



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

(21) PI 0715700-2 A2



* B R P I 0 7 1 5 7 0 0 A 2 *

(22) Data de Depósito: 06/08/2007

(43) Data da Publicação: 06/08/2013
(RPI 2222)

(51) Int.Cl.:

F02B 41/10

F02B 75/02

(54) **Título:** MOTOR DE SEIS CICLOS E MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA TIPO COMBINADO, MOTOR DE SEIS CICLOS COM REGENERADOR E CORPO MÓVEL

(30) **Prioridade Unionista:** 18/08/2006 JP 2006-248694

(73) **Titular(es):** Joho Corporation

(72) **Inventor(es):** Kazuo Oyama

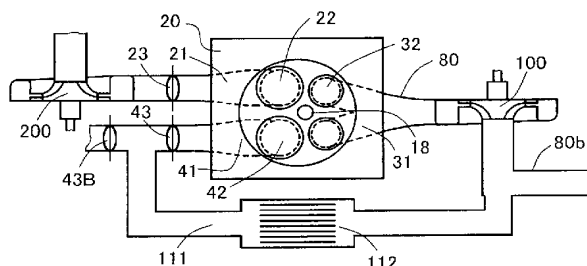
(74) **Procurador(es):** Bhering Advogados

(86) **Pedido Internacional:** PCT JP2007065334 de 06/08/2007

(87) **Publicação Internacional:** WO 2008/020550de
21/02/2008

(57) **Resumo:** MOTOR DE SEIS CICLOS E MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA TIPO COMBINADO, MOTOR DE SEIS CICLOS COM REGENERADOR E CORPO MÓVEL

Na tentativa de regenerar a energia do gás de exaustão usando um regenerador de pressão fixo a uma porta de exaustão de um motor tipo deslocamento para realizar o ciclo de atkinson, se o motor for um motor de quatro ciclos, aumentando a pressão regenerativa pode causar a combustão anormal do combustível ou dano de derretimento de uma válvula de exaustão. A presente invenção resolveu com sucesso este problema usando um motor de seis ciclos. O motor de seis ciclos com um regenerador de acordo com a presente invenção é capaz de variar a proporção da saída de energia que é gerada pelo próprio motor de seis ciclos e que é gerada pelo regenerador. Usando este princípio permite que o motor de seis ciclos com um gerador a ser usado como um motor que é capaz de gerar dois tipos de energia da saída ou com uma turbina de gás de seis ciclos com controlabilidade elevada. O motor de combustão interna inventado é excelente e valioso na economia dos custos do combustível quando é usado como um motor para uma central elétrica e um gerador pequeno assim como um motor para um corpo móvel tal como um navio ou um veículo. O motor de combustão interna inventado é especialmente apropriado para um corpo móvel tal como um veículo de sistema híbrido. Casualmente, o inventor está pronto para conceder os direitos para praticar a presente invenção.



**MOTOR DE SEIS CICLOS E MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA TIPO
COMBINADO, MOTOR DE SEIS CICLOS COM REGENERADOR E CORPO MÓVEL**

A presente invenção se refere a um motor de combustão interna de ciclo combinado e ao seu uso que visa melhorar a economia dos custos do combustível configurando um motor de combustão interna do tipo deslocamento como um motor de seis ciclos equipado com um regenerador.

FUNDAMENTO DA TÉCNICA

Sabe-se do passado que houve um sistema que extraía a potência de um motor tipo deslocamento para a parte externa do motor instalando um motor tipo deslocamento ou uma turbina a exaustão capaz de converter a energia da pressão que restou no gás de exaustão em potência de giro para uma porta de exaustão de um motor tipo deslocamento. Segundo as indicações de um documento de referência 1 de Patente Japonesa, por exemplo, há uma proposta recente sobre um dispositivo de regeneração que é fornecido com uma válvula para ajuste da taxa de fluxo de gás introduzido configurando um regenerador como um dispositivo de expansão de volume. Entretanto, o documento de referência 1 não menciona qualquer motor tipo deslocamento apropriado para instalar um regenerador. Doravante, tal dispositivo que converte a energia da pressão restante na exaustão em potência é referido como um regenerador, visto que a pressão em uma porta de exaustão que é igual à pressão na entrada do regenerador acima é referida como a pressão de regeneração.

Embora não usado geralmente, segundo as indicações de um documento de referência 2 de Patente Japonesa, por exemplo, tal motor de combustão interna que termina um ciclo através de seis cursos que compreendem (1) sucção, (2) compressão, (3) explosão/expansão, (4) exaustão, (5) introdução de ar de expulsão, e (6) curso de exaustão do ar de expulsão, são conhecidos como um motor de expulsão. Destes, um motor convencional de expulsão que é equipado com uma porta de exaustão mencionada neste documento é referido como um motor de seis ciclos em seguida.

Como mencionado em um documento de referência 3 de Patente Japonesa, por exemplo, sabe-se que há um motor que é equipado com uma turbina a exaustão que funciona como um regenerador fornecido por um motor a diesel de seis ciclos que usa (5) um curso de injeção e de expansão para o quinto curso, em vez de usar (5) a introdução de ar de expulsão. Entretanto, como mencionado na FIG. 2 do documento de referência 3 da Patente Japonesa, a pressão na porta de exaustão é equivalente à pressão na porta de sucção, no entanto, não há qualquer descrição nem sugestão sobre um mecanismo que regenere uma energia de pressão mais substancial do gás de exaustão aumentando a pressão regenerada.

Sabe-se que há uma "turbina de gás do tipo sem pistão", chamada de "Ciclo de Pescara" que é um motor de turbina de gás usando um motor de pistão alternativo como uma câmara de combustão. Um motor de pistão alternativo é um tipo de motor de combustão interna tipo deslocamento.

Como mencionado em um documento de referência 4 de Patente Japonesa, por exemplo, também sabe-se que há um sistema que causa inicialmente o ângulo da pá que constitui um bico de uma turbina a exaustão para variar continuamente, e então faz com que a área de abertura de um bico de turbina seja variada e ainda faz com que a área de passagem do gás seja variada, permitindo desse modo que o sistema seja adaptado ao volume variável de gás. Uma turbina de gás com número variável de bicos foi descrita em um pedido de patente que é utilizada para como base para a reivindicação de prioridade no pedido atual para uma patente japonesa.

Em termos de um veículo híbrido, sabe-se que há uma série de veículos híbridos que convertem inicialmente toda a saída de potência de um motor de combustão interna em energia elétrica e então aciona um motor de acionamento de veículo para fazer com que uma série de veículos híbridos funcionem. Como mencionado em um documento de referência 5 de Patente Japonesa, por exemplo, também sabe-se que há um veículo

híbrido paralelo que é conduzido não somente pela saída de potência de um motor de combustão interna através de uma transmissão, mas também conduzido por um motor com potência de uma bateria diretamente ligada ao motor a um eixo de saída do motor de combustão interna.

Ainda, como mencionado em um documento de referência 6 de Patente Japonesa, por exemplo, também sabe-se que há um veículo híbrido que distribui inicialmente a saída de potência de um motor de combustão interna através de uma engrenagem planetária, e aciona então o veículo híbrido com uma parte da potência de saída e aciona simultaneamente um gerador que serve simultaneamente como um motor aplicando a potência restante para gerar a energia elétrica. O veículo referido ainda utiliza um sistema de distribuição de torque usando um par de motores capazes de conduzir outro motor conectado às rodas de movimentação aplicando a potência gerada e a potência da bateria e ainda usando as engrenagens planetárias, desse modo o veículo híbrido supracitado incorpora ambas as características do tipo de série e tipo paralelo.

Documentos de referência de Patente Japonesa 1 ~ 6:

1: Publicação de Patente Japonesa no. 3739725

2: Publicação do Modelo de Utilidade Japonesa HEISEI-2-96435/1965

3: Publicação de Patente Japonesa no. 2819676

4: Publicação de Pedido de Patente Japonesa submetida a inspeção pública no. 2001-12252 FIG. 2

5: Publicação de Patente Japonesa no. 2857666

6: Publicação de Patente Japonesa no. 2006-22890

DIVULGAÇÃO DA INVENÇÃO

Problemas a serem resolvidos pela invenção

Em qualquer dos motores de quatro cursos convencionais, a taxa de expansão do gás queimado é determinada pela taxa de compressão. O ar de sucção é adiabaticamente comprimido durante um curso de compressão. Desde que o ar comprimido é então queimado na condição de temperatura elevada e

convertido então em força motriz através de uma expansão que ocorreu durante um curso de explosão/expansão por uma extensão que corresponde à taxa de compressão, a válvula de exaustão abre-se enquanto a pressão interna ainda permanece
5 mais alta do que a pressão externa, assim fazendo com que a energia do gás de exaustão seja liberada na atmosfera.

Basicamente, o conceito inventivo sobre um motor de combustão interna que tem uma taxa de expansão maior do que a taxa de compressão para fazer uso da energia de pressão
10 descrita acima é conhecido de épocas antigas como o conceito no ciclo de Atkinson. Por outro lado, o ciclo de Miller pretende aplicar o conceito acima a qualquer motor de quatro cursos convencional através da variação do sincronismo da válvula de sucção. Entretanto, qualquer um dos motores
15 convencionais acima tem o problema para resolver devido à saída diminuída quando aqueles motores mencionados acima usam um deslocamento idêntico, no entanto, como outro problema, devido à fricção invariável causada pelo movimento alternativo, a taxa de fricção em relação à potência da saída
20 aumenta.

Em qualquer motor de quatro cursos, ao fixar uma pressão regenerativa elevada com a provisão de um regenerador para melhorar a eficiência do ciclo, isso faz com que ocorram problemas críticos tais como a combustão anormal de
25 combustível ou derretimento da válvula de exaustão. Enquanto a pressão regenerativa permanece baixa, o gás de exaustão depois da abertura da válvula de exaustão é conduzido à porta de exaustão. Isto faz com que o gás de exaustão permaneça nos cilindros adiabaticamente expandidos e a temperatura do gás
30 abaixa em certa medida. Inversamente, quando a pressão regenerativa permanece elevada, desde que a pressão regenerativa não seja diminuída mesmo quando a válvula de exaustão abre, à medida que o pistão viaja em uma direção ascendente, o gás de exaustão mantido em um alto nível de
35 temperatura é conduzido à porta de exaustão. Devido a esta razão, a válvula de exaustão que perdeu uma chance de ser

contatada com o gás de baixa temperatura incorre dano do derretimento. Ainda, no caso de qualquer motor do tipo de combustão pré-misturada, desde que mais gás de exaustão suportando uma temperatura mais alta permanece dentro dos cilindros imediatamente após o término de um curso de exaustão, a combustão anormal do combustível ocorre, e ainda, desde que o gás de exaustão suporte um alto nível de temperatura entra diretamente em contato com a mistura ar-combustível quando a válvula de sucção é aberta, conseqüentemente tendo por resultado a ocorrência do fenômeno da explosão na descarga.

Em qualquer dos motores de quatro cursos, a fim aumentar a taxa de compressão ao suprimir a ocorrência da combustão anormal de combustível, foi indispensavelmente necessário refrigerar as partes periféricas da câmara de combustão do combustível, fazendo com que a maioria da energia queimada seja rejeitada na água de refrigeração como a perda de refrigeração. O termo "combustão anormal de combustível" significa neste um fenômeno chamado "batida". Concretamente, mesmo quando a mistura ar-combustível dentro da câmara de combustão foi aquecida até um alto nível localmente, antes da propagação do fogo de um plugue de ignição, o vapor misturado com combustível gera a auto-ignição simultaneamente com a ascensão da temperatura interna deste como causada pelo aumento da pressão. Uma vez que a combustão anormal do combustível ocorreu, o vapor misturado com combustível queima-se de uma vez em um sincronismo muito mais adiantado do que o sincronismo originalmente pretendido, e assim, a pressão dentro da câmara de combustão perto do centro inoperante superior aumenta anormalmente, assim não somente causando a geração de ruído de batida não desejado, mas também faz com que os elementos tais como o pistão e a cabeça de pistão incorram dano não desejado, conduzindo à diminuição significativa na durabilidade de todos os componentes do motor. Por outro lado, ao regenerar a energia do gás de exaustão, há um problema de reduzir a energia reprodutível

por tal extensão que corresponda a essa rejeitada na água de refrigeração.

Daqui, qualquer um versado na técnica tenta freqüentemente um método de isolamento de calor que substitui
5 a superfície metálica da parede da câmara de combustão cercada pela cabeça do cilindro e pela cabeça do pistão com a cerâmica que tem características de isolamento térmicas extremamente elevadas como sendo introduzido a alguns tipos de motores a diesel. Não obstante, a mistura ar-combustível
10 que entrou na parte periférica da válvula de exaustão é ainda misturada com o gás queimado altamente aquecido que permaneceu na câmara de combustão. Ainda, após a exposição à superfície altamente aquecida da câmara de combustão, a temperatura da mistura ar-combustível aumenta mais, fazendo
15 com que a combustão anormal seja gerada muito facilmente. Daqui, os meios de isolamento de calor referidos acima podem fazer com que a temperatura da mistura ar-combustível dentro da câmara de combustão aumente ainda mais, fazendo com que a combustão anormal e o derretimento da válvula de exaustão
20 ocorram mais facilmente. Em qualquer dos motores de quatro cursos convencionais, tal método de isolamento de calor obriga a taxa de compressão a ser reduzida a fim de impedir a combustão anormal e o derretimento da válvula de exaustão da ocorrência, se não conduzirá à eficiência diminuída do
25 próprio sistema.

Embora qualquer motor de turbina de gás é vantajosamente compacto na configuração contrariamente à capacidade de saída. Inversamente, o motor de turbina de gás tem uma desvantagem devido ao consumo de combustível específico pobre
30 sob condições de carga parciais e também devido ao muito tempo gasto pela partida do motor até a condição de funcionamento inteiramente aberta. Como os meios práticos para melhorar a desvantagem deste, a "turbina de gás sem pistão" é conhecida. Não obstante, desde que a câmara de
35 combustão do combustível do motor tipo deslocamento se conforma à configuração de um motor de dois ciclos, a

regeneração da pressão é substancialmente igual à pressão de expulsão. Daqui, quando a válvula de exaustão abre, o gás de exaustão expande livremente até a pressão de expulsão fazer com que uma parte da energia pressurizada seja liberada.

5 Ainda, desde que seja exigido alimentar o ar sobrecarregado para a combustão do combustível dentro da câmara de combustão por um volume mais do que foi exigido, era imperativo que um motor de tipo de combustão pré-misturada não poderia ser introduzido, mas o motor disponível tinha sido então
10 restringido unicamente a um motor da injeção direta. O motor de turbina de gás sem pistão acima mencionado não tem um eixo de manivela, conseqüentemente conduzindo a desvantagens como a controlabilidade pobre no número cíclico por hora que corresponde ao número de rotação do motor e também a resposta
15 pobre à mudança de carga.

Alguns tipos de catalisador de exaustão podem causar a redução pobre de óxidos de nitrogênio se a densidade do oxigênio fosse muito elevada. Para lidar com este problema, é praticada convencionalmente a alimentação positiva do gás de
20 exaustão circulatório à porta de sucção de um motor aplicando o sistema de Recirculação do Gás de Exaustão (EGR). Para um motor de seis ciclos, entretanto, se o ar da sucção e o ar de expulsão foram misturados uniformemente com o gás circulatório, fará com que a densidade do oxigênio atual no
25 ar de sucção seja reduzida tendo por resultado o volume de combustível a ser queimado reduzido, conduzindo à diminuição da potência de saída. Por outro lado, o ar fresco mistura-se com o ar de expulsão, e assim, o gás de exaustão que passa através do catalisador ainda contém o oxigênio em excesso
30 como outro problema para resolver.

Geralmente, o arranjo dos cilindros para um motor multi-cilíndrico de seis ciclos pode ser executado baseado em um método idêntico para arranjar os cilindros adotados por
qualquer motor de dois ciclos convencional. Entretanto, no
35 caso de um motor de seis ciclos que tem um determinado número daqueles cilindros correspondentes aos múltiplos de três, se

foram arrançados de acordo com o arranjo de cilindro de dois ciclos, falharão em formar tal motor capaz de gerar explosões em intervalos iguais, e assim, este motor mal pode ser usado para um automóvel. Em muitos casos, a provisão de seis cilindros é preferível para um motor de seis ciclos devido ao número de explosões por rotação menor. Não obstante, no caso de um motor tipo V que são aplicados habitualmente aos automóveis, se as explosões forem geradas em intervalos iguais, outro problema surgirá porque há somente tal arranjo que faz com que as vibrações primárias sejam geradas.

No presente, os chamados veículos FF que incluindo tal automóvel equipado com um motor sendo disposto na parte dianteira e conduzido com as rodas dianteiras estão prevalecendo principalmente no mercado. Ao montar uma unidade de acionamento do sistema híbrido em um veículo FF que prevalece nos últimos anos, a largura da unidade de acionamento tal como o motor e o motor transformam-se em um problema. Ao levar em conta a eficiência do sistema de transmissão de potência, deseja-se que o motor e o eixo giratório do motor sejam montados na direção lateral contra o chassi. Por outro lado, é exigido para expandir a largura do chassi para tal extensão que corresponda à largura do motor. Este arranjo faz a configuração do corpo do veículo ser diferente do projeto do documento. Mesmo que sendo destinado a configurar um chassi novo, uma expansão adicional da largura do chassi por 100mm afetará fatalmente a capacidade de colocação no mercado para um veículo compacto. Devido a este problema, o desenvolvimento dos veículos híbridos foi limitado a alguns tipos até o presente.

Nos termos de custo do combustível, a provisão de tal veículo que compreende uma combinação de um motor a diesel com um sistema híbrido é ideal. Não obstante, com exceção dos problemas acima referidos, devido a uma variedade de problemas técnicos no que diz respeito ao espaço disponível que inclui sistemas auxiliares de motores a diesel unidos com supercompressores e outro problema relativo às

características de torque, o sistema de combinação acima não foi estabelecido para automóveis convencionais até agora.

