

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO**  
**EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**ESTUDO DO COMPORTAMENTO TÉRMICO**  
**DE TANQUES DE ARMAZENAMENTO DE ASFALTO**

**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA A**  
**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA**  
**PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE**  
**MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**CAMILO AUGUSTO SANTOS COSTA**

Florianópolis, 12 de Setembro de 2008

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**ESTUDO DO COMPORTAMENTO TÉRMICO  
DE TANQUES DE ARMAZENAMENTO DE ASFALTO**

**CAMILO AUGUSTO SANTOS COSTA**

**Esta dissertação foi julgada adequada para obtenção do título de**

**MESTRE EM ENGENHARIA**

**ESPECIALIDADE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**sendo aprovada em sua forma final.**

---

**Prof. Márcia B.H. Mantelli, PhD. – Orientadora**

---

**Prof. Eduardo Alberto Fancello, D.Sc. – Coordenador do Programa**

**BANCA EXAMINADORA**

---

**Prof. Antônio Carlos Ribeiro Nogueira, Dr. – Presidente**

---

**Prof. Júlio César Passos, PhD.**

---

**Prof. Jose Antônio Perrella Balestieri, Dr. – UNESP**

“Com efeito, para o homem enquanto homem,  
nada tem valor a menos que ele possa fazê-lo com paixão”

WEBER, M. Ciência e Política: Duas Vocações. (1993) São Paulo: Cultrix.

## Agradecimentos

Primeiramente gostaria de agradecer a Deus e a Nossa Senhora, pois sei que já dei e continuo dando muito trabalho a eles.

À minha Mãe e ao meu Pai, pela dedicação de uma vida toda a os seus filhos. Às minhas irmãs, Carol e Dani, pela paciência e carinho que tem comigo.

À professora Ph.D. Márcia Mantelli pela sua orientação e dedicação, que mesmo nos momentos difíceis não deixou de acreditar em mim. E ao professor Dr. Ricardo Alan que incentivou a fazer o mestrado em Florianópolis.

Gostaria de agradecer ao carinho e orações de meus avós: Avó Sininha<sup>1</sup>, Avó Nono<sup>1</sup>, Avô Gostinho e Avô Catulino<sup>1</sup>, que fizeram da minha infância o melhor lugar do mundo para me tornar o homem que sou hoje.

A todos os meus familiares, que mesmo não estando presentes então comigo em suas orações.

A todos os meus amigos: Rubens (Professor), Marcos (Jalita), José (Netinho), Marco (Negão), Marlon (Cabelo), Marcio (Cabeça), Kelly, Giulliana, Gilrene, Breno e Guilherme e a todos os outros amigos presentes em minhas lembranças.

Gostaria também de agradecer a todos os técnicos do laboratório que sempre me apoiaram neste trabalho, em especial ao Carlos (Sheik) que esteve envolvido diretamente com o projeto.

Aos amigos de turmas da graduação e pós-graduação, pelo apoio e estímulo no decorrer de cada semestre.

Ao CNPq – Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico, e à Petrobrás pelo apoio financeiro ao projeto.

---

<sup>1</sup> In Memoriam



# SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS .....	I
LISTA DE TABELAS .....	IV
SIMBOLOGIA.....	VI
RESUMO.....	IX
ABSTRACT .....	X
<b>CAPÍTULO 1 .....</b>	<b>1</b>
<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1 O SISTEMA DE AQUECIMENTO ATUAL .....	2
1.2 MOTIVAÇÃO .....	3
1.3 OBJETIVOS .....	7
1.4 ORGANIZAÇÃO DO TEXTO .....	8
<b>CAPÍTULO 2 .....</b>	<b>9</b>
<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>9</b>
2.1 PROPRIEDADES DO CAP .....	9
2.1.1 <i>Propriedades Químicas do CAP</i> .....	9
2.1.2 <i>Propriedades Mecânicas do CAP</i> .....	12
2.2 CONVECÇÃO NATURAL EM CAVIDADES COM FONTES DE CALOR CILÍNDRICAS HORIZONTAIS.....	12
2.3 COMPORTAMENTO TÉRMICO E FLUIDODINÂMICO DE FLUIDOS VISCOSOS .....	14
2.4 OBSERVAÇÕES FINAIS .....	15
<b>CAPÍTULO 3 .....</b>	<b>16</b>
<b>ESTUDO EXPERIMENTAL .....</b>	<b>16</b>
3.1 TANQUE EM ESCALA REDUZIDA.....	17
3.2 AQUECEDORES .....	19
3.2.1 <i>Resistência Térmica no Formato de Serpentina</i> .....	19
3.2.2 <i>Resistência Térmica do Tipo Feixe de Cartuchos Cilíndricos Horizontais</i> .....	20
3.3 INSTRUMENTAÇÃO DO APARATO EXPERIMENTAL .....	23
3.3.1 <i>Instrumentação do Aquecedor do tipo Serpentina</i> .....	23
3.3.2 <i>Instrumentação do Aquecedor do tipo Feixe de Cartuchos Cilíndricos Horizontais</i> .....	24

3.3.3	<i>Instrumentação para Medição das Temperaturas do Tanque</i> .....	25
3.3.4	<i>Instrumentação para Medição de Temperaturas do CAP</i> .....	28
3.3.5	<i>Tipo de Termopares Utilizados</i> .....	30
3.4	EQUIPAMENTOS EMPREGADOS NOS TESTES EXPERIMENTAIS .....	30
3.5	METODOLOGIA DE TESTES .....	32
3.5.1	<i>Controle da Potência Elétrica Aplicada</i> .....	32
3.5.2	<i>Posição das Varetas de Medição de Temperatura do CAP</i> .....	34
3.5.3	<i>Critério para Regime Permanente</i> .....	36
3.6	TRATAMENTO DOS DADOS DE TEMPERATURA .....	37
3.6.1	<i>Caso: Resistência Térmica no Formato de Serpentina</i> .....	37
3.6.2	<i>Caso: Resistência Térmica do tipo Feixe de Cartuchos Cilíndricos Horizontais</i> .....	38
3.7	MEDIDAS DAS POTÊNCIAS TÉRMICAS.....	38
3.8	COEFICIENTE MÉDIO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR EXTERNO.....	40
3.9	ANÁLISE DAS INCERTEZAS EXPERIMENTAIS.....	40
3.10	OBSERVAÇÕES FINAIS.....	42
<b>CAPÍTULO 4</b> .....		<b>43</b>
<b>MODELAGEM MATEMÁTICA E COMPUTACIONAL</b> .....		<b>43</b>
4.1	EQUAÇÕES MATEMÁTICAS .....	44
4.1.1	<i>Convecção Natural</i> .....	45
4.1.2	<i>Aproximação de Boussinesq</i> .....	46
4.1.3	<i>Efeito da Viscosidade Variável nas Trocas Térmicas</i> .....	46
4.1.4	<i>Convecção Conjugada com Condução</i> .....	49
4.1.5	<i>Coefficiente de Transferência de Calor</i> .....	49
4.2	MODELAGEM NUMÉRICA .....	50
4.2.1	<i>Domínio e Condições de Contorno do Tanque com Resistência Térmica no Formato de Serpentina</i> .....	52
4.2.2	<i>Domínio e Condições de Contorno do Tanque com Resistências Térmicas do Tipo Feixes de Cartuchos Cilíndricos Horizontais</i> .....	56
4.3	CASOS ESTUDADOS. ....	59
4.4	PARÂMETROS NUMÉRICOS UTILIZADOS NAS SIMULAÇÕES.....	60
4.4.1	<i>Propriedades Termofísicas do CAP</i> .....	60
4.4.2	<i>Erros Numéricos</i> .....	64
4.4.3	<i>Passo de Tempo (Time Step)</i> .....	64
4.4.4	<i>Discretização Numérica</i> .....	65
4.5	CRITÉRIOS PARA CONFECÇÃO DAS MALHAS NAS SOLUÇÕES NUMÉRICAS .....	65
4.6	PROCESSAMENTO PARALELO.....	70
4.7	OBSERVAÇÕES FINAIS. ....	70
<b>CAPÍTULO 5</b> .....		<b>71</b>

<b>RESULTADOS EXPERIMENTAIS E NUMÉRICOS .....</b>	<b>71</b>
5.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	71
5.1.1 Caso: Aquecedor no Formato de Serpentina.....	71
5.1.2 Caso: Aquecedor do Tipo Feixe de Cartuchos Cilíndricos .....	78
5.2 RESULTADOS NUMÉRICOS. ....	86
5.2.1 Caso: Resistência Térmica em forma de Serpentina.....	86
5.2.2 Caso: Resistência Térmica do tipo Feixe de Cartuchos Cilíndricos Horizontais .....	92
5.2.3 Parâmetros obtidos a partir de Resultados Numéricos.....	106
5.3 COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS NUMÉRICOS E EXPERIMENTAIS .....	109
5.3.1 Caso: Resistência Térmica no Formato de Serpentina. ....	110
5.3.2 Caso: Resistência Térmica do tipo Feixe de Cartuchos Cilíndricos Horizontais .....	116
5.4 OBSERVAÇÕES FINAIS .....	125
<b>CAPÍTULO 6 .....</b>	<b>126</b>
<b>CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES .....</b>	<b>126</b>
6.1 ESTUDO EXPERIMENTAL .....	126
6.2 ESTUDO NUMÉRICO.....	127
6.3 COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS EXPERIMENTAIS E NUMÉRICOS. ....	127
6.4 SUGESTÕES PARA OS TRABALHOS FUTUROS .....	129
<b>BIBLIOGRAFIA .....</b>	<b>130</b>
<b>INCERTEZAS EXPERIMENTAIS .....</b>	<b>133</b>
A.1 INCERTEZAS DAS POTÊNCIAS FORNECIDAS .....	133
A.2 INCERTEZA DA ÁREA DA PAREDE LATERAL DO TANQUE. ....	134
A.3 INCERTEZA DA DIFERENÇA DE TEMPERATURA DA PAREDE LATERAL E AMBIENTE.....	135
A.4 INCERTEZA DO COEFICIENTE MÉDIO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR EXTERNO. ....	135
A.5 INCERTEZA DO SISTEMA DE AQUISIÇÃO.....	136
A.6 INCERTEZAS PARA A RESISTÊNCIA EM FORMA DE SERPENTINA.....	136
A.7 INCERTEZAS PARA A RESISTÊNCIA CILÍNDRICA RETA. ....	142
A.8 INCERTEZAS DA MÉDIA DAS TEMPERATURAS PARA A RESISTÊNCIA EM FORMA DE SERPENTINA. ....	145
A.9 INCERTEZAS DA MÉDIA DA VARETA CENTRAL (VC) PARA A RESISTÊNCIA TÉRMICA CILÍNDRICA RETA. ....	148

## LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1: TANQUES DE ARMAZENAMENTO DE CAP COM DETALHES DE ENTRADA E SAÍDA DE VAPOR.....	2
FIGURA 2: DISPOSIÇÃO DAS SERPENTINAS DE AQUECIMENTO DO TANQUE F-207-A. ....	3
FIGURA 3: PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DE UM TERMOSSIFÃO EM CIRCUITO. ....	4
FIGURA 4: TERMOSSIFÕES DISPOSTOS EM UM FEIXE DE TUBOS PARALELOS. ....	4
FIGURA 5: ELEMENTOS DE CONSTRUÇÃO DO TANQUE. ....	18
FIGURA 6: DIMENSÕES E TERMOPARES INSTALADOS DA RESISTÊNCIA EM FORMA DE SERPENTINA. ....	20
FIGURA 7: RESISTÊNCIA NO FORMATO DE SERPENTINA. ....	20
FIGURA 8: POSICIONAMENTO DAS RESISTÊNCIAS CILÍNDRICAS RETAS. ....	21
FIGURA 9: FUNDO FALSO.....	22
FIGURA 10: ELEMENTOS DE FIXAÇÃO DAS RESISTÊNCIAS CILÍNDRICAS RETAS. ....	22
FIGURA 11: POSIÇÃO DO FUNDO FALSO. ....	23
FIGURA 12: MONTAGEM DO TERMOPAR DA RESISTÊNCIA.....	24
FIGURA 13: POSICIONAMENTO DOS TERMOPARES. ....	25
FIGURA 14: MONTAGEM DOS TERMOPARES SOBRE A RESISTÊNCIA. ....	25
FIGURA 15: POSIÇÃO DOS TERMOPARES NO FUNDO DO TANQUE. ....	26
FIGURA 16: POSIÇÃO DOS TERMOPARES PE, PIPE, PIESQ NA LATERAL DO TANQUE.....	27
FIGURA 17: POSIÇÃO DOS TERMOPARES PIDIR NA LATERAL DO TANQUE.....	27
FIGURA 18: TERMOPARES INSTALADOS NO TANQUE.....	28
FIGURA 19: VARETAS DE MEDIÇÃO DE TEMPERATURA. ....	29
FIGURA 20: TERMOPARES INSTALADOS NAS VARETAS.....	29
FIGURA 21: BANCADA EXPERIMENTAL PARA A RESISTÊNCIA DA SERPENTINA. ....	31
FIGURA 22: BANCADA EXPERIMENTAL PARA A RESISTÊNCIA CILÍNDRICA RETA.....	31
FIGURA 23: DIAGRAMA COM AS CONEXÕES ESQUEMÁTICAS DO TANQUE. ....	32
FIGURA 24: POSIÇÕES DAS VARETAS NO TANQUE PARA A RESISTÊNCIA DA SERPENTINA. ....	35
FIGURA 25: POSICIONAMENTO DAS VARETAS PARA A RESISTÊNCIA CILÍNDRICA RETA. ....	35
FIGURA 26: VARIAÇÃO DA TEMPERATURA AMBIENTE NO DECORRER DO EXPERIMENTO. ....	36
FIGURA 27: VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DOS TERMOPARES NO DECORRER DO EXPERIMENTO.....	37
FIGURA 28: PLANOS AUXILIARES PARA A COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS NUMÉRICO-EXPERIMENTAIS. ....	38
FIGURA 29: SISTEMA DE COORDENADAS ADOTADAS PARA O TANQUE.....	44
FIGURA 30: $\overline{Nu}_H$ EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA DA PAREDE VERTICAL.....	48
FIGURA 31: $\overline{Nu}_D$ EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA DA PAREDE DO CILINDRO HORIZONTAL.....	48
FIGURA 32: DESENHO ESQUEMÁTICO DO MODELO FÍSICO DO TANQUE DE ARMAZENAMENTO DE CAP. ....	51
FIGURA 33: SIMPLIFICAÇÃO PROPOSTA PARA O MODELO NUMÉRICO. ....	52
FIGURA 34: VISTA FRONTAL DOS DOMÍNIOS 2D E SUAS DIMENSÕES. ....	53
FIGURA 35: VISTA EM PERSPECTIVA E SUPERIOR DAS CONDIÇÕES DE CONTORNO. ....	53
FIGURA 36: SIMETRIA PROPOSTA PARA O MODELO. ....	56

FIGURA 37: DOMÍNIO E SUAS DIMENSÕES.....	58
FIGURA 38: CONDIÇÕES DE CONTORNO. ....	58
FIGURA 39: SEGUNDA ALTURA DA RESISTÊNCIA ESTUDA. ....	59
FIGURA 40: MASSA ESPECÍFICA DO CAP EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA.....	62
FIGURA 41: VISCOSIDADE DO CAP EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA. ....	63
FIGURA 42: TEMPERATURA EM FUNÇÃO DO NÚMERO DE VOLUMES DA MALHA.....	66
FIGURA 43: TEMPERATURA EM FUNÇÃO DO NÚMERO DE VOLUMES DA MALHA.....	67
FIGURA 44: CRESCIMENTO DA MALHA EM FUNÇÃO DO REFINO LOCAL.....	68
FIGURA 45: MALHA DA RESISTÊNCIA EM FORMA DE SERPENTINA.....	69
FIGURA 46: MALHA DA RESISTÊNCIA DE CARTUCHOS CILÍNDRICOS.....	69
FIGURA 47: TEMPERATURAS MEDIDAS E CURVA AJUSTADA AO LONGO DA ALTURA DA PAREDE LATERAL. ....	72
FIGURA 48: TEMPERATURAS MEDIDAS E CURVA AJUSTADA AO LONGO DA ALTURA DA PAREDE LATERAL. ....	73
FIGURA 49: TEMPERATURAS MEDIDAS E CURVA AJUSTADA AO LONGO DA ALTURA DA PAREDE LATERAL. ....	73
FIGURA 50: DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA NAS RESISTÊNCIAS DA SERPENTINA E NO TANQUE DE INOX....	75
FIGURA 51: DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA NO CAP OBTIDA PELAS VARETAS. ....	76
FIGURA 52: TEMPERATURAS MEDIDAS E CURVA AJUSTADA AO LONGO DA ALTURA DA PAREDE LATERAL. ....	79
FIGURA 53: TEMPERATURAS MEDIDAS E CURVA AJUSTADA AO LONGO DA ALTURA DA PAREDE LATERAL. ....	79
FIGURA 54: TEMPERATURAS MEDIDAS E CURVA AJUSTADA AO LONGO DA ALTURA DA PAREDE LATERAL. ....	80
FIGURA 55: TEMPERATURAS MEDIDAS E CURVA AJUSTADA AO LONGO DA ALTURA DA PAREDE LATERAL. ....	80
FIGURA 56: TEMPERATURAS MEDIDAS E CURVA AJUSTADA AO LONGO DA ALTURA DA PAREDE LATERAL. ....	81
FIGURA 57: TEMPERATURAS MEDIDAS E CURVA AJUSTADA AO LONGO DA ALTURA DA PAREDE LATERAL. ....	81
FIGURA 58: DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA NAS RESISTÊNCIAS CILÍNDRICAS RETAS E NO TANQUE DE INOX. .....	83
FIGURA 59: DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA NO CAP OBTIDA PELAS VARETAS. ....	84
FIGURA 60: FLUXO DE CALOR DE $7327,19 \text{ W/m}^2$ . ....	86
FIGURA 61: FLUXO DE CALOR DE $4578,62 \text{ W/m}^2$ . ....	87
FIGURA 62: FLUXO DE CALOR DE $2989,82 \text{ W/m}^2$ . ....	87
FIGURA 63: CAMPO DE VELOCIDADE PARA O FLUXO DE CALOR DE $7327,19 \text{ W/m}^2$ .....	89
FIGURA 64: CAMPO DE VELOCIDADES PARA FLUXO DE CALOR DE $4578,62 \text{ W/m}^2$ .....	90
FIGURA 65: CAMPO DE VELOCIDADE PARA O FLUXO DE CALOR DE $2989,82 \text{ W/m}^2$ .....	91
FIGURA 66: PLANOS AUXILIARES.....	92
FIGURA 67: DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA NO PLANO $yz$ PARA O FLUXO DE CALOR DE $26321,7 \text{ W/m}^2$ . ...	93
FIGURA 68: DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA NO PLANO $xy$ PARA O FLUXO DE CALOR DE $26321,7 \text{ W/m}^2$ . ...	93
FIGURA 69: DISTRIBUIÇÃO DE VISCOSIDADE PARA O PLANO $yz$ PARA O FLUXO DE CALOR DE $26321,7 \text{ W/m}^2$ . 94	
FIGURA 70: CAMPO DE VELOCIDADES PARA O PLANO $yz$ PARA O FLUXO DE CALOR DE $26321,7 \text{ W}$ .....	94
FIGURA 71: LINHAS DE CORRENTE PARA O FLUXO DE CALOR DE $26321,7 \text{ W/m}^2$ . ....	95
FIGURA 72: DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA NO PLANO $yz$ PARA O FLUXO DE $22404,8 \text{ W/m}^2$ .....	95
FIGURA 73: DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA NO PLANO $xy$ PARA O FLUXO DE $22404,8 \text{ W/m}^2$ .....	96
FIGURA 74: DISTRIBUIÇÃO DE VISCOSIDADE NO PLANO $yz$ PARA O FLUXO DE $22404,8 \text{ W/m}^2$ .....	96
FIGURA 75: CAMPO DE VELOCIDADES PARA O PLANO $yz$ PARA O FLUXO DE $22404,8 \text{ W/m}^2$ .....	97
FIGURA 76: LINHAS DE CORRENTE PARA O FLUXO DE $22404,8 \text{ W/m}^2$ .....	97

FIGURA 77: DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA NO PLANO $yz$ PARA O FLUXO DE $14586,1 \text{ W/m}^2$ .....	98
FIGURA 78: DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA NO PLANO $xy$ PARA O FLUXO DE $14586,1 \text{ W/m}^2$ .....	98
FIGURA 79: DISTRIBUIÇÃO DE VISCOSIDADE NO PLANO $yz$ PARA O FLUXO DE $14586,1 \text{ W/m}^2$ .....	99
FIGURA 80: CAMPO DE VELOCIDADES PARA O PLANO $yz$ PARA O FLUXO DE $14586,1 \text{ W/m}^2$ .....	99
FIGURA 81: LINHAS DE CORRENTE PARA O FLUXO DE $14586,1 \text{ W/m}^2$ .....	100
FIGURA 82: DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA NO PLANO $yz$ PARA O FLUXO DE CALOR DE $28184,5 \text{ W/m}^2$ .	100
FIGURA 83: DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA NO PLANO $xy$ PARA O FLUXO DE CALOR DE $28184,5 \text{ W/m}^2$ .	101
FIGURA 84: DISTRIBUIÇÃO DE VISCOSIDADE NO PLANO $yz$ PARA O FLUXO DE CALOR DE $28184,5 \text{ W/m}^2$ .....	101
FIGURA 85: CAMPO DE VELOCIDADES PARA O PLANO $yz$ PARA O FLUXO DE CALOR DE $28184,5 \text{ W/m}^2$ .....	102
FIGURA 86: LINHAS DE CORRENTE PARA O FLUXO DE CALOR DE $28184,5 \text{ W/m}^2$ .....	102
FIGURA 87: DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA NO PLANO $yz$ O FLUXO DE CALOR DE $14698,2 \text{ W/m}^2$ .....	103
FIGURA 88: DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA NO PLANO $xy$ O FLUXO DE CALOR DE $14698,2 \text{ W/m}^2$ .....	103
FIGURA 89: DISTRIBUIÇÃO DE VISCOSIDADE NO PLANO $yz$ O FLUXO DE CALOR DE $14698,2 \text{ W/m}^2$ .....	104
FIGURA 90: CAMPO DE VELOCIDADES PARA O PLANO $yz$ O FLUXO DE CALOR DE $14698,2 \text{ W/m}^2$ .....	104
FIGURA 91: LINHAS DE CORRENTE PARA O FLUXO DE CALOR DE $14698,2 \text{ W/m}^2$ .....	105
FIGURA 92: COMPARAÇÃO DOS COEFICIENTES MÉDIOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	108
FIGURA 93: COMPARAÇÃO DOS COEFICIENTES MÉDIOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	108
FIGURA 94: COMPARAÇÃO ENTRE AS TEMPERATURAS EXPERIMENTAIS E NUMÉRICAS PARA A POTÊNCIA DE 1850,88 W. ....	111
FIGURA 95: COMPARAÇÃO ENTRE AS TEMPERATURAS EXPERIMENTAIS E NUMÉRICAS PARA A POTÊNCIA DE 1156,58 W. ....	112
FIGURA 96: COMPARAÇÃO ENTRE AS TEMPERATURAS EXPERIMENTAIS E NUMÉRICAS PARA A POTÊNCIA DE 755,24 W. ....	113
FIGURA 97: PLANOS TRANSVERSAIS QUE SECCIONAM A PAREDE LATERAL DA SIMULAÇÃO NUMÉRICA.....	117
FIGURA 98: COMPARAÇÃO ENTRE AS TEMPERATURAS EXPERIMENTAIS E NUMÉRICAS PARA A POTÊNCIA DE 1368,9 W, PARA A RESISTÊNCIA POSICIONADA A 72 MM DO FUNDO FALSO. ....	118
FIGURA 99: COMPARAÇÃO ENTRE AS TEMPERATURAS EXPERIMENTAIS E NUMÉRICAS PARA A POTÊNCIA DE 1160,4 W, PARA A RESISTÊNCIA POSICIONADA A 72 MM DO FUNDO FALSO. ....	119
FIGURA 100: COMPARAÇÃO ENTRE AS TEMPERATURAS EXPERIMENTAIS E NUMÉRICAS PARA A POTÊNCIA DE 765,4 W, PARA A RESISTÊNCIA POSICIONADA A 72 MM DO FUNDO FALSO. ....	120
FIGURA 101: COMPARAÇÃO ENTRE AS TEMPERATURAS EXPERIMENTAIS E NUMÉRICAS PARA A POTÊNCIA DE 1465,8 W, PARA A RESISTÊNCIA POSICIONADA A 26 MM DO FUNDO FALSO. ....	121
FIGURA 102: COMPARAÇÃO ENTRE AS TEMPERATURAS EXPERIMENTAIS E NUMÉRICAS PARA A POTÊNCIA DE 765,0 W, PARA A RESISTÊNCIA POSICIONADA A 26 MM DO FUNDO FALSO. ....	122

## LISTA DE TABELAS

TABELA 3.1: RAZÃO ENTRE DIMENSÕES DO TANQUE REAL E EM ESCALA REDUZIDA. ....	17
TABELA 3.2: POTÊNCIAS UTILIZADAS PARA O AQUECEDOR EM FORMA DE SERPENTINA. ....	33
TABELA 3.3: POTÊNCIAS UTILIZADAS PARA O AQUECEDOR DE FEIXES DE RESISTÊNCIAS CILÍNDRICAS RETAS. ....	34
TABELA 4.1: FLUXOS DE CALOR, COEFICIENTES MÉDIOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR E TEMPERATURAS AMBIENTES UTILIZADAS NAS SIMULAÇÕES NUMÉRICAS PARA A RESISTÊNCIA EM FORMA DE SERPENTINA. ....	59
TABELA 4.2: FLUXOS DE CALOR, COEFICIENTES MÉDIOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR E TEMPERATURAS AMBIENTES UTILIZADAS NAS SIMULAÇÕES NUMÉRICAS PARA A RESISTÊNCIA DO TIPO FEIXE DE CARTUCHOS CILINDROS. ....	60
TABELA 4.3: MASSA ESPECÍFICA DO CAP EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA. ....	62
TABELA 4.4: VISCOSIDADE DO CAP EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA. ....	62
TABELA 5.1: TENSÕES, RESISTÊNCIAS E POTÊNCIAS MÉDIAS PARA CADA EXPERIMENTO. ....	72
TABELA 5.2: TEMPERATURAS MÉDIAS DA PAREDE LATERAL E TEMPERATURA MÉDIA AMBIENTE. ....	72
TABELA 5.3: TENSÕES, RESISTÊNCIAS E POTÊNCIAS MÉDIAS PARA CADA EXPERIMENTO. ....	78
TABELA 5.4: TEMPERATURAS MÉDIAS DA PAREDE LATERAL E TEMPERATURA MÉDIA AMBIENTE. ....	78
TABELA 5.5: RESULTADOS NUMÉRICOS. ....	107
TABELA 5.6: DIFERENÇAS PARA A RESISTÊNCIA, FUNDO DO TANQUE E PAREDE LATERAL. ....	114
TABELA 5.7: MÉDIA DAS DIFERENÇAS PARA A RESISTÊNCIA, FUNDO DO TANQUE A PAREDE LATERAL. ....	114
TABELA 5.8: DIFERENÇAS MÁXIMAS, MÍNIMAS E MÉDIAS PARA A RESISTÊNCIA, PAREDE LATERAL E CAP PARA A RESISTÊNCIA TÉRMICA DO TIPO FEIXE DE CARTUCHOS CILÍNDRICOS. ....	123
TABELA A.1: RESULTADOS PARA A POTÊNCIA DE 1850,87 W. ....	136
TABELA A.2: RESULTADOS PARA A POTÊNCIA DE 1850,87 W. ....	136
TABELA A.3: RESULTADOS PARA A POTÊNCIA DE 1156,58 W. ....	137
TABELA A.4: RESULTADOS PARA A POTÊNCIA DE 1156,58 W. ....	138
TABELA A.5: RESULTADOS PARA A POTÊNCIA DE 755,24 W. ....	139
TABELA A.6: RESULTADOS PARA A POTÊNCIA DE 755,24 W. ....	140
TABELA A.7: RESULTADOS PARA A POTÊNCIA DE 1368,95 W. ....	142
TABELA A.8: RESULTADOS PARA A POTÊNCIA DE 1160,4 W. ....	143
TABELA A.9: RESULTADOS PARA A POTÊNCIA DE 765,38 W. ....	143
TABELA A.10: RESULTADOS PARA A POTÊNCIA DE 765,38 W (TESTE DE REPETIBILIDADE). ....	144
TABELA A.11: RESULTADOS PARA A POTÊNCIA DE 1465,8 W. ....	144
TABELA A.12: RESULTADOS PARA A POTÊNCIA DE 765,0 W. ....	145
TABELA A.13: INCERTEZA DA TEMPERATURA PARA OS TERMOPARES DAS VARETAS. ....	145
TABELA A.14: INCERTEZA DA TEMPERATURA PARA OS TERMOPARES DA PAREDE LATERAL. ....	146
TABELA A.15: INCERTEZA DA TEMPERATURA PARA OS TERMOPARES DA PAREDE DO FUNDO DO TANQUE. ....	146
TABELA A.16: INCERTEZA DA TEMPERATURA PARA OS TERMOPARES DA RESISTÊNCIA. ....	146
TABELA A.17: INCERTEZA DA TEMPERATURA PARA OS TERMOPARES DAS VARETAS. ....	147
TABELA A.18: INCERTEZA DA TEMPERATURA PARA OS TERMOPARES DA PAREDE LATERAL. ....	147

TABELA A.19: INCERTEZA DA TEMPERATURA PARA OS TERMOPARES DA PAREDE DO FUNDO DO TANQUE. ....	147
TABELA A.20: INCERTEZA DA TEMPERATURA PARA OS TERMOPARES DA RESISTÊNCIA. ....	148
TABELA A.21: INCERTEZA DA TEMPERATURA PARA OS TERMOPARES DA PAREDE LATERAL. ....	148
TABELA A.22: INCERTEZA DA TEMPERATURA PARA OS TERMOPARES DA PAREDE DO FUNDO DO TANQUE. ....	148
TABELA A.23: INCERTEZA DA TEMPERATURA PARA OS TERMOPARES DA RESISTÊNCIA. ....	148
TABELA A.24: INCERTEZA DA TEMPERATURA PARA AS MÉDIAS DAS VARETAS CENTRAIS. ....	149



## SIMBOLOGIA

### Alfabeto Latino

$A_{pl}$	Área da parede lateral circular do tanque de CAP	(m <sup>2</sup> )
$A_{serp.num.}$	Área da parede interna da resistência	(mm <sup>2</sup> )
$c_p$	Calor específico do CAP	(J/kgK)
$D$	Diâmetro do cilindro	(m)
$D_{serp}$	Diâmetro da serpentina	(m)
$D_{mq}$	Diâmetro do tanque	(m)
$g$	Aceleração da gravidade	(m/s <sup>2</sup> )
$H$	Altura do tanque	(m)
$h$	Coeficiente de transferência de calor	(W/m <sup>2</sup> K)
$h_{ext}$	Coeficiente médio de transferência de calor externo a parede circular lateral do tanque	(W/m <sup>2</sup> K)
$I$	Corrente	(A)
$k_f$	Condutividade térmica do CAP	(W/mK)
$l_c$	Comprimento característico	(m)
$N$	Número de pontos utilizados	()
$Nu$	Número de Nusselt	()
$\overline{Nu}_D$	Nusselt médio para o diâmetro cilindro horizontal	()
$\overline{Nu}_H$	Nusselt médio para as altura da parede vertical	()
$P$	Pressão	(Pa)
$P_{cil.reta}$	Potência elétrica dissipada na resistência de cartuchos cilíndricos	(W)
$P_{elt}$	Potência elétrica	(W)
$Pr$	Número de Prandlt	()
$P_{serp}$	Potência elétrica dissipada na serpentina	(W)

$q$	Potência elétrica dissipada em forma de calor pelas resistências	(W)
$q''$	Fluxo de calor	(W/m <sup>2</sup> )
$q''_D$	Fluxo de calor pelo cilindro	(W/m <sup>2</sup> )
$q_{exp.}$	Potência utilizada nos experimentos	(W/m <sup>2</sup> )
$q''_H$	Fluxo de calor pela parede vertical	(W/m <sup>2</sup> )
$q''_{num.}$	Fluxo de calor prescrito na simulação numérica	(W/m <sup>2</sup> )
$R$	Resistência	( $\Omega$ )
$R$	Constante universal dos gases perfeitos	(J/molK)
$Ra$	Número de Rayleigh	()
$Ra_D$	Rayleigh para o diâmetro do cilindro horizontal	()
$Ra_H$	Rayleigh para a altura da parede vertical	()
$T$	Temperatura	(°C)
$T_0$	Temperatura na parede	(°C)
$T_{amb}$	Temperatura ambiente média	(°C)
$T_{amb.}$	Temperatura ambiente obtida experimentalmente	(°C)
$t_c$	Tempo característico	(s)
$T_{exp,i.}$	Temperatura obtida experimentalmente	(°C)
$T_\infty$	Temperatura longe da parede	(°C)
$T_{med}$	Temperatura média do CAP	(°C)
$T_{num,i.}$	Temperatura obtida através da simulação numérica	(°C)
$T_p$	Temperatura da parede	(°C)
$T_{pl}$	Temperatura média da parede lateral do tanque	(°C)
$T_{res}$	Temperatura média da superfície externa das resistências	(°C)
$T(y)$	Temperatura da parede lateral circular do tanque em função da altura	(m)

$u$	Componente vetorial da velocidade na direção $x$	(m/s)
$U_c$	Velocidade característica	(m/s)
$v$	Componente vetorial da velocidade na direção $y$	(m)
$w$	Componente vetorial da velocidade na direção $z$	(m)
$x, y, z$	Coordenadas cartesianas	(m)

### Alfabeto Grego

$\alpha$	Difusividade térmica	(m <sup>2</sup> /s)
$\beta$	Coefficiente de expansão volumétrica	(K <sup>-1</sup> )
$\mu$	Viscosidade dinâmica	(kg/ms)
$\nu$	Viscosidade cinemática	(m <sup>2</sup> /s)
$\rho$	Massa específica	(kg/m <sup>3</sup> )

### Siglas

AEB	Agência Espacial Brasileira
ANP	Agência Nacional do Petróleo
CAP	Cimento Asfáltico Processado
CAFOR	Casa de Força
CENPES	Centro de Aperfeiçoamento e Pesquisas de Petróleo
COPPE	Instituto Alberto Luiz Coimbra de Pós-Graduação e Pesquisa de Engenharia
FLASH	<i>Fast Laser Amplitude Surface Heat</i>
INMETRO	Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial
INOX	Aço Inoxidável
LTTC	Laboratório de Transmissão e Tecnologia do Calor
MBE	<i>Mean Bias Error</i>
PETROBRAS	Petróleo Brasileiro S/A
RMS	<i>Root Mean Square</i>
RMSE	<i>Root Mean Square Error</i>
UFRJ	Universidade Federal do Rio de Janeiro

## RESUMO

O estudo do comportamento térmico de fluidos com viscosidade variável em função da temperatura ainda é uma área da ciência térmica pouco estudada, apesar de sua vasta aplicação industrial (laticínios, indústria química de polímeros, indústria petrolífera, dentre outros.). O principal desafio deste estudo está em caracterizar o comportamento fluidodinâmico do Cimento Asfáltico Processado (CAP) em função da temperatura para diferentes sistemas de aquecimento ou resfriamento.

Em temperatura ambiente, o CAP comporta-se como um fluido viscoelástico. Em temperaturas elevadas, apresenta-se como um fluido Newtoniano, porém com viscosidade variável com a temperatura. Neste trabalho o CAP apresenta-se confinado em um tanque de aço inoxidável, aquecido por um conjunto de resistências elétricas instaladas próximas a base do tanque. Este tanque foi desenvolvido para o estudo experimental de um tanque de armazenamento de asfalto de refinarias da Petrobrás. O tanque e as resistências foram instrumentados com termopares para obtenção da distribuição de temperatura. Entretanto devido à dificuldade de instrumentação com anemômetros de fio quente, as velocidades do fluido em função da temperatura, geradas a partir da convecção natural do CAP, foram obtidas a partir de simulações numéricas. Próximo ao fundo do tanque, foram instaladas resistências elétricas responsáveis pelo aquecimento por convecção natural do CAP dentro do tanque para comparar o efeito da dissipação de calor para diferentes geometrias de aquecimento estudadas.

A validação da simulação numérica foi feita através da comparação da distribuição de temperaturas, obtidas a partir de resultados experimentais e numéricos, para diferentes potências aplicadas nos sistemas de aquecimento (resistências elétricas).

Um modelo numérico confiável representa uma grande ferramenta de projeto de sistemas de aquecimento de tanques de armazenamento de asfalto reais, que empregam a tecnologia de termossifões.

## ABSTRACT

The thermal behavior study of variable viscous fluid is still an unexplored area despite of its wide industrial application (milk, chemical and oil industry, dentre outros). The main objective of this study is to characterize the asphalt fluid dynamic behavior by temperature variation of the system.

Asphalt is a viscous elastic fluid at room temperature. At high temperatures behaves as a Newtonian fluid behavior, as the viscosity is strongly dependent on temperature levels. In this analysis study, the asphalt was inserted in a stainless steel reservoir and it was heated by means of electrical heaters, placed inside the tank, in the bottom region. This reservoir was constructed at laboratory, in reduced scale, to simulate a Petrobrás asphalt storage tank. The temperature variation was measured by means of thermocouples placed on the reservoir walls and on the heater. Due to the difficulty to install the hot-wire anemometer inside the asphalt, the fluid velocity variation in natural convection was obtained using a numeric solution. In the bottom of the reservoir it were installed two electrical heaters to simulate the heat dissipation of actual heating systems.

The numeric temperature results were compared with the results of the experimental investigation for different power levels, to validate the numeric simulations. The good comparison obtained showed that numerical simulation is a reliable tool for the design of heating systems for high viscous fluid tanks, such as those which employs thermosyphon and heat pipes technologies.

# CAPÍTULO 1

## INTRODUÇÃO

A LUBNOR, localizada na cidade de Fortaleza, no estado do Ceará, é uma das (poucas) refinarias de petróleo da PETROBRÁS cujo principal produto é o Cimento Asfáltico Processado, o CAP, que se constitui no produto mais denso e viscoso do petróleo. A principal aplicação do CAP é a pavimentação de rodovias, onde ele é adicionado a partículas de pedra para formar o concreto asfáltico. A função do CAP é servir de aglutinante das partículas de pedras. Em altas temperaturas, acima de 120 °C, o CAP apresenta boa fluidez que permite que ele seja manuseado através de bombas e tubulações. Em temperatura ambiente, o CAP se torna sólido, dando resistência mecânica necessária ao concreto asfáltico. Andrade (1989) e Read *et al.* (2003) apresenta uma descrição bastante detalhada do asfalto, sua história, propriedades e aplicações. A constituição e estrutura química, bem como as características reológicas do CAP de interesse para este trabalho são detalhadas na seção (2.1).

O CAP, ao sair da torre de destilação acima de 140 °C, é bombeado através de tubulações até os tanques de armazenamento. A tubulação do CAP é isolada externamente e é mantida aquecida na temperatura aproximada de 140 °C através de traços de vapor. Os tanques, em sua maioria, têm o formato cilíndrico com diâmetro e altura acima de 10 m, podendo variar de acordo com sua construção e estão isolados externamente com uma camada de 50 mm de silicato de cálcio. Para evitar a solidificação, ou seja, para evitar que o CAP atinja temperaturas baixas, suficientes para diminuir a sua fluidez a ponto de impedir a sua manuseabilidade, os tanques são aquecidos através de serpentinas que se localizam próximas ao fundo. Por dentro da serpentina passa vapor de água saturado na pressão de 1,11 MPa, o que equivale a uma temperatura de saturação de aproximadamente 180 °C. A Figura 1 apresenta uma fotografia dos tanques de armazenamento de CAP, detalhando as tubulações de entrada e saída de vapor para aquecimento. O vapor utilizado é gerado em uma central, a Casa de Força (CAFOR), localizada a uma distância considerável tanto do tanque quanto da central de abastecimento de caminhões.

O CAP é vendido diretamente a partir de um ponto de expedição dentro da planta. As empresas compradoras têm o CAP carregado em seus caminhões-tanque através de um sistema que consiste basicamente de duas bombas de pistão e um sistema de tubos. O CAP é bombeado dos tanques de armazenamento até os caminhões.



Figura 1: Tanques de armazenamento de CAP com detalhes de entrada e saída de vapor.

## 1.1 O Sistema de Aquecimento Atual

O atual sistema de aquecimento de asfalto consiste de um conjunto de serpentinas localizadas no fundo dos tanques. A Figura 2 apresenta a configuração implantada para o aquecimento do tanque F207A, que será o objeto do presente estudo. As serpentinas são basicamente formadas de um tubo de aço de uma polegada e meia (*schedule 80*) curvados conforme mostrado na Figura 2, dispostas em duas camadas paralelas e com uma inclinação aproximada de 10% com relação à horizontal. Cada camada é composta de 4 serpentinas, sendo que cada serpentina cobre aproximadamente um quarto da seção transversal do tanque cilíndrico.

O tanque tem 12,955 m de diâmetro e uma altura útil de 12,04 m de altura, sendo que o nível operacional máximo é de 11,136 m. As paredes são feitas de chapas de aço 204 com um quarto de polegada de espessura e são termicamente isoladas externamente com uma camada de 50 mm de silicato de cálcio. A temperatura medida na parte superior próxima as serpentinas destes tanques é de aproximadamente 140 °C dependendo das variações climáticas do dia. Entretanto, outros tanques não possuem este sistema duplo de serpentinas, apresentando temperaturas mais baixas.

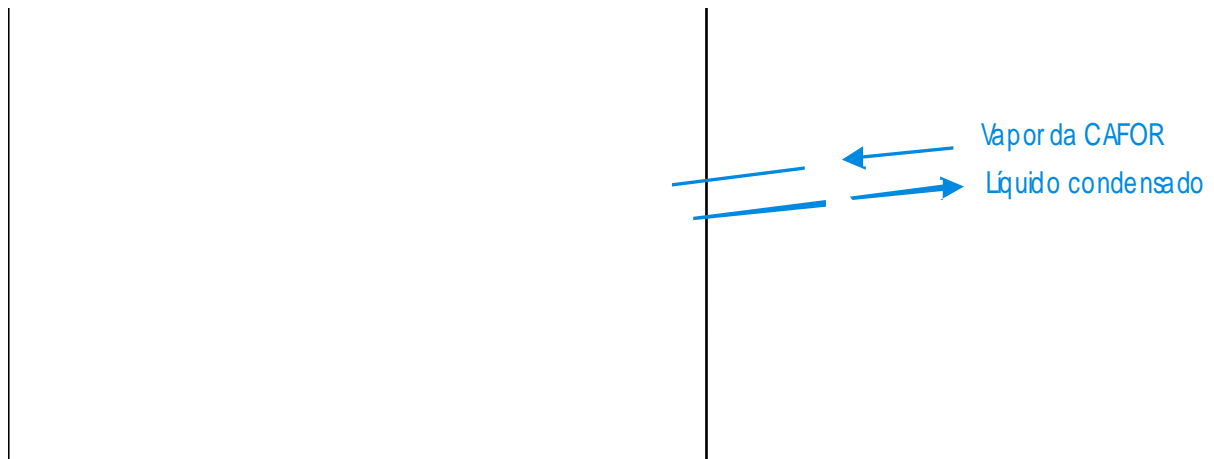


Figura 2: Disposição das serpentinas de aquecimento do tanque F-207-A.

Segundo contrato firmado entre a LUBNOR e seus clientes, regulamentado pela Agência Nacional do Petróleo (ANP), a LUBNOR deve entregar o CAP a uma temperatura de 142 °C, o que não vem ocorrendo. Assim, dois problemas de grande importância da refinaria são o aquecimento dos tanques de armazenamento de CAP, mais particularmente o alto consumo de vapor, um insumo precioso na planta da LUBNOR, e a baixa potência das serpentinas de aquecimento dos tanques. Além disto, o sistema de aquecimento atual apresenta outros problemas, tais como: controle inadequado da temperatura média do CAP durante a sua entrega; má conservação ou inadequação dos isolantes utilizados ao longo das linhas de transmissão de vapor; vazamentos de vapor na linha de transmissão; má distribuição das unidades de armazenamento de CAP na planta da refinaria, exigindo grandes comprimentos de tubulação e utilização de bombas obsoletas para o bombeamento do asfalto.

## 1.2 Motivação

As atividades de pesquisa e desenvolvimento em tubos de calor e termossifões se iniciaram no laboratório na década de 1990, a partir da necessidade da Agência Espacial Brasileira (AEB) e da indústria espacial nacional para o desenvolvimento de sistemas de controle térmico dos satélites brasileiros. A partir da infra-estrutura laboratorial adquirida ao longo dos anos, a pesquisa se voltou para aplicações da tecnologia de tubos de calor e termossifões para as indústrias, com as quais diversos convênios e contratos foram firmados. A Petrobrás, visando o aumento da eficiência energética nos processos industriais em suas refinarias, tem investido recursos em pesquisas para o desenvolvimento de equipamentos que utilizam a tecnologia de tubos de calor e termossifões para a indústria Petrolífera, incluindo trocadores regeneradores de calor e aquecedores de tanques de



armazenamento de produtos viscosos, tema de estudo deste trabalho (asfalto, óleos, petróleo cru, dentre outros). Decorrentes de projetos firmados com a Petrobras, atualmente o LABTUCAL vem desenvolvendo dois novos sistemas de aquecedores para o CAP. O primeiro sistema de aquecimento consiste na utilização de termossifões em circuito com um formato muito parecido com o do sistema de aquecimento atual, sendo que a principal diferença é que o fluido de trabalho (água) é confinado em um sistema de aquecimento fechado como mostra a Figura 3. O segundo sistema consiste na utilização de feixes de tubos de termossifões bifásicos dispostos paralelamente uns aos outros, formando um sistema de aquecimento compacto como mostra a Figura 4.

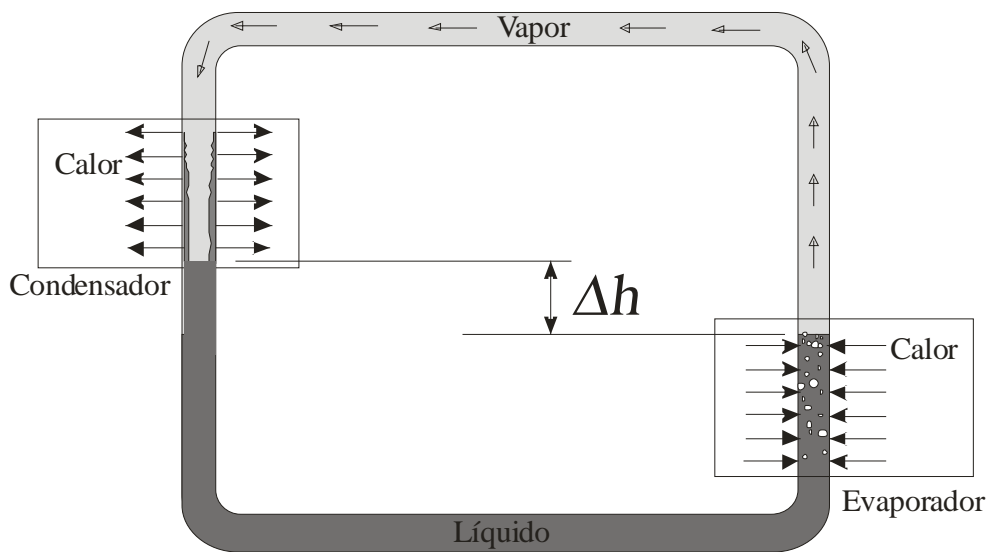


Figura 3: Princípio de funcionamento de um termossifão em circuito.

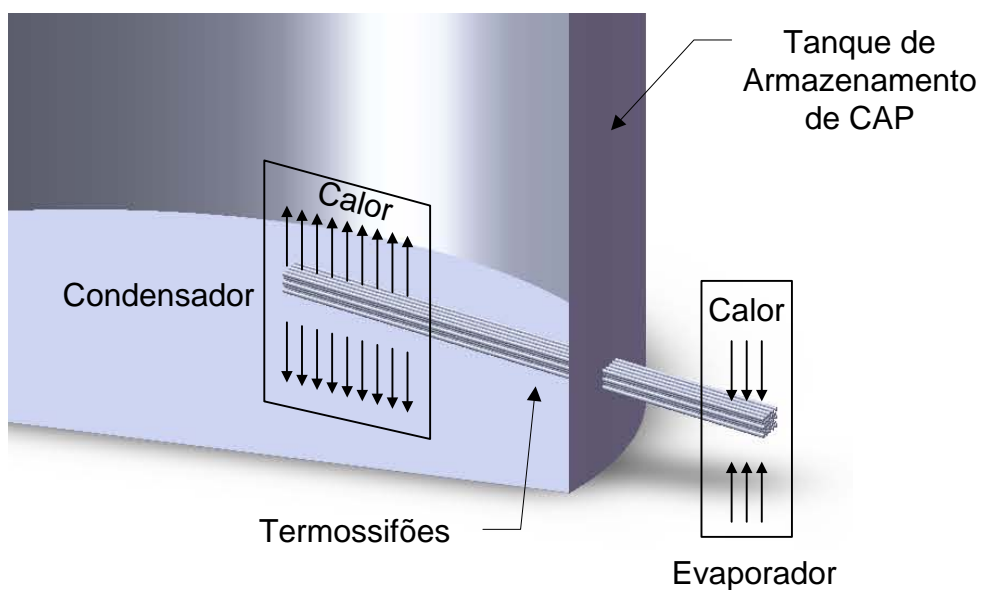


Figura 4: Termossifões dispostos em um feixe de tubos paralelos.

Diante destes fatos e do exposto na seção anterior, a empresa tem interesse em procurar um novo sistema para aquecimento de tanques de CAP, que apresente uma capacidade maior de aquecimento, ou maior potência térmica. Se isto for feito, o vapor produzido pela CAFOR poderá ser utilizado em outros processos de refino, como produção de óleos e derivados, aproveitando estrategicamente melhor este insumo.

Uma das alternativas existentes na literatura é o uso de termossifões bifásicos como fonte de calor para aquecimento dos tanques de armazenamento de CAP. A principal vantagem do uso de termossifões é a temperatura homogênea na superfície de aquecimento, uma vez que a degradação da estrutura e da composição química do CAP estão associadas às temperaturas elevadas. Além desta vantagem, esta tecnologia apresenta outras vantagens: controle da potência fornecida para aquecimento dos tanques de CAP, diminuindo o tempo de aquecimento para se atingir o regime permanente; independência da temperatura média do CAP em relação às variações climáticas; sistema independente de aquecimento, podendo ser utilizado em paralelo com sistema atual, dentre outros. Neste trabalho, duas geometrias de aquecedores que empregam a tecnologia de termossifões foram consideradas: aquecedores do tipo serpentina (cuja geometria do condensador é semelhante à do aquecedor por vapor, conforme descrito na seção anterior) e feixe de tubos paralelos inclinados.

Para o projeto de um sistema de aquecimento eficiente e que atenda às faixas de temperaturas adequadas, é necessário um estudo do sistema de aquecimento atual e do sistema futuro que será implantado. Este estudo pode ser feito de forma direta através da instrumentação de um tanque real com termopares e anemômetros para obtenção da distribuição da temperatura e do campo de velocidades. Também pode ser feito de forma indireta, através da simulação numérica da mecânica dos fluidos e da transferência de calor nos tanques de armazenamento de CAP ou de estudos experimentais em tanques de menor escala.

Atualmente, todos os tanques de armazenamento de CAP estão em plena atividade. A logística de produção de CAP não estipula uma data definida para períodos de manutenção, quando os tanques seriam desativados por um breve período, pois a demanda de CAP pelos clientes é a principal variável da logística. Assim, é difícil ter acesso ao interior de um tanque para uma possível instalação de instrumentação que permita o estudo do seu comportamento. Mesmo que isto fosse possível, surgiriam outros problemas, tais como: dificuldade de fixação dos termopares na parede interna do tanque, pois, mesmo vazios, ainda apresentam CAP (textura adesiva e pegajosa); grandes extensões de termopares devido as dimensões do tanque; dificuldade de instrumentação dos anemômetros devido à falta de informação do campo de velocidades; impossibilidade de realocação de

anemômetros e termopares, uma vez que o tanque de CAP se encontre novamente cheio, dentre outros.

Decorrente das dificuldades citadas anteriormente optou-se neste trabalho pela utilização da simulação numérica como ferramenta de análise do comportamento térmico e fluidodinâmico do CAP, em função das características do sistema de aquecimento utilizado, das características geométricas do tanque e das propriedades termofísicas que o CAP apresenta. Atualmente, devido ao aumento da capacidade de processamento e armazenamento de dados nos computadores, pode-se simular escoamentos cada vez mais complexos, possibilitando assim o estudo de geometrias elaboradas onde ocorre troca de calor. Entretanto, deve-se tomar cuidado com a modelagem numérica empregada, que deve estar devidamente ajustada ao fenômeno físico que se deseja analisar. A malha construída deve procurar representar, da melhor maneira possível, a geometria do problema real, adotando-se criteriosamente as simplificações. Erros inerentes à simulação numérica como: de discretização, de arredondamento, simplificações adotadas, de ordem temporal, de difusão numérica, entre outros, devem ser minimizados através de um estudo de malha e da comparação sistemática entre as soluções numéricas e dados experimentais.

Por outro lado, para se conseguir um sistema de aquecimento de CAP eficiente e que atenda às especificações da LUBNOR, é interessante que o comportamento real de asfalto aquecido e armazenado em tanques seja estudado. Porém, devido às dificuldades de instrumentação em um tanque real, já citadas, optou-se em construir no laboratório um tanque de CAP em escala reduzida que represente, da melhor maneira possível, os fenômenos físicos responsáveis pela troca de calor e pelo escoamento do CAP (e seu campo de velocidades, decorrentes da convecção natural). Um tanque em escala reduzida, 20 vezes menor que o tanque real, foi construído no Labtucal (Laboratório de Tubos de Calor, do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina), o qual foi preenchido com asfalto fornecido pela LUBNOR. e aquecido por resistências elétricas.

Para simplificar os trabalhos experimentais, optou-se neste estudo pelo emprego de aquecedores elétricos que simulam condensadores de tubos termossifões. Assim, como duas geometrias de aquecedores por tubos termossifões foram consideradas, dois tipos de aquecedores foram adotados. O primeiro aquecedor é composto por uma resistência térmica cilíndrica em forma de serpentina (resistência com varias curvas em forma de "s"), com características geométricas parecidas com a da serpentina apresentada na Figura 2, porém com apenas uma camada. O segundo aquecedor é formado por 16 resistências térmicas cilíndricas em paralelo, dispostas horizontalmente, compondo um sistema de aquecimento mais compacto.

### 1.3 Objetivos

O principal objetivo deste trabalho é avaliar e validar o uso da simulação numérica como ferramenta de análise do comportamento térmico dos tanques de CAP em escala reduzida, com a finalidade de empregar posteriormente esta técnica em tanques em escala real.

Baseado nas possíveis soluções para o aquecimento do CAP empregando a tecnologia de tubos termossifões, dois tipos de aquecedores são considerados: serpentina localizada no fundo do tanque e feixes de tubos em paralelo. Assim, para validar a capacidade de simulação numérica, devem-se comparar resultados numéricos com dados experimentais.

Desta forma, para que o objetivo principal seja alcançado, deve-se:

- Simular numericamente a distribuição de temperaturas do CAP e do tanque de armazenamento, para um aquecedor do tipo serpentina, localizado próximo ao fundo do tanque.
- Simular numericamente a distribuição de temperaturas do CAP e do tanque de armazenamento, para um aquecedor do tipo feixe de tubos em paralelo, localizado na parte inferior do tanque, próximo à parede lateral.
- Projetar, construir, instrumentar um tanque em escala reduzida para o estudo experimental do comportamento térmico de CAP aquecido em tanques de armazenamento.
- Realizar testes experimentais em tanques aquecidos por aquecedores elétricos no formato de serpentinas, localizados próximo ao fundo do tanque de armazenamento.
- Realizar testes experimentais em tanques aquecidos por aquecedores elétricos cilíndricos em paralelo, localizados na parte inferior do tanque, próximo à parede lateral.
- Comparar dados experimentais com resultados numéricos, de forma a validar os procedimentos numéricos.

Entretanto, para que estes objetivos sejam atingidos, é necessário o levantamento das propriedades termofísicas (viscosidade em função da temperatura, calor específico, condutividade térmica, dentre outros.), bem como uma revisão das propriedades químicas (estrutura, composição e mudanças químicas) e mecânicas do CAP (faixa de temperatura em que o CAP se apresenta como fluido Newtoniano). Assim, além dos objetivos principais, este trabalho tem por objetivo secundário o estudo destas propriedades em função da temperatura, para diversos níveis de temperatura do CAP.

## 1.4 Organização do Texto

O texto aqui apresentado se encontra organizado da forma mostrada a seguir: No Capítulo 2 foram apresentadas as revisões bibliográficas das propriedades do CAP, da convecção natural em cavidade com fontes de calor cilíndricas horizontais e por último o comportamento térmico e fluidodinâmico de fluidos viscosos, temas relevantes para o presente trabalho.

O Capítulo 3 descreve como foram instalados e posicionados os dois sistemas de aquecimento estudados. Os sistemas de aquecimento constituem-se de duas resistências elétricas de aço inoxidável com perfis cilíndricos, sendo que a primeira resistência estudada possui um formato de serpentina e a segunda de um tubo reto. Ambas as resistências, bem como o tanque, foram instrumentados com termopares, instalados em diferentes regiões para a comparação posterior de dados experimentais com os resultados obtidos através das simulações numéricas. Diferentes casos (potências e alturas das resistências) foram estudados e são apresentados neste capítulo.

O Capítulo 4 descreve como os modelos numéricos foram implementados para os diferentes sistemas de aquecimento estudados neste trabalho, de forma a captar os fenômenos físicos que regem o problema da transferência de calor e fluidodinâmica conseqüentes da convecção natural promovida pelo aquecimento do CAP. Devido ao alto custo computacional para simular os problemas propostos na íntegra, foram adotadas algumas simplificações e considerações que estão devidamente detalhadas neste capítulo.

O Capítulo 5 apresenta os resultados experimentais e numéricos para ambas as resistências e para os diferentes casos resultados. Neste capítulo também é apresentada a comparação entre os resultados experimentais e numéricos, de forma a validar os modelos numéricos propostos.

Por fim, o Capítulo 6 apresenta as conclusões e considerações finais para os resultados experimentais e numéricos, e descreve os principais fatores que influenciaram nas diferenças observadas entre os resultados numéricos e experimentais.

## **CAPÍTULO 2**

# **REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

No capítulo anterior foi apresentado o problema de aquecimento de asfalto armazenado em tanques em refinarias da Petrobrás como a LUBNOR, que se constitui na principal motivação do presente trabalho. Neste capítulo será apresentada uma revisão bibliográfica dos principais fenômenos que estão associados à transferência de calor através da convecção natural, para diferentes sistemas de aquecimento de fluidos convencionais tais como ar e água, e para fluidos que possuem a viscosidade variando com a temperatura.

A pesquisa bibliográfica neste capítulo apresenta trabalhos a respeito de aquecimento de fluidos viscosos em tanques de armazenamento, de geometria cilíndrica vertical, a partir de superfícies externas de tubos horizontais aquecidos, imersos no produto a ser aquecido. Entretanto, não foi localizado nenhum trabalho que abordasse ambos os temas simultaneamente.

Na revisão bibliográfica realizada para a presente dissertação, não foram encontrados trabalhos que tratem do aquecimento de fluidos viscosos em tanques cilíndricos verticais de armazenamento, a partir de aquecedores cilíndricos horizontais, imersos no produto a ser aquecido. Assim, a revisão apresentada é dividida em três partes. A primeira se refere a uma revisão das propriedades térmicas e mecânicas do CAP, bem como da deterioração da sua estrutura química por oxidação e mudanças químicas. A segunda trata do estudo da convecção natural em cavidades, onde fluido contido na cavidade é aquecido por uma fonte de calor cilíndrica e resfriado em suas paredes laterais ou superiores. Por último apresenta-se uma revisão de como a variação da viscosidade com a temperatura interfere nos fluxos de calor, na distribuição de temperatura e no campo de velocidades.

## **2.1 Propriedades do CAP**

### **2.1.1 Propriedades Químicas do CAP**

As características reológicas do CAP para uma temperatura específica são determinadas pela constituição (composição química) e estrutura (arranjo físico) das

moléculas no material. O CAP é uma mistura química de moléculas constituídas predominantemente de hidrocarbonetos. Segundo Read *et al.* (2003), a composição química do CAP é bastante complexa, contudo é possível separar o CAP em dois grupos químicos denominados asfaltenos e maltenos. Os maltenos podem ser subdivididos em três grupos: saturados, aromáticos e resinas.

