

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 706 292**

51 Int. Cl.:

F04D 27/02 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **07.05.2008 PCT/BE2008/000038**

87 Fecha y número de publicación internacional: **20.11.2008 WO08138075**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **07.05.2008 E 08757049 (5)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **17.10.2018 EP 2145113**

54 Título: **Método para controlar un turbocompresor**

30 Prioridad:

15.05.2007 BE 200700238

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

28.03.2019

73 Titular/es:

**ATLAS COPCO AIRPOWER, NAAMLOZE
VENNOOTSCHAP (100.0%)**

**Boomssteenweg 957
2610 Wilrijk, BE**

72 Inventor/es:

SERBRUYNS, SVEN BERT

74 Agente/Representante:

CARVAJAL Y URQUIJO, Isabel

ES 2 706 292 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

Método para controlar un turbocompresor

La presente invención se refiere a un método para controlar un turbocompresor.

5 Como se sabe, un turbocompresor consiste en un rotor con paletas provistas de forma giratoria en una carcasa con una entrada axial y, dependiendo del tipo de turbocompresor, una salida axial o radial.

Mientras el rotor está siendo accionado, el compresor aspira el aire u otro gas de manera axial a través de la entrada y lo extrae a través de la salida.

El gas se comprime gracias al equilibrio de las fuerzas centrífugas y la transformación de la energía cinética en presión.

10 Para una operación en el área de trabajo normal, ya se conocen diferentes técnicas de ajuste, tal como la aplicación de paletas de entrada ajustables cuya posición se puede alterar como una función del flujo de gas deseado con el fin de poder combar la rata de flujo de gas en la entrada del compresor.

15 También se conoce el hecho de proporcionar al turbocompresor con paletas de difusión ajustables cuya posición se puede ajustar como una función de la rata de flujo de gas deseado, de una manera análoga a la descrita anteriormente en relación con las paletas de entrada.

Otros métodos de ajuste conocidos consisten, por ejemplo, en ajustar la velocidad de rotación del compresor, ahogar la entrada de aire del compresor o una combinación de dos o más de las técnicas de ajuste mencionadas anteriormente.

20 Con todos estos métodos conocidos, el compresor debe suministrar una cierta rata de flujo mínimo para una cierta presión de salida, por lo que esta rata de flujo mínimo es diferente para cada método.

25 Para valores de rata de flujo continuo que son más bajos que dicha rata de flujo mínimo ya no es posible un funcionamiento estable, y la compresión sufrirá un fenómeno llamado "sobrecarga", por lo que todo el sistema del compresor se vuelve inestable con cambios violentos en las condiciones de entrada y salida, que también tiene un efecto sobre la proporción de presión y salida. Este flujo inestable y anormal da como resultado grandes fuerzas mecánicas que pueden dañar la máquina en esta área cuando está funcionando continuamente.

Si la proporción de presión o presión es suficientemente baja, las fuerzas mecánicas resultantes serán más pequeñas, de modo que la máquina pueda absorberlas permanentemente cuando esté funcionando de manera continua.

30 Si esto se representa en un gráfico para diferentes valores de presión, se obtiene una serie de flujos mínimos situados en una curva común, es decir, la curva de sobrecarga.

Si la rata de flujo mínimo se representa como una función de la presión, por lo que la presión está representada por el eje vertical dirigido hacia arriba y la rata de flujo mínimo por el eje horizontal dirigido hacia la derecha, el área de ajuste inestable será situada a la izquierda de la curva de sobrecarga.

35 En la práctica, normalmente se utiliza una "curva de control de sobrecarga" que se obtiene desplazando el gráfico mencionado anteriormente hacia la derecha, de manera que se obtenga un margen de seguridad. Si el margen mencionado anteriormente se establece igual a cero, la curva de control de oleada y la curva de sobrecarga coincidirán.

40 Si la rata de flujo requerida para un proceso es más pequeña a un cierto valor de presión que la rata de flujo mínimo que está representada por la curva de control de sobrecarga, deberá introducirse un método que primero que todo asegure el compresor contra los efectos de la sobrecarga y que, en segundo lugar, haga posible suministrar una rata de flujo tan baja al proceso.

