

# POTÊNCIA QUE PODE SER RECUPERADA UTILIZANDO A TÉCNICA DE *TURBO-COMPOUNDS*

Jairo Vinícius Lavarda<sup>1</sup>, Julio Lodetti<sup>1</sup>

<sup>1</sup>UTFPR – Universidade Tecnológica Federal do Paraná  
E-mails: [jairolavarda@gmail.com](mailto:jairolavarda@gmail.com), [professorlodetti@gmail.com](mailto:professorlodetti@gmail.com)

## RESUMO

O conceito dos turbocompressores surgiu simultaneamente com os motores de combustão interna, por volta de 1890. Elas foram introduzidas, inicialmente, na industrial naval, seguida pela aviação, pela ferroviária, chegando até os veículos rodoviários entre as duas grandes guerras. De forma simplificada, os turbocompressores aproveitam a energia do fluxo dos gases quentes do escapamento, que seriam desperdiçados para o ambiente, para forçar mais ar na admissão do motor, o que aumenta a eficiência global do sistema térmico. Mesmo assim, muita energia ainda é desperdiçada pelos gases de escapamento e as turbinas de potência (*turbo-compound*) buscam aproveitar essa energia. Desta forma, o presente trabalho busca exemplificar as formas de utilização das turbinas de potência descritos na literatura e utilizados na indústria, trazendo na revisão bibliográfica disposições usuais de obtenção da potência e as formas que são utilizadas. Além disso é apresentado o simulador no qual foram implementadas as equações termodinâmicas que modelam os motores diesel com turbinas de potência. Nos resultados são apresentados a validação das equações implementadas com a literatura disponível juntamente com a variação dos parâmetros que influenciam o consumo de combustível e aumento de potência: razão de expansão da turbina de potência, temperatura dos gases e contrapressão do escapamento e a RPM do motor. Em suma, a máxima redução de consumo de combustível foi na ordem de 10% quando são utilizados valores elevados de razão de expansão, temperatura e eficiências com baixa contrapressão, além do consumo de combustível ser independente da RPM. Um ponto de destaque é o aumento do consumo de combustível quando os parâmetros não estão configurados para o regime de trabalho do motor, degradando as condições operacionais do sistema.

## 1. INTRODUÇÃO

Nos últimos anos houve um aumento significativo na busca de solução energéticas melhores em nosso cotidiano, ou mesmo, que aproveitem melhor os recursos que estão disponíveis nas fontes convencionais de energia. Essa busca na otimização da utilização dos recursos engloba desde atitudes diárias nossas, como reciclagem de materiais, até mesmo o modo de viver globalizado, como o compartilhamento de veículos. Na indústria automotiva essa busca está acontecendo há algumas décadas, com a melhora na eficiência energética dos motores, impulsionado principalmente pelas crises do petróleo e pela cada vez menor quantidade de emissões que podem ser feitas pelos veículos, definidas pela legislação de vários países.

Mais recentemente os veículos elétricos voltaram a chamar a atenção da indústria automotiva, por, entre outras coisas, os motores elétricos possuem eficiência energética maiores que 90% e não emitem poluentes. Assim, a tendência atual é que os veículos, pelo menos de passeio, sejam elétricos ou híbridos, vide noticiário mundial sobre os próximos lançamentos de marcas centenárias de veículos de passeio nos grandes salões de automóveis (Berlim, Detroit, Paris etc.).

Contudo até que os veículos elétricos e híbridos sejam amplamente utilizados, um longo caminho ainda precisa ser percorrido pelas barreiras institucionais, políticas e mercadológicas atuais [1]. Assim, tecnologias que melhorem a eficiência energética de veículos a combustão interna serão utilizadas para dar sobrevida a eles, uma vez que a eletrificação de veículos de passeio é um caminho inevitável.

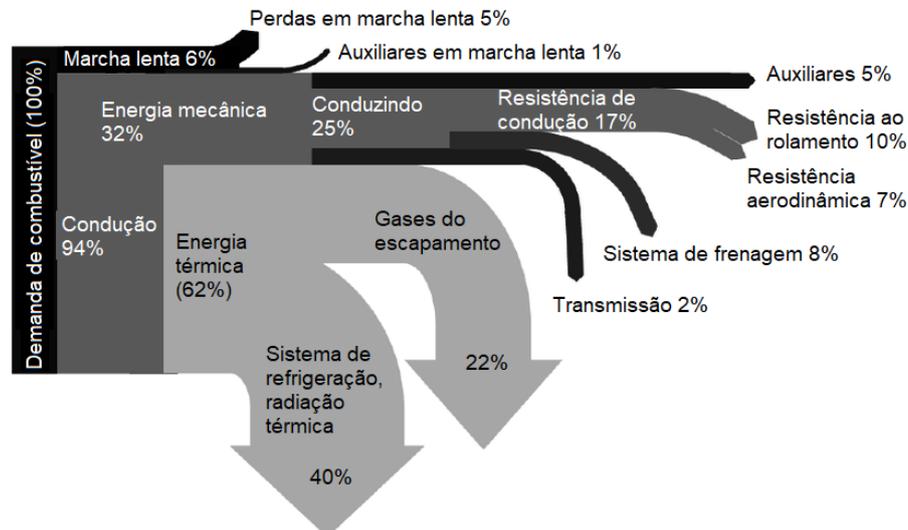


Figura 1 - Diagrama do fluxo de energia de um veículo convencional com motor Diesel. Adaptado de [2].

Dentre várias tecnologias existentes para aumentar a eficiência dos motores a combustão interna, os turbocompressores são os mais utilizados, visto que está presente nos motores desde a início do século XX. Esse componente mecânico aproveita o fluxo dos gases de escapamento que seriam desperdiçados na atmosfera para injetar mais ar na admissão do motor, melhorando, inclusive, as emissões de monóxido de carbono (CO<sub>2</sub>).

Na Figura 1 é ilustrado quanto da energia do combustível é desperdiçada pelo escapamento de um veículo a Diesel. Uma tecnologia que é quase tão antiga quanto os turbocompressores, mas muito menos utilizada, é o *turbo-compound* (ou turbina de potência). Essa tecnologia utiliza uma segunda turbina (não confundir com motores bi-turbo) para extrair ainda mais energia dos gases do escapamento, com várias configurações possíveis.

Seguindo a tendência de melhora na eficiência energética dos motores, o presente trabalho tem por objetivo criar um simulador com equações termodinâmicas para calcular quanto pode ser recuperado de energia com as turbinas de potência, dado as condições atmosféricas, características geométricas e operacionais do motor. As equações serão implementadas no programa Microsoft Excel, juntamente com as constantes necessárias para os cálculos. Os resultados são apresentados na forma de redução do consumo de combustível e de aumento de potência.

## 2. SURGIMENTO DOS MOTORES A COMBUSTÃO

### 2.1. Surgimento dos turbos

Os motores de combustão interna surgiram por volta de 1860 quando Jean Joseph Étienne Lenoir montou o primeiro protótipo feito de cilindros com pistões deslizantes

no interior, conectados a um virabrequim, que girava o volante do motor para criar movimento do veículo. Essa ideia foi aperfeiçoada por Nikolaus Otto quando desenvolveu o motor de quatro tempos [3].

Não demorou muito para que o conceito dos turbocompressores também surgisse: em 1885, Gottlieb Daimler patenteou a primeira técnica de alimentação forçada de motores. Contudo, somente em 1905 foi que Alfred Büchi recebeu a patente pelo turbocompressor como conhecemos hoje, desenvolvendo o primeiro protótipo de uso comercial em 1915 [4].

Inicialmente, somente motores extremamente grandes utilizaram turbocompressores, tais como motores de navios. Pesquisas e desenvolvimentos iniciais também foram feitos por Sanford A. Moss da General Electric na indústria da aviação que estava surgindo nas décadas de 1910 e 1920. Porém, os maiores avanços na tecnologia de motores turbo foram feitos nas duas grandes guerras mundiais, com o surgindo dos primeiros motores de caminhão com turbo, locomotivas com motores diesel, aplicação nas cadeias de suprimentos de guerra, na indústria militar naval, e, principalmente, aviões de guerra [3].

