



Projeto

Mestrado em Engenharia Automóvel

***Seleção, simulação e análise de desempenho de  
turbocompressores em motores de combustão interna  
de ignição por faísca***

**João Paulo da Nave Silva**

Leiria, outubro de 2013



Projeto

Mestrado em Engenharia Automóvel

***Seleção, simulação e análise de desempenho de  
turbocompressores em motores de combustão interna  
de ignição por faísca***

**João Paulo da Nave Silva**

Projeto de Mestrado realizado sob a orientação do Doutor Hélder Manuel Ferreira Santos, Professor da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria e coorientação do Doutor João Francisco Romeiro da Fonseca Pereira, Professor da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria.

Leiria, outubro de 2013

***À Minha Família***

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

## ***Agradecimentos***

---

Ao Doutor Hélder Santos, orientador deste trabalho, por todos os ensinamentos transmitidos. Agradeço todas suas sugestões efetuadas e o apoio e encorajamento demonstrados nas etapas mais difíceis;

Ao Doutor João Fonseca Pereira, coorientador deste trabalho, pelas diretrizes dadas na elaboração dos modelos computacionais e por todas as informações e modelos computacionais disponibilizados;

Ao Mestre Ricardo Sacramento pela informação cedida e o auxílio prestado na criação dos modelos turboalimentados no *software Lotus Engine Simulation*;

À Empresa João de Deus pela informação disponibilizada e em especial ao engenheiro Vasco Burguete que me recebeu e orientou no sentido de prestar o máximo de auxílio possível na caracterização do sistema de arrefecimento do ar de admissão;

Ao Engenheiro João Carvalho da empresa João de Deus pela visita guiada às instalações de montagem dos permutadores de calor e pelo apoio fornecido no processo de modelação do *intercooler* nos *softwares* de simulação de motores;

Ao Engenheiro de produto, *Nathan Theiss*, da *Honeywell Turbo Technologies* pela disponibilização dos mapas de operação de turbinas e compressores modelados neste trabalho. A informação cedida permitiu a criação de modelos computacionais com base em turbocompressores reais disponíveis no mercado;

Ao técnico especialista, Sr. *Nigel Fleming*, da *Lotus Engine Simulation* por todo o apoio prestado no esclarecimento de dúvidas e resolução de problemas com as modelações realizadas ao longo deste projeto;

À Dr. Carolina da empresa Iberoturbo pela disponibilidade demonstrada para a obtenção de informação técnica sobre turbocompressores dos fabricantes *BorgWarner* e *Garrett*;

Aos vários professores e colegas da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria (ESTG-IPLeiria), que de várias formas contribuíram com os seus conhecimentos para a elaboração do documento apresentado;

Ao amigo e colega Mestre Rodrigo Leal por toda a partilha de conhecimentos, conselhos e apoio prestado ao longo dos vários anos do curso;

Agradeço a uma pessoa muito especial que fez parte da minha vida, à Andreia Miranda, por toda a paciência demonstrada e incentivo dado para a conclusão deste trabalho;

Um agradecimento à minha família, e em especial ao meus pais, pela possibilidade que me deram de prosseguir com os estudos e pelo apoio, suporte e motivação dados para que este projeto passasse de uma ideia ao papel.

## ***Resumo***

---

O presente trabalho é dedicado ao estudo computacional de sistemas de turbocompressão para aplicação em motores de combustão interna de ignição por faísca. Através do estudo dos diversos parâmetros de desempenho e funcionamento dos turbocompressores, é criado um processo de seleção de turbocompressores em função dos requisitos de desempenho que se pretende para o motor turboalimentado.

Após a definição das alterações necessárias e das condicionantes a ter em conta na criação de um motor de combustão interna turboalimentado, são realizadas diversas simulações computacionais com diferentes modelos e turbocompressores testados. Para além da turbocompressão é testada a influência do sistema de arrefecimento do ar de admissão no desempenho do motor. Através dos dados obtidos nas simulações são determinadas as zonas de operação dos turbocompressores e assim definida a adequabilidade do turbocompressor ao motor de combustão interna e à utilização do mesmo em veículos automóveis.

Por último, é feita a comparação entre os diferentes modelos criados e apresentados os ganhos em termos de desempenho e consumo de combustível e as limitações que cada modelo apresenta.

Palavras-chave: motores de ignição por faísca, turboalimentação, simulação de motores, análise do desempenho de motores.

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

## **Abstract**

---

*The present work is devoted to the computational study of turbocharging systems to be applied to spark-ignition internal combustion engines. Through the study of the different performance and operation parameters of turbochargers, it was created a selection process based on the performance requirements that is intended for the turbocharged engine.*

*After defining the necessary changes and constraints to be considered when creating a turbocharged internal combustion engine, various computer simulations were performed with different settings and tested turbochargers. In addition to turbocharging, the air intake cooling system influence on the engine performance is also tested. With the data obtained from computer simulation, the operating areas of the turbochargers were determined and thus defined the suitability of the turbocharger to an internal combustion engine and its use in motor vehicles.*

*Finally, a comparison is made between the different created models, presenting the performance and fuel consumption economy, as well as the limitations that each model features.*

*Keywords: spark-ignition engines, turbocharging, engines simulation, analysis of engines performance.*

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

## Índice de Figuras

---

Figura 2.1 – Aspeto gráfico da modelação de MCI no <i>software</i> GT-Power (Gama Technologies, 2012). .....	4
Figura 2.2 – Aspeto gráfico da modelação de MCI no <i>software</i> LES (Lotus Engineering, 2007). .....	4
Figura 2.3 – Aspeto gráfico da modelação de MCI no <i>software</i> WAVE (Ricardo, 2013). .....	5
Figura 2.4 – Aspeto gráfico da modelação de MCI no <i>software</i> OpenWAM (CMT Motores Termicos, 2012). .	5
Figura 2.5 – Representação esquemática de um turbocompressor (Bonnick & Newbold, 2011).....	8
Figura 2.6 – Comparação das curvas de potência, binário e consumo específico de combustível entre um MCI atmosférico e um MCI turboalimentado. Adaptado de (Bauer, Horst, 2003). .....	9
Figura 2.7 – Parâmetros geométricos para a descrição da geometria do compressor. Adaptado de (Hermann Hiereth, 2007). .....	13
Figura 2.8 – Principais dimensões de uma turbina radial, com a definição de A e R. $\alpha$ , ângulo de entrada; X, espessura da pá da turbina. Adaptado de (Hermann Hiereth, 2007). .....	14
Figura 2.9 – Trim de contorno do rotor da turbina. Adaptado de (Hermann Hiereth, 2007). .....	15
Figura 2.10 – Processo de compressão (Dixon & Hall, 2010). .....	17
Figura 2.11 – Processo de expansão da turbina (Dixon & Hall, 2010).....	19
Figura 2.12 – Trabalho específico do compressor e da turbina. Adaptado de (Mollenhau & Tschoeke, 2010). .....	20
Figura 2.13 – Mapa de desempenho do compressor do turbocompressor. Adaptado de (Challen & Baranescu, 1999).....	23
Figura 2.14 – Representação esquemática de um compressor radial. Adaptado de (Heywood, 1988). .....	24
Figura 2.15 – Diagrama entalpia-entropia de um compressor radial (Heywood, 1988). .....	24
Figura 2.16 – Diagramas de velocidade na entrada (1) e saída (2) do rotor ou impulsor de um compressor radial. Adaptado de (Heywood, 1988). .....	25
Figura 2.17 – Mapa das principais limitações de compressores radiais: <i>surge</i> , velocidade e <i>choke</i> . Adaptado de (Garrett, 2010). .....	26
Figura 2.18 – Mapa de desempenho do compressor de um turbocompressor. Adaptado de (Garrett, 2010). .....	27
Figura 2.19 – Esquemático de uma turbina de fluxo radial. Adaptado de (Heywood, 1988).....	29
Figura 2.20 – Diagrama entalpia-entropia (a) e triângulo de velocidades (b) de uma turbina radial. Adaptado de (Heywood, 1988).....	29
Figura 2.21 – Mapa de desempenho de uma turbina radial, apresentando a relação de pressão em função do caudal mássico, iso-linhas de eficiência e linhas de velocidade de rotação constante. Adaptado de (Hermann Hiereth, 2007). .....	30
Figura 2.22 – Mapa de desempenho da turbina, apresentação alternativa. Adaptado de (Challen & Baranescu, 1999).....	31
Figura 2.23 – Mapa de eficiência de uma turbina radial. Adaptado de (Heywood, 1988). .....	32
Figura 2.24 – Zona de funcionamento do motor sobreposta ao mapa do compressor. Adaptado de (Challen & Baranescu, 1999). .....	35
Figura 2.25 – Relação de massa volúmica em função da relação de pressão e da eficiência do compressor. Adaptado de (Hermann Hiereth, 2007). .....	40

Figura 2.26 – Relação de massa volúmica após o arrefecimento em função da relação de massa volúmica antes do arrefecimento e da eficiência do IC. Adaptado de (Hermann Hiereth, 2007). .....	4
Figura 2.27 – Sistemas de arrefecimento do ar de admissão (Challen & Baranescu, 1999). .....	43
Figura 2.28 – <i>Intercooler</i> utilizado no estudo (cortesia da João de Deus). .....	44
Figura 3.1 – Definição das condições de teste no <i>OpenWAM</i> . .....	46
Figura 3.2 – Comparação entre os valores de Binário experimental absoluto (a) e relativo(b) e o binário obtido no <i>software OpenWAM</i> . .....	48
Figura 3.3 – Caracterização geométrica da câmara de <i>plenum</i> . .....	50
Figura 3.4 – Caracterização dos tubos primários. ....	51
Figura 3.5 – Correspondência entre a representação gráfica do coletor de escape no LES e o modelo real (Pereira, 2011). .....	52
Figura 3.6 – Caracterização da união entre os tubos primários e o tubo secundário de escape no LES. ....	52
Figura 3.7 – Diferenças entre o modelo original LES_234_f-v5 (a) e o modelo simplificado LES_BASE (b) utilizados no estudo.....	54
Figura 3.8 – Comparação entre os valores de binário experimentais e simulacionais. ....	54
Figura 3.9 – Valores máximos aproximados da pressão de alimentação de acordo com a relação de compressão e a gasolina utilizada. Adaptado de (Bell C. , 2003).....	56
Figura 3.10 – Diagrama de distribuição modelado no LES.....	58
Figura 3.11 – Caracterização da abertura e fecho da válvula de admissão no LES.....	59
Figura 3.12 – Caracterização do coletor de escape dos motores turboalimentados.....	60
Figura 3.13 – Sistema de turbocompressão no LES. ....	60
Figura 3.14 – Exemplo de caracterização do mapa de operação do compressor (a) e da turbina (b) no LES. ...	61
Figura 3.15 – Exemplo de caracterização do turbocompressor no LES. ....	63
Figura 3.16 – Sistema de controlo de abertura da válvula <i>wastegate</i> .....	64
Figura 3.17 – Caracterização do IC Mi-766 no LES. ....	65
Figura 4.1 – Pressão média efetiva (BMEP) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES_BASE e LES_1.0.0.0. ....	68
Figura 4.2 – Consumo específico (bsfc) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES_BASE e LES_1.0.0.0. ....	69
Figura 4.3 – Caudal mássico de ar corrigido ( $\dot{m}_{ar/cic}$ ) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES_BASE e LES_1.0.0.0. ....	69
Figura 4.4 – Pressão média efetiva (BMEP) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES_1.0.0.0 e LES_1.1.0.0. ....	70
Figura 4.5 – Consumo específico em função (bsfc) da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES_1.0.0.0 e LES_1.1.0.0. ....	71
Figura 4.6 – Caudal mássico de ar corrigido ( $\dot{m}_{ar/cic}$ ) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES_1.0.0.0 e LES_1.1.0.0.....	71
Figura 4.7 – Pressão média efetiva (BMEP) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES_1.1.0.0, LES_1.1.1.0 e LES_1.1.2.0. ....	72
Figura 4.8 – Consumo específico (bsfc) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES_1.1.0.0, LES_1.1.1.0 e LES_1.1.2.0. ....	73
Figura 4.9 – Pressão no coletor de admissão (MAP) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES_1.1.0.0, LES_1.1.1.0 e LES_1.1.2.0. ....	73
Figura 4.10 – Caudal mássico de ar corrigido ( $\dot{m}_{ar/cic}$ ) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES_1.1.0.0, LES_1.1.1.0 e LES_1.1.2.0.....	74
Figura 4.11 – Pressão média efetiva (BMEP) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES_1.1.1.0, LES_1.1.2.0 e LES_1.1.3.0, LES_1.1.2.1. ....	75

Figura 4. 2 – Consumo específico (bsfc) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES_1.1.0, LES_1.1.2.0 e LES_1.1.1.1, LES_1.1.2.1 .....	76
Figura 4. 3 – Pressão no coletor de admissão em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES_1.1.0, LES_1.1.2.0 e LES_1.1.1.1, LES_1.1.2.1 .....	76
Figura 4. 4 – Diminuição da temperatura do ar de admissão com o IC utilizado nos modelos LES_1.1.1.1 e LES_1.1.2.1 .....	77
Figura 4. 5 – Caudal mássico de ar corrigido ( $\dot{m}_{ar}/cic$ ) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES_1.1.0, LES_1.1.2.0 e LES_1.1.1.1, LES_1.1.2.1 .....	78
Figura 4. 6 – Binário (T) em função da velocidade de rotação do MCI para todos os modelos estudados. ...	79
Figura 4. 7 – Linha de operação em WOT do MCI sobreposta ao mapa do turbocompressor GT2052 para os modelos LES_1.1.0 e LES_1.1.1.1 .....	80
Figura 4. 8 – Linha de operação em WOT do MCI sobreposta ao mapa do turbocompressor GT2252 nos modelos LES_1.1.2.0 e LES_1.1.2.1 .....	81

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

## Índice de Tabelas

---

Tabela 2.1 – Curso de válvulas em função do diâmetro das válvulas de admissão (Hammill, 2002).....	7
Tabela 3.1 – Caracterização geométrica dos tubos primários de admissão. ....	51
Tabela 3.2 – Caracterização geométrica dos tubos de escape.....	52
Tabela 3.3 – Perdas por atrito de acordo com o modelo definido por <i>Sandoval e Heywood</i> . ....	53
Tabela 3.4 – Caracterização da árvore de cames do MCI original (Pereira, 2011). ....	57
Tabela 3.5 – Caracterização da árvore de cames FR30 (Kent, 2012).....	58
Tabela 3.6 – Valores de temperatura e pressão de referência para a turbina <i>Garrett GT2052</i> .....	62
Tabela 3.7 – Valores de temperatura e pressão de referência para a turbina <i>Garrett GT2252</i> .....	62
Tabela 3.8 – Pressão de alimentação pretendida para cada velocidade de rotação do MCI.....	65
Tabela 4.1 – Modelos LES criados no presente estudo. ....	67

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

# Nomenclatura

---

## Letras Romanas

$A$  – Área [ $mm^2$ ]

$c$  – Velocidade absoluta em turbomáquinas [ $m/s$ ]

$c_p, c_v$  – Capacidade calorífica específica a  $v=const.$  ou  $p=const.$  [ $kg/(kJ \cdot K)$ ]

$d$  – Diâmetro [ $mm$ ]

$D$  – Diâmetro característico [ $mm$ ]

$g$  – Aceleração da gravidade [ $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ ]

$h$  – Entalpia específica [ $J/kg$ ]

$\dot{m}$  – Caudal mássico [ $kg/s$ ]

$n$  – Número [ ]; velocidade de rotação [ $rps; rpm$ ]

$N_r$  – Número de rotações por ciclo do motor [ ]

$p$  – pressão [ $Pa; bar$ ]

$P$  – Potência [ $W$ ]

$\dot{Q}$  – Taxa de transferência de calor [ $W$ ]

$r, R$  – Raio [ $mm; m$ ]

$R_g$  – Constante específica do gás [ $J/(kg \cdot K)$ ]

$s$  – Entropia específica [ $J/(kg \cdot K)$ ]

$t$  – Tempo [ $s$ ]

$T$  – Temperatura [ $K; ^\circ C$ ]

$u$  – Energia interna específica [ $J/kg$ ]; velocidade circunferencial do rotor [ $m/s$ ]

$v$  – Volume específico [ $m^3/kg$ ]; velocidade [ $m/s$ ]

$V$  – Volume [ $m^3$ ]

$\dot{W}$  – Taxa de transferência de trabalho [ $W$ ]

$z$  – Altura de elevação (turbomáquinas) [ $m$ ]

## Letras Gregas

$\alpha$  – Ângulo [ $^\circ$ ]

$\beta_2$  – Ângulo real (com escorregamento) [ $^\circ$ ]

$\beta_{2b}$  – Ângulo ideal, corresponde ao ângulo geométrico da pá (sem escorregamento) [ $^\circ$ ]

$\gamma$  – Razão de capacidades caloríficas do gás =  $c_p/c_v$  [ ]

$\eta$  – Eficiência [ ]

$\lambda$  – Relação ar-combustível [ ]

$\mu$  – Viscosidade dinâmica [ $(N \cdot s)/m^2$ ]

$\Pi$  – Relação de pressão [ ]

$\rho$  – Massa volúmica [ $kg/m^3$ ]

$\omega$  – Velocidade angular [ $rad/s$ ]

## Índices

0 – Referência ou estado padrão; início

1 – Condição 1; condição na área 1; montante do compressor

2 – Condição 2; condição na área 2; jusante do compressor

2' – Montante do motor (jusante do *intercooler*)  
3 – Montante da turbina  
4 – Jusante da turbina  
*ar* – Ar  
*arr* - Arrefecimento  
*C* – Compressão; compressor  
*cc* – Câmara de combustão  
*cic* – Ciclo  
*cil* – Cilindro  
*cor* - Corrigido  
*efet* – Efetivo  
*o* – Estagnação  
*m* - Mecânico  
*red* - Reduzido  
*ref* - Referência  
*s* - Isentrópico  
*T* - Turbina  
*TC* - Turbocompressor  
*tot* - Total  
*TS* – Total para estático  
*TT* – Total para total  
*v* - Volumétrico  
*WG* - *Wastegate*

### **Siglas e Abreviaturas**

ATDC – Depois do Ponto Morto Superior  
*BMEP* – Pressão Média Efetiva ao Freio  
*bsfc* – consumo específico de combustível ao freio  
BDC – Ponto Morto Inferior  
*CA* – Cambota  
*CO* – Monóxido de carbono  
*CO<sub>2</sub>* – Dióxido de carbono  
*DIN* – *Deutsches Institut für Normung*  
*HC* – Hidrocarboneto  
*IC* – *Intercooler*  
*ISO* – *International Standardization Organization*  
*LES* – *Lotus Engine Software*  
*MBT* – Binário máximo ao freio  
*MCI* – Motor de Combustão Interna  
*MAP* – Pressão Absoluta no Coletor  
*NO<sub>x</sub>* – Óxidos de Azoto  
*RON* - *Research Octane Number*  
*SAE* – *Society of Automotive Engineers*  
*SI* – Ignição por faísca  
TDC – Ponto Morto Superior  
*WOT* – *Wide Open Throttle*

# Índice

---

Agradecimentos .....	iii
Resumo .....	v
Abstract .....	vii
Índice de Figuras.....	ix
Índice de Tabelas.....	xiii
Nomenclatura .....	xv
Índice .....	xvii
<b>1 Introdução .....</b>	<b>1</b>
1.1. Contexto e motivação .....	1
1.2. Objetivos .....	1
1.3. Contribuição.....	2
1.4. Estrutura do projeto.....	2
<b>2 Enquadramento Científico.....</b>	<b>3</b>
2.1. Softwares de simulação de motores .....	3
2.1.1. GT-POWER .....	3
2.1.2. LOTUS ENGINE SIMULATION (LES).....	4
2.1.3. WAVE.....	4
2.1.4. OpenWAM .....	5
2.2. Influência do sistema de distribuição no desempenho do MCI .....	6
2.2.1. Seleção da árvores de cames.....	6
2.2.2. Duração e fase .....	6
2.2.3. Curso de válvulas .....	6
2.2.4. Cruzamento de válvulas.....	7
2.3. Turboalimentação em MCI.....	7
2.3.1. Vantagens e implicações da turboalimentação .....	8
2.3.2. Caracterização geométrica dos turbocompressores .....	13
2.3.3. Relações básicas .....	15
2.3.4. Equações fundamentais do turbocompressor.....	19
2.3.5. Representação adimensional das características do compressor e da turbina .....	22
2.3.6. Compressor .....	23
2.3.7. Turbina .....	28
2.4. Seleção de turbocompressores em função do MCI.....	33

2.4.1. Compressor.....	34
2.4.2. Turbina .....	37
2.5. Arrefecimento do ar de admissão .....	39
2.5.1. <i>Intercooler</i> .....	42
2.5.2. Seleção do <i>intercooler</i> .....	43
<b>3 Modelação Computacional do MCI.....</b>	<b>45</b>
3.1. Utilização do <i>software OpenWAM</i> .....	45
3.1.1. Potencialidades do <i>software</i> .....	45
3.1.2. Modelação no <i>software OpenWAM</i> .....	46
3.1.3. Dificuldades encontradas .....	47
3.1.4. Razões do abandono da solução .....	48
3.2. Definição do modelo base em LES .....	48
3.2.1. Parâmetros/componentes definidos em (Pereira, 2011) .....	49
3.2.2. Sistema de admissão .....	50
3.2.3. Sistema de escape .....	51
3.2.4. Modelo de atrito.....	53
3.2.5. Validação do modelo de referência.....	53
3.3. Definição dos parâmetros/componentes a estudar .....	55
3.3.1. Relação de compressão .....	55
3.3.2. Diagrama de distribuição.....	57
3.3.3. Turbocompressor .....	59
3.3.4. <i>Intercooler</i> .....	65
3.4. Convergência de resultados .....	66
<b>4 Apresentação e Discussão dos Resultados.....</b>	<b>67</b>
4.1. Definição dos modelos a estudar .....	67
4.2. Parâmetros utilizados na comparação dos diferentes modelos.....	67
4.3. Influência da relação de compressão .....	68
4.4. Influência do diagrama de distribuição .....	70
4.5. Influência do turbocompressor no desempenho do MCI.....	72
4.6. Influência do <i>intercooler</i> no desempenho do MCI .....	74
4.7. Comparação do desempenho dos diferentes modelos.....	78
4.7.1. Binário obtido nos modelos em estudo.....	78
4.7.2. Zonas de operação dos turbocompressores.....	79
<b>5 Conclusões.....</b>	<b>83</b>
<b>6 Bibliografia .....</b>	<b>85</b>
<b>APÊNDICE A – Diagrama de Seleção de Turbocompressores .....</b>	<b>87</b>
<b>ANEXO A – Especificações dos Turbocompressores .....</b>	<b>89</b>

# **1 Introdução**

---

O presente capítulo introduz o projeto desenvolvido, na secção 1.1 é apresentado o contexto e motivação, na secção 1.2 são apresentados os objetivos principais, na secção 1.3 é apresentada a presente contribuição, e por último, na secção 1.4 é definida a organização do documento.

## **1.1. Contexto e motivação**

A realização do presente estudo surgiu do interesse despertado pelos sistemas de sobrealimentação durante a licenciatura em engenharia automóvel. Com a constante evolução dos motores de combustão interna (MCI) focados no melhor desempenho, e estando os motores de ignição por faísca (MCI-SI) numa fase de expansão e aperfeiçoamento dos sistemas de sobrealimentação, foi decidido realizar um estudo da turboalimentação em MCI-SI.

A quantificação da influência dos diferentes parâmetros envolvidos na turboalimentação é o ponto de partida para a realização do presente trabalho. Através do conhecimento e domínio dos diversos parâmetros pretende criar-se um modelo simples que permita, em função das características do MCI e da potência alvo a adquirir, seleccionar o turbocompressor adequado ao MCI.

## **1.2. Objetivos**

- Verificação da adequabilidade de *softwares* de simulação computacional para a realização do presente estudo;
- Influência do sistema de distribuição no desempenho do MCI:
  - i) seleção da árvore de cames;
  - ii) duração e fase;
  - iii) curso de válvulas;
  - iv) cruzamento de válvulas.

- Caracterização detalhada dos parâmetros de turboalimentação em MCI.
- Definição de uma metodologia de seleção de turbocompressores para aplicação em MCI-SI.
- Caracterização e seleção do sistema de arrefecimento do ar de admissão.
- Definição de modelos computacionais para o estudo da turboalimentação em MCI-SI.
- Estudo da influência do sistema de distribuição, características do turbocompressor e arrefecimento do ar de admissão, nos parâmetros de desempenho do MCI.
- Estudo da adequabilidade de turbocompressores ao MCI.

### **1.3. Contribuição**

- Definição e aplicação de metodologia e seleção de turbocompressores.
- Desenvolvimento de ferramentas de apoio à seleção e estudo computacional de turbocompressores.

### **1.4. Estrutura do projeto**

No presente trabalho é constituído por cinco capítulos, sendo o presente a introdução.

No capítulo 2 é efetuado o enquadramento científico do trabalho, para tal é efetuada uma revisão bibliográfica alargada sobre a turboalimentação em MCI. É ainda feita a revisão ao sistema de arrefecimento do ar de admissão.

No terceiro capítulo é feita a modelação e caracterização do MCI em estudo em vários *softwares* de simulação de MCI.

No capítulo 4 são apresentados e discutidos os resultados obtidos nas diferentes simulações computacionais realizadas.

No último capítulo (capítulo 5) são apresentadas as principais conclusões obtidas com a realização deste trabalho e dadas indicações para futuros trabalhos a desenvolver na área da turboalimentação em motores de combustão interna de ignição por faísca.

## 2 Enquadramento Científico

---

O presente capítulo é dedicado ao enquadramento científico do trabalho. Assim, na secção 2.1 são apresentados os diferentes *softwares* de simulação de MCI disponíveis no mercado e que permitem desenvolver modelos computacionais para a realização deste projeto. A secção 2.2 descreve os componentes do sistema de distribuição que afetam o desempenho do MCI. Nas secções 2.3 e 2.4 são descritos os parâmetros de desempenho da turboalimentação em MCI e as condições de seleção de turbocompressores. Por último, na secção 2.5, são apresentadas as variáveis envolvidas no processo de arrefecimento do ar de admissão, apresentados os tipos de arrefecedores de ar de admissão e definidos os critérios para a sua seleção.

### 2.1. *Softwares* de simulação de motores

#### 2.1.1. *GT-POWER*

É uma das ferramentas de simulação de MCI mais utilizada pelos fornecedores e fabricantes da indústria automóvel. É um produto desenvolvido e comercializado pela empresa *Gama Technologies* e pode ser adquirido separadamente ou em conjunto com outros módulos do *software GT-SUITE*<sup>1</sup>. Possibilita ao utilizador a modelação e desenvolvimento de modelos complexos devido às funcionalidades que incorpora. Permite ainda a integração com os seguintes *softwares*: *STAR-CD*, *Fluent*, *Simulink* e *MS/Excel*; e a realização de simulações em estado estacionário e transiente, de motores a 2 ou 4 tempos, e pode ser utilizado para o controlo do motor e sistema de propulsão. Como principais características destacam-se: modelação 3D da geometria dos coletores, modelação de sistemas de tratamento de gases (catalisadores), ferramenta de seleção de turbocompressores e a ligação do motor à carroçaria e ao sistema de propulsão. A figura 2.1 apresenta o aspeto gráfico da modelação de MCI no *software GT-Power*.

---

<sup>1</sup> Produto da empresa *Gama Technologies*, companhia especialista em *softwares* específicos para a indústria de motores e veículos. O *GT-SUITE* concentra, num só *software*, uma alargada variedade de aplicações técnicas para motores e veículos.

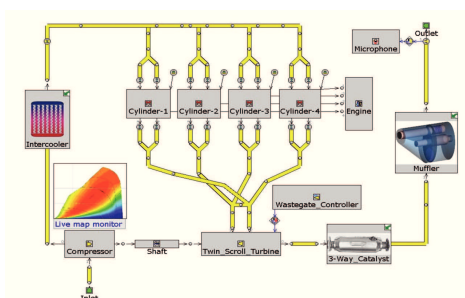


Figura 2.1 – Aspeto gráfico da modelação de MCI no *software* GT-Power (Gama Technologies, 2012).

### 2.1.2. LOTUS ENGINE SIMULATION (LES)

Solução comercial de modelação e simulação de motores desenvolvida desde os finais de 1980 pela *Lotus Engineering*. Permite analisar os escoamentos unidimensionais (1D) nas condutas e determinar o comportamento dos motores a 2 e 4 tempos em regime estacionário ou em regime transiente. Possui uma interface intuitiva para o utilizador, e através da combinação de modelos de instabilidade dos gases nos coletores e da caracterização simplificada do processo de combustão permite a rápida criação e verificação dos modelos desenvolvidos. As ferramentas de análise de resultados disponibilizadas permitem ao utilizador obter informação relevante para o desenvolvimento das soluções estudadas. A figura 2.2 apresenta o aspeto gráfico da modelação de MCI no *software* LES.

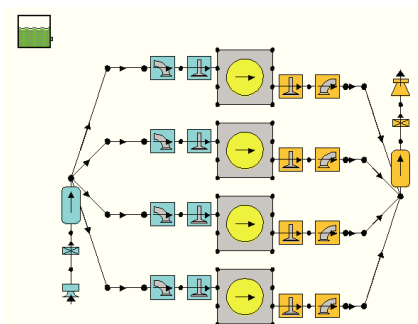


Figura 2.2 – Aspeto gráfico da modelação de MCI no *software* LES (Lotus Engineering, 2001).

### 2.1.3. WAVE

*Software* de simulação de motores e dinâmica de gases 1D, aprovado pelas normas ISO, desenvolvido e comercializado pela *Ricardo Software*. Utilizado amplamente em vários setores da indústria incluindo veículos automóveis de passageiros, motociclos, camiões, locomotivas, *motor sport* e geração de potência. Permite a realização de simulações baseadas em quaisquer configurações dos sistemas de admissão e escape e a modelação do modelo de combustão. Inclui um modelo do sistema de transmissão de modo a permitir a simulação completa do sistema de propulsão do veículo em estudo. Como principais funcionalidades destacam-se: a capacidade de previsão e otimização de todo o motor com

vista ao aumento do desempenho, modelação dos coletores de admissão e escape para diminuir o ruído, sistema de controlo da dinâmica do veículo através da simulação do motor e linha de transmissão. Na figura 2.3 é apresentado o aspeto gráfico da modelação de MCI no *software WAVE*.

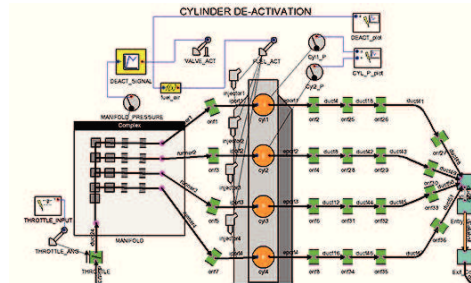


Figura 2.3 – Aspeto gráfico da modelação de MCI no *software WAVE* (Ricardo, 2013).

#### 2.1.4. *OpenWAM*

O *software OpenWAM* é um código *open source* (livre de licenças pagas), de estudo da dinâmica dos gases 1D, produzido pelo departamento de Motores Térmicos da Universidade Politécnica de Valencia. Resultou de vários projetos de pesquisa e diversas publicações desenvolvidos ao longo de 20 anos. É um código desenvolvido para resolver problemas térmicos e da dinâmica de fluídos compressíveis através de diferentes elementos que podem ser considerados 0D ou 1D. Pode ser utilizado para prever o movimento do fluxo de gases ao longo dos elementos de um MCI ou noutras aplicações com fluídos compressíveis. Os modelos 1D simplificam o estudo do escoamento no MCI por meio de condutas, onde unicamente é considerada uma dimensão, e volumes onde é considerada a acumulação de massa em que as propriedades do gás são constante em todo o elemento (0D). Para resolver as conexões entre os elementos 0D e 1D são utilizados modelos adimensionais. A figura 2.4 apresenta o aspeto gráfico da modelação de MCI no *software OpenWAM*.

