

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 729 836**

51 Int. Cl.:

**F02B 27/00** (2006.01)

**F02B 33/32** (2006.01)

**F02B 33/42** (2006.01)

**F02B 37/16** (2006.01)

**F04B 45/04** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **28.08.2014 PCT/EP2014/068284**

87 Fecha y número de publicación internacional: **19.03.2015 WO15036259**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **28.08.2014 E 14765885 (0)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **13.03.2019 EP 3087262**

54 Título: **Procedimiento para hacer funcionar un motor de combustión interna y motor de combustión interna para implementar el proceso**

30 Prioridad:

**10.09.2013 EP 13183821**

**26.02.2014 EP 14156867**

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:

**06.11.2019**

73 Titular/es:

**HOFMANN, ARNO (100.0%)**

**Blümgessgrund 8  
63571 Geinhausen, DE**

72 Inventor/es:

**HOFMANN, ARNO**

74 Agente/Representante:

**CARPINTERO LÓPEZ, Mario**

ES 2 729 836 T3

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín Europeo de Patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre Concesión de Patentes Europeas).

## DESCRIPCIÓN

Procedimiento para hacer funcionar un motor de combustión interna y motor de combustión interna para implementar el proceso

5 La invención se refiere a un procedimiento para hacer funcionar un motor de combustión interna, en el cual, durante una carrera de escape de un cilindro, el gas de escape presurizado ubicado en el mismo se descarga desde el cilindro y se alimenta a un dispositivo de escape. También se refiere a un motor de combustión interna que tiene varios cilindros, en cada uno de los cuales se guía un pistón de trabajo que actúa sobre un cigüeñal común, en el que la cámara de combustión del o de cada cilindro está conectada respectivamente en el lado de entrada a través de un sistema de válvula de entrada controlable con un sistema de entrada de gas y en el lado de salida a través de un sistema de válvula de escape controlable con un sistema de escape. Los motores de combustión interna o los motores térmicos se utilizan ampliamente en muchas áreas, por ejemplo, como unidades de manejo de vehículos motorizados o en diseño estacionario en plantas industriales u otras instalaciones técnicas. Un motor de combustión interna o un motor térmico se pueden hacer funcionar en el procedimiento Otto o Diesel, en un proceso de dos o cuatro tiempos, con diferentes combustibles líquidos o gaseosos. Los diversos diseños tienen en común que generalmente en una cámara de combustión de un cilindro (o en una realización análoga en un motor Wankel en una cámara de disco giratorio) una mezcla de aire comprimido se lleva a explosión, de tal manera que, en respuesta a esto, un pistón dispuesto de forma deslizante en el cilindro respectivo realiza una carrera de potencia y, por lo tanto, acciona un eje del motor para realizar el trabajo. Después de completar la carrera de potencia, luego de la expansión del gas de trabajo quemado en el cilindro, el gas de trabajo quemado se suministra como gas de escape durante una carrera del escape del cilindro respectivo sobre un lado de salida conectado a este sistema de escape.

En una construcción común, el motor de combustión interna puede diseñarse como un motor de 4 tiempos, en el que la liberación del sistema de escape conduce al sistema de escape a través de una válvula de salida dispuesta en el cilindro. En un diseño convencional alternativo, el motor de combustión interna también puede diseñarse como un motor de 2 tiempos, en el que la carrera de escape se ejecuta como parte del ciclo de trabajo real en el que la liberación de la abertura del sistema de escape en el sistema de escape está controlada por rendijas, en el que el pistón en la fase final de su movimiento de elevación se desliza sobre las ranuras de salida dispuestas en el cilindro y posteriormente las libera. Del mismo modo, del lado de entrada de gas en los motores de 4 tiempos por lo general se proporciona un sistema de válvula de admisión correspondiente, mientras que esta funcionalidad también se muestra en los motores de 2 tiempos dispuestos en las ranuras de purgado de la camisa del cilindro. Además, existen sistemas de válvulas basados en válvulas rotativas, en las cuales las secciones transversales de los canales se liberan o cierran en el cabezal del cilindro girando la válvula rotativa. Los controles de paletas rotativas se utilizan para procesos de dos y cuatro tiempos. Los términos "sistema de válvula de admisión" y "sistema de válvula de escape", que se utilizan a modo de ejemplo a continuación, por lo tanto, se refieren expresamente a las disposiciones de ranura correspondientes en la cubierta del cilindro en el caso de motores de 2 tiempos, sobre el cual las funciones de las válvulas correspondientes se representan de manera análoga a la realización real en motores de 4 tiempos con la ayuda de válvulas de retención o válvulas rotativas.

Para motores de combustión interna o motores térmicos de cualquier tipo (por ejemplo, motores Stirling, motores de vapor, etc.), se busca durante algún tiempo como objetivos de diseño comunes un aumento en la potencia de trabajo utilizable por unidad de desplazamiento del cilindro respectivo y/o un aumento en la eficiencia/reducción del consumo específico de combustible. En vista de estos objetivos de diseño, se han desarrollado algunos conceptos para utilizar o recuperar la energía residual transportada en el escape que sale del cilindro.

Esto incluye, por un lado, el turbocompresor de gases de escape. El turbocompresor de los gases de escape extrae la entalpía del flujo de los gases de escape y lo lleva de vuelta al motor en forma de trabajo de compresión de un flujo de gas fresco. De acuerdo con las características de una turbomáquina, el turbocompresor de escape muestra altas eficiencias bajo la condición de un flujo continuo de entalpía de los gases de escape. Sin embargo, cuanto mayor sean las fluctuaciones estocásticas del flujo de entalpía de los gases de escape, peor será la eficiencia de la turbina. Esto tiene la consecuencia de que los turbocompresores de gas de escape muestran en la práctica eficiencias buenas para motores de pistón solo a partir de un número de cilindros de tres, que solo se pueden usar parcialmente en motores de dos cilindros (preferiblemente con orden de encendido simétrico) y que no funcionan de manera eficiente en motores de un solo cilindro.

Los motores de combustión interna de pequeño desplazamiento generalmente requieren diámetros de cuchilla pequeños en la turbina y el compresor. Tanto la eficiencia de la turbina como la del compresor disminuyen con diámetros de cuchillas más pequeños, debido a, entre otras cosas, que las pérdidas de brecha entre las cuchillas y la carcasa crecen de manera desproporcionada. El comportamiento desfavorable también demuestra la respuesta (comportamiento transitorio) de los turbocompresores de gases de escape en los saltos de carga en el motor de combustión interna, porque a partir de una carga baja (baja entalpía de los gases de escape), la puesta gradual en el interior de la turbina acelera la herramienta debido a su inercia retrasada, que conocida como un llamado "turbo retraso", conduce a un aumento lento de la presión en el lado del compresor. Este efecto se hace más pronunciado en los motores de pequeño desplazamiento, ya que el momento de inercia masiva del rotor no disminuye tanto como la entalpía de los gases de escape, y es más pronunciado en los motores Otto debido a la mayor difusión de la

entalpía de escape que en los motores diesel. Los motores pequeños operados dinámicamente, como los vehículos y las centrales eléctricas y de calor combinadas impulsadas por motor, son, por lo tanto, difícilmente operables con turbocompresores de gases de escape.

- 5 La alternativa de carga de onda de presión concebible es un sistema de carga, que al igual que el turbocompresor de gases de escape extrae la entalpía de la corriente de gases de escape y esto lleva a la admisión de aire de combustión como trabajo de compresión. El cargador de ondas de presión muestra un buen comportamiento transitorio y altos niveles de carga incluso a bajas velocidades del motor. Es desventajoso el sistema de intercambio de gas "abierto" entre el gas y el aire fresco en el sentido de que el cargador debe omitirse durante el arranque del motor para evitar el cortocircuito, y este no tolera la estrangulación del aire de admisión, por lo que el cargador para motores tipo Otto de funcionamiento dinámico en funcionamiento con carga parcial parece inadecuado. Además, el comportamiento acústico es problemático debido a la conexión directa de los gases de escape y la línea de gas fresco. El gran volumen y el peso de la construcción, así como la necesidad de conducir el cargador de forma sincronizada con la velocidad del motor hacen que el cargador de ondas de presión para motores tipo Otto de pequeño volumen no sea rentable.
- 10
- 15 Otra posibilidad de convertir la entalpía de escape en un trabajo útil, puede realizarse mediante una expansión adicional de los gases de escape del cilindro de trabajo de un motor de combustión interna en un cilindro de expansión adicional. Entre las publicaciones, entre otras, de Mario Illien y Gerhard Schmitz, (<http://www.5-takt-motor.com/de/News.html>) se describe un sistema de este tipo, que acopla dos cilindros de alta presión en el proceso de cuatro tiempos y operando con la misma secuencia, con un cilindro de baja presión de mayor desplazamiento, que trabaja desplazado 180° del cigüeñal. Cuando un cilindro de alta presión alcanza el punto muerto inferior (UT) después de la carrera de potencia, su sistema de escape abre el conducto al cilindro de baja presión, que se encuentra en el punto muerto superior (TDC). Debido al mayor volumen de la carrera del cilindro de baja presión, el gas de trabajo se expande aún más, aunque su volumen disminuye nuevamente debido al pistón ascendente del cilindro de alta presión.
- 20
- 25 Termodinámicamente, con esta disposición, aumenta la relación de expansión en el ciclo de combustión, por lo que aumenta la eficiencia termodinámica.

Una desventaja de los sistemas con cilindros separados de baja presión es la alta carga térmica a observar del desbordamiento en el cabezal del cilindro, la mayor contrapresión de escape en el cruce de válvulas (purga) de un cilindro de alta presión, el considerable esfuerzo adicional para el peso del motor y el espacio para el cilindro de baja presión, las pérdidas por fricción (grupo de pistones adicional y mecanismo de manivela) del cilindro de baja presión y el hecho de que se debe combinar el mismo sentido en el cilindro de baja presión de dos tiempos con dos cilindros de alta presión. Los costos del sistema son muy altos. Por lo tanto, este diseño para motores de un solo cilindro es menos prometedor.

30

De los documentos DE 36 25 050 A1, DE 36 25 048 A1, DE 36 25 051 A1, DE 36 25 053 A1, DE 33 18 136 A1 y la publicación de Schatz et al., "Pulse Charging - a new approach for dynamic charging", Second International Conference New Development Powertrain Chassis, Inglaterra 1989, se conoce como un concepto alternativo adicional para aumentar el rendimiento o la eficiencia de un motor de combustión interna, el llamado "cargador de impulso de gases de escape". El cargador de impulsos de gases de escape convierte la entalpía de los gases de escape de un motor de combustión interna en un trabajo de compresión de gas fresco. El sistema consiste en un pistón libre, que se guía en un cilindro. Un lado del cilindro está conectado al sistema de escape del motor a través de un canal de entrada de gases de escape, y el otro lado del cilindro al sistema de admisión. Un resorte presiona el pistón libre en el tope del lado del escape en el cilindro, de modo que el pistón libre en el estado de presión descargada libera un volumen máximo del lado del gas fresco y, en consecuencia, un volumen mínimo del lado del escape. El pistón libre opcionalmente tiene un protector en posición central en el lado de escape que libera el volumen del cilindro del gas de escape de una cierta carrera libre del pistón al canal de flujo del gas de escape para dirigir el gas de escape al silenciador, o una válvula controlada por la presión de escape en la bomba de gases de escape, que libera el paso de escape de los gases de escape. El control del canal de flujo de gases de escape mediante un movimiento al menos parcialmente independiente del movimiento del pistón libre, es impulsado por la válvula de escape para permitir una carrera de expansión prolongada del pistón libre. En el lado del gas fresco, el volumen del cilindro puede aspirar aire atmosférico a través de una válvula de retención que se presiona en el sistema de admisión del motor a medida que se reduce el volumen.

35

40

45

50

La publicación "Pulse Charging - a new approach for dynamic charging" describe los resultados experimentales del cargador de impulso de gases de escape en un motor de dos cilindros. Si se abre una válvula de escape de un cilindro del motor, el gas de escape fluye al supercargador de impulsos de los gases de escape y acelera el pistón libre contra la fuerza del resorte. El gas de escape realiza el trabajo de expansión en el cargador de impulsos de escape hasta que el escudo del pistón libre libera el canal de expansión. La inercia del pistón libre le permite continuar corriendo en el cilindro hasta que su energía cinética en total haya alcanzado la energía potencial del resorte y del aire fresco comprimido por el pistón libre en el sistema de admisión. Debido al ángulo de fase simétrico de los dos cilindros del motor entre sí, el pistón libre se mueve al abrir la válvula de escape del motor del primer cilindro del motor a su posición de pistón en la UT, que corresponde a la posición del pistón del segundo cilindro del motor en la UT justo antes de cerrar la válvula de admisión del motor, de modo que una parte del aire fresco

55

60

actualmente comprimido por el pistón libre es empujado sobre el sistema de admisión inmediatamente antes del extremo de entrada en el cilindro dos y, por lo tanto, aumenta su densidad de aire. La fuerza del resorte y el aire fresco comprimido en el sistema de admisión empujan el pistón libre a su posición de reposo, es decir a la parada lateral de escape. Después de 360° de desplazamiento de cigüeñal, el ciclo de trabajo del cargador de impulso de escape comienza desde la parte delantera, sin embargo, los dos cilindros del motor cambian su función en relación con el cargador de impulso de gases de escape.

En el experimento, el cargador de carga de gases de escape mostró un buen comportamiento transitorio a bajas velocidades del motor (hasta aproximadamente 2000 rpm) y también un aumento en el consumo de aire. A velocidades más altas (de aproximadamente 3000 rev/min), no hubo aumento de presión de impulso.

El cargador de impulsos de escape tiene algunos inconvenientes mecánicos y termodinámicos que afectan su eficiencia y función:

- Emisiones significativas en el lado de escape (cortocircuito entre los canales de flujo de entrada y flujo de escape) que reducen la presión de escape antes del pistón libre y la presión de compresión final en el sistema de admisión.

- La longitud relativamente corta del protector en el pistón libre, que libera el flujo de los gases de escape de la carga de los gases de escape hacia el silenciador, permite solo una pequeña parte de la carrera del pistón libre como un golpe de potencia para relajar los gases de escape del motor para su uso. Además, para la utilización de la energía del impulso de escape, por un lado, la alta masa del pistón libre con respecto a la masa de gas de la onda de presión de escape, evita una importante transferencia de energía en la transmisión de impulsos del gas de escape al pistón libre, por lo que la presión de impulso es baja, como confirmaron los experimentos. Por otro lado, debido a la conexión directa de la línea de escape de los gases de escape a la cámara de expansión de la bomba de carga de los gases de escape, se produce una pérdida de impulso adicional debido al desbordamiento.

- El protector del pistón libre debe tener una fuga significativa en el estado cerrado, de modo que el pistón libre pueda volver a su posición de reposo después de cada ciclo de trabajo. Estas pérdidas por fugas representan una pérdida de presión adicional y, por lo tanto, una pérdida de trabajo.

- El control del canal de flujo del gas de escape a través de una válvula de inercia y presión de escape controlada, por un lado, representa un cumplimiento muy inexacto de la sincronización del gas de escape (comportamiento de fricción y vibración natural), por otro lado, con los sistemas de válvulas propuestos no es posible lograr aproximadamente el diagrama de control de gas de escape termodinámicamente ideal, en el que la carrera completa del pistón libre se utiliza como una carrera de trabajo con un canal de salida de gases de escape cerrado y cuando el pistón libre vuelve, el canal de flujo de gases de escape está completamente abierto. La inercia existente de la válvula y el pistón libre prohíben el diagrama ideal de control de los gases de escape, ya que las masas aceleradas requieren de una línea de retardo para invertir la dirección. El diseño necesario del mecanismo de activación de la válvula accionada por el escape a una cierta presión del escape tiene la consecuencia de que el cambio en la sincronización de los gases de escape bajo los cambios de carga o los cambios de velocidad del motor es contraproducente. En particular, el mecanismo de accionamiento de la válvula accionado por gas de escape no responde a presiones de escape bajas (carga baja, inactivo), por lo que el cargador de carga de gases de escape no realiza trabajos de expansión, aunque en el rango de carga parcial con motores tipo Otto controlados por volumen, las entalpías de los gases de escape son relativamente altas en función del trabajo específico del motor disponible, ya que el motor en el estado acelerado tiene una relación de compresión efectiva baja y una relación de expansión correspondientemente baja. Es imposible establecer el extremo de cierre de la válvula del canal de descarga, que está controlada por presión e inercia, al mismo tiempo que el extremo de cierre de la válvula de escape del motor en el lugar sobre la que se produce la distribución de la carga y la velocidad del motor. En particular, en las publicaciones aquí citadas, el cierre de la válvula del canal de salida se basa exclusivamente en el tiempo de vaciado del cargador de impulsos de gases de escape del lado de los gases de escape y no hay correlación con la fase o el cierre de la válvula de escape del motor descrita.

- El pistón libre y el resorte (que incluye el resorte de aire en el tracto de admisión) representan un oscilador armónico cuya frecuencia natural depende de las masas en movimiento (pistón, barra de guía lineal y media masa de resorte) y la velocidad del resorte. Si este sistema se aproxima a su frecuencia natural, se producen fluctuaciones de amplitud significativas, que pueden hacer que el pistón libre colisione con sus topes en el cilindro con una alta aceleración. Las altas masas previsibles de los componentes móviles, que probablemente sean de varios cientos de gramos, y las fuerzas de resorte débiles necesarias, que deben permitir el movimiento del pistón libre incluso a presiones de escape más bajas (aproximadamente 2 bar), sugieren que la frecuencia natural del sistema ya se logra a bajas velocidades de operación del motor. La presión de carga descendente del cargador de impulsos de gases de escape de 2000 rpm, que cae rápidamente en el motor experimental descrito, sugiere que la frecuencia natural ya se ha excedido aquí y el sistema ya no realiza la carrera de trabajo completa. El pistón libre no tiene tiempo suficiente para volver a su posición de reposo cuando excede su frecuencia natural. A partir de aproximadamente 3.000 rpm, no se acumula presión de refuerzo en el motor de prueba descrito. Presumiblemente, el pistón libre está a aproximadamente la mitad de la carrera del pistón en reposo.

- El sistema del pistón libre no se determina claramente cambiando las presiones de los gases de escape y cambiando las tasas de retorno del resorte neumático en su frecuencia natural y carrera del pistón, por lo que se esperan colisiones del pistón libre en sus posiciones finales en el cilindro.
  - El sellado del pistón libre a la pared del cilindro o bien debe hacerse ya sea sin contacto a través de una brecha,, de modo que debido a la gran perforación del cilindro, se establecen flujos de fugas considerables desde el lado del escape al lado del gas fresco, o bien utilizando elementos de sellado, por ejemplo, anillos de pistón, que, sin embargo, requieren lubricación y generarán mayor fricción.
  - Todo el flujo de gases de escape pasa a través del cargador de impulsos de gases de escape y, por lo tanto, contribuye a una alta carga térmica de la carcasa del cargador y del pistón libre.
- 10 El documento DE 10 03 503 B describe el uso de una bomba de diafragma como alternativa al aumento de potencia.
- Otro concepto alternativo para aumentar la eficiencia o la eficiencia de los motores de combustión interna es la conexión descendente de un proceso de vapor (ORC). En este caso, se proporcionan procesos de vapor con máquinas de expansión de pistón o turbina para el uso de entalpía de escape o calor residual, que se operan preferiblemente con sustancias orgánicas de bajo punto de ebullición (ORC = Organic Rankine Cycle). Tales procesos extraen calor del flujo de gases de escape exclusivamente a través de intercambiadores de calor. Debido a los golpes de baja temperatura (restricciones físicas en la sustancia) en el control del proceso en una sola etapa, las eficiencias rara vez superan el 15%. La inercia térmica de los intercambiadores de calor y los sistemas de tuberías evitan un buen comportamiento transitorio, por lo que estos sistemas no son adecuados para suministrar energía mecánica directamente a los motores de combustión interna operados dinámicamente. En particular, los altos costos del sistema, que actualmente superan los 3000 €/kW, impiden el uso en motores pequeños.
- 15
- 20
- Alternativamente, se puede proporcionar una conversión de energía termoeléctrica utilizando el efecto Seebeck. Este efecto describe la diferencia de potencial eléctrico de dos cuerpos de diferente temperatura debido a las diferentes densidades de gases de electrones en la red cristalina de estos cuerpos. La diferencia de potencial aumenta con la diferencia de temperatura de los cuerpos entre sí y se puede utilizar para hacer fluir una corriente eléctrica. Con los gases de escape de los motores de combustión interna, uno de los cuerpos se calienta, el otro se mantiene preferiblemente a la temperatura atmosférica. El sistema funciona completamente sin ningún componente móvil y, por lo tanto, no representa una máquina en funcionamiento.
- 25
- La invención se basa en el objetivo de proporcionar un procedimiento alternativo para hacer funcionar un motor de combustión interna del tipo mencionado anteriormente, con el que de una forma particularmente simple y confiable, es posible una salida de potencia específica particularmente alta del motor y/o un consumo de combustible específico particularmente bajo. Además, se debe especificar una implementación del procedimiento de motor de combustión interna particularmente adecuado.
- 30
- Con respecto al procedimiento, este objetivo se logra de acuerdo con la invención en el sentido de que, en una primera fase del ciclo de la carrera de salida, el impulso y/o la energía de presión de la onda de presión del gas de escape que sale del cilindro se transfiere total o parcialmente al lado primario de una bomba de gases de escape, antes de que los gases de escape pasen al sistema de escape en una segunda fase del ciclo de la carrera de escape.
- 35
- La primera y la segunda fase del ciclo en la suma de sus períodos de tiempo corresponden preferiblemente aproximadamente al tiempo total de apertura de la válvula de escape del motor correspondiente, en el que el comienzo de la primera fase está asociado con la apertura de la válvula de escape del motor y el final de la segunda fase coincide aproximadamente con el cierre de la válvula de escape del motor, o también puede tener lugar de manera algo retrasada. Una primera fase del ciclo breve reduce las pérdidas de calor de la pared en el conducto de escape y la bomba de gases de escape y, con una reducción temprana de la presión en el cilindro del motor, permite un trabajo de escape correspondientemente bajo o una baja presión de retorno durante el ciclo de carga. Las fases del ciclo surgen, en particular, dado que mediante una guía de flujo adecuada de la onda de presión de escape cuando se abre la válvula de escape, el pulso de la corriente de escape y con esto la energía de presión de la onda de presión de escape se transmite como total o al menos parcialmente al lado primario de la bomba de gases de escape. En esta fase, inicialmente debe evitarse en gran medida el flujo de gases de escape al sistema de escape. La transferencia de impulso deseada desde la onda de presión del gas de escape al lado primario de la bomba de gases de escape puede efectuarse cuando el gas de escape, al menos parcialmente, pasa directamente a la bomba de gases de escape; pero particularmente preferida es una transferencia de momento indirecta en la cual la onda de presión del gas de escape que fluye fuera del cilindro transmite su impulso parcial o lo más completamente posible a un amortiguador de gas ya presente en y/o frente al volumen primario de la bomba de gases de escape. A esto le sigue la segunda fase del ciclo de la carrera de escape, en la que el gas de escape fluye hacia el sistema de escape.
- 40
- 45
- 50
- 55 La invención se basa en la consideración de que, como un punto de inicio particularmente adecuado para un aumento en la eficiencia y/o el rendimiento del motor de combustión interna, debe seleccionarse el uso del gas de escape que fluye fuera del cilindro que aún está atrapado por la entalpía residual, porque debido a razones operativas, el escape fluye desde el cilindro respectivo con una presión residual comparativamente alta, que se

## ES 2 729 836 T3

puede usar para proporcionar energía útil adicional, antes de que el gas de escape se descargue al medio ambiente a presión ambiente.

