

Avaliação de Rendimentos em Ejectores de Sistemas de Refrigeração com Diferentes Fluidos

Miguel da Rocha Ferreira

Dissertação do MIEM

Orientador: Professor Armando Carlos Figueiredo Coelho de Oliveira

Orientador: Professor Szabolcs Varga



FEUP

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Julho de 2012

Resumo

A presente dissertação aborda um estudo científico dentro do tema da refrigeração por compressão a jacto com ejectores. Este tipo de refrigeração apresenta numerosas vantagens em relação aos sistemas de refrigeração mais utilizados na actualidade tratando-se de um sistema que quase não necessita de manutenção, onde se pode aplicar um vasto leque de fluidos de trabalho, e que permite o funcionamento do sistema a partir de energia térmica de baixa temperatura em vez de electricidade. As vantagens enunciadas, tornam este sistema aliciente sobre os pontos de vista do consumo energético, financeiro e ambiental pois permite o funcionamento de um sistema de arrefecimento a partir de fontes alternativas de energia como o reaproveitamento da energia térmica desperdiçada e energia renovável (energia solar ou a energia geotérmica). Actualmente existe uma forte componente de investigação sobre o tema cujo objectivo é elevar o coeficiente de performance do sistema que ainda é reduzido quando comparado com a maioria dos sistemas utilizados.

O estudo incide no componente mais crítico do ciclo de refrigeração referido, o ejector, pois este é o elemento fundamental, cuja função é a elevação da pressão do fluido proveniente do evaporador até à pressão do condensador, a partir de processos complexos de termodinâmica e mecânica dos fluidos. Dentro do ejector o escoamento do fluido de trabalho é compressível e complexo, cuja compreensão é fundamental para o dimensionamento do mesmo.

Apesar da existencia destes fenómenos complexos, os ejectores são dimensionados recorrendo a modelos matemáticos simplificados, baseados na teoria do escoamento de gases perfeitos. Para contabilizar as irreversibilidades existentes ao longo do ejector utilizam-se eficiências (rendimentos) termodinâmicas cujos valores são muitas vezes escolhidos de uma forma arbitrária. Como objectivo principal do presente trabalho, procurou-se estudar de uma forma fundamental, recorrendo a CFD, a influência do tipo de refrigerante (R142b, R152a e R600a) e das condições operacionais (temperatura do gerador e condensador) na estimativa das eficiências existentes na literatura.

Os resultados demonstram que as eficiências dos três fluidos exibem um comportamento semelhante com a variação das temperaturas de funcionamento, mas apresentam valores díspares para as mesmas temperaturas de funcionamento como consequência de possuírem diferentes propriedades termodinâmicas. Constata-se que para o mesmo fluido a variação da temperatura do gerador influencia o valor da eficiência. Em oposição a alteração da temperatura do condensador dentro do regime de fluxo *choked* não altera significativamente o valor das eficiências, com excepção da eficiência do difusor que aumenta à medida que se eleva a temperatura do condensador.

Estabelecendo-se uma comparação dos resultados obtidos com os levantados ao longo da literatura para vários fluidos, verifica-se que alguns dos mesmos encontram-se fora dos limites estabelecidos pela literatura, no entanto refere-se que a maioria dos valores encontrados são arbitrados pelos autores dos artigos.

Evaluation of Ejector Efficiencies for Cooling Systems Using Different Working Fluids

Abstract

This dissertation addresses a scientific study under the theme of steam jet ejector refrigeration. This type of refrigeration presents numerous advantages when compared with other cooling systems that are commonly used today, since it almost requires no maintenance, it has wide range of working fluids that can be applied, and can be powered from low temperature heat instead of electricity. The advantages listed, make this system very interesting from the points of view of energy consumption, financial, and environmental protection, because it allows the operation of a cooling system from alternative energy sources such as reuse of wasted heat energy and renewable energy (solar or geothermal energy). Currently there is a strong research about the subject, with the purpose to increase the coefficient of performance of the system, since it is still low when compared with most of the cooling systems that are used today.

The study focuses on the most critical component of the mentioned refrigeration cycle, the ejector, since it is the core of the system, whose function is to increase the pressure of the fluid from the evaporator to the condenser pressure. The compression that was mentioned is achieved through a series of complex processes of thermodynamic and mechanical fluids. Inside the ejector the flow of the working fluid is compressible and complex, whose understanding is crucial for the design of the ejector itself.

Despite the existence of these complex phenomena, the ejectors are designed using simplified mathematical models, based on the theory of ideal gas flow, where efficiencies are used to account for the thermodynamic irreversibility's that exist along the ejector. The values of those efficiencies are often chosen in an arbitrary manner. The main purpose of this dissertation is to address the true value of these efficiencies, studying the influence of different working fluids (R142b, R152a e R600a), and operating conditions (temperature on the generator and condenser), using CFD. Another objective is to make a comparison with the values obtained and the ones seen on the literature.

The results show that the efficiencies of the three working fluids, display a similar behavior with the variation of the operating conditions, but exhibit different values for the same working temperatures as a consequence of having different thermodynamic proprieties. It was also concluded that for the same working fluid the variation of the temperature of the generator has influence over the value of the efficiency. In contrast, the temperature change of the condenser within the choked flow regime does not significantly alter the value of the efficiencies, with the exception of the efficiency of the diffuser, which increases as the temperature of the condenser is raised.

Establishing a comparison of the results obtained with the ones raised along the literature for various fluids, it is shown that some of them are outside the range of values given by the authors. However it is noted that most of the values found are arbitrated by the authors and not calculated.

Agradecimentos

Agradeço aos meus orientadores, Professor Armando Oliveira e Professor Szabolcs Varga pela oportunidade de desenvolver este estudo como minha tese de mestrado. Com um especial agradecimento ao Professor Varga por todo o acompanhamento e disponibilidade concedida ao longo desenvolvimento do projecto.

Queria agradecer à minha família em especial aos meus pais, avó, irmão e namorada por toda compreensão e apoio prestado durante o meu desenvolvimento pessoal e profissional.

Por último gostaria de agradecer a todos os meus amigos, pelo acompanhamento e constante motivação ao longo de todo o curso.

Índice de Conteúdos

1	Introdução	1
1.1	Estado de Arte e Objectivos	1
1.2	Funcionamento do Ciclo de Refrigeração a Jacto com Ejectores	5
1.3	Funcionamento do Ejector	7
1.4	Performance do Ejector	9
1.5	Seleção de Fluidos de Trabalho	13
1.6	Métodos de Dimensionamento do Ejector	16
1.7	Estrutura da Tese	18
2	Modelo Unidimensional de Análise do Ejector de Mistura a Pressão Constante	21
3	Características dos Fluidos de Trabalho Utilizados	27
4	Modelo CFD Utilizado para a Simulação do Escoamento no Ejector	31
5	Fundamentação Teórica das Eficiências do Ejector	39
5.1	Bocal	40
5.2	Câmara de Sucção	40
5.3	Câmara de Mistura	41
5.4	Difusor	43
6	Metodologia de Análise das Eficiências do Ejector	45
6.1	Bocal	46
6.2	Câmara de Sucção	47
6.3	Câmara de Mistura	49
6.4	Difusor	52
7	Apresentação e Discussão dos Resultados	55
7.1	Bocal	55
7.2	Câmara de Sucção	57
7.3	Câmara de Mistura	59
7.4	Difusor	69
8	Conclusões e Perspectivas de Trabalho Futuro	71
8.1	Conclusões	71
8.2	Perspectivas de Trabalho Futuro	75
9	Referências e Bibliografia	77
ANEXO A:	Rendimento Isentrópico do Bocal	81
ANEXO B:	Rendimento Isentrópico da Câmara de Sucção	83
ANEXO C:	Rendimento da Conservação da Energia	85
ANEXO D:	Rendimento da Conservação do Momento	87
ANEXO E:	Rendimento da Conservação do Momento Segundo o Coeficiente de Fricção de Darcy-Weisbach	89
ANEXO F:	Rendimento da Expansão do Fluido Primário na Câmara de Mistura	91
ANEXO G:	Rendimento Isentrópico do Difusor	93

ANEXO H: Recomendações do ASHRAE para as características do ejector	95
---	----

Índice de Figuras

Figura 1 - Ciclo de refrigeração a jacto simples, acompanhado do respectivo diagrama Pressão-entalpia (a) e dos seus componentes principais (b). Adaptado de Afonso [3] e Oliveira [4].	5
Figura 2 – Esquema dos dois tipos de ejectores que se pode encontrar no mercado: a) Ejector de mistura a pressão constante; b) Ejector de área constante Adaptado de Chunnanond e Aphornratana [5].	7
Figura 3 – Esquema do funcionamento idealizado do ejector com diagramas de pressão e velocidade em função da posição ao longo do ejector. Adaptado de Chunnanond e Aphornratana [5].	8
Figura 4 - Diagrama que relaciona a variação da razão de arrasto com a variação da pressão no condensador sendo a pressão no evaporador e gerador constante.	10
Figura 5 - Influência da temperatura do evaporador e gerador na variação do "coeficiente de performance" e "pressão crítica" do sistema. Adaptado de Chunnanond e Aphornratana [5].	12
Figura 6 – Variação do caudal do fluido primário, secundário e razão de arrasto em função da razão de áreas, para condições operacionais constantes. Adaptado de Varga et al. [13].	13
Figura 7 - Diagramas de temperatura-entropia (T-s) e pressão-entalpia (P-h) de um fluido húmido. Adaptado de Pridasawas [1].	14
Figura 8 - Diagramas de temperatura-entropia (T-s) e pressão-entalpia (P-h) de um fluido isentrópico. Adaptado de Pridasawas [1].	15
Figura 9 - Diagramas de temperatura-entropia (T-s) e pressão-entalpia (P-h) de um fluido seco. Adaptado de Pridasawas [1].	15
Figura 10 - Variação da pressão ao longo de um ejector dimensionado segundo o modelo unidimensional de Keenan et al. [15]. Legenda: S - Pressão de estagnação do fluido secundário; P_P – Pressão de estagnação do fluido primário; P_S - Pressão de estagnação do fluido secundário; P_M – Pressão de estagnação da Mistura; 2 – Ponto da mistura completa; 3 – Ponto da ocorrência do choque normal. Adaptado de Eames [21].	17
Figura 11 – Esquema do ejector, indicando os pontos característicos considerados no modelo matemático. Adaptado de Huang et al. [20].	22
Figura 12 – Curvas de saturação temperatura-entropia dos fluidos: a) R142b; b) R152a; c) R600a.	28
Figura 13 – Malha do fluido de trabalho R142b.	35
Figura 14 – Malha do fluido de trabalho R152a.	36
Figura 15 – Malha do fluido de trabalho R600a.	37
Figura 16 – Diagrama Temperatura-Entropia demonstrativo da comparação entre o efeito ideal e o real da expansão ao longo do bocal. (Legenda: s_1 – Entropia Ideal (Variação isentrópica); s_1' – Entropia Real).	40
Figura 17 – Definição da posição das secções em análise na malha correspondente ao bocal do ejector.	47
Figura 18 – Temperatura ao longo da câmara de sucção. Simulação: R152a T_G 80°C T_C 25°C T_E 10°C.	48

Figura 19 – Pressão estática ao longo da câmara de sucção. Simulação: R152a T_G 80°C T_C 25°C T_E 10°C.....	48
Figura 20 – Definição da posição das secções em análise na malha correspondente à câmara de sucção do ejector.	48
Figura 21 - Linhas de fluxo indicando a interface entre o fluido primário e o fluido secundário no Fluent. Simulação: R142b T_E 10°C T_C 28°C T_G 90°C.	49
Figura 22 - Velocidade <i>Mach</i> do fluido secundário ao longo do ejector. Simulação: R142b T_E 10°C T_G 90°C T_C 33°C.....	49
Figura 23 – Pressão estática do fluido primário no eixo axial e do fluido secundário na zona de contacto com o fluido primário ao longo do ejector. Simulação: R142b T_E 10°C T_G 90°C T_C 31°C.	50
Figura 24 - Pressão estática do fluido primário no eixo axial e do fluido secundário na zona de contacto com o fluido primário ao longo do ejector. Simulação: R152a T_E 10°C T_G 90°C T_C 25°C.	51
Figura 25 - Pressão estática do fluido primário no eixo axial e do fluido secundário na zona de contacto com o fluido primário ao longo do ejector. Simulação: R600a T_E 10°C T_G 90°C T_C 37°C.	51
Figura 26 – Perfis de velocidade em duas posições diferentes na zona de secção constante do ejector. Simulação: R152a T_E 10°C T_C 37°C T_G 85°C.	52
Figura 27 - Velocidade <i>Mach</i> da linha de integração do escoamento sobre o eixo do ejector, ao longo do mesmo.....	53
Figura 28 – Eficiência isentrópica da expansão no bocal para cada um dos fluidos, variando a temperatura do gerador e condensador.	56
Figura 29 - Eficiência isentrópica da expansão na câmara de sucção para cada um dos fluidos, variando a temperatura do gerador e condensador.....	57
Figura 30 – Linhas de fluxo do fluido secundário. Legenda: a) Ejector a funcionar na condição de fluxo <i>unchoked</i> , simulação R152a T_G 85°C T_C 39°C. b) Ejector a funcionar na condição de fluxo <i>choked</i> , simulação R152a T_G 85°C T_C 37°C. c) Linhas de fluxo de uma das zonas de recirculação do ejector.....	58
Figura 31 - Eficiência da conservação da energia na câmara de mistura (Tiagy e Murty et al. [42]) para cada um dos fluidos, variando a temperatura do gerador e condensador.....	59
Figura 32 – Pressão estática do fluido primário e secundário ao longo do ejector com a identificação dos pontos “y” e “s”. Simulação: R152a T_E 10°C T_G 80°C T_C 25°C.	61
Figura 33 - Número <i>Mach</i> do fluido secundário ao longo do eixo do ejector com a identificação dos pontos “y” e “s”. Simulação: R152a T_E 10°C T_G 80°C T_C 25°C.	61
Figura 34 - Eficiência da conservação do momento na câmara de mistura (Eames et al. [35]) para cada um dos fluidos, variando a temperatura do gerador e condensador. A temperatura do evaporador encontra-se fixada nos 10°C.	63
Figura 35 - Eficiência da conservação do momento na câmara de mistura (Aly et al. [34] e Korres et al. [45]) para cada um dos fluidos, variando a temperatura do gerador e condensador.....	64
Figura 36 - Eficiência da conservação do momento na câmara de mistura (Yu et al. [44]) para cada um dos fluidos, variando a temperatura do gerador e condensador.	65

Figura 37 - Eficiência da conservação do momento na câmara de mistura (Cizungu et al. [17]) para cada um dos fluidos, variando a temperatura do gerador e condensador.	67
Figura 38 - Eficiência da expansão do fluido primário na câmara de mistura (Zhu et al. [22]), para cada um dos fluidos, variando a temperatura do gerador e condensador.	68
Figura 39 - Eficiência isentrópica da compressão no difusor para cada um dos fluidos, variando a temperatura do gerador e condensador.	70

Índice de Tabelas

Tabela 1 - Dados sobre o impacto ambiental, segurança e disponibilidade dos fluidos utilizados. Adaptado de [27] e [28].	27
Tabela 2 - Características termodinâmicas dos fluidos de trabalho R142b, R152a e R600a ($T_E=10^\circ\text{C}$; $T_G=90^\circ\text{C}$ e pressão de saturação à respectiva temperatura). Legenda: Eva – Evaporador; Ger – Gerador.	29
Tabela 3 – Temperaturas de funcionamento para as quais os ejectores modelados foram dimensionados.	34
Tabela 4 – Dados geométricos dos ejectores modelados em CFD.	34
Tabela 5 – Valores utilizadas ou obtidas ao longo da literatura Eficiências.	39
Tabela 6 – Erro relativo (utilizando como referência os dados do EES) na obtenção da entalpia e entropia, a partir de diferentes programas para o fluido R152a sobre as condições de temperatura e pressão indicadas.	46
Tabela 7 – Resultados da eficiência isentrópica do bocal para cada um dos fluidos, variando a temperatura do gerador e condensador. Legenda: F. E. – Falha do ejector (Fluxo invertido); um valor entre linhas vermelhas indica que o fluxo é <i>unchoked</i> .	55
Tabela 8 - Resultados da eficiência isentrópica da câmara de sucção para cada um dos fluidos, variando a temperatura do gerador e condensador. Legenda: F. E. – Falha do ejector (Fluxo invertido); um valor entre linhas vermelhas indica que o fluxo é <i>unchoked</i> .	57
Tabela 9 - Resultados da eficiência da conservação da energia na câmara de mistura (Tiagy e Murty et al. [42]) para cada um dos fluidos, variando a temperatura do gerador e condensador. Legenda: F. E. – Falha do ejector (Fluxo invertido); um valor entre linhas vermelhas indica que o fluxo é <i>unchoked</i> .	59
Tabela 10 - Resultados da eficiência da conservação do momento na câmara de mistura (Eames et al. [35]) para cada um dos fluidos variando a temperatura do gerador e condensador. Legenda: F. E. – Falha do ejector (Fluxo invertido); um valor entre linhas vermelhas indica que o fluxo é <i>unchoked</i> .	63
Tabela 11 - Resultados da eficiência da conservação do momento na câmara de mistura (Aly et al. [34] e Korres et al. [45]) para cada um dos fluidos variando a temperatura do gerador e condensador. Legenda: F. E. – Falha do ejector (Fluxo invertido); um valor entre linhas vermelhas indica que o fluxo é <i>unchoked</i> .	64
Tabela 12 - Resultados da eficiência da conservação do momento na câmara de mistura (Yu et al. [44]) para cada um dos fluidos variando a temperatura do gerador e condensador. Legenda: F. E. – Falha do ejector (Fluxo invertido); um valor entre linhas vermelhas indica que o fluxo é <i>unchoked</i> .	65
Tabela 13 - Resultados da eficiência da conservação do momento na câmara de mistura (Cizungu et al. [17]) para cada um dos fluidos variando a temperatura do gerador e condensador. Legenda: F. E. – Falha do ejector (Fluxo invertido); um valor entre linhas vermelhas indica que o fluxo é <i>unchoked</i> .	67
Tabela 14 - Resultados da eficiência da expansão do fluido primário na câmara de mistura (Zhu et al. [22]), para cada um dos fluidos variando a temperatura do gerador e condensador. Legenda: F. E. – Falha do ejector (Fluxo invertido); um valor entre linhas vermelhas indica que o fluxo é <i>unchoked</i> .	68

Tabela 15 - Resultados da eficiência isentrópica do difusor para cada um dos fluidos, variando a temperatura do gerador e condensador. Legenda: F. E. – Falha do ejector (Fluxo invertido); um valor entre linhas vermelhas indica que o fluxo é <i>unchoked</i> .	70
Tabela 16 – Cálculo do rendimento isentrópico do bocal. Fluido: R142b. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.	81
Tabela 17 - Cálculo do rendimento isentrópico do bocal. Fluido: R152a. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.	81
Tabela 18 - Cálculo do rendimento isentrópico do bocal. Fluido: R600a. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.	82
Tabela 19 – Cálculo do rendimento isentrópico da Câmara de Sucção. Fluido: R142b. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.	83
Tabela 20 - Cálculo do rendimento isentrópico da Câmara de Sucção. Fluido: R152a. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.	83
Tabela 21 - Cálculo do rendimento isentrópico da Câmara de Sucção. Fluido: R600a. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.	84
Tabela 22 – Cálculo do rendimento da conservação da energia na Câmara de Mistura. Fluido: R142b. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.	85
Tabela 23 – Cálculo do rendimento da conservação da energia na Câmara de Mistura. Fluido: R152a. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.	85
Tabela 24 – Cálculo do rendimento da conservação da energia na Câmara de Mistura. Fluido: R600a. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.	86
Tabela 25 – Cálculo do rendimento da conservação do momento. Fluido: R142b. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.	87
Tabela 26 – Cálculo do rendimento da conservação do momento. Fluido: R152a. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.	87
Tabela 27 – Cálculo do rendimento da conservação do momento. Fluido: R600a. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.	88

Tabela 28 – Cálculo do rendimento da conservação do momento. Fluido: R142b. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.	89
Tabela 29 – Cálculo do rendimento da conservação do momento. Fluido: R152a. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.	89
Tabela 30 – Cálculo do rendimento da conservação do momento. Fluido: R600a. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.	90
Tabela 31 – Cálculo do rendimento da expansão do fluido primário na câmara de mistura. Fluido: R142b. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.....	91
Tabela 32 - Cálculo do rendimento da expansão do fluido primário na câmara de mistura. Fluido: R152a. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.....	91
Tabela 33 - Cálculo do rendimento da expansão do fluido primário na câmara de mistura. Fluido: R600a. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.....	92
Tabela 34 – Cálculo do rendimento isentrópico do difusor. Fluido: R142b. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.....	93
Tabela 35 – Cálculo do rendimento isentrópico do difusor. Fluido: R152a. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.....	93
Tabela 36 – Cálculo do rendimento isentrópico do difusor. Fluido: R600a. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.....	94
Tabela 37 - Recomendações do ASHRAE para as características do ejector.....	95

Nomenclatura

<i>Símbolos do alfabeto Romano</i>		
Símbolo	Descrição	Unidades
A	Área	[m ²]
d	Diâmetro	[m]
h	Entalpia específica	[kJ/kg]
K	Coeficiente de condução	[W/(m.K)]
L	Comprimento	[m]
$\dot{m}$	Caudal mássico	[kg/s]
M	Número <i>Mach</i>	-
P	Pressão	[Pa]
P _{LR}	Razão da elevação da pressão	-
Q	Calor	[W]
R	Coeficiente dos gases perfeitos	[Pa.m ³ /(kg.K)]
r _A	Razão de áreas	-
s	Entropia específica	[kJ/(kg.K)]
T	Temperatura	[°C ou K]
t	Tempo	[s]
v	Velocidade	[m/s]
W	Potência da bomba	[W]
x	Eixo das abcissas	[m]

<i>Símbolos do alfabeto Grego</i>		
Símbolo	Descrição	Unidades
λ	Razão de Arrasto.	-
γ	Razão de calor específico (C _p /C _v).	-
$\eta_{P : G-1}$	Eficiência isentrópica da expansão do fluido primário no bocal.	-
$\eta_{S : E-1}$	Eficiência isentrópica da expansão do fluido secundário na câmara de sucção.	-
$\eta_{d : 3-C}$	Eficiência isentrópica da compressão do fluido no difusor.	-
$\eta_{CE : 1-m}$	Eficiência da conservação da energia.	-

$\eta_{CM : 1-m}$	Eficiência da conservação do momento.	-
$\eta_{EP : 1-Y}$	Eficiência da expansão do fluido primário na câmara de mistura.	-
f	Coeficiente das perdas de fricção de Darcy-Weisbach.	-
T	Tensão de corte.	[Pa]
ρ	Massa volúmica.	[kg/m ³]
ϕ	Variável genérica.	-
μ_{esp}	Viscosidade específica.	[Pa.s]
μ_{lam}	Viscosidade laminar.	[Pa.s]
μ_{tur}	Viscosidade turbulenta.	[Pa.s]
k	Energia cinética turbulenta.	[m ² /s ⁻²]
ε	Dissipação da energia cinética turbulenta.	[m ² /s ⁻³]

Símbolos Subscritos

Símbolo	Descrição	Unidades
P	Fluido Primário.	-
S	Fluido Secundário.	-
M	Fluido resultante da mistura.	-
C	Condensador.	-
CE	Conservação da energia.	-
CM	Conservação do momento.	-
E	Evaporador.	-
EP	Expansão do fluido primário na câmara de mistura.	-
G	Gerador.	-
T	Posição no eixo das abcissas da zona de secção mais pequena do bocal (garganta).	-
Y	Posição no eixo das abcissas onde o fluido secundário atinge a condição sónica (área efectiva).	-
M	Posição no eixo das abcissas da zona onde a mistura se completa.	-
PY	Fluido primário na posição onde o fluido secundário atinge a condição sónica.	-
P1	Fluido primário à saída do bocal.	-

s	Posição no eixo das abcissas da zona onde ocorre o choque normal.	-
SY	Fluido secundário na posição onde o mesmo atinge a condição sónica.	
S1	Fluido secundário à saída da câmara de sucção.	
1	Posição no eixo das abcissas da zona de saída do bocal primário.	-
2	Posição no eixo das abcissas do início da zona de secção de área constante.	-
3	Posição no eixo das abcissas do início da zona do difusor.	-
i	Índice da coordenada das abcissas para a análise CFD.	-
j	Índice da coordenada das ordenadas para a análise CFD.	-
EES	Variável obtida a partir do programa EES.	-
Fluent	Variável obtida a partir do programa Fluent.	-
cr	Condição crítica.	-
if	Inversão de fluxo.	-

Siglas de Abreviação

Símbolo	Significado
1-D Analysis	Análise unidimensional do funcionamento do ejector.
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers.</i>
CFD	<i>Computer Fluids Dynamics.</i>
CRMC	<i>Constant Rate of Momentum Change.</i>
COP	<i>Coefficient of Performance.</i>
DNS	<i>Direct Numerical Simulation.</i>
EES	<i>Engineering Equation Solver.</i>
GWP	<i>Global Warming Potential.</i>
IDMEC	Instituto de Engenharia Mecânica.
LFL	<i>Lower Flammability Limit.</i>
ODP	<i>Ozone Depletion Potential.</i>
RANS	<i>Reynolds Average Navier Stokes.</i>
STR	<i>System Thermal Ratio.</i>
TLV	<i>Threshold Limit Value.</i>

1 Introdução

1.1 Estado de Arte e Objectivos

O desenvolvimento económico de um país está intrinsecamente ligado ao consumo energético do mesmo, sendo que o seu crescimento implica um aumento na demanda energética como resultado do desenvolvimento e constante modernização da sua indústria, não se devendo também desprezar a intensificação dos consumos urbanos como resultado do acesso da população à tecnologia pois são uma cota importante no consumo global. Desde a revolução industrial (meados do século XVIII) até meio do século XX, de uma forma geral não se levantava o problema da exaustão das reservas de combustíveis fósseis disponíveis no planeta, o que levou à crescente utilização destes recursos sem haver muita preocupação com o reaproveitamento da energia desperdiçada após transformações. Com a crescente expansão da industrialização e o consequente aumento da procura destes combustíveis iniciaram-se abordagens mais sérias sobre esta limitação criando-se também uma percepção da poluição produzida pela utilização destes combustíveis.

A consciencialização do problema energético levou à necessidade da procura de novas fontes de energia e de soluções para o reaproveitamento da energia desperdiçada. Desta forma actualmente procura-se fazer uma optimização da gestão da energia eléctrica disponibilizada pela rede, procurando redireccionar essa energia para fins cuja sua utilização é fundamental, arranjan-do outras formas de solucionar as restantes necessidades energéticas pela captação de fontes renováveis de energia ou através da recuperação e utilização da energia perdida após uma transformação. Existem regulamentações em decreto de lei e vários incentivos financeiros em países desenvolvidos e em desenvolvimento que abordam o problema e que procuram optimizar o consumo energético nacional de uma forma mais produtiva.

Um dos grandes problemas que se tem vindo a verificar nos países desenvolvidos e em desenvolvimento é a quantidade de energia gasta na climatização de edifícios, sendo que é estimado que 15% de toda a energia produzida no planeta é utilizada em refrigeração e sistemas de ar condicionado de vários tipos [1]. A abordagem ao problema tem sido a criação de normas na construção dos edifícios que procuram aumentar a sua eficiência energética e incentivos financeiros na implantação de sistemas de aproveitamento de energia renovável.

Actualmente os sistemas de compressão a vapor dominam o mercado da refrigeração e ar condicionado, estes sistemas apesar de possuírem um desempenho elevado consomem muita energia eléctrica principalmente devido ao facto de utilizarem um compressor para comprimir o vapor. Esta dissertação aborda um estudo científico sobre um sistema de refrigeração por termo compressão, estes possuem um ciclo muito parecido com os de compressão a vapor

sendo que o ejector permite que o sistema de refrigeração funcione a partir de energia térmica de baixa temperatura em vez de electricidade.

Esta particularidade torna este sistema atractivo sobre os pontos de vista do consumo energético, financeiro e ambiental pois permite o funcionamento do sistema de refrigeração a partir de fontes alternativas de energia como o reaproveitamento da energia térmica desperdiçada e energia renovável (energia solar ou a energia geotérmica).

Existem outros sistemas de refrigeração com alimentação a energia térmica para além do ciclo a jacto com ejectores, nomeadamente os sistemas de absorção e adsorção que se distinguem no processo de conversão da energia térmica em arrefecimento útil, informação detalhada sobre o funcionamento de estes sistemas encontra-se nos documentos [2][3][4]. Um estudo levado a cabo pela “*European Solar Thermal Industry Federation*” indicou que em 2006 existiam cerca de 100 sistemas de refrigeração com alimentação térmica por energia solar instalados na Europa, 2/3 dos quais se baseavam na tecnologia de absorção e metade utilizava colectores solares planos. A capacidade de refrigeração apresentada por estes sistemas era tipicamente igual ou superior a 100kW, hoje em dia estão disponíveis sistemas de arrefecimento por absorção a partir de 4kW de capacidade de arrefecimento, o que torna possível a instalação de estes sistemas em habitações e edifícios comerciais [2].

Apesar da crescente utilização dos sistemas de absorção, é de salientar que estes sistemas são mais caros e complexos que os sistemas de refrigeração a jacto com ejectores. A afirmação anterior baseia-se no facto de que os sistemas de absorção possuem um custo de instalação e manutenção superior ao sistema de refrigeração a jacto com ejectores e encontram-se muito limitados no conjunto de fluidos de trabalho que podem ser utilizados (amónia (refrigerante) e água (absorvente) ou água (refrigerante) e brometo de lítio (absorvente)).

O ejector não é uma tecnologia recente, o seu inventor foi Sir Charles Parsons por volta de 1901, o seu objectivo era remover o ar do condensador de um motor a vapor. Em 1910 Maurice Leblanc aplicou pela primeira vez o ejector em refrigeração, concebendo o primeiro sistema de refrigeração a jacto [5].

O sistema criado alcançou um grande sucesso durante o início da década de 1930 em sistemas de ar condicionado de grandes edifícios como áreas comerciais e industriais visto que o sistema ocupava uma área acentuada. Com o objectivo de minimizar o problema da ocupação de espaço em 1954 Martynowsky [6] propôs a utilização do R11 e R12 como fluídos de trabalho que permitiam a utilização de um ejector mais pequeno, esta ideia foi acentuada em 1957 por Mizrahi et al. [7] no seu estudo sobre os fluidos de refrigeração que melhor se adaptam ao sistema de refrigeração a jacto com ejectores, que mostrou a grande influência que a escolha do fluido de trabalho têm na performance final do sistema. A utilização dos fluidos de trabalho R11 e R12 hoje em dia encontra-se proibida em vários países devido a se tratar de clorofluorcarbonetos (CFC) um composto baseado em carbono que contém cloro e flúor responsável pela redução da camada ozono [8].

No período de setenta Ophir et al. [9] e Chen [10], verificaram que com a melhoria dos fluídos de trabalho e a redução das dimensões do sistema, o sistema de refrigeração a jacto com ejectores é uma boa alternativa para sistemas de ar condicionado e de refrigeração móvel. Em 1980 Wali E. [11], propôs a utilização de refrigerantes que permitiam a utilização da energia solar como fonte de energia, acentuando a importância deste sistema de refrigeração no contexto actual.

O sistema de refrigeração a jacto com ejectores (termo compressão) foi abandonado com o aparecimento do compressor que originou o sistema de refrigeração por compressão de vapor, isto deu-se essencialmente devido a três factores decisivos: a crescente disponibilidade da rede eléctrica, o baixo custo da energia gerada pela mesma e a excelente performance do sistema de refrigeração por compressão de vapor. Entretanto a necessidade de uma optimização da gestão energética e da diminuição das emissões de gases de efeitos de estufa aliadas ao baixo custo do sistema impulsionaram nas últimas décadas uma forte investigação sobre o ejector com o intuito de aumentar o seu rendimento.

Uma das vantagens mais importantes do sistema é o facto de se tratar de um sistema simples que não possui partes móveis, como consequência os ejectores têm tempo de vida elevado, precisam de pouca manutenção, e emitem pouca poluição sonora. Tornando-o num sistema de baixo custo mesmo quando comparado com sistemas de refrigeração por absorção e adsorção, a sua operação é tão estável que Spencer [12], menciona sistemas que estiveram em operação ao longo de 20 anos sem se afastar das características de funcionamento do primeiro ano de vida [2][13].

As desvantagens do sistema de ar condicionado a jacto com ejectores encontram-se no facto do mesmo possuir um *Coefficient of performance* (COP) reduzido (0,1 a 0,8) quando comparado com o sistema de compressão a vapor (3 a 5), e de possuir condições de funcionamento fixas ou seja as temperaturas do gerador, evaporador e condensador não se podem afastar muito dos valores pré-definidos no dimensionamento do ejector, sobre a condição de baixarem o rendimento do sistema [1][13].

No entanto se for bem dimensionado e integrado num sistema de alimentação por colector solar torna-se numa alternativa valiosa aos sistemas por compressão de vapor quando a sua fonte de alimentação é a radiação solar (painel fotovoltaico). Pois quando estes dois sistemas são comparados com base no *System Thermal Ratio* (STR) que relaciona o COP do sistema com o rendimento dos sistemas de captação de energia solar observa-se resultados relativamente próximos, esta verificação foi feita por Pridasawas [1]. O autor compara o STR de um sistema de ar condicionado por compressão a vapor (COP = 4) alimentado por um painel fotovoltaico ($\eta = 0,15$), com o STR de um sistema de ar condicionado com ejectores alimentado por um colector solar concentrador o que permitiu ao gerador atingir temperaturas na ordem dos 80°C e 150°C com um bom rendimento médio do colector ($\eta = 0,6$), fazendo com que o sistema atinja coeficientes de performance elevados (0,3 - 0,8). Os valores apresentados conduziram a valores de STR muito próximos entre os dois sistemas [1].

Como resultado das vantagens do sistema de refrigeração por termo compressão e do problema energético a nível global, verificou-se nas últimas décadas a necessidade de melhorar a performance do ciclo ejector, com o objectivo de o tornar num sistema mais competitivo e economicamente atractivo dentro do mercado da refrigeração. A forma mais expedita de o fazer é obter uma melhor compreensão sobre o desenvolvimento do escoamento do fluido de trabalho dentro do próprio ejector, uma vez que é o componente mais crítico no funcionamento do ciclo, onde ocorrem muitas transformações irreversíveis o que o torna no centro da análise de optimização do sistema [13].

Sendo o ejector o componente mais crítico no sistema de refrigeração por termo compressão, o seu dimensionamento é o passo mais importante durante o processo de concepção do sistema de refrigeração. Existem ferramentas relativamente simples para dimensionar o

ejector baseadas em modelos empíricos que utilizam princípios termodinâmicos e de mecânica de fluidos para caracterizar as propriedades do escoamento do fluido de trabalho ao longo do ejector. Esses princípios pressupõem um comportamento ideal do escoamento algo que na realidade não se verifica, ocorrendo as irreversibilidades termodinâmicas mencionadas no parágrafo anterior. Para aproximar os resultados ideais aos reais são utilizados coeficientes de rendimento ao longo do dimensionamento do ejector, esses coeficientes são muitas vezes arbitrados na literatura não havendo um valor bem fundamentado para cada fluido de trabalho, o que resulta na ocorrência de discrepâncias relevantes entre os valores obtidos no dimensionamento teórico e os que se apresentam na realidade do funcionamento do ejector.

Têm vindo a ser publicados trabalhos sobre o tema, incluindo o artigo de Varga et al. [13], que estuda a variação dos rendimentos ao longo do ejector de um ciclo a jacto cujo fluido de trabalho é a água, segundo a variação da razão de áreas e das condições de trabalho. No entanto para outros fluidos de trabalho que fazem com que o sistema possua um desempenho superior não existe qualquer informação sobre estes coeficientes.

Deste modo o objectivo de este trabalho é efectuar um estudo sobre os rendimentos resultantes das irreversibilidades termodinâmicas ao longo do ejector, quando o mesmo utiliza outros fluidos de trabalho para além da água, nomeadamente fluidos com bom desempenho, como R600a, o R152a e o R142b. O objectivo é estabelecer uma comparação entre as eficiências obtidas e as que foram estipuladas de uma forma empírica ao longo dos anos na literatura. Além da comparação mencionada procura-se estabelecer uma relação entre a variação do comportamento das eficiências em função das condições operativas e das propriedades dos fluidos em questão.

Para concretizar o que foi proposto no parágrafo anterior, efectuou-se a análise e recolha das propriedades do escoamento ao longo de simulações de três ejectores, cada um dimensionado para um dos três fluidos de trabalho citados anteriormente, e sujeitos a um vasto leque de condições de temperatura.

As propriedades termodinâmicas do escoamento dentro do ejector, foram obtidas de uma forma distribuída utilizando modelos de CFD a partir do programa Fluent (ANSYS, USA), as simulações foram previamente efectuadas, pela “Unidade de Novas Tecnologias Energéticas” do IDMEC. Os dados recolhidos foram posteriormente processados a partir do programa EES (F-Chart, USA) que a partir dos dados das propriedades termodinâmicas do escoamento e da sua base de dados sobre as propriedades termodinâmicas dos fluidos, permite obter os rendimentos das irreversibilidades termodinâmicas ao longo do ejector.

O comportamento da variação dos rendimentos foi posteriormente caracterizado e relacionado com a alteração das condições de funcionamento do ejector e a diferença entre as propriedades termodinâmicas dos fluidos de trabalho em causa.

1.2 Funcionamento do Ciclo de Refrigeração a Jacto com Ejectores

O ciclo de refrigeração a jacto com ejectores é alimentado por energia térmica no gerador e eléctrica na bomba, podendo-se observar o sistema mais simples idealizado na Figura 1.