Definição dos termos técnicos

Na presente invenção e explicações desta, o motor de injeção direta mencionado acima inclui especificamente um motor de ignição compressivo e um motor de ignição de centelha elétrica que é fornecido com válvulas de injeção de combustível dentro dos cilindros. Doravante, uma pressão regenerativa que produz uma eficiência teórica maximizada de toda a unidade do motor tipo deslocamento equipado com um regenerador é referida como a pressão regenerativa ideal. Interpreta-se que os veículos híbridos incluem conceitualmente o tipo de unidade elétrica e o tipo de unidade hidráulica de óleo. Neste caso, significa que, ao ser referido como um gerador, uma bomba hidráulica de óleo é usada. Ao ser referido como uma bateria, significa que um acumulador é usado. Ao ser referido como uma linha elétrica, significa que uma passagem de óleo altamente pressurizada é usada. Ao ser referido como "potência é convertida em energia elétrica", significa que o líquido é fornecido com alta pressão antes de ser transferido. A mesma regra se aplica às reivindicações nesta especificação.

Meios para resolver problemas e efeito prático

O primeiro meio para resolver o problema de acordo com a invenção é um motor de combustão interna sendo configurado como um motor de seis ciclos equipado com um regenerador, o motor referido compreendendo um motor tipo deslocamento e outro motor que extrai uma potência de saída do gás de exaustão emitido do motor tipo deslocamento através do regenerador referido.

Como um efeito prático do primeiro meio para resolver problemas, um motor tipo deslocamento é fornecido como um motor de seis ciclos. A presença dos cursos de (5) introdução de ar de expulsão e (6) exaustão do ar de expulsão permite que a câmara de combustão do combustível e a válvula de exaustão sejam refrigeradas com o ar de expulsão. Mesmo

depois do aumento da pressão da regeneração, a válvula de exaustão conseqüentemente continua sendo livre de incorrer a perda derretida. O tratamento acima também permite que o regenerador seja termicamente estável vantajosamente. Quando a válvula de sucção abre simultaneamente com o começo do curso de sucção, o gás dentro da câmara de combustão do combustível potencialmente gerando a corrente reversa deve ser o ar de expulsão. Mesmo quando a pressão de regeneração foi aumentada, e ainda, mesmo quando o gás interno entra em contato com o ar de sucção, porque o gás interno suporta uma baixa temperatura, o motor de seis ciclos inventado está livre de sofrer o fenômeno de explosão na descarga.

Ainda, desde que o motor de seis ciclos internamente refrigere a câmara de combustão, mesmo quando a isolação térmica é executada, a combustão anormal do combustível pode dificilmente ocorrer. Devido a esta razão, ao contrário da prática convencional que rejeita a energia queimada na água de refrigeração, é possível converter a energia queimada em potência de condução através do regenerador, melhorando desse modo vantajosamente a eficiência da regeneração.

O segundo meio para resolver problemas de acordo com a invenção é o motor de combustão interna baseado no primeiro meio, compreendendo ainda uma porta de expulsão sendo independente de uma porta da sucção e de um sistema que força uma grande parte do gás de exaustão emitido do regenerador a ser circulado em uma porta de expulsão.

O segundo meio para resolver problemas faz a densidade do oxigênio do gás de exaustão que passa através do catalisador para ser reduzida sem reduzir a densidade do oxigênio do ar de sucção, promovendo desse modo a ação redutiva do catalisador. No motor de injeção direta de seis ciclos, há um método de alimentar o ar fresco através da porta de expulsão e da porta de sucção em comum um com o outro. Neste caso, exige-se fornecer um sistema de purificação de gás de exaustão estacionário como uma unidade de lavagem para eliminar o óxido de nitrogênio ou semelhantes

do ar de exaustão. Ao contrário deste sistema, o segundo meio permite de introduzir um sistema de purificação de ar de exaustão configurado compactamente aplicado ao catalisador vantajosamente.

5 O terceiro meio para resolver problemas de acordo com a invenção é o motor de combustão interna baseado no primeiro meio, compreendendo ainda uma tubulação de exaustão disposta entre o motor de seis ciclos e o regenerador, a tubulação de exaustão sendo coberto com um material com isolamento de
10 calor, isolando desse modo termicamente a tubulação de exaustão.

O terceiro meio para resolver os problemas aumenta vantajosamente a saída regenerativa sem em vão gastar o ar de exaustão alimentado ao regenerador nas partes periféricas. No
15 caso de qualquer motor convencional de quatro ciclos fornecido com um turbocarregador, a fim impedir que o munhão da turbina de gás de exaustão de incorrer dano térmico, a turbina de gás de exaustão foi refrigerada positivamente fazendo com que a tubulação de gás de exaustão seja exposta à
20 atmosfera externa diretamente para refrigerar. Por outro lado, no caso do motor de seis ciclos, desde que a temperatura suportada pelo ar de exaustão permaneça baixa devido à presença de ar de expulsão, a temperatura da tubulação de exaustão é preservada positivamente para
25 alimentar mais quantidade de energia de ar de exaustão ao regenerador, realçando desse modo a eficiência total do motor. Embora o motor de seis ciclos fornecido com um regenerador seja apto a consumir um longo tempo para aumentar a temperatura do catalisador do que o tempo exigido para o
30 motor de quatro ciclos, o terceiro meio permitem restringir o tempo exigido. Há meios adicionais para aumentar a temperatura do catalisador de ar de exaustão circulando o gás EGR em torno do catalisador. A fim de melhorar a eficiência, a porta de exaustão até o regenerador deve estar mais
35 isolado.

Os quarto meio para resolver problemas de acordo com a invenção é o motor de combustão interna baseado no primeiro meio, onde o regenerador é fornecido com tal mecanismo que varia o volume do gás de exaustão que passa, o mecanismo que
5 sendo usado para variar a pressão regenerativa, desse modo sendo capaz de controlar a proporção entre a saída de potência do motor de seis ciclos e a saída de potência do regenerador.

Como um efeito substancial do quarto meio para resolver
10 problemas, a presente invenção fornece um motor de combustão interna apropriado para tal caso de alimentação de potência de ativação variando a taxa distributiva desta para dois tipos de cargas. O motor baseado no quarto meio é apropriado para ser usado como um motor para um objeto móvel tal como
15 uma máquina agrícola que exija a potência de ativação de componentes mecânicos para a colheita de debulha de produtos agrícolas independentemente da velocidade de funcionamento da máquina agrícola e de uma lancha que exija a potência de acionamento para acionar um gerador relativamente grande
20 independente da força de propulsão.

O princípio acima é descrito abaixo. Quando a pressão regenerativa foi aumentada para permitir o regenerador de extrair quanto mais saída quanto possível, enquanto o curso de exaustão (4) e a exaustão do curso do ar de expulsão (6)
25 são correntes, a fim de descarregar o gás dos cilindros, o motor de seis ciclos consome sua própria energia de movimento. Ainda, sempre que a pressão regenerativa for aumentada, o volume do gás restante na câmara de combustão do combustível durante a exaustão do curso do ar de expulsão (6)
30 aumenta. No curso de sucção (1) seguinte, conseqüentemente, o volume do gás de entrada diminui, tendo por resultado a diminuição do torque de saída do motor de seis ciclos. Devido aos efeitos duplos acima mencionados, a saída de potência de um motor de seis ciclos abaixa relativamente à pressão
35 regenerativa aumentada. Por outro lado, a saída de potência do regenerador torna-se simplesmente mais alta em relação à

pressão regenerativa mais alta. Os meios para resolver problemas de acordo com a presente invenção controlam corretamente a proporção da saída do motor de seis ciclos e do regenerador controlando adequadamente a pressão regenerativa baseada no princípio acima.

A fim de variar a pressão regenerativa ao usar um expansor do tipo deslocamento como um regenerador, o número de rotação do expansor é variado. Quando uma turbina de gás é usada para funcionar como um regenerador, a pressão regenerativa pode ser variada pela variação da área total dos bicos que injetam o gás contra as turbinas. Em particular, quando uma turbina de gás com número variável de bicos é usada, é vantajosamente possível manter constantemente uma eficiência elevada de tal motor de combustão interna do qual o volume do gás de exaustão varia devido à carga variável enquanto opera uma turbina de gás construída compacta como um regenerador.

Os meios para resolver problemas permitem o controle da pressão regenerativa a ser constante independente da carga aplicada ao motor de seis ciclos, produzindo desse modo um efeito tão prático que impede a saída de potência do regenerador de aumentar muito. Quando o motor de seis ciclos fornecido com um regenerador incorre a carga substancial, o motor extrai o maior volume de ar nos cilindros e consome mais combustível tendo por resultado o aumento máximo da pressão. Quando este aspecto está presente, uma pressão regenerativa ideal também aumenta. Para lidar com este efeito, a taxa de expansão dentro do regenerador também aumenta. Em consequência, a saída de potência do regenerador aumenta além da taxa de saída de potência aumentada da unidade inteira do motor. Contrariamente a isto, estabilizando a pressão regenerativa para ser constante faz a taxa de expansão no regenerador permanecer invariável substancialmente e a saída de potência do regenerador a ser meramente proporcional ao volume do gás exaurido de todo o motor, permitindo desse modo a supressão da saída do

regenerador. Devido a este efeito, é possível restringir as dimensões de um gerador que absorve a saída de potência do regenerador, desse modo também tornando possível restringir a capacidade de carregamento de um controlador do gerador, os
5 capacitores que armazenam a energia elétrica neste, e os motores que usam respectivamente a potência gerada, assim vantajosamente permitindo restringir as dimensões totais do sistema.

Em um motor de seis ciclos naturalmente aspirado, a
10 pressão regenerativa ideal cresce aproximadamente à pressão barométrica quatro, conduzindo a uma pressão regenerativa ideal de um motor de seis ciclos com um supercompressor que torna-se mais elevado. O regenerador que lida com tal alta pressão, independentemente de ser um tipo de expensor de
15 deslocamento ou uma turbina de gás, será o com vários estágios tendo por resultado o sistema complexo. Daqui, um controle constante da pressão regenerativa a estar aproximadamente abaixo da pressão barométrica quatro torna possível configurar o regenerador com único estágio, assim
20 simplificando o sistema do regenerador vantajosamente. Embora a eficiência total do motor incluindo o regenerador totalmente-carregado diminua ligeiramente, a própria saída de potência do motor de seis ciclos na condição completamente carregada pode tornar-se mais alta do que o caso do uso da
25 pressão regenerativa ideal vantajosamente. Isto promove por sua vez a eficiência da troca do gás entre o ar de expulsão e o ar de sucção tendo por resultado a saída de potência máxima realçada do motor, assim fornecendo uma vantagem adicional em termos de carga térmica.

30 O quinto meio para resolver problemas de acordo com a invenção é o motor de combustão interna baseado no primeiro meio compreendendo ainda um supercompressor sendo disposto na porta de sucção e em uma turbina de gás sendo usada como regenerador e disposta na porta de exaustão, a turbina de gás
35 que extrai uma maioria da potência de saída do motor de seis ciclos.

Baseado em uma consideração que há um limite crítico na pressão máxima na câmara de combustão do combustível do motor de seis ciclos, é aparente que, quando sobrecarregando a pressão aumenta, a saída do motor de seis ciclos diminui e
5 contrariamente a isto, a saída do regenerador aumenta. Quando a pressão de sobrecarga é aumentada para aproximadamente a pressão barométrica quatro ou um grau mais alto, o motor de combustão interna será esse o que produz quase toda a saída de potência da turbina de gás funcionando como um
10 regenerador. Ou seja, deve ser referido como uma turbina de gás de seis ciclos que use um motor de combustão interna de seis ciclos que funciona como uma câmara de combustão de combustível. Doravante, o motor de combustão interna definido por estes meios para resolver problemas de acordo com a
15 presente invenção será referido como a turbina de gás de seis ciclos.

A turbina de gás de seis ciclos transforma-se em um motor de acionamento que é configurado compacto e facilmente controlável nas utilidades cada um tendo um número rotatório
20 elevado do eixo motriz. Quando a turbina de gás de seis ciclos é aplicada à produção de eletricidade, devido a um número rotatório elevado do eixo de saída e uma velocidade rápida para cortar assim o fluxo magnético de um gerador de potência, é possível fixar uma tensão mais alta do gerador de
25 potência. Em consequência, é possível configurar compactamente o gerador de potência. E a turbina de gás de seis ciclos é configurada com uma pressão regenerativa específica que é mais elevada do que a pressão de sobrecarga, não há necessidade de aumentar ilimitadamente o
30 volume de ar de expulsão contrariamente a um tipo de turbina de gás sem pistão. Além disso, o ar de exaustão não expande livremente durante ciclos térmicos. A turbina de gás de seis ciclos produz consequentemente uma eficiência térmica elevada. Além disso, desde que a turbina de gás de seis
35 ciclos possa separar os gases por portas individuais tais que a mistura combustível-ar seja distribuída para a porta de

sucção, visto que o ar fresco e o gás de inter-circulação são distribuídos para a porta de expulsão, não somente para os motores a diesel, mas para a turbina de gás de seis ciclos é igualmente aplicável ao tipo de motores de combustão pré-misturada como outra característica vantajosa. Desde que um motor de seis ciclos com um eixo de manivela é usado para um motor tipo deslocamento, é também possível que a turbina de gás de seis ciclos introduza um sistema de controle que se conforme ao motor de combustão interna usando um eixo de manivela. A turbina de gás de seis ciclos tem conseqüentemente uma característica vantajosa que permite que o controlador controle facilmente o número rotatório e a carga variada.

Devido ao movimento alternativo dos pistões, o motor tipo deslocamento gera vibrações inerciais, e assim, quando um motor tipo deslocamento transmite diretamente a potência da saída a um eixo de movimentação de um objeto móvel tal como um navio que é conectado a uma hélice de parafuso, por exemplo, desde que o eixo de saída seja fixo ao casco, as vibrações geradas pelo eixo de movimentação transmite ao casco, fazendo com que os passageiros sintam desconforto. Por outro lado, no caso da turbina de gás de seis ciclos, desde que a saída de potência do motor tipo deslocamento de seis ciclos seja usada para acionar unidades auxiliares tais como um supercompressor ou um gerador de potência, é possível instalar o motor de seis ciclos em um navio através de um eixo móvel, e assim, a vibração não transmite ao casco. Além disso, devido à presença do regenerador, o som do ar de exaustão permanece quieto, no entanto, os custos do combustível podem ser conservados como outra vantagem. Ainda, o eixo de movimentação tal como uma hélice de parafuso pode ser girado diretamente através de uma turbina que gere somente vibração insignificante. Alternativamente, o eixo de movimentação pode ser girado com um motor usando a energia elétrica após ter convertido a potência de acionamento em eletricidade através de um gerador. Daqui, a turbina de gás

de seis ciclos promove tanto a economia do custo do combustível quanto a possibilidade comerciável de liquidez como a fonte de acionamento para navios e carros híbridos.

Ainda, comparado a qualquer gerador convencional baseado
5 nos motores tipo deslocamento convencional, a turbina de gás de seis ciclos gera o som de exaustão quieto e conserva os custos do combustível, e ainda, devido ao efeito de refrigeração interna, qualquer sistema de refrigeração pode ser feito simples. Daqui, é possível constituir uma fonte de
10 abastecimento de potência de uma casa trailer ou de um chalé como um motor de geração de potência que pode facilmente ser atuado e controlável e também disponível como um gerador portátil com economia satisfatória de custo do combustível. Ainda, a turbina de gás de seis ciclos também é excelente
15 como fonte de energia de um compressor de ar que tem aproximadamente capacidade abaixo de 1MPa quando usando uma turbina tipo compressor compactamente configurada.

Qualquer motor de combustão interna convencional é substituível por uma turbina de gás de seis ciclos
20 especificamente disponível para um gerador de potência em uma escala de um com 30KW de capacidade até um tendo mais do que 10MW de capacidade especificamente disponível para uma central elétrica pela instalação de um número de motores de seis ciclos que constituem um motor tipo deslocamento. No
25 caso de um gerador em grande escala fornecido para uma central elétrica, é possível aumentar a eficiência de funcionamento de uma turbina de gás convencional. Neste caso, é possível aplicar um ciclo combinado que gire uma turbina de vapor com energia térmica residual presente no gás de
30 exaustão. Este método tem sido utilizado devido a uma possibilidade de aumentar a eficiência total. Por outro lado, devido ao escapamento do gás e da perda na condução térmica, é difícil aumentar a eficiência de funcionamento da turbina de gás na escala da capacidade de 100KW. Ainda, também é
35 difícil usar um ciclo combinado que usa o calor de exaustão devido a seu pequeno tamanho, e assim, um motor compactamente

configurado é inferior ao motor a diesel de quatro cursos em eficiência de funcionamento. A turbina de gás compactamente configurada supracitada conseqüentemente é usada meramente para o auxílio do gerador de potência de emergência de sua própria densidade. Contrariamente a isto, a turbina de gás de seis ciclos configurada compactamente com um ciclo combinado que é capaz de converter a energia de pressão restante no gás de exaustão presente em um motor tipo deslocamento na potência de condução através de um regenerador, no entanto, a eficiência de funcionamento é superior ao motor a diesel de quatro cursos. Devido a esta razão, uma turbina de gás de pequena escala de seis ciclos tem um mérito no uso prático. Ainda, também é possível para uma turbina de gás de grande escala de seis ciclos adicionar um sistema de regeneração de calor de exaustão girar uma turbina de vapor com a energia térmica que permanece no gás de exaustão, desse modo promovendo a economia dos custos do combustível para a turbina a gás convencional disponível para a produção de eletricidade térmica.

O sexto meio para resolver problemas de acordo com a invenção é o motor de combustão interna baseado no primeiro meio, compreendendo ainda: um compressor tipo deslocamento que funciona como um supercompressor; um gerador de motor que é capaz de reiniciar o motor de seis ciclos, o compressor e o regenerador do motor sendo disposto no eixo de saída do motor de seis ciclos; uma turbina de gás da exaustão que funciona como um regenerador; e um mecanismo sendo usado variando a área total do bico de turbina a exaustão.

O motor de combustão interna baseado no sexto meio para resolver problemas é fornecido com um compressor tipo deslocamento que funciona como um supercompressor girando a si próprio em proporção ao número de rotação do motor de seis ciclos, e assim, volume do ar de sucção é proporcional ao número da rotação do motor de seis ciclos que estabiliza desse modo a pressão de sobrecarga para ser constante antes da alimentação do gás de exaustão ao regenerador, onde o

volume do gás de exaustão é substancialmente proporcional ao número de rotação do motor de seis ciclos. No caso do compressor tipo turbina, a pressão pneumática proporcional ao quadrado do número rotatório é gerada. A fim de gerar a
5 pressão de sobrecarga estável para a variação do número de rotação do motor, é necessário usar seletivamente e corretamente uma turbina de funcionamento combinando uma pluralidade de supercompressores uns com os outros. Por outro lado, no caso do compressor tipo deslocamento, é possível
10 manter a pressão de sobrecarga constante meramente arranjando o número rotatório proporcional para o motor, diminuindo desse modo vantajosamente o número de elemento do sistema.