5 Las aplicaciones para la bomba de gases de escape se centran en particular en los motores de combustión interna de un solo cilindro o de dos cilindros, que tienen volúmenes de cilindro individual relativamente pequeños de aproximadamente 50-250 cc. Para estos tipos de motores, no existe un sistema comercialmente viable para convertir (perder) la energía de los gases de escape en energía mecánica (de impulsión). La bomba de gases de escape debe funcionar preferiblemente de manera eficiente con las siguientes condiciones límite de estos tipos de motores, o tener las siguientes características:

- Para velocidades de motor de hasta aproximadamente 10000U/min (motores de dos ruedas)
- 10 • Conversión eficiente de altas fluctuaciones en el flujo de masa del gas de escape (motores de cilindro único)
- El caudal del gas fresco debe ser aproximadamente proporcional a la carga y la velocidad
- Provocar baja presión de escape en la carrera de escape y cambio de carga
- Separación básica de las líneas de gas de escape y gas fresco
- Buen comportamiento transitorio (aplicación del vehículo)
- 15 • Pérdidas de fricción (propia) bajas
- Buen comportamiento acústico (motores de dos ruedas)
- Bajo costo del sistema
- Bajo mantenimiento
- Sujeto al estrés térmico lo más bajo posible.
- 20 • Idoneidad para motores tipo Otto y diesel, así como procesos de dos y cuatro tiempos

Para satisfacer las demandas sobre las fluctuaciones de la entalpía de escape, el buen comportamiento transitorio, los espacios pequeños de carrera de cilindro y el flujo proporcional de la velocidad del motor, la bomba de gases de escape está diseñada preferiblemente como una bomba con cuerpo de bomba oscilante, que realiza un ciclo de trabajo en sincronía con la onda de presión de escape en el conducto de escape del cilindro del motor asociado.

25 Se logran una alta frecuencia de funcionamiento de la bomba de gases de escape para motores de alta velocidad, el buen comportamiento transitorio, la separación de las líneas de gases de escape y de gases frescos, bajas pérdidas por fricción y un bajo mantenimiento ya que el cuerpo de la bomba está diseñado particularmente preferiblemente como tabique elásticamente deformable, preferiblemente minimizado en peso entre el lado del gas de escape y el lado del gas fresco de la bomba de gases de escape. Además, dicho tabique minimizado en peso permite una alta transferencia de energía durante el intercambio de impulsos desde el gas al tabique, ya que teóricamente la transferencia de energía máxima tiene lugar con una masa idéntica de gas o tabique. Preferiblemente, el trabajo de expansión realizado en el lado de escape de la bomba de gases de escape se convierte a través de tabique en un trabajo de compresión de un volumen de gas fresco, que el otro lugar puede ser un trabajo relajado. Sin embargo, los movimientos del tabique también se pueden usar como energía mecánica o convertir a través de un generador  
35 en energía eléctrica.

Una carga reducida térmicamente en la bomba de gases de escape se logra debido al proceso, en la medida en que el gas de escape solo fluye a través de un canal hacia el lado primario de la bomba de gases de escape y posteriormente sale nuevamente de la misma. En contraste con el cargador de impulsos de gases de escape, que fluye a través de la masa completa de gases de escape, en la bomba de gases de escape en el ciclo de trabajo, por un lado, solo tiene lugar un "flujo de masa de desplazamiento" con velocidades de flujo mucho menores (coeficientes de transferencia de calor más pequeños), y por otro lado, el gas de escape expulsado del cilindro del motor en la segunda fase del ciclo no pasa a través de la bomba de gases de escape. En tal realización particularmente preferida, el gas de escape se suministra así durante la segunda fase de la carrera de escape del sistema de escape, sin pasar por la bomba de gases de escape.

45 Al dividir la carrera de escape en al menos dos subfases se logra así que la utilización deseada de la entalpía de los gases de escape pueda llevarse a cabo en la primera fase parcial, que preferiblemente se mantiene comparativamente corta en el tiempo, en el que en la segunda, en comparación con la primera fase preferiblemente prolongada, las operaciones de intercambio de gas y las operaciones de purga posteriores del cilindro del motor respectivo se pueden llevar a cabo al nivel de presión favorable de un motor de succión. Una eficiencia particularmente alta con un esfuerzo mecánicamente bajo se logra mediante la interpretación más preferida en la que, en la segunda subfase, el gas de escape ahora parcialmente relajado del lado primario de la bomba de gases de escape se suministra junto con el gas de escape residual del sistema de escape de la cámara de combustión y el

sistema de escape. El gas de escape suministrado al lado primario de la bomba de carga de gases de escape se recircula de manera particularmente preferible en esta fase, de modo que la bomba de carga de gases de escape se conecta a través de un canal de derivación y luego se descarga nuevamente, pero no a través de él. El suministro de gases de escape al sistema de escape se puede realizar en la segunda fase del ciclo, sin pasar por la bomba de gases de escape.

La entalpía extraída de los gases de escape en la bomba de gases de escape se puede convertir de cualquier manera en potencia activa o energía que se puede utilizar en el sistema general del motor de combustión interna, por ejemplo a través de sistemas hidráulicos, eléctricos o similares. Sin embargo, es posible un uso particularmente favorable y, sobre todo, flexible de la entalpía eliminada de los gases de escape por medio de la bomba de gases de escape, en una realización particularmente ventajosa en la bomba de gases de escape, en que la entalpía de los gases de escape suministrados a la misma en el lado primario se transfiere total o parcialmente a un flujo de gas fresco que se le suministra en el lado secundario, o la entalpía del gas de escape convertido en trabajo de expansión en el lado primario en la bomba de gases de escape se convierte total o parcialmente en el lado secundario en trabajo de compresión de un flujo de gas fresco suministrado. En este caso, ventajosamente, en la bomba de gases de escape, la eliminación de la entalpía del gas de escape se convierte en un trabajo de compresión de un flujo de gas frío separado herméticamente del flujo de gases de escape. Una corriente de gas fresco comprimido tiene una alta densidad de energía con bajas masas en movimiento, lo que subraya su idoneidad para altas frecuencias de funcionamiento de la bomba de gases de escape (= altas velocidades del motor).

La corriente de gas frío y/o la corriente de gas fresco, que se comprimió en la bomba de gases de escape mediante el trabajo de compresión realizado allí, se puede suministrar de manera independiente del flujo de gas fresco del motor térmico o de la ejecución del motor de combustión interna a una máquina de expansión separada, como un expansor de celdas de paletas, y allí ejecutar el trabajo de relajación. Sobre el flujo de aire de gas fresco o el flujo de aire de gas frío comprimido en la bomba de carga de gases de escape. en esta variante es posible la provisión de un medio de trabajo independiente del motor que se puede utilizar de forma flexible en otros lugares como medio de trabajo. Por ejemplo, es posible utilizar este medio de trabajo para impulsar una unidad adicional, o también se puede proporcionar para acoplar la máquina de expansión al motor o cigüeñal del motor de combustión interna o el motor térmico, de modo que se genere directamente una potencia adicional útil del motor de combustión interna.

Sin embargo, en una realización particularmente ventajosa, se proporciona el uso de la eliminación de entalpía de los gases de escape en la bomba de gases de escape para realizar trabajos de compresión para el flujo de gas fresco entrante a la cámara de combustión del cilindro respectivo. Por lo tanto, la entalpía de escape se utiliza directamente para cargar el flujo de gas fresco. Para implementar esta secuencia sincronizada y adaptada a la secuencia de ciclo en el motor de combustión interna de una manera particularmente favorable, el gas fresco proporcionado para alimentar a la cámara de combustión del motor de combustión interna se suministra ventajosamente al menos parcialmente al lado secundario de la bomba de gases de escape y allí es comprimido y pretensado de la manera mencionada durante la primera parte de la fase de carrera de escape por gases de escape suministrados por el lado primario de la bomba de gases de escape. Este gas fresco comprimido y pretensado se alimenta entonces ventajosamente a uno de los lados secundarios de la bomba de gases de escape en el almacenamiento intermedio aguas abajo del lado de gas y se mantiene allí para alimentar la cámara de combustión del cilindro. Para el almacenamiento intermedio, se puede utilizar un sistema de canal de entrada ya existente del cilindro respectivo, a través del cual el gas fresco se suministra a la cámara de combustión respectiva. El almacenamiento del gas fresco precomprimido y pretensado en la bomba de gases de escape se lleva a cabo preferiblemente hasta que el control de entrada del cilindro respectivo libere el canal de entrada respectivo y el gas fresco pueda fluir hacia la cámara de combustión. En virtud de esta configuración, en la que la corriente de gas fresco pretensada en la bomba de gases de escape sirve para suministrar el motor de calor con aire de combustión total o parcialmente, se logra que el gas fresco pretensado en la bomba de gases de escape pueda realizar el trabajo del pistón o el trabajo de expansión directamente en la máquina de calor directamente a través de un gradiente de purga positivo.

Con respecto al motor de combustión interna, el objeto declarado se logra al conectar la cámara de combustión del cilindro o de cada cilindro en el lado de entrada a través de un sistema de válvula de entrada controlable con un sistema de entrada de gas y en el lado de salida a través de un sistema de válvula de escape controlable a través de un interruptor de pulso con un sistema de escape y con el lado primario de una bomba de aire.

A través de esta realización del sistema de escape se logra que por medio del interruptor de pulso que, en términos funcionales, es esencialmente una rama de tubería seleccionada adecuadamente, durante la primera fase de la carrera de escape, pueda tener lugar una introducción dirigida del pulso de la onda de presión de escape en la bomba de gases de escape. El interruptor de pulso tiene la tarea de dirigir el impulso del flujo de los gases de escape al abrir la válvula de escape de la manera más completa posible en el lado primario de la bomba de gases de escape o para conducir a una línea de colector aguas arriba de esto, de modo que en esta primera fase del ciclo de la carrera de escape el pulso de la onda de presión del gas de escape que sale del cilindro se transmita tan completamente como sea posible o al menos parcialmente al lado primario de la bomba de gas de escape. En esta fase, inicialmente se debe evitar en gran medida el flujo de gases de escape hacia el conducto de escape, lo que significaría una pérdida de impulso. La transferencia de impulso deseada desde la onda de presión del gas de escape al lado primario de la bomba de gases de escape puede ser efectuada mientras el gas de escape, al menos

parcialmente, pasa directamente a la bomba de gases de escape; pero particularmente preferida es una transferencia de momento indirecta en la cual la onda de presión de los gases de escape que fluye hacia afuera del cilindro transmite su impulso parcial o lo más completamente posible a un amortiguador de gas ya presente en y/o frente al lado primario de la bomba de gases de escape o en una línea de conexión conectada corriente arriba de la misma.

En una realización particularmente ventajosa, el interruptor de pulso tiene un lado de entrada conectado con el sistema de válvula de escape y el lado de salida conectado al lado primario del canal principal de la bomba de gases de escape y una derivación de este, en el lado de salida conectado al conducto de escape del sistema de escape. La línea de derivación que comprende la parte del lado de salida del canal principal y conecta el interruptor de pulso al lado primario de la bomba de gases de escape tiene preferiblemente un volumen de más de 1 vez, preferiblemente más de 1,3 veces, la capacidad cúbica del cilindro o cilindros.

En una realización particularmente ventajosa, el motor de combustión interna está diseñado para utilizar la entalpía de los gases de escape contenida en la bomba de los gases de escape para realizar un trabajo de compresión para un flujo de aire de gas fresco. Para este propósito, la bomba de gases de escape está en el lado secundario conectado a una línea de presión de gas fresco y un canal de salida de gas fresco, en el que el canal de salida de gas fresco, el lado secundario de la bomba de gases de escape, puede llenarse con gas fresco, y en la que la línea de presión de gas fresco está diseñada y diseñada para el reenvío y/o almacenamiento temporal del gas fresco comprimido en el gas de escape. La línea de presión de gas fresco está conectada en un primer desarrollo ventajoso aguas abajo de la bomba de gases de escape con una máquina de expansión. En una segunda realización ventajosa, la línea de gas fresco está conectada aguas abajo de la bomba de gases de escape con un amortiguador para el gas fresco, que a su vez está conectado en el lado de salida al sistema de entrada de gas del cilindro respectivo. Por lo tanto, se habilita el uso de aire comprimido o pretensado en la bomba de gases de escape como aire de combustión para el cilindro respectivo, de modo que el gas de escape en la entalpía extraída de la bomba de descarga de gases de escape se puede usar directamente en un gradiente de purga positivo para el uso de pistones o trabajos de expansión directamente en el motor.

En una realización particularmente preferida, el sistema de escape del motor de combustión interna está diseñado por el interruptor de pulso y los componentes conectados al mismo para dicha guía de flujo de la onda de presión del gas de escape, sin la necesidad de un control externo activo o intervenciones de regulación. En una variante ventajosa alternativa que se considera inventiva en principio, el sistema de escape también puede estar provisto de válvulas controladas activamente en la línea de escape en el que la división de la carrera de escape en una primera y una segunda fase del ciclo no tiene el comportamiento de flujo de la onda de presión de escape, sino que se realiza mediante el control apropiado y apropiado de la o de las válvulas de escape.

Por medio de esta realización alternativa del sistema de escape, se logra que el diseño multifase previsto de la carrera de salida se pueda llevar a cabo por medio de una actuación adecuada del sistema de válvula de escape. Para este propósito, el sistema de válvula de escape debería diseñarse ventajosamente de modo que durante la carrera de escape, se pueda realizar un cambio de las trayectorias de flujo y, por lo tanto, el funcionamiento del sistema de escape, en el que en una de la primera fase de ciclo de la posición de la válvula asociada a la carrera de escape, la conducción de la corriente de escape se proporciona preferiblemente exclusivamente al lado primario de la bomba de gas de escape. En una posición de la válvula del sistema de la válvula de escape asignada a la segunda fase del ciclo de la carrera de escape, por otro lado, la cámara de combustión del cilindro del motor se conecta simultáneamente al lado primario de la bomba de gases de escape y al sistema de escape a la manera de un "cortocircuito" en el lado del gas.

Esta realización particularmente ventajosa de la funcionalidad prevista del sistema de válvula de escape, se puede lograr mediante válvulas adecuadamente seleccionadas y posicionadas en el sistema de escape del motor de combustión interna. Una realización de este tipo es particularmente adecuada para motores de 4 tiempos, por ejemplo, como se proporcionan para estas válvulas de escape ya controladas adecuadamente para la liberación del paso de escape. Sin embargo, para los motores de 2 tiempos, la funcionalidad prevista del sistema de la válvula de escape puede lograrse mediante un control de ranura adecuado, es decir, mediante ranuras de salida y canales de desbordamiento en el cilindro, adecuadamente guiados. En este caso, provisto ventajosamente en la pared del cilindro por el pistón en su movimiento de trabajo, primero se pasa por la primera ranura de salida a través del cual el gas de escape puede fluir hacia el lado primario de la bomba de gas de escape. Además, en este caso, se proporciona ventajosamente una segunda ranura de salida que sigue al movimiento del pistón, que produce la conexión del lado del gas entre la cámara de combustión del cilindro y el sistema de escape. Si el pistón también ha liberado esta ranura de salida, la conexión del lado del gas también tiene lugar en el lado primario de la bomba de gases de escape con el sistema de escape indirectamente a través de la cámara de combustión del cilindro. En esta realización de un motor de 2 tiempos, la unidad de pistón-cilindro cumple así dicha función del sistema de la válvula de escape al recurrir a las ranuras de salida colocadas apropiadamente. El aire fresco comprimido de la bomba de gases de escape es guiado en esta realización a través del canal de presión de gas fresco hacia los canales de desbordamiento, que inyectan el gas fresco en el cilindro durante la apertura y expulsan el gas residual. De este modo, la bomba de gases de escape puede reemplazar la bomba de la carcasa del cigüeñal generalmente habitual y permitir un mecanismo de cigüeñal lubricado por circulación de aceite.

En el caso de un sistema de escape controlado de manera positiva, el sistema de la válvula de escape está diseñado ventajosamente con respecto a sus parámetros operativos esenciales, de modo que en la primera fase del ciclo de la carrera de escape libera exclusivamente una conexión del lado del gas entre la cámara de combustión del cilindro respectivo y el lado primario de la bomba de carga del gas de escape , quedando bloqueada la conexión al sistema de escape y en la segunda fase del ciclo de la carrera de escape, se produce la conexión del lado del gas del sistema de escape con la cámara de combustión del cilindro respectivo y con el lado primario de la bomba de gases de escape. Una ventaja particular de un sistema de este tipo consiste en que otros parámetros de funcionamiento, como por ejemplo, la sincronización del desplazamiento y el desbordamiento, se pueden mantener cerca de las interpretaciones conocidas, ya que en la bomba de carga de gases de escape, se produce un intercambio similar de energía entre el escape y el gas fresco como en el sistema de escape de resonancia de los motores de dos tiempos. Por lo tanto, la compatibilidad con los sistemas existentes, también con respecto a la posible modernización, es especialmente buena. Dos ventajas principales de la bomba de carga de gases de escape sobre un sistema de escape de resonancia se encuentran, entre otras cosas, en el menor requerimiento de espacio y en la independencia de la velocidad de su modo de acción, de modo que se espera una curva de par más uniforme del motor.

En una realización alternativa adicional de un motor de combustión interna, la bomba de gases de escape está dispuesta en un control de válvula rotativa en un cabezal de cilindro. Cuando la válvula rotativa, diseñada preferiblemente como una válvula rotativa plana, con su ranura de control comienza a liberar la abertura de salida en el cabezal de cilindro del motor, el gas de escape fluye a través de canal de descarga a la bomba de gas de escape. A medida que la válvula giratoria continúa girando, comienza el paso principal de escape, a través del cual el gas de escape de la bomba de gases de escape y la cámara de combustión del cilindro ahora se escapa.

La bomba de gases de escape, especialmente en combinación con un control de válvula rotativa, puede implementar todas las variantes de intercambio de carga descritas en los procedimientos explicados anteriormente. En particular, se puede implementar con controles de válvula rotativa volúmenes nocivos muy pequeños entre la válvula rotativa de salida del motor y la bomba de gases de escape.

Ventajosamente, en el caso de un diseño controlado positivamente del sistema de escape, el escape del motor de combustión interna está conectado a la cámara de combustión del cilindro respectivo a través de un cierre con un tubo de escape de cierre que se cierra con una válvula de cierre, la que vista desde la dirección de la corriente de escape aguas arriba de la válvula de cierre se ramifica en la línea de derivación conectada al lado primario de la bomba de gases de escape. Por lo tanto, de manera constructivamente particularmente simple, es posible la implementación de la funcionalidad anterior. En particular, el gas de escape de la cámara de combustión del lado primario de la bomba de gases de escape puede ser suministrado a través de la línea de derivación en la primera fase del ciclo de la carrera de escape, en el que, en la segunda fase del ciclo, a la manera de un flujo de retorno a través de la línea de derivación ubicada en el lado primario de la bomba de gases de escape, ahora los gases de escape relajados pueden devolverse a través de la línea de derivación al sistema de escape y la cámara de combustión. Por ello no es necesario un flujo a través del lado primario de la bomba de gases de escape y preferiblemente no se proporciona. De este modo, la línea de derivación permite la carga de la bomba de carga de gases de escape en forma de un flujo de masa de desplazamiento, lo que provoca una menor carga del componente térmico de la bomba de carga de gases de escape, ya que en comparación con un flujo a través de la bomba de gases de escape, tanto el flujo de masa total como los coeficientes de transferencia de calor (velocidades de gas más bajas) son menores. la línea de derivación de la bomba de gases de escape se puede conectar en la realización del motor de combustión interna como un motor de 2 tiempos de la manera mencionada directamente al primer ranura de escape en el cilindro en el lado del gas.

