UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ANTÔNIO RODRIGUES DOS SANTOS NETO

ANÁLISE TERMODINÂMICA DO USO DE ARMAZENAMENTO DE ENERGIA MECÂNICA (CAE) PARA GERENCIAMENTO DA TURBOALIMENTAÇÃO EM MCI

Recife
2019

ANTÔNIO RODRIGUES DOS SANTOS NETO

ANÁLISE TERMODINÂMICA DO USO DE ARMAZENAMENTO DE ENERGIA MECÂNICA (CAE) PARA GERENCIAMENTO DA TURBOALIMENTAÇÃO EM MCI

Trabalho de Conclusão de Curso apresentando ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco como exigência para obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henriquez Guerrero.

Recife

2019

Catalogação na fonte
Bibliotecária Maria Luiza de Moura Ferreira, CRB-4 / 1469

S237a Santos Neto, Antônio Rodrigues dos.
Análise termodinâmica do uso de armazenamento de energia mecânica (CAE) para gerenciamento da turboalimentação em MCI / Antônio Rodrigues dos Santos Neto. - 2019.
67 folhas, il.

Orientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henriquez Guerrero.

TCC (Graduação) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Departamento de Engenharia Mecânica, 2019.
Inclui Referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Armazenamento de energia. 3. Motores de combustão interna. 4. Parâmetros de desempenho. 5. Simulação numérica. 6. Turboalimentação.
I. Henriquez Guerrero, Jorge Recarte (Orientador). II. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.) BCTG/2019-298

ANTÔNIO RODRIGUES DOS SANTOS NETO

ANÁLISE TERMODINÂMICA DO USO DE ARMAZENAMENTO DE ENERGIA MECÂNICA (CAE) PARA GERENCIAMENTO DA TURBOALIMENTAÇÃO EM MCI

Trabalho de Conclusão de Curso apresentando ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco como exigência para obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovado em: 11/07/2019.

BANCA EXAMINADORA

_____

Profº. Dr. Jorge Recarte Henriquez Guerreo (Orientador)
Universidade Federal de Pernambuco

_____

Prof°. Dr. Marcus Costa Araújo (Examinador Interno)
Universidade Federal de Pernambuco

_____

Engº. Mec. Me. Vagner Abramchuk (Examinador Externo)
FCA Fiat Chrysler Automobiles

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço a Deus por te me dado sabedoria e por te me direcionado nos momentos mais difíceis.

Ao meu grande orientador Prof. Dr. Jorge Recarte Henriquez Guerrero. Nunca vou esquecer por todo o apoio e pela confiança depositada em mim para a realização desse trabalho.

Aos meus pais, José e Josenilda, e aos demais membros da minha família por ter acreditado em mim.

Não poderia deixar de agradecer a PROAES (Pró-Reitoria para Assuntos Estudantis) pela assistência financeira sem qual não seria possível permanecer na universidade.

Um agradecimento especial a pedagoga Renata e a técnico-administrativa Oziene pela ajuda em um momento importante.

Ao engenheiro mecânico Ewerton Arruda pela ajuda no *software* utilizado nesse trabalho.

Aos membros da banca examinadora por ter aceitado o convite para avaliar esse trabalho.

Ao grupo FCA por ter fornecido a base para a realização desse trabalho.

Por fim, um agradecimento a todos os amigos que formei durante a graduação pelos incontáveis momentos de descontração e de ajuda.

RESUMO

O objetivo deste trabalho é analisar a aplicação dos conceitos de armazenamento de energia por ar comprimido (CAES, na sigla em inglês) para realizar o gerenciamento energético dos sistemas de turboalimentação, que são adicionados aos motores de combustão interna com o intuito de recuperar parte da energia dos gases de escape. Para verificar a viabilidade da aplicação do sistema CAES, foi desenvolvido um modelo computacional 1-D no *software* GT-POWER tendo como base o modelo 1-D de um motor turboalimentado previamente elaborado. Através dos resultados das simulações numéricas, foram levantadas curvas dos principais parâmetros de desempenho dos motores em função da rotação. Essas curvas são comparadas entre o modelo 1-D do motor base e o modelo de motor com o sistema CAES. Além disso, alguns estudos transientes foram conduzidos com a finalidade de estudar o efeito do sistema CAES sobre a resposta transitória do turbocompressor em algumas rotações do motor. Por fim, foi realizado um estudo onde o volume do reservatório é variado e os parâmetros de desempenho dos motores são avaliados. Os resultados mostraram que o sistema CAES tem uma influência significativa sobre os parâmetros de desempenho quando o motor opera em rotações menores que 1500 RPM.

Palavras-chave: Armazenamento de energia. Motores de combustão interna. Parâmetros de desempenho. Simulação numérica. Turboalimentação.

ABSTRACT

The objective of this work is to analyze the application of the concepts of energy storage by compressed air (CAES) to realize the energy management of the turbocharging systems, which are added to the internal combustion engines with the intention of recovering part of the of exhaust gas. To verify the feasibility of applying the CAES system, a 1-D computational model was developed in the GT-POWER software based on the 1-D model of a turbocharged engine previously developed. Through the results of the numerical simulations, curves of the main performance parameters of the motors were plotted as a function of the rotation. These curves are compared between the 1-D model of the base motor and the motor model with the CAES system. In addition, some transient studies were conducted with the purpose of studying the effect of the CAES system on the transient response of the turbocharger at some engine revs. Finally, a study was carried out where the volume of the reservoir is varied and the performance parameters of the engines are evaluated. The results showed that the CAES system has a significant influence on the performance parameters when the engine operates at speeds lower than 1500 RPM.

Keywords: Energy storage. Internal combustion engines. Performance parameters. Numerical simulation. Turbocharging.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Esquema do turbocompressor elétrico.....15
Figura 2 – Esquema do turbocompressor mecânico.....16
Figura 3 – Esboço de um MCI alternativo.....22
Figura 4 – Sistema típico de turboalimentação.....28
Figura 5 – Comparação entre os ciclos termodinâmicos.....29
Figura 6 – Métodos de armazenamento de energia.....31
Figura 7 – Comparação entre o Ciclo Brayton e o Sistema CAES.....32
Figura 8 – Motor turboalimentado com o sistema CAES.....36
Figura 9 – Modelo 1-D do motor E.TorQ EVO 1.6L.....38
Figura 10 – Modelo 1-D do motor E.TorQ EVO 1.6L com o sistema CAES.....39
Figura 11 – Modelo 1-D do sistema CAES.....39
Figura 12 – Unidade de Controle 1 no GT-POWER.....41
Figura 13 – Unidade de Controle 2 no GT-POWER.....43
Figura 14 – Comparação entre as pressões médias efetivas.....45
Figura 15 – Comparação entre os torque de saída.....46
Figura 16 – Comparação entre as potências de saída.....46
Figura 17 – Comparação entre as eficiências volumétricas.....47
Figura 18 – Comparação entre as eficiências térmicas.....48
Figura 19 – Comparação entre os consumos específicos de combustível.....49
Figura 20 – Comparação entre as velocidades de rotação do turbocompressor.....50
Figura 21 – Comparação entre as vazões mássicas dos gases de escape.....51
Figura 22 – Comparação entre as pressões após o compressor.....52
Figura 23 – Comparação de como os torque variam com o tempo em 1250 RPM.....53
Figura 24 – Comparação de como as potências variam com o tempo em 1250 RPM.....53
Figura 25 – Comparação de como as rotações do turbocompressor variam com o tempo em 1250 RPM.....54
Figura 26 – Comparação de como os torque variam com o tempo em 1000 RPM.....55
Figura 27 – Comparação de como as potências variam com o tempo em 1000 RPM.....55
Figura 28 – Comparação de como as rotações do turbocompressor variam com o tempo em 1000 RPM.....56
Figura 29 – Comparação de como os torque variam com o tempo em 1500 RPM.....57
Figura 30 – Comparação de como as potências variam com o tempo em 1500 RPM.....57

Figura 31 – Comparação de como as rotações do turbocompressor variam com o tempo em 1500 RPM.....58
Figura 32 – Comparação de como os torque variam com o tempo em 2250 RPM.....59
Figura 33 – Comparação de como as potências variam com o tempo em 2250 RPM.....59
Figura 34 – Comparação de como as rotações do turbocompressor variam com o tempo em 2250 RPM.....60
Figura 35 – BMEP para reservatórios de 10 e 14 litros.....61
Figura 36 – BMEP para reservatórios de 12 e 14 litros.....61

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	10
1.1	Definição do problema	11
1.2	Justificativa	12
1.3	Objetivos	12
1.3.1	Objetivo Geral	12
1.3.2	Objetivos Específicos	13
2	REVISÃO DA LITERATURA	15
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	21
3.1	Motores de combustão interna: fundamentos básicos	21
3.1.1	Princípio de funcionamento	22
3.1.2	Componentes	24
3.1.3	Parâmetros de desempenho	25
3.2	Turboalimentação	28
3.3	Armazenamento de energia	30
3.3.1	Armazenamento de energia por ar comprimido (CAES)	31
3.4	Controlador PID	33
4	METODOLOGIA	36
4.1	Considerações Iniciais	36
4.2	Modelo Computacional 1-D	37
4.3	Unidades de Controle	40
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	44
6	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	62
6.1	Conclusões	62
6.2	Trabalhos futuros	63
	REFERÊNCIAS	65

1 INTRODUÇÃO

Preocupações com o efeito estufa, diminuição dos recursos naturais e aumento no preço dos combustíveis, motivam a indústria automotiva a desenvolver motores de combustão interna com menores taxas de emissões, que sejam mais econômicos e que possuam melhor gerenciamento energético. Diante desse cenário, os fabricantes buscam soluções para aumentar a eficiência dos motores e amenizar as perdas mecânicas. Para isso, algumas medidas são providenciadas, como por exemplo, a melhora do processo de combustão ou a construção de motores mais compactos (HOUNTALAS, KATSANOS e LAMARIS, 2007).

No entanto, apesar das melhorias impostas aos motores de combustão interna surtirem efeito, constatou-se que cerca de 30 a 40% da energia total fornecida pelo combustível ainda é desperdiçada através dos gases de escape. Com isso, percebe-se que recuperar a energia contida nesses gases para gerar energia mecânica ou elétrica, seria uma alternativa para melhorar a eficiência global dos motores a combustão (HINDI, ZABEU e LANGEANI, 2009). De acordo com Hountalas, Katsanos e Lamaris (2007), essa possibilidade de utilizar os gases do escape já foi cogitada no passado, mas como a disponibilidade de recursos naturais era alta, o preço do combustível estava baixo e o controle de emissões não era tão rigoroso, esse projeto não foi adiante.

De um modo geral, existem três tecnologias que recuperam parte da energia contida nos gases de escape, sendo elas o ciclo Rankine orgânico, os geradores termoelétricos e os turbocompressores (ou sistemas de turboalimentação). O ciclo Rankine orgânico seria uma solução promissora para aproveitar esses gases, porém devido a problemas de complexidade, custo, durabilidade, tamanho, peso e etc. devem ter a aplicação estudada de forma mais detalhada antes de ser executada. O uso de geradores termoelétricos encontra-se em fase de aprimoramento e, nesse contexto, os sistemas de turboalimentação se mostram como sendo a tecnologia mais vantajosa para recuperar o potencial energético contido nos gases de escape. Em comparação com as outras tecnologias, os turbocompressores se mostram relativamente menos complexos, com menores dimensões e peso, além de custo mais baixo (AGHAALI e ÅNGSTRÖM, 2015).

Segundo Hopmann e Algrain (2003), os sistemas de turboalimentação não são novidades na indústria automotiva. Além de recuperar parte da energia dos gases de exaustão, esses sistemas podem ser integrados aos motores de combustão interna para melhorar a eficiência do processo de combustão. Isso acontece porque o turbocompressor fornece ar para os cilindros a uma pressão maior que a atmosférica, o que aumenta a massa de ar dentro dos

cilindros em relação ao motor aspirado para a mesma cilindrada. O aumento da massa de ar significa que pode ser injetada uma maior quantidade de combustível, e que isso resulta em temperatura em pressões maiores dentro dos cilindros que contribuem para uma maior potência por cilindrada. Além disso, em algumas condições específicas a redução no consumo específico de combustível é da ordem de 5% (HOPMANN e ALGRAIN, 2003). Mahmoudi, Khazaee e Ghazikhani (2017) também verificou que o uso de turbocompressores contribui para que os motores de combustão interna emitam menores taxas de poluentes atmosféricos e sejam, no geral, mais eficientes.

1.1 Definição do problema

Embora os sistemas de turboalimentação apresentem alguns benefícios, por outro lado eles apresentam desvantagens que podem causar uma perda no rendimento dos motores. Entre essas desvantagens encontra-se o funcionamento não adequado para baixas rotações do motor e um possível efeito conhecido como *turbo lag* (ou “atraso do turbo”), que ocorre quando os gases de escape não são suficientes para que se tenha o máximo rendimento do turbocompressor (PASINI et al., 2014).

Além disso, quando uma carga adicional é aplicada ao motor, o torque de saída do mesmo não corresponde de forma instantânea ao aumento da carga, tendo como resultado a redução da velocidade. Para que essa velocidade seja aumentada é necessário que mais combustível seja injetado nos cilindros do motor. Porém, o turbocompressor não fornece instantaneamente o fluxo de ar suficiente para manter a relação ar/combustível constante, havendo uma redução da mesma e, como consequência, um processo de combustão incompleto e gases de escape insuficientes para acelerar o turbocompressor. Também há problemas quando se deseja um aumento significativo da aceleração, tendo como consequências um processo de combustão que causa maiores emissões de poluentes atmosféricos e baixa economia de combustível (AGHAALI e ÅNGSTRÖM, 2015).

Desta forma, como melhorar o rendimento dos sistemas de turboalimentação em situações que a energia dos gases de escape não é suficiente?

1.2 Justificativa

Ao longo dos últimos anos, algumas soluções foram propostas para amenizar os efeitos negativos que o uso de turbocompressores proporciona em baixas rotações do motor. Como menciona Pasini et al. (2014), a integração de sistemas que realizam o gerenciamento da turboalimentação em motores de combustão interna pode ser uma solução para resolver os problemas causados pelo turbocompressor. Uma das soluções propostas consiste em acoplar ao eixo do sistema de turboalimentação um motor elétrico, que fornece torque adicional ao turbocompressor em condições onde os gases de escape não são suficientes. A desvantagem nesse caso é a necessidade de um sistema de controle complexo, além de baixa confiabilidade (HOPMANN e ALGRAIN, 2003).

A utilização de sistemas de armazenamento de energia mecânica para realizar o gerenciamento nos sistemas de turboalimentação também pode ser uma alternativa. Normalmente, esses sistemas são utilizados para resolver a intermitência das fontes de energias renováveis e são usados para armazenar energia em grande escala. Uma das formas de armazenar energia mecânica é através do armazenamento de ar comprimido que, em plantas de geração de potência, pode ser armazenado em períodos de baixa demanda de energia e reutilizado posteriormente. Esses sistemas de acumulação de energia melhoram a eficiência geral do sistema e reduzem os impactos negativos sobre o meio ambiente (VENKATARAMANI et al., 2016).

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo Geral

O presente trabalho tem como objetivo principal realizar a análise da aplicabilidade dos conceitos de armazenamento de energia por ar comprimido, sistema denominado de CAES (do inglês *Compressed Air Energy Storage*), para o gerenciamento energético dos sistemas de turboalimentação em motores de combustão interna.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Modificar o modelo 1-D do motor E.torQ EVO turboalimentado, construído previamente na plataforma GT-POWER, para incluir uma unidade de armazenamento de ar comprimido e sistema de controle;
- Realizar estudos preliminares com um modelo 1-D preexistente do motor E.torQ EVO turbinado com o intuito de gerar dados basais para comparação;
- Efetuar estudos paramétricos do modelo 1-D do motor com o armazenamento de ar comprimido considerando o efeito sobre os parâmetros de desempenho do motor em função da rotação.

2 REVISÃO DA LITERATURA

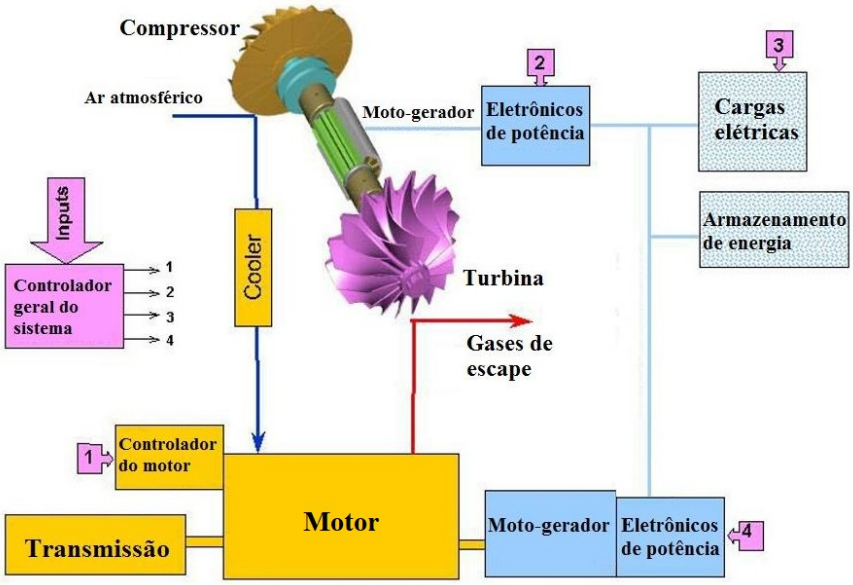
Aghaali e Ångström (2015) apresentaram um estudo que revisa os mais recentes desenvolvimentos e pesquisas sobre os sistemas de turboalimentação, tendo como propósito descobrir variáveis importantes e fornecer *insights* para a implementação de um motor turboalimentado de alta eficiência. O estudo menciona que a energia desperdiçada através da exaustão dos motores de combustão interna é cerca de um terço da energia fornecida pelo combustível, mesmo para os motores mais modernos. Entretanto, o trabalho de Aghaali e Ångström (2015) afirma que um sistema que recupera a energia dos gases de escape, como a turboalimentação, pode teoricamente recuperar no máximo até dois terços dessa energia desperdiçada. Na prática, isso dificilmente ocorre devido a várias limitações, especialmente em virtude da baixa eficiência da turbina e do aumento da contrapressão do motor que leva a maiores perdas por bombeamento. Diante disso, sugerem que no desenvolvimento de motores turboalimentados e na seleção de suas configurações, mais atenção deve ser dada a eficiência da turbina e ao trabalho de bombeamento criado pelo motor.

Outra limitação citada no trabalho de Aghaali e Ångström (2015) é a baixa energia disponível na exaustão em operações de baixa rotação do motor. Para tentar resolver esse problema, Hopmann e Algrain (2003) elaboraram um trabalho onde é apresentado o conceito do turbocompressor elétrico (ETC) cujo esquema é mostrado na figura 1. Hopmann e Algrain (2003) mencionam que existem situações onde a energia produzida pela turbina excede aquela que é requisitada pelo compressor. Nesse caso, a energia excedente é convertida em energia elétrica por um equipamento elétrico acoplado no eixo do ETC. Esta energia elétrica obtida através da energia excedente pode ser usada para acionar outro equipamento elétrico montado sobre o eixo da manivela (virabrequim) e gerar mais potência em conjunto com o motor de combustão interna, ou ainda para acionar outros dispositivos elétrico-eletrônicos do veículo ou ser armazenada em uma bateria.

Em contrapartida, quando a energia da exaustão é baixa a potência requisitada pelo compressor não é atendida. Para essa situação, Hopmann e Algrain (2003) propõem que o equipamento elétrico acoplado ao eixo do ETC passe a funcionar como motor para acelerar o turbocompressor. A energia elétrica utilizada para alimentar o equipamento montado sobre o eixo do ETC pode ser obtida do equipamento elétrico presente no eixo da manivela ou do sistema de armazenamento de energia. Além disso, o estudo de Hopmann e Algrain (2003) indica que o turbocompressor elétrico contribui para diminuir o consumo específico de

combustível do motor e reduzir as emissões de gases de efeito estufa. A desvantagem é a necessidade de uma unidade de controle complexa.

Figura 1 - Esquema do turbocompressor elétrico



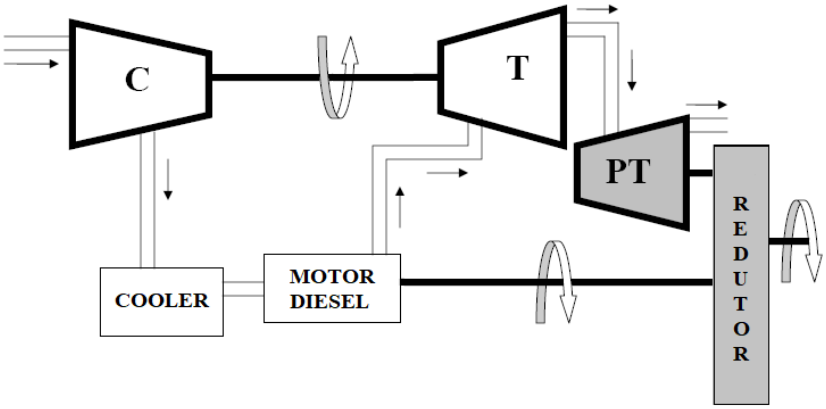
Fonte: Adaptado de Hopmann e Algrain (2003)

Outro trabalho onde os turbocompressores elétricos são citados é o de Hountalas, Katsanos e Lamaris (2007), onde é realizada uma comparação com os turbocompressores mecânicos (figura 2). De acordo com o esquema da figura 2, o turbocompressor mecânico citado no estudo de Hountalas, Katsanos e Lamaris (2007) possui duas turbinas, sendo a turbina T responsável por aproveitar a energia da exaustão e acionar o compressor, enquanto que a turbina PT reaproveita o fluxo dos gases de escape que deixam a turbina T. A potência gerada pela turbina PT é adicionada a potência de saída do motor de combustão interna, uma vez que existe um acoplamento mecânico com o eixo virabrequim através do redutor.