Os asfaltenos são n-heptanos de estrutura sólida insolúveis, porém sem forma definida e tem grande influência nas características reológicas do CAP. Quando adicionados à mistura, tornam o CAP mais viscoso e duro, podendo constituir de 5 a 25% da fração mássica do CAP. Já as resinas são n-heptanos solúveis e possuem características parecidas com a dos asfaltenos, dando ao CAP uma textura adesiva e pegajosa. Os aromáticos, por sua vez, são compostos de naftênico e possuem o menor peso molecular dos compostos do CAP, constituindo de 40 a 65% da fração mássica total de CAP, apresentando-se na forma de um líquido viscoso. Tem a propriedade de dispersar os constituintes mais pesados do CAP, tais como os asfaltenos. Os saturados consistem de uma cadeia reta e ramificada de hidrocarbonetos alifáticos e se apresentam na forma de óleos viscosos apolares, com peso molecular similar ao dos aromáticos, e correspondem de 5 a 20% da fração mássica do CAP.

O CAP é tradicionalmente considerado como um sistema coloidal<sup>2</sup> constituindo-se de micelas<sup>3</sup> de asfaltenos, com alto peso molecular, dispersos ou dissolvidos em um óleo de média viscosidade, com peso molecular menor (maltenos). As micelas são compostas de asfaltenos em conjunto com resinas aromáticas de alto peso molecular que atuam como um estabilizante da solução. O comportamento coloidal dos asfaltenos no CAP resulta da relação entre agregação e capacidade de criar de uma solução de solvente e soluto. O grau nos quais os asfaltenos são dispersos em um sistema coloidal tem uma considerável influência na viscosidade resultante do sistema. Tais efeitos diminuem com o aumento da temperatura. As viscosidades dos saturados, aromáticos e resinas dependem da distribuição do peso molecular de cada um. Quanto maior o peso molecular dos compostos, maior a viscosidade. A viscosidade média inerente ao CAP é dada pela presença da fase contínua (maltenos), sendo que a fase dispersa (asfaltenos) aumenta a viscosidade do CAP.

O comportamento não Newtoniano do CAP é consequência da atração intermolecular entre asfaltenos e outros componentes químicos. Em temperaturas médias e ambientes, é razoável concluir que a reologia dos CAPs é dominada pelo grau de

---

<sup>2</sup> Colóides (ou sistemas coloidais) são sistemas nos quais um ou mais componentes apresentam pelo menos uma de suas dimensões dentro do intervalo de 1nm a 1µm.

<sup>3</sup> Micelas são estruturas globulares formadas por um agregado de moléculas surfactantes, ou seja, compostos que possuem características polares e apolares simultaneamente, dispersos em um líquido constituindo um das fases de um colóide.

associação das partículas de asfaltenos e pela quantidade relativa das outras espécies presentes no sistema para estabilizar estas associações.

Contudo, uma vez ensaiado o CAP para obtenção das propriedades termofísicas em função da constituição e composição química, a única preocupação posterior seriam as mudanças dessas propriedades, denominado na literatura como envelhecimento, que ocorre em função da oxidação, perda de voláteis para o ambiente e polimerização. Quando armazenado corretamente, o CAP pode ser aquecido ou mantido a altas temperaturas por um tempo considerável sem mudanças nas suas propriedades químicas. Contudo, tratamentos errados com o CAP, por superaquecimento ou exposição que promovam a oxidação, podem modificar as propriedades termofísicas do produto. O grau de endurecimento ou perda da viscosidade ocorre devido a diferentes fatores, tais como: temperatura de armazenagem, presença de ar, a relação entre volume de CAP e superfície de contato com o ar, o método de aquecimento e duração de exposição a essas condições.

Herrington e Ball (1996) estudaram a oxidação do asfalto em função da temperatura e do tempo e verificaram que as reações químicas e volatilização ocorrem em uma taxa acelerada quando expostas a altas temperaturas, modificando propriedades físicas como a viscosidade, que apresentou variação de até 150% em 60 horas a uma temperatura de 130 °C. Entretanto para temperaturas mais baixas, como de 100 °C, a variação foi de 70% em 350 horas. Outros trabalhos mais recentes, como os de Lu e Isacson (2002) e Mastrofini e Scarsella (2000) também verificaram este tipo de comportamento. Em ambos os trabalhos, foram feitas análises químicas para verificar quais componentes do asfalto, tais como saturados, aromáticos, resinas e asfaltenos, apresentavam modificação em suas concentrações. Como resultado das mudanças químicas, as propriedades mecânicas do asfalto envelhecido se tornam mais parecidas como a de um sólido, isto é, o escoamento se torna cada vez mais resistente.

Através desta revisão observou-se que o envelhecimento do CAP pode ser significativo em períodos de tempo relativamente curtos, podendo influenciar nos resultados experimentais e numéricos. Porém, para avaliar a influência do envelhecimento do CAP, deveriam ser feitos testes de reologia e químicos, que fugiriam do escopo da presente dissertação.

Historicamente, através de medições da variação da viscosidade com o tempo de estocagem, Andrade (1989) recomenda que a temperatura média do CAP não ultrapasse 230 °C nas operações de manuseamento do produto, devido à aceleração da oxidação e emulsão de vapores. Grandes períodos de armazenamento em altas temperaturas, sem adição de CAP novo, podem reduzir a temperatura média do CAP em 20 a 25 °C, provocando o endurecimento do produto e dificultando assim a recirculação.



## 2.1.2 Propriedades Mecânicas do CAP

O CAP apresenta diferentes regimes de escoamento para diferentes faixas de temperatura. Para temperaturas variando de  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$  até  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$  (ou mais) as seguintes transições são observadas: sólido no estado vítreo, sólido viscoelástico, fluido viscoelástico e fluido Newtoniano. Storm *et al.* (1996), usando asfalto de diferentes fontes e testando em um intervalo de temperatura grande, concluíram que, para faixas de temperatura de  $65$  a  $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ , estes asfaltos comportam-se como fluidos Newtonianos e, na temperatura de  $25$  a  $65\text{ }^{\circ}\text{C}$ , o comportamento é essencialmente viscoelástico. Lu e Isacsson (2002) também verificaram este tipo de comportamento, porém a faixa de transição de viscoelástico para newtoniano foi observada em temperatura abaixo de  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Lucena *et al.* (2008) estudaram a caracterização reológica do CAP 50/60 (CAP utilizado neste trabalho) produzido na refinaria LUBNOR e caracterizaram a faixa de temperatura em que o CAP se comporta como viscoelástico e newtoniano. O principal interesse deste estudo foi melhorar a capacidade de resistência à deformação do CAP, através da introdução de aditivos (polímeros), modificando as propriedades mecânicas do produto para a pavimentação. A introdução de aditivos aumentou a viscosidade, ampliando a faixa em que o CAP se comporta com fluido viscoelástico, melhorando as propriedades mecânicas deste para pavimentação. Neste trabalho também foi levantada a curva de viscosidade do CAP em função da temperatura, onde o CAP cru e o CAP com aditivo foram comparados. Através de ensaios dinâmicos e mecânicos, o CAP 50/60 comportou-se como um fluido viscoelástico entre as temperaturas de  $52$  a  $68\text{ }^{\circ}\text{C}$ , sendo que, acima dessas temperaturas, o mesmo apresentou-se como fluido newtoniano.

## 2.2 Convecção Natural em Cavidades com Fontes de Calor Cilíndricas Horizontais

A convecção natural em cavidades com fontes de calor cilíndricas horizontais tem sido amplamente estudada, sendo que inúmeros trabalhos são relatados na literatura, para diferentes aplicações de engenharia. Todavia, quando a complexidade do estudo aumenta através da adição de mais de uma fonte de calor disposta em diferentes configurações ou de fluidos com propriedades termofísicas variáveis com a temperatura, os trabalhos se tornam mais escassos.

Um importante trabalho experimental foi realizado por Ekundayo *et al.* (1998). Estes autores estudaram a influência da posição de um cilindro horizontal aquecido (por

resistência elétrica e por fluxo de água quente) dentro de uma cavidade quadrada com suas paredes resfriadas pelo ar ambiente. As paredes frontais e traseiras foram feitas de vidro para permitir a visualização do escoamento através da utilização de fumaça. Quando o cilindro se aproximava das paredes inferiores e superiores, observou-se uma redução da convecção, enquanto que a proximidade do aquecedor com a parede lateral melhorava a convecção quando a cilindro aquecido se encontra próximo do centro da cavidade. Outra observação importante é a formação de uma zona estratificada da temperatura abaixo da fonte de calor, quando a mesma se aproximava da parede superior da cavidade. O número de Nusselt foi avaliado para diferentes posições da cavidade, sendo que o mesmo se mostrou maior quando o cilindro foi posicionado próximo da superfície inferior e das laterais.

Em outro trabalho similar, Atmane *et al.* (2003) investigaram a relação entre o diâmetro e a distância da parede superior da cavidade para cilindros horizontais aquecidos, posicionados no interior de uma cavidade com o número de Rayleigh variando da ordem de  $10^4$  a  $10^7$ . O campo de velocidades foi obtido através da técnica de medição denominada DPVI (*Digital Particle Image Velocimetry*). Observou-se neste estudo que, quanto menor a relação entre a distância da parede superior e o diâmetro do cilindro, maior é a instabilidade da pluma térmica, que oscila da direita para a esquerda. Quando o diâmetro é igual à distância da parede superior, a pluma pode variar entre estável e instável para Rayleigh da ordem de  $10^6$ . Este experimento demonstra que, mesmo que não haja um número de Rayleigh suficientemente elevado para que ocorra turbulência, podem haver instabilidades provocadas por gradientes de pressão adversos, decorrentes da complexidade da geometria e do escoamento.

Outro trabalho que envolve um cilindro horizontal em cavidade foi realizado por Cesini *et al.* (1999) que investigaram experimental e numericamente a influência do número de Rayleigh e da geometria da cavidade na transferência de calor. Os resultados numéricos e experimentais tiveram uma boa concordância, sendo que o mesmo fenômeno da instabilidade da pluma para altos números de Rayleigh ( $10^5$ ) foi observado.

Trabalhos com múltiplos cilindros horizontais dispostos verticalmente também foram revistos, uma vez que este tipo de arranjo será empregado no presente trabalho. Chouikh *et al.* (2000) estudaram a convecção natural através de dois cilindros horizontais dispostos verticalmente, descrevendo de forma detalhada através dos campos de velocidades e distribuição de temperatura, a influência da pluma formada no cilindro inferior na transferência de calor do cilindro superior, para diferentes números de Rayleigh e distâncias entre os cilindros. A concordância com trabalhos numéricos anteriores realizados por Chouikh *et al.* (1999) se mostrou satisfatória para o cilindro inferior, isto é, a presença do cilindro superior não alterou a transferência de calor para o mesmo. Já para o cilindro superior, devido à dificuldade de estabilizar o escoamento decorrente das perturbações

externas, a pluma formada acima do cilindro se manteve instável, obtendo-se diferenças em média de 15% para o campo de velocidades. Também observaram que, quanto maior o número de Rayleigh, menor a interferência da pluma do cilindro inferior na troca de calor do cilindro superior, diminuindo assim a necessidade do espaçamento entre os cilindros. Corcione (2005) estudou a transferência de calor entre cilindros (de 2 a 5) dispostos verticalmente através da variação do número de Rayleigh e do espaçamento entre os cilindros. Através deste estudo foi proposta uma nova correlação representada por uma equação adimensional da transferência de calor, que pode ser aplicada em qualquer um dos cilindros dispostos verticalmente. Quando comparado com estudos anteriores, os resultados tiveram uma boa concordância. Outras observações, como espaçamento ótimo entre os cilindros, efeitos da distribuição de temperatura e campo de velocidades, bem como a transferência de calor, são discutidas neste trabalho, porém muito extensas para serem apresentadas no presente texto.

Em seu trabalho numérico Molla *et al.* (2005) estudaram a convecção natural de ar contido em um cilindro isotérmico horizontal imerso em um fluido com a viscosidade inversamente proporcional à temperatura. Parâmetros como a transferência de calor e coeficiente de arrasto local foram estudados para uma grande faixa de variação da viscosidade e do número de Prandtl. Observou-se, em seu trabalho, que a distribuição da velocidade e o arraste decai, bem como a distribuição da viscosidade e a transferência de calor aumenta com o aumento do número de Prandtl. Os resultados também demonstraram que, ao assumir propriedades do fluido constantes, erros significativos podem ser introduzidos no cálculo da transferência de calor e no fator de atrito. As mesmas observações foram apresentadas no trabalho de Cheng (2006), que também estudou a relação entre a variação da viscosidade em função da temperatura na transferência de calor em cilindros elípticos. Para fluidos que apresentavam alta variação da viscosidade em função da temperatura, observou-se um aumento da velocidade do escoamento, à medida que o fluido ia sendo aquecido pelas paredes do cilindro elíptico. Este aumento da velocidade, que promoveu uma maior convecção ao redor do cilindro, aumentando a taxa de transferência de calor, foi decorrente da diminuição da viscosidade.

## **2.3 Comportamento Térmico e Fluidodinâmico de Fluidos Viscosos**

Emery e Lee (1999) estudaram o efeito das variações das propriedades termofísicas na convecção natural em cavidades com geometria quadrada sujeitas a diferentes temperaturas e fluxos de calor prescritos nas paredes laterais. As paredes superiores e

inferiores foram consideradas isoladas termicamente. Mantendo-se todas as propriedades constantes e permitindo-se a variação de apenas uma delas, a viscosidade, por exemplo, estes autores observaram que, embora o escoamento do fluido e os campos de temperatura se apresentassem diferentes, a transferência de calor total não é afetada pela variação das propriedades do fluido. Uma explicação dada pelos autores é que a alteração de uma propriedade termofísica influencia tanto a parede quente quanto a parede fria. Ou seja, se a parede quente passa a trocar menos calor devido ao aumento da camada limite térmica, alterando a difusão de calor, o mesmo também ocorre para parede fria que passa a perder menos calor, mantendo o fluxo médio constante.

Sarris *et al.* (2004) estudaram a influência de diferentes parâmetros, tais como: razão de aspecto entre altura e largura, geometria do sistema de aquecimento e números de Rayleigh, na convecção natural em um tanque de armazenamento de vidro derretido. É sabido que o vidro, na temperatura ambiente, possui uma forma rígida; entretanto, em altas temperaturas, o mesmo se torna líquido, podendo ser manuseável, de forma que diferentes tipos de produtos possam ser fabricados. Uma das principais características do vidro derretido é que sua viscosidade é dependente da temperatura. O tanque de vidro derretido foi fisicamente modelado com suas paredes, lateral e inferior, isoladas e parede superior mantida a temperatura constante. Na parte central e inferior do tanque, foi colocada uma fonte de calor chata e alongada com fluxo de calor constante. Dentre os diferentes parâmetros estudados, o mais significativo foi o número de Rayleigh. Observou-se que, para pequenos números de Rayleigh, a transferência de calor é dominada pela condução, sendo que, neste caso, o aumento do tamanho do aquecedor e a variação da razão de aspecto entre a altura e largura apresentaram pouca influência. Entretanto, para altos números de Rayleigh, a convecção natural se torna dominante e a influência do tamanho do aquecedor e a razão de aspecto se tornam importantes.

## 2.4 Observações Finais

Através das revisões bibliográficas acima, observa-se que o estudo do comportamento térmico de tanques de armazenamento de CAP envolve diferentes áreas das ciências térmicas. As revisões também demonstraram que o CAP pode ser tratado como um fluido homogêneo, com propriedades médias em função da sua composição e estrutura química. Através de ensaios reológicos, observou-se também que o CAP pode ser tratado como um fluido newtoniano para uma determinada faixa de temperatura, sendo que o envelhecimento do CAP (oxidação, polimerização e perda de voláteis) é o principal responsável pelas mudanças das propriedades termofísicas do CAP.

O próximo capítulo apresenta a metodologia e aparatos experimentais empregados para obtenção da distribuição de temperatura no tanque e nos aquecedores utilizados para aquecer o CAP.

## **CAPÍTULO 3**

### **ESTUDO EXPERIMENTAL**

No capítulo anterior foram apresentadas as revisões bibliográficas necessárias para a compreensão dos fenômenos físicos que envolvem a transferência de calor entre fluidos viscosos, tais como o CAP. Este é considerado confinado em cavidades (representado pelo tanque, neste estudo), com diferentes sistemas de aquecimento (serpentina, cilindros horizontais únicos e múltiplos), em diferentes posições, no interior das cavidades. Neste capítulo um tanque utilizado para o estudo experimental do comportamento do CAP é apresentado. Também será mostrada a instrumentação com termopares empregada tanto no tanque como nos aquecedores elétricos. Por fim são apresentadas as metodologias adotadas para a determinação dos coeficientes médios de transferência de calor e das potências utilizadas nos diferentes casos estudados neste experimento.

O estudo experimental desenvolvido no presente trabalho visa obter dados do comportamento térmico de CAP aquecido no interior de tanques de armazenamento do produto. São estudados dois tipos diferentes de aquecedores: serpentina e feixes em paralelo. Para isto, baseado nos tanques da refinaria LUBNOR, foi construído um tanque em escala reduzida. No seu interior foram instalados, em momentos diferentes, dois tipos de aquecedores elétricos, que simulam sistemas de aquecimento assistidos pela tecnologia de tubos termossifões em circuito (serpentina) e em feixes. Depois de o aparato ser instrumentado com termopares, o CAP fornecido pela LUBNOR foi inserido no tanque. Medidas de temperatura foram obtidas após o processo de aquecimento atingir regime permanente.

Neste capítulo, será primeiramente descrito o tanque projetado e construído para testes do comportamento térmico do CAP. Em seguida, serão descritos os aquecedores empregados no estudo experimental. Na seqüência a instrumentação empregada é detalhada, onde a fixação de termopares e os equipamentos utilizados nos testes são apresentados, seguida de uma seção que discute a metodologia de testes adotada. Finalmente, a metodologia utilizada para o tratamento dos dados obtidos é apresentada.

### 3.1 Tanque em Escala Reduzida

Para o estudo experimental do comportamento térmico de CAP aquecido, foi projetado e construído um tanque em escala reduzida, cuja geometria foi determinada para, dentro do possível, simular as condições térmicas de aquecimento de CAP nos tanques reais da LUBNOR. Não somente se procurou manter a geometria do tanque original, mas também simular os sistemas de aquecimento, que empregam a tecnologia de tubos termossifões, cogitada par ser utilizada como sistema de aquecimento do CAP.

O tanque construído consiste, basicamente, de um recipiente em formato cilíndrico, de 650 mm de diâmetro interno e 600 mm de altura, fabricado com aço inox AISI 304 de espessura de parede 4 mm e provido de uma tampa chata circular de mesma espessura da parede. Na determinação da geometria do tanque experimental, tentou-se manter as mesmas razões entre as dimensões do tanque real e da serpentina. A Tabela 3.1 mostra a razão entre o diâmetro da serpentina ( $D_{serp}$ ) e a altura do tanque ( $H$ ) e entre o diâmetro da serpentina e diâmetro do tanque ( $D_{mq}$ ). Porém não foi possível encontrar resistências com diâmetros pequenos, que permitisse que as proporcionalidades entre as serpentinas e as geometrias do tanque real e do tanque testado fossem mantidas. Assim na especificação do elemento aquecedor, optou-se pela utilização de uma resistência de menor diâmetro que pode ser encontrada no mercado. Apesar disso considera-se que os fenômenos físicos relevantes no aquecimento do CAP estejam presentes de forma similar no tanque em escala reduzida tal como ocorre no tanque em escala real.

O tanque experimental foi então devidamente instrumentado por termopares antes que CAP fosse despejado em seu interior.

Tabela 3.1: Razão entre dimensões do tanque real e em escala reduzida.

	$D_{serp}/H$	$D_{serp}/D_{mq}$
Tanque real	$0,0508/13 = 0,00391$	$0,0508/11 = 0,00391$
Tanque reduzido	$0,011/0,55 = 0,02$	$0,011/0,65 = 0,0169$

O CAP testado experimentalmente foi enviado pela LUBNOR. Este foi acondicionado em cilindros de aço com um volume aproximadamente de 30 litros cada. Obviamente o CAP, na temperatura ambiente, se encontrava no estado sólido. Para que pudesse ser despejado no tanque de testes, foi primeiramente aquecido até atingir uma temperatura de 200° C (um forno de padaria que se encontrava no laboratório, foi empregado para este fim). Para permitir a manipulação do produto no laboratório, que, devido ao aquecimento, vaporiza compostos orgânicos voláteis, exalando forte odor, um exaustor foi instalado na parede do laboratório, próximo à bancada de testes, para a retirada dos gases. Material de proteção do pessoal envolvidos nos experimentos (EPI) também foi utilizado.

Para permitir a retirada do CAP do tanque após a finalização dos testes, foi instalada uma válvula de gaveta na parte inferior do tanque. A tampa e o fundo do tanque foram isolados com uma espessa camada de madeira. A tampa do tanque é móvel e pode ser rotacionada. Três pequenos furos passantes, que permitem a movimentação vertical de termopares instalados em varetas rígidas para a medição de temperatura no interior do CAP, foram feitos na tampa. Detalhes da instrumentação e procedimento de testes serão apresentados adiante neste texto.

O tanque de CAP foi colocado sobre um carrinho de transporte para posteriormente ser removido até o destino onde o CAP será retirado e descartado, com os devidos cuidados como manda a legislação para descarte de rejeitos de petróleo. A Figura 5 mostra uma fotografia do tanque construído, onde se observa a válvula de descarte do fluido, o carrinho de transporte, os isolamentos da base e da tampa, a instalação de varetas para medições de temperatura. Note-se que, na fotografia à direita, o CAP já está dentro do recipiente.

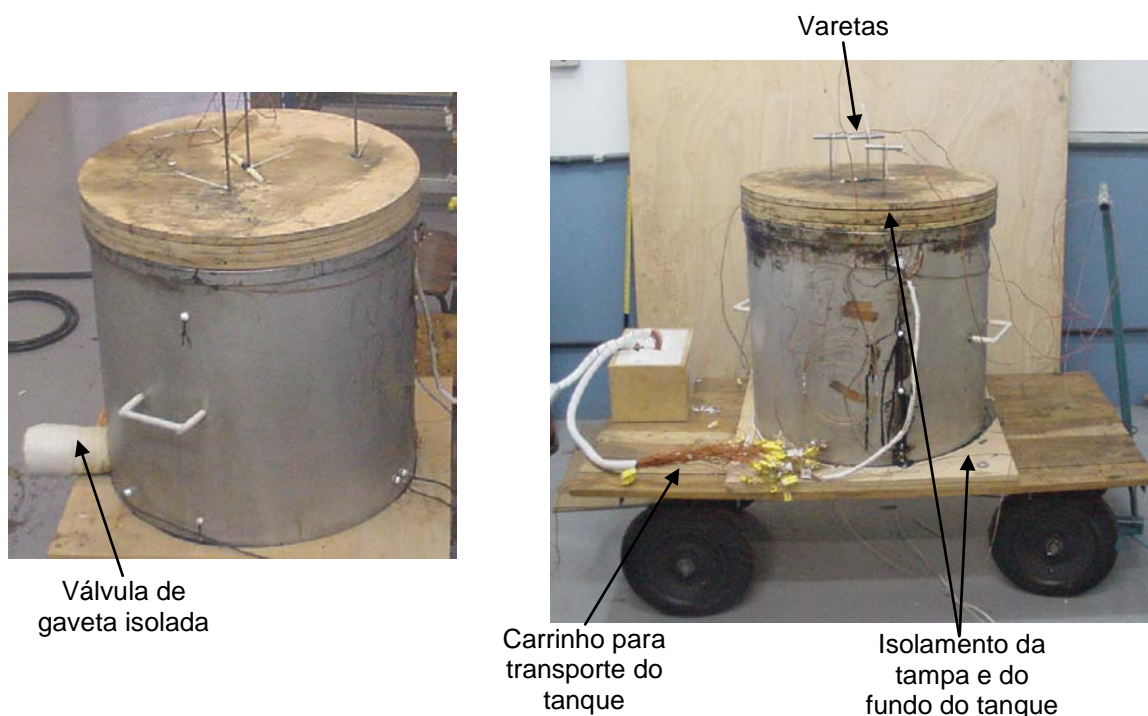


Figura 5: Elementos de construção do tanque.

## 3.2 Aquecedores

Como já observado, dois sistemas de aquecimento do asfalto são considerados no presente trabalho: por serpentinas e por feixes de aquecedores cilíndricos em paralelo. Nesta seção, ambos os sistemas serão apresentados.

### 3.2.1 Resistência Térmica no Formato de Serpentina.

Para o presente trabalho, um aquecedor elétrico em forma de serpentina foi especialmente projetado e construído. Este aquecedor é composto por duas resistências cilíndricas térmicas dispostas uma em continuação a outra, distribuídas de forma a ocupar todo o espaço do fundo do tanque, simulando assim o sistema de aquecimento do tanque real. Através da Figura 6 observa-se que a resistência da serpentina é constituída de um total de 18 tubos cilíndricos paralelos, devido as várias “voltas” que a serpentina faz no fundo do tanque. Estes cilindros alojam no seu interior um elemento resistivo que dissipa energia térmica por efeito Joule. Os tubos cilíndricos são feitos de aço INOX 307 e apresentam um diâmetro de  $11,0 \pm 0,1$  mm, com espessura de parede de  $1,0 \pm 0,1$  mm e estão posicionados em relação ao fundo do tanque a uma altura de  $34,9 \pm 1,2$  mm. Os raios externos das várias voltas que a serpentina possui são de  $20,5 \pm 0,52$  mm. O espaçamento entre os tubos é de  $19,7 \pm 0,5$  mm. As dimensões do comprimento, curvatura dos tubos e espaçamento central entre as serpentinas são mostradas na Figura 6. Foram utilizadas duas cantoneiras para a fixação das resistências, devido à falta de rigidez das mesmas como mostra a Figura 7. Um dos problemas apresentadas na construção do tanque foi a dificuldade em encontrar um fornecedor capacitado para confeccionar a resistência da serpentina nas dimensões necessárias para o experimento. A principal dificuldade relatada pelo fornecedor foi de extrudar um tubo cilíndrico de aço inox reto com as curvas necessárias para formar um total de 9 tubos paralelos uns aos outros juntamente com o elemento resistivo dentro. Devido a esta dificuldade, o fornecedor entregou as respectivas resistências após 6 meses do pedido ter sido feito, atrasando assim o começo dos ensaios experimentais.



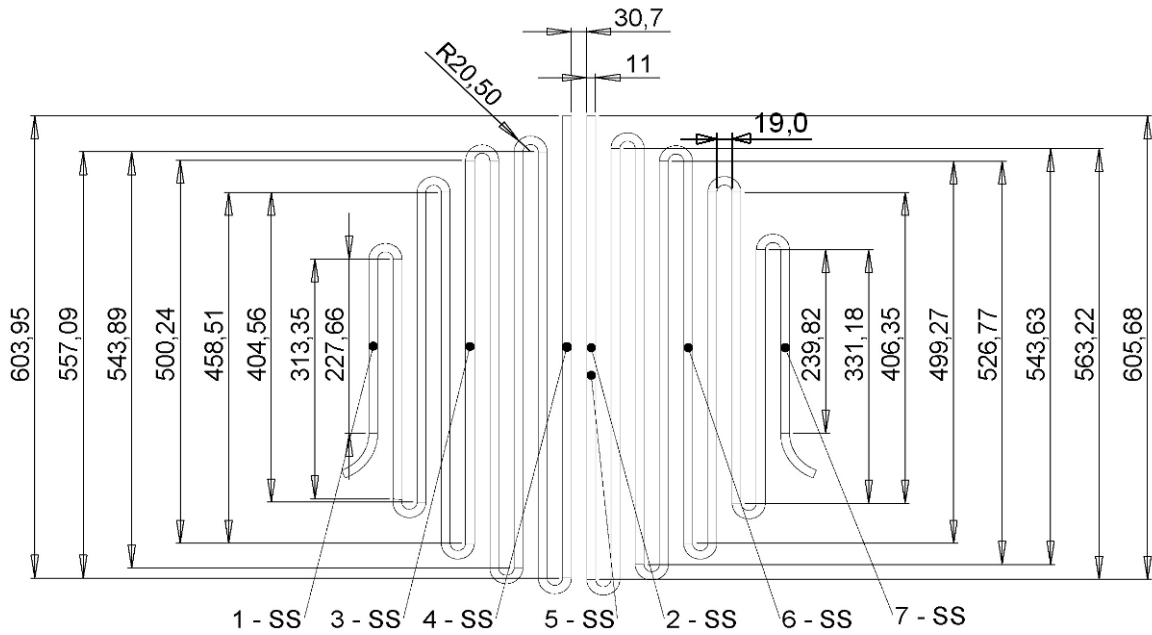


Figura 6: Dimensões e termopares instalados da resistência em forma de serpentina.

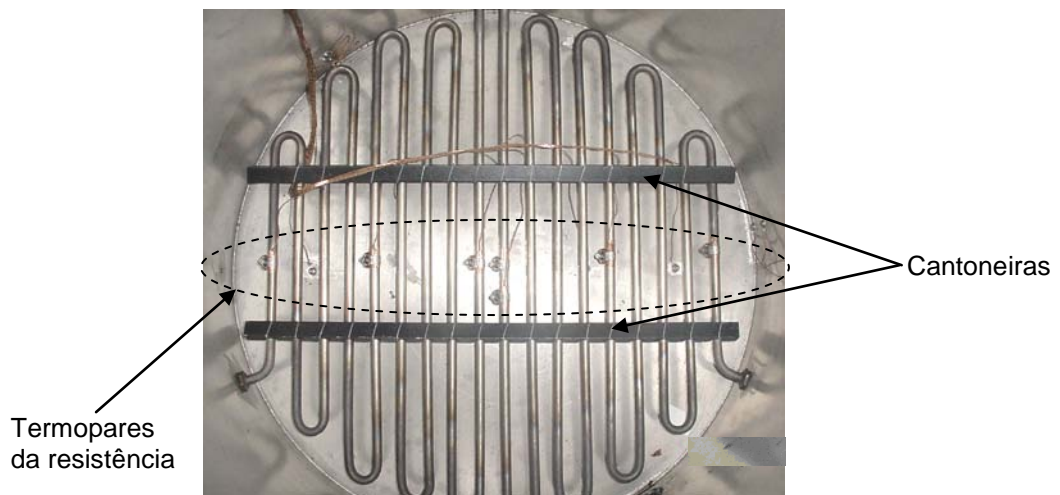


Figura 7: Resistência no formato de serpentina.

### 3.2.2 Resistência Térmica do Tipo Feixe de Cartuchos Cilíndricos Horizontais

A resistência térmica do tipo feixe de cartuchos cilíndricos é composta por um conjunto de 16 resistências fixas em um arranjo de 4 por 4, paralelas entre si e dispostas horizontalmente. Para estudar a influência da altura do elemento resistivo em relação ao fundo do tanque no aquecimento do CAP, foram adotadas duas alturas para o

posicionamento das resistências: 72 mm e 26 mm. A Figura 8 mostra o posicionamento da resistência para altura de 72 mm em relação ao fundo do tanque.

Primeiramente foram conduzidos testes com o asfalto aquecido pela resistência elétrica em formato de serpentina. Para a realização de testes com a nova geometria de aquecedores, seria muito penoso proceder ao esvaziamento do tanque, realizar a limpeza necessária e depois fazer a instalação das novas resistências,, carregar o tanque, re-instrumentar o tanque e reiniciar os testes. Assim, para simplificar estes procedimentos, optou-se por construir um fundo falso colocado sobre a resistência da serpentina, para isolar a mesma do sistema de aquecimento novo. Uma fotografia deste fundo está apresentada na Figura 9. Este fundo é composto basicamente por duas chapas circulares deslizantes. No momento em que o fundo falso está sendo instalado no tanque já preenchido por CAP aquecido, as duas chapas estão posicionadas de forma a deixar descobertos os furos que permitam o deslocamento do CAP, da posição inferior a posição superior ao fundo. Uma vez na posição, as chapas são movidas no sentido angular, de forma a tampar estes furos, proporcionando um fundo falso plano. Durante os testes com o aquecedor do tipo feixe de cartuchos, a resistência em serpentina permaneceu desligada. Obviamente as simulações numéricas produzidas para comparação com os dados experimentais consideraram a profundidade do tanque considerando o fundo falso. Este foi fixado no tanque através de duas alças laterais presas no tanque. A Figura 10 mostra a resistência de cartucho cilíndrico com seus elementos de fixação no tanque. As dimensões e posicionamento do fundo falso são mostrados na Figura 11.

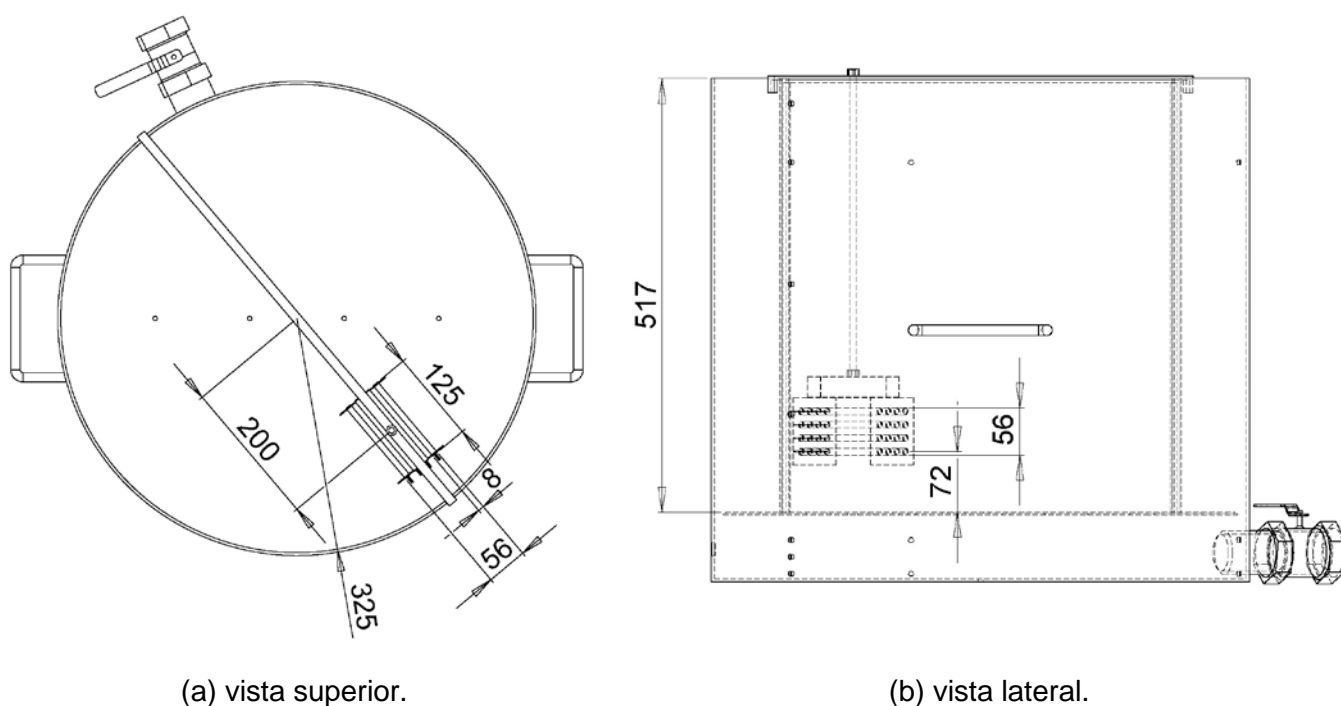


Figura 8: Posicionamento das resistências cilíndricas retas.



Figura 9: Fundo falso.

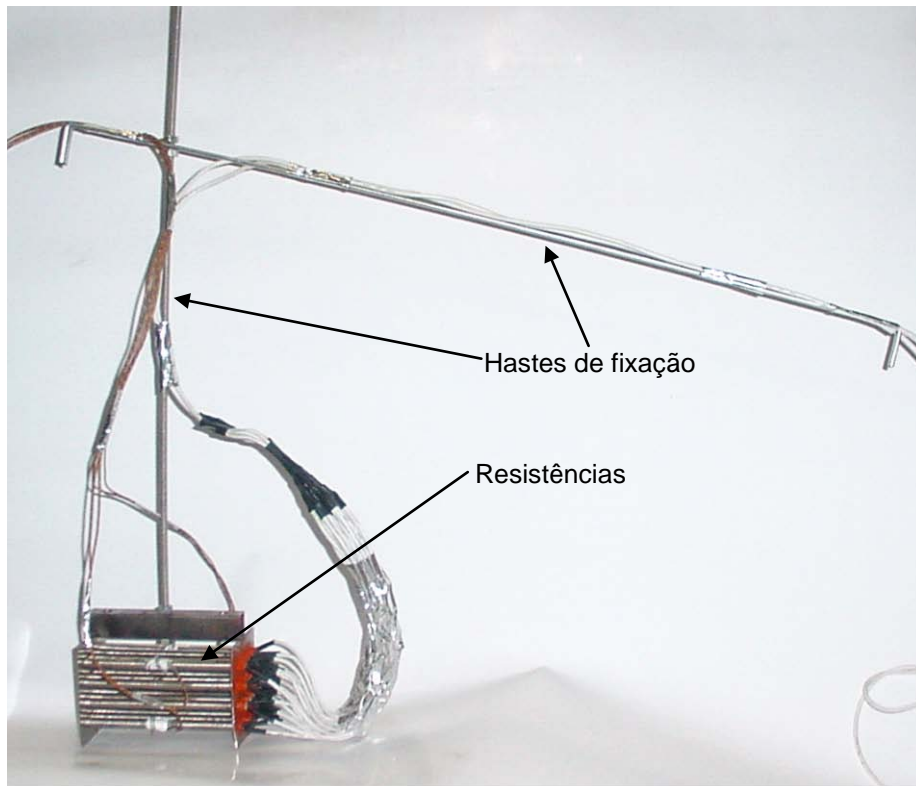


Figura 10: Elementos de fixação das resistências cilíndricas retas.

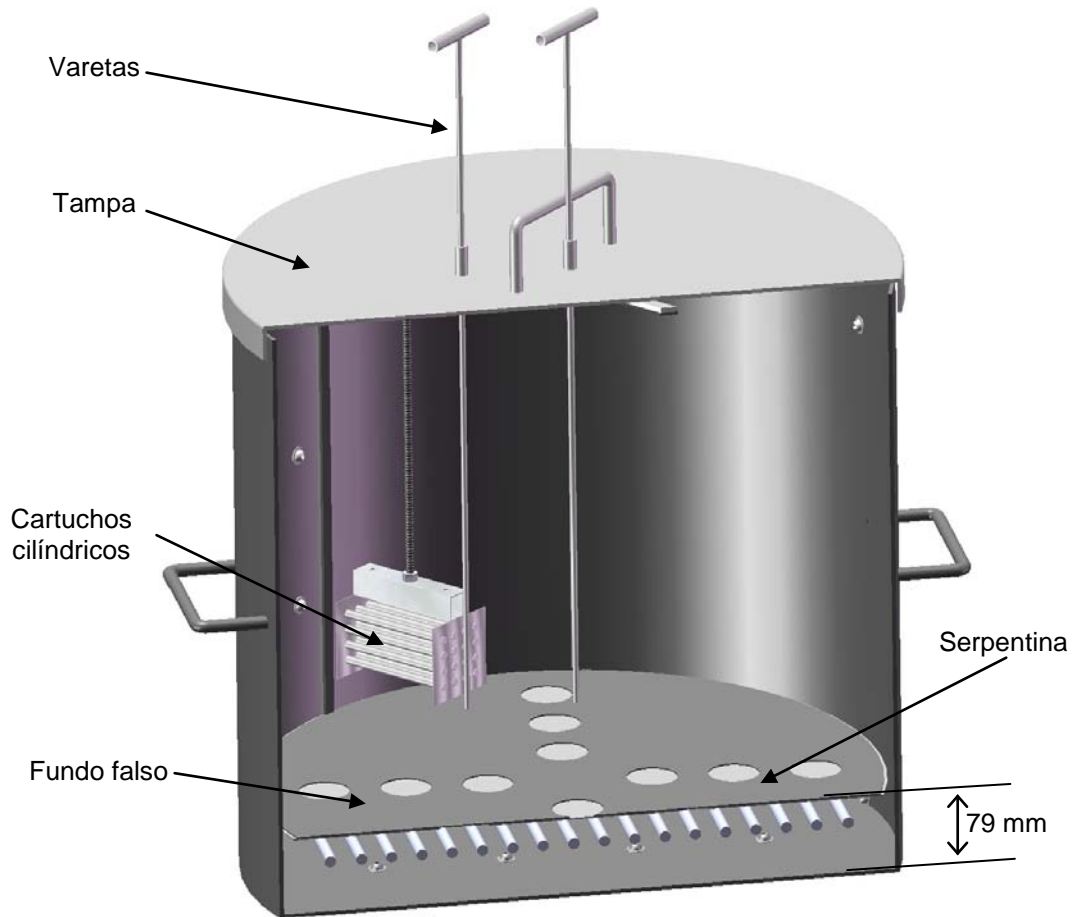


Figura 11: Posição do fundo falso.

### 3.3 Instrumentação do Aparato Experimental

Nesta seção, apresenta-se a instrumentação empregada no presente estudo experimental. Primeiramente descreve-se a localização dos termopares instalados nas resistências, para em seguida, apresentar os termopares instalados no tanque. Finalizando a seção, apresentam-se os equipamentos empregados para a aquisição de dados.

#### 3.3.1 Instrumentação do Aquecedor do tipo Serpentina

Para captar a distribuição de temperatura nas resistências do tipo serpentina, foram instalados, na parte superior da serpentina, 7 termopares, denominados 1-SS a 7-SS, onde SS representa “serpentina”, nas posições apresentadas na Figura 6. O termopar 5-SS foi instalado na parte inferior da serpentina próximo do termopar 2-SS, de forma a captar possíveis diferenças de temperatura entre a parte superior e inferior desta, que porventura

pudessem surgir durante o processo de aquecimento do CAP. Todos os termopares foram posicionados na região central da resistência.

A instalação dos termopares nas resistências foi feita empregando-se uma abraçadeira. Entre a abraçadeira e a cabeça do termopar encontra-se uma espessa camada de teflon. Entre a superfície do resistor e da cabeça do termopar foi instalada uma fita de cobre, para garantir um bom contato térmico. A Figura 12 mostra detalhes da instalação do termopar. Os termopares instalados nas paredes das resistências tiveram suas junções de medições achatadas para aumentar o contato com a superfície externa da resistência.

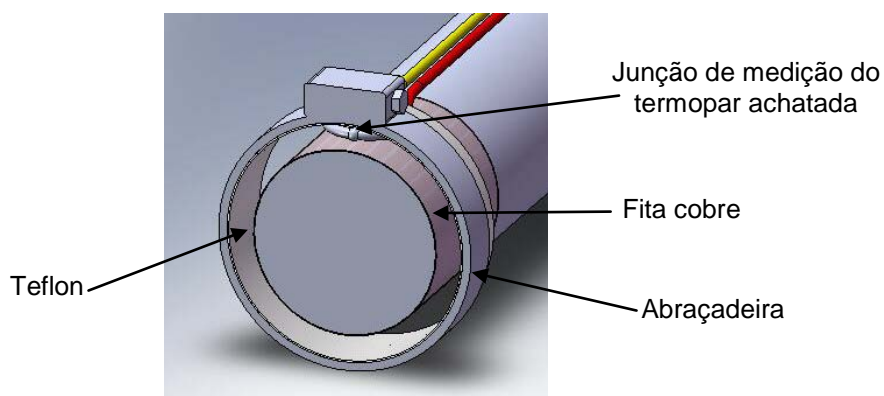


Figura 12: Montagem do termopar da resistência.

### 3.3.2 Instrumentação do Aquecedor do tipo Feixe de Cartuchos Cilíndricos Horizontais

Os termopares semelhantes aos empregados na resistência tipo serpentina foram instalados na parte central das resistências mais externas do conjunto de cartuchos resistivos que formam o feixe. Estes foram denominados de: 1 a 4-CS (CS – significa cartucho, termo utilizado pela indústria para resistências elétricas embutidas em um invólucro cilíndrico reto de aço inoxidável), de acordo com a seqüência de instalação (sentido anti-horário) e sua localização pode ser observada na Figura 13. Os termopares foram amarrados com um arame de aço junto à resistência como mostra a Figura 14. Como será discutido mais a frente, as braçadeiras de aço inox não se mostraram adequadas para exercer a pressão necessária, diminuindo assim o contato entre a cabeça achatada do termopar e a superfície externa dos tubos de aço inox da resistência da serpentina, por isso um novo sistema de fixação foi adotado.

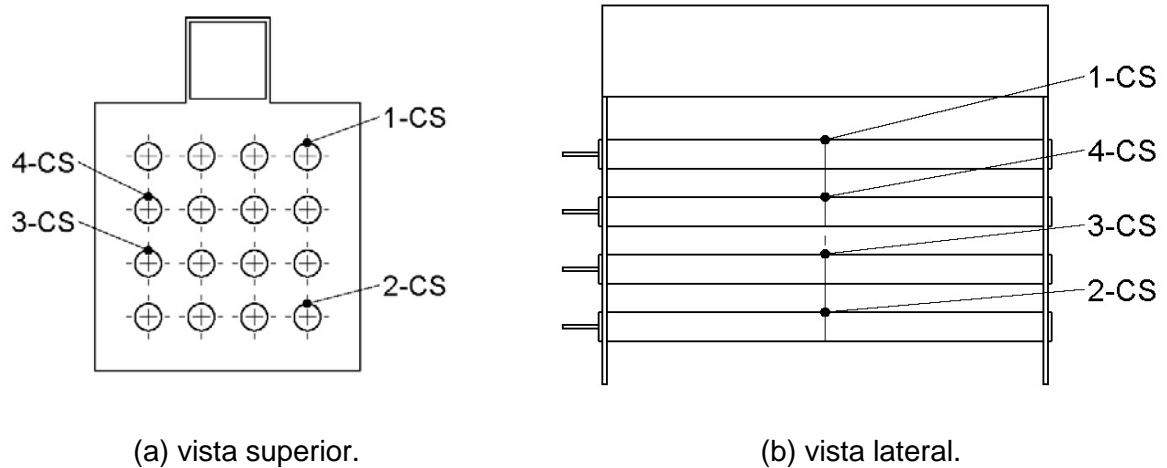


Figura 13: Posicionamento dos termopares.

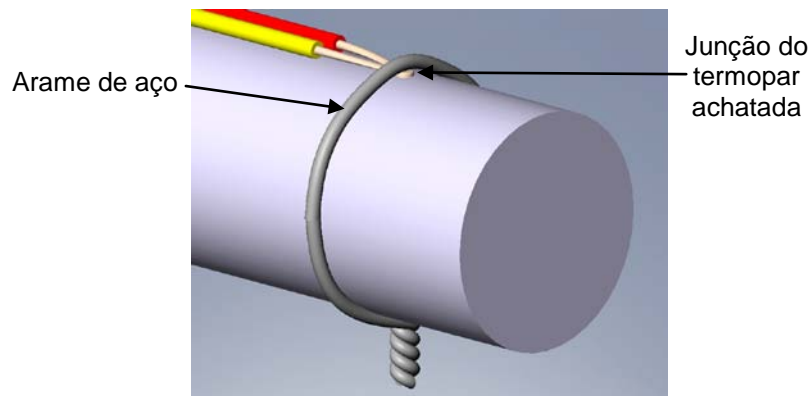


Figura 14: Montagem dos termopares sobre a resistência.

### 3.3.3 Instrumentação para Medição das Temperaturas do Tanque

Para se conhecer a distribuição de temperaturas nas paredes do tanque de armazenamento testado em laboratório, diversos termopares foram instalados. A parede lateral do tanque possui uma forma cilíndrica e nela foram instalados termopares divididos em quatro grupos com nomenclaturas especiais para facilitar a localização dos termopares ao redor da parede lateral. Os termopares denominados PE (parede externa) e PIPE (parede interna opostos aos termopares PE) estão instalados na mesma posição angular da parede lateral do tanque como mostra a Figura 15, sendo que os termopares PE estão instalados na parte externa da parede lateral cilíndrica do tanque e os termopares PIPE estão instalados na parte interna. Os termopares PE e PIPE foram adotados como sendo a referência de  $0^\circ$  de rotação em relação aos outros grupos de termopares. Os termopares defasados em  $120^\circ$  no sentido anti-horário foram denominados PIDIR (parede interna a

direita dos termopares PE) e os termopares defasados em  $120^\circ$  no sentido horário foram denominados PIESQ (parede interna a esquerda dos termopares PE) como mostra a Figura 15. As referências direita e esquerda adotadas para os termopares PIDIR e PIESQ significam uma defasagem de  $120^\circ$  no sentido anti-horário e  $120^\circ$  no sentido horário para facilitar a nomenclatura dos termopares. Os termopares instalados no fundo do tanque foram denominados com sendo PFT (parede do fundo do tanque) como mostra a Figura 15. A Figura 16 mostra a altura em que os termopares PE, PIPE, PIESQ foram instalados na lateral do tanque. A Figura 17 mostra a altura em que os termopares PIDIR foram instalados na parede lateral do tanque.

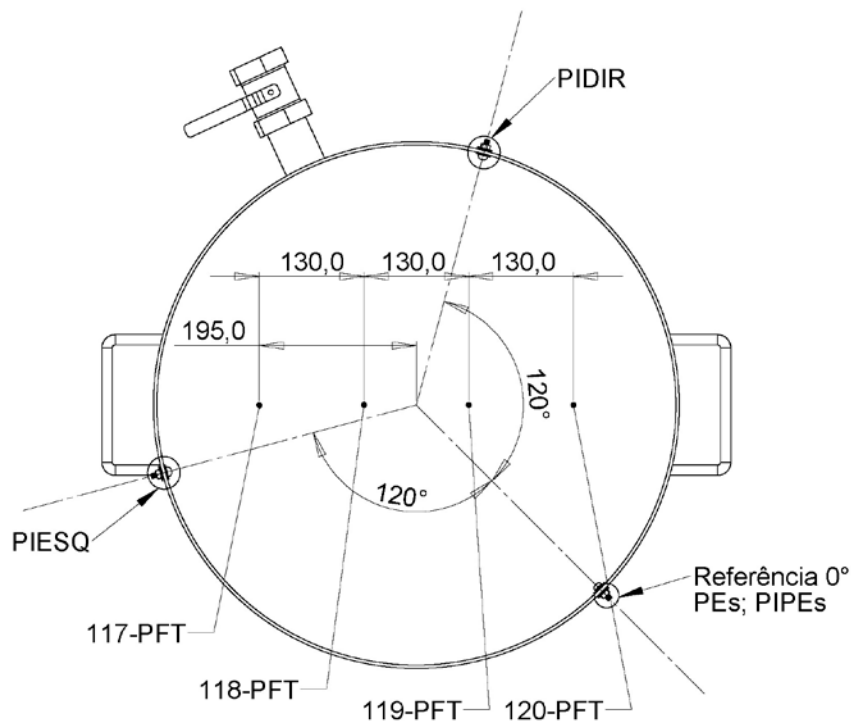


Figura 15: Posição dos termopares no fundo do tanque.

Nas Figuras 16 e 17 observa-se uma maior concentração de termopares, instalados próximos da base do tanque, na parede lateral circular. Através de simulações numéricas preliminares observou-se uma estratificação de temperatura junto ao fundo do tanque, influenciando na escolha da posição dos termopares que viriam a ser instalados.

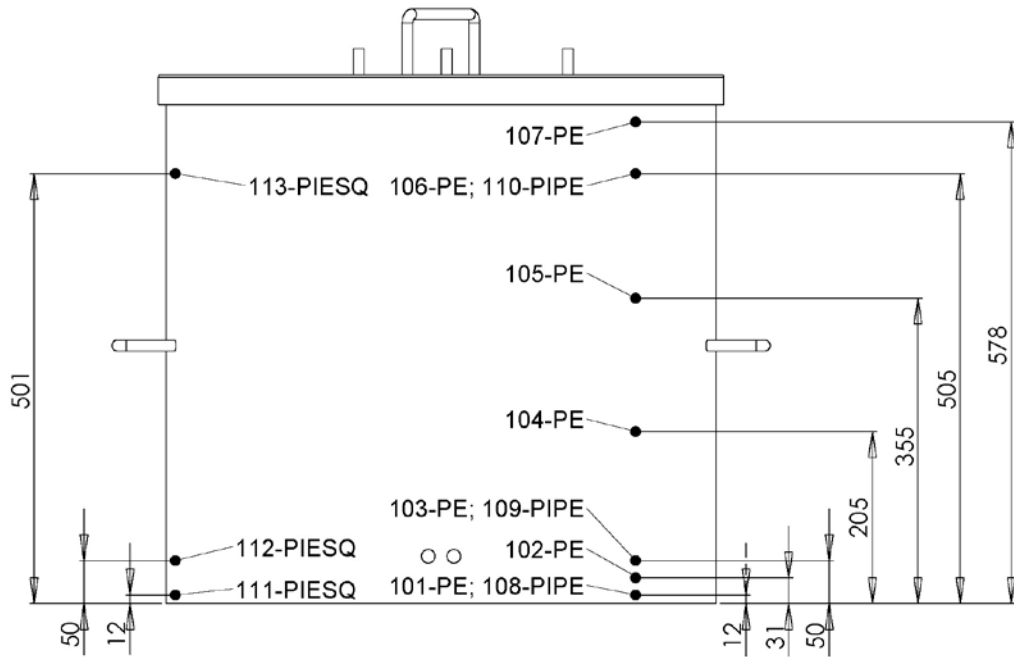


Figura 16: Posição dos termopares PE, PIPE, PIESQ na lateral do tanque.

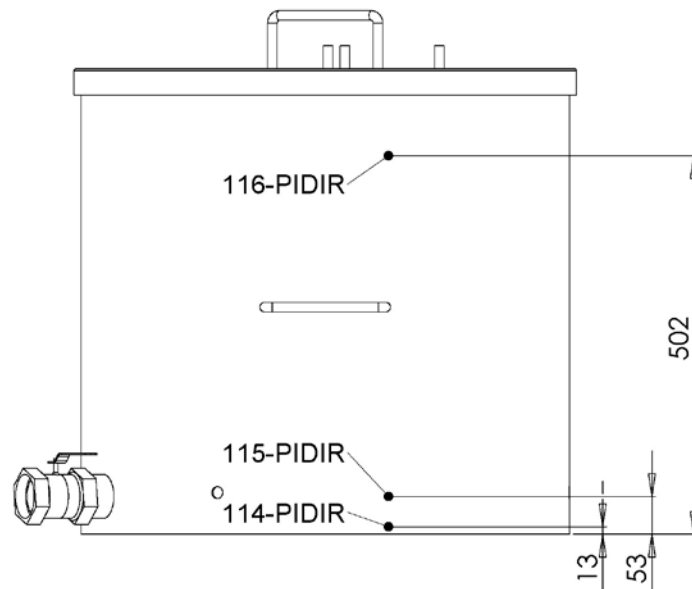


Figura 17: Posição dos termopares PIDIR na lateral do tanque.



Na instalação dos termopares na parede vertical e inferior, foi utilizado um papel de mica como arruela para isolar o termopar do parafuso de fixação, evitando assim efeito de aleta do parafuso. A junção do termopar foi achatada para melhorar o contato térmico com a parede do tanque. A Figura 18 mostra com detalhes os termopares instalados no tanque.

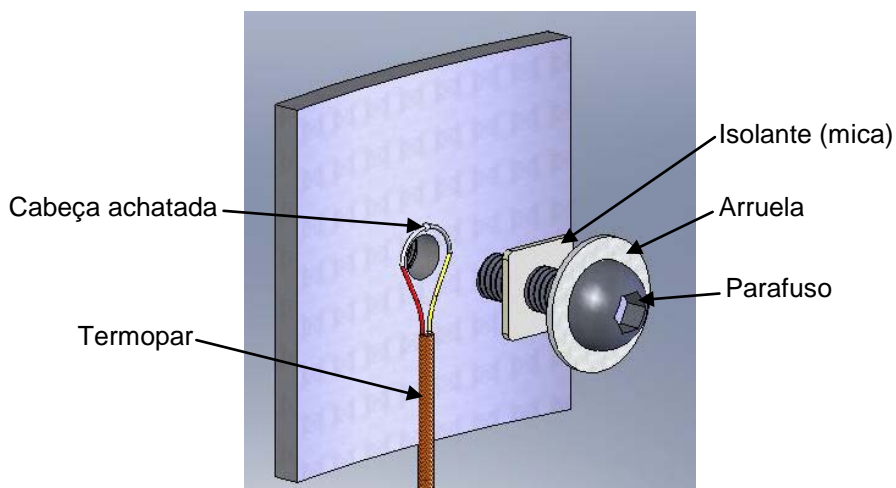


Figura 18: Termopares instalados no tanque.

### 3.3.4 Instrumentação para Medição de Temperaturas do CAP

Como já observado anteriormente, a tampa do tanque de testes possui três furos passantes, deslocados de um ângulo de  $120^\circ$ , por onde foram soldados três varetas com termopares instalados em seu interior, que se localizam a três diferentes alturas no CAP. Esta tampa é móvel e pode ser rotacionada, permitindo diversas medidas de temperatura nos planos correspondentes às alturas das varetas.

Como já mencionado, a distribuição de temperaturas no interior do CAP armazenado no tanque pode ser medida com o auxílio de três varetas de aço inox com espessura de 0,5 mm. No interior destas varetas estão instalados termopares, cujas cabeças ficam expostas em sua extremidade. A vareta foi preenchida com silicone de alta temperatura, que após secar, tornava-se extremamente rígido para evitar que o termopar deslizesse no interior da vareta. Isto evita o contato indesejado da cabeça do termopar com o corpo da vareta e também evita que o CAP se aloje no interior da vareta. A Figura 20 mostra detalhes das varetas empregadas no presente trabalho.

Para permitir a medição da distribuição de temperaturas no CAP sem a necessidade da instalação de muitos termopares, o que seria bastante complicado tendo em vista o CAP ser muito viscoso e pegajoso (com alto potencial de sujar e danificar termopares), foram

empregados apenas três termopares, que estão instalados dentro de varetas de aço, que deslizam verticalmente dentro do CAP aquecido através dos furos da tampa. Como a tampa do tanque é livre, esta é rotacionada ao mesmo tempo em que é variada a altura das varetas dentro do CAP. Assim, pode-se obter a medição da temperatura do CAP em tantos pontos quanto desejados. Porém, para facilitar o tratamento dos dados, posições angulares da tampa e alturas pré-determinadas das varetas foram empregadas, conforme se discutirá adiante. A Figura 19 mostra a posição angulares das varetas na tampa e nomenclatura adotada, na qual “V” representa vareta, “C” representa centro e 1/3 e 2/3 (do raio) representa a distância do centro.

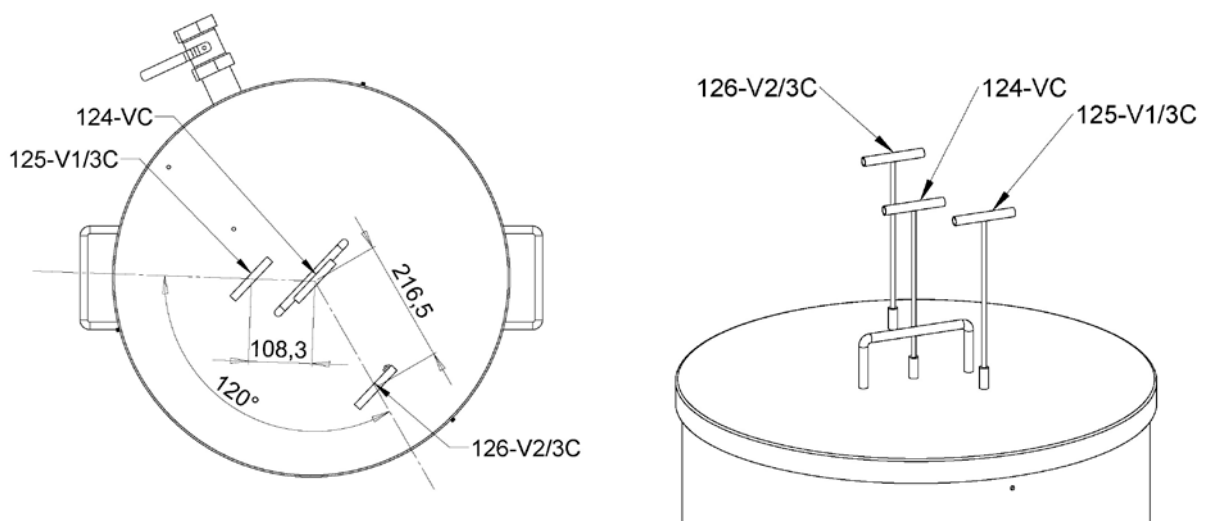


Figura 19: Varetas de medição de temperatura.