La bomba de carga de gases de escape comprende una carcasa de presión cuyo volumen interno se divide en varias unidades de separación deformables elásticamente en una pluralidad de volúmenes parciales separados en el lado del gas, en el que la o cada unidad de separación es activada por una fuerza de pretensado, que en el estado sin presión, el volumen parcial proporcionado para la conexión al sistema de escape del motor de combustión interna tiene un valor mínimo dentro del alcance de la deformabilidad elástica de la o de cada unidad de separación.

Como resultado de esta configuración, se logra con medios particularmente simples y de una manera particularmente confiable que la entalpía de los gases de escape se puede usar de manera confiable para el trabajo de compresión para el flujo de aire fresco de gas suministrado. Debido a la división de la carcasa de presión, preferiblemente en dos subvolúmenes se logra que la expansión del subvolumen del lado primario, por el que pasa el gas de escape presurizado, conduzca de manera inmediata y casi sin pérdidas a una compresión correspondiente del segundo subvolumen, ya que debido a la carcasa de presión común, la suma de los subvolúmenes no puede cambiar. La expansión del gas de escape en el primer volumen parcial conduce directa y completamente a una compresión correspondiente del gas fresco ubicado en el segundo volumen parcial. Al actuar sobre la unidad de separación con una fuerza de desviación, se asegura que, que en el estado no presurizado, el primer volumen parcial , proporcionado para recibir el gas de escape, pueda mantenerse al mínimo, idealmente cerca de cero, para que los volúmenes muertos puedan mantenerse particularmente bajos, al menos en la bomba de carga de gases de escape.

- 5 La unidad de separación de la bomba de carga de gases de escape se puede realizar básicamente en varias variantes manteniendo las condiciones de contorno mencionadas. Por ejemplo, la unidad de separación podría diseñarse como un fuelle o pistón guiado en la carcasa de presión, en el que en cada caso se podría proporcionar un elemento de resorte para la desviación y el reajuste. El diseño como fuelle ofrece la ventaja sobre el pistón en estas variantes, ya que las fugas y un desbordamiento del lado del gas entre los volúmenes parciales se pueden excluir de manera confiable. Sin embargo, con respecto a un diseño particularmente simple y robusto, se proporciona en una realización particularmente ventajosa que la bomba de gases de escape está diseñada como una bomba de diafragma. La unidad de separación representa la membrana de la bomba de diafragma.
- 10 La ventaja conseguida por la invención es, en particular, que en la alimentación del gas de escape que fluye fuera del cilindro, que está restringida a la primera subfase de la carrera de escape, como medio principal o medio impulsor en la bomba de carga de gases de escape y en la descarga posterior del gas de escape restante, así como en el lado primario de la bomba de gases de escape, los gases de escape se expanden al menos parcialmente al sistema de escape posibilitando el uso confiable del gradiente de presión de la entalpía de escape para aumentar la eficiencia o el rendimiento del motor. La rápida relajación con el comienzo de la segunda fase del ciclo permite, de
- 15 forma similar a una aspiración natural, bajas pérdidas de intercambio de gas. Esto es posible con bajos costos de equipo y alta confiabilidad.
- Además, un motor de combustión interna diseñado de acuerdo con el concepto anterior tiene las siguientes propiedades ventajosas:
- 20 - Los flujos de entalpía de los gases de escape intermitentes, como ocurre, por ejemplo, en motores de un solo cilindro, pueden convertirse de manera confiable en trabajo de compresión de un flujo de gas frío.
- El concepto es también particularmente adecuado para motores pequeños (por ejemplo, con desplazamientos  $\leq$  250 cc) y los bajos flujos de gas de escape correspondientes.
- Se puede lograr un comportamiento transitorio muy bueno, especialmente en los rangos de carga parcial (por ejemplo, para motores de vehículos).
- 25 - La característica de transporte del flujo de gas frío se desarrolla aproximadamente proporcional a la velocidad del motor.
- Es posible una separación hermética de gases de escape y gases frescos.
- Sólo se produce una contrapresión de gas de escape relativamente baja.
- Sólo se genera una pequeña pérdida de potencia inherente.
- 30 - Los costos del sistema son comparativamente bajos debido al diseño simple y al sistema de control de diseño pasivo.
- Hay conectividad a los conceptos de motor existentes.
- Se puede lograr un buen comportamiento acústico.
- 35 -El concepto es aplicable tanto a los motores de tipo Otto y diesel como a los motores de combustión que funcionan en los procesos de trabajo de cuatro y dos tiempos.
- Un motor de combustión interna equipado de esta manera puede diseñarse en particular como un motor de combustión interna de un solo cilindro sin desplazamiento en el que se puede lograr un alto grado de eficiencia. Dichos motores, que generalmente están diseñados como motores tipo Otto de cuatro tiempos de succión libre, se producen en todo el mundo en grandes cantidades, por ejemplo, para vehículos de dos ruedas (de 50 a 250 cc de desplazamiento), motores industriales (incluidos motores diesel) para generadores de energía, bombas, etc. y (mini) bloque de calor y energía. Para los motores de automóviles, la bomba de gases de escape se puede utilizar como sobrealimentador único o actuar como un compresor de dos etapas conectado en serie con un turbocompresor. La bomba de gases de escape aquí forma ventajosamente la primera etapa, que es seguida por un turbocompresor tanto en el lado de la turbina como en el lado del compresor.
- 40 Las ventajas conseguidas por la invención siguen consistiendo en particular en que mediante el uso dirigido de la entalpía contenida en la onda de presión de escape, en particular dirigiendo el impulso de la onda de presión de escape en el lado primario de una bomba de carga de escape por medio de la salida de impulsos, se logra una compresión adicional del flujo de gas fresco y, por lo tanto, se hace posible el uso del pulso para aumentar la eficiencia y/o el rendimiento. En particular, es posible que la energía cinética contenida en los pulsos de presión discontinua de los gases aumente la eficiencia mediante una bomba de gases de escape que se convierte directa o indirectamente en energía utilizable mecánicamente. En particular, de esta manera, se pueden utilizar flujos de gases de escape pulsantes, como ocurre, por ejemplo, en sistemas de escape de motores de combustión interna, o corrientes de vapor que se originan a partir de procesos de vapor o plantas de generación de vapor o que ocurren bastante generalmente en motores térmicos.
- 45
- 50

Una realización de la invención se explicará con más detalle con referencia a un dibujo. En él se muestra:

- Fig. 1           esquemáticamente un motor de combustión interna,
- Fig. 2a-2e      cada una un interruptor de pulso para el motor de combustión interna según la Fig. 1 en corte transversal
- 5    Fig. 3-5        cada una esquemáticamente una realización alternativa de un motor de combustión interna,
- Fig. 6           esquemáticamente un motor de combustión interna de dos tiempos,
- Fig. 7           una bomba de gases de escape en sección transversal,
- Fig. 8-10       una realización alternativa de una bomba de gases de escape en sección transversal y
- 10  Fig. 11 a 19    cada una sección de la representación en sección transversal según la Fig. 6 en diferentes alternativas.

Las partes idénticas se proporcionan con los mismos números de referencia en todas las figuras.

15 El motor de combustión 1 que se muestra esquemáticamente en la figura 1 está diseñado de acuerdo con el procedimiento de 4 tiempos. Comprende una serie de cilindros 2, de los cuales solo uno se muestra en la Figura 1, y en cada uno de los cuales se guía un pistón de trabajo 4. El pistón de trabajo 4 actúa a través de una biela 6 en un cigüeñal 8. Según el diseño y la construcción del motor de combustión interna 1, también es posible que el pistón de trabajo o cada uno de varios o todos los cilindros 2 actúen sobre un cigüeñal común 8.

20 Dentro del cilindro 2 está ubicada en una construcción convencional la cámara de combustión 10, en la cual, en el ciclo de trabajo del cilindro 2, una mezcla de aire comprimido y combustible se lleva a la combustión. En respuesta a esto, el pistón de trabajo 4 dispuesto de forma deslizante en el cilindro 2 ejecuta una carrera de potencia, en la que acciona el cigüeñal 8 para realizar el trabajo. Después de completar la carrera de potencia, luego de la expansión del gas de trabajo quemado en el cilindro 2 y poco antes de llegar al llamado "punto muerto inferior" (UT), el gas de trabajo quemado se suministra como gas de escape durante una carrera de escape del cilindro 2 en el lado de salida conectado a este sistema de escape 12.

25 Para el intercambio de gas requerido para hacer funcionar el cilindro 2, la cámara de combustión 10 está conectada al lado de entrada de gas con un sistema de entrada de gas 14 y en el lado de salida con el sistema de escape 12. Para controlar los cambios de gas en la cámara de combustión 10, la cámara de combustión 10 puede cerrarse del sistema de entrada de gas 14, por un lado, por medio de un sistema de válvula de entrada 16, que en la realización a modo de ejemplo de acuerdo con la Figura 1 está diseñado como una válvula de entrada 18. Por otro lado, la cámara de combustión 10 puede cerrarse de la fase de gases de escape 20 que conduce al sistema de escape 12 por medio de un sistema de válvula de escape 22, que en la realización a modo de ejemplo de acuerdo con la figura 1 está diseñada como una válvula de salida 24.

35 El motor de combustión interna 1 está diseñado específicamente para un rendimiento de potencia específico particularmente alto y/o una eficiencia particularmente alta y, por lo tanto, un bajo consumo de combustible específico. Para este propósito, se proporciona extraer al menos parte de la entalpía de los gases de escape que de otro modo realmente no se utilizaría de la cámara de combustión 10 durante la carrera de escape del cilindro respectivo 2, para convertirlos de una manera que aumente la eficiencia en energía de impulsión mecánica y/o aumente la densidad del aire del gas fresco en términos de carga. Esto debería lograrse en la medida en que la onda de presión del gas de escape que sale de la cámara de combustión 10 durante la carrera de escape se agota de impulso y/o energía en la medida de lo posible y se transfiere a la compresión previa del gas fresco que fluye a la cámara de combustión 10

40 Para hacer esto posible, la fase de gases de escape 20 está ramificada. Para este propósito, se acciona un interruptor de pulso 26 en la fase de gases de escape 20, que en el lado de entrada está conectado al sistema de la válvula de escape 22 y en el lado de salida, está conectado, por un lado, a través de una línea de derivación 28 hacia el lado primario de una bomba de gas de escape 30 y, por otro lado, está conectado a un conducto del tubo de escape 32 del sistema de escape 12. La cámara de combustión 10 está así conectada en el lado de salida a través del sistema de válvula de escape 22 y a través del interruptor de pulso 26 tanto al sistema de escape 12 como al lado primario de la bomba de gases de escape 30. 3

50 Por este circuito, en la realización a modo de ejemplo de acuerdo con la Figura 1, está previsto el uso de la entalpía extraída del gas de escape en la bomba de gases de escape 30 para la compresión y, por lo tanto, para la precarga de una de las bombas de gases de escape 30 en el lado secundario a la corriente de gas frío, a saber, en esta realización el flujo de aire de gas fresco proporcionado para alimentar a la cámara de combustión 10. Por consiguiente, en la realización a modo de ejemplo de acuerdo con la figura 1, la bomba de gases de escape 30 está conectada en el lado secundario a una línea de gas fresco 36, que se guía mediante un intercooler 38 y se puede

conectar a la cámara de combustión 10 del cilindro 2 a través del sistema de válvula de entrada 16 en el lado de salida.

En la realización de acuerdo con la Fig. 1, el cilindro 2 del motor de combustión interna 1 se muestra en el momento en que el pistón de trabajo 4 se encuentra en el punto muerto inferior (UT) y comienza la carrera de escape del cilindro 2. La válvula de escape 24 ha comenzado a abrirse. Al abrir la válvula de escape 24, los gases de escape todavía bajo presión residual se escapan del espacio interior 10 del cilindro 2 en la línea de paso de escape o de fase de gases de escape 20. Puesto que la presión residual del gas de escape en el cilindro 2 por lo general está entre 2-8 bar y, en el paso de escape, prevalecerán presiones medias de escape de alrededor de 1,1-1,6 bar, debido a la relación de presión supercrítica el gas de escape fluye con la velocidad del sonido en la válvula de escape 24. Debido a las altas temperaturas de los gases de escape, que en la práctica se encuentran entre 350-1150°C, la velocidad del sonido del gas de escape alcanza valores de hasta 1000 m/s. Correspondientemente alto es el pulso ( $p = m \cdot v$ ) de la onda de presión del gas de escape, que se debe utilizar en la eficiencia y/o el rendimiento objetivo del sistema actual.

Dependiendo de la velocidad del motor y del diseño del tren de válvulas del motor, el tiempo de funcionamiento del eje de presión del gas de escape primario de alta energía es de aproximadamente 10-50° de desplazamiento de cigüeñal. La onda de presión de escape fluye a través del interruptor de pulso 26, que representa ventajosamente una línea de derivación. En este caso, el interruptor de pulso 26 tiene un canal principal 40 conectado en el lado de entrada al sistema de válvula de escape 22 y en el lado de salida al lado primario de la bomba de gases de escape 30, desde donde se descarga un canal de escape 42 en el tubo de escape 32 y se ramifica a través del sistema de escape 12. De este modo, el canal principal 40 se descarga en la línea de derivación 28 que conduce a la bomba de gases de escape 30, mientras que el conducto de gases de escape 42 se dirige al sistema de escape 12, a través del cual el gas de escape llega al exterior.

El propósito del interruptor de pulso 26 es guiar el pulso del flujo de los gases de escape cuando se abre la válvula de escape 24 lo más completamente posible en la línea de derivación 28, de modo que en una primera fase de ciclo de la carrera de escape del pulso que sale del cilindro 2, la onda de presión de escape se transmite tan completamente como sea posible o al menos parcialmente al lado primario de la bomba de gases de escape 30. En esta fase, inicialmente debe evitarse en gran medida un flujo de gases de escape hacia el conducto de escape 42, lo que significaría una pérdida de impulso. La transferencia de impulso deseada desde la onda de presión del gas de escape al lado primario de la bomba de gases de escape 30 puede tener lugar aquí, ya que el gas de escape pasa al menos parcialmente directamente a la bomba de gases de escape 30; pero particularmente preferida es una transferencia de momento indirecta, en la cual el efluente de la onda de presión de escape del cilindro 2 transmite su impulso parcial o lo más completamente posible a la columna de gas que ya se encuentra en la línea de derivación 28, que a su vez lo envía a la bomba de gases de escape 30.

En la bomba de gases de escape 30, el pulso (introducido directa o indirectamente) de la corriente de gases de escape se encuentra con la pared intermedia elástica 44 provista entre el lado primario y secundario y provista como unidad de separación 44 y la deforma por transmisión de impulsos. La masa móvil de la pared intermedia elástica 44 se selecciona preferiblemente para que sea comparable a la masa de la columna acelerada de gases de escape, para que durante la transmisión de impulsos ( $m_{gas} \cdot v_{gas} = m_{pared} \cdot v_{pared}$ ) transmita la mayor cantidad de energía cinética ( $1/2 m_{pared} \cdot v_{pared}^2$ ) posible a la pared intermedia elástica 44. El gas presente en el lado primario de la bomba de gases de escape 30 se expande así en el volumen de gas primario 46 de la bomba de gases de escape 30. Al mismo tiempo, el gas fresco se comprime en el lado opuesto de la pared intermedia elástica en el volumen de gas secundario o fresco 48 de la bomba de gases de escape que se reduce en la línea de gas fresco. En la bomba de gases de escape 30, la entalpía de los gases de escape convertidos en trabajo de expansión en el lado primario se convierte así en energía de compresión del gas fresco guiado en la línea de gas fresco 36 en el lado secundario.

Para este propósito, la bomba de gases de escape 30 puede diseñarse para ser adecuada, por ejemplo, como una bomba de fuelle o similar. Sin embargo, en la realización a modo de ejemplo, la realización de la bomba de gases de escape 30, que se considera particularmente ventajosa e independientemente inventiva, se proporciona como una bomba de membrana con una pared intermedia elástica 44 como membrana. En este caso, el gas de escape se relaja por la deformación de la membrana, que separa los dos volúmenes de gas de escape y gas fresco herméticamente entre sí. En el estado sin presión, el volumen en el lado de escape o primario de la bomba de gases de escape 30 asume su mínimo, y el volumen en el lado de gas fresco corresponde a su máximo. La masa extremadamente baja de la membrana permite un cambio muy rápido en el volumen de la bomba de gases de escape 30 y, en consecuencia, una relajación inmediata de los gases de escape dentro de unos pocos grados del cigüeñal, de modo que la conversión para el lado primario en la entalpía de trabajo de expansión del gas de escape en la energía de compresión de la línea de gas fresco 36 provisto en el lado secundario, gas fresco, siempre que la primera fase del ciclo de la carrera de escape se mantenga correspondientemente corta.

A esto le sigue la segunda fase del ciclo de la carrera de escape, en la que el gas de escape fluye al sistema de escape 12. Después de la deformación de la pared intermedia elástica 44, esta se mueve por una fuerza restauradora a su posición original y empuja el gas de escape o la columna de gas ubicada en la línea de derivación 28 sobre la línea de derivación 28 hacia el interruptor de pulso 26 hacia atrás. Desde allí, los gases de escape pasan al conducto de gases de escape 42 en la segunda fase del ciclo de la carrera de escape, pasando por alto la bomba

de carga de gases de escape 30, es decir, sin pasar a través de ella. Del mismo modo, el pistón 4 empuja el escape restante del cilindro 2 a través de la línea de escape 20 y el interruptor de pulso 26 en el conducto de gases de escape 42. Sin embargo, el gas fresco se presiona durante la compresión desde la bomba de carga de gases de escape 30 a través de una válvula de retención provista allí en la línea del acumulador de presión diseñada y diseñada en la línea de gas fresco 36 en la que permanece hasta que la válvula de entrada 18 y una válvula adicional posiblemente existente 50 se abran. La línea de gas fresco 36 se puede considerar así como un almacenamiento intermedio, al que se suministra el gas fresco comprimido en la bomba de gases de escape 30 y se almacena allí para alimentar la cámara de combustión 10 del cilindro 2.

La línea de derivación 28 entre el interruptor de pulso 26 y la bomba de gases de escape 30 debe extraer el menor impulso posible de la onda de presión de los gases de escape con el fin de que transferencia de momento al lado primario de la bomba de gases de escape 30 sea particularmente alta, lo que provoca bajas pérdidas de flujo. Por lo tanto, en esta sección de tubería preferiblemente se evitan las curvaturas en gran medida o, si están presentes, se realizan con radios de curvatura grandes (preferiblemente  $r \geq 3$  veces el diámetro del tubo) . Además, la sección transversal del flujo de la línea de derivación 28 es ventajosamente al menos tan grande como la del canal de salida seleccionado o incluso puede ser hasta un 100% más grande para que las pérdidas de presión sean bajas. Antes de ingresar a la bomba de gases de escape 30, la línea de derivación 28 puede reducirse sucesivamente en regiones, para aumentar aún más la velocidad del gas y, por lo tanto, el impulso de la masa de gas entrante.

El motor de combustión interna 1 puede diseñarse de modo que el gas de escape que sale del cilindro 2 en la primera fase de la carrera de escape pase directamente al volumen de gas primario 46 de la bomba de gases de escape 30. De forma particularmente ventajosa y en términos de desacoplamiento térmico de la bomba de gases de escape 30 de los componentes que transportan gas caliente, el sistema está, sin embargo, diseñado para una transferencia de momento indirecta, en el cual, en la primera fase del ciclo de la carrera de escape, el impulso de la onda de presión del gas de escape que sale del cilindro 2 se transfiere total o parcialmente a un amortiguador de gas ya presente en el volumen de gas primario 46 de la bomba de gases de escape 30, para que este pueda funcionar posteriormente para relajarse nuevamente. La línea de derivación 28 y el volumen de escape o gas primario 46 de la bomba de gases de escape 30 no son atravesados por los gases de escape en el verdadero sentido, sino que en su lugar solo hay un desplazamiento. La masa de gas que fluye después del interruptor de pulsos 26 en esta sección de tubería, por lo tanto, regresa de la misma manera. En la línea de derivación 28 después de cada transmisión de impulsos a la bomba de gases de escape 30, permanece una columna de escape más o menos inactiva, cuya presión está al nivel de la contrapresión del escape (1.1-1.6 bar) del sistema de escape, y cuya temperatura es sustancialmente más baja que la temperatura del gas de escape al abrir la válvula de escape 24 debido a la continua emisión de calor a la pared de la tubería que lo rodea. Cuando la válvula de escape 24 se abre, la onda de presión del gas de escape corre contra la columna de gas presente en la línea de derivación 28, por lo que la masa de gas más frío se empuja inicialmente hacia la bomba de gases de escape 30, y sólo a continuación y en menor medida el gas de escape fluye desde el ciclo de combustión inmediato.