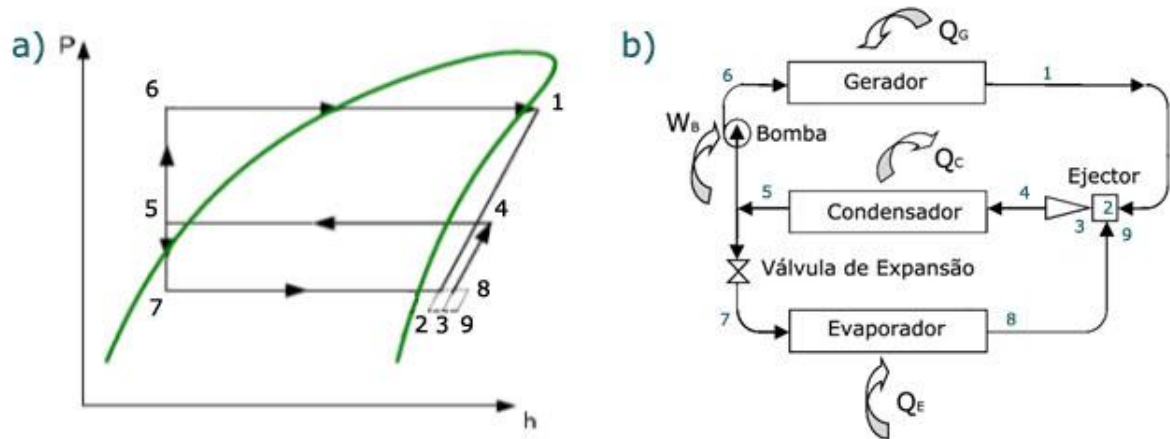


Figura 1 - Ciclo de refrigeração a jacto simples, acompanhado do respectivo diagrama Pressão-entpia (a) e dos seus componentes principais (b). Adaptado de Afonso [3] e Oliveira [4].

Observando a figura é possível dividir o ciclo de refrigeração a jacto com ejectores em dois subciclos, o ciclo do fornecimento de energia (1-2-3-4-5-6) constituído pelo condensador, bomba, gerador e ejector, e o ciclo da refrigeração (3-4-5-7-8-9) constituído pelo condensador, válvula de expansão, evaporador e ejector [14].

A parte do fluido de trabalho que percorre apenas o ciclo do fornecimento de energia é denominada como fluido primário (6-1-2), por oposição a parte do fluido de trabalho que percorre apenas o ciclo de refrigeração designa-se fluido secundário (7-8-9), por sua vez a secção do sistema de refrigeração que é partilhada pelos dois ciclos é percorrida pela mistura dos dois fluidos (3-4-5).

Descrição do funcionamento do ciclo de refrigeração:

1-2 – À saída do gerador o fluido primário encontra-se no seu patamar de pressão máximo, o mesmo é conduzido até à entrada do ejector onde será acelerado até uma velocidade sónica que provoca a queda de pressão verificada entre os pontos (1) e (2). Todo este processo terá que ser necessariamente efectuado sobre o estado de vapor sobreaquecido, de forma a evitar a entrada de gotículas do fluido no ejector, que teriam um efeito nefasto no tempo de vida do mesmo e na performance do ciclo.

2-9-3 – Ocorre a mistura entre o fluido primário (2) e o fluido secundário (9) dentro do ejector a uma pressão que se entende como teoricamente constante (3).

3-4 – Após a mistura, devido às condições impostas pela pressão no condensador e pela geometria do ejector, ocorre o aumento de pressão verificado entre os pontos (3) e (4).

4-5 – No condensador o calor da mistura sai para o exterior provocando a mudança de estado de vapor sobreaquecido (4) para líquido comprimido (5). Em (5) a mistura sobre o estado de líquido comprimido é dividida novamente em fluido primário e secundário.

5-6 – A parte do líquido comprimido à saída do condensador (5) que segue para o ciclo de fornecimento de energia sofre um aumento de pressão (6) como resultado da acção de uma

bomba. Denote-se que o estado do fluido de trabalho sobre líquido comprimido é imperativo para evitar a ocorrência de cavitação na bomba.

6-1 – O gerador transmite calor ao fluido proveniente da bomba, fazendo com que o mesmo passe de líquido comprimido (6) a vapor sobreaquecido (1) a pressão constante.

5-7 – A parte do fluido de trabalho à saída do condensador (5) que segue para o ciclo de refrigeração denominado como fluido secundário passa pela válvula de expansão o que provoca a descida de pressão e a mudança de estado de líquido comprimido para vapor húmido.

7-8 – O evaporador promove a troca de calor entre a superfície a refrigerar e o fluido secundário fazendo com que o mesmo evapore e passe do estado de vapor húmido (7) a vapor sobreaquecido (8) a pressão constante.

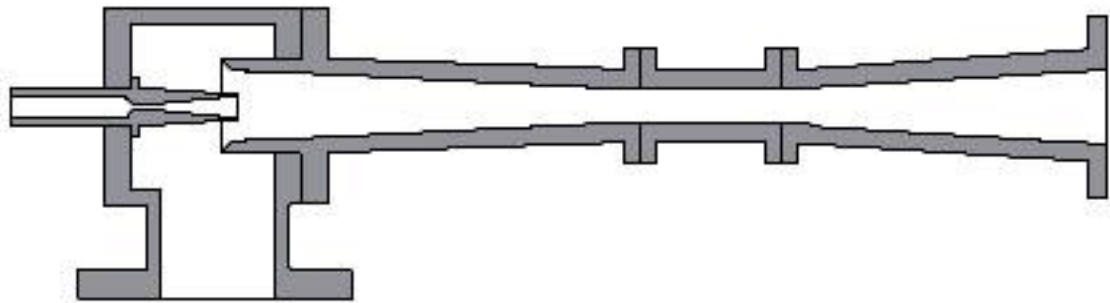
8-9 – Na parte do ciclo de refrigeração a entrada do ejector (9) encontra-se a uma pressão inferior à pressão da saída do evaporador (8), isto cria um efeito de sucção que promove o deslocamento do fluido de trabalho do ponto (8) ao ponto (9), o que por sua vez se traduz na queda de pressão verificada entre os pontos (8) e (9) do diagrama de pressão-entalpia.

O sistema descrito possui apenas um ejector, o que o torna num sistema bastante simples, mas que não permite a adaptação do mesmo às variações das condições de funcionamento, podendo apenas funcionar de uma forma correcta quando as pressões do condensador, evaporador e gerador se encontram próximas dos valores para os quais o ejector foi dimensionado.

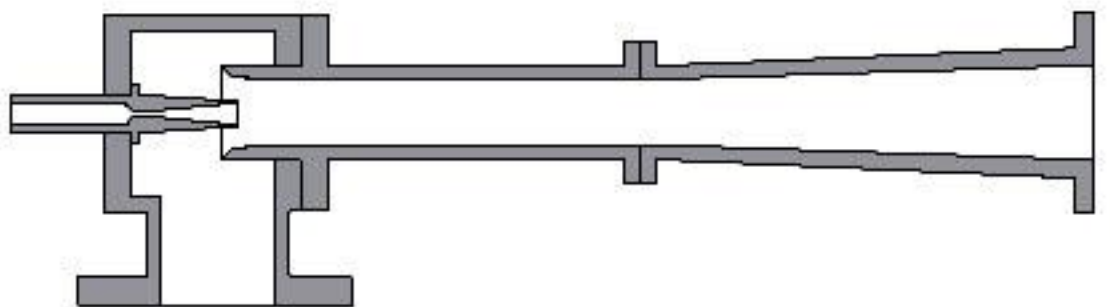
Uma forma de contornar o problema da incapacidade de adaptação do ejector é utilizar um sistema de refrigeração a jacto de com vários ejectores com diferente dimensionamento em paralelo no sistema. Esta configuração permite ao sistema funcionar sobre uma maior gama de condições de funcionamento, sendo que existe um controlo automático que define qual é o ejector em funcionamento a partir da pressão no condensador escolhendo o ejector que melhor se adapta à situação em tempo real, deste modo apenas um ejector funciona de cada vez. É importante referir que o ejector também pode ser utilizado em sistemas híbridos ou seja em conjunto com sistemas de refrigeração como os de compressão de vapor ou sistemas de refrigeração por absorção, com o intuito de aumentar o coeficiente de performance dos mesmos. As alternativas ao ciclo de refrigeração a jacto com ejector simples são apresentadas mais detalhe nos trabalhos de Pridasawas [1] e Chunnanond e Aphornratana [5].

1.3 Funcionamento do Ejector

O ejector pode ser classificado em dois tipos conforme o seu formato. O tipo mais comum é aquele que é conhecido por oferecer um maior rendimento, denomina-se ejector de mistura a pressão constante, onde a pressão estática se mantém teoricamente constante durante a mistura dos dois fluidos. O segundo chama-se ejector de área constante e tal como o nome o descreve a câmara de mistura possui uma área constante ao longo do seu comprimento. Na Figura 2 encontram-se representados os dois tipos de ejectores.



a) Ejector de Mistura a Pressão Constante.



b) Ejector de Área Constante.

Figura 2 – Esquema dos dois tipos de ejectores que se pode encontrar no mercado: a) Ejector de mistura a pressão constante; b) Ejector de área constante
Adaptado de Chunnanond e Aphornratana [5].

O ejector de área constante é posterior ao ejector de mistura a pressão constante pois inicialmente pensava-se que o mesmo iria permitir a entrada de uma maior quantidade de fluido secundário no ejector, promovendo uma maior razão de arrasto (equação 1.1) e consequentemente um melhor desempenho de refrigeração. No entanto após testarem os dois ejectores de uma forma exaustiva verificou-se que o ejector de pressão constante possui uma performance superior [5]. Deste modo no presente trabalho só se considera o ejector de mistura a pressão constante.

A descrição que se segue sobre o funcionamento do ejector, baseia-se na teoria unidimensional do ejector introduzida inicialmente por Keenan et al. [15] e explica as

variações de pressão dentro do ejector verificadas no capítulo anterior. A descrição irá ser efectuada com o auxílio da Figura 3.

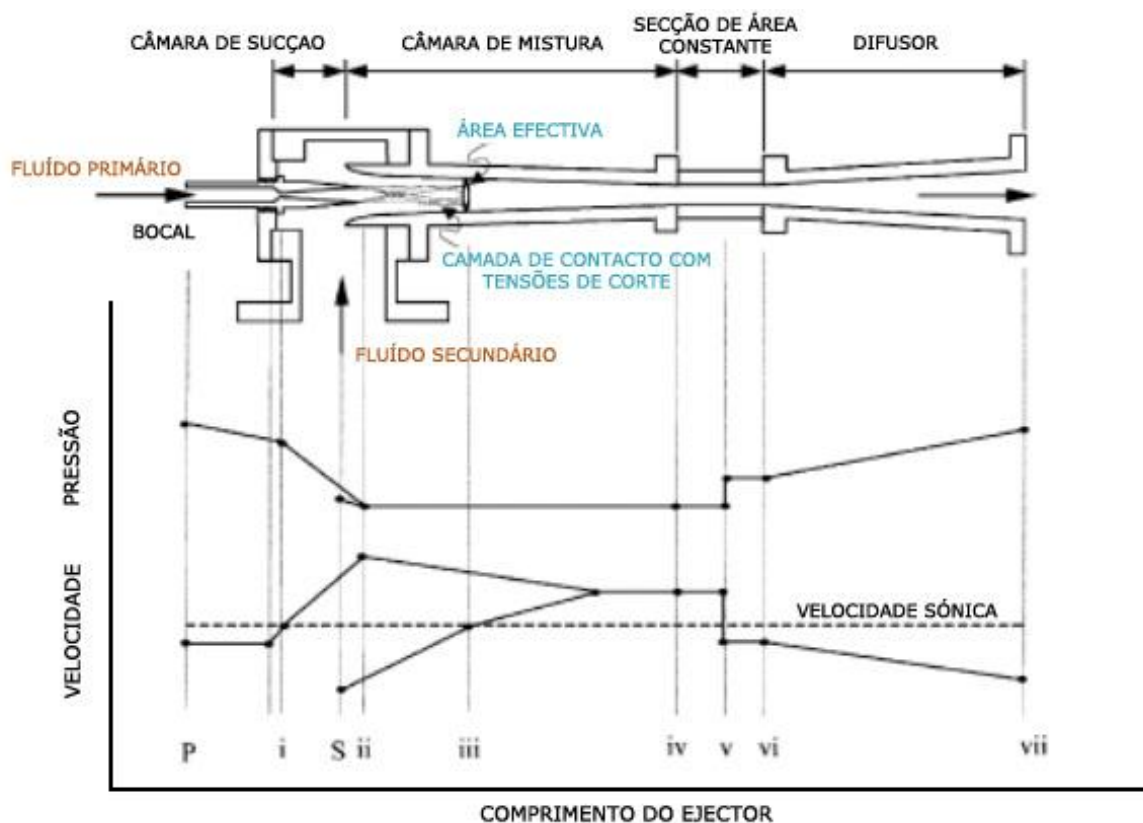


Figura 3 – Esquema do funcionamento idealizado do ejector com diagramas de pressão e velocidade em função da posição ao longo do ejector. Adaptado de Chunnanond e Aphornratana [5].

O fluido primário (P) proveniente do gerador com uma pressão elevada dirige-se para o bocal, sendo obrigado a convergir numa superfície de diâmetro muito reduzido (i) o efeito descrito induz um incremento de velocidade do fluido primário fazendo com que ele atinja a velocidade sónica dando-se assim o *choke* primário.

A seguir do ponto (i) o fluido primário é obrigado a expandir sobre a parte divergente do bocal, devido a se tratar de um fluido compressível a velocidade continua a aumentar até ao fluido atingir o ponto de saída do bocal (ii), onde alcança a sua velocidade máxima.

A velocidade sónica do fluido primário cria uma pressão muito reduzida à saída do bocal (ii). Como a pressão estática na secção (ii) é inferior à pressão estática no evaporador cria-se um efeito de aspiração sobre o fluido secundário (S), obrigando-o a dirigir-se do evaporador até à câmara de sucção por diferença de pressão.

No ejector os fluídos encontram-se na câmara de mistura não sendo imediatamente misturados. O fluido secundário percorre a câmara de mistura entre a conduta convergente de alta velocidade formada pelo fluido primário e as paredes do ejector. Na zona de contacto entre o fluido primário e o fluido secundário é criada uma camada de contacto com tensões de corte entre os dois fluídos, essa camada de contacto promove o aumento da velocidade do fluido secundário por arrasto e a consequente diminuição da velocidade do fluido primário. Pressupõe-se que ao longo de todo este movimento não ocorre a mistura dos dois fluídos até ao fluido secundário atingir a velocidade do som dando origem ao *choke* secundário (iii). A

posição do *choke* secundário depende inteiramente das condições de funcionamento do sistema encontrando-se sempre ou na câmara de mistura ou no início da secção de área constante, sendo a partir do *choke* secundário que os fluidos iniciam a sua mistura. Considera-se que os fluidos encontram-se inteiramente misturados quando as velocidades se igualam (iv).

Idealmente entre a zona de secção constante e o início do difusor ocorre uma onda de choque normal de espessura infinitesimal no fluido resultante da mistura, o que induz uma diminuição significativa na velocidade fazendo com que a mesma atinja valores subsónicos, tendo como consequência um aumento súbito da pressão (v). O choque normal é uma consequência da diferença de pressão entre o fluido imediatamente antes do choque e no condensador (saída do ejector), sendo que a zona onde ocorre depende inteiramente das condições de operação e do dimensionamento do ejector.

É importante ter a noção que o fenómeno de choque normal referido no parágrafo anterior provém inteiramente do carácter simplista da análise unidimensional do ejector de Keenan et al. [15]. Na realidade o fenómeno descrito trata uma série de choques com padrões oblíquos e normais à direcção de deslocamento do fluido ao longo de uma parte do seu escoamento, em muitos artigos este fenómeno é denominado como comboio de choque, e o mesmo, afecta de uma forma significativa a eficiência do ejector [13].

Após o fim da garganta (vi) e ao longo do desenvolvimento do difusor, ocorre gradualmente um aumento da pressão e diminuição de velocidade do escoamento até ser atingido o ponto de estagnação à saída do ejector, onde a pressão iguala a pressão no condensador (vii).

1.4 Performance do Ejector

Os parâmetros mais importantes na caracterização da performance do ejector são a razão de arrasto (λ), a razão de elevação da pressão (P_{LR}), e o COP [5].

A razão de arrasto retrata o quociente entre o caudal mássico do fluido secundário e do fluido primário que entra no ejector:

$$\lambda = \frac{\dot{m}_S}{\dot{m}_P} \quad (1.1)$$

Quanto mais elevado for o seu valor, maior é o caudal do fluido secundário que entra no ejector, o que resulta numa melhor performance de refrigeração.

A razão de elevação da pressão é o quociente entre a pressão estática do fluido resultante da mistura à saída do ejector, e a pressão estática do fluido secundário à entrada do ejector:

$$P_{LR} = \frac{P_C}{P_E} \quad (1.2)$$

O seu valor delimita a temperatura pela qual o calor pode ser libertado para o exterior (temperatura/pressão no condensador), esse valor tem que resultar numa razão de elevação de pressão bem superior à unidade de forma a criar condições para ocorrer a refrigeração, caso contrário o sistema não funciona.

Para a refrigeração, o parâmetro mais importante é a razão de arrasto sendo que o mesmo relaciona-se com o coeficiente de performance do ciclo segundo:

$$COP = \lambda \times \frac{\Delta h_E}{\Delta h_G} \quad (1.3)$$

A performance do ciclo de refrigeração a jacto com ejectores está intrinsecamente ligada às condições de funcionamento do sistema e à geometria do próprio ejector, pois estes dois parâmetros influenciam directamente a razão de arrasto, logo o coeficiente de performance do sistema como se pode constatar na equação 1.3.

Quando se menciona as condições de funcionamento, está-se a referir as temperaturas e pressões a que o condensador, evaporador e gerador estão sujeitos. O valor destas variáveis vai afectar em grande escala os fenómenos que ocorrem dentro do ejector. Isto acontece pois as variáveis descritas influenciam a zona onde ocorre o choque normal e o valor do fluxo do fluído primário e do fluído secundário.

A variação da temperatura no condensador traduz alterações na sua pressão de saturação, caso a mesma supere os valores da pressão crítica provoca uma movimentação da localização do choque normal, fazendo com que o mesmo ocorra fora da zona ideal, o que resulta num decréscimo da razão de arrasto e consequentemente do coeficiente de performance do sistema. Sendo assim pode-se dividir as consequências do aumento da pressão no condensador em três situações distintas, conforme o comportamento da razão de arrasto (Figura 4).

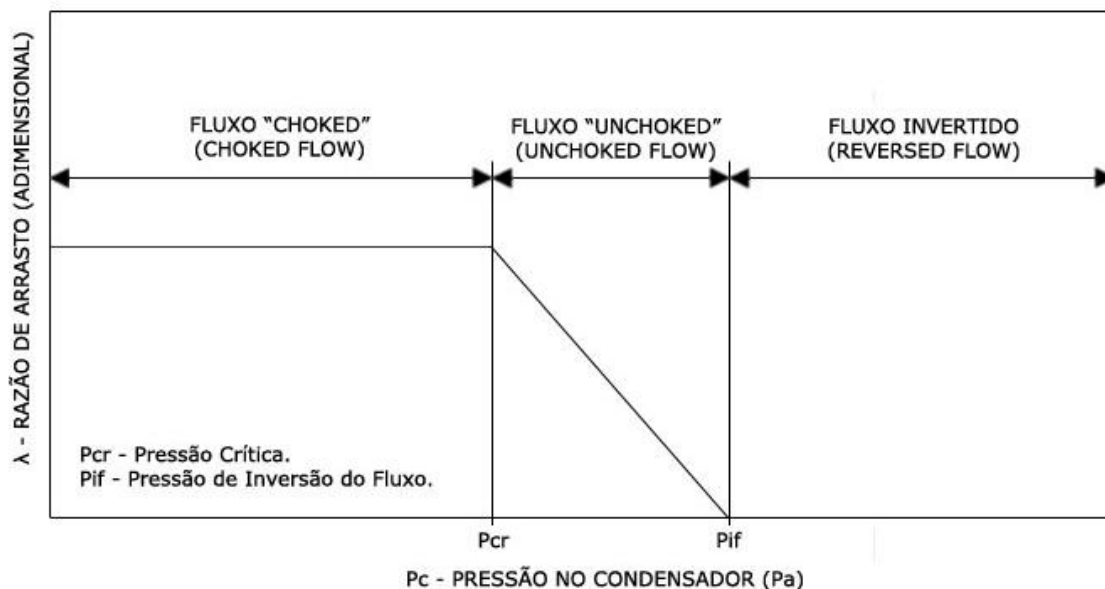


Figura 4 - Diagrama que relaciona a variação da razão de arrasto com a variação da pressão no condensador sendo a pressão no evaporador e gerador constante.

A situação de fluxo *choked* descreve o comportamento ideal do ejector, na mesma a pressão do condensador é inferior ou aproximadamente igual à pressão crítica de funcionamento o que permite a ocorrência do choque normal na zona ideal ou seja no início do difusor ou na secção de área constante, isto vai possibilitar que o fluído secundário atinja a velocidade do som, resultando no efeito de refrigeração pretendido e no coeficiente de performance máximo do sistema. É conveniente observar na Figura 4 que para valores inferiores à pressão crítica a razão de arrasto mantêm-se constante.

A situação de fluxo “unchoked” é o resultado da pressão no condensador ser ligeiramente superior à pressão crítica, este facto impulsiona a deslocação da localização do choque normal no sentido da câmara de mistura interferindo na mistura do fluido primário com o fluido secundário. Esta interferência impede que o fluido secundário atinja a velocidade do som fazendo com que o mesmo permaneça numa velocidade subsónica e diminui o fluxo de entrada do mesmo no ejector. É evidente na Figura 4 que a queda do fluxo do fluido secundário que entra no ejector é acentuada com o aumento da pressão no condensador.

A situação de fluxo invertido é o pior cenário de funcionamento do ejector, neste caso a pressão no condensador é superior à pressão de inversão de fluxo o que faz com que o fluxo se inverta e se dirija para o evaporador. Nestas condições o ciclo de refrigeração deixa de funcionar.

A variação da temperatura no evaporador influencia a quantidade de caudal do fluido secundário que entra no ejector e o valor da pressão crítica no condensador. Como se pode observar na Figura 5 um aumento da temperatura no evaporador resulta no aumento do coeficiente de performance e no aumento da pressão crítica, no entanto traz a desvantagem de elevar a temperatura pretendida para a refrigeração.

O aumento do COP decorre do incremento da razão de arrasto (equação 1.3), que é provocado pela acentuação do caudal do fluido secundário que entra no ejector (equação 1.1), resultante do aumento da pressão no evaporador. O aumento da pressão crítica é explicado pelo facto de a pressão do evaporador ser sempre bastante próxima à pressão da mistura, esta realidade faz com que um aumento da pressão do evaporador crie um incremento da pressão de mistura que por sua vez desloca a posição em que o fluido secundário entra na condição sónica na direcção da secção de área constante.

A variação da pressão no gerador vai influenciar a quantidade de caudal do fluido secundário e primário que entra no ejector e o valor da pressão crítica no condensador. O aumento da pressão no gerador aumenta o valor da pressão crítica tal como acontece com o aumento da pressão no evaporador, mas possui o efeito contrário na variação do fluxo de fluido secundário que entra no ejector diminuindo consequentemente o coeficiente de performance (Figura 5).

A diminuição do coeficiente de performance ocorre devido ao aumento da expansão do fluido primário à saída do bocal primário, que faz com que o mesmo ocupe mais espaço na câmara de mistura e diminua a entrada do fluxo do fluido secundário no ejector. O incremento do caudal do fluido primário, e decréscimo do caudal do fluido secundário provoca uma diminuição do coeficiente de arrasto (equação 1.1). O aumento da pressão crítica é explicado pelo aumento do momento criado pela mistura. Como o momento criado pela mistura é sempre aproximadamente igual ao momento produzido pela elevada velocidade do fluido primário à saída do bocal, o incremento do caudal do fluido primário, traduz num aumento da velocidade do mesmo à saída do bocal, que por sua vez resulta no aumento do momento criado pela mistura.

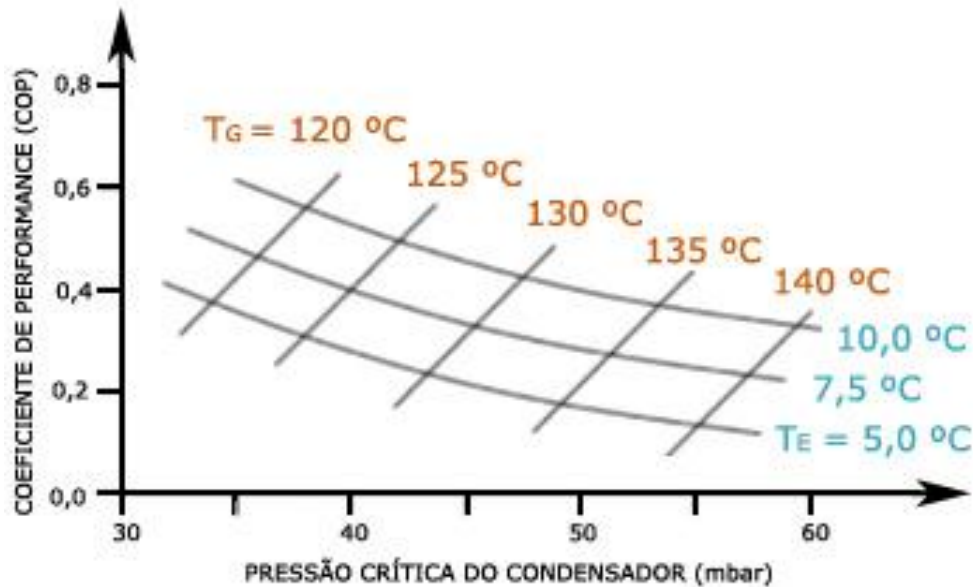


Figura 5 - Influência da temperatura do evaporador e gerador na variação do "coeficiente de performance" e "pressão crítica" do sistema. Adaptado de Chunnanond e Aphornratana [5].

Tendo em consideração as descrições anteriores deduz-se que para uma melhor optimização da refrigeração do sistema torna-se necessário ter o condensador a funcionar com um valor próximo à pressão crítica [5].

A geometria do ejector tem uma influência determinante no desempenho do ciclo de refrigeração a jacto com ejectores, sendo os próprios ejectores dimensionados conforme as condições de funcionamento do sistema, pois a partir do momento em que as condições de funcionamento se afastam dos valores para os quais o ejector foi dimensionado a capacidade de refrigeração do sistema desce de uma forma acentuada, acabando por chegar ao ponto em que deixa de funcionar.

Chunnanond e Aphornratana [5], faz uma revisão sobre o efeito da variação da posição do bocal primário na performance do sistema. Nesse artigo é indicada a inexistência de uma solução óptima da posição do bocal primário para todas as condições de funcionamento, sendo observado que o deslocamento do bocal primário no sentido da câmara de mistura provoca o aumento do coeficiente de performance e uma diminuição da pressão crítica do condensador (observa-se uma semelhança com os efeitos da diminuição da pressão no gerador).

Em Varga et al. [13], verificou-se a existência de um valor óptimo para a razão de áreas (equação 1.4) consoante a temperatura do condensador, evaporador e gerador (Figura 6) e constatou-se que um aumento da razão de áreas impulsiona o aumento do coeficiente de performance mas diminui o valor da pressão crítica.

$$r_A = \frac{d_{2-3}}{d_t} \quad (1.4)$$

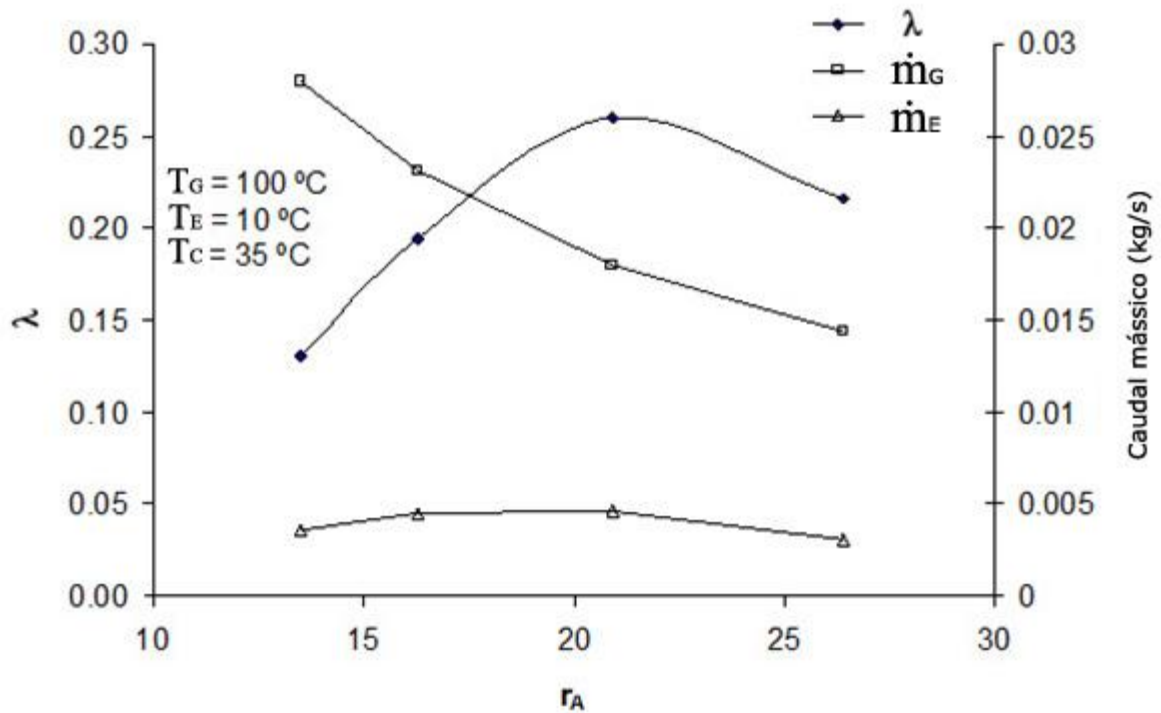


Figura 6 – Variação do caudal do fluido primário, secundário e razão de arrasto em função da razão de áreas, para condições operacionais constantes. Adaptado de Varga et al. [13].

1.5 Selecção de Fluidos de Trabalho

Uma das grandes vantagens dos sistemas de refrigeração por ejeção em relação aos sistemas de absorção é a flexibilidade na escolha do fluido de trabalho. Os fluidos de trabalho possuem diferentes características o que torna possível otimizar a sua escolha segundo as condições de funcionamento do sistema.

Uma revisão da literatura existente confirmou a utilização de seis grupos de fluidos trabalho: os clorofluorocarbonetos (CFC`s), os hidroclorofluorocarbonetos (HCFC`s), os hidrofluorocarbonetos (HFC`s), os hidrocarbonetos (HC), a amónia e a água [1][16][17][18][19][20]. No entanto é importante referir que segundo o protocolo de Montreal a utilização de clorofluorocarbonetos (CFC`s) encontra-se proibida e está previsto o fim da produção dos hidroclorofluorocarbonetos (HCFC`s) em 2030 [8].

As características termodinâmicas do fluido de trabalho são determinantes devido à sua influência na refrigeração e estrutura do sistema, alguns exemplos desses factores são:

- Calor latente:

É um factor determinante na capacidade de refrigeração que o sistema virá a ter, pois um calor latente elevado minimiza a quantidade de refrigerante necessária para uma determinada capacidade de refrigeração.

- Volume específico:

É determinante para o tamanho do ejector, tratando-se de um dos problemas na utilização da água como fluido de trabalho, pois o seu elevado volume específico obriga a utilização de ejectores de grandes dimensões.

- Viscosidade:

Deve ser reduzida para minimizar as perdas por fricção ao longo do sistema.

- Temperatura crítica:

Deve ser elevada, pois a mesma delimita a temperatura que pode ser utilizada no gerador limitando as condições de funcionamento do sistema.

- Pressão de saturação:

Influencia o dimensionamento do sistema, limitando os patamares de pressão para a mudança de fase do fluido. O gerador não deve ter uma pressão de saturação muito elevada para minimizar o trabalho requerido pela bomba, uma pressão muito reduzida também pode acarretar problemas uma vez que um sistema a operar sobre vácuo pode gerar problemas de vedação.

- Ponto de fusão:

Delimita a temperatura mínima de refrigeração, no caso da água restringe a sua utilização em sistemas de ar condicionado devido ao ponto de fusão se encontrar nos 0°C.

A linha de saturação T-s (temperatura-entropia) também influencia o dimensionamento do sistema, uma vez que o formato da curva pode obrigar a utilização de sobreaquecimento à saída do gerador. A linha de saturação T-s pode apresentar três comportamentos distintos, tendo em consideração o declive da curva de saturação relativa ao vapor saturado

Quando o declive da curva na secção de vapor saturado é negativo (Figura 7) denomina-se o fluido como fluido húmido.

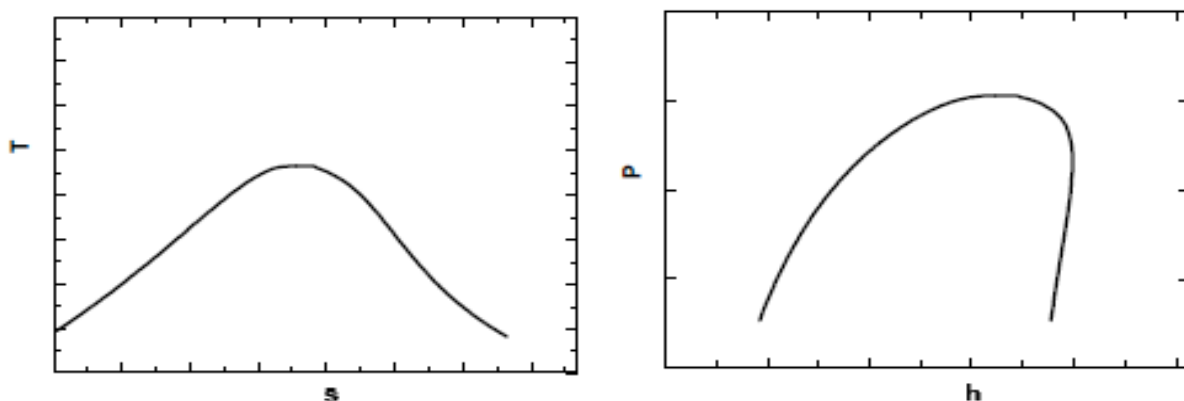


Figura 7 - Diagramas de temperatura-entropia (T-s) e pressão-entalpia (P-h) de um fluido húmido. Adaptado de Pridasawas [1]

Caso a secção da curva descrita seja aproximadamente vertical apresentando um valor de entropia aproximadamente constante (Figura 8) o fluido é categorizado como fluido isentrópico.

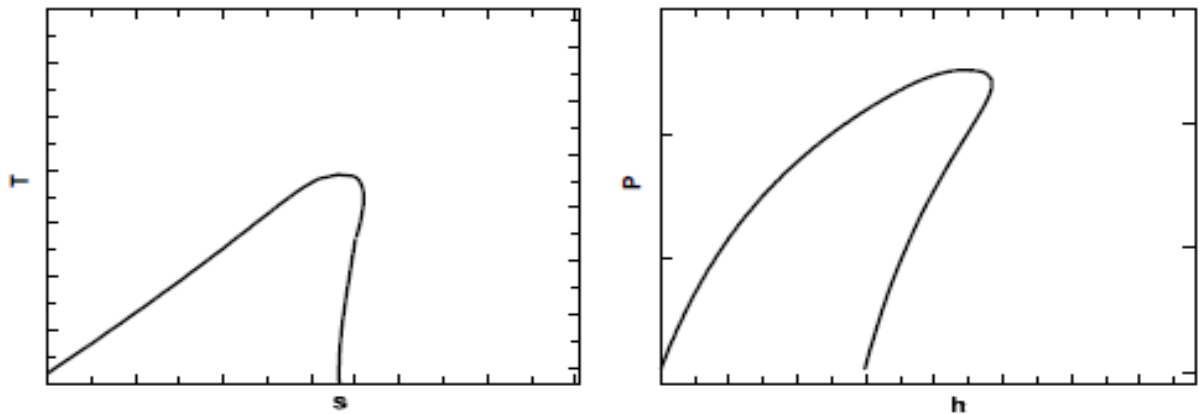


Figura 8 - Diagramas de temperatura-entropia (T-s) e pressão-entalpia (P-h) de um fluido isentrópico. Adaptado de Pridasawas [1]

Na situação em que o declive da curva na secção de vapor saturado é positivo (Figura 9) denomina-se o fluido como fluido seco.

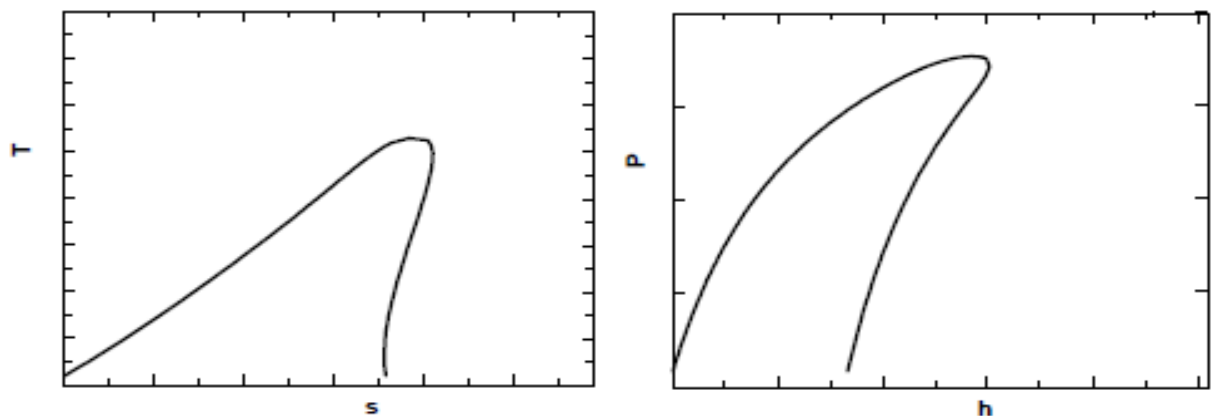


Figura 9 - Diagramas de temperatura-entropia (T-s) e pressão-entalpia (P-h) de um fluido seco. Adaptado de Pridasawas [1]

A situação ideal seria a utilização de um fluido de trabalho do tipo fluido seco de forma a evitar a condensação do fluido durante a expansão sem haver a necessidade de recorrer a um sobreaquecimento após a passagem do fluido pelo gerador. Caso o fluido não entre no ejector sobre a forma de vapor saturado ou sobreaquecido, corre-se sérios riscos de danificar o ejector devido à erosão provocada pela entrada e formação de gotículas no bocal primário a altas velocidades.