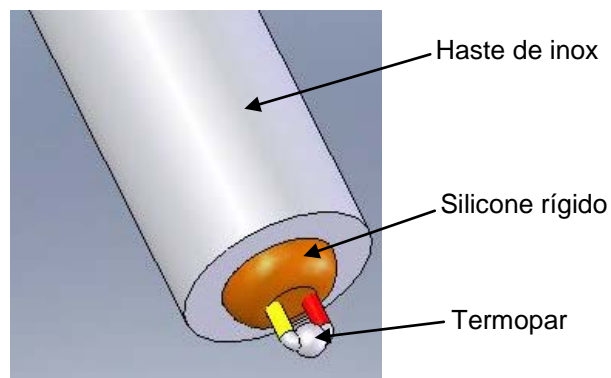


Figura 20: Termopares instalados nas varetas.

### 3.3.5 Tipo de Termopares Utilizados

Em todas as medições de temperatura no tanque, foram utilizados termopares do tipo K (Cromel / Alumel) fabricados pela Omega. Estes são revestidos por um isolamento externo de fibra de vidro resistentes a temperaturas superiores a 400 °C. O termopar tipo K é um termopar de uso genérico, que tem um baixo custo e, devido a seu emprego freqüente, encontra-se disponível em variados tipos de sondas. Cobrem temperaturas entre os -200 e 1370 °C, tendo uma sensibilidade de aproximadamente  $41\mu\text{V}/^\circ\text{C}$ .

## 3.4 Equipamentos Empregados nos Testes Experimentais

A bancada experimental empregada no presente trabalho consiste basicamente do tanque preenchido com CAP, devidamente instrumentado com termopares. O CAP é aquecido por dois tipos de resistências térmicas, já descritas anteriormente. Os dados de temperatura são monitorados por um sistema de aquisição de dados, conectado a um computador. Para a leitura e monitoramento das tensões, foi utilizado o software Benchlink, programa capaz de monitorar todas as tensões dos termopares, inclusive para verificar quando o sistema atingiu o regime permanente. Os dados foram posteriormente tratados em uma planilha do software Microsoft Excel.

Antes da aquisição dos sinais fornecidos pelos termopares, estes foram conectados a uma caixa térmica, que tem a função de homogeneizar a temperatura dos fios, reduzindo erros das leituras das temperaturas relativos à influência da temperatura do sistema de aquisição de dados. Os termopares são então conectados a um sistema de aquisição de dados da Hewlett-Packard, modelo 3970A, que é ligado a um computador para armazenar os dados coletados. Para obtenção da temperatura de referência foi utilizada uma garrafa térmica com dois termopares internos em um banho de gelo e água, sendo a temperatura do banho lida em um termômetro de precisão de mercúrio.

Foram utilizadas duas fontes de potências para alimentar as resistências da serpentina e as resistências cilíndricas retas. Para a serpentina, foi utilizada uma fonte de corrente alternada com potência máxima de 5000 W. A desvantagem do uso desta fonte é que a leitura da tensão e da resistência é feita de forma indireta, através de um multímetro digital conectado a um computador; já a vantagem é a alta potência que pode ser aplicada nas resistências térmicas. Para a resistência cilíndrica reta foi utilizada uma fonte de corrente contínua, retificada com leitor digital, facilitando assim a leitura da corrente e tensão aplicada; entretanto a potência máxima desta fonte é de 1500 W.

As Figuras 21 e 22 mostram os equipamentos utilizados na bancada experimental para testes com resistência elétrica em serpentina e para testes com a resistência cilíndrica reta, respectivamente. A Figura 23 mostra, esquematicamente, como esses componentes estão conectados uns aos outros.

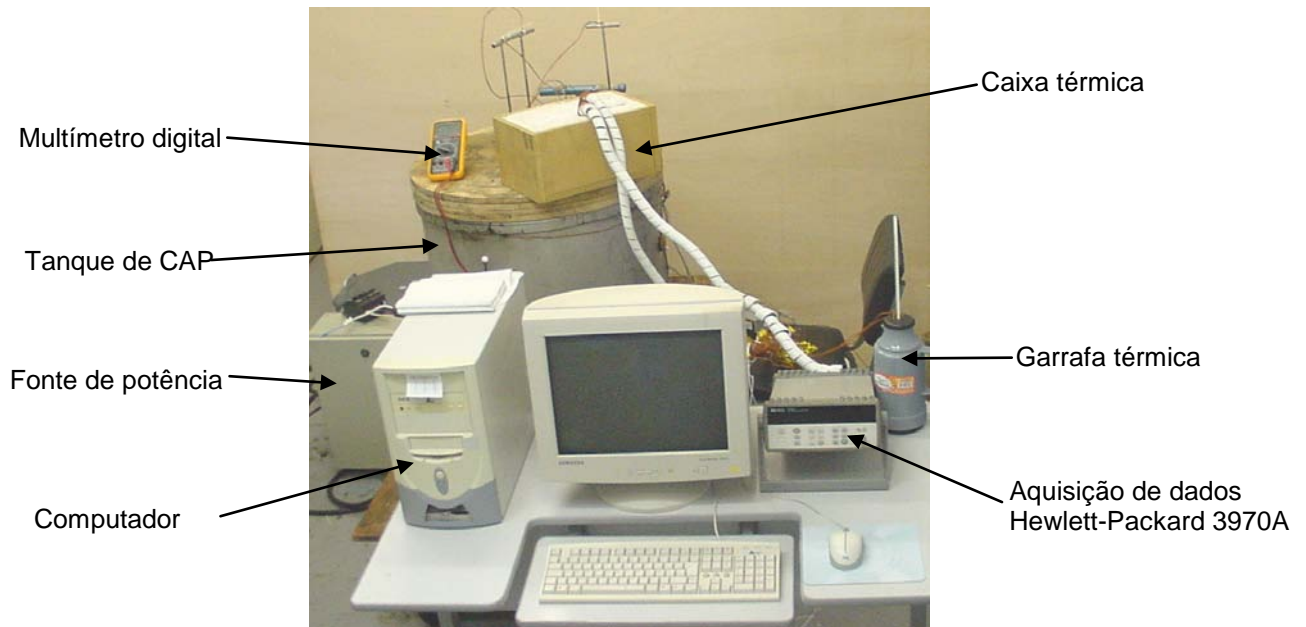


Figura 21: Bancada experimental para a resistência da serpentina.

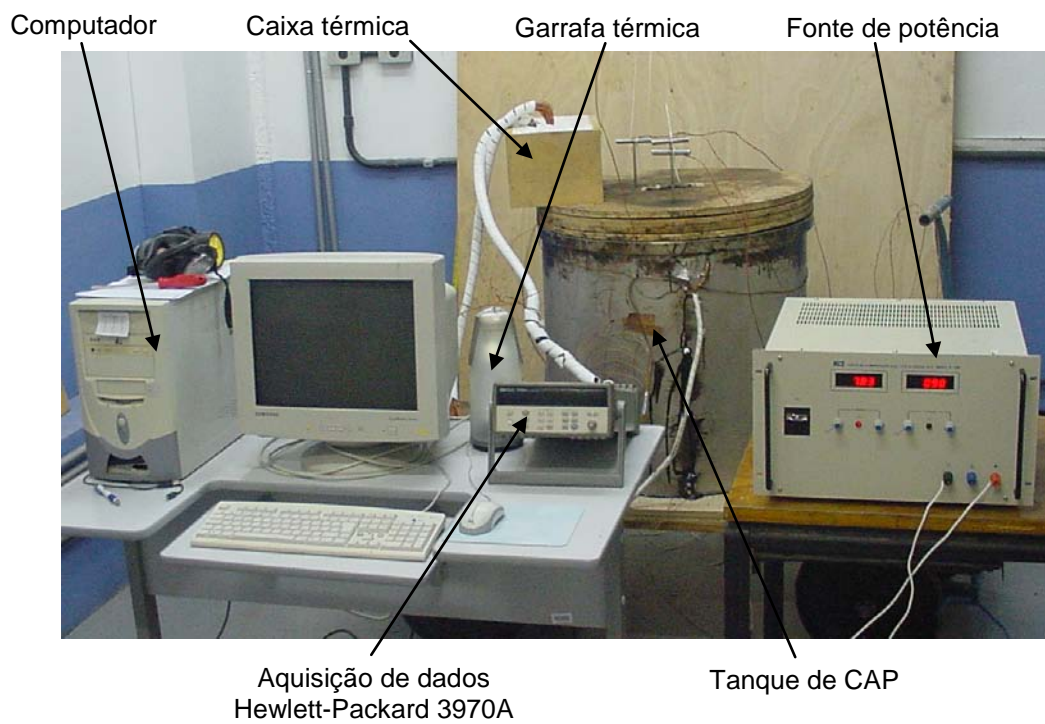


Figura 22: Bancada experimental para a resistência cilíndrica reta.

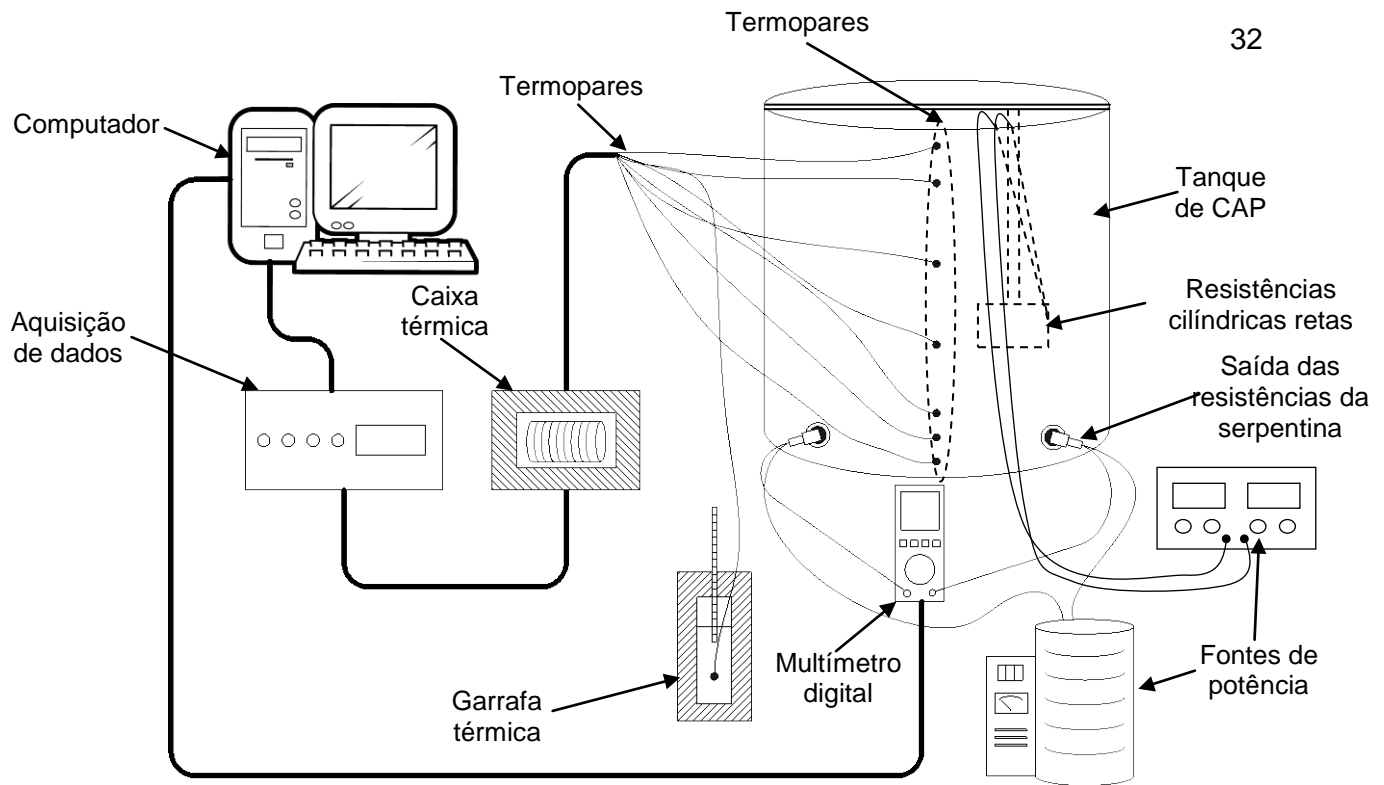


Figura 23: Diagrama com as conexões esquemáticas do tanque.

## 3.5 Metodologia de Testes

### 3.5.1 Controle da Potência Elétrica Aplicada

Uma vez o aparato completamente montado com instrumentação e equipamentos instalados e CAP armazenado no tanque, o aquecedor é ligado. O critério utilizado para determinar a potência máxima utilizada nas resistências cilíndricas retas (para as duas alturas de resistores testadas em relação ao fundo do tanque) foi de que a temperatura média das resistências não ultrapassasse 230 °C. Este critério foi estabelecido visando resguardar a integridade do CAP. Segundo Andrade (1989) recomenda-se que a temperatura média de operação ou armazenamento do CAP não ultrapasse 230 °C, para evitar a aceleração da oxidação, volatilização e mudanças químicas do CAP.

Entretanto, este mesmo critério não pode ser adotado para a resistência cilíndrica em forma de serpentina, pois, como a área de troca térmica do aquecedor da serpentina é 6,16 vezes maior que a do aquecedor de feixes paralelos (cartuchos), um mesmo nível de temperatura significaria um aumento expressivo na potência dissipada e portanto a temperatura média do asfalto aumentaria significativamente. Isto provocaria a aceleração da oxidação e volatilização do CAP, aumentando conseqüentemente a taxa de gases exalados pelo CAP, que, além de danificar o CAP, dificultaria o seu manuseio pelo operador. Neste caso, a potência máxima aplicada na serpentina foi determinada quando a volatilização dos

gases, evidenciada pelo surgimento de uma fumaça escura, começou a apresentar uma aceleração acentuada.

O critério adotado para o estabelecimento da potência média e baixa para a resistência da serpentina foi que a temperatura média do CAP, obtidos pela leitura dos termopares instalados nas varetas, numa região acima das resistências, fosse de aproximadamente 160 °C (temperatura de operação e armazenamento desejada pela LUBNOR) e 135 °C (temperatura de armazenamento atual da maioria dos tanques de CAP da LUBNOR). Para comparar os resultados experimentais obtidos entre os testes com o aquecedor em forma de serpentina e o de feixes de resistores cilíndricos, foram utilizadas as mesmas potências (média e baixa). As Tabelas 3.2 e 3.3 mostram as potências utilizadas para a resistência térmica no formato de serpentina e para a resistência térmica de feixe de cartuchos cilíndricos em função da temperatura das resistências e das varetas. As incertezas das temperaturas e potências médias apresentadas nas Tabelas 3.2 e 3.3 foram calculadas e apresentadas no Apêndice A.6 e A.7. Note-se que estes dados de controle são aproximados, pois a grande inércia e a dificuldade de manuseio do CAP impedem o controle preciso da temperatura, que é função da potência aplicada.

Tabela 3.2: Potências utilizadas para o aquecedor em forma de serpentina.

Potência (W)	Temperatura média das varetas acima da resistência (°C)	Temperatura média das Resistências (°C)
1850,88 ± 70,22	190,15 ± 0,65	<u>197,35 ± 0,18</u>
1156,58 ± 35,18	<u>158,0 ± 0,68</u>	161,00 ± 0,21
755,24 ± 4,34	<u>134,57 ± 0,05</u>	138,31 ± 0,25

Obs. As temperaturas sublinhadas são as de referência para os critérios adotados.

A diferença observada entre o critério adotado (230 °C) e a temperatura média obtida para as resistências no formato de serpentina (197,35 ± 0,18 °C) e para a resistência de cartuchos cilíndricos (189,34 ± 10,80 °C) apresentadas nas Tabelas 3.2 e 3.3 ocorreram devido a problemas de medição discutidas nos CAPÍTULO 5 e 6.

Como já citado anteriormente, o aquecedor (conjunto de resistências térmicas) foi posicionado em duas alturas, no caso dos feixes de cartuchos cilíndricos. Para o nível de 72 m em relação ao fundo do tanque, foram realizadas medições de temperaturas para quatro níveis de potência diferentes. Para o nível de 26 mm, dois níveis de potências foram adotados, conforme apresentado na Tabela 3.3.

Tabela 3.3: Potências utilizadas para o aquecedor de feixes de resistências cilíndricas retas.

H (mm)	Potências (W)	Temperatura média das varetas (°C)	Temperatura média das Resistências (°C)
72	1368,95 ± 20,64	170,58 ± 2,08	<u>220,91 ± 2,62</u>
	1160,40 ± 19,10	<u>159,48 ± 2,57</u>	208,93 ± 3,95
	765,38 ± 15,43	<u>134,23 ± 6,09</u>	173,87 ± 4,28
	765,38 ± 15,43	<u>134,07 ± 6,22</u>	176,59 ± 5,36
26	1465,8 ± 20,70	177,81 ± 2,04	<u>189,34 ± 10,80</u>
	765,00 ± 14,83	<u>133,83 ± 8,13</u>	122,64 ± 15,18

Obs. As temperaturas sublinhadas são as de referência para os critérios adotados.

### 3.5.2 Posição das Varetas de Medição de Temperatura do CAP

Como já comentado, três varetas passantes, defasadas em um ângulo de 120° entre si, atravessam a tampa do tanque de armazenamento para a leitura das temperaturas do CAP. A posição em que a vareta denominada 126-V2/3C está alinhada (o mais próximo possível) com os termopares da parede lateral: PE, PIESQ e PIDIR foi convencionada como 0°. As outras duas varetas, 124 VC e 125 VC estão nas posições angulares -120° e 120°, como mostra a Figura 24. Estas 3 posições formam um plano de medição juntamente com os termopares instalados na parede lateral denominados: plano 1: VC – PE; plano 2 VC – PIDIR; plano 3: VC – PIESQ.

Para a resistência de feixe de cartuchos cilíndricos paralelos, as varetas foram posicionadas com uma defasagem de 15° em relação à posição das varetas para os testes com aquecedor serpentina, como mostra a Figura 25. Isto foi necessário para que fosse possível repetir medidas no CAP com a mesma altura em relação ao fundo do tanque. Note-se que o aquecedor do tipo feixe é muito mais alto que o de serpentina. Se não fosse feito este ajuste no ângulo, não seria possível descer a vareta 126-V2/3C em todas as posições desejadas, uma vez que esta não se encaixa no meio do espaço existente entre as resistências cilíndricas retas. A mesma defasagem de 15° foi adotada para os planos 2 e 3.

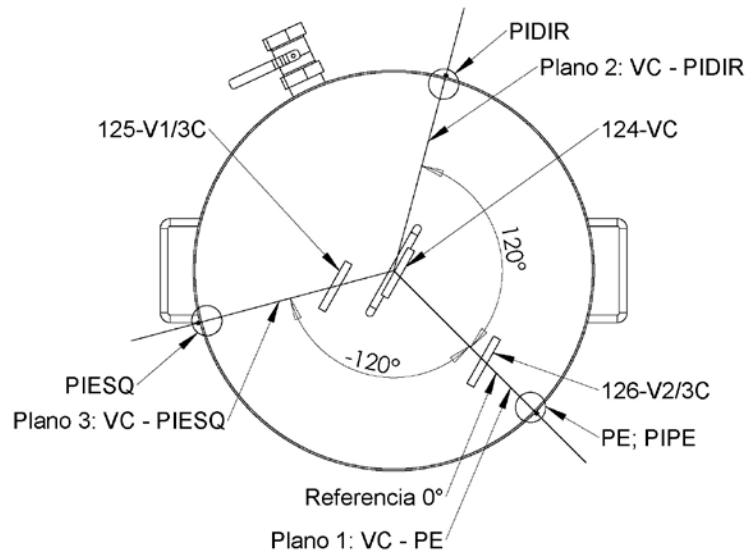


Figura 24: Posições das varetas no tanque para a resistência da serpentina.

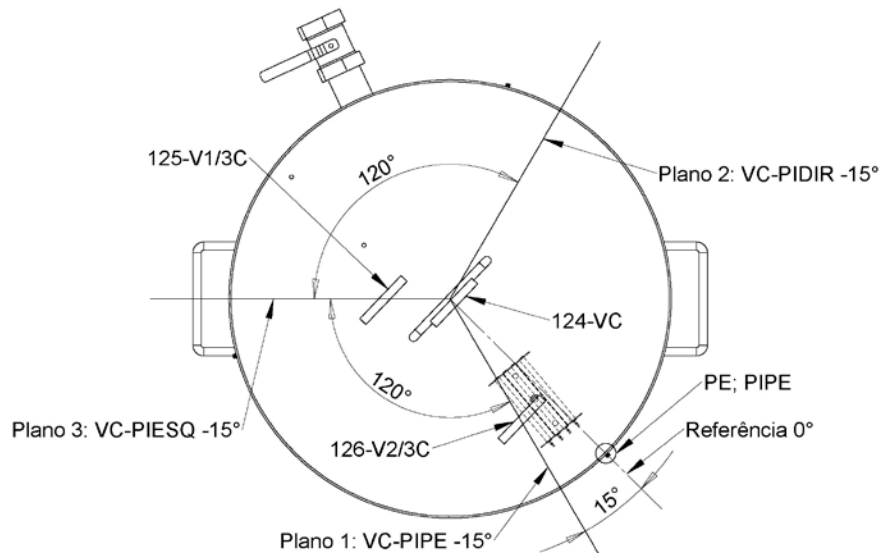


Figura 25: Posicionamento das varetas para a resistência cilíndrica reta.

Para o aquecedor em forma de serpentina foram escolhidas 8 alturas para o posicionamento das varetas em relação ao fundo do tanque, sendo elas: 0, 1, 2, 3, 4, 5, 275 e 500 mm. Entretanto, devido ao aumento considerável da viscosidade do CAP (dificultando o manuseio das varetas) para potências de teste mais baixas, adotou-se apenas uma posição da altura da vareta (275 mm) e da rotação da tampa (0°). Para o aquecedor de feixes de cartuchos cilíndricos paralelos, foram escolhidas 5 alturas de medição das varetas: 0, 50, 100, 150 e 400 mm. O mesmo problema relativo ao emprego de baixas potências de aquecimento foi observado e, novamente, apenas a posição de 0° de rotação para a tampa foi adotado, porém com as mesmas cinco alturas.



As temperaturas de cada ponto medidas pela vareta só são armazenadas após as varetas entrarem em equilíbrio térmico com o meio. Assim, o experimento leva, em média, de 8 a 10 horas para as potências mais altas e de 10 a 11 horas para as potências médias e acima de 4 horas para as potências mais baixas. Mesmo fazendo-se poucas medições para as potências mais baixas, o tempo de experimento é elevado devido a troca de calor ser mais difusiva, quando comparado com as potências superiores (mais advectiva), dificultando assim que o sistema entre em regime permanente.

### 3.5.3 Critério para Regime Permanente.

O critério adotado para o regime permanente foi de que a variação da temperatura medida em cada termopar não ultrapasse 3%, num intervalo de tempo de 30 min. A variação foi monitorada através de uma função programada no *software* Benchlink responsável pela leitura e tratamento das mili-voltagens lidas pelos termopares e enviadas pelo sistema de aquisição dos dados. Contudo, devido à grande inércia térmica do aparato experimental, muitas vezes o experimento passa por um período de 12 horas ou mais até entrar em regime permanente. O tempo médio de duração de cada experimento é de 4, 8 e 12 horas para as potências baixas, médias e altas, devido à grande quantidade de medidas efetuadas pelas varetas, dependendo das condições climáticas (principalmente temperatura) do dia de teste. Assim, a temperatura de cada termopar foi considerada como sendo a média das temperaturas durante o decorrer do experimento. A Figura 26 mostra a variação típica da temperatura ambiente em um dia de testes, enquanto a Figura 27 mostra a variação típica das temperaturas de dois termopares em função do tempo.

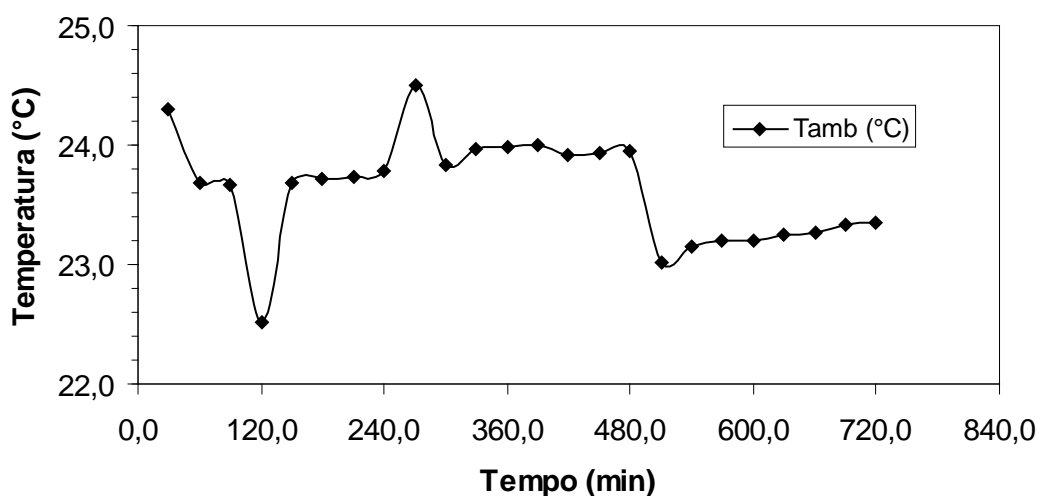


Figura 26: Variação da temperatura ambiente no decorrer do experimento.

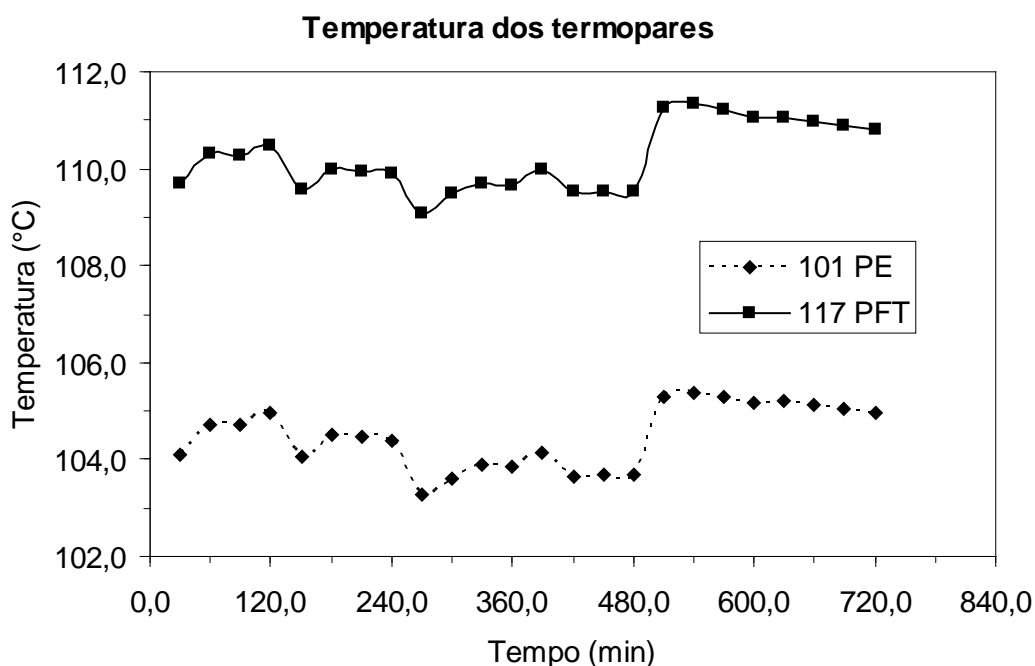


Figura 27: Variação da temperatura dos termopares no decorrer do experimento.

## 3.6 Tratamento dos Dados de Temperatura

### 3.6.1 Caso: Resistência Térmica no Formato de Serpentina.

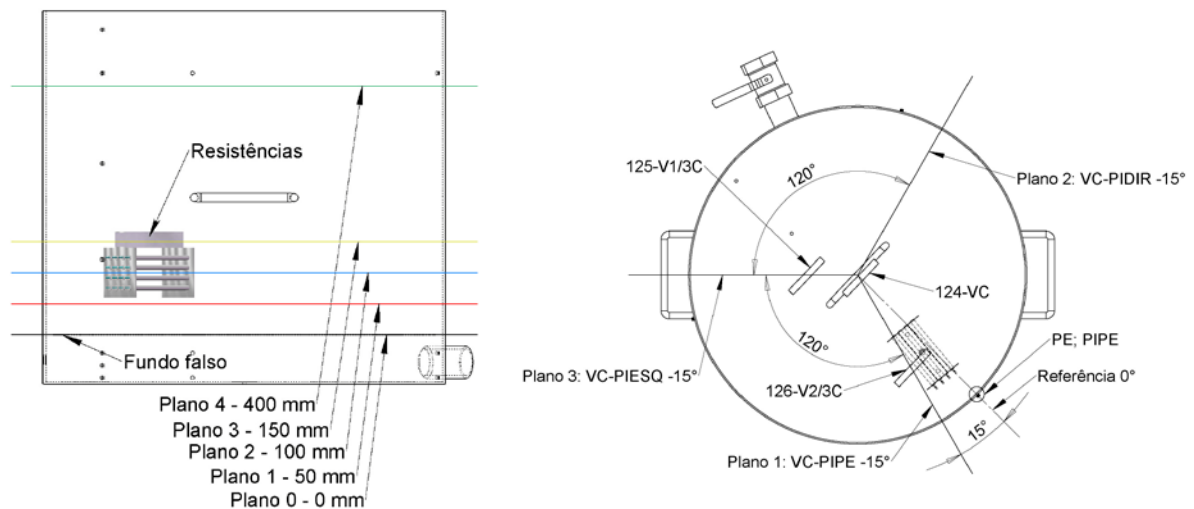
Como se verá no Capítulo 4, os modelos numéricos propostos apresentam algumas modificações devido a custos computacionais e simplificações adotadas, dentre outros. Assim não é possível comparar cada ponto experimental com seu ponto na simulação numérica respectiva. Desta forma, para alguns pontos experimentais, foi necessária a utilização de médias que permitam a sua comparação com resultados numéricos, como será apresentado no Capítulo 5.

Para o modelo numérico empregado para o caso de aquecedores com serpentinas, foi considerado escoamento bidimensional. Assim, é necessário obter a média da temperatura para cada vareta, em função da altura de medição, para as diferentes posições de rotação da tampa. Com isto se obtém um perfil de temperaturas no qual apenas a variação na altura é considerada. Também, para comparação posterior com resultados numéricos, são obtidas as médias para os termopares que possuem simetria radial no tanque e mesma altura, tais como os termopares da resistência: 1 e 7-SS; 2 e 4-SS; 3 e 6-SS; e os termopares do fundo do tanque: 117, 118; 119 e 120-PFT (ver Figura 6 e 15). O mesmo procedimento foi adotado para os termopares da parede lateral que possuem simetria radial e angular e mesma altura, tais como PE, PIPE, PIESQ e PIDIR (ver Figura 15, 16 e 17).

### 3.6.2 Caso: Resistência Térmica do tipo Feixe de Cartuchos Cilíndricos Horizontais.

A comparação entre os resultados numéricos e experimentais foi realizada com o auxílio de planos transversais e paralelos à base do tanque e posicionados de acordo com as alturas das medidas de temperaturas realizadas pelas varetas, como mostra a Figura 28. Nos planos transversais, cada ponto de temperatura obtido numericamente foi comparado com os dados experimentais médios. Como os planos criados possuem alturas diferentes das posições dos termopares instalados na parede lateral, para se estabelecer as temperaturas experimentais da parede, foi empregado um polinômio ajustado (ver Seção (3.8)), que ajustou as temperaturas medidas na parede lateral. Este polinômio representa a média da temperatura da parede lateral em função da altura.

Assim como feito para o caso anterior, para a comparação entre resultados numéricos e experimentais para o CAP, foi empregada uma média de temperaturas, relativa às três medidas obtidas para cada altura das varetas, decorrentes da rotação da tampa.



(a) – planos transversais para a resistência da serpentina.

(b) – posição das varetas.

Figura 28: Planos auxiliares para a comparação dos resultados numérico-experimentais.

## 3.7 Medidas das Potências Térmicas

Para a resistência térmica no formato de serpentina foi utilizada uma fonte de potência elétrica de corrente alternada de alta capacidade (até 10000 W ou 50 A) devido à

baixa resistência elétrica que a resistência apresentava ( $P_{elt} = RI^2$  como  $R$  é pequena, para altas potências,  $I$  deve ser grande). Como a fonte de potência utilizada (do tipo Variac) não apresentava nenhum mostrador digital ou analógico da tensão e corrente, foi necessário medir a tensão e a resistência elétrica para os três casos de potência estudados para a resistência térmica no formato de serpentina.

Assim, o cálculo da potência elétrica dissipada em forma de calor pelas resistências do aquecedor em forma de serpentina foi realizado através da leitura da tensão,  $U$ , e da medida da resistência elétrica,  $R$ , empregando-se a expressão:

$$P_{serp} = \frac{U^2}{R} \quad (3.1)$$

Neste caso, a tensão e a resistência elétrica são medidas através de um multímetro digital conectado a um computador. Entretanto, o multímetro só consegue ler o valor da resistência após o término do experimento com a fonte de tensão desligada. Uma vez que a resistência elétrica varia em função da temperatura, seria, a princípio, necessário medir estas resistências nas temperaturas de ensaio. Entretanto, devido a grande inércia térmica do CAP ( $c_p$  da ordem de 2072 J/kgK para a temperatura de 160 °C), a temperatura média do conjunto tanque e CAP praticamente não se altera durante o período de tempo em que as medidas são realizadas. Os valores das resistências, tensão e potências utilizadas para cada experimento são apresentados nos resultados experimentais na seção (5.1.1).

Já para a resistência térmica do tipo feixe de cartuchos cilíndricos foi utilizada uma fonte de potência de corrente contínua retificada com leitor digital, facilitando assim a leitura da corrente e tensão aplicada nos experimentos realizados. A desvantagem desta fonte de potência é a baixa potência máxima que pode ser aplicada (até 2000 W ou 10 A). A potência elétrica dissipada em forma de calor pelas resistências cilíndricas em feixe foi calculada pela seguinte expressão:

$$P_{cil.reta} = UI \quad (3.2)$$

sendo que a corrente,  $I$ , e a tensão,  $U$ , foram lidas diretamente no mostrador digital da fonte de potência.

### 3.8 Coeficiente Médio de Transferência de Calor Externo.

O coeficiente médio de transferência de calor, relativo à troca de calor por convecção natural da parede externa do tanque com o ar ambiente, foi determinado a partir da equação (3.3).

$$h_{ext} = \frac{q}{A_{pl}(T_{pl} - T_{amb})}, \quad (3.3)$$

onde  $q$  é a potência elétrica dissipada em forma de calor pelas resistências (da serpentina e do feixe de resistências cilíndricas retas),  $A_{pl}$  é a área da superfície da parede lateral do tanque,  $T_{pl}$  é a temperatura média da superfície da parede lateral do tanque e  $T_{amb}$  é a temperatura ambiente média.

Os termopares PE, PI-PE, PIESQ e PIDIR, instalados na parede lateral do tanque em posições defasadas de 120°, mostraram que, em todos os experimentos realizados (ver Seção 5.1), tanto para o aquecedor de feixes de resistências cilíndricas como para o aquecedor em forma de serpentina, a distribuição de temperatura da parede cilíndrica vertical na direção radial se mostrou uniforme. Isto significa que a temperatura da parede lateral do tanque varia, somente com a coordenada  $y$  (altura). Sendo assim, a temperatura média da parede foi calculada através da integral da curva de um polinômio que foi ajustado nos pontos medidos da temperatura ao longo da altura da parede lateral do tanque (coordenada  $y$ ), dividida pela altura  $H$  da parede lateral como mostra a equação:

$$T_{pl} = \frac{1}{H} \int_0^H T(y) dy \quad (3.4)$$

O cálculo destas integrais foi feito através do software MAPLE.

### 3.9 Análise das Incertezas Experimentais

As incertezas experimentais estão associadas às incertezas dos termopares, do sistema de aquisição de dados e da fonte de corrente alternada que alimenta a resistência.

Entretanto, através de procedimentos de calibração, os erros aleatórios podem ser estimados e os sistemáticos podem ser descontados, através de uma comparação das leituras de termopares empregados nos testes com medições com instrumentos-padrão de alta precisão, previamente calibrados.

White (2005) descreve que, para medição de temperatura de um termopar, são necessárias uma junta de referência e uma junta de medição. Neste trabalho, as juntas de referência de todos os termopares foram colocadas em uma caixa isotérmica e enroladas em um bloco de cobre, para manter a temperatura de todo o conjunto uniforme. A caixa é isolada do ambiente com poliuretano expandido. A homogeneização das temperaturas da junta de referência garante que a contribuição do potencial elétrico relativo à temperatura de todos os termopares sejam sempre os mesmos, permitindo uma maior precisão nas medidas do potencial elétrico gerado por cada termopar. Assim, utilizando um termômetro e conhecendo-se a temperatura de um ou mais termopares calibrados, é possível eliminar o erro sistemático para a leitura de todos os outros termopares. Para isto, foram inseridos em uma garrafa térmica dois termopares calibrados, juntamente com um termômetro de mercúrio cuja precisão é de 0,1 °C.

Todos os termopares foram calibrados em um forno isotérmico, isolado e de temperatura controlada (forno de calibração da Omega), obtendo-se uma curva que correlaciona a tensão medida com a temperatura e a incerteza associada ao sistema. A tensão medida pelos termopares foi convertida em temperatura através de um computador pessoal e do software (Excel), levando-se em conta a curva de calibração obtida. A incerteza expandida para uma confiabilidade de 95% é de 0,25 °C, para diferenças de temperaturas, e de 0,75 °C para medição das temperaturas absolutas. As incertezas relativas às potências elétricas, coeficientes médios de transferência de calor, medições de temperatura e da obtenção de suas médias utilizadas na comparação entre os resultados experimentais e numéricos, para ambos os sistemas de aquecedores utilizados se encontram no Apêndice A.

Para a determinação das incertezas dos coeficientes médios de transferência de calor externo do tanque ( $h_{ext}$ ) foi utilizado o método de propagação de erros descrito por Holman (1994). O Apêndice A apresenta como estes cálculos foram realizados. As maiores incertezas experimentais para ambos os sistemas de aquecimento utilizados foram de: 8,4% para os coeficientes médios de transferência de calor, 1,5% para as potências aplicadas nos sistemas de aquecimento, 6,0% para as temperaturas medidas com os termopares e 13,0% para a média das temperaturas utilizadas na comparação entre os resultados experimentais e numéricos.

### **3.10 Observações Finais**

Neste capítulo foi descrito o aparato experimental e como os termopares foram instalados nos dois sistemas de aquecedores, no tanque e nas varetas, para a obtenção da distribuição de temperatura. Também foram descritos a metodologia e os equipamentos experimentais empregados para a medição de temperatura, bem como o procedimento adotado para o tratamento desses dados com a finalidade de posteriormente comparar os resultados experimentais com os resultados numéricos. O próximo capítulo descreve os modelos matemáticos e computacionais empregados para representar da melhor maneira possível a fenomenologia do experimento realizado para o aquecimento de CAP confinado em tanque de armazenamento para os dois tipos de aquecedores utilizados.

## CAPÍTULO 4

### MODELAGEM MATEMÁTICA E COMPUTACIONAL

O capítulo anterior apresentou o aparato, metodologia e procedimentos necessários para o estudo experimental da distribuição de temperatura do tanque de armazenamento de CAP em escala reduzida. Neste capítulo serão apresentados os modelos computacionais empregados para o estudo numérico do tanque em escala reduzida.

O fenômeno de transferência de calor e distribuição de temperaturas está associado ao campo de velocidades gerado pela convecção natural do CAP. Este campo de velocidades pode ser medido através da instrumentação do tanque com sensores de velocidade ou através de uma simulação numérica do tanque de CAP.

A instrumentação do tanque de armazenamento de CAP com anemômetros de fio quente ou outro sistema de medição do campo de velocidades se mostrou inviável, visto que uma vez adicionado o CAP dentro do tanque o mesmo não poderia ser mais retirado devido à dificuldade de manuseamento (o CAP escoa somente em altas temperaturas), dificultando assim os ajustes necessários para o sistema de medição. Além das dificuldades citadas anteriormente, outro problema agravante é a dificuldade de se medir velocidades em níveis de temperaturas elevadas. Este procedimento exigiria o uso de um aparato experimental complexo, incluindo anemômetros especiais que suportam altas temperaturas. Outro problema apresentado seria a necessidade de re-calibração constante do equipamento, devido à sujidade e ações químicas decorrentes da exposição ao CAP.

Assim, devido às dificuldades de instrumentação para se medir o campo de velocidades no tanque do CAP, optou-se pela utilização da simulação numérica como ferramenta para o estudo do comportamento térmico e fluido-dinâmico do CAP.

O texto apresentado a seguir foi organizado da seguinte maneira. Primeiramente serão apresentadas as equações matemáticas que descrevem a fenomenologia da transferência de calor e fluidodinâmica do CAP através da convecção natural para em seguida apresentar os modelos computacionais empregados para a solução destas equações. Deve-se lembrar que um dos objetivos desta dissertação é desenvolver ferramentas numéricas para o projeto de aquecedores de tanques de armazenamento de asfalto. Para isto, o tanque experimental será modelado, segundo as condições de testes descritas no capítulo anterior. Os resultados desta modelagem numérica serão comparados,



no próximo capítulo, com dados experimentais obtidos com o trabalho experimental desenvolvido no capítulo anterior.

## 4.1 Equações Matemáticas

Diferentemente da convecção forçada (onde o escoamento ocorre devido à diferença de pressão imposta artificialmente ao fluido), o escoamento na convecção natural ocorre devido a um gradiente de temperatura que, por sua vez, promove um gradiente de massa específica no fluido, gerando assim uma força de empuxo contrária à força da gravidade, que impulsiona o fluido quente (menor massa específica) para cima e o fluido frio (maior massa específica) para baixo, gerando movimento. O escoamento assim produzido interfere no mecanismo de transferência de calor. A Figura 29 mostra um desenho esquemático do tanque de CAP estudado nesta dissertação e o sistema de coordenadas adotado no mesmo. A coordenada  $x$  é paralela aos tubos da serpentina e perpendicular à coordenada  $z$ . A coordenada  $y$  é paralela à haste de sustentação das resistências cilíndricas retas.

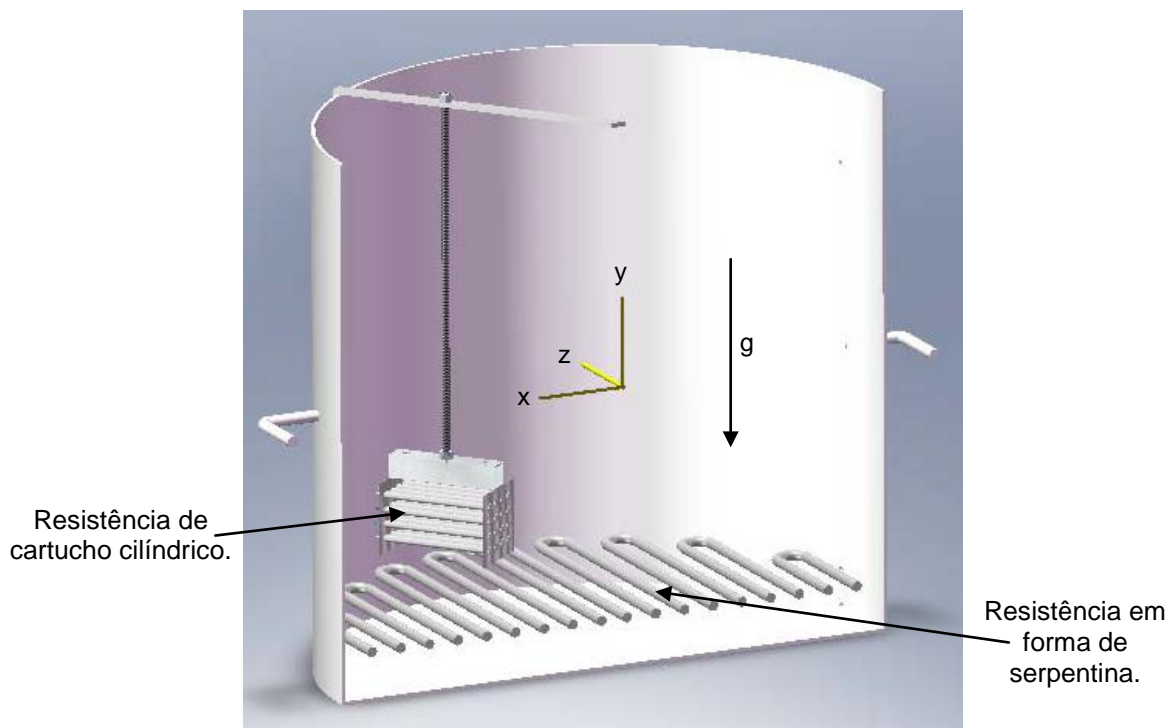


Figura 29: Sistema de coordenadas adotadas para o tanque.

Especial atenção foi dispensada à modelagem matemática do fenômeno, buscando níveis crescentes de complexidade da geometria, do domínio e de condições de contorno,

de modo a obter resultados que possam ser posteriormente utilizados em simulações futuras de sistemas reais de aquecimento e armazenamento de CAP.

### 4.1.1 Convecção Natural

Bejan, (1995) apresenta uma revisão das equações da Conservação da Massa, da Quantidade de Movimento e da Conservação da Energia que descrevem o fenômeno da convecção natural em cavidades (entende-se neste trabalho como o tanque). Assim, através desta revisão e considerando um fluido Newtoniano (seção (2.1.2)), incompressível (líquido) e desprezando o termo de dissipação viscosa para um escoamento em regime permanente, pode-se escrever as equações da Conservação da Massa, Conservação da Quantidade de Movimento e da Conservação da Energia, como:

#### Conservação da Massa

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (4.1)$$

#### Conservação da Quantidade de Movimento

$$\begin{aligned} \rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \nabla^2 u \\ \rho \left( u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) &= \mu \nabla^2 v - \rho g \\ \rho \left( u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \nabla^2 w \end{aligned} \quad (4.2)$$

#### Conservação da Energia

$$\rho \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \frac{k_f}{c_p} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (4.3)$$

Nas equações de Navier-Stokes (4.1) e (4.2) e (4.3)  $u$ ,  $v$  e  $w$  representam as componentes vetoriais de velocidade na direção das coordenadas cartesianas  $x$ ,  $y$ ,  $z$  e  $P$  representa o campo de pressão. As propriedades termofísicas, tais como, massa específica,

viscosidade dinâmica e aceleração da gravidade são representadas pelas letras  $\rho$ ,  $\mu$  e  $g$ . A variável  $T$  que aparece na Equação (4.3) da Conservação da Energia representa a temperatura sendo que as propriedades termofísicas são dadas pelas letras  $k_f$  e  $c_p$  que representa a condutividade térmica e calor específico do fluido de trabalho.

#### 4.1.2 Aproximação de Boussinesq

Neste trabalho admiti-se que a massa específica varia somente com a temperatura no termo de empuxo,  $\rho g$ , que é o termo fonte responsável pelo movimento nas equações da quantidade de movimento. Assim para a solução das Equações (4.1), (4.2) e (4.3) seria necessário uma equação de estado do fluido (exemplo:  $P = \rho RT$ ) que acoplasse a variação da massa específica com a distribuição de temperatura do escoamento. Entretanto, este termo fonte pode ser simplificado através da aproximação de Boussinesq o que resulta em adotar a massa específica constante e o termo fonte em  $\rho g \beta (T - T_\infty)$  como descrito por Ostrach (1952). Assim a equação da Conservação da Quantidade de Movimento em  $y$  pode ser simplificada para:

$$\rho \left( u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \mu \nabla^2 v - \rho g \beta (T - T_\infty) \quad (4.4)$$

#### 4.1.3 Efeito da Viscosidade Variável nas Trocas Térmicas

O aquecimento do CAP em tanques de armazenamento é um fenômeno complexo, que envolve convecção natural entre a resistência e o CAP e entre o CAP e a parede lateral do tanque. Entretanto para uma análise simples das trocas de calor que ocorrem na região da parede lateral do tanque de CAP (parede vertical) e nas paredes das resistências (parede horizontal cilíndrica), foram utilizadas duas correlações analíticas apresentadas por Bejan (1995), para convecção natural em parede vertical e para cilindro horizontal. Essas correlações relacionam o número de Rayleigh e de Prandtl com o número de Nusselt. Uma vez que o número de Nusselt é diretamente proporcional à troca de calor, quanto maior este número, maior será a troca térmica. Para a parede vertical tem-se a seguinte correlação:

$$\overline{\text{Nu}}_H = 0,671 \text{Ra}_H^{1/4}, \text{ (para } \text{Ra} \leq 10^{12} \text{)}$$

$$\text{onde } \text{Ra}_H = \frac{g \beta \Delta T H^3}{\alpha \nu}, \overline{\text{Nu}}_H = \frac{q_H'' H}{\Delta T k_f}; \quad (4.5)$$

sendo  $H$  é a altura da parede vertical,  $\alpha = k_f / \rho c_p$ ,  $\nu = \mu / \rho$  e  $q_H''$  é o fluxo de calor pela parede vertical. As propriedades termofísicas utilizadas nas equações acima foram descritas nas secções anteriores.

E, para cilindro horizontal, tem-se:

$$\overline{\text{Nu}}_D = \left( 0,6 + \frac{0,387 \text{Ra}_D^{1/6}}{\left( (1 + (0,559 / \text{Pr})^{9/16})^{8/27} \right)} \right)^2 \text{ (para } \text{Ra} \leq 10^{12} \text{)}, \quad (4.6)$$

$$\text{onde } \text{Ra}_D = \frac{g \beta \Delta T D^3}{\alpha \nu}, \text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} \text{ e } \overline{\text{Nu}}_D = \frac{q_D'' D}{\Delta T k_f}.$$

sendo  $D$  o diâmetro do cilindro e  $q_D''$  é o fluxo de calor pela parede do cilindro.

Para a presente análise, admite-se que o CAP esteja a uma temperatura de 160 °C em um meio infinito, onde será introduzida uma placa plana vertical e posteriormente um cilindro horizontal. A temperatura adotada para a placa vertical varia de 80 a 145,5 °C e para o cilindro horizontal de 160 °C até 240 °C. Dois casos foram considerados. No primeiro a viscosidade é constante e no segundo, a viscosidade é variável com a temperatura (conforme dados obtidos de medidas do CAP, ver Secção (4.4.1)). As Figuras 30 e 31 mostram a variação do número de Nusselt em função das temperaturas adotadas para placa plana vertical e para o cilindro horizontal, considerando-se viscosidade constante e variável.

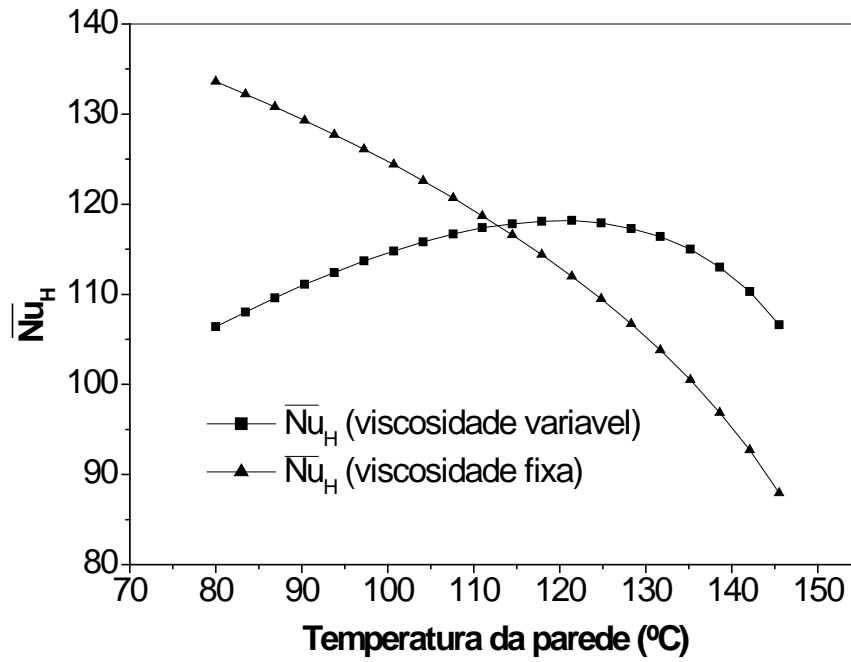


Figura 30:  $\overline{Nu}_H$  em função da temperatura da parede vertical.

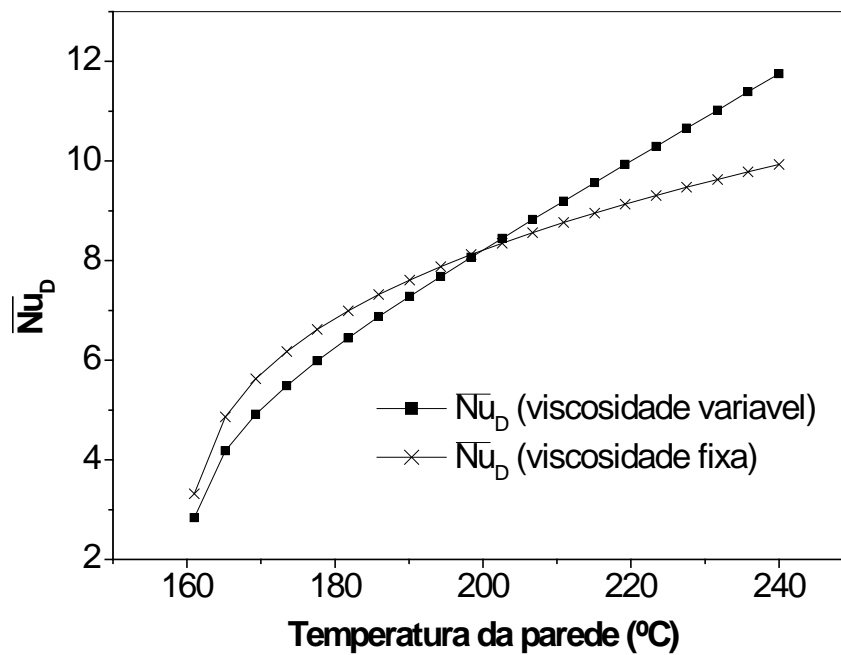


Figura 31:  $\overline{Nu}_D$  em função da temperatura da parede do cilindro horizontal.

Esta análise demonstra que a variação da viscosidade em função da temperatura é importante na troca de calor e que seu efeito é sentido tanto na parede lateral do tanque de CAP como nas paredes das resistências térmicas, embora seja mais pronunciado no caso da parede lateral.

#### 4.1.4 Convecção Conjugada com Condução

Como se verá a seguir, o código numérico comercial empregado (ANSYS CFX) neste trabalho permite criar regiões sólidas relativas aos materiais sólidos como paredes e resistências, distintas das regiões do fluido, nas quais as equações de transferência de calor são resolvidas. Este método é conhecido como transferência de calor conjugada, onde as regiões sólidas são modeladas em domínios separados. O acoplamento térmico entre as regiões sólidas e o fluido pode ser feito de forma direta entre os nós das respectivas malhas (para cada nó do domínio sólido existe um nó no domínio do fluido) ou indireta (através da interpolação da temperatura entre os nós). Dentro dos domínios dos sólidos, a equação da conservação da energia é simplificada, onde a condução é o único meio de transferência de calor. Como é bastante conhecido, a condução de calor através do sólido tem a seguinte equação de transporte para uma solução em regime permanente:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (4.7)$$

#### 4.1.5 Coeficiente de Transferência de Calor

A transferência de calor que ocorre entre uma superfície aquecida e um fluido pode ser estimada através da Equação (4.8), definida como resfriamento de Newton (Incropera e de Witt, 2003):

$$q'' = h(T_p - T_\infty) \quad (4.8)$$

Entretanto, quando o fluido está em contato com a parede sólida a transferência de calor é puramente difusiva e pode ser modelada empregando-se a Equação (4.9):

$$q'' = k_f \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (4.9)$$

Substituindo a Equação (4.8) na Equação (4.9) obtém-se a seguinte equação para o coeficiente de transferência de calor  $h$ :

$$h = \frac{-k_f (\partial T / \partial y)_{y=0}}{T_0 - T_\infty}. \quad (4.10)$$

O software ANSYS-CFX calcula o coeficiente de transferência de calor através da discretização da Equação (4.10) pelo o método de volumes finitos uma vez que é dada a temperatura média do fluido, denominada na Equação como sendo  $T_\infty$ .

## 4.2 Modelagem Numérica

Para a utilização da simulação numérica como ferramenta de análise, alguns critérios devem ser levados em consideração, para obtenção do melhor resultado possível. Dentro os critérios destacam-se: bom dimensionamento de malha para minimizar os erros numéricos, condições de contorno e domínio bem ajustados à fenomenologia do problema, simplificações bem detalhadas e descritas, bem como comparação numérico-experimental para a validação numérica.

Para a solução das simulações numéricas, foi escolhido o código comercial ANSYS-CFX devido à sua boa convergência numérica e fácil implementação dos problemas propostos, reduzindo significativamente o tempo para obtenção dos resultados. Para a construção e geração das malhas, foi utilizado um programa comercial denominado ANSYS-ICEM. É importante também ressaltar que o ANSYS-CFX é um programa comercial bastante utilizado em diferentes laboratórios do mundo e seu uso já está consolidado como ferramenta de engenharia por inúmeros grupos de pesquisa e desenvolvimento.

O ANSYS-CFX utiliza o método de volumes finitos na integração das equações governantes para a obtenção de um sistema algébrico de equações. A solução desse sistema algébrico é feita através de um sistema acoplado (pressão-velocidade) que resolve as equações hidrodinâmicas (para  $u$ ,  $v$ ,  $w$  e  $p$ ) em um único sistema simples. Esta aproximação da solução utiliza uma discretização totalmente implícita das equações para qualquer passo de tempo dado ao problema. Para problemas em regime permanente, o passo de tempo comporta-se como um “parâmetro de aceleração” (grande passo de tempo no início da solução), que guia as soluções aproximadas, de maneira a obter uma solução em regime permanente de forma mais rápida. Isto reduz o número de interações requeridas

para se obter a convergência em regime permanente ou para calcular a solução para cada passo de tempo em regime transiente.

Neste trabalho são estudadas duas configurações de resistências, que são inseridas dentro do tanque de armazenamento de CAP, uma em forma de serpentina e outra em forma de feixes de resistências em paralelo, cujo invólucro é um cilindro reto. Assim, dois domínios foram criados para representar o tanque com suas respectivas resistências na simulação numérica. Para cada caso foi criado um domínio e estabelecidas simplificações nas condições de contorno que representassem, a melhor maneira possível, o fenômeno físico e que fossem compatíveis com os recursos computacionais disponíveis.

O modelo físico que representa o tanque de armazenamento de CAP em escala reduzida aquecido por resistências elétricas em seu interior é mostrado esquematicamente pela Figura 32. Neste modelo as resistências entregam calor para o CAP (potência prescrita) promovendo um aquecimento do mesmo gerando assim a convecção natural que por sua vez irá ceder o calor recebido das resistências para as paredes do tanque de inox e para uma pequena porção de ar confinado entre o CAP e a tampa na parte superior do tanque de inox. Como a tampa do tanque e o próprio tanque estão isolados do ambiente por uma espessa camada de madeira na parte superior e inferior, somente a parede lateral do tanque irá trocar o calor recebido do CAP com o ambiente. O fundo falso representado pela cor amarela e as resistências do tipo feixe de cartuchos cilíndricos representadas pela cor vermelha foram colocados na segunda etapa do experimento após os testes realizados para a resistência térmica no formato de serpentina.