Para este propósito, el volumen de la línea de derivación 28 se elige preferiblemente para que sea al menos lo suficientemente grande como para que se corresponda con la expansión o el volumen de gas primario 46 en la bomba de gases de escape 30, teniendo en cuenta la presión de compresión en la bomba de gases de escape 30. Para ajustar ventajosamente el volumen deseado, la longitud de la tubería recta se selecciona adecuadamente para una sección transversal de línea dada. Debido a la selección de volumen adecuada, la misma columna de gases de escape se empuja repetidamente entre la bomba de gases de escape 30 y la línea de derivación 28 en su mayor parte. Esto hace posible desacoplar térmicamente en gran parte la bomba de gases de escape 30 del nivel de alta temperatura de los gases de escape del motor y, por lo tanto, reducir significativamente la carga del componente térmico. Además, la transferencia de calor en la bomba de gases de escape 30 se puede reducir sustancialmente del lado del gas de escape al lado del gas fresco. Bajo la suposición del mismo volumen de carrera del motor y el

volumen de expansión en la bomba de gases de escape 30 (teniendo en cuenta  $p_1/p_2 = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{1.4}$ ), por ejemplo, a una presión de compresión en la bomba de gases de escape 30 de 1,5 bar, un volumen en línea de derivación 28 de al menos 1 veces, más preferiblemente al menos 1,35 veces el valor del volumen de carrera del motor es particularmente ventajoso, por lo que en términos de un amortiguador de gas ya existente, solo la masa de gas existente se empuja fuera de la línea de derivación 28 al volumen de gas primario 46 de la bomba de gases de escape 30.

Sin embargo, a una presión de compresión de 2 bar en la bomba de gases de escape 30, se preferiría particularmente un volumen de 1,64 veces el valor del volumen de carrera del motor para la línea de derivación 28. Dependiendo de la relación entre el volumen de desplazamiento del motor y el volumen de expansión y la presión de compresión de la bomba de gases de escape 30, un volumen mínimo de la línea de contacto 28 entre una y dos veces el valor del desplazamiento del motor se considera particularmente ventajoso para permitir que no entren masas de gases de escape calientes directamente en la bomba de gases de escape durante el choque de compresión.

En virtud de este volumen mínimo de la línea de derivación 28, que es ventajoso para el aislamiento térmico, sin embargo, la energía cinética de los gases de escape ( $E_{kin} = \frac{1}{2} mv^2$ ) se reduce por las pérdidas por fricción del tubo

- (disminución de la velocidad) y con esto también el impulso ( $I = mv$ ) de la onda de presión, de modo que el volumen o la longitud de la línea de derivación 28 desde una vista de mecánica fluida, preferiblemente no debe ser mayor que la cantidad requerida para el desacoplamiento térmico de la bomba de gases de escape 30. Sin embargo, bajo ciertas circunstancias, puede ser útil aumentar la masa de gas en la línea de derivación 28 mediante un aumento adicional en el volumen o la longitud de esta línea para aproximar las cantidades de las masas de la columna de gas acelerado y de la pared de separación móvil entre sí. En una realización ventajosa adicional, la línea de derivación 28 se puede hacer directa o indirectamente enfriable para reducir aún más la temperatura de la columna de gas restante. El enfriamiento se puede realizar mediante enfriamiento por aire o por líquido, en forma de suministro de calor radiante, enfriamiento por convección o flujo forzado circundante.
- 5 Una ventaja particular del desacoplamiento térmico de la bomba de gases de escape 30 es que puede estar parcial o completamente hecha de materiales plásticos, por lo que el costo de producción se puede mantener muy bajo con alta flexibilidad. Para los componentes de la carcasa, se proporcionan particularmente preferiblemente componentes termoplásticos que pueden fabricarse a bajo costo por moldeo por inyección, tienen un peso bajo y tienen un buen comportamiento acústico. La pared intermedia elástica 44 también está hecha preferiblemente de plástico (termoplásticos, termoestables, caucho, etc.), siendo ventajoso el refuerzo con materiales de fibra resistente al desgarro. Las fibras se colocan ventajosamente bidireccionalmente al menos una vez.
- 10 Como la onda de presión de escape se refleja al menos parcialmente sobre la pared intermedia elástica 44 en la bomba de gases de escape 30, la onda de presión de escape transmite a la pared intermedia elástica 44 más que el simple impulso.
- 15 El interruptor de pulso 26 es preferiblemente un ramal de tubería en términos funcionales y tiene la ventaja particular de que no tiene componentes móviles y, por lo tanto, puede diseñarse para ser particularmente duradero y de bajo mantenimiento. Básicamente, está diseñado para enviar el impulso de los gases de escape que llegan al lado de entrada sin pérdidas o con poca pérdida a la línea de derivación 28 y al amortiguador de gas posiblemente ubicado en ella. Como las realizaciones de acuerdo con la fig. 2a - 2e se puede quitar, el divisor de pulso 26 se puede diseñar como una derivación de tubería tipo T, pieza en Y o bomba tipo jet cuyo canal principal 40 (caracterizado por la dirección de flujo principal de la flecha 60 para el impulso de escape) que se conecta con la región de entrada de gas de escape 62 conectada al sistema de válvula de salida 22 lo más recta posible (ejemplos de acuerdo con las figuras 2a a 2d) o ligeramente curvada (ejemplo de acuerdo con la figura 2e) a la línea 28 de la bomba de carga de gases de escape 30. Desde el canal principal 40, el conducto de escape 42 se ramifica, a través del cual, en la segunda fase del ciclo de la carrera de escape, fluye el gas de escape, tal como está simbolizado por la flecha 64, en el sistema de escape 12. La guía del canal está diseñada preferiblemente de manera tal que las pérdidas de impulsos para el impulso de escape entrante en la región del desvío de impulsos 26 se mantengan particularmente bajas.
- 20 La onda de presión del gas de escape, que se extiende desde el canal de salida del motor al interruptor de pulso 26, debe guiarse a través del interruptor de pulso 26 con la menor pérdida de energía posible hacia la bomba de gases de escape 30. Según la ecuación de Bernoulli ( $p + \frac{1}{2}\rho v^2 = \text{const.}$ ), esto significa que la contrapresión en el paso principal 40 en el interruptor de pulso 26 en la dirección del paso de escape 42 debe ser preferiblemente igual a la presión estática en el paso de escape 42. Este objetivo de diseño se cumple preferiblemente aproximadamente mediante un paso de flujo recto en el canal principal 40 sin saltos de sección transversal en la sección transversal de flujo. El paso de escape 42 al sistema de escape 12 está preferiblemente montado lateralmente en el interruptor de pulso 26. Además de en la fig. 2 b), también son posibles disposiciones oblicuas ("inclinadas hacia atrás" según la figura 2a o "inclinadas hacia delante" según la figura 2c). La fig. 2d muestra la disposición del conducto de escape 42 en forma de un canal anular 66 alrededor del canal principal 40. Esta estructura es similar a la de una bomba de chorro.
- 25 En esta disposición, el paso de escape 42 se abre en una realización ventajosa en el interior de la curvatura del canal principal 40, ya que la velocidad del gas en esta región de la pared del tubo es la más baja y la dirección del impulso de la onda de presión de gas de escape es sustancialmente tangencial a la abertura de la tubería del conducto de escape 42a. En principio, se pueden proporcionar deflectores u orificios de flujo adicionales para guiar el flujo en el interruptor de pulsos 26 a fin de reducir el flujo de salida directo del impulso de la onda de presión del gas de escape al canal de gases de escape 42 o para favorecer un equilibrio entre la presión dinámica y la presión estática en el canal de gases de escape 42.
- 30 Con el fin de mantener las pérdidas de línea de la onda de presión del gas de escape lo más bajas posible, el interruptor de pulso 26 se coloca ventajosamente lo más cerca posible del canal de salida del motor o de la válvula de salida 24. De manera particularmente preferible, el interruptor de pulso 26 se coloca directamente en el canal de salida del cabezal de cilindro del motor de combustión interna, en particular como un primer componente de un sistema de escape, o incluso se coloca directamente en el cabezal de cilindro del cilindro a la manera de un diseño integrado.
- 35 En la realización a modo de ejemplo, se muestra una realización, en la que se asigna un solo cilindro 2, un interruptor de pulso individual 26 y que corresponde a una bomba de gas de escape individual 30. Alternativamente, sin embargo, también es posible que una pluralidad de cilindros 2 o sus canales de salida estén conectados a un
- 40
- 45
- 50
- 55
- 60

interruptor de pulso 26 común y, de este modo, accionar una bomba de gases de escape común 30 con una frecuencia de ciclo correspondientemente incrementada, conectándose la línea de gas fresco 36 a las válvulas de admisión 16 de uno o más cilindros 2. También es posible que varios cilindros 2, cada uno con los interruptores de pulso 26 dispuestos individualmente actúen sobre una bomba de gases de escape común 30 en el que las respectivas líneas de derivación 28, se unen poco antes de ingresar a la bomba de gases de escape 30.

La línea de gas fresco 36 diseñada como una línea de acumulador tiene una influencia considerable en la progresión de la presión durante la entrada de gas fresco (fase de admisión) en el cilindro 2. En relación con el volumen de la carrera del cilindro 2, un gran volumen de acumulador tiene una presión de purga más pequeña, pero aproximadamente constante, con un trabajo de pistón inferior y un mayor resultado del nivel de carga. A la inversa, un pequeño volumen de almacenamiento asociado con una alta presión previa tiende a aumentar el trabajo del pistón y disminuir el nivel de carga. Un volumen de almacenamiento ajustado o variable de la línea de gas fresco 36, dependiendo de la condición de carga del motor, es ventajoso para un uso eficiente de la energía del gas de escape., en el que para la carga parcial, preferiblemente comparativamente menor y para la carga completa, se proporcionan preferiblemente volúmenes de almacenamiento comparativamente mayores. Con el fin de hacer que el volumen de almacenamiento de la línea de gas fresco 36 sea variable o ajustable, en una realización preferida, se pueden proporcionar elementos de ajuste correspondientes, por ejemplo en forma de elementos internos adecuados, en o sobre la línea de gas fresco 36.

En lugar de comprimir un volumen de gas, la pared intermedia elástica 44 de la bomba de gases de escape 30 también puede impulsar directamente generadores de energía (rotativos o lineales), bombas o máquinas similares a través de elementos de acoplamiento mecánico tales como bielas, barras de empuje, mecanismos de manivela, etc.

En la realización de acuerdo con la fig. 1, la línea de gas fresco 36 a la que está conectada la bomba de gases de escape 30 en el lado secundario, incluye un canal de gas fresco 70 que está provisto de una válvula 72 que permite solo la entrada de gas fresco al lado secundario de la bomba de gases de escape 30 y evita el flujo de retorno. Por consiguiente, la válvula 72 puede diseñarse, por ejemplo, como una válvula de aleteo. En el lado de gas fresco o secundario de la bomba de gases de escape 30 se encuentra como un componente adicional de la línea de gas fresco 36, un canal de presión de gas fresco 74, en el cual el gas fresco comprimido por la membrana en la bomba de descarga de gases de escape 30 se desplaza de este. Para evitar un reflujo del gas fresco comprimido hacia la bomba de gases de escape 30, el canal de presión de gas fresco 74 también está provisto de una válvula 76 que permite solo un flujo de salida de la bomba de gases de escape 30 en el canal de presión de gas fresco 74, pero evita el reflujo. Las válvulas 72, 76 se pueden diseñar ventajosamente como válvulas de retención sin retorno (válvulas de láminas).

Para lograr una relación de compresión particularmente alta en el lado del gas fresco o en el lado secundario de la bomba de gases de escape 30, las válvulas 72, 76 en una realización particularmente preferida están lo más cerca posible de la cámara de compresión de la bomba de gases de escape 30, para controlar los volúmenes nocivos que están en cada caso entre las válvulas 72, 76 y el espacio de compresión de la membrana deben mantenerse lo más pequeños posible.

El canal de presión de gas fresco 74 está provisto en la realización con el intercooler 38, que enfría el gas fresco comprimido. Alternativa o adicionalmente, la mitad de la carcasa del lado del gas fresco de la bomba de carga del gas de escape 30 o el cableado para el canal de presión del gas fresco 74 en sí puede diseñarse como un intercambiador de calor (radiador).

Tan pronto como el gas en el lado primario de la bomba de gases de escape 30 se haya relajado lo suficiente y los gases de escape fluyan a través del paso de escape 42, la membrana de la bomba de gases de escape 30 se mueve con la ayuda de un resorte de retorno en su posición de descanso, en el que el gas restante del volumen primario 46 de la bomba de descarga de gases de escape 30 se expulsa y el gas fresco se aspira simultáneamente a través del canal de succión de gas fresco 70 desde la bomba de gases de escape 30. El ciclo de trabajo de la bomba de gases de escape 30 ahora puede comenzar de nuevo. La característica de transporte del lado del gas fresco es en secciones transversales de flujo suficientemente dimensionadas de las válvulas 72, 76 y canales aproximadamente proporcionales a la frecuencia de funcionamiento de la bomba de carga de gases de escape 30 o la velocidad del motor. En principio, una bomba de gases de escape 30 también puede ser operada con una pluralidad de cilindros del motor, siempre que no haya superposición de las fases de purga en la bomba de gases de escape con respecto al orden de encendido de los cilindros del motor.

En la realización a modo de ejemplo de acuerdo con la figura 1, tiene lugar una división "automática" de la carrera de escape del motor de combustión interna 1 en las dos fases de ciclo previstas debido al modo de funcionamiento del interruptor de pulsos 26. Sin embargo, en una variante alternativa considerada independientemente inventiva, una división controlada de la carrera de escape en las dos fases del ciclo también puede tener lugar a la manera de un control prioritario. Una realización de esta variante se muestra en la Fig. 3.

El motor de combustión interna alternativo 1' ilustrado en la figura 3 es idéntico en la mayoría de los componentes al motor de combustión interna 1 de acuerdo con la figura 1, pero en lugar del interruptor de pulso 26, en la región ramificada entre el canal principal 40 y el paso de escape 42, tiene una válvula de retención 80.

En la realización a modo de ejemplo de acuerdo con la figura 3, el cilindro 2 del motor de combustión interna 1' también se muestra en el momento en que el pistón de trabajo 4 se encuentra en el punto muerto inferior (UT) y comienza la carrera de escape del cilindro 2. La válvula de escape 24 ha comenzado a abrirse, y los gases de escape fluyen hacia la línea de escape 20, que se ramifica, una rama conduce a la válvula de retención 80 y la otra a la bomba de carga de gases de escape número 30. La válvula de cierre 80 se controla de tal manera que brevemente después de la apertura la válvula de escape 24 cierra el tubo de escape 32 al escape 12 o al silenciador, que descarga los gases de escape hacia el exterior. Durante este tiempo, es decir, la primera fase de ciclo de la carrera de escape, en la que la válvula de escape 24 se abre y la válvula de cierre 80 se cierra, el gas de escape caliente fluye exclusivamente a través de la línea de derivación 28 a la bomba de gases de escape 30, donde está funcionando expandido.

En la bomba de gases de escape 30, el trabajo de expansión de los gases de escape se convierte en energía de compresión del gas fresco suministrado en la línea de gas fresco 36. Para este propósito, la bomba de gases de escape 30 puede diseñarse para ser adecuada, por ejemplo, como una bomba de fuelle o similar. Sin embargo, en la realización a modo de ejemplo, la realización de la bomba de gases de escape 30, que se considera particularmente ventajosa e independientemente inventiva, se proporciona como una bomba de diafragma. En este caso, el gas de escape se relaja por la deformación de una membrana que separa los dos volúmenes de gas de escape y gas fresco de manera hermética entre sí. En el estado despresurizado, el volumen en el lado de escape o primario de la bomba de gases de escape 30 asume su mínimo, y el volumen en el lado de gas fresco corresponde a su máximo. La masa extremadamente baja de la membrana permite un cambio muy rápido en el volumen de la carga de escape de la bomba 30 y la correspondiente relajación inmediata de los gases de escape dentro de unos pocos grados de cigüeñal, de manera que la primera fase del ciclo dedicado de la carrera de escape puede ser breve.

A esto le sigue un retardo de tiempo de aproximadamente 20-60°CA (= grado del cigüeñal) después de abrir la válvula de escape 24, la segunda fase de ciclo de la carrera de escape, en la que el gas aún se encuentra en el lado primario de la bomba de gas de escape 30, allí el gas de escape previamente relajado se pasa junto con el opcionalmente todavía ubicado en la cámara de combustión 10 del cilindro 2 y los gases de escape restantes al sistema de escape 12. Para este propósito, la válvula de cierre 80 se abre a tiempo de acuerdo con la expansión prevista de los gases de escape en el lado primario de la bomba de gases de escape 30, de modo que tanto el lado primario de la bomba de gases de escape 30 como la cámara de combustión 10 están conectados al sistema de escape en el lado de gas. Debido a la rápida reactividad de la bomba de gases de escape 30 diseñada como una bomba de diafragma, este inicio de la segunda fase del ciclo de la carrera de escape puede tener lugar comparativamente al inicio de los tiempos de control convencionales de los motores de combustión interna, por lo que la válvula de cierre 80 ya está en la región antes del punto muerto inferior (= UT) del pistón del motor, el tubo de escape se abre al silenciador o al sistema de escape 12 y la presión de gas residual en el cilindro 2 puede relajarse rápidamente.

El gas fresco comprimido por la bomba de gases de escape 30, que ahora se encuentra en el canal de presión de gas fresco 74, se puede usar para las dos variantes que se muestran en diferentes aplicaciones particularmente preferidas para aumentar la eficiencia. Los siguientes ejemplos están de acuerdo con la variante particularmente preferida. La Fig. 1 explica, por supuesto, pero también son posibles en la variante que se muestra en la Fig. 3:

#### 1. Procedimiento para el gradiente de purga positivo (reducción del consumo)

De acuerdo con las realizaciones a modo de ejemplo mostradas en la Figura 1, el gas fresco comprimido que sale de la bomba de gases de escape 30 se conduce a través del canal de presión de gas fresco 74 a la válvula de entrada 18 del motor. El intercooler 38 puede estar opcionalmente presente. El gas fresco comprimido permanece después de su compresión en la bomba de gases de escape 30, es decir, después de la primera fase del ciclo de la carrera de escape, temporalmente en el rango de UT del pistón de trabajo aproximadamente 180° CA hasta el ciclo de carga en el punto muerto superior (TDC), en el que se abre la válvula de entrada 18, en el canal de presión de gas fresco 74 que incluye el enfriador de aire de carga 38. El canal de gas fresco 74 se utiliza así en esta fase como amortiguador para el gas fresco comprimido. Cuando se abre la válvula de entrada 18, el gas fresco fluye, inicialmente bajo presión de compresión, hacia la cámara de combustión 10 del cilindro 2 y se relaja allí cuando el pistón 4 funciona hacia abajo, lo que también implica un enfriamiento (enfriamiento por expansión) del gas fresco. Debido a la pronunciada pendiente positiva de purgado, se realiza un trabajo positivo significativo en el pistón de trabajo 4 durante el llenado del cilindro, en lugar de tener que aplicar un trabajo de succión negativo durante la carrera de admisión, como es habitual en los motores de aspiración natural. Si el flujo de suministro de gas fresco de la bomba de gases de escape 30 es tan grande como la capacidad de admisión del motor de admisión, no se produce un aumento en la tasa de suministro del aire de combustión, con el resultado de que la salida del motor permanece sin cambios en comparación con la realización como un motor de aspiración natural.

La cantidad de entalpía de escape disponible, la relación del desplazamiento del motor al volumen de entrega de la bomba de carga de gases de escape 30 y el volumen de almacenamiento del canal de presión de gas fresco 74 provisto como un amortiguador que incluye el intercooler 38 opcional se combinan individualmente entre sí en una realización particularmente ventajosa. Con una alta entalpía del gas de escape (por ejemplo, motores de baja compresión), un gran volumen de la carrera de entrega de la bomba de carga del gas de escape 30 tiende a

combinarse con un volumen de almacenamiento comparativamente pequeño del paso de presión de gas fresco 74, por lo que una eliminación de la entalpía en el gas de escape no aumenta el consumo de aire, sino que se implementa un aumento en la presión final de compresión en el canal de presión de gas fresco 74. La bomba de gases de escape 30 funciona en este caso (consumo de aire constante, mayor presión de compresión) más cerca de su límite de sobretensión. Por consiguiente, una reducción del volumen de almacenamiento en el canal de presión de gas fresco 74 sería particularmente útil en la operación de carga parcial del motor de combustión interna 1, ya que en estos rangos de carga, al menos el motor tipo Otto funciona casi exclusivamente controlado por aire. Un volumen de almacenamiento variable puede, por ejemplo, y en una realización ventajosa alcanzado por una pluralidad de hilos de alambre que se cierran individualmente fuera, o volúmenes variables en componentes de la línea (por ejemplo: Las unidades de pistón-cilindro desplazables) pueden por medio de los accesorios desplazables forma a su capacidad variable.

