

República Federativa do Brasil
Ministério do Desenvolvimento, Indústria
e do Comércio Exterior
Instituto Nacional da Propriedade Industrial.

(21) **PI 0712877-0 A2**

(22) Data de Depósito: 21/03/2007
(43) Data da Publicação: 06/11/2012
(RPI 2183)



(51) *Int.Cl.:*
F04C 28/08

(54) **Título:** DISPOSITIVO PARA REGULAR A PRESSÃO DE FUNCIONAMENTO DE UMA INSTALAÇÃO DE COMPRESSOR INJETADO A ÓLEO

(30) **Prioridade Unionista:** 09/06/2006 BE 2006/0317

(73) **Titular(es):** Atlas Copco Airpower, Naamloze Vennootschap

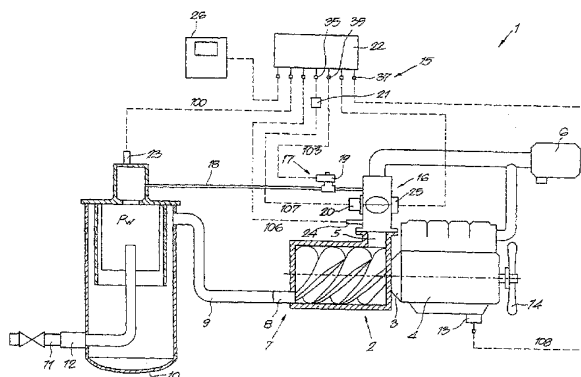
(72) **Inventor(es):** Ivo Daniëls, Peter Van Den Wyngaert

(74) **Procurador(es):** Orlando de Souza

(86) **Pedido Internacional:** PCT BE2007000047 de 21/03/2007

(87) **Publicação Internacional:** WO 2007/140550 de 13/12/2007

(57) **Resumo:** DISPOSITIVO PARA AJUSTE DA PRESSÃO DE OPERAÇÃO DE UMA INSTALAÇÃO DE COMPRESSOR DE ÓLEO INJETADO. Um dispositivo para ajuste da pressão de operação de uma instalação de compressor de óleo injetado com um elemento compressor (2) acionado por um motor (4) com uma velocidade de rotação ajustável e um módulo de controle (13), por meio do que o dispositivo (15) é provido com uma válvula de entrada controlada (16) a qual é conectada à entrada de ar (15) e um mecanismo de sopro (17), o qual pode ser fechado por meio de uma válvula de sopro (19), caracterizado pelo fato de a válvula de entrada mencionada acima (16), a válvula de sopro (19) e o módulo de controle são conectados a uma unidade de controle eletrônica (22) para ajuste da pressão de operação (pw), a qual é medida por um sensor de pressão de operação (23).



**DISPOSITIVO PARA AJUSTE DA PRESSÃO DE OPERAÇÃO DE UMA
INSTALAÇÃO DE COMPRESSOR DE ÓLEO INJETADO**

A presente invenção concerne a um dispositivo para ajuste da pressão de operação de uma instalação de compressor de óleo injetado.

A partir da EP 0.942.173 em nome do mesmo requerente já é conhecido um dispositivo para ajuste da pressão de operação de uma instalação de compressor de óleo injetado a qual é provida com um elemento compressor que é acionado por um motor com uma velocidade de rotação ajustável, controlado por um módulo de controle, por meio do que o referido elemento compressor é provido com uma entrada de ar e com uma saída de ar comprimido na qual é conectado um separador de óleo com um tubo de ar comprimido para suprimento de gás comprimido, por meio do que o dispositivo é provido com uma válvula de entrada controlada a qual é conectada à entrada de ar mencionada acima e um mecanismo de sopro com um tubo de sopro conectando o separador de óleo à válvula de entrada e o qual pode ser fechado por meio de uma válvula de sopro.

Em um dispositivo conhecido como esse, a válvula de entrada do elemento compressor é controlada de forma pneumática.

Uma desvantagem de um sistema de controle pneumático como esse é que há uma perda contínua de ar comprimido, o que é necessário para uma boa operação de um sistema de controle como esse.

Uma outra desvantagem desses sistemas de controle pneumáticos conhecidos é que a pressão de operação da instalação de compressor sempre está mais alta quando ela

está descarregada do que quando ela está carregada, como resultado do que a pressão de operação requer mais potência do motor quando a instalação de compressor estiver descarregada.

5 Uma outra desvantagem dos sistemas de controle pneumáticos conhecidos é que os tubos de pressão de regulagem e as câmaras de ar criam constantes de tempo grandes, de modo que, no caso de flutuações súbitas no fluxo de saída da instalação de compressor, existam
10 "excessos" ou "faltas" na pressão de operação, por meio do que esta pressão de operação subitamente representará um valor de carga muito alto ou muito baixo, respectivamente.

Uma desvantagem relacionada a isso é que quando as dimensões dos tubos de pressão de regulagem são alteradas,
15 por exemplo, devido a uma substituição ou um reparo, as constantes de tempo mencionadas acima assumirão um valor diferente, o qual é desvantajoso para a estabilidade do ajuste.

Uma desvantagem adicional dos dispositivos conhecidos
20 é que um condensado pode ser formado nos tubos de pressão de regulagem do sistema de controle pneumático, o qual é descarregado através de orifícios de ar, enquanto a instalação está operacional, mas o qual, após a instalação de compressor ter sido desligada, permanece nos tubos e
25 pode se acumular ali.

Também, no caso de temperaturas abaixo de zero, os tubos de pressão de regulagem podem congelar e, assim, impedir uma boa ordem de trabalho do sistema de controle pneumático.

30 Uma outra desvantagem adicional é que com os

dispositivos conhecidos, a pressão de operação requerida é regulada manualmente pelo enroscamento de uma válvula de regulação pneumática. Mais ainda, ela pode ser regulada apenas quando a instalação de compressor estiver operacional.

Uma outra vantagem dos dispositivos conhecidos é que a válvula de entrada usualmente tem o formato de uma válvula de pistão o que é desvantajoso pelo fato de seu projeto causar grandes perdas de entrada.

A presente invenção tem por objetivo remediar uma ou várias das vantagens mencionadas acima e outras.

Para esta finalidade, a invenção concerne a um dispositivo para ajuste da pressão de operação de uma instalação de compressor de óleo injetado a qual é provida com um elemento compressor que é acionado por um motor com uma velocidade de rotação ajustável, controlada por um módulo de controle, por meio do que este elemento compressor é provido com uma entrada de ar e com uma saída de ar comprimido na qual é conectado um separador de óleo com um tubo de ar comprimido para suprimento de gás comprimido, por meio do que o dispositivo é provido com uma válvula de entrada controlada a qual é conectada à entrada de ar mencionada acima e um mecanismo de sopro com um tubo de sopro o qual conecta o separador de óleo à válvula de entrada e o qual pode ser fechado por meio de uma válvula de sopro, onde o dispositivo é caracterizado pelo fato de a válvula de entrada mencionada acima, a válvula de sopro, bem como o módulo de controle serem componentes eletricamente controláveis os quais são conectados a uma unidade de controle eletrônica para ajuste da pressão de

operação no separador de óleo, o que é medido por um sensor de pressão de operação que é conectado a esta unidade de controle eletrônica também; pelo fato de a válvula de entrada ser feita no formato de uma válvula de borboleta que é acionada por um motor escalonado com uma placa de motor escalonado eletrônica associada; pelo fato de a placa de motor escalonado eletrônica mencionada acima ter um modo de micropasso; e pelo fato de a unidade de controle mencionada acima ser provida com um controlador de pressão de operação o qual é feito no formato de um controlador PID cujo sinal de saída representa o fluxo de entrada desejado do elemento compressor, com base no que a velocidade de rotação do motor, a pressão de entrada na entrada de ar e o fluxo de exaustão através da válvula de sopro são ajustados; onde a unidade de controle é provida adicionalmente com um controlador de pressão de entrada o qual é feito no formato de um controlador PID com um reforço, por meio do que este reforço é uma função da posição da válvula de entrada ou da relação entre a pressão absoluta seguindo-se à válvula de entrada na entrada de ar do elemento compressor e a pressão absoluta no lado de entrada da válvula de entrada.

Uma vantagem de um dispositivo de acordo com a invenção é que a eficiência da instalação de compressor é consideravelmente melhorada, já que não há mais perdas de ar comprimido, como é o caso com um sistema de controle pneumático.

