



MINISTÉRIO DA CIÊNCIA E TECNOLOGIA

INSTITUTO NACIONAL DE PESQUISAS ESPACIAIS

INPE-5565-TDI/540

**REFRIGERAÇÃO REGENERATIVA PARA CÂMARAS DE EMPUXO
DE MOTORES FOGUETE A PROPELENTES LÍQUIDOS**

Rafael Levy Rubin

Dissertação de Mestrado em Ciências Espaciais/Mecânica Espacial e Contrôles,
orientada pelo Dr. José Nivaldo Hinckel, aprovada em abril de 1994.

INPE
São José dos Campos
Abril de 1994

Publicado por:

Divisão de Ensino e Documentação - DED

Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais - INPE

Caixa Postal 515

12227-010 - São José dos Campos - SP - Brasil

Telex: 123.3530 INPE BR

Fone: (0123) 41.8977 - Ramal 324

Fax: 0123-21-8743

- Solicita-se intercâmbio
- We ask for exchange
- Si sollecita intercambio
- On demande l'échange
- Mann bittet un Austausch
- Pidese canje
- Просим обмена
- 歡迎著作交換
- 出版物交換のお願い

Publicação Externa - É permitida sua reprodução para interessados.

MINISTÉRIO DA CIÊNCIA E TECNOLOGIA
INSTITUTO NACIONAL DE PESQUISAS ESPACIAIS

INPE-5565-TDI/540

**REFRIGERAÇÃO REGENERATIVA PARA CÂMARAS DE EMPUXO
DE MOTORES FOGUETE A PROPELENTES LÍQUIDOS**

Rafael Levy Rubin

Dissertação de Mestrado em Ciências Espaciais/Mecânica Espacial e Contrôlo,
orientada pelo Dr. José Nivaldo Hinckel, aprovada em abril de 1994.

INPE
São José dos Campos
Abril de 1994

662.61

RUBIN, R.L.

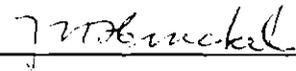
Refrigeração regenerativa para câmaras de empuxo de motores foguete a propelentes líquidos. / Rafael Levy Rubin. -- São José dos Campos : INPE, 1994.

124p. -- (INPE-5565-TDI/540)

1. Câmara de empuxo. 2. Câmara de combustão. 3. Motor foguete. I. Título.

Aprovada pela Banca Examinadora
em cumprimento a requisito exigido
para a obtenção do Título de Mestre
em Ciência Espacial

Dr. José Nivaldo Hinckel



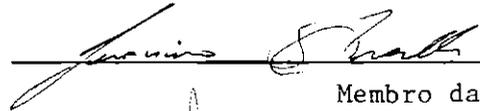
Orientador/Presidente

Dr. Fernando Manuel Ramos



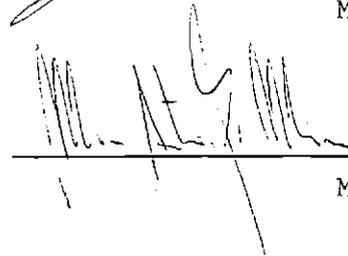
Membro da Banca

Dr. Jerônimo dos Santos Travelho



Membro da Banca

Dr. Marco Antonio Salla Minucci



Membro da Banca
- Convidado -

Candidato: Rafael Levy Rubin

São José dos Campos, 15 de abril de 1994

*Dedicada à Mariana, esposa e
companheira, cujo amor, carinho e
apoio tornam a vida mais bonita...*

"mens sana in corpore sano"

acalma o espírito
revigora o corpo
clareia a mente

AGRADECIMENTOS

A todos que contribuíram, direta ou indiretamente para a realização deste trabalho:

- à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP), entidade séria que cumpre os compromissos a que se propõe, em dia, demonstrando respeito ao pesquisador.
- ao Dr. José Nivaldo Hinckel, pela orientação séria, entusiasta e competente, sempre me conduzindo para o caminho correto durante o trabalho.
- aos membros da banca, pelas sugestões e pelo tempo e atenção dispensados.
- a Walter Kenkiti Jr., pelas consultas e aconselhamentos sobre processos de fabricação e sobre os materiais pesquisados.
- a Fernando Baratelli Jr. do CENPES, Petrobrás, pela gentileza em enviar, com presteza, os dados sobre combustíveis hidrocarbonetos.
- ao Pelógia, Renatinho e Mário Ricci, pelas dicas sobre o AutoCAD.
- ao pessoal da biblioteca: Suelena e Cida pela incansável disposição em ajudar nas pesquisas e encomendas bibliográficas; Andreia, pela paciência e bom humor; Marciana e Valdete, pelas correções para a edição do trabalho.
- ao Dr. Wilson C. C. da Silva e ao colega Alexandre L. Flora, pela boa fé depositada em mim ao se comprometerem em ser fiadores de meus aluguéis residenciais.
- a todos os colegas de futebol e da natação da A.D.C., pela participação e alegrias nos momentos de esporte e lazer, que foram fundamentais para meu bem estar físico e mental, essencial para a realização de qualquer trabalho.
- ao professor Paulo Cândido (Paulinho) de natação, pelas aulas dadas com dedicação e qualidade durante estes 3 anos no INPE.
- a Fernando Cachucho da Silva (Fernandão), amigo, companheiro e irmão, sempre presente nas horas difíceis e nas boas também, que ninguém é de ferro!
- aos meus pais, Jane e Alexandre e irmãos Luciana e Renato, pelo amor e por sempre torcerem por mim.
- à minha esposa, Mariana. Por tudo!

RESUMO

Este trabalho descreve um modelo de cálculo para a refrigeração regenerativa para câmaras de empuxo de motores foguete. Um programa computacional, baseado em um modelo uni-dimensional, foi desenvolvido para a simulação dos fenômenos de troca de calor e perda de carga do líquido refrigerante nos canais. A radiação é incluída na modelagem. A geometria dos canais é de seção retangular e suas dimensões são determinadas durante os cálculos de modo a manter a temperatura das paredes da câmara a níveis aceitáveis e para que a perda de carga nos canais seja a menor possível. Vários materiais de parede foram analisados, bem como a utilização dos combustíveis hidrocarbonetos JP4 e JP5 e da Aerozina 50 como refrigerantes. A influência de vários parâmetros de projeto sobre o desempenho do sistema é verificada a fim de se determinar as limitações deste tipo de sistema.

REGENERATIVE COOLING FOR LIQUID PROPELLANT ROCKET THRUST CHAMBERS

ABSTRACT

This work describes a calculation model for regeneratively cooled rocket thrust chambers. A computational program, based on a one-dimensional model, has been developed for the heat transfer phenomena simulations and for coolant pressure drop in the cooling channels. Radiation is included in the model. The channels have rectangular cross sections, the dimensions being determined during the calculations in order to maintain the wall temperature distributions at tolerable levels, with a minimum channel pressure drop. Several wall materials were investigated, as well as the employment of the hydrocarbon fuels JP-4 and JP-5 and Aerozine 50 as coolants. The influence of many design parameters on the cooling system performance is verified for the analysis of the system capabilities and limitations.

SUMÁRIO

	Pág.
LISTA DE FIGURAS	xix
LISTA DE TABELAS	xxi
LISTA DE SÍMBOLOS	xxiii
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 - Motivação para o desenvolvimento deste trabalho	1
1.2 - Descrição do sistema de refrigeração regenerativa e histórico bibliográfico	2
2 MÉTODO DE ANÁLISE DO PROBLEMA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	8
2.1 - Transferência de calor do lado do gás	9
2.1.1 - A convecção na câmara	9
2.1.1.1 - Cálculo das propriedades de transporte da mistura de gases	13
2.1.2 - A radiação na câmara	14
2.1.3 - Depósito de partículas nas paredes da câmara do lado do gás	17
2.1.4 - Revestimento das paredes da câmara do lado do gás	19
2.2 - Transferência de calor através das paredes da câmara	20
2.3 - Transferência de calor do lado do refrigerante	23
2.4 - Balanço energético para o refrigerante nos canais	26
2.5 - Ebulição nucleada	28
2.6 - Transferência de calor no refrigerante em condições supercríticas	30
2.7 - A capacidade de refrigeração do refrigerante e o fator da utilização da refrigeração	31
2.8 - A queda de pressão no refrigerante nos canais.	32

3 O PROGRAMA COMPUTACIONAL	35
3.1 - Os dados de entrada	35
3.2 - Os parâmetros do motor foguete e os cálculos da geometria da câmara e da vazão do refrigerante nos canais	37
3.3 - A discretização da câmara	39
3.4 - O dimensionamento dos canais de refrigeração ...	41
3.5 - Cálculo do número de canais	44
3.6 - Os resultados gerados pelo programa	46
4 A INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS DE PROJETO SOBRE A REFRIGERAÇÃO	53
4.1 - A influência da eficiência de combustão	54
4.2 - A influência da razão de mistura O/F	57
4.3 - A influência da razão de expansão de áreas ϵ_{exp}	60
4.4 - A influência da camada de carbono depositada R_d nas paredes da câmara	61
4.5 - A influência da espessura de parede da câmara (t_w) e de seu material	62
4.6 - A influência da razão profundidade/largura AR dos canais	68
4.7 - Comparação entre as configurações de canais "single pass" e "double pass"	72
4.8 - Variação de empuxo	77
4.9 - Variações em P_c e D_t com empuxo constante	82
4.10 - O envelope de operação do sistema de refrigeração regenerativa	84
4.11 - Comparação entre os refrigerantes utilizados ..	89
5 CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS FINAIS	93
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	97
APÊNDICE A - AS PROPRIEDADES DOS COMBUSTÍVEIS REFRIGERANTES	101

APÊNDICE B - AS PROPRIEDADES DOS MATERIAIS ANALISADOS.	105
APÊNDICE C - FLUXOGRAMA DO PROGRAMA COMPUTACIONAL	109

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
1.1 - Esquema de uma câmara "single pass"	3
1.2 - Esquema dos canais de refrigeração	3
2.1 - Gradientes de temperatura em uma câmara de em- puxo	8
2.2 - Emitância total do vapor da água	16
2.3 - Correção para emitância total do vapor de água .	16
2.4 - Resistência térmica do depósito de carbono	18
2.5 - Esquema de uma parede de canal subdividida em várias aletas	22
2.6 - Representação de duas aletas	22
2.7 - Fator de aumento do coeficiente de troca de ca- lor devido à curvatura de escoamento	26
2.8 - Esquema da transferência de calor em uma região de comprimento dx da câmara	28
2.9 - Fluxo de calor em função da temperatura de pare- de	29
3.1 - A discretização da câmara	40
3.2 - Fluxo de calor do interior da câmara nas paredes	49
3.3 - Distribuição de temperatura de parede e do re- frigerante	49
3.4 - Diâmetro hidráulico, altura e largura dos canais	50
3.5 - Pressão dinâmica do refrigerante ao longo da câ- mara	50
3.6 - Pressão total e estática do refrigerante ao lon- go da câmara	51
4.1 - Fluxo do calor do interior da câmara para as pa- redes	55
4.2 - Distribuição de temperaturas de parede	56
4.3 - Diâmetro hidráulico ao longo dos canais	57
4.4 - Fluxo do interior da câmara para as paredes	58
4.5 - Distribuição de temperaturas de parede	59

4.6	- Diâmetro hidráulico ao longo dos canais	60
4.7	- Fluxo de calor do interior da câmara para as paredes	64
4.8	- Distribuição de temperaturas de parede	65
4.9	- Diâmetro hidráulico ao longo dos canais	66
4.10	- Variação de ΔP nos canais com a espessura de parede	67
4.11	- Fluxo de calor do interior da câmara para as paredes	69
4.12	- Distribuição de temperatura de parede do lado do gás	70
4.13	- Distribuição de temperatura de parede do lado do refrigerante	71
4.14	- Diâmetro hidráulico ao longo dos canais	72
4.15	- Fluxo de calor do gás para as paredes da câmara.	73
4.16	- Distribuição de temperaturas de parede	74
4.17	- Diâmetro hidráulico dos canais ao longo da câmara	75
4.18	- Pressão total do refrigerante nos canais	76
4.19	- Influência da geometria de câmara na queda de pressão nos canais	79
4.20	- Influência da pressão de câmara na queda de pressão nos canais, com A_t constante	81
4.21	- Variação de ΔP com P_c a empuxo constante	84
4.22	- Envelope de operação do refrigerante JP4	86
4.23	- Comparação entre os envelopes de operação do JP4 do JP5 e da AE50	88
A.1	- Viscosidade dinâmica dos refrigerantes analisados	103
A.2	- Calor específico dos refrigerantes analisados ..	104
A.3	- Condutividade térmica dos refrigerantes analisados	104
B.1	- Condutividade térmica do cobre	106
B.2	- Condutividade térmica dos demais materiais analisados	107

LISTA DE TABELAS

	Pág.
4.1 - A influência de η_c^*	55
4.2 - A influência de O/F	58
4.3 - A influência de ε_{exp}	61
4.4 - A influência de R_d	62
4.5 - A influência de t_w e do material	63
4.6 - A influência de AR_t e AR_c	68
4.7 - Comparação entre canais "single e double pass" .	73
4.8 - Influência da variação de A_t para JP4	77
4.9 - Influência da variação de A_t para JP5	77
4.10 - Influência da variação de A_t para AE50	78
4.11 - Influência da variação de P_c para JP4	80
4.12 - Influência da variação de P_c para JP5	80
4.13 - Influência da variação de P_c para AE50	80
4.14 - Influência da variação de P_c a empuxo constante para JP4	82
4.15 - Influência da variação de P_c a empuxo constante para JP5	83
4.16 - Influência da variação de P_c a empuxo constante para AE50	83
4.17 - O envelope de operação do JP4	85
4.18 - O envelope de operação do JP5	87
4.19 - O envelope de operação do AE50	87

LISTA DE SÍMBOLOS

a	- Largura dos canais de refrigeração, [mm]
A	- Área de seção transversal dos canais ou da câmara, [m ²]
AR_c	- Razão profundidade/largura dos canais de refrigeração na região cilíndrica da câmara, [-]
AR_t	- Razão profundidade/largura dos canais de refrigeração à garganta, [-]
b	- Altura dos canais de refrigeração, [mm]
c^*	- Velocidade característica do gás, [m/s]
c^*_{ideal}	- Velocidade característica do gás, desconsiderando a ineficiência da combustão, [m/s]
C_F	- Coeficiente de empuxo, [-]
ϵ_f	- Coeficiente de perda por fricção, [-]
C_p	- Calor específico à pressão constante, [J/Kg-K]
D	- Diâmetro interno da câmara, [m]
d	- Diâmetro hidráulico dos canais do refrigerante, [mm]
dx	- Diferencial de comprimento dos canais, [m]
F	- Empuxo, [N]
g_0	- Aceleração da gravidade ao nível do mar, [m/s ²]
G	- Vazão em massa por unidade de área, [Kg/s-m ²]
h	- Coeficiente de transferência de calor por convecção, [W/m ² -K]
i	- Entalpia específica, [J/Kg]
I_{sp}	- Impulso específico da câmara, [s]
K	- Condutividade térmica, [W/m-K]
k_s	- Rugosidade superficial dos canais, [mm]
L^*	- Comprimento característico de queima dos propelentes, [m]
L_c	- Comprimento da parte cilíndrica da câmara, [m]
L_e	- Comprimento médio de radiação, [m]
L_{tot}	- Comprimento total da câmara, incluindo o bocal, [m]
M	- Número de Mach, $v/\sqrt{\gamma RT}$, [-]
\mathfrak{M}	- Peso molecular médio da mistura de gases, [Kg/Kmol]
\dot{m}	- Vazão em massa, [Kg/s]
N	- Número de canais, [-]
Nu	- Número de Nusselt, hD/K ou hd/K , [-]
P_a	- Pressão ambiente, [N/m ²]

P_c	- Pressão de estagnação na câmara, [N/m ²]
P_{CO_2}	- Pressão parcial do dióxido de carbono na mistura gasosa, [N/m ²]
P_c	- Pressão estática do gás na saída do bocal, [N/m ²]
P_{H_2O}	- Pressão parcial do vapor d'água na mistura gasosa, [N/m ²]
p_v	- Pressão de vapor do refrigerante, [N/m ²]
Pr	- Número de Prandtl, $C_p\mu/k$, [-]
q	- Fluxo de calor, [W/m ²]
R	- Raio de curvatura médio do contorno do bocal à garganta, [m]
\mathcal{R}	- Constante do gás, [J/Kg-K]
R_d	- Resistência térmica da camada de fuligem depositada nas paredes da câmara, [m ² K/W]
Re	- Número de Reynolds, $\rho VD/\mu$ ou $\rho Vd/\mu$, [-]
$r_{c.l.}$	- Fator de recuperação da camada limite do gás, [-]
t_w	- Espessura de parede da câmara, [mm]
t_{fin}	- Espessura das paredes entre os canais de refrigeração, [mm]
T_{aw}	- Temperatura adiabática de parede, [K]
T_c	- Temperatura de estagnação na câmara, [K]
$T_{c_{ideal}}$	- Temperatura de estagnação na câmara, desconsiderando a ineficiência de combustão, [K]
T_{co}	- Temperatura do refrigerante média de seção nos canais, [K]
T_g	- Temperatura estática do gás, [K]
T_{wco}	- Temperatura de parede do lado do refrigerante, [K]
T_{wg}	- Temperatura de parede do lado do gás, [K]
v	- Velocidade média do fluido, [m/s]
V_c	- Volume da câmara, [m ³]
v_c	- Velocidade de exaustão do gás, [m/s]
z/d	- Razão entre a distância axial e o diâmetro do tubo, [-]
α_c	- Ângulo de contração de áreas do bocal, [°]
α_{exp}	- Ângulo de expansão de áreas do bocal, [°]
γ	- Razão de calores específicos, [-]
ϵ_{exp}	- Razão de expansão de áreas da tubeira, [-]
ϵ_c	- Razão de contração de áreas da tubeira, [-]
ϵ_g	- Emitância total da mistura de gases, [-]
σ	- Constante de Stefan-Boltzmann, 5.729×10^{-8} [W/m ² -K ⁴]

μ	- Viscosidade, [N-s/m]
ρ	- Densidade, [Kg/m ³]
η_c^*	- Eficiência de combustão, [-]
η_{fin}	- Eficiência da aleta, [-]
ξ	- Variável de integração
AE50	- Aerozina 50, combustível derivado da hidrazina
JP4	- Significa "Jet Propellant 4", combustível derivado do querosene
JP5	- Significa "Jet Propellant 5", combustível derivado do querosene
LOX	- Significa oxigênio líquido
O/F	- Razão de mistura oxidante/combustível dos propelentes
RP-1	- Significa "Rocket Propellant 1"; combustível derivado do querosene

Índices inferiores

o	- Em condições de estagnação
c	- Relativo à câmara
co	- Do lado do fluido refrigerante
cr	- Em condições críticas
cs	- Superfície de controle
f	- Relativo à película de fluido (onde ocorrem as maiores variações no perfil de temperatura e de velocidade)
g	- Do lado dos gases
t	- Relativo à garganta do bocal
w	- À parede

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 MOTIVAÇÃO PARA O DESENVOLVIMENTO DESTE TRABALHO

A evolução do programa espacial brasileiro está intrinsicamente ligada ao desenvolvimento de altas tecnologias necessárias para a construção dos vários sub-sistemas que compõem um veículo espacial. O sub-sistema de propulsão, responsável pela ascensão atmosférica e injeção em órbita do veículo espacial, por correções de atitude e manobras de transferências orbitais em satélites artificiais, é de grande importância e devido à natureza de sua função deve possuir alta confiabilidade e grau de precisão. Essa versatilidade de operação somente é atingida através do emprego de motores foguete a propelentes líquidos que permitem a controlabilidade do empuxo e a possibilidade de extinção e re-ignição.

Em vista dessa necessidade, o desenvolvimento de uma tecnologia de propulsão líquida monopropelente vem sendo realizado com sucesso no INPE, nos últimos anos. Motores monopropelentes são em geral de pequeno porte e adequados para pequenas correções e manobras orbitais. Na sequência natural desses desenvolvimentos vem a propulsão líquida bi-propelente, fundamental para qualquer programa espacial bem implementado. Dentro desse contexto, este trabalho foi idealizado para servir como base para o projeto do sistema de refrigeração da câmara de empuxo de motores bi-propelente de médio e grande porte que deverão ser desenvolvidos no INPE.

No projeto e construção do primeiro protótipo de um motor a JP4/LOX de 1 tonelada de empuxo, que está sendo posto em prática pelo INPE/IEAv em associação, o dimensionamento do sistema de refrigeração foi efetuado através dos cálculos provenientes do código computacional desenvolvido neste trabalho.

1.2 DESCRIÇÃO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO REGENERATIVA E HISTÓRICO BIBLIOGRÁFICO

Câmaras de empuxo de motores foguete estão sujeitas a altas temperaturas e altos níveis de transferência de calor, dos gases em seu interior para as suas paredes. Conseqüentemente, o problema de refrigeração torna-se de grande importância em projetos de sistemas propulsivos de grande porte que operam a altas pressões, como os motores de estágios inferiores, uma vez que a transferência de calor aumenta com a pressão. Uma das técnicas, geralmente utilizadas, é a de refrigeração regenerativa, no caso de propulsão a propelentes líquidos. Esta técnica utiliza um ou ambos propelentes que, antes de entrar na câmara, são injetados em canais que envolvem o lado externo da mesma, constituindo assim uma jaqueta em torno dela. Dessa maneira, o propelente ao escoar nos canais refrigera as paredes da câmara, através de convecção, evitando que sua temperatura atinja valores críticos, os quais causariam a falha do seu material. Outros tipos de controle térmico podem ser empregados em câmaras operando a pressões menores, tais como as de motores de estágios superiores

Em geral, essas câmaras são compostas por diversos tubos, de seção transversal variável, justapostos de modo a compor o seu perímetro, ou têm os canais usinados em sua parede externa e recobertos através de um processo de deposição eletroquímica de metal. Neste trabalho são tratadas câmaras cilíndricas, cujos canais de refrigeração permitem um escoamento axial do refrigerante, podendo a configuração ser do tipo "single pass" ou "double pass". Na configuração "single pass", o fluido refrigerante entra nos canais na região do bocal e escoaxialmente até o injetor. Já na configuração "double pass", o refrigerante entra à altura do injetor, escoaxialmente até o bocal e retorna, numa segunda passagem, à região do injetor para então ser injetado na câmara.

O desenvolvimento deste tipo de sistema de refrigeração exige uma modelagem complexa dos fenômenos de transferência de calor, para os quais se faz necessário o conhecimento das propriedades da mistura de gases, produtos da combustão na câmara, e das propriedades do fluido refrigerante, bem como uma avaliação criteriosa da condução tri-dimensional de calor através das paredes da câmara.

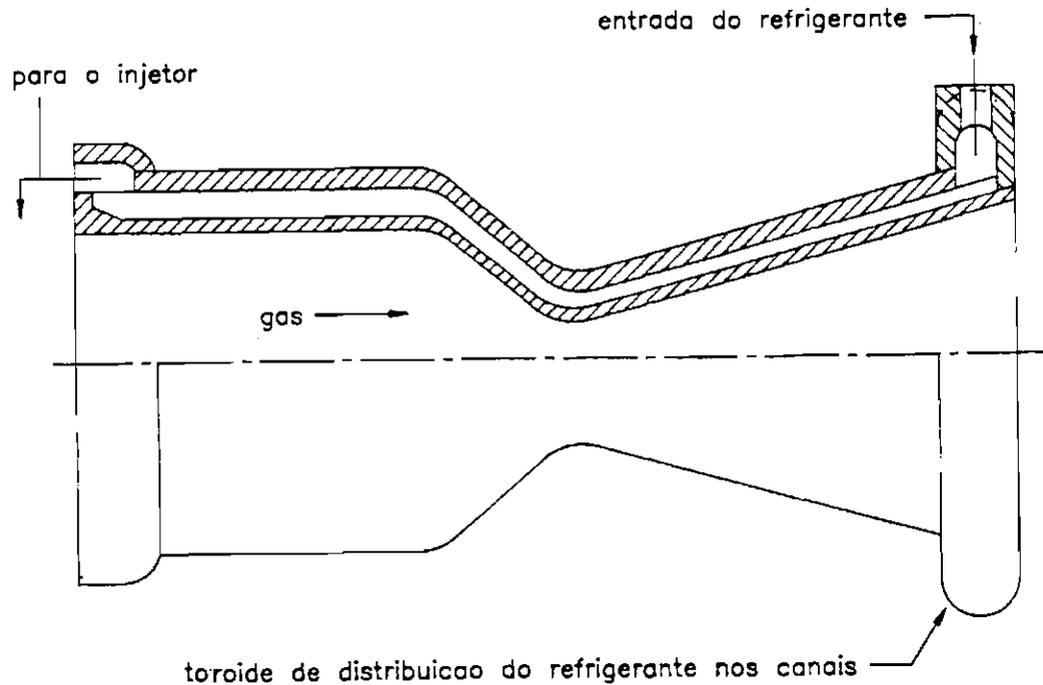


Fig. 1.1 - Esquema de uma câmara tipo "single pass".

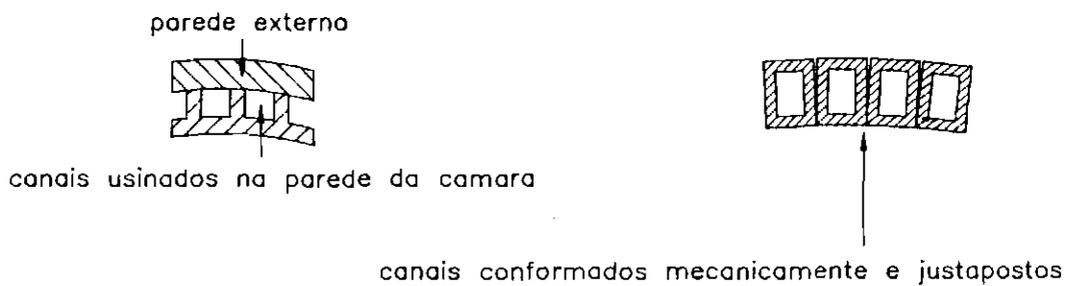


Fig. 1.2 - Esquema dos canais de refrigeração.

A determinação das propriedades da mistura de gases na câmara é extremamente complexa, devido a uma reação de combustão que se efetua ao longo da câmara, não homogeneidade espacial associada ao processo de mistura e queima dos propelentes, transitórios associados à partida e extinção do motor e oscilações acústicas e discretas no interior da câmara. Grande dificuldade existe também do lado do refrigerante, onde o escoamento turbulento se desenvolve por uma geometria em constante variação e sobre o qual uma distribuição de fluxo de calor complexa ocorre.

Para a obtenção de resultados significativos a custos razoáveis, algumas simplificações são necessárias na modelagem dos fenômenos envolvidos. Neste trabalho considera-se que a mistura de gases é homogênea no interior da câmara, não há gradiente axial de pressão e temperatura de estagnação na câmara e o problema é tratado com simetria axial. É também considerado que o sistema tenha atingido regime permanente e, para o escoamento do refrigerante nos canais são empregadas correlações de escoamento turbulento desenvolvido sob condições de contorno uniformes. O aumento do coeficiente de troca de calor do refrigerante devido à curvatura dos canais é considerado na região da garganta através de um fator de correção. A condução de calor através das paredes da câmara é tratada aqui como uni-dimensonal, apenas na direção radial, sendo o calor trocado pelas paredes que separam os canais também incluído na modelagem. Estas simplificações, apesar de fortes, são comumente empregadas neste tipo de trabalho que ainda descreve qualitativamente bem o comportamento dos diferentes parâmetros construtivos e operacionais do motor, bem como as limitações a que estão sujeitos.

A partir deste modelo foi desenvolvido um programa computacional capaz de efetuar os cálculos de transferência de calor e determinar a geometria dos canais de refrigeração necessária para que o sistema suporte a carga térmica imposta a ele. Basicamente, o fluxo que deve ser absorvido do interior da câmara impõe o diâmetro hidráulico do canal e a velocidade do refrigerante naquele ponto. O programa gera, além da geometria do sistema, as distribuições de temperatura de parede do lado do gás e do lado do refrigerante, e a distribuição de temperatura média do refrigerante, bem como a perda de pressão ao longo dos canais.

A seguir uma resumida revisão bibliográfica apresenta os desenvolvimentos que vêm sendo realizados sobre o assunto:

Curren et al. (1959) desenvolveram um estudo sobre influências paramétricas na refrigeração regenerativa através de um modelo uni-dimensonal, utilizando correlações de escoamento turbulento desenvolvido em tubos, tanto na câmara como nos canais de refrigeração. Os efeitos das aletas, que separam os canais, não foram considerados na troca de calor, mas apenas como influenciando o diâmetro hidráulico dos canais. Foram analisadas, para alguns níveis de empuxo,

as influências da geometria do motor, pressão de câmara, a combinação de alguns propelentes, razão de mistura, e eficiência de combustão do motor, em câmaras de níquel do tipo "single pass".

Carlile e Quentmeyer (1992), citados por LeBail e Popp (1993), investigaram experimentalmente os efeitos das aletas, caracterizados pela razão profundidade/largura AR dos canais, no desempenho do sistema de refrigeração. O estudo demonstrou haver um aumento potencial na vida útil da câmara usando-se um maior número de canais e mais profundos. A experiência constatou que, para uma mesma queda de pressão nos canais na câmara base (72 canais e $AR_1=0.75$), há uma redução de 30% na temperatura de parede se forem utilizados 400 canais com $AR_1=5$.

Com base nesse fenômeno tem-se considerado projetos de câmaras com AR altos. Entretanto, o caráter tri-dimensional do escoamento em canais desse tipo, onde os escoamentos secundários e as fortes variações nos perfis de temperatura não podem ser ignorados, exige uma análise mais detalhada do escoamento e não somente através de seus valores médios.

Frohlich et al. (1991) desenvolveram uma análise tri-dimensional do escoamento em canais com AR altos. A análise, voltada para o desenvolvimento do motor Vulcain que propulsionará o estágio principal do futuro veículo ARIANE 5, investiga razões profundidade/largura que variam de 5 a 9. O motor é da classe de 100 toneladas de empuxo e opera a uma pressão de câmara nominal de 100 bar e razão de mistura de oxigênio e hidrogênio $O/F = 5.9$. O projeto dos canais de refrigeração foi baseado em uma análise essencialmente uni-dimensional, na qual utilizou-se fatores de correção para os efeitos das aletas e de curvatura do escoamento. Com esse tipo de análise, apenas temperaturas do refrigerante e coeficientes de troca de calor médios podem ser obtidos. Contudo, testes realizados na câmara, apontaram efeitos tri-dimensionais importantes, através do perfil de temperatura do hidrogênio medido na saída dos canais. Para uma melhor interpretação dos dados medidos a análise tri-dimensional calcula os perfis de temperatura do refrigerante e os coeficientes de troca de calor locais nos canais, o que melhora os cálculos de condução de calor nas paredes, permitindo assim, uma determinação mais confiável das distribuições de temperatura de parede.

O código computacional, denominado CODUCT, utilizado para resolver as equações parabolizadas de Navier-Stokes e de entalpia foi desenvolvido para escoamentos laminares e turbulentos em regime, com propriedades variáveis. Os canais, que podem ser retos ou curvos, devem ser retangulares e de área de seção transversal constante. A turbulência é incluída através do modelo $k-\epsilon$ e as taxas de transferência de calor, calculadas no modelo uni-dimensional, são utilizadas como condição de contorno para os cálculos de condução nas paredes, efetuados separadamente por um modelo de elementos finitos bi ou tri-dimensional.

Na sequência desse desenvolvimento, LeBail e Popp (1993) incluíram a possibilidade de variações de área nas seções e vêm realizando estudos sobre a influência de alguns parâmetros no escoamento. A rugosidade dos canais mostrou ser fortemente influente sobre as distribuições de temperaturas nas paredes e sobre a queda de pressão. A comparação entre escoamentos em canais lisos e canais com rugosidade de $1 \mu\text{m}$ apontou uma diminuição de 10 % na temperatura de parede e um acréscimo de 14 % na queda de pressão, para o motor em questão. Para um mesmo número de canais, foi também avaliado o efeito de diminuição de área das seções, e consequente aumento da velocidade média do refrigerante, tendo esse efeito indicado um decréscimo na temperatura de parede acompanhado de um aumento na queda de pressão. Comparações entre o modelo uni-dimensional anterior e este tri-dimensional assinalaram importantes diferenças nos perfis de fluxo de calor e temperatura de parede, comprovando a necessidade da análise tri-dimensional para escoamentos em canais com AR altos.

O programa ainda está em fase de desenvolvimento, prevendo um acoplamento da análise de condução nas paredes com o código CFD ("Computational Fluid Dynamics") utilizado para o escoamento.

Wang e Luong (1992) utilizaram um modelo CFD para o escoamento na câmara, acoplado a um modelo de diferenças finitas, denominado SINDA ("Systems Improved Numerical Differencing Analyser") para a resolução tri-dimensional da condução nas paredes e para o escoamento hidráulico uni-dimensional considerado nos canais. O modelo CFD permite a modelagem de escoamentos turbulentos, com reações químicas, axissimétrico e sujeito a gradientes axiais. O modelo hidráulico, para escoamentos compressíveis ou não, leva em conta efeitos de curvatura, rugosidade e de entrada nos canais, através de fatores de correção.

Novamente, variações paramétricas realizadas indicaram uma vida útil mais longa para câmaras cujos canais possuem maior AR . Simulações para a câmara conceitual AMCC ("Advanced Main Combustion Chamber") revelaram uma queda na distribuição das temperaturas de parede para uma configuração com 550 canais (maior AR), contra uma câmara com 430 canais. Efeitos de espessura de parede também foram considerados e concluiu-se que paredes menos espessas, por apresentar menor resistência à transferência de calor, beneficiam a refrigeração. Contudo, reduções de espessura podem comprometer a estrutura da câmara e diminuir a vida útil da mesma.

Os resultados obtidos no presente trabalho são comparados à bibliografia existente, porém apenas uma comparação qualitativa pode ser observada, uma vez que os resultados de cada análise dependem dos vários parâmetros envolvidos, sendo que muitos deles não são mencionados, tais como as dimensões de várias partes do motor, inclusive as dos canais.

A influência de variações paramétricas foi verificada para a determinação das limitações do sistema. Parâmetros como pressão de câmara, a mistura de propelentes, eficiência de combustão no motor, empuxo, geometria do motor, material e espessura da parede, tipo de refrigerante, e razão profundidade/largura AR dos canais foram analisadas.