Con el fin de suministrar ratas de flujo tan bajas en el área de ajuste inestable o en el área de sobrecarga, ya se conocen varios métodos, que incluyen los siguientes.

45 Un primer método conocido consiste en aplicar una válvula de escape abierta/cerrada que hace posible, tan pronto como la rata de flujo en el compresor desciende a un valor mínimo, determinado por la curva de control de sobrecarga, expulsar una cantidad de gas comprimido en la salida del compresor a la atmósfera. Las partes de ajuste, tales como las paletas de entrada y similares, ya no varían más.

Al mismo tiempo, se cerrará una válvula de retención provista en la línea de aire comprimido del compresor, de manera que el compresor se aisle del proceso y, como consecuencia, no se suministra rata de flujo al proceso.

50 Como resultado, una rata de flujo fluirá a través del compresor, que es más grande que el valor mínimo mencionado anteriormente, de manera que se evita la sobrecarga.

Al posteriormente cerrar nuevamente la válvula de escape, la válvula de retención se abrirá de nuevo, después de lo cual el compresor suministrará nuevamente la rata de flujo al proceso.

Como un resultado de la apertura y cierre alternos de la válvula de escape, la rata de flujo requerida puede, en promedio, suministrarse al proceso.

- 5 Una desventaja importante de este método es que la rata de flujo de aire o gas total se descarga a través de la válvula de escape, lo que resulta en una gran pérdida de energía.

Otro método conocido consiste en la aplicación de una válvula de escape de modulación, por lo que, cuando se alcanza la curva de control de sobrecarga, la válvula de escape se abre solo parcialmente y por lo cual la posición de la válvula de escape se ajusta continuamente, de manera que la rata de flujo apropiado puede ser suministrada.

- 10 En consecuencia, también en este método, la válvula de escape expulsa una cierta cantidad de fluido y, por lo tanto, se pierde, produciendo una cantidad de pérdida de energía.

- 15 Un tercer método conocido es una expansión del primer método, por lo que, en este caso, aparte de abrir una válvula de escape y cerrar la válvula de retención, se colocan partes de ajuste de geometría, tal como las paletas de entrada, las paletas de difusión y similares en una posición tal que la rata de flujo del compresor es pequeña y no se suministrará ninguna rata de flujo al proceso cerrando la válvula de retención.

Sin embargo, en este método, el compresor sigue funcionando a la velocidad de rotación de diseño, como un resultado de lo cual las pérdidas, que ocurren predominantemente en el sistema de accionamiento, son grandes y fácilmente ascienden al quince o veinte por ciento de la potencia nominal.

- 20 Con el fin de poder suministrar nuevamente la rata de flujo al proceso, las partes de ajuste de geometría se vuelven a colocar en la dirección de su posición original y la válvula de escape se cierra, con lo cual la válvula de retención se abre nuevamente.

Alternando estos ciclos, la rata de flujo deseado puede suministrarse en promedio al proceso.

- 25 La rata de flujo por soplado es considerablemente menor con este método que con el primer método, como resultado de lo cual hay menos pérdidas. Sin embargo, las pérdidas totales siguen siendo insignificantes, ya que el compresor sigue funcionando a la velocidad de rotación de diseño.

- 30 En el documento US 5.224.836 se divulga un método para controlar un compresor para comprimir un fluido de trabajo y un impulsor principal, capaz de operar a velocidades angulares variables, para aplicar fuerza motriz al compresor asegurando que una proporción definida como una velocidad angular del elemento compresor dividida por la velocidad angular del impulsor principal se mantiene constante utilizando un dispositivo de mantenimiento de proporción dispuesto entre cada elemento compresor y el impulsor principal. Se usa un controlador para colocar una válvula de combustible controlable que está en comunicación con el impulsor principal y se puede colocar para controlar el flujo de combustible hacia el impulsor principal, en el que el impulsor principal se opera a una velocidad angular a la cual la presión real en el depósito puede mantenerse a la presión de depósito de punto de ajuste.

