

マルチループ型ヒートパイプの熱輸送機構と  
大型システムへの適用

2016年 3月

岡崎 峻

マルチループ型ヒートパイプの熱輸送機構と  
大型システムへの適用

岡崎 峻

システム情報工学研究科

筑波大学

2016年 3月

# 目次

第1章 序論 .....	1
1.1 General Anti-Particle Spectrometer .....	1
1.1.1 検出器・システム要求 .....	2
1.1.2 GAPS フライト実験における熱環境 .....	2
1.1.3 熱設計指針 .....	3
1.1.4 熱輸送システムへの要求 .....	3
1.2 熱輸送デバイス選定 .....	4
1.2.1 GAPS へ適用検討される熱制御デバイス .....	4
1.2.2 ヒートパイプ .....	5
1.2.2.1 軸方向グルーブヒートパイプ .....	5
1.2.2.2 Loop Heat Pipe (LHP) .....	6
1.2.2.3 サーモサイフォン・ループ型サーモサイフォン .....	7
1.2.2.4 自励振動ヒートパイプ .....	8
1.3 マルチループ型ヒートパイプ .....	10
1.3.1 熱輸送デバイスのトレードオフ .....	10
1.3.2 GAPS の熱輸送システム .....	10
1.4 自励振動ヒートパイプとループ型サーモサイフォンの従来研究 .....	11
1.4.1 動作原理 .....	11
1.4.2 作動流体封入量と選定 .....	11
1.4.3 管構成 .....	12
1.4.4 逆止弁 .....	12
1.4.5 リザーバ .....	12
1.5 研究目的 .....	13
1.5.1 本研究の意義 .....	13
1.5.2 研究目的 .....	13
第2章 実験 .....	15
2.1 実験装置 .....	15
2.1.1 作動流体の選定 .....	15
2.1.2 マルチループ型ヒートパイプ構成 .....	16
2.1.3 ヒートパイプ管径の選定 .....	18
2.1.4 温度計測 .....	18
2.1.5 試験装置 .....	19

2.2	実験方法	20
2.2.1	作動流体封入方法	20
2.2.2	実験手順	20
2.3	実験結果	21
2.3.1	温度挙動と最大熱輸送量	21
2.3.1.1	内径 1.0 mm 外径 1.6 mm 温度計測結果と考察	21
2.3.1.2	内径 1.3 mm 外径 3.0 mm 温度計測結果と考察	29
2.3.1.3	最大熱輸送量	34
2.3.2	熱輸送に使用される作動流体量	35
2.3.2.1	実験装置・実験方法	35
2.3.2.2	実験結果と考察	35
2.3.3	絶対圧力, 差圧計測	39
2.3.3.1	実験装置・実験方法	39
2.3.3.2	実験結果と考察	39
2.3.4	流速と流動様式	45
2.3.4.1	実験装置・実験方法	45
2.3.4.2	可視化実験仕様が動作に与える影響	45
2.3.4.3	実験結果と考察	46
2.3.5	姿勢による熱輸送特性の変化	51
2.3.5.1	実験装置・実験方法	51
2.3.5.2	実験結果と考察	51
2.3.6	高さ 1m マルチループ型ヒートパイプ	53
2.3.6.1	実験装置・実験方法	53
2.3.6.2	実験結果と考察	53
2.4	結言	58
第3章	解析	60
3.1	気液二相流体	60
3.1.1	流動様式	60
3.1.2	ミニチャンネル中の二相流体ボイド率	61
3.1.3	ミニチャンネル中の二相流体圧力損失	61
3.2	基礎方程式	62
3.2.1	物質保存, 運動量保存, エネルギー保存の方程式	62
3.2.2	顕熱輸送と潜熱輸送	63
3.3	構成式	67
3.3.1	加熱部と冷却部における熱伝導	67



3.3.1.1 加熱部の熱伝導	67
3.3.1.2 冷却部の熱伝導	68
3.3.2 管摩擦損失とエルボでの圧力損失	71
3.3.3 沸騰開始過熱度	71
3.3.4 体積力	71
3.4 マルチループ型ヒートパイプのモデル化とアルゴリズム	73
第4章 動作特性と熱輸送機構	75
4.1 温度特性	75
4.1.1 内径 1.0mm 外径 1.6mm 銅管マルチループ型ヒートパイプの温度特性	75
4.1.2 内径 1.3mm 外径 3.0mm ステンレス管マルチループ型ヒートパイプの温度特性	79
4.1.3 熱輸送機構の解明	81
4.1.3.1 恒温槽 20℃リザーバ 30℃における熱輸送機構	81
4.1.3.2 恒温槽 20℃リザーバ 40℃における熱輸送機構	84
4.1.3.3 恒温槽 -40℃リザーバ 30℃における熱輸送機構	85
4.1.3.4 相変化温度と沸騰開始条件の飽和温度	87
4.1.3.5 管外径の違いによる放熱量評価	88
4.2 最大熱輸送量	89
4.2.1 飽和沸騰条件での最大熱輸送量	89
4.2.2 過熱度を考慮した沸騰条件での最大熱輸送量	90
4.2.3 管形状の違いによる最大熱輸送量変化要因の考察	91
4.2.4 高さ 1.0m マルチループ型ヒートパイプの最大熱輸送量	92
4.3 流量特性	93
4.3.1 質量流量	93
4.3.2 流速	94
4.3.2 流動様式	95
4.4 ボイド率分布	97
4.4.1 飽和沸騰条件	97
4.4.2 過熱度を考慮した沸騰条件	98
4.4.3 沸騰温度の違いによるボイド率分布の変化	98
4.4.4 実験値とシミュレーションの比較	98
4.4.5 広温度範囲条件で熱輸送に使用される作動流体量	100
4.5 潜熱と顕熱輸送	101
4.6 状態線図と圧力変化	103
4.6.1 実験値とシミュレーションの比較	103

4.6.2	マルチループ型ヒートパイプの熱輸送機構 .....	104
4.7	結言 .....	108
第5章	南極気球フライト実験におけるマルチループ型ヒートパイプを用いた熱設計	109
5.1	ラジエター設計.....	109
5.1.1	地球, 気球視野の影響 .....	109
5.1.2	ラジエター表面光学特性 .....	109
5.2	気球フライト熱環境.....	111
5.2.1	地球アルベド, 地球赤外放射.....	111
5.2.2	対流熱伝達.....	112
5.3	マルチループ型ヒートパイプ設計と検出器温度.....	115
5.3.1	解析条件.....	115
5.3.2	マルチループ型ヒートパイプ形状の最適化 .....	115
5.3.3	マルチループ型ヒートパイプ管と検出器の熱結合 .....	116
5.3.4	マルチループ型ヒートパイプによる冷却システムの性能評価.....	117
5.3.4.1	飽和沸騰条件 .....	117
5.3.4.2	過熱条件 (最大活性化キャビティ半径 0.03 $\mu\text{m}$ ) .....	118
5.3.5	作動流体に R23 を使用した条件でのマルチループ型ヒートパイプ評価 .....	118
5.4	結言 .....	120
第6章	結論 .....	121
	謝辞 .....	123
	References .....	124-129
	Figures and Tables .....	130-388
	論文目録 .....	389-390

## List of figures

図 1.1.1	GAPS の検出器配置	130
図 1.1.2	pGAPS に搭載された Si(Li)検出器	130
図 1.1.3	GAPS の検出器構成イラスト	131
図 1.1.2.1	南極気球実験の熱環境	132
図 1.1.3.1	GAPS 検出器の熱輸送経路	132
図 1.1.3.2	第一回 GAPS フライト環境での簡易熱解析結果	133
図 1.1.4.1	GAPS 熱輸送デバイスへの要求	134
図 1.2.1.1	Curiosity に採用している単相流体ポンプを使用した熱輸送システム	135
図 1.2.1.2	二相流体ポンプシステムを使用した AMS の熱制御システム	136
図 1.2.2.1	毛細管力を用いたヒートパイプの動作原理	136
図 1.2.2.2	Monogroove heat pipe	137
図 1.2.2.3	Monogroove heat pipe 熱輸送量と傾きの関係	137
図 1.2.2.4	Covert groove heat pipe	138
図 1.2.2.5	Covert groove heat pipe 熱輸送量と傾きの関係	138
図 1.2.2.6	Loop Heat Pipe	139
図 1.2.2.7	対抗流型のサーモサイフォンの概念図	140
図 1.2.2.8	ループ型サーモサイフォン	140
図 1.2.2.9	自励振動ヒートパイプ	141
図 1.3.2.1	GAPS に搭載する熱制御デバイスの概念図	143
図 2.1.1.1	作動流体のメリット数の比較	145
図 2.1.1.2	飽和蒸気圧曲線の比較	145
図 2.1.1.3	蒸発潜熱の比較	145
図 2.1.1.4	R410A の物性値	147-151
図 2.1.2.1	GAPS フライトを想定した機器配置図	153
図 2.1.2.2	GAPS マルチループ型ヒートパイプの配管構成	153
図 2.1.2.3	GAPS マルチループ型ヒートパイプの写真	154
図 2.1.2.4	マルチループ型ヒートパイプ 1ループ	154
図 2.1.2.5	加熱部の写真	155
図 2.1.2.6	ヒートパイプ管とヒータの断面図	155
図 2.1.2.7	冷却部の写真	156
図 2.1.2.8	冷却部の断面図	156
図 2.1.2.9	断熱部上部, 断熱部下部ヒートパイプ管とヒータの断面図	157
図 2.1.2.10	逆止弁	157
図 2.2.11	リザーバの結合方法	158
図 2.1.2.12	リザーバの図面	158

図 2.1.3.1	作動流体 R410A における最大管内径 .....	159
図 2.1.4.1	マルチループ型ヒートパイプ温度計測点 .....	160-161
図 2.1.5.1	温度環境試験装置 (大型恒温槽) .....	162
図 2.3.1.1	内径 1.0mm 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 第 15 ループ 時系列温度 .....	163
図 2.3.1.2	内径 1.0mm 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 第 16 ループ 時系列温度 .....	163
図 2.3.1.3	内径 1.0mm 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 第 15 ループ 定常状態軸方向温度分布 .....	164
図 2.3.1.4	内径 1.0mm 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 第 16 ループ 定常状態軸方向温度分布 .....	164
図 2.3.1.5	内径 1.0mm 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 定常状態軸方向温度分布 ...	165-167
図 2.3.1.6	内径 1.0mm 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 時系列加熱部温度 .....	168
図 2.3.1.7	内径 1.0mm 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 時系列駆動開始温度 .....	168
図 2.3.1.8	内径 1.0mm 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 時系列熱負荷変更時の温度 .....	169
図 2.3.1.9	内径 1.0mm 恒温槽 20℃リザーバ 40℃ 時系列温度 .....	170
図 2.3.1.10	内径 1.0mm 恒温槽 20℃リザーバ 40℃ 定常状態軸方向温度分布 ..	171-174
図 2.3.1.11	内径 1.0mm 恒温槽 -40℃リザーバ -30℃ 第 15 ループ 時系列温度 ..	175
図 2.3.1.12	内径 1.0mm 恒温槽 -40℃リザーバ -30℃ 第 16 ループ 時系列温度 ..	175
図 2.3.1.13	内径 1.0mm 恒温槽 -40℃リザーバ -30℃ 時系列加熱部温度 .....	176
図 2.3.1.14	内径 1.0mm 恒温槽 -40℃リザーバ -30℃ 第 15 ループ 定常状態軸方向温度分布 .....	177
図 2.3.1.15	内径 1.0mm 恒温槽 -40℃リザーバ -30℃ 第 16 ループ 定常状態軸方向温度分布 .....	177
図 2.3.1.16	内径 1.0mm 恒温槽 -40℃リザーバ -30℃ 定常状態軸方向温度分布 .....	178-180
図 2.3.1.17	内径 1.0mm 恒温槽 -40℃リザーバ -30℃ 時系列加熱部温度 .....	181
図 2.3.1.18	内径 1.0mm 恒温槽 0℃リザーバ 10℃ 定常状態軸方向温度分布 .....	182
図 2.3.1.19	内径 1.0mm 恒温槽 -20℃リザーバ -10℃ 定常状態軸方向温度分布 ...	183
図 2.3.1.20	内径 1.0mm 恒温槽 -50℃リザーバ -40℃ 定常状態軸方向温度分布 ...	184
図 2.3.1.21	内径 1.0mm 恒温槽 -60℃リザーバ -50℃ 定常状態軸方向温度分布 ...	185
図 2.3.1.22	内径 1.0mm 各温度, 熱負荷における加熱部温度分布 .....	186
図 2.3.1.23	内径 1.0mm 各温度, 熱負荷におけるコンダクタンス .....	186
図 2.3.1.24	内径 1.3mm 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 第 15 ループ 時系列温度 .....	187
図 2.3.1.25	内径 1.3mm 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 第 16 ループ 時系列温度 .....	187
図 2.3.1.26	内径 1.3mm 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 第 15 ループ 定常状態軸方向温度分布 .....	188
図 2.3.1.27	内径 1.3mm 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 第 16 ループ 定常状態軸方向温度	

分布 .....	188
図 2.3.1.28 内径 1.3mm 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 定常状態軸方向温度分布 ..	189-193
図 2.3.1.29 内径 1.3mm 恒温槽 -40℃リザーバ -30℃ 第 15 ループ 定常状態軸方向温度分布 .....	194
図 2.3.1.30 内径 1.3mm 恒温槽 -40℃リザーバ -30℃ 第 16 ループ 定常状態軸方向温度分布 .....	194
図 2.3.1.31 内径 1.3mm 恒温槽 -40℃リザーバ -30℃ 定常状態軸方向温度分布 .....	195-198
図 2.3.1.32 内径 1.3mm 恒温槽 0℃リザーバ 10℃ 定常状態軸方向温度分布 .....	199
図 2.3.1.33 内径 1.3mm 恒温槽 -20℃リザーバ -10℃ 定常状態軸方向温度分布 ...	200
図 2.3.1.34 内径 1.3mm 恒温槽 -50℃リザーバ -40℃ 定常状態軸方向温度分布 ...	201
図 2.3.1.35 内径 1.3mm 恒温槽 -60℃リザーバ -50℃ 定常状態軸方向温度分布 ...	202
図 2.3.1.36 内径 1.3mm 各温度, 熱負荷における加熱部温度分布 .....	203
図 2.3.1.37 管内径の異なるマルチループ型ヒートパイプ最大熱輸送量の比較 .....	204
図 2.3.2.1 リザーバ重量の計測方法 .....	205
図 2.3.2.2 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 時系列リザーバ重量 .....	205
図 2.3.2.3 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 熱輸送に使用される時系列作動流体量 .....	206
図 2.3.2.4 恒温槽 20℃リザーバ 40℃ 熱輸送に使用される時系列作動流体量 .....	206
図 2.3.2.5 熱輸送に使用される作動流体質量 .....	207
図 2.3.2.6 熱輸送に使用される作動流体封入率 .....	207
図 2.3.3.1 第 15 ループ 絶対圧力と差圧測定 .....	208
図 2.3.3.2 第 15 ループ 絶対圧力と差圧測定装置の写真 .....	208
図 2.3.3.3 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 差圧測定実験 時系列温度 .....	209
図 2.3.3.4 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 第 15 ループ 時系列絶対圧 .....	210
図 2.3.3.5 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 第 15 ループと第 16 ループ 定常状態絶対圧	210
図 2.3.3.6 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 第 15 ループ差圧 (差圧計ポート) .....	211
図 2.3.3.7 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 第 15 ループ差圧 (A 点-B 点) .....	211
図 2.3.3.8 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 第 15 ループ差圧 (A 点-B 点) と加熱部温度 .....	212
図 2.3.3.9 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 第 15 ループ差圧 (A 点-B 点) 過加熱解消時 .....	212
図 2.3.3.10 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 第 15 ループ差圧 (A 点-B 点) 動作開始時 .....	213
図 2.3.3.11 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 第 15 ループ差圧 (A 点-B 点) 熱負荷 250W .....	213
図 2.3.3.12 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 第 15 ループ 定常状態差圧 (A 点-B 点)	214

図 2.3.3.13	恒温槽 0°C リザーバ 10°C	差圧測定実験	時系列温度	215
図 2.3.3.14	恒温槽 0°C リザーバ 10°C	第 15 ループ	時系列絶対圧力	216
図 2.3.3.15	恒温槽 0°C リザーバ 10°C	第 15 ループと第 16 ループ	定常状態絶対圧力	216
図 2.3.3.16	恒温槽 0°C リザーバ 10°C	第 15 ループ	差圧 (A 点-B 点) と加熱部温度	217
図 2.3.3.17	恒温槽 0°C リザーバ 10°C	第 15 ループ	差圧 (A 点-B 点) 動作開始時	217
図 2.3.3.18	恒温槽 0°C リザーバ 10°C	第 15 ループ	差圧 (A 点-B 点) 熱負荷 250W	218
図 2.3.3.19	恒温槽 0°C リザーバ 10°C	第 15 ループ	定常状態差圧 (A 点-B 点)	218
図 2.3.4.1	加熱部可視化位置			219
図 2.3.4.2	可視化実験時の写真			220
図 2.3.4.3	可視化措置前の時系列温度			221
図 2.3.4.4	可視化措置後の時系列温度			221
図 2.3.4.5	恒温槽 20°C リザーバ 30°C	可視化実験	加熱部軸方向温度分布	222
図 2.3.4.6	恒温槽 -20°C リザーバ -10°C	可視化実験	加熱部軸方向温度分布	222
図 2.3.4.7	恒温槽 -50°C リザーバ -40°C	可視化実験	加熱部軸方向温度分布	223
図 2.3.4.8	恒温槽 20°C リザーバ 30°C	加熱部中腹部の内部流動		224
図 2.3.4.9	恒温槽 20°C リザーバ 30°C	加熱部上部の内部流動		225
図 2.3.4.10	気泡が結合し大気泡に成長する様子			226
図 2.3.4.11	加熱部上部	擾乱波と液スラグ		227
図 2.3.4.12	加熱部上部	擾乱波の移動 (コマ送り)		228
図 2.3.4.13	加熱部上部	細かい擾乱波		228
図 2.3.4.14	加熱部中腹部	初期気泡観測	内部流動	229
図 2.3.4.15	加熱部中腹部	初期気泡観測	時系列温度	229
図 2.3.4.16	恒温槽 -20°C リザーバ -10°C	加熱部中腹部の内部流動		230
図 2.3.4.17	恒温槽 -20°C リザーバ -10°C	加熱部上部の内部流動		231
図 2.3.4.18	加熱部中腹部	初期気泡確認時 (1Hz)		232
図 2.3.4.19	加熱部上部	初期気泡確認時 (30Hz)		233
図 2.3.4.20	恒温槽 -50°C リザーバ -40°C	加熱部中腹部の内部流動		234
図 2.3.4.21	恒温槽 -50°C リザーバ -40°C	加熱部上部の内部流動		235
図 2.3.4.22	熱負荷 100W における間欠流			236
図 2.3.4.23	加熱部中腹部	擾乱波の崩壊と形成		236
図 2.3.4.24	加熱部中腹部における流速			237
図 2.3.5.1	垂直姿勢と水平姿勢の実験写真			238

図 2.3.5.2	垂直姿勢と水平姿勢の重力方向と管配置.....	239
図 2.3.5.3	恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 重力と垂直姿勢.....	240
図 2.3.5.4	恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 重力と水平姿勢.....	240
図 2.3.5.5	恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 熱負荷変更前 20 分間の軸方向平均温度分布.....	241
図 2.3.6.1	高さ 1m マルチループ型ヒートパイプの外観写真.....	242
図 2.3.6.2	高さ 1m マルチループ型ヒートパイプ温度計測点.....	243-244
図 2.3.6.3	恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 時系列温度.....	245
図 2.3.6.4	恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 定常状態軸方向温度分布.....	246
図 2.3.6.5	恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 定常状態軸方向温度分布 (全ループ) ...	247-249
図 2.3.6.6	恒温槽 0℃リザーバ 10℃ 定常状態軸方向温度分布.....	250
図 2.3.6.7	恒温槽 -20℃リザーバ -30℃ 定常状態軸方向温度分布.....	251
図 2.3.6.8	恒温槽 -40℃リザーバ -30℃ 定常状態軸方向温度分布.....	252
図 2.3.6.9	恒温槽 -50℃リザーバ -40℃ 定常状態軸方向温度分布.....	253
図 2.3.6.10	恒温槽 -60℃リザーバ -50℃ 定常状態軸方向温度分布.....	254
図 2.3.6.11	高さ 1m マルチループ型ヒートパイプ最大熱輸送量.....	255
図 2.3.6.12	高さ 1m マルチループ型ヒートパイプ 各温度, 熱負荷におけるコンダクタンス.....	256
図 2.3.6.13	高さ 1m マルチループ型ヒートパイプ 各温度, 熱負荷における加熱部温度分布.....	257
図 3.1.1.1	流動様式線図.....	258
図 3.3.1	加熱部半径方向の熱伝導.....	258
図 3.3.2	冷却部半径方向の熱伝導.....	258
図 3.3.3	接触コンダクタンスと対流熱伝達率測定の実験構成.....	259
図 3.4.1	マルチループ型ヒートパイプのモデル化.....	261
図 3.4.2	マルチループ型ヒートパイプの計算フローチャート.....	261
図 4.1.1.1	恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (飽和沸騰条件) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm).....	263-264
図 4.1.1.2	恒温槽 0℃リザーバ 10℃ 軸方向の温度分布 実験とシミュレーション (飽和沸騰条件) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm).....	265-266
図 4.1.1.3	恒温槽 -20℃リザーバ -10℃ 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (飽和沸騰条件) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm).....	267-268
図 4.1.1.4	恒温槽 -40℃リザーバ -30℃ 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (飽和沸騰条件) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm).....	269-270
図 4.1.1.5	恒温槽 -50℃リザーバ -40℃ 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (飽和沸騰条件) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm).....	271-272
図 4.1.1.6	恒温槽 -60℃リザーバ -50℃ 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (飽	

和沸騰条件) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm) .....	273-274
図 4.1.1.7 恒温槽 -40℃リザーバー 30℃ 最大活性化キャビティ半径推定 (内径 1.0mm 外径 1.6mm) .....	275
図 4.1.1.8 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (過熱条件 $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm) .....	276-277
図 4.1.1.9 恒温槽 0℃リザーバ 10℃ 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (過熱条件 $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm) .....	278-279
図 4.1.1.10 恒温槽 -20℃リザーバー 10℃ 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (過熱条件 $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm) .....	280-281
図 4.1.1.11 恒温槽 -40℃リザーバー 30℃ 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (過熱条件 $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm) .....	282-283
図 4.1.1.12 恒温槽 -50℃リザーバー 40℃ 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (過熱条件 $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm) .....	284-285
図 4.1.1.13 恒温槽 -60℃リザーバー 50℃ 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (過熱条件 $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm) .....	286-287
図 4.1.2.1 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (飽和沸騰条件) の比較 (内径 1.3mm 外径 3.0mm) .....	288-289
図 4.1.2.2 恒温槽 0℃リザーバ 10℃ 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (飽和沸騰条件) の比較 (内径 1.3mm 外径 3.0mm) .....	290-291
図 4.1.2.3 恒温槽 -20℃リザーバー 10℃ 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (飽和沸騰条件) の比較 (内径 1.3mm 外径 3.0mm) .....	292-293
図 4.1.2.4 恒温槽 -40℃リザーバー 30℃ 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (飽和沸騰条件) の比較 (内径 1.3mm 外径 3.0mm) .....	294-295
図 4.1.2.5 恒温槽 -50℃リザーバー 40℃ 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (飽和沸騰条件) の比較 (内径 1.3mm 外径 3.0mm) .....	296-297
図 4.1.2.6 恒温槽 -60℃リザーバー 50℃ 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (飽和沸騰条件) の比較 (内径 1.3mm 外径 3.0mm) .....	298-299
図 4.1.2.7 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (過熱条件 $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ) の比較 (内径 1.3mm 外径 3.0mm) .....	300-301
図 4.1.2.8 恒温槽 0℃リザーバ 10℃ 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (過熱条件 $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ) の比較 (内径 1.3mm 外径 3.0mm) .....	302-303
図 4.1.2.9 恒温槽 -20℃リザーバー 10℃ 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (過熱条件 $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ) の比較 (内径 1.3mm 外径 3.0mm) .....	304-305
図 4.1.2.10 恒温槽 -40℃リザーバー 30℃ 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (過熱条件 $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ) の比較 (内径 1.3mm 外径 3.0mm) .....	306-307
図 4.1.2.11 恒温槽 -50℃リザーバー 40℃ 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (過	



熱条件 $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ の比較 (内径 1.3mm 外径 3.0mm) .....	308-310
図 4.1.2.12 恒温槽 $-60^{\circ}\text{C}$ リザーバ $-50^{\circ}\text{C}$ 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (過熱条件 $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ) の比較 (内径 1.3mm 外径 3.0mm) .....	310-311
図 4.1.3.1 恒温槽 $20^{\circ}\text{C}$ リザーバ $40^{\circ}\text{C}$ 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (飽和 沸騰条件) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm) .....	312-313
図 4.1.3.2 シミュレーションでの沸騰開始温度 (内径 1.0mm 外径 1.6mm) .....	314
図 4.1.3.3 シミュレーションでの沸騰開始温度 (内径 1.3mm 外径 3.0mm) .....	315
図 4.1.3.2 恒温槽 $-50^{\circ}\text{C}$ リザーバ $-40^{\circ}\text{C}$ 沸騰開始時の飽和温度比較.....	316
図 4.1.3.2 恒温槽 $-60^{\circ}\text{C}$ リザーバ $-50^{\circ}\text{C}$ 沸騰開始時の飽和温度比較.....	316
図 4.1.3.3 恒温槽 $20^{\circ}\text{C}$ リザーバ $30^{\circ}\text{C}$ 冷却部からの放熱量 (内径 1.0mm 外径 1.6mm) .....	317
図 4.1.3.4 恒温槽 $20^{\circ}\text{C}$ リザーバ $30^{\circ}\text{C}$ 冷却部からの放熱量(内径 1.3mm 外径 3.0mm) .....	317
図 4.2.1.1 最大熱輸送量のシミュレーション 飽和沸騰条件 ボイド率 1.0 最大熱輸送量 判定.....	318
図 4.2.1.2 最大熱輸送量のシミュレーション 飽和沸騰条件 ボイド率 1.0, 0.97, 0.95, 0.90 大熱輸送量判定 .....	318
図 4.2.1.3 最大熱輸送量のシミュレーション 飽和沸騰条件 ボイド率0.97 最大熱輸送量 判定.....	319
図 4.2.2.1 最大熱輸送量のシミュレーション 過熱条件 $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ボイド率 1.0, 0.97, 0.95, 0.90 大熱輸送量判定.....	319
図 4.2.2.2 恒温槽 $20^{\circ}\text{C}$ リザーバ $30^{\circ}\text{C}$ 熱負荷 150W における断熱部冷却部端からの体積 力積分値 .....	320
図 4.2.2.3 恒温槽 $-40^{\circ}\text{C}$ リザーバ $-30^{\circ}\text{C}$ 熱負荷 150W における断熱部冷却部端からの体 積力積分値 .....	321
図 4.2.2.4 恒温槽 $-50^{\circ}\text{C}$ リザーバ $-40^{\circ}\text{C}$ 熱負荷 150W における断熱部冷却部端からの体 積力積分値 .....	321
図 4.2.2.5 最大熱輸送量のシミュレーション ボイド率0.97 最大熱輸送量判定 飽和沸騰 条件と過熱条件の比較.....	322
図 4.2.3.1 最大熱輸送量のシミュレーション ボイド率0.97 最大熱輸送量判定 管形状に よる影響 .....	322
図 4.2.4.1 高さ 1m マルチループ型ヒートパイプ 最大熱輸送量のシミュレーション 飽 和沸騰 ボイド率 1.0, 0.97, 0.95, 0.90 大熱輸送量判定.....	323
図 4.3.1.1 恒温槽 $20^{\circ}\text{C}$ リザーバ $30^{\circ}\text{C}$ 各管形状における質量流量 .....	324
図 4.3.1.2 飽和沸騰条件での質量流量 .....	325
図 4.3.1.3 過熱条件 最大活性化キャビティ半径 $0.03\mu\text{m}$ での質量流量.....	326

図 4.3.2.1	恒温槽 20℃リザーバ 30℃と恒温槽-20℃リザーバ-10℃	流速の可視化実験結果とシミュレーション結果の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm)	327
図 4.3.2.2	恒温槽 20℃リザーバ 30℃と恒温槽-20℃リザーバ-10℃	流速のシミュレーション結果比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm 内径 1.3mm 外径 3.0mm)	327
図 4.3.2.3	内径 1.0mm	潜熱輸送 46W 条件の流速	328
図 4.3.2.4	内径 1.0mm と内径 1.3mm	潜熱輸送 46W 条件の流速	328
図 4.3.2.5	内径 1.0mm と内径 1.3mm	潜熱輸送 120W 条件の流速	329
図 4.3.3.1	恒温槽 20℃リザーバ 30℃	流動様式 (過熱条件 $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ )	330
図 4.3.3.2	恒温槽-20℃リザーバ-10℃	流動様式 (過熱条件 $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ )	330
図 4.3.3.3	恒温槽-50℃リザーバ-40℃	流動様式 (飽和沸騰条件)	331
図 4.4.1.1	軸方向 1 ループのボイド率	飽和沸騰条件 (内径 1.0mm 外径 1.6mm)	332-334
図 4.4.1.2	軸方向 1 ループのボイド率	飽和沸騰条件 (内径 1.3mm 外径 3.0mm)	335-337
図 4.4.1.3	R410A の単位体積当たりの蒸気が有する熱量		338
図 4.4.2.1	軸方向 1 ループのボイド率	過熱条件 $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ (内径 1.0mm 外径 1.6mm)	339-341
図 4.4.2.2	軸方向 1 ループのボイド率	過熱条件 $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ (内径 1.3mm 外径 3.0mm)	342-344
4.4.3.1	内径 1.0mm 外径 1.6mm	熱負荷 150W における各温度での軸方向 1 ループのボイド率	345
4.4.3.2	内径 1.3mm 外径 3.0mm	熱負荷 150W における各温度での軸方向 1 ループのボイド率	345
図 4.4.4.1	32 ループ内に封入される作動流体量の実験とシミュレーション結果の質量比較	(恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 飽和沸騰条件と過熱条件 $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ )	346
図 4.4.4.2	32 ループ内に封入される作動流体量の実験とシミュレーション結果の封入率比較	(恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 飽和沸騰条件と過熱条件 $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ )	346
図 4.4.4.3	恒温槽 20℃リザーバ 40℃	軸方向 1 ループ中のボイド率	347
図 4.4.4.4	32 ループ内に封入される作動流体量の実験とシミュレーション結果の質量比較	(恒温槽 20℃リザーバ 40℃ 飽和沸騰条件と過熱条件 $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ )	348
図 4.4.5.1	32 ループ内に封入される作動流体の量シミュレーション結果 (質量)		349
図 4.4.5.2	32 ループ内に封入される作動流体の量シミュレーション結果 (質量)	20℃と-40℃抜粋	350
図 4.5.1	潜熱輸送と顕熱輸送の割合	(飽和沸騰条件)	351
図 4.5.2	潜熱輸送と顕熱輸送の割合	(過熱条件 $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ )	352
図 4.6.1.1	恒温槽 20℃リザーバ 30℃	第 15 ループ加熱部下部 絶対圧実験値とシミュレ	

ーションの比較.....	353
図 4.6.1.2 恒温槽 0℃リザーバ 10℃ 第 15 ループ加熱部下部 絶対圧実験値とシミュレーションの比較.....	353
図 4.6.1.3 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 第 15 ループ加熱部下部 570mm 差圧実験値とシミュレーションの比較.....	354
図 4.6.1.4 恒温槽 0℃リザーバ 10℃ 第 15 ループ加熱部下部 570mm 差圧実験値とシミュレーションの比較.....	354
図 4.6.1.4 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 第 15 ループ加熱部下部から 570mm 区間のボイド率分布 .....	455
図 4.6.1.5 恒温槽 0℃リザーバ 10℃ 第 15 ループ加熱部下部から 570mm 区間のボイド率分布 .....	356
図 4.6.1.6 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 第 15 ループ加熱部下部から 570mm 区間の圧力損失 .....	357
図 4.6.1.7 恒温槽 0℃リザーバ 10℃ 第 15 ループ加熱部下部から 570mm 区間の圧力損失 .....	358
図 4.6.2.1 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 熱負荷 50W における 1 ループ内の PT 線図 ..	359
図 4.6.2.2 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 熱負荷 50W における 1 ループ内のボイド率分布と圧力分布 .....	360-361
図 4.6.2.3 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 高熱負荷における 1 ループ内の PT 線図 .....	362
図 4.6.2.4 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 高熱負荷における 1 ループ内のボイド率分布と圧力分布 .....	363-364
図 4.6.2.5 恒温槽 -40℃リザーバ -30℃ 沸騰開始過熱度 最大活性化キャビティ半径 0.03 $\mu$ m 熱負荷 150W における 1 ループ内の PT 線図 .....	365
図 4.6.2.6 恒温槽温度 -40℃リザーバ -30℃ 沸騰開始過熱度 最大活性化キャビティ半径 0.03 $\mu$ m 150W における 1 ループ内のボイド率分布と圧力分布 .....	366
図 5.1.1.1 ラジエーター視野評価のための気球とラジエーターの位置関係.....	367
図 5.1.1.2 ラジエーター角度と地球, 宇宙, 気球への視野 .....	367
図 5.2.1.1 各熱環境条件における単位ラジエーター面積あたりへの熱入力量.....	369
図 5.2.2.1 高度と周囲空気温度の関係 .....	370
図 5.2.2.2 高度と大気密度の関係 .....	370
図 5.2.2.3 空気熱伝導率の温度依存性 .....	371
図 5.2.2.4 空気定圧比熱の温度依存性 .....	371
図 5.2.2.5 空気粘性の温度依存性 .....	372
図 5.3.1.1 第一回南極フライト実験での検出器と熱輸送システムの構成.....	373
図 5.3.2.1 ヒートパイプ管径とラジエーター幅の最適化 .....	374
図 5.3.3.1 ヒートパイプ管と模擬検出器の結合写真.....	375

図 5.3.3.2	ヒートパイプ管と検出器熱結合のイラスト	375
図 5.3.3.3	ヒートパイプ管と検出器熱結合の最適化	376
図 5.3.4.1	ヒートパイプ管外壁の温度分布 高温条件, 低温条件	377
図 5.3.4.2	ボイド率分布 高温条件, 低温条件	377
図 5.3.4.3	高温条件, 低温条件における検出器温度	378
図 5.3.4.5	冷却部の熱収支	379
図 5.3.4.6	ヒートパイプ管外壁の温度分布 地上試験条件	380
図 5.3.4.7	ボイド率分布 地上試験条件	380
図 5.3.4.8	ヒートパイプ管外壁の温度分布 高温条件, 低温条件 過熱条件 $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$	381
図 5.3.4.9	ボイド率分布 高温条件, 低温条件 過熱条件 $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$	381
図 5.3.4.10	高温条件, 低温条件における検出器温度 過熱条件 $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$	382
図 5.3.5.1	R23 の飽和蒸気圧曲線	383
図 5.3.5.2	ヒートパイプ管とラジエター幅の最適化 (作動流体 R410A と R23)	384
図 5.3.5.3	R23 ヒートパイプ管外壁の温度分布 高温条件, 低温条件	385
図 5.3.5.4	R23 ボイド率分布 高温条件, 低温条件	385
図 5.3.5.5	R23 高温条件, 低温条件における検出器温度	386
図 5.3.5.6	R23 ヒートパイプ管外壁の温度分布 高温条件, 低温条件 過熱条件 $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$	387
図 5.3.5.7	R23 ボイド率分布 高温条件, 低温条件 過熱条件 $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$	387
図 5.3.5.8	R23 高温条件, 低温条件における検出器温度 過熱条件 $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$	388

## List of Tables

表 1.3.1.1	各熱輸送デバイスのトレードオフ	142
表 2.1.1	作動流体選定	144
表 2.1.1.2	R410A 物性値 (−60°Cから 65°C)	152
表 2.3.4.1	各温度熱負荷における流動様式	237
表 3.3.1	熱伝達率測定実験における熱負荷と温度測定結果 (表面对流熱伝達率)	260
表 3.3.2	熱伝達率測定実験における熱負荷と温度測定結果 (裏面对流熱伝達率)	260
表 3.3.3	実験で得られた各熱伝達率とシミュレーションで用いる値	260
表 4.1	内径 1.0mm 外径 1.6mm の銅管マルチループ型ヒートパイプのシミュレーション	262
表 4.2	内径 1.3mm 外径 3.0mm のステンレス管マルチループ型ヒートパイプのシミュレーション	262
表 5.1.2.1	太陽光吸収率測定方法	368
表 5.1.2.2	垂直赤外放射率測定方法	368
表 5.2.1.1	南極上空における熱環境	369
表 5.3.1.1	第一回 GAPS フライト条件	373
表 5.3.2.1	マルチループ型ヒートパイプ形状最適化	374
表 5.3.2.1	マルチループ型ヒートパイプのフライトシミュレーション	376
表 5.3.5.1	マルチループ型ヒートパイプ形状最適化 (R23)	383
表 5.3.5.2	マルチループ型ヒートパイプのフライトシミュレーション (R23)	384

## Nomenclature

$A$	: 面積, $\text{m}^2$
$Bo$	: ボント数, —
$C$	: コンダクタンス, $\text{W/K}$
$C_0$	: 分布パラメータ, —
$c_p$	: 定圧比熱, $\text{W}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
$c_v$	: 定容比熱, $\text{W}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
$D, d$	: 管内直径, $\text{m}$
$dP/dT_{sat}$	: 飽和蒸気圧曲線の傾き, $\text{Pa/K}$
$E$	: エネルギー, $\text{J/sec}$
$e$	: 比内部エネルギー, $\text{J/kg}$
$F$	: 力, $\text{N}$
$f$	: 管摩擦係数, —
$G$	: 質量流束, $\text{kg}/\text{m}^2\text{sec}$
$Ga$	: ガリレオ数, —
$g$	: 重力加速度, $\text{m}/\text{sec}^2$
$h$	: 熱伝達率, $\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$
$h$	: 比エンタルピー, $\text{J/kg}$
$h$	: 高さ, $\text{m}$
$i$	: ノード番号
$j$	: 容積流束, $\text{m}/\text{sec}$
$Ja$	: ヤコブ数, —
$k$	: 熱伝導率, $\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$
$l$	: 距離, $\text{m}$
$L$	: 代表長さ, $\text{m}$
$L_H$	: 蒸発潜熱, $\text{J/kg}$
$m$	: 質量, $\text{kg}$
$\dot{m}$	: 質量流量, $\text{kg}/\text{sec}$
$N_f$	: メリット数, $\text{W}/\text{m}^2$
$Nu$	: ヌッセルト数, —
$n$	: ノード数, —
$P$	: 圧力, $\text{Pa}$
$Pe$	: ペクレ数, —
$P_h$	: 流路断面積が含む相界面の総長さ, $\text{m}$
$Pr$	: プラントル数, —
$Q$	: 熱量, $\text{W}$

$q$	: 熱流束, $\text{W}/\text{m}^2$
$q''$	: 熱流束密度, $\text{W}/\text{m}^2$
$q'''$	: 混合物に対する容積熱負荷, $\text{J}/\text{sec}/\text{m}^3$
$Re$	: レイノルズ数, —
$r$	: 半径, $\text{m}$
$r_{max}^*$	: 最大キャビティ半径, $\text{m}$
$S'$	: 南緯, $\text{deg}$
$T$	: 温度, $^{\circ}\text{C}$
$T_{\infty}$	: 周囲環境温度, $^{\circ}\text{C}$
$t$	: 時間, $\text{sec}$
$u$	: 流速, $\text{m}/\text{sec}$
$V$	: 体積, $\text{m}^3$
$We$	: ウェーバー数, —
$X_{tt}$	: L-M パラメータ, —
$x$	: クオリティ, —
$x^*$	: グレツ数, —
$x$	: 冷却板端部からの距離, $\text{m}$
$z$	: 軸方向距離, $\text{m}$

## Greek

$\alpha$	: ボイド率, —
$\alpha$	: 温度拡散率, $\text{m}^2/\text{sec}$
$\alpha$	: アルベド係数, —
$\beta$	: 体膨張係数, $1/\text{K}$
$\gamma$	: 体積封入率, —
$\varepsilon$	: 赤外放射率, —
$\zeta$	: 損失係数, —
$\eta$	: フィン効率, —
$\theta$	: 角度, $\text{rad}$
$\mu$	: 粘性, $\text{Pa}\cdot\text{sec}$
$\nu$	: 動粘度, $\text{m}^2/\text{sec}$
$\rho$	: 密度, $\text{kg}/\text{m}^3$
$\Delta\rho$	: 気液密度差, $\text{kg}/\text{m}^3$
$\sigma$	: 表面張力係数, $\text{N}/\text{m}$
$\sigma$	: ステファンボルツマン係数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}^4)$

$\tau_w$  : 壁面せん断応力, Pa

## Subscripts

*A* : A 点

*AB* : A 点と B 点の間

*Air* : 空気

*Albedo* : アルベド

*altitude* : 気球フライト高度

*amb* : 周囲環境

*ave* : 平均値

*B* : B 点

*body* : 体積力

*CF* : カップリングフランジ

*Contact* : 接触

*c* : 臨界

*Earth* : 地球

*ex* : 実験値

*G* : 気相

*Heat* : 熱源

*Hi* : 高温

*IR* : 赤外

*in* : 内径

*inlet* : 流入

*j* : 相

*L* : 液相

*Lo* : 低温

*loss* : 圧力損失

*MLH* : マルチループ型ヒートパイプ全体

*m* : 平均

*out* : 外径

*outlet* : 流出

*pipe* : 管

*sat* : 飽和

*sun* : 太陽

*TP* : 二相流

*W* : ラジエター壁



$WF$  : 作動流体  
 $\theta$  : 角度  $\theta$   
0 : フィン根元温度  
 $77.85 \text{ deg}$  : 角度 77.85 度

# 第 1 章 序論

## 1.1 General Anti-Particle Spectrometer

GAPS (General Anti-Particle Spectrometer) は宇宙線中の反粒子の高感度探査を通じて未知の宇宙物理過程を探る事を主目的とし、エキゾチック原子の崩壊を利用したオリジナルな反粒子識別手法を用いた観測計画をしている[1]。GAPS は、反粒子の観測に南極周回気球を用いた実験を計画している。南極周回気球によるフライト実験を行うことで、地磁気カットオフの影響をほとんど受けずに低エネルギー宇宙線を高感度で観測可能である。さらに、南極上空において白夜の期間に太陽指向制御を行うシステムにより、常時太陽電池から電力が発生した状態での実験が可能である。GAPS に搭載される Si(Li)検出器数は、最大 4000 個、最大全発熱量 800 W と見積られている。よって、全体としては大発熱量であるが、検出器単体の発熱量は約 0.2 W と小さい。また、検出器は 2 m×2 m×2 m の空間に約 4000 個の検出器が配置される。GAPS に搭載される Si(Li)検出器の発熱の特徴は、大発熱量、かつ、広い空間に熱源が分散した低熱流束の発熱源であると言える。さらに、これら Si(Li)検出器を囲うように Time of Flight (TOF)と呼ばれる検出器が設置されており、発熱源である Si(Li)検出器の周囲は別の種類の検出器で囲われた機器配置、構成になっている。GAPS の検出器を示した模式図を図 1.1.1 に、pGAPS に搭載された検出器の写真を図 1.1.2 に示す[2]。また、南極フライト実験で計画される検出器の構成イラストを図 1.1.3 に示す。GAPS の検出器は最大 13 層で構成され、1 層あたり約 300 個の検出器が搭載される。GAPS は、2012 年 6 月に GAPS のプレフライト実験 (pGAPS) を北海道の大樹町で実施し、プレフライト実験に成功している[2-4]。pGAPS に搭載された検出器は 6 個(図 1.1.2)、観測機器や熱制御系などの実験システムを実証することを主目的として気球フライト実験を行った。熱制御系では、液単相流体による熱輸送を行うポンプシステムと、U字型の 3 次元配管を施したヒートパイプシステム[5]の 2 系統の熱制御システムを搭載し、南極気球フライト実験に向けた、気球環境フライトでの熱制御系の要素試験を行っている。さらに、フライト中の実験データ(温度、検出器発熱を模擬したヒータの加熱量、姿勢)と、構築した pGAPS の熱数学モデルを用いたシミュレーション結果の比較を行った。これら、シミュレーション結果と実験結果の比較から pGAPS における熱設計の妥当性や、pGAPS 実験を行った北海道上空での気球フライト熱環境条件の検証を実施している。pGAPS に搭載した熱輸送システムでは、排熱量や熱輸送距離を GAPS 南極フライト実験からスケールダウンしたシステムを用いた実験を実施した。よって、南極フライトで想定される規模での熱制御システムは pGAPS の実験では検証されていない。GAPS で目指しているダークマター探査において、検出器が要求する温度以下に検出器温度を制御することは、最も重要な観測機器要求の 1 つである。よって、GAPS の南極気球フライト実験を想定した規模での熱制御システムの構築と性能実証は、GAPS による反粒子探査実験を成功させるために重要である。

### 1.1.1 検出器・システム要求

GAPS に搭載される検出器 (Si(Li)検出器) は, 反粒子 (Anti-deuteron) の同定に必要な最低エネルギー分解能を得るために Si(Li)検出器 (プレアンプ内蔵) を $-35^{\circ}\text{C}$ 以下に冷却する必要がある. さらに, 観測要求として宇宙線が検出器に侵入してくる視野に検出器以外の物質が多く存在しないことが要求される. よって, 南極上空の実験中において, 観測ノイズ低減のために検出器を要求温度まで低下させ, かつ, 検出器視野への反粒子の侵入を妨げないために検出器空間内に存在する物質量の低減が求められる. さらに, GAPS は気球を用いたフライト実験であるため, 飛翔体である気球に搭載可能な機器の質量や太陽電池の搭載量 (発生電力) に制限がある. そこで, 飛翔体に搭載可能な重量制限以下であり, かつ, 消費電力の小さい (低電力な) システムを構築する必要がある. GAPS が計画する南極周回気球フライト実験では, 最長で 3 か月間のフライト実験を計画している. よって, 実験が行われる全期間中で, 前述の観測機器の要求を満たす事が可能なシステム設計が必要である. 気球フライト実験中には, 高度約 35 km を維持したまま極地域を周回飛翔している[6, 7]ため, 人工衛星などの宇宙機同様に気球フライト中の観測装置不具合発生時に, 気球に搭載されるシステムにアクセスすることは不可能である. よって, 放球前の地上環境においてシステム健全性を確認する事が可能なシステムを構築することが求められる.

### 1.1.2 GAPS フライト実験における熱環境

南極周回フライトにおいて気球は高度約 35 km まで上昇し, 高度約 35 km を維持した状態で極域を周回しながら飛翔し, 反粒子の探査実験を行う. 高度約 35 km では約 800 Pa 程度の大気に曝される[8]. よって, GAPS のシステムは約 800 Pa 希薄気体による対流の影響を受ける. 南極上空で想定される代表的な熱環境を図 1.1.2.1 に示す. 高高度の環境で周囲の空気密度が低下し対流熱伝達率が低下すると, 相対的に輻射に依る伝熱量が大きくなる. 検出器要求である $-35^{\circ}\text{C}$ の表面は,  $20^{\circ}\text{C}$ の表面と比べて, 同表面の単位面積あたりに放射される輻射エネルギー量は半減する. よって, 低温機器の熱設計では常温機器の熱設計に比べて, 外部熱環境からの熱流入変動に対して大きく検出器温度が変動する可能性がある. GAPS は白夜の期間にフライト実験を行うため, 南極大陸表面に存在する氷による高アルベド環境が想定される. また, 検出器が搭載されるゴンドラの依り戻し方式による方向制御を行うことで, ゴンドラの一方向のみが太陽光に曝される[9, 10]. 3 カ月に及ぶ長期間の南極周回気球フライト実験では, 南極地表の環境, 天候, 上空の大気の影響や局所的な環境変動など, 期間や条件によって変動する熱環境が想定される. さらに, 気球実験では宇宙機と異なり重力の影響を受ける. よって, 検出器の要求温度をフライト実験が行われる 3 カ月の全期間で満たすためには, 南極周回気球実験特有の環境に適した冷却システムの構築が必要である.

### 1.1.3 熱設計指針

検出器の単純な熱設計の方法として、検出器自体の表面から周囲環境へ対流もしくは輻射によって放熱を行う熱設計が考えられる。検出器表面から放熱を行う設計では、検出器の温度は  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  程度に制御されると見込まれる。よって、検出器自体の表面から周囲環境へ放熱を行う熱設計では検出器の要求温度を満たすことができない可能性がある。そこで、図 1.1.1 に示す TOF の外部に設置したラジエターまで検出器発熱を熱輸送し、周囲環境へ放熱する熱設計を GAPS では提案している[11]。熱輸送経路を図 1.1.3.1 に示す。検出器表面からの放熱を行った条件と、側面に取り付けたラジエターから放熱を行った条件での解析結果を図 1.1.3.2 に示す[12]。TOF の外部に取り付けたラジエターまで検出器発熱の熱輸送が実現可能であれば、ラジエターは、面積、表面光学特性、角度などの設計の自由度が高いため最適な設計が可能になる。よって、最適な熱輸送系とラジエター設計を行うことで検出器発熱を周囲環境へ排熱し、検出器の温度を要求温度まで低下させる設計が可能である。これら、熱制御輸送システム構築では、第 1.1.1 章に示す観測とシステムの要求を満たす、低電力、検出の観測に影響しない低物質量でのシステム構築が求められる。

### 1.1.4 熱輸送システムへの要求

GAPS はフライト実験環境で検出器温度を  $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$  以下に制御する要求があることから、 $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$  以下の低温環境で熱輸送可能なシステムを構築する必要がある。さらに、フライト前の地上環境で熱輸送システムの健全性を確認するために、約  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  の温度環境でも動作可能である事が求められる。よって、 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  程度の室温から、検出器温度を  $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$  に可能なフライト環境でも機能する熱制御システムの構築が必要になる。さらに、観測要求として反粒子の検出器視野への侵入を妨げない低質量でシステムを構成する必要があるため、低質量な熱輸送システムが求められる。輸送した検出器発熱を排熱するためのラジエターも同様に、検出器視野を妨害しない設置方法もしくは低質量であることが求められる。ラジエターは、熱拡散のために一定の質量を有し、面で構成されるため低質量化が困難である。そこで、図 1.1.1 に示される Anti-deuteron の侵入視野妨害防止のために、検出器と同等高さ、もしくは、検出器よりも下方にラジエターを配置することが要求される。今までの議論と検討内容、GAPS の検出器・システムからの要求を以下にまとめ、図 1.1.4.1 に示す。検出器は  $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$  以下に温度制御し、反粒子の侵入視野を妨害しないシステム構築が要求される。そこで、大発熱量かつ低密度な熱源からの熱輸送が可能な熱輸送システムを構築し、側面に取り付けたラジエターから検出器発熱の放熱を行うことで、検出器要求温度を満たすシステムを構築する。熱輸送システムは、気球フライト実験で想定される地上試験温度 ( $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) から気球フライト実験で想定されるラジエター温度 ( $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) の広範囲温度で検出器からの熱輸送量が可能な能力を有すること、宇宙線の観測に影響しない低質量で構成されることが求められる。また、気球フライト実験であるため、低電力、低質量、かつ、3 か月のフライト実験中に機能を喪失しないロバスト性が求められる。

## 1.2 熱輸送デバイス選定

### 1.2.1 GAPS へ適用検討される熱制御デバイス

GAPS の熱制御システムの初期検討では単相流体ポンプを用いた熱輸送システムを提案していた。また、pGAPS でも単相流体ポンプシステムを熱輸送システムのベースラインとして検討を行っていた。単相流を用いたメカニカルポンプシステムは、火星ローバー（図 1.2.1.1）や国際宇宙ステーションなどの宇宙機に採用されている[13,14,15]。単相流体を用いたシステムでは流体の顕熱を用いて熱輸送を行うため、システム内で大きな温度差が生じる可能性がある。また、GAPS において検出器を 4000 個搭載した条件では、検出器全体の熱輸送に必要な管長が長尺になるため、全系で大きな圧力損失が発生する。よって、流体の駆動に使用するポンプの消費電力が膨大になる。GAPS の最大スケールを想定した場合、ポンプ消費電力はポンプ単体で 400 W 以上必要であるとの試算結果を得ている。これら、ポンプ駆動用の電力は GAPS の気球フライト実験としてはシステムインパクトの大きい莫大な電力である。ポンプ駆動電力の生成を行うための太陽電池パネル重量の増加、ポンプ用の放熱面確保などの副次的な質量増加も考えられる。システム重量が増加することで、検出器に配分される電力や質量に影響を与える。フライト実験においては飛翔可能な重量制約から発生電力は限られているため、大電力を要する単相流体ポンプシステムを構築するための電力と、検出器に使用する電力の間でトレードオフを行う必要が生じる。よって、単相流体ポンプを用いた熱制御システム構築に充てる電力確保のために、GAPS に搭載可能な検出器数に制約（反粒子探査に制約）を設ける結果を招き、科学観測成果に大きな影響を与える可能性が懸念される。そこで、熱輸送デバイスでの低電力化を期待し、気液の二相流をメカニカルポンプによって流動させるシステムの検討を行った。国際宇宙ステーションに搭載されている AMS-02 にはメカニカルポンプを用いた二相流体による冷却システムが採用され（図 1.2.1.2）実用化されている[16,17]。作動流体には二酸化炭素を用いている。AMS-02 の二相流体によるメカニカルポンプの熱輸送量は 192 W で、ポンプの動作温度範囲は $-10^{\circ}\text{C}$ から $45^{\circ}\text{C}$ である。また、ポンプに必要な電力は 10 W 以下であると報告されている[16]。しかし、二相流体用のポンプ自体が高価である事や、システム構築の難しさが開発課題として考えられるため採用を見送っている。低消費電力もしくは熱輸送に電力を必要としない熱制御デバイスであり、さらに、熱負荷の変動などに対して高いロバスト性を有する熱制御デバイスを適用することで、検出器搭載数の変動に対して柔軟に対応可能な熱制御システムの構築が可能である。また、機械的な機構を持たない熱制御デバイスの適用によって高い信頼性の確保が可能であると考えられる。そこで、機械的な駆動力を必要としないヒートパイプ等の熱輸送デバイスの適用が GAPS の熱制御システムにおいて最適な選択であると考え、各種ヒートパイプから最適な熱制御デバイスの選定を行った。

## 1.2.2 ヒートパイプ

ヒートパイプは密閉した管内に作動流体と呼ばれる媒体を飽和状態で封入したデバイスである。密閉した管の一部を加熱し気液の相変化を生じさせ、管の一部を冷却し気相の作動流体を凝縮させる。熱エネルギー輸送は、相のエンタルピー差による潜熱を仲介とし、移動する作動流体によって熱輸送が行われる。よって、小さな温度差で大きな熱量を輸送できる特徴を有するデバイスである。ヒートパイプの原理は 1944 年に Gaugler によって初めて特許の申請がなされた[18]。1964 年に図 1.2.2.1 に示すような装置が、Grover らによってヒートパイプと命名されている[19]。Grover らのヒートパイプには凝縮された液が加熱部へ還流するために、管内壁に毛細管力の働く機構が取り付けられている。1965 年には、Cotter らによって、最初のヒートパイプの理論が示されている[20]。さらに、1971 年には温度制御性を有した可変コンダクタンスヒートパイプ (VCHP) の原理が B. D. Marcus によって提案されている[21]。このように、約 10 年の短期間でヒートパイプは急速に研究が進められ発展を遂げた。ヒートパイプは、毛細管力によって受動的に生成される力によって作動流体が移動することで熱輸送可能であることから注目をされた。機械式ポンプのように機構部を有しておらず、毛細管力による力を駆動力として利用するため単純な構造で構成される。よって、ヒートパイプを組み込んだ熱制御系では高い信頼性を獲得することが可能である。これが、宇宙用などでヒートパイプが注目された第一の理由であると考えられる[22]。さらに、ヒートパイプに温度基準を有している可変コンダクタンスヒートパイプなどを搭載した宇宙機を用いて、ヒートパイプの軌道上実験がなされてきた[23]。現在では、多くの衛星の熱制御にヒートパイプが使用され、宇宙機の熱制御においてヒートパイプは重要な役割を果たしている[24]。地上で使用される電子機器にもヒートパイプは使用され、ノートパソコンの CPU で発生する熱を、周囲空気へ放熱するファンまでの熱輸送デバイスとして使用されている。

### 1.2.2.1 軸方向グループヒートパイプ

単管の内壁に毛細管力を発生させる構造を有したヒートパイプは、ヒートパイプ内部での蒸気と液の流れが対向している。また、液は管壁の毛細管力を生み出す構造の内部で流動する必要があり、高熱負荷条件では毛細管力による駆動力によって、液を流動させることか不可能になり熱輸送限界を迎える。さらに、重力、回転、加速推進などの加速度が働く環境では、作動流体は体積力による圧力損失を受ける。よって、駆動を妨げる方向の軸方向加速度がヒートパイプの動作を妨げる。そこで、Alario らは気液の流れを分離させた高い熱輸送能力を有すると期待される図 1.2.2.2 に示すような Monogroove heat pipe においてヒートパイプの重力方向に対する傾きが熱輸送に与える影響を実験的に検証した[25]。実験において、Heat pipe の傾きを変化させ熱輸送を行うことができる最大熱輸送量を求めている。重力に対してヒートパイプの熱輸送方向が水平状態では、3500 Wm 程度の最大熱輸送量を有している。一方で、冷却部端を加熱部端よりも 12 mm 高くした条件では 500 Wm

程度まで最大熱輸送量が低下している。最大熱輸送量と加熱部端の高さが線形の関係で表される場合、加熱部端を冷却端よりも 15 mm 高くすると（傾き 0.19 度）熱輸送が行えなくなると予測している。高熱輸送能力が期待される Monogroove heat pipe においても重力下ではヒートパイプの動作は姿勢に大きな影を受けることが報告されている（図 1.2.2.3）。さらに、液が流れるグループ内の断面積を拡大し管壁に複数配置したヒートパイプの最大熱輸送量の角度依存性が調査されている[26]。断面を図 1.2.2.4 に示す。長さ 855 mm、外径 10 mm の管内壁に図 1.2.2.4 に示すグループを複数配置した管を用いて、作動流体にはアンモニアを使用している。作動流体の封入量と傾きを変化させ、ヒートパイプの最大熱輸送量を求める実験を行っている。この報告では、重力下では 2 度の傾きでヒートパイプは熱輸送を行わなくなると報告している。（図 1.2.2.5）GAPS の検出器が搭載されるゴンドラは気球とロープで締結され釣られた状態であるため、検出器は地表面と水平に配置されている。よって、水平方向にヒートパイプを配置する設計を行うことで熱輸送可能であると考えられる。しかし、多数の検出器が複雑に搭載される大型観測装置全体を、ヒートパイプが熱輸送可能な傾き以下の高精度で構築する事は難しい。また、検出器が搭載されるゴンドラは気球とロープによって結合されるため、ゴンドラでは微小な振動や傾きが想定される。よって、ヒートパイプが水平姿勢を維持できずに、微小な傾きによって上空で軸方向グループヒートパイプが熱輸送不可能になる可能性が懸念される。宇宙機と異なり、重力下で実験が行われる GAPS では姿勢に対してもロバスト性が求められる。さらに、検出器が搭載される水平面に直径 1 cm 程度の多数のヒートパイプ管を配置することによって、観測視野妨害を起こすことが懸念される。よって、軸方向グループヒートパイプによる熱輸送は GAPS の熱輸送デバイスとして適さないと考えられる。

### 1.2.2.2 Loop Heat Pipe (LHP)

Loop Heat Pipe(LHP)および Capillary Pumped Loop(CPL)は、ヒートパイプの液相と気相の流路を分けループを描く熱輸送経路を描くヒートパイプである[27][28]。LHP の代表的な形状を図 1.2.2.6 に示す。LHP の特徴は、毛細管力を発生させるウイックやグループの距離を熱源から熱を受け取る蒸発器に限定させた点にある。よって、作動流体の移動で流動抵抗になっていたウイック内の作動流体流動距離を、LHP では短くする事が可能である。さらに、ウイック内の作動流体移動距離を短くしたことで、ウイックに細孔を用いることが可能になり、大きな毛細管力を駆動力源として利用することが可能である。LHP は軸方向グループヒートパイプと比べて、熱輸送距離の向上、熱輸送性能の向上、熱輸送経路自由度の向上などが可能である。LHP は 2 相流体熱輸送デバイスに分類され、蒸発と凝縮の閉じたサイクルを描くデバイスである。重力下で LHP は蒸発器に対して冷却部が下方に位置する反重力方向での熱輸送可能である。よって、蒸発器と冷却部のレイアウト自由度が高い点において GAPS の熱輸送デバイスの要求を満たす。一方で、LHP の蒸発器には多孔質体であるウイックを搭載する必要がある。ウイックは焼結体などによって製造される。

GAPS の熱輸送システムとして、4000 個の検出器すべてに LHP の蒸発器を設置することは重量やコストの観点で現実的でない。さらに、発熱源の検出器が広範囲の空間に分散しているため、1 つの LHP 蒸発機で複数の検出器発熱を受熱するには、長尺のウイックを有する蒸発器を構築する必要がある。一方で、メートルスケールの長尺ウイックを製造することは製造技術の観点で難しい。さらに、重力方向垂直に配置される検出器からの発熱を、1 つの LHP 蒸発器で熱輸送する設計とした場合には、長尺ウイック（蒸発器）の軸方向全域に作動流体を供給することが必要である。しかし、LHP の蒸発器の構造から、長尺の重力方向垂直に設置したウイック全域に作動流体を供給する事は困難であると考えられる。よって、現状 LHP は GAPS の熱輸送デバイスとして適していないと考えられる。

### 1.2.2.3 サーマサイフォン・ループ型サーモサイフォン

サーモサイフォンは重力を利用した流体の循環により熱輸送を行う、非常に高い熱コンダクタンスを有する熱輸送デバイスである。対向流型のサーモサイフォンは 1955 年に Cohen と Bayley によってガスタービンローターの冷却のために自然循環を用いたサーモサイフォンが初めて研究されている[29]。対向流型のサーモサイフォンは、さまざまな用途に応用されている[30]。サーモサイフォンは軸方向グループヒートパイプ同様に蒸気流と循環液流が気液界面に対向流となる。図 1.2.2.7 に対向流型のサーモサイフォンの概念図を示す[29]。熱輸送量の増加などに伴い気相流速が増加する場合、気相の流れと対向する流動方向である液流との間でせん断力が生じる。気液間で発生するせん断力がもたらす飛散現象によって、液が加熱部に還流できない状態になることで、対向流型サーモサイフォンは熱輸送限界を迎える。そこで、対向流型のサーモサイフォンに対して、トーラス状やループ型のサーモサイフォンの研究が行われている。ループ型サーモサイフォンの形状を図 1.2.2.8 に示す。トーラス状やループ型のサーモサイフォンの研究では、加熱部は冷却部よりも重力方向で下方もしくは同等に配置され、1 ループで構成されたループでの研究が行われている[31 - 36]。ループ型サーモサイフォンでは蒸発部が凝縮部よりも重力加速度方向で下方に位置しているため、重力を利用した液体の還流（自然循環）により熱輸送を行う。Hallinan と Viskanta は、加熱部と冷却部を同じ高さにある垂直管とし、複数の管を束ねた管を使用して加熱部・冷却部を構成している。実験は、大気圧下で水を用いて実験を行っており熱輸送係数の測定を行った[37]。加熱部、冷却部温度環境は 16 °C から 75 °C までの熱環境で実験を行っている。McDonald らは、ループ型のサーモサイフォンの実験とシミュレーションの研究を行っている。実験では、ループ型サーモサイフォンへ封入される作動流体量、傾き、加熱部と冷却部温度を変化させ、熱輸送特性（加熱部と冷却部間のコンダクタンス）の評価を行っている[38 - 40]。Vincent らは反応時間、減衰、振動周期の動的な挙動に関して、気液の密度比と無次元数と液柱の長さが与える影響を非正常条件において解析している[41]。Lin Chen らは、超臨界の二酸化炭素を利用したサーモサイフォンのシミュレーションによる研究を行っている[42]。Yuan や Haider らは電子機器冷却用途のた



めに、小型のループ型サーモサイフオンの実験やシミュレーションの研究を行っている[43, 44]. これら、蒸気流路と液流路を分離したループ型サーモサイフオンの研究は多く行われている。ループ型サーモサイフオンでは、対向流による気液間で発生するせん断力がもたらす飛散現象蒸気流が無い場合、最大熱輸送量を非常に高くできる特徴を有する。GAPSにサーモサイフオンを適用する場合、ラジエーター配置の制約から加熱部よりも冷却部を同等もしくは低くする事が求められている。よって、対向流型のサーモサイフオンでは、加熱部よりも冷却部が重力方向で上方に位置する必要があると適さない。一方で、ループ型のサーモサイフオンでは Hallinan や McDonald らの研究では、加熱部と冷却部を同等の高さに位置した構成での動作を実現している[37, 38]. 加熱部・冷却部が同等の高さ、かつ、細管での構成が可能であれば GAPS への適用可能性は高いと考えられる。

#### 1.2.2.4 自励振動ヒートパイプ

自励振動ヒートパイプは 1990 年に赤地らによって開発された熱制御デバイスである[45,46]. 自励振動ヒートパイプの形状を図 1.2.2.9 に示す。自励振動ヒートパイプは、OHP (Oscillating Heat Pipe) もしくは PHP(Pulsating heat pipe)と呼ばれている。加熱部と冷却部を数十往復する配管形状で、細管で構成されるヒートパイプである。また、管自体がキャピラリーチューブとして機能するため、管内に毛管力を発生させるための内部構造を要しない。Akachi らは、自励振動ヒートパイプの動作に対して作動流体の潜熱を利用して熱輸送が行われると報告している[45]. 熱源と冷却源の間を数十往復した配管構成を構築することで、軸方向に周期的に振動しながら作動流体の移動が生じる。軸方向グループヒートパイプは、ヒートパイプのパイプの径が小さい条件では、流動様式がスラグ流になり対向流が起きず、通常の動作ができなくなる条件が存在する。細管で構成される自励振動ヒートパイプの液スラグと蒸気プラグの振動は、液スラグからの蒸発と蒸気プラグの凝縮に伴い外部駆動力を要せずに発生する。駆動力となるのは、高温側の蒸発で生じる圧力である。高温側では加熱によって蒸気の圧力が上昇する。この蒸気は、液プラグを低温側へと移動させる。そして、低温側での凝縮により、さらに両端の圧力差は増幅される。管内部は結合されているため、高温側から低温側に向かう流れは、次のセクション(ターン)の低温側から高温側に向かう流れを引き起こしている。これは、復元力である。これらの、駆動力と復元力は蒸気と液の軸方向の振動を生じさせる。多数の毛細管が配置されると管内の蒸気プラグと液スラグの配置はランダムになる。圧力は振動し、蒸気の振動がランダムに励起される。これら、作動流体の蒸発と凝縮を繰り返すことによって、作動流体自身の蒸気圧力によって作動流体は循環し熱輸送される。自励振動ヒートパイプの特徴は、単管で構成されるため構築が容易であること、アプリケーションの形状に合わせた設計が可能であることである[46]. また、細い管で構成され広範囲に広がった熱を輸送するのに適したデバイスであると考えられる。さらに、KENZAN 型の自励振動ヒートパイプでは加熱部が冷却部よりも下方に位置した多ループを構成することで、重力方向下方の加熱部から上方

の冷却部へと熱輸送を実現している[46]. 自励振動ヒートパイプは細管で構成されること、反重力方向への熱輸送が可能であること、熱輸送に電力を使用しない熱輸送デバイスであること、熱輸送経路の自由度が高いことなどから、GAPS の要求を満たす熱輸送デバイスとして適用可能性が高いと考えられる. 一方で、その動作原理などが明確に解明されていないため、GAPS 適用にあたっては動作原理の解明などが必要であると考えられる.