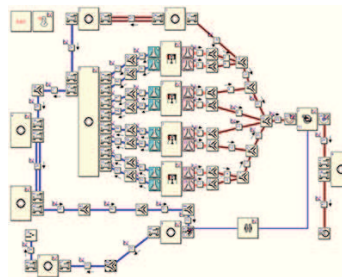


Figura 2.4 – Aspeto gráfico da modelação de MCI no *software OpenWAM* (CMT Motores Térmicos, 2012).

## **2.2. Influência do sistema de distribuição no desempenho do MCI**

### **2.2.1. Seleção da árvores de cames**

A seleção da árvore de cames ideal depende sempre das características pretendidas para o MCI. Uma escolha adequada da árvore de cames permite obter aumentos de potência até 10 % sem um aumento considerável de consumo de combustível (Bell A. G., 1997). Por outro lado, a seleção incorreta deste componente leva ao mau funcionamento do MCI, à perda de potência e ao aumento de emissões poluentes. Os parâmetros mais relevantes para a seleção adequada da árvore de cames são: i) duração e fase; ii) curso de válvulas e iii) cruzamento de válvulas, tal como será discutido nas subsecções seguintes. Outros parâmetros de menor importância são por exemplo: o perfil e a abertura dos lóbulos. A referência (Bell A. G., 1997) apresenta em detalhe todos os parâmetros envolvidos na seleção da árvore de cames.

### **2.2.2. Duração e fase**

A duração consiste no número de graus de cambota nos quais as válvulas se encontram abertas (fora das suas sedes). Por sua vez, a fase é a relação entre a duração de abertura dos ciclos de admissão e escape. Existem duas possibilidades para descrever a fase de uma árvore de cames. A primeira, e mais utilizada, feita através dos pontos de abertura e fecho dos ciclos de admissão e escape, enquanto a segunda forma descreve a fase através do ângulo formado entre a abertura máxima da admissão e a abertura máxima do escape.

### **2.2.3. Curso de válvulas**

Valor máximo de abertura ou distância percorrida pela válvula em relação à sua sede. O curso da válvula é definido pelo perfil da árvore de cames e varia em função do tipo de motor. Muitos dos motores modificados de 4 e 6 cilindros possuem um curso de válvulas numa gama entre 9,5 mm e 14 mm, enquanto em motores maiores essa gama varia entre 11,5 mm e 16,5 mm (Hammill, 2002). O curso de válvulas é definido de uma forma aproximada pelo diâmetro da cabeça das válvulas de admissão. A tabela 2.1 apresenta as gamas de abertura aproximadas em função do diâmetro da cabeça das válvulas de admissão.

**Tabela 2.1 – Curso de válvulas em função do diâmetro das válvulas de admissão (Hammill, 2002).**

<b>Diâmetro da cabeça das válvulas de admissão [mm]</b>	<b>Curso de válvulas [mm]</b>
35,5 a 38,1	10 a 12
44,5 a 47,6	10,7 a 14
50,7 a 57,3	12 a 16,5

#### **2.2.4. Cruzamento de válvulas**

O cruzamento de válvulas corresponde ao número de graus de cambota nos quais as válvulas de admissão e escape se encontram abertas em simultâneo e é definido pelo perfil do lóbulo da árvore de cames. No cruzamento de válvulas, em qualquer motor a 4 tempos, a válvula de escape encontra-se a fechar e a válvula de admissão a abrir. O elevado cruzamento de válvulas causa instabilidade no funcionamento do motor ao *ralenti* e a baixas velocidades de operação.

### **2.3. Turboalimentação em MCI**

A primeira turbina de atuação pulsada por gases de escape foi patenteada em 1925 por *Alfred Büchi* e fazia girar um compressor que alimentava de ar um MCI. Apesar de a experiência ter resultado, só a partir de meados dos anos 50 do século XX foram usados e comercializados turbocompressores compactos, eficientes e fiáveis a custos aceitáveis para aplicações em veículos automóveis (Garrett, Newton, & Steeds, 2001).

O objetivo da turboalimentação é aumentar o binário do MCI através do aumento do trabalho útil do ciclo, ou seja, através da introdução de maior quantidade de ar e conseqüente combustível dentro dos cilindros. A figura 2.5 mostra a representação esquemática de um turbocompressor. Num turbocompressor a turbina utiliza energia dos gases de escape para produzir energia mecânica que através do veio do turbocompressor aciona o compressor. Assim, este sistema recupera parte da energia contida nos gases de escape que de outro modo seria desaproveitada. Sendo um sistema de recuperação de energia, o turbocompressor não consome energia diretamente produzida pelo MCI. Deste modo, os turbocompressores são a forma de sobrealimentação preferida, caso tecnicamente possível e aceitável em termos de custos (Hermann Hiereth, 2007).

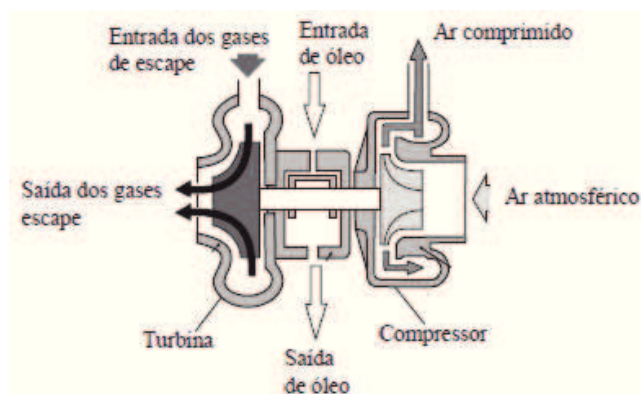


Figura 2.5 – Representação esquemática de um turbocompressor (Bonnick & Newbold, 2011).

Em MCI de movimento alternativo ou pistão-cilindro o turbocompressor utiliza um compressor com entrada de ar na direção axial e saída na direção radial (compressor centrífugo). É importante notar que o compressor centrífugo também é denominado compressor radial<sup>2</sup>, nome que deriva da direção de saída radial do ar. Os turbocompressores fornecem energia cinética ao ar admitido, energia essa que é transformada em aumento de pressão através da desaceleração do fluxo que ocorre no impulsor e no difusor do compressor (ver figura 2.7) (Challen & Baranescu, 1999).

### 2.3.1. Vantagens e implicações da turboalimentação

Quando comparado com um MCI atmosférico (normalmente aspirado) de igual potência, as principais vantagens de um MCI turboalimentado são: o peso inferior e as dimensões reduzidas (*downsizing*, na literatura inglesa).

A figura 2.6 apresenta uma comparação das curvas de potência, binário e consumo específico de combustível entre um MCI atmosférico e um MCI turboalimentado (Bauer, Horst, 2003). Pode observar-se que o MCI turboalimentado apresenta binário superior dentro da gama útil de rotação (figura 2.6). Consequentemente, a potência desenvolvida a uma dada velocidade de rotação é superior (troço A-B) para o mesmo consumo específico de combustível (Bauer, Horst, 2003).

Devido ao aumento de binário (troço B-C), a potência está disponível a velocidades de rotação inferiores. Deste modo, para um MCI turboalimentado, o ponto ao qual uma dada potência é produzida (ponto C) é deslocado para uma velocidade de rotação inferior (ponto B), o que resulta numa redução das perdas por atrito, e consequentemente numa redução do

<sup>2</sup> Existem dois tipos fundamentais de turbomáquinas: de fluxo radial ou de fluxo axial. Para maior detalhe consultar os capítulos 6 e 7 do livro *Principles of Turbomachinery*.

consumo específico de combustível (exemplo: para a mesma potência produzida (ponto C e B), o ponto D possui um consumo específico inferior ao ponto E).

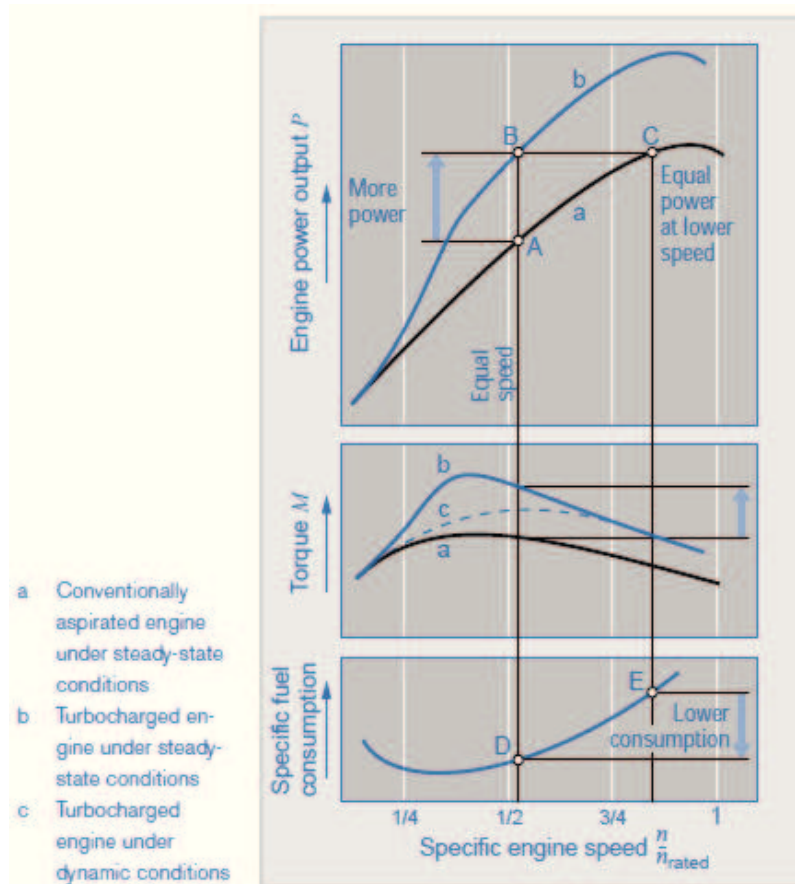


Figura 2.6 – Comparação das curvas de potência, binário e consumo específico de combustível entre um MCI atmosférico e um MCI turboalimentado. Adaptado de (Bauer, Horst, 2003).

**Curva de binário** – para as velocidades de rotação mais baixas, o binário de um MCI turboalimentado é semelhante ao de um MCI atmosférico. É importante notar que nestas condições o caudal mássico de gases de escape é reduzido, limitando a potência produzida pela turbina que por sua vez é fornecida ao compressor, em consequência o aumento de pressão do ar admitido é reduzido.

Em condições de operação em regime transiente (linha a tracejado), o binário produzido mantém-se semelhante ao produzido por um MCI atmosférico até às velocidades médias de rotação (ponto C da linha a tracejado da figura 2.6). Este comportamento deve-se ao atraso no aumento do caudal de gases de escape em situações de aceleração a baixas e médias velocidades de rotação, este fenómeno é designado por atraso do turbocompressor (*turbo-lag*, na literatura inglesa).

Relativamente à sobrealimentação mecânica, os turbocompressores possuem duas vantagens principais: i) o turbocompressor não necessita de extrair potência mecânica ao

motor, fator que permite reduzir custos e condicionamentos de espaço com correias ou outros elementos de transmissão de movimento; ii) a energia necessária para acionar o turbocompressor não é proveniente da cambota. Pode ainda ser obtida uma terceira vantagem através de uma correta seleção do turbocompressor para o motor, a turbocompressão pode aumentar a eficiência térmica global em cerca de 3 % a 5 % (Garrett, Newton, & Steeds, 2001). Os efeitos que a elevada pressão de alimentação têm na redução do consumo específico de combustível e no aumento de potência compensam em larga medida as perdas originadas pela contrapressão gerada pela introdução da turbina no sistema de escape.

É importante também salientar que a utilização de turbocompressores em MCI-SI requer especial atenção em determinados aspetos, sendo os mais revelantes (H. Zhao, 2009):

- i) Carga mecânica;
- ii) Carga térmica;
- iii) Atraso do turbocompressor (*turbo-lag*);
- iv) *Knock* e combustão anormal;
- v) Emissões poluentes.

**Carga mecânica** – Um MCI-SI de estrada possui uma pressão média efetiva ao freio (BMEP – *Break Mean Effective Pressure*) entre 12 bar e 13 bar, sendo que a pressão máxima no interior dos cilindros se situa na gama dos 75 bar a 85 bar (H. Zhao, 2009). O máximo de pressão determina a carga mecânica a que o MCI está sujeito, impondo assim os requisitos de natureza estrutural (é importante notar que é necessário garantir a integridade do MCI ao longo de toda a sua vida útil). A área do pistão afeta a carga sobre as chumaceiras e as cargas aplicadas nos parafusos da cabeça do motor. A estrutura da câmara de combustão também necessita de uma espessura suficiente para resistir à deformação, que pode levar à alteração da geometria e à passagem de gases entre as válvulas e as suas sedes.

Num MCI-SI sobrealimentado, com o aumento de carga nos cilindros, existe a necessidade de otimização dos componentes mecânicos acima mencionados uma vez que a BMEP pode atingir valores superiores a 25 bar (H. Zhao, 2009). A turboalimentação de um MCI-SI atmosférico requer, a alteração das especificações de rolamentos/chumaceiras, bloco do motor e cabeça, parafusos da cabeça e a junta da cabeça deve ser também reforçada. As

bielas, pistões e cambota podem sofrer modificações significativas, particularmente, no caso dos pistões e bielas de modo a permitir uma redução da relação de compressão. As dimensões das hastes das válvulas devem ser reduzidas se a sua deflexão se tornar problemática. O reforço da câmara de combustão através do aumento da espessura das suas paredes aumenta a inércia térmica, e deve ser balanceado com a mudança de especificações dos materiais utilizados e/ou do sistema de refrigeração do motor.

**Carga térmica** – O aumento da carga térmica no motor é principalmente resultado do aumento do caudal mássico de ar admitido pelo motor turboalimentado (H. Zhao, 2009). A energia resultante do processo de combustão da mistura admitida aumenta a quantidade de calor transferido para a estrutura do motor, requerendo sistemas de arrefecimento e lubrificação ajustados. Para além do aumento da massa de mistura admitida, em geral, um MCI turboalimentado utiliza relação de compressão e avanço de ignição inferiores (fase de combustão retardada). Em conjunto, estes fatores resultam num considerável aumento de energia libertada para escape no final da fase de expansão.

O sistema de turboalimentação, por si só, contribui para um aumento da carga térmica. Este efeito pode ser atenuado através da utilização de um *aftercooler* (habitualmente conhecido por *intercooler*).

Do lado do sistema de escape, o aumento de pressão a montante da turbina contribui para o aumento do fluxo de calor no sistema de arrefecimento e no motor em geral. Em MCI-SI turboalimentados, as temperaturas máximas à entrada da turbina não devem ultrapassar 1050 °C (H. Zhao, 2009), requerendo dos coletores de escape, juntas e apoios, uma elevada capacidade de transmissão de calor. Em funcionamento, o turbocompressor é fundamentalmente arrefecido pelo fluido lubrificante que passa pelos seus canais, fator que também aumenta a carga térmica no sistema de lubrificação.

**Atraso do turbocompressor** – o atraso na resposta entre a solicitação de mudança de carga e a entrega efetiva de potência pode ser significativo em MCI turboalimentados e é referenciado como atraso do turbocompressor (*turbocharger lag* ou *turbo-lag*, na literatura inglesa). As alterações de binário solicitado levam a que os rotores do turbocompressor desacelerem e acelerem de e para elevadas velocidades de rotação. Devido à inércia de rotação do conjunto, da qual 60 % é geralmente atribuído ao rotor da turbina, é possível demorar alguns segundos a responder a uma solicitação de binário (H. Zhao, 2009). O *turbo-lag* pode ser minimizado das seguintes formas: i) utilização de rotores cerâmicos

(menor inércia rotacional); ii) redução do tamanho da turbina e utilização de sistema de geometria variável; iii) substituição de um único turbocompressor por dois de dimensões inferiores ou utilização de um motor elétrico para acionamento do turbocompressor (Stone & Ball, 2004).

Nos MCI-SI, em particular, o *turbo-lag* pode ser minimizado através da utilização de compressores dinâmicos (também designados de volumétricos, como por exemplo o compressor *roots*). Esta solução melhora as características de resposta do sistema de turboalimentação (Bauer, Horst, 2003).

Outra variante na conceção dos sistemas de turboalimentação é a utilização de turbocompressores assistidos eletricamente, os quais são acionados por motores elétricos, reduzindo desta forma o *turbo-lag*. Este tipo de solução ainda é pouco utilizado comercialmente em veículos automóveis.

A resposta dos motores turboalimentados, quando comparada com os motores atmosféricos é ainda mais acentuada a elevadas altitudes. A turboalimentação compensa em grande parte a diminuição da massa volúmica do ar resultante da altitude. No entanto, é importante garantir na seleção do turbocompressor que o mesmo não entra em sobrerrotação nestas condições de funcionamento.

**Knock e combustão anormal** – o *knock* e a combustão anormal são autoignições não controladas de porções de mistura antes da frente de chama convencional ter chegado a esses locais. A autoignição resulta em ondas de pressão que atravessam a câmara de combustão a grande velocidade, que agitam a estrutura do motor e criam um ruído característico denominado *knock*. O *knock* é uma manifestação destrutiva da autoignição, e em situações de sobrecarga mecânica, resulta num aumento de transferência de calor para a estrutura do motor e conseqüente redução na temperatura de escape. As superfícies dos pistões e os segmentos podem sofrer solicitações desproporcionais devido ao impacto das ondas de pressão na superfície e choques induzidos por ignição da mistura nas extremidades da coroa do pistão. Caso não seja controlado, o *knock* pode destruir um MCI ao fim de alguns ciclos de funcionamento e é conhecido como um limite significativo ao desempenho do MCI desde as suas origens.

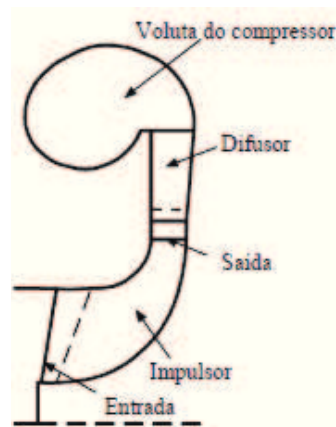
**Emissões poluentes** – A incorporação de um sistema de turboalimentação e conseqüente re-especificação do motor podem ter efeitos positivos e/ou negativos em termos de emissões poluentes. O primeiro ponto é o arranque a frio e a inércia térmica do coletor de

escape e do sistema de turbocompressão uma vez que removem a energia calorífica dos gases de escape antes destes alcançarem o catalisador e por isso afetam adversamente o funcionamento do catalisador. A emissão de hidrocarbonetos (HC) aumenta com o aumento do volume das ranhuras do pistão, válvulas, junta e vela.

Para elevadas cargas podem surgir problemas devido à formação de óxidos de azoto ( $\text{NO}_x$ ) que são conhecidos por afetar adversamente o limite de *knock*. A reduzida relação de compressão nos motores turboalimentados, ao mesmo tempo que reduz a massa de HC forçada a deslocar-se para os volumes de fenda, também reduz a eficiência de combustão e leva ao aumento de produção de monóxido de carbono (CO), particularmente a baixas cargas. Do lado positivo, a redução de temperaturas associadas à redução da relação de compressão também contribui para reduzir a formação de  $\text{NO}_x$ . Embora as emissões sejam afetadas de muitas formas pela turboalimentação, o maior impacto é devido à inércia térmica do coletor de escape. Soluções de diminuição das emissões poluentes e/ou conjugadas com o aquecimento do catalisador até à temperatura de funcionamento apresentam benefícios particulares em motores turboalimentados.

### 2.3.2. Caracterização geométrica dos turbocompressores

Os principais parâmetros geométricos dos turbocompressores são: i) relação  $A/R$ ; e ii) *Trim*. Na figura 2.7 são apresentados os parâmetros geométricos para a descrição da geometria do compressor.



**Figura 2.7 – Parâmetros geométricos para a descrição da geometria do compressor. Adaptado de (Hermann Hiereth, 2007).**

A figura 2.8 mostra as principais dimensões de uma turbina radial, com a definição de  $A$  e  $R$ .  $\alpha$ , ângulo de entrada;  $X$ , espessura da pá da turbina.

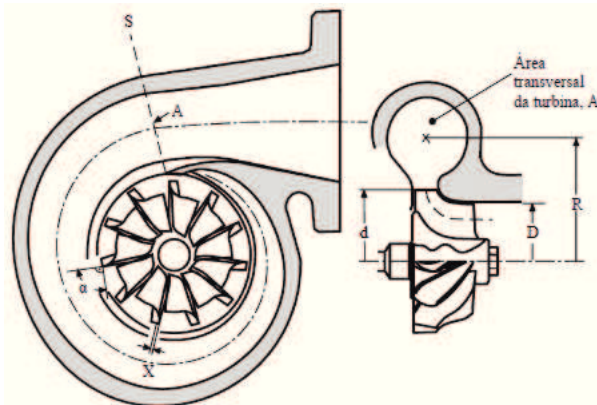


Figura 2.8 – Principais dimensões de uma turbina radial, com a definição de A e R.  $\alpha$ , ângulo de entrada; X, espessura da pá da turbina. Adaptado de (Hermann Hiereth, 2007).

i) Relação  $A/R$  (Área/Raio) – Caracteriza geometricamente as carcaças do compressor e da turbina. Define-se pela área ( $A$ ) de entrada, para a turbina (ou saída, para o compressor) a dividir pelo raio ( $R$ ) medido a partir do eixo de rotação até à linha centróide da voluta por onde passa o fluxo de ar (Hermann Hiereth, 2007). A diminuição da relação  $A/R$  da turbina aumenta o momento angular disponível para o rotor da turbina e conseqüente aumento da potência gerada pela turbina. O aumento da relação  $A/R$  da turbina apresenta os mesmos efeitos mas em sentido oposto. Relativamente ao compressor, o seu desempenho é praticamente insensível a mudanças na relação  $A/R$ . As carcaças com grandes relações  $A/R$  são por vezes utilizadas para otimizar o desempenho com baixas pressões de alimentação enquanto as com pequenas relações  $A/R$  são usadas para aplicações com elevada pressão de alimentação (Garrett, 2011).

ii) *Trim* – Define o contorno dos rotores do compressor e da turbina para uma gama específica de caudais. O diâmetro interno e externo do rotor da turbina/compressor e o seu contorno, conjugados, determinam o *Trim* da turbina/compressor, conforme apresentado na figura 2.9. Algebricamente, o *Trim* é definido por:

$$Trim = \left(\frac{d}{D}\right)^2 \cdot 100 [-] \quad 2.1$$

isto é, a relação entre os quadrados dos dois diâmetros, diâmetro exterior do rotor ( $d$ ) e o diâmetro de saída dos gases da turbina ( $D$ ). No caso do compressor mantém-se a relação apesar de o diâmetro  $D$  ser relativo ao diâmetro de admissão do ar.

Em conjunto, o *Trim* e a relação  $A/R$  caracterizam a capacidade de admissão de ar da turbina e do compressor para um diâmetro constante do rotor.

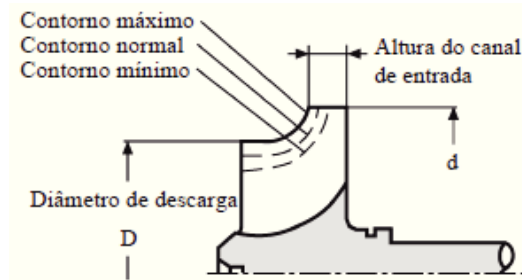


Figura 2.9 – Trim de contorno do rotor da turbina. Adaptado de (Hermann Hiereth, 2007).

A relação entre diâmetros do compressor e da turbina  $D_C/D_T$  é outro parâmetro principal na identificação do comportamento de turbocompressores. O diâmetro do rotor da turbina é escolhido de modo que, para um desempenho específico do compressor, a turbina funcione na sua eficiência máxima (Hermann Hiereth, 2007). A seção 2.3.7 apresenta em maior detalhe a relação  $D_C/D_T$ .

### 2.3.3. Relações básicas

O trabalho de saída produzido (ou recebido) por uma turbomáquina, para regime estacionário, obtém-se pela 1ª lei da termodinâmica. A 1ª lei da termodinâmica (ou lei da conservação de energia) aplicada entre as secções de entrada e saída de uma turbomáquina que opera em regime estacionário pode escrever-se da seguinte forma (Challen & Baranescu, 1999), (Heywood, 1988):

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \left[ \left( h_2 + \frac{c_2^2}{2} + g z_2 \right) - \left( h_1 + \frac{c_1^2}{2} + g z_1 \right) \right] [W] \quad 2.2$$

onde:  $\dot{Q}$  – taxa de transferência de calor;

$\dot{W}$  – taxa de transferência de trabalho;

$\dot{m}$  – caudal mássico;

$h$  – entalpia específica ( $h = u + pv$ );

$\frac{c^2}{2}$  – energia cinética específica;

$g z$  – energia potencial específica;

sufixos 1,2 – secções de entrada e saída respetivamente.

Denotando a entalpia de estagnação ( $h_o$ ) como:

$$h_o = h + \frac{c^2}{2} [J/kg] \quad 2.3$$

E negligenciando a variação de energia potencial e considerando condições adiabáticas (isto é, sem transferência de calor), obtém-se a expressão:

$$-\dot{W} = \dot{m} (ho_2 - ho_1) [W] \quad 2.4$$

Para as condições de pressão e temperatura do ar no compressor e dos gases de escape na turbina, o ar e os gases de escape podem ser considerados gases ideais e por isso obedecem à equação de estado:

$$p v = R_g T [J/kg] \quad 2.5$$

onde  $p$ ,  $v$ ,  $R_g$  e  $T$  simbolizam respectivamente pressão (absoluta), volume específico, constante específica do gás e temperatura. Para gases ideais, o calor específico a pressão constante ( $cp$ ) é dada por:

$$c_p = dh/dT \left[ \frac{J}{kg \cdot K} \right] \quad 2.6$$

Assim, a equação 2.4 pode ser escrita da seguinte forma:

$$-\dot{W} = \dot{m} c_p (To_2 - To_1) [W] \quad 2.7$$

onde  $To$  denota a temperatura de estagnação (ou ‘total’). Esta temperatura relaciona-se com a temperatura estática ( $T$ ) e a velocidade do gás ( $v$ ) através da seguinte expressão:

$$To = T + \frac{v^2}{2 c_p} [K] \quad 2.8$$

### Compressor

A eficiência isentrópica de um compressor ( $\eta_{c,s}$ ) pode ser obtida através do quociente entre a potência de compressão do processo ideal (isto é, compressão isentrópica) e a potência de compressão do processo real:

$$\eta_{c,s} = \frac{\dot{W}_{c,s}}{\dot{W}_c} [-] \quad 2.9$$

A partir das equações 2.4, 2.7 e 2.9, pode escrever-se:

$$\eta_{c,s,TT} = \frac{ho_{2s} - ho_1}{ho_2 - ho_1} = \frac{To_{2s} - To_1}{To_2 - To_1} [-] \quad 2.10$$

onde o sufixo e 'TT' denota 'total para total', significando que a eficiência é baseada em valores totais de temperatura. É importante notar que o trabalho necessário para efetuar uma compressão real excede o necessário para efetuar uma compressão isentrópica (ideal), e por isso a temperatura real do ar à saída do compressor ( $To_2$ ) é superior à temperatura resultante de uma compressão isentrópica ( $To_{2s}$ ).

De modo a ilustrar esta observação, a figura 2.10 apresenta uma representação esquemática que relaciona as propriedades termodinâmicas envolvidas no processo de compressão isentrópico e real.

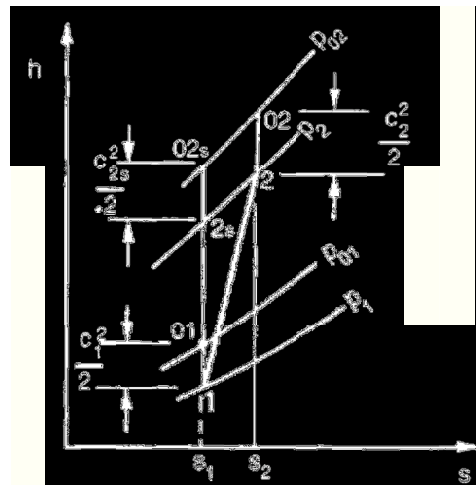


Figura 2.10 – Processo de compressão (Dixon & Hall, 2010).

Para uma compressão isentrópica, a relação de pressão no compressor pode ser expressa em função da temperatura de entrada e saída do seguinte modo:

$$\frac{po_2}{po_1} = \left( \frac{To_{2s}}{To_1} \right)^{\gamma_c / (\gamma_c - 1)} \quad [-], \quad \text{onde } \gamma_c = c_{p,c} / c_{v,c} \quad 2.11$$

Desta forma, e após algumas operações algébricas, a equação 2.10 pode ser reescrita como:

$$\eta_{c,s,TT} = \frac{(po_2/po_1)^{(\gamma_c - 1) / \gamma_c} - 1}{\frac{To_2}{To_1} - 1} \quad [-] \quad 2.12$$

A eficiência do compressor baseada em valores 'TT' aumenta, implicitamente assume que a energia cinética que deixa o compressor pode ser útil nos componentes seguintes do sistema. Esta análise é aplicável numa turbina a gás desde que a velocidade do gás seja mantida da câmara de combustão para a turbina, na qual é produzido trabalho. Contudo, o ar enviado pelo turbocompressor para o coletor de admissão de um motor é levado quase ao repouso, sem realização de trabalho útil. Esta perda de energia cinética deve ser

considerada como uma perda de eficiência do compressor relativamente ao ideal de uma velocidade de saída de gás negligenciável. Deste modo a definição mais apropriada para a eficiência do compressor é:

$$\eta_{C,s,TS} = \frac{(p_2/p_{o1})^{(\gamma_c-1)/\gamma_c} - 1}{\frac{T_{o2}}{T_{o1}} - 1} [-] \quad 2.13$$

A eficiência isentrópica 'TS' é ligeiramente inferior à eficiência isentrópica 'TT'. É importante salientar que vários fabricantes de turbocompressores indicam valores de eficiência sob a forma 'TT' (eficiências superiores), alguns deles sem declarar a base de realização das medições.

### **Turbina**

A eficiência isentrópica da turbina pode ser expressa como a potência real de saída a dividir pela obtida no funcionamento isentrópico de uma turbina a operar com a mesma pressão e temperatura de entrada.

$$\eta_{T,s} = \frac{\dot{W}_T}{\dot{W}_{T,s}} [-] \quad 2.14$$

Esta expressão pode ser desenvolvida de forma análoga ao compressor dando origem a:

$$\eta_{T,s,TT} = \frac{1 - T_{o4}/T_{o3}}{1 - (p_{o4}/p_{o3})^{(\gamma_T-1)/\gamma_T}} [-] \quad 2.15$$

e

$$\eta_{T,s,TS} = \frac{1 - T_{o4}/T_{o3}}{1 - (p_4/p_{o3})^{(\gamma_T-1)/\gamma_T}} [-] \quad 2.16$$

de forma análoga ao compressor, na turbina, o processo de expansão realiza-se conforme apresentado na figura 2.11.