- 35 El documento US 5.224.836 divulga además que la lógica de controlar la velocidad angular del compresor se basa en la premisa de que para cada presión deseada en el depósito hay un intervalo de velocidades en el que se puede operar el impulsor principal, donde los extremos más altos de este intervalo representan el uso ineficiente del compresor. El documento US 5.224.836 proporciona un sistema para maximizar la eficiencia al operar el compresor a la velocidad angular mínima para la cual se pueden mantener la presión y el flujo deseados teniendo en cuenta las condiciones de entrada prevalecientes. Tres circuitos de control comprenden la lógica según la cual el controlador utiliza el control de la producción eficiente de la presión de depósito de punto de ajuste del compresor. En otras palabras, el documento US 5.224.836 divulga la reducción del uso de energía durante la operación al funcionar a velocidades de rotación lo más bajas posibles, dependiendo de las condiciones ambientales, con el fin de alcanzar un punto de ajuste mediante el manejo de las velocidades angulares del compresor y el impulsor principal

- 45 Otros métodos conocidos, como por ejemplo el divulgado en el documento US 2.929.547, definen un control para el funcionamiento de un compresor de fluido centrífugo accionado por turbina de tal manera que, después de la detección de una condición de presobrecarga o de sobrecarga, la velocidad del compresor se reduce y se previene una condición de sobrecarga.

La presente invención pretende remediar una o varias de las desventajas mencionadas anteriormente y otras.

- 50 Con este fin, la presente invención se refiere a un método para ajustar un turbocompresor, mediante el cual se conecta una línea de aire comprimido a este turbocompresor con una válvula de retención en el mismo, en el que cuando uno o "varios parámetros del proceso exceden un límite predeterminado, la velocidad de rotación del turbocompresor se reducirá de forma muy repentina a una velocidad de rotación mínima predeterminada, por lo que al mismo tiempo se cerrará la válvula de retención antes mencionada, por lo que, después de la reducción mencionada anteriormente de la velocidad de rotación, si se cumplen una o varias condiciones de reducción de marcha, la velocidad de rotación del compresor aumentará de nuevo y la válvula de retención se abrirá y, en el que

combinada con la reducción repentina de la velocidad de rotación, también se desvía una cantidad de gas comprimido y/o se expulsa a la atmósfera para evitar cualquier reflujo.

5 Una ventaja de este método es que, cuando el compresor gira, pero a una velocidad de rotación mínima, consume solo una potencia de compresor muy limitada. Gracias a esta baja velocidad de rotación, las pérdidas en el impulsor son considerablemente más bajas que en el caso de una operación nominal, de modo que la potencia requerida en esta condición es solo una fracción de la potencia nominal.

Otra ventaja de tal método de acuerdo con la invención es que el compresor está siempre listo, en caso de una rata flujo de despegue que aumenta repentinamente, para volver rápidamente a la primera condición de operación al forzar nuevamente la velocidad de rotación.

10 Este método también permite un ajuste sin tener que por ello expulsar necesariamente una cantidad del flujo de gas o aire comprimido a baja rata a la atmósfera.

Con el método mencionado de acuerdo con la invención, existe la posibilidad de que el compresor gire en sobrecarga durante el fenómeno transitorio que ocurre cuando la velocidad de rotación del turbocompresor se reduce muy repentinamente y la válvula de retención se sella.

15 Como se sabe, la aparición de tal "evento de sobrecarga" da como resultado una carga mecánica adicional.

Por lo tanto, la máquina debe diseñarse de modo que pueda resistir esta carga adicional temporal sin sufrir ningún daño.

Cuando gira a una velocidad de rotación reducida y con una válvula de retención cerrada, el compresor estará continuamente en sobrecarga.

20 En este caso, sin embargo, la carga mecánica será baja, de modo que esto no conlleve ningún problema considerable. Si es necesario, siempre es posible tomar medidas para evitar el aumento de temperatura.

Otra ventaja adicional es que la proporción de presión sobre el compresor es muy baja, como un resultado de lo cual la potencia consumida del compresor disminuye aún más y se ahorra energía adicional.

25 Otra ventaja de tal método es que el gas que se va a desviar y/o expulsar se encuentra a una presión mucho más baja que la presión del proceso, lo que resulta en una menor pérdida de energía.