A saída de potência do motor de seis ciclos é usada conduzindo o supercompressor e alimentando o gás de exaustão
15 altamente pressurizado ao regenerador. Neste caso, é possível considerar que o motor de seis ciclos funciona como um gerador de gás de alta pressão. Daqui, é possível controlar corretamente toda a saída de potência do motor de seis ciclos controlando o número rotatório deste. A fim de controlar
20 corretamente o número rotatório do motor de seis ciclos, um computador de controlo é operado para variar principalmente a área total dos bicos da turbina a exaustão para variar a pressão regenerativa. O número rotatório do motor de seis ciclos pode ser controlado mais precisamente variando a carga
25 através de um processo para controlar o torque absorvente do motor-gerador fixo ao eixo de saída do motor.

Como descrito acima, à exceção de tal caso que exige um controle súbito sobre o ar de sucção durante a rotação inativa, basicamente, o motor de combustão interna baseado
30 nos meios acima mencionados para resolver problemas pode corretamente controlar a saída de potência do motor de seis ciclos sem um meio exclusivo para controlar a potência de saída tal como uma válvula de estrangulamento, e assim, o motor acima é estruturalmente simples, no entanto, fornece a
35 eficiência de funcionamento satisfatória sem incorrer a perda de bombeamento causada de outra maneira pela válvula de

estrangulamento como uma característica vantajosa. Quando o motor de combustão interna acima é operado como uma turbina de gás de seis ciclos que extrai a maioria da potência da saída através do regenerador ou no caso do uso da potência de
5 saída da turbina de gás mais a potência de saída do motor de seis ciclos para a produção de eletricidade, o motor de combustão interna inventado permite a configuração compacta e o controle externo fácil sobre a potência de saída com eficiência elevada. Devido à presença do regenerador, o motor
10 produz o ruído quieto de exaustão, e assim, a turbina de gás de seis ciclos é particularmente vantajosa como um gerador ser montado em um veículo híbrido.

O sétimo meio para resolver problemas de acordo com a invenção corresponde ao motor de combustão interna baseado no
15 primeiro meio ao sexto meio, ainda compreendendo uma câmara de combustão disposta dentro de uma porta de exaustão entre o motor de seis ciclos e o regenerador.

Como um dos efeitos práticos produzidos pelo sétimo meio para resolver problemas, é possível eliminar os elementos não
20 queimados deixados no gás de exaustão e controlar corretamente a condição real da densidade e da temperatura do oxigênio. No motor de seis ciclos, devido à presença do curso de expulsão, o gás de exaustão é capaz de conter oxigênio em excesso. Desde que o processo de combustão do combustível é
25 executado na condição de um combustível rico, os ingredientes do gás não queimado ainda permanecem no gás de exaustão durante o curso de exaustão (4). Entretanto, desde que o gás de exaustão gerado através do curso de exaustão (4) e o gás de exaustão gerado através do curso de expulsão (6) sejam
30 descarregados alternadamente, e assim, é muito difícil misturar firmemente tais gases de exaustão através da porta de exaustão. Neste caso, os ingredientes residuais do gás são queimados pelo catalisador após a passagem através do regenerador. Isto por sua vez faz com que não somente o
35 catalisador carregue uma carga aumentada, mas também causa a ascensão anormal da temperatura suportada pelo catalisador,

no entanto, também faz com que os custos do combustível sejam aumentados. Entretanto, o sétimo meio para resolver problemas torna possível queimar o não queimado seguramente antes do regenerador, isto é, dentro da câmara de combustão comunicada com a porta de exaustão. A fim de promover este efeito, também é eficaz constituir a câmara de combustão com material catalítico. No caso no qual o gás de exaustão contem oxigênio em excesso, por meio de fixar um dispositivo de fornecimento de combustível em ligação com a câmara de combustão, é possível abaixar a densidade de oxigênio contida no gás de exaustão. O sétimo meio fornece tal vantagem sendo capaz mais precisamente de controlar a condição real do catalisador pela redução provisória do gás de exaustão sem variar a condição de funcionamento do motor de seis ciclos. Além disso, também é possível aplicar o sétimo meio a fim de restringir o tempo gasto para elevar a temperatura do material catalítico no tempo de aquecimento.

Como o segundo efeito do sétimo meio para resolver problemas, é possível reforçar a saída de potência do regenerador. Queimando o gás não queimado seguramente também permite que a saída de potência do regenerador seja aumentada. Além disso, injetando o combustível na câmara de combustão usando um dispositivo de injeção de combustível torna possível elevar a temperatura do gás de exaustão até a temperatura crítica permitida pela turbina de gás para aumentar a potência de saída do regenerador. Desde que a pressão regenerativa permaneça elevada no motor de seis ciclos fornecido com um regenerador e um supercompressor, o regenerador pode eficientemente converter a energia na combustão na câmara de combustão em potência de acionamento, assim a eficiência de combustão abaixa raramente. Como um exemplo típico da técnica publicamente conhecida similar à presente invenção, há um dispositivo de pós-combustão fixo a um motor de jato montado em um avião de combate por exemplo. Desde que a densidade do oxigênio remanescente nas emanações de exaustão emitidas do motor acima de seis ciclos fornecido

com um regenerador não é tão densa quanto aquela que é contida nas emanações de exaustão emitidas por um motor a jato, o motor acima de seis ciclos não gera tal efeito prático que aumenta notavelmente a potência de saída.

5 Entretanto, substituindo o ar de expulsão pelo ar fresco à extensão completa, é possível maximizar o efeito de combustão do combustível para o motor de seis ciclos de acordo com a presente invenção.

10 O oitavo meio para resolver problemas de acordo com a invenção corresponde a um corpo móvel que é equipado com motor de combustão interna baseado no primeiro meio, compreendendo um mecanismo transmissor de potência de movimentação que transmite a saída de potência de um motor de seis ciclos a uma roda de movimentação, um motor que aciona
15 as rodas do corpo móvel, um mecanismo de transmissão de potência de movimentação que transmite a potência de acionamento do motor referido para a roda de movimentação, e um gerador elétrico que é fixado a um eixo de saída do regenerador.

20 O corpo móvel que se conforma ao oitavo meio para resolver problemas fornece tal vantagem que permite que a saída de potência do regenerador acima seja convertida eficientemente em energia de condução. Desde que a demanda para veículos híbridos tende a aumentar recentemente, há tal
25 vantagem que exige menos número de peças adicionais alimentando a potência ao motor de comando fornecido originalmente para o veículo híbrido. Neste caso, também é possível armazenar provisoriamente a potência gerada em uma bateria. Daqui, é possível introduzir um sistema de um
30 veículo híbrido apresentando a economia satisfatória dos custos do combustível em um corpo móvel somente por meio de tal bateria e algumas das peças tendo dimensões maiores. Em um sentido inverso, aplicando o oitavo meio para resolver problemas aos veículos híbridos convencionais, é possível
35 obter tal motor que é montável em um veículo híbrido que

apresenta a eficiência satisfatória do consumo de combustível.

O nono meio para resolver problemas de acordo com a invenção corresponde a uma série de tipos de corpo móvel
5 híbrido que são equipados com motor de combustão interna como definido na presente invenção.

O motor montado em um corpo móvel baseado no nono meio para resolver problemas é configurado simplesmente e atuado rapidamente. Mesmo quando variando o número rotatório, devido
10 à eficiência de funcionamento satisfatória, a bateria interna pode ser de uma capacidade pequena, e assim, é vantajosamente possível configurar um sistema híbrido total com um peso leve. Daqui, aplicando a ônibus urbanos, caminhões com uma capacidade de carregamento compacta, e táxis, respectivamente
15 sendo operado em uma velocidade relativamente lenta na média acelerando e retardando a velocidade de viagem por muitas vezes durante serviços em estrada, do ponto de vista das características particulares à série de tipos de sistema híbrido, o efeito prático é particularmente visível da
20 economia dos custos do combustível.

O décimo meio para resolver problemas de acordo com a invenção corresponde ao motor de combustão interna como definido na presente invenção, onde o motor dito de seis ciclos é configurado com seis cilindros em forma de W tendo
25 ambos os lados sendo inclinados em 60 graus.

O motor de seis ciclos mencionado acima fornecido com um regenerador baseado no décimo meio de resolver problemas é um motor com seis cilindros e capaz de gerar explosões em série a 180° de intervalos sem fazer com que as vibrações
30 preliminares inerciais sejam geradas. Este motor de seis ciclos é vantajosamente compacto na direção axial da manivela. Este motor de seis ciclos pode facilmente ser montado em um veículo mesmo quando é montado no chassi em uma direção lateral ou longitudinal ao chassi. Em particular, o
35 motor de seis ciclos acima é completamente útil para os corpos móveis que têm mais do que 2000cc de deslocamento tal

como carros de passageiro, compactos e caminhões de tamanho médio por exemplo.

O décimo primeiro meio para resolver problemas de acordo com a invenção corresponde a um veículo conduzido pela roda
5 dianteira que compreende um motor de combustão interna como definido na presente invenção ainda sendo configurado como um motor de seis ciclos de quatro cilindros em forma de V sendo inclinado em 90 graus, ou um motor de combustão interna como
10 definido na presente invenção, o eixo de giro do motor de combustão interna dito sendo disposto lateralmente de encontro ao sentido de movimento do veículo.

O veículo que corresponde ao décimo primeiro meio para resolver problemas fornece tal vantagem que é capaz de apresentar um veículo híbrido compatível com um veículo
15 acionado pela roda dianteira equipado com um tipo de motor de quatro cursos de combustão pré-misturada. Embora seja impraticável montar em um motor híbrido em combinação com um motor a diesel, ambos podem ser combinados um com o outro compactos dando forma a um motor de seis ciclos reforçando a
20 pressão de sobrecarga. Desde o motor de quatro cilindros de seis cursos de 90° em forma de V capaz de gerar explosões a 270° de intervalos iguais e o motor de combustão interna como definido na presente invenção capaz de gerar explosões a 180° de intervalos iguais seja respectivamente capaz de gerar
25 explosões em intervalos iguais apropriados para automóveis, no entanto, aproveitando a vibração insignificante e a largura relativamente curta dos motores acima, os meios resolveram o problema acima. A configuração do motor de seis ciclos com a forma de V ou de W faz com que o comprimento
30 longitudinal do motor de seis ciclos estenda-se em certa medida. Entretanto, desde que é possível estender a parte dianteira do chassi do veículo, o motor de seis ciclos é compatível com os veículos convencionais de movimentação pela roda dianteira. A extensão da parte dianteira é instrumental
35 para fixar o espaço apropriado para as peças de montagem para veículos híbridos em consequência da expansão da câmara do

motor, e assim, a parte dianteira prolongada não se transforma em um defeito fatal.

Como descrito acima, os meios para resolver problemas de acordo com a presente invenção são capazes de converter o veículo FF (motor dianteiro acionamento dianteiro) equipado com um motor disposto lateralmente que tem mais do que 2000cc de deslocamento compartilhando a o fluxo principal em uma grande variedade de carros compactos que prevalecem

dominantemente no mercado mundial na configuração híbrida. Ainda, também é possível converter o motor de combustão interna no motor a diesel, e assim, este fornecerá certamente um efeito substancial diminuindo o consumo de petróleo no mundo inteiro.

Breve descrição dos desenhos

A FIG. 1(A) é um diagrama de bloco esquemático simplificado de um motor de seis ciclos fornecido com um regenerador de acordo com a primeira modalidade da presente invenção; e (B) é um diagrama gráfico conceitual, no qual a linha do PV de um motor de gasolina de quatro ciclos e de um motor de seis ciclos fornecidos com um regenerador é traçada;

A FIG. 2 é um diagrama de bloco esquemático simplificado do sistema de EGR (Recirculação de Gás de Exaustão) fornecido para o motor de seis ciclos de acordo com a segunda modalidade da presente invenção.

A FIG. 3 é um diagrama de bloco esquemático simplificado do sistema de EGR fornecido para o motor de seis ciclos que é fornecido com um supercompressor de acordo com a terceira modalidade da presente invenção;

A FIG. 4 é um diagrama de bloco esquemático simplificado do sistema de EGR fornecido para o motor de seis ciclos que é fornecido com um regenerador de múltiplo-estágio de acordo com a quarta modalidade da presente invenção;

A FIG. 5 é um diagrama gráfico, no qual a linha de PV da parte do motor de seis ciclos do motor de seis ciclos equipado com um regenerador baseado no quarto meio para

resolver problemas de acordo com a quinta modalidade da presente invenção é traçada;

A FIG. 6 é um diagrama esquemático simplificado de PV de todo o motor de seis ciclos de acordo com a quinta modalidade da presente invenção, onde (A) ilustra a vista inteira e (B) ilustra uma vista ampliada na periferia da origem;

A FIG. 7 é um diagrama de bloco esquemático simplificado de um motor de seis ciclos relacionado à primeira modalidade baseada no quarto meio para resolver problemas de acordo com a quinta modalidade da presente invenção;

A FIG. 8 é um diagrama de bloco esquemático simplificado do motor de seis ciclos relacionado à segunda modalidade baseada no quarto meio para resolver problemas de acordo com a sexta modalidade da presente invenção;

A FIG. 9 é um diagrama de bloco esquemático simplificado de uma turbina de gás de seis ciclos de acordo com a sétima modalidade da presente invenção;

A FIG. 10(a) é uma vista lateral de um motor que é fornecido com uma câmara de combustão formada em uma tubulação de exaustão relativa à presente invenção; e (b) é uma vista ampliada da câmara de combustão de acordo com a oitava modalidade da presente invenção;

A FIG. 11 é uma vista ortogonal quatro da unidade de potência fornecida para um veículo de movimentação de roda dianteira de acordo com a nona modalidade da presente invenção;

A FIG. 12 é um diagrama de bloco esquemático do sistema de controle para controlar a unidade de potência de acordo com a nona modalidade da presente invenção;

A FIG. 13 é um sistema de energia para a condução de um veículo híbrido paralelo de acordo com a décima modalidade da presente invenção, e

A FIG. 14 é um diagrama de disposição de pino de manivela fornecido para um motor de seis cilindros tipo W de acordo com a décima primeira modalidade da presente invenção.

Explicação dos numerais de referência

	1: Um motor de seis ciclos
	18: Um injetor tipo injeção direta
	20: A cabeça do cilindro
5	21: Uma porta de sucção
	22: Uma válvula de sucção
	23: Uma válvula de pressão
	24: Um sensor de acelerador
	31: Uma porta de exaustão
10	32: Uma válvula de exaustão
	35: Uma válvula de comporta de resíduo
	41: Uma porta de expulsão
	42: Uma válvula de expulsão
	43: A segunda válvula
15	43B: Uma válvula de porta de expulsão
	50a1 ~ 50c2: Pino da manivela
	51a1 ~ 51c2: Pistão
	52: Um sensor de número de rotação
	68: Um sensor de exaustão
20	70: Uma câmara de combustão
	71: Material isolante
	72: Parede interior da câmara de combustão
	73: Buraco que emite o gás
	75: Um alimentador de combustível
25	80, 80b: Tubulação de exaustão
	91: Um atuador
	94: Um atuador de válvula da porta de expulsão
	100: Um regenerador (ou de uma turbina a exaustão)
	111: Uma porta de circulação
30	112: Uma unidade de resfriamento
	150: Uma unidade auxiliar
	151: Um gerador elétrico
	152: Uma engrenagem de redução para um motor auxiliar
	153: Uma embreagem de um motor auxiliar
35	154: Uma correia para a condução de um motor auxiliar
	155: Um motor que também serve como um gerador

180: Uma transmissão
181: Uma correia de transmissão de potência
200: Um compressor
200B: Uma porta de admissão de gás para um
5 supercompressor
210: Um compressor tipo deslocamento agindo como um
supercompressor
280: Uma unidade de sobremarcha
360: Um atuador rotativo
10 520: Uma marcha de mudança de velocidade (uma
transmissão)
522, 522b: Um eixo de transmissão
525, 525b: Uma unidade volante
550: Um motor de condução do veículo
15 560: Um controlador do motor
561: Um circuito de potência
580: Uma bateria
610: Um computador de controle

A melhor forma para executar a presente invenção

O "ciclo de Atkinson" não tem sido prático no uso. Mas em consequência de um estudo geral em um motor de seis ciclos que nunca foi utilizado em base industrial, combinando o motor de seis ciclos com um regenerador rotatório, o inventor realizou com sucesso o "ciclo de Atkinson" como um motor de ciclo combinado que pode ser configurado compactamente e eficientemente ser executado. Daqui, o inventor melhorou com sucesso a eficiência do ciclo térmico do motor de combustão interna.

Primeira modalidade

A FIG. 1 (a) é uma vista plana de um diagrama de bloco esquemático de um motor de quatro cilindros de seis ciclos fornecido com um regenerador baseado no primeiro meio para resolver problemas. Uma turbina a exaustão 100 que constitui um regenerador é fixada a uma tubulação de exaustão 80 de um motor não-sobrecarregado de seis ciclos 1. As turbinas de exaustão 100 convertem a pressão remanescente em emanções de exaustão em energia de giro, e descarregam então o gás que contem a pressão reduzida para a atmosfera através de uma tubulação de exaustão 80b disposta no lado a jusante do regenerador.