## 1.3 マルチループ型ヒートパイプ

### 1.3.1 熱輸送デバイスのトレードオフ

軸方向グルーブヒートパイプは、重力の影響を大きく受ける。よって、検出器の排熱を行うラジエーターを、検出器と同等、もしくは、下方に要求している GAPS の熱輸送システムに適していない。ループヒートパイプは受熱部に焼結金属を使用し大きな毛細管力を生むことで、反重力方向の熱輸送や配管経路の自由度を向上させた熱制御デバイスである。しかし、縦方向の高さ 2 m に及ぶ GAPS の検出器の受熱部に対応する焼結金属の製作が困難であることと、焼結金属全体に作動流体を行きわたらせる事が難しいため GAPS に適しているとは言えない。二相流体を流動可能なメカニカルポンプループは、GAPS のシステムに適合可能性のある魅力的なデバイスと言える。しかし、ポンプが高価な事やメカニカルな機構を有するため、コストや技術的な面から GAPS への適用は難しいと判断した。自励振動ヒートパイプとループ型サーモサイフォンは、その特徴などから GAPS への適用可能性が高いと考えられる。トレードオフの結果を表 1.3.1.1 に示す。よって、細管を用いて構成されるループを描く自励振動ヒートパイプ、もしくは、ループ型サーモサイフォン（ループ型ヒートパイプ）が GAPS の熱制御システムで使用する熱輸送デバイスとして有力な熱制御デバイスであると考えられる。

### 1.3.2 GAPS の熱輸送システム

これら熱制御デバイスの検討結果と GAPS の検出器とシステム要求から、GAPS に搭載する熱輸送デバイスの概念図を図 1.3.2.1 に示す。図 1.3.2.1(a)に全体図、図 1.3.2.1(b)に熱輸送デバイスの 1 ループのみを抜き出した図を示す。図 1.3.2.1 に示すように、1 ループ中に検出器発熱を受熱する加熱部とラジエーター板に取り付けられた冷却部を有したループを構成する。重力方向は紙面下方の向きであり、重力方向に垂直の加熱部と冷却部を有し、それらを繋ぐ断熱部でヒートパイプの 1 ループが構成される。これら 1 ループを複数ループ結合させることによってヒートパイプを構築する。よって、管構成はループ中に加熱部と冷却部を有しており KENZAN 型の自励振動ヒートパイプと類似した管構成となる。さらに、気球実験は重力下で行われるため、ループ型サーモサイフォンを複数ループ結合した形状でもある。そこで、GAPS の熱輸送システム構築のための、1 ループ中に加熱部と冷却部と有し、複数ループを結合させているヒートパイプを“マルチループ型ヒートパイプ”とする。マルチループ型ヒートパイプは、自励振動ヒートパイプとループ型サーモサイフォンの双方の特徴を有していると考えられる。さらに、GAPS 実験における長期間運用に対してのロバスト性が求められるため、内部に封入される作動流体の微小リークへの補償や熱環境の変化に対応可能とするために図 1.3.2.1 に示すようにリザーバを搭載した仕様とする。

## 1.4 自励振動ヒートパイプとループ型サーモサイフオンの従来研究

### 1.4.1 動作原理

Akachi らは自励振動ヒートパイプの動作原理として以下のように考察している。高圧蒸気の低圧側への流れによる駆動力と、これら流れに伴って生じる低温側から高温側への流れである復元力は蒸気と液の軸方向の振動を生じさせる。加熱部と冷却部を往復する管が多数配置されると、蒸気プラグと液スラグの配置はランダムになる。内部で圧力は振動し、蒸気の振動が相変化を伴ってランダムに励起される。一方で、詳細な解析モデルは提案されていない[45]。また、1998年に宮崎らによって、以下のような動作原理が提案されている。不規則なボイド率の分布によってターンごとの圧力差が生まれる。小さなボイド率では圧力が上昇し、高いボイド率では圧力が低下する。この圧力差が、ターン間の流れを生む。高圧側から排出され低圧側に流入する液はボイド率の変化を生じさせる。圧力の高いターンはボイド率が増加し、圧力の低いターンはボイド率が減少する。このような、圧力とボイド率の相互作用によって自励振動を生じさせる[47]。Shafii らは質量保存、運動量保存、エネルギー保存を蒸気と液に関して非定常状態で数値解析的に解いている。蒸気は理想気体としている。作動流体の蒸発は振動流の駆動力として寄与している。結果、定常的な振動現象を得ている。また、作動流体による熱輸送は顕熱輸送が 95 %以上を占めているとしている。作動流体は 90 %以上の封入量では動作しない、全体での循環流は起きていないとのシミュレーション結果を示している[48]。

ループ型サーモサイフオンの動作は、体積力による自然循環を利用している。加熱部と冷却部での気液の密度分布の違いによって駆動力が発生し、作動流体の移動が起き、加熱部から冷却部へと熱が輸送される。よって、重力下において冷却部が加熱部よりも下方に位置している研究が多い[36]が、加熱部と冷却部高さ同等に配置し動作実証しているループ型サーモサイフオンの研究も存在している[37-40]。

### 1.4.2 作動流体封入量と選定

自励振動ヒートパイプにおいて、フロン系冷媒を作動流体に用いた実験では、最適な作動流体の封入量は 50 %程度であると報告されている[49][50]。作動流体 FC72, FC75 を用いた実験では最適な作動流体封入量は 50 %であると報告されている[49]。一方で、アセトンを作動流体に利用した実験では、25 %から 50 %の封入量で実験が行われ、最適な封入量は 38 %であると報告されている[50]。作動流体に対しては、蒸気圧曲線上での飽和圧力の変化による飽和温度の変化を小さくするため高い  $dP/dT_{sat}$  を有する流体が適しているとされている。また、せん断応力を小さくするため低動粘性係数が求められる。一方で、顕熱輸送が支配的だとする研究があり[48]、かつ、駆動力を生む蒸発と凝縮が容易に起きるため低蒸発潜熱が求められるとしている。また、表面張力は追加の圧力損失を生む表面張力を小さくするため低表面張力の作動流体が適している[51]。一方で、Shafii らは高表面張力を

有する流体を使用することで高い熱輸送能力が得られるとしている[48].

ループ型サーモサイフォンにおいて, McDonald らは作動流体に R113 と R11 を使用して封入率が 20 % から 90 % での実験を行い, すべての封入率で熱輸送を実証している. 加熱部冷却部が垂直の条件では 35 % 程度の封入率において, 加熱部と冷却部間のコンダクタンスが極大値を迎えている結果を示している[38].

### 1.4.3 管構成

自励振動ヒートパイプにおいて管内径大きくすることで最大熱輸送量が増加するとされているが[52], 最大管内径はボンド数が 4 以下になるように設計する方針が提案されている[48, 53]. 管長は, 長配管では最大熱輸送量が小さくなるとの報告がある[54]. ターン数は 16 ターン以上が望ましいとされ, 少ないターンでは動作しないことが報告されている[55]. また, 今まで研究されている多くのヒートパイプはターン長 500 mm 以下の卓上スケールである.

ループ型サーモサイフォンにおいて, McDonald らの実験では 3/8 in (外径 9.525 mm, 内径 7.8 mm) の銅製の矩形管を使用し, 加熱部は 1.22 m, 冷却部は 0.61 m で構成されるループと, 円形上ので外径 1/2 in (13 mm) の管を用いて, 長さ 0.61 m の加熱部と冷却部を有し 0.3 m のヘッダーを持たせたループで実験を行っている[38]. また, Hallinan らは, 内径 6.4 mm 長さ 1.65 m の矩形管 21 本, 内径 17.46 mm 長さ 1.575m の三角管を 7 本束ねた管を用いてループ型サーモサイフォンの 1 ループを構成している[37].

### 1.4.4 逆止弁

逆止弁は自励振動ヒートパイプの熱輸送性能を向上させる効果がある[47]. 自励振動ヒートパイプに逆止弁を搭載することで, 加熱部を重力方向の上側にした条件においても熱輸送を行えるとの研究結果が報告されている[56, 57]. 一方で, デバイスを製作する観点では, 逆止弁を搭載することで製作が困難, かつ, 高価になる. よって, 自励振動ヒートパイプの特徴である製作容易性が失われるデメリットがある[52].

### 1.4.5 リザーバ

温調されたリザーバの取り付けにより加熱部温度の温度制御が可能になる可変コンダクタンスヒートパイプとして動作する可変コンダクタンス OHP (VCOHP) が提案されている. また, リザーバの姿勢に依る温度制御性への影響は少ないと報告されている[59]. 一方で, この可変コンダクタンス OHP は, リザーバを端部のターンに取り付けて全ループの温度制御を行っているが, 熱輸送中にリザーバによって全ループの飽和圧力が制御されるメカニズムは未解明である.

## 1.5 研究目的

### 1.5.1 本研究の意義

マルチループ型ヒートパイプは、細管で構成され、長距離熱輸送、大発熱量かつ低熱流束の熱源からの熱輸送が可能な大型のヒートパイプである。本研究では細管を用いたマルチループ型ヒートパイプの動作実証を行い、GAPS の南極フライト実験に適用可能なマルチループ型ヒートパイプの熱輸送機構の解明を行う。

GAPS は気球実験のため、マルチループ型ヒートパイプは自然循環ループと同様に体積力による熱輸送、もしくは、加熱部と冷却部を各ループで有した複数ループで構成された管構成のため、OHP のように圧力振動による熱輸送も想定される。GAPS でヒートパイプの動作が要求される、広温度範囲、広高熱負荷範囲において、自励振動ヒートパイプやループ型サーモサイフオンの研究は行われていない。よって、GAPS の観測とシステムからの要求を満たすマルチループ型ヒートパイプを構築し、熱輸送デバイスの動作実証と GAPS への適性を検証する性能確認試験を実施する。さらに、様々な熱環境条件におけるマルチループ型ヒートパイプの熱輸送特性を再現可能なシミュレーションモデルの構築を行う。多様な熱環境条件下実施される実験結果を再現可能なシミュレーションモデルを構築するためにはマルチループ型ヒートパイプの熱輸送機構と熱輸送現象を理解する必要がある。そこで、マルチループ型ヒートパイプの実験モデルを用いて、温度、圧力、内部流動様式、熱輸送に要される作動流体質量などの計測と観測から熱輸送機構の考察と解明を行う。構築したマルチループ型ヒートパイプのシミュレーションモデルを GAPS の南極フライト実験における熱輸送デバイスの設計ツールとして利用し、GAPS の南極フライト環境におけるマルチループ型ヒートパイプ設計の最適化と熱輸送性能予測を行う。シミュレーションモデルを用いることで、地上で完全に再現することは難しい南極上空の熱環境を想定した性能予測が可能である。

マルチループ型ヒートパイプは、広空間範囲に分散した大発熱量かつ低熱流束の熱源からの熱輸送を可能にする熱輸送デバイスの研究である。また、熱輸送に電力を使用せずに加熱部から冷却部への熱輸送可能である。よって、GAPS のみならず大型理学観測機器や大型地上民生品の熱制御デバイスとしても期待されている。

### 1.5.2 研究目的

本論文では、ループ形状の管に、重力方向垂直の加熱部と冷却部を有したマルチループ型ヒートパイプの広温度範囲での動作実証を行い、シミュレーションモデルの構築、マルチループ型ヒートパイプの熱輸送機構を解明する。南極フライトを想定した熱環境条件において、最適化を行ったマルチループ型ヒートパイプを用いた検出器の熱設計を行う。さらに、温調されたりザーバを有したマルチループ型ヒートパイプにおいて、加熱部温度の制御原理などりザーバが果たす役割を解明することを目的としている。

第 1 章では、GAPS の概要と、熱輸送システム、先行研究等を示した。

第 2 章では、実験装置と実験結果を示す。実験によって、広温度範囲、高熱負荷範囲で動作するマルチループ型ヒートパイプの実証を行う。また、温度計測、熱輸送に使用される作動流体質量計測、圧力計測、流動の可視化実験から内部流動の実験結果と考察を示す。

第 3 章では、マルチループ型ヒートパイプのシミュレーションモデル構成について示す。

第 4 章では、シミュレーション結果と実験結果の比較、シミュレーション結果から得られるマルチループ型ヒートパイプの熱輸送機構の解明を行う。

第 5 章では、南極フライト実験を想定した、マルチループ型ヒートパイプの設計と南極フライト実験を想定したシミュレーション結果を示す。

第 6 章では、本論の結論を示す。

## 第 2 章 実験

### 2.1 実験装置

GAPS の南極フライト実験に適用する熱輸送システムでは、加熱部高さ 2 m、冷却部高さ 2 m、断熱部の長さは最大で 5 m が見込まれる。マルチループ型ヒートパイプによる熱輸送を実証するために、GAPS のフライト状態を模擬した、加熱部高さ 2 m、冷却部高さ 2 m、加熱部と冷却部を結ぶ断熱部の長さを 2 m としてマルチループ型ヒートパイプの管構成を行った。実験は、宇宙航空研究開発機構が有する温度環境試験装置（大型恒温槽）にマルチループ型ヒートパイプを設置し実験を行った。大型恒温槽は、大型恒温槽内温度を 20 °C から -60 °C に制御可能である。第 2.1 章では実験装置の詳細に関して述べる。

#### 2.1.1 作動流体の選定

GAPS のヒートパイプに適用する作動流体の選定を行う。ヒートパイプ管内には飽和状態で作動流体が封入されている。そこで、密閉されたヒートパイプ内部の圧力が周囲環境の圧力よりも低い圧力（ゲージ圧において負圧）になる条件で、ヒートパイプが外界から完全封止されていない場合には、ヒートパイプ内部に空気が混入することが懸念され、かつ、リーク箇所を特定することが難しい。よって、システムの健全性維持とリークの有無などの点検を実施する観点から、低温環境においてもヒートパイプ内部が負圧にならない作動流体を選定する。一方で、大気圧よりも高い圧力を有する作動流体を選定し作動流体がリークした場合には、周囲空気にヒートパイプ内部の作動流体が流出する。ヒートパイプ管の周囲にはダークマターを検出する Si(Li)検出器をはじめとした、理学観測機器や、気球のバスシステムを構築する機器が搭載され、作業員が高頻度にアクセスする。よって、作動流体は人体に影響を及ぼさない無毒、かつ、非燃性であることが望ましい。さらに、作動流体が周囲環境に流出することによる環境破壊を起こさないよう配慮した作動流体の選定が求められる。気球実験は南極で実施されるため、希少性が高く入手性が著しく困難な作動流体は、プロジェクト推進の観点から適していない。これら要求から適用可能性のある作動流体を選定するための比較を行った表を表 2.1.1.1 に示す[60, 61, 62]。これら要求から、臨界点温度が 20 °C 以上、-50 °C での飽和圧力が 0.1 MPa 以上、人体や環境への影響が少ない作動流体を選定した。要求を満たしている作動流体は、二酸化炭素や R134a, R410A, R23 などの代替フロン系の冷媒である。また、選定プロセスの中でヒートパイプの作動流体としての優位性を評価するために、メリット数による評価を行っている。メリット数とは作動流体の特性を示す因子であり、液輸送因子とも呼ばれる。メリット数の計算方法を以下に示す[22]。



$$N_f = \frac{\rho_L \sigma_L L_H}{\mu_L} \quad (2.1.1.1)$$

各作動流体のメリット数の計算結果を図 2.1.1.1 に示す。さらに、飽和蒸気圧曲線を図 2.1.1.2 に、蒸発潜熱を図 2.1.1.3 に示す。二酸化炭素は蒸気圧が高く、低温でのメリット数が高いため GAPS の作動流体として適していると考えられる。しかし、表 2.1.1.1 より臨界点が約 31 °C であり常温付近であることと、凝固点が 216.6 K (−57 °C) と高温であり気液の相変化を利用したヒートパイプとして動作可能な範囲が狭い。R23 は低温においてメリット数が高く、低温環境の使用において適している作動流体と考えられるが、常温でのメリット数が低い。さらに、R23 の臨界温度は 299.3 K (26.15 °C) と常温付近であるため二酸化炭素と同様に室温での動作条件で臨界点を迎え、潜熱による熱輸送が行えなくなる可能性がある。R410A は R134a に比べて 20 °C から低温域でメリット数が高く蒸発潜熱や飽和蒸気圧も高い。R410A は −50 °C まで 100 kPa 以上の飽和圧力を有しており低温時に高圧力を維持可能である。これら指標から作動流体の選定を行った結果、GAPS で用いる作動流体として R410A を選定している。R410A の各物性値を図 2.1.1.4 と表 2.1.1.2 に示す。

## 2.1.2 マルチループ型ヒートパイプ構成

GAPS に適用するマルチループ型ヒートパイプの管構成は、閉ループの O 字型のヒートパイプである。ヒートパイプのフライト状態の熱輸送管の構想と実験に用いたヒートパイプの管構成全体図を図 2.1.2.1 と図 2.1.2.2 に示す。また、試験に用いたマルチループ型ヒートパイプの全体写真を図 2.1.2.3 に示す。図 2.1.2.1 に示す検出器を搭載しフライトを想定した管構成と同じ条件で、加熱部管と冷却部管は重力方向垂直に設置している。これら加熱部管と冷却部管を断熱部管で繋ぐことでマルチループ型ヒートパイプの O 字形の 1 ループを形成している。図 2.1.2.4 に 1 ループのみを抜き出した管構成を示す。ヒートパイプには垂直に配管される加熱部管に 13 層の加熱源が設置されている。13 層の熱源は Si(Li) 検出器の発熱を模擬している。冷却部も同様に垂直に配置され、管外壁はラジエター板に熱結合している。これら、加熱部と冷却部は上下の断熱部管によって結合され、マルチループ型ヒートパイプの 1 ループを形成している。よって、ループ毎に、熱源が配置される加熱部と、冷却板に接する冷却部を有する構成である。マルチループ型ヒートパイプは 1 ループごとに加熱部と冷却部を有することで、検出器搭載数の変動に対して拡張性を高めている。冷却部の端部は、次ループの下部断熱部に結合されている。図 2.1.2.2 に示すように、最終ループの第 32 ループ冷却部配管の端部は、冷却部の下方を經由して、第 1 ループの下部断熱部と結合している。加熱部と冷却部を有している 1 ループを複数ループ結合し 32 ループを一筆書きの管構成とすることで、マルチループ型ヒートパイプを構成している。リザーバは第 1 ループの加熱部側の下部断熱部のみに 1 個設置されている。

加熱部の写真を図 2.1.2.5 に示す。加熱部は GAPS フライトの検出器層数に合わせ 13 層

のヒータで構成している。検出器発熱を模擬するヒータにはクレイボンテープヒータ(E-16)を使用した。クレイボンのシートヒータは、幅 10 mm 厚み 1 mm のアルミ板に接着した。ヒータを接着したアルミ板とヒートパイプ管外壁をアルミテープによって固定し、対向面からヒータを取り付けていないアルミ板で挟む。ヒータを取り付けたアルミ板とヒータの取り付いていないアルミ板でヒートパイプ管を挟み込むことによって、ヒータとヒートパイプ管を熱結合させ、管とヒータを固定している。図 2.1.2.6 に配管とヒータの結合方法を示す。加熱部において管と管の中心距離は 20 mm としている。よって、32 ループで構成するために、アルミ板の長さは、635 mm とした。加熱部は断熱材を施すことで、周囲空気との断熱を行っている。断熱材はブリジストン ケージービーの QonPET VL0015SB (厚さ 15 mm) とダウ化工のスタイロエース II (厚さ 20 mm) を使用している。QonPET の母材はポリエステルの不織布である。QonPET の母材密度は 12 kg/m<sup>3</sup>、熱伝導率は 0.04 W/mK である。スタイロエース II は押出法ポリスチレンフォーム保温板であり熱伝導率は 0.028 W/mK 以下である。これら断熱材を使用し、図 2.1.2.6 に示す構成でヒートパイプ管とヒータを周囲環境から断熱している。マルチループ型ヒートパイプの冷却部はヒートパイプ管をアルミ板に接触させることで放熱面積を拡大させ、外気との対流によって冷却している。冷却部の写真を図 2.1.2.7 に示す。管の中心軸間の距離は加熱部同様に 20 mm としている。図 2.1.2.8 にラジエーターとヒートパイプ管の断面図を示す。冷却部ではアルミ板に半円の溝を掘る加工を施し、溝にヒートパイプ管を埋め込むことでヒートパイプ管とラジエーター板を熱結合させている。アルミ板は高さ 970 mm の板を 2 枚連結させて長さ 1940 mm のラジエーター面を形成している。

上部断熱部と下部断熱部は、水平に配置される管で加熱部と冷却部を結合している。断熱部も加熱部と同様の断熱材構成で周囲空気とヒートパイプ管の断熱を行っている。断熱材の構成を図 2.1.2.9 に示す。断熱部でも、隣り合う管との中心距離を約 20 mm で設置している。また、図 1.2.2.2 に示すように下部の断熱部管の加熱部側には 1 ループごとに逆止弁を設けている。逆止弁の形状を図 2.1.2.10 に示す。加熱部側には作動流体の流動を可能にするが、冷却部側には還流しない方向に逆止弁を取り付けている。

図 1.2.2.2 に示されるように、第 1 ループの下部断熱部の加熱部側に、リザーバと接合される分岐管を取り付けている。リザーバは下部断熱部の管に T 字の継手を取り付け、分岐させることでヒートパイプとリザーバへと結合される管を結合している。図 2.1.2.11 にリザーバの取り付け方法を示す。リザーバは第 1 ループの断熱部配管から T 字型の継手 (Swagelok ©B-100-3) を用いて分岐させた管と結合している。リザーバには、Swagelok ©の 316L-50DF4-300 を使用している。図 2.1.2.12 にリザーバの図面を示す[63]。リザーバは内容量 300 cm<sup>3</sup>±5% である。リザーバには温度センサの計測値から加熱量がフィードバック制御されるヒータが取り付けられ温度制御される。リザーバに取り付けられるヒータは坂口伝熱 PM カールヒータ PMC1 (100 V 60 W ヒータ寸法, 10W×1000L×0.25t) である。リザーバに取り付けたカールヒータへの電力供給には、松定プレジジョン

PK120-3.3 のハイパワーデスクトップ型直流電源を用いている。リザーバ温度の制御のために、直流電源の電圧出力を測定されたリザーバ温度に応じてフィードバック制御を行う。そこで、リザーバ温度の制御を行うための直流電源の電力制御にはチノー デジタル指示調節計 LT370 60030-10A を使用した。デジタル指示調節計では、目標温度に温度調節を行うための PID 制御を行うことが可能である。リザーバの PID 制御値は P : 0.7, I : 82, D : 14 としている。デジタル指示調節計では、T 型の熱電対で計測されるリザーバ表面の温度データを取り込み、設定した目標制御温度と実測値の温度の差分から、目標値に到達させるための制御信号を 0 V - 10 V の電圧で出力する。これら、電圧信号を直流電源に入力することで直流電源の電力出力制御を行いリザーバの温調を行う。リザーバは加熱部や断熱部同様の断熱材で周囲空気との断熱を行っており、リザーバを周囲空気と断熱することによって、温調に必要なヒータ電力を低減している。

### 2.1.3 ヒートパイプ管径の選定

管内径は自励振動ヒートパイプの管内径設計方法を踏襲し、表面張力と浮力の無次元数であるボンド数が 4 以下になる条件から決定した[48, 53]。本ヒートパイプでは円形状のパイプをヒートパイプ管として適用する。ボンド数の定義を以下に示す。

$$Bo = \frac{\sigma D^2}{g(\rho_L - \rho_G)} \quad (2.1.3.1)$$

作動流体に R410 を使用するため、各温度においてボンド数が 4 以下になる最大内径を計算した結果を図 2.1.3.1 に示す。低温域ほど、許容される最大内径が大きい。よって、常温から低温までの広温度範囲に適用するヒートパイプ構築には、常温で許容される最大内径が本ヒートパイプで許容可能な管の最大内径を決定する。図 2.1.3.1 の計算結果から、本研究で管内径は、内径 1.0 mm と内径 1.3 mm の 2 種類の内径を選択した。内径 1.0 mm の管は、外径 1.6 mm で材料は銅製の管を用いた。内径 1.3 mm の管は、外径 3.0 mm のステンレス製 (SUS 304TP 日鉄住金ステンレス鋼管株式会社) の管を使用した。管の継ぎ手には Swagelok® の継手を使用している。

### 2.1.4 温度計測

ヒートパイプの性能評価を行うためにヒートパイプ管表面に熱電対を取り付け、温度計測を行っている。熱電対はフッ素樹脂被服の T 型 (銅・コンスタンタン) の熱電対を使用した。熱電対の線径は 0.2 mm を使用した。熱電対によるマルチループ型ヒートパイプの計測点を図 2.1.4.1 に示す。加熱部ではヒータとヒータの間に位置する管表面温度の計測を行っている。32 ループ中で中央部に位置する第 15 ループを代表的なループとして選定し、加熱部に 7 点、冷却部に 15 点の温度計測点を設けることで、詳細な評価を可能にしている。

また、各ループでの性能の差異を検証するため第 1 ループ、第 2 ループ、第 31 ループ、第 32 ループの温度計測を行っている。

### 2.1.5 試験装置

実験は宇宙航空研究開発機構相模原キャンパスにある温度環境試験装置（大型恒温槽）中にマルチループ型ヒートパイプを設置して実験を行っている。大型恒温槽にマルチループ型ヒートパイプを搬入した際の写真を図 2.1.5.1 に示す。大型恒温槽は大気圧条件下で恒温槽内の温度環境を変化させることが可能な試験装置である。試験室内寸法は、幅 3 m、高さ、2.6 m、奥行 4 m である。大型恒温槽内の温度は、80 °C～-60°C に制御可能で、大型恒温槽内の温度制御精度は±1 °C 以下である。また、大型恒温室内の温度分布は 2 °C 以内に抑える事が可能である。本ヒートパイプの試験では、供試体搬入出装置（幅 1.7 m 奥行 3 m）にマルチループ型ヒートパイプを設置し実験を行っている。

加熱部へ取り付けられたヒータへの電力供給は、ハイパワーデスクトップ型直流電源を使用した。直流電源は、松定プレジジョン PK120 - 3.3 と PK250 - 4.8 を使用し検出器発熱を模擬するヒータへの電力供給を行った。温度データなどの計測値はデータロガーを用いて、サンプリングレート 1 sec で取得している。また、圧力計測時には圧力計からのアナログ出力も同時にデータ収集装置でデータの収集を行っている。データロガーは、GRAFTEC の midi LOGGER GL820 を使用している。また、多くの計測チャンネル要するため、計測点を増加させるための 20ch 拡張端子(B - 538)を 5 台使用している。これら、データロガーに収録されたデータは USB2.0 を使用して、データ集計用の PC に転送され、データ集計用 PC に計測データの収録を行った。

## 2.2 実験方法

### 2.2.1 作動流体封入方法

作動流体は第 2.1.1 章で選択した作動流体 R410A を用いている。リザーバを含めたマルチループ型ヒートパイプ中に約 350 ml 作動流体を封入した。ヒートパイプへの作動流体の封入方法を示す。ヒートパイプ管は閉ループになっているため、作動流体封入用にリザーバ接続部分に三方弁を設けている。図 2.1.2.11 に示すように、リザーバを接続する管の途中に設けられた真空排気ポートから、小型油回転真空ポンプ (ULVAC GLD-136C) によってリザーバとヒートパイプ管内の真空引きを行う。十分に真空引きを実施後に、ヒートパイプ側とリザーバ間をバルブで遮断し、リザーバのみに作動流体 R410A の封入を行う。リザーバのみに作動流体が封入された状態で、リザーバの重量を測定し、作動流体封入前と封入後の質量の比較することにより、ヒートパイプ内に封入された作動流体量の計測が可能である。作動流体が封入された状態のリザーバと、真空引きされたヒートパイプの間を遮断していたバルブを開くことで、ヒートパイプ管内に作動流体が流入する。実験中に、リザーバに作動流体が封入された初期状態との差分を計測することで、ヒートパイプ管内で熱輸送に使用されている動流体の量を計測が可能である。

### 2.2.2 実験手順

実験は恒温槽温度が、20 °C、0 °C、-20 °C、-40 °C、-50 °C、-60 °C の条件で実験を行った。リザーバの制御温度は、各恒実験で恒温槽温度よりも 10 °C 高く制御を行っている。恒温槽温度 20 °C の条件においてのみ、リザーバ温度を恒温槽よりも 20 °C 高く設定したリザーバ制御温度 40 °C での実験を行っている。実験開始時には、大型恒温槽内の温度を目的の実験環境温度に設定し、大型恒温室内の温度を安定させる。ヒートパイプの全温度計測点の温度が、大型恒温槽内部の空気温度と同等の温度に安定した状態から実験を開始する。実験開始手順は、第一にリザーバに取り付けたヒータに直流電源からの電力を供給し、リザーバへ熱負荷を加える。先述の通り、リザーバに取り付けたヒータへの電力供給量は、温度コントローラによって目的温度に制御されるように制御されている。リザーバは、恒温槽内温度よりも 10 °C 高い温度を目的制御温度に設定する。リザーバの温度制御開始から約 10 分後に、リザーバ表面の温度は目的温度に到達し温度制御され安定する。計測されるリザーバ表面温度が安定したのを確認後、ヒートパイプ加熱部へ取り付けられたヒータへの熱入力を行う。始動開始条件では、50 W の熱負荷を加熱部に加える。50 W の熱負荷条件で、ヒートパイプ動作が安定し定常状態と判断した時点で、100 W の熱負荷へと変化させる。熱負荷は 50 W 刻みで段階的に増加させ、ヒートパイプの最大熱輸送量を迎える（加熱部上部の温度が急激な上昇を示す）まで熱負荷を増加させ、最大熱輸送量に到達したと判断した熱負荷において加熱部への熱負荷を停止する。

## 2.3 実験結果

### 2.3.1 温度挙動と最大熱輸送量

実験は恒温槽温度が、20 °C, 0 °C, -20 °C, -40 °C, -50 °C, -60 °Cの環境で実験を行った。リザーバは温調されヒートパイプ系内の飽和圧力制御を行っている。リザーバの温調設定は恒温槽温度よりも10 °C高く設定している。また、恒温槽温度20 °Cにおいてはリザーバ温度40 °Cの条件（恒温槽温度よりも20 °C高い条件）においても実験を行っている。これら、各熱環境でヒートパイプ管表面温度を計測することで、熱輸送特性の把握とヒートパイプが輸送可能な最大熱輸送量の評価を行う。

#### 2.3.1.1 内径 1.0 mm 外径 1.6 mm 温度計測結果と考察

*恒温槽 20 °C, リザーバ 30 °C*

恒温槽温度20 °C, リザーバ制御温度30 °C条件における第15ループと第16ループの温度時系列の温度測定結果を図2.3.1.1と図2.3.1.2に示す。図2.3.1.1と図2.3.1.2に示される時系列の温度計測結果は図2.1.4.1に示される温度計測点から、第15ループと第16ループの代表点を抜き出している。また、サンプリングレート1 secで収録された温度データから、1 minごとのデータに間引いて表示した結果である。

リザーバを30 °Cに温調開始と同時にリザーバ表面温度が上昇し、リザーバ温度が目標温度に到達し安定した時点（リザーバ温調開始から10分後）で加熱部へ熱負荷を入力した。動作開始時に加熱部に加えた熱負荷は50 Wである。加熱部の各温度は約35 °Cまで上昇後に急激に温度が低下し、その後一定温度に保たれている。加熱部の温度が急激に下降すると同時に、冷却部上部（C\_No.15\_100mm, C\_No.16\_Top）の温度が上昇している。加熱部の温度が上昇してから下降するまでに約15分を要した。図2.3.1.2に示す第16ループでは、加熱部上部（H\_No.16\_Top）の温度がリザーバ温度よりも高い温度を示している。50 Wから100 Wへの熱負荷変更時に、第15ループにおいて微小な温度上昇が観測される。100 Wの熱負荷条件では定常状態において加熱部の下部（H\_No.15\_1 - 2, H\_No.16\_Bottom）の温度が50 Wの熱負荷条件と比べて上昇し、冷却部中腹部（C\_No.15\_1000mm, C\_No.16\_Middle）の温度も同様に上昇している。一方で、加熱部中腹部と加熱部上部の温度は30 °C付近で一定に保たれている。第16ループでは100 Wへの熱負荷変更直後に急激に加熱部の温度上昇した後に温度低下し、一定温度に安定している。100 Wから150 Wへの熱負荷変更時には、各温度計測点の温度は一時微小に上昇するが、短時間で温度下降し安定する。定常状態において150 Wの熱負荷条件では、100 Wの熱負荷条件と比べて加熱部下部の温度が上昇し、冷却部中腹部の温度も上昇している。加熱部中腹部、加熱部上部の温度は30 °C付近で一定に保たれている。150 Wから200 Wへの熱負荷変更においても、100 Wから150 Wへの熱負荷変更と同様の応答を示している。250 Wの熱負荷では、図2.3.1.1に示す第15ループにおいて加熱部上部の温度が30 °Cよりも高温を示す。また、250

W の熱負荷では、200 W の熱負荷条件と比べて、冷却部下部の温度が微小に上昇している。図 2.3.1.1 と図 2.3.1.2 に示す時系列温度から、50 W の熱負荷条件で、加熱部の温度はリザーバと同等に保たれ、上部断熱部、冷却部上部の温度が上昇している。よって、加熱部で受けた熱が冷却部へ輸送されていると考察される。また、加熱部で一定温度に保たれている区間の温度は、熱負荷に依らず一定であるため、加熱部温度が受動的に制御されていることが示唆される。また、加熱部への熱負荷が小さい条件では、冷却部において放熱に必要な距離が短いため、冷却部上部の温度が上昇するのみである。加熱部での熱負荷の増大に応じて、放熱に必要な距離が冷却部の下方に伸展していると考察される。ヒートパイプに取り付けられるリザーバは、第 1 ループの加熱部下端に接続され、外部コントローラによって温調を行っている。リザーバの温度制御を行うことでヒートパイプ内部の圧力制御が行われるため、内部に封入される作動流体の飽和圧力（温度）がリザーバによって制御されている。よって、本ヒートパイプは熱負荷に応じてコンダクタンスの変化する可変コンダクタンスヒートパイプとして動作していると考察される。加熱部温度は熱負荷に依らずリザーバと同等の温度に制御され、冷却部では放熱に必要な距離が変化することで外部への放熱量が変化している。これらが受動的に行われることで、加熱部がリザーバと同等の温度に保たれるよう制御されていると考察される。

図 2.3.1.3 と図 2.3.1.4 に各熱負荷における、第 15 ループと第 16 ループのヒートパイプ管表面の定常状態における軸方向温度分布を示す。図中の温度は熱負荷変更前 20 分間の平均値をプロットしている。グラフの横軸で 0 m と示されるのは、下部断熱部の冷却部側端であり、下部断熱部 (0 m から 2 m)、加熱部 (2 m から 4 m)、上部断熱部 (4 m から 6 m)、冷却部 (6 m から 8 m) で示され、冷却部の下端 (8 m) までのヒートパイプ 1 ループ中の温度分布を示している。図 2.3.1.3 と図 2.3.1.4 から、加熱部の温度一定区間の温度は、熱負荷に依らずに 30 °C 付近の温度である。冷却部上端 (6 m) から冷却部の下流方向 (8 m 側) に伸びる温度一定の領域は熱負荷の増加と共に拡大している。加熱部の中腹部辺りから冷却部の中腹部辺りまで温度一定区間が形成されている。冷却部下部 (8 m 付近) では、ヒートパイプ管表面温度は恒温槽内環境温度まで低下している。2 m から 4 m で示される加熱部では、加熱部下部からヒータラインを通過するごとに管壁温度が上昇し、加熱部の上方では温度一定区間に到達している。図 2.3.1.3 に示される第 15 ループでは、250 W の熱負荷で加熱部上部の温度がリザーバよりも高温を示している。

温度が一定に保たれている区間では、作動流体が気液二相流の状態であると考察される。よって、温度一定区間では作動流体の潜熱によって熱輸送が行われているため、ほとんど温度が一定に保たれている。冷却部の下流端では作動流体が、恒温槽環境温度までサブクールされ、サブクールされた液は次のループの加熱部下部に流入していると考察される。よって、0 m から 2 m で示される下部断熱部には、前ループでサブクールされた液相の作動流体が流入していると考えられる。加熱部下端にはサブクールされた液が流入し、ヒータラインを通過するごとに作動流体が加熱される。相変化可能な条件において、気液二相

流に遷移していると考えられる。よって、過冷却された液が相変化するまでは顕熱、相変化後は潜熱によって熱輸送されていると考察される。熱負荷 250 W の条件において、加熱部上部での急激な温度上昇が観測されているのは、ヒートパイプ管内壁が乾ききるドライアウトを起こしているためであると考察される。よって、恒温槽温度 20 °C、リザーバ温度を 30 °C に制御した条件では、第 15 ループの最大熱輸送量は 200 W から 250 W の間であると考察される。第 15 ループには下部断熱部に逆止弁が取り付けられ、第 16 ループには逆止弁は付いていない。これら、第 15 ループ (図 2.3.1.3) と第 16 ループ (図 2.3.1.4) の比較からは、ループ間の温度分布に大きな差は見られない。よって、逆止弁の有無による温度分布の違いはほとんどないことが示唆される。図 2.3.1.5(a) から (e) に熱負荷 50 W から 250 W の条件における、第 1 ループ、第 2 ループ、第 15 ループ、第 16 ループ、第 31 ループ、第 32 ループの各ループの管軸方向の温度分布を示す。各ループで同様の軸方向温度分布を示している。第 15 ループの温度は冷却部において、他のループよりも温度計測点を多くしているため軸方向に分解能高く温度が観測されている。また、他のループよりも高熱負荷時に広い高温領域が観測されている。熱電対とヒートパイプ管壁の電気的な絶縁を目的としてカプトンテープを使用している。よって、温度計測点で管と冷却板の接触熱抵抗が増大したため高温になっている可能性が示唆される。また、熱負荷 200 W の条件までは加熱部上部で局所的な高温を示すループは存在しない。熱負荷 250 W の条件で、第 15 ループと第 32 ループが加熱部上部で局所的な高温を示し、ドライアウトを起こしていると考察される。よって、恒温槽温度 20 °C、リザーバ 30 °C に制御を行った条件では、全ループの評価において最大熱輸送量は 200 W から 250 W である。

図 2.3.1.6 に 1sec ごとに取得した第 15 ループ、第 1 ループ、第 32 ループの時系列の加熱部温度を示す。図 2.3.1.6 には該当ループの加熱部計測点すべてのデータを示している。第 32 ループにおいて、50 W から 100 W への熱負荷変更時に加熱部の中腹部 (H\_No.32\_Middle) が温度上昇し、一定時間高温を保ったままで保持されている。また、一定時間経過後に急激に温度低下している。熱負荷を 100 W から 150 W に変更時に、第 15 ループにおいて第 4 ヒータと第 5 ヒータの間の温度計測点、H\_No.15\_4 - 5 が同様に一定時間高温に保持された後に温度低下している。これは、作動流体が飽和蒸気圧曲線上に到達後も、気液二相流に遷移せずに液単相流のまま温度上昇し、気液二相流に遷移した時点で急激に温度低下したと考察される。よって、飽和温度に到達しても相変化が起きずに単相流のままである過加熱が観測されていると考えられる。図 2.3.1.7 に 1sec で取得した 50 W 熱負荷条件における熱輸送開始時の時系列温度を示す。熱負荷を加えると、加熱部の各点の温度は一斉に温度上昇し、約 35 °C まで上昇した後に低下する。第 1 ループの H\_No.1\_Top や H\_No.1\_Middle は温度振動を伴って温度低下している。また、加熱部の下部付近 (H\_No.1\_Bottom, H\_No.15\_Inlet, H\_No.32\_Bottom) でも温度振動している。図 2.3.1.8 に 1sec ごとに取得した 50 W から 100 W へ熱負荷を変更した時点での時系列温度を示す。熱負荷変更後に第 1 ループの加熱部上部が温度上昇する。作動流体は飽和圧力



制御されているので、熱負荷の上昇に対応して各ループの冷却部で放熱量を増大させるために気相の領域が拡大する。また、加熱部でも同様に気相領域が拡大する。気相領域の拡大によって、気液の密度差分の作動流体がリザーバに還流する。リザーバへ作動流体が還流されている期間では、第 1 ループの加熱部には十分な液量が供給されない可能性がある。よって、熱負荷変更直後は第 1 ループの加熱部上部で作動流体の供給不足によって、ドライアウトを起こしている可能性が示唆される。一方で、リザーバに十分な液量が還流し、第 1 ループにサブクールされた液が到達可能な条件に推移すると、第 1 ループの加熱部温度は急激に低下し定常状態へと移行していると考察される。

*恒温槽 20 °C, リザーバ 40 °C*

恒温槽温度 20 °C, リザーバ制御温度 40 °C 条件における、第 15 ループと第 16 ループの温度の時系列の実験結果を図 2.3.1.9 に示す。サンプリングレート 1 sec の収録データから、1 min ごとのデータに間引いて表示した結果である。50 W の熱負荷では、加熱部温度がリザーバ温度まで到達していない。冷却部上部の温度は温度上昇している。100 W, 150 W, 200 W, 250 W, 300 W の熱負荷では、加熱部の温度はリザーバ温度程度に制御されている。熱負荷が 350 W の条件で加熱部上部の温度 (H\_No.15\_12-13) がリザーバ温度よりも高温になっている。これら実験結果より、加熱部の温度はリザーバ温度程度に制御されることが実証された。また、350 W の熱負荷で管内壁が乾ききるドライアウトに至っていると考察される。各ループの定常状態での軸方向温度分布を図 2.3.1.10 に示す。定常状態の温度データからも各ループの加熱部温度がリザーバ温度程度に保たれている。また、熱負荷 350 W の条件で加熱部上部においてリザーバ温度よりも高温化する部分が観測されるのは、第 15 ループと第 32 ループである。これは、リザーバ温度を 30 °C に制御した結果と同様の傾向を示している。

リザーバ制御温度が 30 °C (周囲環境温度との温度差が 10 °C) の条件と比べて、リザーバ制御温度が 40 °C (周囲環境温度との温度差が 20 °C) の条件において、ドライアウトに至る熱負荷 (最大熱輸送量) が増加している。最大熱輸送量増加には、2 点の理由が考えられる。第 1 に、加熱部、上部断熱部の飽和温度が上昇したことにより、加熱部と上部断熱部の断熱材をから周囲空気へリークする熱量が増加したために、ドライアウトに至る熱量が増加したと考察される。リーク量の増加では、加熱部や断熱部から外部に逃げた熱量が増大しているため、実際に作動流体が輸送している熱量は増加していない。第 2 に、ヒートパイプが熱輸送可能な熱量が増加したためと考えられる。リザーバの温度を高く制御することで、飽和温度が上昇し、冷却部での管表面温度も上昇する。よって、周囲空気と冷却部管の温度差が大きくなることで単位長さ当たりの放熱量が増加する。リザーバ温度を 30 °C に制御した条件と比べて、リザーバ温度を 40 °C に制御した条件では、温度分布の比較から同熱負荷において冷却部の上部付近の短い区間で潜熱の放熱が行われている。冷却部上部の短い区間で放熱される場合には、冷却部で液相の区間が拡大している。冷却部で

の液相区間の拡大は、液柱の体積力による駆動力の増加をもたらし、流動可能な質量流量が増加するため、ヒートパイプが輸送できる熱量が増加したと考察される。

恒温槽 $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，リザーバ $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$

恒温槽温度 $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，リザーバ制御温度 $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ における第15ループと第16ループの時系列温度を図2.3.1.11と図2.3.1.12に示す。図中には加熱部，断熱部，冷却部から代表温度計測点を選出し，サンプリングレート1secの収録データから，1minごとのデータに間引いて表示した結果である。リザーバを恒温槽温度から $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 高温の $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ に温調開始からリザーバの表面温度が上昇し，リザーバ温調開始から約10分後に加熱部のヒータに50Wの熱負荷を入力した。加熱部中腹部(H\_No.15\_7-8, H\_No.16\_Middle)，加熱部上部(H\_No.15\_12-13, H\_No.16\_Top)，上部断熱部(A\_top\_No.15 Middle, A\_top\_No.16 Middle)の温度は上昇し，その後一定温度に保たれている。加熱部の温度が上昇すると同時に，温度振動を伴いながら冷却部上部(C\_No.15\_100mm)の温度が上昇している。50Wから100Wへの熱負荷変更時には，第15ループ，第16ループ共に一時的に大きな温度上昇が観測される。100Wの熱負荷では50Wの熱負荷条件と比べて，定常状態において加熱部の下部の温度(H\_No.15\_1-2, H\_No.16\_Bottom)が上昇する。一方で，加熱部中腹部と加熱部上部の温度は $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 付近で一定に保たれている。100Wから150Wへの熱負荷変更時に，各温度計測点の温度は急峻に温度上昇した後に，100Wの定常状態と同等程度の温度まで下降する。150Wの熱負荷では100Wの熱負荷条件と比べて，定常状態において加熱部下部の温度が上昇し，加熱部中腹部と加熱部上部と同等の温度を示している。また，加熱部中腹部，加熱部上部の温度は $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 付近で一定に保たれている。150Wから200Wへの熱負荷変更後には，第15ループで加熱部下部の温度がリザーバ温度よりも高い温度を示している。250Wの熱負荷では，加熱部上部と加熱部下部の温度が $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ よりも高温になっている。図2.3.1.13に1secで取得した第15ループの加熱部における全温度計測点の時系列温度を示す。図2.3.1.13より，加熱部の中腹部付近(H\_No.15\_4-5)の温度は，リザーバ温度よりも高温化したまま維持され，熱負荷の上昇と共に高温化している。また，高温化している加熱部の中腹部付近(H\_No.15\_4-5)の下方と上方に取り付けられる熱電対の温度はリザーバ温度程度に保たれている。これら温度分布から，低温においても常温の温度分布と同様の傾向を示しており，低温においても加熱部から冷却部へヒートパイプによって熱輸送可能であることを確かめた。また，低温においても加熱部温度はリザーバと同等程度に制御される。一方で，恒温槽温度 $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ では加熱部の中腹部においてリザーバ温度よりも高温化する部分が観測され高温のまま維持されており，恒温槽温度 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 条件での加熱部温度分布と異なっている。

図2.3.1.14と図2.3.1.15に恒温槽温度 $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，リザーバ制御温度 $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ における，各熱負荷条件での第15ループと第16ループのヒートパイプ管表面の軸方向温度分布を示す。図中の温度は熱負荷変更前20分間の平均値をプロットしている。軸方向の温度分布から，

加熱部の中腹部は加熱部下方から温度上昇しリザーバ温度よりも高温化している。加熱部中腹部よりも上方の加熱部管表面温度は加熱部中腹部よりも低下し一定温度に保たれている。冷却部の温度分布は、熱負荷の上昇と共に温度一定の区間が拡大している。熱負荷 250 W の条件では、加熱部中腹部と加熱部上部でリザーバ温度よりも高温化する部分が観測されている。冷却部では熱負荷 200 W と 250 W の条件で温度が一定に保たれる区間の長さは大きく変化していない。熱負荷 50 W から 200 W の条件では、熱負荷の増加と共に、冷却部での等温区間が拡大しているため、加熱部で作動流体が受けた熱は冷却部へ輸送されていると考察される。また、250 W の熱負荷で加熱部の上部の温度が高温化し、冷却部での凝縮長が拡大していないことから、熱輸送限界を迎えドライアウトしていると考えられる。よって、恒温槽温度 $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、リザーバ制御温度 $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ の条件において、第 15 ループと第 16 ループの最大熱輸送量は 200 W から 250 W である。加熱部中腹部の高温化として、2 つの原因が考えられる。第 1 に、加熱部中腹部で管内壁が乾ききるドライアウトを起こし管表面温度が上昇している可能性である。しかし、一方向流を仮定すると作動流体は加熱部下部から加熱部上部に向かって流れていると考えられるため、一度ドライアウトした作動流体が再び、加熱部上部でドライアウトが解消されるとは考えにくい。また、温度分布から加熱量の増加とともに凝縮長も伸びている。よって、加熱部中腹部での局所的なドライアウトの可能性は低いと考察される。第 2 に、リザーバで規定される飽和圧力では、作動流体の相変化が起こらず、沸騰開始条件として過熱を要している可能性が考えられる。沸騰が開始されない理由に関しては、濡れ性の高い作動流体を使用しているため大きな沸騰開始過熱度が必要である事が示唆される。過加熱に関しては、圧力測定、可視化実験、シミュレーション等の結果から総合的に考察を行う。

図 2.3.1.16 に各ループの定常状態における温度分布を示す。過加熱が観測されているのは第 15 ループと第 16 ループの加熱部中腹部である。熱負荷 50 W の条件では第 1 ループと第 32 ループで、加熱部中腹部において高温になる過加熱が観測されている。恒温槽温度 $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、リザーバ制御温度 $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ の条件では、200 W の熱負荷で第 1 ループと第 2 ループの加熱部上部においてリザーバ温度で規定される飽和温度よりも高温化している。よって、第 1 ループと第 2 ループの最大熱輸送量は 150 W から 200 W である。図 2.3.1.17 に 1sec で取得した第 1 ループ、第 15 ループ、第 32 ループの加熱部の時系列温度を示す。熱負荷 50 W の第 1 ループと第 32 ループの過加熱(H\_No.1\_Middle, H\_No.32\_Middle)は、熱負荷 100 W の条件では解消される。第 15 ループの加熱部中腹部の温度(H\_No.15\_4 - 5)は熱負荷の増加と共に上昇している。一方で、第 15 ループと第 16 ループでは多くの熱電対を取り付けているため各熱負荷で過加熱が観測可能であり、第 1 ループと第 32 ループでは熱電対で計測していない点に過加熱発生点が移動した可能性が示唆される。

各恒温槽温度、各熱負荷での定常状態における温度

図 2.3.1.18 から図 2.3.1.21 に、恒温槽温度  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$  の各恒温

槽温度における第 15 ループと第 16 ループの定常状態の軸方向の温度分布を示す。図 2.3.1.18 から図 2.3.1.21 に示す実験では、リザーバ温度を恒温槽温度から+10 °Cの温度に制御している。

図 2.3.1.18 に示す、恒温槽 0 °C、リザーバ制御温度 10 °Cの条件において、第 15 ループでは熱負荷 150 W と 200 W の条件で、加熱部中腹部で高温部が観測される。第 16 ループにおいては、加熱部温度は一様温度に保たれている。250 W の熱負荷では加熱部中腹部での局所的な高温部は観測されないが、第 15 ループの加熱部最上部で高温化している。

図 2.3.1.19 に示す、恒温槽 -20 °C、リザーバ制御温度 -10 °Cの条件において、第 15 ループでは 150 W、200 W、250 W の熱負荷において、加熱部中腹部で高温部が観測される。第 16 ループでは 150 W と 200 W の熱負荷において、加熱部中腹部で高温部が観測される。300 W の熱負荷では加熱部下腹部で局所的な高温部が観測されている。さらに 300 W の熱負荷条件では第 15 ループの加熱部最上部で高温部分が観測される。

図 2.3.1.20 に示す、恒温槽 -50 °C、リザーバ温度 -40 °Cの条件において、第 15 ループでは 100 W、150 W の熱負荷において、加熱部中腹部で高温部が観測される。第 16 ループでは 150 W の熱負荷のみで加熱部中腹部で高温部が観測される。250 W の熱負荷条件では第 15 ループの加熱部最上部で高温部分が観測される。

図 2.3.1.21 に示す、恒温槽 -60 °C、リザーバ温度 -50 °Cの条件において、第 15 ループでは 50 W、100 W の熱負荷において、加熱部中腹部で高温部が観測される。第 16 ループでは 50 W、100 W、150 W の熱負荷において、加熱部中腹部で高温部が観測される。200 W の熱負荷条件では第 15 ループの加熱部最上部で高温部が観測される。

これら各恒温槽温度の管軸方向温度分布から、加熱部中腹部において局所的な温度上昇が観測されている。一方で、図 2.3.1.18 の恒温槽温度 0 °C、リザーバ制御温度 10 °Cの条件では第 15 ループで過加熱が観測されるが、第 16 ループでは過加熱が観測されていない。さらに、高温条件よりも低温条件において過熱度が高く、低熱負荷や高熱負荷条件では過加熱は観測されない傾向であり、約 150 W の熱負荷条件で多く観測されている。これらの実験結果より、過加熱は熱負荷や環境によって発生の有無が左右されると考えられる。さらに、各温度の実験結果では最大熱輸送量を迎える熱負荷において、加熱部中腹部の過加熱はほとんど観測されていない。図 2.3.1.14 に示す恒温槽温度 -40 °C、リザーバ制御温度 -30 °Cの条件では、最大熱輸送量を迎えている 250 W の熱負荷においても加熱部中腹部の過加熱は観測されている。

実験結果より、加熱部中腹部では液相で流入した作動流体が、飽和蒸気圧曲線上に到達した条件で相変化を起こさずに液单相のまま流動しているために高温化している可能性が示唆される。さらに、最大熱輸送量を迎える熱負荷においては、図 2.3.1.17 に示すように加熱部の温度が大きく振動しているため、作動流体の流動が激しく振動している可能性が示唆される。よって、激しく振動する作動流体の圧力変動などによって、沸騰核の生成が促進されるなどし、最大熱輸送量を迎える熱負荷程度では過加熱が観測されないケース

が多いと考察される。

図 2.3.1.18 から図 2.3.1.21 に示す各温度の軸方向温度分布において一定温度を形成している区間を比較すると、飽和温度が低温の条件における低熱負荷で、温度一定の領域（上部断熱部 4 m から 6 m の区間）の温度が微小に低温である。図 2.3.1.18 に示す、恒温槽 0 °C、リザーバ 10 °C の条件では温度一定区間の軸方向温度は各熱負荷で重複しているが、作動流体が低温の条件では低熱負荷ほど温度一定区間の温度が低い。さらに、図 2.3.1.20 (b) では、過加熱が生じている熱負荷 150 W の条件において、各熱負荷で最も低い飽和温度を示している。沸騰開始過熱度を要する条件において、飽和蒸気圧曲線に到達しても相変化が起きず反重力方向の加熱部上方に向かって液が流動しているため、体積力によって作動流体の圧力が低下する。また、飽和沸騰条件においても、低熱負荷条件では作動流体が加熱部上方まで飽和蒸気圧曲線まで到達せず液相のまま流動し、作動流体の圧力が低下する。作動流体圧力の低下は、作動流体の飽和温度の低下を意味する。低温の条件においては、作動流体の  $dP/dT_{sat}$  が小さい。よって、常温よりも低温条件において、圧力損失の影響が飽和温度として顕著に表れる。よって、低温の低熱負荷条件や過加熱が観測される条件においては、圧力低下による飽和温度の低下が顕著に表れることによって、リザーバよりも低い温度で等温区間を形成していると考察される。

加熱部上部において、リザーバ制御温度よりも高温部が観測されるのは、管内壁が乾ききるドライアウトを起こしていると考察される。ドライアウトを起こす熱負荷において、ヒートパイプが熱輸送可能な最大熱輸送量を迎えていると判定する。よって、恒温槽温度よりもリザーバを 10 °C 高く制御した条件で、恒温槽温度 0 °C では最大熱輸送量 200 W から 250 W、恒温槽温度 -20 °C では最大熱輸送量 250 W から 300 W、恒温槽温度 -50 °C では最大熱輸送量 200 W から 250 W、恒温槽温度 -60 °C では最大熱輸送量 100 W から 150 W である。

#### 各恒温槽温度、熱負荷における第 15 ループの加熱部温度分布

図 2.3.1.22 に各恒温槽温度、各熱負荷において、定常状態の加熱部全温度計測点の平均値を示す。恒温槽温度により色分けし加熱部平均温度を示している。誤差棒は、加熱部で計測された最大温度と最小温度をそれぞれ示している。図 2.3.1.22 に示す実験では、リザーバは恒温槽温度よりも 10 °C 高く制御している。図 2.3.1.22 より、加熱部の平均温度は熱負荷に依存せずに、恒温槽温度から 10 °C 高いリザーバ温度程度である。加熱部最低温度は加熱部平均温度よりも約 10 °C 低い温度を示している。加熱部の最大温度は、恒温槽温度が低温条件で上昇し、同じ恒温槽温度条件では熱負荷の増加と共に上昇している。図 2.3.1.22 の結果より、広範囲の熱負荷、温度条件において加熱部がリザーバ温度付近で制御されることが実証される。加熱部の最低温度が加熱部平均温度よりも 10 °C 低い温度を示しているのは、加熱部下部に恒温槽温度までサブクールされた液が流入しているためである。よって、各温度の全熱負荷で加熱部の平均温度よりも約 10 °C 低温の恒温槽温度付近を示してい

る。加熱部最高温度が、恒温槽温度が低温の条件に移行するほど上昇し、同じ恒温槽温度条件では熱負荷の増加と共に上昇しているのは、加熱部中腹部付近での高温化（過加熱）による影響である。低温条件では加熱部の最高温度は高くなっており、加熱部中腹部の高温化は温度依存性を有する現象であることが示唆される。

#### コンダクタンス評価

図 2.3.1.23 に各恒温槽温度での、各熱負荷での加熱部と冷却部間での熱コンダクタンスを示している。図 2.3.1.22 同様にリザーバは恒温槽温度から 10 °C 高い温度で制御を行った結果を示している。コンダクタンスは、以下の式を用いて加熱部の平均温度と冷却部の平均温度から求めている。

$$C = \frac{Q}{T_{Hi\,average} - T_{Lo\,average}} \quad (2.3.1.1)$$

図 2.3.1.23 より、コンダクタンスは、熱負荷の上昇と共に増加している。同じ熱負荷において、異なる恒温槽温度のコンダクタンスを比較すると、恒温槽温度が低温条件においてコンダクタンスが低下している。本ヒートパイプは第 1 ループの端部に温度制御されたリザーバが取り付けられているため、動作中も内部の飽和温度が制御され、熱負荷に応じてコンダクタンスが変化する可変コンダクタンスヒートパイプとして機能している。熱負荷の変動に関わらず飽和温度が一定に保たれるため、低熱負荷でコンダクタンスが低く制御され、熱負荷の上昇と共にコンダクタンスが増加することで、加熱部温度が一定に保たれていると考察される。各温度における同じ熱負荷条件での比較では、低温に移行するほどコンダクタンスが低下している。コンダクタンスの低下は、図 2.3.1.22 で示されるように、低温条件において加熱部の中腹部で大きな温度上昇が生じているため、加熱部温度の平均値が高くなり、コンダクタンスが低下したと考察される。

#### 2.3.1.2 内径 1.3 mm 外径 3.0 mm 温度計測結果と考察

##### 恒温槽 20°C, リザーバ 30°C

内径、外径、材質の異なる管を用いて構成したマルチループ型ヒートパイプの性能評価を行った。20 °C における第 15 ループの時系列温度を図 2.3.1.24 に、第 16 ループの温度を図 2.3.1.25 に示す。第 15 ループと第 16 ループの代表点を抜出し、サンプリングレート 1 sec の収録データから、1 min ごとのデータに間引いて表示した結果である。リザーバの温度は恒温槽温度から 10 °C 高く制御し、30 °C での温調を行っている。加熱部に 50 W の熱負荷を加える条件で実験を開始し、加熱部の温度は上昇し、冷却部も同時に上昇している。熱負荷を段階的に上昇させていくと、加熱部の中腹部 (H\_No.15\_7 - 8, H\_No.16\_Middle) と加熱部上部 (H\_No.15\_12 - 13, H\_No.16\_Top) での温度はリザーバ温度程度に制御され

ている。一方で、加熱部下部 (H\_No.15\_1 - 2, H\_No.16\_Bottom) の温度は熱負荷の上昇と共に段階的に上昇している。冷却部上部 (C\_No.15\_30 mm, C\_No.16\_Top) の温度から、冷却部中腹部 (C\_No.15\_1000 mm, C\_No.16\_Middle), 冷却部下部 (C\_No.15\_1860 mm, C\_No.16\_Bottom) へと温度が低下している。また、熱負荷の上昇と共に冷却部の各温度は段階的に上昇している。これら実験結果から、本ヒートパイプは 50 W の熱負荷で加熱部から冷却部へ熱輸送をしていると考察される。さらに、段階的に熱負荷を上昇させても、加熱部の温度は一定に保たれていることからリザーバ制御による飽和温度制御が行われる可変コンダクタンスヒートパイプとして動作していると考えられる。450 W の熱負荷条件において、第 15 ループの加熱部上部は高温化しておらず、ドライアウトに至っていない。一方で、第 16 ループでは、450 W の熱負荷において加熱部上部でドライアウトが確認される。よって、450 W の熱負荷条件で、第 16 ループにおいて最大熱輸送量を超えていると考察される。

図 2.3.1.26 と図 2.3.1.27 に第 15 ループと第 16 ループの軸方向の温度分布を示す。図中の温度は熱負荷変更前 20 分間の平均値をプロットしている。横軸で 0 m と示されるのは、下部断熱部の冷却部側端であり、下部断熱部 (0 m から 2 m), 加熱部 (2 m から 4 m), 上部断熱部 (4 m から 6 m), 冷却部 (6 m から 8 m) の冷却部の下端 (8 m) までの 1 ループ中の温度分布を示している。

図 2.3.1.26 と図 2.3.1.27 から、加熱部はリザーバ温度と同等の約 30 °C に制御されている。温度一定の区間は加熱部の中腹部から冷却部の中腹部(7 m 付近)まで続いている。冷却部上端 (6 m) から冷却部の下方に伸びる温度一定の領域は熱負荷の増加と共に拡大している。冷却部下部 (8 m 付近) では、管表面温度は温度一定区間から恒温槽温度程度まで低下している。2 m から 4 m で示される加熱部は、加熱部下部から中腹部にかけて温度上昇し、加熱部上方(4m 付近)では軸方向温度は一定に保たれている。低熱負荷条件で、横軸 4 m から 6 m で示される上部断熱部の区間で温度が低下している。熱負荷が増大すると上部断熱部の軸方向温度は一定である。熱負荷 400 W や 450 W の条件では、冷却部の上部 (6 m) から下端 (8 m) 付近まで軸方向温度が等温である。第 16 ループでは、熱負荷 450 W の条件で加熱部上部の温度がリザーバよりも高温である。

すべての熱負荷において軸方向に等温部分の温度はリザーバ温度付近を示しており、大内径管を使用したヒートパイプにおいても、動作中のヒートパイプ内部の飽和温度 (飽和圧力) はリザーバ温度程度に制御されていることが実証される。軸方向温度が等温の区間では、作動流体が気液二相状態であり、潜熱による熱輸送が行われるため、軸方向温度が一定であると考察される。冷却部の下方では、恒温槽温度程度まで管壁温度が低下しているため、作動流体はサブクールされていると考えられる。サブクールされた液は、下部断熱部を通過し、次のループの加熱部下部に流入している。加熱部下部に流入するサブクールされた作動流体は、加熱部でヒータラインを通過するごとに加熱されている。サブクールされた温度から飽和温度までの温度上昇に使用された熱量は、顕熱として冷却部に輸送

される。相変化可能な可能な条件において、作動流体は気液二相流に遷移していると考察される。気液二相流に遷移した作動流体は、潜熱によってヒータから受けた熱量を冷却部へと輸送していると考察される。高熱負荷条件で冷却部下部において恒温槽環境温度まで低下していないのは、冷却部の範囲（長さ 2 m）では加熱部から潜熱として輸送された熱量を放熱できていないことを示唆している。よって、400 W や 450 W の高熱負荷条件では冷却部端においても高温であるため、図 2.3.1.27 に示す次ループの下部断熱部（0 m から 2 m の区間）の温度が低熱負荷時よりも上昇している。十分にサブクールされていない作動液が加熱部下部に流入する場合には、顕熱に依る熱輸送量は小さくなり、潜熱輸送が支配的になると考察される。第 16 ループにおいて、450 W の熱負荷において生じた加熱部上部の高温化は、管内壁が乾ききるドライアウトが生じていると考察される。図 2.3.1.28 に各熱負荷における全ループの軸方向温度分布を示す。これら全ループの温度分布の比較より、各ループで同様の温度分布を示している。また、熱負荷 450 W において、第 15 ループ以外のループでは加熱部上部で温度上昇を起こしている。よって、恒温槽温度 20 °C、リザーバ制御温度 30 °C でのマルチループ型ヒートパイプ全体の最大熱輸送量は、400 W から 450 W と考察される。