Após uma investigação computacional detalhada, para se comparar o efeito da turboalimentação mecânica e elétrica sobre a potência, o consumo específico de combustível e a emissão de poluentes do motor, Hountalas, Katsanos e Lamaris (2007) chegaram a algumas conclusões importantes: no geral, a potência de saída global do motor aumentou com uso tanto do turbocompressor elétrico como do mecânico devido a recuperação do calor dos gases de escape para gerar energia; além disso, com relação à redução do consumo específico de combustível, a turboalimentação mecânica apresentou uma vantagem sobre a elétrica. O contrário ocorre quando é usado um turbocompressor elétrico altamente eficiente. O nível de emissões também diminui, sendo entre 12% e 17% para a turboalimentação mecânica e no

máximo 7% para a turboalimentação elétrica. Contudo, apesar das conclusões positivas apresentadas, os autores ressaltam no trabalho que a melhoria é relativamente pequena para rotações baixas e intermediárias do motor. Ademais, considerando um turbocompressor convencional, eles afirmam que a turboalimentação mecânica parece ser mais atraente que a elétrica, sendo que essa situação é invertida para turbocompressores elétricos com eficiência muito elevada.

Figura 2 - Esquema do turbocompressor mecânico



Fonte: Adaptado de Hountalas, Katsanos e Lamaris (2007)

Para os turbocompressores mecânicos, Zhao et al. (2016) apresentaram um trabalho onde é feito um estudo paramétrico de um motor com turboalimentação mecânica. O estudo é baseado em um modelo analítico que foi desenvolvido segundo a termodinâmica do processo e de acordo com modelos empíricos. Os resultados obtidos por Zhao et al. (2016) apontaram que para diminuir o consumo específico de combustível (BSFC) é necessário: eficiências altas para as turbinas T e PT (figura 2), pressão dos gases de escape após a PT baixa, temperatura de exaustão do motor alta e taxas de compressão altas. Vale salientar que, conforme Zhao et al. (2016) indicaram no trabalho, existe uma taxa de expansão ótima para a PT e que apenas a rotação do motor (isto é, com as outras grandezas fixas) tem pouco impacto sobre o BSFC. Além disso, Zhao et al. (2016) mencionam que obter uma economia de combustível perto de 10% usando um motor com turboalimentação mecânica é um imenso desafio de engenharia.

Pasini et al. (2014) publicaram outro trabalho que avalia numericamente a turboalimentação elétrica, só que com foco nos motores de ignição por centelha. No trabalho é informado que para diminuir o tamanho de um motor de combustão interna é essencial que se adote a turboalimentação, desde que algumas melhorias sejam feitas, como por exemplo, melhorar o rendimento do turbocompressor em baixas rotações do motor. Com base nisso,

Pasini et al. (2014) realizaram um estudo da aplicação da turboalimentação elétrica em um motor de ignição por centelha de pequeno porte (2 cilindros e 900 cm^3). Para isso, um modelo completo do motor turboalimentado foi desenvolvido no AVL BOOST. Os resultados obtidos indicam que, com o dimensionamento adequado da turbina, a turboalimentação elétrica é capaz de produzir pequenas melhorias de eficiência (até 4%). O turbocompressor elétrico também oferece uma melhora para baixas rotações do motor, reduzindo o efeito conhecido por *turbo lag*. No entanto, Pasini et al. (2014) constataram no estudo que a eficiência do motor é afetada pelo aumento da contrapressão do escapamento quando uma turbina convencional é usada, o que torna a redução do consumo específico de combustível inconsistente.

Um trabalho foi realizado por Hindi, Zabeu e Langeani (2009) para comparar a turboalimentação convencional com a mecânica. O estudo buscou avaliar, principalmente, o impacto da relação combustível/ar sobre as perdas e a eficiência de um motor de 12 litros com 6 cilindros. Hindi, Zabeu e Langeani (2009) desenvolveram dois modelos computacionais do motor citado no *software* GT-POWER, sendo um com a turboalimentação convencional e o outro com a mecânica. As simulações realizadas mostraram que a turboalimentação mecânica apresenta uma relação ótima combustível/ar devido a uma relação custo/benefício entre perdas de bombeamento, de um lado, e recuperação da energia de escape, do outro. Isso não foi observado para a turboalimentação convencional. Além disso, a recuperação de energia pela turbina de potência (PT, ilustrada na figura 2) é efetiva se altas pressões forem impostas, embora as perdas por bombeamento durante a exaustão pareça ser uma grande desvantagem para isso. Hindi, Zabeu e Langeani (2009) constataram que as maiores perdas de escape ocorrem nas válvulas.

Rakopoulos e Giakoumis (2004) apresentaram uma análise computacional para estudar o desempenho energético e exergético de um motor a Diesel turboalimentado, operando sob condições de carga transitória. Foram levados em consideração aspectos dinâmicos (atrito mecânico) e termodinâmicos, além do *design* de alguns componentes do motor, como por exemplo o coletor de escape. De acordo com a análise de Rakopoulos e Giakoumis (2004), os cilindros (principalmente a combustão) são os maiores produtores de irreversibilidades, tendo em seguida o coletor de escape. Com relação ao *design* de alguns componentes, foi constatado que coletores de escape de grande volume ou momentos de inércia elevados para o turbocompressor, contribuem para a redução da resposta transitória do motor, especialmente em situações de baixa rotação. Além disso, informaram no trabalho que, através das análises energética e exergética, é possível melhorar os processos do motor. Como

exemplo, eles citam o uso de isolamento para as paredes dos cilindros do motor como uma proposta para elevar o desempenho do motor.

O trabalho de Arsie et al. (2015a) trata de uma avaliação da redução de CO_2 nos motores de ignição por centelha (SI) com turboalimentação elétrica. Os resultados foram obtidos com a simulação de um veículo submetido a ciclos de condução padrão, sendo esse veículo equipado com um motor SI turboelétrico. As principais conclusões apresentadas por Arsie et al. (2015a) indicam que a operação do turbocompressor elétrico (ETC) como gerador leva a uma redução de 5% das emissões de CO_2. Além disso, Arsie et al. (2015a) mencionam que ocorre uma diminuição do consumo específico de combustível. O que explica isso é a energia recuperada pelo ETC enquanto gerador, o que permite recarregar a bateria e relaxar a carga do alternador no motor. Por fim, Arsie et al. (2015a) citam que o uso do ETC pode ser uma alternativa atraente para reduzir o tamanho do motor, mantendo o desempenho e, ao mesmo tempo, melhorando a economia de combustível. Entretanto, para isso é necessário um controle adequado para o ETC enquanto atua como gerador ou como motor.

Arsie et al. (2015b), apresentaram um estudo complementar sobre as reduções de CO2 em motores de ignição por centelha. Diferentemente do estudo em Arsie et al. (2015a), a recuperação energética dos gases de escape ocorre com o uso de geradores termoelétricos (TEG) e em função disto é realizada uma comparação com os turbocompressores elétricos (ETC) em relação ao nível de emissão de CO_2. Para investigar os efeitos do TEG e do ETC, foi desenvolvido um modelo dinâmico do tipo veículo/motor. As simulações foram realizadas considerando os ciclos de condução padrão. Os resultados indicaram que o uso do TEG como forma de recuperar a energia residual dos gases de escape permite uma redução de, no máximo, 1,9 % na emissão de CO_2. Por outro lado, o emprego do ETC resultou em redução máxima de 5,3 % nos níveis de CO_2. Conforme aponta o estudo de Arsie et al. (2015b), uma opção interessante pode ser usar em conjunto o TEG e o ETC para recuperar a energia da exaustão, resultando em uma redução máxima de CO_2 igual a 6,6 %.

Teo et al. (2019) publicaram um artigo que apresenta uma comparação entre três técnicas distintas para recuperar o calor dos gases de escape de um motor. As técnicas usadas por Teo et al. (2019) foram a turbina de baixa pressão (LPT), a turboalimentação composta e o ciclo ar-Brayton. A LPT é um tipo especial de turbina que pode trabalhar eficientemente para razões de pressão entre 1,03 e 1,5, o que minimiza o efeito da contrapressão do motor. Desta forma, a LPT pode ser usada para extrair energia dos gases de escape que passam pelo turbocompressor, o que permite a LPT produzir potência elétrica através de um gerador acoplado em seu eixo. A turboalimentação composta usada no trabalho de Teo et al. (2019)

consiste em recuperar a energia excedente da própria turbina do turbocompressor, sendo isso possível com a integração de um gerador no sistema que produz energia na forma de eletricidade. Já o ciclo ar-Brayton usado no estudo de Teo et al. (2019) ainda não foi extensivamente explorado, apesar de ter uma construção mais simples. O ciclo ar-Brayton empregado por Teo et al. (2019) usa como fluido de trabalho o ar comprimido fornecido pelo próprio turbocompressor do motor. A recuperação de energia ocorre quando os gases de escape são usados para aquecer o ar por intermédio de um trocador de calor. O ar aquecido passa por uma turbina que gera energia elétrica mediante um gerador.

Para realizar o estudo, Teo et al. (2019) desenvolveram um modelo computacional 1-D no AVL BOOST para simular as três formas de recuperação da energia dos gases de exaustão. O motor tido como base foi um a Diesel turboalimentado de 5,9 litros com 6 cilindros. Teo et al. (2019) verificaram que todos os métodos estudados podem ser eficazes, desde que, pelo menos, o tamanho do turbocompressor seja reduzido com o intuito de se aumentar a potência excedente produzida pela turbina. Foi verificado ainda que a LPT pode recuperar mais energia do escape, tendo em seguida a turboalimentação composta e, por último, o ciclo ar-Brayton.

Para analisar a aplicação do turbocompressor elétrico em um motor diesel marítimo, Yang et al. (2019) desenvolveram um trabalho que apresenta a turboalimentação elétrica como alternativa para melhorar o desempenho de um motor aplicado na indústria naval. O motor usado no trabalho de Yang et al. (2019) é de dois tempos que opera em baixa velocidade. Os resultados foram obtidos através das simulações numéricas realizadas de um modelo 1-D desenvolvido no GT-POWER. Yang et al. (2019) verificaram que o pico da eficiência nominal do motor pode ser alcançado quando o compressor e a turbina estão operando no ponto de melhor performance. Isso indica que a estratégia de controle do turbocompressor elétrico deve ser selecionada com cuidado. Ademais, Yang et al. (2019) mencionam que uma redução entre 2% e 3% pode ser conseguida para o consumo específico de combustível, desde que sejam utilizados turbina e compressor de geometria variável.

Ibrahim et al. (2010) publicaram um trabalho com uma proposta de um sistema integrado de energia que pode ser útil em áreas remotas. Eles alegam que áreas isoladas ao redor do mundo necessitam de geradores a diesel para produzir energia elétrica, uma tecnologia relativamente cara e ineficiente responsável por emitir toneladas de gases de efeito estufa. Com base nisso, Ibrahim et al. (2010) propuseram um sistema híbrido composto por um gerador a diesel, torres eólicas para geração de eletricidade e um sistema de armazenamento de energia por ar comprimido (CAES). A energia excedente gerada pelas torres eólicas é usada para acionar um compressor responsável por comprimir o ar que é

armazenado. Os gases de exaustão do gerador a diesel são utilizados para preaquecer o ar comprimido que sai do reservatório, sendo que esse ar preaquecido é injetado no gerador junto com diesel para produzir energia na forma de eletricidade. Os resultados obtidos por Ibrahim et al. (2010) mostram que ocorre uma redução no consumo específico de combustível do motor, mesmo quando a velocidade do vento é baixa ou intermediária. Além disso, com a inclusão da energia eólica, o gerador a diesel é menos forçado, o que implica em menos custos para manutenção.

Outro estudo semelhante ao de Ibrahim et al. (2010) foi desenvolvido por Basbous et al. (2012). O trabalho de Basbous et al. (2012) apresenta o sistema CAES como uma alternativa para aumentar artificialmente a pressão do ar que é injetado no gerador a diesel, através das válvulas de admissão. As consequências citadas por Basbous et al. (2012) são a otimização da relação ar/combustível, o que ocasiona uma melhora na eficiência da combustão e, portanto, uma economia de combustível. Basbous et al. (2012) recomendam que, para maximizar a eficiência do sistema, o ar deve ser aquecido antes de ser admitido pelo motor, conforme mencionado por Ibrahim et al. (2010).

Apesar dos trabalhos de Ibrahim et al. (2010) e Basbous et al. (2012) terem sido desenvolvidos para um sistema de larga escala, foi observado que o conceito do CAES pode ser uma opção interessante para melhorar o desempenho global de sistemas integrados de energia. Isso foi levado em consideração neste presente trabalho, que têm como propósito a aplicação do CAES no controle energético da turboalimentação em motores de combustão interna.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo será feita uma revisão dos conceitos fundamentais presentes nesse trabalho. Os conceitos referentes aos motores de combustão interna serão abordados de uma maneira geral, com enfoque no princípio de funcionamento, alguns componentes e parâmetros de desempenho. A turboalimentação será tratada de forma básica, onde o funcionamento da tecnologia será apresentada em conjunto com as vantagens e desvantagens. Por fim, os conceitos do armazenamento de energia serão enfatizados de forma geral e, em seguida, uma breve descrição dos controladores do tipo PID será realizada.

3.1 Motores de combustão interna: fundamentos básicos

Motores de combustão interna (MCI) são máquinas térmicas que convertem a energia química de um combustível em energia térmica através do processo de combustão. Durante esse processo, uma mistura ar/combustível é queimada dentro de um cilindro formando-se gases quentes que se expandem rapidamente, fazendo com que um pistão no interior do cilindro seja deslocado acompanhado de outras partes do motor, resultando em energia mecânica de rotação no eixo virabrequim (PULKRABEK, 2003).

Existem diversas classificações para os motores de combustão interna, sendo que as mais comuns são com relação ao tipo de ignição, que pode ser por centelha ou por compressão. Como o processo de combustão é bastante diferente entre esses tipos de ignição, a quantidade e a característica dos gases de escape que são emitidos também variam. Além disso, os motores de combustão interna são geralmente do tipo alternativo, onde pistões se movem para cima e para baixo no interior de um cilindro. O número de cilindros assim como a disposição geométrica deles pode diferir bastante entre um motor e outro (CROLLA, 2011).

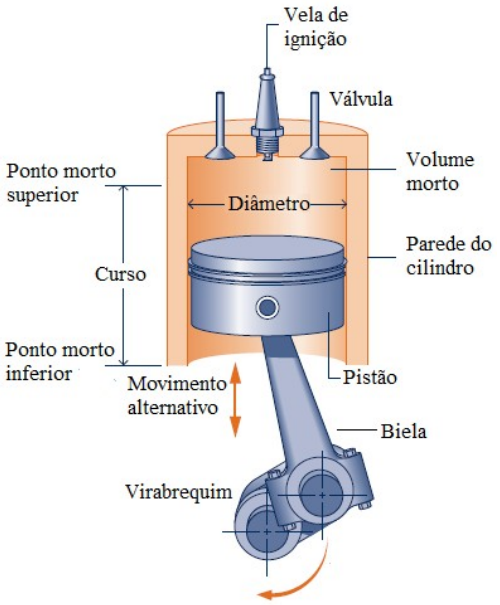
A figura 3 é um esboço de um MCI alternativo que consiste em um pistão que se move dentro de um cilindro dotado de duas válvulas, sendo uma de admissão e outra de exaustão. Segundo Shapiro (2013), há de se destacar alguns termos que são apresentados no esboço, sendo eles:

1. **Curso:** é a distância percorrida pelo pistão quando este se move em uma direção no interior do cilindro.
2. **Ponto morto superior (PMS):** é a posição em que o pistão se encontra quando o volume do cilindro é mínimo (volume morto).

3. **Ponto morto inferior (PMI):** é a posição em que o pistão se encontra quando o volume do cilindro é máximo.

À medida que o pistão se desloca do ponto morto superior para o ponto morto inferior e vice-versa, esse movimento alternativo é convertido em movimento de rotação por um mecanismo de manivela mostrado na figura 6 (SHAPIRO, 2013).

Figura 3 - Esboço de um MCI alternativo



Fonte: Shapiro (2013)

3.1.1 Princípio de funcionamento

Como menciona Stone (1999), alguns motores de combustão interna são projetados para executarem um ciclo de trabalho completo em quatro etapas. Esses motores são ditos de quatro tempos e realizam duas rotações para cada ciclo de trabalho. Considerando um motor cujo método de ignição é por centelha, as quatro etapas (ou tempos) são de acordo com Crolla (2011):

1º tempo – admissão: enquanto o pistão desloca-se do ponto morto superior (PMS) para baixo, ocorre de forma simultânea a injeção da mistura ar/combustível através da válvula de admissão. Nessa etapa, o ar e o combustível são admitidos até o ponto morto inferior (PMI).

2º tempo – compressão: o pistão desloca-se do PMI para o PMS comprimindo a mistura ar/combustível. Durante essa etapa do processo, as válvulas de admissão e exaustão permanecem fechadas.

3º tempo – combustão: nesse tempo, uma centelha é liberada através da vela de ignição iniciando, assim, o processo de combustão da mistura que foi comprimida no tempo anterior. Logo, os gases resultantes da combustão se expandem e transferem energia para o pistão, obtendo com isso trabalho mecânico.

4º tempo – exaustão: concluído o 3º tempo, o pistão desloca-se do PMI para o PMS expulsando os gases de exaustão remanescentes através da válvula de exaustão.

Nos motores de combustão interna que possuem método de ignição por compressão, existem algumas diferenças básicas em comparação com os motores de ignição por centelha. O que difere em ambos os métodos de ignição é, principalmente, a etapa de admissão (1º tempo). Enquanto que no método de ignição por centelha uma mistura de ar/combustível é admitida, no método de ignição por compressão apenas ar é admitido através da válvula de admissão. O ar injetado é então comprimido pelo pistão no interior do cilindro (2º tempo) e, após isso, um bico injetor pulveriza certo volume de combustível no interior da câmara de combustão obtendo-se, com isso, uma mistura ar/combustível. O calor do ar comprimido permite com que ocorra o processo de combustão, que tem como produto gases que provocam o deslocamento do pistão (3º tempo). Finalmente, através da válvula de exaustão os gases residuais são expulsos (4º tempo) (PULKRABEK, 2003).

É importante frisar que na prática a válvula de admissão permanece um certo tempo aberta na etapa de combustão (3º tempo) para que mais ar seja admitido, com o intuito de melhorar a eficiência da combustão. De forma similar, durante a etapa de admissão (1º tempo) é comum que a válvula de escape permaneça um tempo a mais aberta, para que os gases resultantes da combustão sejam expulsos do cilindro. Geralmente, essas práticas são adotadas devido as perdas de carga que acontecem durante a admissão de ar para os cilindros do motor e na expulsão dos gases da combustão (CROLLA, 2011).

3.1.2 Componentes

Os componentes são partes auxiliares que trabalham em conjunto para o funcionamento de um motor de combustão interna, sendo responsáveis por fornecer as condições favoráveis para que o processo de transformação da energia química dos

combustíveis nos motores ocorra de forma adequada. Geralmente os componentes se dividem em dois grupos, os componentes fixos e os componentes móveis. Dentre os componentes fixos, destacam-se o bloco do motor (onde os cilindros são fixados), o cabeçote, o cárter e os coletores de admissão e escape. Os componentes móveis são compostos pelo pistão, camisas, bielas, eixo virabrequim, válvulas de admissão, válvulas de escape, árvore de comando de válvulas, dentre outros. Entretanto, para a compreensão deste trabalho, apenas alguns desses componentes serão descritos a seguir, cuja descrição será realizada de forma básica se baseando em Basshuysen e Schäfer (2004).

Pistões e cilindros

Os pistões têm como função suportar as pressões criadas pela ignição da mistura ar/combustível, além de transferir essas forças através da biela para o eixo virabrequim. Os pistões são montados nos cilindros que, por sua vez, suportam o deslizamento dos pistões e exercem a função de vedação. Além disso, os cilindros contribuem, dependendo do projeto, na dissipação de calor através do bloco do motor ou diretamente pelo refrigerante.

Válvulas de admissão e exaustão

As válvulas de admissão do motor, quando abertas, permitem que uma mistura de ar e combustível seja injetada nos cilindros do motor, isso quando o tipo de ignição é por centelha. Se a ignição é por compressão, as válvulas de admissão têm por objetivo extrair a máxima quantidade ar para dentro dos cilindros do motor. Após a combustão, os gases resultantes precisam ser expelidos dos cilindros, sendo essa tarefa exercida pela abertura das válvulas de escape.

Eixo virabrequim

O eixo virabrequim é um componente que faz parte do sistema de força do motor. É considerado o eixo motor propriamente dito, recebendo as bielas que lhe imprimem movimento rotacional através do movimento alternativo dos pistões. Devido as forças que mudam com o tempo, o eixo virabrequim normalmente está sujeito a tensões complexas e muito elevadas.

Coletores de admissão e de escape

O coletor de admissão é um componente que fornece ar ou uma mistura ar/combustível (dependendo do tipo de ignição) para os cilindros do motor. Normalmente, existem diversas configurações para os coletores de admissão, mas todos executam a mesma função básica. Apesar das diferentes configurações, geralmente os coletores de admissão possuem uma única entrada e várias saídas.

Já o coletor de escape é um componente que recolhe os gases de exaustão dos cilindros do motor em um único tubo. Os coletores de escape são projetados de tal forma que as perdas de carga sejam minimizadas, o que permite que a eliminação dos gases de exaustão o tanto quanto possível.

3.1.3 Parâmetros de desempenho

Neste tópico serão conceituados os principais parâmetros de desempenho de um motor de combustão interna, tendo como base os conceitos definidos em Crolla (2011).

Pressão média efetiva

Um dos parâmetros usados para descrever o desempenho de motores de combustão interna é a pressão média efetiva, ou do inglês *Break Mean Effective Pressure* (BMEP). A pressão média efetiva é a pressão constante teórica que, se atuasse no pistão durante o curso de expansão, produziria o mesmo trabalho líquido é realmente produzido em um ciclo. Ou seja,

$$\text{BMEP} = \frac{\text{Trabalho líquido em um ciclo}}{\text{Volume deslocado}} \tag{1}$$

Um motor com melhor desempenho é, portanto, aquele que para um mesmo volume deslocado apresenta uma maior pressão média efetiva e, consequentemente, maior trabalho líquido produzido.