Fora do âmbito da optimização do sistema de refrigeração os fluídos de trabalho são seleccionados a partir critérios que envolvem o seu impacto ambiental, a segurança (toxidade e inflamabilidade) o seu custo e disponibilidade. A importância destes critérios é fundamental pois os dois primeiros já determinaram a proibição de determinados refrigerantes por agências internacionais e o ultimo é um critério económico delimitado pelo orçamento do projecto e disponibilidade do produto.

- Impacto ambiental (ODP e GWP)

O critério do impacto ambiental avalia os fluídos de trabalho a partir de duas propriedades:

O seu potencial de destruição da camada de ozono (*ODP - Ozone depletion potencial*) que é um número que compara o impacto do refrigerante na estratosfera da camada de ozono com o R11 (denomina-se como triclourofluorometano e trata-se de um CFC, a sua utilização está proibida devido ao seu impacto ambiental).

O potencial de aquecimento global (*GWP – Global Warming Potential*) que indica o efeito do refrigerante no aquecimento global quando comparado com o dióxido de carbono.

- Segurança (Toxicidade e Inflamabilidade)

Segundo o ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers) a avaliação da segurança assegurada por um fluido de trabalho divide-se em dois pontos essenciais, a avaliação da toxicidade e da inflamabilidade do mesmo.

A avaliação da toxicidade segundo o ASHRAE determina a divisão dos refrigerantes em refrigerantes do tipo “A” onde não existe toxicidade identificada, e tipo “B” onde existe evidência de toxicidade. A divisão indicada baseia-se na aplicação de um valor limite para a toxicidade de um fluido (*TLV – Threshold Limit Value*) o qual delimita a fronteira entre um fluido tóxico e um não tóxico.

A avaliação da inflamabilidade segundo o ASHRAE divide os fluidos de trabalho em três grandes grupos conforme o valor do “*Lower flammability limit*” (LFL). O grupo “1” onde se considera que não existe propagação da chama no ar a 10°C e à pressão atmosférica, o grupo “2” para valores de LFL superiores a 0,10 e grupo “3” para valores inferiores ou iguais a 0,10 [1]. Define-se então que o grupo “1” é o mais seguro e o grupo “3” o que envolve maior perigo.

- Economia e Disponibilidade

É um critério puramente financeiro que aborda as limitações do orçamento de projecto e a facilidade em obter o fluido de trabalho no mercado.

1.6 Métodos de Dimensionamento do Ejector

No dimensionamento de um ciclo de refrigeração por ejeção, a fase mais crítica é o dimensionamento do próprio ejector. A razão para tal importância está na interdependência entre a geometria do ejector, as propriedades do fluido de trabalho, a potência de refrigeração pretendida, e as condições de funcionamento do sistema nomeadamente as temperaturas e pressões do condensador, evaporador e gerador que afectam directamente a performance do sistema [2].

O dimensionamento do sistema de refrigeração a jacto é bastante mais complexo que o dimensionamento de um sistema de compressão a vapor, pois o seu coeficiente de performance é bastante mais reduzido que o do seu homólogo, o que obriga a uma melhor optimização do sistema [14]. Outra diferença fundamental está no tipo e disponibilidade da energia utilizada por cada um dos sistemas, pois o sistema de compressão a vapor sendo accionado por energia eléctrica é capaz de compensar as variações das condições de trabalho, com uma variação da energia fornecida ao compressor permitindo ao sistema manter as temperaturas de projecto. Em oposição o sistema de refrigeração a jacto pode não possuir uma fonte de energia térmica teoricamente ilimitada e constante (mesmo que o fornecimento energético seja constante o seu transporte pode ser caro), estando sujeito às variações de

intensidade da fonte de energia [14]. Um exemplo é o caso da alimentação solar que força à introdução de um aquecedor auxiliar para manter o gerador à temperatura de projecto e a introdução de um sistema de armazenamento de frio que serve de intermediário entre o evaporador e o espaço a refrigerar para evitar a quebra da eficiência do sistema [2].

Na literatura encontra-se essencialmente três métodos distintos, para o dimensionamento do ejector de um sistema de refrigeração a jacto:

1. Análise unidimensional do ejector.
2. Análise segundo o modelo CRMC (*Constant Rate of Momentum Change*).
3. Análise segundo o modelo de choque circular (*Shock Circle Model*)

A análise unidimensional do ejector aborda o seu dimensionamento a partir da dinâmica de um gás ideal e das condições de conservação de massa, momento e energia com determinadas suposições que facilitam a resolução do problema. Este método permite obter com uma boa aproximação a razão de arrasto e a razão de áreas de um ejector (caudal de fluido primário, caudal de fluido secundário, área da secção constante e área do bocal primário), a partir das condições de trabalho ou seja das temperaturas e pressões pretendidas para o evaporador, da pressão crítica do condensador e das temperaturas e pressões a que o gerador está sujeito [5][20].

A análise segundo o modelo CRMC foi introduzida por Eames [21]. Esta retrata o dimensionamento de ejectores cujo momento do caudal resultante da mistura varia com uma taxa constante, o que permite o aumento gradual da pressão estática da mistura desde a mistura completa até à saída do difusor, sem a ocorrência do choque normal. O método CRMC induz a eliminação das perdas de pressão de estagnação, resultando num aumento da pressão à saída do ejector e consequentemente da razão de elevação de pressão.

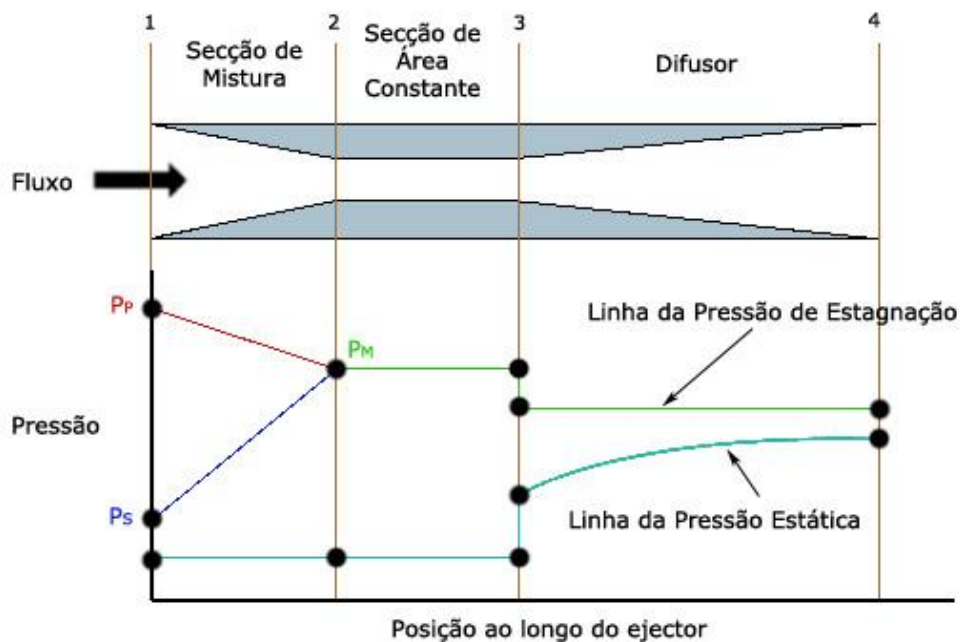


Figura 10 - Variação da pressão ao longo de um ejector dimensionado segundo o modelo unidimensional de Keenan et al. [15]. **Legenda:** S - Pressão de estagnação do fluido secundário; P_p - Pressão de estagnação do fluido primário; P_s - Pressão de estagnação do fluido secundário; P_m - Pressão de estagnação da Mistura; 2 - Ponto da mistura completa; 3 - Ponto da ocorrência do choque normal. Adaptado de Eames [21].

O fenómeno da perda da pressão dinâmica da mistura no momento do choque normal no modelo unidimensional de Keenan et al. [15], pode ser observado na Figura 10. O choque ocorre no início do difusor (3), onde se observa a queda acentuada da pressão de estagnação, apesar do aumento da pressão estática, isto acontece devido ao desacelerar súbito do fluido e consequente perda da pressão dinâmica.

Conclui-se que o modelo CRMC permite a eliminação do choque normal e consequente da perda de pressão dinâmica do modelo unidimensional, apresentando um aumento gradual da pressão estática desde a mistura completa dos fluidos (2) até à saída do ejector (4), o que aumenta a razão de elevação de pressão permitindo um aumento do coeficiente de performance do sistema. Os resultados demonstrados por Eames [21] indicam que a diferença entre a razão de arrasto do ejector dimensionado pelo modelo unidimensional e pelo modelo CRMC não é significativa, mas que os valores obtidos para a razão de elevação de pressão do ejector dimensionado pelo modelo CRMC são aproximadamente 48% maiores que os do modelo unidimensional.

A análise do ejector segundo o modelo de choque circular, introduzida por Zhu et al. [22], baseia-se nos mesmos princípios que o modelo unidimensional do ejector com a diferença de considerar a variação da velocidade do escoamento segundo a direcção radial e de ser independente das variáveis do escoamento na zona de secção constante e no difusor. O dimensionamento do ejector com este método é consideravelmente mais complexo.

No presente trabalho o modelo em análise é o unidimensional para ejectores de mistura a pressão constante.

1.7 Estrutura da Tese

O presente relatório é constituído por oito capítulos principais.

Durante o primeiro capítulo fez-se a introdução do tema do trabalho, iniciando-se pelo enquadramento do estudo dentro do que já foi feito e do que ainda precisa de ser desenvolvido, passou-se à explicação do funcionamento do sistema de refrigeração por termo compressão e mais objectivamente do ejector, chegando-se por fim à descrição das características mais importantes para a selecção de um fluido de trabalho e aos métodos de dimensionamento de ejectores que podem ser encontrados na literatura.

O segundo capítulo aborda a análise unidimensional do ejector. No mesmo são apresentados os pressupostos e as equações que envolvem o tema, incluindo algumas sugestões do ASHRAE para o dimensionamento de ejectores.

O terceiro capítulo descreve as características relevantes dos fluídos utilizados nos modelos CFD segundo os critérios do ASHRAE e suas as propriedades termodinâmicas, procurando-se estabelecer uma base de comparação sobre os mesmos baseada na mesma temperatura.

O quarto capítulo aborda o tema do CFD, tendo sido a ferramenta utilizada no presente trabalho para aceder às propriedades termodinâmicas do escoamento. Neste capítulo são indicadas as vantagens da análise de escoamentos a partir de simulações em detrimento do método experimental, os princípios de funcionamento do programa, as características da malha computacional dos modelos em estudo e os pressupostos aplicados no modelo computacional tal como as condições de fronteira, utilizadas.

No quinto capítulo dá-se início ao tema das eficiências, no mesmo faz-se inicialmente um levantamento das eficiências encontradas na literatura e dos valores típicos atribuídos às mesmas por vários autores. O capítulo divide-se em quatro secções que representam cada uma das zonas principais do ejector, nessas secções são apresentadas as respectivas eficiências sendo explicado o seu princípio e a sua fórmula de cálculo.

O sexto capítulo explica a metodologia utilizada para o cálculo de cada uma das eficiências ao longo das respectivas secções, indicando todas as considerações que tiveram que ser efectuadas para aproximar os princípios teóricos de cada uma das eficiências ao comportamento dos resultados nas simulações.

No sétimo capítulo são expostos e analisados os resultados das eficiências descritas no capítulo 5 para os três fluidos, segundo a variação da temperatura do gerador e do condensador.

No último capítulo encontram-se as principais conclusões do trabalho efectuado, procurando-se fazer uma abordagem mais objectiva do comportamento das eficiências e da sua relação de proximidade com os valores encontrados ao longo da literatura. Por último são indicadas as perspectivas de trabalho futuro, fundamentadas nas conclusões do estudo efectuado.

2 Modelo Unidimensional de Análise do Ejector de Mistura a Pressão Constante

O modelo unidimensional de análise do ejector foi inicialmente proposto por Keenan et al. [15], onde o mesmo assume que a mistura dos fluídos ocorre imediatamente após a saída do fluido primário do bocal.

A solução apresentada por Keenan et al. [15] não foi completamente aceite, tendo Munday e Bagster [23], apresentado um modelo onde os mesmos consideram que a mistura inicia-se a partir da ocorrência do *choke* secundário ou seja com a entrada do fluido secundário na velocidade do som. A posição da ocorrência do *choke* secundário encontra-se sempre entre a secção da câmara de mistura e a secção de área constante do ejector, tendo sido denominada pelos autores como área efectiva. No modelo proposto considera-se que entre a saída do bocal primário e a área efectiva é criada entre os dois fluidos uma camada de contacto com tensões de corte que permite ao fluido primário acelerar o fluido secundário sobre condições de pressão aproximadamente constante.

O modelo de Munday e Bagster [23] é o mais utilizado actualmente, sendo o que vai ser apresentado nesta secção. Para o efectuar foram consultados artigos mais recentes que abordam o tema tal como o de Huang et al. [20], o de Sokolov et al. [24], e o de Yu et al. [25], é no entanto importante referir que o modelo abordado apenas trata o dimensionamento do ejector para a ocorrência do *choke* secundário na zona de secção de área constante do ejector.

Tal como foi mencionado na secção 1.6, a análise unidimensional do ejector é um modelo matemático simplificado, onde são efectuados determinados pressupostos:

1. Considera-se o fluido de trabalho como um gás ideal, onde as propriedades do calor específico a pressão constante e de calor específico a volume constante são constantes.
2. A parede do ejector é adiabática.
3. As propriedades do escoamento ao longo do ejector variam apenas axialmente.
4. A energia cinética nas entradas e na saída do ejector é desprezável.
5. O fluido primário atinge a condição sónica na secção de área mais reduzida da garganta do bocal.
6. Para simplificar as derivações, as relações isentrópicas são tomadas como ideais sendo depois aproximadas do valor real pela introdução de um coeficiente de aproximação que traduz o efeito das irreversibilidades termodinâmicas no resultado final.
7. Os dois fluidos iniciam a sua mistura apenas quando o fluido secundário atinge a velocidade do som (*Mach* 1).
8. A pressão estática mantém-se constante desde do ponto onde o fluido secundário atinge a condição sónica até à zona do choque normal.
9. O fenómeno do choque entre a pressão no ejector e a pressão no condensador é considerado como um choque normal de espessura infinitesimal.

As equações resultantes dos pressupostos apresentados permitem obter a razão de arrasto e a razão de áreas, mas requerem a introdução de dados relativos às condições de funcionamento do ejector nomeadamente:

- Pressão no gerador
- Temperatura no gerador
- Pressão no evaporador
- Temperatura no evaporador
- Pressão no condensador

De seguida com o auxílio da Figura 11, descreve-se as equações utilizadas para o dimensionamento de ejectores a partir do método unidimensional, sendo as mesmas resultantes das relações de dinâmica de gases, conservação da massa, conservação do momento e conservação da energia.

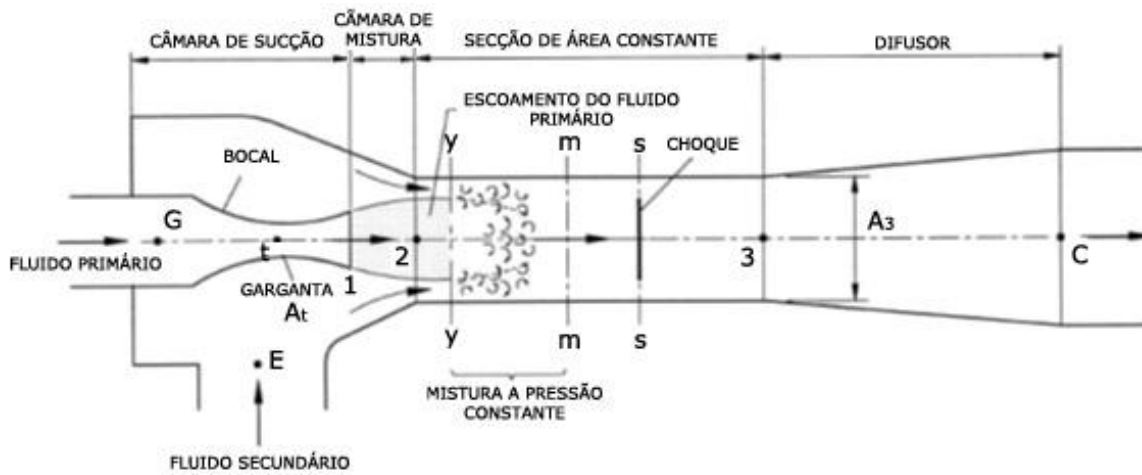


Figura 11 – Esquema do ejector, indicando os pontos característicos considerados no modelo matemático. Adaptado de Huang et al. [20].

• Escoamento do fluido primário no bocal (Pontos: $g - 1$):

Partindo do pressuposto “5” que indica que o fluido primário atinge a velocidade do som no ponto “t”, da equação dos gases perfeitos, das propriedades do fluido e das condições de pressão e temperatura no gerador, obtêm-se a expressão do caudal mássico do fluido primário (equação 2.1), e as relações isentrópicas que possibilitam a obtenção do número *Mach* e da pressão estática do fluido primário à saída do bocal primário (1) (equações 2.2 e 2.3) [20].

$$\dot{m}_p = \frac{P_G \cdot A_t}{\sqrt{T_G}} \times \sqrt{\frac{\gamma}{R} \cdot \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{(\gamma+1)/(\gamma-1)}} \cdot \eta_{P:G-1} \quad (2.1)$$

O coeficiente “ $\eta_{P:G-1}$ ” é um dos coeficientes de aproximação indicado nos pressupostos e define a eficiência isentrópica da expansão do fluido compressível no bocal primário.

$$\left(\frac{A_{P1}}{A_t}\right)^2 \approx \frac{1}{M_{P1}^2} \times \left[\frac{2}{\gamma + 1} \times \left(1 + \frac{(\gamma - 1)}{2} M_{P1}^2 \right) \right]^{(\gamma+1)/(\gamma-1)} \quad (2.2)$$

$$\frac{P_G}{P_{P1}} \approx \left(1 + \frac{(\gamma - 1)}{2} \times M_{P1}^2 \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (2.3)$$

- Escoamento do fluido primário desde a saída do bocal primário até à zona da área efectiva (Pontos: 1 - y):

Utilizando uma vez mais relações isentrópicas de gases perfeitos estabelece-se uma relação entre as pressões e número *Mach* à saída do bocal primário (1) e na zona da área efectiva (y) [20]:

$$\frac{P_{PY}}{P_{P1}} \approx \frac{\left(1 + ((\gamma - 1)/2) \times M_{P1}^2 \right)^{\gamma/(\gamma-1)}}{\left(1 + ((\gamma - 1)/2) \times M_{PY}^2 \right)^{\gamma/(\gamma-1)}} \quad (2.4)$$

A área ocupada pelo fluido primário na zona da área efectiva é obtida também por uma relação isentrópica, que relaciona a área ocupada pelo fluido primário e o número *Mach* à saída do bocal primário (1) e na zona da área efectiva (y) [20]:

$$\frac{A_{PY}}{A_{P1}} = \frac{(1/M_{PY}) \times [(2/(\gamma + 1)) \times (1 + ((\gamma - 1)/2) \times M_{PY}^2)]^{(\gamma+1)/(2 \times (\gamma-1))}}{(1/M_{P1}) \times [(2/(\gamma + 1)) \times (1 + ((\gamma - 1)/2) \times M_{P1}^2)]^{(\gamma+1)/(2 \times (\gamma-1))}} \quad (2.5)$$

- Escoamento do fluido secundário desde a entrada na câmara de sucção até à zona da área efectiva (Pontos: e - y).

Aceitando o pressuposto “7” que afirma que os fluidos apenas iniciam a sua mistura quando o fluido secundário atinge a condição sónica, estabelece-se a relação que permite obter a pressão do fluido secundário na secção da área efectiva (y) [20]:

$$\frac{P_E}{P_{SY}} \approx \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} \times M_{SY}^2 \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (2.6)$$

A partir da equação dos gases perfeitos obtêm-se a expressão que permite o cálculo do caudal mássico do fluido secundário [20]:

$$\dot{m}_S = \frac{P_E \times A_{SY}}{\sqrt{T_E}} \times \sqrt{\frac{\gamma}{R} \times \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{(\gamma+1)/(\gamma-1)}} \times \eta_{S:E-1} \quad (2.7)$$

Na equação 2.7 “ $\eta_{S:e-1}$ ” representa o coeficiente que mede as irreversibilidades na zona e-1, sendo conhecido como a eficiência isentrópica da expansão do fluido secundário na câmara de sucção.

- Escoamento na secção da ocorrência do choke secundário (Ponto: y).

Tal como foi indicado no início do presente capítulo, nesta análise considera-se que o *choke* secundário ocorre na secção de área constante do ejector logo a soma das áreas ocupadas pelos dois fluidos na secção (y), indica a área total necessária da secção de área constante do ejector [20]:

$$A_{PY} + A_{SY} = A_3 \quad (2.8)$$

A temperatura e o número *Mach* dos dois fluidos na secção y, seguem as relações das equações 2.9 e 2.10 [20]:

$$\frac{T_G}{T_{PY}} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} \times M_{PY}^2 \quad (2.9)$$

$$\frac{T_E}{T_{SY}} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} \times M_{SY}^2 \quad (2.10)$$

A partir da temperatura e número *Mach* é possível obter a velocidade dos escoamentos na secção da ocorrência do *choke* secundário (y) [20]:

$$v_{PY} = M_{PY} \times \sqrt{\gamma \times R \times T_{PY}} \quad (2.11)$$

$$v_{SY} = M_{SY} \times \sqrt{\gamma \times R \times T_{SY}} \quad (2.12)$$

- Escoamento da mistura desde a ocorrência do choke secundário até à mistura se encontrar completa (Pontos: y-m).

A mistura inicia-se no ponto (y) onde ocorre o *choke* secundário, e finaliza no ponto (m), antes da ocorrência do choque normal (s), deste modo é possível estabelecer relações de balanço do momento (equação 2.13) e de balanço de energia (equação 2.14) [20].

$$\eta_{CM:1-m} \times [\dot{m}_P \times v_{PY} + \dot{m}_S \times v_{SY}] = (\dot{m}_P + \dot{m}_S) \times v_m \quad (2.13)$$

Na equação 2.13 “ $\eta_{CM:1-m}$ ” é um dos coeficientes indicados nos pressupostos e introduz as perdas por fricção durante a mistura.

$$\begin{aligned} \dot{m}_P \times \left(C_P \times T_{PY} + \frac{v_{PY}^2}{2} \right) + \dot{m}_S \times \left(C_P \times T_{SY} + \frac{v_{SY}^2}{2} \right) \\ = (\dot{m}_P + \dot{m}_S) \times \left(C_P \times T_m + \frac{v_m^2}{2} \right) \end{aligned} \quad (2.14)$$

A partir da temperatura e velocidade da mistura na secção (m) é possível obter o número *Mach* da mistura [20]:

$$v_m = M_m \times \sqrt{\gamma \times R \times T_m} \quad (2.16)$$

- Escoamento da mistura até depois da ocorrência do choque normal (Pontos: m - 3).

Assumindo que após o choque normal o escoamento prossegue segundo um processo isentrópico, e sabendo que o choque normal provoca um aumento súbito da pressão é possível determinar a pressão e o número *Mach* da mistura à saída da zona de secção de área constante do ejector (3) a partir das equações 2.17 e 2.18 [20].

$$\frac{P_3}{P_m} = 1 + \frac{2 \times \gamma}{\gamma + 1} \times (M_m^2 - 1) \quad (2.17)$$

$$M_3^2 = \frac{1 + ((\gamma - 1)/2) \times M_m^2}{\gamma \times M_m^2 - ((\gamma - 1)/2)} \quad (2.18)$$

- Escoamento da mistura ao longo do difusor (Pontos: 3 - c).

À saída do difusor considera-se que o escoamento assume também um processo isentrópico [20]:

$$\frac{P_c}{P_3} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} \times M_3^2 \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (2.19)$$

As equações apresentadas possuem três coeficientes de correlação entre os valores teóricos e os valores reais que introduzem a irreversibilidade termodinâmica do processo ($\eta_{p;g-1}$, $\eta_{s;e-1}$ e $\eta_{CM:1-m}$), no entanto verifica-se a existência de mais coeficientes em algoritmos apresentados por outros autores. No capítulo 5, será feita a definição desses coeficientes e a sua obtenção será aprofundada.

A partir dos dados obtidos pela análise unidimensional, recorre-se às recomendações do handbook do ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers) apresentadas no Anexo H, para definir as restantes características geométricas do ejector [26].

3 Características dos Fluidos de Trabalho Utilizados

Os fluidos de trabalho utilizados nas simulações foram o R142b (1-chloro-1,1 difluoroethane), o R152a (1-1-DiFluoroethane) e o R600a (Isobutano). Trata-se de três fluidos distintos um HCFC (hidroclorofluorocarboneto), um HFC (hidrofluorocarboneto) e um HC (hidrocarboneto) respectivamente.

Na Tabela 1 encontra-se a classificação dos três fluídos de acordo com o ASHRAE (segundo o impacto ambiental, a segurança) e a disponibilidade de cada fluido.

Tabela 1 - Dados sobre o impacto ambiental, segurança e disponibilidade dos fluidos utilizados. Adaptado de [27] e [28].

<i>Fluido</i>	<i>Impacto Ambiental</i>		<i>Segurança</i>		<i>Disponibilidade</i> (A nível nacional)
	ODP	GWP	Toxidade	Inflamabilidade	
-	ODP	GWP	Toxidade	Inflamabilidade	(A nível nacional)
R142b	0,065	2310	A	2	Não
R152a	0	124	A	2	Sim
R600a	0	20	A	3	Sim

Analisando os dados da Tabela 1, é possível retirar algumas conclusões importantes sobre as vantagens e desvantagens da utilização destes fluidos:

- O único fluído que possui um poder destrutivo da camada de ozono relevante é o R142b sendo cerca de quinze vezes inferior ao do R11 (triclorofluorometano).
- Como seria de esperar o R142b apresenta um potencial de aquecimento global bastante superior aos outros dois fluídos, isto resulta de se tratar de um HCFC daí estar previsto o fim da sua produção em 2030. É importante salientar que o potencial de aquecimento global do R600a é seis vezes inferior ao R152a, o que torna a sua utilização bastante atractiva.
- O nível de toxidade é o mesmo para os três fluidos, tratando-se do nível mais baixo onde é considerado que não existe toxidade detectada.
- Na análise da inflamabilidade denota-se a grande desvantagem do R600a onde é possível identificar o nível máximo de inflamabilidade. Os restantes fluidos apresentam um nível intermédio.
- O único fluido que não se encontra disponível no mercado nacional é o R142b.

Conclui-se nos termos da avaliação proposta pelo ASHRAE, que apesar do seu elevado índice de inflamabilidade, o fluido de trabalho R600a apresenta as melhores características de funcionamento, pois o seu impacto ambiental é muito inferior aos restantes.

A Figura 12 representa as curvas de saturação temperatura-entropia obtidas no EES, para os três fluidos em estudo. Pode-se verificar que o R142b é um fluido isentrópico, o R152a é um fluido húmido e o R600a é um fluido seco. O facto de o R600a ser um fluido seco faz com que o mesmo seja naturalmente mais adaptado para a refrigeração nos sistemas de termo

compressão pois existe um menor risco de mudança de fase do fluido no ejector minimizando a necessidade de utilização de sobreaquecimento à saída do fluido primário pelo gerador.

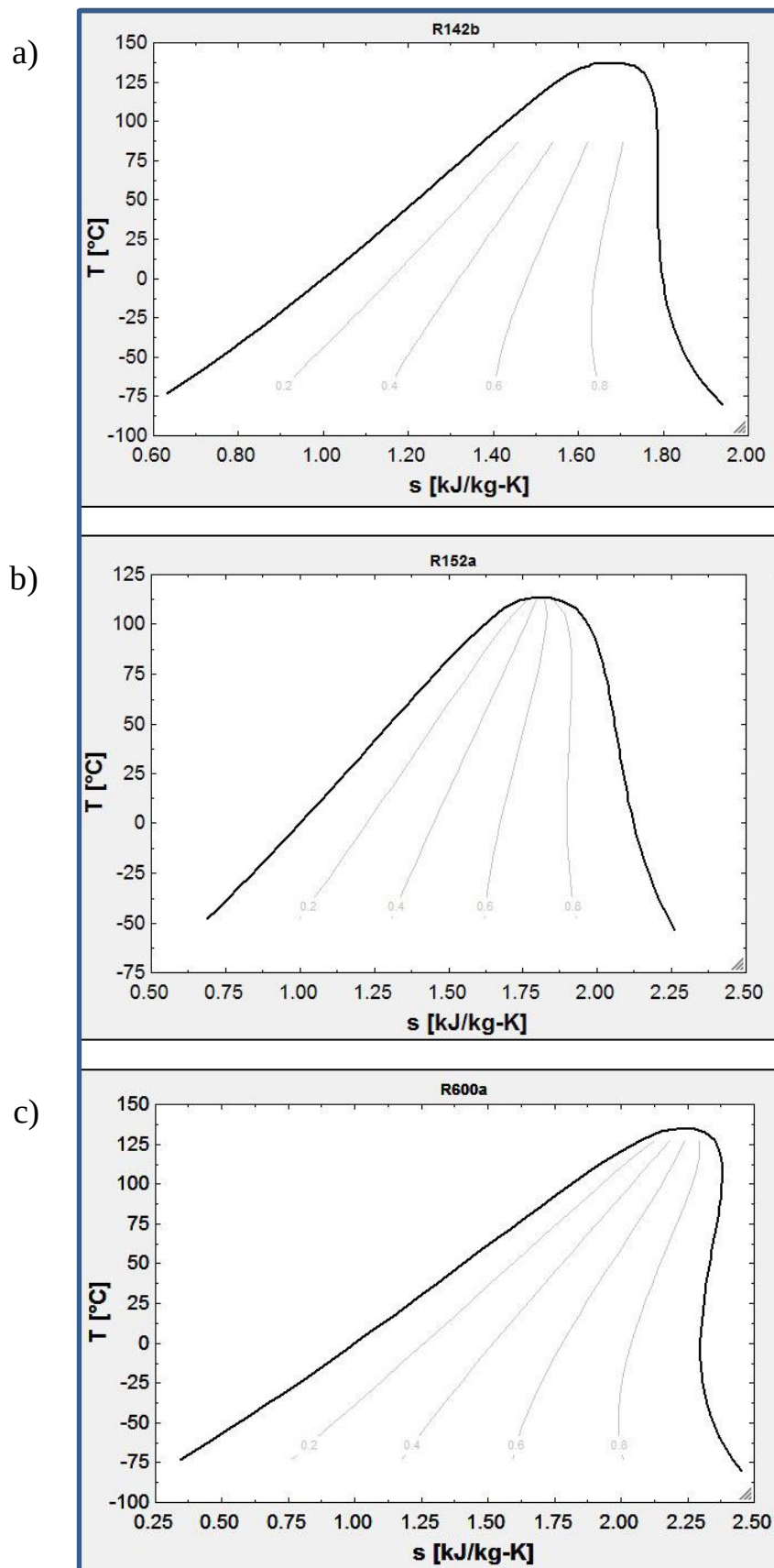


Figura 12 – Curvas de saturação temperatura-entropia dos fluidos: a) R142b; b) R152a; c) R600a.

Na Tabela 2, encontram-se dados relativos às características termodinâmicas mais relevantes dos fluidos no funcionamento do sistema de refrigeração a jacto com ejectores, para cada um dos fluidos.

Tabela 2 - Características termodinâmicas dos fluidos de trabalho R142b, R152a e R600a ($T_E=10^\circ\text{C}$; $T_G=90^\circ\text{C}$ e pressão de saturação à respectiva temperatura). Legenda: Eva – Evaporador; Ger – Gerador.

<i>Fluido</i>	<i>Unidades</i>	<i>R142b</i>	<i>R152a</i>	<i>R600a</i>
<i>Temperatura Crítica</i>	[°C]	137,1	113,3	135
<i>Rácio de Calor Latente</i>	[Adimensional]	1,468	1,807	1,471
<i>Massa Molar</i>	[kg/kmol]	100,5	66,05	58,1
<i>Volume Específico (Eva.)</i>	[m ³ /kg]	0,1063	0,08554	0,1684
<i>Volume Específico (Ger.)</i>	[m ³ /kg]	0,0125	0,009242	0,02231
<i>Viscosidade dinâmica (Eva.)</i>	[kg/(m.s)]	10,97 x 10 ⁻⁶	9,851 x 10 ⁻⁶	7,569 x 10 ⁻⁶
<i>Viscosidade dinâmica (Ger.)</i>	[kg/(m.s)]	14,92 x 10 ⁻⁶	14,43 x 10 ⁻⁶	10,37 x 10 ⁻⁶
<i>Pressão de Saturação (Eva.)</i>	[Pa]	205759	373269	221439
<i>Pressão de Saturação (Ger.)</i>	[Pa]	1711000	2882000	1614000
<i>Temperatura de Fusão</i>	[°C]	-130,4	-118,6	-159,6

Analisando a Tabela 2, extrai-se conclusões bastante importantes sobre as vantagens e desvantagens, da utilização de cada um dos fluidos tendo como base as propriedades termodinâmicas que mais afectam o sistema de refrigeração por termo compressão:

- A temperatura crítica é mais elevada no R142b e no R600a que apresentam um valor relativamente próximo, enquanto o R152a possui um valor cerca de 20°C mais reduzido, delimitando deste modo a temperatura máxima que pode ser utilizada no gerador num patamar mais reduzido.
- O rácio do calor latente traduz o quociente entre o calor latente absorvido pelo sistema no evaporador e o calor latente introduzido no sistema a partir do gerador, deste modo é possível ter a noção do poder de refrigeração do sistema a partir da energia introduzida no mesmo. Analisando os resultados verifica-se que o R152a apresenta o potencial de refrigeração mais elevado para a energia introduzida no sistema, e que os restantes fluidos têm um rácio muito próximo um do outro possuindo uma diferença em relação ao R152a na ordem dos 19%.
- O R142b possui uma massa molar significativamente maior que os outros dois o que em geral se traduz numa maior razão de arrasto, influenciando o COP de uma forma positiva, seguido do R152a e R600a respectivamente [5].
- O volume específico do R600a é o mais elevado tanto para a temperatura de saturação do gerador como do evaporador, isto faz com que este fluido necessite de ejectores de maiores dimensões que os restantes, sendo seguido pelo R142b e R152a respectivamente.
- A viscosidade dinâmica é mais reduzida no R600a o que faz com que este fluido tenha menores perdas por fricção quando comparado com os outros dois.
- A pressão de saturação do evaporador para a temperatura estabelecida é relativamente baixa para todos os fluidos, o que é um aspecto positivo.
- A pressão de saturação do gerador para a temperatura estabelecida é mais baixa para o R600a, sendo uma vantagem pois a bomba irá consumir menos energia e não necessitará de uma construção tão robusta.
- Todos os fluidos apresentam temperaturas de fusão negativas o que é uma vantagem em relação à água pois ao contrário desta, é possível atingir temperaturas de refrigeração negativas.

Após a análise de todos os dados referidos conclui-se que o fluido R600a reúne as melhores propriedades para a sua utilização no ciclo de refrigeração por termo compressão, pois apesar de necessitar de um ejector de grandes dimensões em comparação com os restantes, de possuir um rácio de calor latente 19% mais reduzido que o R152a e de ser o fluido com o maior coeficiente de inflamabilidade, consegue superar os fluidos apresentados em todas as outras propriedades reunindo também as melhores condições no que respeita aos coeficientes de impacto ambiental.

4 Modelo CFD Utilizado para a Simulação do Escoamento no Ejector

Durante a elaboração do estudo das eficiências do ejector, os resultados das simulações CFD foram utilizados para estimar as propriedades do escoamento no ejector para várias condições e fluidos de trabalho. Importa salientar que a modelação das simulações não foi um dos objectivos do trabalho, tendo sido previamente desenvolvida pela “Unidade de Novas Tecnologias Energéticas” do IDMEC no programa comercial Fluent (ANSYS, USA). Não obstante do facto referido é necessário conhecer as potencialidades do CFD, os seus princípios de funcionamento, e como foram modeladas as simulações em estudo.

Actualmente o desenvolvimento tecnológico permite que o CFD possua muitas vantagens quando comparado com o método experimental no estudo do escoamento em ejectores [29]:

- Demora menos tempo e requer um menor investimento para prever a performance do ejector.
- Permite a obtenção de um grande número de resultados facilitando a análise da optimização do sistema.
- É capaz de obter dados muito difíceis de se adquirir com precisão apenas a partir da análise experimental.
- Uma vez que os fundamentos físicos são os mesmos, o modelo matemático pode ser utilizado em todas as investigações relacionadas com o tema, facilitando a comparação de resultados.

O CFD é uma ferramenta que permite efectuar uma análise distribuída do campo de velocidades, pressões e temperaturas do escoamento, conseguindo reproduzir de uma forma aproximada o comportamento real do fluxo ao longo do ejector, incluindo os fenómenos da camada de tensões de corte e do comboio de choque, o que faz com que no presente esta ferramenta seja frequentemente utilizada no estudo de ejectores [13][29].

A análise adoptada pelo programa baseia-se no método dos volumes finitos, onde o espaço por onde o fluido escoar é dividido em diversos pequenos volumes de controlo que transformam equações diferenciais parciais em equações algébricas e as integram utilizando técnicas numéricas que relacionam as propriedades de cada volume de controlo com as dos volumes de controlo circundantes [13].

Verificou-se nos capítulos precedentes que o fluido que escoar ao longo do ejector é um fluido compressível, esse facto faz com que as equações diferenciais parciais envolvidas sejam: a equação da conservação da energia, do momento e da massa [30]. As equações diferenciais parciais referidas são designadas como equações de Navier-Stokes sendo que as mesmas relacionam as propriedades de temperatura, pressão e velocidade do fluido ao longo do escoamento compressível [13].