#### 恒温槽-40 °C, リザーバ-30 °C

図 2.3.1.29 と図 2.3.1.30 に、恒温槽温度-40 °C、リザーバ制御温度-30 °C の条件における、第 15 ループと第 16 ループのマルチループ型ヒートパイプの管軸方向の温度分布を示す。図中の温度は熱負荷変更前 20 分間の平均値をプロットしている。各熱負荷を比べると、上部断熱部（4 m から 6 m）の軸方向温度が、低熱負荷では高熱負荷に比べて低温であり、熱負荷の上昇と共にリザーバ温度に近づいている。また、内径 1.0 mm の条件で観測された中腹部での高温領域は観測されていない。図 2.3.1.30 に示す第 16 ループにおいて 350 W の熱負荷で、加熱部上部（4 m 付近）においてリザーバ温度よりも高温化している。熱負荷 350 W の条件までは加熱部中腹部の高温化は観測されていない。

熱負荷の上昇に伴い温度一定区間の温度が上昇しているのは、第 1 ループの加熱部入口ではヒートパイプ内部の圧力はリザーバと同等に制御されているが、気液二相状態に遷移する点においては圧力損失によって飽和圧力が低下しているため、飽和温度が低下したと考察される。内径 1.0 mm で観測されていた中腹部の過加熱が観測されなかった原因として 2 点の考察がされる。第 1 は、本実験での温度計測点では観測されなかったが、温度計測を実施していない表面で過加熱が生じていた可能性が考えられる。第 2 に、過加熱は実験開始までの履歴や管表面の状態などによって現象の有無が決定され、内径 1.3 mm のステンレス管を用いた実験条件では起きなかった可能性が考えられる。ステンレス製の管を用いているため、材料の違いにより濡れ性やキャビティ半径が変化し過加熱が生じなかった可能性も示唆される。しかし、本実験結果からのみではこれらを切り分けて考察する事は難しい。350 W の熱負荷で第 16 ループの加熱部最上部で高温化しており、恒温槽-40 °C、リ



ザーバ $-30^{\circ}\text{C}$ 制御条件における最大熱輸送量を迎えている。図 2.3.1.31 に全ループの各熱負荷条件での軸方向温度分布を示す。低温条件においても、ループの違いによる温度分布の違いはほとんどない。また、各ループでも恒温槽 $-40^{\circ}\text{C}$ 、リザーバ $-30^{\circ}\text{C}$ 制御条件において加熱部中腹部における過加熱は観測されていない。

#### 各恒温槽温度、各熱負荷での定常状態における温度

図 2.3.1.32 から図 2.3.1.35 に、恒温槽温度 $0^{\circ}\text{C}$ 、 $-20^{\circ}\text{C}$ 、 $-50^{\circ}\text{C}$ 、 $-60^{\circ}\text{C}$ の各恒温槽温度における第 15 ループと第 16 ループの定常状態の軸方向の温度分布を示す。リザーバ温度は恒温槽温度から $10^{\circ}\text{C}$ 高温に制御している。

図 2.3.1.32 に示す、恒温槽温度 $0^{\circ}\text{C}$ 、リザーバ制御温度 $10^{\circ}\text{C}$ の条件において $150\text{W}$ 、 $200\text{W}$ の熱負荷で加熱部においてリザーバ温度よりも高温化している部分が観測される。第 16 ループでは $50\text{W}$ の熱負荷で加熱部上部が高温化し、冷却部の温度が上昇していない。 $450\text{W}$ の熱負荷において、第 16 ループの加熱部上部の温度が上昇している。

図 2.3.1.33 に示す、恒温槽温度 $-20^{\circ}\text{C}$ 、リザーバ制御温度 $-10^{\circ}\text{C}$ の条件では、 $50\text{W}$ 、 $100\text{W}$ 、 $150\text{W}$ の低熱負荷条件で第 16 ループにおいて加熱部下部から上部にかけて温度が上昇し、等温区間が観測されない。 $200\text{W}$ 以上の高熱負荷では、加熱部の上部から、上部断熱部（ $4\text{m}$  から  $6\text{m}$  の区間）で等温区間が観測されている。また、加熱部中腹部で観測される高温部のピークは熱負荷の上昇と共に加熱部の下方に移動している。 $450\text{W}$ の熱負荷では第 16 ループの加熱部上部で高温化している。

図 2.3.1.34 に示す、恒温槽温度 $-50^{\circ}\text{C}$ 、リザーバ制御温度 $-40^{\circ}\text{C}$ の条件では、第 15 ループ、第 16 ループ共に $50\text{W}$ の熱負荷で等温区間が形成されていない。 $150\text{W}$ 、 $200\text{W}$ 、 $250\text{W}$ において加熱部の中腹部で局所的に高温である。 $300\text{W}$ 以上の高熱負荷では加熱部中腹部で局所的に高温になる部分は観測されない。また、第 16 ループでは、加熱部の局所的な高温部は観測されなかった。加熱部上部から、上部断熱部、冷却部にかけて軸方向に等温の区間が形成される。低熱負荷と高熱負荷条件の等温区間の温度を比べると、低熱負荷条件では高熱負荷条件と比較して低温である。 $350\text{W}$ の熱負荷で第 16 ループの加熱部上部が高温化している。

図 2.3.1.35 に示す、恒温槽温度 $-60^{\circ}\text{C}$ 、リザーバ制御温度 $-50^{\circ}\text{C}$ の条件では、第 15 ループにおいて $50\text{W}$ 、 $100\text{W}$ の熱負荷では等温区間が形成されていない。 $150\text{W}$ 、 $200\text{W}$ 、 $250\text{W}$ において加熱部の中腹部から上部に高温部が観測される。 $300\text{W}$ 以上の高熱負荷では、加熱部で局所的に高温になる部分は観測されていない。また、第 16 ループにおいては $150\text{W}$ 以上の熱負荷において、加熱部中腹部での局所的な高温部は観測されなかった。 $300\text{W}$ の熱負荷では加熱部中腹部での局所的な高温部は観測されないが、第 16 ループの加熱部上部で局所的に高温化している。

図 2.3.1.32 から図 2.3.1.35 に示す軸方向温度分布において、加熱部から冷却部へ続く等温区間はリザーバ温度程度に制御されている。よって、内部の飽和圧力が動作中もリザー

バによって制御されることを径の異なる管を用いたヒートパイプでも実証した。低熱負荷条件において、等温区間が形成されずに加熱部上部付近まで温度上昇している温度分布が観測されるのは、顕熱によって加熱部から冷却部へ熱輸送されていると考察される。各温度の第 15 ループにおいて、150 W から 200 W の熱負荷では中腹部の過加熱が観測される。一方で、第 16 ループにおいて、過加熱はほとんど観測されていない。また、加熱部上部での局所的な高温化は、加熱部上部で管内壁が乾ききるドライアウトが起きていると考察される。ドライアウトが起きた熱負荷を最大熱輸送量と判定する。よって、恒温槽温度よりもリザーバを 10 °C 高く制御した条件で、恒温槽温度 0 °C で最大熱輸送量 400 W から 450 W、恒温槽温度 -20 °C で最大熱輸送量 400 W から 450 W、恒温槽温度 -50 °C で最大熱輸送量 300 W から 350 W、恒温槽温度 -60 °C で最大熱輸送量 250 W から 300 W である。最大熱輸送量を迎える熱負荷において中腹部の過加熱は観測されていない。図 2.3.1.34 や図 2.3.1.35 の等温区間を比較すると、低温の低熱負荷条件で等温度区間の温度が微小に低下している。これは、内径 1.0 mm での考察と同様に、低熱負荷では加熱部上部まで液相のため体積力による圧力損失が大きい。低温条件では  $dT/dP_{sat}$  が小さいため、体積力による圧力損失の影響が、常温付近に比べて温度に顕著に表れる。よって、リザーバよりも低い温度の等温度区間が観測されていると考察される。

#### 各恒温槽温度、熱負荷における第 15 ループの加熱部温度分布

図 2.3.1.36 に第 15 ループにおける定常状態の加熱部温度全計測点の平均値を示したグラフを示す。図中の誤差棒は、加熱部で計測された最大温度と最小温度をそれぞれ示している。恒温槽の温度により各熱負荷における加熱部平均温度を色分けしている。リザーバは恒温槽温度よりも 10 °C 高く制御を行っている。図 2.3.1.36 より、加熱部の平均温度は熱負荷に依存せず、恒温槽温度から 10 °C 高い温度（リザーバ制御温度）である。低熱負荷において、加熱部の最低温度は加熱部平均温度よりも約 10 °C 低い温度を示している。高熱負荷において最低温度は上昇し平均温度に近づいている。加熱部の最大温度は、低熱負荷では平均温度よりも高温の部分が観測されている。高熱負荷の条件で、最高温度は加熱部平均温度とほぼ同等である。図 2.3.1.36 より内径 1.3 mm 外径 1.6 mm のステンレス管を用いたヒートパイプにおいても、広範囲の熱負荷、温度条件において加熱部がリザーバ温度付近で制御されることを実証した。加熱部の最低温度が、低熱負荷条件で加熱部の平均温度よりも 10 °C 低い温度を示しているのは、加熱部に恒温槽温度程度までサブクールされた液が流入しているためである。一方で、高熱負荷条件では、冷却部で十分に作動流体がサブクールされずに加熱部下部に流入するため、最低温度が上昇し平均温度に近づいている。加熱部最高温度が、平均値と同等の温度を示しているのは、加熱部を流れる作動流体が気液二相状態に遷移し、潜熱に依る熱輸送が行われているためと考察される。恒温槽温度 -20 °C の条件では低熱負荷時には顕熱による熱輸送が行われ、高熱負荷時には加熱部中腹部の過加熱が観測されたため、ほとんどすべての熱負荷で加熱部最高温度が平均値よりも高

い結果を示している。恒温槽 $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ の条件において、低熱負荷ではリザーバ制御温度の $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ よりも加熱部の平均値が高温化している。これは、 $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ において低熱負荷で顕熱に依る熱輸送が行われていたためである。

#### 銅配管とステンレス配管の比較

内径  $1.0\text{ mm}$  外径  $1.6\text{ mm}$  の銅管と、内径  $1.3\text{ mm}$  外径  $3.0\text{ mm}$  のステンレス製管を用いたマルチループ型ヒートパイプの比較を行う。加熱部中腹部の過加熱は、内径  $1.3\text{ mm}$  のステンレス製管の方が起きにくい結果であった。一方で、内径  $1.3\text{ mm}$  で過加熱が観測されなかった要因が、作動流体の R410A と材料の特性であるのか、内径が異なる事による流動の違いに依るかは本実験結果のみからでは区別することは困難である。

#### 2.3.1.3 最大熱輸送量

第 2.3.1.1 章と第 2.3.1.2 章で得られた温度計測結果から、加熱部上部が急激に温度上昇する熱負荷を、管内壁が乾ききるドライアウトが起きた熱負荷と判定する。よって、ドライアウトを起こす熱負荷よりも低い熱負荷が、マルチループ型ヒートパイプが加熱部から冷却部へ正常に熱輸送可能な最大熱量（最大熱輸送量）であるとする。そこで、各温度の最大熱輸送量を図 2.3.1.37 に示す。本実験では、内径  $1.0\text{ mm}$ 、外径  $1.6\text{ mm}$  の銅製の管、内径が  $1.3\text{ mm}$ 、外径  $3.0\text{ mm}$  のステンレス製の管を用いて実験を行っているため、それぞれのマルチループ型ヒートパイプにおける最大熱輸送量を示している。同じ温度条件において、大内径管の方が小内径管と比べて高い最大熱輸送量を有していた。また、低温条件において内径  $1.0\text{ mm}$  と内径  $1.3\text{ mm}$  の双方で、最大熱輸送量が低下する傾向を示した。大内径管の方が高い最大熱輸送量を示したのは、大管内径では小内径と比べて管摩擦損失が低いために最大熱輸送量が増加したと考察される。内径  $1.3\text{ mm}$  では内径  $1.0\text{ mm}$  と比べて、内径が 1.3 倍になっているため管摩擦損失が低減する。低温において、最大熱輸送量が低下する要因は作動流体 R410A の物性値の変化の影響を受けていると考えられる。

## 2.3.2 熱輸送に使用される作動流体量

リザーバ重量の測定を行うことで、ヒートパイプ管内に封入されている作動流体量の測定を行った。マルチループ型ヒートパイプの端部には、温度制御されたリザーバが取り付けられている。よって、ヒートパイプ管内で熱輸送に使用されている作動流体量は条件によって変化する。熱輸送に使用されている作動流体量を計測することで、ヒートパイプの熱輸送に対してリザーバが果たしている機能と特性を把握する。

### 2.3.2.1 計測装置・実験方法

熱輸送に使用される作動流体量の計測は、内径 1.0 mm、外径 1.6 mm の銅管で構成されるマルチループ型ヒートパイプを用いて実施する。ヒートパイプ全体の質量は、ヒートパイプを支えているフレームの質量などを含めると大質量である。そこで、リザーバの質量計測を行うことで、ヒートパイプ管内で熱輸送に使用されている作動流体量の計測を行った。リザーバの質量計測に用いた電子天秤は METTLER TOLEDO の WMS6002C-L/0.1, Serial No. B406270784 を使用した。電子天秤は、最大秤量 6200 g, 0.01 mg の精度で質量の計測が可能である。電子天秤から出力されるリザーバ質量の計測値は、RS232C を用いて計測用ノートパソコンと通信を行い質量計測データの収録を行った。ヒートパイプ内に封入される作動流体質量の計測方法を以下に示す。作動流体封入前に、ヒートパイプ管とリザーバ内部の真空引きを行う。初期条件として、作動流体が封入されていない、真空引きされた状態のリザーバ重量を計測する。その後、リザーバのみに作動流体を封入する。作動流体封入後に、作動流体が封入された状態のリザーバ重量を測定し、封入前のリザーバ重量と比較する。この比較で、リザーバに封入された作動流体質量を計測する。作動流体で満たされたリザーバと真空引きされたヒートパイプを繋ぐバルブを開放することで、ヒートパイプ管内に作動流体がトランスファーされる。作動流体が封入された状態のリザーバ初期重量から、リザーバとヒートパイプ管が接続されるバルブを開いた状態でのリザーバ質量の変位を計測することで、ヒートパイプ管内に封入され熱輸送に使用されている作動流体量を計測する。実験では、電子天秤の使用温度下限の制約から恒温槽 20 °C の条件のみでリザーバの質量計測を行っている。電子天秤はサンプリングレート 1 sec でリザーバ質量の計測を行った。リザーバ質量の測定実験を行った写真を図 2.3.2.1 に示す。また、恒温槽温度 20 °C の温度条件下でリザーバの制御温度は 30 °C と 40 °C の 2 つの温度条件で実験を行った。

### 2.3.2.2 実験結果と考察

恒温槽 20 °C リザーバを 30 °C に温調した条件での熱負荷、リザーバ温度、リザーバ質量の時系列の実験結果を図 2.3.2.2 に示す。リザーバ温度は熱負荷に依らず、約 30°C 一定で制御している。熱負荷は 50 W から 50 W 刻みで増加させ、250 W の熱負荷条件まで実験を行っている。リザーバを含めたヒートパイプ系内に封入される、作動流体質量は 346.39 g で

ある。断熱材などが取り付けられた状態で、作動流体封入後のリザーバ質量は 3567.46 g であった。よって、3221.07 g が作動流体以外のリザーバ本体、配管、断熱材、熱電対、ヒータ等の質量になる。図 2.3.2.2 に示す実験結果よりリザーバの質量は、熱負荷の上昇と共に増加している。これは、作動流体が熱負荷の上昇と共にリザーバに還流している事を示唆している。これら、リザーバの質量測定結果からヒートパイプ管内で熱輸送に使用される作動流体量を図 2.3.2.3 に示す。図 2.3.2.3 の結果よりヒートパイプ内で熱輸送に利用されている作動流体の量は熱負荷の上昇と共に減少している。恒温槽温度 20 °C でリザーバを温調 40 °C に温調した条件で、ヒートパイプ内部で熱輸送に使用されている作動流体 R410A の質量を計測した結果を図 2.3.2.4 に示す。熱負荷は 50 W から 50 W 刻みで 350 W の熱負荷まで上昇させている。熱負荷に依らずリザーバの温度は 40 °C で一定に保っている。図 2.3.2.4 の結果より、ヒートパイプ内で熱輸送に使用される作動流体の量は熱負荷の上昇と共に減少している。リザーバ温度が 30 °C、40 °C の条件において熱負荷を変更する前 20 分間での時間平均を取ったリザーバ質量を図 2.3.2.5 に示す。同じ熱負荷において、リザーバが 40 °C で温度制御されている条件では、リザーバを 30 °C に温度制御した条件よりもヒートパイプ内熱輸送に使用されている作動流体質量が少ない。熱負荷の増加に対して熱輸送に使用される作動流体質量が減少している傾向は同様である。

熱負荷と共にリザーバ質量が減少している要因は、気液二相流の領域が熱負荷によって拡大しているためと考えられる。第 2.3.1 章での得られた温度分布からも、熱負荷の増加と共に気液二相流の領域が拡大していると考察されている。本ヒートパイプはリザーバで規定される圧力で作動流体の飽和圧力が制御されている。よって、熱負荷の増大とともに気液二相流の領域が拡大し、凝縮長さが受動的に変動することで、加熱部から輸送された熱を冷却部で周囲環境に放熱している。飽和温度が制御され、二相流状態における温度は低熱負荷と高熱負荷条件で同等であるため、低熱負荷条件では高熱負荷条件に比べて、短い凝縮長で作動流体が輸送した熱を周囲空気に放熱可能である。よって、低熱負荷では液相や低ボイド率の領域がループの大半を占めるため、リザーバから作動流体がヒートパイプ管側に流出する。一方で、高熱負荷条件では、高ボイド率の領域が拡大している。よって、高熱負荷条件においては低熱負荷条件に比べて、気液の密度差によってヒートパイプ内で熱輸送に使用される作動流体質量は減少し、リザーバに還流していると考察される。これら実験結果より、リザーバとヒートパイプ管では熱負荷の変化に応じて受動的に作動流体の流出入が行われており、リザーバは飽和圧力の制御と同時にヒートパイプ管内で熱輸送に使用される作動流体質量を変化させる役割を果たしている事を実験的に確かめた。

ヒートパイプ内部で熱輸送に使用されている作動流体量の計測結果は、温度分布から考察される以下の熱輸送機構と定性的に一致している。低熱負荷では、リザーバから十分な作動流体がヒートパイプ管内に流入し加熱部、上部断熱部、冷却部に存在する二相流領域が受動的に調整される。さらに、熱負荷の増加に対して、ヒートパイプの二相流領域が拡大し入力熱量と放熱量のバランスを受動的に制御している。飽和圧力はリザーバによって

規定されているため、加熱部での熱負荷変動に対して、二相流領域が変化することで受熱量と放熱量を調整し、飽和温度が一定に保たれていると考察される。

図 2.3.2.5 において、リザーバ制御温度が 40 °C の条件では 30 °C の場合と比べて作動流体封入量が少ない。リザーバが 40 °C に制御され、ヒートパイプ内部の飽和温度が約 40 °C の条件では、冷却部に流入する作動流体の温度が 30 °C に比べて高温である。すなわち、20 °C に制御されている恒温槽内空気との温度差が大きい。周囲空気との温度差が大きいいため、冷却部において単位ヒートパイプ長さ当たりの放熱量がリザーバ制御温度 40 °C の条件の方がリザーバ温度 30 °C 制御の条件に比べて大きい。よって、リザーバ 40 °C の条件では、リザーバ 30 °C の条件に比べて二相流の領域は短くなる。また、加熱部においても周囲空気温度までサブクールされた液が加熱部下部に流入した場合には、顕熱を利用して相変化温度まで温度上昇をするため、飽和温度と周囲空気温度との温度差が大きい条件の方が单相流の領域が長くなり、二相流領域は短くなる。よって、リザーバ温度を 40 °C に制御した条件では、リザーバ温度を 30 °C に制御した条件に比べて、作動流体封入量が少ないと考察される。

ここで、ヒートパイプ内に封入される作動流体質量を、体積封入率に換算し考察を行う。本ヒートパイプは内径 1.0 mm、長さ 2.0 m の管で下部断熱部、加熱部、上部断熱部、冷却部が構成される。また、第 32 ループから第 1 ループに還流するために 620 mm の管が施されている。よって、ヒートパイプ管内の体積は以下の式で計算される。

$$V_{MLH} = 32 \times 4 \times 2.0 \times \pi r^2 + 0.62 \times \pi r^2 \quad (2.3.2.1)$$

実験で計測されたリザーバ内に封入される作動流体は、リザーバで温調されている温度での作動流体封入量である。よって、ヒートパイプ管内での体積封入率を算出するためにはヒートパイプ管内の作動流体温度での密度での体積を以下の式から計算する。

$$V_{ex} = \frac{m_{ex}}{\rho_L} \quad (2.3.2.2)$$

体積封入率は以下の式で計算される。

$$\gamma = \frac{V_{ex}}{V_{MLH}} \quad (2.3.2.3)$$

作動流体は、高温側はリザーバ温度程度、低温側ではサブクールされて恒温槽温度まで低下していると考えられる。そこで、高温側と低温側での液密度での最大封入量を計算し、それぞれに対する体積封入率と、液密度の平均値から計算した体積封入率を求めた。体積

封入率のグラフを図.2.3.2.6 に示す。図中には体積封入率を示し、高温側の密度を使用した最大封入率と低温側の密度を使用した最低封入率を誤差棒で示している。

リザーバ制御温度が 40 °C の条件で封入率が 1.0 を超えているのは実験において、計測結果に真値からのずれが生じていると考察される。封入率は 0.5 以上を示しており、リザーバ制御温度 30 °C の条件と 40 °C の条件の双方で、封入率が 0.6 から 0.7 で最大熱輸送量を迎えている。飽和温度がリザーバで制御され、体積力を駆動力として使用した自然循環ループとしてマルチループ型ヒートパイプが駆動しており、低い封入率を要する（高ボイド率分布）の状態では十分な駆動力が得られないため封入率が 0.5 以上であると考察される。本実験結果から、リザーバの制御温度を変化させることで、熱輸送に使用されている作動流体の量が受動的に制御されることを実証した。リザーバとヒートパイプ管の間で、熱輸送に要される作動流体量が受動的に制御されており、低温環境や外部熱環境の変動に対して受動的にマルチループ型ヒートパイプが対応できる能力を有している事が示唆される。

### 2.3.3 絶対圧力, 差圧計測

第 15 ループ内の差圧と, 第 15 ループと第 16 ループの加熱部下部絶対圧力の測定を行った。ヒートパイプ内部の圧力測定は内径 1.0mm 外径 1.6mm の銅配管を用いたヒートパイプを用いて測定を行っている。圧力測定を行うことで, リザーバが加熱部の温度を制御可能であるメカニズムの解明を行う。

#### 2.3.3.1 実験装置・実験方法

絶対圧測定は, 第 15 ループと第 16 ループの加熱部下端から 25 mm 上方の点で測定を行っている。差圧測定は, 第 15 ループの加熱部下端から 25 mm 上方に T 字で分岐させた管と加熱部下端から 595 mm の上方の点から T 字に分岐させた管に差圧計のポートに接続する管を取り付け差圧の測定を行っている。模式図を図 2.3.3.1 に, 圧力計を取り付けた写真を図 2.3.3.2 に示す。差圧計は KYOWA PD-100GA-ID Serial No. GL 4840009 を用いて計測を行った。PD-100GA の仕様は定格容量 10 kPa, 定格出力 1.5 mV/V, 定格の±1% (100 Pa) の精度で計測可能である。最大ライン圧力は 2.94 MPa である。差圧計に接続されるアンプには KYOWA MDP-711B を使用した。差圧計の A 側を第 15 ループの入り口から上方に 25 mm の点に結合する管に接続し, B 側を加熱部入口から上方に 595 mm に結合する管と接続した。圧力計を接続する管は, ヒートパイプに用いた管と同様, 内径 1.0 mm, 外径 1.6 mm の銅製の管を用いてヒートパイプと差圧計を接続した。接続には Swagelock® の T 字型の継手を使用し接続を行った。差圧計はレンジをオーバーした差圧によって破損する可能性があるため, 均圧の為のバイパスラインを設けた。測定中に差圧計の計測最大レンジ (5 kPa) を超える差圧が観測された際には, バイパスラインを解放することで差圧計の保護を行った。絶対圧力計は, 第 15 ループと第 16 ループ共に同じ種類の絶対圧力計によって圧力計測を行っている。第 15 ループでは PHS-50KA 5.0MPa abs SER No. GB4240010 (非直線性 0.12 %RO, ヒステリシス 0.04%RO), 第 16 ループでは PHS-50KA 5.0MPa abs SER No. GB0440010 (非直線性 0.12 %RO, ヒステリシス 0.11%RO) を接続し絶対圧力の測定を行った。絶対圧計に使用したアンプは和算コンディショナ WGC-140A を用いた。絶対圧力計は真空ポンプで圧力計の計測部を十分に真空引きした値を 0 Pa として校正した。また, 大気圧中で約 0.1MPa の値を確認している。圧力計から出力される計測値のアナログ出力は, GRAFTEC の midi LOGGER GL820 を使用しサンプリングレート 1sec で収録している。計測データは USB2.0 を使用しロガーからデータ集計用の PC へ転送しデータ集計を行った。

#### 2.3.3.2 実験結果と考察

恒温槽温度 20℃リザーバ 30℃

図 2.3.3.3 に恒温槽温度 20℃リザーバ 30℃の条件において, 第 15 ループと第 16 ループにおける, 加熱部 3 点, 上部断熱部 1 点, 冷却部 3 点, 下部断熱部 1 点, リザーバ温度,



熱負荷の時系列温度データを示す。サンプリングレート 1 sec で収録されているデータから 1 min ごとのデータをプロットしている。50 W の熱負荷では加熱部の温度は第 15 ループでは加熱部の上部 (H\_No.15\_12-13) のみがリザーバ温度に到達している。また、冷却部上部 (C\_No.15\_100mm) の温度は微小に上昇している。よって、50 W の熱負荷では第 15 ループでは液单相流で加熱部から冷却部に熱輸送されていると考えられる。第 16 ループでは、加熱部中腹部 (H\_No.16\_Middle) と加熱部上部 (H\_No.16\_Top) でリザーバ温度程度まで温度上昇し同じ温度を示している。熱負荷を 100 W に上昇させると、第 15 ループで加熱部中腹部 (H\_No.15\_7-8), 加熱部上部 (H\_No.15\_12-13) の温度がリザーバ温度よりも上昇する、加熱部熱負荷を 50 W から 100 W に変更後に約 35 分経過後、上昇した加熱部上部、加熱部中腹部の温度が低下する。加熱部温度の低下と同時に、冷却部の上部の温度が上昇している。これは、熱負荷を 100 W に変更後 35 分で、加熱部から冷却部への潜熱による熱輸送が開始されている事を示唆している。第 15 ループと第 16 ループにおいて加熱部温度は、リザーバとほぼ同様の温度である。熱負荷を、100 W から 150 W に上昇させると、定常状態において冷却部の中腹部 (C\_No.15\_1000mm, C\_No.16\_Middle) の温度が微小に高温化する。250 W の熱負荷まで段階的に熱負荷を変化させても、加熱部の上部や中腹部の温度はリザーバ温度程度に一定に保たれている。加熱部下部 (H\_No.15\_1-2, H\_No.16\_Middle) の温度は熱負荷の上昇とともに微小に上昇している。300 W の熱負荷では加熱部上部 (H\_No.15\_12-13, H\_No.16\_Top) の温度がリザーバ温度よりも高温化し、ドライアウトしていると考えられる。これら圧力測定時の温度測定結果は、第 2.3.1 章の温度測定実験結果と比較して良く似た傾向を示している。よって、圧力計測が動作に与える影響は少なく、圧力計測結果はリザーバ付きマルチループ型ヒートパイプの特徴的な動作を捉えていると考えられる。

ここで、各熱負荷での第 15 ループと第 16 ループの加熱部下部の絶対圧力の測定結果を図 2.3.3.4 に示す。1 sec で収録されているデータから 1 min ごとのデータを抽出し表示している。図 2.3.3.3 に示すリザーバの温度上昇から遅れて、第 15 ループ と第 16 ループ共に絶対圧が上昇している。その後、熱負荷変更時に微小に圧力上昇を示すが、実験終了まで約 2.0 MPa を示している。これは、熱負不可に依らず加熱部下部の圧力が常に一定の圧力を維持しており、加熱部下部の圧力はリザーバ圧力 (30℃の飽和圧力 1.89 MPa) によって制御されているためと考察される。各熱負荷条件で、熱負荷変更前の 20 分間における絶対圧力の平均値を図 2.3.3.5 に示す。図 2.3.3.5 に示す、定常状態の絶対圧から熱負荷に依らず加熱部下部の絶対圧力は一定に保たれている。

第 15 ループ内での差圧の測定結果を時系列で図 2.3.3.6 に示す。1 sec で収録されているデータから 1 min ごとのデータを抽出し表示している。時系列で表示される差圧は、-500 Pa から -2000 Pa 程度の間の値を示している。計測される差圧は、差圧計自体の測定口での差圧が出力されている。実際に計測したい差圧は、差圧計を取り付けた T 字の分岐点間でのヒートパイプ管内での差圧を測定したい。そこで、ヒートパイプ内での差圧に換算す

るために、分岐した差圧計までの配管内には室温同温度の液で満たされると仮定する。接続管部にヒータなどは取り付けられておらず、また外部へ露出しているため凝縮した液で満たされると考えられる。よって、計測された差圧から液の体積による圧力を減算することでヒートパイプ配管部での差圧が計算可能である。 $P_A$ は加熱部下部 25 mm の圧力、 $P_B$ は加熱部下部の A 点から 595 mm 上方の B 点の圧力を示す。B 点から $h_2=150$  mm 下方に差圧計の測定部 B'点があり、A 点から $h_1=420$  mm 上方に差圧計の測定部 A'点がある。本計測で得たい差圧はヒートパイプ管内の差圧は式 2.3.3.1 で示される。

$$\Delta P = P_A - P_B \quad (2.3.3.1)$$

上記の差圧を実際に測定された差圧計の差圧に変換すると以下の式で示される。

$$\Delta P = (P_A' + \rho_L g h_1) - (P_B' - \rho_L g h_2) \quad (2.3.3.2)$$

よって、

$$\Delta P = P_A' - P_B' + \rho_L g h \quad (2.3.3.3)$$

となる。ヒートパイプ管内の A 点、B 点で計測された差圧を求めるためには、測差圧計に接続された測定値に水頭分の圧力を加算することで、A 点と B 点の差圧を算出可能である。ヒートパイプ管の A 点と B 点での差圧に変換した、差圧の時系列データを図 2.3.3.7 に示す。A 点と B 点の差圧は、約 5000 Pa から 4000 Pa を推移している。差圧の変動と温度変化の関係を詳細に考察するために、1 sec ごとに取得した差圧のデータと、加熱部の温度を比較した時系列の結果を図 2.3.3.8 に示す。1 sec で取得した差圧の測定結果から、温度が大きく変動している点において差圧の変動も大きくなっている。特に熱負荷を、変化（増加）させた点では、大きな差圧が観測されている。差圧は、A 点と B 点の差圧を示しており、差圧が上昇する原因として流速の増加と体積力の増加が挙げられる。流速の増加により、作動流体と管内壁との管摩擦損失が増大し、A 点と B 点の間の差圧が増大する。さらに、体積力の影響が考えられる。差圧は、重力方向の下方：A 点と重力方向で上方：B 点に位置する点での差圧の計測を行っている。よって、測定領域内で気泡が発生している場合は、気泡の影響によって差圧が大きく変動（低下）する可能性が示唆される。

差圧計の B 側に繋がる配管は、ヒータラインの 4 層目と 5 層目の間に取り付けられている。そこで、差圧計が取り付けられている場所と同じ区間の温度を計測している温度 (H\_No.15\_4-5) に注目する。図 2.3.3.8 中において、150 W の熱負荷条件で H\_No.15\_4-5 の温度はリザーバや他の温度計測点よりも高い温度を示している。熱負荷を 200 W に増加させると、さらに温度が上昇している。H\_No.15\_4-5 の上下に取り付けられる温度計

測点よりも、H\_No.15\_4-5の温度が高温であることから、液単相流で流入した作動流体が飽和温度を超えても沸騰せずに顕熱を使用して温度上昇している可能性が考えられる。さらに、熱負荷を200 Wに変更後一定の時間が経過すると、横軸14000 sec付近においてH\_No.15\_4-5の温度が急激に低下している。図2.3.3.8から、14000 sec付近のデータを抽出したグラフを図2.3.3.9に示す。H\_No.15\_4-5の温度がリザーバや他の加熱部温度程度まで低下すると同時に差圧も低下している。その後、温度と差圧は低下したまま安定している。差圧の低下に関して、流速の減少などによって管摩擦損失が低下した、もしくは、差圧測定区間に気泡が発生し差圧が低下したことが原因として考えられる。流速の減少が起きた場合には、温度も同時に低下していることを説明することができない。また、流速の低下は短時間あたりに流入する質量流量が低下する可能性があるため、H\_No.15\_4-5の温度上昇をもたらすと考えられる。H\_No.15\_4-5の温度が低下し、かつ、差圧が低下していることから、差圧の測定区間で気泡が発生し気液二相流体に移行したために温度が低下したと考察される。さらに、熱負荷を200 Wに変更直後、加熱部中腹部で沸騰が開始されなかった原因として、2点の原因が考えられる。第1に、加熱部の飽和圧力（飽和温度）が上昇して沸騰が開始されなかった、第2に飽和温度に到達しても沸騰が起こらず、沸騰開始に過熱度を必要としたと考えられる。これら、2つの仮説に関して考察を行った。圧力計測では、差圧計測と同時に絶対圧の計測も行っている。図2.3.3.4に示す絶対圧力測定では、1.9 MPa（飽和温度30 °C）程度からの変動が無い事から飽和温度の上昇は棄却される。よって、飽和温度に到達しても沸騰が開始されなかつた事が示唆される。沸騰（相変化）によって二相状態に遷移し、作動流体が飽和温度まで低下するため過加熱が解消されたとする考察は、第2.3.1章の温度計測からの考察とも整合している。

図2.3.3.3や図2.3.3.8の時系列データで、熱負荷100 Wの条件において、加熱部の温度（H\_No.15\_7-8, H\_No.15\_10-11, H\_No.15\_12-13）が突然低下している。これは、加熱部温度が低下し、冷却部温度（C\_No.15\_100mm）が上昇している事から、加熱部から冷却部への熱輸送開始点であると考えられる。差圧と加熱部温度の時系列変化を熱輸送開始点の5000 secから7000 secの時間で拡大したグラフを図2.3.3.10に示す。温度が低下する点では、差圧が大きく変動しているが、加熱部温度がリザーバ温度程度まで温度低下した前後で、差圧の絶対値は変化していない。よって、図2.3.3.8に示す過加熱解消時の差圧の挙動とは大きく異なる。また、図2.3.3.8では、熱負荷250 Wや熱負荷350 Wの条件では、差圧の振幅が大きくなっている。図2.3.3.11に熱負荷250Wにおける20sec間での温度と圧力の挙動を示す。ここで、圧力変動の周期を計測すると約0.11 Hz~0.14 Hz（周期約7 secから9 sec）で圧力振動している。この圧力測定結果は、内部の流動が時間的に変動している事を示唆していると考えられる。

熱負荷変更前の10分間における差圧の算術平均値を図2.3.3.12に示す。図中のエラーバーは平均をとった10分間での圧力変動の最大値と最小値を示している。本結果より、熱負荷150 Wの条件までは差圧の振幅は小さい。一方で、差圧は、熱負荷200 Wの条件では

150 W の条件よりも低下する。200 W よりも高い熱負荷では、熱負荷を増加させると共に差圧が減少している。熱負荷、250W と 300W の条件では誤差棒の幅が拡大し、圧力の変動が大きい。高熱負荷での差圧の低下は、差圧測定区間において気泡が発生し、体積力による圧力損失が低下したためと考察される。

#### 恒温槽温度 0℃リザーバ 10℃

図 2.3.3.13 に周囲空気温度が 0℃における第 15 ループと第 16 ループの時系列の温度を示す。1 sec で収録されているデータから 1 min ごとのデータをプロットしている。恒温槽環境温度 0℃で計測した第 15 ループにおける、熱電対の代表的な加熱部の 3 点、上部断熱部 1 点、冷却部 3 点、リザーバ温度、熱負荷の時系列データを示す。

熱負荷 50W では、加熱部中腹部 (H\_No.15\_7-8, H\_No.16\_Middle) から、加熱部上部 (H\_No.15\_12-13, H\_No.16\_Top) にかけてリザーバ温度よりも高い温度を示している。また、冷却部入り口 (C\_No.15\_100mm, C\_No.16\_Top) の温度がほとんど室温程度であることから (室温より 2℃程度高温)、加熱部から冷却部への熱輸送が限定的であることが示唆される。一方で、第 16 ループでは 100 W、第 15 ループでは熱負荷 150 W の条件で加熱部温度はリザーバ温度程度まで低下し、かつ、冷却部の上部の温度 (C\_No.15\_100mm, C\_No.16\_Top) も上昇している。よって、加熱部から冷却部への定常的な熱輸送が開始されたと考えられる。熱負荷が 200 W の条件でも、加熱部温度はリザーバと同等程度に保たれている。熱負荷 250 W の条件では、加熱部上部の温度 (H\_No.15\_12-13, H\_No.16\_Top) がリザーバ温度よりも高温である。熱負荷が 150 W 以上では、加熱部から冷却部へと正常に熱輸送されている。熱負荷 250 W の条件では加熱部の上部でドライアウトしていると考えられる。

各熱負荷条件での、第 15 ループと第 16 ループの加熱部下部の絶対圧力と熱負荷を図 2.3.3.14 に示す。サンプリングレート 1 sec で収録されているデータから 1 min ごとのデータをプロットしている。熱負荷の変動に関わらず第 15 ループと第 16 ループの加熱部入口付近の絶対圧力は一定である。図 2.3.3.15 に、各熱負荷において定常状態と判定した 20 分間の絶対圧力の平均値を示す。熱負荷の変動に対して絶対圧力は変動していない。

1 sec で取得した温度と差圧の測定結果を時系列で図 2.3.3.16 に示す。熱負荷を 100 W から 150 W に変更直後に、差圧が大きく変動している。図 2.3.3.16 から、熱負荷を 150 W に変更直後の時間を拡大し抜き出した温度と差圧のグラフを図 2.3.3.17 に示す。動作開始と考えられる時刻において、熱負荷 50 W と 100 W の条件では一定であった差圧が、5700 Pa から 5200 Pa まで約 500 Pa 低下している。これは、動作の開始と同時に、差圧を計測している上部のポート B を通過する作動流体は、二相流に遷移していると考えられる。150 W 以上の熱負荷では、H\_No.15\_4-5 の温度は熱負荷に依らず一定で安定しており、150 W の熱負荷条件において気液二相状態であったと考察される。熱負荷 250 W の条件では、加熱部でドライアウトを起こしていると考えられる。一方で、図 2.3.3.16 において、ドライア

ウトしていた部分の温度 (H\_No.15\_12 - 13) がリザーバ温度程度まで一時的に戻る挙動が観測される。熱負荷 250 W の条件における間欠動作の挙動を図 2.3.3.18 に示す。H\_No.15\_Outlet の温度が低下すると同時に、赤の矢印で示す点の差圧も微小に振動している。よって、ドライアウト時には圧力振動によって間欠的な動作に移行している可能性が示唆される。

熱負荷変更前の 10 分間における差圧の平均値を図 2.3.3.19 に示す。グラフ中のエラーバーは、平均をとった区間での差圧の最大値と最小値を示している。熱負荷 50 W と 100 W の条件では、差圧はほぼ一定である。150 W よりも高い熱負荷では、熱負荷の上昇と共に差圧が減少している。200 W の熱負荷における差圧の変動は、図 2.3.3.12 に示す恒温槽温度が 20 °C の実験結果と比べて小さい。一方で、250 W で観測された差圧の変動は、20 °C の温度環境で実験を行った結果よりも大きな差圧の変動を示している。高熱負荷での差圧の低下は、差圧測定区間において気泡が発生し、体積力による圧力損失が減少したためと考察される。

### 2.3.4 流速と流動様式

内部流動の可視化実験によって、流体の流動方向、流速や流動様式の観察を行う。流れの観察によって、内部の作動流体の流動を把握することが可能である。実験結果とシミュレーション結果との比較を行い、可視化実験で得られた知見から熱輸送機構の解明と現象の考察を行う。また、低温で観測されていた加熱部中腹部の高温部に対する考察の妥当性を可視化実験から検証する。

#### 2.3.4.1 実験装置・実験方法

ヒートパイプ内部流動の可視化は、内径 1.0 mm 外径 1.6 mm の銅管を用いたヒートパイプを可視化実験仕様に変更し実験を行っている。図 2.3.4.1 に可視化部分を図示する。可視化部は赤丸で示される、第 15 ループ加熱部の中腹部と上部である。加熱部の可視化対象部分の管を、銅管から可視光を透過する ETFE チューブに変更し、流動の様子をビデオカメラによって撮影した。図 2.3.4.2 に光源とビデオカメラを取り付けた状態の写真を示す。ETFE チューブは銅管同様に、内径 1.0 mm、外径 1.6 mm のチューブを使用した。ETFE チューブは 10 MPa の耐圧を有する。可視化実験の光源には、光源からの発熱が可視化部に影響しないよう LED ライトを使用した。LED は Suntech 製の LED126、最大出力 7.5W を使用した。寸法は W146×H96×D43 高輝度白色 LED を 126 個使用した携帯用 LED ライトである。内部流動の撮影に使用したカメラは、SONY HDR - SR11 と SONY HDR - SR7 である。観測に使用したカメラは 1 秒間で 30 フレーム、1 コマの観測時間は約 0.033 秒である。撮影中は、恒温槽外からカメラで撮影した動画が確認できるよう、外部出力端子から恒温槽外部に設置したモニタに出力した。また、出力画像を録画することで可視化動画データのバックアップとした。撮影したデータは、ビデオカメラ内蔵のハードディスクに記憶させ、実験終了後にビデオカメラに内蔵されるハードディスクから画像データを取得した。実験では、管内の作動流体の様子を観察するために、ETFE 管の背景にラシャ紙を設置した。また、内部気泡の移動距離を測定するために管の側面に方眼紙で作成した長さの基準を設けている。

#### 2.3.4.2 可視化実験仕様が動作に与える影響

可視化実験用のマルチループ型ヒートパイプの熱環境条件が可視化実験措置前と比較して変化していない事確かめるため、可視化実験条件と可視化実験を行っていない条件での温度計測結果の比較を行う。可視化措置を施していないヒートパイプの第 15 ループの温度の時系列結果を図 2.3.4.3 に示す。実験では 1sec で取得したデータを 1min ごとに抜き出し示している。熱負荷 50 W を加熱部に入力開始から約 30 分後に、加熱部の中腹部と上部の温度 (H\_No.15\_7 - 8, H\_No.15\_12 - 13) はリザーバ温度付近まで加温され、上部断熱部の温度 (A\_top\_no.15 Middle) も上昇している。熱負荷を 100 W, 150 W と増加させ 200 W の熱負荷においても加熱部の温度は加熱部中腹部温度 (H\_No.15\_7 - 8) を除いてリザー

バ温度と同等に保たれている。熱負荷を増加させると冷却部（C\_No.15\_100mm, C\_No.15\_1000mm）の温度が上昇し、凝縮長が長くなっている。熱負荷 250 W では、加熱部上部と中腹部の温度が上昇している。50 W の熱負荷条件から 200 W の熱負荷で加熱部から冷却部へ熱輸送が行われていると考察される。H\_No.15\_7 - 8 が高温化しており、作動流体が過加熱されていると考察される。250 W 以上の熱負荷では、加熱部上部でドライアウトが起きていると考えられる。次に、可視化ヒートパイプの実験結果を図 2.3.4.4 に示す。実験では 1 sec で取得したデータを 1 min ごとに抜き出し示している。可視化実験用のマルチループ型ヒートパイプも、各熱負荷で加熱部の中腹部と上部の温度（H\_No.15\_7 - 8, H\_No.15\_12 - 13）がリザーバと同等に制御され、熱負荷が増加すると共に冷却部の中腹部温度（C\_No.15\_1000mm）が高くなり、凝縮長が長くなることを示している。よって、定性的には可視化措置前のヒートパイプと同等の動作をしている。しかし、可視化ヒートパイプでは、熱負荷 200 W において加熱部上部（H\_No.15\_12 - 13）がリザーバよりも高温化し、ドライアウトしていると考察される。また、冷却部下（C\_No.15\_1860 mm）の温度を比較すると、可視化ヒートパイプは 200 W の熱負荷条件で室温よりも高くなっている。さらに、加熱部中腹部（H\_No.15\_7 - 8）の高温化は見られなかった。これらの差異に関して、加熱部上部でドライアウトが生じる熱負荷の相違は、実験条件の違いが原因であると考察される。また、加熱部中腹部（H\_No.15\_7 - 8）において、可視化実験のヒートパイプでは過加熱が観測されていない。原因は 2 点考えられる。第 1 に、加熱部の可視化部は撮影のために断熱材が外され管表面が外気に曝される。よって、可視化ヒートパイプでは可視化部から外気への放熱があるため、高温部が観測されなかったと考えられる。第 2 に、銅管に可視化用の ETFE チューブを接合するために、継手を導入している。これら継ぎ手で、沸騰が生じる条件が成立し過加熱が発生しなかった可能性が考えられる。これら、各熱負荷での差異を詳細に検証すると熱環境や動作に違いがある。しかし、マルチループ型ヒートパイプ全体の定性的な動作は一致していると考えられる。

可視化実験を実施した、恒温槽温度 20 °C リザーバ制御温度 30 °C、恒温槽温度 -20 °C リザーバ制御温度 -10 °C、恒温槽温度 -50 °C リザーバ制御温度 -40 °C の条件における、加熱部の軸方向温度分布を図 2.3.4.5 から図 2.3.4.7 に示す。図中の温度は熱負荷変更前 20 分間の平均値をプロットしている。恒温槽温度 20 °C と -20 °C の条件においては、加熱部で過加熱が観測されている。また、恒温槽温度 -50 °C の条件においては、本実験の温度計測点において過加熱は観測されていない。よって、恒温槽温度が 20 °C と -20 °C では過加熱が観測される条件での流動、-50 °C においては飽和沸騰条件での流動を観測している。

#### 2.3.4.3 実験結果と考察

##### 恒温槽 20 °C, リザーバ 30 °C 制御

恒温槽温度 20 °C、リザーバ制御温度 30 °C における、加熱部中腹部と加熱部上部で観察された各熱負荷の定常状態における内部流動の様子を図 2.3.4.8 と図 2.3.4.9 に示す。図 2.3.4.8

と図 2.3.4.9 において、重力方向は紙面上から下方向である。ヒータは画像の下端近傍に位置している。図 2.3.4.8(a)と図 2.3.4.9(a)に加熱部熱負荷が 50 W (1 ループあたり 1.56 W) の条件での内部流動を示す。熱負荷 50 W の条件において、加熱部で発生した気泡は反重力方向（加熱部下部から上部の方向）に流れている。また、気泡が重力方向へ移動する動きは観測されず、加熱部下部から上部に向かう一方向流であると考察される。図 2.3.4.8(a)に示す加熱部中腹部の流動様式は、気液が管軸方向に分離されたスラグ流であり、半径方向に気液界面が観測される。画像から、蒸気プラグでは管内壁部に高輝度値の領域が存在するが、液スラグ部分の管壁部では低輝度値である。本章の考察では、この管壁の輝度値に注目して蒸気プラグ、液スラグの判定を行う。図 2.3.4.10 に気泡同士が結合し、大気泡に成長する様子を示す。小気泡が結合し、大きな気泡に成長する際には、小気泡は上流の気泡に接近していくため、小気泡の蒸気と液の間にはスリップがあると考えられる。一方で、管内壁まで広がる大気泡に成長後は、可視化区間において気泡と気泡の間隔は変化していない。よって、気泡流では気液のスリップがあるが、スラグ流において気液のスリップはほとんどないことが示唆される。図 2.3.4.9(a)に示す加熱部上部では、蒸気プラグと蒸気プラグの間隔が非常に短いスラグ流が観測される。流れを一方向流と仮定すると、加熱部中腹部よりも加熱部上部は下流に位置する。よって、加熱部上部では全 13 層のヒータを通過しているため、加熱部中腹部よりも作動流体が輸送している熱量が大きい。よって、作動流体が加熱され相変化を起こすことで高ボイド率（高クオリティ）かつ高速流であるため、間隔の狭いスラグ流に遷移したと考察される。また、蒸気プラグと蒸気プラグの間には、管壁で低輝度値の部分が観測されているため液スラグが存在していると考えられる。

熱負荷 100 W(1 ループあたり 3.125 W)の条件での流動の様子を図 2.3.4.8(b)と図 2.3.4.9(b)に示す。作動流体は紙面下方から上方へ流れている。図 2.3.4.8(b)に示す加熱部中腹部では、蒸気プラグと蒸気プラグの間隔の短いスラグ流が観測されている。加熱部熱負荷 100 W の条件では、加熱部中腹部までに 7 層のヒータを通過しており、1 ループあたり 7 層のヒータで受ける熱量は 1.68 W である。これは、50 W の熱負荷において加熱部上部で輸送している熱量 (1.56 W) と同等である。よって、加熱部上部で観測された流動様式と類似していると考えられる。また、図 2.3.4.9(b)に示す加熱部上部では、長い蒸気プラグを有するスラグ流、もしくは、環状流に流動様式が遷移している。熱負荷 100 W の条件で、加熱部上部において、擾乱波が下方から流入してくる液スラグによって崩壊する様子をコマ送りの画像で図 2.3.4.11 の(a)から(f)に示す。動画では、間欠的に液スラグの流入が示唆される、管壁に低輝度値の部分（管壁の高輝度値部分が途切れている部分）の移動が観測されており、形成された擾乱波を飲み込んで上方に移動していると考えられる様子が捉えられていると考察される。一方で、今回取得した動画からは液スラグと考えられる液と蒸気の気液界面をはっきりと観測することはできない。

熱負荷 150 W (1 ループあたり 4.69 W) の条件での流動の様子を図 2.3.4.8(c)と図 2.3.4.9(c)に示す。加熱部中腹部では、図 2.3.4.8(c)の青い矢印で示した部分に擾乱波が観測



される。管壁に形成された擾乱波は加熱部下方から上方に移動しており、加熱部中腹部で擾乱波を伴う環状流に遷移している。また、管壁において部分的に低輝度値の領域が下方から上方に移動しており、間欠的に液スラグが通過している事が示唆される。図 2.3.4.9(c) に示す加熱部上部においても同様に、擾乱波が観測される環状流に遷移している。よって、加熱部中腹部と加熱部上部において、管壁で液相が流動し、管中央部に気相が流動する環状流に遷移していると考えられる。

熱負荷 200 W(1 ループあたり 6.25 W)の条件での流動の様子を図 2.3.4.8(d)と図 2.3.4.9(d)に示す。加熱部中腹部では、擾乱波の動きは 150W と比べて速くなり、擾乱波が不規則に移動する様子が観測される。加熱部上部では擾乱波が、上下方向に振動しながら非常にゆっくりと移動、もしくは、停滞する様子が観測される(図 2.3.4.12)。また、先述のように大きな擾乱波がゆっくりと移動する場合と、細かな擾乱波が非常に激しく移動する状態が時間的に、交互に繰り返されている(図 2.3.4.13)。これらから、蒸気と液間に非常に大きなせん断力が働きフラッディングが生じていると考えられ、環状流に遷移後も作動流体は加熱部上部まで輸送されている。

熱負荷 250W(1 ループあたり 7.81W)の条件での流動の様子を図 2.3.4.8(e)と図 2.3.4.9(e)に示す。加熱部中腹部では、非常に速い擾乱波の移動が観測される。可視化部分において、非常に細かい擾乱波が観測される。図 2.3.4.9 (e) に示す、加熱部上部においては、擾乱波など液の存在を示す流動が観測されない。よって、管壁が乾ききるドライアウトを生じていると考えられる。

以上の結果より、反重力方向の熱輸送ではヒートパイプ内部の流動は低熱量ではスラグ流、高熱負荷では間隔の狭いスラグ流、環状流へと内部の流動様式が変化している。環状流では、管壁に存在する液と中心の蒸気でスリップが生じている可能性が示唆される。一方で、加熱部中腹部で環状流が観測された場合にも、加熱部上部において液相が観測されている。よって、環状流においても加熱部上部まで重力に逆らって液は輸送されている。管表面温度が加熱部上部で急激にリザーバ温度以上になる点において、ヒートパイプ管内では液の流動が観測されない。よって、可視化実験の結果からも高熱負荷で管内壁が乾くドライアウトが生じている事が示唆される。

図 2.3.4.14 に、恒温槽温度 20 °Cリザーバ制御温度 30 °C、熱負荷 50 W の条件で、加熱部中腹部において初期気泡が観測された時刻の作動流体の流動の様子を示す。また、図 2.3.4.15 に同時刻での時系列温度を示す。温度は 1sec で取得されたデータを 1min で示している。気泡が観測されるよりも前の時刻では、可視化部の管表面温度(H\_No.15\_7-8)は、他の加熱部の温度計測点よりも高温である。可視化実験において気泡が観測されると同時に、可視化部の管表面温度(H\_No.15\_7-8)が他の加熱部の計測温度と同様の温度まで急峻に低下している。これら、時系列温度と可視化の結果から、管表面が高温時に作動流体は液相であり、温度低下と同時に気相が観測されている。よって、高温かつ液相の状態では、飽和蒸気圧曲線の気相側の領域においても液相から気相に相変化していない。そして、気

相へと相変化が起きると同時に、飽和蒸気圧曲線上での変化に推移したため温度が低下したと考察される。よって、加熱部中腹部での高温化は沸騰開始に過熱度を要しており過加熱の状態であったと考察される。これら、可否化実験での加熱部中腹部の高温化に対する考察は温度計測結果、圧力測定結果と整合している。

#### 恒温槽温度 $-20^{\circ}\text{C}$ 、リザーバ温度 $-10^{\circ}\text{C}$ 制御

図 2.3.4.16 と図 2.3.4.17 に、恒温槽温度 $-20^{\circ}\text{C}$ 、リザーバ制御温度 $-10^{\circ}\text{C}$ における、加熱部中腹部、加熱部上部で観測された定常状態に流動の様子を示す。

加熱部中腹部において、図 2.3.4.16(a)に示す熱負荷  $50\text{ W}$  の条件ではスラグ流が観測される。また、図 2.3.4.17(a)に示す加熱部上部では串刺し状のスラグ流もしくは環状流が観測されている。熱負荷  $100\text{ W}$  では、図 2.3.4.16(b) に示す加熱部中腹部で流動様式は環状流に遷移し、滑らかな山の擾乱波が観測される。図 2.3.4.17(b)に示す加熱部上部においても、環状流が観測される。熱負荷  $150\text{ W}$  と  $200\text{ W}$  の条件では、図 2.3.4.16(c)(d)に示す加熱部中腹の流動様式は環状流であり、単位長さ当たりの擾乱波の数は  $100\text{ W}$  の熱負荷条件よりも増加している。図 2.3.4.17(c)(d)に示す加熱部上部においても同様である。熱負荷  $250\text{ W}$  では、図 2.3.4.16(e)に示す加熱部中腹部での流動様式は環状流であり、熱負荷  $200\text{ W}$  の条件に比べてさらに単位長さ当たりの擾乱波の数が増加している。一方で、図 2.3.4.16(e)に示す加熱部上部では擾乱波は観測されず、液相が観測されないことから、管内壁が乾ききるドライアウトを生じていると考察される。熱負荷  $250\text{ W}$  では、加熱部上部の管壁温度はリザーバで規定される飽和温度よりも高温であり、加熱部上部においてドライアウトが起きていることが示唆される。

図 2.3.4.18 に、加熱部中腹部に初めて気泡が観測された時刻での画像を示す。 $50\text{ W}$  の熱負荷条件において、加熱部中腹部では下方から徐々に蒸気が成長し気液界面が上昇している様子が捉えられている。また、加熱部上部において初期に気泡が観測された様子を図 2.3.4.19 に示す。各画像は、動画からコマ送りで取得した画像である。加熱部上部では、振動しながら徐々に気液界面が上昇していく様子が観測される。

#### 恒温槽温度 $-50^{\circ}\text{C}$ 、リザーバ $-40^{\circ}\text{C}$ 制御

図 2.3.4.20 と図 2.3.4.21 に、恒温槽温度 $-50^{\circ}\text{C}$ 、リザーバ制御温度 $-40^{\circ}\text{C}$ における、加熱部中腹部、加熱部上部における流動の様子を示す。熱負荷  $50\text{ W}$  の条件では、図 2.3.4.20(a)に示す加熱部中腹部において、串刺し状のスラグ流もしくは環状流へと遷移した流れが観測される。管壁にはスラグ流のように等間隔で輝度値の低い管壁に存在する液膜が厚い領域が存在している。流動方向は下方から上方に向かう一方向流である。図 2.3.4.21(a)に示す加熱部上部では、可視化部に多数の擾乱波が観測され、加熱部下方から上方に向かって流動している。熱負荷  $100\text{ W}$  の条件では、図 2.3.4.20(b)に示す加熱部中腹部では滑らかな擾乱波が高速で下方から上方に移動している。流動様式は環状流である。図

2.3.4.21(b)に示す加熱部上部での流動様式は環状流であり擾乱波が観測される。図 2.3.4.22(b)に 100 W の熱負荷における加熱部上部の流動の様子を示す。液が観測される時間と、液の流れが観測されないドライアウトと考えられる期間を繰り返している。熱負荷 150 W の条件では、図 2.3.4.21(c)に示す加熱部中腹部において擾乱波が形成と崩壊を繰り返している。擾乱波の形成と崩壊の様子を図 2.3.4.23 に示す。図 2.3.4.22(c)に示す加熱部上部では、環状流が観測される。熱負荷 200 W では、図 2.3.4.21(d)に示す加熱部中腹部では擾乱波を伴った環状流が観測される。図 2.3.4.22(d)に示す加熱部上部では、液の存在は確認できず、ドライアウトを起こしていると考察される。

#### 各熱温度での流動様式と流速

これら、各温度熱負荷における流動様式を表 2.3.4.1 にまとめる。内部流体の温度が低下すると共に、流動様式がスラグ流から環状流へ遷移する熱負荷が低下している。一方で、中腹部が環状流に遷移後も加熱部上部で液相が観測され、環状流に遷移しても加熱部下方から上方に液が輸送されている事がわかった。

可視化実験の画像から、流速を測定した結果を図 2.3.4.24 に示す。作動流体の流速は管壁の輝度値が低下しているスラグを追跡することで求める。また、環状流の流速計測は困難であるが、間欠的にスラグが観測される流れでは、観測されるスラグの移動量を追跡することで流速の計測を行っている。よって、環状流においてもスラグが観測される流れでは可視化画像から流速の測定を行った。-50 °C の環境条件では高速流、かつ、スラグが観測できないため流速の計測を行っていない。流速の計測結果から、低温に移行するほど同熱負荷において流速が高速化している。これは、低温において R410A の蒸気密度が低下するため、同じ潜熱輸送量においても蒸気の体積（ボイド率）が増加するために高速化していると考察される。また、流速の高速化がスラグ流から環状流への遷移熱負荷を低下させていると考察される。

可視化実験から、作動流体は加熱部の下方から上方に向かって流れていることを確かめた。さらに、加熱部の中腹部でリザーバ温度よりも高温化する部分が観測されるのは、沸騰開始に過熱度を要し、気液二相流に遷移していないためであることを解明した。流動様式は、低熱負荷ではスラグ流であり、熱負荷の増加と共に環状流に遷移していく。低温においては、常温条件よりも低い熱負荷で環状流に遷移する。また、流動様式が環状流においても、加熱部下方から上方へ液が輸送されることが確認される。これは、管軸方向に発生するせん断力によって輸送されていると考察される

### 2.3.5 姿勢による熱輸送特性の変化

加熱部・冷却部管の重力方向垂直に位置する姿勢条件と水平に位置する姿勢条件で実験を行った。重力の影響の大きい垂直姿と重力の影響が少ない直交姿勢との比較を行うことで、マルチループ型ヒートパイプの駆動力を実験的に明らかにする。

#### 2.3.5.1 実験装置・実験方法

姿勢による熱輸送特性評価実験は、内径 1.0 mm 外径 1.6 mm の銅管を用いたヒートパイプをで実験を行っている。図 2.3.5.1 に各姿勢条件で恒温槽中に設置したマルチループ型ヒートパイプの写真を示す。また、図 2.3.5.1 の写真では管が断熱されているため、加熱部・冷却部管の位置と重力の関係を示すイラストを図 2.3.5.2 に示す。第 2.3.4 章までの実験結果は、図 2.3.5.2(a) に示す加熱部管と冷却部管が重力と垂直方向での実験を行っている。本章では図 2.3.5.2(b) に示す加熱部・冷却部配管が重力と水平方向に配置された条件で実験を行い、重力が動作に与える影響の検証を行った。図 2.3.5.2(b) に示す水平条件では加熱部・冷却部はほとんど重力の影響を受けない条件でのマルチループ型ヒートパイプの動作評価が可能である。

#### 2.3.5.2 実験結果と考察

図 2.3.5.2 に示す姿勢条件(a)の垂直条件で実験を行った結果を図 2.3.5.3 に示す。加熱部への熱負荷は 50 W, 100 W, 150 W, 200 W, 250 W である。これら挙動は第 2.3.1 章の温度分布で得られている結果を再現している。50 W の熱負荷で、加熱部の温度が急激に温度上昇した後に、リザーバ制御温度まで加熱部温度が低下し、定常状態に達している。熱負荷を上昇させると加熱部中腹部 (H\_No.15\_7-8) の温度がリザーバ温度よりも高温になっている。熱負荷 200 W の条件では、加熱部中腹部 (H\_No.15\_7-8) の温度はリザーバ温度まで低下した。熱負荷 250 W では加熱部上部の温度 (H\_No.15\_12-13) とその下流の上部断熱部温度 (A\_top\_No.15\_Middle) が温度上昇している。これにより、姿勢条件(a)では熱負荷 50 W で正常に熱輸送が開始され、リザーバによる加熱部の温度制御が行われている。加熱部中腹部の温度 (H\_No.15\_7-8) の温度上昇は、相変化時に沸騰開始過熱度を要し、作動流体が過加熱されたため高温化していると考えられる。また、熱負荷 250 W で、加熱部上部の温度が上昇し、ドライアウトを起こしていると考えられる。

図 2.3.5.2 に示す姿勢条件(b)の水平条件で実験を行った結果を図 2.3.5.4 に示す。加熱部への熱負荷は 50 W, 100 W, 150 W である。熱負荷 50 W の条件では加熱部の温度はリザーバ温度程度に維持され定常状態に達している。熱負荷 100 W では、加熱部出口の温度 (H\_No.15\_12-13) が大きく温度振動し、加熱部中腹部 (H\_No.15\_7-8) や冷却部入口温度 (C\_No.15\_100mm) で温度が振動している。熱負荷 150 W の条件では、熱負荷 100 W に比べて温度の振幅が増加し、加熱部出口 (H\_No.15\_12-13) の最高温度は 50 °C 以上まで上昇している。実験結果より、姿勢条件(b)における熱負荷 50 W 条件では、正常に熱輸

送を開始し加熱部の温度制御が行われていると考えられる。一方で、熱負荷 100 W の条件で温度振動が観測されている。加熱部温度が急激に上昇している期間とリザーバ温度に保たれている期間が繰り返され、加熱部から冷却部への熱輸送が間欠的に行われていると考察される。これは、リザーバによって制御される内部流体量と動作温度の時定数の影響と考えられ、正常に動作している期間があることから動作限界ではないと考えられる。しかし、150 W の熱負荷では加熱部出口温度 (H\_No.15\_12-13) はリザーバ温度より常に高温である。よって、本条件では 150W 程度でヒートパイプの熱輸送限界に達したと考えられる。

重力加速度方向に対して、姿勢条件(a)の垂直配置での実験結果 (図 2.3.5.3) と姿勢条件(b)の水平配置での実験結果 (図 2.3.5.4) において、軸方向温度分布を図 2.3.5.5 に示す。温度は、熱負荷変更前 20 分の計測点の平均値を示している。最大熱輸送量は、加熱部出口温度 (H\_No.15\_12-13) がリザーバ温度 (飽和温度) よりも高温になる熱負荷とした。最大熱輸送量を比較すると、垂直配置のヒートパイプの方が大きい最大熱輸送量を有している。姿勢条件(a)においては、熱輸送方向と重力の方向が垂直であるため体積力を駆動力に使用し、作動流体が流動し熱輸送していると考察される。一方で、姿勢(b)では、ほとんどすべての配管が重力に対して水平であり、体積力を駆動力として利用できない。よって、温度計測結果から温度が振動しているため、内部の作動流体は間欠的に流動していると考察される。姿勢条件(a)で実験を行っているマルチループ型ヒートパイプの主要な駆動力は重力による体積力であると考察され、自然循環ループとして駆動していると考えられる。一方で、姿勢条件(b)のように重力の影響が小さい条件では温度振動が観測されることから、圧力振動によって熱輸送が行われていると考察される。よって、姿勢によって作動流体の駆動力が変化していることが示唆される。

