

UNESP
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá

ANÁLISE TEÓRICA DA TROCA DE
CALOR EM FORNALHA RETANG.

Guaratinguetá
1993



UNIVERSIDADE PAULISTA
FACULDADE DE ENGENHARIA DE GUARATINGUETÁ

ANÁLISE TEÓRICA DA TROCA DE CALOR
EM FORNALHA RETANGULAR

***Análise Teórica da Troca de
Calor em Fornalha Retangular***

Autor : Fernando Franco de Oliveira
Orientador : Prof. Dr. Luiz Roberto Cerucci

Fernando Franco de Oliveira

28

Trabalho apresentado à Comissão de Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

UNIVERSIDADE PAULISTA
FACULDADE DE ENGENHARIA DE GUARATINGUETÁ
BIBLIOTECA

Novembro/93

1110000235



Análise Térmica da Troca de
Calor em Formas Retangulares

Fernando Franco de Oliveira

28



ANÁLISE TEÓRICA DA TROCA DE CALOR EM FORNALHA RETANGULAR

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
FACULDADE DE ENGENHARIA DE GUARATINGUETÁ
DEPARTAMENTO DE ENERGIA

ESTA DIVERSIDADE FOI JULGADA APROVADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
"MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA"

ESPECIALIDADE: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

ANÁLISE TEÓRICA DA TROCA DE CALOR
EM FORNALHA RETANGULAR

Prof. Dr. Carlos Daniel Ebinuma
Conselheiro

BANCA EXAMINADORA

Autor : Fernando Franco de Oliveira
Orientador : Prof. Dr. Luiz Roberto Carrocci

Prof. Dr. Luiz Roberto Carrocci
Orientador

Prof. Dr. Carlos Daniel Ebinuma

Trabalho apresentado à Comissão de Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

T536.24(043)
0482

Prof. Dr. Maria Lúcia

00 235

235

FACULDADE DE ENGENHARIA
DE GUARATINGUETÁ
BIBLIOTECA

Novembro/93



"ANÁLISE TEÓRICA DA TROCA DE CALOR EM FORNALHA RETANGULAR"

AGRADECIMENTOS

FERNANDO FRANCO DE OLIVEIRA

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
"MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA"

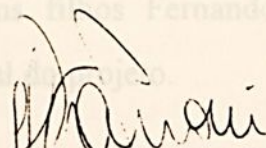
ESPECIALIDADE: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

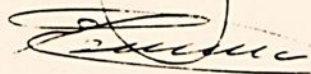


Prof. Dr. Carlos Daniel Ebinuma
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:



Prof. Dr. LUIZ ROBERTO CARROCCI
Orientador



Prof. Dr. CARLOS DANIEL EBINUMA


Prof. Dr. MARIA LÚCIA CAETANO PINTO DA SILVA

Novembro de 1993

235

RESUMO

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Luiz Roberto Carrocci, pelo apoio na orientação e pela paciência e amizade dedicados nestes anos no desenvolvimento desse trabalho.

Ao Prof. Dr. Carlos Daniel Ebinuma pela ajuda na parte de Troca de Calor Radiativa.

A amiga Miriam Tiemi Odani pela ajuda na parte computacional.

A minha esposa Ana Lúcia e aos meus filhos Fernando e Gabriela pela tolerância e apoio para comigo na fase final do projeto.

A todos os meus profundos agradecimentos.

RESUMO

No presente trabalho é feito um estudo sobre as trocas de calor na câmara de combustão, nas paredes e com o meio externo de uma fornalha retangular. O modelo físico possui uma fonte de calor no centro da câmara de combustão e as paredes são compostas de duas camadas de tijolo refratário.

Para a determinação do fluxo de calor e da temperatura nas paredes na câmara de combustão é feito a análise da troca radiativa de calor da chama para as paredes e entre as superfícies das paredes, utilizando o fator de forma, com o meio não participante.

Através da equação de condução são determinadas as temperaturas entre as duas camadas de tijolo refratário (interface) e da superfície externa das paredes. A seguir calculamos, pela transferência de calor por convecção natural, as perdas de calor entre as paredes e o meio (ar).



SIMBOLOGIA

ABSTRACT

In this work a study has been developed about heat exchanges in a combustion chamber, in the walls and with the external air, in a rectangular furnace. The physical model has a heat sink in the center of the combustion chamber, and the walls are constituted of two layers of refractory or heat bricks.

To determine the heat flow and the temperature in the walls and in the combustion chamber, an analysis has been made on the radiative - heat exchange between the flame and the walls and between the walls themselves, using the configuration or view factor.

Making use of the conduction equation, the temperature between the two refractory brick layers (interface) are determined, and external surface temperature too. Afterward, it is calculated through the heat exchange by free convection, the heat losses between the walls and the air.

SIMBOLOGIA

A_1, A_2, A_3, A_4	→ área da parede	[m ²]
A_M	→ área da fonte de calor	[m ²]
a	→ distância entre a fonte de calor e a parede	[m]
b	→ comprimento da parede	[m]
B	→ parede adimensional	[1]
c	→ profundidade	[m]
d	→ diâmetro da fonte de calor	[m]
$F_{1-M}, F_{2-M}, F_{3-M}, F_{4-M}$	→ fator de forma da parede que incide sobre a fonte de calor	—
$F_{M-1}, F_{M-2}, F_{M-3}, F_{M-4}$	→ fator de forma da fonte de calor que incide sobre a parede	—
$F_{1-2}, F_{1-3}, F_{1-4}$	→ fator de forma de uma superfície que incide sobre outra superfície	—
$F_{2-1}, F_{2-3}, F_{2-4}$	→	
$F_{3-1}, F_{3-2}, F_{3-4}$	→	
$F_{4-1}, F_{4-2}, F_{4-3}$	→	
Gr	→ número de Grashop	[1]
g	→ aceleração da gravidade	[m/s ²]
\bar{h}	→ coeficiente de película médio	[w/m ² °C]
h	→ altura	[m]
H	→ parâmetro adimensional	[1]
k	→ coeficiente de condutividade térmica do ar	[w/m °C]
k_A	→ coeficiente de condutividade térmica do tijolo refratário A	[w/m °C]
k_B	→ coeficiente de condutividade térmica do tijolo refratário B	[w/m °C]
L	→ comprimento	[m]
M	→ massarico	---
Nu	→ número de Nusselt	[1]
Pr	→ número de Prandtl do ar	[1]
Q_1, Q_2, Q_3, Q_4	→ calor transferido pela parede	[w]
Q_M	→ calor transferido pela fonte de calor	[w]
q	→ calor perdido para o meio	[w]
Ra	→ número de Rayleigh	[1]
R_A	→ resistência térmica do tijolo refratário A	[m ² °C/w]
R_B	→ resistência térmica do tijolo refratário B	[m ² °C/w]
R_T	→ resistência térmica total	[m ² °C/w]
T, T_1, T_2, T_3, T_4	→ temperatura na parede da câmara de combustão	[°C]
T_M	→ temperatura da fonte de calor	[°C]
T_{int}	→ temperatura da interface	[°C]
T_f	→ temperatura de película	[°C]
T_p	→ temperatura externa	[°C]
T	→ temperatura do ar	[°C]
X	→ comprimento	[m]
X	→ parâmetro adimensional	[1]
ΔX_A	→ espessura do tijolo refratário A	[m]
ΔX_B	→ espessura do tijolo refratário B	[m]
Z	→ parâmetro adimensional	[1]
Y	→ parâmetro adimensional	[1]
W	→ comprimento	[m]

SÍMBOLOS GREGOS

	Resumo		
σ	Abstraci	→ Constante de Stefan-Boltzmann	$[w/m^2 \cdot k^4]$
ξ		→ parâmetro adimensional de comprimento	[1]
ν	Simbologi	→ viscosidade cinemática	$[m^2/s]$
β		→ coeficiente de expansão volumétrica	$[k^{-1}]$

	PÁG.
1 Introdução	1
1.1 Generalidades	1
1.2 Combustão Industrial	1
1.3 Fornalhas, Fornos e Câmaras de Combustão	2
1.3.1 Tipos de Fornos	2
1.3.2 Classificação de Fornos	3
1.3.3 Partes principais de um forno	3
1.4 Perda de calor nos fornos	4
1.4.1 Perdas de calor evitáveis	4
1.4.2 Perdas de calor inevitáveis	4
2 Análise teórica	5
2.1 Formulação e modelo físico	5
2.2 Câmara de combustão	5
2.2.1 Radiação	5
2.2.1.1 Cálculo dos fatores de forma	6
2.2.1.2 Cálculo do calor por radiação	14
2.2.1.3 Cálculo da temperatura nas paredes	14
2.2.1.4 Cálculo das temperaturas externa e interface nas paredes da fornalha	15
2.2.1.5 Condução	15
2.2.1.6 Cálculo da transferência de calor entre a parede externa da fornalha e o meio (ar)	16
2.2.1.7 Convecção Natural	16
2.3 Resultados e Discussões	18
2.3.1 Seleção do modelo teórico	18
2.3.2 Determinação dos fatores de forma	18
2.3.2.1 Entre duas superfícies planas paralelas	18
2.3.2.2 Entre duas superfícies planas ligadas por um ângulo de 90°	19
2.3.2.3 Entre duas superfícies, uma retangular e uma cilíndrica, paralelas	20
2.3.3 Cálculo do calor transferido por radiação	21
2.3.4 Cálculo das temperaturas nas paredes - " T_1, E_1, I_1, I_2 "	22
2.3.5 Cálculo das temperaturas externa e interface nas paredes	23
2.3.6 Cálculo da perda de calor entre as paredes externas da fornalha e o ar	23
2.3.7 Geometria das figuras	37
2.3.8 Comentários e Conclusões	38
Referências Bibliográficas	39
Apêndices	
A.1 Diagrama do programa de computador, referente ao fluxograma 1	40
A.2 Diagrama do programa de computador, referente ao fluxograma 2	41

ÍNDICE GERAL

—	Resumo	ii
—	Abstract	iii
—	Simbologia	iv
		PÁG.
1.	Introdução	1
1.1.	Generalidades	1
1.2.	Combustão Industrial	1
1.3.	Fornalhas, Fornos e Câmaras de Combustão	2
1.3.1.	Tipos de Fornos	2
1.3.2.	Classificação de Fornos	3
1.3.3.	Partes principais de um forno	3
1.4.	Perda de calor nos fornos	4
1.4.1.	Perdas de calor evitáveis	4
1.4.2.	Perdas de calor inevitáveis	4
2.	Análise teórica	5
2.1.	Formulação e modelo físico	5
2.2.	Câmara de combustão	5
2.2.1.	Radiação	5
2.2.1.1.	Cálculo dos fatores de forma	6
2.2.1.2.	Cálculo do calor por radiação	14
2.2.1.3.	Cálculo da temperatura nas paredes	14
2.3.	Cálculo das temperaturas externa e interface nas paredes da fornalha	15
2.3.1.	Condução	15
2.4.	Cálculo da transferência de calor entre a parede externa da fornalha e o meio (ar)	16
2.4.1.	Convecção Natural	16
3.	Resultados e Discussões	18
3.1.	Seleção do modelo teórico	18
3.2.	Determinação dos fatores de forma	18
3.2.1.	Entre duas superfícies planas paralelas	18
3.2.2.	Entre duas superfícies planas ligadas por um ângulo de 90°	19
3.2.3.	Entre duas superfícies, uma retangular e uma cilíndrica, paralelas	20
3.3.	Cálculo do calor transferido por radiação	21
3.4.	Cálculo das temperaturas nas paredes - " T_1, T_2, T_3, T_4 "	22
3.5.	Cálculo das temperaturas externa e interface nas paredes	23
3.6.	Cálculo da perda de calor entre as paredes externas da fornalha e o ar	23
3.7.	Comentários das figuras	37
4.	Comentários e Conclusões	38
	Referências Bibliográficas	39
	Apêndices:	
A.	Listagem do programa de computador, referente ao fluxograma 1	40
B.	Listagem do programa de computador, referente ao fluxograma 2	41



ÍNDICE DAS TABELAS

	PÁG.
Figura 1- Valores de excesso de ar em função da análise do volume de O_2 e CO_2 nos	1
Tabela 1.1- Especificações para combustível contendo 87% de carbono	1
Tabela 3.1- Dimensões, especificações e temperatura da fornalha	18
Tabela 3.2- Temperaturas da interface e externa nas paredes, para diferentes espessuras	23
Tabela 3.3- Especificações do ar [5] nas superfícies planas ligadas por um ângulo de 90°	24
Tabela 3.4- Perda de calor total para o ambiente na convecção angular e uma cilíndrica, paralelas	24
Figura 6- $\int_0^Y f(\xi) d\xi$, onde $\frac{Y}{2} = 37,5$	10
Figura 7- $\int_0^Y f(\xi) d\xi$, onde $\frac{Y}{2} = 50$	13
Figura 8- Transferência de calor por condução	23
Figura 9- Convecção natural	23
Figura 10- Variação da temperatura dentro da câmara de combustão	25
Figura 11- Perfis de temperatura na parede (R_x/R_r), para diferentes espessuras	26
Figura 12- Perfis de temperatura nas paredes (R_r), para diferentes espessuras	27
Figura 13- Perda de calor por convecção natural	28
Figura 14- Fluxo de calor em função da temperatura Paredes: $\textcircled{1}$ e $\textcircled{2}$ $\Delta X_x = 0,08\text{m}$ e $\Delta X_y = 0,10\text{m}$	29
Figura 15- Fluxo de calor em função da temperatura Paredes: $\textcircled{1}$ e $\textcircled{2}$ $\Delta X_x = 0,08\text{m}$ e $\Delta X_y = 0,05\text{m}$	30
Figura 16- Fluxo de calor em função da temperatura Paredes: $\textcircled{1}$ e $\textcircled{2}$ $\Delta X_x = 0,10\text{m}$ e $\Delta X_y = 0,08\text{m}$	31
Figura 17- Fluxo de calor em função da temperatura Paredes: $\textcircled{1}$ e $\textcircled{2}$ $\Delta X_x = 0,10\text{m}$ e $\Delta X_y = 0,05\text{m}$	32
Figura 18- Fluxo de calor em função da temperatura Paredes: $\textcircled{3}$ e $\textcircled{4}$ $\Delta X_x = 0,08\text{m}$ e $\Delta X_y = 0,10\text{m}$	33
Figura 19- Fluxo de calor em função da temperatura Paredes: $\textcircled{3}$ e $\textcircled{4}$ $\Delta X_x = 0,08\text{m}$ e $\Delta X_y = 0,05\text{m}$	34
Figura 20- Fluxo de calor em função da temperatura Paredes: $\textcircled{3}$ e $\textcircled{4}$ $\Delta X_x = 0,10\text{m}$ e $\Delta X_y = 0,05\text{m}$	35
Figura 21- Fluxo de calor em função da temperatura Paredes: $\textcircled{3}$ e $\textcircled{4}$ $\Delta X_x = 0,10\text{m}$ e $\Delta X_y = 0,10\text{m}$	36

ÍNDICE DAS FIGURAS

	PÁG.	
Figura 1-	Valores de excesso de ar em função da análise do volume de O ₂ e CO ₂ nos gases de combustão	2
Figura 2-	Modelo físico	5
Figura 3-	Fator de forma entre duas superfícies planas paralelas	6
Figura 4-	Fator de forma entre duas superfícies planas ligadas por um ângulo de 90 ⁰	6
Figura 5-	Fator de forma entre duas superfícies, uma retangular e uma cilíndrica, paralelas	6
Figura 6-	$\int_0^Y f(\xi)d\xi$, onde $\frac{Y}{2} = 37,5$	10
Figura 7-	$\int_0^Y f(\xi)d\xi$, onde $\frac{Y}{2} = 50$	13
Figura 8-	Transferência de calor por condução	23
Figura 9-	Convecção natural	23
Figura 10-	Variação da temperatura dentro da câmara de combustão	25
Figura 11-	Perfis de temperatura na parede (R _A / R _T), para diferentes espessuras	26
Figura 12-	Perfis de temperatura nas paredes (R _T), para diferentes espessuras	27
Figura 13-	Perda de calor por convecção natural	28
Figura 14-	Fluxo de calor em função da temperatura Paredes: ① e ② ΔX _A = 0,08 m e ΔX _B = 0,10 m	29
Figura 15-	Fluxo de calor em função da temperatura Paredes: ① e ② ΔX _A = 0,08 m e ΔX _B = 0,05 m	30
Figura 16-	Fluxo de calor em função da temperatura Paredes: ① e ② ΔX _A = 0,10 m e ΔX _B = 0,08 m	31
Figura 17-	Fluxo de calor em função da temperatura Paredes: ① e ② ΔX _A = 0,10 m e ΔX _B = 0,05 m	32
Figura 18-	Fluxo de calor em função da temperatura Paredes: ③ e ④ ΔX _A = 0,08 m e ΔX _B = 0,10 m	33
Figura 19-	Fluxo de calor em função da temperatura Paredes: ③ e ④ ΔX _A = 0,08 m e ΔX _B = 0,05 m	34
Figura 20-	Fluxo de calor em função da temperatura Paredes: ③ e ④ ΔX _A = 0,10 m e ΔX _B = 0,05 m	35
Figura 21-	Fluxo de calor em função da temperatura Paredes: ③ e ④ ΔX _A = 0,10 m e ΔX _B = 0,10 m	36

INTRODUÇÃO

1.1. Generalidades

No Brasil, um estudo que teve por objetivo identificar a parcela de energia útil contida no consumo final de energia dos diversos setores da economia [7], revelou que 36% da oferta interna bruta, se perderam na transformação, na distribuição, na armazenagem ou no uso final. O estudo, conforme consta de sua apresentação, se constitui, por certo, em um dos principais meios para auxiliar na verificação de perdas de calor em fornalhas, visando a economia de energia e a racionalização das mesmas.

Todo o estudo de aproveitamento de energia em ciclos ou processos térmicos estão sempre em cima da eficiência térmica, após a fornalha, local esquecido durante um bom tempo, lugar também onde pode existir sempre grandes perdas de calor. Portanto devemos nos ater a estes detalhes e neste trabalho faremos um levantamento [1] [2] [3].

1.2. Combustão Industrial

Quanto ao aspecto econômico da combustão [16], na indústria, pode ocorrer três condições ou três tipos de combustão:

Combustão com quantidade exata de ar

Esta condição de combustão é praticamente remota de ocorrer na prática, devido à dificuldade de se obter uma boa mistura entre o combustível e o atmosférico.

Combustão com excesso de ar.

Na prática, a combustão só será possível com uma porcentagem de excesso de ar para determinada quantidade de combustível. Essa porcentagem de excesso de ar deverá ser criteriosamente controlada e analisada durante o processo, para se saber qual a quantidade ideal de excesso a ser introduzido na queima e quais as correções necessárias. Para cada combustível é possível traçar curvas que indicam a porcentagem de excesso de ar em função da porcentagem de O_2 e CO_2 nos gases da combustão.

CAPÍTULO 1

% O_2 nos gases de combustão	% CO_2 nos gases de combustão	% excesso de ar correspondente	Perda de Kcal	% de perda de combustível
0	16	0	0	0
1	15	5	19	0,4
2	14	10	47	1,0
3	13	18	80	1,7
4,8	12	28	113	2,4
6	11	40	160	3,4
7,5	10	54	216	4,6
8,8	9	70	282	6,0
10,2	8	93	362	7,8
11,6	7	120	479	10,2
12,5	6	151	620	13,2
—	5	198	808	17,2
—	4	273	1104	23,5
—	3	396	1598	34,0
—	2	835	1598	54,5

Tabela 1.1 - Especificações para combustível contendo 87% de carbono

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1. Generalidades

No Brasil, um estudo que teve por objetivo identificar a parcela de energia útil contida no consumo final de energia dos diversos setores da economia [7], revelou que 56% da oferta interna bruta, se perderam na transformação, na distribuição, na armazenagem ou no uso final. O estudo, conforme consta de sua apresentação, se constitui, por certo, em um dos principais meios para auxiliar na verificação de perdas de calor em fornalhas, visando a economia de energia e a otimização das mesmas.

Todo o estudo de aproveitamento de energia em ciclos ou processos térmicos estão sempre em cima da eficiência térmica, após a fornalha, local esquecido durante à um bom tempo, lugar também onde pode existir sempre grandes perdas de calor. Portanto devemos nos ater a estes detalhes e neste trabalho faremos um levantamento [1] [2] [3].

