



REPÚBLICA FEDERATIVA DO BRASIL



Ministério do Desenvolvimento, Indústria e Comércio Exterior
Instituto Nacional da Propriedade Industrial

CARTA PATENTE N.º PI 0211335-0 *Patente de Invenção*

O INSTITUTO NACIONAL DA PROPRIEDADE INDUSTRIAL concede a presente PATENTE, que outorga ao seu titular a propriedade da invenção caracterizada neste título, em todo o território nacional, garantindo os direitos dela decorrentes, previstos na legislação em vigor.

(21) Número do Depósito : PI 0211335-0

(22) Data do Depósito : 08/07/2002

(43) Data da Publicação do Pedido : 30/01/2003

(51) Classificação Internacional : F02B 75/32; F02B 75/22; F02B 41/02; F02B 41/06; F02F 7/00

(30) Prioridade Unionista : 20/07/2001 US 09/909,594

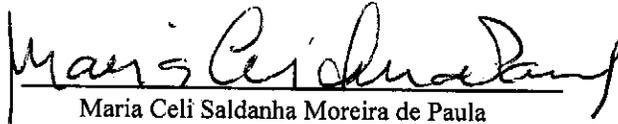
(54) Título : MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA COM CICLO DIVIDIDO DE QUATRO CURSOS.

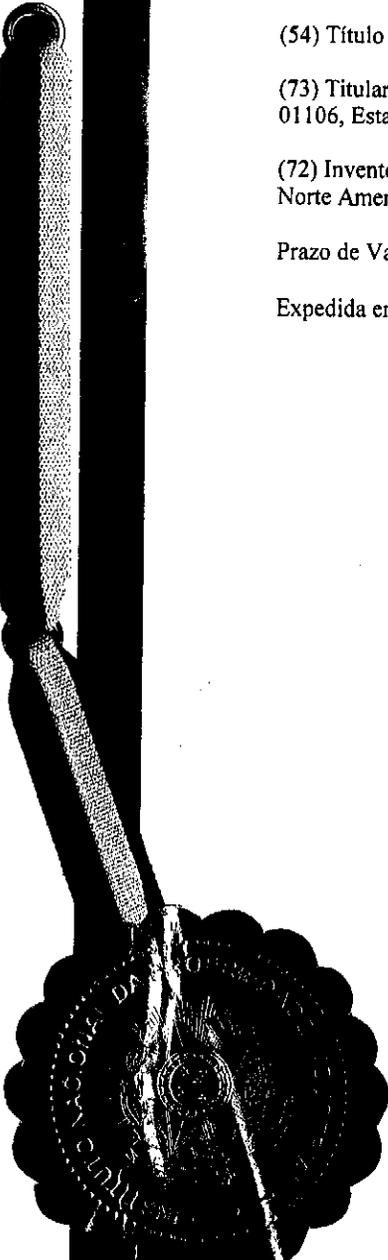
(73) Titular : Scuderi Group LLC, Sociedade Norte-Americana. Endereço: 1482 Longmeadow Street, Longmeadow, MA 01106, Estados Unidos (US).

(72) Inventor : Carmelo J. Scuderi. Endereço: 173 Prospect Street, Springfield, MA 01107, Estados Unidos. Cidadania: Norte Americana.

Prazo de Validade : 20 (vinte) anos contados a partir de 08/07/2002, observadas as condições legais.

Expedida em : 8 de Fevereiro de 2011.


Maria Celi Saldanha Moreira de Paula
Diretora de Patentes Substituta



Relatório Descritivo da Patente de Invenção para "**MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA COM CICLO DIVIDIDO DE QUATRO CURSOS**".

Campo da Invenção

A presente invenção refere-se a motores de combustão interna.

- 5 Mais especificamente, a presente invenção refere-se a um motor de combustão interna com ciclo de quatro cursos tendo um par de pistões distanciados no qual um pistão do par é usado para a entrada e cursos de compressão e outro pistão do par é usado para os cursos de energia e descarga, com cada ciclo de quatro cursos sendo completado em uma revolução do
- 10 virabrequim.

Fundamentos da Invenção

- Os motores de combustão interna são qualquer grupo de dispositivos nos quais os reagentes de combustão, por exemplo, oxidante e combustível, e os produtos de combustão servem como os fluidos de trabalho do
- 15 motor. Os componentes básicos de um motor de combustão interna são bem-conhecidos na técnica e incluem o bloco do motor, a cabeça do cilindro, os cilindros, os pistões, as válvulas, o virabrequim e o eixo do came. As cabeças do cilindro, os cilindros e a parte superior dos pistões formam, tipicamente, as câmaras de combustão nas quais o combustível e o oxidante (por
- 20 exemplo, ar) é introduzido e ocorre a combustão. Tal ganho do motor é energia do calor liberado durante a combustão dos fluidos de trabalho não-reagidos, por exemplo, a mistura de oxidante-combustível. Esse processo ocorre dentro do motor e é parte do ciclo termodinâmico do dispositivo. Em
- 25 todos os motores de combustão, o trabalho útil é gerado dos produtos gasosos, quentes, de combustão agindo diretamente nas superfícies de movimento do motor, tal como a parte superior, ou a coroa, de um pistão. Geralmente, o movimento alternado dos pistões é transferido para o movimento giratório de um virabrequim via hastes de conexão.

- Os motores de combustão interna (IC) podem ser categorizados
- 30 em ignição por centelha (SI) e ignição por compressão (CI). Os motores SI, isto é, os motores típicos a gasolina, usam uma centelha para fazer a ignição da mistura de ar-combustível, enquanto o calor da compressão faz a ignição

da mistura de combustível nos motores CI, isto é, tipicamente motores a diesel.

O motor de combustão interna mais comum é o motor com ciclo de quatro cursos, uma concepção cujo projeto básico não muda há 100 anos. Isto é por causa do desempenho marcante como o primeiro elemento de movimento na indústria de transporte terrestre. Em um motor com ciclo de quatro cursos, a energia é recuperada do processo de combustão em quatro movimentos (cursos) de pistão separados de um único pistão. Para o objetivo da invenção, um curso é definido como um movimento completo de um pistão de uma posição de ponto morto superior para uma posição de ponto morto inferior ou vice-versa. Por conseguinte, um motor com ciclo de quatro cursos é aqui definido como um motor que requer quatro cursos completos de um ou mais pistões para cada curso de energia, isto é, para cada curso que confere energia a um virabrequim.

Com referência às figuras 1-4, uma modalidade exemplificativa de uma técnica anterior um motor de combustão interna de quatro cursos é mostrado na figura 10. Para fins de comparação, as seguintes quatro figuras 1-4 descrevem o que será chamado de "motor padrão" da técnica anterior. Como será explicado em maiores detalhes doravante, esse motor padrão é um motor SI com um pistão de diâmetro de 10,16 cm (4 polegadas), um curso de 10,16 cm (4 polegadas) e uma proporção de compressão de 8 para 1. A proporção de compressão é aqui definida como o volume máximo de uma massa predeterminada de uma mistura de ar-combustível antes de um curso de compressão, dividido pelo volume da massa da mistura de ar-combustível no ponto de ignição. Para o motor padrão, a proporção de compressão é substancialmente a proporção do volume no cilindro 14 quando o pistão 16 estiver no ponto morto inferior para o volume no cilindro 14 quando o pistão 16 estiver no ponto morto superior.

O motor 10 inclui um bloco de motor 12 tendo o cilindro 14 que se estende através daí. O cilindro 14 é moldado para aí receber o pistão alternado 16. Conectado à parte superior do cilindro 14 encontra-se uma cabeça de cilindro 18 que inclui uma válvula de entrada 20 e uma válvula de saída 22. A cabeça de cilindro 18, o cilindro 14 e a parte superior (ou coroa

24) do pistão 16 formam uma câmara de combustão 26. No curso de entrada (figura 1), uma mistura de ar combustível é introduzida na câmara de combustão 26 através de uma passagem de admissão 28 e a válvula de entrada 20, em que a mistura entra em ignição via uma vela de ignição 30. Os produtos da combustão são, posteriormente, descarregados através da válvula de saída 22 e da passagem de saída 32 no curso de exaustão (figura 4). Uma haste de conexão 34 é conectada, de modo rotacional, em sua extremidade distal 36 ao pistão 16. Um virabrequim 38 inclui uma parte de afastamento mecânico chamada manivela do virabrequim 40 que é conectada de modo rotacional, à extremidade distal inferior 42 da haste de conexão 34. A conexão mecânica da haste de conexão 34 ao pistão 16 e à manivela do virabrequim 40 serve para converter o movimento alternado (conforme indicado pela seta 44) do pistão 16 para o movimento giratório (conforme indicado pela seta 46) do virabrequim 38. O virabrequim 38 é mecanicamente conectado (não-mostrado) a um eixo de came de entrada 48 e a um eixo de came de saída 50, que controla precisamente a abertura e o fechamento da válvula de entrada 20 e da válvula de saída 22, respectivamente.

O cilindro 14 tem uma linha central (eixo pistão-cilindro) 52 que também é uma linha central de movimento alternado do pistão 16. O virabrequim 38 tem um centro de rotação (eixo do virabrequim) 54. Para propósitos deste relatório descritivo, a direção de rotação 46 do virabrequim 38 será na direção horária, conforme visto pelo leitor no plano do papel. A linha central 52 do cilindro 14 passa diretamente através do centro de rotação 54 do virabrequim 38.

Com referência à figura 1, a válvula de entrada 20 se abre, o pistão 16 primeiramente desce (conforme indicado pela direção da seta 44) no curso de entrada. Uma massa predeterminada de uma mistura explosiva de combustível (vapor de gasolina) e ar é empurrada para dentro da câmara de combustão 26 pelo vácuo parcial assim criado. O pistão continua a descer, até alcançar seu ponto morto inferior (BDC), o ponto em que o cilindro está mais longe da cabeça do cilindro 18.

Com referência à figura 2, tanto com as válvulas de entrada 20 e

da saída 22 fechadas, a mistura é comprimida à medida que o pistão 16 sobe (conforme indicado pela direção da seta 44) no curso de compressão. À medida que o final do curso se aproxima do ponto morto superior (TDC), isto é, o ponto no qual o pistão 16 está mais próximo da cabeça do cilindro 18, o volume da mistura é comprimido para um oitavo de seu volume inicial (devido a uma proporção de compressão de 8 para 1). A mistura sofre então ignição por uma centelha elétrica a partir da vela de ignição 30.

Com referência à figura 3, o curso de energia segue com ambas as válvulas 20 e 22 ainda fechadas. O pistão 16 é acionado para baixo (conforme indicado pela seta 44) em direção ao ponto morto inferior (BDC), devido à expansão do gás queimado que pressiona a coroa 24 do pistão 16. Uma vez que a vela de ignição 30 é acionada quando o pistão 16 está no, ou próximo ao TDC, isto é, em sua posição de disparo, a pressão de combustão (indicada pela seta 56) exercida pelo gás que sofreu a ignição no pistão 16 está em seu máximo. nesse ponto. Essa pressão 56 é transmitida através da haste de conexão 34 e resulta em uma força ou torque tangencial (conforme indicado pela seta 58) no virabrequim 38.

Quando o pistão 16 está na sua posição de disparo, há uma significativa distância de folga, 60 entre a parte superior do cilindro 14 e a coroa 24 do pistão 16. Tipicamente, a distância de folga, é entre 1,27 a 1,52 cm (0,5 a 0,6 polegadas). Para o motor padrão 10 ilustrado, a distância livre é substancialmente 1,45 cm (0,571 polegadas). Quando o pistão 16 está em sua posição de disparo, as condições são ideais para ignição, isto é, condições de disparo ideais. Para fins de comparação, as condições de disparo do seu motor 10 dessa modalidade exemplificativa são: 1) um pistão com 10,16 cm (4 polegadas) de diâmetro; 2) um volume de folga de 18,23 centímetros cúbicos (7,181 polegadas cúbicas) ; 3) uma pressão antes da ignição de aproximadamente 1856,25 KPa absoluta (270 libras por polegada quadrada absoluta) (psia) ;4) uma pressão de combustão máxima após a ignição de aproximadamente 8250 KPa (1200 psia) ; e 5) operando a 1400 rpm.