As equações da conservação da massa (continuidade), momento, e energia, podem ser escritas respectivamente da seguinte forma:

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \cdot \text{div}(v) = 0 \quad (4.1)$$

$$\rho \cdot \frac{Dv}{Dt} = \rho g - \nabla p + \nabla \tau_{ij} = 0 \quad (4.2)$$

$$\rho \cdot \frac{Dh}{Dt} = \frac{Dp}{Dt} + \text{div}(K \cdot \nabla T) + \tau_{ij} \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \quad (4.3)$$

Nas equações 4.2 e 4.3 o termo “ τ_{ij} ” representa o tensor das forças viscosas, sendo definido a partir da lei de Newton da viscosidade:

$$\tau_{ij} = \mu_{esp} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} I \text{div}(v) \right) \quad (4.4)$$

É de salientar que como resultado das simulações em estudo considerarem que o sistema se encontra em regime permanente, nenhum dos termos descritos nas equações anteriores varia com o tempo.

O escoamento no ejector é turbulento, logo as suas variáveis sofrem oscilações instantâneas resultantes dos vórtices característicos da turbulência. Como as equações apresentadas não contabilizam o efeito das oscilações mencionadas, torna-se necessário aplicar o método DNS (*Direct Numerical Simulation*) ou modelos numéricos, para resolver as partes turbulentas do escoamento [31].

O método DNS efectua a discretização do escoamento sobre um domínio bastante pequeno, onde o passo de integração é tão reduzido que a partícula apenas se move uma fracção do espaço entre dois nós. O facto do passo de integração ser muito reduzido faz com que a variação das propriedades seja muito pequena, o que permite obter um valor exacto para as propriedades em cada passo de integração. Apesar do método DNS permitir resolver todas as escalas de turbulência com uma boa precisão, o seu custo computacional é extremamente elevado.

Uma forma de resolver o problema do custo computacional na resolução de escoamentos turbulentos é a utilização de modelos numéricos de turbulência, que apesar de não o fazerem com a precisão do método DNS são capazes de resolver o escoamento turbulento. Na actualidade existe um grande número destes modelos sendo o modelo RANS (*Reynolds Average Navier Stokes*) o mais utilizado na modelação de escoamentos em ejectores.

O modelo RANS, considera as pequenas e as grandes escalas de turbulência do escoamento, decompondo as variáveis do escoamento turbulento em duas componentes: a componente média e a componente flutuante (característica de um comportamento turbulento). No caso da velocidade obtêm-se a relação apresentada na equação 4.5, onde “ $\bar{v}_i$ ” é o componente médio e “ v'_i ” traduz o componente flutuante da velocidade, na direcção “i”:

$$v_i = \bar{v}_i + v'_i \quad (4.5)$$

Onde:

$$\bar{v}_i = \frac{1}{\delta_t} \int_t^{t+\delta_t} v_i \cdot dt \quad (4.6)$$

$$\frac{1}{\delta_t} \int_t^{t+\delta_t} v'_i \cdot dt = 0 \quad (4.7)$$

A componente média e flutuante das propriedades irão substituir as respectivas variáveis utilizadas na análise do escoamento laminar, nas equações de Navier-Stokes. O mesmo acontece com a lei de Newton da viscosidade onde o tensor das forças viscosas, passa a incluir a sua componente turbulenta no termo da viscosidade efectiva.

Define-se a viscosidade efectiva como a soma entre a viscosidade laminar e a viscosidade turbulenta:

$$\mu_{esp} = \mu_{lam} + \mu_{tur} \quad (4.8)$$

Na equação 4.8, o termo relativo ao coeficiente de viscosidade turbulento é calculado a partir do modelo padrão “ $k - \varepsilon$ ”, uma vez que já foi aplicado por outros autores para a simulação em ejectores, tendo-se verificado que o mesmo previa com uma boa precisão a taxa de propagação do fluxo e que oferecia um bom desempenho na separação e recirculação [13]:

$$\mu_{tur} = C_\mu \cdot \rho \cdot \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.9)$$

Na equação 4.9, “ k ” retrata a energia cinética turbulenta, “ ε ” é a dissipação da energia cinética turbulenta e “ C_μ ” apresenta uma constante.

Informação detalhada sobre os modelos numéricos de turbulência existentes pode ser consultada em [31] e [32].

Os modelos das simulações foram desenvolvidos segundo um conjunto de pressupostos onde se considerou o ejector axissimétrico, a utilização de fluidos reais (R142b, R152a e R600a), e que as paredes do ejector são adiabáticas desprezando-se a troca de calor entre o exterior e o interior do mesmo.

As condições de fronteira, utilizadas nas simulações, foram a pressão de saturação do fluido no gerador e a sua temperatura com cinco graus de sobreaquecimento à entrada do bocal, a temperatura e pressão de saturação do evaporador à entrada da câmara de sucção, e a pressão de saturação do condensador à saída do difusor.

O tipo de malha com que as simulações se encontram modeladas é a malha estruturada, esta é essencialmente constituída por células quadrangulares o que confere rapidez ao processamento de dados da simulação [33].

O ejector modelado para cada fluido encontra-se dimensionado para as condições de funcionamento da Tabela 3 segundo o modelo unidimensional de análise de ejectores. Os

dados geométricos de cada um dos ejectores estão apresentados na Tabela 4, podendo-se observar as malhas de cada um nas Figuras 13, 14 e 15.

Tabela 3 – Temperaturas de funcionamento para as quais os ejectores modelados foram dimensionados.

<i>Fluido</i>	<i>Propriedade</i>	<i>Temperatura (°C)</i>	<i>Sobreaquecimento (°C)</i>
R142b	Temperatura do Gerador	85	5
	Temperatura do Condensador	35	0
	Temperatura do Evaporador	10	0
R152a	Temperatura do Gerador	85	5
	Temperatura do Condensador	35	0
	Temperatura do Evaporador	10	0
R600a	Temperatura do Gerador	85	5
	Temperatura do Condensador	37	0
	Temperatura do Evaporador	10	0

Tabela 4 – Dados geométricos dos ejectores modelados em CFD.

<i>Fluido</i>		<i>R142b</i>	<i>R152a</i>	<i>R600a</i>
Bocal	d_t (m)	0,0022	0,0017	0,0028
	L_t (m)	0,0010	0,0010	0,0010
	d_{1P} (m)	0,0028	0,0020	0,0035
	L_{t-1} (m)	0,0051	0,0051	0,0090
Câmara de Mistura	d_{1M} (m)	0,0062	0,0042	0,0070
	L_{1-2} (m)	0,0220	0,0150	0,0250
Secção de Área Constante	d_{2-3} (m)	0,0044	0,0030	0,0049
	L_{2-3} (m)	0,0150	0,0120	0,0170
Difusor	d_c (m)	0,0095	0,0065	0,0110
	L_{3-C} (m)	0,0300	0,0210	0,0340

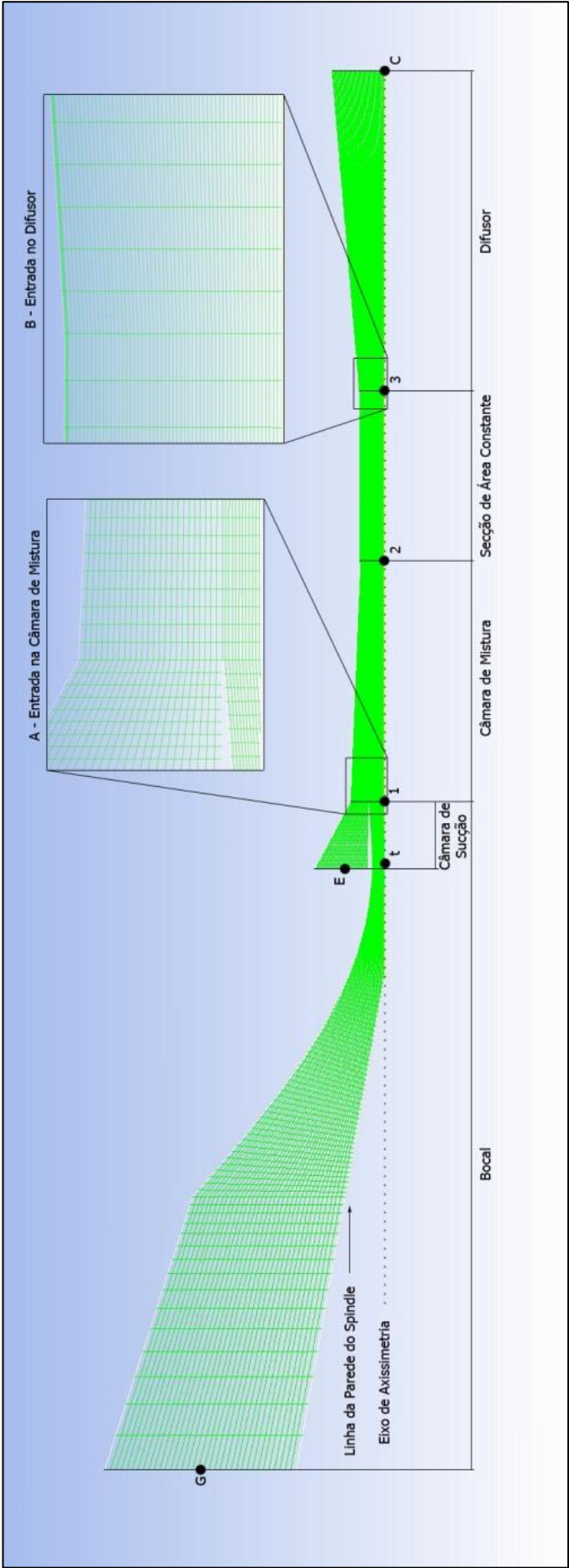


Figura 13 – Malha do fluido de trabalho R142b.

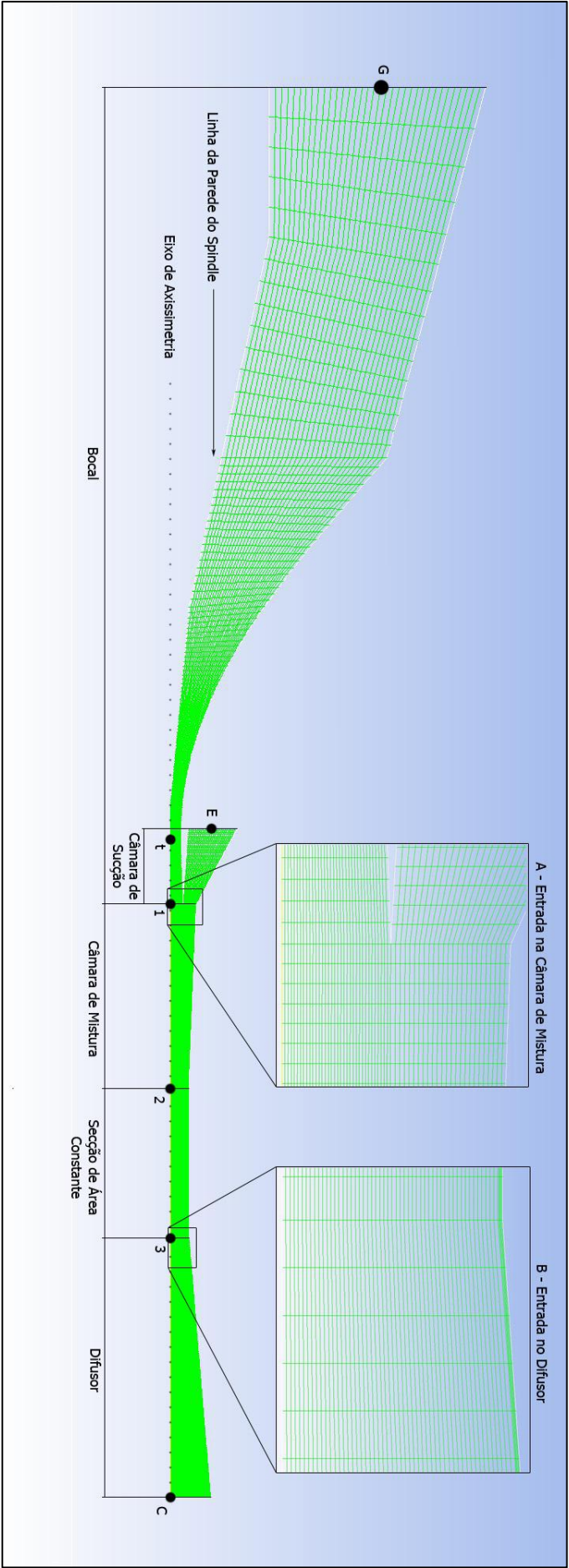


Figura 14 – Malha do fluido de trabalho R152a.

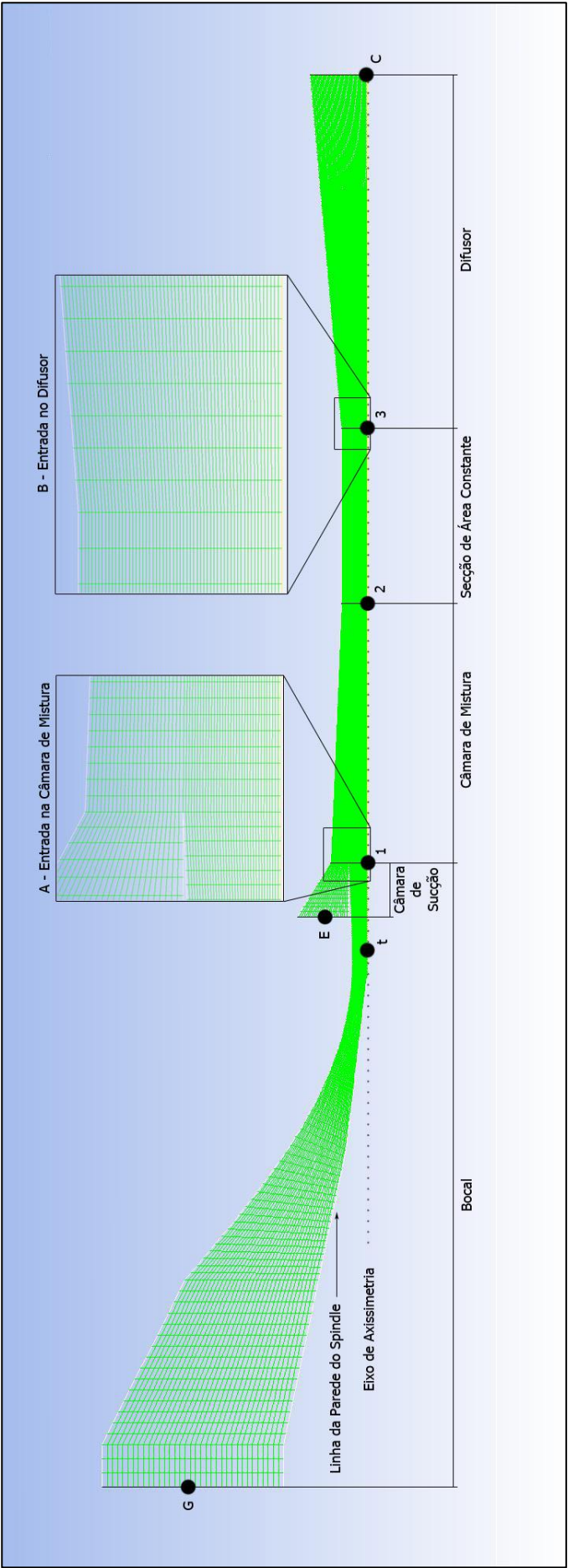


Figura 15 – Malha do fluido de trabalho R600a.

5 Fundamentação Teórica das Eficiências do Ejector

Como já foi mencionado no capítulo 2, o dimensionamento dos ejectores é tipicamente baseado num modelo simplificado denominado como método da análise unidimensional. O modelo envolve relações de dinâmica dos gases perfeitos, onde para se contabilizar as irreversibilidades termodinâmicas aplicam-se várias eficiências às fórmulas matemáticas.

No capítulo 2 demonstrou-se a aplicação de três destas eficiências no dimensionamento pelo método da análise unidimensional ($\eta_{P:G-1}$, $\eta_{S:E-1}$ e $\eta_{CM:1-m}$), no entanto na literatura verifica-se a existência de mais eficiências utilizadas por diversos investigadores.

Na Tabela 5 encontram-se dados numéricos sobre os valores utilizados ou obtidos ao longo da literatura para as eficiências em estudo.

Tabela 5 – Valores utilizadas ou obtidas ao longo da literatura Eficiências.

Autor	Fluido(s)	$\eta_{P:G-1}$	$\eta_{S:E-1}$	$\eta_{d:3-C}$	$\eta_{CE:1-m}$	$\eta_{CM:1-m}$	$f_{CM:1-m}$	$\eta_{EP:1-Y}$
Aly et al. [34]	Água	0,9	-	0,9	-	0,95	-	-
Cizungu et al. [17]	Vários	0,95	0,95	0,85	-	-	0,03	-
Eames et al. [35]	Água	0,85	-	0,85	-	0,95	-	-
El-Dessouky et al. [36]	Água	1	-	1	-	1	-	-
Godefroy et al. [37]	HFE 7100	0,8	0,95	0,8	-	0,935	-	-
Grazzini e Mariani [38]	Água	0,9	-	0,85	-	1	-	-
Huang et al. [20]	R141b	0,95	0,85	-	-	0,8-0,84	-	-
Huang e Chang [39]	R141b	-	0,85	-	-	-	-	-
Rogdakis e Alexis [40]	R-717	0,8	-	0,8	-	0,8	-	-
Sun [41]	Vários	0,85	-	0,85	-	-	-	-
Sun [16]	Água	0,85	-	0,85	-	-	-	-
Tyagi e Murty [42]	Vários	0,9	-	0,9	0,8	-	-	-
Yapici e Ersoy [43]	R-123	0,85	-	0,85	-	-	-	-
Yu et al. [44]	Vários	0,85	-	0,85	-	0,95	-	-
Yu et al. [25]	R23/R134a	0,9	-	0,85	-	0,85	-	-
Zhu et al. [22]	Vários	0,95-0,9	0,85	-	-	-	-	0,77 / 0,81
Varga et al. [13]	Água	0,92-0,95	$\approx 0,9$	0,5-0,9	0,65-0,77	0,86-0,98	0,033-0,063	0,82-0,94

Em geral, verifica-se que independentemente do fluido utilizado o valor dos coeficientes mantêm-se constante, denotando-se também que para a mesma eficiência e o mesmo fluido autores diferentes apresentam valores com uma discrepância significativa.

Varga et al. [13] efectuaram uma análise em CFD para a obtenção das eficiências apresentadas na Tabela 5. Estudou-se numericamente o comportamento destes coeficientes com a variação da temperatura do condensador e da razão de áreas do ejector tendo-se verificado que a maioria das eficiências depende das propriedades físicas do ejector e das condições de funcionamento.

No presente capítulo a fundamentação teórica de cada uma das eficiências será apresentada em quatro secções dependendo da zona do ejector onde se aplicam (bocal, câmara de sucção, câmara de mistura e difusor).

5.1 Bocal

No bocal ocorre a expansão do fluido primário o que vai induzir uma variação da entalpia no escoamento, sendo habitual definir o coeficiente da irreversibilidade termodinâmica como uma eficiência isentrópica que estabelece uma relação entre o processo ideal e o processo real da expansão. A relação descrita é apresentada na Figura 16.

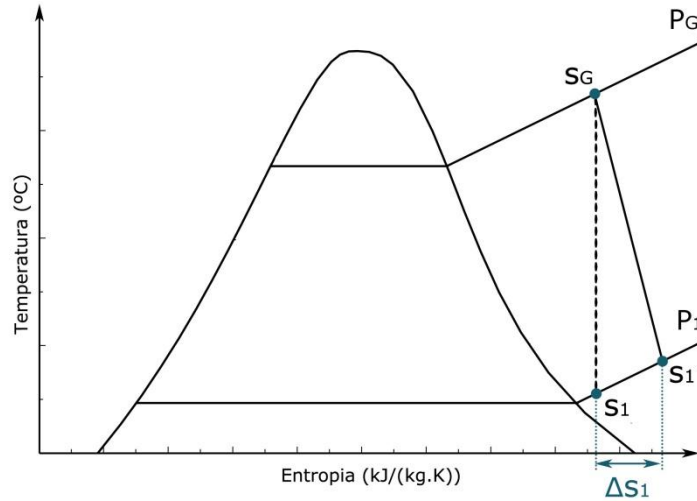


Figura 16 – Diagrama Temperatura-Entropia demonstrativo da comparação entre o efeito ideal e o real da expansão ao longo do bocal. (Legenda: s_1 – Entropia Ideal (Variação isentrópica); s_1' – Entropia Real).

A partir da Figura 16 o rendimento pode ser definido segundo a equação que se segue:

$$\eta_{P:G-1} = \frac{h_G - h_{P1}}{h_G - h_{P1,IS}} \quad (5.1)$$

Onde a entalpia isentrópica à saída do bocal é obtida a partir da entropia à saída do gerador e da pressão à saída do bocal. Os dados relativos à eficiência isentrópica do bocal utilizados na literatura encontram-se na Tabela 5 verificando-se que autores diferentes apresentam valores distintos para o mesmo fluido, no entanto estabelece-se que o intervalo sobre o qual os valores incidem é de 0,8 a 1.

No estudo efectuado por Varga et al. [13], constata-se que utilizando a água como fluido de trabalho esta eficiência não é significativamente afectada pela variação da temperatura do condensador mantendo-se constante, sendo que o único factor que afecta esta eficiência é a alteração da razão de áreas tendo-se verificado que o incremento do diâmetro do bocal promove o aumento da eficiência isentrópica do bocal.

5.2 Câmara de Sucção

A eficiência do ejector na câmara de sucção está definida de uma forma análoga à eficiência do bocal primário, resultando da expansão do fluido secundário ao longo da câmara de sucção devido ao efeito de aspiração provocado pela queda de pressão como consequência da elevada velocidade do fluido primário à saída do bocal.

$$\eta_{S:E-1} = \frac{h_E - h_{S1}}{h_E - h_{S1,IS}} \quad (5.2)$$

Na equação 5.2 a entalpia isentrópica à saída da câmara de sucção é obtida a partir da entropia à saída do evaporador e da pressão à saída da câmara de sucção.

Observando a Tabela 5, verifica-se que tal como acontecia para o bocal, autores diferentes apresentam valores distintos para o mesmo fluido na eficiência isentrópica da câmara de sucção, estabelecendo-se um intervalo de 0,85 a 0,95 entre os mesmos.

No estudo efectuado por Varga et al. [13], constata-se que independentemente da temperatura do condensador e da razão de áreas do ejector o valor da eficiência isentrópica de sucção é aproximadamente constante ($\cong 0,9$), baixando quando a pressão do condensador atinge a pressão crítica.

5.3 Câmara de Mistura

Através de uma revisão da literatura existente, verifica-se a definição de vários tipos de eficiências para a câmara de mistura a partir de diferentes fundamentos.

Tyagi e Murty [42] consideraram o rendimento da mistura com base na conservação da energia, relacionando a energia fornecida pelo fluido primário ao sistema com a energia do escoamento após a mistura se completar, sendo este rendimento intitulado como eficiência de arrastamento:

$$\eta_{CE:1-m} = \frac{(\dot{m}_G + \dot{m}_E) \times (h_C - h_m)}{\dot{m}_G \times (h_G - h_{P1})} \quad (5.3)$$

A redução de energia verificada nos resultados da equação 5.3 advém do efeito viscoso resultante do arrasto do fluido secundário pelo fluido primário a partir do contacto promovido pela camada de tensões de corte, onde se verifica uma perda de velocidade do fluido primário como resultado da aceleração do fluido secundário.

Na Tabela 5, observa-se uma gama de valores para a eficiência de conservação de energia entre 0,65 e 0,8.

Varga et al. [13] constataam que a eficiência aumenta ligeiramente com o aumento da temperatura do condensador, e que diminui significativamente com o aumento da razão de áreas.

Eames et al. [35] definem a eficiência da mistura segundo a conservação do momento, como a razão entre o momento da mistura após a mistura dos dois fluidos se completar e a soma dos dois momentos à entrada da câmara de mistura:

$$\eta_{CM:1-m; Eames} = \frac{(\dot{m}_G + \dot{m}_E) \times v_m}{\dot{m}_G \times v_{P1} + \dot{m}_E \times v_{S1}} \quad (5.4)$$

Varga et al. [13] verificam que a eficiência relativa à conservação de momento da equação 5.4, apresenta um aumento não muito relevante com o incremento da temperatura do condensador e inicia a sua diminuição quando a pressão do condensador ultrapassa o valor crítico, não tendo registado variações significativas deste rendimento com a alteração da razão de áreas.

Huang et al. [20], apresentam uma variação da equação 5.4 para a definição do rendimento relativo à conservação de momento na câmara de mistura, em que a velocidade do fluido

primário e do secundário são obtidas na secção onde o fluido secundário atinge a condição sónica (secção “y”):

$$\eta_{CM:1-m; Huang} = \frac{(\dot{m}_G + \dot{m}_E) \times v_m}{\dot{m}_G \times v_{PY} + \dot{m}_E \times v_{SY}} \quad (5.5)$$

Os autores aplicaram esta condição pois tal como Munday e Bagster [23] consideram que a mistura se inicia apenas a partir do ponto onde o fluido secundário atinge a condição sónica (Ma=1).

Na Tabela 5, verifica-se que Huang et al. [20] definem o intervalo da conservação do momento entre 0,8 e 0,84.

Aly et al. [34], e Korres et al. [45], consideram também a conservação de momento apresentada pela equação 5.4, desprezando o momento do fluido secundário à saída da câmara de sucção devido ao seu valor ser muito reduzido quando comparado com o do fluido primário à saída do bocal:

$$\eta_{CM:1-m; Aly e Korres} = \frac{(\dot{m}_G + \dot{m}_E) \times v_m}{\dot{m}_G \times v_{P1}} \quad (5.6)$$

No estudo de Varga et al. [13], verifica-se que o comportamento desta eficiência é semelhante ao verificado no estudo da eficiência de Eames et al. [35], no entanto o seu valor é superior para as mesmas condições de funcionamento como resultado de se desprezar o momento criado pelo fluido secundário.

Yu et al. [44] efectuem a mesma análise que Aly et al. [34], mas elevam o resultado da eficiência de conservação do momento ao quadrado:

$$\eta_{CM:1-m; Yu} = \left[\frac{(\dot{m}_G + \dot{m}_E) \times v_m}{\dot{m}_G \times v_{P1}} \right]^2 \quad (5.7)$$

Em Varga et al. [13] observa-se que a eficiência da conservação de momento de Yu et al. [44] possui o mesmo comportamento que a de Aly et al. [34] sendo apenas relativamente mais reduzida como resultado de ser o quadrado da mesma.

Analizando a Tabela 5, verifica-se que o intervalo dos valores utilizados na eficiência da conservação de momento varia entre 0,8 e 1.

Cizungu et al. [17] obtêm a velocidade do fluido na câmara de mistura pela aplicação da conservação de momento, onde introduz o coeficiente da fricção da equação de Darcy-Weisbach para contabilizar o efeito da fricção desenvolvida na interface dos dois fluidos e entre a parede do ejector e o fluido secundário. Manipulando a equação referida para obter o valor do coeficiente de fricção resulta a equação seguinte:

$$f_{CM:1-m} = 2 \frac{d_m}{L_m} \left[\frac{v_{1P} + \lambda \cdot v_{1S}}{(1 + \lambda) \cdot v_m} + (p_1 - p_{mix}) \times \frac{A_m}{(\dot{m}_G + \dot{m}_E) \cdot v_m} - 1 \right] \quad (5.8)$$

Observando a Tabela 5 constata-se que o intervalo de valores do coeficiente de fricção encontra-se entre 0,030 e 0,063. No estudo de Varga et al. [13] os autores observaram que o valor da eficiência é bastante reduzido e que o mesmo diminui de uma forma gradual com o aumento da temperatura do condensador.

No modelo de análise de funcionamento de ejectores apresentado por Zhu et al. [22] (*“Shock circle model”*) onde se considera a variação da velocidade na direcção radial para além da direcção axial, os autores introduzem uma eficiência relativa à expansão do fluido primário na câmara de mistura que se intitula como eficiência da expansão. Esta eficiência estabelece uma razão de áreas entre o fluido primário após a expansão resultante de um processo ideal e o verificado no processo real:

$$\eta_{EP:1-y} = \left(\frac{D_{y_{Ideal}}}{D_{y_{Real}}} \right)^2 \quad (5.9)$$

Na equação 5.9, o termo do diâmetro do fluido primário após a expansão referente a um processo ideal é obtido pela equação que segue:.

$$D_{y_{Ideal}} = \left[\frac{2 + (\lambda - 1)M_{1Y}^2}{2 + (\lambda - 1)M_{1P}^2} \right]^{\frac{\lambda+1}{4(\lambda-1)}} \times \left(\frac{M_{1P}}{M_{1Y}} \right)^{1/2} \times D_{1P} \quad (5.10)$$

Na Tabela 5 verifica-se que na literatura a eficiência da expansão do fluido primário após a saída do bocal assume um intervalo de valores de 0,77 a 0,94. Varga et al. [13] estudou o comportamento desta eficiência tendo constatado que a mesma aumenta de uma forma progressiva com o incremento da temperatura do condensador.

5.4 Difusor

Tyagi e Murty [42], consideraram a eficiência do difusor como uma eficiência isentrópica, o que se verifica devido à compressão provocada pelo formato do difusor que promove ao longo do mesmo um aumento progressivo da pressão do fluido resultante da mistura.

$$\eta_{d:3-c} = \frac{h_{c,IS} - h_3}{h_c - h_3} \quad (5.11)$$

Deste modo a entalpia isentrópica no condensador é obtida a partir da entropia no início do difusor após o choque normal, e a pressão no condensador.

Observando a Tabela 5 verifica-se que a gama de valores propostos para esta eficiência encontra-se entre 0,5 e 0,9. Varga et al. [13] constataram que a eficiência relativa ao difusor não é constante variando tanto com a alteração da razão de áreas como da temperatura do condensador de uma forma crescente.

6 Metodologia de Análise das Eficiências do Ejector

O presente capítulo têm como objectivo esclarecer o leitor acerca do método utilizado na obtenção de cada uma das eficiências e as dificuldades encontradas durante a execução do trabalho, de forma a permitir caso seja necessário uma fácil reprodução dos resultados.

A análise de cada uma das eficiências divide-se em três fases essenciais, a primeira é a aquisição dos dados das simulações a partir do programa Fluent, a segunda passa pelo processamento dos dados no programa EES a partir das equações expostas no capítulo 5, a ultima fase resume-se ao tratamento dos resultados no programa Microsoft Excel 2010.

Nas simulações realizadas no Fluent as variáveis variam segundo a direcção radial e axial. No entanto uma das suposições do modelo unidimensional de análise dos ejectores implica que o modelo apenas considera a variação das propriedades ao longo do eixo axial do ejector. Isto obriga à necessidade da determinação de um valor médio da secção para todas as variáveis.

Durante a aquisição dos dados a opção utilizada no Fluent para efectuar o cálculo do valor médio foram os integrais de superfície, onde o factor de maior peso são as regiões em que existe uma maior quantidade de massa a atravessar a superfície (*mass-weighted average*):

$$\bar{\phi} = \frac{1}{\dot{m}} \int \phi \cdot d\dot{m} \quad (6.1)$$

Nas Figuras 13, 14 e 15 encontram-se identificadas as secções do ejector na malha. No entanto verificou-se que a localização, e definição da zona onde são retirados os dados necessários ao cálculo das eficiências, não é algo tão simples, devido à complexidade do escoamento do fluido de trabalho, e a alguns problemas com as simulações que levam à ocorrência de zonas onde as linhas do escoamento possuem um comportamento inesperado, o que provoca a alteração das propriedades termodinâmicas do fluido na secção em causa.

A afirmação do parágrafo anterior e a necessidade da determinação de áreas do ejector não tão fáceis de detectar como a posição onde o fluido secundário atinge a condição sónica, a área ocupada por cada um dos fluídos nessa secção, e a posição onde os fluídos se encontram completamente misturados, obriga à análise detalhada de várias propriedades do escoamento e da aplicação de algumas suposições, para que seja possível analisar cada uma das simulações e obter as eficiências propostas neste trabalho.

As dificuldades mencionadas serão abordadas nas secções deste capítulo referentes às respectivas eficiências.

O EES é um programa de resolução de equações, com uma base de dados extensa sobre as propriedades de fluidos de trabalho, e outros dados relacionados com termodinâmica, mecânica dos fluidos e transferência de calor. Trata-se do programa seleccionado para

efectuar o cálculo das eficiências a partir do processamento dos dados obtidos nas simulações, pois a sua plataforma de cálculo, permite relacionar as equações com as propriedades termodinâmicas dos fluidos em estudo (R142b, R152a e R600a) de uma forma directa, o que descarta a necessidade da consulta das propriedades dos fluidos nas tabelas termodinâmicas. Além do que foi referido depois de estabelecidas as equações e as relações entre as mesmas, permite introdução dos dados e a obtenção dos resultados das eficiências a partir de tabelas paramétricas o que torna o processamento de dados, menos demorado.

O processamento dos dados a partir do EES teve que tomar algum cuidado, uma vez que o EES e o Fluent não possuem a mesma base de dados para a determinação das propriedades termodinâmicas do escoamento, verificando-se na Tabela 6 que o erro relativo na obtenção da entropia para as mesmas condições de temperatura e pressão utilizando como referência os dados do EES chega a atingir os 2,3%. De forma a minimizar a introdução de um erro no resultado, como consequência do problema indicado, procurou-se evitar a relacionar directamente dados de origem diferente na mesma equação.

Tabela 6 – Erro relativo (utilizando como referência os dados do EES) na obtenção da entalpia e entropia, a partir de diferentes programas para o fluido R152a sobre as condições de temperatura e pressão indicadas.

<i>Posição</i>	<i>Temp. (K)</i>	<i>Pressão (Pa)</i>	<i>Programa</i>	<i>Entalpia (J/kg)</i>	<i>Erro Relativo</i>	<i>Entropia (J/kg.K)</i>	<i>Erro Relativo</i>
Gerador	358,2	2244000	Fluent	553441	0,8%	2048	0,8%
			EES	557718		2064	
Evaporador	285	271900	Fluent	515887	0,7%	2116	2,3%
			EES	519718		2166	

6.1 Bocal

Na secção 5.1 definiu-se a eficiência do bocal como um rendimento isentrópico (equação 5.1), onde os dados que são necessários obter do Fluent para a resolução do problema são:

- h_G – Entalpia do fluido primário no gerador.
- h_{P1} – Entalpia do fluido primário à saída do bocal.
- s_G – Entropia do fluido primário no gerador.
- P_{P1} – Pressão do fluido primário à saída do bocal.

No entanto devido ao Fluent e ao EES não partilharem a mesma base de dados para a obtenção dos dados termodinâmicos do escoamento (Tabela 6), optou-se por determinar os dados do numerador a partir do Fluent e os dados do denominador a partir do EES como forma de minimizar o erro:

$$\eta_{P:G-1} = \frac{h_{G;Fluent} - h_{P1;Fluent}}{h_{G;EES} - h_{P1,IS;EES}} \quad (6.2)$$

Após esta decisão o conhecimento da entropia do fluido primário no gerador (s_G) tornou-se desnecessário, pois a entalpia e a entropia do fluido primário no gerador obtidas através do EES, são calculadas com recurso às condições de fronteira da entrada do bocal ou seja a partir da temperatura e pressão no gerador após o sobreaquecimento, pelas equações 6.3 e 6.4 respectivamente:

$$h_{G;EES} = f(P_G; T_G) \quad (6.3)$$

$$s_{G;EES} = f(P_G; T_G) \quad (6.4)$$

A entalpia isentrópica do fluido primário à saída do bocal é obtida com recurso à pressão nesse mesmo ponto e à entropia calculada pela equação 6.4, através da fórmula seguinte:

$$h_{P1,IS;EES} = f(P_{P1}; s_{G;EES}) \quad (6.5)$$

A Figura 17 permite a visualização da posição das áreas sobre análise.

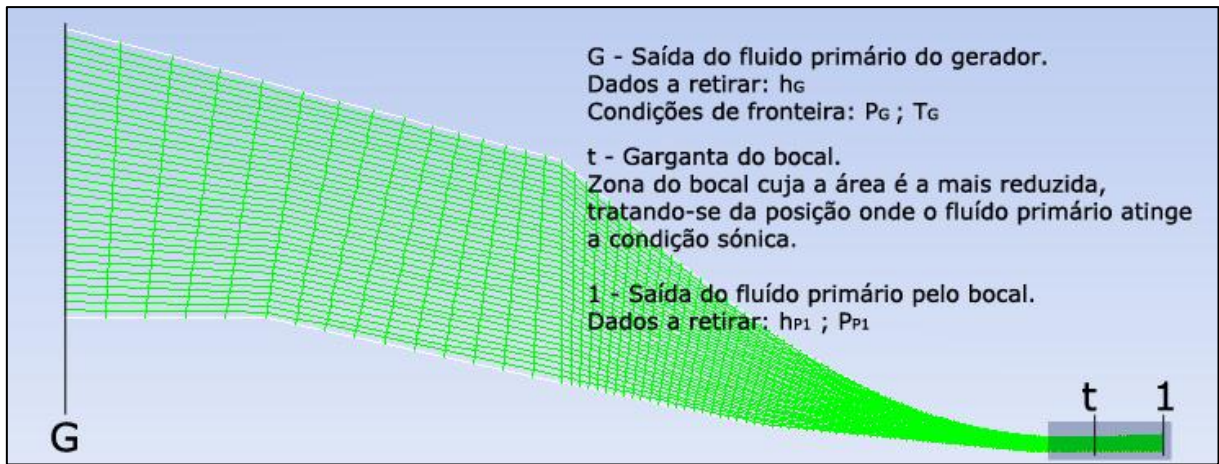


Figura 17 – Definição da posição das secções em análise na malha correspondente ao bocal do ejector.

6.2 Câmara de Sucção

Como resultado das afirmações feitas no início do capítulo no que se refere ao facto do Fluent e do EES não utilizarem a mesma base de dados para efectuar o cálculo das propriedades termodinâmicas dos fluidos refrigerantes, o rendimento da câmara de sucção não poderá ser calculado directamente a partir da equação 5.2, mas sim a partir da relação estabelecida entre as funções que se seguem:

$$\eta_{S:E-1} = \frac{h_{E;Fluent} - h_{S1;Fluent}}{h_{E;EES} - h_{S1,IS;EES}} \quad (6.6)$$

$$h_{E;EES} = f(P_E; T_E) \quad (6.7)$$

$$s_{E;EES} = f(P_E; T_E) \quad (6.8)$$

$$h_{S1,IS;EES} = f(P_{S1}; s_{E;EES}) \quad (6.9)$$

Deste modo as propriedades do fluxo cuja obtenção do Fluent, foi necessária foram:

- h_E – Entalpia do fluido secundário no evaporador.
- h_{S1} – Entalpia do fluido secundário à saída da câmara de sucção.
- T_E – Temperatura do fluido secundário no evaporador (condição de fronteira).
- P_E – Pressão do fluido secundário no evaporador (condição de fronteira).
- P_{S1} – Pressão do fluido secundário à saída da câmara de sucção.