As aplicações de turbinas de potência ainda se iniciaram entre as décadas de 1930 a 1950 em motores de avião que eram essencialmente movidos a pistão e trabalhavam várias horas de forma constante e em alta carga. Essas condições de operação, aliadas as ambientes, favoreceram a utilização das turbinas de potência, pois era possível utilizar razões de expansão altas (pelas grandes altitudes e baixas temperaturas do ar) [5]. Alguns exemplos de motores dessa época são o Curtis Wright Cyclone R3350, de 1937, o Allison de 1944, o Douglas DC-7 (Wright 3350 TC) de 1953 e o Napier Nomad de 1954 [5] [6].

Após serem deixados de lado na aviação (pela substituição dos motores a pistão por turbinas), nas décadas de 1950 e 1960 as turbinas de potência começaram a ser utilizadas em embarcações e trens [6]. Por elas aumentarem a economia de combustível em motores com alta carga, as aplicações mais corriqueiras eram em navios de carga, operando por muitas horas em carga máxima [5], tendo como exemplar desta época o motor Mitsubishi 10ZF desenvolvido em 1968.

Os primeiros testes em caminhões foram feitos no início dos anos 1980 com o motor Cummins NTC-400 utilizando turbina de potência mecânica [7]. Em 1991 a Scania começou a comercializar o motor DTC 1101 também com turbinas de potência mecânicas [5]. Em 1995, Scania e Cummins lançaram um motor especialmente construído com turbina de potência mecânica.

Após esse estágio inicial, outras fabricantes também lançaram motores com turbina potência, tais como a Caterpillar com 21st Century Truck em 1998, a Isuzu com Ceramic IDI e a Volvo com D12-500TC, ambos em 2002 (VUK, 2005), seguida pela Iveco com motores para tratores da Case-New Holland e a Daimler em 2008 com DD15 para a Detroit Diesel. O último grande lançamento foi feito pela Volvo com o D13TC.

## 2.2. Fluxo dos gases e da potência nas turbinas

O conceito básico utilizado pelos turbocompressores é extrair a energia do momentum do fluxo de gases quentes que está passando pela tubulação de exaustão do motor e utilizar essa energia para forçar mais ar (aumentar a densidade) na admissão do motor [4]. Os gases de escapamento movem uma turbina que, por sua vez, está acoplada por um eixo ao compressor, o qual está conectado a admissão de ar do motor e aberto para a atmosfera. Essa quantidade extra de ar proporciona um aumento na eficiência e da potência do motor [3].

Na Figura 2, na Figura 3 e na Figura 4 são vistas algumas configurações descritas na literatura, sendo C - compressor; T - turbina e TP - turbina de potência. Como visto previamente, o turbo e a turbina de potência não são componentes novos nos motores de combustão interna (MCIs). Quanto a forma de instalação, as turbinas de potência apresentam diversas configurações, tanto na forma como o fluxo dos gases de escapamento é direcionado para elas quanto o que é feito com a potência gerada.

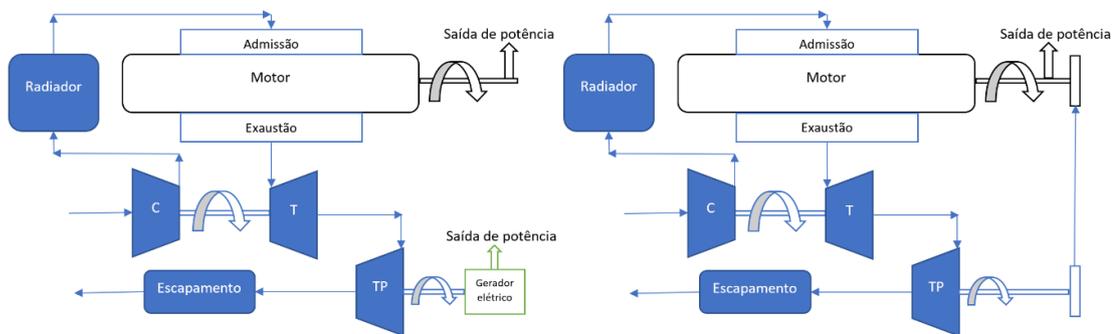


Figura 2 - Esquema turbina de potência em série. Adaptado de [4] e [6].

Na Figura 2 é visto o fluxo dos gases de escapamento passando de uma turbina para a outra (também chamado de configuração em série), sendo que na esquerda a potência gerada pela turbina de potência aciona um gerador elétrico e na direita ela está conectada ao volante do motor (utilizando um conversor de torque ou um sistema CVT).

Na Figura 3 o fluxo dos gases de escapamento é dividido entre as turbinas, gerando potência elétrica, visto na esquerda, ou potência mecânica, visto na direita.

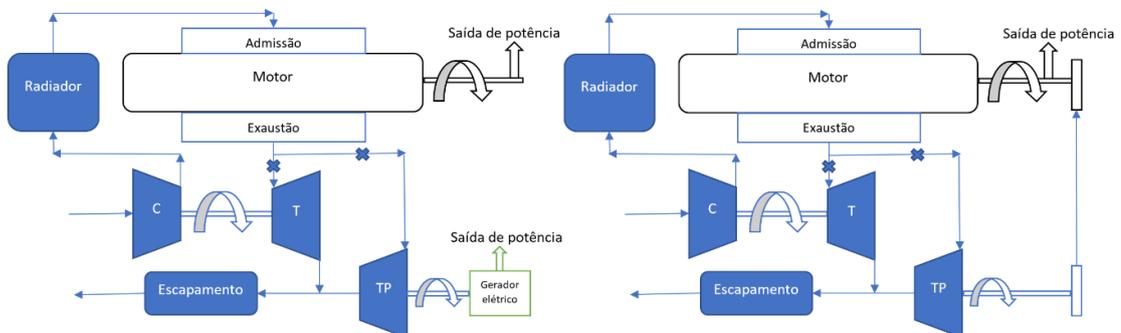


Figura 3 - Esquema turbina de potência em paralelo. Adaptado de [4] e [6].

Também há a configuração integrada na tomada de potência, visto na Figura 4, sendo feita entre a turbina e o compressor para extrair potência elétrica, visto na esquerda, ou mecânica, visto na direita.

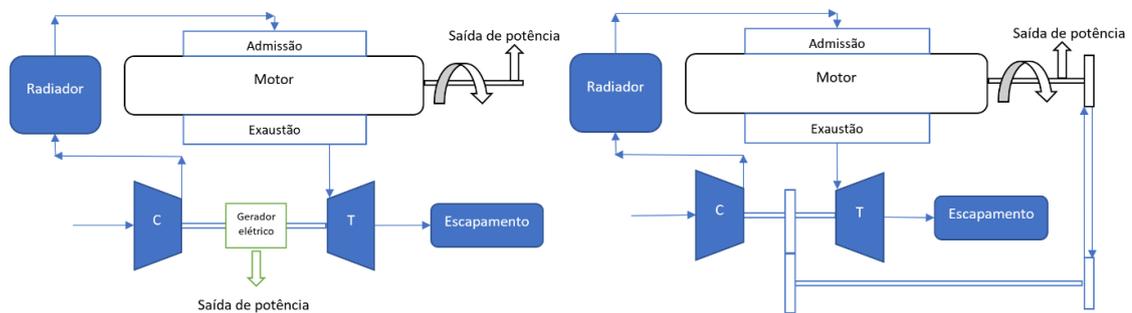


Figura 4 - Esquema turbina de potência integrada. Adaptado de [4] e [6].