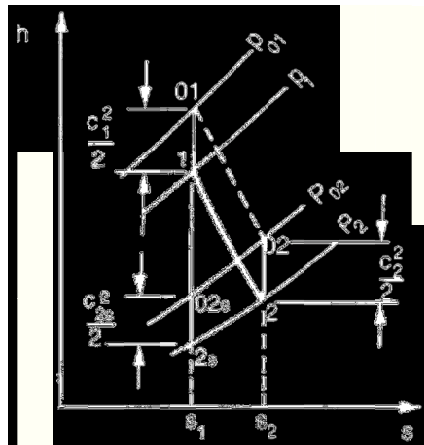


Figura 2.11 – Processo de expansão da turbina (Dixon & Hall, 2010).

A energia cinética que os gases de escape possuem à saída da turbina é desperdiçada ao longo do sistema de escape. Assim, tal como acima observado para o compressor, para a turbina a utilização da eficiência total para estática é também a mais apropriada, embora nem sempre a referida pelos fabricantes.

Por uma questão de simplicidade de interpretação dos parâmetros envolvidos nas equações que regem os turbocompressores será omissa a distinção entre eficiência isentrópica total para total  $\eta_{s,TT}$  e total para estática  $\eta_{s,TS}$ . Esta consideração indica que não serão apresentados os sufixos ‘o’ (de estagnação), ‘TT’ de total para total e ‘TS’ de total para estático.

#### 2.3.4. Equações fundamentais do turbocompressor

O princípio da turboalimentação em regime estacionário permite definir que existe sempre igualdade de potência entre o compressor e a turbina (Mollenhaue & Tschoeke, 2010):

$$\dot{W}_T = \dot{W}_C [W] \quad 2.17$$

A potência real do compressor e da turbina dependem da eficiência isentrópica e da eficiência mecânica que surge essencialmente devido a efeitos de atrito no veio. Sob o pressuposto usualmente aceite que o compressor e a turbina são adiabáticos (sem perda ou ganho de calor), aplica-se o seguinte para a potência do compressor (ver figura 2.12):

$$\dot{W}_C = \dot{m}_C \Delta h_{c,s} \frac{1}{\eta_{c,s} \eta_{c,m}} = \dot{m}_C (h_{o2} - h_{o1}) \frac{1}{\eta_{c,m}} [W] \quad 2.18$$

A variação de entalpia para o processo de compressão isentrópico obtém-se do seguinte modo:

$$\Delta h_{C,s} = c_{p,C} T_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right] [J/kg] \quad 2.19$$

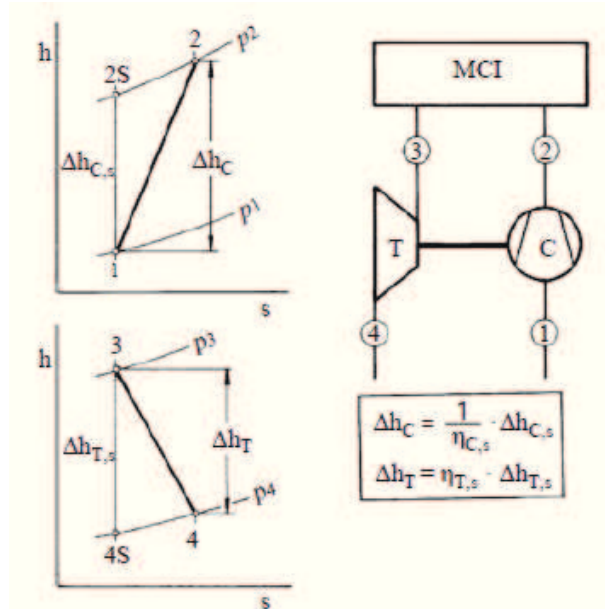


Figura 2.12 – Trabalho específico do compressor e da turbina. Adaptado de (Mollenhau & Tschoeke, 2010).

e, analogamente, para a potência da turbina:

$$\dot{W}_T = \dot{m}_T \Delta h_{T,s} \eta_{T,s} \eta_{T,m} = \dot{m}_T (h_{o3} - h_{o4}) \eta_{T,m} [W] \quad 2.20$$

$$\Delta h_{T,s} = c_{p,T} T_3 \left[ 1 - \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] [J/kg] \quad 2.21$$

Portanto a equação 2.17 pode ser apresentada como:

$$\begin{aligned} & \dot{m}_C c_{p,C} T_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{(\gamma_C-1)/\gamma_C} - 1 \right] \\ & = \eta_{C,s} \eta_{C,m} \eta_{T,m} \eta_{T,s} \dot{m}_T c_{p,T} T_3 \left[ 1 - \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{(\gamma_T-1)/\gamma_T} \right] [W] \end{aligned} \quad 2.22$$

Uma vez que a turbina e o compressor partilham o mesmo veio, as perdas mecânicas podem ser resumidas na eficiência mecânica do turbocompressor  $\eta_{TC,m}$ :

$$\eta_{TC,m} = \eta_{C,m} \cdot \eta_{T,m} [-] \quad 2.23$$

Na prática, a eficiência da turbina  $\eta_T$  é dada pelo produto das perdas mecânicas totais do turbocompressor pela eficiência isentrópica da turbina  $\eta_{T,s}$  da seguinte forma:

$$\eta_T = \eta_{C,S} \cdot \eta_{TC,m} [-] \quad 2.24$$

A cadeia de produtos da eficiência global do turbocompressor utilizada na equação 2.22 é definida como a eficiência do turbocompressor  $\eta_{TC}$ :

$$\eta_{TC} = \eta_{C,S} \cdot \eta_T [-] \quad 2.25$$

Utilizando as equações 2.22 e 2.25 é possível definir a *1ª Equação fundamental do turbocompressor*:

$$\Pi_C = \frac{p_2}{p_1} = \left\{ 1 + \frac{\dot{m}_T}{\dot{m}_C} \frac{c_{p,T}}{c_{p,C}} \frac{T_3}{T_1} \eta_{TC} \left[ 1 - \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{(\gamma_T-1)/\gamma_T} \right] \right\}^{\gamma_C/(\gamma_C-1)} [-] \quad 2.26$$

Através da equação 2.26 verifica-se que a relação pressão de compressão depende essencialmente dos parâmetros temperatura, caudal mássico, pressão e eficiência já que a relação entre os outros parâmetros pouco varia. Optando por um turbocompressor com uma eficiência superior, para uma determinada pressão  $p_2$  necessária, é possível reduzir a temperatura  $T_3$  e a contrapressão  $p_3$  produzidas à saída do coletor de escape permitindo assim o funcionamento do motor com menor quantidade de gases de escape (Mollenhaue & Tschoeke, 2010).

A equação 2.26 pode ser transformada numa equação condicional para a eficiência do turbocompressor:

$$\eta_{TC} = \frac{\dot{m}_C}{\dot{m}_T} \frac{c_{p,C}}{c_{p,T}} \frac{T_1}{T_3} \frac{\left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{(\gamma_C-1)/\gamma_C} - 1}{1 - \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{(\gamma_T-1)/\gamma_T}} [-] \quad 2.27$$

As equações condicionais presentes na eficiência do turbocompressor, incorporam variáveis de estado ( $p, T$ ) para as condições 1-4 com valores totais ou estáticos, constituindo uma informação importante quando são adotados valores concretos para a eficiência do turbocompressor ( $\eta_{TC}$ ).

Para funcionamento em regime estacionário, o caudal mássico através da turbina corresponde ao caudal de escape do motor. Esta relação estabelece a *2ª Equação fundamental do turbocompressor*:

$$\dot{m}_T = A_{T,efet} \frac{p_{03}}{\sqrt{R_g T_{03}}} \sqrt{\frac{2 \gamma_T}{\gamma_T - 1} \left[ \left( \frac{p_4}{p_{03}} \right)^{2/\gamma_T} - \left( \frac{p_4}{p_{03}} \right)^{(\gamma_T+1)/\gamma_T} \right]} \quad [ - ] \quad 2.28$$

Desta forma, verifica-se que o caudal mássico na turbina depende de uma área efetiva de passagem dos gases de escape ( $A_{T,efet}$ ).

### 2.3.5. Representação adimensional das características do compressor e da turbina

O caudal mássico, a eficiência e a variação de temperatura ( $\Delta T$ ) de uma turbina ou compressor podem ser expressos como função de todos os parâmetros possíveis conforme apresentado:

$$\dot{m}; \eta_s; \Delta T = f(p_{o1}, p_{o2}, T_{o1}, n, D, R_g, \gamma, \mu) \quad 2.29$$

onde  $n$ ,  $D$  e  $\mu$  são respetivamente a velocidade de rotação, diâmetro característico e viscosidade dinâmica do gás. Estes parâmetros podem ser reduzidos, utilizando a análise dimensional<sup>3</sup>, para os seguintes grupos adimensionais:

$$\frac{\dot{m} \sqrt{R_g T_{o1}}}{p_{o1} D^2}; \eta_s; \frac{\Delta T}{T_{o1}} = f\left(\frac{n D}{\sqrt{R_g T_{o1}}}, \frac{p_{o2}}{p_{o1}}, \frac{\dot{m}}{\mu D}, \gamma\right) \quad 2.30$$

Para o compressor,  $\gamma$  e  $\Delta T$  são praticamente constantes e podem ser ignorados, e para a turbina variam com a relação  $A/F$  mas a sua influência no desempenho da turbina é desprezável. O número de *Reynolds* ( $\frac{\dot{m}}{\mu D}$ ) dado o seu pequeno efeito no desempenho do turbocompressor também não é considerado (Challen & Baranescu, 1999).

As relações entre  $\eta_s$ ,  $\frac{\Delta T}{T_{o1}}$  e  $\frac{p_{o2}}{p_{o1}}$  apresentadas nas equações 2.29 e 2.30 podem então ser reduzidas a:

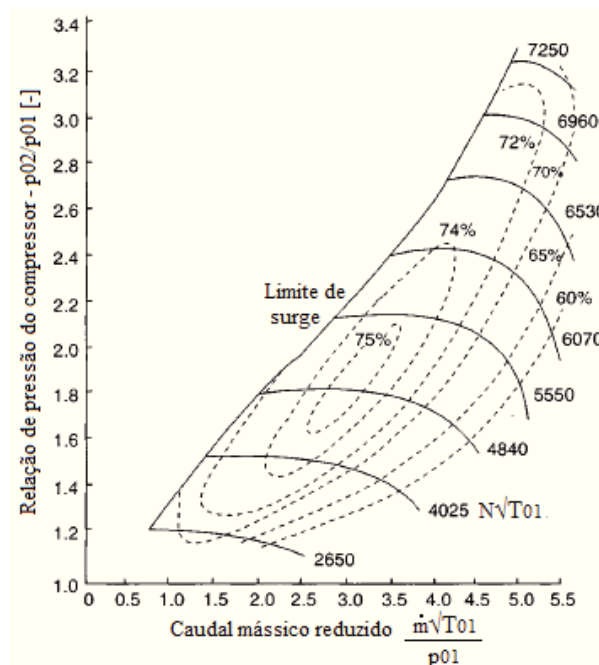
$$\frac{\dot{m} \sqrt{R_g T_{o1}}}{p_{o1}}; \eta_s = f\left(\frac{n D}{\sqrt{R_g T_{o1}}}\right); \frac{p_{o2}}{p_{o1}} \quad 2.31$$

<sup>3</sup> Ferramenta utilizada para determinar ou verificar relações entre grandezas físicas através da utilização das suas dimensões. Uma explicação mais detalhada sobre a Análise Dimensional pode ser encontrada no livro *The Pi-Theorem - Applications to Fluid Mechanics and Heat and Mass Transfer*.

Para um turbocompressor em particular, o diâmetro permanece constante e, para aplicações em turbocompressores, a constante do gás ( $R_g$ ) permanece constante sendo a variação de desempenho no funcionamento do turbocompressor dada por:

$$\dot{m}_{red} = \frac{\dot{m}\sqrt{T_{01}}}{P_{01}}; \eta_s = f\left(\frac{n}{\sqrt{T_{01}}}\right); \frac{p_{02}}{p_{01}} \quad 2.32$$

O mapa completo de desempenho do compressor do turbocompressor (figura 2.13) pode ser representado através da relação de pressão de compressão ( $p_{02}/p_{01}$ ) em função do caudal mássico reduzido ( $\dot{m}_{red}$ ), mostrando as linhas de velocidade constante reduzida ( $n/\sqrt{T_{01}}$ ) e eficiência isentrópica  $\eta_s$ .



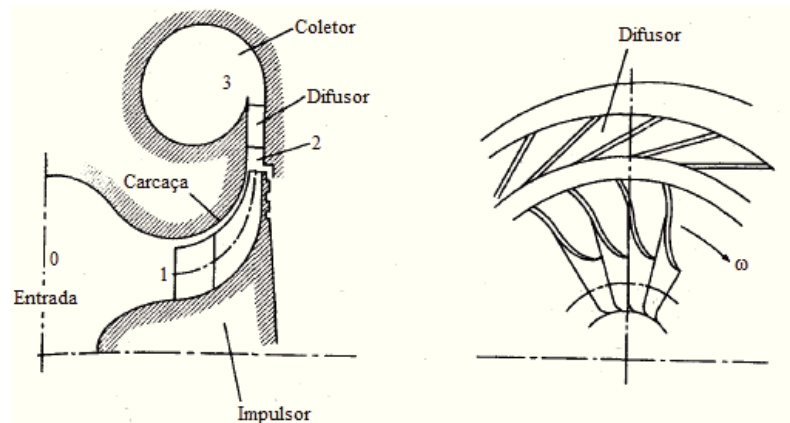
**Figura 2.13 – Mapa de desempenho do compressor do turbocompressor. Adaptado de (Challen & Baranescu, 1999).**

A vantagem desta representação é que descreve o desempenho do compressor independentemente das condições de entrada ( $p, T$ ). Contudo, os termos da equação 2.32 deixam de ser adimensionais (Challen & Baranescu, 1999).

### 2.3.6. Compressor

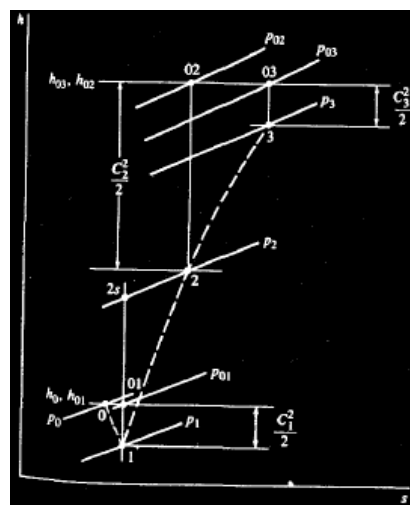
A figura 2.14 apresenta uma representação esquemática de um compressor radial constituído por: i) carcaça estática de entrada compreendida entre a secção 0 e 1; ii) um impulsor (rotor) com pás compreendido entre a secção 1 e 2; iii) difusor estático (com ou sem palhetas) compreendido entre a secção 2 e 3; e iv) voluta para encaminhar o gás

comprimido para o sistema de admissão de ar do MCI.



**Figura 2.14 – Representação esquemática de um compressor radial. Adaptado de (Heywood, 1988).**

A figura 2.15 indica, através de um diagrama h-s (entalpia-entropia), a contribuição de cada um dos componentes no aumento global de pressão no compressor. O ar em estagnação no estado 0 é acelerado na entrada para pressão  $p_1$ , e velocidade  $c_1$ . A variação de entalpia do estado 01 para 1 é  $c_1^2/2$ . A compressão criada no impulsor aumenta a pressão para  $p_2$ , e a velocidade para  $c_2$ , correspondendo ao estado de estagnação 02 se toda a energia cinética de saída for recuperada. O processo de compressão isentrópica equivalente termina no estado estático 2s. O difusor, seção 2 para 3, converte o máximo da energia cinética proveniente da saída do impulsor ( $c_2^2/2$ ) num aumento de pressão ( $p_3 - p_2$ ), através da diminuição de velocidade dos gases nas passagens de expansão. O estado final, no coletor, tem a pressão estática  $p_3$ , baixa energia cinética  $c_3^2/2$ , e a pressão de estagnação  $p_{03}$  que é menor que  $p_{02}$  uma vez que o processo de difusão é incompleto e irreversível (Heywood, 1988).

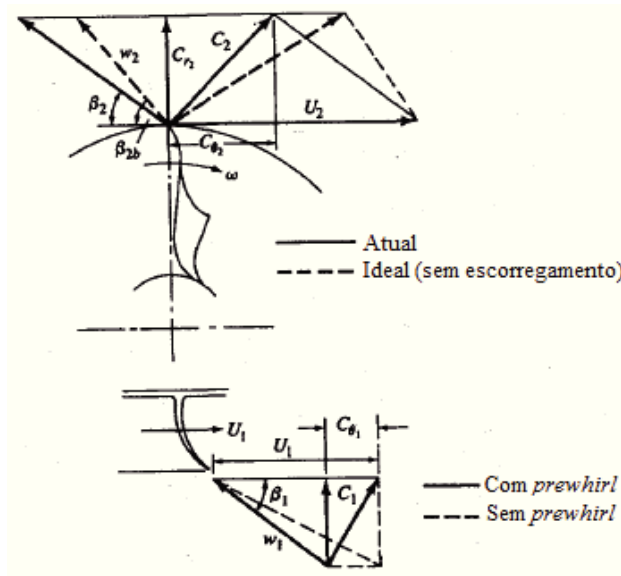


**Figura 2.15 – Diagrama entalpia-entropia de um compressor radial (Heywood, 1988).**

A transferência de trabalho para o gás ocorre no impulsor e pode ser relacionada com a

alteração do momento angular do gás através das componentes da velocidade da entrada e de saída, conforme apresentado na figura 2.16. As variáveis  $c_1$  e  $c_2$  são as velocidades absolutas do gás,  $u_1$  e  $u_2$  as velocidades tangenciais das pás, e  $w_1$  e  $w_2$  as velocidades relativas entre o gás e o impulsor, os índices 1 e 2 representam respectivamente a entrada e a saída do gás. O binário  $T$  que é transmitido ao gás é igual à taxa de variação do momento angular e é dado por:

$$T = \dot{m}(r_2 c_{\theta 2} - r_1 c_{\theta 1}) [N.m] \quad 2.33$$



**Figura 2.16 – Diagramas de velocidade na entrada (1) e saída (2) do rotor ou impulsor de um compressor radial. Adaptado de (Heywood, 1988).**

A taxa de transferência de trabalho (potência) para o gás, frequentemente chamada de equação de *Euler* para as turbomáquinas, é dada por:

$$-\dot{W}_C = T \omega = \dot{m} \omega (r_2 c_{\theta 2} - r_1 c_{\theta 1}) = \dot{m} (u_2 c_{\theta 2} - u_1 c_{\theta 1}) [W] \quad 2.34$$

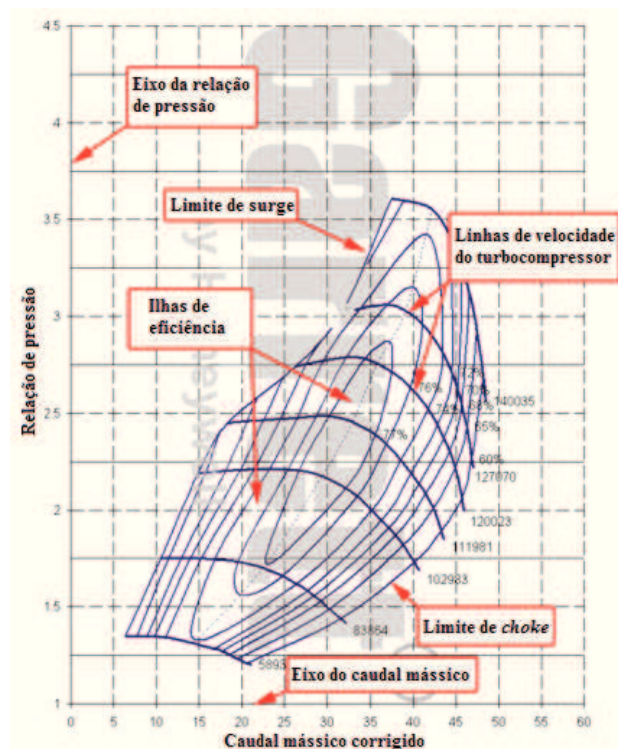
Em compressores radiais, a velocidade de entrada ( $c_1$ ) apresenta apenas componente axial pelo que  $c_{\theta 1} = 0$ . Deste modo a equação 2.34 pode ser escrita como:

$$-\frac{\dot{W}_C}{\dot{m}} = u_2 c_{\theta 2} = u_2 \left( 1 - \frac{c_{r2}}{u_2} \cot \beta_2 \right) [J/kg] \quad 2.35$$

onde  $\beta_2$  é o ângulo de inclinação da pá para trás. No caso ideal, sem escorregamento,  $\beta_2$  é o ângulo da pá  $\beta_{2b}$ . Na prática, há deslizamento e  $\beta_2$  é menor que  $\beta_{2b}$ . Alguns compressores têm palhetas radiais (isto é,  $\beta_{2b} = 90^\circ$ ), no entanto a maioria dos compressores produzidos atualmente tem palhetas com inclinação para trás ( $\beta_{2b} < 90^\circ$ )

uma vez que possuem uma eficiência superior (Heywood, 1988). Dado que a transferência de trabalho para o gás ocorre unicamente no impulsor, a taxa de transferência de trabalho dada pela equação 2.35 é igual à variação da entalpia de estagnação ( $h_{o3} - h_{o1}$ ) apresentada na figura 2.15.

As características de funcionamento de um compressor radial são normalmente apresentadas através do mapa de desempenho. A figura 2.17 mostra um mapa das principais limitações de compressores radiais: *surge*, velocidade e *choke* que delimitam a zona de operação do compressor.



**Figura 2.17 – Mapa das principais limitações de compressores radiais: *surge*, velocidade e *choke*. Adaptado de (Garrett, 2010).**

A área central é a zona estável de funcionamento sendo limitada à esquerda: i) pelo limite de *surge* (baixos caudais mássicos), e à direita: ii) pelo limite de *choke* (velocidades de rotação elevadas, baixa eficiência e caudais mássicos elevados) (Challen & Baranescu, 1999).

Limite de *surge* – ocorre quando o caudal mássico é reduzido a uma relação de pressão constante ( $\Pi_c = const.$ ), nestas condições pode ocorrer inversão de fluxo localizado na camada limite. A redução demasiada de caudal mássico causa a inversão completa do fluxo, causando uma queda na pressão. Como a pressão diminui, o fluxo restabelece o seu sentido original, amentando novamente a pressão que origina a repetição do processo,

provocando assim um funcionamento instável (Heywood, 1988). O compressor não deve ser solicitado para funcionar neste regime instável (para além do limite de *surge*), no entanto, é necessário perceber que o limite de *surge* é influenciado pelo compressor e por todo o sistema de admissão. Desta forma, a limite de *surge* fornecido pelo fabricante do turbocompressor é apenas um guia, uma vez que na prática varia de acordo com o motor em que é aplicado (Challen & Baranescu, 1999).

Limite de *choke* – ocorre com o aumento do caudal mássico uma vez que a velocidade dos gases aumenta e o fluxo torna-se sónico no difusor do compressor. Só através do aumento da velocidade do compressor é que pode ser obtido caudal mássico adicional, no entanto, quando o difusor se encontra em *choke* (estrangulado), apesar de um aumento substancial da velocidade de rotação existe um aumento limitado do caudal mássico (Heywood, 1988).

A figura 2.18 mostra um mapa de desempenho (relação de pressão  $\Pi_c = p_2/p_1$  versus do caudal mássico corrigido  $\dot{m}_{cor}$ ) do compressor de um turbocompressor com as iso-linhas de eficiência isentrópica  $\eta_c$  e velocidade de rotação corrigida constante  $n_{cor}$ .

Em termos práticos, para o compressor, as variáveis velocidade de rotação corrigida  $n_{cor}$  e caudal mássico corrigido  $\dot{m}_{cor}$  são habitualmente definidos como:

$$n_{cor} = n \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_{O1}}} \text{ [rpm]} \quad 2.36$$

$$\dot{m}_{cor} = \dot{m} \sqrt{\frac{T_{O1}}{T_{ref}}} \frac{p_{ref}}{p_{O1}} \text{ [kg/s]} \quad 2.37$$

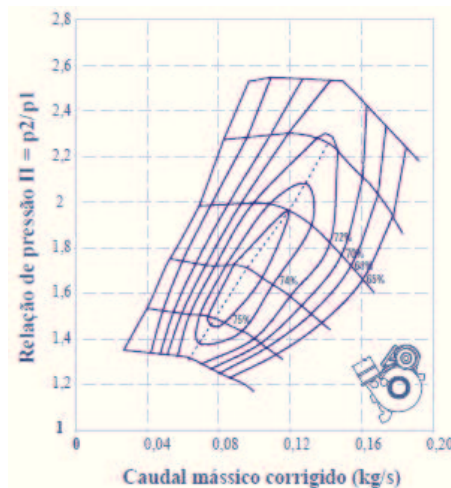


Figura 2.18 – Mapa de desempenho do compressor de um turbocompressor. Adaptado de (Garrett, 2010).

Relativamente à definição das condições de referência elas podem ser definidas de acordo com a Norma SAE J1826 ( $T_{ref} = 288 \text{ K}$  e  $p_{ref} = 1 \text{ atm}$ ); ou de acordo com a Norma ISO 5011 ( $T_{ref} = 293,15 \text{ K}$  e  $p_{ref} = 1 \text{ atm}$ ). No presente estudo a  $T_{ref}$  e  $p_{ref}$  são respetivamente a temperatura e pressão definidas na Norma SAE J1826, dado que o fabricante dos turbocompressores estudados (*Garrett*) apresenta os seus dados de acordo com esta Norma.

Embora os detalhes de alguns mapas de compressores variem, as suas características gerais são similares. As regiões de elevada eficiência são paralelas e estão próximas do limite de *surge* pelo que é importante a utilização de compressores com uma elevada gama de caudais em aplicações automóveis (Heywood, 1988).

### 2.3.7. Turbina

A turbina do turbocompressor é acionada pelos gases de escape do motor. A turbina apresenta maior eficiência para escoamentos estacionários, no entanto, e uma vez que o MCI origina um fluxo de gases de escape pulsado, a turbina pode ser construída de modo a aproveitar da melhor forma o escoamento pulsado. Assim, existem duas formas de aproveitamento da energia disponível nos gases de escape: i) a turboalimentação a pressão constante e ii) turboalimentação pulsada.

Turboalimentação a pressão constante – o coletor de escape possui um volume suficientemente grande para absorver a variação de caudal mássico e os pulsos de pressão, de modo que o fluxo na turbina seja essencialmente uniforme. A desvantagem desta técnica é a não utilização da elevada energia cinética dos gases que deixam a porta de escape já que as perdas resultantes da mistura de um gás a alta velocidade com um gás a baixa velocidade deixam de poder ser recuperadas. Esta forma de turboalimentação é a mais utilizada em aplicações em veículos automóveis (Heywood, 1988).

Turboalimentação pulsada – neste caso são utilizadas condutas de escape com área transversal mais reduzida, ligadas diretamente à turbina de modo a que maior parte da energia cinética dos gases de escape possa ser utilizada. Com um agrupamento adequado das diferentes portas de escape dos cilindros é possível tornar os pulsos sequenciais para que a instabilidade do fluxo seja mantida a níveis aceitáveis. Este sistema é utilizado comumente em motores *diesel* e grande cilindrada (Heywood, 1988).

A turbina de fluxo radial é semelhante a um compressor radial, a principal diferença é que o fluxo do gás dá-se radialmente para o interior e não para o exterior como no compressor. Na figura 2.19 são apresentados os principais componentes de uma turbina de fluxo radial. Esta é constituída por uma voluta de entrada, um difusor convergente, com um conjunto de palhetas que poderão ou não ser orientáveis, e um rotor.

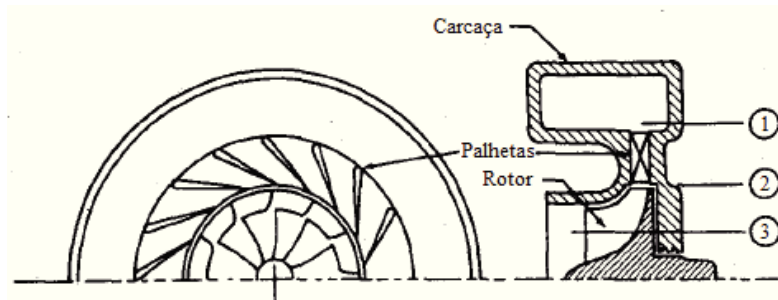


Figura 2.19 – Esquemático de uma turbina de fluxo radial. Adaptado de (Heywood, 1988).

A função de cada componente é evidente no diagrama h-s e no triângulo de velocidades (ver figura 2.20). As palhetas do difusor, secção 1-2, provocam a aceleração do fluxo, com uma perda reduzida na pressão de estagnação. A queda na entalpia de estagnação, e por conseguinte no trabalho transferido, ocorre unicamente nas passagens do rotor, secção 2-3, pelo que o rotor é desenhado para possuir uma energia cinética mínima na saída ( $c_3^2/2$ ). O trabalho transferido do gás para o rotor relaciona-se com o triângulo de velocidades através da lei da variação do momento angular e é dado pela equação de Euler:

$$\dot{W}_T = T \omega = \dot{m} \omega (r_2 c_{\theta 2} - r_1 c_{\theta 3}) = \dot{m} (u_2 c_{\theta 2} - u_3 c_{\theta 3}) [W] \quad 2.38$$

Onde  $T$  é o binário e  $\omega$  a velocidade angular do rotor. Para uma transferência máxima de trabalho a velocidade de saída deverá ser axial.

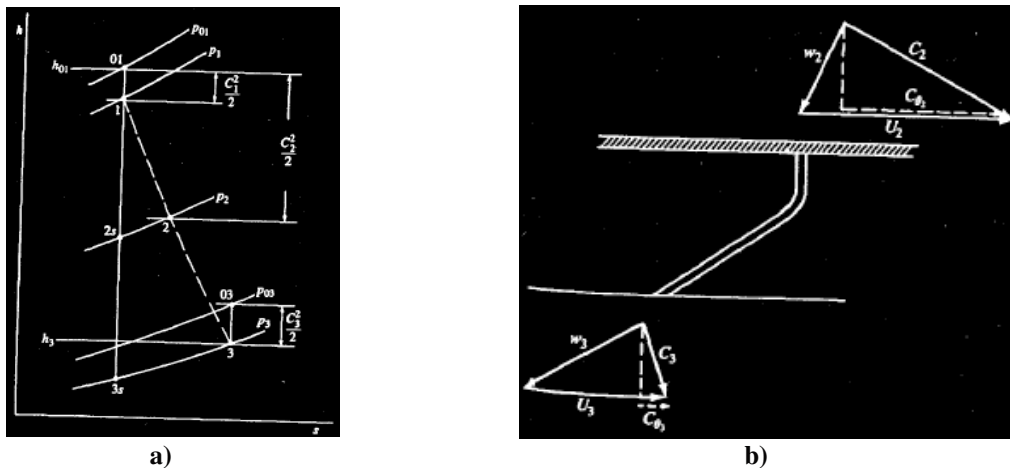
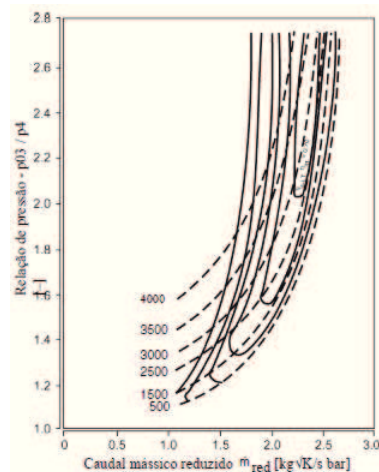


Figura 2.20 – Diagrama entalpia-entropia (a) e triângulo de velocidades (b) de uma turbina radial. Adaptado de (Heywood, 1988).