Potência

Outro parâmetro usado para caracterizar o comportamento dos motores é a potência, que pode ser definida como sendo a energia útil gerada pelo motor por unidade de tempo. Para um motor de combustão interna que opera em 4 tempos, a potência indicada em uma determinada rotação do motor é definida como:

$$P_i = \frac{n\, W_{liq}}{120} \tag{2}$$

Onde n é o número de rotações do motor por minuto (rpm) e W_{liq} é o trabalho líquido produzido pelo motor em um ciclo. Se a eficiência mecânica η_m for conhecida, a potência mecânica de saída (em inglês *brake power*) pode ser obtida por:

$$P_{sai} = \eta_m P_i \tag{3}$$

Torque

O torque é um parâmetro de desempenho que indica a capacidade do motor produzir força motriz, sendo importante para retomada de velocidade. O torque de saída do motor (*brake torque*, em inglês) pode ser calculado através da seguinte expressão:

$$T_{sai} = \frac{30\, P_{sai}}{\pi\, n} \tag{4}$$

Consumo específico de combustível

O consumo específico de combustível, BSFC (do inglês *brake specific fuel consumption*), é um parâmetro importante para descrever o desempenho dos motores. O BSFC indica o quanto de combustível é consumido por um motor de combustão interna para gerar uma determinada potência. Isto é,

$$BSFC = \frac{m_f}{P_{sai}} \tag{5}$$

Onde m_f é a vazão mássica de combustível consumida no processo. Nesse caso, um motor com melhor desempenho será aquele que, para uma mesma potência, apresenta um menor consumo específico de combustível.

Eficiência térmica

A eficiência térmica é um parâmetro que indica o quanto da energia fornecida pelo combustível a um motor é convertida em potência líquida, ou seja,

$$\eta_T = \frac{P_{sai}}{Q_f} \tag{6}$$

Sendo Q_f o calor liberado durante o processo da combustão no interior dos cilindros do motor.

Eficiência volumétrica

A eficiência volumétrica do motor é definida como a razão entre a massa de ar introduzida no cilindro e massa de ar total deslocada pelo pistão (nas condições ambientes). Sendo assim,

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_a V_d} \tag{7}$$

Onde m_a é a massa de ar admitida, ρ_a é a densidade do ar em condições ambiente e V_d é o volume deslocado.

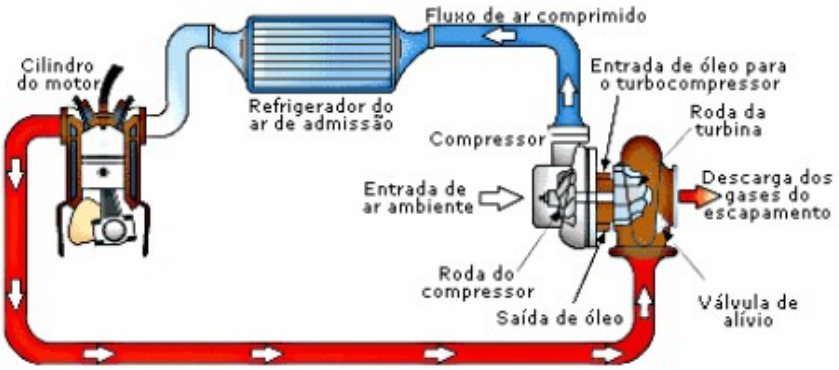
3.2 Turboalimentação

A turboalimentação é formada por um conjunto turbina/compressor (geralmente, denominado turbocompressor) cujo objetivo é recuperar parte da energia contida nos gases de escape. Uma configuração típica de um sistema de turboalimentação usado em motores de combustão interna (MCI) é mostrada na figura 4. Conforme mostra a figura, um turbocompressor é composto por dois equipamentos principais, uma turbina e um compressor, que são acoplados no mesmo eixo. A turbina tem como função aproveitar os gases de escape para gerar energia mecânica de rotação e, posteriormente, acionar o compressor que será

responsável por comprimir o ar admitido do ambiente. Como consequência desse processo o fluxo de ar injetado nos cilindros do motor aumenta, o que significa que mais combustível pode ser injetado e, portanto, que mais potência pode ser gerada (AGHAALI, 2015).

Segundo Antonio (2013), são frequentes alguns sistemas de turboalimentação possuírem um refrigerador de ar, como indica o esboço da figura 4. Isso se torna necessário para diminuir a temperatura do ar que foi comprimido pelo compressor, a fim de aumentar sua densidade. Com isso, a quantidade de ar injetada nos cilindros do MCI pode aumentar em comparação com os sistemas de turboalimentação em que o ar não é resfriado após o compressor. Além disso, a mistura ar/combustível se torna mais homogênea, o que favorece obtenção de um processo de combustão mais eficiente.

Figura 4 - Sistema típico de turboalimentação



Fonte: Rossi (2011)

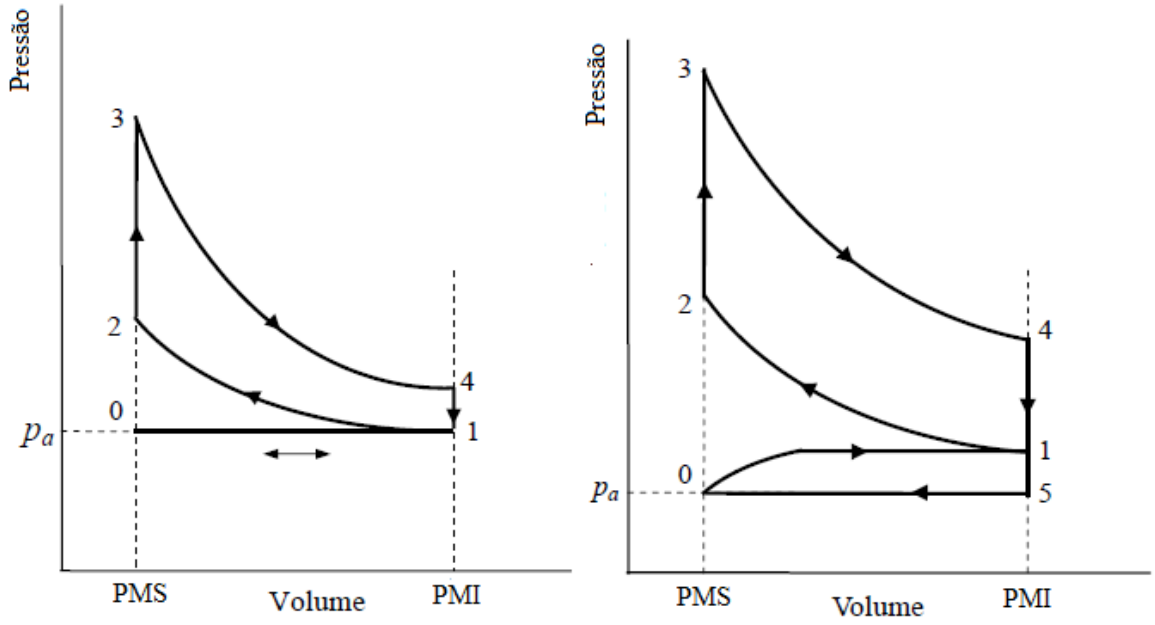
Também é comum a presença de duas válvulas nos sistemas de turboalimentação em motores de combustão interna, sendo elas a válvula de alívio e a válvula de prioridade. A válvula de alívio, ou *wastegate*, é instalada no coletor de escape e sua função é regular o fluxo de gases que passam pela turbina. Seu objetivo principal é desviar o excesso desses gases para evitar que a turbina gire rápido demais, o que pode ocasionar um aumento na pressão do conjunto. O funcionamento da válvula de alívio é relativamente simples e normalmente ocorre através de algum sistema de controle. Basicamente, quando a pressão do ar no coletor de admissão ou a pressão média efetiva (BMEP) atinge o máximo regulado pelo sistema, a *wastegate* se abre e permite que parte dos gases seja desviada direto para o escapamento e não passem pela turbina.

Já a válvula de prioridade, ou *blow-off*, normalmente é instalada no coletor de admissão e atua, através de um sistema de controle, em períodos de desaceleração do veículo

turboalimentado. Mesmo quando ocorre uma desaceleração, a turbina continua girando e acionando o compressor fazendo com que a pressão do ar do sistema aumente. Quando o sistema de controle detecta esse aumento de pressão, a válvula de prioridade se abre e libera parte desse ar na atmosfera, regulando a pressão do conjunto.

De acordo com Crolla (2011), a vantagem que os sistemas de turboalimentação proporciona aos motores de combustão interna pode ser observada através dos ciclos termodinâmicos. A figura 5 mostra um comparativo entre os ciclos termodinâmicos de um motor aspirado naturalmente (à esquerda) e um motor turboalimentado (à direita), respectivamente. Os ciclos termodinâmicos mostrados são ideais e do tipo ar padrão Otto. Através dessa figura, percebe-se que o trabalho líquido produzido pelo motor com o sistema de turboalimentação é maior quando comparado com o motor com aspiração natural, isso quando o volume deslocado de ambos os motores são iguais.

Figura 5 - Comparação entre os ciclos termodinâmicos



Fonte: Crolla (2011)

Entretanto, como cita Aghaali (2015), o funcionamento da turboalimentação para baixas rotações do motor é deficiente. Isso acontece porque a energia contida nos gases de exaustão quando o motor trabalha em rotações mais baixas é insuficiente para acionar a turbina de forma instantânea, o que ocasiona o efeito conhecido por *turbo lag*. Além disso, existem situações em que a energia dos gases de escape pode ser muito elevada para o conjunto turbina/compressor, provocando pressões maiores do que o sistema suporta. Devido

a isso, geralmente é necessário o uso das válvulas de alívio e prioridade descritas anteriormente. Outra desvantagem presente nos sistemas de turboalimentação é a contrapressão, tendo como consequência o retorno dos gases de descarga para os cilindros do motor.

3.3 Armazenamento de energia

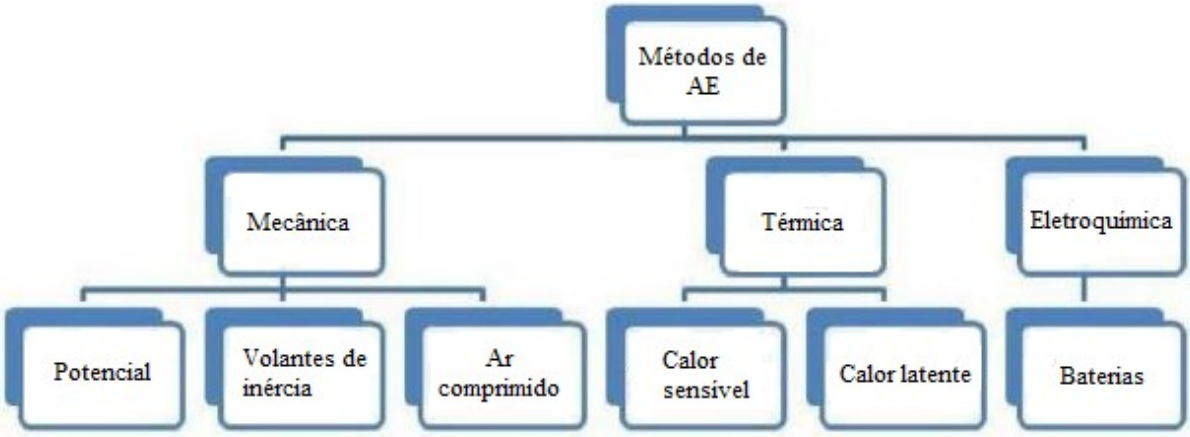
Em busca de reduzir as emissões de gases de efeito estufa e de economizar os combustíveis fósseis, algumas soluções têm sido investigadas para atender às necessidades de energia e, paralelamente, diminuir as emissões. Nesse contexto, as soluções mais viáveis são aquelas que atribuem um aumento na eficiência energética, atendendo a demanda de energia sem aumentar o uso de combustíveis. É nesse cenário que as tecnologias de armazenamento de energia se mostram atraentes, pois proporcionam uma maior flexibilidade para o manuseio de diferentes portadores de energia, como eletricidade, calor e gases, e criam um sistema de energia mais integrado que pode ocasionar uma melhor eficiência energética (PARRA et al., 2017).

Segundo Ibrahim et al. (2008), o conceito principal do armazenamento de energia consiste em armazenar o excedente de algum tipo de energia que foi produzida, sendo que esse excedente armazenado é utilizado quando necessário. Existem diversas maneiras de armazenamento possível, encontradas em praticamente todas as formas de energia: mecânica, térmica e eletroquímica. A figura 6 mostra, de forma resumida, as técnicas mais empregadas para realizar o armazenamento.

As aplicações mais comuns dos sistemas de armazenamento de energia são nas plantas de baixa e média potência em áreas isoladas, e no gerenciamento energético para manter o controle da qualidade da energia fornecida (CHEN et al., 2009). Além disso, o uso dos conceitos de algumas técnicas de armazenamento está se tornando cada vez mais comum em motores de combustão interna, especialmente no controle energético da turboalimentação, como indica os trabalhos de Hopmann e Algrain (2003), e Pasini et al. (2014).

De acordo com a figura 6, um dos métodos para se armazenar energia mecânica é através de ar comprimido, método esse que será descrito a seguir.

Figura 6 - Métodos de armazenamento de energia



Fonte: Brandão (2016)

3.3.1 Armazenamento de energia por ar comprimido (CAES)

Breve história do CAES

Como menciona Budt et al. (2016), o sistema CAES surgiu no início da década de 40 com o pedido de patentes de armazenamento de fluidos para geração de energia. No entanto, até o final da década de 60, o armazenamento de energia por ar comprimido não foi muito considerado nem pela ciência e nem pela indústria. Porém, a partir dos anos 60 aspectos econômicos mostraram que é favorável armazenar energia em períodos de baixa demanda para utilizar em períodos de alta demanda e, com isso, a implementação de sistemas de armazenamento de energia voltaram à tona. O primeiro sistema CAES foi implementado no norte da Alemanha em 1969 devido às boas condições ambientais.

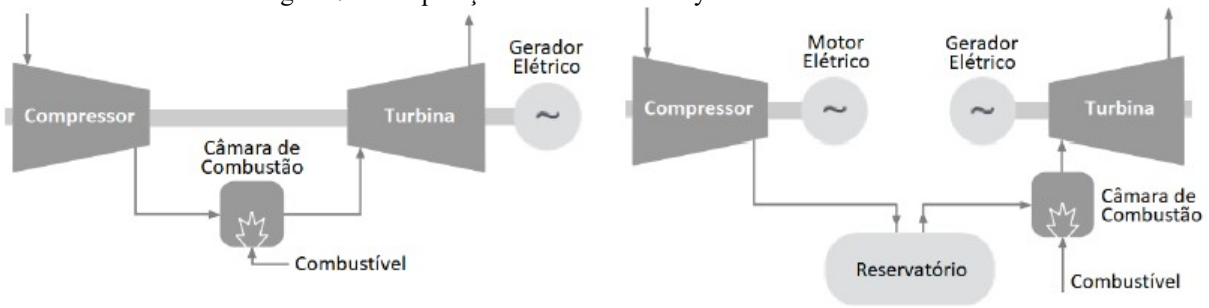
Motivados pelo CAES implantado na Alemanha, em meados dos anos 1970 os EUA desenvolveram um centro de pesquisa e desenvolvimento para implementação da tecnologia de armazenamento de energia. Eles chegaram a conclusão de que existem outras configurações mais promissoras para o sistema CAES do que a implementada na Alemanda. No final, os EUA decidiram por implementar um sistema CAES tradicional, semelhante ao empregado pelos alemães, sendo que este foi bem-sucedido. Atualmente, existem apenas duas plantas CAES que produzem energia em larga escala no mundo: a planta alemã de *Huntorf* e a planta americana de *McIntosh* (BUDT et al., 2016).

Descrição e funcionamento do CAES

Antes de descrever o funcionamento do sistema CAES é importante frisar algumas considerações. A descrição feita a seguir leva em conta o CAES convencional que é aplicado em plantas de larga escala de energia elétrica. Entretanto, neste trabalho o que será empregado de fato é o conceito do sistema CAES, que consiste em armazenar ar comprimido na forma de energia mecânica. Além disso, em vez de uma planta de larga escala de energia, o presente trabalho estuda a aplicação do CAES em pequena escala, especialmente no gerenciamento energético da turboalimentação em motores de combustão interna. Na metodologia deste estudo isso será discutido com mais detalhes.

Segundo Altmann (2018), um sistema de armazenamento de energia por ar comprimido (CAES) funciona de forma semelhante ao de uma turbina a gás convencional (ciclo *Brayton*). O que difere esses dois sistemas é que os estágios de compressão e expansão no sistema CAES ocorrem de forma independente, conforme pode ser observado com o auxílio da figura 7.

Figura 7 - Comparação entre o Ciclo Brayton e o Sistema CAES



Fonte: Altmann (2018)

No estágio de compressão ou carregamento, o sistema CAES se beneficia dos períodos de baixa demanda de eletricidade para acionar um motor elétrico que, por sua vez, move o compressor (ou o conjunto de compressores) para comprimir o ar. Com isso, o ar é estocado em um reservatório a uma pressão superior à atmosférica (BUDT, 2016).

De acordo com Barnes (2011), em períodos no qual a demanda de energia elétrica é alta, ocorre o estágio de expansão ou descarregamento do sistema CAES. O ar acumulado no reservatório é liberado e injetado com combustível na câmara de combustão de uma turbina a gás, obtendo como resultado gases quentes. Esses gases são direcionados para a turbina que será responsável pela geração de energia. Com o acoplamento de um gerador no eixo da

turbina obtêm-se, então, energia elétrica. Entretanto, no caso em que o objetivo não for produzir eletricidade, têm-se um sistema CAES com cogeração.

Com relação aos equipamentos/elementos que compõem tanto o sistema CAES como a turbina a gás, nota-se bastante similaridade. A diferença fundamental entre eles consiste na presença do reservatório, sendo que este pode ser normalmente de dois tipos: isobárico (pressão constante) ou isocórico (volume constante). Evidentemente, a quantidade de energia que pode ser armazenada depende diretamente do reservatório que está sendo empregado pelo sistema CAES (LETCHER, 2016).

Marvania (2017) menciona que a principal vantagem do sistema de armazenamento de energia por ar comprimido com relação à turbina a gás convencional é justamente a independência entre os estágios de compressão e expansão. Enquanto que durante a operação da turbina a gás convencional, parte da energia gerada é usada para acionar o sistema de compressão, no sistema CAES isto não ocorre. Isso possibilita que, com o uso da tecnologia de armazenar energia por ar comprimido em reservatórios, praticamente toda energia gerada passa a ser útil, aumentando, portanto, a eficiência do sistema.

3.4 Controlador PID

O controlador PID é uma técnica de controle de processos que tem por objetivo minimizar o sinal de erro de um determinado sistema, sendo esse sinal de erro a diferença entre a resposta real do processo e a reposta ideal. Para isso, o controlador PID une as ações de três coeficientes (ou ganhos), o proporcional (P), o integral (I) e o derivativo (D), que são variados para se obter a resposta ideal (OGATA, 2010).

Ganho proporcional (P)

O ganho proporcional tem o efeito de aumentar a velocidade de resposta do sistema de controle, reduzindo o erro no estado estacionário. Vale salientar que ganhos proporcionais elevados podem ocasionar uma oscilação em torno da reposta ideal, tornando o sistema instável.

Ganho integral (I)

O ganho integral tem por finalidade eliminar completamente o erro no estado estacionário, apesar de aumentar o tempo de resposta do sistema. Basicamente, o ganho integral corrige as oscilações que podem ser causada pelo ganho proporcional (P).

Ganho derivativo (D)

O ganho derivativo é tipicamente utilizado para aumentar a estabilidade e diminuir o tempo de resposta, aumentando com isso a agilidade do sistema. Devido à sensibilidade da derivada, sistemas que possuem sensores com algum nível de ruído podem ser problemáticos para a constante derivativa.

É importante mencionar que os modos P, I e D podem ser usados com combinações diferentes, sendo elas:

P – As vezes utilizado;
PI – O mais utilizado em diversas aplicações;
PID – As vezes utilizado;
PD – Raramente utilizado.

Ajuste dos coeficientes P, I e D

Segundo Ogata (2010), o ajuste dos coeficientes do controlador PID pode ser feito através do método de Ziegler-Nichols. Nesse método, os ganhos integral e derivativo são inicialmente ajustados para zero. Em seguida, alguns valores (de preferência pequenos) são atribuídos a constante proporcional até que o sinal de saída comece a oscilar. Isso define um ganho crítico, K_u, e um período crítico, T_u. Após isso, os ganhos proporcional, integral e derivativo podem ser ajustados conforme a tabela 1.

