

ROBERTO CARNEIRO DE CAMARGO FILHO

DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR  
EM GALERIAS DE REFRIGERAÇÃO DE PISTÃO

Dissertação apresentada à Escola Politécnica  
da Universidade de São Paulo para obtenção  
do título de Mestre em Engenharia

São Paulo

1996

OK

**ROBERTO CARNEIRO DE CAMARGO FILHO**

**DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR**  
**EM GALERIAS DE REFRIGERAÇÃO DE PISTÃO**

Dissertação apresentada à Escola Politécnica  
da Universidade de São Paulo para obtenção  
do título de Mestre em Engenharia

Área de Concentração:  
Engenharia Mecânica

Orientador:  
Marcos de Mattos Pimenta

São Paulo

1996

**DEDALUS - Acervo - EPMN**



31600010061

**À minha esposa,**

**Thaís Helena**

## AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Marcos de Mattos Pimenta, pela sua orientação segura e amizade.

À Metal Leve, que se interessou e viabilizou a execução dos experimentos desenvolvidos neste trabalho.

Aos meus pais, pela minha formação e por propiciarem condições para que eu chegasse até aqui.

E a todos aqueles que de alguma forma incentivaram e colaboraram na execução deste trabalho.

## RESUMO

Uma técnica utilizada para a refrigeração de pistões em motores de combustão interna consiste na introdução de um jato de óleo em uma cavidade do pistão denominada galeria. Aproveitando os efeitos dinâmicos do deslocamento alternativo do pistão, o jato de óleo no interior da galeria produz coeficientes de transmissão de calor capazes de remover parte da energia que atravessa o pistão. Esse processo de transferência de calor conhecido por "cocktail shaker" foi estudado por diversos autores com o objetivo de descrever o fenômeno e desenvolver modelos para projetos de pistão.

O objetivo desse trabalho é validar com medições experimentais um modelo térmico preditivo para o coeficiente de transferência de calor em galeria de um pistão monobloco de motor de combustão interna. Dois modelos são estudados: o modelo de Evans e outro, introduzido nesse trabalho e denominado simplesmente de modelo proposto. A consolidação se dá para os dois modelos através de medições de temperatura no pistão em tempo real comparadas com as temperaturas obtidas do cálculo de elementos finitos desenvolvido para esse mesmo pistão considerando como condição de contorno os coeficientes de transferência de calor da galeria gerados pelos modelos avaliados.

Os resultados mostram dois modelos semelhantes em termos de coeficiente de transferência de calor médio da galeria. Entretanto a apresentação do resultado com o modelo proposto permite ao usuário obter mais informações sobre o comportamento do fenômeno. O erro médio avaliado para ambos os modelos girou em torno de 10%.

## ABSTRACT

A technique used for cooling internal combustion engine pistons is to introduce an oil jet into a piston hole called gallery. Taking advantage from dynamic effects of the alternative piston displacement, the oil jet inside the gallery yields heat transfer coefficients able to remove some of the energy that crosses the piston. This heat transfer process, known as "cocktail shaker", was studied by several authors aiming to describe the phenomena and develop models for piston design.

The objective of this work is to validate with experimental measurements a predictive thermal model for heat transfer coefficient of a internal combustion engine piston gallery. Two models are evaluated: the Evan's model and other, introduced in this work called simply proposal model. The consolidation is achieved for both models through piston temperature measurements on real time compared to temperatures accomplished by finite elemental analysis with the piston gallery heat transfer coefficient of the evaluated models used as an input data.

The results show two similar models in terms of the average gallery heat transfer coefficient. However, a more detailed phenomena behaviour information offered in the output of the proposal model makes the difference. The average error evaluated for both models is around 10%.

## ÍNDICE

	página
<b>Figuras</b>	
<b>Tabelas</b>	
<b>Nomenclatura</b>	
1. Introdução	1
2. Revisão Bibliográfica	6
3. Modelo de Evans	28
3.1 Refrigeração de Pistões	28
3.2 Estrutura do Modelo	30
3.3 Comentários ao Modelo de Evans	41
4 Modelo Proposto	45
4.1 Pistão com Galeria Fechada de Refrigeração	45
4.2 Desenvolvimento do Escoamento do Óleo no Interior da Galeria	46
4.3 Geometria do Escoamento	51
4.4 Transição do Escoamento de Óleo no Interior da Seção Fechada da Galeria	53
4.5 Outras Características do Modelo Proposto	63
5 Medições Experimentais	67
5.1 Descrição da Técnica	67
5.2 Desenvolvimento dos Testes	71
6. Resultados	75
6.1 Obtenção dos Coeficientes de Transferência de Calor	75
6.2 Obtenção das Temperaturas Medidas em Tempo Real no Pistão	81
6.3 Levantamento do Perfil de Temperaturas do Pistão através de Simulação no Ansys 4.2 pelo Método dos Elementos Finitos	89
6.4 Levantamento do Coeficiente de Transferência de Calor para a Galeria obtido experimentalmente pelo Balanço Energético	96

	página
7. Análise dos Resultados	98
7.1 Coeficientes de Transferência de Calor obtidos através do Modelo de Evans e do Modelo Proposto	98
7.2 Temperaturas medidas em Tempo Real no Pistão	103
7.3 Temperatura Simulada x Temperatura Medida	105
7.4 Coeficiente Simulado x Coeficiente Experimental	106
8. Investigação de Parâmetros dos Modelos Preditivos do Coeficiente Transferência de Calor em Galerias de Refrigeração de Pistão	109
8.1 Influência da Vazão de Óleo Refrigerante	109
8.2 Influência da Velocidade do Jato de Óleo Refrigerante	111
8.3 Influência da Rotação do Motor	112
8.4 Influência do Curso do Pistão	113
8.5 Influência da Abertura do Canal de Entrada do Jato de Óleo Refrigerante no Pistão	115
8.6 Influência do Diâmetro Equivalente da Galeria de Refrigeração	117
8.7 Influência do Diâmetro do Pistão	118
9. Conclusão e Considerações Finais	120
9.1 Os Modelos	120
9.2 A Medição de Temperaturas no Pistão	121
9.3 O Erro	122
9.4 As Vantagens do Modelo Proposto	124
9.5 Próximas Etapas	126
9.6 Influência dos Parâmetros	129
9.7 Conclusão	130
Bibliografia	
Apêndice	



## FIGURAS

	página
1. Refrigeração de pistão de motor de combustão interna através da introdução de jato de óleo em galeria	3
2. Pistão de motor de combustão interna com cavidade parcialmente preenchida com líquido totalmente fechada e com fluxos de entrada e saída de óleo	7
3. Modelo de análise por condução do fenômeno de transferência de calor "cocktail shaker"	8
4. Modelo de análise por convecção do fenômeno de transferência de calor "cocktail shaker"	9
5. Dispositivo Experimental de Bush	10
6. Dispositivo Experimental de French	13
7. Cavidades estudadas no experimento de French	15
8. Pistão monobloco com galeria aberta da Wellworthy	17
9. Posicionamento dos termopares no pistão com galeria aberta estudado por Munro	18
10. Distribuição da energia em trânsito num pistão	21
11. Comportamento do óleo no interior da seção aberta da galeria segundo o experimento de visualização do escoamento considerado no trabalho de Evans	32
12. Comportamento do óleo no interior da seção fechada da galeria segundo o experimento de visualização do escoamento considerado no trabalho de Evans	33
13. Modelo de galeria simplificada assumido nos cálculos de Evans e proporção entre galeria fechada e aberta	36
14. Modelo de jato incidindo sobre a porção aberta da galeria mostrando o alcance após a colisão	36
15. Seção transversal do óleo escoando no interior da galeria (lasca anular)	39
16. Esquema do modelo de Chupp para o borrifamento de óleo na seção fechada da galeria	40

	página
17. Modelo de desenvolvimento do escoamento de óleo em galeria de pistão	47
18. Distribuição dos escoamentos no modelo de Evans ao longo de um ciclo do eixo virabrequim	48
19. Acelerações impostas ao óleo escoando no interior da galeria	49
20. Trajetória do óleo no interior da galeria durante um ciclo do eixo virabrequim	50
21. Seção transversal da galeria fechada com o fluxo de óleo	52
22. Aceleração do pistão atuando sobre o óleo na seção fechada da galeria durante a descida, $a(\theta)>0$ , $a(\theta)=0$ , $a(\theta)<0$	54
23. Aceleração do pistão atuando sobre o óleo na seção fechada da galeria durante a subida, $a(\theta)>0$ , $a(\theta)=0$ , $a(\theta)<0$	60
24. Transdutor de temperatura posicionado para medir temperatura no fundo da primeira canaleta do pistão	69
25. Fundo do pistão com galeria fechada instrumentado	69
26. Mecanismo articulado em 4 posições do eixo virabrequim	70
27. Pistão instrumentado acoplado pelo mecanismo de transporte do sinal	70
28. Sistema de injeção de óleo independente	71
29. Disposição dos transdutores de temperatura no interior do pistão com galeria fechada	72
30. Gráfico de temperatura dos pontos de cada uma das quatro seções transversais da galeria em regime de marcha lenta e vazão nominal	85
31. Gráfico de temperatura dos pontos de cada uma das quatro seções transversais da galeria em regime de torque máximo e vazão 50%	86
32. Gráfico de temperatura dos pontos de cada uma das quatro seções transversais da galeria em regime de potência máxima e vazão 50%	86
33. Gráfico de temperatura dos pontos de cada uma das quatro seções transversais da galeria em regime de torque máximo e vazão nominal	87

	página
34. Gráfico de temperatura dos pontos de cada uma das quatro seções transversais da galeria em regime de potência máxima e vazão nominal	87
35. Gráfico de temperatura dos pontos de cada uma das quatro seções transversais da galeria em regime de torque máximo e vazão 150%	88
36. Gráfico de temperatura dos pontos de cada uma das quatro seções transversais da galeria em regime de potência máxima e vazão 150%	88
37. Coeficientes de transferência de calor nas vizinhanças do pistão (condições de contorno para o Ansys 4.2)	90
38. Perfil de Temperaturas Axissimétrico do pistão analisado em condição de marcha lenta e vazão de óleo nominal.	91
39. Perfil de Temperaturas Axissimétrico do pistão analisado em condição de torque máximo e vazão de óleo nominal.	92
40. Perfil de Temperaturas Axissimétrico do pistão analisado em condição de potência máxima e vazão de óleo nominal.	93
41. Curva $h \times \theta$ para condição de torque máximo e vazão nominal	101
42. Curva $h \times \theta$ para condição de potência máxima e vazão nominal	102
43. Curva $h \times \theta$ para condição de potência máxima e 50% da vazão nominal	102
44. Comportamento do Coeficiente de Transferência de Calor na Galeria em relação à Vazão de Óleo ( $h_{gal} \times \psi_o$ ).	110
45. Comportamento do Coeficiente de Transferência de Calor na Galeria em relação à Velocidade do Jato ( $h_{gal} \times v$ ).	111
46. Comportamento do Coeficiente de Transferência de Calor na Galeria em relação à Rotação do Eixo Virabrequim ( $h_{gal} \times n$ ).	113
47. Comportamento do Coeficiente de Transferência de Calor na Galeria em relação ao Curso do Pistão ( $h_{gal} \times S$ ).	114

	página
48. Comportamento do Coeficiente de Transferência de Calor na Galeria em relação ao Diâmetro do Canal de Entrada do Jato de Óleo no Pistão ( $h_{gal} \times \phi$ ).	115
49. Comportamento do Coeficiente de Transferência de Calor na Galeria em relação ao Diâmetro Equivalente da Galeria ( $h_{gal} \times b_e$ ).	117
50. Comportamento do Coeficiente de Transferência de Calor na Galeria em relação ao Diâmetro do Pistão ( $h_{gal} \times B$ ).	119

## TABELAS

	página
1. Valores de a' e b' da equação ( 6 )	25
2. Evolução do estudo do efeito "cocktail shaker" como técnica de refrigeração em pistões	26
3. Dados de Entrada - Parâmetros Construtivos do Motor	76
4. Dados de Entrada - Parâmetros Variáveis de Marcha Lenta	77
5. Dados de Entrada - Parâmetros Variáveis de Torque Máximo	78
6. Dados de Entrada - Parâmetros Variáveis de Potência Máxima	79
7. Coeficientes médios de transferência de calor para a galeria de refrigeração de pistão do motor ensaiado (dados de entrada conforme tabelas 3, 4, 5 e 6) obtidos através do Modelo de Evans e do Modelo Proposto	80
8. Ângulo de descolamento $\theta_d$ , início $\theta_i$ e fim de borrifamento do óleo $\theta_f$ durante a descida e a subida do pistão, calculdo conforme o modelo de Evans e o modelo proposto	81
9. Parâmetros do motor controlados durante as medições de temperatura em tempo real	83
10. Resultados das medições de temperatura no pistão em tempo real	84
11. Temperaturas Médias da Galeria	85
12. Temperaturas medidas e simuladas ao redor da galeria	94
13. Coeficientes de transferência de calor experimental e simulado	97
14. Comparação do acréscimo de temperatura do óleo simulado com o estimado (AVL)	107
15. Erro médio para cada ponto da seção transversal da galeria do pistão obtido comparando-se a medição experimental com os valores obtidos de cada modelo térmico do coeficiente de transferência de calor para a galeria	123

## NOMENCLATURA

- a aceleração [ m/s<sup>2</sup> ]
- a(θ) aceleração em função do eixo virabrequim [ m/s<sup>2</sup> ]
- A área [ m<sup>2</sup> ]
- b distância entre terminais na cavidade do pistão (ou diâmetro da galeria) [ m ]
- B diâmetro do pistão [ m ]
- c calor específico do óleo [ J/kg°C ]
- d diâmetro do jato [ m ]
- D diâmetro da cavidade do pistão (ou do toróide da galeria) [ m ]
- D\* = D / b
- f percentual de área de contato anel/canaleta preenchida por óleo
- F força de aderência [ N ]
- g aceleração da gravidade [ m/s<sup>2</sup> ]
- h coeficiente de transferência de calor [ W/m<sup>2</sup> °C ]
- k condutividade térmica do óleo [ W/m°C ]
- l comprimento de galeria [ m ]
- l distância entre centros de biela [ m ]
- L alcance do jato em relação ao ponto de incidência (estagnação) [ m ]
- m fluxo de massa de óleo [ kg/s ]
- M massa de óleo [ kg ]
- n rotação do eixo virabrequim [ rpm ]
- Nu número de Nusselt =  $h d / k$
- P peso [ N ]
- pos posição axial do anel na canaleta
- Pe número de Peclet =  $Re * Pr = v d / \alpha$
- Pr número de Prandtl =  $v / \alpha$

<b>q</b>	taxa de troca de calor [ W ]
<b>R</b>	raio do eixo virabrequim [ m ]
<b>Re</b>	número de Reynolds = $v d / \nu$
<b>S</b>	curso do pistão [ m ]
<b>S*</b>	= $S / b$
<b>v</b>	velocidade do jato [ m/s ]
<b>v(θ)</b>	velocidade em função do eixo virabrequim [ m/s ]
<b>V</b>	volume [ m <sup>3</sup> ]
<b>x</b>	distância entre dois jatos consecutivos [ m ]
<b>w</b>	projeção da seção do óleo na galeria circularizada [ m ]
<b>y(θ)</b>	deslocamento em função do eixo virabrequim [ m ]
<b>z</b>	distância do jato à parede [ m ]
<b>α</b>	difusividade térmica do óleo = $k / \rho c$
<b>β</b>	coeficiente de ponderação da porção fechada e aberta da galeria
<b>γ</b>	ângulo molhado do escoamento no interior da galeria [ ° ]
<b>Δt</b>	intervalo de tempo [ s ]
<b>Δθ</b>	intervalo angular [ ° ]
<b>K</b>	força de amortecimento específico [ Ns/m <sup>3</sup> ]
<b>φ</b>	diâmetro do canal de entrada do óleo no pistão com galeria fechada [ m ]
<b>μ</b>	viscosidade dinâmica [ Pa s ]
<b>η</b>	coeficiente de coleta de óleo na porção fechada da galeria
<b>ν</b>	viscosidade cinemática = $\mu / \rho$ [ m <sup>2</sup> /s ]
<b>ρ</b>	densidade do óleo [ kg/m <sup>3</sup> ]
<b>τ</b>	tempo de percurso do óleo na seção fechada da galeria [ s ]
<b>θ</b>	ângulo do eixo virabrequim (zero no ponto morto superior) [ ° ]
<b>ψ</b>	vazão volumétrica [ m <sup>3</sup> /s ]

## Subscritos

ad	aderência
b	distância entre terminais na cavidade do pistão
c	centrípeta
close	galeria fechada
con	contato
d	descolamento
e	equivalente
ex	porção da galeria exterior ao pistão
f	fim
fundo	fundo da galeria
i	início ou interno ou variável
in	porção da galeria interior ao pistão
gal	galeria
m	médio
o	óleo
open	galeria aberta
p	pistão
r	relativa
s	ponto de estagnação
topo	topo da galeria
vmax	velocidade máxima
w	parede



## 1. INTRODUÇÃO

A busca por fontes geradoras de trabalho mais potentes e mais eficientes vem sendo, desde a crise do petróleo nos anos 70, o principal desafio de engenheiros voltados ao desenvolvimento de motores de combustão interna. O correto equacionamento da mistura ar-combustível e a elevação dos níveis de pressão do ciclo termodinâmico têm sido os principais recursos através dos quais esses engenheiros vêm buscando obter um melhor aproveitamento da energia disponível na combustão desses motores. Esses processos, entretanto, geram como consequência, um aumento da temperatura média de suas paredes internas, afetando diretamente sua resistência estrutural. O desenvolvimento de tecnologias ligadas a novos materiais e processos de refrigeração têm sido utilizadas para compatibilizar essas novas condições de operação do motor.

Até a década de 70, o aumento de rendimento em motores de combustão interna era conseguido basicamente com o aumento do volume de gases deslocado pelo pistão dentro do cilindro. Isso significava, via de regra, maior consumo de combustível e maiores dimensões das câmaras de combustão. Dotadas portanto de maior superfície, essas câmaras mantinham-se capazes de suportar a transmissão de maiores fluxos térmicos dado que a razão "energia / superfície da câmara" permanecia praticamente inalterada. Os limites de crescimento da potência gerada eram portanto ditados pelo tamanho físico desses motores ou pelos processos de fabricação dos mesmos.

Com a crise do petróleo, tomou-se mandatário que os novos desenvolvimentos buscassem maior eficiência do processo de combustão. Processos irreversíveis de geração de entropia deviam ser minimizados de forma que a mesma energia disponível pudesse se transformar em trabalho útil. Era preciso diminuir a massa inercial do conjunto rotativo do motor; reduzir o atrito geral de superfícies deslizantes em contato; otimizar o fluxo de ar para o interior da câmara; garantir a melhor condição de reação para que a mistura ar-combustível a ser queimada produzisse uma

combustão eficiente e limpa, qualquer que fosse a condição de operação imprimida ao motor; e trocar calor a taxas maiores de forma a não comprometer as partes estruturais e ao mesmo tempo garantir inalteradas as condições termodinâmicas do ciclo. O desenvolvimento de tecnologia que permitiu caminhar nessa direção trouxe motores de combustão interna cada vez mais potentes e menores, possuindo soluções mecânicas mais complexas e um número significativo de acessórios incorporados, desde turbo compressores até a eletrônica embarcada de gerenciamento de funções. Essas estruturas no entanto ficaram sujeitas a maiores fluxos de calor e maiores temperaturas. Dessas estruturas, os pistões e as válvulas foram os componentes mais afetados uma vez que, mesmo em contato com temperaturas e pressões altíssimas, ainda deviam ser leves e resistentes à fadiga. Concentrados nos esforços de atender a todos esses requisitos, os fabricantes desses componentes sempre estiveram muito envolvidos com o problema buscando resultados por duas frentes: obtenção de novos materiais mais leves e resistentes a altas temperaturas e desenvolvimento de técnicas especiais de refrigeração.

Uma técnica utilizada para a refrigeração de pistões em motores de combustão interna consiste na introdução de um jato de óleo em uma cavidade de formato toroidal interna ao pistão denominada galeria (ver figura 1). Os efeitos do jato de óleo incidindo sobre uma superfície associados aos efeitos dinâmicos resultantes do deslocamento alternativo do pistão, fenômeno ao qual se sujeita o óleo coletado por essa galeria, produzem coeficientes de transmissão de calor capazes de remover grande parte da energia que atravessa o pistão. Esse processo de transferência de calor foi intensamente estudado por diversos autores com o objetivo de descrever o fenômeno e desenvolver modelos que pudessem orientar projetos de pistão utilizando essa técnica de refrigeração.

O objetivo desse trabalho é validar com medições experimentais um modelo térmico preditivo para o coeficiente de transferência de calor em galeria de um pistão monobloco de motor de combustão interna. Dois modelos serão estudados: o modelo de Evans, elaborado a partir da observação experimental do escoamento de óleo refrigerante no interior de um pistão com galeria;

e outro, introduzido nesse trabalho e derivado do modelo de Evans, porém utilizando uma abordagem analítica para modelar o escoamento. O desenvolvimento desse outro modelo permitirá analisar o processo de refrigeração em pistões com galeria de uma forma mais abrangente. Ambos os modelos assumem hipóteses simplificadoras diante da complexidade do fenômeno envolvido.

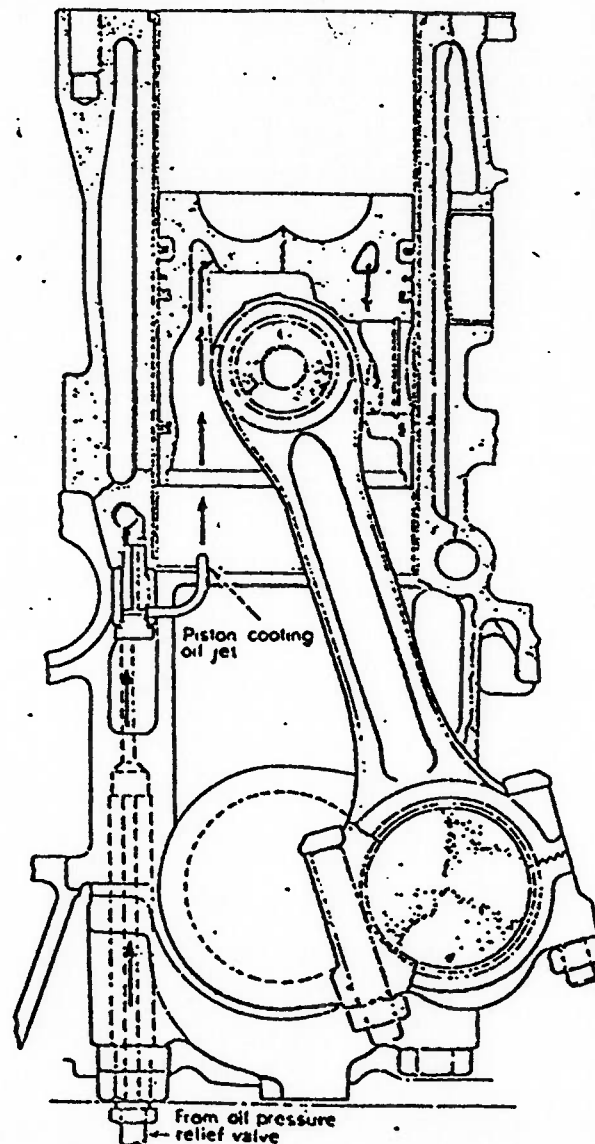


Figura 1 - Refrigeração de pistão de motor de combustão interna através da introdução de jato de óleo em galeria

Evans<sup>1</sup> desenvolveu seu modelo a partir da observação espacial e temporal do escoamento de óleo que se dá dentro da galeria sob o efeito alternativo do deslocamento do pistão dentro do cilindro. Essa observação o autor fez através de um registro fotográfico de um protótipo transparente de motor monocilíndrico onde pôde ser visualizada a trajetória do óleo refrigerante no interior da galeria do pistão. Cinco regimes distintos de escoamento foram identificados e associados a modelos térmicos clássicos da literatura, determinando para cada um, um coeficiente específico de transferência de calor. A ocorrência desses regimes durante um ciclo do eixo virabrequim foi modelada empiricamente através da observação do registro fotográfico. Assim, uma integração simplificada dos coeficientes de cada regime identificado, ponderando seu valor médio dentro do intervalo e da região observadas, estabelece o coeficiente global médio de transferência de calor em função da rotação do motor, das características dinâmicas do jato de óleo e da geometria do pistão.

Baseado numa análise crítica do modelo de Evans<sup>1</sup>, o modelo proposto calculará o mesmo coeficiente de transferência de calor médio para toda a galeria do pistão, porém substituindo o empirismo na determinação de início e fim de cada regime identificado no filme fotográfico do modelo de Evans<sup>1</sup> por uma abordagem analítica de seus intervalos de ocorrência, considerando interações entre os escoamentos e discretizando o ciclo do eixo virabrequim em intervalos quasi-infinitesimais. A aplicação deste modelo poderá ser estendida a qualquer motor cujo pistão possua galeria de refrigeração.

A consolidação do modelo térmico preditivo será buscada através da comprovação de seus resultados com medições experimentais de temperatura em tempo real. Os resultados dos dois modelos serão considerados. Dado uma geometria e uma condição de operação do motor, o modelo térmico preditivo calculará um coeficiente de transferência de calor médio para a galeria. O coeficiente obtido será, por sua vez, utilizado como condição de contorno para a simulação numérica bidimensional do perfil de temperaturas do pistão através do método de elementos finitos. As temperaturas então calculadas numericamente serão comparadas com as temperaturas

medidas experimentalmente em pontos correspondentes de um pistão operando na mesma condição de operação que a calculada pelo modelo preditivo.

A técnica de medição de temperatura com o motor em funcionamento (tempo real) é apresentada por Camargo F<sup>o</sup> e Leites<sup>2</sup> e possibilita a obtenção de dados experimentais para qualquer condição de operação do motor. A técnica consiste em instrumentar um pistão com sensores de resistência que transmitem o sinal obtido para o meio externo através de fios finos acoplados a um mecanismo que une o pistão com um ponto fixo do bloco do motor. Atingido o meio externo, o sinal é decodificado através de um sistema de aquisição de dados.

Os modelos térmicos também serão avaliados perante um balanço energético. Conhecido experimentalmente o calor removido pelo óleo e as temperaturas da parede da galeria, será possível obter o coeficiente de transferência de calor médio experimental para uma dada condição de operação. Esse valor será então comparado com o resultado obtido através do modelo estudado.

Validado o modelo térmico preditivo, uma investigação dos parâmetros influentes na obtenção de coeficientes de transferência de calor mais eficazes para o processo de refrigeração de pistões através de galerias será apresentada e discutida em termos de viabilidade técnica e econômica para incorporação em novos projetos.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os estudos de processos de refrigeração de pistão em motores de combustão interna surgiram bem antes da necessidade da utilização mais racional de energia gerada com a crise do petróleo nos anos 70. Em 1923 Heron apud Bush<sup>3</sup> obteve patente definindo o processo de refrigeração "cocktail shaker" para partes reciprocativas do motor. Esse processo consistia em remover calor de uma cavidade oca submetida a movimentos alternativos através de um líquido refrigerante ocupando parcialmente seu interior. Anos mais tarde essa técnica seria aplicada pela indústria aeronáutica norte-americana na fabricação de válvulas de exaustão utilizando sódio líquido como refrigerante, reduzindo em aproximadamente 80°C a temperatura média da válvula. Nessa época, pistões de ferro fundido com cavidades parcialmente preenchidas com sódio líquido também eram testados experimentalmente em motores especiais com uma pressão média efetiva de 0,5MPa, apresentando bons resultados por mais de 8000 horas. Testes semelhantes utilizando pistões de alumínio e cavidades com óleo já não suportavam as mesmas condições de operação. Em 1949, Flynn e Underwood apud Bush<sup>3</sup> investigaram pela primeira vez a refrigeração em pistões de alumínio utilizando jatos de óleo e somente em 1955 Pefley apud Bush<sup>3</sup> apresentou uma análise teórica do conceito "cocktail shaker" aplicado a pistões refrigerados com óleo (Fig. 2). Tendo como base os resultados alcançados até então no estudo do conceito "cocktail shaker" para refrigeração de pistões, Bush<sup>3</sup> em 1963 trabalhou junto com o Prof. London na Universidade de Stanford (USA) e ensaiou os primeiros modelos preditivos de transferência de calor para o problema, determinando os parâmetros após longos testes com dispositivos que simulavam cavidades parcialmente preenchidas com líquido sujeitas a movimentos alternativos. Em seu trabalho Bush analisa dois modelos para o fenômeno: um considerando transferência de calor por condução e outro considerando convecção. No modelo por condução (Fig. 3), Bush baseia-se no modelo idealizado anteriormente por Pefley considerando o refrigerante como um disco rígido que

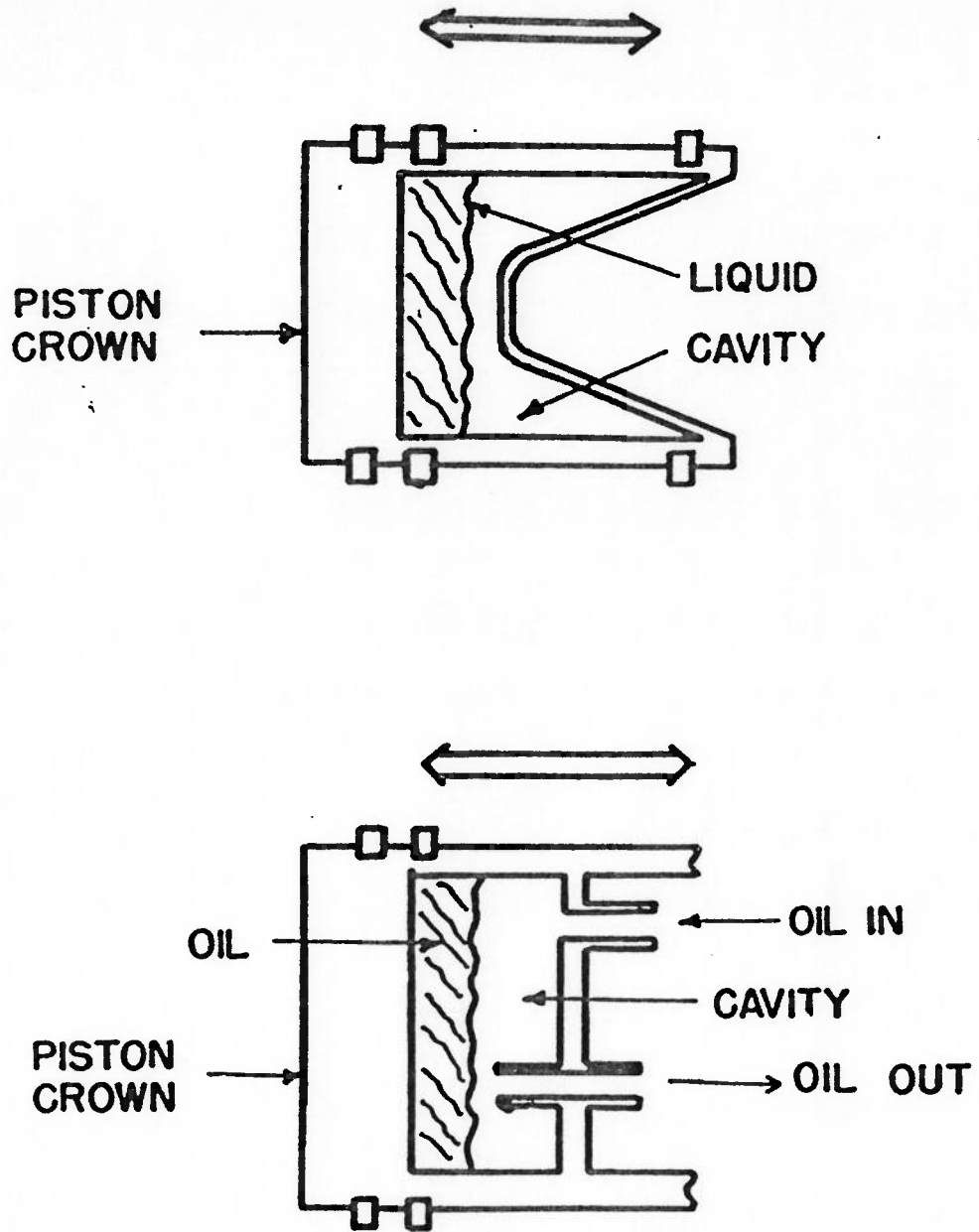


Figura 2 - Pistão de motor de combustão interna com cavidade parcialmente preenchida com líquido totalmente fechada e com fluxos de entrada e saída de óleo

se desloca sem atrito junto às paredes do interior da cavidade na direção do movimento alternativo, trocando calor entre os terminais frio e quente. É assumido para essa modelagem que o líquido se mantém em equilíbrio térmico e com temperatura uniforme durante o percurso entre os terminais; também condutividade térmica e calor específico são considerados constantes. No modelo por convecção (Fig. 4), Bush baseia-se na interpretação do estudo fotográfico realizado dentro de seu trabalho para a observação do comportamento do líquido no interior da cavidade. Esse modelo assume também que a energia em trânsito só é trocada nos terminais quente e frio da cavidade; que os coeficientes de transferência de calor por convecção são uniformes e constantes para toda a área de cada terminal; e que a temperatura de mistura do líquido é uniforme em toda sua extensão a menos da camada limite que o separa ora com a parede do terminal quente, ora com a parede do terminal frio.

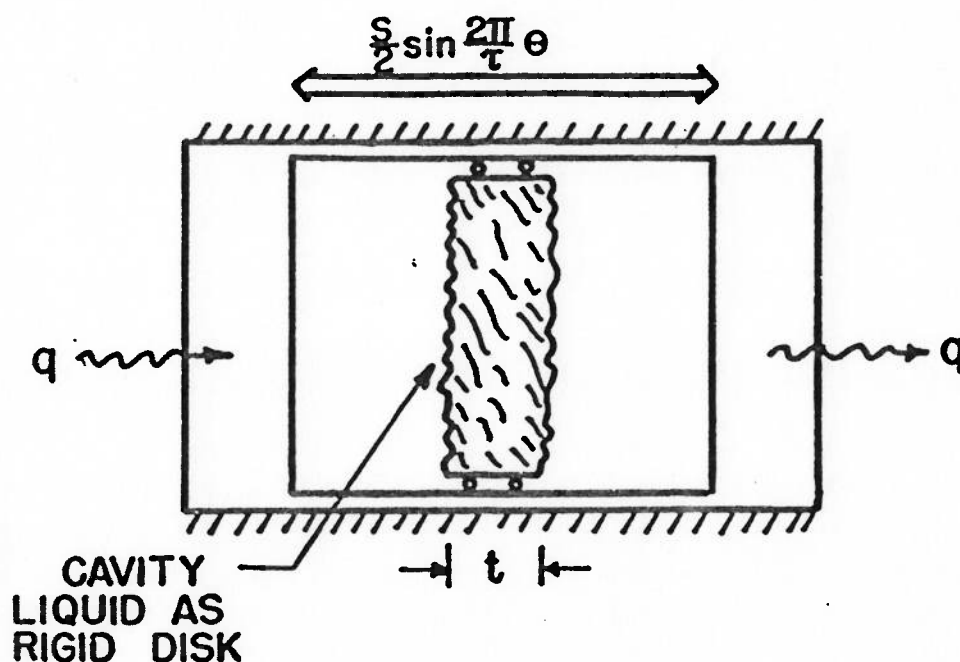


Figura 3 - Modelo de análise por condução do fenômeno de transferência de calor "cocktail shaker"



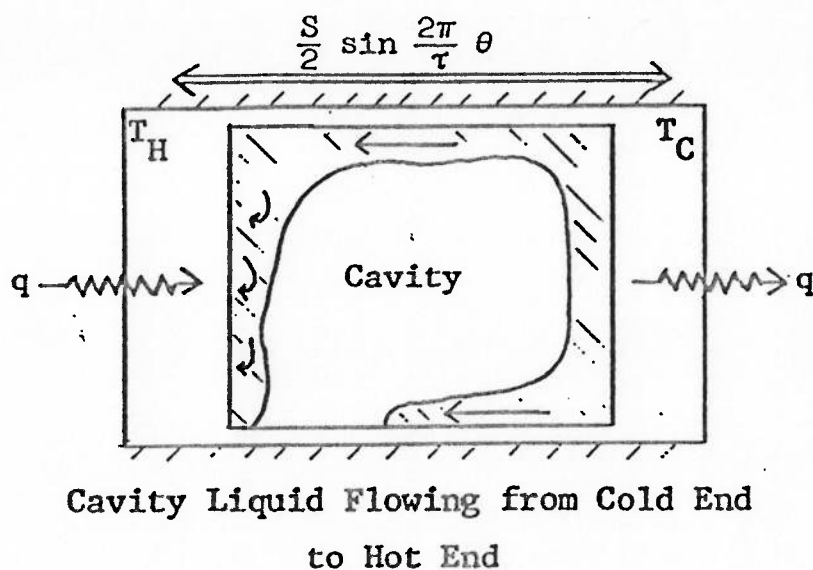


Figura 4 - Modelo de análise por convecção do fenômeno de transferência de calor "cocktail shaker"

Um dispositivo foi então construído para testar os modelos e comparar os resultados. A figura 5 esquematiza o experimento idealizado para simular a eficácia da refrigeração alcançada pelo processo. Um mecanismo conectado opcionalmente em três diferentes posições de um volante motor produzia o deslocamento recíproco de uma cavidade alojada no interior de um pistão parcialmente preenchido com mercúrio através da articulação com uma haste. O pistão era formado por uma superfície lateral de material transparente e de dois terminais equipados com termopares, um terminal quente possuindo resistências capazes de gerar até 240W e um outro com jaquetas de água para manter o terminal frio. O pistão era posicionado para uma câmara fotográfica permitindo registrar o comportamento do líquido refrigerante em seu interior quando submetido ao movimento recíproco. O dispositivo foi construído possibilitando a variação de alguns parâmetros como rotação do motor, curso do pistão, distância entre o terminal quente e o terminal frio e grau de enchimento da cavidade do pistão. Três líquidos foram testados para

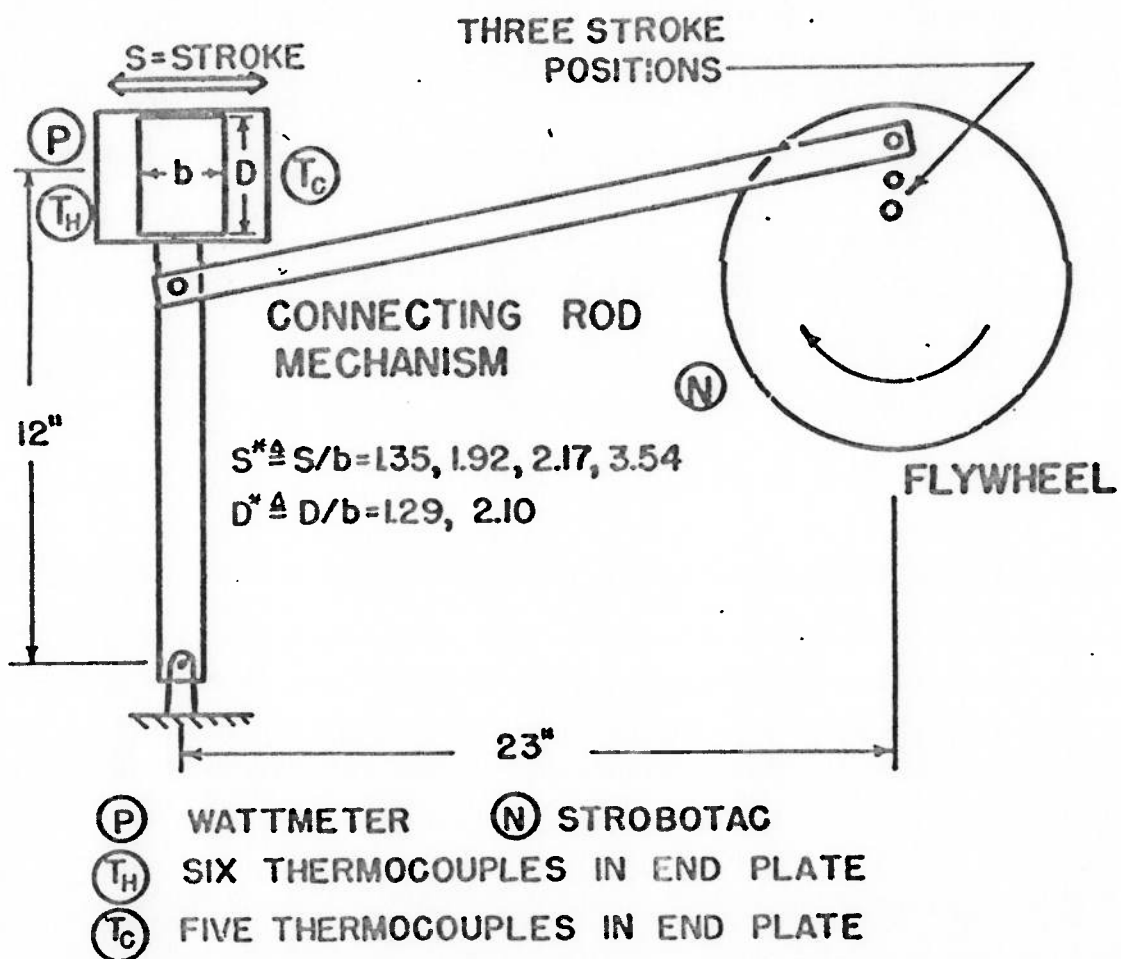
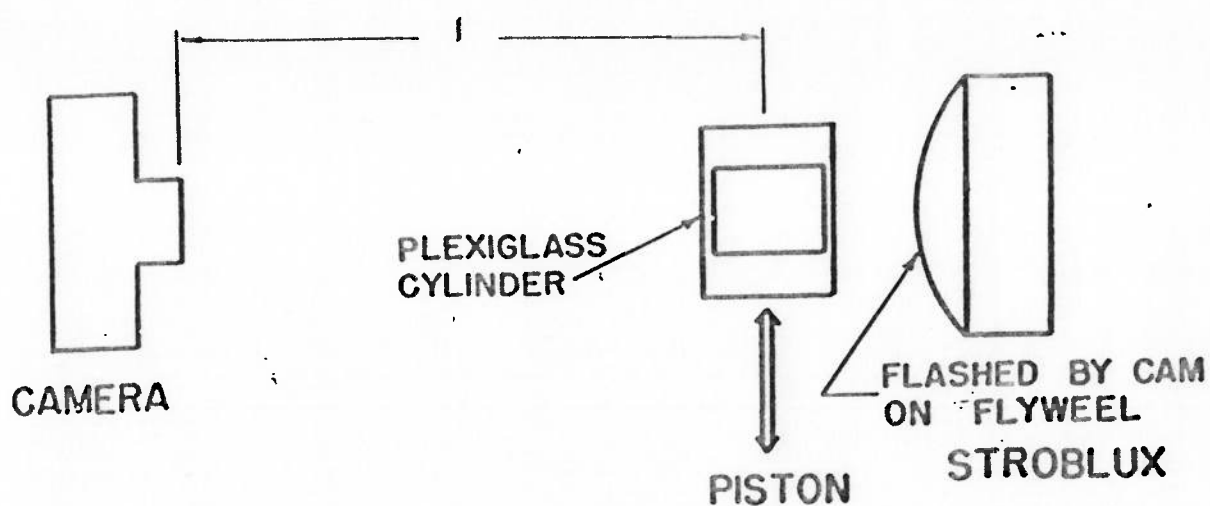


Figura 5 - Dispositivo Experimental de Bush

avaliar a influência da viscosidade do refrigerante: água, mercúrio e glicerina. Com a variação desses parâmetros foi possível abranger  $100 < Re < 950000$  e  $0,023 < Pr < 1000$ . Os resultados mostraram a forte dependência do fenômeno no número de Prandtl  $Pr$  e na difusividade térmica  $\alpha$ , invalidando o modelo de transferência de calor por condução para o efeito "cocktail shaker" investigado por Bush. O autor apresenta duas correlações que governam o fenômeno baseadas em modelos convectivos:

- Líquidos com  $Pr > 0.5$  e  $10^2 < Re_b < 5 \times 10^6$  :

$$Nu = 0.495 Re_b^{0.57} D^{*0.24} Pr^{0.29} \quad (1)$$

- Líquidos com  $Pr \ll 1$  e  $5 \times 10^2 < Pe_b < 2 \times 10^5$  :

$$Nu = 0.638 Pe_b^{0.50} D^{*0.24} \quad (2)$$

O índice  $b$  refere-se à distância entre os terminais quente e frio da cavidade. Ambas expressões são aplicáveis para os intervalos:

$$0.25 < D^* < 3.0$$

$$0.6 < S^* < 5.0$$

onde  $D^*$  e  $S^*$  correspondem às relações diâmetro da cavidade e curso deslocado pela altura da cavidade, respectivamente. O erro obtido em relação aos valores experimentais foi de 6%.

O experimento de Bush porém apresenta algumas características que o diferenciam dos fenômenos físicos que ocorrem no interior do motor de combustão interna. A proporcionalidade da relação biela-manivela do motor, formado pelo volante motor, pelo braço regulável e pela haste presa ao pistão no dispositivo experimental, manteve uma razão mínima de montagem de 10:1, enquanto num motor convencional essa proporção gira em torno de 3,5:1. Também o fato do curso do pistão não ser retilíneo (a haste na qual o pistão está preso gira em torno de um ponto

fixo) e o movimento alternativo estar orientado aproximadamente na horizontal (no motor o movimento é vertical) embutiram no experimento efeitos ocasionados pela aceleração da gravidade na alternância de sentido do fluido no interior da cavidade que no caso do motor de combustão interna ocorre de maneira diferente. O próprio autor reconhece esses efeitos e estabelece a condição de que a aceleração do sistema promotor do fenômeno "cocktail shaker" deva ser superior a 4g para que as relações por ele estabelecidas para transmissão de calor tenham significado físico. Outras observações sobre os resultados mostram que as variações de temperatura nas superfícies dos terminais quente e frio não devem superar 30% do gradiente máximo de temperatura entre os terminais, que o gás no interior da cavidade do pistão não exerce efeitos sobre a dinâmica do fluido e que seu grau de preenchimento da cavidade produz os melhores resultados na faixa entre 20 e 30%.