A velocidade de rotação do rotor influencia a pressão de saída no estator, devido a efeitos centrífugos, levando a que a relação de pressão total (entrada do estator para a saída do rotor) a que ocorre *choke* na saída do estator (ponto 2) seja dependente da velocidade do rotor. A figura 2.21 mostra o mapa de desempenho de uma turbina radial, apresentando a relação de pressão em função do caudal mássico, iso-linhas de eficiência e linhas de velocidade de rotação constante. À medida que o caudal mássico aumenta para uma dada velocidade de rotação, o escoamento aproxima-se de um limite que corresponde ao limite de *choke* nas palhetas do difusor convergente ou no rotor (Heywood, 1988). Em turbinas radiais com palhetas móveis (geometria variável) existe uma maior variação de caudal mássico com a velocidade do rotor (Challen & Baranescu, 1999).



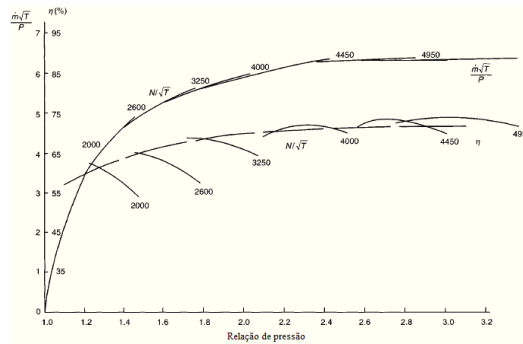
**Figura 2.21 – Mapa de desempenho de uma turbina radial, apresentando a relação de pressão em função do caudal mássico, iso-linhas de eficiência e linhas de velocidade de rotação constante. Adaptado de (Hermann Hiereth, 2007).**

É de notar que na figura 2.21 as linhas de velocidade se encontram muito próximas devido ao limite de *choke*, pelo que os fabricantes optaram por formas alternativas de representação para melhorar a interpretação dos mapas de desempenho das turbinas. As duas formas de representação alternativas são: i) o caudal mássico corrigido em função da relação de expansão e ii) eficiência de uma turbina radial em função da relação de velocidade da pá.

### **Caudal mássico corrigido em função da relação de expansão**

A figura 2.22 apresenta o mapa desempenho da turbina, apresentação alternativa, no qual é apresentado o caudal mássico corrigido ( $\dot{m}_{cor}$ ) em função da relação de expansão ( $\Pi_T = p_3/p_4$ ). Neste tipo de representação, o regime de operação é apresentado de uma forma mais alargada. É apresentada a linha de equilíbrio que se desloca desde baixa velocidade, a baixa relação de expansão, até uma velocidade de rotação mais elevada, a uma elevada

relação de pressão.



**Figura 2.22 – Mapa de desempenho da turbina, apresentação alternativa. Adaptado de (Challen & Baranescu, 1999).**

Os fabricantes de turbocompressores não fornecem os dados para toda a gama de funcionamento da turbina (por uma questão de redução do tempo de ensaio e por ser raramente solicitado pelo cliente), o que ocorre pela seguinte razão: para um dado turbocompressor, é possível ligar as características da turbina e do compressor e traçar uma linha de equilíbrio nos mapas da turbina e do compressor. Este trabalho é possível através da utilização das equações da potência da turbina e do compressor (equações 2.14 e 2.17), e impondo uma velocidade de rotação constante, fatores que estão implícitos em qualquer teste experimental de turbocompressores.

De um modo geral, os fabricantes de turbocompressores apresentam os dados do compressor no mesmo formato conforme descrito na secção 2.3.6, no entanto, na representação da turbina não existe essa uniformidade. Por exemplo, alguns fabricantes tornam a representação prática e transpõem a ordenada e abscissa da figura 2.21 de forma a obter o gráfico da forma apresentada na figura 2.22.

Também no caso da turbina existe a necessidade de corrigir os valores de rotação e caudal mássico para que os dados possam ser utilizados em situações diferentes daquelas em que foram realizados os ensaios. Na turbina existem duas possibilidades de apresentação dos valores sendo definidos os parâmetros: velocidade de rotação e caudal mássico corrigidos ( $n_{cor}$ ;  $\dot{m}_{cor}$ ); e velocidade de rotação e caudal mássico reduzidos ( $n_{red}$ ;  $\dot{m}_{red}$ ) (Westin, 2005):

$$n_{cor} = \frac{n}{\sqrt{\frac{T_{o3}}{T_{ref}}}} [rpm] ; \quad \dot{m}_{cor} = \dot{m} \sqrt{\frac{T_{o3}}{T_{ref}}} \frac{p_{o3}}{p_{ref}} \left[ \frac{kg}{s} \right] \quad 2.39$$

$$n_{red} = \frac{n}{\sqrt{T_{03}}} \left[ \frac{rpm}{K^{1/2}} \right]; \quad \dot{m}_{red} = \dot{m} \frac{\sqrt{T_{03}}}{p_{03}} \left[ \frac{kg K^{1/2}}{s kPa} \right] \quad 2.40$$

onde  $T_{03}$  e  $p_{03}$  designam respetivamente a temperatura e a pressão de entrada na turbina e  $T_{ref}$  e  $p_{ref}$  as condições de referência definidas na Norma SAE J1826. É importante salientar que o *software* LES utilizado no presente trabalho utiliza rotação e caudal mássico reduzidos.

### Eficiência da turbina radial em função da relação de velocidade da pá

Nesta forma de representação, o mapa de desempenho da turbina é apresentado através do gráfico da eficiência em função da relação de velocidade da pá (ver figura 2.23). Esta relação é obtida através do quociente da velocidade tangencial da ponta da pá ( $u_2$ , geralmente designada por  $u$  pela velocidade equivalente ( $c_s$ ):

$$\text{Relação de Velocidade da Pá} = \frac{u}{c_s} \quad 2.41$$

A velocidade equivalente ( $c_s$ ) obtém-se através da diferença de entalpia isentrópica na turbina de acordo com a seguinte expressão:

$$c_s = 2(h_{03} - h_{4s})^{1/2} \quad 2.42$$

Este método de representação do desempenho da turbina em função da velocidade equivalente da pá (figura 2.23) é útil para a seleção dos diâmetros da turbina e do compressor para um funcionamento da turbina à eficiência máxima. A eficiência máxima ocorre para  $0,4 < u/c_s < 0,8$ , dependendo da aplicação e da geometria da turbina (Heywood, 1988). A figura 2.23 apresenta a eficiência de uma turbina radial em função da relação de velocidade da pá.

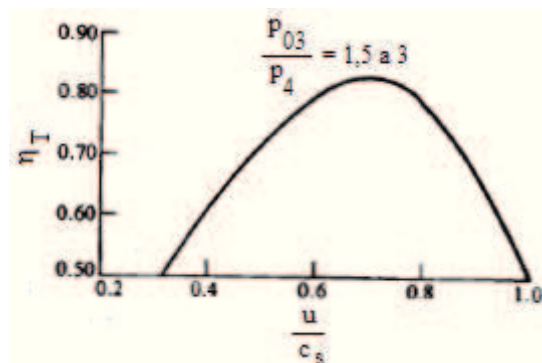


Figura 2.23 – Mapa de eficiência de uma turbina radial. Adaptado de (Heywood, 1988).

Para obter o equilíbrio de desempenho entre a turbina e o compressor, é aplicada a seguinte relação entre os diâmetros da turbina e do compressor:

$$\frac{D_C}{D_T} = \frac{1}{u/c_s} \sqrt{\frac{\eta_T}{2}} m \quad 2.43$$

onde  $D_C$  é o diâmetro de saída do compressor (diâmetro exterior do impulsor do compressor) e  $D_T$  o diâmetro de entrada da turbina (diâmetro exterior do rotor da turbina),  $u/c_s$  a relação de velocidade da pá,  $\eta_T$  a eficiência da turbina e  $m$  o fator de escorregamento do compressor geralmente compreendido entre 0,8 e 0,9.

Na prática os diagramas das figuras 2.22 e 2.23 apresentam o produto da eficiência da turbina ( $\eta_T$ ) pela eficiência mecânica ( $\eta_m$ ) uma vez que é difícil proceder à sua separação. Como resultado os fabricantes de turbocompressores utilizam as condições de referência definidas pelas Normas ISSO 5011 ou SAE J1826, sendo portanto necessário conhecer as condições de referência utilizadas para que sejam efetuadas comparações de forma correta.

## 2.4. Seleção de turbocompressores em função do MCI

O desempenho dos turbocompressores é muito dependente dos ângulos de entrada dos gases de escape no impulsor, difusor e rotor da turbina. Os ângulos das pás são definidos para corresponder a esses ângulos, mas a correta correspondência só é obtida quando o caudal mássico é o indicado para uma velocidade específica do rotor. Fora deste “ponto de *design*” o ângulo do gás não coincide com o ângulo das pás e ocorre a perda de incidência devido à separação entre o gás e o rotor, resultando assim numa mistura entre gases a grandes e baixas velocidades (Challen & Baranescu, 1999). Torna-se por isso claro que um turbocompressor de geometria fixa não é idealmente adequado para operar com um MCI em todos os regimes de funcionamento, levando por isso a que a sua seleção deva de ser feita com muita atenção e cuidado. O turbocompressor não opera na sua eficiência máxima ao longo de toda a gama de rotação e carga do MCI pelo que é possível corresponder corretamente o turbocompressor a um único ponto particular de funcionamento do MCI.

A seleção do turbocompressor é assente em vários requisitos e as variáveis envolvidas no processo são: o atraso do turbocompressor (*turbo lag*), o limiar de turboalimentação, o calor gerado, o binário a baixa velocidade de rotação e a potência.

De forma a otimizar todas as variáveis é necessário definir inicialmente quais os requisitos do sistema que poderão ser obtidos através da criação dos objetivos de desempenho para

um determinado veículo.

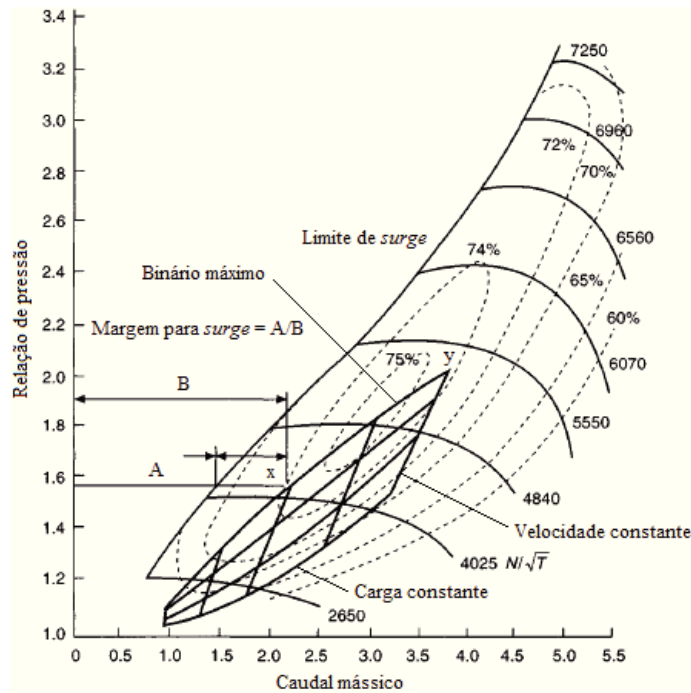
O tamanho base de um turbocompressor é determinado pela quantidade de ar requerido pelo MCI. É função do volume varrido, velocidade de rotação, pressão de alimentação, densidade do ar no coletor de admissão e eficiência volumétrica.

#### **2.4.1. Compressor**

O compressor possui uma combinação de caudal mássico e pressão de alimentação na qual a sua eficiência é máxima. É encontrado o tamanho ótimo do compressor posicionando o ponto de eficiência máxima na gama mais utilizada de rotações do MCI (Bell C. , 2003). Se o compressor for selecionado de modo a que a sua eficiência máxima ocorra no primeiro terço da gama de rotação, a eficiência à velocidade de rotação máxima será baixa e a temperatura de alimentação muito elevada. Por outro lado, se a eficiência máxima for à velocidade de rotação máxima, a temperatura alcançada a velocidades de rotação baixas e médias torna-se preocupante.

Os compressores grandes ou pequenos não possuem grande alteração ao nível da resposta do turbocompressor. O impulsor é um componente leve do turbocompressor, por isso, a sua contribuição em termos da inércia total é bastante reduzida. O limite de turboalimentação é essencialmente função da velocidade de rotação do veio do turbocompressor, fator que é controlado pela turbina.

Seleção do compressor – Uma vez que o MCI opera numa ampla gama de velocidades de rotação, o caudal mássico necessário cobre uma vasta área do mapa do compressor. Na figura 2.24 é apresentada a zona de funcionamento do motor sobreposta ao mapa do compressor. A condição de operação do MCI é caracterizada pelas linhas de rotação e carga constantes. A sobreposição permite verificar para cada condição de funcionamento do MCI qual o ponto de operação do compressor. O mapa de operação do MCI deve encontrar-se entre o limite de *surge*, o limite imposto pela baixa eficiência e pela possibilidade de sobrerrotação do turbocompressor a elevados caudais mássicos (Challen & Baranescu, 1999).



**Figura 2.24 – Zona de funcionamento do motor sobreposta ao mapa do compressor. Adaptado de (Challen & Baranescu, 1999).**

A correta seleção de um compressor caracteriza-se essencialmente por garantir uma margem de segurança para o limite de *surge* ( $A/B$ , figura 2.24) e que os pontos de binário máximo e potência máxima do MCI ocorrem a eficiências razoáveis do compressor (pontos x e y, da figura 2.24).

A margem entre o limite de *surge* e o ponto mais próximo de operação do MCI deve ser suficiente para permitir a ocorrência de três situações: i) pulsação no sistema de admissão que pode ocorrer quando o fluxo médio se encontra próximo do limite de *surge*; ii) se o filtro de ar ficar demasiado obstruído, o caudal mássico de ar enviado para o motor diminui enquanto o trabalho realizado pela turbina permanece igual devido ao aumento da temperatura dos gases de escape resultantes de uma mistura mais rica. Deste modo a pressão de alimentação não diminui e os pontos de operação do MCI deslocam-se em direção ao limite de *surge*; iii) utilização a elevadas altitudes que potencia o deslocamento dos ponto de operação do MCI para o limite de *surge* uma vez que a relação de pressão aumenta para o mesmo caudal mássico de ar admitido. O efeito combinado destes três fatores influencia a margem de segurança a definir para o limite de *surge* que varia em função de cada motor e sua aplicação. De um modo geral deve ser garantida uma margem de 10 % (de caudal mássico) entre o limite de *surge* e o ponto de operação do MCI mais próximo, sendo que em motores com poucos cilindros por vezes é necessária uma margem de 20 % (Challen & Baranescu, 1999).

Para a correta seleção do compressor é necessário definir os seguintes parâmetros: i) relação de pressão; ii) caudal mássico de ar e iii) relação de massa volúmica.

Relação de pressão  $\Pi$  – A relação de pressão é a pressão total absoluta a dividir pela pressão atmosférica (equação 2.44). A pressão absoluta significa que é a quantidade de pressão em relação ao vácuo absoluto, por isso a pressão atmosférica absoluta média ao nível do mar é 101325 Pa. A relação de pressão reflete o número de atmosferas de pressão geradas pelo turbocompressor.

$$\Pi = \frac{101325 + \text{Pressão de alimentação}}{101325} \quad [-] \quad 2.44$$

Caudal mássico  $\dot{m}_{ar}$  – o caudal mássico admitido pelo MCI é dado em  $kg/s$  de ar nas condições definidas no ensaio. O caudal mássico varia em função da cilindrada do motor, massa volúmica do ar, velocidade de rotação e tipo de motor e do rendimento volumétrico conforme a equação 2.45.

$$\dot{m}_{ar} = \frac{V_{tot} \rho_{ar} n \eta_v}{N_R} \quad [kg/s] \quad 2.45$$

com  $V_{tot} [m^3]$ ,  $n [rps]$  e  $N_R = 2$  (motor a quatro tempos).

Podemos também determinar o caudal mássico em função de outros parâmetros como potência ( $P$ ), consumo específico ( $bsfc$ ) e relação ar/combustível ( $A/F$ ) através da seguinte equação:

$$\dot{m}_{ar} = \frac{P [W] \times \left(\frac{A}{F}\right) \times bsfc \left[\frac{g}{kW \cdot h}\right]}{3,6 \times 10^9} \quad [kg/s] \quad 2.46$$

Relação de massa volúmica ( $\rho_2/\rho_1$ ) – a potência produzida pelo turbocompressor depende da razão entre a massa volúmica do gás de admissão na saída e sua massa volúmica na entrada. Quanto menor for esta relação, menor é a massa de ar efetivamente admitida pelo MCI.

As guias de orientação para a correta seleção do compressor podem ser sintetizadas no seguinte (Xin, 2011):

- A seleção deve ser feita tendo em conta o ambiente normal de funcionamento do MCI, e as condições de funcionamento extremas (nível do mar a inverno frio, e elevada altitude a verão quente) com a menor variação de alimentação de combustível para garantir que a seleção se encontra dentro das limitações de

projeto;

- Utilizar, se possível, um único turbocompressor para reduzir o custo, peso e complexidade do sistema;
- Fornecer uma adequada relação de pressão e caudal mássico para todas as condições de carga e velocidade de rotação;
- Não haver instabilidade do compressor à plena carga, especialmente abaixo do pico de binário. Deve ser garantida uma margem para o limite de surge (10 % a 20 % do caudal mássico para o limite de surge) reservada para condições de transiente, variações do caudal mássico a várias temperaturas ambiente (por exemplo: clima frio) e condições de elevada altitude, assim como a condição extrema de elevada restrição na admissão provocada por bloqueios nas passagens do filtro de ar;
- A gama de caudal do compressor deve ser suficientemente ampla de modo a evitar o *choke* e a sobrerrotação a elevadas altitudes e temperaturas ambiente;
- Para reduzir as perdas por bombagem deverá ser selecionado um compressor com uma região de elevada eficiência nas condições de operação do motor e à plena carga;
- O momento de inércia do compressor deve ser o menor possível de modo a reduzir o atraso do turbocompressor e assim obter uma boa resposta do MCI em regimes transientes;
- A vida útil do compressor deverá ser aceitável. E não deverão existir fugas de óleo das chumaceiras para a secção do compressor uma vez que provocam uma alteração da pressão diferencial numa dada configuração de vedação.

#### **2.4.2. Turbina**

A utilização pretendida para o motor possui uma influência preponderante na seleção do tamanho da turbina. A escolha da turbina dita a gama de funcionamento pretendido para o motor (baixas velocidades de rotação, médias velocidades de rotação, altas velocidades de rotação), sendo também possível abranger duas destas gamas, dado que a turbina pode operar eficientemente ao longo de uma gama de caudais mássicos mais alargada que o compressor (Challen & Baranescu, 1999).

As turbinas de maiores dimensões oferecem geralmente maiores potências que as turbinas de menores dimensões. Por uma questão de simplicidade, o tamanho da turbina é geralmente definido pelo diâmetro externo do rotor da turbina ( $D_T$ ), e relacionado com o diâmetro externo do impulsor compressor ( $D_C$ ), através da equação 2.43.

As guias de orientação para a correta seleção da turbina podem ser sintetizadas no seguinte (Xin, 2011):

- A turbina necessita de ser suficientemente pequena para funcionar a baixos regimes e apropriada para desenvolver a potência necessária para fazer girar o compressor com capacidade de produção do ar requerido no pico de binário e nas baixas velocidades à carga máxima. A área efetiva da turbina, que é controlada pelo difusor convergente ou pela voluta deverá ser selecionada de modo a encontrar ou equilíbrio entre as baixas velocidades de rotação/cargas e as altas velocidades de rotação/cargas. Se for selecionada uma área efetiva apropriada para o pico de binário será necessário utilizar uma válvula de descarga (*wastegate*) no regime de potência máxima a fim de prevenir um pico de pressão nos cilindros superior ao limite estrutural do MCI. Deverá ser verificada a utilização da *wastegate* (WG) em várias condições ambiente por forma a prevenir a sobrerrotação do turbocompressor. Não deverá existir *choke* na turbina;
- É desejável uma eficiência da turbina apropriada, sendo nem demasiado alta nem demasiado baixa, para que a potência desenvolvida pela turbina satisfaça as necessidades do MCI. Ocasionalmente, a turbina ou o compressor são deliberadamente selecionados para operar numa região de baixa eficiência por uma questão de limitar a pressão de alimentação e para que a pressão máxima no cilindro seja inferior ao limite máximo de projeto a elevadas velocidades de rotação do MCI;
- Para uma boa resposta em transiente, o tamanho da turbina (ou relação  $A/R$ ) e o momento de inércia do rotor deverão ser tão baixos quanto possível de modo a reduzir o atraso do turbocompressor, por exemplo através da utilização de rotores cerâmicos;
- A vida útil da turbina deverá ser aceitável. O rotor da turbina e a carcaça devem resistir às temperaturas dos gases de escape. O limite de temperatura é definido através da capacidade de libertação de calor e das propriedades dos materiais do

rotor e da carcaça da turbina.

No presente trabalho a turbina selecionada depende do compressor que é utilizado uma vez que o fabricante (*Garrett*) apresenta cada turbocompressor como um todo.

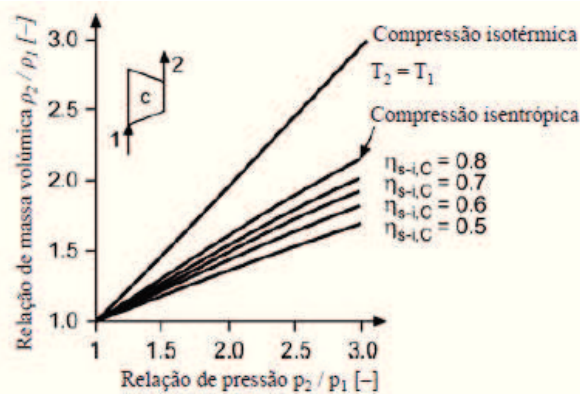
## 2.5. Arrefecimento do ar de admissão

O processo de turboalimentação resulta num aumento da temperatura do ar de admissão. Uma vez que o principal objetivo da turboalimentação é o aumento da massa volúmica do ar, o aumento da sua temperatura diminui os benefícios obtidos com o aumento da pressão de alimentação. O objetivo é então obter um aumento de pressão com um aumento mínimo de temperatura, ou seja, uma compressão isentrópica. Infelizmente, devido às ineficiências dos compressores, o aumento de temperatura do ar de alimentação é superior ao que resultaria de uma compressão isentrópica. Torna-se por isso importante aumentar a eficiência dos compressores utilizados de modo que a temperatura do ar de alimentação se aproxime da temperatura resultante de uma compressão isentrópica (Challen & Baranescu, 1999).

Denotando os estado 1 e 2 como a entrada e saída do compressor, a relação de massa volúmica do ar é dada por:

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{p_2}{p_1} \left[ 1 + \frac{(p_2/p_1)^{(\gamma-1)} - 1}{\eta_c} \right]^{-1} \quad [-] \quad 2.47$$

A equação 2.47 é apresentada sob forma gráfica na figura 2.25, onde se visualizam vários pontos de interesse: i) o benefício obtido pelo aumento da pressão no coletor de admissão é limitado devido ao aumento de temperatura resultante da compressão (dependente da eficiência do compressor); ii) o benefício da elevada eficiência do compressor manter a temperatura de alimentação relativamente baixa; iii) o proveito que pode ser obtido com o aumento da relação de pressão e o arrefecimento do ar de admissão para próximo das condições ambiente.



**Figura 2.25 – Relação de massa volúmica em função da relação de pressão e da eficiência do compressor. Adaptado de (Hermann Hiereth, 2007).**

O arrefecimento do ar de admissão resulta ainda numa menor temperatura do ciclo de trabalho do MCI (para uma dada BMEP), reduzindo assim a carga térmica.

A utilização de um permutador de calor (*intercooler*) permite o arrefecimento do ar de admissão após o compressor (antes das portas de admissão), assim a massa volúmica do ar admitido é aumentada, permitindo melhorar o desempenho do MCI. A redução da temperatura do ar admitido no IC é função da sua eficiência e da temperatura média de arrefecimento. A eficiência ( $\epsilon$ ) ou relação térmica do IC pode ser expressa como:

$$\epsilon = \frac{T_2 - T_{2'}}{T_2 - T_{arr}} [-] \left( \text{isto é, } \frac{\text{transferência de calor atual}}{\text{transferência máxima de calor possível}} \right) \quad 2.48$$

onde:  $T_2$  - temperatura de entrada do ar (proveniente do compressor);

$T_{2'}$  - temperatura de saída do ar (proveniente do *intercooler*);

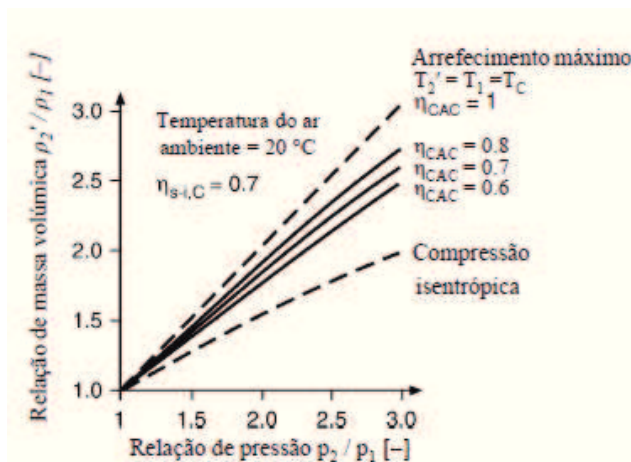
$T_{arr}$  - temperatura média do fluido de arrefecimento (à entrada).

A partir da equação 2.48 torna-se evidente que a eficiência do *intercooler* ( $\epsilon$ ), a temperatura do fluido de arrefecimento ( $T_{arr}$ ) e a temperatura de entrada do ar ( $T_2$ ) desempenham um papel decisivo para a diminuição da temperatura do ar admitido pelo MCI ( $T_{2'}$ ). A temperatura média do fluido de arrefecimento (geralmente ar ou água) deverá ser a menor possível, sendo utilizados, em aplicações mais exigentes, *intercoolers* refrigerados com um fluido à temperatura ambiente ao invés da utilização do ar ou do fluido de arrefecimento (água e glicol) do MCI (Challen & Baranescu, 1999). Por outro lado, quanto maior for a temperatura de entrada do ar, maior utilidade tem o IC, sendo por isso mais atrativo para aplicações com elevadas pressões de alimentação.

Combinando as equações 2.47 e 2.48 e utilizando a equação de estado dos gases ideais ( $\rho = p/RT$ ), a temperatura de entrada no MCI pode ser dada por:

$$T_{2'} = T_1 \left[ 1 + \frac{(p_2/p_1)^{(\gamma-1)/\gamma}}{\eta_c} \right] (1 - \epsilon) + \epsilon T_{arr} \quad 2.49$$

Na figura 2.26 são apresentados os efeitos da efetividade do IC na variação da relação de massa volúmica entre a sua entrada e saída. Comparando com uma situação sem arrefecimento, onde o aumento de temperatura anula praticamente metade dos benefícios do aumento de pressão, o IC permite aumentar a relação de massa volúmica até 80 % da relação de pressão (Hermann Hiereth, 2007).



**Figura 2.26 – Relação de massa volúmica após o arrefecimento em função da relação de massa volúmica antes do arrefecimento e da eficiência do IC. Adaptado de (Hermann Hiereth, 2007).**

As vantagens do arrefecimento do ar de admissão são claras e potenciam os seguintes benefícios em motores de ignição por faísca (Bauer, Horst, 2003) (Mollenhaue & Tschoeke, 2010):

- maior eficiência térmica e por conseguinte menor consumo de combustível;
- menor carga térmica nos cilindros e na cabeça;
- menor carga mecânica porque o sistema de arrefecimento permite obter o valor desejável de densidade do ar a uma menor pressão de alimentação;
- redução das emissões de  $\text{NO}_x$  resultante da menor temperatura de combustão.

O arrefecimento através do ar de admissão também possui algumas desvantagens:

- a passagem do fluxo de ar através do permutador de calor resulta numa queda de pressão, sendo esta função do tamanho, *design* e caudal mássico;
- o aumento de volume entre o compressor e o MCI piora a resposta em transiente;
- o espaço necessário e peso introduzido pelo IC e tubagens associadas;
- as temperaturas muito baixas durante a compressão aumentam o atraso à ignição (Stone & Ball, 2004).

### **2.5.1. Intercooler**

O *intercooler* é um permutador de calor ar de admissão/ar ou ar de admissão/líquido. É constituído por um número de áreas de transferência de calor nas quais o ar admitido e o fluido de arrefecimento se cruzam de modo a retirar a maior quantidade de calor do ar admitido. Para alcançar este objetivo, são dispostas alhetas ao longo dos canais de fluxo por forma a aumentar a superfície e consequentemente a transferência de calor. Uma vez que a transferência de calor ocorre diretamente através das paredes e das alhetas, o material utilizado na construção do IC deverá possuir uma elevada condutividade térmica.

De acordo com o tipo de fluido de arrefecimento, os IC podem ser divididos em dois grupos distintos:

#### ***Intercooler ar-ar***

Este tipo de arrefecedor deve ser adotado em sistemas onde não se encontre disponível, por questões de espaço ou custo, um líquido de arrefecimento. Nestes casos, o IC situa-se habitualmente na frente do veículo com os radiadores do líquido de refrigeração e óleo lubrificante do MCI por detrás.

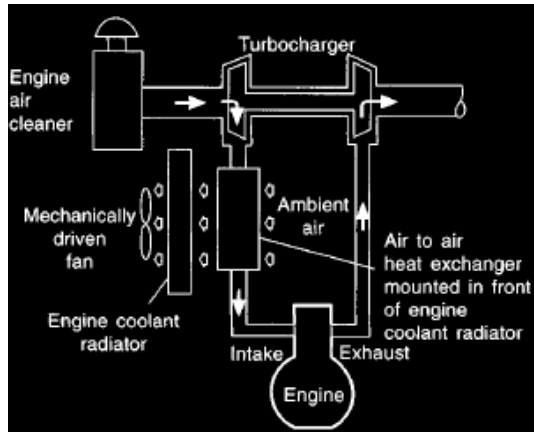
Poderão ser utilizadas diferentes configurações para o arrefecimento do ar num IC conforme se apresenta na figura 2.27. No caso da figura 2.27-b é utilizado cerca de 5 % a 10 % do caudal mássico proveniente do compressor para fazer girar uma ventoinha que aumenta a velocidade de incidência do ar de arrefecimento. Esta configuração possui a vantagem do arrefecimento ser feito em função das necessidades de arrefecimento do MCI.

#### ***Intercooler ar-líquido***

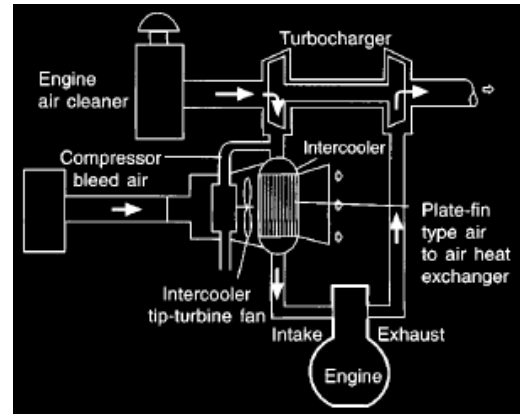
Os sistemas de arrefecimento ar-líquido podem utilizar o líquido de arrefecimento do MCI (figura 2.27-c) ou um circuito fechado separado com o seu próprio radiador (figura 2.27-d). Para além destas soluções, surgiram recentemente soluções que combinam o sistema de arrefecimento do MCI com um circuito fechado independente no processo de arrefecimento do IC ar-líquido.