Uma outra vantagem de um dispositivo de acordo com a invenção é que a pressão de operação pode ser constantemente mantida, quando a instalação de compressor

for carregada, bem como quando ela for descarregada, o que requer menos potência do motor.

Uma outra vantagem de um dispositivo de acordo com a invenção é que as constantes de tempo são consideravelmente menores do que com os sistemas de regulagem conhecidos que são baseados em ar comprimido, como resultado do que o dispositivo pode reagir de forma muito mais rápida a variações no fluxo de saída da instalação de compressor, resultando em "excessos" e "faltas" menores e em as constantes de tempo poderem ser muito mais bem controladas.

Uma outra vantagem adicional de um dispositivo de acordo com a invenção é que os tubos de pressão de regulagem pneumática são omitidos, como resultado do que os problemas de congelamento são restritos à válvula de sopro.

Uma outra vantagem de um dispositivo de acordo com a invenção é que a pressão de operação requerida pode ser facilmente introduzida através de um painel de controle.

Uma vantagem adicional de um dispositivo de acordo com a invenção é que o sistema de controle eletrônico é mais apropriado para funcionalidades adicionais, tais como, por exemplo, a introdução de uma pressão de operação requerida a partir de uma distância por meio de um controle remoto.

Ainda uma outra vantagem do mesmo é que uma válvula de borboleta como essa causa consideravelmente menos perdas de entrada do que uma válvula de pistão que é aplicada em sistemas de controle pneumáticos convencionais. A característica de operação não linear da válvula de borboleta pode ser facilmente realizada de uma forma econômica.

Em uma modalidade preferida de um dispositivo de

acordo com a invenção, a unidade de controle mencionada acima é provida com um controlador de pressão de operação feito no formato de um controlador PID cujo sinal de saída representa o fluxo de saída requerido que regula a velocidade de rotação do motor, a pressão de entrada na entrada de ar e o fluxo de exaustão através da válvula de sopro.

O fluxo de saída desse modo é o fluxo em massa de ar através do tubo de ar comprimido, ao passo que o fluxo de exaustão é o fluxo em massa de ar fluindo através da válvula de sopro.

De modo a mais bem explicar as características da presente invenção, a modalidade preferida a seguir de um sistema de controle de acordo com a invenção para uma instalação de compressor de óleo injetado é dada como um exemplo apenas, sem ser limitativo de qualquer forma, com referência aos desenhos associados, nos quais:

a figura 1 representa esquematicamente uma instalação de compressor de óleo injetado a qual é provida com um dispositivo de acordo com a invenção;

a figura 2 representa um esquema de controle técnico de um sistema de controle de acordo com a invenção;

a figura 3 representa um gráfico de operação do dispositivo na figura 1;

a figura 4 representa uma curva de trabalho de uma válvula de entrada que faz parte de um dispositivo de acordo com a figura 1;

a figura 5 representa a curva de reforço do controlador de pressão de entrada.

A Figura 1 representa esquematicamente uma instalação

de compressor 1 a qual neste caso é feita no formato de um compressor de fuso de óleo injetado o qual é provido com um elemento compressor 2 que é acionado através de uma transmissão 3 por um motor 4 com uma velocidade de rotação ajustável.

O elemento compressor 2 é provido com uma entrada de ar 5 para aspiração de um gás a ser comprimido através de um filtro de ar 6 e com uma saída de ar comprimido 7 a qual se abre, através de uma válvula de retenção 8, em um tubo 9 que é conectado a um separador de óleo 10 de um tipo conhecido.

Através de um tubo de ar comprimido 11, o qual é conectado ao separador de óleo mencionado acima 10 através de uma válvula de pressão mínima 12, gás comprimido a uma certa pressão de operação P_w pode ser tomado pelos usuários de ar comprimido, tal como, por exemplo, para a alimentação de uma rede de ar comprimido ou similar.

O separador de óleo mencionado acima 10 é conectado a uma válvula de injeção por meio de um tubo de injeção, não representado na figura 1, cuja válvula é provida no elemento compressor 2, de modo a injetar o óleo que foi separado do ar comprimido no referido elemento compressor 2, de modo a lubrificá-lo e resfriá-lo.

O motor mencionado acima 4 neste caso é um motor térmico o qual é provido com um motor de partida elétrico, não representado na figura 1, e com um módulo de controle eletrônico 13 para controle da velocidade de rotação.

O motor mencionado acima 4 também é provido com um ventilador de resfriamento 14.

Ainda, a instalação de compressor 1 é provida com um

dispositivo 15 de acordo com a invenção para ajuste da pressão de operação Pw da instalação de compressor 1, cujo dispositivo 15 é provido com uma válvula de entrada acionada eletricamente 16 que é conectada à entrada de ar mencionada acima 5 e com um mecanismo de sopro 17 o qual neste caso é feito no formato de um tubo de sopro 18 o qual conecta o separador de óleo 10 à válvula de entrada 16 e o qual pode ser selado por meio de uma válvula de sopro controlada eletricamente 19.

10 Neste caso, a válvula de entrada mencionada acima 16 é feita no formato de uma válvula de borboleta que é acionada por meio de um motor escalonado 20, o qual pode regular a posição da válvula de entrada 16 em incrementos entre uma posição aberta e uma posição fechada da válvula de entrada
15 16.

O motor escalonado 20, conforme é conhecido, é provido com uma placa de motor escalonado eletrônica associada 21, a qual preferencialmente tem um modo de micropasso.

20 A válvula de sopro mencionada acima 19 neste caso é feita no formato de uma válvula magnética a qual pode ser encaixada em duas posições entre uma posição fechada e uma posição aberta.

De acordo com a invenção, o dispositivo 15 ainda compreende uma unidade de controle eletrônica 22, à qual o
25 módulo de controle mencionado acima 13 para a velocidade de rotação do motor, a válvula de entrada mencionada acima 16 e a válvula de sopro 19 são conectados para ajuste da pressão de operação Pw no separador de óleo 10.

Ainda, também o sensor de pressão de operação 23 é
30 conectado à unidade de controle 22, a qual é provida no

separador de óleo mencionado acima 10, um sensor de pressão de entrada 24 montado na entrada de ar 5 e dois comutadores de proximidade 25, dos quais apenas um é representado na figura 1, e os quais podem detectar a posição aberta e a fechada da válvula de borboleta.

Finalmente, também um painel de controle 26 neste caso é conectado à unidade de controle 22.

O trabalho de uma instalação de compressor 1 a qual é provida com um dispositivo 15 de acordo com a invenção para ajuste da pressão de operação P_w da instalação de compressor 1 é muito simples e conforme se segue.

A instalação de compressor 1 tem três regimes de operação: PARTIDA, SEM CARGA E CARGA / DESCARGA.

A instalação de compressor 1 sempre começa no modo de PARTIDA, por meio do que a unidade de controle 22 ordena que o motor escalonado 20 feche inteiramente a válvula de entrada 16 e por meio do que a válvula de sopro 19 é aberta.

Em seguida, o motor térmico 4 é ativado pelo motor de partida mencionado acima e o motor 4 é acionado a uma velocidade de rotação mínima através do módulo de controle 13.

Conforme a válvula de entrada 16 é fechada inteiramente, a pressão de entrada P_i prevalecente na entrada de ar 5 será muito baixa, como resultado do que a carga do motor cairá e, conseqüentemente, o motor 4 poderá ter facilmente a partida dada.

Tão logo o motor térmico 4 tenha atingido suas revoluções plenas, a unidade de controle 22 automaticamente comuta para do modo de PARTIDA para o modo de SEM CARGA.

No modo de SEM CARGA, a unidade de controle 22 regula a pressão de operação Pw para um valor que seja mais baixo do que a pressão de abertura da válvula de pressão mínima 12, de modo que a carga do motor seja limitada e o motor 4 possa se aquecer desta maneira.

Quanto mais baixa a pressão de operação Pw for selecionada em SEM CARGA, mais baixo será o consumo de combustível.

Contudo, a pressão de operação Pw deve ser selecionada alta o bastante, de modo a ser capaz de injetar constantemente óleo suficiente a parti do separador de óleo 10 no elemento compressor 2 através do tubo de injeção mencionado acima e, assim, evitar que a temperatura na saída de ar comprimido 7 do elemento compressor 2 pudesse ficar alta demais, uma vez que isto causa um envelhecimento acelerado do óleo do compressor.

Assim que o motor térmico 4 tenha se aquecido suficientemente, a unidade de controle 22 pode ser comutada, por exemplo, através do painel de controle 26, do modo de SEM CARGA para o modo de CARGA / DESCARGA.