También se puede realizar una reducción del volumen de aire para la operación de carga parcial de los motores de gasolina, sin una reducción de la eficiencia del suministro de gas fresco de la bomba de carga de los gases de escape, al terminar prematuramente el suministro de gas fresco (procedimiento Miller) en el motor durante la carrera de admisión. Los actuadores de válvulas con cierre de entrada variable, válvulas de distribución de aire, etc. pueden asumir esta tarea.

Debido a la presión de purga generalmente mayor del gas fresco en el intercambio de carga TDC (= LWOT), la fase de cruce de la válvula del motor en comparación con el funcionamiento sin la bomba de carga de gases de escape 30 puede reducirse sustancialmente en las secciones transversales de tiempo necesarias. Se evita o reduce en gran medida una reducción indeseable de los gases de escape (gradiente de purga negativo) en la región de entrada del motor, especialmente con carga parcial.

### 2. Procedimiento para un gradiente de purga positivo y carga (reducción de consumo y aumento de rendimiento)

Este procedimiento es en gran parte idéntico al procedimiento descrito anteriormente (gradiente de purga positivo) de la estructura del sistema y el modo de operación, pero se opera en una realización independientemente inventiva con una bomba de gases de escape 30, que tiene un volumen de suministro de gas fresco comparativamente mayor, ya que representa la capacidad de absorción del motor de combustión interna 1. El mayor consumo de aire de la bomba de gases de escape 30 conduce a una mayor tasa de suministro de gas fresco en el motor, ya que en el área de UT al final de su carrera de admisión aún prevalece una sobrepresión en el canal de presión de gas fresco 74 y esto está acompañado por un aumento de la densidad de carga. Además de la totalidad del gradiente de purga positivo de la carrera de admisión, lo que indica un trabajo positivo del pistón, por lo tanto se produce un aumento de par o rendimiento por aumento de densidad de carga. Si está destinado a dejar la potencia del motor sin cambios, este procedimiento se puede combinar con una reducción del tamaño del motor, con el resultado de que las menores pérdidas de calor de la pared, la fricción y el peso tienen un efecto de reducción del consumo.

### 3. Procedimiento de carga exclusiva (aumento de par o potencia)

En la realización alternativa del motor de combustión interna 1", que se considera independientemente inventiva, como se muestra esquemáticamente en la figura 4, la bomba de carga de gases de escape 30 se proporciona exclusivamente para cargar (aumentando la densidad de la carga de gas fresco). La principal diferencia con respecto a la alternativa explicada anteriormente se puede ver en el diseño del suministro de gas fresco del motor de combustión interna 1". El canal de presión de gas fresco 74 en este caso se abre en el pasaje real de admisión del motor 81, que a su vez se abre en el lado de salida a través de la válvula de entrada 18, se apaga en la cámara de combustión 10, y el lado de entrada sigue siendo una conexión al suministro de aire atmosférico 82 (filtro de aire), como es habitual en los motores de aspiración natural. En el canal de entrada del motor 81, una válvula 84 que está dispuesta aguas arriba del punto de entrada del canal de presión de gas fresco 74 y de manera particularmente preferible lo más cerca posible de la válvula de entrada 18 en la dirección de entrada del gas, que está diseñado a la manera de una válvula de retención, solo permite un flujo de gas en el cilindro 2, pero no en la dirección inversa. La válvula 84 está diseñada ventajosamente como una válvula de retención automática (válvula de lengüeta).

El canal de presión de gas fresco 74 se conecta a su vez a través de una válvula de gas fresco 86 controlable al paso de admisión del motor 81, en el que la válvula de gas fresco 86 descarga el aire comprimido desde la bomba de gases de escape 30 exclusivamente a la sección de paso 88 después de la válvula 84. La sección de canal 88 sirve así como un amortiguador para el efluente del aire comprimido de la bomba de gases de escape 30. La válvula de gas fresco 86 está particularmente preferiblemente colocada lo más cerca posible de la válvula de entrada 18.

El cambio de carga en la bomba de gases de escape 30 tiene lugar en esta variante, así como en los procedimientos explicados anteriormente. En el canal de presión de gas fresco 74, el gas fresco comprimido cerca del BDC del motor se amortigua siempre que la válvula de gas fresco 86 permanezca cerrada. LWOT comienza ahora la fase de admisión del motor, de modo que en un aire atmosférico convencional de aspiración natural a través de la válvula 84 y el paso de admisión del motor 81 es aspirado hacia la cámara de combustión 10 del cilindro 2, hasta que en la región de la LWOT no se produce un flujo de aire apreciable desde la atmósfera. En este momento, la válvula de gas fresco 86 se abre, y el aire comprimido del canal de presión de gas fresco 74 fluye hacia la porción del canal 88 después de la válvula 84. Con el aumento concomitante de la presión, se cierra la válvula de retención 84 y el aire

comprimido fluye exclusivamente hacia el cilindro 2 hasta que se encuentra en equilibrio de presión con la sección del canal 88 y el paso de presión de gas fresco 74 o la válvula de entrada de cierre 18 impiden un flujo adicional.

5 En una realización ventajosa, el volumen de la porción de canal 88 después de la válvula 84 se mantiene relativamente pequeño, más preferiblemente alrededor del 10-20% del desplazamiento del motor para causar la menor caída de presión posible en la fase de carga en el extremo de entrada con suficiente volumen de purga en el LWOT. La presión del "amortiguador de aire" almacenado en el área del canal de entrada en el cierre de la entrada se degrada rápidamente debido al bajo volumen de almacenamiento en el siguiente proceso de purga y, por lo tanto, indica solo un trabajo de pistón positivo bajo.

10 La válvula de gas fresco 86 se cierra cuando la válvula de entrada 18 se cierra y permanece cerrada hasta el final de la siguiente fase de admisión.

15 Sucesivamente, la apertura temprana de la válvula de gas fresco 86 en la fase de succión del motor hace que este procedimiento de carga exclusiva se mueva progresivamente hacia el modo de carga diferencial de purga positiva (reducción del consumo de combustible y aumento de potencia). En una realización particularmente ventajosa, los tiempos de apertura y cierre de la válvula de gas fresco 86 son ajustables de manera variable. Esto se puede hacer en términos de la cantidad de aire de una manera particularmente simple y con un control de carga de alta eficiencia.

Dado que casi ningún movimiento de pistón tiene lugar cerca de la LWUT, el aumento de presión en el cilindro no realiza ni absorbe ningún trabajo significativo del pistón.

20 Debido al principio, el gas fresco en la sección del canal 88 permanece en el nivel de presión que se aplicó al final de la fase de admisión precedente en el cierre de la entrada. Particularmente a altas cargas, aquí surge una sobrepresión considerable, que permite una purga de gas residual efectiva durante el posterior solapamiento de la válvula en el LWOT y, por lo tanto, influye positivamente en el rendimiento del motor.

25 Este proceso de carga utiliza la entalpía de escape convertida en la bomba de carga de gases de escape 30 tanto como sea posible para aumentar la densidad de carga (aumento de rendimiento) y, por lo tanto, es particularmente adecuada para motores que no pueden elevarse constructiva o físicamente ni aumentando el desplazamiento ni aumentando la velocidad de su rendimiento.

30 Dado que solo una parte de la cantidad de aire fresco requerida por el motor debe ser comprimida por la bomba de carga de gases de escape 30, la bomba de carga de gases de escape 30 y también los componentes para la refrigeración por aire de carga pueden dimensionarse más pequeños que lo que requeriría un diseño para todo el caudal de aire del motor de combustión interna 1. Las dimensiones de los componentes más pequeños y las reducciones de peso asociadas de estos componentes son particularmente ventajosas en cuanto a la ventaja del peso y el espacio optimizado de los motores de vehículos o aviones. El procedimiento de carga exclusiva o recarga a una carrera de succión realizada previamente se puede realizar de una manera particularmente simple en un motor de cuatro cilindros de dos tiempos con 360° de separación de encendido. Este tipo de motor puede funcionar con una bomba de gas de escape 30 común o asociada a un cilindro. La línea de gas fresco 36 de la bomba de gases de escape 30 está conectada a ambos cilindros. Durante cada carrera de compresión de la bomba de gases de escape 30 en la región del BDC del cilindro de expansión, el cilindro adyacente lleva a cabo el final de su respectiva carrera de succión. Justo en este período, el gas fresco es forzado hacia la línea de gas fresco 36 a través de la bomba de gases de escape 30, que se empuja sin demora a través de la válvula de entrada aún abierta del cilindro adyacente como una "recarga" en el cilindro. Este proceso tiene lugar cada 360° de desplazamiento de cigüeñal en el cambio del cilindro. Cuando se utilizan dos bombas de gases de escape 30, es decir una por cilindro, entonces, las líneas de gas fresco 36 son guiadas para el efecto de recarga deseado al cilindro adyacente para hacer frente al cambio de fase en el ciclo de trabajo.

#### 4. Procedimiento para propulsar una máquina de expansión separada

45 En una realización alternativa particularmente preferida, como se muestra a modo de ejemplo en la figura 5, la entalpía extraída del gas de escape en la bomba de gases de escape 30 se usa para impulsar un motor de expansión 90 separado. Por consiguiente, el gas fresco cargado en la bomba de gases de escape 30 por el lado de la entalpía se libera de manera funcional en esta variante independientemente inventiva en el motor de expansión 90. La representación esquemática del motor de combustión interna alternativo 1''' en la Fig. 5 muestra cómo el gas fresco comprimido generado por la bomba de gases de escape 30 no se suministra al ciclo de combustión del motor de combustión interna 1''', sino en la máquina de expansión 90 separada, por ejemplo un motor neumático, se relaja y por ello se transforma en trabajo mecánico. La máquina de expansión 90 se puede implementar, por ejemplo, como un motor de paletas, que alimenta directamente su potencia al motor de combustión interna 1''' mediante el acoplamiento con un eje del motor (cigüeñal 8, árbol de levas, etc.) del motor de combustión interna 1'''.

55 Este sistema es una tecnología de control muy fácil de controlar, ya que el gas fresco comprimido de la bomba de gases de escape 30 se alimenta directamente a la máquina de expansión 90 y no necesita ser cronometrado. En la mayoría de los casos, se puede prescindir de la refrigeración del gas fresco comprimido, y la longitud de la tubería de presión de gas fresco 92 juega un papel menor. Particularmente en la operación de carga parcial del motor, la

entalpía de los gases de escape convertida en la bomba de gases de escape 30 puede pasar a través de la máquina de expansión 90 en forma de corriente de gas fresco no regulado.

En los ejemplos anteriores, el funcionamiento del uso de la entalpía de los gases de escape en la bomba de gases de escape 30 se ha explicado sobre la base de la integración en el flujo de gas en motores de 4 tiempos. Sin embargo, la bomba de gases de escape 30 también puede ser operada en motores de combustión controlados por ranura, como, por ejemplo, motores de dos tiempos controlados por ranura, motores Wankel o motores de paletas rotativas. En estos casos, no hay válvulas de admisión o de escape 18, 24 en el verdadero sentido, y la funcionalidad del sistema de válvula de entrada de gas 16 y el sistema de válvula de salida de gas 22 se asignan a través de las ranuras de control dispuestas de manera correspondiente en la camisa del cilindro. Una realización de esta variante de la invención se encuentra en la representación esquemática de acuerdo con la figura 6 del motor de combustión interna 1" realizado como un motor de dos tiempos

En esta realización, el canal de salida 94, que se abre por el movimiento hacia abajo del pistón de trabajo 4, está conectado con el lado de salida a través del interruptor de pulso 26 al lado primario de la bomba de gases de escape 30. En el pistón de trabajo 4 descendente, los gases de escape se conducen así en la primera fase del ciclo de la carrera de escape para una relajación al menos parcial en la dirección del lado primario de la bomba de gases de escape 30. Cuando el pistón de trabajo 4 continúa moviéndose, los gases de escape en el lado primario de la bomba de gases de escape 30 se expanden posteriormente en la segunda fase del ciclo, es decir, después de una transferencia de momento correspondiente, y escapa a través del sistema de escape 12.

El aire fresco comprimido de la bomba de gases de escape 30 se conduce en esta realización a través del canal de paso de gas fresco 74 a los canales de transferencia 96, que al abrirse soplan el gas fresco en el cilindro 2 y purgan el gas residual. La bomba de gases de escape 30 puede reemplazar la bomba de carga de la carcasa del cigüeñal y permitir un mecanismo de cigüeñal lubricado por aceite o ayudar a soportar la bomba de carga de la carcasa del cigüeñal existente. En particular, la purga de la bomba de gases de escape 30 y la purga de la bomba de carga de la carcasa pueden tener lugar de forma secuencial o desfasada en el cilindro a través de canales de transferencia separados. Esto permite, por ejemplo, una carga estratificada en el cilindro para evitar pérdidas de combustible. Para este propósito, al comienzo de la fase de purgado, solo el aire fresco libre de combustible de la bomba de gases de escape 30 se empuja dentro del cilindro contra el gas residual hasta que esos canales de transferencia se abren en un momento posterior a la fase de purgado, que guía la mezcla de aire y combustible desde la bomba de la carcasa del cigüeñal al cilindro. Este procedimiento de "pre-almacenamiento de aire" reduce las pérdidas de combustible durante la purga (emisiones de HC) y también hace posible llevar a cabo la formación de la mezcla en el motor a través de una tecnología de carburador económica. La bomba de carga de gases de escape 30 asume el control de la velocidad y la tarea de soporte del ciclo de carga también es compatible con la tarea de cambio de carga, contrariamente habitual en los motores de dos tiempos del sistema de escape de resonancia voluminosos sin sus efectos de resonancia dependientes de la velocidad. En una realización preferida, el volumen de expansión en el lado primario en la bomba de gases de escape 30 está entre el 30 y el 300% del volumen de la carrera del cilindro del motor de combustión interna 1. Los porcentajes bajos se refieren preferiblemente a motores de combustión interna con bajas presiones de gases de escape (2-3 bar) en el conducto de escape frente a la bomba de gases de escape o bajos costos de aire (carga por recarga). Por el contrario, los grandes volúmenes de expansión de la bomba de gases de escape 30 se pueden combinar eficientemente con altas presiones de gases de escape (7-8 bar). Los altos costos de aire generados de manera correspondiente en la bomba de gases de escape 30 se pueden utilizar ventajosamente a través de un gradiente de purga positivo con carga o también a través de un motor de expansión separado.

La estructura de la bomba de gases de escape 30 se describirá con referencia a la vista en sección transversal de la Fig. 7 explicado con más detalle. En principio, la bomba de gases de escape 30 podría diseñarse como una bomba de fuelle o, de manera correspondiente, con unidades de separación de múltiples partes elásticamente deformables; en la realización considerada particularmente preferida según la fig. 7, sin embargo, está diseñado como una bomba de diafragma.

La bomba de carga de gases de escape 30 comprende una carcasa de presión 100 cuyo volumen interno 102 se divide en una pluralidad - dos, en la ilustración - de volúmenes parciales 108, 110 separados entre sí en el lado del gas por una membrana 106 que forma la unidad de separación o pared intermedia elásticamente deformable 44.

Entre una cubierta de la carcasa del lado del gas primario 112 (lado del primario) y una cubierta de la carcasa del lado del gas fresco 114 (lado del secundario), que en conjunto forman la carcasa de presión 100, se encuentra, por lo tanto, como la pared intermedia 44 elásticamente deformable la membrana 106. Esto separa los dos sub-volúmenes 108,110 (lado primario y lado secundario), que se extienden entre la membrana 106 y las superficies internas curvas 116,118 de las dos cubiertas de carcasa 112 y 114, herméticas entre sí. El primer volumen parcial 108 forma el lado primario de la bomba y, por lo tanto, el volumen primario 46 de la bomba de carga de gases de escape 30 en el sentido de que el impulso de los gases de escape se introduce en este volumen y, por lo tanto, acciona la bomba. Si los gases de escape se introducen directamente en este volumen primario 46, esto está sujeto a una temperatura correspondiente alta y, por lo tanto, el lado primario mencionado aquí corresponde al lado caliente de una bomba de membrana cargada directamente con gases de escape. Sin embargo, en el presente caso, el pulso de gas se introduce preferiblemente solo de manera indirecta y por medio de un amortiguador de gas

corriente arriba en el primer volumen parcial 108 que sirve como volumen primario 46, sin que el gas de escape caliente tenga que fluir directamente, de modo que no esté necesariamente presente un "lado caliente". Por el contrario, el segundo volumen parcial 110 es el espacio de gas para el gas fresco al que se va a transferir la entalpía y, por lo tanto, forma el lado secundario de la bomba.

5 Se puede proporcionar un sello circunferencial radial adicional 120 entre las cubiertas de la carcasa 112, 114. La membrana 106 puede ser desviada bajo presión o por una fuerza que actúa perpendicularmente sobre ella bajo deformación elástica. Las superficies internas 116,118 de las dos cubiertas de la carcasa 112,114 representan las superficies limitantes para la membrana 106 bajo la desviación máxima permitida del diafragma en la dirección respectiva. La membrana 106 realiza entre sus desviaciones máximas en los sub-volúmenes 108, 110 del lado  
10 primario y secundario un cambio de volumen idéntico, pero opuesto.

El contorno del interior, la membrana 106 orientada hacia las superficies internas 116, 118 de las dos cubiertas de la carcasa 112, 114 se considera particularmente ventajosa e independientemente inventiva. Estos están configurados de tal manera que forman las superficies de apoyo para la membrana 106 en el estado respectivamente máximo deflelado, de modo que la membrana 106 se apoya en gran parte y casi completamente en estos estados en cada  
15 caso. Debido al contorno, como se puede ver en particular en la ilustración de la figura 7, la membrana 106 puede rodar en un cambio de posición o cambiar su desviación en la superficie interna respectiva 116 o 118, de modo que es posible una operación particularmente amigable con el material. Debido al movimiento de rodadura de la membrana 106 en la superficie interior 116, 118 de la cubierta de la carcasa respectiva 112, 114 se produce un retraso constante de la membrana 106 hasta su parada sin una parada brusca y dura en la posición final, de modo  
20 que en particular se favorece la vida útil de los componentes correspondientes.

La membrana 106 se carga mecánicamente con una fuerza de desviación de tal manera que, en el estado sin presión, el volumen parcial 108 provisto para la conexión al sistema de escape del motor de combustión interna tiene un valor mínimo dentro del alcance de la deformabilidad de la membrana 106. En este estado, que corresponde a la ilustración de la Fig. 7, la membrana está, por lo tanto, en gran medida en el contorno adecuado para este propósito y se adapta en su curso a la superficie interna 116 de la membrana 106 de la cubierta de la carcasa del lado del gas principal 112. Para proporcionar dicha fuerza de desviación, se proporciona un (o, si es necesario, una pluralidad de)  
25 resorte(s) 122 en la realización de acuerdo con la FIG.7. Esto desvía la membrana 106 en el estado sin presión desde su posición central libre de tensiones en la dirección de la superficie interior 116 de la cubierta de la carcasa 112. La fuerza de desviación del (de los) resorte (s) 122 es mayor que la fuerza de recuperación de la membrana 106 máximo deflelado que se selecciona, de modo que la membrana 106 en el estado sin presión de gas aplicada descansa completamente sobre la superficie interna 116 de la cubierta de la carcasa 112. El resorte 122 se apoya a su vez en la cubierta de la carcasa del lado del gas secundario 114 y una placa de resorte 124 que está conectada de manera fija a la membrana 106.  
30

En la cubierta 112 de la carcasa del lado de la carcasa primaria, se dispone al menos un canal de gases de escape 126, a través del cual el gas de escape o la columna de gas utilizada para la transmisión de impulsos puede entrar o salir del volumen primario del volumen de gas primario 46 de la bomba de gases de escape 30. El canal de gases de escape 126 se posiciona ventajosamente en el centro de la cubierta de la carcasa 112 para efectuar una carga de calor simétricamente rotacional y la propagación de la presión en la membrana 106. Para que, si es apropiado, se evite un flujo frontal contra la membrana 106 con gas de escape caliente a través del conducto de escape 126 y para  
40 reducir la carga de calor local en el centro de la membrana, en una realización ventajosa en la membrana 106, preferiblemente en el centro, está unida una pantalla térmica 130, donde el gas de escape entrante se desvía radialmente hacia el volumen parcial de apertura 108 del lado primario. La pantalla térmica 130 está conectada ventajosamente junto con la placa de resorte 124 y la membrana 106. Con el propósito de una baja transferencia de calor a la membrana 106, la superficie de contacto de la pantalla térmica 130 que mira hacia la membrana 106 está localizada solo parcialmente en la membrana 106.  
45

Para el lado secundario de la bomba de gases de escape 30 que forma el segundo volumen parcial 110 y correspondientemente a través de esta cubierta de carcasa 114 limitante, se guían al menos un canal de succión de gas fresco 70 y al menos un canal de presión de gas fresco 74. Cada uno de ellos está equipado con válvulas de retención (válvulas de lengüeta) 132, 134, de modo que un flujo de gas en el canal de succión de gas fresco 70 puede tener lugar exclusivamente en el subvolumen 110 del lado secundario de la bomba de gases de escape 30 y puede tener lugar en el canal de presión de gas fresco 74 exclusivamente desde el subvolumen 110 del lado secundario. Para una alta relación de compresión en el lado secundario, las válvulas de retención 132, 134 se montan preferiblemente lo más cerca posible de la superficie interior 118 de la cubierta de la carcasa 114, para mantener el volumen residual (volumen nocivo) entre la membrana 106 y las válvulas de retención 132, 134 lo más pequeño posible cuando la membrana 106 se desvía contra la superficie interior 118. La boca del canal de succión de gas fresco 70 en la cubierta de la carcasa 114 se coloca en una realización ventajosa de modo tal que la corriente de gas fresco cuando fluye hacia la bomba de gases de escape 30 golpea la membrana 106 en su sección de superficie más caliente, es decir, generalmente opuesta al canal de gases de escape 126. Por lo tanto, el gas fresco suministrado se puede usar para propósitos de enfriamiento de la membrana 106 en su área de mayor carga  
50 térmica. Ventajosamente, en particular con el fin de limitar un posible flujo de calor desde el lado del gas de escape al lado del gas fresco, se proporciona adicionalmente un elemento 136 de aislamiento térmico entre las cubiertas de la carcasa 112, 114, que en la realización a modo de ejemplo se realiza mediante un inserto de material periférico de  
55  
60

baja conductividad térmica que se encuentra entre los bordes de la caja y/o también debido a razones geométricas por medio de una superficie de contacto reducida como sea posible las carcasa pueden aplicarse una sobre otra

5 En reposo, la membrana 106 se desvía debido a la polarización máxima en el lado primario, y el volumen parcial 108 del lado primario es mínimo. En el lado secundario, sin embargo, el volumen parcial correspondiente 110 se llena al máximo con gas fresco. Si ahora el motor de combustión interna actúa sobre el lado primario a través del canal de gases de escape 126 con gas de escape presurizado (o el amortiguador de gas), la membrana 106 se mueve en la dirección del lado secundario y desplaza bajo compresión el gas fresco almacenado en el volumen parcial 110 del lado secundario a través de la válvula de retención 134 en el canal de presión de gas fresco 74 hasta que la membrana 106 se apoya contra la superficie interior 118. Si posteriormente la presión del gas en el lado primario se relaja (por ejemplo, como resultado de un "purgado a contracorriente" de la onda del gas de escape), la membrana 106 es presionada sobre la superficie interior 116 por el resorte 122 y la fuerza inicial de restauración del diafragma se presiona nuevamente contra la superficie interior 116. El gas en el lado primario se expulsa completamente y al mismo tiempo el volumen parcial creciente 110 en el lado secundario se llena con gas fresco a través del canal de succión de gas fresco 70. La energía almacenada en el resorte comprimido 122 se utiliza así para el intercambio de carga (agotamiento de los gases de escape y admisión de gas fresco) en la bomba de gases de escape 30.