A FIG. 1(B) é um diagrama gráfico (este será referido como diagrama da linha de PV daqui por diante) que ilustra a variação do volume e a pressão dentro de uma câmara de combustão do combustível durante um curso de compressão e um curso de explosão/expansão de um motor não-sobrecarregado de quatro ciclos e do motor baseado no primeiro meio de resolver problemas. A linha pontilhada corresponde a uma linha de PV quando uma taxa compressiva é 9.5 com um motor de quatro ciclos com tipo de combustão pré-misturada. A altura no ponto A1 designa a pressão de sucção que é igual à pressão atmosférica, e a posição do eixo lateral designa o volume interno de um cilindro quando um pistão é posicionado em um centro inoperante mais baixo. A variação do volume e da pressão durante um processo de compressão adiabático no curso

de ascensão do pistão é mostrada por uma linha curvada que se eleva à esquerda em uma escala do ponto A1 até o ponto A2. Quando o pistão alcançou o centro inoperante superior A2, uma ignição ocorre, e então, a pressão dentro do cilindro é aumentada até o ponto A3 devido à ascensão da temperatura neste. Então, em consequência do movimento descendente do pistão, o gás do combustível queimado se expande em uma condição adiabática. Quando o pistão alcançou um centro inoperante mais baixo, a pressão interna alcança o ponto A4. Quando a válvula de exaustão abre, o gás queimado que permanece na câmara de combustão do combustível expande livremente para baixo para o ponto A1 que corresponde à pressão atmosférica. A pressão diferencial entre os pontos A4 e A1 indica a presença de energia de pressão que é liberada sem ser coletada através da livre expansão que ocorre quando a válvula de exaustão está aberta. Desde então, após ter terminado um curso de exaustão e um curso de sucção, o processo retorna ao ponto em A1 para terminar uma operação de ciclo.

A linha contínua indica uma linha do PV de um motor de seis ciclos fornecido com um regenerador que tem um deslocamento idêntico com 12.2 da taxa compressiva. A linha do PV mostrada no diagrama inclui um curso de compressão, um curso da explosão/expansão e outro curso de expansão executado dentro do regenerador. A diferença na taxa de compressão do motor de seis ciclos daquela de um motor de quatro ciclos é causada pelo fato de que a temperatura do gás na extremidade de um curso de sucção do motor de seis ciclos é mais baixa do que aquela do motor de quatro ciclos porque o motor de seis ciclos é sujeito a um processo de refrigeração interno com expulsão de ar. Um curso de compressão do gás começa no ponto B1. Quando o pistão está no centro inoperante superior, o deslocamento do motor de seis ciclos é menos do que aquele do motor de quatro ciclos, assim o deslocamento na altura de iniciar a compressão também é menor porque o motor de seis ciclos tem uma taxa de compressão mais elevada. O

ponto B2 é alcançado quando o pistão alcança o centro inoperante superior após ser comprimido sob uma circunstância adiabática durante o curso de compressão. Simultaneamente, uma ignição e uma combustão do combustível ocorrem, fazendo a
5 ascensão interna da pressão até o ponto B3. O gás queimado expande sob uma circunstância adiabática durante o curso de expansão, e então, quando o pistão alcança o centro inoperante mais baixo, a válvula de exaustão abre-se no ponto B4, e então, o gás de exaustão é transferido do motor de seis
10 ciclos para o regenerador mantendo a pressão no ponto B4. A pressão real presente no ponto B4 é referida como a pressão regenerativa. Quando a linha do PV aparece como a linha contínua mostrada na FIG. 1, o "ciclo de Atkinson" ideal é realizado, desse modo permitindo que a eficiência teórica do
15 motor atual de seis ciclos seja maximizada. Daqui, a pressão regenerativa é referida como "a pressão regenerativa ideal". Desde então, o gás de exaustão ainda expande adiabaticamente no regenerador até a pressão mostrada no ponto B5, e finalmente, o gás de exaustão é liberado para a atmosfera.
20 Após a passagem através do ponto B4, o motor de seis ciclos atravessa um curso de exaustão, uma exaustão do ar de expulsão introduzindo o curso, e um curso de sucção antes de terminar um ciclo. Além do gás de exaustão que é descarregado através de um curso de exaustão, o gás da exaustão
25 descarregado através do curso de exaustão do ar de expulsão também é conduzido no regenerador. Entretanto, ao discutir sobre a eficiência do ciclo, supondo que a turbina de gás acima mencionada de exaustão 100 coleta inteiramente a energia para comprimir e descarregar o ar de expulsão para o
30 motor de seis ciclos, a seguir, o gás da exaustão descarregado através da exaustão do curso do ar de expulsão não tem nenhuma influência depois disso, e assim, o diagrama gráfico mostrado na FIG. 1(B) suprime qualquer consideração a respeito deste efeito.

A FIG. 2 é um diagrama de bloco esquemático de um sistema de recirculação de gás de exaustão (EGR) fornecido para o motor de seis ciclos, que corresponde ao segundo meio para resolver problemas, no qual uma câmara de combustão de combustível em uma cabeça de cilindro 20 construída neste motor múltiplo do cilindro de acordo com esta modalidade é vista do lado do cilindro. A FIG. 2 mostra uma válvula de sucção tipo gatilho 22, uma válvula de expulsão 42, uma válvula de exaustão 32, e uma parte de bico de um injetor de injeção direta 18, que são dispostos coletivamente na câmara de combustão do combustível. A câmara de combustão do combustível acima tem uma pluralidade de válvulas de exaustão pequenas 32. Isto é porque, como descrito na FIG. 5 mais tarde, o sincronismo para abertura das válvulas de exaustão durante a exaustão do curso de ar de expulsão é curto (entre o ponto D8 e o ponto D6 segundo as indicações da FIG. 5), e assim, é necessário abrir e fechar tão rapidamente todas as válvulas de exaustão quanto possível. Há uma passagem de gás 111 que permite que o gás de exaustão seja circulada para a porta de expulsão fornecida ou para o motor de seis ciclos. Uma unidade de refrigeração 112 é disposta dentro da passagem do gás 111. A segunda válvula 43 regula o volume de ar de expulsão, visto que uma válvula de expulsão regula o volume de ar fresco misturado no ar de expulsão. Ao sobrecarregar o motor de seis ciclos, normalmente, é necessário fornecer discretamente um supercompressor para o ar de expulsão e o ar de sucção.

Terceira Modalidade

A FIG. 3 é um diagrama de bloco esquemático de um sistema de recirculação de gás de exaustão (EGR) construído no motor de seis ciclos fornecido com um supercompressor, que corresponde à segunda modalidade do segundo meio para resolver problemas de acordo com a presente invenção. Somente a porta de sucção do motor de seis ciclos é fornecida com um supercompressor 200. Como a diferença do segundo meio, o sistema de EGR equipado com o supercompressor 200 trata da

pressão que é mais elevada do que a pressão de gás de exaustão que passa através da porta de expulsão. Devido a uma pressão do ar de expulsão mais baixa, o ar de expulsão é comprimido durante uma exaustão do curso do ar de expulsão dentro do motor de seis ciclos, e expelido então para a porta de exaustão. O peso do ar de expulsão diminui comparado ao ar de sucção até o ponto em que a pressão é baixa. Quando o ar de expulsão é sobrecarregado, devido à compressão adiabática, a temperatura aumenta. Por outro lado, limpar o ar refrigera o interior da câmara de combustão de combustível com uma temperatura mais baixa do que aquela do ar comprimido. E isto fornece uma vantagem de dispensar um supercompressor para o ar de expulsão.

Quarta modalidade

A FIG. 4 é um diagrama de bloco esquemático de um sistema de EGR fornecido para o motor de seis ciclos equipado com um supercompressor de acordo com a terceira modalidade acima baseada no segundo meio para resolver problemas. Um par de regeneradores 100 e 100B são dispostos em série e, além disso, uma passagem do gás 111 é formada para a circulação do gás de exaustão entre os regeneradores 100 e 100B com uma unidade de refrigeração 112 instalada na passagem. A fim de realizar o melhor método para conseguir a boa eficiência cíclica térmica, como nas modalidades mostradas na FIG. 2 e 3, é preferível que a unidade de refrigeração 112 refrigere o gás de exaustão que foi expandido até a pressão atmosférica, e o gás de exaustão de refrigeração é sobrecarregado então outra vez para o uso. Entretanto, no caso onde o ar de expulsão é sobrecarregado, não é nenhuma necessidade usar um supercompressor que é usado unicamente para o ar de expulsão. Adicionalmente, por causa da alta pressão do gás de circulação, é possível gerar o efeito de sobrecarga mesmo quando a temperatura de refrigeração permanece elevada, tornando possível restringir vantajosamente o tamanho da unidade de refrigeração. Isto é porque o gás de exaustão que foi refrigerado sob a pressão atmosférica é comprimido outra

vez, a temperatura aumenta devido à compressão adiabática, assim é necessário estar suficientemente resfriado para que o gás de circulação compense a ascensão da temperatura quando for resfriado sob a pressão atmosférica. Daqui, este sistema de EGR é apropriado para um motor instalado em um corpo móvel com espaço pequeno para a instalação tal como o veículo. Embora não seja sempre necessário regular a pressão de expulsão para ser idêntica à pressão de sobrecarga do ar de sucção, entretanto, a fim de extrair o ar fresco para o ar de expulsão ao abrir uma válvula da porta de expulsão 43B, a quarta modalidade intensifica a pressão do ar de sucção para ser mais elevada do que a pressão do ar de expulsão.

Quinta modalidade

A FIG. 5 é um diagrama de PV de um motor a diesel de seis ciclos independente que é sobrecarregado com pressão barométrica 4 e equipado com um supercompressor e um regenerador baseado no quarto meio de resolver problemas de acordo com a presente invenção. O diagrama explica a variação da saída de potência de uma única unidade do motor de seis ciclos causada pela diferença na pressão regenerativa. A linha contínua ilustra um diagrama da linha de PV de uma única unidade do motor de seis ciclos quando uma pressão regenerativa ideal é usada. A linha pontilhada ilustra um diagrama da linha do PV quando a pressão regenerativa é reduzida mais do que a pressão regenerativa ideal. Um curso de compressão é iniciado do ponto D1 que designa uma pressão de sobrecarga. O ponto D2 é alcançado quando os pistões alcançam o centro inoperante superior através da compressão adiabática durante o curso de compressão. Quando o combustível injetado na câmara de combustão for queimado, devido ao calor queimado, a temperatura interna aumenta, fazendo com que pressão interna aumente até o ponto D3. Mesmo quando um curso de expansão foi incorporado, em consequência da injeção na câmara de combustão, o combustível é queimado continuamente até que a combustão seja terminada no ponto D3b. Durante a combustão do combustível, a eficiência prática

para substituir o gás queimado pelo ar fresco é mais elevada quando a pressão regenerativa permanece baixa, assim reduzindo a temperatura do gás para tornar possível queimar um volume aumentado de combustível. Conseqüentemente é possível aumentar muito a pressão muito mais na prática, entretanto, para uma compreensão mais fácil, o diagrama do gráfico usa uma pressão idêntica nos cursos de explosão e de expansão. O gás queimado do combustível expande adiabaticamente durante o curso de expansão. Quando as 10
15
20
25
30
35
40
45
50
55
60
65
70
75
80
85
90
95
100
105
110
115
120
125
130
135
140
145
150
155
160
165
170
175
180
185
190
195
200
205
210
215
220
225
230
235
240
245
250
255
260
265
270
275
280
285
290
295
300
305
310
315
320
325
330
335
340
345
350
355
360
365
370
375
380
385
390
395
400
405
410
415
420
425
430
435
440
445
450
455
460
465
470
475
480
485
490
495
500
505
510
515
520
525
530
535
540
545
550
555
560
565
570
575
580
585
590
595
600
605
610
615
620
625
630
635
640
645
650
655
660
665
670
675
680
685
690
695
700
705
710
715
720
725
730
735
740
745
750
755
760
765
770
775
780
785
790
795
800
805
810
815
820
825
830
835
840
845
850
855
860
865
870
875
880
885
890
895
900
905
910
915
920
925
930
935
940
945
950
955
960
965
970
975
980
985
990
995
1000
1005
1010
1015
1020
1025
1030
1035
1040
1045
1050
1055
1060
1065
1070
1075
1080
1085
1090
1095
1100
1105
1110
1115
1120
1125
1130
1135
1140
1145
1150
1155
1160
1165
1170
1175
1180
1185
1190
1195
1200
1205
1210
1215
1220
1225
1230
1235
1240
1245
1250
1255
1260
1265
1270
1275
1280
1285
1290
1295
1300
1305
1310
1315
1320
1325
1330
1335
1340
1345
1350
1355
1360
1365
1370
1375
1380
1385
1390
1395
1400
1405
1410
1415
1420
1425
1430
1435
1440
1445
1450
1455
1460
1465
1470
1475
1480
1485
1490
1495
1500
1505
1510
1515
1520
1525
1530
1535
1540
1545
1550
1555
1560
1565
1570
1575
1580
1585
1590
1595
1600
1605
1610
1615
1620
1625
1630
1635
1640
1645
1650
1655
1660
1665
1670
1675
1680
1685
1690
1695
1700
1705
1710
1715
1720
1725
1730
1735
1740
1745
1750
1755
1760
1765
1770
1775
1780
1785
1790
1795
1800
1805
1810
1815
1820
1825
1830
1835
1840
1845
1850
1855
1860
1865
1870
1875
1880
1885
1890
1895
1900
1905
1910
1915
1920
1925
1930
1935
1940
1945
1950
1955
1960
1965
1970
1975
1980
1985
1990
1995
2000
2005
2010
2015
2020
2025
2030
2035
2040
2045
2050
2055
2060
2065
2070
2075
2080
2085
2090
2095
2100
2105
2110
2115
2120
2125
2130
2135
2140
2145
2150
2155
2160
2165
2170
2175
2180
2185
2190
2195
2200
2205
2210
2215
2220
2225
2230
2235
2240
2245
2250
2255
2260
2265
2270
2275
2280
2285
2290
2295
2300
2305
2310
2315
2320
2325
2330
2335
2340
2345
2350
2355
2360
2365
2370
2375
2380
2385
2390
2395
2400
2405
2410
2415
2420
2425
2430
2435
2440
2445
2450
2455
2460
2465
2470
2475
2480
2485
2490
2495
2500
2505
2510
2515
2520
2525
2530
2535
2540
2545
2550
2555
2560
2565
2570
2575
2580
2585
2590
2595
2600
2605
2610
2615
2620
2625
2630
2635
2640
2645
2650
2655
2660
2665
2670
2675
2680
2685
2690
2695
2700
2705
2710
2715
2720
2725
2730
2735
2740
2745
2750
2755
2760
2765
2770
2775
2780
2785
2790
2795
2800
2805
2810
2815
2820
2825
2830
2835
2840
2845
2850
2855
2860
2865
2870
2875
2880
2885
2890
2895
2900
2905
2910
2915
2920
2925
2930
2935
2940
2945
2950
2955
2960
2965
2970
2975
2980
2985
2990
2995
3000
3005
3010
3015
3020
3025
3030
3035
3040
3045
3050
3055
3060
3065
3070
3075
3080
3085
3090
3095
3100
3105
3110
3115
3120
3125
3130
3135
3140
3145
3150
3155
3160
3165
3170
3175
3180
3185
3190
3195
3200
3205
3210
3215
3220
3225
3230
3235
3240
3245
3250
3255
3260
3265
3270
3275
3280
3285
3290
3295
3300
3305
3310
3315
3320
3325
3330
3335
3340
3345
3350
3355
3360
3365
3370
3375
3380
3385
3390
3395
3400
3405
3410
3415
3420
3425
3430
3435
3440
3445
3450
3455
3460
3465
3470
3475
3480
3485
3490
3495
3500
3505
3510
3515
3520
3525
3530
3535
3540
3545
3550
3555
3560
3565
3570
3575
3580
3585
3590
3595
3600
3605
3610
3615
3620
3625
3630
3635
3640
3645
3650
3655
3660
3665
3670
3675
3680
3685
3690
3695
3700
3705
3710
3715
3720
3725
3730
3735
3740
3745
3750
3755
3760
3765
3770
3775
3780
3785
3790
3795
3800
3805
3810
3815
3820
3825
3830
3835
3840
3845
3850
3855
3860
3865
3870
3875
3880
3885
3890
3895
3900
3905
3910
3915
3920
3925
3930
3935
3940
3945
3950
3955
3960
3965
3970
3975
3980
3985
3990
3995
4000
4005
4010
4015
4020
4025
4030
4035
4040
4045
4050
4055
4060
4065
4070
4075
4080
4085
4090
4095
4100
4105
4110
4115
4120
4125
4130
4135
4140
4145
4150
4155
4160
4165
4170
4175
4180
4185
4190
4195
4200
4205
4210
4215
4220
4225
4230
4235
4240
4245
4250
4255
4260
4265
4270
4275
4280
4285
4290
4295
4300
4305
4310
4315
4320
4325
4330
4335
4340
4345
4350
4355
4360
4365
4370
4375
4380
4385
4390
4395
4400
4405
4410
4415
4420
4425
4430
4435
4440
4445
4450
4455
4460
4465
4470
4475
4480
4485
4490
4495
4500
4505
4510
4515
4520
4525
4530
4535
4540
4545
4550
4555
4560
4565
4570
4575
4580
4585
4590
4595
4600
4605
4610
4615
4620
4625
4630
4635
4640
4645
4650
4655
4660
4665
4670
4675
4680
4685
4690
4695
4700
4705
4710
4715
4720
4725
4730
4735
4740
4745
4750
4755
4760
4765
4770
4775
4780
4785
4790
4795
4800
4805
4810
4815
4820
4825
4830
4835
4840
4845
4850
4855
4860
4865
4870
4875
4880
4885
4890
4895
4900
4905
4910
4915
4920
4925
4930
4935
4940
4945
4950
4955
4960
4965
4970
4975
4980
4985
4990
4995
5000
5005
5010
5015
5020
5025
5030
5035
5040
5045
5050
5055
5060
5065
5070
5075
5080
5085
5090
5095
5100
5105
5110
5115
5120
5125
5130
5135
5140
5145
5150
5155
5160
5165
5170
5175
5180
5185
5190
5195
5200
5205
5210
5215
5220
5225
5230
5235
5240
5245
5250
5255
5260
5265
5270
5275
5280
5285
5290
5295
5300
5305
5310
5315
5320
5325
5330
5335
5340
5345
5350
5355
5360
5365
5370
5375
5380
5385
5390
5395
5400
5405
5410
5415
5420
5425
5430
5435
5440
5445
5450
5455
5460
5465
5470
5475
5480
5485
5490
5495
5500
5505
5510
5515
5520
5525
5530
5535
5540
5545
5550
5555
5560
5565
5570
5575
5580
5585
5590
5595
5600
5605
5610
5615
5620
5625
5630
5635
5640
5645
5650
5655
5660
5665
5670
5675
5680
5685
5690
5695
5700
5705
5710
5715
5720
5725
5730
5735
5740
5745
5750
5755
5760
5765
5770
5775
5780
5785
5790
5795
5800
5805
5810
5815
5820
5825
5830
5835
5840
5845
5850
5855
5860
5865
5870
5875
5880
5885
5890
5895
5900
5905
5910
5915
5920
5925
5930
5935
5940
5945
5950
5955
5960
5965
5970
5975
5980
5985
5990
5995
6000
6005
6010
6015
6020
6025
6030
6035
6040
6045
6050
6055
6060
6065
6070
6075
6080
6085
6090
6095
6100
6105
6110
6115
6120
6125
6130
6135
6140
6145
6150
6155
6160
6165
6170
6175
6180
6185
6190
6195
6200
6205
6210
6215
6220
6225
6230
6235
6240
6245
6250
6255
6260
6265
6270
6275
6280
6285
6290
6295
6300
6305
6310
6315
6320
6325
6330
6335
6340
6345
6350
6355
6360
6365
6370
6375
6380
6385
6390
6395
6400
6405
6410
6415
6420
6425
6430
6435
6440
6445
6450
6455
6460
6465
6470
6475
6480
6485
6490
6495
6500
6505
6510
6515
6520
6525
6530
6535
6540
6545
6550
6555
6560
6565
6570
6575
6580
6585
6590
6595
6600
6605
6610
6615
6620
6625
6630
6635
6640
6645
6650
6655
6660
6665
6670
6675
6680
6685
6690
6695
6700
6705
6710
6715
6720
6725
6730
6735
6740
6745
6750
6755
6760
6765
6770
6775
6780
6785
6790
6795
6800
6805
6810
6815
6820
6825
6830
6835
6840
6845
6850
6855
6860
6865
6870
6875
6880
6885
6890
6895
6900
6905
6910
6915
6920
6925
6930
6935
6940
6945
6950
6955
6960
6965
6970
6975
6980
6985
6990
6995
7000
7005
7010
7015
7020
7025
7030
7035
7040
7045
7050
7055
7060
7065
7070
7075
7080
7085
7090
7095
7100
7105
7110
7115
7120
7125
7130
7135
7140
7145
7150
7155
7160
7165
7170
7175
7180
7185
7190
7195
7200
7205
7210
7215
7220
7225
7230
7235
7240
7245
7250
7255
7260
7265
7270
7275
7280
7285
7290
7295
7300
7305
7310
7315
7320
7325
7330
7335
7340
7345
7350
7355
7360
7365
7370
7375
7380
7385
7390
7395
7400
7405
7410
7415
7420
7425
7430
7435
7440
7445
7450
7455
7460
7465
7470
7475
7480
7485
7490
7495
7500
7505
7510
7515
7520
7525
7530
7535
7540
7545
7550
7555
7560
7565
7570
7575
7580
7585
7590
7595
7600
7605
7610
7615
7620
7625
7630
7635
7640
7645
7650
7655
7660
7665
7670
7675
7680
7685
7690
7695
7700
7705
7710
7715
7720
7725
7730
7735
7740
7745
7750
7755
7760
7765
7770
7775
7780
7785
7790
7795
7800
7805
7810
7815
7820
7825
7830
7835
7840
7845
7850
7855
7860
7865
7870
7875
7880
7885
7890
7895
7900
7905
7910
7915
7920
7925
7930
7935
7940
7945
7950
7955
7960
7965
7970
7975
7980
7985
7990
7995
8000
8005
8010
8015
8020
8025
8030
8035
8040
8045
8050
8055
8060
8065
8070
8075
8080
8085
8090
8095
8100
8105
8110
8115
8120
8125
8130
8135
8140
8145
8150
8155
8160
8165
8170
8175
8180
8185
8190
8195
8200
8205
8210
8215
8220
8225
8230
8235
8240
8245
8250
8255
8260
8265
8270
8275
8280
8285
8290
8295
8300
8305
8310
8315
8320
8325
8330
8335
8340
8345
8350
8355
8360
8365
8370
8375
8380
8385
8390
8395
8400
8405
8410
8415
8420
8425
8430
8435
8440
8445
8450
8455
8460
8465
8470
8475
8480
8485
8490
8495
8500
8505
8510
8515
8520
8525
8530
8535
8540
8545
8550
8555
8560
8565
8570
8575
8580
8585
8590
8595
8600
8605
8610
8615
8620
8625
8630
8635
8640
8645
8650
8655
8660
8665
8670
8675
8680
8685
8690
8695
8700
8705
8710
8715
8720
8725
8730
8735
8740
8745
8750
8755
8760
8765
8770
8775
8780
8785
8790
8795
8800
8805
8810
8815
8820
8825
8830
8835
8840
8845
8850
8855
8860
8865
8870
8875
8880
8885
8890
8895
8900
8905
8910
8915
8920
8925
8930
8935
8940
8945
8950
8955
8960
8965
8970
8975
8980
8985
8990
8995
9000
9005
9010
9015
9020
9025
9030
9035
9040
9045
9050
9055
9060
9065
9070
9075
9080
9085
9090
9095
9100
9105
9110
9115
9120
9125
9130
9135
9140
9145
9150
9155
9160
9165
9170
9175
9180
9185
9190
9195
9200
9205
9210
9215
9220
9225
9230
9235
9240
9245
9250
9255
9260
9265
9270
9275
9280
9285
9290
9295
9300
9305
9310
9315
9320
9325
9330
9335
9340
9345
9350
9355
9360
9365
9370
9375
9380
9385
9390
9395
9400
9405
9410
9415
9420
9425
9430
9435
9440
9445
9450
9455
9460
9465
9470
9475
9480
9485
9490
9495
9500
9505
9510
9515
9520
9525
9530
9535
9540
9545
9550
9555
9560
9565
9570
9575
9580
9585
9590
9595
9600
9605
9610
9615
9620
9625
9630
9635
9640
9645
9650
9655
9660
9665
9670
9675
9680
9685
9690
9695
9700
9705
9710
9715
9720
9725
9730
9735
9740
9745
9750
9755
9760
9765
9770
9775
9780
9785
9790
9795
9800
9805
9810
9815
9820
9825
9830
9835
9840
9845
9850
9855
9860
9865
9870
9875
9880
9885
9890
9895
9900
9905
9910
9915
9920
9925
9930
9935
9940
9945
9950
9955
9960
9965
9970
9975
9980
9985
9990
9995
10000
10005
10010
10015
10020
10025
10030
10035
10040
10045
10050
10055
10060
10065
10070
10075
10080
10085
10090
10095
10100
10105
10110
10115
10120
10125
10130
10135
10140
10145
10150
10155
10160
10165
10170
10175
10180
10185
10190
10195
10200
10205
10210
10215
10220
10225
10230
10235
10240
10245
10250
10255
10260
10265
10270
10275
10280
10285
10290
10295
10300
10305
10310
1