Em CARGA / DESCARGA, a unidade de controle 22 ajusta a pressão de operação Pw para uma pressão que seja mais alta do que a pressão de abertura da válvula de pressão mínima 12.

Neste modo de CARGA / DESCARGA, a instalação de compressor 1 pode suprir ar comprimido, por meio do que a pressão de operação Pw pode ser regulada, através do painel de controle 26, em um valor entre a pressão de abertura da válvula de pressão mínima 12 e a pressão de operação nominal da instalação de compressor 1.

Quando o ar comprimido está sendo retirado, a instalação de compressor 1 automaticamente comutará para CARGA. Quando nenhum ar comprimido está sendo retirado, a instalação de compressor 1 comuta para DESCARGA.

5 Se o usuário do ar comprimido quiser fazer a instalação de compressor 1 trabalhar de uma maneira mais econômica do que em DESCARGA, ele sempre poderá regular de volta a instalação de compressor 1 para SEM CARGA através do painel de controle 26.

10 Se o usuário do ar comprimido subsequente quiser retirar ar comprimido de novo, ele terá que esperar um pouco mais de tempo, neste caso, contudo, até a pressão de operação Pw ter atingido um valor de novo o qual seja mais alto do que a pressão de operação da válvula de pressão
15 mínima 12.

O trabalho do dispositivo 15 de acordo com a invenção no modo de CARGA / DESCARGA será explicado aqui adiante, por meio do esquema de controle técnico na figura 2.

Este esquema torna claro que a unidade de controle 22
20 tem um controlador de pressão de operação 27 e um controlador de pressão de entrada 28 para essa finalidade, os quais preferencialmente são feitos no formato de um controlador PID o qual é provido com um algoritmo de PID, representado pelos blocos 29 e 30, respectivamente.

25 O controlador de pressão de operação mencionado acima 27 calcula a diferença entre uma pressão de operação desejada 100 e a pressão de operação 101 medida pelo sensor de pressão de operação 23.

No modo SEM CARGA, a pressão de operação desejada 100
30 é um valor pré-programado na unidade de controle 22.

No modo de CARGA / DESCARGA, contudo, o operador da instalação pode escolher ele mesmo, por exemplo, através do painel de controle 26, entre dois ajustes de pressão diferentes pela regulagem de um parâmetro de seleção em um
5 bloco de seleção 31, o qual contém um algoritmo provido para essa finalidade.

Uma primeira possibilidade é que a pressão de operação desejada 100 pode ser regulada diretamente através do painel de controle 26 via um bloco de entrada 32.

10 Esta pressão de operação desejada 100 pode ter, então, qualquer valor que seja entre a pressão de operação nominal da instalação de compressor 1 e a pressão de abertura da válvula de pressão mínima 12.

Uma segunda possibilidade que pode ser regulada
15 através do bloco de seleção bloco de seleção 31 é um ajuste de pressão de operação por meio do que a pressão de operação P_w é automaticamente maximizada pela unidade de controle 22.

Neste caso, o valor da pressão de operação desejada
20 100 é uma função do fluxo de saída Q_u da instalação de compressor 1.

Com o fluxo de saída Q_u se quer dizer o fluxo em massa de ar neste caso fluindo através do tubo de ar comprimido
11.

25 Uma informação sobre o fluxo de saída Q_u é calculada na unidade de controle 22 no bloco 33, com base no fluxo de entrada desejado 102 e na posição da válvula de sopro 19, o que é representado pelo sinal 103.

Com fluxo de entrada se quer dizer o fluxo em massa de
30 ar o qual flui através do elemento compressor neste caso.

O bloco 33 garante que a pressão de operação P_w em todos os momentos fique abaixo da pressão de projeto do separador de óleo 10.

O "excesso" que ocorre na pressão de operação P_w neste caso de diminuição súbita do fluxo de saída Q_u , por exemplo, devido a uma diminuição súbita de consumo, aumenta em proporção com o volume de fluxo de saída Q_u no momento da diminuição súbita de consumo.

De acordo com a invenção, de modo a compensar o "excesso", levando-se em conta o que precede, a pressão de operação desejada 100 é regulada em um valor mais baixo pela unidade de controle 22, conforme o fluxo de saída Q_u a instalação de compressor 1 aumentar.

Em seguida, o controlador de pressão de operação 27 aplica um algoritmo de PID 29 ao desvio da pressão de operação, isto é, à diferença entre a pressão de operação desejada 100 e a pressão de operação P_w medida, correspondente ao sinal 101.

O integrador neste algoritmo garante que não haja um desvio estático entre a pressão de operação desejada 100 e a pressão de operação medida 101.

Os fatores ótimos de PID dependem da pressão ambiente 104, a qual pode ser medida, por exemplo, por um sensor de pressão atmosférica o qual não é representado nas figuras.

De acordo com uma característica preferida de um dispositivo 15 de acordo com a invenção, a pressão ambiente 104 não é medida por meio de um sensor atmosférico como esse, contudo, mas por meio do sensor de pressão de entrada absoluto mencionado acima 24, imediatamente antes do motor térmico 4 ter a partida dada, uma vez que a pressão de

entrada P_i é igual, naquele momento, à pressão ambiente 104, desde que o elemento compressor 2 esteja inativo.

O sinal de saída do controlador de pressão de operação 27 representa o fluxo de entrada desejado 102 em percentual. O fluxo de entrada Q_i é de 100% quando a velocidade de rotação do motor é máxima e a válvula de entrada 16 está inteiramente aberta. Se a válvula de entrada 16 estivesse fechada e fechasse a entrada de ar inteiramente, de modo que um vácuo prevalecesse na entrada de ar 5 do elemento compressor 2, então, o fluxo de entrada Q_i seria de 0%.

O fluxo de entrada Q_i pode ser tornado igual ao fluxo de entrada desejado 102 pelo ajuste de dois parâmetros, especificamente a velocidade de rotação do compressor e a pressão de entrada P_i .

Ambos os parâmetros são proporcionais ao fluxo de entrada Q_i do elemento compressor 2.

Isto é representado pela fórmula 1 a seguir:

Fluxo de entrada = Cte * velocidade de rotação do compressor * pressão de entrada.

O ajuste da velocidade de rotação do compressor corresponde ao ajuste da velocidade de rotação do motor térmico 4, por meio do que o módulo de controle 13 recebe um valor desejado para a velocidade de rotação do motor a partir da unidade de controle 22 e ajusta a velocidade de rotação do motor para esta velocidade de rotação desejada.

A pressão de entrada P_i do elemento compressor 2 é ajustada pela regulagem da posição da válvula de entrada 16, de modo que, quando a válvula de entrada 16 estiver fechada, a pressão de entrada P_i diminua.

O controlador de pressão de entrada mencionado acima 28 calcula a diferença entre uma pressão de entrada desejada 105 e a pressão de entrada P_i real correspondente ao sinal 106 e medida pelo sensor de pressão de entrada 24.

5 A pressão de entrada desejada 105 é calculada no bloco de cálculo 34 com base no fluxo de entrada desejado 102 de acordo com a fórmula 2 a seguir:

Pressão de entrada desejada = $\text{MIN} [P_{\text{atm}}; \text{MAX} (P_w / \text{relação de pressão máxima pelo elemento compressor}); (\text{fluxo de entrada desejado} / \text{velocidade de rotação mínima do motor}) * P_{\text{atm}}]$.

10

Ao desvio da pressão de entrada P_i , isto é, à diferença entre a pressão de entrada desejada 105 e a pressão de entrada medida 106, o algoritmo de PID 15 mencionado acima 30 é aplicado, então.

A saída do controlador de pressão de entrada 28 também forma uma saída 35 para a unidade de controle 22, através da qual o sinal de saída 107 do controlador de pressão de entrada 28 é enviado para a placa 21 do motor escalonado 20, e cujo sinal 107 determina a velocidade angular na qual o motor escalonado 20 deve girar, ao passo que o sinal do sinal de saída 107 determina o sentido de rotação do referido motor 20.

20

De modo a se fazer com que o fluxo de entrada Q_i do elemento compressor 2 diminua de 100% para 0%, por razões de eficiência, o motor térmico 4 primeiramente é tirado de sua velocidade de rotação máxima para sua velocidade de rotação mínima, onde esta velocidade de rotação mínima tipicamente totaliza até em torno de 70% da velocidade de 30 rotação máxima.

Pois, de acordo com a fórmula 1, o fluxo de entrada Q_i do elemento compressor 2 diminui em proporção à velocidade de rotação do motor.