Observando as propriedades mencionadas sabe-se que é necessário determinar o plano de saída da câmara de sucção. Apesar de existir um plano físico correspondente à posição da

saída do bocal (1), verificou-se na simulação que existe um aumento acentuado da pressão e da temperatura do escoamento imediatamente antes da saída da câmara de sucção, chegando a atingir temperaturas e pressões ligeiramente superiores às da entrada, tal como se demonstra nas Figuras 18 e 19.

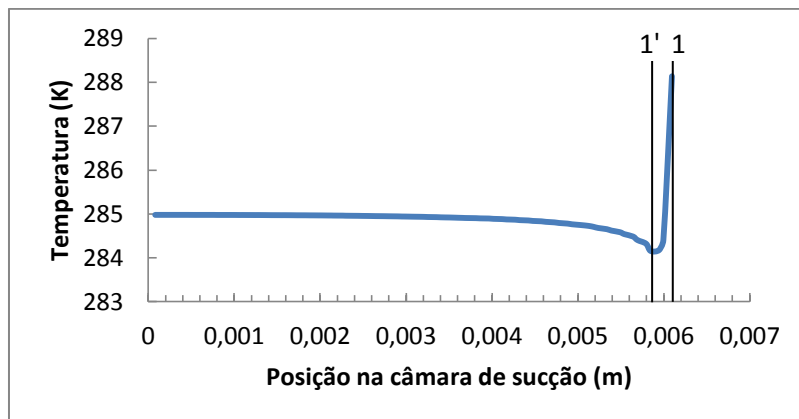


Figura 18 – Temperatura ao longo da câmara de sucção. Simulação: R152a T_G 80°C T_C 25°C T_E 10°C.

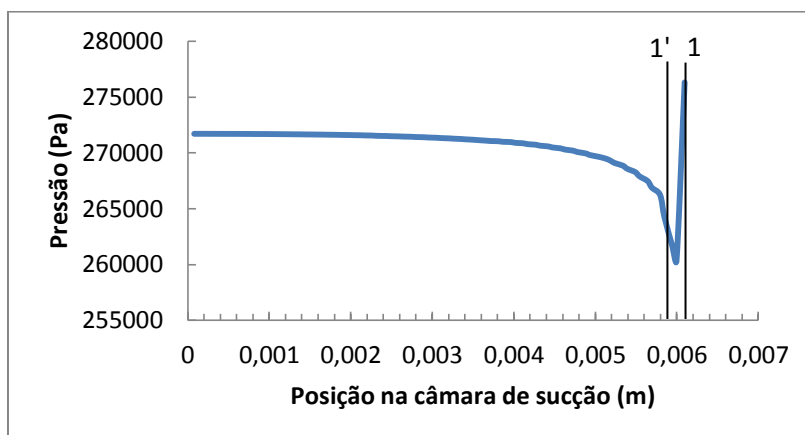


Figura 19 – Pressão estática ao longo da câmara de sucção. Simulação: R152a T_G 80°C T_C 25°C T_E 10°C.

Constatando-se este comportamento para todas as simulações optou-se por considerar o ponto da saída da câmara de sucção como o ponto onde a temperatura atinge o seu mínimo, uma vez que a curva da temperatura inicia a sua subida antes da pressão estática. Deste modo a Figura 20, ilustra a localização das secções em análise para o cálculo do rendimento isentrópico da câmara de sucção.

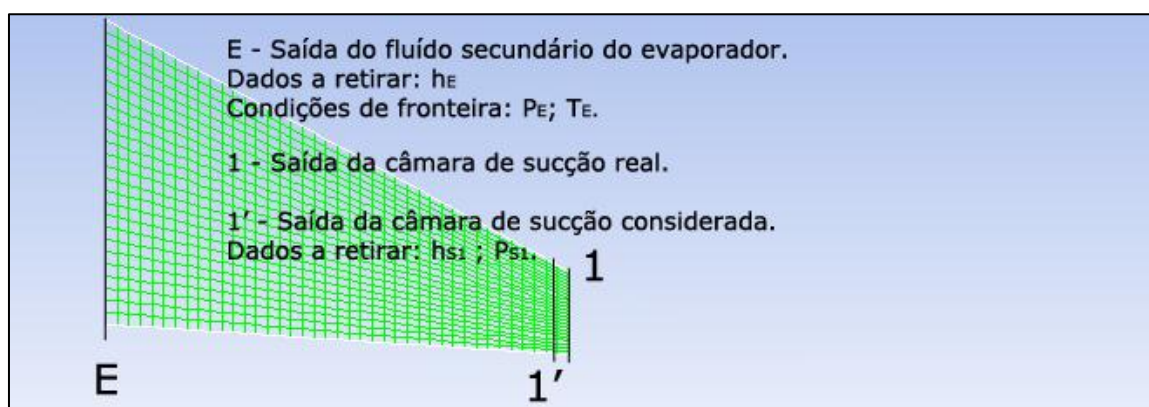


Figura 20 – Definição da posição das secções em análise na malha correspondente à câmara de sucção do ejector.

6.3 Câmara de Mistura

A câmara de mistura envolve o cálculo das eficiências relativas à conservação de energia (equação 5.3), à conservação do momento (equações 5.4 a 5.8) e à expansão do fluido primário após a saída do bocal (equação 5.9).

As eficiências referidas requerem a determinação da posição da secção onde o fluido secundário atinge a condição sónica (ponto “y”) e da secção onde os fluidos se encontram totalmente misturados (ponto “m”).

Para a localização e definição da secção onde o fluido secundário atinge a condição sónica (ponto “y”), torna-se necessário fazer o estudo das linhas de contacto entre os dois fluidos, pois o objectivo é saber qual a posição onde a linha de contacto do fluido secundário com o fluido primário atinge *Mach* 1, e o valor do raio do fluido primário nessa posição (Figura 21).

Para determinar o valor da velocidade do fluido secundário ao longo interface dos dois jactos, efectuou-se a integração dos valores de velocidade ao longo do campo escolhido com um passo de integração pequeno (0,0001 m).

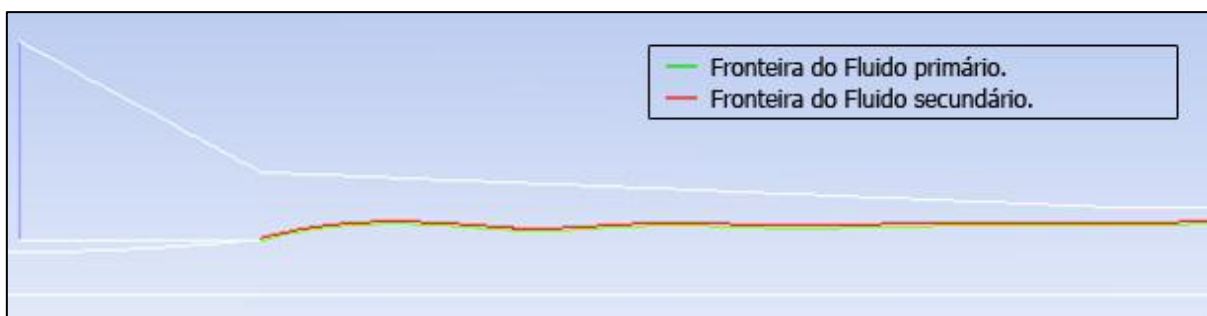


Figura 21 - Linhas de fluxo indicando a interface entre o fluido primário e o fluido secundário no Fluent. Simulação: R142b T_E 10°C T_C 28°C T_G 90°C.

Os valores obtidos permitiram traçar gráficos semelhantes ao da Figura 22, que apresenta o número *Mach* em função da posição axial e permite a determinação da posição do ponto “y”.

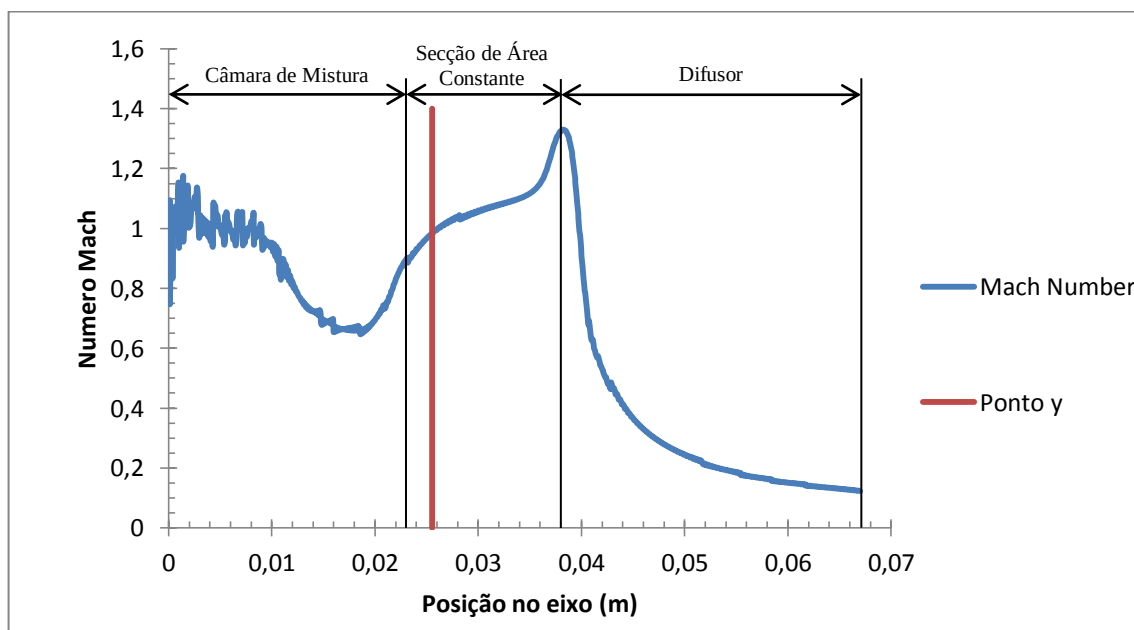


Figura 22 - Velocidade *Mach* do fluido secundário ao longo do ejector. Simulação: R142b T_E 10°C T_G 90°C T_C 33°C.

Observando a Figura 22 verifica-se duas zonas do ejector onde o fluido secundário atinge a velocidade *Mach*, uma imediatamente após a saída do ejector cuja velocidade apresenta um comportamento instável e volta a cair para valores subsónicos como consequência da camada de tensões de corte entre os fluidos, e outro que já possui um comportamento estável e se encontra na zona de área constante do ejector, como é óbvio a posição considerada foi a do ponto onde a velocidade estabiliza dentro de um regime sónico.

Esta metodologia de análise está de acordo com o artigo de Zhu et al. [22], onde se aborda o modelo de círculo de choque para a análise da performance do ejector, o autor considera os pontos de contacto entre os dois fluidos como uma camada de espessura finita que ao atingir *Mach* 1 pode-se assumir que o fluido secundário se encontra no regime sónico. Denota-se que em todas as simulações verificadas o fluido secundário atinge a condição sónica de acordo com as observações de Zhu et al. [22] ou seja dentro da zona de área constante.

Através do método de análise unidimensional determina-se que a secção do ejector onde a mistura se encontra completa (ponto “m”) é a secção imediatamente antes do choque normal.

Uma vez que é necessário identificar a posição do choque normal, fez-se a análise da pressão estática ao longo do eixo axial do ejector e na linha de interface dos dois fluidos. Como na realidade ocorre o efeito do comboio de choque em detrimento do aumento elevado de pressão de espessura infinitesimal descrito pelo choque normal, considera-se o ponto “m” na posição imediatamente antes do início da subida da pressão estática na secção de área constante ou no início do difusor.

Durante a realização do estudo de pressões referido verificou-se que na maioria das simulações o choque normal ocorre no difusor, provocando uma grande queda de pressão momentos antes do fluido da mistura atingir o final da zona de área constante (Figuras 23, 24 e 25). A expansão provocada no escoamento pelo formato do difusor provoca um aumento da velocidade e diminuição da entalpia o que faz com que este método de estudo da localização da secção do ponto “m” seja desconsiderado, pois resultaria em eficiências irrealistas.

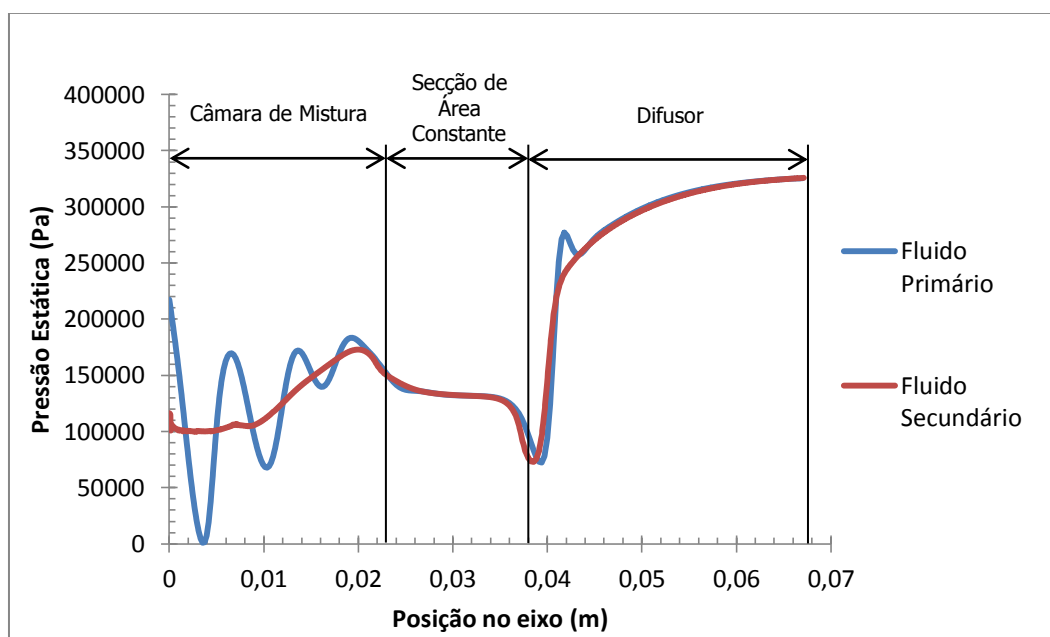


Figura 23 – Pressão estática do fluido primário no eixo axial e do fluido secundário na zona de contacto com o fluido primário ao longo do ejector. Simulação: R142b T_E 10°C T_G 90°C T_C 31°C.

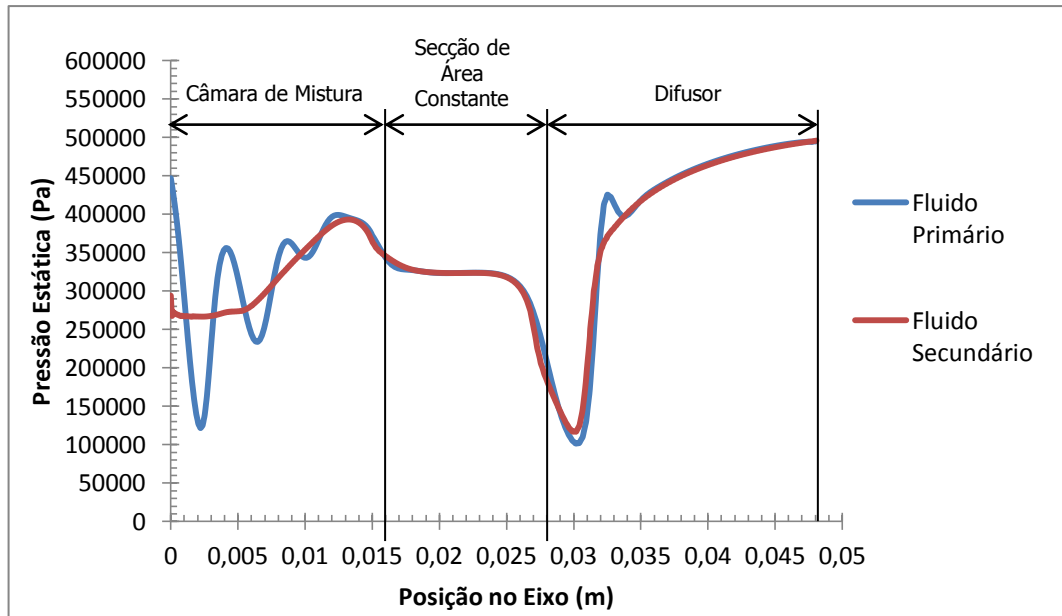


Figura 24 - Pressão estática do fluido primário no eixo axial e do fluido secundário na zona de contacto com o fluido primário ao longo do ejector. Simulação: R152a T_E 10°C T_G 90°C T_C 25°C.

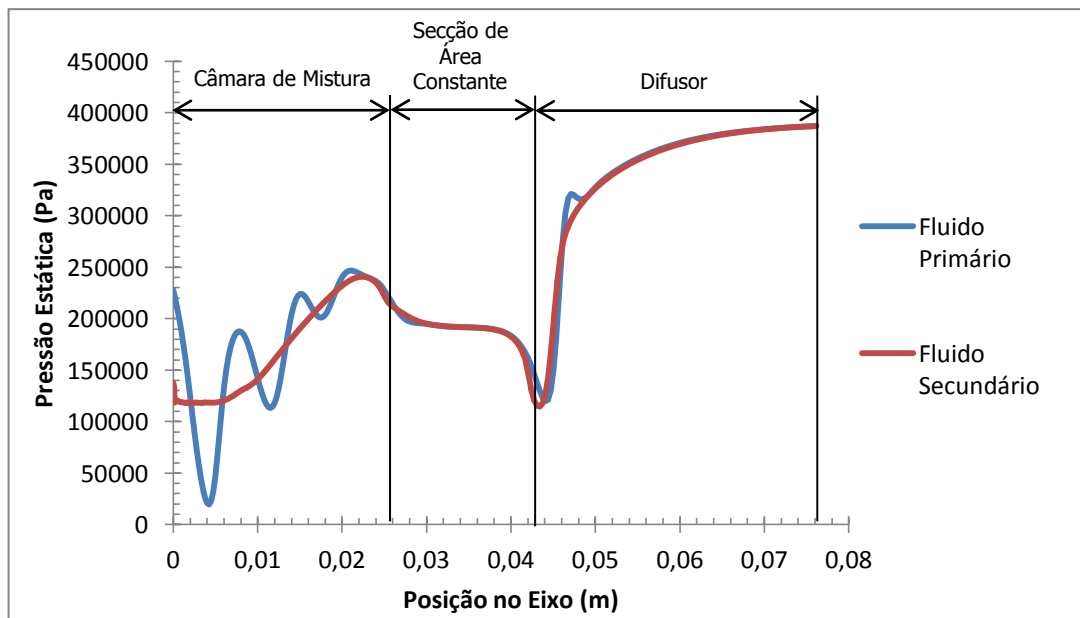


Figura 25 - Pressão estática do fluido primário no eixo axial e do fluido secundário na zona de contacto com o fluido primário ao longo do ejector. Simulação: R600a T_E 10°C T_G 90°C T_C 37°C.

Após a conclusão do parágrafo anterior verifica-se a necessidade de encontrar um método alternativo para a obtenção da posição da secção de mistura (ponto “m”). A solução encontrada baseou-se no formato da curva de velocidade ao longo das secções verticais que constituem a zona de área constante do ejector. Sabe-se que o perfil de velocidades após a mistura se ter completado deve ser aproximadamente logarítmico, sendo facilmente identificável pela semelhança com a curva que o representa na Figura 26. Na Figura 26 denota-se a inflexão do perfil de velocidades quando os fluidos não se encontram misturados, e o perfil aproximadamente logarítmico do perfil de velocidades dos fluidos misturados. É importante indicar que quanto mais próxima a secção em análise estiver do bocal maior irá ser a inflexão observada.

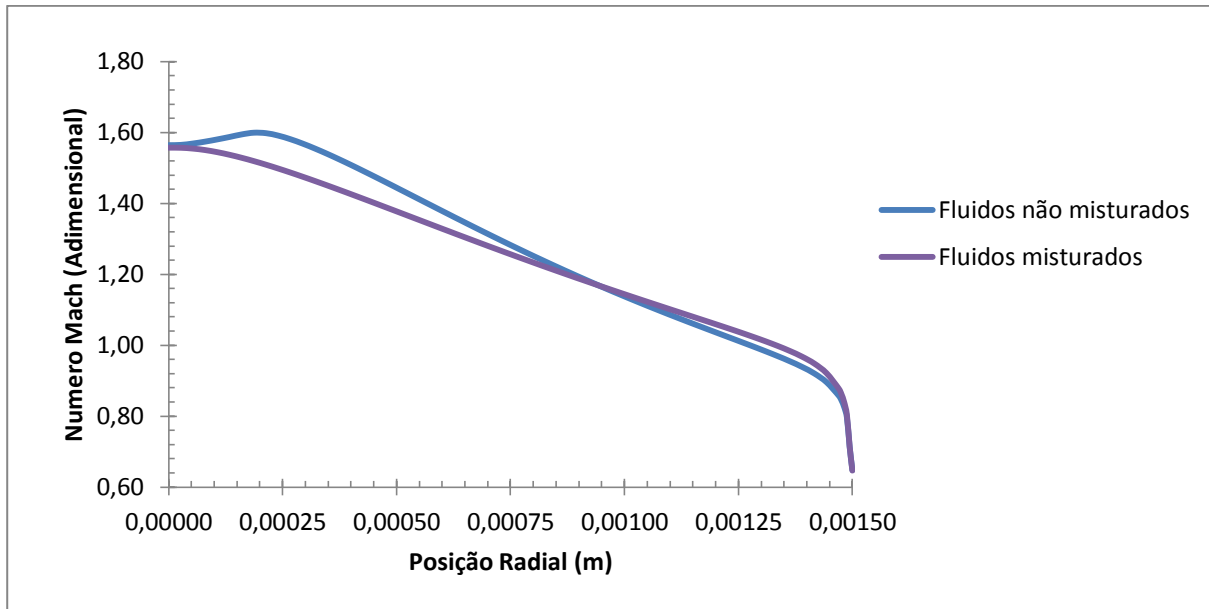


Figura 26 – Perfis de velocidade em duas posições diferentes na zona de secção constante do ejector.
Simulação: R152a T_E 10°C TC 37°C T_G 85°C.

Consequentemente, analisou-se os perfis de velocidade em vários pontos ao longo do eixo do ejector na secção de área constante, de forma a identificar a secção onde a inflexão não ocorre. Considerando a posição dessa secção como o ponto onde a mistura se encontra completa, ou seja o ponto “m”.

6.4 Difusor

Na secção 5.4 determinou-se que a eficiência do difusor seria uma eficiência isentrópica obtida pela relação estabelecida na equação 5.11, no entanto pelas mesmas razões que foram apontadas nas secções 6.1 e 6.2 (Fluent e EES não partilham a mesma base de dados para o cálculo das propriedades termodinâmicas dos fluidos) é necessário obter esta eficiência a partir da relação estabelecida entre as funções das equações 6.10, a 6.13 de forma a minimizar o erro.

$$\eta_{d:3-C} = \frac{h_{C,IS:EES} - h_{3:EES}}{h_{C;Fluent} - h_{3;Fluent}} \quad (6.10)$$

$$h_{3,EES} = f(P_3; T_3) \quad (6.11)$$

$$s_{3,EES} = f(P_3; T_3) \quad (6.12)$$

$$h_{C,IS} = f(P_C; s_{3,EES}) \quad (6.13)$$

Deste modo os parâmetros que foram determinados no Fluent, são:

- T_3 – Temperatura da mistura no difusor após o choque normal.
- P_3 – Pressão da mistura no difusor após o choque normal.
- h_3 – Entalpia da mistura no difusor após o choque normal.
- P_C - Pressão da mistura no condensador (condição de fronteira).
- h_C – Entalpia da mistura no condensador.

Como na realidade o choque normal é substituído pelo fenómeno descrito na secção 1.3 como comboio de choque, é difícil identificar a zona onde o mesmo finaliza apenas a partir da análise da pressão estática ao longo do ejector, no entanto como na análise unidimensional se verifica que após o choque normal a velocidade da mistura entra num regime subsónico (Figura 3), optou-se por identificar a secção do ponto “3” a partir da posição onde a velocidade *Mach* da mistura é inferior à unidade (Figura 27).

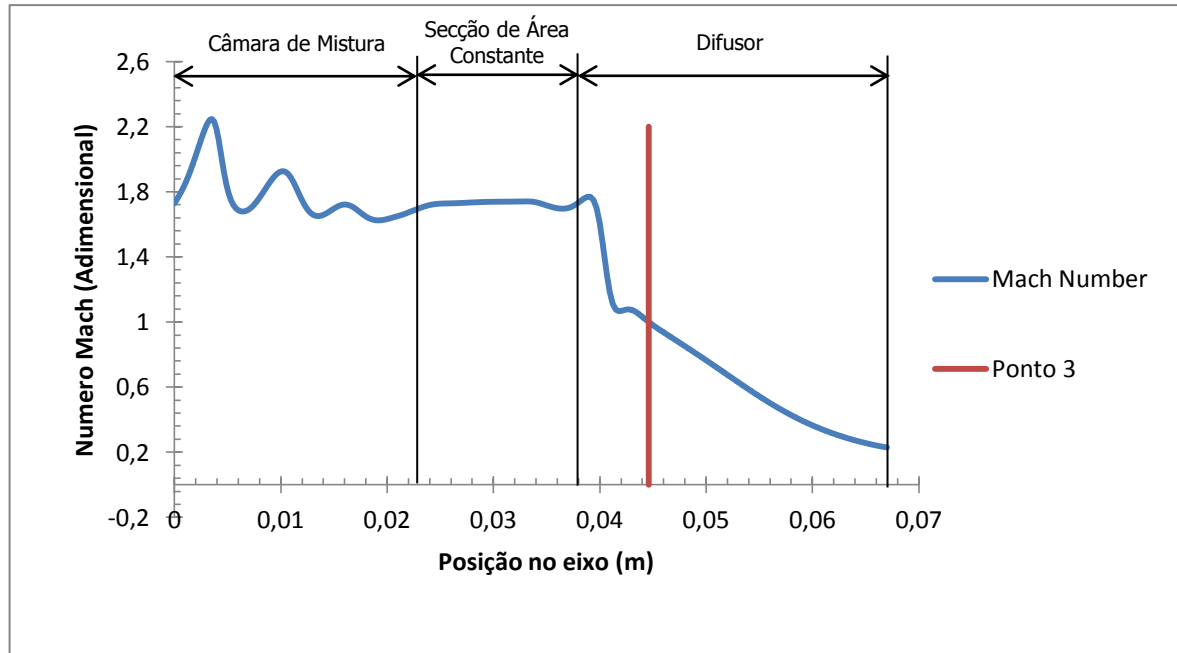


Figura 27 - Velocidade *Mach* da linha de integração do escoamento sobre o eixo do ejector, ao longo do mesmo. Simulação: R142b T_E 10°C T_G 90°C T_C 33°C.

7 Apresentação e Discussão dos Resultados

Os resultados que são apresentados e discutidos no presente capítulo são o culminar do estudo das eficiências do ejector a partir da análise em CFD das simulações disponibilizadas pela “Unidade de Novas Tecnologias Energéticas” do IDMEC e descritas no capítulo 4. A análise foi baseada nos princípios apresentados no capítulo 5 e na metodologia exposta no capítulo 6.

Tal como foi mencionado no final do capítulo 4 as simulações retratam três geometrias distintas onde cada uma corresponde a um ejector de fluido de trabalho diferente (R142b, R152a e R600a). O dimensionamento de cada um dos ejectores foi feito segundo o método unidimensional para as condições de funcionamento expostas na Tabela 3 obtendo-se as características da Tabela 4.

O comportamento das várias eficiências foi estudado segundo a variação da temperatura e respectiva pressão de saturação do gerador e do condensador, a temperatura do evaporador foi mantida constante a 10°C em todas as simulações efectuadas. Os resultados são apresentados nas seguintes secções de acordo com a zona do ejector onde se aplicam.

7.1 Bocal

Na Tabela 7 e Figura 28, apresentam-se os resultados das eficiências isentrópicas do bocal para todas as condições de trabalho consideradas.

Tabela 7 – Resultados da eficiência isentrópica do bocal para cada um dos fluidos, variando a temperatura do gerador e condensador. Legenda: F. E. – Falha do ejector (Fluxo invertido); um valor entre linhas vermelhas indica que o fluxo é *unchoked*.

<i>Eficiência Isentrópica do Bocal</i>									
Temp. [°C]		Fluido de Trabalho			Temp. [°C]		Fluido de Trabalho		
T _G	T _C	R142b	R152a	R600a	T _G	T _C	R142b	R152a	R600a
75	25	-	0,97	-	90	31	0,98	-	-
	33	-	0,97	-		33	0,98	-	-
	35	-	F. E.	-		35	0,98	0,98	0,99
80	25	-	0,98	0,98		37	0,98	-	0,99
	35	-	0,98	0,98		39	F. E.	0,98	0,99
	36	-	-	0,98		40	-	0,98	-
	37	-	F. E.	F. E.		41	-	0,98	0,99
85	25	-	0,98	-		42	-	F. E.	F. E.
	35	-	0,98	0,99		43	-	-	F. E.
	37	-	0,98	0,99	95	35	-	-	1,00
	39	-	0,98	0,99		41	-	-	1,00
	40	-	F. E.	F. E.		42	-	-	1,00
90	25	0,98	0,98	-		43	-	-	1,00
	28	0,98	-	-		44	-	-	1,00

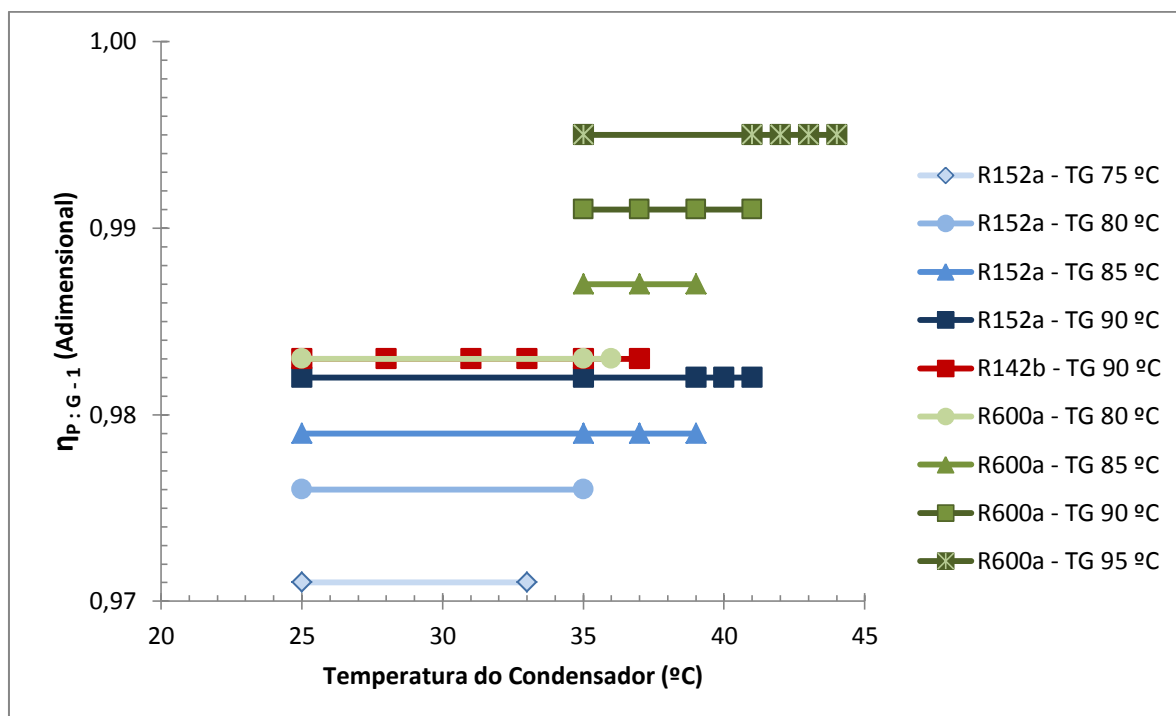


Figura 28 – Eficiência isentrópica da expansão no bocal para cada um dos fluidos, variando a temperatura do gerador e condensador.

Observando os dados da Tabela 7 e da Figura 28 verifica-se o comportamento constante desta eficiência com a variação da temperatura do condensador, assemelhando-se ao descrito por Varga et al. [13]. Os valores apresentados encontram-se dentro do intervalo das eficiências utilizadas na literatura pelos autores citados na Tabela 5 (0,8 a 1).

Analisando os dados é possível retirar as seguintes conclusões:

- Dentro do regime de funcionamento do sistema, para um determinado fluido e temperatura do gerador, a eficiência é constante para qualquer variação da temperatura do condensador.
- A entrada do sistema na condição de funcionamento de fluxo “unchoked” não altera o valor da eficiência.
- Para qualquer um dos fluidos o aumento da temperatura do gerador provoca um incremento não significativo do rendimento, verificando-se no gráfico da Figura 28 que para ocorrer um incremento de 1% da eficiência é necessário que a temperatura do gerador aumente geralmente cerca de 15°C .
- Comparando o valor da eficiência de fluidos diferentes para as mesmas temperaturas de funcionamento ($T_G = 90^{\circ}\text{C}$ e $T_C = 35^{\circ}\text{C}$) verifica-se que o R142b e o R152a possuem sensivelmente o mesmo valor no entanto o R600a apresenta um valor um pouco superior em cerca de 1%, o mesmo se confirma para outras temperaturas do gerador entre o R152a e o R600a. Esta diferença pode ser explicada pelas propriedades dos fluidos, analisando a Tabela 2 presume-se que o volume específico seja a principal causa da discrepância de resultados apresentada devido a exibir o mesmo comportamento.

Constata-se que geralmente o aumento do volume específico, promove o aumento desta eficiência pois melhora o efeito da expansão do fluido ao longo da secção divergente do bocal.

7.2 Câmara de Sucção

Na Tabela 8 e Figura 29, apresentam-se os resultados obtidos para as eficiências isentrópicas da câmara de sucção segundo todas as condições de trabalho consideradas.

Tabela 8 - Resultados da eficiência isentrópica da câmara de sucção para cada um dos fluidos, variando a temperatura do gerador e condensador. Legenda: F. E. – Falha do ejector (Fluxo invertido); um valor entre linhas vermelhas indica que o fluxo é *unchoked*.

Eficiência Isentrópica da Câmara de Sucção									
Temp. [°C]		Fluido de Trabalho			Temp. [°C]		Fluido de Trabalho		
T _G	T _C	R142b	R152a	R600a	T _G	T _C	R142b	R152a	R600a
75	25	-	0,93	-	90	31	0,87	-	-
	33	-	0,93	-		33	0,87	-	-
	35	-	F. E.	-		35	0,87	0,77	0,82
80	25	-	0,88	0,92		37	0,87	-	0,82
	35	-	0,88	0,92		39	F. E.	0,77	0,82
	36	-	-	0,90		40	-	0,77	-
	37	-	F. E.	F. E.		41	-	0,77	0,82
85	25	-	0,83	-		42	-	F. E.	F. E.
	35	-	0,83	0,87		43	-	-	F. E.
	37	-	0,83	0,87	95	35	-	-	0,76
	39	-	0,81	0,86		41	-	-	0,76
	40	-	F. E.	F. E.		42	-	-	0,76
90	25	0,87	0,77	-		43	-	-	0,76
	28	0,87	-	-		44	-	-	0,76

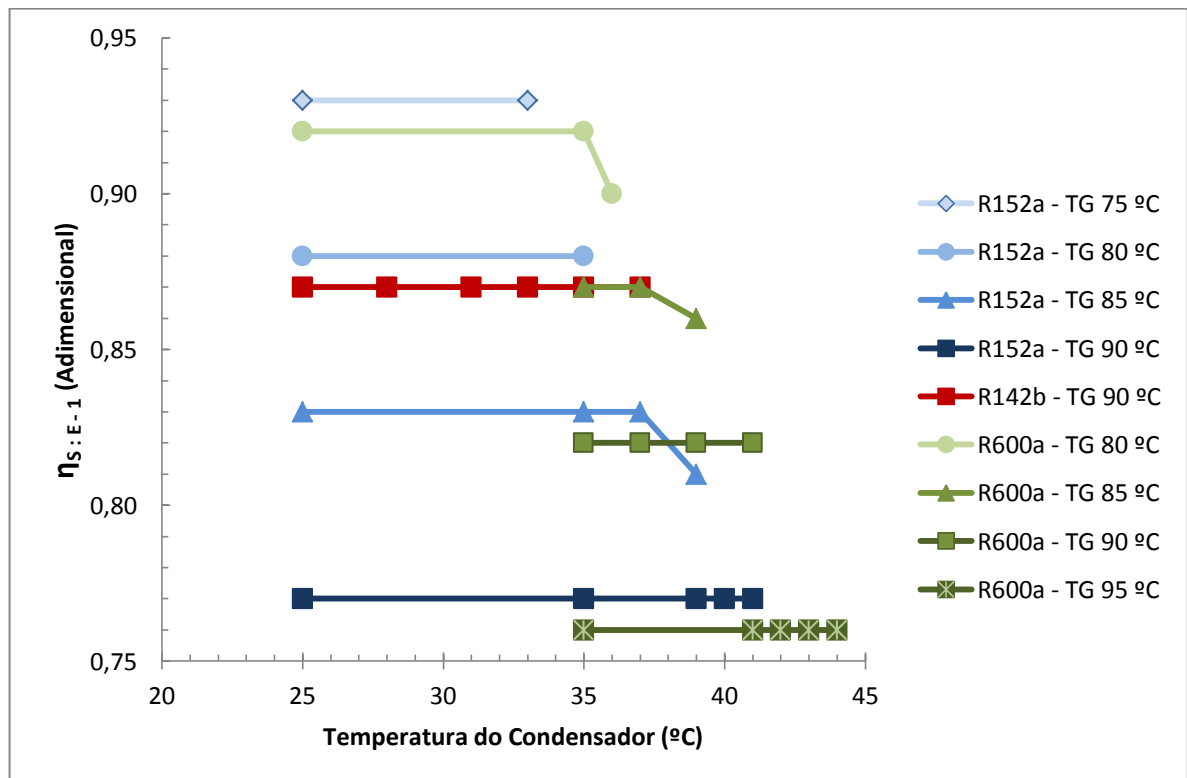


Figura 29 - Eficiência isentrópica da expansão na câmara de sucção para cada um dos fluidos, variando a temperatura do gerador e condensador.