Tabela 1 – Ajuste dos coeficientes

Método de Ziegler-Nichols			
Tipo de controlador	K_p	K_i	K_d
P	$0,5K_u$	–	–
PI	$0,45K_u$	$1,2K_p/T_u$	–
PID	$0,6K_u$	$2K_p/T_u$	$K_p T_u/8$

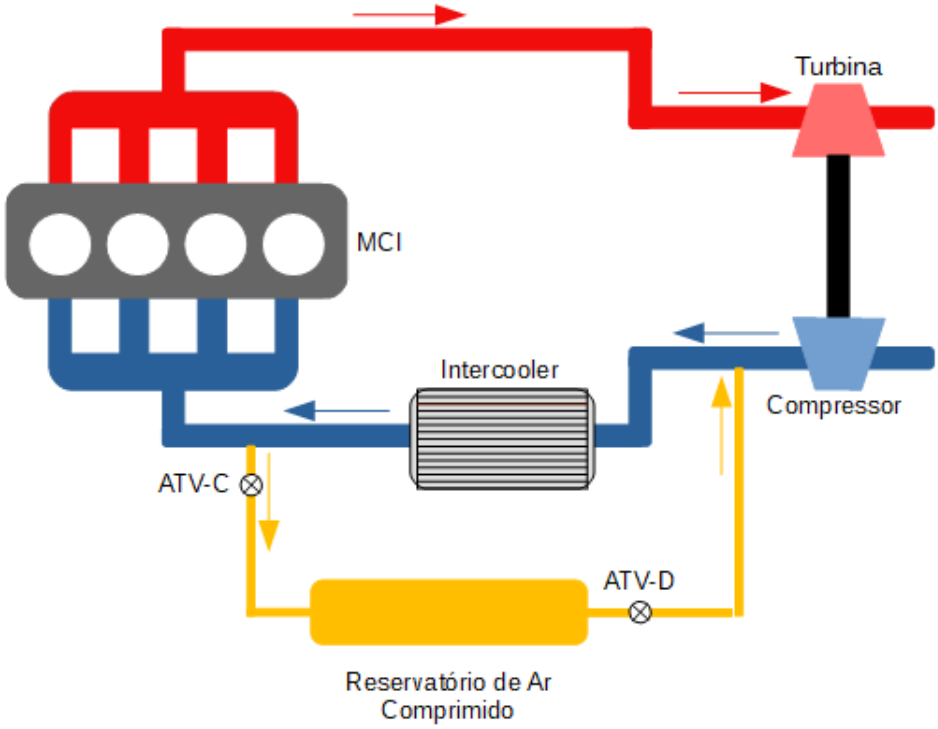
Fonte: Aptado de Ogata (2010)

4 METODOLOGIA

4.1 Considerações Iniciais

A principal proposta desse trabalho é analisar a aplicabilidade dos conceitos de armazenamento de energia por ar comprimido, também conhecido como sistema CAES, para realização do gerenciamento energético dos sistemas de turboalimentação em motores de combustão interna (MCI). Inicialmente, para compreender como será a aplicação desses conceitos, a figura 8 foi elaborada e representa um MCI turboalimentado com a presença do principal elemento de um sistema CAES, ou seja, um reservatório que têm por finalidade armazenar o ar comprimido na forma de energia mecânica.

Figura 8 - Motor turboalimentado com o sistema CAES



Fonte: O autor

O conceito principal do sistema CAES consiste em armazenar energia na forma de ar comprimido em períodos de pouca demanda para, em períodos de alta demanda, reutilizar esse ar para gerar energia. No presente caso, a aplicação deste conceito para realizar o gerenciamento energético do turbocompressor ocorre de maneira semelhante. Normalmente, quando um motor a combustão interna trabalha em rotações elevadas, a energia contida nos

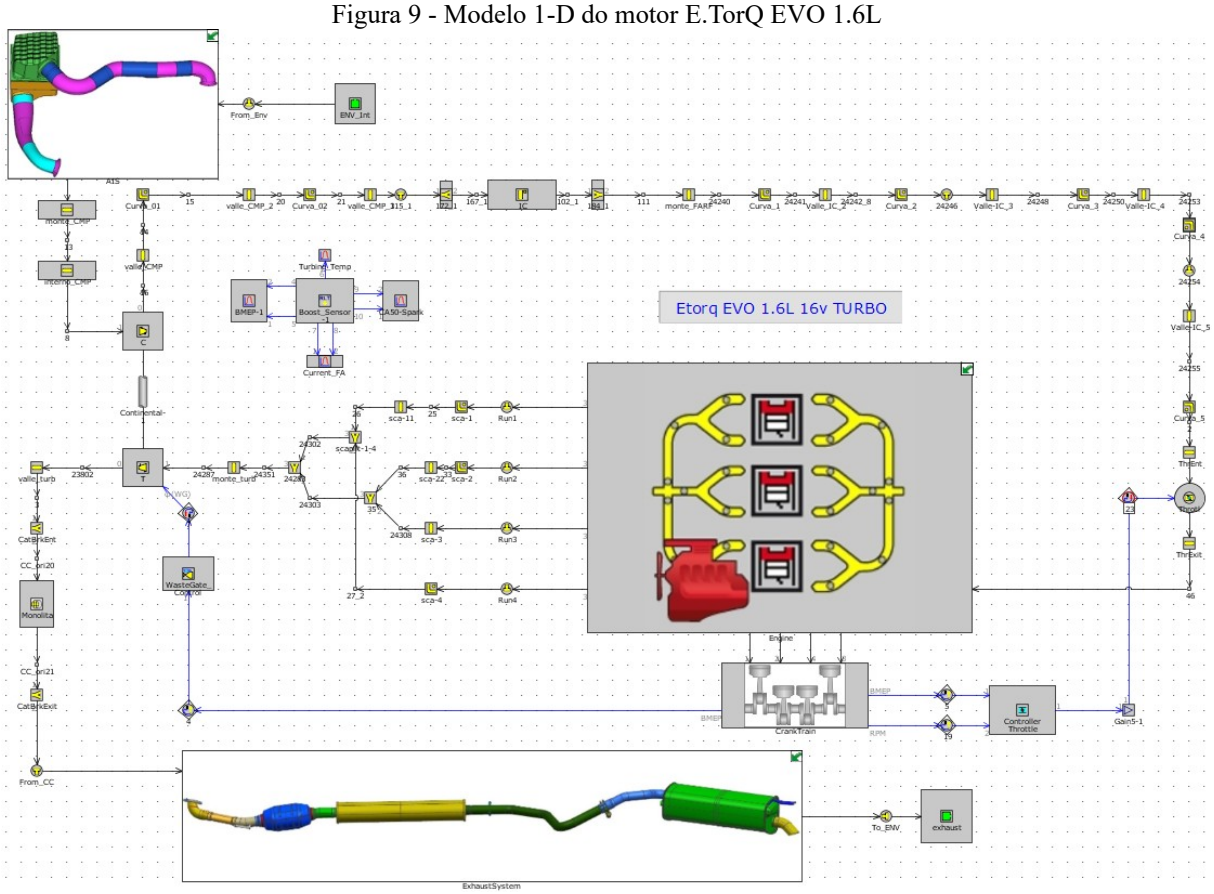
gases resultantes da combustão é maior do que a energia suficiente para atender a demanda do turbocompressor. Em decorrência disso, o turbocompressor consegue fornecer mais ar ao sistema de admissão do motor do que o necessário. Isso possibilita que, através da válvula ATV-C (ilustrada na figura 8), uma parcela do ar que passa pelo sistema de admissão seja armazenado no reservatório para ser reutilizado quando for preciso. Com a finalidade de se fazer uma analogia, isso seria equivalente aos períodos de pouca demanda onde o sistema CAES realiza o armazenamento de energia.

O mesmo não acontece quando um motor de combustão interna opera em baixas rotações. Nessa situação, a energia contida nos gases de escape é menor do que o turbocompressor necessita para fornecer a demanda de ar. É nesse momento que o ar comprimido armazenado é reutilizado. Através da válvula ATV-D presente na figura 8, a passagem do ar comprimido armazenado é permitida, sendo esse ar injetado no sistema de admissão, logo após o compressor. Como resultado, espera-se que ocorra um aumento da energia contida nos gases de exaustão e uma consequente melhora da resposta transitória do turbocompressor. Novamente, para fins de comparação com o conceito do sistema CAES, isso seria equivalente aos períodos de alta demanda onde o ar comprimido armazenado é reutilizado para gerar energia.

4.2 Modelo Computacional 1-D

Para analisar a aplicação desses conceitos do sistema de armazenamento de energia por ar comprimido no gerenciamento energético do turbocompressor, foi implementando um modelo computacional 1-D no software comercial GT-POWER, da plataforma GT-SUITE. O motor tido como base é o E.TorQ EVO do grupo FCA. Trata-se de um motor de combustão interna turboalimentado de 1.6L com uma taxa de compressão 11:1. O modelo 1-D do motor E.TorQ EVO é representado na figura 9.

Figura 9 - Modelo 1-D do motor E.TorQ EVO 1.6L

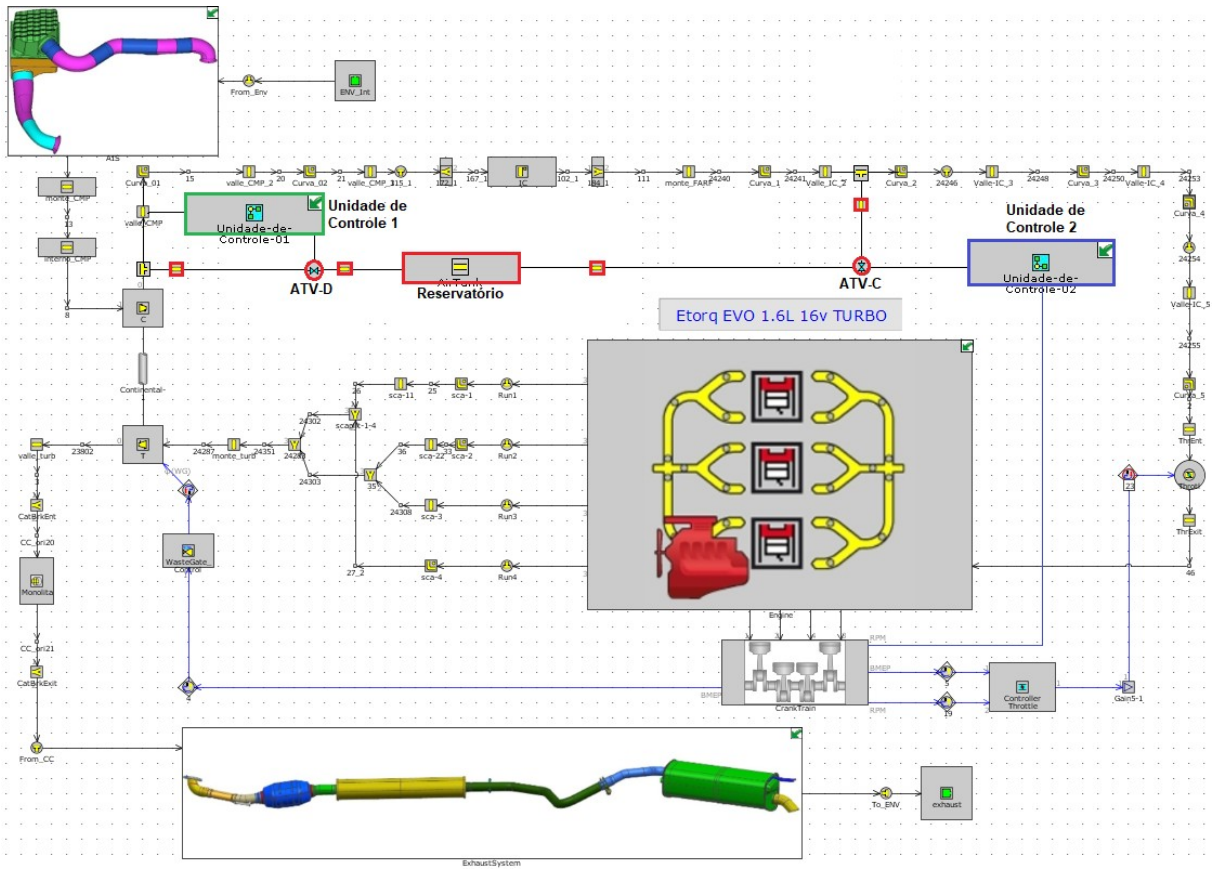


Fonte: Gervásio (2017)

A figura 10 representa o modelo computacional 1-D do motor E.torQ EVO 1.6L turbo com o acréscimo do sistema CAES. Com relação ao modelo 1-D apresentando na figura 9, foram acionados dois sistemas de controle (destacados em verde e azul) e o sistema de armazenamento de energia por ar comprimido (destacado em vermelho). O sistema CAES é composto por um reservatório de ar, turbos e duas válvulas que permitem a entrada ou a saída de ar do reservatório.

O objetivo da simulação é analisar, em primeiro lugar, a viabilidade do sistema CAES e depois seu desempenho. Sendo assim, como se trata de uma primeira análise, as válvulas usadas na simulação foram idealizadas. No entanto, é necessário um detalhamento maior sobre as válvulas para analisar com mais precisão a resposta transitória do turbocompressor e o impacto sobres os parâmetros de desempenho do motor.

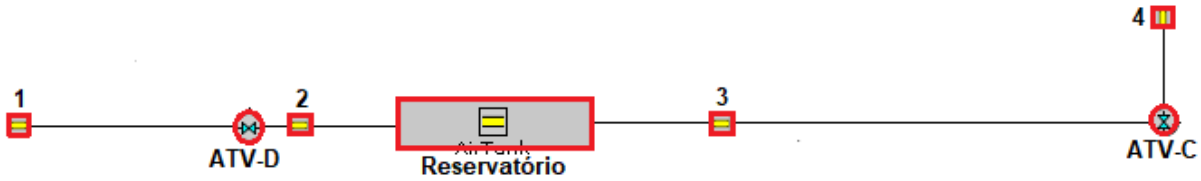
Figura 10 - Modelo 1-D do motor E.TorQ EVO 1.6L com o sistema CAES



Fonte: O autor

A figura 11 detalha o sistema CAES implementando no GT-POWER, com destaque para as válvulas ATV-C e ATV-D ilustradas na figura 8, além do reservatório de ar comprimido. Percebe-se, ainda, a presença de quatro tubos que são numerados de 1 a 4.

Figura 11 - Modelo 1-D do sistema CAES



Fonte: O autor

Os tubos 1 e 2 em conjunto com a válvula ATV-D representam o sistema de descarga do sistema CAES. É através desses tubos e da abertura da válvula ATV-D que o ar comprimido previamente armazenado é injetado após o compressor no sistema de admissão do motor, conforme descrito anteriormente. O diâmetro de ambos os tubos foram supostos

iguais a 25,4 mm. Além disso, o comprimento do tubo 1 foi admitido como sendo 30 mm e o do tubo 2 como sendo igual a 700 mm. Já a válvula ATV-D foi idealizada com um diâmetro de referência de 25,4 mm. No GT-POWER, os tubos são do tipo *RoundPipe*, enquanto que a válvula ATV-D é do tipo *ValveActuLiftCdConn* onde a elevação é imposta exclusivamente por um atuador ou um sistema de controle.

Por outro lado, os tubos 3 e 4 acompanhados da elevação da válvula ATV-C permitem a entrada de ar no reservatório do sistema CAES, onde é armazenado. A partir do esquema da figura 8 e do modelo 1-D representado na figura 10, percebe-se que o ar armazenado no reservatório é aquele que é resfriado pelo *intercooler*. A razão dessa escolha é a maior densidade do ar, o que permite que uma massa maior seja armazenada para um mesmo volume. Além disso, da forma que o ar está sendo armazenado haverá uma redução no fluxo dos gases de escape. Aparentemente isso não será um problema, pois de acordo com o modelo 1-D do motor base, o sistema de controle da válvula *wastegate* desviará uma parcela menor dos gases de exaustão, o que não comprometerá o desempenho do motor em rotações mais elevadas. Assim como os tubos 1 e 2, no GT-POWER os tubos 3 e 4 também são do tipo *RoundPipe*, com diâmetros iguais a 12,7 mm. O comprimento para o tubo 3 foi assumido como sendo 700 mm e para tubo 4 como sendo igual a 20 mm. A exemplo da válvula ATV-D, a válvula ATV-C é do tipo *ValveActuLiftCdConn* tendo como um valor para o diâmetro de referência 12,7 mm, valor esse idealizado.

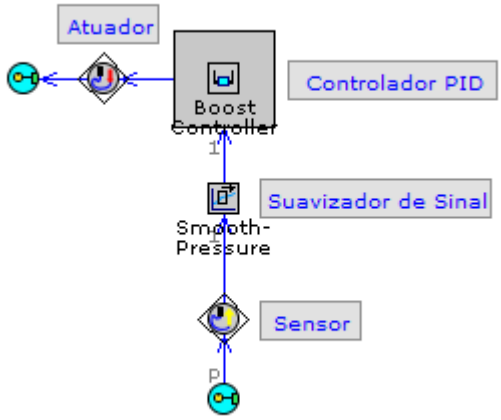
O volume do reservatório, principal componente do sistema CAES, é essencial para determinar o quanto de energia pode ser armazenada na forma de ar comprimido. Logo, quanto maior for o volume do reservatório, maior será a energia armazenada. Assim sendo, devido a baixa densidade energética do ar, é necessário um volume para o reservatório relativamente grande para que haja uma quantidade suficiente de energia armazenada. Com base nisso, um volume igual a 14 L foi inicialmente assumido para o reservatório. Vale salientar que este é um volume base e no estudo serão realizadas avaliações com outros volumes. Além disso, a quantidade de energia armazenada também depende da pressão inicial do ar comprimido, que foi assumida igual a 4,7 bar. No GT-POWER, o reservatório foi modelado como sendo um tubo do tipo *RoundPipe* com diâmetro igual a 200 mm e comprimento de 450 mm, o que resulta em um volume de, aproximadamente, 14 L.

4.3 Unidades de Controle

De um modo geral, o objetivo das unidades de controle é controlar a abertura ou fechamento das válvulas ATV-D e ATV-C com base em alguns dados coletados com o auxílio de sensores. Essas unidades de controle estão destacadas em verde e azul no modelo computacional 1-D apresentando na figura 10.

A implementação no GT-POWER da Unidade de Controle 1, destacada em verde na figura 10, é detalhada na figura 12. Ela é composta por um sensor, um controlador do tipo PID, um atuador e um suavizador de sinal. O sensor é responsável por coletar os dados da pressão do ar após o compressor, ao passo que o suavizador de sinal têm como função suavizar esses dados obtidos pelo sensor antes que eles alimentem o controlador PID. Por sua vez, o controlador PID têm um sinal de saída que em conjunto com o atuador impõe a elevação ou não da válvula ATV-D.

Figura 12 - Unidade de Controle 1 no GT-POWER



Fonte: O autor

Antes de se definir a lógica de controle da Unidade 1, foi feita uma análise dos resultados previamente obtidos por Gervásio (2017) para o modelo 1-D do motor E.torQ EVO, apresentado na figura 9. Percebeu-se que os requisitos de torque, pressão média efetiva e potência não foram atendidos quando o motor operava em rotações menores que 1250 RPM, indicando que a pressão do ar após o compressor não é suficiente nesse caso. Dessa forma, quando a rotação do motor for menor que 1250 RPM, o conceito da Unidade de Controle 1 consiste em utilizar o ar comprimido armazenado no reservatório o injetando logo após o

compressor, com o intuito de aumentar a pressão do ar. A lógica de controle implementada para a Unidade 1, foi, portanto:

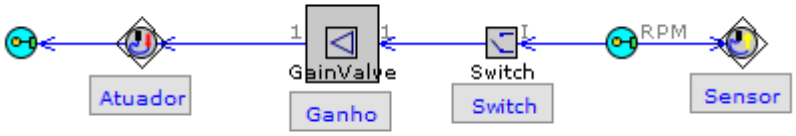
1. Se a pressão do ar após o compressor for menor que a pressão alvo, a Unidade de Controle 1 é ativada e abre a válvula ATV-D que permite que o ar comprimido armazenado seja injetado logo após o compressor;
2. Caso a pressão do ar após o compressor seja maior ou igual à pressão alvo, a Unidade de Controle 1 não é ativada e a válvula ATV-D permanece fechada.

De acordo com os resultados de Gervásio (2017), como os requisitos de torque, pressão média efetiva e potência não foram atendidos para rotações do motor abaixo de 1250 RPM, a pressão alvo mencionada foi definida apenas para duas rotações, sendo 1,4 bar para uma rotação do motor igual a 1250 RPM e 1,22 bar quando o motor opera em 1000 RPM. No trabalho de Gervásio (2017), o resultado da pressão em 1000 RPM foi 1 bar, enquanto que em 1250 RPM a pressão foi 1,25 bar.

Para determinar os coeficientes ou ganhos proporcional (P), integral (I) e derivativo (D) do controlador PID, foi utilizado o método de Ziegler-Nichols. Inicialmente, com os ganhos integral e derivativo ajustados para zero, foi suposto um ganho proporcional igual a 5. Esse ganho já ocasionou uma oscilação no sinal de saída que, de acordo com o método de Ziegler-Nichols, caracteriza um ganho e um período de oscilação críticos. Sendo assim, nesse caso o ganho crítico foi igual a 5, enquanto que o período crítico observado foi igual a 0,15 s. Com base nisso e aplicando o método de Ziegler-Nichols, os ganhos proporcional e integral obtidos foram iguais a 2,25 e 18, respectivamente. O ganho derivativo foi ajustado para zero porque, geralmente, uma combinação entre os ganhos proporcional e integral é suficiente para a maioria das aplicações.

A figura 13 detalha a Unidade de Controle 2 implementada no GT-POWER, unidade essa destacada de azul no modelo computacional 1-D da figura 10. Ela é composta por um sensor, um *switch*, um ganho e um atuador. A função do sensor é detectar a rotação em que o motor está operando. Essa rotação é o sinal de entrada do *switch*, que têm como sinal de saída zero ou um. O ganho multiplica o sinal de saída do *switch* e alimenta o atuador, responsável por abrir ou não a válvula ATV-C.

Figura 13 - Unidade de Controle 2 no GT-POWER



Fonte: O autor

Novamente, antes de implementar a lógica de controle da Unidade 2, os resultados obtidos por Gervásio (2017), através da simulação numérica do modelo 1-D do motor apresentado na figura 9, foram analisados. Notou-se que, quando o motor trabalhava em rotações maiores que 1500 RPM, parte do fluxo dos gases de escape era desviada através da válvula *wastegate*. Isso indica que, para essas rotações, a energia contida nos gases de escape é maior do que o necessário para atender a demanda do turbocompressor, que têm por finalidade fornecer ar suficiente aos cilindros do motor para que, consequentemente, as demandas de torque, pressão média efetiva e potência sejam atendidas. Baseando-se nisso, a lógica de controle da Unidade 2 foi definida como se segue:

1. Se a rotação do motor for maior que 1500 RPM, a Unidade de Controle 2 é acionada e abre a válvula ATV-C. O que possibilita isso é o critério definido no *switch*, onde o sinal de saída é igual a um para rotações do motor maiores que 1500 RPM. Esse sinal de saída é, portanto, multiplicado pelo ganho e através do atuador abre a válvula ATV-C;
2. Entretanto, para rotações menores ou iguais a 1500 RPM, a Unidade de Controle 2 não é acionada, o que faz com que a válvula ATV-C permaneça fechada. Pelo critério do *switch*, quando a rotação do motor é menor ou igual a 1500 RPM, o sinal de saída é igual a zero, e quando multiplicado pelo ganho também resulta em zero, o que implica na não abertura da válvula ATV-C.