Enquanto a velocidade de rotação do motor está sendo
5 ajustada, a válvula de entrada 16 fica inteiramente aberta.

Apenas quando o motor térmico 4 está girando em sua velocidade de rotação mínima e o fluxo de entrada Q_i deve diminuir ainda mais, a válvula de entrada 16 será fechada, enquanto o motor 4 continua a girar em sua velocidade de
10 rotação mínima.

A partir da fórmula 1, também pode ser derivado que o fluxo de entrada Q_i 10 é em proporção com a pressão de entrada P_i do elemento compressor 2.

A conversão do fluxo de entrada desejado 102 em uma
15 velocidade de rotação desejada é feita na unidade de controle 22, no bloco de cálculo 36, pela aplicação da fórmula 3:

Velocidade de rotação desejada do motor [%] = MAX
(velocidade de rotação mínima do motor [%]; fluxo de
20 entrada desejado [%]).

Estas percentagens devem ser calculadas, por exemplo, em relação à velocidade de rotação máxima, ao fluxo de entrada máximo, respectivamente.

O valor desejado 108 da velocidade de rotação do motor
25 é transmitido através da saída 37 da unidade de controle 22 para o módulo de controle 13 do motor térmico 4.

Deve ser notado que, na prática, não é desejável reduzir o fluxo de entrada Q_i para 0%, uma vez que um vácuo prevalecerá na entrada de ar 5 do elemento compressor 2
30 neste caso, cujo vácuo 19 em teoria proveria uma relação de

pressão sem fim quanto ao elemento compressor 2.

Esta relação de pressão quanto ao elemento compressor 2 é definida como o quociente da pressão de operação P_w absoluta e da pressão de entrada P_i absoluta do elemento compressor 2.

Se esta relação de pressão ficar alta demais, o referido elemento compressor 2 estará exposto a vibrações pesadas, resultando em um intervalo de vida curto.

Também, a relação de pressão quanto ao elemento compressor 2 deve ter um limite superior.

A relação de pressão máxima admitida quanto ao elemento compressor 2 é uma constante de máquina.

Desde que o motor 4 esteja girando, sempre haverá um certo fluxo de entrada Q_i fluindo para o separador de óleo 10.

Se não houver uma retirada de ar comprimido e, conseqüentemente, não houver um fluxo de saída Q_u , o mecanismo de sopro mencionado acima 17 garantirá que o fluxo de exaustão Q_b , o qual flui a partir do separador de óleo 10 para a entrada de ar 5 de novo, seja igual ao fluxo de entrada Q_i , de modo que a pressão de operação P_w no separador de óleo 10 não continue a subir.

O fluxo de exaustão Q_b desse modo é o fluxo em massa de ar fluindo através da válvula de sopro 19.

Em uma modalidade preferida de um dispositivo 15 de acordo com a invenção, o qual o dispositivo 15 é representado na Figura 2, o fluxo de exaustão Q_b termina no lado de entrada da válvula de entrada 16, isto é, no lado da válvula de entrada 16 que é conectada ao filtro de ar 6.

Como a válvula de sopro mencionada acima 19 do

mecanismo de sopro 17 pode apenas ser encaixada em duas posições entre uma posição fechada e uma posição aberta, apenas um ajuste descontínuo do fluxo de exaustão Q_b será possível.

5 A unidade de controle 22 preferencialmente é provida com uma memória, não representada nas figuras, para o armazenamento da posição real da válvula de sopro 19.

O princípio do ajuste de sopro descontínuo é representado na figura 3, na qual o fluxo de entrada Q_i é representado como uma linha contínua como uma função do
10 fluxo de saída Q_u , representado pelo eixo horizontal.

No gráfico também são representados o fluxo de exaustão Q_b como uma linha de traço e ponto, e o fluxo de entrada mínimo $Q_{i, \min}$ como uma linha tracejada, ambos como
15 uma função do fluxo de saída Q_u do elemento compressor 2.

Esta figura é feita para a condição estacionária. Deve ser notado que o fluxo de entrada mínimo $Q_{i, \min}$ e o fluxo de exaustão Q_b não são valores fixos, contudo, mas que eles dependem fortemente de muitos fatores, tal como o tipo de
20 instalação de compressor 1, a pressão de operação P_w e similares.

Na condição estacionária, a fórmula 4 se aplica:

Fluxo de entrada Q_i = fluxo de saída Q_u + fluxo de exaustão Q_b .

25 Com um fluxo de entrada máximo de 100%, a válvula de sopro 19 é fechada e, conseqüentemente, não haverá um fluxo de exaustão Q_b , de modo que, de acordo com a fórmula 4, o fluxo de entrada Q_i seja igualmente tão grande quanto o fluxo de saída Q_u do elemento compressor 2.

30 Se o usuário de ar comprimido fizer o fluxo de saída

Qu diminuir, o controlador de pressão de operação 27 fará o fluxo de entrada Q_i diminuir também, bem como a pressão de entrada mínima e, assim, o fluxo de entrada mínimo $Q_i, \min$ será atingido.

5 O fluxo de entrada mínimo $Q_i, \min$ é o fluxo de entrada Q_i que é atingido em uma velocidade de rotação mínima do motor e uma relação de pressão máxima pelo elemento compressor 2.

Naquele instante, a válvula de sopro 19 é aberta.

10 Quando o fluxo de entrada Q_i assim é menor do que o fluxo de entrada mínimo $Q_i, \min$, a unidade de controle abrirá esta válvula magnética ou a manterá aberta.

A abertura da válvula de sopro 19 causa uma queda de pressão no separador de óleo 10, à qual o controlador de
15 pressão de operação 27 reagirá pela elevação do fluxo de entrada Q_i até ser igual à soma do fluxo de saída Q_u e do fluxo de exaustão Q_b .

Quando nenhum ar comprimido está sendo tirado e, conseqüentemente, não há um fluxo de saída Q_u , a válvula de
20 sopro 19 é aberta.

De acordo com a fórmula 4, o fluxo de entrada Q_i neste caso é igual ao fluxo de exaustão Q_b .

Quando o fluxo de saída Q_u aumenta neste caso, como resultado de uma retirada de ar comprimido maior, o
25 controlador de pressão de operação 27 fará o fluxo de entrada Q_i aumentar também, até o fluxo de entrada Q_i se tornar igual à soma do fluxo de entrada mínimo $Q_i, \min$ e do fluxo de exaustão Q_b .

Nesse instante, a válvula de sopro 19 é fechada.

30 Quando o fluxo de entrada desejado 102 assim é maior

do que a soma do fluxo de entrada mínimo $Q_{i, \min}$ e do fluxo de exaustão Q_b , a unidade de controle 22 fechará a referida válvula de sopro 19 ou a manterá fechada.

O fechamento do tubo de sopro 18 resulta em um aumento da pressão no separador de óleo 10 ao que o controlador de pressão de operação 27 reage pela redução do fluxo de entrada 23 Q_i até ele ser igual ao fluxo de saída Q_u .

Quando o fluxo de entrada desejado 102 é maior do que o fluxo de entrada mínimo $Q_{i, \min}$ e menor do que a soma do fluxo de entrada mínimo $Q_{i, \min}$ e do fluxo de exaustão Q_b , a posição da válvula de sopro 19 deve permanecer não modificada.

A largura da passagem da válvula de sopro 19 deve ser dimensionada bem, de modo a se evitar que, devido a uma dimensão pequena demais, um desvio estático seja criado entre a pressão de operação P_w medida e a pressão de operação desejada 100, enquanto a relação de pressão quanto ao elemento compressor 2 é máxima.

Por outro lado, a largura da passagem da válvula de sopro 19 não deve ser grande demais tampouco, uma vez que um fluxo de exaustão Q_b grande demais é desvantajoso para a eficiência da instalação de compressor 1.

Preferencialmente, o tamanho da largura de passagem da válvula de sopro 19 é selecionado de modo que, em SEM CARGA, a relação de pressão máxima quanto ao elemento compressor 2 seja atingida.

Esta largura ótima de passagem pode ser calculada com base na fórmula 5:

$$A = Cte * \frac{B * C}{D * E} * \sqrt{F}$$

Na qual:

A = a largura otimizada de passagem da válvula de sopro [m^2]

B = o volume varrido do elemento compressor [m^3/tr],
 5 isto não é uma constante, mas um parâmetro o qual depende de vários fatores, tal como a velocidade de rotação do rotor macho do elemento compressor, a pressão de operação P_w , a pressão de entrada P_i e similares;

C = a velocidade de rotação mínima do rotor macho
 10 [tr/s];

D = a relação de pressão máxima quanto ao elemento compressor 2;

E = a temperatura de ar na entrada do elemento compressor 2 [K];

15 F = a temperatura do ar na entrada da largura da passagem [K].

Os parâmetros B e C da fórmula 5 mencionada acima depende fortemente do tipo de instalação de compressor 1, de modo que a largura ótima da passagem A seja diferente
 20 para cada instalação de compressor 1.

