

AM/JE.



143508

P A T E N T E   D E   I N V E N C I O N

a favor de

Michel KADENACY y ARMSTRONG WHITWORTH SECURITIES COMPANY LIMITED, domiciliado el primero en PARIS (Francia) y la segunda en LONDON y en NEWCASTLE-UPON-TYNE (Inglaterra)

por:

"Perfeccionamientos en los motores de combustión interna de dos tiempos"

-----:-----

M e m o r i a   d e s c r i p t i v a .

En la renovación de la carga gaseosa de los motores de combustión interna, se pueden distinguir las fases siguientes:

- 1. La limpieza del cilindro de los gases residuales que pueden quedar en él por diversas causas y
- 2. El llenado del cilindro con la nueva carga.

En los motores de cuatro tiempos ya conocidos, por ejemplo, los gases residuales son expulsados del cilindro por el movimiento del pistón durante la carrera de expulsión y la nueva carga es introducida por la presión atmosférica que llena el vacío producido mecánicamente por el pistón durante su



carrera de aspiración.

En los motores normales, de dos tiempos, la limpieza  
del cilindro de los gases residuales y el llenado del cilindro  
se efectúan por el llamado barrido producido por una corriente  
15 de aire comprimido.

En todos estos motores los conceptos que han presidi-  
do a su proyecto y construcción han sido falsificados por una  
ignorancia de los fenómenos que tienen lugar en el momento  
20 de la expulsión, durante ella e inmediatamente después de su  
terminación mientras que la naturaleza de la misma fase de ex-  
pulsión ha sido mal conocida.

La descarga de los gases quemados de un motor de com-  
bustión interna ha sido considerada como una expansión adiabá-  
tica la cual a su terminación deja el cilindro a una presión  
25 próxima a la atmosférica.

Se ha imaginado que la expansión se prolonga por un  
tiempo relativamente largo y que la velocidad de salida de los  
gases del cilindro es igual a la que han adquirido a consecuen-  
cia de la expansión y es la velocidad del sonido para el estado  
30 del medio.

Este concepto está completamente en contradicción  
con las observaciones hechas por el inventor acerca de la natu-  
raleza de los fenómenos que ocurren y acompañan a la salida de  
35 los gases quemados de un motor de explosión.

Los fenómenos que se verifican en la expulsión y los  
que la acompañan ocurren de una manera totalmente diferente y  
en la forma siguiente:

El inventor ha observado que en todos los motores de  
40 combustión interna, los gases contenidos en el cilindro en el  
momento en que comienzan a abrirse los orificios de expulsión  
componen un cuerpo elástico dotado de energía balística que es  
capaz de hacer que los gases sean proyectados fuera del cilín-  
dro como una masa si encuentran un orificio para su salida.

45 Si se deja que los gases quemados salgan del cilindro



50 con esta energia balistica, dejarán tras de si una elevada depresión que puede llegar incluso a un vacío completo y al cual nos referiremos en adelante como "el vacío". Este vacío existirá no sólo en el cilindro sinó que puede extenderse en el espacio al cual llegan los gases a su salida y el volúmen total del vacío dependerá de la energia balistica contenida en los gases quemados.

55 Este vacío será mantenido en un estado estático en el cilindro durante un intervalo de tiempo cuya duraci3n está determinada por el retroceso de la zona posterior de la masa gaseosa en su rebote hacia el cilindro.

60 De estas observaciones puede deducirse que en un motor de cuatro tiempos el pist3n que ha efectuado dos fases de trabajo una para expulsar del cilindro los gases quemados y la otra para producir el vacío en el cilindro para cargarlo de nuevo, ejecuta un trabajo que podria haber sido efectuado por los gases de escape.

65 En los motores normales de dos tiempos, los gases de escape son también capaces de producir el vaciado del cilindro y dejar en el mismo un vacío, pero en estos motores, al igual que en los de cuatro tiempos, este efecto potencial ha sido desperdiciado y un generador de aire comprimido ha debido efectuar de nuevo este trabajo por el método del barrido. Además la energia contenida en los gases en el choque de retroceso, es mucho mayor que la energia contenida en los gases de barrido y por consiguiente los gases quemados penetran en los gases nuevos y se mezclan con ellos, e incluso un choque de retroceso fuera de tiempo puede oponerse a la entrada de la nueva carga.

75 Por lo dicho se comprenderá que tanto los motores de cuatro tiempos como los normales de dos tiempos han sido proyectados y construidos sin tener en cuenta los fenómenos naturales que ocurren durante el periodo de expulsión y por consiguiente estos motores deben ser considerados como no racionales.



80 El objeto de esta invención consiste en obtener un motor de combustión interna de dos tiempos en el cual la evacuación del cilindro por la salida en masa de los gases quemados se utiliza para la introducción de una nueva carga en el cilindro.

85 Esta invención comprende la selección de un ángulo de cigüeñal para el periodo de carga, establecer el área del orificio de entrada y la rapidez de apertura de este orificio de modo que pueda entrar una carga suficiente por la acción de la presión atmosférica, durante el periodo de carga, como  
90 consecuencia de la salida en masa de los gases quemados del cilindro, escoger el momento para la apertura del orificio de escape, calcular el área de este orificio de escape y la velocidad de apertura del mismo, de tal manera que se abra un área suficiente del orificio de escape antes de que se abra  
95 el orificio de entrada, a fin de conseguir que la salida en masa de los gases quemados se efectúe antes de la apertura de la entrada.

En un motor construido de acuerdo con esta invención la carga estará en relación directa con las condiciones reinantes en el cilindro a causa de los fenómenos naturales que  
100 ocurren durante el periodo de expulsión y por lo tanto puede ser considerado como un motor racional.

Se comprenderá que si una porción de la energía balística de los gases quemados se destruye durante su salida en  
105 masa del cilindro, el volumen del vacío que queda detrás de los gases y la duración del tiempo durante el cual este vacío se mantiene quedarán correspondientemente reducidos. En los motores de combustión interna normales, las características de los orificios de escape son tales que la mayor parte de la  
110 energía balística de los gases quemados puede ser anulada durante su salida del cilindro.

Por tanto, otro objeto de esta invención consiste en obtener un motor de combustión interna de dos tiempos, tal



115

como se ha dicho antes, en el cual los gases quemados retienen la máxima proporción de energía balística al salir del cilindro y en el cual se efectúa la utilización máxima del vacío dejado en el cilindro por la salida en masa de los gases quemados.

120

En vista de este objeto, la invención consiste además en escoger un ángulo de cigüeñal para el periodo de carga, establecer un área máxima de los orificios de entrada y una velocidad máxima de apertura de estos orificios dentro de límites mecánicos, establecer orificios de salida con el área máxima dentro de límites mecánicos y establecer la relación

125

de tiempo entre la apertura de los orificios de entrada y la apertura de los orificios de salida o escape, de modo que los orificios de entrada se abran cuando los gases quemados empiezan a salir en masa del cilindro y disponer que el área de los orificios de escape que se abre antes de la apertura de los orificios de entrada, se abra a la máxima velocidad dentro de límites mecánicos, con lo cual puede introducirse en el cilindro la máxima carga en el tiempo disponible.

130

135

La invención se propone también disponer de medios para combatir toda influencia perjudicial de un retroceso de los gases quemados o de una aspiración prolongada en la carga contenida en el cilindro.

Otras características aparecerán en el transcurso de la siguiente descripción, en la que se hace referencia a los planos adjuntos.

140

145

Las figuras 1 á 5 son diagramas de las presiones durante los periodos de expulsión y admisión obtenidos en un punto del tubo de escape, próximo al cilindro, de un motor construido conforme esta invención; correspondiendo estas figuras a las velocidades de 800, 1000, 1200, 1300, y 1500 revoluciones por minuto respectivamente.

La figura 6 representa tres diagramas de presiones tomados en el tubo de escape de otro motor a una misma velocidad pero con diferentes sistemas de expulsión en el motor.



150 Las figuras 7, 8 y 9 son diagramas de presiones tomados en el tubo de admisión de un motor, durante los periodos de expulsión y de admisión.

La figura 10 es un diagrama del área de las aberturas de admisión y de expulsión.

155 Las figuras 11 y 12 representan como ejemplo secciones transversal y axial de un cilindro de un motor de combustión interna mostrando las aberturas de expulsión y los conductos que comunican estas aberturas con el tubo de escape.

La figura 13 es un diagrama de tiempos en un motor de seis cilindros.

160 Las figuras 14 y 15 representan una disposición del conducto de escape conforme con esta invención para un motor de seis cilindros.

165 Los diagramas de las figuras 1 á 9 han sido todos ellos obtenidos por medio del aparato descrito en la solicitud de patente inglesa nº. 1016 de 1936.

170 En estas figuras, las ordenadas representan presiones superiores e inferiores a la atmosférica y las abcisas representan ángulos de cigüeñal. EO, EC, AO, AC indican respectivamente la apertura y cierre de la expulsión y apertura y cierre de la admisión. BDC indica el punto muerto inferior.

175 Las curvas de las figuras 1 á 5 son curvas dobles de presión tomadas con un aparato indicador que comprende un doble tubo de Pitot conectado con un manómetro, habiéndose efectuado las lecturas de las presiones en sincronización con el ciclo del motor y pudiendo ajustarse con relación a este ciclo, lo que permite observar la dirección del movimiento y velocidad de los gases.

180 Cada una de estas figuras ofrece dos curvas similares una en líneas continuas y otra en líneas de trazos, Cuando la línea continua se encuentra por encima de la de trazos, la dirección del movimiento es separándose del cilindro y viceversa.

La diferencia entre las ordenadas de ambas curvas en cualquier punto constituye por tanto una indicación de la veloci-



dad de los gases en un momento determinado.

185 Refiriéndonos a cualquiera de las figuras 1 á 5 se observará que cuando se abre el orificio de expulsión se presenta primeramente un intervalo de tiempo durante el cual no se produce practicamente cambio alguno en la presión en el tubo de escape la presión aumenta luego rapidamente hasta alcan-  
190 zar el máximo y desciende luego bruscamente hasta una presión inferior a la atmosférica para aumentar luego de nuevo y destruir la depresión.

Si estas variaciones en la presión se consideran en combinación con la dirección del movimiento de los gases se obser-  
195 vará que durante el periodo de retraso existe en el tubo de escape una diferencia de presión muy pequeña y practicamente constante. Después de ello la diferencia de presión aumenta muy rapidamente hasta una diferencia máxima que permanece practicamente constante durante un corto trecho en ambos lados de la  
200 cima de la curva de presión. Esto puede, interpretarse como representación del paso de la masa de gases quemados a velocidad elevada por el aparato indicador.

Después de ello, el movimiento continua efectuándose en dirección de separarse del cilindro, pero en este momen-  
205 to la masa de gases quemados ha pasado ya por el aparato indicador y se encuentra en un punto mas avanzado del tubo de escape y la diferencia de presión indica el estado del medio que pasa en dicho momento por el aparato indicador.

Se observará que en un punto mas avanzado del ángulo del cigüeñal las dos curvas se cruzan, indicando una inversión en la dirección del movimiento y que esta inversión  
210 vá seguida del choque de retroceso de los gases quemados.

Las curvas representadas en las figuras 1 á 5, han sido obtenidas en un motor construido conforme esta invención.  
215 Se observará que la abertura de admisión se abre practicamente cuando la porción extrema posterior de la masa de gases quemados abandona o está a punto de abandonar el cilindro y se observará también por las curvas que la carga que entra detiene



220 el rápido descenso de presión y llena parcialmente el vacío que queda por detrás de la masa de gases quemados. A continuación la presión desciende de nuevo en el tubo de escape antes de que se produzca la inversión del movimiento mostrando que en este motor con aberturas de aire la carga que entra no puede llenar completamente el vacío dejado por los gases quemados en el sistema de expulsión.

225 Si el orificio de admisión en vez de abrirse en la forma antes indicada hubiera permanecido cerrado cuando los gases quemados abandonan el cilindro las curvas mostrarían un descenso de presión hasta un grado de vacío muy elevado y un retroceso igualmente pronunciado a una presión elevada ya que no habría nada en el cilindro que se opusiera o atenuara este retroceso y se comprenderá por lo antes dicho que la forma de la curva queda modificada por el hecho de que la carga que entra sigue a los gases quemados que salen, aún

230

235 cuando las características de la curva no sufren alteración.