CAPÍTULO 2

MÉTODO DE ANÁLISE DO PROBLEMA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A carga térmica imposta às paredes pelos produtos da combustão é função da combinação dos propelentes, da quantidade relativa de combustível na mistura, pressão de câmara, nível de empuxo e da geometria do motor; enquanto que a quantidade de calor que o fluido refrigerante é capaz de absorver é função das propriedades deste fluido, da sua vazão de massa e da configuração dos canais. A relação entre estas variáveis deve ser conhecida para que o projeto de um motor à Refrigeração Regenerativa seja bem sucedido.

O método de Refrigeração Regenerativa alcança o estado de regime permanente logo após a ignição, permitindo assim operações de longa duração. Este estudo considera apenas a situação de regime permanente, i.e., após o equilíbrio ter sido alcançado.

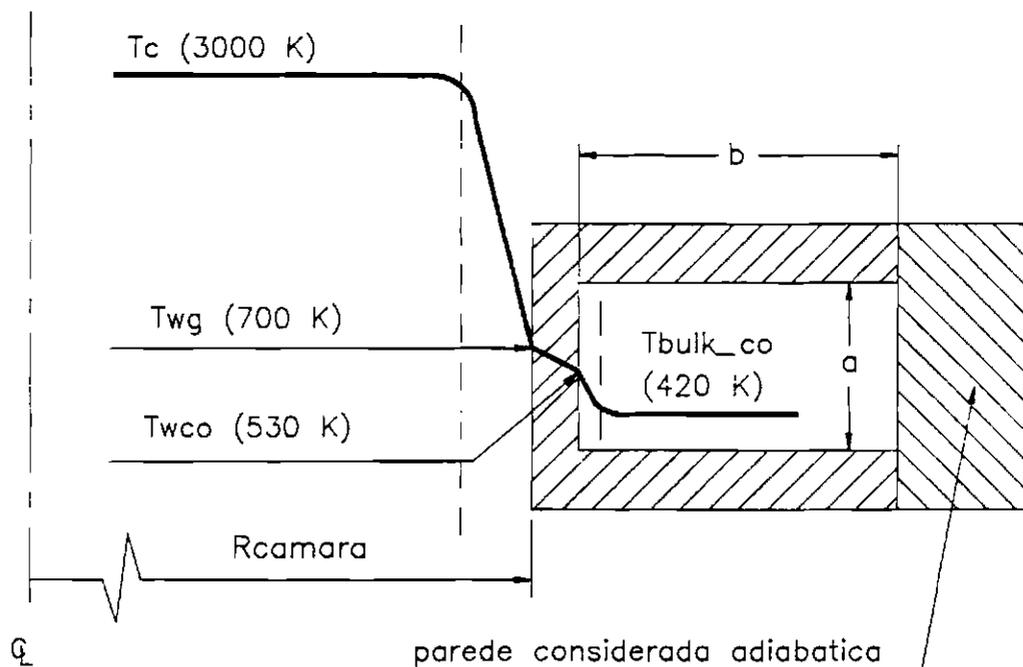


Fig.2.1 - Gradientes de temperatura em uma câmara de empuxo. Os valores de temperatura são típicos.

A maior parte do calor transferido do gás no interior da câmara para suas paredes se dá através de convecção. Para temperaturas abaixo de 800 K, os efeitos de radiação podem ser desprezados.

Para temperaturas entre 1900 a 3900 K, Sutton (1986) sugere que este efeito pode contribuir com 5 a 35% do calor transferido para as paredes da câmara. O fluxo de calor através das paredes da câmara é dado por condução. Finalmente, a transferência de calor para o refrigerante se dá por convecção forçada.

2.1 TRANSFERÊNCIA DE CALOR DO LADO DO GÁS

O modelo utilizado neste trabalho inclui os fenômenos de convecção e radiação na transferência de calor do gás para a câmara. O fluxo de calor local do gás para as paredes da câmara q_g será dado então por:

$$q_g = q_{\text{conv}} + q_{\text{rad}} \quad (2.1)$$

onde q_{conv} é o fluxo convectivo e q_{rad} é o fluxo radiativo.

2.1.1 A CONVECÇÃO NA CÂMARA

A correlação básica para este complicado problema de convecção forçada pode ser expressa através da seguinte expressão:

$$q_{\text{conv}} = h_g(T_{\text{aw}} - T_{\text{wg}}) \quad (2.2)$$

onde:

$T_{\text{aw}} = T_c r_{c,l}$ é a temperatura de parede adiabática.

$T_c = \eta_c^2 T_{\text{cideal}}$ é a temperatura real de queima, considerando as ineficiências da combustão.

$r_{c,l}$ é o fator de recuperação da camada limite do gás, para escoamentos a altas velocidades. Varia entre 0.90 a 0.98.

A eficiência de combustão η_{c*} , está associada ao processo de mistura imperfeita e queima incompleta dos propelentes na câmara. Basicamente, o que influencia η_{c*} é o projeto do injetor, já que uma boa atomização e mistura dos propelentes necessárias para uma combustão eficiente dependem diretamente do mesmo.

Para camadas limite turbulentas compressíveis até um número de Mach 4.0, Hill e Peterson (1965), p.428 sugerem que $r_{c,l}$ esteja em torno de 0.91, para propelentes típicos de motores foguete. Essa referência indica ainda que para esses valores e para os níveis de temperatura encontrados em câmaras de empuxo, a diferença entre T_{aw} e T_c é em torno de 1%, o que certamente está dentro da faixa de incerteza dos cálculos de transferência de calor, e muitas vezes T_c é utilizada em vez de T_{aw} . Neste estudo optou-se por utilizar genericamente $r_{c,l}=0.91$.

A determinação de h_g é um problema um tanto complexo. Essa dificuldade se deve às seguintes razões:

- 1) As propriedades e o fluxo de calor dos gases da combustão não são muito bem conhecidos; há variações locais e no tempo dentro da câmara, i.e. a mistura não é homogênea, como assumida nos cálculos de transferência de calor.
- 2) A camada limite está em contínua transição, devido a mudanças no gradiente de velocidade, variações de pressão, turbulência da combustão e a temperatura dos gases não é uniforme, como assumida na teoria de transferência de calor convencional. A dissociação dos gases na câmara para posterior recombinação próximo às paredes libera calor adicional à camada limite, não considerado na modelagem.
- 3) O escoamento é assumido como completamente desenvolvido, i.e., considera-se o perfil de velocidade em equilíbrio, o que em realidade não ocorre, pois, para tanto, seria necessária uma distância de vários diâmetros de câmara antes da aplicação dos cálculos de transferência de calor.

4) A imperfeição da mistura dos propelentes à face do injetor é desconsiderada. O projeto do injetor também afeta a homogeneidade da mistura, e portanto, o fluxo de calor na câmara.

5) Efeitos de difusão, causados pela erosão da parede acima de 2500 °C (geralmente combinada com oxidação ou reações químicas com os gases quentes), são desprezados.

Experimentalmente, verificou-se que h_g é predominantemente influenciado pela vazão em massa por unidade de área do gás à potência 0.8, i.e.:

$$h_g \propto G_g^{0.8} = (\dot{m}/A)_g^{0.8} = (\rho V)_g^{0.8} \quad (2.3)$$

A semelhança desses resultados com as correlações utilizadas para escoamentos turbulentos em tubos sugere o emprego das mesmas para o cálculo de h_g , normalmente dado em termos de adimensionais:

$$Nu = C (Re)^{0.8} (Pr)^n \quad (2.4)$$

Curren et al. (1959) utilizam a correlação de Colburn:

$$Nu = 0.023 (Re)^{0.8} (Pr)^{0.333}, \quad (2.5)$$

contudo, aconselham, para motores foguete, o uso de todas as propriedades calculadas na temperatura da película de gás, ou média entre a temperatura de livre corrente e da parede, i.e.:

$$T_{f,g} = 0.5((T_c)_0 + T_{wg}), \quad (2.6)$$

e não somente μ como utilizado normalmente. Isto devido aos níveis de temperatura e fluxo de calor serem muito altos na câmara, havendo portanto, grandes variações nas propriedades ρ , C_p , μ e K do gás através da camada limite. O método demonstrou razoável concordância com as experiências. Especificamente para câmaras de motores foguete, Bartz (1957) obteve a seguinte correlação para a determinação de h_g , desenvolvida a partir da equação 2.4:

$$h_g = \left[\frac{0.026}{D_f^{0.2}} \left(\frac{\mu^{0.2} C_p}{Pr^{0.6}} \right)_0 \left(\frac{P_c g}{c^*} \right)^{0.8} \left(\frac{D_f}{R} \right)^{0.1} \right] \left(\frac{A_f}{A} \right)^{0.9} \sigma, \quad (2.7)$$

onde R é o raio de curvatura médio do contorno do bocal à garganta, c^* a velocidade característica do gás dada por:

$$c^* = P_c A_f / m, \quad (2.8)$$

e σ é o fator de correção para as variações das propriedades através da camada limite, dado por:

$$\sigma = \left[\frac{1}{2} \frac{T_{wg}}{T_c} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right) + \frac{1}{2} \right]^{-0.68} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right)^{-0.12} \quad (2.9)$$

Esta correlação demonstrou boa concordância com as experiências realizadas para a região do bocal, porém estimou os fluxos de calor na câmara em apenas 40 % a 50 % dos valores medidos. O autor sugere que esse fato é devido principalmente ao desprezo da radiação. É sugerida ainda a utilização da correlação para ângulos de contração de 30° e expansão de 15° , podendo esses limites ser estendidos em até ± 50 %. Espera-se também que a correlação subestime o fluxo quando há uma dissociação substancial dos gases seguida de recombinação perto das paredes, ou na ocorrência de fortes instabilidades de alta frequência no escoamento. Para casos nos quais há deposição de partículas nas paredes do lado do gás ou quando ocorre uma combustão incompleta, os fluxos de calor são superestimados pela equação.

Das correlações acima, observa-se que h_g , e conseqüentemente q , variam com a pressão de câmara à potência 0.8 ($P_c \propto m/A$) e inversamente com o diâmetro local à potência 1.8. Conclui-se então, que o fluxo máximo de calor, e portanto o crítico, deverá ocorrer na garganta do bocal, onde o diâmetro local é mínimo. Em contrapartida, na parte divergente do bocal, o fluxo de calor é o menor da câmara, o que geralmente permite, a partir de seções com altas razões de área, a implementação de outro tipo de refrigeração e o abandono da refrigeração

regenerativa. Na presente modelagem utiliza-se a correlação de Bartz para o cálculo de h_g .

2.1.1.1 CÁLCULO DAS PROPRIEDADES DE TRANSPORTE DA MISTURA DE GASES

No cálculo de h_g , o conhecimento das propriedades de transporte μ , C_p e K , se faz necessário.

Em seu trabalho Bartz (1957) sugere, no caso da indisponibilidade dessas propriedades, o uso das seguintes equações para resultados aproximados:

$$Pr = \frac{4\gamma}{9\gamma-5} \quad (2.10)$$

correlação esta proveniente da teoria cinética dos gases podendo seu desenvolvimento ser encontrado em Rohsenow e Choi (1961),

$$\mu = (1.184 \times 10^{-7}) \mathfrak{M}^{0.5} T_c^{0.6} \quad (2.11)$$

e para o valor de C_p a correlação termodinâmica:

$$C_p = \frac{\gamma R}{\gamma - 1} \quad (2.12)$$

Programas computacionais que realizam balanços termoquímicos, tais como o de Gordon e McBride (1967), permitem a determinação da composição dos gases da combustão na câmara e de suas variáveis de estado termodinâmico. Assim, tem-se T_c , γ , \mathfrak{M} para o uso nas equações acima. Svehla e McBride (1973) desenvolveram um pacote computacional para o cálculo das propriedades de transporte dos gases da combustão para motores foguete.

2.1.2 A RADIAÇÃO NA CÂMARA

Vários fatores complicam a determinação da radiação na região da chama. A produção e perda simultânea de energia produz variações de temperatura, bem como das propriedades e emissão da chama. As características dos produtos intermediários da combustão resultantes de uma reação química complexa podem diferir significativamente das características dos produtos finais. A radiação é modelada aqui após algumas considerações apresentadas a seguir.

As paredes da câmara são geralmente rugosas e cobertas por uma camada de carbono (fuligem), no caso de combustíveis hidrocarbonetos, comportando-se praticamente como um corpo negro. Dessa maneira, toda a radiação emitida pelo gás é absorvida pelas paredes. Além disso, considera-se desprezível a radiação emitida pelas paredes, pois sua temperatura é relativamente baixa. Assume-se a mistura de gases como homogênea e isotérmica. Para gases a temperaturas uniformes, o conceito de emitância é introduzido análogo à emissividade para corpos opacos. A mistura é tida como corpo difuso cinza, emitindo uma fração fixa da radiação do corpo negro em todas as direções e comprimentos de onda. Assim, o calor radiado pela mistura de gases na câmara será dado por:

$$q_{\text{rad}} = \epsilon_g \sigma T_g^4 \quad (2.13)$$

onde ϵ_g é a emitância total da mistura de gases e T_g a sua temperatura estática.

Para uma mistura de i gases cinzas Siegel e Howel (1981) apresentam a seguinte expressão para o cálculo de ϵ_g .

$$\epsilon_g = 1 - (1-\epsilon_{g1})(1-\epsilon_{g2})\dots(1-\epsilon_{gi}) \quad (2.14)$$

Além das propriedades do gás, a emitância depende também da geometria de seu volume. O comprimento médio de radiação é utilizado para levar em conta os efeitos da geometria da câmara no cálculo das emitâncias. Para gases opticamente espessos, considerados neste estudo, o comprimento médio de radiação L_c é dado por:

$$L_c = 0.9 \frac{4V_c}{A} \quad (2.15)$$

onde V_c é o volume da câmara e A a sua superfície.

Para as temperaturas encontradas em câmaras de combustão, nas quais as emissões no infravermelho são as dominantes, apenas gases heteropolares emitem e absorvem significativamente, tais como o CO_2 , H_2O , CO , SO_2 , NO e CH_3 . Gases de moléculas diatômicas simétricas como o O_2 , N_2 e H_2 são transparentes à radiação infravermelha.

Nos casos simulados no presente estudo, CO , H_2O , CO_2 e H_2 constituem os principais componentes dos produtos da combustão de hidrocarbonetos. Para a AE50, o N_2 é em geral o gás com maior fração molar na mistura, seguido por H_2O , CO , H_2 e CO_2 . Sendo assim, foram analisados na radiação apenas a H_2O e o CO_2 . A contribuição do CO foi analisada e considerada desprezível.

A emitância total da mistura será dada então por:

$$\epsilon_g = 1 - (1 - \epsilon_{\text{H}_2\text{O}})(1 - \epsilon_{\text{CO}_2}) \quad (2.16)$$

A obtenção de $\epsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ e ϵ_{CO_2} foi feita através de gráficos encontrados em Siegel e Howel (1981) tendo como parâmetros a pressão parcial do gás na mistura, a geometria, caracterizada por L_c , e a temperatura do gás. Os gráficos utilizados para a emitância total da H_2O são apresentados nas figuras 2.2 e 2.3. A emitância do CO_2 foi obtida de gráficos semelhantes presentes na referência citada.

Os casos analisados neste estudo indicaram que para H_2O na mistura, $p_{\text{H}_2\text{O}}L_c$ variam entre aproximadamente 10 a 25 (atm.ft), e para o CO_2 $p_{\text{CO}_2}L_c$ fica entre 5 e 8 (atm.ft). As temperaturas de câmara são em geral maiores que 3000 (K). Para esses valores se faz necessária uma extrapolação nos gráficos. Da figura 2.2, a emitância total aproximada da H_2O é de 0.2 para as condições citadas. O fator de correção (figura 2.3) utilizado para pressões totais de mistura diferentes de 1 bar, deve estar em torno de 1.2. A emitância de H_2O será

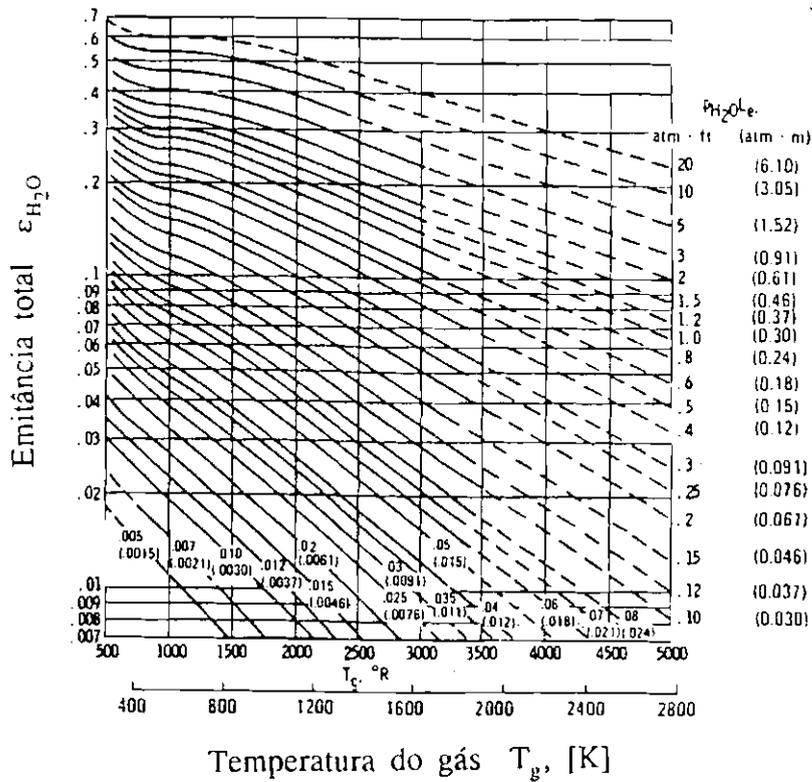


Fig. 2.2 - Emitância total do vapor de água no limite de pressão parcial P_{H_2O} zero em uma mistura com pressão total P de 1 atm.
 FONTE: Siegel e Howel (1981), p. 622.

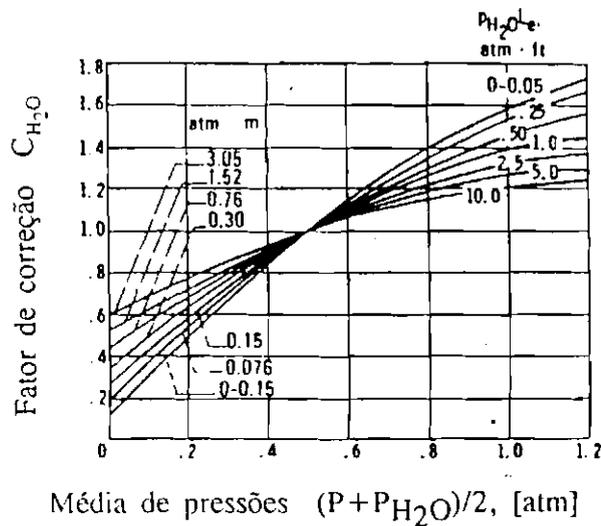


Fig. 2.3 - Correção para a emitância total do vapor de água para valores de P_{H_2O} diferentes de 0 e de P diferentes de 1 atm.
 FONTE: Siegel e Howel (1981), p. 623.

assumida nas análises então como em torno de 0.25. Para o CO_2 o fator de correção para a pressão é de aproximadamente 1.0 e sua emitância obtida fica em torno de 0.1. Com base nesses resultados a emitância total da mistura obtida é de aproximadamente $\epsilon_g = 0.32$.

Na combustão de hidrocarbonetos a fuligem pode se tornar o produto mais importante em termos de radiação, emitindo continuamente tanto em infravermelho como no visível. A determinação desse efeito na radiação requer o conhecimento da distribuição de fuligem na chama, bem como de suas propriedades radiativas. A distribuição de fuligem na chama depende do tipo de combustível, da mistura oxidante-combustível e da temperatura de chama e, deve ser determinada experimentalmente para cada sistema particular. A concentração da fuligem no volume de gás também deve ser conhecida para os cálculos radiativos.

Siegel e Howel (1981) sugerem que o efeito da fuligem pode dobrar ou triplicar o calor radiado pelo gás. Assim, para os casos de JP-4 e JP-5 a emitância considerada nos cálculos ficou em torno de $\epsilon_g = 0.7$. Para o caso da AE50 utilizou-se $\epsilon_g = 0.4$.

A radiação na região da expansão de áreas do bocal é desprezada pois T_g cai muito nessa região, sendo considerada apenas a convecção conforme os resultados obtidos por Bartz (1957).

2.1.3 DEPÓSITO DE PARTÍCULAS NAS PAREDES DA CÂMARA DO LADO DO GÁS

Avaliações quantitativas da efetividade dessa camada, necessárias para os cálculos corretos de transferência de calor, são possíveis apenas experimentalmente.

No caso da combinação LOX/Hidrocarbonetos, as partículas sólidas de carbono (fuligem) presentes na combustão tendem a se depositar nas paredes da câmara. Esse depósito aumenta significativamente a resistência térmica ao fluxo de calor para a parede do lado do gás, beneficiando a refrigeração da câmara.

Huzel e Huang (1992) sugerem que a camada se faz presente em motores operando com P_c de até 100 bar. O fluxo total local incidente na parede será dado então por:

$$q_g = \frac{1}{(1 + h_g R_d)} \left[h_g (T_{aw} - T_{wg}) + \epsilon_g \sigma T_g^4 \right] \quad (2.17)$$

onde R_d é a resistência térmica da camada de sólidos depositada, [$m^2 \cdot K/W$]

Huzel e Huang (1992), p.87 apresentam a resistência térmica da camada de carbono depositada nas paredes de uma câmara operando com LOX/RP-1 a uma pressão de 68 bar e razão de mistura $O/F = 2.35$, conforme a figura 2.4:

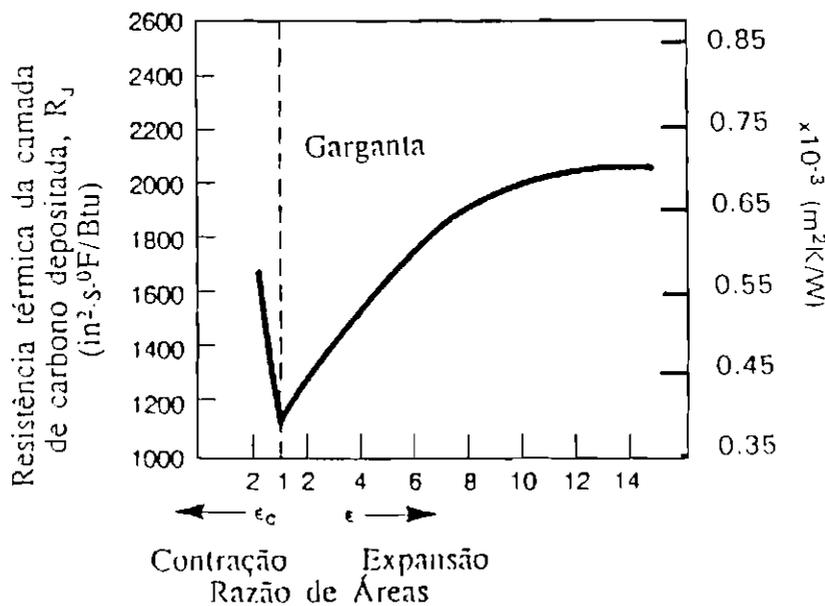


Fig.2.4 - Resistência térmica do depósito de carbono nas paredes internas de uma câmara LOX/RP-1, razão de mistura = 2.35, $P_c = 68$ bar.

FONTE: Huzel e Huang (1992), p.87

Aparentemente a resistência da camada depende da pressão de câmara, da razão de mistura dos propelentes, assim como do diâmetro local da câmara. Curren et al. (1959) citam valores típicos da resistência variando entre $0.5e-4$ e $0.36e-3$ [$m^2 K/W$].

Obviamente testes experimentais devem ser conduzidos a fim de se obter melhores resultados para várias condições de operação. Por insuficiência de dados, neste estudo modela-se a distribuição de R_d como função da razão de áreas $R_d(A_i/A_1)$, conforme o gráfico à figura 2.4 e, independentemente de P_c e O/F . Na região da contração é assumida uma variação linear até $A_i/A_1 = 2$. Para razões de contração ε_c maiores, o valor de R_d é calculado por $R_d(2.0)$, bem como na região da câmara. Para $\varepsilon_c < 2$, o valor na câmara é calculado por $R_d(\varepsilon_c)$. Na expansão é assumida uma distribuição com a raiz quadrada das razões de área A_i/A_1 , como sugere o gráfico.

A distribuição na contração será dada então por:

$$\begin{aligned} R_d &= R_{d_1}(0.54 A_i/A_1 + 0.46) && \text{para } \varepsilon_c \leq 2 \\ R_d &= R_{d_1}(1.54) && \text{para } \varepsilon_c > 2 \end{aligned} \quad (2.18)$$

e para a expansão:

$$R_d = R_{d_1}(0.35 \sqrt{A_i/A_1} + 0.65) \quad (2.19)$$

onde R_{d_1} é a resistência térmica da camada à garganta ou em $A_i/A_1 = 1$.

Claramente este tipo de modelagem é impreciso, entretanto tem como objetivo permitir uma avaliação qualitativa da influência sobre a refrigeração da camada de carbono depositada, desde sua ausência ($R_{dt}=0$) até valores maiores, como os presentes na literatura citada.

2.1.4 REVESTIMENTO DAS PAREDES DA CÂMARA DO LADO DO GÁS

Em certos casos reveste-se a parede da câmara do lado do gás com uma camada de material refratário (de baixa condutividade térmica), como cerâmica por exemplo. Isto pode acontecer na região da garganta do bocal, onde o fluxo de calor atinge o seu valor máximo, ou quando do uso de certos propelentes como refrigerante, cujas propriedades não permitem uma absorção do nível desejado de calor. O fluxo local total para as paredes da câmara será dado neste caso por:

$$q_g = \frac{1}{(h_g(R_d + R_p) + 1)} \left[h_g(T_{aw} - T_{wg}) + \epsilon_g \sigma T_g^4 \right] \quad (2.20)$$

onde R_p é a resistência térmica do material protetor, dada em [m²K/W]

2.2 TRANSFERÊNCIA DE CALOR ATRAVÉS DAS PAREDES DA CÂMARA

A transferência de calor nas paredes é feita através de condução. A lei de Fourier que a rege é dada por:

$$q = -K(T) \nabla T \quad (2.21)$$

As paredes que separam o interior da câmara do sistema de refrigeração são relativamente finas em comparação ao raio da câmara e o material que as constitui deve ter alta condutividade térmica. Com base nisso, assume-se que o estado de regime permanente é atingido logo após o início da combustão. Considerando ainda a condução como uni-dimensional nas paredes, a equação 2.21 poderá ser escrita na forma cartesiana:

$$q = -K(T) \frac{dT}{d\xi} \quad (2.22)$$

Conhecidos q_g , T_{wg} e $K(T)$ e, dada a espessura da parede da câmara t_w , a equação acima pode ser diretamente integrada para a obtenção da temperatura de parede do lado do refrigerante T_{wco} , ponto a ponto na câmara:

$$\int_0^{t_w} q d\xi = - \int_{T_{wg}}^{T_{wco}} K(T) dT \quad (2.23)$$

Para os materiais analisados foram utilizadas expressões para $K(T)$ obtidas de gráficos encontrados em Aerospace... (1984), através do método dos mínimos quadrados. Condutividades constantes, lineares e de variação com o quadrado da temperatura foram determinadas. O apêndice B apresenta as condutividades dos diversos materiais analisados neste estudo.

O resultado da integração (equação 2.23) para os três casos será:

a) para o caso de $K(T) = \text{constante} = K$

$$T_{wco} = T_{wg} - \frac{qt_w}{K} \quad (2.24)$$

b) para o caso de $K(T) = aT + b$ (linear)

$$\frac{a}{2}T_{wco}^2 + bT_{wco} - \frac{a}{2}T_{wg}^2 - bT_{wg} + qt_w = 0 \quad (2.25)$$

c) para o caso de $K(T) = aT^2 + bT + c$

$$\frac{a}{3}T_{wco}^3 + \frac{b}{2}T_{wco}^2 + cT_{wco} - \frac{a}{3}T_{wg}^3 - \frac{b}{2}T_{wg}^2 - cT_{wg} + qt_w = 0 \quad (2.26)$$

A solução das equações 2.25 e 2.26 acima para T_{wco} é feita pelo método de Newton-Raphson.

Considera-se as paredes que separam os canais como compostas por várias aletas finitas, aproximadamente retangulares, de alturas locais constantes b e comprimento dx . O efeito de aletas em paredes com Temperatura T_{wco} constantes sobre a transferência de calor para o refrigerante nos canais é levado em conta através de sua área de troca, corrigida por um fator de eficiência η_{fin} , conforme Rohsenow e Choi (1961), da seguinte maneira:

$$dQ_{fin} = \eta_{fin} dA_{fin} q_{co} \quad (2.27)$$

na qual, q_{co} é o fluxo de calor médio local para o refrigerante, dA_{fin} é a área de troca de calor e η_{fin} a eficiência da aleta, dados por:

$$\begin{aligned} dA_{fin} &\approx 2b \cdot dx, \\ \eta_{fin} &= \tanh(Bb)/(Bb) < 1, \end{aligned}$$

onde b é a altura local constante da aleta e dx o seu comprimento. O valor de B é calculado conforme:

$$B = \sqrt{\frac{h_{co} p}{K(T_{wco}) S}}$$

onde:

$$p = 2(dx + t_{fin}) \quad \text{é o perímetro da seção transversal da aleta,}$$

$$S = t_{fin} dx \quad \text{é a área da seção transversal da aleta,}$$

$K(T_{wco})$ é a condutividade da aleta considerada constante e calculada em T_{wco} , t_{fin} é a espessura da aleta e, h_{co} é o coeficiente local de troca de calor do refrigerante, dado no item 2.3 a seguir.

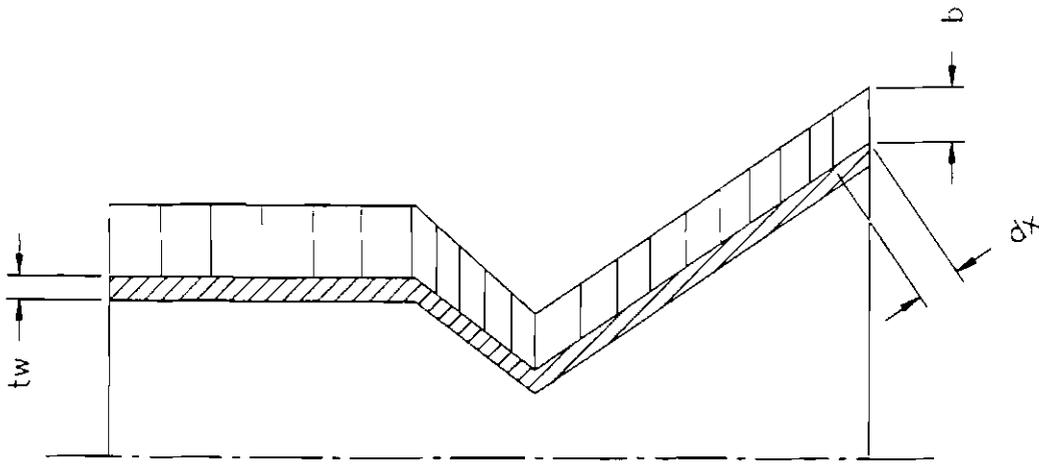


Fig. 2.5 - Esquema de uma parede de canal subdividida em várias aletas.

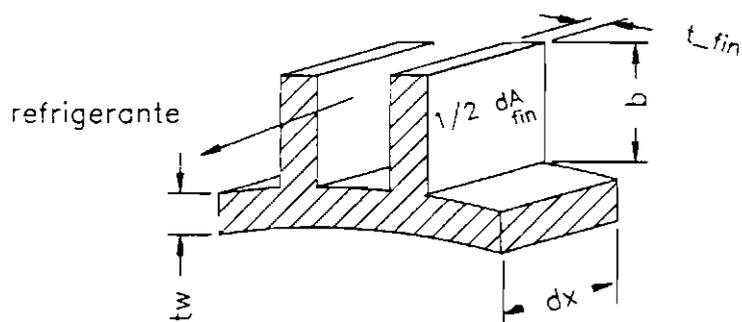


Fig. 2.6 - Representação de duas aletas com b e dx constantes.

2.3 TRANSFERÊNCIA DE CALOR DO LADO DO REFRIGERANTE

Como no lado do gás, o mecanismo de transferência de calor entre as paredes do motor e o refrigerante é o de convecção turbulenta em tubos e, considerado como sendo completamente desenvolvido. O fluxo de calor médio é dado segundo a equação:

$$q_{co} = h_{co}(T_{wco} - T_{co}) \quad (2.28)$$

onde T_{wco} é a temperatura de parede local do lado do refrigerante e T_{co} a temperatura média local do refrigerante.

O coeficiente de transferência de calor do lado do refrigerante h_{co} é influenciado por diversos fatores. Nos níveis de temperatura e fluxos de calor associados às operações de câmaras de empuxo, os propelentes usados para a refrigeração podem se tornar corrosivos, se decompor, ou depositar impurezas nas paredes dos canais, reduzindo assim a eficiência da refrigeração.

Esse fenômeno ocorre principalmente com combustíveis hidrocarbonetos e limita sua utilização como refrigerante, até o ponto em que a temperatura da parede do seu lado atinge o limite da decomposição térmica ou "coking". O depósito sobre a parede atua como uma barreira para o fluxo de calor, o que causa um aumento progressivo da temperatura das paredes, até conseqüente falha de seu material.

Vários fatores influem na decomposição deste tipo de combustíveis, tais como impurezas presentes no combustível, o material e a rugosidade da superfície dos canais e a velocidade de escoamento, entre outros.

Giovanetti et al. (1985) realizaram experimentos para a determinação das características de formação desses depósitos e da transferência de calor em combustíveis hidrocarbonetos. Seus testes para RP-1 sugerem que a diminuição da temperatura e o aumento da velocidade de entrada do combustível nos canais, reduzem a formação de depósito nas paredes da mesma. Curren et al. (1959) sugerem que para o JP-4 a temperatura do refrigerante T_{co} não ultrapasse 520 K e que a temperatura de parede T_{wco} atinja no máximo 550 K, a fim de se evitar os

efeitos de decomposição. Esses valores são inferiores às temperaturas de vapor para os níveis de pressão encontrados nos canais, tanto para o JP-4 como para o JP-5 utilizados no presente estudo, sendo portanto empregados como valores limite no mesmo.