A vantagem da utilização do líquido de refrigeração do MCI é a simplicidade de instalação, mas o arrefecimento é limitado pela temperatura do fluido (tipicamente por volta de 90 °C). Em situações de baixa carga e velocidade de rotação esta configuração provoca um efeito nefasto já que aumenta a temperatura do ar admitido pelo motor (Challen & Baranescu, 1999).

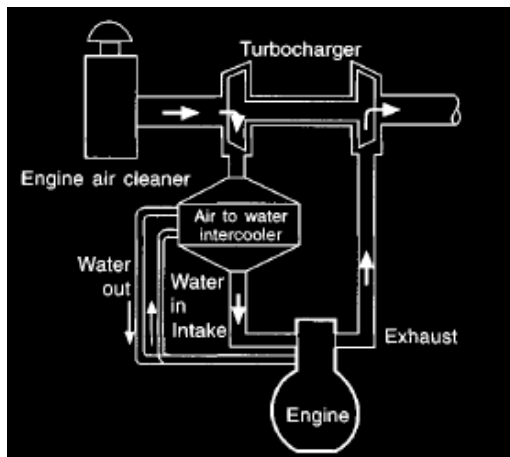
O sistema de arrefecimento apresentado na figura 2.27-d possui um elevado potencial de arrefecimento uma vez que a temperatura do líquido é inferior à temperatura do sistema de arrefecimento do MCI. É um sistema mais compacto em termos do ar de admissão, comparativamente com o sistema da figura 2.27-a, mas envolve a necessidade de aplicação de dois permutadores de calor (IC e radiador do líquido de arrefecimento).



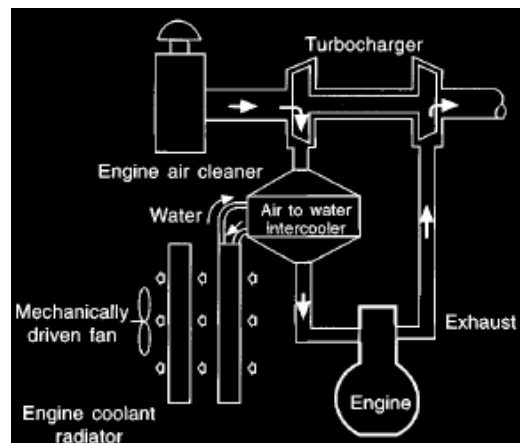
a) ar-ar (utilização de uma ventoinha de refrigeração)



b) ar-ar( utilização de uma turbina de refrigeração)



c) ar-líquido ( utilização do sistema de arrefecimento do MCI)



d) ar-líquido (utilização de um sistema de arrefecimento dedicado)

Figura 2.27 – Sistemas de arrefecimento do ar de admissão (Challen & Baranescu, 1999).

### 2.5.2. Seleção do *intercooler*

A seleção de um *intercooler* adequado para a aplicação depende de um conjunto de parâmetros habitualmente definidos pelo fabricante do motor do veículo. De acordo com a informação obtida através do fabricante João de Deus, os parâmetros mais importantes são: o *package*, as prestações termodinâmicas, a resistência mecânica e durabilidade, o preço e a qualidade.

Na situação em estudo, é utilizado o IC (figura 2.28) aplicado de fábrica no motor de um veículo *Iveco* com 150 kW. Trata-se de um IC *down-face* com uma largura de 600 mm e uma altura de 190 mm. Possui o ninho construído em alumínio e caixas laterais em polímero. Os bocais de entrada e saída de ar têm um diâmetro interno de 55 mm.



**Figura 2.28 – Intercooler utilizado no estudo (cortesia da João de Deus).**

## **3 Modelação Computacional do MCI**

---

Neste capítulo é feita a descrição completa dos modelos computacionais criados para a realização do presente estudo. Inicialmente é feita a caracterização do MCI em estudo no *software OpenWAM*, apresentadas as dificuldades encontradas neste *software* e explicadas as razões que levaram à utilização de outro *software* para a realização do presente trabalho. As secções 3.2 e 3.3 apresentam as modelações efetuadas no *software* LES de acordo com os parâmetros em estudo em que são realizadas as simplificações necessárias e validado o modelo a utilizar. Por último, a secção 3.4 aborda a importância da convergência dos resultados obtidos nas simulações.

### **3.1. Utilização do *software* OpenWAM**

O *software* OpenWAM foi utilizado numa fase inicial do presente trabalho com vista à simulação de um MCI turboalimentado. A modelação do MCI em estudo foi feita com o recurso a dados disponibilizados pelo fabricante do motor e obtidos experimentalmente em (Pereira, 2011). O processo de modelação envolveu várias etapas visto o *software* utilizado ser desconhecido, não existindo por isso experiência na sua utilização.

#### **3.1.1. Potencialidades do *software***

Esta ferramenta de modelação computacional é capaz de reproduzir o comportamento global do MCI e de todos os processos físicos subjacentes. As principais potencialidades a destacar são: resolução de escoamentos compressíveis ao longo de condutas; modelos de simulação de turbocompressores de geometria variável com a capacidade de reprodução dos fenómenos de *surge* (parâmetro discutido na secção 2.3.6). Para além destas, são de referir: a análise do movimento de até 10 espécies químicas diferentes ao longo dos elementos do MCI; a criação de modelos de combustão com a definição das leis de libertação de calor e capacidade de previsão da geração de poluentes. Este *software* permite ainda a ligação ao *Matlab-Simulink* que aumenta a flexibilidade dos modelos estudados.

A gama completa de dados obtidos permite apresentar em detalhe os diversos parâmetros em estudo. Podem ser obtidos resultados instantâneos em função do tempo ou do ângulo de cambota e resultados médios em função do ciclo do motor e de um espaço de tempo definido.

### 3.1.2. Modelação no *software OpenWAM*

A modelação do MCI no *OpenWAM* iniciou-se pela definição das condições de teste, na qual foram definidos o número de ciclos dos ensaios, as condições atmosféricas, o tipo de combustível entre outros parâmetros. A figura 3.1 apresenta a definição das condições de teste no *OpenWAM* para uma definição completa das condições de teste. Os parâmetros introduzidos simulam condições de operação de um MCI a gasolina a mistura estequiométrica ( $\lambda = 1$ ), sendo a pressão e temperatura de admissão definidas pela norma DIN 70020.

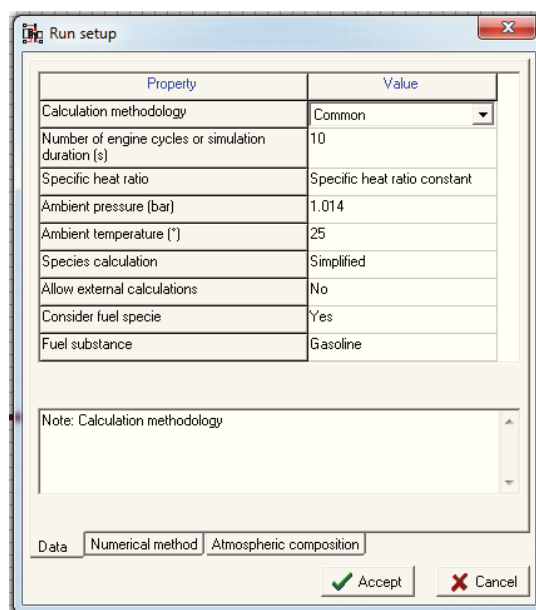


Figura 3.1 – Definição das condições de teste no *OpenWAM*.

A definição do motor é feita através do separador “*Defining engine*”. Para definir o MCI em estudo foi necessário introduzir os dados relativos a: condições de funcionamento; leis de transferência de calor; parâmetros geométricos e perdas mecânicas. No que diz respeito às condições de funcionamento, às leis de transferência de calor e aos parâmetros geométricos não houve dificuldade em obter esses dados. No entanto, relativamente à definição das perdas mecânicas tornou-se impossível criar um modelo fiel ao MCI em estudo, uma vez que os coeficientes a introduzir são definidos através de dados obtidos experimentalmente e que variam em função do regime do MCI.

**Portas de admissão e escape** – A caracterização destes elementos no *OpenWAM* é feita através da introdução do diâmetro da garganta das válvulas, dos coeficientes de descarga e dos perfis de abertura e fecho. Os coeficientes de descarga utilizados foram obtidos (Pereira, 2011) com recurso a um fluxómetro.

**Condutas de admissão e escape** – A modelação destes componentes é feita através dos seus comprimentos, diâmetros, e das características dos materiais que as constituem. Na criação dos modelos não é possível reproduzir qualquer tipo de curvas ou junções angulares.

### **3.1.3. Dificuldades encontradas**

As maiores dificuldades na definição completa do MCI verificaram-se na definição das perdas mecânicas, das leis de libertação de calor e dos parâmetros: “*Heat transfer fitting of intake/exhaust coefficients*”; “*Heat transfer coefficient CW1 e CW2*” e “*Heat transfer coefficient Xpe*”. Pelo facto de ser necessário introduzir dados difíceis de determinar, com os meios existentes, não foi possível definir os seguintes parâmetros: massa de ar e pressão à entrada das válvulas de admissão; coeficientes de transferência de calor e perdas mecânicas em cada regime de operação. Por este motivo, o MCI modelado não se encontrava totalmente definido.

Ao modelar as condutas de admissão e escape sem quaisquer curvas e uniões angulares são introduzidos erros em termos do comportamento do escoamento dos gases no MCI, o que acrescenta aos demais problemas novas incertezas na modelação.

Após a definição de todos os parâmetros do MCI foram feitas diversas simulações e comparados os resultados com os dados obtidos experimentalmente em banco de ensaio do MCI. Após análise desses dados verificou-se que os valores de binário, e potência obtidos pelo *software* estavam muito afastados dos valores obtidos experimentalmente. A figura 3.2 apresenta a comparação entre os valores de binário medidos experimentalmente e os obtidos no *OpenWAM*.

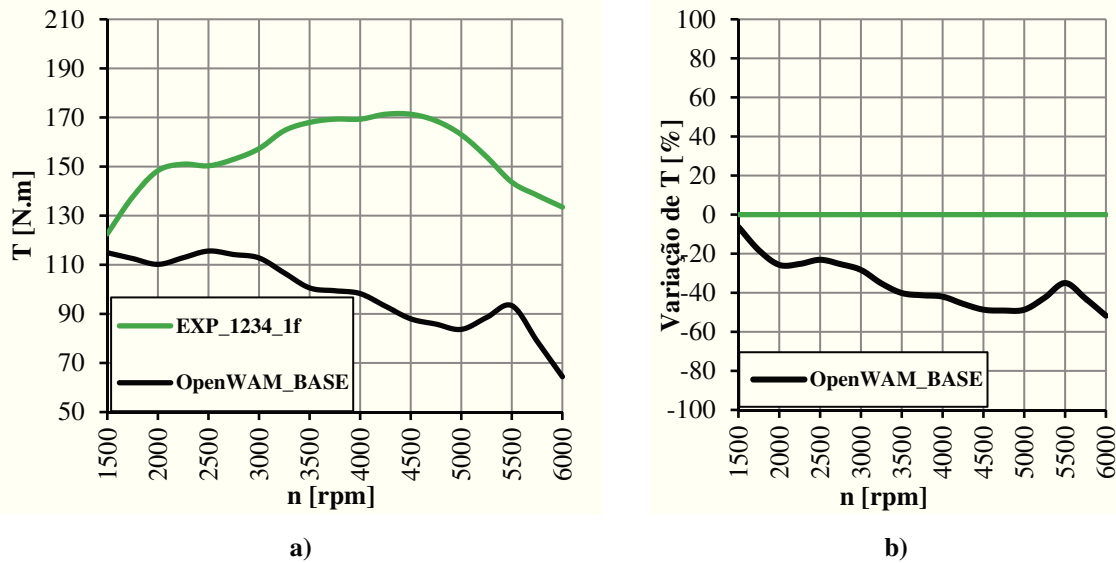


Figura 3.2 – Comparação entre os valores de Binário experimental absoluto (a) e relativo(b) e o binário obtido no *software* OpenWAM.

Através dos dados apresentados na figura 3.2-a), verifica-se que os resultados obtidos na simulação são muito diferentes dos resultados obtidos pelo MCI experimental. Obtém-se uma diferença máxima em termos percentuais (figura 3.2-b)) de 51,7 % às 6000 rpm.

### 3.1.4. Razões do abandono da solução

Os dados obtidos nas simulações indicaram que seria muito difícil aproximar o comportamento do modelo criado no *software* OpenWAM ao comportamento que o motor experimental apresentava. Para além deste facto, a questão de o *software* ser *open source* e ter sido desenvolvido por uma equipa de investigadores que possuem laboratórios e equipamentos específicos limita a possibilidade de esclarecimento de dúvidas, questões relacionadas com eventuais falhas do *software* e obtenção de dados que são recolhidos com recurso a tais equipamentos.

Pelos resultados obtidos e as dificuldades encontradas, foi determinado que esta solução seria abandonada e seria utilizado o *software* LES, para a realização deste trabalho.

## 3.2. Definição do modelo base em LES

Foi utilizado como ponto de partida um modelo computacional de um MCI em LES implementado em (Pereira, 2011), ao qual foram introduzidas algumas alterações/simplificações de modo a efetuar simulações de forma mais rápida e estável. Todavia, para manter o MCI o mais fiel possível à versão original apenas foram alterados alguns parâmetros/componentes tal como apresentado de seguida.

### 3.2.1. Parâmetros/componentes definidos em (Pereira, 2011)

A presente secção efetua uma breve descrição dos parâmetros/componentes que se mantiveram inalterados no presente estudo, a descrição detalhada pode ser consultada em (Pereira, 2011).

**Condições de teste** – Definição das velocidades de rotação e das condições nas quais foram realizadas as simulações. Todos os testes realizados correspondem a condições de operação estequiométrica ( $\lambda = 1$ ), sendo a pressão e temperatura de admissão definidas pela norma DIN 70020.

**Combustível e sistema de combustível** – O combustível utilizado para a realização das simulações no LES foi a gasolina, com as propriedades que se encontram definidas por defeito no LES. O sistema de combustível selecionado foi de injeção indireta multiponto.

**Portas de admissão e escape** – A caracterização destes elementos é feita através do recurso aos coeficientes de descarga em função da relação curso/diâmetro da garganta, da válvula.

**Cilindros** – O motor é constituído por um bloco de 4 cilindros em linha com uma cilindrada total de 1994 cm<sup>3</sup> com uma sequência de ignição 1-3-4-2.

**Máxima libertação de calor e duração da combustão** – São utilizadas as opções predefinidas no LES. A máxima libertação de calor ocorre 10° ATDC, valor que corresponde a um avanço de ignição que corresponde à obtenção do binário máximo (MBT) (Heywood, 1988). A duração da combustão é definida em graus de cambota, e corresponde à queima de 10 % a 90 % da fração de mássica da mistura.

**Combustão e modelo de combustão** – Para a realização das simulações em todas as velocidades de rotação do motor foi considerado um rendimento de combustão de 97 %. O modelo de combustão é definido através de uma função de *Wiebe*, e o perfil de libertação de calor na combustão utiliza os coeficientes predefinidos no LES.

**Modelo de transferência de calor** – Foi utilizado o modelo de *Annand* com o ajuste dos coeficientes (Pereira, 2011). Para a definição destes coeficientes foram introduzidos os dados relativos à área das paredes do cilindro, à temperatura das paredes e aos coeficientes de transferência de calor das superfícies dos cilindros do MCI em estudo.

As secções seguintes (3.2.2 a 3.2.5) apresentam uma descrição detalhada dos parâmetros/componentes que foram modelados para criar um modelo de referência

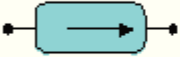
equivalente ao implementado em (Pereira, 2011). O modelo de referência criado permite estudar a influência dos parâmetros/componentes em análise no desempenho do MCI.

### 3.2.2. Sistema de admissão

O sistema de admissão modelado é constituído por várias condutas e elementos que recriam o comportamento do sistema de admissão disponível no motor real. No sistema de admissão, por questões de convergência de resultados e capacidade de cálculos, são efetuadas algumas simplificações relativamente ao MCI original criado por Fonseca Pereira (LES\_1234\_1f-v5).

**Tubo secundário** – Este tubo compreende a ligação entre a entrada de ar da atmosfera e a câmara de *plenum*. É definido no LES pelo elemento “*Pipe*” através de uma conduta com o comprimento de 360 mm e um diâmetro interno de 55 mm. Foram executadas aproximações uma vez que o tubo secundário real possui diversas variações de secção e um raio de curvatura de 45 ° (Pereira, 2011).

**Câmara de *plenum*** – a câmara de *plenum* é representada através do elemento “*Plenum*” onde são introduzidos o volume total da câmara e a área da superfície interna da mesma. Através de medições experimentais e cálculos foram determinados estes dois parâmetros e introduzidos no menu conforme apresentado na figura 3.3. Nos parâmetros temperatura da superfície e condutividade térmica foram mantidos os valores por defeito no LES.



Label	Câmara de Plenum
Volume (litres)	1,3100
Surface Area (mm <sup>2</sup> )	8,8514e+004
Wall Temperature (°C)	20,0000
Plenum HTC (W/m <sup>2</sup> /K)	0,00
Harness Connector	Off

Figura 3.3 – Caracterização geométrica da câmara de *plenum*.

**Tubos primários** – Os quatro tubos primários foram definidos de igual forma, com um comprimento total de 553 mm e diâmetro interno de 38 mm. Cada tubo primário foi dividido em dois tubos retos (A e B) conforme figura 3.4, sendo as curvas existentes na realidade, desprezadas.

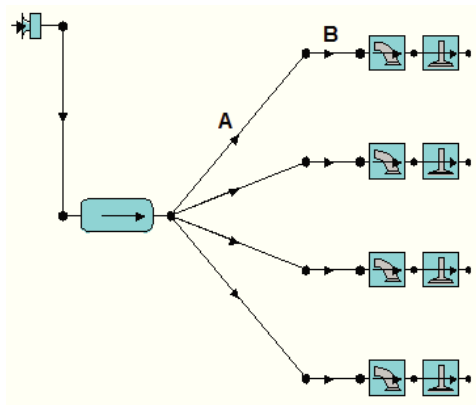


Figura 3.4 – Caracterização dos tubos primários.

As características geométricas, propriedades termodinâmicas e dos materiais de construção são definidas no menu “Pipe”. A tabela 3.1 apresenta a caracterização geométrica dos tubos primários de admissão.

Tabela 3.1 – Caracterização geométrica dos tubos primários de admissão.

Secção do primário	Comprimento [mm]	Espessura [mm]	Material	Refrigeração
A	477	5	Alumínio	Ar
B	76	4	Ferro fundido	Líquido

Foi definido o ar como fluido de refrigeração para as tubagens que se encontram fora da cabeça do motor e o líquido de refrigeração do MCI para as condutas na cabeça do motor. Foram mantidos por defeito os coeficientes de fricção e de transferência de calor nas paredes das tubagens.

### 3.2.3. Sistema de escape

As condutas do sistema de escape possuem a configuração 4-2-1 com iguais comprimentos dos tubos primários de escape em todos os cilindros. Na definição do sistema de escape no LES as condutas de escape são divididas em várias secções conforme apresentado na figura 3.5. A secção “A” inicia-se na garganta de escape e termina no exterior da cabeça do motor, enquanto todas as outras secções representam o coletor de escape e as restantes tubagens do escape.

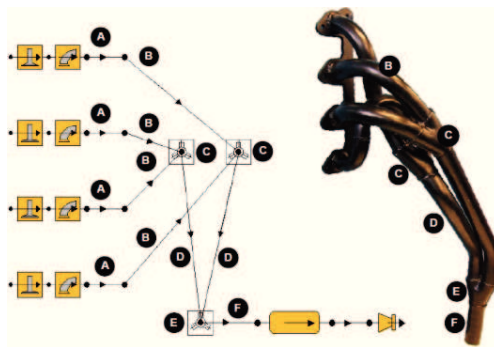


Figura 3.5 – Correspondência entre a representação gráfica do coletor de escape no LES e o modelo real (Pereira, 2011).

A tabela 3.2 apresenta a caracterização geométrica dos tubos de escape. São apresentados diversos parâmetros como: espessura das paredes, materiais de construção, fluido de refrigeração, entre outros, que foram utilizados na definição das condutas.

Tabela 3.2 – Caracterização geométrica dos tubos de escape.

Secção do sistema de escape	Comprimento [mm]	Espessura [mm]	Material	Refrigeração
A	75	5	Ferro fundido	Líquido
B	360	2	Ferro fundido	Ar
D	565	2	Ferro fundido	Ar
F	470	2	Ferro fundido	Ar

As uniões entre os tubos primários, os tubos secundários e o tubo terciário (“C” e “E”) são representadas com recurso à união designada “*pressure-loss juntions*”. Este tipo de ligação permite definir a disposição angular dos tubos em relação ao ponto de união. A figura 3.6 apresenta a caracterização da união entre os tubos primários e o tubo secundário de escape no LES, onde os ângulos definidos estão de acordo com os medidos no coletor de escape real. Como é possível verificar através da figura 3.6 só foi definido um ângulo de referência uma vez que a caracterização dos ângulos é feita sobre o mesmo plano.

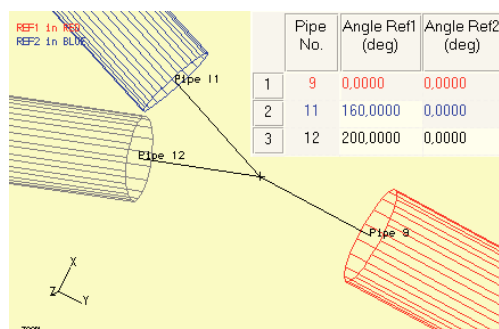


Figura 3.6 – Caracterização da união entre os tubos primários e o tubo secundário de escape no LES.

### 3.2.4. Modelo de atrito

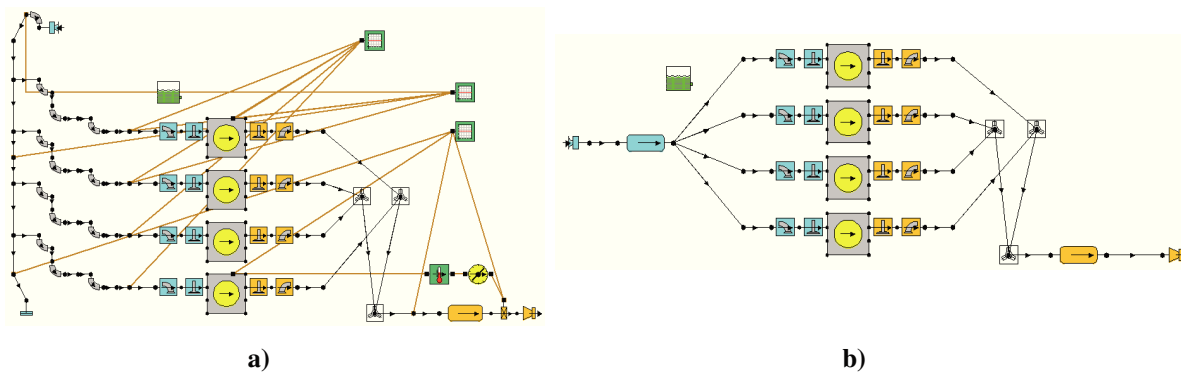
Os valores de atrito existente no sistema de distribuição e nas chumaceiras da cambota do motor foram estimados com o recurso ao módulo “*Friction Estimator*” do LES. Esta ferramenta permite determinar, de acordo com diversos modelos científicos, quais as perdas por atrito em função das condições de funcionamento do motor. São introduzidas diversas características dos componentes do motor real conforme definido na secção 4.6 de (Pereira, 2011). Na tabela 3.3 são apresentadas, em função da velocidade de rotação do MCI, as perdas por atrito determinadas com recurso ao modelo definido por *Sandoval e Heywood* em (Lotus Engine Simulation, On-line Help, 2007). De acordo com a informação obtida, este modelo caracteriza de forma completa as perdas por atrito num MCI-SI, pelo que foi utilizado nas simulações.

**Tabela 3.3 – Perdas por atrito de acordo com o modelo definido por *Sandoval e Heywood*.**

<b>Vel. rotação MCI [rpm]</b>	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
<b>Perdas por atrito [bar]</b>	0,802	0,840	0,901	0,980	1,075	1,185	1,309	1,446	1,596	1,759

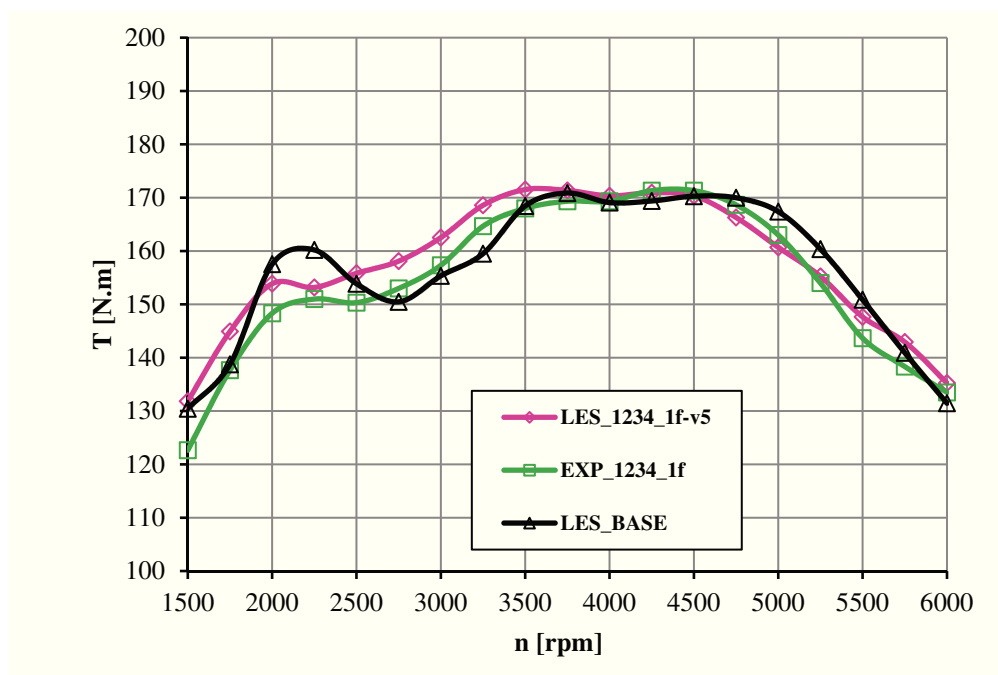
### 3.2.5. Validação do modelo de referência

A validação do modelo computacional do MCI construído no LES foi efetuada com recurso à comparação dos valores de binário obtidos experimentalmente em banco de potência com os valores obtidos na simulação computacional. Uma vez que o modelo computacional original (LES\_1234\_1f-v5), criado em (Pereira, 2011), possuía uma definição complexa do sistema de admissão e que a sua calibração foi feita com recurso a dados experimentais, foi necessário neste trabalho, devido à simulação do sistema de turboalimentação e arrefecimento do ar de admissão, proceder à simplificação do sistema. Através das simplificações realizadas ao modelo computacional original (figura 3.7-a) foi criado o modelo computacional LES\_BASE (figura 3.7-b) na qual é simplificado o sistema de admissão e não havendo qualquer tipo de calibração para aproximar os valores obtidos aos resultados obtidos em banco de potência.



**Figura 3.7 – Diferenças entre o modelo original LES\_1234\_1f-v5 (a) e o modelo simplificado LES\_BASE (b) utilizados no estudo.**

De modo a analisar a validade do modelo criado para este trabalho é feita a comparação dos valores de binário obtidos experimentalmente (EXP\_1234\_1f) com os valores obtidos nos modelos LES\_1234\_1f-v5 e LES\_BASE utilizado neste trabalho como ponto de partida para o estudo. Na figura 3.8 é apresentada uma comparação de binário, em termos absolutos, obtido experimentalmente em banco de potência e em cada um dos modelos simulados.



**Figura 3.8 – Comparação entre os valores de binário experimentais e simulacionais.**

Na análise das curvas de binário obtidas através do LES, quando comparadas com o obtido experimentalmente (EXP\_1234\_1f-v5), verifica-se que a baixas velocidades de rotação os valores obtidos se encontram afastados do experimental. No modelo simplificado (LES\_BASE) utilizado neste trabalho como modelo original verifica-se um desvio máximo de 6,3 % às 1500 rpm. As diferenças de binário obtidas no modelo (LES\_BASE)

relativamente ao modelo (LES\_1234\_1f-v5) criado por (Pereira, 2011) resultam essencialmente da simplificação do sistema de admissão e da inexistência de qualquer calibração do modelo com recurso a valores obtidos de forma experimental. A não calibração do modelo é feita de forma propositada para que os resultados obtidos com o sistema de turboalimentação e o sistema de arrefecimento do ar do MCI sejam independentes da calibração realizada para uma situação específica e que não se verifica em todas as simulações realizadas.

Apesar dos valores obtidos através da versão base utilizada para este trabalho (LES\_BASE) possuírem nalgumas velocidades de rotação diferenças de binário superiores a 5 % é utilizado este modelo como ponto de partida para a criação dos modelos definidos no presente estudo. Este modelo apresenta-se o mais fiel possível à realidade com as simplificações necessárias de modo à obtenção de simulações convergentes em todos os modelos estudados.

### **3.3. Definição dos parâmetros/componentes a estudar**

As secções seguintes fundamentam a importância da alteração da relação de compressão e diagrama de distribuição; e da adição de turbocompressor e *intercooler*, no desempenho do MCI.

#### **3.3.1. Relação de compressão**

Nos motores de injeção indireta a gasolina, a mistura ar/combustível é formada no coletor de admissão. A mistura predominantemente homogénea forma-se durante os ciclos de admissão e compressão, sendo a ignição efetuada pela vela de faísca. O combustível deve ser resistente à detonação para prevenir a autoignição ou a ignição prematura. A relação de compressão ( $r_c$ ), (equação 3.1), é limitada pela detonação do combustível (“*knocking*”) ou pela ignição prematura.

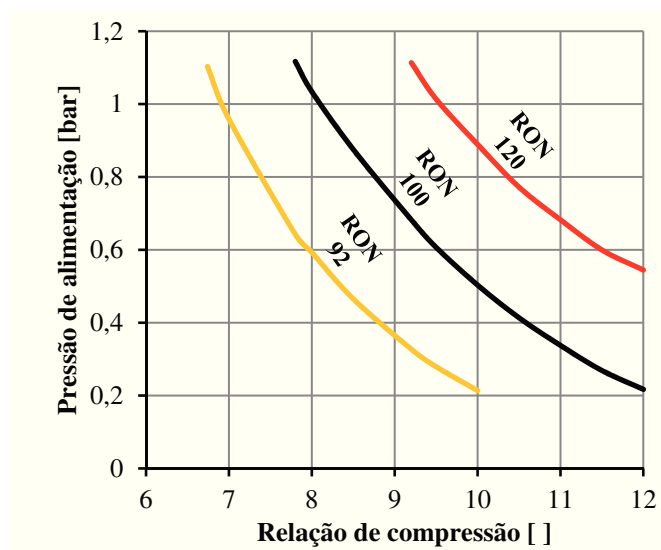
$$r_c = \frac{V_{tot} + V_{cc}}{V_{cc}} [-] \quad 3.1$$

Na situação de detonação, ocorrem condições para a ignição em toda a mistura ainda não alcançada pela frente de chama. A mistura altamente comprimida é queimada praticamente ao mesmo tempo sem uma propagação controlada da chama. Este fenómeno produz variações de pressão abruptas e causa tensões térmicas e mecânicas localizadas nos componentes. A operação continuada em situação de *knock* resulta na falha completa do

MCI pelo que deverá ser estritamente evitada (Mollenhaue & Tschoeke, 2010).