Además, la cantidad de aire o gas desviada y/o expulsada puede ser más restringida que con los métodos conocidos, de manera que las pérdidas que la acompañan están restringidas, dada la pequeña rata de flujo de expulsión y dada la baja proporción de compresión.

30 Por extensión, un método de este tipo de acuerdo con la invención también se puede aplicar a un compresor de etapas múltiples formado de varias etapas de compresores.

Aquí se distinguen los siguientes casos:

1) varias etapas del compresor son accionadas por un solo motor; o

35 2) varias etapas del compresor son accionadas por varios motores (siendo el número de motores menor o igual al número de etapas del compresor). La velocidad nominal así como la rotacional reducida de estos motores en este caso no son necesariamente las mismas y las repentinas reducciones de las velocidades de rotación de los diferentes motores mencionados anteriormente pueden ocurrir o no simultáneamente.

En cualquiera de los dos casos mencionados anteriormente, se pueden proporcionar una o varias válvulas de escape entre las diferentes etapas del compresor y/o después de la etapa final del compresor.

40 Con el fin de explicar mejor las características de la invención, el siguiente método preferido de acuerdo con la invención se describe como un ejemplo solo sin ser limitativo de ninguna manera, con referencia a los dibujos adjuntos, en los que:

la figura 1 representa esquemáticamente un compresor accionado de acuerdo con un método de la invención;

la figura 2 representa el principio de funcionamiento del método de acuerdo con la invención en un diagrama.

45 La figura 1 representa un turbocompresor 1 con un lado 2 de succión al cual está conectada una línea 3 de succión, y un lado 4 de suministro al cual está conectado una línea 5 de aire comprimido, y por lo que se proporciona una válvula 6 de retención en esta línea 5 de aire comprimido que evita un flujo hacia el turbocompresor 1.

50 La válvula 6 de retención mencionada anteriormente se construye en este caso de manera convencional con un resorte que presiona un elemento de sellado contra un asiento, pero no está excluido de acuerdo con la invención para esta válvula 6 de retención que se va a realizar de otras maneras, tal como en la forma de una válvula controlada o similares.

En la línea 5 de aire comprimido mencionada anteriormente, entre el turbocompresor 1 y la válvula 6 de retención mencionada anteriormente, también se conecta una línea 7 de escape con una válvula 8 de escape.

La válvula 8 de escape está hecha en este caso en la forma de una válvula controlable con una posición ajustable, pero esta última sin embargo no es necesaria de acuerdo con la invención.

5 El compresor 1 es accionado por un motor 9 que en este caso está hecho como un motor 9 eléctrico de velocidad controlada con un módulo 10 de control, pero que también puede hacerse en la forma de cualquier otro tipo de motor, por ejemplo, un motor térmico.

Además, el compresor 1 está en este caso provisto de un controlador 11, por ejemplo, en forma de un PLC o similares, que está al menos conectado al módulo 10 de control mencionado anteriormente, pero que en este caso también está conectado a la válvula 8 de escape.

10 El compresor también está provisto con un primer lector 12 de presión provisto en la línea 5 de aire comprimido, entre el compresor 1 y la válvula 6 de retención, y un segundo lector 13 de presión que también está provisto en la línea 5 de aire comprimido, pasando la válvula 6 de retención mencionada anteriormente, de manera que este segundo lector 13 de presión mide la presión que prevalece en la red de aire comprimido o en el proceso que se alimenta a través de esta línea 5 de aire comprimido.

Finalmente, el compresor 1 en este ejemplo también incluye un lector 14 de rata de flujo que en este caso se proporciona en la línea 3 de succión.

Cada uno de los lectores 12 a 14 está conectado al controlador 11 mencionado anteriormente.

El método de acuerdo con la invención es muy simple y como sigue.

20 Bajo condiciones de trabajo estables, en otras palabras, fuera del área de sobrecarga, es decir, en la zona de trabajo normal, como se ilustra por medio de la zona A sombreada en el diagrama de la figura 2, el turbocompresor 1 se ajusta preferiblemente controlando la velocidad del motor 9 y así la velocidad de rotación del compresor.