Observando os resultados na Tabela 8 e na Figura 29 verifica-se o comportamento linear desta eficiência quando o sistema se encontra a trabalhar sobre o regime de escoamento *choked* assemelhando-se ao descrito por Varga et al. [13]. Comparando os valores apresentados com os da literatura expostos na Tabela 5 (0,85 a 0,95) constata-se que para determinadas temperaturas do gerador a eficiência é mais reduzida do que o intervalo definido.

Analisando os dados é possível retirar as seguintes conclusões:

- Dentro do regime de funcionamento de fluxo *choked* para um determinado fluido e determinada temperatura do gerador, a eficiência é independente da variação da temperatura do condensador.
- Quando o sistema entra no regime de trabalho de fluxo *unchoked* ocorre a diminuição do rendimento de sucção. O motivo do decréscimo da eficiência assenta-se na separação do escoamento do fluido das paredes do ejector, provocado pelo aumento do espaço ocupado pelo fenómeno de recirculação junto às paredes do ejector [13]. A veracidade da afirmação anterior pode ser visualizada a partir das imagens da Figura 30.
- Todos os fluidos registam uma diminuição significativa do rendimento de sucção com o aumento da temperatura do gerador (cerca de 5% em cada 5°C). Presume-se que se trata do resultado do aumento da entalpia à saída da câmara de sucção, como consequência do incremento da pressão do fluido secundário à saída da câmara de sucção provocado pelo novo patamar de pressão do fluido primário à saída do bocal. A afirmação anterior pode ser verificada no Anexo B relativo aos dados das propriedades do escoamento utilizados na obtenção da eficiência da câmara de sucção.
- As eficiências de sucção de fluidos diferentes para as mesmas condições de temperatura, apresentam uma diferença significativa que chega a atingir os 10%. Observando a Tabela 3, verifica-se que a propriedade cuja variação segue a tendência do aumento da eficiência da câmara de sucção é a diminuição da pressão de saturação do fluido no evaporador entre fluidos para a mesma temperatura.

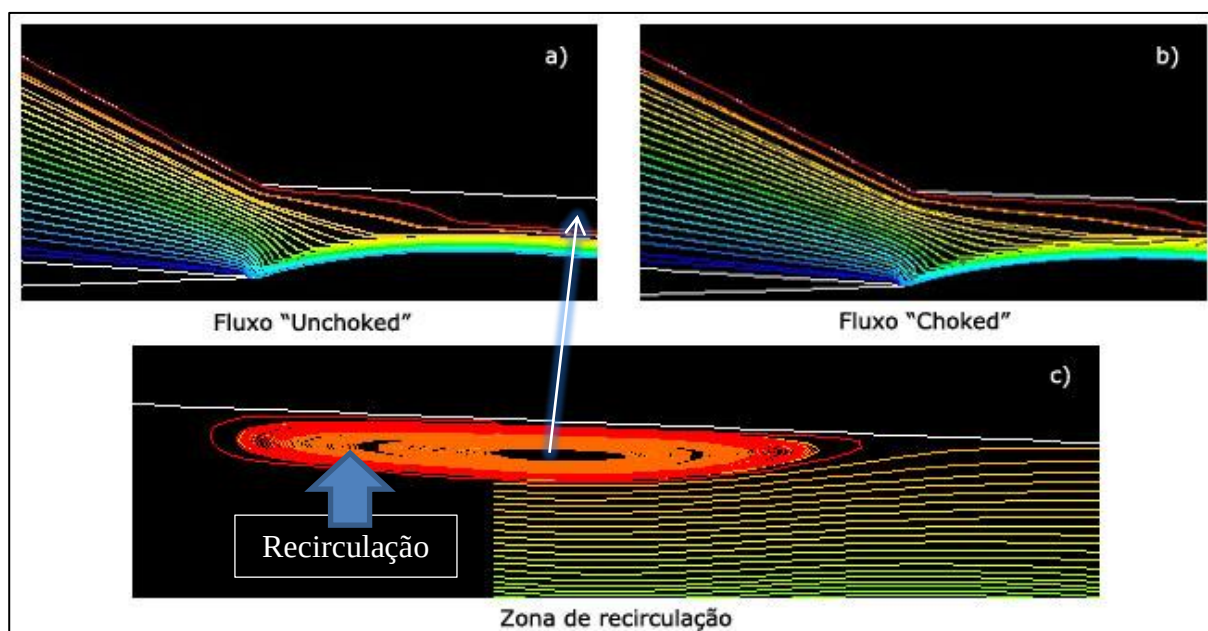


Figura 30 – Linhas de fluxo do fluido secundário. Legenda: a) Ejector a funcionar na condição de fluxo *unchoked*, simulação R152a TG 85°C TC 39°C. b) Ejector a funcionar na condição de fluxo *choked*, simulação R152a TG 85°C TC 37°C. c) Linhas de fluxo de uma das zonas de recirculação do ejector.

7.3 Câmara de Mistura

Os resultados da eficiência relativa à conservação de energia (Tyagi e Murty et al. [42]) apresentam-se na Tabela 9 e Figura 31.

Tabela 9 - Resultados da eficiência da conservação da energia na câmara de mistura (Tyagi e Murty et al. [42]) para cada um dos fluidos, variando a temperatura do gerador e condensador. Legenda: F. E. – Falha do ejector (Fluxo invertido); um valor entre linhas vermelhas indica que o fluxo é *unchoked*.

<i>Eficiência da Conservação da Energia (Tyagi e Murty et al. [42])</i>									
<i>Temp. [°C]</i>		<i>Fluido de Trabalho</i>			<i>Temp. [°C]</i>		<i>Fluido de Trabalho</i>		
T_G	T_C	R142b	R152a	R600a	T_G	T_C	R142b	R152a	R600a
75	25	-	0,71	-	90	31	0,72	-	-
	33	-	0,61	-		33	0,72	-	-
	35	-	F. E.	-		35	0,72	0,62	0,59
80	25	-	0,69	0,58		37	0,71	-	0,59
	35	-	0,71	0,58		39	F. E.	0,62	0,59
	36	-	-	0,42		40	-	0,61	-
	37	-	F. E.	F. E.		41	-	0,46	0,58
85	25	-	0,65	-		42	-	F. E.	F. E.
	35	-	0,69	0,60		43	-	-	F. E.
	37	-	0,68	0,60	95	35	-	-	0,54
	39	-	0,41	0,41		41	-	-	0,55
	40	-	F. E.	F. E.		42	-	-	0,55
90	25	0,69	0,61	-		43	-	-	0,55
	28	0,71	-	-		44	-	-	0,46

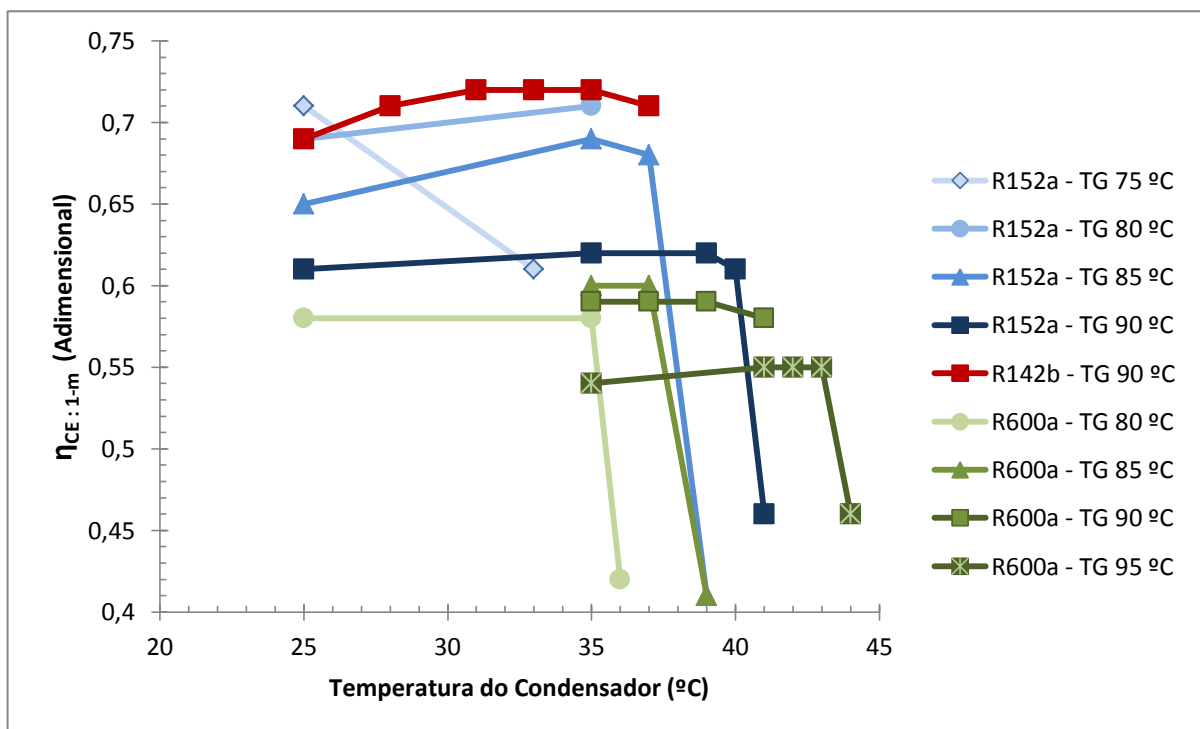


Figura 31 - Eficiência da conservação da energia na câmara de mistura (Tyagi e Murty et al. [42]) para cada um dos fluidos, variando a temperatura do gerador e condensador.

Observando os resultados obtidos verifica-se que quando o ejector está a funcionar segundo o regime de fluxo *choked* os valores são todos mais reduzidos que o utilizado por Tyagi e Murty [42] (0,8), mas aproximam-se dos valores obtidos por Varga et al. [13] (0,65 a 0,77) chegando a atingir eficiências mais reduzidas.

Analisando os dados é possível retirar as seguintes conclusões:

- Dentro do regime de funcionamento de fluxo *choked* denota-se um pequeno aumento da eficiência da conservação de energia com o aumento da temperatura do condensador resultando do incremento da entalpia do condensador, como consequência da nova pressão de saturação (Anexo C). Apesar da afirmação anterior pode-se considerar que a variação da temperatura do condensador não altera a eficiência sem se estar a cometer um erro grosseiro pois o valor desta variação é bastante reduzido.
- Dentro do regime de funcionamento de fluxo *unchoked* confirma-se o decréscimo desta eficiência como resultado da redução do caudal do fluido secundário, e do aumento da entalpia do escoamento na posição onde os fluidos se encontram totalmente misturados.
- De uma forma geral verifica-se a diminuição da eficiência com o aumento da temperatura do gerador. O comportamento verificado é o resultado do novo patamar de pressão de saturação do gerador, que implica o aumento do caudal do fluido primário e a consequente diminuição do caudal do fluido secundário que afectam de forma negativa a equação 5.3.
- Denota-se uma grande diferença no valor das eficiências para diferentes fluidos sobre as mesmas condições de temperatura, verificando-se que a eficiência decresce segundo a seguinte ordem R142b, R152a e R600a. Prevê-se que a discrepância verificada tenha origem no formato das curvas de saturação dos fluidos que faz com que os mesmos possuam patamares de pressão de saturação distintos para a mesma temperatura, diferentes variações de entalpia e consequentemente a necessidade de caudais distintos para produzir a mesma potência de refrigeração, sendo todas as propriedades mencionadas factores que afectam directamente o valor desta eficiência.

Na secção 5.3 a eficiência da conservação de momento foi calculada segundo cinco abordagens diferentes, as primeiras quatro apresentam equações semelhantes considerando que existem perdas desde a entrada dos dois fluidos na câmara de mistura até à finalização da mistura, a ultima abordagem considera as perdas da análise segundo a conservação do momento como o coeficiente de fricção da equação de Darcy-Weisbach.

Durante o desenvolvimento da obtenção das eficiências verificou-se que a abordagem de Huang et al. [20] sobre a eficiência da conservação de momento não poderia ser efectuada e consequentemente não entraria na análise das eficiências, a razão deste impedimento está na secção do ejector onde os dados teriam que ser obtidos. Na equação 5.5 da secção 5.3 identifica-se essas posições como a secção onde o fluido secundário atinge a condição sónica (ponto “y”) e a secção onde a mistura se completa (ponto “m”).

Na análise de Huang et. al. [20], o fluido de trabalho é a água e a posição do choke secundário e do choque normal encontram-se delimitadas respectivamente à entrada e saída da zona de área constante do ejector, o que proporciona a escolha da secção onde a mistura se encontra completa como a posição imediatamente antes do choque normal. Isto não ocorre nas simulações analisadas, pois à medida que se vai aumentando a temperatura do gerador a posição do *choke* secundário desloca-se dentro da zona de secção de área constante na direcção do difusor apresentando-se por vezes na metade superior da mesma, no que respeita ao choque normal ele dá-se maioritariamente na zona do difusor só atingindo a saída da zona

de área constante em algumas simulações, quando a pressão do condensador é de tal forma elevada que o funcionamento do ejector encontra-se na condição de fluxo *unchoked* ou perto da mesma.

Observando as Figuras 32 e 33, verifica-se o que foi descrito no parágrafo anterior, ou seja que geralmente o fluido secundário apenas atinge a condição sónica a meio da secção de área constante, e que o choque normal ocorre na zona do difusor.

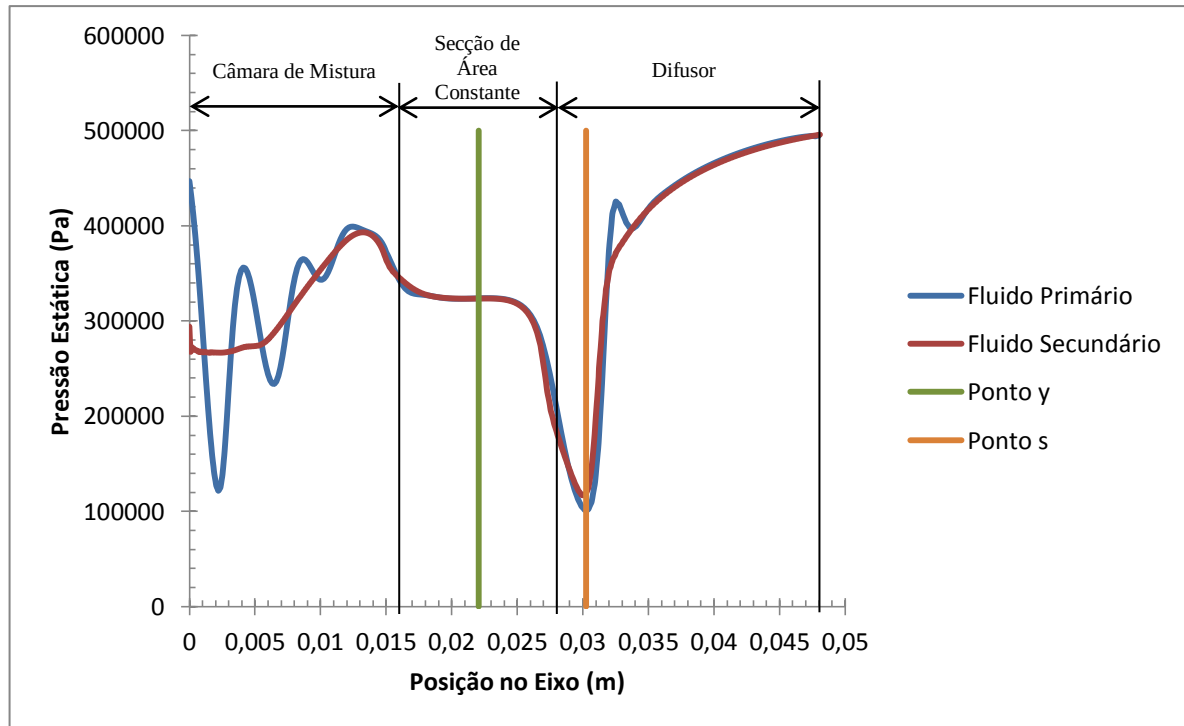


Figura 32 – Pressão estática do fluido primário e secundário ao longo do ejector com a identificação dos pontos “y” e “s”. Simulação: R152a T_E 10°C T_G 80°C T_C 25°C.

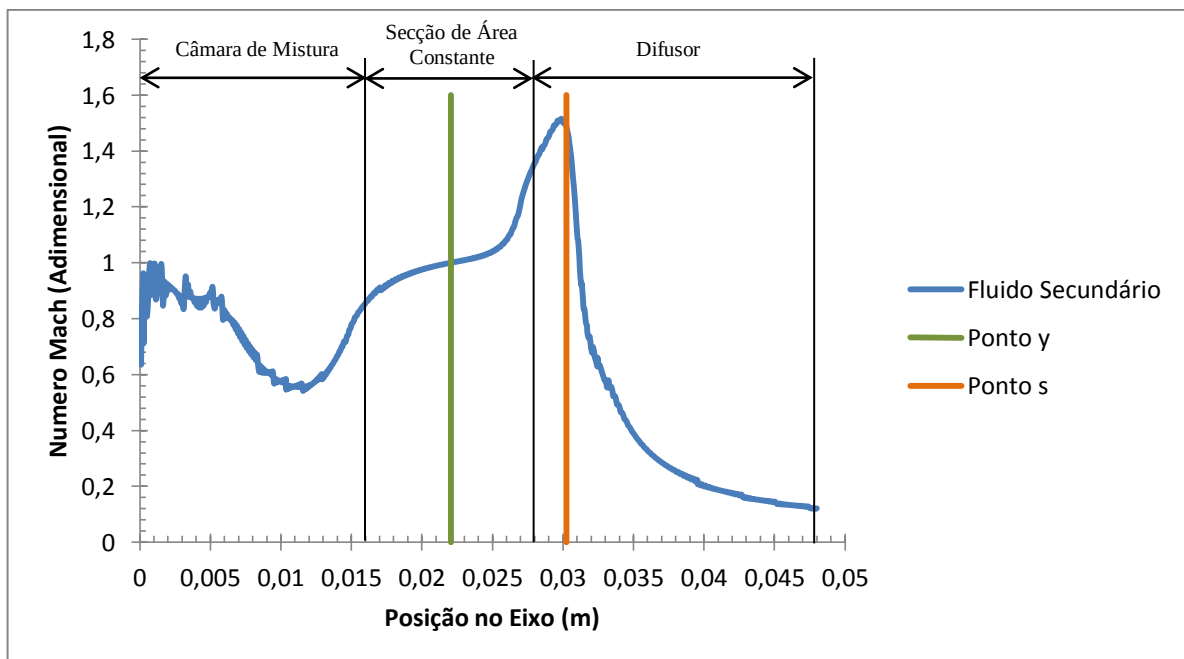


Figura 33 - Número *Mach* do fluido secundário ao longo do eixo do ejector com a identificação dos pontos “y” e “s”. Simulação: R152a T_E 10°C T_G 80°C T_C 25°C.

Isto impossibilitou a aplicação da análise da eficiência de conservação de momento segundo o modelo de Huang et. al. [20], pois a localização do choque normal na zona do difusor provocou um decréscimo acentuado da pressão antes do choque normal, o que obrigou à utilização da secção onde o fluido resultante da mistura possui um perfil de velocidades aproximadamente logarítmico como a secção onde a mistura se encontra completa (ponto “m”) em detrimento da secção imediatamente antes do choque normal (ponto “s”).

Além do que foi referido no parágrafo anterior verifica-se analisando as curvas de pressão na Figura 33, a existência de três fenómenos que dão indícios do início da mistura antes do fluido secundário atingir a condição sónica:

- As pressões aproximam-se e têm um comportamento semelhante momentos antes da entrada dos fluidos na secção de área constante.
- O valor médio da oscilação da pressão do fluido primário acompanha a variação da pressão do fluido secundário.
- A intensidade das oscilações de pressão resultantes da expansão do fluido primário e da camada de tensões oblíquas, vai diminuindo à medida que o fluido primário se desenvolve na câmara de mistura.

Sendo assim conclui-se que a análise de Eames et al. [35] estará mais próxima da realidade, uma vez que aplica a conservação do momento desde o início da câmara de mistura até à zona onde a mistura dos dois jactos se encontra completa.

Nas Tabelas 10, 11 e 12 e nas Figuras 34, 35 e 36 encontram-se os resultados das abordagens sobre a eficiência de conservação de momento efectuadas por Eames et al. [35], Aly et al. [34], e Yu et al [44] respectivamente.

Como seria de esperar o comportamento dos resultados das eficiências de conservação de momento mencionadas no parágrafo anterior é igual, apresentando apenas valores diferentes para a mesma eficiência como consequência das considerações de cada um dos autores.

Examinando os resultados na Tabela 10 e na Figura 34 (0,78 a 0,93), constata-se que os mesmos são mais reduzidos do que a eficiência de 0,95, utilizada por Eames et al. [35], no entanto aproximam-se do intervalo de valores obtido por Varga et al. [13] (0,82 a 0,93), apresentando apenas alguns valores abaixo do mesmo.

Os resultados da Tabela 11 e Figura 35 (0,79 a 0,96) aproximam-se tanto da eficiência de 0,95 utilizada por Aly et al. [34], como do intervalo de valores obtido por Varga et al. [13] (0,91 a 0,98), apresentando em alguns casos eficiências mais reduzidas.

O facto de estes resultados serem superiores aos da eficiência de Eames et al. [35], fundamenta-se no facto do autor desprezar a velocidade do fluido secundário à entrada da câmara de mistura.

Observando os resultados da Tabela 12 e Figura 36 (0,62 a 0,92) verifica-se que os valores apresentados são aproximados ao utilizado por Yu et al. [44] (0,85), e aos obtidos por Varga et al. [13] (0,83 a 0,96) apresentando algumas eficiências mais reduzidas.

Estes valores são mais reduzidos que os relativos à eficiência de Aly et al. [34], pois trata de uma função quadrática da função de Aly et al. [34].

Tabela 10 - Resultados da eficiência da conservação do momento na câmara de mistura (Eames et al. [35]) para cada um dos fluidos variando a temperatura do gerador e condensador. Legenda: F. E. – Falha do ejector (Fluxo invertido); um valor entre linhas vermelhas indica que o fluxo é *unchoked*.

Conservação do Momento (Eames et al. [35])									
Temp. [°C]		Fluido de Trabalho			Temp. [°C]		Fluido de Trabalho		
TG	T _C	R142b	R152a	R600a	TG	T _C	R142b	R152a	R600a
75	25	-	0,93	-	90	31	0,93	-	-
	33	-	0,85	-		33	0,93	-	-
	35	-	F. E.	-		35	0,93	0,84	0,82
80	25	-	0,91	0,84		37	0,92	-	0,82
	35	-	0,91	0,83		39	F. E.	0,83	0,82
	36	-	-	0,68		40	-	0,82	-
	37	-	F. E.	F. E.		41	-	0,71	0,81
85	25	-	0,89	-		42	-	F. E.	F. E.
	35	-	0,89	0,83		43	-	-	F. E.
	37	-	0,88	0,83	95	35	-	-	0,78
	39	-	0,67	0,68		41	-	-	0,78
	40	-	F. E.	F. E.		42	-	-	0,78
90	25	0,93	0,87	-		43	-	-	0,78
	28	0,93	-	-		44	-	-	0,71

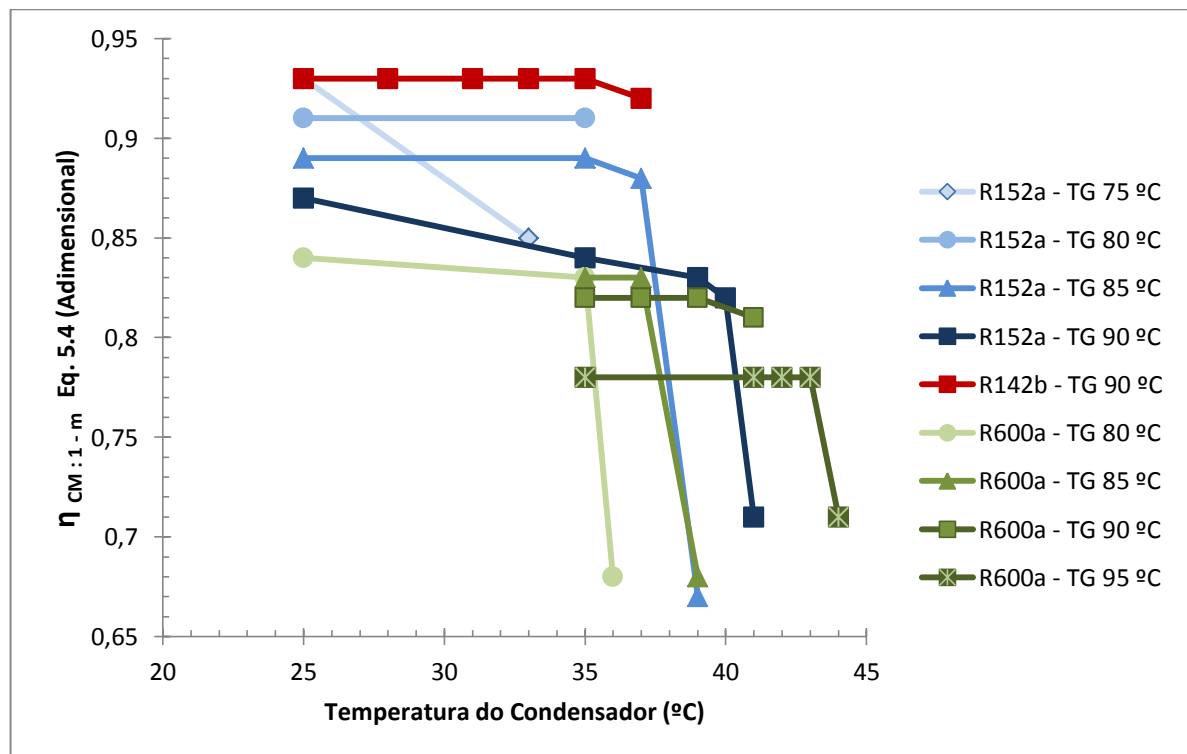


Figura 34 - Eficiência da conservação do momento na câmara de mistura (Eames et al. [35]) para cada um dos fluidos, variando a temperatura do gerador e condensador. A temperatura do evaporador encontra-se fixada nos 10°C.

Tabela 11 - Resultados da eficiência da conservação do momento na câmara de mistura (Aly et al. [34] e Korres et al. [45]) para cada um dos fluidos variando a temperatura do gerador e condensador. Legenda: F. E. – Falha do ejector (Fluxo invertido); um valor entre linhas vermelhas indica que o fluxo é *unchoked*.

Conservação do Momento (Aly et al. [34] e Korres et al. [45])									
Temp. [°C]		Fluido de Trabalho			Temp. [°C]		Fluido de Trabalho		
T _G	T _C	R142b	R152a	R600a	T _G	T _C	R142b	R152a	R600a
75	25	-	0,96	-	90	31	0,96	-	-
	33	-	0,88	-		33	0,96	-	-
	35	-	F. E.	-		35	0,96	0,85	0,83
80	25	-	0,94	0,86		37	0,95	-	0,83
	35	-	0,93	0,85		39	F. E.	0,84	0,83
	36	-	-	0,70		40	-	0,83	-
	37	-	F. E.	F. E.		41	-	0,72	0,82
85	25	-	0,9	-	95	42	-	F. E.	F. E.
	35	-	0,9	0,85		43	-	-	F. E.
	37	-	0,9	0,85		35	-	-	0,79
	39	-	0,68	0,69		41	-	-	0,79
	40	-	F. E.	F. E.		42	-	-	0,79
90	25	0,96	0,88	-		43	-	-	0,78
	28	0,96	-	-		44	-	-	0,72

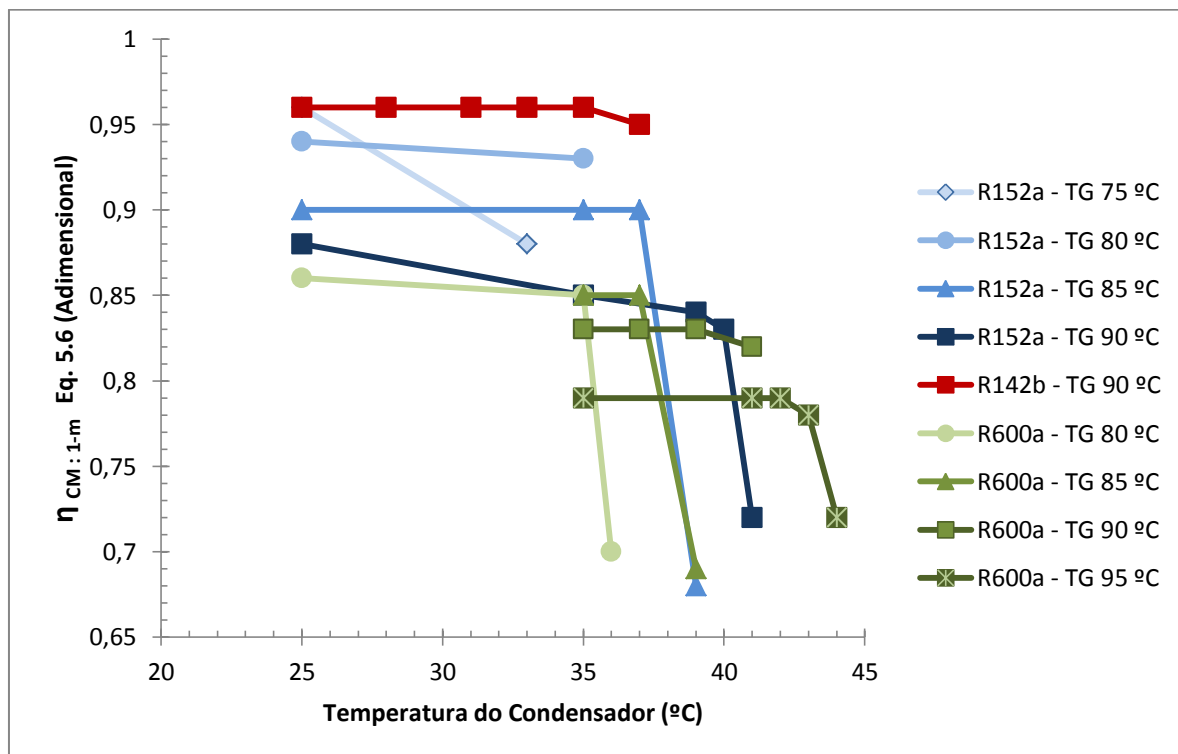


Figura 35 - Eficiência da conservação do momento na câmara de mistura (Aly et al. [34] e Korres et al. [45]) para cada um dos fluidos, variando a temperatura do gerador e condensador.

Tabela 12 - Resultados da eficiência da conservação do momento na câmara de mistura (Yu et al. [44]) para cada um dos fluidos variando a temperatura do gerador e condensador. Legenda: F. E. – Falha do ejector (Fluxo invertido); um valor entre linhas vermelhas indica que o fluxo é *unchoked*.

Conservação do Momento (Yu et al [44])									
Temp. [°C]		Fluido de Trabalho			Temp. [°C]		Fluido de Trabalho		
T _G	T _C	R142b	R152a	R600a	T _G	T _C	R142b	R152a	R600a
75	25	-	0,92	-	90	31	0,92	-	-
	33	-	0,77	-		33	0,92	-	-
	35	-	F. E.	-		35	0,92	0,72	0,69
80	25	-	0,87	0,73		37	0,90	-	0,69
	35	-	0,86	0,73		39	F. E.	0,71	0,69
	36	-	-	0,49		40	-	0,69	-
	37	-	F. E.	F. E.		41	-	0,52	0,67
85	25	-	0,81	-		42	-	F. E.	F. E.
	35	-	0,81	0,72		43	-	-	F. E.
	37	-	0,81	0,72	95	35	-	-	0,62
	39	-	0,47	0,48		41	-	-	0,62
	40	-	F. E.	F. E.		42	-	-	0,62
90	25	0,92	0,77	-		43	-	-	0,61
	28	0,92	-	-		44	-	-	0,51

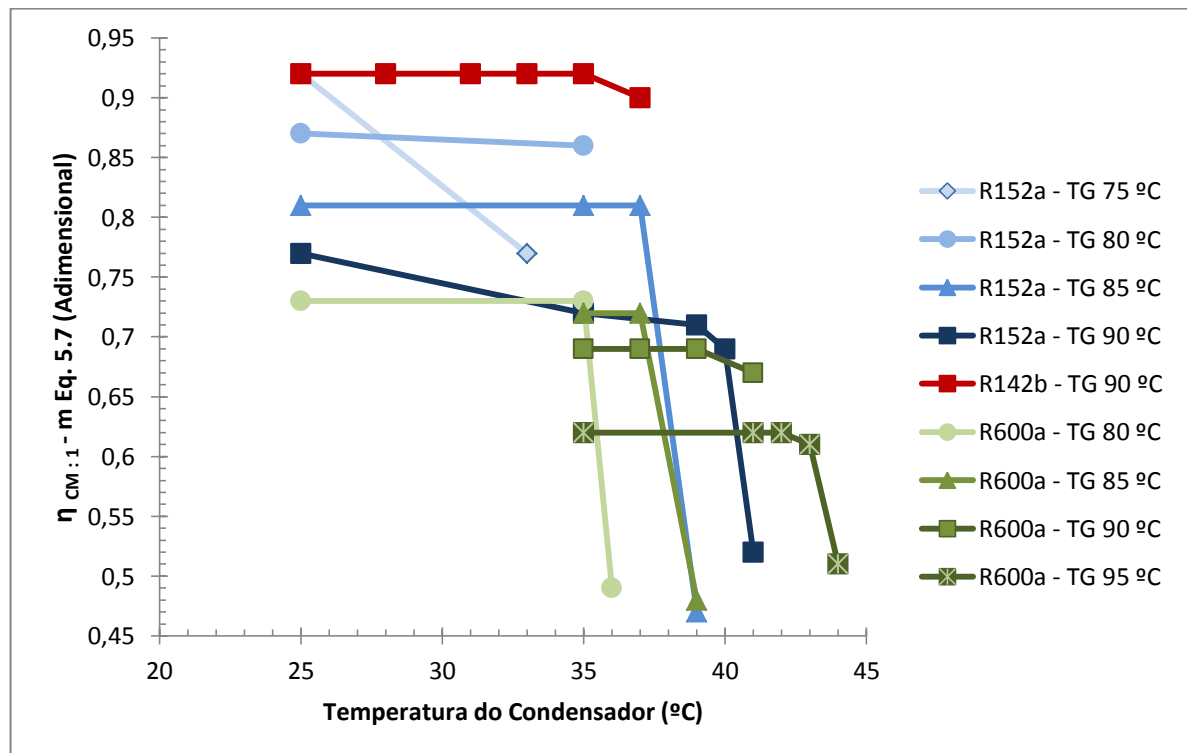


Figura 36 - Eficiência da conservação do momento na câmara de mistura (Yu et al. [44]) para cada um dos fluidos, variando a temperatura do gerador e condensador.

Analizando os dados em conjunto com os resultados das variáveis necessárias para a obtenção da eficiência de conservação do momento localizadas no Anexo D é possível retirar as seguintes conclusões:

- Dentro do regime de fluxo *choked* com o aumento da temperatura do condensador a eficiência da conservação de momento mantém-se aproximadamente constante.
- A entrada do sistema no regime de fluxo “unchoked” provoca um decréscimo da eficiência como resultado da diminuição da velocidade do escoamento na secção onde a mistura se encontra completa, resultante da diminuição da transferência do momento entre o fluido primário e o fluido secundário
- O aumento da temperatura do gerador diminui a eficiência da conservação de momento, isto resulta do aumento do caudal do fluido primário inerente ao aumento da pressão de saturação do gerador.
- Verifica-se que para as mesmas condições de funcionamento a eficiência da conservação de momento apresenta um valor diferente para os três fluidos em estudo, ao se observar as propriedades dos fluidos na Tabela 3 identifica-se que o decréscimo da eficiência acompanha o decréscimo da viscosidade dinâmica dos fluidos.

Na Tabela 13 e Figura 37, apresentam-se os resultados da eficiência relativa à conservação de momento como um factor de perdas por fricção baseado na equação de Darcy-Weisbach por Cizungu et al. [17].

Observando os resultados (0,10 a 0,21) verifica-se que os mesmos são significativamente superiores à eficiência de 0,05 utilizada por Cizungu et al. [17], e ao intervalo de resultados obtido por Varga et al. [13] (0,033 a 0,104). Estes resultados diferem do intervalo do autor mencionado por se tratar de fluidos de trabalho diferentes.

Analizando os dados em conjunto com os resultados das variáveis necessárias para a obtenção da eficiência de conservação do momento de Cizungu et al. [17] localizadas no Anexo E é possível retirar as seguintes conclusões:

- Dentro do regime de fluxo *choked* o aumento da temperatura do condensador não afecta a eficiência da conservação de momento, demonstrando que o aumento da pressão de saturação do condensador não afecta as perdas por fricção.
- A entrada do sistema no regime de fluxo *unchoked* provoca um aumento na eficiência como resultado da descida da velocidade na secção de mistura sendo a aproximação da zona do choque normal da secção onde a mistura se completa a razão da descida de velocidade.
- O aumento da temperatura do gerador eleva o valor da eficiência, isto resulta do aumento da pressão do fluido primário à saída do bocal como consequência do aumento da pressão de saturação do gerador.
- Para as mesmas condições de funcionamento a eficiência não permanece constante para ejectores que utilizam fluidos diferentes. Observando os valores das eficiências para os três fluidos em questão para a temperatura do gerador de 90°C, e os valores das propriedades dos fluidos da Tabela 2, verifica-se que o comportamento apresentado nos rendimentos é acompanhado pelo valor da pressão de saturação no gerador, ou seja para a mesma temperatura uma maior pressão de saturação promove o aumento do coeficiente de fricção.