As configurações do acoplamento e ligação entre as engrenagens e os sistemas de recuperação de energia pode ser ajustado de várias formas, dependendo do tipo de potência que se quer obter (energia elétrica ou mecânica). Existem ainda outras configurações usuais na literatura especializada, tais como [6]:

- gerador elétrico conectado a turbina com um motor elétrico conectado ao compressor, fisicamente separados;
- a turbina conectada ao volante do motor produzindo potência e o compressor conectado a outra engrenagem do motor consumindo potência;
- motor elétrico conectado ao compressor para gerar / inserir potência conforme a demanda do motor [8];

### 2.3. As turbinas de potência

Em MCIs a eficiência total do conjunto fica entre 15% e 38% (gasolina e diesel), sendo quantificado em 42% na pesquisa feita pelo [9], pois muita energia é perdida pelo escapamento do veículo (visto no esquema da Figura 1). Contudo, nas últimas três décadas muitas tecnologias foram desenvolvidas para aumentar a eficiência dos motores de combustão, principalmente pelas normas regulamentadoras de emissões. Assim, as novas tecnologias ajudam para aumentar a eficiência globalmente, fazendo com que os motores atuais já estão buscando o patamar de 50% de eficiência.

Como apresentado anteriormente, as configurações de acoplamento das turbinas de potência (com os gases e a potência gerada) variam bastante. Assim, na revisão bibliográfica que segue foi feito um apanhado geral dos trabalhos disponíveis na literatura para trazer alguns valores e potenciais já encontrados em outros estudos.

No início dos anos 1980, os autores [7] realizaram um extenso teste rodoviário com o motor Cummins NTC-400 com turbina de potência mecânica, obtendo redução do consumo de combustível em 4,7% e, em 1991, a Scania começou a comercializar o motor DTC 1101 também com turbinas de potência mecânicas, gerando economia de combustível de 1-3% quando o regime de trabalho era de alta carga [5].

No estudo dos autores [10] foi verificado a eficiência da utilização de turbinas de potência em série e paralelo acoplada ao turbo principal, realizando simulações no

programa GT-Power. Os resultados obtidos foram uma melhora em torno de 2% no consumo específico de combustível, sendo que a configuração em série gerou 1,2% e em paralelo 2,5% no aumento de potência quando conectado mecanicamente ao motor, sendo que todos eles melhoram o consumo de combustível em aproximadamente 5% em relação as suas versões padrão [11].

No trabalho dos autores [12] simulações também foram feitas com o programa GT-Power e foi obtido melhora de 5% no consumo de combustível sem EGR (*Exhaust Gas Recirculation*, ou seja, recirculação de gases do escapamento), confirmado em testes reais utilizando a turbina de potência acoplada a um gerador elétrico.

Nos estudos dos autores [13] e [14], foram utilizadas turbinas de potência de alto desempenho acopladas a um alternador de 1 kW para recuperar energia de motores a gasolina 3 cilindros. Pelo motor ser pequeno, foi necessário encontrar o ângulo ótimo das pás da turbina de potência para utilizar razões de expansão na ordem 1,1, atingindo-se reduções no consumo de combustível de 2,6% em cargas parciais.

Utilizando a configuração integrada para extrair potência elétrica, os autores [15] conseguiram obter até 10% de economia de combustível, com média e alta cargas, em rotações elevadas num motor Diesel. Para a mesma configuração, mas com motor a gasolina, autores [16] obtiveram até 4% de redução no consumo de combustível, dependendo das condições de operação do veículo e ressaltando, ainda, que para veículos de passeio pequenos e em ciclos urbanos os ganhos são pequenos, mas que para veículos grandes e em autoestradas, os ganhos de eficiência e consumo de combustível são consideráveis.

Também utilizando a configuração integrada e gerando eletricidade, no estudo dos autores [17] foi possível obter pelas simulações um aumento de potência, assim como de torque, em torno de 10%, além de redução do consumo específico de combustível da faixa de 5-11%, sendo que os melhores resultados foram obtidos quando a carga do motor era alta.

Os autores [18] estudaram os efeitos das turbinas de potência conectadas mecanicamente ao volante do motor e um gerador de energia entre o compressor e a turbina. Como resultado, a configuração mecânica gerou economia de combustível maior para a turbina existente (com as mesmas condições de carga). A configuração mecânica obteve redução de consumo de até 4,5% (em carga máxima) enquanto que a configuração elétrica 2% com uma turbina de potência convencional e 6,5% quando utilizando turbina de alta eficiência.

Utilizar simuladores para prever quanta potência pode ser obtida com as turbinas de potência não é algo novo na literatura, como por exemplo o trabalho dos autores [19]. Com o simulador o usuário pode especificar a temperatura de entrada de nova turbina, a RPM do motor, a taxa de fluxo de combustível, as características do motor etc. a fim de observar como cada um dos parâmetros influencia no consumo de combustível e na geração de potência.

Utilizando um simulador, os autores [20] obtiveram redução no consumo de combustível de 4,1% quando o motor Diesel estava em carga máxima e 2% quando

em carga parcial, extraindo a potência pela configuração em série das turbinas e utilizando um gerador elétrico no eixo da turbina de potência.

No estudo dos autores [21] um simulador foi implementado para verificar quanto poderia ser recuperado dos gases de escapamento com uma turbina de potência, variando amplamente os parâmetros que influenciavam a geração. Ao final do estudo, foi notado na maioria dos casos a redução no consumo de combustível ficou na ordem de 4%, sendo um caso especial chegando próximo de 10%.

O estudo feito por [22] vários tipos de ciclos e métodos para recuperação de energia foram estudados, analisando-se os desempenhos e comparando os resultados. De maneira geral, as turbinas de potência se mostraram viáveis na recuperação de energia quando utilizadas em motores Diesel e trabalhando em alta carga (como comentado anteriormente).

No estudo dos autores [8] foi utilizado o mesmo modelo simplificado adotado no presente estudo para realizar simulações transientes da recuperação híbrida de energia de veículos da Formula 1 (motor elétrico conectado ao compressor para extrair ou inserir potência). Foram obtidas boas aproximações dos dados reais, reforçando a versatilidade do modelo adotado. Outro estudo que também utilizando a configuração híbrida foi o dos autores [23], no qual foi obtido uma solução eficiente e bastante prática pelo baixo custo e pelo aumento na vida útil das baterias, inclusive em veículos híbridos.

### 3. MODELAGEM MATEMÁTICA

Para a formulação das hipóteses e do equacionamento subsequente, na Figura 5 estão os esquemas do motor turbo convencional, na esquerda, e um com turbina de potência, na direita:

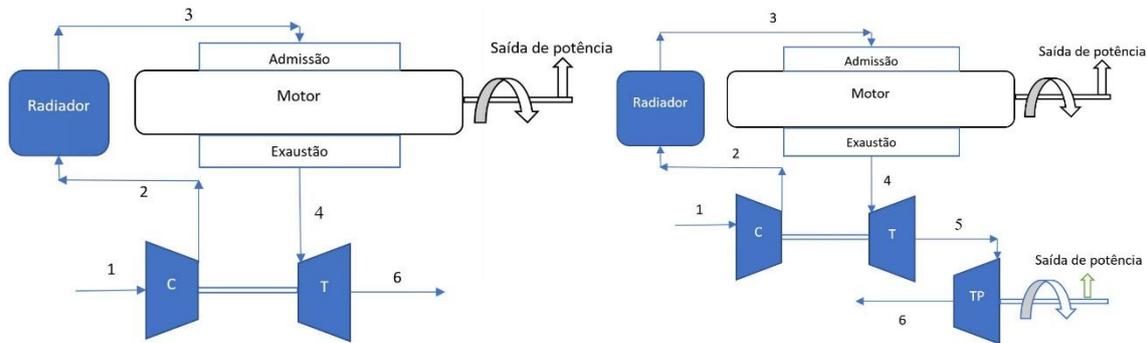


Figura 5 - Esquemas dos motores. Adaptado de [21].