Essa distância de folga, 60, corresponde à proporção de compressão de 8 para 1. Tipicamente, os motores SI operam de modo ideal com

uma proporção de compressão fixa dentro de uma faixa de cerca de 6,0 a 8,5, enquanto as proporções de compressão dos motores CI variam, tipicamente, de cerca de 10 a 16. A posição de disparo do pistão, 16, está, geralmente próxima a, ou no TDC e representa o volume e a pressão ideal para que a mistura de combustível-ar sofra ignição. Se a distância de folga, 60, fosse ser feita menor, a pressão aumentaria rapidamente.

Com referência à figura 4, durante o curso de exaustão, o pistão ascendente 16 força os produtos gastos de combustão através da válvula de saída (ou descarga) aberta 22. O ciclo, então, se repete por si mesmo. Para esta técnica anterior, o motor com ciclo de quatro cursos 10 de cada pistão 16, isto é, entrada, compressão, potência e descarga, e as duas revoluções do virabrequim 38 são requeridas para completar um ciclo, isto é, prover um curso de potência.

O problema é que a eficiência termodinâmica total do motor padrão de quatro cursos 10 é de apenas um terço ($1/3$). Isto é, $1/3$ do trabalho é distribuído para o virabrequim, $1/3$ é perdido no calor gasto e $1/3$ é perdido na descarga.

Conforme ilustrado nas figuras 3 e 5, um dos motivos principais para esse rendimento baixo é o fato do torque de pico e a pressão de combustão de pico serem inerentemente fechados para fora de fase. A figura 3 mostra a posição do pistão 16 no início de um curso de potência, quando o pistão 16 está em sua posição de disparo para ignição, no, ou próximo do TDC. Quando a vela de ignição 30 é acionada, o combustível que sofreu ignição exerce uma pressão máxima de combustão 56 no pistão 16, a qual é transmitida através da haste de conexão 34 da manivela do virabrequim 40 do virabrequim 38. Porém, nessa posição, a haste de conexão 34 e a manivela virabrequim 40 são quase alinhados com a linha central 52 do cilindro 14. Portanto, o torque 58 é quase perpendicular à direção da força 56, em seu valor máximo. O virabrequim 38 precisa contar com um momento gerado por um volante conectado (não-mostrado) para girar para além de sua posição.

Com referência à figura 5, o gás que sofreu ignição expande-se

na câmara de combustão 26, o pistão 16 desce e a pressão de combustão 56 diminui. Porém, à medida que a manivela do virabrequim 40 gira para além da linha central 52 e a TDC, a força tangencial resultante, ou torque, 58, começa a crescer. O torque 58 alcança um valor máximo quando a manivela do virabrequim 40 gira aproximadamente 30 graus além da linha central 52. A rotação além do ponto faz com que a pressão 56 caia tanto que o torque 58 começa a cair novamente, até que tanto a pressão 56 quanto o torque 58 alcancem um mínimo no BDC. Portanto, o ponto de torque máximo 58 e o ponto de pressão de combustão máxima 56 são inerentemente fechados para fora da fase em aproximadamente 30 graus.

Com referência à figura 6, esse conceito pode ser posteriormente ilustrado. Aqui, um gráfico da força, ou torque, tangencial versus os graus de rotação de TDC para BDC é mostrado em 62 para o motor 10 da técnica anterior padrão. Adicionalmente, um gráfico da pressão de combustão versus os graus de rotação de TDC para BDC é mostrado em 64 para o motor 10. Os cálculos para os gráficos 62 e 64 foram baseados no motor 10 padrão da técnica anterior, tendo um curso de 10,16 cm (4 polegadas), um pistão de 10,16 cm (4 polegadas) de diâmetro, e uma pressão de combustão máxima na ignição de 8250 Kpa absoluta (1200 psia). Como pode ser visto a partir dos gráficos, o ponto máximo de pressão de combustão 66 ocorre aproximadamente a 0 grau do TDC e o ponto de torque máximo 68 ocorre aproximadamente 30 graus mais tarde, quando a pressão 64 foi consideravelmente reduzida. Ambos os gráficos 62 e 64 aproximam-se de seus valores mínimos em BDC, ou substancialmente 180 graus de rotação além de TDC.

Um modo alternativo de aumentar o rendimento dinâmico térmico de um motor de quatro cursos é aumentar a proporção de compressão do motor. Porém, os fabricantes de automóvel descobriram que os motores SI operam, tipicamente, de modo ideal com uma proporção de compressão dentro de uma faixa de cerca de 6,0 a 8,5, enquanto os motores CI operam melhor, tipicamente, dentro de uma faixa de proporção de compressão de cerca de 10 a 16. Isso se deve ao fato de que as proporções de compressão dos motores SI ou CI aumentam substancialmente além das faixas acima,

vários outros problemas ocorrem, que superam as vantagens ganhas. Por exemplo, o motor precisa ser feito mais pesado e mais volumoso para lidar melhor com as pressões maiores envolvidas. Também podem ocorrer problemas de ignição prematura, especialmente com motores SI.

5 Muitos projetos de motores já foram patenteados. Porém, nenhum deles oferecia um rendimento maior, ou outras vantagens significativas que pudessem substituir o motor padrão 10 exemplificado acima. Algumas dessas patentes incluíam: patente US nºs 848.029; 939.376; 1.111.841; 1.248.250; 1.301.141; 1.392.359; 1.856.048; 1.969.815; 2.091.410; 2.091.411; 2.091.412;
10 2.091.413; 2.269.948; 3.895.614; a patente britânica nº 299.602; a patente britânica nº 721.025 e a patente italiana nº 505.576.

Em particular a patente US nº 1.111.841 para Koenig descreve um projeto de pistão/cilindro dividido, da técnica anterior, no qual um curso de admissão e compressão foi feito em uma combinação de pistão de compressão 12/cilindro 11 e um curso de potência e descarga foi feito em uma
15 combinação de pistão de motor 7/cilindro 8. Cada pistão 7 e 12 fazem o movimento alternado ao longo do eixo do cilindro do pistão que intersecta o virabrequim único 5 (vide figura 3). Uma câmara térmica 24 conecta as cabeças dos cilindros de compressão e motor, com uma extremidade sendo
20 aberta para o cilindro do motor e a outra tendo um orifício de válvula de exaustão 19 que se comunica com o cilindro do compressor. Um permutador térmico resfriado a água 15 é disposto na parte superior do cilindro do compressor 11 para resfriar o ar ou a mistura de ar/combustível quando este é comprimido. Um conjunto de placas térmicas espaçadas 25 são dispostas
25 dentro da câmara térmica 24 para reaquecer o gás anteriormente comprimido resfriado, à medida que ele passa através daí.

Considerava-se que o motor teria mais rendimento facilitando a compressão do gás por meio de resfriamento do mesmo. Em seguida, o gás seria reaquecido na câmara térmica para aumentar sua pressão a um ponto
30 onde a ignição eficiente poderia ocorrer. No curso de exaustão, os gases de exaustão quente foram passados de volta, através da câmara térmica, e para fora de um orifício de exaustão 26, em um esforço para reaquecer a

câmara térmica.

Infelizmente, a transferência do gás em todos os motores da técnica anterior de um projeto de pistão dividido sempre exigiu um trabalho que reduz a eficiência. Além disso, a expansão da câmara térmica para o cilindro do motor de Koenig também reduzia a proporção de compressão. O motor padrão 10 não exige tal processo de transferência e trabalho adicional associado. Além disso, o resfriamento e o aquecimento do gás, para a frente e para trás, através da câmara térmica, não proveu vantagem suficiente para superar as perdas incorridas durante o processo de transferência de gás. Portanto, a patente Koenig perdeu a proporção de rendimento e compressão em relação ao motor padrão 10.

Para o objetivo da presente invenção, um eixo do virabrequim é definido como sendo distanciado do eixo do cilindro do pistão quando o eixo do virabrequim e o eixo do pistão-cilindro não intersectam. A distância entre o eixo do virabrequim estendido e o eixo do cilindro-pistão estendido, tomada ao longo de uma linha traçada perpendicular ao eixo do cilindro do pistão é definida como "distanciamento". Tipicamente, os pistões distanciados são conectados ao virabrequim por hastes de conexão bem-conhecidas e manivelas do virabrequim. Porém, o versado na técnica poderiam reconhecer que os pistões distanciados podem ser conectados de forma operativa a um virabrequim por várias outras conexões mecânicas. Por exemplo, um primeiro pistão pode ser conectado a um primeiro virabrequim e um segundo pistão pode ser conectado a um segundo virabrequim, e os dois virabrequins podem ser operativamente conectados através de um sistema de engrenagens. De modo alternativo, os braços de alavanca pivotados, ou outras conexões mecânicas, podem ser usados em conjunto com, ou no lugar das hastes de conexão e as manivelas do virabrequim para conectar, de modo operativo, os pistões distanciado ao virabrequim.

Certas tecnologias referentes a motores de combustão interna com pistão de movimento alternado, nos quais o eixo do virabrequim é desviado, isto é, não intersecta, com o eixo do pistão-cilindro, é descrito na patente US nºs 810.347; 2.957.455; 2.974.541; 4.628.876; 4.945.866; e 5.146.884;

no documento de patente japonês 60-256-642; no documento de patente da União Soviética 1551-880-A; e no "Japanese Society of Automotive Engineers (JSAE) Convention Proceedings", data 1996, item 966, 1996, páginas 129-132. De acordo com as descrições contidas nessas publicações, as várias geometrias do motor são motivadas por várias considerações, incluindo os aperfeiçoamentos de potência e torque e as reduções de vibração e atrito. Adicionalmente, motores retos, ou em linha, nos quais o eixo do virabrequim é distanciado dos eixos do pistão foram usados nos primeiros motores para carros de corrida do século vinte.

10 Porém, todos aperfeiçoamentos ganhos foram devidos ao aumento nos ângulos dos torques apenas no curso de potência. Infelizmente, conforme será discutido em maiores detalhes posteriormente, mesmo a grande vantagem que teve um distanciamento para o curso de potência também vem acompanhada de desvantagem para o curso de compressão. 15 Portanto, o grau de distanciamento torna-se rapidamente autolimitante, em que as vantagens para o torque, potência e vibração para o curso de potência não supera as desvantagens das mesmas funções no curso de compressão. Adicionalmente, não foi discutida ou ensinada nenhuma vantagem referente aos distanciamentos para otimizar o curso de compressão.

20 A título de exemplo, uma tentativa recente da técnica anterior para aumentar a eficiência em um projeto do tipo motor padrão 10 através do uso de um distanciamento é apresentado na patente US nº 6.058.901 para Lee. Lee acredita que o rendimento aperfeiçoado irá resultar por meio da redução das forças de atrito dos anéis de pistão nas paredes laterais sobre toda a duração das duas revoluções de um ciclo de quatro cursos (vide 25 Lee, coluna 4, linhas 10-16). As tentativas de Lee para realizar isso provendo-se um cilindro distanciado em que o sincronismo de combustão dentro de cada cilindro é controlado para fazer com que ocorra uma pressão de combustão máxima quando um plano imaginário que contém tanto um eixo de 30 conexão respectivo de uma haste de conexão respectiva para o respectivo pistão e um respectivo eixo de conexão da haste de conexão para uma respectiva manivela do virabrequim é substancialmente coincidente com o res-

pectivo eixo de cilindro ao longo do qual o pistão faz o movimento alternado.

Porém, embora o distanciamento seja uma vantagem durante o curso de potência, torna-se uma desvantagem durante o curso de compressão. Isto é, quando o pistão passa do ponto morto inferior para o ponto morto superior durante o curso de compressão, o eixo distanciado de pistão-cilindro cria um ângulo entre a manivela do virabrequim e a haste de conexão que reduz o torque aplicado ao pistão. Adicionalmente, as forças laterais que resultam dos ângulos precários de torque no curso de compressão aumentam, realmente, o desgaste nos anéis de pistão. Por conseguinte, uma grande quantidade de potência precisa ser consumida para comprimir o gás para completar o curso de compressão à medida que o distanciamento aumenta. Portanto, a quantidade de distanciamento é bastante limitada por suas próprias desvantagens no lado de compressão. Por conseguinte, grandes distanciamentos da técnica anterior, isto é, distanciamentos nos quais o virabrequim precisa girar pelo menos 20 graus além de uma posição de ponto morto dos pistões antes que o pistão possa alcançar uma posição de disparo ainda não foram utilizados, descritos ou ensinados. Como resultado, os distanciamentos relativamente grandes solicitados para substancialmente alinhar o torque de pico para a pressão de combustão de pico não podem ser feitos com a invenção de Lee.