comprimido. A válvula de exaustão abre outra vez no ponto D8 para expelir o ar de expulsão a ser conduzido para a porta de exaustão. O pistão empurra o ar de expulsão para expelir até que este alcance o ponto central inoperante superior D6 sob a
5 pressão regenerativa, a exaustão do curso do ar de expulsão termina, e a válvula de exaustão é fechada. O pistão começa a descer, e então, após um tempo, a válvula de sucção abre-se no ponto D7. O ar fresco da sucção é admitido no cilindro e o pistão alcança o ponto central inoperante mais baixo D1, a
10 seguir o processo de sucção termina e a válvula de sucção é fechada, e um ciclo é terminado.

A área cercada pelos pontos D1, D8, D2, D3, D3b, e D4, designa a energia que é convertida do gás queimado na potência rotatória do motor de seis ciclos acima durante o
15 curso de compressão e o curso de explosão/expansão. Entretanto, desde que o gás de exaustão seja expelido durante o curso de exaustão e a introdução do curso do ar de expulsão, a energia mostrada pela área cercada pelos pontos D4, D6, D7, e D1, é tomado da potência de giro do motor.
20 Ainda, a energia mostrada pela área cercada pelas linhas contínuas que ligam os pontos D1, D8, D6, e D7, é tomada da potência de giro do motor durante a exaustão do curso de ar de expulsão e do curso de sucção. Após apagar aquelas áreas que correspondem à parte comum, a energia prática que pode
25 produzida através do único ciclo do motor de seis ciclos corresponde ao resultado da subtração de uma área que dobra a área cercada pelas linhas contínuas que ligam os pontos D1, D8, D6, e D7 da área cercada pelas linhas contínuas que ligam os pontos D4, D8, D2, D3, e D3b.

30 A linha pontilhada ilustra tal caso no qual a pressão regenerativa é reduzida à metade da pressão regenerativa ideal. Quando a válvula de exaustão abre, a pressão do gás dentro da câmara de combustão do combustível abaixa do ponto D4 para o ponto D5 que corresponde à pressão regenerativa
35 pela expansão livre, e então, um pistão empurra o ar de exaustão para expelir com a pressão regenerativa antes de

alcançar o ponto D6b no centro inoperante superior. Então, a válvula de exaustão é fechada e a válvula de expulsão é aberta no ponto D7b em um momento ligeiramente mais tarde do que o momento no qual o pistão começa a descer. Quando o

5 pistão alcança o ponto central inoperante mais baixo D1, a introdução do curso do ar de expulsão termina, e a válvula de expulsão é fechada. O ar de expulsão começa a ser comprimido, a válvula de exaustão é aberta outra vez no ponto D8b para expelir o ar de expulsão para a porta de exaustão. Então, o

10 pistão empurra o ar de expulsão para expelir com a pressão regenerativa, e alcança então o ponto D6b. Então, o pistão começa a descer e em um momento ligeiramente mais tarde, a válvula de sucção é aberta no ponto D7b. Quando o pistão alcança o centro inoperante ou o ponto mais baixo D1, o curso

15 de sucção termina, e a válvula de sucção é fechada, a seguir um ciclo é terminado.

No caso acima, a saída da energia do motor de seis ciclos através do único ciclo corresponde ao resultado de uma subtração da área que dobra a área cercada pelas linhas

20 contínuas e pelas linhas pontilhadas cada uma ligando os pontos D1, D8b, D6b, e D7b, da área cercada pelas linhas contínuas e pelas linhas pontilhadas cada uma ligando os pontos D5, D8b, D2, D3, D3b, D4, e D5. O cálculo no caso da FIG. 5 mostra que a saída de potência de uma única unidade do

25 motor de seis ciclos se eleva por 35% quando a pressão regenerativa é reduzida à metade. Praticamente, a eficiência na troca de ar de exaustão pelo ar fresco é mais elevada quando a pressão regenerativa permanece baixa. Isto torna, por sua vez, possível fornecer um volume aumentado de

30 combustível, assim tendo por resultado a saída de potência aumentada do motor de seis ciclos.

A FIG. 6(A) é um diagrama PV da unidade inteira do motor de seis ciclos que inclui um supercompressor e um regenerador mencionados acima. A FIG. 6(B) é uma vista ampliada na

35 periferia do ponto original. O ar fresco alimentado no supercompressor na pressão atmosférica G1 é então

sobrecarregado e transformado na pressão G2. O motor de seis ciclos extrai o ar fresco sobrecarregado na pressão que corresponde ao ponto D1, e então, após a passagem pelo processo descrito com referência a FIG. 5, a válvula de exaustão abre-se no ponto D4. Para indicar a variação que ocorreu mais tarde, a FIG. 6(A) apresenta um diagrama da linha PV que compreende uma linha contínua, uma linha pontilhada, e uma linha acorrentada de dois pontos. A linha contínua é do caso do uso da pressão regenerativa ideal que corresponde ao diagrama gráfico da linha contínua mostrada na FIGO. 5. O gás de exaustão expelido do motor de seis ciclos na pressão mostrada no ponto D4 transforma-se diretamente na pressão G3 na entrada do regenerador, que é então sujeito a uma expansão adiabática continuamente dentro do regenerador antes de ser exaurido para a atmosfera na pressão atmosférica G4.

O regenerador coleta a energia exigida no curso da introdução de curso do ar de expulsão e a exaustão do curso do ar de expulsão diretamente convertendo a energia acima na energia de giro, e assim, esta energia não é mostrada na FIG. 6(A) e (B). Na verdade, um volume maior de gás flui no regenerador por causa da razão acima, resultando em uma temperatura do gás mais baixa. Em consequência, a energia a ser produzida a partir da unidade inteira do motor por ciclo é designada por uma área cercada pelas linhas contínuas que ligam os pontos G1, D1, D2, D3, D3b, D4, e G4.

A linha pontilhada corresponde ao caso da linha pontilhada mostrada na FIG. 5. No curso da abertura da válvula de exaustão, o gás dentro da câmara de combustão do combustível expande livremente até a pressão regenerativa G3b. Desde que a extensão da temperatura reduzida seja menor do que o caso no qual o gás expande adiabaticamente a partir da pressão regenerativa ideal ao fazer o trabalho dentro do regenerador, o volume real na pressão acima é maior do que o caso no qual o gás expande dentro do regenerador na pressão regenerativa ideal, assim fazendo com que o ponto G3b seja

posicionado à direita da linha contínua. O gás de exaustão expelido do motor de seis ciclos pela pressão no ponto D5 transforma-se diretamente na pressão G3b na entrada do regenerador, e então, o gás de exaustão é sujeito à expansão adiabática continuamente dentro do regenerador antes de ser exaurido para a atmosfera no ponto G4b na pressão atmosférica. A energia que pode ser produzida por ciclo é designada por uma área cercada pelas linhas contínuas que ligam os pontos G1, D1, D2, D3, D3b, D4, D5, G3b, e G4b.

A energia (que corresponde à área no lado esquerdo de uma linha pontilhada que liga o ponto G3b com o ponto G4b) que pode ser regenerada pelo regenerador é menor do que o caso (uma área no lado esquerdo de uma linha contínua que liga o ponto G3 com o ponto G4) da pressão regenerativa ideal. Entretanto, devido ao crescimento da saída de potência do motor de seis ciclos, há meramente uma diferença ligeira na eficiência total de aproximadamente 2%, e assim, este ciclo é inteiramente praticável na base industrial. Isto é porque desde que a energia da pressão livremente expandida não é simplesmente liberada, mas a energia liberada for convertida meramente na energia térmica do gás, assim é possível regenerar a maioria da energia térmica do gás através de um regenerador. Desde que seja possível variar a proporção entre a saída de potência de uma única unidade do motor de seis ciclos e a saída de potência do regenerador com menos variação da eficiência dos ciclos térmicos entre a linha contínua e a linha pontilhada, o motor de seis ciclos com um regenerador tem uma vantagem ao ser exigido para controlar independente a saída de potência de um par de eixos de saída.

A linha acorrentada de dois pontos mostra o diagrama da linha PV no caso em que uma pressão regenerativa é idêntica a uma pressão de sobrecarga. O declínio da eficiência total causada pela variação da pressão regenerativa é proporcional a um quadrático contra a diferença da pressão baseada em uma eficiência máxima. Praticamente, quando o gás de exaustão foi

expandido livremente até a escala acima, a eficiência total será reduzida em 11%. Entretanto, em tal veículo que tem uma capacidade de desempenho de operação elevada, a carga real na velocidade de cruzeiro é consideravelmente mais baixa do que a carga total, assim não é necessariamente negado para a aplicabilidade industrial usar tal valor de pressão como ajustada a pressão de um regenerador para a condição de carga total. Isto é porque, usando a pressão regenerativa ideal em uma escala de cruzamento freqüentemente usada pode praticamente melhorar o consumo de combustível específico mesmo se o consumo de combustível específico se agrava sob condições de carga total que é usada menos freqüentemente. Na verdade, mesmo no diagrama da linha PV com a linha acorrentada de dois pontos, desde que seja possível para o regenerador gerar tal potência de saída que excede a potência capaz de girar uma turbina de sobrecarga, a eficiência prática do motor de seis ciclos de acordo com a presente invenção torna-se consideravelmente mais elevada do que aquela mostrada no diagrama da linha PV de um motor a diesel de quatro ciclos fornecido com um turbocompressor que não tenha nenhuma função de geração de eletricidade.

Inversamente, a pressão regenerativa também pode ser ajustada em um valor ligeiramente mais elevado do que a pressão interna do cilindro que é a pressão quando a válvula de exaustão do motor de seis ciclos é aberta. Entretanto isto pode ser feito visto que os problemas tais como a perda de derretimento da válvula de exaustão, não ocorram. No caso onde a unidade inteira do motor é usada com uma carga extremamente baixa tal caso como uma maquinaria auxiliar conectada à turbina precisa de potência com saída zero do motor de seis ciclos tal como em uma condição inativa, tal ajuste de pressão pode ser considerável.

A FIG. 7 é um diagrama de bloco esquemático que ilustra a primeira modalidade da presente invenção baseada no quarto meio para resolver problemas. Nesta modalidade, um expansor tipo desdobramento e rolamento que funciona como um

regenerador 100 é fixado a um tubulação de exaustão 80 de um motor de seis ciclos 1. A saída de potência do regenerador 100 é transmitida ao motor de seis ciclos 1 através de uma transmissão 180 e de uma correia transmissora de potência 181. Com referência à FIG. 7, um círculo de linha pontilhada traçado no regenerador 100 designa a tubulação de exaustão 80b que é disposta abaixo deste e emite o gás de exaustão do expensor. Quando a transmissão 180 permanecer ao menos na taxa, o motor de seis ciclos adota a pressão regenerativa ideal. Quando a taxa da transmissão 180 se torna maior, o volume do gás extraído pelo regenerador 100 aumenta por mais do que o volume de gás de exaustão expelido pelo motor de seis ciclos. Quando uma válvula de exaustão do motor de seis ciclos abre, o gás de exaustão expande livremente, e transforma-se então em tal pressão regenerativa mais baixa do que a pressão regenerativa ideal.

Mesmo quando se substitui a transmissão 180 e a correia transmissora de potência 181 por um gerador elétrico, desde que seja possível variar o número rotatório do gerador controlando a capacidade de geração através de uma fonte externa, um efeito idêntico pode ser assegurado.

Porque um expensor tipo desdobramento e tipo rolamento é usado como regenerador, a taxa de expansão de gás dentro do expensor transforma-se em um valor constante. É conseqüentemente preferível não variar a pressão regenerativa do ponto de vista de estabilizar a eficiência prática do regenerador e do ruído de exaustão. Daqui, é desse modo arranjado que a transmissão seja mantida por uma taxa maior enquanto é inteiramente carregado para fornecer a pressão regenerativa mais baixa do que a pressão regenerativa ideal como mostrada pela linha pontilhada na FIG. 6. Inversamente, quando a carga parcial é aplicada, a taxa de funcionamento da transmissão é menor de modo que o gás de exaustão possa ser regenerado aplicando a pressão regenerativa ideal.