Um estudo comparativo com algumas técnicas de refrigeração de pistão foi apresentado por Stotter<sup>4</sup> em 1966 evidenciando a melhor performance do óleo como refrigerante em virtude de sua melhor neutralidade quanto à corrosão e à vedação nos sistemas do motor. Stotter avaliou 5 configurações de refrigeração de pistão:

- sem suprimento de óleo direcionado ao pistão;
- pressurizando óleo através da interface com a biela e o sistema de lubrificação;
- através do efeito "cocktail shaker" de óleo em uma câmara criada dentro do pistão;
- através de jatos de óleo direcionados ao pistão;
- pela combinação dos dois anteriores.

Para cada configuração, Stotter calculou o coeficiente de transferência de calor fazendo um balanço energético da energia que se propagava sobre uma placa instalada no pistão de espessura e condutividade conhecidas e com termopares medindo a temperatura em suas superfícies superior e inferior. Esses termopares eram posicionados no pistão de forma que ficassem sobre uma mesma linha de isofluxo da placa, garantidas pela homogeneidade do aquecimento na região da medição. O balanço se completava com a medição da temperatura do

óleo que entrava em contato com a placa. Assim o autor observou que as configurações que utilizavam o óleo como elemento de refrigeração produziam coeficientes de transferência de calor significativamente mais altos, mesmo considerando a imprecisão da medição da temperatura de saída do óleo devido à dificuldade de sua coleta. A melhor configuração de refrigeração mostrou ser aquela que compunha o efeito do jato de óleo com o efeito "cocktail shaker". Nesse caso Stotter ressalta a necessidade de desenvolver maior domínio dessa técnica de refrigeração para aproveitar melhor os efeitos produzidos de transferência de calor.

Em 1972 French<sup>5</sup> dá prosseguimento às investigações do conceito "cocktail shaker" publicando um trabalho que estabelecia definitivamente o óleo como refrigerante. French otimiza os ensaios experimentais de Bush, desenvolvendo um dispositivo onde algumas configurações de cavidades eram adaptadas a um êmbolo que reproduzia os movimentos alternativos do motor (Fig. 6).

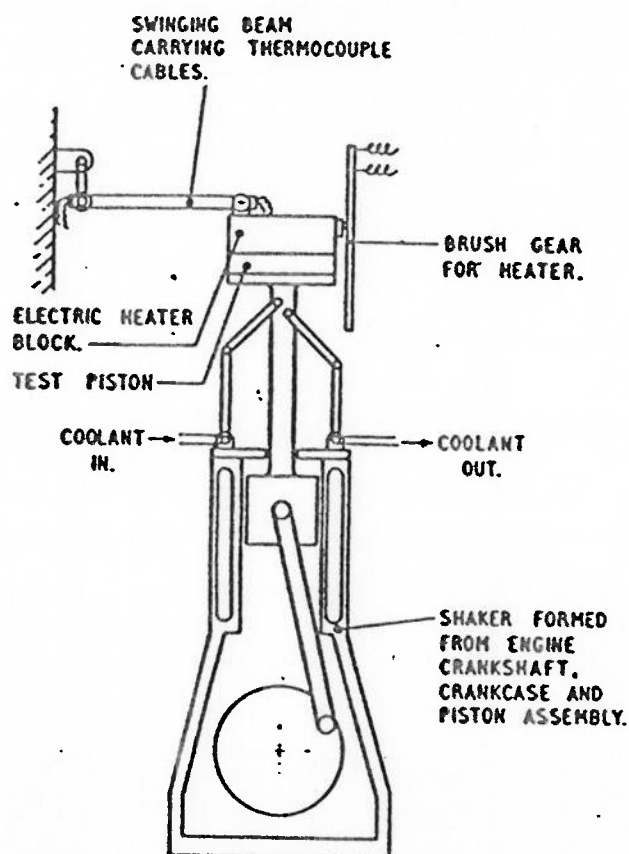


Figura 6 - Dispositivo Experimental de French

O dispositivo caracterizava-se por utilizar um conjunto cilindro-pistão-biela-manivela de um motor diesel acionado por um motor elétrico de velocidade variável. O pistão desse conjunto era, por sua vez, rigidamente unido com outro formando o êmbolo externo ao motor onde eram acopladas as diferentes cavidades e um bloco de alumínio fundido com 6kW de elementos aquecedores. Esse "bloco aquecedor" simulava a energia em forma de calor fornecida pela câmara de combustão ao pistão, recebendo por sua vez energia através de uma escova presa em sua lateral que mantinha contato com um trilho fixo durante o deslocamento do êmbolo. As temperaturas eram medidas por meio de termopares que transmitiam continuamente o sinal de diversos pontos estrategicamente posicionados no interior do êmbolo através de um mecanismo que o unia a um ponto fixo exterior. Obtidas as temperaturas, era possível calcular o fluxo de calor local através das paredes internas que atingiam as cavidades em estudo, e, com a temperatura local do fluido também sendo medida, era possível determinar o coeficiente de transferência de calor. Cinco tipos de cavidade foram testadas, duas delas utilizando o princípio de convecção forçada e possuindo resultados medidos em motor diesel de aplicação marinha, e as outras três explorando o conceito "cocktail shaker" (Fig. 7). Para a convecção forçada, French comparou os resultados com o modelo convencional da literatura para tubos de Sieder e Tate. Para o efeito "cocktail shaker", French fez considerações sobre o modelo de Bush observando que seu comportamento quando utilizado óleo como refrigerante se distanciava dos resultados experimentais do outro pesquisador. French propõe então que seja utilizada uma correlação que independa do tipo de fluido considerado, como a correlação mostrada a seguir:

$$Nu \propto Re_p^{0.54} Pr^{0.33} (\mu_o / \mu_w)^{0.14} D^* 0.33 \quad (3)$$

Comparativamente aos resultados de motor disponíveis, os dois primeiros tipos de cavidades não apresentaram bons resultados evidenciando um provável efeito de escala do dispositivo, dado que a energia dissipada por este não reproduzia adequadamente os níveis energéticos alcançados

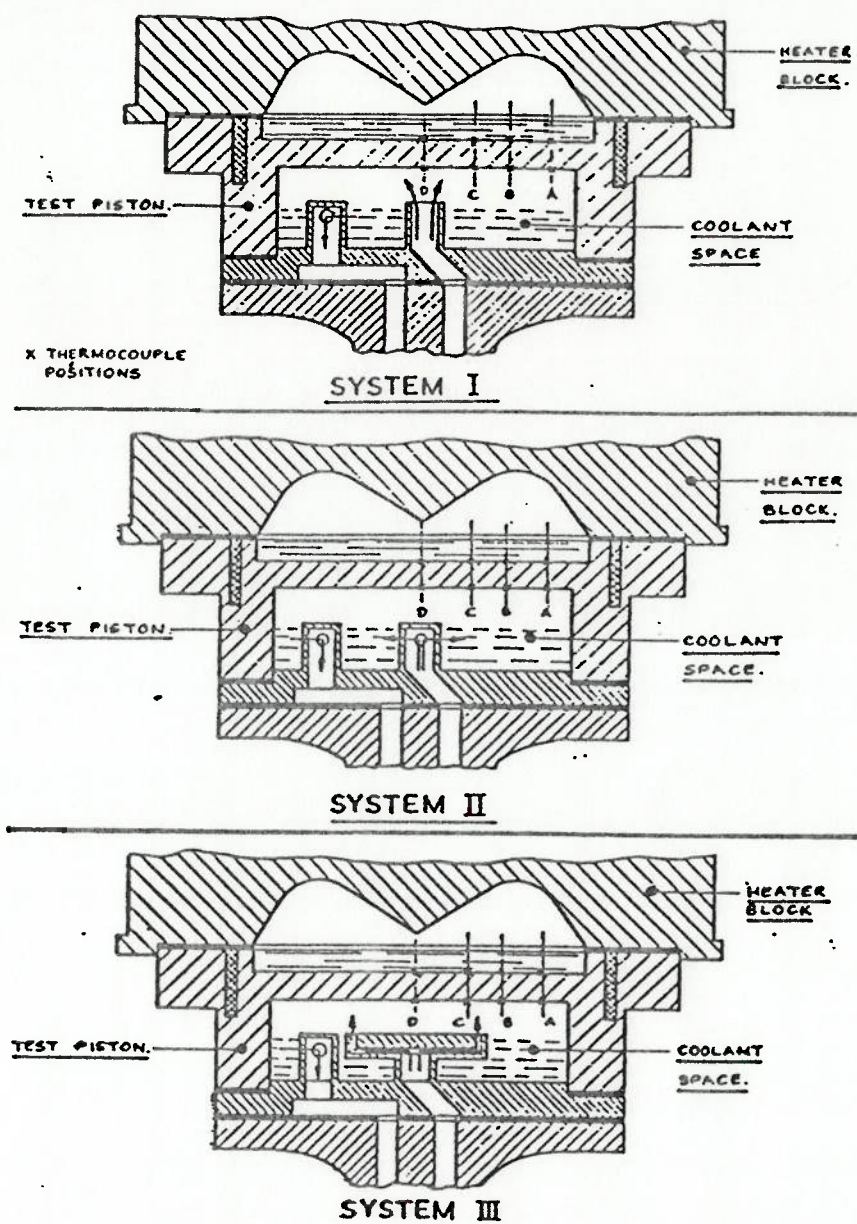


Figura 7 - Cavidades estudadas no experimento de French

pela combustão em um motor diesel. Para as cavidades com "cocktail shaker" não haviam resultados de motor para comparação, porém ficou caracterizada a forte influência da velocidade e a significativa participação do grau de enchimento do canal no processo de transferência de

calor, mesmo tendo sido o teste ensaiado sob rotação máxima de 400rpm. French propôs na época que o efeito "cocktail shaker" fosse utilizado em projetos de pistão para motores onde se desenvolvessem rotações elevadas, utilizando sistemas com convecção forçada para motores de baixa rotação.

Com o eminente crescimento de potência em motores diesel de alta velocidade, Munro et al<sup>6</sup> em 1973, representando o fabricante de pistões Wellworthy Ltd., apresentam a configuração do pistão monobloco com galeria aberta (Fig. 8) que utilizava o conceito "cocktail shaker" para remover o excesso de energia em trânsito que atingia a parte superior dos pistões desses novos motores. Essa nova configuração caracterizava-se por possuir uma galeria oca posicionada circunferencialmente atrás das canaletas dos anéis do pistão, atravessando as regiões dos cubos e abrindo-se na direção das regiões de pressão e contra-pressão do pistão. Essas galerias eram produzidas através do processo de fundição de anéis de sal, reportado por Law e Day<sup>7</sup>. As porções abertas da galeria eram atingidas por um ou dois jatos de óleo lubrificante que devido à geometria da seção e à dinâmica do pistão quando em operação, encaminhavam o óleo para o interior da sua porção fechada, onde se produzia o efeito "cocktail shaker". Munro et al<sup>6</sup> estudaram essa configuração experimentalmente instrumentando um pistão com termopares em sete diferentes posições conforme mostrado na figura 9. Os sinais de temperatura captados pelos termopares eram levados até um terminal tipo macho fixo na extremidade inferior interna da boca do pistão que penetrava num terminal tipo fêmea fixo ao bloco, fechando o circuito magneticamente quando o pistão atingia o ponto morto inferior (o tempo em que o contato permanecia fechado era de aproximadamente 10° do giro do eixo virabrequim do motor). Através desse método, conhecido por NTC e com o qual French já havia obtido medições de temperatura em pistão em operação para comparar os resultados em seu trabalho descrito anteriormente, as leituras obtidas para temperatura eram instantâneas, representando as primeiras tentativas de se medir temperatura em pistões continuamente em tempo real. Munro et al<sup>6</sup> também observaram o fenômeno através de um dispositivo de visualização dos escoamentos simulando um motor



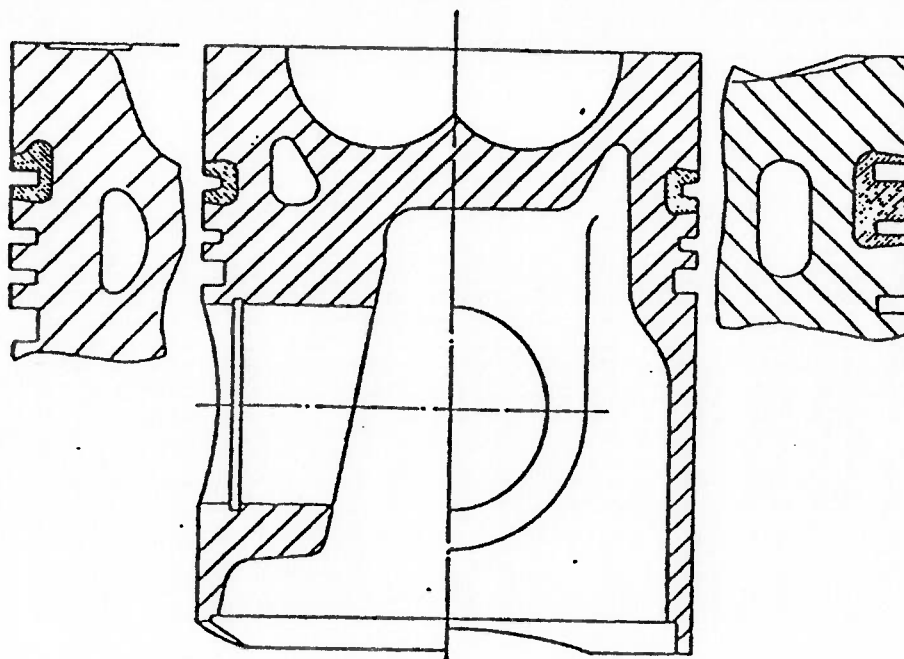
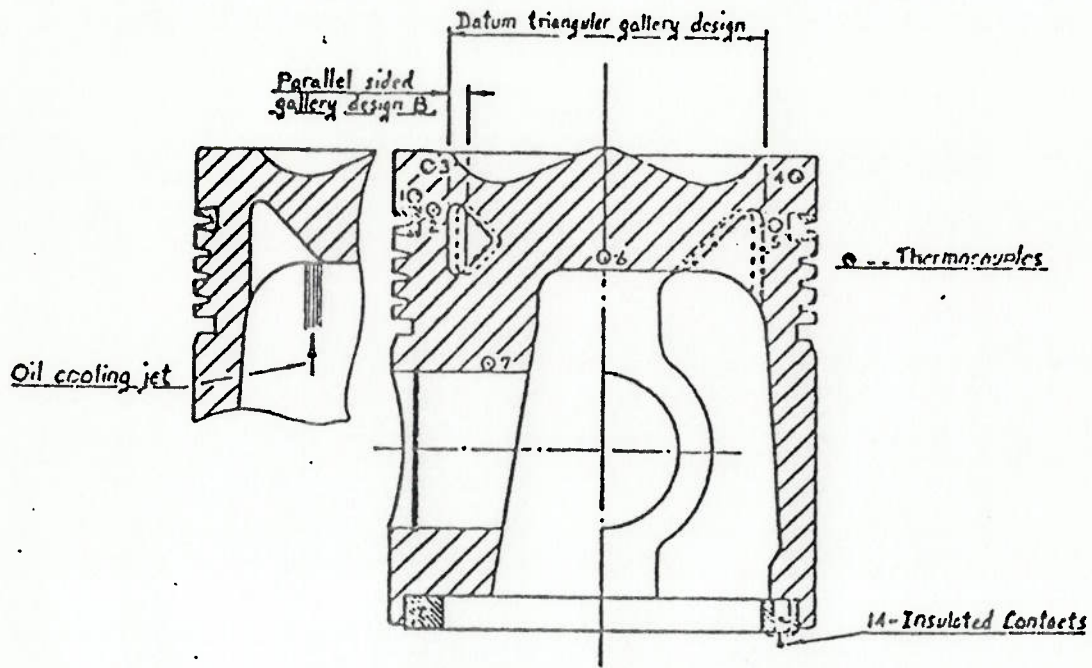


Figura 8 - Pistão monobloco com galeria aberta da Wellworthy

monocilíndrico com pistão de galeria aberta em funcionamento, baseado no conceito do dispositivo de Bush e construído com apoio da Wellworthy. Dessa forma Munro et al<sup>6</sup> avaliaram as influências da configuração de galeria aberta e as condições de refrigeração sobre a temperatura do pistão . Assim os autores chegaram às seguintes conclusões:

- A velocidade do jato de óleo devia ser sempre superior à velocidade máxima do pistão. Dessa forma garante-se que durante todo o ciclo do eixo virabrequim o óleo entre em contato com a parede da galeria aberta e por conseguinte haja abastecimento contínuo de refrigerante em sua porção fechada (a velocidade do óleo sendo metade da velocidade máxima do pistão, apenas durante 47% do ciclo do eixo virabrequim o óleo é coletado pela galeria fechada).



PISTON SECTION SHOWING THERMOCOUPLE POSITIONS & ALTERNATIVE GALLERY DESIGNS.

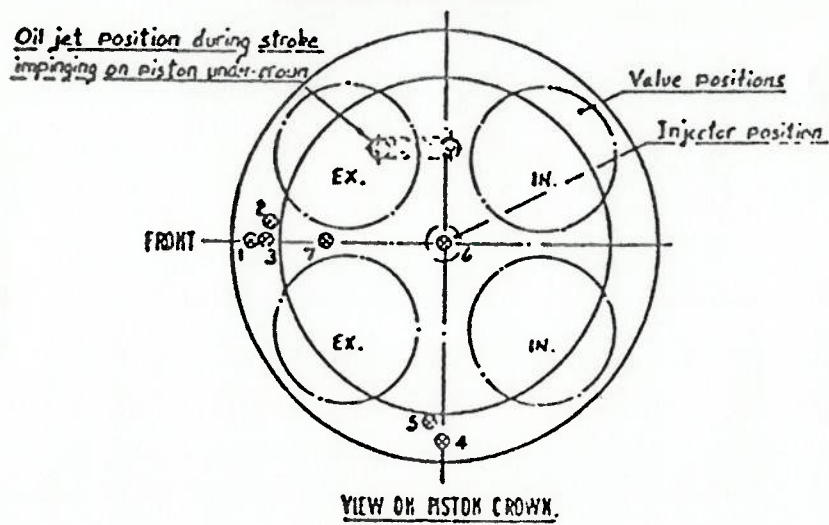


Figura 9 - Posicionamento dos termopares no pistão com galeria aberta estudado por Munro

- Existe um valor ideal de vazão de óleo acima do qual seu incremento praticamente não produz mais nenhum decréscimo de temperatura no pistão. Em ensaios para diferentes níveis de potência gerada pelo motor e diferentes níveis de pressão média efetiva foi observado que o gradiente de redução de temperatura do pistão com o incremento da vazão de óleo tende a uma assíntota, revelando um comportamento exponencial e evidenciando que a partir de determinado valor, o custo em se manter uma bomba com maior pressão para suprir uma maior vazão de óleo refrigerante não compensa a redução de temperatura obtida no pistão.
- Variações de 10°C na temperatura do óleo lubrificante produzem variações diretamente proporcionais de 3°C na temperatura do pistão. Assim como variações 10°C na temperatura da água de refrigeração, produziam variações de 5°C no pistão; 100rpm variavam 4°C e 0,07MPa de pressão média efetiva variavam 6°C na temperatura do pistão.

Munro et al <sup>6</sup> se utilizam também do método de elementos finitos para fazer uma análise térmica e mecânica de tensões com a introdução da galeria no pistão. Uma análise axissimétrica e outra 3D, mesmo esta estando em fase de desenvolvimento na época, mostraram que o posicionamento da galeria pode levar o pistão à fadiga, dando início a trincas na região interna da galeria.

A eficiência do efeito "cocktail shaker" no processo de transferência de calor em pistões de motores de combustão interna já estava sedimentada com o advento da configuração do pistão com galeria aberta. Problemas como o engastamento de anéis na canaleta, escariação das superfícies das camisas devido ao contato com depósitos de carvão duro formado nas laterais do pistão e a fadiga prematura do alumínio resultando em trincas e rupturas na região dos cubos do pistão sujeito a altas temperaturas, estavam sendo amenizados ou até mesmo eliminados com esse novo conceito. Faltava agora desenvolver modelos físico-matemáticos que pudessem simular o fenômeno permitindo projetar esses pistões mais eficientes quanto à troca térmica. Foi

com essa intenção que Evans<sup>1</sup> em 1977 publicou seu trabalho apresentando um modelo térmico para cálculo do coeficiente de transferência de calor em galeria de refrigeração de pistões de motores de combustão interna. O modelo baseava-se nas experiências de Bush, French e Munro e utilizava o dispositivo de visualização da Wellworthy para definir parâmetros para o escoamento. O modelo é descrito em detalhes no capítulo 3 onde também é discutido a abordagem técnica considerada para sua elaboração. Evans não realiza porém medições experimentais para comprovar seu modelo, comparando os resultados obtidos somente com valores médios estimados e usados pela Wellwothy para projetar esses pistões na época.

A idéia de se associar resultados experimentais com teóricos é tanto mais necessária quanto mais complexo é o problema. Woschni<sup>8</sup> apresenta uma modelagem matemática para motores diesel que apesar de bastante evoluída em função do desenvolvimento de computadores permitindo a resolução de sistemas de equações diferenciais complexas, não dispensam uma comprovação experimental segundo o próprio autor. Em outro artigo Woschni<sup>9</sup> mescla abordagens teóricas com empíricas determinando coeficientes locais de transferência de calor ao redor de um pistão relacionando as condições de contorno de temperatura dos gases na fronteira com o cálculo de isofluxos obtidos a partir de isotermas medidas experimentalmente utilizando o método de relaxação e de analogia de tanque eletrolítico.

A distribuição dos fluxos de calor em um pistão é algo complexo de se verificar dada a profusão de parâmetros envolvidos relacionando formas, velocidades, reações químicas, propriedades de transporte e condições de refrigeração. Platzer e Affenzeller<sup>10</sup> apresentam um estudo através da AVL propondo uma distribuição axisimétrica do coeficiente de transferência de calor no topo do pistão obtida a partir da comparação do coeficiente de transferência global de calor calculado através da expressão de Woschni<sup>11</sup> com o fluxo de calor medido experimentalmente no pistão. Também abordando distribuição energética, Yoshida et al<sup>12</sup> apresentam um estudo da propagação do calor em câmaras de combustão de motores de combustão interna mostrando que o fluxo de calor varia periodicamente com o ciclo termodinâmico do motor e localmente através de

diversos pontos da parede, constatando que 8% dessa energia é transferida pelas paredes da câmara e cabeçote, 7% pelo pistão, 5% pelo duto de exaustão, 1% pela válvula de admissão e 0,5% pela válvula de exaustão. Constata-se na prática que no caso do pistão seu percentual pode chegar a 13%. Num trabalho mais recente sobre resfriamento de pistões através de jatos líquidos, Camargo F<sup>o</sup> e Pimenta<sup>13</sup> mencionam que do percentual da energia direcionada para um pistão com galeria, 34,0% é dissipado pela zona dos anéis, 44,9% pela galeria, 15,6% pelo fundo do pistão e os 5,5% restantes pela saia lateral e cubos (ver figura 10).

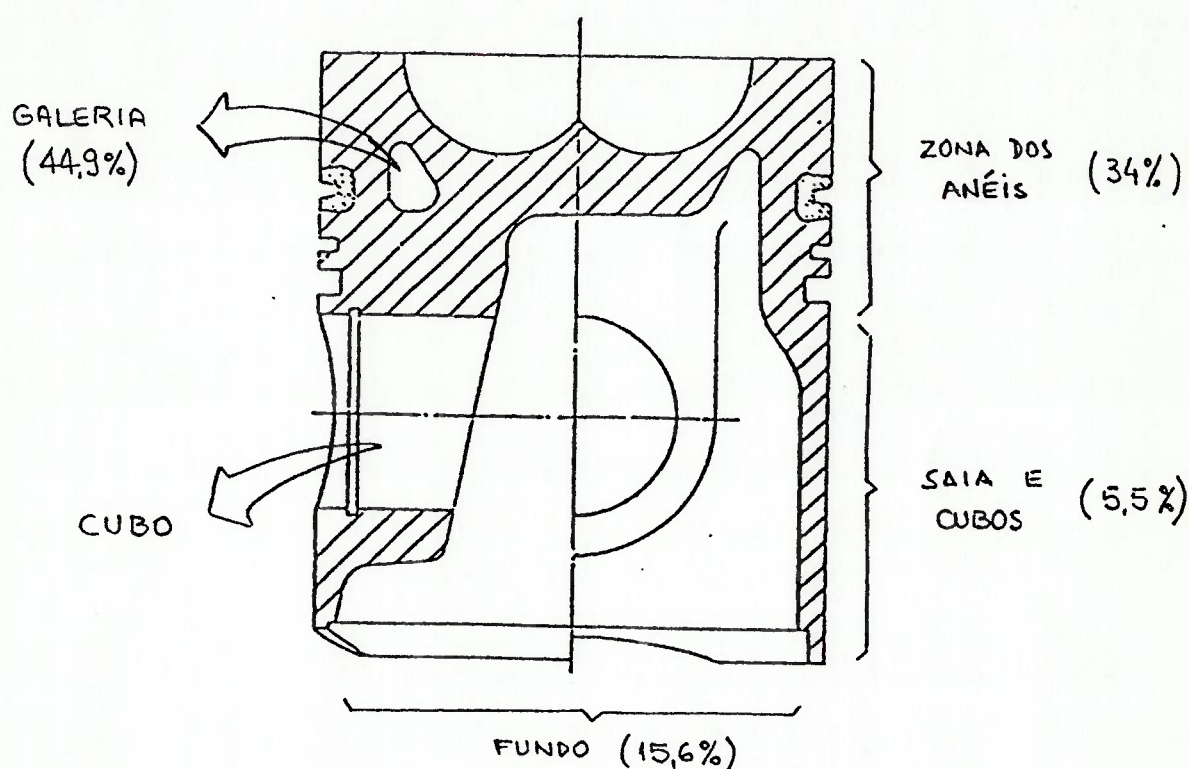


Figura 10 - Distribuição da energia em trânsito num pistão

Paralelamente ao problema específico de refrigeração do pistão, tem-se pesquisado muito na literatura clássica objetivando ganhos no processo de transferência de calor. Extensas revisões sobre o tema de resfriamento de superfícies por meio de jatos foram inicialmente conduzidos visando a aplicação de pás de estatores e rotores de turbinas a gás, explorando basicamente o

borrifamento de ar em meio ar, simples ou em forma de arranjo de jatos. Mais recentemente, com o desenvolvimento de circuitos integrados de computadores e a miniaturização desses sistemas incluindo placas de elementos de potência, se exigiu técnicas avançadas de resfriamento de superfícies e foram retomadas as pesquisas. Em 1987 Downs e James<sup>14</sup> apresentam uma pesquisa bibliográfica sobre o assunto "borrifamento de jatos em superfícies" tomando por base os sistemas de proteção contra formação de gelo em superfícies de aeronaves civis. Os autores verificaram diversas características do jato incidindo sobre uma superfície que afetavam o processo de transferência de calor. Os principais efeitos descritos nesse trabalho são comentados a seguir:

- Efeitos geométricos. Para um arranjo de jatos, o coeficiente de transferência de calor aumenta na proporção em que a distância jato-parede diminui e também na proporção em que o diâmetro do jato diminui (o número de Reynolds aumenta). Alguns autores consideram a velocidade de impacto do jato para correlacionar expressões para o coeficiente de transferência de calor. Há contradições entre autores a respeito da configuração mais eficiente: jatos em frestas ou jatos circulares. Alguns admitem que o primeiro consegue melhor distribuição do coeficiente de transferência de calor e o último maiores valores absolutos; outros o contrário, provavelmente por terem realizado experimentos sem usar o devido cuidado com adimensionais. A relação entre distância jato-parede e diâmetro do jato é considerada ideal quando atinge valores entre 6 e 7 para jatos circulares e 4 e 7,7 para jatos em frestas, onde a largura da fresta é assumida como sendo o diâmetro.
- Interferências e Fluxos Cruzados. O coeficiente de transferência de calor em arranjos de jatos sofre influência dos jatos adjacentes, criando picos secundários entre os jatos devido a separação da camada limite e da formação de vórtices. Tais picos secundários são obscurecidos com o aumento da distância jato-parede, desde que a interação entre jatos tenda

a ocorrer antes do borrifamento. Hrycak<sup>15</sup> recomenda que essa interferência seja minimizada. Efeitos de fluxos cruzados são mais significativos em jatos com baixa velocidade. A relação entre o fluxo de massa cruzada com o fluxo de massa do jato de 0 a 0,2 não influi na troca térmica; de 0,2 a 0,4 reduz o coeficiente de transferência de calor por um fator de 2,5. Aparentemente os jatos em rasgo são menos suscetíveis aos efeitos de fluxo cruzado.

- Níveis de Turbulência. Muitos autores atribuem a formação de picos secundários em arranjos de jatos em configurações com pequena relação distância jato-parede e diâmetro de jato à transição de regime laminar para turbulento. Amano e Brandt apud Downs e James<sup>14</sup> relacionam o fenômeno ao efeito da energia cinética onde o comprimento de mistura é inferior à distância jato-parede, observando que os picos secundários se tornam maiores na proporção em que o número de Reynolds aumenta, porém não correlacionam esse fato com o coeficiente de transferência de calor. Alguns autores sugerem que a turbulência do jato é função do desenho do bico; outros obtêm aumento de troca térmica com o aumento da turbulência estabelecida através do posicionamento de fios ou aumentando a rugosidade da parede.
  
- Incidência. Variações de ângulo de incidência deslocam e modificam o máximo coeficiente de transferência de calor mas mantêm a média inalterada. O coeficiente de transferência de calor de estagnação reduz quando o ângulo de incidência reduz (a 15° o coeficiente de transferência de calor é a metade daquele a 90°). A curva de transferência de calor em relação ao comprimento da superfície cai mais rapidamente no lado do ângulo mais agudo com a direção de incidência do que no lado oposto. Beltaos<sup>16</sup> desenvolve um trabalho sobre incidência oblíqua investigando as propriedades do fluxo de calor na região de incidência onde a combinação de significantes gradientes de pressão e as tensões de cisalhamento na parede causam a mais severa ação hidrodinâmica na camada limite e desenvolve um modelo

preditivo para a região de jato na parede utilizando modelos já conhecidos. Stevens e Webb <sup>17</sup> também obtêm conclusões semelhantes e propõem uma correlação experimental que inclui o efeito do ângulo do jato. Sparrow e Lovell <sup>18</sup> obtiveram conclusões a respeito da inclinação do jato sobre processos de transferência de calor através da analogia de transferência de massa com uma placa de naftaleno e seu processo de sublimação com o borriço de um jato de ar.

- Curvatura da Superfície. Para superfícies côncavas, a relação distância jato-parede e diâmetro do jato deve ser menor do que para uma superfície plana, mas o valor médio do coeficiente de transferência de calor na região de estagnação é aumentado comparado à mesma superfície plana. Quanto menor a curvatura e maior a relação distância jato-parede com o diâmetro do jato, mais o coeficiente de transferência de calor se aproxima do similar em superfície plana. Hrycak <sup>15</sup> estabelece um experimento para comprovar um modelo teórico preditivo para transferência de calor no ponto de estagnação em superfícies côncavas atingidas por jatos circulares, similar às ocorridas em pás de turbinas de avião, mostrando que os resultados obtidos por um jato simples em placa plana são parâmetros do problema em questão. O mesmo autor em outro trabalho mostra que comparativamente à placa plana, a troca total de calor é maior quando o jato é borriçado numa placa côncava hemisférica.

A retomada da pesquisa de resfriamento de superfícies foi beneficiada com auxílio de novas técnicas de medições experimentais. Em 1991, Stevens e Webb <sup>19</sup> publicaram um trabalho caracterizando o escoamento e o campo de velocidades de um jato líquido borriçando numa superfície plana utilizando a técnica LDV - Laser Doppler Velocimetry, que permitiu avaliar a velocidade superficial livre numa dada direção, tanto na região do jato antes do borriçamento sobre a placa como depois, comparando a velocidade do jato no bico, entre bico até a placa e sobre a



placa. Mostrou-se que a velocidade do jato após a saída do bico ainda se desenvolve até 4 diâmetros do bico, sendo desprezível sua variação a partir daí.

Na área de modelagem de jatos, dois trabalhos se destacaram mais recentemente: o de Liu et al<sup>20</sup> e o de Stevens e Webb<sup>21</sup>. Liu et al elaboraram um modelo da distribuição de transferência de calor para um jato circular borrifando sobre uma placa plana identificando seis regiões em função do ponto de incidência do jato (estagnação). Os resultados do modelo foram comparados com medições experimentais.

O trabalho de Stevens e Webb também modela o coeficiente de transferência de calor e compara com medições experimentais. A função estabelecida por Stevens e Webb correlaciona o número de Nusselt relativo ao ponto de estagnação com o número de Reynolds, a distância jato-parede e o diâmetro do jato. O número de Nusselt local é estabelecido através de uma expressão em função do raio de ação.

$$Nu_s = 2,67 Re^{0,567} Pr^{0,4} (z/d)^{-0,0336} (v/d)^{0,237} \quad (4)$$

$$Nu/Nu_s = [1^{-9} + f(r/d)^{-9}]^{-1/9} \quad (5)$$

$$\text{onde: } f(r/d) = a' + e^{b'(r/d)} \quad (6)$$

Tabela 1 - Valores de a' e b' da equação (6)

d(mm)	2.2	2.3	4.1	5.8	8.9
a'	1.13	1.141	1.34	1.48	1.57
b'	-0.23	-0.2395	-0.41	-056	-0.7

De uma forma geral, a pesquisa sobre processos de transferência de calor sempre esteve ligada ao desenvolvimento de tecnologia aplicada à engenharia e sempre caminhou de forma a acrescentar e confirmar conhecimento ao já existente. Este trabalho não é diferente: todo um

estudo anterior é utilizado como base para se otimizar a predição do comportamento térmico de um pistão de motor diesel sujeito a alta potência. A tabela 2 apresenta um resumo da evolução do estudo do efeito "cocktail shaker" como técnica de refrigeração em pistões.

Bush<sup>3</sup> estudou o princípio do conceito "cocktail shaker", estabelecendo um modelo genérico e comparando seus resultados com medições em um dispositivo de laboratório. Em seguida, Stotter<sup>4</sup> constata experimentalmente em motor que o conceito "cocktail shaker" é mais eficiente diante de outros processos de refrigeração de pistão. French<sup>5</sup> com a informação de Stotter, adapta o modelo de Bush e constrói um dispositivo simulando um motor monocilíndrico com um pistão com uma cavidade oca preenchida por óleo. O resultado térmico é positivo, porém faltava transformá-lo em produto aplicável industrialmente. É o que fazem Munro et al<sup>6</sup> com o apoio da Wellworthy, fabricante de pistões, lançando o conceito de pistão com galeria aberta. Definido o produto, precisava-se voltar aos modelos preditivos e adaptá-los à nova realidade. Surge então o modelo de Evans<sup>1</sup> baseado em tudo o que já havia sido feito. Evans porém, utilizou informações preliminares da Wellworthy para comprovar suas teorias.

Tabela 2 - Evolução do estudo do efeito "cocktail shaker" como técnica de refrigeração em pistões

Autor	Ano	O que fez	Modelo Teórico	Experiência Acadêmica	Experiência Aplicada	Comentários
Bush	1963	Modelo de h	sim	sim	não	Não reproduziu o motor
Stotter	1966	Estudo de refrigeração em motor	não	não	sim	Não modelou o fenômeno
French	1972	Adaptação modelo Bush à constatação de Stotter	sim	não	sim	Viabilizou o conceito
Munro	1973	Desenvolvimento pistão galeria	não	sim	sim	Não modelou o fenômeno
Evans	1977	Modelo de h para pistão galeria	sim	não	não	Não consolidou o modelo

O que se propõe neste trabalho é avaliar um modelo térmico preditivo para o coeficiente de transferência de calor de galeria de pistão de motor de combustão interna dos anos 90 e consolidá-lo através de resultados de medições experimentais realizadas em motor.

### 3. MODELO DE EVANS

#### 3.1. REFRIGERAÇÃO DE PISTÕES

Em motores de combustão interna, parte da energia liberada na câmara de combustão durante a queima do combustível fornece o trabalho para a impulsão do pistão, sendo o restante transformado em calor residual. Esse calor residual é transferido às fronteiras da câmara, tais como o pistão, a camisa que o envolve, o conjunto de válvulas responsáveis pelo fluxo de gases e o cabeçote. No pistão, por sua vez, esses fluxos de calor atravessam seu interior até atingirem as extremidades de seu contorno para então serem resfriados. As principais regiões de dissipação de energia de um pistão monobloco (ver figura 10) podem ser basicamente identificadas pelas seguintes regiões:

- zona de anéis, porção cilíndrica superior da lateral do pistão onde estão as canaletas que abrigam os anéis de vedação entre a camisa e o pistão (geralmente em número de três);
- saia, porção cilíndrica inferior da lateral do pistão abaixo da zona de anéis, com função de guiar o mesmo dentro da camisa;
- fundo do pistão, região inferior oposta ao topo, geralmente de formato côncavo;
- cubos, adjacentes ao fundo do pistão, que suportam o mesmo e transferem a energia mecânica para o pino e a biela.

Dessas regiões, a região dos cubos pouco participa do processo de dissipação de energia, transferindo em média junto com a saia menos de 10% do total de calor residual recebido pelo pistão. As outras regiões são responsáveis em média por 65% (zona dos anéis) e 25% (fundo do pistão). Em um pistão com galeria fechada esses números se alteram para 5,5%, 34,0% e 15,6% respectivamente, em virtude dos 44,9% que a galeria passa a remover de energia. É evidente, observando esses números, a contribuição da galeria no resfriamento da zona de anéis.

As taxas de energia que envolvem os motores de combustão interna ciclo diesel modernos giram em torno de  $0,40 \text{ kW/cm}^2$ , podendo atingir até  $1,5 \text{ MPa}$  de pressão média efetiva no ciclo. Isso significa dizer que cerca de  $50 \text{ kW}$  são produzidos nesses motores por cilindro, dos quais  $3,5 \text{ kW}$  são passados para o pistão em forma de calor, segundo Yoshida et al <sup>12</sup>.

Projetar um componente que resista às condições acima expostas, somando-se que, nessas mesmas condições, estabelece-se um gradiente de temperatura no componente da ordem de  $2^\circ\text{C/mm}$  (a temperatura na superfície do pistão em contato com a câmara de combustão, dependendo do material e da forma geométrica com que é projetado, pode chegar a mais de  $400^\circ\text{C}$ , enquanto que nas extremidades inferiores distantes em média  $140\text{mm}$  do topo as temperaturas giram em torno de  $120^\circ\text{C}$ ), e com todas essas características esse componente ainda deve resistir à fadiga imposta por um movimento alternativo que pode atingir cerca de pouco mais de  $2100$  revoluções por minuto durante mais de  $2000$  horas, é tarefa sem dúvida alcançada com considerável empenho tecnológico.

Várias formas têm sido utilizadas pelos fabricantes de pistões objetivando um produto ao mesmo tempo resistente e barato. Soluções de processos de refrigeração têm sido utilizadas ora independentemente, ora coexistindo com soluções de materiais. O desenvolvimento de materiais é muitas vezes um caminho demorado e dispendioso no processo de obter as características desejadas para o produto, exigindo tecnologia de fabricação de ligas e equipamentos voltados à sua produção que podem acabar por inviabilizar sua implementação. Assim, a solução através de processos de refrigeração tem se mostrado mais rápida e menos onerosa ao desenvolvimento do projeto, embora muitas vezes custe eficiência energética do sistema.

Duas configurações básicas de pistão têm sido utilizadas atualmente na fabricação desse componente: pistão monobloco, construído basicamente em alumínio; e pistão articulado, constituído de uma parte superior em aço e de uma parte inferior de alumínio. Dessas configurações, diferentes arranjos de refrigeração podem ser montados: com jato direcionado simples, com jato direcionado duplo, com galerias fechadas (exclusivo para pistões monobloco) e

com bandejas extendidas (exclusivo para pistão articulado). Camargo F<sup>o</sup> e Leites<sup>2,22</sup> apresentam um estudo comparativo entre essas diversas configurações em termos de temperaturas. Outros arranjos como refrigeração através de jato borrifado pelos canais de lubrificação da biela foram abandonados devido à sua inexpressiva eficiência perante os métodos utilizando jato direcionado.

### 3.2. ESTRUTURA DO MODELO

Evans concebeu seu modelo térmico preditivo para o coeficiente de transmissão de calor em galeria de pistão de motor de combustão interna ciclo diesel tendo em vista a configuração desenvolvida pela Wellworthy de pistão monobloco com galeria aberta (Fig. 8). Tomando-se por base os estudos realizados anteriormente por Bush, French e Munro, Evans concluiu a importância do modelo preditivo a partir da constatação da forte influência de parâmetros de transporte nas temperaturas alcançadas em pistões com diferentes configurações de refrigeração. Através da análise de um filme fotográfico contendo o registro do comportamento do fluido no interior da galeria de um pistão, Evans correlacionou expressões da literatura para modelar matematicamente o fenômeno. O filme, emprestado pela Wellworthy para Evans, permitia a visualização do escoamento através de um dispositivo que simulava um pistão com galeria aberta operando em um motor diesel caracterizado por ter a camisa e o pistão em material transparente. Poucas informações sobre o simulador experimental da Wellworthy são passadas em seu trabalho; apenas os resultados obtidos foram descritos com maiores detalhes. O filme revela o comportamento do fluido sujeito às condições dinâmicas impostas em duas velocidades: 500rpm e 2500rpm.

As figuras 11 e 12 reproduzem esquematicamente o escoamento tal como observado e considerado no trabalho de Evans. Nelas é possível identificar o comportamento do óleo escoando em duas seções distintas da galeria: uma correspondendo à seção aberta (Fig. 11) e

outra à seção fechada (Fig. 12). Ambas foram registradas a cada 30° no sentido horário de uma revolução do eixo virabrequim a partir do ponto morto superior. Assim, Evans estabelece 5 tipos de escoamento para toda a galeria durante um ciclo do eixo virabrequim:

- borrifamento contínuo de óleo na porção aberta;
- escoamento de óleo no topo da porção fechada da galeria;
- borrifamento de óleo no fundo da porção fechada da galeria;
- escoamento no fundo;
- borrifamento no topo.