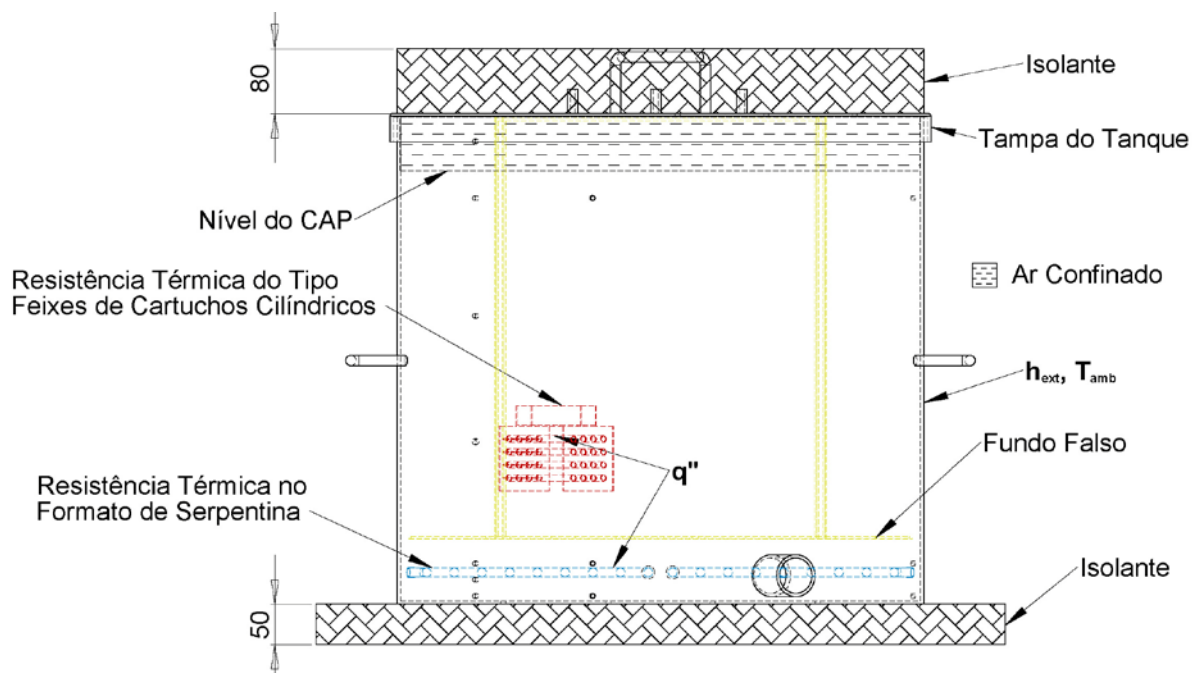


Figura 32: Desenho esquemático do modelo físico do tanque de armazenamento de CAP.



### 4.2.1 Domínio e Condições de Contorno do Tanque com Resistência Térmica no Formato de Serpentina

O maior problema apresentado na construção do domínio do tanque com a serpentina foi o custo computacional elevado, ou seja, a quantidade de volumes necessários da malha para descrever o problema. As primeiras malhas geradas obtiveram um total de 14 milhões de volumes para simular o tanque em sua totalidade, desprezando somente ar confinado entre o CAP e a tampa do tanque. Assim, tendo em vista o esperado comportamento bidimensional do CAP aquecido, decidiu-se que seria adotado um modelo computacional reduzido, de duas dimensões (2D), para diminuir o número de volumes da malha. Para isto, considerou-se o volume de uma fatia do tanque total, de ângulo de abertura de  $0,02^\circ$ , como mostra a Figura 33. Esta simplificação no modelo implica em desprezar os efeitos de recirculação do CAP no sentido coaxial (plano  $xz$ ) levando em consideração somente o escoamento no sentido longitudinal (plano  $xy$ ).

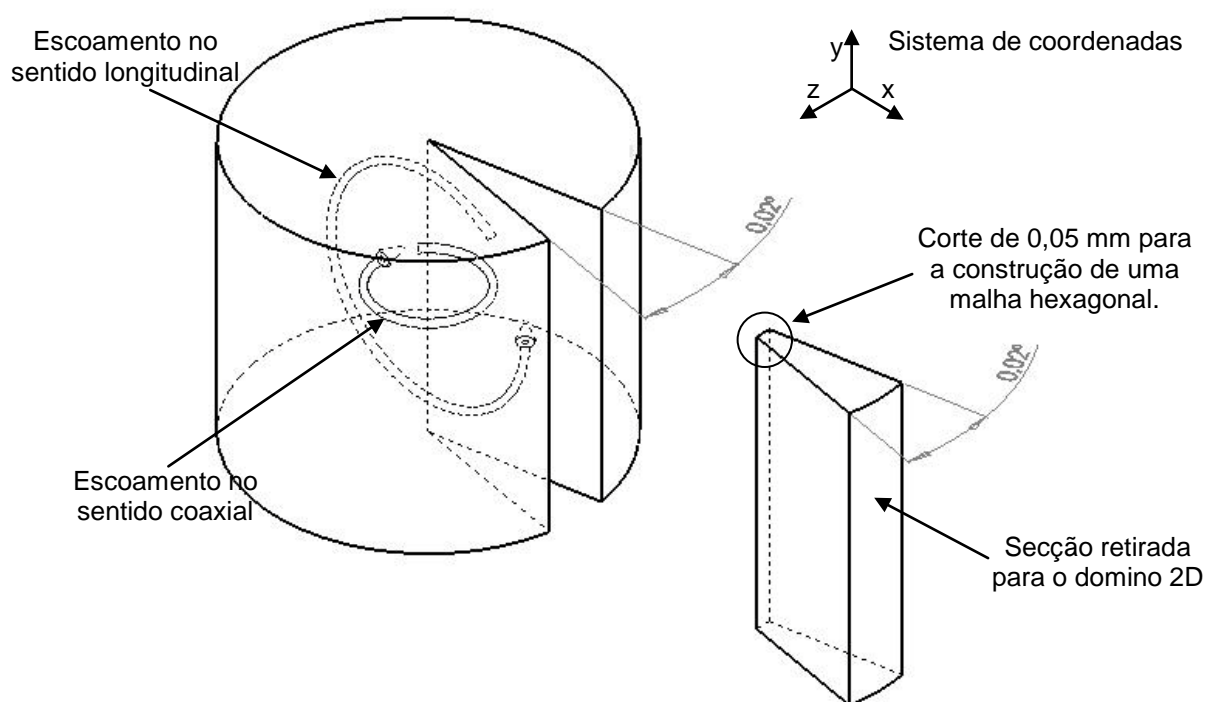


Figura 33: Simplificação proposta para o modelo numérico.

.Além da redução do modelo computacional de 3D para 2D, outras modificações foram propostas, de modo a simplificar e ajustar o modelo numérico proposto. A Figura 34 mostra um desenho esquemático dos domínios e suas dimensões e a Figura 35 mostra as condições de contorno adotadas para a simulação numérica.

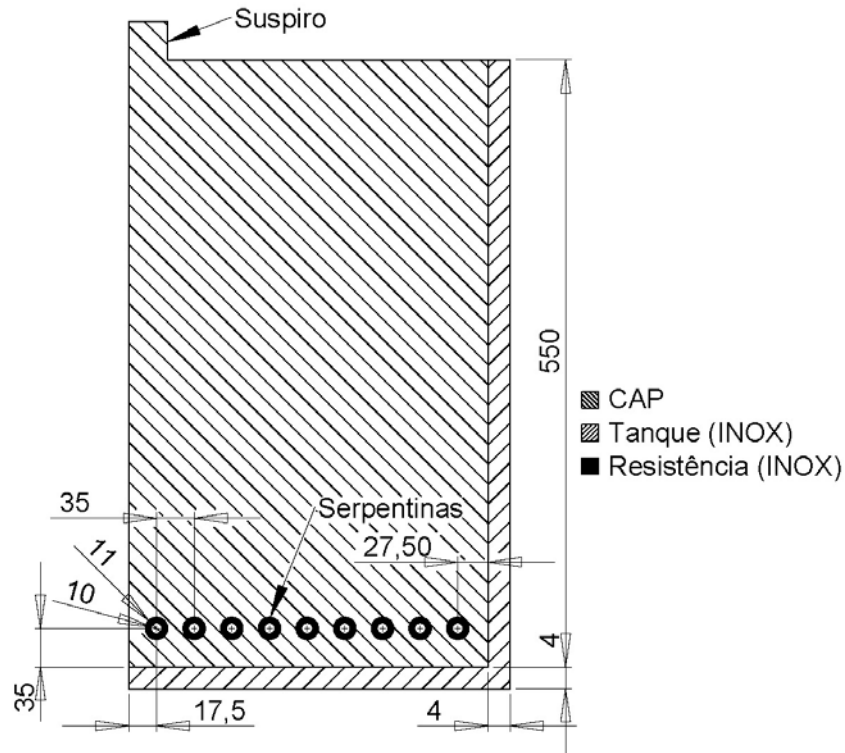


Figura 34: Vista Frontal dos domínios 2D e suas dimensões.

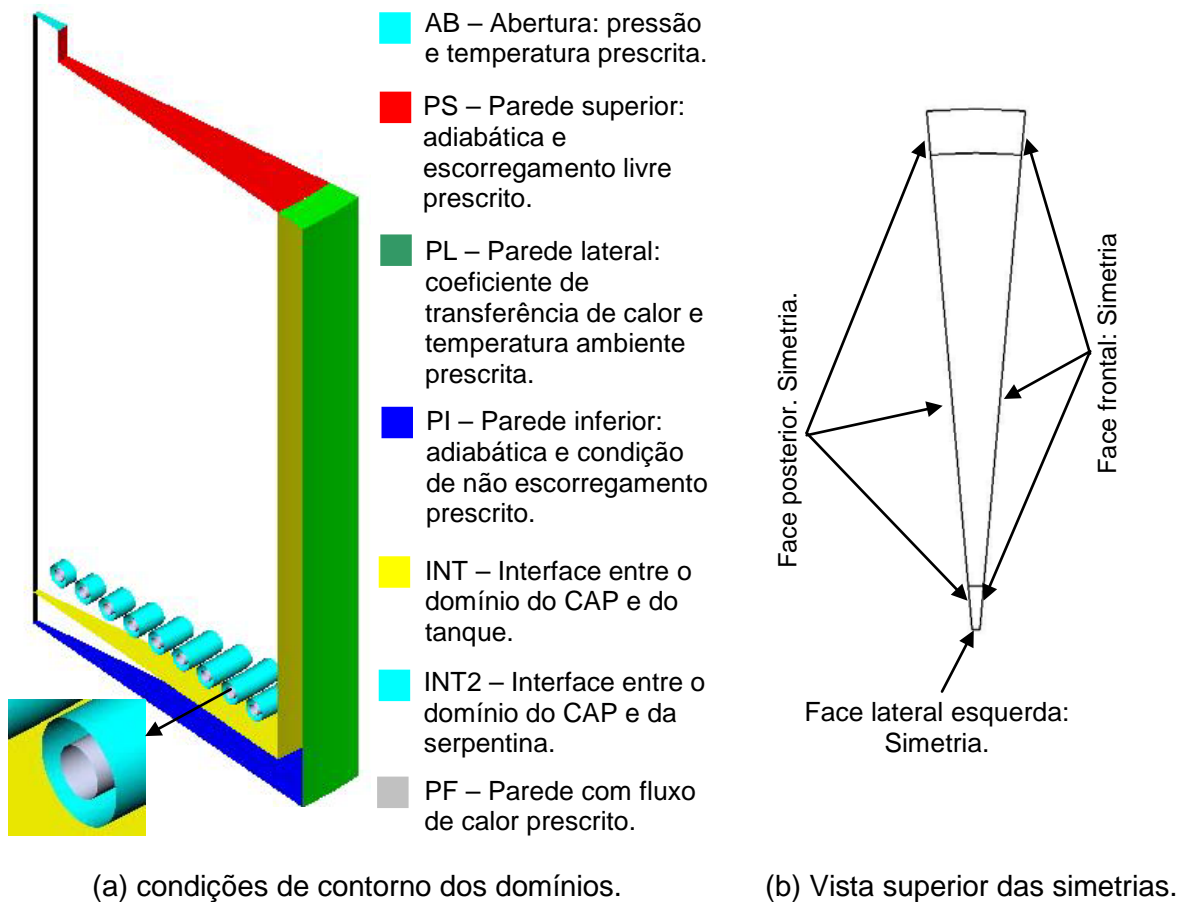


Figura 35: Vista em perspectiva e superior das condições de contorno.

O ar confinado entre o CAP e a tampa do tanque foi substituído por uma parede sem espessura denominada na simulação como PS (parede superior). Esta simplificação foi adotada devido à dificuldade de simular um escoamento multifásico, o que aumentaria significativamente a complexidade do problema proposto. Condições de contorno de escorregamento livre e de isolamento térmico foram adotadas para a parede superior, pois, no experimento, a tampa do tanque foi isolada por uma espessa camada de madeira como mostra a Figura 5. Além disto, o atrito entre o ar e o CAP na interface das fases, foi desprezado.

Para aliviar a pressão hidrostática no tanque de CAP que surgiria com o aumento da temperatura de aquecimento, foi adicionado, na simulação numérica, um suspiro circular com 17,5 mm de altura e 35 mm de raio na parede superior. Este suspiro tem, em sua parte superior, uma abertura (denominada AB), com temperatura média e pressão atmosférica prescritas. A temperatura prescrita foi calculada como temperatura média ponderada sobre a área de abertura do suspiro, ou seja, a integral da temperatura sobre a área da abertura, dividida pela área da mesma.

A parede lateral do tanque, denominada PL (ver Figura 35), foi modelada na simulação numérica como sendo uma parede de aço INOX AISI 304, com espessura de 4 mm, sujeita a uma troca térmica externa com o ambiente através de um coeficiente médio de transferência de calor. Tanto o coeficiente quanto a temperatura ambiente são prescritos. As propriedades termofísicas do aço INOX AISI 304 foram obtidas de um banco de dados do ANSYS-CFX sendo elas: massa específica  $7750 \text{ kg/m}^3$ , condutividade térmica  $15,1 \text{ W/m}^\circ\text{C}$  e calor específico  $480 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$ .

A parede inferior do tanque foi considerada isolada devido à espessa camada de isolante (chapas de madeira) entre o tanque e o carrinho (ver Figura 5). Foi adotada a condição de não deslizamento entre a interface do sólido e do fluido.

As dimensões originais (ver seção (3.2.1)) foram levadas em consideração na construção do modelo bidimensional da serpentina, entretanto, algumas modificações foram feitas para poder ajustar a serpentina no novo domínio proposto. As seguintes dimensões foram adotadas: diâmetro do aquecedor: 11 mm; espessura da parede do aquecedor: 1,0 mm; altura da serpentina em relação a base do tanque: 35 mm; distância entre os tubos aquecedores em paralelo: 35 mm e distância dos tubos até a parede lateral: 27,5 mm, como mostra a Figura 34.

A área da serpentina original é de  $314580,1 \text{ mm}^2$  enquanto que a área equivalente da resistência modelada é de  $308430,6 \text{ mm}^2$ , assim para que a potência seja a mesma em ambas as serpentinas os fluxos de calor serão diferentes. Segundo Bejan (1995), o número de Rayleigh é um parâmetro utilizado para determinar se um escoamento é turbulento ou laminar. Como mostra a Equação (4.5), o número de Rayleigh é diretamente proporcional a

$(T_p - T_\infty)$  e a  $D^3$ . Assim, mantendo-se o diâmetro da resistência igual ao original e aumentando o fluxo de calor gerado pela serpentina, a diferença de temperatura ( $\Delta T$ ) entre o CAP e a superfície externa da resistência aumentará, de modo a equilibrar o aumento do número de Rayleigh, mantendo, conseqüentemente, o mesmo regime de escoamento original. O fluxo de calor prescrito é calculado pela seguinte expressão:

$$q''_{num.} = \frac{q_{exp.}}{18000 A_{serp.num.}} \quad (4.11)$$

onde  $q''_{num.}$  é o fluxo de calor prescrito na simulação numérica,  $q_{exp.}$  é a potência utilizada nos experimentos (ver seção (3.5)) e  $A_{serp.num.}$  é a área da parede interna da resistência denominada PF (ver Figura 35) e 18000 representa a redução para o domínio bidimensional. Entretanto, devido ao fato do modelo simular apenas uma fatia do equipamento analisado, a área da parede interna da resistência precisou ser multiplicada por 18000 para resultar na área equivalente total do tanque.

O ANSYS-CFX não possui modelagem exclusiva para simulações numéricas 2D; assim, foi necessário adotar uma condição de contorno de simetria para anular as derivadas na direção do eixo  $z$ , resolvendo apenas as derivadas na direção do eixo  $x$  e  $y$ . As condições de contorno de simetria foram adotadas para as faces frontais e posteriores dos domínios. Na ponta da “fatia” do domínio 2D foi feito um corte de 0,05 mm (ver Figura 33) criando assim uma face com a condição de contorno de simetria, para a construção de uma malha hexagonal, que facilita a convergência numérica e que possibilita grandes refinamentos nas regiões próximas às resistências, as quais apresentam grandes gradientes de temperatura. O acoplamento térmico entre as regiões sólidas e o fluido foi feito de forma direta (1:1) entre os nós da malha para os respectivos domínios.

Devido à dificuldade de se construir e verificar a influência (ver seção (4.5)) da adoção de diferentes malhas para diferentes domínios nos resultados numéricos, considerou-se a utilização de apenas uma malha para os três casos de potências estudadas. A altura do domínio foi determinada pelo nível que o CAP aquecido alcançou no tanque, devido à sua expansão volumétrica, após o regime permanente ter sido atingido. O nível de CAP variou de  $547 \pm 1$  mm, para a potência mais baixa, até  $559 \pm 1$  mm para a potência mais alta. Por conta disto, adotou-se o valor de 550 mm para a altura do domínio. O diâmetro do domínio é o mesmo do tanque de CAP, ou seja, 325 mm. A medida do nível de CAP foi realizada com a inserção de uma trena métrica até o fundo do tanque, após o experimento ter sido realizado.

#### 4.2.2 Domínio e Condições de Contorno do Tanque com Resistências Térmicas do Tipo Feixes de Cartuchos Cilíndricos Horizontais.

As resistências cilíndricas retas possuem uma área de contato com o CAP muito inferior (6,16 vezes menor) quando comparada com a área da resistência em forma de serpentina. Conseqüentemente o refino da malha na camada limite demanda uma quantidade menor de volumes na malha para captar de forma adequada os gradientes de temperatura bem como a transferência de calor. Por isto, para este caso, optou-se por uma geometria tridimensional para o modelo numérico. A geometria das resistências de cartuchos (ver Figura 13) também contribuiu para a redução do número de volumes na malha. Note-se que a pluma térmica (pequena região com temperaturas mais elevadas) formada a partir das primeiras resistências encontra de imediato uma nova resistência acima. Assim a malha nesta região da pluma já está bem refinada dispensando a necessidade de um refino local nesta região. Somente a pluma formada acima da última fileira de resistências precisou ser captada a partir de um maior refino local. Outra solução para diminuir o número de volumes da malha foi adotar a condição de simetria no centro do tanque como mostra a Figura 36, assim somente metade do tanque foi simulado.

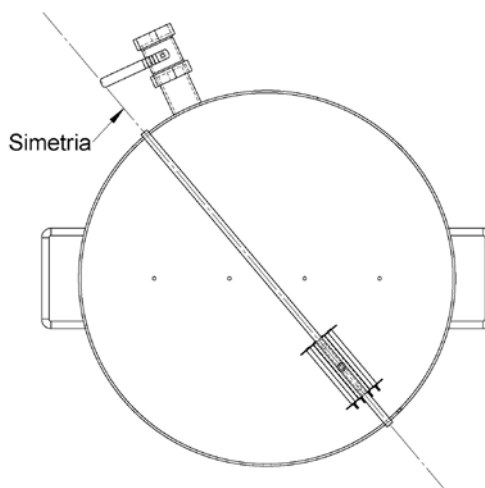


Figura 36: Simetria proposta para o modelo.

Outras simplificações foram adotadas para reduzir o custo computacional na construção da malha da resistência de cartuchos cilíndricos. Os inúmeros componentes de fixação tais como: parafusos de fixação dos termopares no tanque, barras de fixação do fundo falso e da resistência, elementos construtivos para a fixação das resistências cilíndricas retas e os demais fios utilizados para alimentação com energia elétrica das resistências foram retirados do modelo proposto, para a resistência cilíndrica reta.

Contudo, a maior simplificação adotada foi não considerar a resistência em forma de serpentina localizada abaixo do fundo falso no modelo numérico. Esta aproximação se deve à baixa temperatura nesta região, onde o CAP quase não escoia permanecendo praticamente parado devido a valores elevados da viscosidade. Este fenômeno ocorre, pelo fato do fundo falso aumentar a perda de carga nesta região e impedir a convecção entre o CAP abaixo e acima do fundo falso. Nesta região, então, a troca de calor é quase totalmente difusiva. Estas simplificações possibilitaram a simulação numérica deste problema, visto que seria necessária uma malha com aproximadamente 9 milhões de volumes para captar a camada limite com boa precisão na região próxima à superfície da serpentina.

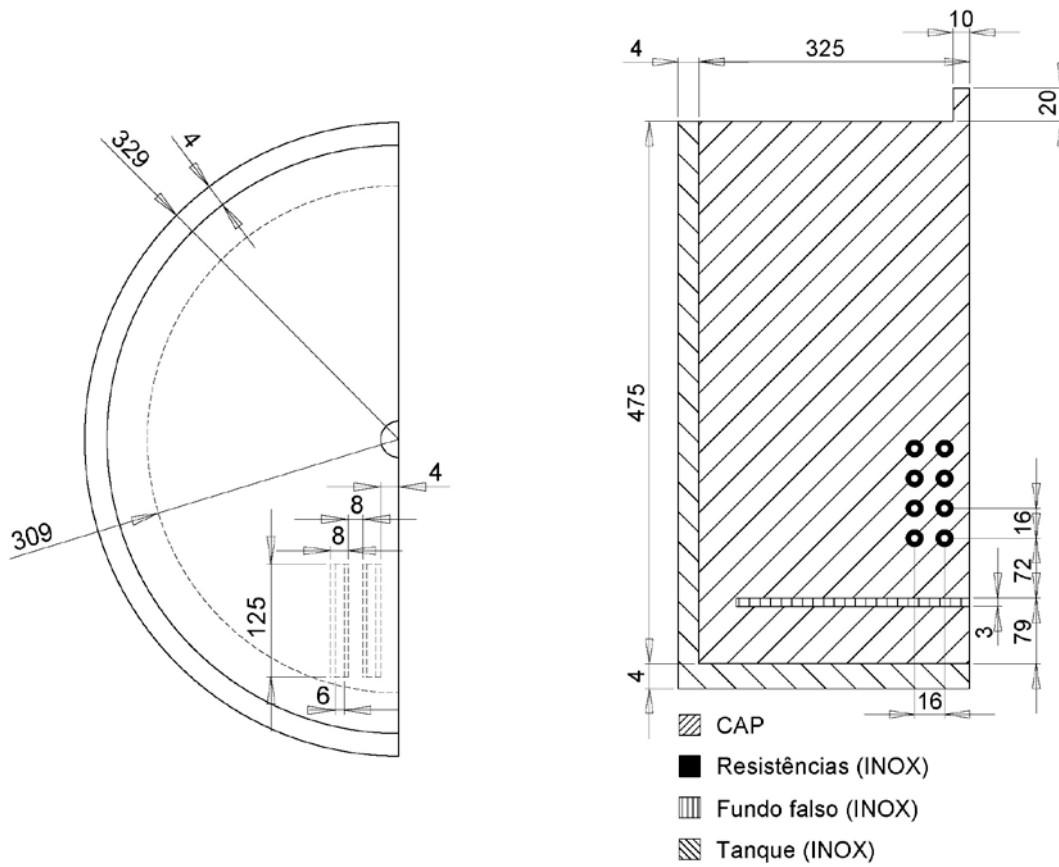
A Figura 37 apresenta um desenho esquemático dos domínios e suas dimensões e a Figura 38 mostra as condições de contorno adotadas para a simulação numérica. Basicamente as mesmas condições de contorno utilizadas para a resistência em forma de serpentina foram adotadas para a resistência cilíndrica reta: a parede superior (denominada PS) foi modelada como sendo adiabática e com escorregamento livre; a abertura na parede superior (denominada AB) foi modelada com pressão e temperatura prescrita; a parede lateral do tanque foi modelada com coeficiente de transferência de calor e temperatura ambiente prescrita; e por fim a parede inferior foi modelada como sendo adiabática. As malhas utilizadas nos domínios do CAP, da resistência e do fundo falso foram construídas em conjunto, sendo que os nós nas respectivas interfaces estão acoplados um para um (1:1).

Na parede interna da resistência cilíndrica horizontal (PI) foi prescrito um fluxo de calor calculado pela seguinte expressão:

$$q''_{num.} = \frac{q_{exp.}}{2A_{serp.num.}} \quad (4.12)$$

onde  $q''_{num.}$  é o fluxo de calor prescrito na simulação numérica,  $q_{exp.}$  é a potência utilizada nos experimentos (ver seção (3.5)) e  $A_{serp.num.}$  é a área da parede interna da resistência denominada PI (ver Figura 38). Devido à condição de simetria, metade da potência foi empregada nos cálculos.

A altura do domínio foi determinada pelo nível em que o CAP atingiu no tanque após o regime permanente, sendo que o nível de CAP variou de  $472,0 \pm 1$  mm para a potência mais baixa até  $478,0 \pm 1$  mm para a potência mais alta, assim a altura do domínio foi estipulada em 475 mm.



(a) – vista superior do domínio.

(b) – vista frontal do domínio.

Figura 37: Domínio e suas dimensões.

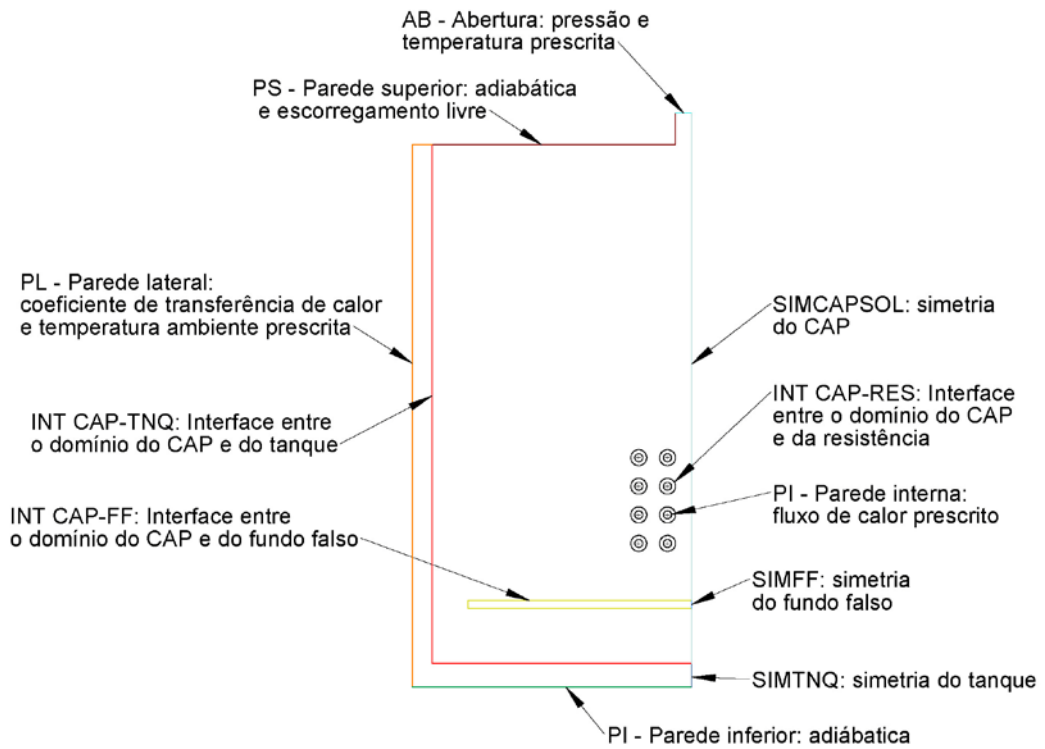


Figura 38: Condições de contorno.

Em uma segunda etapa foi estudada uma nova posição das resistências cilíndricas retas de 26 mm, mais baixa quando comparada com a posição original de 72 mm, como mostra a Figura 39. A modificação da altura das resistências não alterou os domínios e as condições de contorno originais adotadas para o problema, entretanto, uma nova malha foi construída devido às modificações geométricas do problema.

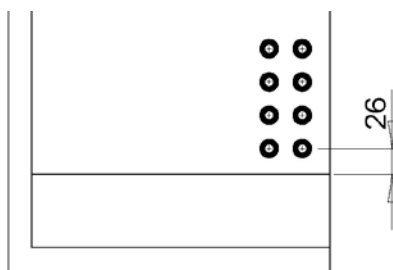


Figura 39: Segunda altura da resistência estudada.

### 4.3 Casos Estudados.

Uma simulação numérica foi feita para cada experimento com o objetivo de confrontar dados experimentais e numéricos. Assim foram simulados três casos para a resistência em forma de serpentina e cinco casos para a resistência de feixe de cartuchos cilíndricos. As Tabelas 4.1 e 4.2 mostram os fluxos de calor, os coeficientes médios de transferência de calor e as temperaturas ambientes utilizadas nas simulações numéricas. Estes dados foram retirados dos resultados experimentais para a resistência em forma de serpentina e resistência cilíndrica reta como descritos nas secções 5.1.1 e 5.1.2.

Tabela 4.1: Fluxos de calor, coeficientes médios de transferência de calor e temperaturas ambientes utilizadas nas simulações numéricas para a resistência em forma de serpentina.

Fluxo de calor ( $W/m^2$ )	$h_{ext}$ (W/mK)	$T_{amb}$ ( $^{\circ}C$ )
7327,19	11,865	27,406
4578,62	9,643	23,621
2989,82	8,288	24,764



Tabela 4.2: Fluxos de calor, coeficientes médios de transferência de calor e temperaturas ambientes utilizadas nas simulações numéricas para a resistência do tipo feixe de cartuchos cilindros.

Alturas (mm)	Fluxo de calor ( $W/m^2$ )	$h_{ext}$ ( $W/mK$ )	$T_{amb}$ ( $^{\circ}C$ )
H = 72	26321,7	11,73	26,30
	22404,8	10,86	26,24
	14586,1	9,11	21,71
H = 26	28184,5	9,32	21,81
	14698,2	11,51	23,65

## 4.4 Parâmetros Numéricos Utilizados nas Simulações.

### 4.4.1 Propriedades Termofísicas do CAP

A proposta inicial deste trabalho era medir experimentalmente as propriedades termofísicas do CAP em laboratórios que possuíssem equipamentos específicos para estes tipos de medições.

Foram localizados apenas dois laboratórios (LTTTC, Laboratório de Transmissão e Tecnologia de Calor, integrante da COPPE na UFRJ e o INMETRO no Rio de Janeiro) que possuem equipamentos necessários para estes tipos de medições. Entretanto, os equipamentos trabalham somente com sólidos, pois utilizam o método de medida FLASH<sup>4</sup>, restringindo assim a faixa de temperatura no qual o CAP poderia ser medido. Duas amostras foram enviadas aos respectivos laboratórios para que fossem realizadas as medidas, porém após alguns testes preliminares realizados nos laboratórios verificou-se que o CAP, quando em temperatura ambiente, apresenta uma textura adesiva e “pegajosa”, podendo danificar o equipamento de medida permanentemente. Em decorrência da dificuldade em encontrar laboratórios para fazer os testes necessários, optou-se por utilizar as propriedades termofísicas retiradas de Read *et al.* (2003), tais como calor específico ( $c_p$ ) e condutividade térmica ( $k_f$ ).

---

<sup>4</sup> O método Flash, proposto por Parker, Butler, Jenkins e Abbott em 1961, é o método mais popular para a medição de propriedades termofísicas em sólidos. Consiste no aquecimento de uma das faces do sólido através de um pulso de calor e na mediação da temperatura ao longo do tempo.

Segundo Read *et al.* (2003) o calor específico do CAP ( $c_p$ ) é de  $1737,5 \pm 125$  J/kgK para a temperatura de  $0^\circ\text{C}$  e quando a temperatura do CAP é aumentada em  $1^\circ\text{C}$  ocorre um acréscimo no calor específico do CAP de  $2,09 \pm 0,84$  J/kgK. Pode-se escrever a equação do calor específico do CAP em função da temperatura dada pela seguinte expressão:

$$c_p = 2,09T \text{ [K]} + 1737,5 \text{ [J/kgK]} \quad (4.13)$$

A condutividade térmica do CAP não varia com a temperatura e é apresentada pelo autor com sendo de  $0,16 \pm 0,1$  W/mK.

Uma amostra do CAP 50/60, utilizado neste trabalho, foi enviada para os laboratórios do CENPES / Petrobras para que, através de ensaios experimentais, a massa específica e viscosidade dinâmica do CAP fossem medidas, em função de diferentes temperaturas médias. Com estes dados se obteve uma equação da viscosidade dinâmica e da massa específica do CAP em função da temperatura.

As Tabelas 4.3 e 4.4 mostram os valores obtidos para a massa específica e viscosidade dinâmica e suas respectivas incertezas através de ensaios experimentais realizados pelos laboratórios do CENPES / Petrobrás. A Figura 40 apresenta um gráfico da massa específica em função da temperatura e um ajuste de uma função linear sobre os pontos da massa específica do gráfico. A Figura 41 apresenta um gráfico da viscosidade em função da temperatura e o ajuste de uma função exponencial sobre os pontos do gráfico.

Na regressão múltipla, a medida relativa de adequação do ajuste de uma função (linear ou exponencial) sobre pontos experimentais é chamada de coeficiente de determinação múltipla e é designada pelo símbolo  $R^2$ , como apresentado nas Figuras 40 e 41.  $R^2$  é a relação entre a variação ajustada pela equação de regressão múltipla e a variação total da variável dependente (DRAPER e SMITH, 1998) quanto mais próximo de um melhor o ajuste realizado.

Tabela 4.3: Massa específica do CAP em função da temperatura.

Temperatura (°C)	Massa específica (kg/m <sup>3</sup> )
24	998 ± 10
70	967 ± 10
80	961 ± 10

Fonte: CENPES / Petrobrás

Tabela 4.4: Viscosidade do CAP em função da temperatura.

Temperatura (°C)	Viscosidade (kg/ms)
80	37,4 ± 7,827
120	1,625 ± 1,432
150	0,339 ± 0,152
180	0,108 ± 0,011
220	0,035 ± 0,001

Fonte: CENPES / Petrobrás

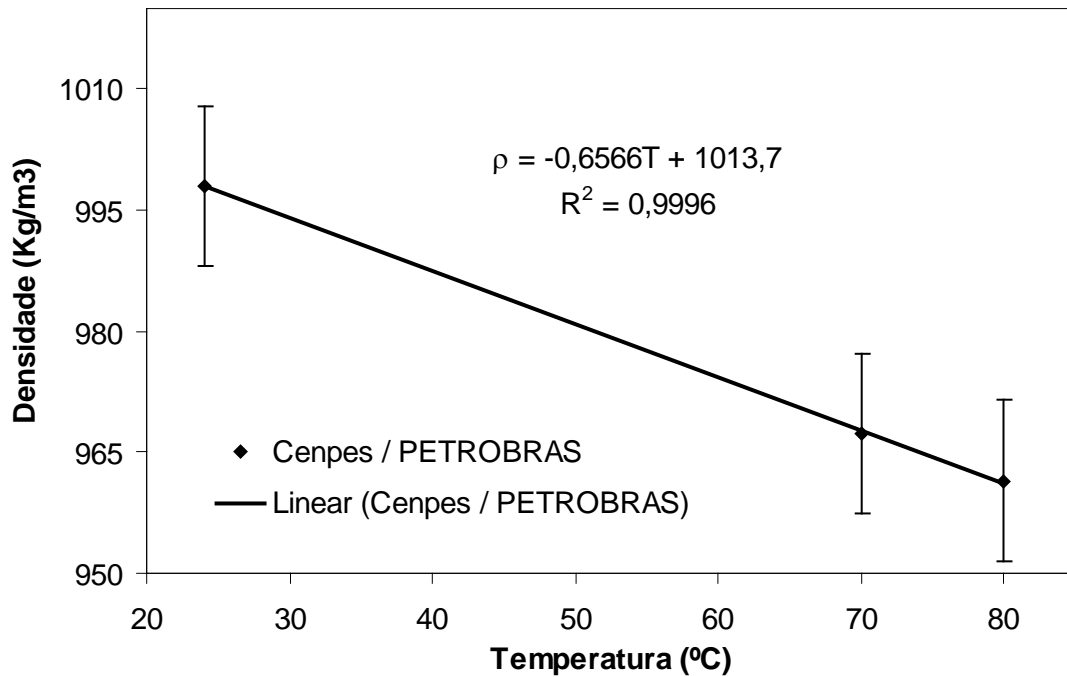


Figura 40: Massa específica do CAP em função da temperatura.

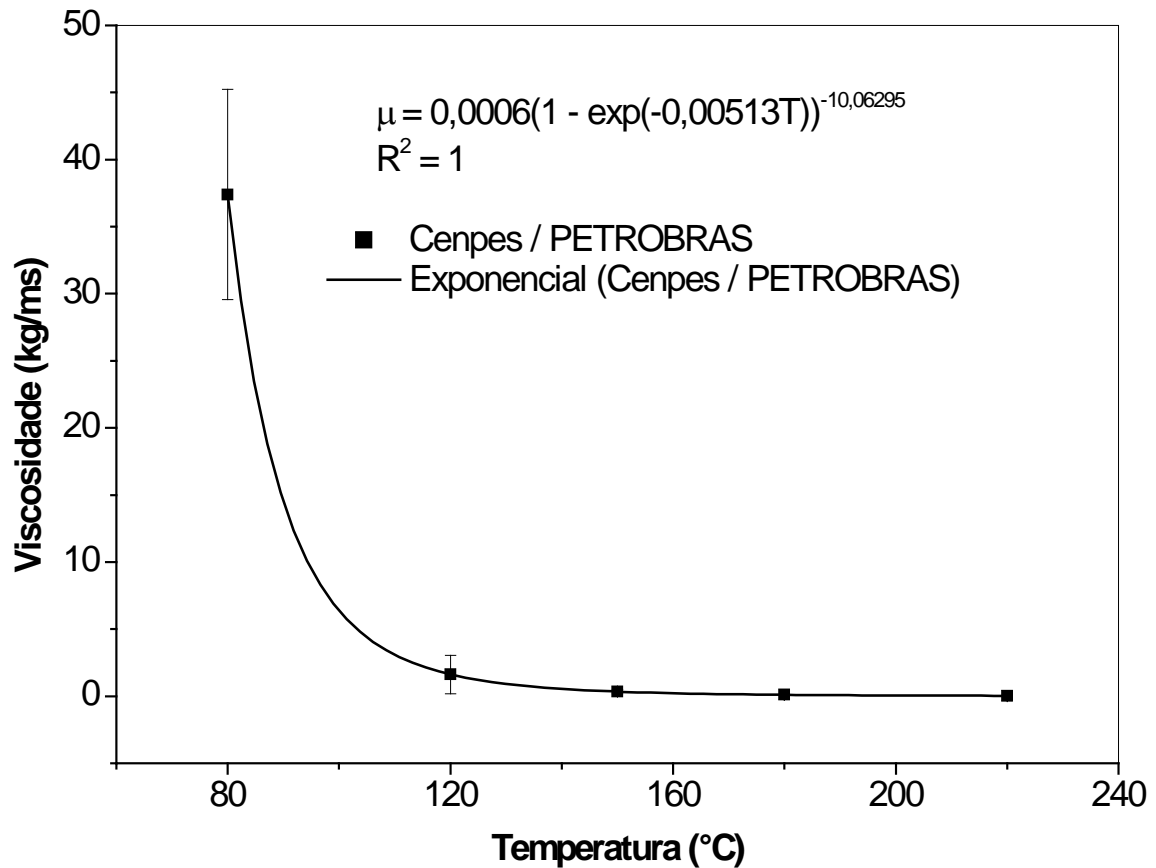


Figura 41: Viscosidade do CAP em função da temperatura.

O cálculo do coeficiente de expansão volumétrico foi feito através da seguinte equação:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right) \quad (4.14)$$

utilizando-se a massa específica de  $961,5 \text{ kg/m}^3$  referente à temperatura de  $80 \text{ }^\circ\text{C}$ . Esta massa específica foi utilizada no cálculo da expansão, pois é o ponto medido mais próximo da temperatura média do CAP nos experimentos e nas simulações. Segundo os engenheiros dos laboratórios do CENPES, não foi possível medir a massa específica do CAP em níveis maiores de temperatura, pois o equipamento utilizado para a medição da massa específica não trabalha com temperaturas superiores a  $80 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Assim, através da Equação (4.14) e da equação obtida no gráfico da Figura 40, temos que o coeficiente de expansão volumétrico médio é de  $0,000683 \text{ K}^{-1}$ .

#### 4.4.2 Erros Numéricos

As equações diferenciais de conservação da massa, quantidade de movimento e energia foram discretizadas pelo método dos volumes finitos e resolvidas iterativamente, obtendo-se erros médios quadráticos (RMS) da ordem de  $10^{-6}$  para a resistência da serpentina e  $10^{-5}$  para a resistência cilíndrica reta, e erros máximos da ordem de  $10^{-5}$  para a resistência em forma de serpentina e  $10^{-4}$  para a resistência cilíndrica reta. Outro critério de parada utilizado foi o balanço energético, isto é, a diferença entre o calor que entra e o calor que sai não poderia ultrapassar 1%.

#### 4.4.3 Passo de Tempo (*Time Step*)

Todas as simulações numéricas foram realizadas considerando-se regime permanente. Entretanto, para a solução iterativa das equações diferenciais, o ANSYS CFX estabelece um passo de tempo de forma a criar um sub-relaxamento facilitando assim a solução das equações, entre um passo de tempo e o próximo, até que todas as iterações ocorram de acordo com o critério de parada estipulado.

O passo de tempo ou tempo característico foi calculado através da expressão (4.15) dada pelo manual do ANSYS-CFX:

$$t_c = \frac{l_c}{U_c} \approx \frac{1}{4} \sqrt{\frac{l_c}{g\beta|(T_{res} - T_{med})|}} \quad (4.15)$$

sendo  $l_c$  é o comprimento característico,  $U_c$  é a velocidade imposta no sistema,  $g$  é a aceleração da gravidade,  $\beta$  é o coeficiente de expansão volumétrico,  $T_{res}$  é a temperatura média da superfície externa das resistências e  $T_{med}$  é a temperatura média do CAP.

Entretanto, escoamentos em convecção natural com geometrias complexas possuem diferentes escalas de tempo, ou seja, diferentes tempos característicos, como consequência da formação de diferentes células de recirculação que surgem devido às forças que agem no escoamento. Portanto, para adotar-se uma postura conservativa, o passo de tempo foi determinado utilizando o menor comprimento característico dos problemas, tais como os diâmetros das resistências (11 mm para a serpentina e 8 mm para a cilíndrica reta). A temperatura da resistência  $T_{res}$ , é obtida pela média ponderada na área (razão entre a

integral da temperatura da parede da resistência pela área da resistência, enquanto que  $T_{med}$  corresponde à média da temperatura do CAP, ponderada em seu volume. A diferença de temperaturas obtida pela diferença entre estes valores acelera as simulações, pois quando o sistema se encontra longe do equilíbrio térmico, a diferença de temperatura se mostra menor e, conseqüentemente, o passo de tempo é maior. A constante de 1/4 foi imposta para melhorar a convergência numérica.

Nas simulações deste trabalho, quando o sistema se apresentava próximo do equilíbrio, o passo de tempo oscilava entre valores muito próximos, dificultando a convergência (refino do tempo final). Assim, na etapa final, adotou-se um valor fixo do passo de tempo, sendo a média dos valores das oscilações.

#### 4.4.4 Discretização Numérica

Para a interpolação dos gradientes de velocidade e temperatura nos volumes de controle, optou-se pelo método UPWIND de segunda ordem. Este método é mais preciso, porém menos robusto para a convergência dos problemas. Recomenda-se que o problema seja inicializado com um esquema UPWIND de primeira ordem mais robusto, porém com erros inerentes à difusão numérica, como mostra Maliska, (2004), e após algumas iterações passe a ser usado o de segunda ordem.

### 4.5 Critérios para Confecção das Malhas nas Soluções Numéricas

Alguns fatores e critérios devem ser observados na construção da malha para a simulação numérica, de forma a reduzir a sua influência nos resultados da simulação, dentre eles se destacam:

- O refino da malha na camada limite deve respeitar as características do escoamento, de forma a captar, a melhor maneira possível, os gradientes de temperatura e pressão, com a finalidade de se obter o fluxo de calor e a difusão de quantidade de movimento corretos para a simulação.
- Para a construção da malha, devem-se seguir alguns critérios de qualidade: boa ortogonalidade (ângulo mínimo e máximo entre as arestas do volume de 65 a 125°), taxa de expansão (razão de crescimento de um volume para outro da ordem de 5%), e razão de aspecto inferior a 200 (diferença entre o menor e o maior volume da malha).

Para o estudo da influência da malha nos resultados da simulação numérica para a resistência da serpentina, foram construídas quatro malhas com volumes totalmente hexagonais, sendo elas: malha refinada com  $1,37 \times 10^6$  volumes malha intermediária com  $0,52 \times 10^6$  volumes, malha grosseira com  $0,19 \times 10^6$  volumes e malha super-grosseira com  $0,08 \times 10^6$  volumes. O caso escolhido para o estudo de malha foi o que apresentava maior fluxo de calor, por ser o mais crítico, pois apresenta maiores gradientes de temperatura (comparado com os outros casos). Outro efeito do fluxo de calor mais alto é o aumento da temperatura média do CAP, que promove uma maior advecção no escoamento e conseqüentemente uma camada limite térmica e hidrodinâmica menor. O parâmetro escolhido para o estudo da malha foi a interface entre o CAP e a superfície da parede externa das resistências, por amplificar os erros inerentes a refinamentos locais, devido à presença da menor camada limite térmica que o escoamento apresenta em conseqüência da baixa viscosidade necessitando um grande refino local para captar os gradientes de temperatura na região. A Figura 42 mostra que quando o número de volumes da malha subiu de  $0,52 \times 10^6$  para  $1,37 \times 10^6$  (aumento de 62%), a temperatura da superfície diminuiu apenas  $0,5 \text{ }^\circ\text{C}$ . Assim, devido à pequena diminuição da temperatura sobre a superfície, verificou-se que a malha com  $1,3 \times 10^6$  volumes era suficiente para captar com boa precisão a camada limite térmica e hidrodinâmica.

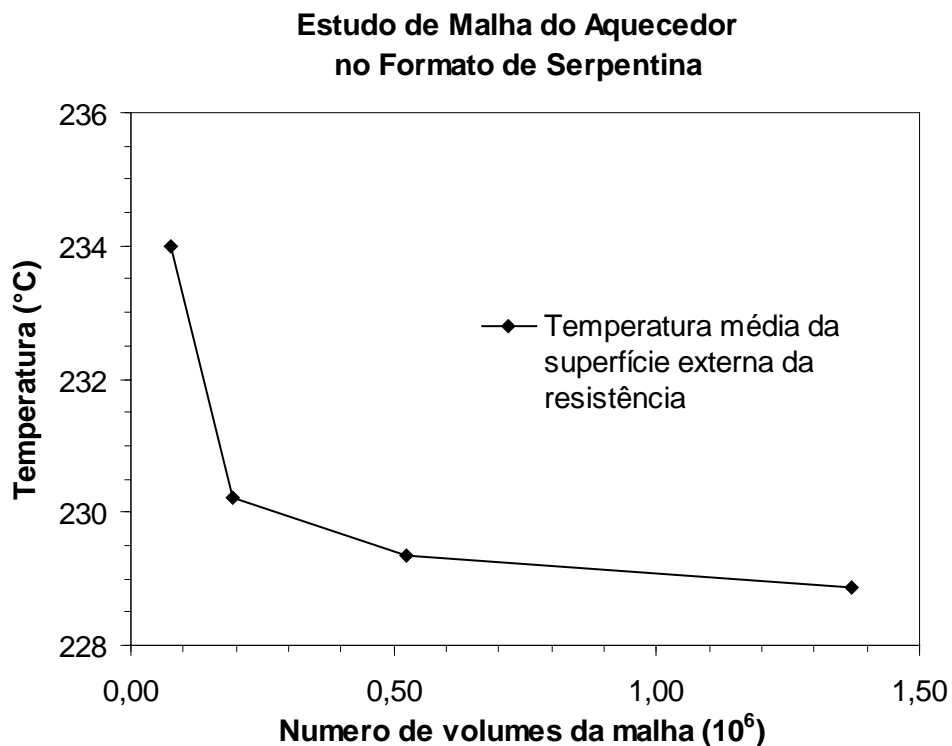


Figura 42: Temperatura em função do número de volumes da malha.

Para o estudo da influência da malha na simulação numérica da resistência cilíndrica reta, foram construídas quatro malhas com volumes tetraédricos e prismáticos, sendo elas: malha refinada com  $7,4 \times 10^6$  volumes, intermediária com  $3,6 \times 10^6$  volumes, grosseira com  $3,0 \times 10^6$  volumes e malha super-grosseira  $2,4 \times 10^6$  volumes. A malha prismática foi utilizada como uma ferramenta de refino, na região próxima à camada limite, nas interfaces onde ocorre troca de calor. Já a malha tetraédrica foi utilizada para expandir, de forma rápida, os pequenos volumes próximos à malha prismática, de forma a preencher o volume restante do domínio. O caso escolhido para o estudo de malha também foi o que apresentou maior fluxo de calor por razões já descritas acima, bem como a interface entre o CAP e a superfície da parede externa das resistências. A Figura 43 mostra que, quando o número de volumes da malha subiu de  $3,6 \times 10^6$  para  $7,4 \times 10^6$  (aumento de 105%), a temperatura da superfície da resistência diminuiu 3 °C. Contudo, através da Figura 44 observa-se um aumento significativo no número de volumes necessários para diminuir de 0,04 para 0,02 mm a altura do primeiro volume da malha com relação à superfície externa da resistência (interface entre o domínio do CAP e do tanque). Contudo, devido aos recursos computacionais disponíveis e a pequena diminuição da temperatura sobre a superfície verificou-se que a malha com  $7,4 \times 10^6$  volumes se mostrou adequada para captar com boa precisão a camada limite térmica e hidrodinâmica do escoamento do CAP.

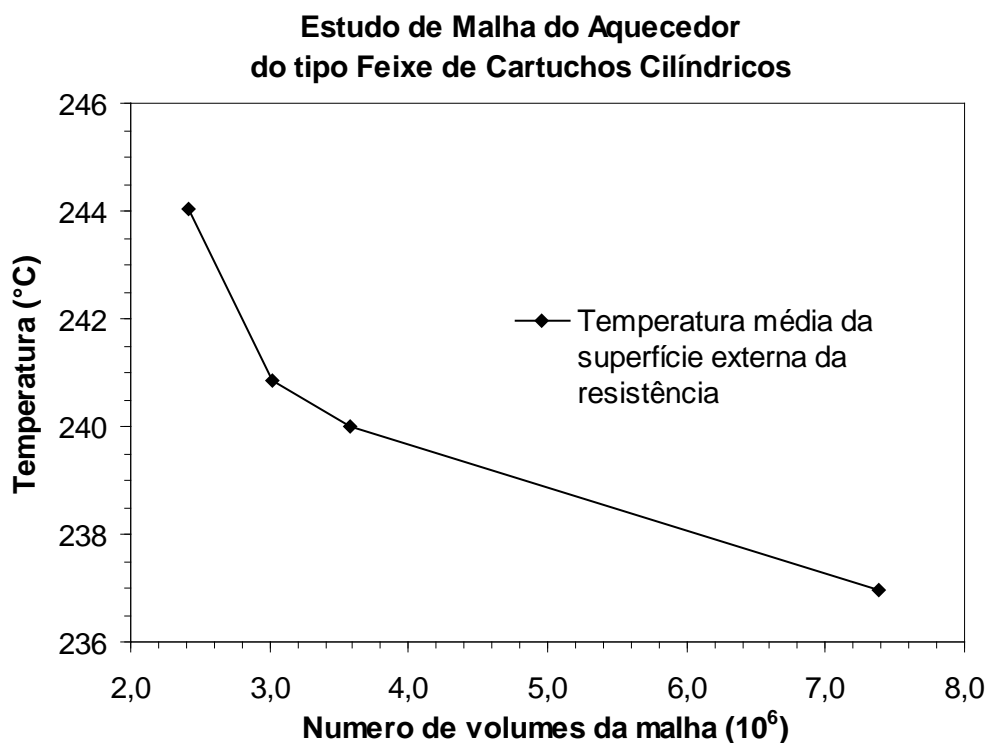


Figura 43: Temperatura em função do número de volumes da malha.



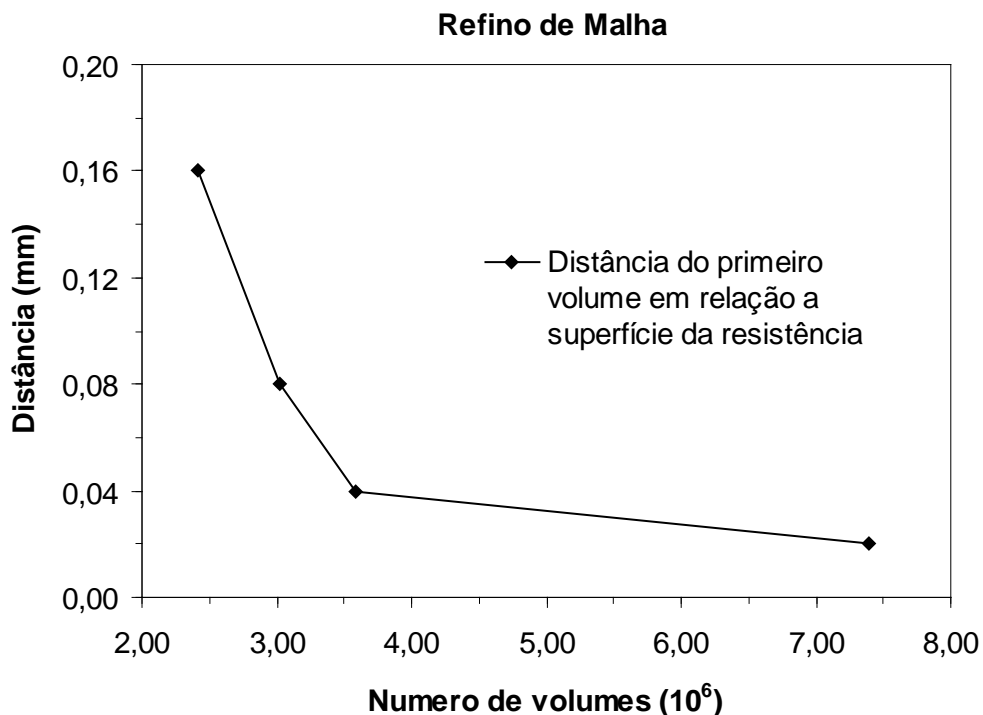


Figura 44: Crescimento da malha em função do refino local.

As Figuras 45 e 46 mostram o esquema das malhas (em maiores proporções para facilitar a visualização), utilizadas nas simulações numéricas da resistência da serpentina e da resistência cilíndrica reta, respectivamente. Observa-se que, próximo das interfaces da parede lateral e das resistências, há um maior refino da malha no CAP.

O refino na região da interface entre o CAP e as paredes do tanque corresponde à metade do refino utilizado para a interface entre o CAP e as resistências cilíndricas retas. Observando-se a Figura 43, verifica-se que ocorreu um decréscimo de aproximadamente 3 °C quando o refino sobre a interface entre o CAP e as resistências caiu pela metade. Assim se o refino utilizado para a malha intermediária na interface entre o CAP e a resistência foi suficiente para captar o fenômeno físico, é válido aceitar que o mesmo pode ser utilizado na parede fria. Devido à alta viscosidade na região, em função das baixas temperaturas, as velocidades na região são baixas, aumentando a camada limite térmica junto à interface entre o CAP e o tanque. O mesmo refino utilizado na interface entre o CAP e as resistências da serpentina foi utilizado na interface entre o CAP e o tanque. Isto foi possível devido à facilidade de expansão da malha hexagonal utilizada nestes casos.

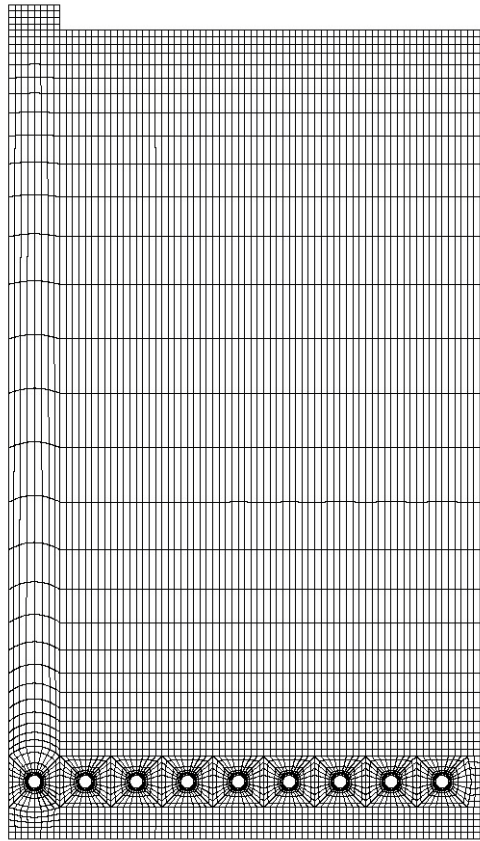
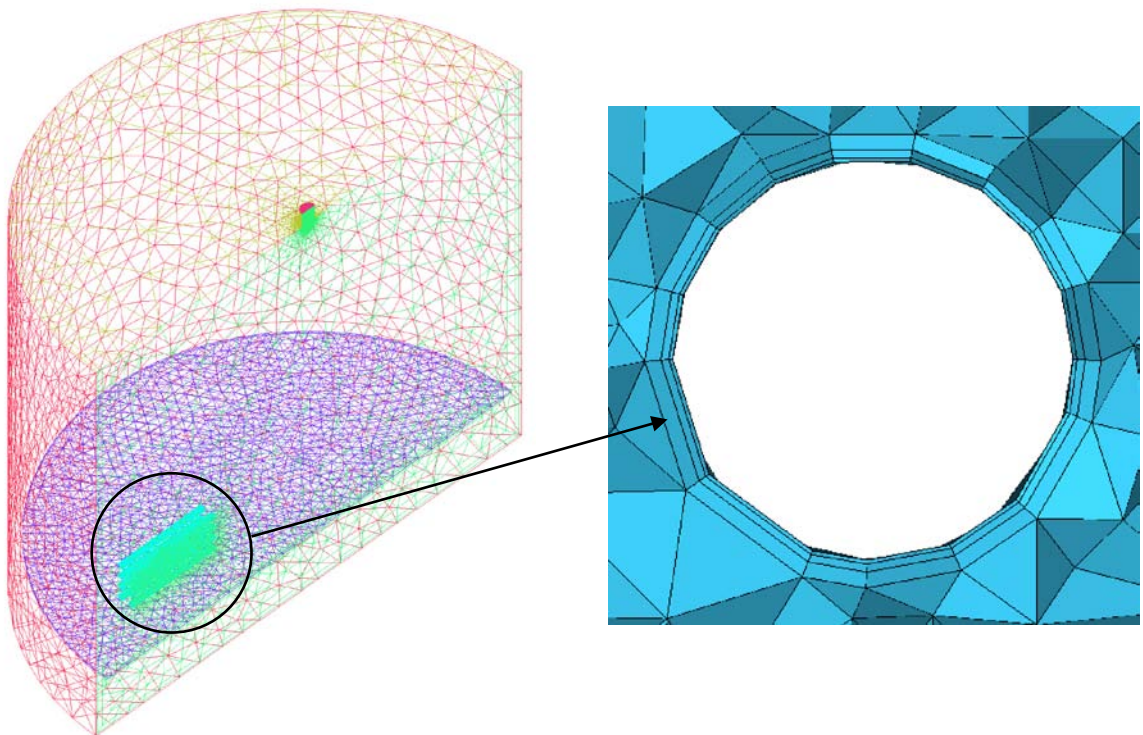


Figura 45: Malha da resistência em forma de serpentina.



(a) – malha do domínio do CAP, Tanque e FF. (b) – malha prismática sobre a resistência

Figura 46: Malha da resistência de cartuchos cilíndricos.

## 4.6 Processamento Paralelo.

Para as soluções dos problemas numéricos propostos, foram utilizados três computadores de alto desempenho em paralelo, para possibilitar e acelerar as simulações numéricas, devido ao grande número de volumes que as malhas da resistência da serpentina e da resistência cilíndrica reta apresentam. Neste método de solução a malha é dividida e carregada simultaneamente nos três computadores. Para a troca de dados entre os diversos computadores, ou comumente chamados de nós, o ANSYS-CFX utiliza bibliotecas (subprogramas) de interface de comunicação entre os computadores denominados MPI.

Entretanto, a preparação do processamento paralelo é baseada no modelo de divisão da malha denominado SMPD (*Single Program Multiple Data*). SPMD é uma maneira de se organizar as tarefas através da decomposição da malha em várias partes atribuídas a cada um dos processadores participantes, sendo que cada processador participante executa o mesmo código, mas sobre um conjunto de malha diferente dos demais. Este modelo roda identicamente como se a solução paralela fosse realizada em apenas um computador não alterando a solução do problema.