Para a formulação do modelo matemático, as seguintes hipóteses são utilizadas:

- o motor está trabalhando em regime permanente;
- a mistura ar-combustível se comporta como um gás ideal;
- a transferência de calor tanto na turbina quanto no compressor são desprezíveis;
- a variação de energia potencial gravitacional é desprezível;

#### 3.1. Razões de compressão / expansão

Também são definidas as razões entre as pressões na entrada e saída do compressor, da turbina do motor e da turbina de potência, respectivamente, indicados pelos números apresentados na Figura 5:

$$\pi_c = \frac{p_2}{p_1}$$

$$\pi_t = \frac{p_4}{p_5}$$

$$\pi_{tp} = \frac{p_5}{p_6}$$

### 3.2. Fluxos mássicos

O fluxo mássico de ar pode ser calculado em função da rotação do motor pela seguinte expressão [21]:

$$\dot{m}_a = \frac{\eta_v V N \rho_3}{120} = \frac{\eta_v V N \pi_c p_1}{120 R T_3}$$

Sendo  $\eta_v$  a eficiência volumétrica [-] na rotação  $N$  [RPM],  $V$  o volume do motor [ $m^3$ ],  $\rho$  a densidade do ar na admissão [ $kg/m^3$ ],  $p_1$  a pressão no coletor de admissão do motor (ou atmosférica) [Pa],  $R$  a constante do gás [ $kJ / kg K$ ] e  $T_3$  a temperatura do gás na saída do *intercooler* (entrada do motor) [K]. Para o fluxo mássico no escapamento do motor pode-se utilizar a seguinte relação:

$$\dot{m}_{es} = \frac{\dot{m}_a(\phi + 1)}{\phi}$$

### 3.3. Potências reais

sendo  $\phi = \dot{m}_a/\dot{m}_{cb}$  a razão ar-combustível [-], com  $\dot{m}_{cb}$  a massa de combustível [kg/s]. A potência real do compressor pode ser escrita como [21]:

$$P_c = \frac{\dot{m}_a c_{p,a} T_1}{\eta_c} \left[ \frac{\pi_c^{\frac{k_a-1}{k_a}}}{\pi_c} - 1 \right]$$

Similarmente para a turbina:

$$P_t = \eta_t \dot{m}_{es} c_{p,es} T_4 \left[ 1 - \left( \frac{1}{\pi_t} \right)^{\frac{k_{es}-1}{k_{es}}} \right]$$

E para a turbina de potência:

$$P_{tp} = \eta_{tp} \dot{m}_{es} c_{p,es} T_5 \left[ 1 - \left( \frac{1}{\pi_{tp}} \right)^{\frac{k_{es}-1}{k_{es}}} \right]$$

Sendo  $c_p$  o calor específico do gás a pressão constante [kJ / kg K],  $k = c_p/c_v$  a razão de calores específicos do gás utilizado [-], com  $c_v$  o calor específico a volume constante [kJ / kg K], as eficiências do compressor,  $\eta_c$ , da turbina,  $\eta_t$ , e da turbina de potência,  $\eta_{tp}$ .

#### 3.4. Razão de expansão termodinâmico da turbina:

$$\pi_t = \left[ 1 - \left( \frac{\phi}{\phi + 1} \right) \frac{c_{p,a} T_1 \left( \pi_c^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 1 \right)}{\eta_c \eta_{m,t} \eta_t c_{p,es} T_4} \right]^{\frac{k_{es}}{1-k_{es}}}$$

Assim como discutido em [21], a partir da equação acima obtém-se a razão de expansão na turbina para as condições operacionais impostas no simulador. Assim, pelos parâmetros impostos na saída da turbina obtém-se qual razão de expansão existe nela para manter o equilíbrio termodinâmico. Além disso é visto que há influência da razão de pressão do compressor, da temperatura dos gases de escapamento e de admissão, das eficiências e da razão ar-combustível na razão de expansão da turbina. Também pode-se notar que aumentando as eficiências ou a temperatura de saída dos gases de escapamento a razão de expansão da turbina diminuirá.

#### 3.5. Potência indicada

A eficiência térmica dos motores diesel também é influenciada pela relação ar-combustível,  $\phi$ , que é prevista no presente estudo pela relação empírica relativa apresentada na  $\eta_{mt,rel}$  [24]:

$$P_i = (\eta_{mt,rel}/0,968) \eta_i \dot{m}_f PCI$$

sendo  $\eta_i$  a eficiência térmica indicada [-] e PCI o poder calorífico inferior do combustível [kJ / kg]. O valor de 0,968 apresentado acima é obtido na equação abaixo utilizando  $\phi = 30$ :

$$\eta_{mt,rel} = -1,892 \cdot 10^{-6} \phi^4 + 2,306 \cdot 10^{-4} \phi^3 - 0,0109 \phi^2 + 0,2361 \phi - 0,9987$$

#### 3.6. Perdas por bombeamento

As perdas por bombeamento são calculadas por:

$$P_{bm} = \frac{pmep \cdot V \cdot N}{120}$$

Sendo  $pmep = \pi_t \pi_{tp} p_6 - \pi_c p_1$  [21].

### 3.7. Perdas por atrito no motor

As perdas por atrito no motor são dadas por:

$$P_a = \frac{fmep \, VN}{120}$$

Sendo  $fmep$  [4] e  $V_p$  calculados pelas expressões abaixo:

$$fmep = C_1 + 48 \frac{N}{1000} + 0,4V_p^2$$

$$V_p = \frac{2LN}{60} = \frac{LN}{30}$$

### 3.8. Potência final

Assim, a expressão final para a potência obtida será:

$$\begin{aligned} P_{tp,lq} &= P_i - P_{bm} - P_a + P_{tp} \\ &= \frac{\eta_i \dot{m}_a PCI}{\phi} - \frac{pmep \, VN}{120} - \frac{fmep \, VN}{120} + \eta_{tp} \dot{m}_{es} c_{p,es} T_5 \left[ 1 - \left( \frac{1}{\pi_{tp}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \end{aligned}$$

### 3.9. Consumo específico de combustível

Um parâmetro frequentemente utilizado na análise comparativa entre o motor base e os equivalente com turbinas de potência é a diminuição no consumo específico de combustível (do inglês, *BSFC - brake specific fuel consumption*) [ $g/kWh$ ], definido como:

$$BSFC = 3,6 \cdot 10^6 \dot{m}_f / P_{tp,lq}$$

Sendo que para a comparação com o motor é utilizada a diferença percentual, calculada da seguinte forma:

$$\Delta BSFC = \left( \frac{P_{base}}{P_{tp,lq}} - 1 \right) \cdot 100\%$$

### 3.10. Aumento do torque

Outro parâmetro que é interessante para a comparação entre o motor base e um que utiliza a turbina de potência é o ganho de torque obtido no volante do motor (para as configurações que utilizam acoplamento mecânico). Utilizando o torque base do motor ( $T_b$ ) para a RPM de comparação, pode-se calcular a variação no torque como:

$$\Delta T_q = (T_{tp}/T_b - 1) \cdot 100\%$$

Sendo o torque gerado pela turbina de potência calculado por:

$$T_{tp} = 60000P_{tp}/(2\pi N) + T_b$$

#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

O simulador consiste na utilização de uma planilha em Microsoft Excel com as constantes e as equações já inseridas, obtendo-se os resultados somente com a alteração do(s) parâmetro(s) de interesse. Inicialmente será feita a validação do equacionamento apresentado na seção anterior através da comparação dos resultados do presente trabalho com a literatura. Em seguida será feita a variação de alguns parâmetros para se apresentar as tendências de recuperação de energia através de gráficos.

##### 4.1. Constantes e dados do motor

Na Tabela 1 se apresenta as constantes e parâmetros base para validação, sendo os valores utilizados quando não forem mencionados nas tabelas ou gráficos deste capítulo. A temperatura ambiente é definida  $T_{amb} = 300K$  e pressão  $p_1 = 100kPa$ .

Tabela 1 - Dados e constantes utilizados na validação.