A partir de curvas como las representadas puede observarse y calcularse que la velocidad media de la expulsión total oscila entre 300 y 700 metros por segundo. Puede observarse también que el aumento de presión hasta la cima y el descenso subsiguiente son extremadamente bruscos y no pueden ser comparados con una expansión adiabática y que la expulsión total ocupa un intervalo de tiempo que es mucho más corto que el que sería necesario para que los gases quemados se expandieran adiabáticamente hasta la presión atmosférica y puede deducirse que la verdadera velocidad instantánea de la salida en masa del cilindro es mucho más elevada que la velocidad media de salida y es mucho mayor que la velocidad del sonido.

240

245

250 En este sentido debe observarse que el indicador registra cambios de presión en el tubo de escape junto al cilindro. Si se toman en consideración al propio tiempo los cambios de presión que se producen en el cilindro se observará que el



255 aumento brusco de presión hasta la cima de la curva corresponde a un descenso igualmente brusco de presión en el cilindro por detrás de los gases.

260 Además puede deducirse de múltiples observaciones que después de la expulsión el cilindro permanece vacío y se observará por las curvas que este vacío se prolonga durante un cierto tiempo después del cual se produce el choque de retroceso que se propaga por una densa zona frontal.

De las observaciones anteriores puede deducirse que los gases antes de su salida del cilindro presentan una velocidad inicial propia y que la expansión adiabática ocurre únicamente como fenómeno secundario.

265 Para los fines de esta descripción se considerará que la expulsión total de los gases quemados se efectúa en el periodo que transcurre entre el momento de apertura del orificio de expulsión y el momento en que el extremo posterior de la masa de gases quemados abandona el cilindro.

270 El retraso que se produce al empezar este periodo antes de que los gases quemados lleguen al sistema de expulsión puede explicarse teniendo en cuenta la viscosidad e inercia dinámica de los gases quemados y la inercia estática de la masa gaseosa externa que rodea el orificio de expulsión.

275 El medio gaseoso externo que rodea al orificio de expulsión posee una inercia estática que debe ser vencida por los gases quemados antes de que estos puedan abandonar al cilindro.

280 Pero cuando el orificio de escape comienza a abrirse y solamente hay abierta una estrecha ranura, la masa de gases quemados a causa de su viscosidad sale del cilindro y se pone completamente en contacto con el medio gaseoso externo que rodea al orificio de escape de modo que no puede ejercer su plena fuerza sobre este medio gaseoso externo.

285 Cuando se ha abierto una área, suficiente del orificio de escape, puede suceder que los gases quemados no se dirijan en aquel momento hacia el orificio de escape, en otras palabras,



puede haber un retraso debido a la inercia dinámica de los gases quemados.

290 El verdadero momento en que empieza la expulsión será aquel en el cual queda abierta un área suficiente del orificio de escape para que los gases quemados puedan salir en masa del cilindro y dichos gases salen en masa del cilindro y vencen la resistencia del medio gaseoso externo.

295 Los efectos citados explican el periodo de retraso que se observa al principio de las curvas representadas en las figuras 1 á 5 antes de que tenga lugar el aumento brusco de presión.

300 Además cuando la masa de gases quemados se ha puesto en contacto con el medio gaseoso externo forma una columna al pasar por el orificio de escape y el tiempo empleado para la salida de los gases quemados es afectado por la longitud de dicha columna, es decir, por el área del orificio de escape y por la necesidad de deformarse que sufre la masa viscosa de gases quemados durante su paso por dicho orificio.

305 Si el ángulo entre la abertura de escape y la abertura de admisión ha sido determinado por adelantado, se comprenderá que para conseguir la seguridad de que la salida en masa de los gases quemados se efectúe dentro de este ángulo, es preciso que el orificio de escape se abra antes que el orificio de admisión o entrada y esto puede conseguirse partiendo de la consideración de la velocidad media de la salida total de los gases quemados antes citada y del área media del orificio de escape abierta en el ángulo en cuestión, así como del hecho de que el volumen de gases quemados debe descargarse en un intervalo de tiempo que es menor que el necesario para que la expansión adiabática se manifieste como factor dominante.

310 Para efectuar dicho cálculo, el intervalo de tiempo durante el cual debe tener lugar la expulsión total puede admitirse como  $1/300$  de segundo. Como es natural este tiempo puede ventajosamente ser mas pequeño pero no debe ser mucho mayor.

320



Pueden todavia conseguirse resultados satisfactorios si este intervalo de tiempo aumenta hasta 1/250 de segundo aún cuando ello no es conveniente y al efectuar el cálculo debe admitirse  
 325 1/300 de segundo como el máximo intervalo de tiempo permisible.

La velocidad media de la expulsión total variará según la naturaleza del combustible empleado, la mezcla y las condiciones de combustión entre otros factores. Para un aceite combustible y una buena combustión puede suponerse una velocidad  
 330 media de 450 metros por segundo.

Supongamos, como ejemplo, que N es el número de revoluciones por segundo del motor.

A es el área en centímetros cuadrados del orificio de escape abierta antes de que se abra el orificio de admisión.

335 K es una constante que depende de la forma del orificio de escape y del área abierta por unidad de movimiento del pistón siendo KA el área media efectiva del orificio de escape abierta antes de abrirse la admisión.

W es el volumen del cilindro en centímetros cúbicos.

340 v es la velocidad media de la salida en masa de los gases quemados en metros por segundo.

a es el ángulo del conducto de escape.

Entonces la longitud de la columna formada por el paso de la masa de gases quemados por el orificio de escape será

345 
$$\frac{W}{100 KA} \text{ metros}$$

El intervalo de tiempo ocupado por esta salida en masa será

$$\frac{W}{100 KAv} \text{ segundos}$$

350 El tiempo que transcurre entre la apertura del escape y la de la admisión será de

$$\frac{a}{360 N} \text{ segundos}$$

de modo que debe existir la relación siguiente:

$$\frac{a}{360 N} = \frac{W}{100 KAv} = \frac{1}{300} \text{ segundos}$$



355 Pero se comprenderá que a fin de reducir el periodo de  
expulsión total de los gases quemados a un minimum, el area  
del orificio de escape debe ser tan grande como sea posible y  
el area del orificio de escape que queda abierta antes de que  
se abra el orificio de admision debe abrirse a la maxima velo-  
360 cidad posible dentro todo elio de los limites mecanicos. En  
este caso seria mas sencillo abrir totalmente el orificio de es-  
cape a la máxima valocidad posible pero se comprenderá que la  
velocidad de apertura del área restante del orificio de escape  
despues que los gases han salido del cilindro no tiene importan-  
365 cia alguna.

De esta manera si el ángulo disponible para la eva-  
cuación del cilindro y carga del mismo se ha establecido de an-  
temano, la porción máxima de este ángulo podrá, utilizarse para  
la carga.

370 La elección de este ángulo dependerá de la construc-  
ción del motor y se determinará de acuerdo con principios ya  
conocidos para conseguir el maximum volumen util del cilindro.

Como ya se ha dicho, cuando los gases han salido del  
cilindro este se encuentra vacio. Si en el cilindro se abre luego  
375 un orificio que comunique con la atmósfera tendrá lugar una ad-  
misión debida a la presión atmosférica.

380 Por experimentos efectuados, el inventor ha observado  
que el paso de comunicacion con la atnosfera puede abrirse cuando  
los gases que salen han abandonado el punto en el cual se en-  
cuentra el orificio de admisión.

385 Por ejemplo, en un motor de pistones opuestos, en el  
cual los orificios de admision y de escape se hallan en los  
extremos opuestos del cilindro, los orificios de admision pueden  
abrirse mientras los gases de escape se hallan todavia en el  
fondo del cilindro cerca del punto enque estan situados, los ori-  
ficios de escape; esto se explica por la viscosidad de los gases  
y por la velocidad con que escapan.



390

Por lo que antecede y tal como se describe en la patente inglesa nº.431,856 se observará que si el orificio de admision se abre en el momento en que la columna de gases empieza a abandonar el cilindro puede penetrar en este una nueva carga por la accion de la presion atmosférica. Mas exactamente, la admision deberia abrirse cuando la cara posterior de la masa de gases que sale deja la posicion exacta del orificio de admision.

395

400

Si la apertura del orificio de admision se retrasa queda reducido el tiempo disponible para la carga y el choque de retroceso se verifica mas rapidamente y con mayor violencia. Las curvas demuestran que el ultimo momento en que deberia efectuarse esta apertura, es inmediatamente antes de que tenga lugar la inversion de movimiento.

405

Para obtener el resultado máximo, la admision deberia abrirse sin retraso y con la máxima área abierta por unidad de movimiento del piston. Pero en la practica puede permitirse una cierta tolerancia desde el punto de vista constructivo a fin de conseguir un satisfactorio funcionamiento del motor.

410

Es posible por tanto elegir un momento para la apertura del orificio u orificios de admision relativamente próximo al momento de la expulsion de los gases quemados y que continúe siendo conveniente para cargar el motor dentro de amplios límites de velocidades.

415

En las figuras 1 a 5 se observará que la relación de tiempos para la apertura de la admisión no se altera y que dentro de los limites de velocidades representados por las curvas, esta apertura de la admision se verifica siempre con relativa proximidad al momento de salida de los gases quemados.

420

Por ejemplo en las figuras 1 a 5, la admision está regulada para abrirse  $28 \frac{1}{2} \%$  despues de la expulsion y está relación de tiempos es conveniente por lo menos para



425 todo el limite de velocidades representado en las figuras. El volumen del cilindro es de 700cc. y el area del orificio de expulsion abierta antes de que se abra la admision es de 13, 8 cm<sup>2</sup> . Si aumenta la velocidad de apertura del orificio de escape la admision puede abrirse 20º despues de la expulsion cuando se han abierto 13, 2 cm<sup>2</sup> del orificio de expulsion. La velocidad máxima de apertura mecanicamente posible con este motor, permitirá que la admision se abra 18º despues de la expulsion cuando se han abierto 13,6 cm<sup>2</sup> del orificio de expulsion. En todos estos casos el area total del orificio de expulsion es mayor que la abierta en el momento de apertura de la admision y se aproxima a la máxima permisible.

430

435

Quando los gases quemados dejan el cilindro dejan un vacio en el cilindro y en parte del conducto de escape.

440 Para que el cilindro pueda llenarse con una nueva carga los orificios de admision deben tener un area suficientemente grande y deben permanecer abiertos durante un tiempo suficiente para que la nueva carga pueda entrar en el cilindro y en parte del conducto de escape, por la accion de la presión atmosferica.

445 Si se ha determinado el angulo disponible para la carga, puede determinarse facilmente el area del orificio de admision que debe abrirse para asegurar la entrada de una carga suficiente, teniendo en cuenta la velocidad media ya conocida de expansion del aire desde la presion atmosferica a un vacio y el volumen del vacio que debe llenarse.

450

Puede establecerse por ejemplo, el cálculo a base de la necesidad de introducir en el cilindro y conducto de escape una cantidad de aire equivalente por ejemplo a 1,5 veces el volumen del cilindro, a una velocidad media de entrada de la carga de 50 a 60 metros por segundo. Este valor es un valor moderado, pues la velocidad media de entrada puede llegar en la

455



practica a 100 metros por segundo.

460 Sin embargo, en la practica, es preferible y tambien mas sencillo hacer que el orificio de admision sea lo mayor posible y que toda el area del mismo se abra tan rapidamente como sea posible de modo que toda su area pueda aprovecharse para la carga durante la mayor parte posible del periodo de carga.

465 Las curvas muestran claramente el tiempo necesario y disponible para la introduccion de la carga a partir del cual puede conseguirse una disposicion conveniente para la admision y como puede determinarse el area y tiempo de apertura del orificio de admision, con relacion a las caracteristicas del sistema de expulsion.

470 La figura 10 representa un diagrama de areas de abertura para un cilindro de 1,5 litros, calculadas de conformidad con las indicaciones anteriores. La curva 1 se refiere a la apertura del orificio de escape y la curva 2 a la del orificio de admision. Las ordenadas representan las areas y las abcisas los ángulos de cigüeñal.

475 Las porciones mas importantes de las curvas son las siguientes:

480 1. La porcion -e- de la curva de expulsion hasta el momento en que se abre el orificio de admision. Esta area debe ser suficiente para el objeto indicado y preferiblemente, la inflexion de la curva debe ser lo mas rápida posible.

485 2. Las porciones de las curvas 1 y 2 que se solapan. Durante este angulo estan abiertas tanto la expulsion como la admision y el aire pasa a traves del cilindro y del conducto de escape. Una variacion en este ángulo variará la intensidad de la refrigeracion producida por el aire que pasa por el cilindro.