Para o caso de combustíveis hidrocarbonetos usados na refrigeração, Giovanetti et al. (1985) sugerem o uso da correlação:

$$Nu = ARe^bPr^c \left(\frac{\rho}{\rho_w} \right)^d \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^e \left(\frac{K}{K_w} \right)^f \left(\frac{C_{p,f,l}}{C_p} \right)^g \left(\frac{P}{P_{cr}} \right)^h \left(1 + \frac{2}{z/d} \right) \quad (2.29)$$

sendo os referidos coeficientes e expoentes, dados pelo autor para o RP-1, apresentados a seguir:

A	b	c	d	e	f	g	h	Nº de pontos	C. Corr.
0.0095	0.99	0.4*	0.37	0.60	-0.20	-6.0	-0.36	274	0.97
0.0068	0.94	0.4*	0*	0*	0*	0*	0*	274	0.96

onde * representa que o coeficiente teve seu valor fixado na análise, cujos coeficientes de correlação (C.Corr.) são apresentados para cada regressão obtida da experiência. Uma vez que os coeficientes de correlação das 2 correlações são praticamente indiferentes, opta-se neste estudo pelo uso da segunda correlação por ser mais simples e, despreza-se o último termo referente ao comprimento de entrada. A correlação é empregada tanto para o JP-4 como para o JP-5.

O outro combustível analisado como refrigerante é a aeroxina 50 (AE50), composta por 50 % de hidrazina (N_2H_4) e 50 % de UDMH ("Unsymmetrical Dimethyl Hydrazine"). A temperatura limite da AE50 é imposta para que não ocorra ebulição. A temperatura de vapor é calculada com base na pressão estática local nos canais, conforme a equação de pressão de vapor fornecida por Schmidt (1984). Schmidt (1984) apresenta também uma expressão para o fluxo de calor local máximo q_{ul} que a AE50 pode suportar até a ebulição nucleada (fenômeno descrito a seguir), como função das pressão total, temperatura e velocidade médias locais da AE50. Optou-se, no presente estudo, pela utilização da menor temperatura T_{wco} entre as calculadas por q_{ul} ou pela expressão de pressão de vapor, como

temperatura limite. Na verdade verificou-se que os resultados de ambas são muito próximos. Para os casos analisados, T_{wco} limite se encontra entre 510 e 550 K.

Para a AE50 a correlação de Colburn é empregada:

$$\frac{h_{co}d}{K_{co}} = 0.023 \left(\frac{G_{co}d}{\mu_{f,co}} \right)^{0.8} \left(\frac{C_{p,co} \mu_{f,co}}{K_{co}} \right)^{0.333} \quad (2.30)$$

onde f representa condições calculadas na temperatura de película, i.e., em:

$$T_{f,co} = 0.5(T_{wco} + T_{co}) \quad (2.31)$$

A escolha da correlação de Colburn e não a de Sieder-Tate (citada em Huzel e Huang, 1992), cujo expoente de Pr é 0.4, se deve ao fato de que nesta última a correção para a variação da viscosidade através da película (onde os maiores gradientes de temperatura ocorrem) é feita através do fator $(\mu/\mu_w)^{0.14}$ no qual μ_w é calculada com base em T_{wco} , cujo valor se encontra geralmente acima do limite de validade para a expressão da viscosidade, obtida da literatura e empregada neste trabalho. No caso da correlação de Colburn, o valor $T_{f,co}$ está sempre dentro dos limites da expressão usada para o cálculo de μ . Rohsenow e Choi (1961) afirmam que ambas as correlações são adequadas para os cálculos do coeficiente de troca médio h_{co} .

Ao escoar por regiões curvilíneas dos canais, como na região da contração das áreas e principalmente na região da garganta, o refrigerante tem seu coeficiente de troca de calor local aumentado devido aos efeitos de escoamentos secundários. Huzel e Huang (1992) apresentam uma correlação gráfica entre o ângulo de curvatura do escoamento e o aumento do coeficiente de troca. Esse aumento pode chegar a quase 40 % como pode ser notado na figura 2.7.

Neste estudo é introduzido o fator de curvatura no valor constante de 1.3, apenas na região da garganta (desde $A_i/A_t = 1.2$ na contração até $A_i/A_t = 1.1$ na expansão).

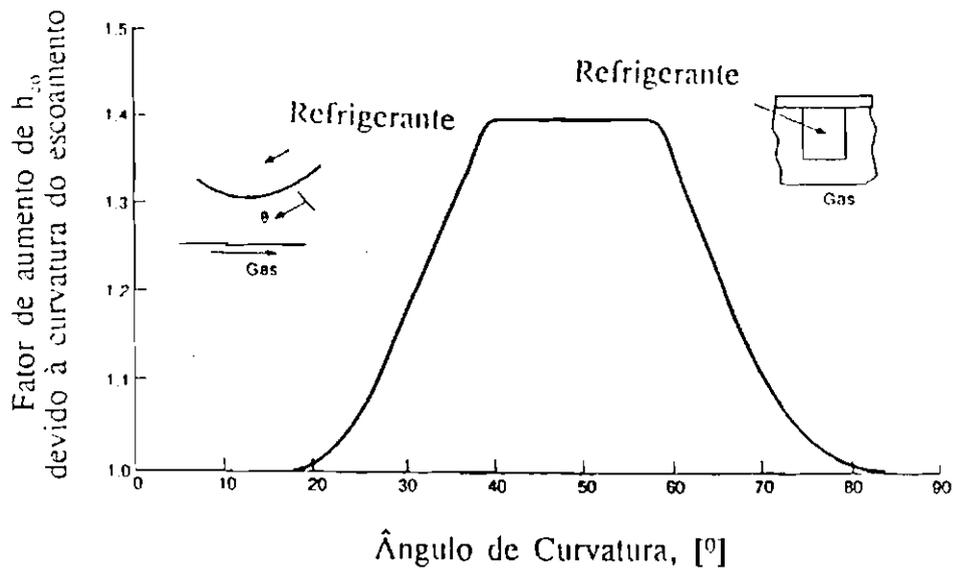


Fig. 2.7 - Fator de aumento do coeficiente de troca de calor devido à curvatura do escoamento.

FONTE: Huzel e Huang (1992), p.98

2.4 BALANÇO ENERGÉTICO PARA O REFRIGERANTE NOS CANAIS

A temperatura do refrigerante T_{co} aumenta, desde o ponto de entrada nos canais até a saída no injetor da câmara, como função do calor absorvido e de sua vazão em massa. Se desprezarmos o calor perdido para o ambiente pelas paredes externas dos canais, a dissipação viscosa, o que é justificável para números de Prandtl ou velocidades relativamente baixas e, principalmente, se comparada aos níveis de calor transferido, e a energia associada ao gradiente de pressão, o balanço aproximado de energia entre dois pontos do refrigerante nos canais, é dado segundo a expressão:

$$\int_{cs} \rho \underline{u} d\bar{S} = \int_{cs} q d\bar{S} \quad (2.32)$$

Analisando-se uma seção de canal entre dois pontos, o desenvolvimento da expressão acima fornece para o lado esquerdo de 2.32:

$$\int_{CS} \rho u_i dS \cong \left[\dot{m} i \right]_{x+dx} - \left[\dot{m} i \right]_x = \left[\dot{m} C_p T \right]_{x+dx} - \left[\dot{m} C_p T \right]_x$$

$$\cong \dot{m}_{co} C_{p,co}(T_{co}(x)) \left\{ T_{co}(x+dx) - T_{co}(x) \right\} , \quad (2.33)$$

onde \dot{m}_{co} é a vazão total do refrigerante pelos N canais. O lado direito de 2.32 será equivalente a:

$$\int_{CS} q dS = dQ_{co} . \quad (2.34)$$

O calor recebido pelo refrigerante dQ_{co} entre 2 pontos x e $x+dx$ nos N canais deve equivaler ao calor fornecido pelo gás dQ_g na mesma região da câmara. Assim:

$$dQ_{co} = dQ_g , \quad (2.35)$$

onde:

$$dQ_g = q_{g(x)} dA_g , \quad (2.36)$$

$$dQ_{co} = q_{co(x)} dA_{co} , \quad (2.37)$$

sendo dA_g a superfície de troca de calor do lado do gás e dA_{co} a superfície de troca de calor local dos N canais do lado do refrigerante, dadas por:

$$dA_g = \pi \bar{D} dx , \quad (2.38)$$

$$dA_{co} = N (dA_{wco} + dA_{fin} \eta_{fin}) . \quad (2.39)$$

Nas expressões acima, \bar{D} é o diâmetro médio local da câmara entre os dois pontos x e $x+dx$ analisados, dA_{wco} a superfície de troca de calor local do canal, não incluindo as aletas, e dA_{fin} a superfície de troca de calor da aleta, onde:

$$dA_{wco} = \frac{\pi(\bar{D} + t_w) dx}{N} - t_{fin} dx , \quad (2.40)$$

$$dA_{fin} = 2(bdx) . \quad (2.41)$$

Portanto, uma vez calculados $q_v(x)$ e $q_{co}(x)$ (considerados constantes entre x e $x+dx$) de modo a satisfazer a equação 2.35 tem-se dQ_{co} e assim, da equivalência das equações 2.33 e 2.34, a temperatura do refrigerante após a variação axial será:

$$T_{co}(x+dx) = T_{co}(x) + \frac{dQ_{co}}{\dot{m}_{co} C_{p,co}(T_{co}(x))} \quad (2.42)$$

A figura 2.8 mostra o esquema de troca de calor entre 2 pontos x e $x+dx$.

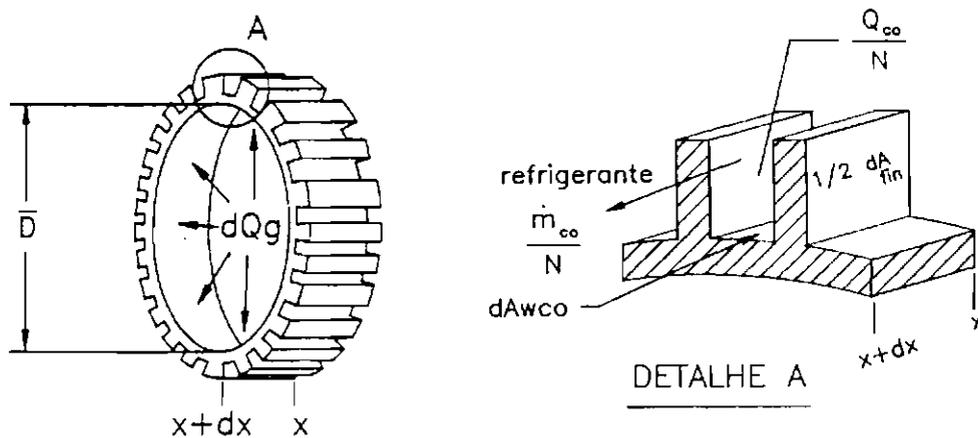


Fig. 2.8 - Esquema da transferência de calor em uma região de comprimento dx da câmara.

2.5 EBULIÇÃO NUCLEADA

As características de transferência de calor do lado do refrigerante dependem muito de sua pressão e da temperatura de parede dos canais. À medida que o fluido escoar através dela, sua temperatura aumenta e sua pressão cai. Se o refrigerante operar em condições subcríticas, essa tendência o aproximará da temperatura de saturação (linha A_1 - A_2 fig. 2.9). A temperatura da

parede, ao superar por uma pequena margem (de 10 a 50 K) a temperatura de saturação do refrigerante, faz com que pequenas bolhas se formem e se desprendam das camadas de fluido próximas à parede, crescendo em direção ao centro do escoamento que está a uma temperatura inferior, o que causa, então, a condensação das bolhas. Esse fenômeno é denominado ebulição nucleada.

A turbulência induzida por essas pequenas bolhas modifica as características da película do líquido, e o fluxo de calor que o refrigerante é capaz de suportar aumenta, devido à vaporização de parte do propelente, sem grande aumento de queda da temperatura através da película (linha A₂-A₃ fig. 2.9). Essa ebulição permite um aumento substancial na transferência de calor além daquela prevista pelas equações de escoamento desenvolvido turbulento. O fenômeno frequentemente ocorre na região da garganta do bocal, onde o fluxo de calor é alto.

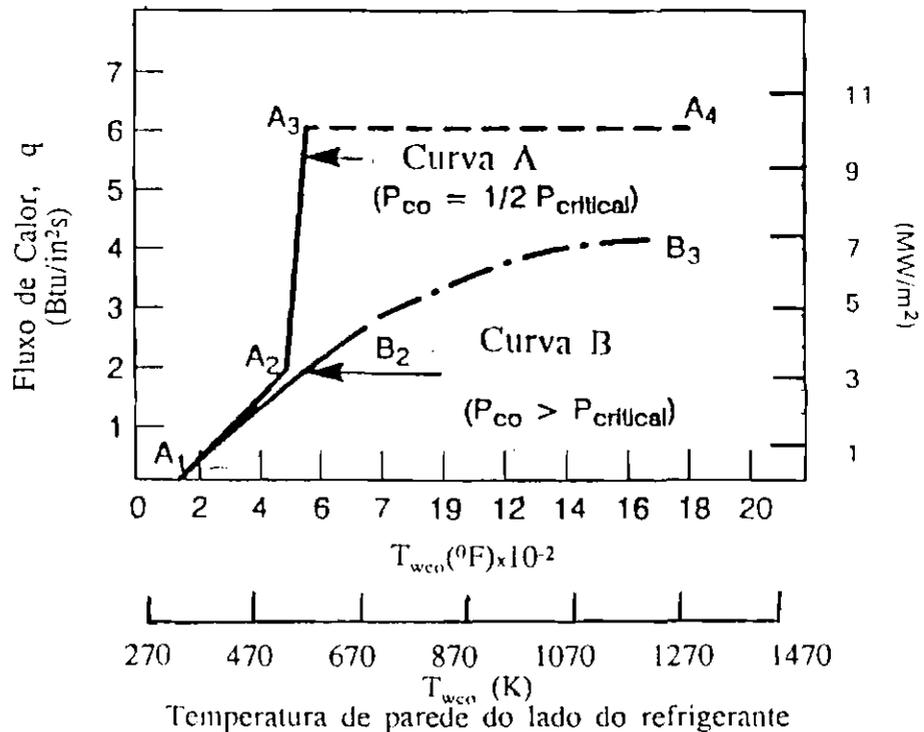


Fig.2.9 - Fluxo de calor em função da temperatura de parede do lado do refrigerante de propelentes típicos em várias regiões.

FONTE: Huzel e Huang (1992), p. 90

A partir do ponto A₃, um aumento no fluxo causará um grande aumento na quantidade de bolhas e estas se tornarão muito grandes a ponto de se combinarem em uma película de gás estável. Essa película agirá como isolante e o fluxo de calor para o refrigerante cairá, causando rápido aumento da temperatura das paredes, podendo exceder os seus limites.

O fluxo em A₃ é definido como limite máximo de ebulição nucleada do refrigerante (q_{ul}), e portanto não deve ser ultrapassado no projeto do sistema de refrigeração regenerativa. A determinação de q_{ul} deve ser feita de forma empírica.

2.6 TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO REFRIGERANTE EM CONDIÇÕES SUPERCRÍTICAS

Sistemas alimentados por turbo-bombas operam, na grande maioria, a pressões supercríticas nos canais, o que impossibilita o aproveitamento da ebulição nucleada. A curva B indica o comportamento da transferência de calor a pressões supercríticas. Como não é possível haver ebulição, a temperatura da parede continua a aumentar com o fluxo. O segmento A₁-B₂ representa a transferência de calor a temperaturas sub-críticas. Para esta região, a relação entre a temperatura de parede e o fluxo de calor, que depende de h_{co} , pode ser representada pelas equações de escoamento desenvolvido turbulento, como as 2.29 e 2.30.

Conforme a parede ultrapassa a temperatura crítica do refrigerante, ocorre uma transição gradual para uma camada de vapor supercrítico estável (linha B₂-B₃), que resulta em um menor coeficiente de troca de calor, segundo a relação proposta por Huzel e Huang (1992):

$$h_{co} = \frac{0.029 C_p \mu^{0.2}}{Pr^{2/3}} \left(\frac{G^{0.8}}{d^{0.2}} \right) \left(\frac{T_{co}}{T_{wco}} \right)^{0.55} \quad (2.43)$$

Operações em condições supercríticas ocorrem quando refrigerantes criogênicos como o H₂ ou O₂ são empregados. Para os combustíveis aqui analisados

existem limitações quanto à temperatura do refrigerante, citadas previamente, bem inferiores aos valores críticos.

2.7 A CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO DO REFRIGERANTE E O FATOR DE UTILIZAÇÃO DA REFRIGERAÇÃO

A temperatura dos refrigerantes deve ser mantida abaixo de um certo limite, determinado por suas características. No caso dos hidrocarbonetos esse limite é imposto para que não haja decomposição do combustível e deposição de partículas nas paredes do canais. Em geral, em não existindo outras restrições, a temperatura do refrigerante não deve ultrapassar a crítica, pois o coeficiente de transferência de calor da película de vapor seria muito baixo para refrigerar a câmara eficientemente. Entretanto, tal limitação não se aplica ao hidrogênio, que tem excelentes características de refrigeração, com um coeficiente de transferência de calor razoavelmente alto, mesmo na região supercrítica.

Desse modo, define-se a capacidade de refrigeração do fluido em estado líquido, como o calor que ele é capaz de absorver até atingir sua temperatura limite. Do balanço energético, desde a entrada do refrigerante nos canais até sua saída, onde a temperatura máxima deve ser a limite, teremos:

$$Q_{co,lim} = \int_{T_{co,ent}}^{T_{co,sai}} dQ_{co} \cong m_{co} \bar{C}_{p,co} (T_{co,lim} - T_{co,ent}) \quad (2.44)$$

O fator de utilização da refrigeração será definido então, conforme Curren et al. (1959), como a razão entre o calor aproximado absorvido pelo refrigerante até a saída dos canais e sua capacidade de refrigeração, ou seja:

$$\psi = \frac{C_{p,co}(T_{co,sai})\{T_{co,sai}\} - C_{p,co}(T_{co,ent})\{T_{co,ent}\}}{C_{p,co}(T_{co,lim})\{T_{co,lim}\} - C_{p,co}(T_{co,ent})\{T_{co,ent}\}} \quad (2.45)$$

2.8 A QUEDA DE PRESSÃO DO REFRIGERANTE NOS CANAIS

Conforme o refrigerante escoar pelos canais, ele sofre uma queda de pressão, devido à sua viscosidade. As altas velocidades, necessárias para uma refrigeração eficiente ($h \propto v^{0.8}$), contribuem para altas perdas de pressão. Para o cálculo dessa variação de pressão axial entre dois pontos dos canais, cada porção de canal é tida como um tubo reto e assim a relação usada é dada por:

$$\frac{dP}{dx} = 4 \mathcal{C}_f \frac{\rho v^2}{d} \quad (2.46)$$

Foram considerados neste trabalho apenas os casos nos quais os canais possuem superfícies lisas ou completamente rugosas. Para escoamentos em superfícies lisas, o coeficiente de perda por fricção \mathcal{C}_f é função do número de Reynolds Re e do diâmetro hidráulico d do tubo. A característica básica do regime completamente rugoso é que \mathcal{C}_f independe de Re , ou seja, a viscosidade deixa de ser um parâmetro significativo. Nesses casos \mathcal{C}_f passa a ser função da rugosidade superficial k_s e de d . As equações para \mathcal{C}_f foram obtidas de Kays e Crawford (1980, p. 199) e são dadas a seguir,

para superfícies lisas:

$$\frac{\mathcal{C}_f}{2} = [6.236 \ln(Re) - 4.639]^{-2} \quad (2.47)$$

e para superfícies completamente rugosas:

$$\frac{\mathcal{C}_f}{2} = [2.46 \ln(d/k_s) + 3.22]^{-2} \quad (2.48)$$

A superfície é considerada rugosa no estudo se o seguinte critério se verificar:

$$\frac{Re}{(d/k_s)} \sqrt{\frac{\mathcal{C}_f}{2}} > 70 \quad (2.49)$$

onde $\frac{G_f}{2}$ empregado é calculado conforme a equação 2.48.

Para processos de fresamento, considerados aqui como o tipo de usinagem aplicado na fabricação dos canais de refrigeração, Webb (1983) dá a rugosidade superficial como variando entre $6.3 \mu\text{m}$ a $0.08 \mu\text{m}$ para faixas comerciais. Na modelagem utilizou-se o valor de um fresamento mais grosseiro, ou seja $k_s=6.3 \mu\text{m}$; apesar disto, os casos simulados se encontram, em geral, na faixa de escoamentos sem rugosidade, segundo o critério da equação 2.49. O outro processo também utilizado na fabricação de câmaras regenerativas, no qual se efetua a conformação mecânica dos N canais seguida da brasagem dos mesmos, apresenta com certeza uma rugosidade superficial menor que a do fresamento.

Quedas típicas de pressão em canais de refrigeração de câmaras de empuxo variam de 5 a 25% da pressão de câmara. Grande parte dessa perda de pressão ocorre em locais onde há mudanças de direção do escoamento ou de seções transversais, devido a repentinas expansões ou contrações, como na região da garganta. A energia despendida pelas turbo-bombas, para esta elevação extra da pressão do propelente, contrapõe o benefício do aumento de sua energia interna ao passar pelos canais.

CAPÍTULO 3

O PROGRAMA COMPUTACIONAL

O programa computacional foi desenvolvido na linguagem C++, em uma estação de trabalho "Sun Sparc II", com sistema operacional "Unix". É especificado para projetos preliminares de sistemas de refrigeração regenerativa, nos quais o refrigerante é um fluido incompressível, podendo, com algumas alterações, ser adaptado para casos compressíveis. O programa possui um banco de dados com as propriedades de transporte dos 3 combustíveis analisados e com a equação resultante da integração da equação 2.23 para os materiais de parede e suas respectivas temperaturas limite. Devido à modularidade do programa, a inclusão de outros combustíveis e materiais de parede é possível sem alteração do programa principal, sendo necessárias apenas a inclusão das referidas propriedades do novo refrigerante nos arquivos "coolant.C" e "coolant.h" e do novo material nos arquivos "material.C" e "material.h".

Dois tipos de configuração podem ser analisadas: (1) a do tipo "single pass" e (2) "double pass". Para o segundo caso, algumas mudanças nos cálculos são feitas, como por exemplo nas equações 2.37, 2.39 que devem ser divididas por 2. Além dessas, a vazão em massa do refrigerante em cada canal passa a ser calculada por $\dot{m}_{co}/(N/2)$ em vez de \dot{m}_{co}/N .

3.1 OS DADOS DE ENTRADA

As propriedades da mistura de gases na câmara, usadas como dados de entrada para o programa, são geradas previamente através da execução do programa termoquímico NASA-SP 273 de Gordon e McBride (1973). Esse programa fornece a temperatura da mistura de gases, sua densidade, massa molecular e razões de calores específicos γ , para uma reação de propelentes dada a uma certa pressão de câmara.

Outros dados necessários para a execução dos cálculos são as condições de operação: Empuxo, pressão de câmara, pressão ambiente, razão de mistura dos propelentes O/F, bem como as razões de expansão ϵ_{exp} e contração ϵ_c .

de áreas do bocal, ângulo de contração α_c (o ângulo de expansão é considerado como 15°), o raio médio de curvatura da garganta R e razões profundidade/largura desejadas para os canais de refrigeração na parte cilíndrica AR_c da câmara e na garganta AR_g . O programa calcula o valor de ϵ_{exp} ótima para as condições dadas caso especifique-se $\epsilon_{exp} = 0$. Se especificado $R = 0$, o programa assume $R = D_g/2$, valor este aproximado dos típicos encontrados na geometria de bocais. O material da parede da câmara e o refrigerante devem também ser especificados e pertencer ao banco de dados do programa. O comprimento característico de queima dos propelentes L^* , a temperatura de entrada do refrigerante $T_{co(ent)}$, a temperatura limite de parede do lado do refrigerante $T_{wco(lim)}$, a emitância ϵ_p da mistura de gases, a eficiência de combustão η_c^* , o fator de recuperação da camada limite dos gases $r_{c.l.}$ e o valor estimado à garganta da resistência térmica da camada de fuligem depositada R_{d1} são também exigidos.

A seguir, o arquivo de dados de entrada para um exemplo simulado:

Gama of the gas :	1.2265
Molecular weight (Kg / Kmol):	21.458
Gas density (kg / m ³) :	4.9547
Approximate gas emitance :	0.7
Chamber Pressure (bar) :	70
Ambient Pressure (bar) :	1
Injector Pressure drop (bar) :	15
Nozzle Expansion Area Ratio :	0
Desired Thrust (N) :	15e4
Chamber Temperature (K) :	3695
Characteristic Velocity Efficiency , eta C* :	0.975
Boundary Layer recovery factor :	0.91
Mixture Ratio by weight O/F :	2.2
Thermal Resistance of deposit at throat (K-m ² / W):	0.25e-3
Chamber Wall material :	COPPER
Chamber Wall Thickness (mm):	2
Fins Thickness (mm):	2
Characteristic Length, L* (m) :	1.143
Combustion Chamber Contraction Area Ratio:	2
Combustion Chamber Contraction Angle (deg) :	35
Radius of curvature of nozzle contour at throat (m) :	0
Channels Aspect Ratio at throat :	3.2
Channels Aspect Ratio at chamber :	2.5
System Configuration :	1
Coolant name :	JP4
Coolant inlet temperature (K) :	290
Coolant side limit temperature of wall (K) :	540

3.2 OS PARÂMETROS DO MOTOR FOGUETE E OS CÁLCULOS DA GEÔMETRIA DA CÂMARA E DA VAZÃO DO REFRIGERANTE NOS CANAIS

As câmaras analisadas são cilíndricas e consideradas como tendo perfis retilíneos na contração e expansão do bocal ou seja, as curvaturas são desconsideradas no cálculo de variações da geometria (comprimento do canal, razão de áreas) para a discretização.

Dadas as condições de operação, o diâmetro da garganta é obtido através das correlações usuais para motor foguete:

$$A_t = \frac{F}{P_c C_F} \quad (3.1)$$

na qual, A_t é a área da garganta e C_F o coeficiente de empuxo dado por:

$$C_F = \lambda \left[\sqrt{2 \frac{\gamma^2}{\gamma-1} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \left[1 - \left(\frac{P_c}{P_c} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \right]} + \left(\frac{P_e}{P_c} - \frac{P_a}{P_c} \right) \epsilon_{exp} \right] \quad (3.2)$$

$\lambda = 0.983$ é o fator de correção para o coeficiente de empuxo, para uma expansão cônica imperfeita de 15° .

A razão P_c/P_e de pressões de câmara e de saída da tubeira é calculada com base na razão de expansão ϵ_{exp} dada.

A área de seção da câmara será então:

$$A_c = \epsilon_c A_t \quad (3.3)$$

O volume de câmara V_c necessário é imposto por L^* dos propelentes:

$$V_c = L^* A_t \quad (3.4)$$

Calculado o volume de câmara, que inclui a parte cilíndrica e a parte cônica convergente, é possível obter o comprimento da parte cilíndrica L_c , através de:

$$V_c = A_1 \left[L_c \varepsilon_c + \frac{1}{3} \sqrt{\frac{D_1}{\pi}} \cot \alpha_c (\varepsilon_c^{3/2} - 1) \right] \quad (3.5)$$

A vazão de propelentes requerida é obtida através de:

$$\dot{m} = \frac{F}{c^* C_F} \quad (3.6)$$

onde c^* é a velocidade característica dos propelentes e é dada por:

$$c^* = \eta_c^* c_{ideal}^* \quad (3.7)$$

$$c_{ideal}^* = \frac{1}{\gamma} \sqrt{\gamma R T_c \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma + 1}{1 - \gamma}}} \quad (3.8)$$

O impulso específico da câmara é dado por:

$$I_{sp} = \frac{F}{\dot{m} g_0} \quad (3.9)$$

na qual g_0 é a aceleração da gravidade ao nível do mar.

Uma vez conhecida a vazão de propelentes, calcula-se a vazão do refrigerante (combustível) nos canais \dot{m}_{co} , por meio da razão oxidante/combustível O/F.

$$\dot{m}_{co} = \frac{\dot{m}}{1 + O/F} \quad (3.10)$$

3.3 A DISCRETIZAÇÃO DA CÂMARA

Após a determinação das dimensões da câmara, divide-se esta em várias estações axiais finitas, para os cálculos de transferência de calor. As regiões cilíndrica, convergente e divergente da câmara podem ser discretizadas independentemente a fim de garantir maior precisão em regiões onde há maiores variações de fluxo de calor ou de queda de pressão nos canais, como na garganta.

A expansão é discretizada em um número "discr_exp" de razões de área, entre a garganta ($A_i/A_t = 1$) e a razão de expansão dada ($A_i/A_t = \epsilon_{exp}$). Dessa forma, cada estação é definida através de sua razão de área e a divisão elementar ($dA_i/A_t = dA_{exp}/A_t$) será constante e valerá:

$$\frac{dA_i}{A_t} = \frac{(\epsilon_{exp}-1)}{discr_exp} \quad \text{expansão} \quad (3.11)$$

A contração é discretizada em "discr_con" razões de área entre a garganta e a parte cilíndrica da câmara, onde $A_i/A_t = \epsilon_c$. Assim, a variação de ($dA_i/A_t = dA_c/A_t$) entre duas estações será constante e valerá:

$$\frac{dA_i}{A_t} = \frac{(\epsilon_c-1)}{discr_con} \quad \text{contração} \quad (3.12)$$

A parte cilíndrica tem seu comprimento L_c dividido em "discr_cil" partes iguais e não sofre variações de razão de áreas. Cada elemento nessa região terá um comprimento ($dL_i = dL_{cil}$) constante valendo:

$$dL_i = \frac{L_c}{discr_cil} \quad \text{região cilíndrica} \quad (3.13)$$

Nas regiões de contração e expansão o comprimento discretizado dL_i varia com a razão de áreas e é calculado conforme:

$$dL_i = \frac{D_t \cot \alpha_{exp}}{2} \left[\sqrt{\frac{A_i}{A_t}} - \sqrt{\frac{A_{i+1}}{A_t}} \right] \quad \text{expansão} \quad (3.14)$$

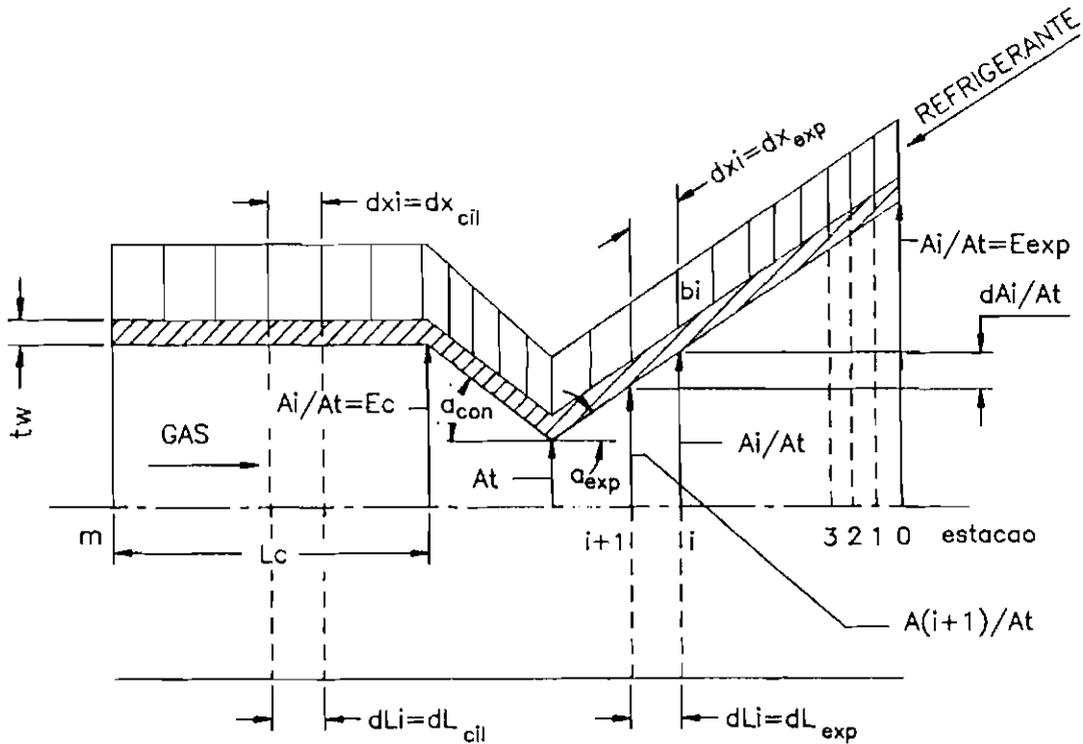


Fig. 3.1 - Câmara discretizada em $m = \text{discr_exp} + \text{discr_con} + \text{discr_cil}$ estações para os cálculos de transferência de calor e perda de carga na linha.

$$dL_i = \frac{D_i \cot \alpha_c}{2} \left[\sqrt{\frac{A_{i+1}}{A_t}} - \sqrt{\frac{A_i}{A_t}} \right] \quad \text{contração} \quad (3.15)$$

O comprimento discretizado do canal dx_i é equivalente a dL_i na região cilíndrica e nas regiões de expansão e contração do bocal é dado por:

$$dx_i = \frac{D_i}{2 \operatorname{sen} \alpha_{\text{exp}}} \left[\sqrt{\frac{A_i}{A_t}} - \sqrt{\frac{A_{i+1}}{A_t}} \right] \quad \text{expansão} \quad (3.16)$$

$$dx_i = \frac{D_i}{2 \operatorname{sen} \alpha_c} \left[\sqrt{\frac{A_{i+1}}{A_t}} - \sqrt{\frac{A_i}{A_t}} \right] \quad \text{contração} \quad (3.17)$$

3.4 O DIMENSIONAMENTO DOS CANAIS DE REFRIGERAÇÃO

Para o dimensionamento dos canais as razões profundidade/largura da parte cilíndrica da câmara AR_c e da garganta AR_t são escolhidas. Calcula-se então para um número de canais N , dado conforme critério exposto a seguir, a largura dos canais a_i em cada estação i de modo a satisfazer o perímetro local ao longo da câmara:

$$a_i = \frac{\pi(D_i + t_w)}{N} - t_{\text{ân}} \quad (3.18)$$

onde D_i é o diâmetro interno local à estação i da câmara.