## 2.3.6 高さ 1m マルチループ型ヒートパイプ

### 2.3.6.1 実験装置・実験方法

加熱部と冷却部の高さを 1 m の管で構成したマルチループ型ヒートパイプを図 2.3.6.1 に示す。T 型熱電対を用いて管表面の温度計測を行った点を図 2.3.6.2 に示す。ヒートパイプ構築に使用した管は、内径 1.0 mm 外径 1.6 mm の銅管を使用している。リザーバは、高さ 2 m のヒートパイプ同様に内容量  $300 \text{ cm}^3 \pm 5 \%$  の SUS316 製のリザーバ (Swagelok 316L-50DF4-300) を使用した。作動流体のトランスファー方法は第 2.2.1 章に示す、高さ 2 m のヒートパイプと同様の手順で行っている。実験環境は高さ 2 m のヒートパイプ同様に、宇宙航空研究開発機構の温度環境試験装置 (大型恒温槽) にマルチループ型ヒートパイプを設置し実験を行った。大型恒温槽内部の温度を、 $20 \text{ }^\circ\text{C}$ 、 $0 \text{ }^\circ\text{C}$ 、 $-20 \text{ }^\circ\text{C}$ 、 $-40 \text{ }^\circ\text{C}$ 、 $-50 \text{ }^\circ\text{C}$ 、 $-60 \text{ }^\circ\text{C}$  の各恒温槽温度で実験を実施し、リザーバは恒温槽温度よりも  $10 \text{ }^\circ\text{C}$  高温に制御している。加熱部への熱負荷は 25 W、50 W、100 W、150 W、200 W、250 W と段階的に変化させ、定常状態に到達と判断後に、熱負荷を変更している。また、加熱部上部が飽和温度以上になる高温点が観測された熱負荷で実験を終了している。

### 2.3.6.2 実験結果と考察

#### 恒温槽 $20^\circ\text{C}$ リザーバ $30^\circ\text{C}$

恒温槽温度  $20^\circ\text{C}$  リザーバ制御温度  $30^\circ\text{C}$  の条件における、第 15 ループと第 16 ループの時系列温度を図 2.3.6.3 に示す。(冷却部の上部は実験時に熱電対が管表面から外れていたため室温程度を示している)。サンプリングレート 1 sec の収録データから、1 min ごとのデータに間引いて表示した結果である。加熱部の熱負荷が 25 W の条件では、図 2.3.6.3(a) の第 15 ループにおいて加熱開始と共に加熱部 (H\_No.15\_Bottom, H\_No.15\_Middle, H\_No.15\_Top) の温度が上昇している。加熱部の温度は加熱部下部 (H\_No.15\_Bottom) よりも加熱部上部 (H\_No.15\_Top) で高温である。さらに、上部断熱部の温度 (A\_top\_No.15 Middle) は加熱部上部の温度よりも低下している。冷却部の温度は恒温槽温度からほとんど上昇していない。図 2.3.6.3(b) の第 16 ループにおいて熱負荷の負荷と同時に加熱部の温度 (H\_No.16\_Bottom, H\_No.16\_Middle, H\_No.16\_Top) が上昇している。また、定常状態において加熱部上部 (H\_No.16\_Top) と加熱部中腹部 (H\_No.16\_Middle) は、ほとんど同じ温度を示している。第 15 ループと同様に冷却部の温度は恒温槽温度からほとんど上昇していない。熱負荷 25 W の条件において、第 15 ループ、第 16 ループ共に加熱部各点の温度はリザーバ温度まで上昇していない。50 W の熱負荷条件では、第 15 ループでは加熱部温度 (H\_No.15\_Bottom, H\_No.15\_Middle, H\_No.15\_Top) が上昇し、また冷却部上部 (C\_No.15\_Top) の温度も上昇している。第 16 ループも同様に加熱部の温度 (H\_No.16\_Bottom, H\_No.16\_Middle, H\_No.16\_Top) が上昇し、冷却部中腹部 (C\_No.16\_Middle) の温度が微小に上昇している。熱負荷 100 W の条件では、第 15 ループは、加熱部下部、加熱部中腹部、加熱部上部と加熱部上部に向かって高い温度を示して

いる。加熱部上部の温度は、リザーバ温度を超えている。第 16 ループでは、加熱部中腹部と加熱部上部で同じ温度を示している。また、熱負荷 50 W の条件と比べて冷却部中腹部の温度が上昇している。加熱部熱負荷 150 W の条件では、第 15 ループ、第 16 ループの加熱部各点の温度は、リザーバ温度と同等に制御されている。また、第 15 ループの加熱部中腹部 (H\_No.15\_Middle) でリザーバよりも高温になる部分が観測される。第 16 ループにおいては、加熱部下部、加熱部中腹部、加熱部上部の温度が、リザーバと同等の温度に制御されている。熱負荷 200 W の条件では、第 15 ループでは、加熱部上部が大きく温度振動している。冷却部の下部 (C\_No.15\_Bottom) も温度上昇している。第 16 ループでは、加熱部中腹部と、加熱部上部がリザーバ温度よりも高温である。よって、熱負荷 200 W の条件で実験を終了している。

時系列温度から、25 W の熱負荷において、加熱部から輸送される熱は、加熱部、上部断熱部の断熱材からのヒートリーク、もしくは、冷却部上部の温度測定点よりも上流の冷却部で放熱されていると考察される。第 16 ループでは加熱部中腹部と加熱部上部で同じ温度を示しており、気液二相状態であると考察される。よって、25 W の熱負荷においてヒートパイプは熱輸送を開始し、加熱部から冷却部へ熱輸送されていると考察される。加熱部熱負荷の増加と共に、冷却部温度は冷却部の上方から下方に向かって等温領域が拡大している。熱負荷 200 W の条件では、加熱部上部温度がリザーバ温度よりも上昇しているためドライアウトしていると考えられる。よって、恒温槽 20 °C リザーバ 30 °C の条件における高さ 1 m のマルチループ型ヒートパイプの最大熱輸送量は 150 W 以上 200 W 以下である。

ここで、恒温槽温度 20°C における定常状態での管軸方向の温度分布を、第 15 ループを図 2.3.6.4(a)、第 16 ループを図 2.3.6.4(b) に示す。第 15 ループ、第 16 ループ共に、加熱部の熱負荷を上昇させると、加熱部温度がリザーバ温度に近づき、加熱部温度がリザーバ温度程度で軸方向に一様温度である。冷却部でも同様に、熱負荷を上昇させると冷却部上部 (3 m) から冷却部下部 (6 m) に向かってリザーバ温度程度の温度を有する領域が広がっている。等温区間が形成されているのは、加熱部と冷却部において気液二相状態であり、作動流体の潜熱が使用されることで温度が一定の区間が形成されていると考察される。また、冷却部では潜熱が周囲空気に放熱された下流では、作動流体の顕熱を放熱し、サブクール状態であると考察される。サブクールされた作動流体は下部断熱部を通過し、加熱部下部に流入し、加熱部でヒータを通過するごとに温度上昇する。気液二相状態に遷移する条件において、作動流体は気液二相状態となり潜熱によってヒータから熱を受け取り、冷却部へと輸送していると考えられる。本ヒートパイプは、温度制御されたリザーバを取り付けているため、リザーバがヒートパイプ内の飽和温度を制御していると考えられる。よって、熱負荷 25 W ではループ内でサブクールされた液相領域が大半を占めているが、高熱負荷条件では二相領域が拡大している。これは、熱負荷の増加に対して周囲空気への放熱量を自動的に調整する可変コンダクタンスのヒートパイプとして、本ヒートパイプが動作していることを示している。一方で、加熱部への熱負荷が高い条件では、冷却部の下部まで二相

状態と考察される高温領域である。図 2.3.6.4(a)と図 2.3.6.4(b)における熱負荷 200 W の条件では、冷却部の温度は上部から下部までほぼ一様である。この温度分布は、作動流体はサブクールされず次ループへ流入していることを示唆している。よって、高熱負荷では冷却部で十分な放熱が行えずに最大熱輸送量に到達した可能性が考えられる。第 1 ループ、第 2 ループ、第 15 ループ、第 16 ループ、第 31 ループ、第 32 ループの各熱負荷における定常状態の温度分布を図 2.3.6.5 に示す。どのループも同じような定常状態における温度分布を形成している。よって、各ループの差はほとんど無いと考えられる。また、どのループも最大熱輸送量は 150 W 以上 200 W 以下である。

#### 各恒温槽温度での温度分布

恒温槽温度 0 °C, -20 °C, -40 °C, -50 °C, -60 °C における、第 15 ループと第 16 ループの軸方向の温度分布を図 2.3.6.6 から図 2.3.6.10 に示す。図中の温度は、熱負荷変更前 20 分間の平均値である。リザーバは恒温槽温度から 10 °C 高く温度制御している。

恒温槽温度 0 °C, リザーバ制御温度 10 °C の条件における、ヒートパイプ軸方向の温度分布を図 2.3.6.6 に示す。第 15 ループにおいて 25 W, 50 W の熱負荷では加熱部下部から加熱部上部にかけて徐々に高い温度を示し、上部断熱部から温度低下し冷却部に到達している。第 16 ループの加熱部上部は、150 W の熱負荷で高温化している。また、第 15 ループは熱負荷 200 W の条件でも加熱部上部は高温化していない。高熱負荷では、冷却部下端(横軸 6 m 付近)まで高温域が広がっている。

恒温槽温度 -20 °C, リザーバ制御温度 -10 °C の条件における、ヒートパイプ軸方向の温度分布を図 2.3.6.7 に示す。第 15 ループにおいて 25 W, 50 W の熱負荷では加熱部下部から加熱部上部にかけて徐々に高い温度を示し、上部断熱部から温度低下し冷却部に到達している。第 16 ループの加熱部上部は、150 W の熱負荷で高温化している。また、第 15 ループは熱負荷 200 W の条件でも加熱部上部は高温化していない。高熱負荷では、冷却部下端まで高温域が広がっている。

恒温槽温度 -40 °C, リザーバ制御温度 -30 °C の条件における、ヒートパイプ軸方向の温度分布を図 2.3.6.8 に示す。第 15 ループにおいて 25 W の熱負荷では加熱部下部から加熱部上部にかけて徐々に高い温度を示し、断熱部上部から温度低下し冷却部に到達している。第 16 ループの加熱部上部は、150 W の熱負荷で高温化している。また、第 15 ループは熱負荷 200 W の条件でも加熱部上部は高温化していない。各熱負荷で、冷却部下端において作動流体は恒温槽温度まで温度は低下している。

恒温槽温度 -50 °C, リザーバ制御温度 -40 °C の条件における、ヒートパイプ軸方向の温度分布を図 2.3.6.9 に示す。第 15 ループにおいて 25 W, 50 W の熱負荷では加熱部下部から加熱部上部にかけて徐々に高い温度を示し、断熱部上部から温度低下し冷却部に到達している。第 16 ループの加熱部上部は、熱負荷 150 W の条件で高温化している。また、第 15 ループは熱負荷 200 W の条件で加熱部上部は高温化している。各熱負荷で、冷却部



下端において作動流体は恒温槽温度まで温度は低下している。

恒温槽温度 $-60^{\circ}\text{C}$ 、リザーバ制御温度 $-50^{\circ}\text{C}$ の条件における、ヒートパイプ軸方向の温度分布を図 2.3.6.10 に示す。第 15 ループにおいて、25 W、50 W、100 W の熱負荷では加熱部下部から加熱部上部にかけて徐々に高い温度を示し、断熱部上部から温度低下し冷却部に到達している。第 16 ループの加熱部上部では、100 W の熱負荷において加熱部中腹部で一度温度低下し、加熱部上部に向かって高温化している。また、第 15 ループは 200 W の熱負荷で加熱部上部は高温化している。各熱負荷で、冷却部下端において作動流体は恒温槽温度まで温度は低下している。

第 15 ループにおいて、加熱部下部から加熱部上部にかけて徐々に高い温度を示すのは、液相による熱輸送が行われているためと考察される。第 16 ループの加熱部上部での高温化は、管内壁が乾ききるドライアウトを起こしていると考察される。一方で、第 16 ループの加熱部上部で高温化している熱負荷で、第 15 ループの加熱部上部は高温化していない。これは、ヒータと管との熱結合の違い、もしくは、逆止弁の有無によってループによって性能に差が生じた可能性が示唆される。恒温槽温度  $20^{\circ}\text{C}$ 、 $0^{\circ}\text{C}$ 、 $-20^{\circ}\text{C}$  の条件では、高熱負荷において冷却部の下端(グラフの横軸 6 m 付近)まで加熱部から続く等温区間であり、二相流であると考察される。よって、冷却部での冷却能力の不足によってヒートパイプは最大熱輸送量に達していると考察される。一方で、恒温槽温度が低温の条件では、冷却部端部において周囲空気程度まで十分にサブクールされているため、駆動力の限界によるドライアウトを生じていると考察される。

#### 高さ 1m ヒートパイプ 最大熱輸送量

加熱部高さ 1 m のマルチループ型ヒートパイプの最大熱輸送量を図 2.3.6.11 に示す。図 2.3.6.11 は横軸に恒温槽温度、縦軸に各恒温槽温度における最大熱輸送量を示している。リザーバの設定は恒温槽温度よりも  $10^{\circ}\text{C}$  高く設定しているため、恒温槽温度  $20^{\circ}\text{C}$  の条件ではリザーバの温度は  $30^{\circ}\text{C}$  に制御した条件での実験結果である。

恒温槽温度が  $20^{\circ}\text{C}$ 、 $0^{\circ}\text{C}$ 、 $-20^{\circ}\text{C}$  の条件では 150 W から 200 W 程度の最大熱輸送量を有している。しかし、恒温槽温度が低温条件において最大熱輸送量が低下している。また、各ループでも最大熱輸送量が異なるため、下限はヒートパイプ内のどれか 1 つのループがドライアウトを生じた熱負荷を示している。上限は半数以上のループがドライアウトを起こした熱負荷を示している。ドライアウトに移行した原因としては、冷却部において加熱部から輸送された熱を十分に放熱されていないためであると考察される。ヒートパイプ内の飽和温度は、リザーバによって制御されている。よって、受熱量に対して放熱量が不足しても、放熱面温度が上昇し放熱量を増加させることはできない。よって、加熱部から輸送された熱を、冷却面内で放熱できない条件ではドライアウトに移行すると考察される。

#### 高さ 1m ヒートパイプコンダクタンス

加熱部高さが 1 m のマルチループ型ヒートパイプのコンダクタンスを図 2.3.6.12 に示す。本ヒートパイプはリザーバが搭載されているため、コンダクタンスが熱負荷によって変動する。さらに、過冷却された液が加熱部に流入するため、加熱部の算術平均をによるコンダクタンスを計算する場合には、加熱量が低い条件で、低いコンダクタンスを示している。コンダクタンスの計算には式 2.3.1.1 を使用する。二相領域が拡大すると、加熱部と冷却部の温度はリザーバ温度程度まで上昇するため高いコンダクタンスを示す。各恒温槽温度で定性的なコンダクタンスの傾向は変わらない。150 W 程度の熱負荷でコンダクタンスがピークを迎え、150 W 以上の熱負荷ではコンダクタンスが減少している。これは、加熱部の上部でドライアウトが起これ加熱部の一部温度が高温化する最大熱輸送量を迎えているためと考えられる。恒温槽温度  $-60^{\circ}\text{C}$  の条件では、他の恒温槽温度に比べてコンダクタンスは低く、熱輸送性能が低下している。熱負荷 25 W から 100 W の条件では、恒温槽温度が  $20^{\circ}\text{C}$  から  $-50^{\circ}\text{C}$  でほぼ同様のコンダクタンスを示している。熱負荷 150 W の条件では、恒温槽温度によってドライアウトを起こしている結果と、起こしていない結果が存在するため、各恒温槽温度でコンダクタンスが大きく異なっている。

#### 高さ 1m ヒートパイプ加熱部温度一様性

図 2.3.6.14 に各恒温槽温度、各熱負荷での、加熱部の各温度計測点の平均温度を示す。誤差棒は、加熱部内での最大温度と最小温度を示している。各実験で、リザーバは恒温槽温度よりも  $10^{\circ}\text{C}$  高く温度制御している。よって、恒温槽温度  $20^{\circ}\text{C}$  では加熱部温度は約  $30^{\circ}\text{C}$  程度に制御される。各温度で、熱負荷 25 W の条件では、加熱部平均温度がリザーバ温度よりも低い温度である。高熱負荷条件では、ほとんど加熱部の温度はリザーバ温度に制御されている。平均温度よりも高温側に大きくエラーバーが突出し、加熱部平均温度が上昇している熱負荷ではドライアウトが起きている。恒温槽温度が  $-60^{\circ}\text{C}$  の条件では、各熱負荷で加熱部の平均温度が  $-50^{\circ}\text{C}$  よりも高温である。これら結果から、低熱負荷では加熱部温度はリザーバ温度よりも低下しているが、熱負荷が 50 W から 150 W の範囲では加熱部温度はリザーバ温度に制御されている。恒温槽温度  $-60^{\circ}\text{C}$  の条件では、リザーバによる温度制御が正常に行われていないことが示唆される。

## 2.4 結言

GAPS の南極フライト実験の熱輸送システムでは、加熱部高さ 2 m、冷却部高さ 2 m、断熱部の長さは最大で 5 m が見込まれる。マルチループ型ヒートパイプによる検出器発熱のラジエターまでの熱輸送を実証するために、加熱部高さ 2 m、冷却部高さ 2 m、加熱部と冷却部を結ぶ断熱部の長さ 2 m で構成した GAPS のフライト状態を模擬したマルチループ型ヒートパイプを用いて実験を行った。実験は、宇宙航空研究開発機構が有する温度環境試験装置（大型恒温槽）にマルチループ型ヒートパイプを設置し、大型恒温槽内温度が 20℃ から -60℃ の環境で実施した。ヒートパイプの作動流体には、人体や環境への影響と熱輸送因子の評価から R410A を選定した。

恒温槽内の環境温度が 20℃ から -60℃ の広温度範囲の環境においてヒートパイプが加熱部から冷却部への熱輸送が可能であることを実証した。全 32 ループの加熱部温度は第 1 ループに取り付けられたリザーバ温度程度に制御される。リザーバ温度や環境温度を変更した条件から、20℃ から -60℃ の温度環境条件において動作中の加熱部温度がリザーバ温度に制御されることが実証された。リザーバによってヒートパイプ内部の飽和温度が制御されるため、冷却部では熱負荷の増加と共に凝縮長が伸展する。低温条件においては、加熱部中腹部で沸騰開始に過熱度を要していると考えられ、飽和温度よりも高温化する部分が観測される。過熱度は低温条件において増大する傾向を有している。最大熱輸送量は、ヒートパイプに使用する管内径の拡大によって増加する。また、20℃ の環境に比べて低温環境では最大熱輸送量が低下する。内径 1.3 mm の管を使用したマルチループ型ヒートパイプでは、GAPS の熱輸送量能力の要求を満たすことが可能である。大型恒温槽中の地上実験によって、GAPS の要求を満たすマルチループ型ヒートパイプの熱輸送が実証された。

ヒートパイプ内で熱輸送に使用される作動流体の量は熱負荷の増加に対して減少している。マルチループ型ヒートパイプにはリザーバが取り付けられ飽和温度制御されるため、熱負荷の変動に伴って二相領域が変化する。よって、熱輸送に使用されない作動流体が受動的にリザーバに還流していると考えられる。リザーバは、ヒートパイプが動作する環境温度や熱負荷の変動に対して、内部流体が適切に保たれるように受動的に制御している事を解明した。

ヒートパイプ内部の圧力測定から、加熱部下部の圧力はリザーバと同等の圧力に制御されている。よって、ヒートパイプが熱輸送中も第 1 ループに取り付けたリザーバ圧力に、全 32 ループの飽和圧力制御が可能であることを実証した。加熱部内の差圧測定から、加熱部中腹部の過加熱の原因は、沸騰開始に過熱度が必要であるためであることが示唆される。

ヒートパイプ内部を流動する作動流体の流動様式として、スラグ流と環状流が観測される。加熱部中腹部での流動様式が環状流においても、加熱部上部では液相が確認された。また、加熱部上部がリザーバ温度で規定される飽和温度よりも高温化時には、液相が観測されていない。よって、管内壁が乾ききるドライアウトを生じていると考えられる。加熱

部中腹部が飽和温度よりも高温化している状態では、気泡の発生と同時に温度低下している。よって、加熱部中腹部の高温化は、作動流体の沸騰開始に過熱度を要するためであることを解明した。

ヒートパイプの姿勢を、加熱部と冷却部の作動流体が重力の影響を受ける姿勢（垂直姿勢）と、重力による水頭差を得られない姿勢条件（水平条件）において動作特性評価を行った。水平条件では加熱部出口付近で大きく温度振動を起こしており、熱輸送に使用される支配的な駆動力が圧力振動であると考察される。また、垂直姿勢と比べて水平姿勢では動作が不安定になり、最大熱輸送量が低下している。よって、姿勢によって動作モードは変化し、水平姿勢で動作が不安定になることから、垂直姿勢条件ではマルチループ型ヒートパイプは体積力を主要な駆動力として動作していることを解明した。

加熱部と冷却部高さが1 mのヒートパイプを構築し、熱輸送可能であることを実証した。基本的な動作と熱輸送機構は高さ2 mのヒートパイプと同様である。また、高さ1 mのマルチループ型ヒートパイプでは冷却部での放熱能力不足から熱輸送限界に至っている可能性が示唆される。

## 第3章 解析

### 3.1 気液二相流体

#### 3.1.1 流動様式

本研究対象のマルチループ型ヒートパイプは内径 1.0 mm と内径 1.3 mm の細管を使用して構成している。本研究で使用される管は、ミニチャンネルに該当する管径であると考えられる[64]。Akbar らは水-空気をを使用した流れにおいて水力学的直径が 1.0 mm 以下で、マイクロチャンネルの二相流体の流動様式は、マイクログラビティで得られた結果と似ていることを示している。よって、マイクログラビティで得られた流動様式線図はマイクロチャンネルにおいても有用である。Akbar らは、マイクロチャンネルの実験値で得られた流動様式を We 数で整理し、過去の研究のまとめから以下の 4 領域に分割した。一方で、多くの実験は水平管で実験が行われており、体積力の影響は不明である[64]。Hassen らは内径 0.1 mm と 1.0 mm の管を利用した重力方向に水平と垂直に配置した条件での流動様式の実験を行っている。水平で行われた実験と垂直で行われた実験では流動様式が変化する領域が異なっている[66]。Mishima らは空気-水を使用し、流動様式、ボイド率、気泡の上昇速度、管摩擦損失を計測した[67]。実験に使用した管内径は 1.0 mm から 4.0 mm の管を使用している。流動様式として、気泡流、スラグ流、チャーン流、環状流、噴霧流を観測している。これらの流動様式の区分は Mishima-Ishii らによって得られた流動様式境界線図と比較し良い一致を示している[68]。Mishima-Ishii[68]らによって提案されている流動様式線図は以下の式で示される。流動様式線図を図 3.1.1.1 に示す。

気泡流とスラグ流境界

$$\alpha = 0.3 \quad (3.1.1.1)$$

スラグ、チャーン流境界

$$\alpha \geq 1 - 0.813 \left\{ \frac{(C_0 - 1) + 0.35 \sqrt{\frac{\Delta \rho g D}{\rho_L}}}{j + 0.75 \sqrt{\frac{\Delta \rho g D}{\rho_L} \left( \frac{\Delta \rho g D^3}{\rho_L v_L^2} \right)^{\frac{1}{18}}}} \right\}^{0.75} \quad (3.1.1.2)$$

チャーン流、環状流境界

$$j_g = \sqrt{\frac{\Delta\rho g D}{\rho_G}} (\alpha - 0.11) \quad (3.1.1.3)$$

環状流, 噴霧流境界

$$j_g = \left( \frac{\Delta\rho g D}{\rho_G} \right)^{1/4} \left( \frac{\mu_L}{\left[ \rho_L \sigma \sqrt{\frac{\sigma}{g \Delta\rho}} \right]^{0.5}} \right)^{-0.2} \quad (3.1.1.4)$$

### 3.1.2 ミニチャンネル中の二相流体ボイド率

Triplett らは水平条件で 1.1 mm と 1.45 mm の円形のチャンネルを用いた実験を行っている。ボイド率と管中の圧力損失は均質流で仮定した流れと一致していたと報告している [69]。Mishima らは空気-水を使用し、ボイド率、気泡の上昇速度、管摩擦損失を実験により計測した。内径は 1.0 mm から 4.0 mm の管を使用している。断面平均ボイド率をドリフトフラックスモデルで整理している。

$$\frac{j_G}{\alpha} = C_0(j_G + j_L) \quad (3.1.2.1)$$

$$C_0 = 1.2 + 0.510e^{-0.691d} \quad (3.1.2.2)$$

$j_G$  と  $j_L$  はそれぞれ、気液の容積流束、 $C_0$  は分布パラメータである。この式では、ミニチャンネルではドリフト速度は 0 である [67]。

### 3.1.3 ミニチャンネル中の二相流体圧力損失

様々な流体や水平流, 垂直流でミニチャンネルの二相圧損は均質流によってモデル化が可能であると報告されている。Triplett らは 1.1 mm と 1.5 mm の水平に配置される円管を用いて、空気-水を使用したマイクロチャンネル内流動の圧力損失を調査した。Triplett らの実験では均質流を仮定した圧力損失モデルがマイクロチャンネルの圧力損失と一致していたと報告している [70]。Kureta らは内径 2.0 mm から 6.0 mm の管を使用し、大気圧下での水の垂直上昇流における沸騰二相流の圧量損失を計測し、均質流モデルとの一致を報告している。Maqbool らの実験では、垂直の 2 種類の径のミニチャンネル (1.70 mm, 1.224 mm) を用いてアンモニアでの沸騰流中での管摩擦損失の実験を行っており、均質流で良い一致を示したと報告している。また、実験と一致する式を提案している [71]。

## 3.2 基礎方程式

マルチループ型ヒートパイプのシミュレーションモデルを構築する。基礎方程式は物質、運動量、エネルギーのそれぞれに対する保存則によって構成されている。液と蒸気の圧力がノード内では同じであり、流体の圧縮性を無視した流れと仮定している。さらに、第3.1章で示される細管内の流動に関する研究から、本ヒートパイプで使用する管径では気液が分離された均質流を仮定する。均質流では、スリップ比が1 ( $u_L = u_G$ ) の条件である。

### 3.2.1 物質保存, 運動量保存, エネルギー保存の方程式

式 3.2.1 に物質保存の基礎方程式を示す。

$$\frac{\partial}{\partial t} \{ \rho_L(1 - \alpha) + \rho_G \alpha \} + \frac{\partial}{\partial z} \{ \rho_L(1 - \alpha)u_L + \rho_G \alpha u_G \} = 0 \quad (3.2.1)$$

また、式 3.2.1 の物質保存の式は定常状態において以下の式で示される。

$$\frac{\partial}{\partial z} \{ \rho_L(1 - \alpha)u_L + \rho_G \alpha u_G \} = 0 \quad (3.2.2)$$

運動量保存の方程式を式 3.2.3 に示す。

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} \{ \rho_L(1 - \alpha)u_L + \rho_G \alpha u_G \} + \frac{\partial}{\partial z} \{ \rho_L(1 - \alpha)u_L^2 + \rho_G \alpha u_G^2 \} + \{ \rho_L(1 - \alpha) + \rho_G \alpha \} g + \left( -\frac{\partial P_f}{\partial z} \right) \\ & = -\frac{\partial P}{\partial z} \end{aligned} \quad (3.2.3)$$

式 3.2.3 は定常状態において以下の式で表される。

$$\frac{\partial}{\partial z} \{ \rho_L(1 - \alpha)u_L^2 + \rho_G \alpha u_G^2 \} + \{ \rho_L(1 - \alpha) + \rho_G \alpha \} g + \left( -\frac{\partial P_f}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} \quad (3.2.4)$$

ここで、式 3.2.4 中の  $\left( -\frac{\partial P_f}{\partial z} \right)$  は混合物に対する摩擦圧力勾配を示す。定義を式 3.2.5 に示す。

$$\frac{\partial P_f}{\partial z} = \frac{(P_h)_L(\tau_w)_L + (P_h)_G(\tau_w)_G}{A} \quad (3.2.5)$$

式 3.2.5 中で  $(P_h)_L$  は L 相が管壁と接している全長である。

次に、エネルギー保存の方程式を式 3.2.6 で示す。

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \{ \rho_L(1-\alpha)h_L + \rho_G\alpha h_G - P \} + \frac{\partial}{\partial z} \{ \rho_L(1-\alpha)u_L h_L + \rho_G\alpha u_G h_G \} + \{ \rho_L(1-\alpha)u_L + \rho_G\alpha u_G \} g \\ - \frac{(P_h)_L(\tau_w)_L u_L + (P_h)_G(\tau_w)_G u_G}{A} + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) = q''' \end{aligned} \quad (3.2.6)$$

定常状態において、作動流体の熱伝導率を無視した条件でのエネルギー保存の方程式を示す。

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial z} \{ \rho_L(1-\alpha)u_L h_L + \rho_G\alpha u_G h_G \} + \{ \rho_L(1-\alpha)u_L + \rho_G\alpha u_G \} F - \frac{(P_h)_L(\tau_w)_L u_L + (P_h)_G(\tau_w)_G u_G}{A} \\ = q''' \end{aligned} \quad (3.2.7)$$

$q'''$  は容積熱負荷であり、以下の式で表される。

$$q''' = \frac{(P_h)_L(q'')_L + (P_h)_G(q'')_G}{A} \quad (3.2.8)$$

$(P_h)_L$  は流路断面を含む相界面の総長さ（管壁と各層が接している長さ）、 $q''$  は熱流束密度である。

### 3.2.2 顕熱輸送と潜熱輸送

飽和蒸気圧曲線の蒸気相側もしくは液側の単相流において、外界と流体間では作動流体の顕熱を介して熱の授受を行う。流体の温度が変化することで、作動流体の内部エネルギーが変化している。よって、j 相のエンタルピーが変化することで流体と外界との熱の授受を行っている。外界と単相流体が授受する熱量を式 3.2.9 に示す。

$$q''' = c_{vj} \rho_j u_j \frac{\partial T}{\partial z} \quad (3.2.9)$$

定積比熱を、熱力学状態量を用いて式 3.2.10 に示す。



$$c_v = \left( \frac{\partial' q}{\partial T} \right)_v = \left( \frac{\partial u}{\partial T} \right)_v \quad (3.2.10)$$

式 3.2.9 に式 3.2.10 の定積比熱を代入すると式 3.2.11 が得られる。

$$q''' = \rho_j u_j \left( \frac{\partial e_j}{\partial T} \right)_v \frac{\partial T}{\partial z} = \rho_j u_j \frac{\partial e_j}{\partial z} \quad (3.2.11)$$

式 3.2.11 から内部エネルギーの Z 方向変化量と、流体の密度と流速の積が、容積熱負荷  $q'''$  に相当する。また、以下の関係が導かれ、温度上昇と比内部エネルギーの上昇は等価である。

$$c_v \rho_j u_j \frac{\partial T}{\partial z} = \rho_j u_j \frac{\partial e_j}{\partial z} \quad (3.2.12)$$

$$c_v \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\partial e_L}{\partial z} \quad (3.2.13)$$

比エンタルピー  $h_i$  を比内部エネルギー、圧力、密度を用いて式 3.2.14 に示す。

$$h_i = e_i + \frac{P}{\rho_i} \quad (3.2.14)$$

単相状態では顕熱輸送であるため、式 3.2.6 のエネルギー保存の式を、単相の式に書き換え、比エンタルピーを式 3.2.14 の関係から内部エネルギーと圧力で示す。

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} \left\{ \rho_j \left( e_j + \frac{P}{\rho_j} \right) - P \right\} + \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \rho_j u_j \left( e_j + \frac{P}{\rho_j} \right) \right\} + \{ \rho_j u_j \} g - \frac{(P_h)_j (\tau_w)_j u_j}{A} + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \\ = & q''' \end{aligned} \quad (3.2.15)$$

式 3.2.15 中の内部エネルギーの変化を、式 3.2.13 から定積熱容量を用いて示す。

$$\frac{\partial}{\partial t} \{ \rho_j e_j \} + \frac{\partial}{\partial z} \{ \rho_j u_j c_v T + u_j P \} + \{ \rho_j u_j \} g - \frac{(P_h)_j (\tau_w)_j u_j}{A} + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) = q''' \quad (3.2.16)$$

ここで、式 3.2.4 の運動量保存の方程式を単相流の式に変換すると以下の関係が得られる。

$$\frac{\partial}{\partial z}\{u_j P\} + \{\rho_j u_j\}g - \frac{(P_h)_j(\tau_w)_j u_j}{A} = 0 \quad (3.2.17)$$

$$\frac{\partial P}{\partial z} + \rho_j g - \frac{(P_h)_j(\tau_w)_j}{A} = 0 \quad (3.2.18)$$

式 3.2.16 は式 3.2.18 を用いて式 3.2.19 で表せる.

$$\frac{\partial}{\partial t}\{\rho_j e_j\} + \frac{\partial}{\partial z}\{\rho_j u_j c_v T\} + \frac{\partial}{\partial z}\left(k \frac{\partial T}{\partial z}\right) = q''' \quad (3.2.19)$$

定常状態では, 式 3.2.19 中での時間に関する項を無視し, かつ, 軸方向の流体の熱伝導を無視すると式 3.2.20 で表せる.

$$\frac{\partial}{\partial z}\{\rho_j u_j c_v T\} = q''' \quad (3.2.20)$$

単相流領域での顕熱による熱輸送においては式 3.2.20 を用いて計算する.

飽和蒸気圧曲線上の気液二相流体状態において, 外界と流体は流体の潜熱を介して熱の授受を行う. よって, 気液の相変化によって流体が有するエネルギー量に変化する. 気相と液相のエンタルピーの差( $h_G - h_L$ )は流体の蒸発潜熱である. よって, 外界と流体が潜熱を介して熱の授受を行う場合は以下の式で表現される.

$$(h_G - h_L)\rho_G \frac{\partial \alpha u_G}{\partial z} = q''' \quad (3.2.21)$$

流速と容積流速は以下の式 3.2.22 と式 3.2.23 で表される.

$$u_G = \frac{j_G}{\alpha} \quad (3.2.22)$$

$$j_G = \frac{G_G}{\rho_G} \quad (3.2.23)$$

よって, 質量流束は式 3.2.24 で示される.

$$G_G = u_G \rho_G \alpha \quad (3.2.24)$$

よって、式 3.2.21 は式 3.2.24 を用いて以下の式で表される。

$$(h_G - h_L) \frac{\partial G_G}{\partial z} = q''' \quad (3.2.25)$$

ここで、定常状態のエネルギー保存の式 3.2.7 からエンタルピーに関連する項を抜き出し式 3.2.26 に示す。

$$\frac{\partial}{\partial z} \{ \rho_L (1 - \alpha) u_L h_L + \rho_G \alpha u_G h_G \} = q''' \quad (3.2.26)$$

式 3.2.26 は式 3.2.25 を用いて式 3.2.27 で表される。

$$\frac{\partial}{\partial z} \{ \rho_L (1 - \alpha) u_L h_L + \rho_G \alpha u_G h_G \} = (h_G - h_L) \frac{\partial G_G}{\partial z} \quad (3.2.27)$$

よって、気液二相状態においては、外界との熱の授受は、相変化による各相の質量流束の変化で示される。液相と蒸気相の質量流束の変化量は各相が持つエンタルピーの違いから、潜熱を介した流体と外界で熱の授受である。また、式 3.2.2 に示す質量保存も成立する。

## 3.3 構成式

### 3.3.1 加熱部と冷却部における熱伝導

加熱部と冷却部の断面図と熱結合を図 3.3.1 と図 3.3.2 にそれぞれ示す。加熱部におけるヒートパイプ管外壁とヒータ間で接触コンダクタンス，冷却部におけるヒータパイプ外壁とラジエター板間での接触熱伝達率，ラジエター板と恒温槽内での対流熱伝達率測定を行う実験を行った。各熱伝達率の測定を行った実験構成を図 3.3.3 に示す。実験で得られた温度計測結果を表 3.3.1 と表 3.3.2 に示し，温度計測結果と加えた熱負荷によって計測された各熱伝達率を表 3.3.3 に示す。これら実験から得られた熱伝達率からシミュレーションでは，加熱部のヒートパイプ外壁とヒータの接触熱伝達率は  $800 \text{ W/m}^2\text{K}$ ，冷却部のヒートパイプ外壁とラジエター板の接触熱伝達率は  $1200 \text{ W/m}^2\text{K}$ ，対流熱伝達率は  $22.5 \text{ W/m}^2\text{K}$  を用いている。

#### 3.2.1.1 加熱部の熱伝導

ヒートパイプ管壁の半径方向の熱伝導は以下の式を用いて計算を行う。

$$Q = \frac{2\pi kl(T_{out} - T_{in})}{\ln\left(\frac{r_{out}}{r_{in}}\right)} \quad (3.3.1)$$

加熱部の管外壁とヒータ板の接触による熱伝導の計算には，式 3.3.2 中で表 3.3.3 に示す熱伝達率を用いて計算を行う。

$$Q = h2\pi lr_{out}(T_{Heat} - T_{out}) \quad (3.3.2)$$

#### 液単相流

本ヒートパイプの熱源は加熱部で 13 層に分かれており，局所的に加熱源が存在している。よって，加熱部の単相流での熱伝達率は助走区間の熱伝達を考慮し以下の式を用いた計算を行う。管内壁と流体の熱伝達率の計算式を以下に示す。層流条件 ( $Re < 2000$ ) では，助走区間の局所ヌッセルト数  $Nu_d$  を以下の式 3.2.3 で求められるグレッツ数を用いて条件分けをする[72]。

$$x^* = \frac{(x/d)}{Re_d Pr} \quad (3.3.3)$$

グレッツ数が  $x^* < 0.01$  の条件では局所ヌッセルト数は以下の式で求める。

$$Nu_d(x^*) \cong 1.08x^{*\frac{1}{3}} \quad (3.3.4)$$

また、グレッツ数が  $x^* < 0.01$  の以上では層流の等温壁加熱下条件と同様に以下の値を用いる。

$$Nu_d(x^*) \cong 3.66 \quad (3.3.5)$$

乱流の条件 ( $Re > 2000$ ) では、加熱条件での Dittus-Boelter の式を用いて管内壁と流体の熱伝達率を求める [73].

$$Nu_d = 0.023Re_d^{0.8}Pr^{0.4} \quad (3.3.6)$$

#### 気液二相流

Bennet らは、核沸騰および強制対流蒸発域において、L-M パラメータの逆数を取り整理する方法を提案している [74]. 気液二相状態での熱伝達係数の計算には式 3.3.7 を用いる。二相流の熱伝達率係数は、液単相流の熱伝達率係数に対する比で整理される [75]. 液単相流の熱伝達率として、二相流の全質量流束  $G$  を用いて Dittus-Boelter の式で求められる値を使用する。

$$h_L = 0.023 \left( \frac{GD}{\mu_L} \right)^{0.8} \left( \frac{c_{pL}\rho_L}{k_L} \right)^{0.4} \frac{k_L}{d} \quad (3.3.7)$$

L-M パラメータの逆数を式 3.3.8 に示す。

$$\frac{1}{X_{tt}} = \left( \frac{x}{1-x} \right)^{0.9} \left( \frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0.5} \left( \frac{\mu_L}{\mu_G} \right)^{0.4} \quad (3.3.8)$$

二相流熱伝達係数は、式 3.3.7 と式 3.3.8 を用いて式 3.3.9 で計算される。

$$h_{TP} = h_L 2.9 \left( \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.66} \quad (3.3.9)$$

#### 3.3.1.2 冷却部の熱伝導

管内の熱伝導は式 3.3.1 を用いて計算を行う。冷却部の管外壁とラジエター板の熱伝達率を用いて、接触による熱伝導の計算には式 3.3.10 を用いる。

$$Q = h\pi l r_{out}(T_{out} - T_0) \quad (3.3.10)$$

冷却部では，ラジエター板に加工された溝にヒートパイプ管を埋め込むため，管外壁とラジエター板の接触面積はヒートパイプ管の半分である．よって，式 3.3.10 では管表面積を 0.5 倍にして計算を行う．式 3.3.10 で使用される  $h_{con}$  は表 3.3.1 に示す実測値を用いる．周囲空気とラジエター板の対流熱伝達はフィン効率を考慮した計算を行う．対流熱伝達は，フィン効率を考慮し式 3.3.11 を用いて計算を行う [76]．

$$Q = \eta h A (T_0 - T_{amb}) \quad (3.3.11)$$

断面積  $A$  が一様なフィンとして，断面が長方形の矩形フィンのフィン効率を求める．断面積  $A$ ，長さ  $L$  の矩形フィンが，温度  $T_{amb}$  の流体に曝されているとする．熱伝達率を  $h$ ，フィンの根元の温度を  $T_0$  とする．フィンの周囲長を  $P$  とする．

ここで，

$$m^2 = \frac{hP}{kA} \quad (3.3.12)$$

とする．フィン効率をフィン全体が根元温度としたときの放熱量に対する，フィンからの放熱量と定義する．フィン効率は，以下の式で計算される．

$$\eta = \frac{\sqrt{hPkA}(T_0 - T_{amb}) \tanh(mL)}{hPL(T_0 - T_{amb})} = \frac{\tanh mL}{mL} \quad (3.3.13)$$

矩形フィンのフィン効率は  $mL$  のみの関数になる．本実験に使用したラジエターは 32 ループで 1 枚の板を形成しているため隣同士の面は結合しているよって，周囲長  $P$  と断面積  $A$  はフィン幅  $W$  とフィン厚さ  $t$  を用いて

$$P = 2W \quad (3.3.14)$$

$$A = Wt \quad (3.3.15)$$

と表す事が可能である．したがって本実験では式 3.3.13 中で  $m$  は

$$m = \sqrt{\frac{2hW}{kWt}} \quad (3.3.16)$$

となる.

#### 気液二相流

層流条件における, 液膜流動の熱伝達機構に関して Nusselt は, 単成分飽和蒸気が鉛直な冷却面上で凝縮する場合について, 気液界面せん断力は無視できる, 運動量式中の慣性項とエネルギー式中の対流項は無視できる等の仮定において, 二相流の層流状態では局所熱伝達率 $h$ に関して次の式を求めている. 層流条件では, 熱伝達率の計算に式 3.3.17 を使用する.

$$Nu_{Lx} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left( \frac{Ga_{Lx} Pr_L}{Ja_L} \right)^{1/4} \quad (3.3.17)$$

ここで,  $Nu_{Lx}$  は局所ヌッセルト数, ガリレオ数  $Ga_{Lx}$ , 液のプラントル数  $Pr_L$ , およびヤコブ数  $Ja_L$  である.

乱流条件 ( $Re > 2000$ ) では, 対流熱伝達率の計算では Shah の提案式を用いて計算を行っている [77].

$$Nu = \frac{hD}{k_L} = 0.023 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} \left[ (1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{(P/P_c)^{0.38}} \right] \quad (3.3.18)$$

#### 液単相流

層流条件 ( $Re < 2000$ ) では等温壁下での条件でのヌッセルト数を使用する. 本シミュレーションにおいて, ノード内での壁温は一樣であると考えているため, 式 3.3.19 を使用して計算を行った.

$$Nu_d = 3.66 \quad (3.3.19)$$

さらに, 乱流条件 ( $Re > 2000$ ) では以下に示す Dittus-Boelter の冷却条件での式を用いる [75].

$$Nu_d = 0.023 Re_d^{0.8} Pr^{0.3} \quad (3.3.20)$$

### 3.3.2 管摩擦損失とエルボでの圧力損失

圧力損失(蒸気管・液管)は以下に示す Darcy-Weisbach の式を用いて求める.

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2} \rho \quad (3.3.21)$$

層流条件( $Re < 2000$ )において管摩擦係数は

$$f = \frac{64}{Re} \quad (3.3.22)$$

乱流条件( $Re > 2000$ )において管摩擦係数は

$$f = 0.316 Re^{-\frac{1}{4}} \quad (3.3.22)$$

である.

また, 1 ループ内に 4 か所存在する急な方向変化を有する部分では, エルボでの圧力損失を計算する式 3.3.23 を用いる [78].

$$\Delta P = \zeta \frac{v^2}{2} \rho \quad (3.3.23)$$

ここで, 角度 90 度のエルボであるため係数 $\zeta$ は 1 として計算を行う.

### 3.3.3 沸騰開始過熱度

気液の相変化条件として, 沸騰開始に対して過熱度を考慮した計算を行う場合には式 3.3.24 を用いる.  $T_W$  は管内壁温度であり, 沸騰開始過熱度の計算が可能である. ここで,  $r_{max}^*$  は沸騰に必要な活性化最大キャビティ半径である [79, 80].

$$q_{inc} = \frac{k_L}{r_{max}^*} (T_W - T_{sat}) - \frac{2\sigma k_L \left( \frac{1}{\rho_G} - \frac{1}{\rho_L} \right) T_{sat}}{L_H (r_{max}^*)^2} \quad (3.3.24)$$

### 3.3.4 体積力

蒸気に働く体積力の計算には式 3.3.25, 液柱に働く体積力の計算には式 3.3.26 を用いる. 蒸気と液が 1 ノードあたりに占める体積から, 蒸気と液に働く体積力を計算する.



$$F = (\rho_G - \rho_L)gV_G \quad (3.3.25)$$

$$F = \rho_L gV_L \quad (3.3.26)$$

### 3.4 マルチループ型ヒートパイプのモデル化とアルゴリズム

第 3.1 章から第 3.3 章に記述した式と仮定条件を用いて、定常状態におけるマルチループ型ヒートパイプのシミュレーションモデルを構築する。シミュレーションモデルでは、加熱部、断熱部、冷却部の各部を軸方向の一次元でノード分割する。1 ループ中のノードの分割を図 3.4.1 に示す。各部のノード分割は、加熱部 200 ノード、上部断熱部 10 ノード、冷却部 200 ノード、下部断熱部 10 ノードである。第 1 ループの冷却部から流出する作動流体は、第 2 ループの断熱部下部入口へと供給される。これら 1 ループを、第 32 ループまで結合する。第 32 ループの冷却部出口からの作動流体は第 1 ループの断熱部下部入口へと還流される。図 3.4.1 に示すように 1 ループ全体を 420 ノードでモデル化し、実験装置同様に 32 ループを結合して全ループのモデル化を行っている。よって、マルチループ型ヒートパイプモデルの全 32 ループでのノード数は 13440 ノードである。リザーバは、第 1 ループの加熱部の最下部のノードに結合している。リザーバは、圧力の境界条件としている。また、リザーバからヒートパイプ管側へ作動流体を入出させることが可能である。

マルチループ型ヒートパイプは細管で構成されるため、第 3.1 章で示すように内部流動は二相流体において、均質流を仮定することが可能であると考えられる。質流を仮定し、第 3.2 章に示す定常状態における質量保存、運動量保存、エネルギー保存の 3 方程式を基礎式とする。シミュレーションでは流体の圧縮性は無視している。また、管と作動流体の管軸方向の熱伝導は無視している。ここで、管軸方向の熱伝導が支配的でないことを示すため、ノード間における管軸方向の熱伝導の検討を行う。ヒータが取り付けられる直下の管外壁と管内壁の間での管半径方向のコンダクタンスは以下の式で計算される。

$$h = \frac{2\pi dk}{\log \frac{r_{out}}{r_{in}}} \quad (3.4.1)$$

また、管外壁に伝えられた熱量がヒータ直下のノードから上下方向のノードに伝えられる管軸方向のコンダクタンスは以下の式で計算される。

$$h = \frac{A_{pipe}}{d} k \quad (3.4.2)$$

ここで、 $d$  は隣り合うノード間の距離であり、ノード分割より 0.01 m である。これらを比較すると、管半径方向の熱伝達率は管軸方向の熱伝達率に比べて内径 1.0 mm、外径 1.6 mm の銅管の場合は約 1100 倍、内径 1.3 mm、外径 3.0 mm のステンレス管の場合は 130 倍の熱伝達率を有している。よって、半径方向の熱伝達率が十分に大きいと判断し、本計算において管軸方向の熱伝導は無視したモデルを構築しシミュレーションを行う。よって、ヒ

ートパイプ管においては半径方向の熱伝導のみを考慮する。

境界条件は，加熱部，下部断熱部，上部断熱部は周囲環境と完全断熱としている．境界条件は，加熱部に入力される熱量，冷却部が曝される周囲の環境温度としている．また，リザーバは第 1 ループ加熱部下部での圧力境界条件として設定している．ヒートパイプ管に封入され，熱輸送に使用される作動流体は第 1 ループの下部に接続されるリザーバから供給することが可能である．マルチループ型ヒートパイプを，重力方向垂直に設置し実験を行っている条件では重力が作動流体に作用する力を駆動力としている．36 ループ全ループでの圧力損失と駆動力と考えている体積力が釣り合う条件を収束条件とし，以下の式 3.4.3 が満たされる条件まで質量流量を変化させている．計算のフローチャートを図 3.4.2 に示す．

$$\sum_0^n \vec{P}_{loss_i} = \sum_0^n \vec{P}_{body_i} \quad (3.4.3)$$

全 32 ループでは上記の式の差異が 320Pa 以内 (10 Pa/loop) に以下の条件を収束と判断している．作動流体の物性値は，作動流体の各物性値を 5 °C 刻みで読み込み，各温度間を線形補完し物性値を計算している．

## 第4章 動作特性と熱輸送機構

第3章で構築したシミュレーションモデルを使用し、シミュレーションを行ったケースと条件を表4.1と表4.2に示す。これら、シミュレーション結果と第二章で得られている実験結果の比較からマルチループ型ヒートパイプの動作特性と熱輸送機構を明らかにする。

### 4.1 温度特性

#### 4.1.1 内径 1.0mm 外径 1.6mm 銅管マルチループ型ヒートパイプの温度特性

図4.1.1.1から図4.1.1.6に恒温槽温度20℃、0℃、-20℃、-40℃、-50℃、-60℃の実験結果と飽和沸騰条件でのシミュレーション結果の軸方向温度分布の比較を示す。リザーバの温度は恒温槽温度よりも10℃高く温度（圧力）制御した条件である。実験結果は、各熱負荷の第15ループの熱負荷変更前の20分間（定常状態）における管壁表面温度計測結果の平均値を示している。実験では、熱電対は管外壁に取り付けられ、管外表面の温度の計測を行っている。よって、シミュレーションにおいてもヒートパイプ管壁温度の結果を示している。図4.1.1.1から図4.1.1.6に示す結シミュレーションでの相変化条件は、作動流体が飽和蒸気圧曲線上に到達した点を気液の相変化温度の条件としている。本ヒートパイプの1ループは下部断熱部、加熱部、上部断熱部、冷却部の各部を長さ2000mmの管で構成している。図4.1.1.1から図4.1.1.6のグラフはヒートパイプの軸方向距離を示しており、横軸は第15ループの下部断熱部の冷却部側の端を0mとしている。よって、0mから2mの区間が下部断熱部、2mから4mの区間が加熱部、4mから6mの区間が上部断熱部、6mから8mの区間が冷却部を示している。

図4.1.1.1に示す恒温槽温度が20℃の条件では、加熱部と冷却部共に実験結果とシミュレーション結果は一致している。シミュレーションにおいて加熱部で、局所的に温度が上昇している点はヒータが取り付けられているノードである。実験でヒータ半径方向直下の管表面温度は計測していないため、実験結果とシミュレーション結果との比較はできない。

図4.1.1.2に示す恒温槽温度が0℃の条件では、実験では100W、150W、200Wの熱負荷条件において加熱部中腹部でリザーバ温度よりも高温化し、200Wの熱負荷で最大約10℃飽和温度よりも高温化している。実験において部分的に高温化している加熱部中腹部では、実験とシミュレーション結果の温度分布が一致していない。加熱部中腹部での高温化が観測されていない熱負荷50Wと250Wの条件では実験とシミュレーション結果は一致している。熱負荷300Wの実験では加熱部中腹部での高温化は観測されないが、実験では加熱部上部で高温化するドライアウトを起こしている。加熱部上部において実験とシミュレーションの温度分布は一致していない。冷却部の温度分布はよく一致している。

図4.1.1.3に示す恒温槽温度が-20℃の条件では、実験では熱負荷150W、200W、250Wの条件において加熱部中腹部でリザーバ温度よりも高温化し、250Wの熱負荷で最大約

15 °C飽和温度よりも高温化している。実験において、加熱部中腹部での高温化が観測される熱負荷においては、シミュレーションと実験結果が一致していない。実験で加熱部中腹部での高温化が観測されない熱負荷 50 W の条件では、実験とシミュレーション結果は一致している。熱負荷 300 W の条件では、実験で加熱部中腹部での過加熱は観測されていないが、加熱部上部で高温化するドライアウトを起こしており実験とシミュレーションの温度分布は一致していない。

図 4.1.1.4 に示す恒温槽温度が-40 °Cの条件では、実験では熱負荷 100 W, 150 W, 200 W, 250 W の条件において加熱部中腹部でリザーバ温度よりも高温化し、250 W の熱負荷条件で最大約 25 °C飽和温度よりも高温化している。実験で加熱部中腹部での高温化が観測される熱負荷においては、シミュレーションと実験結果が一致していない。実験で加熱部中腹部での高温化が観測されない 50 W の条件では、実験とシミュレーション結果は一致している。250 W の熱負荷の実験では加熱部中腹部での高温化と、加熱部上部で高温化するドライアウトを起こしており、実験とシミュレーションの温度分布は一致していない。

図 4.1.1.5 に示す恒温槽温度が-50 °Cの条件では、実験では 100 W, 150 W の条件において加熱部中腹部でリザーバ温度よりも高温化し、150 W の熱負荷条件で最大約 25 °C飽和温度よりも高温化している部分が観測されている。実験で加熱部中腹部での高温化が観測される熱負荷においては、シミュレーションと実験結果が一致していない。実験で加熱部中腹部での高温化が観測されない 50 W の条件では実験とシミュレーション結果は一致している。250 W の熱負荷の実験では、加熱部中腹部での高温化は観測されていないが、加熱部上部で高温化するドライアウトを起こしており実験とシミュレーションの温度分布は一致していない。

図 4.1.1.6 に示す恒温槽温度が-60 °Cの条件では、実験では熱負荷 50 W, 100 W の条件において加熱部中腹部から上部の区間でリザーバ温度よりも高温化し、熱負荷 100 W の条件で最大約 15 °C飽和温度よりも高温化している部分が観測されている。実験で加熱部中腹部での高温化が観測される熱負荷においては、シミュレーションと実験結果が一致していない。熱負荷 150 W, 200 W の条件では、加熱部中腹部での高温化は観測されていないが、加熱部上部で高温化するドライアウトを起こしており加熱部上部において実験とシミュレーションの温度分布は一致していない。

図 4.1.1.1 から図 4.1.1.6 の実験と飽和沸騰条件でのシミュレーション結果の比較より、実験で加熱部中腹部での高温化が観測されていない温度結果とシミュレーションの温度結果は一致していた。第 2 章に示す実験結果より、加熱部中腹部での高温化は沸騰開始時に過熱度を要したために高温化していたと考察される。よって、飽和沸騰条件でのシミュレーションでは実験結果の温度分布とは一致していないと考察される。そこで、式 3.3.24 を使用して沸騰開始に必要な過熱度を計算し、過熱度を考慮に入れた相変化条件でのシミュレーションを行う。式 3.3.24 における、過加熱の影響評価には沸騰核が成長する際に活性化される最大キャビティ半径を設定する必要がある。そこで、本実験条件における沸騰

開始時に活性化する最大キャビティ半径を決定する。加熱部熱負荷 150 W、恒温槽温度 -40 °C、リザーバ制御温度 -30 °C の実験結果を用いて、実験結果を再現する活性化最大キャビティ半径の評価を行った。R410A などの代替フロン系冷媒は濡れ性が良いため、管内壁表面にあるキャビティの奥深く、もしくは、孔径の小さいキャビティまで作動流体よって濡れている可能性が示唆される。そこで、キャビティの半径を 0.1  $\mu\text{m}$ 、0.05  $\mu\text{m}$ 、0.03  $\mu\text{m}$  の 3 条件で活性化最大キャビティ半径を変化させ、沸騰開始過熱度を考慮したシミュレーションを行った結果を図 4.1.1.7 に示す。シミュレーションでは、0.1  $\mu\text{m}$ 、0.05  $\mu\text{m}$ 、0.03  $\mu\text{m}$  の各キャビティ半径を用いて、式 3.3.24 で計算される管壁温度まで管壁が上昇し、かつ、流動する作動流体が飽和蒸気圧曲線の蒸気側に位置する場合を相変化が起きる条件としている。相変化後は、作動流体は飽和蒸気圧曲線上の変化となる。よって、作動流体は過熱度分の熱量を潜熱に変換し、作動流体の温度は飽和温度まで低下する。シミュレーションでは、飽和温度以上で顕熱として蓄えられた熱量を、相変化と同時に潜熱に変換する。図 4.1.1.7 に示すシミュレーション結果と実験結果の比較から、本実験で用いた銅管と作動流体 R410A の条件での活性化キャビティの最大半径は 0.03  $\mu\text{m}$  程度であることが示唆される。

ここで、沸騰開始過熱度を考慮したシミュレーションと実験結果の比較を行う。過熱度を考慮したシミュレーションでは式 3.3.24 を使用し沸騰開始過熱度を計算する。そこで、図 4.1.1.7 より式 3.3.24 の最大活性化キャビティ半径を 0.03  $\mu\text{m}$  とし過熱度を考慮したシミュレーション結果と実験結果の比較を図 4.1.1.8 から図 4.1.1.13 に示す。

図 4.1.1.8 に示す恒温槽温度が 20 °C の条件で、加熱部と冷却部共に実験結果とシミュレーション結果と一致している。恒温槽 20 °C、リザーバ 30 °C では実験において加熱部中腹部の過加熱は観測されず、シミュレーションにおいても過熱度は小さい。シミュレーションにおいて気液の相変化に必要な過熱度は約 5 °C であり、本シミュレーションでは飽和沸騰の条件と温度分布などに影響はほとんどない。

図 4.1.1.9 に示す恒温槽温度が 0 °C の条件で、実験では 100 W、150 W、200 W の条件において加熱部中腹部でリザーバ温度よりも 5 °C から 10 °C 高温化している部分が観測されている。シミュレーションでは過加熱はほとんど再現されず、150 W、200 W の条件では加熱部中腹部において、実験とシミュレーション結果の温度分布が一致していない。50 W の熱負荷で横軸 3 m の点付近において微小に高温化している点は、過加熱の影響であった可能性が示唆される。冷却部の温度はよく一致している。

図 4.1.1.10 に示す恒温槽温度が -20 °C の条件で、実験では 100 W、150 W、200 W の条件において加熱部中腹部でリザーバ温度よりも最大約 10 °C 高温化している部分が観測されている。実験で加熱部中腹部が部分的に高温化している 100 W、150 W の熱負荷条件で、実験とシミュレーション結果の温度分布や温度上昇の傾きは良い一致を示している。実験では 200 W、250 W の熱負荷条件で、2.6 m 付近において過加熱が観測されたのに対して、シミュレーションでは 2.3 m 付近で相変化しており、過加熱が再現される位置が異なっている。熱負荷 50 W の条件では、実験で加熱部中腹部において過加熱は観測されない

ため、実験とシミュレーション結果は一致していない。冷却部の温度分布は実験とシミュレーションでよく一致している。

図 4.1.1.11 に示す恒温槽温度が $-40^{\circ}\text{C}$ の条件で、実験では 100 W, 150 W, 200 W, 250 W の条件において加熱部中腹部でリザーバ温度よりも最大約  $25^{\circ}\text{C}$  高温化している部分が観測されている。実験で加熱部中腹部での高温化が観測される熱負荷においては、シミュレーションと実験結果が一致している。実験で加熱部中腹部での高温化が観測されない 50 W の条件では実験とシミュレーション結果は一致していない。250 W の熱負荷条件の実験では加熱部中腹部での高温化が観測されているが、シミュレーションでは加熱部下部で沸騰開始過熱度に到達し加熱部の下方で二相流に遷移している。また、250 W の熱負荷では加熱部上部で高温化するドライアウトを起こしており、実験とシミュレーションの温度分布は一致していない。

図 4.1.1.12 に示す恒温槽温度が $-50^{\circ}\text{C}$ の条件で、実験では 100 W, 150 W の条件において加熱部中腹部でリザーバ温度よりも高温化し、150 W の熱負荷条件で最大約  $25^{\circ}\text{C}$  高温化している部分が観測されている。中腹部での高温化が観測される熱負荷においては、シミュレーションと実験結果が一致している。一方で、シミュレーション結果の方が実験結果よりも高温の温度分布を示している。加熱部中腹部での高温化が観測されない 50 W の条件では実験とシミュレーション結果は一致していない。

図 4.1.1.13 に示す恒温槽温度が $-60^{\circ}\text{C}$ の条件で、実験では 50 W, 100 W の条件において加熱部中腹部から上部にかけてリザーバ温度よりも高温化し、100 W の熱負荷条件で最大約  $15^{\circ}\text{C}$  高温化している部分が観測されている。中腹部での高温化が観測される熱負荷においては、シミュレーションと実験結果の傾向は一致しているが、シミュレーション結果の方が高い温度分布を示している。

図 4.1.1.8 から図 4.1.1.13 で、実験結果と沸騰開始時の最大活性化キャビティ半径  $0.03\ \mu\text{m}$  での過熱度を考慮したシミュレーション結果の比較を行った。常温付近では飽和沸騰条件も過熱度を考慮した場合においてもほとんど飽和温度で沸騰を開始しているが、低温域においては必要過熱度が増大し飽和沸騰条件との差が大きい。過熱度を考慮したシミュレーションによって、加熱部中腹部で高温化する温度分布が観測された実験結果をシミュレーションで再現可能である。また、本シミュレーションで用いた最大活性化キャビティ半径  $0.03\ \mu\text{m}$  は恒温槽温度 $-40^{\circ}\text{C}$ 、リザーバ温度 $-30^{\circ}\text{C}$ の条件下で実験値から合わせ込みを行い決定した最大活性化キャビティ半径である。よって、 $-40^{\circ}\text{C}$ の環境温度を境にシミュレーション結果と実験結果に微小な温度の差異が生じている。図 4.1.1.12 や図 4.1.1.13 に示す低温条件において、シミュレーションの方が実験よりも高い温度分布を示している。これは、実験では断熱材を通してヒートリークがあるのに対して、シミュレーションでは加熱部と断熱部では周囲空気とは完全断熱としている。低温では常温に比べて沸騰開始に高い過加熱を要しているため、実験では大きなヒートリークが存在していると考察される。よって、実験では特に高温部において線形に温度上昇をしておらず、シミュレーションで

は線形に温度上昇し差異が生じたと考察される。実験において加熱部中腹部で観測された管壁の高温化は、沸騰開始過熱度を考慮したシミュレーションによって管軸方向の温度分布を良く再現できている。よって、作動流体に濡れ性の良い R410A を使用しているため、 $0.03\ \mu\text{m}$  程度の小さな最大キャビティ半径まで管壁が作動流体で濡れ、相変化に大きな過熱度を要した事が、加熱部中腹部での高温化の原因であることをシミュレーションから解明した。

これら、飽和沸騰条件と、過熱度を考慮した条件での実験結果とシミュレーション結果の比較を行った。低熱負荷やドライアウトを生じている高熱負荷などでは、実験において過加熱が観測されておらず、飽和沸騰条件の温度分布と一致している。一方で、加熱部中腹部辺りで高温化している温度分布を示している実験では、沸騰開始過熱度によって過加熱されていると考察され、最大キャビティ半径  $0.03\ \mu\text{m}$  を考慮したシミュレーションによって温度分布が再現されている。飽和沸騰条件と沸騰開始過熱度を考慮したシミュレーションによって、実験で得られたヒートパイプ管軸方向の温度分布を再現できることを解明した。

#### 4.1.2 内径 1.3mm 外径 3.0mm ステンレス管マルチループ型ヒートパイプの温度特性

内径 1.3 mm、外径 3.0 mm のステンレス管を用いて構築したヒートパイプの実験結果とシミュレーション結果の軸方向温度分布の比較を行う。実験では 50 W 刻みでデータを取得している。一方で、本グラフの比較では 50 W から 100 W 刻みでのデータを記載する。図 4.1.2.1 から図 4.1.2.6 に各温度での実験結果とシミュレーション結果比較したグラフを示す。

図 4.4.2.1 に示す恒温槽温度が  $20\ ^\circ\text{C}$  の条件では、加熱部と冷却部共に実験結果とシミュレーション結果は一致している。実験において 50 W の熱負荷条件では、上部断熱部 (4m から 6m の区間) で温度が低下しているがシミュレーションでは再現されていない。実験では熱負荷 450 W において、冷却部の端部まで高温部が続いているが、シミュレーションでは温度が環境温度まで低下している。

図 4.1.2.2 に示す恒温槽温度が  $0\ ^\circ\text{C}$  の条件では、加熱部と冷却部共に実験結果とシミュレーション結果と一致している。50 W の熱負荷条件において、実験では加熱部で温度が上昇し続け上部断熱部 (4m から 6m の区間) で温度が低下しているがシミュレーションでは再現されていない。

図 4.1.2.3 に示す恒温槽温度が  $-20\ ^\circ\text{C}$  の条件では、実験において加熱部中腹部で高温化する部分が観測された熱負荷において、実験結果とシミュレーション結果は一致していない。熱負荷 50 W と 150 W の条件において、実験では加熱部で温度が上昇し続け上部断熱部 (4 m から 6 m の区間) で温度が低下しているが、シミュレーションでは再現されていない。冷却部の軸方向温度分布の傾向は一致しているが、シミュレーションの方が高い温度を示している。

図 4.4.2.4 に示す恒温槽温度が  $-40\ ^\circ\text{C}$  の条件では、加熱部と冷却部共に実験結果とシミュレーション結果は一致している。



シミュレーション結果は一致している。熱負荷 50 W の条件において、実験では加熱部で温度が上昇し続け上部断熱部（4 m から 6 m の区間）で温度が低下しているがシミュレーションでは再現されていない。