## 4.7 Observações Finais.

Neste capítulo, foi descrito como os modelos computacionais foram propostos em função das simplificações adotadas para os modelos físicos e para as geometrias dos problemas. Estas simplificações são decorrentes do custo computacional elevado e da complexidade da geometria do tanque (elementos de fixação, resistências, dentre outros.) para simular o problema integralmente. Os parâmetros numéricos adotados foram criteriosamente estipulados, de forma a diminuir a um mínimo possível os erros inerentes do método computacional empregado. Por último, foi feito um estudo de malha com a finalidade de se analisar a influência dos refinamentos locais da malha sobre os aquecedores e paredes do tanque, bem como também analisar a qualidade total da malha (ortogonalidade, taxa de expansão, dentre outros.) de forma a minimizar os erros numéricos.

O próximo capítulo apresenta os resultados experimentais e numéricos para ambas as aquecedores estudados, bem como a comparação entre estes resultados.

## CAPÍTULO 5

### RESULTADOS EXPERIMENTAIS E NUMÉRICOS

Na primeira seção deste capítulo são apresentados os resultados experimentais para o aquecedor no formato de serpentina e para o aquecedor do tipo feixes de cartuchos cilíndricos paralelos, tais como: cálculo da potência térmica dissipada pelas resistências elétricas dentro do tanque de armazenamento de CAP, cálculo da temperatura média da parede lateral do tanque e do coeficiente de transferência de calor externo, utilizados posteriormente nas simulações numéricas.

Na segunda seção são apresentados os resultados numéricos para as diferentes potências aplicadas para o aquecedor no formato de serpentina e para o aquecedor do tipo feixes de cartuchos cilíndricos paralelos, para as duas alturas, em relação ao fundo do tanque, estudadas.

Na terceira seção é apresentada a comparação entre os resultados numéricos para os coeficientes médios de transferência de calor entre a resistência e o CAP e entre a parede lateral e o CAP.

E por fim, na quarta seção deste capítulo, são apresentadas as comparações entre os resultados experimentais e numéricos para o aquecedor no formato de serpentina e para o aquecedor do tipo feixes de cartuchos cilíndricos paralelos.

#### 5.1 Resultados Experimentais.

##### 5.1.1 Caso: Aquecedor no Formato de Serpentina

A Tabela 5.1 mostra as tensões e resistências elétricas médias para cada potência aplicada na resistência da serpentina. A Tabela 5.2 apresenta os coeficientes médios de transferência de calor externos ao tanque, obtidos através da Eq. (3.3), empregando-se valores médios das temperaturas da parede lateral, obtidas através da Eq. (3.4), e do ambiente, em função das potências aplicadas na resistência. As Figuras 47, 48 e 49 mostram as curvas ajustadas sobre os pontos das temperaturas medidas pelos termopares, ao longo da altura da parede lateral do tanque de testes utilizadas na obtenção das temperaturas médias através de integração. As barras verticais sobre os pontos

apresentados nestas figuras representam as incertezas experimentais de temperatura. Para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor externo, foi utilizada a área da parede lateral de  $1,24 \pm 0,0028 \text{ m}^2$ . O cálculo da incerteza experimental para a área da parede lateral é apresentado no Apêndice A.2. A área total da serpentina é de  $314580,1 \text{ mm}^2$ .

Tabela 5.1: Tensões, resistências e potências médias para cada experimento.

	Tensão (Volts)	Resistência (Ohms)	Potência (W)
1° Experimento	$79,48 \pm 0,21$	$3,41 \pm 0,02$	$1850,88 \pm 70,22$
2° Experimento	$65,75 \pm 0,11$	$3,74 \pm 0,02$	$1156,58 \pm 35,18$
3° Experimento	$53,66 \pm 0,02$	$3,81 \pm 0,01$	$755,24 \pm 4,34$

Tabela 5.2: Temperaturas médias da parede lateral e temperatura média ambiente.

Potência (W)	$T_{PL}$ (°C)	$T_{amb}$ (°C)	$h_{ext}$ (W/m <sup>2</sup> °C)
$1850,88 \pm 70,22$	$153,46 \pm 2,43$	$27,41 \pm 0,17$	$11,87 \pm 0,51$
$1156,58 \pm 35,18$	$120,54 \pm 2,18$	$23,62 \pm 0,18$	$9,64 \pm 0,38$
$755,24 \pm 4,34$	$98,34 \pm 1,21$	$24,72 \pm 0,01$	$8,29 \pm 0,15$

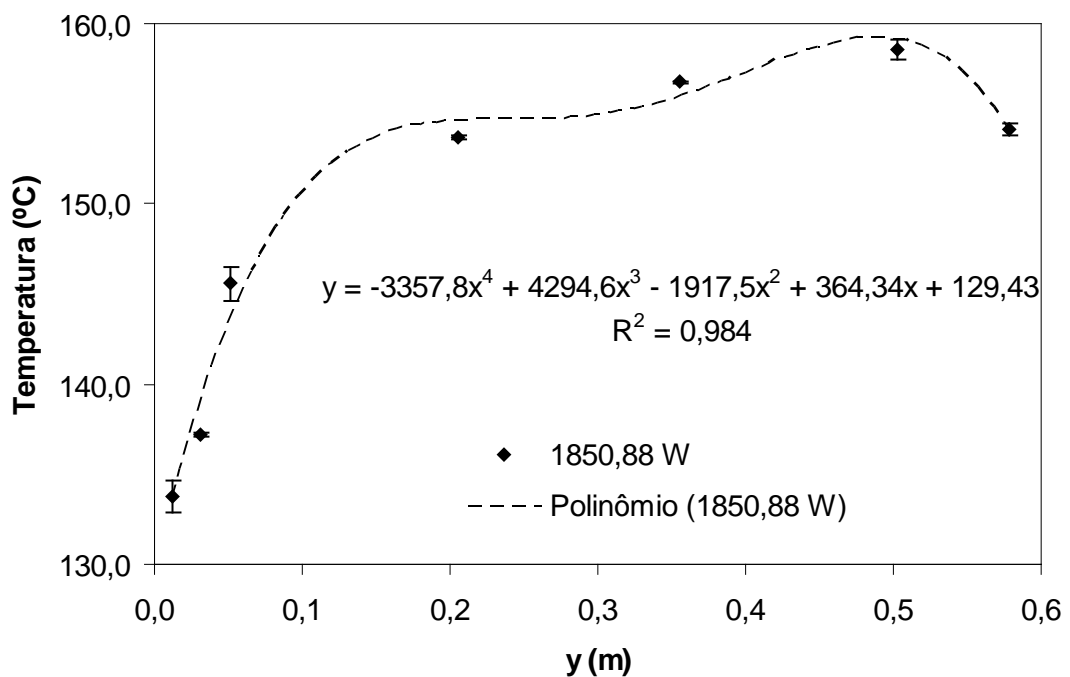


Figura 47: Temperaturas medidas e curva ajustada ao longo da altura da parede lateral.

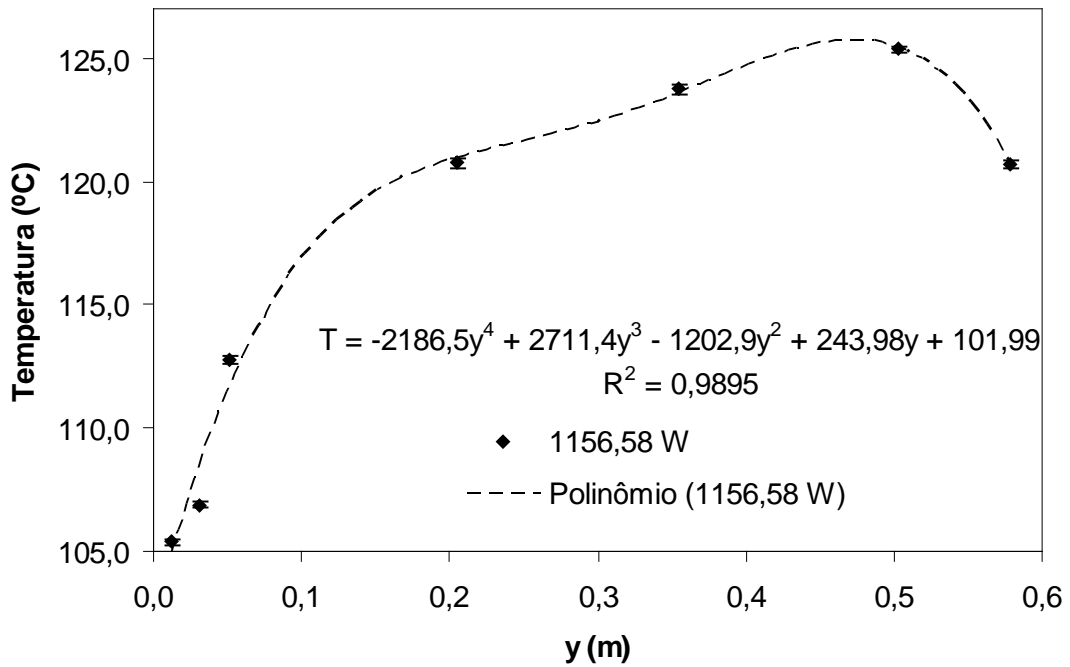


Figura 48: Temperaturas medidas e curva ajustada ao longo da altura da parede lateral.

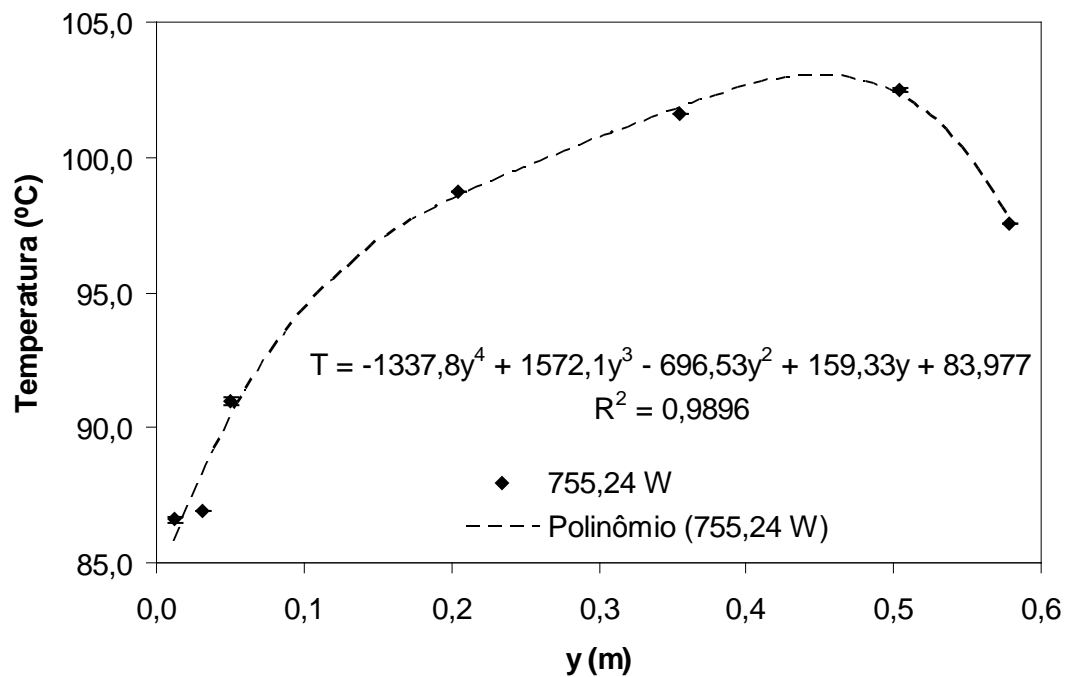


Figura 49: Temperaturas medidas e curva ajustada ao longo da altura da parede lateral.

Para facilitar a interpretação dos resultados de distribuição de temperatura obtidos nos experimentos, foi construído um mapa térmico, com a posição de cada termopar e sua respectiva temperatura, para cada potência aplicada nas resistências. As Figuras 50 e 51 apresentam as temperaturas medidas pelos termopares no tanque, na resistência e através

das varetas. Estas figuras possuem uma quantidade de informação muito grande e seu objetivo é a de apresentar ao leitor, em um só gráfico, todas as temperaturas (para todos os casos testados) medidas no tanque, na resistência e nas varetas, bem como suas posições dentro do tanque e no tanque, para uma determinada configuração de teste (aquecedores em serpentina neste caso). No lado esquerdo das Figuras 50 e 51 foram reproduzidas três figuras, em escala reduzida, apresentando o posicionamento dos termopares instalados nas paredes lateral, circular e inferior do tanque de inox e as diferentes posições das varetas de medição de temperatura interna do CAP, para facilitar a localização das temperaturas medidas pelos termopares e mostradas nas figuras do lado direito (ver Seção 3.3). As figuras do lado direito apresentam dados relativos a todos os testes realizados, discriminados pela cor (três níveis de potência) sendo que medidas obtidas por termopares na mesma posição foram agrupados em caixas retangulares.

O tratamento dos dados é apresentado na Seção 5.3.1, assim como a comparação entre os resultados numéricos e experimentais obtidos. O Apêndice A.6 apresenta as incertezas experimentais para as temperaturas medidas na resistência e no tanque de inox.

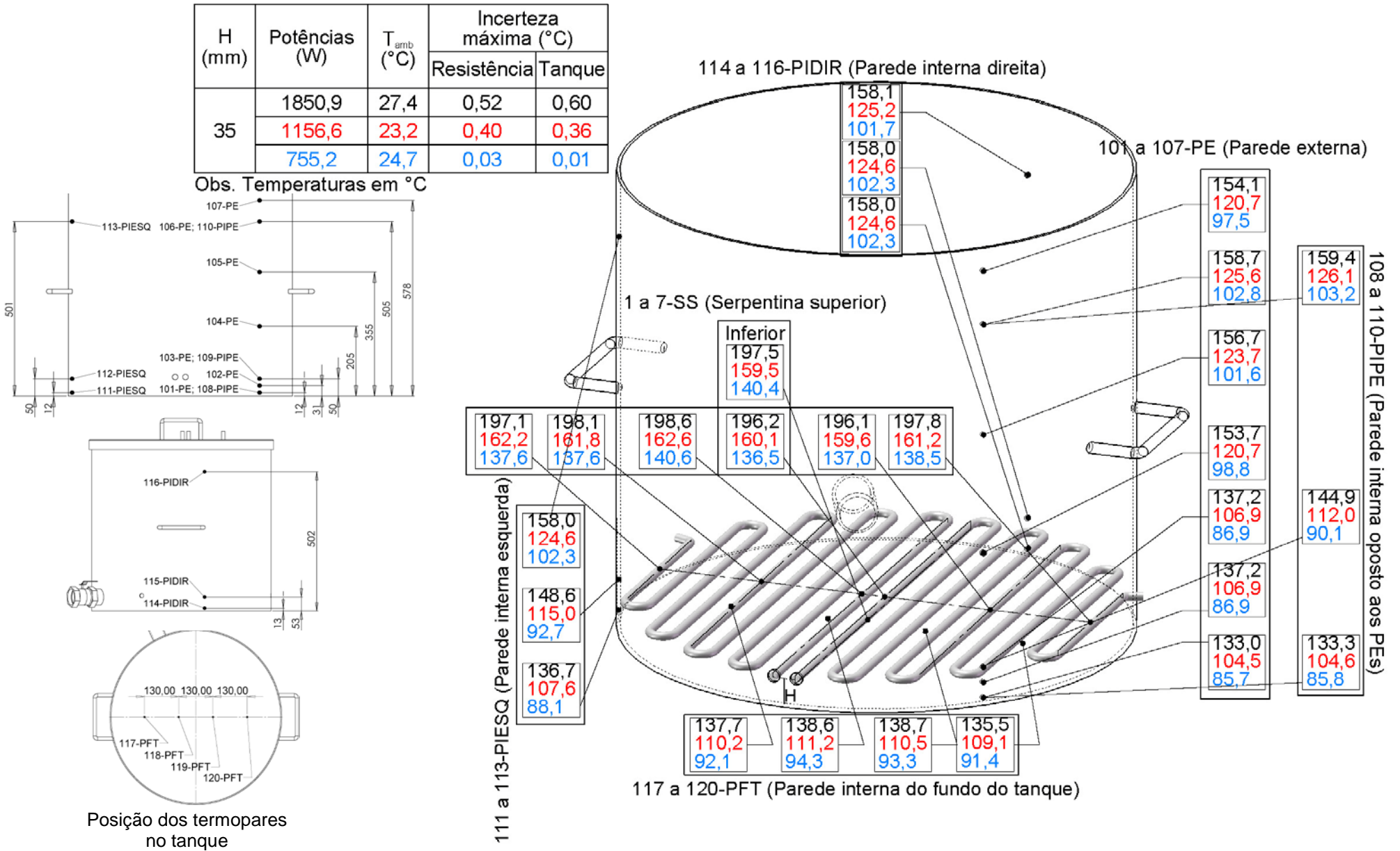


Figura 50: Distribuição de temperatura nas resistências da serpentina e no tanque de INOX.



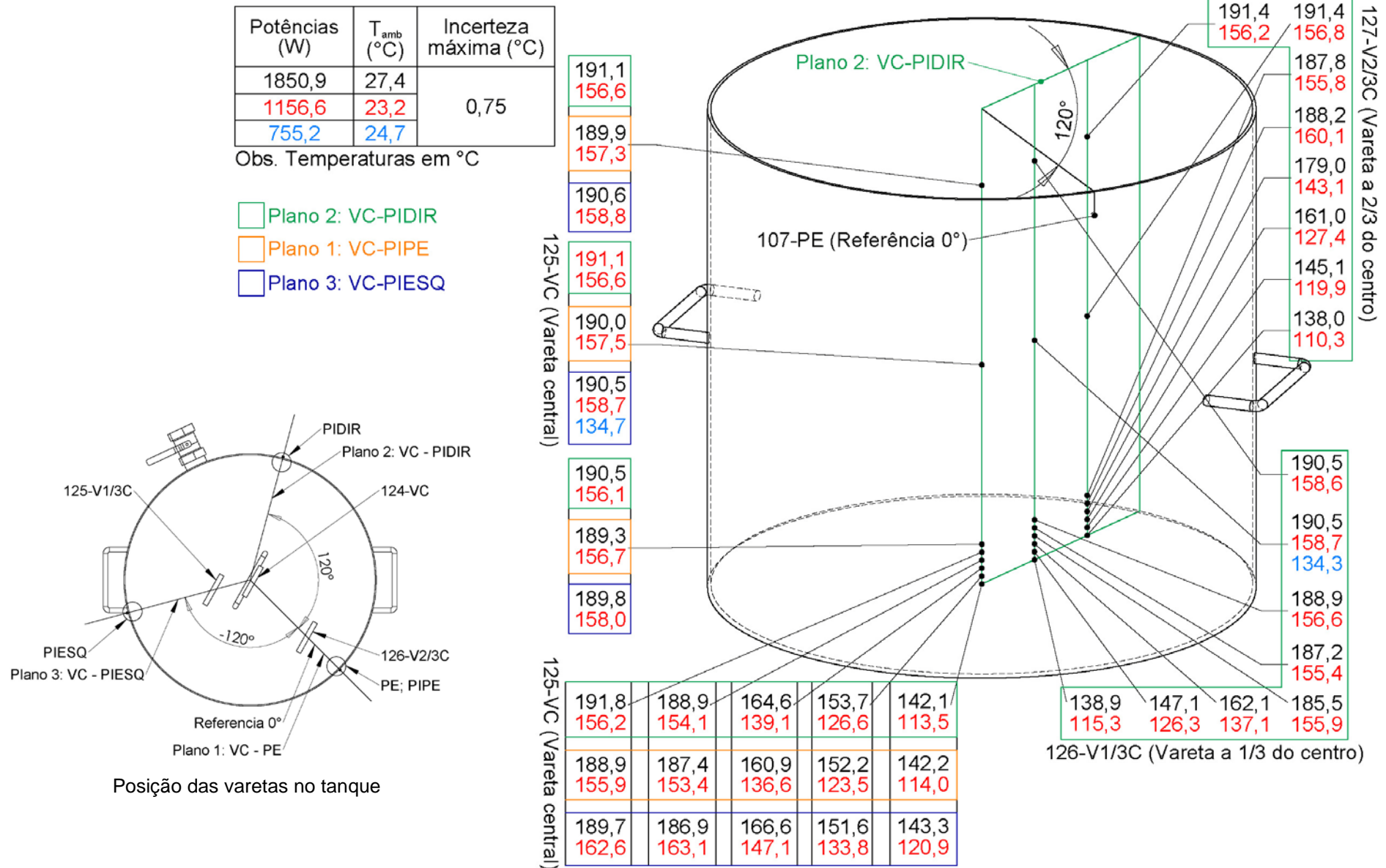
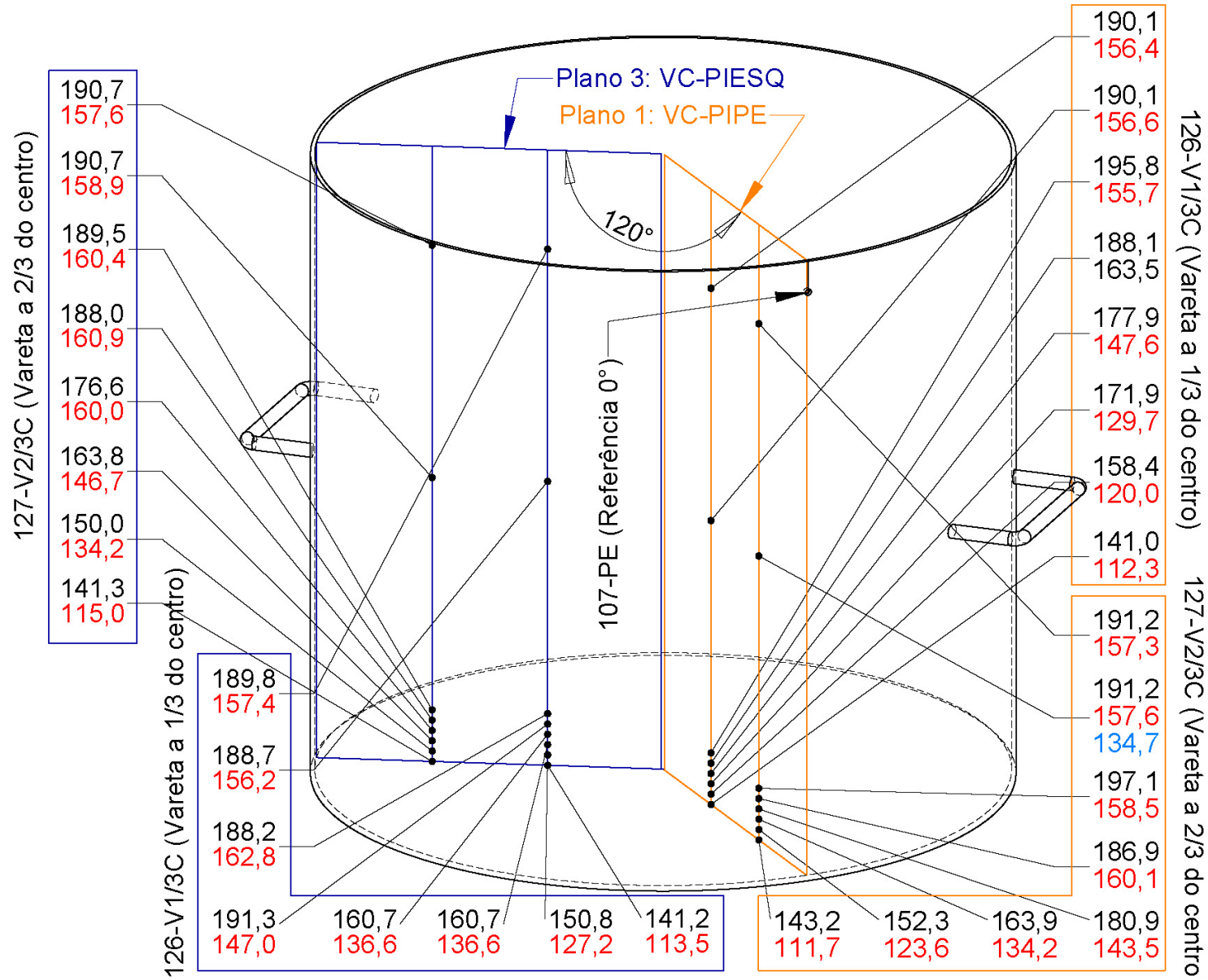


Figura 51: Distribuição de temperatura no CAP obtida pelas varetas.



Continuação da Figura 51.

### 5.1.2 Caso: Aquecedor do Tipo Feixe de Cartuchos Cilíndricos

A Tabela 5.3 mostra as tensões e correntes elétricas lidas no mostrador digital da fonte de potência. As Figuras 52, 53, 54, 55 e 56 mostram as curvas ajustadas sobre os pontos das temperaturas medidas pelos termopares ao longo da altura da parede lateral para obtenção da temperatura média através da integração das curvas ajustadas. A Tabela 5.4 apresenta os coeficientes de transferência de calor externos ao tanque, obtidos através da Eq. (3.3), para as temperaturas médias da parede lateral, obtidas através da Eq. (3.4) e ambiente, em função das potências aplicadas na resistência. Para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor externo foi utilizada a área da parede lateral de  $1,24 \pm 0,0028 \text{ m}^2$ .

Tabela 5.3: Tensões, resistências e potências médias para cada experimento.

Altura da resistência (mm)		Tensão (Volts)	Corrente (A)	Potência (W)
72	1° Exp.	$131,0 \pm 1,0$	$10,45 \pm 0,01$	$1368,95 \pm 20,64$
	2° Exp.	$120,0 \pm 1,0$	$9,67 \pm 0,01$	$1160,40 \pm 19,10$
	3° Exp.	$98,0 \pm 1,0$	$7,81 \pm 0,01$	$765,38 \pm 15,43$
	4° Exp.	$98,0 \pm 1,0$	$7,81 \pm 0,01$	$765,38 \pm 15,43$
26	1° Exp.	$140,0 \pm 1,0$	$10,47 \pm 0,01$	$1465,8 \pm 20,70$
	2° Exp.	$102,0 \pm 1,0$	$7,50 \pm 0,01$	$765,00 \pm 14,83$

Tabela 5.4: Temperaturas médias da parede lateral e temperatura média ambiente.

Altura da resistência (mm)	Potência (W)	$T_{PL}$ (°C)	$T_{amb}$ (°C)	$h_{ext}$ (W/m <sup>2</sup> °C)
72	$1368,95 \pm 20,64$	$120,60 \pm 5,08$	$26,30 \pm 0,20$	$11,73 \pm 0,66$
	$1160,40 \pm 19,10$	$112,60 \pm 4,52$	$26,24 \pm 0,07$	$10,86 \pm 0,60$
	$765,38 \pm 15,43$	$86,62 \pm 3,10$	$21,71 \pm 0,51$	$9,11 \pm 0,48$
	$765,38 \pm 15,43$	$88,13 \pm 2,34$	$21,81 \pm 0,72$	$9,32 \pm 0,44$
26	$1465,8 \pm 20,70$	$126,52 \pm 5,08$	$23,65 \pm 1,76$	$11,51 \pm 0,97$
	$765,00 \pm 14,83$	$85,40 \pm 1,10$	$27,08 \pm 0,67$	$10,60 \pm 0,40$

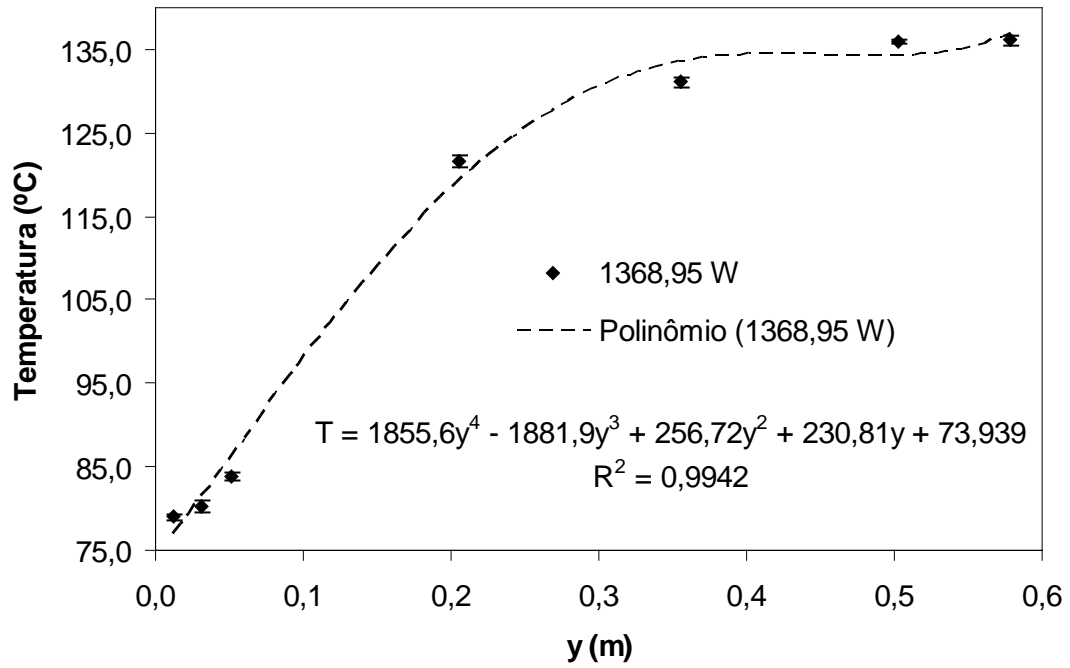


Figura 52: Temperaturas medidas e curva ajustada ao longo da altura da parede lateral.

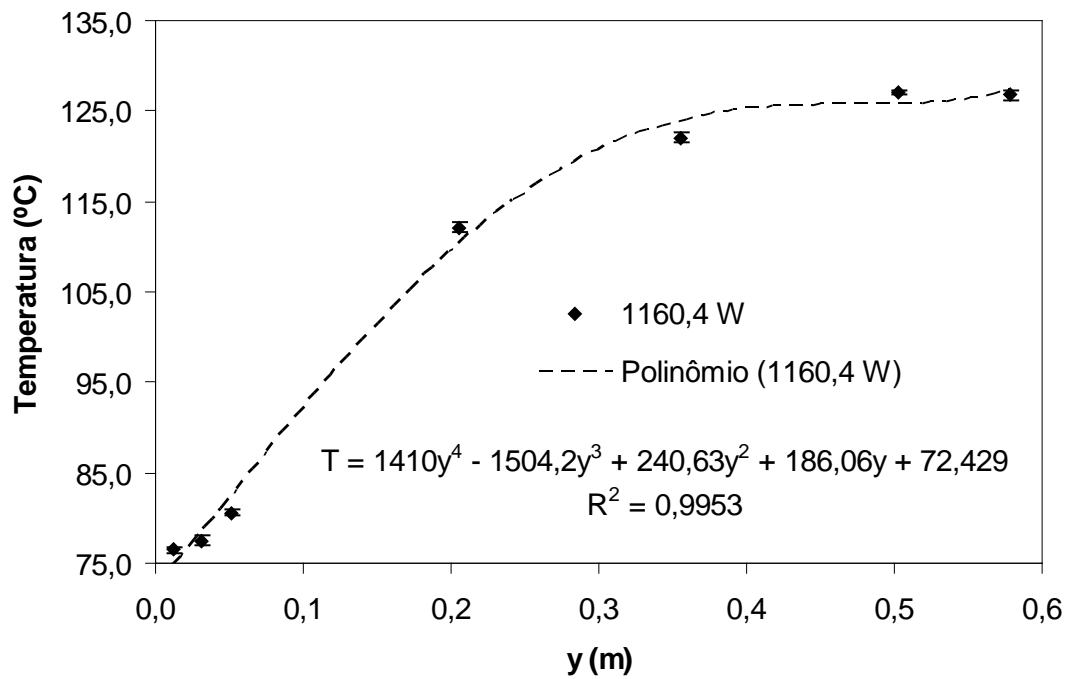


Figura 53: Temperaturas medidas e curva ajustada ao longo da altura da parede lateral.

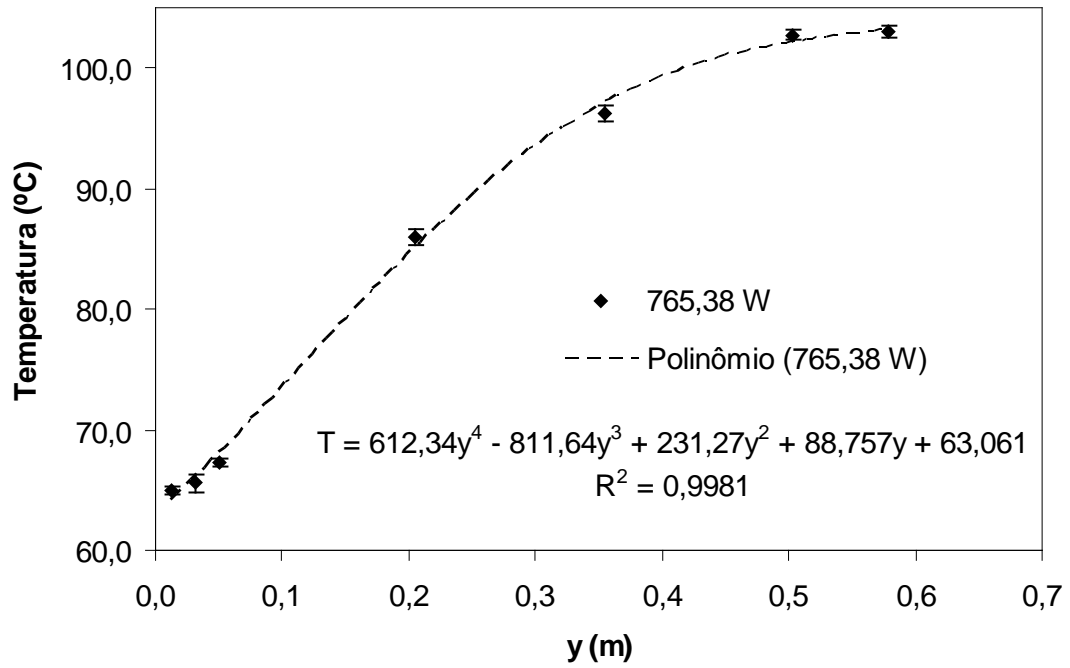


Figura 54: Temperaturas medidas e curva ajustada ao longo da altura da parede lateral.

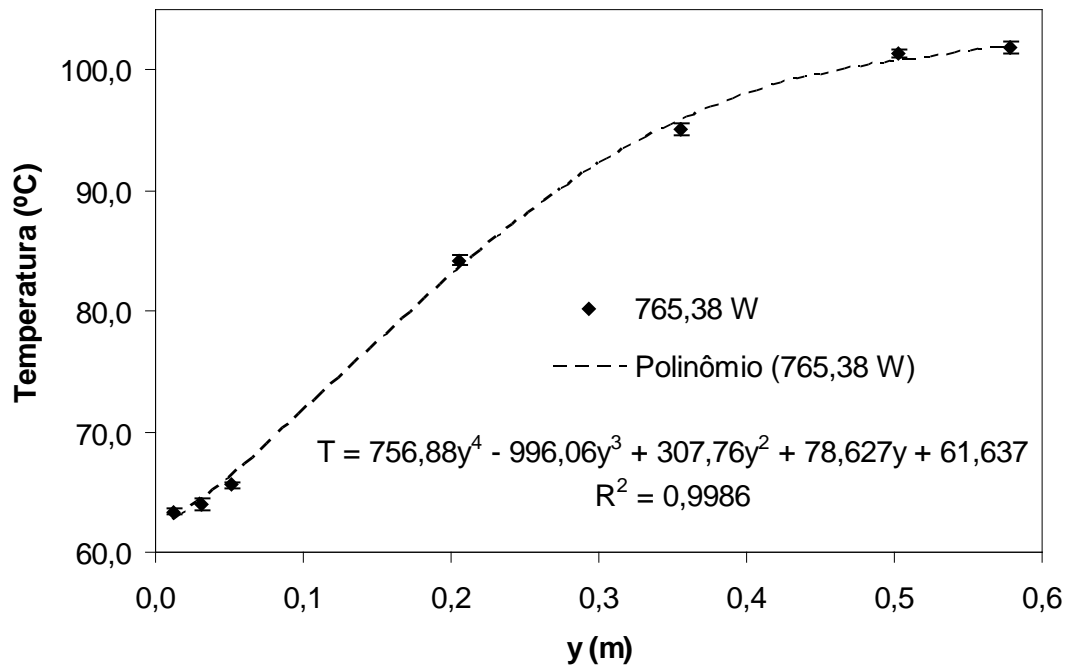


Figura 55: Temperaturas medidas e curva ajustada ao longo da altura da parede lateral.

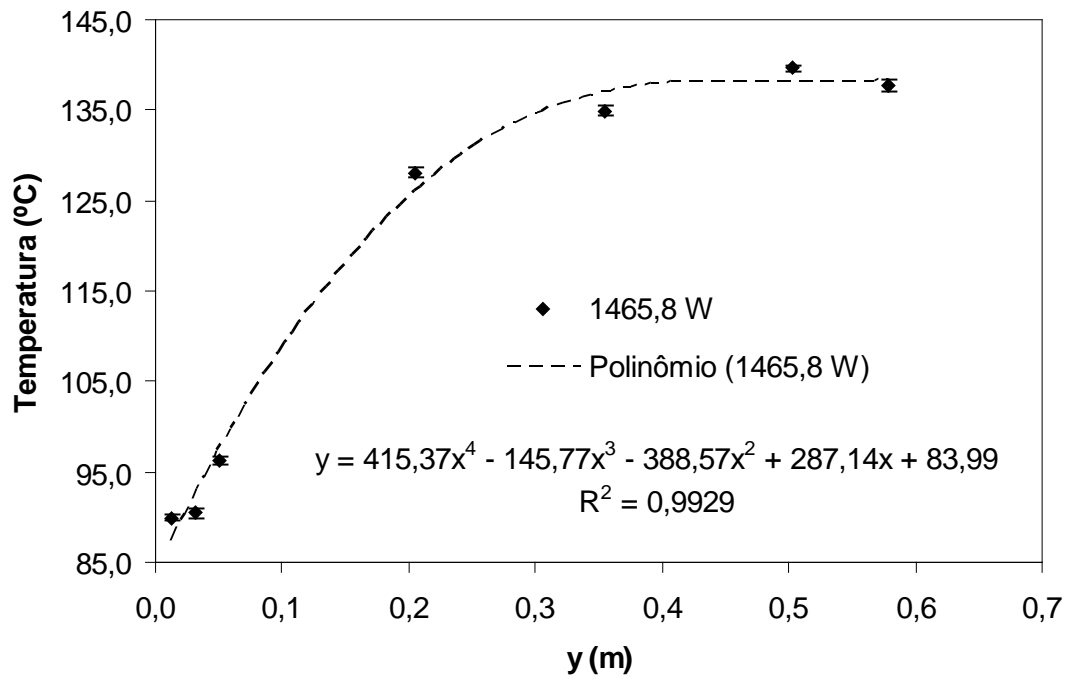


Figura 56: Temperaturas medidas e curva ajustada ao longo da altura da parede lateral.

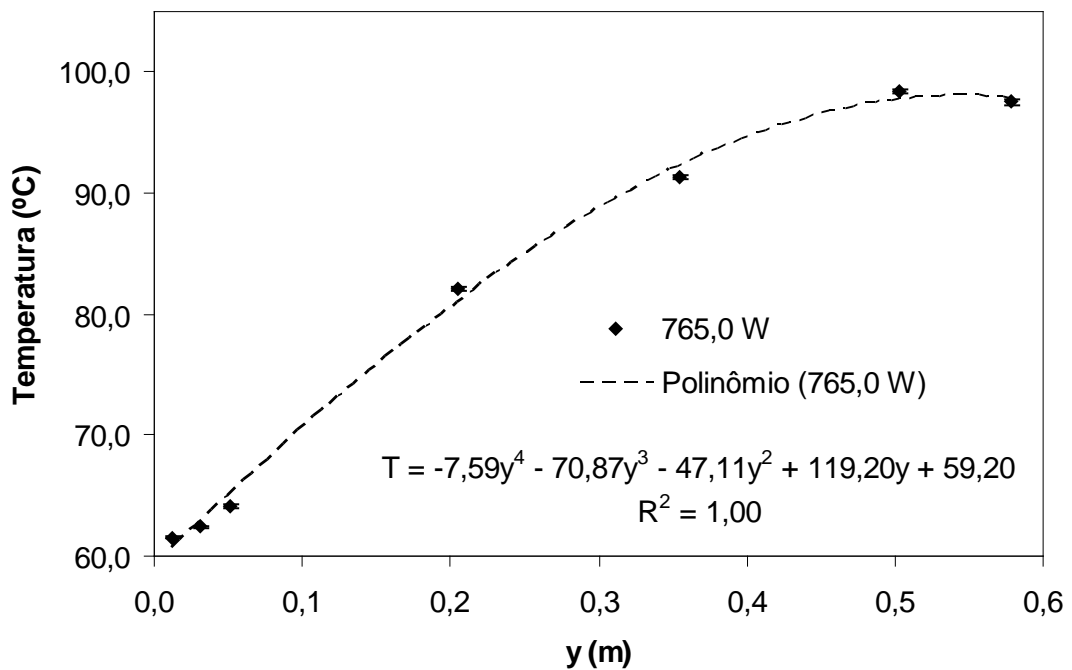


Figura 57: Temperaturas medidas e curva ajustada ao longo da altura da parede lateral.

Seguindo o mesmo procedimento da seção anterior, para facilitar a interpretação dos resultados da distribuição de temperatura obtidos nos experimentos foi construído um mapa térmico com a posição de cada termopar e sua respectiva temperatura para cada potência aplicada nas resistências. As Figuras 58 e 59 mostram as temperaturas medidas pelos termopares no tanque, na resistência e pelas varetas. Como observado anteriormente, estas figuras possuem grande quantidade de informação e estão apresentadas para referência do leitor, porém o tratamento destes dados está mostrado na Seção (5.3.2).

Para facilitar a localização dos termopares, foram inseridas no lado esquerdo das Figuras 58 e 59 a posição dos termopares instalados no tanque e as posições das varetas de acordo com a rotação da tampa do tanque. A posição dos termopares instalados no feixe de cartuchos cilíndricos é mostrada na Figura 58 diferentemente do que foi apresentado na Figura 13, somente para facilitar a visualização e comparação entre os resultados para as diferentes potências aplicadas nas resistências. Porém, na seção 5.3.2 onde os dados de temperaturas são tratados para a comparação com os resultados numéricos, são apresentados nas respectivas posições originais, como apresentados na Figura 13. As figuras do lado direito apresentam dados relativos a todos os testes realizados, discriminados pela cor da fonte empregada (5 níveis de potências e um teste de repetibilidade), sendo que os termopares com a mesma nomenclatura foram agrupados em caixas retangulares, pois apresentam temperaturas de uma determinada região.

O Apêndice A.7 apresenta as incertezas experimentais para as temperaturas medidas na resistência e no tanque de INOX.

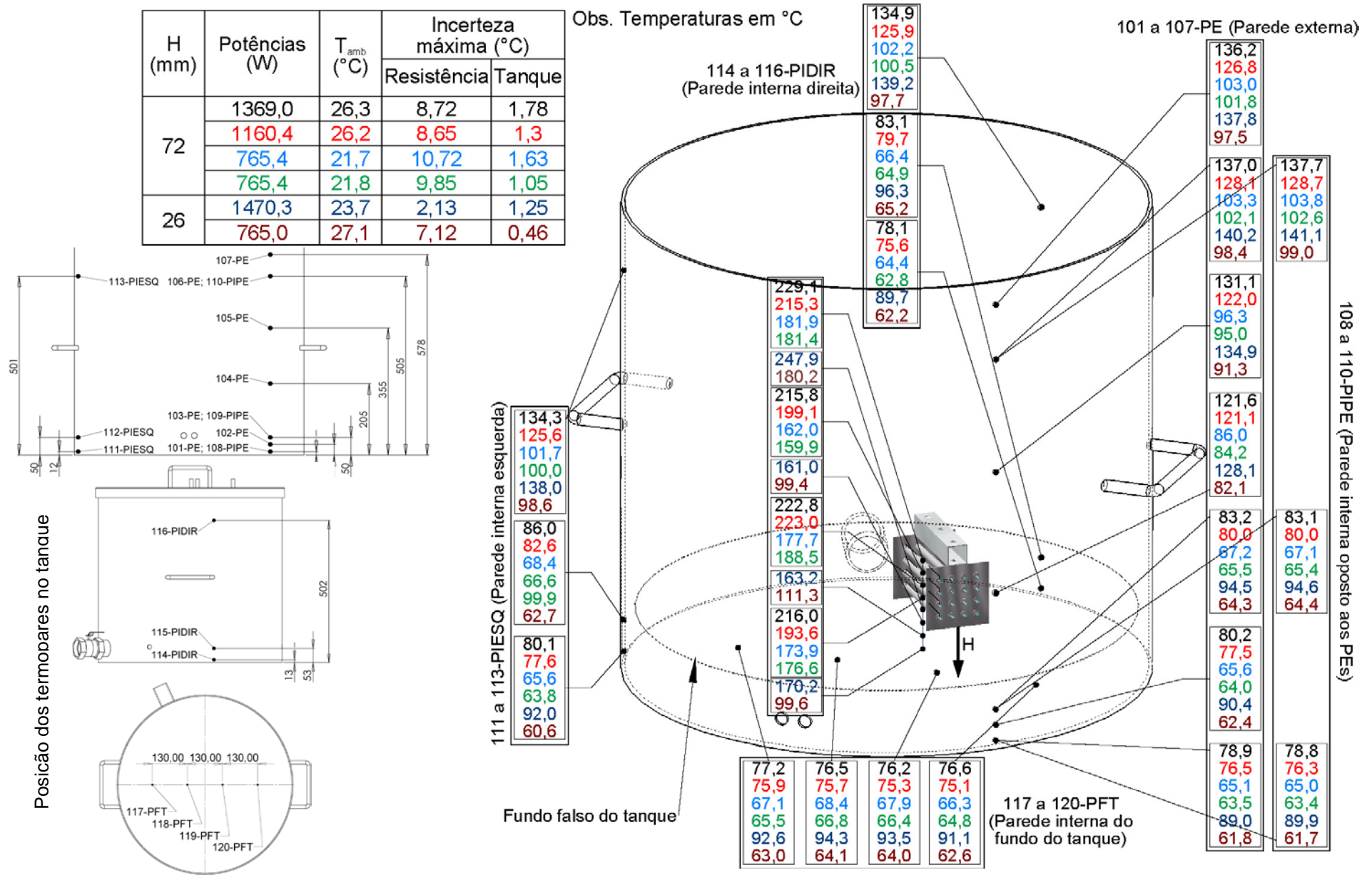


Figura 58: Distribuição de temperatura nas resistências cilíndricas retas e no tanque de INOX.



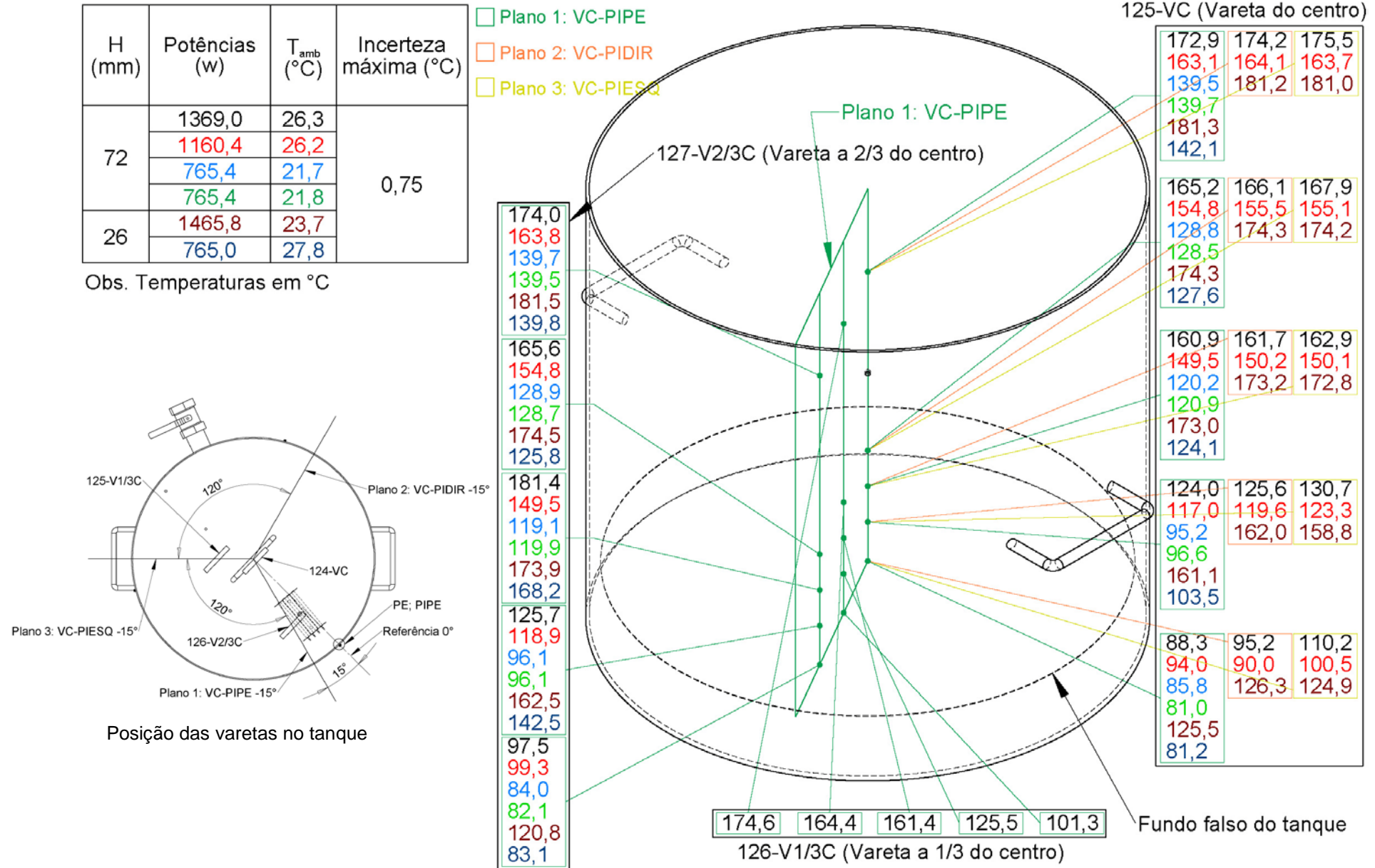
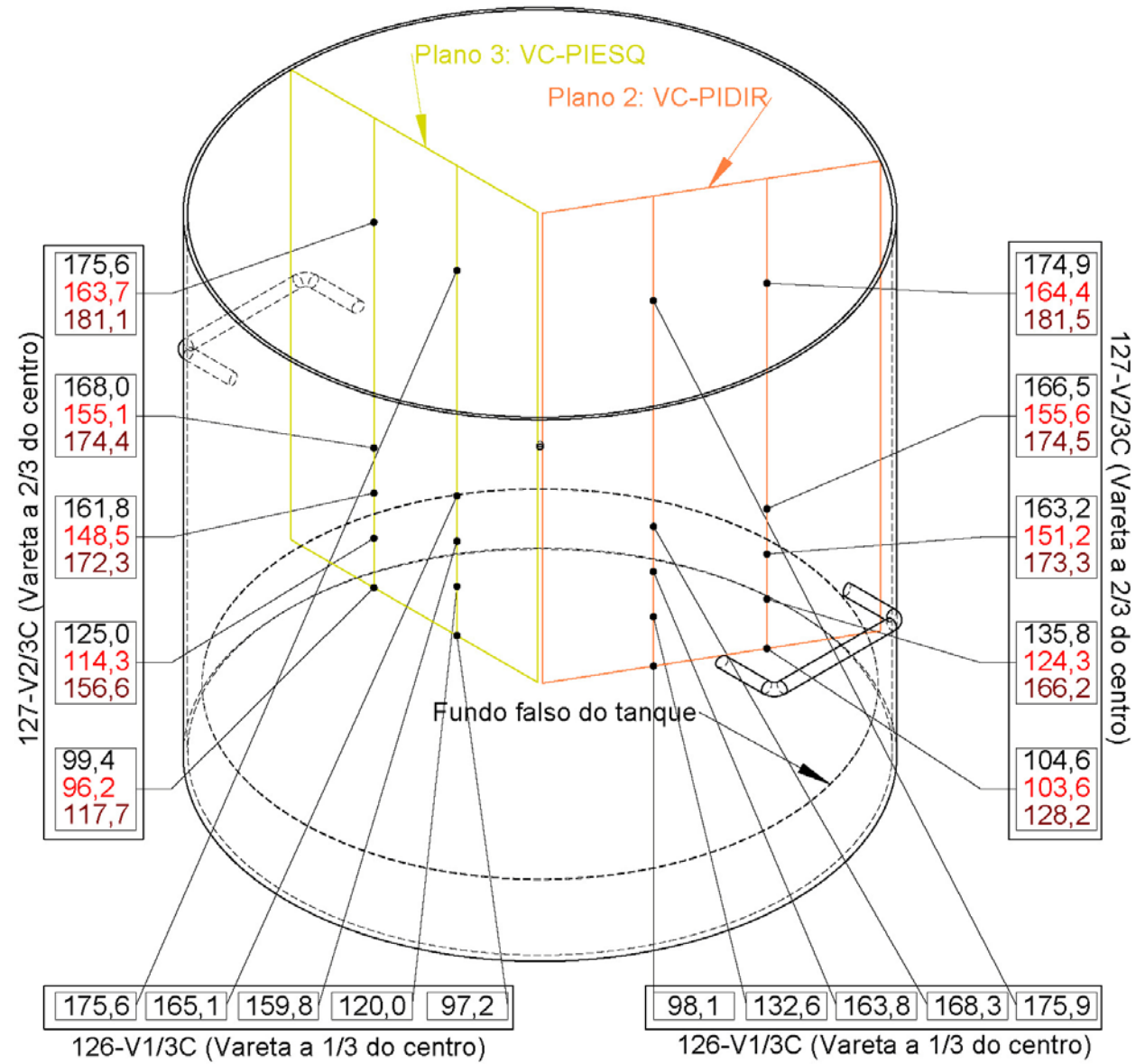


Figura 59: Distribuição de temperatura no CAP obtida pelas varetas.

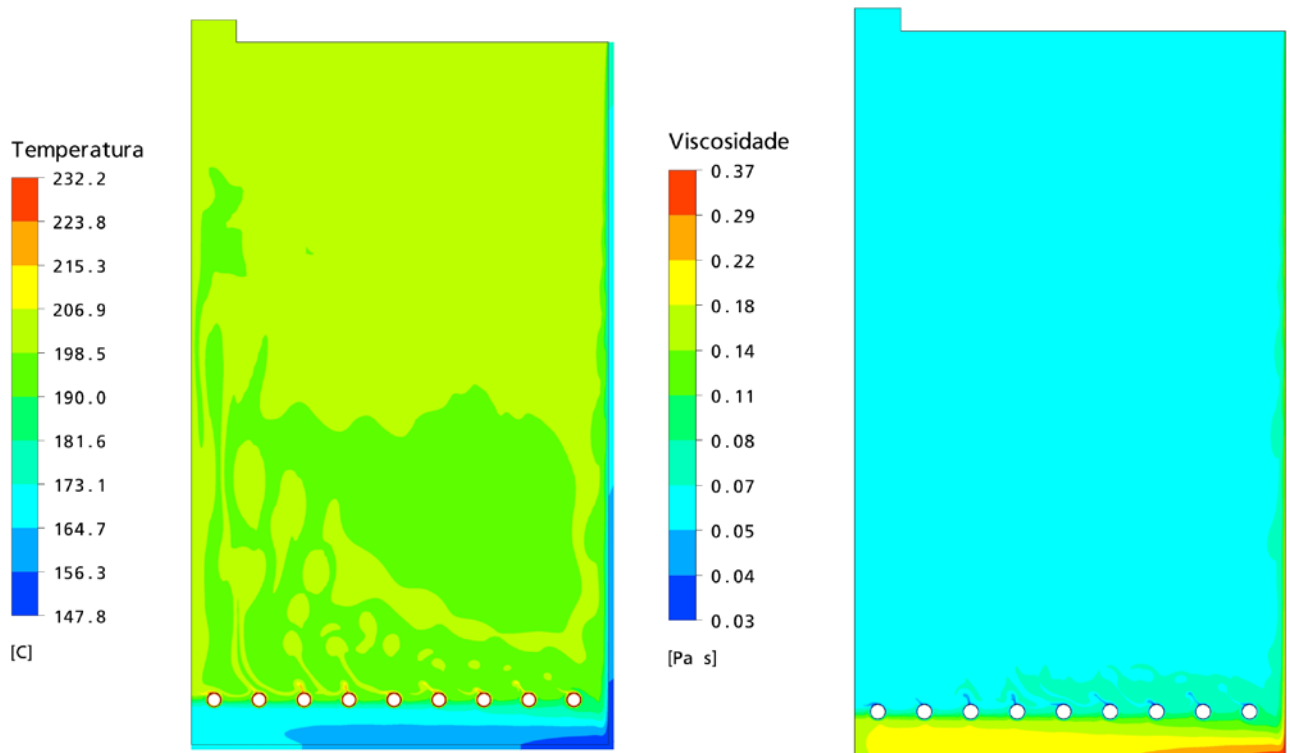


Continuação Figura 59.

## 5.2 Resultados Numéricos.

Os valores apresentados para o coeficiente médio de transferência de calor entre as resistências e o CAP, para a velocidade média e para a temperatura média apresentados nesta seção foram obtidos através das simulações numéricas. O ANSYS-CFX possui ferramentas numéricas que fazem a integração de qualquer variável sobre o volume, área ou linha, muito útil para o cálculo das médias desejadas. Os resultados apresentados nesta seção ajudam a compreender como ocorre a distribuição de temperatura dentro do CAP, bem como a troca de calor em função da convecção natural.

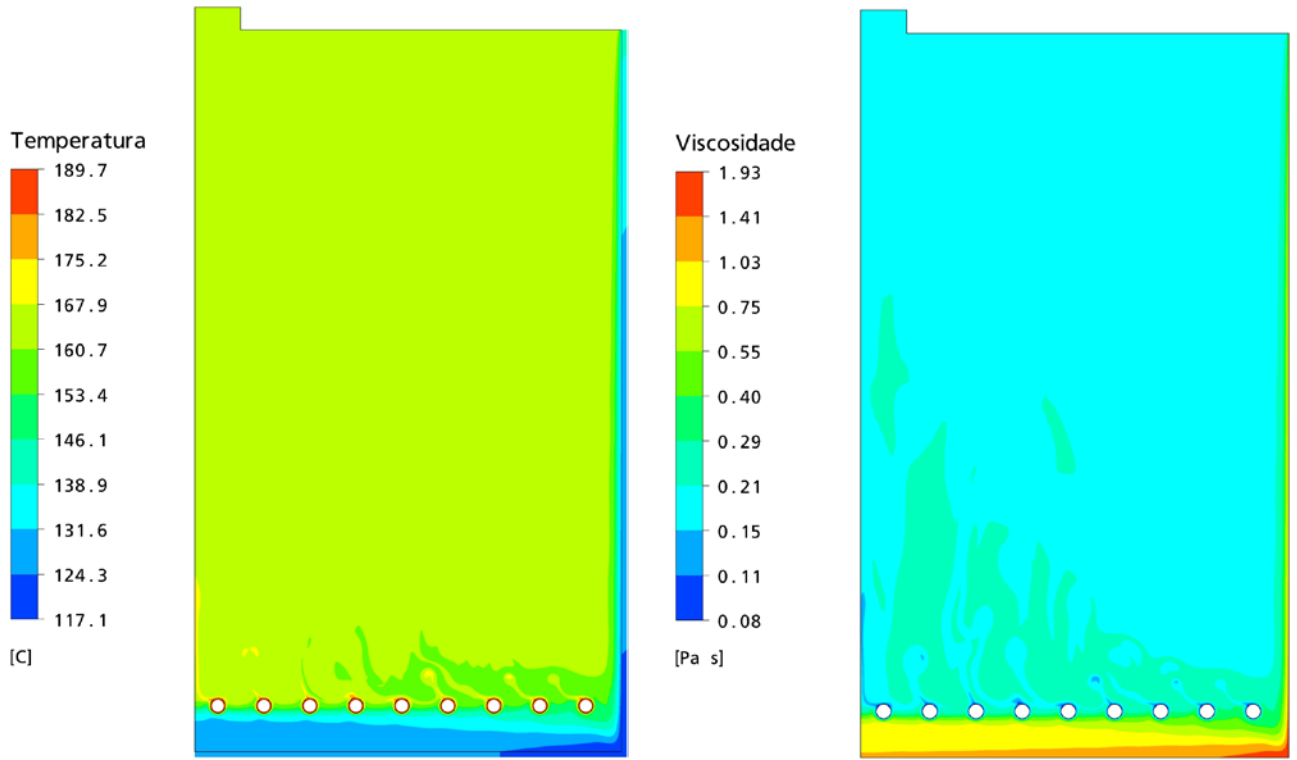
### 5.2.1 Caso: Resistência Térmica em forma de Serpentina.