Variável	$T_3[K]$	$T_4[K]$	$\pi_c$	$\eta_c$	$\eta_t$	$\eta_{tp}$	$\eta_{m,t}$	$\eta_{m,tp}$	$\eta_V$	$\eta_i$	$k_a$	$k_e$
Valor	340	900	2,7	0,75	0,75	0,8	0,95	0,95	0,95	0,46	1,4	1,34

Como os valores de  $k_a$  e  $k_e$  variam com a temperatura dos gases de admissão e escapamento, foram utilizados tabelas termodinâmicas para obter-se equações para  $c_p$  e  $c_v$  em função da temperatura. Assim, os dados apresentados na Tabela 1 foram calculadas com as respectivas temperaturas na tabela, sendo alterados com a variação da temperatura. Na Tabela 2 são apresentados os dados do motor utilizados no presente estudo, obtidos do estudo de [21].

Tabela 2 - Dados do motor base utilizado.

Parâmetro	Valor
Diâmetro dos cilindros	123 mm
Curso dos cilindros	156 mm
Número de cilindros	6
Volume total	11 L
Potência máxima	303 kW @ 1900 RPM
Torque máximo	1855 Nm @ 1300 RPM

##### 4.2. Validação

Na Tabela 3 são vistos os valores utilizados para a validação das equações implementadas, além dos resultados obtidos no trabalho dos autores [21] [Z] e no presente estudo [P]. Nota-se a pequena variação entre os resultados comparando-se os

valores de  $\Delta BSFC$ , sendo as diferenças percentuais relativas, mostradas na última linha da tabela, de até 1% entre os estudos.

Tabela 3 - Comparação dos resultados com a literatura.

Parâmetro	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5	Caso 6
$\eta_{tp}$	0,75	0,8	0,8	0,82	0,85	0,85
$\eta_t$	0,75	0,75	0,78	0,78	0,8	0,8
$\eta_c$	0,75	0,75	0,78	0,78	0,8	0,8
$p_6$	1,1	1,1	1,1	1,05	1,05	1,05
$T_4$	900	900	950	950	950	1000
$\eta_V$	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	1,00
$\pi_c$	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7
$\pi_t$	2,14	2,14	1,93	1,93	1,86	1,8
$\pi_{tp}$	1,65	1,7	1,95	2,1	2,2	2,2
$\Delta BSFC$ [Z]	-2,88	-3,63	-5,52	-6,39	-7,44	-9,88
$\Delta BSFC$ [P]	-2,85	-3,6	-5,51	-6,37	-7,43	-9,81
<b>Dif.Rel. (%)</b>	<b>0,98</b>	<b>0,87</b>	<b>0,14</b>	<b>0,24</b>	<b>0,16</b>	<b>0,73</b>

As variações nos valores obtidos se devem, principalmente, pelos autores não apresentarem quais os valores da razão ar-combustível ( $\phi$ ) que foram utilizados no motor, sendo, assim, necessário calculá-lo a partir de outros gráficos disponibilizados no estudo citado. Outro ponto que também influenciou na validação foi a equação utilizada pelos autores para calcular o atrito no motor. Eles se basearam numa equação do manual do programa GT-Power, sem apresentar as constantes necessárias, o que impossibilitou a comparação (e até mesmo a utilização da equação) nas simulações.

#### 4.3. Variação da eficiência da turbina de potência

Na Figura 6 é visto a variação do  $\Delta BSFC$  para a faixa de razão de expansão da turbina de potência de  $\pi_{tp} = 1 - 2,5$  e a eficiência na faixa de  $\eta_{tp} = 0,45 - 0,85$ . O caso  $\eta_{tp} = 1$  é o motor base.

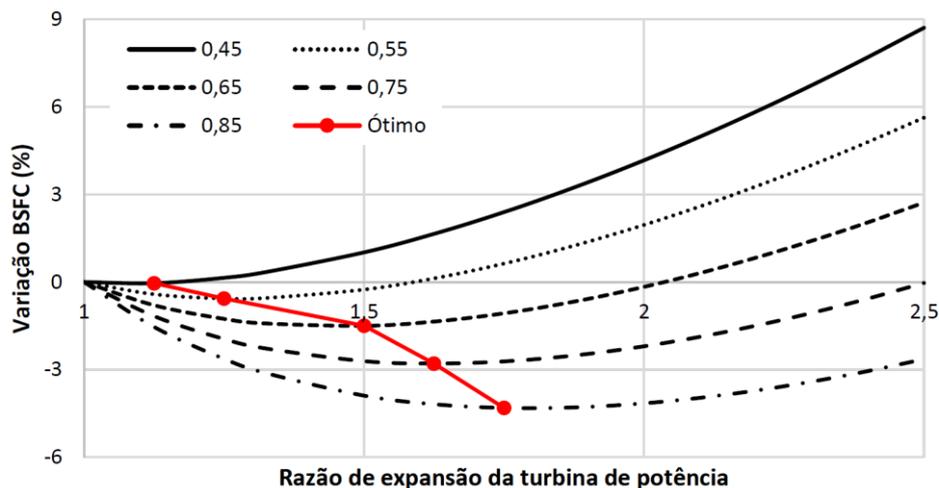


Figura 6 –  $\Delta BSFC$  em função da razão de expansão, para várias eficiências.

Nota-se que a redução no consumo de combustível é mais acentuada conforme a eficiência da turbina aumenta, assim como a razão de expansão ótima aumenta com o aumento da eficiência, até um determinado limite, aumentando o consumo de combustível após esse ponto. Nota-se, ainda, que a variação da eficiência de 0,45 a 0,85 geram reduções de  $\approx 0\%$  até  $\approx 4,5\%$  no *BSFC*, sendo o indicador de que a eficiência das turbinas de potência precisam ser elevadas para obter-se reduções satisfatórias de consumo de combustível.

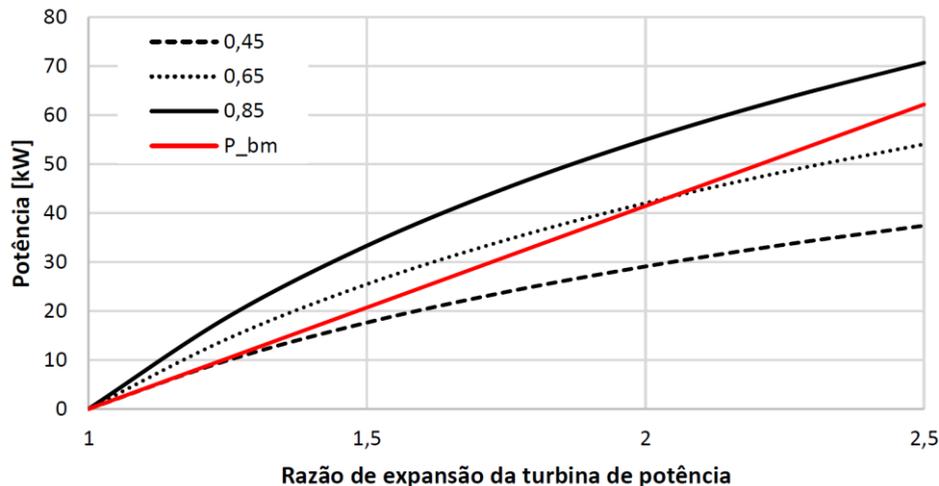


Figura 7 - Aumento de potência em função da razão de expansão, para várias eficiências.

Na Figura 7 é visto os aumentos de potência fornecidos pela turbina de potência para eficiências  $\eta_{tp} = 0,45$ ;  $0,65$ ;  $0,85$  além da potência consumida pela pressão de bombeamento,  $P_{bm}$ . As linhas pretas representam a potência recuperada pela turbina de potência para as diferentes eficiências, enquanto a linha vermelha apresenta a potência perdida pelo bombeamento dos gases através do motor.

Nota-se que a pressão de bombeamento aumenta linearmente com a razão de expansão da turbina de potência, enquanto as potências recuperadas não. Também é visto que a potência recuperada tende a diminuir conforme a razão de expansão aumenta, chegando-se a um valor ótimo para cada eficiência. Ainda é possível notar que utilizando  $\eta_{tp} = 0,45$ , a energia recuperada acaba sendo superada pelas perdas por bombeamento, reforçando a ideia de que a eficiência precisa ser relativamente elevada para obter-se valores satisfatórios de recuperação de energia, inclusive porque utilizando  $\eta_{tp} = 0,65$  a energia perdida por bombeamento também supera a recuperação a partir de  $\pi_{tp} \approx 2$ .