Os motores da Proporção de Compressão Variável (VCR) são uma classe dos motores CI da técnica anterior projetados para terem a vantagem de variar a proporção de compressão em um motor, para aumentar a eficiência. Um tal exemplo típico é descrito no pedido de patente US nº 4.955.328 para Sobotowski. Sobotowski descreve um motor no qual a proporção de compressão é variada alterando-se a relação de fase entre os dois pistões que operam em cilindros interconectados através de um orifício de transferência que deixa o gás fluir em ambas as direções.

Porém, alterar a relação de fase para variar as proporções de compressão impõe requisitos de projeto no motor que aumenta sua complexidade e diminui sua utilidade. Por exemplo, cada pistão do par de pistões precisa fazer o movimento alternado em todos os quatro cursos de um ciclo

de quatro curso completo e precisa ser acionado por um par de virabrequins que giram através de duas revoluções completas por ciclo de quatro cursos. Adicionalmente, as conexões entre o par de virabrequins torna-se mais complexa e pesada. Também o motor é limitado pelo projeto para os motores CI devido a maiores proporções de compressão envolvidas.

Vários outros motores relativamente recentes, especializados, da técnica anterior foram projetados em uma tentativa de aumentar o rendimento do motor. Um tal motor é descrito na patente US nº 5.546.897 para Brackett, intitulado "Internal Combustion Engine With Stroke Specialized Cylinders". Em Brackett, o motor é dividido em uma seção de trabalho e uma seção de compressor. A seção de compressor distribui ar carregado para a seção de trabalho, a qual utiliza uma biela triangular ou projeto translado de movimento de acionamento conjugado para aumentar a eficiência. O motor especializado pode ser descrito como um motor horizontalmente oposto no qual um par de pistões opostos faz um movimento alternado em direções opostas dentro de um bloco de cilindro.

Porém, o compressor é projetado essencialmente como um supercarregador que distribui gás sobrecarregado para a seção de trabalho. Cada pistão na seção de trabalho precisa fazer o movimento alternado através de todos os quatro cursos de entrada, compressão e descarga, uma vez que cada virabrequim envolvido precisa completar duas revoluções completas por ciclo de quatro cursos. Adicionalmente, o projeto é complexo, caro e limitado para motores CI muito especializados.

Outro projeto especializado da técnica anterior é descrito na patente US nº 5.623.894 para Clarke, intitulado "Dual Compression and Dual Expansion Engine". Clarke descreve, essencialmente, um motor especializado, de dois cursos, onde pistões opostos são dispostos em um único cilindro para realizar um curso de potência e um curso de compressão. O cilindro único e as coroas dos pistões opostos definem uma câmara de combustão que é localizada em um alojamento interno de movimento alternado. A entrada e saída do gás para dentro e fora da câmara de combustão é feita por pistões cônicos especializados e o alojamento interno de movimento alter-

nado.

Porém, o motor é um sistema de dois cursos, altamente especializado, no qual os pistões opostos realizam um curso de compressão e de potência no mesmo cilindro. Adicionalmente, o projeto é muito complexo, 5 requerendo dois virabrequins, quatro pistões e um alojamento interno de movimento alternado para completar o ciclo de revolução única com dois cursos. Além disso, o motor é limitado para aplicações de motor CI.

Por conseguinte, há a necessidade de um motor de combustão interna de quatro cursos cujo rendimento pode ser melhorado alinhando-se, 10 próximo, as curvas de torque e força geradas durante um curso de potência sem aumentar as proporções de compressão substancialmente além dos limites de projeto normalmente aceitos.

Sumário da Invenção

A presente invenção oferece vantagens e alternativas em relação à técnica anterior provendo um motor de combustão interna com ciclo de 15 quatro cursos tendo um par de pistões no qual um pistão de um par é usado para os cursos de admissão e compressão e outro pistão do par é usado para os cursos de potência e descarga, com cada ciclo de quatro cursos sendo completado em uma revolução do virabrequim. O motor aumenta o 20 rendimento por meio do alinhamento próximo das curvas de torque e força geradas durante um curso de potência sem aumentar as proporções de compressão.

Essas e outras vantagens são realizadas em uma modalidade exemplificativa da invenção provendo-se um motor de combustão interna 25 com ciclo de quatro cursos. O motor inclui um virabrequim, que gira em torno de um eixo de virabrequim do motor. Um pistão de potência é recebido, de forma deslizável, dentro de um primeiro cilindro e é operativamente conectado ao virabrequim, de modo tal que o pistão de potência faz um movimento alternado através de um curso de potência e um curso de exaustão de um 30 ciclo de quatro cursos durante uma rotação única do virabrequim. Um pistão de compressão é recebido, de forma deslizável, dentro de um segundo cilindro e conectado, de forma operativa, ao virabrequim, de modo que o pistão

de compressão faça o movimento alternado através de um curso de admissão e um curso de compressão do mesmo ciclo de quatro tempos durante a mesma rotação do virabrequim. O pistão de potência alterna dentro do primeiro cilindro ao longo de um primeiro eixo do pistão-cilindro, em que o primeiro eixo do pistão-cilindro tem um distanciamento do eixo do virabrequim de modo tal que o eixo do pistão-cilindro não intersecta o eixo do virabrequim. O distanciamento do primeiro eixo do pistão-cilindro alinha, substancialmente, um ponto de pressão de combustão máxima aplicado ao pistão de potência com um ponto de torque máximo aplicado ao virabrequim durante o curso de potência.

Em uma modalidade alternativa da invenção, o motor inclui uma passagem de gás que interconecta o primeiro e o segundo cilindros. A passagem de gás inclui uma válvula de entrada e uma válvula de saída que definem uma câmara de pressão entre elas. A válvula de entrada e a válvula de saída da passagem de gás mantém, substancialmente, pelo menos uma pressão de gás em condição de disparo predeterminada na câmara de pressão durante todo o ciclo de quatro cursos.

Em outra modalidade do motor, o pistão de potência leva o pistão de compressão por um ângulo de troca de fase que é substancialmente maior do que zero. Preferivelmente, esse ângulo de mudança de fase é aproximadamente entre 30 graus e 60 graus.

Em outra modalidade da invenção, o distanciamento do primeiro eixo do pistão – cilindro é tal que o virabrequim precisa girar pelo menos 20 graus além do ponto onde o pistão alcança o ponto morto superior, antes que o pistão de potência possa alcançar a posição de disparo.

Breve Descrição dos Desenhos

A figura 1 é um diagrama esquemático de uma técnica anterior representativa do motor de ciclo de quatro cursos durante o curso de admissão;

A figura 2 é um diagrama esquemático do motor da técnica anterior da figura 1 durante o curso de compressão;

A figura 3 é um diagrama esquemático do motor da técnica ante-

rior da figura 1 durante o curso de potência;

A figura 4 é um diagrama esquemático do motor da técnica anterior da figura 1 durante o curso de exaustão;

A figura 5 é um diagrama esquemático do motor da técnica anterior da figura 1, quando o pistão está na posição de torque máximo;

A figura 6 é uma representação gráfica da pressão do torque e da combustão do motor da técnica anterior da figura 1;

A figura 7 é um diagrama esquemático de um motor de acordo com a presente invenção, durante os cursos de exaustão e admissão;

A figura 8 é um diagrama esquemático do motor da figura 7 quando o primeiro pistão acabou de alcançar o ponto morto superior (TDC) no início do curso de potência;

A figura 9 é um diagrama esquemático do motor da figura 7 quando o primeiro pistão alcançou sua posição de disparo;

A figura 10 é uma representação gráfica da pressão do torque e da combustão do motor da figura 7; e

A figura 11 é um diagrama esquemático de uma modalidade alternativa de um motor de acordo com a presente invenção, tendo diâmetros diferentes de manivela e pistão.

20 Descrição Detalhada das Modalidades Preferidas

Com referência à figura 7, uma modalidade exemplificativa de um motor de combustão interna, com quatro cursos, de acordo com a presente invenção, é mostrado geralmente em 100. O motor 100 inclui um bloco de motor 102 tendo um primeiro cilindro 104 e um segundo cilindro 106 que se estende através daí. Um virabrequim 108 é encaixado para rotação em torno de um eixo do virabrequim 110 (que se estende perpendicular ao plano do papel).

O bloco do motor 102 é o membro estrutural principal do motor 100 e estende-se para cima, a partir do virabrequim 108, à junção com a cabeça do cilindro 112. O bloco do motor 102 serve como a armação estrutural do motor 100 e transporta, tipicamente, o coxim de montagem no qual o motor é sustentado no chassis (não-mostrado). O bloco do motor 102 é ge-

ralmente uma fundição com superfícies apropriadas, usinadas, e orifícios rosqueados para conectar a cabeça do cilindro 112 e outras unidades do motor 100.

5 Os cilindros 104 e 106 são aberturas, tipicamente de uma seção transversal geralmente circular, que se estende através da parte superior do bloco do motor 102. Os cilindros são aqui definidos como câmaras dentro das quais os pistões de um motor fazem um movimento alternado e não tem que ser geralmente circular na seção transversal, isto é, eles podem ter uma forma geralmente elíptica ou em meia-lua.

10 As paredes internas dos cilindros 104 e 106 são perfuradas e polidas para formar superfícies de suporte lisas, precisas, dimensionadas para receber um primeiro pistão de potência 114 e um segundo pistão de compressão 116, respectivamente. O pistão de potência 114 faz o movimento alternado ao longo do primeiro eixo do pistão-cilindro 113, e o pistão de compressão 116 faz o movimento alternado ao longo de um segundo eixo pistão-cilindro 115. O primeiro e segundo cilindros 104 e 106 são dispostos no motor 100, de modo tal que o primeiro e segundo eixos do pistão-cilindro 113 e 115 passam nos lados opostos do eixo do virabrequim 110 sem intersectar o eixo do virabrequim 110.

20 Os pistões 114 e 116 são tipicamente fundições cilíndricas, em forma de taça, de liga de aço e de alumínio. As extremidades superior, fechadas, isto é, na parte de cima, dos pistões de compressão e de potência 114 e 116 são a primeira e segunda coroas 118 e 120, respectivamente. As superfícies externas dos pistões 114, 116 são geralmente usinadas para encaixar no orifício do cilindro firmemente e são tipicamente feitas com sulcos para receber os anéis de pistão (não-mostrados) que vedam o vão entre os pistões e as paredes do cilindro.

30 A primeira e segunda hastes de conexão 122 e 124 incluem uma curva de ângulo 121 e 123, respectivamente. As hastes de conexão 122 e 124 são conectadas, pivotavelmente, em suas extremidades distais superiores 126 e 128 aos pistões de potência e compressão 114 e 116, respectivamente. O virabrequim 108 inclui um par de partes distanciadas mecanica-

mente chamadas primeira e segunda manivela 130 e 132, as quais são conectadas, pivotavelmente, às primeiras extremidades distais, opostas, inferiores, 134 e 136 da primeira e segunda haste de conexão 122 e 124, respectivamente. As conexões mecânicas das hastes de conexão 122 e 124 para os pistões 114, 116 e as manivelas do virabrequim 130, 132 servem para converter o movimento alternado dos pistões (conforme indicado pela seta direcional 138 para o pistão de potência 114 e a seta direcional 140 para o pistão de compressão 116) em movimento giratório (conforme indicado pela seta direcional 142) do virabrequim 108. O primeiro eixo do cilindro do pistão 113 é distanciado, de modo tal que seja disposto no meio-plano imaginário através do qual a primeira manivela do virabrequim 130 gira a partir de sua posição de centro de ponto morto superior para a sua posição de ponto morto inferior. O segundo eixo do cilindro do pistão 115 é distanciado no meio-plano imaginário oposto.

Embora essa modalidade mostre o primeiro e o segundo pistões 114 e 116 conectados diretamente ao virabrequim 108 através das hastes de conexão 122 e 124, respectivamente, está dentro do escopo da invenção que outros meios também podem ser empregados para conectar, de modo operativo, os pistões 114 e 116 ao virabrequim 108. Por exemplo, um segundo virabrequim pode ser usado para conectar, mecanicamente, os pistões 114 e 116 ao primeiro virabrequim 108.