Tabela 13 - Resultados da eficiência da conservação do momento na câmara de mistura (Cizungu et al. [17]) para cada um dos fluidos variando a temperatura do gerador e condensador. Legenda: F. E. – Falha do ejector (Fluxo invertido); um valor entre linhas vermelhas indica que o fluxo é *unchoked*.

Conservação do Momento (Cizungu et al. [17])									
Temp. [°C]		Fluido de Trabalho			Temp. [°C]		Fluido de Trabalho		
T _G	T _C	R142b	R152a	R600a	T _G	T _C	R142b	R152a	R600a
75	25	-	0,10	-	90	31	0,16	-	-
	33	-	0,11	-		33	0,16	-	-
	35	-	F. E.	-		35	0,16	0,20	0,16
80	25	-	0,13	0,11		37	0,16	-	0,16
	35	-	0,13	0,11		39	F. E.	0,21	0,16
	36	-	-	0,15		40	-	0,21	-
	37	-	F. E.	F. E.		41	-	0,24	0,17
85	25	-	0,16	-		42	-	F. E.	F. E.
	35	-	0,16	0,13		43	-	-	F. E.
	37	-	0,16	0,13	95	35	-	-	0,21
	39	-	0,22	0,17		41	-	-	0,21
	40	-	F. E.	F. E.		42	-	-	0,21
90	25	0,16	0,19	-		43	-	-	0,21
	28	0,16	-	-		44	-	-	0,23

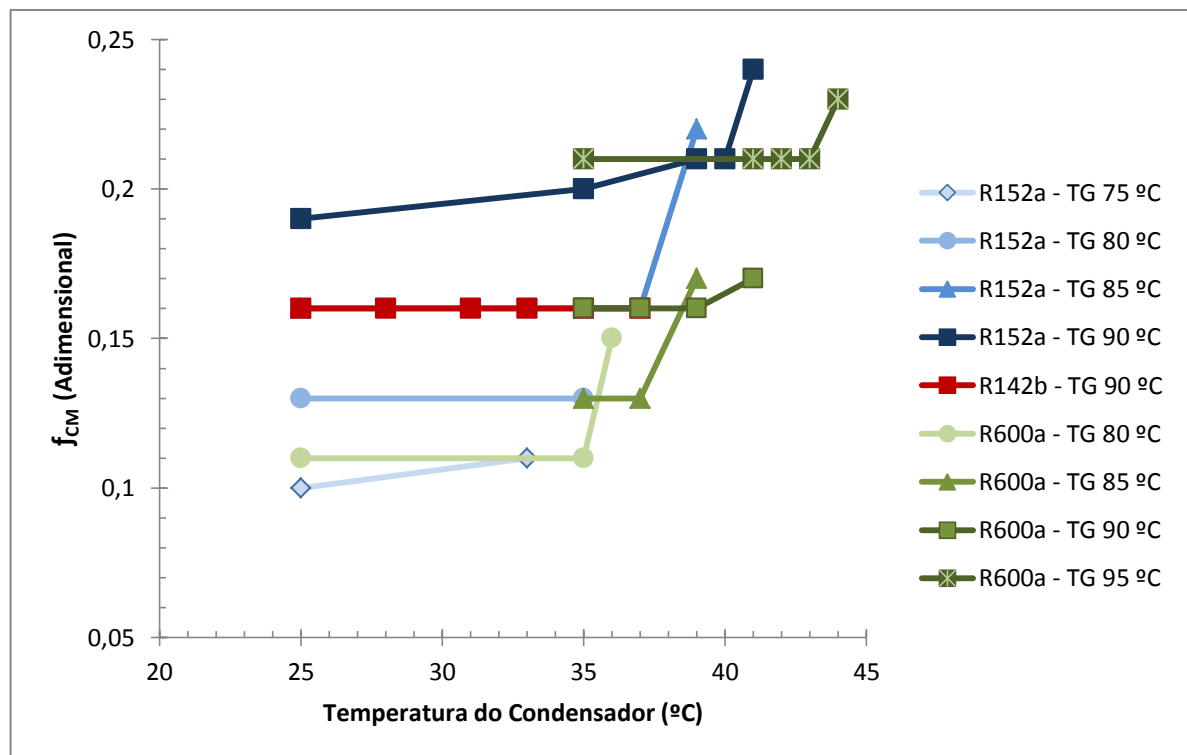


Figura 37 - Eficiência da conservação do momento na câmara de mistura (Cizungu et al. [17]) para cada um dos fluidos, variando a temperatura do gerador e condensador.

Os resultados da eficiência da expansão do fluido primário na câmara de mistura definida por Zhu et al. [22] encontram-se na Tabela 14 e Figura 38.

Tabela 14 - Resultados da eficiência da expansão do fluido primário na câmara de mistura (Zhu et al. [22]), para cada um dos fluidos variando a temperatura do gerador e condensador. Legenda: F. E. – Falha do ejector (Fluxo invertido); um valor entre linhas vermelhas indica que o fluxo é *unchoked*.

Expansão do Fluido Primário (Zhu et al [22])									
Temp. [°C]		Fluido de Trabalho			Temp. [°C]		Fluido de Trabalho		
T _G	T _C	R142b	R152a	R600a	T _G	T _C	R142b	R152a	R600a
75	25	-	0,52	-	90	31	0,46	-	-
	33	-	0,00	-		33	0,46	-	-
	35	-	F. E.	-		35	0,46	0,60	0,56
80	25	-	0,52	0,52		37	0,46	-	0,56
	35	-	0,52	0,52		39	F. E.	0,59	0,56
	36	-	-	0,00		40	-	0,58	-
	37	-	F. E.	F. E.		41	-	0,00	0,56
85	25	-	0,59	-		42	-	F. E.	F. E.
	35	-	0,59	0,55		43	-	-	F. E.
	37	-	0,58	0,55	95	35	-	-	0,54
	39	-	0,00	0,00		41	-	-	0,54
	40	-	F. E.	F. E.		42	-	-	0,53
90	25	0,46	0,61	-		43	-	-	0,53
	28	0,46	-	-		44	-	-	0,00

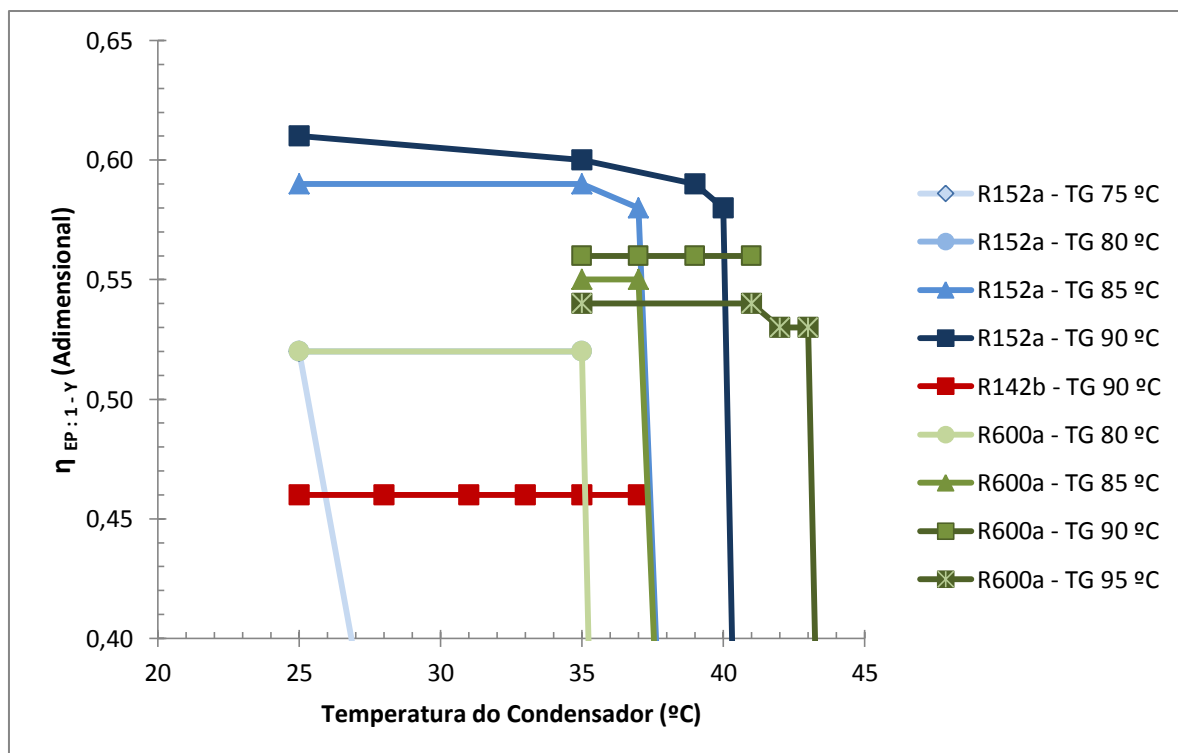


Figura 38 - Eficiência da expansão do fluido primário na câmara de mistura (Zhu et al. [22]), para cada um dos fluidos, variando a temperatura do gerador e condensador.

Observando os resultados (0,46 a 0,60) verifica-se que os mesmos são muito inferiores aos valores apresentados por Zhu et al. [22] (0,77 para o R11 e 0,81 para o R141b), e ao intervalo de valores obtido por Varga et al. [13] (0,82 a 0,94).

É importante salientar que houve dificuldade na obtenção deste rendimento uma vez que a velocidade de expansão do fluido primário à saída do bocal para os fluidos em estudo é bastante inferior à da água, rondando os 1,5 *Mach* em detrimento da média de 2,5 *Mach* verificada por Vargas et al. [13] para a água, o que faz com que o fluido secundário tenha que percorrer uma distância maior para atingir a condição sónica.

Analisando os dados apresentados é possível retirar as seguintes conclusões:

- Dentro do regime de fluxo “*choked*” o aumento da temperatura do condensador não influencia significativamente a eficiência da expansão, só se verificando uma pequena queda do mesmo quando a temperatura do condensador se aproxima da temperatura crítica.
- A entrada do sistema no regime de fluxo “*unchoked*” torna a eficiência nula uma vez que o fluido secundário não atinge a condição sónica.
- Geralmente o aumento da temperatura do gerador eleva o valor da eficiência, o que resulta do aumento da velocidade *Mach* do fluido primário na secção onde o fluido secundário atinge a condição sónica. O decréscimo verificado no fluido R600a quando a temperatura do gerador passa de 90°C para 95°C, deverá ser o resultado da temperatura do gerador ter ultrapassado o valor da temperatura para o qual o ejector foi dimensionado (Tabela 4).
- Para as mesmas condições de funcionamento a eficiência dos fluidos estudados apresenta um valor diferente, sendo que o R152a tem tendência para apresentar um valor mais elevado seguido do R600a e do R142b. Constata-se desta forma que o fluido que apresentar uma maior pressão de saturação para a mesma temperatura do gerador apresenta um maior rendimento de expansão do fluido primário na câmara de sucção.

7.4 Difusor

Na Tabela 15 e Figura 39, apresentam-se os resultados da eficiência isentrópica do difusor, definida na equação 6.10.

Observando os resultados (0,53 a 0,95) verifica-se que a gama dos mesmos encontra-se dentro do intervalo exposto na Tabela 5 (0,5 a 1), e que o comportamento do rendimento com a variação da temperatura do condensador é semelhante ao constatado por Varga et al. [13].

Analisando os dados é possível concluir que:

- O aumento de temperatura do condensador promove o aumento da eficiência isentrópica do difusor. Isto acontece pois o aumento da temperatura do condensador desloca a posição do choque normal no sentido da zona de área constante do ejector, fazendo com que o mesmo influencie cada vez menos a eficiência do difusor.
- O aumento da temperatura do gerador tem o efeito contrário do aumento da temperatura do condensador diminuindo a eficiência do difusor. A variação verificada resulta de dois factores principais, o primeiro é a energia cinética do fluido primário, e o segundo é o momento da mistura. O aumento da temperatura do gerador promove o incremento do valor dos factores mencionados, desta forma o aumento da energia cinética do fluido primário faz com que o choque normal ocorra mais para dentro da zona do difusor, e o

aumento do momento da mistura faz com que a perda durante o choque normal seja mais elevada [13].

- Verifica-se que para as mesmas condições de funcionamento a eficiência apresenta valores significativamente diferentes para cada um dos fluidos.

Tabela 15 - Resultados da eficiência isentrópica do difusor para cada um dos fluidos, variando a temperatura do gerador e condensador. Legenda: F. E. – Falha do ejector (Fluxo invertido); um valor entre linhas vermelhas indica que o fluxo é *unchoked*.

Eficiência Isentrópica do Difusor									
Temp. [°C]		Fluido de Trabalho			Temp. [°C]		Fluido de Trabalho		
T _G	T _C	R142b	R152a	R600a	T _G	T _C	R142b	R152a	R600a
75	25	-	0,76	-	90	31	0,66	-	-
	33	-	0,93	-		33	0,68	-	-
	35	-	F. E.	-		35	0,70	0,79	0,75
80	25	-	0,64	0,73		37	0,74	-	0,78
	35	-	0,84	0,91		39	F. E.	0,83	0,79
	36	-	-	0,92		40	-	0,87	-
	37	-	F. E.	F. E.		41	-	0,93	0,85
85	25	-	0,59	-	95	42	-	F. E.	F. E.
	35	-	0,77	0,79		43	-	-	F. E.
	37	-	0,81	0,83		35	-	-	0,74
	39	-	0,95	0,94		41	-	-	0,80
	40	-	F. E.	F. E.		42	-	-	0,81
90	25	0,54	0,53	-		43	-	-	0,85
	28	0,60	-	-		44	-	-	0,90

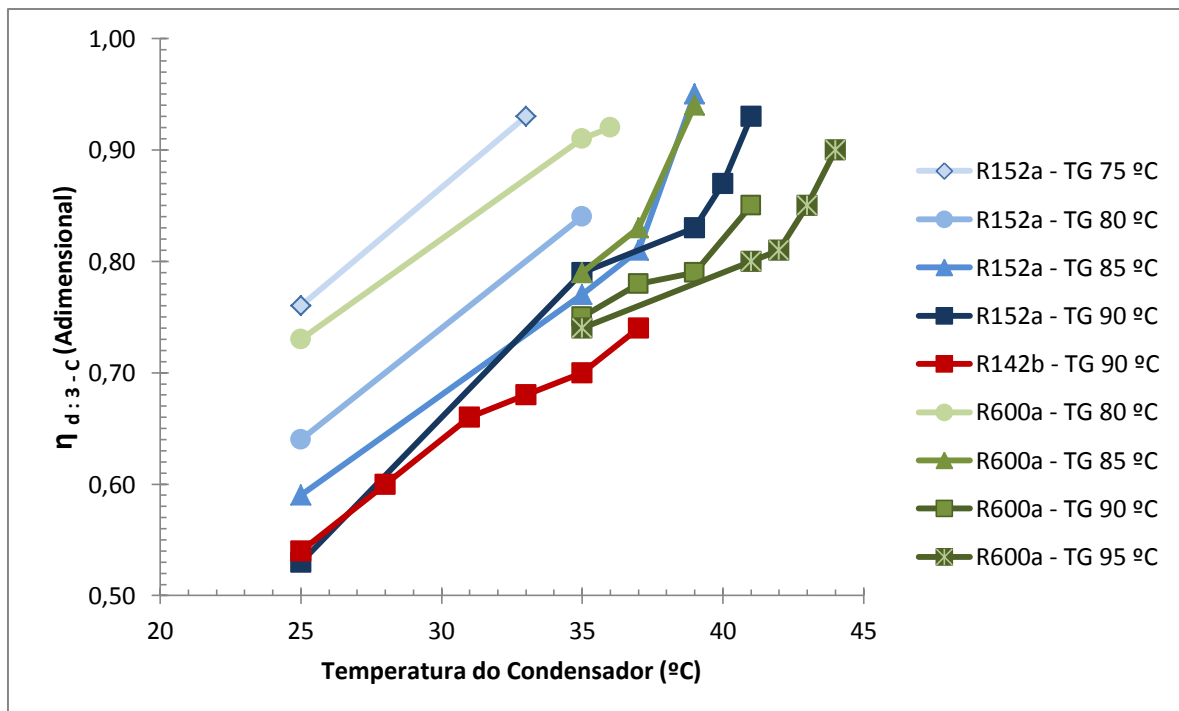


Figura 39 - Eficiência isentrópica da compressão no difusor para cada um dos fluidos, variando a temperatura do gerador e condensador.

8 Conclusões e Perspectivas de Trabalho Futuro

8.1 Conclusões

Com recurso a modelos CFD desenvolvidos pela “Unidade de Novas Tecnologias Energéticas” do IDMEC, efectuou-se o estudo das eficiências utilizadas na análise de funcionamento do ejector pelo método unidimensional e de círculo de choque, com a variação das condições de funcionamento do ejector, nomeadamente a temperatura do gerador e do condensador. Os modelos CFD apresentam três ejectores distintos, cada um dimensionado para um determinado fluido de trabalho (R142b, R152a e R600a) segundo as temperaturas de funcionamento apresentadas na Tabela 3.

As eficiências abordam os fenómenos da expansão e compressão isentrópica dos fluidos ao longo do ejector, da conservação de energia, da conservação de momento e da expansão do fluido primário na câmara de mistura.

No decorrer da análise de resultados do CFD, verificou-se que o comportamento do escoamento nas simulações é um pouco diferente do que estava previsto pelo método unidimensional e de círculo de choke, tendo-se constatado que no final da câmara de sucção ocorre um pico de pressão e temperatura resultante de um erro de integração (secção 6.2) e que na análise das eficiências de mistura as secções onde ocorrem o *choke* secundário e o choque normal ocorrem a meio da zona de secção constante e no difusor respectivamente em detrimento de ocorrer no início e final da zona de área constante (secção 6.3). Isto levou à necessidade de efectuar determinadas considerações para a determinação das zonas de análise que se encontram descritas nas respectivas secções do capítulo 6.

Como resultado do que foi mencionado no parágrafo anterior, foi necessário excluir do estudo a eficiência da conservação de momento segundo Huang et al. [20].

Os resultados demonstram que as eficiências dos três fluidos exibem um comportamento semelhante com a alteração das temperaturas de funcionamento, mas apresentam valores díspares para as mesmas temperaturas de funcionamento como consequência de possuírem diferentes propriedades termodinâmicas. Quando se comparam os valores da eficiência do mesmo fluido para diferentes temperaturas do gerador geralmente obtêm-se valores diferentes para essas eficiências. Em oposição a alteração da temperatura do condensador dentro do regime de fluxo *choked* não altera significativamente o valor das eficiências, com excessão da eficiência do difusor que aumenta à medida que se eleva a temperatura do condensador.

Estabelecendo-se uma comparação geral dos resultados obtidos com os levantados ao longo da literatura para vários fluidos, verifica-se que alguns dos mesmos encontram-se fora dos limites estabelecidos pela literatura, no entanto refere-se que a maioria dos valores encontrados são arbitrados pelos autores dos artigos. Comparando o comportamento das

eficiências com a variação das condições de funcionamento confirma-se a similaridade com o comportamento verificado por Varga et al. [13] para a água.

Para analisar detalhadamente a conclusão do comportamento das eficiências segundo a variação das temperaturas de funcionamento e fluido de trabalho utilizado, é necessário abordar cada uma das eficiências de uma forma independente, comparando os resultados do capítulo 7 com os valores das variáveis utilizados no cálculo das eficiências que se encontram em anexo e as propriedades dos fluidos expostas na Tabela 2 do capítulo 3:

- Eficiência da expansão isentrópica do fluido primário no bocal ($\eta_{p:G-1}$):

Comparando os valores publicados na literatura (Tabela 5) com os valores obtidos nos resultados, verifica-se que o intervalo de eficiências obtido para cada um dos fluidos de trabalho (0,97 a 1) localiza-se dentro do intervalo das eficiências que se encontram na literatura (0,8 a 1).

Constatou-se que independentemente da alteração da temperatura de funcionamento do condensador a eficiência mantêm-se constante quer o sistema se encontre em regime de fluxo *choked* ou *unchoked* e verificou-se um aumento quase insignificante da eficiência quando se aumenta a temperatura do gerador.

Confrontando o intervalo de valores da eficiência obtido para cada fluido verifica-se que para a mesma temperatura de funcionamento a utilização de um fluido de trabalho com um volume específico mais elevado promove o aumento desta eficiência.

- Eficiência da expansão isentrópica do fluido secundário na câmara de sucção ($\eta_{s:E-1}$):

Comparando o intervalo de valores publicados na literatura, expostos na Tabela 5 (0,85 a 0,95) com os dos valores obtidos nos resultados (0,76 a 0,93), verifica-se que em determinadas temperaturas do gerador as eficiências dos fluidos R600a e R152a saem fora dos limites da eficiência adquiridos ao longo da literatura.

Tal como acontecia com a eficiência “ $\eta_{p:G-1}$ ” verificou-se que a variação da temperatura do condensador dentro do regime de funcionamento de fluxo *choked* não afecta o valor da eficiência, no entanto a passagem ao regime de funcionamento de fluxo *unchoked*, provoca um decréscimo no rendimento, como resultado do aumento do espaço ocupado pelo fenómeno de reticulação junto às paredes do ejector [13]. No que se refere à variação da temperatura do gerador denotou-se que um aumento desta induz uma diminuição do valor da eficiência.

Analisando as eficiências dos vários fluidos sobre as mesmas condições de temperatura verifica-se que existe um aumento da eficiência quando a pressão de saturação do fluido no evaporador é mais reduzida.

- Eficiência da conservação da energia ($\eta_{CE:1-m}$):

Comparando o intervalo de valores expostos na Tabela 5 (0,65 a 0,8) com os dos valores obtidos nos resultados (0,54 a 0,72), verifica-se que o intervalo de dados dos valores obtidos possui algumas eficiências inferiores às encontradas na literatura.

Estudando o comportamento dos resultados com a variação da temperatura do condensador observa-se que antes da mesma atingir a temperatura crítica (fluxo *choked*), a eficiência apresenta valores aproximadamente constantes, iniciando o seu decréscimo após a pressão do condensador ultrapassar o seu valor crítico (fluxo *unchoked*) como resultado da diminuição do

caudal do fluido secundário que entra no ejector, e do aumento da entalpia do escoamento na posição onde os fluidos se encontram totalmente misturados.

Verifica-se que o aumento da temperatura do gerador provoca o decréscimo da eficiência como consequência do novo patamar de pressão de saturação no gerador, que aumenta o caudal e a expansão do fluido primário na câmara de mistura fazendo com que o caudal do fluido secundário decresça. Observando-se a equação 5.3, prevê-se que o aumento do caudal do fluido primário tenha uma maior influência no decréscimo da eficiência uma vez que o mesmo aplica-se no denominador da equação.

A diferença verificada na eficiência para os fluidos estudados sobre as mesmas condições de temperatura, assenta nas curvas de saturação, que apresentando entalpias diferentes para a mesma temperatura obrigam também à necessidade da utilização de diferentes caudais para produzir a mesma potência de refrigeração.

- Eficiências da conservação do momento ($\eta_{CM: 1-m}$ e f_m):

Estudou-se a eficiência da conservação do momento segundo quatro abordagens distintas. Três das mesmas apresentam definições semelhantes considerando que existem perdas desde a entrada dos dois fluidos na câmara de mistura até a mistura se encontrar completa. A última considera as irreversibilidades como o coeficiente de fricção da equação de Darcy-Weisbach devido à fricção existente entre o contacto dos dois fluidos e a fricção entre o fluido secundário com a parede do ejector inserido numa equação de conservação de momento.

Nos resultados observa-se que o comportamento das três eficiências que se baseiam no mesmo princípio é igual, variando apenas nos resultados das eficiências como consequência das considerações efectuadas por cada um dos autores.

O intervalo de resultados obtidos para eficiência de Eames et al. [35] (0,78 a 0,93) apesar de apresentar alguns valores abaixo dos dados encontrados ao longo da literatura (0,82 a 0,95) encontra-se bastante próximo dos mesmos.

No caso da eficiência definida por Aly et al. [34], esta apresenta geralmente valores mais elevados que a definida por Eames et al. [35] como resultado de desprezar o momento criado pelo fluido secundário à saída da câmara de mistura. Comparando o intervalo de valores desta eficiência dentro do regime de funcionamento *choked* (0,78 a 0,96) com os valores encontrados ao longo da literatura (0,91 a 0,98) verifica-se uma discrepância dos valores mais reduzidos.

O intervalo de valores obtidos para a abordagem de Yu et al. [44] (0,61 a 0,92), é mais reduzido que o de Aly et al. [34], pois trata-se da função quadrática dos mesmos. Quando comparado com os dados recolhidos da literatura (0,83 a 0,96) verifica-se que alguns dos valores obtidos são reduzidos.

Estudando o comportamento destas três eficiências segundo a variação da temperatura do condensador observa-se que dentro do regime de funcionamento *choked* não existe uma variação significativa da eficiência podendo-se considerar as eficiências constantes, no entanto a partir do momento em que o sistema entra no regime de funcionamento *unchoked* as eficiências iniciam o seu decréscimo como resultado da diminuição da velocidade do escoamento na secção onde mistura se encontra completa, resultante da diminuição da transferência do momento entre o fluido primário e o fluido secundário. Constata-se também

que o aumento da temperatura do gerador faz com que a eficiências decresçam devido ao incremento do caudal do fluido primário.

Comparando as eficiências dos diferentes fluidos para as mesmas condições de temperatura observou-se que os fluidos que exibem uma viscosidade dinâmica maior são os que apresentam uma eficiência de conservação de momento mais elevada.

As perdas de fricção relacionadas com a conservação de momento definidas por Cizungu et al. [17], apresentam um intervalo de valores na literatura (0,03 a 0,10) inferior ao intervalo obtido no estudo presente (0,10 a 0,21), pensa-se que a disparidade constatada esteja na diferença entre os fluidos utilizados uma vez que o comportamento das eficiências é semelhante ao comportamento descrito na literatura por Varga et al. [13].

Observando os resultados verifica-se que a variação da temperatura do condensador apenas afecta o valor das perdas por fricção quando a temperatura do condensador supera o valor da temperatura crítica, aumentando o valor da eficiência como consequência da descida da velocidade do escoamento do fluido na secção onde a mistura se encontra completa.

Constata-se que o aumento da temperatura do gerador promove o aumento das perdas por fricção como resultado do aumento da pressão de saturação do gerador que por sua vez aumenta a pressão de saída do fluido primário.

Comparando as perdas por fricção de fluidos diferentes segundo as mesmas temperaturas de funcionamento denota-se que os fluidos que apresentam uma maior pressão de saturação para a mesma temperatura do gerador apresentam perdas superiores.

- Eficiência da expansão do fluido primário na câmara de mistura ($\eta_{EP : 1-y}$):

Os resultados desta eficiência apresentam um intervalo de valores (0,46 a 0,60) inferior ao que é obtido a partir da literatura (0,77 a 0,94). A razão da discrepância apresentada encontra-se na velocidade alcançada pelo fluido primário à saída do bocal com os fluidos utilizados no estudo, que é muito inferior à da água o que obriga o fluido secundário a percorrer uma distância superior para atingir a condição sónica.

Analisando o comportamento da eficiência verifica-se que dentro do regime de funcionamento de fluxo *choked* não existem variações significativas na eficiência podendo-se considerar a mesma constante. Quando o fluxo se torna *unchoked*, a presente eficiência não se aplica pois o fluido secundário nunca atinge a condição sónica.

O aumento da temperatura do gerador incrementa o valor da eficiência da expansão do fluido primário na câmara de mistura, devido ao aumento da velocidade *Mach* na secção onde o fluido secundário atinge a condição sónica, tendo-se verificado uma queda do rendimento quando se excede a temperatura do gerador para a qual o ejector foi dimensionado.

Observando-se as eficiências de fluidos diferentes para as mesmas condições de temperatura constatou-se que fluidos com uma pressão de saturação maior para a mesma temperatura do gerador apresentam rendimentos de expansão superiores.

É importante referir que os valores obtidos para a expansão do fluido primário, indicam que o diâmetro da saída do bocal deveria de ser maior do que o dimensionado, para conter o diâmetro da expansão do fluido primário.

- Eficiência da compressão isentrópica do fluido resultante da mistura no difusor ($\eta_{d:3-C}$):

Comparando o intervalo de valores publicados, expostos na Tabela 5 (0,5 a 1) com o intervalo resultante do estudo dos três fluidos (0,54 a 0,95) verifica-se que o mesmo encontra-se de acordo com os valores da literatura.

A eficiência apresenta um incremento com o aumento da temperatura do condensador como resultado da deslocação da posição do choque normal no sentido da zona de área constante do ejector, fazendo com que o mesmo influencie cada vez menos a eficiência do difusor.

O aumento da temperatura do gerador diminui a eficiência do difusor como resultado do aumento da energia cinética do fluido primário e do aumento do momento da mistura, que fazem com que o choque normal ocorra mais para dentro da zona do difusor e que a perda durante o choque normal seja mais elevada.

Verifica-se que o decréscimo da eficiência para os três fluidos à mesma temperatura de funcionamento acompanha o decréscimo da pressão de saturação do gerador dos mesmos.

8.2 Perspectivas de Trabalho Futuro

As considerações efectuadas para a determinação da posição das secções em análise do ejector, poderão acarretar alguns erros no valor obtido para as eficiências. Deste modo torna-se conveniente efectuar a repetição de pelo menos o estudo das eficiências para um dos fluidos segundo as temperaturas de funcionamento estudadas num novo modelo CFD, com as mesmas características físicas do seu homólogo mas que possua uma zona de secção de área constante comprida o suficiente para conter o escoamento desde a secção do *choke* secundário até ao início do choque normal evitando deste modo a necessidade das aproximações referidas no capítulo 7. Isto permitirá comparar os resultados das eficiências e verificar a existência de algum erro inerente às aproximações efectuadas, além de que possibilitaria o cálculo da eficiência de conservação de momento segundo a abordagem de Huang et al. [20].

Após obtidos os valores das eficiências, existe a necessidade de comprovar os dados obtidos a partir do método experimental. Existem essencialmente duas formas de o fazer a mais simples será criar ejectores com os valores das eficiências descritos para as respectivas condições de funcionamento e verificar a sua performance, o outro será criar um ejector experimental com as características descritas e tentar aceder às propriedades do seu escoamento de forma a obter o valor das eficiências com os valores das mesmas e equiparando depois os resultados obtidos. O segundo método será eventualmente mais difícil de se concretizar devido à dificuldade que existe em obter dados do escoamento em determinadas partes do ejector.

9 Referências e Bibliografia

- [1] – Pridasawas, W., “*Solar-Driven Refrigeration Systems with Focus on the Ejector Cycle*”, Doctoral Thesis, 2006.
- [2] – Varga, S., Oliveira, A. C., “*Arrefecimento com Sistemas Solares Térmicos de Ejecção*”, Renováveis Magazine, 2011.
- [3] – Afonso, Clito, “*Refrigeração: Sebenta teórico-prática*”, FEUP, Apontamentos no âmbito da disciplina de Tecnologias Energéticas Avançadas, FEUP, 2007.
- [4] – Oliveira, A. C., “*Sistemas solares de arrefecimento*”, Apontamentos no âmbito da disciplina de Tecnologias Energéticas Avançadas, FEUP, 2011.
- [5] – Chunnanond, K., Aphornratana, S., “*Ejectors: applications in refrigeration technology*”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2004.
- [6] – Martynowsky, W., “*Use of waste heat for refrigeration*”, Ref. Eng., 1954. Citado por: Sokolov, M. e Hershgal, D. “*Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat. Part 1: Systems characterization*”, Rev. Int. Froid, 1990.
- [7] – Mizhari, J., “*Ejector refrigeration from low temperature energy sources*”, Bull Res. Council, 1957. Citado por: Sokolov, M. e Hershgal, D. “*Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat. Part 1: Systems characterization*”, Rev. Int. Froid, 1990.
- [8] – <http://www.epa.gov/ozone/strathome.html>.
- [9] – Ophir, A., Patent No. 3,922,877 US, 2 de Dezembro de 1975. Citado por: Sokolov, M. e Hershgal, D. “*Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat. Part 1: Systems characterization*”, Rev. Int. Froid, 1990.
- [10] – Chen, Li-Ting, “*A heat driven mobile refrigeration cycle analysis*”, Energy Conversion, 1978. Citado por: Sokolov, M. e Hershgal, D. “*Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat. Part 1: Systems characterization*”, Rev. Int. Froid, 1990.
- [11] – Wali, E., “*Optimum working fluids for solar powered rankine cycle cooling of buildings*”, Solar Energy, 1980. Citado por: Sokolov, M. e Hershgal, D. “*Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat. Part 1: Systems characterization*”, Rev. Int. Froid, 1990.
- [12] – Spencer, E., “*New development in steam vacuum refrigeration*”, ASHRAE Trans., 1961. Citado por: Sokolov, M. e Hershgal, D. “*Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat. Part 1: Systems characterization*”, Rev. Int. Froid, 1990.

- [13] – Varga, S., Oliveira, A. C., Diaconu, B. “*Numerical assessment of steam ejector efficiencies using CFD*”, International Journal of Refrigeration, 2009.
- [14] – Sokolov, M. e Hershtgal, D. “*Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat. Part 1: Systems characterization*”, Rev. Int. Froid, 1990.
- [15] – Keenan, J. H., Neumann, E. P. e Lustwerk, F., “*An investigation of ejector design by analysis and experiment*”, Appl. MechTrans, 1950. Citado por: Chunnanond, K., Aphornratana, S., “*Ejectors: applications in refrigeration technology*”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2004.
- [16] – Sun, D., “*Variable geometry ejectors and their applications in ejector refrigeration systems*”, Energy, 1996.
- [17] – Cizungu, K., Mani, A. e Groll, M., “*Performance comparison of vapour jet refrigeration system with environment friendly working fluids*”, Applied Thermal Engineering, 2001.
- [18] – Lebre, Pedro, “*Estudo da importância de um ejector de geometria variável para aplicação em ciclos de refrigeração*”, FEUP, 2011.
- [19] – Roman, R., Hernandez, J. I., “*Performance of ejector cooling systems using low ecological impact refrigerants*”, International Journal of Refrigeration, 2011.
- [20] – Huang, B. J., Chang, J. M., Wang, C. P., Petrenko, V. A., “*A 1-D analysis of ejector performance*”, International Journal of Refrigeration, 1999.
- [21] – Eames, Ian W., “*A new prescription for the design of supersonic jet-pumps: the constant rate of momentum change method*”, Applied Thermal Engineering, 2002.
- [22] – Zhu, Yinhai, Cai, Wenjian, Wen Changyuan, Li Yanzhong, “*Shock circle model for ejector performance evaluation*”, Energy Conversion and Management, 2007.
- [23] – Munday, J. T. e Bagster D. F., “*A new ejector theory applied to steam jet refrigeration system*”, Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development, 1977. Citado por: Chunnanond, K., Aphornratana, S., “*Ejectors: applications in refrigeration technology*”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2004.
- [24] – Sokolov, M. e Hershtgal, D., “*Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat. Part 2: Design procedures*”, Rev. Int. Froid, 1990.
- [25] – Yu, Jianlin, Zhao, Hua e Li, Yanzhong, “*Application of an ejector in autocascade refrigeration cycle for the performance improvement*”, International Journal of Refrigeration, 2008.
- [26] – ASHRAE Handbook – Chapter 13, “*Steam-Jet Refrigeration Equipment*”, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 1983.
- [27] – ASHRAE Standard 34, “*Designation and Safety Classification of Refrigerants*”, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2007.
- [28] – ASHRAE Handbook - Chapter 29: "Refrigerants", American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2009.
- [29] – He, S., Li, Y., e Wang, R. Z., “*Progress of mathematical modeling on ejectors.*”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2009.

- [30] – Nakayama, Y., e Bourcher, R. F., “*Introduction to Fluid Mechanics.*”, Arnold, 1999.
- [31] – www.cfd-online.com.
- [32] – **ANSYS**. *Fluent 6.4 User`s Guide*. USA : ANSYS Inc., 2006.
- [33] – <http://www.innovative-cfd.com>
- [34] – Aly, N. H., Karameldin, A., e Shambul, M., “Modelling and simulation of steam jet ejectors”, *Desalination* 123, 1999.
- [35] – Eames, I. W., Aphornratana, S. e Haider, H., “*A theoretical and experimental study of a small scale steam jet refrigeration.*”, *International Journal of Refrigeration*, 1995.
- [36] – El-Dessouky, Hisham; Ettouney, Hisham; Alatiqi, Imad; Al-Nuwaibit, Ghada, “*Evaluation of steam jet ejectors*”, *Chemical Engineering and Processing*, 2002.
- [37] – Godefroy, J., Boukhanouf, R. e Riffat, S., “*Design, testing and mathematical modelling of a small-scale CHP and cooling system (small CHP-ejector trigeneration)*”, *Applied Thermal Engineering*, 2007.
- [38] – Grazzini, G. e Mariani, A., “*A simple program to design a multi-stage jet-pump for refrigeration cycles*”, *Energy Conversion Management*, 1998.
- [39] – Huang, B. J. e Chang, J. M., “*Empirical correlation for ejector design.*”, *International Journal of Refrigeration*, 1999.
- [40] – E. D., Rogdakis e G. K., Alexis, “*Design and Parametric Investigation of an Ejector in an Air-Conditioning System*”, *Applied Thermal Engineering*, 2000.
- [41] – Sun, Da-Wen, “*Comparative study of the performance of an ejector refrigeration cycle operating with various refrigerants*”, *Energy Conversion & Management*, 1999.
- [42] – Tyagi, K. P. e Murty, K. N., “*Ejector-compression systems for cooling: utilising low grade waste heat*”, *Heat Recovery Systems*, 1985.
- [43] – Yapıcı, R. e Ersoy, H. K., “*Performance characteristics of the ejector refrigeration system based on the constant area ejector flow model*”, *Energy Conversion & Management*, 2005.
- [44] – Yu, Jianlin, Chen, Hua; Ren, Yunfeng, Yanzhong, Li, “*A new ejector refrigeration system with an additional jet pump*”, *Applied Thermal Engineering*, 2006.
- [45] – Korres, C. J.; Papaioannou, A. T.; Lygerou, V.; Koumoutsos, N. G., “*Solar cooling by thermal compression the dependence of the jet thermal compressor efficiency on the compression ratio*”, *Energy*, 2002.
- [46] – Medici, M., “*The design of jet ejectors*”, *Il Calore* 1952.