Sexta modalidade

A FIG. 8 é um diagrama de bloco esquemático que ilustra a segunda modalidade da presente invenção baseada no quarto meio para resolver problemas. Uma tubulação de exaustão 80 do motor de seis ciclos 1 é fornecida com um regenerador tipo 5 turbina 100 que aciona um gerador de eletricidade 151 e uma unidade auxiliar 150 que são dispostos respectivamente coaxiais. Usando uma turbina de tipos de pás variável ou uma turbina com número variável de bicos torna possível controlar uma área total dos bicos, controlando desse modo corretamente 10 a pressão regenerativa. Controlando a área total dos bicos em uma extensão apropriada em proporção ao volume de gás de exaustão emitido do motor de seis ciclos, é possível manter constantemente a pressão regenerativa em um valor perto daquela da pressão regenerativa ideal. Como uma coisa 15 natural, intencionalmente controlando a pressão regenerativa para expandir mais a área dos bicos, é possível acionar corretamente o motor de seis ciclos com uma pressão regenerativa mais baixa do que a pressão regenerativa ideal.

Ainda, uma válvula de porta de resíduo 35 é fixada à 20 parte de exaustão do motor de seis ciclos para liberar o gás de exaustão na atmosfera. Quando a válvula de porta de resíduo 35 é operada, a eficiência de funcionamento é reduzida. Entretanto, torna possível aumentar momentaneamente na maior medida do possível a saída de potência do motor de 25 seis ciclos. Mesmo quando a pressão na entrada do regenerador é reduzida provisoriamente, se o período descendente dura meramente por um curto período, é possível manter a velocidade de giro da turbina temporariamente abaixando o torque da carga suportada pelo gerador de potência. Este 30 sistema pode ser aplicado a tal caso no qual se deseja elevar rapidamente o número rotatório do motor de seis ciclos para impulsionar uma saída de potência total deste motor por causa de sua menor retardação de tempo na aceleração. Este sistema é vantajoso para o uso como um motor para conduzir um objeto 35 móvel tal como um veículo que tem uma carga extremamente variável.

Na modalidade atual, o motor de seis ciclos 1 é equipado com um supercompressor 200 que é acionado por um motor 250, no qual a pressão de sobrecarga pode ser controlada através de uma fonte externa. Assim é arranjado que a potência a ser produzida a partir de todo o sistema pode ser controlada pela pressão de sobrecarga.

Ao regenerar a pressão regenerativa com uma turbina de gás de único ou duplo estágio, se for visado o aumento da eficiência do ciclo, é necessário que a turbina de gás trate tal velocidade de fluxo em excesso da velocidade acústica. Neste caso, é essencial formar uma forma de bico divergente para a turbina na qual a área seccional deste seja reduzida uma vez para dar forma à parte de passagem antes eventualmente de expandir a área seccional. Neste caso, se o gás se expandir excessivamente ou se expandir insuficiente na parte da passagem, a eficiência de funcionamento da turbina de gás é agravada rapidamente, e assim, é necessário usar a taxa de pressão entre a entrada e a saída da turbina de acordo com o valor projetado. Desde que a turbina de acordo com a modalidade atual trate com o supersônico, é tão controlado que uma pressão regenerativa constante pode permanecer sendo mais baixa do que a pressão regenerativa ideal quando carregado totalmente. Daqui, há tal efeito vantajoso capaz de constantemente manter a eficiência de funcionamento do motor em um alto nível ao simplificar o sistema da regeneração.

Sétima modalidade

A FIG. 9 é um diagrama de bloco esquemático de uma turbina de gás de seis ciclos de acordo com a sétima modalidade da presente invenção baseada no quinto meio para resolver problemas. Na modalidade atual, a saída de potência de um motor de seis ciclos 1 aciona um supercompressor 200 que é um compressor tipo turbina através de um acelerador 280 e também conduz uma unidade auxiliar 150 através de uma correia 154. A maioria da potência é produzida a partir de uma turbina 100 que funciona como um regenerador, e é

convertida então na energia elétrica por um gerador elétrico 151.

Oitava modalidade

A FIG. 10 é uma vista lateral de um motor de seis ciclos
5 fornecido com os cilindros múltiplos dispostos em série, que é ainda fornecido com uma câmara de combustão (baseada no sétimo meio para resolver problemas) que é disposta dentro de uma tubulação de exaustão 80 baseada no terceiro meio para resolver problemas. A câmara de combustão 70 é disposta
10 dentro da parte montada da tubulação de exaustão 80 ligada às portas de exaustão 31 dos cilindros individuais dispostos dentro do motor de seis ciclos. Incluindo a periferia externa de uma turbina a exaustão, a tubulação de exaustão 80 fornecida com a câmara de combustão 70 é coberta inteiramente
15 com o material isolante de calor 71. A superfície interna da tubulação de exaustão 80 é coberta com o material de revestimento de isolamento de calor. Um regenerador 100 é ligado com o lado a jusante da câmara de combustão 70, e ainda, uma unidade do catalisador de exaustão 63 é disposto
20 dentro da outra tubulação de exaustão 80b ajustada à parte a jusante do regenerador 100.

Uma parede interna 72 com uma pluralidade de buracos de passagem do gás 73 é formada dentro da câmara de combustão 70. A câmara de combustão 70 mistura o gás de exaustão gerado
25 através da combustão do combustível com o gás de exaustão de expulsão entrando alternadamente, e queima então o gás não queimado. A fim de gerar a combustão, é necessário que o espaço interno da parede interna 72 da câmara de combustão 70 tenha a capacidade de corresponder pelo menos ao volume de
30 gás de exaustão que corresponde a um ciclo de um cilindro. Uma porta de injeção de combustível de um alimentador de combustível 75 é disposta dentro da câmara de combustão 70, que alimenta o combustível à câmara de combustão 70 como necessário. Simultaneamente com uma fonte de combustível, é
35 convertido em gás combustível pelo calor interno da câmara de combustão 70, e misturado então com o oxigênio residual

presente no gás de exaustão antes de gerar a combustão. A fim de impedir que danos térmicos ocorram, a unidade de alimentação de combustível é disposta projetada para baixo.

Nona modalidade

5 A FIG. 11 é uma vista ortogonal quatro de uma central energética montada em um veículo de sistema híbrido FF (motor dianteiro acionamento dianteiro) fornecido com um motor lateralmente disposto baseado no nono e décimo primeiro meio de resolver problemas de acordo com a presente invenção. O
10 motor de seis ciclos conforma-se ao motor que introduziu o terceiro, sexto e o sétimo meio de resolver problemas relativos à presente invenção. A FIG. 11 (A) é uma vista dianteira da central energética como vista da parte dianteira do veículo acima mencionado. A FIG. 11 (B) é uma vista
15 lateral disso. A FIG. 11 (C) é uma vista da superfície superior disso. A FIG. 11 (D) é uma vista traseira disso.

O motor de seis ciclos 1 é um motor de quatro cilindros em forma de V de 90 graus que é fornecido independentemente com uma porta de ar de expulsão e uma porta da sucção nisso.
20 O motor de seis ciclos 1 é fornecido ainda com um compressor tipo rolamento e deslocamento 210 como um supercompressor que é ligado diretamente a um eixo de manivela. O supercompressor 210 alimenta a entrada de ar fresco à porta de sucção do motor de seis ciclos com uma pressão estável por tal volume
25 proporcional ao número rotatório do motor de seis ciclos. Desde que a taxa de compressão do compressor tipo deslocamento 210 está na escala de dois a três, isto por sua vez torna possível configurar compactamente o motor de seis ciclos. A pressão de sobrecarga real eleva-se mais do que a
30 taxa de compressão referida por causa da temperatura elevada devido à compressão adiabática.

O motor de seis ciclos de quatro cilindros em forma de V de 90 graus é disposto na direção ligeiramente inclinada para trás. Uma câmara de combustão 70 equipada com um alimentador
35 de combustível 75 é disposta em uma parte montada com um número específico de distribuidores de exaustão termicamente

isolados estendidos das portas de exaustão dos cilindros individuais. Um regenerador 100 que é uma turbina com número variável de bicos é disposto acima da câmara de combustão 70. Um gerador elétrico 151 é fixo a um eixo de saída do regenerador 100 a fim de converter a saída de potência do motor de seis ciclos 1 em energia elétrica. Então, o gás de exaustão é conduzido a uma unidade do catalisador de exaustão disposto em uma posição para frente. O gás de exaustão é conduzido então na direção descendente na frente do motor de seis ciclos, e conduzido então na direção inversa ao longo da superfície inferior do chassi do veículo. A nona modalidade fornece um sistema de EGR que corresponde ao introduzido para a terceira modalidade. Após o fluxo da parte de fluxo superior do catalisador, o gás de exaustão circula em torno do catalisador para manter a temperatura interna deste, o gás de exaustão é refrigerado por um dispositivo de refrigeração 112 do sistema EGR que corresponde à linha acorrentada de um ponto mostrada na FIG. 10 (a), e conduzido então a uma porta de expulsão do motor de seis ciclos 1.

Um gerador elétrico que também serve como um motor 155 que funciona como uma unidade auxiliar é fixado diretamente ao eixo de saída do motor de seis ciclos 1. Aproveitando o excesso da saída de potência do motor de seis ciclos, a energia elétrica é gerada pelo gerador 155, que é armazenada então em uma bateria em combinação com a energia elétrica gerada por outro gerador 151. A energia elétrica é usada para acionamento de um motor 550 para acionamento do veículo. A potência do motor produzida principalmente do regenerador acima mencionado 100. Desde que o motor de seis ciclos conduz meramente o supercompressor 200 como uma unidade auxiliar e o motor 155 que também serve como um gerador, este sistema operacional é relativo a um tipo de uma turbina de gás de seis ciclos. O veículo montado com o motor de seis ciclos converte a saída de potência do motor 155 em um número rotatório apropriado através de uma engrenagem de transmissão 520, que permite que o veículo funcione pelo acionamento das

rodas dianteiras através de um par de eixos de movimentação 522 e 522b. Na FIG. 10 (b), o motor 550 e a engrenagem de transmissão 520 são designados por uma linha acorrentada de um ponto, respectivamente.

5 Em veículo híbrido tipo em série convencional, devido às grandes dimensões do motor de acionamento 550 do veículo, tem sido muito difícil montar lateralmente um motor em um veículo que é acionado com as rodas dianteiras. Entretanto, a central energética de acordo com a nona modalidade da presente
10 invenção permite restringir a largura do motor através do método de sobrecarga e arranjo da configuração do motor na forma de V. Além disso, o gerador de potência 155 pode ser projetado para ter sua largura mais curta porque só é necessário fixar tal torque exigido ligando o motor. Estes
15 meios tornam possível montar ainda o motor de acionamento do veículo 550 ao longo do motor de geração de potência 155. Outro gerador de potência 151 apresenta o número rotatório elevado e é capaz de ser configurado com dimensões compactas. Assim esta central energética pode vantajosamente ser usada
20 para qualquer carro compactamente construído.

 A FIG. 12 é um diagrama do sistema de controle de acordo com a nona modalidade da presente invenção. Para uma compreensão mais fácil, as partes do motor de seis ciclos são ilustradas por uma barreira aberta lateralmente. O motor de
25 acionamento do veículo 550 é acionado por um controlador do motor 560 em conformidade com um sensor do acelerador 24 de modo que o veículo possa corretamente ser sujeito à aceleração e à retardação.

 O computador de controle 610 tem meios para detectar o
30 volume realmente carregado da potência DC armazenada em uma bateria 580 e em uma função para operar um atuador giratório 360 que gire uma válvula de interruptor para variar o número de bicos fornecidos para uma turbina com o número variável de bicos. Com referência a um volume realmente carregado
35 armazenado em uma bateria que está sendo detectada, o computador de controle 610 determina o número rotatório do

motor de seis ciclos 1 necessário para a determinação de um volume prático de potência DC a ser gerada. Principalmente controlando o número de bicos construídos na turbina a exaustão, o computador de controle 610 varia a pressão regenerativa e controla corretamente o número rotatório do motor de seis ciclos 1. Quando uma área total de bicos internos é expandida, baseada no princípio descrito na referência às modalidades 5 e 6, a pressão regenerativa é reduzida para fazer com que a saída de potência do motor de seis ciclos seja aumentada, desse modo aumentando o número rotatório do motor de seis ciclos tendo por resultado a saída de potência aumentada da unidade inteira do motor.

A fim de controlar mais precisamente a saída de potência do motor de seis ciclos, inicialmente, o computador de controle 610 controla um controlador do motor 560, e então, aproveitando uma taxa específica de potência gerada pelo gerador de potência 155 que serve simultaneamente como um motor, a carga real carregada pelo motor de seis ciclos é variada para regular corretamente o número rotatório deste. A nona modalidade não usa uma válvula de estrangulamento. Se não for necessário gerar a potência, o computador de controle 610 suspende uma fonte adicional de combustível, e impulsiona então a carga real aplicada ao motor 155 para terminar a operação do motor de seis ciclos. O reinício do motor de seis ciclos também é executado pelo gerador de potência que serve simultaneamente como motor 155.

Ainda, o computador de controle 610 tem meios para detectar o sinal produzido de um sensor de exaustão 68 para detectar a condição real do catalisador interno. O computador de controle 610 também tem meios para operar um atuador 91 que individualmente abre e fecha a segunda válvula e uma válvula da porta de expulsão fixas respectivamente à porta de expulsão e a um atuador 94 da válvula da porta de expulsão. Com referência a um valor específico detectado do sensor de exaustão 68, se for identificado que o gás de exaustão tem um alto nível de temperatura, o atuador 91 abre a segunda

válvula para aumentar o volume do gás de exaustão. Se for identificado que o oxigênio tem uma densidade mais elevada, a válvula da porta de expulsão é operada na direção da posição fechada. Também é possível aumentar simultaneamente o volume de combustível que está sendo fornecido de um injetor direto do motor de seis ciclos. Se o motor de seis ciclos estava em condição termicamente crítica enquanto a segunda válvula permanece completamente aberta, a seguir, é arranjado que a densidade real do oxigênio pode ser reduzida alimentando o combustível à câmara de combustão situada na porta de exaustão de um alimentador de combustível 75.

Décima modalidade

A FIG. 13 é um diagrama de bloco esquemático de um sistema de energia a motriz construído em um corpo móvel baseado no oitavo meio para resolver problemas de acordo com a presente invenção. O numeral de referência 1 designa um motor de seis ciclos fornecido com um regenerador, onde o motor de seis ciclos compreende quatro cilindros dispostos em série e é equipado com um supercompressor 200. Na décima modalidade, uma turbina de gás foi introduzida para funcionar como um regenerador 100. A saída de potência do regenerador 100 é convertida em energia elétrica por um gerador elétrico 151, e então, a energia elétrica é convertida ainda em uma tensão apropriada e em uma frequência apropriada adequada para acionar um motor de acionamento de veículo com um controlador de motor 560, que é convertido então em uma potência de acionamento através de um motor 550 e então ainda convertido em um número rotatório apropriado através de uma engrenagem de transmissão 520. A potência de condução com um número rotatório apropriado do motor 520 é transmitido então a um par de rodas de movimentação 525 e 525b através de um par de eixos de movimentação 522 e 522b. O eixo de saída do motor de seis ciclos 1 é conectado também ao motor 550. A saída de potência do motor de seis ciclos 1 é transmitida ao eixo de movimentação através da engrenagem de transmissão 520 em combinação com a saída de potência do motor.

O motor 1 de seis ciclos é fornecido com um supercompressor 200 que é acionado com um motor 250, no qual o número rotatório do supercompressor 200 é controlado pelo controlador do motor 560 de acordo com as instruções do operador. O controlador do motor controla corretamente a saída de potência do motor de seis ciclos aplicando a pressão de sobrecarga. Uma parte da saída de potência do regenerador aciona uma unidade auxiliar 150 tal como um compressor de um condicionador de ar operado através de uma engrenagem de redução 152 da velocidade e de uma embreagem 153. Por causa desta modalidade que é para um veículo, uma bateria 580 é instalada. Desde que a bateria precise somente de tal energia suficiente para acelerar o supercompressor 200, não é sempre necessário fornecer a bateria com um tamanho apropriado para um veículo híbrido.

Desde que seja possível armazenar a energia elétrica DC em uma bateria 580 quando um volume excessivo da potência for gerado e também possível de compensar a falta com a potência armazenada nesta, é possível compensar toda a diferença na saída de potência do motor de seis ciclos que ocorreu por qualquer razão e também compensar a falta condicional da potência de acionamento durante a ascensão da pressão de sobrecarga. Semelhante às modalidades mencionadas nas Figs. 8, 9, 10 e 11, é possível para a turbina de gás funcionando como o regenerador 100 ser mantido em um número rotatório eficiente e apropriado constantemente corretamente controlando o volume da potencia DC gerada pelo gerador elétrico 151 fixo ao regenerador 100 através do controlador do motor 560. Quando for desejado suspender o motor de seis ciclos quando parando ou conduzindo o veículo em um ponto de baixa velocidade ou regenerar a energia de funcionamento, ampliando a capacidade da bateria 580, o efeito prático do veículo híbrido pode ser ainda mais promovido.

De acordo com o motor de seis ciclos da décima modalidade da presente invenção, desde que a unidade auxiliar seja acionada por um regenerador, já não é necessário

fornecer a correia de movimentação 154 mostrada na FIG. 9 de outra maneira necessária para acionar a unidade auxiliar. Isto permite, por sua vez, que o comprimento total do motor de seis ciclos 1 a ser restringido proporcionalmente, provando desse modo tal vantagem capaz de fixar espaço suficiente para acomodar o motor 550 para acionar um veículo híbrido nisso.

Em vez de fornecer a engrenagem de redução da velocidade 152 introduzida à décima modalidade da presente invenção, acionando outro motor para acionar uma unidade auxiliar com a energia elétrica gerada pelo gerador elétrico 151, é possível para conseguir um objeto idêntico. Substituindo o motor 550 e a engrenagem de transmissão 520 adotada para a décima modalidade com tal sistema híbrido que incorpora características individuais do tipo em série e tipo paralelo mencionados no documento de patente Japonesa 6, também torna possível suspender o motor de seis ciclos que está sendo conduzido e ainda melhorar a economia prática dos custos do combustível.