É assim importante ter em atenção a relação de compressão do MCI, conjuntamente com o controlo dos sistemas de carga (quantidade de combustível ou controlo da borboleta) e limitar a sobrealimentação de modo a diminuir a possibilidade da existência de *knock*. Os valores típicos da relação de compressão para MCI-SI normalmente aspirados encontram-se entre os 8:1 e os 12:1 devendo ser diminuídos sempre que haja lugar a sobrealimentação (Heywood, 1988).

A relação de compressão afeta um largo conjunto de fatores de desempenho. Os parâmetros de desempenho mais afetados pela escolha da relação de compressão são: a resposta ao acelerador, a economia de combustível e o acréscimo de potência devido à pressão de alimentação (Bell C. , 2003). A figura 3.9 apresenta uma indicação dos limites da pressão de alimentação em função da relação de compressão para diferentes tipos de gasolina utilizada.



**Figura 3.9 – Valores máximos aproximados da pressão de alimentação de acordo com a relação de compressão e a gasolina utilizada. Adaptado de (Bell C. , 2003).**

Na simulação realizada com o sistema de turbocompressão é diminuída a relação de compressão original de 9,44:1 para 8,50:1. Apesar desta alteração na relação de compressão não será possível avaliar diretamente as questões de detonação uma vez que o LES não disponibiliza formas de análise do fenómeno de *knock*. No entanto, esta é uma situação crítica para o motor e deverá ser avaliada e monitorizada na possível implementação prática deste trabalho.

### 3.3.2. Diagrama de distribuição

A árvore de cames utilizada no motor atmosférico original estava ajustada a uma curva de binário otimizada entre as 2000 rpm e as 6500 rpm (ver tabela 3.4).

Tabela 3.4 – Caracterização da árvore de cames do MCI original (Pereira, 2011).

<b>Gama de potência [rpm]</b>	2000 às 6500
<b>Abertura da válvula [mm] Adm. / Esc.</b>	10,19 / 10,28
<b>Duração [°] Adm. / Esc.</b>	316 / 285
<b>Diagrama de distribuição [°] Adm.(aber./fech.) Esc.(aber./fech.)</b>	28/108 61/44
<b>Folga de válvulas [mm] Adm. / Esc.</b>	0,20 / 0,25
<b>Cruzamento de válvulas [°]</b>	96

Como se pode analisar através dos dados da tabela 3.4, é uma árvore de cames para uma utilização desportiva e não em toda a gama de velocidades de rotação do MCI como se pretende num motor de estrada.

Uma vez que o objetivo da utilização do MCI em estudo é a sua utilização em situações de estrada, este deverá apresentar uma curva de binário máximo numa gama alargada de velocidades de rotação (1000 rpm a 6000 rpm). Em MCI atmosféricos, as árvores de cames utilizadas para estas velocidades de operação permitem habitualmente aberturas máximas das válvulas entre os 10 mm e 12 mm e durações entre os 260 ° e 265 ° de cambota (Hammill, 2002). Estas árvores de cames caracterizam-se por conferirem ao MCI um ralenti estável e suave, elevado desempenho a baixa velocidade de rotação e uma potência máxima obtida por volta das 5500 rpm. De acordo com *David Vizard* em (Vizard, 1990), uma árvore de cames que possua uma determinada gama de utilização recomendada num motor atmosférico poderá ser, à partida, uma boa árvore de cames a aplicar num motor turboalimentado com as mesmas características.

Para que se alcance um bom binário a baixas velocidades de rotação, deverá ser selecionada uma árvore de cames com uma pequena duração de abertura de escape e admissão. Devido ao turbocompressor, é gerada uma contrapressão no coletor de escape pelo que é aconselhável diminuir o cruzamento de válvulas (Vizard, 1990). Neste caso a abertura das válvulas é importante, mas não tanto como em MCI normalmente aspirados.

De modo a configurar o MCI para a utilização pretendida (motor de estrada) foi selecionada uma árvore de cames do fabricante *Kent*. Esta árvore de cames é designada por FR30 cujas características principais são apresentadas na tabela 3.5.

Tabela 3.5 – Caracterização da árvore de cames FR30 (Kent, 2012).

Gama de potência [rpm]	1000 às 6000
Abertura da válvula [mm] Adm. / Esc.	12,24 / 11,91
Duração [°] Adm. / Esc.	260 / 260
Diagrama de distribuição [°] Adm.(aber./fech.) Esc.(aber./fech.)	20/60 60/20
Folga de válvulas [mm] Adm. / Esc.	0,20 / 0,25
Cruzamento de válvulas [°]	40

O diagrama de distribuição definido na modelação do MCI no LES caracteriza a árvore de cames *Kent* FR30. Dada a impossibilidade da leitura do diagrama de distribuição real no MCI com esta árvore de cames, a sua definição é feita de acordo com os dados facultados pelo fabricante. Na figura 3.10 são apresentadas as diferenças, no diagrama de distribuição, entre a árvore de cames original e a árvore de cames FR30.

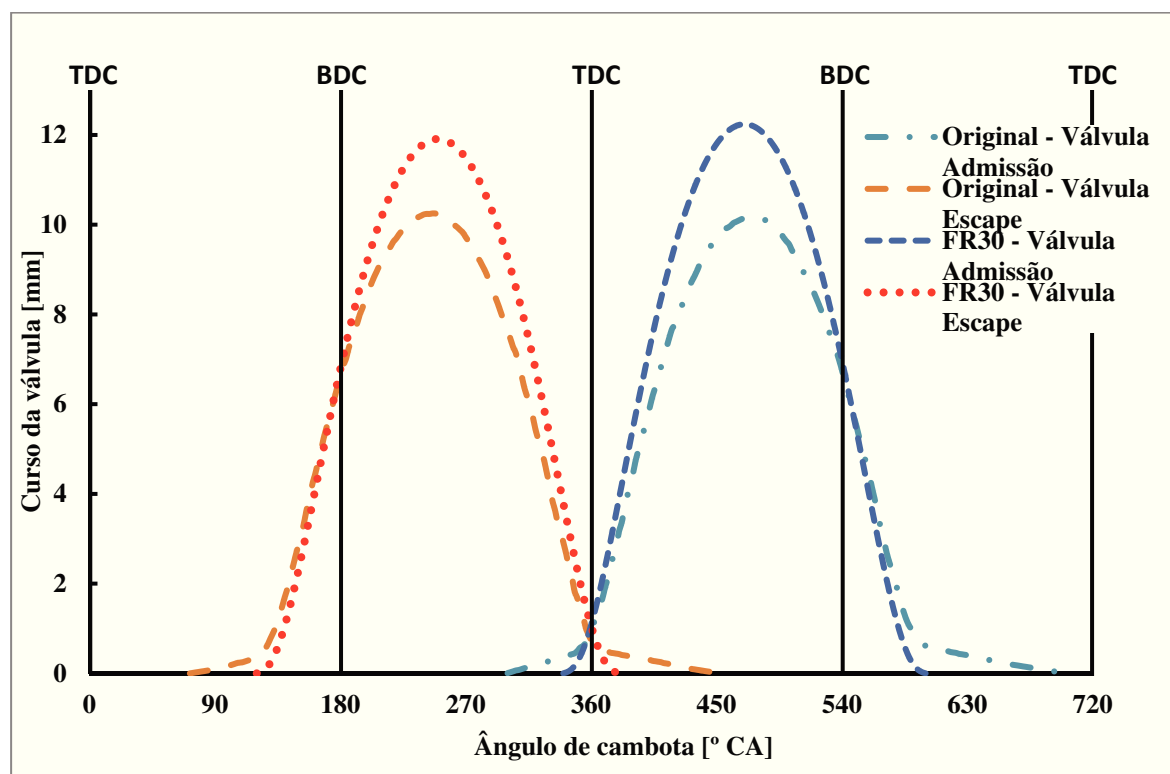


Figura 3.10 – Diagrama de distribuição modelado no LES.

Para a modelação do diagrama de distribuição em LES é utilizada a opção “*Default slow lift polynomial*” para o perfil de abertura das válvulas, esta opção toma em consideração uma abertura mais suave das válvulas em relação à opção “*Default fast lift polynomial*”. Para a definição completa do diagrama de distribuição no LES foram ainda introduzidos os pontos de abertura e fecho e o curso máximo das válvulas de admissão e escape.

Na figura 3.11 é apresentada a caracterização da abertura e fecho da válvula de admissão no LES.

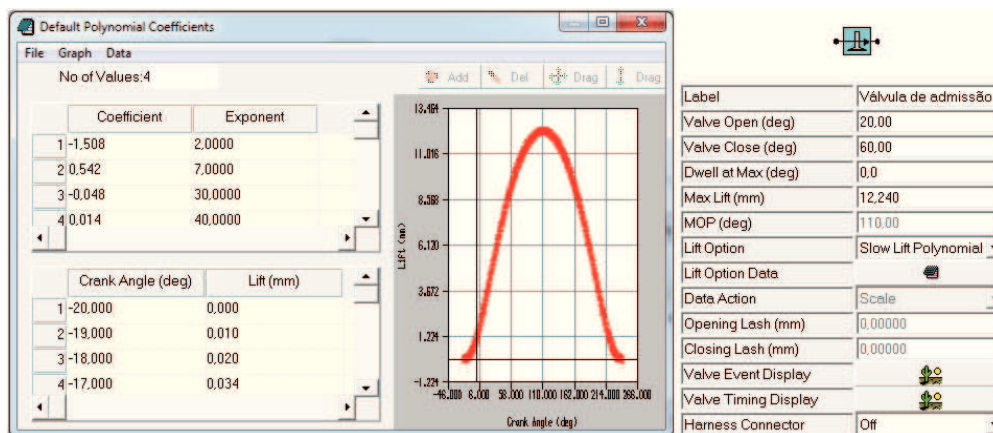


Figura 3.11 – Caracterização da abertura e fecho da válvula de admissão no LES.

### 3.3.3. Turbocompressor

A introdução do turbocompressor requer ajustes ao nível dos coletores e tubagens de admissão e escape.

**Coletor de admissão** – O coletor de admissão utilizado nos modelos turboalimentados manteve-se praticamente inalterado relativamente ao modelo original. As únicas alterações realizadas foram a nível do comprimento do tubo secundário, no qual foi alterado o seu comprimento de 360 mm para 500 mm, no caso do motor turboalimentado, e para 1000 mm, no caso do motor turboalimentado com sistema de arrefecimento do ar de admissão (com *intercooler*).

**Coletor de escape** – O modelo criado para o coletor de escape do motor turboalimentado resulta do coletor 4-2-1 do motor original. O coletor é cortado na junção 4-2, conforme apresentado na figura 3.12, e são agrupadas as saídas dos 4 cilindros de forma a alimentar o turbocompressor. O diâmetro interior dos tubos primários manteve-se nos 34 mm, e de acordo com a informação recolhida em (Bell C. , 2003) é utilizado um comprimento dos primários de 150 mm. Relativamente ao diâmetro da conduta principal de escape, o seu diâmetro interior foi mantido em 44 mm.

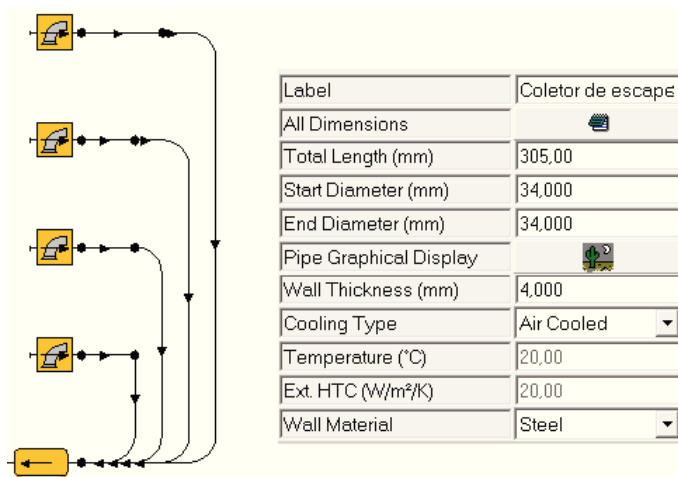


Figura 3.12 – Caracterização do coletor de escape dos motores turboalimentados.

Para o presente estudo foi definido como ponto de partida um aumento de binário do MCI, para todas as velocidades de rotação, em cerca de 40 % relativamente ao MCI original. Partindo desta premissa, e através da definição dos parâmetros fundamentais dos turbocompressores que influenciam a potência gerada pelo MCI, ver secções 2.3 e 2.4, de entre vários turbocompressores estudados, foram selecionados dois através do diagrama apresentado no APÊNDICE A.

A modelação do sistema de turbocompressão no LES, figura 3.13, é feita com recurso a informação que é normalmente protegida pelos fabricantes de turbocompressores. Uma vez que foi possível obter informação por parte do fabricante dos turbocompressores, a sua definição e de todos os componentes contíguos é feita através dos elementos disponibilizados pelo fabricante, sob direitos de propriedade e dados obtidos a partir de turbocompressores com características semelhantes.

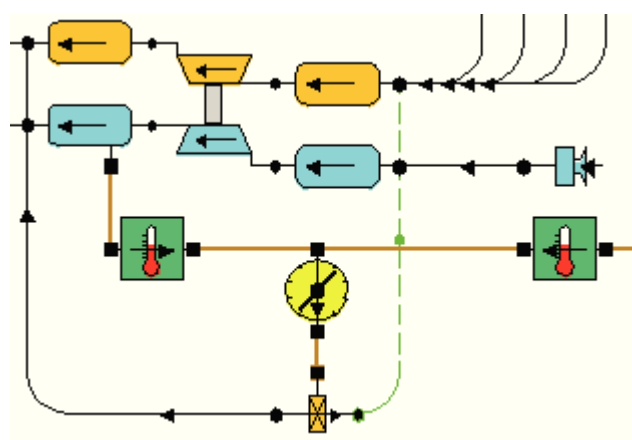
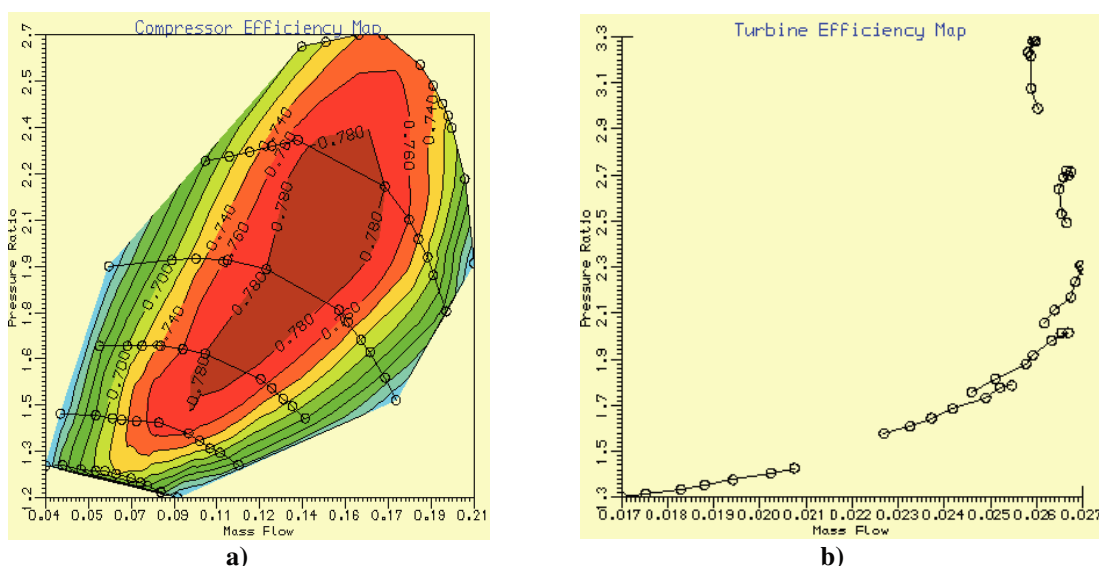


Figura 3.13 – Sistema de turbocompressão no LES.

**Entrada do compressor** – É representada por um *plenum* que corresponde ao volume entre a tubagem de entrada e o início das pás do impulsor.

**Saída do compressor** – É representada por um *plenum* e corresponde ao volume compreendido entre as pás do impulsor e a saída da voluta do compressor.

**Turbocompressor** – O turbocompressor é definido no LES essencialmente através do mapa de operação do compressor e da turbina, conforme se apresenta na figura 3.14. A informação dimensional utilizada na modelação dos turbocompressores foi retirada do ANEXO A. Os dados introduzidos para a criação dos mapas de operação do compressor são constituídos por quatro variáveis: caudal mássico corrigido, velocidade de rotação corrigida, relação de pressão e eficiência. Relativamente à turbina são requeridos: o caudal mássico reduzido, a velocidade de rotação reduzida, relação de pressão e eficiência. Os valores corrigidos de caudal mássico e velocidade, para o compressor, obedecem às equações apresentadas na secção 2.3.6 e para a turbina às equações descritas na secção 2.3.7.



**Figura 3.14 – Exemplo de caracterização do mapa de operação do compressor (a) e da turbina (b) no LES.**

Para o compressor foram usados os valores de referência  $p_{ref} = 1 \text{ atm}$  e  $T_{ref} = 288 \text{ K}$ , e na turbina os valores de referência dependem do turbocompressor. Os valores para a temperatura e pressão de referência para as turbinas foram obtidos à saída do coletor de escape no modelo original normalmente aspirado sendo posteriormente corrigidos para os modelos turboalimentados, conforme dados apresentados nas tabelas 3.6 e 3.7. Para a total definição do turbocompressor foram definidos os diâmetros de entrada e saída do compressor e da turbina, e mantidos os valores por defeito no LES do rendimento mecânico e do momento de inércia do impulsor e do rotor.

Tabela 3.6 – Valores de temperatura e pressão de referência para a turbina *Garrett GT2052*.

Dados LES_1.1.1.0 (1ª Iteração) [rpm]	Temperatura T3 [K]	Pressão P3 [kPa]
1500	953,8	112,1
2000	1040,7	131,3
2500	1086,1	149,86
3000	1111,3	163,6
3500	1133,1	178,1
4000	1158,8	194,7
4500	1186,5	211,9
5000	1224,3	236,4
5500	1248,2	246,2
6000	1248,2	246,2
<b>Valor médio</b>	<b>1139,1</b>	<b>187,0</b>

Tabela 3.7 – Valores de temperatura e pressão de referência para a turbina *Garrett GT2252*.

Dados LES_1.1.1.0 (1ª Iteração) [rpm]	Temperatura T3 [K]	Pressão P3 [kPa]
1500	961,5	112,5
2000	1025,1	121,5
2500	1075,1	134,7
3000	1104,4	148,5
3500	1130,2	163,7
4000	1153,7	176,5
4500	1182	191,9
5000	1215,8	211,1
5500	1235,6	217,7
6000	1248,6	225,9
<b>Valor médio</b>	<b>1133,2</b>	<b>170,4</b>

Os parâmetros introduzidos na modelação do turbocompressor são apresentados na figura 3.15. De modo a controlar a pressão de alimentação, para que o turbocompressor não entre em instabilidade (*surge*), foi utilizada uma válvula *wastegate* com controlo variável que permite variar a pressão máxima de admissão em função da velocidade de rotação do MCI.



Compressor Label	Garrett GT2252 52r	Turbine Label	Garrett GT2252, 72'
Compressor Type	Full Map	Turbine Type	Full Map
Inlet Dia. (mm)	60,00	Inlet Dia. (mm)	49,30
Outlet Dia. (mm)	50,00	Outlet Dia. (mm)	48,00
Rot. Inertia (kg.m <sup>2</sup> )	4,0000e-006	Rot. Inertia (kg.m <sup>2</sup> )	4,0000e-006
Gear Ratio to Shaft	1,00	Gear Ratio to Shaft	1,00
Drive Gear Mech Eff. (0-1)	1,000	Drive Gear Mech Eff. (0-1)	1,000
Compressor Map Data		Turbine Map Data	

Figura 3.15 – Exemplo de caracterização do turbocompressor no LES.

**Entrada da turbina** – É representada por um *plenum* e corresponde ao volume compreendido entre a entrada da voluta e as pás do rotor.

**Saída da turbina** – Corresponde ao volume compreendido entre a face do rotor e a união à conduta de escape.

**Válvula Wastegate (WG)** – A função da válvula *wastegate* é controlar a pressão de alimentação através da limitação da velocidade de rotação da turbina. Assim que a unidade de controlo verifica que foi alcançada a pressão máxima de alimentação transmite um sinal ao atuador que abre a WG de modo a que os gases de escape façam um *by-pass* à turbina, limitando desta forma a velocidade de rotação da turbina e por conseguinte a pressão de alimentação.

A definição da WG no LES é feita com recurso a uma borboleta do tipo área simples (*simple area*) cuja função é permitir variar a área de passagem dos gases de escape. Uma vez que os turbocompressores modelados não se encontravam disponíveis para medição, foi definido um diâmetro ( $d_{WG}$ ) de 25 mm para a válvula WG, valor medido num turbocompressor *Garrett GT1544*.

De modo a controlar a abertura da WG foi necessário definir um sistema de atuação capaz de interpretar e analisar as condições de turboalimentação em cada condição de operação do MCI. Este mecanismo de atuação é constituído por um atuador eletrónico que, através da informação recolhida pelo sensor de pressão absoluta no coletor de admissão (sensor MAP) e velocidade de rotação do MCI, e dos valores máximos definidos para a pressão de alimentação, regula a abertura da WG. O controlo da área de passagem da WG é feito com recurso a uma função matemática na qual é comparada a pressão máxima admissível em cada velocidade de rotação com a pressão absoluta no coletor de admissão (MAP) produzida pelo turbocompressor.

Sempre que a MAP atinge o valor máximo definido, a WG é aberta de forma a limitar a pressão para o máximo estabelecido em cada velocidade de rotação. A área de passagem ( $A_p$ ) dos gases é dada por (Lotus Engineering, 2001):

$$A_p = \frac{(MAP - p_{max})}{\Delta p} A_{WG} [mm^2] \quad 3.2$$

com:  $MAP$  – pressão absoluta no coletor de admissão;

$p_{max}$  – pressão máxima admissível em cada velocidade de rotação;

$\Delta p$  – diferença de pressão entre a pressão de abertura e a pressão máxima admissível;

$A_{WG} = \pi \frac{d_{WG}^2}{4}$  – Área máxima de passagem dos gases da WG.

A área de passagem ( $A_{WG}$ ), dos gases varia entre  $0 \text{ mm}^2$  (WG completamente fechada) e  $490,84 \text{ mm}^2$  (WG completamente aberta). Uma vez que a abertura é gerida por uma função matemática foi necessário definir os limites de atuação do atuador. Desta forma foi colocado um limitador para o valor mínimo ( $0 \text{ mm}^2$ ) e máximo ( $490,84 \text{ mm}^2$ ) que são alcançados pela função de controlo da WG. A figura 3.16 apresenta o sistema de controlo de abertura da válvula *wastegate* implementado no LES onde os sinais de entrada representados por  $IN^1$  e  $IN^2$  representam respectivamente a MAP e a velocidade de rotação do MCI.

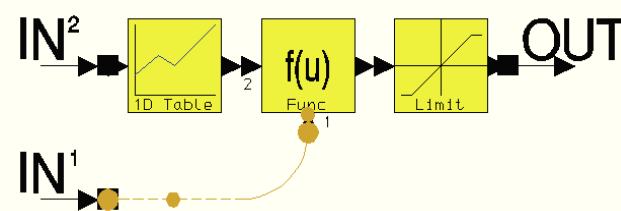


Figura 3.16 – Sistema de controlo de abertura da válvula *wastegate*.

No bloco “*1D Table*” são introduzidos os dados relativos à pressão de alimentação pretendida para cada velocidade de rotação do MCI, no bloco “*Func*” está definida a função de controlo da WG e por último, no bloco “*Limit*” estão definidos os limites mínimo e máximo tomados pela função de controlo. A tabela 3.8 apresenta a pressão de alimentação pretendida para cada velocidade de rotação do MCI.

Tabela 3.8 – Pressão de alimentação pretendida para cada velocidade de rotação do MCI.

Vel. rotação motor [rpm]	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
Pressão de alimentação [bar]	1,31	1,32	1,42	1,52	1,62	1,74	1,76	1,76	1,76	1,76

### 3.3.4. Intercooler

O *intercooler* (IC) modelado no LES é produzido pelo fabricante João de Deus. É designado por Mi-766 e apresenta valores de caudal mássico adequados ao motor em estudo. É um *intercooler* do tipo *bed type*, uma vez que é disposto na frente do veículo a um nível inferior ao radiador do motor. Esta configuração é a mais adequada para aplicações em motores de fábrica normalmente aspirados uma vez que não influencia diretamente a temperatura do ar de arrefecimento do radiador do motor.

A caracterização do *intercooler* no LES é feita através dos parâmetros: caudal mássico, perda de pressão, temperatura do ar de arrefecimento e efetividade térmica. Os dados foram fornecidos pelo fabricante do IC para uma condição de operação crítica na qual a velocidade do ar de arrefecimento é 2 m/s. A condição simulada diz respeito a uma situação de funcionamento do MCI à carga máxima com o veículo praticamente parado (pior situação possível).

Na figura 3.17 é apresentada a caracterização do IC Mi-766 no LES. O sistema de arrefecimento é constituído por dois elementos “*plenum*”, de 0,5 dm<sup>3</sup>, que simulam os volumes das duas caixas (entrada e saída do IC) e pelo elemento “*charge cooler*” no qual são caracterizados os parâmetros descritos anteriormente.

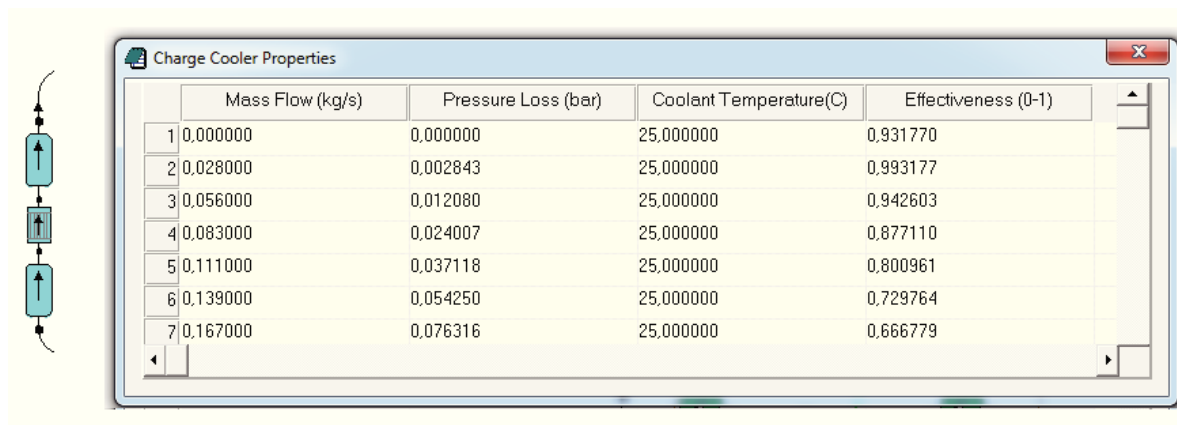


Figura 3.17 – Caracterização do IC Mi-766 no LES.

### **3.4. Convergência de resultados**

A convergência é determinada através da diferença do mesmo resultado nos diferentes ciclos de cálculo. A definição de um resultado convergente ou não convergente varia de acordo com o órgão do motor. Para a entrada de ar no sistema, entrada de ar e saída de gases no cilindro e para as câmaras de *plenum* de admissão e escape a diferença máxima é de 0,5 %. Para os tubos do sistema, a diferença máxima é de 3 % enquanto para o turbocompressor a convergência é alcançada quando a diferença obtida entre o trabalho realizado pela turbina é inferior a 2 % do trabalho efetuado pelo compressor.

Este parâmetro é importante uma vez que é um indicador bastante seguro de que os resultados obtidos são fiáveis para o estudo do MCI modelado. Durante o presente trabalho foram necessários em média 10 ciclos até obter convergência nos resultados, sendo que nalguns casos dos modelos turboalimentados foram necessários 20 ciclos até ser obtida a convergência.

## 4 Apresentação e Discussão dos Resultados

O presente capítulo é dedicado à apresentação e discussão dos resultados. Nas secções 4.3 a 4.6 são analisadas as influências de: relação de compressão, árvore de cames, turbocompressor e *intercooler*, no desempenho do MCI. A secção 4.7 apresenta, em termos de binário, a comparação de todos os modelos. São ainda definidas as zonas de operação do MCI para cada um dos turbocompressores utilizados.

### 4.1. Definição dos modelos a estudar

Esta secção é dedicada à apresentação dos diferentes modelos com vista à determinação da influência dos parâmetros/componentes: relação de compressão, árvore de cames, turbocompressor e *intercooler*; no desempenho do MCI. Para a análise e identificação dos diferentes modelos em estudo, são apresentadas na tabela 4.1 as características de cada um dos modelos utilizados no trabalho.

Tabela 4.1 – Modelos LES criados no presente estudo.

Sigla do Modelo	Relação de compressão	Árvore de Cames	Turbocompressor	<i>Intercooler</i>
LES_BASE	Original (9,44)	Original	-	-
LES_1.0.0.0	8,50	Original	-	-
LES_1.1.0.0	8,50	<i>Kent</i> FR30	-	-
LES_1.1.1.0	8,50	<i>Kent</i> FR30	<i>Garrett</i> GT2052	-
LES_1.1.2.0	8,50	<i>Kent</i> FR30	<i>Garrett</i> GT2252	-
LES_1.1.1.1	8,50	<i>Kent</i> FR30	<i>Garrett</i> GT2052	Mi-766 ( $v = 2\text{m/s}$ )
LES_1.1.2.1	8,50	<i>Kent</i> FR30	<i>Garrett</i> GT2252	Mi-766 ( $v = 2\text{m/s}$ )

### 4.2. Parâmetros utilizados na comparação dos diferentes modelos

A discussão e comparação dos resultados obtidos na modelação computacional centraram-se nos parâmetros mais utilizados. Assim, é possível avaliar, compreender e explicar as diferenças encontradas nos testes dos diferentes modelos, nomeadamente: binário ( $T$ ), pressão média efetiva ao freio ( $BMEP$ ) consumo específico ao freio ( $bsfc$ ), caudal

mássico de ar (médio) por ciclo ( $\dot{m}_{ar,cic}$ ) e pressão absoluta no coletor de admissão ( $MAP$ ), em função da velocidade de rotação do motor ( $n$ ). Por uma questão de simplificação da designação, de ora adiante sempre que sejam referidas as variáveis pressão média efetiva e consumo específico trata-se de valores obtidos ao freio ( $BMEP$  e  $bsfc$ ).

### 4.3. Influência da relação de compressão

Na presente secção é estudada a influência da relação de compressão no desempenho do MCI. Para tal são estudados os modelos LES\_BASE e LES\_1.0.0.0 e comparados entre si os resultados das simulações realizadas.

A figura 4.1 mostra a pressão média efetiva ( $BMEP$ ) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES\_BASE e LES\_1.0.0.0.