1.2. Combustão Industrial

Quanto ao aspecto econômico da combustão [16], na indústria, pode ocorrer três condições ou três tipos de combustão:

• Combustão com quantidade exata de ar.

Esta condição de combustão é praticamente remota de ocorrer na prática, devido à dificuldade de se obter uma boa mistura entre o combustível e o ar atmosférico.

• Combustão com excesso de ar.

Na prática, a combustão só será possível com uma porcentagem de excesso de ar para determinada quantidade de combustível. Essa porcentagem de excesso de ar deverá ser criteriosamente controlada e analisada durante o processo, para se saber qual a quantidade ideal do excesso a ser introduzido na queima e quais as correções necessárias. Para cada combustível é possível traçar curvas que indicam a porcentagem de excesso de ar em função da porcentagem de O_2 e CO_2 nos gases da combustão.

% O_2 nos gases de combustão	% CO_2 nos gases de combustão	% excesso de ar correspondente	Perda de Kcal	% de perda de combustível
0	16	0	0	0
1	15	5	19	0,4
2	14	10	47	1,0
3	13	18	80	1,7
4,8	12	28	113	2,4
6	11	40	160	3,4
7,5	10	54	216	4,6
8,8	9	70	282	6,0
10,2	8	93	362	7,8
11,6	7	120	479	10,2
12,5	6	151	620	13,2
—	5	198	808	17,2
—	4	273	1104	23,5
—	3	396	1598	34,0
—	2	835	1598	54,5

Tabela 1.1 - Especificações para combustível contendo 87% de carbono

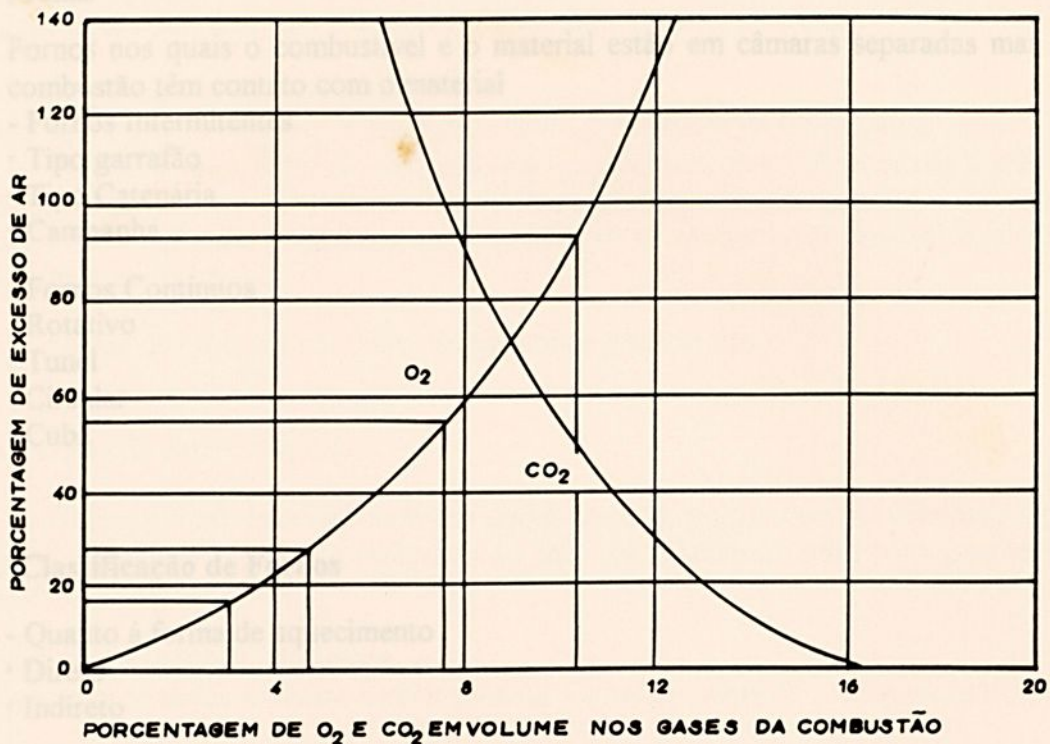


Figura 1 - Valores de Excesso de Ar em função da Análise do volume de O₂ e CO₂ nos Gases da Combustão

O excesso de ar, além do valor mínimo necessário, reduz a eficiência da combustão, pois haverá o aquecimento de uma grande massa de ar representada pela quantidade de nitrogênio na fornalha, há também perda de calor arrastado por maior volume de gases. Em consequência, haverá a necessidade de aumentar a vazão do combustível para se obter a temperatura de operação no processo.

• Combustão com insuficiência de ar

Com falta de ar, teremos menor número de moléculas de oxigênio, conseqüentemente a combustão será incompleta e haverá desperdício de combustível. A combustão incompleta pode ser identificada por diversos fatores, tais como:

- presença de CO na análise dos gases da combustão;
- excesso de fumaça na atmosfera da fornalha;
- formação de "fumaça negra" na chaminé;
- diminuição de temperatura na fornalha

1.3. Fornalhas, Fornos e Câmara de Combustão

Fornos são equipamentos com a finalidade de fornecer energia térmica a um processo, utilizando a queima de um combustível.

1.3.1. Tipos de Fornos

1. Fornos nos quais o combustível e o material estão misturados na mesma câmara:
 - Forno Cubilô
 - Alto Forno

2. Fornos em que o combustível e o material estão em câmaras separadas e os gases da combustão não têm contato com o material
Muflas
3. Fornos nos quais o combustível e o material estão em câmaras separadas mas os gases da combustão têm contato com o material
 - Fornos Intermitentes
 - Tipo garrafão
 - Tipo Catenária
 - Campanha
 - Fornos Contínuos
 - Rotativo
 - Tunel
 - Circular
 - Cuba

1.3.2. Classificação de Fornos

1. - Quanto à forma de aquecimento
 - Direto
 - Indireto
2. - Quanto à distribuição dos queimadores
 - Fornos de uma zona de queima
 - Fornos de duas zonas de queima
3. - Quanto à soleira
 - Fixa
 - Móvel

1.3.3. Partes principais de um Forno

1. - Abóbada
 - Com teto em arco
 - Com teto suspenso
2. - Paredes laterais
3. - Soleiras
 - Fixa
 - Móvel
4. - Câmara de Combustão
5. - Estrutura
6. - Partes Refrigeradoras
7. - Portas de enformamento e desenformamento
8. - Canais de fumaça
9. - Pré-aquecedor
10. - Chaminés
11. - Equipamentos auxiliares
 - Queimadores
 - Instalações de bombeamento e pré-aquecimento de óleo
 - Ventiladores
 - Registro de tiragem
 - Instrumentação

1.4. Perdas de calor nos fornos

Ao aquecer um material em um forno, a preocupação é aquecer o material até uma determinada temperatura, isto é fornecer apenas calor sensível ao mesmo.

A quantidade de calor seria:

$$Q = \text{peso do material} \times \text{calor específico} \times \text{diferença de temperatura}$$

Porém, a quantidade de calor utilizada no processo deverá ser **de duas a três vezes maior que a calculada acima**. [16] porque para o material chegar aquela temperatura é necessário calor para aquecer a abóbada, as paredes e a soleira, além de perder calor sensível e latente arrastados pelos gases queimados.

As perdas de calor em um forno classificam-se em dois tipos:

1.4.1. Perdas de calor evitáveis

Nessas perdas deve-se concentrar maior atenção, pois podem ser eliminadas totalmente ou reduzidas, visando a otimizar a utilização do calor de combustão com consequente economia de combustível. São elas:

1- Temperatura excessiva dos gases

Os gases queimados arrastam o calor sensível e o calor latente de condensação do vapor d'água.

2- Aberturas prolongadas das portas

Para evitar perdas por radiação de paredes e de chamas.

3- Aberturas nas paredes e abóbadas

As perdas de calor através de aberturas são significantes.

4- Queima de combustível fora do forno

Chamas fora das paredes ou das portas de um forno indicam combustão mal controlada.

5- Quantidade excessiva de ar

Uma porcentagem excessiva de ar aumentará o volume de gases queimados e, em consequência uma quantidade maior de calor será arrastada pelos gases.

6- Combustão incompleta

7- Temperaturas excessivas

O aquecimento além da temperatura necessária gera prejuízos de material e um consumo maior de combustível.

8- Falta de isolamento térmico

O tijolo isolante, embora não suporte temperaturas elevadas, apresenta uma característica de alta porosidade que dificulta a passagem de calor para o meio externo, aumentando dessa maneira, o calor armazenado no refratário e, consequentemente no forno.

9. Permanência do material dentro do forno

1.4.2. Perdas de Calor Inevitáveis

1- Calor sensível dos gases de combustão

2- Calor latente arrastado pelo vapor de água contido nos gases de combustão.

3- Calor perdido através das aberturas para carga e descarga.



ANÁLISE TEÓRICA

2.1. Formulação e Modelo Físico

Neste capítulo serão abordados os conceitos de transferência de calor (radiação, convecção e condução) e de temperaturas em uma fornalha com forma geométrica retangular.

As equações mostradas no seguinte trabalho será daqui para frente utilizadas nesse trabalho, com base no modelo físico mostrado na figura 2.

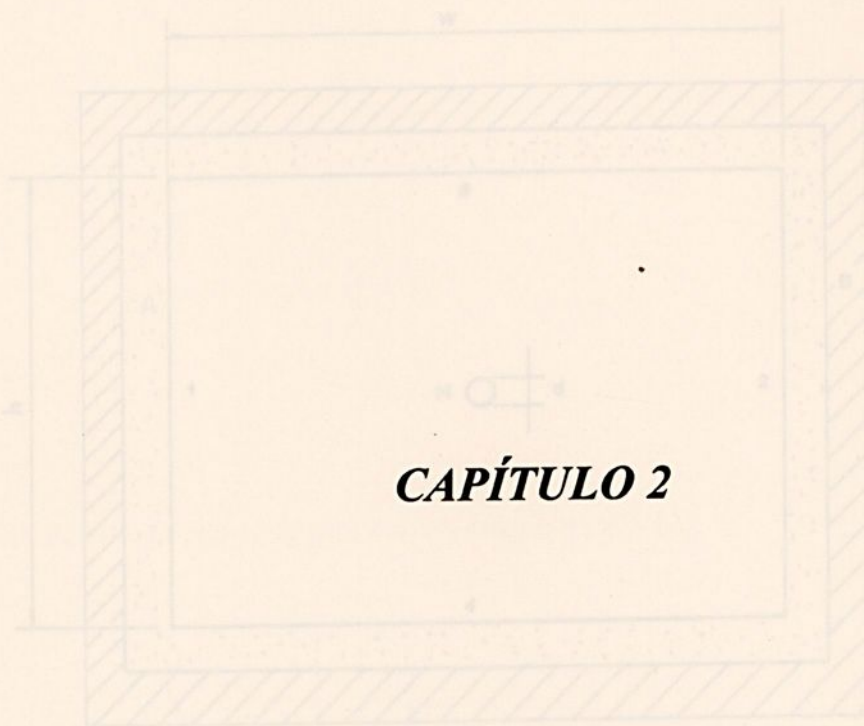


Figura 2 - Modelo físico

2.2. Câmara de combustão

A transferência de calor de uma chama para uma parede consiste, em parte, de radiação térmica e, em parte, da convecção. A contribuição convectiva para transferência de calor é geralmente menor que 2% (meio não participante). Se o campo de velocidade na câmara de combustão for conhecido, a parte convectiva pode ser calculada. Na prática, pode ser sobreposta ao fluxo de calor radiante. A transferência de calor convectivo não será, entretanto, considerada.

2.2.1. Radiação

Para quaisquer duas superfícies dadas, a orientação entre elas afeta a fração da energia radiante emitida por uma superfície e a que incide diretamente na outra superfície. Por isso, a orientação das superfícies tem papel importante na troca radiativa de calor.

Capítulo 2

ANÁLISE TEÓRICA

2.1. Formulação e Modelo Físico

Neste capítulo serão abordados os conceitos de transferência de calor (radiação, convecção e condução) e de temperaturas em uma fornalha com forma geométrica retangular.

As equações mostradas no seguinte trabalho será daqui para frente utilizadas nesse trabalho, com base no modelo físico mostrado na figura 2.

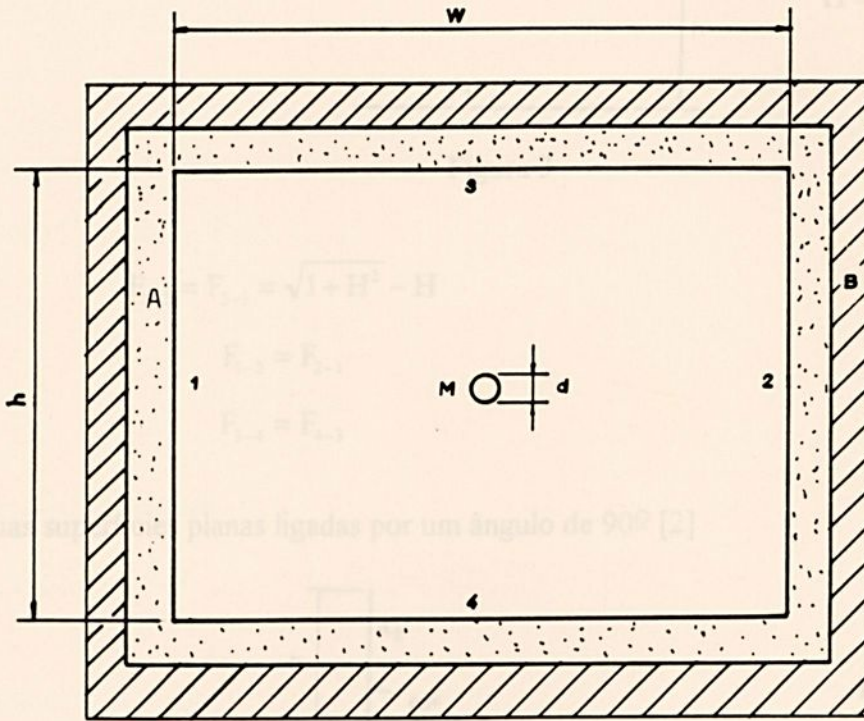


Figura 2 - Modelo físico

2.2. Câmara de combustão

A transferência de calor de uma chama para uma parede consiste, em parte, de radiação térmica e, em parte, da convecção. A contribuição convectiva para transferência de calor é geralmente menor que 2% (meio não participante). Se o campo de velocidade na câmara de combustão for conhecido, a parte convectiva pode ser calculada. Na prática, pode ser sobreposta no fluxo de calor radiante. A transferência de calor convectivo não será, entretanto, considerada.

2.2.1. Radiação

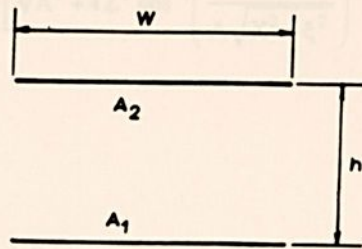
Para quaisquer duas superfícies dadas, a orientação entre elas afeta a fração da energia radiante emitida por uma superfície e a que incide diretamente na outra superfície. Por isso, a orientação das superfícies tem papel importante na troca radiativa de calor.

Para formalizar os efeitos da orientação na análise da troca radiativa de calor entre superfícies, usaremos os cálculos de fator de forma para estimar tais efeitos.

O significado físico do fator de forma entre duas superfícies é o de representar a fração de energia radiante emitida por uma superfície que incide diretamente na outra superfície.

2.2.1.1. Cálculo dos fatores de forma

a - Entre duas superfícies planas paralelas [2]



$$H = \frac{h}{w}$$

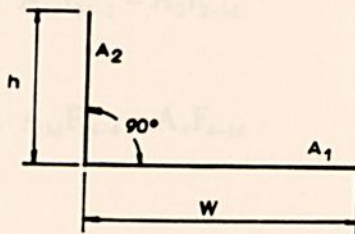
Figura 3

$$F_{1-2} = F_{2-1} = \sqrt{1 + H^2} - H \quad (2.1)$$

$$F_{1-2} = F_{2-1} \quad (2.2)$$

$$F_{3-4} = F_{4-3} \quad (2.3)$$

b- Entre duas superfícies planas ligadas por um ângulo de 90° [2]



$$H = \frac{h}{w}$$

Figura 4

$$F_{1-2} = \frac{1}{2} \left[1 + H - \sqrt{1 + H^2} \right] \quad (2.4)$$

$$F_{3-1} = F_{3-2} = F_{4-1} = F_{4-2} \quad (2.5)$$

$$F_{1-4} = F_{1-3} = F_{2-4} = F_{2-3} \quad (2.6)$$

c- Entre duas superfícies, uma retangular e uma cilíndrica, paralelas [3].

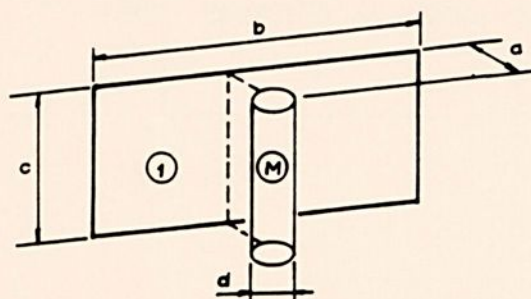


Figura 5

$$\text{Configuração: } X = \frac{a}{d}, \quad Y = \frac{b}{d}, \quad Z = \frac{c}{d}$$

$$A = Z^2 + X^2 + \xi - 1$$

$$B = Z^2 - X^2 - \xi + 1$$

$$F_{1-M} = \frac{2}{Y} \int_0^Y f(\xi) d\xi \quad (2.7)$$

$$f(\xi) = \frac{X}{X^2 + \xi^2} - \frac{X}{\pi(X^2 + \xi^2)} \cdot \left\{ \cos^{-1} \frac{B}{A} - \frac{1}{2Z} \left[\sqrt{A^2 + 4Z^2} \cos^{-1} \left(\frac{B}{A\sqrt{X^2 + \xi^2}} \right) \right. \right. \\ \left. \left. + B \sin^{-1} \left(\frac{1}{\sqrt{X^2 + \xi^2}} \right) - \frac{\pi \cdot A}{2} \right] \right\} \quad (2.8)$$

A integração da equação (7) é feita através de um programa computacional mostrado nos fluxogramas (1) e (2) e como resposta as figuras (6) e (7).

