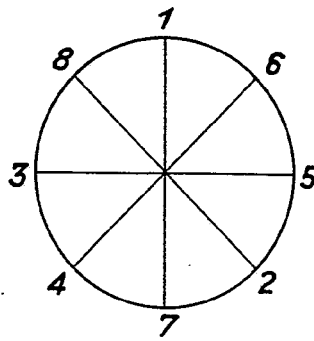
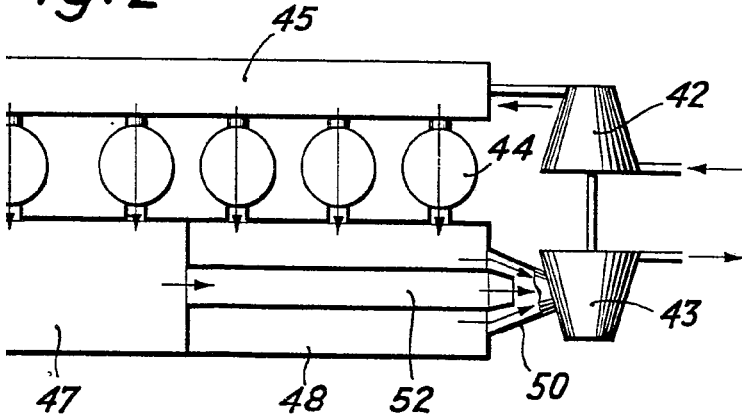


Fig. 2

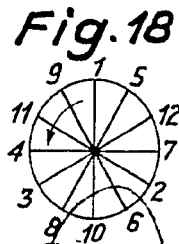
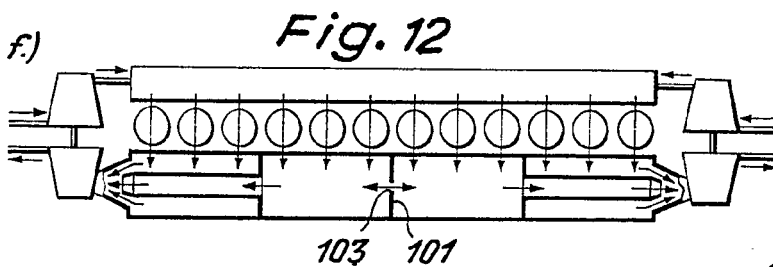
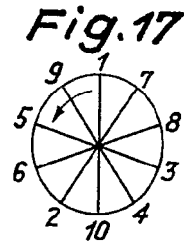
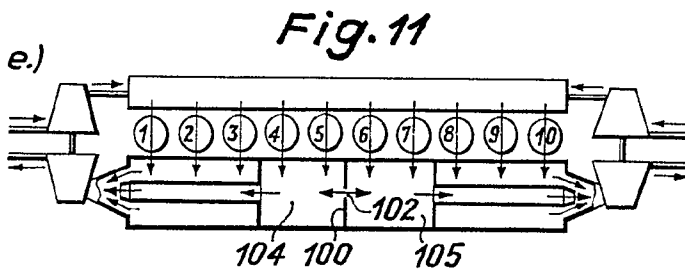
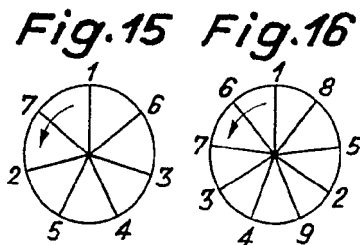
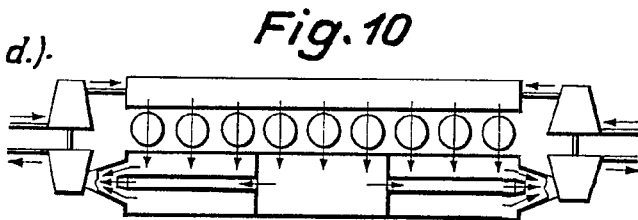
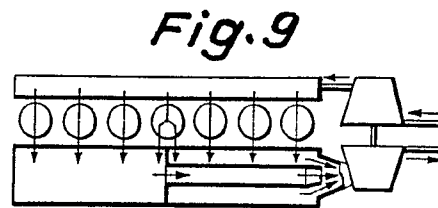
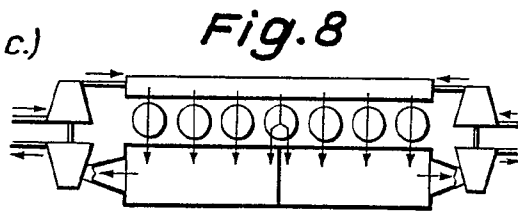
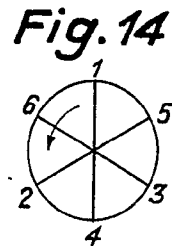
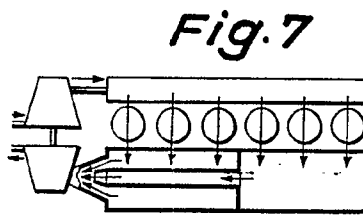
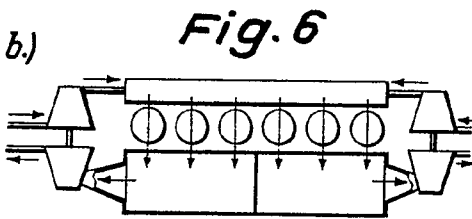
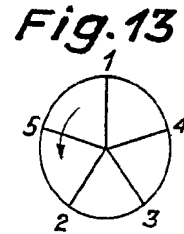
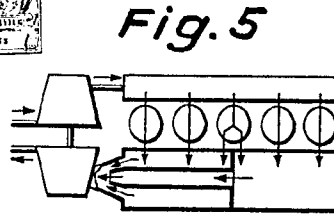
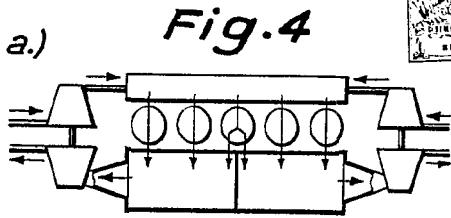