25 El eje vertical en el gráfico de la figura 2 representa la proporción c de compresión sobre el turbocompresor 1, mientras que el eje horizontal representa la rata q de flujo del compresor. De acuerdo con la invención, tan pronto como uno o varios parámetros del proceso superen un límite predeterminado, la velocidad de rotación del turbocompresor 1 se reducirá muy repentinamente a una velocidad de rotación mínima predeterminada, y se cerrará la válvula 6 de retención mencionada anteriormente. Simultáneamente, una cantidad de gas comprimido se desvía y/o expulsa a la atmósfera para evitar cualquier reflujo. En este ejemplo, cuando la rata de flujo medida por el lector 14 de la rata de flujo cae a o por debajo de un valor de rata de flujo mínimo predeterminado correspondiente a la curva de control de sobrecarga, la velocidad de rotación del turbocompresor 1 se reducirá muy repentinamente a una velocidad de rotación predeterminada mínima de acuerdo con la invención, como se representa en el diagrama de la figura 2 por el punto B de operación, fuera de la zona A de trabajo normal.

30 El valor de rata de flujo mínimo mencionado anteriormente y la velocidad de rotación mínima pueden almacenarse aquí por ejemplo en el controlador 11 mencionado anteriormente y pueden determinarse experimentalmente, por ejemplo, para obtener los mejores resultados.

De acuerdo con una característica preferida de un método de acuerdo con la invención, combinado con la reducción repentina de la velocidad de rotación y el sellado de la válvula 6 de retención, la válvula 8 de escape se abre, de manera que el compresor 1 está aislado del proceso.

40 Cuando el compresor 1 gira a una velocidad de rotación muy baja, mientras que la válvula 8 de escape está abierta, la proporción de presión sobre el compresor 1 es baja y el compresor 1 consume solo una potencia limitada del compresor.

Gracias a la baja velocidad de rotación, las pérdidas que se producen, por ejemplo, en los cojinetes del motor 9 y el compresor 1 y en la posible transmisión entre el motor 9 y el compresor 1 son mucho más pequeñas que en la operación nominal.

45 Las condiciones bajo las que se reanudan las condiciones de funcionamiento normales, en otras palabras, bajo las que la velocidad de rotación del compresor aumenta de nuevo y la válvula 8 de escape se sella, mientras que la válvula de retención se abre de nuevo debido a la presión creciente en el lado del compresor de dicha válvula 6 de retención, también están programadas en el controlador 11.

50 Un ejemplo de tal condición de retroceso puede ser, por ejemplo, que el valor de presión del proceso o la red de aire comprimido, medida por el segundo lector 13 de presión, caiga bajo un cierto valor.

De acuerdo con una característica especial de la invención, la válvula 8 de escape puede ser ajustable entre varias posiciones diferentes, o dicha válvula 8 de escape puede incluso ser ajustable de manera continuamente variable,

de modo que, cuando la rata de flujo medida cae al valor de rata de flujo mínimo mencionado anteriormente, dicha válvula 8 de escape se abre primero de manera controlada por medio de un control de modulación.

- 5 Si se produce una condición de parada en este caso, por ejemplo, cuando se alcanza una apertura predeterminada de la válvula 8 de escape, pueden comenzar los pasos mencionados anteriormente del método de acuerdo con la invención, es decir, la reducción repentina de la velocidad de rotación, la apertura de la válvula 8 de escape y el cierre de la válvula 6 de retención.

De acuerdo con la invención, no se excluye que el método mencionado anteriormente se combine con la aplicación de paletas de entrada ajustables, paletas de difusión ajustables, ahogamiento de la línea de succión u otros medios de ajuste que permitan ajustar la rata de flujo del compresor suministrado.

- 10 En el ejemplo descrito anteriormente, se hace uso de una válvula 8 de escape, pero la presencia de tal válvula de escape no es estrictamente necesaria y puede omitirse o combinarse y/o reemplazarse por una línea de retorno para desviar una cantidad de gas comprimido.

La presente invención se puede aplicar a todos los tipos de turbocompresores, es decir, en turbocompresores axiales, así como radiales.