Para cada tipo de instalação de compressor 1, a função mencionada anteriormente é maximizada para se calcular, assim, a largura ótima da passagem da válvula de sopro 19, por meio do que, sob nenhuma circunstância ambiental e
 25 mecânica que seja, a pressão de operação P_w medida permaneça mais alta do que a pressão de operação desejada 100.

Este cenário de "pior caso" não ocorre freqüentemente na prática, de modo que, na maioria das situações, a
 30 largura da passagem A da válvula de sopro 19 seja

dimensionada grande demais.

A diferença entre o fluxo de exaustão Q_b e o fluxo de entrada mínimo $Q_{i, \min}$ é denominada o fator de segurança, cujo fator de segurança é igual a 0 no cenário de "pior caso".

Assim, a condição para fechamento da válvula de sopro 19 se torna:

$$\text{Fluxo de entrada desejado} > 2 * \text{fluxo de entrada mínimo} + \text{fator de segurança}.$$

As condições para abertura e fechamento da válvula de sopro 19 são programadas na unidade de controle, isto é, no bloco de cálculo 38, o qual é conectado ao sensor de pressão de operação 23 e ao sensor de pressão de entrada 24, os quais são necessários para o cálculo do fluxo de entrada mínimo $Q_{i, \min}$ e os quais representam a fonte 101 e a pressão ambiente 104, respectivamente.

O sinal de saída 103 do bloco de cálculo 38 é um sinal o qual, através da saída 39 da unidade de controle 22, abre ou fecha a válvula de sopro 19.

Ainda, um filtro de passa baixa 40 preferencialmente é colocado na unidade de controle 22 na frente do bloco de cálculo 38, isto é, entre o controlador de pressão de operação 27 e o bloco de cálculo 38, de modo a se obter um sistema de controle mais estável.

Como com os dispositivos conhecidos 15 que trabalham de forma pneumática, a seleção das larguras de passagem das válvulas de sopro 19 é restrita e nem toda instalação de compressor 1 será capaz de atingir a relação de pressão máxima quanto ao elemento compressor 2 em SEM CARGA.

Em DESCARGA, a relação de pressão máxima quanto ao

elemento compressor 2 é mantida, independentemente da pressão de operação P_w .

Se, por exemplo, a pressão de entrada P_i for dobrada, então, também o fluxo de entrada Q_i será dobrado e a
5 pressão de operação P_w será mantida subindo até uma nova condição estacionária ter sido atingida.

O fluxo de exaustão Q_b então deve ser tão grande quanto o fluxo de entrada Q_i e é dobrado também.

Nós notamos que, quando o fluxo de exaustão Q_b é
10 dobrado, a pressão de operação P_w é dobrada também, de modo que a relação de pressão quanto ao elemento compressor 2 permaneça constante, uma vez que a pressão de entrada P_i e a pressão de operação P_w dobraram.

Graças à seleção da válvula de borboleta como uma
15 válvula de entrada 16, apenas uma capacidade de direção limitada é requerida em comparação com o pistão / a válvula de entrada que são aplicados nos dispositivos de controle pneumáticos convencionais, o que é necessário para se manter o custo do atuador elétrico, o qual, neste caso,
20 consiste no motor escalonado 20, tão baixo quanto possível.

Uma outra vantagem do uso de uma válvula de borboleta como essa é que, graças ao seu projeto, ela tem apenas perdas de entrada limitadas em comparação com o pistão / a válvula de entrada de um dispositivo de controle pneumático
25 que é aplicado tradicionalmente.

Pois, em um pistão / uma válvula de entrada como esses, o ar primeiramente passa por um número de curvas, antes de finalmente atingir a entrada de ar, o que causa uma perda de entrada considerável.

30 Uma vantagem adicional da válvula de borboleta é sua

compacidade.

É de importância para a dinâmica do sistema de controle a característica de operação que é típica da válvula de entrada 16 e que é representada esquematicamente na figura 4.

Esta característica de operação representa a relação de pressão da válvula de entrada como uma função da posição da válvula de entrada.

Com relação de pressão da válvula de entrada se quer dizer aqui a relação entre a pressão absoluta seguindo-se à válvula de entrada 16 na entrada de ar 5 do elemento compressor 2 e a pressão absoluta no lado de entrada da válvula de entrada 16.

Uma posição de válvula de entrada de 0° significa uma válvula de borboleta fechada, uma posição de válvula de entrada de 90° significa uma válvula de borboleta inteiramente aberta.

A forma da característica de operação, a qual é tipicamente não linear, depende do projeto e das dimensões da válvula de borboleta, bem como do fluxo volumétrico do elemento compressor 2.

Um diâmetro maior da válvula de borboleta e uma vazão volumétrica maior tornam a característica operacional menos linear.

A característica de operação mostra que, na metade direita do gráfico, a pressão de entrada P_i diminui apenas um pouco com uma posição de válvula de entrada diminuindo.

Também, nesta área inteira, a mudança da posição da válvula de entrada tem pouca influência sobre o fluxo de entrada Q_i .

Apenas na metade esquerda da característica de operação a pressão de entrada P_i (e, assim, o invólucro de lanceta) significativamente mudará quando a posição da válvula de entrada for alterada.

5 De modo a se ajustar a posição da válvula de entrada, é feito uso neste caso do motor escalonado mencionado acima 20, cujos giros são reforçados pela placa de motor escalonado eletrônica mencionada acima 21.

10 Esta placa de motor escalonado 21 recebe através da placa de motor escalonado eletrônica mencionada acima 21 um sinal de controle de capacidade baixa a partir da unidade de controle 22.

15 Uma vantagem do uso de um motor escalonado 20 como esse é que este tipo de motor elétrico já pode desenvolver seu torque máximo em uma parada, o que é necessário, uma vez que um fluxo de ar assimétrico através da válvula de entrada 16 cria um torque de carga no eixo da válvula de borboleta.

20 Naturalmente, o torque de manutenção do motor escalonado 20 deve ser maior do que o torque de carga, para se manter a válvula de borboleta na posição desejada.

Uma vantagem adicional do uso de um motor escalonado como esse é o preço de custo relativamente baixo.

25 Uma característica do motor escalonado 20 é seu ângulo de escalonamento em um modo de escalonamento pleno da placa de motor escalonado 21.

30 Em uma modalidade preferida de um dispositivo de acordo com a invenção, o motor escalonado 20 faz duas centenas de escalonamentos por revolução, o que corresponde a um ângulo de escalonamento de $1,8^\circ$.

A partir desta característica de operação na figura 4, segue-se que estes $1,8^\circ$ na situação mais crítica correspondem a uma diferença de pressão de entrada de algo em torno de 15%, o que envolve um grande risco de
5 instabilidade.

Este problema é resolvido de acordo com a invenção ao se fazer uso da placa de motor escalonado eletrônica mencionada acima 21, a qual tem um modo de micropasso, por meio do que o ângulo de escalonamento do modo de
10 escalonamento pleno é dividido em um número de micropassos menores.

Quando, por exemplo, oito micropassos por ângulo de escalonamento são selecionados, uma resolução de posicionamento de $0,225^\circ$ já é obtida.

15 Retornando à característica de operação da figura 4, isto parece corresponder a algo em torno de 2% da diferença de pressão de entrada na situação mais crítica, o que é aceitável.

Como a característica de operação da válvula de
20 entrada 16 é não linear, um sistema de controle não linear é obtido.

Conseqüentemente, quando o reforço K do controlador de pressão de entrada 28 é otimizado para a metade esquerda da característica de operação, o motor escalonado 20 não será
25 rápido o bastante na parte direita da característica de operação, como resultado do que as mudanças de pressão de operação se tornam grandes de forma inadmissível quando da comutação entre CARGA e DESCARGA.

Vice-versa, se o reforço K do controlador de pressão
30 de entrada 28 for otimizado para a metade direita da

característica de operação, o motor escalonado reagirá fortemente demais na parte esquerda da característica de operação, resultando em um sistema de controle instável.