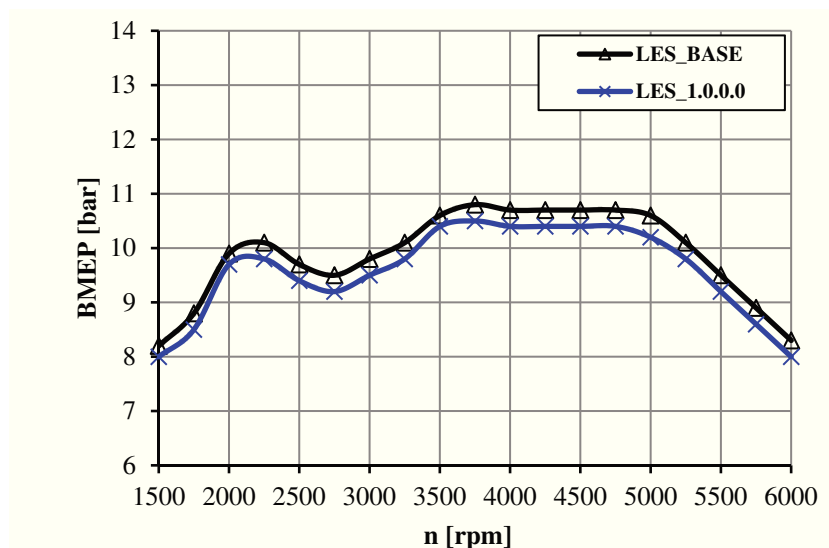
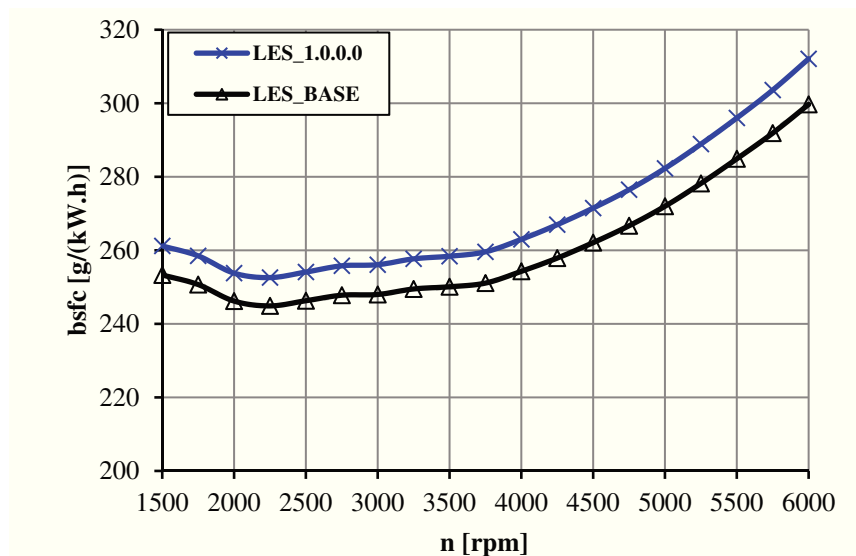


Figura 4.1 – Pressão média efetiva ( $BMEP$ ) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES\_BASE e LES\_1.0.0.0.

A figura 4.1 permite observar que a  $BMEP$  obtida no modelo LES\_1.0.0.0 é ligeiramente inferior à obtida no modelo LES\_BASE. O valor máximo da  $BMEP$  obtida no modelo LES\_1.0.0.0 diminuiu 0,3 bar relativamente ao máximo obtido no modelo LES\_BASE. A diminuição da  $BMEP$  resulta da redução da relação de compressão de 9,44:1 para 8,50:1.

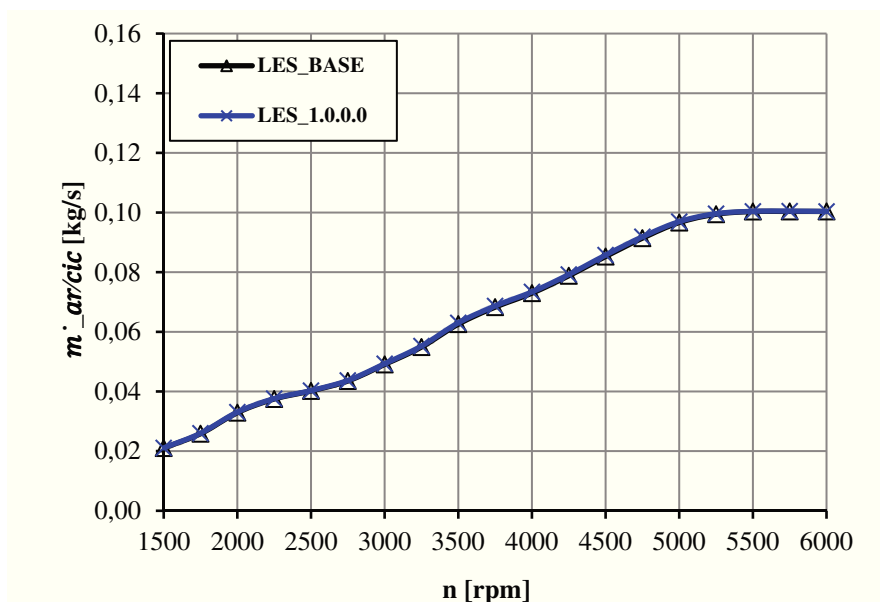
Na figura 4.2 é apresentado o consumo específico ( $bsfc$ ) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES\_BASE e LES\_1.0.0.0.



**Figura 4.2 – Consumo específico (bsfc) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES\_BASE e LES\_1.0.0.0.**

A figura 4.2 revela que o bsfc do modelo LES\_1.0.0.0 aumentou relativamente ao modelo LES\_BASE. Em termos médios o aumento de bsfc foi 3,5 %, verificando-se uma diferença máxima de 12,4 g/(kW.h) à velocidade de rotação de 6000 rpm.

A figura 4.3 apresenta o caudal mássico corrigido ( $m'_{ar/cic}$ ) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES\_BASE e LES\_1.0.0.0.



**Figura 4.3 – Caudal mássico de ar corrigido ( $m'_{ar/cic}$ ) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES\_BASE e LES\_1.0.0.0.**

A figura 4.3 permite observar que as alterações em termos de caudal mássico admitido do modelo LES\_BASE para o modelo LES\_1.0.0.0 são insignificantes. Em termos percentuais, a diferença máxima obtida de um modelo para o outro foi de 0,7 %. Os dados

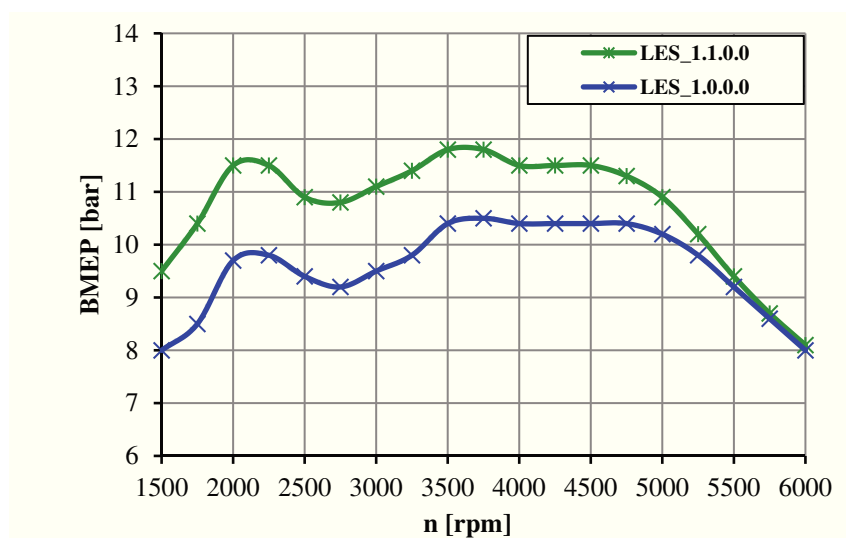
apresentados indicam claramente que a diferença em termos de BMEP obtida, entre os modelos estudados, é resultante da alteração da relação de 9,44:1 para 8,5:1.

Nas secções seguintes todos os modelos estudados utilizam uma relação de compressão de 8,5:1.

#### 4.4. Influência do diagrama de distribuição

A presente secção estuda a influência do diagrama de distribuição no desempenho do MCI. Para tal são estudados os modelos LES\_1.0.0.0 (árvore de cames original) e LES\_1.1.0.0 (árvore de cames *Kent* FR30) e comparados entre si os resultados das simulações realizadas.

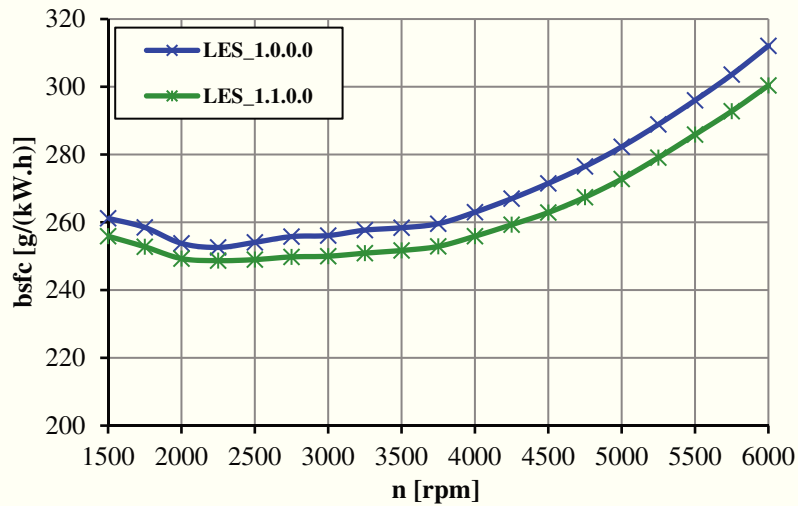
Na figura 4.4 são apresentados os valores de pressão média efetiva (BMEP) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES\_1.0.0.0 e LES\_1.1.0.0.



**Figura 4.4 – Pressão média efetiva (BMEP) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES\_1.0.0.0 e LES\_1.1.0.0.**

A figura 4.4 mostra que para o modelo (LES\_1.1.0.0) que corresponde à utilização da árvore de cames FR30, a BMEP do MCI aumentou significativamente. Em termos médios o foi obtido um aumento médio de cerca de 12 %. Assim, concluiu-se que a alteração da árvore de cames tem uma influência bastante significativa na BMEP, sendo que a BMEP máxima aumentou para cerca de 12 bar para  $n = 3500$  rpm. O valor da BMEP obtida está próximo dos valores habituais (entre 12 bar e 13 bar) para um MCI-SI utilizado em veículos de estrada, conforme discutido na secção 2.3.1.

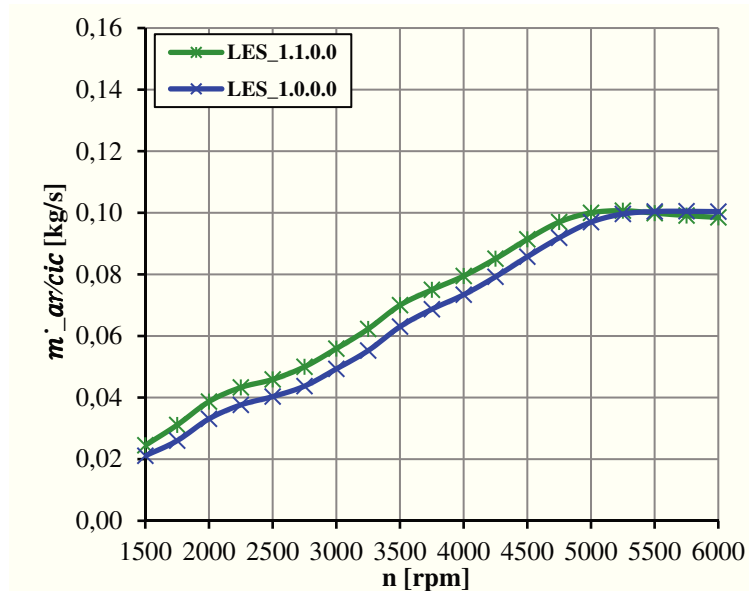
A figura 4.5 apresenta o consumo específico (bsfc) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES\_1.0.0.0 e LES\_1.1.0.0.



**Figura 4.5 – Consumo específico em função (bsfc) da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES\_1.0.0.0 e LES\_1.1.0.0.**

O bsfc do modelo LES\_1.1.0.0 diminuiu relativamente ao modelo LES\_1.0.0.0. Em termos médios a redução de bsfc foi de 2,7 %, verificando-se a diferença absoluta máxima de 11,7 g/(kW.h) obtida à velocidade de rotação de 6000 rpm.

A figura 4.6 apresenta o caudal mássico de ar corrigido ( $m'_{ar/cic}$ ) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES\_1.0.0.0 e LES\_1.1.0.0.



**Figura 4.6 – Caudal mássico de ar corrigido ( $m'_{ar/cic}$ ) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES\_1.0.0.0 e LES\_1.1.0.0.**

Com a alteração da árvore de cames original do MCI para a árvore de cames *Kent* FR30, verificou-se um aumento do caudal mássico admitido. O aumento médio foi de 8,97 %, sendo que o aumento de caudal mássico de ar admitido é mais significativo em velocidades de rotação intermédias. A figura 4.6 permite ainda observar que a elevadas velocidades de

rotação, o caudal mássico de ar admitido no modelo LES\_1.1.0.0 é inferior ao caudal mássico de ar admitido no modelo LES\_1.0.0.0.

Nas secções seguintes os modelos em estudos consideram a utilização da árvore de cames *Kent FR30*.

#### 4.5. Influência do turbocompressor no desempenho do MCI

A presente secção estuda a influência da aplicação de diferentes turbocompressores no desempenho do MCI. Para tal são estudados os modelos com turbocompressor LES\_1.1.1.0 (*Garrett GT2052*) e LES\_1.1.2.0 (*Garrett GT2252*), e comparados com o modelo sem turbocompressor LES\_1.1.0.0 (atmosférica).

Na figura 4.7 são apresentados os valores de pressão média efetiva (BMEP) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES\_1.1.0.0, LES\_1.1.1.0 e LES\_1.1.2.0.

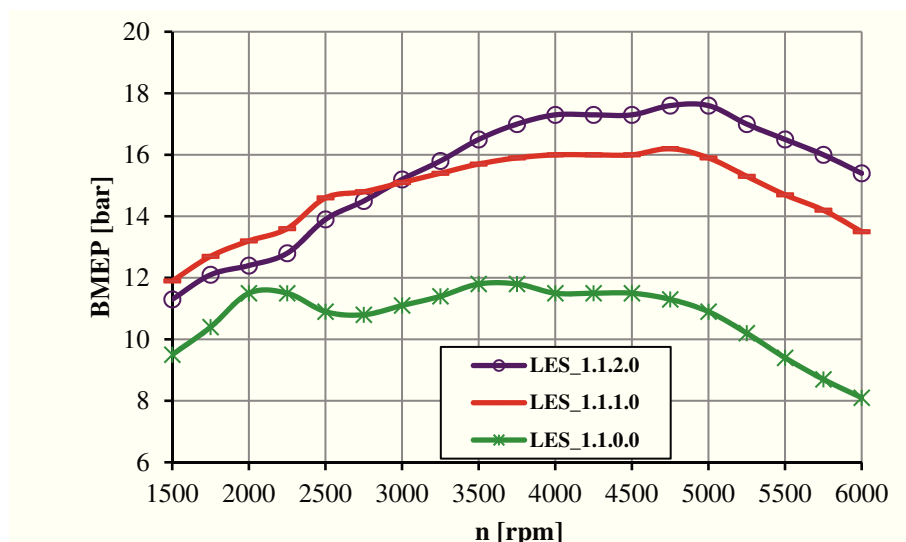
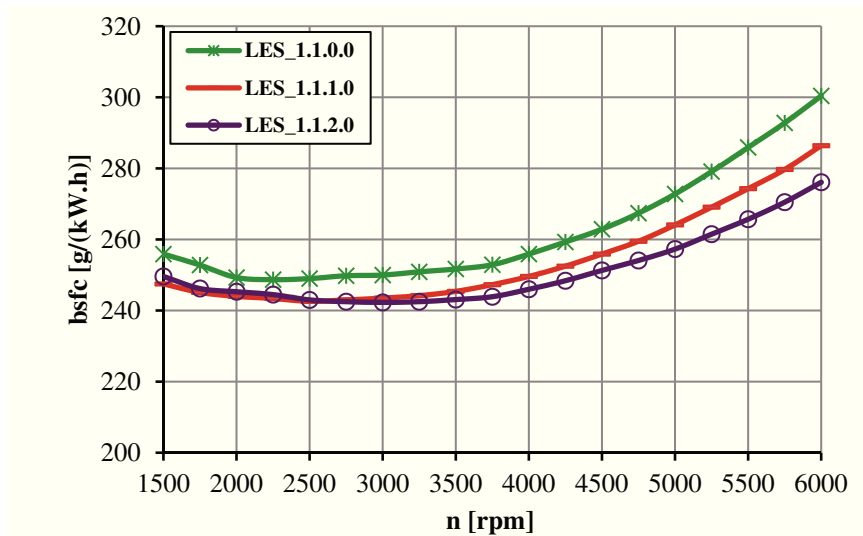


Figura 4.7 – Pressão média efetiva (BMEP) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES\_1.1.0.0, LES\_1.1.1.0 e LES\_1.1.2.0.

A figura 4.7 mostra que a BMEP obtida nos modelos turboalimentados (LES\_1.1.1.0 e LES\_1.1.2.0) aumenta significativamente quando comparado com o modelo atmosférico (LES\_1.1.0.0). A figura 4.7 revela também que, para velocidades de rotação mais baixas, o modelo LES\_1.1.1.0 apresenta uma BMEP superior ao modelo LES\_1.1.2.0, no entanto, a partir das 3000 rpm o comportamento altera-se, e o modelo LES\_1.1.2.0 obtém uma BMEP superior ao modelo LES\_1.1.0.0. O valor máximo de BMEP obtido no modelo LES\_1.1.2.0 é de 17,6 bar. De acordo com (H. Zhao, 2009), citado na secção 2.3.1, o valor obtido de BMEP encontra-se dentro dos valores indicados para MCI-SI turboalimentados.

A figura 4.8 apresenta o consumo específico (bsfc) em função da velocidade de rotação do

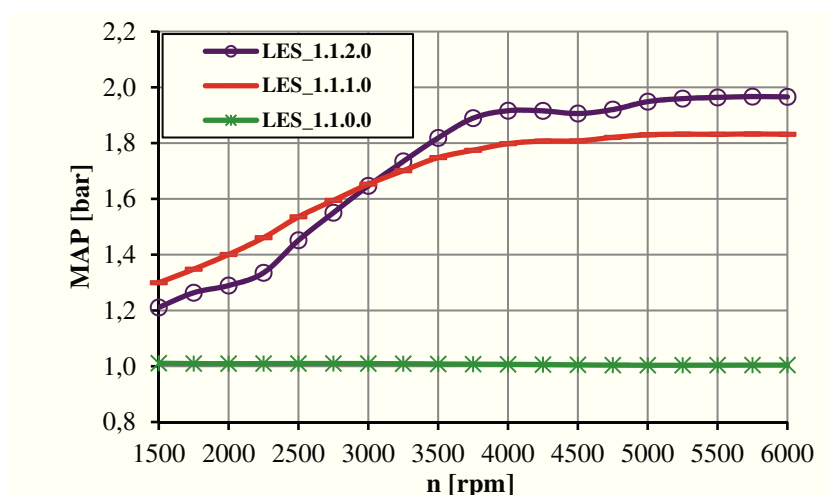
MCI para os modelos LES\_1.1.0.0, LES\_1.1.1.0 e LES\_1.1.2.0.



**Figura 4.8 – Consumo específico (bsfc) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES\_1.1.0.0, LES\_1.1.1.0 e LES\_1.1.2.0.**

A figura 4.8 permite observar que, para os modelos turboalimentados (LES\_1.1.1.0 e LES\_1.1.2.0), o bsfc é inferior ao modelo atmosférico (LES\_1.1.0.0). A redução média de bsfc do modelo LES\_1.1.1.0 face ao modelo LES\_1.1.0.0 foi de 2,98 % enquanto no modelo LES\_1.1.2.0 essa mesma diminuição foi de 4,17 %. Em termos absolutos houve uma diminuição média de 7,92 g/(kW.h) para o modelo LES\_1.1.1.0 e de 11,25 g/(kW.h) para o modelo LES\_1.1.2.0.

A figura 4.9 apresenta a pressão no coletor de admissão (MAP) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES\_1.1.0.0, LES\_1.1.1.0 e LES\_1.1.2.0.

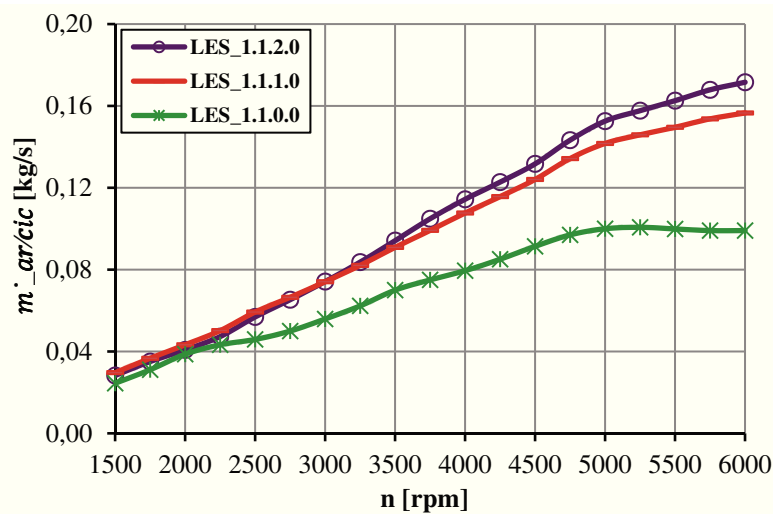


**Figura 4.9 – Pressão no coletor de admissão (MAP) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES\_1.1.0.0, LES\_1.1.1.0 e LES\_1.1.2.0.**

Através da análise da figura 4.9 verifica-se que, nos modelos com turbocompressor, a

MAP obtém valores próximos de 2 bar para elevadas velocidades de rotação do MCI. A BMEP obtida na figura 4.7 é em grande parte resultado da pressão de alimentação apresentada na figura 4.9. À semelhança da BMEP, a MAP, é superior, até às 3000 rpm no modelo LES\_1.1.1.0 passando, a partir dessa velocidade de rotação, a ser superior para no modelo LES\_1.1.2.0. A justificação para o facto da variação da MAP apresentar a tendência apresentada na figura 4.7 tem a ver com a pressão de alimentação solicitada aos turbocompressores ter sido definida com uma margem de segurança para o limite *surge*.

Na figura 4.10 é apresentado o caudal mássico de ar corrigido ( $\dot{m}_{ar/cic}$ ) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES\_1.1.0.0, LES\_1.1.1.0 e LES\_1.1.2.0.



**Figura 4.10 – Caudal mássico de ar corrigido ( $\dot{m}_{ar/cic}$ ) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES\_1.1.0.0, LES\_1.1.1.0 e LES\_1.1.2.0.**

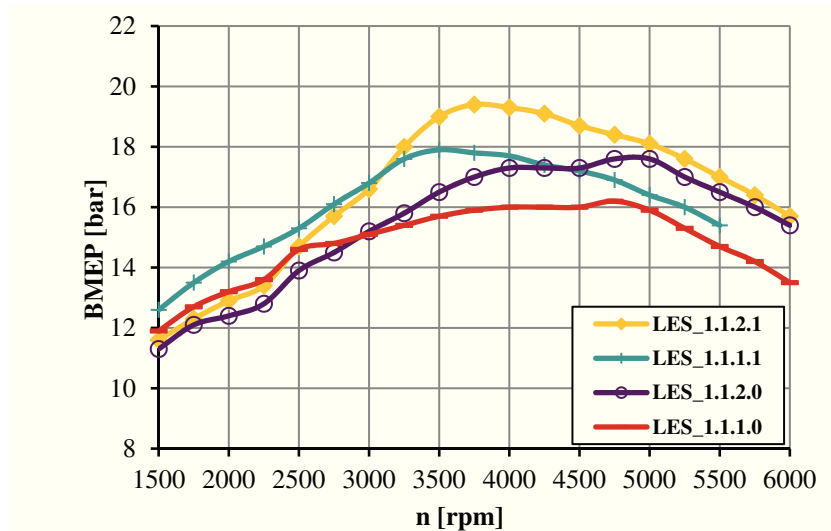
A figura 4.10 mostra que o caudal mássico ( $\dot{m}_{ar/cic}$ ) para os modelos com turbocompressor (LES\_1.1.1.0 e LES\_1.1.2.0) é superior ao modelo do MCI atmosférico. Verifica-se que a influência da utilização de turbocompressor no  $\dot{m}_{ar/cic}$  aumenta com a velocidade de rotação do MCI. Para  $n = 5500$  rpm o aumento de  $\dot{m}_{ar/cic}$  dos modelos LES\_1.1.1.0 e LES\_1.1.2.0 face ao modelo LES\_1.1.0.0 foi respetivamente 0,049 kg/s e 0,063 kg/s.

#### 4.6. Influência do *intercooler* no desempenho do MCI

A presente secção estuda a influência da aplicação de um *intercooler* no desempenho do MCI. Para tal são estudados os modelos LES\_1.1.1.1 (*Garrett* GT2052 e Mi-766) e LES\_1.1.2.1 (*Garrett* GT2252 e Mi-766), para uma velocidade de ar incidente no *intercooler* de 2 m/s. Os dados obtidos nas simulações são comparados com os obtidos anteriormente nos modelos LES\_1.1.1.0 (*Garrett* GT2052) e LES\_1.1.2.0 (*Garrett*

GT2252).

Na figura 4.11 são apresentados os valores de pressão média efetiva (BMEP) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES\_1.1.1.0, LES\_1.1.2.0 e LES\_1.1.1.1, LES\_1.1.2.1. Nos gráficos apresentados do modelo LES\_1.1.1.1 não constam os valores dos parâmetros em análise para velocidades de rotação do MCI superiores a 5500 rpm por não ter sido obtida convergência de resultados na simulação.



**Figura 4.11 – Pressão média efetiva (BMEP) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES\_1.1.1.0, LES\_1.1.2.0 e LES\_1.1.1.1, LES\_1.1.2.1.**

Através da análise da figura 4.11 verifica-se que os modelos com *intercooler* (LES\_1.1.1.1 e LES\_1.1.2.1) apresentam valores de BMEP superiores para velocidades de rotação intermédias. A partir das 4500 rpm, a diferença da BMEP dos modelos com e sem *intercooler* é menos significativa. Ao analisar em detalhe a curva de BMEP do modelo LES\_1.1.1.1 verifica-se que até às 4250 rpm a sua BMEP é superior à BMEP do modelo LES\_1.1.2.1 que possui o turbocompressor *Garrett* GT2252. É importante notar que para velocidades de rotação superiores a 4500 rpm, a BMEP do modelo sem *intercooler* LES\_1.1.2.0 (*Garrett* GT2252) é superior à do modelo com *intercooler* LES\_1.1.1.1 (*Garrett* GT2052 e Mi-766). Assim, conclui-se que a utilização de *intercooler*, neste MCI, é particularmente vantajosa nas velocidades de rotação intermédias.

A figura 4.12 apresenta o consumo específico (bsfc) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES\_1.1.1.0, LES\_1.1.2.0 e LES\_1.1.1.1, LES\_1.1.2.1. Através da análise do gráfico verifica-se que as variações de consumo específico dos modelos com IC são diminutas face aos modelos homólogos sem IC.

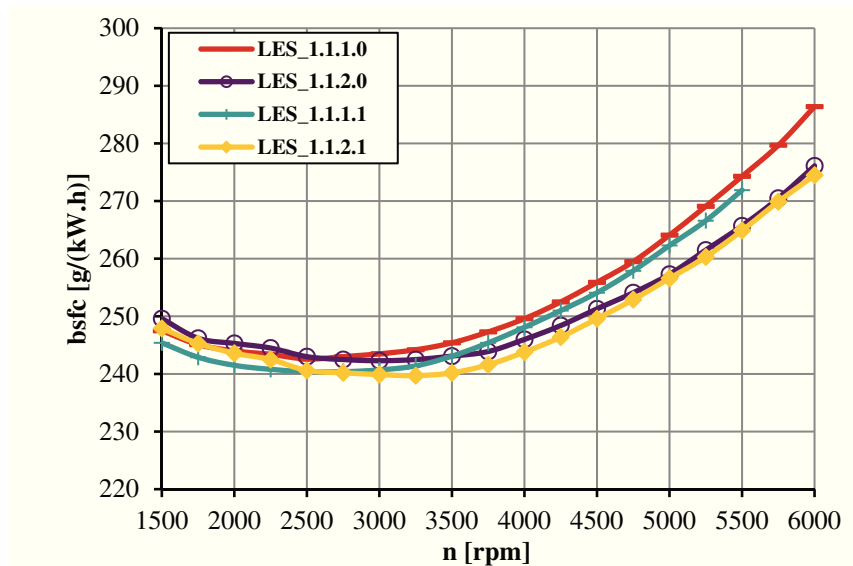


Figura 4.12 – Consumo específico (bsfc) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES\_1.1.1.0, LES\_1.1.2.0 e LES\_1.1.1.1, LES\_1.1.2.1.

Através da figura 4.12 verifica-se que os modelos com *intercooler* (LES\_1.1.1.1, LES\_1.1.2.1) apresentam bsfc inferior aos modelos sem *intercooler* (LES\_1.1.1.0, LES\_1.1.2.0). A maior diminuição de bsfc obtida foi de 2,8 g/(kW.h) entre as 3250 rpm e as 3500 rpm para o modelo LES\_1.1.1.1 em relação ao modelo LES\_1.1.1.0.

A figura 4.13 apresenta a pressão no coletor de admissão em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES\_1.1.1.0, LES\_1.1.2.0 e LES\_1.1.1.1, LES\_1.1.2.1.

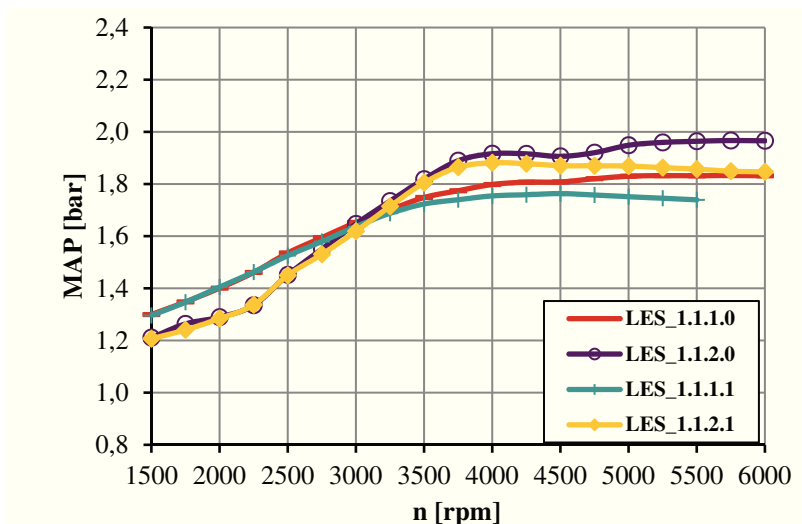
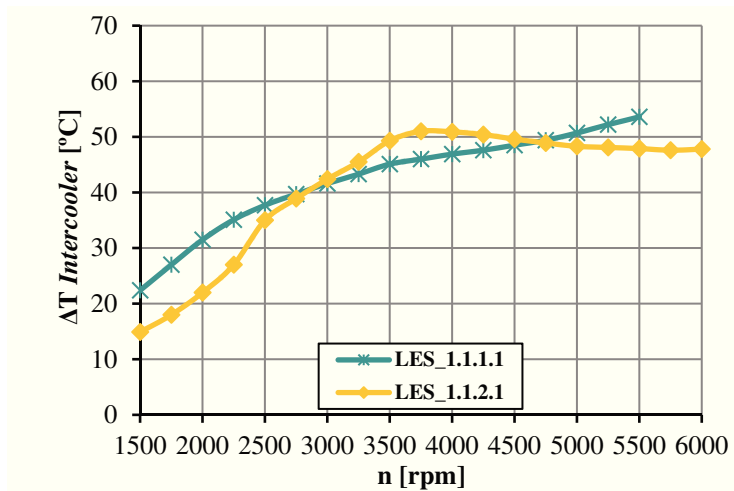


Figura 4.13 – Pressão no coletor de admissão em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES\_1.1.1.0, LES\_1.1.2.0 e LES\_1.1.1.1, LES\_1.1.2.1.