3. La porcion -a- de la curva de admision una vez se ha cerrado el orificio de escape y cuando la presion en el cilindro vuelve a ser igual a la atmosferica. La velocidad de



490

la carga que entra durante este periodo suma su acción a la debida a la diferencia de presiones.

495

Ahora bien, la carga introducida debe quedar retenida en el cilindro sin que sea empujada o aspirada hacia fuera por los movimientos de los gases de escape que o bien continúan en la dirección de separarse del cilindro o producen un choque de retroceso por el rebote que tiene lugar ya sea en los conductos de escape o ya al aire libre.

500

Las curvas representadas en las figuras 7, 8 y 9 indican la forma en la cual se transmite por el orificio de admisión la inversión de dirección de los gases quemados. En la figura 7 las líneas continuas y las líneas de trazos sirven para indicar como en las figuras 1 a 5 el momento en que esta inversión aparece en el orificio de admisión.

505

En estas figuras se observará que a bajas velocidades el choque de retroceso de los gases es capaz de ser perjudicial y que a velocidades elevadas la admisión puede cerrarse antes de que ocurra el choque de retroceso.

510

Los choques de retroceso empujan hacia fuera la carga y la debilitan; una succión innecesariamente prolongada, reduce la carga poniéndola en depresión. Estos dos factores perjudiciales proceden del exterior del cilindro y repercuten en su contenido. Es necesario suprimirlos o atenuar su acción o bien deben ser retrasados o separados del cilindro, de manera que su influencia no pueda manifestarse sobre el contenido del mismo cilindro. Esto puede conseguirse regulando el tiempo de funcionamiento del motor, regulando el tiempo de la expulsión, por una regulación del sistema de expulsión en forma y en volumen o por regulaciones convenientes del sistema de expulsión.

520

Puede establecerse por ejemplo un cierre conveniente de la expulsión tal como se describe en la solicitud de patente inglesa N<sup>o</sup> 1017 de 1936 con lo cual los factores perjudiciales pueden ser separados del cilindro.

Pueden también utilizarse los medios descritos en



525 la patente inglesa Nº 431.857 a fin de impedir que el choque de retroceso penetre de nuevo en el cilindro.

La introducción de una carga suplementaria comprimida al final del periodo de admisión tal como se describe en la solicitud de patente inglesa Nº 23.472 de 1934 o bien  
530 la inyección de aire en un momento determinado en el conducto de expulsión tal como se describe en la solicitud de patente inglesa Nº 31.649 de 1935 se opondrán y retrasarán el choque de retroceso.

Los medios descritos en las solicitudes de patente  
535 inglesa Nos. 25.165 de 1934, 32.202 de 1935 y 1.020 de 1936 permitirán oponerse y atenuar dichas acciones.

Estos medios se indican simplemente como ejemplo y puede emplearse cualquier medio que asegure que la carga quedará retenida en el cilindro.

540 El inventor ha deducido por la experimentación que la velocidad absoluta de salida de los gases quemados del cilindro puede retrasarse o acelerarse según la naturaleza del espacio en el cual penetran los gases al salir del cilindro.

Por ejemplo, los tubos de escape cuya sección trans  
545 versal es de dimensiones excesivas, retrasan la velocidad de salida y hacen más próximo el choque de retroceso. Los tubos de dimensiones demasiado reducidas, retrasan la salida por compresión de la columna y deformación de la masa gaseosa, el aumento en la densidad de los gases quemados como consecuencia de esta compresión hace que la columna de gases quemados  
550 pierda fuerza viva a consecuencia del mayor rozamiento. En todos estos casos se comprenderá que las acciones citadas son las que producen una aceleración negativa en los gases de escape. Los tubos de dimensiones apropiadas mantienen la  
555 velocidad de los gases y la salida total de los gases del cilindro se verifica con mayor rapidez.

La salida directa a la atmósfera de los gases quemados es decir cuando no existe sistema de escape tiene lugar con una gran pérdida de velocidad. El choque de retroceso



957



560 por rebote sigue inmediatamente y el tiempo durante el cual el cilindro permanece vacío es menor que en todos los demás casos.

Otro objeto de la invención consiste en indicar las condiciones que debe cumplir un tubo de escape, para un motor construido conforme esta invención, a fin de asegurar que la salida en masa de los gases quemados quede sujeta a un mínimo retraso durante su movimiento hacia fuera.

Como ya se ha dicho, cuando los gases de escape abandonan el cilindro del motor a consecuencia de la apertura del orificio de escape, tienden a formar una columna cuya longitud depende del área de los orificios de escape abierta durante la salida en masa de los gases.

En este momento, la masa de gases que sale posee una velocidad muy elevada y se conforma a las leyes de la reflexión.

Por consiguiente a su salida del cilindro no deben encontrar en los conductos y tubo de escape superficies capaces de reflejarlos hacia el cilindro ni de impedir su movimiento separándose del cilindro.

Además, la energía contenida en los gases de escape es capaz de desplazar una masa proporcionada del medio gaseoso externo que rodea al cilindro. Si este medio resistente presenta una gran superficie a la masa saliente de gases quemados, esta última se deformará o aplastará y la columna saliente será de menor longitud siendo mayor su aceleración negativa y más rápido su retroceso al cilindro.

Los tubos de escape de diámetro excesivo con relación a los orificios de escape producen este resultado y el caso extremo se presentará cuando los gases de escape se dejan salir directamente a la atmósfera.

Por otra parte si los tubos de escape son de diámetro demasiado pequeño, la resistencia a la deformación de la masa saliente, que puede poseer una viscosidad muy elevada ejerce una acción de retraso excesiva sobre la misma



595 masa saliente. La completa evacuación de los gases quemados se retrasa y el retroceso tiene lugar más rápidamente.

En ambos casos queda por tanto reducido el tiempo disponible para la admisión.

600 Conforme con esta invención, las paredes de los pasos y conductos a través de los cuales pasan los gases al dejar los orificios de escape son de forma tal que tienden siempre a guiar y reflejar los gases quemados separándolos del cilindro en la dirección del escape y la sección para el paso de los gases quemados a través de estos conductos es  
605 tal que los gases quemados al dejar los orificios de escape no encuentran ya ningún aumento o disminución brusca en el área de la sección transversal, capaz de producir un aumento o una disminución en el área de la sección transversal de la columna.

610 Preferiblemente y a fin de facilitar el movimiento hacia fuera de los gases quemados e impedir su retroceso hacia el cilindro, los conductos de escape serán de sección transversal progresivamente creciente en la dirección del escape.

615 Este aumento progresivo de la sección transversal facilitará la expansión de los gases quemados durante su movimiento de separación del cilindro.

Una disposición conveniente para satisfacer las necesidades indicadas, se representa en las figuras 11 y 12.  
620 En estas figuras se observará que el conducto -4- en el bloque del cilindro que pone en comunicación los orificios de escape -3- con el extremo de entrada del conducto de escape -5- es de forma tal que no presenta superficies capaces de reflejar los gases salientes hacia el cilindro y que a partir de  
625 este punto de conexión con el cilindro, el tubo de escape aumenta progresivamente de sección transversal.

Al establecer la forma y configuración del tubo de escape, debe tenerse en cuenta el hecho de que los gases de escape tienden a proyectarse al salir del cilindro en una di-



937



630 rección natural que es la del eje del cilindro y por este motivo en la figura 11, el conducto de escape está inclinado hacia el eje del cilindro a fin de desviar lo menos posible la masa de gases saliente.

Otro objeto de esta invención consiste en determinar la relación que debe existir entre la longitud del tubo de escape y el choque de retroceso de los gases quemados para conseguir el mejor funcionamiento del motor.

Se ha dicho antes que el inventor había comprobado por la experimentación que cuando los gases quemados salen del cilindro directamente a la atmósfera, el choque de retroceso de los gases quemados se verifica mas rapidamente y con la máxima violencia y que la rapidez y violencia del choque de retroceso se reducen cuando los gases quemados pasan por el tubo de escape antes de llegar a la atmosfera.

645 Se ha observado que el retraso y la intensidad del choque de retroceso es influido dentro de ciertos limites por la variación de la longitud del tubo de escape.

La figura 6 representa la influencia de una variación en la longitud del tubo de escape en el choque de retroceso. En esta figura se representan tres curvas tomadas todas ellas a la misma velocidad del motor, pero con tubos de escape de diferente longitud siendo las longitudes del tubo de escape de 0'76 m. (curva de trazos y puntos), de 1'35 m. (curva de linea continua) o de 1'73 m. (curva de trazos) respectivamente.

Las curvas representadas en la figura 6 son análogas a las de las figuras 1 a 5 pero unicamente indican variaciones de presión.

660 Se observará que cuando aumenta la longitud del tubo de escape se hace mas distante el choque de retroceso, disponiéndose de un mayor periodo de tiempo para efectuar la carga y que por consiguiente se reduce la intensidad del efecto del choque de retroceso sobre el cilindro.

Cuando continua aumentando la longitud del tubo de



665 escape se llega a un punto a partir del cual no puede conseguirse ya un mayor retraso en el choque de retroceso.

Si el tubo de escape es de forma cónica ensanchándose convenientemente hacia fuera no será perjudicial un nuevo aumento a partir de este punto ya que el aumento continuado en la sección transversal del tubo de escape permitirá la expansión de los gases pero será innecesario este aumento en la longitud. Por otra parte, si el tubo de escape es cilíndrico y se aumenta su longitud mas allá del punto de máximo retraso el choque de retroceso empezará a tener lugar más pronto, siendo ello debido a que la forma cilíndrica del tubo de escape no permite la libre expansión de los gases y produce un efecto de retención que se opone a la salida final de los gases después de su expansión.

Si en el tubo de escape se dispone un silencioso o cámara de expansión, cuando el tubo de escape es de forma cónica dicho silencioso puede disponerse en el extremo de un tubo de escape de la longitud practicamente necesaria para obtener el máximo retraso en el choque de retroceso, pero de lo antes dicho se deducirá que el silencioso puede también disponerse en el extremo de un tubo de escape de forma convenientemente cónica, de mayor longitud que la necesaria, sin obstáculo alguno.

Cuando el tubo de escape es cilíndrico el silencioso debe disponerse en el extremo de un tubo de escape de la longitud practicamente necesaria para conseguir el máximo retraso y si fuera necesario alargar todavia más el tubo de escape la prolongación deberia disponerse después del silencioso o cámara de expansión.

Como indicación puede decirse que por lo general será suficiente que el tubo de escape tenga una longitud de 0'90 a 1'80 m. para obtener los resultados mencionados.

Como explicación de lo anterior puede decirse que el volúmen del vacío dejado en el cilindro y en el tubo de escape por la salida en masa de los gases quemados dependerá



700 de la masa del medio gaseoso externo que pueda ser desplazada por el trabajo que los gases quemados puedan verificar por choque sobre este medio externo a igualdad de las demás condiciones.

El tiempo absoluto durante el cual se mantienen este vacio depende del camino recorrido por los gases de escape antes de su rebote hacia el cilindro o de una manera mas general de la velocidad de salida de los gases quemados y de la aceleración negativa sufrida por los mismos.

Si los gases de escape pueden salir directamente del orificio de escape a la atmosfera, la cabeza de la columna gaseosa saliente resultara aplastada y alargada. Con ello aumentará la superficie de resistencia y la aceleración negativa aplicada a la masa saliente será extremadamente elevada. Por consiguiente el trayecto recorrido por los gases salidos del cilindro será extremadamente corto y el rebote hacia el cilindro se efectuará con extrema rapidez.

Por otra parte si los gases deben pasar por un tubo de escape o análogo antes de alcanzar la atmosfera y este tubo es demasiado corto para contener la columna de gases también se deformará la cabeza de esta última contra la atmosfera exterior que rodea al tubo, de modo que el tiempo que transcurre entre la salida y el retroceso de los gases queda reducido con relación a la deformación sufrida por la columna.

Si se alarga el tubo de escape se llegará a una dimensión para la cual y para una determinada fuerza explosiva el rebote de los gases quemados se producirá desde un plano o zona frontal adyacente al extremo del tubo. Cuando se ha alcanzado esta longitud de tubo, un nuevo aumento en su longitud no producirá ningún nuevo retraso en el choque de retroceso. En otras palabras no existe ventaja alguna en alargar el tubo más allá de dicho punto.

Si en el conducto de escape se dispone un silencioso o cámara de expansión su posición se determinará exactamente por el punto a partir del cual tiene lugar el rebote



37



735 de los gases quemados para las explosiones de mayor intensidad.