3 ABR. 1933

Emilio García Arceaga



ADR 1968



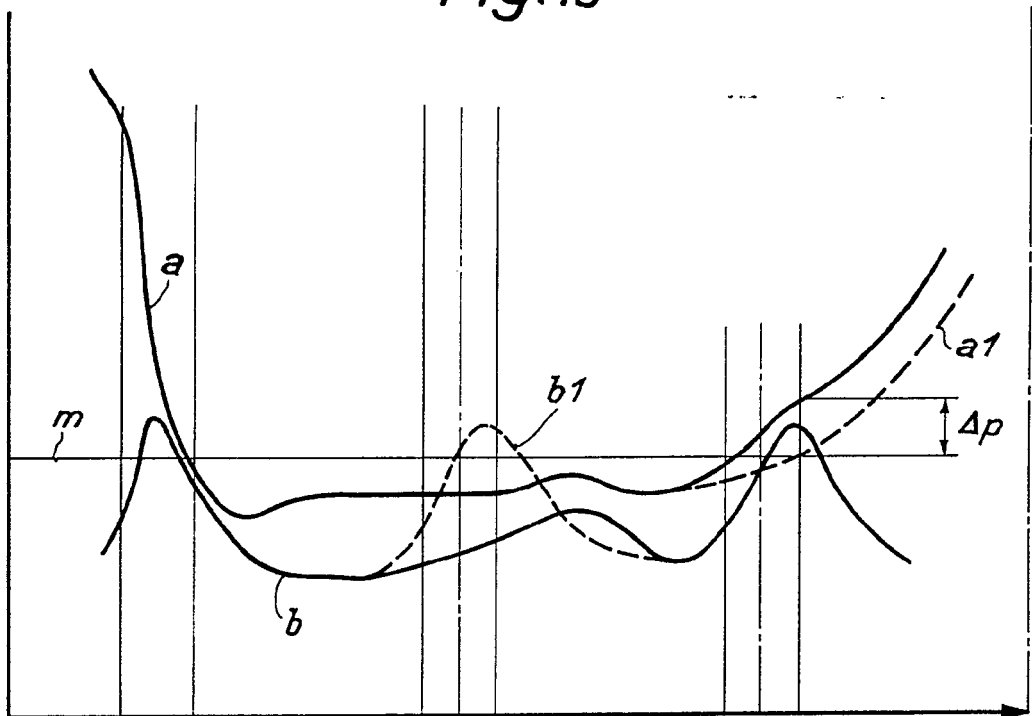
ESCUELA NACIONAL DE PATENTES
 REPUBLICA DE CHILE
 S. P.

Francisco García Arceaga



4-53

Fig. 19



A1 E1

A6 E6

A2 E2
E1' A1'

I

VI

II

DICATA VARIABLE

3 ABR 1953

CONSEJO DE LA CORTE ROYAL
P. P.

Emilio García Asteaga