Evans relata que com o borrifamento de óleo na seção aberta da galeria, parte do óleo que é radialmente espalhado em todas as direções é coletado pela porção fechada. Esse óleo escoar acelerado contra a parede do topo da galeria durante os primeiros 120° do deslocamento do pistão em direção ao ponto morto inferior. Já aos 90° observa-se o início do desprendimento do óleo em relação à parede superior da galeria devido ao início da desaceleração imposta ao pistão para frear seu movimento e inverter seu sentido de deslocamento. Aproximadamente aos 150° verifica-se o borrifamento do óleo no fundo da galeria mais intensamente. Aos 180° tem-se o fim do borrifamento no fundo da galeria fechada com a inversão do movimento, e o óleo passa a escoar acelerado agora contra essa parede durante a subida do pistão. Atingindo os 270° volta-se a observar desprendimento de óleo da parede, só que agora em relação ao fundo. A desaceleração do pistão para inverter o movimento no ponto morto superior provoca um borrifamento intenso no topo da galeria fechada em torno dos 300° do eixo virabrequim. O borrifamento se cessa no ponto morto superior e um novo ciclo se repete. Na região aberta da galeria, os efeitos da desaceleração do pistão afetam a coleta do óleo pela porção fechada entre 60° e 180° do eixo virabrequim em função do desprendimento de óleo que atinge as regiões adjacentes ao ponto de impacto do jato de óleo. Durante a subida, nenhum efeito é adicionado

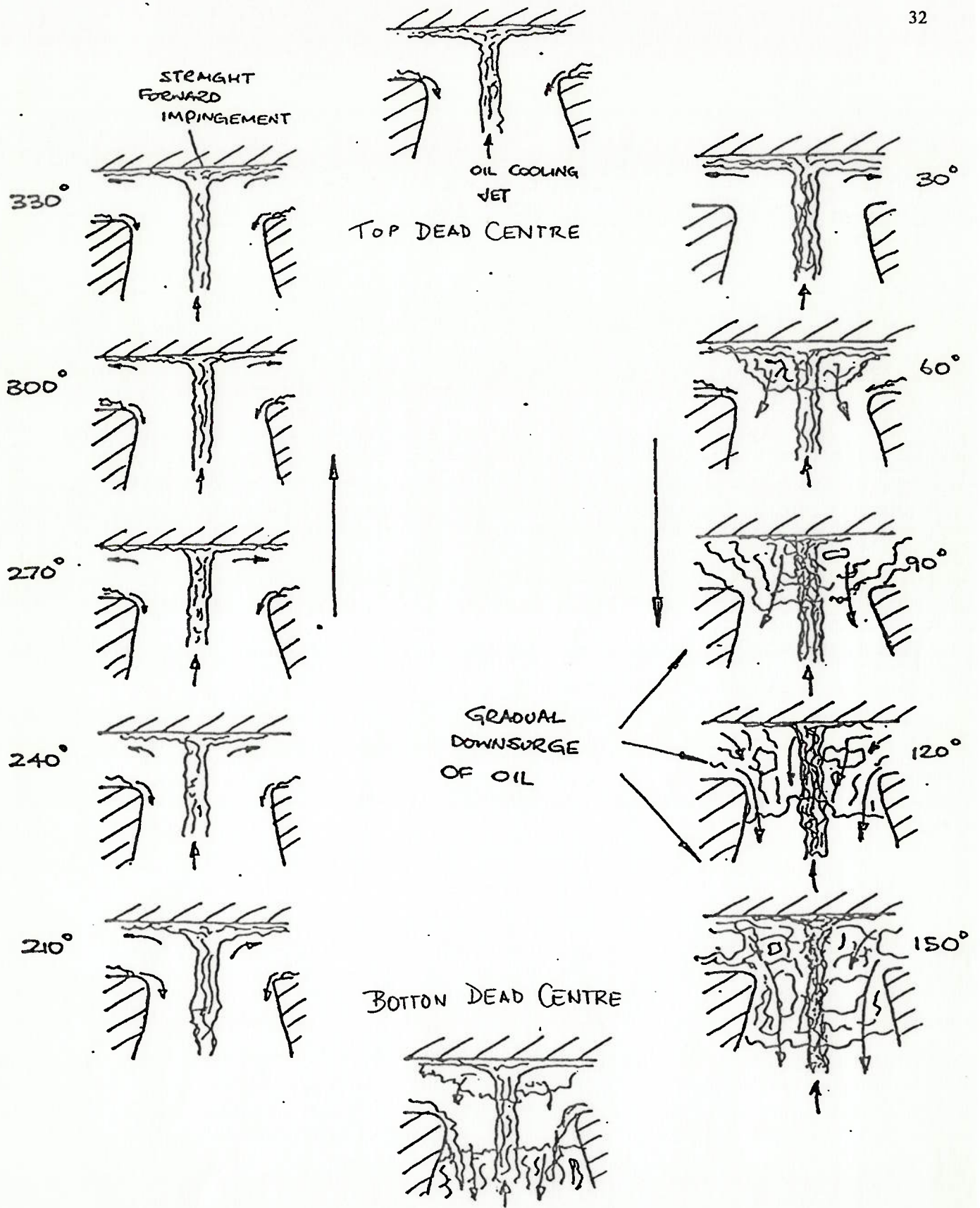


Figura 11 - Comportamento do óleo no interior da seção aberta da galeria segundo o experimento de visualização do escoamento considerado no trabalho de Evans



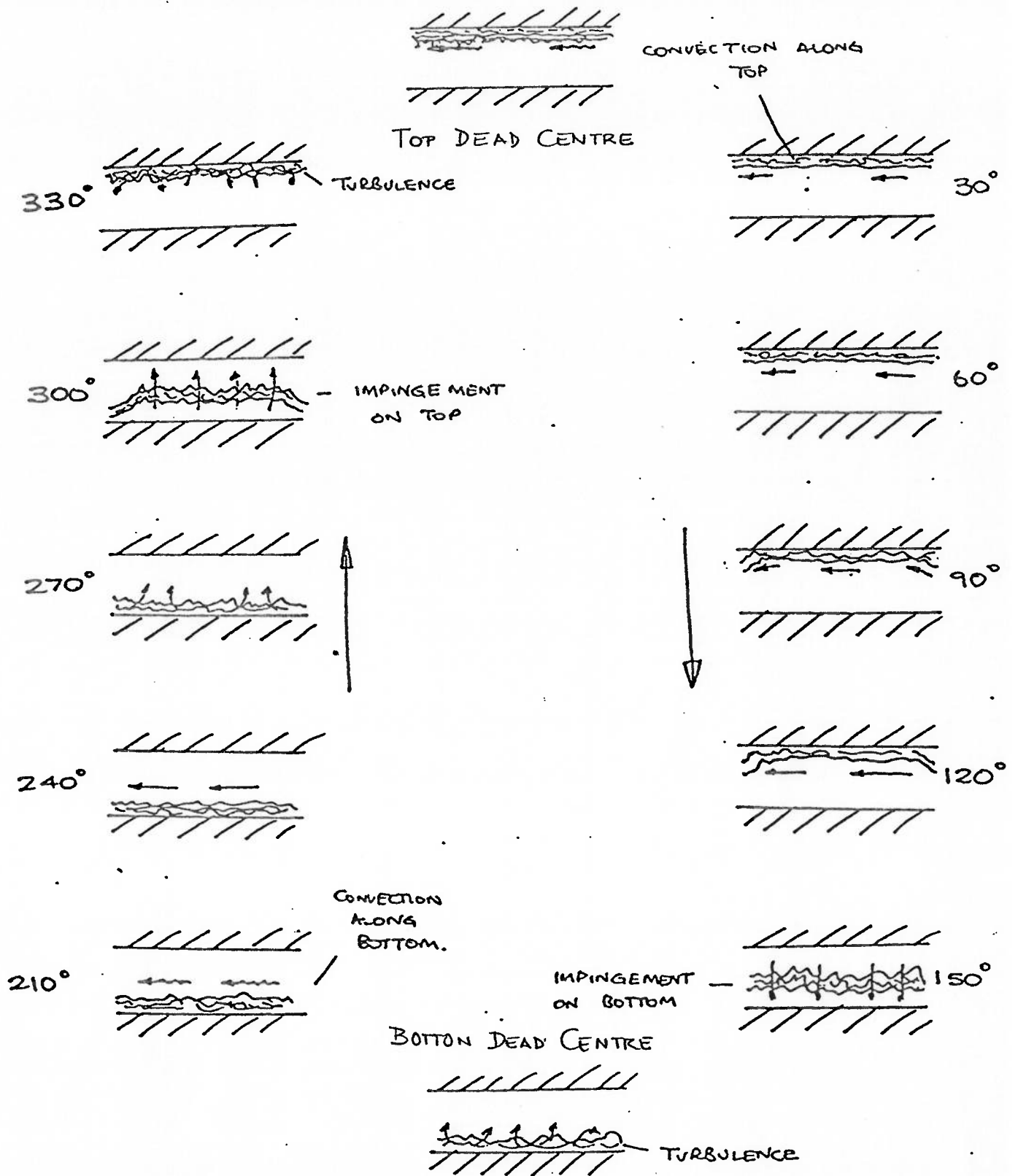


Figura 12 - Comportamento do óleo no interior da seção fechada da galeria segundo o experimento de visualização do escoamento considerado no trabalho de Evans

na porção aberta devido à ausência de parede inferior capaz de coletar óleo para arremessá-lo contra a parede superior.

Avaliando-se o comportamento desses escoamentos nas duas velocidades imprimidas ao dispositivo (500 e 2500rpm), Evans estabeleceu uma relação para início e fim de cada escoamento em função dos ângulos do eixo virabrequim observados no filme. Assim, Evans definiu expressões  $\theta_i = f(n)$  e  $\theta_f = g(n)$  empiricamente para ponderar ao longo de um ciclo o efeito de transmissão de calor na galeria ( $\theta_i$  para o ângulo inicial e  $\theta_f$  para o final do escoamento). Os ângulos  $\theta_i$  e  $\theta_f$  para cada escoamento assim definidos são apresentados a seguir:

Convecção ao longo do Topo da Galeria:

$$\theta_i = 30 - (n - 500) / 80 \quad (7)$$

$$\theta_f = 120 \quad (8)$$

Borrifamento no Fundo da Galeria:

$$\theta_i = 150 \quad (9)$$

$$\theta_f = 240 - (n - 500) / 80 \quad (10)$$

Convecção ao longo do Fundo da Galeria:

$$\theta_i = 240 - (n - 500) / 80 \quad (11)$$

$$\theta_f = 300 - (n - 500) / 80 \quad (12)$$

Borrifamento no Topo da Galeria:

$$\theta_i = 330 - (n - 500) / 80 \quad (13)$$

$$\theta_f = 30 - (n - 500) / 80 \quad (14)$$

Nota-se através das expressões definidas acima que os instantes de fim do escoamento no topo da galeria e início do borrifamento no fundo da mesma são independentes da rotação do motor. Estabelecidos os escoamentos no tempo através da definição de intervalos em uma revolução do eixo virabrequim e no espaço identificando o local de sua ocorrência, Evans criou seu modelo térmico associando uma correlação matemática de transferência de calor da literatura para cada escoamento, assumindo algumas hipóteses simplificadoras conforme a região da galeria considerada. Gericamente o modelo de Evans pode ser transcrito na forma:

$$h_{gal} = \beta_1 h_{open} + \beta_2 h_{close} \quad (15)$$

Os termos  $\beta_1$  e  $\beta_2$  são coeficientes que ponderam no espaço a influência das porções aberta e fechada da galeria na transmissão de calor. No pistão de galeria aberta utilizado por Evans,  $\beta_1 = 1/6$  e  $\beta_2 = 2/3$ , considerando a configuração com apenas um jato atingindo a porção aberta (ver Fig. 13).

O termo  $h_{open}$  representa o coeficiente de transferência de calor para a porção aberta da galeria e está vinculado basicamente ao jato de óleo borrifando na parede do pistão durante os 360° do eixo virabrequim. A incidência desse jato se dá em ângulo com a parede do topo da galeria aberta, porém seu efeito foi desprezado por Evans. Baseado na pesquisa bibliográfica aqui reproduzida e que também foi considerada no trabalho de Evans, a inclinação do jato incidindo sobre uma parede plana desloca seu ponto de máxima troca de calor a jusante mas mantém a

média inalterada. Evans utilizou a expressão de Hay para modelar o jato borrifando na seção aberta da galeria do pistão (ver Fig. 14):

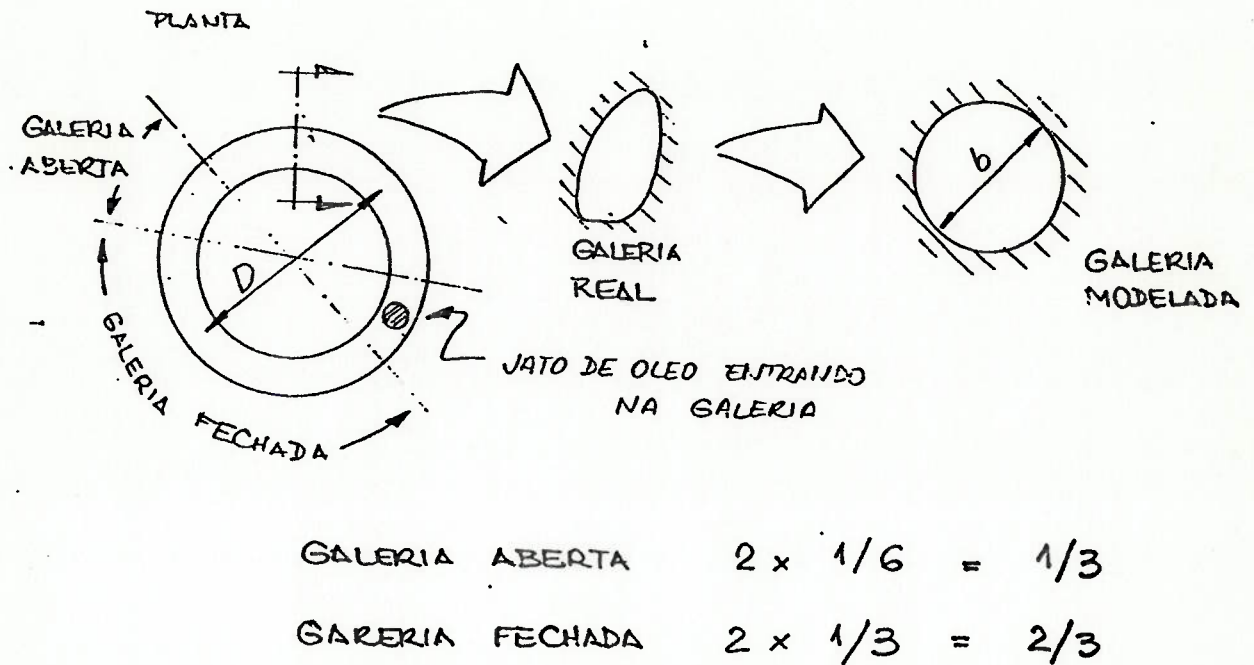


Figura 13 - Modelo de galeria simplificada assumido nos cálculos de Evans e proporção entre galeria fechada e aberta.

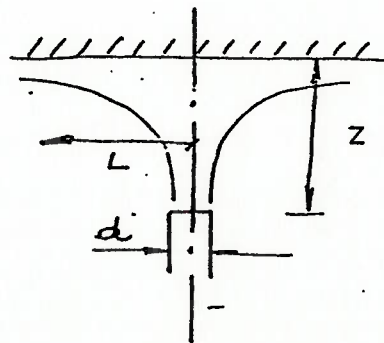


Figura 14 - Modelo de jato incidindo sobre a porção aberta da galeria mostrando o alcance após a colisão.

$$Nu = d / L * [ 1 - 1,1 / (L / d) ] / [ 1 + 0,1 (z / d - 6) / (L / d) ] * F(Re) * Pr^{0,42} \quad (16)$$

onde  $F(Re) = 1,36 Re^{0,574}$  para  $2000 < Re < 30000$ . Os valores de  $Re$  e  $Pr$  são tomados a partir do jato de óleo,  $z$  é assumido como distância média do jato à parede do topo da galeria do pistão e  $L$  é admitido como sendo o alcance do jato depois de colidido com a parede, aproximado por:

$$L = \pi b / 4 + b / 2 \quad (17)$$

Assim, calcula-se o valor para  $Nu$  na expressão (16) e obtém-se  $h_{open}$ . Admite-se nesse cálculo que a velocidade do jato  $v$  seja sempre superior à velocidade do pistão  $v_p$ .

O termo  $h_{close}$  na equação (15) representa o coeficiente de transferência de calor para a seção fechada e pode ser expresso pela equação:

$$h_{close} = 1 / 360 \sum_{i=1}^4 \gamma_i h_i \Delta\theta_i \quad (18)$$

Os índices  $i = 1,2,3,4$  representam os quatro escoamentos que ocorrem no interior da seção fechada da galeria durante os intervalos angulares do eixo virabrequim  $\Delta\theta_i$  incidindo sobre uma fração  $\gamma_i$  da superfície da seção transversal da galeria. Assim o coeficiente de transferência de calor para cada escoamento  $h_i$  é balanceado no tempo e no espaço fornecendo um coeficiente médio representativo.

Para avaliar o coeficiente de transferência de calor de cada escoamento  $h_i$ , Evans considerou uma hipótese simplificadora sobre a geometria da seção fechada da galeria: transformou qualquer formato para o formato circular de diâmetro equivalente  $b$  igualando os perímetros. Dessa forma era possível avaliar mais facilmente o grau de recobrimento molhado da superfície interna da galeria e a massa de óleo envolvida que afeta a transferência de calor em cada escoamento.

Os quatro escoamentos podem ser traduzidos por duas expressões básicas:

$$Nu = 0,027 Re^{0,8} Pr^{0,33} (\mu_o / \mu_w)^{0,14} \quad (19)$$

$$Nu = 0,63 (d/x)^{0,5} (d/b)^{0,6} Re^{0,7} Pr^{0,42} e^{[-1,27(z/d)(d/x)^{0,5}(d/b)^{1,2}]} \quad (20)$$

A equação ( 19 ) é o conhecido modelo de Seider e Tate para convecção forçada em tubos utilizado no modelo de Evans para correlacionar a transferência de calor nos escoamentos no topo e no fundo da seção fechada da galeria. A equação ( 20 ) sumariza o modelo de Chupp para jatos em série e é utilizada por Evans para modelar o borrifamento de óleo ora no fundo da porção fechada da galeria, ora no seu topo.

Para os escoamentos com transferência de calor por convecção, o grau de recobrimento da superfície foi estimado constante durante seu intervalo de ocorrência no interior da galeria e definido baseado na observação do filme segundo a expressão:

$$\gamma = 120 - (n - 500) / 80 \quad (21)$$

A observação do filme fotográfico da Wellworthy também serviu para modelar a seção transversal do fluido que escoava sobre a superfície da parede no interior da galeria, ora em sua porção superior, ora em sua porção inferior. De acordo com essa observação, o óleo assume a forma de uma lasca anular devido às forças de inércia impostas pelo deslocamento do pistão, ficando essa lasca compreendida dentro do ângulo  $\gamma$  (ver Fig. 15). O diâmetro externo dessa lasca é o próprio diâmetro equivalente da galeria  $b_e$ ; o diâmetro interno é obtido da equação ( 22 ) extraída do filme:

$$b_i = b_e [ 1 - 1 / 6 ( 500 / n )^{0,5} ] \quad (22)$$

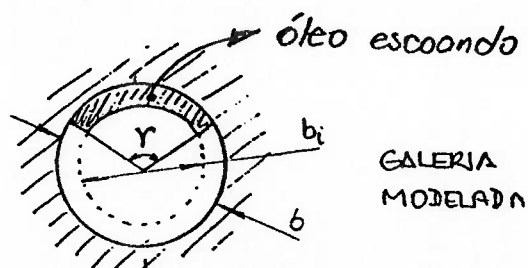


Figura 15 - Seção transversal do óleo escoando no interior da galeria (lasca anular)

Os parâmetros adimensionais envolvidos no cálculo das propriedades de transporte em modelos de convecção forçada são baseados no diâmetro efetivo ou equivalente do tubo por onde há o escoamento. Aqui a galeria equivalente é o tubo por onde escoo óleo em sua seção transversal na forma de uma lasca anular como definida acima; assim, o diâmetro equivalente para esses escoamentos é obtido do quociente entre a área de escoamento pelo seu perímetro, observando-se que neste caso calor só é trocado pela parede da galeria, resultando na equação:

$$d_e = (b^2 - b_i^2) / b \quad (23)$$

A velocidade do óleo na convecção, por sua vez, mostrou-se ser, conforme observação do filme, próxima à velocidade relativa entre pistão e o jato de óleo. Considerando-se esse fato, Evans soma à velocidade do jato de óleo a velocidade média do pistão durante o intervalo do escoamento considerado no sentido de seu deslocamento para estimar cada coeficiente de transferência de calor  $h_1$ .

Assim na equação ( 19 ),  $Re$  e  $Pr$  são calculados considerando o diâmetro equivalente  $d_e$ , a velocidade relativa entre velocidade do jato e velocidade média do pistão  $v_r$  e as propriedades do óleo sujeito às respectivas temperaturas das paredes do topo e do fundo, assim como  $\mu_o / \mu_w$  tomados respectivamente à temperatura do óleo e à temperatura da parede local.

Já a equação ( 20 ) adapta o modelo de Chupp de jatos axi-simétricos em série incluindo um fator de correção da viscosidade do fluido de trabalho. A figura 16 apresenta um esquema dos parâmetros considerados nessa equação. As propriedades do óleo considerado no borrifamento são estimadas em função da temperatura da parede de onde o óleo parte para colidir-se na parede oposta. A velocidade do óleo borrifado é estimada como sendo a diferença das velocidades do pistão no desprendimento do óleo da parede e na colisão e o diâmetro do jato como sendo a largura da lasca anular que se desprende da parede, admitida como sendo igual ao diâmetro  $b_i$ . A distância entre os jatos  $x$  e a distância entre o jato e a parede  $z$  também são assumidos como sendo o diâmetro  $b_i$ . Assim, os valores de  $Re$  e  $Pr$  são calculados e a expressão ( 20 ) pode ser simplificada em:

$$Nu = 0,63 ( b_i / b )^{0,6} Re^{0,7} Pr^{0,42} e^{[-1,27 ( b_i / b )^{1,2}]} \quad ( 24 )$$

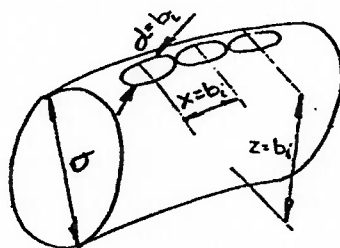


Figura 16 - Esquema do modelo de Chupp para o borrifamento de óleo na seção fechada da galeria



A equação ( 24 ) fornece portanto o coeficiente de transferência de calor  $h_i$  para o borrifamento no topo e no fundo.

Assim, calculando  $Nu$  através das equações ( 16 ), ( 19 ) e ( 24 ), considerando ainda as equações ( 15 ) e ( 18 ), obtemos o coeficiente  $h_{gal}$  de transferência de calor médio global da galeria de pistão de motor de combustão interna ciclo diesel através do modelo de Evans.

### 3.3. COMENTÁRIOS AO MODELO DE EVANS

- a. Os intervalos dos escoamentos foram definidos por Evans através da observação do filme da Wellworthy sobre um dispositivo simulador de um pistão de galeria aberta em funcionamento sem que fossem divulgados maiores detalhes técnicos sobre o mesmo. Assim, as funções que definem e quantificam o escoamento no modelo de Evans foram estimadas a partir das condições observadas para um pistão específico com galeria aberta em apenas duas situações de velocidade: com o motor girando em 500rpm e 2500rpm. A influência da aceleração sobre a geometria é portanto interpolada de uma maneira simplista através apenas desses dois pontos. Também algumas questões como condições de transporte do fluido utilizado para simular o escoamento (temperatura, viscosidade, velocidade, etc.) e representatividade do motor real pelo dispositivo não são abordadas.
- b. Evans admite que apenas uma parcela do óleo que atinge o pistão na porção aberta da galeria seja coletada pela porção fechada. Isso é constatado no filme entre  $60^\circ$  e  $180^\circ$  de uma revolução do eixo virabrequim a partir do ponto morto superior, durante o desprendimento do óleo em relação a parede da seção aberta. Porém, o autor não investiga a quantidade que efetivamente participa do processo de refrigeração na porção fechada, considerando indiretamente esse valor através do filme quando delimita a seção do óleo que escoar com o ângulo  $\gamma$  e os diâmetros  $b$  e  $b_i$ .

- c. O borrifamento de óleo no fundo da seção fechada da galeria na observação do filme é estimado como independente da rotação do motor.
- d. Há lacunas entre os intervalos de escoamento de óleo no interior da seção fechada da galeria não preenchidos por nenhum tipo de escoamento. Evans não estabelece nenhum fenômeno entre o fim do escoamento no topo e o início do borrifamento no fundo por cerca de  $30^\circ$ , nem entre o fim do escoamento no fundo e o início do borrifamento no topo, também por  $30^\circ$ .
- e. A energia a ser dissipada pelos escoamentos definidos por Evans é admitida constante para todo ciclo do eixo virabrequim, não considerando as diferenças entre os tempos de admissão, compressão, combustão e exaustão do motor diesel.
- f. Evans universaliza os efeitos de seções fechadas de galeria circularizando seu formato real através da igualdade de perímetros.
- g. O alcance do jato de óleo depois de colidido com a parede do pistão L é calculado pela equação ( 17 ) do texto que considera o espalhamento do jato na seção longitudinal do pistão (transversal da galeria) e não na seção transversal (circunferencial da galeria).
- h. A distância do jato à parede do pistão z na seção aberta é assumida como constante e igual à distância média do deslocamento do pistão durante o ciclo do eixo virabrequim.
- i. A velocidade relativa média usada como velocidade do óleo no interior da seção fechada da galeria para um dado intervalo generaliza os efeitos de transporte uma vez que as velocidades e acelerações de um pistão oscilam muito dentro de seu movimento alternativo (as acelerações podem variar entre  $-200g$  e  $+600g$ ).
- j. O modelo de Chupp utilizado para estimar o coeficiente de transferência de calor durante os borrifamentos, ora no topo, ora no fundo, foi originalmente desenvolvido para modelar um arranjo de jatos de ar axissimétricos contra uma superfície curva. O borrifamento em questão não corresponde exatamente a um arranjo como esse e o fator  $Pr^{0.42}$  corrige apenas

o efeito viscoso na transferência de calor por indução de expressões de outros autores que modelam fenômenos com características semelhantes.

Os comentários apresentados nos itens acima refletem as hipóteses assumidas no modelo de Evans que em maior ou menor grau, afetam o coeficiente de transferência de calor médio para a galeria gerado. As modificações propostas a seguir servirão de base para a concepção do modelo proposto descrito no próximo item.

Os itens *a*, *b*, *c* e *d* sugerem a execução de um desenvolvimento analítico utilizando fundamentos teóricos da física clássica para estabelecer os intervalos de ocorrência dos escoamentos no interior da seção fechada da galeria como função da dinâmica imprimida ao pistão. A opção pelo desenvolvimento analítico desvincula a associação do comportamento do escoamento com a geometria do pistão em duas situações de velocidade, generalizando o fenômeno.

A variação de energia ao longo do tempo mencionada no item *e* revela outra aproximação do modelo, porém é nesse caso uma hipótese válida, considerando que os valores de energia disponíveis para esses cálculos refletem em geral a média da energia transferida ao pistão ao longo dos 4 tempos do ciclo motor diesel.

Também a circularização da forma da galeria mostrada no item *f* é uma hipótese simplificadora razoável em virtude de seus efeitos hoje desconhecidos no cálculo de transferência de calor com galerias de diferentes geometrias. Experimentos também nessa área precisam ser realizados evidenciando ganhos (hoje procura-se projetar a forma da galeria para regiões com maior gradiente de temperaturas, garantindo assim o efeito "cocktail shaker" com maior eficácia, sem no entanto desconsiderar os processos de produção industrial da mesma).

O item *g* sugere um ajuste uma vez que a seção transversal considerada para a incidência do jato não se repete nas seções adjacentes, onde o ponto de estagnação não mais existirá. Considerar a seção circunferencial parece ser uma hipótese mais apropriada.

Os itens *h* e *i* mostram que a forma simplista do tratamento de dados de entrada empregado por Evans pode ser reformulado com uma discretização maior dos ângulos do eixo virabrequim, permitindo uma média de seis parâmetros dentro de um intervalo mais próximo de um valor local, isso em função dos altos gradientes de velocidade.

E por fim o item *j* ressalta as diferenças conceituais entre o borrifamento no interior da porção fechada da galeria ( conforme o resultado da análise do filme esquematizado na figura 12) e um arranjo de jatos axi-simétricos arremessados em uma superfície curva. Na ausência de um modelo específico para o problema em questão, a expressão de Chupp da forma como formulada na equação ( 24 ) ainda é a melhor aproximação. Experimentos considerando a real situação do borrifamento no interior de galerias fechadas de pistão devem ser realizados.

#### 4. MODELO PROPOSTO

O modelo térmico preditivo apresentado a seguir para estimar o coeficiente de transferência de calor em galeria de refrigeração de pistão de motor de combustão interna ciclo diesel deriva do modelo de Evans. O modelo desenvolvido foi obtido incorporando alguns resultados da análise efetuada no item 3.3 e considerando a evolução tecnológica do produto ocorrida na última década.

As principais modificações introduzidas no modelo de Evans são apresentadas a seguir:

- Definição do escoamento no interior da galeria através da análise do comportamento dinâmico do óleo perante a aceleração do pistão;
- Definição da transição do escoamento no interior da galeria também através da análise dinâmica do óleo;
- Definição da massa de óleo captada pela galeria através da análise dinâmica do óleo;
- Adaptação de parâmetros do modelo considerando o conceito de pistão com galeria fechada de refrigeração;
- Ajuste dos parâmetros de incidência do jato de óleo na entrada da galeria levando em consideração o escoamento do óleo na direção circunferencial;
- Definição de intervalos discretos menores do eixo virabrequim estimando para cada um o valor do coeficiente de transferência de calor, permitindo extrair o coeficiente global médio a partir de uma amostra mais representativa e precisa da curva de  $h$ .

##### 4.1. PISTÃO COM GALERIA FECHADA DE REFRIGERAÇÃO

Após a publicação do trabalho de Evans em 1977, o conceito de galeria aberta em pistões evoluiu no sentido de aumentar ainda mais a troca de calor, buscando formas diferenciadas e seções mais fechadas. A indústria de autopeças dominou cada vez mais a técnica de produção dessas galerias através de anéis de sal, dando-se ao luxo de produzir formas alongadas e inclinadas em relação

ao seu eixo que permitissem buscar regiões com altos gradientes de temperaturas, principalmente o dorso das canaletas de anéis. Essas configurações eram desenvolvidas mais através de palpites de como o processo de transferência de calor se dava dentro do conceito "cocktail shaker" do que utilizando modelos teóricos como o de Evans. A realidade é que hoje os pistões com galeria possuem sua porção fechada maior, restringindo a seção aberta a apenas dois canais na direção do eixo do pistão para permitir a passagem do jato de óleo.

Nesse trabalho, a configuração de pistão que será levada em consideração para análise do modelo preditivo otimizado é a mais moderna de galeria fechada. Essa configuração, não requer alterações na essência da base do modelo uma vez que lá já se previa seções abertas e fechadas para a galeria. Nesse caso há uma considerável diminuição na seção aberta, embora o efeito da entrada do jato em termos de transferência de calor não tenha diminuído. O que realmente se modifica é o incremento da parcela de transferência de calor pelo efeito "cocktail shaker" e a quantidade de óleo que é coletada pela seção fechada.

#### 4.2. DESENVOLVIMENTO DO ESCOAMENTO DO ÓLEO NO INTERIOR DA GALERIA

O modelo de Evans propõe que o desenvolvimento do escoamento do óleo no interior da galeria se dê entre três regiões que podem ser modeladas conforme mostra a figura 17. Ali está representado 1/2 toróide de galeria de diâmetro  $b$  desenvolvida no plano entre duas seções abertas intercaladas por uma seção fechada, identificadas por seções 1, 2 e 3, cada uma de comprimento  $l_i$  ( $i = 1, 2, 3$ ). No modelo de Evans os valores de  $l_i$  são definidos de acordo com o diâmetro do toróide  $D$  de forma que  $l_1$  e  $l_3$  correspondam cada um a  $1/12$  da circunferência gerada por  $D$  e  $l_2$  corresponda a  $1/3$  da mesma (ver figura 13). O escoamento na seção 2, correspondente à seção fechada da galeria, foi analisado sobre o modelo experimental transparente da Wellworthy. O resultado desse experimento é apresentado no item 3.1.2. e pode ser representado esquematicamente para essa seção ao longo de um ciclo do eixo virabrequim

pela figura 18. A figura 18 mostra que na seção fechada da galeria, os diferentes escoamentos não se sobrepõem, cabendo a 49% do ciclo do eixo virabrequim um escoamento convectivo nas paredes da galeria, 34% a borrifamentos e em 17% nenhum tipo de escoamento é identificado.

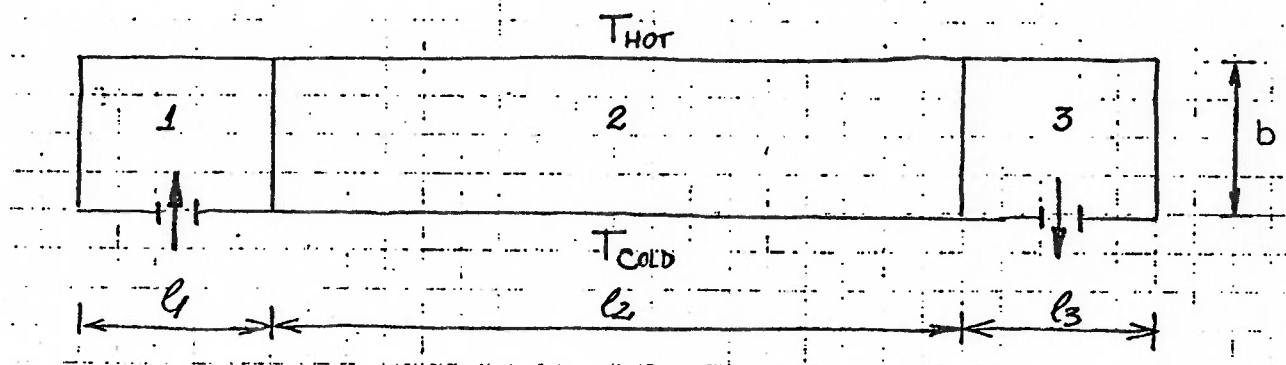
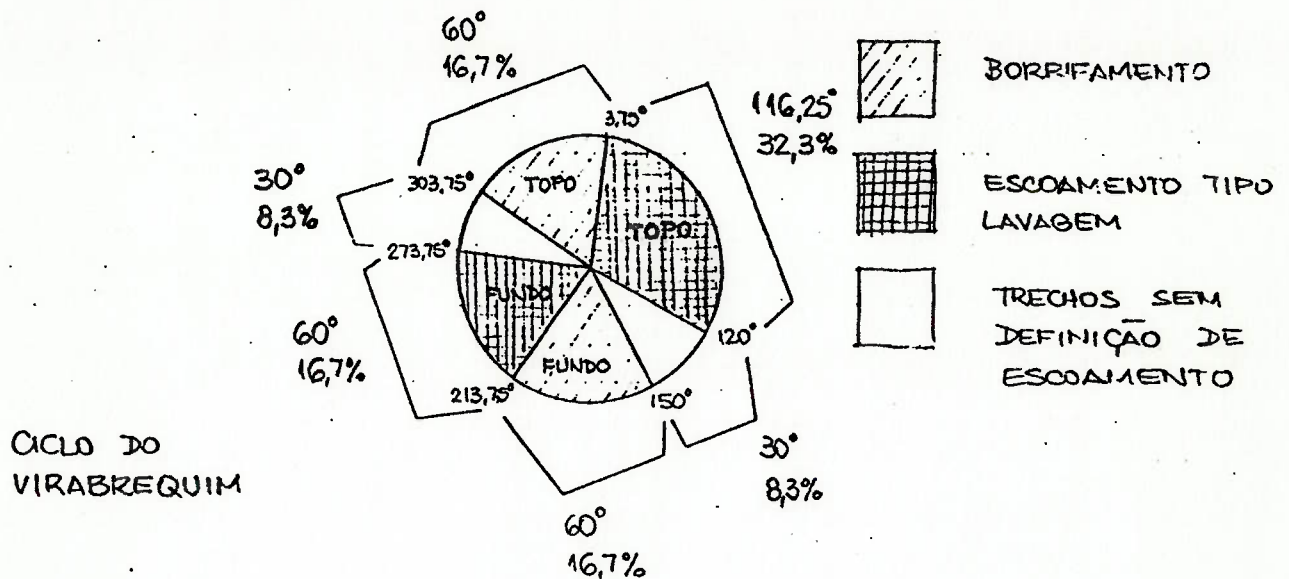


Figura 17 - Modelo de desenvolvimento do escoamento de óleo em galeria de pistão

Analisando a continuidade do óleo que é arremessado externamente à galeria através da seção 1 da figura 17, observa-se que durante 51% do ciclo do eixo virabrequim não é associado nenhuma forma de contato do óleo refrigerante com as paredes da galeria no modelo original de Evans. No modelo proposto aqui desenvolvido, assume-se que o borrifamento nas paredes da seção fechada da galeria ocorra com o fluido dentro da mesma sujeito às acelerações do pistão, e que, um novo fluido está sempre substituindo o fluido borrifado para garantir a continuidade, donde conclui-se que haja em 100% do ciclo do eixo virabrequim um escoamento convectivo. A justificativa está em que a circulação do fluido induzida pelo fluxo constante imprimido pelo jato de óleo externo ao pistão, exige a existência do mesmo continuamente no interior da galeria para substituir a quantidade de fluido borrifada contra as paredes da galeria, esta por sua vez induzida pelas desacelerações impostas ao pistão. Assim, o modelo otimizado propõe 100% de escoamento convectivo na seção 2 da galeria representada na figura 17 que se sobrepõe aos intervalos de borrifamento definidos analiticamente no item 4.4.



Resultados :

- 49% ESCOAMENTO TIPO LAVAGEM
- 34% BORRIFAMENTO
- 17% SEM DEFINIÇÃO DE ESCOAMENTO

Figura 18 - Distribuição dos escoamentos no modelo de Evans ao longo de um ciclo do eixo virabrequim

Assim, no modelo proposto, a trajetória do óleo se inicia na seção 1 representada na figura 17, onde o óleo é borrifado contra a porção superior da parede da galeria, passando a escoar com trajetória definida por seus contornos (o escoamento não enche a cavidade). O comprimento  $l_1$  é definido geometricamente em função do diâmetro do canal de entrada do óleo  $\phi$  no pistão de galeria fechada descrito no item 3.2.1., ou seja,  $l_1 = \phi / 2$ .

Na seção 2, a galeria, em seu formato real, é um toróide oco de diâmetro  $D$  em seu centro de massa com seção transversal nem sempre circular. Nessas condições, uma partícula de óleo, uma vez alcançada essa seção, inicia sua trajetória no topo da galeria. Se o pistão estiver iniciando a descida, a aceleração crescerá no sentido da gravidade (a resultante das acelerações



verticais  $a_p(\theta)$  e  $g$  é negativa - ver figura 19) pressionando a partícula contra a parede superior da galeria. Devido ao fluxo constante de fluido, a partícula será forçada a tangenciar o toróide por sua circunferência mais externa devido à ação da aceleração centrípeta  $a_c$ . A composição da aceleração vertical com a aceleração centrípeta induzem a trajetória do óleo na descida do pistão conforme indicado na figura 20. Antes do final da descida, a resultante das acelerações verticais  $a_p(\theta)$  e  $g$  se inverte (torna-se positiva) fazendo com que o fluido que percorria a trajetória na porção superior seja borrifado no fundo da galeria. O escoamento de óleo no interior da galeria é garantido pelo fluxo contínuo do jato, porém sua trajetória no interior da galeria sofre alteração com a variação da aceleração do pistão, descendo gradativamente para o fundo da mesma.

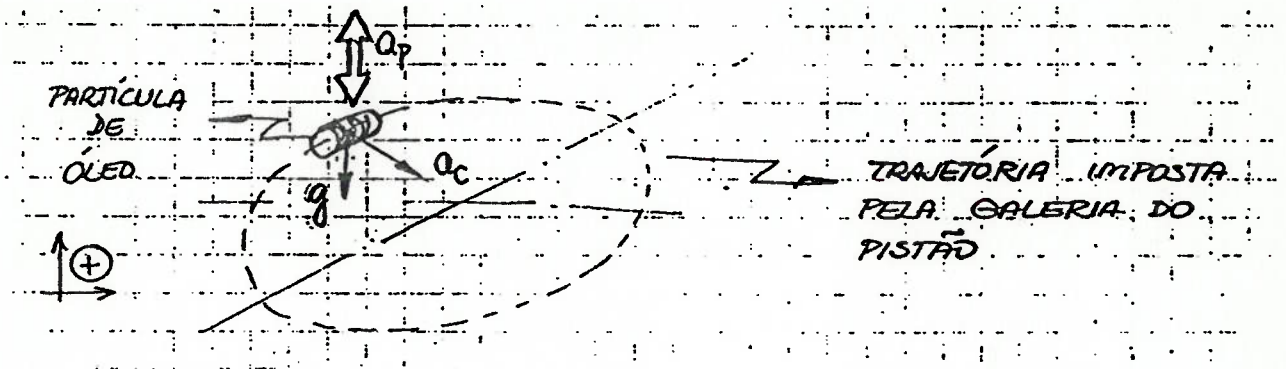


Figura 19 - Acelerações impostas ao óleo escoando no interior da galeria

Zerada a velocidade do pistão, ocorre então a subida e a composição da resultante das acelerações verticais  $a_p(\theta)$  e  $g$  e a aceleração centrípeta  $a_c$  mantém as partículas do óleo em trajetória no fundo da galeria como mostrado na figura 20. Antes do final da subida, a resultante de  $a_p(\theta)$  e  $g$  se inverte novamente (torna-se negativa), retomando a trajetória para a porção superior da galeria. O fluido que percorria a trajetória no fundo é então borrifado no topo da galeria. O óleo chega por fim à seção 3 da figura 17 por onde abandona a galeria migrando de

volta ao cárter do motor. Assim completa-se o desenvolvimento do escoamento no interior da galeria durante o ciclo do eixo virabrequim.

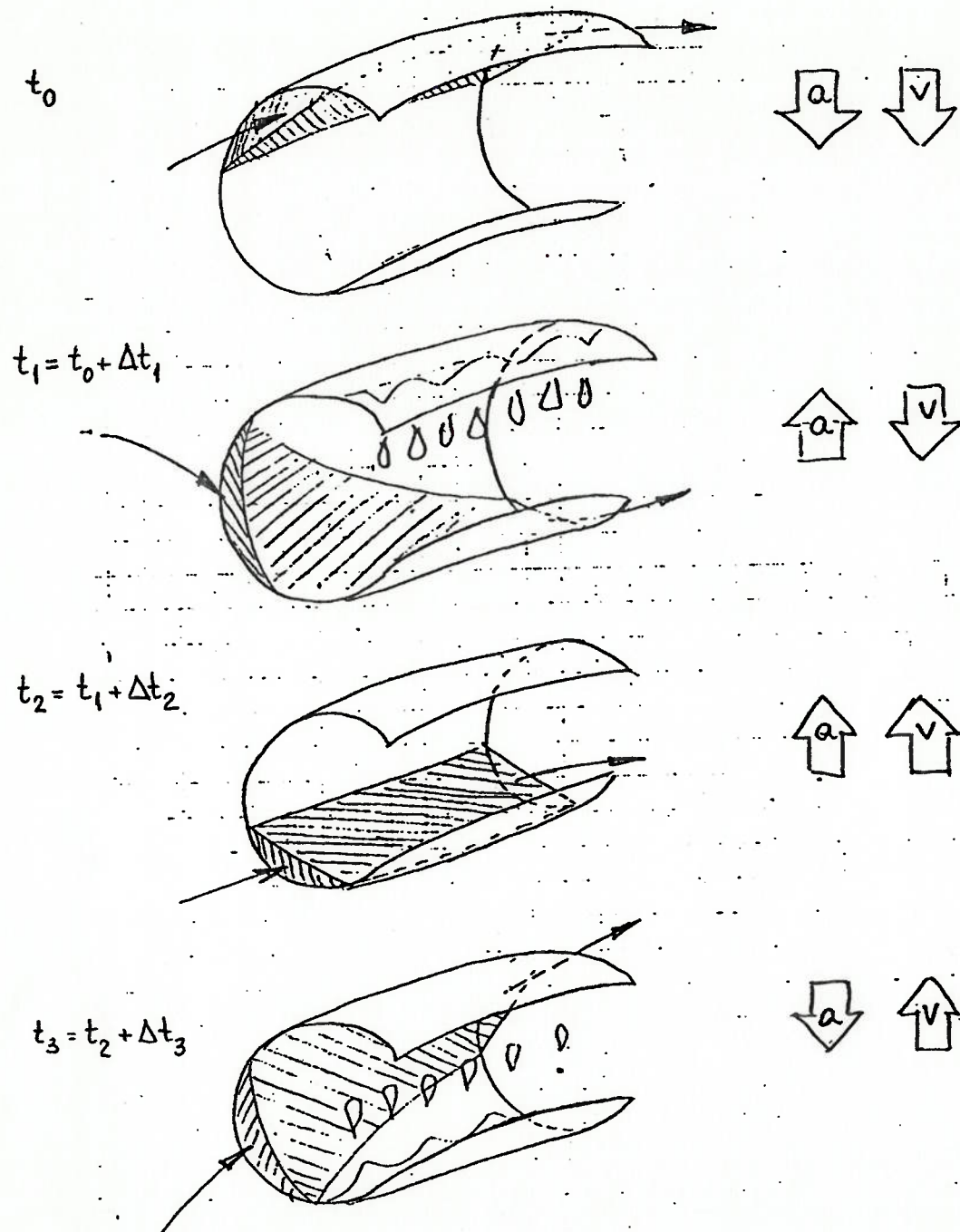


Figura 20 - Trajetória do óleo no interior da galeria durante um ciclo do eixo virabrequim

### 4.3. GEOMETRIA DO ESCOAMENTO

A determinação da distância  $z$  entre o óleo comprimido contra a parede da galeria e sua face oposta, é função da quantidade de óleo que é coletada pela porção fechada da galeria (seção 2 da figura 17) e da resultante das acelerações verticais  $a_p(\theta)$  e  $g$  (figura 19). Assim, assumindo que durante um ciclo do eixo virabrequim, o volume de óleo refrigerante  $V_o$  coletado pela porção fechada da galeria se acumule no interior da mesma, podemos definir que:

$$V_o = \eta \psi_o \tau \quad (25)$$

onde  $\eta$  representa o coeficiente de coleta da porção fechada da galeria,  $\psi_o$  a vazão volumétrica do jato de óleo e  $\tau$  o tempo de percurso do óleo na seção fechada da galeria. Sabendo-se que:

$$\tau = 2 l_2 / v_r(\theta) \quad (26)$$

onde  $2 l_2$  é duas vezes o percurso do óleo na seção 2 do 1/2 toróide modelado na figura 17 (e portanto o total de percurso que é percorrido pelo óleo fornecido pela vazão do jato  $\psi_o$  no interior da galeria fechada), e que  $v_r(\theta)$  é a velocidade relativa do óleo no interior da galeria dada por:

$$v_r(\theta) = v_p(\theta) + v_o \quad (27)$$

obtem-se, substituindo as equações (26) e (27) na equação (25):

$$V_o = V_o(\theta) = \eta \psi_o 2 l_2 / [v_p(\theta) + v_o] \quad (28)$$

A partir da hipótese de uma galeria circularizada (ver figura 21), a fração  $\gamma$  da circunferência  $\pi b$  em contato com o óleo refrigerante é dada pela área  $A_o$  formada com a distribuição do volume  $V_o$  ao longo da extensão  $2l_2$  da galeria fechada. Assim, tem-se:

$$A_o(\theta) = V_o(\theta) / 2l_2 = \eta \psi_o / [v_p(\theta) + v_o] \quad (29)$$

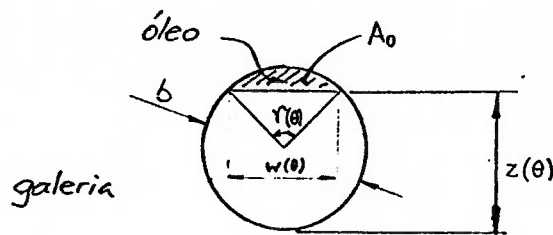


Figura 21 - Seção transversal da galeria fechada com o fluxo de óleo

A expressão que relaciona  $\gamma$  com  $A_o$  em uma seção de arco de circunferência é dada pela equação abaixo:

$$A_o = 1/8 b^2 (\pi\gamma/180 - \text{sen}\gamma) \quad (30)$$

Substituindo a equação (30) na equação (29) tem-se:

$$\eta \psi_o / [v_p(\theta) + v_o] = 1/8 b^2 [\pi\gamma(\theta)/180 - \text{sen}\gamma(\theta)] \quad (31)$$

A equação ( 31 ) fornece portanto o ângulo de superfície molhada  $\gamma(\theta)$  da galeria em função do ângulo do eixo virabrequim.