図 4.4.2.5 に示す恒温槽温度が $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ の条件では、加熱部ではシミュレーション結果よりも実験値の方が高い温度を示している。熱負荷 50 W の条件において、実験では加熱部で温度が上昇し続け上部断熱部（4 m から 6 m の区間）で温度が低下しているがシミュレーションでは再現されていない。

図 4.4.2.6 に示す恒温槽温度が $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ の条件では、加熱部ではシミュレーション結果よりも実験値の方が高い温度を示している。熱負荷 50 W の条件において、実験では加熱部で温度が上昇し続け上部断熱部（4 m から 6 m の区間）で温度が低下しているがシミュレーションでは再現されていない。

図 4.4.2.1 から図 4.1.2.6 に示す飽和沸騰条件でのシミュレーション結果と実験結果の比較より、内径 1.3 mm 外径 3.0 mm のステンレス製の管を用いた実験では加熱部中腹部における高温点は実験でほとんど観測されていないため、飽和沸騰条件でのシミュレーションによって、実験結果を良く再現できている。一方で、実験での温度測定点は限られているため、実験では計測されていない管表面部において高温化していた可能性が考えられる。そこで、過熱度を考慮したシミュレーション結果と実験結果の比較を行う。過熱度の計算には式 3.3.24 を用いて活性化最大キャビティ半径  $0.03\text{ }\mu\text{m}$  を考慮する。図 4.1.2.7 から図 4.1.2.12 に実験結果とシミュレーション結果の比較を示す。

図 4.1.2.7 に示す恒温槽温度が  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  の条件では、加熱部と冷却部共に実験結果とシミュレーション結果は一致している。

図 4.1.2.8 に示す恒温槽温度が  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  の条件では、加熱部と冷却部共に実験結果とシミュレーション結果は一致している。50 W の熱負荷において実験では、加熱部で温度が上昇し続けており、過熱度を考慮したシミュレーション結果では同様の温度傾向を有している。しかし、上部断熱部（4 m から 6 m の区間）で温度が低下しているがシミュレーションでは再現されていない。

図 4.2.1.9 に示す恒温槽温度が $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ の条件では、実験において加熱部中腹部で局所的に高温化する部分が観測される熱負荷条件で、実験結果とシミュレーション結果の傾向は一致している。しかし、高温化が観測される場所は実験結果の方が、シミュレーション結果よりも加熱部下方（横軸 2 m に近い点）で起きている。熱負荷 50 W と 150 W の条件において実験では、加熱部で下方から上方に向かって温度が上昇しており、過熱度を考慮した場合にも同様の温度傾向を有している。実験では上部断熱部（4 m から 6 m の区間）で温度が低下しているがシミュレーション結果では再現されていない。

図 4.1.2.10 に示す恒温槽温度が $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ の条件では、加熱部では実験結果とシミュレーション結果は一致していない。

図 4.1.2.11 に示す、恒温槽温度が $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ の条件では、加熱部では実験結果とシミュレー

シミュレーション結果は一致していない。実験で、250 W の熱負荷条件で加熱部上部まで高温化する傾向は一致しているが絶対値は一致していない。

図 4.1.2.12 に示す、恒温槽温度が $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ の条件では、加熱部では実験結果とシミュレーション結果は一致していない。50 W や 150 W の熱負荷で加熱部の上部まで高温化している傾向は実験とシミュレーションで再現されているが、温度の絶対値はシミュレーションの方が高い。

これら実験結果と活性化最大キャビティ半径  $0.03\text{ }\mu\text{m}$  を考慮したシミュレーション結果の比較から内径  $1.3\text{ mm}$  外径  $3.0\text{ mm}$  のステンレス製管ではほとんど過加熱を要さない飽和沸騰で相変化しているもしくは、最大活性化キャビティ半径が銅配管に比べて大きく、沸騰開始過熱度が小さい可能性が示唆される。また、低熱負荷で加熱部上部まで高温化が観測される実験結果では、過加熱が起きたために加熱部上部まで液相であった可能性が示唆される。さらに、低熱負荷条件において断熱部上部で温度が低下しているのは実験では断熱材を通してのヒートリークがあるためと考察される。シミュレーションでは完全断熱の条件としているため実験結果との差異が生じたと考察される。

### 4.1.3 熱輸送機構の解明

#### 4.1.3.1 恒温槽 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ リザーバ $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ における熱輸送機構

内径  $1.0\text{ mm}$  外径  $1.3\text{ mm}$  銅管

内径  $1.0\text{ mm}$  外径  $1.6\text{ mm}$  の銅管を用いて構築したマルチループ型ヒートパイプの恒温槽温度  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、リザーバ制御温度  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$  の条件における管軸方向の管表面温度部分布から、熱輸送機構の考察を行う。恒温槽温度  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  の条件では、図 4.1.1.1(a) に示す飽和沸騰条件でも、図 4.1.1.18(a) に示す過熱度を考慮した条件においてもほとんど相変化温度に差が無いため、温度分布はほとんど一致している。

これら軸方向の温度分布から、熱輸送機構の評価を詳細に行うために加熱部（図 4.1.1.1 と図 4.1.1.18 の横軸  $2\text{ m}$  から  $4\text{ m}$ ）の区間のみを抽出した図を図 4.1.1.1(b) と図 4.1.1.18(b) に示す。加熱部には、冷却部でサブクールされ、下部断熱部を通過した作動流体が流入し、相変化温度までヒータラインを通過するごとに温度上昇している。過冷却された液が相変化条件に達し、気液二相流に遷移（飽和蒸気圧曲線上の変化に遷移）するまでは、ヒータの熱は液単相流の顕熱として作動流体に蓄えられ熱輸送される。よって、実験とシミュレーション結果で温度上昇の傾きが一致していることは、内部を流動する作動流体の質量流量が実験とシミュレーションで一致していることを示唆している。温度上昇の傾きは実験結果とシミュレーション結果で良い一致をしており、図 4.1.1.1(b) と図 4.1.1.18(b) に示す温度分布からシミュレーションにおける作動流体の質量流量が実験結果を再現している事が示唆される。加熱部のシミュレーション結果において、等間隔で局所的に温度が急激に上昇している点は、加熱部でヒータラインを通過するノードの管外壁温度である。実験では、ヒータの半径方向直下の管外壁温度の計測を行っていないためシミュレーション結果との

比較はできない。シミュレーション結果では、加熱部において相変化条件に到達するまでの区間で、過冷却された液がヒータラインを通過するヒータ直下のノードの管外壁温度は、相変化後のヒータ直下の管外壁温度よりも高温化している。これは、加熱部下部の单相流領域において質量流量が低い（流速が低い）条件では、低レイノルズ数の流れであるため層流状態である。層流では、作動流体と管内壁の熱伝達が二相状態に比べて低い。よって、シミュレーションにおいてサブクールされた液がヒータラインを通過する場合には、作動流体と管内壁での温度差が大きくなり管外壁温度が高温化している。一方で、高流速の場合は乱流に遷移し、気液二相流の場合には作動流体と管内壁の熱伝達率が高くなる。よって、作動流体と管内壁との温度差が小さくなりヒータライン通過時の管壁温度は層流条件と比べて低くなっている。図 4.1.1.1(b)と図 4.1.1.18(b)に示すシミュレーション結果はマルチループ型ヒートパイプ全 32 ループ中の、中央部に位置する第 15 ループの結果を示している。端部の第 1 ループで設定したリザーバ圧力は、第 15 ループまで伝播し加熱部下部はリザーバと同程度の飽和圧力（温度）に制御され、相変化後の温度はリザーバ温度と同等であることがシミュレーションで再現されている。気液二相流に遷移すると、熱輸送に潜熱が使用されるためヒータラインで受ける熱入力に対して作動流体温度は大きく変化しない。よって、作動流体温度は飽和温度にほぼ一定に保たれている。実験では、熱負荷 250 W の条件（1 ループあたり 7.8 W）で加熱部上部の温度が上昇している。しかし、シミュレーションでは熱負荷 250 W の条件で第 15 ループの加熱部上部の温度上昇は上昇していない。本シミュレーションは、すべてのループに均等に入熱がある条件で解析を行っているが、実際の実験では隣り合うループとの熱結合も存在している。よって、第 15 ループの加熱部上部が温度上昇した際にも、隣り合う第 16 ループでは温度上昇を起こしていない。（第 2.3.1 章の図 2.3.1.2 参照）よって、実験ではループ間で微小な差異があるが、シミュレーションは全ループの平均的な結果を示しているため差異が生じたと考察される。

第 15 ループの冷却部（6 m から 8 m）の区間のみを抽出したグラフを図 4.1.1.1(c)と図 4.1.1.18(c)に示す。冷却部の管壁温度分布はシミュレーション結果と実験結果でよく一致している。本ヒートパイプは、リザーバで規定される圧力に作動流体の飽和圧力が制御されている。加熱部で作動流体が潜熱として輸送する熱量が増加すると共に、冷却部での気液二相状態の領域が拡大（伸展）している。この冷却部での気液二相領域の拡大は、飽和温度を維持し、受動的に冷却部での放熱量を変化させていると考察される。実験で確認される受動的な凝縮長の変化は、シミュレーションにおいても再現されている。熱負荷 250 W の条件では、冷却部上部で温度はなだらかに低下し、さらに下流では温度が一定の区間が観測されている。この温度分布は、シミュレーションにおいても再現されている。加熱部で受熱し、上部断熱部を通過して冷却部に流入した作動流体は、二相流であり加熱部での熱負荷が高い条件では高速流である。よって、冷却部上部に到達した点では高レイノルズ数流れであり乱流であると考えられる。しかし、放熱による蒸気の凝縮に伴って流速が低下し（レイノルズ数が低下し）層流に遷移する。層流では、内部の作動流体と管壁内壁温

度の熱伝達率が流速の影響を受けにくくなるため、温度一定の区間が再現されていると考察される。

#### 内径 1.3mm 外径 3.0mm ステンレス管

内径 1.3 mm 外径 3.0 mm のステンレス管を用いて構築したマルチループ型ヒートパイプの恒温槽温度 20 °C，リザーバ制御温度 30 °C の条件における管軸方向の管表面温度部分布から熱輸送機構の考察を行う。恒温槽 20 °C の条件においては、飽和沸騰条件で計算した結果を示す図 4.1.2.1 と過熱度を考慮した図 4.1.2.7 においても、ほとんど相変化温度に差が無いいため軸方向の温度分布はほとんど一致している。

これら軸方向の温度分布から、熱輸送機構の評価を詳細に行うために加熱部（図 4.1.2.1 図 4.1.2.7 の横軸 2m から 4m）の区間のみを抽出した図を図 4.1.2.1(b) と図 4.1.2.7(b) に示す。加熱部下部には、冷却部で過冷却され下部断熱部を通過した作動流体が流入する。加熱部で、作動流体はヒータラインを通過するごとに温度上昇する。過冷却された液が相変化し気液二相流に遷移（飽和蒸気圧曲線上の変化に遷移）するまでは、ヒータの熱は液単相流の顕熱として作動流体に蓄えられる。よって、加熱部での温度上昇の傾きが一致していることは、内部を流動する作動流体の質量流量が実験とシミュレーションで一致していることを示唆している。図 4.1.2.1(b) と図 4.1.2.7(b) に示すシミュレーション結果は実験結果を再現しているため、質量流量もシミュレーション結果は再現していることが示唆される。内径 1.3 mm の管を使用したヒートパイプの温度上昇の傾きは、同熱負荷条件における内径 1.0 mm の管を用いたヒートパイプと比べて、温度上昇の傾きが緩やかである。よって、内部を流動する作動流体質量が内径 1.3 mm では内径 1.0 mm と比べて多い事を示唆している。図 4.1.2.1(b) と図 4.1.2.7(b) に示すシミュレーションでは、相変化条件に到達し相変化を起こすと潜熱に依る熱輸送が行われるため、飽和蒸気圧曲線上で作動流体の圧力と温度は変化する。よって、加熱部でヒータラインを通過し熱負荷を受けても作動流体温度はほとんど一定に保たれている。シミュレーションにおいて、上部断熱部は完全に周囲空気と断熱されているため温度変化は見られない。また、熱負荷 50 W の条件で、上部断熱部の区間で温度低下している。これは、実験ではほとんど顕熱による熱輸送が行われ、断熱部上部でのヒートリークによって温度低下したと考察される。シミュレーションにおいても、加熱部上部まで飽和温度に到達せずに温度上昇しており顕熱輸送の割合が多い事を示唆している。一方、シミュレーションでは、上部断熱部は完全断熱であるため実験とシミュレーションで差異が生じたと考察される。

図 4.1.2.1(c) と図 4.1.2.7(c) に示す冷却部において、実験結果とシミュレーション結果は良い一致を示している。内径 1.0 mm の銅管での考察同様に、リザーバでヒートパイプ内部の飽和温度が制御されているため、加熱部で作動流体が潜熱として輸送する熱量が増加すると共に、冷却部で気液二相状態の領域が拡大（伸展）することで飽和温度を一定に保ったまま受動的に放熱量を変化させている動作がシミュレーションにおいても再現されている。

一方で、実験においては熱負荷 450 W の条件で、冷却部の下端まで環境温度よりも高温の区間が続いている。これは、実験において加熱部での受熱量が多い条件では、冷却部で十分に放熱できていないと考察される。本ヒートパイプは重力を支配的な駆動力として利用しているため、冷却部端まで蒸気が到達する条件では作動流体を流動できなくなる。しかし、実際の実験では 1 ループでは駆動力が成立していないループが存在していても、全ループでの駆動力によって動作している。よって、実験で冷却部端まで高温部が到達していても、第 15 ループではドライアウトを起こさずに動作したと考察される。

#### 4.1.3.2 恒温槽 20℃リザーバ 40℃における熱輸送機構

内径 1.0mm 外径 1.6mm のマルチループ型ヒートパイプの管表面の軸方向の温度分布を図 4.1.3.1(a)に示す。図 4.1.3.1(a)には 50 W 刻みの全熱負荷での飽和沸騰温度での相変化を想定したヒートパイプ管表面の軸方向温度分布を示している。

加熱部の評価を詳細に行うために加熱部 (2m から 4m) の区間のみを抽出したグラフを図 4.1.3.1(b)に示す。第 14 ループの冷却部でサブクールされた液が過部断熱部を通過して、第 15 ループの加熱部下部に流入し、ヒータラインを通過するごとに温度上昇している。これら、加熱部における温度の傾きは実験とシミュレーションで一致している。サブクールされた液が二相流に遷移するまでは、ヒータラインで加えられる熱は液相における顕熱として作動流体に蓄えられ熱輸送される。よって、温度上昇の傾きの一致は内部を流動している作動流体の質量流量が実験とシミュレーションで一致している事を示唆している。

また、シミュレーションにおいて第 1 ループで設定したリザーバ温度である約 40 °C で加熱部における相変化が起きている。リザーバ温度を 30 °C に制御した条件と同様に、リザーバ温度 40 °C の条件においても、加熱部温度がリザーバ温度程度に制御されることがシミュレーションで再現されている。よって、本ヒートパイプはリザーバを任意の温度・圧力制御を行うことで加熱部での相変化温度・圧力を制御可能であることを確かめた。また、リザーバを圧力の境界条件とすることで、実験結果をシミュレーションにおいて再現可能であることが解った。マルチループ型ヒートパイプが熱輸送中に第 1 ループに取り付けたリザーバ圧力程度で加熱部温度が制御される詳細なメカニズムは第 4.6 章で詳細に考察する。

図 4.1.3.1(c)に冷却部の温度分布を示す。加熱部での熱負荷の増加と共に、凝縮長が拡大している。熱負荷 50 W の条件では実験結果とシミュレーションの温度分布に差が生じている。これは、実験においては上部断熱部でヒートリークが生じ、断熱部上部で単相流に遷移したため温度低下したと考察される。リザーバを 40 °C に制御した場合には、加熱部で飽和温度に到達した作動流体は、上部断熱部においても約 40 °C である。よって、上部断熱部の管表面と周囲空気 (恒温槽内) との温度差が 20 °C であるため、リザーバ温度 30 °C の条件よりも断熱材を通して大きなヒートリークが生じていたと考察される。よって、リザーバ制御温度 30 °C の条件では実験とシミュレーション結果に大きな差異はなかったが、リザ

ーバ制御温度 40 °C の条件では、断熱部で完全断熱を仮定しているシミュレーション結果と実験結果で凝縮長に差が生じたと考えられる。

#### 4.1.3.3 恒温槽−40°Cリザーバ−30°Cにおける熱輸送機構

内径 1.0mm 外径 1.3mm 銅管

恒温槽−40 °C，リザーバを−30 °Cに制御した条件でのヒートパイプの管軸方向の温度分布を示す。図 4.1.1.4 に示す飽和沸騰条件では実験値結果とシミュレーション結果で加熱部の中腹部（横軸約 2.5m 付近）での温度が一致していない。一方で，図 4.1.1.11 に示す過熱度を考慮したシミュレーションでは実験で得られる管軸方向の温度分布を再現している。図 4.1.1.4(b)と図 4.1.1.11(b)に，図 4.1.1.4 と図 4.1.1.11 における 2 m から 4 m の加熱部を拡大したグラフを示す。

図 4.1.1.4(b)で，実線で示される実験結果は横軸 2 m の加熱部下部からヒータラインを通過するごとに段階的に温度上昇している。実験結果は−30 °Cで制御しているリザーバ温度（圧力）を管壁温度が超えても，ヒータラインを通過するごとに管壁温度が温度上昇している。ある点から下流域では温度低下し，管壁温度はヒータラインを通過してもリザーバで規定される飽和温度に制御されている。よって，系内はリザーバ圧力に制御されているが，実験では気液二相流への遷移が起きていないため加熱部中腹部で管壁が高温化していると考察される。図 4.1.1.4(b)のシミュレーションでは飽和蒸気圧曲線到達を相変化の条件としているため，実験で観測された加熱部中腹部での過加熱を再現できていない。

図 4.1.1.11(b)に沸騰開始過熱度を最大キャビティ半径 0.03 μm で計算したシミュレーション結果と恒温槽温度−40 °C，リザーバ−30 °Cの条件で実験を行った結果の比較を示す。熱負荷 50 W の条件において，実験では加熱部中腹部で高温化する過加熱は観測されていない。一方で，シミュレーションでは，管内壁温度が約 0 °Cで沸騰が起き相変化する（過熱度約 40 °C）と算出されており，熱負荷 50 W の条件では実験結果とシミュレーション結果は一致していない。沸騰開始過熱度は，スタートアップ時の挙動など管内壁の環境履歴の影響もあると考えられるため，実験では過加熱が観測されなかったと考えられる。また，第 2.3.1 章での図 2.3.1.11 で示す実験の時系列温度データからは，スタートアップ時に温度振動が観測されている。よって，温度が振動している条件では内部流動も大きく変動していると考えられ，これら流体の流動移動によって沸騰が促進され過加熱が観測されなかった可能性が示唆される。熱負荷 100 W，150 W の条件では過熱度を考慮したシミュレーション結果は実験結果の温度分布を再現している。実験においてヒータは検出器発熱を模擬しているため，13 層に分かれて加熱部に配置されている。よって，沸騰開始過熱度を考慮したシミュレーションにおいて，ヒータで加熱されている直下で管内壁温度が必要過熱度まで上昇しない場合は相変化を起こさない。飽和温度を超えても過熱度が足りずに相変化を起こさない場合は，ヒータが取り付けられていない点においても飽和温度よりも高温の流体が流動する。熱負荷 100 W の条件で加熱部下部から約 1 m (図 4.1.1.11(b)の横軸 3 m)

の計測点では過加熱が観測されていないが、シミュレーションでは相変化を起こしておらず高温化している。熱負荷 200 W、250 W の条件では、実験において加熱部中腹部の過加熱が観測されていた。一方で、シミュレーションでは中腹部よりも下方の位置での過加熱を示している。シミュレーションでは管軸方向の熱伝導や断熱材による熱伝導、断熱材からのヒートリークを考慮していない。よって、実際の実験では過熱部直下の管内壁の局所的な温度はシミュレーションよりも低下していた可能性がある。よって、実験とシミュレーションで差異が生じたと考察される。図 4.1.1.4 と図 4.1.1.11 に示す冷却部の温度分布は過加熱の有無に関わらず良く一致している。冷却部では加熱部での熱負荷の増加に応じて等温区間が伸展している。本ヒートパイプは温度（圧力）制御されたリザーバを有しているため内部の飽和温度は一定に保たれている。よって、加熱部での受熱量が増えた場合には冷却部での放熱量を増加させるために、気液二相流の等温領域が拡大することで放熱量を増加させていると考察される。

#### 内径 1.3mm 外径 3.0mm ステンレス管

恒温槽  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、リザーバを  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$  に制御した条件でのヒートパイプ管軸方向の温度分布を示す。図 4.1.2.4 に示す飽和沸騰条件のシミュレーション結果は実験結果の温度分布を良く再現している。一方で、図 4.1.2.10 に示す沸騰開始過熱度を考慮したシミュレーション結果は実験で得られる管軸方向の温度分布を再現していない。図 4.1.2.4(b) と図 4.1.2.10(b) に、図 4.1.2.4 と図 4.1.2.10 における 2 m から 4 m の加熱部部分を拡大したグラフを示す。

図 4.1.2.4(b) において実線で示す実験結果は、横軸で 2 m の加熱部下部からヒータラインを通過するごとに加熱部上部に向かって段階的に温度上昇している。相変化後は、リザーバで制御されている飽和温度程度で加熱部温度が一定に保たれている。また、加熱部下部での温度上昇の傾きが、実験結果とシミュレーション結果で一致していることから内部を流動する作動流体の質量流量も一致していると考察される。よって、実験においても飽和蒸気圧曲線上で相変化が起きていたと考察される。一方で、図 4.1.2.10(b) に沸騰開始過熱度を最大キャビティ半径  $0.03\text{ }\mu\text{m}$  で計算したシミュレーション結果と実験結果の比較を示す。過熱度を考慮した場合には、シミュレーション結果と実験結果の温度分布は一致していない。さらに、加熱部下部で顕熱によって作動流体温度が上昇している区間での、温度の傾きも一致していないことから作動流体の質量流量も一致していないことが示唆される。図 4.1.2.4(c) と図 4.1.2.10(c) で示される冷却部の温度も、飽和沸騰条件で計算される温度分布は良い一致を示しているが、過熱度を考慮した場合にはシミュレーションの方が高温になっている。よって、本条件の実験において、作動流体は飽和沸騰条件で相変化し、マルチループ型ヒートパイプは動作していたと考察される。

これら、常温 ( $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) と低温 ( $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ )、内径 1.0 mm 外径 1.6 mm の銅管、内径 1.3 mm 外径 3.0 mm のステンレス管の実験とシミュレーションの温度分布予測から全体として以

下の考察を行った。飽和沸騰条件のシミュレーションと過熱度を考慮したシミュレーションの双方を行うことで実験結果を再現する温度分布のシミュレーション結果を得ることが可能である。内径 1.0 mm 外径 1.6 mm の銅管を用いてヒートパイプを構築した実験では、加熱部中腹部まで過加熱が観測されているのに対して、シミュレーションでは過加熱が発生する点が再現されていない原因の考察をした。実際の実験では熱拡散や外部へのヒートリークなどがあるため、ヒータ直下においてシミュレーションで予測するような局所的な温度上昇が起きていない可能性がある。シミュレーションで予測するポイントでは、実際の実験において必要な過熱度まで管内壁温度が上昇しておらず沸騰が起きていない可能性が示唆される。本シミュレーションでは管軸方向の熱伝導や断熱材の熱伝導などは考慮していない。さらに、断熱材からのヒートリークも考慮されていない。ヒートリークや管や断熱材の熱伝導を考慮していないシミュレーションでは、ヒータが取り付けられているノードの管内壁温度は局所的に温度上昇し沸騰開始過熱度に到達する。よって、シミュレーションでは実験よりも加熱部の下方に位置するヒータラインで沸騰開始過熱度まで管内壁が温度上昇し、二相流に遷移している可能性が示唆される。内径 1.0 mm 外径 1.6mm の銅管を用いてヒートパイプを構築した実験では 50 W の熱負荷では過加熱が観測されていない実験結果が散見される。さらに、環境温度が $-40^{\circ}\text{C}$ 程度まではシミュレーションの過熱度が実験値よりも低温であるのに対して、環境温度が $-50^{\circ}\text{C}$ 、 $-60^{\circ}\text{C}$ の条件ではシミュレーションの方が高い過熱度を示している。本シミュレーションに使用した活性化最大キャビティ半径  $0.03\ \mu\text{m}$  は $-40^{\circ}\text{C}$ のデータを元に実験値との合わせ込みを行っているため、 $-40^{\circ}\text{C}$ を境に実験とシミュレーションの傾向が逆転していると考察される。実験結果とシミュレーション結果の温度分布の比較から、内径 1.3 mm 外径 3.0 mm の実験では低温においても沸騰開始に大きな過熱度を必要としていない可能性が高い。

沸騰開始の条件に関しては、発熱源の検出器の温度を左右する重要な条件であるため、詳細な検討が必要であると考えられる。また、実験では過加熱が観測される場合と観測されない場合があり実験装置の履歴や、実験中の作動流体の流動が圧力変動を伴って大きく変動しているか等の流動の影響を受けていると考察される。最大活性化キャビティ半径を 0.03 m 程度と見積ることで、常温から低温までの中腹部の過加熱をシミュレーションで概ね再現できているが、今後は中腹部の過加熱が出現する条件などの詳細検討や予測、解消の方法などを検証する必要がある。

#### 4.1.3.4 相変化温度と沸騰開始条件の飽和温度

飽和沸騰条件では、沸騰開始条件での作動流体の温度と飽和状態の温度は一致している。一方で、沸騰開始過熱度を考慮した場合は、沸騰開始直前の作動流体温度と沸騰開始後の飽和状態である温度は一致しない。ここで、図 4.1.3.2 と図 4.1.3.3 にシミュレーションで計測された沸騰開始温度を飽和沸騰条件(図 4.1.3.2)と沸騰開始過熱度を考慮した条件(図 4.1.3.3)で示す。リザーバの温度制御は、各恒温槽温度から  $10^{\circ}\text{C}$ 高く制御されているため、



環境温度 20 °C のシミュレーションではリザーバは 30 °C に制御されている。これら、沸騰開始温度の比較から、低温において沸騰開始過熱度が高い。よって、低温域において、常温と比較して飽和沸騰条件と過加熱を考慮した条件で温度分布が大きく変動している。

図 4.1.1.5, 図 4.1.2.5 に飽和沸騰条件, 図 4.1.1.12, 図 4.1.2.11 に過加熱を考慮した内径 1.0 mm と内径 1.3 mm のマルチループ型ヒートパイプの恒温槽温度 -50 °C, リザーバ 40 °C の温度分布, 図 4.1.1.6, 図 4.1.2.6 に飽和沸騰条件, 図 4.1.1.13, 図 4.1.2.12 に過加熱を考慮した内径 1.0 mm と内径 1.3 mm のマルチループ型ヒートパイプの恒温槽温度 -60 °C, リザーバ温度 -50 °C における軸方向の温度分布を示している。実験結果の温度分布から、低熱負荷では飽和温度 (温度一定になる区間での) が高熱負荷に比べて 1 °C から 3 °C 程度低温である。これは、シミュレーション結果でも再現されている。低熱負荷条件では单相流の区間が長いこと体積力によって飽和圧力が低下し、かつ、作動流体が低温時には飽和蒸気圧曲線の  $dP/dT_{sat}$  が小さい。よって、相変化温度に到達する点で加熱部入口よりも作動流体の圧力が低下したことが原因であると考察される。低温条件のシミュレーションから得られる相変化時の飽和温度を図 4.1.3.2 と図 4.1.3.3 に示す。これら結果より、高熱負荷に比べて低熱負荷条件で飽和温度が低下している。よって、作動流体の体積力や管摩擦損失などの圧力損失による作動流体飽和圧力の低下によって飽和温度が低下し、加熱部での温度制御に影響を与えていることがシミュレーションと実験結果から明らかになった。よって、リザーバと同等の温度に加熱部の制御を実施する場合には、作動流体は流体の流動による圧力損失が作動流体圧力に支配的な影響を与えない、もしくは、作動流体が大きな  $dP/dT_{sat}$  を有しており作動流体の圧力損失が温度に影響を与えない作動流体の選定が必要である。

#### 4.1.3.5 管外径の違いによる放熱量評価

図 4.1.3.3 と図 4.1.3.4 に冷却部の 1 ノードからの放熱能力を内径 1.0 mm 外径 1.6 mm の銅管と、内径 1.3 mm, 外径 3.0 mm のステンレス管のマルチループ型ヒートパイプで比べた結果を示す。それぞれ、長さ 2000 mm の管を軸方向に 200 ノードに分割しているため、1 ノードあたりの長さは 10 mm である。図 4.1.3.3 と図 4.1.3.4 の比較より、外径大きなステンレス管の方が、放熱能力が冷却部上部で高い。外径 1.3mm の管の放熱能力は、外径 1.0mm の管の約 1.3 倍である。これは、管外径が拡大したことにより管外壁と冷却板での接触面積が高いためと考えられる。外径 3.0 mm では外径 1.6 mm に比べて接触に寄与する表面積が拡大しており、放熱能力が増加していると考えられる。一方で、放熱能力において、管とラジエーター板の接触コンダクタンスが 1200 W/m<sup>2</sup>K と高いコンダクタンスを有していることから、接触抵抗は周囲空気との熱結合において支配的な要因でないと考えられる。

## 4.2 最大熱輸送量

シミュレーション結果と実験結果の比較から最大熱輸送量の評価を行う。シミュレーションで最大熱輸送量の評価を可能にすることで、南極フライト実験環境における最大熱輸送量の評価が可能になる。さらに、最大熱輸送量が増加する要因の評価を行う。

### 4.2.1 飽和沸騰条件での最大熱輸送量

内径 1.0 mm, 外径 1.6 mm の銅管と, 内径 1.3 mm, 外径 3.0 mm のステンレス管を用いた条件でのシミュレーションで求められるマルチループ型ヒートパイプの最大熱輸送量を図 4.2.1.1 に示す。図 4.2.1.1 においてシミュレーションでは飽和沸騰条件とし, ボイド率が 1.0 を超える条件閾値として管壁が乾きあがるドライアウトと判定した最大熱輸送量を求めている。図 4.2.1.1 において実験とシミュレーションを比較すると, 管径の違いに依らず環境温度が低温において最大熱輸送量が低下している。しかし, シミュレーション結果の方が実験結果よりも高い最大熱輸送量を示している。

これら実験とシミュレーションの差異は, 実験において図 4.2.1.1 に示すシミュレーションにおける最大熱輸送量条件 (ボイド率 1.0 以上) と異なる条件で最大熱輸送量に到達している事を示唆している。低温において, 最大熱輸送量が低下する要因としては低温において蒸気密度が低下し, 同じ熱負荷に対して流速が増加するためと考察される。低温での流速増加の要因は, 第 4.3 章で詳細な考察を行う。内径 1.3 mm, 外径 3.0 mm のステンレス管を用いたマルチループ型ヒートパイプと, 内径 1.0 mm, 外径 1.6 mm の銅管を使用したマルチループ型ヒートパイプを比較すると, 内径 1.3 mm, 外径 3.0 mm のステンレス管を使用した条件で高い熱輸送能力を有していることがシミュレーションでも再現されている。

そこで, ボイド率を  $\alpha = 1.0$  (実線),  $\alpha = 0.97$  (一点鎖線),  $\alpha = 0.95$  (破線),  $\alpha = 0.9$  (点線) の各条件を最大熱輸送量判定の閾値としてシミュレーションを行った結果を, 図 4.2.1.2 に示す。これら結果より, ボイド率 0.97 を閾値として最大熱輸送量判定を行ったシミュレーション結果が実験結果を良く再現している。図 4.2.1.3 にボイド率 0.97 を閾値として最大熱輸送量と判定したシミュレーション結果のみを図 4.2.1.2 から抽出し, 最大熱輸送量のシミュレーション結果と実験結果の比較を示す。ボイド率閾値を 0.97 で最大熱輸送量と判断したシミュレーション結果が実験結果を良く再現しているのは, ボイド率 0.97 で作動流体の流動様式が噴霧流などに遷移し, 管内壁が乾きあがっているためと考察される。低温条件において R410A では, 蒸発潜熱が高くなる一方で, 蒸気密度の低下が低下する。低温条件では, 同じ潜熱輸送量に対して, 蒸気密度の低下が支配的要因となり高ボイド率の流れになる。よって, 最大熱輸送量が低温で低下する要因の一つとしてボイド率の増加が考えられる。また, 本シミュレーションでは均質流を仮定しているため, ボイド率の増加に伴い流速が増加する。よって, 高ボイド率の流れでは高流速になり管摩擦損失が増加する。管摩擦損失の増加は, 流動可能な質量流量の低下をもたらす。駆動力に対して流動可能な

質量流量が低下することも、低温条件で最大熱輸送量が低下する要因として考察される。

#### 4.2.2 過熱度を考慮した沸騰条件での最大熱輸送量

沸騰開始時に活性化するキャビティの最大半径半径を  $0.03 \mu\text{m}$  と仮定し過熱度を考慮した相変化条件による、最大熱輸送量のシミュレーション結果を図 4.2.2.1 に示す。ボイド率を  $\alpha = 1.0$  (実線),  $\alpha = 0.97$  (一点鎖線),  $\alpha = 0.95$  (破線),  $\alpha = 0.9$  (点線) で最大熱輸送量を迎える閾値としてシミュレーションを行っている。

過熱度を考慮したシミュレーションでは、 $-40 \text{ }^\circ\text{C}$ 以下の低温において最大熱輸送量が急激に低下している。これは、過熱度を考慮することで加熱部の中腹部程度まで液相で満たされ、加熱部での液相領域が飽和沸騰の条件と比べて拡大する。よって、過熱度を考慮した条件では、体積力による駆動力が飽和沸騰時に比べて低下しているため最大熱輸送量が低下したと考察される。ここで、断熱部下部冷却部端部からの体積力の積分値を常温付近の条件と低温条件で得られたシミュレーション結果を比較する。恒温槽  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ 、リザーバ制御温度  $30 \text{ }^\circ\text{C}$ 、熱負荷  $150 \text{ W}$  の条件でのシミュレーション結果を図 4.2.2.2、恒温槽温度  $-40 \text{ }^\circ\text{C}$ 、リザーバ制御温度  $-30 \text{ }^\circ\text{C}$ 、熱負荷  $150 \text{ W}$  の条件におけるシミュレーション結果を図 4.2.2.3、恒温槽  $-50 \text{ }^\circ\text{C}$ 、リザーバ制御温度  $-40 \text{ }^\circ\text{C}$ 、熱負荷  $150 \text{ W}$  の条件におけるシミュレーション結果を図 4.2.2.4 に示す。図中で赤色の実線が飽和沸騰条件での体積力の積分値を示し、青色の実線が最大活性キャビティ半径  $0.03 \mu\text{m}$  の過熱度を考慮した条件における体積力の積分値を示している。グラフ中の圧力の傾きが正の場合は、作動流体の流動方向と同方向に体積力（駆動力）が働いている事を示している。横軸  $8 \text{ m}$  の点での値が、1 ループ中の全駆動力を示している。体積力は  $2 \text{ m}$  から  $4 \text{ m}$  で示される加熱部の区間で一度低下した後に上昇に転じている。加熱部の下方ではボイド率が低く、液柱の体積力が蒸気の体積力（浮力）に比べて大きいため体積力は流れ方向と反対方向に働いている。よって、負の傾きを示している。一方で、十分な量の蒸気が発生し高ボイド率の条件では、蒸気の体積力（浮力）が大きくなり流動方向へ体積力が寄与する。よって、体積力の積分値の傾きが正になる。

図 4.2.2.2 に示す恒温槽温度  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ 、リザーバ制御温度  $30 \text{ }^\circ\text{C}$  の条件では、飽和沸騰条件と、過加熱を考慮した結果で体積力の積分値に大きな差は無い。一方で、低温条件でのシミュレーション結果を示す、図 4.2.2.3 と図 4.2.2.4 では飽和沸騰（赤の実線）では、過加熱を考慮した条件（青の実線）と比べて、体積力の傾きが正に転じる点が加熱部（ $2 \text{ m}$  から  $4 \text{ m}$  の区間）の低い位置（ $2 \text{ m}$  側）に位置している。また、飽和沸騰では体積力が負の傾きを持つ区間が、過加熱を考慮した場合と比べて短い。これは、飽和沸騰条件では、過熱度を考慮した場合に比べて加熱部の下部で沸騰が起きるため加熱部下部での液相区間が短い。よって、流動方向と反対向きの液柱による体積力が寄与している区間が短いと、体積力の積分値が負の傾きを持つ区間が短いと考察される。加熱部上部、上部断熱部、冷却部においては、飽和沸騰条件も過熱度を考慮したシミュレーション結果も同じような傾きを持

った体積力の分布を描く。よって、加熱部下部で生まれた体積力の差異は最終的な駆動力に大きな影響を与えている。これらから、飽和沸騰条件に比べて過加熱を考慮し条件では、体積力による駆動力が低下しており、過熱度考慮した条件での駆動力低下は最大熱輸送量の低下をもたらしていることを解明した。

図 4.2.2.5 にボイド率 0.97 を閾値としてドライアウト判定を行い、飽和沸騰と最大キャビティ半径 0.03  $\mu\text{m}$  の各条件で計算した最大熱輸送量のグラフを示す。常温付近では過熱度を考慮した場合にもほとんど飽和沸騰と同じ温度条件で相変化するため、飽和沸騰と過加熱を考慮したシミュレーション結果を比較した場合最大熱輸送量に大きな差異はない。低温環境条件では飽和沸騰条件で行ったシミュレーション結果から得られる最大熱輸送量が実験と一致している。実験において、最大熱輸送量を判定した熱負荷では多くのループで過加熱が観測されていない。よって、過加熱が観測されたループでは駆動力と圧力損失は釣り合っていないが、多ループの駆動力が支配的になりマルチループ型ヒートパイプ全体の 32 ループの駆動力としては飽和沸騰条件でのシミュレーション結果と一致したと考察される。第 2.3.1 章の図 2.3.1.16 に恒温槽温度  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、リザーバ制御温度  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$  の条件での各ループの温度分布を示している。図 2.3.1.16 で示されるように、実験では中央部のループのみ中腹部の過加熱が観測され、その他のループでは観測されていなかったため、飽和沸騰条件でのシミュレーション結果と実験結果が一致したと考察される。飽和沸騰条件と過熱度が必要な条件のシミュレーション結果の比較では、飽和沸騰条件においてマルチループ型ヒートパイプの最大熱輸送能力が高い事が解った。

#### 4.2.3 管形状の違いによる最大熱輸送量変化要因の考察

実験で使用した、管内径 1.0 mm 外径 1.6 mm、管内径 1.3 mm 管外径 3.0 mm のシミュレーション結果と、管内径のみ、管外径のみを変化させてシミュレーションを行った結果の比較から管径の違いに依って最大熱輸送量が増加した要因の考察を行う。これらの管内径、管外径が最大熱輸送量に与える影響を評価するために、管内径 1.0 mm 管外径 3.0 mm、管内径 1.3 mm 管外径 1.6 mm の条件で最大熱輸送量を求めたシミュレーション結果を図 4.2.3.1 に示す。最大熱輸送量と判定するボイド率の閾値は 0.97 としている。図 4.2.3.1 の結果から、黄色の一点鎖線で示される内径 1.3 mm、外径 1.6 mm のシミュレーション結果は、内径 1.3 mm、外径 3.0 mm の結果に近い結果を示している。よって、全温度域において内径を拡大した事によって内径 1.3 mm 外径 3.0 mm のマルチループ型ヒートパイプの最大熱輸送量が増加した主要因であることが解った。常温付近において、緑の一点鎖線で示される内径 1.0 mm、外径 3.0 mm の管を使用した場合には、内径 1.0 mm 外径 1.6 mm と比較して最大熱輸送量が増加しており、常温付近の温度域では外径拡大も最大熱輸送量増加に寄与している。一方で、低温においては外径拡大の効果はほとんどないことがわかった。よって、低温では内径を拡大したことが支配的要因となり、最大熱輸送量が増加していると考察される。

内径 1.0 mm 外径 1.6 mm と内径 1.3 mm 外径 3.0 mm の管を使用した最大熱輸送量の実験結果において、管内径が拡大したことによって内径 1.3 mm 外径 3.0 mm の管を使用したマルチループ型ヒートパイプの最大熱輸送量が増加していると考察される。大内径管では小内径に比べて低温域において作動流体の流速が低下するため、管摩擦損失が低下し駆動力に対して多くの質量流量の流動が可能になり最大熱輸送量が増加したと考察される。

常温付近で管外径拡大によって最大熱輸送量が微小に増加する。管外径が拡大することでラジエーター表面と配管外壁の接触面積が増大する。管外壁とラジエーター面の接触面積の増大によって接触熱抵抗が低減され、管外壁とラジエーター面の温度差を低減するため周囲空気への放熱能力が向上する。放熱能力の向上は、放熱部上部で多くの熱を放熱可能になり、冷却部上部での低ボイド率を実現できる。よって、管外径が小さい管に比べて、管外径が大きな管を使用したヒートパイプでは大きな体積力を駆動力として使用可能になる。大きな駆動力は大質量流量の流動を可能にし、最大熱輸送量が増大したと考えられる。内径 1.3 mm 外径 3.0 mm の管を使用したマルチループ型ヒートパイプでは、これら双方の作用によって管形状が変化したことによって最大熱輸送量が増大したと考察される。

#### 4.2.4 高さ 1.0m マルチループ型ヒートパイプの最大熱輸送量

第 2.3.6 章で実験結果を示した、高さ 1 m のマルチループ型ヒートパイプの最大熱輸送量の実験結果とシミュレーション結果の比較を行う。ボイド率を $\alpha = 1.0$  (実線)、 $\alpha = 0.97$  (一点鎖線)、 $\alpha = 0.95$  (破線)、 $\alpha = 0.9$  (点線) の各値で最大熱輸送量を迎える閾値としてシミュレーションを行った。シミュレーションにおける相変化条件は、飽和沸騰条件である。結果を図 4.2.4.1 に示す。高さ 1 m のマルチループ型ヒートパイプの最大熱輸送量についても、高さ 2 m マルチループ型ヒートパイプと同様に、ボイド率 0.97 を閾値として最大熱輸送量判定する条件で実験結果を良く再現するシミュレーション結果が得られている。よって、加熱部、冷却部高さの異なるマルチループ型ヒートパイプにおいても、本シミュレーションは適用可能である事が示唆される。

## 4.3 流量特性

シミュレーション結果から質量流量、流速に関して考察を行うことで、ヒートパイプ内の流れに関しての考察を行う。また、可視化実験で得られた流体の流速との比較を行い、シミュレーションの妥当性を検証する。

### 4.3.1 質量流量

図 4.3.1.1 に恒温槽温度 20 °C，リザーバ温度 30 °C の条件における質量流量のシミュレーション結果を示す。図 4.3.1.1 では内径 1.0 mm，外径 1.6 mm の管と，内径 1.3 mm，外径 3.0 mm の管を使用した場合のそれぞれのヒートパイプにおける各熱負荷条件における質量流量を示している。内径 1.0 mm の管に比べて，内径 1.3 mm の管で構成したマルチループ型ヒートパイプ内を流動する質量流量が大きい。大内径管で流動可能な質量流量が増加した要因として，第 1 に，内径が大きくなることで内部を流れる作動流体の流速が遅くなり，管摩擦損失が低下したためと考察される。第 2 に，管の外径が大きくなることで冷却用のラジエーターとの接触面積が増大し，冷却部での冷却能力向上によって蒸気が冷却部の上部で凝縮したためと考えられる。冷却部上部で蒸気が凝縮する場合，流動方向と逆向きに働く体積力（浮力）が冷却部上部で低減され，液柱の体積力によって流れ方向の駆動力が増大する。よって，体積力による駆動力が増大したため質量流量が増加したと考察される。内径 1.0 mm 外径 1.3 mm と内径 1.3 mm 外径 3.0 mm の管径を使用したマルチループ型ヒートパイプでは双方とも，低熱負荷では低質量流量であり，高熱負荷条件で徐々に質量流量が増加している。質量流量はある熱負荷で最大値を迎える。質量流量が最大値を示す熱負荷よりも高い熱負荷では，熱負荷の増加と共に質量流量は低下している。低熱負荷で質量流量が少ない要因として，低熱負荷では蒸気の発生が少ないため，駆動力となる蒸気が加熱部で十分に発生していない。よって，加熱量を増加させると蒸気の発生によって大きな駆動力が得られるため質量流量は増大すると考察される。一方で，蒸気の発生量が増加すると，作動流体の流速が高流速になる。高流速では，作動流体と管内壁の間で大きな管摩擦損失が生じる。よって，駆動力の増加に対して管摩擦損失が増大し，大熱負荷では質量流量が低下したと考察される。

図 4.3.1.2 に，内径 1.0 mm 外径 1.6 mm と内径 1.3 mm 外径 3.0 mm のそれぞれの管径，周囲環境温度，20 °C，0 °C，-20 °C，-40 °C，-50 °C，-60 °C の条件，リザーバを周囲空気温度よりも 10 °C 高い温度に制御した条件において，各熱負荷での質量流量のシミュレーション結果を示す。図 4.3.1.2 に示すシミュレーション結果の相変化条件は，飽和蒸気圧曲線上で相変化する飽和沸騰条件としている。低熱負荷では低質量流量であり，質量流量のピークを迎えた点よりも高熱負荷では質量流量が低下する傾向は各温度で一致している。一方で，同じ熱負荷において，低熱負荷では低温環境条件において大質量流量が流動し，高熱負荷では高温環境条件において大質量流量が流動している。低温条件では蒸気

密度が小さくなり、低温環境条件では高温環境条件に比べて同じ熱負荷で大きな蒸気体積が発生する。よって、低温環境では低熱負荷で大きな駆動力を得られるため、低熱負荷の領域で大きな質量流量の駆動が可能である。一方で、高熱負荷条件では大体積の蒸気の発生は、駆動力の生成と同時に作動流体の高流速化をもたらす。よって、高熱負荷条件では高速流によって管摩擦損失が増大し、同じ熱負荷に対して小質量流量になる傾向を示していると考えられる。

図 4.3.1.3 に、内径 1.0 mm 外径 1.6 mm と内径 1.3 mm 外径 3.0 mm の管径の条件で、周囲環境温度が、20 °C, 0 °C, -20 °C, -40 °C, -50 °C, -60 °C の条件での質量流量のシミュレーション結果を示す。図 4.3.1.3 に示すシミュレーション結果の相変化条件は、最大活性化キャビティ半径が 0.03  $\mu\text{m}$  の過熱度を考慮した条件とする。常温付近では、0.03  $\mu\text{m}$  のキャビティによる過熱度を考慮した場合でも、ほとんど飽和沸騰であるため図 4.3.1.2 の傾向と変わらない。低温条件では、環境温度の低下に伴って流動可能な質量流量が全熱負荷で低下している。低熱負荷から熱負荷の増加と共に質量流量が増加し、熱負荷 100 W から 150 W で最大値を迎え、高熱負荷条件では低下している。この傾向は、図 4.3.1.2 と同様である。過熱度を考慮したシミュレーションでは、加熱部の下部から相変化まで液単相流の区間が長くなるため加熱部での体積力による圧力損失が大きい。よって、飽和沸騰条件と比べて流動可能な質量流量が低下する。過熱度は低温域の方が大きいため、低温域ではより体積力による影響が顕著になり質量流量が低下したと考察される。

## 4.3.2 流速

図 4.3.2.1 に可視化実験で得られた流速と、シミュレーション結果から得られる流速の比較を示す。第 2 章に示すように、実験では加熱部中腹部（ヒータラインの 7 層目と 8 層目の間）の可視化実験結果から流速の計測を実施している。そこで、ヒータライン 7 層目と 8 層目の間に位置する、加熱部下端から 1085 mm の位置におけるシミュレーション結果から得られる流速と実験結果を比較する。図 4.3.2.1 より、恒温槽温度 20 °C と -20 °C において、可視化実験得られた流速とシミュレーションで得られた流速の傾向は一致している。よって、均質流でのモデル化の妥当性が示唆される。さらに、内径 1.3 mm と内径 1.0 mm のシミュレーションから得られる流速の比較を図 4.3.2.2 に示す。内径 1.3 mm では内部流動の可視化を行っていないためシミュレーション結果のみである。図 4.3.2.2 より、内径 1.3 mm 外径 3.0 mm の流速は、環境温度 20 °C において 200 W の熱負荷、環境温度 -20 °C において 150 W の熱負荷までは液単相流であり熱負荷に依存せずほとんど同じ流速である。内径 1.3 mm 外径 3.0 mm の管を使用したヒートパイプでは質量流量が大きいため 150 W の熱負荷まで液単相流である。可視化を行っている 7 層目のヒータよりも下方（1 層目から 6 層目のヒータ）で、相変化によって蒸気質量が増える熱負荷では内径 1.0 mm 同様に流速が増加している。

マルチループ型ヒートパイプでは、サブクールされた液が加熱部下端から流入し、加熱

部のヒータラインを通過するごとに加熱され、相変化条件に到達後は二相流に遷移していると考えられる。全 32 ループで 150 W (1 ループあたり 4.7 W) の熱負荷条件では、約 30 W (1 ループあたり 0.93 W) がサブクールされた液の顕熱で輸送され、約 120 W (1 ループあたり 3.75 W) が潜熱によって輸送されている (詳細は第 4.5 章参照)。13 層のヒータで構成される場合、150 W の熱負荷条件における 1 層あたりの熱負荷は 11.5 W (1 ループあたり 3.6 W) である。よって、3 層目のヒータ通過点程度で潜熱輸送に遷移していると考えられる。150 W の熱負荷条件において、可視化を行っている 7 層目のヒータ通過後は約 46 W 分の熱量 (1 ループあたり 1.43 W) が潜熱輸送されていると考えられる。そこで、図 4.3.2.3 に内径 1.0 mm のヒートパイプで 46 W が潜熱によって輸送される場合の流速を示したグラフを示す。本グラフより、低温に移行すると同熱負荷で高速流に遷移している。流速増加の主要因は蒸気密度が低下するためである。

内径によるヒートパイプ管内部の流速の違いを評価するために、内径 1.3 mm の管と内径 1.0 mm の管を使用したマルチループ型ヒートパイプで 46 W 分の潜熱輸送を行っている条件での流速を図 4.3.2.4 に示す。低温では、高流速化するため内径の違いに依る差は顕著であるが、流体温度が 20 °C や -20 °C の条件では内径 1.0 mm と内径 1.3 mm の流速の違いは顕著ではない。そこで、加熱部上方付近での流速を比較する。加熱部上部では潜熱による熱輸送量は 120 W (1 ループあたり、3.75 W) であると考えられる。120 W の熱量が潜熱輸送される条件での、内径 1.0 mm と内径 1.3 mm 管を使用した条件での流速を図 4.3.2.5 に示す。120 W の熱が潜熱輸送されている条件では、作動流体温度が 20 °C、-20 °C の条件においても内径 1.0 mm と内径 1.3 mm の管内径の違いによる流速差が顕著に表れる。加熱部上部の高速流は、加熱部端を出て長さ 2000 mm の上部断熱部を通過し冷却部へ到達する。よって、上部断熱部で発生する管摩擦損失は大きな圧力損失の原因になると考えられる。環境温度が -20 °C よりも低温ではさらに内径による流速差は顕著になる。よって、内径が太い管では低温において管摩擦損失が低下し質量流量が増加する。さらに、質量流量の増加は最大熱輸送量増加に寄与していると考えられる。

### 4.3.3 流動様式

第 2.3.4 章の図 2.3.4.5, 図 2.3.4.6, 図 2.3.4.7 に示す可視化実験で得られた軸方向の加熱部温度分布から、恒温槽温度が 20 °C - 20 °C の条件では過加熱が観測されている。また、-50 °C の恒温槽温度条件では過加熱が観測されていない。これら温度分布を示す条件での流動様式が表 2.3.4.1 に示されている。一方で、実験では温度分布と可視化実験から得られる流動の様子のみを捉えている。そこで、可視化を実施した各条件に該当するシミュレーション結果から、気相容積流束  $j_G$  と液相容積流束  $j_L$  を求め観測された流動様式を図 4.3.3.1 から図 4.3.3.3 に示す。また、Mishima らが求めている流動様式境界線を、作動流体 R410A の物性値を用いて求めた結果を図 4.3.3.1 から図 4.3.3.3 に示す。実験で得られている温度分布から、環境温度が 20 °C と -20 °C の条件では過加熱が観測されているため過熱度を考



慮した条件、 $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ では過熱度が観測されていないため飽和沸騰条件でのシミュレーション結果と Mishima らが求めている流動様式境界線との比較を行う。

図 4.3.3.1 に示す環境条件  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ の結果では、Mishima らが求めている流動様式境界線においてスラグ流と判定される領域においても、実験では環状流が観測されている。図 4.3.3.2 に示す環境条件 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ の結果でも、Mishima らが求めている流動様式境界線においてスラグ流と判定される領域においても、実験では環状流が観測されている。一方で、環状流が観測されるのは境界線付近であり、Mishima らが求めている流動様式境界線と概ね一致していると考察される。ドライアウトに至る条件は、Annular と Annular-Mist 境界付近である。図 4.3.3.3 に示す環境条件 $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ の結果では、Mishima らが求めている流動様式境界線においてスラグ流と判定される領域において実験では環状流が観測されているが、流動様式遷移境界と概ね一致していると考察される。ドライアウトに至る条件は、Annular と Annular-Mist 境界付近である。

これら比較より、Mishima らが求めている流動様式境界線と傾向は一致しているが、スラグ流とされる領域において、実験では環状流が観測されている。これは、可視化実験を行った際の流れが、シミュレーション条件と異なっていた可能性が示唆される。また、Mishima らが求めている流動様式境界線はドリフトフラックスモデルを前提に提案されている流動様式線図である。一方で、細管を用いた条件では均質流で仮定される流れでのシミュレーション結果であるため差異が生じた可能性が考えられる。加熱部上部で最大熱輸送量を迎える条件は、Annular と Annular-Mits 境界付近で示されており、環状流から噴霧流への遷移が加熱部上部でのドライアウトを起こしていることが示唆される。

## 4.4 ボイド率分布

シミュレーションからヒートパイプ管でのボイド率分布を各熱負荷条件で求めている。これら、ボイド率の分布からヒートパイプ管内で熱輸送に使用されている作動流体量を求める。実験で計測された熱輸送に使用される作動流体量とシミュレーション結果の比較を行うことでシミュレーション結果の妥当性の検証が可能である。さらに、シミュレーション結果から求めた作動流体封入量を元に、広範囲で動作するヒートパイプに対するリザーバの役割を解明する。

### 4.4.1 飽和沸騰条件

図 4.4.1.1 に内径 1.0 mm 外径 1.6 mm の銅管を用いたヒートパイプの管軸方向の 1 ループ中のボイド率を示す。同様に、図 4.4.1.2 に内径 1.3 mm 外径 3.0 mm のステンレス管を用いたヒートパイプの管軸方向の 1 ループ中のボイド率分布を示す。各解析条件は恒温槽内の環境温度、20 °C、0 °C、-20 °C、-40 °C、-50 °C、-60 °C の条件でリザーバは各環境温度よりも 10 °C 高く制御した条件でシミュレーションを行っている。

各温度のボイド率を比較すると、同じ熱負荷条件での軸方向のボイド率分布は、低温条件で高ボイド率である領域が拡大している。さらに、低温条件においてグラフの横軸 4 m から 6 m の区間で示す上部断熱部でのボイド率が上昇している。内径の異なる管で比較を行うと、第内径管のマルチループ型ヒートパイプにおいて、小内径管のマルチループ型ヒートパイプと比べて同じ熱環境条件下で低ボイド率分布である。

低温においてボイド率が低下する要因は、低温における蒸気の密度の低下が主要因であると考察される。任意の熱量  $Q$  で発生する、蒸気の体積は以下の式で計算される。

$$V_v = \frac{Q}{L_H \rho_v} \quad (4.4.1)$$

簡易的には、蒸気密度と蒸発潜熱の積（単位体積当たりの R410A 蒸気が有する熱量）が小さい方が、単位受熱量あたりの発生蒸気体積が大きい。図 4.4.1.3 に R410A における蒸発潜熱と蒸気密度の積を示す。図 4.4.1.3 より低温条件ほど、蒸気密度と蒸発潜熱の積の値が小さい。よって、質量流量が同じ条件では低温時の方が高ボイド率に遷移する。さらに、質量流量のシミュレーション結果より、低温において高熱負荷条件では質量流量が減少するため顕熱輸送量が減少する。よって、全熱輸送量に対する潜熱輸送量が相対的に大きくなるため、低温においてより高ボイド分布に推移すると考察される。

シミュレーション結果では、低温域の断熱部上部で微小にボイド率が上昇している。断熱部において管摩擦損失によって作動流体の飽和圧力が低下する。低温域では常温に比べて  $dP/dT_{sat}$  が小さいため、低温では常温に比べて飽和圧力の変動で大きな温度変化を生じる。

よって、作動流体は飽和圧力が変動した分の温度変化相当の顕熱を放出し、潜熱へと変換される。これら、温度変動が蒸気質量流量に変化するため上部断熱部においてボイド率が上昇していると考察される。

#### 4.4.2 過熱度を考慮した沸騰条件

活性化する最大キャビティ半径  $0.03 \mu\text{m}$  とし沸騰開始過熱度を考慮した条件でのボイド率分布を示す。図 4.4.2.1 に内径  $1.0 \text{ mm}$  外径  $1.6 \text{ mm}$  の銅管を用いたヒートパイプの管軸方向の 1 ループ中のボイド率分布、図 4.4.2.2 に内径  $1.3 \text{ mm}$  外径  $3.0 \text{ mm}$  のステンレス管を用いたヒートパイプの管軸方向の 1 ループ中のボイド率分布を示す。各解析条件は恒温槽内空気の温度、 $20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $0 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $-20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $-40 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $-50 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $-60 \text{ }^{\circ}\text{C}$  の条件でリザーバは各環境温度よりも  $10 \text{ }^{\circ}\text{C}$  高く制御した条件でのシミュレーションを行っている。各温度のボイド率を比較すると、飽和沸騰同様に軸方向のボイド率分布は同じ熱負荷に対して低温での動作時には常温での結果と比較して高ボイド率の領域が拡大している。内径の異なる管で比較を行うと、第内径管で構築したマルチループ型ヒートパイプにおいて、小内径管で構築したマルチループ型ヒートパイプと比べて同じ熱環境条件下で低ボイド率分布である。過熱度を考慮した条件においても飽和沸騰条件と同様に、低温域で高ボイド率に推移するのは低温域にて蒸気密度が低下することが主要因であると考察される。

#### 4.4.3 沸騰温度の違いによるボイド率分布の変化

内径  $1.0 \text{ mm}$  外径  $1.6 \text{ mm}$  の管で構成したマルチループ型ヒートパイプにおいて、加熱部熱負荷が  $150 \text{ W}$  の条件における各温度のボイド率分布を図 4.4.3.1 に示す。また、内径  $1.3 \text{ mm}$  外径  $3.0 \text{ mm}$  の管で構成したマルチループ型ヒートパイプの、加熱部熱負荷が  $150 \text{ W}$  の条件における各温度のボイド率分布を図 4.4.3.2 に示す。図中の、実線は飽和沸騰条件でのシミュレーション結果、破線は沸騰開始過熱度を考慮してシミュレーションを行った結果である。飽和沸騰の条件では、動作温度が低温の条件において加熱部入口（横軸  $2 \text{ m}$ ）に近い点から相変化を起こしボイド率が上昇している。一方で、沸騰開始過熱度を考慮した条件では、常温の方が低温条件よりも加熱部入口に近い点（横軸の  $2 \text{ m}$  に近い点）でボイド率が上昇している。さらに、過熱度を考慮したシミュレーション結果では  $2 \text{ m}$  から  $4 \text{ m}$  で示される加熱部で液相区間が長く、急激にボイド率が上昇している。沸騰開始過熱度を考慮した条件では沸騰開始温度が飽和沸騰条件よりも高温である。よって、過熱度を考慮した条件では、ボイド率の上昇する点が、加熱部の上流側（横軸  $4 \text{ m}$  に近い点）にシフトしている。また、低温条件において沸騰開始過熱度が高いため、この傾向が顕著であると考察される。

#### 4.4.4 実験値とシミュレーションの比較

図 4.4.1.1, 図 4.4.2.1 に示す軸方向のボイド率分布から、ヒートパイプ管内で熱輸送に使

用される作動流体質量と、リザーバの重量測定実験から求めた熱輸送に使用されている作動流体質量の比較を図 4.4.4.1 に示す。図 4.4.4.1 は、恒温槽温度 20 °C、リザーバ温度 30 °C の条件におけるマルチループヒートパイプ内で熱輸送に使用される作動流体質量のシミュレーション結果と実験結果の比較である。常温において、活性化最大キャビティ半径 0.03  $\mu\text{m}$  の過熱度を考慮した場合でも相変化温度は飽和沸騰温度付近である。よって、飽和沸騰と過熱度を考慮したシミュレーション結果は同様の結果を示している。加熱部への熱負荷が同じ条件で実験結果とシミュレーション結果の比較を行うと、熱輸送に使用されている作動流体量は実験結果の方がシミュレーションよりも高い。実験結果とシミュレーション結果共に、加熱量が増加すると共にヒートパイプ配管中の作動流体の量が減少している。よって、実験とシミュレーションの傾向は良く一致している。実験結果とシミュレーション結果の絶対値の差異は、シミュレーションにおいては加熱部や上部断熱部からのヒートリークを考慮していないために生じたと考察される。よって、シミュレーション結果は、ヒートリークを考慮していないため実験に比べて高いボイド率分布の結果になり、ヒートパイプ内で熱輸送に使用されている作動流体質量が低い結果になったと考察される。

熱負荷の増加に伴い、ヒートパイプ内部のボイド率は高ボイド率分布に推移し、熱輸送に使用される作動流体量は減少している。ヒートパイプには第 1 ループに温調されたリザーバが取り付けられているため、ヒートパイプ内部の飽和温度（圧力）がリザーバによって制御されている。よって、相変化時の飽和温度はリザーバ温度程度に制御されている。実験とシミュレーションから得られる温度分布から、冷却部において熱負荷の増加に対して二相流領域が受動的に拡大することによって周囲への放熱量が増加している。また、同時に加熱部においても二相流の領域が拡大している。リザーバによる飽和圧力制御を行うことで、熱量の増加と共に二相流の領域が拡大する特徴を有している。よって、高熱負荷条件ではヒートパイプ管内で熱輸送に使用される作動流体量は低下し、二相領域が拡大した気液の密度差分がリザーバへと受動的に還流している。図 4.4.4.2 に体積封入率に換算した結果を示す。低熱負荷では高封入率であるが、最大熱輸送量を迎える高い熱負荷条件において最適とされる封入量に推移している[49][50]。

図 4.4.4.3 にリザーバ制御温度 40 °C の条件における軸方向ボイド率分布を示す。リザーバ温度が高温になると、内部の飽和蒸気圧も高圧になるため、気液二相状態に遷移する温度も高温になる。よって、加熱部で相変化する温度も高温になるため、冷却部に流入する二相状態の作動流体温度も高温になる。作動流体が高温であるため、冷却部においてはリザーバ温度を 30 °C に制御した条件に比べて、リザーバ温度 40 °C に制御した条件では、単位距離あたりの周囲空気への放熱量が増加し、冷却部上部におけるボイド率の減少率が大きい。また、加熱部に流入する作動流体のサブクール度が高いため、顕熱輸送量が多くなる。これらの要因により、リザーバを高温で制御した条件ではループ全体のボイド率は低ボイド率分布になる。図 4.4.4.4 にヒートパイプ管内に封入され熱輸送に使用される作動流体質量の実験結果とシミュレーション結果の比較を示す。飽和沸騰条件と過熱度を考慮した

条件では大きな差異は見られない。これは、常温付近ではほとんど飽和沸騰であり差異が無いためである。リザーバ温度が高温の条件においても、実験結果とシミュレーション結果の傾向は一致している。低熱負荷において、シミュレーション結果が実験結果よりも低いボイド率を示している。低熱負荷でのシミュレーション結果と実験結果の差異は、実験でのヒートリークの影響であると考察される。これら、実験結果とシミュレーション結果の傾向が一致し絶対値は約 20 %の誤差で再現されており、シミュレーションでの内部流体の封入量予測が 20 %程度の精度で可能である事が示される。

#### 4.4.5 広温度範囲条件で熱輸送に使用される作動流体量

シミュレーション結果と実験結果の熱輸送に使用された作動流体量が一致していることから、実験において実測を行っていない温度域においても熱輸送に使用されている作動流体量の推定が可能であると考えられる。そこで、シミュレーションから得られるボイド率分布から各熱負荷、温度における熱輸送に使用される作動流体量を図 4.4.5.1 に示す。熱輸送に使用される作動流体量は、飽和沸騰条件 (○) と過熱度を考慮した条件 (△) でのシミュレーション結果を示す。また、飽和沸騰と最大キャビティ 0.03  $\mu\text{m}$  の過熱度を考慮した結果の比較を行うために、図 4.4.5.2 に図 4.4.5.1 から恒温槽温度 20  $^{\circ}\text{C}$ の結果と、恒温槽温度 -40  $^{\circ}\text{C}$ のシミュレーション結果のみを抜き出す。