- 15 De acuerdo con una característica especial de la invención, el compresor 1 mencionado anteriormente está compuesto por varias etapas de compresor, por lo que estas etapas de compresor son ya sea:

a) accionadas por un solo motor; o

b) son accionadas por varios motores, ya sea que tengan o no los mismos valores de velocidad de rotación nominal y reducida.

- 20 En el último caso, cuando hay varios motores, la velocidad de rotación de los diferentes motores mencionados anteriormente puede reducirse o no simultáneamente.

Si es necesario, en cada uno de los casos a) y b) mencionados anteriormente, se pueden proporcionar una o varias válvulas de escape entre las diferentes etapas del compresor y/o después de la etapa final del compresor.

- 25 La presente invención no está restringida de ninguna manera al método descrito como un ejemplo y representada en los dibujos; por el contrario, tal método de acuerdo con la invención se puede realizar de muchas maneras mientras se mantiene dentro del alcance de la invención como se define en las reivindicaciones adjuntas.

REIVINDICACIONES

- 5 1. Método para controlar un turbocompresor, mediante el cual se conecta una línea (5) de aire comprimido a este turbocompresor (1) con una válvula (6) de retención provista en el mismo, en el que cuando uno o varios parámetros del proceso exceden un límite predeterminado, la velocidad de rotación del turbocompresor (1) se reducirá muy
10 5 repentinamente a una velocidad de rotación mínima predeterminada caracterizada porque en el momento en que la velocidad de rotación del turbocompresor (1) se reduce muy repentinamente a una velocidad de rotación mínima predeterminada, la válvula (6) de retención mencionada anteriormente se cerrará y porque, después de la reducción de la velocidad de rotación antes mencionada, cuando se cumplan una o varias condiciones de reducción de
15 10 marcha, la velocidad de rotación del compresor (1) se incrementará nuevamente y la válvula (6) de retención se abrirá y porque combinada con la repentina reducción de la velocidad de rotación, también se desviará y/o expulsará a la atmósfera una cantidad de gas comprimido para evitar el reflujo.
2. Método de acuerdo con la reivindicación 1, caracterizado porque, bajo condiciones de trabajo estables, el turbocompresor (1) se acciona ajustando la velocidad de rotación.
3. Método de acuerdo con la reivindicación 1 o 2, caracterizado porque, bajo condiciones de trabajo estables, se
15 15 aplicará una o varias de las siguientes técnicas de control:
- controlar las paletas de entrada ajustables que se proporcionan en el compresor (1);
 - controlar las paletas de difusión ajustables que se proporcionan en el compresor (1);
 - ahogar la línea (3) de aspiración del compresor (1).
4. Método de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones precedentes, caracterizado porque la condición de
20 20 reducción de marcha mencionada anteriormente consiste en alcanzar un valor de presión mínimo predeterminado en la salida del compresor (1).
5. Método de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones anteriores, caracterizado porque se utiliza una válvula
25 25 (8) de escape variable que, cuando la rata de flujo suministrada por el compresor (1) cae por debajo del valor de rata de flujo mínimo mencionado anteriormente, se abrirá de manera controlada primero a través de una unidad de control de modulación hasta que se alcance una cierta condición de parada, para posteriormente reducir repentinamente la velocidad de rotación del compresor.
6. Método de acuerdo con la reivindicación 5, caracterizado porque la condición de parada mencionada
30 30 anteriormente consiste en alcanzar una abertura predeterminada de la válvula (8) de escape.
7. Método de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones anteriores, caracterizado porque el compresor (1)
35 35 comprende varias etapas de compresor, accionadas por un solo motor.
8. Método de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 1 a 6, caracterizado porque el compresor (1) comprende varias etapas de compresor que son accionadas por varios motores, que tienen o no los mismos valores de velocidad rotacional nominales y reducidos.
9. Método de acuerdo con la reivindicación 8, caracterizado porque la reducción de la velocidad de rotación de los
40 40 diferentes motores mencionados anteriormente se produce simultáneamente.
10. Método de acuerdo con la reivindicación 8, caracterizado porque la reducción de la velocidad de rotación de los diferentes motores mencionados anteriormente no se produce simultáneamente.
11. Método de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 7 a 10, caracterizado porque se proporcionan una o varias válvulas de escape entre las diferentes etapas del compresor y/o después de la etapa final del compresor.