As alturas locais b_i em cada estação i serão consideradas constantes para a parte cilíndrica $b_i = b_c$ e serão calculadas através de AR_c dado:

$$b_c = AR_c a_c \quad (3.19)$$

Na garganta $b_i = b_t$ será calculado por:

$$b_t = AR_t a_t \quad (3.20)$$

Para a região da contração optou-se por definir uma variação linear de b com a razão de áreas, desde a garganta até a parte cilíndrica. Assim:

$$b_i(\epsilon_i) = (b_c - b_t) \left[\frac{\epsilon_i - 1}{\epsilon_c - 1} \right] + b_t \quad \text{contração} \quad (3.21)$$

Na expansão b_i é mantido constante, equivalente à garganta:

$$b_i = b_t \quad \text{expansão} \quad (3.22)$$

Esse tipo de geometria visa facilitar o processo de fabricação da câmara.

O diâmetro hidráulico d_i ao longo da câmara pode ser calculado conforme:

$$d_i = \frac{2a_i b_i}{a_i + b_i} \quad (3.23)$$

Conhecida a distribuição de d_i ao longo da câmara e, conseqüentemente a velocidade v_i do refrigerante nos canais conforme:

$$(\rho v)_i = \frac{\dot{m}_{co}}{N A_i} = N \frac{\dot{m}_{co}}{a_i b_i}, \quad (3.24)$$

onde $A_i = a_i b_i$ é a área de seção local do canal, é possível obter-se as distribuições de fluxo de calor q_{g_i} , de temperaturas de parede do lado do gás T_{wg_i} e do lado do refrigerante T_{wco_i} , da seguinte maneira:

A velocidade do refrigerante nos canais determina a quantidade de calor que pode ser retirada do interior da câmara ponto a ponto, já que o coeficiente de troca de calor h_{co_i} depende diretamente da mesma. Assim sendo, para um dado diâmetro hidráulico e conhecida a temperatura média local do refrigerante T_{co_i} , o calor médio a ser retirado da câmara entre 2 pontos (i e $i+1$) poderá ser calculado conforme a equação 2.35, da seguinte maneira:

$$(q_g dA_g)_i = (q_{co} dA_{co})_i \quad (3.25)$$

onde q_{g_i} , q_{co_i} , T_{co_i} e h_{co_i} são considerados constantes na região analisada (entre as estações i e $i+1$).¹ Substituindo-se as equações 2.20, 2.28, 2.38, 2.39, 2.40 e 2.41 teremos, para o caso de não haverem depósitos de carbono e aplicação de camada resistiva térmica no interior da câmara:

$$\left[h_g(T_{aw} - T_{wg}) + \epsilon_g \sigma T_g^4 \right] \pi \bar{D} dx = h_{co}(T_{wco} - T_{co}) \left[\pi(\bar{D} + t_w) - N t_{fin} + 2N b \eta_{fin} \right] dx \quad (3.26)$$

onde h_{co} é dado pelas equações 2.29 ou 2.30 conforme o refrigerante utilizado e

¹A fim de não sobrecarregar o equacionamento, os índices referentes à estação i serão omitidos a seguir.

depende de T_{wco} e do diâmetro hidráulico local do canal d_i , já avaliado; i.e:

$$h_{co} = f(T_{wco}). \quad (3.27)$$

O coeficiente h_g depende de T_{wg} e do diâmetro médio local da câmara \bar{D} e é dado pela equação 2.7:

$$h_g = f(T_{wg}). \quad (3.28)$$

A relação entre T_{wco} e T_{wg} é dada segundo as equações 2.24, 2.25 ou 2.26, dependendo do material:

$$T_{wco} = f(T_{wg}, q_g(h_g(T_{wg}))). \quad (3.29)$$

A solução da equação 3.26 para T_{wg} é feita através do método da secante; para um T_{wg} assumido, calcula-se h_g (equação 3.28) e conseqüentemente q_g (equação 2.20), o que permite a obtenção de T_{wco} (equação 3.29). T_{wco} em 3.27 fornece h_{co} . A substituição desses resultados em 3.26 implicará em:

$$f(T_{wg}) = \left[h_g(T_{aw}-T_{wg}) + \epsilon_g \sigma T_g^4 \right] \pi \bar{D} - \\ - h_{co}(T_{wco}-T_{co}) \left[\pi(\bar{D}+t_w) - Nt_{lin} + 2Nb\eta_{lin} \right] = 0, \quad (3.30)$$

que deve ser resolvida para T_{wg} . Uma vez obtida T_{wg} , as respectivas dependências citadas calculam $q_g(h_g(T_{wg}), T_{wg})$ e $T_{wco}(T_{wg}, q_g)$.

Esses cálculos têm início à entrada do refrigerante nos canais onde T_{co} naquele ponto é conhecida. O próximo ponto no canal terá então sua temperatura T_{co} calculada segundo a equação 2.42, já que uma vez calculado q_g , tem-se dQ_g que equivale à dQ_{co} . Com T_{co} conhecida neste próximo nó, repete-se o procedimento acima e calcula-se T_{wg} , T_{wco} e q_g e assim por diante até a determinação por completo das distribuições ao longo da câmara.

Obtidas as distribuições de T_{wg} e T_{wco} , verifica-se se não houve em nenhum ponto valores excedentes aos limites impostos. Caso isso ocorra, é

assumido um novo valor para N (maior para que os diâmetros hidráulicos diminuam e conseqüentemente T_{wg} e T_{wco} baixem) e os cálculos são refeitos.

Neste estudo o critério para o dimensionamento dos canais é para que haja a menor perda de pressão do refrigerante ao longo dos canais. Para tanto faz-se necessário trabalhar nos limites de temperatura do material ou do refrigerante, uma vez que desse modo permitir-se-á a utilização de maiores diâmetros hidráulicos nos canais o que implica em menores velocidades acompanhadas de quedas de pressão mais baixas. Sendo assim, no caso das distribuições T_{wg} e T_{wco} estarem abaixo de seus limites permitidos, um novo valor de N (menor) será empregado até que em algum ponto T_{wg} ou T_{wco} atinjam seu limite.

3.5 O CÁLCULO DO NÚMERO DE CANAIS

Para os cálculos descritos anteriormente N precisa ser dado. Dadas as dimensões de câmara, o valor de N determinará a largura, a altura e conseqüentemente o diâmetro hidráulico dos canais conforme as equações 3.18 a 3.23. Na região da garganta, onde o fluxo de calor é maior, o diâmetro dos canais será o menor, pois necessitará maior velocidade de escoamento do refrigerante, a fim de que o coeficiente de troca de calor h_{co} seja suficientemente alto para suportar tal carga térmica. Assim, o valor inicial adotado para N nos cálculos se baseia em um valor d_t assumido à garganta. Esse valor é inicialmente adotado de modo que $(T_{wg})_t$ esteja em seu limite. $(T_{wco})_t$ é calculado então através das equações 2.24, 2.25 ou 2.26. Como a temperatura do refrigerante $(T_{co})_t$ à garganta é desconhecida nesta etapa dos cálculos, estima-se o coeficiente $(h_{co})_t$ com base na temperatura de entrada do refrigerante nos canais $(T_{co})_{ent}$ e despreza-se os efeitos da aleta cuja dimensões todavia não foram calculadas:

$$(h_{co})_t \cong \frac{q_g((T_{wg})_{lim}, D_t)}{((T_{wco})_t - (T_{co})_{ent})} \quad (3.31)$$

Com base nesse valor de h_{co} , são inicialmente assumidos a_t , b_t , d_t e N , através da solução simultânea das equações 2.29 ou 2.30 com 3.18, 3.20, 3.23. A equação 3.24 é também usada para a substituição de v presente em 2.29 ou

2.30. A solução é feita para d_t após as respectivas substituições na equação 2.29 ou 2.30, pelo método de Newton-Raphson. O valor de $(h_{co})_t$ nesta 1ª. iteração será pequeno (d_t será então razoavelmente grande e N pequeno), pois T_{wg} é a máxima possível e $(T_{co})_t$ com certeza será maior que o valor assumido $(T_{co})_{ent}$.

Assumidas as dimensões dos canais à garganta e o número de canais N , obtém-se a geometria dos canais ao longo da câmara acompanhadas das distribuições de temperatura como citado anteriormente. As correções para N nas iterações $j+1$ seguintes são efetuadas a partir de variações em d_t da seguinte maneira:

$$d_t^{(j+1)} = d_t^{(j)} (1 + \text{ind}(\text{FATOR}^{(j)})) \quad (3.32)$$

onde:

$$\text{FATOR}^{(j)} = \frac{\min \left[\left[(T_{wg})_{\text{lim}} - (T_{wg})_{\text{max}} \right] \cdot \left[(T_{wco})_{\text{lim}} - (T_{wco})_{\text{max}} \right] \right]^{(j)}}{(T_{wco})_{\text{max}}^{(j)}} \quad (3.33)$$

onde $(T_{wg})_{\text{max}}$ é a maior temperatura de parede do lado do gás calculada (entre todas as estações i), e $(T_{wco})_{\text{max}}$ é a maior temperatura de parede do lado do refrigerante calculada.

Dessa maneira, caso $(T_{wg})_{\text{max}}$ ou $(T_{wco})_{\text{max}}$ da última iteração (j) exceda seus limites, FATOR será negativo e o próximo $d_t^{(j+1)}$ assumido sofrerá um decréscimo percentual proporcional à menor entre as diferenças $((T_{wg})_{\text{lim}} - (T_{wg})_{\text{max}})$ ou $((T_{wco})_{\text{lim}} - (T_{wco})_{\text{max}})$, normalizadas por $(T_{wco})_{\text{max}}$. Essa diminuição em d_t causará um aumento em N acompanhado de menores diâmetros hidráulicos ao longo da câmara e a velocidade do refrigerante aumentará. Maiores velocidades aumentam o coeficiente de troca de calor h_{co} do refrigerante e as distribuições T_{wg} e T_{wco} caem. Caso $(T_{wg})_{\text{max}}$ ou $(T_{wco})_{\text{max}}$ estejam abaixo dos valores limites, FATOR será positivo; um aumento em d_t ocorrerá e as distribuições de temperatura de parede subirão.

Essa definição para FATOR, na qual a menor das diferenças é

utilizada, visa garantir a convergência pois ao convergir para um dos limites, o valor de FATOR diminui até ser desprezível quando então d_i (e conseqüentemente N) não mais são corrigidos. Assim, se por exemplo, o programa convergir para $(T_{wco})_{lim}$, a diferença $((T_{wco})_{lim} - (T_{wco})_{max})$ irá diminuindo enquanto $((T_{wg})_{lim} - (T_{wg})_{max})$ não necessariamente diminui, o que poderia causar a impossibilidade de convergência se esta última fosse utilizada para o cálculo.

A convergência se dá quando $abs((T_{wg})_{lim} - (T_{wg})_{max})$ ou $abs((T_{wco})_{lim} - (T_{wco})_{max}) \leq 1.0$ em até 8 iterações ou ≤ 2.2 se esse número for ultrapassado. O valor "ind" é introduzido para aumentar a rapidez da convergência e foi escolhido com base na experiência de várias simulações.

Em certos casos, nos quais são necessários diâmetros hidráulicos muito pequenos (tendendo a zero), o programa aborta anunciando a impossibilidade da refrigeração regenerativa naquelas circunstâncias. Entretanto, isso também poderá ocorrer em situações não tão críticas se o valor "ind" escolhido for relativamente alto, causando uma diminuição drástica em d_i para a próxima iteração, o que aborta o programa prematuramente. Em raros casos podem acontecer, na iminência da convergência, oscilações em torno de 2 valores de N consecutivos, sem que o critério de convergência seja atendido, quando o programa aborta com os resultados calculados para um desses valores de N .

3.6 OS RESULTADOS GERADOS PELO PROGRAMA

O programa gera os parâmetros do motor, a geometria da câmara, dos canais e as distribuições de T_{wg} , T_{wco} , T_{co} , além das pressão total e velocidade média locais ao longo dos canais. Além disso o programa cria arquivos com as distribuições de d , a , b , q_g , T_{wg} , T_{wco} , T_{co} , P_{total} , $P_{estática}$ e $P_{dinâmica}$ do refrigerante, todos em função do comprimento de câmara, para a construção de gráficos.

Os resultados da simulação do exemplo fornecido para os dados de entrada são apresentados a seguir em forma de tabela, bem como em forma gráfica para algumas distribuições:

DT / max_Twco	-5.21%	{ 69	maxTwco 570	69	maxTwg 605 }
DT / max_Twco	-2.36%	{ 69	maxTwco 553	69	maxTwg 589 }
DT / max_Twco	-0.69%	{ 69	maxTwco 544	69	maxTwg 580 }
DT / max_Twco	-0.686%	{ 69	maxTwco 544	69	maxTwg 580 }
DT / max_Twco	-0.138%	{ 69	maxTwco 541	69	maxTwg 577 }

CHANNELS OF RECTANGULAR SECTIONAL AREA

Chamber Pressure :	70.00	(atm)
Ambient Pressure :	1.00	(atm)
Injector's Pressure drop :	15.00	(atm)
Chamber Stagnation Temperature :	3512.6	(K)
Cf:	1.559	
Isp :	283.7	(sec)
Expansion Area Ratio:	8.60	
Characteristic Velocity (c*) :	1784.9	(m/s)
c* correction factor:	0.975	
Thrust :	1.500e+05	(N)
Throat Diameter :	13.14	(cm)
mass flow rate :	53.90	(Kg/s)
Mixture Ratio (O/F):	2.20	
Coolant mass flow rate :	16.84	(Kg/s)
Gases Specific Heat Ratio (Gama):	1.226	
Gases Molecular Weight :	21.458	(Kg/Kmol)
Gases Mean Density :	4.95e-03	(g/cc)
Gases Emissivity:	0.700	
Gases Prandtl Number:	0.8125	
Gases Specific Heat (Cp) :	2098.2	(J/Kg-K)
Combustion Chamber Contraction Area Ratio:	2.00	
Combustion Chamber Contraction Angle :	35.00	(deg)
Chamber Wall material:	COPPER	
Chamber Wall Thickness :	2.00	(mm)
Fins Thickness :	2.00	(mm)
Chamber Wall Limiting Temperature :	600.00	(K)
Radius of curvature of nozzle contour at throat :	0.07	(m)
Combustion Chamber Length :	54.29	(cm)
Combustion Chamber Volume :	15.50	(dm ³)
Propellant used as Coolant:	JP4	
Coolant Inlet Temperature :	290.00	(K)
TOTAL PRESSURE DROP ON LINE :	11.96	(atm)
NUMBER OF CHANNELS :	134	

*** SINGLE PASS CONFIGURATION ***

node	Distance from injector (cm)	Area Ratio	Heat Flux (MW/m ²)	β (q rad/q tot)	T _{w_gas} (K)	T _{w_co} (K)	T _{bulk_co} (K)	a (mm)	b (mm)	Coolant Velocity (m/s)	Stg. Press (bar)
***** expansion *****											
0	105.0	3.00	2.848	0.0	548.5	533.1	290.0	7.08	3.59	6.4	97.0
5	100.9	7.52	3.123	0.0	544.4	527.5	294.7	6.49	3.59	7.0	96.9
10	95.8	5.33	3.462	0.0	539.6	520.9	299.8	5.86	3.59	7.8	96.8
15	90.4	5.35	3.895	0.0	533.6	512.5	305.4	5.17	3.59	8.9	96.6
20	84.3	4.26	4.468	0.0	525.6	501.6	311.7	4.41	3.59	10.5	96.4
25	77.3	3.17	5.273	0.0	514.4	486.1	319.0	3.53	3.59	13.2	96.0
30	69.1	2.09	6.514	0.0	496.9	462.0	327.5	2.50	3.59	18.9	95.1
31	67.2	1.97	6.852	0.0	492.1	455.4	329.4	2.26	3.59	20.9	94.7
32	65.4	1.65	7.237	0.0	486.7	448.0	331.4	2.01	3.59	23.6	94.2
33	63.0	1.33	7.679	0.0	480.6	439.5	333.6	1.74	3.59	27.3	93.4
34	60.7	1.22	8.196	0.0	473.4	429.6	335.8	1.45	3.59	32.9	92.2
***** contraction *****											
35	58.0	1.00	9.498	8.3	479.2	428.5	338.2	1.12	3.59	42.4	89.7
36	58.0	1.03	9.459	9.5	482.9	432.3	338.3	1.17	3.66	39.9	89.5
37	57.9	1.06	9.356	10.1	485.3	435.3	338.5	1.21	3.73	37.8	89.3
38	57.8	1.09	9.247	10.6	487.5	438.1	338.6	1.26	3.80	35.8	89.2
39	57.7	1.11	9.136	11.1	489.7	440.8	338.7	1.30	3.87	34.1	89.1
40	57.5	1.14	9.025	11.5	491.8	443.5	338.9	1.34	3.94	32.4	88.9
45	56.9	1.29	8.503	13.3	501.7	456.1	339.5	1.54	4.28	26.0	88.6
50	56.3	1.43	7.974	15.0	535.1	492.2	340.1	1.73	4.63	21.4	88.4
55	55.8	1.57	7.561	16.5	546.4	505.6	340.7	1.91	4.97	18.1	88.2
60	55.3	1.71	7.196	17.9	557.4	518.5	341.2	2.08	5.32	15.5	88.1
65	54.9	1.86	6.870	19.2	568.2	531.0	341.7	2.25	5.67	13.5	88.1
***** chamber *****											
70	54.3	2.00	6.668	20.1	534.7	498.8	342.2	2.40	6.01	11.9	88.0
75	43.4	2.00	6.659	20.1	539.2	503.3	352.8	2.40	6.01	12.0	87.4
80	32.6	2.00	6.649	20.2	544.3	508.4	363.1	2.40	6.01	12.2	86.8
85	21.7	2.00	6.638	20.2	549.7	513.9	373.2	2.40	6.01	12.3	86.2
90	10.9	2.00	6.626	20.3	555.5	519.6	383.2	2.40	6.01	12.4	85.6
95	0.0	2.00	6.614	20.3	561.5	525.7	392.9	2.40	6.01	12.6	85.0
Other Pc ? Type Pc in atm or 0 for none:					0						
Other Dt ? Type Dt in cm or 0 for none:					0						
Other mixture ratio ? Type O/F or 0 for none:					0						

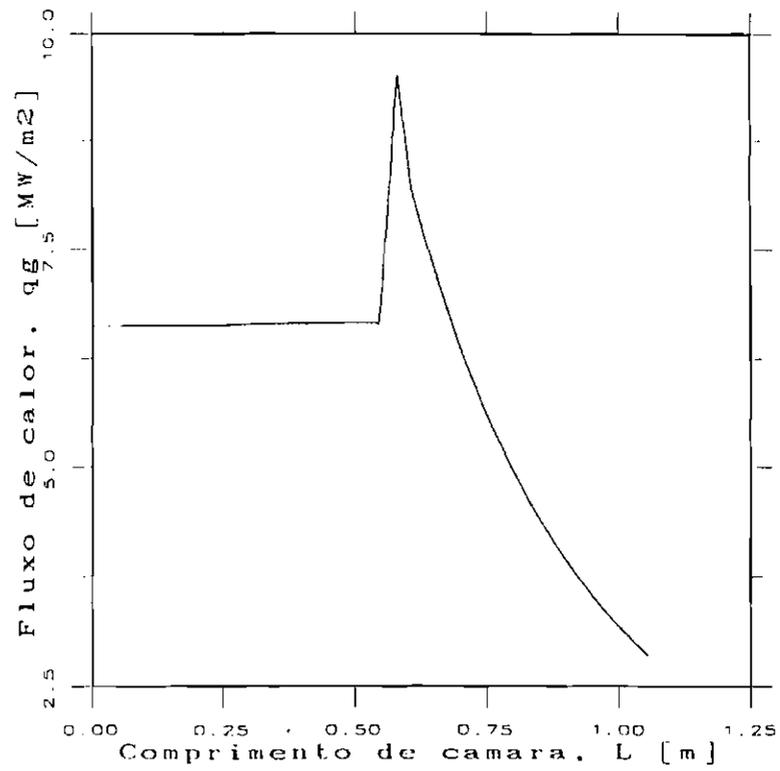


Fig. 3.2 - Fluxo de calor do interior da câmara para as paredes.

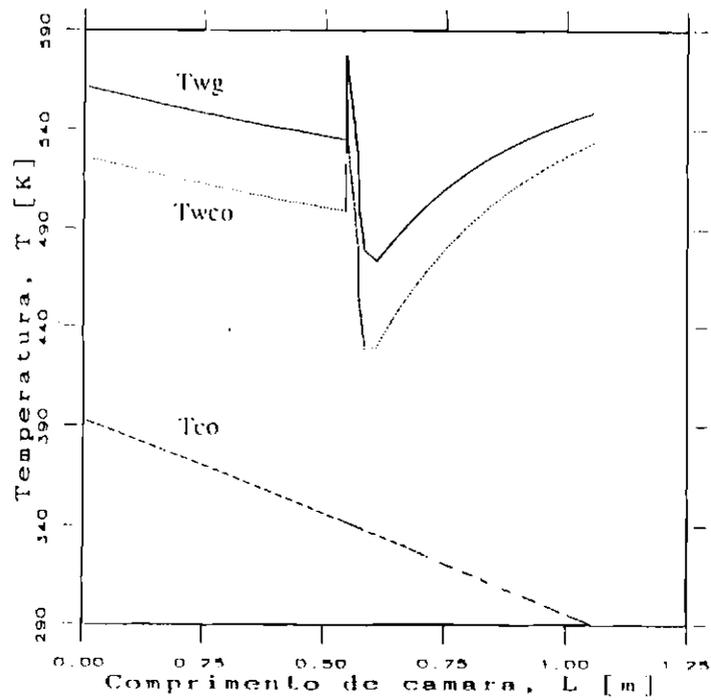


Fig. 3.3 - Distribuição de temperaturas de parede e do refrigerante ao longo da câmara

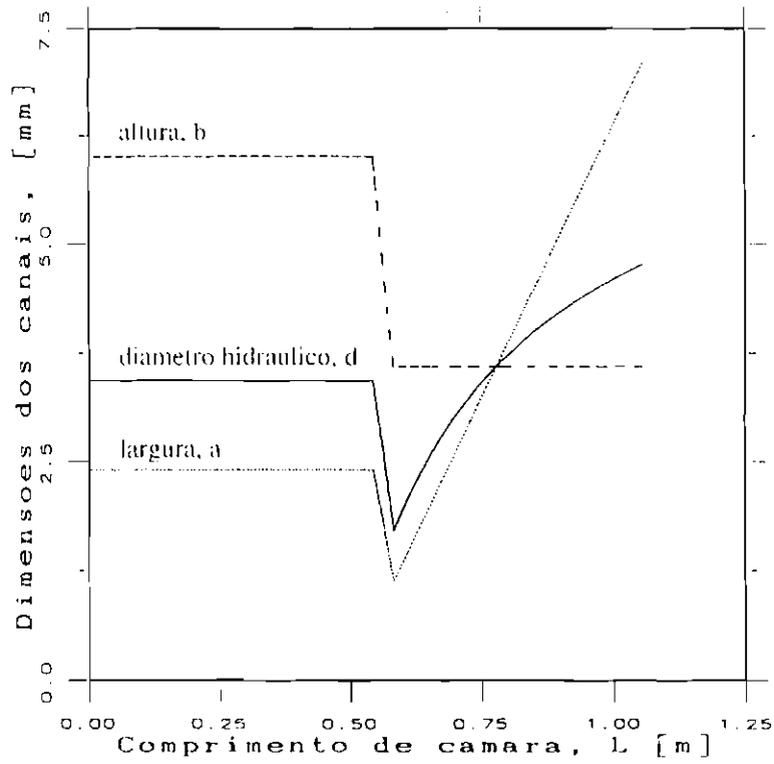


Fig. 3.4 - Diâmetro hidráulico, altura e largura dos canais ao longo da câmara.

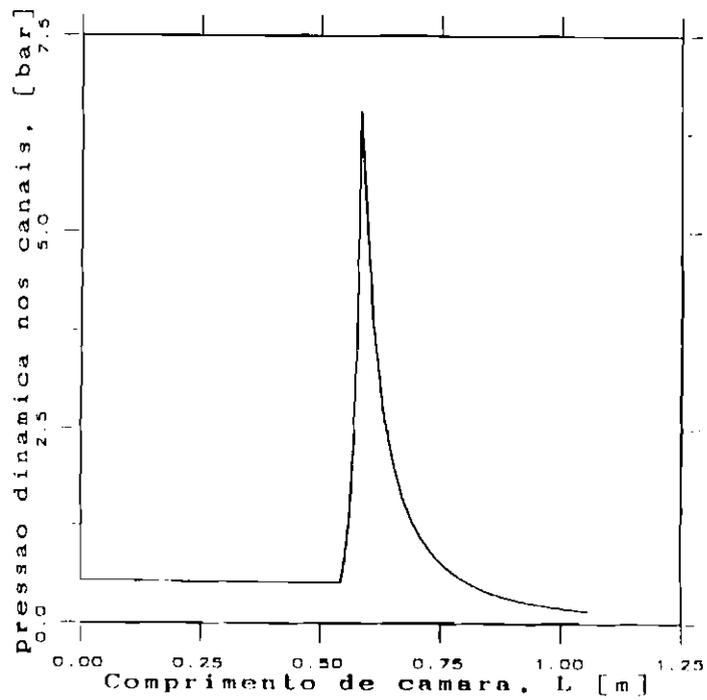


Fig. 3.5 - Pressão dinâmica do refrigerante ao longo da câmara.

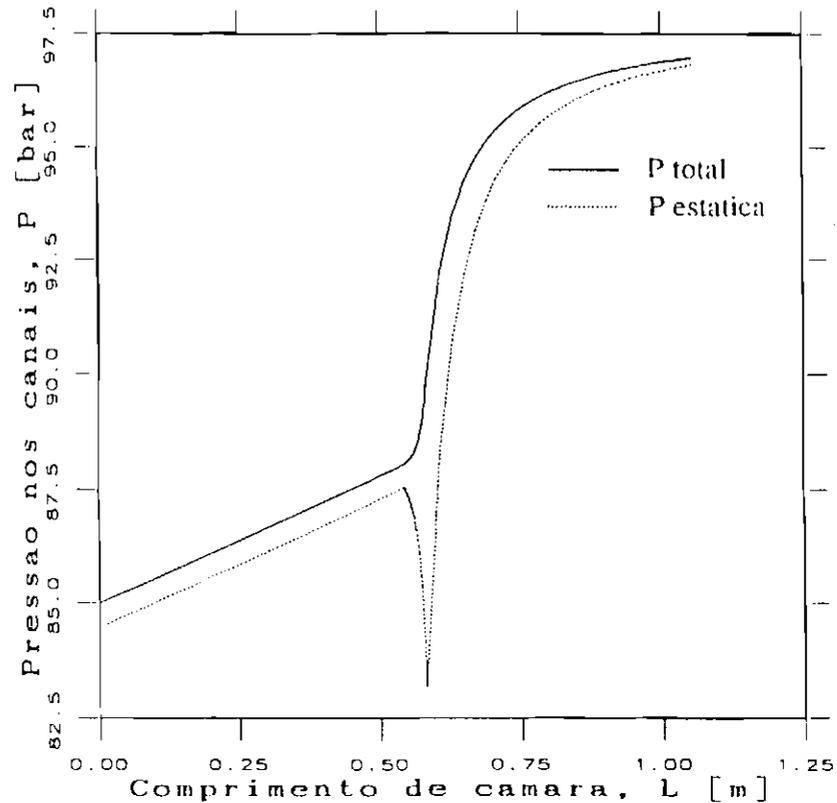


Fig. 3.6 - Pressão total e estática do refrigerante ao longo da câmara.

Da figura 3.6, nota-se a ocorrência do fluxo máximo de calor do gás para as paredes à garganta, onde $A_1/A_1=1$, o que exige altas velocidades do refrigerante para que este suporte tal carga térmica, conforme indica a pressão dinâmica elevada nessa região (figura 3.5). Dessa maneira, a distribuição de diâmetros hidráulicos terá o mínimo valor ocorrendo na garganta (figura 3.4) e é nessa região também que se verifica o maior gradiente de pressão total e grande queda na pressão estática do refrigerante, conforme a figura 3.6. Com relação à figura 3.3, as variações abruptas nas distribuições de temperatura de parede que ocorrem na região da contração se devem às grandes variações da geometria (diâmetro hidráulico) dos canais que influem sobre a velocidade média do refrigerante e conseqüentemente sobre o coeficiente de troca local, afetando dessa maneira as temperaturas de parede. Distribuições de temperatura de parede com as mesmas características, de altos gradientes axiais, são também apresentadas por Wang e Luong (1992) e LeBail e Popp (1993). Esse efeito deve ser atenuado através do emprego de um modelo bi ou tri dimensional para os cálculos da condução de calor nas paredes.

CAPÍTULO 4

A INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS DE PROJETO SOBRE A REFRIGERAÇÃO

Este capítulo é dedicado à avaliação do comportamento de sistemas de refrigeração regenerativa em diversas condições. Para tanto, análises da influência de vários parâmetros foram realizadas e a determinação das condições de operação mais favoráveis, bem como as limitações de projeto, foram obtidas.

O desempenho do sistema de refrigeração é expresso em termos de queda de pressão nos canais, já que, para manter as temperaturas de parede sempre em níveis desejados, o programa altera as dimensões dos canais para as diversas condições de operação, o que influi na queda de pressão.

A seguir são apresentados os resultados de diversas simulações, para os quais uma análise descritiva do fenômeno é feita. Em todos os casos, salvo quando indicadas outras condições, foram consideradas câmaras operando no vácuo com as seguintes especificações:

Material da parede da câmara:	NIOBIUM
Espessura da parede da câmara (t_w):	0.7 mm
Espessura das paredes dos canais (t_{in}):	1.4 mm
Razão profundidade/largura dos canais na região cilíndrica (AR_C):	1.0
Razão profundidade/largura dos canais à garganta (AR_I):	2.0
Eficiência de combustão (η_c):	0.975
Raio de curvatura médio do contorno da câmara à garganta (R):	$D_I/2$
Razão de expansão (ϵ_{exp}):	7.0
Razão de contração (ϵ_c):	2.0
Ângulo de contração (α_c):	40°
Pressão ambiente (P_a):	0 atm

No caso de JP4 (mistura JP4/O₂):

O comprimento característico de queima (L^*):	1.142 m
Resistência à garganta da camada de carbono depositada (R_{dt}):	0.3e-3 m ² K/W
Razão de mistura (O/F):	2.2
Temperatura limite de parede do lado do refrigerante ($T_{wco(lim)}$):	540 K
Emitância da mistura de gases (ϵ_g):	0.7

No caso de JP5 (mistura JP5/O₂):

O comprimento característico de queima (L^*):	1.142 m
Resistência à garganta da camada de carbono depositada (R_{dt}):	0.3e-3 m ² K/W
Razão de mistura (O/F):	1.9
Temperatura limite de parede do lado do refrigerante ($T_{wco(lim)}$):	540 K
Emitância da mistura de gases (ϵ_g):	0.7

No caso de AE50 (mistura AE50/N₂O₄):

O comprimento característico de queima (L^*):	0.82 m
Resistência à garganta da camada de carbono depositada (R_{dt}):	0 m ² K/W
Razão de mistura (O/F):	1.7
Temperatura limite de parede do lado do refrigerante ($T_{wco(lim)}$):	de 530 a 550 K
Emitância da mistura de gases (ϵ_g):	0.4

4.1 A INFLUÊNCIA DA EFICIÊNCIA DE COMBUSTÃO

Foram simulados 3 casos com empuxo constante de 25 ton para diferentes η_{c*} . A influência sobre a queda de pressão total nos canais ΔP e sobre o fator de utilização da refrigeração φ é verificada e os resultados obtidos apresentados a seguir. Os dados de entrada não especificados são os mesmos do início do capítulo. O refrigerante é a AE50 e $T_{wco(lim)} = 535$ K, $P_c = 50$ bar, $D_t = 19.5$ cm e $L_{tot} = 102.2$ cm.

TABELA 4.1-A INFLUÊNCIA DE η_{c^*} .

η_{c^*}	Δp bar	$\frac{\Delta P}{P_c}$	N	a_t mm	b_t mm	\dot{m}_{co} kg/s	I_{sp} s	T_c K	$T_{co(t)}$ K	φ	q_t MW/m ²
1.000	17.7	0.35	195	1.7	3.5	34.3	274.9	3187	387.5	0.45	23.687
0.975	11.4	0.23	179	1.9	3.9	35.2	268.0	3107	379.4	0.41	22.267
0.950	8.6	0.17	168	2.3	4.5	36.1	261.0	3027	372.0	0.38	20.831

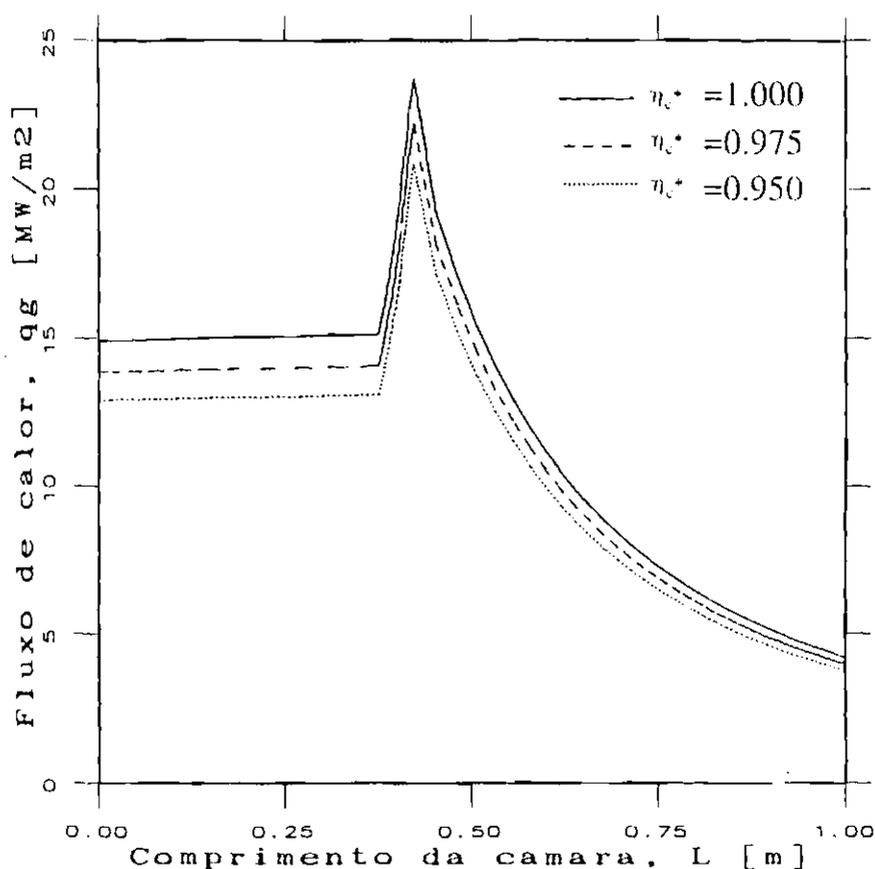


Fig. 4.1 - Fluxo de calor do interior da câmara para as paredes, para os 3 casos analisados.