図 4.4.5.1 に示す熱輸送に使用される作動流体量の結果から、低温条件において熱輸送に使用されている作動流体質量が少ない。また、全温度域で高熱負荷条件において熱輸送に使用される作動流体質量が少ない。低温条件では、第 4.3 章のボイド率の考察と同様に低温において蒸気密度が低下することで、熱輸送に要される作動流体質量が低下した考察される。150 W の熱負荷条件において、恒温槽温度 20  $^{\circ}\text{C}$ の条件と、恒温槽温度 -60  $^{\circ}\text{C}$ での熱輸送に要される作動流体質量を比較すると、恒温槽 -60  $^{\circ}\text{C}$ の条件では 20  $^{\circ}\text{C}$ の条件と比較して約 26 g 熱輸送に要される作動流体質量が低下している。これは、20  $^{\circ}\text{C}$ で封入されている作動流体量の約 17 %である。これら、熱輸送に使用される作動流体質量の変動はリザーバに還流し受動的に制御されていると考えられる。よって、広温度範囲、広熱負荷範囲で動作する本ヒートパイプでは内部の作動流体量が熱環境条件によって大きく変動していることが解った。また、この熱輸送に使用される作動流体の変動分はリザーバとヒートパイプ管の間でやり取りされており、マルチループ型ヒートパイプはリザーバを有する事で広温度範囲、広熱負荷範囲での動作が実現可能であることを解明した。

図 4.4.5.2 に飽和沸騰条件と、最大キャビティ半径 0.03  $\mu\text{m}$  で過熱度を考慮した相変化条件での熱輸送に使用される作動流体質量の比較を行う。常温では、過熱度を考慮した条件でも飽和沸騰条件とほぼ同等の温度で相変化するため差異は無い。低温では、過熱度が大きくなるため、飽和沸騰条件と比較してボイド率の分布には差がある。しかし、過加熱を考慮した条件でも顕熱で蓄えられた熱量は、相変化後に潜熱に変換されているため熱輸送に要されている作動流体質量はほとんど同等である。

## 4.5 顕熱と潜熱輸送

シミュレーション結果から、潜熱と顕熱による熱輸送の割合を明らかにする。内径 1.0 mm、外径 1.6 mm の銅管と内径 1.3 mm 外径 3.0 mm のステンレス管を用いたマルチループ型ヒートパイプの潜熱輸送と顕熱輸送の割合を示す。環境温度、20 °C、0 °C、−20 °C、−40 °C、−50 °C、−60 °C の条件、リザーバ制御温度を恒温槽温度よりも 10°C 高く設定した条件でのシミュレーション結果を示す。図 4.5.1 に飽和沸騰条件、図 4.5.2 に最大活性化キャビティ半径を 0.03 μm とした沸騰開始過熱度を考慮したシミュレーション結果を示す。図中では各温度、各熱負荷における潜熱輸送量と顕熱輸送量をそれぞれ示している。潜熱輸送量は式 4.5.1 と、顕熱輸送量は式 4.5.2 を用いて計算する。

$$Q = m_{G\_outlet} \dot{c}_v \times L_H \quad (4.5.1)$$

顕熱輸送はサブクールされ加熱部下部に流入する作動流体温度と沸騰開始点での作動流体温度の差を用いて計算する。

$$Q = m_{L\_inlet} c_v (T_{sat} - T_{inlet}) \quad (4.5.2)$$

図 4.5.1 と図 4.5.2 に、加熱部から冷却部へ輸送される潜熱輸送量、顕熱輸送量を示す。図 4.5.1 示す結果は飽和沸騰条件であり、図 4.5.2 に示す結果は過熱度を考慮した相変化条件である。過熱度を考慮した条件において、相変化が起きるまでは顕熱輸送であり、二相流に相変化した点で顕熱として蓄えられていた過熱分の熱量は潜熱に変換される。

図 4.5.1 に示す飽和沸騰条件において、図 4.5.1(a) に示す内径 1.0 mm 外径 1.6 mm の管を使用した条件では、50 W の熱負荷では潜熱と顕熱輸送の割合が同程度である。熱負荷の増加と共に潜熱輸送量が増加している。顕熱輸送量は熱負荷 50 W の条件から上昇し、100 W 程度で最大値を迎え、100 W 以上の熱負荷では熱負荷の上昇と共に低下している。

図 4.5.1(b) に示す内径 1.3 mm 外径 3.0 mm の管を使用した条件では、100 W の熱負荷では顕熱輸送量の方が潜熱輸送量よりも大きい。また、100 W の熱負荷で潜熱輸送量と顕熱輸送量が同程度になる。熱負荷 100 W 以上の条件では、熱負荷の増加と共に潜熱輸送の割合が増加している。顕熱輸送量は約 200 W で最大値を迎えるまで低熱負荷から上昇し、200 W 以上の熱負荷では熱負荷の上昇と共に低下している。

環境温度が 20 °C から −60 °C までの各温度で顕熱輸送、潜熱輸送量を比較すると 20 °C から −20 °C の環境温度では顕熱輸送、潜熱輸送の割合は大きく変わらない。低温域では、顕熱輸送量が低下し潜熱輸送量が常温域よりも増加している。熱負荷に対する顕熱による熱輸送量の増減は、質量流量の傾向（低熱負荷から上昇し、ある熱負荷で最大値を迎え、それ以上高熱負荷では低下）と一致している。シミュレーションではリザーバを周囲空気

から 10 °C 高温に制御している。よって、冷却部で周囲空気温度まで十分に作動流が冷却された場合には 10 °C サブクールされた作動流体が加熱部に流入する。液相は、飽和蒸気圧曲線上に到達するまで相変化を起こさずに顕熱を使用して温度上昇し、顕熱として加熱部から冷却部へ輸送される。よって、顕熱輸送量は質量流量の影響を大きく受けるため、質量流量と同様の傾向を有していると考えられる。潜熱輸送量は二相状態での熱輸送であるため熱負荷の上昇と共に上昇している。250 W の高熱負荷では、全熱輸送量の約 9 割が潜熱によって輸送されている。これら結果より、高熱負荷の領域では大きな顕熱、潜熱を有している流体の使用により、ヒートパイプの熱輸送能力は向上すると考察される。

図 4.5.2 に示すの過熱度を考慮したシミュレーション結果において、図 4.5.2(a) に示す内径 1.0 mm 外径 1.6 mm の 50 W の熱負荷条件では、顕熱輸送量よりも潜熱輸送量が大きい。顕熱輸送量は低熱負荷から上昇し、約 150 W で最大値を迎え、高熱負荷では低下している。潜熱輸送量は熱負荷の増加と共にほぼ線形に増加している。各温度の比較では、低温の環境条件において顕熱による輸送量が低下している。図 4.5.2(b) に示す内径 1.3 mm 外径 3.0 mm の条件では、顕熱輸送量は低熱負荷から上昇し、約 200 W で最大値を迎え、高熱負荷では低下している。内径 1.0 mm の結果と同様に潜熱輸送量は熱負荷の増加と共にほぼ線形に増加している。各温度の比較では、低温の環境条件において顕熱に依る輸送量が低下している。

内径 1.0 mm 外径 1.6 mm、飽和沸騰条件の結果を示す図 4.5.1(a) において、50 W の熱負荷で潜熱輸送量と顕熱輸送量が同等であった。一方で、過熱度を考慮した図 4.5.2(a) では図 4.5.1(a) に比べて低温条件で顕熱輸送量が低下している。また、低熱負荷のみならず全熱負荷で顕熱輸送量が低下し、その傾向は低温域でより顕著である。図 4.5.2(b) に示す、内径 1.3 mm 外径 3.0 mm の結果においても同様に低熱負荷で顕熱輸送量が低下する同様の傾向を示している。これは、過熱度を考慮したシミュレーション結果では、加熱部下部から相変化までの液相領域が広がっているため、体積力による圧力損失が飽和沸騰に比べて大きい。よって、過熱度を考慮した条件では飽和沸騰条件に比べて低温において全体を流れる質量流量が少ない（第 4.3 章のシミュレーション結果を参照）。加熱部で相変化を起こすまでは顕熱輸送であり、相変化を起こした時点で飽和曲線よりも気相側の高温域で顕熱として蓄えられていた熱量は潜熱に変換される。よって、過熱度を考慮したシミュレーションでは質量流量が低下するため、加熱部から冷却部への顕熱輸送量が低下していると考察される。

## 4.6 状態線図と圧力変化

### 4.6.1 実験値とシミュレーションの比較

第 15 ループの加熱部入口圧力の実験結果とシミュレーション結果の比較を行う。図 4.6.1.1 に恒温槽 20 °C，リザーバ制御温度 30 °C の条件，図 4.6.1.2 に恒温槽 0 °C，リザーバ制御温度 10 °C の条件における，加熱部入口での絶対圧力のシミュレーション結果と実験結果の比較を示す。相変化条件は，飽和沸騰条件と最大活性化キャビティ半径 0.03 μm の沸騰開始過熱度を考慮し条件でのシミュレーションを行っている。シミュレーション結果の比較から，沸騰開始過熱度の影響はほとんどない。図 4.6.1.1 に示す，リザーバを 20 °C (R410A 飽和圧力 1.9 MPa) に制御した条件での第 15 ループの加熱部下端では，実験とシミュレーション共に絶対圧力が約 1.9 MPa である。また，熱負荷の違いによる圧力の変動はない。図 4.6.1.2 に示す，リザーバを 10 °C (1.1 MPa) に制御した第 15 ループの加熱部下端において実験とシミュレーション共に絶対圧力は約 1.1 MPa である。飽和蒸気圧曲線から，これら圧力での飽和温度はそれぞれ，30 °C (1.9 MPa)，0 °C (1.1 MPa) であり，加熱部下端の圧力がリザーバでの圧力と一致している。よって，熱輸送中において加熱部入口圧力がリザーバで規定される飽和温度に制御されることを示している。実験において，加熱部入口はリザーバ圧力に制御されており，シミュレーションにおいても動作中にリザーバ圧力が第 15 ループまで伝播し，加熱部下端でリザーバによって規定される飽和圧力に制御されている。よって，シミュレーションからもリザーバ圧力が全ループに伝播している事を実証し，端部に取り付けたリザーバ圧力に加熱部の下部が制御される事を確かめた。

次に，第 15 ループの内での差圧測定実験結果とシミュレーション結果の比較を行う。図 4.6.1.3 に恒温槽 20 °C，リザーバ 30 °C に制御した条件，図 4.6.1.4 に恒温槽 0 °C，リザーバ 10 °C に制御した条件での加熱部入口と加熱部入口から 570 mm の点における差圧の実験結果とシミュレーション結果を示す。低熱負荷では，シミュレーション結果の方が，実験結果よりも 1500 Pa 程度高い差圧を示している。これは，水頭に換算すると約 150 mm の差である。実験結果は，ヒートパイプ管から圧力計までの配管内はすべて液で満たされていると仮定し差圧の測定を行っている。一方で，ヒートパイプ管から差圧計までの管内に気相が残留していた場合に，管内に液が満たされていたと仮定し差圧を求めると，低い差圧を算出する結果となる。よって，実験において圧力計に分離した配管内での気相の存在が示唆される。

実験において，150 W から 200 W に熱負荷条件を変化させると，差圧は 1000 Pa 程度低下する。シミュレーションにおいても差圧は低下しているが，実験結果よりもシミュレーション結果の差圧低下の方が大きい。この領域での差圧低下の要因を検証するため，差圧測定区間でのボイド率分布を図 4.6.1.4 と図 4.6.1.5 に示す。図 4.6.1.4 と図 4.6.1.5 より，熱負荷 150 W の条件から差圧測定区間に蒸気相が存在し，200 W，250 W と熱負荷増加に伴いボイド率が増加している。さらに，差圧測定区間における圧力低下要因をシミュレー



シミュレーション結果から考察する。“体積力に依る圧力損失”と，“管摩擦損失と加速度損失による圧力損失”の2種類に圧力損失を分類し図4.6.1.6と図4.6.1.7に示す。図4.6.1.6と図4.6.1.7から，差圧測定区間の圧力低下の主要因は体積力である。よって，管摩擦損失，加速度に依る圧力損失はこの領域では支配的でないことが解った。

体積力に依る圧力損失が大きい場合，加熱部下部ではリザーバと同様の作動流体圧力を有しているが，相変化時には体積力や管摩擦損失などで作動流体の圧力が低下する。圧力損失によって，加熱部入口ではリザーバと同等に制御されていた作動流体圧力は相変化する点まで到達する間に圧力低下する。よって，第4.1.3.4章の図4.1.3.2に示すように，加熱部の飽和温度がリザーバよりも低下する。飽和温度の低下は低温において作動流体の $dP/dT_{sat}$ が小さいため顕著に表れる。これら，沸騰開始時の飽和温度の低下はシミュレーションと実験結果の双方から解明された。

#### 4.6.2 マルチループ型ヒートパイプの熱輸送機構

シミュレーション結果から，マルチループ型ヒートパイプが熱輸送中に描くPT線図，流れ方向の圧力分布，ボイド率分布から熱輸送機構を明らかにする。

図4.6.2.1に周囲環境温度20℃，リザーバ温度30℃，熱負荷50Wの条件における第15ループのPT線図を示す。図中には，内径1.0mm外径1.6mm，内径1.3mm外径3.0mmのそれぞれの管径で構成したマルチループ型ヒートパイプの結果を示す。相変化条件は飽和沸騰条件である。R410Aの飽和蒸気圧曲線は点線で示す。

①で示す，断熱部上部においてシミュレーションでは断熱材を通した熱リークを模擬していない。また，重力方向に対して流れは水平である。よって，温度は一定で，管摩擦損失によって作動流体の圧力が低下する。

②に示す加熱部では，下部断熱部と結合する加熱部入口において飽和蒸気圧曲線の液相側である。液単相流れにおいて段階的に温度が上昇し，圧力は低下している。これは，加熱部で局所的に配置されたヒータラインを通過するごとにサブクールされた作動流体の温度が上昇している事を示している。さらに，圧力低下は液単相流であるため第4.6.1章での考察のように体積力が支配的要因となる圧力損失によって圧力が低下している。②-2では点線で示す飽和蒸気圧曲線上で変化する。飽和蒸気圧曲線上では圧力が低下していく。本計算では，飽和蒸気圧曲線で相変化する飽和沸騰条件であるため，飽和蒸気圧曲線に到達後に相変化を起こし気液二相状態になる。また，ボイド率分布から②-2の領域では図4.6.2.2に示すように低ボイド率のため，液柱の体積力によって作動流体の圧力が低下する。

③は上部断熱部の挙動を示している。上部断熱部で，圧力は低下する。断熱部はシミュレーションでは完全断熱であり，重力方向に対して流れは水平である。よって，温度は一定で下部断熱部同様に管摩擦損失による圧力損失によって圧力が低下する。

④は冷却部の挙動を示す。冷却部では飽和蒸気圧曲線上の④-1で圧力が上昇し，飽和蒸気圧曲線を離脱し，温度低下しながら圧力上昇する。冷却部では，加熱部で潜熱として蓄

えられたエネルギーを排熱するまでは二相流である。飽和蒸気圧曲線上で、微小に圧力上昇しながら放熱を行い、潜熱として輸送されたエネルギーを周囲空気に放熱する。潜熱として輸送された全エネルギーを放熱した点よりも下流では、飽和蒸気圧曲線から離脱し、作動流体はサブクールされる。また、図 4.6.2.2 に示すように低ボイド率であるため液柱の体積力によって圧力は上昇し、下部断熱部入り口圧力まで上昇する。

図 4.6.2.1 では内径 1.0 mm 外径 1.6 mm の銅管でのシミュレーション結果と内径 1.3 mm 外径 3.0 mm のステンレス管でのシミュレーション結果を示す。大内径管のシミュレーションでは流動可能な質量流量が大きいいため、①の加熱部でサブクールされた液が飽和温度まで温度上昇するのに要するヒータライン数が小内径に比べて多い。飽和温度までの通過ヒータ数は異なるが、動作傾向に大きな違いはない。これら、PT 線図はマルチループ型ヒートパイプの 1 ループ内で閉じた形をしている。よって、第 1 ループに取り付けられたリザーバの圧力はマルチループ型ヒートパイプが熱輸送を行っている状態においても、全ループの加熱部下部に伝播する事がシミュレーションの結果から明らかになった。

図 4.6.2.2 に下部断熱部の端部から 1 ループ内のボイド率と圧力の分布を示す。図 4.6.2.2 の 0 m から 2 m の区間は下部断熱部であり図 4.6.2.1 の①の区間に相当する。2 m から 4 m の区間は加熱部であり②の区間に相当する。4 m から 6 m の区間は上部断熱部であり③の区間に相当する。6 m から 8 m の区間は冷却部であり④の区間に相当する。図 4.6.2.2 では、1 ループ内の軸方向の圧力分布を図 4.6.2.2 の上部に、ボイド率分布を図 4.6.2.2 の下部に示している。図 4.6.2.2 から、50 W の熱負荷ではボイド率が 1 ループ内で 0.5 を超えていない。よって、加熱部では流れ方向と逆方向に体積力が働くため圧力が低下する。一方で、冷却部では流れ方向と体積力が働く方向が一致しているため圧力が上昇する。これは、加熱部での熱負荷が小さく、マルチループ型ヒートパイプ内部のボイド率が低いためであると考察される。

そこで、高熱負荷条件での PT 線図を示す。内径 1.0 mm 外径 1.6 mm の銅管では熱負荷 200 W の条件、内径 1.3 mm 外径 3.0 mm のステンレス管では 350 W の熱負荷条件での PT 線図を図 4.6.2.3 に示す。①から④は図 4.6.2.1 同様に、下部断熱部、加熱部、上部断熱部、冷却部を示している。

①で示す断熱部上部において、シミュレーションでは断熱材を通した熱リークを模擬していない。また、重力方向に対して流れは水平である。よって、温度は一定で、管摩擦損失によって作動流体の圧力が低下する。

②で示される加熱部では複雑な挙動を示す。加熱部下部では階段上に温度が上昇しながら、圧力が低下し、飽和蒸気圧曲線上に到達する。飽和蒸気圧曲線到達後、飽和蒸気圧曲線上で圧力低下し、下流では圧力が上昇に転じている。飽和蒸気圧曲線の液相側では、内径 1.0 mm と内径 1.3 mm のシミュレーション結果で、加熱部でヒータラインを 2 層通過後に飽和蒸気圧曲線に到達している。飽和蒸気圧曲線に到達後は、相変化を起こして気液二相状態になる。②-1 と②-2 の区間ではボイド率が低いため液柱の体積力によって流れ方向

と逆方向に力が働くため圧力が低下している。②-3 では、ボイド率が上昇し、流体の流れ方向に体積力が寄与するため圧力が上昇している。

③で示される、断熱部上部では圧力が低下する。圧力低下は下部断熱部よりも大きな圧力低下を示す。これは、加熱部から流入する作動流体は高ボイド率であるため、高流速である。よって、下部断熱部よりも流体と管内壁の管摩擦損失が増大しているためである。

④で示す冷却部では、④-1 の区間で圧力が飽和蒸気圧曲線上で低下し、④-2 の区間で上昇後に飽和蒸気圧曲線から液相側に遷移する。④-3 で示す、飽和蒸気圧曲線の液相側では温度低下しながら圧力は上昇している。冷却部の上部ではボイド率が高く、作動流体の移動方向と体積力（浮力）の方向が逆であるため圧力が低下する。潜熱として輸送されたエネルギーを周囲環境に放熱するとボイド率は低下する。低ボイド率では液柱の体積力によって飽和蒸気圧曲線上で圧力が上昇する。飽和蒸気圧曲線の液相側では液単相流であり、作動流体はサブクールされ、液柱の体積力によって作動流体の圧力は上昇する。図 4.6.2.1 同様に図 4.6.2.4 においても、200 W の熱負荷条件における内径 1.0 mm 外径 1.6 mm の銅管でのシミュレーション結果と 350 W の熱負荷条件における内径 1.3 mm 外径 3.0 mm のステンレス管でのシミュレーション結果を示している。径の違いによる動作の傾向に大きな違いはない。

図 4.6.2.4 に下部断熱部の端部から 1 ループ内のボイド率と圧力の分布を示す。0 m から 2 m の区間は下部断熱部であり図 4.6.2.3 の①の区間に相当する。2 m から 4 m の区間は加熱部であり②の区間、4 m から 6 m は上部断熱部であり③の区間、6 m から 8 m の区間は下部断熱部であり④の区間に相当する。これら、ボイド率分布との比較から、2 m から 4 m の加熱部区間（図 4.6.2.3 の②の区間）においてボイド率が 0.5 付近よりも高い条件では作動流体の圧力が上昇している。6 m から 8 m の冷却部の区間では、ボイド率が 0.5 を超える区間では圧力は低下し、ボイド率が 0.5 以下では圧力が上昇している。これは、流動方向と体積力で生み出される力が同じ方向では、圧力が上昇し、相反する方向では圧力が低下している。また、加熱部のボイド率は加熱部の熱源が 13 層の検出器を模擬し、加熱部で局所的に配置されているため段階的に上昇している。高熱負荷においても、内部の圧力分布は複雑な経路を描くが 1 ループで閉じた形をしており、第 1 ループに取り付けられたリザーバ圧力が全ループに伝播している事を解明した。

#### 沸騰開始過熱度がある条件での PT 線図

図 4.6.2.5 に過加熱を考慮した条件での PT 線図を示す。シミュレーション条件は、環境温度 -40 °C、リザーバ制御温度 -30 °C、相変化には最大活性化キャビティ半径 0.03 μm の沸騰開始過熱度を考慮する。内径 1.0 mm 外径 1.6 mm の銅管でのシミュレーション結果を示す。加熱部の②の区間において、過加熱を考慮した場合には飽和蒸気圧曲線上に到達しても、過熱度が必要であり沸騰は起きないため飽和蒸気圧曲線を超えて気相側に到達する。よって、飽和蒸気圧曲線よりも右側の②では作動流体は液相である。②-2 で相変化を

起こし飽和蒸気圧曲線上に急激に遷移する。②-3 の区間では飽和蒸気圧曲線上で圧力が上昇している。図 4.6.2.6 に示すボイド率分布から、相変化を起こした際には急激にボイド率が上昇している。これは、飽和蒸気圧曲線よりも高温側の液相において、顕熱として蓄えられた熱量が潜熱に変換されるためである。よって、相変化直後から高ボイド率であり、飽和蒸気圧曲線上では浮力によって圧力が上昇し続ける。③で示す、上部断熱部では管摩擦損失によって圧力が低下する。また、圧力損失によって作動流体の圧力が低下し、微小に温度が低下する。この、圧力損失による温度低下は常温よりも作動流体の飽和蒸気圧曲線の  $dP/dT_{sat}$  が小さい低温において顕著である。圧力低下によって飽和温度が変動した分の顕熱は潜熱に変換されるため、上部断熱部においてもボイド率が微小に上昇する。冷却部では、高ボイド率条件において飽和蒸気圧曲線上で圧力が低下し、低ボイド率に遷移すると圧力が上昇する。沸騰開始過熱度を考慮したシミュレーション結果において、PT 線図は閉じた形状をしている。よって、過熱度を考慮した場合にも、マルチループ型ヒートパイプの端部に取り付けたリザーバ圧力に加熱部入り口圧力が制御されることを解明した。

## 4.7 結言

本章では、構築したシミュレーションモデルと実験結果の比較からマルチループ型ヒートパイプの熱輸送機構を明らかにした。実験から得られる、1ループ中の温度分布、熱輸送に使用される作動流体量、差圧、絶対圧、流速がシミュレーション結果と一致している。ヒートパイプ内の流れが1次元の均質流で仮定したモデルの妥当性が示される。加熱部と冷却部を重力方向垂直に配置したマルチループ型ヒートパイプは、体積力が駆動力として作動流体の移動が起き、熱輸送が行われていることを明らかにした。加熱部では加熱部下部にサブクールされた作動流体が流入し、顕熱を利用して作動流体が温度上昇する。気液二相流体に遷移すると潜熱によって熱輸送が行われる。低温条件においては、沸騰開始に大きな過熱度が必要であり、沸騰に影響する活性化最大キャビティ半径は本実験の銅管と作動流体に R410A を用いた条件において約  $0.03 \mu\text{m}$  であることがわかった。冷却部では、潜熱による熱輸送量の増加に伴って、軸方向温度がほぼ一定に保たれる二相領域が拡大し凝縮必要な長さ(凝縮長)が長くなる。冷却部下部では作動液はサブクールされる。最大熱輸送量はボイド率の閾値を 0.97 で最大熱輸送量判定を行った条件で、実験結果を再現している。ボイド率が 1 以下で最大熱輸送量を迎えていると考察される。よって、流動様式が噴霧流などに遷移し、管内壁が乾ききることによって最大熱輸送量に到達していると考察される。大内径管では、小内径管と比べて同じ熱輸送量において流速が低下するため、管摩擦損失が低下する。よって、流動可能な質量流量が増加し大内径管では最大熱輸送量が増加する。また、低温においては蒸気密度が低下することから同じ潜熱輸送量において流速が増大し、管摩擦損失が増大することで最大熱輸送量が低下していることを明らかにした。シミュレーションから得られるボイド率分布から熱輸送に使用される作動流体量を求めた。シミュレーションは約 20% の精度で実験結果を再現し、傾向は一致している。熱輸送に使用される作動流体量は、周囲環境温度、加熱部での熱負荷によって大きく変動している。リザーバとヒートパイプ管内での作動流体のやり取りによって、受動的に熱輸送に使用される作動流体の最適化が受動的に行われている。よって、リザーバが取り付けられることで広温度範囲、広熱負荷条件でマルチループ型ヒートパイプが動作可能であることを明らかにした。第 15 ループの加熱部下部の絶対圧力と差圧のシミュレーション結果は実験結果と一致している。さらに、シミュレーションの結果からマルチループ型ヒートパイプの 1 ループでの PT 線図を描くと、閉じた形状をしている。第 1 ループに取り付けたリザーバの圧力は動作中も、全 32 ループに伝播し加熱部の温度制御が可能であることを明らかにした。よって、リザーバの温度制御を行うことによって熱輸送中に全ループの加熱部下端の圧力制御が可能になる。低熱負荷では顕熱と潜熱輸送が同程度であるが、高熱負荷では潜熱輸送が支配的である。顕熱輸送量は流動可能な作動流体の質量流量と同じ傾向を有しており、高熱負荷では低下している。

## 第5章 南極気球フライト実験におけるマルチループ型 ヒートパイプを用いた熱設計

マルチループ型ヒートパイプのシミュレーションモデルを使用し、南極周回フライトを想定した熱環境でのシミュレーションを行う。シミュレーションは、気球フライト実験が行われる McMurdo 基地からのフライトを想定している。ラジエターでは周囲環境との熱結合として自然対流熱伝達と輻射熱交換を考慮する。ラジエターの角度は地球視野と気球への視野を考慮し宇宙空間へラジエターが最大限大きな視野を確保できる条件とした。

### 5.1 ラジエター設計

#### 5.1.1 地球、気球視野の影響

マルチループ型ヒートパイプによって輸送された検出器発熱を排熱するためのラジエター設計を行う。フライト環境において、ラジエターは主として、気球と地球への視野を有している。気球は薄膜で構成されているため高い透過率を有していると考えられるが、気球自体は温度を有した熱源である。よって、これらは排熱の妨害（ラジエターへの熱入力）をもたらすと考えられる。気球、地球へのラジエターの視野を低減し、かつ、宇宙空間へラジエターが有する視野を確保する設計を目指す。そこで、Thermal Desktop<sup>®</sup>を使用し、気球、地球それぞれへの View factor を計算した。地球は極半径を元に半径 635,600 km の球、気球は半径 140 m の球でモデル化し、ラジエターは 2 m×2 m の平面とした。ラジエターは上空 35 km の観測高度を模擬するために、地球表面から 35 km の上空に位置する。View factor 計算に使用した数学モデルでの気球とラジエターの位置関係を図 5.1.1.1 に示す。図 5.1.1.1 に示す条件において、ラジエターの宇宙側表面が地球、気球、宇宙空間に持つ View Factor を求めた。ラジエター角度を変化させ、地球、気球に持つ視野の計算結果を図 5.1.1.2 に示す。これら、視野の計算結果から、GAPS での最適なラジエター角度を選定する。ラジエター角度の選定条件は、地球、気球への視野が小さいこと。また、地上実験の結果とシミュレーションからマルチループ型ヒートパイプは体積力を主要な駆動力源として動作しているため、ラジエター角が 90 度に近い条件として選定を行った。これらラジエター角度の選定基準から、ラジエター角 60 度が、GAPS のラジエター角度として最適解であると判定している。

#### 5.1.2 ラジエター表面光学特性

南極大陸表面は大陸の大部分が氷に覆われているため、高アルベド環境であると考えられる。熱環境条件においてラジエター表面の表面光学特性に合わせた高温、低温最悪条件を設定する。ここで、ラジエターに使用する白色塗料は、pGAPS において実績のある市販

の白色塗料を使用する。本検討では、pGAPS での実績を有しているアサヒペンの水性多用途スプレーツヤなし白を使用する。ラジエーターとして使用するアルミ板に、前処理として 800 番の紙やすりを用いて表面を粗し、イソプロピルアルコールで表面洗浄、アセトンによる表面洗浄を行った。アサヒペンのメタルプライマ 非金属用下塗りを洗浄後のアルミ板表面に塗布し乾燥させる。下地処理したアルミ板にアサヒペンの水性多用途スプレーツヤなし白の塗布を行った。これら、手順で作成した供試体を表 5.1.2.1 と表 5.1.2.2 に示す測定方法を用いて、太陽光級数率と赤外線放射率の測定を行った。太陽光吸収率( $\alpha_s$ )は 2012 年 3 月 19 日にデータの取得を行った。赤外線放射率は 2012 年 3 月 21 日に測定を行った。各表面光学特性の測定は 3 回実施している。測定から白色塗料の太陽光吸収率は、実測値から  $\alpha_s=0.277$ ,  $\varepsilon=0.924$  である。

## 5.2 気球フライト熱環境

### 5.2.1 地球アルベド, 地球赤外放射

GAPS のフライトは南極大陸の McMurdo 基地から放球され南極を周回する風に乗せることで極周回の気球実験を行う。McMurdo 基地は南緯 77 度 51 分の南極大陸に位置している[81]。風の流れに対して相対速度をほとんど有さずに移動する気球は、打ち上げられた McMurdo 基地程度の緯度を維持したまま極周りを周回する。

南極大陸表面は大陸の大部分が氷に覆われているため、高アルベド環境であると考えられる。さらに、GAPS は太陽電池による発電を行うために南極地域が白夜である期間に実験を行う。常に太陽光を受けた地表面が気球フライト下の南極大陸表面に広がるため、地球からのアルベドを十分に考慮したラジエーター設計が求められる。南極が白夜の時期には、地球は太陽周回の公転（楕円軌道）において近日点に位置している。よって、高温最悪環境では近日点での太陽光強度を想定する。マクマード基地は南緯 77 度 51 分 (77.85 度) に位置するため、地球表面への太陽光の入射角は浅くなる。地表面に対し高温最悪条件となる太陽光入射角は、マクマード基地の南緯に地球の自転軸の傾きを考慮した角度である。

$$\theta = S' - 23.4 \quad (5.2.1.1)$$

よって、高温最悪条件において地表面へ入射する太陽光強度は式 5.2.1.1 を使用して計算を行う。春分条件では、MacMurdo 基地の南緯を用いて南中時の太陽光高度の計算を行う。太陽光強度は地球の楕円軌道の公転を考慮し、春分で  $1366 \text{ W/m}^2$ 、近日点で  $1422 \text{ W/m}^2$  とする。遠日点に位置する時期は、地軸の傾きによって南極は日中でも太陽の上らない条件であるため考慮しない。南極における、地表面のアルベドの係数は、0.5 と 0.22 を選定している[82]。アルベド係数が決定されるとエネルギー収支から地表面の局所的な温度が計算可能である。

$$E_{Sun_\theta} = E_{sun} \cos \theta \quad (5.2.1.2)$$

$$E_{Albed} = aE_{Sun_\theta} \quad (5.2.1.3)$$

アルベドとして反射されずに、地球表面に到達した熱量は地球環境に吸収される考えられる。アルベドとして反射されない熱量が地表面に吸収されるとして計算した地球表面の温度は、近日点かつ日中の短時間における局所的な最悪値である。地球では、大気、海流、氷などの影響を考慮する必要があり地球赤外放射量の評価として適切でない。そこで、地球赤外放射量を計算するために、飛翔地点の平均的な太陽光入射量とし、気球が飛翔する南緯で入射する太陽光入射量を用いて地球赤外放射量（地球表面温度）を計算する。よっ



て、地球赤外放射量の計算では南中高度をマクマード基地の南緯 77 度 51 分 (77.85 度) から地球の自転軸の傾きを考慮しない 77.85 度と仮定して地球赤外放射率の評価を行う。

$$E_{IR} = E_{Sun_{77.85deg}} - E_{Albedo_{77.85deg}} \quad (5.2.1.4)$$

さらに、地球表面を黒体放射面と仮定し地球赤外の放射量を以下の式で温度に換算する。

$$T_{Earth} = \left( \frac{E_{IR}}{\sigma} \right)^{0.25} \quad (5.2.1.5)$$

これら熱環境条件の計算方法で熱環境条件を計算した結果を表 5.2.1.1 に示す。表 5.2.1.1 では、太陽光強度が 1422 W/m<sup>2</sup> の条件で (近日点の条件) HOT case, 太陽光強度 1366 W/m<sup>2</sup> の春分条件で COLD case と分類している。表 5.2.1.1 の HOT case と COLD case と併記して、Thermal control hand book[82]に記載されている高温ケースにおける値を記載する。Thermal control Hand book には春分でのケースは記載されていないため、極域において、HOT case でアルベドのエネルギーが最大のケース (HOT case Albed) と地球赤外のエネルギーが最大のケース (HOT case IR) の 2 種類のケースを選定した。これら表 5.2.1.1 に示す環境条件の比較から、式 5.1.1.2 から式 5.2.1.5 を使用して計算した結果と Thermal Control Hand Book に記載される地球赤外放射量の値は同等である。Thermal Control Hand Book に記載されるデータは実測データに基づく値であり、本計算での地球赤外放射率計算の妥当性が確認される。これら、太陽光強度、地表面のアルベド係数、地球赤外放射からラジエターに対して最も入熱量が多くなる条件と、最も入熱が少なくなる条件を選定する。各ケースにおいて、ラジエターと地球の形態係数が 1 であると仮定し、第 5.1.2 章で示した光学特性を有する白色塗料への単位面積当たりに入射する熱量を計算した結果を図 5.2.1.1 に示す。計算結果より、HOTcaseIR の条件においてラジエターへの入熱が最も多い。また、COLD2 がラジエターへの入熱量が少ない。よって、GAPS ラジエターで使用される白色塗料の表面光学特性では、地球アルベドが小さくなる条件で高温最悪条件となり、地球アルベドが大きい条件で低温最悪条件となる。

## 5.2.2 対流熱伝達

高度 35 km における対流熱伝達率の計算を行う。対流熱伝達率の計算は以下の式を使用して計算を行った[83]。気球は基本的に周囲空気と相対速度はゼロで飛行するため、自然対流を仮定した計算を行う。そこで、自然対流での層流、乱流の判定はグラスホフ数  $Gr$  を用いて判定する。

$$Gr_x = \frac{g \cos \theta \beta (T_w - T_{amb}) x^3}{\nu^2} \quad (5.2.2.1)$$

式 5.2.2.1 で示されるグラスホフ数が  $10^8$  以下では層流と判定し、 $10^8$  以上では乱流と判定する。温壁一定を仮定し、層流条件 ( $Gr_x < 10^8$ ) では以下の式 5.2.2.2 を使用し局所ヌッセルト数の計算を行う。

$$Nu_x = \frac{0.508 Pr^{1/2} Gr_x^{1/4}}{(0.952 + Pr)^{1/4}} \quad (5.2.2.2)$$

また、乱流条件 ( $Gr_x < 10^8$ ) では式 5.2.2.3 を使用し局所ヌッセルト数の計算を行う。

$$Nu_x = 0.0295 Gr_x^{2/5} Pr^{7/15} \times (1 + 0.494 Pr^{2/3})^{-2/5} \quad (5.2.2.3)$$

各高度における空気温度を図 5.2.2.1 に示す[8]。高度 35 km における周囲空気の温度は  $-36.6$  °C (236.153 K) である。一方で、上空の大気は季節や条件によって大きく変動する可能性がある。そこで、周囲環境温度に対して本シミュレーションにおける高温最悪ケースでは約 20 °C の温度マージンを考慮し  $-17$  °C (256 K) とする。さらに、対流熱伝達率を計算するために、各高度での大気密度を図 5.2.2.2、空気の熱伝導率の温度依存性を図 5.2.2.3、定圧比熱の温度依存性を図 5.2.2.4、粘性の温度依存性を図 5.2.2.5 に示す[84]。図 5.2.2.1 に示す高度による大気密度の変化を最小二乗法で近似曲線を推定し以下の式 5.2.2.4 を用いて、高度から大気密度の計算を行う。

$$\rho_{Air} = 2.0421 e^{-0.157 h_{Altitude}} \quad (5.2.2.4)$$

空気の熱伝導率、粘性も同様に最小二乗法を使用して近似曲線を求め、熱伝導率の温度依存性を以下の式から計算している。熱伝達率の温度依存性は、式 5.2.2.6 で計算を行う。

$$T_m = \frac{T_w + T_{ambi}}{2} \quad (5.2.2.5)$$

$$k_{Air} = 0.814 T_m + 1.9005 \quad (5.2.2.6)$$

粘性の温度依存性は、式 5.2.2.7 を用いて計算を行う。

$$\nu_{Air} = 0.0548 T_m + 2.2318 \quad (5.2.2.7)$$

定圧比熱においては図 5.2.2.3 より定圧条件で本領域において温度依存性が顕著でないため、 $1008.0 \text{ J/kgK}$  で温度に依らず一定の値を使用する。これら式と値を使用して、自然対流のラジエーターにおける影響を評価する。

## 5.3 マルチループ型ヒートパイプ設計と検出器温度

### 5.3.1 解析条件

本章では，第一回の南極周回実験をターゲットに解析を行う．第一回フライトでは，検出器数をフルスケールより低減し，かつ，検出器からの発熱量が第一章での値よりも低減する．第一回フライトの条件を表 5.3.1.1 に示す．また，フライトの全体像とマルチループ型ヒートパイプの 1 ループを抜出したイラストを図 5.3.1.1 示す．第一回フライトの全検出器数は約 1350 個，検出器一個当たりの発熱は 0.066 W である．また，検出器の層構成を 13 層から 10 層に変更している．検出器の形状は，製作効率を向上させるため正方形としている．よって，検出器 4 個を 1 セットとし，36 ループのマルチループヒートパイプ管の受熱部に取り付ける．よって，1 ループあたりに必要な最大熱輸送量は 2.64 W (0.066 W × 4 detector × 10 層) である．よって，熱解析においては 36 ループに同等に検出器を配置する条件を想定するために検出器数 1440 個を仮定する．検出器の要求温度は  $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$  以下 ( $238.15\text{ K}$  以下) であるため，内部流体の温度決めるリザーバの制御圧力は 13910 Pa，飽和温度  $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $228\text{ K}$ ) とする．

ラジエーター設計の最適化から，マルチループ型ヒートパイプのラジエーターは水平面から  $60\text{ }^{\circ}$  傾ける．管の材質にはステンレス管を使用する．シミュレーションにおいて，加熱部の管長は 2000 mm，上部断熱部の管長は 3000 mm，冷却部の管長は 2300 mm，下部断熱部の管長は 4150 mm である．これら断熱部の管長は，各ループの平均長さを選択している．

### 5.3.2 マルチループ型ヒートパイプ形状の最適化

シミュレーションモデルを用いてマルチループ型ヒートパイプの最適化を行う．パラメータは，管壁の肉厚を 0.3 mm に固定した管内径・外径，1 ループあたりのラジエーター面積である．解析ケースを表 5.3.2.1 に示す．リザーバ温度は  $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $228\text{ K}$ ) に固定し，HOT case における最大熱輸送量の評価を行う．シミュレーションにおいて，気球は透過率が高いため熱入力としての影響は無視している．最大熱輸送量判定は，第 4.2 章での結果を元に，ボイド率 0.97 を閾値として管内部が乾ききるドライアウトが起こる判定条件とし，マルチループ型ヒートパイプの最大熱輸送量判定を行っている．1 ループあたりのラジエーター幅を x 軸に示し，各配管形状における熱輸送量の計算を行った結果を図 5.3.2.1 に示す．

図 5.3.2.1 のシミュレーション結果から，内径 0.7 mm の管でマルチループ型ヒートパイプを構成した場合には，単位ループあたりのラジエーター幅を 5 mm から増加させても熱輸送能力はほとんど増加しない．内径 1.0 mm の管でマルチループ型ヒートパイプを構成した条件では，ラジエーターの面積増加に伴って最大熱輸送量が増加している．内径 1.3 mm の管でマルチループ型ヒートパイプを構成した場合でも内径 1.0 mm の結果と同様に，ラジエーター面積の増大に伴って最大熱輸送量が増加している．ラジエーター面積の増加に伴って最大熱輸送量が増加するのは，ラジエーター上部にて十分な放熱が行われ大きな駆動力が得られ

るためであると考察される。また、内径拡大では内部の管摩擦損失低減によって大きな質量流量の流動が可能のため最大熱輸送量が増加すると考察される。シミュレーション結果より、大内径管では放熱面積を変化させることで最大熱輸送量を増加させることが可能であり、熱負荷変動に柔軟に対応可能であると考えられる。GAPS の第一回フライトにおける熱輸送量の要求は、1 ループあたり 2.64 W 以上(全 36 ループで 95.04 W)である。図 5.3.2.1 のシミュレーション結果から、最大熱輸送量に十分なマージンを有する径とラジエター幅を選択する。そこで、観測要求から検出器空間内への物質量を抑える要求があるため、最大熱輸送量要求を満たし、かつ、低質量で構成可能な、管径は内径 1.3 mm, 外径 1.9 mm を選択し、ラジエター幅は 0.03 m を選択する。

### 5.3.3 マルチループ型ヒートパイプ管と検出器の熱結合

管と検出器間で十分な熱結合を得るために、検出器と熱輸送管の接合に必要なカップリングフランジの長さを設計する。ヒートパイプ管と模擬検出器を結合している写真を図 5.3.3.1 に示す。図 5.3.3.1 中で、カップリングフランジと示される部分の長さを変える事で、ヒートパイプ外壁と検出器間の十分な熱結合を確保する。図 5.3.3.2 にヒートパイプと検出器の断面図を示す。図 5.3.2.2 で  $T_{WF}$  は作動流体温度,  $T_{in}$  は管内壁温度,  $T_{out}$  は管外壁温度,  $T_{CF}$  はカップリングフランジ取り付け部温度である。リザーバは  $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$  (228 K) に制御されるため、飽和沸騰を仮定した場合には最高温で  $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$  の液相の作動流体が検出器取り付け部の管内に到達することが想定される。作動流体が、液相かつ層流である場合、作動流体と管内壁の熱伝達率は低い。よって、検出器の温度が最も高温化するケースの一つと考えられる。そこで、液単相流の層流で作動流体が検出器取り付け部の管内に流入することを想定し、検出器の高温最悪温度を計算する。検出器温度が高温最悪を迎える条件において、検出器と管壁の接触面積を拡大することで検出器温度の高温化を防ぐ設計を行う。計算方法を以下に示す。等温壁を仮定しヌッセルト数は 3.66 とする。熱量は、0.066 W/個の検出器が 1 層あたり 4 個取り付けられる条件を仮定し、0.246 W とする。作動流体と管内壁の熱伝導は以下の式 5.3.3.1 で計算される。

$$Q = \frac{dNu}{k_{WF\_LS}} A(T_{in} - T_{WF}) \quad (5.3.3.1)$$

管壁での熱伝導は式 5.3.3.2 で計算される。熱伝導率はステンレスの熱伝導率を使用し、 $16\text{ W/m}^2\text{K}$  とする。管形状は第 5.3.2 章で最適として選択された管外径 1.9 mm 内径 1.3 mm とする。

$$Q = \frac{1}{2\pi k_{pipe} l_{CF}} \ln \frac{r_{out}}{r_{in}} (T_{out} - T_{in}) \quad (5.3.3.2)$$

管外壁とカップリングフランジの接触による熱伝導は式 5.3.3.3 で計算される。管外壁とカップリングフランジの接触コンダクタンスは実験で得られた値を使用し  $800 \text{ W/m}^2\text{K}$  とする。

$$Q = h A(T_{CF} - T_{out}) \quad (5.3.3.3)$$

式 5.3.3.1, 式 5.3.3.2, 式 5.3.3.3 を使用して, カップリングフランジ長さの設計を行った結果を図 5.3.3.3 に示す。図 5.3.3.3 では, 作動流体の温度は  $-45 \text{ }^\circ\text{C}$ , カップリングフランジは軸方向に等温と仮定し, 管内壁, 管外壁, 検出器の根元温度を計算している。また, 検出器とカップリングフランジの根元の温度は同等であると仮定する。これら計算の結果, 作動流体が  $-45 \text{ }^\circ\text{C}$  での液相の層流で流入した条件において, カップリングフランジの長さが  $40 \text{ mm}$  の条件で, 検出器を要求温度の  $-35 \text{ }^\circ\text{C}$  以下満たすことができる。よって, 検出器とヒートパイプ外壁の接続長さは  $40 \text{ mm}$  とする。

### 5.3.4 マルチループ型ヒートパイプによる冷却システムの性能評価

南極フライト実験においては, 地上でシステム確認試験としての動作試験を行い, 機能の健全性を確認後に気球フライト実験を実施する。よって, 地上試験を想定した常温での動作と南極気球フライト環境高度  $35 \text{ km}$  における高温最悪条件(HOT case)と低温最悪条件(COLD case)における 3 条件での解析を行う。南極フライト実験を想定したシミュレーションを行った条件を表 5.3.4.1 に示す。

#### 5.3.4.1 飽和沸騰条件

高温最悪条件, 低温最悪条件でのフライト環境におけるシミュレーションを行った。第 18 ループのマルチループ型ヒートパイプ管外壁の軸方向温度分布を図 5.3.4.2 に示す。グラフの横軸は下部断熱部の冷却部端からの距離を示している。 $0 \text{ m}$  から  $4.15 \text{ m}$  は下部断熱部,  $4.15 \text{ m}$  から  $6.15 \text{ m}$  は加熱部,  $6.15 \text{ m}$  から  $9.15 \text{ m}$  は上部断熱部,  $9.15 \text{ m}$  から  $11.45 \text{ m}$  が冷却部を示している。1 ループあたりの熱負荷は  $2.64 \text{ W}$  であるため, 全 36 ループでの検出器発熱量は  $95.04 \text{ W}$  である。また, フライト環境における軸方向のボイド率分布を図 5.3.4.3 に示す。ループ内の全区間で, ボイド率は  $0.97$  を超えていないためマルチループ型ヒートパイプの最大熱輸送量以下でありドライアウトを起こさずに熱輸送可能である。シミュレーションから得られる, 加熱部に取り付けられる検出器の温度を図 5.3.4.4 に示す。これら結果より, 南極フライト実験においてマルチループ型ヒートパイプは動作可能であり, 高温最悪条件, 低温最悪条件で検出器温度を  $-35^\circ\text{C}$  以下に低減できることが解った。

南極フライト環境での温度分布から, ラジエターにおける周囲環境との熱収支を図 5.3.4.5 に示す。図 5.3.4.5 中の輻射放熱はラジエターからの放熱量を示している。地球赤外, 地球アルベド, 対流熱伝達は各要素からのラジエターへの入熱量を示している。定常状態

の解析であるため、各ノードで放熱量と入熱量は釣り合っている。これら、熱収支からラジエーターは白色塗料が塗布されているため地球赤外による熱入熱が大きい。また、アルベドと対流熱伝達による熱入力と同程度である。シミュレーション結果から、対流熱伝達率は無視できない伝熱量を有していることが解る。また、対流熱伝達率は  $0.25 \text{ W/m}^2\text{K}$  程度の計算結果を得ており、他の気球実験で想定されている熱伝達係数と同程度である[85]。フライト前の地上試験における動作試験を想定したシミュレーション結果を示す。地上試験では周囲空気は  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ 、リザーバを  $30 \text{ }^\circ\text{C}$  に制御する条件としている。対流熱伝達率は、恒温槽中での実験同様に  $22.5 \text{ W/m}^2\text{K}$  としている。軸方向温度分布を図 5.3.4.6、ボイド率分布を図 5.3.4.7 に示す。軸方向ボイド率分布は低ボイド率分布である。また、検出器温度も  $40 \text{ }^\circ\text{C}$  以下に保たれることが解った。

#### 5.3.4.2 過熱条件（最大活性化キャビティ半径 $0.03 \mu\text{m}$ ）

フライト環境において沸騰開始に過熱度が必要な条件でのシミュレーション結果を示す。第 18 ループにおける管軸方向の温度分布を図 5.3.4.8、ボイド率分布を図 5.3.4.9 に示す。また、検出器の温度を図 5.3.4.10 に示す。沸騰開始に過熱度が必要な条件では、高ボイド率分布であり加熱部上部でドライアウトする可能性が示唆される。さらに、管表面温度、検出器温度は  $-35 \text{ }^\circ\text{C}$  を大幅に超え、 $0 \text{ }^\circ\text{C}$  以上になる可能性がシミュレーション結果より示唆される。よって、相変化に過熱度を要する場合には、作動流体として R410A を使用したマルチループ型ヒートパイプを利用した冷却システムでは検出器の要求温度を満たせない可能性が示唆される。フライト条件で過加熱が生じた場合には、ダークマター観測に大きな影響を与える可能性が想定される。

#### 5.3.5 作動流体に R23 を使用した条件でのマルチループ型ヒートパイプ評価

作動流体として R23 を使用した条件でのマルチループ型ヒートパイプのシミュレーションを行った。第 2.1.1 章の作動流体の選定では、低温においてメリット数が高く性能が良いと考えられる R23 を作動流体に使用し、南極フライトシミュレーションを行う。R23 の飽和蒸気圧曲線を図 5.3.5.1 に示す[62]。R23 は表 2.1.1 より臨界温度が  $26.14 \text{ }^\circ\text{C}$  であるため、R410A と同様の条件での地上試験の実施は難しい。そこで、南極上空でのフライト環境におけるシミュレーションを実施する。フライトシミュレーションでは第 5.3.2 章と同様の条件で最大熱輸送量の評価を行う。解析ケースを表 5.3.5.1 に示す。解析条件は第 5.3.2 章と同様で、作動流体のみを変更している。ボイド率 0.97 を最大熱輸送量の判定の閾値として、最大熱輸送量を求めた結果を図 5.3.5.2 に示す。作動流体に R23 を使用したヒートパイプ(図中△の結果)の方が、R410A (図中○の結果) に比べて高い最大熱輸送量を有している。さらに、南極上空高度  $35 \text{ km}$  のフライトケースにおける温度、ボイド率のシミュレーション結果を示す。解析条件を表 5.3.5.2 に示す。高温最悪条件、低温最悪条件でのフライト条件におけるシミュレーションを行う。第 18 ループの配管外壁の温度分布を図 5.3.5.3 に示

す。また、フライト環境における軸方向のボイド率分布を図 5.3.5.4 に示す。ボイド率分布より、ボイド率は 0.97 を超えていないため、マルチループ型ヒートパイプはドライアウトを起こさずに熱輸送可能であると考えられる。また、図 5.3.4.3 で示す R410A を用いたシミュレーション結果よりも低ボイド率分布であることから、R410A に比べて R23 では熱輸送能力に十分な余裕がある。加熱部に取り付けられる検出器の温度のシミュレーション結果を図 5.3.5.5 に示す。これら結果より、南極フライト実験においてマルチループ型ヒートパイプは南極フライト環境で熱輸送可能であり、検出器温度を $-35^{\circ}\text{C}$ 以下に低減できることが解った。

さらに、フライト環境において沸騰開始に過熱度が必要な条件でのシミュレーション結果を示す。活性化する最大キャビティ半径を  $0.03\ \mu\text{m}$  として過熱度を想定したシミュレーションを行う。第 18 ループにおける管軸方向の温度分布を図 5.3.5.6、ボイド率分布を図 5.3.5.7 に示す。また、検出器の温度を図 5.3.5.8 に示す。R410 を使用した条件と比べて、作動流体に R23 を用いた条件では沸騰開始に必要な過熱度が低下しているため、管表面温度が R410A と比べて低い。よって、検出器温度も低下している。しかし、検出器要求の $-35^{\circ}\text{C}$ 以下を満たすことはできていない。一方で、過熱度を要する条件において図 5.3.5.7 に示すボイド率は軸方向の分布で最大でも 0.9 程度であり、作動流体に R23 を用いた条件ではマルチループ型ヒートパイプはドライアウトせずに動作可能である事が示唆される。

これら検討より、作動流体を R410A から R23 に変更することで低温環境における熱輸送能力が向上することが確認された。これは、メリット数での評価結果と同様の傾向を示しており、マルチループ型ヒートパイプはメリット数が高い作動流体を使用する条件で高い熱輸送能力を有する事が示唆される。さらに、沸騰開始過熱度の低減も可能であることから、低温域のみをターゲットにした場合には、作動流体に R23 を用いたマルチループ型ヒートパイプは R410A よりも適していると言える。一方で、R23 を使用した場合には臨界温度が R410A に比べて低く、常温での試験が困難であることが懸念される。よって、作動流体 R23 を使用したマルチループ型ヒートパイプでは、フライト直前に常温で地上試験が容易に実施できないため、フライト直前におけるシステムの確認試験が困難になる。



## 5.4 結言

第一回の GAPS 南極フライト実験における熱環境を明らかにし、南極上空の熱環境条件におけるマルチループ型ヒートパイプの最適な設計を求めた。第一回 GAPS 実験では、検出器数を低減し検出器の発熱量も 0.066 W に制限される。また、検出器は 10 層構成になる。1 ループ中の受熱部に検出器 4 個を 1 層として 10 層を結合する。ループ数は 36 ループで構成する。また、実験は南極の白夜で行われるため、地球公転の近日点から春分点の期間で行われる。そこで、想定される高温最悪、低温最悪の熱環境条件を求めた。

ラジエターの設計において、宇宙空間への視野を最大限確保し、マルチループ型ヒートパイプが安定して動作することを基準にラジエターの角度を選定した。ラジエター角度は 60 度程度が最適であることを明らかにした。また、南極フライト実験を想定しラジエターは周囲環境と輻射、自然対流によって結合されるモデルに変更している。さらに、最大熱輸送をボイド率 0.97 で判定し、最大熱輸送量の観点からマルチループ型ヒートパイプの管径とラジエター幅の最適化を行っている。第一回 GAPS フライト実験において、内径 1.3 mm 外径 1.9 mm、1 ループあたりのラジエター幅 30 mm が最適設計である事をシミュレーションから導いた。また、層流のサブクールされた液は管内壁と作動流体の熱伝達率が低い。よって、層流の液相が流入した条件でも検出器要求温度を満たすように、管外壁と検出器を結合するカップリングフランジの長さを求めた。結果、カップリングフランジ長さ 40 mm が最適である設計を導いた。

これら、最適化を行ったマルチループ型ヒートパイプを使用した熱輸送システムを用いて、GAPS 実験環境を想定したシミュレーションを行った。リザーバを  $-43\text{ }^{\circ}\text{C}$  に制御した条件で、南極上空フライトの高温最悪、低温最悪ケースにおいてマルチループ型ヒートパイプはドライアウトせずに動作し、検出器温度を  $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$  以下に制御可能である。また、システム要求である  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  環境における地上試験において、リザーバを  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$  に制御した条件で熱輸送可能であることを確認している。よって、広温度範囲で動作するマルチループ型ヒートパイプが GAPS の熱輸送デバイスとして適用できることを明らかにした。さらに、作動流体に R23 を用いた解析を行い、低温条件において作動流体に R410A を用いたマルチループ型ヒートパイプよりも高い最大熱輸送能力を有していることを明らかにした。

## 第6章 結論

マルチループ型ヒートパイプの熱輸送機構の解明において、温度、流速、ボイド率の実験結果とシミュレーション結果は一致している。また、軸方向温度分布の一致から、質量流量もシミュレーションで再現されていることが示唆される。細管を用いたマルチループ型ヒートパイプは 1 次元の均質流によってモデル化が可能である。マルチループ型ヒートパイプは、加熱部と冷却部のボイド率分布から得られる体積力が流体を流動させる駆動力として作用し熱輸送を行っている。よって、体積力が流体の駆動力と考えたモデルによって、マルチループ型ヒートパイプの熱輸送性能予測が行えることを確かめた。

マルチループ型ヒートパイプの加熱部下部にはサブクールされた液相の作動流体が流入し、熱源を通過するごとに作動流体温度が上昇する。相変化までは、顕熱による熱輸送が行われる。二相状態では、熱源から受けた熱は潜熱として熱輸送される。よって、作動流体の潜熱と顕熱によって加熱部から冷却部に熱輸送される。加熱部から輸送された熱は、冷却部で周囲環境に放熱される。冷却部下部で作動流体はサブクールされ次のループに流入する。加熱部から冷却部への熱輸送は、低熱負荷では顕熱、高熱負荷では潜熱が支配的になる。同じ熱負荷条件では低温環境の方が、常温に比べて潜熱輸送の割合が高い。原因は、低温における質量流量の低下によって顕熱での輸送量が減少するためである。温度制御されたリザーバは、以下に示す飽和圧力制御と管内の作動流体封入量制御の重要な 2 つの役割を果たしていることを解明した。定常状態において、マルチループ型ヒートパイプは 1 ループで閉じた PT 線図を描く。よって、端部ループに取り付けたリザーバ圧力が全ループに伝播するため、リザーバで規定される圧力によって作動流体の飽和圧力制御が行われることを解明した。低温条件の動作においては常温条件と比べて、同じ熱負荷条件において高いボイド率分布になる。原因は、低温において蒸気密度が低いためである。変化したボイド率分布に相当する作動流体質量は、リザーバとマルチループ型ヒートパイプの間で授受され受動的に最適化される。熱輸送に使用される作動流体量がリザーバによって受動的に制御されることで、広温度範囲、広熱負荷範囲での熱輸送を実現していることを解明した。加熱部での相変化には、過熱度が必要な条件と飽和蒸気圧曲上で相変化が起きる条件が存在している。過熱度を要する条件では、加熱部で飽和温度よりも高温部が観測されるため加熱部温度が不均一になる。過熱度を考慮した条件と飽和沸騰条件のシミュレーション結果によって、実験で得られるマルチループ型ヒートパイプの軸方向温度分布が再現される。加熱部温度が不均一になる原因を解明したことで、加熱部温度の均一性を向上させるために重要な知見を得ることができた。ボイド率が約 0.97 になると加熱部上部で管内壁が乾くため、マルチループ型ヒートパイプは最大熱輸送量を迎えていると考察される。原因は、実験において高熱負荷条件で流動様式が噴霧流に遷移しているためと考えられる。ボイド率を閾値とすることでマルチループ型ヒートパイプの最大熱輸送量の予測が可能なことを明らかにし、南極フライトを想定したマルチループ型ヒートパイプの設計指針を獲

得した。また、沸騰開始に過熱度を要する条件では、体積力による圧力損失が増大し最大熱輸送量が低下するシミュレーション結果を得ている。マルチループ型ヒートパイプを構成する管に大内径管を使用することで、内部を流動する質量流量が増加するため最大熱輸送量が増加する。異なる管径を用いたマルチループ型ヒートパイプの軸方向温度分布もシミュレーションで再現される。

広温度範囲、高熱負荷条件で実験結果を再現可能なシミュレーションモデルを用いて、南極フライトを想定した熱環境においてマルチループ型ヒートパイプの最適設計を行った。GAPS でダークマター観測が行われる南極上空高度約 35 km で想定される高温条件、低温条件、地上環境条件におけるシミュレーションを行った。作動流体として R410A を用いたマルチループ型ヒートパイプによる熱制御システムを構築することで、GAPS に搭載される Si(Li)検出器は気球フライト観測中に検出器の要求温度である  $-35^{\circ}\text{C}$  以下に制御可能である。さらに、地上試験においても熱輸送可能であり、フライト直前に熱制御システムの試験が可能である。よって、GAPS に適用可能な広温度範囲で動作する熱輸送機構を構築可能であることをシミュレーションから明らかにした。また、低温環境に特化した作動流体として R23 を用いた条件では、低温環境でマルチループ型ヒートパイプは R410A に比べて高い熱輸送能力を有していることを明らかにした。

## 謝辞

多忙の中，基礎的な知識の享受から研究を進めるにあたっての指導を頂き，本論文をまとめる中で全般を通してお世話になりました筑波大学 システム情報工学研究科 構造エネルギー工学専攻の阿部豊教授に感謝申し上げます。

副査を引き受けて下さり，的確な指導をして下さった，電気通信大学大学院 情報理工学研究科 知能機械工学専攻 大川富雄教授，筑波大学 システム情報工学研究科造エネルギー工学専攻 西岡牧人教授，筑波大学 システム情報工学研究科 構造エネルギー工学専攻 杉田寛之教授，筑波大学 システム情報工学研究科造エネルギー工学専攻 藤野貴康准教授，筑波大学 システム情報工学研究科造エネルギー工学専攻 金子暁子准教授に感謝申し上げます。

本研究を進めるにあたって実験装置の製作などから多くの指導，助言，支援を頂きました宇宙航空研究開発機構 宇宙科学研究所 学際科学研究系 福家英之助教（GAPS ワーキンググループ日本 PI）に感謝申し上げます。

基礎知識からシステム設計まで，多くの助言，支援，指導を頂き，また社会人学生としての研究活動に理解と支援を下された，宇宙航空研究開発機構 宇宙科学研究所 宇宙飛翔工学研究系 小川博之准教授に感謝申し上げます。

基礎知識から実験方法，実験装置の考案など，多くの助言，支援，指導，議論をさせて頂きました冷熱研究所（旧福井工業大学） 宮崎 芳郎教授に感謝申し上げます。

GAPS ワーキンググループの東京工業大学 大学院理工学研究科 機械物理工学専攻 井上剛良教授，長岡技術科学大学大学院 工学研究科 技術科学イノベーション専攻 山田昇准教授，東北大学 大学院 工学研究科 航空宇宙工学専攻 永井大樹准教授，東海大学 理学部 物理学科 河内朋子教授，東海大学 工学部 動力機械工学科 高橋俊講師には研究に対する多くの支援と助言を頂きました。感謝申し上げます。

大学在籍中から社会人まで，研究に関して多くの助言，指導を頂きました村上正秀教授に感謝申し上げます。

シミュレーションを行うプログラム構築に関して多くの助言と支援を下された宇宙航空研究開発機構 研究開発部門 第二研究ユニット 河野太郎氏に感謝申し上げます。

宇宙航空研究開発機構 宇宙科学研究所 熱・流体グループの方々には研究に関して多くの助言を頂きました。感謝申し上げます。

社会人学生としての研究生生活を支えてくれた家族，友人に感謝申し上げます。

## References

- [1] C. J. Hailey, T. Aramaki, S. E. Boggs, P. V. Doetinchem, H. Fuke, F. Gahbauer, J. E. Koglin, N. Madden, S. A. I. Mognet, R. Ong, T. Yoshida, T. Zhang, J. A. Zweerink, “Antideuteron based dark matter search with GAPS: Current progress and future prospects”, *Advances in Space Research* 51, 290-296, 2013
- [2] S. A. I. Mognet, T. Aramaki, N. Bando, S. E. Boggs, P. von Doetinchem, H. Fuke, F. H. Gahbauer, C. J. Hailey, J. E. Koglin, N. Madden, K. Mori, S. Okazaki, R. A. Ong, K. M. Perez, G. Tajiri, T. Yoshida, J. Zweerink, “The prototype GAPS (pGAPS) experiment”, *Nuclear Instruments & Methods in Physics Research, Section A (Accelerators, Spectrometers, Detectors and Associated Equipment)*, v 735, p 24-38, 21 Jan. 2014
- [3] H. Fuke, R. A. Ong, T. Aramaki, N. Bando, S. E. Boggs, P. V. Doetinchem, F. H. Gahbauer, C. J. Hailey, J. E. Koglin, N. Madden, S. A. I. Mognet, K. Mori, S. Okazaki, K. M. Perez, T. Yoshida, J. Zweerink, “The pGAPS experiment: An engineering balloon flight of prototype GAPS”, *Advances in Space Research*, v 53, n 10, p 1432-7, 15 May 2014
- [4] P. von Doetinchem, T. Aramaki, N. Bando, S. E. Boggs, H. Fuke, F. H. Gahbauer, C. J. Hailey, J. E. Koglin, S. A. I. Mognet, N. Madden, S. Okazaki, R. A. Ong, K. M. Perez, T. Yoshida, J. Zweerink, “The flight of the GAPS prototype experiment”, *Astroparticle Physics*, v 54, p 93-109, Feb. 2014
- [5] 岡崎 峻, 福家 英之, 宮崎 芳郎, 小川 博之, “GAPS 用自励振動ヒートパイプの気球フライト実験”, 第56回宇宙科学技術連合講演会, 1N11, 2012
- [6] A. Yamamoto, K. Abe, H. Fuke, S. Haino, T. Hams, K. Kim, M. H. Lee, Y. Makida, S. Matsuda, J. W. Mitchell, A. Moiseev, J. Nishimura, M. Nozaki, R. Orito, S. Orito, J. F. Ormes, K. Sakai, T. Sanuki, M. Sasaki, E. S. Seo, Y. Shikaze, R. E. Streitmatter, J. Suzuki, K. Tanaka, N. Thakur, T. Yamagami, T. Yoshida, K. Yoshimura, “The BESS Program”, *Nuclear Physics B, Proceedings Supplements*, v 166, p 62-7, April, 2007
- [7] N. Izutsu, I. Iijima, T. Kawasaki, Y. Matsuzaka, M. Namiki, S. Ohta, Y. Saito, M. Toriumi, T. Yamagami, Y. Ebihara, M. Ejiri, A. Kadokura, N. Sato, H. Yamagishi, Y. Katayose, Y. Tomida, M. Fujii, K. Kasahara, H. Murakami, Y. Konno, S. Uchiyama, “Japanese polar patrol balloon experiments from 2002 to 2004”, *Advances in Space Research*, v 37, n 11, p 2043-2051, 2006
- [8] 理科年表 国立天文台編, 丸善株式会社, p383, 1996
- [9] 坂東 信尚, 福家 英之, 莊司 泰弘, Doetinchem Philip v., Hailey Charles J., 坂井 真一郎, 橋本 樹明, “より戻しモータのみを用いた気球ゴンドラ方向制御と GAPS 実験への適用”, *航空宇宙技術*, Vol. 14, pp. 59-65, 2015
- [10] 西村 純, 広沢 春任, 太田 茂雄, 大塚 豊, 奈良 禧徳, “より戻し方式による方向規制”, *東京大学宇宙航空研究報告*, 第5巻, 第1号, pp132-p143, 1969
- [11] S. Okazaki, H. Fuke, Y. Miyazaki H. Ogawa, “Development of Meter-scale O-shaped and U-shaped Oscillating Heat Pipes for GAPS”, 2014 IEEE Aerospace Conference, 2014

- [12] 岡崎 峻, 福家英之, 小川 博之, “南極周回気球実験 GAPS における熱システム設計”, 第 59 回宇宙科学連合講演会, 講演集 3M03, 2015
- [13] Gajanana C. Birur, Pradeep Bhandari, Marshall B. Gram, John Durkee, “Integrated pump assembly-an active cooling system for mars pathfinder thermal control”, SAE Technical Papers, 1996, 26th International Conference on Environmental Systems
- [14] Pradeep Bhandari, Brenda Dudik, Gajanana Birur, Paul Karlmann, David Bame, A. J. Mastropietro, ”Design of Accumulators and Liquid/Gas Charging of Single Phase Mechanically Pumped Fluid Loop Heat Rejection Systems”, 42nd International Conference on Environmental Systems 15 - 19 July 2012, San Diego, California
- [15] M. Saito, K. Higuchi, K. Shiraki, “JAPANESE EXPERIMENT MODULE (JEM) PRELIMINARY DESIGN STATUS”, Acta Astronautica, v 16, p 47-53, 1986
- [16] A. A. M. Delil, A. A. Woering, B. Verlaat, “Development of a Mechanically Pumped Two-Phase CO<sub>2</sub> Cooling Loop for the AMS-2 Tracker Experiment”, 32nd International Conference on Environmental Systems, 2002
- [17] A. A. Woering, A. Pauw, A. W. G. De Vries, A.A. M. Delil, B. Verlaat, “Thermal modeling issues concerning the mechanically pumped two-phase CO<sub>2</sub> cooling for the AMS-2 Tracker”, SAE Technical Papers, 2002, 32nd International Conference on Environmental Systems
- [18] Heat transfer devices, 2350348, 8 January 1944
- [19] G. M. Grover, T. P. Cotter, C.F.Erickson, “Structures of very high thermal conductance”, Journal of Applied Physics, v 35, n 6, p 1990-1991, June 1964
- [20] T. P. Cotter, “Theory of heat pipes” Los Alamos Scientific Laboratory Report LA-3246-MS, March, 1965
- [21] D. B. Murcus, “Theory and Design of Variable Conductance Heat Pipes”, NASA CR-2018, 1972
- [22] 大島 耕一, 松下 正, 村上 正秀, “ヒートパイプ工学”, 朝倉書店, 1979
- [23] F. Kalil, F. J. Kull, R. Mcintosh, S. Ollendorf, D. L. Margolies, J. Gemmell, C. M. Tasevoli, R. S. Polidan, H. Kochevar, C. Chapman, “OAO-3 end of mission tests report”, NASA-TM-83824, 1981
- [24] Sean Tuttle, Graham Johnson, Scott Morgan, Andy Quinn, Jürgen Schilke and Daniele, “Thermal Testing of the Mercury Transfer Module”, 44<sup>th</sup> International conference on Environmental Systems, ICES 2014 036, July 2014
- [25] J. Alario, R. Haslett, R. Kosson, Grumman Aerospace Corp., Bethpage, NY, “The Monogroove High Performance Heat Pipe”, AIAA-81-1156, 305-324, 1982
- [26] Grumman Aerospace Corporation Bethpage, “ANALYSIS AND TESTS OF NASA COVERT GROOVE HEAT PIPE”, New York, NASA CR-135156
- [27] Y. F. Maydanik, “Loop Heat Pipes –Theory, Experimental Developments and Application”,

IHTC, 2006 DOI: 10.1615/IHTC13.p30.190

- [28] J. Ku, "Operating Characteristics of Loop Heat Pipes", SAE Paper No. 1999-01-2007, 29<sup>th</sup> International Conference on Environmental Systems, July 12-15, 1999
- [29] H. Cohen,; F. J. Bayley, "Heat-transfer problems of liquid-cooled gas-turbine blades" International Shipbuilding Progress, v 3, n 23, p 367-382, July, 1956
- [30] 日本ヒートパイプ協会(編), 実用ヒートパイプ(第二版), 日刊工業新聞社, 2001
- [31] Welander, P., "On the oscillatory instability of a differentially heated fluid loop", Journal of Fluid Mechanics, v 29, n 1, p 17-30, July 1967
- [32] J. B. Keller, "Periodic oscillations in a model of thermal convection", Journal of Fluid Mechanics, v 26, n 3, p 599-606, Nov. 1966
- [33] J. E. Hart, "A new analysis of the closed loop thermosyphon", International Journal of Heat and Mass Transfer, v 27, n 1, p 125-26, Jan. 1984
- [34] M. Sen, E. Ramos, C. Trevino, "The toroidal thermosyphon with known heat flux" International Journal of Heat and Mass Transfer, v 28, n 1, p 219-33, Jan. 1985
- [35] Y. Zvirin, "The instability associated with the onset of motion in a thermosyphon", International Journal of Heat and Mass Transfer, v 28, n 11, p 2105-11, Nov. 1985
- [36] Y. Zvirin, "A review of natural circulation loops in pressurized water reactors and other systems", Nuclear Engineering and Design, v 67, n 2, p 203-25, 1981
- [37] K. P. Hallinan, R. Viskanta, "Heat transfer from a vertical tube bundle under natural circulation conditions", International Journal of Heat and Fluid Flow, v 6, n 4, p 256-64, Dec. 1985
- [38] T. W. McDonald, K. S. Hwang, R. DiCiccio, "Thermosiphon Loop Performance Characteristics: Part 1. Experimental Study", ASHRAE transactions / American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers., 83 pt2, 220-259, 1977
- [39] A. F. M. Ali, T. W. McDonald, "Thermosiphon Loop Performance Characteristics: Part 2. Simulation Program", ASHRAE transactions / American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers., 83 pt2, 260-278, 1977
- [40] T. W. McDonald, A. F. M. Ali, "Thermosiphon Loop Performance Characteristics: Part 3. Simulated Performance", ASHRAE transactions / American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers., 83 pt2, 279-287, 1977
- [41] Charles Vincent, Jim Kok, "Investigation of the overall transient performance of the industrial two-phase closed loop thermosyphon", International Journal of Heat and Mass Transfer, v 35, n 6, p 1419-1426, Jun 1992
- [42] Chen Lin, Xin-Rong Zhang, "Simulation of Heat Transfer and System Behavior in a Supercritical CO<sub>2</sub> Based Thermosyphon: Effect of Pipe Diameter", Journal of Heat Transfer, v 133, n 12, p 122505 (8 pp.), Dec. 2011
- [43] Lang Yuan, Yogendra K. Joshi, Wataru Nakayama, "Effect of condenser location and imposed

circulation on the performance of a compact two-phase thermosyphon”, *Microscale Thermophysical Engineering*, v 7, n 2, p 163-179, April/June 2003

[44] S. I. Haider, Y. K. Joshi, W. Nakayama, “A natural circulation model of the closed loop, two-phase thermosyphon for electronics cooling”, *Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer*, v 124, n 5, p 881-90, Oct. 2002

[45] H. Akachi, US Patent, Patent Number 4921041, 1990.