- Determinação F_{1-M} , F_{2-M} , F_{3-M} , F_{4-M}

$$F_{1-M} = F_{2-M} \quad (2.9)$$

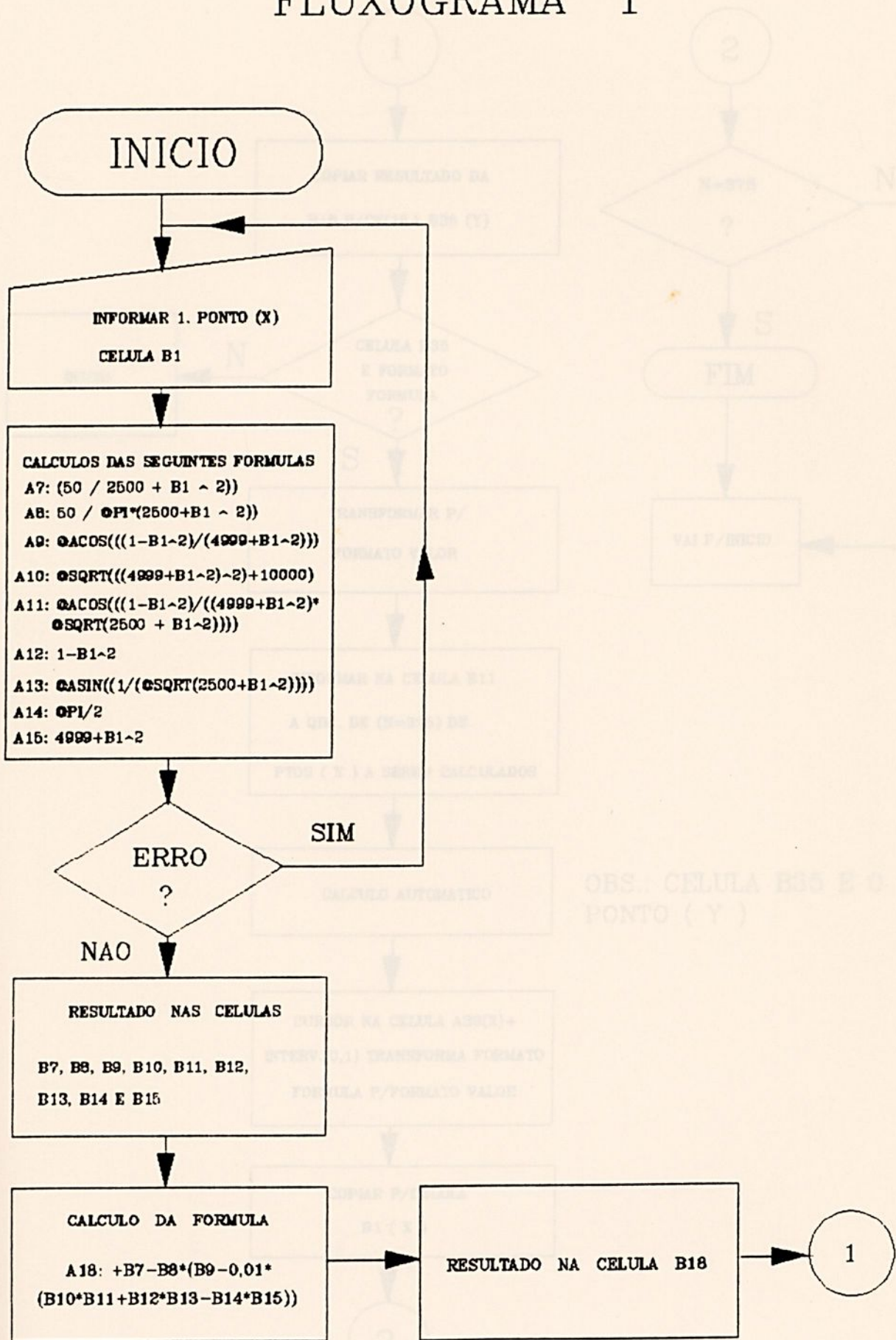
$$F_{3-M} = F_{4-M} \quad (2.10)$$

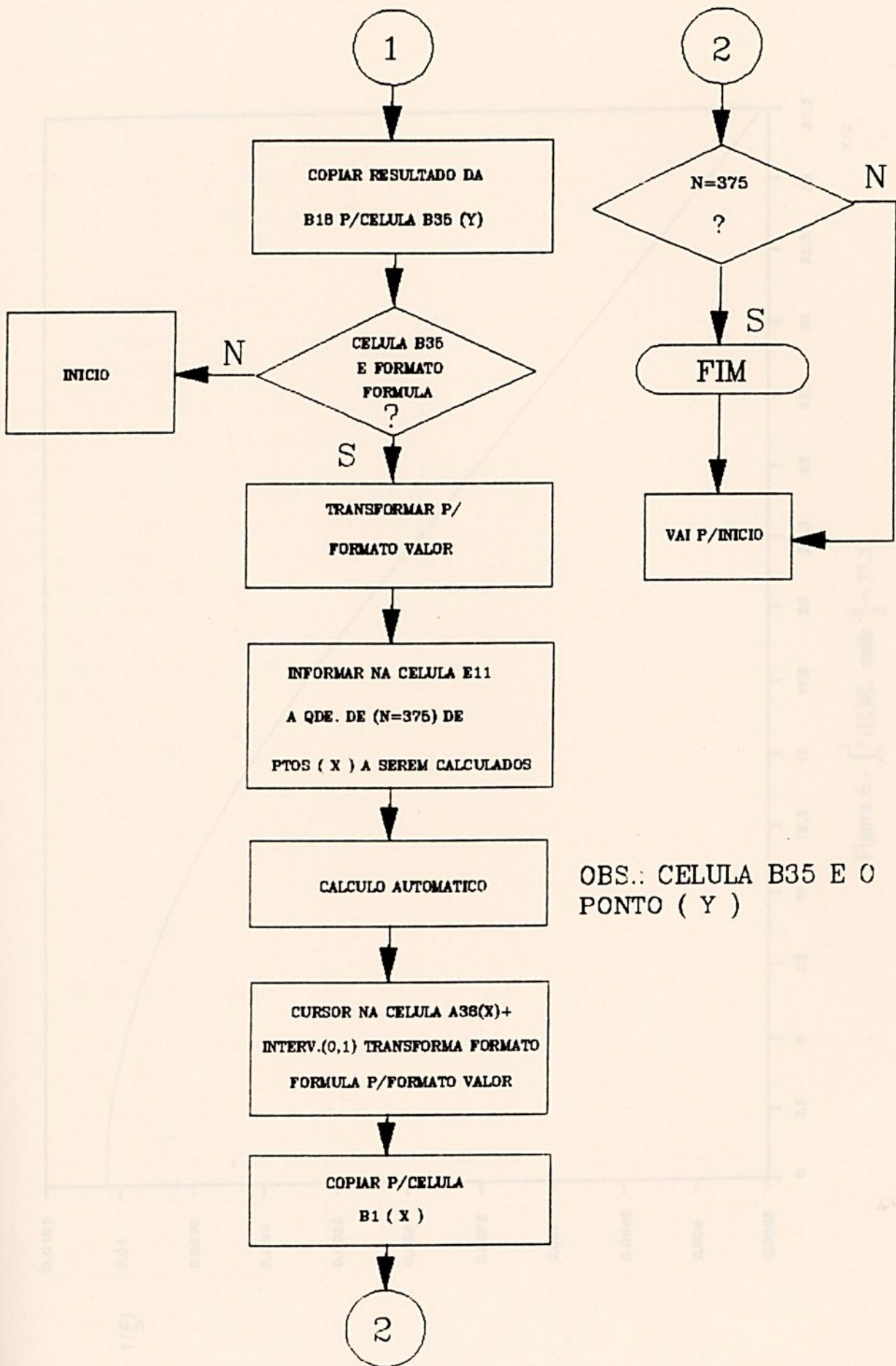
. Relação de Reciprocidade

$$A_M F_{M-1} = A_1 F_{1-M} \quad \therefore A_M F_{M-2} = A_2 F_{2-M} \\ F_{M-1} = F_{M-2} \quad (2.11)$$

$$A_M F_{M-3} = A_3 F_{3-M} \quad \therefore A_M F_{M-4} = A_4 F_{4-M} \\ F_{M-3} = F_{M-4} \quad (2.12)$$

FLUXOGRAMA 1





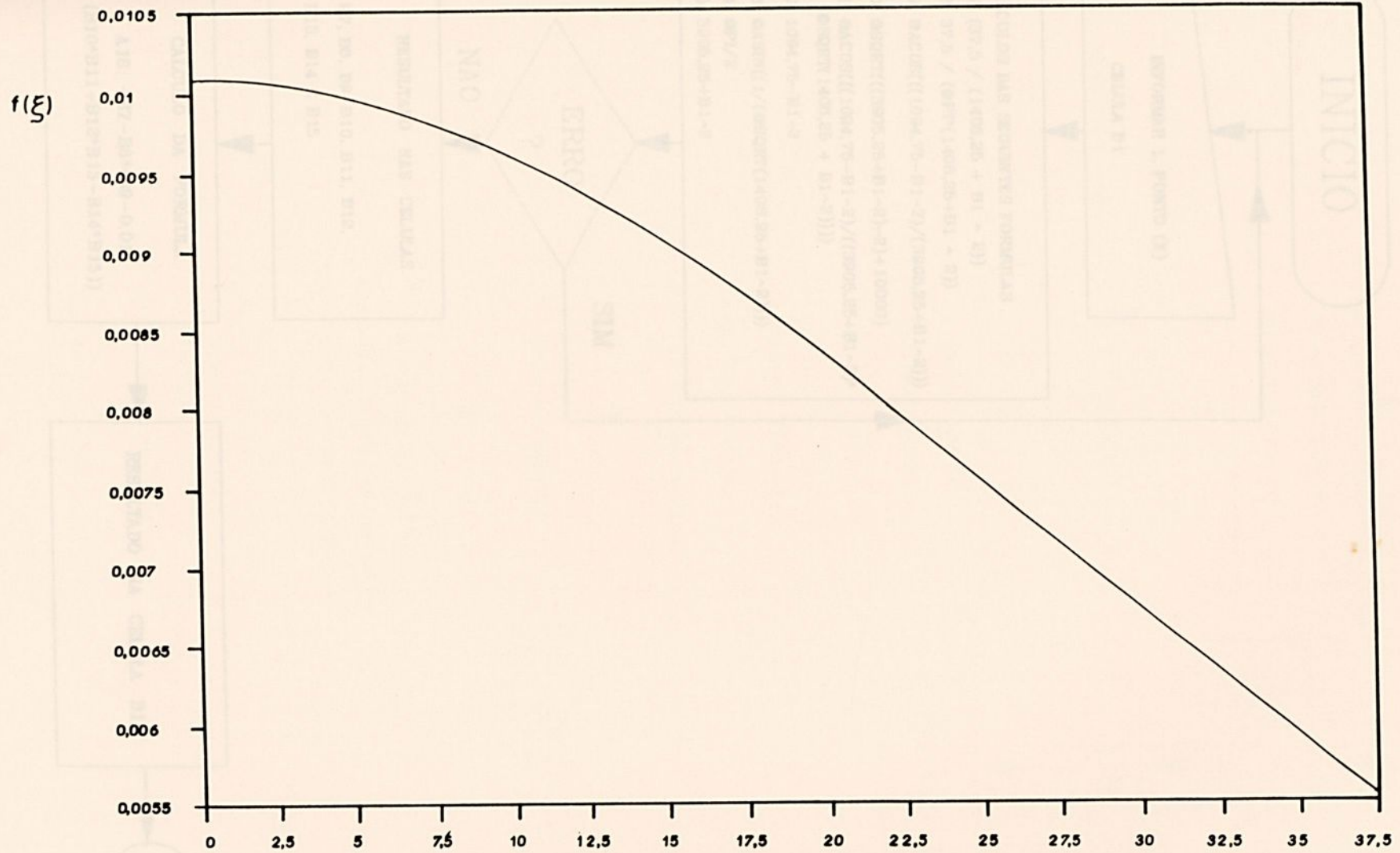


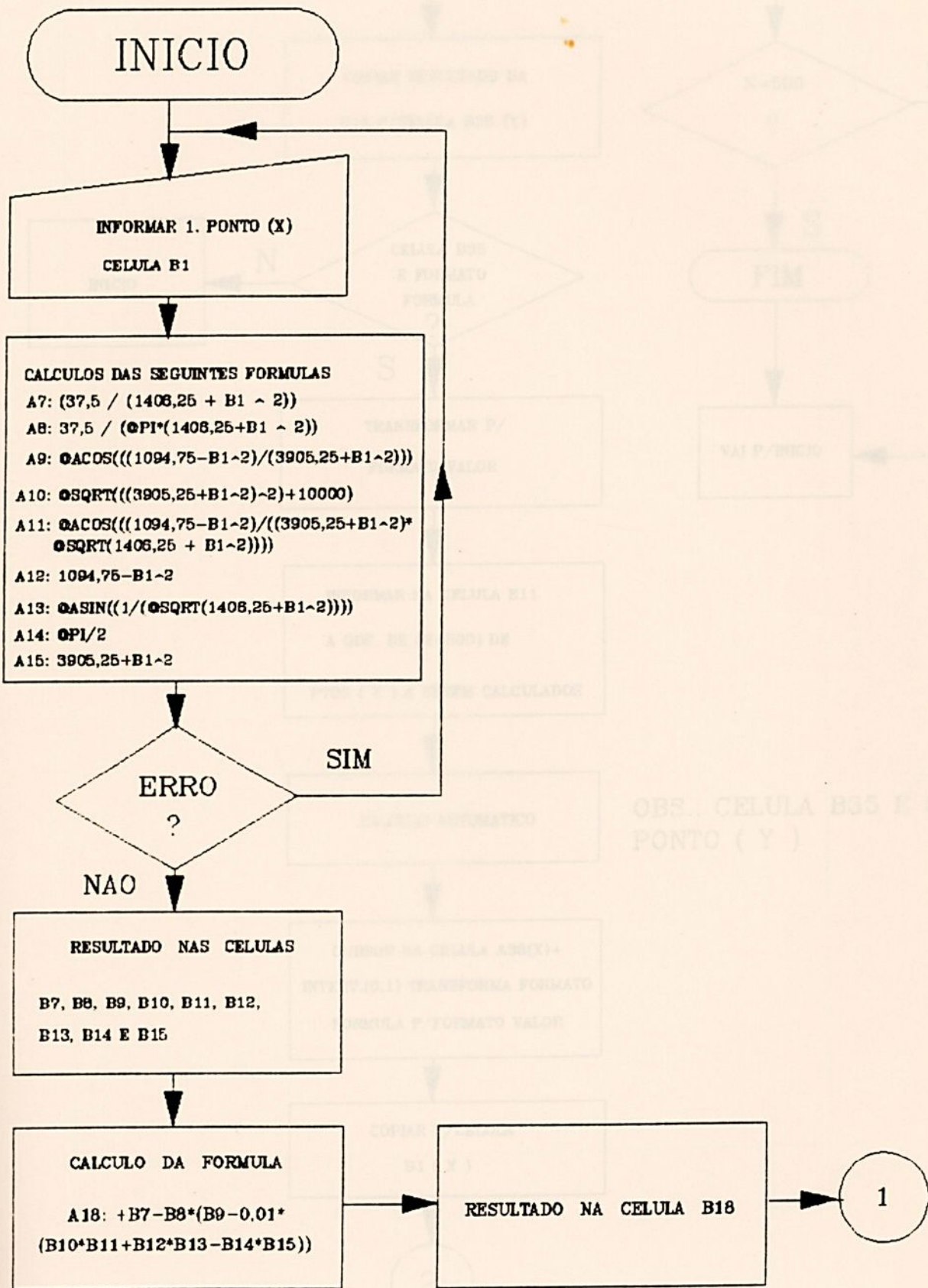
Figura 6 - $\int_0^{\frac{y}{2}} f(\xi) d\xi$, onde $\frac{y}{2} = 37,5$

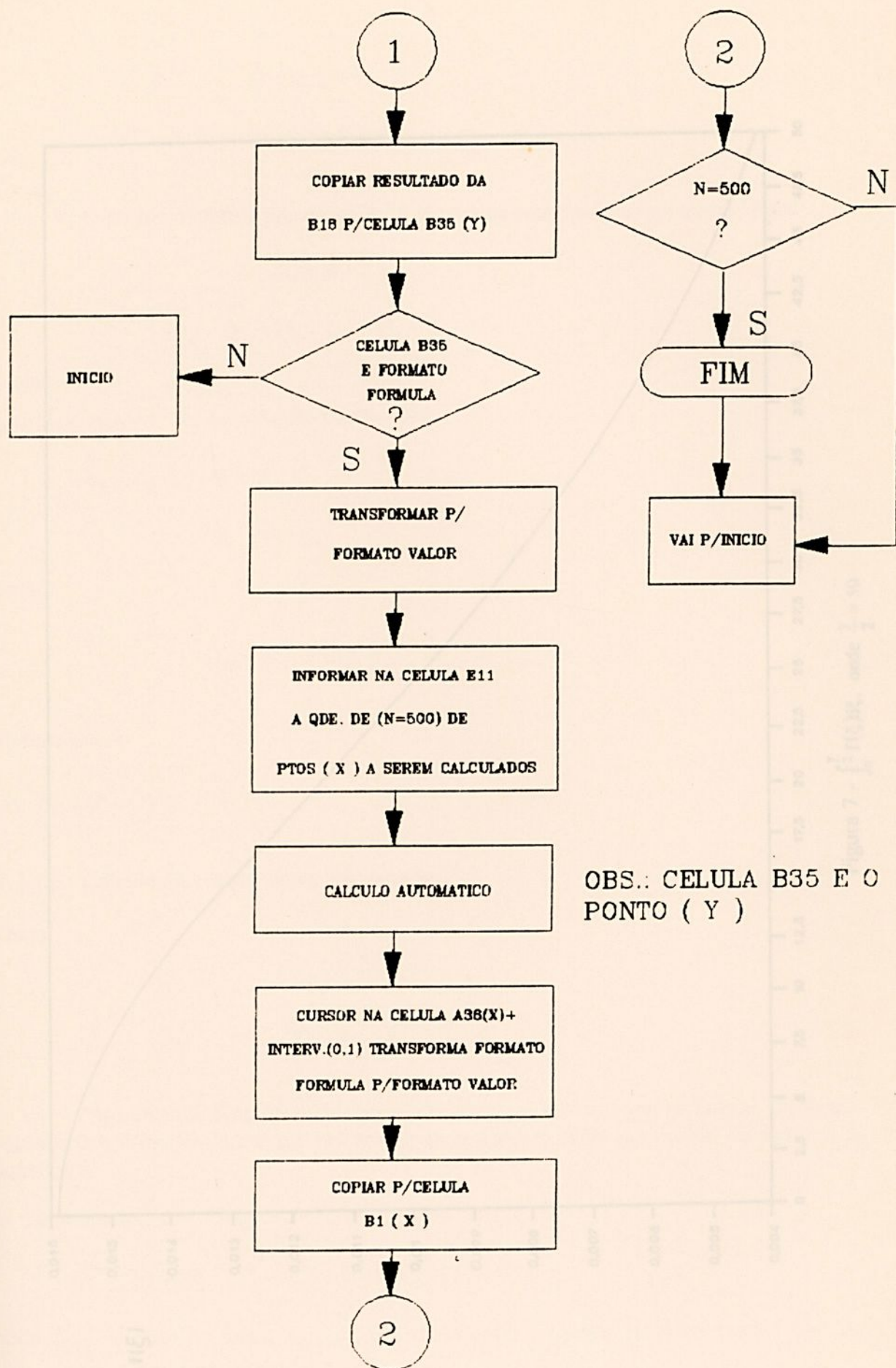
Y/2



FLUXOGRAMA 2

FLUXOGRAMA 2





f(ξ)

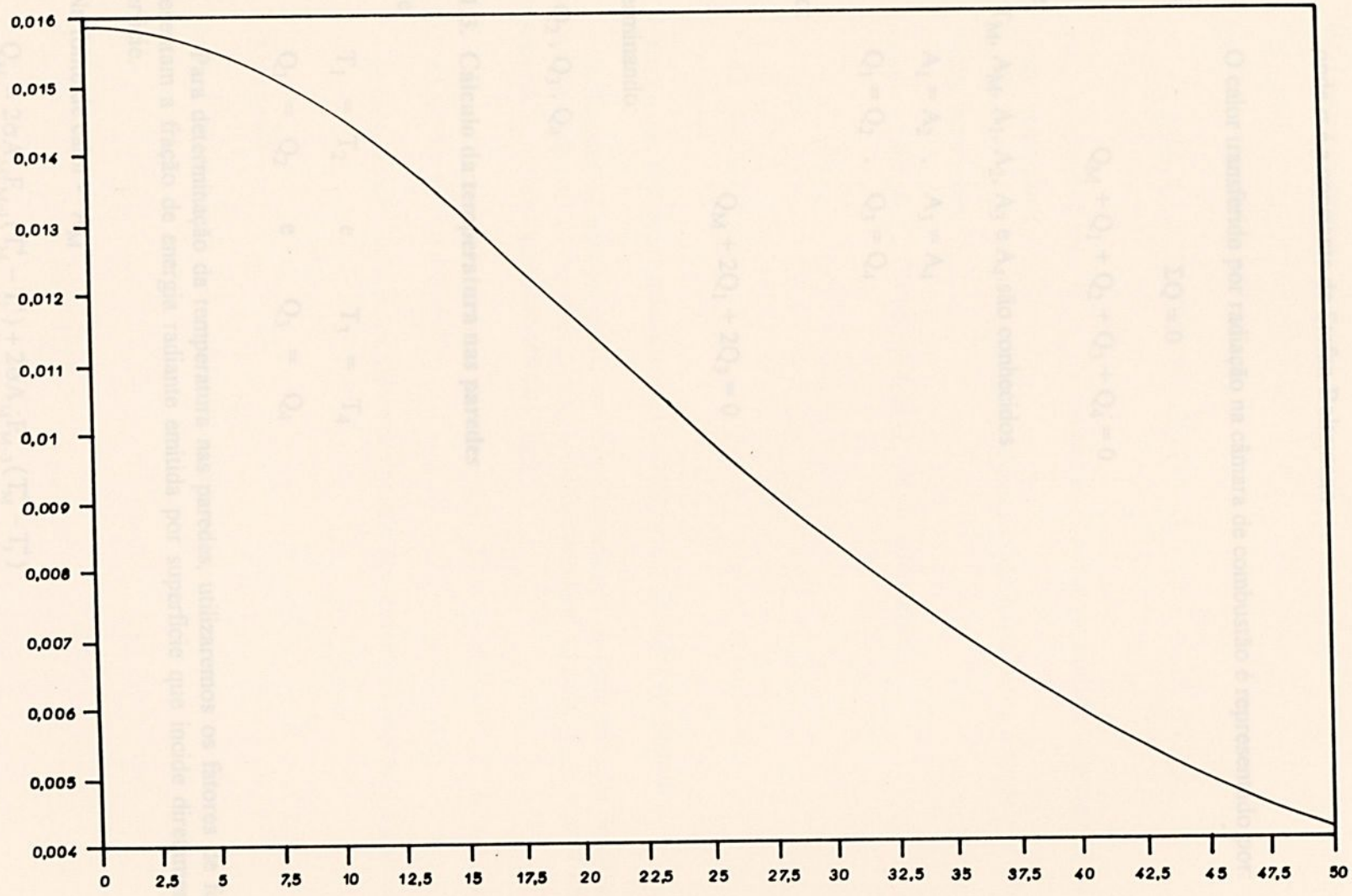


Figura 7 - $\int_0^y f(\xi)d\xi$, onde $\frac{y}{2} = 50$



2.2.1.2. Cálculo do Calor por Radiação

Dado por:

$$Q = \sigma \cdot A \cdot T^4 \quad (2.13)$$

onde σ é a constante de Stefan-Boltzmann

O calor transferido por radiação na câmara de combustão é representado por:

$$\Sigma Q = 0 \quad (2.14)$$

$$Q_M + Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 = 0 \quad (2.15)$$

onde

$Q_M, T_M, A_M, A_1, A_2, A_3$ e A_4 são conhecidos

e;

$$A_1 = A_2 \quad , \quad A_3 = A_4$$

$$Q_1 = Q_2 \quad , \quad Q_3 = Q_4$$

então:

$$Q_M + 2Q_1 + 2Q_3 = 0 \quad (2.16)$$

Determinando:

$$Q_1, Q_2, Q_3, Q_4$$

2.2.1.3. Cálculo da temperatura nas paredes

Onde:

$$T_1 = T_2 \quad e \quad T_3 = T_4$$

$$Q_1 = Q_2 \quad e \quad Q_3 = Q_4$$

Para determinação da temperatura nas paredes, utilizaremos os fatores de forma. Estes, representam a fração de energia radiante emitida por superfície que incide diretamente na outra superfície.

a- Na fonte de calor - " A_M "

$$Q_M = 2\sigma A_M F_{M-1} (T_M^4 - T_1^4) + 2\sigma A_M F_{M-3} (T_M^4 - T_3^4) \quad (2.17)$$

onde: F_{M-1} → fator de forma $F_{A_M-A_1}$, é a razão entre a energia radiante emitida por " A_M " que incide diretamente sobre " A_1 ".