À medida que η_{c^*} diminui e com ela a temperatura de queima T_c na câmara e, conseqüentemente I_{sp} , faz-se necessário um aumento na vazão dos propelentes a fim de se manter o mesmo nível de empuxo. A diminuição em T_c na câmara implica em menor fluxo de calor do gás q_g para as paredes (figura 4.1) fazendo com que o calor que o refrigerante precisa retirar da câmara Q_{co} diminua.

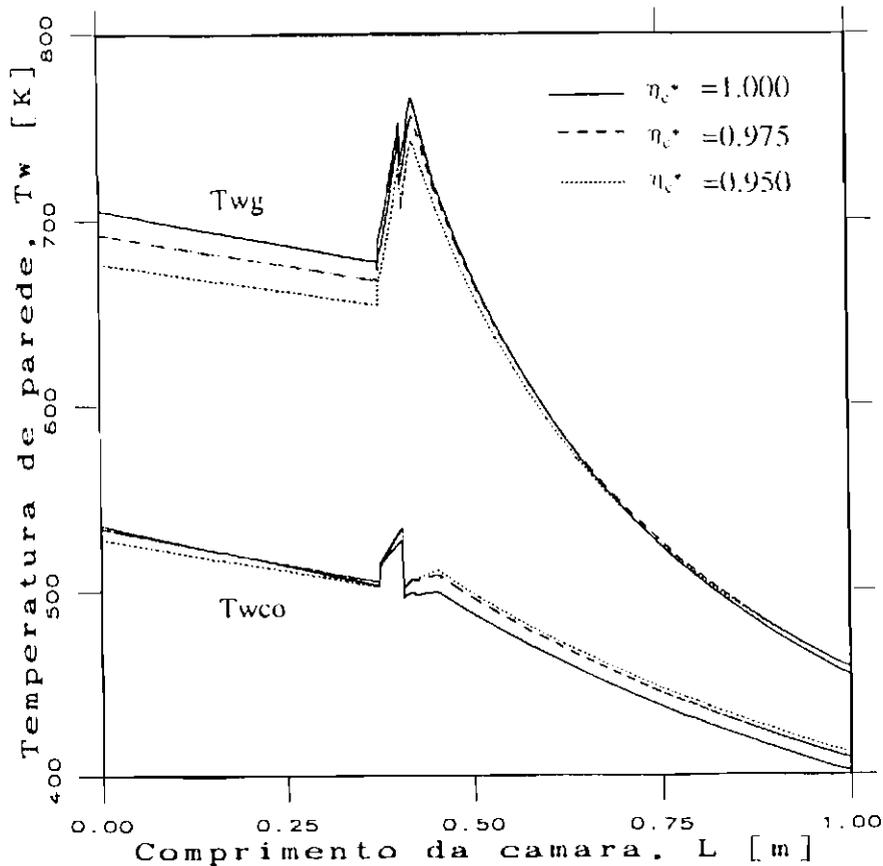


Fig. 4.2 - Distribuição de temperatura de parede do lado do gás T_{wg} e do lado do refrigerante T_{wco} , para os 3 casos analisados.

Dessa maneira o coeficiente de troca do refrigerante h_{coi} pode ser diminuído (o fluxo mássico $\dot{m}_{co}/NA_i = \rho v_i$ ao longo dos canais deve cair) e portanto a elevação da área das seções transversais A_i ao longo dos canais com o decréscimo em η_{c^*} é maior que a elevação da vazão \dot{m}_{co}/N e assim ΔP nos canais decresce (a elevação em A_i pode ser notada à figura 4.3 que mostra a distribuição de d_i). Da mesma maneira, a diminuição em Q_{co} e o aumento em \dot{m}_{co} faz a temperatura final do refrigerante $T_{co(f)}$ decrescer e o fator de utilização da refrigeração φ cai. A figura 4.2 mostra as distribuições de temperaturas de parede que caem com a queda de T_c e de q_g para processos de combustão menos eficientes (nota-se que a temperatura máxima de parede do lado do refrigerante atinge $T_{wco_{lim}} = 535$ K na região da garganta para $\eta_{c^*} = 0.975$ e 0.95 e na região do injetor, $L=0$, para $\eta_{c^*} = 1.0$).

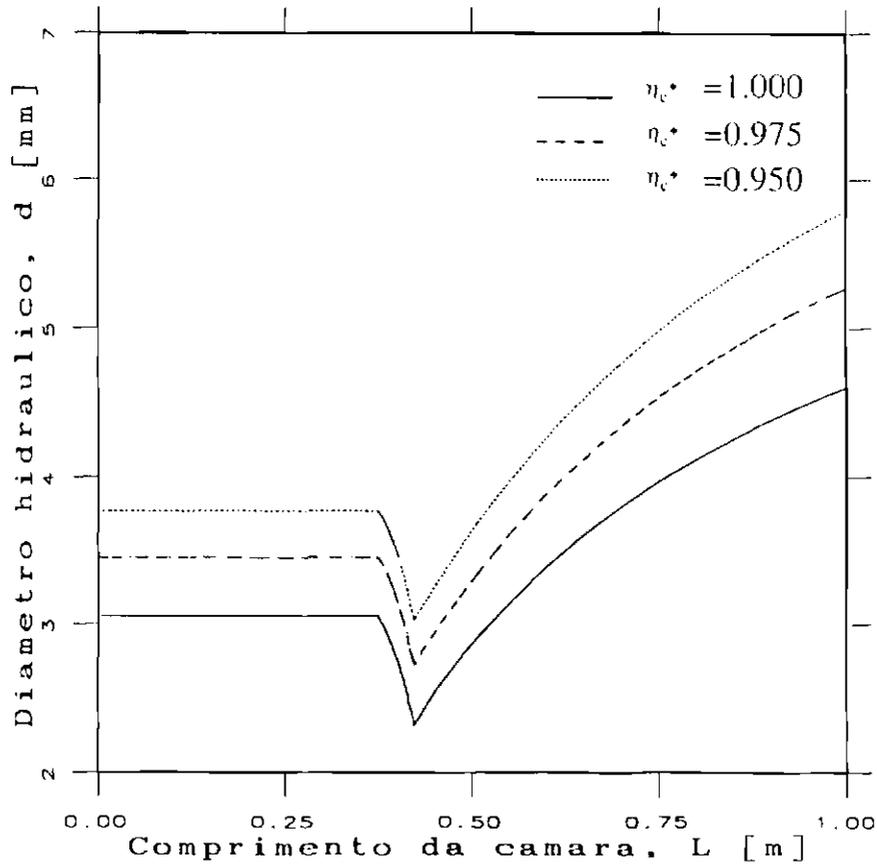


Fig. 4.3 - Diâmetro hidráulico ao longo dos canais, para os 3 casos analisados.

A conclusão a que se chega é que câmaras com menor eficiência de combustão η_{c^*} são mais facilmente refrigeradas, exigindo menor pressão inicial do refrigerante nos canais para que as temperaturas de parede sejam mantidas nos mesmos níveis. O refrigerante também é menos "requisitado" nesses casos, uma vez que φ diminui. Entretanto, a exigência de operações com I_{sp} maior possível não permite se operar com η_{c^*} baixos (o projeto do injetor, do qual η_{c^*} depende, é portanto de grande importância).

4.2 A INFLUÊNCIA DA RAZÃO DE MISTURA O/F

Esse efeito é verificado através de simulações para o JP4 utilizando-se os dados já citados anteriormente. São apresentados os resultados obtidos para variações em torno do valor $O/F=2.2$ de máximo I_{sp} . $F=25$ ton, $P_c=50$ bar e $L_{tot}=118.4$ cm.

TABELA 4.2 - A INFLUÊNCIA DE O/F

O/F	D_t cm	Δp bar	$\frac{\Delta P}{P_c}$	N	a_t mm	b_t mm	\dot{m}_{co} kg/s	I_{sp} s	T_c K	$T_{co(t)}$ K	φ	q_t MW/m ²
1.8	19.53	6.7	0.13	156	2.6	5.1	30.5	298.0	3175	358.0	0.28	6.574
2.2	19.49	10.2	0.20	178	2.1	4.1	26.6	299.4	3467	377.3	0.36	7.481
2.6	19.47	12.9	0.26	192	1.8	3.6	24.0	294.6	3556	389.2	0.42	7.783

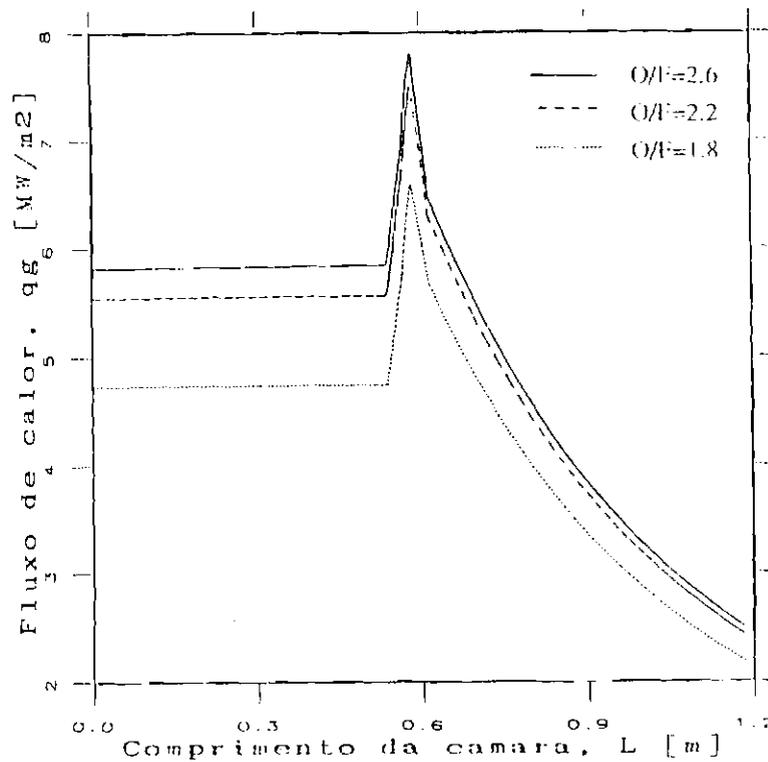


Fig. 4.4 - Fluxo de calor do interior da câmara para as paredes, para os 3 casos analisados.

O aumento em O/F implica em diminuição da vazão de combustível, no caso o refrigerante, disponível para refrigerar a câmara. Além disso, causa um aumento na temperatura de câmara T_c até em torno da razão estequiométrica (em geral, opera-se com misturas ricas em combustível).

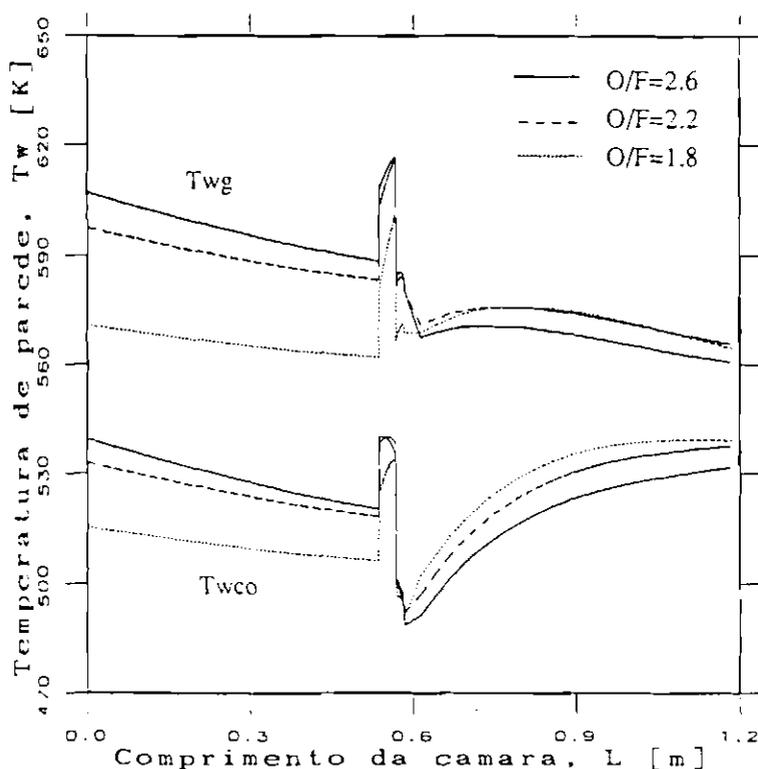


Fig. 4.5 - Distribuição de temperatura de parede do lado do gás T_{wg} e do lado do refrigerante T_{wco} , para os 3 casos analisados.

Esses dois efeitos são responsáveis pelo aumento em ΔP nos canais, pois o calor trocado Q_g aumenta com T_c (vide fig.4.4) e se faz necessária uma diminuição nos diâmetros hidráulicos d (vide fig.4.6) a fim de elevar o fluxo mássico (\dot{m}_{co}/NA_i) ao longo dos canais e conseqüentemente o calor Q_{co} que o refrigerante é capaz de absorver.

A fig.4.5 apresenta as temperaturas de parede obtidas nos 3 casos. Para maiores razões O/F , as temperaturas de parede sobem. (a temperatura de parede o lado do refrigerante atinge $T_{wco_{lim}} = 540$ K, na região da garganta para $O/F=2.6$ e 2.2 e na região da expansão para $O/F=1.8$).

O fator de refrigeração φ se eleva também devido ao aumento de calor Q_{co} e a diminuição em \dot{m}_{co} disponível.

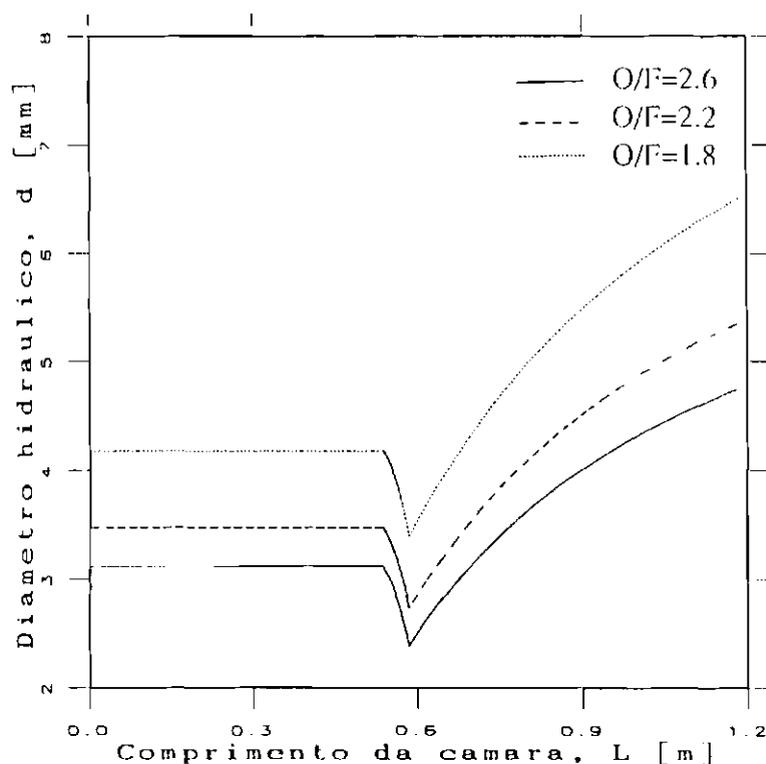


Fig. 4.6 - Diâmetro hidráulico ao longo dos canais, para os 3 casos analisados.

A conclusão é que misturas ricas em combustível facilitam a refrigeração. Entretanto, para melhor desempenho do sistema propulsivo, faz-se necessário uma operação sempre em torno de valores O/F que forneçam máximo I_{sp} .

4.3 A INFLUÊNCIA DA RAZÃO DE EXPANSÃO DE ÁREAS ϵ_{exp}

A tabela 4.3 apresenta os resultados obtidos para diversos valores de ϵ_{exp} , para câmaras operando no vácuo com 25 ton de empuxo, $P_c=50$ bar, $T_c=3187$ K, refrigeradas a AE50.

TABELA 4.3 - A INFLUÊNCIA DE ϵ_{exp}

ϵ_{exp}	Δp	$\frac{\Delta P}{P_c}$	D_t	N	a_t	b_t	L_{tot}	\dot{m}_{co}	I_{sp}	$T_{co(t)}$	φ	q_t
	bar		cm		mm	mm	cm	kg/s	s	K		MW/m ²
20	23.8	0.48	18.87	197	1.6	3.2	164.5	33.0	286.4	406.0	0.55	22.398
15	18.8	0.38	19.01	191	1.7	3.5	144.2	33.5	282.0	395.0	0.50	22.331
10	14.3	0.29	19.25	184	1.9	3.8	119.9	34.4	275.0	388.6	0.46	22.271
7	11.4	0.23	19.50	179	2.0	3.9	102.2	35.2	268.0	379.4	0.41	22.267

O aumento em ΔP e φ com ϵ_{exp} é verificado devido ao grande aumento de área de troca de calor, acompanhado do aumento de comprimento do bocal, e ao ligeiro decréscimo na vazão dos propelentes necessária para se manter o mesmo empuxo. Nota-se que para ϵ_{exp} um pouco maior que 10, neste caso $\Delta P/P_c$ excede o valor de 30%, fixado como limite máximo para projeto neste estudo.

Conclui-se, portanto, que aumentos muito grandes em ϵ_{exp} são prejudiciais ao desempenho do sistema de refrigeração regenerativa. Entretanto, para operações no vácuo, altas razões de expansão de áreas são requeridas e a solução para este problema é a aplicação de outro método de refrigeração a partir de altos valores de ϵ , (como mencionado anteriormente no capítulo 2), uma vez que os fluxos de calor caem drasticamente na região da expansão. Os métodos de refrigeração por radiação e por película são geralmente aplicados nestes casos.

4.4 A INFLUÊNCIA DA RESISTÊNCIA DA CAMADA DE CARBONO DEPOSITADA R_d NAS PAREDES DA CÂMARA

A influência da resistência da camada de carbono no caso de hidrocarbonetos é verificada através de simulações para o JP4, nas quais $F=25$ ton, $P_c=50$ bar, $T_c=3467$ K, $D_t=19.5$ cm, $I_{sp}=299.4$ s e $\dot{m}_{co}=26.6$ Kg/s. Os demais dados são os do início do capítulo. Variações na resistência térmica da camada são efetuadas através de alterações no valor R_d (resistência à garganta), de acordo com o desenvolvimento na seção 2.1.3.

TABELA 4.4 - A INFLUÊNCIA DE R_d

$R_{d_i} \times 10^{-3}$ m ² K/W	Δp bar	$\frac{\Delta P}{P_c}$	N	a_t mm	b_t mm	$T_{co(t)}$ K	φ	q_t MW/m ²
0.30	10.2	0.20	178	2.1	4.1	377.3	0.36	7.481
0.20	29.5	0.59	215	1.5	2.9	399.8	0.47	9.986
0.15	78.1	1.56	249	1.1	2.1	416.0	0.55	12.024

Conforme a resistência da camada diminui, o fluxo que atinge as paredes aumenta (vide q_t na tabela), exigindo maiores coeficientes de troca do refrigerante h_{co_i} (maior fluxo mássico \dot{m}_{co}/NA_i nos canais) e a distribuição de d cai (N aumenta e a_t e b_t diminuem). Assim ΔP sofre grandes aumentos nos canais o que indica que na inexistência da camada de carbono seria praticamente impossível a refrigeração com o JP4. O fator de utilização da refrigeração φ sobe com o decréscimo em R_d devido ao aumento na troca de calor, enquanto a vazão \dot{m}_{co} é a mesma nos 3 casos.

A grande influência dessa camada depositada nas paredes aponta para a necessidade de uma boa determinação da sua resistência térmica, possível somente experimentalmente.

4.5 A INFLUÊNCIA DA ESPESSURA DE PAREDE DA CÂMARA (t_w) E DE SEU MATERIAL

O efeito de variação de espessura de parede de câmara foi analisado para vários materiais e o desempenho do sistema de refrigeração, em termos de queda de pressão nos canais, avaliado. As simulações foram efetuadas para o JP4 utilizado na refrigeração de câmaras com empuxo $F=50$ ton, operando a $P_c=70$ bar no vácuo com $\epsilon_{exp}=7$ ($\dot{m}_{co}=52.93$ kg/s, $I_{sp}=300.9$ s, $T_c=3514$ K, $D_t=23.3$ cm). Para os canais são especificados $AR_t=1.5$ e $AR_c=2.0$ e $t_{im}=1.0$ mm. Os demais dados equivalem aos citados no início do capítulo.

Os resultados obtidos são apresentados a seguir:

TABELA 4.5 - A INFLUÊNCIA DE t_w E DO MATERIAL

MATERIAL	t_w mm	Δp bar	$\frac{\Delta P}{P_c}$	N	a_t mm	b_t mm	nó	$T_{w(lim)}$	$T_{co(n)}$ K	q_i MW/m ²	
NIOBIUM	3.0	9.2	0.13	213	2.5	5.0	69	T_{wco}	349.4	7.180	
	2.0	10.0	0.14	216	2.4	4.8	69	T_{wco}	350.9	7.462	
	$T_{wp(lim)}$: 900 K	1.2	10.8	0.15	219	2.4	4.7	69	T_{wco}	352.3	7.713
	0.8	11.2	0.16	220	2.3	4.7	69	T_{wco}	353.0	7.850	
	0.6	11.7	0.17	222	2.3	4.6	69	T_{wco}	353.4	7.924	
NÍQUEL	3.0	9.0	0.13	212	2.5	5.0	69	T_{wco}	349.6	7.225	
	2.0	9.6	0.14	214	2.5	4.9	69	T_{wco}	351.1	7.503	
	$T_{wp(lim)}$: 810 K	1.2	10.4	0.15	217	2.4	4.8	69	T_{wco}	352.5	7.748
	0.8	11.0	0.16	219	2.3	4.7	69	T_{wco}	353.2	7.880	
COBRE	3.0	3.6	0.05	171	3.3	6.7	69	T_{wco}	353.5	7.966	
	2.0	3.7	0.05	171	3.3	6.6	69	T_{wco}	353.8	8.025	
	$T_{wp(lim)}$: 600 K	1.2	3.7	0.05	171	3.3	6.6	69	T_{wco}	354.1	8.072
	0.8	3.7	0.05	171	3.3	6.6	69	T_{wco}	354.2	8.095	
INCONEL 718	1.4	33.8	0.48	277	1.7	3.3	35	T_{wp}	347.1	6.731	
	1.2	15.1	0.22	235	2.1	4.3	69	T_{wco}	347.4	6.836	
	$T_{wp(lim)}$: 970 K	0.8	17.2	0.25	241	2.0	4.1	69	T_{wco}	349.4	7.192
	0.5	19.1	0.27	246	2.0	4.0	69	T_{wco}	351.2	7.504	
INCONEL X750	1.6	27.9	0.40	267	1.8	3.5	35	T_{wp}	346.5	6.649	
	1.3	15.0	0.21	235	2.1	4.3	69	T_{wco}	347.2	6.820	
	$T_{wp(lim)}$: 1000 K	1.0	16.2	0.23	238	2.0	4.2	69	T_{wco}	348.6	7.054
	0.5	18.7	0.27	245	2.0	4.0	69	T_{wco}	351.3	7.521	
INCONEL 600	1.4	78.7	1.12	323	1.3	2.6	35	T_{wp}	348.2	6.868	
	1.3	19.6	0.28	248	2.0	3.9	69	T_{wco}	347.7	6.874	
	$T_{wp(lim)}$: 920 K	1.0	16.1	0.23	238	2.1	4.2	69	T_{wco}	348.9	7.082
	0.5	19.1	0.27	246	2.0	4.0	69	T_{wco}	351.4	7.537	
SAE X4130	1.2	23.7	0.34	258	1.8	3.7	69	T_{wp}	352.7	7.710	
	1.0	15.1	0.22	235	2.1	4.3	69	T_{wp}	352.6	7.744	
	$T_{wp(lim)}$: 645 K	0.8	12.1	0.17	224	2.3	4.6	69	T_{wco}	352.7	7.800
	0.6	12.5	0.18	225	2.3	4.5	69	T_{wco}	353.2	7.889	
SAE 1020	1.2	25.0	0.36	261	1.8	3.6	69	T_{wp}	352.6	7.689	
	1.0	15.2	0.22	235	2.1	4.2	69	T_{wp}	352.5	7.724	
	$T_{wp(lim)}$: 650 K	0.8	12.3	0.18	225	2.3	4.5	69	T_{wco}	352.6	7.783
	0.6	12.7	0.18	226	2.2	4.5	69	T_{wco}	353.1	7.875	

As distribuições de fluxo de calor do gás q_g , de temperaturas de parede T_{wg} e T_{wco} e diâmetro hidráulico são apresentadas para o caso do INCONEL X750, a fim de caracterizar a influência de t_w .

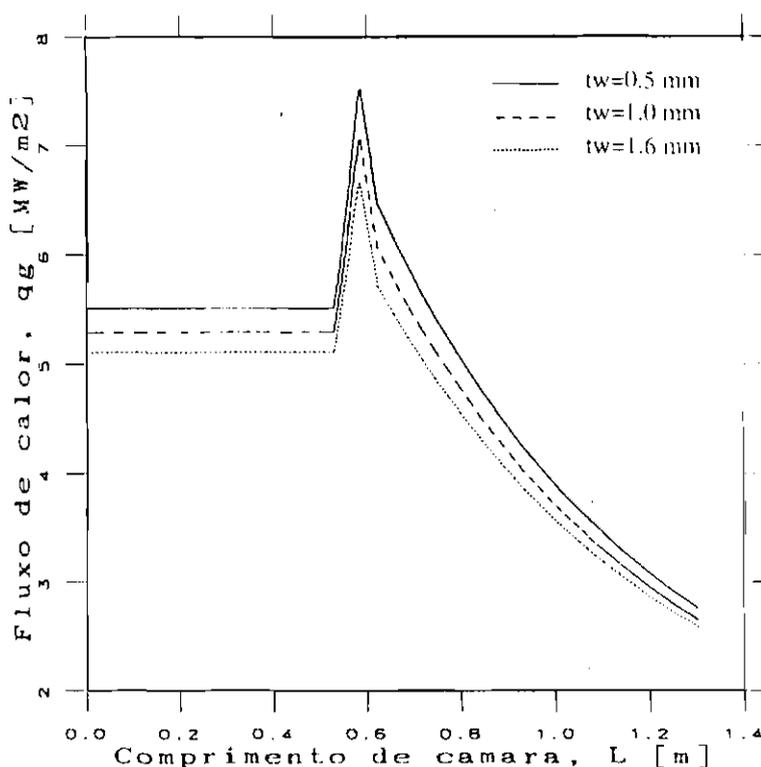


Fig. 4.7 - Fluxo de calor do interior da câmara para as paredes.

A diminuição da espessura de parede, que constitui uma resistência à transferência do calor, possibilita que mais calor seja retirado do interior da câmara pelo refrigerante. Desse modo, a figura 4.7 apresenta um aumento no fluxo de calor do gás q_g para as paredes da câmara, com o decréscimo em sua espessura, como era de se esperar.

Para paredes relativamente finas ($t_w=0.5$ e 1.0 mm no caso apresentado à figura 4.8), o programa converge para $T_{wco_{lim}}$ (na região do nó 69, neste caso). À medida que a espessura t_w aumenta, o fluxo de calor diminui e T_{wg} sobe até que atinja o limite do material $T_{wg_{lim}}$ ($T_{wg_{lim}}=1000$ K para o INCONEL X750).

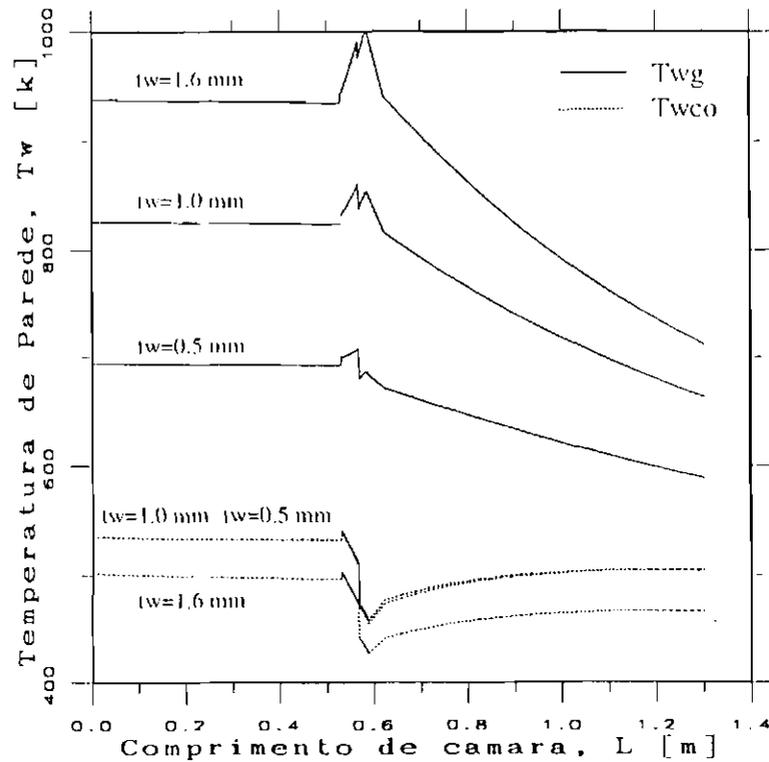


Fig. 4.8 - Distribuição de temperatura de parede do lado do gás T_{wg} e do lado do refrigerante T_{wco} .

Nessas condições, enquanto T_{wg} não atingiu seu limite, o aumento em t_w propicia menor ΔP nos canais (vide Figura 4.10), uma vez que a distribuição de T_{wco} não se altera mas o fluxo de calor diminui o que permite uma pequena elevação na distribuição de diâmetros hidráulicos dos canais, conforme se verifica à figura 4.9 ($t_w=0.5$ e 1.0 mm).

Após atingido o limite T_{wglim} , o programa não mais permite que a distribuição de T_{wg} suba (o fluxo de calor de câmara não mais pode cair) com o aumento de t_w e passa então a ajustar a distribuição dos diâmetros hidráulicos dos canais para que ocorra a convergência para T_{wglim} do material, o que implica em necessários decréscimos na distribuição T_{wco} . Nessas circunstâncias, ΔP nos canais sofre grandes aumentos com t_w (Figura 4.10), pois apesar de q_g praticamente não variar, a diminuição em T_{wco} ao longo dos canais exige menores diâmetros hidráulicos (figura 4.9) para que h_{co} aumente e compense a queda em

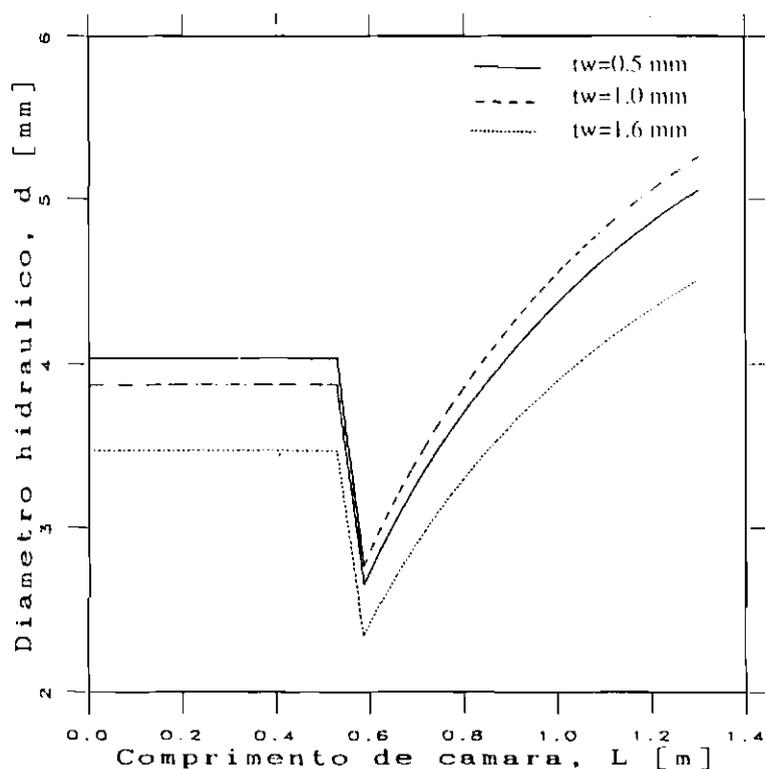


Fig. 4.9 - Diâmetro hidráulico ao longo dos canais.

$(T_{wco} - T_{co})$ ao longo dos canais.

O aumento na taxa de calor transferido com a diminuição de t_w causa um pequeno acréscimo na temperatura final do refrigerante $T_{co(l)}$ e portanto φ aumenta. Além disso, a maior transferência de calor da câmara com paredes mais finas faz com que T_{wg} caia (figura 4.8) o que aumenta a vida útil da câmara. Entretanto, paredes muito finas comprometem a estrutura da câmara que pode não suportar a carga mecânica atuante.