(a) – Distribuição de temperatura.

(b) – Distribuição de viscosidade.

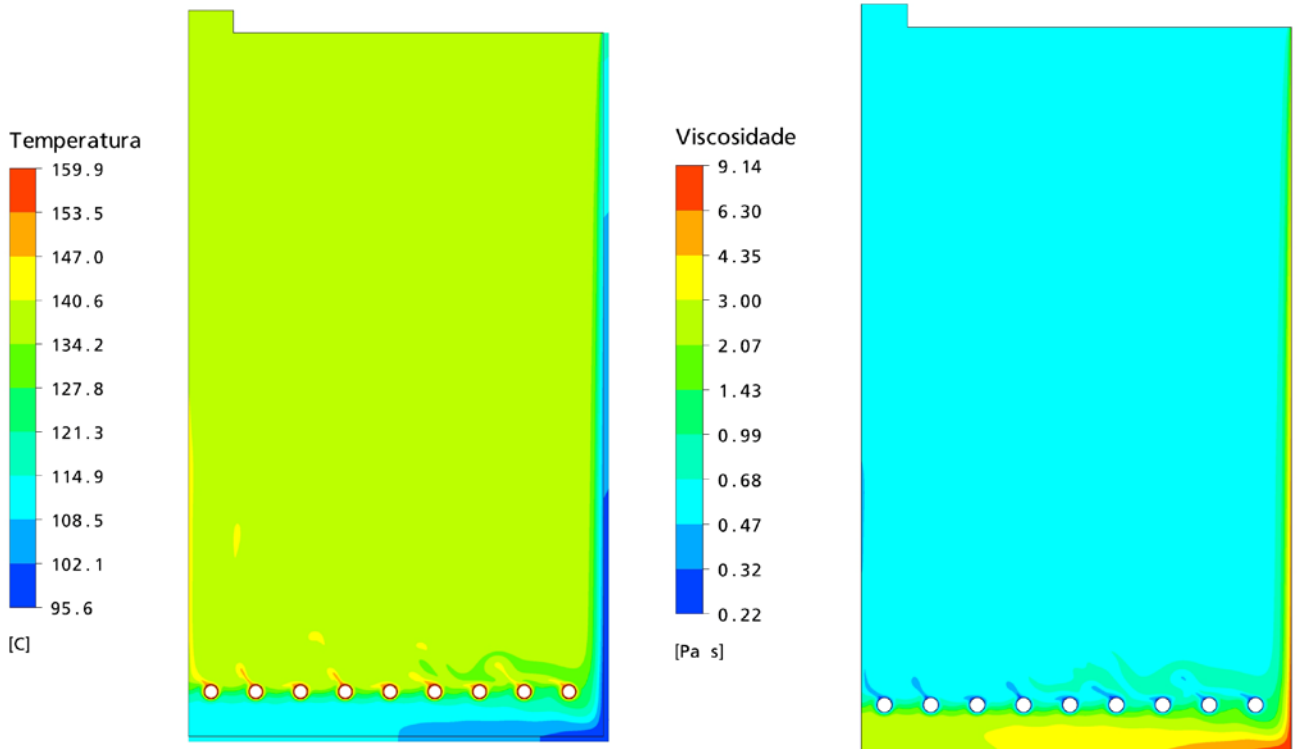
Figura 60: Fluxo de calor de 7327,19 W/m<sup>2</sup>.



(a) – Distribuição de temperatura.

(b) – Distribuição de viscosidade.

Figura 61: Fluxo de calor de 4578,62 W/m<sup>2</sup>.



(e) – Distribuição de temperatura.

(f) – Distribuição de viscosidade.

Figura 62: Fluxo de calor de 2989,82 W/m<sup>2</sup>.

As Figuras 60, 61 e 62 mostram a distribuição de temperaturas e viscosidade para os fluxos de calor de  $7327,19 \text{ W/m}^2$  (equivalente a potência de  $1850,88 \text{ W}$ );  $4578,62 \text{ W/m}^2$  (potência de  $1156,58 \text{ W}$ ) e  $2989,82 \text{ W/m}^2$  (potência de  $755,24 \text{ W}$ ), respectivamente. Estas figuras mostram que a distribuição de temperatura na resistência da serpentina (inox) se mostrou homogênea (ver círculo ao redor da seção transversal da resistência, no mesmo tom de vermelho, mostrando a homogeneidade da temperatura). Já a temperatura do CAP varia bastante nesta região, na direção vertical. Este fenômeno mostrou a importância da difusão de calor no domínio do aquecedor, ressaltando a necessidade de seu modelamento.

Nas regiões próximas às paredes do tanque, observam-se distribuições de temperaturas relativas às camadas limite térmicas. As Figuras 61 e 62 mostram que há um grande gradiente de temperaturas na região do CAP próximo às paredes verticais, devido à presença da camada limite térmica. Isto mostra a importância de se considerar esta região bastante delgada no modelo numérico.

As Figuras 63, 64 e 65 mostram o campo de velocidades para os fluxos de calor para dissipações de  $7327,19$ ,  $4578,62$  e  $2989,82 \text{ W/m}^2$ . Estas figuras mostram a formação de duas ou mais células de recirculação do CAP acima das resistências para os fluxos de calor de  $7327,19$  e  $4578,62 \text{ W/m}^2$ , enquanto que para o fluxo de  $2989,82 \text{ W/m}^2$  o CAP tende a formar apenas uma célula principal de recirculação. Já o escoamento abaixo das resistências se mostrou mais desorganizado e quase estático.

Ao contrário do que se esperava, a temperatura do CAP se mostra bastante homogênea acima das resistências, com uma forte estratificação abaixo das mesmas, como pode ser observado nas Figuras 60, 61 e 62. O CAP “frio” que desce junto à parede lateral do tanque, quando se aproxima das resistências, tem dois caminhos preferências, um acima das resistências e outro abaixo das mesmas. Contudo, através das Figuras 63, 64 e 65, uma para cada nível de potência testada, observa-se que a maior parte do CAP que está dentro da camada limite térmica (ver ampliação abaixo das figuras) e que, portanto, se encontra mais frio e de grande viscosidade, desce lentamente junto à parede lateral, e se desloca para a região abaixo das resistências. Já o CAP fora da camada limite, mas ainda próximo dela, sofre a influência do campo de velocidades (recirculação), tendendo a deslocar o escoamento para cima do aquecedor. Devido a este escoamento, a estratificação de temperatura do CAP no fundo do tanque se mostrou maior, próxima da parede lateral do que no centro do tanque. Os engenheiros da LUBNOR já haviam observado a estratificação, uma vez que esta é justamente a região onde o CAP é coletado dos tanques para ser entregue aos caminhões. Esta região de coleta não é a mais conveniente, pois o CAP não apresenta a temperatura máxima.



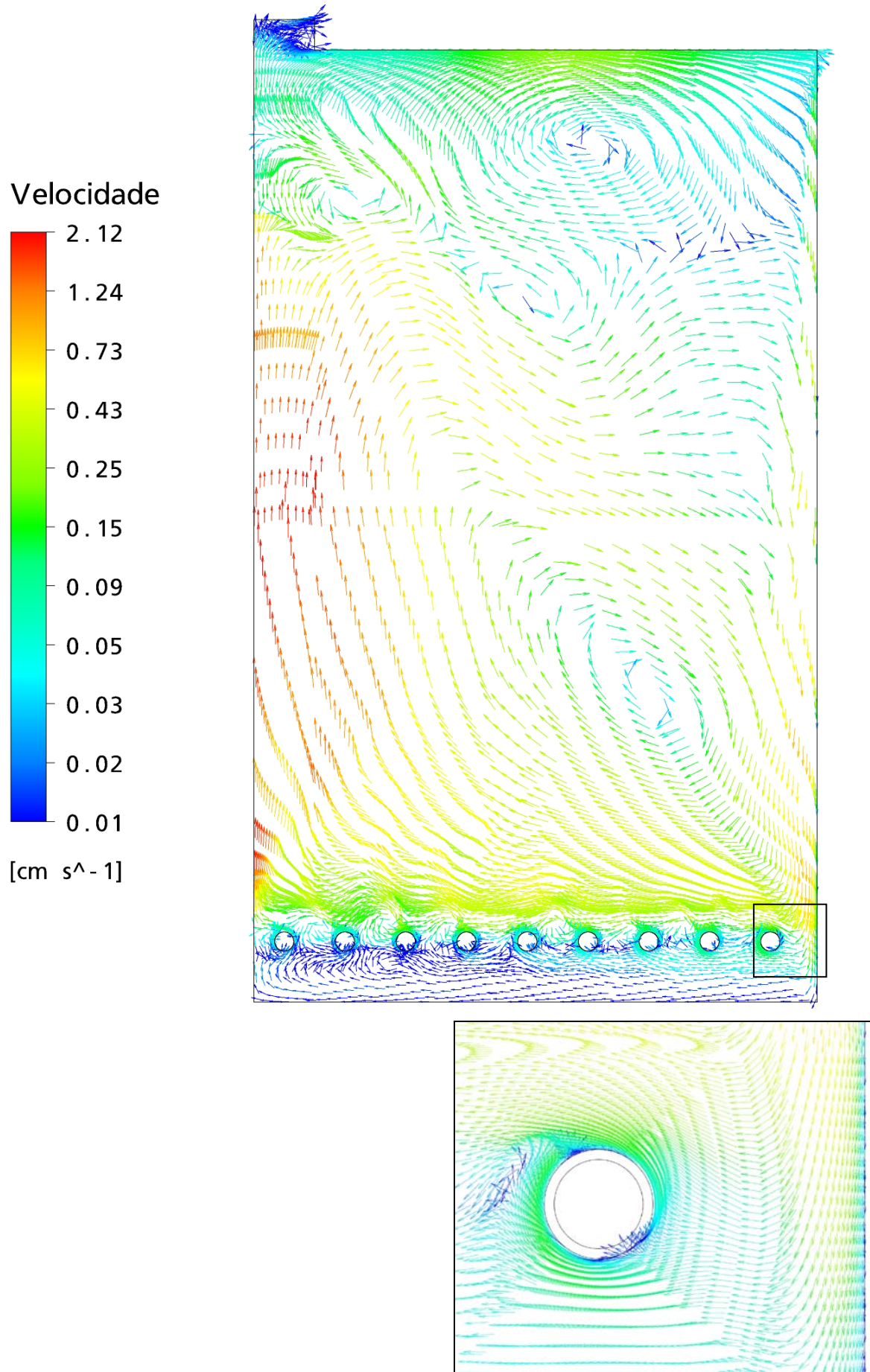


Figura 63: Campo de velocidade para o fluxo de calor de 7327,19 W/m<sup>2</sup>.

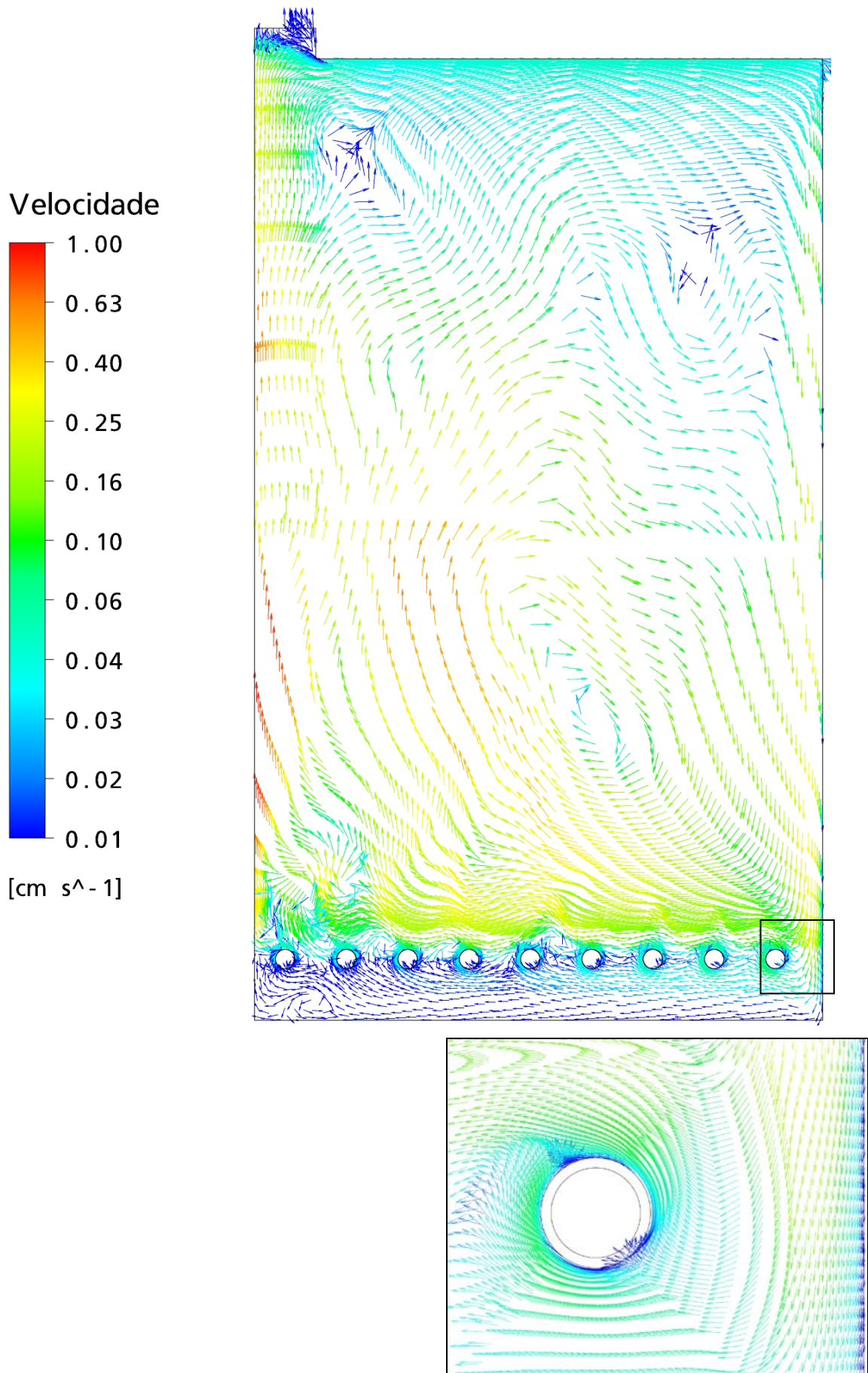


Figura 64: Campo de velocidades para fluxo de calor de 4578,62 W/m<sup>2</sup>.



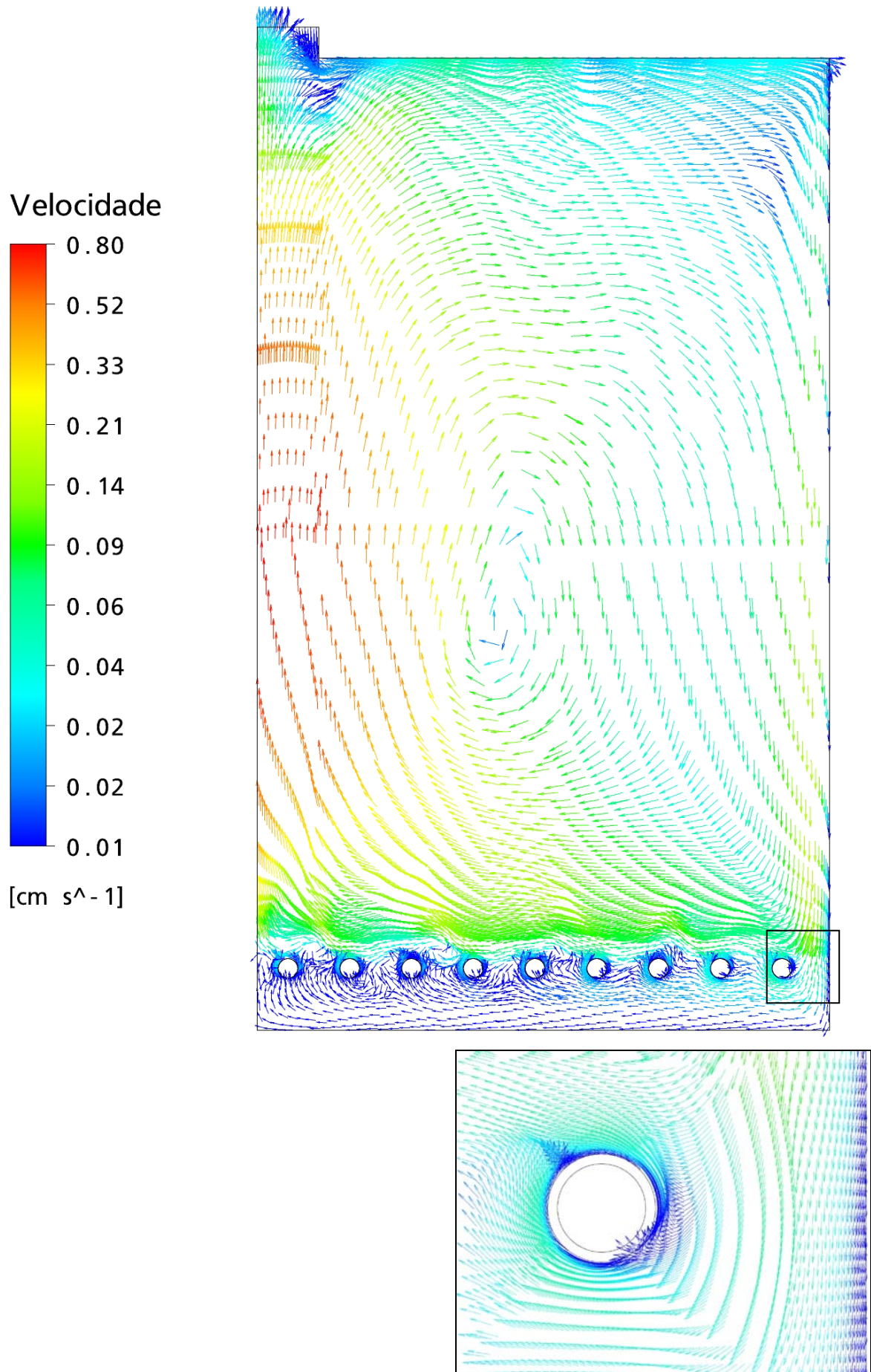


Figura 65: Campo de velocidade para o fluxo de calor de 2989,82 W/m<sup>2</sup>.



### 5.2.2 Caso: Resistência Térmica do tipo Feixe de Cartuchos Cilíndricos Horizontais

Para facilitar a interpretação dos resultados da distribuição de temperatura e campo de velocidades dentro do CAP, para o caso dos aquecedores com resistências cilíndricas são tridimensionais, foram criados planos transversais nas coordenadas cartesianas  $xy$ , passando no meio das resistências em cartucho, e  $yz$  no plano transversal, como mostra a Figura 66.

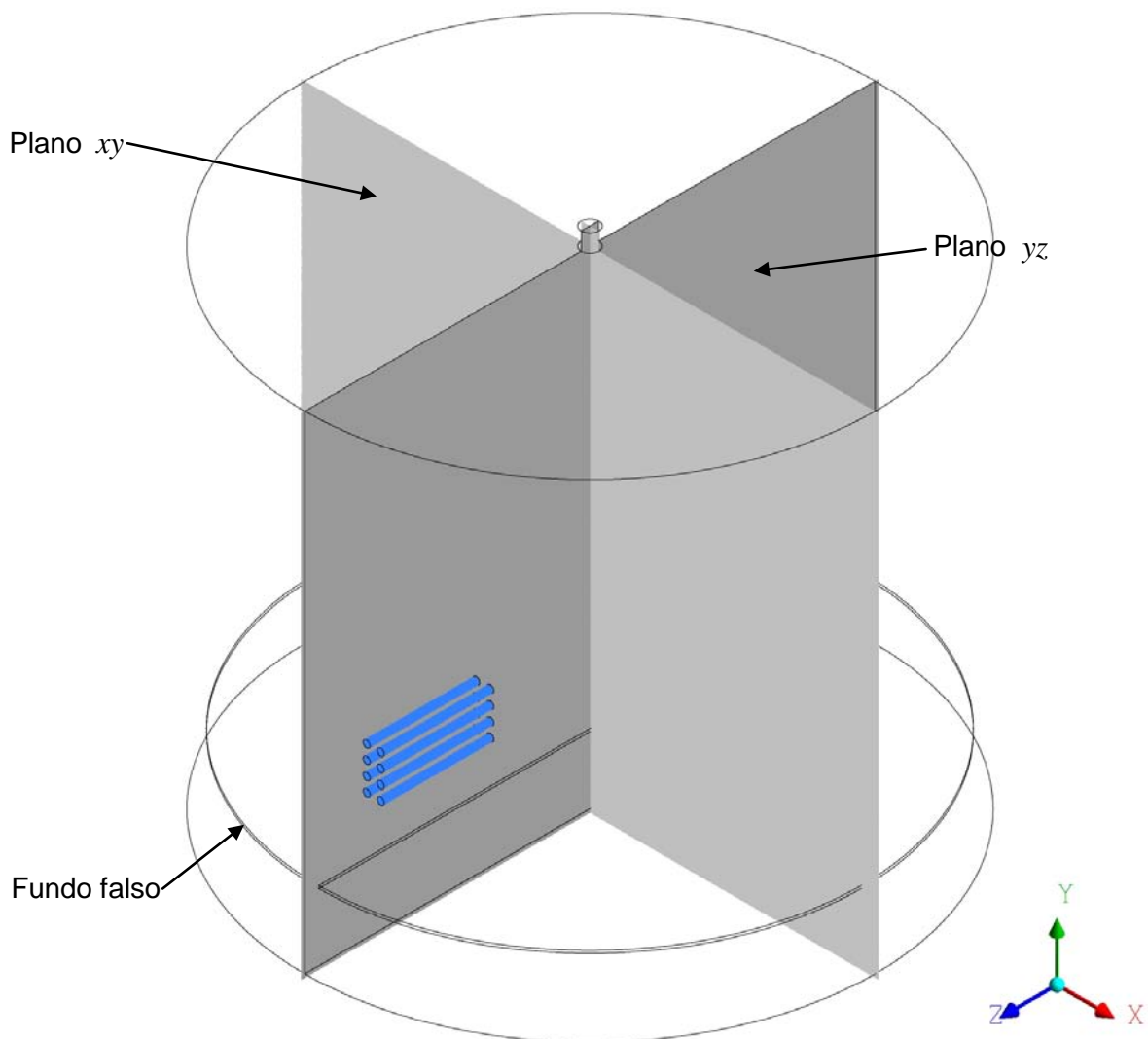


Figura 66: Planos auxiliares.

As figuras a seguir mostram a distribuição de temperatura, distribuição da viscosidade, campo de velocidades e linhas de corrente, obtidas para as resistências cilíndricas retas posicionadas a 72 mm e 26 mm de altura em relação ao fundo falso, para os fluxos de calor de 26321,7; 22404,8; 14586,1; 28184,5, e 14698,2 W/m<sup>2</sup>.

As Figuras 67 e 68 mostram as distribuições de temperaturas para o plano  $yz$  e  $xy$ , respectivamente, para o fluxo de  $26321,7 \text{ W/m}^2$  (equivalente a potência de  $1368,95 \text{ W}$ ), para o caso em que as resistências estão a uma distância de  $72 \text{ mm}$  do fundo falso do tanque. Já as Figuras 69 e 70 mostram a distribuição de viscosidades e campo de velocidades para o plano  $yz$ , para este mesmo nível de fluxo de calor. Finalmente a Figura 71 apresenta as linhas de corrente para este fluxo de calor.

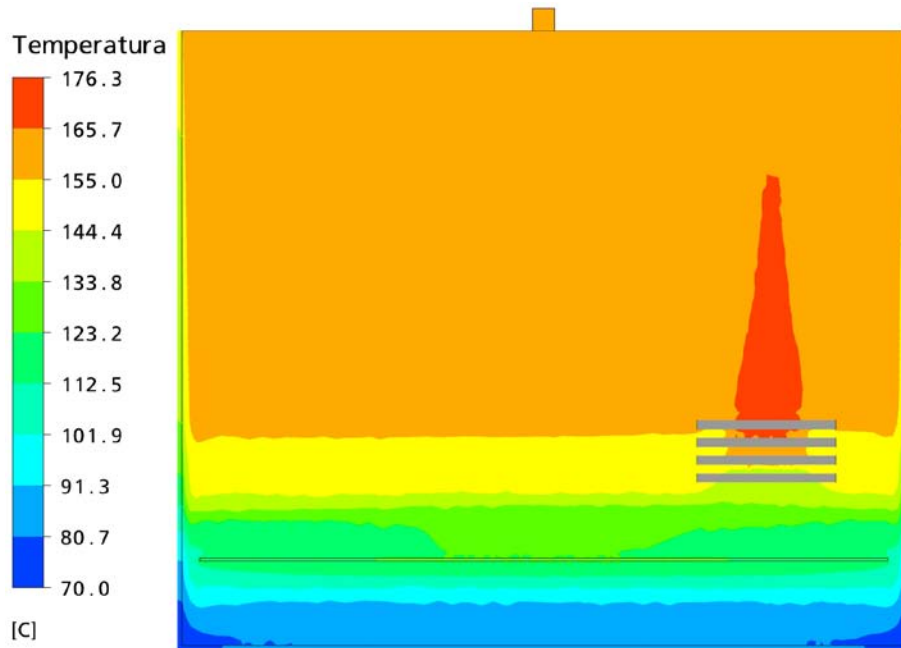


Figura 67: Distribuição de temperatura no plano  $yz$  para o fluxo de calor de  $26321,7 \text{ W/m}^2$ .

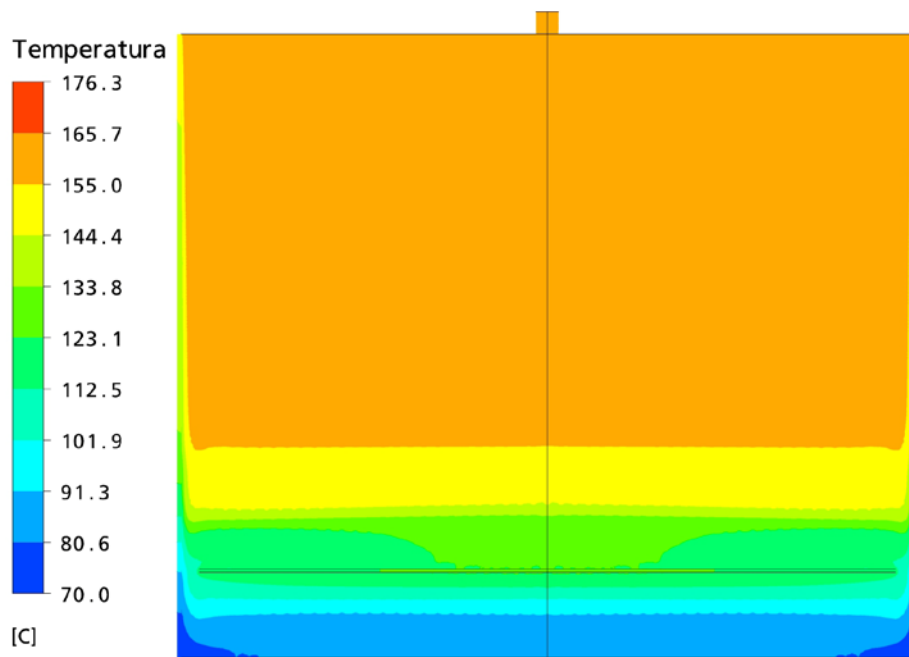


Figura 68: Distribuição de temperatura no plano  $xy$  para o fluxo de calor de  $26321,7 \text{ W/m}^2$ .

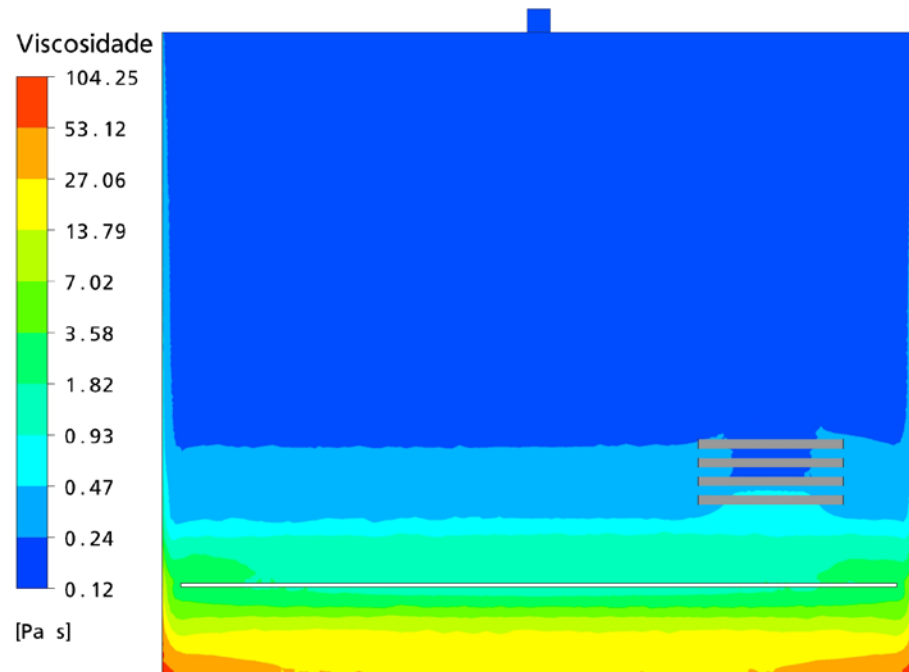


Figura 69: Distribuição de viscosidade para o plano  $yz$  para o fluxo de calor de  $26321,7 \text{ W/m}^2$ .

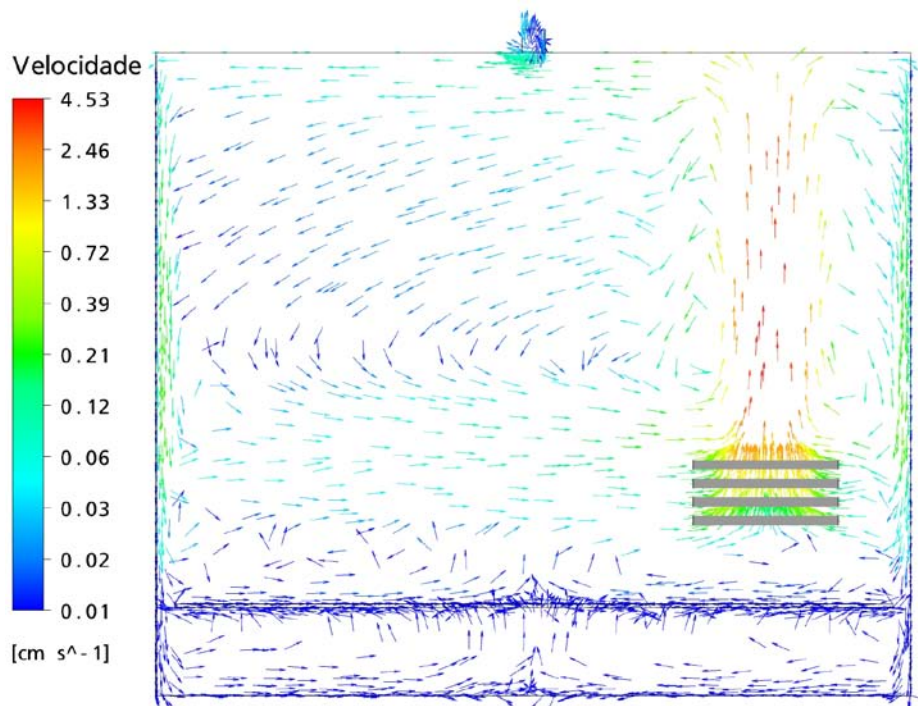


Figura 70: Campo de velocidades para o plano  $yz$  para o fluxo de calor de  $26321,7 \text{ W}$

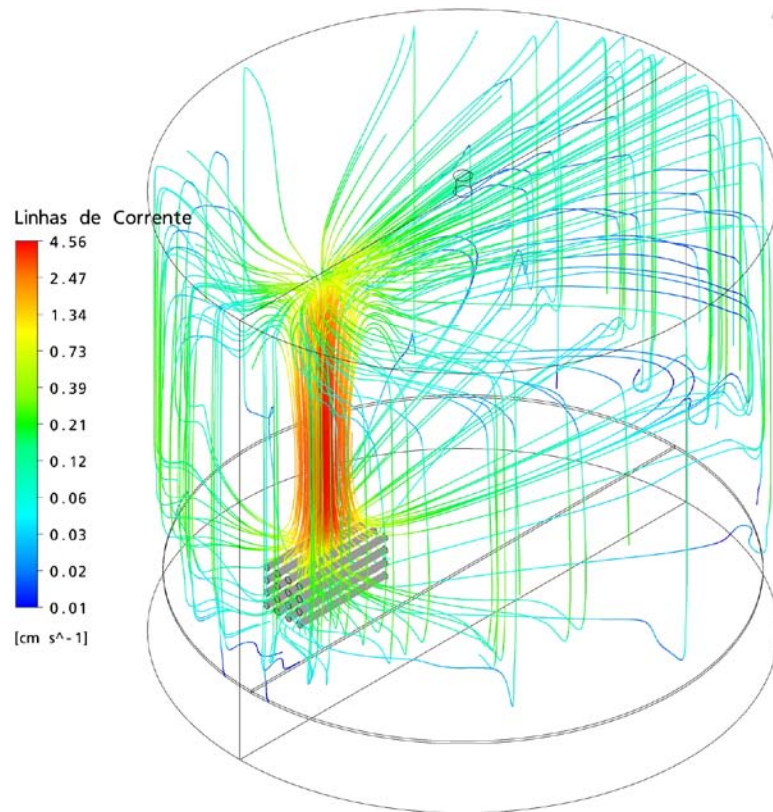


Figura 71: Linhas de corrente para o fluxo de calor de 26321,7 W/m<sup>2</sup>.

As Figuras 72 e 73 mostram as distribuições de temperaturas para o plano  $yz$  e  $xy$ , respectivamente, para o fluxo de 22404,8 W/m<sup>2</sup> (equivalente a potência de 1160,40 W), para as resistências posicionadas a 72 mm do fundo falso do tanque. Já as Figuras 74 e 75 mostram a distribuição de viscosidades e campo de velocidades para o plano  $yz$  e finalmente a Figura 76 apresenta as linhas de corrente para este mesmo fluxo de calor.

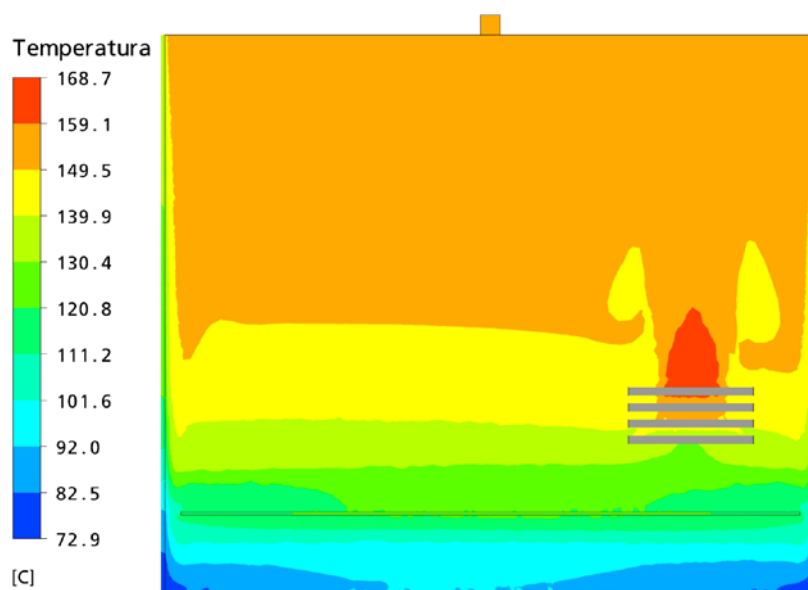


Figura 72: Distribuição de temperatura no plano  $yz$  para o fluxo de 22404,8 W/m<sup>2</sup>.

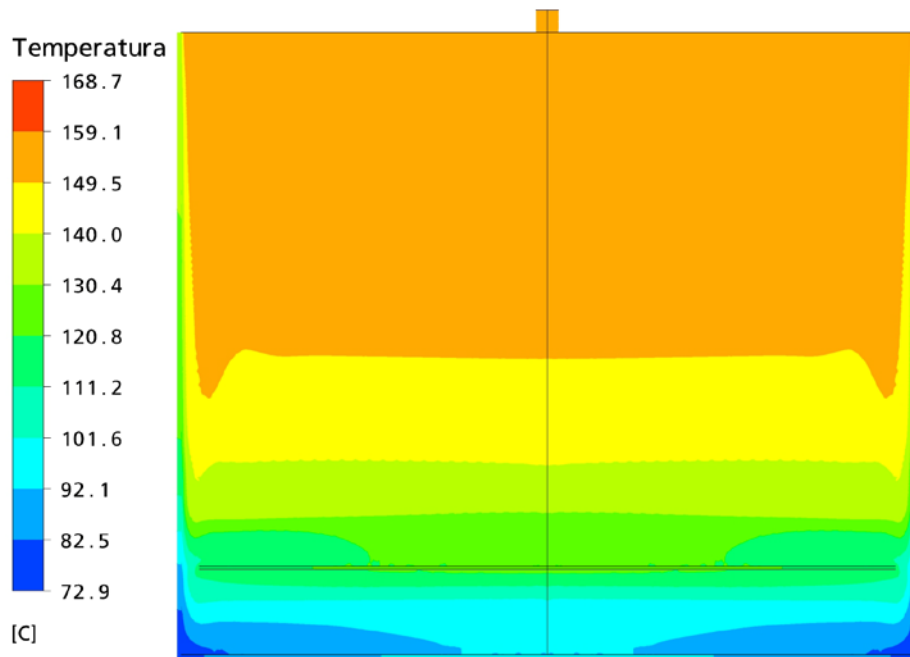


Figura 73: Distribuição de temperatura no plano  $xy$  para o fluxo de  $22404,8 \text{ W/m}^2$ .

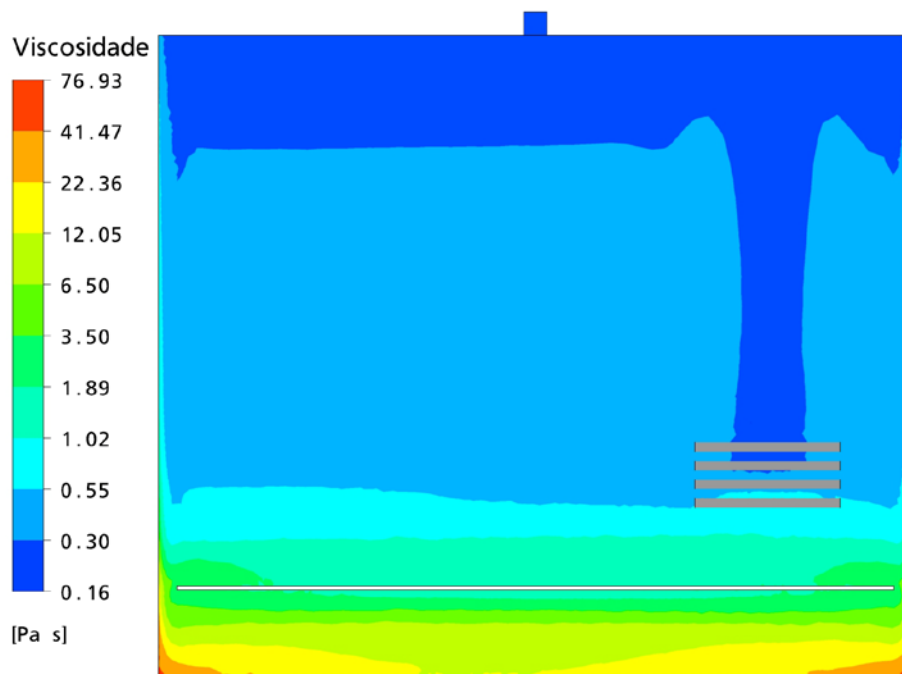


Figura 74: Distribuição de viscosidade no plano  $yz$  para o fluxo de  $22404,8 \text{ W/m}^2$ .



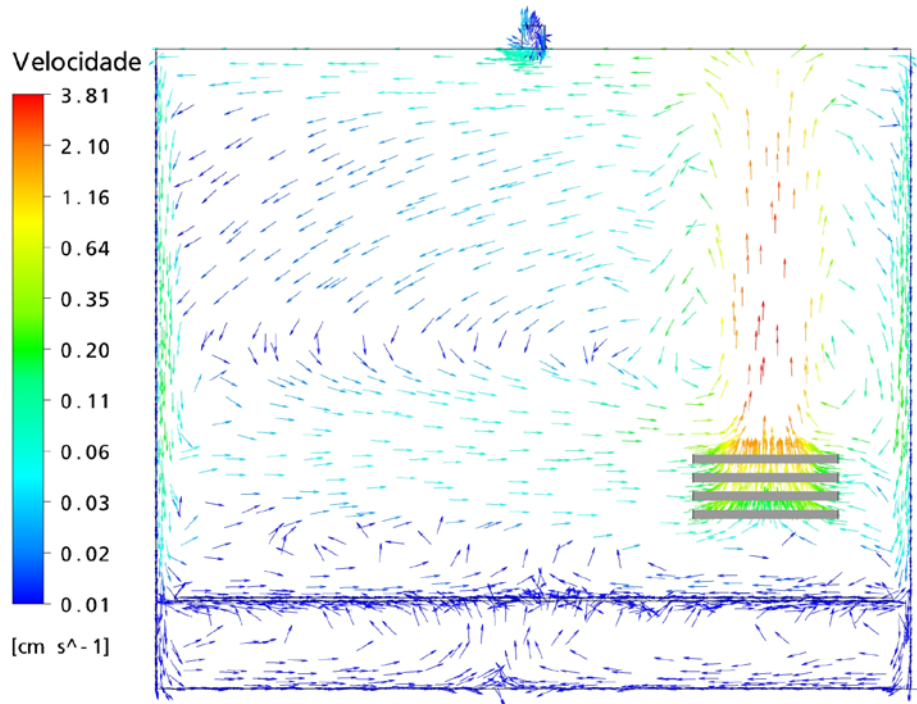


Figura 75: Campo de velocidades para o plano  $yz$  para o fluxo de  $22404,8 \text{ W/m}^2$

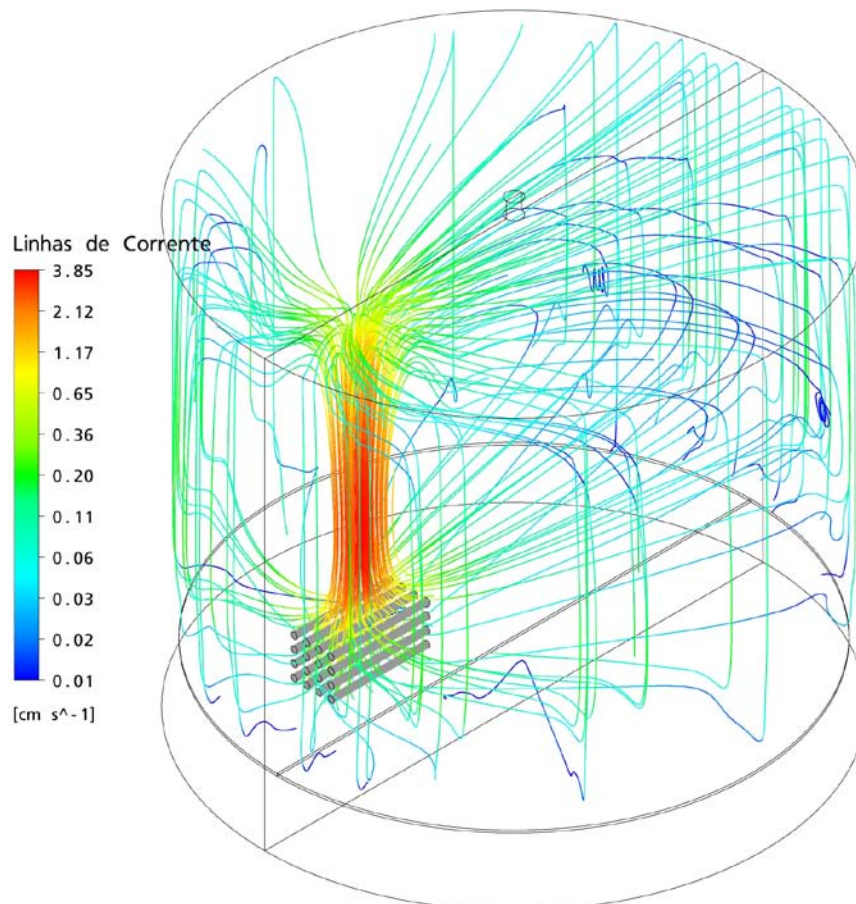


Figura 76: Linhas de corrente para o fluxo de  $22404,8 \text{ W/m}^2$ .

De modo similar, as Figuras 77 e 78 mostram as distribuições de temperaturas para o plano  $yz$  e  $xy$ , respectivamente, para o fluxo de calor  $14586,1 \text{ W/m}^2$  (equivalente à potência de  $765,38 \text{ W}$ ), para o caso em que as resistências estão a  $72 \text{ mm}$  do fundo falso. Já as Figuras 79 e 80 mostram a distribuição de viscosidade e campo de velocidades para o plano  $yz$  e por último a Figura 81 apresenta as linhas de corrente para o fluxo  $14586,1 \text{ W/m}^2$ .

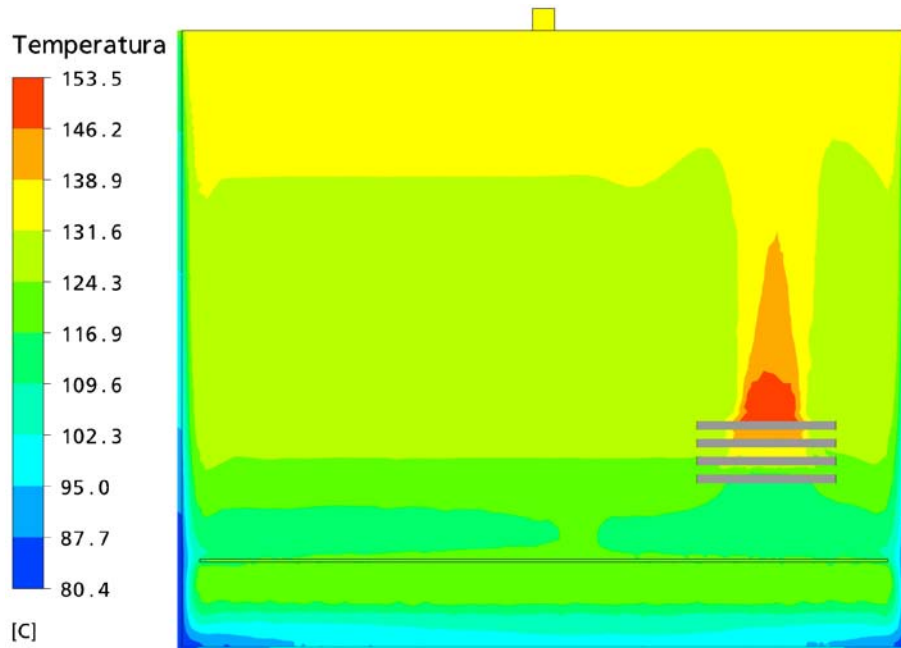


Figura 77: Distribuição de temperatura no plano  $yz$  para o fluxo de  $14586,1 \text{ W/m}^2$ .

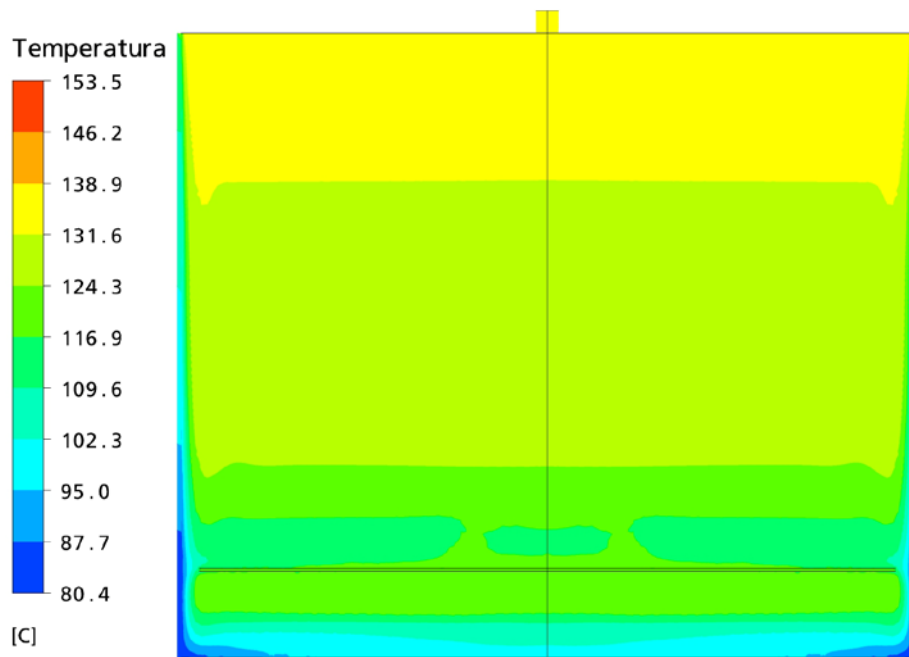


Figura 78: Distribuição de temperatura no plano  $xy$  para o fluxo de  $14586,1 \text{ W/m}^2$ .

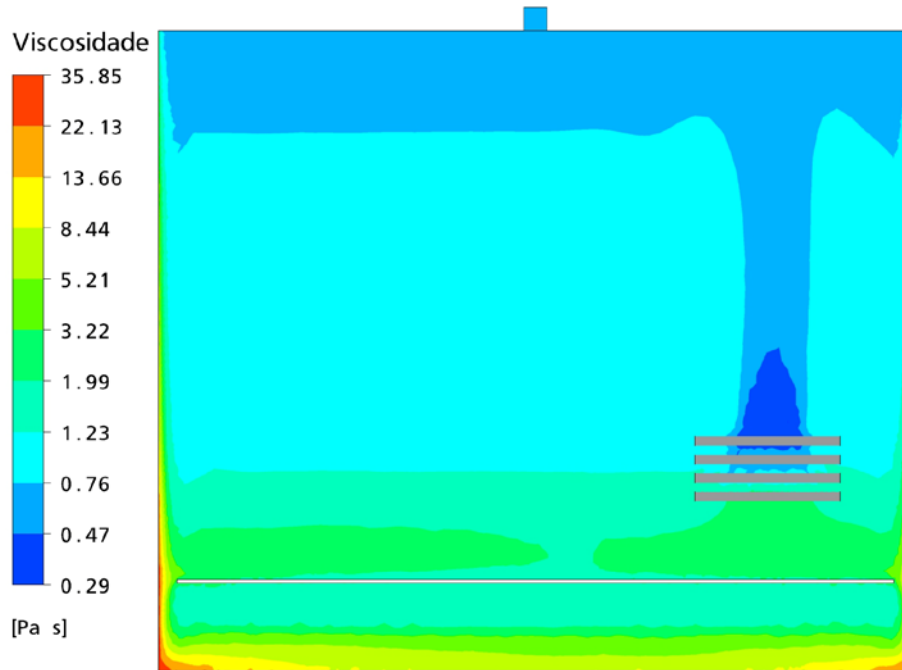


Figura 79: Distribuição de viscosidade no plano  $yz$  para o fluxo de  $14586,1 \text{ W/m}^2$ .

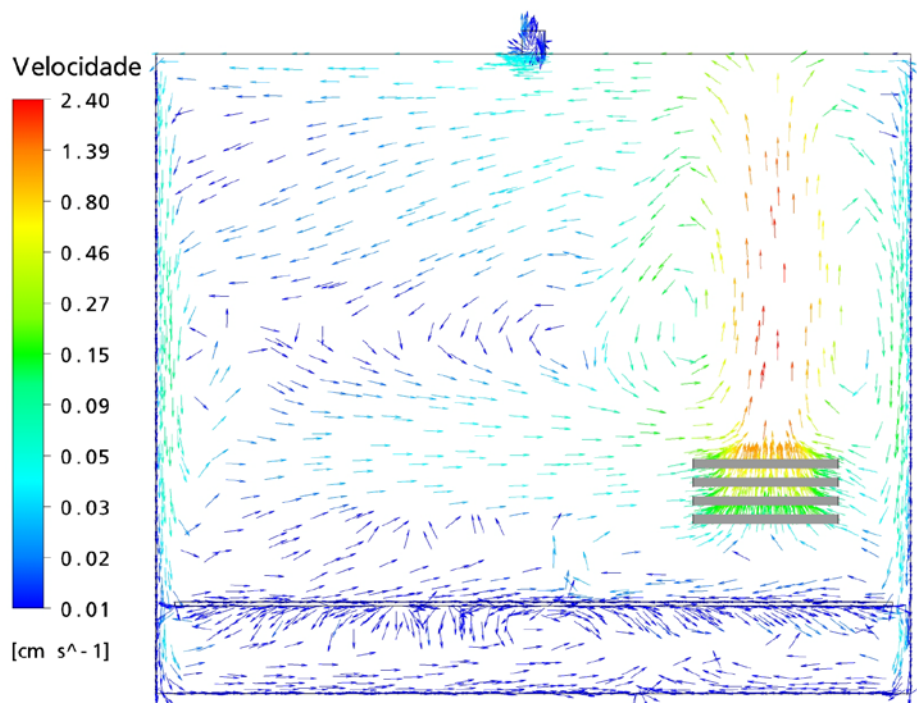


Figura 80: Campo de velocidades para o plano  $yz$  para o fluxo de  $14586,1 \text{ W/m}^2$ .



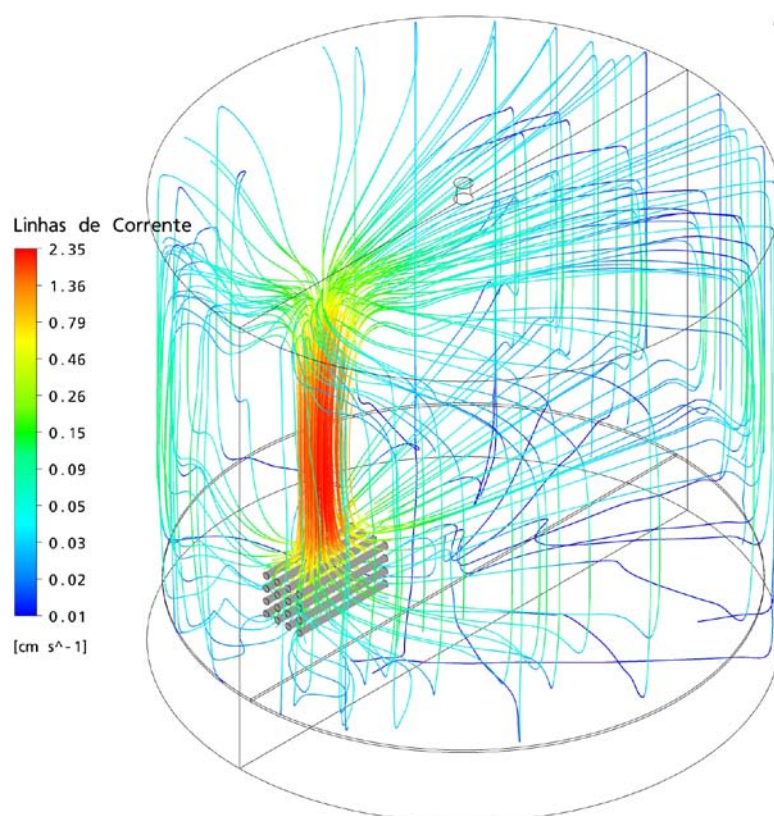


Figura 81: Linhas de corrente para o fluxo de  $14586,1 \text{ W/m}^2$ .

De forma análoga, as Figuras 82 e 83 mostram as distribuições de temperaturas para o plano  $yz$  e  $xy$ , respectivamente, para o fluxo de calor de  $28184,5 \text{ W/m}^2$  (equivalente a potência de  $1465,8 \text{ W}$ ), para as resistências posicionadas a  $26 \text{ mm}$  do fundo falso. Já as Figuras 84 e 85 mostram a distribuição de viscosidade e campo de velocidades para o plano  $yz$  e por último a Figura 86 apresenta as linhas de corrente.

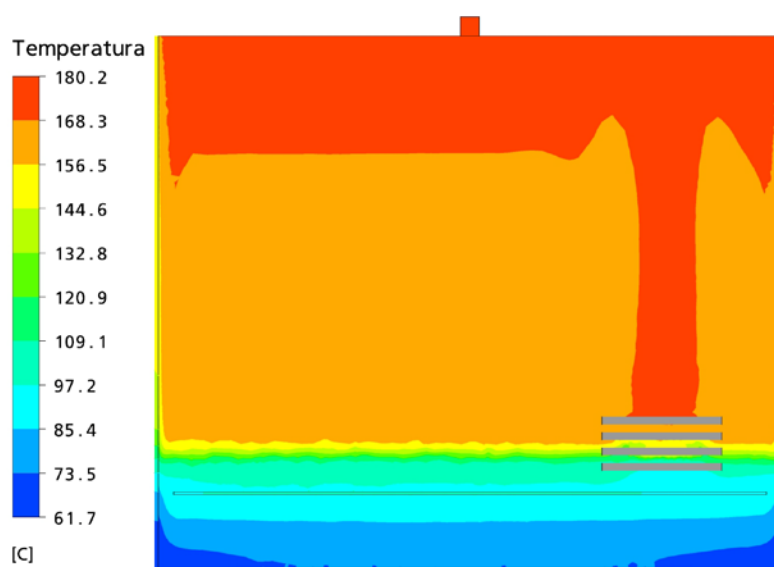


Figura 82: Distribuição de temperatura no plano  $yz$  para o fluxo de calor de  $28184,5 \text{ W/m}^2$ .

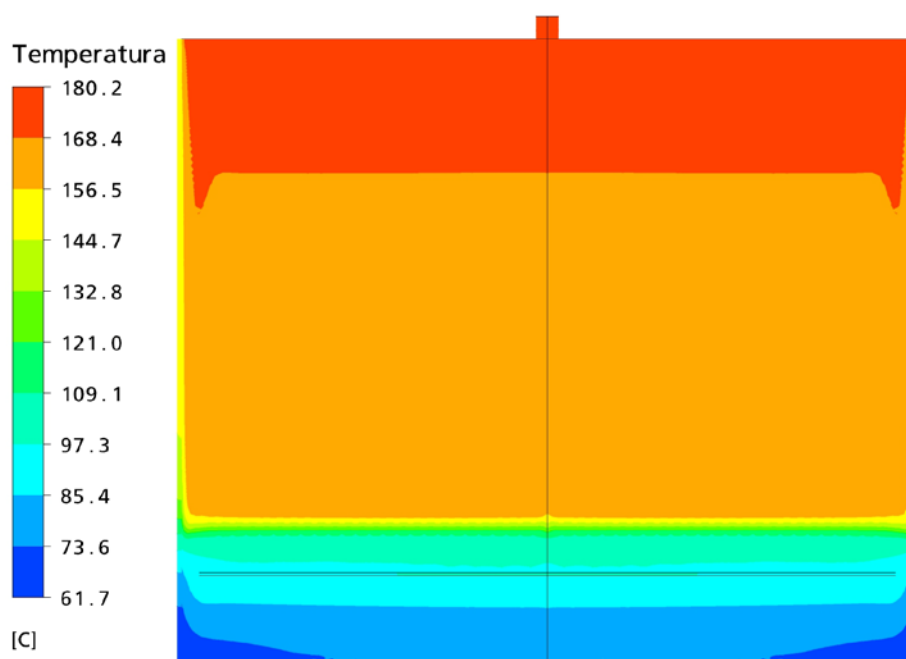


Figura 83: Distribuição de temperatura no plano  $xy$  para o fluxo de calor de  $28184,5 \text{ W/m}^2$ .