F_{M-3} → fator de forma $F_{A_M-A_3}$, é a razão entre a energia radiante emitida por " A_M " que incide diretamente sobre " A_3 ".

b- Na parede - " $A_1 = A_2$ "

$$Q_1 = \sigma \cdot A_1 \cdot F_{1-M} (T_1^4 - T_M^4) + 2\sigma A_1 F_{1-3} (T_1^4 - T_3^4) \quad (2.18)$$

onde: $F_{1-M} \rightarrow$ fator de forma $F_{A_1-A_M}$, é a razão entre a energia radiante emitida por "A₁" que incide diretamente sobre "A_M".

$F_{1-3} \rightarrow$ fator de forma $F_{A_1-A_3}$, é a razão entre a energia radiante emitida por "A₁" que incide diretamente sobre "A₃".

c- Na parede - "A₃ = A₄"

$$Q_3 = \sigma A_3 F_{3-M} (T_3^4 - T_M^4) + 2\sigma A_3 F_{3-1} (T_3^4 - T_1^4) \quad (2.19)$$

onde: $F_{3-M} \rightarrow$ fator de forma $F_{A_3-A_M}$, é a razão entre a energia radiante emitida por "A₃" que incide diretamente sobre "A_M".

$F_{3-1} \rightarrow$ fator de forma $F_{A_3-A_1}$, é a razão entre a energia radiante emitida por "A₃" que incide diretamente sobre "A₁".

Substituindo a equação (2.18) na equação (2.19), determinamos:

$$T_1 = T_2$$

$$T_3 = T_4$$

2.3. Cálculo das temperaturas externa e interface nas paredes da fornalha.

A fornalha de paredes planas verticais é constituída de duas camadas de tijolos refratários. A camada interna (A) de espessura (ΔX_A) e condutividade térmica (K_A), e uma camada (B) de espessura (ΔX_B) e condutividade térmica (K_B).

As temperaturas internas das paredes $T_1 = T_2$ e $T_3 = T_4$ e os fluxos de calor $Q_1 = Q_2$ e $Q_3 = Q_4$ são conhecidos.

O único mecanismo de transferência de calor que envolve o processo é a condução [5] [6].

2.3.1. Condução

a - 1ª etapa - Calculam-se as resistências térmicas para os dois materiais.

$$R_A = \frac{\Delta X_A}{K_A} \quad (2.20)$$

$$R_B = \frac{\Delta X_B}{K_B} \quad (2.21)$$

$$R_T = R_A + R_B \quad (2.22)$$

b- 2ª etapa - Equações de Fourier



$$\frac{Q}{A} = \frac{T - T_p}{R_T} \quad (2.23)$$

$$\frac{Q}{A} = \frac{T - T_{int}}{R_A} \quad (2.24)$$

onde:

T = Temperatura interna (T_1, T_2, T_3 e T_4)

T_{int} = Temperatura da interface

T_p = Temperatura externa

c- 3ª etapa - Da equação (23), temos:

$$T_p = T - \frac{Q \cdot R_T}{A} \quad (2.25)$$

c- 4ª etapa - Igualando as equações (23) e (24), temos:

$$T_{int} = T - \frac{(T - T_p)}{R_T} \cdot R_A \quad (2.26)$$

2.4. Cálculo da transferência de calor entre a parede externa da fornalha e o meio (ar).

O modelo em estudo (figura-2) apresenta convecção natural, onde o ar em contato com a parede da fornalha é aquecido.

2.4.1. Convecção natural

São conhecidos:

$$A_1 = A_2 \quad \text{e} \quad A_3 = A_4$$

$$T_{p1} = T_{p2}, \quad T_{p3} = T_{p4} \quad \text{e} \quad T_\infty$$

onde:

A = Área da parede

T_p = Temperatura da parede

T_∞ = Temperatura do ar

Os coeficientes médios de transferência de calor na convecção natural podem ser representados pela seguinte relação funcional para uma grande variedade de situações [5].

$$\bar{Nu}_f = C(Gr_f \cdot Pr_f)^m \quad (2.27)$$

onde o índice f indica que as propriedades nos grupos adimensionais são avaliadas à temperatura de película.

$$T_f = \frac{T_\infty + T_p}{2} \quad (2.28)$$

O produto do número de Grashof pelo número de Prandtl é chamado de Rayleigh.

$$Ra = Gr Pr = \frac{g \cdot \beta (T_p - T_\infty) \cdot X^3}{\nu^2} \cdot Pr \quad (2.29)$$

onde: g = aceleração da gravidade

$\beta = \frac{1}{T_r}$, coeficiente de expansão volumétrica

X = Superfície da parede da fornalha

Pr = número de Prandtl

ν = viscosidade cinemática

Churchill e Chu [5], apresentaram uma relação mais complexa, aplicáveis a faixas mais largas dos valores do número de Rayleigh

$$\bar{Nu}^{1/2} = 0,825 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{[1 + (0,492 / Pr)^{9/16}]^{8/27}} \quad \text{para } 10^{-1} < Ra_L < 10^{12} \quad (2.30)$$

onde:

Nu = Número de Nusselt

K = Coef. Condutividade térmica

O coeficiente de transferência de calor (\bar{h}) é calculado em função do Número de Nusselt para uma temperatura da parede constante.

$$\bar{h} = \frac{Nu \cdot K}{X} \quad (2.31)$$

O calor perdido ao Ambiente é dado por:

$$q = \bar{h} \cdot A \cdot (T_p - T_\infty) \quad (2.32)$$

RESULTADOS E DISCUSSÕES

3.1. Seleção do Modelo Teórico

O modelo teórico em estudo (Figura 2) é uma fornalha de forma geométrica retangular. O modelo é composto de uma fonte de calor no centro da câmara de combustão e as paredes possuem 02 (duas) camadas de tijolo refratário distintas.

São conhecidas as dimensões da câmara de combustão, fonte de calor e paredes, e também a temperatura da fonte de calor (Tabela 3.1).

Na escolha dos materiais para teste do modelo físico (figura 2), objetivou-se uma aproximação de situações que possam ser encontradas na prática e também uma adequação as hipóteses feitas no equacionamento matemático.

h (m)	w (m)	d_{tij} (m ²)	$A_1 = A_2$ (m ²)	$A_3 = A_4$ (m ²)	A_{tij} (m ²)	K_a (w/m ² C)	K_p (w/m ² C)	T_{f}° (°C)
1,5	2,0	0,02	1,5	2,0	0,06283	1,37	1,04	1.100

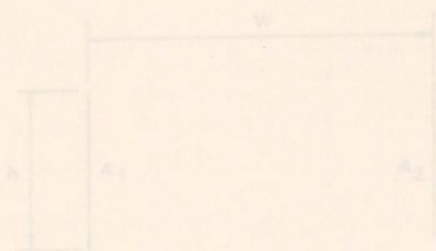
Tabela 3.1 - Dimensões, especificações e temperatura da fonte de calor

CAPÍTULO 3

3.2. Determinação dos fatores de forma

3.2.1. Entre duas superfícies planas paralelas - Howell [3]

a) Cálculo $F_{1,2} = F_{2,1}$



De acordo com a Eq. (2.1), temos

$$F_{1,2} = F_{2,1} = \sqrt{1 + H^2} - H$$

$$H = \frac{w}{h}$$

Figura 3

$$H = \frac{w}{h} = \frac{2,0}{1,5} = 1,333$$

$$F_{1,2} = F_{2,1} = \sqrt{1 + 1,333^2} - 1,333$$

$$F_{1,2} = F_{2,1} = 0,3333$$

CAPÍTULO 3

RESULTADOS E DISCUSSÕES

3.1. Seleção do Modelo Teórico

O modelo teórico em estudo (Figura 2) é uma fornalha de forma geométrica retangular. O modelo é composto de uma fonte de calor no centro da câmara de combustão e as paredes possuem 02 (duas) camadas de tijolo refratário distintas.

São conhecidas as dimensões da câmara de combustão, fonte de calor e paredes, e também a temperatura da fonte de calor (Tabela 3.1).

Na escolha dos materiais para teste do modelo físico (figura 2), objetivou-se uma aproximação de situações que possam ser encontradas na prática e também uma adequação às hipóteses feitas no equacionamento matemático.

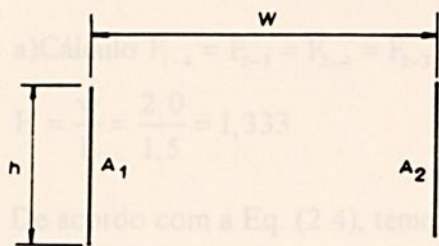
h (m)	w (m)	d_M (m ²)	$A_1 = A_2$ (m ²)	$A_3 = A_4$ (m ²)	A_M (m ²)	K_A (w/m ⁰ C)	K_B (w/m ⁰ C)	T_M (⁰ C)
1,5	2,0	0,02	1,5	2,0	0,06283	1,37	1,04	1.100

Tabela 3.1 - Dimensões, especificações e temperatura da fornalha

3.2. Determinação dos fatores de forma

3.2.1. Entre duas superfícies planas paralelas - Howell [2]

a) Cálculo $F_{1-2} = F_{2-1}$



De acordo com a Eq. (2.1), temos:

$$F_{1-2} = F_{2-1} = \sqrt{1+H^2} - H$$

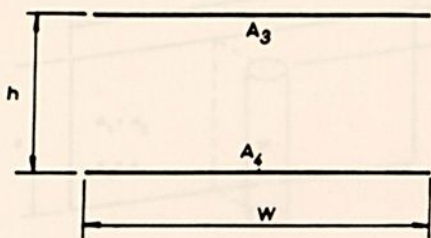
$$H = \frac{w}{h}$$

Figura 3

$$H = \frac{w}{h} = \frac{2,0}{1,5} = 1,333$$

$$F_{1-2} = F_{2-1} = \sqrt{1+1,333^2} - 1,333$$

$$F_{1-2} = F_{2-1} = 0,3333$$

3.2.3. b) Cálculo $F_{3-4} = F_{4-3}$, uma retangular e uma cilíndrica, paralelas - Sparrow [3]

De acordo com Eq. (2.1), temos:

$$F_{3-4} = F_{4-3} = \sqrt{1+H^2} - H$$

$$H = \frac{h}{w}$$

Figura 3

$$H = \frac{h}{w} = \frac{1,5}{2,0} = 0,75$$

$$F_{3-4} = F_{4-3} = \sqrt{1+0,75^2} - 0,75$$

$$F_{3-4} = F_{4-3} = 0,5$$

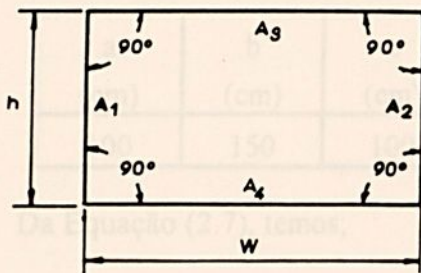
3.2.2. Entre duas superfícies planas ligadas por um ângulo de 90° - Howell [2]

Figura 4

a) Cálculo $F_{1-4} = F_{1-3} = F_{2-4} = F_{2-3}$

$$H = \frac{w}{h} = \frac{2,0}{1,5} = 1,333$$

De acordo com a Eq. (2.4), temos;

$$F_{1-4} = F_{1-3} = F_{2-4} = F_{2-3} = \frac{1}{2} [1+H - \sqrt{1+H^2}]$$

$$F_{1-4} = F_{1-3} = F_{2-4} = F_{2-3} = 0,3333$$

b) Cálculo $F_{3-1} = F_{3-2} = F_{4-1} = F_{4-2}$

$$H = \frac{h}{w} = \frac{1,5}{2,0} = 0,75$$

De acordo com a Eq. (2.4), temos;

$$F_{3-1} = F_{3-2} = F_{4-1} = F_{4-2} = \frac{1}{2} [1+H - \sqrt{1+H^2}]$$

$$F_{3-1} = F_{3-2} = F_{4-1} = F_{4-2} = 0,25$$

3.2.3. Entre duas superfícies, uma retangular e uma cilíndrica, paralelas - Sparrow [3]

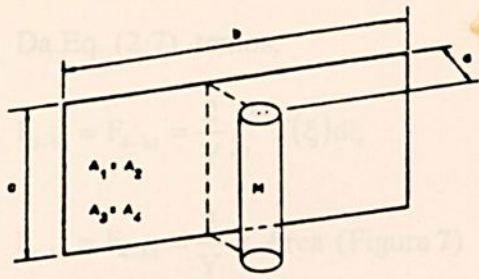


Figura 5

Configuração: $X = a/d$, $Y = b/d$, $Z = c/d$

$$A = Z^2 + X^2 + \xi - 1 \quad , \quad B = Z^2 - X^2 - \xi + 1$$

De acordo com a Eq. (2.8), temos;

$$f(\xi) = \frac{X}{X^2 + \xi^2} - \frac{X}{\pi(X^2 + \xi^2)} \left\{ \cos^{-1} \frac{B}{A} - \frac{1}{2Z} \left[\sqrt{A^2 + 4Z^2} \cos^{-1} \left(\frac{B}{A\sqrt{X^2 + \xi^2}} \right) + B \sin^{-1} \left(\frac{1}{\sqrt{X^2 + \xi^2}} \right) - \frac{\pi A}{2} \right] \right\}$$

a) Cálculo $F_{1-M} = F_{2-M}$ e $F_{M-1} = F_{M-2}$

a (cm)	b (cm)	c (cm)	d (cm)	X	Y	Z
100	150	100	2	50	75	50

Da Equação (2.7), temos;

$$F_{1-M} = F_{2-M} = \frac{2}{Y} \int_0^Y f(\xi) d\xi$$

$$F_{1-M} = F_{2-M} = \frac{2}{Y} \times \text{Área (Figura 6)}$$

$$F_{1-M} = F_{2-M} = \frac{2 \times 0,30986}{75}$$

$$F_{1-M} = F_{2-M} = 0,0082629$$

• Relação de Reciprocidade

$$A_M F_{M-1} = A_1 F_{1-M} \quad \therefore \quad A_M F_{M-2} = A_2 F_{2-M}$$

$$F_{M-1} = F_{M-2} = \frac{1,5 \times 0,0082629}{0,06283}$$

$$F_{M-1} = F_{M-2} = 0,197269$$

b) Cálculo $F_{3-M} = F_{4-M}$ e $F_{M-3} = F_{M-4}$

a (cm)	b (cm)	c (cm)	d (cm)	X	Y	Z
75	200	100	2	37,5	100	50

Da Eq. (2.7), temos;

$$F_{3-M} = F_{4-M} = \frac{2}{Y} \int_0^{Y/2} f(\xi) d\xi$$

$$F_{3-M} = F_{4-M} = \frac{2}{Y} \times \text{Área (Figura 7)}$$

$$F_{3-M} = F_{4-M} = \frac{2 \times 0,50483}{100}$$

$$F_{3-M} = F_{4-M} = 0,0100966$$

•Relação de Reciprocidade

$$A_M \cdot F_{M-3} = A_3 F_{3-M} \quad \therefore \quad A_M \cdot F_{M-4} = A_4 F_{4-M}$$

$$F_{M-3} = F_{M-4} = \frac{2 \times 0,0100966}{0,06283}$$

$$F_{M-3} = F_{M-4} = 0,321394238$$

3.3. Cálculo do calor transferido por radiação

Na Eq. (2.13), temos;

$$Q = \sigma \cdot A \cdot T^4$$

$$\text{onde: } \sigma = 5,669 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$$

Na Eq. (2.15), temos;

$$Q_M + Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 = 0$$

$$\text{onde: } Q_1 = Q_2 \quad , \quad Q_3 = Q_4$$

$$A_1 = A_2 \quad , \quad A_3 = A_4$$

Na Eq. (2.16), temos;

$$Q_M + 2Q_1 + 2Q_3 = 0$$

Dividindo a equação (2.16) por A_M , temos:

$$\frac{Q_M}{A_M} + 2 \frac{Q_1}{A_M} + 2 \frac{Q_3}{A_M} = 0 \quad (3.1)$$

$$\text{onde: } A_M = \frac{A_1}{23,874} \quad (3.2)$$

$$\text{onde: } A_M = \frac{A_3}{31,832} \quad (3.3)$$

Substituindo as equações (3.2) e (3.3) em (3.1):

$$\frac{Q_M}{A_M} + 47,748 \times \frac{Q_1}{A_1} + 63,664 \times \frac{Q_3}{A_3} = 0 \quad (3.4)$$

$$\text{onde: } \frac{Q_3}{A_3} = \frac{Q_1}{A_1} \quad (3.5)$$

a) Cálculo do calor transferido por radiação - " Q_M "

$$\frac{Q_M}{A_M} = \sigma \cdot T_M^4 \quad (3.6)$$

$$\frac{Q_M}{A_M} = 201.459,90 \quad \text{W/m}^2$$

$$Q_M = 12.657,72 \text{ w}$$

b) Cálculo do calor transferido por radiação - " $Q_1 = Q_2$ " e " $Q_3 = Q_4$ "

Substituindo a equação (3.5) na equação (3.4), temos:

$$\frac{Q_M}{A_M} = -111,412 \frac{Q_3}{A_3} \quad (3.7)$$

$$\text{onde: } \frac{Q_3}{A_3} = \frac{Q_1}{A_1} = -1808,24 \quad \text{w/m}^2$$

$$Q_1 = Q_2 = -2.712,37 \quad \text{w}$$

$$Q_3 = Q_4 = -3.616,49 \quad \text{w}$$

3.4. Cálculo das temperaturas nas paredes - " T_1, T_2, T_3 e T_4 "

Como a fonte de calor (M) está colocada no centro da câmara de combustão,

$$\begin{aligned} \text{então: } T_1 &= T_2 & \text{e} & T_3 = T_4 \\ Q_1 &= Q_2 & \text{e} & Q_3 = Q_4 \end{aligned}$$