Sendo assim, é através da ativação da Unidade de Controle 2 que o ar comprimido é armazenado no reservatório, isso quando o motor opera em rotações maiores que 1500 RPM. Por outro lado, o acionamento da Unidade de Controle 1 permite que o ar armazenado seja reutilizado quando o motor trabalha em rotações menores ou iguais a 1250 RPM, sendo injetado no sistema de admissão do motor.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Esta seção tem por finalidade apresentar e comparar os resultados obtidos através das simulações numéricas de dois modelos de motores. O primeiro se trata do motor E.torQ EVO 1.6L turboalimentado do grupo FCA, enquanto que o segundo tem como base o mesmo motor do primeiro modelo, porém com uma modificação. Essa modificação ocorre pelo acréscimo de um sistema que recupera e armazena energia na forma de ar comprimido, sistema esse denominado de CAES (*Compressed Air Energy Storage*). Para fins de simplificação, o primeiro modelo será chamado de motor sem sistema CAES e o segundo de motor com sistema CAES.

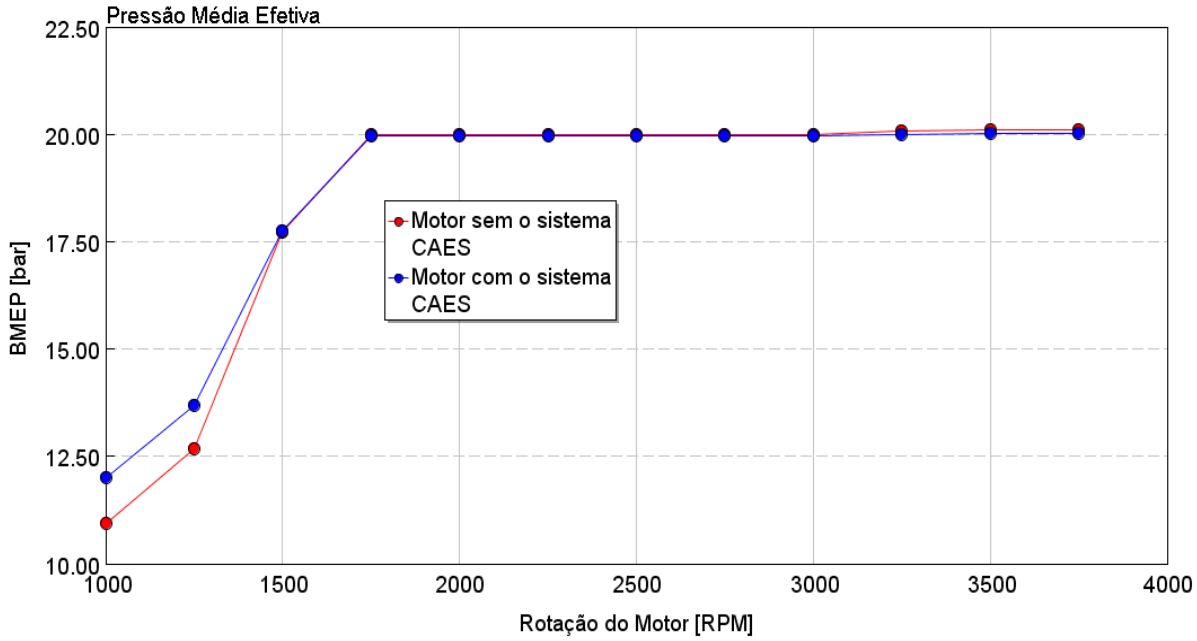
Inicialmente, foram realizadas simulações de ambos os modelos para estudar os principais parâmetros de desempenho dos motores em função da rotação. Nesse caso, os parâmetros estudados são a pressão média efetiva (BMEP), o torque, a potência, o consumo específico de combustível (BSFC) e as eficiências térmica e volumétrica. Além disso, a velocidade de rotação do eixo do turbocompressor também será analisada. Como normalmente o motor opera entre baixas e intermediárias rotações, esses parâmetros foram obtidos para uma faixa de rotação do motor entre 1000 e 3750 RPM.

O primeiro parâmetro de desempenho analisado é a pressão média efetiva (BMEP), onde os resultados se encontram na figura 14. Essa figura representa uma comparação da BMEP entre os motores com e sem o sistema de armazenamento de energia por ar comprimido (CAES). A partir da figura 14, percebe-se que a BMEP de ambos os motores é praticamente a mesma para rotações acima de 1500 RPM. No entanto, para rotações abaixo de 1500 RPM, a figura mostra que existe uma diferença para a BMEP quando comparada entre os dois modelos de motor que estão sendo estudados.

A figura 14 indica que, para baixas rotações, a pressão média efetiva do motor com o sistema CAES é maior em comparação com o modelo do motor base. Essa diferença da BMEP é da ordem de 9% quando a rotação de ambos os motores é 1000 RPM. Isso é possível porque em rotações mais baixas, o ar comprimido que estava armazenado em alta pressão é injetado no coletor de admissão. Como resultado desse processo, a quantidade ar admita pelos cilindros do motor com o sistema CAES é maior quando comparada com o motor sem esse sistema que, por sua vez, não consegue fornecer a quantidade de ar necessária para os cilindros em baixas rotações. Portanto, como a BMEP é a razão entre o trabalho realizado e o volume deslocado, a diferença mostrada na figura 14 significa que o motor que possui o

sistema CAES realiza trabalho de forma mais eficiente em baixas rotações do que o motor que não possui.

Figura 14 - Comparação entre as pressões médias efetivas

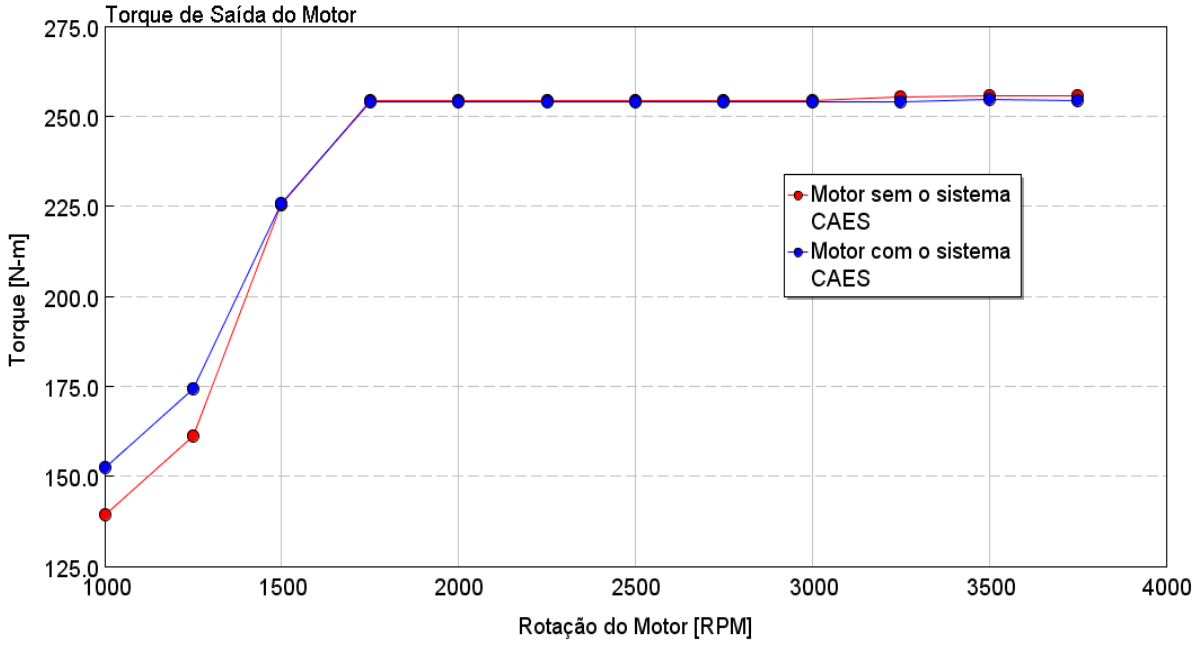


Um outro parâmetro de desempenho importante é o torque, que representa a resposta de um motor de combustão interna. Os resultados obtidos para esse parâmetro são mostrados na figura 15, onde percebe-se que a curva de desenvolvimento do torque em função da rotação é semelhante a curva da pressão média efetiva, mostrada na figura 14. Isso acontece porque o torque e a BMEP são praticamente reflexo um do outro, sendo o torque em termos de força e a BMEP em termos de pressão.

Assim como a pressão média efetiva, a figura 15 mostra que o torque para ambos os modelos de motores difere pouco para rotações acima de 1500 RPM. Novamente, para rotações mais baixas que 1500 RPM, a diferença de torque é mais perceptível, sendo cada vez maior a medida que a rotação do motor decresce. Essa diferença chega a ser da ordem de 8,55% em uma rotação de 1000 RPM. Da mesma maneira que a BMEP, a figura 15 indica que o torque de saída do motor com o sistema CAES é maior em baixas rotações em comparação com o motor sem esse sistema. Por este motivo, a resposta do motor com o sistema de armazenamento de energia por ar comprimido é melhor em rotações mais baixas. A razão para que isso aconteça é a mesma que explica a maior BMEP do motor com o sistema CAES em rotações abaixo de 1500 RPM. Ou seja, com a injeção de ar comprimido na linha de admissão do motor, o ar injetado nos cilindros aumenta tendo como consequência uma combustão mais

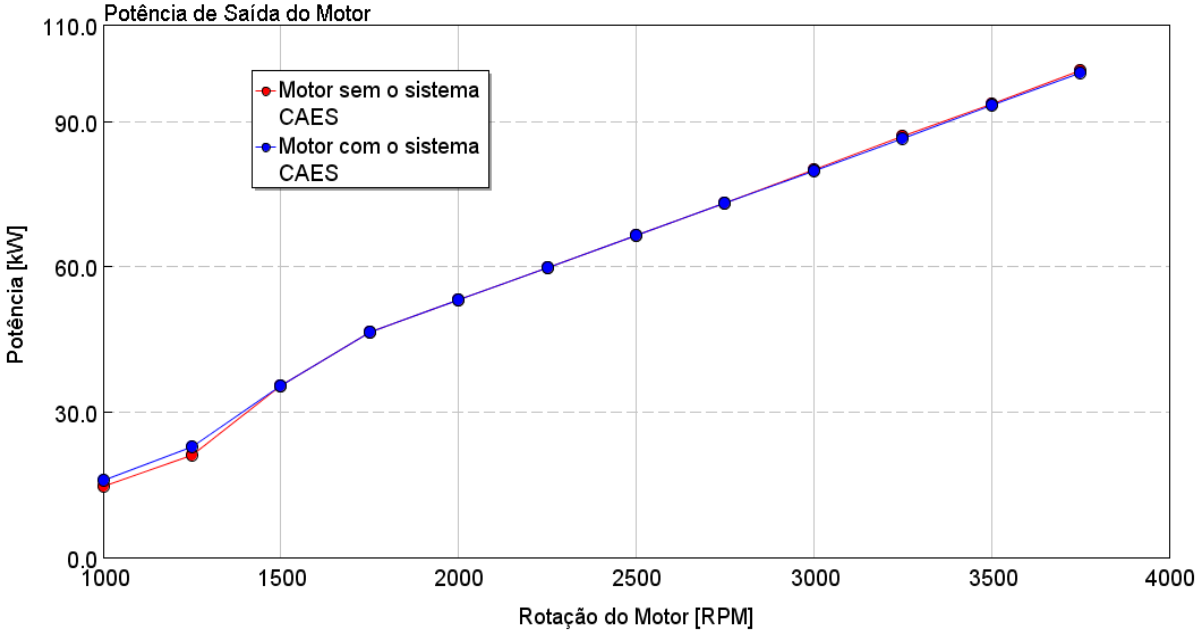
eficiente em baixas rotações. Isso explica, portanto, a melhor resposta do motor com o sistema CAES em rotações abaixo de 1500 RPM quando comparada com o motor sem esse sistema.

Figura 15 - Comparação entre os torque de saída



Como esperado, a potência do motor com o sistema de armazenamento de energia CAES é maior em baixas rotações quando comparada com o motor sem esse mesmo sistema. Os resultados de como esse parâmetro de desempenho se desenvolve com a rotação se encontram na figura 16.

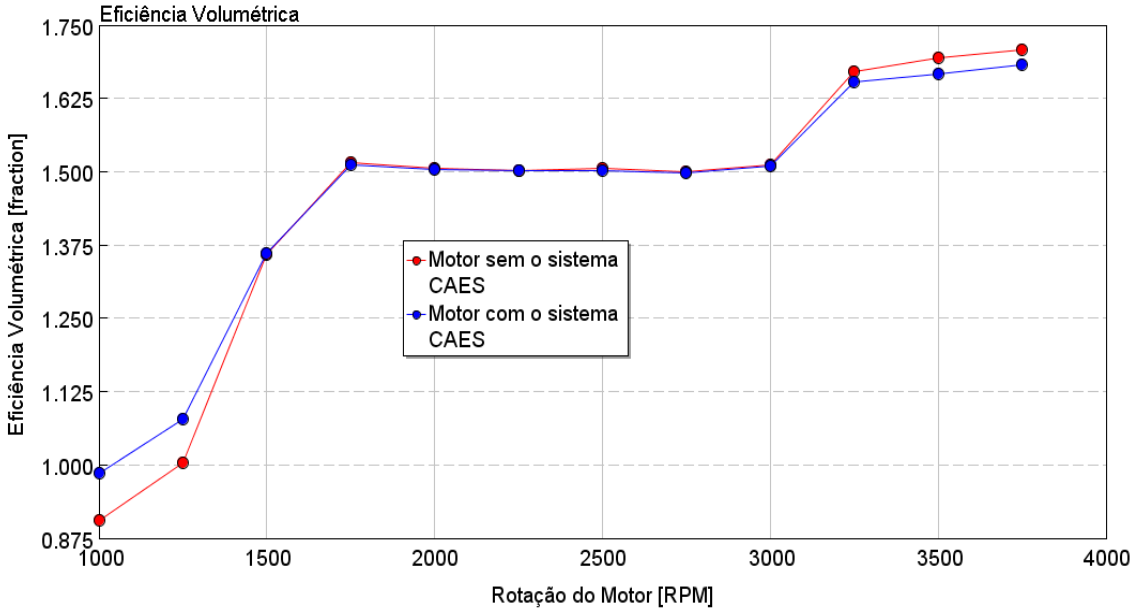
Figura 16 - Comparação entre as potências de saída



Seguindo a mesma tendência das curvas de torque e pressão média efetiva (BMEP), a diferença de potência entre um modelo de motor e outro para rotações mais elevadas é praticamente nula. Essa afirmação deixa de ser válida para rotações mais baixas, conforme mostra a figura 16. Em 1000 RPM, a diferença de potência é aproximadamente 8,75%. Isso significa que a energia útil gerada pelo motor com o sistema CAES em baixas rotações é superior ao motor sem esse sistema de armazenamento de energia.

O aumento da pressão média efetiva, do torque e da potência que o sistema CAES proporciona ao motor em baixas rotações também pode ser explicado por um outro parâmetro de desempenho. Esse parâmetro é a eficiência volumétrica, onde os resultados podem ser verificados na figura 17. A partir dessa figura, percebe-se que a eficiência volumétrica de ambos os modelos de motores são aproximadamente a mesma para rotações entre 1500 e 3000 RPM. Para rotações acima de 3000 RPM, o motor com o sistema CAES apresenta uma eficiência volumétrica ligeiramente menor em relação ao motor base, sendo essa diferença no máximo igual a 1,18% em 3500 RPM. Entretanto, conforme pode ser observado nas figuras 14 a 16, isso praticamente não interfere sobre a BMEP, o torque e potência do motor com sistema CAES em comparação com o motor sem esse sistema, isso quando ambos estão operando em rotações maiores que 3000 RPM. O que explica essa diferença entre as eficiências volumétricas é o fato de que, em rotações maiores que 1500 RPM, o motor com o sistema CAES armazena uma pequena parcela do ar comprimido que passa pelo coletor de admissão, sendo essa parcela cada vez maior a medida que a rotação do motor também aumenta.

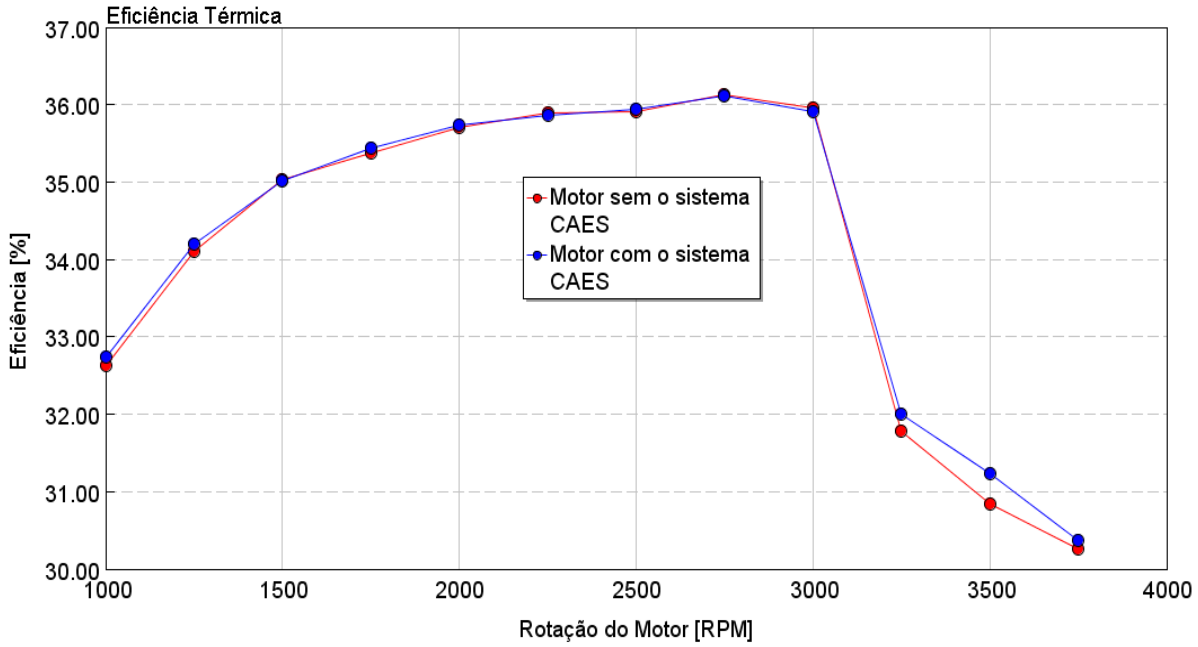
Figura 17 - Comparação entre as eficiências volumétricas



No entanto, de acordo com a figura 17, a situação se inverte para rotações menores que 1500 RPM, onde o motor com o sistema CAES apresenta uma eficiência volumétrica maior quando comparado com o motor que não possui esse sistema. Essa diferença chega a ser 8,16% quando a rotação de ambos os motores é igual a 1000 RPM. O que possibilita isso é a adição de ar comprimido no coletor de admissão que o sistema CAES proporciona em baixas rotações, ocorrendo dessa forma um aumento na eficiência volumétrica. Além disso, como a eficiência volumétrica é a capacidade de um motor a combustão interna de preencher seus cilindros com uma mistura ar/combustível, o aumento da BMEP, do torque e da potência em baixas rotações também pode ser explicado por esse ponto de vista. Isso porque, quanto maior a eficiência volumétrica, maior será a explosão causada no interior dos cilindros, gerando assim mais torque e potência quando o motor trabalha em rotações mais baixas.

Em conjunto com a eficiência volumétrica é importante estudar outro parâmetro de desempenho dos motores de combustão interna, sendo esse parâmetro a eficiência térmica. Os resultados para esse parâmetro se encontram na figura 18. Partindo dessa figura, percebe-se que existem dois intervalos de rotações onde a eficiência térmica do motor com o sistema CAES é relativamente maior do que o motor que não apresenta esse sistema. O primeiro desses intervalos contém rotações entre 1000 e 1500 RPM e, como indicam as figuras 14 a 16, o motor com o sistema CAES desenvolve mais BMEP, torque e potência para essas rotações. Como consequência disso, o trabalho é desenvolvido de forma mais eficiente, o que explica a diferença de eficiência térmica notada na figura 18 para rotações entre 1000 e 1500 RPM.

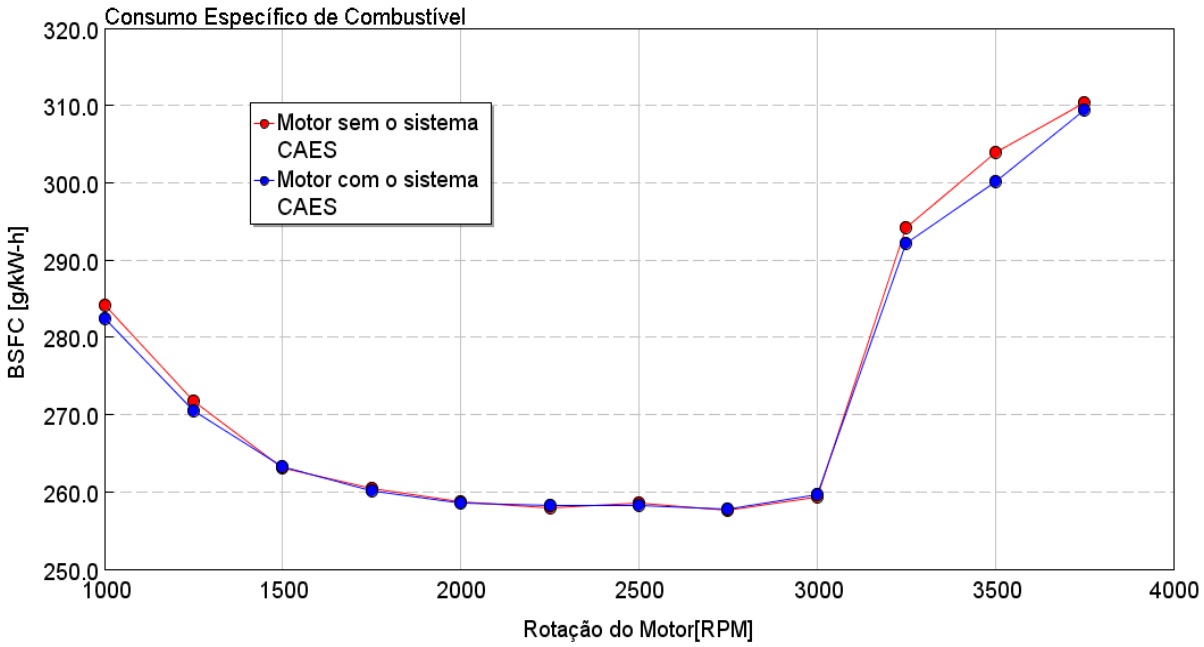
Figura 18 - Comparação entre as eficiências térmicas



O outro intervalo de rotações onde é possível notar uma diferença entre as eficiências térmicas é o que apresenta rotações na faixa de 3250 à 3750 RPM. O que torna o motor com o sistema CAES mais eficiente nesse caso é o menor desperdício de energia através dos gases de escape, onde parte dela é usada para armazenar o ar comprimido no reservatório.