20 La carga de los componentes mecánicos se puede mantener relativamente baja, de modo que, de manera simple, se puede lograr una alta longevidad del sistema. Las superficies internas 116, 118 se ejecutan en una realización preferida en sección transversal como trayectorias curvas en las que la membrana 106 rueda en desviación desde su borde exterior hacia el centro de la membrana hacia afuera y así no golpea bruscamente. Las trayectorias curvas se adaptan en una realización ventajosa adicional en su geometría a las propiedades del material y la geometría de la membrana 106, de modo que la tensión mecánica de la membrana 106 se distribuye lo más uniformemente posible sobre la superficie y no se superan los límites de fatiga del material de la membrana (dependiendo de la temperatura del material).

25 La membrana 106 y el resorte 122 están preferiblemente deformados exclusivamente elásticamente, no hay movimientos de deslizamiento. Por lo tanto, la bomba de gases de escape 30 está completamente sin lubricación líquida (lubricación con aceite).

Tribológicamente ventajosas, las superficies internas 116, 118 y/o las superficies de la membrana 106 pueden estar impregnadas con un lubricante seco, tal como grafito o PTFE, para obtener propiedades de rodadura mejoradas de la membrana 106 en contacto con las superficies internas 116, 118 de la cubierta de la carcasa 112,114.

30 En la realización según la fig. 7, la bomba de gases de escape 30 está provista de una membrana 106 de una pieza. Esto puede diseñarse como una placa plana, arqueada, corrugada o estructurada, pero también como un componente de múltiples ondas, como un fuelle. Ventajosamente, pero no absolutamente necesario, es un contorno exterior circular, ya que este se puede sellar de manera barata y confiable.

35 En una realización alternativa, que también se considera inventiva por sí misma, la bomba de gases de escape 30 también puede diseñarse como una bomba de diafragma con una membrana de doble capa o de múltiples capas. Ejemplos de bombas de carga de gases de escape alternativas 30', 30" diseñadas de esta manera se muestran en la sección transversal en la Fig. 8, 9 En este caso, dos diafragmas 140, 142 dispuestos paralelos entre sí forman un doble diafragma 144. Los diafragmas 140, 142 tienen cada uno un elemento de conexión opcional en las realizaciones a modo de ejemplo. o un espaciador 146 acoplado rígidamente y separa el volumen interno 102 de la carcasa de presión ahora en tres subvolúmenes 108, 110, 148, a saber, en los subvolúmenes primarios o secundarios existentes 108 y 110 y, además, ahora también el tercer subvolumen intermedio 148

40 La membrana 140 se cierra en cada caso a prueba de gas con un lado como el espacio de los gases de escape o el lado primario de la bomba de gas de escape 30', que sirve el volumen parcial del gas primario 108, y, por lo tanto, cierra la membrana 142 que sirve como cámara de gas fresco o lado secundario de la bomba de gas de escape 30', 30', 30' del lado del gas secundario. Una fuerza de desviación, por ejemplo, generada de nuevo por un resorte 122, presiona el diafragma 142, que a su vez transmite este movimiento a través del espaciador 146 al diafragma 140 hasta que el diafragma 140 ha asumido su desviación máxima por tope contra la pared interior 116 de la cubierta de la carcasa 112. La función del intercambio de carga de la bomba de gases de escape de doble pared 30', 30" es idéntica al tipo de diafragma único. El espacio entre los diafragmas 140, 142, es decir, el tercer volumen parcial 148, se llena con gas, preferiblemente con aire, y por lo tanto representa un muy buen aislamiento térmico entre los diafragmas 140, 142, de modo que prácticamente se evita el calentamiento del lado del gas fresco en la bomba de gases de escape 30' por la entrada de calor de la membrana 140 accionada con los gases de escape En la realización según la fig. 8, la doble membrana 144 está realizada con membranas 140, 142 que descansan una sobre otra y se tocan entre sí en la región exterior, mientras que las membranas 140, 142 en la realización a modo de ejemplo de acuerdo con la Fig. 9 también están separados entre sí en la región exterior; En este caso, la distancia entre las membranas 140, 142 se ajusta por medio de un espaciador circunferencial 149.

55 Como se muestra en la Fig. 8, 9, el espaciador 146 entre los diafragmas 140, 142 está dispuesto preferiblemente de forma centralizada, particularmente ventajosamente coaxialmente con el resorte 122. Sin embargo, también es posible disponer una pluralidad de espaciadores entre las membranas 140, 142. El espaciador o espaciadores 146

5 pueden diseñarse, por ejemplo, como discos o secciones de tubería. Ventajosamente, los separadores 146 cubren un disco elástico intermedio de mayor diámetro en los diafragmas 140, 142 para reducir la presión de la superficie y para proporcionar al diafragma 140, 142 un refuerzo adicional en la desviación en esta área. A distancias de membrana muy pequeñas, incluso se pueden proporcionar discos flexibles como espaciadores 146. Los espaciadores 146 se mantienen preferiblemente en posición inmóvil y pueden ser remachados, atornillados o generalmente fijados positivamente, por ejemplo, con la membrana 140, 142.

10 Las membranas 140, 142 no necesitan necesariamente ser del mismo tamaño, pero pueden tener diferentes diámetros exteriores, los que incluyen la correspondiente cubierta de la carcasa. Con esta variación geométrica, en un desarrollo particularmente ventajoso, se pueden realizar diferentes volúmenes de suministro en el lado primario y secundario de la bomba de gases de escape 30', 30". Si el diámetro del diafragma y, por lo tanto, también el volumen de bombeo del lado del gas fresco es más pequeño que el del lado del gas de escape, el gas fresco puede alcanzar un nivel de presión más alto, lo que puede ser deseable, por ejemplo, para aplicaciones que tienen un alto potencial de entalpia de los gases de escape, pero no requieren un consumo de aire elevado o incluso requieren un consumo reducido de aire. En la aplicación inversa, se podría lograr un alto caudal de aire fresco a un nivel de presión bajo con un lado de gas de escape pequeño y una membrana 140, 142 de gas fresco de mayor tamaño con una pequeña oferta de entalpia de gas de escape.

20 La disposición de doble membrana, en particular con espaciadores, resulta ser particularmente ventajosa en términos de la supresión de cualquier pandeo o formación de onda que pueda ocurrir durante el movimiento de la membrana a través del paso central libre de tensión. Para evitar una formación de ondas de la membrana simple, por ejemplo, como en la realización de acuerdo con la fig. 10, una guía lineal 150 puede estar unida a la membrana 106, que está guiada en una de las cubiertas de la carcasa 112, 114. Ventajosamente, esta guía lineal 150 está ubicada en el lado de aire fresco de la bomba de gases de escape 30 y está diseñada para ser autolubrificante. Alternativamente, puede sujetarse un disco de soporte alrededor de la placa de resorte de la membrana 106, que contrarresta una deformación asimétrica de la membrana 106.

25 Las cubiertas de la carcasa 112, 114 de la bomba de gases de escape 30, 30', 30" pueden fabricarse con paredes bastante delgadas en todas las variantes mencionadas y, por lo tanto, también pueden producirse a bajo costo como una pieza de metal laminado. Como materiales, los aceros y resistentes a l calor y a la corrosión son ventajosamente convenientes al menos para el lado del gas de escape o del gas primario, en el que los materiales de aluminio con enfriamiento apropiado también pueden ser considerados.

30 Sin embargo, si la bomba de gases de escape 30, 30', 30" , como se proporciona de manera particularmente preferible, es impulsada por una línea de derivación 28 dimensionado correspondientemente largo y voluminoso a las ondas de presión del gas de escape, entonces ventajosamente, el desacoplamiento térmico de la bomba de gases de escape 30, 30', 30" del gas de escape caliente evita un calentamiento significativo de la bomba de gases de escape 30, 30', 30" y, por lo tanto, también un calentamiento no deseado del gas fresco en la bomba de gases de escape 30, 30', 30" . Asimismo, el bajo nivel de temperatura de funcionamiento alcanzable de la bomba de gases de escape 30, 30', 30" permite el uso de plásticos como material para las partes de la carcasa 112, 114, que es particularmente preferido. Esto representa una reducción de peso y costos en comparación con los materiales metálicos, en el que, también es posible un comportamiento acústico mejorado y una conformación más permisiva. Para las cubiertas de la carcasa 112, 114 se proporcionan particularmente preferiblemente materiales termoplásticos para el proceso de moldeo por inyección. Para los fines de la radiación de sonido de baja estructura, las cubiertas de la carcasa 112, 114 pueden fabricarse en forma de sándwich o revestirse con materiales aislantes del sonido.

45 La membrana respectiva 106, 140, 142, en particular a una temperatura de funcionamiento correspondientemente baja, está preferiblemente también hecha de plástico o materiales compuestos de plástico (caucho, polietercetonas, polieterimida, poliamida, etc.). Estos ofrecen algunas ventajas decisivas sobre los materiales metálicos. Su peso generalmente más bajo aumenta ventajosamente la frecuencia natural de la membrana, y el módulo de elasticidad más bajo del plástico permite para una carga de área idéntica (fuerza o presión) una mayor deflexión de la membrana y, por lo tanto, más flujo por carrera. Dado que las membranas plásticas son generalmente más ligeras que las metálicas, las membranas plásticas pueden absorber una mayor energía cinética durante la transferencia de momento. En particular, los materiales termoplásticos tienen una alta resistencia a la fatiga, que junto con el refuerzo de fibra, como por ejemplo Fibras de vidrio muy elásticas, también representan compuestos resistentes al desgarro.

50 Dependiendo del nivel de temperatura de operación de la bomba de gases de escape 30, 30', 30", la elección del material de la carcasa o membrana solo puede hacerse sobre una base metálica a altas temperaturas o consistir en plásticos a bajas temperaturas.

55 Si la bomba de carga de gases de escape 30, 30', 30" funcionó a un nivel de temperatura de 100 °C o incluso más bajo, entonces, cuando la onda de presión del gas de escape en la bomba de carga de gas de escape 30, 30', 30" se relaja, puede formarse condensado a partir del vapor de agua contenido en el gas de escape. En particular, para la aplicación en la que la bomba de carga de gases de escape 30, 30', 30" no está posicionada en una posición correspondiente desde la cual el condensado puede fluir de regreso al tubo de escape, se proporciona un drenaje de condensado en un desarrollo ventajoso, para evitar la acumulación de condensado en el volumen primario 46 de la bomba de carga de gases de escape 30, 30', 30". Este drenaje de condensado se recoge ventajosamente utilizando

la gravedad del condensado en el punto más bajo del lado del gas primario de la bomba de carga de gases de escape 30, 30', 30". Para evitar que los gases de escape se escapen a través del drenaje del condensado, este puede hacerse a prueba de gases, por ejemplo, mediante una válvula de flotador controlada por líquido.

5 Teniendo en cuenta el ciclo de carga en el lado de gas fresco de la bomba de carga de gases de escape 30, 30', 30", se debe tener en cuenta que, por ejemplo, en un ciclo de motor de un solo cilindro de cuatro tiempos, la compresión del gas fresco en la bomba de carga de gases de escape 30, 30', 30" a la velocidad nominal del motor es de aproximadamente 40° Cigüeñal, pero el proceso de admisión puede llevar hasta 680° ( $720^\circ - 40^\circ = 680^\circ$ ). Es decir, el tiempo disponible para aspirar gas fresco es aproximadamente 17 veces más largo que el de comprimir y expulsar. Esta relación de los tiempos de purga debe reflejar preferiblemente de forma inversamente proporcional  
10 aproximadamente en las áreas de sección transversal de purga de las válvulas de retención 132, 134 y las secciones transversales de canal en los canales 70, 74 en el lado del gas fresco. Ventajosamente, las grandes secciones transversales de purga en la región de la válvula 134 están posicionadas aproximadamente de forma concéntrica para expulsar el gas fresco comprimido alrededor del centroide de la bomba de carga de gases de escape 30, 30', 30", ya que la membrana 106 se apoya (enrolla hacia arriba) contra el final de la carrera de  
15 compresión radialmente desde el exterior hacia el interior de la cubierta de la carcasa 114 y por lo tanto, la expulsión de gas fresco cerca del centro de la membrana debido a la mayor distancia de la membrana desde la carcasa se asocia con menores pérdidas de flujo.

Sin embargo, la proporción preferida de secciones transversales de purga cambia fundamentalmente cuando varios cilindros del motor actúan sobre una bomba de carga de gases de escape común 30, 30', 30". Mientras que la  
20 carrera de compresión de la bomba de carga de gases de escape 30, 30', 30" permanece prácticamente invariable en el tiempo, hay sustancialmente menos tiempo para el proceso de admisión disponible. Por ejemplo, para un motor de cuatro tiempos de dos cilindros con el mismo intervalo de de 360° de desplazamiento del cigüeñal resultan alrededor de 40° del cigüeñal para la compresión, pero solo 320° del cigüeñal ( $360^\circ - 40^\circ = 320^\circ$ ) para la admisión. Si se tienen en cuenta los tiempos de purga de la bomba de carga de gases de escape 30, 30', 30" en el motor de  
25 dos tiempos de un solo cilindro, se puede asumir un desplazamiento de cigüeñal de aproximadamente 15-25° para la carrera de compresión y un desplazamiento de cigüeñal de aproximadamente 200-250° para el proceso de admisión.

La posición de instalación de la bomba de carga de gases de escape 30, 30', 30" en el motor o en el vehículo experimenta la posibilidad de conectar la línea de derivación relativamente larga 28 con una gran libertad de diseño.  
30 Por lo tanto, el ALP no tiene que colocarse directamente cerca del cabezal del cilindro, sino que también puede montarse en el área inferior de la carcasa del cigüeñal en el lado de escape o admisión, o incluso colocarse debajo del colector de aceite. Si las condiciones de espacio en el vehículo de dos ruedas se consideran en particular, entonces la colocación de la bomba de carga de gases de escape 30, 30', 30" detrás del motor por encima de la transmisión resulta favorable o en el llamado triángulo del chasis, es decir, debajo de la posición sentada del  
35 conductor. En motores estrechos, como los motores de un solo cilindro, la bomba de gases de escape 30, 30', 30" también puede colocarse lateralmente al lado del cilindro o incluso integrarse como un componente en la tapa de la válvula del cabezal del cilindro. El silenciador de admisión que incluye el elemento del filtro de aire puede ahorrar espacio y costos con la cubierta de la carcasa 114 del lado de aire fresco de la bomba de gases de escape 30, 30', 30" que se combinan para formar un conjunto.

40 La cubierta de la carcasa 112, 114 puede ser adicional a su función real, diseñada adicionalmente como un intercambiador de calor por las superficies externas expuestas, por ejemplo, mediante el acanalado de un flujo de aire de refrigeración o las superficies exteriores que se lavan con un líquido refrigerante. La eliminación de calor en la cubierta de la carcasa del lado primario 112 tiene la consecuencia de que también reduce la temperatura de trabajo de la membrana, ya que tanto la temperatura promedio de los gases de escape es más baja, como el flujo de  
45 calor de la membrana 106 a la cubierta de la carcasa 112 es más alto debido a la mayor diferencia de temperatura. Una extracción de calor en la cubierta de la carcasa del lado secundario 114 asume la función de una refrigeración por aire de carga, por lo que en ciertas circunstancias se puede prescindir de un intercooler 38 aguas abajo separado o, como alternativa, se alcanzaría una capacidad de refrigeración total más alta, incluyendo el intercooler 38. La salida de calor extraída de la bomba de carga de gases de escape 30 se puede utilizar, en particular, para  
50 aplicaciones en el campo del acoplamiento de calor y energía con fines de calefacción.

La unión de la membrana 106 entre las cubiertas de la carcasa 112, 114 también está orientada preferiblemente con respecto a los parámetros operativos esperados. En este caso, se prefiere particularmente tener en cuenta las temperaturas de los componentes que se producen en la práctica y sus diferencias de temperatura, que pueden conducir a cambios en la longitud de los componentes, que son aproximadamente dos órdenes de magnitud  
55 mayores que el alargamiento (extensión) de la membrana 106 debido a su desviación provocada por la presión del gas. Para tener esto en cuenta y compensar los diferentes alargamientos térmicos entre las cubiertas de la carcasa 112, 114 por una parte y la membrana 106 adecuadamente, la membrana 106 en una realización particularmente ventajosa se puede desplazar radialmente entre las cubiertas de la carcasa 112, 114 posicionada axialmente. Las figuras 11-19 muestran algunas posibilidades de unión de membrana, que también se consideran  
60 independientemente inventivas.

En la realización de acuerdo con la Fig. 11, la membrana plana 106 está fijada axialmente entre las cubiertas de la carcasa 112,114, pero está montada radialmente de manera deslizante. La cubierta de la carcasa 112 está provista en su región de borde con un hombro 151 circunferencial, que es ligeramente más alto que el grosor de la membrana 106. La otra cubierta de la carcasa 114 descansa sobre este hombro 151 para formar un espacio periférico 152 y está aquí, por ejemplo, con la cubierta de la carcasa 112 a través del collar doblado 154 presionado. La membrana 106 es así desplazable radialmente sobre las superficies de sellado antideslizantes 156,158 formadas de este modo. El hombro 151 circunferencial está colocado de tal manera que más allá del borde exterior de la membrana 106, se forma un espacio anular 160 entre el hombro 151 y el borde exterior de la membrana 106. Este espacio anular 160, que en la práctica, por ejemplo, tiene solo unas décimas de milímetro de ancho, garantiza que la membrana 106 pueda estirarse sin impedimentos térmicos, pero aún está centrada lo suficiente en las cubiertas de la carcasa 112, 114.

La figura 12 muestra una posible realización adicional para un diafragma 106 radialmente móvil. En esta realización, un anillo espaciador 162 está dispuesto entre las cubiertas de la carcasa 112, 114 en su región de contacto del lado del borde. El principio funcional del almacenamiento de membrana en las superficies de sellado deslizante 156, 158 permanece sin cambios, como se describe anteriormente. La conexión hermética a los gases de las dos cubiertas de la carcasa 112, 114 entre sí se produce aquí a través de un anillo circular plegado separado 164.

En la Fig. 13 se muestra una realización muy ventajosa, que es muy tolerante a fallos en la fabricación de la cubierta de la carcasa 112, 114. Una graduación 166 en la cubierta de la carcasa 112 es considerablemente más alta que el grosor de la membrana 106, con la que se puede producir la graduación 166, por ejemplo, solo mediante un proceso de embutición profunda sin un mecanizado posterior en un rango de tolerancia relativamente amplio. El montaje de la membrana 106 a las superficies de sellado deslizante 156, 158 se efectúa mediante una curvatura radialmente circundante, ligeramente cónica, del borde de la membrana.

Si no se modifica la cantidad máxima de tensión del material y el diámetro de la membrana 106, se puede aumentar la carrera del diafragma y, por lo tanto, el volumen de suministro máximo de la bomba de carga de gases de escape 30, 30', ya que la membrana 106 no está sujeta axialmente paralelamente al plano en una realización particularmente ventajosa y también independientemente inventiva, como se muestra previamente, sino que está montado de forma giratoria en su borde 170. La rotación se refiere a una curva virtual, girando con el borde del eje de la membrana. Las figuras 14 y 15 ilustran realizaciones de este diseño particularmente ventajoso.