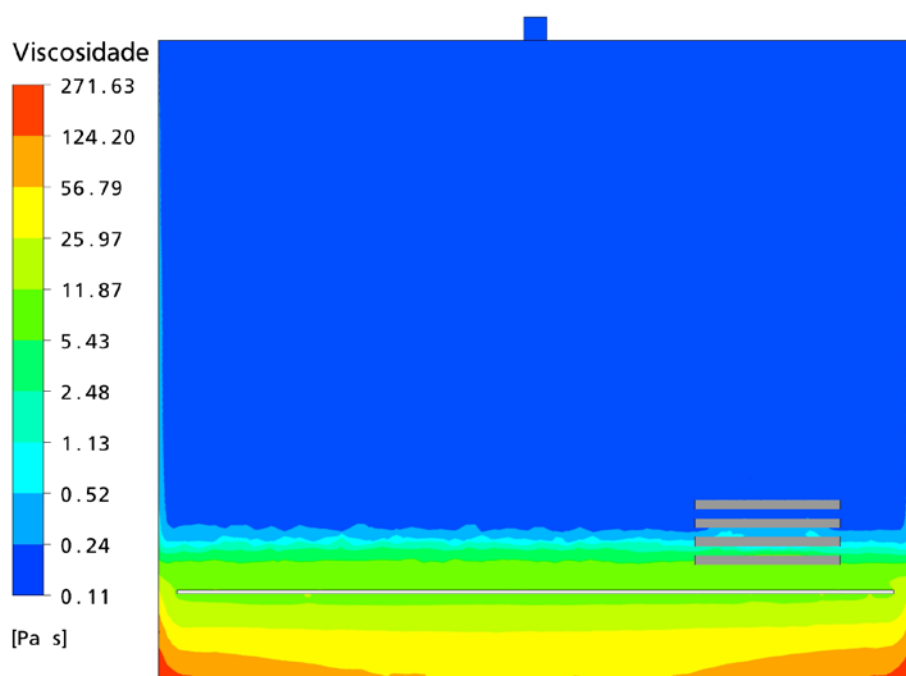


Figura 84: Distribuição de viscosidade no plano  $yz$  para o fluxo de calor de  $28184,5 \text{ W/m}^2$ .

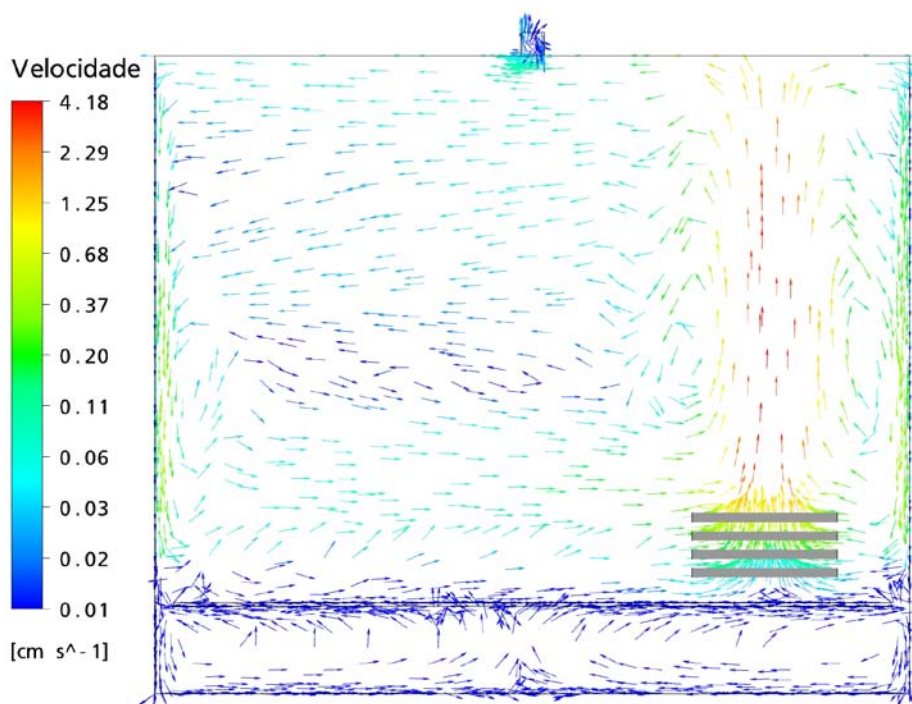


Figura 85: Campo de velocidades para o plano  $yz$  para o fluxo de calor de  $28184,5 \text{ W/m}^2$

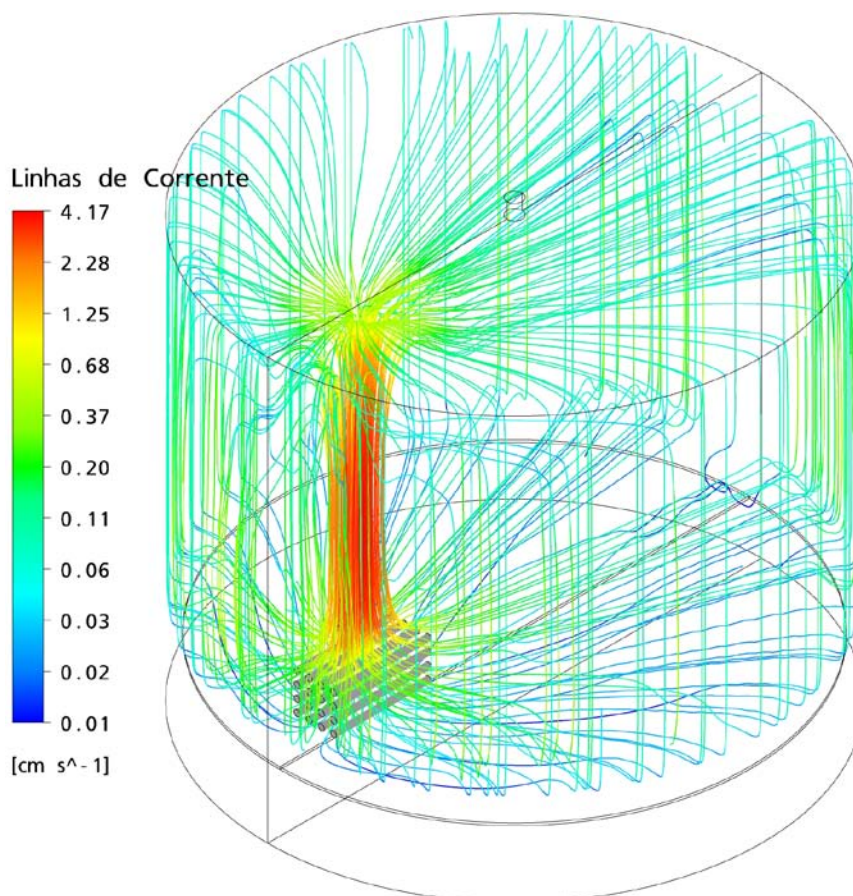


Figura 86: Linhas de corrente para o fluxo de calor de  $28184,5 \text{ W/m}^2$ .

E finalmente, as Figuras 87 e 88 mostram as distribuições de temperaturas para o plano  $yz$  e  $xy$ , respectivamente, para o fluxo de calor de  $14698,2 \text{ W/m}^2$  (equivalente a potência de  $765,00 \text{ W}$ ), para o caso em que as resistências estão a uma distância de  $26 \text{ mm}$  do fundo falso do tanque. Já as Figuras 89 e 90 mostram a distribuição de viscosidades e campo de velocidades para o plano  $yz$  para este mesmo nível de potência dissipada. Por fim, Figura 91 apresenta as linhas de corrente do fluxo para esta potência.

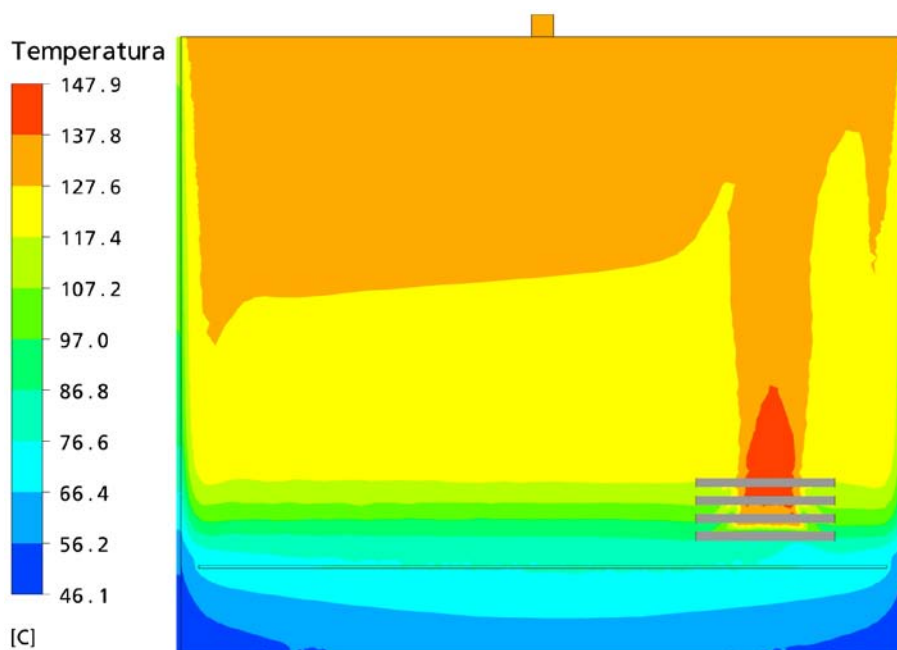


Figura 87: Distribuição de temperatura no plano  $yz$  o fluxo de calor de  $14698,2 \text{ W/m}^2$ .

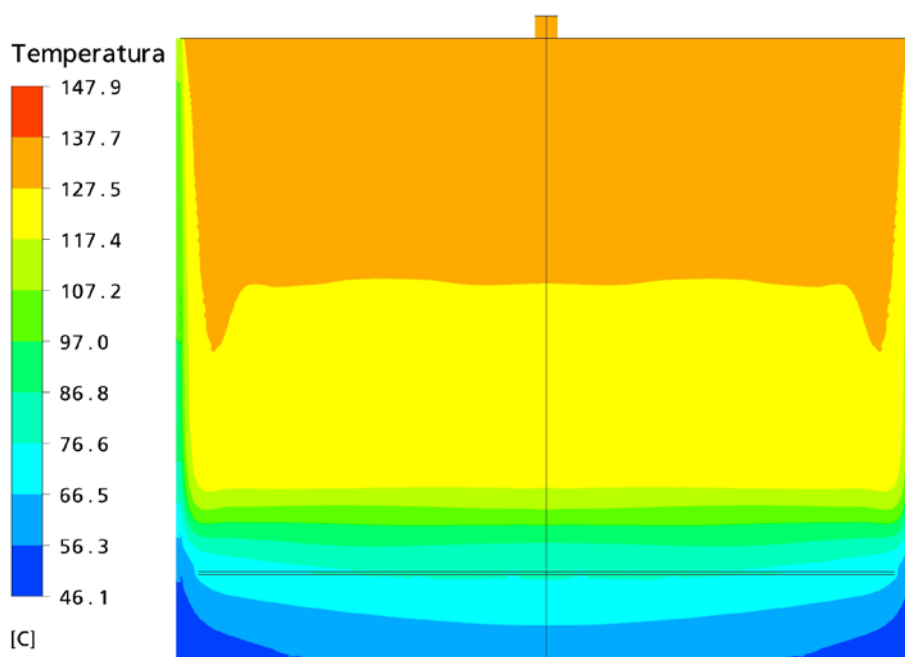


Figura 88: Distribuição de temperatura no plano  $xy$  o fluxo de calor de  $14698,2 \text{ W/m}^2$ .

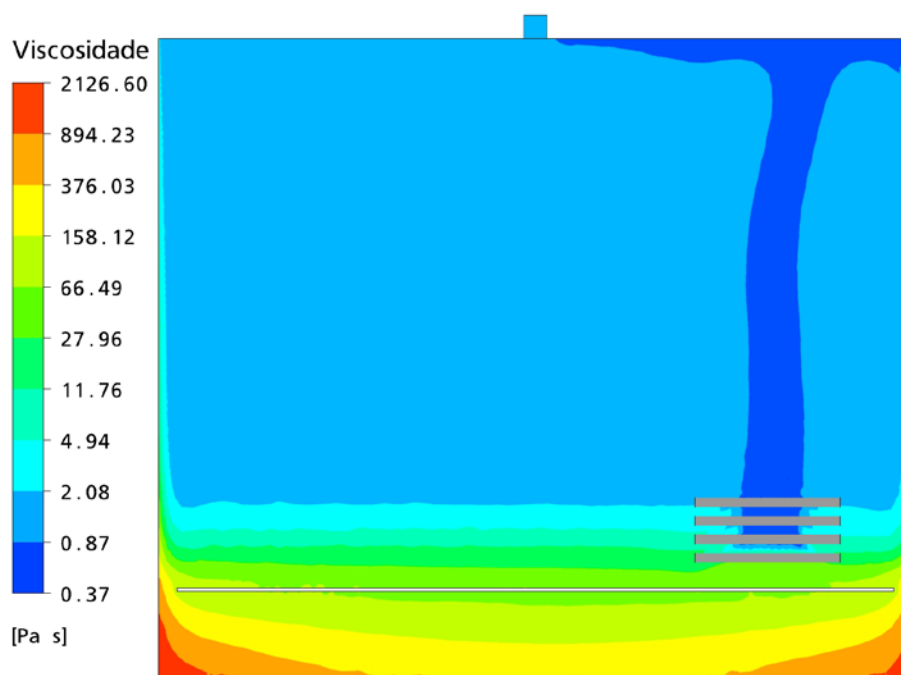


Figura 89: Distribuição de viscosidade no plano  $yz$  o fluxo de calor de  $14698,2 \text{ W/m}^2$ .

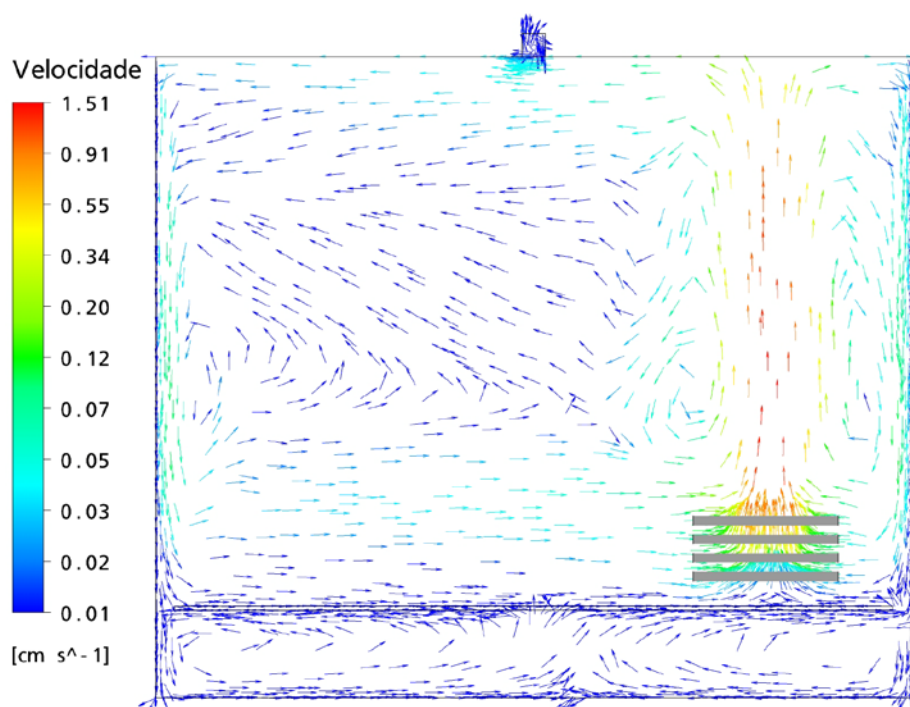


Figura 90: Campo de velocidades para o plano  $yz$  o fluxo de calor de  $14698,2 \text{ W/m}^2$



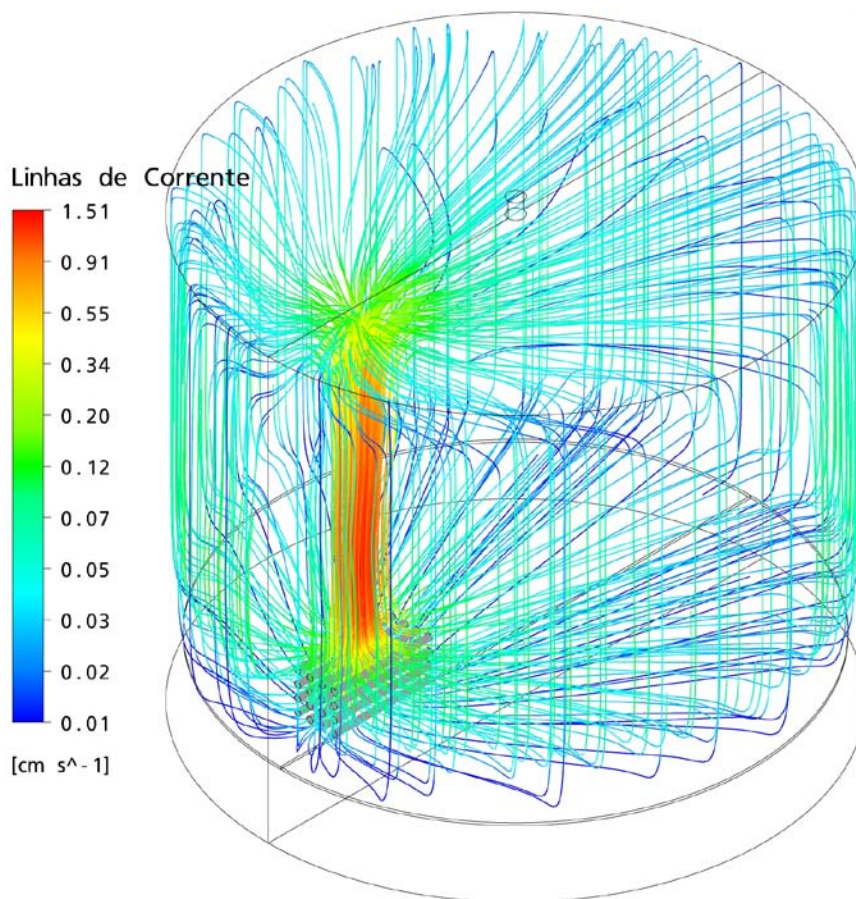


Figura 91: Linhas de corrente para o fluxo de calor de 14698,2 W/m<sup>2</sup>.

Os casos para os fluxos de calor de 26321 W/m<sup>2</sup> (para as resistências posicionadas a uma altura de 72 mm em relação ao fundo falso) e 28184,5 W/m<sup>2</sup> (para a resistência posicionada a uma altura de 26 mm do fundo do tanque) apresentaram níveis de temperaturas máximas mais elevados quando comparados com os casos com fluxos de calor mais baixos, como já esperado. Em consequência das temperaturas elevadas, estes casos também apresentaram um menor nível mínimo de viscosidade no interior do tanque e na região acima do feixe de cartuchos cilíndricos. Também para estes fluxos de calor de 26321 W/m<sup>2</sup> e 28184,5 W/m<sup>2</sup>, o campo de velocidades se mostrou com níveis de velocidades máximas mais elevadas quando comparado com os demais, principalmente na região acima das resistências devido à baixa viscosidade.

O mesmo fenômeno de estratificação de temperaturas, observado anteriormente para o aquecedor no formato de serpentina, foi observado para o aquecedor do tipo feixe de cartuchos cilíndricos. Em ambos os casos, a estratificação se mostrou praticamente uniforme na direção radial, mostrando pouca dependência da proximidade ou afastamento das resistências. Porém, quando as resistências foram posicionadas a uma altura de 26 mm, a altura da estratificação de temperatura em relação ao fundo falso do tanque subiu acima das duas primeiras fileiras de resistências de cartuchos cilíndricas, diferentemente do

que vinha ocorrendo para as resistências posicionadas a uma altura de 72 mm, onde a estratificação térmica ficou sempre confinada abaixo do feixe das resistências. Outra observação foi de que a estratificação térmica para as resistências posicionadas a uma altura de 72 mm, também mostrou uma pequena variação em relação à altura do fundo falso, apresentando-se mais elevada e com níveis mais altos longe do aquecedor e menos elevada e com níveis mais baixos de viscosidade próximas do aquecedor como pode ser observado nas Figura 84 e 89.

Ao contrário da resistência da serpentina, o calor é fornecido ao CAP de forma concentrada nos aquecedores de feixes de resistências cilíndricas retas, promovendo maiores gradientes de temperatura nesta região. Neste sistema de aquecimento, o CAP, ao passar pelos cilindros mais inferiores, sofre um primeiro aquecimento, aumentando gradativamente sua temperatura ao passar pelos cilindros superiores. Entretanto, através dos gráficos dos campos de velocidades e linhas de corrente, observa-se que o CAP, após ser resfriado pelas paredes laterais, pode retornar tanto no meio do feixe de cartuchos cilíndricos (entre os espaçamentos laterais dos 16 tubos cilíndricos que compõem o feixe), como na parte inferior do feixe. Este fenômeno promove várias células de recirculação do CAP, tornando o escoamento bastante complexo, o que melhora a distribuição de temperatura. Contudo, diferentemente da resistência da serpentina, uma pluma térmica foi observada acima das resistências. Este fenômeno evidencia uma concentração de calor local, a qual é responsável por diminuir a viscosidade e aumentar assim a velocidade do escoamento nesta região. Observa-se também que, abaixo do fundo falso, o campo de velocidades permaneceu quase estático, mesmo sem a presença da resistência térmica no formato da serpentina que aumentaria a perda de carga na região, evidenciando que a retirada da serpentina proposta no modelo não influenciou significativamente os resultados.

### **5.2.3 Parâmetros obtidos a partir de Resultados Numéricos**

A Tabela 5.5 mostra os coeficientes médios de transferência de calor entre as resistências, tanque e o CAP e também as temperaturas e velocidades médias do CAP, para as diferentes potências aplicadas nas resistências.

Tabela 5.5: Resultados numéricos.

	Fluxo de calor (W/m <sup>2</sup> )	Potência (W)	$h_{res-cap}$ (W/m <sup>2</sup> K)	$h_{mq-cap}$ (W/m <sup>2</sup> K)	$T_{med}$ (°C)	$V_{med}$ (cm/s)	$T_{amb}$ (°C)	
Resistência serpentina	7327,2	1850,88	233,6	40,5	196,5	0,244	27,4	
	4578,6	1156,58	171,1	24,8	159,2	0,124	23,6	
	2989,8	755,24	133,7	17,6	134,5	0,088	24,7	
Resistência cartuchos cilíndricos	H = 72 mm	26321,7	1368,95	394,1	31,8	147,3	0,068	26,3
		22404,8	1160,40	359,1	29,2	139,8	0,054	26,2
		14586,1	765,38	281,5	22,9	125,7	0,044	21,7
	H = 26 mm	28184,5	1465,8	406,0	32,0	150,2	0,087	21,8
		14698,2	765,00	255,9	16,5	113,5	0,045	23,6

Obs. Os casos indicados com a cor cinza e cinza claro apresentam pequenas diferenças de potência entre seus valores para as diferentes resistências utilizadas podendo ser comparados entre si.

Através das Figuras 92 e 93, observa-se que, à medida que a temperatura média do CAP aumenta em função do aumento do fluxo de calor, os coeficientes médios de transferência de calor entre as resistências e o CAP ( $h_{res-cap}$ ) e entre as paredes do tanque e o CAP ( $h_{mq-cap}$ ) também aumentam, porém em proporções diferentes. Para ambos os sistemas de aquecimento estudados, a taxa de crescimento do coeficiente médio de transferência de calor entre a resistência e o CAP se mostrou maior quando comparada com a taxa de crescimento do coeficiente médio de transferência de calor entre o tanque e o CAP. Isto demonstra uma não proporcionalidade entre as taxas de troca de calor entre as resistências e o CAP e entre o CAP e o tanque. Deste modo, através de um estudo da temperatura média do CAP em função da potência fornecida, pode-se obter um ponto ótimo da troca de calor entre os sistemas de aquecimento a serem utilizados (no caso termossifões) com o CAP que depende das perdas de calor do tanque para o ambiente. Este procedimento pode então ser empregado nas futuras simulações numéricas de tanques em escala real.

Através da Tabela 5.5 observa-se que, mesmo para um coeficiente médio de transferência de calor entre a resistência e o CAP menor quando comparado com a resistência térmica de cartucho cilíndrico a resistência térmica no formato de serpentina (171,1 W/m<sup>2</sup>K contra 359,1 W/m<sup>2</sup>K), a temperatura média do CAP se apresentou superior



(159,2 °C contra 139,8 °C) para a potência de 755,24 W. Porém, é importante salientar que a resistência térmica no formato da serpentina possui uma área de troca de calor de 6,16 vezes maior que a área da resistência térmica de cartucho cilíndrico, demonstrando assim que mesmo sendo um sistema de aquecimento compacto, a distribuição de temperatura do CAP se mostrou homogênea com um decréscimo da temperatura média de apenas 14%.

### Resistência térmica no formato de serpentina

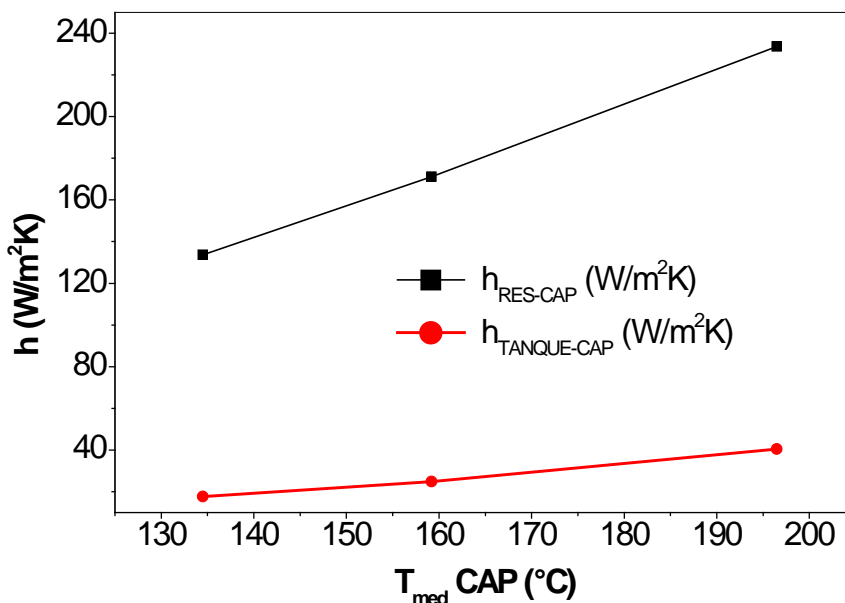


Figura 92: Comparação dos coeficientes médios de transferência de calor.

### Resistência térmica de cartuchos cilíndricos

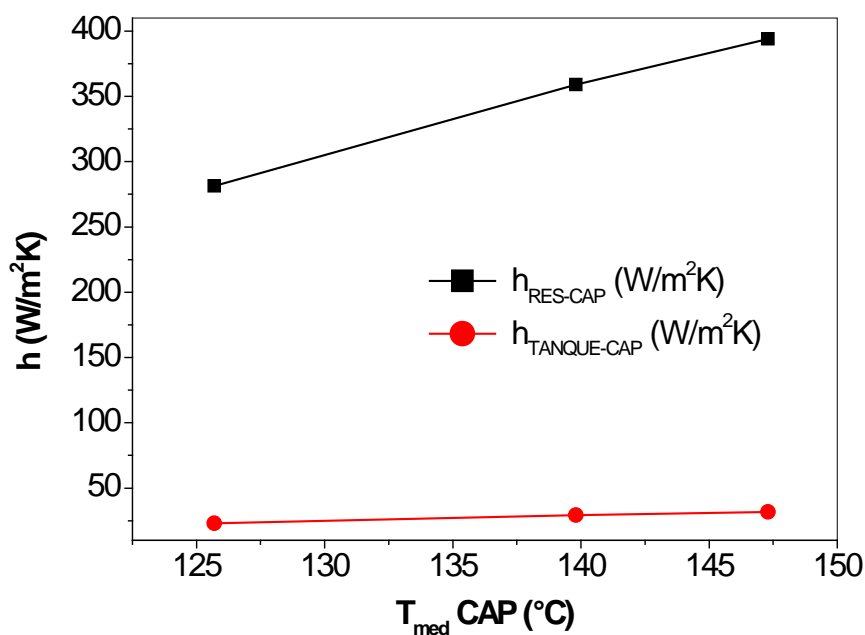


Figura 93: Comparação dos coeficientes médios de transferência de calor.

As diferenças observadas entre os coeficientes médios de transferência de calor para a resistência da serpentina e para a resistência cilíndrica reta ocorrem devido à estratificação térmica. Independente da potência fornecida, a estratificação de temperatura alcança aproximadamente a metade da resistência da serpentina (entre a altura máxima e mínima), diminuindo assim a magnitude do campo de velocidades, devido à baixa viscosidade do CAP nesta região. Observa-se uma diminuição da magnitude do campo de velocidades, devido à baixa viscosidade do CAP, impedindo um acréscimo das velocidades decorrentes das forças de empuxo promovidas na camada limite térmica. Este fator contrabalança assim o ganho de velocidades que o aumento do fluxo de calor proporcionaria em função das maiores temperaturas locais (próximas da resistência).

Entretanto, para o caso do aquecedor de feixe de cartuchos cilíndricos posicionados a uma altura de 72 mm do fundo falso, a estratificação térmica atingiu somente as primeiras fileiras de tubos, tendo pouca influência no escoamento observado nos demais tubos acima destas. Ao contrário do que se esperava, o campo de velocidades próximo das resistências, foi beneficiado pela diminuição da viscosidade, gerando um aumento da velocidade e o aparecimento de uma pluma térmica. Como a camada limite térmica diminui com o aumento da velocidade para fluxos de calor maiores, os coeficientes médios entre a resistência e o CAP aumentaram.

Como se verá na próxima seção, as diferenças entre os resultados numéricos e experimentais, tanto para a resistência da serpentina quanto para a resistência cilíndrica reta, são da mesma ordem de grandeza dos erros inerentes aos modelos numéricos utilizados. Assim, pode-se concluir que a mesma qualidade da solução numérica é obtida para ambos os testes (dois tipos de aquecedores empregados).

### **5.3 Comparação entre os Resultados Numéricos e Experimentais**

A seguir serão comparados os resultados obtidos experimental e numericamente para os casos analisados: aquecedor com resistência térmica em forma de serpentina e aquecedor com feixe de resistências cilíndricas retas. A diferença pontual ou média entre os resultados experimentais e numéricos (RMSE- *root mean square error*) foram calculados através da expressão (5.1):

$$Dif. = RMSE = \left| \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^n ((T_{num,i}) - (T_{exp,i}))^2 / N}}{\sum_{i=1}^n (T_{exp,i} - T_{amb}) / N} \right| \times 100 \quad (5.1)$$

que quantifica a dispersão dos resultados numéricos relativos aos resultados experimentais. Nesta expressão,  $T_{exp,i}$  é a temperatura obtida experimentalmente,  $T_{num,i}$  é a temperatura obtida através da simulação numérica,  $T_{amb}$  é a temperatura ambiente obtida experimentalmente, utilizada na simulação numérica como condição de contorno para o coeficiente médio de transferência de calor externo e  $N$  é o número de pontos utilizados.

O desvio da média da diferença (MBE – *mean bias error*) foi calculado através da expressão (5.2):

$$Desv.Dif. = MBE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \left( \left( \frac{T_{num,i} - T_{exp,i}}{T_{exp,i} - T_{amb}} \right) - RMSE \right)^2}{N}} \times 100 \quad (5.2)$$

que quantifica o desvio dos resultados numéricos relativos aos resultados experimentais. Estas expressões da diferença e do desvio da diferença são apresentadas por Holman (1994).

### 5.3.1 Caso: Resistência Térmica no Formato de Serpentina.

As Figuras 94, 95 e 96 mostram a comparação entre as temperaturas medidas experimentalmente com as temperaturas obtidas através da simulação numérica, para o caso relativo ao aquecedor com resistência térmica em forma de serpentina, de acordo com as médias adotadas descritas na Secção (3.6.1). As temperaturas apresentadas foram diferenciadas pelas cores da fonte, sendo que a cor preta representa a temperatura medida experimentalmente, enquanto que as temperaturas apresentadas na cor vermelha foram obtidas numericamente. A cor azul representa a diferença entre os resultados experimentais e numéricos para um único ponto, calculado através da Eq. (5.1).

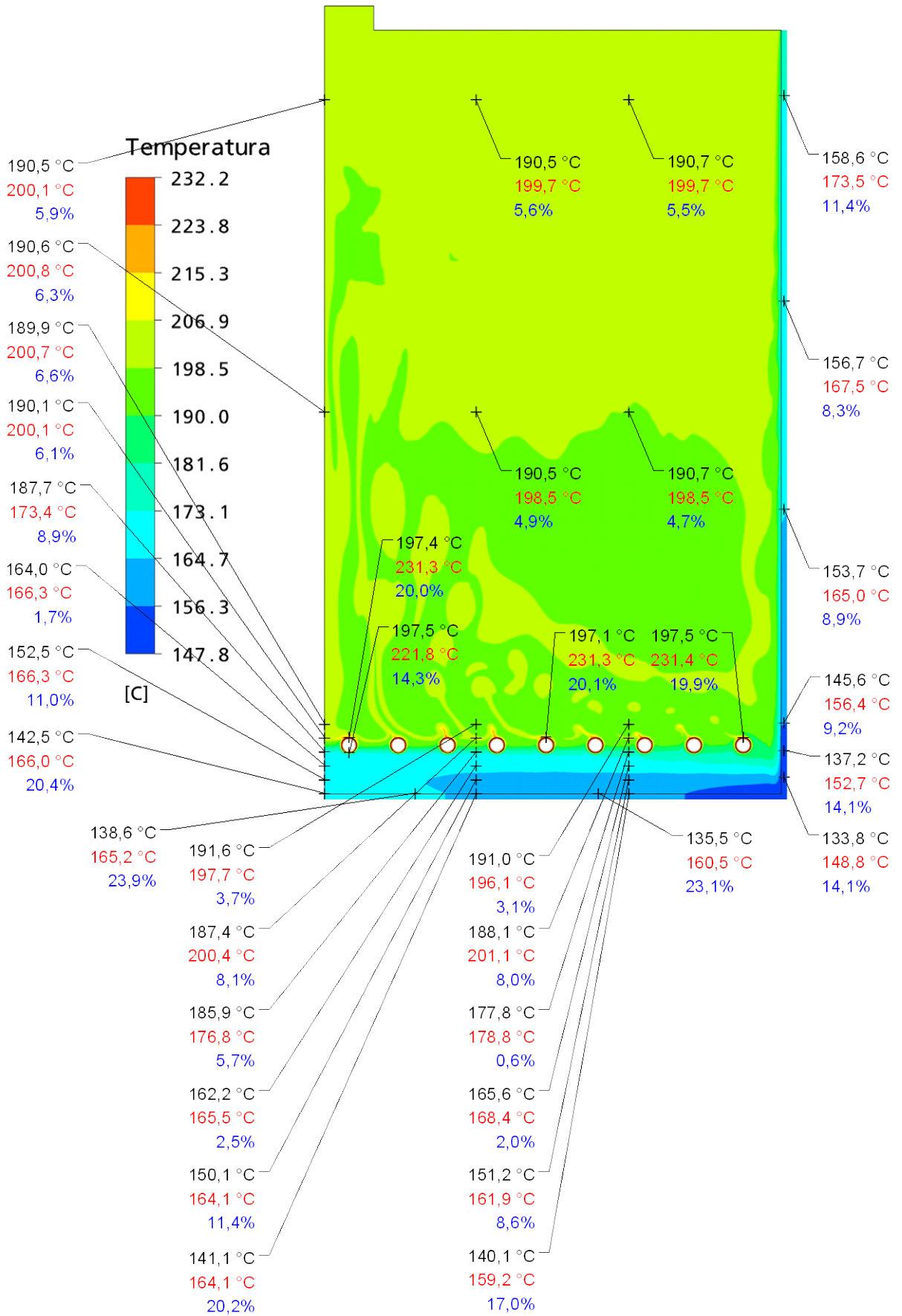


Figura 94: Comparação entre as temperaturas experimentais e numéricas para a potência de 1850,88 W.

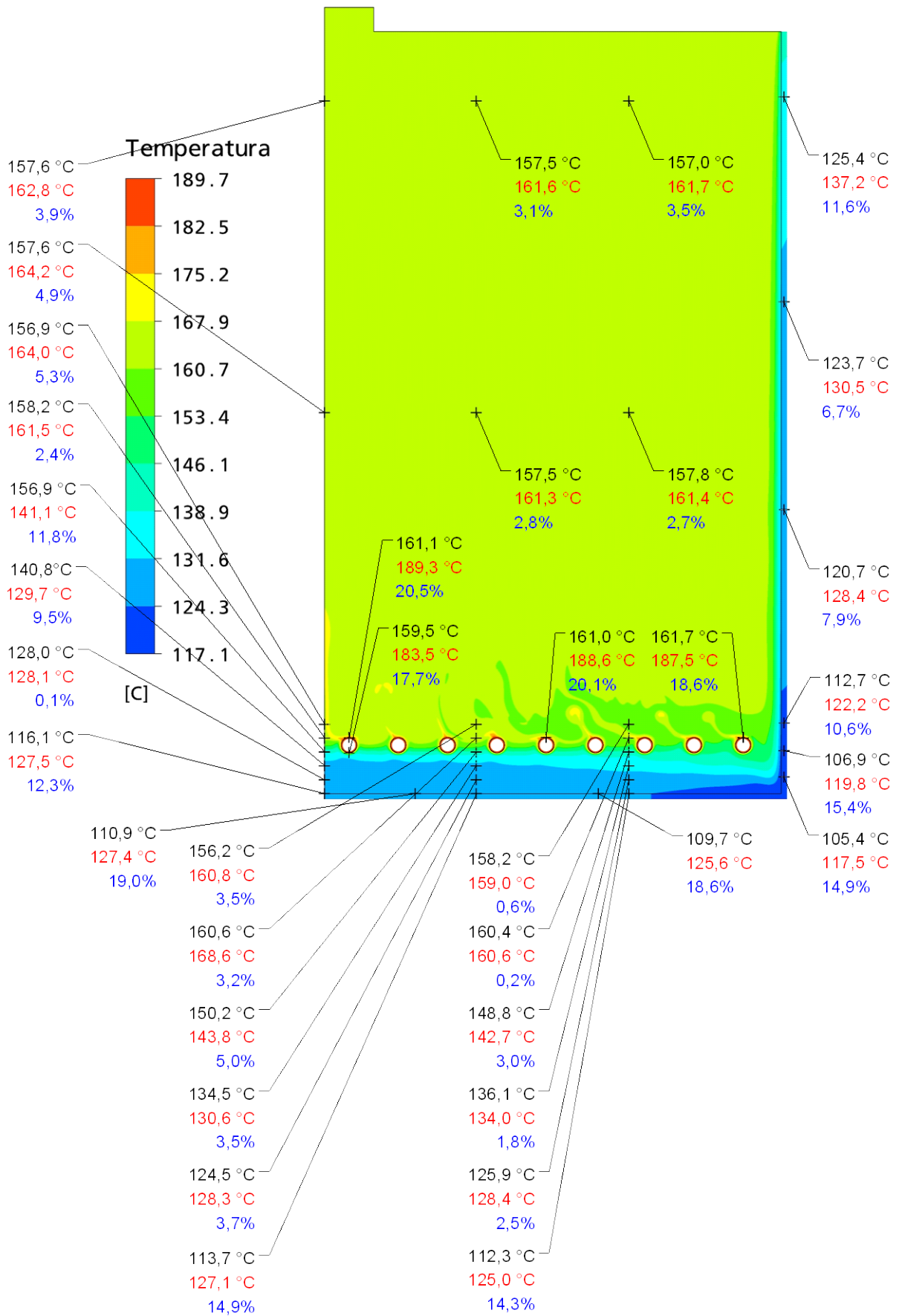


Figura 95: Comparação entre as temperaturas experimentais e numéricas para a potência de 1156,58 W.

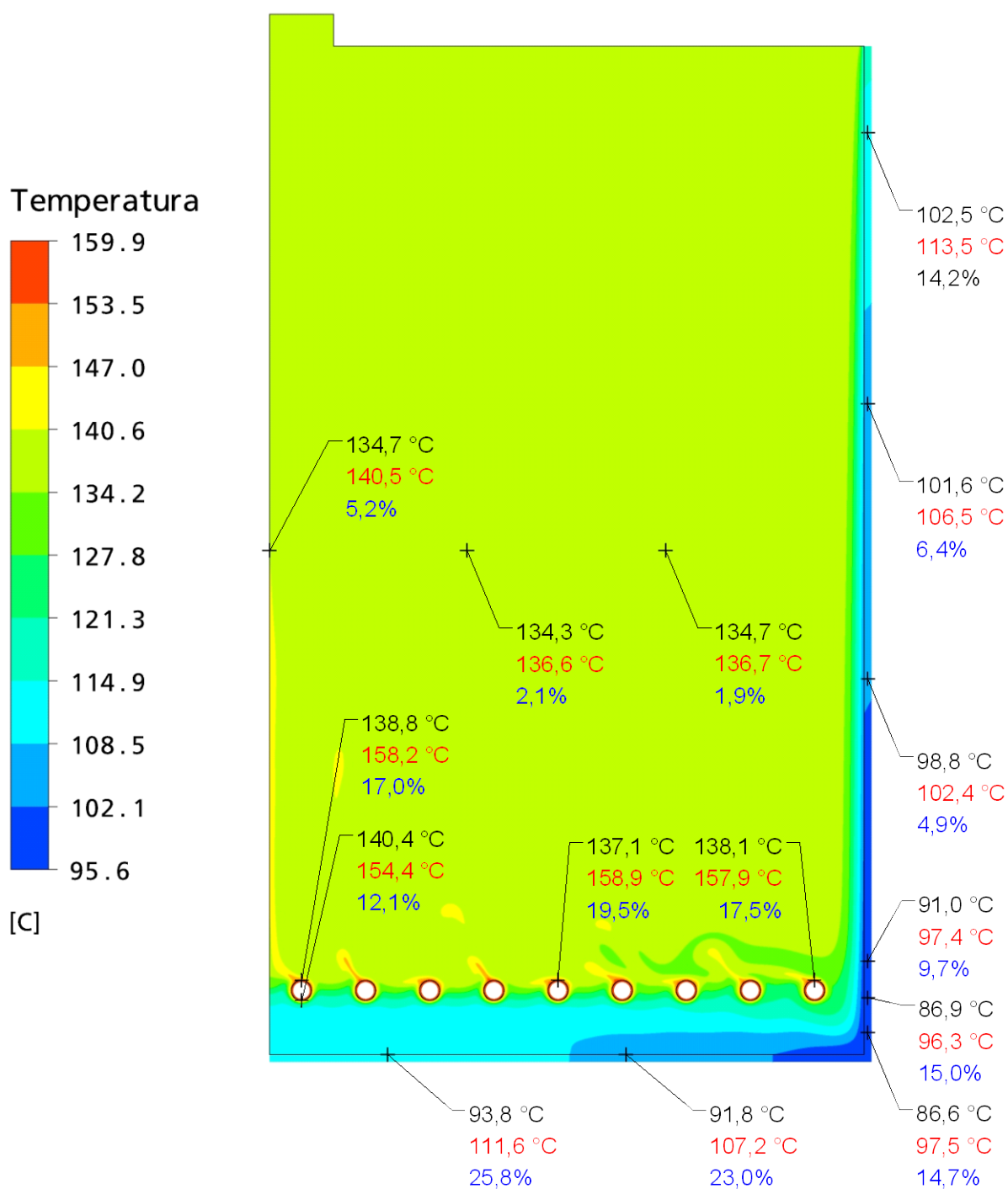


Figura 96: Comparação entre as temperaturas experimentais e numéricas para a potência de 755,24 W.

A Tabela 5.6 mostra as diferenças de temperatura máximas e mínimas entre os resultados experimentais e numéricos para as paredes das resistências em forma de serpentina, fundo do tanque, parede lateral e CAP. A Tabela 5.7 mostra as médias e os desvios das diferenças de temperatura entre os resultados experimentais e numéricos, para: resistência da serpentina, fundo do tanque, parede lateral e CAP.

Tabela 5.6: Diferenças para a resistência, fundo do tanque e parede lateral.

Potências (W)	Resistência da serpentina		Parede lateral	
	Dif. máx. (%)	Dif. mín. (%)	Dif. máx. (%)	Dif. mín. (%)
1850,88 W	20,1	14,3	14,1	8,3
1156,58 W.	20,5	17,7	15,4	6,7
755,24 W	19,5	12,1	15,0	4,9
Potências (W)	Fundo do tanque		CAP	
	Dif. máx. (%)	Dif. mín. (%)	Dif. máx. (%)	Dif. mín. (%)
1850,88 W	23,9	23,1	20,4	0,6
1156,58 W.	18,9	18,6	14,9	0,1
755,24 W	25,8	23,0	5,2	1,9

Tabela 5.7: Média das diferenças para a resistência, fundo do tanque a parede lateral.

Potências (W)	Resistência da serpentina	Parede lateral
	Média das dif. (%)	Média das dif. (%)
1850,88 W	18,7 ± 2,9	11,3 ± 2,6
1156,58 W.	19,3 ± 1,3	11,6 ± 3,5
755,24 W	16,8 ± 3,1	11,6 ± 4,5
Potências (W)	Fundo do tanque	CAP
	Média das dif. (%)	Média das dif. (%)
1850,88 W	23,5 ± 0,6	9,1 ± 5,3
1156,58 W.	18,7 ± 0,3	6,5 ± 4,3
755,24 W	24,4 ± 2,0	3,4 ± 1,9

As maiores diferenças entre os resultados experimentais e numéricos foram observadas próximas das regiões onde a temperatura atingia seus extremos, isto é, para os termopares instalados na resistência e no fundo do tanque, como mostra as Tabelas 5.6 e 5.7. As diferenças de temperatura para os termopares da resistência variaram de 12,1 a 20,5% e para o fundo do tanque de 18,6 a 25,8%, para os três casos estudados. Um dos problemas observados durante as medições de temperatura foi à utilização de abraçadeiras

de aço inox para prender os termopares na resistência (ver Figura 12), influenciando nos resultados experimentais obtidos. Devido à constante dilatação e contração térmica da resistência elétrica durante o processo de aquecimento e resfriamento, após os primeiros testes, as abraçadeiras mostraram uma perda da capacidade de pressionar os termopares junto à superfície da resistência. Entretanto, devido à dificuldade de se acessar a instalação do termopar devido ao contato com o CAP, o sistema não foi modificado. Verificou-se posteriormente que um melhor sistema de fixação seria através da soldagem dos termopares à superfície da resistência. Porém, este procedimento não foi adotado nem para as resistências em feixes de cartuchos cilíndricos, devido à espessura da parede da resistência ser de apenas 1 mm, podendo furar o aquecedor, danificando-o permanentemente. Um sistema de fixação alternativo foi empregado para as resistências cilíndricas retas, que consiste na utilização de arames de aço inox “amarrando” os termopares junto à superfície das resistências. Este sistema se mostrou mais eficiente, porém mais frágil, como será discutido na próxima seção.

O efeito da estratificação térmica está diretamente ligado à distribuição de viscosidades do CAP, como já comentado na Seção (5.2). Assim, as diferenças de temperatura observadas entre os resultados numéricos e dados experimentais, para as regiões mais frias próximas do fundo do tanque, podem ser atribuídas à dificuldade de se medir corretamente a viscosidade do CAP para temperaturas mais baixas. Na verdade, estas medidas apresentam grandes incertezas, como observado na Figura 41, influenciando diretamente nos resultados do modelo numérico proposto. A relação entre as baixas temperaturas e a alta viscosidade pode ser observada nas Figuras 60, 61 e 62. As maiores diferenças (20,4%) para as temperaturas medidas pelas varetas também foram observadas próximas ao fundo do tanque e, à medida que as varetas subiam, os valores das diferenças diminuía.

As diferenças de temperatura entre a simulação numérica e os resultados experimentais para os termopares da parede lateral variaram entre 4,9% e 15,4%, para os três casos estudados. Neste caso, as maiores diferenças também foram observadas próximas à base do tanque, região onde se encontra as menores temperaturas medidas. Já as menores diferenças foram observadas próximas à altura média do tanque.

O caso onde a potência dissipada foi de 1156,58 W apresentou as menores diferenças entre os resultados experimentais e numéricos, quando comparado com os demais. Vale ressaltar que o caso com a potência de 755,24 W apresentou menores diferenças médias entre os resultados experimentais e numéricos para a região do CAP. Porém não podemos afirmar que os resultados numéricos deste caso são melhores, pois foi feita somente uma medição de temperatura na altura média do tanque que é justamente a região em que a comparação para os diferentes casos apresentou melhor resultado.



Outra dificuldade observada durante o experimento foi o posicionamento das varetas no fundo do tanque, devido à alta viscosidade do CAP nesta região, justificando assim as diferenças de temperatura observadas entre as temperaturas medidas pelos termopares do fundo do tanque e as temperaturas medidas pelas varetas posicionadas na mesma região. Entretanto, através das Figuras 91, 92 e 93 observa-se que a maior diferença entre as temperaturas do CAP medidas pelas varetas e as do fundo do tanque não ultrapassa 6 °C.

As diferenças entre os resultados experimentais e numéricos de temperatura sempre se mostraram coerentes para os três casos estudados: nas regiões de menor e de maior temperatura (fundo do tanque e resistência da serpentina) são observadas as maiores diferenças, enquanto as menores diferenças são obtidas acima da resistência, tanto para a parede lateral como para o CAP. As diferenças médias finais entre os resultados numéricos e experimentais foram de  $16,7 \pm 6,7\%$  para a potência de 1850,88 W,  $15,0 \pm 6,1\%$  para a potência de 1156,58 W e  $16,0 \pm 8,8\%$  para a potência de 755,24 W.

### **5.3.2 Caso: Resistência Térmica do tipo Feixe de Cartuchos Cilíndricos Horizontais**

As Figuras 98, 99, 100, 101 e 102 apresentam as diferenças entre os resultados experimentais e numéricos da temperatura para o aquecedor do tipo feixe de cartuchos cilíndricos posicionados a uma altura de 72 e 26 mm em relação ao fundo falso do tanque como descrito na secção (3.6.2). Para se estabelecer as temperaturas experimentais da parede lateral cilíndrica vertical, foi empregado um polinômio (ver Secção (3.8)) que ajustou as temperaturas medidas na parede lateral. Este polinômio representa a média da temperatura da parede lateral em função da altura. O mesmo procedimento para se obter a média da parede lateral em função da altura foi adotado na simulação numérica para a comparação entre os resultados experimentais e numéricos. Para se obter a média da parede lateral na simulação numérica, foram criados planos transversais que seccionam a parede lateral circular vertical do domínio do tanque, como mostra a Figura 97. Os planos transversais foram seccionados nas mesmas alturas em que as varetas foram posicionadas, para, através da integração da temperatura sobre a área da seção, obter-se a temperatura média da parede lateral. As diferenças entre os resultados experimentais e numéricos para um único ponto ou para média dos pontos foram calculadas através da expressão (5.1). O desvio da média da diferença foi calculado através da expressão (5.2).

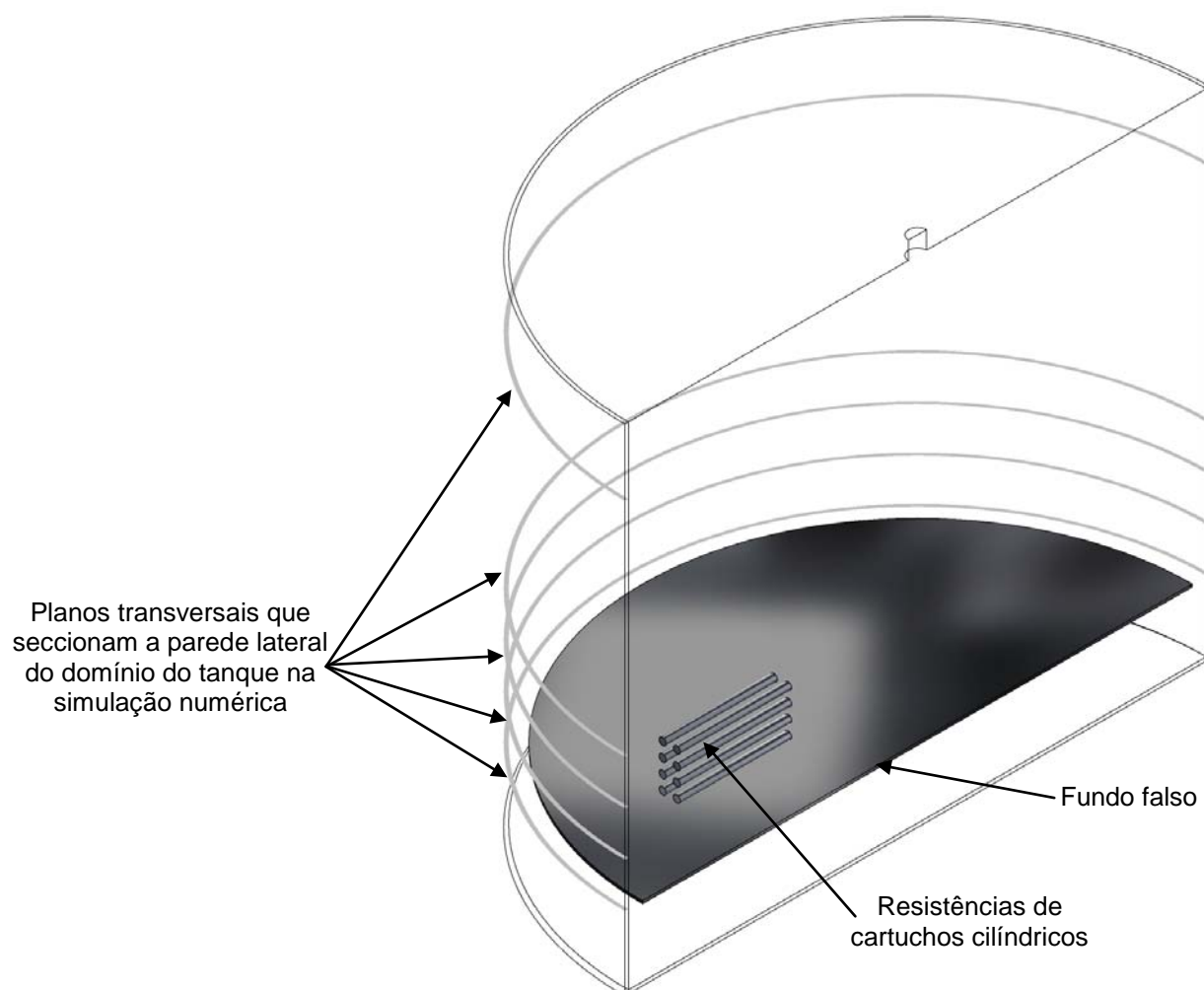


Figura 97: Planos transversais que seccionam a parede lateral da simulação numérica

As temperaturas apresentadas nas Figuras 98, 99, 100, 101 e 102 foram diferenciadas pelas cores das fontes, sendo que a cor preta representa a temperatura medida experimentalmente, a cor vermelha representa os resultados obtidos numericamente e a cor azul representa a diferença entre os resultados experimentais e numéricos.

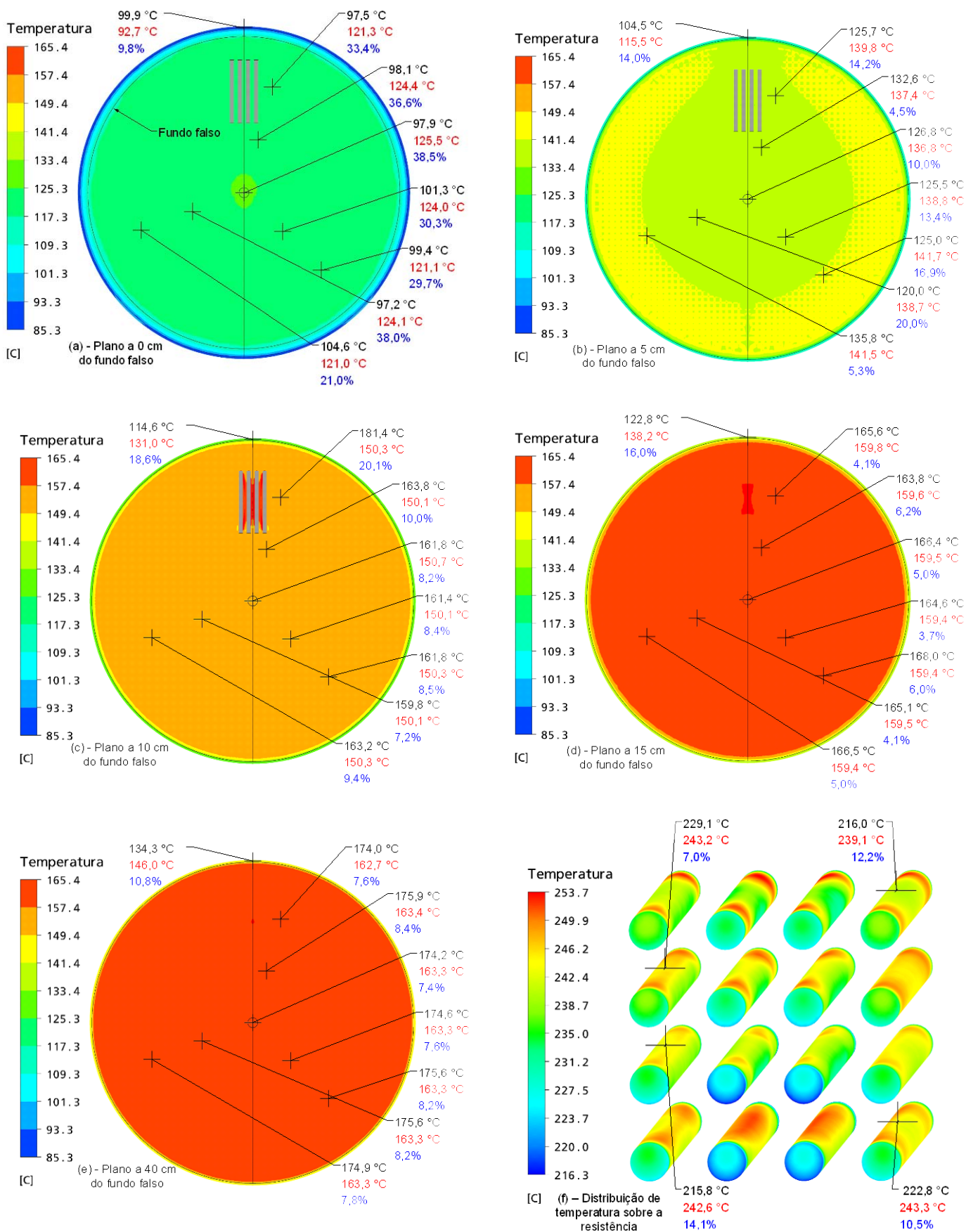


Figura 98: Comparação entre as temperaturas experimentais e numéricas para a potência de 1368,9 W, para a resistência posicionada a 72 mm do fundo falso.

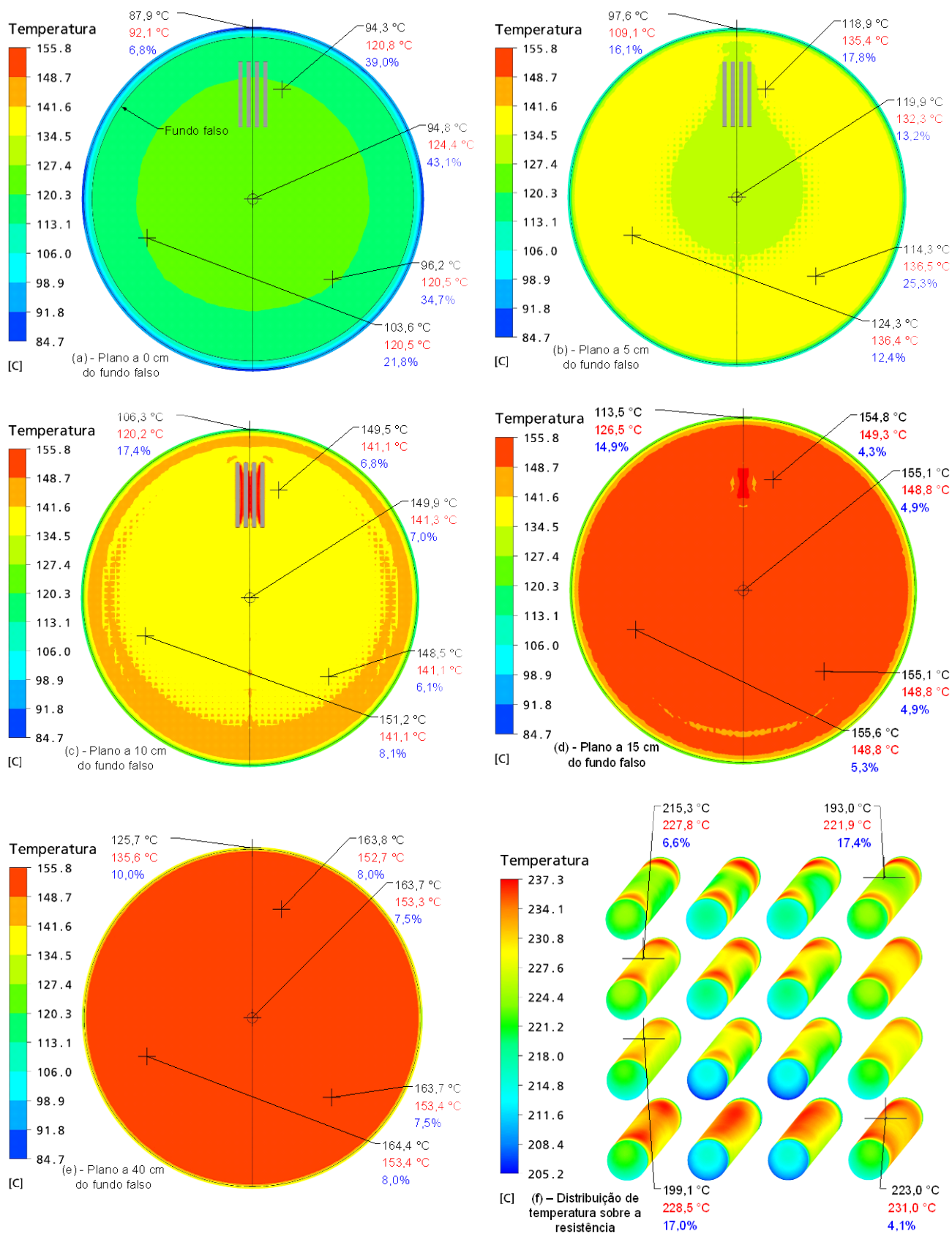


Figura 99: Comparação entre as temperaturas experimentais e numéricas para a potência de 1160,4 W, para a resistência posicionada a 72 mm do fundo falso.