De modo a se resolver este problema, o controlador de pressão de entrada 28 é provido com o que é denominado uma "escala de ganho", por meio do que o reforço K, o qual provê a ação proporcional do algoritmo de PID 30 do controlador de pressão de entrada 28, é ajustado também quando a posição da válvula de entrada 16 mudar.

A posição da válvula de entrada pode ser medida, por exemplo, por meio de um gravador de posição, tal como um codificador.

Uma vez que um codificador como esse usualmente é relativamente dispendioso, uma característica preferida da invenção é deixar a seleção do reforço K do controlador de pressão de entrada 28 não depender da posição da válvula de entrada T6, mas da relação de pressão quanto à válvula de entrada 16.

Pois, estatisticamente falando, a posição da válvula de entrada 16 pode ser derivada a partir da relação de pressão de válvula de entrada, se a característica de operação for bem conhecida.

Mais ainda, de um ponto de vista dinâmico, há apenas uma pequena constante de tempo entre a posição da válvula de entrada 16 e a relação de pressão quanto à válvula de entrada 16, como resultado do volume relativamente pequeno entre a válvula de borboleta e a entrada de ar 5 e o fluxo em volume relativamente alto do elemento compressor 2.

Nenhum sensor extra é requerido para medição desta pressão de entrada, uma vez que o sensor de pressão de

entrada 24 já está presente para checar a relação de pressão quanto ao elemento compressor 2.

Na realidade, a faixa da relação de pressão da válvula de entrada 16 é dividida em um número finito de intervalos.

Em cada intervalo, o reforço K do controlador de pressão de entrada 28 tem um valor constante que é calculado para cada intervalo individual como o oposto do reforço médio da característica de operação no intervalo concernido multiplicado por um valor constante.

Isto pode ser expresso pela fórmula 6:

$$K = \frac{1}{K_{gem}} * Cte'$$

O valor constante Cte' é selecionado desse modo de forma que a dinâmica do controle de pressão de entrada seja ótima no intervalo de pressão de entrada com o reforço mais baixo K.

O reforço K tem um limite superior, uma vez que ele de outra forma poderia adquirir um valor grande demais próximo das posições de válvula finais em 0° e 90°.

A figura 5 representa um exemplo de 'escala de ganho', onde o reforço K é representado na ordenada como uma função da relação de pressão da válvula de entrada 16 na abscissa, especificamente para um grande número de intervalos da relação de pressão da válvula de entrada.

Assim, por meio de uma 'escala de ganho' é obtido um sistema de controle mais linear com qualidades dinâmicas melhores.

Para uma boa ordem de trabalho de um dispositivo de acordo com a invenção para ajuste da pressão de operação Pw

de uma instalação de compressor de óleo injetado 1, é importante que a posição da válvula de entrada 16 em todos os momentos seja maior do que 0° e menor do que 90° .

Isto pode ser realizado, por exemplo, pela provisão de
5 dois batentes mecânicos, os quais param o corpo de válvula, conforme ele se aproximar da posição final.

Contudo, o uso desses batentes mecânicos pode provocar impactos sérios, o que é desvantajoso para a vida dos componentes.

10 Uma outra possibilidade consiste em fazer uso de sensores, os quais detectam as posições de válvula finais da válvula de entrada 16, cujos sensores neste caso são comutadores de proximidade 25.

A unidade de controle 22 então garantirá não dirigir o
15 motor escalonado 20 mais adiante na direção da posição de válvula final concernida.

Quando a instalação de compressor 1 é comutada para desligado, primeiramente ela será comutada para o modo de SEM CARGA por um tempo predeterminado pela unidade de
20 controle 22, de modo que o motor térmico 4 seja minimamente carregado, ao passo que o ventilador 14 continua girando na velocidade de rotação mínima e a instalação de compressor 1 pode resfriar um pouco, antes de o motor térmico 4 ser realmente parado.

25 A presente invenção não é limitada de forma alguma às modalidades proporcionadas como um exemplo e representadas nos desenhos associados; ao contrário, um dispositivo como esse de acordo com a invenção para ajuste da pressão de operação de uma instalação de compressor de óleo injetado
30 pode ser feito em todos os tipos de formatos e dimensões,

enquanto ainda permanece no escopo da invenção.

REIVINDICAÇÕES

1. Dispositivo para o ajuste da pressão de operação de uma instalação de compressor de óleo injetado, a qual é provida com um elemento compressor (2) que é acionado por um motor (4) com uma velocidade de rotação ajustável por um módulo de controle (13), por meio do que o referido elemento compressor (2) é provido com uma entrada de ar (5) e com uma saída de arco (7) à qual é conectado um separador de óleo (10) com um tubo de ar comprimido (11) para suprimimento de gás comprimido, por meio do que o dispositivo (15) é provido com uma válvula de entrada controlada (16) que é conectada à entrada de ar mencionada acima (5) e um mecanismo de sopro (17) com um tubo de sopro (18) o qual conecta o separador de óleo (10) à válvula de entrada (16) e o qual pode ser fechado por meio de uma válvula de sopro (19), caracterizado pelo fato de a válvula de entrada mencionada acima (16), a válvula de sopro (19) e o módulo de controle (13) são componentes eletricamente controláveis os quais são conectados a uma unidade de controle eletrônica (22) para ajuste da pressão de operação (Pw) no separador de óleo (10), a qual é medida por um sensor de pressão de operação (23) que é conectado a esta unidade de controle eletrônica (22) também; pelo fato de a válvula de entrada mencionada acima (16) ser feita no formato de uma válvula de borboleta que é acionada por um motor escalonado (20) com uma placa de motor escalonado eletrônica associada (21); pelo fato de a placa de motor escalonado eletrônica mencionada acima (21) ter um modo de micropasso; e pelo fato de a unidade de controle mencionada acima (22) ser provida com um controlador de pressão de operação (27) o

qual é feito no formato de um controlador PID cujo sinal de saída representa o fluxo de entrada desejado (102) do elemento compressor (2), com base no que a velocidade de rotação do motor, a pressão de entrada (P_i) na entrada de ar (5) e o fluxo de exaustão (Q_b) através da válvula de sopro (19) são ajustados; por meio do que a unidade de controle (22) ainda é provida com um controlador de pressão de entrada (28), o qual é feito no formato de um controlador PID com um reforço (K), onde este reforço (K) é uma função da posição da válvula de entrada (16) ou da relação entre a pressão absoluta seguindo-se à válvula de entrada (16) na entrada de ar (5) do elemento compressor (2) e a pressão absoluta no lado de entrada da válvula de entrada (16).

2. Dispositivo, de acordo com a reivindicação 1, caracterizado pelo fato de a válvula de sopro mencionada acima (19) ser feita no formato de uma válvula magnética a qual pode ser encaixada em duas posições entre uma posição fechada e uma aberta.

3. Dispositivo, de acordo com qualquer uma das reivindicações 1 ou 2, caracterizado pelo fato de a unidade de controle (22) ser provida com uma memória para o armazenamento da posição real da válvula magnética.

4. Dispositivo, de acordo com qualquer uma das reivindicações 1, 2 ou 3, caracterizado pelo fato de a unidade de controle (22) ser provida com um bloco de cálculo (38) contendo um algoritmo o qual abre a válvula de sopro mencionada acima (19) ou a mantém aberta, quando o fluxo de entrada desejado (102) for menor do que o fluxo de entrada mínimo ($Q_i, \min$) que é atingido em uma velocidade

de rotação mínima do motor e uma relação de pressão máxima quanto ao elemento compressor (2); por meio do que a unidade de controle (22) fecha esta válvula de sopro (19) ou a mantém fechada, quando o fluxo de entrada desejado (102) for maior do que a soma do fluxo de entrada mínimo ($Q_i, \min$) e do fluxo de exaustão (Q_b); e por meio do que a unidade de controle (22) não muda a posição da válvula de sopro (19), quando o fluxo de entrada mínimo ($Q_i, \min$) for menor do que o fluxo de entrada desejado (102), o que, por sua vez, é menor do que a soma do fluxo de entrada mínimo ($Q_i, \min$) e do fluxo de exaustão Q_b .

5 5. Dispositivo, de acordo com qualquer uma das reivindicações 1 ou 4, caracterizado pelo fato de na unidade de controle (22), entre o controlador de pressão de operação mencionado acima (27) e o bloco de cálculo mencionado acima (38) ser provido um filtro de passa baixa (40).