A figura 19 representa os resultados referentes ao consumo específico de combustível (BSFC). Da mesma forma que o torque e a potência, o BSFC é um parâmetro particularmente importante porque define, geralmente, o desempenho de um motor a combustão interna. Partindo da figura 19, percebe-se que para rotações menores que 1500 RPM o BSFC apresentado pelo motor com o sistema CAES é menor em relação ao motor sem esse sistema. O mesmo pode ser afirmado quando ambos os motores trabalham em rotações maiores que 3000 RPM. Como consequência, o motor com o sistema CAES requer menos combustível para produzir a mesma potência que o motor que não contém esse sistema, isso quando se trata dessas faixas de rotações. Esse resultado é esperado, já que a eficiência térmica do motor com o sistema de armazenamento de energia CAES é maior para rotações abaixo de 1500 RPM e acima de 3000 RPM, conforme discutido anteriormente.

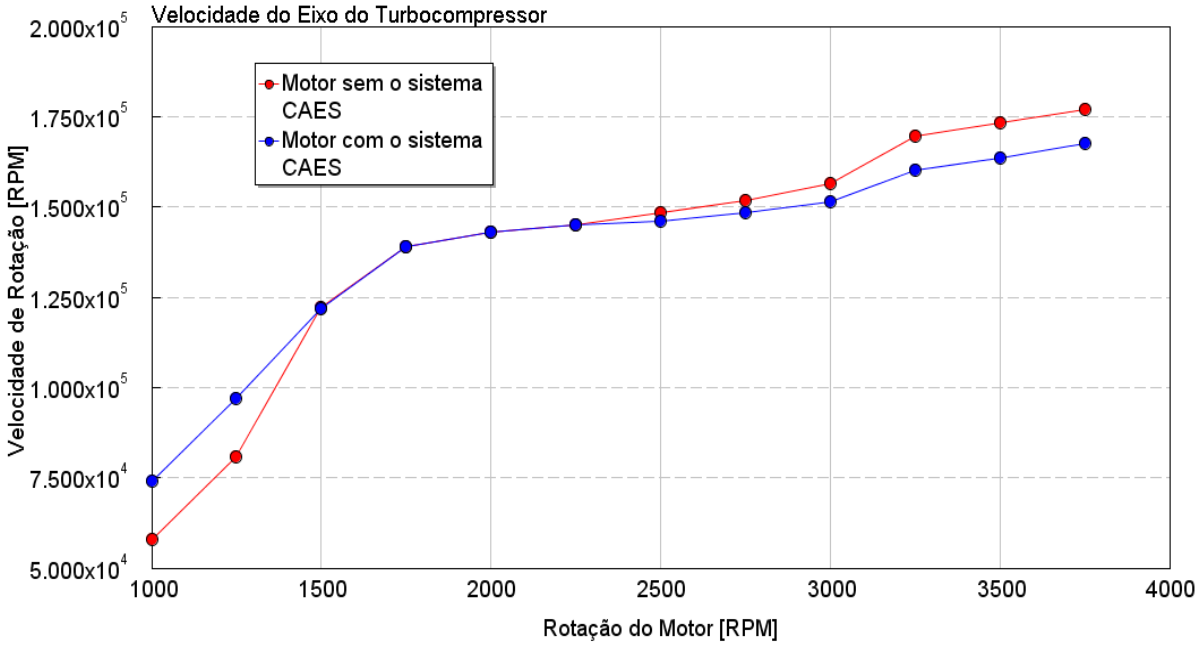
Figura 19 - Comparação entre os consumos específicos de combustível



Apesar de não ser diretamente um parâmetro de desempenho de um motor de combustão interna, a velocidade de rotação do eixo do turbocompressor também foi obtida através das simulações realizadas. A figura 20 apresenta como essa velocidade varia com a rotação de ambos os modelos de motores estudados. Percebe-se que existe uma diferença

entre as velocidades do eixo do turbocompressor para rotações menores que 1500 RPM. Essa diferença também é nítida quando ambos os motores operam em rotações maiores que 2250 RPM.

Figura 20 - Comparação entre as velocidades de rotação do turbocompressor

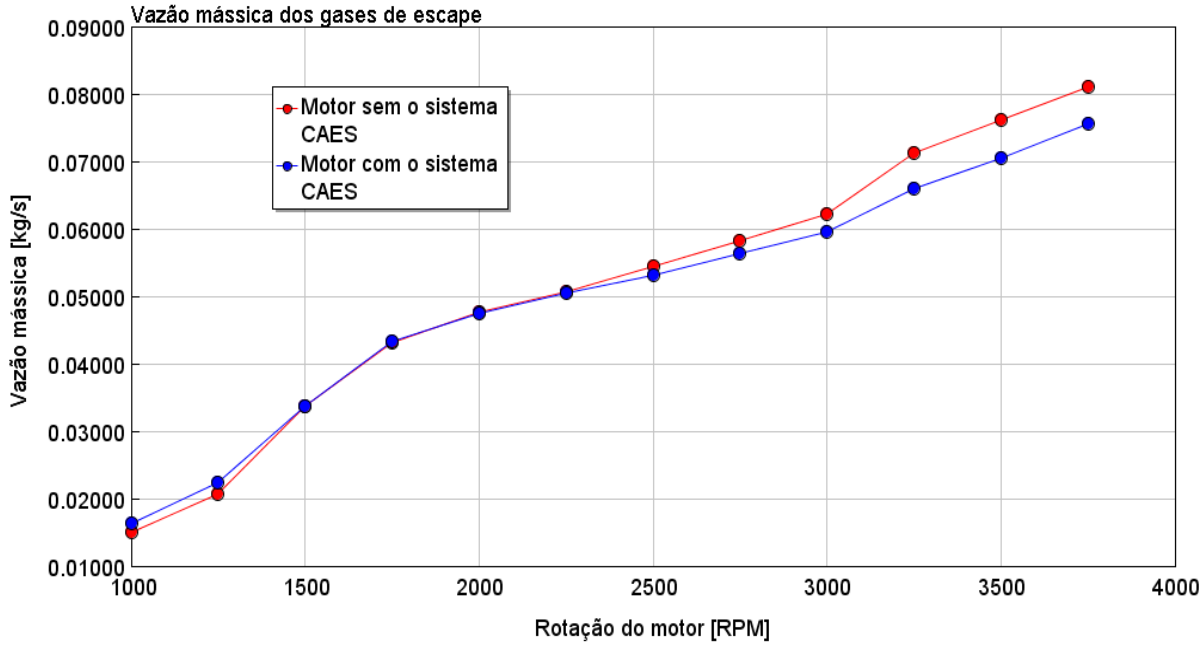


Para rotações menores que 1500 RPM, o turbocompressor do motor com o sistema CAES apresenta velocidade de eixo maior que o turbocompressor do motor que não têm esse sistema. O que torna isso possível é a maior quantidade de ar admita pelos cilindros que o sistema CAES proporciona. Como resultado desse processo, o fluxo dos gases de escape (figura 21) que passam pela turbina aumenta, fazendo com que o turbocompressor gire mais rápido quando o motor opera em baixas rotações, chegando a ter uma velocidade de eixo 22% maior em 1000 RPM.

A situação se inverte quando as rotações de ambos os modelos de motores são maiores que 2250 RPM, conforme mostra a figura 20. Nesse caso, a velocidade de rotação do turbocompressor sem o sistema CAES é maior quando comparada com o motor que têm esse sistema. O que explica isso é que, em rotações mais elevadas, parte da energia dos gases de descarga é destinada ao sistema CAES para armazenar ar comprimido. Como consequência, uma menor quantidade de ar é admita pelos cilindros, ocasionando um fluxo menor de gases de escape (figura 21) e, portanto, uma menor velocidade de eixo para o turbocompressor. No entanto, vale salientar que o desempenho do motor com o sistema CAES não diminui em

decorrência da menor velocidade de eixo do turbocompressor em rotações acima de 2250 RPM. Isso fica evidente através das curvas de BMEP, torque e potência apresentadas nas figuras 14, 15 e 16, respectivamente. Além disso, a diferença de velocidade de rotação do turbocompressor obtida para os dois modelos de motores quando trabalham acima de 2250 RPM, é relativamente pequena, sendo no máximo 5,5%.

Figura 21 - Comparação entre as vazões mássicas dos gases de escape

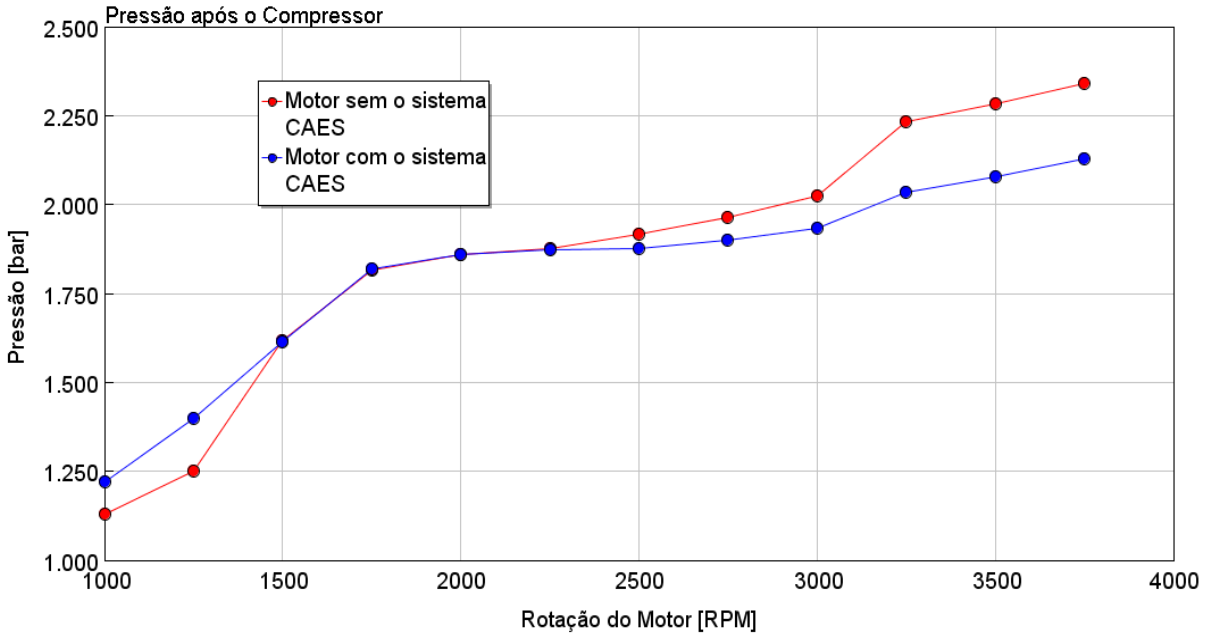


A presença do sistema CAES no motor também altera a pressão do ar após o compressor, para qual os resultados obtidos se encontram na figura 22. A curva de variação dessa pressão em função da rotação segue a mesma tendência das curvas da velocidade de eixo do turbocompressor e da vazão mássica dos gases de escape. Ou seja, o motor sem o sistema o CAES apresenta pressões após o compressor maiores em rotações acima de 2250 RPM, e menores quando a rotação é abaixo de 1500 RPM.

Como indica a figura 21, o fluxo dos gases de escape do motor sem o sistema CAES é maior para rotações acima de 2250 RPM quando comparado com o motor com esse sistema. Isso ocasiona a maior velocidade de eixo do turbocompressor observada na figura 20, o que explica, portanto, a maior pressão do ar após o compressor que o motor sem o sistema CAES apresenta em rotações mais elevadas. O contrário acontece quando ambos os modelos de motores operam em rotações abaixo de 1500 RPM. A pressão do ar do motor com o sistema CAES é maior nesse caso porque, como mostram as figuras 20 e 21, a vazão mássica dos

gases de descarga e, consequentemente, a velocidade de rotação do eixo do turbocompressor são superiores, proporcionando esse aumento de pressão observado na figura 22.

Figura 22 - Comparação entre as pressões após o compressor



A partir dos resultados anteriores, fica nítido que a principal vantagem do motor com o sistema CAES sobre o motor que não possui esse sistema, ocorre quando o motor opera em rotações abaixo de 1500 RPM. Com base nisso, foi realizada uma análise da resposta no tempo com relação ao torque, a potência e a velocidade de rotação do eixo do turbocompressor para duas rotações distintas, sendo a primeira de 1250RPM e a segunda de 1000RPM.

A figura 23 mostra como o torque dos dois motores se alteram em função do tempo, isso quando a rotação de ambos é igual a 1250 RPM. Observa-se que o torque se desenvolve igualmente até 0,384 s. A partir desse instante, o torque do motor com o sistema CAES se sobressai em relação ao torque do motor sem esse sistema, apresentando com isso uma melhor resposta.

Da mesma maneira que o torque, a potência do motor com o sistema CAES também é superior após 0,384 s, segundo a figura 24. Entretanto, observa-se através da curva apresentada na figura 24, que existe um intervalo de tempo onde a potência do motor com o sistema CAES decai antes de aumentar novamente e finalmente se estabilizar. O mesmo acontece com a curva do torque demonstrada pela figura 23. Esse decréscimo de potência e torque que ocorre nesse intervalo de tempo é consequência do tempo de resposta do sistema

de controle, que é responsável por controlar a abertura ou não da válvula que permite a passagem do ar comprimido presente no reservatório.

Figura 23 - Comparação de como os torque variam com o tempo em 1250 RPM

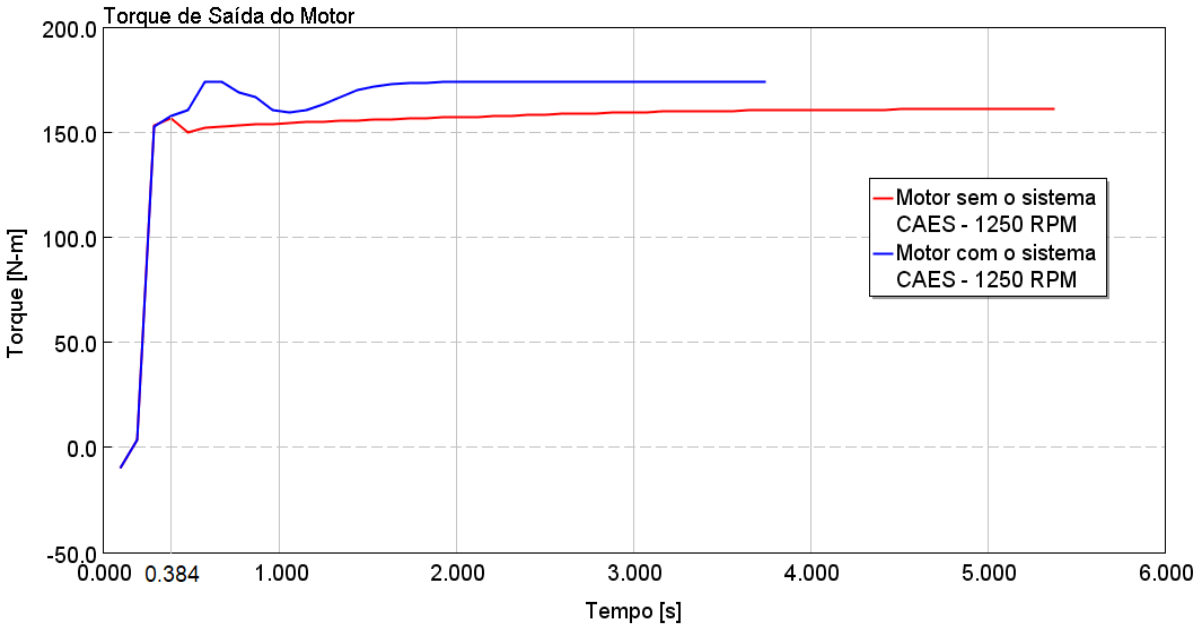
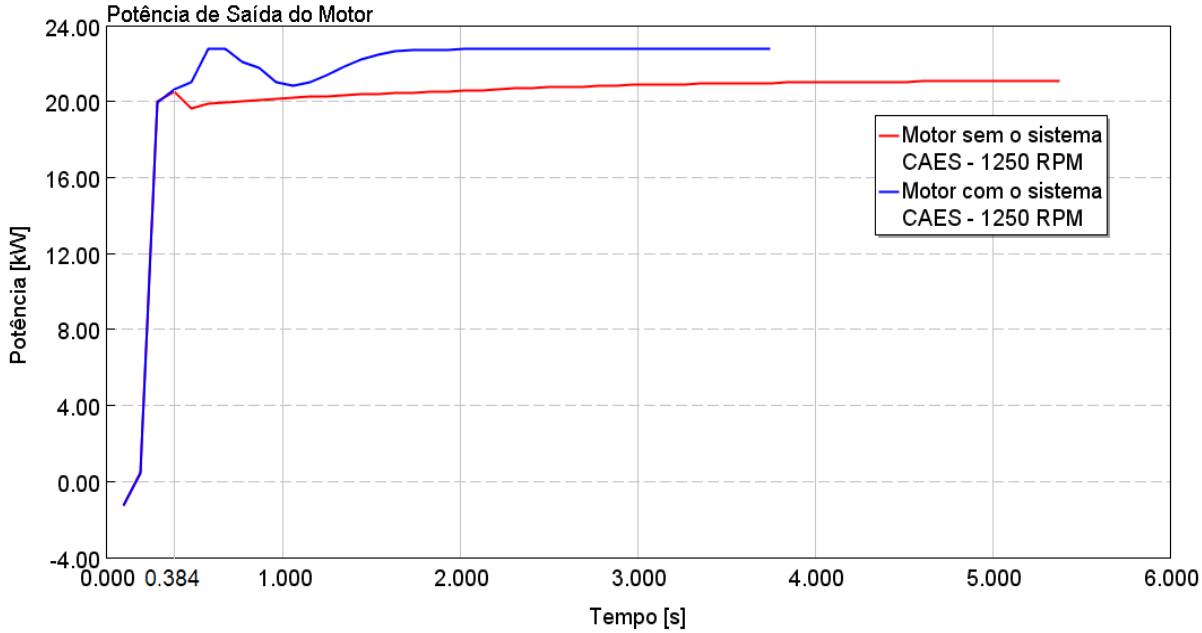
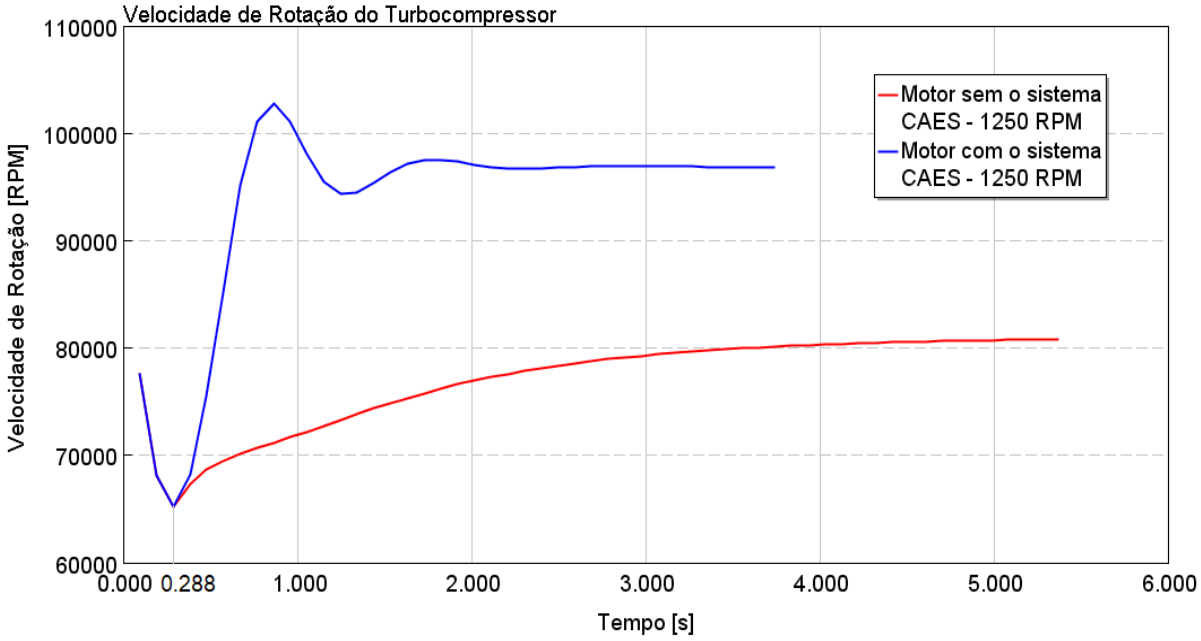


Figura 24 - Comparação de como as potências variam com o tempo em 1250 RPM



Para a rotação de 1250 RPM, a figura 25 mostra, em função do tempo, como varia a curva da velocidade do eixo do turbocompressor de ambos os modelos de motores. A partir de 0,288 s, o turbocompressor do motor com o sistema CAES apresenta maiores velocidades de rotação, o que significa uma melhor resposta transitória. Essa maior rotação do turbocompressor possibilita que o motor desenvolva mais torque e potência em baixas rotações para o mesmo intervalo de tempo, conforme indicam as figuras 23 e 24.