En las explosiones de elevada intensidad la energía contenida en los gases quemados y su velocidad de salida son mayores y por consiguiente el punto a partir del cual se efectúa el rebote se encuentra a mayor distancia del motor que para las explosiones de menor intensidad.

Por tanto, para explosiones débiles todo ocurrirá como si el tubo fuera demasiado largo, es decir sin ventaja alguna desde el punto de vista de esta invención.

745 Las cámaras de expansión resultarán por tanto perjudiciales si se encuentran dispuestas demasiado próximas al cilindro es decir más próximas al cilindro que el punto más lejano de rebote de la columna de gases de escape para las explosiones de mayor intensidad en el régimen de trabajo del motor.

Un tal aumento repentino en la sección del tubo de escape como consecuencia de disponer una cámara de expansión o similar más próxima que el punto de rebote de los gases quemados tendría como consecuencia un efecto igualmente perjudicial que el que se produce si el punto de rebote estuviera situado en la atmósfera libre. En otras palabras el punto de rebote se formaría en la misma cámara de expansión y el retroceso se produciría por consiguiente en un reducido espacio de tiempo quedando acortado el período disponible para la carga.

765 Por tanto, conforme con esta invención las características del sistema de escape están relacionadas con la energía contenida en los gases quemados a su salida del cilindro para la intensidad máxima de explosión, en tal forma que el choque de retroceso de dichos gases quemados se produce siempre a partir de un punto situado prácticamente en el interior del sistema de escape siendo tal la forma y configuración de dicho sistema de escape que no presenta cambios bruscos en su sección y la masa de gases saliente



37



770 es siempre guiada en dirección de separarse del cilindro.

Este resultado puede conseguirse disponiendo en el motor un tubo de escape de longitud tal que el retroceso de los gases quemados para una explosión de la máxima intensidad se produce a partir de un punto practicamente situado en el interior del tubo de escape y la longitud necesaria de dicho tubo de escape puede determinarse facilmente por un ensayo tal como se comprenderá por lo dicho anteriormente.

Además cuando el motor comprende un silencioso o cámara de expansión, conforme esta invención este silencioso o cámara de expansión estará situado en el sistema o conducto de escape en un punto más apartado del cilindro que el punto a partir del cual se produce el choque de retroceso de los gases quemados.

Estas consideraciones referentes a la forma y longitud de los conductos de escape pueden aplicarse tanto a un motor de un solo cilindro, como a uno de varios cilindros, pero al determinar la forma y disposición de los tubos de escape de un motor de varios cilindros deben tenerse presentes además otras consideraciones, como se deducirá de lo siguiente.

790 En un motor de combustión interna conforme con esta invención, la expulsión, el paso de los gases nuevos por el cilindro y el final de la carga ocuparán normalmente un ángulo de unos 120° del movimiento del cigüeñal.

795 Según sea la relación de tiempos de los cilindros las fases totales de expulsión y carga pueden sobreponerse o coincidir en mayor o menor extensión.

Puede suceder que la expulsión de uno de los cilindros se produzca al mismo tiempo que la admisión en otro y según sea el nuevo de cilindros la admisión y la expulsión pueden coincidir más o menos.

800 Normalmente para tres cilindros agrupados en un eje cigüeñal estas gases totales de salida de los gases quemados y de entrada de una nueva carga están separadas en el tiempo o se superponen muy poco según la relación de tiempos



37



805 del motor.

Con la relación de tiempos representada en las figuras 1 a 5 por ejemplo, en un motor de tres cilindros se producirá una superposición de varios grados.

810 En los motores con cuatro o más cilindros todas las fases se superpondrán.

Al disponer los tubos de escape para un motor de varios cilindros debe procurarse establecer una protección contra los trastornos que podría producir el escape de uno de los cilindros, sobre otro de ellos.

815 Los gases de escape a su salida en masa del cilindro y también en su rebote hacia el cilindro, se conducen en la misma forma que un proyectil y son gobernados por las leyes de la reflexión.

820 Por consiguiente si los gases quemados a su paso hacia fuera de un cilindro encuentran superficies que tiendan a reflejarlos hacia otro cilindro en el cual, en aquel momento, estén abiertos los orificios de admisión y de escape, puede producirse un efecto perjudicial sobre la carga de este último.

825 Por consiguiente al disponer las uniones entre los tubos y conductos de un motor de varios cilindros debe procurarse que las paredes de los conductos y de las uniones estén perfiladas en forma tal, que los ángulos de reflexión conduzcan siempre los gases hacia el exterior apartándolos de  
830 otro cilindro que pueda estar abierto en aquel momento.

Además al disponer los tubos y conductos de escape deben observarse las mismas reglas que para el tubo de escape de un motor de un solo cilindro, es decir no debe haber aumento o disminución brusca en la sección transversal del  
835 paso seguido por los gases, ya que ello reduciría la velocidad de salida y podría producirse un rebote total o parcial que ejerciera influencia en el cilindro en el que se verifica la expulsión o en uno de los cilindros cuyos orificios de expulsión y de admisión están abiertos.



840

Además, cuando la masa de gases quemados abandona el cilindro durante el periodo de escape y pasa por una unión que esté conectada también con un cilindro cuya admisión esté abierta en aquel momento y en el cual el escape está todavía abierto, la masa de gases quemados al pasar por la unión produce un choque que se transmite a lo largo del conducto de escape que sale del segundo cilindro citado y este choque puede tener una repercusión perjudicial en la admisión de la carga en este último cilindro.

845

Este choque se transmitirá hasta una cierta distancia después de la cual su efecto será imperceptible. Este efecto perjudicial puede eliminarse haciendo que la distancia entre la unión y el segundo cilindro sea de una longitud igual por lo menos a la distancia mínima que asegure que dicho efecto perjudicial no será transmitido a este cilindro.

855

La distancia conveniente para cada caso se determinará por un ensayo, pero en general podemos indicar como guía que una distancia de 20 a 30 cm. será generalmente suficiente para un motor de 1 litro de capacidad por cilindro.

860

También pueden disponerse tabiques o paredes desviadoras en las uniones entre los conductos que salen de dos cilindros, a fin de reducir al minimum el efecto de un tal choque.

865

Debe procurarse también combatir la acción perjudicial que puede producirse por una aspiración prolongada a causa de la salida de los gases quemados de un cilindro sobre la carga de otro cilindro. Esto puede evitarse por medio de un cierre conveniente del escape tal como se describe en la solicitud de patente inglesa 1.018 de 1936.

870

Además, el retroceso de los gases quemados que han salido de un cilindro puede ejercer un efecto perjudicial sobre la carga de otro cilindro y debe procurarse una protección contra esta acción perjudicial.

Esta protección puede consistir también en estable-



875 cer un cierre conveniente del escape para el cilindro que  
deba protegerse o en disponer tabiques desviadores que di-  
rijan de nuevo los gases que retroceden en la dirección  
del escape o bien otros medios convenientes que aseguren  
que dicha acción se evite.

880 Al establecer las uniones entre los tubos de esca-  
pe y los conductos de dos cilindros o de dos grupos de cilin-  
dros debe tenerse en cuenta también el estado de los gases  
en las uniones y en los conductos que deban ser atravesados por  
los gases de escape. Pueden presentarse dos condiciones ex-  
885 tremas. O bien los gases de escape que salen de un cilindro  
pueden encontrarse con el choque de retroceso de la expulsión  
anterior o bien los gases de escape pueden penetrar en el  
vacío dejado por la expulsión anterior.

Si se desea reducir al minimum el tiempo absoluto  
890 del escape puede adoptarse la disposición de que el escape  
de un cilindro llene el vacío dejado por el escape de otro  
cilindro. Las mismas consideraciones se aplican a las co-  
lumnas de gases de escape y a las columnas de gases de ad-  
misión que siguen a las de los gases de escape. Estas co-  
895 lumnas que tienen la misma dirección de movimiento no ejercen  
resistencia alguna unas sobre otras a condición de que los  
espacios y secciones de paso permitan que se entremezclen sin  
gran deformación y es lógico considerar que los ángulos a los  
cuales se encuentran estas columnas deben ser reducidos al mi-  
900 nimum.

Debe observarse que con un motor de varios cilin-  
dros pueden obtenerse los siguientes efectos disponiendo los  
conductos de escape de acuerdo con lo dicho.

1. Que todas las expulsiones se efectuen por un  
905 conducto que contiene gases que se encuentran en depresión  
y se mueven en la misma dirección de la expulsión. Esta co-  
rriente de gases a baja presión está formada por los gases  
de admisión que pasan por el cilindro adyacente al cilindro  
en el cual tiene lugar la expulsión.



37



910                    2. Que los gases de escape que se mueven hacia  
fuera por el conducto pueden encontrar gases en retroceso  
de la expulsión precedente y pueden retener estos gases en  
retroceso, a una distancia constante de los cilindros.

915                    Gracias a esta invención, los cilindros pueden pro-  
teger-se contra toda alteración debida a los cilindros adya-  
centes, por la longitud de la primera unión, por medio de  
superficies que reflejan y guian la columna gaseosa, por sec-  
ciones que permitan el libre paso de las columnas sin res-  
tricción alguna y sin deformación contra la masa ambiente y  
920                    por la posición de la unión de los conductos.

                      Esta posición se determina por la posición de la  
columna en retroceso de los gases de la expulsión precedente,  
la longitud y volúmen del conducto de escape después de estas  
primeras uniones y la posición y volumen del silencioso o cá-  
925                    mara de expansión.

                      Estas observaciones se comprenderán mas claramente  
con referencia a la figura 13 que representa un diagra-ma de  
tiempos para un motor de seis cilindros, cada uno de los  
cuales presenta las aberturas de admisión y de escape dis-  
930                    puestas según se indica en las figuras 1 a 5. En esta figu-  
ra 13 se admite como ejemplo que el órden de encendido es de  
153.624. La figura indica simplemente intervalos de 60º  
entre las aperturas de los escapes y el órden en el cual se  
verifican dichas aperturas.

935                    Por esta figura y con referencia a las figuras 1 a  
5 se observará que el escape de un cilindro se verifica  
siempre a la mitad del periodo de admisión del cilindro pre-  
cedente y puede tener una repercusión en esta admisión.

940                    Disponiendo un conducto para cada grupo de tres  
cilindros 1, 2, 3 y 4, 5, 6 y prolongando suficientemente  
estos conductos antes de conectarlos entre si, se consigui-  
rá facilmente evitar este inconveniente.

                      Refiriéndonos a las figuras 1/a 5, se observará tam-  
bien que a todas las velocidades superiores a 800 revoluciones



945 por minuto el retroceso de los gases quemados que sigue al escape de uno de los cilindros se verifica después de la apertura del escape del cilindro sucesivo.

Si los dos conductos se prolongan para formar tubos de escape separados o si la unión entre ellos está mas lejos del cilindro que el punto desde el cual se verifica el retroceso, no puede conseguirse ventaja alguna por el hecho de que la expulsión de un cilindro en un conducto se verifica antes que el retroceso hacia el cilindro precedente en el otro conducto.

955 Por otra parte, si los conductos están conectados a un tubo de escape común y la unión entre estos conductos está situada más próxima a los cilindros que el punto de la tubería desde el cual se produce el retroceso, siguiente, los gases quemados de un cilindro por ejemplo del cilindro -1- pasarán por esta unión y no habrán iniciado el retroceso en el momento en que empieza la expulsión en el cilindro siguiente por ejemplo en el cilindro -5-, de modo que la expulsión de este último cilindro penetra en la tubería que está en depresión como se ha dicho antes.

965 Estos gases de escape del cilindro -5- pasarán por la unión y se opondrán al retroceso de los gases de escape del cilindro -1- de modo que cuando se abre el cilindro siguiente, por ejemplo el cilindro -3-, los gases de escape de este último encontrarán una depresión en la tubería y así sucesivamente.

970 A velocidades elevadas el efecto de esta acción mutua entre los gases de escape puede ser tal que anule completamente el efecto de retroceso de los gases quemados.

975 Además y tal como se ha explicado en relación con el tubo de escape de un motor de un solo cilindro, la longitud del tubo de escape después de la unión entre los conductos debe ser suficiente para asegurar que el retroceso de los gases quemados se verifique desde un punto situado en el interior de este tubo, con lo cual el retroceso se retrasará



980 todo lo posible y si se dispone un silencioso o cámara de ex-  
pansión esta deberá disponerse no más próxima al cilindro  
que el punto desde el cual se verifica el retroceso siguiente,  
para la má-xima intensidad de explosión.