A partir de  $\gamma(\theta)$  é possível determinar a distância entre o óleo e a parede oposta da galeria  $z = z(\theta)$  através da expressão (ver figura 21):

$$z(\theta) = b/2 \{ 1 + \cos [\gamma(\theta)/2] \} \quad ( 32 )$$

#### 4.4. TRANSIÇÃO DO ESCOAMENTO DE ÓLEO NO INTERIOR DA SEÇÃO FECHADA DA GALERIA

Não dispondo do filme da Wellworthy e considerando-se que através da leitura do trabalho de Evans não era possível qualificar quanto à origem e concepção os resultados obtidos que definiam como se dava o escoamento no interior da galeria, o modelo proposto desenvolve uma análise teórica sobre como esse escoamento se conforma e quando ocorre a transição entre fases no interior da galeria, admitindo que as características principais observadas por Evans no filme são preservadas.

Durante o escoamento de óleo refrigerante no interior da seção fechada da galeria quatro fases distintas de escoamento foram identificadas no modelo de Evans: escoamento no topo da galeria durante a descida do pistão, borrifamento de óleo no fundo, escoamento no fundo da galeria durante a subida do pistão e borrifamento de óleo no topo. A transição entre as fases se dá a medida que a aceleração  $a_p(\theta)$  do pistão varia. Durante a descida do pistão,  $a_p(\theta) > 0$  e o óleo é comprimido contra a parede superior. Quando  $a_p(\theta) = g$ , a galeria se desloca junto com o óleo sem descolar. O descolamento do óleo com a galeria se dá para  $a_p(\theta) < g$ , quando então passa a atuar uma força  $F$  de aderência do óleo à parede da galeria que retarda o seu descolamento. O efeito dessa força  $F$  sobre a massa de óleo refrigerante no interior da galeria fechada é traduzido

por uma aceleração  $a_{ad}$  batizada aqui por aceleração de aderência do óleo e de sentido oposto ao do deslocamento do pistão. Portanto, na descida do pistão, o descolamento do óleo ocorre quando  $a_p(\theta) = g - a_{ad}$ . A partir do momento do descolamento a força  $F$  deixa de existir e o óleo passa a viajar apenas sob a ação da gravidade. A figura 22 apresenta um esquema do efeito da aceleração do pistão sobre o óleo na seção fechada da galeria.

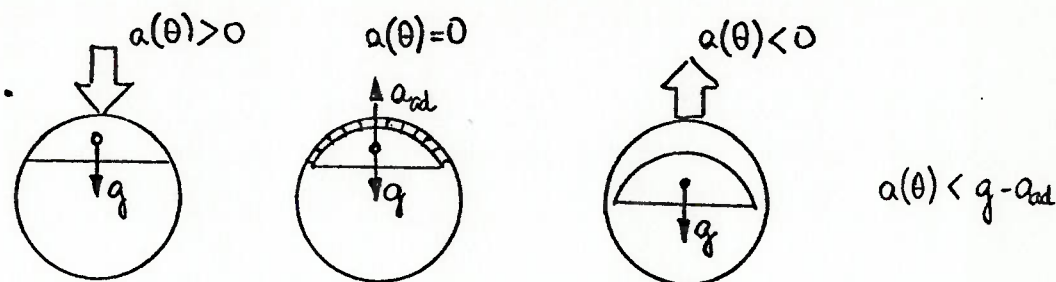


Figura 22 - Aceleração do pistão atuando sobre o óleo na seção fechada da galeria durante a descida,  $a(\theta) > 0$ ,  $a(\theta) = 0$ ,  $a(\theta) < 0$ .

O deslocamento da galeria é governado pelas equações do movimento do pistão:

$$y_p(\theta) = R \{ 1 + l/R - \cos(\theta) - [(l/R)^2 - \sin^2(\theta)]^{0,5} \} \quad (33)$$

$$v_p(\theta) = 2\pi n R [ \sin(\theta) + R/l \sin(2\theta) ] \quad (34)$$

$$a_p(\theta) = 4\pi^2 n^2 R [ \cos(\theta) + R/l \cos(2\theta) ] \quad (35)$$

O descolamento do óleo da parede da galeria se dá quando  $a_p(\theta) = g - a_{ad}$ , para  $\theta_d < 180^\circ$ , obtido por:

$$4\pi^2 n^2 R [ \cos(\theta_d) + R/l \cos(2\theta_d) ] = g - a_{ad} \quad (36)$$

onde  $a_{ad}$  representa a aceleração de aderência descrita anteriormente

A estimativa da aceleração  $a_{ad}$  foi estabelecida por analogia à força  $F$  devido aos efeitos de aderência e prensamento de óleo entre anel e canaleta de pistão utilizada por Zottin<sup>23</sup> em seu estudo da dinâmica de anéis. A força  $F$  originalmente é dada por:

$$F = A v K e^{10 \cdot |1-f| \cdot \ln | \operatorname{tg}((\text{pos}-50)/1.1) |} \quad (37)$$

onde  $A$  = área de contato entre anel e canaleta [ m<sup>2</sup> ]

$v$  = velocidade axial do anel (absoluta) [ m/s ]

$K$  = força de amortecimento específico do anel [ Ns/m<sup>3</sup> ]

$f$  = percentual da área de contato anel / canaleta preenchida por óleo

$\text{pos}$  = posição axial do anel na canaleta

A equação ( 37 ) foi ajustada empiricamente pela AVL para estudo de anéis através da força de amortecimento específico do anel  $K$ .

Para a condição do óleo refrigerante no interior da galeria, por analogia, a força  $F$  deve ser reavaliada em função da nova condição de aderência imposta não mais pela massa metálica do anel mas agora por uma massa de óleo. Assim, tem-se:

$$F_o = A_{con} | v_p | K_o \quad (38)$$

onde  $A_{con}$  = área de contato do óleo na galeria [ m<sup>2</sup> ]

$v_p$  = velocidade axial do óleo (até o descolamento igual à velocidade do pistão) [ m/s ]

$K_o$  = força de amortecimento específica do óleo [ Ns/m<sup>3</sup> ]

O fator  $f$  da equação ( 37 ) iguala-se a 1 na analogia do óleo uma vez que 100% da área de contato "lasca" de óleo / galeria é preenchida por óleo, fazendo com que:

$$e^{10 \cdot |1-f| \cdot \ln | \operatorname{tg}((\text{pos}-50)/1.1) |} = 1$$

Assim, falta determinar o valor de  $K_o$ . Analisando-se a dimensão do fator  $K_o$ , verifica-se que o mesmo é resultado da razão de uma força por uma vazão volumétrica. Relacionando a força com o peso do óleo refrigerante prensado contra a parede da galeria e a vazão volumétrica com a vazão desse mesmo óleo, pode-se estabelecer:

$$K_o = P_o / \psi_o \quad (39)$$

Considerando-se  $2 \frac{1}{2}$  (figura 17) o comprimento do anel toroidal da galeria onde o óleo refrigerante é comprimido na galeria fechada com seção transversal  $A_o$ , tem-se:

$$P_o = (\pi D - 2\phi) A_o \rho g \quad (40)$$

Substituindo as equações (39) e (40) na (38), tem-se:

$$F_o = A_{con} | v_p | (\pi D - 2\phi) A_o \rho g / \psi_o \quad (41)$$

Determinada a força de aderência do óleo  $F_o$ , pode-se estabelecer a aceleração resultante que essa força causa sobre a massa de óleo em avaliação:

$$a_{ad} = F_o / M = F_o / ((\pi D - 2\phi) A_o \rho) \quad (42)$$

Assim, substituindo a equação (41) na (42) e simplificando, tem-se:

$$a_{ad} = A_{con} | v_p | g / \psi_o \quad (43)$$



A equação ( 43 ) define a aceleração  $a_{ad}$  devido a aderência do óleo na galeria proporcional à aceleração da gravidade  $g$  na razão do fluxo de óleo axial à galeria pelo fluxo de óleo circunferencial.

A área de contato do óleo na galeria pode ser definida como (considerando-se o óleo comprimido ao longo de  $2 l_2$  da parte superior do toróide da galeria):

$$A_{con} = \gamma(\theta) \pi b / 360 (\pi D - 2\phi) \quad (44)$$

onde  $\gamma(\theta)$  é a fração da circunferência  $\pi b$  em contato com óleo definida na equação ( 31 ).

Portanto a expressão final que determina a aceleração de amortecimento é dada por:

$$a_{ad} = \gamma(\theta) \pi b / 360 (\pi D - 2\phi) | v_p | g / \psi_o \quad (45)$$

A validade do uso da equação ( 45 ) para se estimar o efeito de aderência do óleo à parede da galeria será verificado no item 4 comparando-se os ângulos de descolamentos durante a subida e a descida do pistão obtidos pelo modelo proposto com os obtidos através do modelo de Evans.

Ocorrido o descolamento, a posição do óleo refrigerante dentro da galeria em direção à parede oposta durante a descida do pistão é dada por:

$$y_o = y_p(\theta_d) + v_p(\theta_d) \Delta t + 1 / 2 g \Delta t^2 \quad (46)$$

onde

$$\Delta t = \Delta \theta / 2\pi n = (\theta - \theta_d) / 2\pi n \quad (47)$$

Substituindo ( 47 ) em ( 46 ) e rearranjando tem-se:

$$y_o(\theta) = y_p(\theta_d) + v_p(\theta_d) (\theta - \theta_d) / 2\pi n + g (\theta - \theta_d)^2 / 8\pi^2 n^2 \quad (48)$$

O borrifamento do óleo no fundo da galeria se dará no instante em que o óleo, que se desloca conforme a equação ( 48 ), se chocar contra a parede inferior da galeria que está distante de  $z(\theta)$  do mesmo no instante do descolamento e se desloca conforme a equação ( 33 ). Portanto no instante do borrifamento tem-se:

$$y_o(\theta) = y_p(\theta) + z(\theta) \quad (49)$$

Substituindo as equações ( 33 ) e ( 48 ) na equação ( 49 ) tem-se:

$$\begin{aligned} y_p(\theta_{vmax}) + v_p(\theta_{vmax}) (\theta - \theta_{vmax}) / 2\pi n + g (\theta - \theta_{vmax})^2 / 8\pi^2 n^2 = \\ = R \{ 1 + l/R - \cos(\theta) - [(l/R)^2 - \sin^2(\theta)]^{0.5} \} + z(\theta) \quad (50) \end{aligned}$$

Assim, resolvendo-se a equação ( 50 ) obtemos o ângulo  $\theta = \theta_i$  em que se inicia o borrifamento no fundo da galeria.

O fim do borrifamento pode ser estabelecido pela última fração de óleo refrigerante que atingiu a parede superior da galeria e foi desacelerada. Este evento inicia imediatamente antes do pistão ter atingido seu ponto morto inferior ( $\theta = 180^\circ$ ) quando sua velocidade é zero ( $v_p(\theta) = 0$ ). Assim, o óleo que atingir a parede superior da galeria cairá em queda livre. Considerando-se as equações ( 46 ) e ( 47 ) onde  $\theta_d = 180^\circ$ ,  $y_p(\theta_d) = 2R$  e  $v_p(\theta_d) = 0$ , tem-se:

$$y_o(\theta) = 2R + g (\theta - \pi)^2 / 8\pi^2 n^2 \quad (51)$$

O instante em que a última fração de óleo refrigerante borrifava o fundo da galeria pode ser obtido através da substituição das equações ( 33 ) e ( 51 ) na equação ( 49 ). Dessa forma tem-se:

$$2R + g (\theta - \pi)^2 / 8\pi^2 n^2 = R \{ 1 + l / R - \cos(\theta) - [ (l / R)^2 - \sin^2(\theta) ]^{0.5} \} + z(\theta) \quad (52)$$

Assim, resolvendo-se a equação ( 52 ) obtemos o ângulo  $\theta = \theta_f$  em que termina o borrifamento no fundo da galeria e se inicia o escoamento no fundo.

Durante a subida do pistão, dá-se o processo inverso (ver figura 23). Enquanto  $a_p(\theta) < 0$ , o óleo é comprimido contra a parede inferior da galeria. Quando  $a_p(\theta) = 0$ , a galeria e o óleo terão atingido velocidade máxima. Porém o descolamento se dará para  $a_p(\theta) > g$ , pois até então galeria e óleo deslocarão juntos. Tal como na descida do pistão, passa a atuar nesse momento a força F devido a aderência do óleo à parede da galeria, até que o descolamento se dê por completo segundo  $a_p(\theta) > g + a_{ad}$ . Durante a subida, a força F age no mesmo sentido da gravidade, e a expressão final que define o ângulo de descolamento para  $\theta_d > 180^\circ$  é dada por:

$$4\pi^2 n^2 R [ \cos(\theta_d) + R / l \cos(2\theta_d) ] = g + a_{ad} \quad (53)$$

Obtido o ângulo do descolamento do óleo durante a subida do pistão podemos definir novamente a posição do óleo pela equação ( 48 ).

A mesma distância  $z(\theta)$  separa o óleo do topo da galeria, porém orientada em sentido inverso ao de  $y_p(\theta)$ . Assim, o borrifamento se dá quando:

$$y_o(\theta) = y_p(\theta) - z(\theta) \quad (54)$$

Substituindo as equações ( 33 ) e ( 48 ) na equação ( 54 ), tem-se:

$$\begin{aligned} y_p(\theta_d) + v_p(\theta_d) (\theta - \theta_d) / 2\pi n + g (\theta - \theta_d)^2 / 8\pi^2 n^2 = \\ = R \{ 1 + l / R - \cos(\theta) - [ (l / R)^2 - \sin^2(\theta) ]^{0.5} \} - z(\theta) \quad (55) \end{aligned}$$

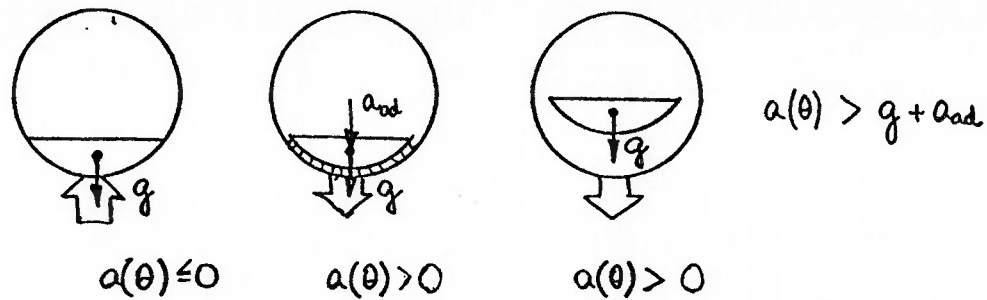


Figura 23 - Aceleração do pistão atuando sobre o óleo na seção fechada da galeria durante a subida,  $a(\theta) > 0$ ,  $a(\theta) = 0$ ,  $a(\theta) < 0$ .

Resolvendo-se a equação ( 55 ) obtemos o ângulo  $\theta = \theta_i$  em que se inicia o borrifamento no topo da galeria. O fim do borrifamento no topo pode ser estabelecido pela última fração de óleo refrigerante que atingiu a parede inferior da galeria e foi arremessada contra o topo. Este evento inicia imediatamente antes do pistão ter atingido o ponto morto superior (  $\theta = 0^\circ$  ) quando a velocidade é zero (  $v_p(\theta) = 0$  ). Considerando-se as equações ( 46 ) e ( 47 ) onde  $\theta_d = 0^\circ$ ,  $y_p(\theta_d) = 0$  e  $v_p(\theta_d) = 0$ , tem-se:

$$y_o(\theta) = g \theta^2 / 8\pi^2 n^2 \quad ( 56 )$$

O instante em que a última fração de óleo refrigerante borrifava o topo da galeria pode ser obtido através da equação ( 54 ) substituindo as equações ( 33 ) e ( 56 ). Portanto, tem-se:

$$g \theta^2 / 8\pi^2 n^2 = R \{ 1 + l/R - \cos(\theta) - [ (l/R)^2 - \sin^2(\theta) ]^{0.5} \} - z(\theta) \quad ( 57 )$$

Resolvendo a equação ( 57 ) obtemos o ângulo  $\theta = \theta_f$  em que termina o borrifamento no topo da galeria e se inicia o escoamento no topo, repetindo-se então um novo ciclo do eixo virabrequim.

Assim, os escoamentos no modelo otimizado ficam definidos conforme proposto abaixo:

*Convecção ao longo do Topo da Galeria:*

$$270^\circ < \theta < 91^\circ$$

*Convecção ao longo do Fundo da Galeria:*

$$90^\circ < \theta < 271^\circ$$

*Borrifamento no Fundo da Galeria:*

$\theta_i$  definido de

$$\begin{aligned} y_p(\theta_d) + v_p(\theta_d) (\theta_i - \theta_d) / 2\pi n + g (\theta_i - \theta_d)^2 / 8\pi^2 n^2 = \\ = R \{ 1 + 1/R - \cos(\theta_i) - [(1/R)^2 - \text{sen}^2(\theta_i)]^{0.5} \} + b/2 \{ 1 + \cos[\gamma(\theta_i)/2] \} \quad (58) \end{aligned}$$

$\theta_f$  definido de

$$\begin{aligned} 2R + g (\theta_f - \pi)^2 / 8\pi^2 n^2 = \\ = R \{ 1 + 1/R - \cos(\theta_f) - [(1/R)^2 - \text{sen}^2(\theta_f)]^{0.5} \} + b/2 \{ 1 + \cos[\gamma(\theta_f)/2] \} \quad (59) \end{aligned}$$

*Borrifamento no Topo da Galeria:*

$\theta_i$  = definido de

$$y_p(\theta_d) + v_p(\theta_d) (\theta_i - \theta_d) / 2\pi n + g (\theta_i - \theta_d)^2 / 8\pi^2 n^2 =$$

$$= R \{ 1 + l/R - \cos(\theta_i) - [(l/R)^2 - \sin^2(\theta_i)]^{0.5} \} - b/2 \{ 1 + \cos[\gamma(\theta_i)/2] \} \quad (60)$$

$\theta_f$  = definido de

$$g \theta_f^2 / 8\pi^2 n^2 = R \{ 1 + l/R - \cos(\theta_f) - [(l/R)^2 - \sin^2(\theta_f)]^{0.5} \} - b/2 \{ 1 + \cos[\gamma(\theta_f)/2] \} \quad (61)$$

sendo que:

$\gamma(\theta)$  é obtido de

$$\eta \psi_o / [v_p(\theta) + v_o] = 1 / 8 b^2 [ \pi \gamma(\theta) / 180 - \text{sen } \gamma(\theta) ] \quad (31)$$

$\theta_d$  é obtido de

$$4\pi^2 n^2 R [ \cos(\theta_d) + R/l \cos(2\theta_d) ] = g - a_{ad} \quad (36)$$

$\theta_d < 180^\circ$  para descolamento na descida

$$4\pi^2 n^2 R [ \cos(\theta_d) + R/l \cos(2\theta_d) ] = g + a_{ad} \quad (53)$$

$\theta_d > 180^\circ$  para descolamento na subida

e

$$y_p(\theta) = R \{ 1 + l/R - \cos(\theta) - [(l/R)^2 - \sin^2(\theta)]^{0.5} \} \quad (33)$$

$$v_p(\theta) = 2\pi nR [ \sin(\theta) + R/2l \sin(2\theta) ] \quad (34)$$

Portanto, a solução das equações ( 58 ), ( 59 ), ( 60 ) e ( 61 ) define analiticamente os ângulos de início e fim dos borrifamentos ora no fundo da galeria, ora no topo.

#### 4.5. OUTRAS CARACTERÍSTICAS DO MODELO PROPOSTO

Nos itens 4.1., 4.2., 4.3 e 4.4. foram apresentados o conceito do pistão de galeria fechada e o desenvolvimento analítico do escoamento do óleo refrigerante no interior de sua galeria como parte das modificações que diferenciam o modelo proposto do modelo de Evans. As outras alterações são: a discretização da análise temporal e a adaptação de parâmetros de incidência do jato no canal de entrada.

O modelo de Evans calcula o coeficiente de transferência de calor médio por convecção para a galeria a partir da equação ( 15 ).

$$h_{gal} = \beta_1 h_{open} + \beta_2 h_{close} \quad (15)$$

Para Evans os termos  $\beta_1$  e  $\beta_2$  valem respectivamente 1/6 e 2/3, independente da geometria do pistão, desde que tivesse o conceito de galeria aberta. O modelo proposto também pondera o coeficiente de transferência de calor da galeria  $h_{gal}$  de acordo com a distribuição espacial da galeria (ora aberta produzindo  $h_{open}$  e ora fechada produzindo  $h_{close}$ ) conforme a equação (15), porém define os valores para  $\beta_1$  e  $\beta_2$  em função da geometria do pistão, agora conceituado como galeria fechada (essa consideração não impede que o modelo proposto calcule um pistão do conceito de galeria aberta). Assim, tem-se:

$$\beta_1 = 2 l_1 / \pi D = \phi / \pi D \quad (62)$$

$$\beta_2 = (\pi D - 2 l_1 - 2 l_3) / \pi D \quad (63)$$

Se o diâmetro do canal de entrada do óleo  $\phi$  for igual ao diâmetro do canal de saída, pode-se considerar:

$$\beta_2 = (\pi D - 2\phi) / \pi D \quad (64)$$

No cálculo de um pistão com galeria aberta,  $2\phi$  ou  $2(l_1 + l_3)$  pode ser substituído pela extensão da galeria aberta.

Tal como no modelo de Evans, o termo  $h_{open}$  é calculado através da equação (16):

$$Nu = h d / k = d / L * [1 - 1,1 / (L / d)] / [1 + 0,1 (z / d - 6) / (L / d)] F(Re) Pr^{0,42} \quad (16)$$

porém, sendo :

$$z = z(\theta) = b/2 \{ 1 + \cos [\gamma(\theta)/2] \} \quad (32)$$

e

$$L = l_1 = \phi / 2 \quad (65)$$

Para o cálculo do termo  $h_{close}$ , Evans estabelece sua média temporal considerando os intervalos de transição do escoamento observado através do filme da Wellworthy. Apenas quatro intervalos representam a variação do fenômeno em um ciclo do eixo virabrequim (ver figura 18). Dentro de cada um desses intervalos, no entanto, as velocidades variam significativamente, o que por sua vez afeta o cálculo térmico.



O modelo aqui desenvolvido considera intervalos discretos de 1° ao invés de considerar o intervalo inteiro de um mesmo tipo de escoamento no interior da galeria. Esse intervalo estabelece um bom compromisso entre os efeitos da variação de velocidade e o tempo de máquina para realizar o cálculo no computador. Assim, a cada  $\Delta\theta = 1^\circ$  identifica-se qual fase de escoamento na galeria ocorre em função da posição dentro do ciclo do eixo virabrequim, calcula-se a velocidade média no intervalo e obtém-se o coeficiente de transferência de calor em função dos efeitos de transporte que ocorrem para aquele intervalo. Repetindo-se a análise para cada um dos 360 intervalos do ciclo do eixo virabrequim estabelece-se a curva  $h \times \theta$ . O valor médio para o coeficiente de transferência de calor  $h$  na seção fechada é obtido da integração dessa curva, dividindo-se por 360. Assim substitui-se a equação ( 18 ) do modelo de Evans por:

$$h_{close} = 1 / 360 \sum_{i=1}^{360} \gamma_i(\theta) h_i(\theta) \Delta\theta_i \quad ( 66 )$$

Os valores de  $h_i(\theta)$ , da mesma forma que no modelo de Evans, continuam sendo calculados pelas equações ( 19 ) e ( 24 ) conforme o escoamento seja convectivo ou por borrifamento, no topo da galeria ou no fundo, de acordo com o intervalo analisado:

$$Nu = h d / k = 0,027 Re^{0,8} Pr^{0,33} (\mu_o / \mu_w)^{0,14} \quad ( 19 )$$

$$Nu = h d / k = 0,63 (b_i / b)^{0,6} Re^{0,7} Pr^{0,42} e^{[-1,27 (b_i / b)^{1,2}]} \quad ( 24 )$$

As diferenças estão relacionadas com os critérios adotados para os dados de entrada. O intervalo de convecção, por exemplo, é definido no modelo proposto para 360° do ciclo do eixo virabrequim, sendo que, de 271° a 90°, a temperatura de referência é tomada do topo da galeria e de 91° a 270°, a temperatura de referência é tomada do fundo da galeria. O número de Reynolds é também alterado em função das modificações no modelo proposto em relação ao de Evans: a

velocidade do pistão  $v_p$  passa a ser calculada para cada intervalo como a média do intervalo, refletindo diretamente no cálculo da velocidade relativa do óleo  $v_r$ ; e o diâmetro efetivo ou equivalente  $d_e$ , em função do escoamento do óleo se dar dentro da seção definida na figura 21, passa a ser calculado por:

$$d_e = 1/8 b [ \pi\gamma(\theta) / 180 - \text{sen}\gamma(\theta) ] / \{ \pi [ \gamma(\theta) / 180 ] \} \quad (67)$$

Já o borrifamento tem seus intervalos definidos analiticamente conforme item 3.2.3. O modelo proposto, porém, não considera a hipótese de Evans em que na seção transversal da galeria, aqui também circularizada, o óleo escoe em uma fração  $\gamma$  de um anel circular com diâmetros  $b$  e  $b_i$ . Admite-se que o óleo escoe numa seção tal qual definida na figura 21. Assim, o diâmetro interno virtual  $b_i$  equivaleria à projeção dessa seção, ou seja  $b_i = w$ , podendo ser calculado como:

$$w = b \text{sen}[\gamma(\theta)/2] \quad (68)$$

Assim, a equação (24) é adaptada no modelo otimizado para:

$$\text{Nu} = h d / k = 0,63 (w / b)^{0,6} \text{Re}^{0,7} \text{Pr}^{0,42} e^{[-1,27 (w/b)^{1,2}]} \quad (69)$$

Os valores de  $\text{Re}$  e  $\text{Pr}$  são calculados a partir de  $v_r$  e  $w$  e as propriedades tomadas da temperatura da parede de lançamento do óleo a ser borrifado.

Assim, no modelo otimizado, calculando-se  $\text{Nu}$  através das equações (16), (19) e (69) obtém-se, considerando ainda as equações (15) e (56), o coeficiente  $h_{gal}$  de transferência de calor médio global da galeria de pistão de motor de combustão interna ciclo diesel.

## 5. MEDIÇÕES EXPERIMENTAIS

Para validar o modelo otimizado de cálculo do coeficiente de transferência de calor para a galeria de refrigeração em pistão de motor de combustão interna ciclo diesel, é necessário comparar os resultados obtidos através do modelo com medições experimentais. Para tanto, foi instrumentado um pistão de galeria fechada de um motor ciclo diesel com o objetivo de medir temperatura em determinados pontos ao redor de sua galeria durante o funcionamento do motor em diversos regimes de operação. A descrição das medições experimentais e como seus resultados foram comparados com os resultados obtidos do modelo são apresentados em duas partes: Descrição da Técnica e Desenvolvimento dos Testes.

### 5.1. DESCRIÇÃO DA TÉCNICA

A técnica de medição de temperatura em tempo real a ser utilizada para comparar os resultados do modelo otimizado de Evans com valores experimentais foi apresentada inicialmente por Camargo F<sup>o</sup> e Leites <sup>2</sup>. A técnica consiste em instrumentar um pistão com transdutores de temperatura que enviam o sinal para fora do motor através de fios que são acoplados a um mecanismo unindo o pistão a um ponto fixo do bloco do motor.

Os transdutores de temperatura são constituídos por uma cápsula de formato cilíndrico e um sensor de resistência de platina. A cápsula de metal compatível com o material do pistão aloja um sensor que altera sua resistência quando o mesmo é exposto a variações de temperatura. O sensor, do tipo PT100 de dimensões reduzidas (uma bolacha de 2,5 x 2,0 x 1,0 mm) integra a temperatura observada num raio de 1 mm de seu ponto central, garantindo resultados médios satisfatórios para a grande maioria dos pontos de interesse em um pistão. O transdutor alcança esses pontos através da usinagem de canais no interior do pistão e é posicionado mecanicamente através de restrições de diâmetro. Esses canais são lacrados com tampões do mesmo material do

pistão garantindo assim a imobilização dos transdutores e a não influência significativa dos vazios criados no fluxo de calor original.

Os fios do transdutor que estão soldados internamente ao sensor, possuem diâmetro de 0,8 mm e são revestidos de teflon. Durante a montagem são direcionados para o fundo do pistão e colados em sua superfície até um terminal instalado junto à fixação do mecanismo no pistão. Nesse terminal a bitola do fio muda de 0,8 para 0,3 mm e os fios são alinhados em canaletas do mecanismo. A figura 24 apresenta um transdutor de temperatura exemplificando o posicionamento para medir temperatura no fundo da primeira canaleta do pistão. A figura 25 mostra o fundo do pistão com galeria fechada instrumentado.

O mecanismo de ligação entre o pistão e o bloco do motor é constituído por duas hastes e três articulações, projetadas especificamente para cada motor e construídas de forma a garantir a sua perfeita movimentação ao longo de todo o ciclo do eixo virabrequim impulsionado pelo deslocamento do pistão. A figura 26 apresenta um esquema mostrando a movimentação do mecanismo com o deslocamento do pistão.

As hastes do mecanismo possuem canaletas ao longo de sua extensão para acomodar os fios que trazem o sinal do transdutor. Nas articulações os fios são dispostos de tal forma que sejam solicitados apenas à torção, aumentando a resistência à fadiga. A figura 27 mostra uma fotografia do pistão com galeria fechada instrumentado para medição de temperatura com o mecanismo e a biela instaladas.

Também acoplado ao cilindro do pistão instrumentado, um sistema de injeção de óleo independente permite o controle dos parâmetros de refrigeração. Esse sistema desvia óleo do cárter fazendo-o passar por uma bomba e um trocador de calor antes de injetá-lo novamente para o pistão. Assim, mantém-se a temperatura de operação e possibilita variar-se a vazão do óleo que chega até a galeria do pistão. A figura 28 apresenta o sistema de injeção de óleo independente.

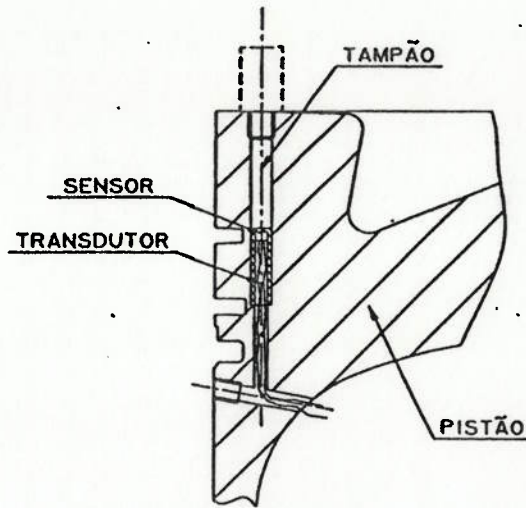


Figura 24 - Transdutor de temperatura posicionado para medir temperatura no fundo da primeira canaleta do pistão

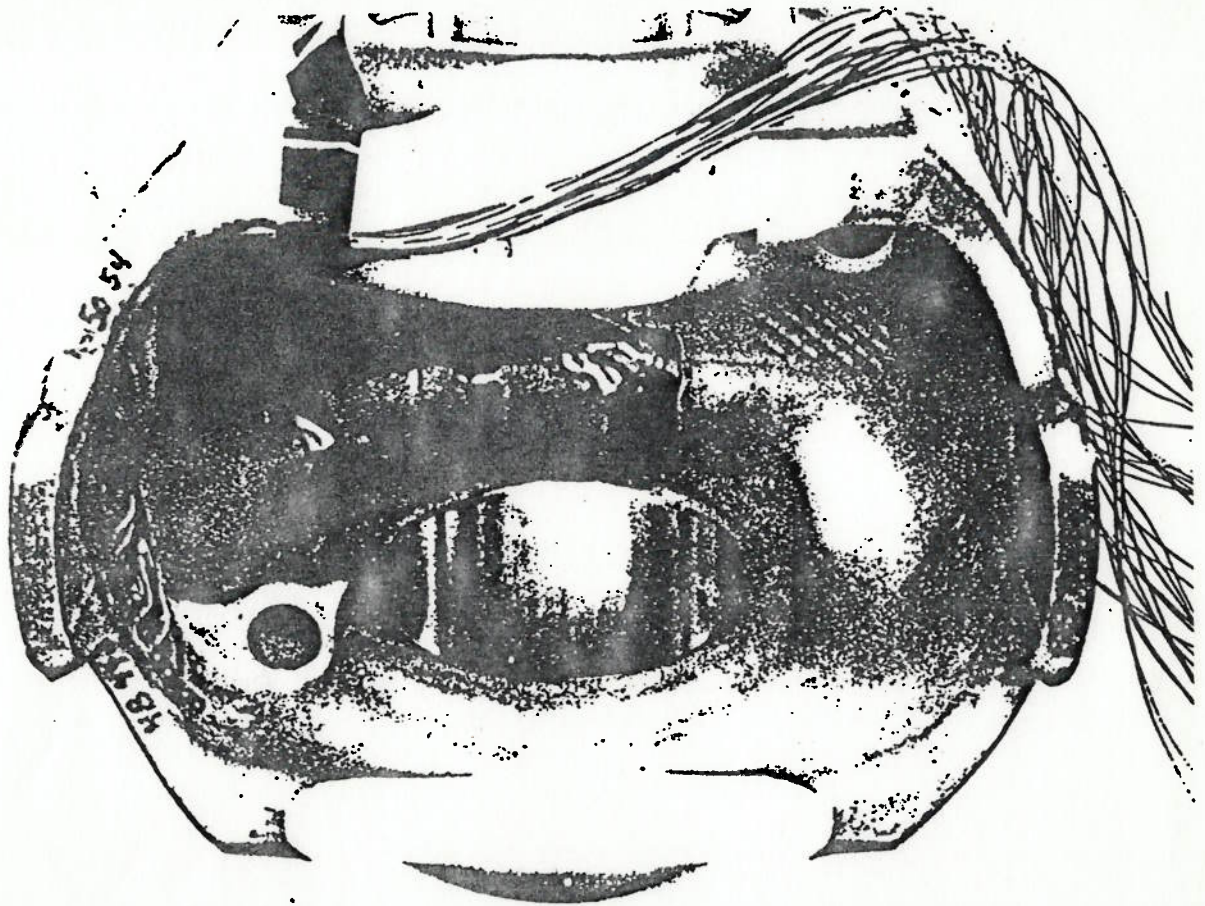


Figura 25 - Fundo do pistão com galeria fechada instrumentado.

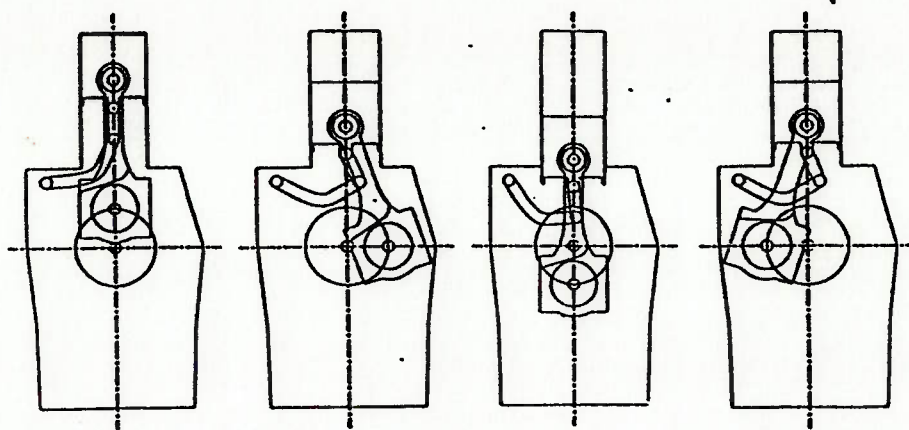


Figura 26 - Mecanismo articulado em 4 posições do eixo virabrequim.

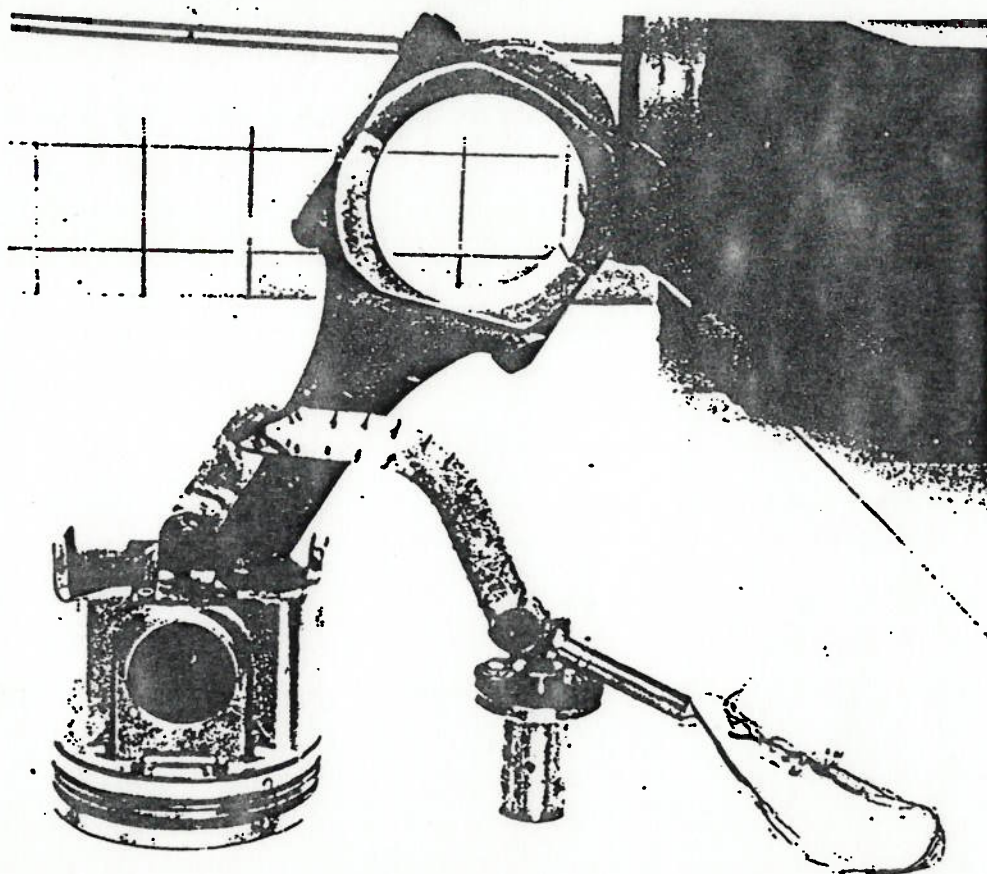


Figura 27 - Pistão instrumentado acoplado pelo mecanismo de transporte do sinal

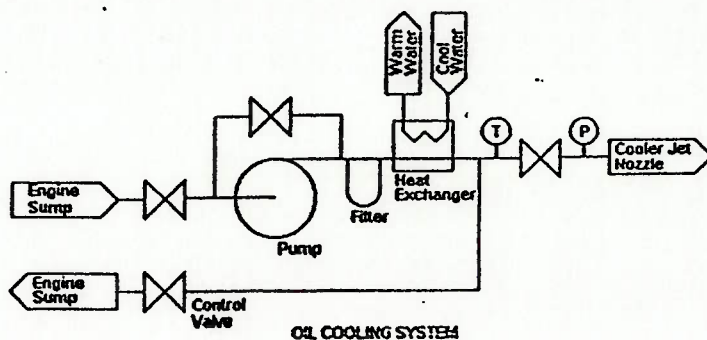


Figura 28 - Sistema de injeção de óleo independente

## 5.2. DESENVOLVIMENTO DOS TESTES

Os testes para medir temperatura em tempo real em torno da galeria de refrigeração de um pistão foram executados instrumentando-se um motor ciclo diesel de 14,5 litros, 6 cilindros, com potência específica de  $0,35 \text{ kW/cm}^2$ , pressão média efetiva de  $1,3 \text{ MPa}$ , injeção direta, turboalimentado, adaptando-se seu 5º cilindro para receber o pistão de galeria fechada instrumentado. O pistão, com diâmetro de 137mm e curso de 165mm, foi instrumentado com 14 transdutores distribuídos em duas seções diametrais: uma no plano contendo os canais de entrada e saída de óleo e outra a  $90^\circ$  da primeira.

Assim, quatro seções radiais são estabelecidas a partir do canal de entrada de óleo na galeria no sentido horário: a seção a  $0^\circ$  (entrada do óleo), a seção a  $90^\circ$ , a seção a  $180^\circ$  (oposta à entrada do óleo, correspondente à saída), e a  $270^\circ$ . Na seção de entrada foram instalados um transdutor no topo da galeria, outro na parede mais interior do toróide e outro na mais exterior; a mesma disposição repete-se na seção oposta.

ALUMINIUM GALLERY PISTON  
GALLERY WALL TEMPERATURE

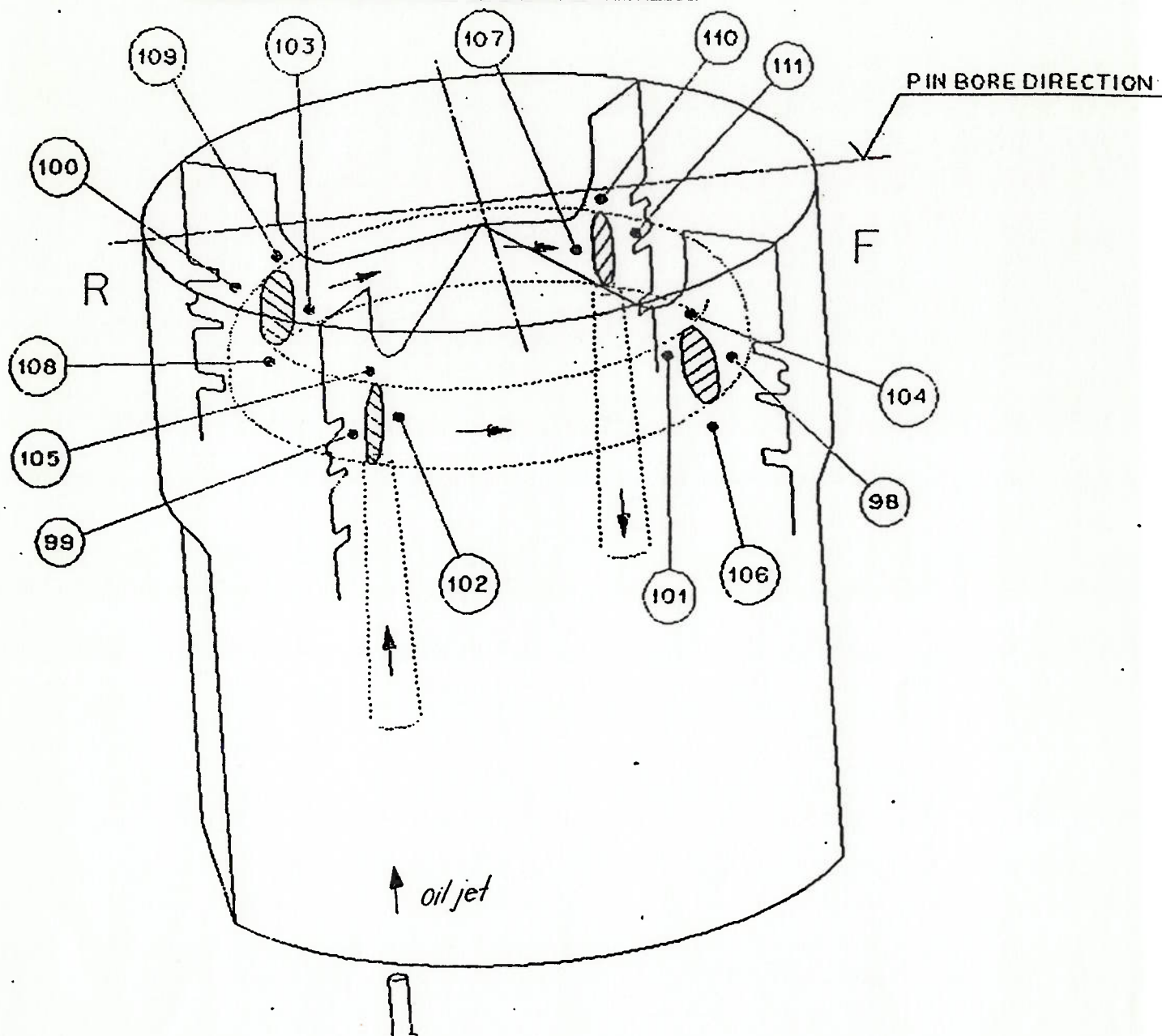


Figura 29 - Disposição dos transdutores de temperatura no interior do pistão com galeria fechada



Na seção a 90° foram instalados um transdutor no topo, outro no fundo e mais dois, um na parede mais interior do toróide e outro na mais exterior; a mesma disposição repete-se na seção a 270°. A figura 29 mostra essa disposição.

Os testes foram realizados para três regimes de operação do motor: marcha lenta (1000rpm), torque máximo (1200rpm) e potência máxima (1900rpm). Para cada regime de operação, três condições de refrigeração foram avaliadas: vazão nominal de óleo refrigerante, 50% e 150% da vazão nominal. Assim, um total de 126 temperaturas foram levantadas para comparar os resultados do modelo de cálculo do coeficiente médio de transferência de calor para a galeria e avaliar a influência da refrigeração no pistão.