A comparação entre os materiais utilizados pode ser feita através da tabela 4.5 e da figura 4.10. Nos casos analisados, onde o JP4 é o refrigerante, o cobre é o material que oferece a possibilidade de menor queda de pressão nos canais, seguido pelo níquel e nióbio. Nota-se também que até $t_w = 3.0$ mm, a distribuição de T_{wg} ainda não atingiu o seu limite e assim ΔP segue caindo com t_w . Isso ocorre devido à alta condutividade térmica desses materiais em

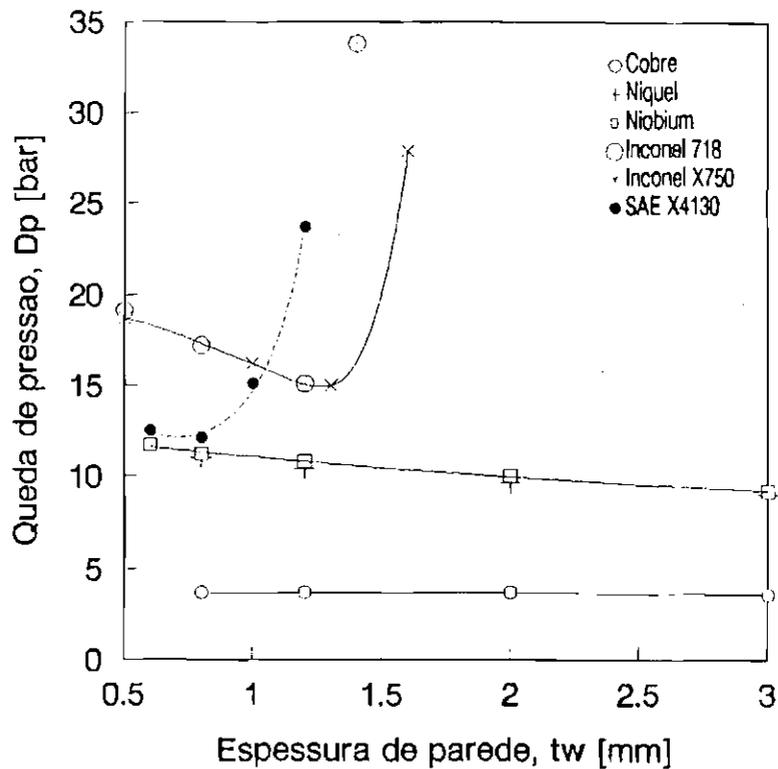


Fig. 4.10 - Variação de ΔP nos canais com a espessura de parede da câmara t_w para alguns dos materiais analisados. $F=50$ ton, $P_c=70$ bar, $\epsilon_{exp}=7$, $P_a=0$, $AR_t=1.5$ e $AR_c=2.0$ e $t_{in}=1.0$ mm.

relação aos inconéis e aços analisados (a condutividade térmica dos materiais é apresentada no apêndice A). Para estes últimos percebe-se que T_{wg} atinge o limite do material para espessuras na faixa de 1.0 a 1.2 mm, para os níveis de fluxo de calor analisados, quando então aumentos subsequentes em t_w causam grandes elevações em ΔP nos canais.

Para níveis mais altos de transferência de calor, como os que ocorrem no caso da utilização da aerözina AE50 (mistura AE50/ N_2O_4) que não apresenta a formação de camada de fuligem no interior da câmara, a temperatura limite de parede do lado do gás é atingida com espessuras de parede t_w menores. Portanto, além da alta condutividade térmica é imperativo que o material possua resistência mecânica a maiores temperaturas. Dos materiais utilizados, o cobre é o que possui maior condutividade térmica, porém a mais baixa T_{wglim} . Já os

Inconéis suportam altas temperaturas mas sua condutividade é relativamente baixa. Os aços SAE 4130 e 1020, apresentam condutividade mais altas que os Inconéis, porém sua $T_{wg_{lim}}$ é baixa. Por fim, o Níquel e o Niobium possuem a melhor condutividade térmica depois do cobre e resistem a temperaturas pouco abaixo dos Inconéis.

Portanto, no caso de baixas cargas térmicas ocorrerem, o cobre é o melhor material a ser utilizado, em termos de refrigeração, para a construção da câmara, seguido pelo Niobium e Níquel e logo após (com paredes bem finas), vem os Inconéis e aços. Para casos nos quais ocorram altas taxas de transferência de calor na câmara recomenda-se o emprego do Niobium e do Níquel.

4.6 A INFLUÊNCIA DA RAZÃO PROFUNDIDADE/LARGURA AR DOS CANAIS

O efeito de variações em AR_t e AR_c dos canais é verificado a seguir para câmaras de cobre com $t_w=2.0$ mm e $t_{in}=2.0$ mm refrigeradas a JP4. $F=50$ ton, $P_c=50$ bar, $P_a=0$, $\varepsilon_{exp}=5$, $D_t=27.9$ cm, $I_{sp}=291$ s, $T_c=3469$ K, $\dot{m}_{co}=54.74$ kg/s.

TABELA 4.6 - A INFLUÊNCIA DE AR_t E AR_c

AR_c	AR_t	Δp bar	$\Delta P/P_c$	N	a_t mm	b_t mm	a_c mm	b_c mm	nó	$T_{w(lim)}$	$T_{co(t)}$ K	φ	q_t MW/m ²
1.0	1.3	5.27	0.11	148	4.0	5.2	6.4	6.4	69	T_{wco}	355.7	0.29	7.662
1.8	2.5	4.43	0.09	189	2.7	6.7	4.6	8.3	69	T_{wco}	355.8	0.29	7.671
2.1	3.0	4.20	0.08	200	2.4	7.2	4.2	8.9	69	T_{wco}	355.8	0.29	7.671
2.5	3.6	4.18	0.08	213	2.2	7.8	3.9	9.7	69	T_{wco}	355.9	0.29	7.677
3.4	5.0	4.14	0.08	235	1.8	8.8	3.3	11.3	69	T_{wco}	356.0	0.29	7.688

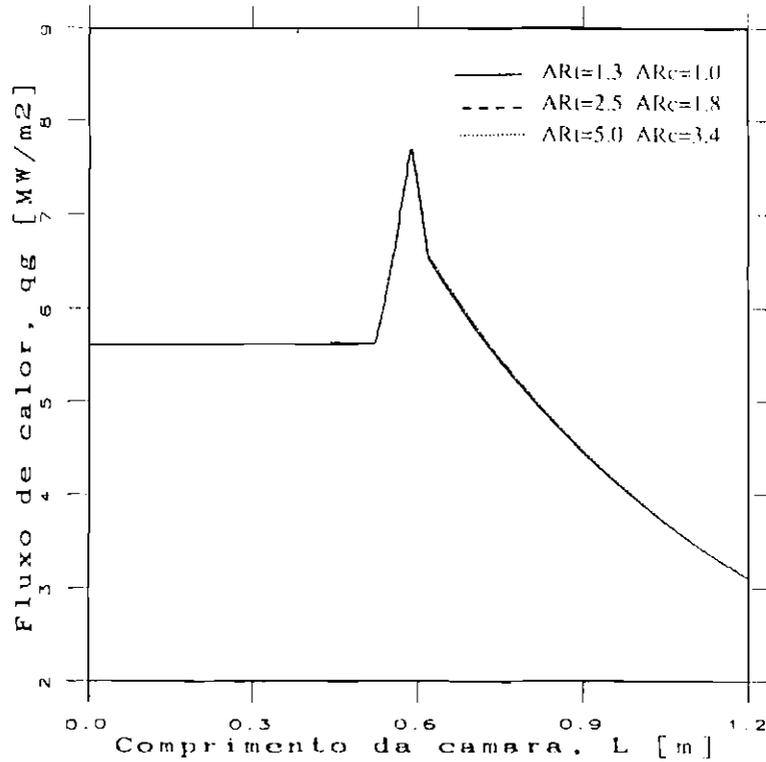


Fig. 4.11 - Fluxo de calor do interior da câmara para as paredes.

O aumento em AR_1 e AR_c causa diminuição em ΔP conforme a tabela 4.6, para os mesmos níveis de temperatura da parede ($T_{wco}=540$ K ocorre no nó 69, ao final da região de contração de áreas).

A tabela 4.6 indica que aumentos em AR_1 e AR_c causa ligeiro acréscimo no fluxo de calor retirado da câmara acompanhado de queda da distribuição de T_{wg} e T_{wco} , conforme a figura 4.12 e 4.13 (pequenas variações em q_g implicam em altas variações nas temperaturas de parede).

A vazão de refrigerante por canal $\dot{m}_{c,i}/N$ e o diâmetro hidráulico ao longo dos canais caem (figura 4.14) com o aumento de AR e com o consequente aumento do número de canais N . Dessa forma a área das seções A_i ($a_i b_i$) ao longo dos canais diminui, porém seus perímetros ($a_i + b_i$) aumentam e a área de troca de calor do refrigerante é elevada. Esse acréscimo na área de troca permite uma maior transferência de calor para o refrigerante e os coeficientes de troca ao

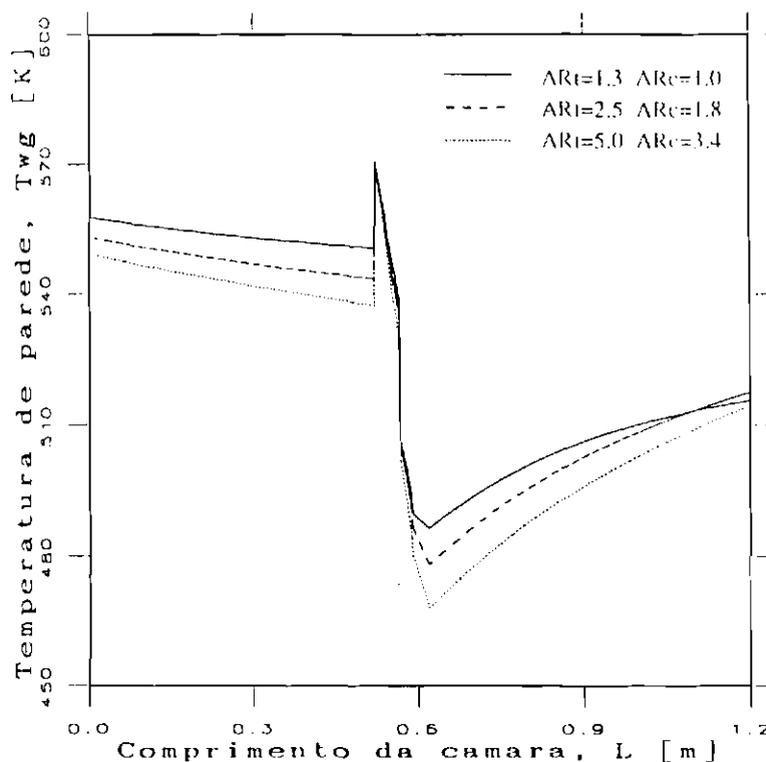


Fig. 4.12 - Distribuição de temperatura de parede do lado do gás T_{wg} .

longo dos canais h_{co_i} podem ser reduzidos (a redução na vazão \dot{m}_{co}/N é maior que o decréscimo de A_i e assim o fluxo mássico \dot{m}_{co}/NA_i diminui). A queda em ΔP nos canais com o aumento de AR é portanto explicada pelo fato de \dot{m}_{co}/NA_i sofrer maior decréscimo do que d_i ao longo dos canais e a razão $\rho v_i^2/d_i$ diminui.

A influência de AR em φ é desprezível.

Conclui-se, portanto, que o projeto do sistema de refrigeração com um maior número de canais com altas razões AR é preferível à utilização de menos canais e de menor profundidade.

Apesar de o modelo uni-dimensional utilizado ser sensível à influência de AR , é necessária uma análise mais criteriosa quando do emprego de altas razões AR , onde efeitos de escoamentos secundários nos canais e a condução tri-dimensional nas paredes da câmara e dos canais, não considerados neste

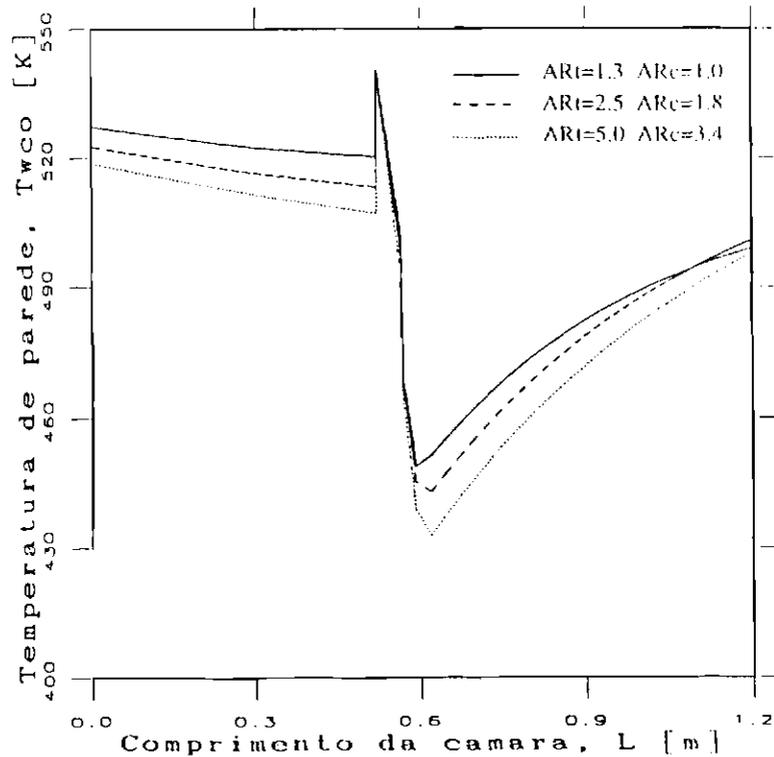


Fig. 4.13 - Distribuição de temperatura de parede do lado do refrigerante T_{wco} .

estudo, se tornam mais acentuados.

Outro fato a respeito do modelo que deve ser citado é que devido à distribuição das profundidades nos canais na região cilíndrica b_c , à garganta b_t e na expansão de áreas serem interdependentes, aumentos em AR_c devem ser acompanhados por AR_t de modo a se manter $T_{wco} = T_{wco_{lim}}$ ocorrendo no mesmo ponto da câmara, para que o efeito da elevação de AR seja notado. Aumentos muito grandes em AR_c para relativamente pequenos aumentos em AR_t fazem o programa convergir para $T_{wco_{lim}}$ ocorrendo na região do injetor o que causa um diâmetro hidráulico na garganta muito pequeno e ΔP se eleva em vez de diminuir.

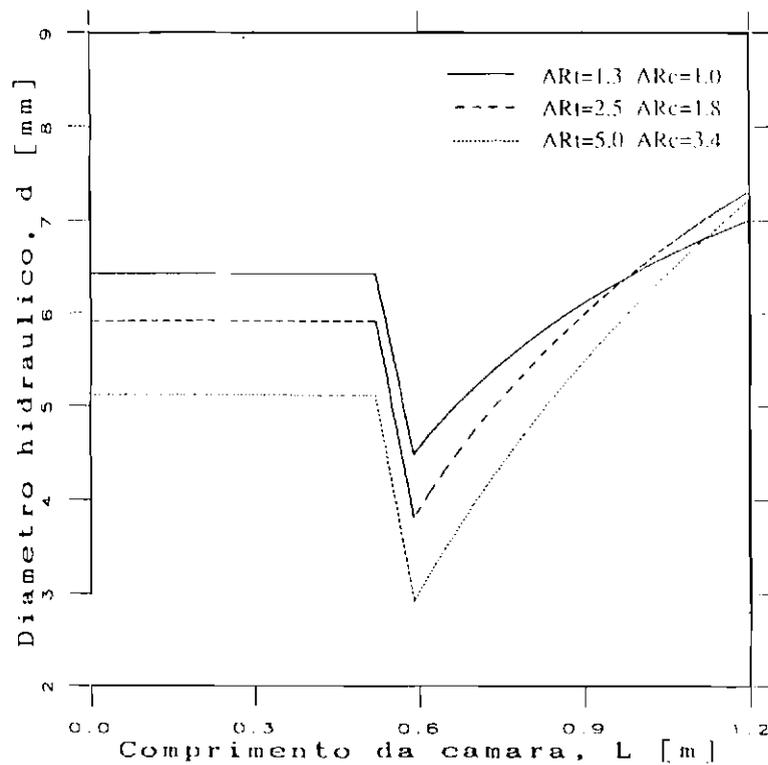


Fig. 4.14 - Diâmetro hidráulico ao longo dos canais.

4.7 COMPARAÇÃO ENTRE AS CONFIGURAÇÕES DE CANAIS "SINGLE PASS" E "DOUBLE PASS"

Foi realizada a comparação entre o desempenho do sistema de refrigeração com canais do tipo "single pass" e com canais do tipo "double pass", em câmaras de niobium, utilizando a AE50 como refrigerante. $F = 50$ ton, $P_c = 50$ bar, queda de pressão no injetor 8 bar, $\dot{m}_{co} = 70.43$ kg/s, $D_t = 27.6$ cm, $I_{sp} = 288$ s, comprimento total de câmara $L_{tot} = 127.5$ cm, $T_c = 3030$ K, $t_w = 1.0$ mm, $t_{in} = 1.0$ mm, $AR_c = 2.0$, $AR_t = 1.0$ mm. Os resultados obtidos são apresentados a seguir:

TABELA 4.7 - COMPARAÇÃO ENTRE CANAIS "SINGLE" E "DOUBLE PASS"

CONFIGURAÇÃO	Δp	$\frac{\Delta P}{P_c}$	N	a_1	b_1	$T_{co(f)}$	φ	q_t	
	bar			mm	mm	K		MW/m ²	
"single pass"	9.07	0.18	299	1.9	5.7	361.0	0.31	20.102	
"double pass"	12.4	0.25	208	3.2	9.5	362.1	0.31	ida:19.305	volta:19.954

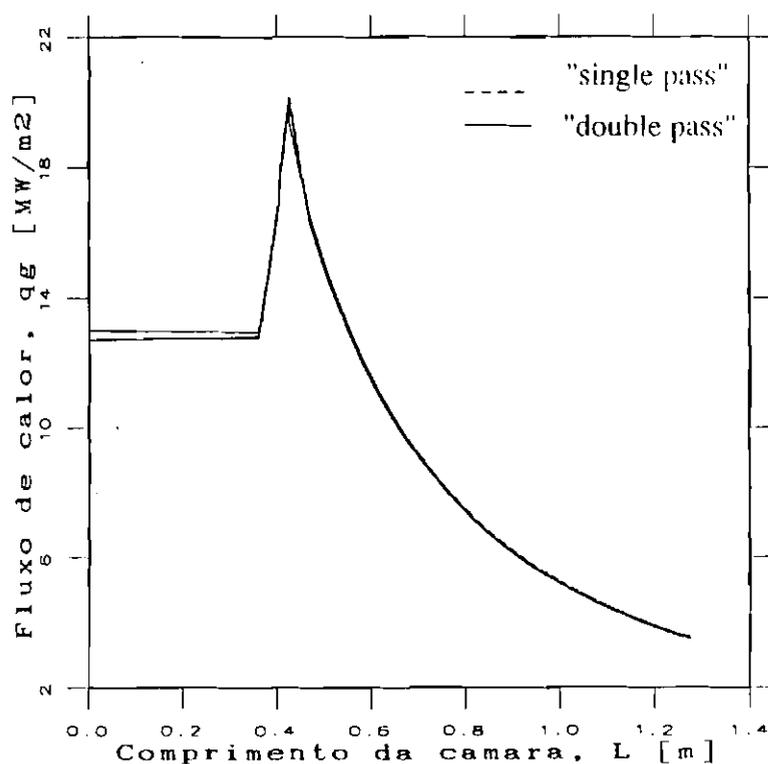


Fig. 4.15 - Fluxo de calor do gás para as paredes da câmara.

Para ambos os casos a temperatura máxima de parede ocorre no lado do refrigerante em $T_{wco(im)} = 540$ K ao final dos canais, na região do injetor ($L=0$ m), conforme nota-se da figura 4.16 que apresenta as distribuições de T_{wg} e T_{wco} obtidas. Como na configuração "double pass" os canais da primeira passagem

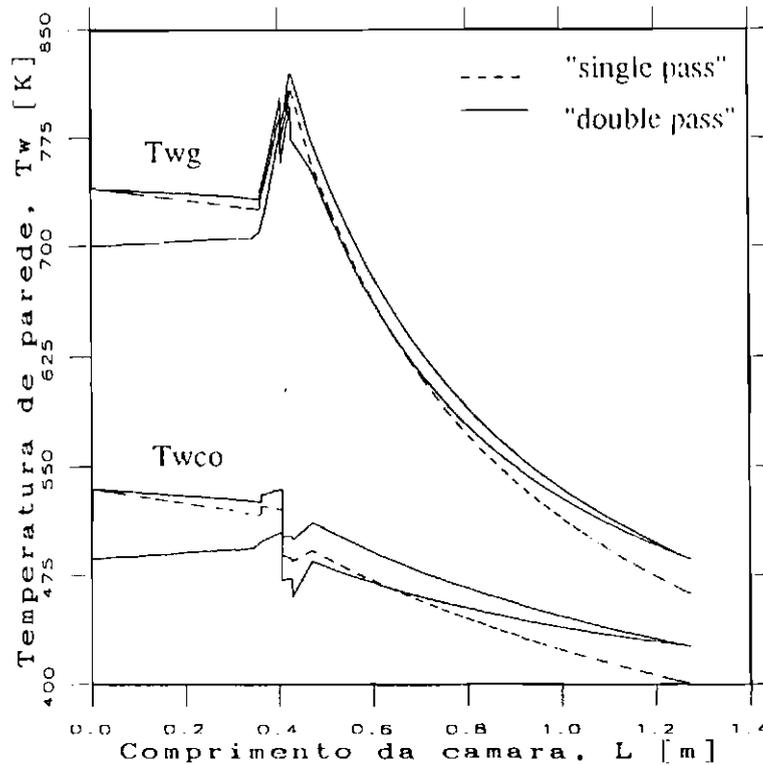


Fig. 4.16 - Distribuição de temperatura de parede do lado do gás T_{wg} e do lado do refrigerante T_{wco} .

(saindo do injetor $L=0$ m até o final do bocal $L=1.275$ m) têm dimensões idênticas aos canais de retorno do refrigerante (saindo do final do bocal de volta ao injetor), as distribuições de temperaturas da parede serão mais baixas para o percurso de ida, uma vez que a temperatura do refrigerante T_{co} é menor do que nos canais de retorno. No caso "single pass" o início do escoamento se dá ao final do bocal, em $L=1.275$ m.

A distribuição de diâmetros hidráulicos (d) mais baixa para o caso "single pass" (figura 4.17) causa uma maior queda de pressão ao longo dos canais do que na configuração "double pass" para o mesmo comprimento de canal (apenas uma passagem), apesar de o maior número de canais N no caso "single pass" implicar em uma menor vazão \dot{m}_{co}/N em cada canal. Nota-se à figura 4.18 que no caso "single pass" a queda de pressão de 9,07 bar (de 67,07 bar no início da

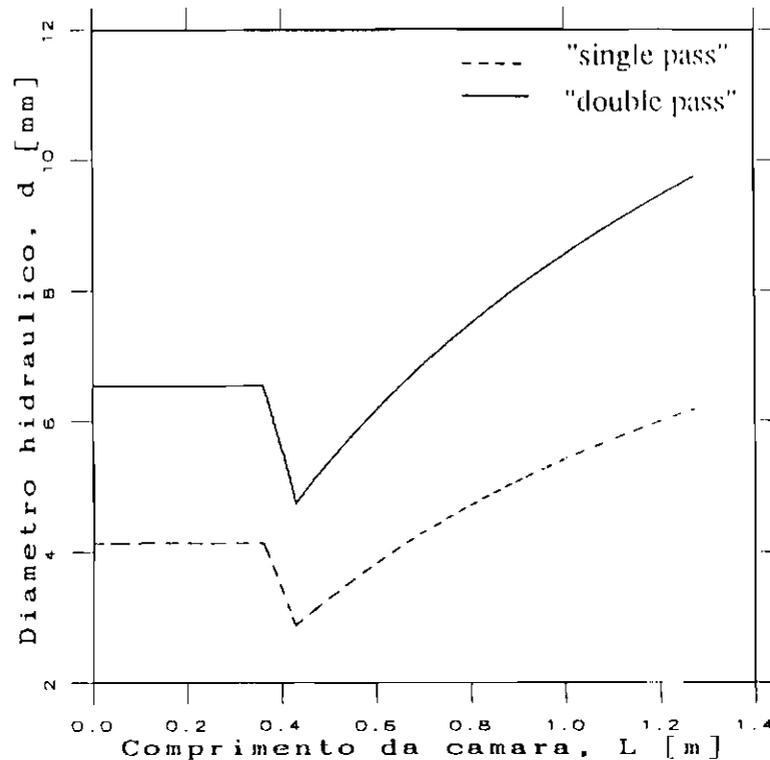


Fig. 4.17 - Diâmetro hidráulico dos canais ao longo da câmara.

linha até 58 bar no injetor) é maior que $\Delta P = 6,2$ bar correspondente a apenas uma passagem (do injetor $P = 70,4$ bar até o final do bocal $P = 64,2$ bar) do caso "double pass". Entretanto, o comprimento total dos canais $L = 2L_{tot}$ nas duas passagens da configuração "double pass" duplica essa ΔP tornando-a maior neste caso e, exigindo uma pressão inicial nos canais de 70,4 bar. Além disso, no caso "double pass" há a queda de pressão do refrigerante ao passar pelo toróide responsável pela conexão entre os canais das passagens de ida e volta, e que não foi considerada neste estudo.

Em geral, a tendência de menor ΔP nos canais no caso "single pass" foi verificada para várias simulações, sendo portanto recomendado este tipo de configuração no projeto do sistema de refrigeração regenerativa.

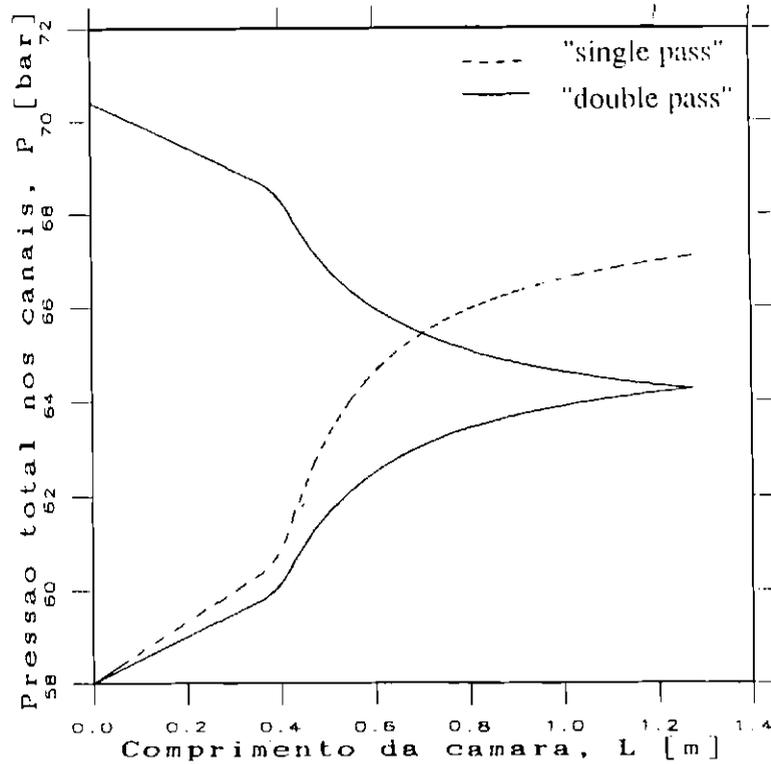


Fig. 4.18 - Pressão total do refrigerante nos canais ao longo da câmara.

Da figura 4.15 nota-se que o fluxo de calor dos gases para as paredes da câmara é praticamente o mesmo em ambos os casos e, como a superfície de troca de calor total e a vazão total do refrigerante nos canais não variam, a elevação de temperatura do refrigerante na linha deve ser praticamente a mesma, o que de fato se verifica da tabela 4.7.

Dessa maneira conclui-se que o tipo de configuração dos canais não influi sobre o fator de utilização de refrigeração ϕ .

4.8 A INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DE EMPUXO

Foram analisados os efeitos da variação de empuxo nominal, através de:

- variações na geometria (A_t) de câmara operando a uma mesma pressão.
- variações em P_c e mantendo-se a geometria invariável.

Os resultados dessas simulações são apresentados em forma de tabelas e gráficos para os 3 combustíveis analisados (os dados de entrada não citados são os mesmos do início do capítulo).

- variações na geometria (A_t) de câmara a P_c constante.

TABELA 4.8 - INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DE A_t PARA JP4

P_c bar	F ton	D_t cm	Δp bar	$\frac{\Delta P}{P_c}$	N	a_t mm	b_t mm	L_{tot} cm	V_c l	m_{co} kg/s	I_{sp} s	T_c K	$T_{c(t)}$ K	φ	q_t MW/m ²
50	9.5	12.0	14.9	0.30	141	1.3	2.6	94.8	12.9	10.1	299.4	3558	404.0	0.49	7.594
	16.84	16.0	11.6	0.23	162	1.7	3.4	107.3	22.9	17.9	299.4	3558	386.9	0.41	7.526
	26.32	20.0	10.3	0.21	181	2.1	4.2	119.8	35.9	28.0	299.4	3558	376.5	0.36	7.495
	37.90	24.0	9.5	0.19	197	2.4	4.8	132.4	51.7	40.3	299.4	3558	368.8	0.33	7.490
	51.58	28.0	9.1	0.18	212	2.8	5.5	145.0	70.3	54.9	299.4	3558	363.4	0.30	7.484

TABELA 4.9 - INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DE A_t PARA JP5

P_c bar	F ton	D_t cm	Δp bar	$\frac{\Delta P}{P_c}$	N	a_t mm	b_t mm	L_{tot} cm	V_c l	m_{co} kg/s	I_{sp} s	T_c K	$T_{c(t)}$ K	φ	q_t MW/m ²
50	9.5	12.0	33.9	0.68	155	1.0	2.1	94.8	12.9	11.2	299.1	3368	392.2	0.43	7.069
	16.80	16.0	25.4	0.51	179	1.4	2.8	107.3	22.9	19.7	299.1	3368	376.4	0.36	6.994
	26.25	20.0	21.0	0.42	199	1.7	3.4	119.8	35.9	30.9	299.1	3368	367.3	0.32	6.989
	37.80	24.0	18.5	0.37	216	2.1	4.2	132.4	51.7	44.4	299.1	3368	360.7	0.29	6.891
	51.44	28.0	17.3	0.35	232	2.4	4.8	144.9	70.3	60.5	299.1	3368	356.1	0.27	6.871

TABELA 4.10 - INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DE A_t PARA AE50

P_c bar	F ton	D_t cm	Δp bar	$\frac{\Delta P}{P_c}$	N	a_i mm	b_i mm	L_{tot} cm	V_c l	\dot{m}_{cui} kg/s	I_{sp} s	$T_{w_{câmara}}$ K	T_c K	$T_{câmara}$ K	φ	q_t MW/m ²
50	9.5	12.0	36.3	0.73	160	1.0	2.0	78.7	9.3	13.4	268.0	540	3107	415.1	0.59	24.412
	16.83	16.0	15.0	0.30	167	1.6	3.2	91.2	16.5	23.7	268.0	540	3107	391.7	0.47	22.992
	26.29	20.0	11.0	0.22	180	2.1	4.2	103.7	25.8	37.0	268.0	535	3107	378.0	0.41	22.107
	37.86	24.0	10.6	0.21	198	2.4	4.8	116.3	37.1	53.3	268.0	530	3107	369.1	0.36	21.489
	51.53	28.0	9.6	0.19	210	2.8	5.6	128.8	50.5	72.6	268.0	530	3107	362.5	0.33	20.951

A figura 4.19 apresenta a variação da queda de pressão Δp nos canais com a geometria de câmara, caracterizada por A_t , para os 3 combustíveis:

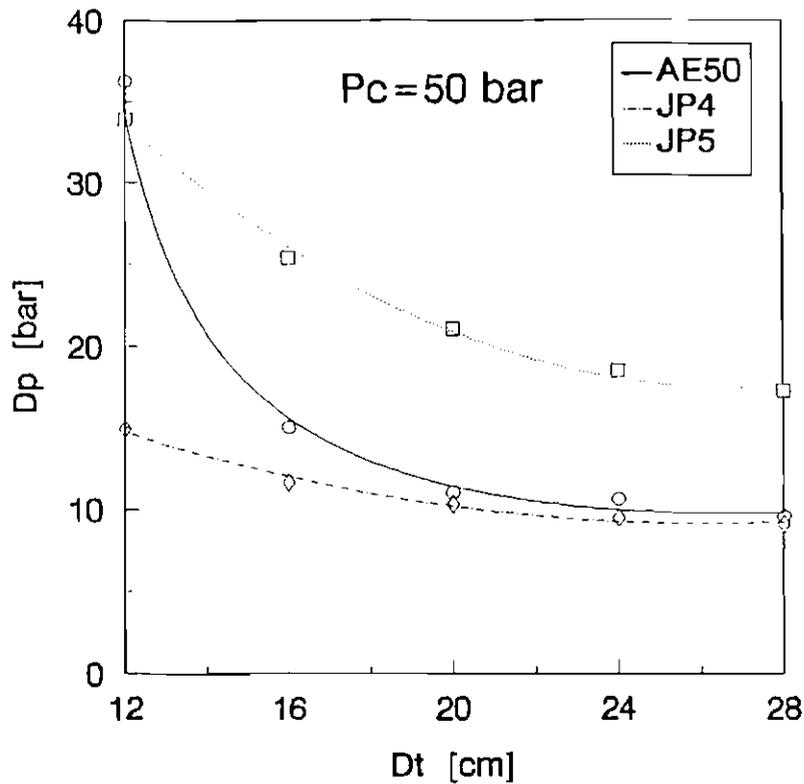


Fig. 4.19 - Influência da geometria de câmara na queda de pressão nos canais.

O comportamento da curva acima pode ser interpretado da seguinte forma:

O aumento em D_i e consequente aumento nas dimensões da câmara (comprimento total L_{tot} e diâmetro da parte cilíndrica D_c) implica em um aumento na área total de troca de calor. Os fluxos de calor do gás q_{g_i} , porém, sofrem um ligeiro decréscimo (vide q_{g_i} nas tabelas acima), pois apesar de \dot{m}/A na câmara não variar (o aumento em \dot{m} é proporcional ao de A_i ; $F = \dot{m}c^*c_F = p_c A_i c_F$), h_{g_i} decresce com $D_i^{-0.2}$, eq. 2.7². O resultado desses dois efeitos é um aumento no calor trocado dQ_{g_i} ao longo da câmara que deve ser acompanhado pelo calor que o refrigerante é capaz de absorver dQ_{co_i} . Essa necessidade é suprida pelo aumento da vazão do refrigerante \dot{m}_{co} , associado à elevação de empuxo, e pelo aumento da área de troca de calor do refrigerante em câmaras maiores. De fato, esses resultados indicam que esse aumento em dQ_{co_i} ultrapassa o aumento requerido por dQ_{g_i} ao longo dos canais, pois sendo assim, o programa aumenta a distribuição de diâmetro hidráulico (até que $dQ_{co_i} = dQ_{g_i}$) causando um decréscimo em $(\dot{m}_{co}/NA_i)v_i$ e como consequência, menores ΔP ocorrem nos canais, apesar do aumento do comprimento da câmara, para os 3 combustíveis analisados.