Décima primeira modalidade

A FIG. 14 é um diagrama de bloco esquemático que ilustra a direção disposta dos cilindros construídos em um motor de seis cilindros fornecido com seis ciclos em forma de W e também ilustra os pinos da manivela dispostos nisso. As linhas acorrentadas de um ponto a, b, e c designam respectivamente as linhas centrais dentro dos três blocos de cilindro que são arranjados em forma de W. O numeral de referência 51 designa um pistão que se alterna dentro de um cilindro individual através do deslizamento. Os pistões 51a1, 51b1 e 51c1 designado por linhas contínuas correspondem individualmente aos pinos de manivela dispostos em uma única unidade da barreira em forma de W, onde os pinos da manivela são designados respectivamente nas posições que correspondem às posições dos pinos individuais 50a1, 50b1 e 50c1. Aqueles pinos de manivela 50a2, 50b2, e 50c2 e aqueles pistões 51a2, 51b2 e 51c2, respectivamente sendo designados por linhas

pontilhadas mostram respectivamente a posição da outra unidade da barreira em forma de W. As posições dos pinos de manivela dispostos contra um par de pistões presentes em um único bloco de cilindro são fora de fase em 180 graus, fazendo um motor de seis ciclos tendo a combustão de intervalo igual a 180 graus com o equilíbrio primário incluindo o momento de inércia.

O número do rolamento fornecido para uma manivela individual é ajustado para ser três rolamentos que são dispostos em ambos os lados para três pinos de manivela por unidade de barreira em forma de W ou alternativamente quatro rolamentos que são dispostos por pares de pinos de manivela mediante a consideração da rigidez e força das manivelas individuais. Contrariamente ao motor de seis ciclos que constitui a fonte de energia motriz do veículo FF mostrado na FIG. 11, o motor de seis ciclos acima consistindo nos seis cilindros em forma de W de acordo com a décima primeira modalidade é fornecido com um comprimento constante na direção da largura do veículo, no entanto, o motor acima de seis ciclos é substituível.

Aplicabilidade Industrial

O motor de seis ciclos acima fornecido com um regenerador de acordo com a presente invenção é extensivamente aplicável a todas às finalidades de uso que exigem motor de combustão interna com economia melhorada de custo do combustível.

O objeto primário da presente invenção é assegurar uma utilização eficaz da energia residual que permanece no gás de exaustão descarregado de um motor tipo deslocamento através da regeneração do gás de exaustão em uma maneira simples, contribuindo desse modo para melhorar a economia dos custos do combustível. Em particular, a invenção suprime vantajosamente o ruído gerado do gás de exaustão. O motor de seis ciclos com um regenerador não faz com que a eficiência de funcionamento reduza mesmo quando sendo sobrecarregado com uma pressão relativamente alta e é capaz de gerar vantagem

substancial a partir da configuração compacta no processo de sobrecarga do gás de exaustão. Além disso, desde que é possível variar a proporção de saída de potência do motor de 6 ciclos e do regenerador, aproveitando este princípio, é
5 possível utilizar o motor de 6 ciclos inventado como o que aciona um par de eixos de saída. Ainda, a turbina de gás de 6 ciclos inventada está igualmente disponível como uma turbina de gás com fácil controlabilidade.

Ao usar a turbina de gás acima como um regenerador, há
10 tal vantagem que permite que uma central energética incluindo um gerador elétrico seja configurada compactamente em particular no uso prático da geração elétrica. No campo da aplicação de um grande motor, tal motor grande é aplicável a qualquer corpo móvel tal como navios, ônibus expressos de
15 estradas, grandes caminhões, veículos convencionais assim como a central energética elétrica. Tais características específicas do motor de seis ciclos como sendo capaz de gerar o efeito de refrigeração interno permitem que o sistema de refrigeração seja simplificado, e o sistema de geração de
20 eletricidade total pode ser conseqüentemente configurado compactamente. O efeito prático acima significa que o motor de seis ciclos com um regenerador embutido pela presente invenção tem altos potenciais de aplicabilidade para a fonte de energia de veículos híbridos no aumento em seu uso.

REIVINDICAÇÕES

1. Motor de seis ciclos e motor de combustão interna tipo combinado, **caracterizado** pelo fato de extrair potência da exaustão do motor de seis ciclos para fora do motor de seis ciclos (daqui por diante denominado motor de seis ciclos com regeneradores), o ângulo de abertura total do motor de seis ciclos sendo estreitado e o sincronismo da válvula de exaustão do motor de seis ciclos sendo atrasado durante o curso de exaustão de ar de expulsão mais do que durante o curso de exaustão.

2. Motor de seis ciclos com regenerador, **caracterizado** pelo fato de compreender: uma porta de expulsão que é independente de uma porta de sucção; e um sistema para circular uma grande parte do gás de exaustão emitido do regenerador para uma porta de expulsão.

3. Motor, de acordo com a reivindicação 2, **caracterizado** pelo fato de compreender um supercompressor sendo instalado somente na porta de sucção do motor de seis ciclos.

4. Motor, de acordo com a reivindicação 3, **caracterizado** pelo fato de compreender: uma pluralidade de regeneradores sendo dispostos na porta de exaustão do motor de seis ciclos; e uma passagem de gás para circular o gás de exaustão conduzido da passagem interligada entre os regeneradores a uma porta de expulsão.

5. Motor, de acordo com a reivindicação 1, **caracterizado** pelo fato de ainda compreender: um supercompressor sendo disposto na porta de sucção do motor de seis ciclos; e uma turbina a gás sendo usada como um regenerador e disposta na porta de exaustão do motor de seis ciclos, a turbina a gás extraíndo a maioria da potência de saída.

6. Motor, de acordo com a reivindicação 1, **caracterizado** pelo fato de ainda compreender: um gerador de motor disposto no eixo de saída do motor de seis ciclos; uma pluralidade de turbinas a gás de exaustão que funcionam como

regeneradores; e um mecanismo para variar a área total dos bicos das turbinas a gás de exaustão, as turbinas a gás de exaustão não tendo nenhuma válvula de estrangulamento.

7. Motor de seis ciclos com regenerador, **caracterizado**
5 pelo fato de compreender uma câmara de combustão disposta dentro da tubulação de exaustão entre o motor de seis ciclos e o regenerador.

8. Corpo móvel, **caracterizado** pelo fato de ser
equipado com um motor de combustão interna de acordo com
10 qualquer uma das reivindicações 1 a 7.

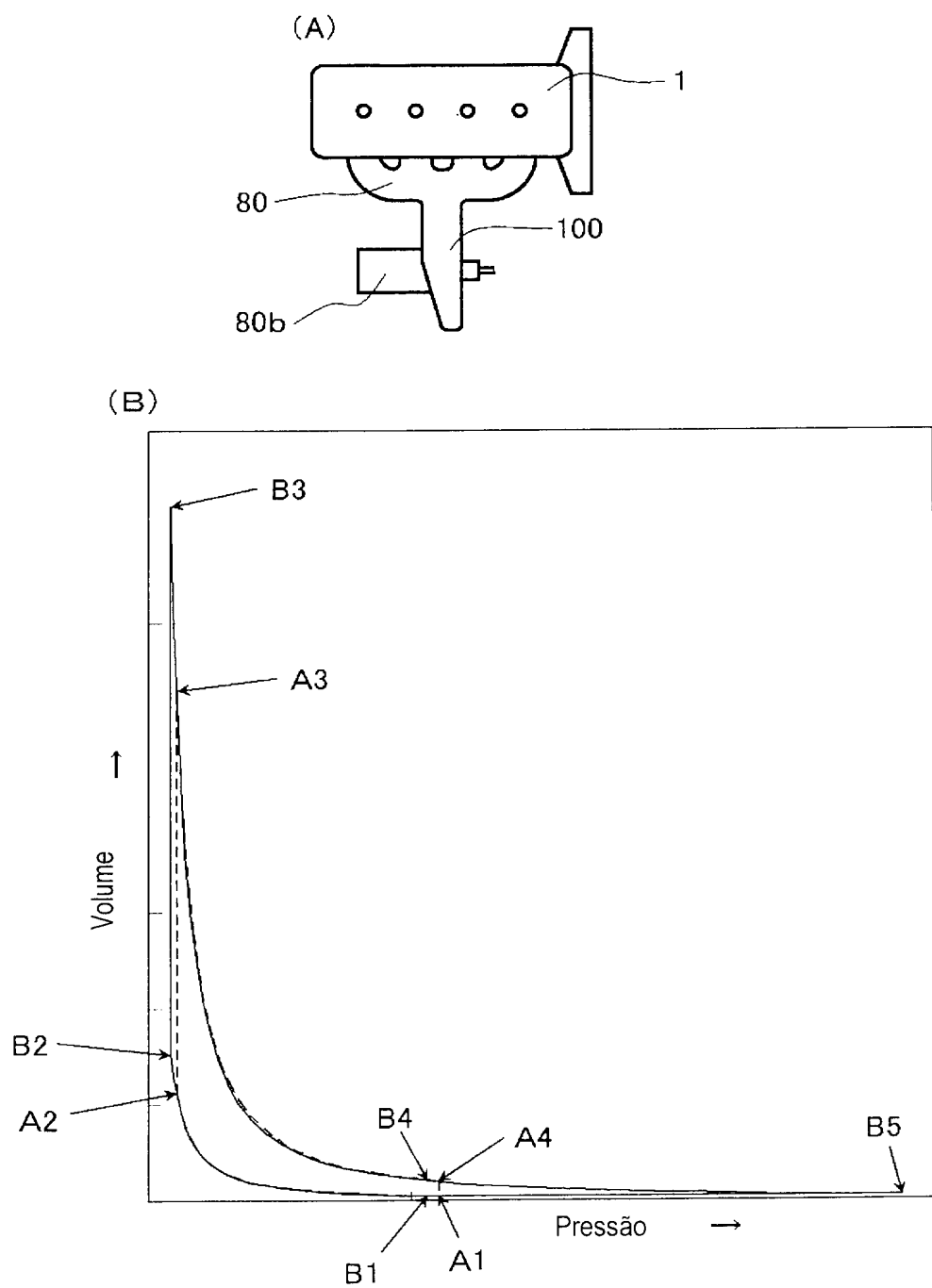


FIGURA 1

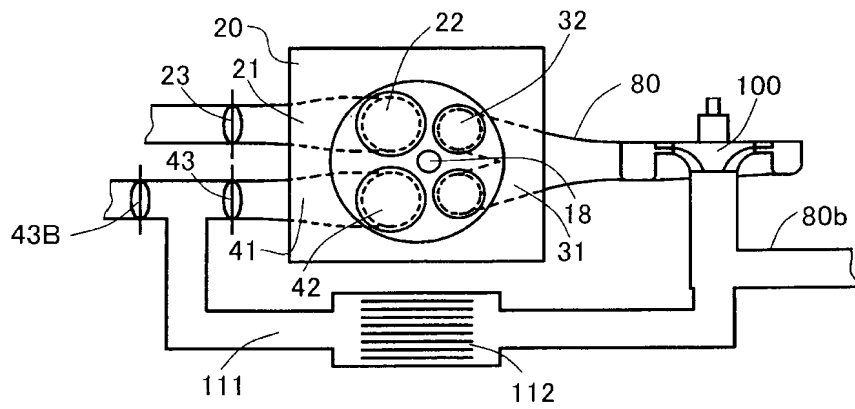


Figura 2

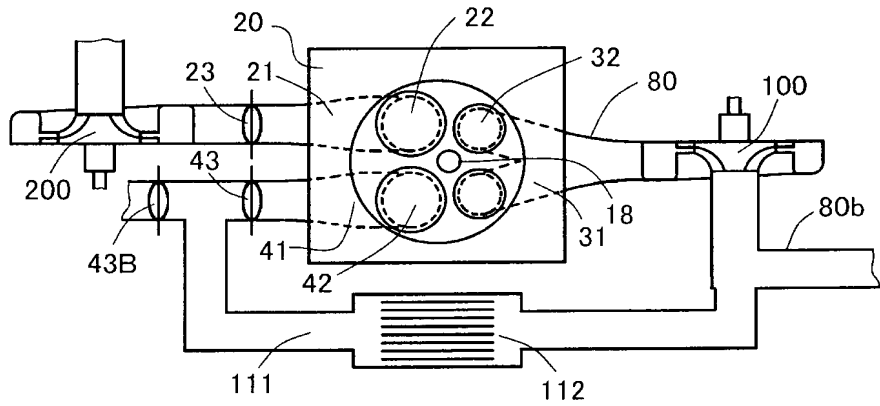


Figura 3

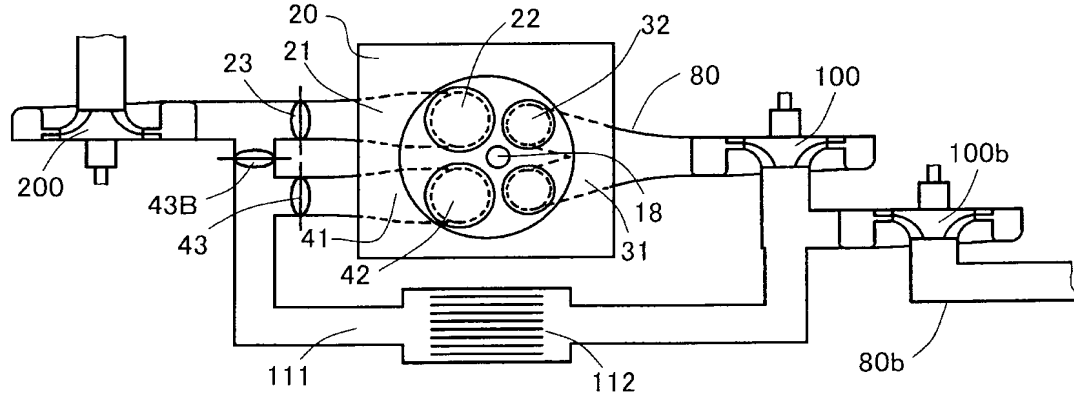


Figura 4

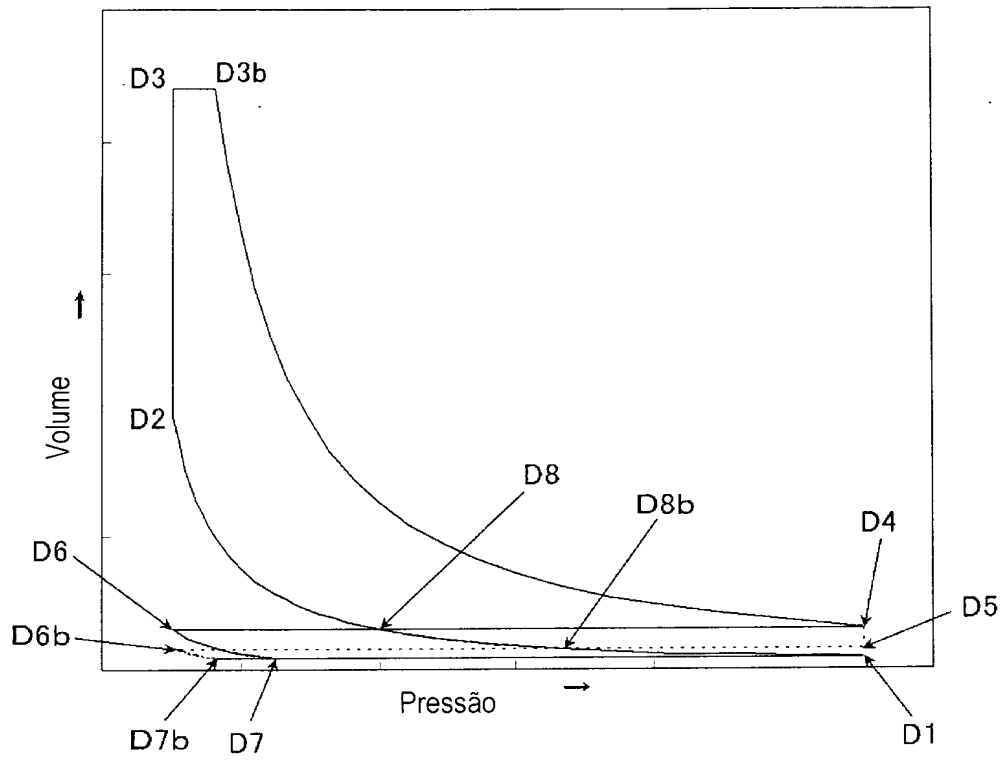


Figura 5

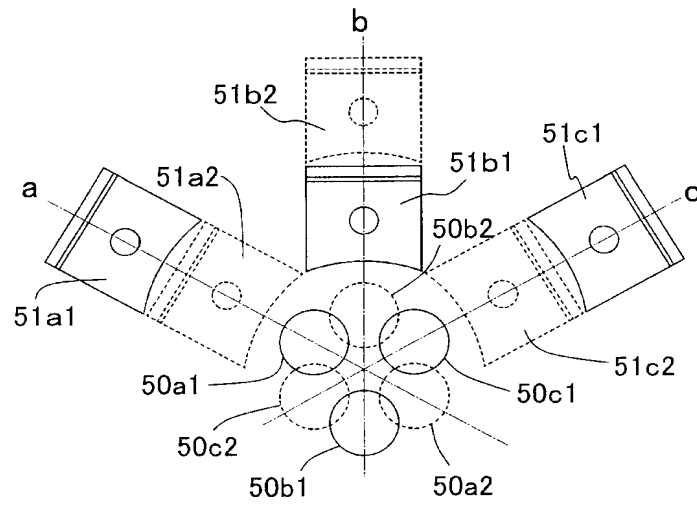
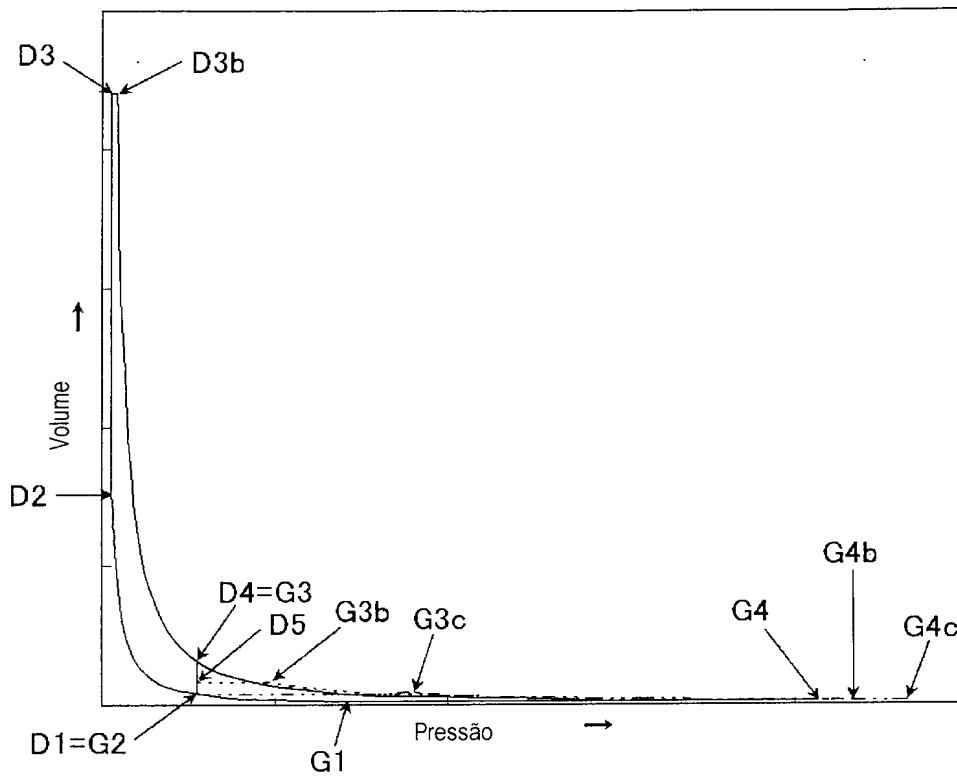