A comparação das medições de temperatura com o coeficiente médio de transferência de calor foi estabelecida por dois métodos: comparando-se as temperaturas obtidas através da análise 2D pelo método de elementos finitos geradas com a condição de contorno estabelecida pelo modelo otimizado de Evans; e estabelecendo um balanço energético tendo como base a energia removida pelo óleo refrigerante.

Para gerar as temperaturas nos mesmos pontos de medição experimental, o programa Ansys versão 4.2 foi utilizado tomando as condições de contorno como constantes para todas as regiões de interface da seção bidimensional axisimétrica do pistão com galeria fechada analisado. Apenas as condições de contorno relativas à galeria e ao topo do pistão variaram de acordo com o regime de operação e as condições de refrigeração consideradas. Assim, as temperaturas correspondentes aos pontos ao redor da galeria (topo, fundo interior e exterior do toróide) foram extraídas da simulação computacional e comparadas com a média para cada posição obtidas na medição experimental para as mesmas condições de operação e refrigeração.

Através do balanço energético, a validação do modelo otimizado de Evans também pode ser comprovada. Estabelecida a temperatura média da parede da galeria analisada para cada condição de operação, estima-se o coeficiente de transferência de calor experimental para a galeria a ser comparado com o modelado através da expressão:

$$h = (m c \Delta T) / [A (T_w - T_o)] \quad (61)$$

onde  $T_w$  é a temperatura média da parede,  $T_o$  a temperatura do óleo,  $A$  a área de troca de calor do toróide,  $m$  o fluxo de massa do óleo,  $c$  seu calor específico e  $\Delta T$  a variação de temperatura do óleo dentro do volume de controle (entrada e saída do óleo). Para esse último parâmetro considera-se os valores experimentais utilizados pela AVL (entre 10 e 15°C).

Avaliado das duas formas acima, o coeficiente médio de transferência de calor para a galeria obtido pelo modelo otimizado é analisado quanto a sua precisão e participação no processo de refrigeração de pistões com a configuração de galeria fechada.

## 6. RESULTADOS

### 6.1. OBTENÇÃO DOS COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A partir do desenvolvimento teórico apresentado nos itens 3 e 4, foi construído um programa computacional (ver apêndice) capaz de executar o modelo de Evans e o modelo proposto para o cálculo do coeficiente de transferência de calor médio para a galeria de refrigeração de um pistão de motor diesel. O motor utilizado no experimento de medições de temperatura em tempo real definido no item 5 é usado como referência para obtenção dos dados de entrada para rodar o programa e gerar os coeficientes de transferência de calor para as condições de operação estudadas (regime de marcha lenta, torque máximo e potência máxima, os dois últimos submetidos a três condições de refrigeração, 50%, 100% e 150% de vazão nominal de óleo refrigerante). A tabela 3 apresenta os dados geométricos do motor, pistão e jato. As tabelas 4, 5 e 6 apresentam os dados variáveis em função do regime analisado, marcha lenta, torque máximo e potência máxima, respectivamente. As temperaturas de parede da galeria apresentadas nessas tabelas são tomadas em relação à média das medidas no ensaio experimental (tabela 10).

Os resultados da simulação do coeficiente médio de transferência de calor para a galeria de refrigeração do pistão do motor ciclo diesel com o modelo de Evans e o modelo proposto são apresentados na tabela 7 para todas as condições de operação analisadas.

A tabela 8 apresenta os ângulos de início e fim do borrifamento no fundo e no topo da galeria e os ângulos de descolamento do óleo de sua parede em função da dinâmica do pistão, calculados conforme o modelo de Evans e o modelo proposto (itens 3 e 4 respectivamente).

O modelo proposto estabelece o ângulo de descolamento analiticamente considerando as equações da dinâmica do pistão e assume algumas hipóteses sobre a simulação do efeito de aderência do óleo à parede da galeria. Esta última é avaliada analogamente à estimativa empírica da AVL para o fenômeno com anéis de pistão se movimentando entre os flancos de sua

canaleta. As equações ( 36 ) e ( 53 ) fornecem o ângulo de descolamento para a descida e subida respectivamente através do modelo proposto. Os ângulos de início e fim do borrifamento do óleo para descida e subida do pistão também são definidos analiticamente, de acordo com as equações ( 58 ), ( 59 ), ( 60 ) e ( 61 ).

Tabela 3 - Dados de Entrada - Parâmetros Construtivos do Motor

PISTÃO	
PERÍMETRO DA GALERIA [m]	0,041
DISTÂNCIA CENTRO DO PINO AO TOPO DA GALERIA [m]	0,068
DISTÂNCIA EIXO DO PISTÃO AO CENTRO DA GALERIA [m]	0,049
MOTOR	
CURSO DO PISTÃO [m]	0,165
DISTÂNCIA DO JATO AO CENTRO DO PINO EM PMI [m]	0,020
DISTÂNCIA ENTRE CENTROS DE BIELA [m]	0,263
JATO DE ÓLEO	
DIÂMETRO DO JATO [m]	0,0023
RAIO DE AÇÃO DO JATO NA ENTRADA DA GALERIA [m]	0,005
EFICIÊNCIA DE COLETA DE ÓLEO DA GALERIA [%]	100

Tabela 4 - Dados de Entrada - Parâmetros Variáveis de Marcha Lenta

VARIÁVEL	VAZÃO NOMINAL
PISTÃO	
TEMPERATURA DO TOPO DA GALERIA [°C]	103
VISCOSIDADE DINÂMICA DO ÓLEO NO TOPO [Pa.s]	$13,3 \times 10^{-3}$
VISCOSIDADE CINEMÁTICA DO ÓLEO NO TOPO [m <sup>2</sup> /s]	$15,7 \times 10^{-6}$
CONDUTIVIDADE TÉRMICA DO ÓLEO NO TOPO [W/(m°C)]	$13,6 \times 10^{-2}$
TEMPERATURA DO FUNDO DA GALERIA [°C]	97
VISCOSIDADE DINÂMICA DO ÓLEO NO FUNDO [Pa.s]	$15,4 \times 10^{-3}$
VISCOSIDADE CINEMÁTICA DO ÓLEO NO FUNDO [m <sup>2</sup> /s]	$18,1 \times 10^{-6}$
CONDUTIVIDADE TÉRMICA DO ÓLEO FUNDO [W/(m°C)]	$13,6 \times 10^{-2}$
MOTOR	
RPM	1000
JATO DE ÓLEO	
VAZÃO DO JATO DE ÓLEO [L/min]	3,8
VAZÃO DO JATO DE ÓLEO [m <sup>3</sup> /s]	$6,3 \times 10^{-5}$
TEMPERATURA DO JATO DE ÓLEO [°C]	88
VISCOSIDADE CINEMÁTICA DO JATO DE ÓLEO [m <sup>2</sup> /s]	$23,0 \times 10^{-6}$
CONDUTIVIDADE TÉRMICA DO JATO DE ÓLEO [W/(m°C)]	$13,7 \times 10^{-2}$

Tabela 5 - Dados de Entrada - Parâmetros Variáveis de Torque Máximo

VARIÁVEL	VAZÃO		
	50%	NOMINAL	150%
<b>PISTÃO</b>			
TEMPERATURA DO TOPO DA GALERIA [°C]	239	224	220
VISCOSIDADE DINÂMICA DO ÓLEO NO TOPO [Pa.s]	$0,50 \times 10^{-3}$	$0,72 \times 10^{-3}$	$0,80 \times 10^{-3}$
VISCOSIDADE CINEMÁTICA DO ÓLEO NO TOPO [m <sup>2</sup> /s]	$0,69 \times 10^{-6}$	$0,98 \times 10^{-6}$	$1,07 \times 10^{-6}$
CONDUTIVIDADE TÉRMICA DO ÓLEO NO TOPO [W/(m <sup>0</sup> C)]	$12,3 \times 10^{-2}$	$12,5 \times 10^{-2}$	$12,5 \times 10^{-2}$
TEMPERATURA DO FUNDO DA GALERIA [°C]	175	164	161
VISCOSIDADE DINÂMICA DO ÓLEO NO FUNDO [Pa.s]	$2,32 \times 10^{-3}$	$3,09 \times 10^{-3}$	$3,31 \times 10^{-3}$
VISCOSIDADE CINEMÁTICA DO ÓLEO NO FUNDO [m <sup>2</sup> /s]	$3,00 \times 10^{-6}$	$3,94 \times 10^{-6}$	$4,21 \times 10^{-6}$
CONDUTIVIDADE TÉRMICA DO ÓLEO FUNDO [W/(m <sup>0</sup> C)]	$12,9 \times 10^{-2}$	$13,0 \times 10^{-2}$	$13,0 \times 10^{-2}$
<b>MOTOR</b>			
RPM	1200		
<b>JATO DE ÓLEO</b>			
VAZÃO DO JATO DE ÓLEO [L/min]	2,3	4,6	6,9
VAZÃO DO JATO DE ÓLEO [m <sup>3</sup> /s]	$3,8 \times 10^{-5}$	$7,7 \times 10^{-5}$	$11,5 \times 10^{-5}$
TEMPERATURA DO JATO DE ÓLEO [°C]	98		
VISCOSIDADE CINEMÁTICA DO JATO DE ÓLEO [m <sup>2</sup> /s]	$17,7 \times 10^{-6}$		
CONDUTIVIDADE TÉRMICA DO JATO DE ÓLEO [W/(m <sup>0</sup> C)]	$13,6 \times 10^{-2}$		

Tabela 6 - Dados de Entrada - Parâmetros Variáveis de Potência Máxima

VARIÁVEL	VAZÃO		
	50%	NOMINAL	150%
PISTÃO			
TEMPERATURA DO TOPO DA GALERIA [°C]	233	220	218
VISCOSIDADE DINÂMICA DO ÓLEO NO TOPO [Pa.s]	$0,57 \times 10^{-3}$	$0,78 \times 10^{-3}$	$0,83 \times 10^{-3}$
VISCOSIDADE CINEMÁTICA DO ÓLEO NO TOPO [m <sup>2</sup> /s]	$0,78 \times 10^{-6}$	$1,06 \times 10^{-6}$	$1,13 \times 10^{-6}$
CONDUTIVIDADE TÉRMICA DO ÓLEO NO TOPO [W/(m°C)]	$12,4 \times 10^{-2}$	$12,5 \times 10^{-2}$	$12,5 \times 10^{-2}$
TEMPERATURA DO FUNDO DA GALERIA [°C]	171	160	157
VISCOSIDADE DINÂMICA DO ÓLEO NO FUNDO [Pa.s]	$2,60 \times 10^{-3}$	$3,33 \times 10^{-3}$	$3,59 \times 10^{-3}$
VISCOSIDADE CINEMÁTICA DO ÓLEO NO FUNDO [m <sup>2</sup> /s]	$3,34 \times 10^{-6}$	$4,24 \times 10^{-6}$	$4,55 \times 10^{-6}$
CONDUTIVIDADE TÉRMICA DO ÓLEO FUNDO [W/(m°C)]	$13,0 \times 10^{-2}$	$13,1 \times 10^{-2}$	$13,1 \times 10^{-2}$
MOTOR			
RPM	1900		
JATO DE ÓLEO			
VAZÃO DO JATO DE ÓLEO [L/min]	2,4	4,8	7,28
VAZÃO DO JATO DE ÓLEO [m <sup>3</sup> /s]	$4,0 \times 10^{-5}$	$8,0 \times 10^{-5}$	$12,0 \times 10^{-5}$
TEMPERATURA DO JATO DE ÓLEO [°C]	100		
VISCOSIDADE CINEMÁTICA DO JATO DE ÓLEO [m <sup>2</sup> /s]	$16,6 \times 10^{-6}$		
CONDUTIVIDADE TÉRMICA DO JATO DE ÓLEO [W/(m°C)]	$13,6 \times 10^{-2}$		

Tabela 7 - Coeficientes médios de transferência de calor para a galeria de refrigeração de pistão do motor ensaiado (dados de entrada conforme tabelas 3, 4, 5 e 6) obtidos através do Modelo de Evans e do Modelo Proposto.

VAZÃO	COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR [ W / (m <sup>2</sup> oC) ]	
	MODELO DE EVANS	MODELO PROPOSTO
MARCHA LENTA		
NOMINAL	2384	1071
TORQUE MÁXIMO		
50% (*)	2645	2158
NOMINAL	3091	3255
150%	3479	4298
POTÊNCIA MÁXIMA		
50% (*)	3156	2490
NOMINAL	3608	3636
150%	4018	4766

(\*) Velocidade do jato inferior à velocidade máxima do pistão



Tabela 8 - Ângulo de descolamento  $\theta_d$ , início  $\theta_i$  e fim de borrifamento do óleo  $\theta_f$  durante a descida e a subida do pistão, calculado conforme o modelo de Evans e o modelo proposto.

VAZÃO	ÂNGULO											
	GRAUS											
	MODELO DE EVANS						MODELO PROPOSTO					
	DESCIDA			SUBIDA			DESCIDA			SUBIDA		
$\theta_d$	$\theta_i$	$\theta_f$	$\theta_d$	$\theta_i$	$\theta_f$	$\theta_d$	$\theta_i$	$\theta_f$	$\theta_d$	$\theta_i$	$\theta_f$	
MARCHA LENTA												
NOMINAL	120	150	234	294	324	24	159	197	217	342	10	48
TORQUE MÁXIMO												
50%	120	150	231	291	321	21	165	202	217	347	14	42
NOMINAL	120	150	231	291	321	21	149	186	217	335	3	42
150%	120	150	231	291	321	21	134	171	217	327	356	42
POTÊNCIA MÁXIMA												
50%	120	150	223	283	313	13	152	190	217	339	7	34
NOMINAL	120	150	223	283	313	13	127	164	217	324	354	34
150%	120	150	223	283	313	13	111	149	217	315	348	34

## 6.2. OBTENÇÃO DAS TEMPERATURAS MEDIDAS EM TEMPO REAL NO PISTÃO

Após executado o trabalho de instrumentação do pistão com galeria fechada e adaptação do mesmo no quinto cilindro do motor ciclo diesel ensaiado conforme descrito no item 5, as temperaturas foram obtidas instantaneamente ao funcionamento do motor para os regimes de operação dispostos anteriormente para cada um dos 14 pontos mostrados na figura 29.

Parâmetros como temperatura e pressão do ar de admissão, pressão e temperatura da água de refrigeração e pressão e temperatura do óleo do cárter foram controlados durante o desenvolvimento do teste para não influir na comparação entre as diversas condições de operação. A tabela 9 apresenta os parâmetros controlados e seus respectivos valores para cada condição de operação ensaiada.

O levantamento das temperaturas dos 14 pontos no interior do pistão foram obtidos através da média de três leituras espaçadas num intervalo de 1 minuto entre si, após os parâmetros controlados terem atingido regime permanente na condição de operação avaliada. O teste de motor foi realizado com a colaboração da Metal Leve S/A que cedeu um dinamômetro especificamente para a realização do mesmo. Os resultados das medições experimentais de temperatura em tempo real no pistão com galeria fechada do motor ciclo diesel estão apresentados na tabela 10.

A tabela 10 está formatada de forma a apresentar para cada regime de operação do motor e vazão de óleo refrigerante as temperaturas médias medidas em cada ponto instrumentado no pistão. Esses pontos estão divididos em função de sua distribuição numa seção transversal da galeria (topo, lateral externa, lateral interna e fundo) e segundo seu posicionamento no pistão em relação à entrada do jato (0°, 90°, 180° e 270°, correspondendo o primeiro à entrada do jato).

O ponto a 90° da entrada do jato não apresenta resultados em função de ter falhado logo no início do experimento devido à quebra do fio que transportava seu sinal. Medições com vazões 50% e 150% da nominal para o regime de marcha lenta que estavam programadas no início foram eliminadas por apresentarem sinais de pouca variação de temperatura em relação aos valores medidos para vazão nominal ao mesmo tempo que representavam aumento de vida dos sensores colocando em risco as medições nos demais regimes de operação.

Tabela 9 - Parâmetros do motor controlados durante as medições de temperatura em tempo real

PARÂMETROS	REGIMES						
	MARCHA LENTA	TORQUE MÁXIMO			POTÊNCIA MÁXIMA		
	NOMINAL	50%	NOM.	150%	50%	NOM.	150%
POTÊNCIA [kW]		226,2			284,4		
ROTAÇÃO [RPM]	1000	1200			1900		
TEMPERATURA ÓLEO [°C] <sup>(1)</sup>	88	98			100		
PRESSÃO ÓLEO [kgf/cm <sup>2</sup> ] <sup>(2)</sup>	6,8	1,9	8,7	15,6	2,2	9,2	16,2
VAZÃO ÓLEO [l/min] <sup>(2)</sup>	3,8	2,3	4,6	6,9	2,4	4,8	7,2
TEMPERATURA AR [°C] <sup>(3)</sup>	23	83			105		
PRESSÃO AR [kgf/cm <sup>2</sup> ] <sup>(3)</sup>	1,12	1,25			1,68		
TEMPERATURA ÁGUA [°C] <sup>(4)</sup>	84	84			84		

Notas: (1) Medida no cárter

(2) Medida após a bomba do sistema independente de injeção de óleo

(3) Medida na entrada da câmara

(4) Medida após a bomba de água do sistema de refrigeração

A tabela 11 apresenta as temperaturas médias alcançadas pela galeria do pistão para as diversas condições de operação do motor.

As figuras 30, 31, 32, 33, 34, 35 e 36 mostram em forma de gráficos o comportamento das temperaturas para cada condição estudada. A figura 30 apresenta o perfil de temperatura ao longo das quatro seções transversais da galeria para cada um dos quatro pontos ao seu redor nas condições de marcha lenta e vazão nominal. As figuras 31 e 32 mostram os mesmos pontos, porém para as condições de torque e potência máximas respectivamente com vazão em

50%. As figuras 33 e 34 e as figuras 35 e 36 repetem esse último quadro para as vazões nominal e em 150% respectivamente.

Tabela 10 - Resultados das medições de temperatura no pistão em tempo real

VAZÃO	TEMPERATURAS [°C]													
	DISTRIBUIÇÃO NA SEÇÃO TRANSVERSAL DA GALERIA													
	TOPO				LATERAL INTERNA				LATERAL EXTERNA				FUNDO	
	DISTRIBUIÇÃO DAS SEÇÕES DA GALERIA NO PISTÃO													
	0°	90°	180°	270°	0°	90°	180°	270°	0°	90°	180°	270°	90°	270°
<b>MARCHA LENTA</b>														
NOMINAL	101,4	-	105,2	102,7	97,7	101,9	101,9	99,1	97,1	101,7	99,0	97,4	98,1	96,2
<b>TORQUE MÁXIMO</b>														
50%	222,1	-	248,0	246,3	184,7	201,9	217,8	201,3	181,4	197,2	195,4	188,2	173,9	176,6
NOMINAL	209,1	-	229,4	232,0	172,1	189,1	199,5	187,3	169,7	187,9	179,3	176,1	163,4	163,5
150%	203,7	-	225,1	229,8	168,0	185,6	194,5	184,8	166,6	184,4	173,6	174,3	160,5	160,7
<b>POTÊNCIA MÁXIMA</b>														
50%	217,9	-	243,5	238,2	181,4	198,8	214,8	195,4	175,5	195,6	191,5	180,7	171,4	169,7
NOMINAL	207,9	-	224,7	228,1	170,9	184,0	198,2	184,8	167,5	182,2	179,9	173,0	159,3	161,3
150%	203,6	-	222,5	226,4	167,6	181,2	193,9	181,5	164,9	179,7	176,6	169,9	156,7	157,9

Tabela 11 - Temperaturas médias da galeria

TEMPERATURAS	MARCHA LENTA	TORQUE MÁXIMO			POTÊNCIA MÁXIMA		
	NOMINAL	50%	NOM	150%	50%	NOM	150%
$T_{m\ topo} [^{\circ}C]$	103	239	224	220	233	220	218
$T_{m\ fundo} [^{\circ}C]$	97	175	164	161	171	160	157
$T_{m\ in} [^{\circ}C]$	100	201	187	183	198	185	181
$T_{m\ ex} [^{\circ}C]$	99	191	178	175	186	176	173
$T_w [^{\circ}C]$	99,8	201,5	188,3	184,8	197,0	185,3	182,3

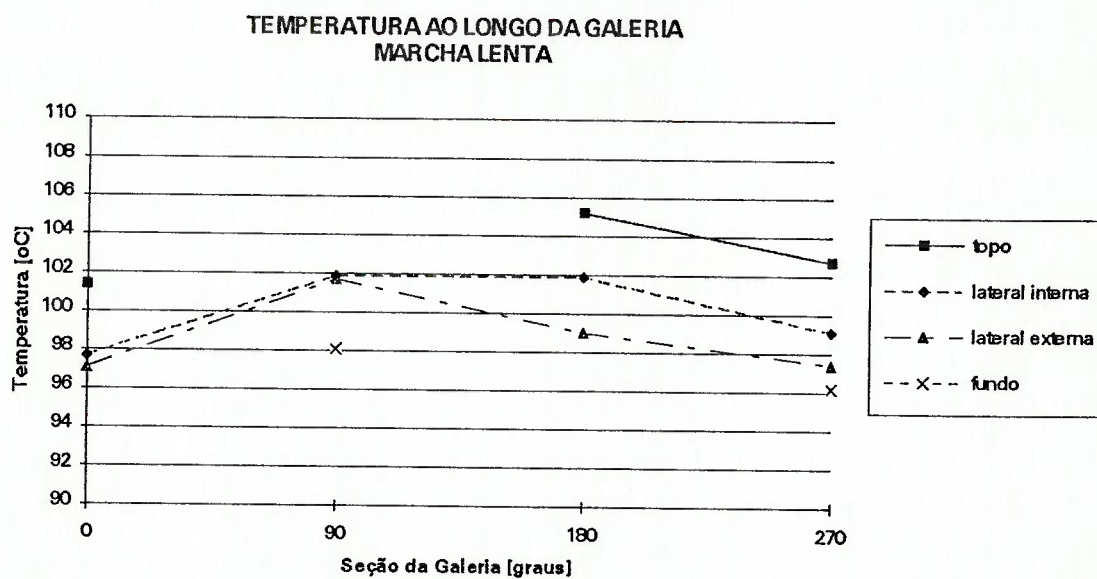


Figura 30 - Gráfico de temperatura dos pontos de cada uma das quatro seções transversais da galeria em regime de marcha lenta e vazão nominal

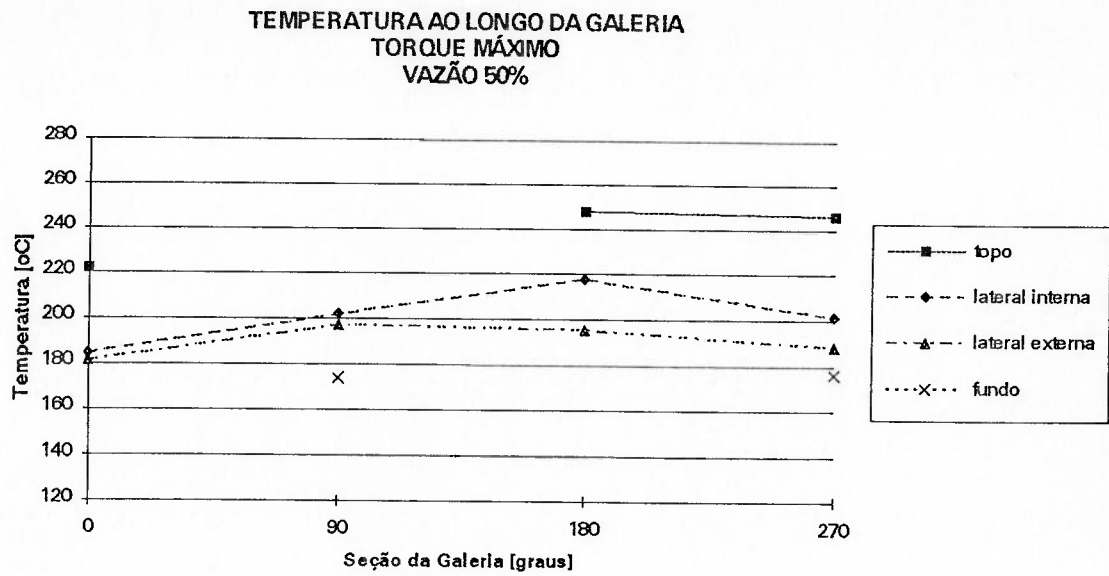


Figura 31 - Gráfico de temperatura dos pontos de cada uma das quatro seções transversais da galeria em regime de torque máximo e vazão 50%

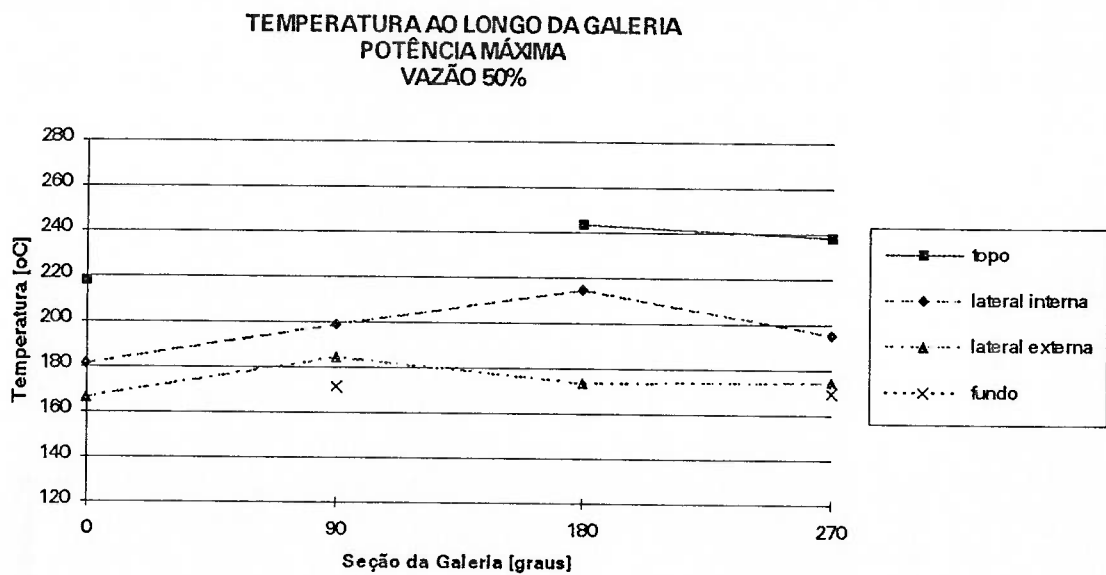


Figura 32 - Gráfico de temperatura dos pontos de cada uma das quatro seções transversais da galeria em regime de potência máxima e vazão 50%

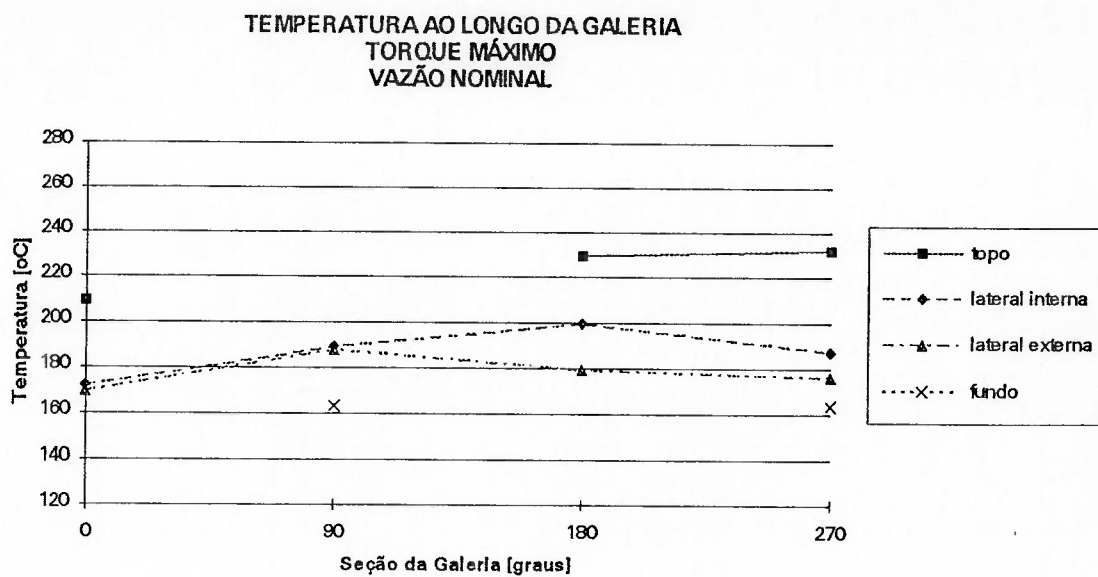


Figura 33 - Gráfico de temperatura dos pontos de cada uma das quatro seções transversais da galeria em regime de torque máximo e vazão nominal

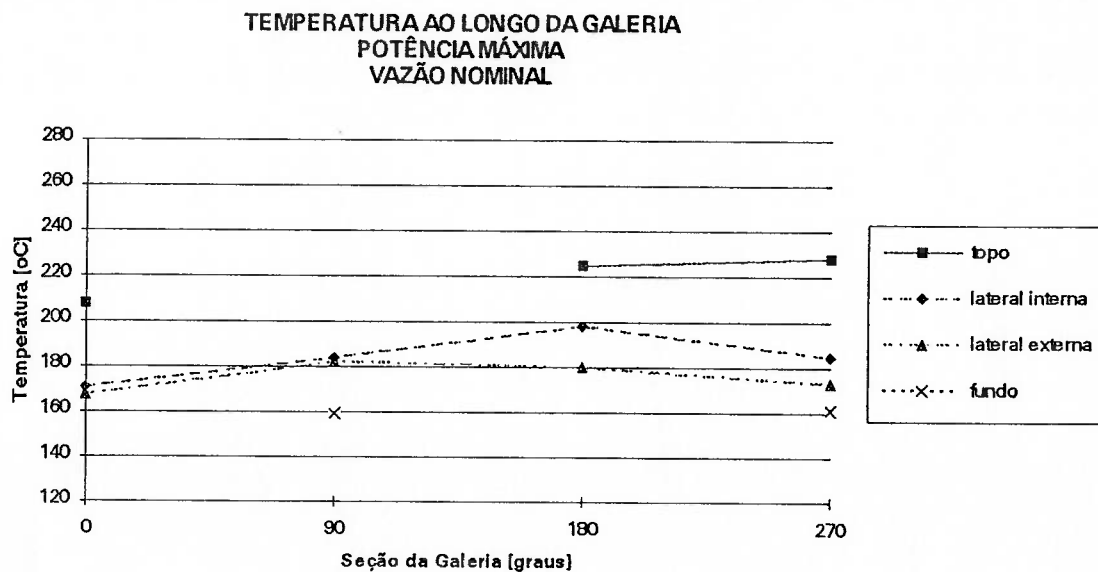


Figura 34 - Gráfico de temperatura dos pontos de cada uma das quatro seções transversais da galeria em regime de potência máxima e vazão nominal

TEMPERATURA AO LONGO DA GALERIA  
TORQUE MÁXIMO  
VAZÃO 150%

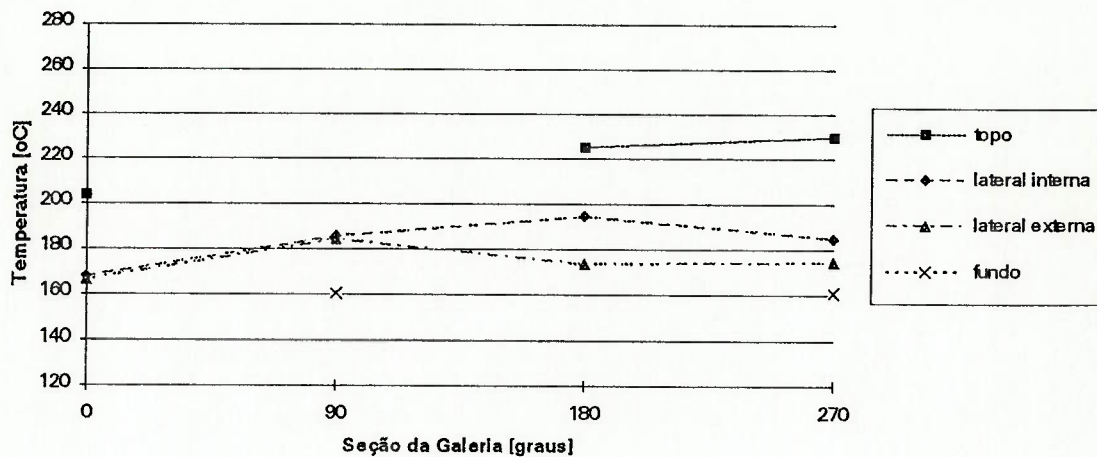


Figura 35 - Gráfico de temperatura dos pontos de cada uma das quatro seções transversais da galeria em regime de torque máximo e vazão 150%

TEMPERATURA AO LONGO DA GALERIA  
POTÊNCIA MÁXIMA  
VAZÃO 150%

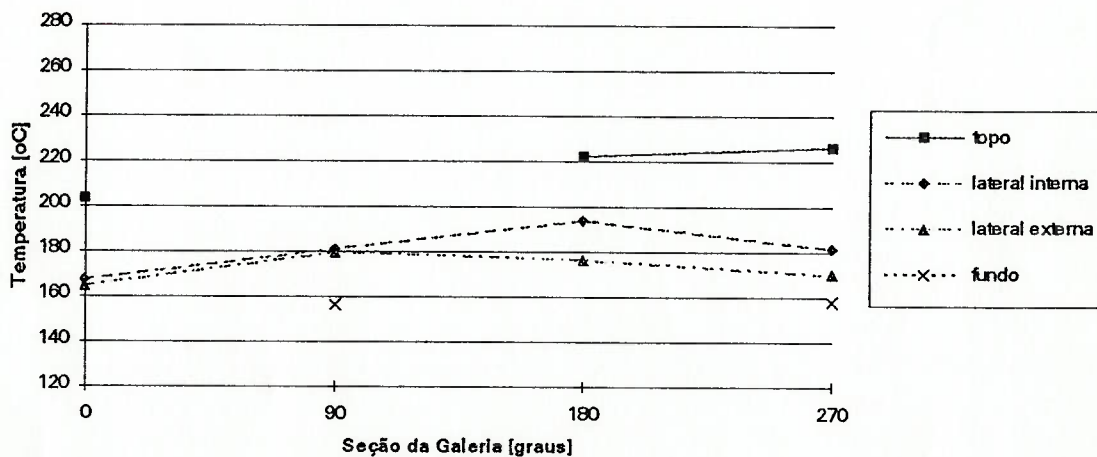


Figura 36 - Gráfico de temperatura dos pontos de cada uma das quatro seções transversais da galeria em regime de potência máxima e vazão 150%.



### 6.3 LEVANTAMENTO DO PERFIL DE TEMPERATURAS DO PISTÃO ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO NO ANSYS 4.2 PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Utilizando-se os coeficientes de transferência de calor obtidos através do item 6.1 para cada condição de operação (tabela 7), juntamente com outras condições de contorno como os coeficientes de transferência de calor entre a superfície do pistão e a câmara de combustão e as respectivas temperaturas dos gases (ver figura 37), foi possível simular o perfil de temperaturas axissimétrico do pistão considerado através do programa Ansys 4.2 empregando o método dos elementos finitos. Com o perfil de temperaturas (para cada regime de rotação do motor e vazão nominal de óleo, ver figuras 38, 39 e 40), determina-se a temperatura dos pontos ao redor da galeria no perfil axissimétrico (topo, lateral externa, lateral interna e fundo). Essas temperaturas representam a média desses pontos entre todas as seções de um pistão tal como definido na figura 29 (0°, 90°, 180° e 270°).

A comparação das temperaturas obtidas por meio da simulação do perfil de temperaturas no Ansys 4.2 com as temperaturas medidas no pistão em tempo real para cada condição de operação fornecem uma avaliação dos modelos analisados do cálculo do coeficiente de transferência de calor para a galeria. Os resultados são apresentados na tabela 12 fornecendo as temperaturas obtidas pelos dois diferentes meios e o erro encontrado.

Os valores medidos apresentados na tabela 12 já representam a média entre as seções (0°, 90°, 180° e 270°) no ensaio experimental e são comparados com os valores obtidos através da simulação do perfil de temperaturas tendo como entrada o coeficiente de transferência de calor gerado tanto pelo modelo proposto como pelo modelo de Evans.

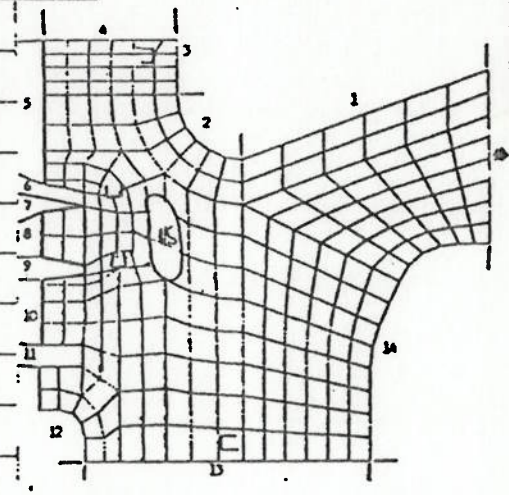
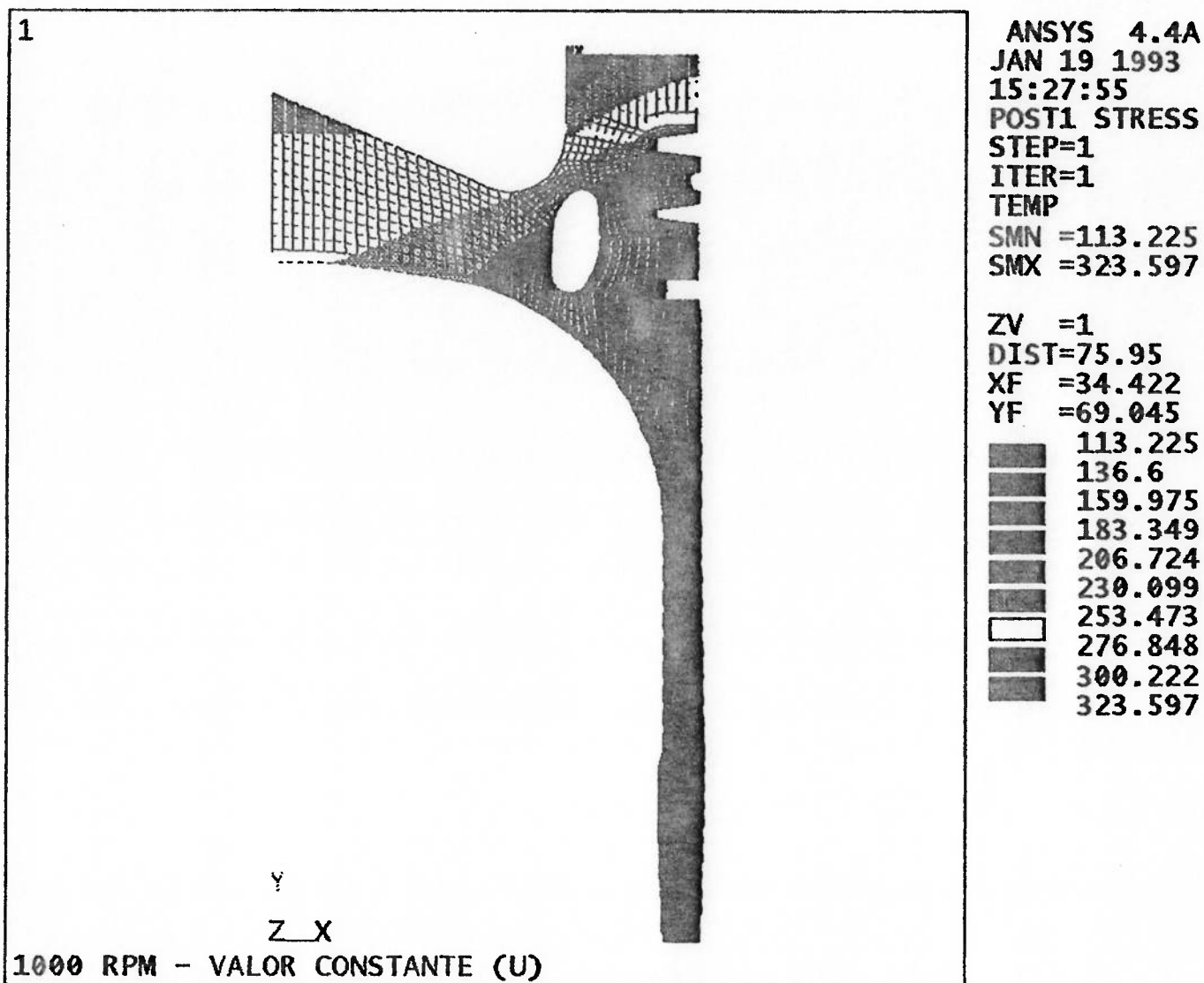
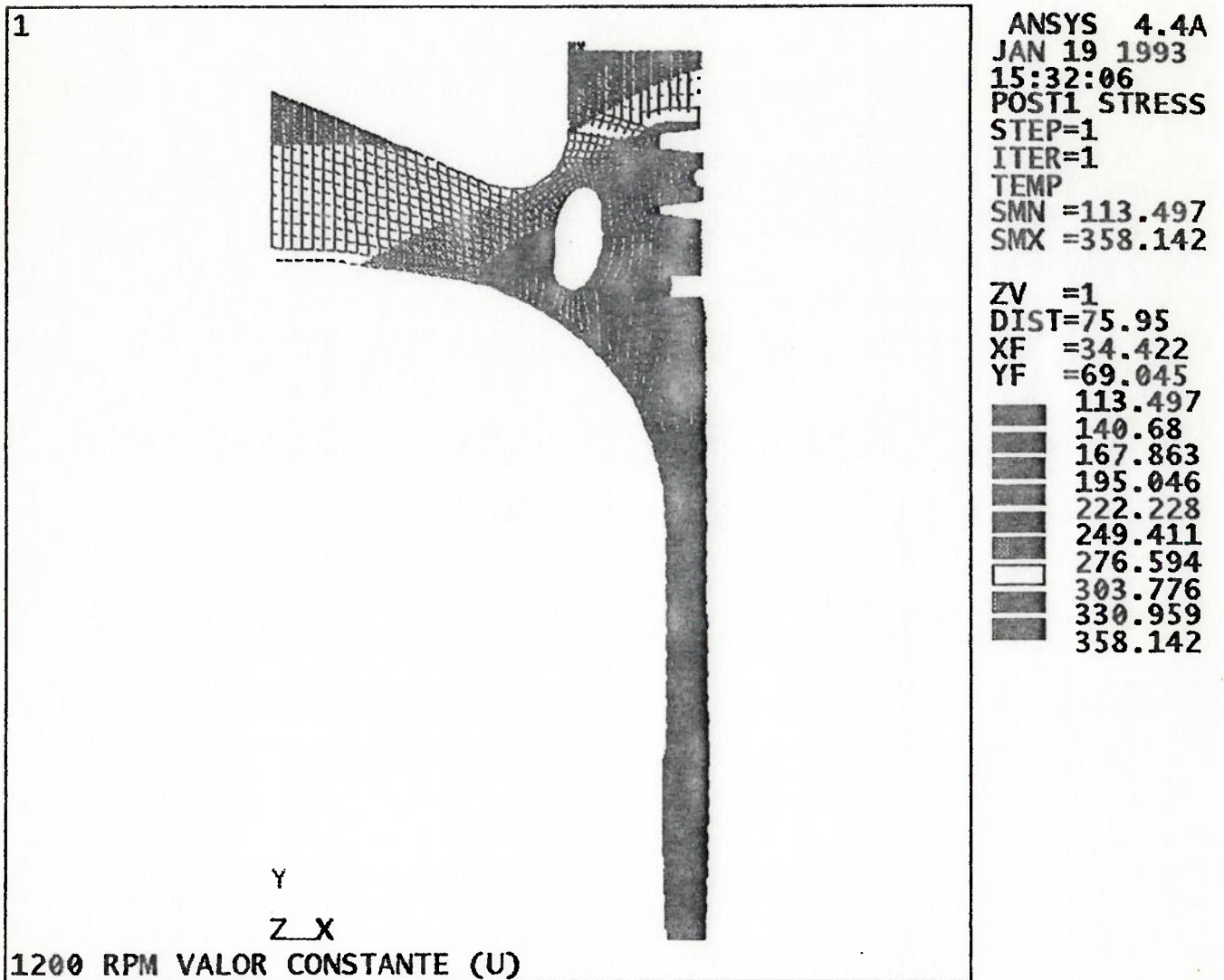
TIPO DO PISTÃO:		MODELO:	
AUTOMOTIVO <input type="checkbox"/>		1/4 DO PISTÃO <input checked="" type="checkbox"/>	Nº DE ELEMENTOS: 2046
MONOBLOCO <input checked="" type="checkbox"/>		1/2 PISTÃO <input type="checkbox"/>	Nº DE NÓS: 2654
ARTICULADO <input type="checkbox"/>		----- <input type="checkbox"/>	
----- <input type="checkbox"/>			
CONDIÇÕES DE CONTORNO:		FIGURA ENOJCANDO REGIÕES:	
REGIÃO	$h [W/mm^2 \cdot ^\circ C]$	$T [^\circ C]$	
1	$630 \times 10^6$	850	
2	$915 \times 10^6$	850	
3	$916 \times 10^6$	850	
4	$631 \times 10^6$	850	
5	$712 \times 10^6$	160	
6	$4104 \times 10^6$	160	
7	$11638 \times 10^6$	160	
8	$712 \times 10^6$	140	
9	$10.000 \times 10^6$	140	
10	$712 \times 10^6$	130	
11	$4104 \times 10^6$	130	
12	$712 \times 10^6$	120	
13	$4000 \times 10^6$	120	
14	$712 \times 10^6$	100	
15	$(TAB. 7) \times 10^6$	$(TAB. 11)$	
			PROPRIEDADES DOS MATERIAIS:
			MATERIAL
			K $[W/mm \cdot ^\circ C]$
			PISTÃO
			0.137
			PORTA-ANEL
			0.04

Figura 37 - Coeficientes de transferência de calor nas vizinhanças do pistão (condições de contorno para o Ansys 4.2)



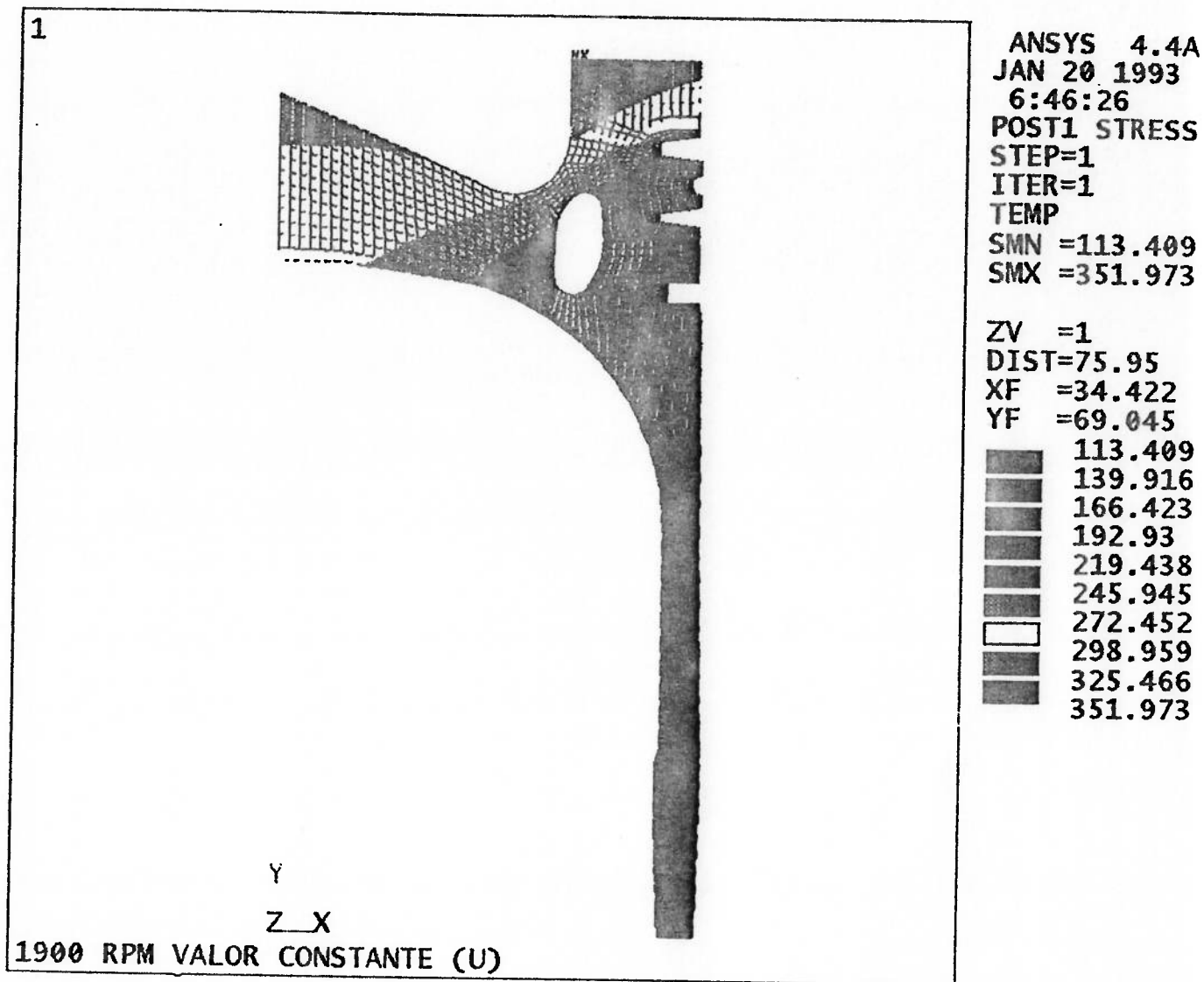
$$U = 2384 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

Figura 38 - Perfil de Temperatura Axissimétrico do pistão analisado em condição de marcha lenta e vazão de óleo nominal.



$$U = 3091 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

Figura 39 - Perfil de Temperatura Axissimétrico do pistão analisado em condição de torque máximo e vazão de óleo nominal.



$$U = 3608 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Figura 40 - Perfil de Temperatura Axissimétrico do pistão analisado em condição de potência máxima e vazão de óleo nominal.