Das tabelas acima verifica-se que a temperatura do refrigerante ao final da linha $T_{co(f)}$ é menor para câmaras maiores, ou seja, conforme a eq.2.43, a razão $Q_{co}/\dot{m}_{co}C_p$ diminui. Assim, apesar de Q_{co} aumentar, a elevação em $\dot{m}_{co}C_p$ é maior e a temperatura final do refrigerante se distancia de seu limite; i.e. o fator de utilização da refrigeração φ decresce. Em todos os casos houve convergência para a temperatura limite de parede do lado do refrigerante $T_{wco(lim)}$.

Conclui-se, portanto, que câmaras maiores operando a uma dada pressão P_c (maiores níveis de empuxo) são mais facilmente refrigeradas exigindo menor pressão inicial nos canais para que as temperaturas de parede se mantenham nos mesmos níveis. O refrigerante também é menos "requisitado" nesses casos e a razão de utilização da refrigeração φ cai. Em contrapartida, câmaras muito pequenas (empuxo baixo) exigem ΔP muito altos, a fim de manter as temperaturas de parede dentro do limite. Dessa forma, para que o limite $\Delta P/P_c = 30\%$ não seja

²a razão D_i/R é mantida constante e igual a 2 e A_i/A leva em conta aumentos de área de seção locais e portanto independe do tamanho da câmara.

ultrapassado, haverá um mínimo valor de A_i (ou F) no qual a câmara pode operar a uma certa P_c sob refrigeração regenerativa para um dado refrigerante. Neste caso, com $P_c=50$ bar, a AE50 não seria capaz de refrigerar uma câmara com $D_i < 16$ cm ($F < 14.83$ ton), o JP4 não pode refrigerar câmaras com $D_i < 12$ cm ($F < 9.5$ ton) e o JP5 ultrapassa o limite máximo ($\Delta P/P_c=30\%$) para todos os casos apresentados.

b) variações em P_c , mantendo-se a geometria invariável.

TABELA 4.11 - INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DE P_c PARA JP4

D_i cm	F ton	P_c bar	Δp bar	$\frac{\Delta P}{P_c}$	N	a_i mm	b_i mm	L_{tot} cm	V_c l	\dot{m}_{co} kg/s	I_{sp} s	T_c K	$T_{co(t)}$ K	φ	q_t MW/m ²
20	26.32	50	10.3	0.21	181	2.1	4.2	119.8	35.9	28.0	299.4	3558	376.2	0.36	7.477
	36.86	70	12.8	0.18	168	2.4	4.7	119.8	35.9	39.0	300.9	3602	357.8	0.28	7.858
	47.41	90	15.0	0.17	158	2.6	5.2	119.8	35.9	50.0	302.0	3635	346.2	0.23	8.120

TABELA 4.12 - INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DE P_c PARA JP5

D_i cm	F ton	P_c bar	Δp bar	$\frac{\Delta P}{P_c}$	N	a_i mm	b_i mm	L_{tot} cm	V_c l	\dot{m}_{co} kg/s	I_{sp} s	T_c K	$T_{co(t)}$ K	φ	q_t MW/m ²
20	26.25	50	21.0	0.42	199	1.7	3.4	119.8	35.9	30.9	299.1	3368	367.3	0.32	6.936
	36.76	70	26.9	0.38	186	2.0	4.0	119.8	35.9	43.0	300.1	3397	350.6	0.24	7.272
	47.27	90	31.0	0.34	175	2.2	4.4	119.8	35.9	55.2	300.9	3418	340.1	0.20	7.497

TABELA 4.13 - INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DE P_c PARA AE50

D_i cm	F ton	P_c bar	Δp bar	$\frac{\Delta P}{P_c}$	N	a_i mm	b_i mm	L_{tot} cm	V_c l	\dot{m}_{co} kg/s	I_{sp} s	$T_{wco(lim)}$ K	T_c K	$T_{co(t)}$ K	φ	q_t MW/m ²
20	26.29	50	11.0	0.22	180	2.1	4.2	103.7	25.8	37.0	268.0	535	3107	378.2	0.41	22.107
	36.82	70	13.8	0.20	168	2.4	4.7	103.7	25.8	51.7	268.7	550	3127	369.8	0.37	27.496
	47.34	90	19.8	0.22	165	2.4	4.8	103.7	25.8	66.4	269.2	550	3140	364.4	0.34	32.397

A figura 4.20 apresenta a variação da queda de pressão Δp nos canais com a pressão de câmara para os 3 combustíveis:

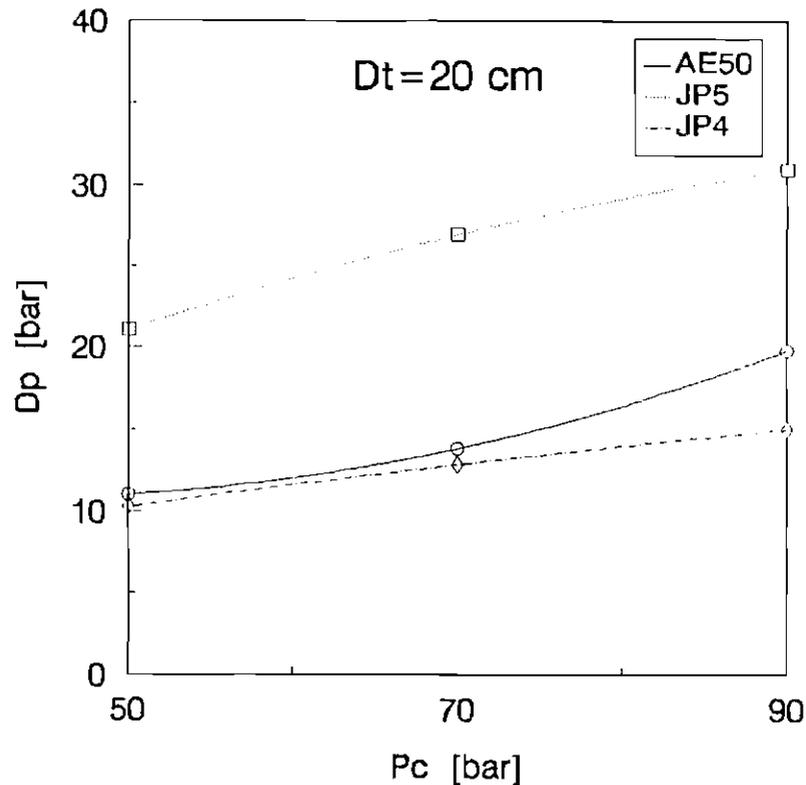


Fig. 4.20 - Influência da pressão de câmara na queda de pressão nos canais, com A_i constante.

Neste caso a área total de troca de calor do gás não se altera. Entretanto, o calor total trocado Q_g aumenta já que os coeficientes de troca do gás h_{g_i} aumentam com P_c , ou com \dot{m}/A , (vide q_{g_i} nas tabelas). A elevação em \dot{m}_{co} com o empuxo faz com que o fluxo mássico \dot{m}_{co}/NA_i suba acentuadamente ao longo dos canais, e apesar do aumento nos diâmetros hidráulicos (vide a_i e b_i nas tabelas acima), ΔP nos canais cresce. Esse aumento em (\dot{m}_{co}/NA_i) é também responsável pela elevação dos coeficientes de troca de calor do refrigerante h_{co_i} , fazendo com que dQ_{co_i} acompanhe o aumento em dQ_{g_i} ao longo da câmara.

Novamente $T_{co(0)}$ diminui com o aumento de \dot{m}_{co} maior do que o de Q_{co} para os 3 combustíveis e φ decresce nos 3 casos.

Em termos de queda de pressão na linha, apesar de ΔP aumentar com P_c , a razão $\Delta P/P_c$ diminui nos casos de JP4 e JP5. Isto indica que operações com P_c mais elevados afastam $\Delta P/P_c$ do limite imposto de 30% (Este comportamento é verificado para os hidrocarbonetos enquanto a camada resistiva de fuligem atuar na refrigeração. Conforme citado anteriormente, essa camada está presente até P_c em torno de 100 bar e, sua grande influência sobre a refrigeração é verificada na seção 4.3 . Além disso, considerou-se neste trabalho que a resistência da camada não varia com a pressão). Já para a AE50, $\Delta P/P_c$ inicialmente sofre um ligeiro declínio, para posteriormente subir com pressões mais elevadas, estabelecendo um limite máximo para P_c de operação.

4.9 VARIAÇÕES EM P_c E D_t COM EMPUXO CONSTANTE

A influência do aumento em P_c , acompanhado da respectiva diminuição em A_t para um empuxo nominal constante, sobre o desempenho do sistema de refrigeração é verificada para os 3 combustíveis. Os resultados obtidos para câmaras com empuxo nominal de 25 ton operando com pressões de 50, 70 e 90 bar respectivamente são apresentados abaixo:

TABELA 4.14 - INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DE P_c A EMPUXO CONSTANTE PARA JP4

F	P_c	D_t	Δp	$\frac{\Delta P}{P_c}$	N	a_t	b_t	L_{tot}	V_c	\dot{m}_{co}	I_{sp}	T_c	$T_{co(t)}$	φ	q_t
ton	bar	cm	bar			mm	mm	cm	l	kg/s	s	K	K		MW/m ²
25	50	19.5	10.2	0.20	178	2.1	4.1	118.2	34.1	26.6	299.4	3558	377.3	0.36	7.481
	70	16.5	14.1	0.20	153	2.0	4.0	108.8	24.3	26.5	300.9	3603	364.4	0.31	7.896
	90	14.5	18.2	0.20	137	1.9	3.9	102.7	18.9	26.4	302.0	3635	356.2	0.27	8.170

**TABELA 4.15 - INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DE P_c A EMPUXO
CONSTANTE PARA JP5**

F	P_c	D_t	Δp	$\frac{\Delta P}{P_c}$	N	a_i	b_i	L_{tot}	V_c	\dot{m}_{co}	I_{sp}	T_c	$T_{co(t)}$	φ	q_i
ton	bar	cm	bar			mm	mm	cm	l	kg/s	s	K	K		MW/m ²
25	50	19.5	21.5	0.43	197	1.7	3.4	118.2	34.1	29.4	299.1	3368	368.3	0.32	6.942
	70	16.5	30.7	0.44	170	1.7	3.3	108.8	24.3	29.3	300.1	3397	356.8	0.27	7.310
	90	14.5	38.3	0.44	151	1.7	3.3	102.7	18.9	29.2	300.9	3418	348.9	0.24	7.552

**TABELA 4.16 - INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DE P_c A EMPUXO
CONSTANTE PARA AE50**

F	P_c	D_t	Δp	$\frac{\Delta P}{P_c}$	N	a_i	b_i	L_{tot}	V_c	\dot{m}_{co}	I_{sp}	$T_{wco(t)}$	T_c	$T_{co(t)}$	φ	q_i
ton	bar	cm	bar			mm	mm	cm	l	kg/s	s	K	K	K		MW/m ²
25	50	19.5	11.4	0.23	179	2.0	3.9	102.2	24.5	35.2	268.0	535	3107	379.4	0.41	22.267
	70	16.5	16.2	0.23	155	1.9	3.9	92.7	17.5	35.1	268.7	550	3127	380.2	0.42	28.387
	90	14.5	27.5	0.31	146	1.7	3.5	86.6	13.6	35.1	269.2	550	3140	381.4	0.42	34.124

Com o empuxo constante, a vazão do refrigerante praticamente não varia com a elevação de P_c e decréscimo em A_i . Essas variações causam aumento em ΔP conforme a figura 4.21.

Desta vez a área de troca do gás diminui, mas o aumento nos fluxos locais q_{g_i} com P_c e com a diminuição em D_t , juntamente com o decréscimo na área de troca do refrigerante (A_i ao longo dos canais cai), causam um acréscimo no fluxo mássico \dot{m}_{co}/NA_i ao longo dos canais. Dessa maneira, ocorrem maiores quedas de pressão nos canais apesar de as câmaras terem reduzidas suas extensões.

Nos casos de JP4 e JP5 o aumento nos fluxos (vide q_{g_i} nas tabelas) com P_c é pequeno se comparado à variação na área de troca total e portanto o calor total trocado Q_g deve diminuir. Assim, como $Q_g = Q_{co}$ e como \dot{m}_{co} praticamente não varia, a razão $Q_{co}/\dot{m}_{co}\bar{C}_p$ cai e com ela $T_{co(t)}$ e a razão de utilização da refrigeração φ . Já para AE50, aumentos em P_c causam grandes aumentos em q_{g_i} que devem sobrepor a diminuição da área de troca, fazendo com que $Q_{co}/\dot{m}_{co}\bar{C}_p$ aumente

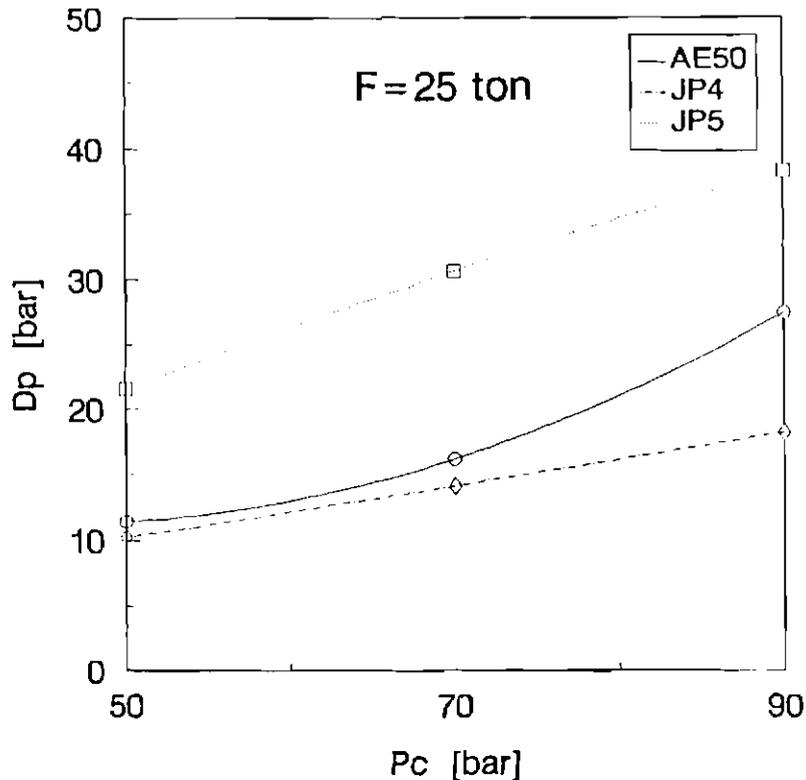


Fig. 4.21 - Variação de ΔP com P_c e A_t com empuxo constante.

ligeiramente. Assim φ aumenta neste caso. Nota-se também o aumento muito mais acentuado em ΔP para a AE50 operando a altas pressões devido a este fato, de que variações muito mais intensas nos fluxos ao longo da câmara exigem diminuições mais acentuadas na distribuição de d_i .

4.10 O ENVELOPE DE OPERAÇÃO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO REGENERATIVA

Infere-se dos resultados apresentados à figura 4.19 que diminuições de geometria de câmara (D_i), à pressão de câmara P_c constante, causam maior ΔP nos canais. Sendo assim, para menores valores de D_i , as curvas à figura 4.20 se deslocariam para níveis mais altos de ΔP . Reciprocamente, da análise da curva 4.20, nota-se que ΔP sobe com a pressão de câmara P_c , para uma mesma

geometria D_1 de câmara, de modo que na figura 4.19, maiores pressões causariam curvas de ΔP mais elevadas. Consta-se, portanto, que a diminuição de empuxo à P_c constante (o que obriga uma diminuição em D_1) causa aumento em ΔP e assim, a figura 4.21 terá também suas curvas deslocadas para níveis de ΔP mais elevados no caso de níveis de empuxo nominal menores.

Esses aumentos em ΔP para alterações dos valores de P_c à figura 4.19, D_1 à figura 4.20 e F à figura 4.21 fazem com que eventualmente exceda-se o valor $\Delta P/P_c = 30\%$ utilizado como limite de operação para o sistema de refrigeração neste trabalho. Desta forma, para cada refrigerante haverá limites em D_1 , P_c e F de operação concernentes à refrigeração. A determinação desses limites exigiria a análise de inúmeros gráficos como os apresentados. Entretanto, unificou-se a influência desses 3 parâmetros em um gráfico $F \times P_c$, denominado "envelope de operação" que apresenta como limitante a linha $\Delta P/P_c$ constante e aproximadamente igual a 30% (AR_1 , AR_c , a espessura de parede e seu material são fixados na análise).

Apresenta-se a seguir o envelope de operação para o JP4 elaborado a partir dos mesmos dados de entrada do início do capítulo.

TABELA 4.17 - O ENVELOPE DE OPERAÇÃO DO JP4

P_c bar	F ton	D_1 cm	Δp bar	N	a_1 mm	b_1 mm	L_{tot} cm	V_c l	\dot{m}_{co} kg/s	l_{sp} s	T_c K	$T_{co(t)}$ K	φ	q_1 MW/m ²
30	50.0	35.6	9.9	295	2.4	4.8	168.8	113.7	53.6	297.1	3401	382.9	0.39	6.763
40	19.0	19.0	12.0	194	1.7	3.4	116.7	32.4	20.3	298.4	3438	393.7	0.44	7.254
50	9.5	12.0	14.9	141	1.3	2.6	94.8	13.0	10.1	299.4	3466	404.0	0.49	7.594
70	9.2	10.0	21.0	120	1.2	2.5	88.4	9.0	9.7	301.0	3511	389.5	0.42	7.996
90	8.5	8.50	26.7	104	1.2	2.3	83.7	6.4	9.0	302.0	3542	380.7	0.38	8.261
100	8.0	7.80	29.6	97	1.1	2.4	81.5	5.4	8.4	302.5	3555	378.0	0.37	8.368

A figura 4.22 apresenta os pontos da tabela 4.17, para os quais $\Delta P/P_c = 30\%$. Uma curva foi aproximada para estes pontos dividindo o gráfico em duas regiões: abaixo da curva, onde $\Delta P/P_c > 30\%$, e acima na qual se define a região de operação, ou $\Delta P/P_c < 30\%$. É apresentado também o comportamento das curvas às

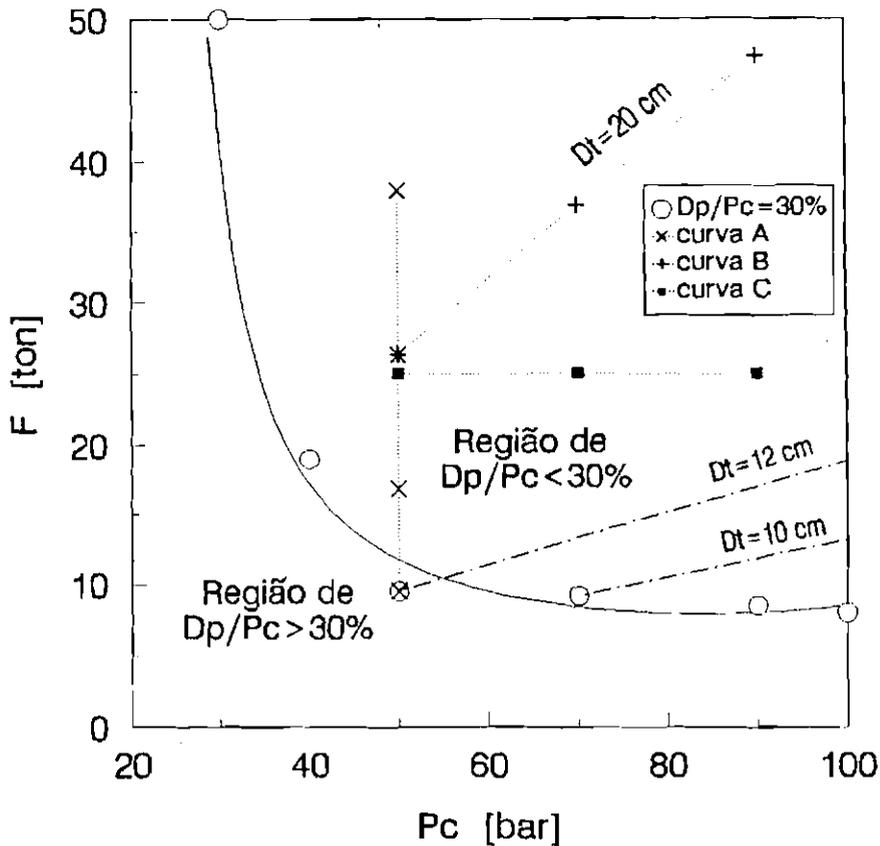


Fig. 4.22 - Envelope de operação do refrigerante JP4. $\epsilon_{c,exp}=7$, $P_a=0$,
 $\epsilon_c=2$, $AR_c=1.0$, $AR_t=2.0$, $O/F=2.2$, $R_{d_1}=0.3 \times 10^{-3} \text{ m}^2\text{K/W}$.

figuras 4.19, 4.20 e 4.21 indicadas como curvas A, B e C respectivamente.

Para a curva A, $P_c=50$ bar, os valores de empuxo assinalados são os encontrados na tabela 4.8. O limite de empuxo mínimo a esta pressão é $F=9.5$ ton ($D_t=12$ cm). Conforme o empuxo é elevado, à mesma pressão, D_t aumenta e ΔP nos canais cai, assintoticamente até um valor aproximadamente constante, como indica a tabela 4.8 e a figura 4.19.

A curva B mostra a região do envelope onde se encontra os valores da figura 4.9, para os quais A_t é constante e há elevação de empuxo através do aumento de P_c . Os pontos assinalados são os da tabela 4.11. Apesar do aumento de ΔP com P_c (figura 4.20), a razão $\Delta P/P_c$ cai e a curva B se afasta do limite de 30%, para o JP4. O limite mínimo de empuxo de operação, neste caso ($D_t=20$ cm),

pode ser extraído do envelope através através do prolongamento da curva B até a curva limite $\Delta P/P_c = 30\%$. Sendo assim, para cada geometria de câmara (D_1) pode ser determinado o empuxo mínimo de operação. As curvas para $D_1 = 12$ cm e $D_1 = 10$ cm ilustram esse aspecto. Finalmente a curva C equivale aos pontos da tabela 4.14 e à figura 4.21, para os quais o valor $\Delta P/P_c$ está em torno de 20%.

A figura 4.23 apresenta uma comparação entre os envelopes de operação obtidos das tabelas 4.17, 4.18 e 4.19, para os três refrigerantes analisados.

TABELA 4.18 - O ENVELOPE DE OPERAÇÃO DO JPS

P_c bar	F ton	D_1 cm	Δp bar	N	a_1 mm	b_1 mm	L_{tot} cm	V_c l	\dot{m}_{co} kg/s	I_{sp} s	T_c K	$T_{co(t)}$ K	ψ	q_i MW/m ²
40	75.0	37.8	12.5	276	2.9	5.8	175.7	128.2	88.4	298.3	3261	357.2	0.27	6.530
50	80.0	34.9	15.0	253	2.7	5.4	166.6	109.4	94.2	299.1	3281	349.9	0.24	6.802
70	85.0	30.4	21.6	224	2.9	5.7	152.5	83.0	99.5	300.1	3310	340.2	0.20	7.128
90	87.0	27.1	26.9	204	2.9	5.7	142.2	66.0	101.6	300.9	3331	333.8	0.17	7.443
100	88.0	25.9	29.0	191	2.9	5.7	138.3	60.1	102.7	301.2	3339	331.2	0.16	7.543

TABELA 4.19 - O ENVELOPE DE OPERAÇÃO DA AE50

P_c bar	F ton	D_1 cm	Δp bar	N	a_1 mm	b_1 mm	L_{tot} cm	V_c l	\dot{m}_{co} kg/s	I_{sp} s	T_c K	$T_{wco(lim)}$ K	$T_{co(t)}$ K	ψ	q_i MW/m ²
30	14.0	18.8	9.53	199	1.6	3.2	100.1	22.9	19.8	266.8	2995	525	395.5	0.49	15.908
50	16.8	16.0	15.0	167	1.6	3.2	89.2	15.2	21.8	268.0	3028	540	391.7	0.47	23.000
70	19.5	14.6	20.4	150	1.7	3.3	86.7	13.6	27.4	268.7	3047	550	388.2	0.46	29.036
90	25.5	14.7	26.7	146	1.7	3.5	87.0	19.6	35.8	269.2	3050	550	380.8	0.42	34.570
100	45.0	18.5	30.0	165	2.1	4.3	99.0	22.0	63.1	269.4	3066	550*	366.1	0.35	35.248
115	130.0	29.3	32.6	203	3.1	6.3	132.9	55.4	181.9	269.7	3073	550*	346.4	0.25	36.046

* significa que $T_{wco(lim)}$ não foi atingido, devido à $T_{wg(max)}$ ter alcançado $T_{wg(lim)}$.

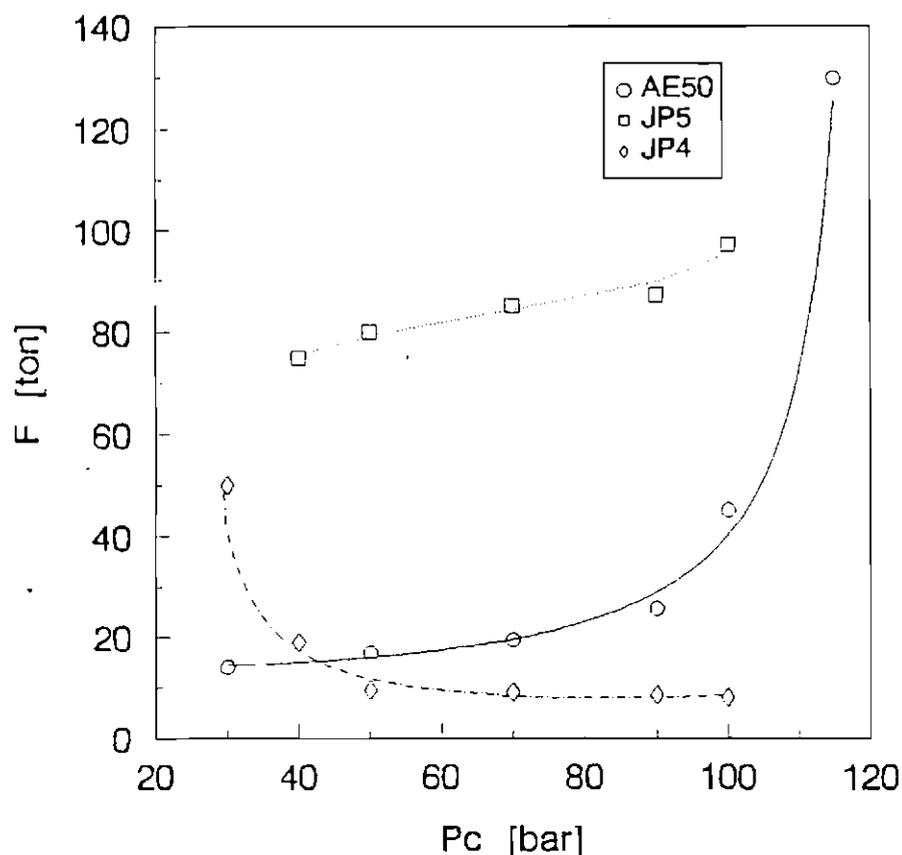


Fig. 4.23 - Comparação entre os envelopes de operação de JP4, JP5 e AE50. $\varepsilon_{c,exp}=7.0$, $P_a=0$, $\varepsilon_c=2.0$, $AR_c=1.0$, $AR_t=2.0$.

O comportamento da AE50, para a qual o empuxo mínimo sobe com P_c ao contrário do verificado para o JP4, pode ser explicado devido ao fato de os produtos da combustão da AE50 não causarem formação de depósito de fuligem (camada protetora) nas paredes da câmara. Sendo assim, o aumento com P_c do fluxo de calor que atinge as paredes ao longo da câmara é muito maior neste caso do que para o JP4 (vide q_{e1} nas tabelas). Um aumento no fluxo mássico $\dot{m}_{c,o}/NA_i$ do refrigerante ao longo dos canais é então exigido, ou seja, é necessária uma maior vazão de propelentes e maior empuxo a fim de se obter o mesmo patamar de $\Delta P/P_c=30\%$. Para pressões de câmara mais altas (a partir de 100 bar), o gráfico indica que esse efeito se torna mais acentuado e o aumento necessário em F (ou D) é mais drástico. Nota-se também que se os segmentos de A_i constante forem traçados para a AE50, haverá uma aproximação do limite $\Delta P/P_c$ à medida que P_c aumenta. Assim, para uma dada A_i existe um limite máximo de P_c de operação para a

AE50, como citado anteriormente na análise da figura 4.20.

Para pressões menores de câmara, apesar da proteção da camada de carbono nas paredes, o JP4 não seria capaz de refrigerar câmaras pequenas, de baixo empuxo, devido à pequena vazão de refrigerante nesses casos, o que obrigaria uma distribuição de diâmetros hidráulicos muito pequena ao longo dos canais a fim de manter o fluxo mássico \dot{m}_{co}/NA_i a níveis satisfatórios para as temperaturas de parede, causando altas perdas de pressão ($\Delta P/P_c > 30\%$). A diminuição de $\Delta P/P_c$ é feita através da elevação de empuxo (ou D_i) até o nível de 30%.

A determinação da curva limite para o JP5 é imprecisa pois, como se pode notar da figura 4.19, para cada pressão de câmara o aumento das dimensões da câmara (A_i), ou de empuxo, faz ΔP cair até um certo valor. Subsequentemente, aumentos de empuxo não mais afetarão ΔP significativamente nos canais. Nota-se da figura 4.19 e da tabela 4.9 que no caso de $P_c = 50$ bar, a partir de $D_i = 24$ cm, aumentos em F (ou D_i) causam pouca diminuição em ΔP que ainda está acima do limite $\Delta P/P_c = 30\%$ ($\Delta P \approx 18$ bar) nesta região de operação.

Para outras pressões de câmara foi verificado o mesmo comportamento para o JP5. Portanto, os valores de A_i ou F mínimos (para os quais $\Delta P/P_c = 30\%$) estarão nessa região e assim a determinação do limite fica um pouco imprecisa. Nota-se também que operações com JP5 acima de sua curva limite no envelope não causarão uma redução significativa em ΔP nos canais. Para os outros combustíveis, a região onde ΔP praticamente independe de F está acima da curva $\Delta P/P_c = 30\%$.

4.11 COMPARAÇÃO ENTRE OS REFRIGERANTES UTILIZADOS

Curren et al (1959) comparam os vários refrigerantes utilizados em seu estudo através de φ . Para geometrias de câmaras e dos canais fixas, variações nos parâmetros analisados afetam φ , que pode cair ou subir até eventualmente atingir a unidade, o que indica a limitação do dado refrigerante em refrigerar as câmaras analisadas nas condições de operação citadas.

No presente estudo, onde a geometria dos canais deve ser determinada conforme os parâmetros de projeto variam, a distribuição de dimensões dos canais é alterada de modo a manter sempre as temperaturas da parede dentro dos limites impostos. Como $T_{wco(lim)}$ é muito próxima de $T_{co(lim)}$ para os 3 combustíveis analisados, para que φ atingisse a unidade ($T_{co} = T_{co(lim)}$), $T_{wco(lim)}$ deveria também ser ultrapassada para as taxas de transferência de calor típicas de câmaras de combustão. Entretanto, como o programa computacional nunca permite que $T_{wco(lim)}$ seja ultrapassado, φ não chega a se aproximar da unidade.

Apesar de φ não ser aqui utilizado para a determinação da limitação dos refrigerantes, suas variações com os parâmetros de projeto são apresentadas para fins de comparação com os resultados de Curren et al (1959).

A comparação entre os 3 combustíveis em termos de refrigeração é feita através da queda de pressão na linha, já que para as mesmas condições de operação, o refrigerante que possuir melhores propriedades de transporte não exigirá velocidades tão altas ao longo dos canais para suportar a carga térmica a ele imposta, e a queda de pressão nos canais será menor.

Conforme as equações 2.30 ou 2.31 para o coeficiente de troca de calor do refrigerante h_{co} , nota-se que boas propriedades de transporte implicam em condutividade térmica e calor específico altos e baixa viscosidade do fluido refrigerante. Nota-se, do apêndice A que apresenta as propriedades de transporte dos combustíveis analisados, que o refrigerante com as melhores propriedades de transporte neste estudo é a AE50, seguida pelo JP4 e JP5 respectivamente.

Entretanto, da figura 4.23 onde são comparados os envelopes de refrigeração do JP4, JP5 e AE50, verifica-se que para pressões de câmara maiores que 40 bar até 100 bar, o JP4 causa menores quedas de pressão do que a AE50; isso acontece apesar das melhores propriedades de transporte de AE50, devido ao fluxo de calor que atinge as paredes no caso da AE50 ser muito maior que no caso do JP4 que conta com a proteção da camada de fuligem depositada nas paredes da câmara, como já mencionado.

Conclui-se portanto, que para altas taxas de transferência de calor na câmara, o JP4 é o refrigerante com melhor desempenho em termos de

refrigeração, seguido pela AE50 (Essa conclusão é profundamente dependente da resistência térmica da camada de fuligem depositada, cujos valores empregados neste trabalho são imprecisos).

O JP5 é o menos recomendado para a refrigeração.

CAPÍTULO 5

CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS FINAIS

A partir de um modelo uni-dimensional para os cálculos de transferência de calor foi desenvolvido um código computacional para o dimensionamento dos canais do sistema de refrigeração regenerativa empregado em motores foguete a propelentes líquidos.

As correlações para escoamentos turbulentos completamente desenvolvidos em tubos circulares são utilizados para o escoamento incompressível nos canais que possuem seção transversal retangular. O dimensionamento dos canais é feito para que as distribuições de temperatura de parede sejam as mais elevadas possíveis, permitindo desse modo que o sistema de refrigeração seja menos exigido e, portanto, que menores quedas de pressão ocorram nos canais.

A influência de variações nos parâmetros de projeto sobre a refrigeração foi analisada no capítulo 4 e os resultados de algumas delas podem ser comparados com a bibliografia citada. Foram analisados os efeitos de variação na eficiência de combustão, razão de mistura de propelentes, razão de expansão de áreas do bocal, na resistência da camada de fuligem depositada no interior da câmara para o caso dos hidrocarbonetos, na espessura e material das paredes da câmara, na razão profundidade/largura dos canais de refrigeração e de variações de empuxo. Foram comparados também os desempenhos das configurações "single pass" e "double pass".