[46] H. Akachi, F. Polasek, P. SStulc, “Pulsating heat pipes”, in: *Proceedings of the 5th International Heat Pipe Symposium*, Melbourne, Australia, 1996, pp. 208–217.

[47] Y. Miyazaki, H. Akachi, “Self-excited Oscillation of Slug Flow in a Micro Channel”, 3rd International Conference on Multiphase Flow, ICMF’98, France, June 8-12, 1998

[48] M. B. Shafii, A. Faghri, Yuwen Zhang, “Analysis of heat transfer in unlooped and looped pulsating heat pipes”, *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, v 12, n 5, p 585-609, 2002

[49] Lanchao Lin, Rengasamy Ponnappan, John Leland, “Experimental Investigation of Oscillating Heat Pipes”, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol.15: 395-400, 2001

[50] Lanchao Lin, Rengasamy Ponnappan, John Leland, “Heat transfer characteristics of an oscillating heat pipe”, 34th Thermophysics Conference, 34th Thermophysics Conference, 2000

[51] S. Khandekar, N. Dollinger, M. Groll, “Understanding operational regimes of closed loop pulsating heat pipes: an experimental study”, *Applied Thermal Engineering*, v 23, n 6, p 707-19, April, 2003

[52] Piyanun Charoensawan, Sameer Khandekar, Manfred Groll, Pradit Terdtoon, “Closed loop pulsating heat pipes Part A: parametric experimental investigations”, *Applied Thermal Engineering* 23, 2003

[53] S. Nishio, S. Nagata, S. Numata, R. Shirakashi, “Study of thermal characteristics of bubble-driven heat-transport device”, *Heat Transfer-Asian Research*, v 32, n 2, p 167-77, 2003

[54] T. Katpradit, T. Wongratanaphisan, P. Terdtoon, P. Kamonpet, A. Polchai, A. Akbarzadeh, “Correlation to predict heat transfer characteristics of a closed end oscillating heat pipe at critical state”, *Applied Thermal Engineering*, v 25, n 14-15, p 2138-51, Oct. 2005

[55] S. Khandekar, N. Dollinger, M. Groll, “Understanding operational regimes of closed loop pulsating heat pipes: an experimental study”, *Applied Thermal Engineering*, v 23, n 6, p 707-19, April 2003

[56] Y. Miyazaki, F. Polasek, H. Akachi, “Oscillating Heat Pipe with Check Valves”, *Proceedings of 6th International Heat Pipe Symposium*, pp. 389-393, 2000

[57] 松本 大史, 福家 英之, 岡崎 峻, 宮崎 芳郎, “ヒートパイプ逆止弁の性能評価”, 日本混相流学会混相流シンポジウム 2014, 講演論文集, 2014

[59] N. Iwata, H. Ogawa, Y. Miyazaki, “Temperature –Controllable Oscillating Heat Pipe,” *Journal*



of Thermophysics and Heat Transfer, Vol. 22, No. 3, 2011, pp. 386-392

- [60] 日本機械学会, 伝熱工学資料 改訂第5版, 丸善株式会社, p297 - p322, 2009
- [61] 日本熱物性学会編, 新編 熱物性ハンドブック, p446 - p448, 養賢堂, 1990
- [62] NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database (REFPROP): Version 9.1, <http://www.nist.gov/srd/nist23.cfm>
- [63] Swagelok ホームページ, 試料採取用ボンベ, available at [http://oem.cadregister.com/asp/PPOW\\_Entry.asp?company=SwagelokCo&elementID=63396501/SAMPLE/Y70453/F&orderedResponses=1|3|1|0|0|0&language=J&oem=true](http://oem.cadregister.com/asp/PPOW_Entry.asp?company=SwagelokCo&elementID=63396501/SAMPLE/Y70453/F&orderedResponses=1|3|1|0|0|0&language=J&oem=true)
- [64] Satish G. Kandlikar, William J. Grande, “Evolution of microchannel flow passages-thermohydraulic performance and fabrication technology” Heat Transfer Engineering, v 24, n 1, p 3-17, January/February, 2003
- [65] M. K. Akbar, D. A. Plummer, S. M. Ghiaasiaan, “On gas-liquid two-phase flow regimes in microchannels”, International Journal of Multiphase Flow 29, 855-865, 2003
- [66] I. Hassan, M. Vaillancourt, K. Pehlivan, “Two-phase flow regime transitions in microchannels”, A comparative experimental study, Microscale Thermophysical Engineering, v 9, n 2, p 165-182, April/June 2005
- [67] K. MISHIMA, T. HIBIKI, “Some Characteristics of Air water two phase flow in small diameter vertical tubes”, International Journal of Multiphase Flow, v 22, n 4, p 703-12, Aug. 1996
- [68] Mishima Kaichiro, Mamoru Ishii, “Flow regime transition criteria for upward two-phase flow in vertical tubes” International Journal of Heat and Mass Transfer, v 27, n 5, p 723-37, May 1984
- [69] K. A. Triplett, S. M. Ghiaasiaan, S. I. Abdel-Khalik, A. LeMouel, B. N. McCord, “Gas-liquid two-phase flow in microchannels Part II: void fraction and pressure drop”, International Journal of Multiphase Flow 25 (1999) 395±410
- [70] M. Kureta, T. Kobayashi, K. Mishima, H. Nishihara, “Pressure drop and heat transfer for flow-boiling of water in small-diameter tubes”, JSME International Journal, Series B (Fluids and Thermal Engineering), v 41, n 4, p 871-9, Nov. 1998
- [71] M. H. Maqbool, B. Palm, R. Khodabandeh, “Flow boiling of ammonia in vertical small diameter tubes: Two phase frictional pressure drop results and assessment of prediction methods”, International Journal of Thermal Sciences 54 (2012) 1-12
- [72] 日本機械学会, 伝熱工学, 初版, 丸善株式会社, p74, 2005
- [73] J.P. ホールマン, 伝熱工学 上, 第1版, 丸善株式会社, p192, 1936
- [74] J. A. R. Bennett, J. G. Collier, H. R. C. Pratt, J. D. Thornton, “Heat transfer to two-phase gas-liquid systems”, Institution of Chemical Engineers -- Transactions, v 39, n 2, p 137-144, 1961
- [75] 日本機械学会, 改訂 気液二相流体技術ハンドブック, 改訂版, コロナ社, p106, 2006
- [76] 日本機械学会, 伝熱工学, 初版, 丸善株式会社, p36, 2005
- [77] M. M. Shah, “A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes”,

International Journal of Heat and Mass Transfer, v 22, n 4, p 547-56, April 1979

[78] 日本機械学会, 流体力学, 初版, 丸善株式会社, p74, 2005

[79] W. J. Marsh, I. Mudawar, “Predicting the onset of nucleate boiling in wavy free-falling turbulent liquid films”, International Journal of Heat and Mass Transfer, v 32, n 2, p 361-78, Feb. 1989

[80] R. Hino, T. Ueda, “Studies on heat transfer and flow characteristics in subcooled flow boiling. II. Flow characteristics”, International Journal of Multiphase Flow, v 11, n 3, p 283-97, May-June 1985

[81] <http://www.nsf.gov/geo/plr/support/mcmurdo.jsp>

[82] David G. Gilmore, “Spacecraft Thermal Control Handbook Volume 1:Fundamental Technologies,” The Aerospace Corporation (2002)

[83] 日本機械学会, 伝熱工学資料 改訂第5版, 丸善株式会社, p70, 2009

[84] 日本機械学会, 伝熱工学資料 改訂第5版, 丸善株式会社, p295, 2009

[85] A. J. Mastropietro, M. Pauken, E. Sunada, S. Gray, “Thermal Design and Analysis of the Supersonic Flight Dynamics Test Vehicle for the Low Density Supersonic Decelerator Project”, 43rd International Conference on Environmental Systems, July 14-18, 2013

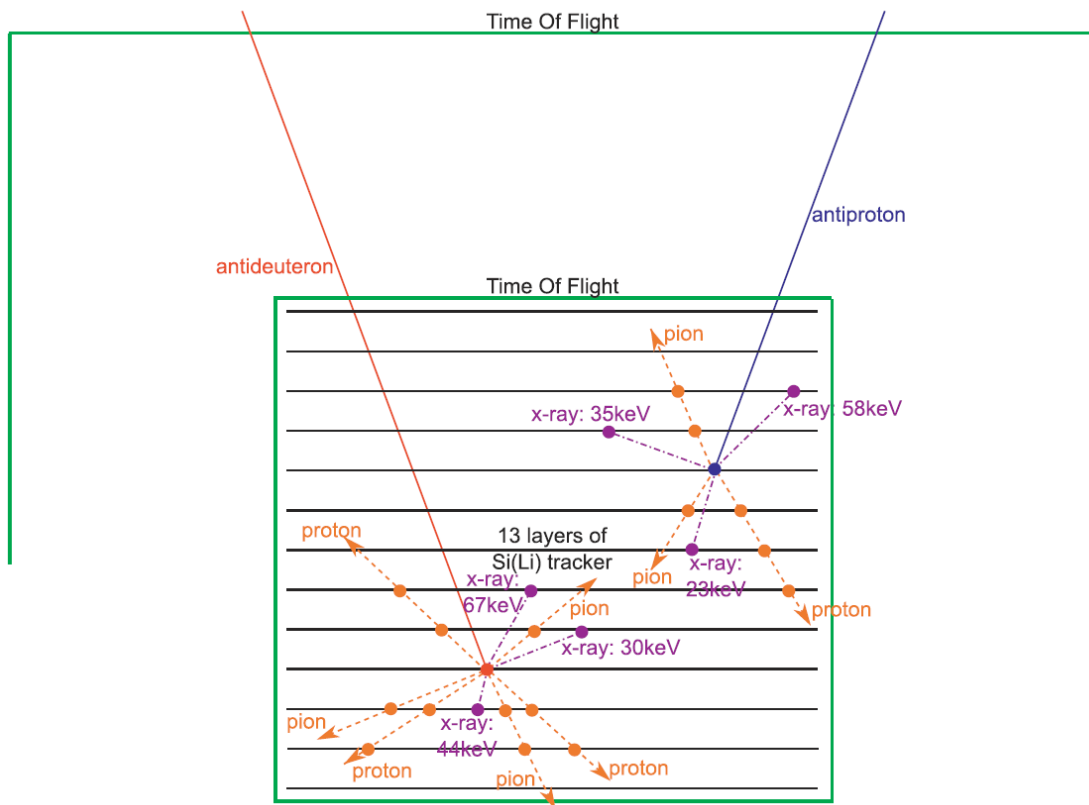


図 1.1.1 GAPS の検出器配置[2]

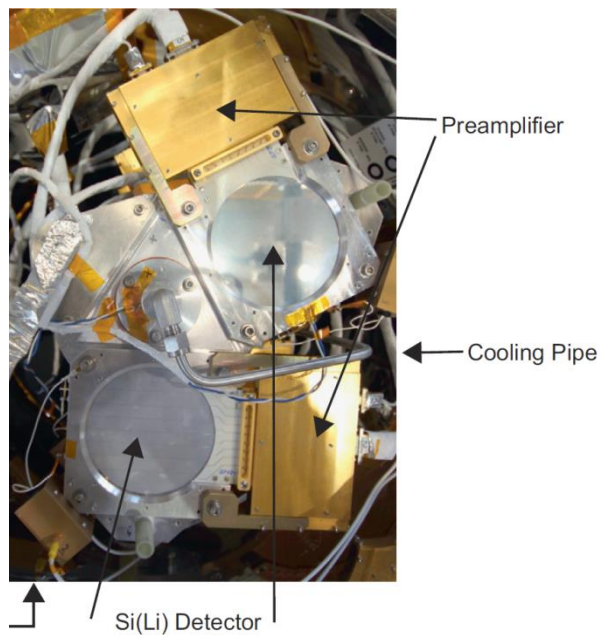


図 1.1.2 pGAPS に搭載された Si(Li)検出器[2]

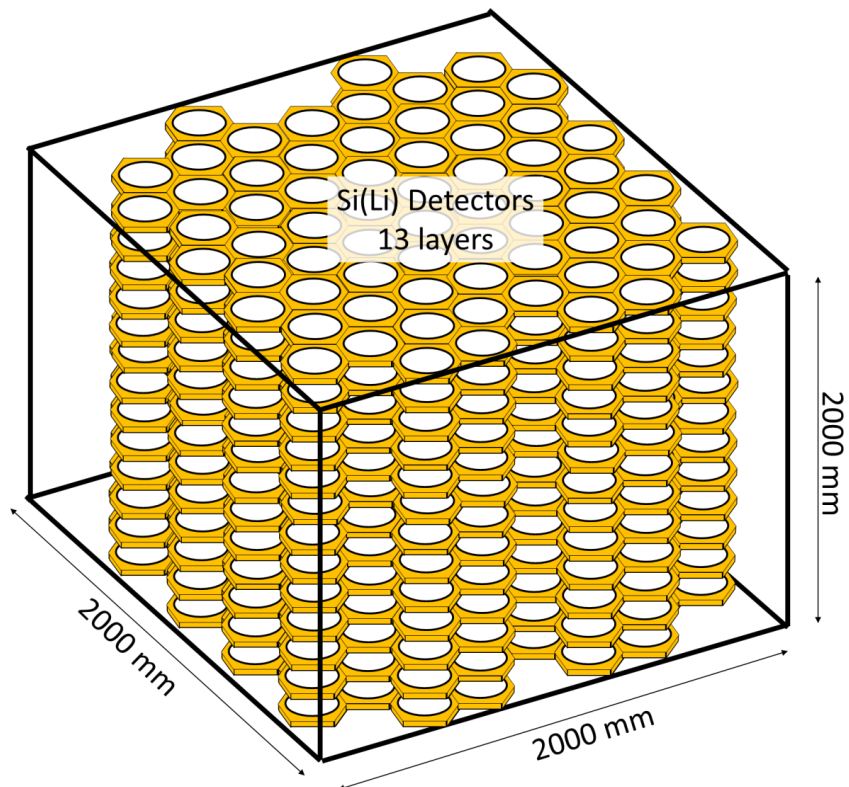
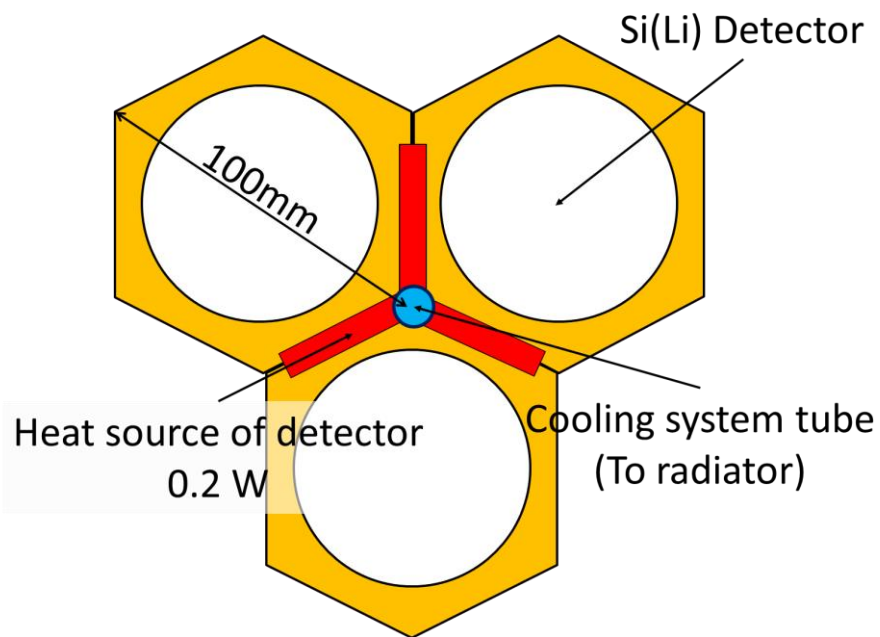


図 1.1.3 GAPS の検出器構成イラスト

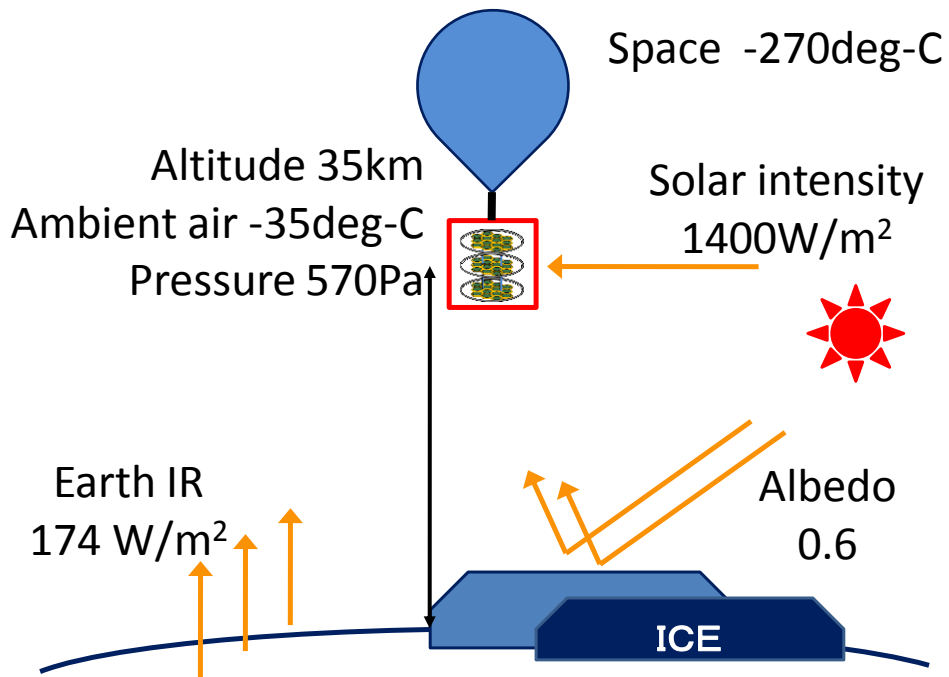


図 1.1.2.1 南極気球実験の熱環境

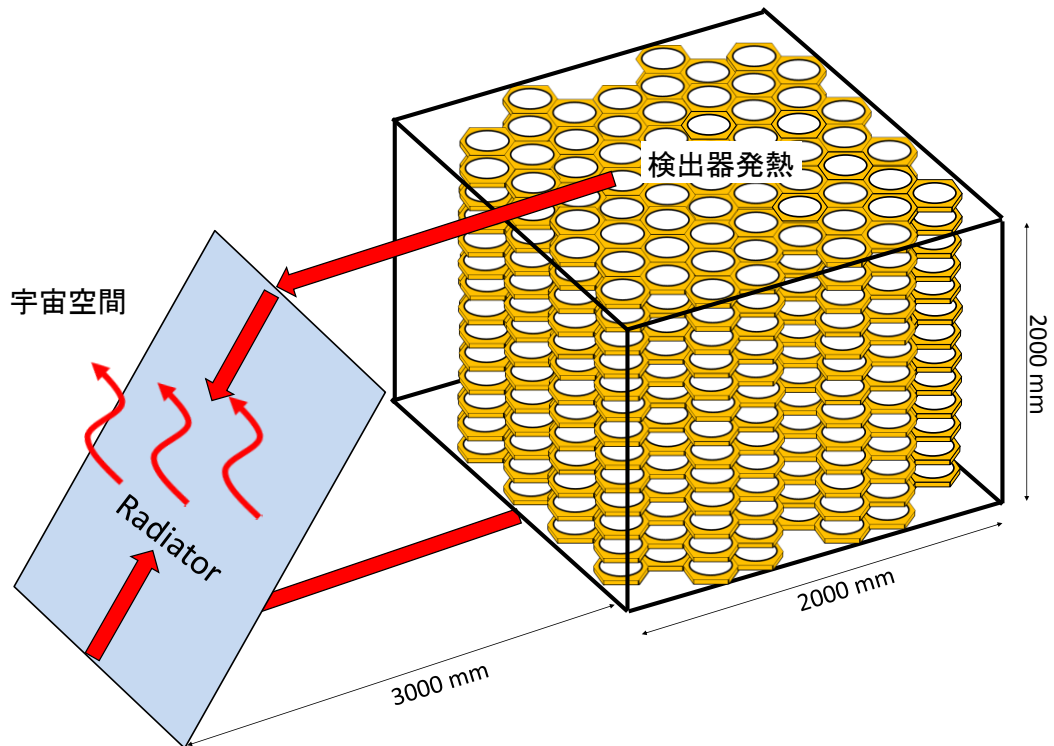
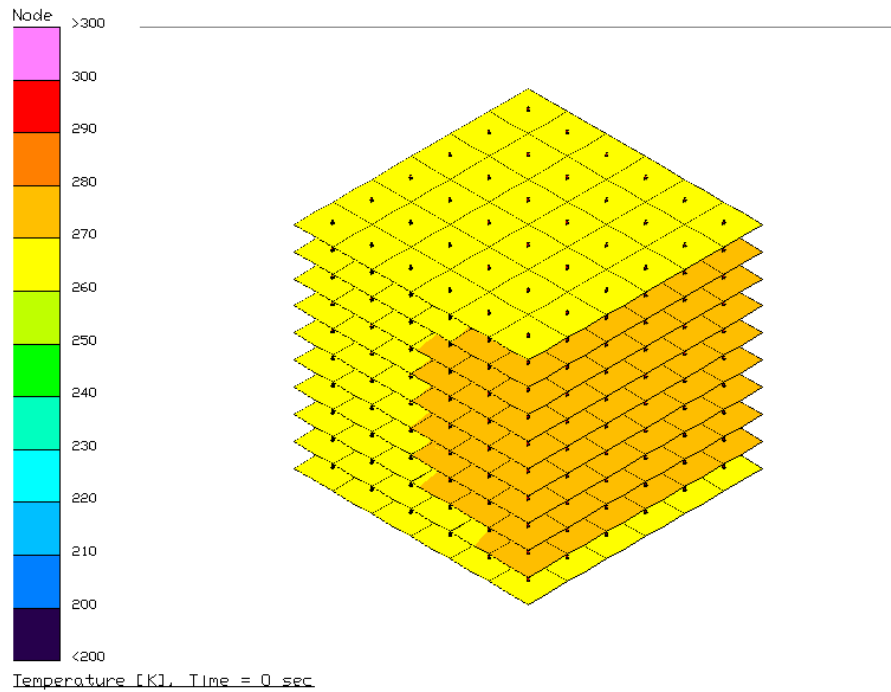
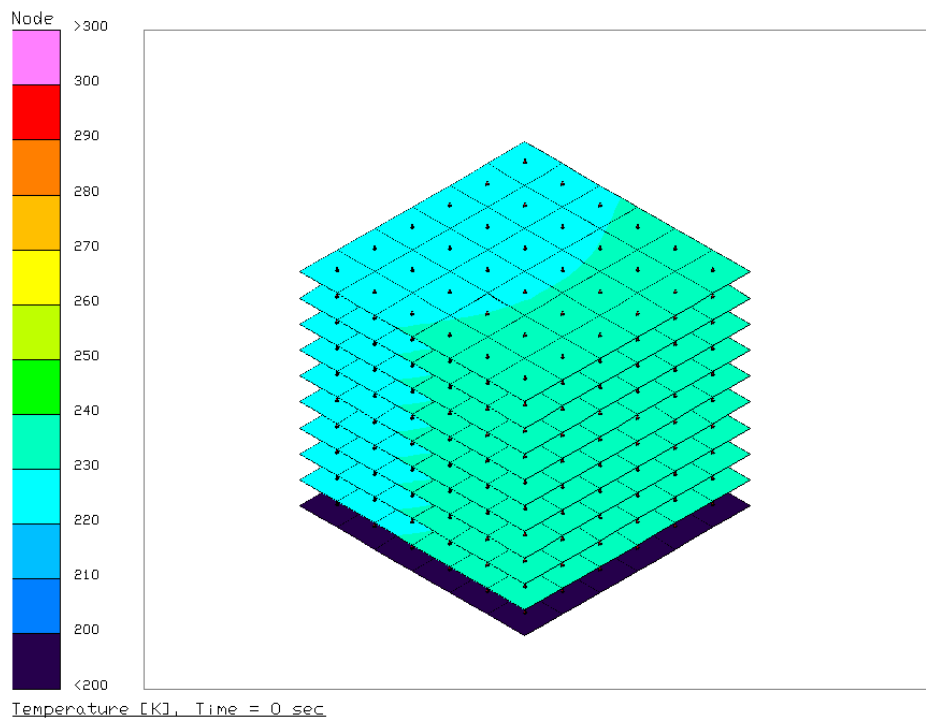


図 1.1.3.1 GAPS 検出器の熱輸送経路



(a) 検出器表面からの放熱



(b) 側面に取り付けたラジエターへ熱輸送し放熱

図 1.1.3.2 第一回 GAPS フライト環境での簡易熱解析結果

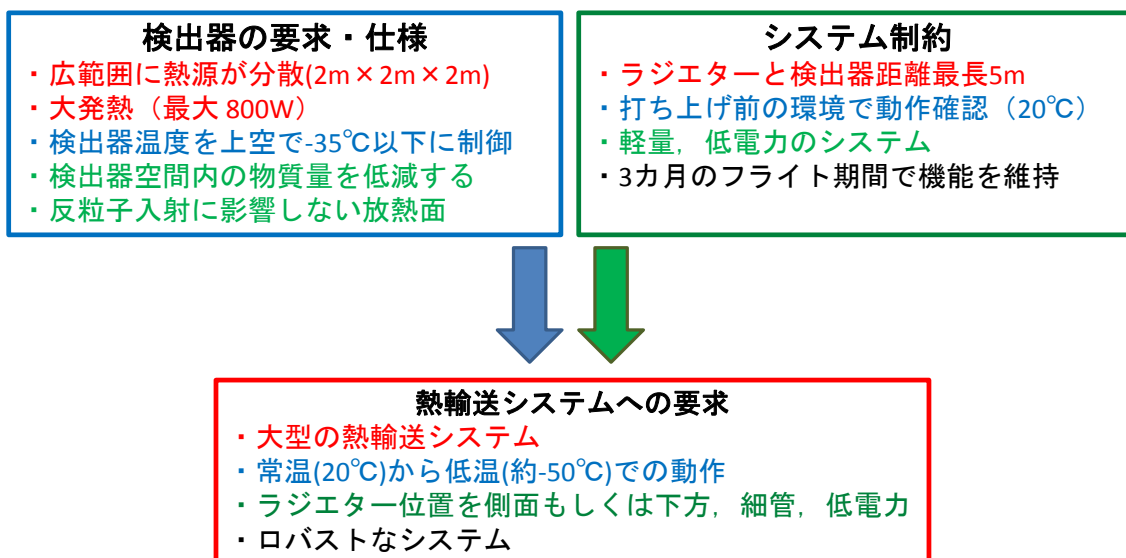
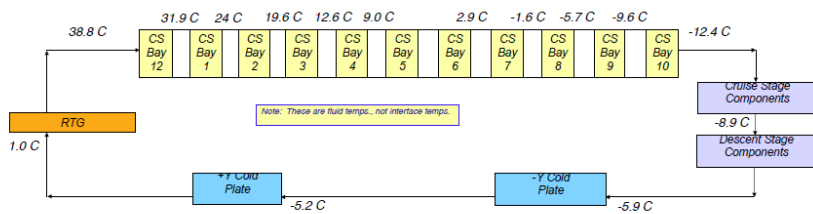
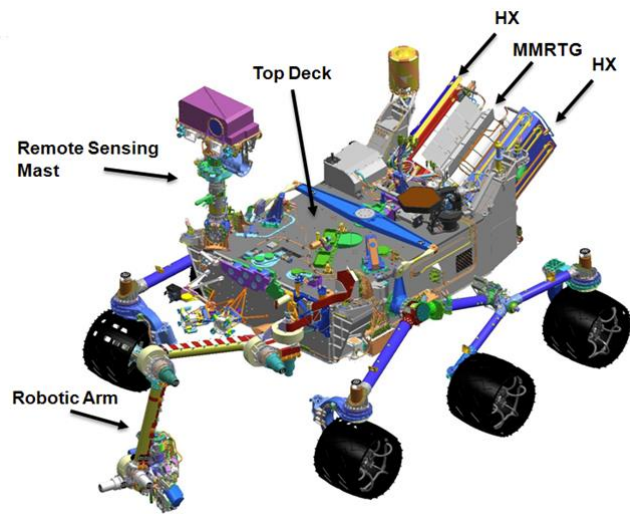
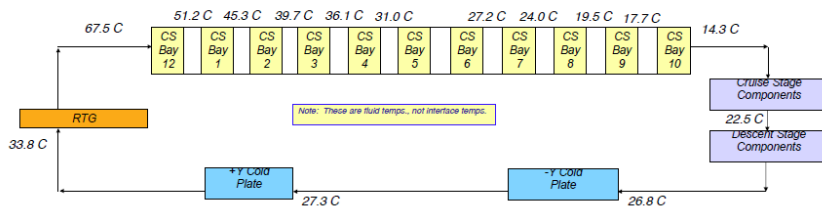


図 1.1.4.1 GAPS 熱輸送デバイスへの要求



**WCC Fluid Temps Near Mars: 516W/m<sup>2</sup> Flux, 45DEG off Sun, All Solar Array Panels ON, No Shunting**



**WCH Flight Fluid Temps. : Sun at 50° to spin axis**

図 1.2.1.1 Curiosity に採用されている単相流体ポンプを使用した熱輸送システム[14]



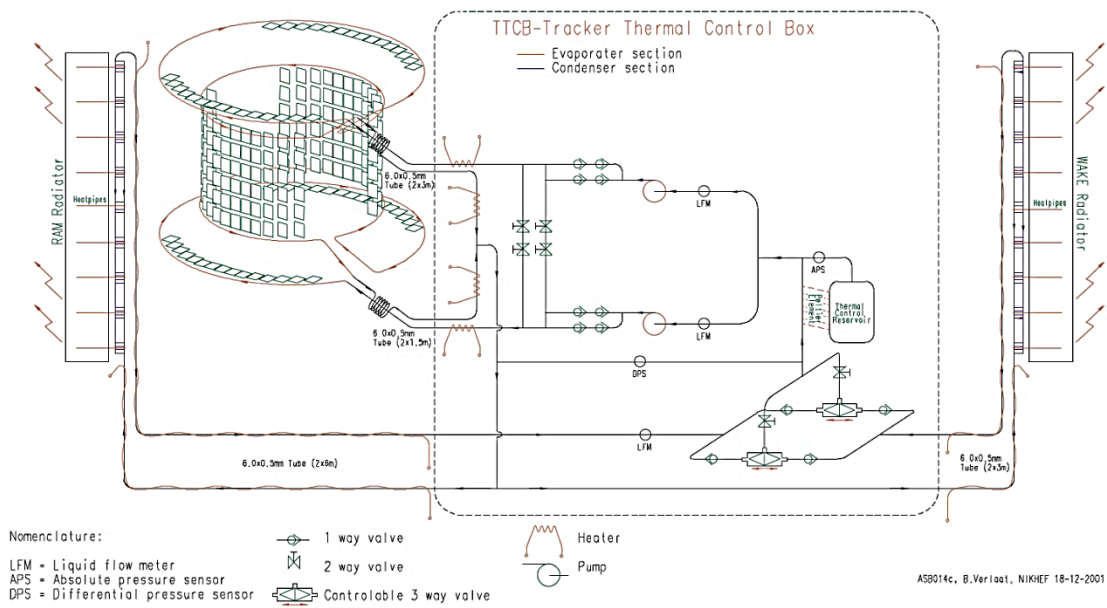


図 1.2.1.2 二相流体ポンプシステムを使用した AMS の熱制御システム

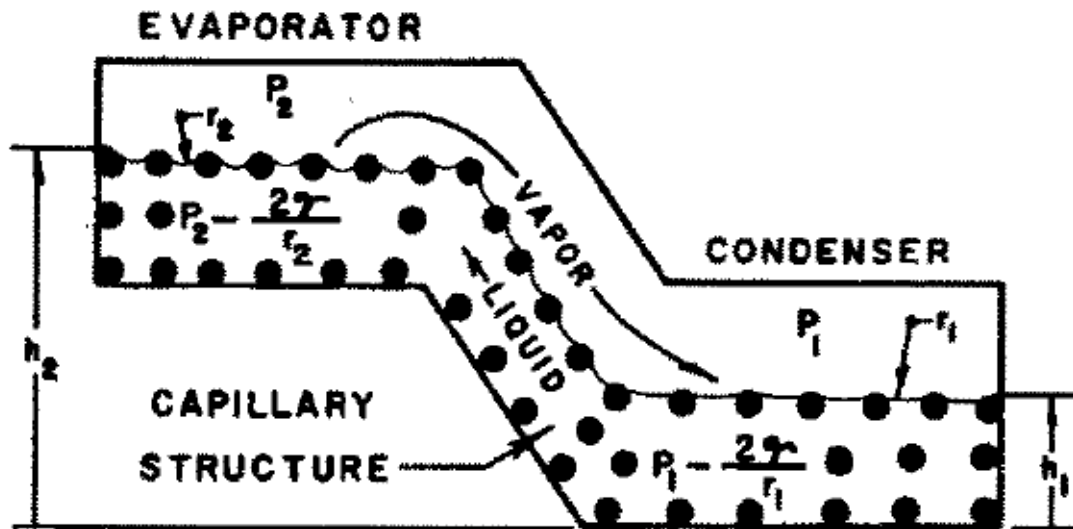
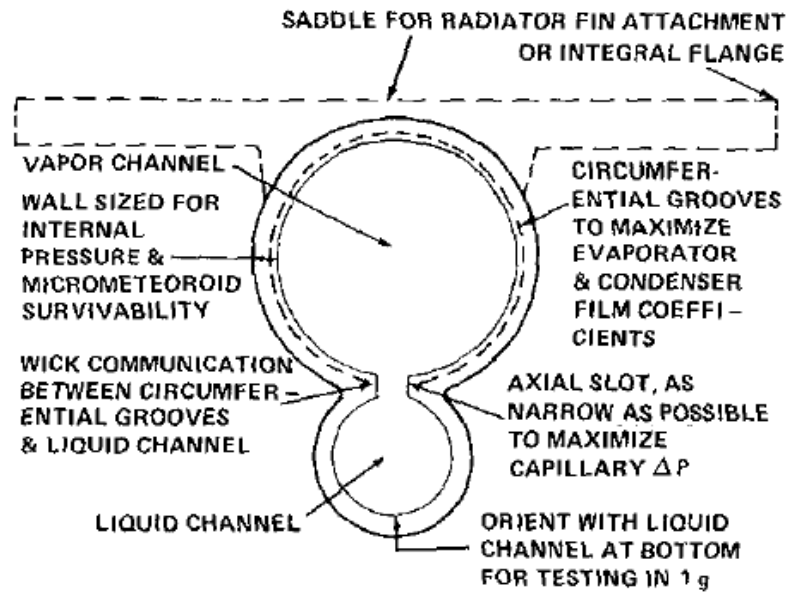


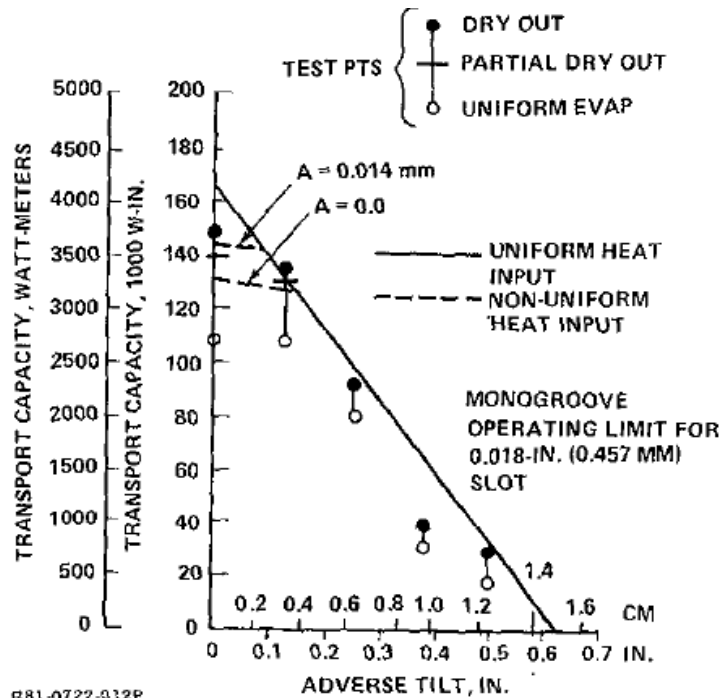
図 1.2.2.1 毛細管力を用いたヒートパイプの動作原理



R81-722-001P

Fig. 1 Monogroove high-performance heat pipe concept.

☒ 1.2.2.2 Monogroove heat pipe



R81-0722-012P

図 1.2.2.3 熱輸送量と傾きの関係

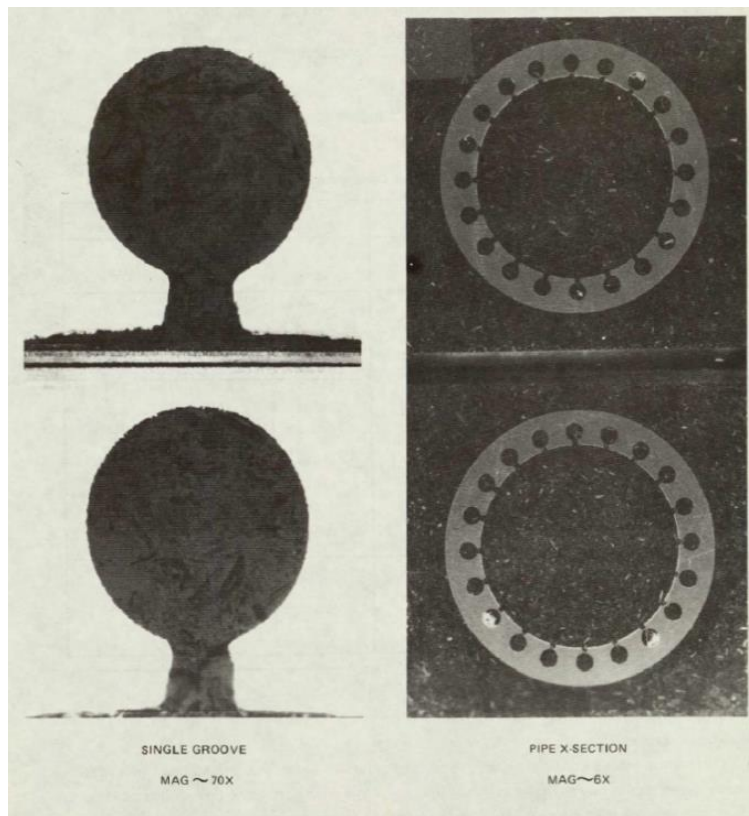


図 1.2.2.4 Covert groove heat pipe

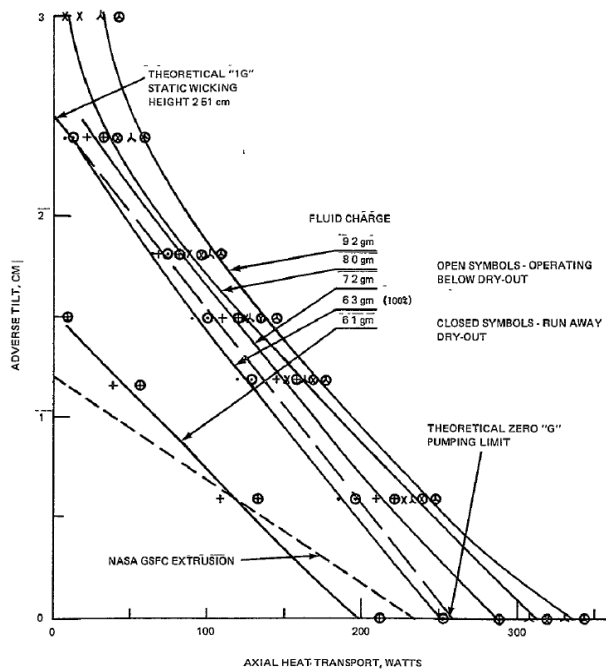


Fig 16 Performance Limit as a Function of Adverse Tilt

図 1.2.2.5 熱輸送量と傾きの関係

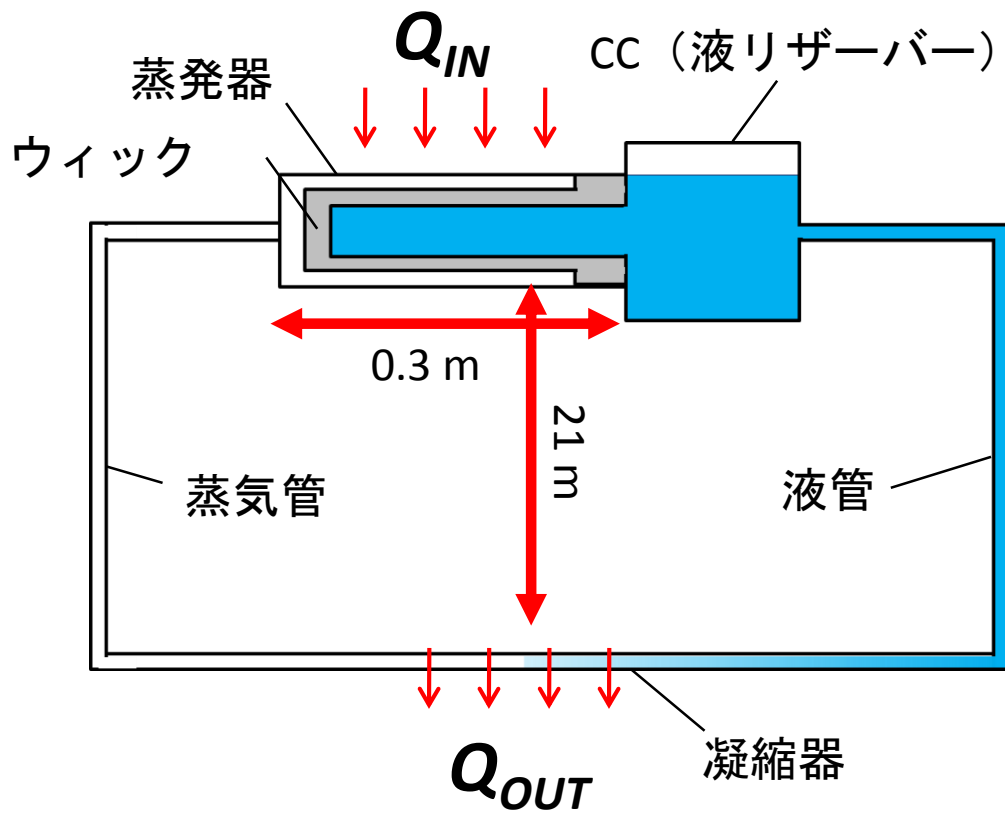


図 1.2.2.6 Loop Heat Pipe

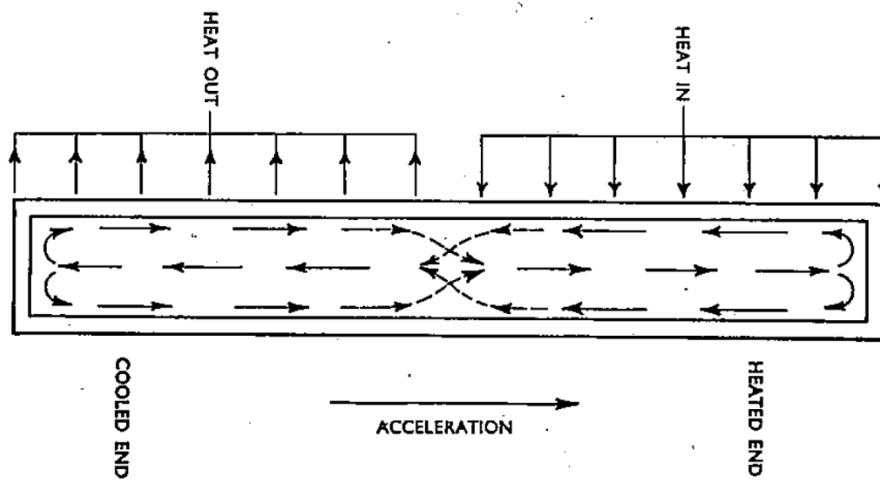


図 1.2.2.7 対抗流型のサーモサイフオンの概念図

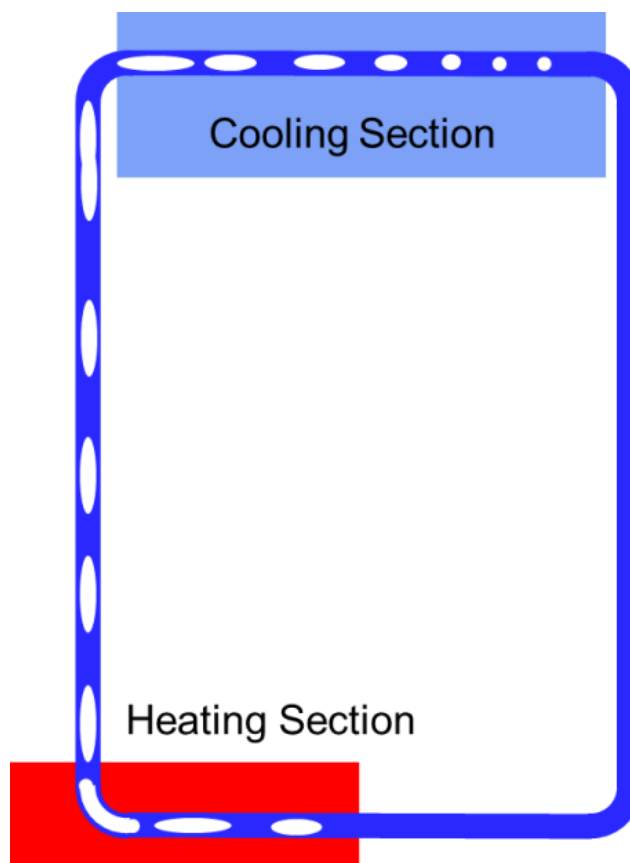
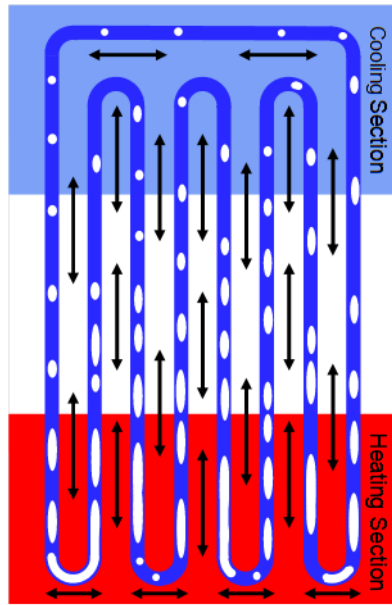
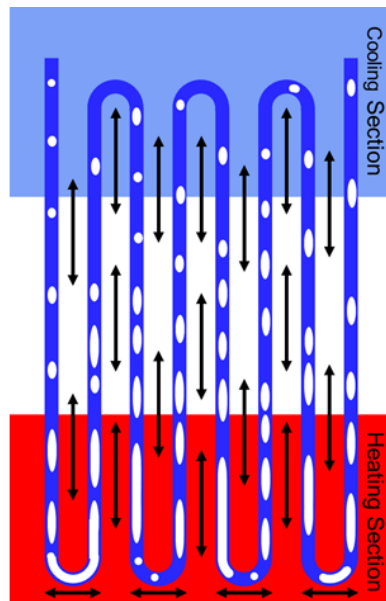


図 1.2.2.8 ループ型サーモサイフオン



Closed loop Oscillating Heat Pipe

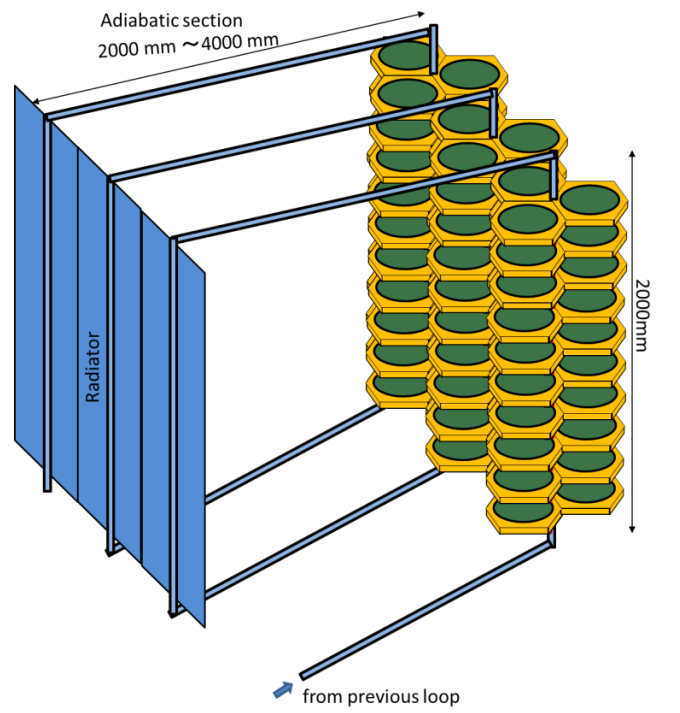


Open loop Oscillating Heat Pipe

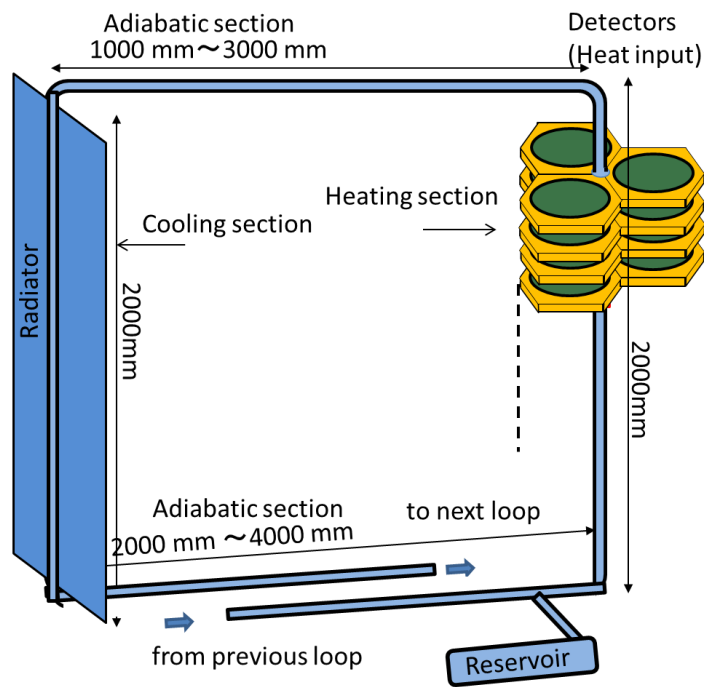
図 1.2.2.9 自励振動ヒートパイプ

表 1.3.1.1 各熱輸送デバイスのトレードオフ

機器名	重力耐性	低発熱密度・ 広範囲	細かい配管	低真空	電力	評価
Heat Pipe	× <sup>[1]</sup>	◎	○	○	◎	×
Loop Heat Pipe	○	× <sup>[2]</sup>	○	○	◎	×
Thermosyphone Loop	× <sup>[3]</sup>	○	△	○	◎	×
Thermosyphone ポンプ <sup>[4]</sup>	△	○	○	○	◎	○
OHP <sup>[5]</sup>	○	○	△	△	△	△
	○	○	◎	○	◎	○



(a) 全体図



(b) 熱輸送デバイスの1ループのみを抜出

図 1.3.2.1 GAPS に搭載する熱制御デバイスの概念図



表 2.1.1.1 作動流体選定

	飽和蒸気圧@-50deg-C		臨界温度		臨界圧力 MPa	可燃性	有毒性	環境
	MPa	deg-C	K	deg-C				
アンモニア	0.041	○	405.4	132.25	11.3	引火性	×	
二酸化炭素	0.629	○	304.2	31.05	7.4	-	-	
アセトン	0.000312	×	508.2	235.05	4.7	引火性	△	
エタン	0.552	○	305.3	32.15	4.9	引火性	△	
エチレン	1.062	○	282.65	9.5	5.1	引火性	△	
n-ペンタン	0.001	×	469.6	196.45	3.4	引火性	×	
R134a	0.029	×	374.21	101.06	4.1	-	△	
R410A	0.109	○	345.65	72.5	5.0	-	△	
R22	0.065	×	369.3	96.15	5.0	-	△	×
R23	0.479	×	299.29	26.14	4.8	-	△	ODP:0 高GWP

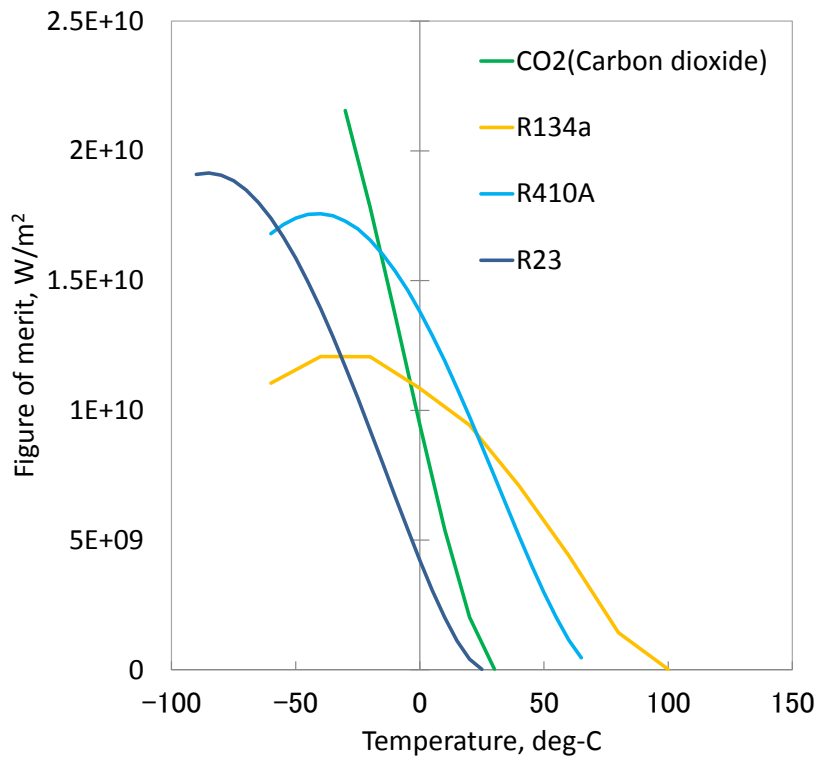


図 2.1.1.1 作動流体のメリット数の比較

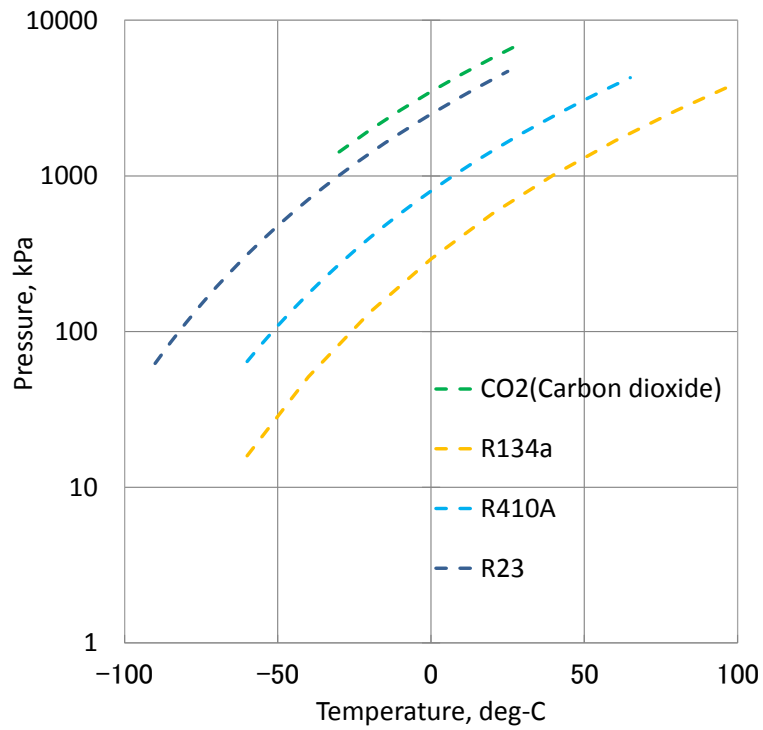


図 2.1.1.2 飽和蒸気圧曲線の比較

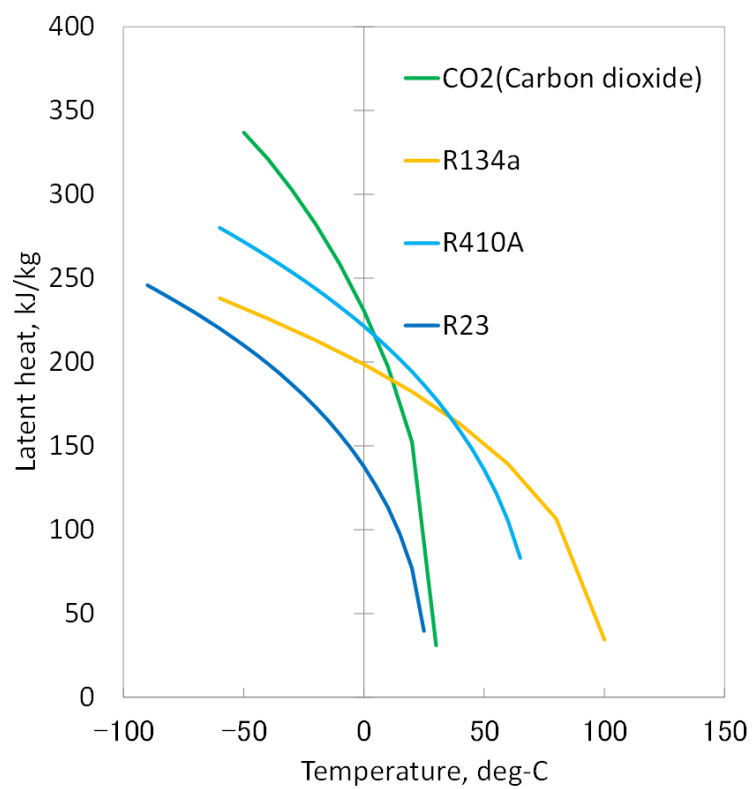
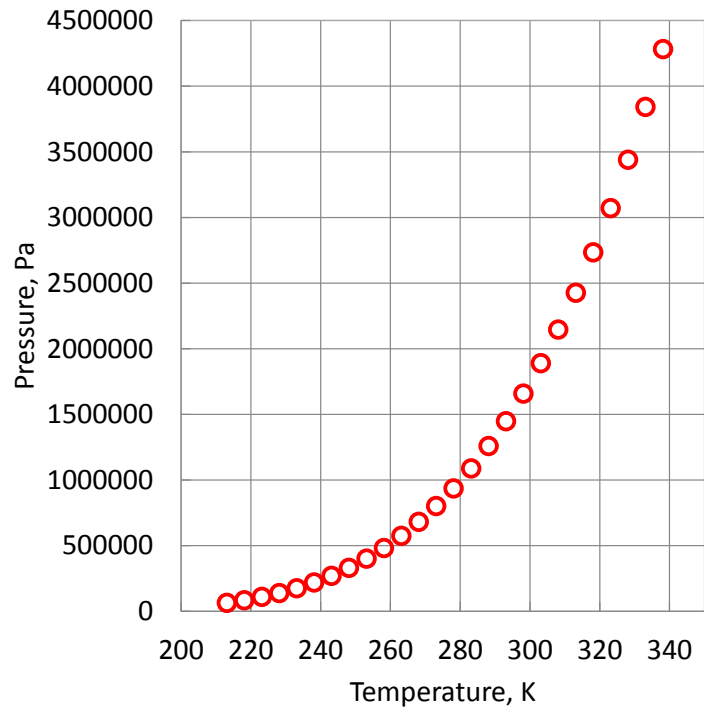
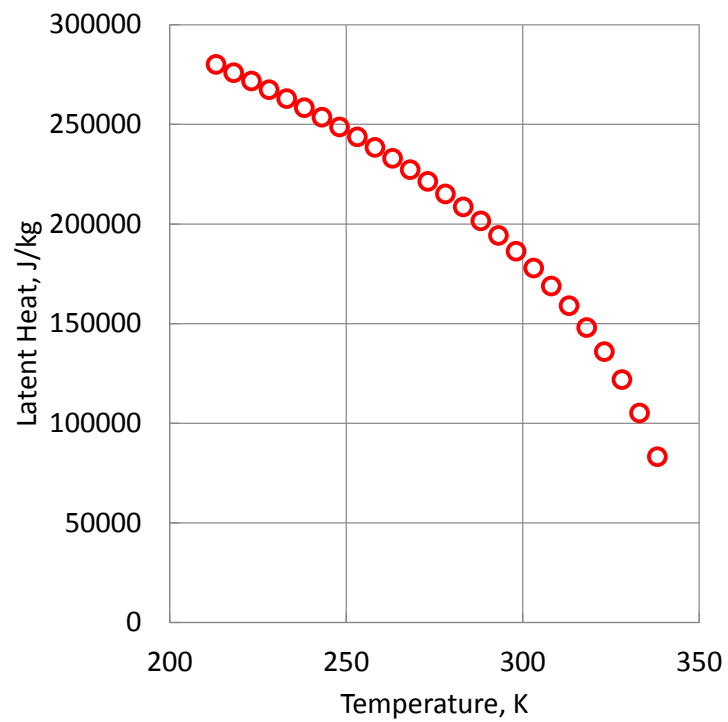