A cabeça do cilindro 112 inclui uma passagem de gás 144 que interconecta o primeiro e o segundo cilindro 104 e 106. A passagem de gás inclui uma válvula de retenção de entrada 146 disposta em uma extremidade distal da passagem de gás 144 próxima ao segundo cilindro 106. Uma válvula de gatilho de saída 150 também é disposta em uma extremidade distal oposta da passagem de gás 144 próxima à parte superior do primeiro cilindro 104. A válvula de retenção de entrada 146 e a válvula de gatilho de saída 150 definem uma câmara de pressão 148 entre elas. A válvula de entrada 146 permite um fluxo de uma só via de gás comprimido a partir do segundo cilindro 106 para a câmara de pressão 148. A válvula de saída 150 permite que o fluxo de uma só via de gás comprimido a partir da câmara de pressão

148 para o primeiro cilindro 104. Embora as válvulas de retenção e de gatilho sejam descritas como as válvulas de entrada e de saída 146 e 150, respectivamente, qualquer projeto de válvula apropriado para a aplicação pode ser usado no lugar delas, por exemplo, a válvula de entrada 146 também
5 pode do tipo de gatilho.

A cabeça do cilindro 112 também inclui uma válvula de admissão 152 do tipo de gatilho disposta sobre a parte superior do segundo cilindro 106 e uma válvula de exaustão 154 do tipo de gatilho disposta sobre a parte superior do primeiro cilindro 104. As válvulas de gatilho 150, 152 e 154
10 têm, tipicamente, um eixo de metal 156 com um disco 158 em uma extremidade encaixada para bloquear a abertura da válvula. As outras extremidades dos eixos 156 das válvulas de gatilho 150, 152 e 154 são mecanicamente conectadas aos eixos de came 160, 162 e 164, respectivamente. Os eixos de came 160, 162 e 164 são, tipicamente, uma haste redonda com lóbulos
15 geralmente ovais, localizados dentro do bloco do motor 102, ou na cabeça do cilindro 112.

Os eixos de came 160, 162 e 164 são mecanicamente conectados ao virabrequim 108, tipicamente através de uma roda de engrenagem, correia ou conexões de corrente (não-mostradas). Quando o virabrequim
20 108 força os eixos de came 160, 162 e 164 a virar, os lóbulos nos eixos de came 160, 162 e 164 fazem com que as válvulas 150, 152 e 154 abram e fechem em momentos precisos no ciclo do motor.

A coroa 120 do pistão do compressor 116, as paredes do segundo cilindro 106 e a cabeça do cilindro 112 formam uma câmara de compressão 166 para o segundo cilindro 106. A coroa 118 do pistão de potência
25 114, as paredes do primeiro cilindro 104 e a cabeça do cilindro 112 formam uma câmara de combustão separada 168 para o primeiro cilindro 104. Uma vela de ignição 170 é disposto na cabeça do cilindro 112 sobre o primeiro cilindro 104 e é controlado por um dispositivo de controle (não-mostrado)
30 que sincroniza a ignição da mistura de ar comprimido na câmara de combustão 168. Embora essa modalidade descreva um motor de ignição de centelha (SI), um versado na técnica reconheceria que os motores de igni-

ção por compressão (CI) também estão dentro do escopo da presente invenção.

5 Durante a operação, o pistão de potência 114 leva o pistão de compressão 116 por um ângulo de mudança de fase 172, definido pelos graus de rotação do virabrequim 108, precisa girar depois que o pistão de potência 114 alcançou sua posição de ponto morto superior para que o pistão de compressão 116 alcance sua posição de ponto morto superior. De preferência, essa mudança de fase é entre 30 e 60 graus. Para essa modalidade particular, preferida, a mudança de fase é fixada substancialmente em 10 50 graus.

A figura 7 ilustra o pistão de potência 114 quando este alcança sua posição de centro de ponto morto inferior (BDC) e acaba de subir (conforme indicado pela seta 138) em seu curso de exaustão. O pistão de compressão 116 está retardando o pistão de potência 114 em 50 graus e desce (seta 140) através de seu curso de admissão. A válvula 156 é aberta para 15 permitir que uma mistura explosiva de combustível e ar seja empurrada para a câmara de compressão 166. A válvula de exaustão 154 também é aberta, permitindo que o pistão 114 force os produtos gastos da combustão para fora da câmara de combustão 168.

20 A válvula de retenção 146 e a válvula de gatilho 150 da passagem de gás 144 são fechadas para impedir a transferência de combustível que pode ser queimado e produtos de combustão gastos entre as duas câmaras 166 e 168. Adicionalmente, durante os cursos de exaustão e admissão, a válvula de retenção de entrada 146 e a válvula de gatilho de saída 25 150 vedam a câmara de pressão 148 para manter, substancialmente, a pressão do gás aí preso dos cursos de potência e compressão anteriores.

30 Com referência à figura 8, o pistão de potência 114 alcançou sua posição de ponto morto superior (TDC) e está prestes a descer para o curso de potência (indicado pela seta 138), enquanto o pistão de compressão 116 está subindo através de seu curso de compressão (indicado pela seta 140). Nesse ponto, a válvula de retenção de entrada 146, a válvula de saída 150, a válvula de admissão 152 e a válvula de descarga 154 são todas fechadas.

No pistão TDC 114 tem uma distância de folga 178 entre a coroa 118 do pistão 114 e a parte superior do cilindro 104. Essa distância de folga 178 é muito pequena em comparação com a distância de folga 60 do motor padrão 10 (melhor visto na figura 3). Isso é porque o curso de potência no motor 100 segue um curso de exaustão de pressão baixa, enquanto o curso de potência no motor padrão 10 segue um curso de compressão de pressão elevada. Portanto, em contraste distinto com o motor padrão 10, há uma pequena penalidade para o motor 100 para reduzir a distância de folga 178, uma vez que não há nenhum gás de pressão elevada preso entre a coroa 118 e a parte superior do cilindro 114. Além disso, reduzindo-se a distância da folga 178, é feita uma inundação de quase todos os produtos de exaustão.

Para alinhar, substancialmente, o ponto de torque máximo com a pressão de combustão máxima, o virabrequim 108 precisa ser girado aproximadamente 40 graus além de sua posição de ponto morto superior quando o pistão de potência 114 está em sua posição de disparo ideal. Adicionalmente, considerações semelhantes são verdadeiras no pistão de compressão 116 para reduzir a quantidade de torque e potência consumidos pelo virabrequim 108 durante um curso de compressão. Ambas essas considerações requerem que os distanciamentos nos eixos pistão-cilindro sejam muito maiores do que os distanciamentos anteriores, da técnica anterior, isto é, os distanciados nos quais o virabrequim precisa girar pelo menos 20 graus além da posição de ponto morto superior de um pistão antes que o pistão possa alcançar uma posição de disparo. Esses distanciamento são, de fato, tão grandes que uma haste de conexão reta que conecta os pistões 114 e 116 iriam interferir na extremidade distal, inferior, dos cilindros 104 e 106 durante um curso.

Por conseguinte, a curva 121 na haste de conexão 122 precisa ser disposta intermediária às suas extremidades distais e ter uma magnitude tal que a haste de conexão 122 libera a extremidade distal inferior 174 do cilindro 104 enquanto o pistão de potência 114 faz o movimento alternado através de todo o curso. Adicionalmente, a curva 123 em uma haste de conexão 124 precisa ser disposta intermediária às suas extremidades distais e

têm uma magnitude tal que a haste de conexão 124 libera a extremidade distal inferior 176 do cilindro 106 enquanto o pistão de compressão 116 faz o movimento alternado através de um inteiro de curso.

Com referência à figura 9, o virabrequim 108 girou 40 graus adicionais (conforme indicado pela seta 180) para além da posição TDC do pistão de potência 114 para alcançar sua posição de disparo e o pistão de compressão 116 acaba de completar seu curso de compressão. Durante esses 40 graus de rotação, o gás comprimido dentro do segundo cilindro 116 alcança uma pressão limite que força a válvula de retenção 146 a abrir, enquanto o came 162 é sincronizado também para abrir a válvula de saída 150. Portanto, quando o pistão de potência 114 desce e o pistão de compressão 116 sobe, uma massa substancialmente igual de gás comprimido é transferida da câmara de compressão 166 do segundo cilindro 106 para a câmara de combustão 168 do primeiro cilindro 104. Quando o pistão de potência 114 alcança sua posição de disparo, a válvula de retenção 146 e a válvula de saída 150 se fecham para impedir qualquer transferência de gás através da câmara de pressão 148. Por conseguinte, a massa e a pressão do gás dentro da câmara de pressão 148 permanece relativamente constante antes e depois que a transferência de gás ocorre. Em outras palavras, a pressão do gás dentro da câmara de pressão 148 é mantida pelo menos (ou acima) de uma determinada pressão na condição de ignição, por exemplo, aproximadamente 1856,25 KPa absoluta (270 psia) para todo o ciclo de quatro cursos.

Quando o pistão de potência 114 desceu para a sua posição de disparo a partir do TDC, a distância da folga 178 cresceu para substancialmente se igualar à distância da folga 60 do motor padrão 10 (melhor vista na figura 3), isto é, 1,45 cm (0,571"). Adicionalmente, as condições de disparo são substancialmente as mesmas que as condições de disparo do motor padrão 10, que são, geralmente: 1) um pistão com 10,16 cm (4 polegadas) de diâmetro; 2) um volume de folga de 18239 cm³ (7181 polegadas cúbicas); 3) uma pressão antes da ignição de aproximadamente 1856,25 KPa absoluta (270 psia) e 4) uma pressão de combustão máxima após a ignição de

aproximadamente 8250 KPa absoluta (1200 psia). Além disso, o ângulo da primeira manivela 130 do virabrequim 108 é a posição de torque máximo, isto é, aproximadamente 40 graus além do CPMS. Portanto, a vela de ignição 170 é sincronizado para fazer a ignição de modo tal que a pressão de combustão máxima ocorra quando o pistão de potência 114 alcança, substancialmente, a posição de torque máximo.

Durante os próximos 10 graus de rotação 142 do virabrequim 108, o pistão de compressão 116 irá passar através de sua posição TDC e, em seguida, começa outro curso de admissão para começar novamente o ciclo. O pistão de compressão 116 também tem uma distância muito pequena de folga 182 em relação ao motor padrão 10. Isso é possível porque, quando a pressão de gás na câmara de compressão 166 do segundo cilindro 106 alcança a pressão na câmara de pressão 148, a válvula de retenção 146 é forçada a abrir para permitir que o gás flua através daí. Portanto, muito pouca pressão de gás é pega na parte superior do pistão de potência 116 quando este alcança sua posição TDC.

A proporção de compressão do motor 100 pode ser qualquer coisa dentro do domínio dos motores SI ou CI, mas, para essa modalidade exemplificativa, está substancialmente dentro da faixa de 6 a 8,5. Conforme definido anteriormente, a proporção de compressão é o volume máximo de uma massa predeterminada de uma mistura de ar-combustível antes de um curso de compressão, dividido pelo volume da massa da mistura de ar-combustível no ponto de ignição. Para o motor 100, a proporção de compressão é substancialmente a proporção do volume de deslocamento no segundo cilindro 106 quando o pistão de compressão 116 passa do BDC para o TDC para o volume no primeiro cilindro 104 quando o pistão de potência 114 está em sua posição de disparo.

Em distinto contraste com o motor padrão 10, onde o curso de compressão e o curso de potência são sempre feitos em seqüência pelo mesmo pistão, o curso de potência é feito pelo pistão de potência 114 apenas, e o curso de compressão é feito pelo pistão de compressão 116 apenas. Portanto, o pistão de potência 116 pode ser distanciado para alinhar a

pressão máxima de combustão com o torque máximo aplicado ao virabrequim 108 sem incorrer em penalidade por estar fora de alinhamento no curso de compressão. Por outro lado, o pistão de compressão 114 pode ser distanciado para alinhar a pressão máxima de compressão com um torque mínimo aplicado a partir do virabrequim 108 sem incorrer em penalidade por estar fora de alinhamento no curso de potência.