Na Eq. (2.19), temos;

$$Q_3 = \sigma \cdot A_3 F_{3-M} (T_3^4 - T_M^4) + 2\sigma A_3 F_{3-1} (T_3^4 - T_1^4)$$

Substituindo os valores de F_{3-M} e F_{3-1} na equação (2.19), temos:

$$3.983.376.422 = 0,5100966 T_3^4 - 0,5 T_1^4 \quad (3.8)$$

Na Eq. (2.18), temos;

$$Q_1 = \sigma \cdot A_1 F_{1-M} (T_1^4 - T_M^4) + 2\sigma A_1 F_{1-3} (T_1^4 - T_3^4)$$

Substituindo os valores de F_{1-M} e F_{1-3} na equação (2.18), temos:

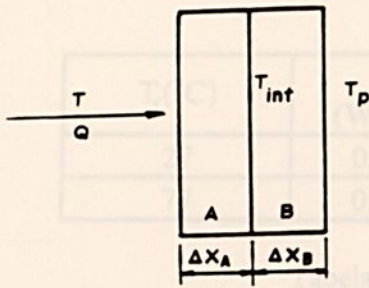
$$-2.533.064.513 = 0,6748629 T_1^4 - 0,6666 T_3^4 \quad (3.9)$$

Substituindo a equação (3.8) na equação (3.9), temos:

$$T_1 = T_2 = 594,07 \quad \text{ou} \quad 321,07 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_3 = T_4 = 600,34 \quad \text{ou} \quad 327,34 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3.5. Cálculo das temperaturas externa e interface nas paredes



$$R_A = \frac{\Delta X_A}{K_A} \quad (2.20)$$

$$R_B = \frac{\Delta X_B}{K_B} \quad (2.21)$$

$$R_T = R_A + R_B \quad (2.22)$$

Figura 8 - Transferência calor por condução

$$T_p = T - \frac{Q \cdot R_T}{A} \quad (2.25)$$

$$T_{int} = T - \frac{(T - T_p)}{R_T} \cdot R_A \quad (2.26)$$

ΔX_A (m)	ΔX_B (m)	R_A ($m^2 \cdot ^\circ C / W$)	R_B ($m^2 \cdot ^\circ C / W$)	R_T ($m^2 \cdot ^\circ C / W$)	T_3, T_4 ($^\circ C$)	T_1, T_2 ($^\circ C$)	T_{int} ($^\circ C$)	T_p ($^\circ C$)
0,08	0,10	0,0584	0,0962	0,1546	327,34	—	221,72	47,73
0,08	0,05	0,0584	0,0481	0,1065	327,34	—	221,72	134,73
0,10	0,05	0,0730	0,0481	0,1211	327,34	—	195,31	108,32
0,10	0,10	0,0730	0,0962	0,1692	327,34	—	195,31	21,33
0,08	0,10	0,0584	0,0962	0,1546	—	321,07	215,45	41,47
0,08	0,05	0,0584	0,0481	0,1065	—	321,07	215,45	128,46
0,10	0,05	0,0730	0,0481	0,1211	—	321,07	189,04	102,05
0,10	0,08	0,0730	0,0769	0,1499	—	321,07	174,94	49,97

Tabela 3.2 - Temperaturas da interface e externa nas paredes, para diferentes espessuras

3.6. Cálculo da perda de calor entre as paredes externas da fornalha e o ar

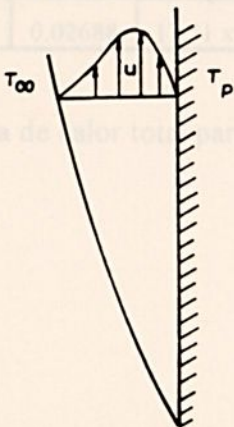


Figura 9 - Convecção Natural

onde: $T_{\infty} = 21^{\circ}\text{C}$

$T_f(^{\circ}\text{C})$	K ($\text{W}/\text{m}^{\circ}\text{C}$)	$\nu \times 10^6$ (m^2/s)	Pr
27	0,02624	16,84	0,708
77	0,03003	20,76	0,697

Tabela 3.3 - Especificações do ar [5]

$$T_f = \frac{T_{\infty} + T_p}{2} \quad (2.28)$$

$$\text{Ra} = \text{Gr Pr} = \frac{g \cdot \beta (T_p - T_{\infty})}{\nu^2} \cdot x^3 \cdot \text{Pr} \quad (2.29)$$

$$\bar{\text{Nu}}^{1/2} = 0,825 + \frac{0,387 \text{Ra}^{1/6}}{\left[1 + (0,492 / \text{Pr})^{9/16}\right]^{8/27}} \quad (2.30)$$

• O coeficiente de transferência de calor (\bar{h}) é, portanto:

$$\bar{h} = \frac{\text{Nu} \cdot K}{X}$$

• O calor perdido

$$q = \bar{h} \cdot A \cdot (T_p - T_{\infty})$$

X (m)	T_p ($^{\circ}\text{C}$)	T_f ($^{\circ}\text{C}$)	k ($\text{w}/\text{m}^{\circ}\text{C}$)	ν (m^2/s)	Pr	β (k^{-1})	GrPr	Nu	\bar{h} ($\text{w}/\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$)	q (w)
2.0	47.73	34.37	0.02680	17.42×10^{-6}	0.7064	3.25×10^{-3}	1.59×10^{10}	291.68	3.909	208.98
2.0	134.73	77.87	0.03009	20.83×10^{-6}	0.6968	2.85×10^{-3}	4.08×10^{10}	393.39	5.919	1.346.34
2.0	108.32	64.66	0.02909	19.79×10^{-6}	0.6997	2.95×10^{-3}	3.62×10^{10}	378.84	5.510	962.27
2.0	21.33	21.17	0.02580	16.38×10^{-6}	0.7093	3.4×10^{-3}	2.33×10^8	78.66	1.015	0.67
1.5	41.47	31.24	0.02656	17.17×10^{-6}	0.7071	3.29×10^{-3}	5.34×10^9	206.94	3.664	112.50
1.5	128.46	74.73	0.02986	20.58×10^{-6}	0.6975	2.88×10^{-3}	1.69×10^{10}	296.91	5.910	952.63
1.5	102.05	61.53	0.02886	19.55×10^{-6}	0.7004	2.99×10^{-3}	1.47×10^{10}	284.38	5.471	665.14
1.5	49.97	35.49	0.02688	17.51×10^{-6}	0.7061	3.24×10^{-3}	7.15×10^{10}	226.76	4.064	176.60

Tabela 3.4 - Perda de calor total para o ambiente na convecção

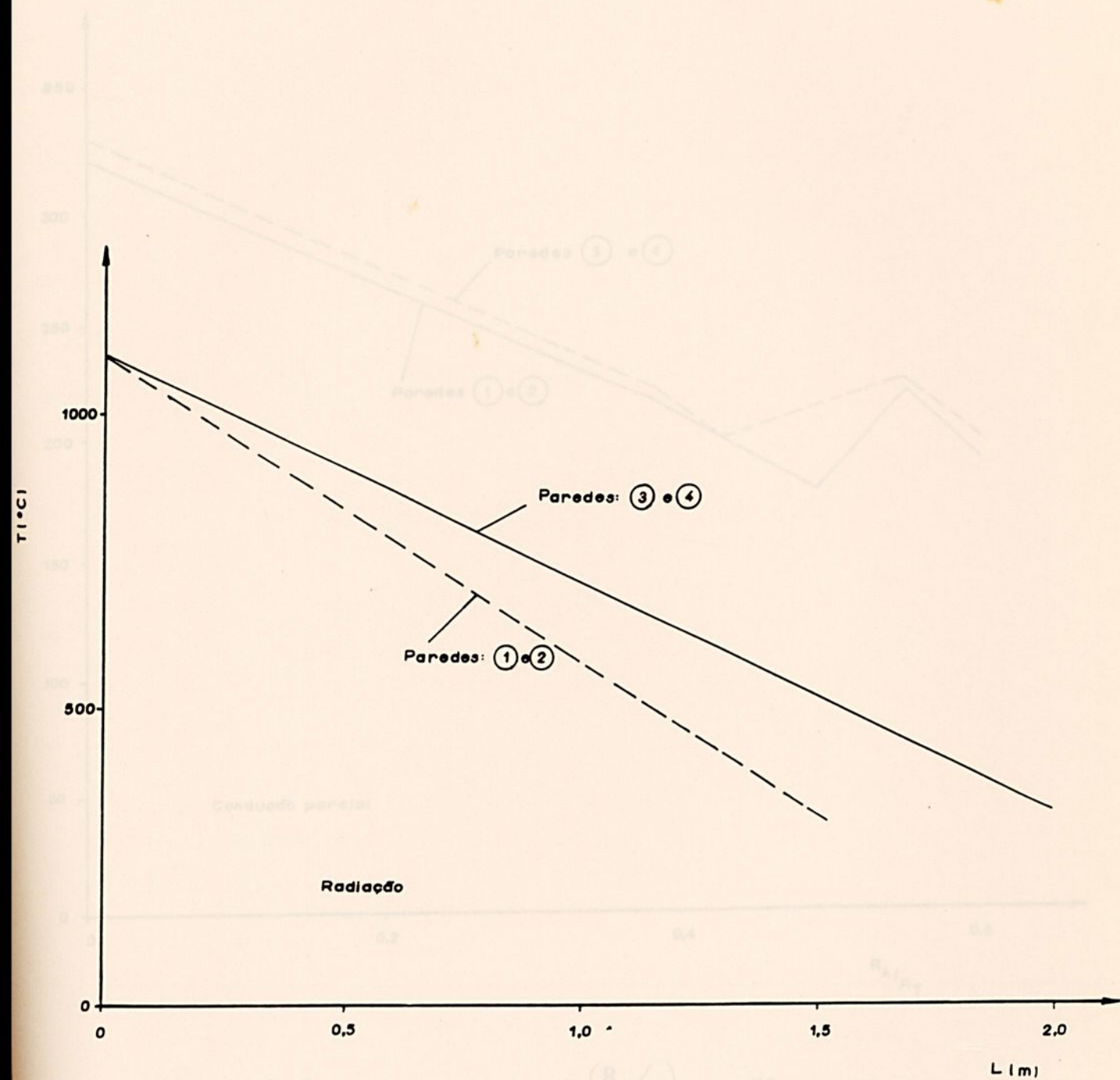


Figura 11 - Perfis de temperatura na parede $\left(\frac{R_1}{R_2}\right)$, para diferentes espessuras

Figura 10 - Variação da temperatura dentro da câmara de combustão

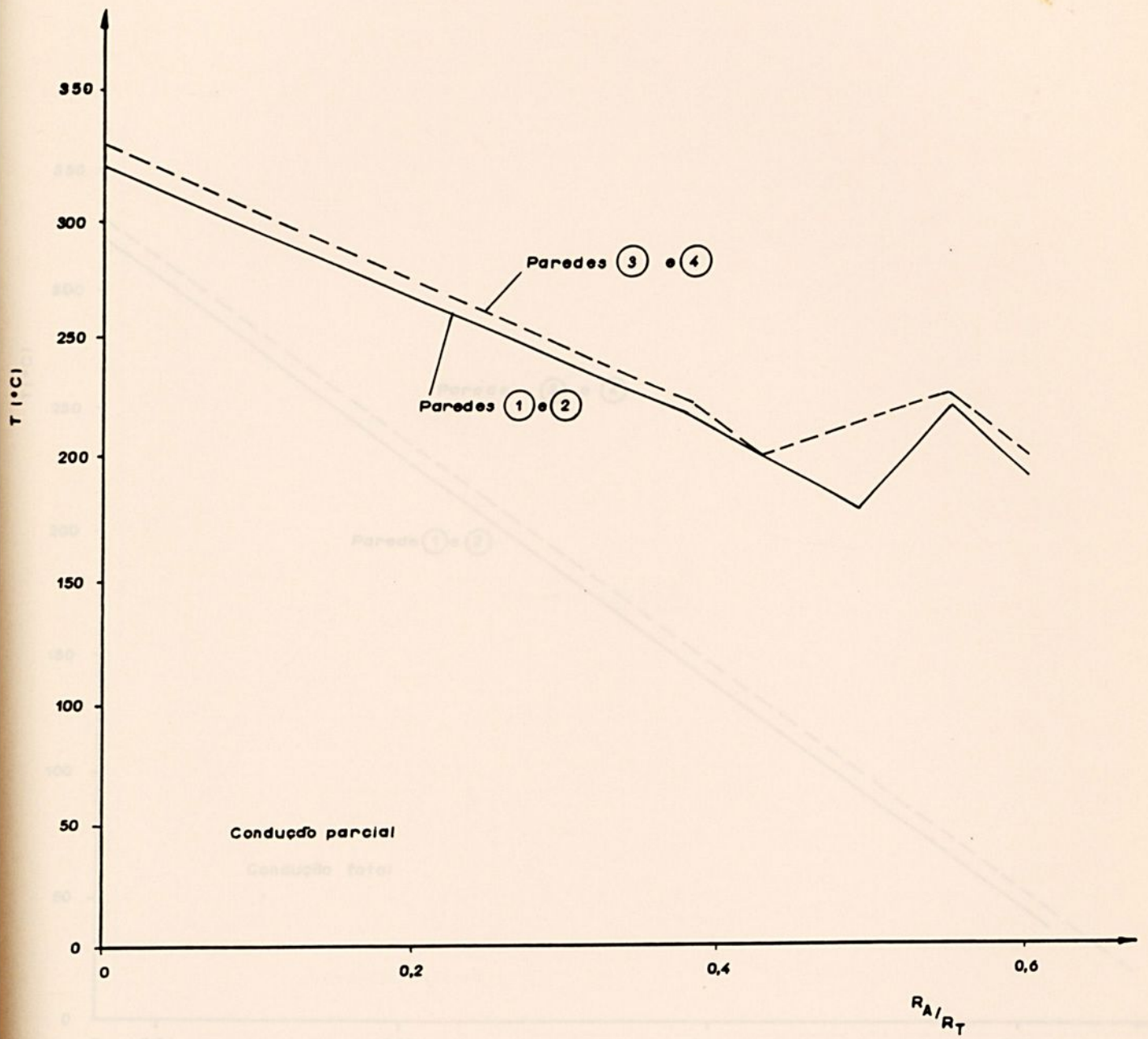


Figura 11 - Perfis de temperatura na parede $\left(\frac{R_A}{R_T}\right)$, para diferentes espessuras