#### 4.4. Contrapressão

Os valores de contrapressão precisam ser analisados, pois os sistemas de tratamento dos gases de escapamento são cada vez mais complexos (visto pelos sistemas Euro V/VI e seus equivalentes dos EUA). Esses sistemas são necessários para que as emissões de poluentes fiquem dentro das normas estabelecidas, contudo aumentam a contrapressão sobre toda a linha de escapamento. Assim, é feita a variação desse

parâmetro para se quantificar as mudanças causadas sobre a quantidade de potência que pode ser extraída com a turbina.

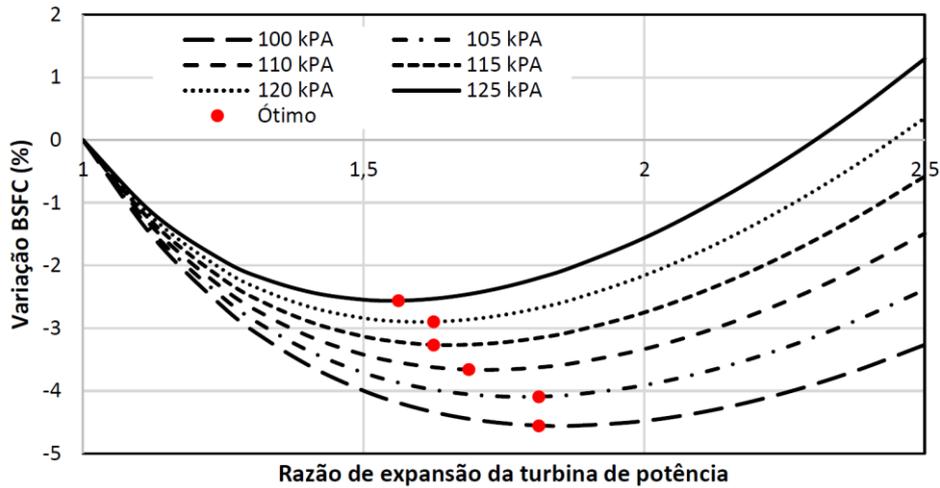


Figura 8 - Variação da potência em função da razão de expansão, para várias contrapressões.

Na Figura 8 é visto a variação de contrapressão na faixa de  $p_6 = 100 - 125\text{kPa}$ , sendo apresentando também o valor ótimo (menor valor) para cada uma, variando-se a razão de expansão da turbina de potência de  $\pi_{tp} = 1 - 2,5$ . Conforme os valores de contrapressão aumentam de  $100\text{kPa}$  até  $125\text{kPa}$ , a economia de combustível máxima varia de aproximadamente  $\approx 4,6\%$  até  $\approx 2,5\%$ , respectivamente, indicando que a variação da contrapressão influencia de forma mais branda a economia de combustível (comparada com a variação causada pela eficiência da turbina).

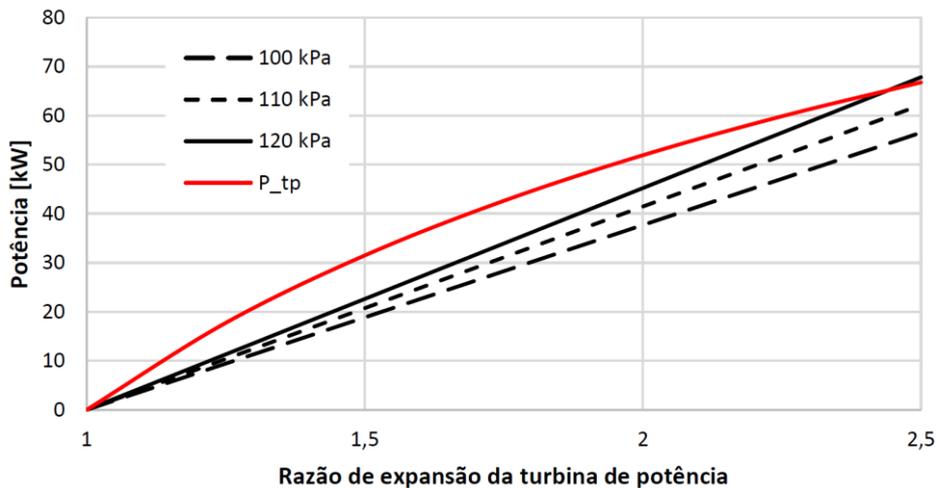


Figura 9 - Variação da potência em função da razão de expansão, para várias contrapressões.

Na Figura 9 é visto a mudança na perda de potência pela pressão de bombeamento para diferentes contrapressões. Nota-se que a turbina de potência não é influenciada pela variação da contrapressão, pois é função da razão de expansão e não da contrapressão. Em contrapartida, a potência perdida pelo bombeamento aumenta com

a contrapressão, variando de forma linear com a razão de expansão da turbina de potência. Além disso, para a potência obtida da turbina ser afetada é necessário que tanto a contrapressão quanto a razão de expansão sejam elevadas,  $125kPa$  e  $\geq 2,4$ , respectivamente. Assim, pode-se concluir que a contrapressão tem influência sobre a potência obtida, mas só é percebida após determinada combinação dos parâmetros.

#### 4.5. Temperatura dos gases do motor

Como visto pelas expressões de potência das turbinas, nota-se que a temperatura de entrada tem relação direta com o aumento da potência. Assim, nesta seção é feita a variação da temperatura dos gases na saída do motor, na faixa de  $T_4 = 800 - 1000K$ , variando-se também a razão de expansão da turbina de potência. Na Figura 10 é visto os resultados de  $\Delta BSFC$  em função da razão de expansão da turbina de potência. Nota-se que ocorre redução de  $\approx 1,4\%$  para  $800K$  e de  $\approx 6,4\%$  para  $1000K$ , sendo o parâmetro que mais reduz o consumo de combustível e apresenta a maior variação desta redução.

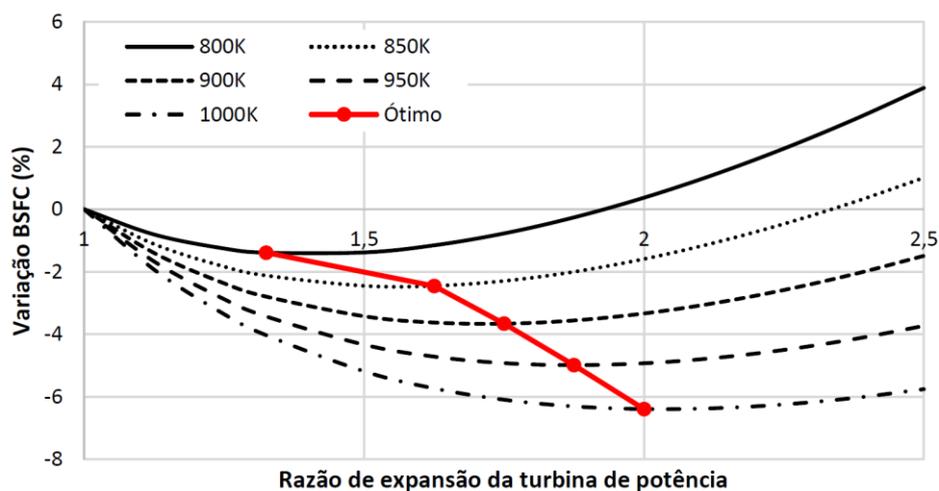


Figura 10 -  $\Delta BSFC$  em função da razão de expansão, para várias temperaturas de exaustão.

Na Figura 11 é visto a variação da potência da turbina e das perdas por bombeamento com os casos limites de temperatura. Nota-se que a variação da temperatura impacta mais para redução do consumo de combustível,  $\Delta BSFC$ , do que o aumento da eficiência da turbina de potência (4,5%) e da redução da contrapressão (4,6%) proporcionam.