Os valores apresentados na figura 4.13 permitem verificar a influência, em termos de pressão de alimentação, que o IC possui em função da velocidade de rotação do MCI. Verifica-se que até às 3000 rpm a diminuição da MAP é reduzida para os modelos com IC

relativamente aos modelos sem IC. A partir das 3000 rpm verifica-se uma diminuição da MAP torna-se mais significativa, resultando numa queda de pressão máxima de 0,12 bar para o modelo LES\_1.1.2.1 face ao modelo LES\_1.1.2.0.

A figura 4.14 apresenta as diminuições de temperatura obtidas com a introdução do IC nos modelos LES\_1.1.1.0 e LES\_1.1.2.0. Os dados apresentados ilustram a capacidade de extração de calor do IC Mi-766 utilizado no estudo e consequente aumento de densidade do ar de admissão.



**Figura 4.14 – Diminuição da temperatura do ar de admissão com o IC utilizado nos modelos LES\_1.1.1.1 e LES\_1.1.2.1.**

O *intercooler* utilizado permite diminuir a temperatura do ar de admissão, em termos médios para o modelo LES\_1.1.1.1, em 42,9 °C. Enquanto no modelo LES\_1.1.2.1, a diminuição média de temperatura obtida com a utilização do IC é de 40,9 °C.

Na figura 4.15 é apresentado o caudal mássico de ar corrigido ( $m'_{ar/cic}$ ) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES\_1.1.1.0, LES\_1.1.2.0 e LES\_1.1.1.1, LES\_1.1.2.1.

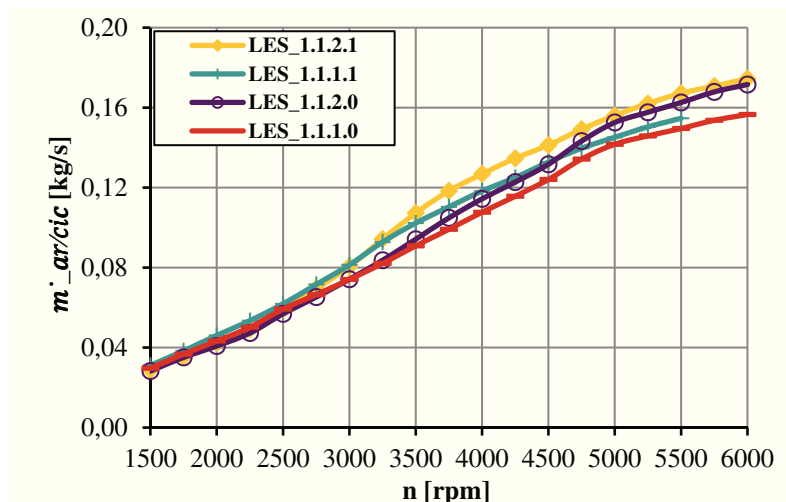


Figura 4.15 – Caudal mássico de ar corrigido ( $m'_{ar/cic}$ ) em função da velocidade de rotação do MCI para os modelos LES\_1.1.1.0, LES\_1.1.2.0 e LES\_1.1.1.1, LES\_1.1.2.1.

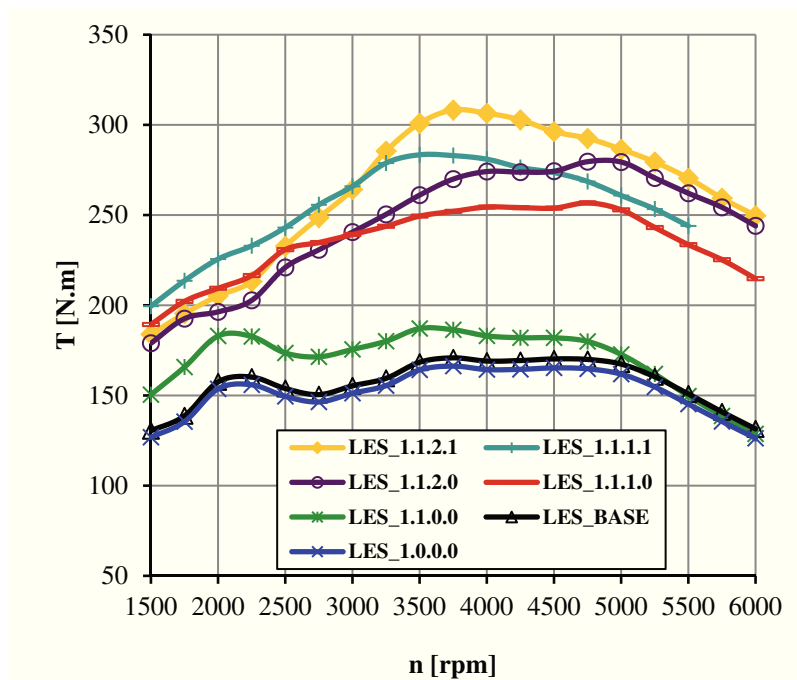
É no caudal mássico admitido pelo MCI que se verifica a verdadeira contribuição do *intercooler* utilizado. Através do arrefecimento do ar de admissão é possível aumentar a sua densidade. Desta forma é colocada uma maior massa de ar dentro dos cilindros do MCI, e mantendo a razão de estequiometria, é possível aumentar o binário produzido pelo MCI. Com a utilização do IC, obtiveram-se aumentos médios, em termos de caudal mássico, de 7 % do modelo LES\_1.1.1.1 para o modelo LES\_1.1.1.0 e 6,5 % do modelo LES\_1.1.2.1 para o modelo LES\_1.1.2.0.

## 4.7. Comparação do desempenho dos diferentes modelos

Para a comparação do desempenho dos diferentes modelos é estudado o binário obtido em função da velocidade de rotação do MCI para cada um dos modelos. Adicionalmente, as linhas de operação do MCI dos modelos com turbocompressor, são representadas nos mapas dos turbocompressores estudados.

### 4.7.1. Binário obtido nos modelos em estudo

A figura 4.16 apresenta o binário (T) em função da velocidade de rotação do MCI para todos os modelos estudados.



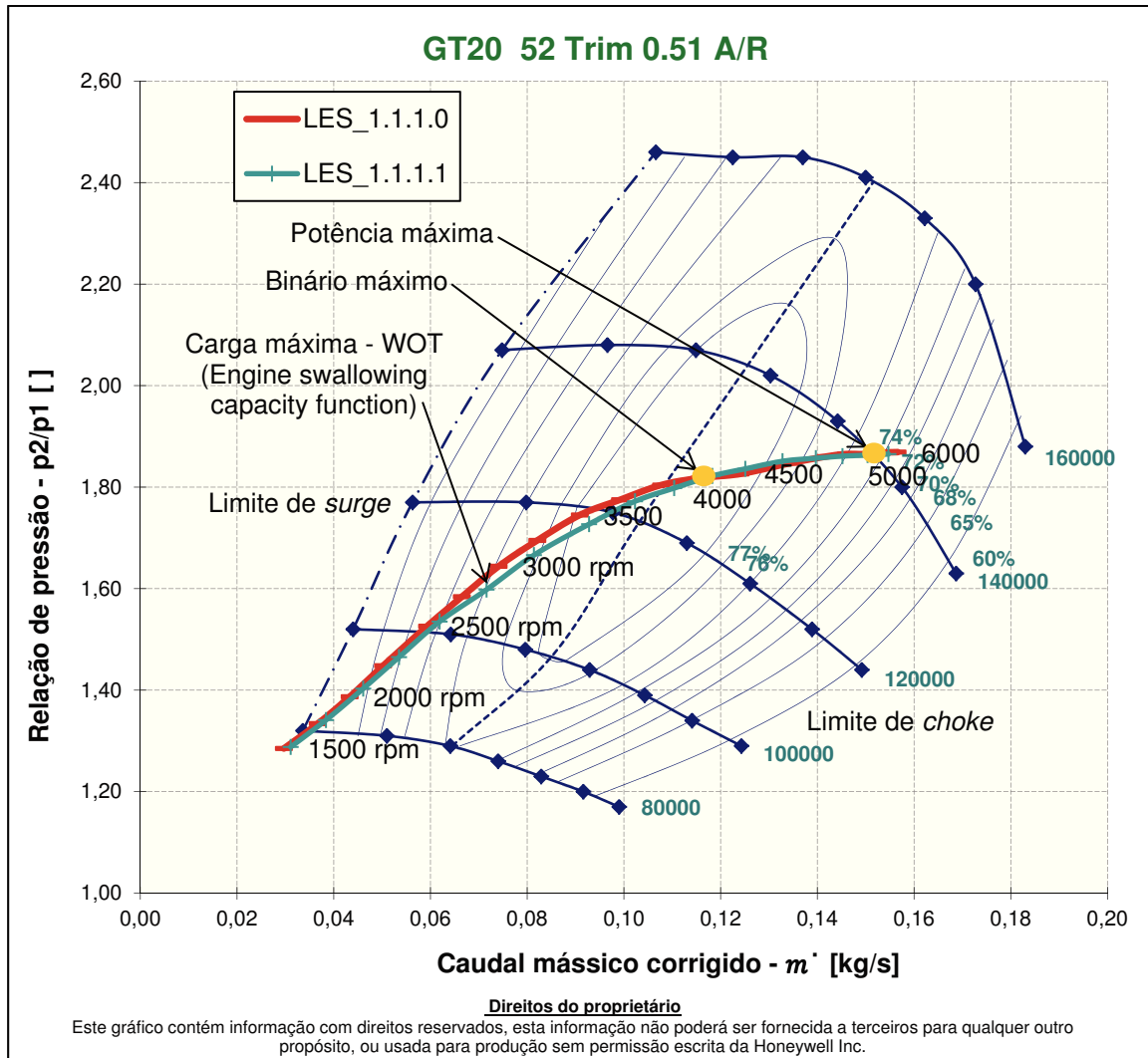
**Figura 4.16 – Binário (T) em função da velocidade de rotação do MCI para todos os modelos estudados.**

Através da análise da figura 4.16, é possível verificar a influência de todas as alterações realizadas no binário produzido pelo MCI. O modelo com turbocompressor e *intercooler* LES\_1.1.2.1 (*Garrett* GT2252 e Mi-766) é o que apresenta curva de binário mais elevado. Este modelo possui o binário acima de 250 N.m das 3250 rpm às 6000 rpm, sendo o binário máximo de 308,3 N.m às 3750 rpm. Também o modelo LES\_1.1.1.1 (*Garrett* GT2052 e Mi-766) apresenta uma boa curva de binário com uma gama de utilização das 3500 rpm às 5500 rpm.

O modelo LES\_1.1.2.1 (*Garrett* GT2252 e Mi-766) permitiu obter um aumento de binário significativo (aumento de cerca de 67 % em termos médios) face ao modelo original LES\_BASE enquanto o modelo LES\_1.1.1.1 (*Garrett* GT2052 e Mi-766) permitiu obter um aumento médio de 60 %.

#### **4.7.2. Zonas de operação dos turbocompressores**

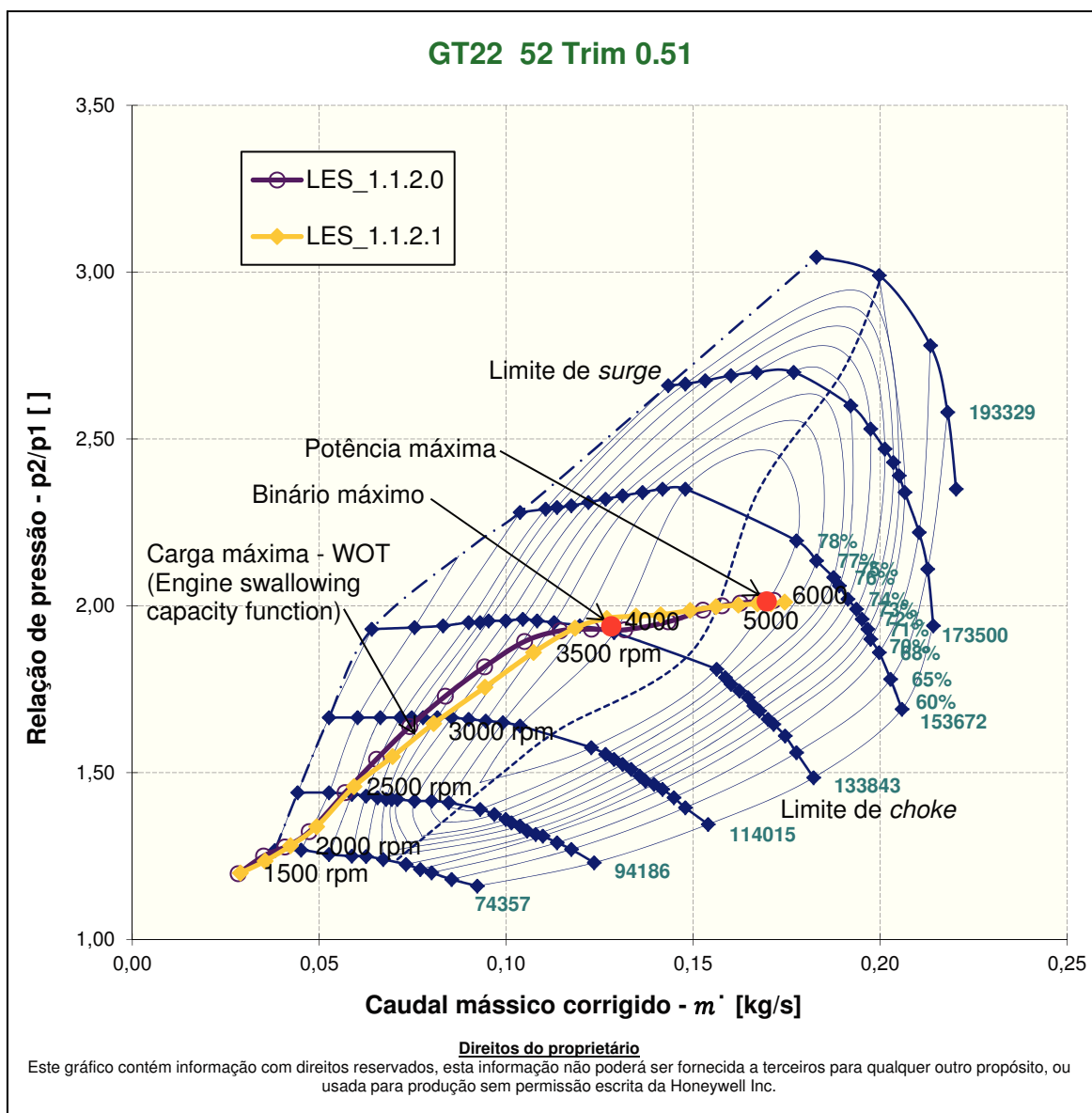
Conforme apresentado no capítulo 2, a utilização de turbocompressores, a eficiência, a resposta, a vida útil de operação entre outros fatores, dependem da adequação do turbocompressor ao MCI ao qual está aplicado. Na figura 4.17 é apresentada a linha de operação em WOT do MCI sobreposta ao mapa do turbocompressor GT2052 para os modelos LES\_1.1.1.0 e LES\_1.1.1.1.



**Figura 4.17 – Linha de operação em WOT do MCI sobreposta ao mapa do turbocompressor GT2052 para os modelos LES\_1.1.1.0 e LES\_1.1.1.1.**

Através da visualização das linhas de operação dos modelos em estudo, verifica-se que ambas garantem uma margem alargada para o limite de *surge*. O ponto de binário máximo ocorre na zona de eficiência máxima do compressor (78 %). No ponto de potência máxima a eficiência do compressor é 74 %, para os dois modelos em análise. É possível verificar o efeito do *intercooler* no gráfico em análise, uma vez que para velocidades de rotação até 4000 rpm é possível obter o mesmo caudal mássico de ar a uma relação de pressão mais reduzida.

A figura 4.18 apresenta a linha de operação em WOT do MCI sobreposta ao mapa do turbocompressor GT2252 nos modelos LES\_1.1.2.0 e LES\_1.1.2.1.



**Figura 4.18 – Linha de operação em WOT do MCI sobreposta ao mapa do turbocompressor GT2252 nos modelos LES\_1.1.2.0 e LES\_1.1.2.1.**

As linhas de operação sobrepostas no mapa do compressor GT2252 permitem verificar que este turbocompressor se encontra ajustado aos modelos em análise. É garantida uma margem de segurança para o limite de *surge*. Os pontos de binário máximo e potência máxima ocorrem à eficiência de 77 % do compressor.

A seleção do modelo mais adequada dependerá da aplicação do MCI, sendo que os modelos LES\_1.1.1.0/LES\_1.1.1.1 possuem uma linha de BMEP mais suave, com uma reduzida carga mecânica dos componentes do MCI relativamente aos modelos LES\_1.1.2.0/LES\_1.1.2.1. No que diz respeito aos limites e restrições de operação dos turbocompressores, foram respeitadas todas as indicações mencionadas na secção 2.4. Como é possível verificar através dos gráficos das figuras 4.17 e 4.18 os pontos de binário

máximo e potência máxima coincidem com os pontos de eficiência máxima do turbocompressor. É mantida uma margem de segurança para o *limite de surge* e para a utilização do turbocompressor em ambientes com uma pressão atmosférica inferior (condições de sobrerrotação). Relativamente ao limite de *choke* nenhum dos turbocompressores se encontra a operar no seu limite em termos de capacidade de fornecimento de caudal de ar.

## 5 Conclusões

---

Neste projeto foram apresentados vários *softwares* de simulação de MCI, feita a revisão sobre as suas capacidades e definido o *software* a utilizar nas simulações realizadas. Foi descrita a influência do sistema de distribuição no desempenho do MCI. Foi realizada uma revisão bibliográfica alargada sobre os parâmetros de desempenho de turbocompressores, descritas as linhas orientadores para uma correta seleção de turbocompressores e indicadas as considerações a ter na implementação da turbocompressão em MCI.

Através da definição do MCI no *software* de simulação de motores no capítulo 3, foram definidos todos os parâmetros para a criação dos modelos computacionais utilizados para a realização do estudo.

As simulações realizadas permitiram compreender e avaliar os parâmetros envolvidos na turboalimentação de MCI-SI e testar a influência do sistema de arrefecimento do ar de admissão (*intercooler*) no desempenho do MCI. Os resultados obtidos para os modelos com turbocompressor LES\_1.1.1.0/LES\_1.1.2.0 superaram o objetivo inicialmente delineado em termos de aumento de binário e possuem as características de operação adequadas ao MCI utilizado. Os modelos com turbocompressor e *intercooler* (LES\_1.1.1.1 e LES\_1.1.2.1) apresentam os melhores resultados obtendo-se um aumento médio de binário de 60 % e 67 %, respetivamente, face ao modelo original LES\_BASE.

A seleção do modelo ideal e dos valores de pressão de alimentação para a utilização do MCI deverá ser sempre ponderada tendo em consideração os diversos aspetos apresentados e discutidos no enquadramento científico deste projeto. As questões de detonação e temperatura máxima alcançadas nos cilindros do MCI não foram abordadas em detalhe neste projeto, sendo por isso interessante num trabalho futuro proceder à sua quantificação e análise.

Para além da análise térmica e das questões de detonação, poderá ser realizado o estudo da resposta do MCI com turbocompressor através da análise dos vários parâmetros de desempenho a regimes transientes.

Com a elaboração deste projeto pretendeu-se definir claramente quais os parâmetros envolvidos na turboalimentação de motores de combustão interna de ignição por faísca. Pretende-se também que informação presente neste documento sirva de guia para futuros projetos na área da sobrealimentação de motores de combustão interna.

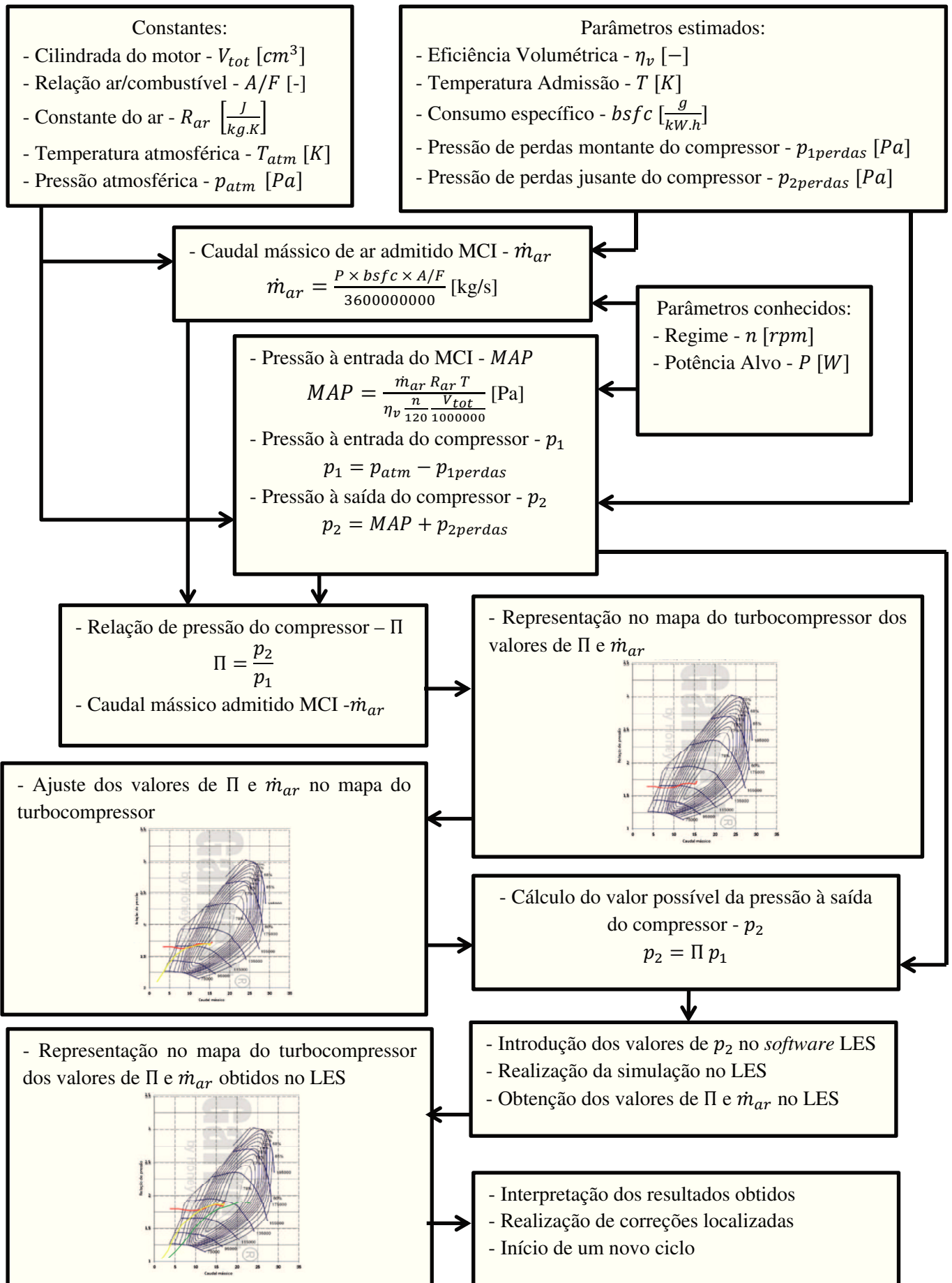
## 6 Bibliografia

---

- Lotus Engine Simulation, On-line Help.* (2007).
- CMT Motores Termicos.* (14 de dezembro de 2012). Obtido de <http://www.cmt.upv.es/WAM.aspx>
- Gama Technologies.* (21 de novembro de 2012). Obtido de [http://www.gtisoft.com/applications/a\\_Engine\\_Performance.php](http://www.gtisoft.com/applications/a_Engine_Performance.php)
- Ricardo.* (29 de janeiro de 2013). Obtido de <http://www.ricardo.com/en-GB/What-we-do/Software/Products/WAVE/>
- Bauer, Horst. (2003). *Diesel-Engine Management: An Overview.* Plochingen: Robert Bosch, GmbH.
- Bell, A. G. (1997). *Modern Engine Tuning.* Haynes Publications.
- Bell, C. (2003). *Maximum Boost - Designing, Testing and Instalng Turbocharged Systems.* Bentley Publishers.
- Bonnick, A., & Newbold, D. (2011). *A Practical Approach to Motor Vehicle Engineering and Maintenance* (3ª ed.). Oxford, United Kingdom: Elsevier.
- Challen, B., & Baranescu, R. (1999). *Diesel Engine Reference Book.* Oxford: Butterworth-Heinemann.
- Dixon, S. L., & Hall, C. A. (2010). *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery* (4 ed.). Oxford: Elsevier.
- Eriksson, L., Nielsen, L., Brugård, J., Bergström, J., Pettersson, F., & Andersson, P. (2002). *Modeling of a Turbocharged SI Engine.* Linköping.
- Garrett. (2010). Performance Products Catalog.
- Garrett. (2011). Turbo Systems 102 (Advanced).
- Garrett, T., Newton, K., & Steeds, W. (2001). *The Motor Vehicle.* Oxford: Butterworth-Heinemann.
- H. Zhao. (2009). *Advanced direct injection combustion engine technologies and development* (Vol. Volume 1: Gasoline and gas engines). Cambridge, UK: Woodhead publishing limited.
- Hammill, D. (2002). *How to Choose Camshafts & Time Them for Maximum Power.* United Kingdom: Veloce Publishing.
- Hermann Hiereth, P. P. (2007). *Charging the Internal Combustion Engine.* Wien: Springer-Verlag.
- Heywood, J. B. (1988). *Internal Combustion Engines Fundamentals.* McGraw-Hill.
- Kent. (2012). Kent Performance Cams. Folkestone.
- Korpela, S. A. (2011). *Principles of Turbomachinery.* New Jersey: John Wiley & Sons.
- Lotus Engineering. (2001). Getting Started Using Lotus Engine Simulation.
- MacInnes, H. (1976). *Turbochargers.* Tucson: Bill Fisher.
- Mollenhau, K., & Tschoeke, H. (2010). *Handbook of Diesel Engines.* Berlin: Springer-Verlag.
- Pereira, F. (2011). *Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão de geometria variável para motores de veículos automóveis.*

- Sacramento, R. (2011). *Desenvolvimento computacional de um motor turbo-diesel para aplicação num veículo de competição*. Leiria.
- SAE. (1995). *Turbocharger Gas Stand Test Code*. Warrendale: SAE.
- Stone, R., & Ball, J. K. (2004). *Automotive Engineering Fundamentals*. Warrendale: SAE - International.
- Uchida, H. (2007). Trend of Turbocharging Technologies. *R&D Review of Toyota CRDL*, 41.
- Vizard, D. (1990). *How to Modify Ford S.O.H.C Engines*. United Kidgon: Newpro.
- Westin, F. (2005). *Simulation of turbocharged SI-engines – with focus on the turbine*. Stockholm.
- Xin, Q. (2011). *Diesel engine system design*. Cambridge: Woodhead Publishing.
- Yarin, L. (2012). *The Pi-Theorem - Applications to Fluid Mechanics*. Haifa: Springer-Verlag.

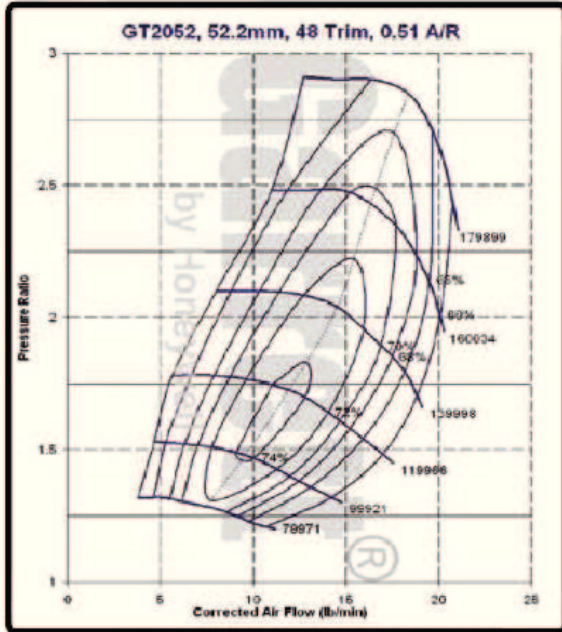
## APÊNDICE A – Diagrama de Seleção de Turbocompressores



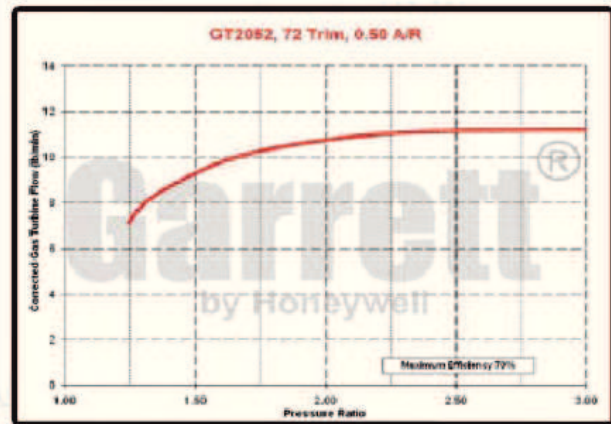
*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

## ANEXO A – Especificações dos Turbocompressores

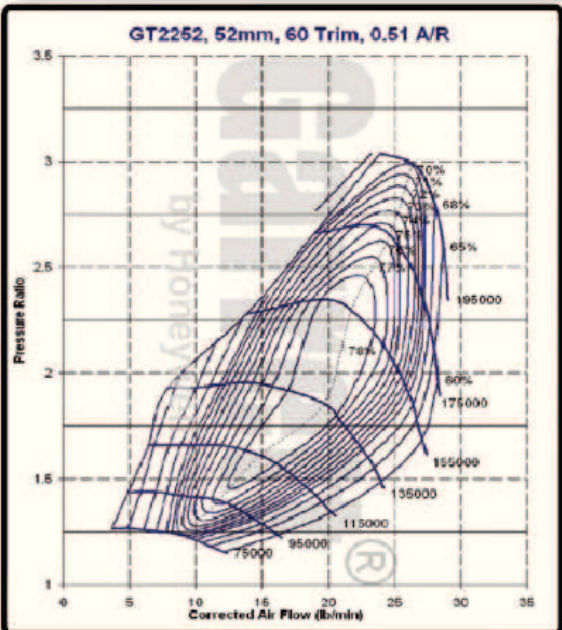
GT2052		COMPRESSOR				TURBINE		
Turbo PN	CHRA PN	Ind Whl Dia	Exd Whl Dia	Trim	A/R	Whl Dia	Trim	A/R
727264-3	451298-44	36.1mm	52.2mm	48	0.51	47.0mm	72	0.50
727264-7	451298-44	36.1mm	52.2mm	48	0.51	47.0mm	72	0.50



Dimension Note:  
Oil Inlet: Both PN - M10x1.0 (F) or M10x1.0 (M)



GT2252		COMPRESSOR				TURBINE		
Turbo PN	CHRA PN	Ind Whl Dia	Exd Whl Dia	Trim	A/R	Whl Dia	Trim	A/R
452187-6	451298-6	40.2mm	52.0mm	60	0.51	50.3mm	72	0.67



**TURBINE HOUSING OPTIONS**

PN	A/R
451503-1	0.56

Dimension Note:  
Oil Inlet: Both PN - M10x1.0 (F) or M10x1.0 (M)