Figura 12 - Perfis de temperatura nas paredes (R_A), para diferentes espessuras

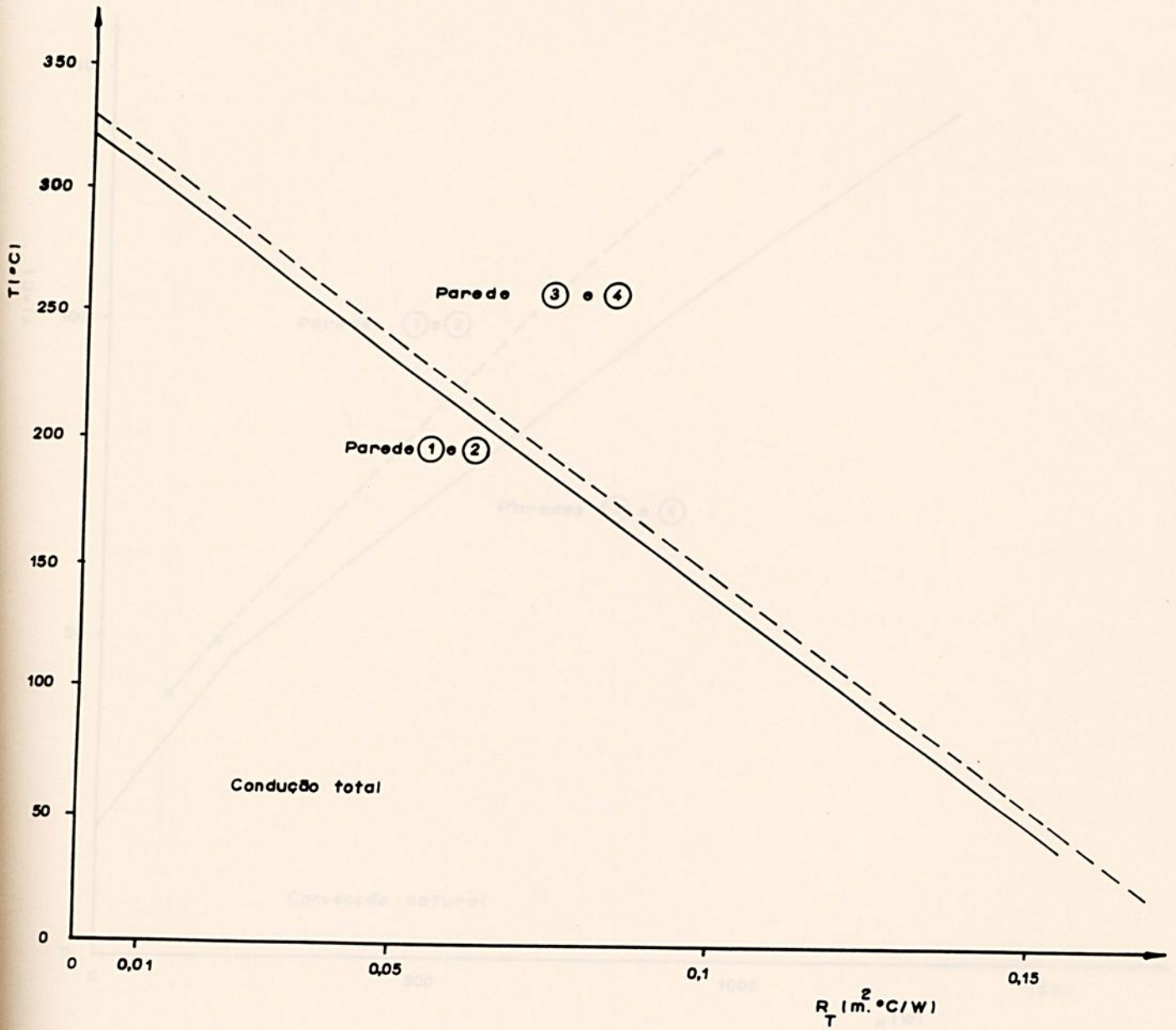


Figura 12 - Perfis de temperatura nas paredes (R_T), para diferentes espessuras

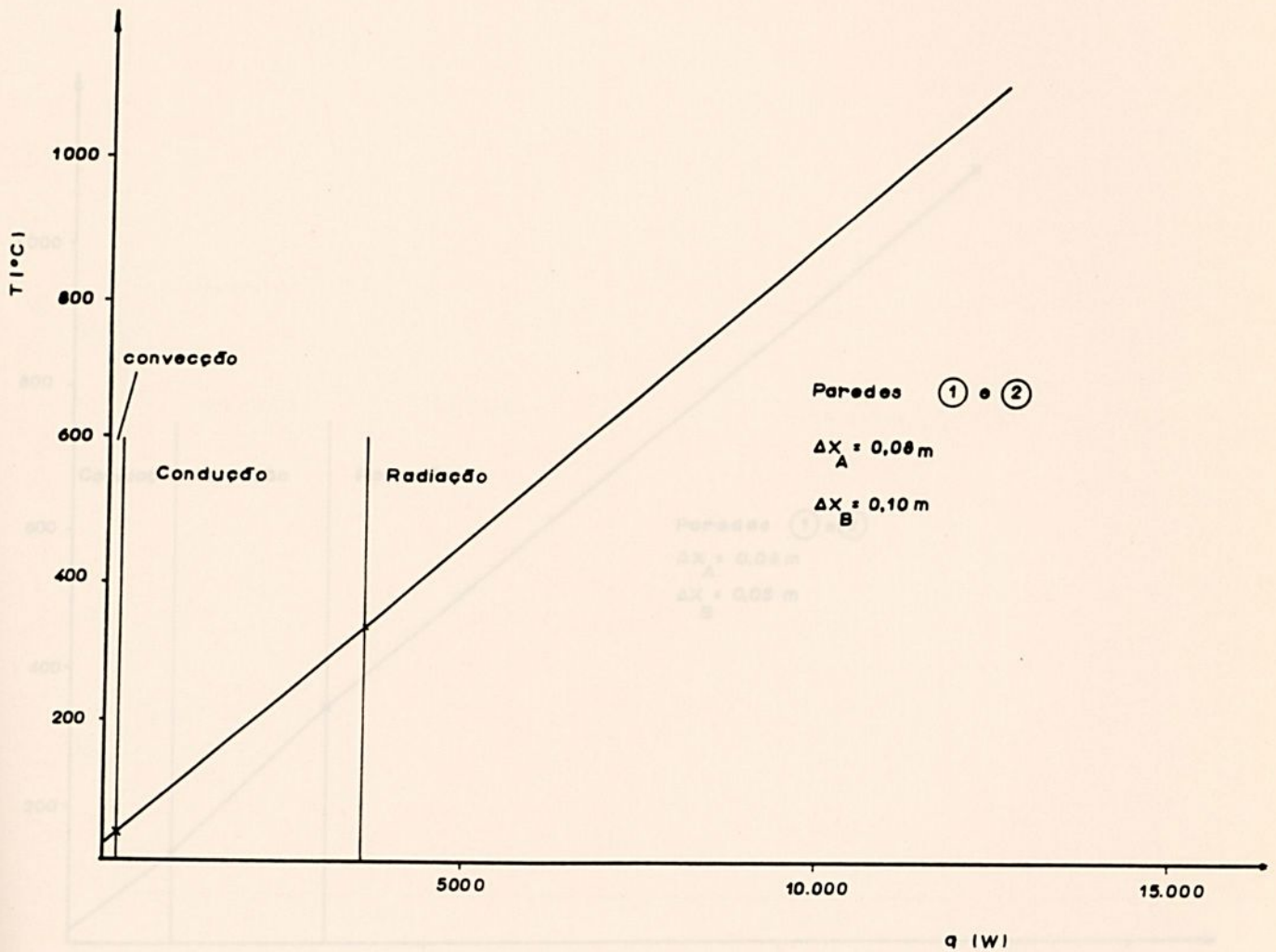


Figura 14 - Fluxo de calor em função da temperatura

Figura 15 - Fluxo de calor em função da temperatura

00 235

FACULDADE DE ENGENHARIA
 DE GUARATINGUETÁ
 BIBLIOTECA

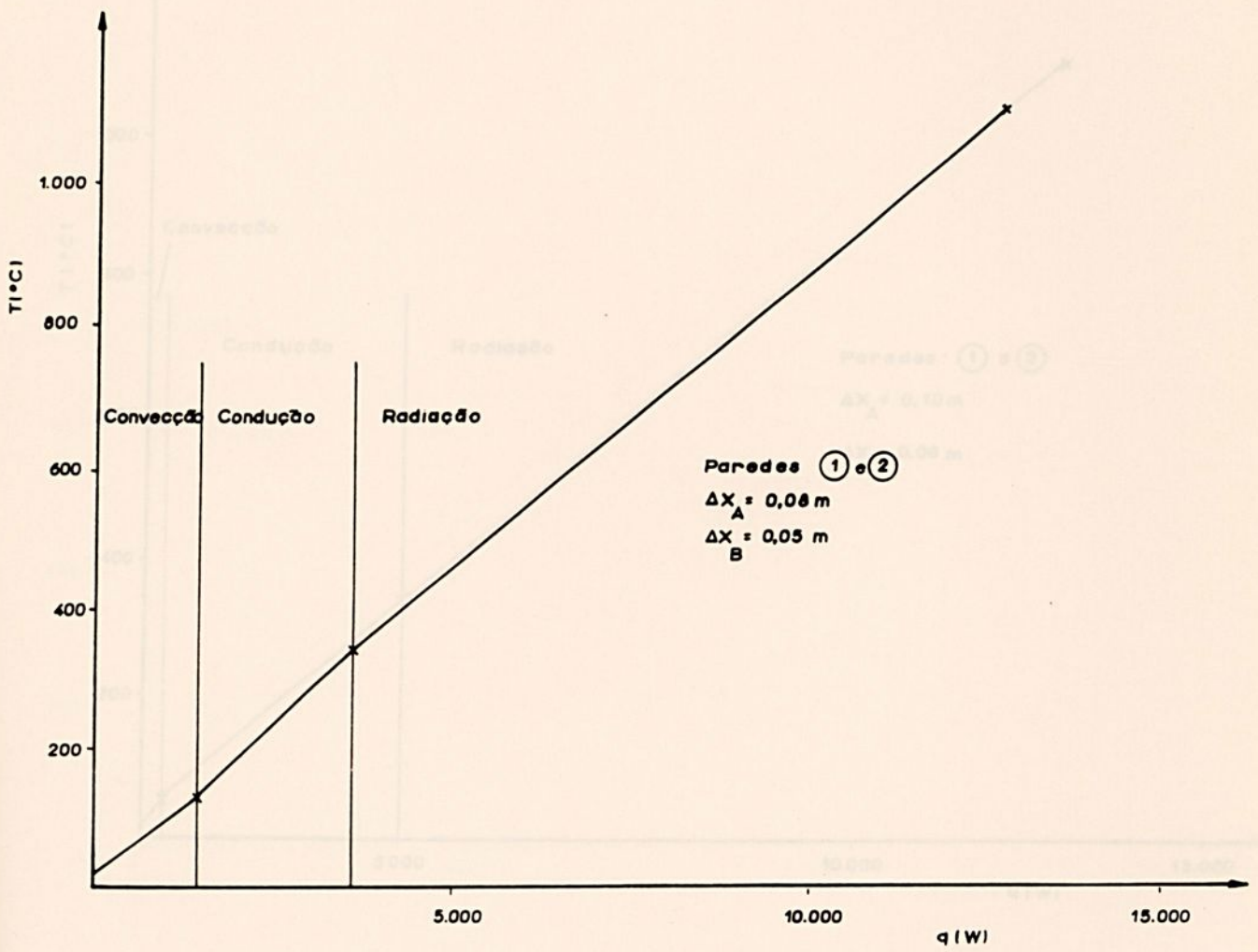


Figura 15 - Fluxo de calor em função da temperatura

Figura 15 - Fluxo de calor em função da temperatura

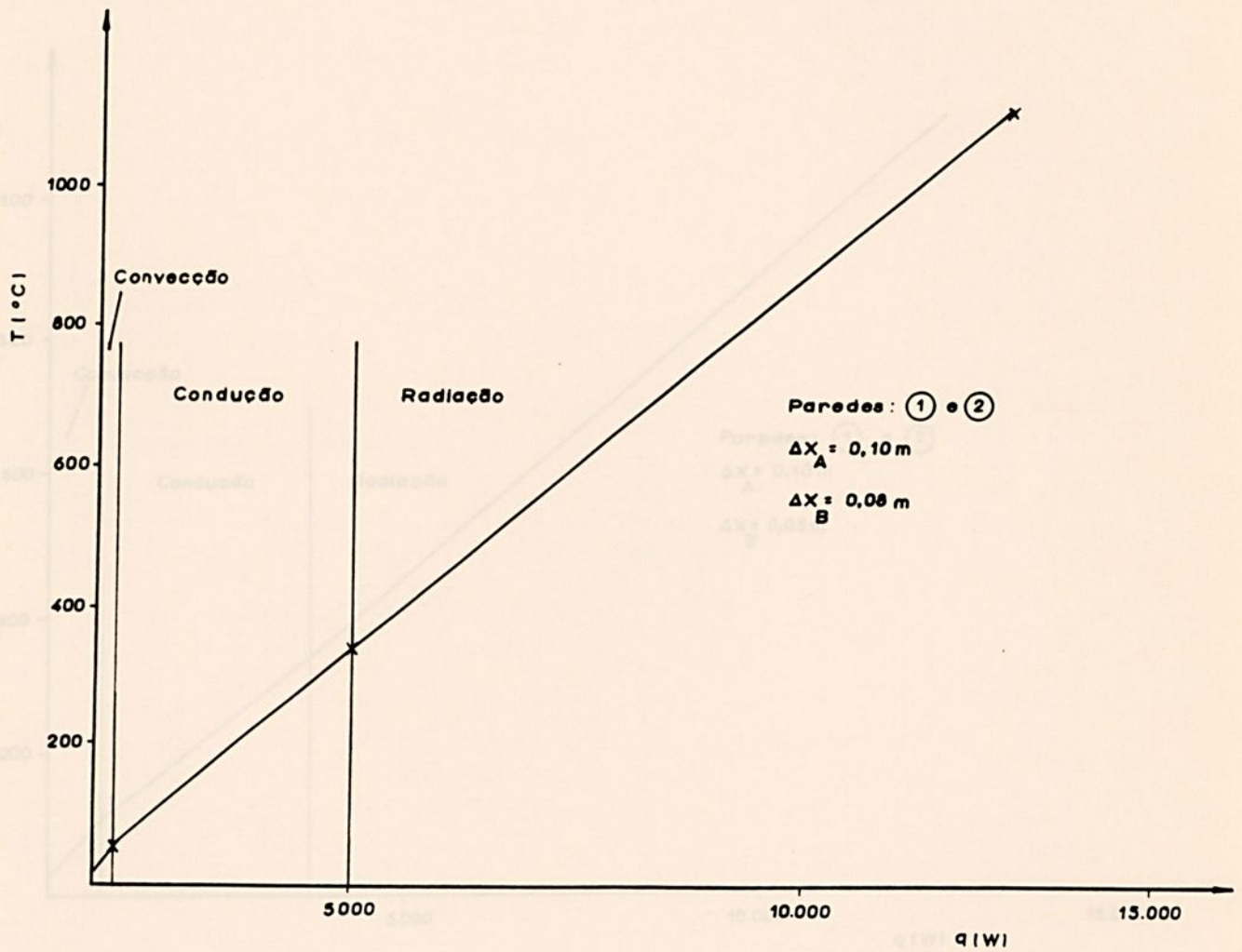


Figura 16 - Fluxo de calor em função da temperatura

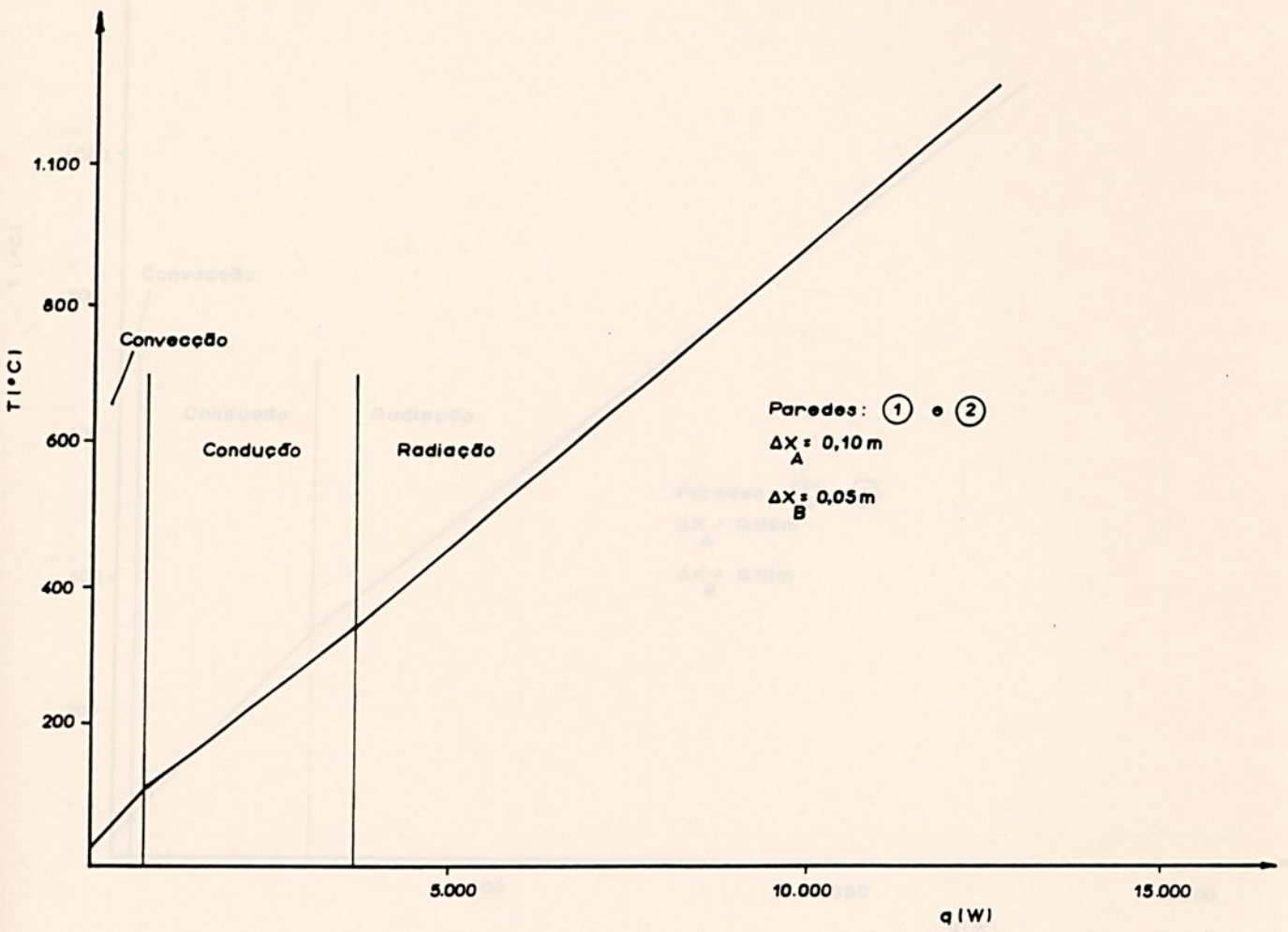


Figura 17 - Fluxo de calor em função da temperatura

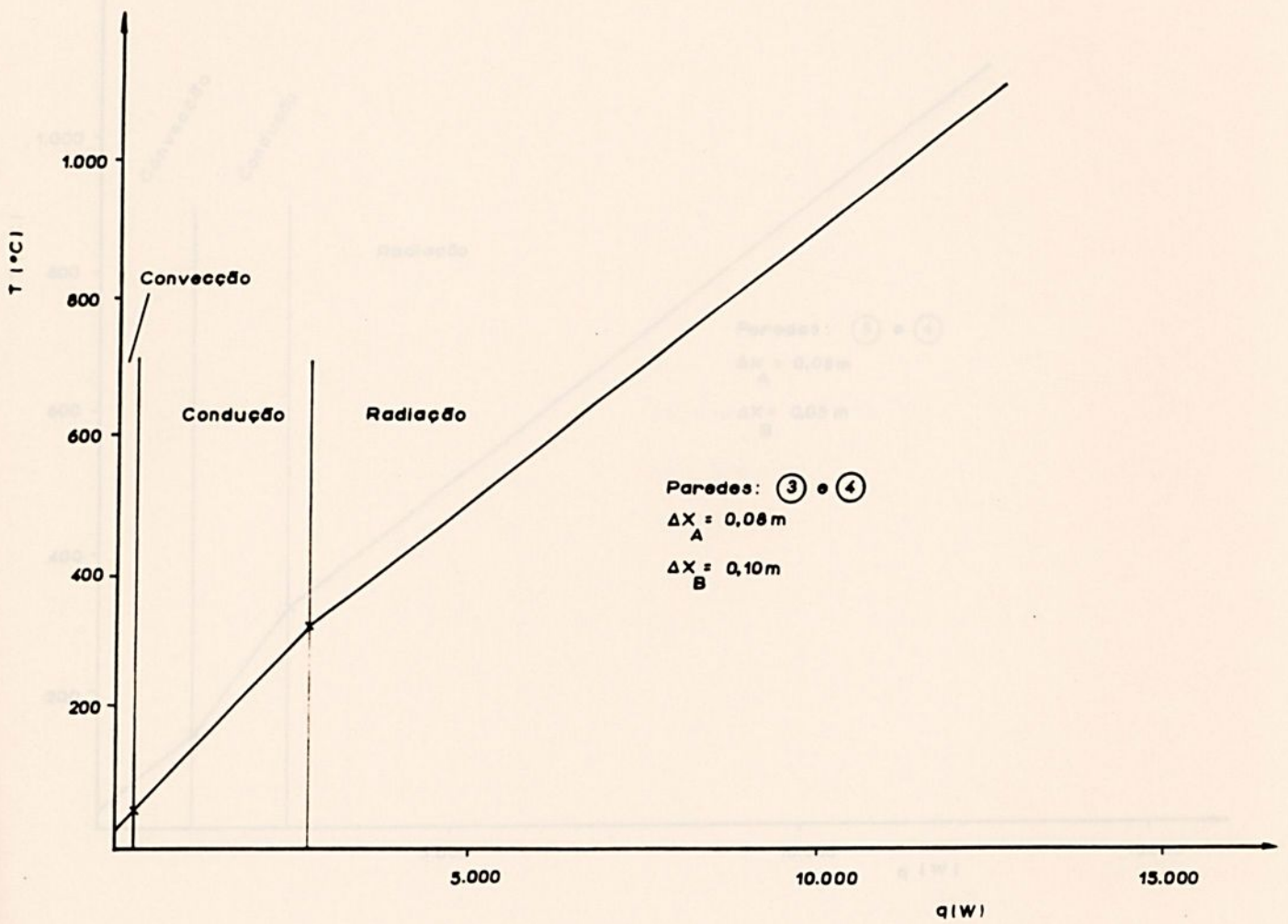


Figura 18 - Fluxo de calor em função da temperatura

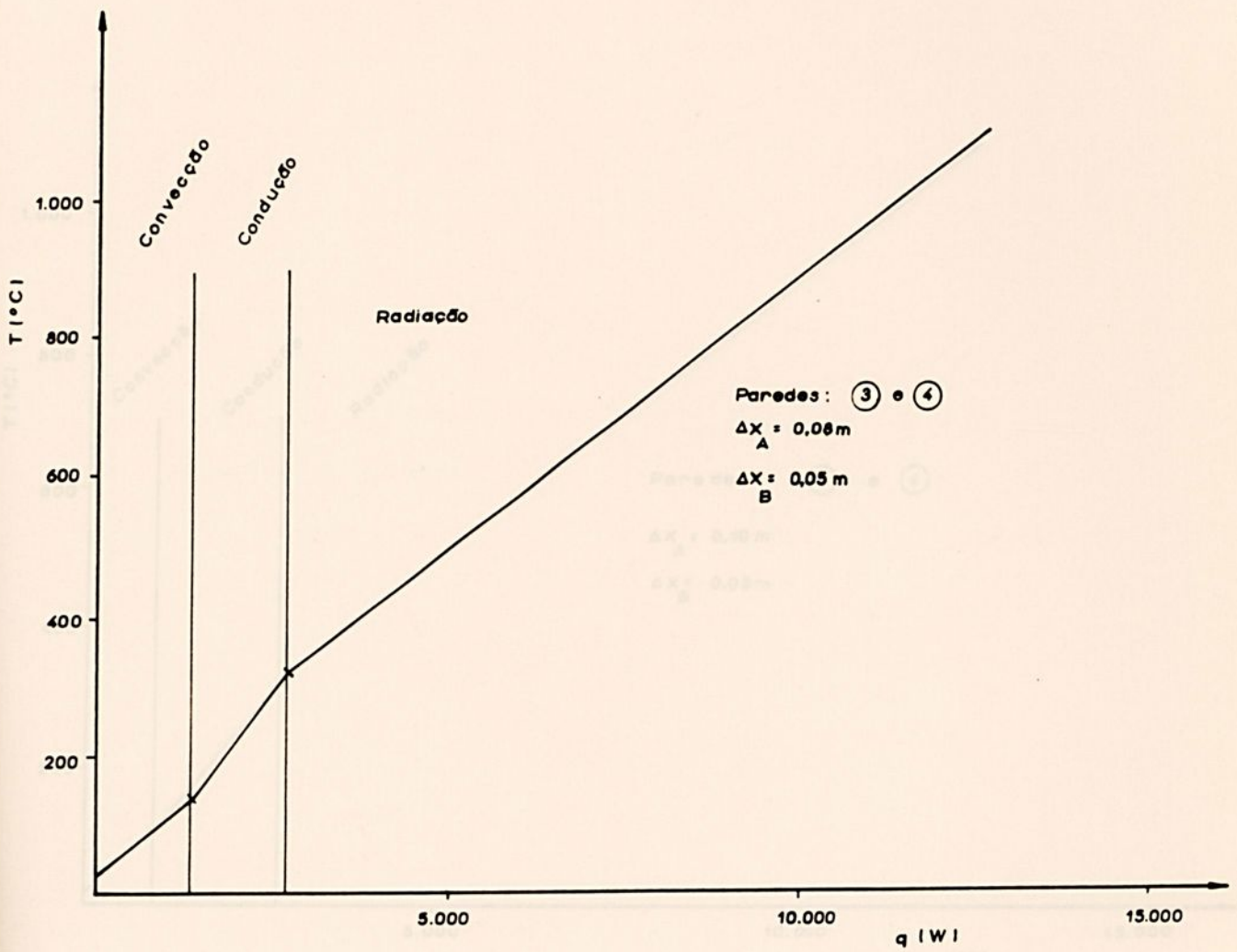


Figura 19 - Fluxo de calor em função da temperatura

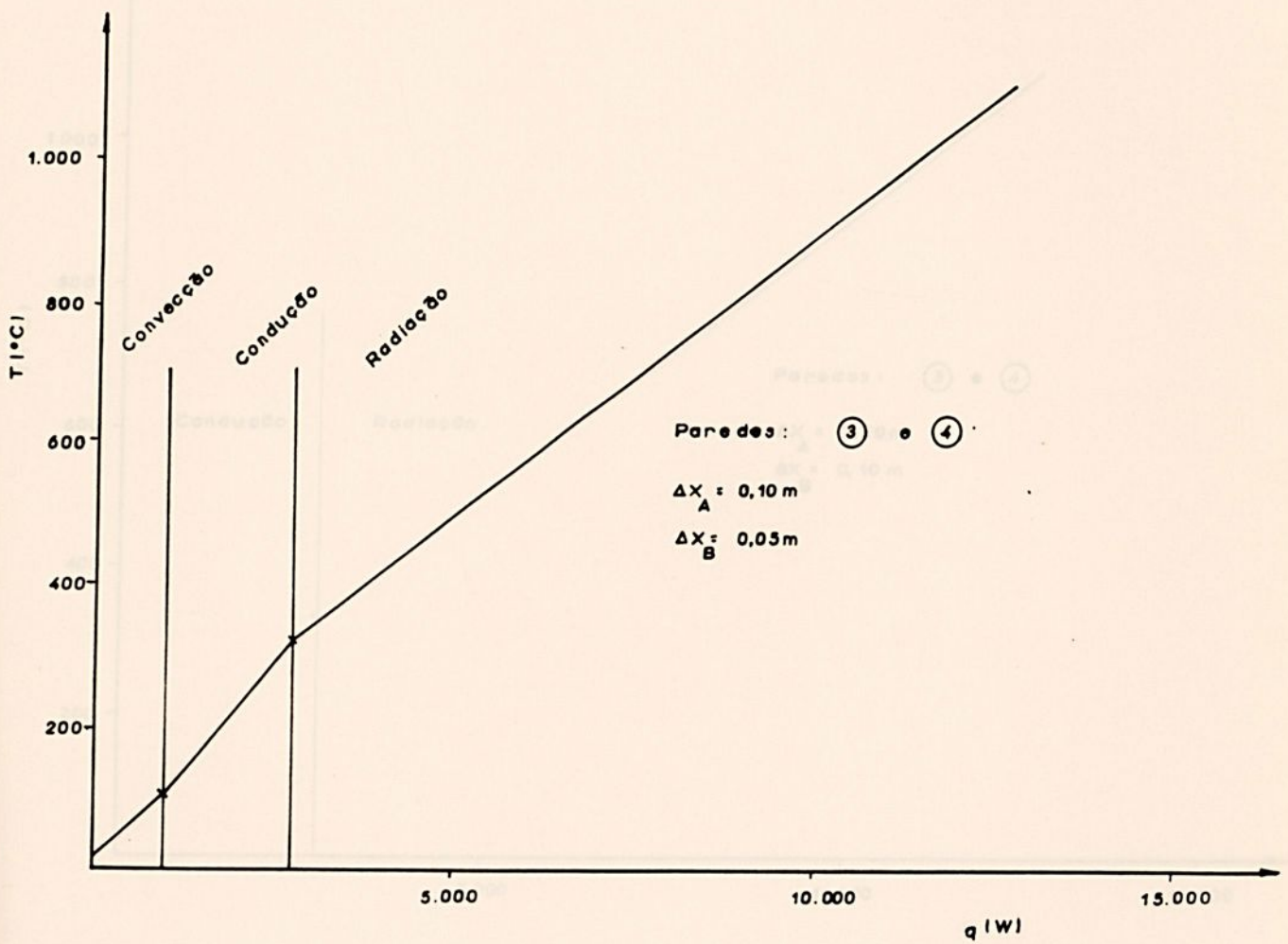


Figura 20 - Fluxo de calor em função da temperatura

3.7. Comentários das figuras

- Figura 10 - Podemos notar a variação da temperatura em duas direções da fonte de calor até as paredes, considerando os fatores de forma, para cada caso na região interna da fornalha.
- Figuras 11 e 12 - Observamos claramente os perfis de temperatura na interface das paredes e a temperatura externa à parede, respectivamente.
- Figura 13 - Podemos observar a queda de temperatura por convecção para o meio, com espessuras diferentes de isolamentos, mostrados pela relação T/q para cada parede.
- Nas figuras 14 até 21 - Podemos notar o perfil de temperatura em função do fluxo de calor dentro de cada região do domínio do problema para diferentes espessuras e posições de paredes.

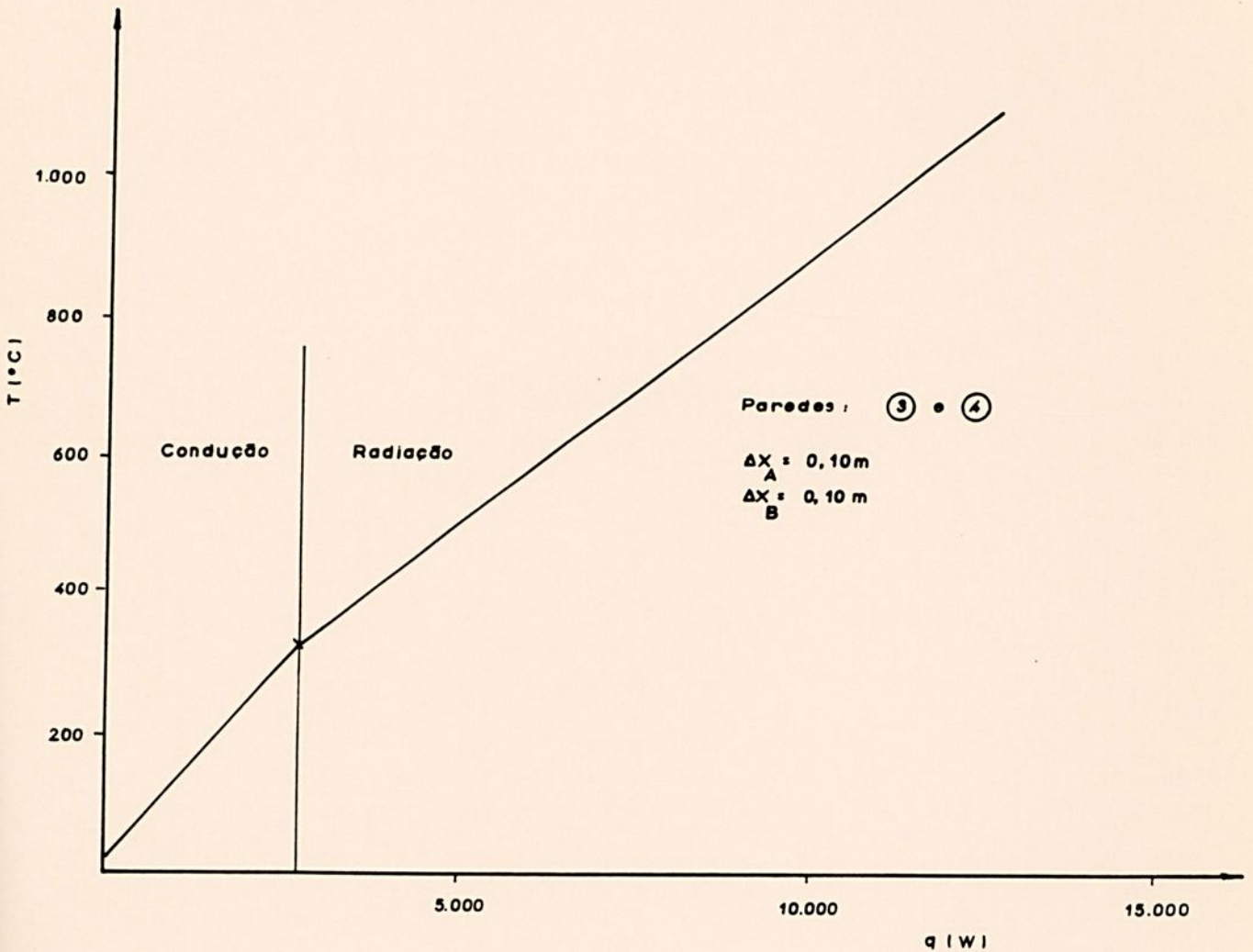


Figura 21 - Fluxo de calor em função da temperatura

3.7. Comentários das figuras

- Figura 10 - Podemos notar a variação da temperatura em duas direções da fonte de calor até as paredes, considerando os fatores de forma, para cada caso na região interna da fornalha.
- Figuras 11 e 12 - Observamos nitidamente os perfis de temperatura na interface das paredes e a temperatura externa à parede, respectivamente.
- Figura 13 - Podemos observar a queda de temperatura por convecção para o meio, com espessuras diferentes de isolamentos, mostrados pela relação T/q para cada parede.
- Nas figuras 14 até 21 - Podemos notar o perfil de temperatura em função do fluxo de calor dentro de cada região do domínio do problema para diferentes espessuras e posições de paredes.

CAPÍTULO 4

COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES

O método utilizado responde muito bem para estimar valores de perda de calor para fornalhas, considerando radiação, condução e convecção.

Outro ponto importante é mostrado na tabela 3.2, onde podemos notar a redução bastante acentuada da perda de calor total para o ambiente, apenas trocando as posições das paredes de diferentes espessuras. Observamos ainda, o quanto podemos melhorar o isolamento quando escolhemos as espessuras e posições adequadas para as paredes, tabelas 3.2 e 3.4.

Embora considerando o meio não participante na região de radiação, o modelo utilizado considera para efeito de cálculo de fator de forma, todas as energias radiantes emitidas pelas superfícies que incidem diretamente em outras superfícies, isto é, parede para parede e fonte de calor para parede e vice-versa. Este, faz o método bastante próximo do fenômeno real dentro da câmara de combustão.

Finalmente podemos afirmar que acabamos de apresentar um método de fácil acesso para estimar perdas de calor em fornalha, oferecendo parâmetros para otimizar não só o isolamento da mesma, como também sua forma geométrica.

Para futuros trabalhos, ficam algumas sugestões:

- Avanço na modelagem para formas geométricas diferentes
- Introdução de 2 (dois) ou mais queimadores em regiões diferentes
- Considerar o meio participante na radiação

CAPÍTULO 4

Capítulo 4

COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES

O método utilizado responde muito bem para estimar valores de perda de calor para fornalhas, considerando radiação, condução e convecção.

Outro ponto importante é mostrado na tabela 3.2, onde podemos notar a redução bastante acentuada da perda de calor total para o ambiente, apenas trocando as posições das paredes de diferentes espessuras. Observamos ainda, o quanto podemos melhorar o isolamento quando escolhemos as espessuras e posições adequadas para as paredes, tabelas 3.2 e 3.4.

Embora considerando o meio não participante na região de radiação, o modelo utilizado considera para efeito de cálculo de fator de forma, todas as energias radiantes emitidas pelas superfícies que incidem diretamente em outras superfícies, isto é, parede para parede e fonte de calor para parede e vice-versa. Este, faz o método bastante próximo do fenômeno real dentro da câmara de combustão.

Finalmente podemos afirmar que acabamos de apresentar um método de fácil acesso para estimar perdas de calor em fornalha, oferecendo parâmetros para otimizar não só o isolamento da mesma, como também sua forma geométrica.

Para futuros trabalhos, ficam algumas sugestões:

- Avanço na modelagem para formas geométricas diferentes.
- Introdução de 2 (dois) ou mais queimadores em regiões diferentes.
- Considerar o meio participante na região de radiação.

Referências Bibliográficas

- [1] STROMBERG, L., *Cálculo de la distribución de la intensidad de radiación en hornos* Göteborg - Sweden. Chalmers University of Technology. - Tesis (Doctor) - Chalmers University of Technology, 1977.
- [2] SIEGEL, R., HOWELL, J.R., *Thermal radiation heat transfer* - McGraw - Hill - (1972).
- [3] SPARROW, E. M., CESS, R. D. *Radiation heat transfer* Washington. Hemisphere Publ. 1978. 366 p.
- [4] HOTTEL, H.C. *Radiant heat transmission*, N.Y., McGraw - Hill, 1954.
- [5] HOLMAN, J.P. *Transferência de calor*, São Paulo: McGraw - Hill 1983. 639 p.