Tabela 12 - Temperaturas medidas e simuladas ao redor da galeria (continuação na próxima página)

FONTE	TEMPERATURAS [°C]						
	MARCHA LENTA	TORQUE MÁXIMO			POTÊNCIA MÁXIMA		
	NOMINAL	50%	NOM	150%	50%	NOM	150%
TOPO DA GALERIA (1)							
MEDIDO	103	239	224	220	233	220	218
SIMULADO PROPOSTO	133	277	262	252	265	253	244
ERRO [%]	+29,1	+15,9	+17,0	+14,5	+13,7	+15,0	+11,9
SIMULADO EVANS	125	269	262	257	257	253	250
ERRO [%]	+21,4	+12,6	+17,0	+16,8	+10,3	+15,0	+14,7
LATERAL INTERNA (2)							
MEDIDO	100	201	187	183	198	185	181
SIMULADO PROPOSTO	144	245	227	215	237	220	208
ERRO [%]	+44,0	+21,9	+21,4	+17,5	+19,7	+18,9	+14,9
SIMULADO EVANS	130	239	230	226	226	220	215
ERRO [%]	+30	+18,9	23,0	+23,5	+14,1	+18,9	+18,8

(1) Média de 3 seções (0°, 180°, 270°)

(2) Média de 4 seções (0°, 90°, 180°, 270°)

Tabela 12 - Temperaturas medidas e simuladas ao redor da galeria (continuação)

FONTE	TEMPERATURAS [°C]						
	MARCHA LENTA	TORQUE MÁXIMO			POTÊNCIA MÁXIMA		
	NOMINAL	50%	NOM	150%	50%	NOM	150%
LATERAL EXTERNA (2)							
MEDIDO	99	191	178	175	186	176	173
SIMULADO PROPOSTO	108	181	172	165	176	167	160
ERRO [%]	+9,1	-5,2	-3,4	-5,7	-5,4	-5,1	-7,5
SIMULADO EVANS	100	180	173	170	170	167	164
ERRO [%]	+1,0	-5,8	-2,8	-2,9	-8,6	-5,1	-5,2
FUNDO DA GALERIA (3)							
MEDIDO	97	175	164	161	171	160	157
SIMULADO PROPOSTO	114	177	166	160	170	160	152
ERRO [%]	+17,5	+1,1	+1,2	-0,6	-0,6	0,0	-3,2
SIMULADO EVANS	104	172	166	164	163	160	156
ERRO [%]	+7,2	-1,7	+1,2	+1,9	-4,7	0,0	-0,6

(2) Média de 4 seções (0°, 90°, 180°, 270°)

(3) Média de 2 seções (90°, 270°)

#### 6.4. LEVANTAMENTO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA A GALERIA OBTIDO EXPERIMENTALMENTE PELO BALANÇO ENERGÉTICO

Estabelecendo o balanço energético conforme definido no item 5.2 foi possível obter o coeficiente de transferência de calor médio para a galeria a partir da equação ( 61 ). As temperaturas da parede foram tomadas como média para cada ponto da seção transversal da galeria (topo, lateral interna, lateral externa e fundo), extraídas da tabela 11, e a temperatura do óleo na entrada da galeria foi considerada como sendo a temperatura do óleo do cárter controlada para cada medição, ambas para cada condição de operação. A temperatura do óleo na saída da galeria foi admitida como sendo a temperatura de entrada acrescida do valor máximo sugerido pelo centro de pesquisas da AVL (entre 10 e 15°C). Esse intervalo é também avaliado em função dos coeficientes finais obtidos. Dessa forma foi possível comparar o coeficiente de transferência de calor para a galeria obtido através do modelo proposto e o modelo de Evans com o coeficiente de transferência de calor obtido do balanço energético com os valores de temperatura experimentais. Os resultados dessa comparação são apresentados na tabela 13 , fornecendo os coeficientes de transferência de calor para a galeria obtidos pelos dois diferentes meios e o erro encontrado.



Tabela 13 - Coeficientes de transferência de calor experimental e simulado

EQUAÇÃO 61	MARCHA LENTA	TORQUE MÁXIMO			POTÊNCIA MÁXIMA		
	NOMINAL	50%	NOM	150%	50%	NOM	150%
$\rho_{oi}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	848,3	848,3			847,0		
$\Psi_o$ [l/min]	3,8	2,3	4,6	6,9	2,4	4,8	7,2
$m$ [10 <sup>-2</sup> kg/s]	5,37	3,25	6,50	9,76	3,39	6,78	10,17
$c_o$ [J/kg°C]	2205	2205			2214		
$\Delta T$ [°C] (1)	2 (2)	15			15		
$D$ [10 <sup>-2</sup> m]	9,8	9,8			9,8		
$b$ [10 <sup>-3</sup> m]	13,1	13,1			13,1		
$A$ [10 <sup>-2</sup> m <sup>2</sup> ]	1,26	1,26			1,26		
$T_w$ [°C]	99,8	201,5	188,3	184,8	197,0	185,3	182,3
$T_{oi}$ [°C]	88	98			100		
$T_{of}$ [°C]	90	113			115		
$T_o$ [°C]	89	105,5			107,5		
$h_{gal\ exp}$ [W/(m <sup>2</sup> °C)]	1740	889	2061	3231	998	2297	3584
$h_{gal\ sim\ prop}$ [W/(m <sup>2</sup> °C)]	1071	2158	3255	4298	2490	3636	4766
ERRO [%]	-38,4	+143	+57,9	+33,0	+149	+58,3	+33,0
$h_{gal\ sim\ evans}$ [W/(m <sup>2</sup> °C)]	2384	2645	3091	3479	3156	3608	4018
ERRO [%]	+37,0	+198	+50,0	+7,8	+216	+57,1	+12,1

(1) Dado AVL (2) Estimado (1/3 da máxima diferença de temperatura entre paredes da galeria)

## 7. ANÁLISE DOS RESULTADOS

### 7.1 COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR OBTIDOS ATRAVÉS DO MODELO DE EVANS E DO MODELO PROPOSTO

Com exceção do regime de marcha lenta, o modelo proposto produz coeficientes de transferência de calor próximos aos obtidos pelo modelo de Evans em condição de vazão nominal (em torque máximo,  $h = 3091\text{W/m}^2\text{C}$  para Evans e  $h = 3255\text{W/m}^2\text{C}$  para o proposto; em potência máxima,  $h = 3608\text{W/m}^2\text{C}$  para Evans e  $h = 3636\text{W/m}^2\text{C}$ ).

Para as condições de vazão de óleo refrigerante diferentes da nominal, os resultados entre os dois modelos se distanciam. Com 50% da vazão nominal, o modelo proposto alcança coeficientes de transferência de calor inferiores aos obtidos pelo modelo de Evans (em torque máximo,  $h = 2645\text{W/m}^2\text{C}$  para Evans e  $h = 2158\text{W/m}^2\text{C}$  para o proposto; em potência máxima,  $h = 3156\text{W/m}^2\text{C}$  e  $h = 2490\text{W/m}^2\text{C}$  respectivamente). Essa diferença pode ser justificada em função do modelo de Evans não desconsiderar o suprimento do jato de óleo quando este possui velocidade inferior ao do pistão, não alcançando assim a galeria; teoricamente por esse motivo os valores obtidos com o modelo proposto são mais coerentes. Com 150% da vazão nominal a situação se inverte, apresentando o modelo proposto coeficientes de transferência de calor mais altos (em torque máximo,  $h = 3479\text{W/m}^2\text{C}$  para Evans e  $h = 4298\text{W/m}^2\text{C}$  para o proposto; em potência máxima,  $h = 4018\text{W/m}^2\text{C}$  para Evans e  $h = 4766\text{W/m}^2\text{C}$ ). Os resultados simulados com os dois modelos são utilizados para gerar numericamente o perfil de temperaturas do pistão e assim comparados com as medições de temperatura no pistão na tabela 11.

O modelo de Evans, baseado unicamente no registro fotográfico da Wellworthy, estima os referidos ângulos empiricamente através das equações ( 8 ), ( 9 ) e ( 10 ) para a descida do pistão e ( 12 ), ( 13 ) e ( 14 ) para a subida. Nota-se que a equação ( 8 ) e ( 9 ) definem ângulos

constantes respectivamente para o descolamento na descida (  $120^\circ$  ) e início do borrifamento (  $150^\circ$  ).

O modelo de Evans também não leva em consideração a variação da vazão em sua modelagem empírica, fazendo como único parâmetro dependente a rotação do motor.

Através da tabela 8 podem ser comparados os resultados entre os dois modelos nas condições de operação ensaiadas. O modelo proposto fornece em geral ângulos menores, antecipando o descolamento, início ou fim de borrifamento com o aumento de rotação do motor, tanto na descida como na subida do pistão; já o modelo de Evans possui essa característica apenas para o ângulo de fim de borrifamento (em torque máximo, 1200rpm, vazão nominal, na descida com o modelo de Evans o descolamento se dá a  $120^\circ$ , o início do borrifamento a  $150^\circ$  e o fim a  $231^\circ$  contra  $149^\circ$ ,  $186^\circ$  e  $217^\circ$  respectivamente do modelo proposto; na subida para os mesmos ângulos o modelo de Evans estabelece  $291^\circ$ ,  $321^\circ$  e  $21^\circ$  contra  $335^\circ$ ,  $3^\circ$  e  $42^\circ$  com o modelo proposto; já em potência máxima, 1900rpm, vazão nominal, na descida os ângulos são  $120^\circ$ ,  $150^\circ$  e  $223^\circ$  para Evans e  $127^\circ$ ,  $164^\circ$  e  $217^\circ$  para o modelo proposto e na subida  $283^\circ$ ,  $313^\circ$  e  $13^\circ$  e  $324^\circ$ ,  $354^\circ$  e  $34^\circ$  respectivamente para o modelo de Evans e o modelo proposto).

No modelo proposto a antecipação do descolamento, início do borrifamento e fim também acontece para vazões maiores (em potência máxima e vazão nominal, os ângulos na sequência são  $127^\circ$ ,  $164^\circ$  e  $217^\circ$  na descida e  $324^\circ$ ,  $354^\circ$  e  $34^\circ$  na subida; em potência máxima e 50% da vazão nominal, os ângulos reduzem para  $111^\circ$ ,  $149^\circ$  e  $217^\circ$  e  $315^\circ$ ,  $348^\circ$  e  $34^\circ$ , respectivamente), fato esse que Evans não investigou. Vale lembrar que Evans estabeleceu seu modelo para definição dos ângulos de transição do escoamento no interior da galeria para apenas dois pontos (rotação a 500 e 2500rpm).

Nota-se ainda que no modelo proposto o ângulo de fim de borrifamento na descida permanece constante qualquer que seja a condição de operação imprimida ao motor (rotação ou vazão).

O modelo proposto permite ainda visualizar o comportamento do coeficiente de transferência de calor instantâneo médio da galeria ao longo do ciclo do eixo virabrequim. As figuras 41, 42 e 43

mostram curvas  $h \times \theta$  obtidas através do modelo proposto para três diferentes condições de operação. O modelo de Evans não permite obter os coeficientes parciais de transferência de calor médio da galeria.

Quatro regiões distintas ao longo do ciclo do eixo virabrequim podem ser observadas nas curvas  $h \times \theta$  das figuras 41, 42 e 43, independentemente do regime de operação imposto pelo motor. Essas regiões são estabelecidas em função dos efeitos da aceleração do pistão sobre o escoamento do óleo no interior da galeria, tal como definidos no modelo proposto desenvolvido no item 4.

Aos primeiros ângulos do ciclo do eixo virabrequim, o coeficiente de transferência de calor  $h$  alcança seus valores mais elevados de toda curva numa região de gradiente positivo que se prolonga desde o final do ciclo em alguns casos, conforme a rotação e a vazão de óleo consideradas. Essa região característica do início do ciclo possui altos valores de  $h$  como resultado da coexistência de dois tipos de escoamentos definidos no modelo térmico: borrifamento e convecção de óleo no topo da galeria, sendo este último regido por uma elevada velocidade relativa  $v_r$  do óleo (descida do pistão).

Ao redor dos  $40^\circ$  do ciclo do eixo virabrequim, observa-se uma queda brusca de  $h$ , iniciando uma nova região. Nessa fase do ciclo, o borrifamento no topo não mais existe e somente o efeito de convecção na galeria influi no  $h$ . Essa nova região possui um valor máximo de  $h$  alcançado por volta dos  $75^\circ$  quando a velocidade do pistão  $v_p$  é máxima e a aceleração é nula. Em seguida o valor de  $h$  declina progressivamente até  $\theta \sim 180^\circ$  quando se inicia o borrifamento no fundo da galeria, caracterizando outra região da curva  $h \times \theta$ . O início do borrifamento varia conforme a rotação e a vazão consideradas.

A terceira região que então se inicia apresenta um salto de  $h$ , consequência agora da coexistência do borrifamento no fundo e a convecção no topo em transição para convecção no fundo. Essa transição, que passa a ter como referência uma temperatura de parede da galeria inferior e consequentemente uma viscosidade cinemática do óleo maior, soma-se ao fato da velocidade

relativa  $v_r$  do óleo começar a diminuir a partir do ponto morto inferior (subida do pistão) para reduzir progressivamente o valor de  $Re$ . Isso faz com que a curva  $h \times \theta$  desenhe um ponto de máximo em torno de  $180^\circ$  para os regimes em que o início do borrifamento ocorre antes desse ângulo, para então decrescer lentamente até cair bruscamente, caracterizando o início de mais uma nova região.

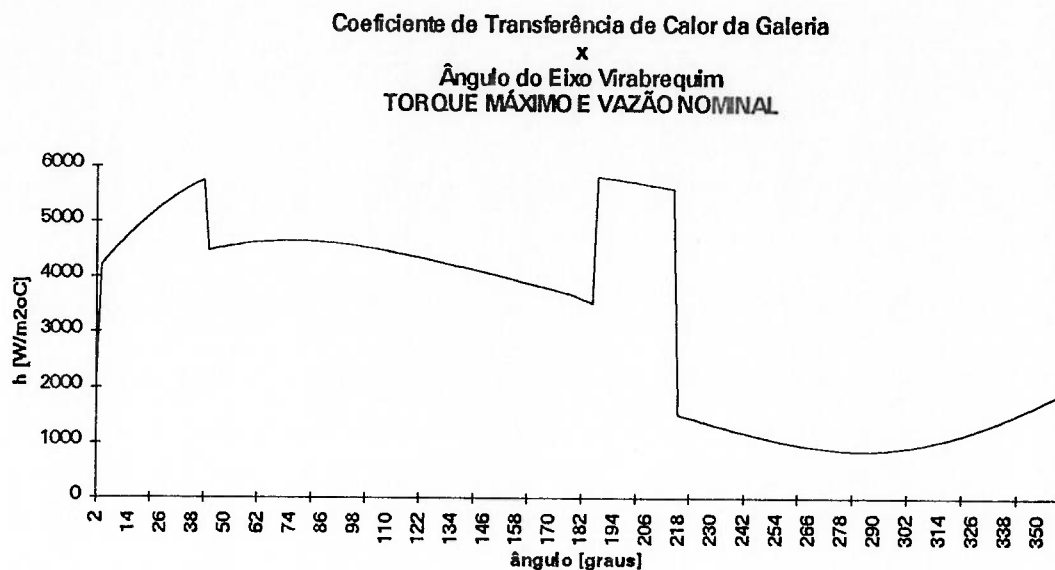


Figura 41 - Curva  $h \times \theta$  para condição de torque máximo e vazão nominal

A última região que caracteriza a curva  $h \times \theta$  gerada com o modelo proposto e que pode ser verificada através das figuras 41, 42 e 43, inicia-se aos  $217^\circ$  e apresenta os valores mais baixos de  $h$  para a galeria do pistão. Isso se dá em função de que nesse trecho o escoamento é definido apenas por convecção no fundo, onde a par da maior viscosidade do óleo em virtude da menor temperatura de parede da galeria, a velocidade relativa  $v_r$  do óleo é baixa, decrescendo progressivamente até produzir um ponto de mínimo  $h$  na curva, quando este puder existir para  $h > 0$ .

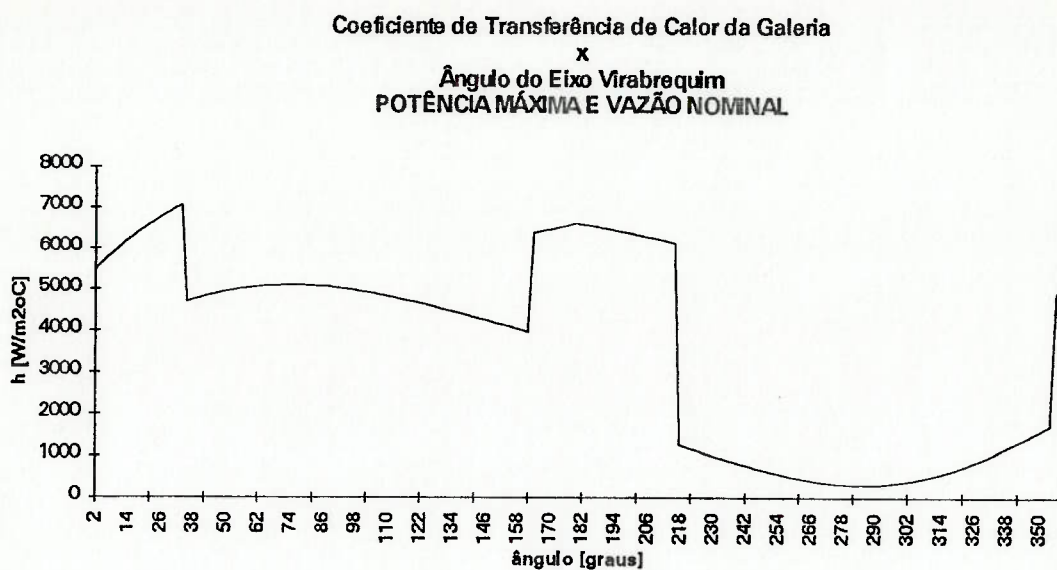


Figura 42 - Curva  $h \times \theta$  para condição de potência máxima e vazão nominal

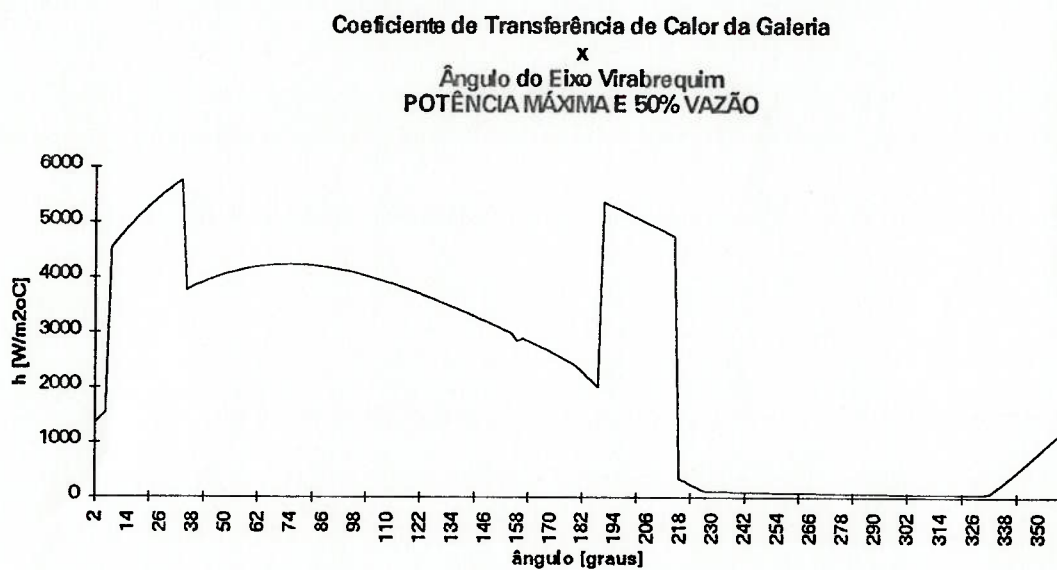


Figura 43 - Curva  $h \times \theta$  para condição de potência máxima e 50% da vazão nominal

Nesse ponto é que se dá a importância de se prever no projeto a velocidade do jato de óleo  $v$  superior à velocidade máxima do pistão  $v_p$ . A não observância desse fato faz com que durante o período em que  $v_p > v$ , o jato de óleo, não alcançando a galeria, praticamente anule o coeficiente

de transferência de calor. Esse ponto de mínimo, quando observado o critério de projeto  $v_p < v$ , se dá por volta dos  $290^\circ$ , e a curva cresce posteriormente até o início do borrifamento no topo onde o  $h$  produzido se soma ao  $h$  convectivo e um novo salto caracteriza a primeira região identificada.

Durante o trecho que se inicia entre o final do ciclo e o início do ciclo seguinte avança, se dá a inversão de convecção no fundo para convecção no topo, favorecendo para que as propriedades de transporte juntamente com a velocidade relativa  $v_r$  do óleo conduzam a um  $h$  elevado.

Os ângulos referenciados para a identificação das regiões descritas variam em cada curva  $h \times \theta$  em função da rotação do motor e a vazão de óleo refrigerante.

## 7.2 TEMPERATURAS MEDIDAS EM TEMPO REAL NO PISTÃO

Analisando as curvas das figuras 30 a 36, juntamente com os resultados da tabela 10, observa-se que, seja qual for o regime de rotação ou a vazão de óleo refrigerante usada, as temperaturas medidas de uma seção transversal qualquer da galeria decrescem do topo ao fundo, passando na ordem pela lateral interna depois pela lateral externa, acompanhando o sentido de propagação do calor no pistão. Considerando o comportamento entre as seções, as temperaturas mais elevadas ocorrem em geral na seção a  $180^\circ$  oposta à entrada do jato, enquanto as menores são verificadas na entrada do jato a  $0^\circ$ . As temperaturas medidas nas seções  $90^\circ$  e  $270^\circ$  alcançam um valor intermediário, sendo as da primeira seção ligeiramente superiores que as da última, razão que pode ser justificada em função da seção a  $90^\circ$  estar posicionada mais próxima das válvulas de exaustão do motor ensaiado, ponto mais quente da câmara de combustão.

A figura 30 apresenta o perfil de temperaturas da galeria nas quatro seções do pistão para a condição de marcha lenta e vazão nominal e mostra um diferencial de temperatura máximo inferior a  $8^\circ\text{C}$  entre topo e fundo em uma mesma seção para uma temperatura nunca superior a  $106^\circ\text{C}$ . Considerando-se o comportamento de uma mesma posição da seção ao longo das quatro

seções, esse diferencial não excede 5°C (caso da lateral interna e também da lateral externa). Essas pequenas variações de temperatura influenciaram para que não se desse continuidade aos ensaios de medição experimental de temperatura em tempo real em regime de marcha lenta com outras condições de vazão, pois o tempo consumido poderia ser vital para a vida dos sensores e em contrapartida análises mais significativas como as realizadas em torque e potência máxima poderiam ficar comprometidas.

As figuras 31, 33 e 35 mostram respectivamente o perfil de temperaturas da galeria nas quatro seções do pistão sujeito a torque máximo com 50%, 100% e 150% da vazão nominal de óleo. Nesse caso o gradiente entre topo e fundo da galeria atinge um máximo de cerca de 70°C na seção de 270°, qualquer que seja a vazão considerada (a obtenção do diferencial de temperaturas na seção a 90°, provavelmente superior ao medido na seção a 270°, não foi possível obter em função da falha do sensor dessa posição). Aqui fica claro o efeito do aumento de vazão: embora o diferencial não seja praticamente alterado entre as condições de vazão analisadas, a temperatura do topo cai até 18°C passando da vazão de 50% para 100%, enquanto que a queda é bem menor quando se passa da vazão de 100% para 150% (cerca de 4°C).

A situação se repete para o regime de potência máxima (figuras 32, 34 e 36): o diferencial de temperatura entre topo e fundo atinge cerca de 75°C e a variação de temperatura com a vazão é de 19°C passando-se de 50% para 100% e de 4°C passando-se de 100% para 150%.

Embora os diferenciais de temperatura tendem a ser ligeiramente superiores para as condições de potência máxima qualquer que seja a vazão considerada, os valores absolutos das temperaturas medidas foram em média inferiores para esse regime comparado ao regime de torque máximo (a temperatura do topo da galeria atingiu 248°C na condição de torque máximo e 50% da vazão nominal na seção oposta ao jato (180°) enquanto que para o mesmo ponto em potência máxima e 50% da vazão a temperatura atingiu apenas 243,5°C).



### 7.3 TEMPERATURA SIMULADA x TEMPERATURA MEDIDA

Para o regime de marcha lenta, tanto o modelo de Evans quanto o modelo proposto apresentaram erro bastante elevado para os pontos no topo da galeria (+21,4% para Evans e +29,1% para o proposto) e na lateral interna (+30,0% para Evans e +44,0% para o proposto). Já para os pontos na lateral externa e fundo da galeria o erro foi menor (+1,0% para Evans e +9,1% para o proposto na lateral externa e +7,2% para Evans e +17,5% para o proposto no fundo da galeria). No regime de marcha lenta, o modelo de Evans sempre apresentou números melhores que o modelo proposto, embora não se possa dizer que para essas condições algum dos simuladores tenha alcançado bons resultados.

Para os regimes de torque máximo e potência máxima nas três condições de vazão de óleo refrigerante, as temperaturas simuladas com os dois modelos comparadas com as medidas no ensaio experimental mostraram resultados semelhantes.

Para o topo da galeria em regime de torque máximo, o erro do modelo de Evans variou de +12,6% a +17,0% enquanto que o modelo proposto ficou entre +14,5% e +17,0%. Para esse mesmo ponto, em regime de potência máxima, o erro variou entre +10,3% e +15,0% para Evans e +11,9% e +15,0% para o proposto. Para a lateral interna, em torque máximo, o erro alcançado com o modelo de Evans variou de +18,9% a +23,5% enquanto que o modelo proposto variou entre +17,5% e +21,9%. Em potência máxima os números foram +14,1% e +18,9% para Evans e +14,9% e +19,7% para o proposto. Tanto para o topo da galeria quanto para a lateral interna observa-se que o erro sempre foi maior no regime de torque máximo (menor rotação) para ambos os modelos. Nota-se ainda que para ambos os regimes, o resultado alcançado pelo modelo proposto foi sempre melhor com vazões maiores de óleo do que com vazões menores, enquanto que o inverso se observa para o resultado alcançado pelo modelo de Evans.

Para a lateral externa e o fundo da galeria os resultados foram melhores. Para a lateral externa em regime de torque máximo, o erro encontrado entre a temperatura simulada e a medida foi de

-2,8% a -5,8% com o modelo de Evans e de -3,4% a -5,7% com o modelo proposto. Em potência máxima esses números subiram para -5,1% a -8,6% com o modelo de Evans e para -5,1% a -7,5% com o modelo proposto. Já para o fundo da galeria o erro foi de +1,2% a +1,9% com o modelo de Evans e de -0,6% a +1,2% com o modelo proposto para torque máximo e de -4,7% a 0% com o modelo de Evans e de -3,2% a 0% com o modelo proposto. Nesse caso, o aumento de rotação variando o regime de torque para potência máxima implicou em aumento do erro em ambos os modelos estudados. Porém a tendência de erros menores com o aumento de vazão para o modelo proposto e o inverso para o modelo de Evans não foi verificada para esses pontos (lateral externa e fundo da galeria).

#### 7.4 COEFICIENTE SIMULADO x COEFICIENTE EXPERIMENTAL

Comparado o coeficiente de transferência de calor obtido através das temperaturas medidas experimentalmente com os coeficientes obtidos através dos modelos estudados, chegamos a resultados distintos.

Para o regime de marcha lenta, o  $h$  obtido pelo modelo de Evans está +37,0% defasado em relação ao valor obtido experimentalmente, enquanto que o  $h$  obtido pelo modelo proposto essa diferença é de -38,4%.

Nas demais condições de operação, o modelo proposto apresenta uma performance semelhante ao modelo de Evans para a condição de vazão nominal (+57,9% para o modelo proposto em torque máximo e +58,3% para potência máxima enquanto que para o modelo de Evans em torque máximo +50,0% e +57,1% para potência máxima). Porém a grande variação do erro evidencia que o incremento de temperatura do óleo  $\Delta T$  na saída da galeria como propõe a AVL não está adequada para a avaliação em questão, além de ficar evidente que esse valor não se mantém constante para todas condições de vazão (o erro varia em função da vazão de óleo considerada).

A tabela 14 apresenta comparações da variação da temperatura do óleo  $\Delta T$  tomando-se por base os valores do coeficiente de transferência de calor para a galeria tanto pelo modelo proposto como pelo modelo de Evans. Rearranjando-se da equação ( 61 ) obtem-se:

$$\Delta T = h [ A ( T_w - T_o ) ] / m c \quad ( 62 )$$

Com os valores de  $h$  obtidos do modelo de Evans e do modelo proposto introduzidos na equação ( 62 ) chega-se ao valor de  $\Delta T$  compatível com o modelo em questão.

Tabela 14 - Comparação do acréscimo de temperatura do óleo simulado com o estimado (AVL)

PARÂMETROS EQUAÇÃO 61	MARCHA LENTA	TORQUE MÁXIMO			POTÊNCIA MÁXIMA		
	NOMINAL	50%	NOM	150%	50%	NOM	150%
$h_{gal\ sim\ prop} [W/(m^2\ ^\circ C)]$	1071	2158	3255	4298	2490	3636	4766
$h_{gal\ sim\ evans} [W/(m^2\ ^\circ C)]$	2384	2645	3091	3479	3156	3608	4018
$A [ 10^{-2} m^2 ]$	1,26	1,26			1,26		
$T_w [ ^\circ C ]$	99,8	201,5	188,3	184,8	197,0	185,3	182,3
$T_o [ ^\circ C ]$	89	105,5			107,5		
$m [ 10^{-2} kg/s ]$	5,37	3,25	6,50	9,76	3,39	6,78	10,17
$c_o [ J/kg^\circ C ]$	2205	2205			2214		
$\Delta T_{sim\ prop} [ ^\circ C ]$	1,3	36,4	23,7	20,0	37,4	23,8	20,0
$\Delta T_{sim\ evans} [ ^\circ C ]$	2,7	44,6	22,5	16,2	47,4	23,6	16,8

(1) Estimado (1/3 da máxima diferença de temperatura entre paredes da galeria)

O resultado apresentado na tabela 14 mostra que o acréscimo de temperatura é menor para vazões maiores (em potência máxima e 50% da vazão nominal, 47,4°C para Evans e 37,4°C para

o proposto; com vazão nominal 23,6°C para Evans e 23,8°C para o proposto; e com 150% da vazão nominal, 16,8°C para Evans e 20,0°C para o proposto).

Vale lembrar que as temperaturas usadas como temperaturas de parede  $T_w$  nos cálculos efetuados nas tabelas 13 e 14 foram as temperaturas médias da tabela 11. Estas, por sua vez, foram obtidas a partir das temperaturas medidas em cada condição de operação do motor para o topo, a lateral interna, a lateral externa e o fundo que na realidade representam pontos distantes 3mm da parede da galeria. Esse distanciamento acarreta uma variação da temperatura de parede que não foi considerada no cálculo realizado nas tabelas 13 e 14, diminuindo os diferenciais de temperatura  $\Delta T$  estimados.

## 8. INVESTIGAÇÃO DE PARÂMETROS DOS MODELOS PREDITIVOS DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM GALERIAS DE REFRIGERAÇÃO DE PISTÃO

Com auxílio do programa de computador para calcular o coeficiente de transferência de calor da galeria de refrigeração do pistão através dos modelos estudados (apêndice) foi possível avaliar os parâmetros que influenciam esse coeficiente num motor ciclo diesel, apontando valores ou geometrias que colaboram no sentido de aumentar a eficiência da troca térmica. Assim, foram estudados os parâmetros vazão de óleo refrigerante ( $h_{gal} \times \psi_o$ ), velocidade do jato ( $h_{gal} \times v$ ), rotação do motor ( $h_{gal} \times n$ ), curso do pistão ( $h_{gal} \times S$ ), abertura do canal de entrada do jato de óleo no pistão ( $h_{gal} \times \phi$ ), diâmetro equivalente da galeria ( $h_{gal} \times b_e$ ) e diâmetro do pistão ( $h_{gal} \times B$ ). Os resultados estão apresentados nos gráficos das figuras 44 a 50 mostrando o comportamento do coeficiente de transferência de calor da galeria sob variação do respectivo parâmetro. Em cada análise, exceto o parâmetro investigado, todos os outros dados de entrada do modelo foram mantidos fixos e extraídos das condições de potência máxima e vazão nominal. A alteração de temperatura em função da variação do coeficiente de transferência de calor da galeria com a variação do parâmetro estudado não foi considerada nos dados de entrada uma vez que exigiria medições experimentais específicas para essa análise.

### 8.1 INFLUÊNCIA DA VAZÃO DE ÓLEO REFRIGERANTE

A figura 44 apresenta a curva  $h_{gal} \times \psi_o$  mostrando o comportamento do coeficiente de transferência de calor na galeria calculado através do modelo de Evans e do modelo proposto em função da vazão de óleo refrigerante.

O modelo de Evans e o modelo proposto produzem aumento do  $h_{gal}$  com o aumento da  $\psi_o$ . Esse comportamento é justificado pelo fato de que, com o aumento da vazão  $\psi_o$ , tendo-se o diâmetro do jato  $d$  fixo, a velocidade  $v$  aumenta, aumentando por sua vez  $Re$  que afeta diretamente  $h_{gal}$ .

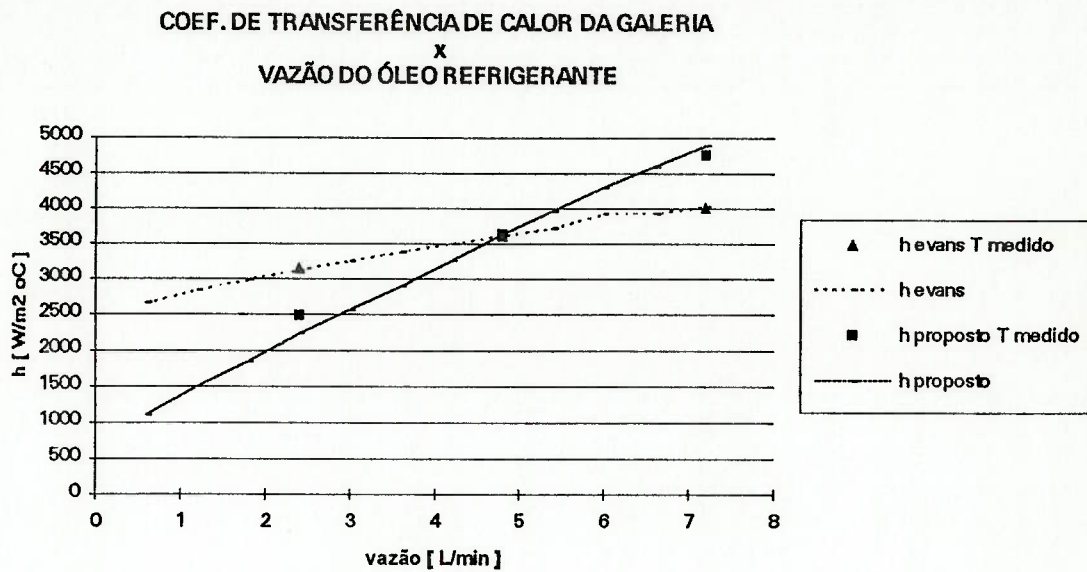


Figura 44 - Comportamento do Coeficiente de Transferência de Calor na Galeria em relação à Vazão de Óleo ( $h_{gal} \times \psi_o$ ).

Comparando os dois modelos, a defasagem entre os  $h_{gal}$  obtidos cresce a medida que  $\psi_o$  distancia do valor nominal (diferença de  $1552 \text{ W/m}^2\text{°C}$  a favor do modelo de Evans para  $\psi_o = 0,6$  L/min, invertendo-se para  $864 \text{ W/m}^2\text{°C}$  a favor do modelo proposto para  $\psi_o = 12,0$  L/min), indicando uma inclinação da curva  $h_{gal} \times \psi_o$  mais acentuada para o modelo proposto.

Verifica-se que a influência no  $h_{gal}$  em não se corrigir as temperaturas ao redor da galeria como dados de entrada é menor no modelo de Evans (inferior a 1%) que no modelo proposto (variando entre -2,6% e +10,3%). Essa constatação foi possível comparando-se o  $h_{gal}$  obtido sem correção de temperatura (tomando-se como referência os parâmetros da condição de potência máxima e vazão nominal) com o  $h_{gal}$  obtido considerando o ajuste de temperaturas (casos medidos experimentalmente em potência máxima com 50%, 100% e 150% da vazão nominal).

Observa-se no entanto que a defasagem do  $h_{gal}$  com e sem correção de temperaturas ao redor da galeria é maior para vazões menores, mais sensível no modelo proposto (+10,3% para  $\psi_o = 2,4 \text{ L/min}$ ) que no modelo de Evans (1% para a mesma vazão). Esse fato pode ser justificado uma

vez que para  $\psi_o < 4\text{L/min}$ , a velocidade do jato de óleo  $v$  passa a ser inferior à velocidade máxima do pistão  $v_p$ , fazendo com que o jato não atinja a galeria durante certos trechos do ciclo do eixo virabrequim, elevando a temperatura da região e diminuindo  $h_{gal}$ , fato este que só é levado em consideração no modelo proposto.

## 8.2 INFLUÊNCIA DA VELOCIDADE DO JATO DE ÓLEO REFRIGERANTE

A figura 45 apresenta a curva  $h_{gal} \times v$  mostrando o comportamento do coeficiente de transferência de calor na galeria calculado através do modelo de Evans e do modelo proposto em função da velocidade do jato de óleo refrigerante.

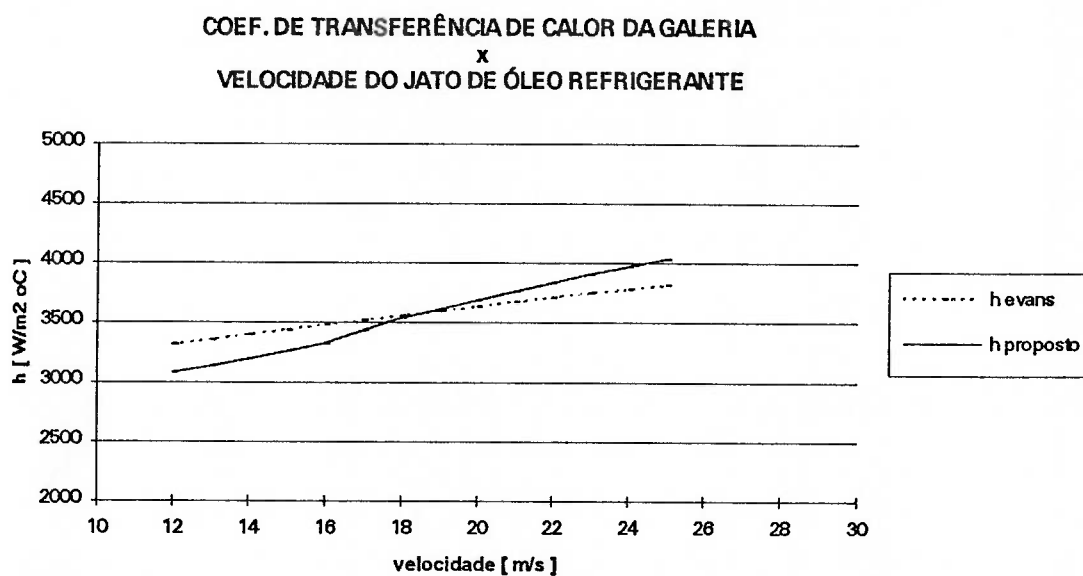


Figura 45 - Comportamento do Coeficiente de Transferência de Calor na Galeria em relação à Velocidade do Jato de Óleo Refrigerante ( $h_{gal} \times v$ ).

O modelo de Evans e o modelo proposto aumentam  $h_{gal}$  à medida em que se aumenta a velocidade do jato  $v$ , mantida a vazão  $\psi_o$  constante. Isso se dá em função da velocidade  $v$

aumentar  $Re$ , diretamente relacionado com o cálculo de  $h_{gal}$  para todos os tipos de escoamentos envolvidos nos modelos térmicos preditivos em questão. O comportamento da curva  $h_{gal} \times v$  é semelhante nos dois modelos, com inclinação ligeiramente maior para modelo proposto (as duas curvas se cruzam em torno de  $v = 18\text{m/s}$  - velocidade na condição de vazão nominal de óleo refrigerante).

Sabe-se que para  $v < 17\text{m/s}$ , o alcance do jato de óleo à galeria passa a não acontecer durante trechos do ciclo do eixo virabrequim em virtude da velocidade do pistão  $v_p$  ser fixa (rotação do motor  $n$  fixa) na análise. Esse efeito não é percebido na curva  $h_{gal} \times v$  em virtude do acréscimo de temperatura ao redor da galeria não ter sido introduzido como dado de entrada.

A variação da velocidade do jato de óleo refrigerante  $v$  no programa de computador (apêndice) foi alcançada variando-se somente o diâmetro do jato  $d$  como dado de entrada.