Figura 14

(A)



(B)

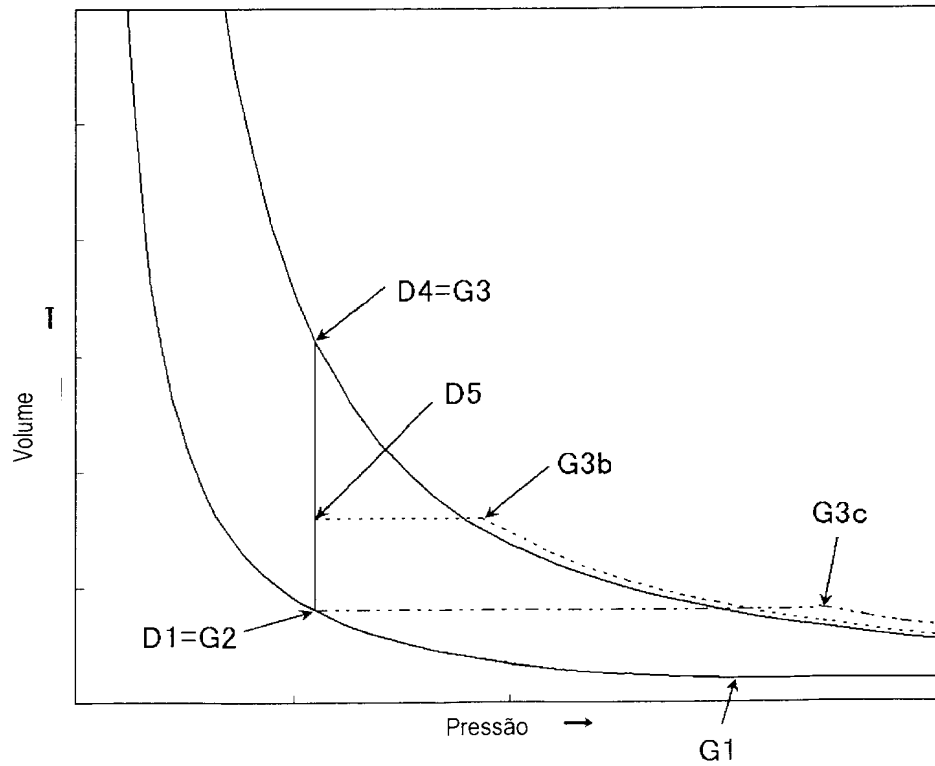


Figura 6

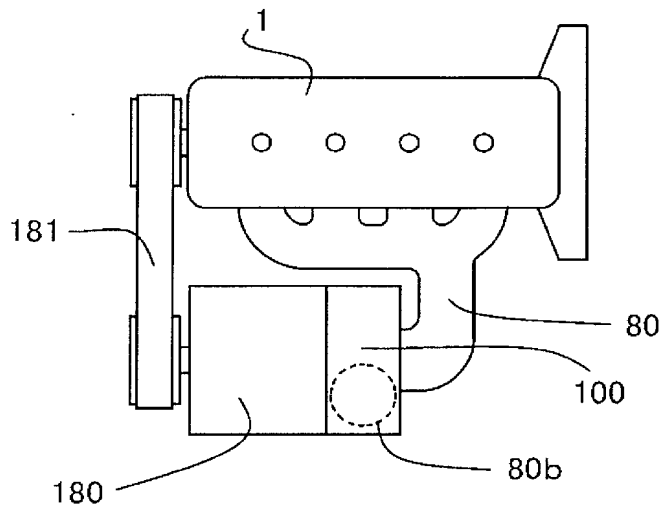


Figura 7

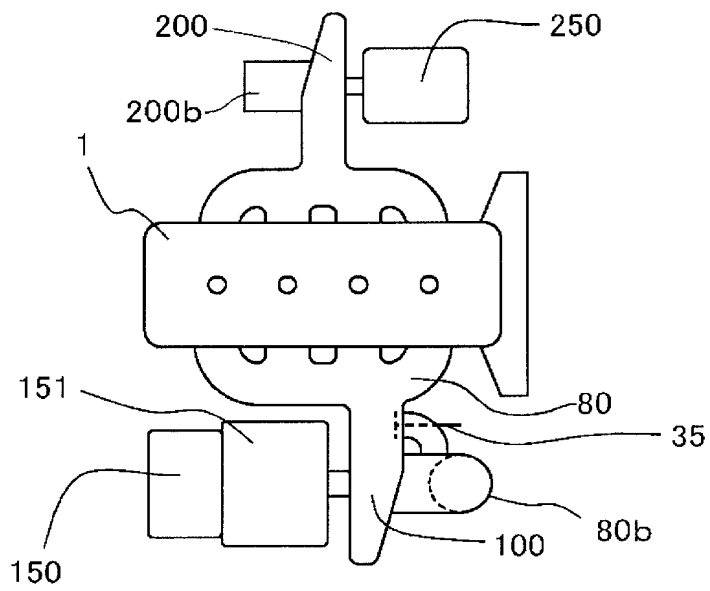


Figura 8

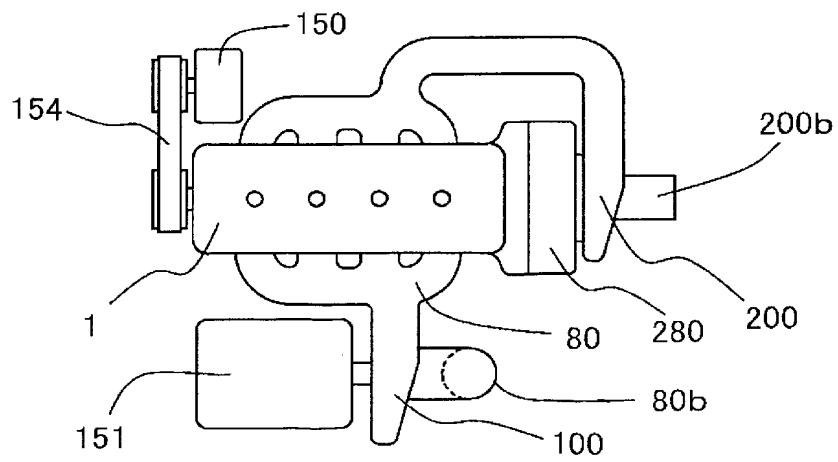


Figura 9

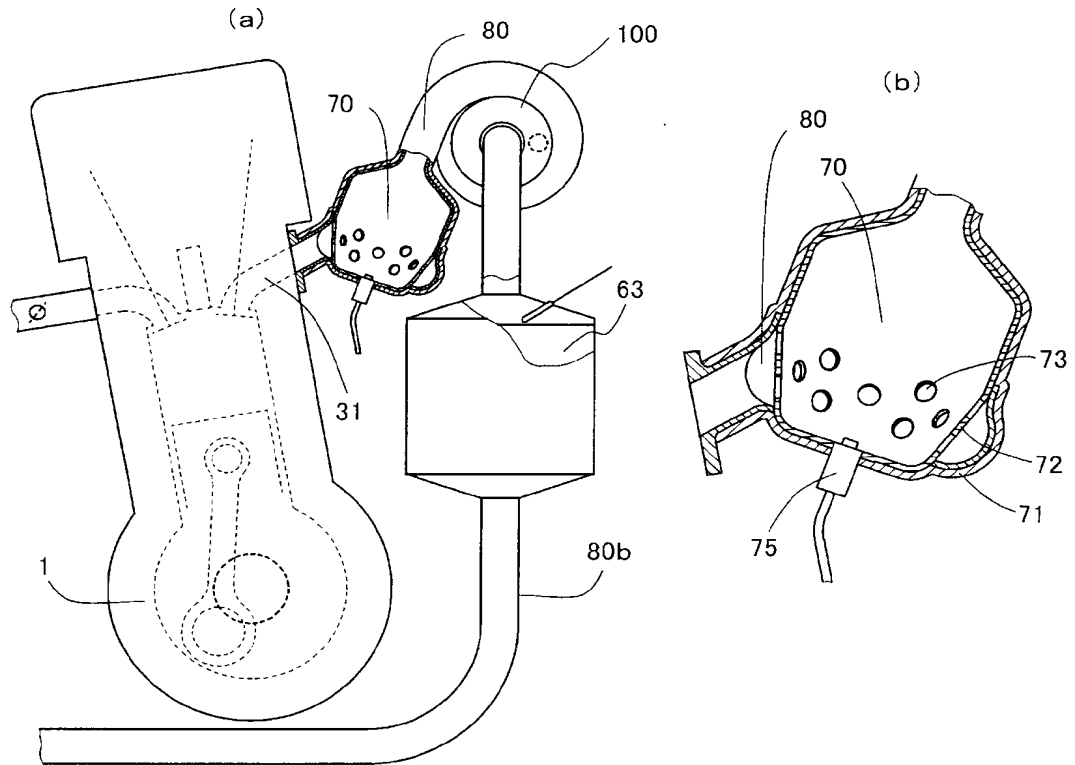


Figura 10

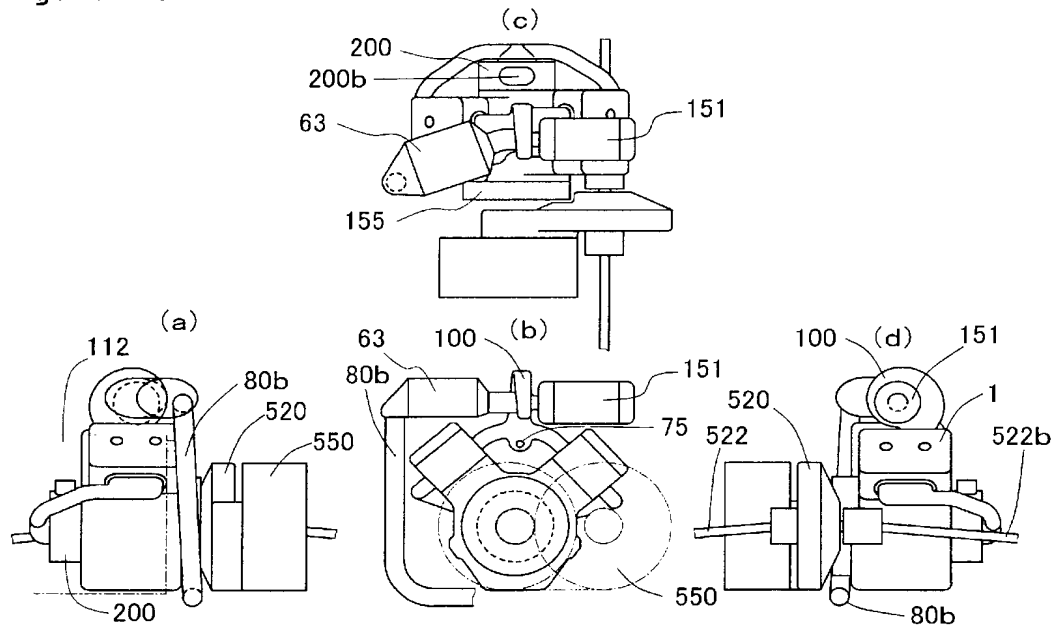


Figura 11

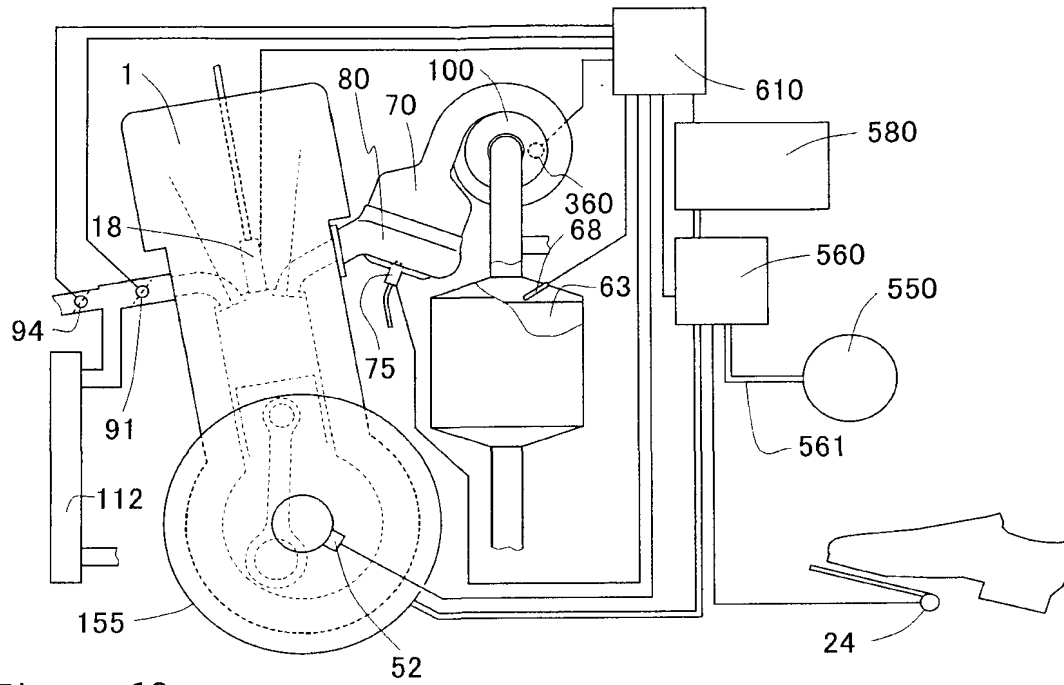


Figura 12

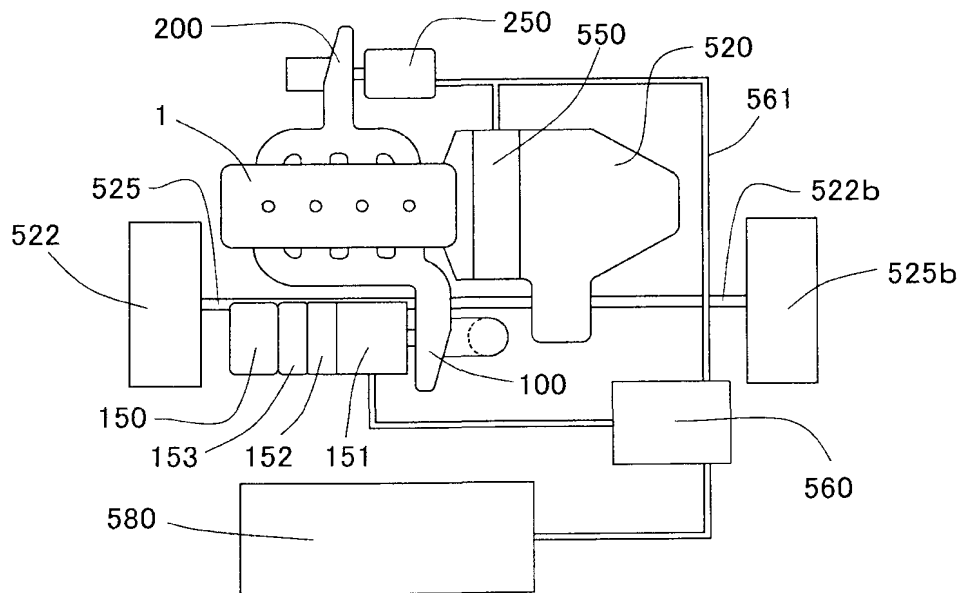


Figura 13

**MOTOR DE SEIS CICLOS E MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA TIPO
COMBINADO, MOTOR DE SEIS CICLOS COM REGENERADOR E CORPO MÓVEL**

Na tentativa de regenerar a energia do gás de exaustão usando um regenerador de pressão fixo a uma porta de exaustão de um motor tipo deslocamento para realizar o ciclo de Atkinson, se o motor for um motor de quatro ciclos, aumentando a pressão regenerativa pode causar a combustão anormal do combustível ou dano de derretimento de uma válvula de exaustão. A presente invenção resolveu com sucesso este problema usando um motor de seis ciclos. O motor de seis ciclos com um regenerador de acordo com a presente invenção é capaz de variar a proporção da saída de energia que é gerada pelo próprio motor de seis ciclos e que é gerada pelo regenerador. Usando este princípio permite que o motor de seis ciclos com um gerador a ser usado como um motor que é capaz de gerar dois tipos de energia da saída ou como uma turbina de gás de seis ciclos com controlabilidade elevada. O motor de combustão interna inventado é excelente e valioso na economia dos custos do combustível quando é usado como um motor para uma central elétrica e um gerador pequeno assim como um motor para um corpo móvel tal como um navio ou um veículo. O motor de combustão interna inventado é especialmente apropriado para um corpo móvel tal como um veículo de sistema híbrido. Casualmente, o inventor está pronto para conceder os direitos para praticar a presente invenção.