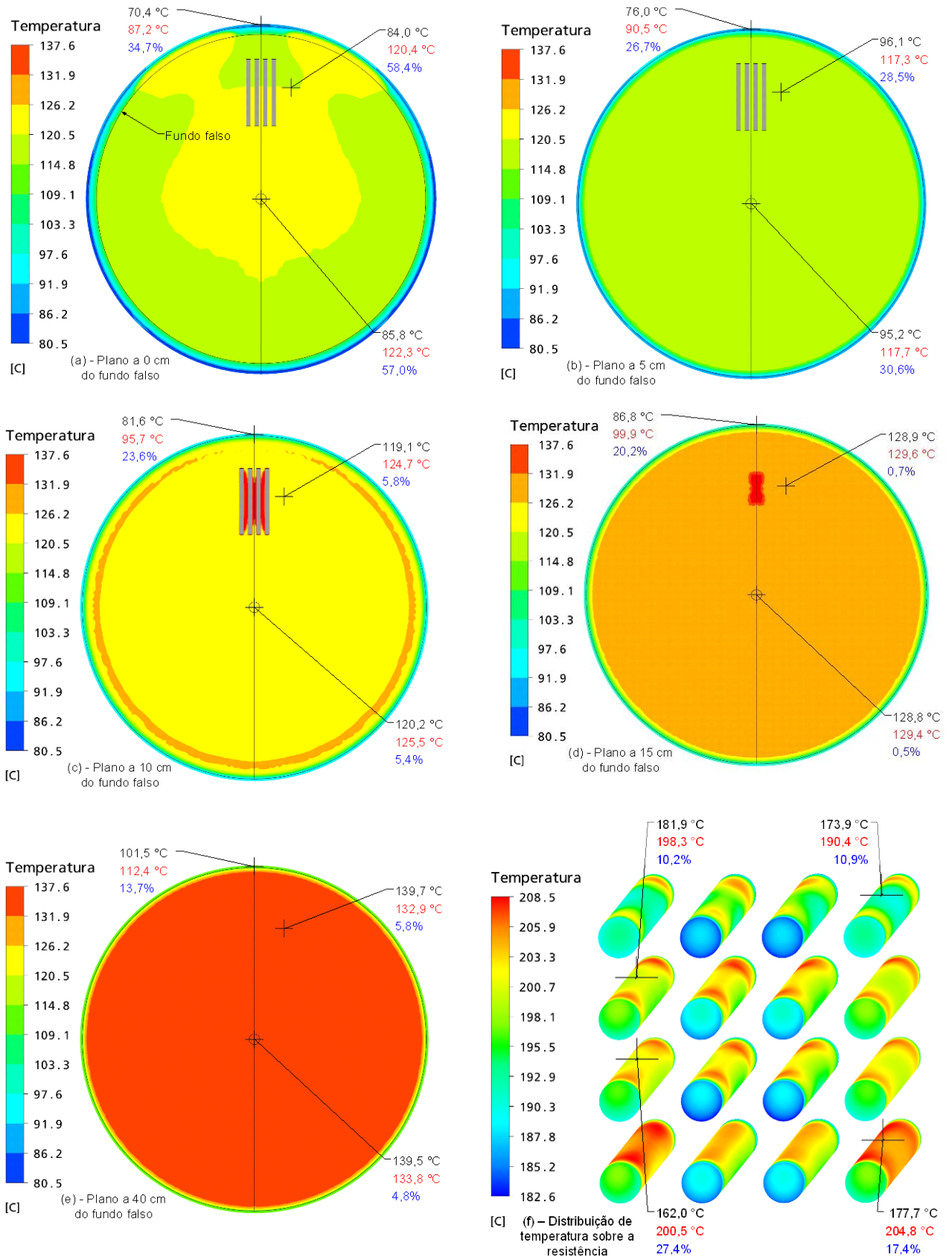


Figura 100: Comparação entre as temperaturas experimentais e numéricas para a potência de 765,4 W, para a resistência posicionada a 72 mm do fundo falso.



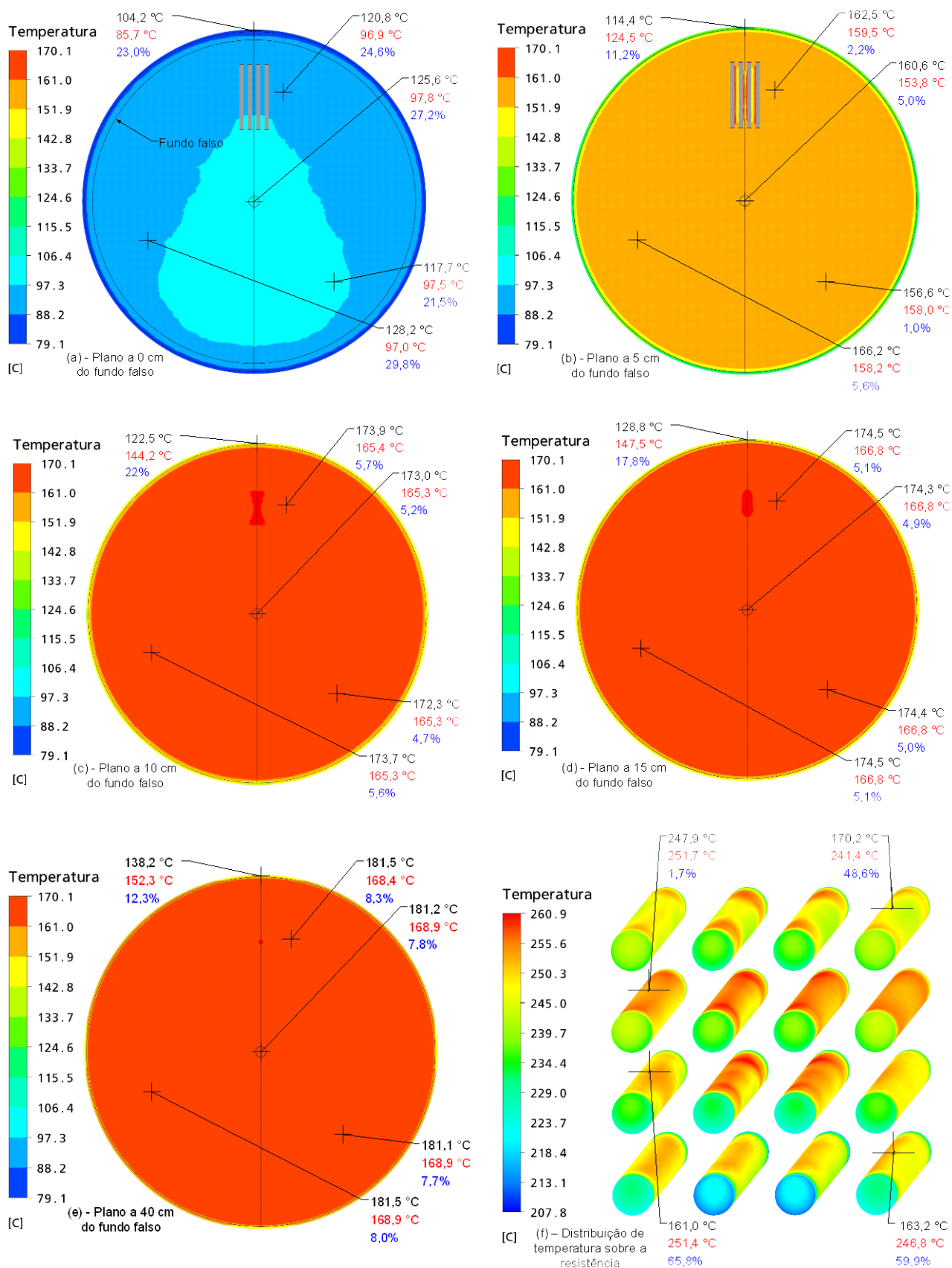


Figura 101: Comparação entre as temperaturas experimentais e numéricas para a potência de 1465,8 W, para a resistência posicionada a 26 mm do fundo falso.

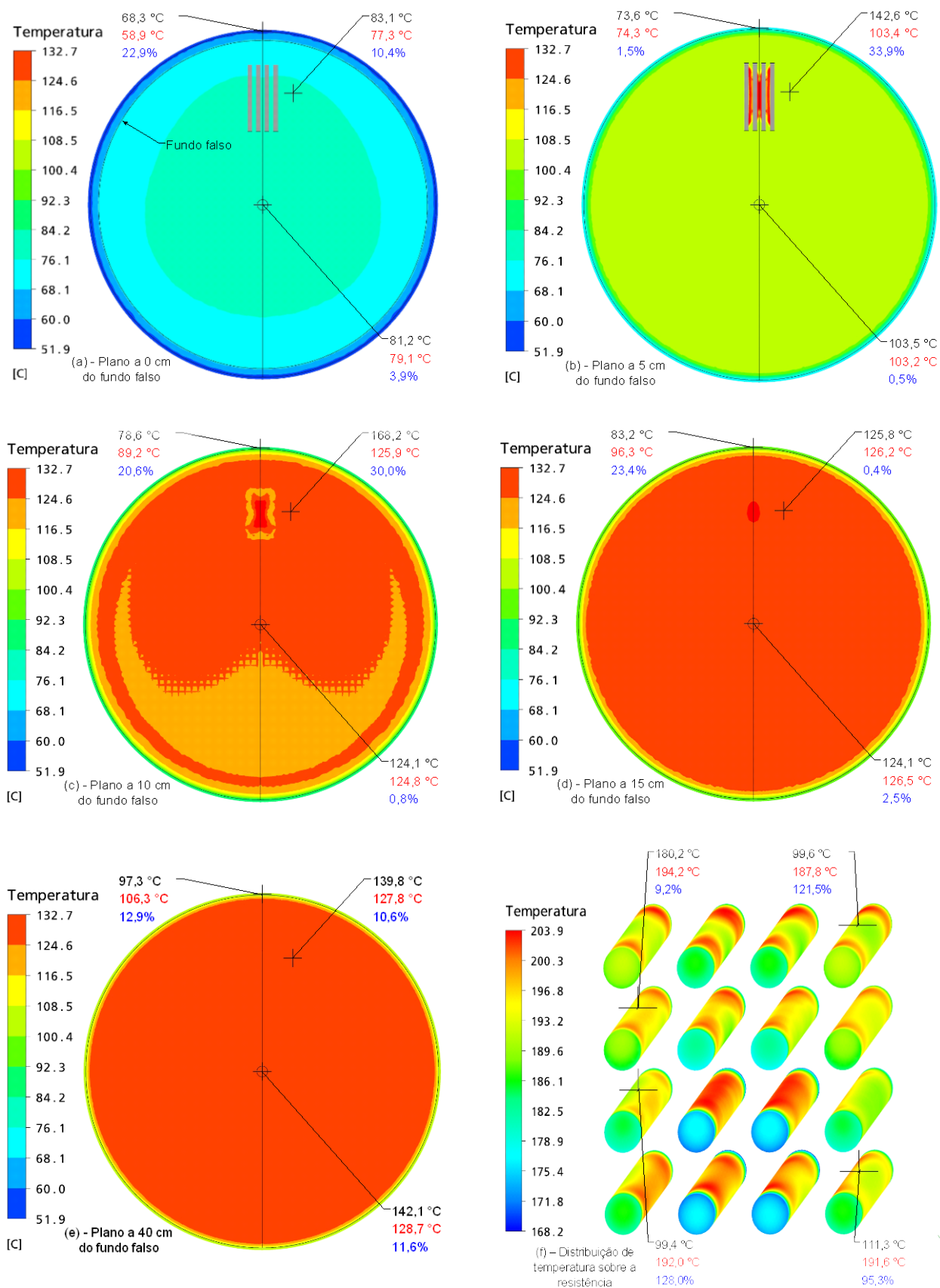


Figura 102: Comparação entre as temperaturas experimentais e numéricas para a potência de 765,0 W, para a resistência posicionada a 26 mm do fundo falso.

A Tabela 5.8 mostra as diferenças de temperatura máximas, mínimas e médias com seus respectivos desvios entre os resultados experimentais e numéricos para: resistência térmica de cartuchos cilíndricos, parede lateral e CAP.

Tabela 5.8: Diferenças máximas, mínimas e médias para a resistência, parede lateral e CAP para a resistência térmica do tipo feixe de cartuchos cilíndricos.

Potências (W)	Resistência de cartucho cilíndrico			Parede lateral		
	Dif. máx. (%)	Dif. mín. (%)	Média das dif (%)	Dif. máx. (%)	Dif. mín. (%)	Média das dif. (%)
1368,9	14,1	7,0	11,3 ± 3,0	18,6	9,8	14,2 ± 3,6
1160,4	17,4	4,1	12,7 ± 6,9	17,4	6,8	13,6 ± 4,5
765,3	27,4	10,2	17,9 ± 8,0	34,7	13,7	24,8 ± 7,8
1465,8	-----	-----	-----	23,0	11,2	17,9 ± 5,4
765,0	-----	-----	-----	23,4	1,5	18,2 ± 9,3
Potências (W)	CAP					
	Dif. máx. (%)	Dif. mín. (%)	Média das dif (%)			
1368,9	38,5	3,7	17,2 ± 13,9			
1160,4	43,1	6,1	20,6 ± 12,1			
765,3	58,4	0,1	29,2 ± 22,7			
1465,8	29,8	1,0	12,7 ± 8,6			
765,0	33,9	0,4	15,6 ± 12,2			

As diferenças de temperatura observadas entre os resultados experimentais e numéricos para os termopares instalados nas resistências de cartucho cilíndricos variaram entre 4,1 (potência de 1160,4 W) e 27,4% (potência de 765,3 W), para os 5 casos estudados, sendo que a menor média das diferenças apresentada foi de 11,3 ± 3,0% para a potência de 1368,9 W e a maior média das diferenças apresentada foi de 17,9 ± 8,0% para a potência de 765,3 W. A comparação entre dados experimentais e resultados numéricos é melhor para este caso do que o caso relativo ao aquecedor com resistência em forma de serpentina para os termopares instalados sobre as resistências. Uma das explicações para esta melhor comparação foi a instalação mais cuidadosa dos termopares, através do uso de



arames de aço inox para a fixação destes junto a superfície das resistências, como já descrito anteriormente.

Primeiramente as medidas foram realizadas para o aquecedor de feixes de cilindros posicionado a uma altura de 72 mm do fundo falso. Depois destas medidas, o aquecedor foi posicionado a uma altura de 26 mm, visando o estudo da influência da altura na distribuição de temperaturas do CAP dentro do tanque. Porém, quando o feixe de resistências foi abaixado, um dos fios que alimentava a resistência com energia elétrica se soltou. Assim, foi necessário aquecer novamente o tanque, para retirar o conjunto de resistências e reinstalar os fios necessários para alimentação elétrica. Após o reparo dos fios elétricos, verificou-se que o procedimento danificou alguns termopares, de forma que apenas um termopar, instalado sobre a resistência, o 4-CS, estava medindo a temperatura corretamente e que os demais termopares, 1-CS, 2-CS e 3-CS, apresentaram problemas. Decorrente dos acontecimentos, a fixação com arames de aço se mostrou mais frágil, pois com qualquer esforço sobre os fios dos termopares as “cabeças” dos termopares (que foram previamente achatadas para aumentar o contato com a resistência) se deslocavam facilmente. Em virtude da dificuldade para reinstalar os termopares sobre as resistências, optou-se por desconsiderar as medidas realizadas pelos termopares danificados. Entretanto, nas Figuras 101 e 102 observa-se que a diferença para o termopar 4-CS foi de 1,7 e 9,2% para as potências de 765 e 1465,8 W, próxima das diferenças mínimas e máximas observadas para as outras potências testadas.

Após os testes realizados para a potência de 1368,9 W, o termopar da vareta situada a 1/3 do centro do tanque também se rompeu. Devido às dificuldades de se obter uma nova vareta de aço inox para a construção de um novo sistema de medição, optou-se por desconsiderar a utilização da mesma para as novas potências. As diferenças de temperatura entre os resultados experimentais e numéricos para o CAP, medidas pelas varetas, variam de 58,4% (potência de 765,3 W) quando posicionadas próximas ao fundo do tanque a 0,1% (mesma potência) para a altura de 15 cm para os 5 casos estudados. A menor média das diferenças apresentada para o CAP foi de  $12,7 \pm 8,6\%$  para a potência de 1465,8 W e a maior média das diferenças foi novamente para a potência de 765,3 W, sendo de  $29,2 \pm 22,7\%$ . Novamente verifica-se certa dificuldade do modelo numérico em captar a estratificação de temperatura próxima do fundo falso (ou seja, região de baixa temperatura). Através das Figuras 98 a 102 observa-se que as temperaturas sobre o fundo falso do tanque chegaram próximas (região de transição) ou passaram (apenas o último caso) o limite mínimo em que o CAP comporta-se com um fluido Newtoniano (acima de 68 °C, ver seção 2.1.2. Assim como o modelo numérico proposto não prevê o comportamento viscoelástico do CAP nesta região, as diferenças observadas entre as temperaturas experimentais e numéricas foram amplificadas pelo comportamento errôneo simulado do escoamento do CAP.

As diferenças dos resultados numéricos e experimentais para as temperaturas médias em função da altura para a parede lateral circular do tanque variaram de 1,5% (potência de 765,0 W) a 34,7% (potência de 765,3 W) para os 5 casos estudados. As maiores diferenças foram observadas próximas do fundo falso, sendo que as menores diferenças foram observadas para as alturas de 10 e 15 mm. A menor média das diferenças apresentada para a parede lateral circular do tanque foi de  $13,6 \pm 4,5\%$  para a potência de 1160,4 W e a maior média das diferenças foi novamente para a potência de 765,3 W, sendo de  $24,8 \pm 7,8\%$ .

Novamente, as diferenças entre os resultados numéricos e experimentais de temperatura sempre se mostraram coerentes, para os cinco casos estudados. Ou seja, próximo das regiões de temperaturas mais baixas e mais quentes (fundo do tanque e resistência da serpentina), foram observadas as maiores diferenças de resultados. Já as menores diferenças foram observadas para a região acima da resistência, tanto para a parede lateral como para as varetas. A diferença média final entre os resultados numéricos e experimentais foram de  $14,4 \pm 3,0\%$  para a potência de 1368,9 W,  $16,0 \pm 4,3\%$  para a potência de 1160,4 W e  $24,4 \pm 5,7\%$  para a potência de 765,3 W. A média final para os dois últimos casos foram obtidas sem levar em consideração as diferenças de temperatura apresentadas nas resistências de cartuchos cilíndricos, devido aos problemas de medição de temperatura sobre as resistências. Sendo assim, a diferença final foi de  $15,5 \pm 3,7\%$  para a potência de 1465,8 W e  $16,9 \pm 1,8\%$  para a potência de 765,0 W.

## 5.4 Observações Finais

Neste capítulo foram apresentados os resultados experimentais e numéricos, bem como a comparação dos resultados entre ambos para o aquecedor no formato de serpentina e para o aquecedor do tipo feixe de cartuchos cilíndricos.

Os resultados experimentais apresentaram boa concordância entre si para as duas geometrias de aquecedores estudados. O fundo falso instalado no tanque para separar ambos os sistemas de aquecimento mostrou-se eficiente e de fácil instalação, visto que retirar o CAP e instalar um sistema de aquecimento novo seria inviável devido ao pouco tempo para realizar os experimentos.

A simulação numérica se mostrou uma ferramenta bastante útil na análise do escoamento do CAP e da transferência de calor entre as resistências e o CAP e entre o CAP e tanque. Também através da simulação numérica foi possível analisar as principais diferenças dos mecanismos que regem a troca de calor entre os dois sistemas de aquecimento utilizados.

As diferenças entre os resultados experimentais e numéricos para temperatura apresentaram valores relativamente pequenos e os principais fatores que influenciaram nesta diferença serão discutidos no próximo capítulo.

## CAPÍTULO 6

# CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Uma das dificuldades apresentadas neste trabalho foi a falta de referências bibliográficas que tratam do aquecimento do CAP em tanques de armazenamento. Desta forma, neste trabalho dois estudos do comportamento de CAP aquecido e armazenado em tanques são estudados. Um estudo envolve trabalho experimental e outro uma simulação numérica.

### 6.1 Estudo Experimental

No estudo experimental, as posições para a fixação dos termopares no tanque foram arbitradas de acordo com resultados prévios obtidos através de simulações numéricas não apresentadas nesta dissertação. Para esta simulação, valores de potências e coeficientes médios de transferência de calor estimados através correlações analíticas existentes na literatura foram empregados. Desta forma, como os resultados numéricos preliminares não eram muito confiáveis, foi necessária a manipulação do CAP aquecido no tanque, antes que os testes propriamente ditos fossem executados. Este procedimento, porém, também apresentou o seu grau de dificuldade, uma vez que o CAP precisou ser manipulado em altas temperaturas (acima de 160° C), pois o CAP em temperaturas menores é rígido e não permite nenhuma operação. Por isto, qualquer modificação necessária no tanque, ou nas resistências, como, por exemplo, na reinstalação de termopares ou fios elétricos, envolvia pelo menos dois técnicos para trabalho em conjunto. O desconforto do trabalho com o CAP, que exalava odores muito fortes, mesmo com o exaustor do laboratório ligado e todos os equipamentos de EPI em uso, dificultou muito a repetição de alguns testes, que tiveram medidas de temperatura prejudicadas.

O principal problema apresentado pelo experimento que empregou o aquecedor em forma de feixes de tubos cilíndricos foi à utilização de braçadeiras de aço inox para a fixação dos termopares sobre a resistência térmica. Devido à falta de informação correta sobre a temperatura das resistências, a potência de  $1850,88 \pm 18,24$  W foi estipulada, devido ao surgimento de um maior volume de gases exalados pelo CAP. O processo de aquecimento excessivo do CAP pode aumentar a oxidação e o envelhecimento do CAP, prejudicando os experimentos que viriam posteriormente.

## 6.2 Estudo Numérico

Os resultados numéricos mostraram a importância da variação da viscosidade com a temperatura na troca de calor, para as diferentes configurações de resistências e potências utilizadas. Mesmo com uma área 6,16 vezes menor que a da resistência da serpentina, a distribuição de temperatura para a resistência cilíndrica reta se mostrou bastante homogênea, na região acima das resistências, demonstrando que é possível a utilização de termossifões como fonte de calor para aquecimento dos tanques de CAP.

A relação entre a distribuição de temperatura e viscosidade com o campo de velocidades obtidas nas simulações numéricas demonstrou uma forte influência na transferência de calor entre as resistências e o CAP e entre o CAP e as paredes do tanque. Os resultados numéricos mostraram que a relação entre as potências fornecidas e a temperatura média do CAP não é linear e que o principal fator que influencia essa não linearidade é a variação da viscosidade com a temperatura.

Uma grande contribuição das simulações numéricas foi a constatação (confirmada por dados experimentais) de que feixes paralelos de tubos de aquecimento, seja por resistência ou futuramente por termossifões, maximizam a troca de calor, melhorando o desempenho térmico de troca de calor entre a fonte quente e o CAP. Isto ocorre devido à concentração do fluxo de calor no volume de CAP que se encontra próximo ao aquecedor. Como recebe mais calor, este CAP se torna mais fluido e sujeito a maiores correntes convectivas dentro do tanque, melhorando desta forma os coeficientes de troca térmica entre aquecedor e CAP. Assim, com áreas de trocas de calor menores que as atualmente utilizadas, é possível aquecer por igual todo o tanque de CAP. Desta forma, aquecedores no formato de feixes de termossifões cilíndricos em paralelo podem ser empregados para o aquecimento de CAP, promovendo uma troca eficiente de calor. Outra vantagem da utilização dos termossifões é a facilidade do controle da temperatura da superfície de aquecimento. A fonte térmica para o aquecimento pode ser calor provindo da queima de gás natural em um queimador. Assim, ajustando-se a potência do queimador, pode-se ajustar o nível de temperatura do CAP.

## 6.3 Comparação entre os Resultados Experimentais e Numéricos.

As diferenças médias finais entre os resultados numéricos experimentais para a resistência térmica no formato de serpentina foram de:  $16,7 \pm 6,7\%$ ,  $15,0 \pm 6,1\%$  e  $16,0 \pm 8,8\%$  respectivamente para as potências de 1850,88 W, 1156,58 W e 755,24 W. Para

a resistência térmica de feixe de cartuchos cilíndricos posicionada a 72 mm de distância do fundo falso, as diferenças entre os resultados foram de:  $14,4 \pm 3,0\%$ ,  $16,0 \pm 4,3\%$  e  $24,4 \pm 5,7\%$  para as potências de 1368,9 W, 1160,4 W e 765,3 W, e para a resistência posicionada a 26 mm de distância do fundo falso as diferenças foram de:  $15,5 \pm 3,7\%$  e  $16,9 \pm 1,8\%$  para as potências de 1465,8 W e 765,0 W.

O modelo numérico proposto para o aquecedor em forma de serpentina apresenta maiores simplificações, quando comparado com o modelo numérico proposto para o sistema aquecido por feixes de aquecedores cilíndricos em paralelo. No primeiro caso, adotou-se um modelo bidimensional, que despreza o efeito das múltiplas recirculações, as quais foram observadas no escoamento do CAP quando aquecido por feixes de aquecedores cilíndricos em paralelo, modelado como escoamento tridimensional. Mesmo assim, o modelo para aquecedor no formato de serpentina apresentou menores diferenças entre os resultados experimentais e numéricos, para os três casos de potência estudados. Isto se deve, dentre outros fatores, já comentados, também ao fato de se considerar o fundo falso na região inferior do tanque. Na realidade, este fundo provoca uma estratificação de temperatura com níveis elevados, uma vez que o CAP se encontra praticamente parado no fundo do tanque. Como já citado anteriormente, os modelos numéricos para ambos os casos considerados apresentam dificuldade em captar este fenômeno com precisão, amplificando as diferenças para o caso da resistência térmica de feixe de cartuchos cilíndricos.

No estudo numérico, empregaram-se propriedades termofísicas do CAP que não foram obtidas experimentalmente, mas retiradas da literatura. Diversas simplificações foram adotadas para ambos os modelos numéricos propostos, tais como desprezo da troca de calor com o ar confinado na porção superior do CAP, desprezo da presença de inúmeros componentes de fixação utilizados, dentre outros. Além disto, as medidas de viscosidade apresentaram elevado grau de incerteza. Mesmo assim, a comparação entre dados experimentais e simulação numérica foi muito boa, podendo-se concluir que os modelos numéricos propostos tiveram êxito em descrever os fenômeno de transferência de calor entre o CAP, as resistências e o tanque. Além disso, os resultados demonstraram que o CAP, mesmo sendo uma mistura homogênea de hidrocarbonetos, pode ser modelado com um fluido simples com propriedades termofísicas médias, para temperaturas de escoamento suficientemente elevadas.

Portanto, através da boa comparação entre dados experimentais e numéricos e da dificuldade de simular o tanque em sua totalidade, o modelamento numérico empregado para o tanque em escala reduzida se mostrou adequado para descrever os fenômenos físicos que regem a troca de calor entre o CAP, sistemas de aquecimento e o tanque. Assim sendo, o modelo numérico empregado pode ser ajustado para o tanque em escala real sem necessidade de grandes modificações no modelo numérico.

Como os resultados demonstraram um forte acoplamento dos coeficientes médios de transferência de calor com a distribuição de temperatura, da viscosidade e do campo de velocidades, os resultados numéricos obtidos são limitados para o presente tanque analisado, não podendo ser diretamente extrapolados para tanques em escala real. Todavia, resultados qualitativos podem ser empregados em situações semelhantes, sendo que este trabalho demonstrou um caminho a ser percorrido para um estudo de transferência de calor entre os feixes de termossifões, o CAP e o tanque em escala real.

A maior diferença observada entre resultados experimentais e numéricos foi de  $24,4 \pm 5,7\%$  e a menor diferença foi de  $14,4 \pm 3,0\%$ . Essas diferenças mostram que, na média, os fenômenos que envolvem a troca de calor e fluidodinâmica do aquecimento do CAP foram captados com sucesso. Este é um importante resultado, pois o presente estudo, se não for o primeiro, é um dos poucos modelos numéricos para o CAP, apresentado na literatura aberta.

#### **6.4 Sugestões para os Trabalhos Futuros**

Os resultados numéricos seriam grandemente beneficiados por medições experimentais do calor específico e a da condutividade térmica do CAP, ambos em função da temperatura. Além disto, recomenda-se fortemente não desprezar os efeitos tridimensionais de feixes dispostos horizontalmente, ou sobrepostos. Por último, devem ser feitas diferentes simulações para testar a sensibilidade relativa às incertezas da viscosidade no comportamento térmico do CAP.

## Bibliografia

Andrade, J. **Manual de Asfalto**. Rio de Janeiro: Instituto de Asfalto, v.1. 1989

Atmane, M. A., V. S. S. Chan e D. B. Murray. Natural convection around a horizontal heated cylinder: The effects of vertical confinement. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.46, n.19, p.3661-3672. 2003.

Bejan, A. **Convection heat transfer**. New York: J. Wiley. 1995. xxix, 623 p. p.

Cesini, G., M. Paroncini, G. Cortella e M. Manzan. Natural convection from a horizontal cylinder in a rectangular cavity. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.42, p.1801-1811. 1999.

Cheng, C.-Y. The effect of temperature-dependent viscosity on the natural convection heat transfer from a horizontal isothermal cylinder of elliptic cross section. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v.33, n.8, p.1021-1028. 2006.

Chouikh, R., A. Guizani, A. El Cafsi, M. Maalej e A. Belghith. Experimental study of the natural convection flow around an array of heated horizontal cylinders. **Renewable Energy**, v.21, n.1, p.65-78. 2000.

Chouikh, R., A. Guizani, M. Maâlej e A. Belghith. Numerical study of the laminar natural convection flow around an array of two horizontal isothermal cylinders. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v.26, n.3, p.329-338. 1999.

Corcione, M. Correlating equations for free convection heat transfer from horizontal isothermal cylinders set in a vertical array. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.48, n.17, p.3660-3673. 2005.

Draper, N. R. e H. Smith. **Applied Regression Analysis.**: Wiley-Interscience. 1998

Ekundayo, C. O., S. D. Probert e M. Newborough. Heat transfers from a horizontal cylinder in a rectangular enclosure. **Applied Energy**, v.61, n.2, p.57-78. 1998.

Emery, A. F. e J. W. Lee. The effects of property variations on natural convection in a square enclosure. **Journal of Heat Transfer-Transactions of the Asme**, v.121, n.1, Feb, p.57-62. 1999.

Herrington, P. R. e G. F. A. Ball. Temperature dependence of asphalt oxidation mechanism. **Fuel**, v.75, n.9, p.1129-1131. 1996.

Holman, J. P. **Experimental methods for engineers**. New York: McGraw-Hill. 1994. xviii, 616 p. (McGraw-Hill series in mechanical engineering.)

Lu, X. e U. Isacson. Effect of ageing on bitumen chemistry and rheology. **Construction and Building Materials**, v.16, n.1, p.15-22. 2002.

Lucena, M. D. C. C., J. B. Soares, S. D. A. Soares e L. F. M. Leite<sup>3</sup>. Reologia de asfaltos brasileiros puros e modificados por sbs. REDE ASFALTO: REDE ASFALTO 2008.

Maliska, C. R. C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. Rio de Janeiro: LTC Livros Tecnicos e Cientificos Editora S.A. 2004. 453 p.

Mastrofini, D. e M. Scarsella. The application of rheology to the evaluation of bitumen ageing. **Fuel**, v.79, n.9, p.1005-1015. 2000.

Molla, M. M., M. A. Hossain e R. S. R. Gorla. Natural convection flow from an isothermal horizontal circular cylinder with temperature dependent viscosity. **Heat and Mass Transfer**, v.41, n.7, p.594-598. 2005.

Ostrach, S. An analysis of laminar free-convection flow and heat transfer about a flat plate parallel to the direction of the generating body force: Size: Pages: 47 p. 1952.

Read, J., D. Whiteoak e B. Shell. **The Shell Bitumen handbook**. London: Thomas Telford. 2003

Sarris, I. E., I. Lekakis e N. S. Vlachos. Natural convection in rectangular tanks heated locally from below. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.47, n.14-16, p.3549-3563. 2004.



Storm, D. A., R. J. Barresi e E. Y. Sheu. Development of Solid Properties and Thermochemistry of Asphalt Binders in the 25-65 °C Temperature Range. **Energy Fuels**, v.10, n.3, p.855-864. 1996.

White, D. R. **Calibration and Standards in Temperature Measurement**. N.Y.: John Wiley & Sons. 2005 (Handbook of Measuring System Design,)

## Apêndice A

### Incertezas Experimentais

Segundo White (2005) todo experimento está sujeito a erros inerentes a medição, em outras palavras, sempre haverá uma diferença entre o valor medido e o valor real de uma grandeza física. Os erros podem ser classificados em:

- Erros grosseiros: são cometidos principalmente devido a falta de experiência, inabilidade ou negligencia do operador ao efetuar uma medida,
- Erros sistemáticos: erros que atuam sempre no mesmo sentido e podem ser eliminados através da calibração do sistema de medição e aquisição de dados.
- Erros aleatórios: erros com origem em causas indeterminadas que atuam em ambos os sentidos de forma não previsível. Estes erros podem ser atenuados, mas não completamente eliminados.

Entretanto Holman (1994) descreve os procedimentos para a análise das incertezas através da propagação dos erros inerentes ao experimento de diferentes variáveis descritos na próxima seção.

#### A.1 Incertezas das Potências Fornecidas.

As incertezas das potências fornecidas ao sistema foram estimadas através das equações A.3 e A.6 para a resistência em forma de serpentina e para a resistência cilíndrica reta. A incerteza da resistência e da voltagem medidas para a resistência da serpentina foi obtida para um intervalo de confiança de 95% em uma distribuição gaussiana. Para a resistência cilíndrica reta assumiu-se como incerteza a menor divisão de escala dos mostradores de corrente e de tensão da fonte respectivamente de 0,01 A para a corrente e 1,0 V para a tensão.

A potência fornecida para a resistência da serpentina é dada pela expressão:

$$P_{serp} = \frac{U^2}{R} \quad (A.1)$$

A incerteza da potência elétrica para a resistência da serpentina será,

$$\delta P_{serp} = \left[ \left( \frac{\partial P}{\partial V} \delta V \right)^2 + \left( \frac{\partial P}{\partial R} \delta R \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.2})$$

$$\delta P_{serp} = \left[ \left( \frac{2V}{R} \delta V \right)^2 + \left( \frac{V}{R^2} \delta R \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.3})$$

Para a resistência cilíndrica reta a potência elétrica fornecida ao sistema é dada pela seguinte expressão:

$$P_{cil.reta} = UI \quad (\text{A.4})$$

Incerteza da potência elétrica para a resistência cilíndrica será,

$$\delta P_{cil.reta} = \left[ \left( \frac{\partial P}{\partial V} \delta V \right)^2 + \left( \frac{\partial P}{\partial i} \delta i \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.5})$$

$$\delta P_{cil.reta} = \left[ (i\delta V)^2 + (V\delta i)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.6})$$

## A.2 Incerteza da Área da Parede Lateral do Tanque.

A área da parede lateral do tanque pode ser calculada pela seguinte expressão:

$$A = \pi DH \quad (\text{A.7})$$

Assumiu-se como incerteza a menor divisão de escala da régua de medição sendo de 1 mm. A incerteza experimental para a área da parede lateral será de,

$$\delta A = \left[ (\pi H \delta D)^2 + (\pi D \delta H)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.8})$$

### A.3 Incerteza da Diferença de Temperatura da Parede Lateral e Ambiente.

A diferença de temperatura entre a temperatura média da parede lateral do tanque e do ambiente é dada pela expressão:

$$\Delta T = T_{pl} - T_{\infty} \quad (\text{A.9})$$

A incerteza experimental para a diferença de temperatura será,

$$\delta \Delta T = \left[ (\delta T_{pl})^2 + (\delta T_{\infty})^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.10})$$

### A.4 Incerteza do Coeficiente Médio de Transferência de Calor Externo.

Igualando as potências elétricas fornecidas ao calor dissipado pelas resistências ( $Q = P_{serp}$  ou  $Q = P_{cil.reta}$ ) o coeficiente médio de transferência calor externo pode ser calculado pela seguinte expressão:

$$h_{ext} = \frac{Q}{A(\Delta T)} \quad (\text{A.11})$$

A incerteza do coeficiente médio de transferência de calor será de,

$$\partial h_{ext} = \left[ \left( \frac{1}{A(\Delta T)} \delta Q \right)^2 + \left( -\frac{Q}{A^2(\Delta T)} \delta A \right)^2 + \left( -\frac{Q}{A(\Delta T)^2} \delta \Delta T \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.12})$$

## A.5 Incerteza do Sistema de Aquisição.

O sistema de aquisição, juntamente com a caixa isotérmica foi calibrado previamente utilizando-se um forno de calibração de termopares resultando em uma incerteza padrão de 0,2 °C para diferenças de temperaturas e 0,75 °C para temperaturas absolutas acima de 100 °C e 0,4 °C para temperaturas abaixo de 100 °C. O sistema não apresentou erros sistemáticos.

## A.6 Incertezas para a Resistência em Forma de Serpentina.

A seguir serão apresentadas todas as incertezas das temperaturas medidas nas resistências e no tanque de CAP. Como as varetas foram medições únicas em cada ponto sua incerteza máxima é de 0,75 °C e não será apresentada no texto.

Tabela A.1: Resultados para a Potência de 1850,87 W.

Nome do Canal	101 PE	102 PE	103 PE	104 PE	105 PE	106 PE
Média Final (°C)	133,00	137,21	143,90	153,71	156,73	158,74
Incerteza (°C)	0,16	0,18	0,21	0,21	0,21	0,33

107 PE	108 PI-PE	109 PI-PE	110 PI-PE	111 PI-ESQ	112 PI-ESQ	113 PI-ESQ
154,14	133,25	144,91	159,43	136,73	148,60	158,00
0,59	0,16	0,21	0,34	0,17	0,22	0,21

114 PI-DIR	115 PI-DIR	116 PI-DIR	117 PFT	118 PFT	119 PFT	120 PFT
132,25	144,93	158,13	137,74	138,61	137,83	135,53
0,18	0,21	0,52	0,17	0,17	0,18	0,17

1 SS	2 SS	3 SS	4 SS	5 SS	6 SS	7 SS
197,83	196,11	196,20	198,60	197,53	198,06	197,11
0,27	0,40	0,29	0,52	0,24	0,31	0,35

TAMB	TENSÃO MED.
27,41	79,48
0,17	0,21

Tabela A.2: Resultados para a Potência de 1850,87 W.

Tempo (s)	Resistência (Ohms)
1,00	3,47
2,00	3,44
3,00	3,41
4,00	3,41

Continuação da tabela A.2

5,00	3,41
6,00	3,37
7,00	3,37
8,00	3,35
9,00	3,33
10,00	3,34
11,00	3,34
12,00	3,33
13,00	3,36
14,00	3,36
15,00	3,39
16,00	3,40
17,00	3,42
18,00	3,42
19,00	3,44
20,00	3,45
21,00	3,45
22,00	3,46
23,00	3,46
24,00	3,47
25,00	3,47
26,00	3,46
27,00	3,46
28,00	3,46
29,00	3,47
Média (Ohms)	3,41
Desvio Padrão (Ohms)	0,05
N	29,00
Incerteza (Ohms)	0,02

Tabela A.3: Resultados para a Potência de 1156,58 W.

Nome do Canal	101 PE	102 PE	103 PE	104 PE	105 PE	106 PE
Média Final (°C)	104,47	106,89	111,33	120,74	123,73	125,58
Incerteza (°C)	0,26	0,28	0,31	0,40	0,35	0,32

107 PE	108 PI-PE	109 PI-PE	110 PI-PE	111 PI-ESQ	112 PI-ESQ	113 PI-ESQ
120,69	104,61	112,00	126,14	107,55	115,00	124,61
0,40	0,26	0,32	0,34	0,26	0,29	0,27

114 PI-DIR	115 PI-DIR	116 PI-DIR	117 PFT	118 PFT	119 PFT	120 PFT
104,97	112,77	125,15	110,21	111,23	110,48	109,13
0,25	0,28	0,36	0,28	0,24	0,26	0,24

1 SS	2 SS	3 SS	4 SS	5 SS	6 SS	7 SS
161,24	159,57	160,12	162,58	159,48	161,81	162,23
0,32	0,27	0,29	0,24	0,31	0,27	0,36

TAMB	TENSÃO MED.
23,62	65,75
0,18	0,11

Tabela A.4: Resultados para a Potência de 1156,58 W.

Tempo (s)	Resistência (Ohms)
1,00	3,77
2,00	3,36
3,00	3,75
4,00	3,75
5,00	3,75
6,00	3,73
7,00	3,73
8,00	3,73
9,00	3,73
10,00	3,73
11,00	3,73
12,00	3,72
13,00	3,73
14,00	3,73
15,00	3,72
16,00	3,72
17,00	3,73
18,00	3,73
19,00	3,73
20,00	3,73
21,00	3,72
22,00	3,72
23,00	3,73
24,00	3,73
25,00	3,73
26,00	3,73
27,00	3,73
28,00	3,73
29,00	3,74
30,00	3,73
31,00	3,74
32,00	3,74
33,00	3,74
34,00	3,73
35,00	3,73
36,00	3,73
37,00	3,73
38,00	3,74
39,00	3,74
40,00	3,74
41,00	3,74
42,00	3,74
43,00	3,74
44,00	3,74
45,00	3,74
46,00	3,74
47,00	3,74
48,00	3,74
49,00	3,75
50,00	3,75
51,00	3,75
52,00	3,75
53,00	3,75
54,00	3,75
55,00	3,75

Continuação Tabela A.4.

56,00	3,75
57,00	3,75
58,00	3,75
59,00	3,74
60,00	3,75
61,00	3,75
62,00	3,75
63,00	3,76
64,00	3,76
65,00	3,75
66,00	3,74
67,00	3,75
68,00	3,75
69,00	3,75
70,00	3,76
71,00	3,76
72,00	3,76
73,00	3,75
74,00	3,75
75,00	3,75
76,00	3,75
77,00	3,76
78,00	3,76
79,00	3,75
80,00	3,75
Média (Ohms)	3,74
Desv. Pad. (Ohms)	0,04
N	80,00
Incerteza (Ohms)	0,01

Tabela A.5: Resultados para a Potência de 755,24 W.

Nome do Canal	101 PE	102 PE	103 PE	104 PE	105 PE	106 PE
Média Final (°C)	85,71	86,93	89,72	98,76	101,60	102,78
Incerteza (°C)	0,01	0,00	0,01	0,01	0,01	0,01

107 PE	108 PI-PE	109 PI-PE	110 PI-PE	111 PI-ESQ	112 PI-ESQ	113 PI-ESQ
97,54	85,77	90,15	103,21	88,13	92,71	102,32
0,00	0,01	0,00	0,01	0,00	0,01	0,01

114 PI-DIR	115 PI-DIR	116 PI-DIR	117 PFT	118 PFT	119 PFT	120 PFT
86,74	91,36	101,65	92,10	94,25	93,32	91,41
0,01	0,00	0,01	0,01	0,00	0,00	0,00

1 SS	2 SS	3 SS	4 SS	5 SS	6 SS	7 SS
138,47	137,03	136,48	140,58	140,36	137,63	137,64
0,01	0,01	0,01	0,03	0,01	0,00	0,01

TAMB	TENSÃO MED.
24,72	53,66
0,01	0,02



Tabela A.6: Resultados para a Potência de 755,24 W.

Tempo (s)	Resistência (Ohms)
1,00	3,81
2,00	3,80
3,00	3,80
4,00	3,80
5,00	3,80
6,00	3,81
7,00	3,81
8,00	3,81
9,00	3,80
10,00	3,80
11,00	3,80
12,00	3,80
13,00	3,80
14,00	3,80
15,00	3,80
16,00	3,81
17,00	3,80
18,00	3,81
19,00	3,81
20,00	3,81
21,00	3,81
22,00	3,80
23,00	3,80
24,00	3,81
25,00	3,81
26,00	3,81
27,00	3,80
28,00	3,80
29,00	3,80
30,00	3,81
31,00	3,81
32,00	3,81
33,00	3,81
34,00	3,81
35,00	3,81
36,00	3,81
37,00	3,81
38,00	3,81
39,00	3,81
40,00	3,81
41,00	3,81
42,00	3,81
43,00	3,81
44,00	3,81
45,00	3,82
46,00	3,81
47,00	3,81
48,00	3,81
49,00	3,81
50,00	3,81
51,00	3,81
52,00	3,81
53,00	3,81
54,00	3,81
55,00	3,80

Continuação Tabela A.6

56,00	3,81
57,00	3,81
58,00	3,81
59,00	3,81
60,00	3,81
61,00	3,81
62,00	3,81
63,00	3,81
64,00	3,81
65,00	3,81
66,00	3,81
67,00	3,80
68,00	3,81
69,00	3,81
70,00	3,81
71,00	3,82
72,00	3,82
73,00	3,81
74,00	3,82
75,00	3,82
76,00	3,82
77,00	3,82
78,00	3,81
79,00	3,81
80,00	3,81
81,00	3,81
82,00	3,81
83,00	3,81
84,00	3,81
85,00	3,82
86,00	3,82
87,00	3,82
88,00	3,82
89,00	3,81
90,00	3,81
91,00	3,81
92,00	3,82
93,00	3,81
94,00	3,81
95,00	3,82
96,00	3,82
97,00	3,82
98,00	3,82
99,00	3,82
100,00	3,82
101,00	3,82
102,00	3,82
103,00	3,82
104,00	3,82
105,00	3,82
106,00	3,82
107,00	3,82
108,00	3,83
109,00	3,83
110,00	3,82
111,00	3,83

Continuação Tabela A.6

112,00	3,83
113,00	3,84
114,00	3,84
Média (Ohms)	3,81
Desv. Pad. (Ohms)	0,01
N	114,00
Incerteza (Ohms)	0,001

## A.7 Incertezas para a Resistência Cilíndrica Reta.

A seguir serão apresentadas todas as incertezas das temperaturas medidas nas resistências e no tanque de CAP. Como as varetas foram medições únicas em cada ponto sua incerteza máxima é de 0,75 °C e não será apresentada no texto.

Tabela A.7: Resultados para a Potência de 1368,95 W.

Nome do Canal	101 PE	102 PE	103 PE	104 PE	105 PE	106 PE
Média Final (°C)	78,94	80,24	83,22	121,56	131,12	136,96
Incerteza (°C)	1,27	1,27	1,31	1,33	1,19	1,19

107 PE	108 PI-PE	109 PI-PE	110 PI-PE	111 PI-ESQ	112 PI-ESQ	113 PI-ESQ
136,15	78,78	83,07	137,69	80,13	86,03	134,29
1,18	1,27	1,32	1,19	1,46	1,52	1,08

114 PI-DIR	115 PI-DIR	116 PI-DIR	117 PFT	118 PFT	119 PFT	120 PFT
78,14	83,06	134,89	77,21	76,48	76,24	76,59
1,35	1,41	1,12	1,69	1,78	1,65	1,50

1 CS-NOVO	2 CS-NOVO	3 CS-NOVO	4 CS-NOVO
216,00	222,76	215,84	229,07
8,73	2,15	1,32	0,81

TAMB
26,31
0,21

Tabela A.8: Resultados para a Potência de 1160,4 W.

Nome do Canal	101 PE	102 PE	103 PE	104 PE	105 PE	106 PE
Média Final (°C)	76,47	77,53	80,04	112,15	122,03	128,05
Incerteza (°C)	1,12	1,12	1,12	1,15	1,13	1,14

107 PE	108 PI-PE	109 PI-PE	110 PI-PE	111 PI-ESQ	112 PI-ESQ	113 PI-ESQ
126,75	76,34	79,95	128,73	77,56	82,57	125,59
1,08	1,12	1,13	1,14	1,12	1,15	1,07

114 PI-DIR	115 PI-DIR	116 PI-DIR	117 PFT	118 PFT	119 PFT	120 PFT
75,55	79,68	125,87	75,91	75,66	75,26	75,11
1,15	1,15	1,03	1,25	1,30	1,27	1,21

1 CS-NOVO	2 CS-NOVO	3 CS-NOVO	4 CS-NOVO
192,96	223,00	199,14	215,32
1,98	8,65	1,17	2,15

TAMB
26,24
0,07

Tabela A.9: Resultados para a Potência de 765,38 W.

Nome do Canal	101 PE	102 PE	103 PE	104 PE	105 PE	106 PE
Média Final (°C)	65,09	65,60	67,15	85,96	96,25	103,32
Incerteza (°C)	1,53	1,53	1,52	1,33	1,30	1,25

107 PE	108 PI-PE	109 PI-PE	110 PI-PE	111 PI-ESQ	112 PI-ESQ	113 PI-ESQ
103,00	64,99	67,13	103,84	65,55	68,36	101,67
1,02	1,54	1,53	1,25	1,57	1,56	1,46

114 PI-DIR	115 PI-DIR	116 PI-DIR	117 PFT	118 PFT	119 PFT	120 PFT
64,38	66,38	102,17	67,08	68,37	67,92	66,33
1,52	1,49	1,37	1,62	1,63	1,64	1,63

1 CS-NOVO	2 CS-NOVO	3 CS-NOVO	4 CS-NOVO
173,87	177,70	162,01	181,89
2,80	10,72	3,81	0,80

TAMB
21,71
0,51

Tabela A.10: Resultados para a Potência de 765,38 W (teste de repetibilidade).

Nome do Canal	101 PE	102 PE	103 PE	104 PE	105 PE	106 PE
Média Final (°C)	63,47	63,96	65,47	84,23	95,03	102,08
Incerteza (°C)	0,99	0,99	0,99	0,95	0,96	1,00

107 PE	108 PI-PE	109 PI-PE	110 PI-PE	111 PI-ESQ	112 PI-ESQ	113 PI-ESQ
101,82	63,37	65,45	102,60	63,83	66,60	99,98
1,00	0,99	0,98	1,00	1,03	1,02	1,03

114 PI-DIR	115 PI-DIR	116 PI-DIR	117 PFT	118 PFT	119 PFT	120 PFT
62,80	64,90	100,48	65,45	66,79	66,41	64,80
1,00	0,99	0,99	1,04	1,05	1,05	1,03

1 CS-NOVO	2 CS-NOVO	3 CS-NOVO	4 CS-NOVO
176,59	188,51	159,87	181,39
4,10	9,86	2,26	0,93

TAMB
21,81
0,72

Tabela A.11: Resultados para a Potência de 1465,8 W.

Nome do Canal	101 PE	102 PE	103 PE	104 PE	105 PE	106 PE
Média Final (°C)	88,95	90,42	94,46	128,11	134,94	140,20
Incerteza (°C)	1,17	1,18	1,19	1,24	1,25	1,23

107 PE	108 PI-PE	109 PI-PE	110 PI-PE	111 PI-ESQ	112 PI-ESQ	113 PI-ESQ
137,76	88,86	94,58	141,09	92,02	99,86	137,98
1,24	1,18	1,19	1,23	1,14	1,15	1,19

114 PI-DIR	115 PI-DIR	116 PI-DIR	117 PFT	118 PFT	119 PFT	120 PFT
89,67	96,25	139,24	92,64	94,31	93,49	91,11
1,15	1,17	1,22	1,13	1,13	1,13	1,14

1 CS-NOVO	2 CS-NOVO	3 CS-NOVO	4 CS-NOVO
170,21	163,16	161,01	247,87
0,13	0,32	1,25	2,14

TAMB
23,66
1,76

Tabela A.12: Resultados para a Potência de 765,0 W.

Nome do Canal	101 PE	102 PE	103 PE	104 PE	105 PE	106 PE
Média Final (°C)	61,77	62,44	64,30	82,07	91,28	98,42
Incerteza (°C)	0,21	0,20	0,21	0,21	0,27	0,35

107 PE	108 PI-PE	109 PI-PE	110 PI-PE	111 PI-ESQ	112 PI-ESQ	113 PI-ESQ
97,54	61,69	64,38	99,05	62,21	65,20	97,69
0,46	0,20	0,21	0,34	0,24	0,23	0,23

114 PI-DIR	115 PI-DIR	116 PI-DIR	117 PFT	118 PFT	119 PFT	120 PFT
60,57	62,74	98,62	62,96	64,13	63,99	62,58
0,22	0,22	0,25	0,25	0,25	0,25	0,23

1 CS-NOVO	2 CS-NOVO	3 CS-NOVO	4 CS-NOVO
99,63	111,33	99,41	180,18
7,12	0,07	1,05	1,35

TAMB
27,08
0,70

## A.8 Incertezas da Média das Temperaturas para a Resistência em forma de Serpentina.

A seguir serão apresentadas as incertezas da média da temperatura para a parede lateral (termopares PE, PI-PE, PI-ESQ, PI-DIR), parede do fundo do tanque (termopares PFT), resistência (termopares SS) e varetas (termopares V) utilizadas na comparação com os resultados experimentais para a resistência térmica em forma de serpentina.

Incertezas para a potência de 1850,88 W.

Tabela A.13: Incerteza da temperatura para os termopares das varetas.

Altura (cm)	Média (°C) para 0, 120 -120° de rotação da tampa.		
	124 VC	125 V1/3C	126 V2/3C
0,0	142,5	141,1	140,1
Incerteza (°C)	0,8	2,4	2,0
1,0	152,5	150,1	151,2
Incerteza (°C)	1,2	3,0	7,6
2,0	164,0	162,2	165,6
Incerteza (°C)	3,3	1,8	6,4

Continuação tabela A.13.

3,0	187,7	185,9	177,8
Incerteza (°C)	1,2	5,9	1,4
4,0	190,1	187,4	188,1
Incerteza (°C)	1,7	0,7	0,1
5,0	189,9	191,6	191,0
Incerteza (°C)	0,7	5,4	4,7
27,5	190,6	190,5	190,7
Incerteza (°C)	0,7	0,7	0,7
50,0	190,5	190,5	190,7
Incerteza (°C)	0,7	0,8	0,7

Tabela A.14: Incerteza da temperatura para os termopares da parede lateral.

Termopares	101 PE, 108 PI-PE, 111 PI-ESQ e 114 PI-DIR
Média (°C)	133,8
Incerteza (°C)	1,7
Termopares	103 PE, 109 PI-PE, 112 PI-ESQ e 115 PI-DIR
Média (°C)	145,6
Incerteza (°C)	1,8
Termopares	106 PE, 110 PI-PE, 113 PI-ESQ e 116 PI-DIR
Média (°C)	158,6
Incerteza (°C)	1,1

Tabela A.15: Incerteza da temperatura para os termopares da parede do fundo do tanque.

Termopares	117 e 120 PFT	118 e 119 PFT
Média (°C)	135,5	138,6
Incerteza (°C)	0,1	0,1

Tabela A.16: Incerteza da temperatura para os termopares da resistência.

Termopares	1 e 7 SS	2 e 4 SS	3 e 6 SS
Média (°C)	197,5	197,4	197,1
Incerteza (°C)	0,3	0,5	0,3

Incertezas para a potência de 1156,58 W.

Tabela A.17: Incerteza da temperatura para os termopares das varetas.

Altura (cm)	Média (°C) para 0, 120 -120° de rotação da tampa.		
	124 VC	125 V1/3C	126 V2/3C
0,0	116,1	113,7	112,3
Incerteza (°C)	4,7	1,7	2,7
1,0	128,0	124,5	125,9
Incerteza (°C)	6,0	4,4	8,4
2,0	140,8	134,5	136,1
Incerteza (°C)	6,3	4,7	11,1
3,0	156,9	150,2	148,8
Incerteza (°C)	6,1	5,6	10,9
4,0	158,2	160,6	160,4
Incerteza (°C)	4,3	5,1	0,5
5,0	156,9	156,2	158,2
Incerteza (°C)	1,1	0,5	2,6
27,5	157,6	157,5	157,8
Incerteza (°C)	1,2	1,2	1,2
50,0	157,6	157,5	157,0
Incerteza (°C)	1,3	1,2	0,9

Tabela A.18: Incerteza da temperatura para os termopares da parede lateral.

Termopares	101 PE, 108 PI-PE, 111 PI-ESQ e 114 PI-DIR
Média (°C)	105,4
Incerteza (°C)	0,3
Termopares	103 PE, 109 PI-PE, 112 PI-ESQ e 115 PI-DIR
Média (°C)	112,7
Incerteza (°C)	0,3
Termopares	106 PE, 110 PI-PE, 113 PI-ESQ e 116 PI-DIR
Média (°C)	125,4
Incerteza (°C)	0,2

Tabela A.19: Incerteza da temperatura para os termopares da parede do fundo do tanque.

Termopares	117 e 120 PFT	118 e 119 PFT
Média (°C)	109,7	110,9
Incerteza (°C)	0,2	0,2



Tabela A.20: Incerteza da temperatura para os termopares da resistência.

Termopares	1 e 7 SS	2 e 4 SS	3 e 6 SS
Média (°C)	161,7	161,1	161,0
Incerteza (°C)	0,3	0,5	0,3

Incertezas para a potência de 755,24 W.

Tabela A.21: Incerteza da temperatura para os termopares da parede lateral.

Termopares	101 PE, 108 PI-PE, 111 PI-ESQ e 114 PI-DIR
Média (°C)	86,6
Incerteza (°C)	0,2
Termopares	103 PE, 109 PI-PE, 112 PI-ESQ e 115 PI-DIR
Média (°C)	91,0
Incerteza (°C)	0,3
Termopares	106 PE, 110 PI-PE, 113 PI-ESQ e 116 PI-DIR
Média (°C)	102,5
Incerteza (°C)	0,1

Tabela A.22: Incerteza da temperatura para os termopares da parede do fundo do tanque.

Termopares	117 e 120 PFT	118 e 119 PFT
Média (°C)	91,8	93,8
Incerteza (°C)	0,1	0,1

Tabela A.23: Incerteza da temperatura para os termopares da resistência.

Termopares	1 e 7 SS	2 e 4 SS	3 e 6 SS
Média (°C)	138,1	138,8	137,1
Incerteza (°C)	0,1	0,5	0,2

## A.9 Incertezas da Média da Vareta Central (VC) para a Resistência Térmica Cilíndrica Reta.

A seguir serão apresentadas as incertezas da média para cada altura da vareta central (VC) utilizada na comparação com os resultados experimentais para a resistência térmica cilíndrica reta.

Tabela A.24: Incerteza da temperatura para as médias das varetas centrais.

	Média da vareta central – VC (°C)		
	1368,95 W	1160,40 W	1465,80 W
H = 0 cm			
Média (°C)	97,90	94,84	125,55
Incerteza (°C)	12,67	6,01	0,79
H = 5 cm			
Média (°C)	126,76	119,94	160,63
Incerteza (°C)	3,96	3,60	1,89
H = 10 cm			
Média (°C)	161,82	149,94	172,99
Incerteza (°C)	1,13	0,43	0,24
H = 15 cm			
Média (°C)	166,43	155,12	174,25
Incerteza (°C)	1,55	0,40	0,05
H = 40 cm			
Média (°C)	174,21	163,66	181,18
Incerteza (°C)	1,46	0,59	0,16