En la práctica, los cilindros de un motor de seis  
985 o de ocho cilindros pueden dividirse en dos grupos cada uno  
de los cuales tiene un conducto de escape común. Estos dos  
conductos pueden prolongarse por una distancia aproximadamen-  
te igual a la longitud del mismo motor y ser luego conectados  
formando un solo tubo de escape en el cual se monta un silen-  
cioso común para todos los cilindros.  
990

En las figuras 15 y 16 se representa una construc-  
ción y disposición del tubo de escape para un motor de seis  
cilindros con la citada relación de tiempos y construido se-  
gún las modificaciones indicadas.

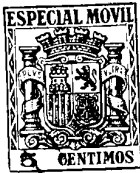
995 Los cilindros -1-, -2- y -3- están conectados a  
un conducto -6- y los cilindros -4-, -5- y -6- lo están a  
un segundo conducto -7-. Estos dos conductos están conecta-  
dos en -8- a un solo tubo de escape -9- en el cual está mon-  
tado el silencioso -10-.

1000 Se observará que las paredes de estos conductos  
están construidas de modo que guien y dirijan los gases de  
escape hacia el exterior y de modo que no obstruyan o res-  
trinjan el paso de los gases hacia fuera.

Se comprenderá también que en este ejemplo si la  
1005 unión -8- está a suficiente distancia de los cilindros para  
proteger la carga del cilindro -3- de toda repercusión de la  
expulsión del cilindro -6-, ésta asegurará que todos los de-  
más cilindros estén protegidos en igual forma. Se compren-  
derá también que la unión -8- debe estar mas próxima a los  
1010 cilindros que al punto desde el cual se verifica el retroceso  
de los gases y que el silencioso -10- debe estar más lejos  
de los cilindros que éste último punto.

N O T A

Se reivindica como objeto de esta patente:



931



1015                    1) En un motor de combustión interna de dos tiempos, establecer la relación entre el area del conducto de escape, el ángulo del conducto de escape y la velocidad de salida en masa de los gases, de modo tal que a una velocidad determinada o dentro de los límites de velocidad del motor, la salida en masa de los gases quemados del cilindro se verifique en el intervalo de tiempo transcurrido entre la apertura del orificio de escape y la del orificio de admisión.

1020                    2) En un motor de combustión interna de dos tiempos establecer el area del conducto de escape y el ángulo del conducto de escape de modo que se cumpla la ecuación siguiente:

$$\frac{W}{100 KAv} = \frac{a}{360 N} = t$$

1030 en la cual W es el volúmen del cilindro, A el area del escape, v la velocidad media de la salida en masa de los gases quemados, K una constante que depende de la forma y del factor tiempo/area del orificio de escape, a es el ángulo del conducto de escape y N la velocidad del motor, habiéndose calculado por ejemplo K igual a 1/2 y v igual a 450 metros por segundo y siendo tal la relación entre A y a que el intervalo de tiempo abarcado por el ángulo a para todas las velocidades del motor o para una velocidad determinada, sea suficiente para asegurar que la salida en masa de los gases quemados del cilindro se efectue en 1/300 de segundo.

1040                    3) Método para la construcción de un motor de combustión interna de dos tiempos en el cual el vacío dejado en el cilindro por la salida en masa de los gases quemados pasando practicamente sin expansión alguna desde el cilindro al sistema de escape se utiliza para introducir en el cilindro una nueva carga abriendo una entrada o admisión después de abierto el orificio de escape pero con el necesario retraso para conseguir que los gases quemados durante su salida en masa se muevan hacia fuera por el orificio o conducto de escape, caracterizado porque habiéndose determinado el intervalo entre la apertura y el cierre de la admisión, el



- 1050 factor area/tiempo del orificio de admisión sea suficiente para introducir la carga necesaria en el periodo de aspiración disponible antes del retroceso de los gases quemados o en el periodo de aspiración disponible antes del final del periodo de carga, cuando se anula el retroceso de los gases quemados; el escape se cierra preferiblemente antes y en ningún caso practicamente después del cierre de la admisión y el factor area/tiempo del orificio de escape se calcula de tal manera que los gases quemados a su velocidad media de salida en masa, son expulsados del cilindro en un periodo de tiempo suficientemente pequeño para asegurar que a cualquier velocidad de trabajo los gases quemados sean practicamente evacuados por completo del cilindro como una masa coherente viscosa, es decir que dichas características están combinadas en forma tal que a todas las velocidades del motor las variaciones de presión en el conducto de escape junto al cilindro del motor sean tales que al abrirse el orificio de expulsión se produzca primeramente un periodo de retraso, a continuación un aumento brusco de presión seguido de un descenso de presión igualmente brusco hasta una presión inferior a la atmosférica y otro aumento subsiguiente de presión acompañado de una inversión en la dirección del movimiento de los gases quemados, produciéndose el retroceso de los mismos hacia el cilindro tal como se indica por las curvas representadas en las figuras 1 a 5.
- 1075 4) Método para la construcción de un motor de combustión interna de dos tiempos, en el cual la evacuación del cilindro por la salida en masa de los gases quemados se utiliza para introducir una nueva carga en el cilindro, que consiste en seleccionar un ángulo de cigüeñal para el periodo de carga, establecer el area del orificio de admisión y la velocidad de apertura del mismo de modo que durante el periodo de carga y por la acción de la presión atmosférica puede entrar en el cilindro una carga suficiente como consecuencia de la salida en masa del cilindro de los gases quemados, es-
- 1080



1085 coger el momento de apertura del orificio de escape, calcular la relación entre el area del orificio de escape y la velocidad de apertura del mismo de tal manera que se abra un area suficiente del orificio de escape antes de que se abra el orificio de admisión, a fin de asegurar que la salida en masa de los gases quemados se verifique antes de la apertura de la admisión.

5) Método para la construcción de un motor de combustión interna de dos tiempos en el cual la evacuación del cilindro por la salida en masa de los gases quemados se utiliza para introducir en el cilindro una nueva carga que consiste en seleccionar un ángulo de cigüeñal para el periodo de carga, establecer un area máxima de los orificios de admisión y una velocidad máxima de apertura de estos orificios dentro de límites mecánicos, establecer orificios de expulsión con un área máxima dentro de límites mecánicos y establecer el periodo entre la apertura de los orificios de admisión y la apertura de los orificios de escape, de modo que los orificios de admisión se abran cuando los gases quemados empiezan a dejar el cilindro en masa y hacer que el area de los orificios de escape que se abre antes de que se abra el orificio de admisión se abra a la velocidad máxima dentro de límites mecánicos con lo cual puede introducirse en el cilindro la carga máxima en el tiempo disponible.

6) Motor construido según el método de las reivindicaciones 1 a 5, en el cual las paredes de los pasos o conductos por los que pasan los gases quemados al salir de los orificios de escape son de forma tal que tienden siempre a guiar y reflejar los gases quemados separándolos del cilindro en dirección del escape y la sección del paso para los gases quemados a través de estos conductos es tal que los gases quemados al salir de los orificios de escape no encuentran luego ningún aumento ni disminución brusca y considerable en la sección transversal.

7) Motor según la reivindicación 6 en el cual los conductos de escape aumentan progresivamente en sección



337



1120 transversal en la dirección del escape.

8) Motor construido según las reivindicaciones anteriores, en el cual las características del sistema de escape están relacionadas entre sí en forma tal con la energía contenida en los gases quemados a su salida del cilindro a la máxima intensidad de explosión que el choque de retroceso de dichos gases quemados tiene lugar siempre desde un punto situado practicamente en el interior del sistema de escape siendo tales la forma y configuración de dicho sistema de escape que no presenta cambios repentinos en su sección transversal y que la masa saliente de gases quemados es siempre guiada y dirigida separándose del cilindro.

9) Motor según la reivindicación 8, en el cual el sistema de escape está constituido por un tubo de longitud tal que el retroceso de los gases quemados para una explosión de intensidad máxima se produce desde un punto situado practicamente en el interior de dicho tubo de escape.

10) Motor según la reivindicación 9, provisto de un silencioso o cámara de expansión en el sistema de escape, en el cual dicho silencioso o cámara de expansión está situado en el sistema o conducto de escape en un punto mas lejano del cilindro que el punto desde el cual se verifica el retroceso de los gases quemados.

11) Motor de cilindros múltiples construido según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el cual las paredes de los conductos por los que pasan los gases de escape desde los diferentes cilindros y las paredes de las uniones entre dichos conductos son de perfil tal que los ángulos de reflexión dirigen siempre los gases hacia el exterior alejándolos de los cilindros.

12) Motor de cilindros múltiples según la reivindicación 11 en el cual se emplean medios para que los gases quemados durante su movimiento hacia fuera a partir de un cilindro no puedan ejercer influencia perjudicial alguna en la entrada de la carga en otro cilindro.



- 1155 13) Motor de cilindros múltiples según la reivindicación 12, en el cual dichos medios consisten en hacer que las longitudes de los conductos que van desde una unión por la que pueden pasar los gases quemados a un cilindro que puede estar al mismo tiempo abierto para la entrada de una carga, sean suficientes para evitar dicha influencia perjudicial.
- 1160
- 1165 14) Motor de cilindros múltiples según una de las reivindicaciones 11 a 13, en el cual la conexión entre los conductos de escape procedentes de cada cilindro y los tubos a los que van a parar dichos conductos se dispone de modo que dentro de los límites de velocidad del motor los gases quemados que salen de un cilindro encuentran siempre en el conducto en el cual penetran una depresión y una corriente gaseosa que se mueve en la misma dirección.
- 1170 15) Motor de cilindros múltiples según la reivindicación 14, en el cual los conductos procedentes de los diferentes cilindros están conectados por grupos a tubos separados de modo que el cilindro del cual en un momento determinado salen los gases quemados se encuentra siempre separado de todo cilindro en el cual en el mismo momento penetra una carga, estando dichos tubos conectados entre sí en un punto situado más próximo al cilindro que el punto más próximo, desde el cual los gases experimentan un retroceso.
- 1175
- 1180 16) Motor según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 15, provisto de medios para proteger al cilindro de toda acción perjudicial debida al retroceso de los gases quemados, a una succión prolongada en el sistema de escape o a ambas cosas a la vez.
- 1185 17) Motor según la reivindicación 15, en el cual dicha protección se consigue por un cierre conveniente del orificio de expulsión de cada cilindro.
- 18) Perfeccionamientos en los motores de com -



bustión interna de dos tiempos.

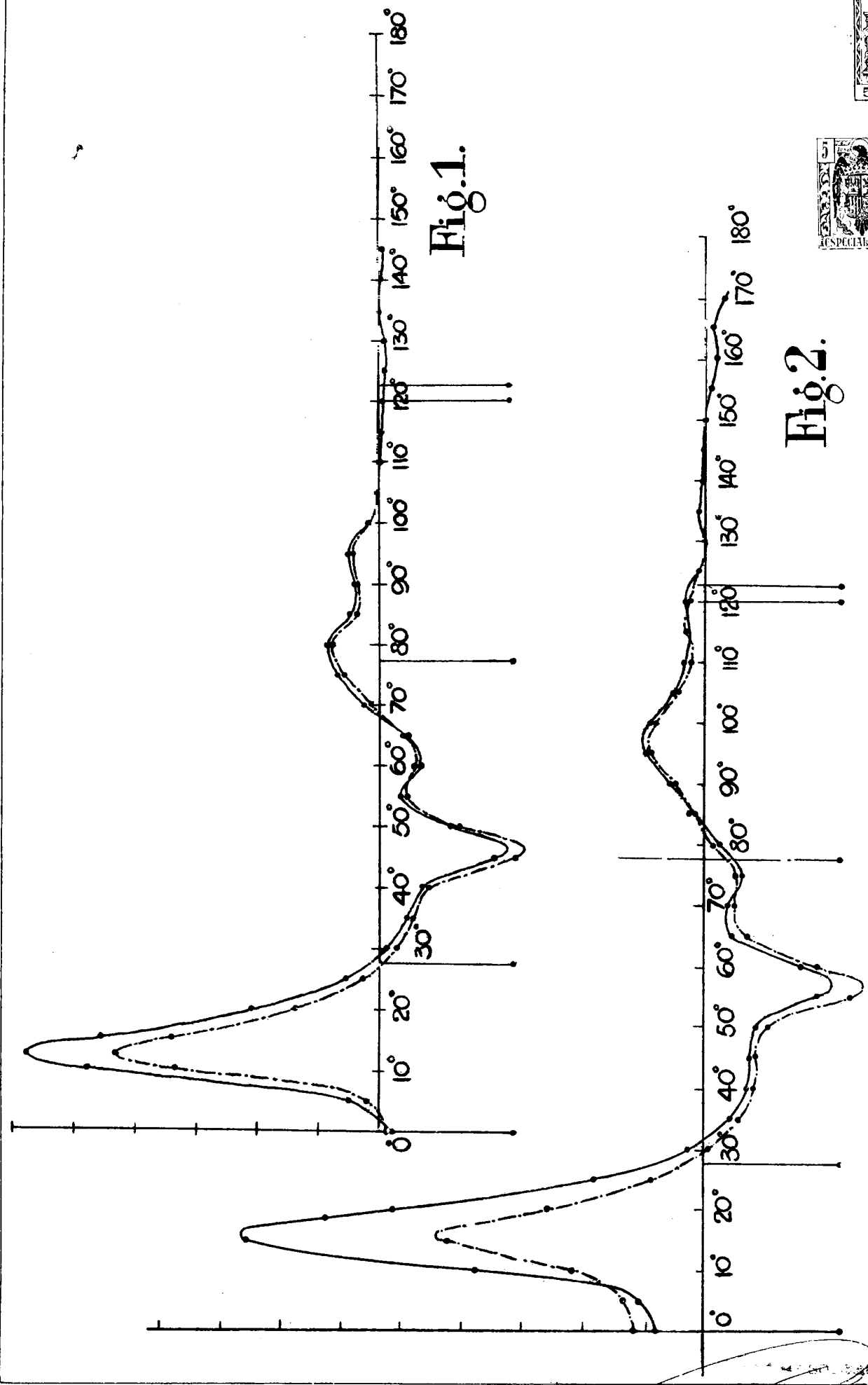
Barcelona, 11 de Enero de 1937.