La figura 14 muestra las dos cubiertas la carcasa 112, 114, cada una con un reborde que rodea radialmente 172, 174. Las cuentas 172, 174 reciben la membrana 106 como una pinza, permitiendo sin embargo a la membrana 106 durante la deflexión, la capacidad de realizar un movimiento de rotación oscilante, de modo que el borde de la membrana esté sujeto a una deformación mucho menor. El espacio anular 160 a su vez permite diferencias de expansión térmica de los componentes. Las dos cubiertas de la carcasa 112, 114 están conectadas entre sí aquí, por ejemplo, a través de una pluralidad de remaches 176.

En la realización de acuerdo con la figura 15 se muestra la capacidad de rotación en la sujeción de la membrana por un reborde curvado 180 del borde de la membrana 182. La membrana 106 se encuentra así de forma alineada contra las superficies de sellado deslizante 156, 158 y puede ejecutar estos movimientos de rodadura. Las dos cubiertas de la carcasa 112, 114 están conectadas entre sí aquí, por ejemplo a través de una soldadura 184.

La membrana 106, 140, 142 representa opcionalmente un componente altamente cargado térmica y mecánicamente. Por lo tanto, se proporcionan como materiales, preferiblemente aceros resistentes al calor, tales como V4A, Hastelloy, Inconel, Duratherm, Nimonic, Ti Al6V4, que al mismo tiempo que materiales de resorte proporcionan altas resistencias de rendimiento y resistencias a la tracción. En particular, los materiales de bajo módulo de elasticidad, tales como las aleaciones de titanio, son ventajosos, ya que así se reducen las fuerzas de restauración requeridas de la membrana 106, 140, 142 y, por lo tanto, también la fuerza requerida del resorte 122. Las aleaciones de titanio con su peso específico relativamente bajo mantienen baja la masa de la membrana 106, 140, 142 y, por lo tanto, la frecuencia natural del sistema de oscilación (diafragma y resorte).

El grosor de la membrana se selecciona particularmente preferiblemente en el intervalo de aproximadamente entre 0,3 y 1,0 milímetros. Comparativamente, las membranas finas 106, 140, 142 son ventajosas en términos de deformabilidad, más gruesas con respecto a la capacidad de carga termomecánica. Dependiendo de la aplicación se prefiere así seleccionar un compromiso entre el material y el grosor de la membrana.

Una geometría de membrana circular tiene la ventaja de una carga de rotación simétrica con respecto a la tensión mecánica y térmica, pero no es absolutamente necesaria.

Además de un contorno exterior de membrana circular, una geometría de disco plano de la membrana 106, 140, 142 representa una realización particularmente simple y, por lo tanto, preferida. Tales geometrías pueden estamparse o cortarse de forma económica a partir de placas o rollos de chapa metálica. La membrana 106, 140, 142 se puede realizar con perlas que rodean radialmente 190, 192, como se muestra en las Figs. 16 y 17. Por ejemplo, una o más de estas perlas 190, 192 pueden introducirse en la membrana 106, 140, 142 mediante un proceso de embutición profunda. Las perlas 190, 192 reducen los esfuerzos radiales por la deflexión de la membrana 106, 140, 142 por

5 auto-deformación, de modo que se pueden realizar grandes movimientos de membrana con un diámetro de membrana sin cambios. Del mismo modo, las perlas 190, 192 que rodean radialmente pueden compensar las diferentes expansiones térmicas entre el centro de la membrana, el borde de la membrana y las cubiertas de la carcasa 112, 114 por deformación intrínseca, de modo que el borde de la membrana se puede presionar firmemente entre las cubiertas de la carcasa 112, 114 tanto axial como radialmente. Esto ofrece ventajas para una producción particularmente rentable de la bomba de carga de gases de escape 30, 30'.

10 En la región de las perlas 190, 192, los contornos de la cubierta de la carcasa 112, 114 se adaptan adecuadamente a sus superficies internas 116, 118 en una realización particularmente ventajosa para la libertad de movimiento de la membrana 106, 140, 142. En la realización a modo de ejemplo de acuerdo con la figura 18, se muestra una membrana 106, 140, 142 en la que solo una cuenta 194 con una curvatura relativamente pequeña se extiende desde el centro de la membrana hasta las superficies de sujeción entre las cubiertas de la carcasa 112, 114. Esta perla 194 tiene una curvatura intrínseca muy baja con esfuerzos residuales correspondientemente bajos, de modo que en esta realización se pueden mostrar movimientos de membrana muy altos. La cubierta de la carcasa 112, 114 se puede adaptar fácilmente en su contorno a la membrana 106, 140, 142 debido a los grandes radios de la geometría de la membrana.

20 Una realización particularmente ventajosa de una membrana montada de manera giratoria 106, 140, 142 se puede lograr mediante una sujeción indirecta de la membrana 106, 140, 142 entre las dos cubiertas de la carcasa 112, 114 a través de los anillos de sellado 200, como se muestra en la realización de acuerdo con la Figura 19. Estos anillos de sellado 200 están posicionados en las ranuras circunferenciales 202 de la cubierta de la carcasa 112, 114 y se proyectan parcialmente más allá del borde de la ranura 204. Los anillos de sellado 200 pueden diseñarse ventajosamente como denominados O-rings hechos de un material elástico tal como caucho o PTFE o similares, y asumir varias tareas en esta realización. Por un lado, la sección transversal circular y también la elasticidad de los O-rings permiten una sujeción giratoria de la membrana 106, 140, 142. Además, la membrana 106, 140, 142 puede realizar movimientos "fluidos" entre los O-rings, con lo que se reducen los esfuerzos mecánicos debidos a la diferente expansión térmica entre la membrana 106, 140, 142 y las cubiertas de la carcasa 112, 114. Además, los anillos de sellado elásticos 200 permiten un perfecto sellado y guiado de la membrana 106, 140, 142 incluso a costa de tolerancias de fabricación comparativamente altas en las cubiertas de la carcasa 112, 114.

Lista de referencias

- 1 motor de combustión interna
- 30 2 cilindro
- 4 pistón de trabajo
- 6 biela
- 8 cigüeñal
- 10 cámara de combustión
- 35 12 sistema de escape
- 14 sistema de entrada de gas
- 16 sistema de válvula de entrada
- 18 válvula de entrada
- 20 línea de gas de escape
- 40 22 sistema de válvula de escape
- 24 válvula de escape
- 26 interruptor de pulsos
- 28 línea de derivación
- 30 bomba de carga de escape
- 45 32 tubo de escape
- 36 línea de gas fresco
- 38 Intercooler

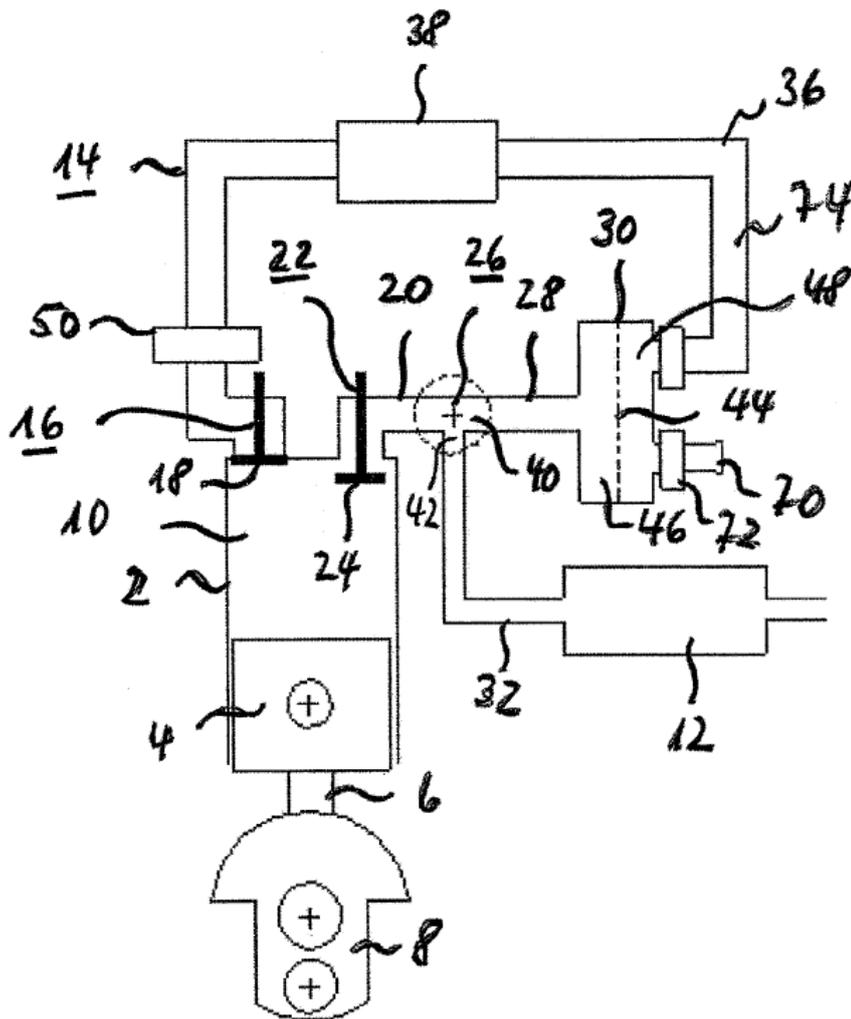
	40	canal principal
	42	conducto de escape
	44	pared elástica intermedia
	46	volumen de gas primario
5	48	volumen de gas fresco
	50	válvula adicional
	60,64	flecha
	62	flujo de entrada
	66	canal del anillo
10	70	conducto de succión de gas fresco.
	72	válvula
	74	canal de presión de gas fresco
	76	válvula
	80	válvula de cierre
15	81	conducto de entrada del motor
	82	suministro de aire atmosférico.
	84	válvula
	86	válvula de gas fresco
	88	sección de canal
20	90	máquina de expansión
	92	línea de presión de gas fresco
	94	canal de salida
	96	desbordamiento
	100	carcasa de presión
25	102	volumen interno
	106	membrana
	108	volumen parcial
	110	volumen parcial
	112	cubierta de la carcasa del lado del escape
30	114	cubierta de la carcasa lateral de gas fresco
	116	superficie interna
	118	superficie interna
	120	sello
	122	resorte
35	124	placa de resorte
	126	conducto de escape
	130	escudo térmico

	132	válvula de retención
	134	válvula de retención
	136	aislante
	140	membrana
5	142	membrana
	144	doble diafragma
	146	espaciador
	148	volumen parcial
	149	espaciador
10	150	guía lineal
	151	hombro
	152	brecha
	154	collar
	156,158	superficie de sellado antideslizante
15	160	intersticio anular
	162	espaciador
	164	anillo circunferencial
	166	graduación
	170	borde
20	172,174	nervio
	176	remache
	180	cuentas
	182	borde de la membrana
	184	soldadura
25	190,192,194	Nervio
	200	anillo de sellado
	202	ranura
	204	borde de la ranura

REIVINDICACIONES

- 5 1. Procedimiento para hacer funcionar un motor de combustión interna (1, 1', 1", 1'''), en el cual, durante una carrera de escape de un cilindro (2), el gas de escape presurizado que se encuentra en el mismo se descarga desde el cilindro (2) y se alimenta a un dispositivo de escape (12), en donde en una primera fase de carrera de la carrera de escape, el impulso de la onda de presión de escape que proviene del cilindro (2) se transmite en su totalidad o en parte al lado primario de una bomba de carga de escape (30, 30', 30''), antes de que en una segunda fase de carrera de la carrera de escape, el gas de escape se suministre al dispositivo de escape (12), en donde la entalpía del gas de escape que se convierte en trabajo de expansión en la bomba de carga de escape (30, 30', 30'') en el lado primario se convierte total o parcialmente en trabajo de compresión de un flujo de gas fresco alimentado en el lado secundario, y el gas fresco comprimido en la bomba de carga de escape (30, 30', 30'') se alimenta a un medio de almacenamiento intermedio y se mantiene allí listo para ser inyectado en la cámara de combustión (10) del cilindro (2), **caracterizado porque**, durante la fase de admisión del cilindro (2), el aire fresco se introduce inicialmente en la cámara de combustión (10) del cilindro (2) exclusivamente como aire atmosférico, y solo posteriormente se inyecta en la cámara de combustión (10) del cilindro (2), también o exclusivamente, como gas fresco comprimido desde el medio de almacenamiento intermedio.
- 10 2. Procedimiento según la reivindicación 1, en el que, durante la segunda fase de la carrera de escape, el gas de escape se alimenta al dispositivo de escape (12) para evitar la bomba de carga de escape (30, 30', 30'')
- 15 3. Procedimiento según la reivindicación 1 o la reivindicación 2, en el que, en la primera fase de carrera de la carrera de escape, el impulso de la onda de presión de escape que proviene del cilindro (2) se transmite en su totalidad o en parte a un amortiguador de gas ubicado en y/o en frente del lado primario de la bomba de gas de escape (30, 30', 30'') de tal manera que dicho amortiguador pueda expandirse posteriormente de nuevo en la bomba de gases de escape (30, 30', 30'') para realizar el trabajo.
- 20 4. Motor de combustión interna (1, 1', 1", 1''') con una serie de cilindros (2), en cada uno de los cuales es guiado un pistón de trabajo (4) que actúa sobre un cigüeñal común (8), en donde la cámara de combustión (10) del o de cada cilindro (2) está conectada en cada caso en el lado de entrada a través de un sistema de válvula de entrada controlable (16) con un sistema de entrada de gas (14) y en el lado de salida a través de un sistema de válvula de salida controlable (22) a través de un interruptor de pulso (26) tanto a un sistema de escape (12) como al lado primario de una bomba de gases de escape (30, 30', 30''), en donde la bomba de gases de escape (30, 30', 30'') está conectada en el lado secundario a un canal de presión de gas fresco (74) que se abre hacia el canal de entrada del motor (81), y en donde el canal de entrada del motor (81) en el lado de entrada tiene además una conexión a un suministro de aire atmosférico (82).
- 25 5. Motor de combustión interna (1, 1', 1", 1''') según la reivindicación 4, cuyo interruptor de pulso (26) comprende un canal principal (40) conectado en el lado de entrada al sistema de válvula de salida (22) y en el lado de salida al lado primario de la bomba de gases de escape (30, 30', 30''), y un canal de escape (42) que se ramifica desde el canal principal y está conectado en el lado de salida al dispositivo de escape (12).
- 30 6. Motor de combustión interna (1, 1', 1", 1''') según la reivindicación 5, en el que la línea de derivación (28), que comprende la parte del lado de salida del canal principal (40) y conecta el interruptor de pulso (26) al lado primario de la bomba de carga de escape (30, 30', 30''), tiene un volumen de más de 1 vez, preferiblemente más de 1,3 veces, el volumen de barrido del (de los) cilindro (s) (2).
- 35 7. Motor de combustión interna (1, 1', 1", 1''') según cualquiera de las reivindicaciones 4 a 6, cuya bomba de gases de escape (30, 30', 30'') además del al canal de presión de gas fresco (74), está conectada en el lado secundario a un canal de entrada de gas fresco (70), en donde el lado secundario de la bomba de gases de escape (30, 30', 30'') se puede llenar con gas fresco a través del canal de entrada de gas fresco (70), y en donde el canal de presión de gas fresco (74) está provisto y diseñado para enviar y/o almacenar temporalmente el gas fresco comprimido en la bomba de gases de escape (30, 30', 30'').
- 40 8. Motor de combustión interna (1, 1', 1", 1''') según cualquiera de las reivindicaciones 4 a 7, cuya bomba de gases de escape (30, 30', 30'') está diseñada como una bomba de diafragma.
- 45