Pode-se notar ainda, na Figura 11, que para a temperatura de  $800K$  a razão de expansão da turbina precisa ser  $\pi_{tp} \leq 1,9$  para que as perdas por bombeamento não sejam maiores que a potência recuperada pela turbina. Para a temperatura de  $1000K$  a pressão de bombeamento é menor e a potência gerada é maior, além de não ocorrer o cruzamento entre as linhas na faixa simulada. Isso ocorre porque temperaturas dos gases de exaustão maiores aumentam a potência da turbina (como mencionado nesta seção), podendo-se utilizar razões de expansão menores na turbina de potência, o que reduz a potência perdida por bombeamento.

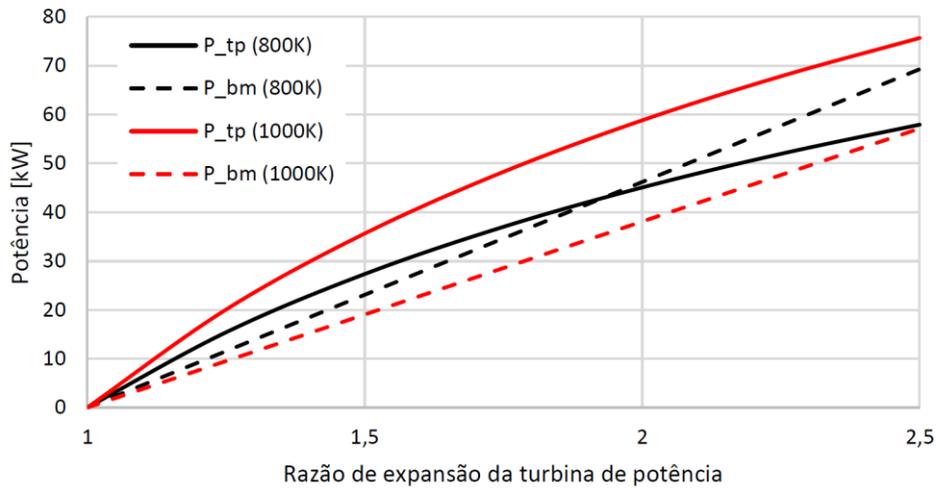


Figura 11 - Variação da potência em função da razão de expansão, para várias temperaturas de exaustão

#### 4.6. Rotação do motor

Na Figura 12 é visto a  $\Delta$ BSFC em função da razão de expansão, mantendo-se todos os outros parâmetros constantes, tais como eficiência das turbinas e do motor, volumétrica do motor, temperatura de exaustão, razões de pressão e a razão ar-combustível, sendo esta última mantida igual para todos os casos, pois ela varia em função da RPM.

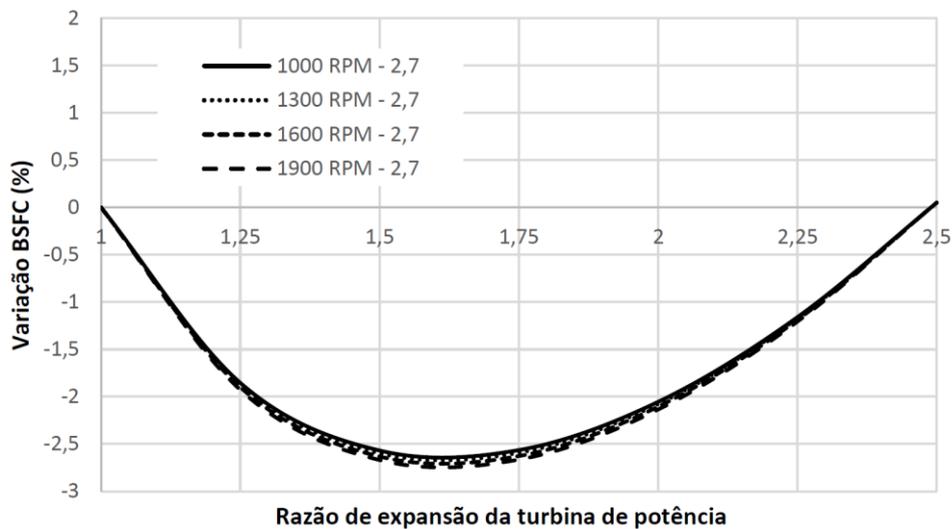


Figura 12 -  $\Delta$ BSFC em função da razão de expansão da turbina de potência, para várias RPM.

Nota-se que a variação da RPM altera o consumo de combustível,  $\Delta$ BSFC, de forma bastante sutil (na ordem de 0,1% entre elas). Ou seja, a RPM não tem influência na quantidade de combustível que pode ser economizado. Contudo, na Figura 13 é visto a variação da potência que pode ser extraída da turbina de potência em função da RPM do motor, além da potência perdida por bombeamento e a potência líquida. O aumento da potência recuperada aumenta linearmente com a RPM, mas de forma menos acentuada que a potência recuperada. Isso se deve pelas perdas pela pressão de

bombeamento e pela fricção, enquanto a potência indicada do motor e a gerada pela turbina variarem com a RPM. Assim, quanto maior a RPM, maior a potência recuperada, mas o percentual de combustível economizado não mudará com a RPM.

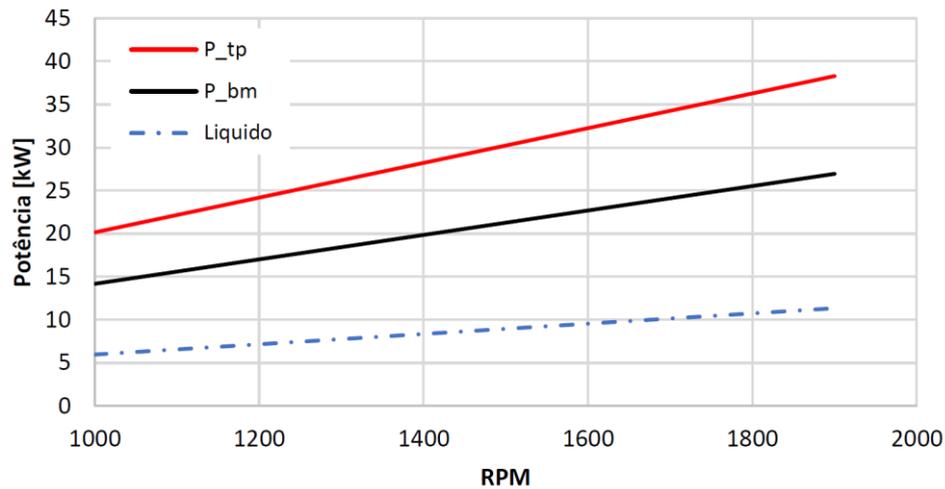


Figura 13 - Variação potência líquida, de bombeamento e da turbina de potência com o RPM.

#### 4.7. Aumento do torque

Outro parâmetro extremamente relevante para comparação na utilização da turbina de potência é a quantidade de torque que pode ser obtida conectando-se o eixo de saída da turbina de potência com o volante do motor, através de acoplamentos mecânicos ou hidráulicos, assim como apresentado na Figura 2 no caso com mecânico. Na Figura 14 é visto o percentual de torque que pode ser recuperado com a turbina de potência baseado nos casos descritos na Tabela 3, variando-se a razão de expansão da turbina.