JOSÉ M. SOLIBAR  
P.P.



Fig. 1.

Fig. 2.



*Handwritten signature and scribbles at the bottom right of the page.*



Fig. 3.

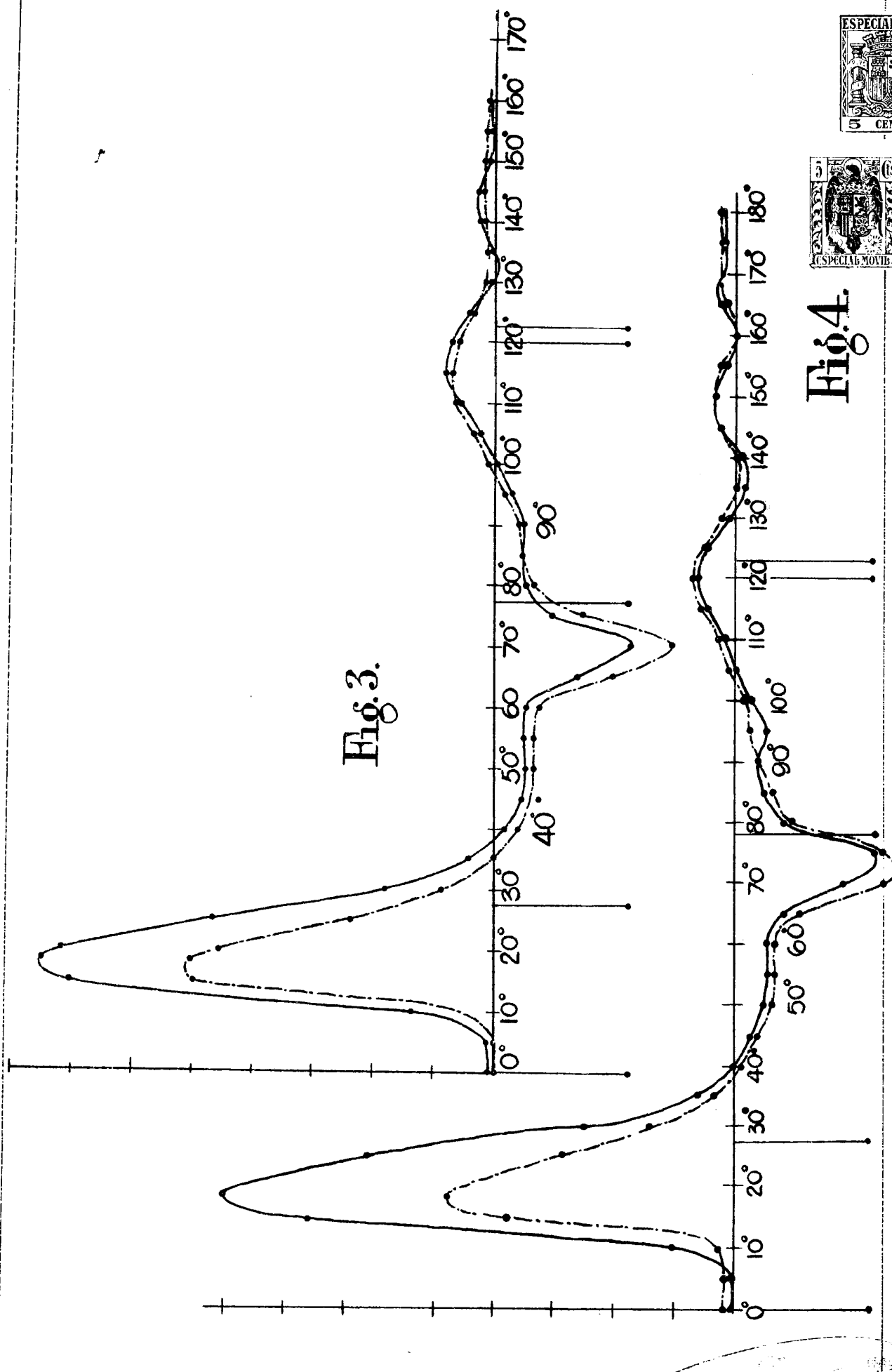
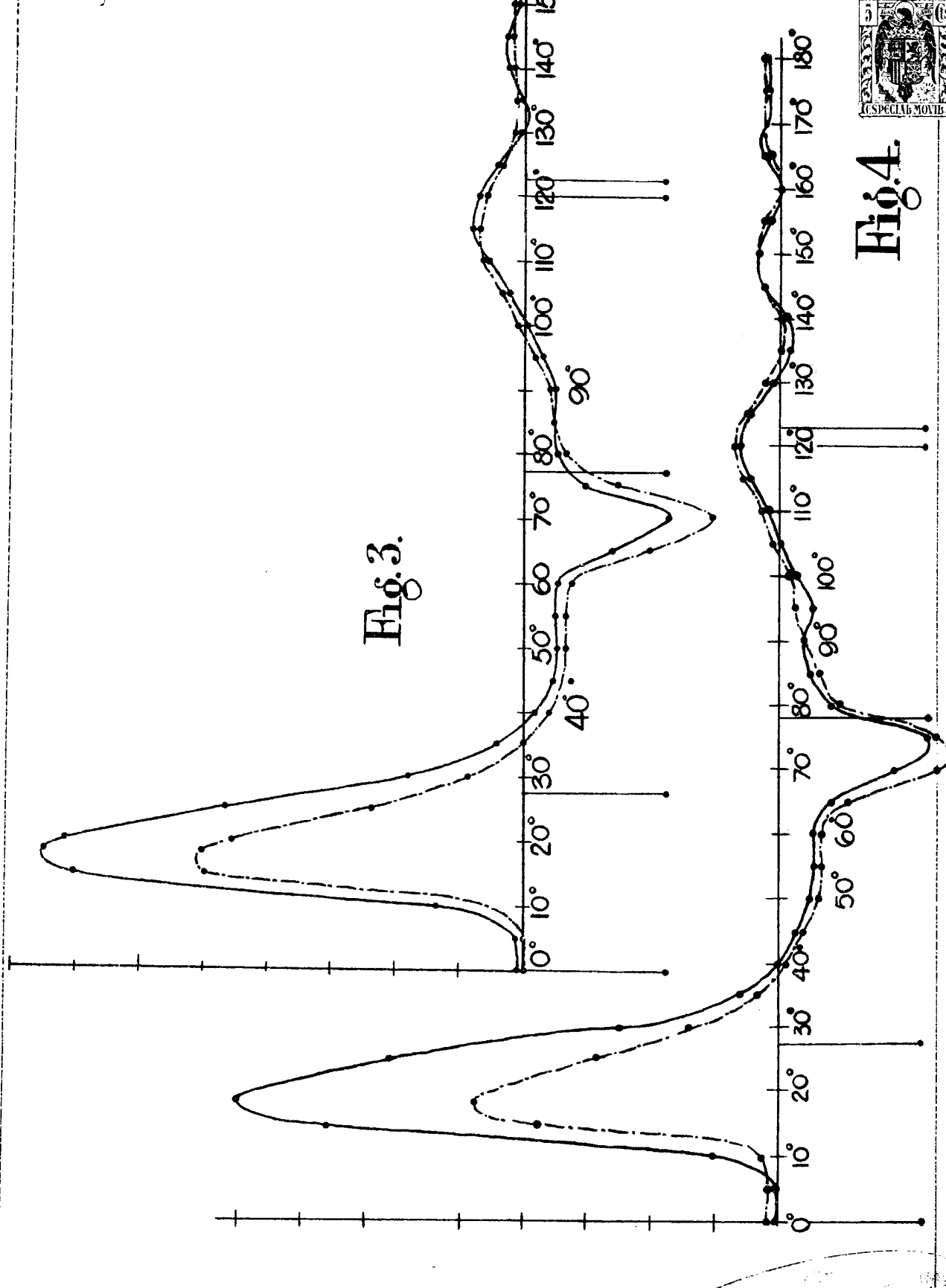
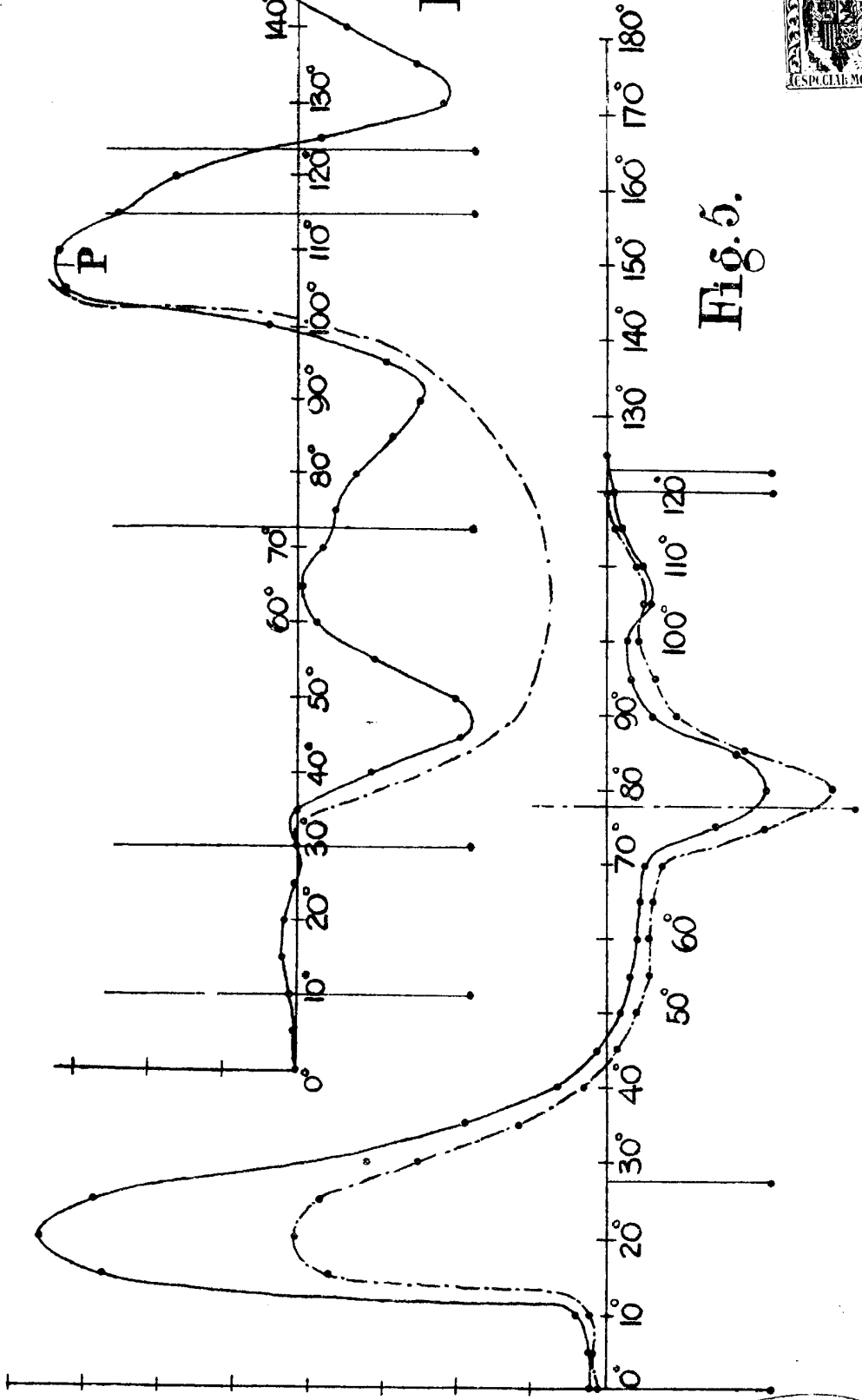
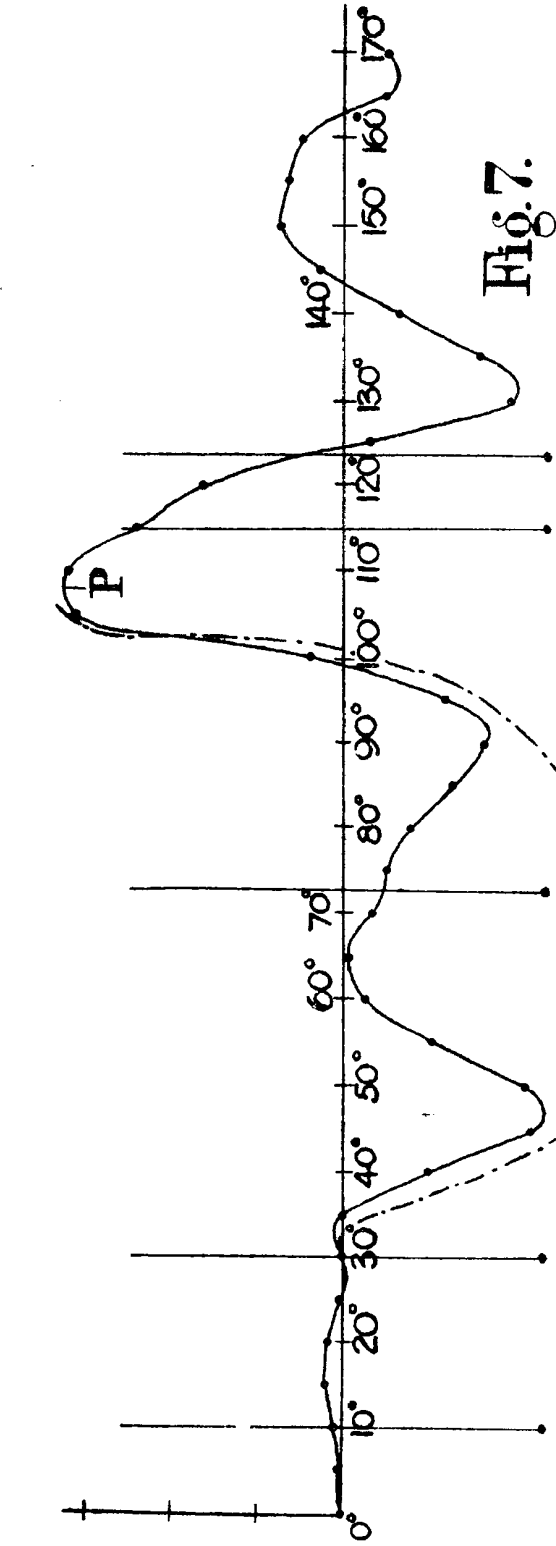