Figura 25 - Comparação de como as rotações do turbocompressor variam com o tempo em 1250 RPM



Com relação ao motor com o sistema CAES nota-se, por meio da figura 25, que existe um determinado intervalo de tempo onde a velocidade de rotação do turbocompressor oscila antes de se estabilizar. O que ocasiona essa oscilação é, novamente, o tempo de resposta da técnica de controle usada para controlar a válvula do reservatório de ar presente no sistema CAES.

Os resultados de como o torque, a potência e a velocidade de rotação do turbocompressor se desenvolvem com o tempo são mostrados nas figuras 26 a 28, só que agora para a rotação dos motores igual a 1000 RPM. Percebe-se que as curvas obtidas em 1000 RPM seguem o mesmo comportamento das apresentadas anteriormente para 1250 RPM. Isto é, o motor com o sistema CAES apresenta uma melhor resposta ao longo do tempo em termos de torque e potência quando trabalha em 1000 RPM. Além disso, a resposta transitória do turbocompressor também apresenta uma melhora, como mostra a figura 28.

Figura 26 - Comparação de como os torque variam com o tempo em 1000 RPM

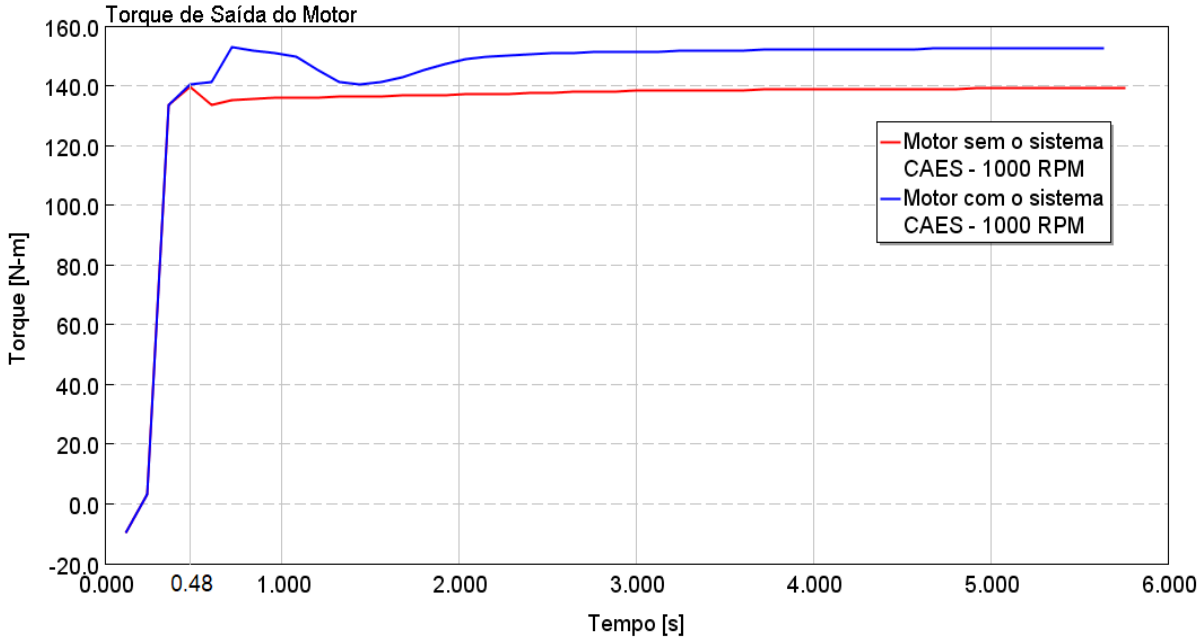


Figura 27 - Comparação de como as potências variam com o tempo em 1000 RPM

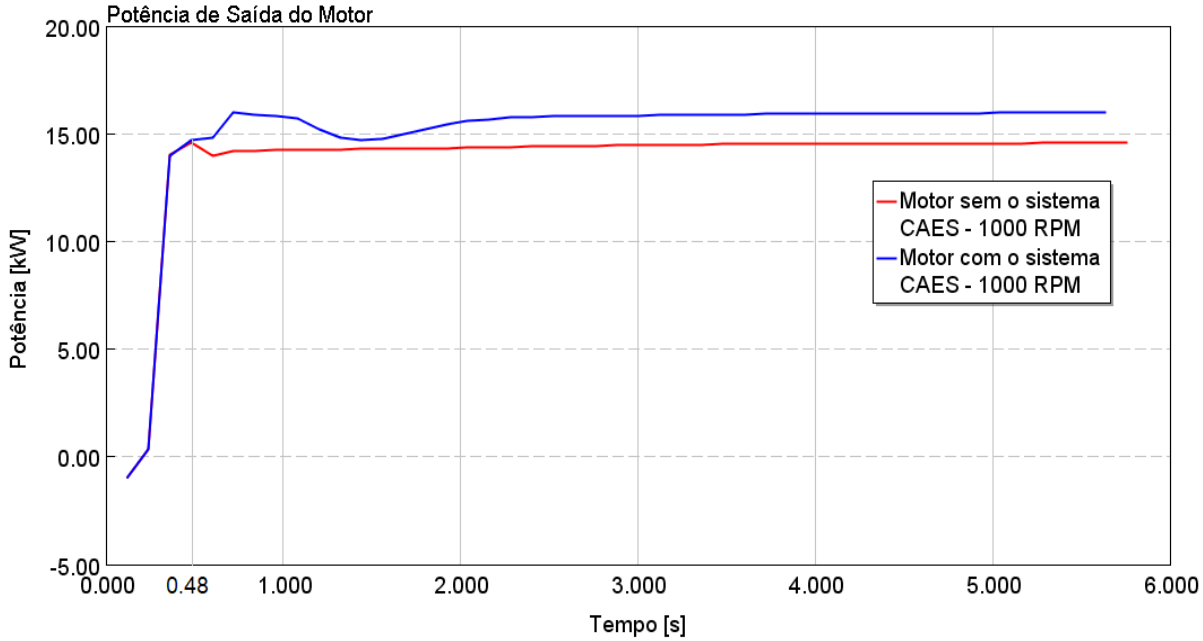
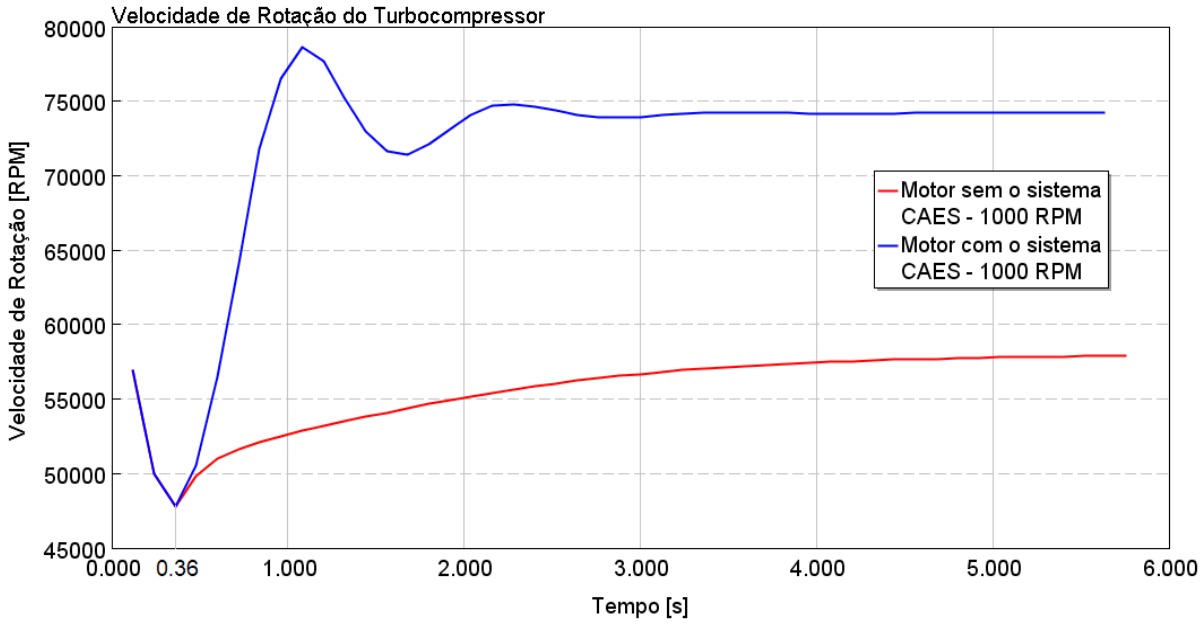


Figura 28 - Comparação de como as rotações do turbocompressor variam com o tempo em 1000 RPM



Pelas discussões anteriores, percebe-se que para rotações entre 1500 e 2250 RPM o sistema CAES se torna irrelevante de acordo com as curvas levantadas em função da rotação, mostradas nas figuras 14 a 22. Apesar disso, foi realizado um estudo para mostrar como se compartam as curvas de transição para o torque, a potência e a velocidade de eixo do turbocompressor numa dessas rotações do motor. As rotações selecionadas para realizar o estudo foram 1500 RPM e 2250 RPM, que representam o extremo do intervalo de rotações onde o sistema CAES não aparenta ter influência.

Em 1500 RPM, os resultados obtidos em função do tempo para o torque, a potência e a velocidade de rotação do turbocompressor se encontram nas figuras 29, 30 e 31, respectivamente. A partir dessas figuras, percebe-se que o motor com o sistema CAES apresenta uma resposta transitória ligeiramente mais lenta nos instantes iniciais, ainda que o tempo necessário para atingir os níveis máximos de torque e potência seja o mesmo. Com relação a velocidade de rotação do turbocompressor, o motor com o sistema CAES necessita de um tempo maior para alcançar a mesma velocidade de eixo do turbocompressor do motor base. Isso explica a menor resposta transitória para o torque e a potência nos instantes iniciais.

Figura 29 - Comparação de como os torque variam com o tempo em 1500 RPM

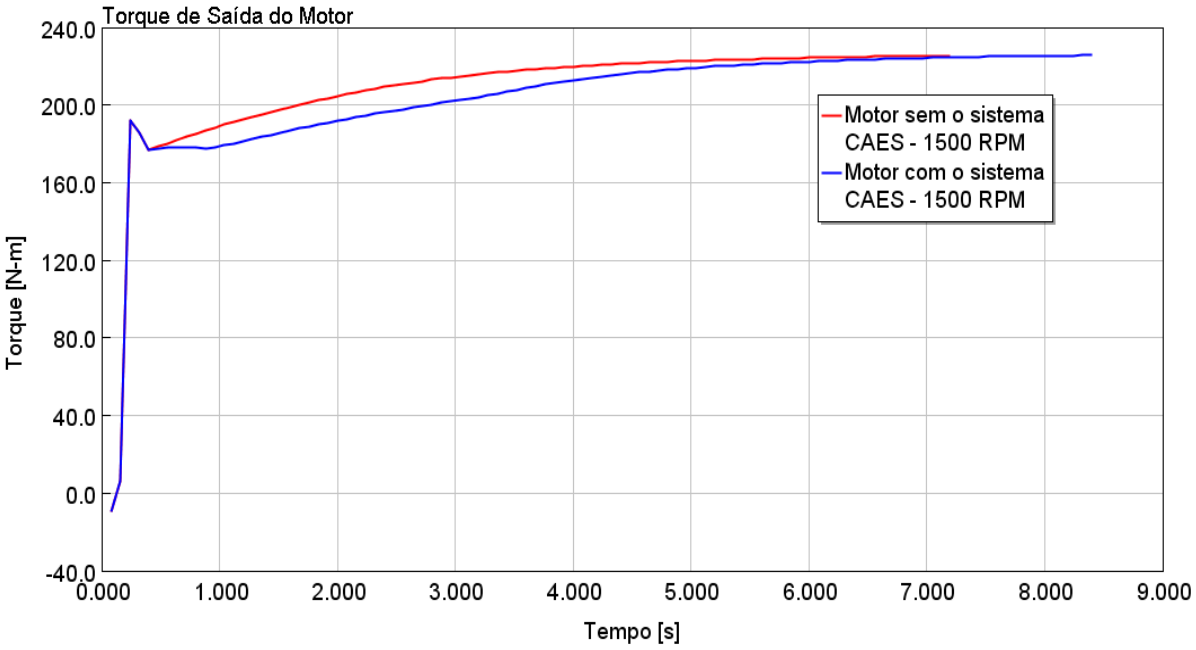


Figura 30 - Comparação de como as potências variam com o tempo em 1500 RPM

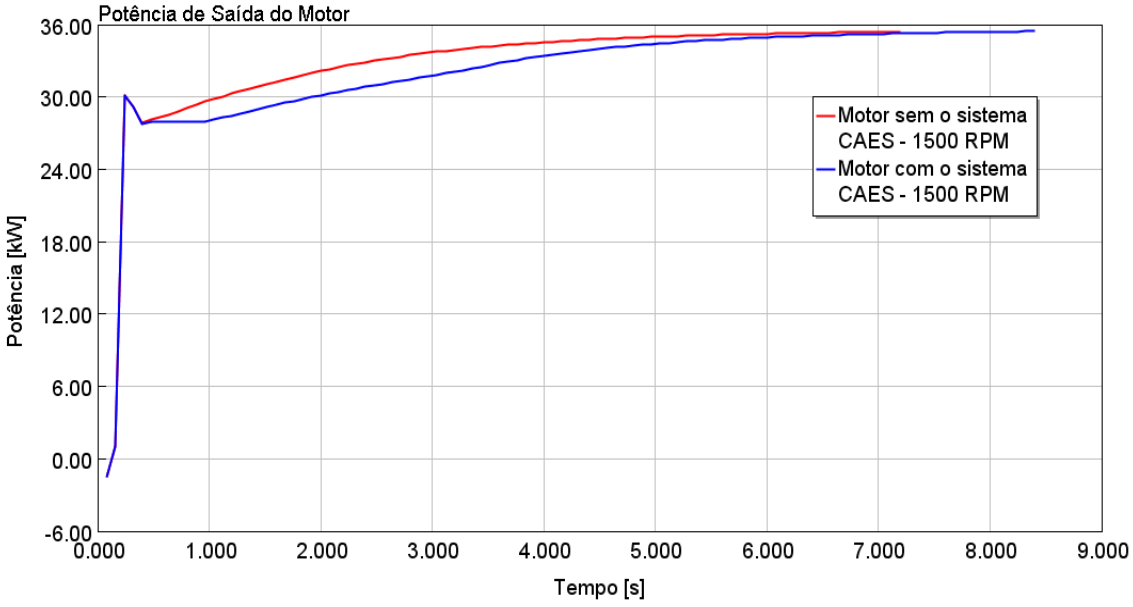
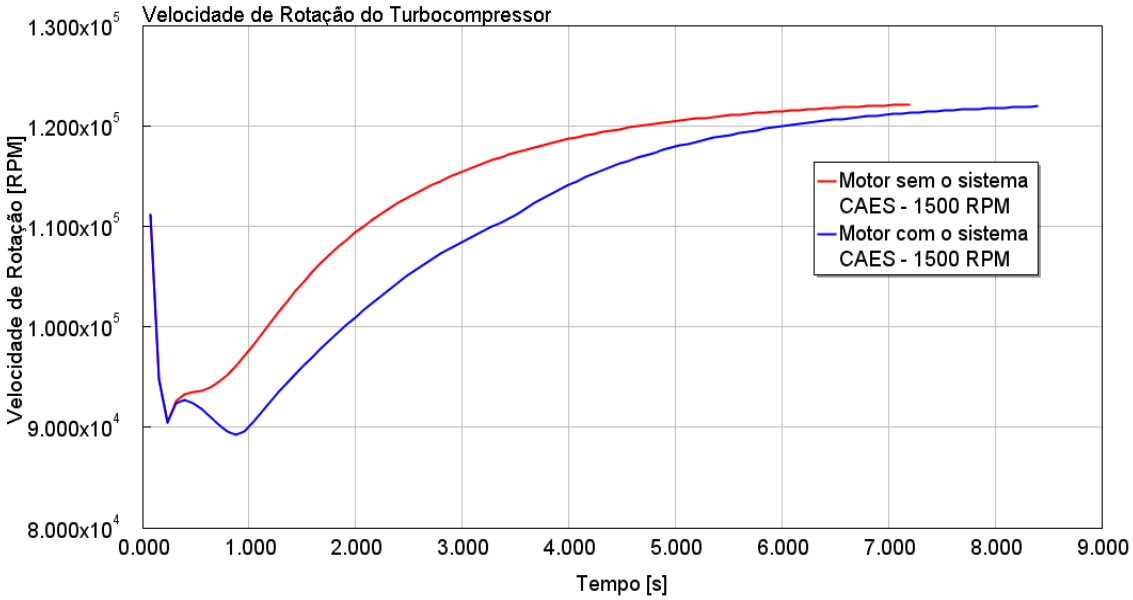


Figura 31 - Comparação de como as rotações do turbocompressor variam com o tempo em 1500 RPM



Para 2250 RPM, as curvas transientes do torque, da potência e da velocidade de rotação do turbocompressor são mostradas entre as figuras 32 e 34. Nota-se que, tanto o torque como a potência que são apresentados pelo motor com o sistema CAES, necessitam de um tempo superior para se desenvolverem quando comparados com o motor sem esse sistema. Isso fica evidente através da figura 34, onde é possível observar uma resposta transitória inferior apresentada pelo turbocompressor do motor com o sistema CAES.

Os resultados transientes de torque, potência e velocidade de rotação do turbocompressor para 1500 RPM e 2250 RPM merecem uma investigação mais detalhada em trabalhos futuros. Mesmo assim, as diferenças notadas nas figuras 29 a 34 podem ser consideradas, nas devidas proporções, insignificantes sobre o desempenho do motor.

Figura 32 - Comparação de como os torque variam com o tempo em 2250 RPM

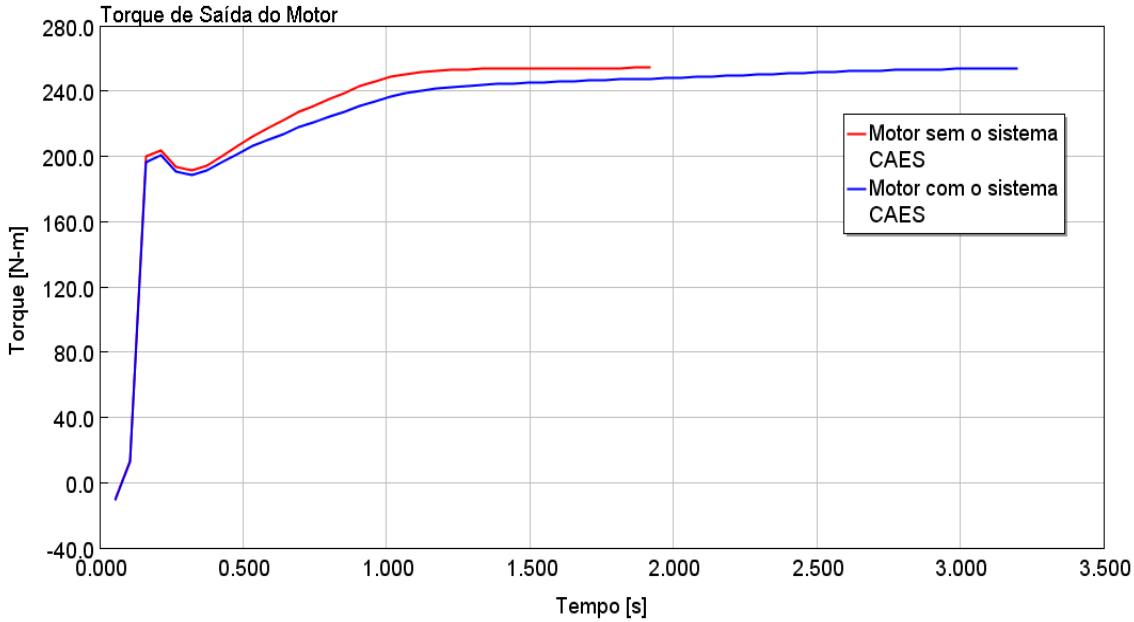


Figura 33 - Comparação de como as potências variam com o tempo em 2250 RPM

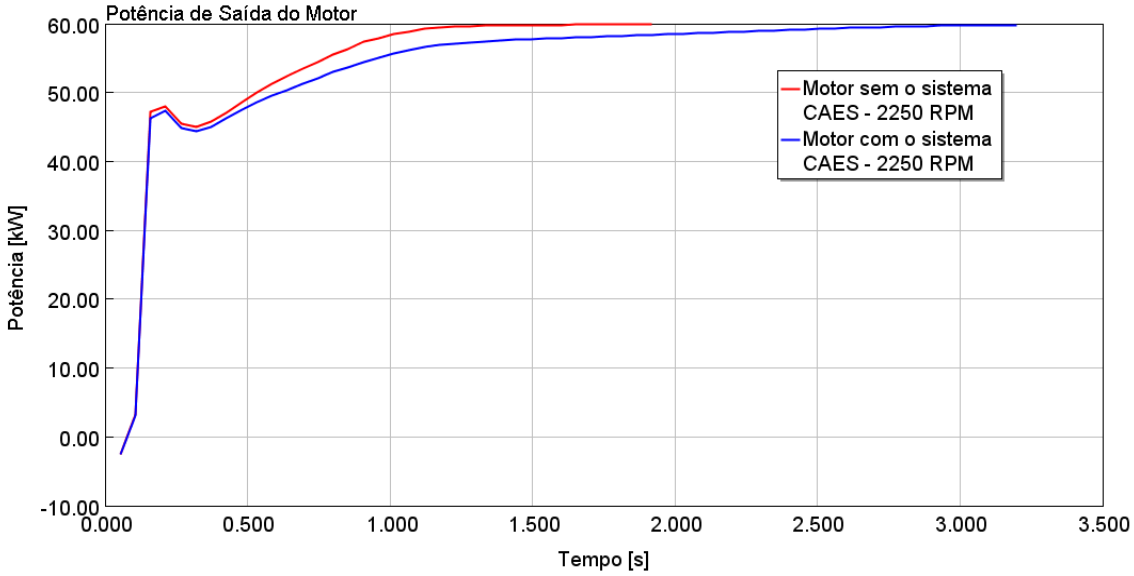
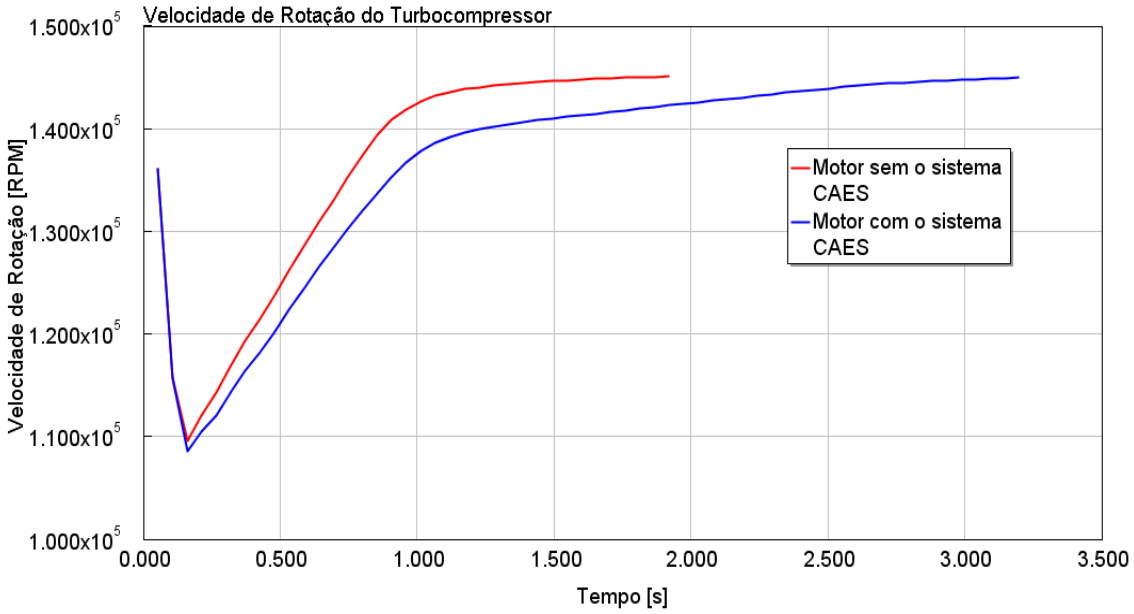