ANEXO A: Rendimento Isentrópico do Bocal

Tabela 16 – Cálculo do rendimento isentrópico do bocal. Fluido: R142b. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.

Rendimento Isentrópico do Bocal										Fluido: R142b	
Caso	T _E °C	T _C °C	T _G °C	P _G Pa	h _G : Fluent J/kg	h _{P1} : Fluent J/kg	P _{P1} Pa	h _G : EES J/kg	h _{P1 IS} : EES J/kg	S _G : EES J/(kg.K)	η _{P : G-1} %
1	10	25	90	1444000	474020	437278	205767	474019	436643	1805	0,98
2	10	28	90	1444000	474020	437278	205767	474019	436643	1805	0,98
3	10	31	90	1444000	474020	437278	205767	474019	436643	1805	0,98
4	10	33	90	1444000	474020	437278	205767	474019	436643	1805	0,98
5	10	35	90	1444000	474020	437278	205767	474019	436643	1805	0,98
6	10	37	90	1444000	474020	437278	205767	474019	436643	1805	0,98
7	10	39	90	1444000	474020	437118	204451	474019	436545	1805	0,99

Tabela 17 - Cálculo do rendimento isentrópico do bocal. Fluido: R152a. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.

Rendimento Isentrópico do Bocal										Fluido: R152a	
Caso	T _E °C	T _C °C	T _G °C	P _G Pa	h _G : Fluent J/kg	h _{P1} : Fluent J/kg	P _{P1} Pa	h _G : EES J/kg	h _{P1 IS} : EES J/kg	S _G : EES J/(kg.K)	η _{P : G-1} %
1	10	25	75	1787000	551210	508667	371471	551701	507899	2062	0,97
2	10	33	75	1787000	551210	508668	371482	551701	507900	2062	0,97
3	10	35	75	1787000	551210	508396	368562	551701	507707	2062	0,97
4	10	25	80	2006000	552509	509988	424791	553053	509480	2056	0,98
5	10	35	80	2006000	552509	509988	424791	553053	509480	2056	0,98
6	10	37	80	2006000	552509	509761	422140	553053	509323	2056	0,98
7	10	25	85	2244000	553441	511219	485108	554040	510928	2050	0,98
8	10	35	85	2244000	553441	511219	485108	554040	510928	2050	0,98
9	10	37	85	2244000	553441	511219	485108	554040	510928	2050	0,98
10	10	39	85	2244000	553441	511221	485134	554040	510930	2050	0,98
11	10	40	85	2244000	553441	510947	481691	554040	510748	2050	0,98
12	10	25	90	2502000	553950	512249	552310	554607	512146	2043	0,98
13	10	35	90	2502000	553950	512250	552310	554607	512146	2043	0,98
14	10	39	90	2502000	553950	512250	552310	554607	512146	2043	0,98
15	10	40	90	2502000	553950	512250	552310	554607	512146	2043	0,98
16	10	41	90	2502000	553950	512250	552312	554607	512146	2043	0,98
17	10	42	90	2502000	553950	512029	549263	554607	512002	2043	0,98

Tabela 18 - Cálculo do rendimento isentrópico do bocal. Fluido: R600a. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.

Rendimento Isentrópico do Bocal										Fluido: R600a	
Caso	T_E	T_C	T_G	P_G	h_G : Fluent	h_{P1} : Fluent	P_{P1}	h_G : EES	$h_{P1 IS}$: EES	S_G : EES	$\eta_{P : G-1}$
	°C	°C	°C	Pa	J/kg	J/kg	Pa	J/kg	J/kg	J/(kg.K)	%
1	10	25	80	1090000	664913	604405	158194	787217	725632	3846	0,98
2	10	35	80	1090000	664913	604406	158194	787217	725632	3846	0,98
3	10	36	80	1090000	664913	604423	158269	787217	725644	3846	0,98
4	10	37	80	1090000	664913	604155	157060	787217	725455	3846	0,98
5	10	35	85	1220000	671141	610081	185624	793567	731726	3853	0,99
6	10	37	85	1220000	671141	610081	185624	793567	731726	3853	0,99
7	10	39	85	1220000	671141	610087	185652	793567	731730	3853	0,99
8	10	40	85	1220000	671141	609724	183978	793567	731492	3853	0,99
9	10	35	90	1360000	677212	615840	216089	799783	737879	3859	0,99
10	10	37	90	1360000	677212	615840	216089	799783	737879	3859	0,99
11	10	39	90	1360000	677212	615840	216089	799783	737879	3859	0,99
12	10	41	90	1360000	677212	615840	216089	799783	737879	3859	0,99
13	10	42	90	1360000	677212	615543	214619	799783	737689	3859	0,99
14	10	43	90	1360000	677212	615460	214228	799783	737638	3859	0,99
15	10	35	95	1513000	682984	621529	250253	805728	743961	3865	1,00
16	10	41	95	1513000	682984	621529	250253	805728	743961	3865	1,00
17	10	42	95	1513000	682984	621529	250253	805728	743961	3865	1,00
18	10	43	95	1513000	682984	621529	250253	805728	743961	3865	1,00
19	10	44	95	1513000	682984	621530	250254	805728	743961	3865	1,00

ANEXO B: Rendimento Isentrópico da Câmara de Sucção

Tabela 19 – Cálculo do rendimento isentrópico da Câmara de Sucção. Fluido: R142b. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.

Rendimento Isentrópico da Câmara de Sucção										Fluido: R142b	
Caso	T _E	T _C	T _G	P _E	h _E : Fluent	h _{S1} : Fluent	P _{S1}	h _E : EES	h _{S1 IS} : EES	S _E : EES	η _S : E-1
	°C	°C	°C	Pa	J/kg	J/kg	Pa	J/kg	J/kg	J/(kg.K)	%
1	10	25	90	104229	426198	425771	99722	426197	425708	1800	0,87
2	10	28	90	104229	426198	425771	99722	426197	425708	1800	0,87
3	10	31	90	104229	426198	425771	99722	426197	425708	1800	0,87
4	10	33	90	104229	426198	425771	99722	426197	425708	1800	0,87
5	10	35	90	104229	426198	425771	99722	426197	425708	1800	0,87
6	10	37	90	104229	426198	425771	99722	426197	425708	1800	0,87
7	10	39	90	104330	447518	465930	82151	447036	444273	1870	0

Tabela 20 - Cálculo do rendimento isentrópico da Câmara de Sucção. Fluido: R152a. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.

Rendimento Isentrópico da Câmara de Sucção										Fluido: R152a	
Caso	T _E	T _C	T _G	P _E	h _E : Fluent	h _{S1} : Fluent	P _{S1}	h _E : EES	h _{S1 IS} : EES	S _E : EES	η _S : E-1
	°C	°C	°C	Pa	J/kg	J/kg	Pa	J/kg	J/kg	J/(kg.K)	%
1	10	25	75	271788	515886	515369	265406	515483	514927	2115	0,93
2	10	33	75	271790	515886	515379	265528	515483	514938	2115	0,93
3	10	35	75	271855	529892	546016	248164	529621	527384	2164	0
4	10	25	80	271805	515887	515431	265861	515485	514967	2115	0,88
5	10	35	80	271805	515887	515431	265862	514754	514239	2115	0,88
6	10	37	80	271854	529894	546648	246604	529649	527260	2164	0
7	10	25	85	271825	515889	515494	266344	515486	515010	2115	0,83
8	10	35	85	271825	515889	515494	266344	515486	515010	2115	0,83
9	10	37	85	271825	515889	515494	266344	515486	515010	2115	0,83
10	10	39	85	271842	515890	515563	267178	515488	515083	2115	0,81
11	10	40	85	271806	530033	545261	230460	529775	525776	2164	0
12	10	25	90	271847	515891	515547	266742	515488	515044	2115	0,77
13	10	35	90	271849	515891	515556	266845	515489	515053	2115	0,77
14	10	39	90	271849	515891	515556	266845	515489	515054	2115	0,77
15	10	40	90	271849	515891	515556	266847	515489	515054	2115	0,77
16	10	41	90	271852	515891	515568	266996	515489	515067	2115	0,77
17	10	42	90	271801	529906	544820	227437	529660	525354	2164	0

Tabela 21 - Cálculo do rendimento isentrópico da Câmara de Sucção. Fluido: R600a. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.

Rendimento Isentrópico da Câmara de Sucção										Fluido: R600a	
Caso	T_E	T_C	T_G	P_E	h_E : Fluent	h_{S1} : Fluent	P_{S1}	h_E : EES	h_{S1} IS : EES	S_E : EES	$\eta_{S : E-1}$
	°C	°C	°C	Pa	J/kg	J/kg	Pa	J/kg	J/kg	J/(kg.K)	%
1	10	25	80	119913	571513	571023	116802	693745	693213	3759	0,92
2	10	35	80	119913	571513	571024	116806	693745	693213	3759	0,92
3	10	36	80	119963	571522	571159	117592	693754	693349	3759	0,90
4	10	37	80	120071	621563	657004	108786	741377	739175	3919	0
5	10	35	85	119936	571517	571071	116941	693749	693237	3759	0,87
6	10	37	85	119936	571517	571071	116941	693749	693237	3759	0,87
7	10	39	85	119965	571522	571145	117384	693754	693313	3759	0,86
8	10	40	85	119965	619824	658555	117384	739229	738737	3912	0
9	10	35	90	119966	571523	571123	117105	693754	693265	3759	0,82
10	10	37	90	119966	571523	571123	117105	693754	693265	3759	0,82
11	10	39	90	119966	571523	571123	117105	693754	693265	3759	0,82
12	10	41	90	119967	571523	571123	117107	693754	693265	3759	0,82
13	10	42	90	120022	621235	661619	100151	740778	736828	3917	0
14	10	43	90	119962	620640	659637	93199	740186	734784	3915	0
15	10	35	95	120006	571529	571178	117318	693761	693302	3759	0,76
16	10	41	95	120006	571529	571178	117318	693761	693302	3759	0,76
17	10	42	95	120006	571529	571179	117319	693761	693302	3759	0,76
18	10	43	95	120006	571529	571179	117319	693761	693302	3759	0,76
19	10	44	95	120009	571530	571184	117355	693762	693308	3759	0,76

ANEXO C: Rendimento da Conservação da Energia

Tabela 22 – Cálculo do rendimento da conservação da energia na Câmara de Mistura. Fluido: R142b. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.

Rendimento da Conservação da Energia									Fluido: R142b	
Caso	T _E °C	T _C °C	T _G °C	$\dot{m}_G$ kg/s	$\dot{m}_E$ kg/s	h _G J/kg	h _{P1} J/kg	h _m J/kg	h _C J/kg	$\eta_{CE : 1-m}$ %
1	10	25	90	0,0229974	0,0064471	474020	437278	442508	462444	0,69
2	10	28	90	0,0229974	0,0064471	474020	437278	442509	462876	0,71
3	10	31	90	0,0229974	0,0064471	474020	437278	442509	463105	0,72
4	10	33	90	0,0229974	0,0064471	474020	437278	442511	463191	0,72
5	10	35	90	0,0229974	0,0064471	474020	437278	442536	463248	0,72
6	10	37	90	0,0229974	0,0064471	474020	437278	442994	463290	0,71
7	10	39	90	0,0229974	-0,0083207	474020	437118	473586	474878	0,02

Tabela 23 – Cálculo do rendimento da conservação da energia na Câmara de Mistura. Fluido: R152a. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.

Rendimento da Conservação da Energia									Fluido: R152a	
Caso	T _E °C	T _C °C	T _G °C	$\dot{m}_G$ kg/s	$\dot{m}_E$ kg/s	h _G J/kg	h _{P1} J/kg	h _m J/kg	h _C J/kg	$\eta_{CE : 1-m}$ %
1	10	25	75	0,0143855	0,0040422	551210	508667	519021	542675	0,71
2	10	33	75	0,0143855	0,0039995	551210	508668	522871	543162	0,61
3	10	35	75	0,0143855	-0,0050559	551210	508396	550504	552323	0,03
4	10	25	80	0,0161041	0,0037238	552509	509988	520586	544459	0,69
5	10	35	80	0,0161041	0,0037236	552509	509988	520895	545246	0,71
6	10	37	80	0,0161041	-0,0045878	552509	509761	550744	553326	0,04
7	10	25	85	0,0180049	0,0033083	553441	511219	522666	545823	0,65
8	10	35	85	0,0180049	0,0033083	553441	511219	522693	547134	0,69
9	10	37	85	0,0180049	0,0033083	553441	511219	522895	547205	0,68
10	10	39	85	0,0180049	0,0029035	553441	511221	533035	547884	0,41
11	10	40	85	0,0180049	-0,0059752	553441	510947	551940	554301	0,05
12	10	25	90	0,0200973	0,0027826	553950	512249	524081	546539	0,61
13	10	35	90	0,0200973	0,0027826	553950	512250	525891	548787	0,62
14	10	39	90	0,0200973	0,0027826	553950	512250	526250	548981	0,62
15	10	40	90	0,0200973	0,0027826	553950	512250	526696	549013	0,61
16	10	41	90	0,0200973	0,0026311	553950	512250	532278	549178	0,46
17	10	42	90	0,0200973	-0,0056718	553950	512029	551387	554536	0,05

Tabela 24 – Cálculo do rendimento da conservação da energia na Câmara de Mistura. Fluido: R600a. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.

Rendimento da Conservação da Energia									Fluido: R600a	
Caso	T_E °C	T_C °C	T_G °C	$\dot{m}_G$ kg/s	$\dot{m}_E$ kg/s	h_G J/kg	h_{p1} J/kg	h_m J/kg	h_C J/kg	$\eta_{CE : 1-m}$ %
1	10	25	80	0,0216251	0,0055086	664913	604405	616995	644854	0,58
2	10	35	80	0,0216251	0,0055047	664913	604406	617157	645262	0,58
3	10	36	80	0,0216251	0,0047019	664913	604423	627254	647880	0,42
4	10	37	80	0,0216251	-0,014972	664913	604155	663407	666271	0,01
5	10	35	85	0,0239400	0,0051489	671141	610081	622898	653025	0,6
6	10	37	85	0,0239400	0,0051487	671141	610081	622932	653092	0,6
7	10	39	85	0,0239400	0,0046711	671141	610087	633507	654518	0,41
8	10	40	85	0,0239400	-0,008542	671141	609724	669959	672526	0,03
9	10	35	90	0,0264389	0,0046487	677212	615840	630201	660777	0,59
10	10	37	90	0,0264389	0,0046487	677212	615840	630204	660886	0,59
11	10	39	90	0,0264389	0,0046486	677212	615840	630230	660962	0,59
12	10	41	90	0,0264389	0,0046463	677212	615840	630852	661026	0,58
13	10	42	90	0,0264389	-0,0076796	677212	615543	674397	678043	0,04
14	10	43	90	0,0264389	-0,0100016	677212	615460	675958	678489	0,03
15	10	35	95	0,0291861	0,0039008	682984	621529	639540	668953	0,54
16	10	41	95	0,0291861	0,0039006	682984	621529	639563	669367	0,55
17	10	42	95	0,0291861	0,0039004	682984	621529	639611	669401	0,55
18	10	43	95	0,0291861	0,0038992	682984	621529	639822	669434	0,55
19	10	44	95	0,0291861	0,0038447	682984	621530	644694	669623	0,46

ANEXO D: Rendimento da Conservação do Momento

Tabela 25 – Cálculo do rendimento da conservação do momento. Fluido: R142b. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.

Rendimento da Conservação do Momento									Fluido: R142b		
Caso	T_E	T_C	T_G	$\dot{m}_G$	$\dot{m}_E$	v_{P1}	v_{S1}	v_m	$\eta_{CM : 1-m}$ Eq. (5.4)	$\eta_{CM : 1-m}$ Eq. (5.6)	$\eta_{CM : 1-m}$ Eq. (5.7)
	°C	°C	°C	kg/s	kg/s	m/s	m/s	m/s	%	%	%
1	10	25	90	0,0229974	0,0064471	271	30	203	0,93	0,96	0,92
2	10	28	90	0,0229974	0,0064471	271	30	203	0,93	0,96	0,92
3	10	31	90	0,0229974	0,0064471	271	30	203	0,93	0,96	0,92
4	10	33	90	0,0229974	0,0064471	271	30	203	0,93	0,96	0,92
5	10	35	90	0,0229974	0,0064471	271	30	203	0,93	0,96	0,92
6	10	37	90	0,0229974	0,0064471	271	30	200	0,92	0,95	0,90
7	10	39	90	0,0229974	-0,0083207	272	91	52	0,14	0,12	0,02

Tabela 26 – Cálculo do rendimento da conservação do momento. Fluido: R152a. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.

Rendimento da Conservação do Momento									Fluido: R152a		
Caso	T_E	T_C	T_G	$\dot{m}_G$	$\dot{m}_E$	v_{P1}	v_{S1}	v_m	$\eta_{CM : 1-m}$ Eq. (5.4)	$\eta_{CM : 1-m}$ Eq. (5.6)	$\eta_{CM : 1-m}$ Eq. (5.7)
	°C	°C	°C	kg/s	kg/s	m/s	m/s	m/s	%	%	%
1	10	25	75	0,0143855	0,0040422	292	32	218	0,93	0,96	0,92
2	10	33	75	0,0143855	0,0039995	292	32	200	0,85	0,88	0,77
3	10	35	75	0,0143855	-0,0050559	293	78	62	0,15	0,14	0,02
4	10	25	80	0,0161041	0,0037238	291	30	221	0,91	0,94	0,87
5	10	35	80	0,0161041	0,0037236	291	30	220	0,91	0,93	0,86
6	10	37	80	0,0161041	-0,0045878	292	79	74	0,20	0,18	0,03
7	10	25	85	0,0180049	0,0033083	290	28	221	0,89	0,90	0,81
8	10	35	85	0,0180049	0,0033083	290	28	221	0,89	0,90	0,81
9	10	37	85	0,0180049	0,0033083	290	28	220	0,88	0,90	0,81
10	10	39	85	0,0180049	0,0029035	290	26	171	0,67	0,68	0,47
11	10	40	85	0,0180049	-0,0059752	291	106	70	0,23	0,20	0,04
12	10	25	90	0,0200973	0,0027826	289	27	223	0,87	0,88	0,77
13	10	35	90	0,0200973	0,0027826	289	26	215	0,84	0,85	0,72
14	10	39	90	0,0200973	0,0027826	289	26	214	0,83	0,84	0,71
15	10	40	90	0,0200973	0,0027826	289	26	211	0,82	0,83	0,69
16	10	41	90	0,0200973	0,0026311	289	26	183	0,71	0,72	0,52
17	10	42	90	0,0200973	-0,0056718	289	109	81	0,23	0,20	0,04

Tabela 27 – Cálculo do rendimento da conservação do momento. Fluido: R600a. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.

Rendimento da Conservação do Momento									Fluido: R600a		
Caso	T_E	T_C	T_G	$\dot{m}_G$	$\dot{m}_E$	v_{P1}	v_{S1}	v_m	$\eta_{CM : 1-m}$ Eq. (5.4)	$\eta_{CM : 1-m}$ Eq. (5.6)	$\eta_{CM : 1-m}$ Eq. (5.7)
	°C	°C	°C	kg/s	kg/s	m/s	m/s	m/s	%	%	%
1	10	25	80	0,0216251	0,0055086	348	32	237	0,84	0,86	0,73
2	10	35	80	0,0216251	0,0055047	348	32	236	0,83	0,85	0,73
3	10	36	80	0,0216251	0,0047019	348	27	199	0,68	0,70	0,49
4	10	37	80	0,0216251	-0,014972	348	80	77	0,08	0,07	0,00
5	10	35	85	0,0239400	0,0051489	349	30	244	0,83	0,85	0,72
6	10	37	85	0,0239400	0,0051487	349	30	244	0,83	0,85	0,72
7	10	39	85	0,0239400	0,0046711	349	28	202	0,68	0,69	0,48
8	10	40	85	0,0239400	-0,008542	350	110	73	0,15	0,13	0,02
9	10	35	90	0,0264389	0,0046487	350	29	247	0,82	0,83	0,69
10	10	37	90	0,0264389	0,0046487	350	29	247	0,82	0,83	0,69
11	10	39	90	0,0264389	0,0046486	350	29	247	0,82	0,83	0,69
12	10	41	90	0,0264389	0,0046463	350	29	244	0,81	0,82	0,67
13	10	42	90	0,0264389	-0,0076796	351	109	87	0,19	0,18	0,03
14	10	43	90	0,0264389	-0,0100016	351	135	73	0,15	0,13	0,02
15	10	35	95	0,0291861	0,0039008	350	28	244	0,78	0,79	0,62
16	10	41	95	0,0291861	0,0039006	350	28	243	0,78	0,79	0,62
17	10	42	95	0,0291861	0,0039004	350	28	243	0,78	0,79	0,62
18	10	43	95	0,0291861	0,0038992	350	28	242	0,78	0,78	0,61
19	10	44	95	0,0291861	0,0038447	350	28	222	0,71	0,72	0,51

ANEXO E: Rendimento da Conservação do Momento Segundo o Coeficiente de Fricção de Darcy-Weisbach.

Tabela 28 – Cálculo do rendimento da conservação do momento. Fluido: R142b. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.

Rendimento da Conservação do Momento									Fluido: R142b			
Caso	T _E °C	T _C °C	T _G °C	d _m m	L _m m	λ Adim	v _{p1} m/s	v _{s1} m/s	v _m m/s	P _{p1} Pa	P _m Pa	f _{CM} %
1	10	25	90	0,0044	0,015	0,280	271	30	203	205767	131224	0,16
2	10	28	90	0,0044	0,015	0,280	271	30	203	205767	131225	0,16
3	10	31	90	0,0044	0,015	0,280	271	30	203	205767	131226	0,16
4	10	33	90	0,0044	0,015	0,280	271	30	203	205767	131242	0,16
5	10	35	90	0,0044	0,015	0,280	271	30	203	205767	131452	0,16
6	10	37	90	0,0044	0,015	0,280	271	30	200	205767	135229	0,16
7	10	39	90	0,0044	0,015	-0,362	272	91	52	204451	383316	1,54

Tabela 29 – Cálculo do rendimento da conservação do momento. Fluido: R152a. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.

Rendimento da Conservação do Momento									Fluido: R152a			
Caso	T _E °C	T _C °C	T _G °C	d _m m	L _m m	λ Adim	v _{p1} m/s	v _{s1} m/s	v _m m/s	P _{p1} Pa	P _m Pa	f _{CM} %
1	10	25	75	0,003	0,012	0,281	292	32	218	371471	300243	0,10
2	10	33	75	0,003	0,012	0,278	292	32	200	371482	346444	0,11
3	10	35	75	0,003	0,012	-0,351	293	78	62	368562	658639	1,02
4	10	25	80	0,003	0,012	0,231	291	30	221	424791	323540	0,13
5	10	35	80	0,003	0,012	0,231	291	30	220	424791	327148	0,13
6	10	37	80	0,003	0,012	-0,2587	292	79	74	422140	686193	0,96
7	10	25	85	0,003	0,012	0,184	290	28	221	485108	356379	0,16
8	10	35	85	0,003	0,012	0,184	290	28	221	485108	356710	0,16
9	10	37	85	0,003	0,012	0,184	290	28	220	485108	359223	0,16
10	10	39	85	0,003	0,012	0,161	290	26	171	485134	509827	0,22
11	10	40	85	0,003	0,012	-0,332	291	106	70	481691	756928	1,07
12	10	25	90	0,003	0,012	0,138	289	27	223	552310	384364	0,19
13	10	35	90	0,003	0,012	0,135	289	26	215	552310	403522	0,20
14	10	39	90	0,003	0,012	0,135	289	26	214	552310	408502	0,21
15	10	40	90	0,003	0,012	0,135	289	26	211	552310	416569	0,21
16	10	41	90	0,003	0,012	0,131	289	26	183	552312	508291	0,24
17	10	42	90	0,003	0,012	-0,282	289	109	81	549263	785488	1,01

Tabela 30 – Cálculo do rendimento da conservação do momento. Fluido: R600a. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.

Rendimento da Conservação do Momento									Fluido: R600a			
Caso	T _E °C	T _C °C	T _G °C	d _m m	L _m m	λ Adim	v _{p1} m/s	v _{s1} m/s	v _m m/s	P _{p1} Pa	P _m Pa	f _{CM} %
1	10	25	80	0,0049	0,017	0,255	348	32	237	158194	160080	0,11
2	10	35	80	0,0049	0,017	0,255	348	32	236	158194	161888	0,11
3	10	36	80	0,0049	0,017	0,217	348	27	199	158269	215453	0,15
4	10	37	80	0,0049	0,017	-0,692	348	80	77	157060	361069	2,22
5	10	35	85	0,0049	0,017	0,215	349	30	244	185624	173786	0,13
6	10	37	85	0,0049	0,017	0,215	349	30	244	185624	173979	0,13
7	10	39	85	0,0049	0,017	0,195	349	28	202	185652	238147	0,17
8	10	40	85	0,0049	0,017	-0,357	350	110	73	183978	401326	1,13
9	10	35	90	0,0049	0,017	0,176	350	29	247	216089	191736	0,16
10	10	37	90	0,0049	0,017	0,176	350	29	247	216089	191753	0,16
11	10	39	90	0,0049	0,017	0,176	350	29	247	216089	191907	0,16
12	10	41	90	0,0049	0,017	0,176	350	29	244	216089	195694	0,17
13	10	42	90	0,0049	0,017	-0,290	351	109	87	214619	416639	1,06
14	10	43	90	0,0049	0,017	-0,378	351	135	73	214228	441805	1,18
15	10	35	95	0,0049	0,017	0,134	350	28	244	250253	219012	0,21
16	10	41	95	0,0049	0,017	0,134	350	28	243	250253	219163	0,21
17	10	42	95	0,0049	0,017	0,134	350	28	243	250253	219477	0,21
18	10	43	95	0,0049	0,017	0,134	350	28	242	250253	220860	0,21
19	10	44	95	0,0049	0,017	0,132	350	28	222	250254	255320	0,23

ANEXO F: Rendimento da Expansão do Fluido Primário na Câmara de Mistura.

Tabela 31 – Cálculo do rendimento da expansão do fluido primário na câmara de mistura. Fluido: R142b. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.

Rendimento da Expansão do Fluido Primário na Câmara de Mistura							Fluido: R142b		
Caso	T_E	T_C	T_G	$D_{Y \text{ Real}}$	Υ	d_{1P}	M_{1P}	M_{YP}	$\eta_{EP:1-Y}$
	°C	°C	°C	m	Adim	m	Adim	Adim	%
1	10	25	90	0,00365	1,285	0,0028	1,743	1,380	0,46
2	10	28	90	0,00365	1,285	0,0028	1,743	1,380	0,46
3	10	31	90	0,00365	1,285	0,0028	1,743	1,380	0,46
4	10	33	90	0,00365	1,285	0,0028	1,743	1,380	0,46
5	10	35	90	0,00365	1,285	0,0028	1,743	1,380	0,46
6	10	37	90	0,00365	1,285	0,0028	1,743	1,379	0,46
7	10	39	90	-	-	-	-	-	0,00

Tabela 32 - Cálculo do rendimento da expansão do fluido primário na câmara de mistura. Fluido: R152a. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.

Rendimento da Expansão do Fluido Primário na Câmara de Mistura							Fluido: R152a		
Caso	T_E	T_C	T_G	$D_{Y \text{ Real}}$	Υ	d_{1P}	M_{1P}	M_{YP}	$\eta_{EP:1-Y}$
	°C	°C	°C	m	Adim	m	Adim	Adim	%
1	10	25	75	0,00253	1,423	0,002	1,601	1,215	0,52
2	10	33	75	-	-	-	-	-	0,00
3	10	35	75	-	-	-	-	-	0,00
4	10	25	80	0,00254	1,470	0,002	1,608	1,242	0,52
5	10	35	80	0,00254	1,470	0,002	1,608	1,234	0,52
6	10	37	80	-	-	-	-	-	0,00
7	10	25	85	0,00240	1,527	0,002	1,611	1,255	0,59
8	10	35	85	0,00240	1,527	0,002	1,611	1,253	0,59
9	10	37	85	0,00241	1,527	0,002	1,611	1,226	0,58
10	10	39	85	-	-	-	-	-	0,00
11	10	40	85	-	-	-	-	-	0,00
12	10	25	90	0,00237	1,597	0,002	1,612	1,263	0,61
13	10	35	90	0,00238	1,597	0,002	1,612	1,236	0,60
14	10	39	90	0,00238	1,597	0,002	1,612	1,230	0,59
15	10	40	90	0,00238	1,597	0,002	1,612	1,123	0,58
16	10	41	90	-	-	-	-	-	0,00
17	10	42	90	-	-	-	-	-	0,00

Tabela 33 - Cálculo do rendimento da expansão do fluido primário na câmara de mistura. Fluido: R600a.
Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.

Rendimento da Expansão do Fluido Primário na Câmara de Mistura							Fluido: R600a		
Caso	T_E	T_C	T_G	$D_{Y \text{ Real}}$	Υ	d_{1P}	M_{1P}	M_{YP}	$\eta_{EP:1-Y}$
	°C	°C	°C	m	Adim	m	Adim	Adim	%
1	10	25	80	0,00417	1,192	0,0035	1,686	1,187	0,52
2	10	35	80	0,00416	1,192	0,0035	1,686	1,152	0,52
3	10	36	80	-	-	-	-	-	0,00
4	10	37	80	-	-	-	-	-	0,00
5	10	35	85	0,00409	1,205	0,0035	1,691	1,226	0,55
6	10	37	85	0,00409	1,205	0,0035	1,691	1,217	0,55
7	10	39	85	-	-	-	-	-	0,00
8	10	40	85	-	-	-	-	-	0,00
9	10	35	90	0,00404	1,220	0,0035	1,694	1,237	0,56
10	10	37	90	0,00404	1,220	0,0035	1,694	1,237	0,56
11	10	39	90	0,00404	1,220	0,0035	1,694	1,234	0,56
12	10	41	90	0,00403	1,220	0,0035	1,694	1,185	0,56
13	10	42	90	-	-	-	-	-	0,00
14	10	43	90	-	-	-	-	-	0,00
15	10	35	95	0,00414	1,238	0,0035	1,694	1,214	0,54
16	10	41	95	0,00414	1,238	0,0035	1,694	1,211	0,54
17	10	42	95	0,00414	1,238	0,0035	1,694	1,205	0,53
18	10	43	95	0,00413	1,238	0,0035	1,694	1,160	0,53
19	10	44	95	-	-	-	-	-	0,00

ANEXO G: Rendimento Isentrópico do Difusor

Tabela 34 – Cálculo do rendimento isentrópico do difusor. Fluido: R142b. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.

Rendimento Isentrópico do Difusor											Fluido: R142b	
Caso	T _E °C	T _C °C	T _G °C	T ₃ °C	P ₃ Pa	h ₃ : Fluent J/kg	h _C : Fluent J/kg	P _C Pa	h ₃ : EES J/kg	h _C IS : EES J/kg	S ₃ : EES J/(kg.K)	η _d : 3-C %
1	10	25	90	49	201140	457615	462444	234400	457612	460234	1874	0,54
2	10	28	90	50	221496	457417	462876	266700	457416	460699	1868	0,60
3	10	31	90	50	247610	457686	463105	301300	457685	461261	1863	0,66
4	10	33	90	51	271050	458149	463191	325800	458147	461568	1859	0,68
5	10	35	90	52	292014	458261	463248	351300	458260	461752	1855	0,70
6	10	37	90	53	312825	458403	463290	378000	458401	462027	1852	0,74
7	10	39	90	70	382510	473607	474878	405900	473606	474839	1886	0,97

Tabela 35 – Cálculo do rendimento isentrópico do difusor. Fluido: R152a. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.

Rendimento Isentrópico do Difusor											Fluido: R152a	
Caso	T _E °C	T _C °C	T _G °C	T ₃ °C	P ₃ Pa	h ₃ : Fluent J/kg	h _C : Fluent J/kg	P _C Pa	h ₃ : EES J/kg	h _C IS : EES J/kg	S ₃ : EES J/(kg.K)	η _d : 3-C %
1	10	25	75	29	376997	532547	542675	495900	532695	540341	2145	0,76
2	10	33	75	33	484418	533996	543162	650500	534125	542653	2128	0,93
3	10	35	75	51	655644	550530	552323	693500	551111	552848	2153	0,97
4	10	25	80	31	388824	533839	544459	495900	534025	540850	2147	0,64
5	10	35	80	37	546590	536872	545246	693500	537075	544074	2126	0,84
6	10	37	80	52	681923	550776	553326	738300	551363	553834	2150	0,97
7	10	25	85	35	418022	537586	545823	495900	537864	542735	2153	0,59
8	10	35	85	39	549080	538225	547134	693500	538478	545382	2130	0,77
9	10	37	85	40	586431	538730	547205	738300	538984	545834	2126	0,81
10	10	39	85	38	559243	537267	547884	785000	537477	547567	2125	0,95
11	10	40	85	54	752791	551972	554301	809000	552589	554847	2145	0,97
12	10	25	90	37	439964	539993	546539	495900	540331	543779	2156	0,53
13	10	35	90	39	537480	539225	548787	693500	539514	547085	2135	0,79
14	10	39	90	42	619979	540385	548981	785000	540684	547777	2126	0,83
15	10	40	90	42	624088	540011	549013	809000	540294	548099	2124	0,87
16	10	41	90	42	629263	540067	549178	833600	540348	548824	2123	0,93
17	10	42	90	54	779932	551421	554536	858600	552023	555038	2139	0,97

Tabela 36 – Cálculo do rendimento isentrópico do difusor. Fluido: R600a. Células a vermelho indicam que o fluxo encontra-se invertido (falha no ejector), a linha vermelha define a fronteira entre o fluxo choked e o fluxo unchoked.

Rendimento Isentrópico do Difusor											Fluido: R600a	
Caso	T_E	T_C	T_G	T_3	P_3	h_3 : Fluent	h_C : Fluent	P_C	h_3 : EES	h_{CIS} : EES	S_3 : EES	η_d : 3-C
	°C	°C	°C	°C	Pa	J/kg	J/kg	Pa	J/kg	J/kg	J/(kg.K)	%
1	10	25	80	47	178616	631601	644854	249400	754277	763966	3928	0,73
2	10	35	80	50	264288	634181	645262	362000	756675	766727	3900	0,91
3	10	36	80	49	246440	633403	647880	374600	755930	769280	3904	0,92
4	10	37	80	67	358622	663473	666271	387300	786152	788830	3959	0,96
5	10	35	85	54	274804	641703	653025	362000	764270	773242	3920	0,79
6	10	37	85	55	291108	641739	653092	387300	764271	773675	3914	0,83
7	10	39	85	54	279989	640774	654518	413700	763317	776219	3915	0,94
8	10	40	85	71	399345	669997	672526	427300	792691	795113	3967	0,96
9	10	35	90	58	278178	649152	660777	362000	771804	780522	3941	0,75
10	10	37	90	59	296044	649289	660886	387300	771907	780909	3936	0,78
11	10	39	90	59	319989	649871	660962	413700	772449	781164	3930	0,79
12	10	41	90	60	338103	650262	661026	441100	772810	781922	3925	0,85
13	10	42	90	73	414000	674445	678043	455100	797172	800613	3976	0,96
14	10	43	90	75	439879	675995	678489	469500	798705	801092	3974	0,96
15	10	35	95	62	273665	656261	668953	362000	779006	788391	3964	0,74
16	10	41	95	64	338369	657831	669367	441100	780474	789705	3948	0,80
17	10	42	95	64	350832	658166	669401	455100	780791	789898	3945	0,81
18	10	43	95	64	355453	657895	669434	469500	780509	790277	3943	0,85
19	10	44	95	64	360438	658082	669623	484100	780689	791082	3942	0,90

ANEXO H: Recomendações do ASHRAE para as características do ejector

Tabela 37 - Recomendações do ASHRAE para as características do ejector.

<i>Bocal</i>
O eixo do bocal tem de coincidir com o eixo do ejector. O ângulo do divergente do bocal, deve-se encontrar entre 8 e 15 graus (10 e 12 graus são os valores mais comuns). O comprimento pode ser obtido por relações trigonométricas entre os ângulos apresentados e os raios obtidos pelo método da análise unidimensional. Medici [46], indica que a secção convergente do bocal deve possuir um ângulo de 45 graus, no entanto a partir de informações de construtores sabe-se que é apenas necessário que este tenha uma abertura suficientemente grande para a velocidade de entrada no bocal ser desprezável, o que se adequa ao pressuposto 4 que indica que a energia cinética à entrada e saída do ejector é desprezável.
<i>Câmara de Sucção</i>
A abertura da câmara de sucção é geralmente dimensionada para garantir uma velocidade média do vapor de 76 m/s.
<i>Câmara de Mistura</i>
Deve possuir um comprimento entre 6 a 10 diâmetros da secção de área constante (geralmente utiliza-se 7 diâmetros da secção de área constante). A secção deve ser dividida em dois cones convergentes dispostos em série, onde o primeiro cone deve possuir um ângulo de abertura de cerca de 7 a 10 graus, e o segundo cone um ângulo de 3 a 4 graus de abertura. Sobre relação de comprimentos entre cada um dos cones não é fornecida qualquer informação. Caso sejam utilizados outros ângulos para o convergente da secção de mistura deve-se ter a noção de que ângulos maiores resultam em perdas de eficiência, e ângulos mais pequenos provocam uma diminuição da pressão atingida pelo ejector à sua saída o que por sua vez provoca uma diminuição da pressão crítica do ejector.
<i>Secção de Área Constante</i>
O ASHRAE pressupõe que o choque normal ocorre na zona de secção de área constante do ejector e para o garantir indica que o comprimento desta secção deve se encontrar entre 3 a 5 diâmetros da área da mesma. A estimativa fornecida conta já com o fenómeno do comboio de choque que requer um determinado comprimento durante a ocorrência do choque em lugar do choque normal que pressupõe um choque de espessura nula.

Difusor

Deve possuir uma forma cónica que de acordo com o ASHRAE deve ter um ângulo de abertura entre 5 a 12 graus (8 a 10 graus é o valor mais comum), e um comprimento entre 4 a 12 diâmetros da zona de secção de área constante (5 diâmetros é o valor mais comum).

O ASHRAE acrescenta que um ângulo de 5 a 7 graus seria mais eficiente se o difusor possuir comprimento suficiente para desacelerar o escoamento até uma velocidade de 76 m/s à saída do ejector.