Com referência à figura 10, esse conceito pode ser ilustrado com mais detalhes. Aqui, um gráfico de força tangencial, ou torque versus graus de rotação do TDC para o pistão de potência 114 é mostrado em 184 para o motor 100. Adicionalmente, um gráfico de pressão de combustão versus o grau de rotação do TDC para o pistão de potência 114 é mostrado em 186 para o motor 100. Os cálculos para os gráficos 184 e 186 foram baseados no motor 100 tendo condições de disparo substancialmente iguais às de um motor padrão. Isto é: 1) um pistão de diâmetro de 10,16 cm (4 polegadas); 2) um volume de folga de 18239 cm³ (7181 polegadas cúbicas); 3) uma pressão antes da ignição de aproximadamente 1856,25 KPa absoluta (270 psia); 4) uma pressão de combustão máxima após a ignição de aproximadamente 8,250 KPa absoluta (1200 psia) e 5) revoluções por minuto (RPM) substancialmente iguais dos virabrequins 108 e 38. Em distinto contraste com os gráficos da figura 6 para o motor padrão da técnica anterior 10, o ponto de pressão de combustão máxima 188 é substancialmente alinhado com o ponto de torque máximo 190. Esse alinhamento da pressão de combustão 186 com o torque 184 resulta em um significativo aumento de rendimento.

Além disso, o distanciamento do pistão de compressão 116 também pode ser otimizado para substancialmente alinhar o torque máximo distribuído para o pistão de compressão 116 do virabrequim 108 com a pressão de compressão máxima do gás. O distanciamento do pistão de compressão 116 reduz a quantidade de potência exercida para completar o curso de compressão e ainda aumentar a eficiência total do motor 100 com relação ao motor padrão 10. Com os distanciamentos combinados do pistão de potência e de compressão 114 e 116 o rendimento teórico total do motor 100 pode ser aumentado em, aproximadamente, 20 a 40 por cento em relação ao

motor padrão.

Com referência à figura 11, uma modalidade alternativa de um motor dividido, com quatro cursos, tendo diâmetros desiguais de manivela e de pistão, é mostrado geralmente em 200. Pelo fato dos cursos de compressão e potência serem feitos por pistões separados 114, 116, vários aperfeiçoamentos podem ser feitos para otimizar o rendimento de cada curso, sem as penalidades associadas incorridas quando os cursos são feitos por um único pistão. Por exemplo, o diâmetro do pistão de compressão 204 pode ser feito maior do que o diâmetro do pistão de potência 202 para ainda aumentar o rendimento de compressão. Adicionalmente, o raio 206 da primeira manivela 130 para o pistão de potência 114 pode ser feito maior do que o raio 208 da segunda manivela 132 para o pistão de compressão 116, para ainda aumentar o torque total aplicado ao virabrequim 108.

Enquanto as modalidades preferidas foram descritas, várias modificações e substituições podem ser feitas sem que se afastem do espírito e escopo da invenção. Por conseguinte, deve-se entender que a presente invenção foi descrita a título de ilustração e não para limitar.

REIVINDICAÇÕES

1. Motor, compreendendo:

um virabrequim (108), que gira em torno de um eixo de virabrequim (100) do motor (100);

5 um pistão de potência (114) recebido, de forma deslizável, dentro de um primeiro cilindro (104) e operativamente conectado ao virabrequim (108), de modo tal que o pistão de potência faz um movimento alternado através de um tempo de potência e um tempo de descarga de um ciclo de quatro tempos durante uma rotação única do virabrequim (108);

10 um pistão de compressão (116) recebido, de forma deslizável, dentro de um segundo cilindro (106) e conectado, de forma operativa, ao virabrequim (108), de modo tal que o pistão de compressão faz o movimento alternado através de um tempo de admissão e um tempo de compressão do mesmo ciclo de quatro tempos durante a mesma rotação do virabrequim
15 (108);

um primeiro eixo de pistão-cilindro (113) , ao longo do qual o pistão de potência (114) faz o movimento alternado dentro do primeiro cilindro (104), em que o primeiro eixo de pistão-cilindro (113) tem um distanciamento do eixo do virabrequim (110) de modo tal que o eixo de pistão-cilindro
20 não intersecta o eixo do virabrequim,

uma passagem de gás (144) que interconecta o primeiro e o segundo cilindros (104, 106), a passagem de gás incluindo uma válvula de entrada (146) e uma válvula de saída (150) que definem uma câmara de pressão (148) entre elas; e

25 **caracterizado** pelo fato de que o distanciamento do primeiro eixo de pistão-cilindro alinha, substancialmente, um ponto de pressão de combustão máxima aplicado ao pistão de potência (114) com um ponto de torque máximo aplicado ao virabrequim (108) durante o tempo de potência.

30 2. Motor de acordo com a reivindicação 1, **caracterizado** pelo fato de que a válvula de entrada e a válvula de saída (146, 150) da passagem de gás (144) mantêm, substancialmente, pelo menos uma pressão de gás em condição de disparo predeterminada na câmara de pressão (148)

durante todo o ciclo de quatro tempos.

3. Motor, de acordo com a reivindicação 1, **caracterizado** pelo fato de que o pistão de potência (114) leva o pistão de compressão (116) por um ângulo de troca de fase que é substancialmente maior do que zero.

5 4. Motor, de acordo com a reivindicação 1, **caracterizado** pelo fato de que o distanciamento do primeiro eixo pistão-cilindro (113) é de modo tal que o virabrequim (108) precisa girar pelo menos 20 graus além do ponto onde o pistão de potência (114) alcança o ponto morto superior, antes que o pistão de potência (114) possa alcançar uma posição de disparo.

10 5. Motor, de acordo com a reivindicação 3, **caracterizado** pelo fato de que o ângulo de mudança de fase é aproximadamente entre 30 graus e 60 graus.

6. Motor, de acordo com a reivindicação 3, **caracterizado** pelo fato de que compreende:

15 um segundo eixo pistão-cilindro (115), ao longo do qual o pistão de compressão (116) faz o movimento alternado dentro do segundo cilindro (106), em que o segundo eixo do cilindro-pistão tem um distanciamento do eixo do virabrequim (110) de modo tal que o segundo eixo de pistão-cilindro não intersecta o eixo do virabrequim e passa em um lado oposto do eixo do virabrequim relativo ao primeiro eixo de pistão-cilindro (113).

20 7. Motor, compreendendo:

um virabrequim (108), que gira em torno de um eixo de virabrequim (110) do motor (100);

25 um pistão de potência (114) recebido, de forma deslizável, dentro de um primeiro cilindro (104) e operativamente conectado ao virabrequim (108), de modo tal que o pistão de potência faz um movimento alternado através de um tempo de potência e um tempo de descarga de um ciclo de quatro tempos durante uma rotação única do virabrequim (108); e

30 um pistão de compressão (116) recebido, de forma deslizável, dentro de um segundo cilindro (106) e conectado, de forma operativa, ao virabrequim (108), de modo tal que o pistão de compressão (116) faz o movimento alternado através de um tempo de admissão e um tempo de com-

pressão do mesmo ciclo de quatro tempos durante a mesma rotação do virabrequim (108);

uma passagem de gás (144) que interconecta os primeiro e segundo cilindros (104, 106), a passagem de gás incluindo uma válvula de entrada (146) e uma válvula de saída (150) que definem uma câmara de pressão (148) entre elas,

caracterizado pelo fato de que a válvula de entrada e a válvula de saída da passagem de gás (144) mantêm, substancialmente, pelo menos uma pressão de gás na condição de disparo predeterminado na câmara de pressão (148) durante todo o ciclo de quatro tempos, e

em que o pistão de potência (114) descende até a posição de disparo a partir de sua posição de ponto morto superior.

8. Motor de acordo com a reivindicação 7, **caracterizado** pelo fato de que compreende:

um primeiro eixo de pistão-cilindro (113), ao longo do qual o pistão de potência (114) faz o movimento alternado dentro do primeiro cilindro (104), em que o primeiro eixo de pistão-cilindro tem um distanciamento do eixo do virabrequim (110) de modo tal que o eixo de pistão-cilindro (113) não intersecta o eixo do virabrequim.

9. Motor, de acordo com a reivindicação 8, **caracterizado** pelo fato de que o pistão de potência (114) leva ao pistão de compressão (116) por um ângulo de mudança de fase que é substancialmente maior do que zero.

10. Motor, de acordo com a reivindicação 8, **caracterizado** pelo fato de que o distanciamento do primeiro eixo pistão-cilindro (113) é tal que o virabrequim (108) precisa girar pelo menos 20 graus além do ponto onde o pistão de potência (114) alcança o ponto morto superior, antes que o pistão de potência possa alcançar uma posição de disparo.

11. Motor, de acordo com a reivindicação 9, **caracterizado** pelo fato de que o ângulo de mudança de fase é aproximadamente entre 30 graus e 60 graus.

12. Motor, de acordo com a reivindicação 10, **caracterizado** pelo

fato de que compreende: um segundo eixo de pistão-cilindro (115) ao longo do qual o pistão de compressão (116) faz o movimento alternado dentro do segundo cilindro (106), em que o segundo eixo pistão-cilindro (115) tem um distanciamento do eixo do virabrequim (110) de modo tal que o segundo eixo de pistão-cilindro não intersecta o eixo do virabrequim e passa em um lado oposto do eixo do virabrequim relativo ao primeiro eixo de pistão-cilindro (113).

13. Motor, de acordo com a reivindicação 10, **caracterizado** pelo fato de que compreende:

10 o virabrequim (108) tendo uma primeira manivela e uma segunda manivela (130, 132);

uma primeira haste de conexão (122) conectada, pivotavelmente, tanto ao pistão de potência (114) quanto à primeira manivela (130) do virabrequim (108); e

15 uma segunda haste de conexão (124) conectada, pivotavelmente, tanto ao pistão de compressão (116) quanto à segunda manivela (132) do virabrequim (108);

em que cada uma das primeira e segunda hastes de conexão (122, 124) tem uma curvatura angular de tal magnitude que a haste de conexão libera a extremidade inferior do cilindro associado, dentro o primeiro e o segundo cilindro (104, 106).

14. Motor, de acordo com a reivindicação 10, **caracterizado** pelo fato de que os diâmetros do pistão de potência e compressão (114, 116) são substancialmente diferentes.

25 15. Motor, de acordo com a reivindicação 13, **caracterizado** pelo fato de que a primeira e a segunda manivela (130, 132) do virabrequim têm substancialmente comprimentos diferentes.

16. Motor, compreendendo:

30 um virabrequim (108) que gira em torno de um eixo de virabrequim do motor (110);

um pistão de potência (114) recebido, de forma deslizável, dentro de um primeiro cilindro (104) e operativamente conectado ao virabrequim

(108), de modo tal que o pistão de potência (114) faz um movimento alternado através de um tempo de potência e um tempo de descarga de um ciclo de quatro tempos durante uma rotação única do virabrequim (108);

um pistão de compressão (116) recebido, de forma deslizável,
5 dentro de um segundo cilindro (106) e conectado, de forma operativa, ao virabrequim (108), de modo tal que o pistão de compressão (116) faz o movimento alternado através de um tempo de admissão e um tempo de compressão do mesmo ciclo de quatro tempos durante a mesma rotação do virabrequim (108);

10 um primeiro eixo de pistão-cilindro (113), ao longo do qual o pistão de potência (114) faz o movimento alternado dentro do primeiro cilindro (104), em que o primeiro eixo de pistão-cilindro (113) tem um distanciamento do eixo do virabrequim (110) de modo tal que o primeiro eixo de pistão-cilindro não intersecta o eixo do virabrequim, e

15 uma passagem de gás (144) que interconecta os primeiro e segundo cilindros (104, 106), a passagem de gás incluindo uma válvula de entrada (146) e uma válvula de saída (150) que definem uma câmara de pressão (148) entre elas;

caracterizado pelo fato de que o pistão de potência (114) leva o
20 pistão de compressão (116) por um ângulo de mudança de fase que é substancialmente igual ou maior do que 20 graus.

17. Motor, de acordo com a reivindicação 16, **caracterizado**
pelo fato de que a válvula de entrada (146) permite substancialmente o fluxo
25 de uma via do gás comprimido do segundo cilindro (106) para a câmara de pressão (148) e a válvula de saída (148) permite, substancialmente, o fluxo de uma via do gás comprimido da câmara de pressão (148) para o primeiro cilindro (104);

em que a válvula de entrada e a válvula de saída (146, 148) da
passagem de gás (144) mantém, substancialmente, pelo menos uma pres-
30 são de gás na condição predeterminada de disparo na câmara de pressão (148) durante todo o ciclo de curso.

18. Motor, de acordo com a reivindicação 16, **caracterizado** pelo

fato de que o ângulo de mudança de fase é aproximadamente entre 30 graus e 60 graus.