Figura 34 - Comparação de como as rotações do turbocompressor variam com o tempo em 2250 RPM



Todos os resultados discutidos anteriormente foram obtidos considerando o volume do reservatório presente no sistema CAES igual a 14 litros. Sendo assim, com o objetivo de verificar a influência do volume do reservatório sobre o desempenho do motor, a pressão média efetiva (BMEP) foi obtida para diferentes volumes do reservatório e comparadas com a BMEP apresentada pelo motor sem o sistema CAES. A figura 35 mostra a pressão média efetiva em função da rotação, considerando-se dois volumes distintos para o reservatório, sendo eles 10 e 14 litros. A partir dessa figura, percebe-se que a BMEP do motor CAES com o reservatório de 10 litros é praticamente a mesma do motor sem o CAES, indicando que a energia que pode ser armazenada no reservatório de 10 litros é insuficiente para melhorar o desempenho do motor em baixas rotações.

Por outro lado, a figura 36 indica que a energia que pode ser armazenada no reservatório de 12 litros é suficiente para igualar a BMEP do motor CAES com o reservatório de 14 litros. Evidentemente, a pressão média efetiva do motor CAES com reservatório de 12 litros é superior, em baixas rotações, a BMEP do motor sem o CAES. Dessa forma, nota-se que o volume de 14 litros inicialmente assumido para o reservatório é mais do que o suficiente para melhorar a performance do motor em rotações mais baixas.

Figura 35 - BMEP para reservatórios de 10 e 14 litros

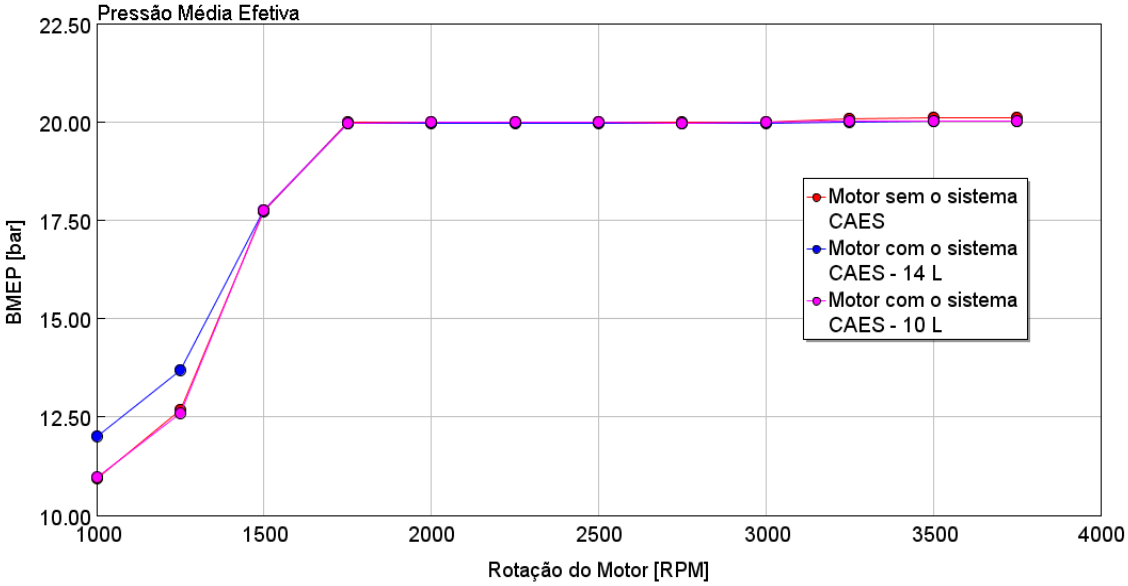
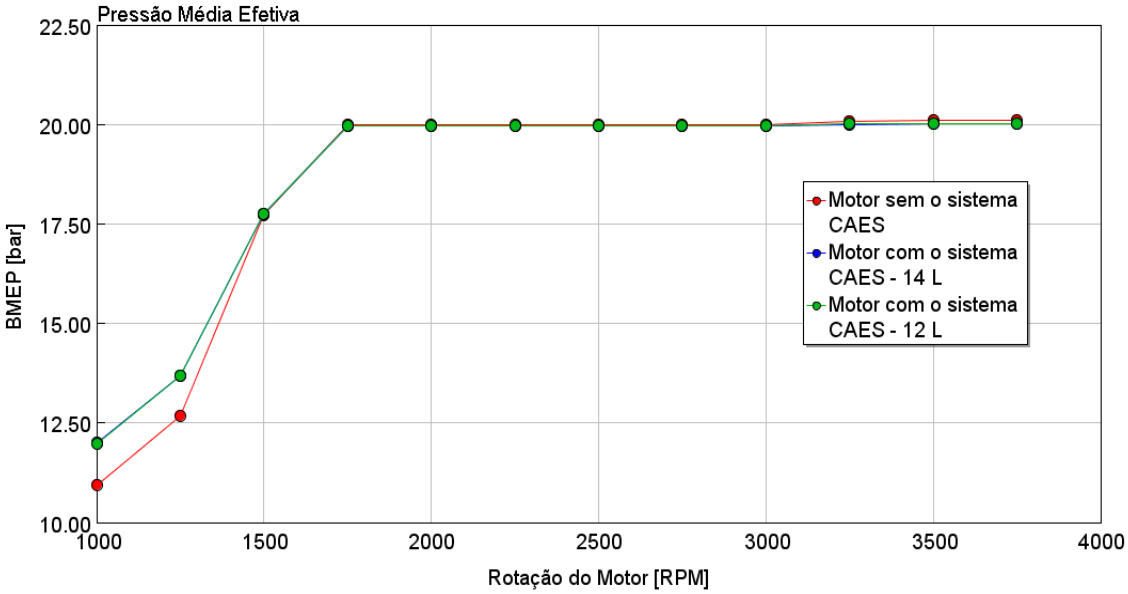


Figura 36 - BMEP para reservatórios de 12 e 14 litros



6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

6.1 Conclusões

Com o intuito de analisar a aplicabilidade dos conceitos do sistema de armazenamento de energia por ar comprimido (CAES) no gerenciamento energético do turbocompressor, foi desenvolvido um modelo computacional 1-D tendo como base o modelo 1-D do motor E.TorQ EVO 1.6L turbo, previamente implementado. Para facilitar a nomenclatura, o modelo 1-D do motor E.TorQ EVO 1.6L turbo foi denominado de motor sem sistema CAES, enquanto que o modelo 1-D desenvolvido foi chamado de motor com sistema CAES. Os principais parâmetros de desempenho dos dois modelos de motores foram obtidos para rotações entre 1000 RPM e 3750 RPM e, posteriormente, comparados.

Os resultados mostraram que o sistema CAES têm uma influência significativa sobre os parâmetros de desempenho quando o motor opera em rotações menores que 1500 RPM. Para essa condição de operação, o desempenho do motor com o sistema CAES se mostrou superior quando comparado com o motor sem esse sistema. Essa conclusão era esperada, pois com a adição de ar comprimido no sistema de admissão do motor, esperava-se um aumento na energia dos gases de exaustão quando o motor trabalha em rotações mais baixas, o que ocasiona uma melhor performance quando se trata de um motor turboalimentado.

Para situações em que a rotação do motor é maior que 3000 RPM, o acréscimo do sistema CAES proporcionou melhoras tanto na eficiência térmica como no consumo específico de combustível do motor. Essa também era uma conclusão prevista, já que em rotações mais elevadas uma parcela menor da energia contida nos gases de escape é desperdiçada para o ambiente.

Apesar das vantagens concluídas e citadas anteriormente, os resultados demostraram que para rotações maiores que 2250 RPM, a velocidade de eixo do turbocompressor apresentada pelo motor com o sistema CAES é menor quando comparada com a do motor que não possui esse sistema. Essa redução na velocidade de rotação do turbocompressor pode causar um impacto negativo sobre a resposta transitória do motor. Além disso, é nessas rotações que ocorre o armazenamento de ar comprimido no reservatório, indicando que outras alternativas devem ser desenvolvidas para armazenar o ar quando o motor trabalha em rotações mais elevadas. Logo, essa é uma conclusão que merece uma atenção especial e deve ser tratada de forma mais detalhada em trabalhos futuros.

Alguns estudos transientes correspondentes ao torque, à potência e à velocidade de rotação do turbocompressor foram conduzidos. A partir dos resultados, conclui-se que o sistema CAES permite uma melhora na resposta transitória do turbocompressor em baixas rotações. Como consequência, o motor com o sistema CAES apresentou um menor tempo de reposta para o torque e a potência em comparação com o motor sem a presença desse sistema. Para rotações acima de 1500 RPM, a reposta transitória apresentada pelo motor com o sistema CAES é ligeiramente mais lenta, mas sem algum impacto significativo sobre o desempenho do motor.

A respeito do volume do reservatório de ar comprimido, a conclusão inicial é que é necessário um volume relativamente grande para alcançar os objetivos de desempenho do motor. Essa não é a situação ideal, pois o motor é usado para impulsionar um veículo que poderá ter seu desempenho comprometido com o acréscimo de um reservatório de volume considerado elevado para o contexto.

Portanto, pode-se concluir que, de um modo geral, a aplicação dos conceitos do sistema de armazenamento de energia por ar comprimido na realização do gerenciamento energético do turbocompressor se mostrou viável, principalmente quando o motor opera em baixas rotações. Dentre os principais benefícios que o sistema CAES proporcionou, encontra-se a melhora dos parâmetros de desempenho do motor para rotações mais baixas, o aumento da eficiência térmica em rotações mais altas e a redução do consumo específico de combustível do motor, também em rotações mais altas. Em contrapartida, algumas questões ficaram pedentes, como por exemplo, qual seria a melhor maneira de armazenar o ar comprimido em altas rotações e quais são as alternativas para reduzir o volume do reservatório. Com base nisso, a seguir são apresentadas algumas sugestões para trabalhos futuros que visam responder essas e outras questões.

6.2 Trabalhos futuros

1. Estudar outras opções para armazenar o ar comprimido em situações que o motor opera em altas rotações. Com esse estudo, espera-se não reduzir a velocidade de rotação do turbocompressor em rotações mais altas, como mostrou os resultados desse trabalho. Uma opção seria utilizar um outro turbocompressor que visa aproveitar a energia dos gases de escape que são desviados pela válvula *wastegate*, que ocorre quando o motor opera em rotações mais elevadas. A energia gerada por esse segundo turbocompressor seria utilizada para comprimir e armazenar o ar no reservatório.

2. Realizar estudos para diferentes configurações do sistema CAES. Uma alternativa sugerida é que, em vez de injetar o ar comprimido no sistema de admissão do motor, o ar comprimido seja injetado diretamente nos cilindros do motor. Com isso, espera-se que a demanda de ar que têm que ser armazenada seja menor, devido a menores perdas de carga. Outra opção seria injetar o ar comprimido na exaustão para aumentar o trabalho da turbina.
3. Aprimorar os sistemas de controle que foram implementados nesse trabalho, visando diminuir o tempo de resposta.
4. Estudar a recuperação da energia de frenagem, onde ocorreria a transformação de energia mecânica em elétrica. A energia elétrica gerada por esse sistema seria usada para acionar um compressor elétrico responsável por comprimir o ar que é armazenado no reservatório. Essa seria, portanto, outra forma de armazenar o ar comprimido que pode atuar em conjunto com a outra forma sugerida anteriormente.
5. Verificar maneiras de tornar o volume do reservatório menor, tornando a aplicação do sistema CAES mais viável na prática. A sugestão é utilizar duas formas diferentes de armazenar o ar comprimido, sendo uma utilizada para armazenar o ar em períodos de altas rotações e outra em períodos de baixa rotação. Como proposta, para os períodos de alta rotação do motor, um turbocompressor poderia ser utilizado conforma sugerido anteriormente. Já para os períodos de baixa rotação do motor, sugere-se que a energia recuperada na frenagem e previamente armazenada em uma bateria, seja reutilizada para acionar um compressor elétrico que forneceria ar comprimido constantemente ao reservatório. Espera-se que isso deixe o reservatório preenchido com ar de alta pressão praticamente em todo momento, o que possibilitaria o uso de reservatórios com volumes menores.
6. Simular um veículo equipado com o motor que têm o sistema CAES em situações de tráfego padrão, com o objetivo de estudar os principais parâmetros de desempenho, como consumo específico de combustível e torque.

REFERÊNCIAS

AGHAALI, Habib; ÅNGSTRÖM, Hans Erik. A review of turbocompounding as a waste heat recovery system for internal combustion engines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 49, [*S.l.*], p. 813–824, 2015. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2015.04.144>.

ALTMANN, Mateus Utz. **Avaliação Termodinâmica de um Sistema de Acumulação de Energia por Ar Comprimido (*CAES*) Frente a uma Turbina a Gás de Ciclo Aberto**. Monografia (Monografia em Engenharia de Energia) – UFRGS. Rio Grande do Sul, p. 37. 2018.

ANTONIO, Carlos; TECNOLOGIA, Ciência E. **Motores de Combustão Interna e seus Sistemas**. [s.l.: s.n.], 2013.

ARSIE, I. et al. Evaluation of CO2 reduction in SI engines with Electric Turbo-Compound by dynamic powertrain modelling. **IFAC-PapersOnLine**, v. 28, [*S.l.*], n. 15, p. 93–100, 2015a. Disponível em: <doi:10.1016/j.ifacol.2015.10.014 >.

ARSIE, I. et al. Modeling analysis of waste heat recovery via thermo-electric generator and electric turbo-compound for CO2 reduction in automotive SI engines. **Energy Procedia**, v. 82, [*S.l.*], p. 81–88, 2015b. Disponível em: <doi: 10.1016/j.egypro.2015.11.886>.

BARNES, Frank S; LEVINE, Jonah G. **Large Energy Storage Systems Handbook**. [s.l.: s.n.], 2011.

BASBOUS, T. et al. Pneumatic hybridization of a diesel engine using compressed air storage for wind-diesel energy generation. **Energy**, v. 38, [*S.l.*], n. 1, p. 264–275, 2012. Disponível em: <doi:10.1016/j.energy.2011.12.003>.

BASSHUYSEN, Richard van; SCHÄFER, Fred. **Internal Combustion Engine Handbook: Basics, Components, Systems and Perspectives.**

BRANDÃO, A F M Bueno C A L. **Visão Geral de Tecnologia e Mercado para os Sistemas de Armazenamento de Energia Elétrica no Brasil.** p. 1–62, 2014.

BUDT, Marcus; WOLF, Daniel; SPAN, Roland; *et al*. A review on compressed air energy storage: Basic principles, past milestones and recent developments. **Applied Energy**, v. 170, [*S.l.*], p. 250–268, 2016.

CHEN, H. et al. Progress in electrical energy storage system: A critical review. **Progress in Natural Science**, v. 19, [*S.l.*], n. 3, p. 291–312, 2009. Disponível em <doi:10.1016/j.pnsc.2008.07.014>.

CROLLA, David; MASHADI, Behrooz. **Vehicle Powertrain Systems**. [s.l.: s.n.], 2011.

DEMIREL, Yasar. **Energy: Production, Conversion, Storage, Conservation and Coupling.** [s.l.: s.n.], 2012.

GERVÁSIO, Daniel Teixeira. **Metodologia de Correlação e Análise de Modelos Fluidodinâmicos 1D para Motores de Combustão Interna**. Dissertação (Dissertação de Mestrado em Engenharia de Energia) – UFPE. Recife, p. 126. 2017.

HINDI, Gustavo; ZABEU, Clayton B.; LANGEANI, Marcos. Turbocharged vs. Turbo-Compounded Ethanol Engine: Fuel-Air Equivalence Ratio Impact. v. 4970, [*S.l.*], 2009. Disponível em: <http://papers.sae.org/2009-36-0050/>.

HOPMANN, Ulrich; ALGRAIN, Marcelo C. Diesel Engine Electric Turbo Compound Technology. **Future Transportation Technology Conference**, [*S.l.*], n. 724, 2003.

HOUNTALAS, D T; KATSANOS, C O; LAMARIS, V T. Recovering Energy from the Diesel Engine Exhaust Using Mechanical and Electrical Turbocompounding Reprinted From : Power Boost Technology. **SAE International**, [*S.l.*], n. 724, p. 776–790, 2007.

IBRAHIM, H.; ILINCA, A.; PERRON, J. Energy storage systems – Characteristics and comparisons. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 12, [*S.l.*], n. 5, p. 1221–1250, 2008. Disponível em: <doi:10.1016/j.rser.2007.01.023>.

IBRAHIM, H. et al. Study and design of a hybrid wind-diesel-compressed air energy storage system for remote areas. **Applied Energy**, v. 87, [*S.l.*], n. 5, p. 1749–1762, 2010. Disponível em: <doi:10.1016/j.apenergy.2009.10.017>.

LETCHER, Trevor M. **Storing Energy: With Special Reference to Renewable Energy Sources**. [s.l.: s.n.], 2016.

MAHMOUDI, Amir Reza; KHAZAEE, Iman; GHAZIKHANI, Mohsen. Simulating the effects of turbocharging on the emission levels of a gasoline engine. **Alexandria Engineering Journal**, v. 56, [*S.l.*], n. 4, p. 737–748, 2017. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.aej.2017.03.005>.

MARVANIA, Devang; SUBUDHI, Sudhakar. A comprehensive review on compressed air powered engine. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 70, [*S.l.*], n. December 2016, p. 1119–1130, 2017. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2016.12.016>.

OGATA, Katsuhiko. **Engenharia de Controle Moderno**. [s.l.: s.n.], 2010.

PARRA, D. et al. An interdisciplinary review of energy storage for communities: Challenges and perspectives. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 79, [*S.l.*], n. May 2016, p. 730–749, 2017. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.003>.

PASINI, Gianluca; LUTZEMBERGER, Giovanni; FRIGO, Stefano; *et al*. Numerical Evaluation of an electric turbo compound system for SI engines 2014-32-0013. **SAE Technical Paper**, [*S.l.*], 2014.

PULKRABEK, Willard W. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine.** [s.l.: s.n.], 2003.

RAKOPOULOS, C.D.; GIAKOUMIS, E.G. Parametric Study of Transient Turbocharged Diesel Engine Operation from the Second-Law Perspective 2004-01-1679. **SAE Technical Paper**, [*S.l.*], 2004.

ROSSI, C. 2801 – Mecânica: Como funciona um turbocompressor? https: //megaarquivo.wordpress.com, 2011. Disponivel em: <https://megaarquivo.wordpress.com/2011/04/08/2801-mecanicacomo-funciona-um-turbocompressor/>. Acesso em: 20 nov. 2018.

SHAPIRO, Howard N.; MORAN, Michael J.; BOETTNER, Daisie D; *et al*. **Princípios de Termodinâmica Para Engenharia**. [s.l.: s.n.], 2013.

STONE, Richard. **Internal Combustion Engines**. [s.l.: s.n.], 1999.

TEO, A. E. et al. Performance evaluation of low-pressure turbine, turbo-compounding and air-Brayton cycle as engine waste heat recovery method. **Energy**, v. 166, [*S.l.*], p. 895–907, 2019. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.10.035>.

VENKATARAMANI, Gayathri; PARANKUSAM, Prasanna; RAMALINGAM, Velraj; *et al*. A review on compressed air energy storage – A pathway for smart grid and polygeneration. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 62, [*S.l.*], p. 895–907, 2016. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2016.05.002>.

YANG, M. et al. Matching method of electric turbo compound for two-stroke low-speed marine diesel engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 158, [*S.l.*], n. December 2018, p. 113752, 2019. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.113752>.

ZHAO, R. et al. Parametric study of a turbocompound diesel engine based on an analytical model. **Energy**, v. 115, [*S.l.*], p. 435–445, 2016. Disponível em <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2016.09.029>.