Fig. 4.



*[Handwritten signature]*



*Manuel Antonio Lopez*

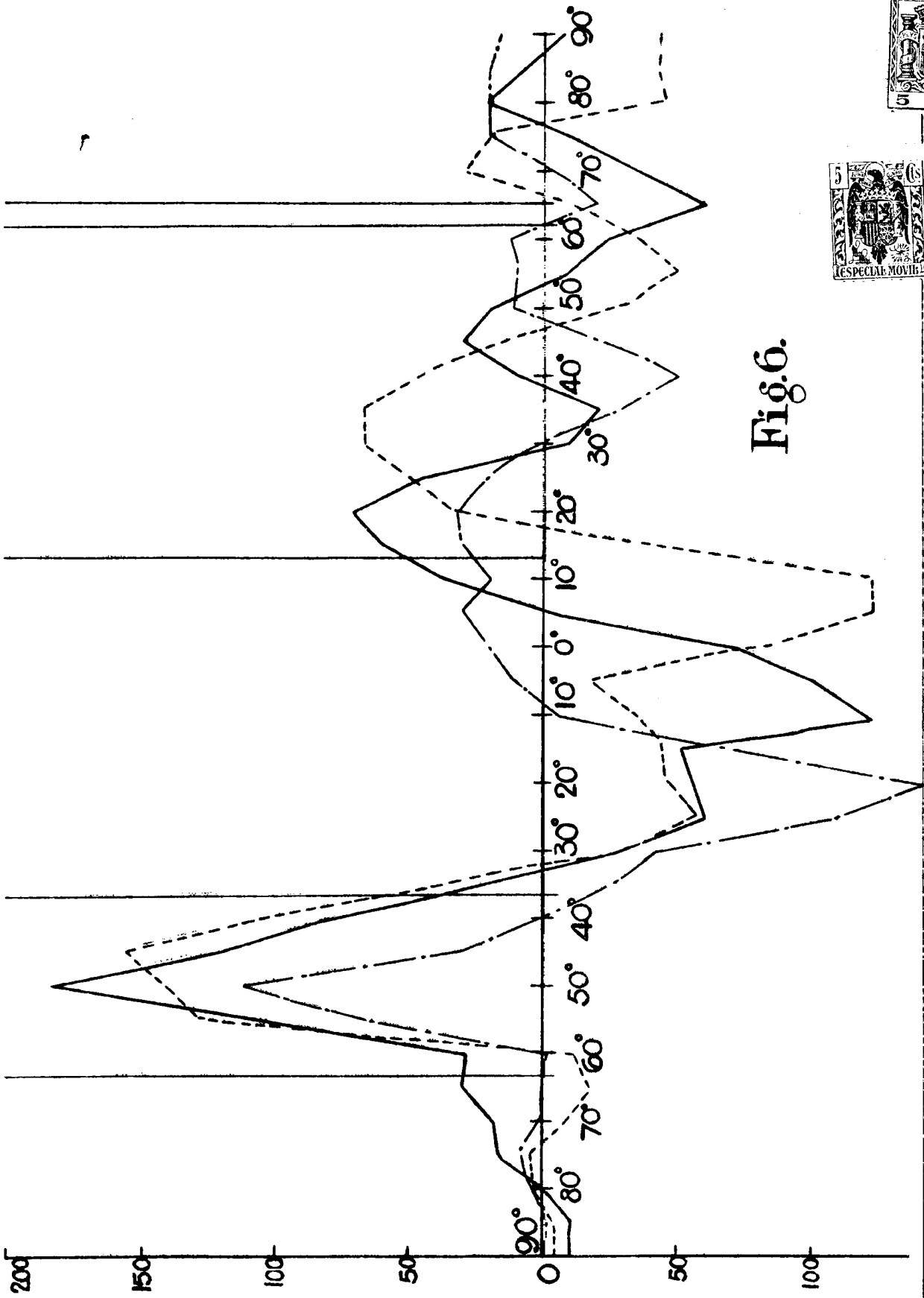
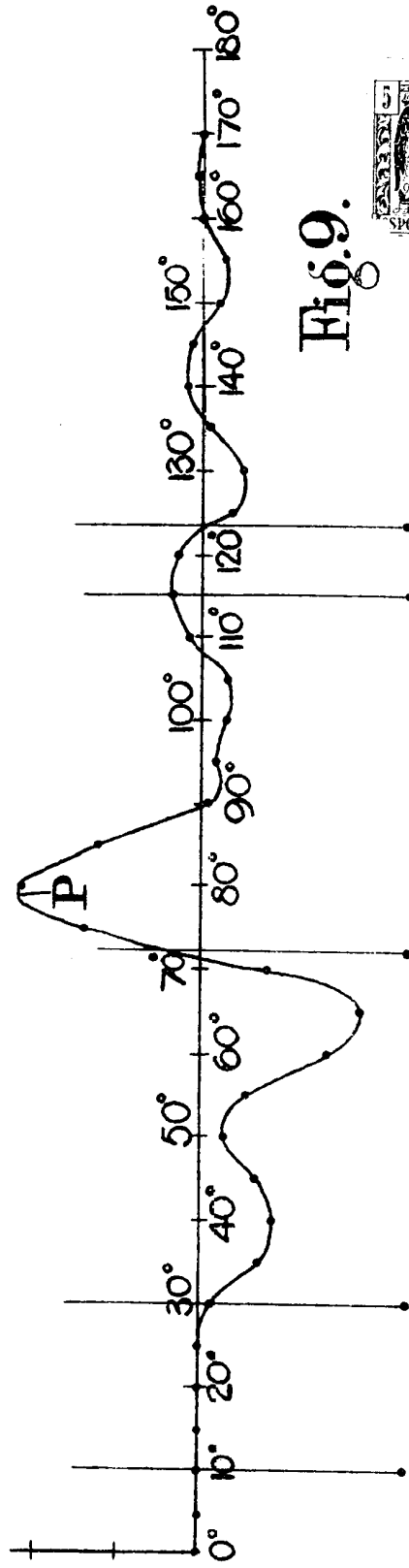
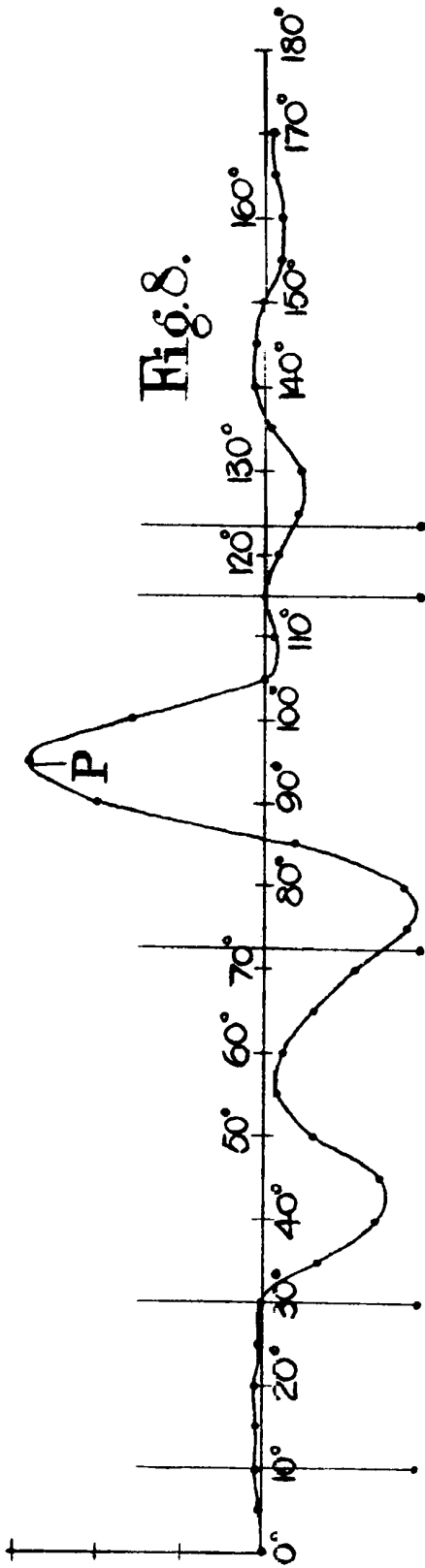


Fig.6.