19. Motor, de acordo com a reivindicação 16, **caracterizado** pelo fato de que o distanciamento do primeiro eixo pistão-cilindro (113) é tal que o virabrequim (108) precisa girar pelo menos 20 graus além do ponto onde o pistão de potência (114) alcança o ponto morto superior, antes que o pistão de potência alcance uma posição de disparo.

20. Motor, de acordo com a reivindicação 16, **caracterizado** pelo fato de que compreende:

10 um segundo eixo de pistão-cilindro (115) ao longo do qual o pistão de compressão faz o movimento alternado dentro do segundo cilindro (106), em que o segundo eixo pistão-cilindro (115) tem um distanciamento a partir do eixo do virabrequim (110) de modo tal que o segundo eixo de pistão-cilindro não intersecta o eixo do virabrequim (110) e passa em um lado oposto ao eixo do virabrequim relativo ao primeiro eixo de pistão-cilindro (113).

21. Motor, compreendendo:

um virabrequim (108) que gira em torno de um eixo de virabrequim do motor (110);

20 um pistão de potência (114) recebido, de forma deslizável, dentro de um primeiro cilindro (104) e operativamente conectado ao virabrequim (108), de modo tal que o pistão de potência (114) faz um movimento alternado através de um tempo de potência e um tempo de descarga de um ciclo de quatro tempos durante uma rotação única do virabrequim (108);

25 um pistão de compressão (116) recebido, de forma deslizável, dentro de um segundo cilindro (106) e conectado, de forma operativa, ao virabrequim (108), de modo tal que o pistão de compressão (116) faz o movimento alternado através de um tempo de admissão e um tempo de compressão do mesmo ciclo de quatro tempos durante a mesma rotação do virabrequim (108);

30 um eixo de pistão-cilindro (115), ao longo do qual o pistão de compressão (116) faz o movimento alternado dentro do segundo cilindro

(106), em que o eixo de pistão-cilindro (115) tem um distanciamento do eixo do virabrequim (110) de modo tal que o eixo de pistão-cilindro (115) não intersecta o eixo do virabrequim (110); e

uma passagem de gás (144) que interconecta os primeiro e segundo cilindros (104, 106), a passagem de gás incluindo uma válvula de entrada (146) e uma válvula de saída (150) que definem uma câmara de pressão (148) entre elas;

caracterizado pelo fato de que o pistão de potência (114) leva o pistão de compressão (116) por um ângulo de mudança de fase que é substancialmente igual ou superior a 20 graus.

22. Motor, de acordo com a reivindicação 21, **caracterizado** pelo fato de que a válvula de entrada (146) permite, substancialmente, um fluxo de uma via de gás comprimido a partir do segundo cilindro (106) para a câmara de pressão (148) e a válvula de saída (150) permite, substancialmente, o fluxo de uma via de gás comprimido a partir da câmara de pressão (148) para o primeiro cilindro (04);

em que a válvula de entrada (146) e a válvula de saída (150) da passagem de gás (144) mantêm, substancialmente, pelo menos uma pressão de gás em condição de disparo predeterminada na câmara de pressão (148) durante todo o ciclo de quatro tempos.

23. Motor, de acordo com a reivindicação 21, **caracterizado** pelo fato de que o ângulo de mudança de fase é aproximadamente entre 30 graus e 60 graus.

24. Motor compreendendo:

um virabrequim (108) que gira em torno de um eixo de virabrequim do motor (110);

um pistão de potência (114) recebido, de forma deslizável, dentro de um primeiro cilindro (104) e operativamente conectado ao virabrequim (108), de modo tal que o pistão de potência (114) faz um movimento alternado através de um tempo de potência e um tempo de descarga de um ciclo de quatro tempos durante uma rotação única do virabrequim (108);

um pistão de compressão (116) recebido, de forma deslizável,

dentro de um segundo cilindro (106) e conectado, de forma operativa, ao virabrequim (108), de modo tal que o pistão de compressão (116) faz o movimento alternado através de um tempo de admissão e um tempo de compressão do mesmo ciclo de quatro tempos durante a mesma rotação do virabrequim (108); e

5 um primeiro eixo de pistão-cilindro (113), ao longo do qual o pistão de potência (114) faz o movimento alternado dentro do primeiro cilindro (104), em que o primeiro eixo de pistão-cilindro (113) tem um distanciamento do eixo do virabrequim (110) de modo tal que o primeiro eixo de pistão-cilindro (113) não intersecta o eixo do virabrequim (110),

10 uma passagem de gás (144) que interconecta o primeiro e o segundo cilindro (104, 106), a passagem de gás incluindo uma válvula de entrada (146) e uma válvula de saída (150) que definem uma câmara de pressão (148) entre elas;

15 **caracterizado** pelo fato de que o distanciamento do primeiro eixo pistão-cilindro (113) é tal que o virabrequim precisa girar pelo menos 20 graus além do ponto onde o pistão de potência (114) alcança o ponto morto superior, antes que o pistão de potência (114) possa alcançar uma posição de disparo.

20 25. Motor, de acordo com a reivindicação 24, **caracterizado** pelo fato de que

o virabrequim (108) tem uma primeira manivela (130) e uma segunda manivela (132);

25 uma primeira haste (122) é conectada, pivotavelmente, tanto ao pistão de potência (114) quanto à primeira manivela (130) do virabrequim (108); e

uma segunda haste de conexão (124) é conectada, pivotavelmente, tanto ao pistão de compressão (116) quanto à segunda manivela (132) do virabrequim (108);

30 em que cada uma das primeira e segunda hastes de conexão (122, 124) tem uma curvatura angular de tal magnitude que a haste de conexão libera a extremidade inferior dos primeiro e segundo cilindros associ-

ados.

26. Motor, de acordo com a reivindicação 24, **caracterizado** pelo fato de que os diâmetros do pistão de compressão e de potência (116, 114) são substancialmente diferentes.

5 27. Motor, de acordo com a reivindicação 25, **caracterizado** pelo fato de que primeira e segunda manivelas (130, 132) do virabrequim têm, substancialmente, comprimentos diferentes.

28. Motor compreendendo:

10 um virabrequim (108), que gira em torno de um eixo de virabrequim (110) do motor (100);

um pistão de potência (114) recebido, de forma deslizável, dentro de um primeiro cilindro (104) e operativamente conectado ao virabrequim (108), via o primeiro sistema de conexão, de modo tal que o pistão de potência faz um movimento alternado através de um tempo de potência e um tempo de descarga de um ciclo de quatro tempos durante uma rotação única do virabrequim;

15

um pistão de compressão (116) recebido, de forma deslizável, dentro de um segundo cilindro (106) e conectado, de forma operativa, ao virabrequim (108), via o segundo sistema de conexão, de modo tal que o pistão de compressão (116) faz o movimento alternado através de um tempo de admissão e um tempo de compressão do mesmo ciclo de quatro tempos durante a mesma rotação do virabrequim;

20

um primeiro eixo de pistão-cilindro (113), ao longo do qual o pistão de potência (114) faz o movimento alternado dentro do primeiro cilindro (104);

25

um segundo eixo de pistão-cilindro (115), ao longo do qual o pistão de compressão (116) faz um movimento alternado dentro do segundo cilindro (106), e

30 uma passagem de gás (144) que interconecta o primeiro e o segundo cilindro (104, 106), a passagem de gás incluindo uma válvula de entrada (146) e uma válvula de saída (150) que definem uma câmara de pressão (148) entre elas,

caracterizado pelo fato de que o primeiro e segundo sistemas de conexão não compartilham a mesma conexão mecânica, e

em que um dentre o primeiro e o segundo eixo do pistão-cilindro (113, 115) tem um distanciamento do eixo do virabrequim;

5 29. Motor, de acordo com a reivindicação 28, **caracterizado** pelo fato de que a válvula de entrada (146) permite substancialmente um fluxo de via única de gás comprimido do segundo cilindro (106) para a câmara de pressão (148) e a válvula de saída (150) permite, substancialmente, um fluxo de via única de gás comprimido da câmara de pressão (148) para o primeiro
10 cilindro (104).

30. Motor, de acordo com a reivindicação 28, **caracterizado** pelo fato de que a válvula de entrada (146) e a válvula de saída (150) da passagem de gás (114) mantêm, substancialmente, pelo menos uma pressão de gás em condição predeterminada de disparo na câmara de pressão (148)
15 durante todo o ciclo de quatro tempos.

31. Motor, de acordo com a reivindicação 28, **caracterizado** pelo fato de que os diâmetros do pistão de potência (114) e de compressão (116) são substancialmente diferentes.

32. Motor, de acordo com a reivindicação 28, **caracterizado** pelo
20 fato de que o pistão de potência (114) leva o pistão de compressão (116) por um ângulo de mudança de fase que é substancialmente maior do que zero.

33. Motor, de acordo com a reivindicação 28, **caracterizado** pelo fato de que:

o virabrequim (108) tem uma primeira e uma segunda manivela
25 de virabrequim (130, 132);

o primeiro sistema de conexão (122) conectado, pivotavelmente, à primeira manivela (130) do virabrequim (108); e

o segundo sistema de conexão (124) conectado, pivotavelmente, à segunda manivela (132) do virabrequim.

30 34. Motor, de acordo com a reivindicação 28, **caracterizado** pelo fato de que o distanciamento do primeiro eixo pistão-cilindro (113) é tal que o virabrequim (108) precisa girar pelo menos 20 graus além do ponto onde o

pistão de potência (114) alcança o ponto morto superior antes do pistão de potência (114) alcançar uma posição de disparo.

35. Motor, de acordo com a reivindicação 32, **caracterizado** pelo fato de que o ângulo de mudança de fase é pelo menos 20 graus.

5 36. Motor, de acordo com a reivindicação 33, **caracterizado** pelo fato de que as primeira e segunda manivelas (130, 132) do virabrequim têm, substancialmente, comprimentos diferentes.

37. Motor, de acordo com a reivindicação 7, **caracterizado** pelo fato de que os diâmetros do pistão de compressão e potência (116, 114) são substancialmente diferentes.

10 38. Motor, de acordo com a reivindicação 7, **caracterizado** pelo fato de que o virabrequim (108) tem uma primeira e uma segunda manivela de virabrequim, as manivelas (130, 132) do virabrequim tendo, substancialmente, comprimentos diferentes.