### 8.3 INFLUÊNCIA DA ROTAÇÃO DO MOTOR

A figura 46 apresenta a curva  $h_{gal} \times n$  mostrando o comportamento do coeficiente de transferência de calor na galeria calculado através do modelo de Evans e do modelo proposto em função da rotação do motor.

O modelo de Evans e o modelo proposto produzem um suave aumento de  $h_{gal}$  com o crescimento de  $n$ , comportamento esse justificado pelo aumento da velocidade do pistão  $v_p$  e consequente aumento da velocidade relativa  $v_r$  do jato de óleo no interior da galeria, contribuindo para o aumento do  $Re$  no cálculo dos diversos coeficientes de transferência de calor  $h$  usados em ambos os modelos para obter o  $h_{gal}$ . O coeficiente de transferência de calor  $h_{gal}$  é praticamente semelhante para ambos os modelos a partir de 1500rpm.

Observa-se no entanto grande influência da não correção das temperaturas ao redor da galeria para a rotação de marcha lenta ( $n = 1000\text{rpm}$ ), tanto no modelo de Evans como principalmente no modelo proposto. O erro do  $h_{gal}$  gerado através do modelo de Evans chega a 25,7% enquanto



que no modelo proposto esse valor atinge 196,1%. Isso mostra uma forte sensibilidade no cálculo de  $h_{gal}$  do modelo proposto com as temperaturas ao redor da galeria.

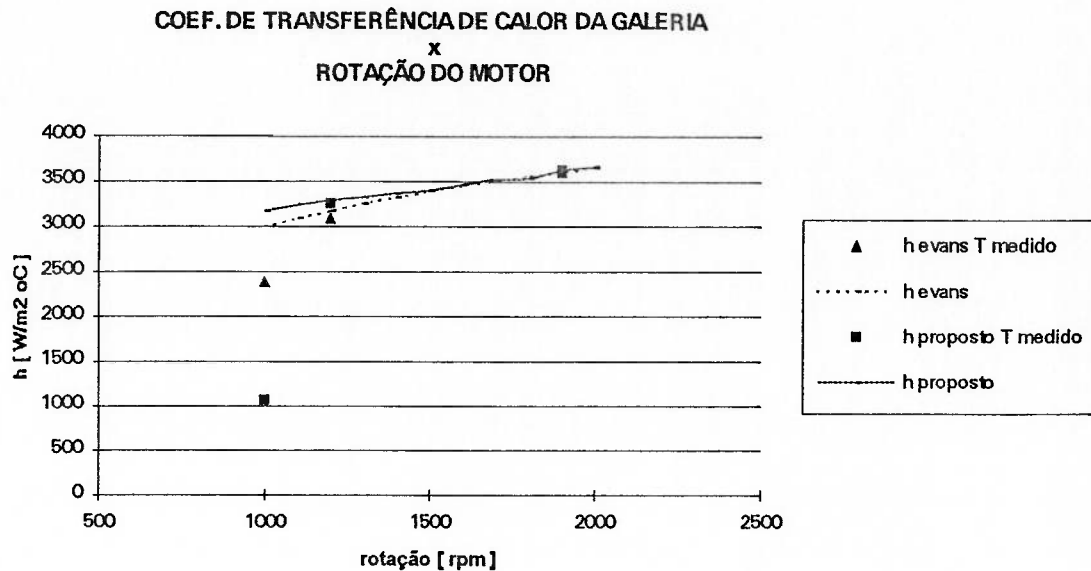


Figura 46 - Comportamento do Coeficiente de Transferência de Calor na Galeria em relação à Rotação do Eixo Virabrequim ( $h_{gal} \times n$ ).

#### 8.4 INFLUÊNCIA DO CURSO DO PISTÃO

A figura 47 apresenta a curva  $h_{gal} \times S$  mostrando o comportamento do coeficiente de transferência de calor na galeria calculado através do modelo de Evans e do modelo proposto em função do curso do pistão.

O modelo de Evans e o modelo proposto produzem um  $h_{gal}$  crescente a medida em que se aumenta  $S$ . Esse comportamento é justificado pelo fato da velocidade do pistão  $v_p$  ser diretamente proporcional ao curso do mesmo, estabelecida pela relação biela-manivela (ver equação ( 34 )). Para essa avaliação admite-se que a alteração do curso do pistão não afete a

taxa de compressão e o desempenho do motor. As correções de temperatura ao redor da galeria em função do diferente  $h_{gal}$  gerado também não foram consideradas para essa análise.

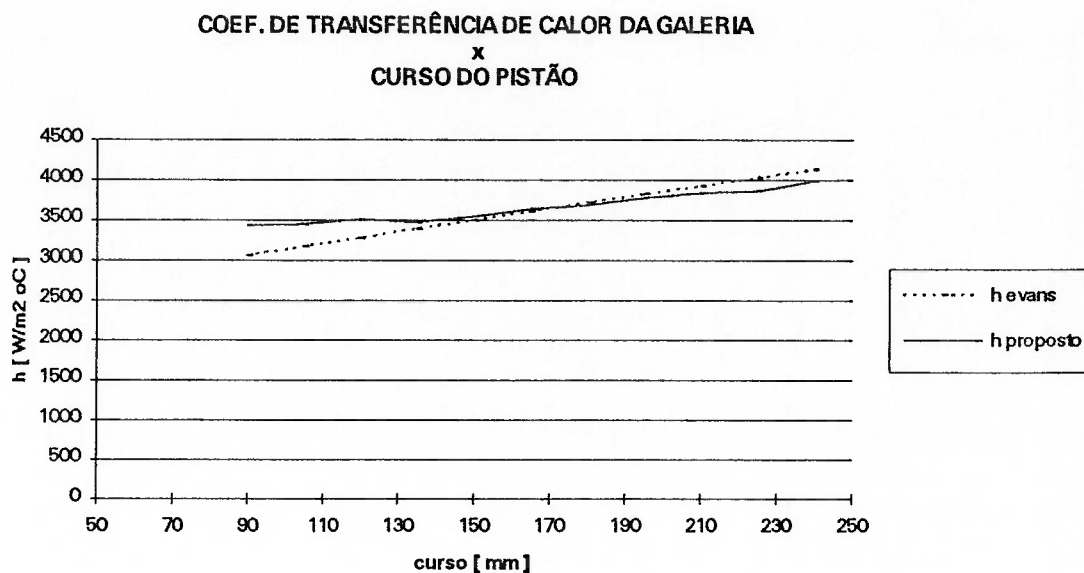


Figura 47 - Comportamento do Coeficiente de Transferência de Calor na Galeria em relação ao Curso do Pistão ( $h_{gal} \times S$ ).

A curva obtida com o modelo proposto é menos acentuada que a obtida com o modelo de Evans, ocorrendo o cruzamento entre elas em torno de  $S = 165\text{mm}$ .

Nota-se que para  $S > 180\text{mm}$ , para o conjunto de dados testados, a velocidade máxima do pistão  $v_p$  passa a ser superior à velocidade do jato de óleo  $v$ , o que diminui a quantidade de óleo que participa do processo de refrigeração dentro da galeria, removendo menos calor e aumentando as temperaturas em sua vizinhança.

### 8.5 INFLUÊNCIA DA ABERTURA DO CANAL DE ENTRADA DO JATO DE ÓLEO REFRIGERANTE NO PISTÃO

A figura 48 apresenta a curva  $h_{gal} \times \phi$  mostrando o comportamento do coeficiente de transferência de calor na galeria calculado através do modelo de Evans e do modelo proposto em função da abertura do canal de entrada do jato de óleo refrigerante no pistão. O parâmetro que representa essa variável é o diâmetro do canal de entrada  $\phi$ .

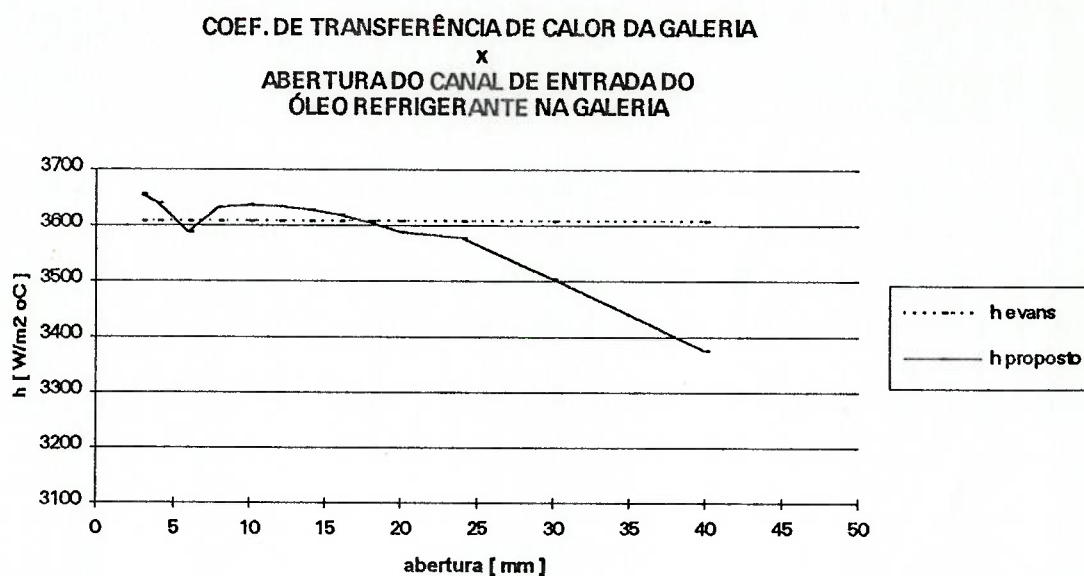


Figura 48 - Comportamento do Coeficiente de Transferência de Calor na Galeria em relação ao Diâmetro do Canal de Entrada do Jato de Óleo no Pistão ( $h_{gal} \times \phi$ ).

No modelo de Evans o valor de  $\phi$  não é introduzido nos cálculos de  $h_{gal}$ , uma vez que o modelo foi baseado em pistões com galeria aberta. A seção aberta da galeria participa no modelo de Evans, qualquer que seja sua dimensão, com 33% de peso sobre o  $h$  calculado no alcance de um jato incidindo sobre uma superfície fixa à distância média do curso do pistão.

No modelo proposto a seção aberta da galeria é generalizada através de um canal ou abertura que tem como principal dimensão (no sentido circunferencial do toróide da galeria) o valor  $\phi$  admitido no modelo proposto como dado de entrada e correspondente a duas vezes o raio de alcance do jato de óleo  $L$ . Nessa seção da galeria, portanto variável com a geometria, o  $h$  também é calculado sobre o efeito de um jato de óleo incidindo sobre uma superfície, porém de distância variável  $z(\theta)$  com a posição do pistão.

Observa-se nesse caso que a curva  $h_{gal} \times \phi$  produzida pelo modelo proposto decresce de uma forma geral como o aumento de  $\phi$ , mais acentuadamente a partir de  $\phi = 25\text{mm}$ . O modelo não checa a viabilidade física em questão, tão pouco considera a influência do espalhamento do espectro do jato em virtude da variação da distância da superfície em contato (topo da galeria do pistão) e sua decorrente eficiência de coleta do óleo para dentro da galeria. Na situação de grandes aberturas  $\phi$ , o modelo também assume que todo óleo alcança a galeria fechada colado na parede superior qualquer que seja a sua distância  $L$  ao ponto de estagnação do jato. Para esses casos o fator de eficiência ou coeficiente de coleta de óleo na porção fechada da galeria  $\eta$  deve ser diferente de 100%, estimado experimentalmente. A curva apresentada mantém esse parâmetro fixo em eficiência máxima.

Mesmo assim, a curva  $h_{gal} \times \phi$  obtida com o modelo proposto decresce progressivamente com o aumento de  $\phi$  devido à diminuição efetiva do comprimento da galeria fechada ao longo do toróide oco, onde se dão os fenômenos de convecção e borrifamento do óleo refrigerante coletado pela galeria.

A diferença em relação ao modelo de Evans chega a  $233\text{W/m}^2\text{C}$  para  $\phi = 40\text{mm}$ .

## 8.6 INFLUÊNCIA DO DIÂMETRO EQUIVALENTE DA GALERIA DE REFRIGERAÇÃO

A figura 49 apresenta a curva  $h_{gal} \times b_e$  mostrando o comportamento do coeficiente de transferência de calor na galeria calculado através do modelo de Evans e do modelo proposto em função do diâmetro equivalente da galeria de refrigeração.

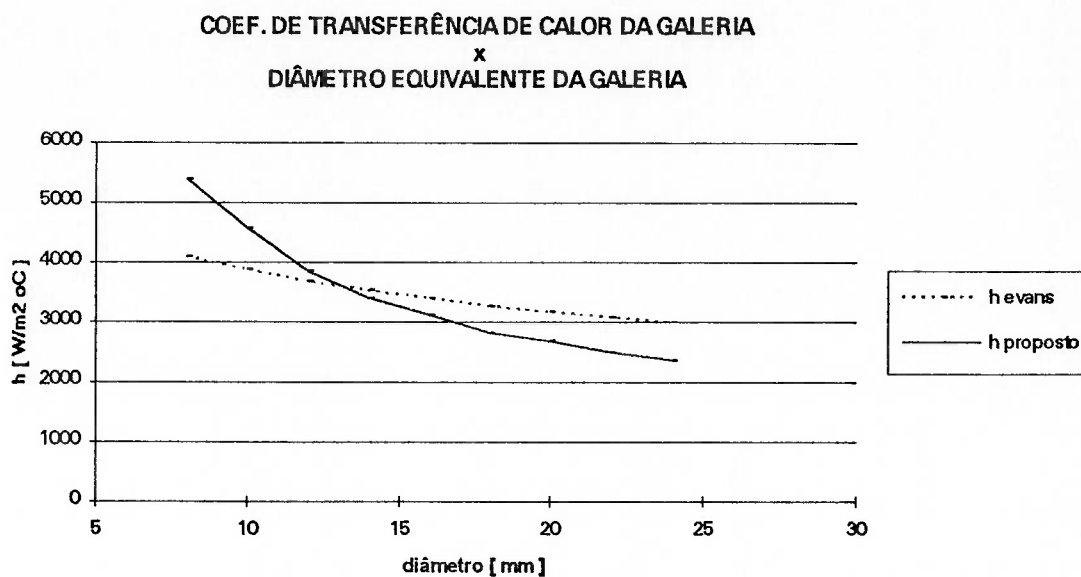


Figura 49 - Comportamento do Coeficiente de Transferência de Calor na Galeria em relação ao Diâmetro Equivalente da Galeria ( $h_{gal} \times b_e$ ).

O aumento de  $b_e$  produz no modelo de Evans e no modelo proposto diminuição de  $h_{gal}$ , porém com características diferentes: no modelo de Evans o decréscimo de  $h_{gal}$  é linear enquanto que no modelo proposto esse decréscimo é exponencial. Isso se dá pelo fato do volume de óleo confinado no interior da galeria fechada ser definido de maneira distinta entre os dois modelos em relação ao diâmetro  $b$ . No modelo de Evans o volume de óleo no interior da galeria é definido a partir de uma seção anular de ângulo  $\gamma$  com um diâmetro interno imaginário  $b_i$  obtidos empiricamente da observação do filme fotográfico da Welworthy, com dependência linear de  $b_e$  (ver equações ( 21 ) e ( 22 )). Já no modelo proposto o volume de óleo no interior da galeria é

confinado como na figura 23 e mensurado a partir de  $\gamma(\theta)$  e  $z(\theta)$  calculados analiticamente, sendo  $\gamma(\theta)$  dependente do quadrado de  $b_e$  (ver equações ( 31 ) e ( 32 )).

A importância da maior distância para o borrfamento  $z$  na galeria causado com o aumento de  $b_e$  mostrou ser irrelevante para o cálculo de  $h_{gal}$ , embora a omissão das variações de temperatura ao redor a galeria como dado de entrada possa ter adulterado o comportamento da curva  $h_{gal} \times b_e$  de forma a obscurecer esse efeito. Vale também ressaltar que a hipótese de circularização da galeria homogeneiza eventuais ganhos em troca de calor pelo efeito "cocktail shaker" através de geometrias diferenciadas de galeria, influência essa não detectada ao se analisar o comportamento de  $h_{gal}$  através dos modelos térmicos preditivos em questão.

A diferença de  $h_{gal}$  gerada pelos modelos chega próximo a  $1300W/m^2\text{°C}$ , a favor do modelo proposto para valores menores de  $b_e$ , e atinge  $600W/m^2\text{°C}$  a favor do modelo de Evans para valores maiores de  $b_e$ .

## 8.7 INFLUÊNCIA DO DIÂMETRO DO PISTÃO

A figura 50 apresenta a curva  $h_{gal} \times B$  mostrando o comportamento do coeficiente de transferência de calor na galeria calculado através do modelo de Evans e do modelo proposto em função do diâmetro do pistão.

O crescimento do diâmetro do pistão  $B$  produz uma diminuição no coeficiente de transferência de calor  $h_{gal}$  quando avaliado pelo modelo proposto. Já o modelo de Evans não é influenciado pelo diâmetro do pistão. O parâmetro efetivamente avaliado para investigar a influência do diâmetro do pistão  $B$  foi o diâmetro médio do toróide da galeria. Este parâmetro está diretamente relacionado com o diâmetro do pistão uma vez que a principal função da galeria é remover calor que atravessa o pistão diminuindo sua temperatura e garantindo a integridade estrutural nas regiões de sua periferia solicitadas às pressões cíclicas da combustão.

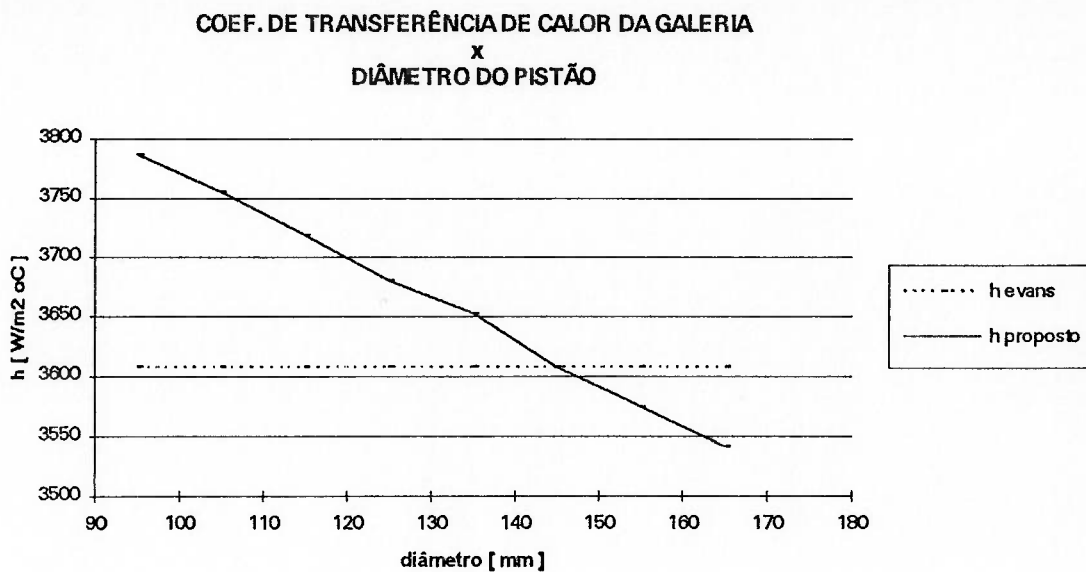


Figura 50 - Comportamento do Coeficiente de Transferência de Calor na Galeria em relação ao Diâmetro do Pistão ( $h_{gal} \times B$ ).

O comportamento do coeficiente de transferência de calor  $h_{gal}$  frente à variação do diâmetro do pistão no modelo proposto é justificado em função do aumento da área do toróide e a manutenção dos outros parâmetros como as temperaturas ao redor da galeria e as condições de vazão de óleo refrigerante. No entanto, o efeito mostra juntamente com o observado no item 8.6 que galerias menores são mais eficientes na refrigeração do pistão, o que torna viável a construção de pistões menores para potências maiores.

## 9. CONCLUSÃO E CONSIDERAÇÕES FINAIS

O objetivo desse trabalho de se validar com medições experimentais um modelo térmico preditivo para o coeficiente de transferência de calor em galeria de um pistão monobloco de motor de combustão interna foi atingido através dos resultados das análises apresentadas nos itens 6 e 7 com o modelo de Evans e o modelo proposto desenvolvido dentro do próprio trabalho.

O desenvolvimento de um novo modelo térmico para estimar o coeficiente de transferência de calor para a galeria pretendeu ampliar seu uso em pistões com galeria de refrigeração em motores de uma forma geral, associando a teoria da dinâmica do pistão sobre o escoamento do óleo e permitindo avaliar seus efeitos ao longo do ciclo do eixo virabrequim (ver figuras 41, 42 e 43).

### 9.1 OS MODELOS

O modelo de Evans e o modelo proposto aplicados ao pistão ensaiado, com exceção do regime de marcha lenta, produzem coeficientes de transferência de calor médios para a galeria semelhantes para a condição de vazão nominal de óleo refrigerante (em torque máximo,  $h_{EVANS} = 3091\text{W/m}^2\text{C}$ ,  $h_{PROPOSTO} = 3255\text{W/m}^2\text{C}$ ; em potência máxima,  $h_{EVANS} = 3608\text{W/m}^2\text{C}$ ,  $h_{PROPOSTO} = 3636\text{W/m}^2\text{C}$ ). Para vazões maiores que a nominal de óleo refrigerante, o coeficiente de transferência de calor médio para a galeria obtido através do modelo proposto é cerca de 18,6% superior que o obtido com o modelo de Evans (em potência máxima e 150% da vazão nominal de óleo,  $h_{PROPOSTO} = 4766\text{W/m}^2\text{C}$  contra  $h_{EVANS} = 4018\text{W/m}^2\text{C}$ ), enquanto que para vazões menores, o coeficiente de transferência de calor obtido pelo modelo proposto fornece resultado 21,1% inferior ao obtido pelo modelo de Evans (em potência máxima e 50% da vazão nominal de óleo,  $h_{PROPOSTO} = 2490\text{W/m}^2\text{C}$  contra  $h_{EVANS} = 3156\text{W/m}^2\text{C}$ ).

Os ângulos que definem o descolamento do óleo, início e fim do seu borrifamento na parede oposta da galeria são dependentes da rotação do motor e da vazão de óleo no modelo proposto,



enquanto essa dependência atrela-se apenas à rotação do motor no modelo de Evans. Esses ângulos, obtidos diferentemente através de cada modelo, são no modelo proposto tanto maiores quanto maior for a rotação do motor (o efeito é retardado). Já o modelo de Evans tem esse comportamento apenas para o ângulo de fim de borrifamento; os demais são constantes.

## 9.2 A MEDIÇÃO DE TEMPERATURAS NO PISTÃO

O experimento de medição de temperaturas realizado em tempo real no pistão do motor conforme a disposição da figura 29 mostrou que as temperaturas medidas de uma seção transversal qualquer da galeria decrescem do topo ao fundo, passando na ordem pela lateral interna depois pela lateral externa, acompanhando o sentido de propagação do calor no pistão. Considerando o comportamento entre as seções, as temperaturas mais elevadas ocorrem em geral na seção a 180° oposta à entrada do jato, enquanto as menores são verificadas na entrada do jato a 0°. As temperaturas medidas nas seções 90° e 270° alcançam valores intermediários, sendo as da primeira seção ligeiramente superiores que as da última, razão que pode ser justificada em função da seção a 90° estar posicionada mais próxima das válvulas de exaustão do motor ensaiado, ponto mais quente da câmara de combustão em motores ciclo diesel. O diferencial de temperaturas entre topo e fundo no pistão ensaiado chega a atingir cerca de 75°C (condição de potência máxima com 50% de vazão nominal) e a variação de temperatura com a vazão é de 19°C passando-se de 50% para 100% e de 4°C passando-se de 100% para 150%.

Embora os diferenciais de temperatura experimentais tendem a ser ligeiramente superiores para as condições de potência máxima qualquer que seja a vazão considerada, os valores absolutos das temperaturas medidas foram em média inferiores para esse regime comparado ao regime de torque máximo (a temperatura do topo da galeria atingiu 248°C na condição de torque máximo e 50% da vazão nominal na seção oposta ao jato (180°) enquanto que para o mesmo ponto em potência máxima e 50% da vazão a temperatura atingiu apenas 243,5°C). A imprecisão das

medições experimentais não são superiores a  $\pm 1^{\circ}\text{C}$  (erro de leitura do sensor): a precisão do posicionamento dos sensores é garantido construtivamente pela precisão das usinagens e montagens.

### 9.3 O ERRO

Comparando-se as temperaturas medidas com as temperaturas obtidas através do perfil de temperaturas gerado pelo Ansys 4.2, tendo como condição de contorno para a galeria os coeficientes de transferência de calor calculados com os modelos térmicos de Evans e o proposto, chega-se para o pistão ensaiado a um erro variável entre +10,3% e +23,5% na região do topo e lateral interna da seção transversal da galeria com o modelo de Evans, e um erro de +11,9% a +21,9% para as mesmas regiões com o modelo proposto; para as regiões do fundo da galeria e lateral externa, a variação foi de -8,6% a +1,9% para o modelo de Evans e -7,5% a +1,2% para o modelo proposto. A tabela 15 apresenta o erro médio obtido para cada ponto da seção transversal da galeria para cada modelo, mostrando a pequena diferença entre os mesmos. Esse erro desconsidera o resultado obtido em marcha lenta, regime no qual ambos os modelos apresentaram erro elevado, mesmo sendo menores os do modelo de Evans (até 30% contra até 44% no modelo proposto). A origem do erro está ligada à imprecisão dos modelos de coeficiente de transferência de calor devido às hipóteses simplificadoras e às condições de contorno introduzidas na simulação numérica por elementos finitos.

A variação da vazão do óleo refrigerante não afetou significativamente o erro, independentemente do modelo analisado; o mesmo acontece com a variação de potência ou rotação (ver tabela 12).

Comparando-se os coeficientes de transferência de calor modelados com o obtido experimentalmente, o erro atingido no pistão ensaiado também é semelhante entre os modelos de Evans e o proposto para a condição de vazão nominal (+57,9% em torque máximo e +58,3% em potência máxima para o modelo proposto, enquanto que para o modelo de Evans +50,0% em

torque máximo e +57,1% em potência máxima). Porém a grande variação do erro indica que o incremento de temperatura do óleo  $\Delta T$  na saída da galeria como propõe a AVL não está adequado para a avaliação em questão, além de ficar evidente que esse valor não se mantém constante para todas condições de vazão (o erro varia em função da vazão de óleo considerada).

Tabela 15 - Erro médio para cada ponto da seção transversal da galeria do pistão obtido comparando-se a medição experimental com os valores obtidos com cada modelo térmico do coeficiente de transferência de calor para a galeria.

PONTO DA SEÇÃO TRANSVERSAL DA GALERIA	ERRO ABSOLUTO(%)	
	MODELO DE EVANS	MODELO PROPOSTO
TOPO	14,4	14,7
LATERAL INTERNA	19,5	19,1
LATERAL EXTERNA	5,1	5,4
FUNDO	1,7	1,1
MÉDIA	10,2	10,1

O coeficiente obtido experimentalmente considera as temperaturas medidas no pistão cujos pontos, por motivos estruturais, estão distanciados 3mm da parede da galeria. Existe portanto um gradiente de temperatura entre o ponto de medição e a parede da galeria não considerado que eleva a temperatura média da parede em relação ao seu valor real, diminuindo o valor do coeficiente de transferência de calor experimental obtido através da equação ( 61 ). Vê-se portanto que tanto a temperatura média da parede  $T_w$  como a variação da temperatura do óleo  $\Delta T$  contribuíram no sentido de afastar o coeficiente experimental do calculado. Desprezando o gradiente de temperatura existente entre o medido e o real no cálculo de  $T_w$ , a variação de temperatura do óleo esperada deveria ficar em torno de 20 °C a 37 °C para as diversas situações

ensaiadas utilizando o modelo de Evans e de 16 °C a 47 °C nas mesmas condições utilizando o modelo proposto (ver tabela 14). Esses números são bastante razoáveis se considerarmos que a variação de temperaturas da parede da galeria, desde a entrada do óleo até sua saída, pode chegar a mais de 33 °C (ver tabela 10).

#### 9.4 AS VANTAGENS DO MODELO PROPOSTO

Conclui-se portanto que a substituição do empirismo extraído do filme fotográfico da Wellworthy no modelo de Evans pela modelagem analítica dos escoamentos no modelo proposto não resultou em diferenças apreciáveis em termos de temperaturas no pistão, gerando coeficientes de transferência de calor semelhantes nas condições de vazão nominal para o pistão ensaiado. No entanto a modelagem analítica deu ao modelo proposto maior flexibilidade quanto a configuração do pistão analisado (o modelo de Evans foi desenvolvido para pistões com galeria aberta, caracterizado por grandes vãos de abertura para captação do óleo refrigerante pela galeria do pistão) e a apresentação de resultados (o modelo de Evans chega apenas a um valor médio final para o coeficiente de transferência de calor da galeria, enquanto o modelo proposto apresenta o mesmo coeficiente distribuído ao longo dos ângulos do ciclo do eixo virabrequim além do valor médio). Vale lembrar ainda que o modelo de Evans foi baseado no filme da Wellworthy que desenvolveu o experimento para duas rotações de motor: 500rpm e 2500rpm. O modelo proposto com seu desenvolvimento analítico varre todas as condições de operações possíveis de um motor.

Para condições de baixas vazões, principalmente quando se atinge velocidade do jato de óleo  $v$  inferior à velocidade do pistão  $v_p$ , os modelos se comportam de maneira diferente. O modelo de Evans, tal como concebido, não verifica o trecho do ciclo do eixo virabrequim em que eventualmente se tem a condição acima, onde não há coleta de óleo refrigerante para a galeria e ocorre uma redução significativa do coeficiente de transferência de calor. O modelo de Evans

assume para todo o ciclo  $v_p < v$ , resultando para as situações em que essa hipótese não seja verdadeira um coeficiente de transferência de calor médio para a galeria  $h_{gal}$  tanto maior quanto menor a velocidade do óleo  $v$  comparada à velocidade do pistão  $v_p$  e maior for o trecho do ciclo em que o óleo não alcance a galeria. Esse fato justifica em parte o coeficiente de transferência de calor do modelo proposto ter alcançado valores inferiores aos do modelo de Evans para a condição de 50% de vazão nominal no pistão ensaiado: o modelo proposto desconsidera o trecho em que  $v_p > v$  para o cálculo de  $h_{gal}$ . O comportamento do coeficiente de transferência de calor para a galeria  $h_{gal}$  ao longo do ciclo do eixo virabrequim sob efeito de uma vazão de óleo insuficiente ( $v_p > v$ ) pode ser observado na figura 43.

Outros fatores diferenciam os conceitos utilizados para a elaboração dos modelos como comentado no item 3.3: Evans descreve a dinâmica dos escoamentos baseado no filme fotográfico da Wellworthy, desconsidera a variação de energia (ou de temperaturas) ao longo do ciclo do eixo virabrequim, circulariza a galeria como hipótese básica para o escoamento, correlaciona modelos térmicos para cada fase do escoamento observado a partir de parâmetros médios do intervalo, e modela o borrifamento no interior da galeria com base em um modelo de borrifamento de um arranjo de jatos de ar contra uma superfície curva (modelo de Chupp); já o modelo proposto descreve a dinâmica dos escoamentos analiticamente baseado nos fundamentos da física clássica e hipóteses sobre aderência de fluidos, também considera o equilíbrio de temperaturas ao longo do ciclo do eixo virabrequim e o modelo de Chupp para o borrifamento no interior da galeria, porém permite o uso de outros formatos de galeria (embora não estudado nesse trabalho e bastando para isso substituir as funções relativas à galeria circularizada) e correlaciona modelos térmicos não a cada fase de escoamento, mas sim a cada ângulo do ciclo do eixo virabrequim, sobrepondo efeitos e discretizando o cálculo do coeficiente de transferência de calor com parâmetros locais.

Vale a pena lembrar no entanto que, tanto o modelo de Evans como o modelo proposto são modelos que se utilizam de hipóteses simplificadoras para modelar o fenômeno em questão. O

que se pode esperar desses modelos é que apresentem um resultado indicativo de tendências de como os parâmetros se comportem de forma a estabelecer um coeficiente de transferência de calor médio para a galeria. Quanto à integração discretizada do modelo proposto comparada à média aritmética generalizada do modelo de Evans, a mesma não se mostrou significativamente influente no cálculo final do coeficiente de transferência de calor para a galeria. As hipóteses assumidas em ambos os modelos quanto à definição dos escoamentos, os modelos térmicos associados e as condições de contorno empregadas devem ser mais influentes para se obter melhores resultados. Observa-se como exemplo que as maiores diferenças de temperaturas medidas com temperaturas obtidas com a utilização dos modelos no pistão ensaiado concentraram-se na região do topo e lateral interna da seção transversal da galeria, o que evidencia a influência do uso de condições de contorno para a simulação numérica (coeficiente de transferência de calor e temperatura) imprecisas da região da câmara de combustão.

## 9.5 PRÓXIMAS ETAPAS

### a. MODELOS DE GALERIA E BORRIFAMENTO

A nível de modelo para o cálculo do coeficiente de transferência de calor, a galeria circularizada homogeneiza os ganhos em troca de calor pelo efeito "cocktail shaker" através de geometrias diferenciadas de galeria, ou seja, dois pistões idênticos, com galerias com mesmo perímetro, porém formas diferentes, podem gerar na realidade coeficientes diferentes sem que os modelos detectem. Embora utilizada uma galeria circularizada para o cálculo aqui desenvolvido, o modelo proposto permite substituir esse formato por outro, oblongo por exemplo. Estudos para avaliar a influência de outras formas de galeria contribuiriam no sentido de diminuir as discrepâncias nos resultados finais dos modelos avaliados. Também experimentos para se estabelecer um modelo

térmico específico para o borrifamento do óleo no interior da galeria em substituição ao modelo de Chupp poderiam ser incorporados para obtenção de melhores resultados.

#### b. CONDIÇÕES DE CONTORNO

Como propostas de desenvolvimento para o futuro, estudos mais aprofundados devem ser feitos buscando uma melhor definição e controle dos coeficientes de transferência de calor para as regiões periféricas do pistão (câmara de combustão, laterais, canaletas e fundo do pistão) que servem de condições de contorno para a obtenção do seu perfil de temperaturas através de análise de elementos finitos.

#### c. MODELO PROPOSTO - A ADERÊNCIA DO ÓLEO

O modelo proposto adapta uma expressão empírica da AVL para anéis em canaleta de pistão para estimar o efeito de aderência do óleo nas paredes da galeria. Apesar da adaptação ter levado a resultados coerentes (ver comparação dos ângulos que definem ocorrência dos escoamentos em ambos os modelos na tabela 8), uma investigação mais profunda do comportamento de seus efeitos deve ser estudada.

#### d. COLETA DO ÓLEO PELA GALERIA

A avaliação do volume de óleo coletado pela galeria permitiria ajustar o modelo proposto que não correlaciona os resultados empíricos extraídos do filme da Wellworthy para quantificar o escoamento no modelo de Evans. O estudo do volume de óleo que realmente é introduzido na galeria e permanece no seu interior participando do processo de transferência de calor contribuiria

no sentido de esclarecer as discrepâncias encontradas entre as medições experimentais e os resultados do modelo térmico proposto.

e. TEMPERATURA DO ÓLEO NA SAÍDA DA GALERIA

Medições experimentais da temperatura do óleo na saída da galeria trariam resultados de grande valia para o ajuste do coeficiente de transferência de calor médio da galeria em ambos os modelos. Os valores experimentais obtidos permitiriam o fechamento do balanço de energia estabelecido pela passagem do óleo pela galeria podendo confrontar os resultados divulgados da AVL em relação ao aumento de sua temperatura nessa situação.

f. DISPOSITIVO TRANSPARENTE

A construção de um dispositivo transparente simulando as condições de operação de um motor equipado com pistão com galeria permitiria a visualização do escoamento e seu estudo com maior profundidade. Um experimento semelhante a esse foi iniciado na Metal Leve e mostrou preliminarmente o efeito do bocal de passagem na entrada do óleo para a galeria, arrastando ar e produzindo um escoamento bifásico pulsante no interior da galeria. O retorno de óleo na entrada também pareceu ser bastante considerável. Esse experimento foi realizado apenas em baixas rotações (até 1000rpm). A reprodução do filme fotográfico da Wellworthy é sugerida como indispensável para continuidade dos trabalhos almejando um melhor entendimento e descrição física do fenômeno envolvido e aprimoramento nos resultados de modelagem do coeficiente de transferência de calor da galeria. O estudo iniciado na Metal Leve deve ser prosseguido e relatado para estudos acadêmicos.



## 9.6 A INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS

Na investigação da influência de parâmetros no coeficiente de transferência de calor da galeria obtido através dos modelos estudados, foi admitido que, exceto o parâmetro analisado, todos os outros parâmetros permaneceram fixados às condições de potência máxima e vazão nominal de óleo refrigerante do pistão ensaiado. A variação de temperatura no pistão resultante da variação do coeficiente de transferência de calor promovida com a variação do parâmetro estudado não foi considerada na investigação do parâmetro. Os parâmetros avaliados foram a vazão do óleo refrigerante  $\psi$ , a velocidade do jato de óleo  $v$ , a rotação do motor  $n$ , o curso do pistão  $S$ , a abertura do canal de entrada do jato na galeria do pistão  $\phi$ , o diâmetro equivalente da galeria  $b_e$  e o diâmetro externo do pistão  $B$ .

Os estudos mostraram que o coeficiente de transferência de calor médio para a galeria  $h_{gal}$  cresce com a vazão de óleo refrigerante  $\psi$ , mais acentuadamente com o modelo proposto. O mesmo comportamento é verificado para  $h_{gal}$  com a velocidade do jato  $v$  e a rotação do motor  $n$ , porém com menor influência do modelo considerado, principalmente no caso da rotação do motor. As curvas obtidas para esse parâmetro no entanto desviam consideravelmente dos valores medidos quando em baixas rotações: essa situação coincide com a medição experimental efetuada para o regime de marcha lenta e comprova a distorção produzida pela não correção da temperatura. O que limita os parâmetros  $\psi$ ,  $v$  e  $n$  no projeto de pistão é o custo que mantém esses parâmetros a níveis elevados como a potência exigida para se girar a bomba de óleo ou a vida dos componentes do motor quando sujeitos à uma rotação média mais elevada.

O coeficiente de transferência de calor médio para a galeria  $h_{gal}$  também cresce com o curso do pistão  $S$ , porém nesse caso mais acentuadamente quando considerado o modelo de Evans. Esse comportamento mostra que motores com curso longo de pistão são favorecidos quanto ao projeto de refrigeração do pistão.

O efeito da abertura do canal de entrada  $\phi$  só pôde ser verificado através do modelo proposto, uma vez que o modelo de Evans não considera esse parâmetro para o cálculo do coeficiente de transferência de calor da galeria. Assim sendo, verifica-se que a abertura do canal  $\phi$  atua inversamente no coeficiente  $h_{gal}$  (quanto maior a abertura  $\phi$ , menor  $h_{gal}$ ), mais acentuadamente a partir de  $\phi = 25\text{mm}$ . Porém o modelo não checa a viabilidade física do alcance do jato de óleo a ser coletado pela galeria com uma maior abertura do canal de entrada  $\phi$ . Para os casos em que todo o jato de óleo não alcance a porção fechada da galeria, a eficiência de coleta  $\eta$ , diferente de 100%, deve ser introduzida no cálculo de forma a corrigir o volume efetivo que participa do "cocktail shaker" no interior da galeria.

O comportamento inversamente proporcional também se verifica para o diâmetro equivalente da galeria  $b_e$  e para o diâmetro do pistão  $B$ , induzindo que galerias menores produzem melhores resultados em termos de troca térmica e a maior distância  $z$  do borrifamento no interior da galeria, diretamente relacionado com o diâmetro  $b_e$ , não é relevante.

## 9.7 CONCLUSÃO

Esse trabalho chega ao fim acrescentando aos trabalhos anteriores de Bush, Stotter, French, Munro e Evans mais uma etapa evolutiva no sentido de se melhor definir e entender o conceito "cocktail shaker" aplicado a pistões de motores de combustão interna através de galerias de refrigeração.

Aqui somou-se avaliações experimentais de temperatura para validação de dois modelos para coeficiente de transferência de calor médio da galeria: o modelo de Evans, já conhecido na literatura, e outro, desenvolvido nesse trabalho, introduzindo uma abordagem analítica para a transição dos escoamentos na galeria observados através de experimentos em trabalhos anteriores. O novo modelo também agrega recursos que o possibilita melhor investigar o comportamento do fenômeno estudado, avaliando a cada grau o coeficiente de transferência de

calor  $h(\theta)$ , permitindo o uso de outras formas de galeria, ou corrigindo o volume de óleo refrigerante no interior da galeria.

O resultado final frente às medições experimentais é semelhante para ambos: um erro entre 10 e 20% separam os modelos dos valores experimentais de temperatura nas regiões mais expostas a altas temperaturas. Os fatores que contribuem nesse sentido vão desde condições de contorno periféricas da simulação numérica de temperaturas do pistão que precisam ser melhor determinadas até o desenvolvimento de correlações térmicas mais apropriadas para os modelos em questão (borrifamento de óleo dentro da galeria). A avaliação de um coeficiente de transferência de calor experimental médio para a galeria foi prejudicada pela não disponibilidade da medição da temperatura do óleo na saída da galeria, exigindo-se aqui o desenvolvimento de experimentos específicos para se obter resultados consolidados.

Por fim, alcançado o objetivo de se confrontar modelos térmicos para determinação do coeficiente de transferência de calor para a galeria de pistão com medições experimentais, a perspectiva de novos trabalhos para agregar valor à investigação do fenômeno "cocktail shaker" como instrumento de refrigeração aplicado à indústria de motores de combustão interna amplia-se, ora usando dos resultados já disseminados e progredindo para novas conquistas, ora desenvolvendo experimentos totalmente novos, somando ao conhecimento do mundo horizontes até então não investigados.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Evans, G. A., "Cocktail Shaker Heat Transfer", Science Library, University of Nottingham, 1977.
2. Camargo F<sup>o</sup>, R. C., Leites, J. M. M., "Medição de Temperatura em Pistão em Tempo Real", VII Simpósio de Engenharia Automotiva, AEA, São Paulo, 1993.
3. Bush, J. E., "Heat Transfer in a Reciprocating Hollow Piston Partially Filled with a Liquid", Department of Mechanical Engineering, Stanford University, 1963
4. Stotter, A., "Heat Transfer in Piston Cooling", SAE, 1966.
5. French, C. C. J., "Piston Cooling", SAE, 1972
6. Munro, R., Griffiths, W. J., Ingham, A. P., "Open Gallery Pistons for Highly Rated Speed Diesel Engines", CIMAC Conference, Washington, 1973
7. Law, D. A., Day, R. A., "Oil Cooled Aluminum Alloy Diesel Engine Pistons - A New Approach", SAE, 1969
8. Woschni, G., "Engine Cycle Simulation, an Effective Tool for the Development of Medium Speed Diesel Engines", SAE, 1987
9. Woschni, G., "Determination of Local Heat Transfer Coefficients at the Piston of a High Speed Diesel Engine by Evaluation of Measured Temperature Distribution", SAE, 1979
10. Platzer, W., Affenzeller, J., "Heat Transfer Coefficient Distribution on Pistons", Rel. AVL, 1988
11. Woschni, G., "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine", SAE, 1967
12. Yoshida, M., Harigaya, Y., Sato, K., "Variation of Heat Flux through a Combustion Chamber Wall of Pre-Chamber Type Diesel Engine", Bulletin of the JSME, Vol. 25, 1982
13. Camargo F<sup>o</sup>, R. C., Pimenta, M. M., "Resfriamento de Pistões Automotivos: Estudo de Jatos Líquidos", SAE, São Paulo, 1993.