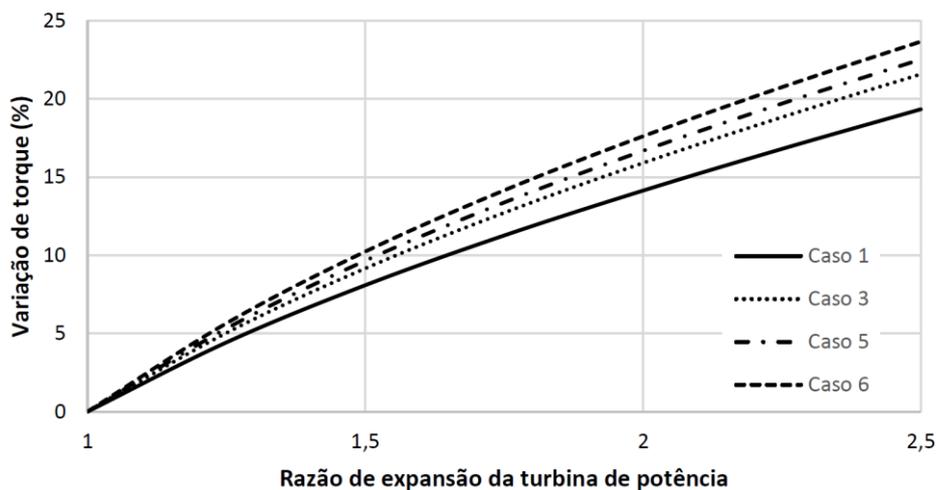


Figura 14 - Variação do torque disponível em função da razão de expansão da turbina de potência, para  $N = 1300$ .

Pode-se notar que os valores de torque variam pouco entre si, levando em consideração que são valores relativos ao obtidos para  $\pi_{tp} = 1$ . Todas as curvas descrevem uma

tendência semelhante, notando-se também que o aumento da razão de expansão da turbina de potência não gera aumento linear na obtenção de mais torque. Isso ocorre, como já discutido, devido ao aumento da potência de bombeamento gerada pela turbina de potência que faz o motor consumir mais potência para superar a contrapressão gerada por ela.

## 5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste breve estudo foram apresentados os motivos que levaram a utilização das turbinas de potência ao longo da história, alguns estudos relevantes na revisão bibliográfica, além de serem apresentadas as configurações do fluxo dos gases de escapamento e da potência que a literatura e a indústria utilizam para obter potência dos motores a combustão.

O modelamento matemático utilizou a abordagem termodinâmica, obtendo-se equações simples que descrevem de forma satisfatória o comportamento do sistema. Os resultados obtidos foram comparados com a literatura disponível buscando sempre apresentar os resultados pela visão da indústria.

Notou-se que altas eficiências, temperaturas dos gases de exaustão e razões de compressão, além de baixas contrapressões no escapamento, aumentam o desempenho dos motores, além de ser possível utilizar de forma mais otimizada as turbinas de potência.

Assim como apresentado pelos autores [21] e obtido nos resultados do presente estudo, para reduzir-se em 1% o consumo de combustível é necessário aumentar-se em 10 pontos percentuais a eficiência da turbina de potência, ou reduzir-se em  $15kPa$  a contrapressão, ou ainda aumentar-se a temperatura de saída dos gases de escapamento em  $\approx 50K$ .

Quanto a potência que pode ser recuperada, a maior limitação está na perda de potência por bombeamento, criada no motor conforme aumenta-se a razão de expansão da turbina de potência. Além disso, como apresentado nos resultados, a potência que pode ser recuperada varia de forma não linear com a geração de potência, obtendo-se um valor ótimo de recuperação pela turbina baseada nos parâmetros utilizados.

De maneira geral, para obter-se reduções de consumo de combustível de  $\approx 10\%$  é necessário utilizar alta eficiência e razão de expansão na turbina de potência, da saída dos gases de escapamento e baixas contrapressões (como mencionado anteriormente). Contudo, a obtenção dos valores mencionados está relacionada a viabilidade industrial das soluções propostas, uma vez que não foram considerados os parâmetros dos motores para a geração e recuperação de potência.

## REFERÊNCIAS

1. BARAN, R.; LEGEY, L. F. L. **Veículos elétricos: história e perspectivas no Brasil**. XIII Congresso Brasileiro de Energia. Rio de Janeiro: [s.n.]. 2010.
2. HAY, B. et al. **The contribution of the metrology of thermophysical properties of materials in automotive design**. 15th International Congress of Metrology. Paris: [s.n.]. 2011.
3. LEFFINGWELL, R. **Porsche Turbo**. China: Motorbooks International, 2015.

4. HEYWOOD, J. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. Londres: McGraw-Hill Education, 1988.
5. HIERETH, H.; PRENNINGER, P. **Charging the Internal Combustion Engine**. Alemanha: Springer Vienna, 2007.
6. AGHAALI, H.; ÅNGSTRÖM, H.-E. A review of turbocompounding as a waste heat recovery system for internal combustion engines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 49, p. 813-824, set. 2015.
7. BRANDS, M. C. et al. **Vehicle Testing of Cummins Turbocompound Diesel Engine**. SAE Technical Paper Series. [S.l.]: SAE International. fev. 1981.
8. DELLACHÀ, J. et al. Dynamic model for the energetic optimization of turbocompound hybrid powertrains. **Energy Procedia**, v. 45, p. 1047-1056, 2014.
9. DOE fundamentals handbook: material science. U.S. Department of Energy. USA. 1993.
10. TEO, A. E. et al. Effectiveness of series and parallel turbo compounding on turbocharged diesel engine. **Journal of Mechanical Engineering and Sciences (JMES)**, v. 8, p. 1448-1459, jun. 2015.
11. VARNIER, O. **Trends and Limits of Two-Stage Boosting Systems for Automotive Diesel Engines**. Universidad Politecnica de Valencia. Valencia. 2012.
12. ZHANG, K. et al. **Method of turbocharger emulation on engine test and application to turbocompound system optimisation**. [S.l.]: [s.n.]. 2012.
13. MAMAT, A. M. I. B. et al. Exhaust gas energy recovery via electric turbocompounding. **Energy Procedia**, v. 75, p. 1555-1559, ago. 2015.
14. MAMAT, A. M. I. B. et al. Design methodology of a low pressure turbine for waste heat recovery via electric turbocompounding. **Applied Thermal Engineering**, v. 107, p. 1166-1182, ago. 2016.
15. HOPMANN, U.; ALGRAIN, M. C. **Diesel engine electric turbo compound technology**. SAE Technical Paper Series. [S.l.]: SAE International. jun. 2003.
16. PASINI, G. et al. Evaluation of an electric turbo compound system for SI engines: a numerical approach. **Applied Energy**, v. 162, p. 527-540, jan. 2016.
17. SENDYKA, B.; SOCZOWKA, J. Recovery of exhaust gases energy by means of turbocompound. **The Proceedings of the International symposium on diagnostics and modeling of combustion in internal combustion engines**, v. 2004.6, p. 99-103, 2004.
18. HOUNTALAS, D. T.; KATSANOS, C. O.; LAMARIS, V. T. **Recovering energy from the diesel engine exhaust using mechanical and electrical turbocompounding**. SAE Technical Paper Series. [S.l.]: SAE International. abr. 2007.
19. SELLERS, J. F.; DANIELE, C. J. **DYNGEN: A program for calculating steady-state and transient performance of turbojet and turbofan engines**. NASA Lewis Research Center. Estados Unidos. 1975.
20. KATSANOS, C. O.; HOUNTALAS, D. T.; ZANNIS, T. C. Simulation of a heavy-duty diesel engine with electrical turbocompounding system using operating charts for turbocharger components and power turbine. **Energy Conversion and Management**, v. 76, p. 712-724, dez. 2013.
21. ZHAO, R. et al. Parametric study of a turbocompound diesel engine based on an analytical model. **Energy**, v. 115, p. 435-445, 2016.

22. LIU, J. P. et al. Comparison and analysis of engine exhaust gas energy recovery potential through various bottom cycles. **Applied Thermal Engineering**, v. 50, p. 1219-1234, jan. 2013.
23. CHIRIAC, R.; CHIRU, A.; CONDREA, O. New turbo compound systems in automotive industry for internal combustion engine to recover energy. **IOP Conference Series: Materials Science and Engineering**, v. 252, p. 1-7, out. 2017.
24. WINTERBONE, D. E. Quasi-steady models. In: HORLOCK, J. H.; WINTERBONE, D. E. **The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal-Combustion Engines**. Nova Iorque: Oxford University Press, v. 2, 1986. Cap. 17, p. 948-1015.