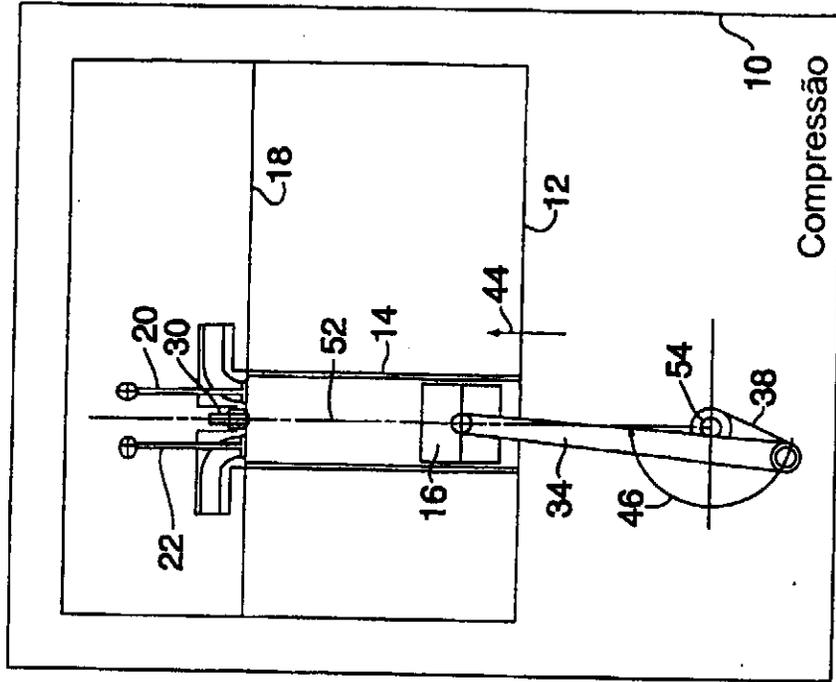


FIG. 2
Técnica Anterior

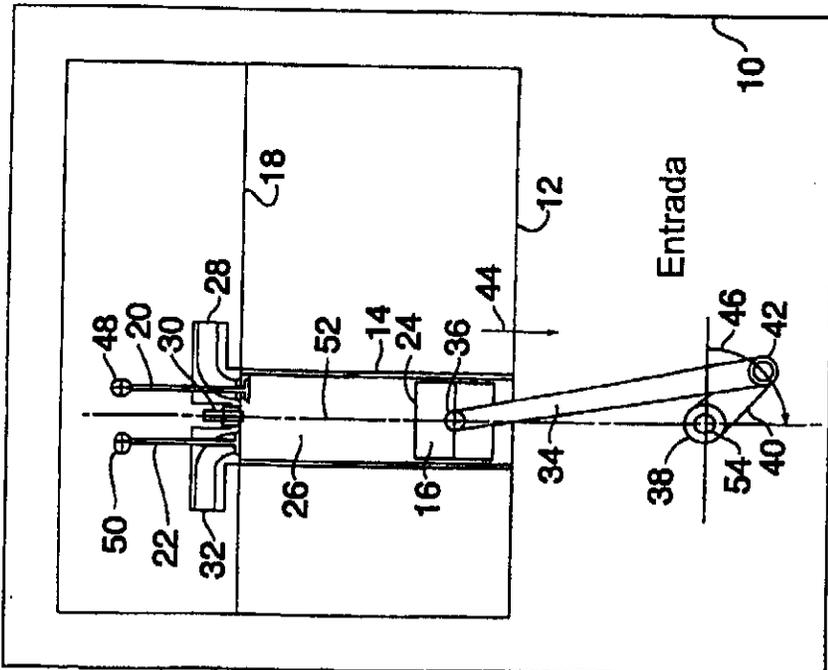


FIG. 1
Técnica Anterior

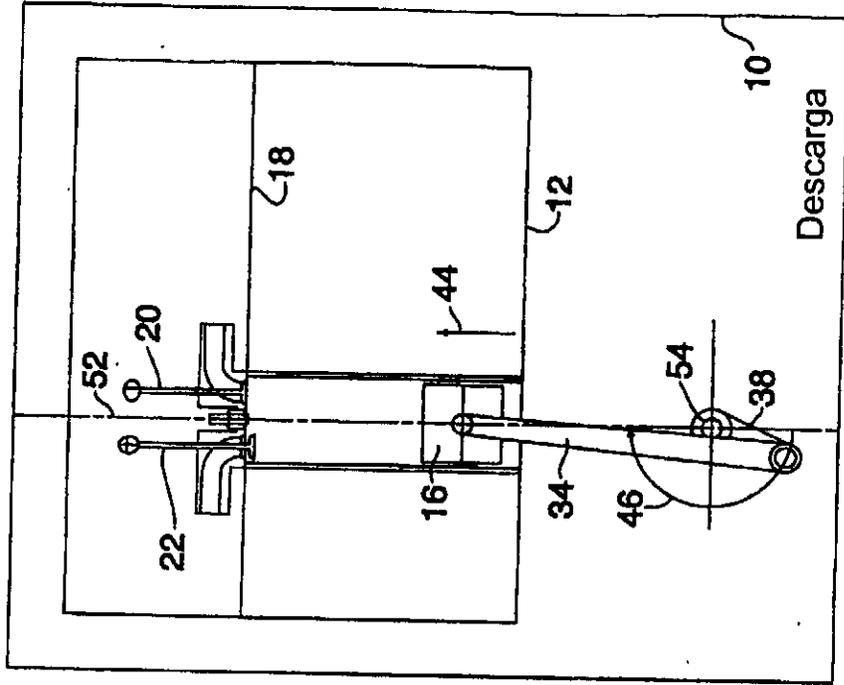


FIG. 4
Técnica Anterior

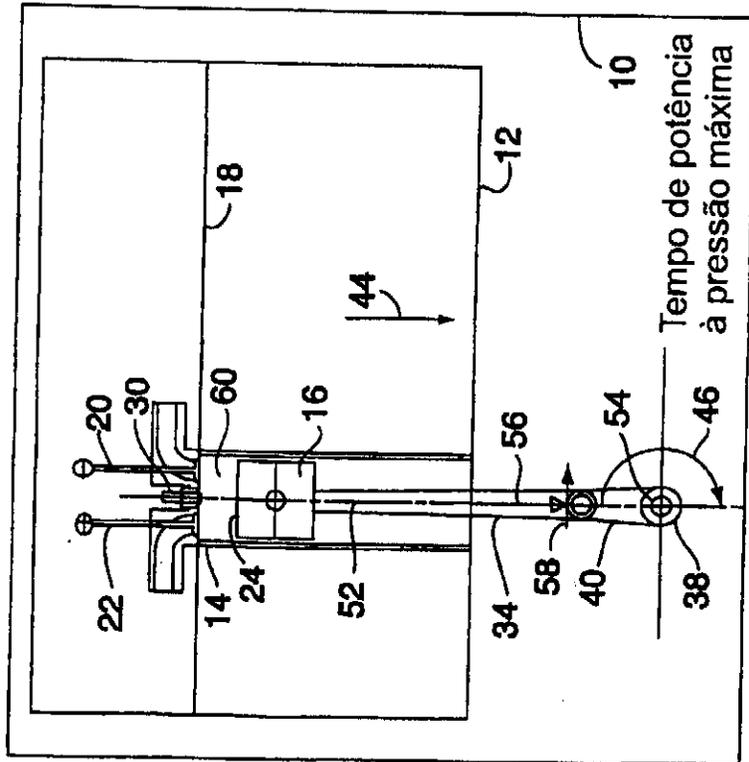


FIG. 3
Técnica Anterior

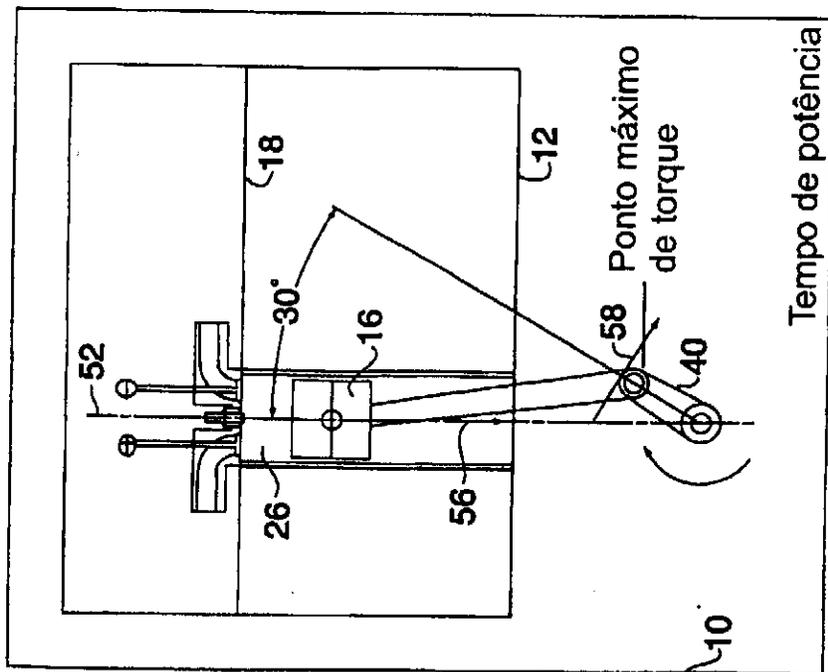


FIG. 5
Técnica Anterior

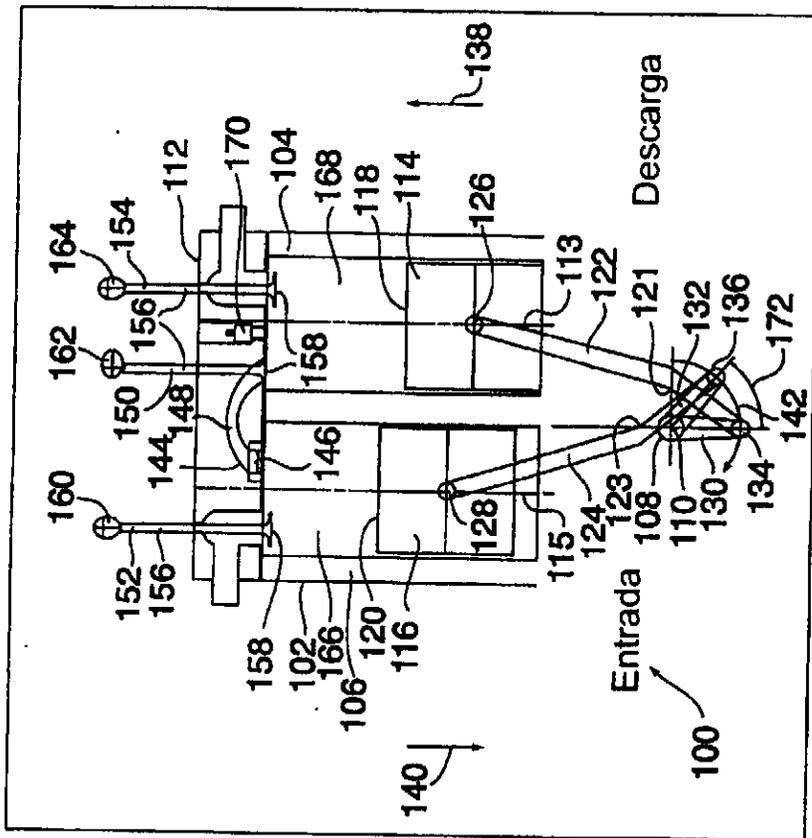


FIG. 7

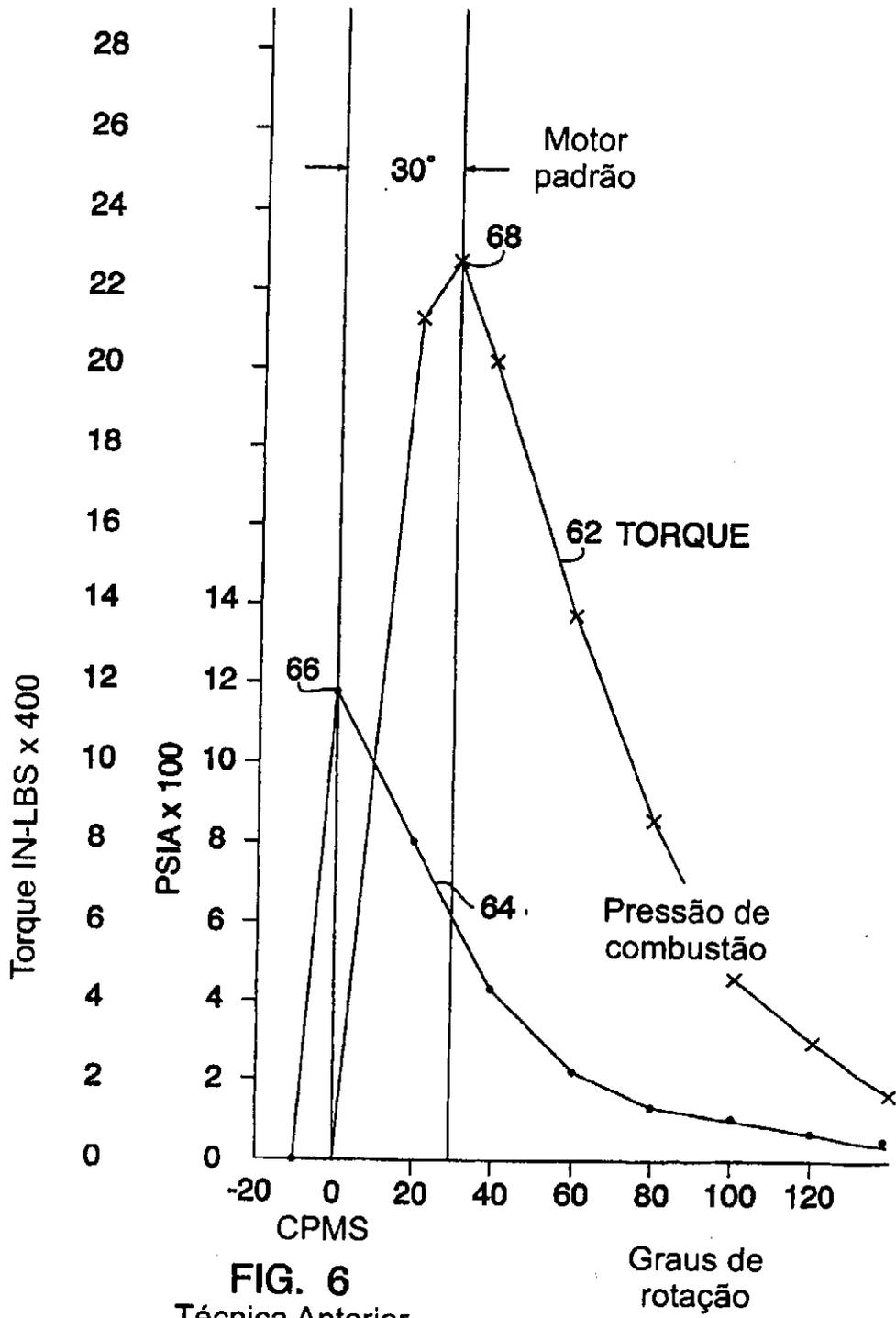


FIG. 6
Técnica Anterior

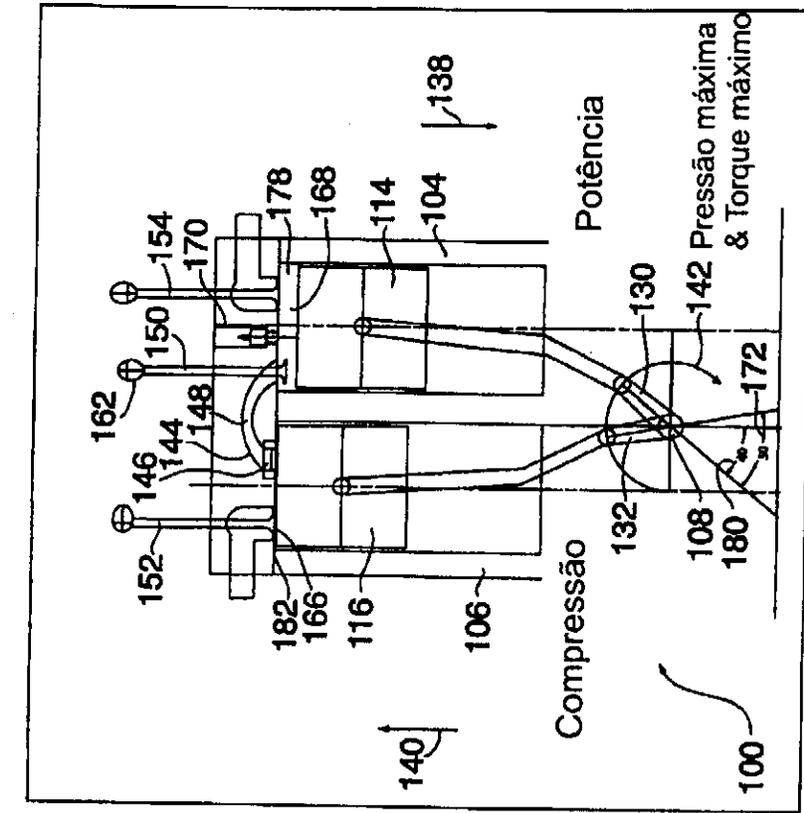


FIG. 8

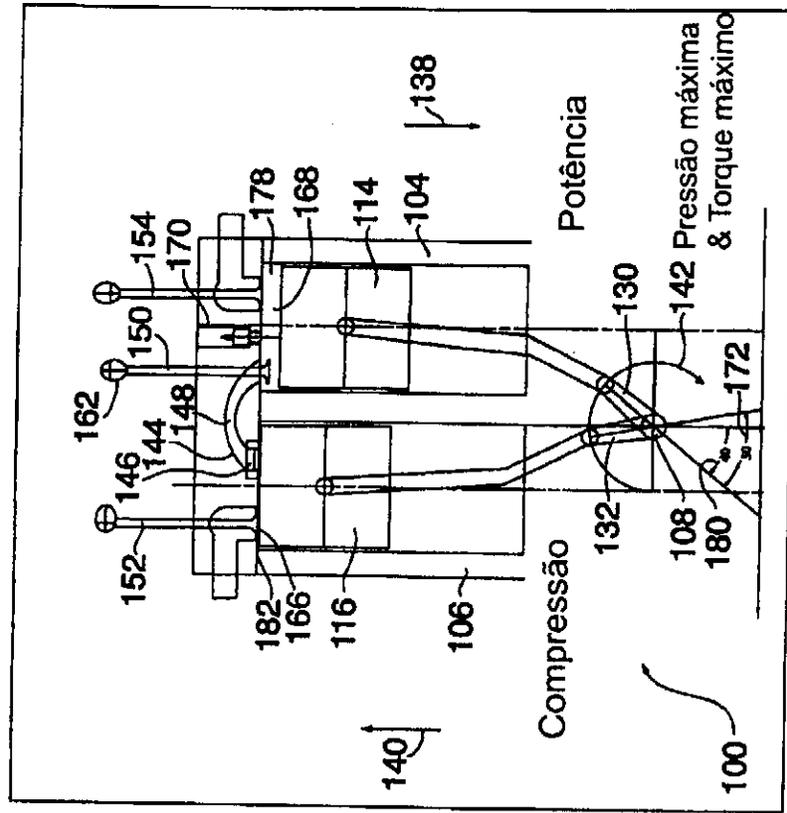


FIG. 9

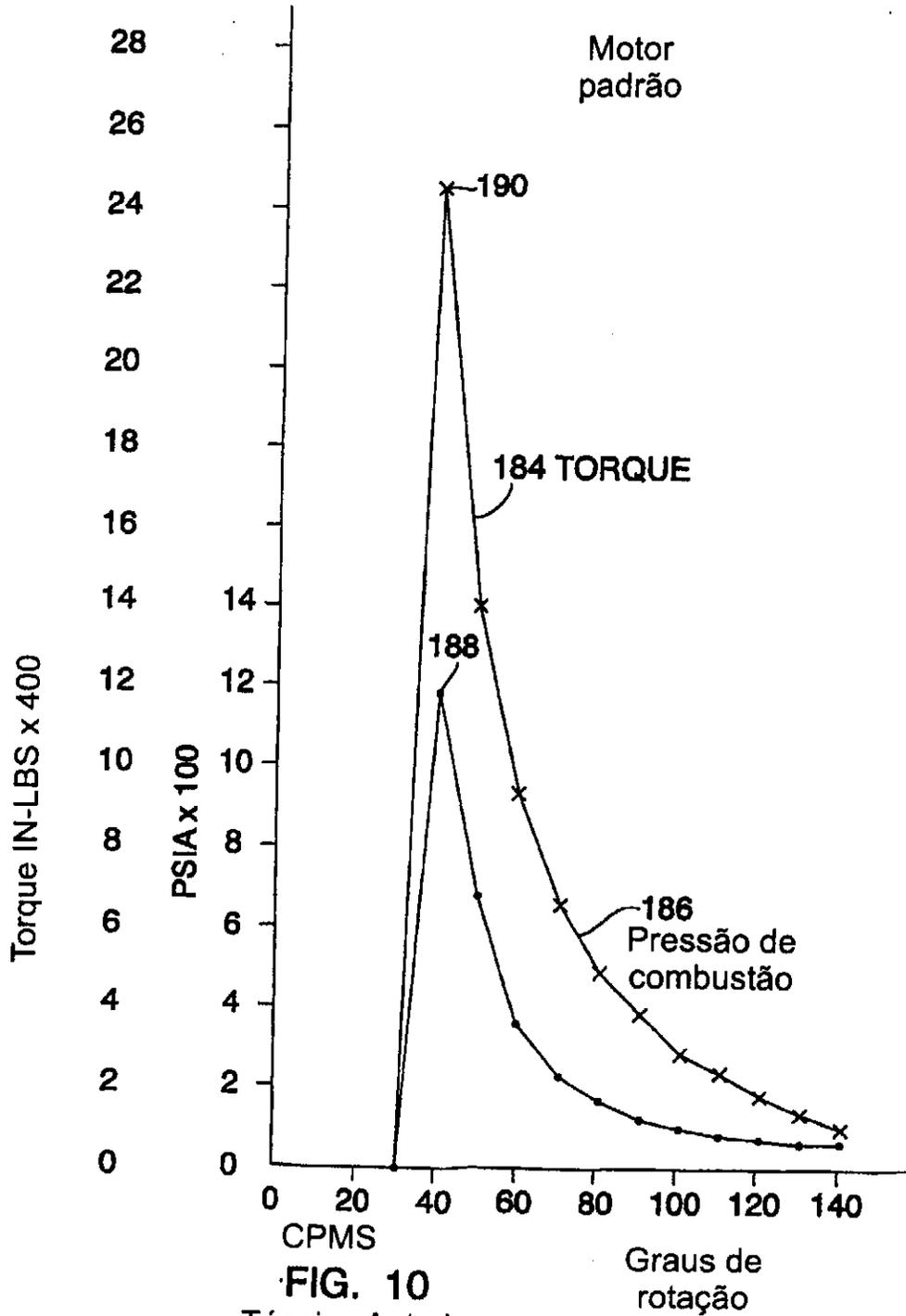


FIG. 10
Técnica Anterior

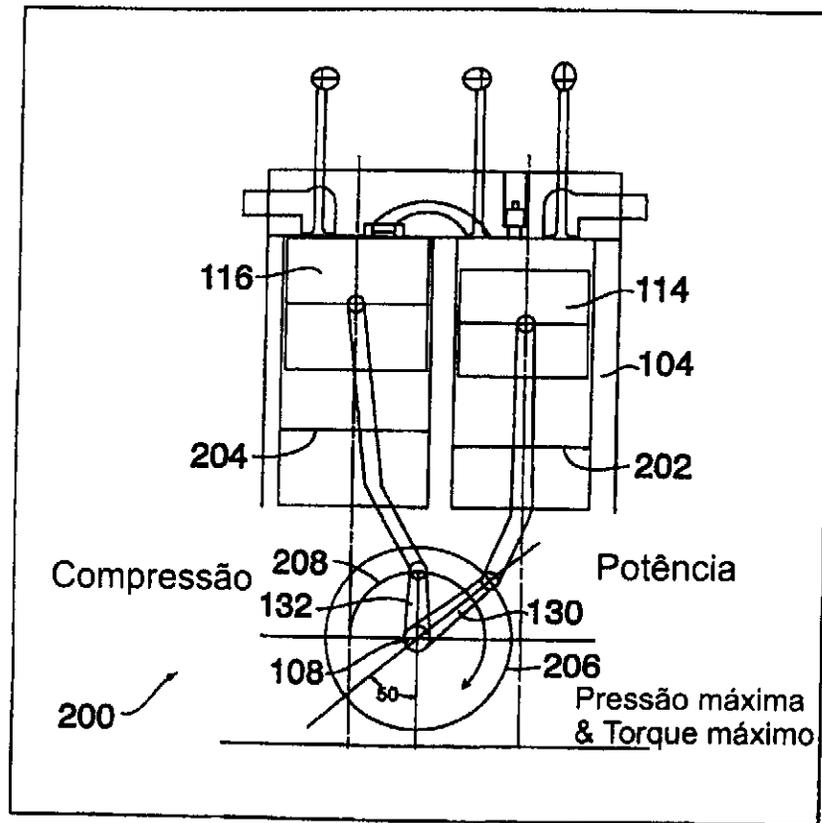


FIG. 11

RESUMO

Patente de Invenção: **"MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA COM CICLO DIVIDIDO DE QUATRO CURSOS"**.

Um motor de combustão interna com ciclo de quatro cursos, incluindo um virabrequim que gira em torno de um eixo de virabrequim do motor. Um pistão de potência é recebido, de forma deslizável, dentro de um primeiro cilindro e operativamente conectado ao virabrequim, de modo tal que o pistão de potência faz um movimento alternado através de um curso de potência e um curso de exaustão de um ciclo de quatro cursos durante uma rotação única do virabrequim. Um pistão de compressão é recebido, de forma deslizável, dentro de um segundo cilindro e conectado, de forma operativa, ao virabrequim, de modo tal que o pistão de compressão faz o movimento alternado através de um curso de admissão e um curso de compressão do mesmo ciclo de quatro cursos durante a mesma rotação do virabrequim. O pistão de potência faz o movimento alternado ao longo de um primeiro eixo do pistão-cilindro que é distanciado do eixo do virabrequim. O distanciamento alinha, substancialmente, um ponto de pressão de combustão máxima aplicada ao pistão de potência com um ponto de torque máximo aplicado ao virabrequim durante o curso de potência.