20 6. Dispositivo, de acordo com qualquer uma das reivindicações 1, 2, 3, 4 ou 5, caracterizado pelo fato de a unidade de controle (22) ser provida com um bloco de seleção (31), que contém um algoritmo o qual torna possível ajustar diretamente a pressão de operação (P_w) em uma primeira posição de seleção, e aplicar uma juste de pressão de operação automático em uma segunda posição de seleção, por meio do que a pressão de operação (P_w) é automaticamente maximizada para uma pressão de operação (P_w) situada entre a pressão de operação nominal e a pressão de projeto da instalação de compressor (1), e por meio do que também é tornado seguro que o valor de pico da
30 pressão de operação (P_w), no caso de uma transição de uma

instalação de compressor (1) carregada para uma descarregada, sempre fique abaixo da pressão de projeto da instalação de compressor (1).

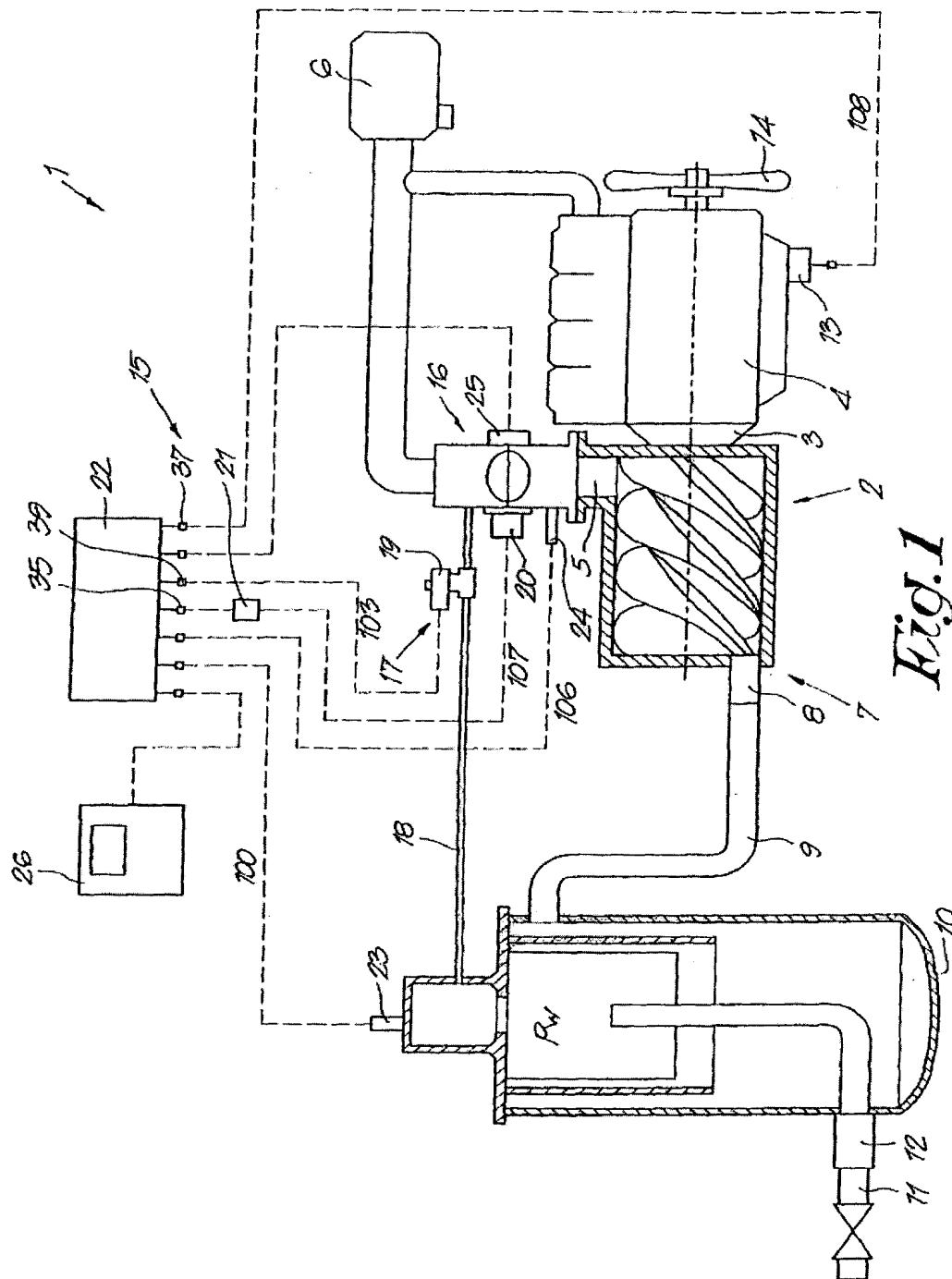
7. Dispositivo, de acordo com qualquer uma das reivindicações 1, 2, 3, 4, 5 ou 6, caracterizado pelo fato de ser provido com um painel de controle (26), o qual torna possível ajustar a pressão de operação desejada na unidade de controle (22).

8. Dispositivo, de acordo com qualquer uma das reivindicações 1, 2, 3, 4, 5, 6 ou 7, caracterizado pelo fato de ser provido com um controle remoto para ajuste da pressão de operação na unidade de controle (22).

9. Dispositivo, de acordo com a reivindicação 1, caracterizado pelo fato de o controlador de pressão de operação (27) ser provido com um algoritmo o qual ajusta os fatores de PID do controlador de pressão de operação (27) para a pressão ambiente (P_{atm}).

10. Dispositivo, de acordo com qualquer uma das reivindicações 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 ou 9, caracterizado pelo fato de a unidade de controle mencionada acima (22) ser provida com um modo de PARTIDA, por meio do que a válvula de entrada (16) é inteiramente fechada, a válvula de sopro (19) é aberta e o motor (4) tem a partida dada apenas então, e por meio do que assim que o motor (4) tenha atingido suas revoluções plenas, a unidade de controle (22) automaticamente comuta do modo de PARTIDA para um modo de SEM CARGA, por meio do que a pressão de operação (P_w) é ajustada para um valor o qual é mais baixo do que a pressão de abertura mencionada acima da válvula de pressão mínima (12) pela unidade de controle (22).

11. Dispositivo, de acordo com qualquer uma das reivindicações 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9 ou 10, caracterizado pelo fato de comutadores de proximidade (25) serem providos na válvula de entrada mencionada acima (16), os quais detectam quando um corpo de válvula na referida válvula de entrada (16) se aproxima das posições finais e transmite isto para a unidade de controle mencionada acima (22).