As tendências de variação do fator de utilização da refrigeração φ com alterações na razão de mistura, eficiência de combustão, pressão e geometria de câmara conferem com os resultados apresentados por Curren et al (1959). No caso de uma combustão menos eficiente, φ apresenta um decréscimo e o refrigerante atinge uma temperatura final menor. O mesmo efeito em φ se verifica para misturas de propelentes mais ricas em combustíveis (menores razões O/F), uma vez que há um aumento na vazão de combustível disponível para a refrigeração nos canais. O aumento na razão de expansão de áreas do local, causa elevação na temperatura final do refrigerante, já que o comprimento total e a área de troca de calor na câmara sobem, fazendo com que o fator φ se eleva. O efeito da variação de empuxo

foi verificado através de aumentos nas dimensões da câmara a pressão de câmara constante e através do aumento na pressão, mantendo-se a geometria constante. Em ambos os casos, notou-se um decréscimo em φ com o aumento no empuxo, acompanhado do aumento na vazão dos propelentes.

Dos resultados obtidos infere-se também que aumentos nas razões profundidade/largura AR dos canais de refrigeração proporcionam um decréscimo nas distribuições de temperatura de parede ao longo da câmara, possibilitando um aumento de vida útil da câmara, conforme Carlile e Quentmeyer (1992), citados por LeBail e Popp (1993) e de acordo com Wang e Luong (1992). Conclui-se também que diminuições na espessura de parede de câmara, por proporcionarem menor resistência à transferência de calor, afetam da mesma forma as distribuições de temperatura de parede, resultados estes coerentes com os de Wang e Luong (1992).

Em termos de queda de pressão nos canais, observou-se que processos de combustão menos eficientes, diminuições na razão de mistura dos propelentes, menores razões de expansão de áreas do bocal, uma maior resistência térmica da camada depositada no interior da câmara, bem como o aumento do número de canais de refrigeração acompanhado da elevação de sua razão profundidade/largura propiciam um melhor desempenho do sistema de refrigeração. Da mesma maneira, aumentos de empuxo a pressão constante, e diminuições da espessura das paredes da câmara (enquanto a temperatura de parede do lado do gás se mantiver em seu limite máximo) causam decréscimos na queda de pressão do refrigerante nos canais.

A configuração de canais do tipo "single pass" demonstrou melhor desempenho do que a "double pass", apresentando menor queda de pressão nos canais.

Com relação aos materiais utilizados chegou-se à conclusão que o cobre, o nióbio e o níquel são os mais apropriados para a construção de câmaras de empuxo, nas condições analisadas. Em geral o material da câmara deve possuir alta condutividade térmica e resistência a temperaturas elevadas.

Finalmente, foi desenvolvido um envelope de operação para cada combustível, que impõe limites para o empuxo, a pressão e para as dimensões de câmara, dentro do qual é possível a aplicação da refrigeração regenerativa. Esse envelope foi desenvolvido a partir de um limite máximo de queda de pressão do

refrigerante nos canais, que não deveria ultrapassar 30% da pressão de câmara. Dos refrigerantes estudados, os mais apropriados para refrigerar câmaras de empuxo são o JP4 e a AE50. O JP5 demonstrou ser inadequado em termos de refrigeração. Calor específico e condutividade térmica elevados e baixa viscosidade são requisitos necessários para um bom refrigerante.

Apesar da necessidade de validação experimental do modelo, os resultados obtidos mostram coerência com a bibliografia citada, e portanto sugere-se que o modelo seja adequado para o projeto preliminar de sistemas de refrigeração regenerativa. A aplicação prática deste estudo já vem sendo realizada. Com base nos cálculos efetuados pelo programa computacional desenvolvido, foi determinada a geometria dos canais de refrigeração de um protótipo de motor JP4/LOX de 1 ton de empuxo, refrigerado à água, que está em fase de desenvolvimento no INPE/IEAv. Testes experimentais previstos no projeto servirão para determinar as incertezas e limitações do modelo desenvolvido.

Os efeitos tri-dimensionais, tais como escoamentos secundários, no escoamento em canais profundos são de grande importância segundo Frolich et al. (1991). Além disso, o caráter tri-dimensional da condução de calor através das paredes dos canais nesses casos se torna mais relevante na análise, conforme Wang e Luong (1992), e não pode ser desprezado. Sendo assim, na sequência deste estudo, propõe-se para trabalhos futuros, o desenvolvimento de um modelo bi ou tri-dimensional, pelas razões previamente mencionadas, seguindo as tendências das mais recentes pesquisas que vêm sendo realizadas nesta área.

Devido às excelentes propriedades de transporte do hidrogênio, comumente utilizado como propelente em motores à propulsão líquida, é recomendado também que o modelo leve em conta a compressibilidade do fluido refrigerante. Outro criogênico cogitado para refrigerantes é o oxigênio líquido (LOX), (Price et al., 1980; Price, 1981; Roncace, 1991) em câmaras LOX/hidrocarbonetos operando a altas pressões, devido às limitações inerentes aos hidrocarbonetos em refrigerar câmaras nessas condições (a impossibilidade de refrigeração do JP4 e JP5 para câmaras operando a pressões maiores que 100 bar, quando o depósito de fuligem no interior da câmara não mais se faz presente, foi verificada na seção 4.4 do capítulo 4)

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Aerospace Structural Metals Handbook.** Columbus, OHIO, Metals and Ceramics Information Center, 1984. V. 1, 2, 4.
- Barnett, H. C.; Hibbard, R. R. **Properties of Aircraft Fuels.** Washington D.C., 1956. (NACA Technical Note-3276)
- Bartz, D. R. A Simple Equation for Rapid Estimation of Rocket Nozzle Convective Heat Transfer Coefficients. **Jet Propulsion**, 37(3): 49-51, Jan. 1957.
- Curren, A. N.; Price, H. G.; Douglass, H. W. **Analysis of effects of Rocket-Engine Design Parameters on Regenerative-Cooling Capabilities of Several Propellants.** Cleveland, OHIO, 1959. (NASA Technical Note D-66)
- Frohlich, A; Immich, H.; LeBail, F.; Popp M.; Scheverer, G. Three Dimensional Flow Analysis in a Rocket Engine Coolant Channel of high Depth/Width Ratio. In: **Joint Propulsion Conference 27.**, Sacramento, CA. June. 24-26, 1991.
- Giovanetti, A. J.; Spadaccini, L. J.; Szetela, E. J. Deposit Formation and Heat Transfer Characteristics of Hydrocarbon Rocket Fuels. **Journal of Spacecraft**, 22(5):574, Sept./Oct. 1985.
- Gordon, S.; McBride, B. J. **Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions, Rocket Performance, Incident and Reflected Shocks, and Chapman-Jouguet Detonations.** Cleveland, OHIO, 1967. (NASA Scientific Publication -273)
- Gray, D. E. **American Institute of Physics Handbook.** 3.ed. New York, N.Y., McGraw-Hill, 1972.
- Hill, P. H.; Peterson, C. R. **Mechanics and Thermodynamics of Propulsion.** 3.ed. Reading, Mass., Addison Wesley, Nov. 1970.
- Huzel, D. K.; Huang, D. H. Modern Engineering for Design of Liquid Propellant Rocket Engines. **Progress in Astronautics and Aeronautics**, V.147. Washington

D.C., 1992.

Kays, W.M.; Crawford, M.E. **Convective Heat and Mass Transfer**. 2.ed. New York, N.Y., McGraw-Hill, 1980.

LeBail, F.; Popp M. Numerical Analysis of High Aspect Ratio Cooling Passage Flow and Heat Transfer. In: **Joint Propulsion Conference**, 29., Sacramento, CA, June. 28-30, 1991.

Price, H. G.; Spencer, R G.; Rousar, D. C. LOX-Cooled Thrust Chamber Technology Developments. **Journal of Spacecraft**, 17(1):35, Jan./Feb. 1980.

Price, H. G. Cooling of High Pressure Rocket Thrust Chambers with Liquid Oxygen. **Journal of Spacecraft**, 18(2):338, July/Aug. 1981.

Petrobrás. CENPES. **Propriedades de Transporte de alguns combústiveis hidrocarbonetos**. Rio de Janeiro, s.d.

Rohsenow, W. M.; Choi, H. **Heat, Mass, and Momentum Transfer**. Englewood Cliffs, N. J., Prentice-Hall, 1961.

Rohsenow, W. M.; Hartnett, J. P. **Handbook of Heat Transfer**. New York, N.Y., McGraw-Hill, 1973.

Roncace, E. A.; Liquid Oxygen Cooling of Hydrocarbon Fueled Rocket Thrust Chambers. **Journal of Propulsion**, 7(5):717, Sept./Oct. 1991.

Schmidt, E. W. **Hydrazine and its derivatives, Preparation, Properties, and Applications**. New York, N.Y., Wiley-Interscience, 1984.

Siegel, R.; Howell, J. R. **Thermal Radiation Heat Transfer**. 2.ed. New York, N.Y., Mc Graw-Hill, p. 622-623, 1981.

Sutton, G. P. **Rocket Propulsion Elements**. 5.ed. New York, N.Y., John Wiley, 1986.

Svehla, A. R.; McBride, B. J. FORTRAN IV Computer Program for Calculation of Thermodynamics and Transport Properties of Complex Chemical Systems. Cleveland, OHIO, Jan. 1973. (NASA Technical Note D-7056)

Wang, T. S.; Luong, V. Numerical Analysis of the Hot-Gas-Side and Coolant-Side Heat Transfer for Liquid Rocket Engine Combustors. In: **Joint Propulsion Conference and Exhibit, 28.** Nashville, Tennessee, July 6-8, 1992.

Webb, M. J. **Mechanical Technician's Handbook.** New York, N. Y., McGraw Hill, 1983.

APÊNDICE A

AS PROPRIEDADES DOS COMBUSTÍVEIS REFRIGERANTES

As propriedades de transporte, μ , C_p e K bem como a densidade ρ e pressão de vapor p_v todos em função da temperatura em [K], são apresentadas a seguir para os 3 combustíveis analisados:

Para a aerozina AE50, os dados foram obtidos de Schmidt (1984):

$$\log(\mu) [\text{cp}] = -0.28445 - \frac{501.489}{(T)} + \frac{166602.5}{(T^2)} \quad (\text{A.1})$$

$$K [\text{W/m-K}] = 0.71983 + 1.56760 \times 10^{-4}(T) - 7.0023 \times 10^{-7}(T^2) \quad (\text{A.2})$$

$$C_p [\text{J/Kg-K}] = 2143.92 + 3.0804 (T) \quad (\text{A.3})$$

$$\rho [\text{Kg/m}^3] = 1174.23 - 0.92417 (T) \quad (\text{A.4})$$

$$\log p_v [\text{Pa}] = \left\{ 9.55828 - \frac{2820.587}{(T)} + \frac{18127.9}{(T^2)} \right\} \log(133.322) \quad (\text{A.5})$$

para $T < 350$ [K]

$$\log p_v [\text{Pa}] = \left\{ 5.2379 - \frac{2086.62}{(T)} + \frac{99387.3}{(T^2)} \right\} \log(1.01325 \times 10^5) \quad (\text{A.6})$$

para $350 < T < 550$ [K]

O autor apresenta ainda uma expressão para o fluxo limite de ebulição nucleada, q_{ul} , em função da pressão estática em [Pa], velocidade em [m/s] e temperatura locais do refrigerante em [K]:

$$q_{ul} [\text{W/m}^2] = \left\{ 7.86 - 4.93 \times 10^{-3} \left[\frac{P_{est}}{6894.76} - 1100 \right] + 0.1343 \left[\frac{v}{0.3048} - 50 \right] - 1.20 \times 10^{-2} \left[(1.8 T_{CO} - 459) - 160 \right] \right\} \times 1.6352 \quad (\text{A.7})$$

Para os hidrocarbonetos JP4 e JP5, a viscosidade cinemática ν , C_p e K foram extraídas de gráficos obtidos de Petrobrás, (s.d.) através de regressões por mínimos quadrados. Barnett e Hibbard (1956) apresentam as expressões para o cálculo da densidade ρ e pressão de vapor p_v além de sugerir o tipo de regressão para ν .

As expressões para JP4 obtidas são:

$$\log \log (\nu [\text{cst}] + 0.877936) = -3.174086 \log T + 7.245415 \quad (\text{A.8})$$

$$K [\text{w/m-K}] = -0.00018 (T - 273) + 0.11868 \quad (\text{A.9})$$

$$C_p [\text{J/Kg-K}] = 4.190 (T - 273) + 1980 \quad (\text{A.10})$$

$$\rho [\text{Kg/m}^3] = 995.86 - 0.773 (T) \quad (\text{A.11})$$

$$\log P_v [\text{Pa}] = \{ 1.167199 + 5.2553 \log [1 - 0.006879 A_{0,t}] \} \log(6894.76) \quad (\text{A.12})$$

onde:

$$A_{0,t} = 69.53 - 0.3753 [1.8(T) - 459]$$

E as expressões para o JP5:

$$\log \log (\nu[\text{cst}] + 0.890231) = -3.71395 \log(T) + 8.771727 \quad (\text{A.13})$$

$$K [\text{w/m-K}] = -0.00018 (T - 273) + 0.11868 \quad (\text{A.14})$$

$$C_p [\text{J/Kg-k}] = 4.260 (T - 273) + 1850 \quad (\text{A.15})$$

$$\rho [\text{Kg/m}^3] = 1024.59 - 0.68476 (T) \quad (\text{A.16})$$

$$\log P_v[\text{Pa}] = \{ 1.167199 + 5.2553 \log [1 - 0.00687917 - A_{0,t}] \} \times \log(6894.76) \quad (\text{A.17})$$

onde:

$$A_{0,t} = 131.112 - 0.3035 [1.8 (T) - 459]$$

O cálculo da viscosidade dinâmica em S.I.:

$$\mu \text{ [Pa.s]} = \nu \text{ [m}^2\text{/s]} \cdot \rho \text{ [Kg/m}^3\text{]}$$

sendo:

$$1 \text{ [cp]} = 10^{-2} \text{ [g/cm-s]} = 10^{-3} \text{ [Pa.s]}$$

$$1 \text{ [cst]} = 1 \text{ [mm}^2\text{/s]} = 10^{-6} \text{ [m}^2\text{/s]}$$

A seguir são apresentados os gráficos de μ , Cp e K para os 3 combustíveis, construídos a partir das equações acima:

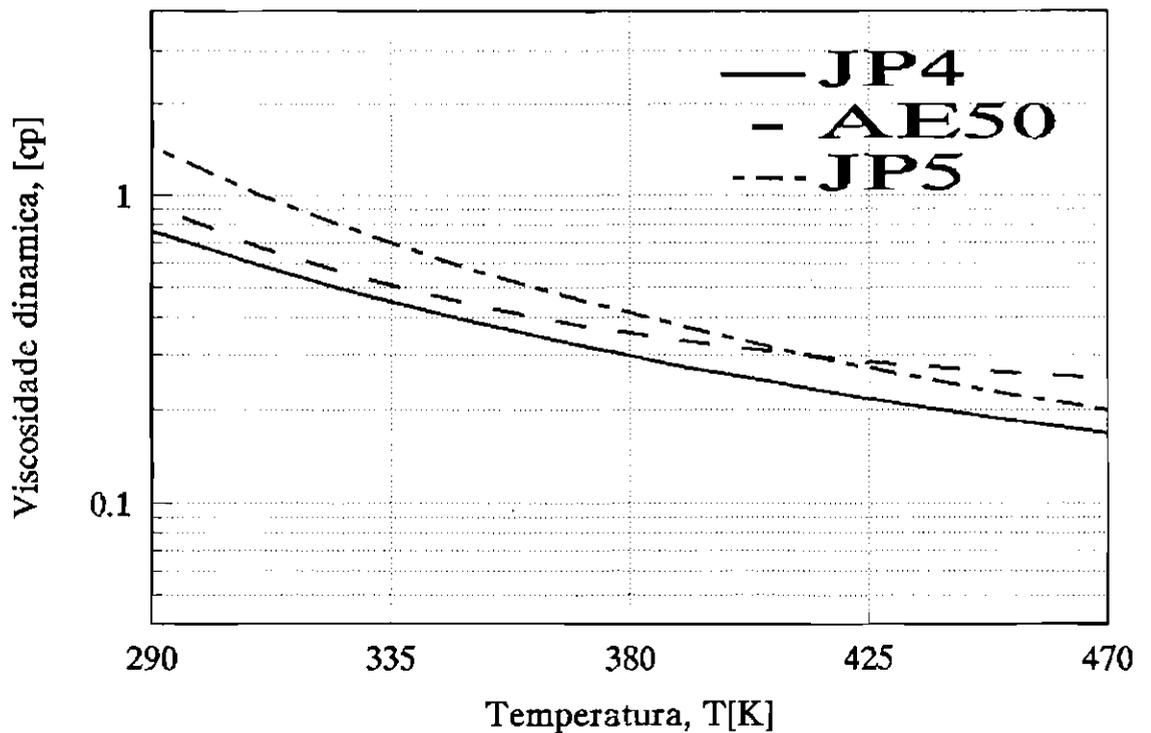


Figura A.1 - Viscosidade dinâmica dos refrigerantes analisados

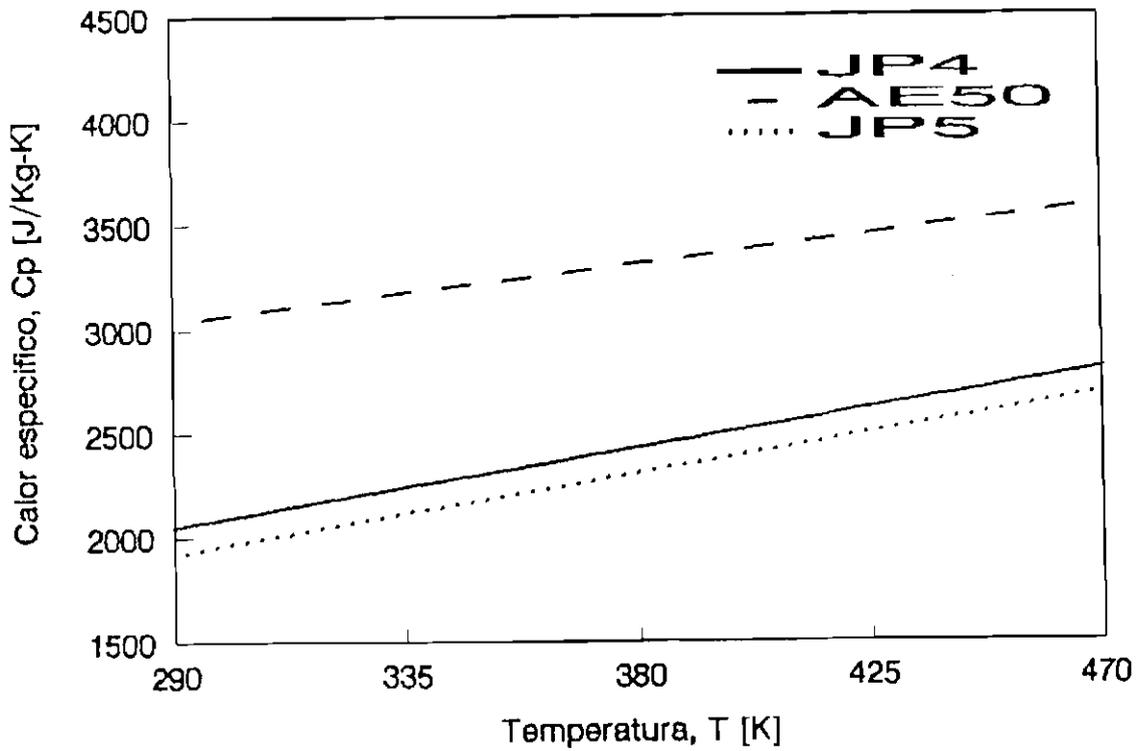


Figura A.2 - Calor específico dos refrigerantes analisados

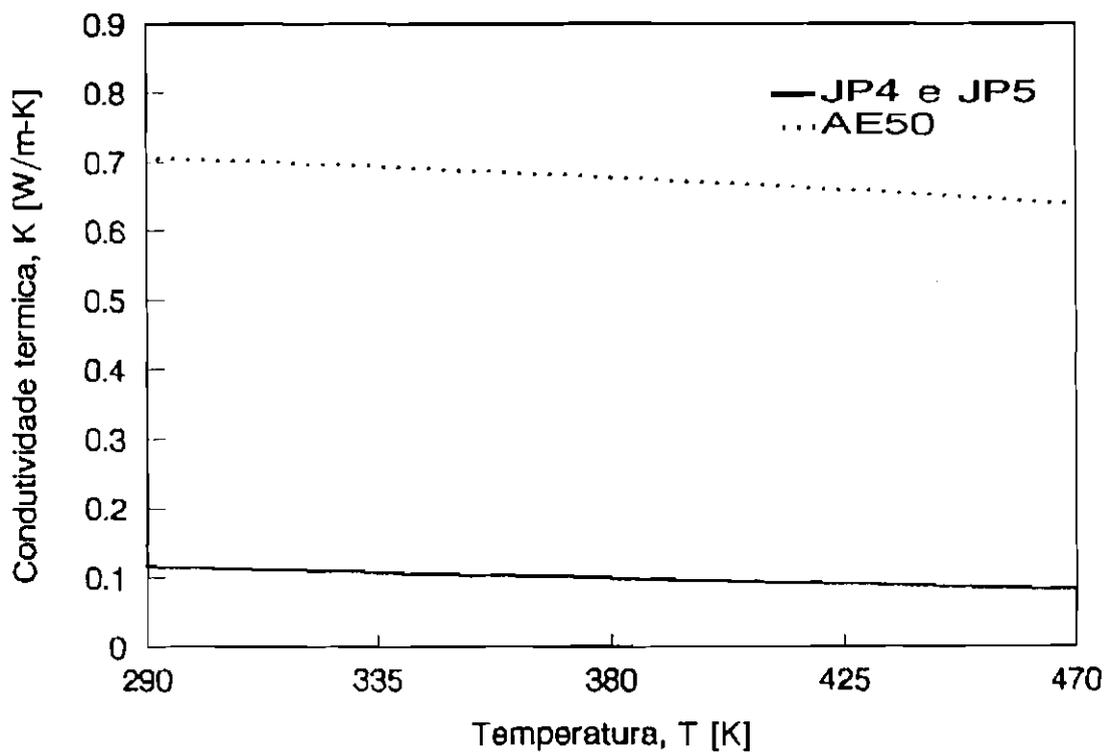


Figura A.3 - Condutividade térmica dos refrigerantes analisados

APÊNDICE B

AS PROPRIEDADES DOS MATERIAIS ANALISADOS

As propriedades do cobre puro e do aço SAE 1020 foram obtidas de Sutton (1986), p. 72, as do Níquel de Gray (1972) e dos demais materiais de Aerospace...(1984). Novamente, regressões lineares e polinomiais (parabólicas) foram utilizadas para obter expressões para a condutividade térmica apresentadas em forma gráfica nas referências. A seguir, as expressões obtidas em [W/m-K] para os diversos materiais são apresentadas em função da temperatura em [K]; juntamente com suas temperaturas limite utilizadas neste estudo:

Cobre: ($T_{wg(lim)} = 600$ K)

$$K = 385.8750 - 0.0026 (T) - 5.006 \times 10^{-5} (T^2) \quad (B.1)$$

Niobium: ($T_{wg(lim)} = 920$ K)

$$K = 47.1750 + 2.314 \times 10^{-2} (T) \quad (B.2)$$

Níquel: ($T_{wg(lim)} = 810$ K)

$$K \cong 67 \quad (B.3)$$

Inconel 600: ($T_{wg(lim)} = 700$ K)

$$K = 7.4744 - 0.0168 (T) \quad (B.4)$$

Inconel 718 : ($T_{wg(lim)} = 970$ K)

$$K = 10.380 + 9.89 \times 10^{-3} (T) \quad (B.5)$$

Inconel X750 : ($T_{wg(lim)} = 1000$ K)

$$K = 8.660 + 0.014 (T) \quad (B.6)$$

SAE X4130 : ($T_{wg(lim)} = 645 \text{ K}$)

$$K = 52,48 + 0.0262 (T) - 6.0053 \times 10^{-5} (T^2) \quad (\text{B.7})$$

AISI 4140 : ($T_{wg(lim)} = 755 \text{ K}$)

$$K \cong 38 \quad (\text{B.8})$$

SAE 1020: ($T_{wg(lim)} = 650 \text{ K}$)

$$K = 53.3221 + 0.0028 (T) - 2.642 \times 10^{-5} (T^2) \quad (\text{B.9})$$

As condutividades acima são apresentadas também em forma gráfica para fins de comparação entre os materiais:

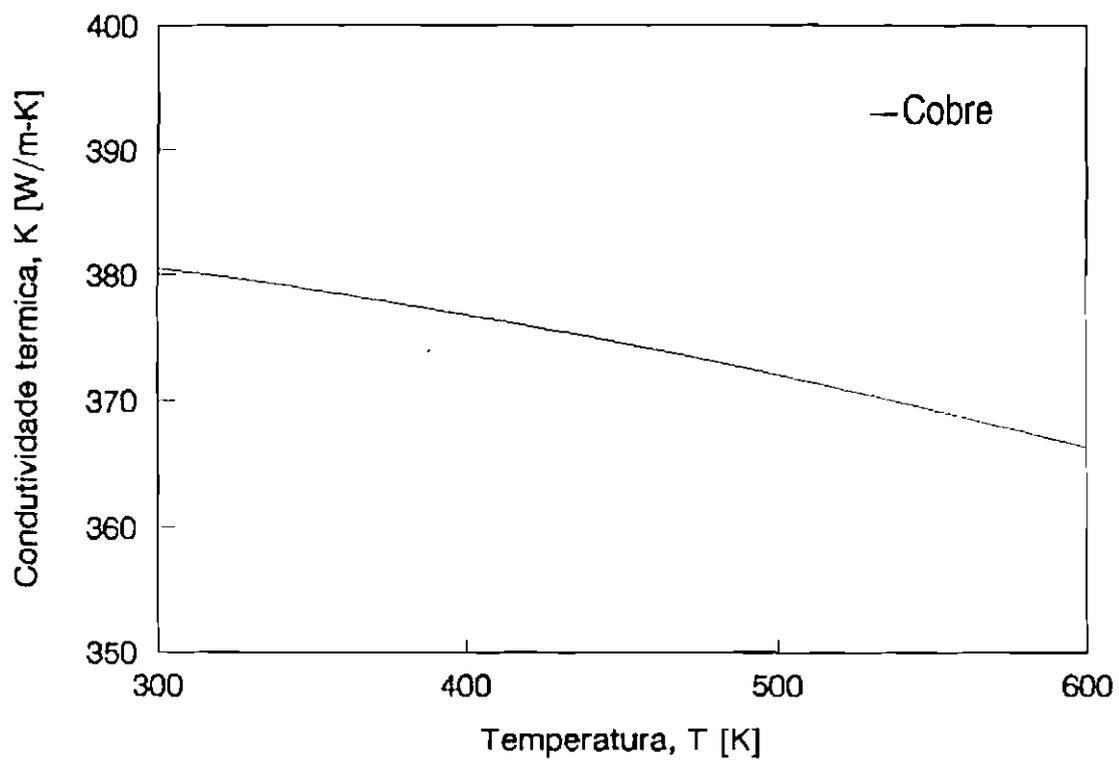


Figura B.1 - Condutividade térmica do cobre

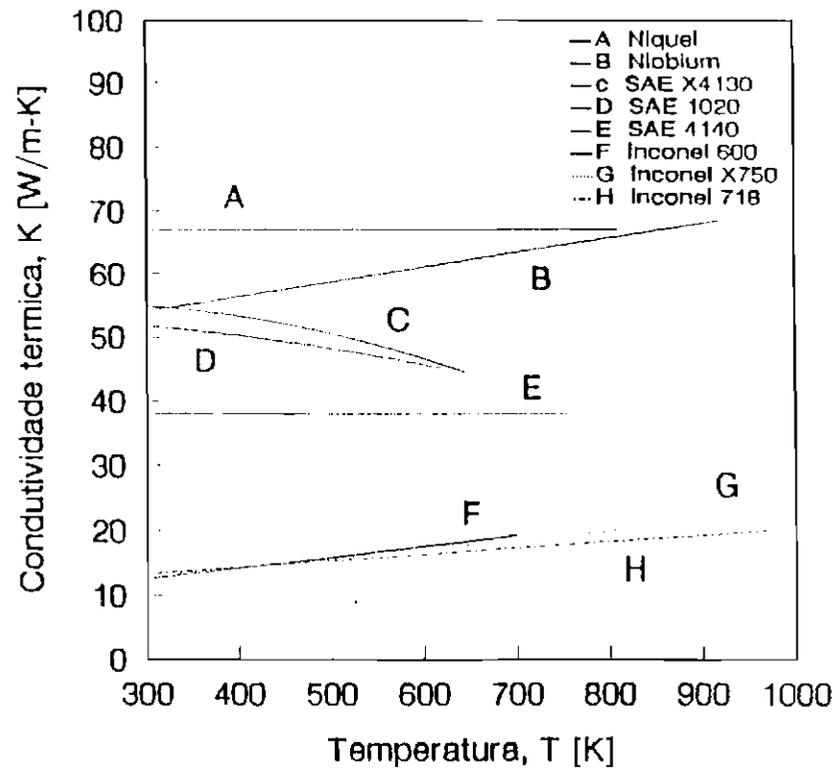
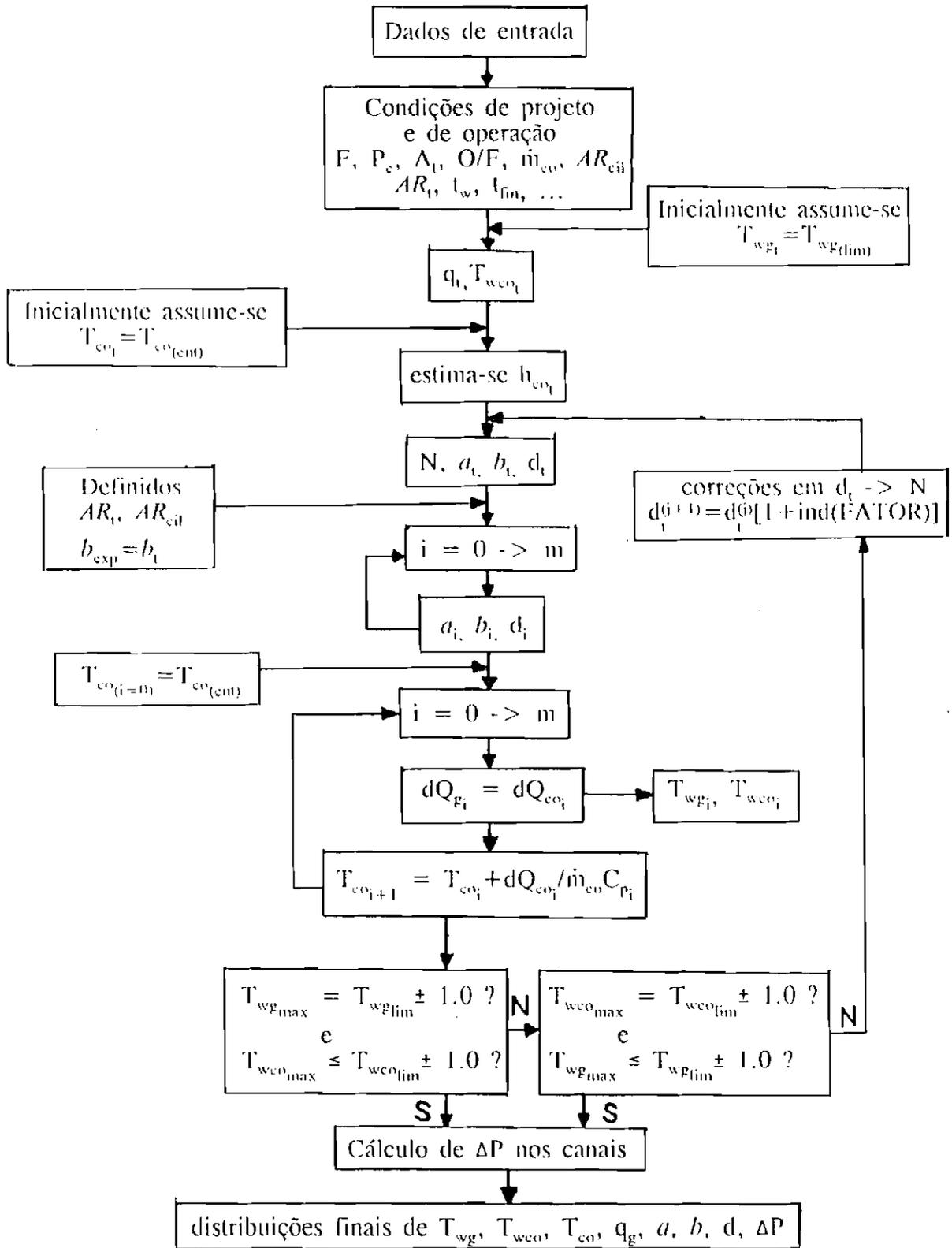


Figura B.2 - Condutividade térmica dos demais materiais analisados.

APÊNDICE C

O FLUXOGRAMA DO PROGRAMA COMPUTACIONAL



**PUBLICAÇÕES TÉCNICO-CIENTÍFICAS
EDITADAS PELO INPE**

RELATÓRIOS DE PESQUISA

- Reportam resultados de pesquisa tanto de natureza técnica quanto científica.

NOTAS TÉCNICO-CIENTÍFICAS

- Incluem resultados preliminares de pesquisa, descrição de equipamentos, software, sistemas e experimentos, apresentação de testes, dados e atlas, e documentação de projetos de engenharia.

MANUAIS TÉCNICOS

- Descrevem normas, procedimentos, instruções e orientações.

PUBLICAÇÕES DIDÁTICAS

- Apostilas, notas de aula e manuais didáticos.

TESES E DISSERTAÇÕES

- Teses e Dissertações apresentadas nos Cursos de Pós-Graduação do INPE.

PUBLICAÇÕES SERIADAS

- Periódicos Técnico-científicos: Boletim de Sensoriamento Remoto, Climanálise: Boletim de Monitoramento e Análise Climática.
- Anais de Eventos