- [6] OZISIK, M. N. *Basic heat transfer*, McGraw - Hill - Kogakusha - (1977).
- [7] BRASIL. Ministério das Minas e Energia. *Balanco de energia sul*. Brasília: M.M.E. - SETEC, 1984.
- [8] MARTIN, J.M. *A economia mundial de energia*. São Paulo: Ed. UNESP, 1990.
- [9] BRASIL. Ministério das Minas e Energia. *Balanco energético nacional, ano base 1992*. Brasília: M.M.E., 1993. 140 p.
- [10] SELCUK, N., Evaluation of flux models for radiative transfer in rectangular furnaces. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 31, p 1477 - 1482, 1988.
- [11] SELCUK, N. Exact solutions for radiative heat transfer in Box - Shaped furnaces. *J. of Heat Transfer*, vol. 107, p 648 - 653, 1985.
- [12] GAMA, R.M.S. *Transferência de calor por radiação em um forno cilíndrico induzido por uma pontual*.
- [13] DUQUE, J. e Bblum, J.C., Evaluacion experimental de un horno pequeño para la combustion de cascara de arroz, In: ENCIT 3, Itapema, S.C.
- [14] CARVALHO, M.G., COELHO L., NOGUEIRA M., A zone heat transfer model of industrial furnaces, In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, 10, 1989, Rio de Janeiro.
- [15] STEWARD, F. R. AND CANNON, P. The calculation of radiative heat flux in a cylindrical furnace using the Monte Carlo Method. *Int. J. Heat Mass Transfer*, v. 14, p 245-262, 1971.
- [16] BRASIL. Ministério Indústria e Comércio. *Diagnostico Energético*. Brasília: STI, 1989.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS



Referências Bibliográficas

- [1] STRÖMBERG, L., *Cálculo de la distribución de flujo de calor en hornos*. Göteborg - Sweden: Chalmers University of Technology - Tesis (Doctor) - Chalmers University of Technology, 1977.
- [2] SIEGEL R., HOWELL I.R., *Thermal radiation heat transfer* - McGraw - Hill - (1972).
- [3] SPARROW, E. M., CESS R. D. *Radiation heat transfer* Washington: Hemisphere Publ., 1978. 366 p.
- [4] HOTTEL, H.C. *Radiant heat transmission*. N.Y.: McGraw - Hill, 1954.
- [5] HOLMAN, J.P. *Transferência de calor*", São Paulo: McGraw - Hill 1983. 639 p.
- [6] OZISIK M. N. *Basic heat transfer*", McGraw - Hill - Kogakusha - (1977).
- [7] BRASIL. Ministério das Minas e Energia. *Balanço de energia útil*. Brasília: M.M.E. - SETEC, 1984.
- [8] MARTIN, J.M. *A economia mundial de energias*. São Paulo: Ed. UNESP, 1990.
- [9] BRASIL. Ministério das Minas e Energia. *Balanço energético nacional*, ano base 1992. Brasília: M.M.E, 1993. 140 o.
- [10] SELCUK, N., Evaluation of flux models for radiative transfer in rectangular furnaces, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 31, p 1477 - 1482, 1988.
- [11] SELCUK, N. Exact solutions for radiative heat transfer in Box - Shaped furnaces, *J. of Heat Transfer*, vol. 107, p 648 - 653, 1985.
- [12] GAMA, R.M.S., Temperature distribution in a gray circular plate induced by a punctual thermal radiant source, In ENCIT, 3, 1990, Itapema, S.C.
- [13] DUQUE, J. e Bblum, J.C., Evaluacion experimental de un horno pequeño para la combustion de cascara de arroz, In: ENCIT,3, Itapema, S.C.
- [14] CARVALHO, M.G., COELHO L., NOGUEIRA M., A zone heat transfer model of industrial furnaces, In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, 10, 1989, Rio de Janeiro.
- [15] STEWARD, F. R. AND CANNON, P. The calculation of radiative heat flux in a cylindrical furnace using the Monte Carlo Method. *Int. J. Heat Mass Transfer*, v. 14, p 245-262, 1971.
- [16] BRASIL, Ministério Indústria e Comércio. *Diagnóstico Energético*. Brasília: STI, 1989.



FUNÇÃO	RESUMO
(08/2500+1) 211	0,42990000
08/091+2500+1) 211	0,49630629
BACOSI(11-11) 211/14999+1) 211	1,37459629
BACOSI(11-11) 211/14999+1) 211	2000,00000000
BACOSI(11-11) 211/14999+1) 211	1,37459629
1-11 2	1,00000000
BACOSI(11/0808(2500+1) 211) 1	0,42990000
B1/2	1,37459629
1999+1) 2	0,42990000
<hr/>	
107-109-11-1, 014(1991)-1021(13)-1(1915)	0,4181120

APÊNDICE A

FORMULAS	RESULTADO
$(50/(2500+A1^2))$	0,02000000
$50/(PI*(2500+A1^2))$	0,00636620
$ACOS(((1-A1^2)/(4999+A1^2)))$	1,57059629
$SQRT(((4999+A1^2)^2+10000))$	5000,00010000
$ACOS(((1-A1^2)/((4999+A1^2)*SQRT(2500+A1^2))))$	1,57079233
$1-A1^2$	1,00000000
$ASIN((1/(SQRT(2500+A1^2))))$	0,02000133
$PI/2$	1,57079633
$4999+A1^2$	4999,00000000

=====

$+A7-A8*(A9-0,01*(A10*A11+A12*A13-A14*A15))$	0,01010128
--	------------

PONTOS (X) PONTOS (Y)
=====

0	0,01010128
0,1	0,01010123
0,2	0,01010107
0,3	0,01010080
0,4	0,01010043
0,5	0,01009995
0,6	0,01009936
0,7	0,01009867
0,8	0,01009787
0,9	0,01009696
1	0,01009595
1,1	0,01009483
1,2	0,01009361
1,3	0,01009228
1,4	0,01009084
1,5	0,01008929
1,6	0,01008764
1,7	0,01008589
1,8	0,01008403
1,9	0,01008206
2	0,01007999
2,1	0,01007781
2,2	0,01007552
2,3	0,01007313
2,4	0,01007064
2,5	0,01006804
2,6	0,01006533
2,7	0,01006252
2,8	0,01005961
2,9	0,01005659
3	0,01005347
3,1	0,01005024
3,2	0,01004691
3,3	0,01004348
3,4	0,01003994
3,5	0,01003630
3,6	0,01003255
3,7	0,01002871
3,8	0,01002475
3,9	0,01002070
4	0,01001655
4,1	0,01001229
4,2	0,01000793
4,3	0,01000347
4,4	0,00999890
4,5	0,00999424
4,6	0,00998948
4,7	0,00998461
4,8	0,00997964
4,9	0,00997458
5	0,00996941
5,1	0,00996414
5,2	0,00995878

5,3	0,00995331
5,4	0,00994775
5,5	0,00994209
5,6	0,00993633
5,7	0,00993047
5,8	0,00992451
5,9	0,00991846
6	0,00991231
6,1	0,00990606
6,2	0,00989972
6,3	0,00989328
6,4	0,00988674
6,5	0,00988011
6,6	0,00987339
6,7	0,00986657
6,8	0,00985965
6,9	0,00985264
7	0,00984554
7,1	0,00983834
7,2	0,00983105
7,3	0,00982367
7,4	0,00981620
7,5	0,00980863
7,6	0,00980098
7,7	0,00979323
7,8	0,00978539
7,9	0,00977746
8	0,00976944
8,1	0,00976133
8,2	0,00975313
8,3	0,00974485
8,4	0,00973647
8,5	0,00972801
8,6	0,00971946
8,7	0,00971082
8,8	0,00970210
8,9	0,00969329
9	0,00968439
9,1	0,00967541
9,2	0,00966635
9,3	0,00965720
9,4	0,00964796
9,5	0,00963865
9,6	0,00962925
9,7	0,00961976
9,8	0,00961020
9,9	0,00960055
10	0,00959082
10,1	0,00958101
10,2	0,00957112
10,3	0,00956115
10,4	0,00955110
10,5	0,00954098
10,6	0,00953077
10,7	0,00952048
10,8	0,00951012