JOSE M. KADENACY  
ING.  
*Jose M. Kadenacy*



MUSEO DE LA CIENCIA  
P.R.  
*Ortiz...*

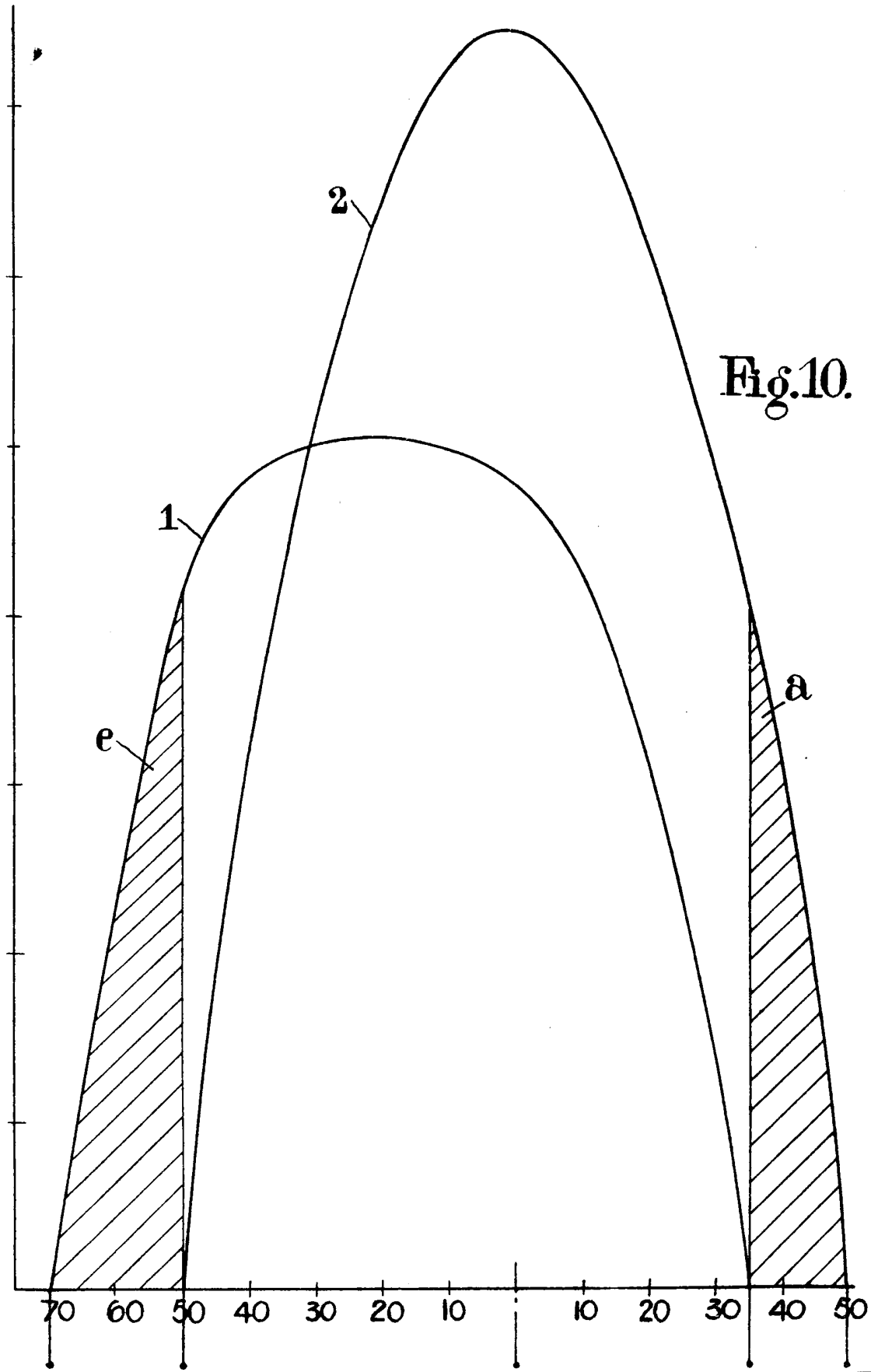


Fig.10.

JOSE M. G. ...  
*Antonio Lopez Lida*

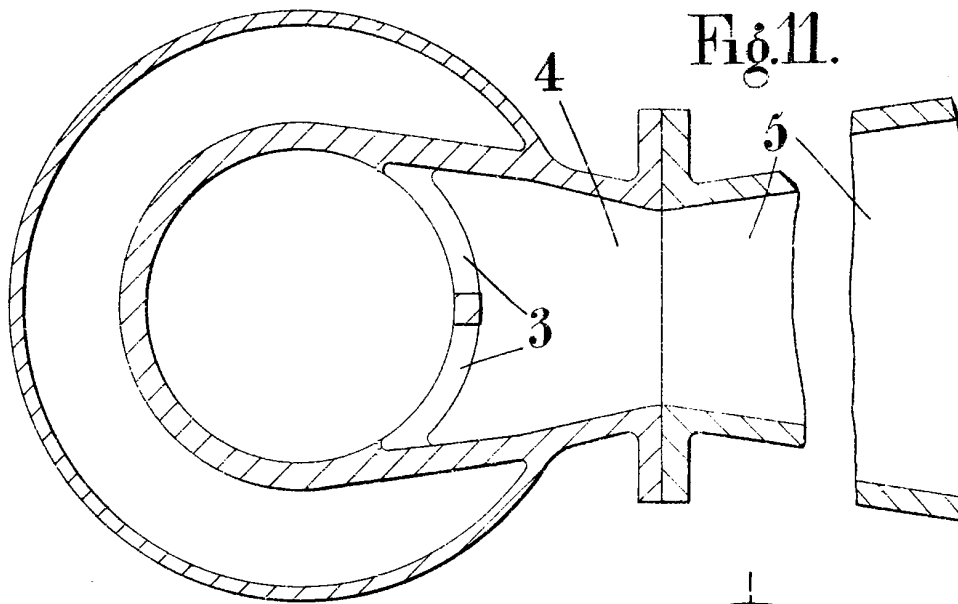


Fig. 11.

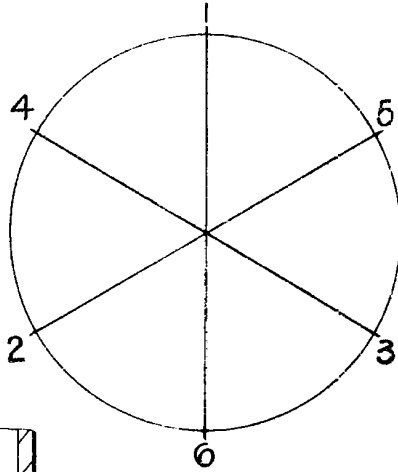
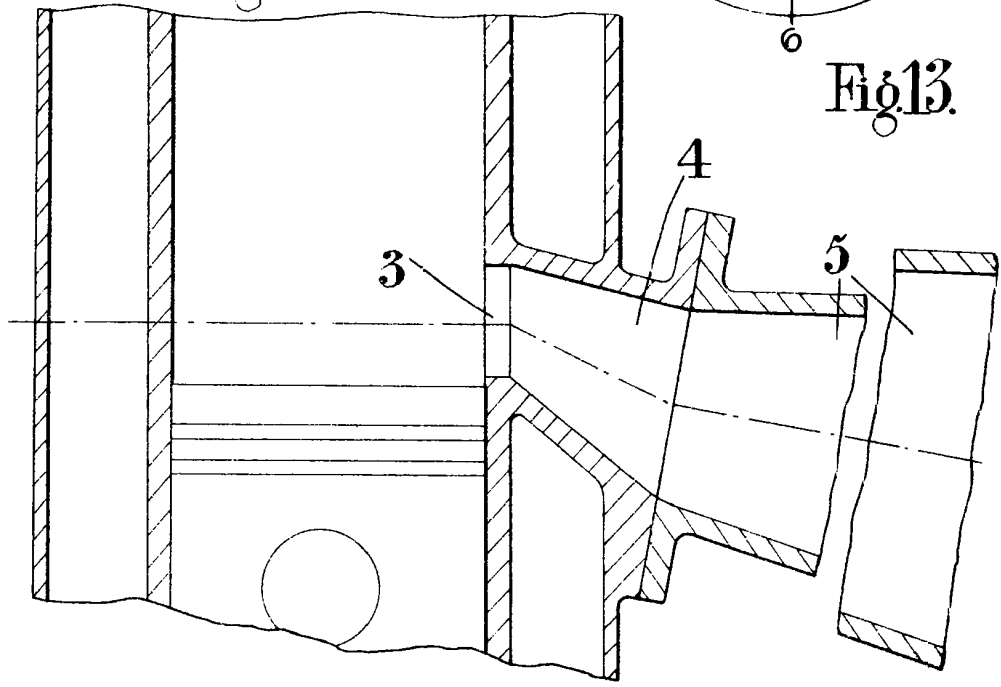


Fig. 13.

Fig. 12.



*Handwritten signature and text:*  
P. P.  
M. Kadenacy y Armstrong Whitworth

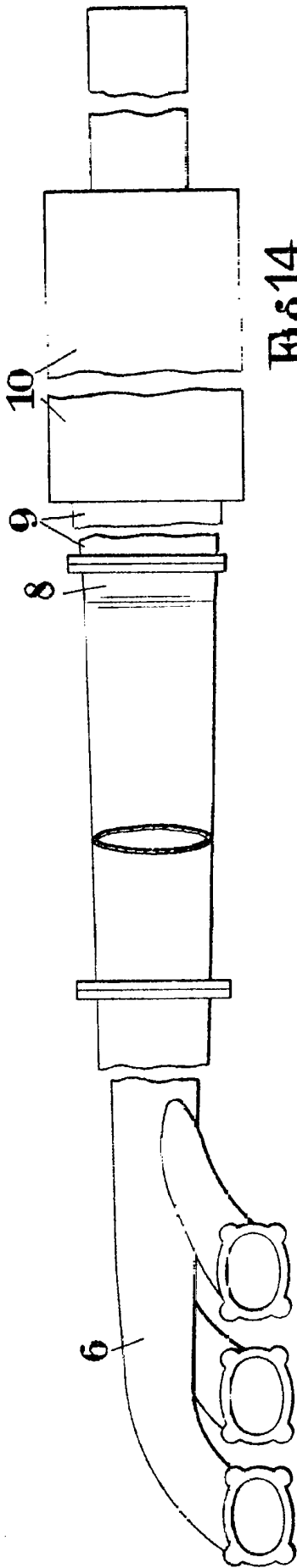


Fig. 14.

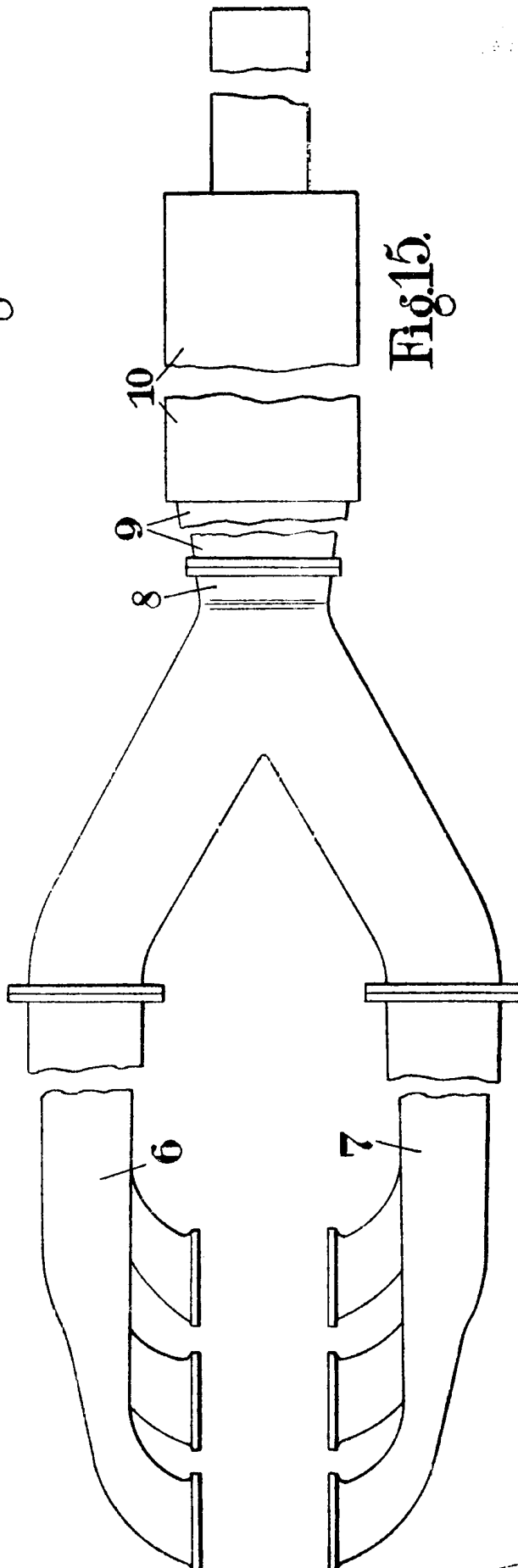


Fig. 15.

*M. Kaderacy y Armstrong Whitworth*