14. Downs, S., J., James, E., H., "Jet Impingement Heat Transfer - A Literature Survey", National Heat Transfer Conference - ASME, 1987
15. Hrycak, P., "Heat Transfer from a Row of Impinging Jets to Concave Cylindrical Surfaces", Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 24, 1981
16. Beltaos, S., "Oblique Impingement of Plane Turbulent Jets", Journal of the Hydraulics Division, 1976
17. Stevens, J., Webb, B., W., "The Effect of Inclination on Local Heat Transfer under an Axisymmetric Free Liquid Jet", Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.34, 1991
18. Sparrow, E. M., Lovell, B. J., "Heat Transfer Characteristics of an Obliquely Impinging Circular Jet", Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 102, 1980
19. Stevens, J., Webb, B. W., "Measurements of the Free Surface Flow Structure Under an Impinging , Free Liquid Jet", ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference, 1991
20. Liu, X., Lienhard V, J. H., Lombara, J. S., "Convective Heat Transfer by Impingement of Circular Liquid Jets", Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 113, 1991
21. Stevens, J., Webb, B. W., "Local Heat Transfer Coefficients Under an Axisymmetric, Single Phase Liquid Jet", Journal of Heat and Mass Transfer, 1991
22. Camargo F<sup>o</sup>, R. C., Leites, J. M. M., "Articulated Piston Cooling Optimization", SAE, 1993
23. Zottin, W., "Dinâmica de Anéis", dissertação de mestrado, Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, 1993

## APÊNDICE

```
program HGAL;
```

```
(* Este programa calcula o coeficiente de película "h" *)
(* no interior de uma galeria fechada de refrigeração *)
(* de pistão de motor de combustão interna. *)
(* Três métodos foram utilizados para a obtenção do *)
(* coeficiente: o método PROPOSTO, o método *)
(* de EVANS e o método de BUSH. *)
(* Três resultados são gerados. *)
```

```
uses WinCRT;
type vetor=array [0..450] of real;
```

```
var
```

```
  hvetor: vetor;
  i,n : integer;
```

```

jato_pino,
pino_gal,
curso,
eficiencia,
vazao_j,
gal_perim,
raio_vbq,
bico_dist,
biela,
jato_dia,
raio_Nu,
Tjato,
visco_cin_j,
Kj,
Vj,
g,
raio_gal,
gal_vazao,
raio_gal_cent,
Ttopo,
visco_din_t,
visco_cin_mt,
Kb_mt,
rpm,
jatos_cons,
Tfundo,
Chupp_dia,
Kb_mb,
visco_cin_mb,
visco_din_b,
dteta_g,
erro,
K,
B1,B2,
haltura,
teta_rad,teta_g,dteta_rad,
rps,
Vmedia,
dens,Cp,
jato_espaco,
teta_Vmax,
Yvmax,
W,
teta_d_d, teta_d_s,
h2,
valor,
X,
dens_j,
```

```

calor_esp_j,
visco_din_j,
Re,
Pr,
Nu,
h1,
Vp,
alfa_g,
alfa_rad,
Vmax,
teta1,
teta2,
Vtetad,
Ytetad,
teta3,
teta4,
S,
dia_equiv,
T,
dens_mt,
calor_esp_mt,
visco_din_mt,
Vr,
Vc,
h21,h22,h23,h24,
dens_mb,
calor_esp_mb,
visco_din_mb,
visco_din,
somahtotal,
htotal          :real;

```

(\* variáveis usadas apenas no método EVANS \*)

```

h3,h4,
haberto,hclosed,hoverall,
d1,d2,
L,
teta5,
teta6,
teta7,
teta8          :real;

```

```

(*****
***** ROTINAS DO MODELO PROPOSTO *****
*****)

```

```

{ Function F_rps          }
{                          }
{ DATA: 23/05/92        }
{                          }
{ Esta funcao calcula o valor da rotacao por segundo }
{ Parametros:            }
{   Entrada: rpm : rotacao por minuto (rpm)   }
{   Saida:  rps : rotacao por segundo (rps)   }

```

```
function F_rps(rpm:real):real;
```

```
begin
  F_rps:=rpm/60;
end;
```

```
(*****)
```

```

{ Function tetaVmax      }
{                          }
{ DATA: 23/05/92      }
{                          }

```

```

{ Esta funcao calcula o valor do angulo onde ocorre a maxima }
{ velocidade do pistao. }
{ Parametros: }
{ Entrada: L : comprimento da biela (metros) }
{ r : raio do virabrequim (metros) }
{ Saída: tetaVmax:angulo da velocidade maxima do }
{ pistao (radianos) }
{ Parametros Internos : }
{ n : relacao biela/manivela }
{ num:valor do cosseno do angulo tetaVmax }

```

```
function tetaVmax(L,r:real):real;
```

```
var
```

```
  n,num :real;
```

```
begin
```

```
  n:= L/r;
```

```
  num:=(sqrt((sqr(n)/16)+0.5)-(n/4));
```

```
  tetaVmax:=(pi/2)-arctan(num/sqrt(1-(sqr(num))));
```

```
end;
```

```
(*****)
```

```

{ Function posicao }
{ }
{ DATA: 23/05/92 }
{ }
{ Esta funcao calcula a posicao do pistao com relacao }
{ ao TDC ( Top Dead Center ) }
{ Parametros: }
{ Entrada: L: comprimento da biela (metros) }
{ r: raio do virabrequim (metros) }
{ teta: angulo do virabrequim onde se }
{ deseja calcular a posicao do }
{ pistao com relacao ao TDC }
{ Saída: posicao: posicao do pistao (metros) }
{ Parametros Internos : n : relacao biela/manivela }

```

```
function posicao(L,r,teta:real):real;
```

```
var n:real;
```

```
begin
```

```
  n:=L/r;
```

```
  posicao:=r*(1+n*cos(teta)-sqrt(sqr(n)-sqr(sin(teta))));
```

```
end;
```

```
(*****)
```

```

{ Function F_W }
{ }
{ DATA: 23/05/92 }
{ }
{ Esta funcao calcula o valor da velocidade angular }
{ Parametros: }
{ Entrada: rpm: rotacao por minuto (rpm) }
{ Saída: F_W: velocidade angular (rad/s) }

```

```
function F_W(rpm:real):real;
```

```
begin
```

```
  F_W:=2*pi*rpm/60;
```

```
end;
```

```
(*****)
```



```

{ Function VELOCIDADE }
{ DATA: 26/05/92 }
{ Esta funcao calcula a velocidade do pistao referente ao }
{ TDC ("Top Dead Center") }
{ Parametros }
{ Entrada: n: rotacao por segundo (rps) }
{ L: comprimento da biela (metros) }
{ r: raio do virabrequim (metros) }
{ teta: angulo do virabrequim (rad) }
{ Saida: velocidade: velocidade do pistao (m/s) }

```

```
function VELOCIDADE (n,L,r,teta:real):real;
```

```
begin
  velocidade:=2*pi*n*r*(sin(teta)+((r/2/L)*sin(2*teta)));
end;
```

```
(*****)
```

```

{ Function alfa }
{ DATA: 14/10/95 }
{ Esta funcao calcula o angulo alfa (angulo de contato do oleo }
{ com a parede da galeria durante a conveccao) pelo metodo da }
{ dicotomia ou da bisseccao. }
{ Parametros: }
{ Entrada: vazao: vazao de oleo pela galeria [m3/s] }
{ r: raio da galeria [m] }
{ g: aceleracao da gravidade [m/s*s] }
{ erro: erro maximo de aproximacao }
{ Vj: velocidade do jato de oleo que sai pelo }
{ "cooler jet" [m/s] }
{ Vp: velocidade do pistao [m/s] }
{ Saida: alfa: angulo calculado [graus] }
{ Internos: inicio: angulo do inicio do intervalo que }
{ contem a raiz [graus] }
{ fim: angulo do fim do intervalo que contem }
{ a raiz [graus] }
{ condicao: condicao utilizada para dividir o }
{ intervalo }
{ valor: meio do intervalo onde e calculada a funcao }
{ f: funcao calculada em "valor" (meio do intervalo) }
{ fi: funcao calculada em "inicio" }

```

```
function alfa(vazao,r,Vj,Vp,erro:real):real;
var inia,fima,conda,cala,fa,fia:real;
```

```
begin
  inia:=0;
  fima:=pi;

  repeat
    cala:=(inia+fima)/2;

    fa:=cala-sin(cala)-vazao*eficiencia*2/(100*sqr(r)*(Vj+Vp));
    fia:=inia-sin(inia)-vazao*eficiencia*2/(100*sqr(r)*(Vj+Vp));

    conda:=fa*fia;
    if conda<0 then fima:=cala
    else inia:=cala;
  until abs((inia-fima)/2) < erro;
  alfa:=cala*180/pi;
end;
```

(.....)

```

{ Function amort
  }
{ DATA: 14/10/95
  }
{ Esta funcao calcula a aceleracao de amortecimento devido
{ a aderencia do oleo na parede da galeria durante a descida
{ ou a subida do pistao
  }
{ Parametros:
  }
  Entrada: a: angulo do descolamento [graus]
  }
  b: raio da galeria circularizada [m]
  }
  D: raio da linha de centro da galeria com
  }
  o eixo de simetria do pistao [m]
  }
  c: raio do canal de entrada da galeria [m]
  }
  g: aceleracao da gravidade [m/s*s]
  }
  vaz: vazao de oleo na galeria [m3/s]
  }
  Saida: amort: aceleracao de amortecimento [m/s*s]
  }

```

```

function amort(a,b,D,c,g,vaz:real):real;
var u,v,gama:real;
begin
  v:=VELOCIDADE(rps,biela,raio_vbq,a);

  if (a<=pi)
  then gama:=alfa(vaz,b,Vj,v,erro)
  else gama:=alfa(vaz,b,Vj,0,erro);
  amort:=gama*pi*b*(pi*D-2*c)*abs(v)*g/(90*vaz);
end;

```

(.....)

```

{ Procedure tetad
  }
{ DATA: 14/10/95
  }
{ Este procedimento calcula o angulo do inicio do
{ descolamento do oleo da parede inferior durante a subida do
{ pistao pelo metodo da dicotomia ou da bissecao
  }
{ Parametros:
  }
  Entrada: n: rotacao do virabrequim [rps]
  }
  r: raio do virabrequim [m]
  }
  L: comprimento da biela [m]
  }
  g: aceleracao da gravidade [m/s*s]
  }
  erro: erro admitido na aproximacao
  }
  Saida: tetad: angulo desejado [rad]
  }

```

```

procedure tetad(n,r,L,g,erro:real);
var inicio,fim,condicao,valor,am,bm,f,fi:real;
begin
  inicio:=60*pi/180;
  fim:=180*pi/180;
  repeat
    valor:=(inicio+fim)/2;
    am:=amort(valor,raio_gal,raio_gal_centra,raio_Nu,g,gal_vazao);
    f:=4*sqr((pi*n))*r*(cos(valor)+((r/L)*cos(2*valor)))-g+am;
    am:=amort(inicio,raio_gal,raio_gal_centra,raio_Nu,g,gal_vazao);
    fi:=4*sqr((pi*n))*r*(cos(inicio)+((r/L)*cos(2*inicio)))-g+am;
    condicao:=f*fi;
    if condicao<0 then fim:=valor
    else inicio:=valor;
  until abs((inicio-fim)/2) < erro;
  teta_d_d:=valor;

  inicio:=280*pi/180;
  fim:=360*pi/180;
  repeat
    valor:=(inicio+fim)/2;

```

```

bm:=amort(valor,raio_gal,raio_gal_cent,raio_Nu,g,gal_vazao);
f:=4*sqr((pi*n))*r*(cos(valor)+((r/L)*cos(2*valor)))-g-bm;
bm:=amort(inicio,raio_gal,raio_gal_cent,raio_Nu,g,gal_vazao);
fi:=4*sqr((pi*n))*r*(cos(inicio)+((r/L)*cos(2*inico)))-g-bm;
condicao:=f*fi;
if condicao<0 then fim:=valor
else inicio:=valor;
until abs((inicio-fim)/2) <erro;
teta_d_s:=valor;

```

```
end;
```

```

(.....)
{ Procedure B1B2 }
{ DATA: 23/05/92 }
{ Este procedimento calcula as fracoes do perimetro da }
{ galeria onde ocorre a troca de calor na galeria aberta }
{ ("impingiment" do jato do "cooler jet" ) e a troca de }
{ calor na galeria fechada }
{ Parametros: }
{ Entrada: R :raio da linha de centro da galeria com }
{ o eixo de simetria do pistao (metros) }
{ L :raio do canal de entrada da galeria (metros) }
{ Saída: B1:fracao do perimetro com galeria aberta (adim)}
{ B2:fracao do perimetro com galeria fechada (adim)}

```

```
procedure B1B2 (R,L:real);
```

```

begin
  B1:=L/(pi*R);
  B2:=1-(2*B1);
end;
```

```

(.....)
{ Function graus_rad }
{ DATA: 23/05/92 }
{ Esta funcao converte um angulo em graus para um angulo }
{ em radianos }
{ Parametros }
{ Entrada: teta: angulo a ser convertido (graus) }
{ Saída: graus_rad: angulo em radianos (rad) }

```

```
function graus_rad (teta:real):real;
```

```

begin
  graus_rad:=teta*pi/180;
end;
```

```

(.....)
{ Function PrReh }
{ DATA: 23/05/92 }
{ Esta funcao pode ser utilizada em tres casos distintos: }
{ 1) para o calculo do numero de PRANDTL }
{ Parametros }
{ Entrada a: Cp (calor especifico do oleo) }
{ b: mi (viscosidade dinamica do oleo) }
{ c: K (condutibilidade termica do oleo) }

```

```

{ Saida PrReh: }
{ 2) para o calculo do numero de REYNOLDS }
{ Parametros }
{ Entrada a: velocidade (m/s) }
{ b: dimensao caracteristica (m) }
{ c: viscosidade cinematica (m*m/s) }
{ Saida PrReh: }
{ 3) para o calculo do numero de 'h' (coef. pelicula) }
{ Parametros }
{ Entrada a: Nu (numero de Nusselt) }
{ b: K (condutibilidade termica do oleo) }
{ c: diametro caracteristico }
{ Saida PrReh: }

```

```
function PrReh (a,b,c:real):real;
```

```
begin
  PrReh:=abs(a*b/c);
end;
```

```
(.....)
```

```

{ Function F_h }
{ }
{ DATA: 26/05/92 }
{ }
{ Esta funcao calcula a distancia entre o teto da galeria }
{ e o nivel do oleo dentro da galeria }
{ Parametros }
{ Entrada: r: raio interno da galeria (metros) }
{ alfa: angulo em que o oleo esta em contato }
{ com a superficie da galeria }
{ Saida: F_h: distancia entre o teto da galeria e o }
{ oleo (metros) }

```

```
function F_h (r,alfa:real):real;
```

```
begin
  F_h:=r*(1+cos((alfa/2)));
end;
```

```
(.....)
```

```

{ Function ELEVADO }
{ }
{ DATA: 26/05/92 }
{ }
{ Esta funcao calcula um numero real (base) elevado a uma }
{ potencia real(expoente) }
{ Parametros: }
{ Entrada: expoente: potencia a qual se deseja elevar }
{ o numero }
{ base: numero que sera elevado a alguma potencia }
{ Saida: elevado: o resultado de um numero elevado a }
{ alguma potencia }

```

```
function ELEVADO (expoente,base:real):real;
```

```
begin
  ELEVADO:=exp(expoente*ln(base));
end;
```

```
(.....)
```

```

{ Function F_X }
{ }
{ DATA: 26/05/92 }
{ }
{ Esta funcao calcula a distancia do teto da galeria a }

```



(.....)

```
{ Function F_S }
{ }
{ DATA: 19/06/92 }
{ }
{ Esta funcao calcula a area da secao transversal do leito }
{ de oleo, quando este sofre conveccao na galeria. }
{ Parametros: }
{ Entrada: Vp: Velocidade do pistao }
{ Vj: velocidade do oleo na saida do "cooler jet" }
{ Vazao: vazao de oleo que passa pelo interior }
{ da galeria. }
{ Saída: F_S: area desejada. }
```

```
function F_S(Vj,Vp,vazao:real):real;
```

```
begin
  F_S:=vazao/(2*(Vj+Vp));
end;
```

(.....)

```
{ Function dia_equivalente }
{ }
{ DATA: 19/06/92 }
{ }
{ Esta funcao calcula o valor do diametro equivalente }
{ da galeria totalmente cheia de oleo }
{ Parametros: }
{ Entrada: S: area da secao transversal do leito }
{ de oleo na galeria }
{ r: raio da galeria }
{ alfaf: angulo em graus da superficie }
{ molhada da galeria }
{ Saída: dia_equivalente: diametro desejado }
```

```
function dia_equivalente(S,r,alfag:real):real;
```

```
begin
  dia_equivalente:=2*S*360/(pi*r*alfag);
end;
```

(.....)

```
{ Function Velmedia }
{ }
{ DATA: 09/06/92 }
{ }
{ Esta funcao calcula a velocidade media do pistao entre }
{ duas posicoes angulares do virabrequim. E utilizado }
{ a media aritmetica para o calculo, pois a diferenca }
{ entre os angulos e pequena. Esta diferenca e dada pelo }
{ incremento angular em radianos. }
{ Parametros }
{ Entrada: nenhum }
{ Saída: Velmedia: velocidade media calculada }
{ Internos: V1: velocidade calculada para o primeiro }
{ angulo }
{ V2: velocidade calculada para o segundo }
{ angulo (primeiro+incremento) }
```

```
function Velmedia:real;
var V1,V2:real;
```

```
begin
```

```

V1:=VELOCIDADE(rps,biela,raio_vbq,teta_rad);
V2:=VELOCIDADE(rps,biela,raio_vbq,(teta_rad+dteta_rad));
Vmedia:=(V1+V2)/2;
end;

```

```

(*****

```

```

{ Function Vrelativa          }
{                               }
{ DATA: 09/06/92             }
{                               }
{ Esta funcao calcula a velocidade relativa entre o pistao }
{ e o jato de oleo do "cooler jet" }
{ Parametros:                 }
{   Entrada:Vj: velocidade do jato do "cooler jet" }
{   Saida: Vrelativa: velocidade relativa calculada }
{   Internos: Vm: velocidade media do pistao }

```

```

function Vrelativa(Vj:real):real;

```

```

begin
  Vrelativa:=Vj+Vmedia;
end;

```

```

(*****

```

```

{ Function Nuclosed_conv      }
{                               }
{ DATA: 07/06/92             }
{                               }
{ Esta funcao calcula o numero de Nusselt para a parte }
{ fechada da galeria, sob acao de conveccao }
{ Parametros                  }
{   Entrada: Re: numero de Reynolds para a }
{             regioa onde o oleo atinge a }
{             galeria }
{   Pr: numero de Prandtl do oleo }
{   viscob: viscosidade dinamica do oleo }
{           na temperatura do escoamento }
{   viscot: viscosidade dinamica do oleo }
{           na temperatura da parede }
{   Saida: Nuclosed_conv: numero de Nusselt obtido }
{           a partir da equacao de }
{           Sieder & Tate }

```

```

function Nuclosed_conv(Re,Pr,viscob,viscot:real):real;

```

```

begin
  Nuclosed_conv:=0.027*ELEVADO(0.8,Re)*ELEVADO(0.33,Pr)
    *ELEVADO(0.14,(viscob /viscot));
end;

```

```

(*****

```

```

{ Function Velcolisao        }
{                               }
{ DATA: 19/06/92           }
{                               }
{ Esta funcao calcula a velocidade de colisao, ou seja }
{ a velocidade relativa ao pistao, do oleo no interior }
{ da galeria fechada. }
{ Parametros:                 }
{   Entrada: V1: velocidade calculada para o primeiro }
{             angulo }
{   V2: velocidade calculada para o segundo }
{             angulo }
{   teta2: velocidade do pistao }
{   Saida: Velcolisao: velocidade colisao calculada }

```





```

{ Este procedimento calcula, por intermedio de equacoes
{ as propriedades do oleo. As propriedades calculadas
{ sao:
{ -densidade do oleo
{ -calor especifico do oleo
{ Parametros:
{ Entrada: T: temperatura na qual se deseja obter as propriedades
{ Saida: dens: densidade do oleo
{ cp: calor especifico do oleo

```

```

procedure propriedades(T:real);
begin
  dens:=840.01-(T-100)*0.55; (*definir dens,cp no prog.princ*)
  cp:=2219+(T-100)*4.4;
end;

```

```

(.....)

```

```

{ Function teta_1
{ DATA: 20/06/92
{ Esta funcao calcula o angulo teta1 (inicio do borrifamento
{ no fundo da galeria fechada) pelo metodo da dicotomia ou
{ da bisseccao.
{ Parametros:
{ Entrada: n: rotacao do virabrequim [rot/s]
{ r: raio do virabrequim [m]
{ L: comprimento da biela [m]
{ g: aceleracao da gravidade [m/s*s]
{ erro: erro maximo de aproximacao
{ Ytmax: posicao do pistao para o angulo onde
{ esta com velocidade maxima [m]
{ Vtmax: velocidade do pistao para o angulo onde
{ esta com velocidade maxima [m/s]
{ tmax: angulo do pistao onde este esta com
{ velocidade maxima [rad]
{ h: altura entre o chao da galeria e o oleo em
{ conveccao pelo teto [m]
{ Saida: teta_1: angulo calculado [rad]
{ Internos: inicio: angulo do inicio do intervalo que
{ contem a raiz [rad]
{ fim: angulo do fim do intervalo que contem
{ a raiz [rad]
{ condicao: condicao utilizada para dividir o
{ intervalo
{ valor: meio do intervalo onde e calculada a funcao
{ f: funcao calculada em "valor" (meio do intervalo)
{ fi: funcao calculada em "inicio"
{ termo1,2,3: partes da funcao de teta1 (soma=funcao)

```

```

function teta_1(n,r,L,g,erro,Ytmax,Vtmax,tmax,h:real):real;
var inicio,fim,condicao,valor,f,fi,
    termo1,termo2,termo3 :real;
begin
  inicio:=50*pi/180;
  fim:=216*pi/180;
  repeat
    valor:=(inicio+fim)/2;
    termo1:=Ytmax+(Vtmax*(inicio-tmax)/(2*pi*n));
    termo2:=g*SQR(inicio-tmax)/(8*SQR(pi*n));
    termo3:=-r*(1+(L/r)-cos(inicio)-SQR(SQR(L/r)-SQR(sin(inicio))))-h;
    f:=termo1+termo2+termo3;

    termo1:=Ytmax+(Vtmax*(valor-tmax)/(2*pi*n));
    termo2:=g*SQR(valor-tmax)/(8*SQR(pi*n));
    termo3:=-r*(1+(L/r)-cos(valor)-SQR(SQR(L/r)-SQR(sin(valor))))-h;
    fi:=termo1+termo2+termo3;

    condicao:=f*fi;

```

```

if condicao<0 then fim:=valor
else inicio:=valor;
until abs((inicio-fim)/2) <erro;
teta_1:=valor;
end;

```

```

(*****)
{ Function teta_2 }
{ }
{ DATA: 20/06/92 }
{ Esta funcao calcula o angulo teta2 (final do borrifamento }
{ no fundo da galeria fechada) pelo metodo da dicotomia ou }
{ da bisseccao. }
{ Parametros: }
{ Entrada: n: rotacao do virabrequim [rot/s] }
{ r: raio do virabrequim [m] }
{ L: comprimento da biela [m] }
{ g: aceleracao da gravidade [m/s*s] }
{ erro: erro maximo de aproximacao }
{ h: altura entre o chao da galeria e o oleo em }
{ conveccao pelo topo [m] }
{ Saida: teta_2: angulo calculado [rad] }
{ Internos: inicio: angulo do inicio do intervalo que }
{ contem a raiz [rad] }
{ fim: angulo do fim do intervalo que contem }
{ a raiz [rad] }
{ condicao: condicao utilizada para dividir o }
{ intervalo }
{ valor: meio do intervalo onde e calculada a funcao }
{ f: funcao calculada em "valor" (meio do intervalo) }
{ fi: funcao calculada em "inicio" }
{ termo1,2,3: partes da funcao de teta2(soma=funcao) }

```

```

function teta_2(n,r,L,g,erro,h:real):real;
var inicio,fim,condicao,valor,f,fi,
    termo1,termo2,termo3 :real;
begin
inicio:=220*pi/180;
fim:=235*pi/180;
repeat
valor:=(inicio+fim)/2;
termo1:=2*r;
termo2:=g*SQR(inicio-pi)/(8*SQR(pi*n));
termo3:=-r*(1+(L/r)-cos(inicio)-SQRT(SQR(L/r)-SQR(sin(inicio))))-h;
f:=termo1+termo2+termo3;

termo1:=2*r;
termo2:=g*SQR(valor-pi)/(8*SQR(pi*n));
termo3:=-r*(1+(L/r)-cos(valor)-SQRT(SQR(L/r)-SQR(sin(valor))))-h;
fi:=termo1+termo2+termo3;

condicao:=f*fi;
if condicao<0 then fim:=valor
else inicio:=valor;
until abs((inicio-fim)/2) <erro;
teta_2:=valor;
end;

```

```

(*****)
{ Function teta_3 }
{ }
{ DATA: 20/06/92 }
{ }
{ Esta funcao calcula o angulo teta3 (inicio do borrifamento }
{ no topo da galeria fechada) pelo metodo da dicotomia ou }
{ da bisseccao. }
{ Parametros: }
{ Entrada: n: rotacao do virabrequim [rot/s] }
{ r: raio do virabrequim [m] }
{ L: comprimento da biela [m] }

```

```

g: aceleracao da gravidade [m/s*s]      }
erro: erro maximo de aproximacao        }
Ytd: posicao do pistao para o angulo onde }
      ocorre o descolamento do oleo na subida [m] }
Vtd: velocidade do pistao para o angulo onde }
      ocorre o descolamento do oleo [m/s] }
td: angulo do pistao onde ocorre o descolamento [rad] }
h: altura entre o topo da galeria e o oleo em }
   conveccao pelo chao [m] }
Saída: teta_3: angulo calculado [rad] }
Internos: inicio: angulo do inicio do intervalo que }
          contem a raiz [rad] }
          fim: angulo do fim do intervalo que contem }
              a raiz [rad] }
          condicao: condicao utilizada para dividir o }
                  intervalo }
          valor: meio do intervalo onde e calculada a funcao }
          f: funcao calculada em "valor" (meio do intervalo) }
          fi: funcao calculada em "inicio" }
          termo1,2,3: partes da funcao de teta3(soma=funcao)}

function teta_3(n,r,L,g,erro,Ytd,Vtd,td,h:real):real;
var inicio,fim,condicao,valor,f,fi,
    termo1,termo2,termo3 :real;
begin
  inicio:=270*pi/180;
  fim:=390*pi/180;
  repeat
    valor:=(inicio+fim)/2;
    termo1:=Ytd+((Vtd*(inicio-td))/(2*pi*n));
    termo2:=(g*SQR(inicio-td))/(8*SQR(pi*n));
    termo3:=-r*(1+(L/r)-cos(inicio)-SQR(SQR(L/r)-SQR(sin(inicio))))+h;
    fi:=termo1+termo2+termo3;

    termo1:=Ytd+((Vtd*(valor-td))/(2*pi*n));
    termo2:=(g*SQR(valor-td))/(8*SQR(pi*n));
    termo3:=-r*(1+(L/r)-cos(valor)-SQR(SQR(L/r)-SQR(sin(valor))))+h;
    f:=termo1+termo2+termo3;

    condicao:=f*fi;
    if condicao<0 then fim:=valor
      else inicio:=valor;
    until abs((inicio-fim)/2) <erro;
  teta_3:=valor;
end;
(*****)

```

```

{ Function teta_4 }
{ }
{ DATA: 20/06/92 }
{ }
{ Esta funcao calcula o angulo teta4 (final do borrifamento }
{ no fundo da galeria fechada) pelo metodo da dicotomia ou }
{ da bisseccao. }
{ Parametros: }
  Entrada: n: rotacao do virabrequim [rot/s] }
           r: raio do virabrequim [m] }
           L: comprimento da biela [m] }
           g: aceleracao da gravidade [m/s*s] }
           erro: erro maximo de aproximacao }
           h: altura entre o chao da galeria e o oleo em }
              conveccao pelo topo [m] }
Saída: teta_4: angulo calculado [rad] }
Internos: inicio: angulo do inicio do intervalo que }
          contem a raiz [rad] }
          fim: angulo do fim do intervalo que contem }
              a raiz [rad] }
          condicao: condicao utilizada para dividir o }
                  intervalo }
          valor: meio do intervalo onde e calculada a funcao }

```

```

{      f: funcao calculada em "valor" (meio do intervalo)
{      fi: funcao calculada em "inicio"      }
{      termo 2,3: partes da funcao de teta4(soma=funcao) }

function teta_4(n,r,L,g,erro,h:real):real;
var inicio, fim, condicao, valor, f, fi,
    termo2, termo3      :real;
begin
  inicio:=380*pi/180;
  fim:=500*pi/180;
  repeat
    valor:=(inicio+fim)/2;
    termo2:=g*SQR(inicio)/(8*SQR(pi*n));
    termo3:=-r*(1+(L/r)-cos(inicio)-SQR(SQR(L/r)-SQR(sin(inicio))))+h;
    f:=termo2+termo3;

    termo2:=g*SQR(valor)/(8*SQR(pi*n));
    termo3:=-r*(1+(L/r)-cos(valor)-SQR(SQR(L/r)-SQR(sin(valor))))+h;
    fi:=termo2+termo3;

    condicao:=f*fi;
    if condicao<0 then fim:=valor
    else inicio:=valor;
  until abs((inicio-fim)/2) <erro;
  teta_4:=valor;
end;

```

```

(*****
{***** ROTINAS DO MODELO EVANS *****}
(*****

```

```

{ FUNCTION EVANS_L      }
{      }
{ DATA: 21/07/92      }
{      }
{ Esta função calcula o comprimento sobre o qual o número de }
{ Nusselt durante o "impingement" na parte aberta da galeria }
{ Parâmetros:      }
{ Entrada: D: diâmetro da galeria [m]      }
{ Saída: EVANS_L : comprimento desejado      }

```

```

function EVANS_L(D:real):real;
begin
  EVANS_L:=(pi*d/4)+(d/2);
end;

```

```

(*****

```

```

{ PROCEDURE EVANS_TETAS      }
{      }
{ DATA: 21/07/92      }
{      }
{ Este procedimento calcula os ângulos [graus]:      }
{ teta1: início da convecção pelo topo da galeria      }
{ teta2: fim da convecção pelo topo da galeria      }
{ teta3: início do "impingement" no fundo da galeria      }
{ teta4: fim do "impingement" no fundo da galeria      }
{ teta5: início da convecção pelo fundo da galeria      }
{ teta6: fim da convecção pelo fundo da galeria      }
{ teta7: início do "impingement" no topo da galeria      }
{ teta8: fim do "impingement" no topo da galeria      }

```

```

procedure EVANS_TETAS(N:real);
var fator:real;
begin
  fator:=(N-500)/80;
  teta1:=30-fator;
  teta2:=120;
  teta3:=150;

```

```
teta4:=240-fator;
teta5:=teta4;
teta6:=300-fator;
teta7:=330-fator;
teta8:=teta1+360;
end;
```

```
(*****)
```

```
{ FUNCTION EVANS_Din          }
{                               }
{ DATA: 21/07/92             }
{                               }
{ Esta função calcula o diâmetro interno do tubo de óleo }
{ que se forma no interior da galeria.                   }
{ Parâmetros:                               }
{ Entrada: d1 : diâmetro da galeria [m]             }
{           N : rpm do virabrequim [rpm]             }
{ Saída: EVANS_Din : diâmetro desejado               }
```

```
function EVANS_Din(d1,N:real):real;
begin
  EVANS_Din:=d1*(1-(SQRT(500)/(6*SQRT(N))));
end;
```

```
(*****)
```

```
{ FUNCTION EVANS_ALFA        }
{                               }
{ DATA: 21/07/92            }
{                               }
{ Esta função calcula o ângulo alfa de contato do óleo }
{ no interior da galeria.   }
{ Parâmetros:                               }
{ Entrada:N : rpm do virabrequim [rpm]       }
{ Saída: EVANS_ALFA : ângulo desejado        }
```

```
function EVANS_ALFA(N:real):real;
begin
  EVANS_ALFA:=120-((N-500)/80);
end;
```

```
(*****)
```

```
{ FUNCTION EVANS_VMEDIA      }
{                               }
{ DATA: 21/07/92            }
{                               }
{ Esta função calcula a velocidade média do pistão }
{ Parâmetros:                               }
{ Entrada: ang1: ângulo inicial [graus]       }
{           ang2: ângulo final [graus]        }
{           w : velocidade angular do virabrequim [rad/s] }
{           r : raio do virabrequim [m]       }
{           L : comprimento da biela [m]      }
{ Saída: EVANS_VMEDIA : velocidade média desejada }
```

```
function EVANS_VMEDIA(ang1,ang2,w,r,L:real):real;
var parte1,parte2:real;
begin
  parte2:=cos(ang2)+(r/(4*L))*cos(2*ang2);
  parte1:=cos(ang1)+(r/(4*L))*cos(2*ang1);
  EVANS_VMEDIA:=(w*r)/(ang1-ang2)*(parte2-parte1);
end;
```

```

(*****
{ FUNCTION EVANS_DIAEQUIV          }
{                               }
{ DATA: 21/07/92                }
{                               }
{ Esta função calcula o diâmetro equivalente da galeria. }
{ Parâmetros:                    }
{ Entrada: d1: diâmetro da galeria [m] }
{          d2: diâmetro interno do tubo de óleo [m] }
{ Saída: EVANS_DIAEQUIV : diâmetro desejado }
}

```

```

function EVANS_DIAEQUIV(d1,d2:real):real;
begin
  EVANS_DIAEQUIV:=(SQR(d1)-SQR(d2))/d2;
end;

```

```

(*****
{ PROCEDURE EVANS_heff            }
{                               }
{ DATA: 21/07/92                }
{                               }
{ Este procedimento calcula os coeficientes "h" para cada }
{ regime levado em conta a fração da galeria que o óleo }
{ está em contato e a fração do ângulo do virabrequim em }
{ que ocorre o evento. No final soma-se todos os "h". }
{ h1: coeficiente de convecção pelo topo da galeria }
{ h2: coeficiente de convecção no impingement do }
{ fundo da galeria }
{ h3: coeficiente de convecção pelo fundo da galeria }
{ h4: coeficiente de convecção no impingement do }
{ topo da galeria }
{ hclosed: somatório de h1+h2+h3+h4 }
}

```

```

procedure EVANS_heff;
begin
  h1:=(h1*(teta2-teta1)/360*alfa_g/360);
  h2:=(h2*(teta4-teta3)/720;
  h3:=(h3*(teta6-teta5)*alfa_g)/(360*360);
  h4:=(h4*(teta8-teta7)/720;
  hclosed:=h1+h2+h3+h4;
end;

```

```

(*****
{ PROCEDURE EVANS_hoverall       }
{                               }
{ DATA: 21/07/92                }
{                               }
{ Este procedimento calcula o coeficientes "h" global para }
{ a galeria. }
{ Parâmetros: }
{ Entrada: hopen: coeficiente "h" para o trecho aberto da }
{ galeria. }
{ hclosed: coeficiente "h" para o trecho fechado }
{ da galeria. }
}

```

```

function EVANS_hoverall(hopen,hclosed:real):real;
begin
  EVANS_hoverall:=(hopen*(1/6))+(hclosed*(2/3));
end;

```

```

(*****
(***** PROGRAMA PRINCIPAL *****)
(*****

```

```
begin
```

```

jato_pino:=0.02;
pino_gal:=0.068;
curso:=0.165;
gal_perim:=0.041;
biela:=0.263;
jato_dia:=0.0023;
raio_Nu:=0.005;
Tjato:=88;
visco_cin_j:=23E-6;
Kj:=0.137;
Vazao_j:=6.3E-5;
g:=9.8;
eficiencia:=100;
raio_gal_centra:=0.049;
Ttopo:=103.1;
visco_din_t:=13.3E-3;
visco_cin_mt:=15.7E-6;
Kb_mt:=0.136;
rpm:=1000;
jatos_cons:=jato_dia;
jato_espaco:=jato_dia;
Tfundo:=97.2;
Chupp_dia:=2*raio_gal;
Kb_mb:=0.136;
visco_cin_mb:=18.1E-6;
visco_din_b:=15.4E-3;
dteta_g:=1;
erro:= 0.0001;

```

```
(*evans*)
```

```
(***** INÍCIO DO MODELO DISCRETIZADO *****)
```

```

raio_vbq:=curso/2;
raio_gal:=gal_perim/(2*pi);
Chupp_dia:=2*raio_gal;
gal_vazao:=vazao_j*eficiencia/100;
Vj:=vazao_j*4/(SQRT(jato_dia)*pi);
rps:=F_rps(rpm);
teta_Vmax:=tetaVmax(biela,raio_vbq);
Yvmax:=posicao(biela,raio_vbq,teta_Vmax);
Vmax:=velocidade(rps,biela,raio_vbq,teta_Vmax);

```

```

if Vj<Vmax
then writeln('Obs.: Vel. do jato é menor que Vel. máx. do pistão');

```

```

W:=F_w(rpm);
B1B2(raio_gal_centra,raio_Nu);
dteta_rad:=graus_rad(dteta_g);
teta_rad:=0*pi/180;
teta_g:=0;
i:=0;

```

```
repeat
```

```

h2:=0;
valor:=teta_rad+pi;
X:=f_X(jato_pino,pino_gal);
propriedades(Tjato);
dens_j:=dens;
calor_esp_j:=Cp;
visco_din_j:=visco_cin_j*dens_j;

```

```

Pr:=PrReh(calor_esp_j,visco_din_j,Kj);
Re:=PrReh(Vj,jato_dia,visco_cin_j);
Nu:=Nuaberta(jato_dia,raio_Nu,X,Re,Pr);
h1:=PrReh(Nu,Kj,jato_dia);
Vp:=velocidade(rps,biela,raio_vbq,teta_rad);

```

```

if (teta_rad<=pi)
  then alfa_g:=alfa(gal_vazao,raio_gal,Vj,Vp,erro)

```

```

  else alfa_g:=alfa(gal_vazao,raio_gal,Vj,0,erro);

```

```

alfa_rad:=graus_rad(alfa_g);
haltura:=F_h(raio_gal,alfa_rad);

```

```

tetad(rps,raio_vbq,biela,g,erro);
Vtetad:=velocidade(rps,biela,raio_vbq,teta_d_d);
Ytetad:=posicao(biela,raio_vbq,teta_d_d);
teta1:=teta_1(rps,raio_vbq,biela,g,erro,Ytetad,Vtetad,teta_d_d,haltura);
teta2:=teta_2(rps,raio_vbq,biela,g,erro,haltura);

```

```

Vtetad:=velocidade(rps,biela,raio_vbq,teta_d_s);
Ytetad:=posicao(biela,raio_vbq,teta_d_s);
teta3:=teta_3(rps,raio_vbq,biela,g,erro,Ytetad,Vtetad,teta_d_s,haltura);
teta4:=teta_4(rps,raio_vbq,biela,g,erro,haltura);
S:=f_S(Vj,Vp,gal_vazao);
dia_equiv:=dia_equivalente(S,raio_gal,alfa_g);

```

```

(***** CONVECCAO NO TOPO *****)

```

```

if (((teta4-2*pi) <= teta_rad) and (teta_rad < teta1))
  then

```

```

  begin

```

```

    T:=(Tjato+Ttopo)/2;
    propriedades(T);
    dens_mt:=dens;
    calor_esp_mt:=Cp;
    visco_din_mt:=visco_cin_mt*dens_mt;
    Pr:=PrReh(calor_esp_mt,visco_din_mt,Kb_mt);
    Vmedia:=Velmedia;
    Vr:=Vrelativa(Vj);
    Re:=PrReh(Vr,dia_equiv,visco_cin_mt);
    Nu:=Nuclosed_conv(Re,Pr,visco_din_mt,visco_din_t);
    h21:=PrReh(Nu,Kb_mt,dia_equiv);
    h2:=h2+h21;
    h2:=h2*alfa_g/360;

```

```

  end

```

```

  else

```

```

    if ((teta1<=teta_rad) and (teta_rad<teta2))

```

```

(***** IMPINGEMENT NO FUNDO *****)

```

```

  then

```

```

    begin

```

```

      T:=(Tjato+Ttopo)/2;
      propriedades(T);
      dens_mt:=dens;
      calor_esp_mt:=Cp;
      visco_din_mt:=visco_cin_mt*dens_mt;
      Pr:=PrReh(calor_esp_mt,visco_din_mt,Kb_mt);
      Vmedia:=Velmedia;
      Vr:=Vrelativa(Vj);
      Re:=PrReh(Vr,dia_equiv,visco_cin_mt);
      Nu:=Nuclosed_conv(Re,Pr,visco_din_mt,visco_din_t);
      h21:=PrReh(Nu,Kb_mt,dia_equiv);
      h2:=h2+h21;
      h2:=h2*alfa_g/360;

```

```

      Vc:=Velcolisao(Vmax,Vp);
      T:=(Tjato+Tfundo)/2;

```



```

propiedades(T);
dens_mb:=dens;
calor_esp_mb:=Cp;
visco_din_mb:=visco_cin_mb*dens_mb;
Pr:=PrReh(calor_esp_mb,visco_din_mb,Kb_mb);
Re:=PrReh(Vc,jato_dia,visco_cin_mb);
Nu:=Nuclosed_imp(jato_espaco,jatos_cons,Re,Pr,haltura,Chupp_dia);
h22:=PrReh(Nu,Kb_mb,jato_dia);
h2:=h2+(h22*alfa_g/360);
end
else
if ((teta2<=teta_rad) and (teta_rad<teta3))
(***** CONVECCAO NO FUNDO *****)
then
begin
T:=(Tjato+Tfundo)/2;
propiedades(T);
dens_mb:=dens;
calor_esp_mb:=Cp;
visco_din_mb:=visco_cin_mb*dens_mb;
Pr:=PrReh(calor_esp_mb,visco_din_mb,Kb_mb);
Vmedia:=Velmedia;
Vr:=Vrelativa(Vj);
Re:=PrReh(Vr,dia_equiv,visco_cin_mb);
Nu:=Nuclosed_conv(Re,Pr,visco_din_mb,visco_din_b);
h23:=PrReh(Nu,Kb_mb,dia_equiv);
h2:=h2+h23;
h2:=h2*alfa_g/360;
end
(***** IMPINGEMENT NO TOPO *****)
else
begin
T:=(Tjato+Tfundo)/2;
propiedades(T);
dens_mb:=dens;
calor_esp_mb:=Cp;
visco_din_mb:=visco_cin_mb*dens_mb;
Pr:=PrReh(calor_esp_mb,visco_din_mb,Kb_mb);
Vmedia:=Velmedia;
Vr:=Vrelativa(Vj);
Re:=PrReh(Vr,dia_equiv,visco_cin_mb);
Nu:=Nuclosed_conv(Re,Pr,visco_din_mb,visco_din_b);
h23:=PrReh(Nu,Kb_mb,dia_equiv);
h2:=h2+h23;
h2:=h2*alfa_g/360;

Vc:=Velcolisao(Vtetad,Vp);
T:=(Tjato+Ttopo)/2;
propiedades(T);
dens_mt:=dens;
calor_esp_mt:=Cp;
visco_din_mt:=visco_cin_mt*dens_mt;
Pr:=PrReh(calor_esp_mt,visco_din_mt,Kb_mt);
Re:=PrReh(Vc,jato_dia,visco_cin_mt);
Nu:=Nuclosed_imp(jato_espaco,jatos_cons,Re,Pr,haltura,Chupp_dia);
h24:=PrReh(Nu,Kb_mt,jato_dia);
h2:=h2+(h24*alfa_g/360);
end;

hvetor[i]:=hmedio(B1,B2,h1,h2);
writeln('hmedio de ',teta_g:3:0,' = ',hvetor[i]:7:2);
teta_rad:=teta_rad + dteta_rad;
teta_g:=teta_g + dteta_g;
i:=i+1;

until (teta_rad > (2*pi));

```

```

somahtotal:=0;
for n:=0 to l do
  somahtotal:=somahtotal + hvvetor[n];
htotal:=somahtotal/l;

```

```

hvvetor[400]:=htotal;
hvvetor[401]:=rpm;
hvvetor[402]:=0;

```

```

writeln ('h-ML = ',htotal:6:3);

```

```

(***** INÍCIO DO MODELO EVANS *****)

```

```

raio_vbq:=curso/2;
raio_gal:=gal_perim/(2*pi);

```

```

Vj:=vazao_j^4/(SQR(jato_dia)*pi);

```

```

(***** H ABERTO *****)

```

```

rps:=F_rps(rpm);
teta_Vmax:=tetaVmax(biela,raio_vbq);
W:=F_w(rpm);
Vmax:=velocidade(rps,biela,raio_vbq,teta_Vmax);
X:=2*raio_vbq;
d1:=gal_perim/pi;
L:=EVANS_L(d1);
propriedades(Tjato);
dens_j:=dens;
calor_esp_j:=Cp;
visco_din_j:=visco_cin_j*dens_j;
Pr:=PrReh(calor_esp_j,visco_din_j,Kj);
Re:=PrReh(Vj,jato_dia,visco_cin_j);
Nu:=Nuaberta(jato_dia,L,X,Re,Pr);
haberto:=PrReh(Nu,Kj,jato_dia);

```

```

(***** CONVECÇÃO TOPO *****)

```

```

Evans_tetas(rpm);
d2:=EVANS_din(d1,rpm);
alfa_g:=EVANS_ALFA(rpm);
Vmedia:=EVANS_VMEDIA((teta1*pi/180),(teta2*pi/180),w,raio_vbq,biela);
Vr:=Vrelativa(Vj);
dia_equiv:=EVANS_DIAEQUIV(d1,d2);
Re:=PrReh(Vr,dia_equiv,visco_cin_j);
(* PR é o mesmo *)
Nu:=Nuclosed_conv(Re,Pr,visco_din_j,visco_din_t);
h1:=PrReh(Nu,Kj,dia_equiv);

```

```

(***** IMPINGEMENT NO FUNDO *****)

```

```

Chupp_dia:=2*raio_gal;
jato_espaco:=d2;
jatos_cons:=d2;

```

```

Vc:=velocidade(rps,biela,raio_vbq,(teta3*pi/180))
-velocidade(rps,biela,raio_vbq,(teta4*pi/180));
Re:=PrReh(Vc,d2,visco_cin_j);
(* PR é o mesmo *)
Nu:=Nuclosed_imp(jato_espaco,jatos_cons,Re,Pr,d2,Chupp_dia);
h2:=PrReh(Nu,Kj,d2);

```

```

(***** CONVECÇÃO NO FUNDO *****)

```

```

Vmedia:=EVANS_VMEDIA((teta1*pi/180),(teta2*pi/180),w,raio_vbq,biela);
Vr:=Vrelativa(Vj);
Re:=PrReh(Vr,dia_equiv,visco_cin_j);
(* PR é o mesmo *)

```

```
Nu:=Nuclosed_conv(Re,Pr,visco_dln_j,visco_dln_b);  
h3:=PrReh(Nu,Kj,dia_equiv);
```

```
(*..... IMPINGEMENT NO TOPO .....*)
```

```
Vc:=velocidade(rps,biela,raio_vbq,(teta7*pi/180))  
-velocidade(rps,biela,raio_vbq,(teta8*pi/180));  
Re:=PrReh(Vc,d2,visco_cin_j);  
(* PR é o mesmo *)  
Nu:=Nuclosed_imp(jato_espaco,jatos_cons,Re,Pr,d2,Chupp_dia);  
h4:=PrReh(Nu,Kj,d2);
```

```
EVANS_heff;  
Hoverall:=EVANS_hoverall(haberto,hclosed);  
writeln('h-EVANS = ',hoverall:5:2);
```

```
end.
```