10,9	0,00949968
11	0,00948917
11,1	0,00947858
11,2	0,00946791
11,3	0,00945717
11,4	0,00944635
11,5	0,00943546
11,6	0,00942450
11,7	0,00941346
11,8	0,00940235
11,9	0,00939117
12	0,00937992
12,1	0,00936859
12,2	0,00935720
12,3	0,00934573
12,4	0,00933420
12,5	0,00932259
12,6	0,00931092
12,7	0,00929918
12,8	0,00928738
12,9	0,00927550
13	0,00926356
13,1	0,00925156
13,2	0,00923948
13,3	0,00922735
13,4	0,00921515
13,5	0,00920288
13,6	0,00919056
13,7	0,00917817
13,8	0,00916571
13,9	0,00915320
14	0,00914062
14,1	0,00912799
14,2	0,00911529
14,3	0,00910254
14,4	0,00908972
14,5	0,00907685
14,6	0,00906392
14,7	0,00905093
14,8	0,00903789
14,9	0,00902479
15	0,00901163
15,1	0,00899842
15,2	0,00898515
15,3	0,00897183
15,4	0,00895846
15,5	0,00894503
15,6	0,00893155
15,7	0,00891802
15,8	0,00890444
15,9	0,00889080
16	0,00887712
16,1	0,00886338
16,2	0,00884960
16,3	0,00883577
16,4	0,00882189

16,5	0,00880796
16,6	0,00879398
16,7	0,00877996
16,8	0,00876590
16,9	0,00875178
17	0,00873762
17,1	0,00872342
17,2	0,00870918
17,3	0,00869489
17,4	0,00868055
17,5	0,00866618
17,6	0,00865176
17,7	0,00863730
17,8	0,00862281
17,9	0,00860827
18	0,00859369
18,1	0,00857907
18,2	0,00856442
18,3	0,00854972
18,4	0,00853499
18,5	0,00852022
18,6	0,00850542
18,7	0,00849058
18,8	0,00847570
18,9	0,00846079
19	0,00844584
19,1	0,00843086
19,2	0,00841585
19,3	0,00840081
19,4	0,00838573
19,5	0,00837062
19,6	0,00835548
19,7	0,00834031
19,8	0,00832510
19,9	0,00830987
20	0,00829461
20,1	0,00827932
20,2	0,00826400
20,3	0,00824866
20,4	0,00823328
20,5	0,00821788
20,6	0,00820246
20,7	0,00818701
20,8	0,00817153
20,9	0,00815603
21	0,00814050
21,1	0,00812495
21,2	0,00810938
21,3	0,00809378
21,4	0,00807816
21,5	0,00806252
21,6	0,00804686
21,7	0,00803118
21,8	0,00801548
21,9	0,00799975
22	0,00798401

22,1	0,00796825
22,2	0,00795247
22,3	0,00793667
22,4	0,00792086
22,5	0,00790502
22,6	0,00788917
22,7	0,00787331
22,8	0,00785743
22,9	0,00784153
23	0,00782562
23,1	0,00780969
23,2	0,00779375
23,3	0,00777780
23,4	0,00776183
23,5	0,00774585
23,6	0,00772986
23,7	0,00771386
23,8	0,00769784
23,9	0,00768182
24	0,00766578
24,1	0,00764973
24,2	0,00763368
24,3	0,00761761
24,4	0,00760154
24,5	0,00758546
24,6	0,00756937
24,7	0,00755327
24,8	0,00753716
24,9	0,00752105
25	0,00750493
25,1	0,00748881
25,2	0,00747268
25,3	0,00745654
25,4	0,00744040
25,5	0,00742426
25,6	0,00740811
25,7	0,00739196
25,8	0,00737581
25,9	0,00735965
26	0,00734349
26,1	0,00732733
26,2	0,00731116
26,3	0,00729500
26,4	0,00727883
26,5	0,00726267
26,6	0,00724650
26,7	0,00723033
26,8	0,00721417
26,9	0,00719800
27	0,00718184
27,1	0,00716567
27,2	0,00714951
27,3	0,00713336
27,4	0,00711720
27,5	0,00710105
27,6	0,00708490



27,7	0,00706875
27,8	0,00705261
27,9	0,00703647
28	0,00702034
28,1	0,00700421
28,2	0,00698809
28,3	0,00697198
28,4	0,00695587
28,5	0,00693976
28,6	0,00692366
28,7	0,00690757
28,8	0,00689149
28,9	0,00687541
29	0,00685934
29,1	0,00684328
29,2	0,00682723
29,3	0,00681119
29,4	0,00679515
29,5	0,00677913
29,6	0,00676312
29,7	0,00674711
29,8	0,00673111
29,9	0,00671513
30	0,00669916
30,1	0,00668319
30,2	0,00666724
30,3	0,00665130
30,4	0,00663537
30,5	0,00661946
30,6	0,00660355
30,7	0,00658766
30,8	0,00657178
30,9	0,00655592
31	0,00654007
31,1	0,00652423
31,2	0,00650841
31,3	0,00649260
31,4	0,00647680
31,5	0,00646102
31,6	0,00644525
31,7	0,00642950
31,8	0,00641377
31,9	0,00639805
32	0,00638234
32,1	0,00636666
32,2	0,00635098
32,3	0,00633533
32,4	0,00631969
32,5	0,00630407
32,6	0,00628846
32,7	0,00627288
32,8	0,00625731
32,9	0,00624176
33	0,00622622
33,1	0,00621071
33,2	0,00619521



33,3	0,00617973
33,4	0,00616427
33,5	0,00614883
33,6	0,00613341
33,7	0,00611801
33,8	0,00610263
33,9	0,00608727
34	0,00607192
34,1	0,00605660
34,2	0,00604130
34,3	0,00602602
34,4	0,00601076
34,5	0,00599552
34,6	0,00598030
34,7	0,00596510
34,8	0,00594993
34,9	0,00593477
35	0,00591964
35,1	0,00590453
35,2	0,00588944
35,3	0,00587437
35,4	0,00585933
35,5	0,00584431
35,6	0,00582931
35,7	0,00581433
35,8	0,00579938
35,9	0,00578445
36	0,00576954
36,1	0,00575466
36,2	0,00573980
36,3	0,00572496
36,4	0,00571015
36,5	0,00569536
36,6	0,00568060
36,7	0,00566586
36,8	0,00565114
36,9	0,00563645
37	0,00562178
37,1	0,00560714
37,2	0,00559252
37,3	0,00557793
37,4	0,00556336
37,5	0,00554882

APÊNDICE

FORMULAS	RESULTADO
$(37,5/(1486,25+81^2))$	4,89750000
$37,5/(871+(1486,25+81^2))$	4,89750000
$8405((1486,75-81^2)/(3985,25+81^2))$	1,77190000
$8527((13985,25+81^2)^2+18888)$	4486,83856219
$8405((1486,75-81^2)/(3985,25+81^2)+8527((1486,25+81^2)))$	1,57428633
$1486,75-81^2$	-1485,25000000
$8405((1/(8527((1486,25+81^2))))$	8,81500000
$871/2$	1,57479433
$3985,25+81^2$	4485,25000000
<hr/>	
$-37-287187-4,01*(81+811+812+813-814+815)$	4,39461632

APÊNDICE B



FORMULAS	RESULTADO
=====	=====
$(37,5/(1406,25+B1^2))$	0,00960000
$37,5/(PI*(1406,25+B1^2))$	0,00305577
$ACOS(((1094,75-B1^2)/(3905,25+B1^2)))$	1,79198587
$SQRT(((3905,25+B1^2)^2+10000))$	6406,03056210
$ACOS(((1094,75-B1^2)/((3905,25+B1^2)*SQRT(1406,25+B1^2))))$	1,57430658
$1094,75-B1^2$	-1405,25000000
$ASIN(1/(SQRT(1406,25+B1^2)))$	0,01600068
$PI/2$	1,57079633
$3905,25+B1^2$	6405,25000000
=====	=====
$+B7-B8*(B9-0,01*(B10*B11+B12*B13-B14*B15))$	0,00416162



PONTOS (X) PONTOS (Y)

=====

0	0,01591529
0,1	0,01591515
0,2	0,01591472
0,3	0,01591401
0,4	0,01591301
0,5	0,01591173
0,6	0,01591016
0,7	0,01590831
0,8	0,01590617
0,9	0,01590375
1	0,01590104
1,1	0,01589805
1,2	0,01589478
1,3	0,01589122
1,4	0,01588739
1,5	0,01588326
1,6	0,01587886
1,7	0,01587417
1,8	0,01586921
1,9	0,01586396
2	0,01585843
2,1	0,01585262
2,2	0,01584653
2,3	0,01584017
2,4	0,01583352
2,5	0,01582660
2,6	0,01581940
2,7	0,01581192
2,8	0,01580417
2,9	0,01579615
3	0,01578785
3,1	0,01577927
3,2	0,01577042
3,3	0,01576131
3,4	0,01575192
3,5	0,01574226
3,6	0,01573233
3,7	0,01572213
3,8	0,01571166
3,9	0,01570093
4	0,01568993
4,1	0,01567867
4,2	0,01566715
4,3	0,01565536
4,4	0,01564331
4,5	0,01563100
4,6	0,01561843
4,7	0,01560560
4,8	0,01559252
4,9	0,01557918
5	0,01556558
5,1	0,01555173
5,2	0,01553763

5,3	0,01552328
5,4	0,01550867
5,5	0,01549382
5,6	0,01547873
5,7	0,01546338
5,8	0,01544779
5,9	0,01543196
6	0,01541589
6,1	0,01539957
6,2	0,01538302
6,3	0,01536623
6,4	0,01534920
6,5	0,01533194
6,6	0,01531444
6,7	0,01529671
6,8	0,01527875
6,9	0,01526057
7	0,01524215
7,1	0,01522351
7,2	0,01520465
7,3	0,01518556
7,4	0,01516625
7,5	0,01514673
7,6	0,01512698
7,7	0,01510702
7,8	0,01508684
7,9	0,01506645
8	0,01504585
8,1	0,01502504
8,2	0,01500402
8,3	0,01498280
8,4	0,01496137
8,5	0,01493974
8,6	0,01491790
8,7	0,01489587
8,8	0,01487364
8,9	0,01485121
9	0,01482859
9,1	0,01480578
9,2	0,01478277
9,3	0,01475958
9,4	0,01473620
9,5	0,01471264
9,6	0,01468889
9,7	0,01466496
9,8	0,01464085
9,9	0,01461656
10	0,01459210
10,1	0,01456746
10,2	0,01454265
10,3	0,01451767
10,4	0,01449252
10,5	0,01446720
10,6	0,01444172
10,7	0,01441608
10,8	0,01439027



10,9	0,01436430
11	0,01433818
11,1	0,01431190
11,2	0,01428547
11,3	0,01425888
11,4	0,01423215
11,5	0,01420527
11,6	0,01417824
11,7	0,01415106
11,8	0,01412375
11,9	0,01409629
12	0,01406869
12,1	0,01404096
12,2	0,01401309
12,3	0,01398509
12,4	0,01395696
12,5	0,01392870
12,6	0,01390031
12,7	0,01387180
12,8	0,01384316
12,9	0,01381440
13	0,01378552
13,1	0,01375652
13,2	0,01372741
13,3	0,01369818
13,4	0,01366884
13,5	0,01363939
13,6	0,01360983
13,7	0,01358017
13,8	0,01355039
13,9	0,01352052
14	0,01349054
14,1	0,01346047
14,2	0,01343029
14,3	0,01340003
14,4	0,01336966
14,5	0,01333921
14,6	0,01330866
14,7	0,01327803
14,8	0,01324731
14,9	0,01321650
15	0,01318561
15,1	0,01315464
15,2	0,01312359
15,3	0,01309246
15,4	0,01306125
15,5	0,01302998
15,6	0,01299862
15,7	0,01296720
15,8	0,01293571
15,9	0,01290415
16	0,01287252
16,1	0,01284084
16,2	0,01280908
16,3	0,01277727
16,4	0,01274540



16,5	0,01271347
16,6	0,01268149
16,7	0,01264945
16,8	0,01261736
16,9	0,01258521
17	0,01255302
17,1	0,01252079
17,2	0,01248850
17,3	0,01245617
17,4	0,01242380
17,5	0,01239139
17,6	0,01235894
17,7	0,01232645
17,8	0,01229392
17,9	0,01226136
18	0,01222876
18,1	0,01219613
18,2	0,01216348
18,3	0,01213079
18,4	0,01209808
18,5	0,01206534
18,6	0,01203257
18,7	0,01199978
18,8	0,01196697
18,9	0,01193415
19	0,01190130
19,1	0,01186843
19,2	0,01183555
19,3	0,01180265
19,4	0,01176974
19,5	0,01173682
19,6	0,01170389
19,7	0,01167095
19,8	0,01163800
19,9	0,01160505
20	0,01157209
20,1	0,01153912
20,2	0,01150616
20,3	0,01147319
20,4	0,01144022
20,5	0,01140725
20,6	0,01137429
20,7	0,01134133
20,8	0,01130837
20,9	0,01127542
21	0,01124248
21,1	0,01120954
21,2	0,01117662
21,3	0,01114370
21,4	0,01111080
21,5	0,01107791
21,6	0,01104504
21,7	0,01101218
21,8	0,01097933
21,9	0,01094651
22	0,01091370



22,1	0,01088091
22,2	0,01084815
22,3	0,01081540
22,4	0,01078268
22,5	0,01074998
22,6	0,01071730
22,7	0,01068466
22,8	0,01065203
22,9	0,01061944
23	0,01058687
23,1	0,01055434
23,2	0,01052183
23,3	0,01048936
23,4	0,01045692
23,5	0,01042451
23,6	0,01039214
23,7	0,01035980
23,8	0,01032750
23,9	0,01029523
24	0,01026300
24,1	0,01023081
24,2	0,01019866
24,3	0,01016655
24,4	0,01013449
24,5	0,01010246
24,6	0,01007047
24,7	0,01003853
24,8	0,01000664
24,9	0,00997478
25	0,00994298
25,1	0,00991122
25,2	0,00987951
25,3	0,00984784
25,4	0,00981622
25,5	0,00978466
25,6	0,00975314
25,7	0,00972167
25,8	0,00969026
25,9	0,00965889
26	0,00962758
26,1	0,00959632
26,2	0,00956512
26,3	0,00953397
26,4	0,00950288
26,5	0,00947184
26,6	0,00944085
26,7	0,00940993
26,8	0,00937906
26,9	0,00934825
27	0,00931750
27,1	0,00928680
27,2	0,00925617
27,3	0,00922560
27,4	0,00919508
27,5	0,00916463
27,6	0,00913424



27,7	0,00910391
27,8	0,00907365
27,9	0,00904344
28	0,00901330
28,1	0,00898323
28,2	0,00895322
28,3	0,00892327
28,4	0,00889339
28,5	0,00886357
28,6	0,00883382
28,7	0,00880414
28,8	0,00877452
28,9	0,00874497
29	0,00871549
29,1	0,00868608
29,2	0,00865673
29,3	0,00862745
29,4	0,00859824
29,5	0,00856911
29,6	0,00854004
29,7	0,00851104
29,8	0,00848211
29,9	0,00845325
30	0,00842446
30,1	0,00839575
30,2	0,00836710
30,3	0,00833853
30,4	0,00831003
30,5	0,00828160
30,6	0,00825324
30,7	0,00822496
30,8	0,00819675
30,9	0,00816861
31	0,00814055
31,1	0,00811256
31,2	0,00808464
31,3	0,00805680
31,4	0,00802903
31,5	0,00800134
31,6	0,00797372
31,7	0,00794618
31,8	0,00791871
31,9	0,00789132
32	0,00786400
32,1	0,00783676
32,2	0,00780959
32,3	0,00778250
32,4	0,00775549
32,5	0,00772855
32,6	0,00770169
32,7	0,00767490
32,8	0,00764819
32,9	0,00762156
33	0,00759501
33,1	0,00756853
33,2	0,00754213



33,3	0,00751580
33,4	0,00748956
33,5	0,00746339
33,6	0,00743729
33,7	0,00741128
33,8	0,00738534
33,9	0,00735948
34	0,00733370
34,1	0,00730800
34,2	0,00728237
34,3	0,00725682
34,4	0,00723135
34,5	0,00720596
34,6	0,00718064
34,7	0,00715540
34,8	0,00713025
34,9	0,00710516
35	0,00708016
35,1	0,00705524
35,2	0,00703039
35,3	0,00700562
35,4	0,00698093
35,5	0,00695632
35,6	0,00693178
35,7	0,00690732
35,8	0,00688294
35,9	0,00685864
36	0,00683442
36,1	0,00681027
36,2	0,00678621
36,3	0,00676222
36,4	0,00673831
36,5	0,00671447
36,6	0,00669072
36,7	0,00666704
36,8	0,00664344
36,9	0,00661991
37	0,00659647
37,1	0,00657310
37,2	0,00654981
37,3	0,00652660
37,4	0,00650346
37,5	0,00648040
37,6	0,00645742
37,7	0,00643452
37,8	0,00641169
37,9	0,00638894
38	0,00636626
38,1	0,00634367
38,2	0,00632115
38,3	0,00629870
38,4	0,00627633
38,5	0,00625404
38,6	0,00623183
38,7	0,00620969
38,8	0,00618763



38,9	0,00616564
39	0,00614373
39,1	0,00612190
39,2	0,00610014
39,3	0,00607845
39,4	0,00605684
39,5	0,00603531
39,6	0,00601385
39,7	0,00599247
39,8	0,00597116
39,9	0,00594993
40	0,00592877
40,1	0,00590768
40,2	0,00588667
40,3	0,00586574
40,4	0,00584488
40,5	0,00582409
40,6	0,00580337
40,7	0,00578273
40,8	0,00576217
40,9	0,00574167
41	0,00572125
41,1	0,00570091
41,2	0,00568063
41,3	0,00566043
41,4	0,00564030
41,5	0,00562025
41,6	0,00560026
41,7	0,00558035
41,8	0,00556051
41,9	0,00554074
42	0,00552105
42,1	0,00550142
42,2	0,00548187
42,3	0,00546239
42,4	0,00544298
42,5	0,00542363
42,6	0,00540437
42,7	0,00538517
42,8	0,00536604
42,9	0,00534698
43	0,00532799
43,1	0,00530907
43,2	0,00529022
43,3	0,00527144
43,4	0,00525273
43,5	0,00523409
43,6	0,00521552
43,7	0,00519701
43,8	0,00517858
43,9	0,00516021
44	0,00514191
44,1	0,00512368
44,2	0,00510552
44,3	0,00508742
44,4	0,00506940



44,5	0,00505144
44,6	0,00503354
44,7	0,00501572
44,8	0,00499796
44,9	0,00498026
45	0,00496264
45,1	0,00494508
45,2	0,00492758
45,3	0,00491015
45,4	0,00489279
45,5	0,00487549
45,6	0,00485826
45,7	0,00484109
45,8	0,00482399
45,9	0,00480695
46	0,00478998
46,1	0,00477307
46,2	0,00475622
46,3	0,00473944
46,4	0,00472272
46,5	0,00470607
46,6	0,00468948
46,7	0,00467295
46,8	0,00465648
46,9	0,00464008
47	0,00462374
47,1	0,00460746
47,2	0,00459125
47,3	0,00457510
47,4	0,00455900
47,5	0,00454297
47,6	0,00452700
47,7	0,00451110
47,8	0,00449525
47,9	0,00447946
48	0,00446374
48,1	0,00444807
48,2	0,00443246
48,3	0,00441692
48,4	0,00440143
48,5	0,00438601
48,6	0,00437064
48,7	0,00435533
48,8	0,00434008
48,9	0,00432489
49	0,00430976
49,1	0,00429469
49,2	0,00427967
49,3	0,00426471
49,4	0,00424981
49,5	0,00423497
49,6	0,00422019
49,7	0,00420546
49,8	0,00419079
49,9	0,00417617
50	0,00416162





unesp



12 13 14 15 16 17 18 19