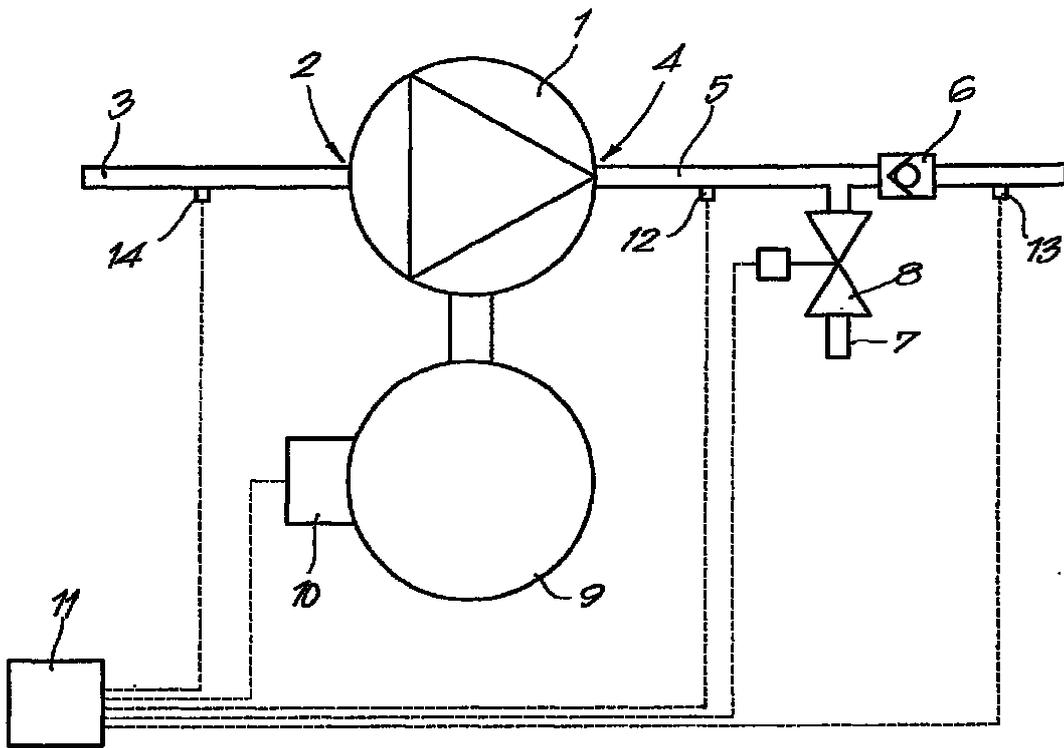


Fig. 1

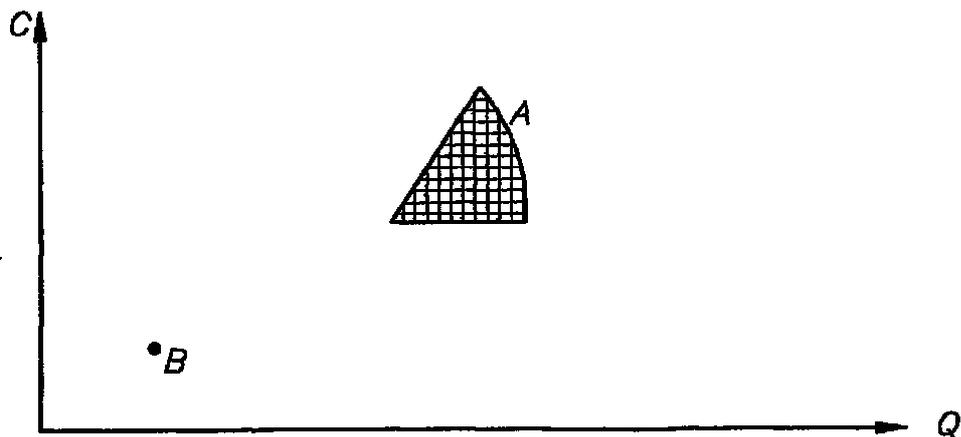


Fig. 2