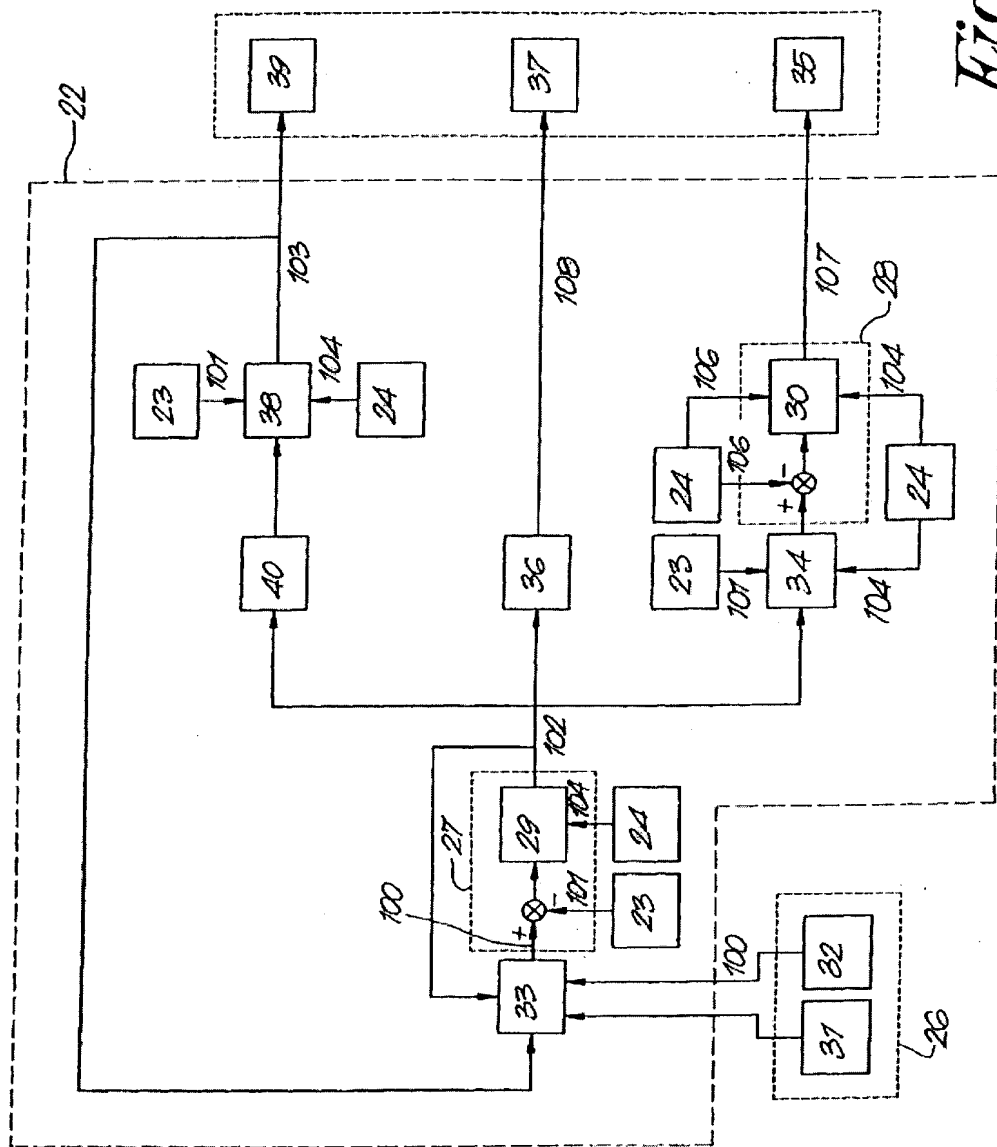
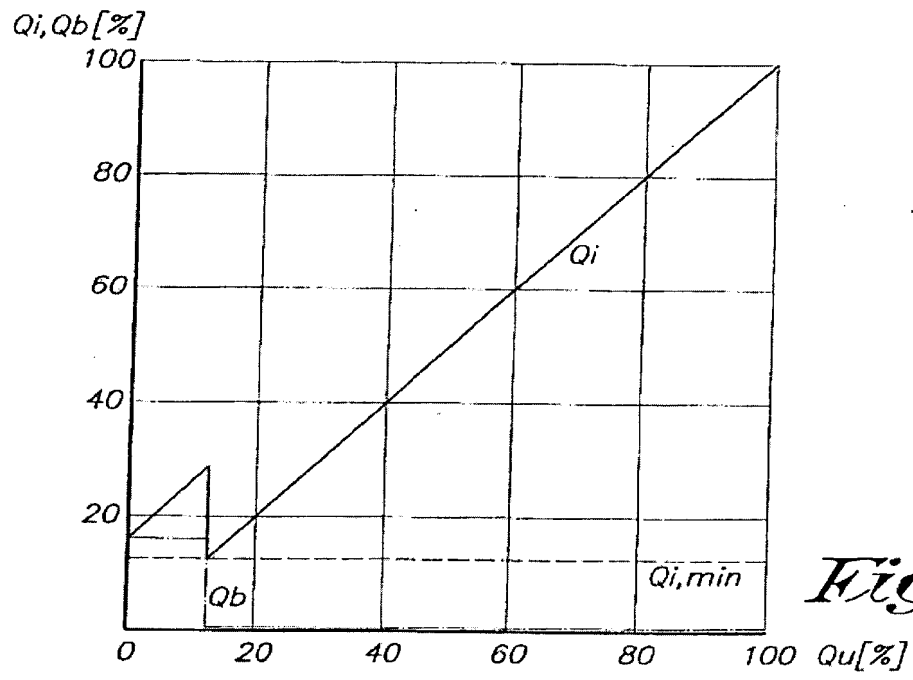
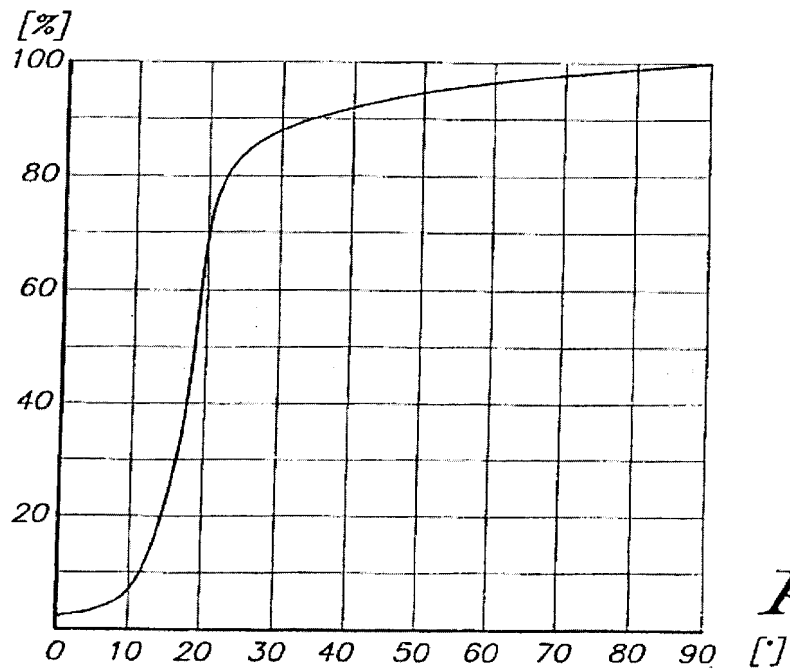
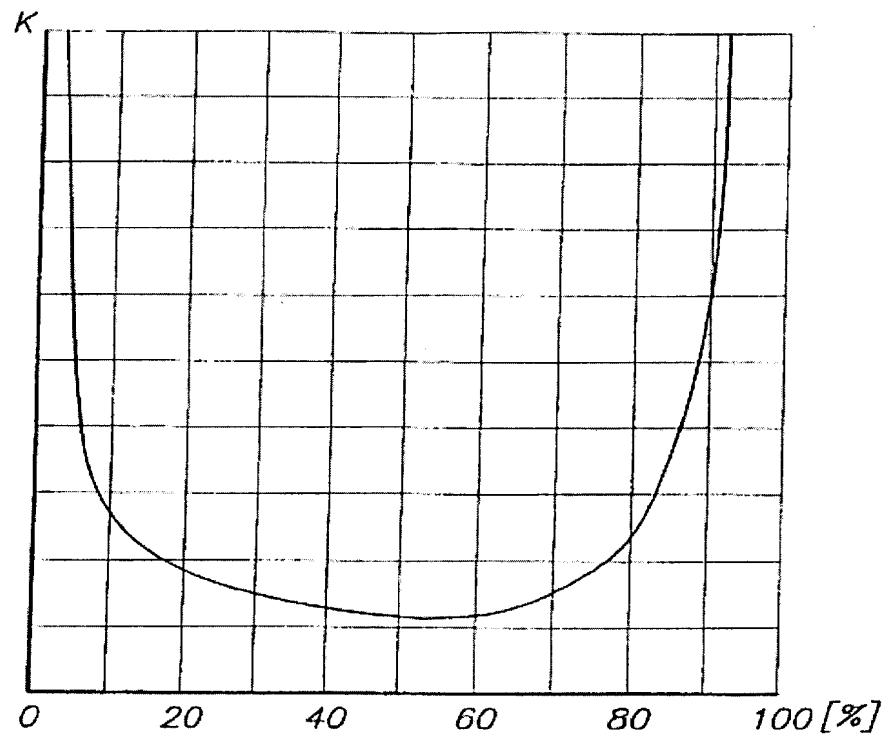


Fig. 2

*Fig.3**Fig.4*

*Fig.5*

RESUMO**DISPOSITIVO PARA AJUSTE DA PRESSÃO DE OPERAÇÃO DE UMA
INSTALAÇÃO DE COMPRESSOR DE ÓLEO INJETADO**

Um dispositivo para ajuste da pressão de operação de
5 uma instalação de compressor de óleo injetado com um
elemento compressor (2) acionado por um motor (4) com uma
velocidade de rotação ajustável e um módulo de controle
(13), por meio do que o dispositivo (15) é provido com uma
válvula de entrada controlada (16) a qual é conectada à
10 entrada de ar (5) e um mecanismo de sopro (17), o qual pode
ser fechado por meio de uma válvula de sopro (19),
caracterizado pelo fato de a válvula de entrada mencionada
acima (16), a válvula de sopro (19) e o módulo de controle
(13) serem componentes eletricamente controláveis os quais
15 são conectados a uma unidade de controle eletrônica (22)
para ajuste da pressão de operação (P_w), a qual é medida
por um sensor de pressão de operação (23).