FIG. 1



1

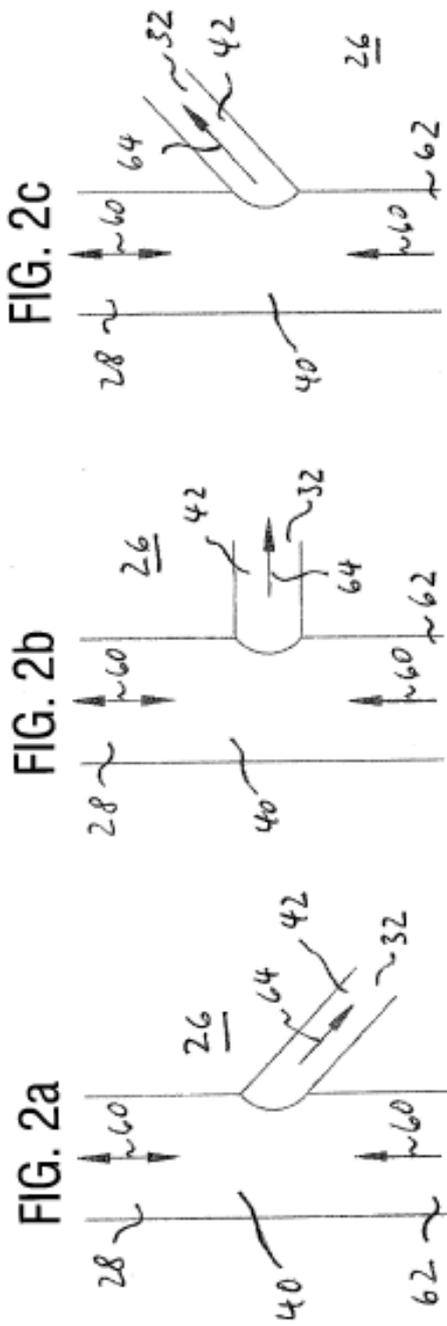


FIG. 3

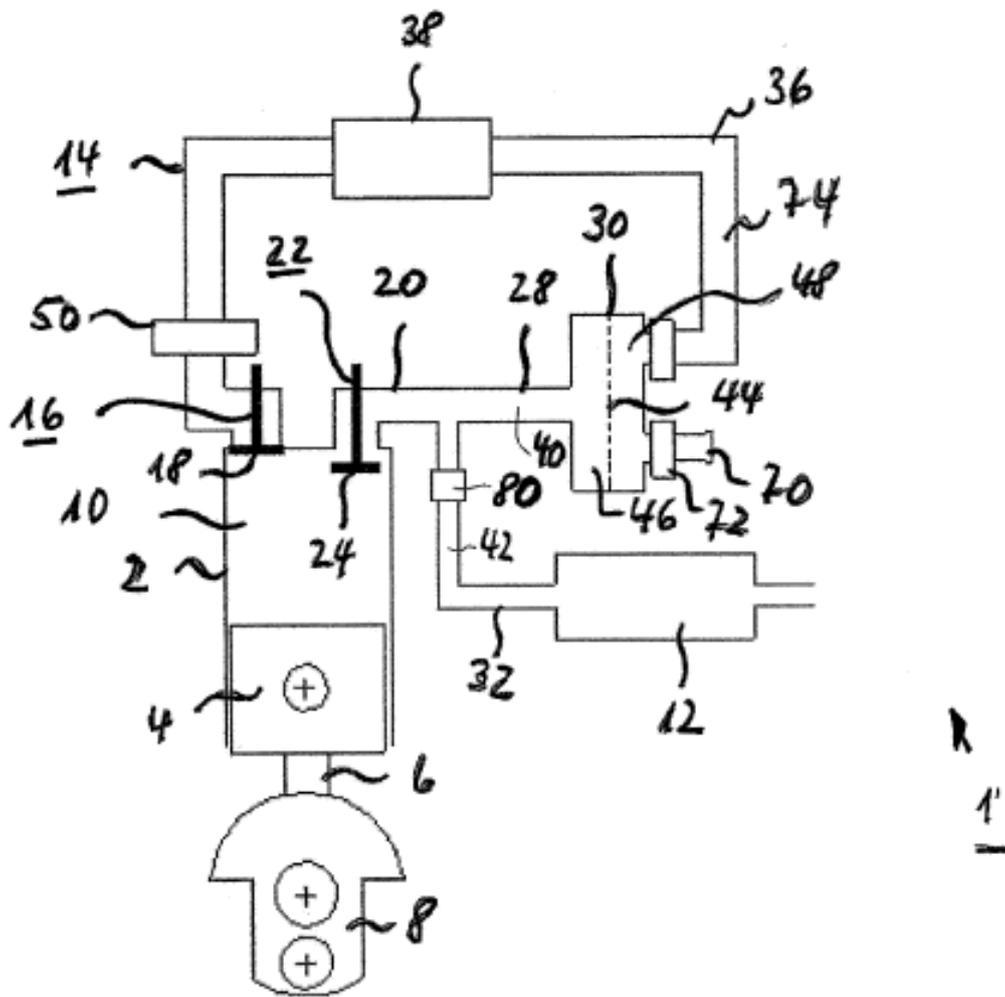


FIG. 4

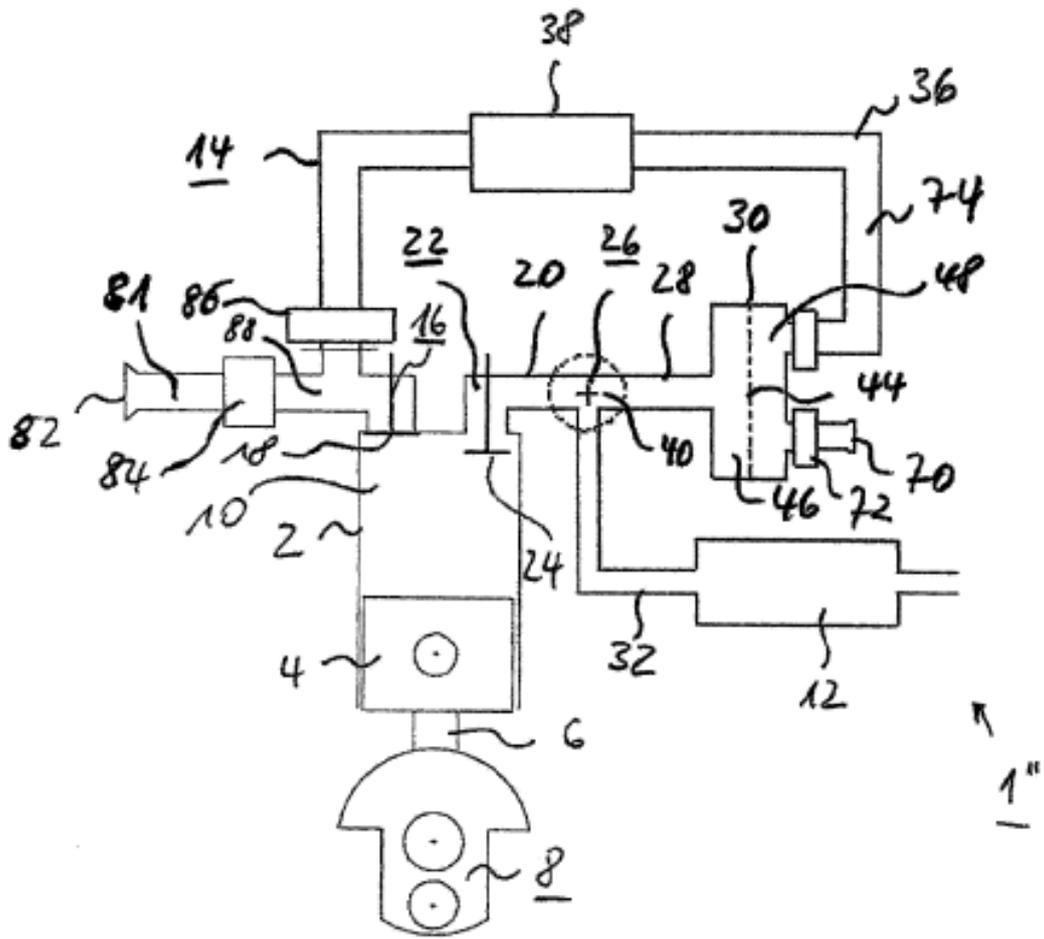


FIG. 5

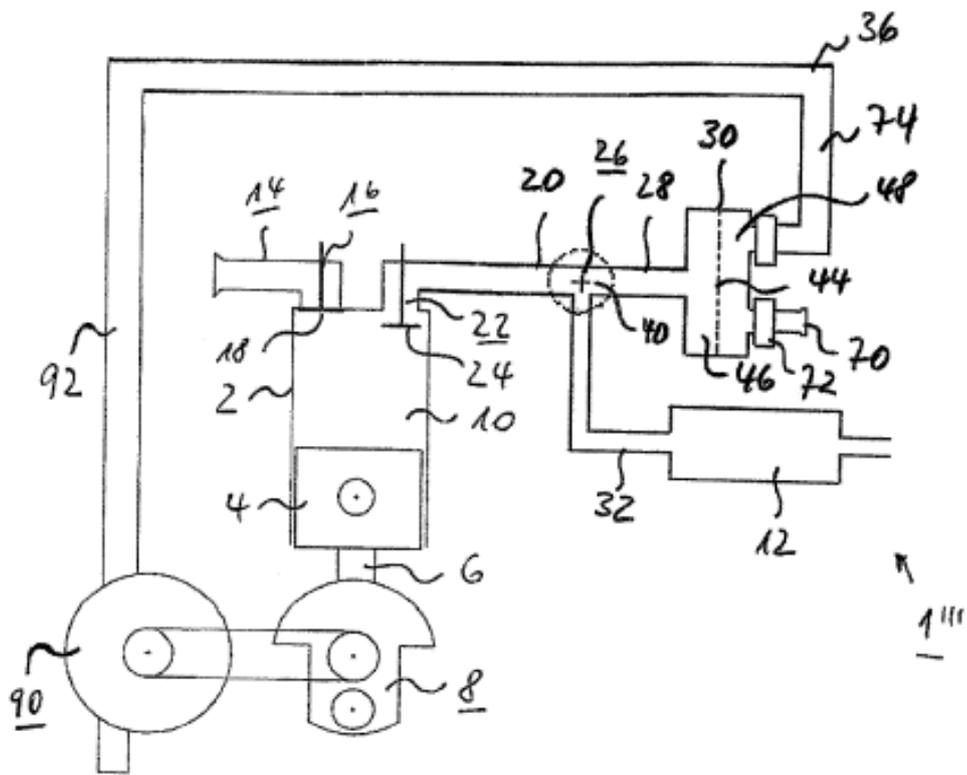




FIG. 7

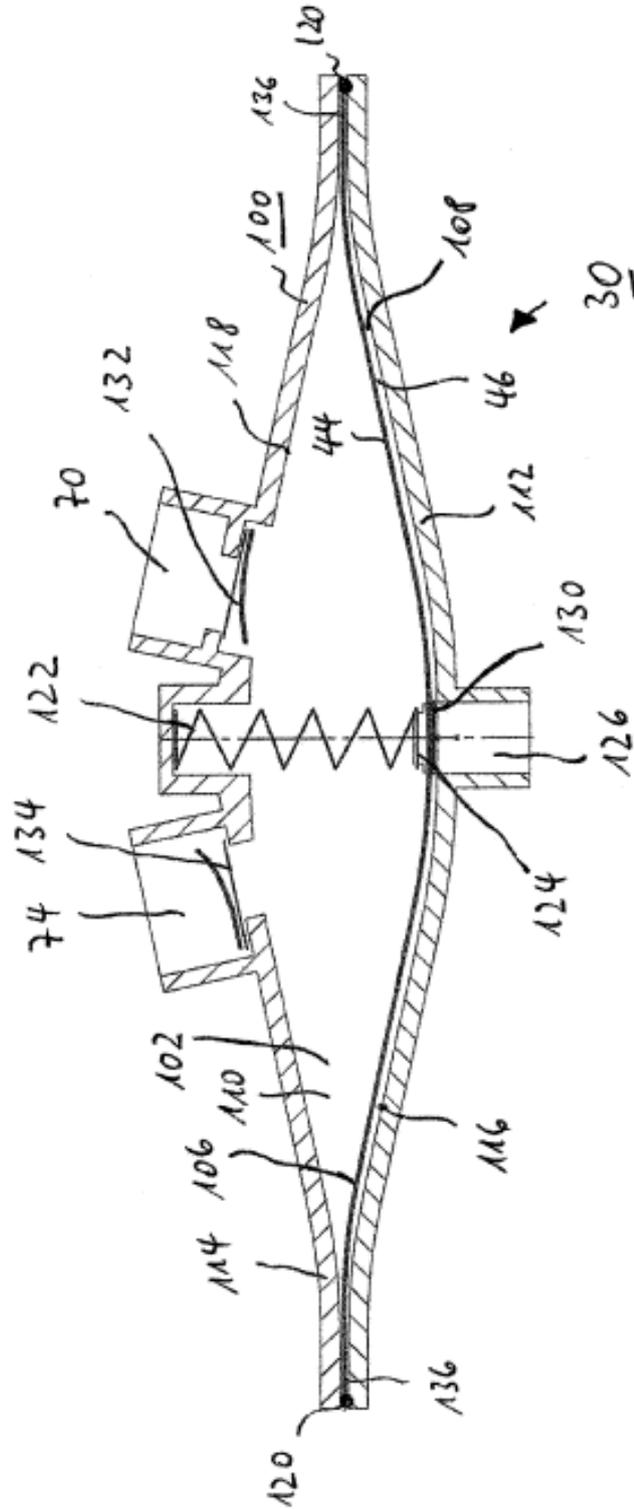
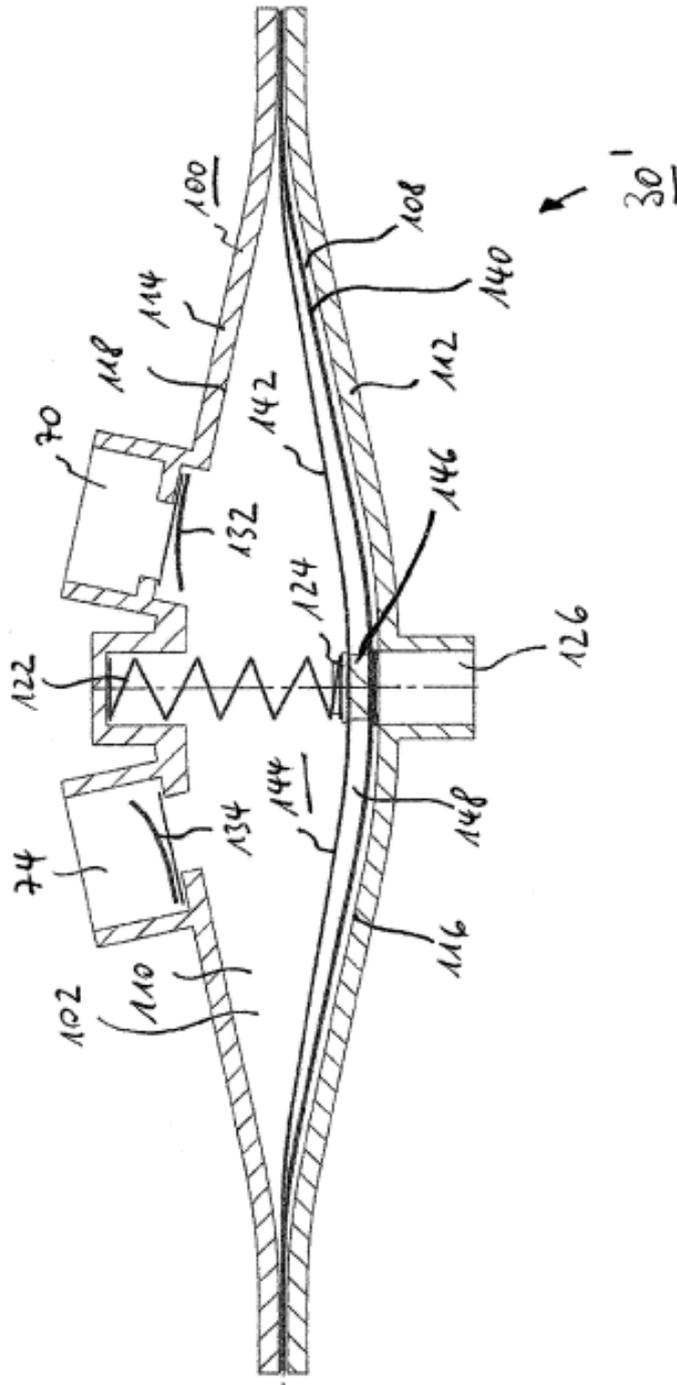


FIG. 8





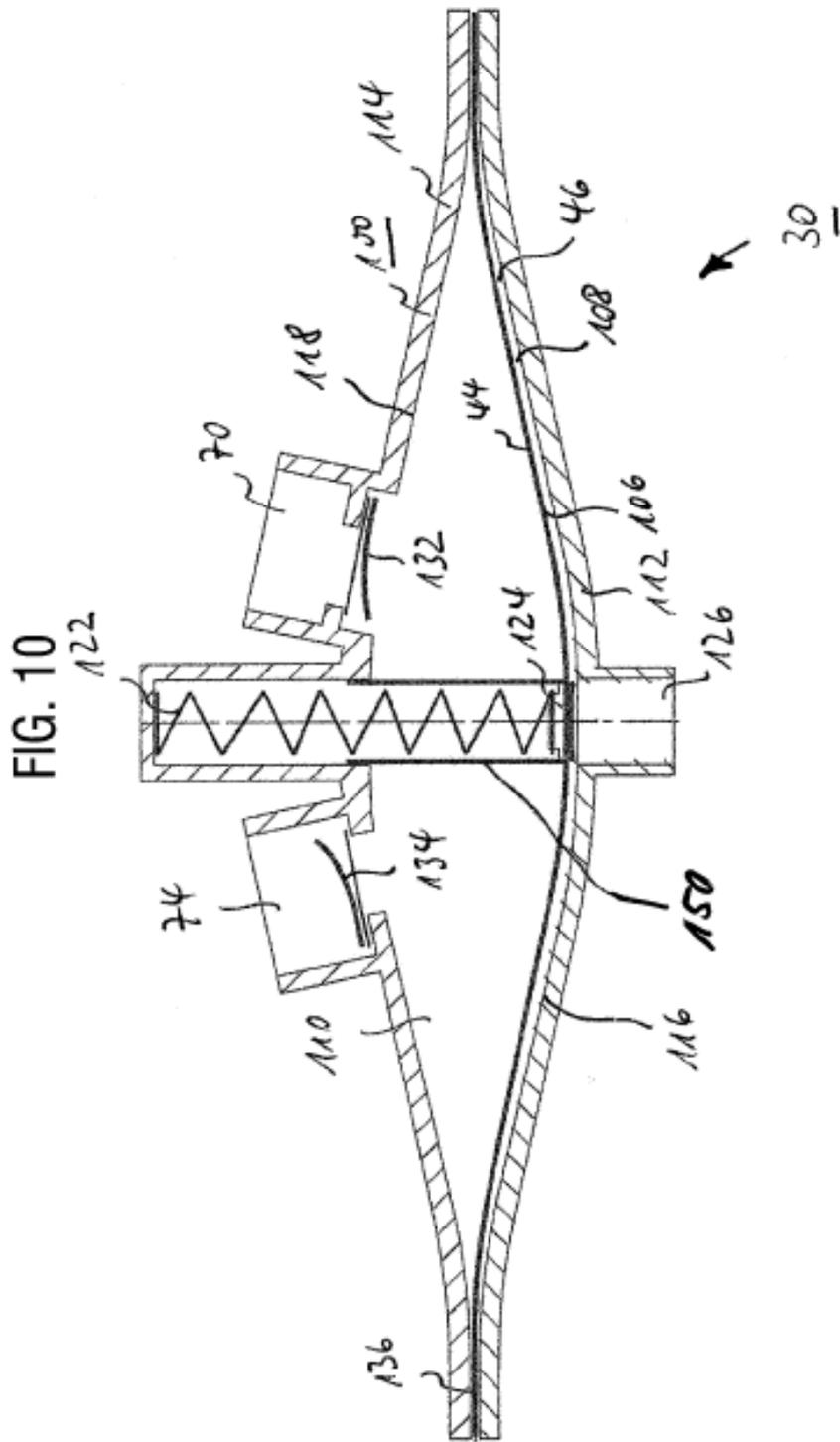


FIG. 11

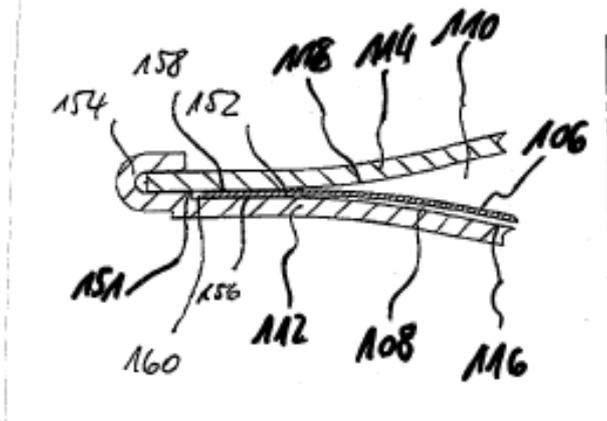


FIG. 12

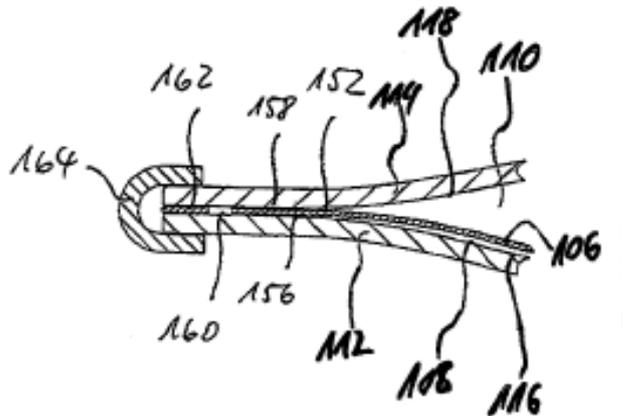


FIG. 13

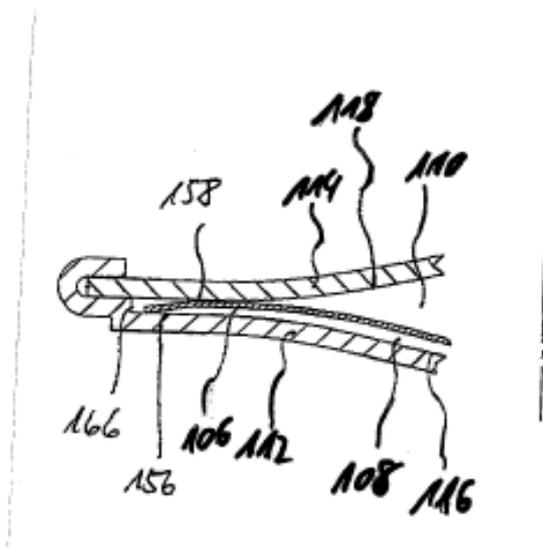


FIG. 14

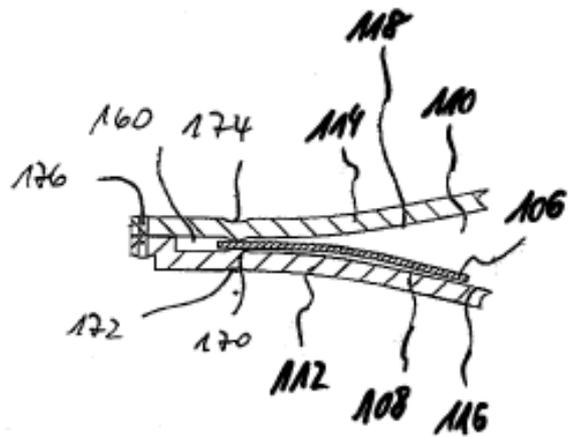


FIG. 15

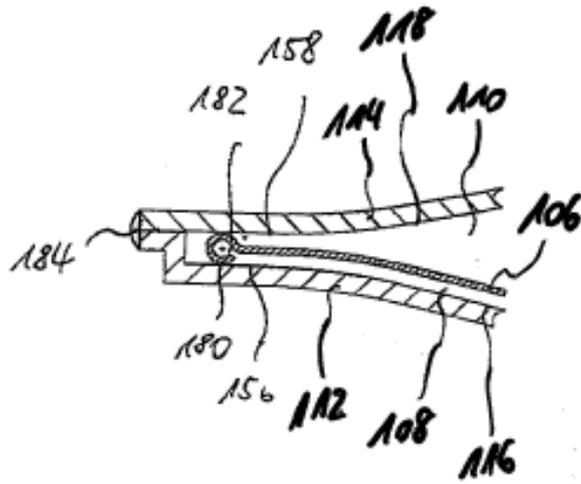


FIG. 16

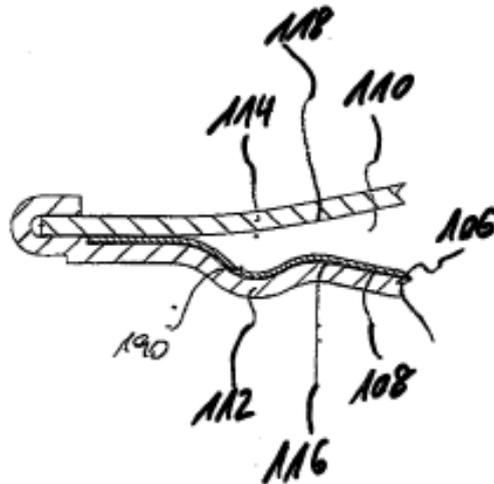


FIG. 17

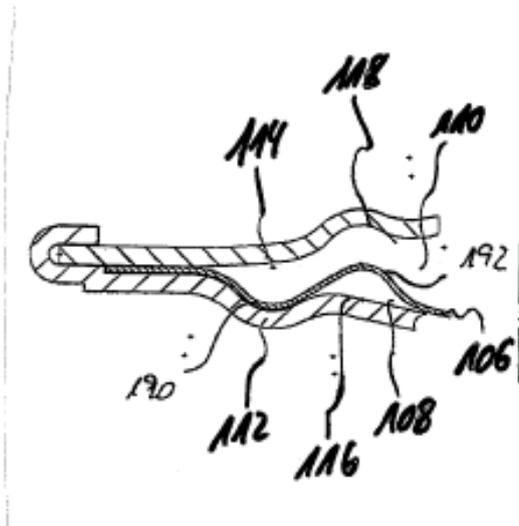


FIG. 18