図 2.1.1.3 蒸発潜熱の比較

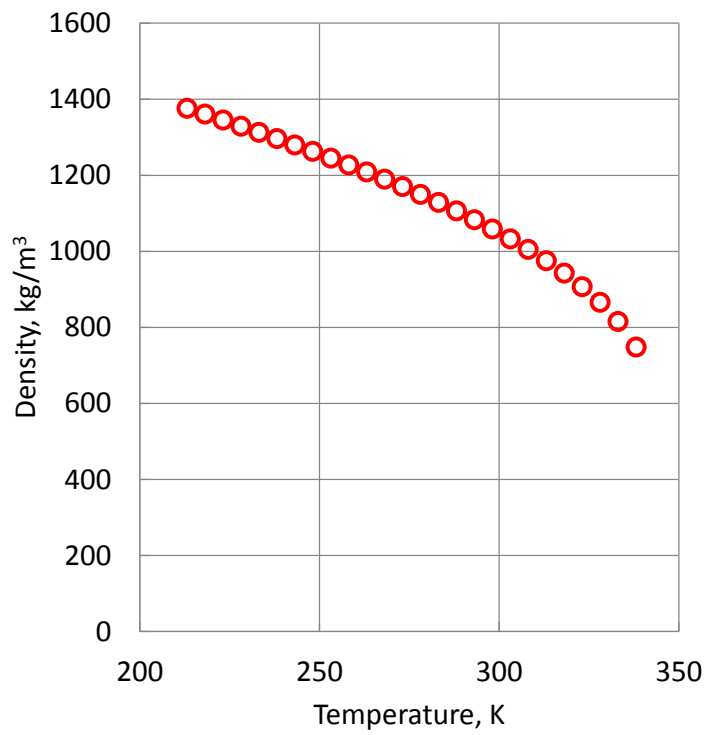


(a) 飽和蒸気圧曲線

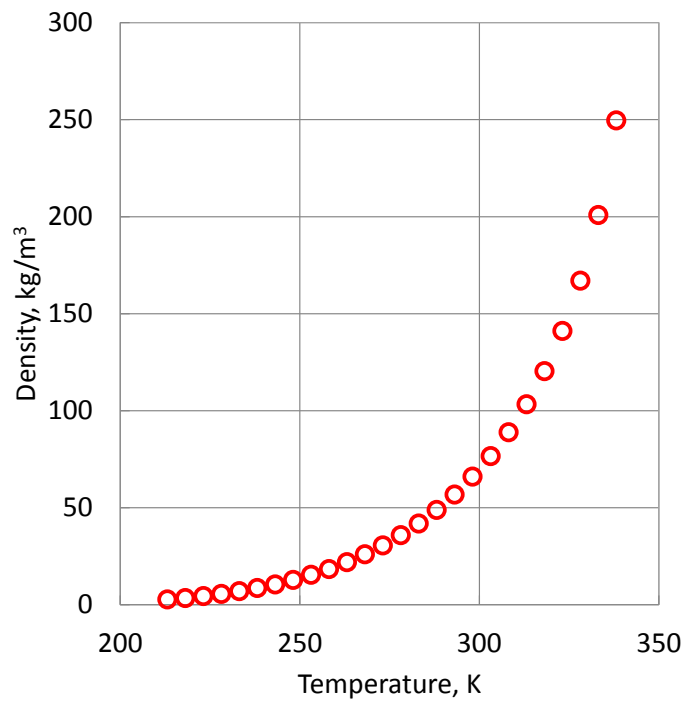


(b) 蒸発潜熱

図 2.1.1.4 R410A の物性値

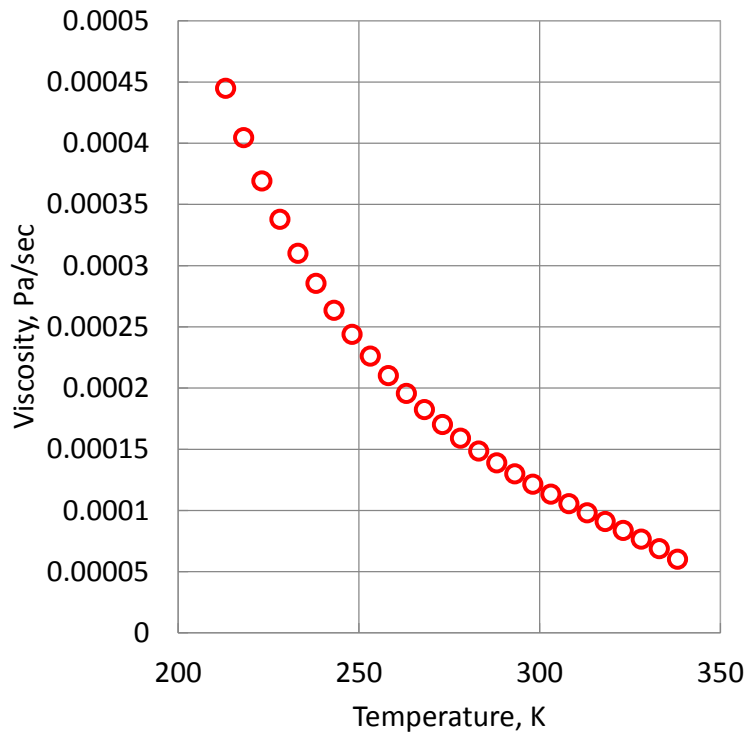


(c) 液密度

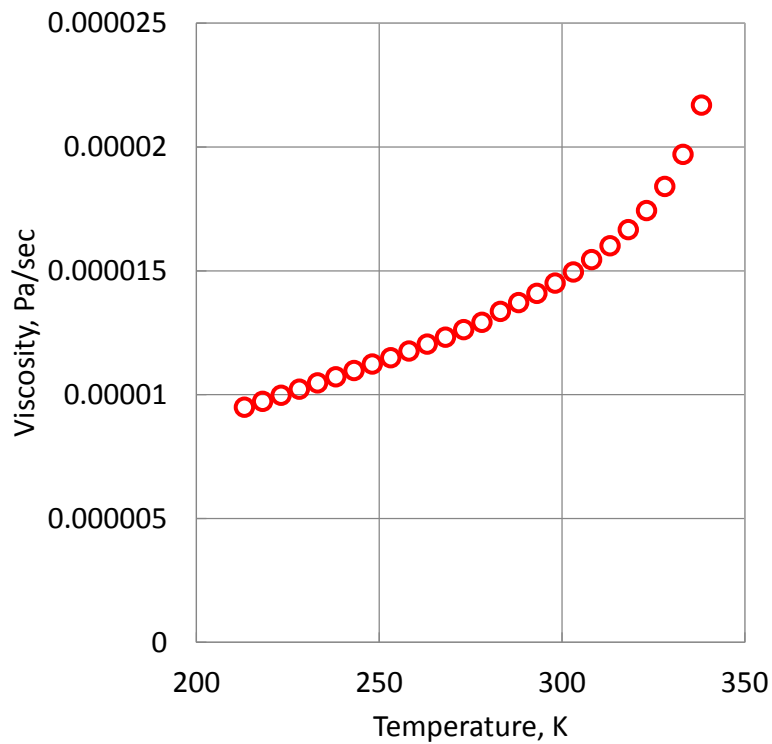


(d) 蒸気密度

図 2.1.1.4 R410A の物性値

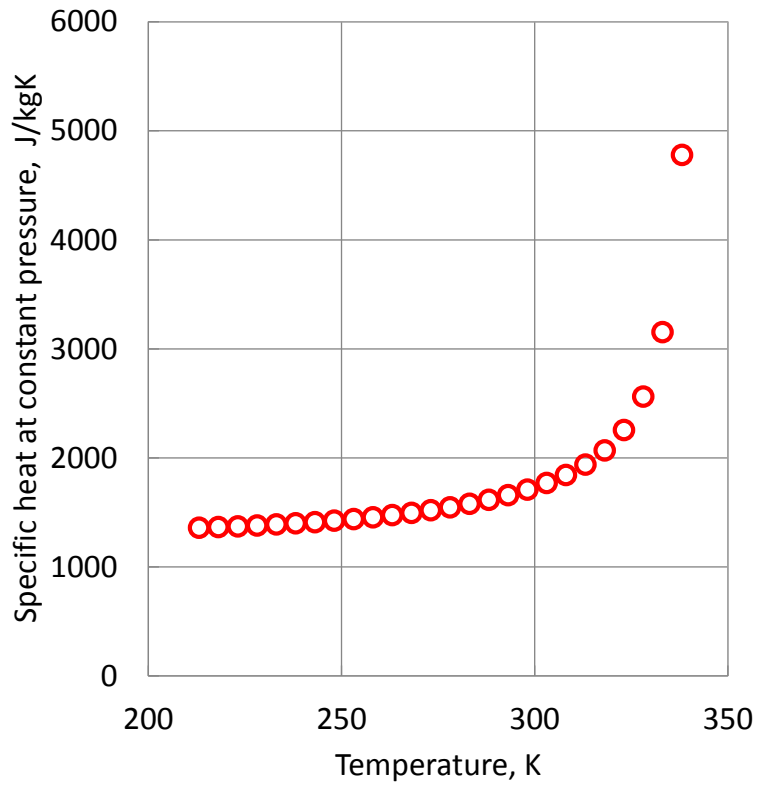


(e) 液粘性

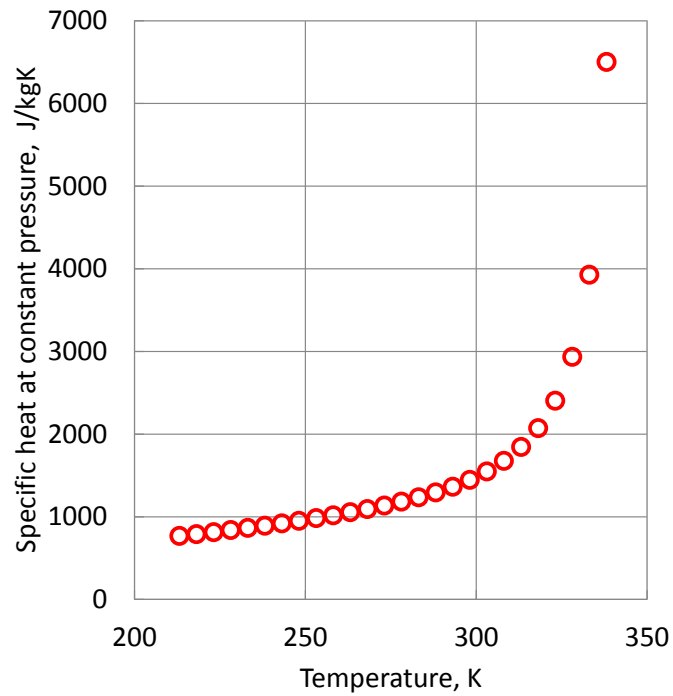


(f) 蒸気粘性

図 2.1.1.4 R410A の物性値

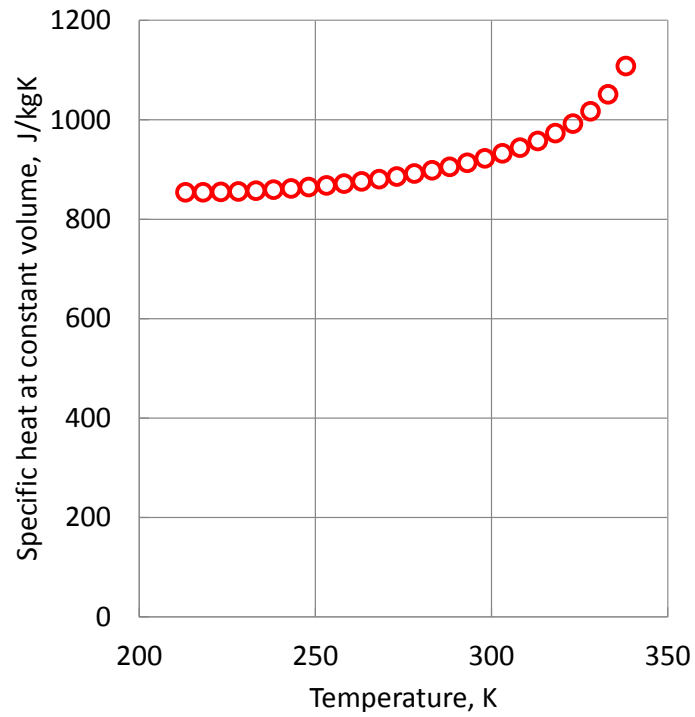


(g) 液定圧比熱

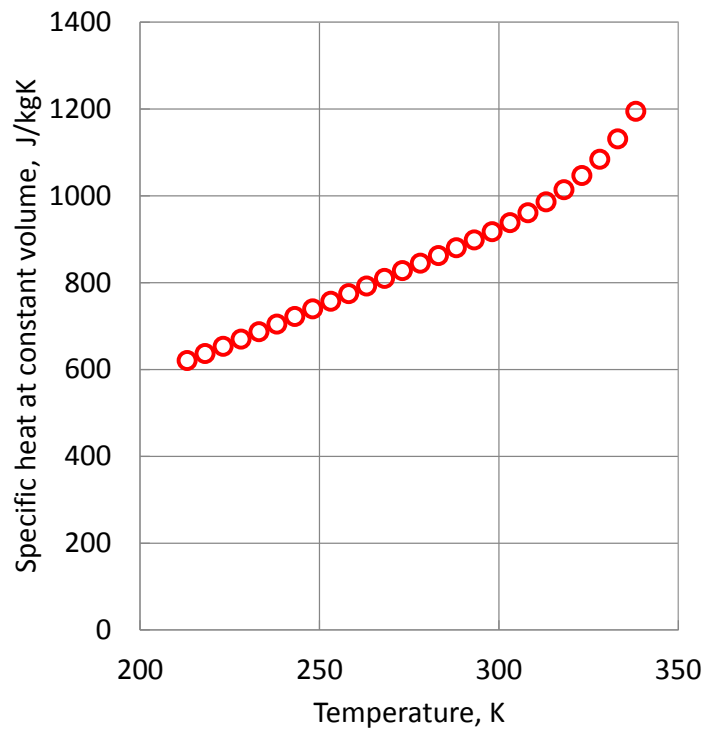


(h) 蒸気定圧比熱

図 2.1.1.4 R410A の物性値



(i) 液定積比熱



(j) 蒸気定積比熱

図 2.1.1.4 R410A の物性値



表 2.1.1.2 R410A 物性値 (-60°C から 65°C)

温度	比エンタルピー		蒸発潜熱		Pressure		密度		粘性率		動粘性率		熱容量(定圧比熱)		熱容量(定容比熱)		熱伝導率		表面張力係数								
	K	deg-C	pliq	pvap	kJ/kg	kJ/kg	pliq	pvap	kg/m <sup>3</sup>	p vap	kg/m <sup>3</sup>	η liq	η vap	μ Pa·s	μ Pa·s	v liq	v vap	cm <sup>2</sup> /sec	cm <sup>2</sup> /sec	Cp liq	Cp vap	Cv liq	Cv vap	λ liq	λ vap	σ liq	σ vap
213.15	-60	114.66	394.72	280.06	280.06	0.0642	0.064	1376.3	2.7	444.85	9.49	0.00323	0.03504	1.359	0.7673	0.8543	0.6207	149.53	8.49	19.4	19.18	19.4	19.18	19.4	19.18	19.4	19.18
218.15	-55	121.47	397.4	275.93	275.93	0.0843	0.0839	1360.8	3.5	404.5	9.73	0.00297	0.02784	1.3649	0.7896	0.8543	0.6367	146.13	8.73	18.48	18.28	146.13	8.73	18.48	18.28	146.13	8.73
223.15	-50	128.32	400.02	271.7	271.7	0.109	0.1086	1345.1	4.5	369.04	9.97	0.00274	0.02239	1.3718	0.8132	0.8549	0.6531	142.73	8.98	17.58	17.39	142.73	8.98	17.58	17.39	142.73	8.98
228.15	-45	135.21	402.57	267.36	267.36	0.1391	0.1386	1329.2	5.6	337.74	10.22	0.00254	0.01822	1.3797	0.8381	0.8559	0.6699	139.33	9.23	16.68	16.5	139.33	9.23	16.68	16.5	139.33	9.23
233.15	-40	142.15	405.04	262.89	262.89	0.1755	0.1749	1313	7	310.04	10.47	0.00236	0.01488	1.3888	0.8642	0.8574	0.687	135.96	9.5	15.79	15.62	135.96	9.5	15.79	15.62	135.96	9.5
238.15	-35	149.13	407.44	258.31	258.31	0.2189	0.2181	1296.6	8.6	285.44	10.72	0.0022	0.01243	1.399	0.8917	0.8593	0.7043	132.6	9.77	14.91	14.75	132.6	9.77	14.91	14.75	132.6	9.77
243.15	-30	156.17	409.75	253.58	253.58	0.2703	0.2693	1279.8	10.5	263.44	10.97	0.00206	0.0104	1.4107	0.9206	0.8617	0.7218	129.26	10.05	14.04	13.9	129.26	10.05	14.04	13.9	129.26	10.05
248.15	-25	163.27	411.97	248.7	248.7	0.3305	0.3294	1262.7	12.8	243.76	11.23	0.00193	0.00877	1.4237	0.951	0.8646	0.7393	125.95	10.35	13.19	13.05	125.95	10.35	13.19	13.05	125.95	10.35
253.15	-20	170.44	414.09	243.65	243.65	0.4007	0.3993	1245.1	15.4	226.05	11.49	0.00182	0.00746	1.4385	0.9831	0.8679	0.7569	122.67	10.68	12.34	12.21	122.67	10.68	12.34	12.21	122.67	10.68
258.15	-15	177.69	416.09	238.4	238.4	0.4816	0.48	1227.1	18.4	210.05	11.76	0.00171	0.00638	1.4552	1.0173	0.8716	0.7745	119.41	11.05	11.5	11.38	119.41	11.05	11.5	11.38	119.41	11.05
263.15	-10	185.02	417.97	232.95	232.95	0.5746	0.5727	1208.7	21.9	195.52	12.04	0.00162	0.00549	1.474	1.0537	0.8759	0.7922	116.19	11.44	10.68	10.56	116.19	11.44	10.68	10.56	116.19	11.44
268.15	-5	192.46	419.71	227.25	227.25	0.6805	0.6783	1189.6	26	182.27	12.32	0.00153	0.00475	1.4952	1.093	0.8806	0.8099	113	11.87	9.87	9.76	113	11.87	9.87	9.76	113	11.87
273.15	0	200	421.31	221.31	221.31	0.8007	0.7981	1170	30.6	170.12	12.62	0.00145	0.00413	1.5194	1.1355	0.8859	0.8275	109.85	12.33	9.07	8.97	109.85	12.33	9.07	8.97	109.85	12.33
278.15	5	207.66	422.73	215.07	215.07	0.9362	0.9332	1149.6	35.9	158.93	12.92	0.00138	0.0036	1.547	1.1822	0.8918	0.845	106.72	12.85	8.29	8.19	106.72	12.85	8.29	8.19	106.72	12.85
283.15	10	215.46	423.96	208.5	208.5	1.0884	1.0848	1128.4	41.9	148.56	13.36	0.00132	0.00319	1.5787	1.2342	0.8983	0.8625	103.63	13.4	7.52	7.43	103.63	13.4	7.52	7.43	103.63	13.4
288.15	15	223.42	424.97	201.55	201.55	1.2594	1.2543	1106.3	48.9	138.9	13.71	0.00126	0.00281	1.6152	1.2935	0.9054	0.8801	100.57	14.05	6.76	6.68	100.57	14.05	6.76	6.68	100.57	14.05
293.15	20	231.54	425.73	194.19	194.19	1.4476	1.443	1083.1	56.8	129.86	14.09	0.0012	0.00248	1.6579	1.3627	0.9134	0.8984	97.53	14.8	6.02	5.95	97.53	14.8	6.02	5.95	97.53	14.8
298.15	25	239.86	426.19	186.33	186.33	1.6574	1.6522	1058.6	66	121.33	14.5	0.00115	0.0022	1.7082	1.4455	0.9224	0.9175	94.53	15.67	5.3	5.23	94.53	15.67	5.3	5.23	94.53	15.67
303.15	30	248.41	426.31	177.9	177.9	1.8893	1.8835	1032.7	76.6	113.24	14.95	0.0011	0.00195	1.7687	1.5471	0.9324	0.9382	91.55	16.7	4.6	4.54	91.55	16.7	4.6	4.54	91.55	16.7
308.15	35	257.22	426.03	168.81	168.81	2.1449	2.1385	1005.1	88.9	105.52	15.45	0.00105	0.00174	1.8433	1.6753	0.9439	0.9608	88.59	17.95	3.92	3.86	88.59	17.95	3.92	3.86	88.59	17.95
313.15	40	266.33	425.26	158.93	158.93	2.4256	2.4187	975.3	103.3	98.08	16.01	0.00101	0.00158	1.9389	1.8429	0.9573	0.986	85.67	19.52	3.26	3.21	85.67	19.52	3.26	3.21	85.67	19.52
318.15	45	275.84	423.88	148.04	148.04	2.7355	2.7261	942.9	120.4	90.83	16.66	0.00096	0.00138	2.068	2.0715	0.9731	1.0142	82.77	21.49	2.62	2.58	82.77	21.49	2.62	2.58	82.77	21.49
323.15	50	285.85	421.72	135.87	135.87	3.0706	3.0628	906.8	141.1	83.68	17.43	0.00092	0.00124	2.256	2.4036	0.9923	1.0465	79.9	24.07	2.02	1.99	79.9	24.07	2.02	1.99	79.9	24.07
328.15	55	296.57	418.46	121.89	121.89	3.4391	3.4313	865.5	167	76.44	18.4	0.00088	0.0011	2.5616	2.9343	1.017	1.0844	77.09	27.6	1.45	1.42	77.09	27.6	1.45	1.42	77.09	27.6
333.15	60	308.41	413.54	105.13	105.13	3.8418	3.8344	815.5	200.8	68.6	19.7	0.00084	0.00098	3.1553	3.9287	1.0513	1.131	74.45	32.77	0.92	0.9	74.45	32.77	0.92	0.9	74.45	32.77
338.15	65	322.43	405.6	83.17	83.17	4.2824	4.276	748.4	249.8	60.02	21.69	0.0008	0.00087	4.7782	6.5027	1.1082	1.1944	72.62	41.54	0.45	0.43	72.62	41.54	0.45	0.43	72.62	41.54

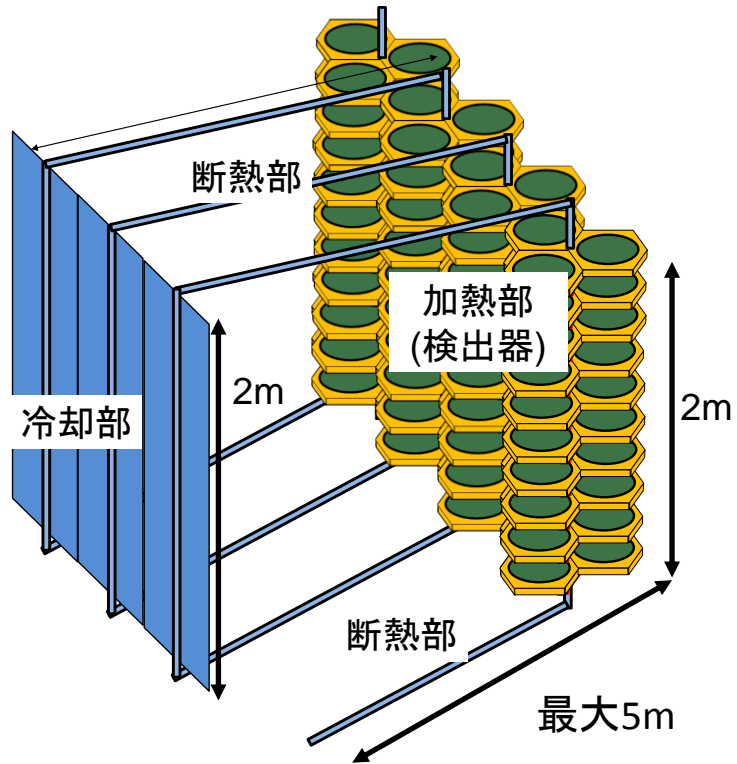


図 2.1.2.1 GAPS フライトを想定した機器配置図

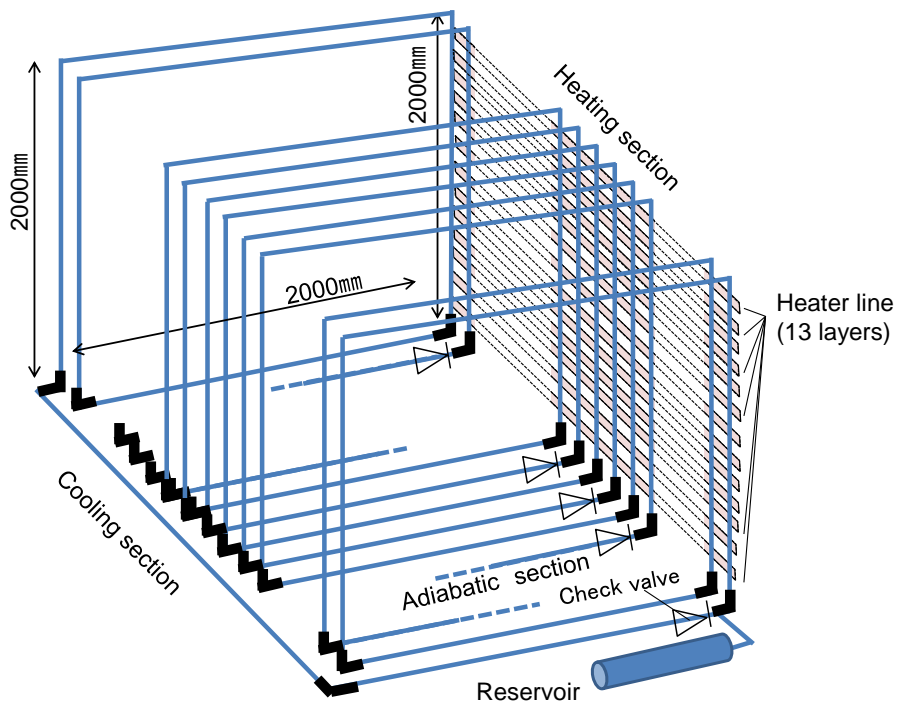


図 2.1.2.2 GAPS マルチループ型ヒートパイプの配管構成

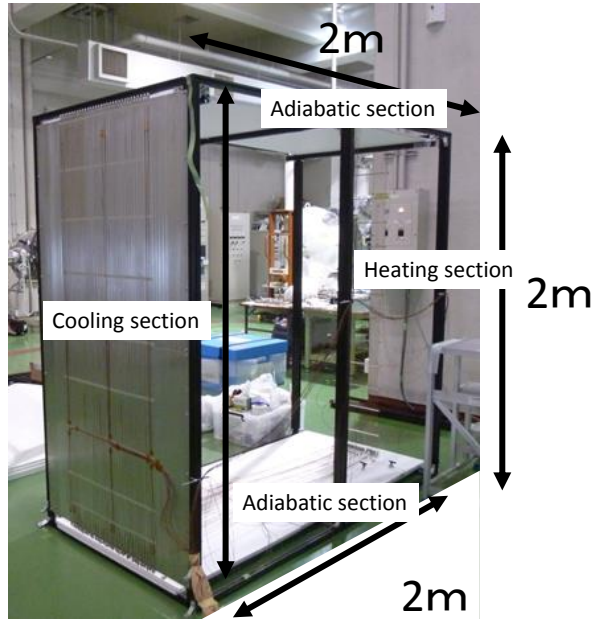


図 2.1.2.3 GAPS マルチループ型ヒートパイプの写真

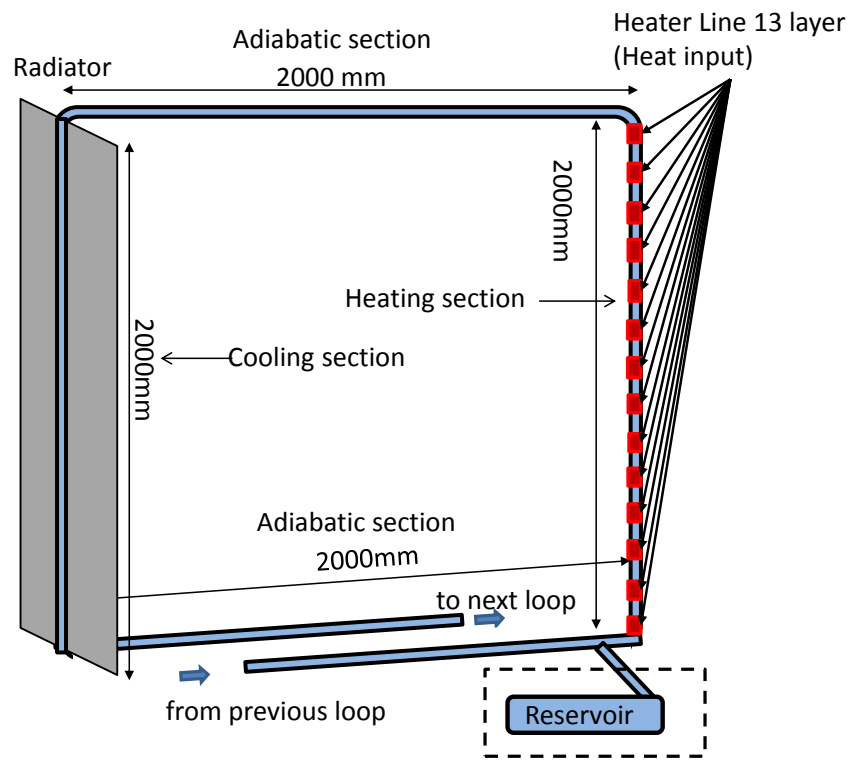


図 2.1.2.4 マルチループ型ヒートパイプ 1 ループ

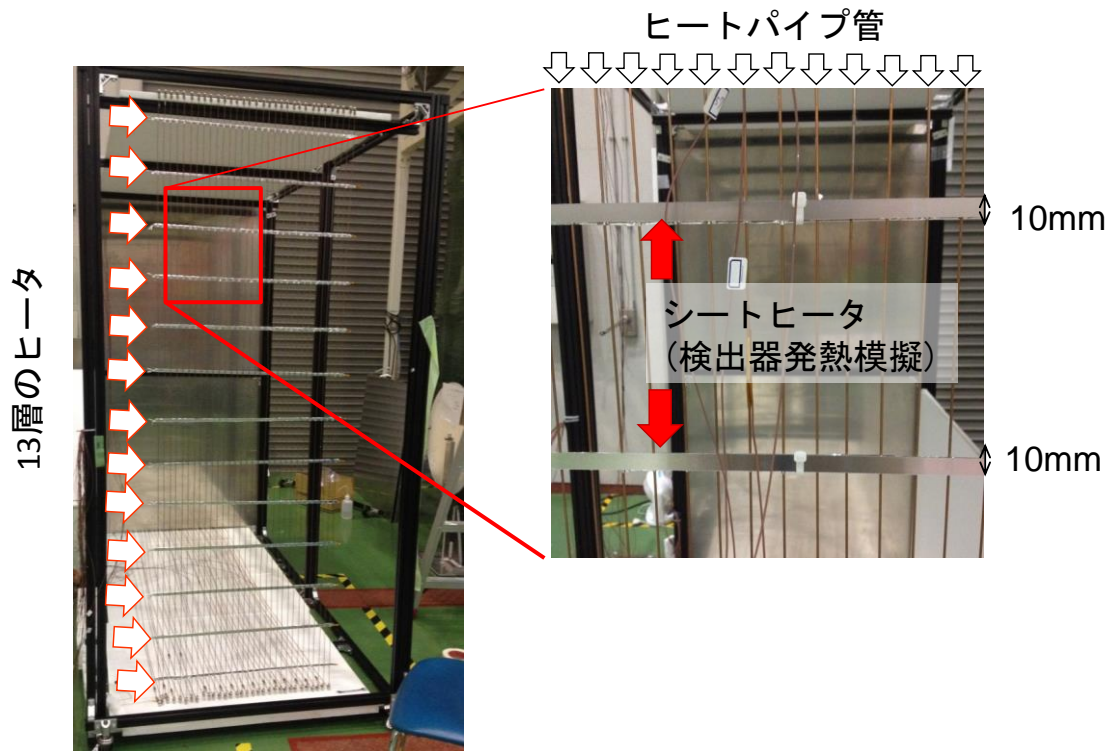


図 2.1.2.5 加熱部の写真

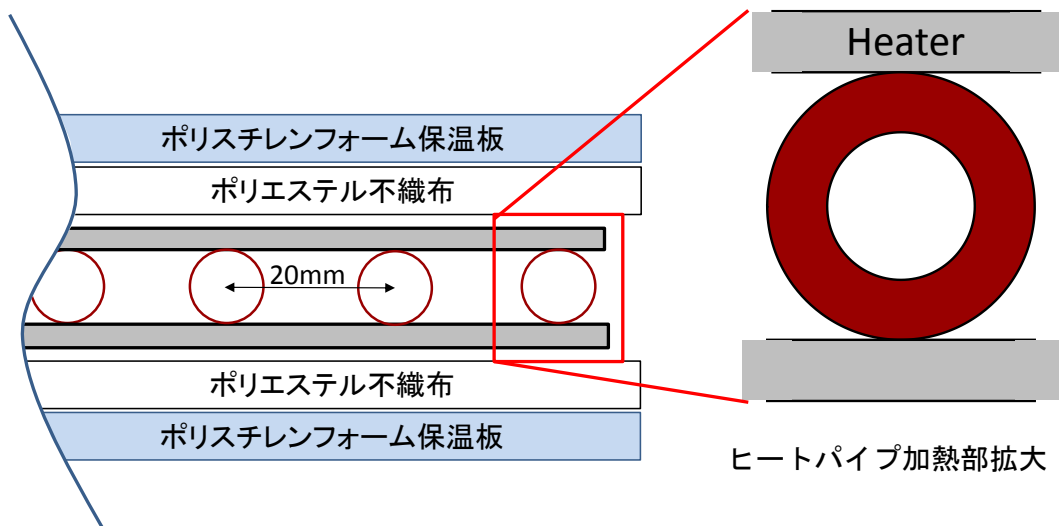


図 2.1.2.6 ヒートパイプ管とヒータの断面図

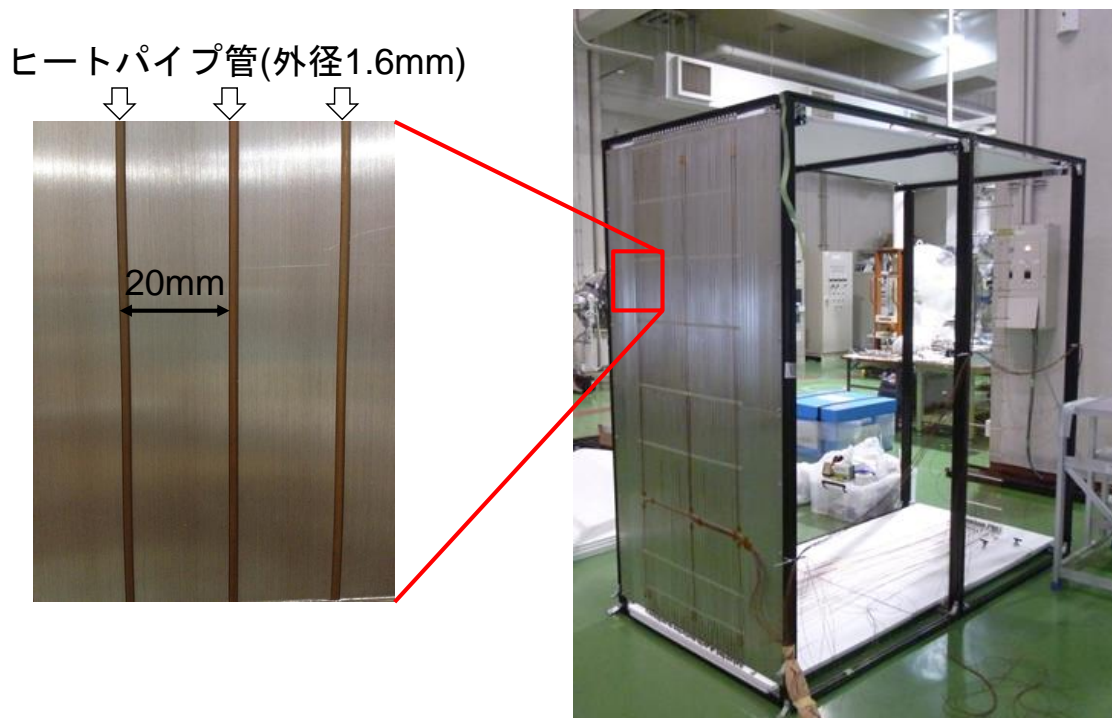


図 2.1.2.7 冷却部の写真

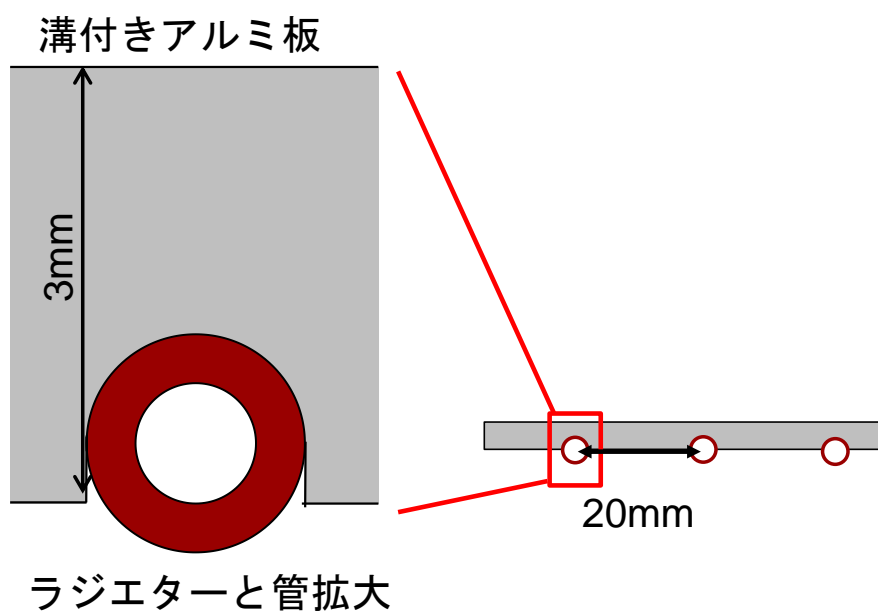


図 2.1.2.8 冷却部の断面図

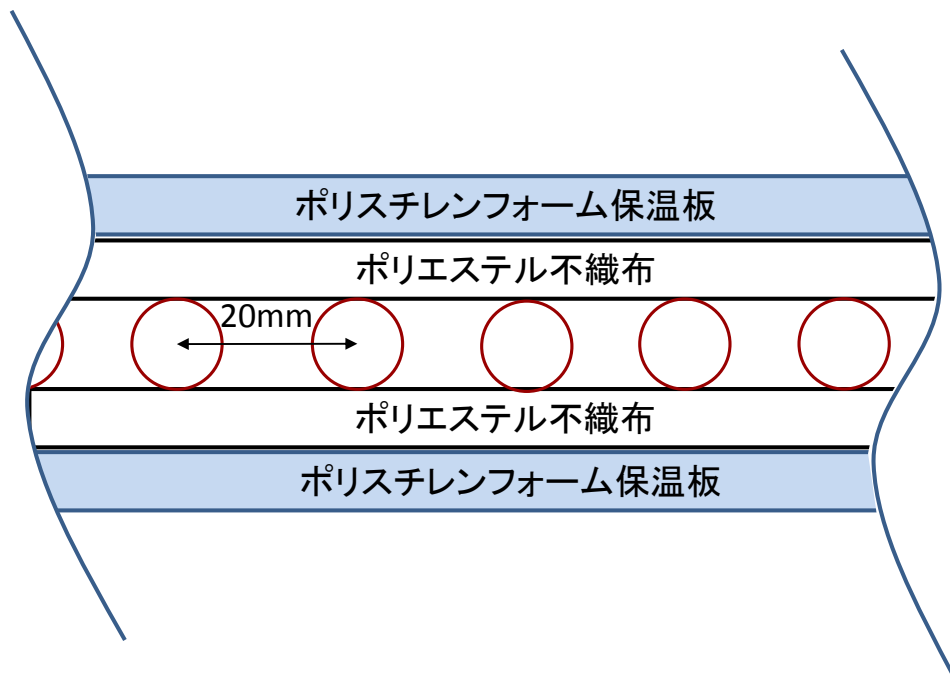


図 2.1.2.9 断熱部上部，断熱部下部ヒートパイプ管とヒータの断面図

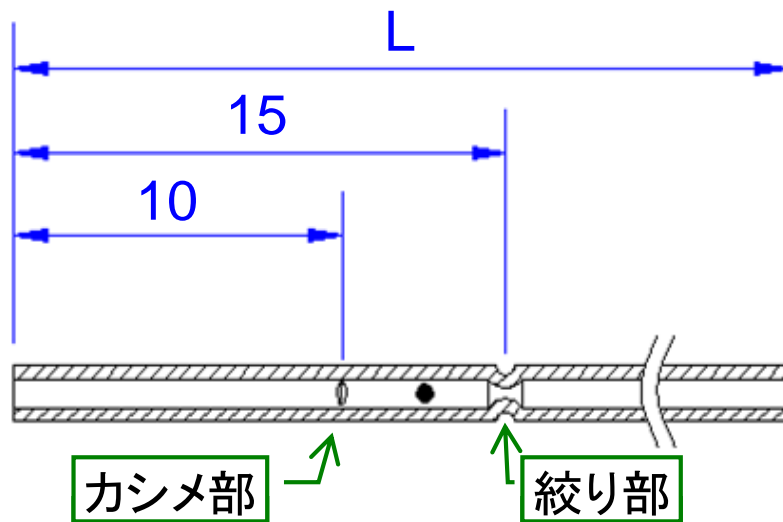


図 2.1.2.10 逆止弁

①	1/16in	ユニオン・ティー	B-100-3	2
②	1/4in 1/16in	ユニオン	B-400-6-1	1
③	1/4inNPT 1/4inSwage	ユニオン	SS-400-1-4	2
④	1/4in	ペローズ・シール・バルブ	SS-4BW	2
⑤	1/16in	ボールバルブ	SS-41GS1	2
⑥		試料採取用ポンペ	316L-50DF4-300	1

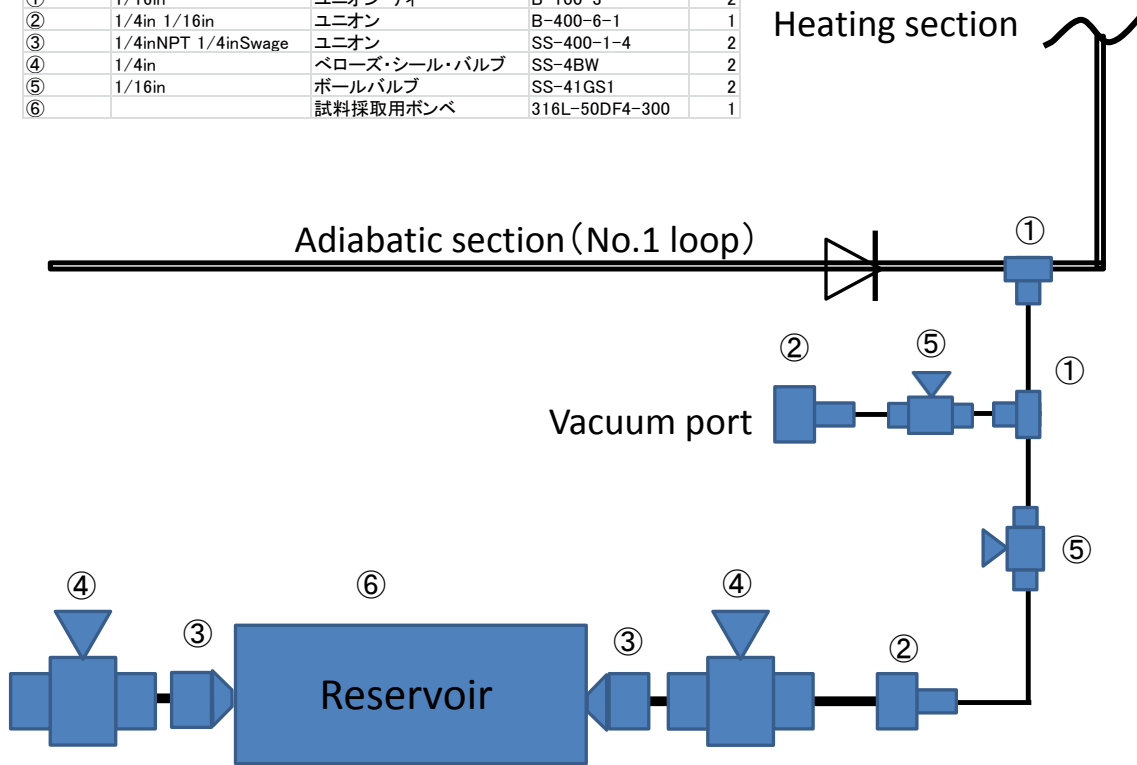


図 2.2.11 リザーバの結合方法

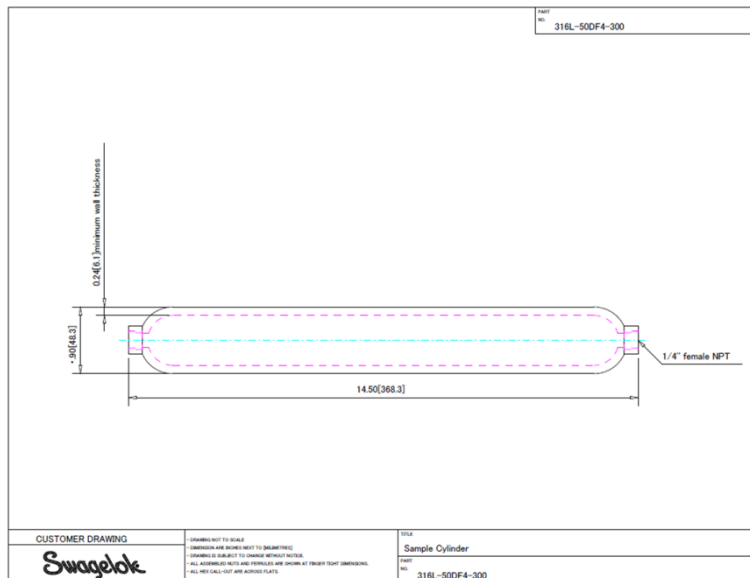


図 2.1.2.12 リザーバの図面

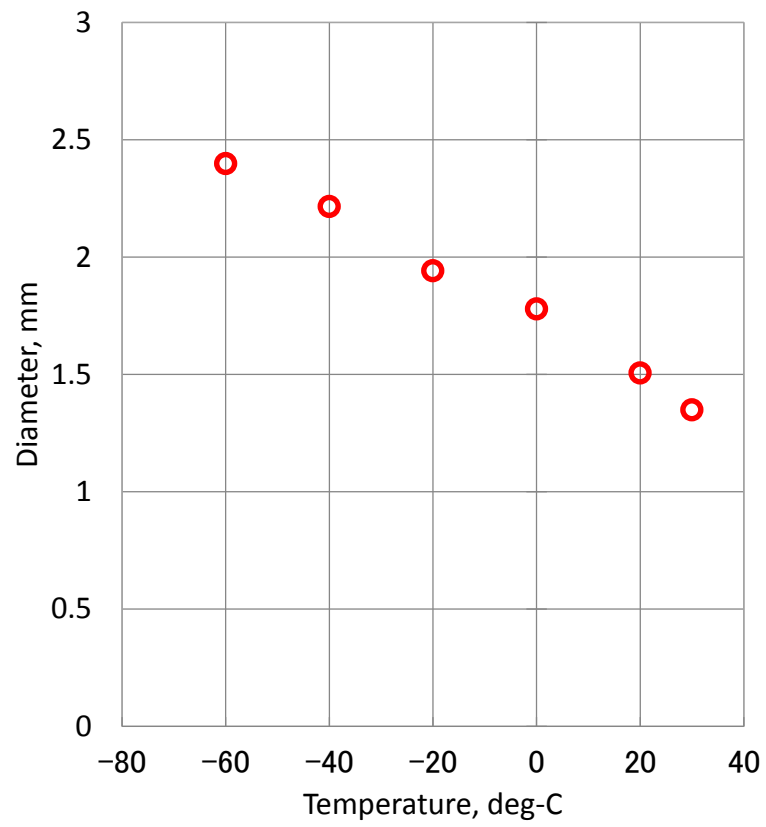
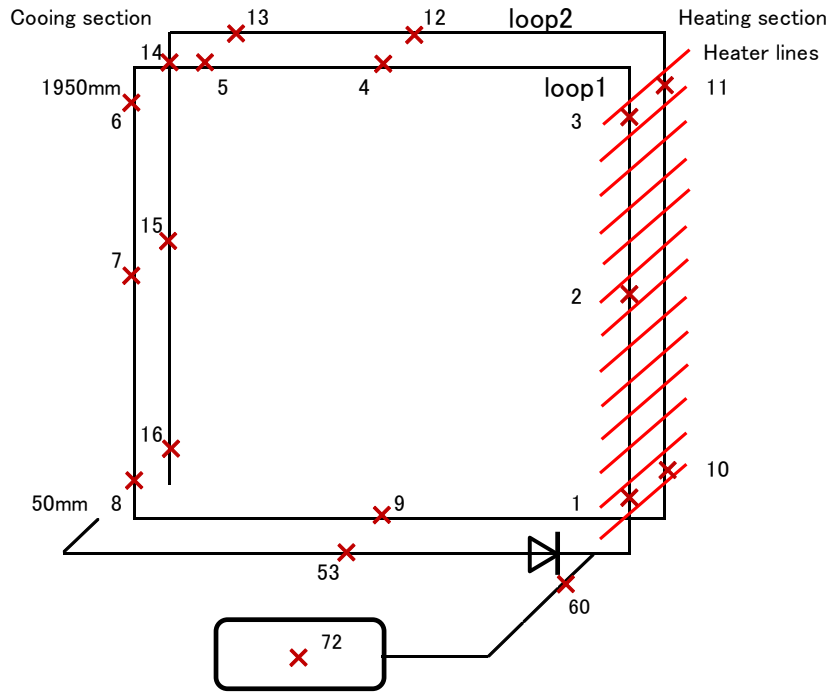
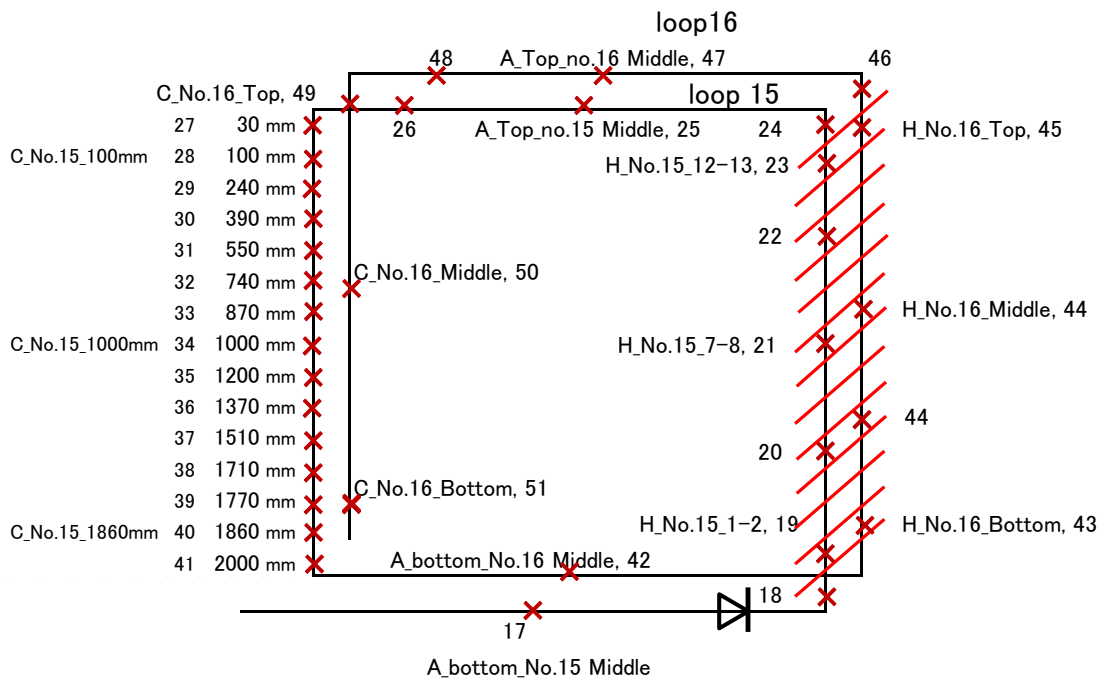


図 2.1.3.1 作動流体 R410A における最大管内径



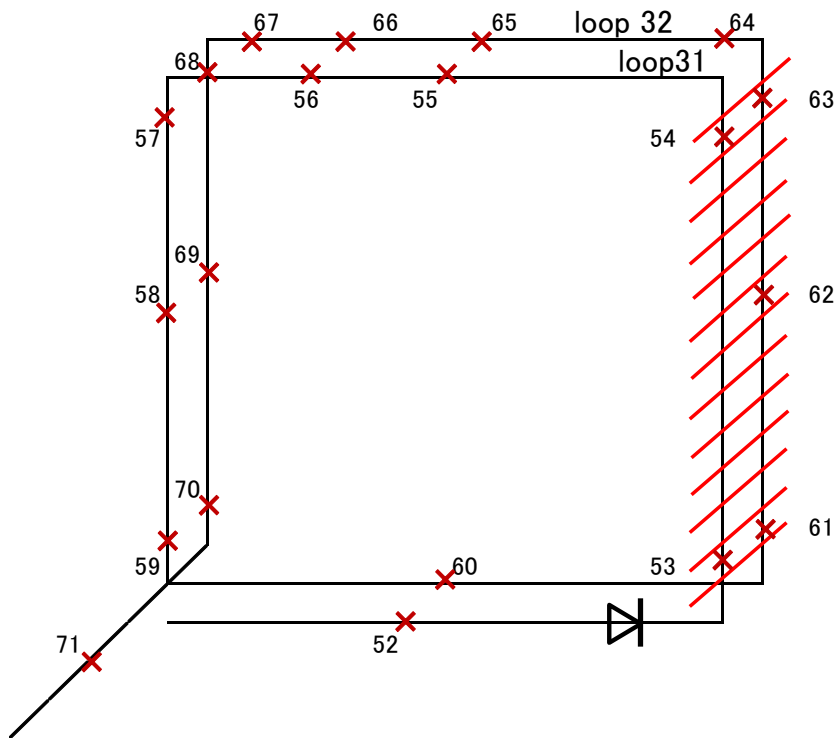


(a) Loop 1, Loop 2



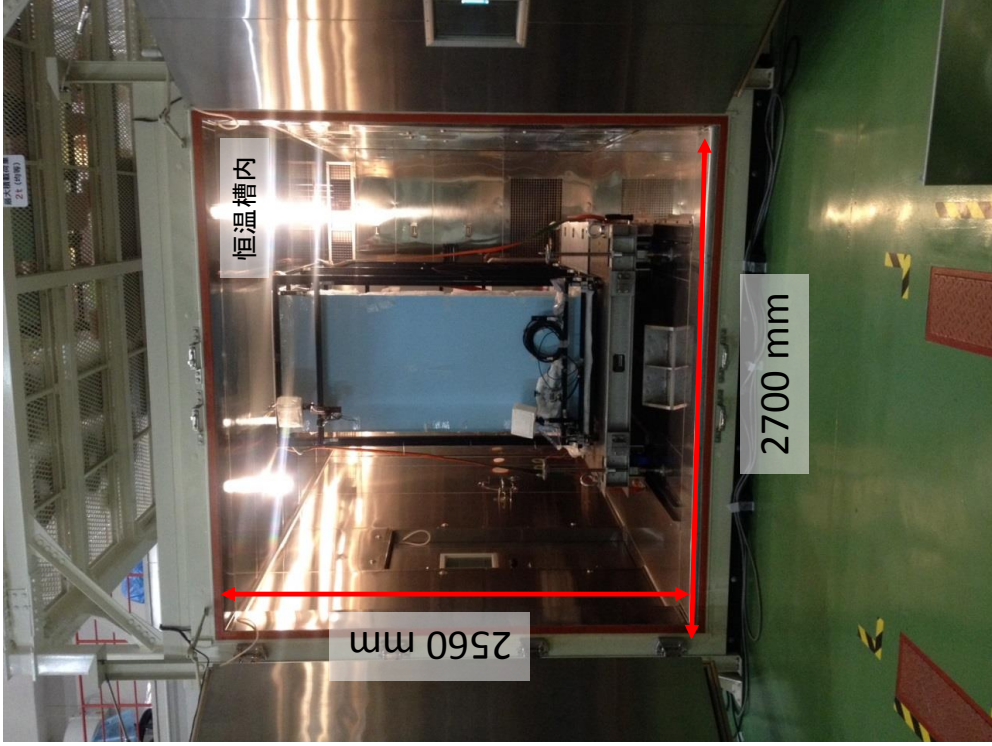
(b) Loop 15, Loop 16

図 2.1.4.1 マルチループ型ヒートパイプ温度計測点



(c) Loop 30, Loop 31

図 2.1.4.1 マルチループ型ヒートパイプ温度計測点



(左) 扉閉状態の外観 (右) 扉開状態でヒートパイプを入れた状態の内観

図 2.1.5.1 温度環境試験装置 (大型恒温槽)

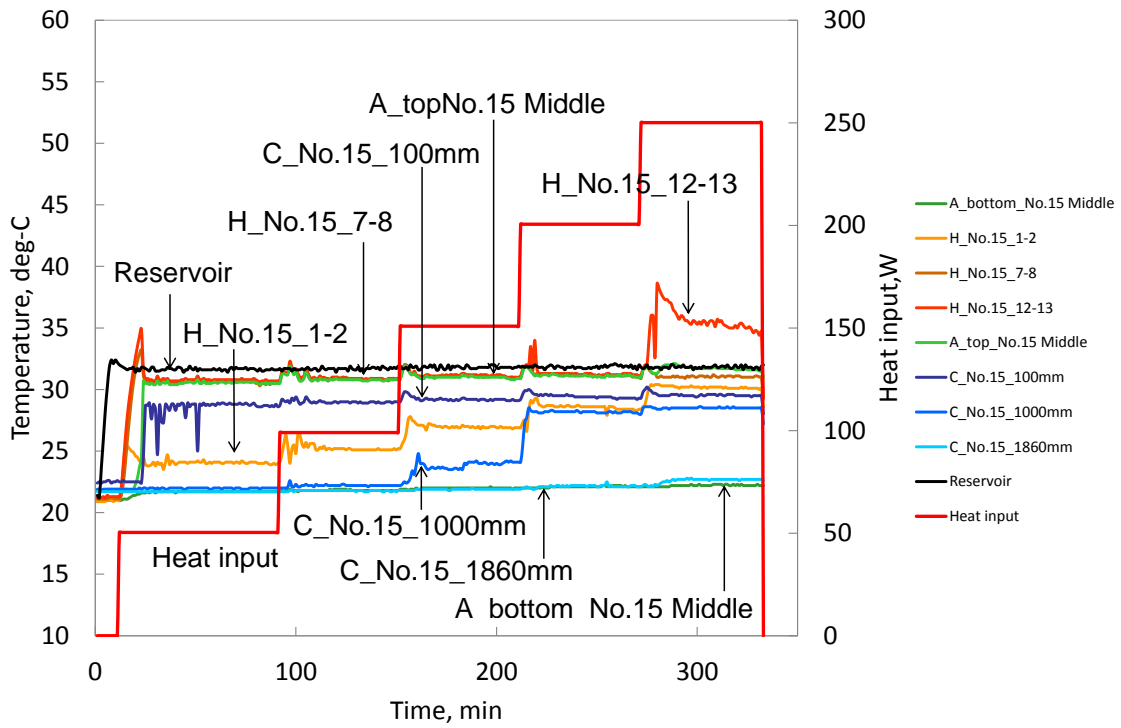


図 2.3.1.1 内径 1.0mm 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 第 15 ループ 時系列温度

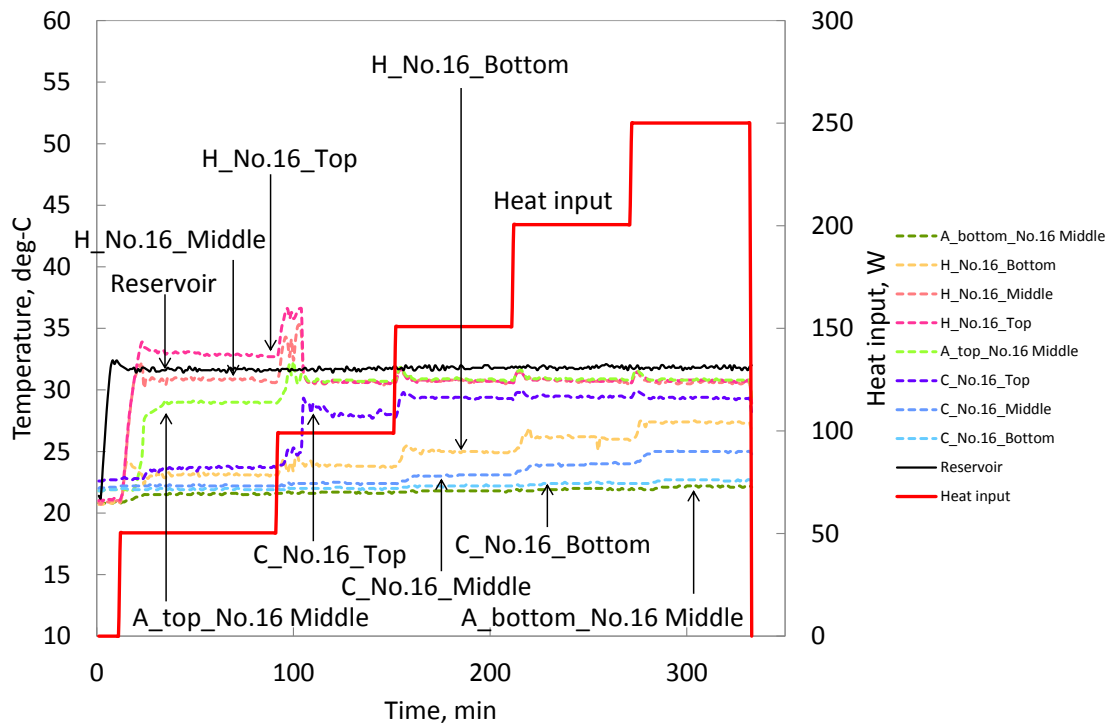


図 2.3.1.2 内径 1.0mm 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 第 16 ループ 時系列温度

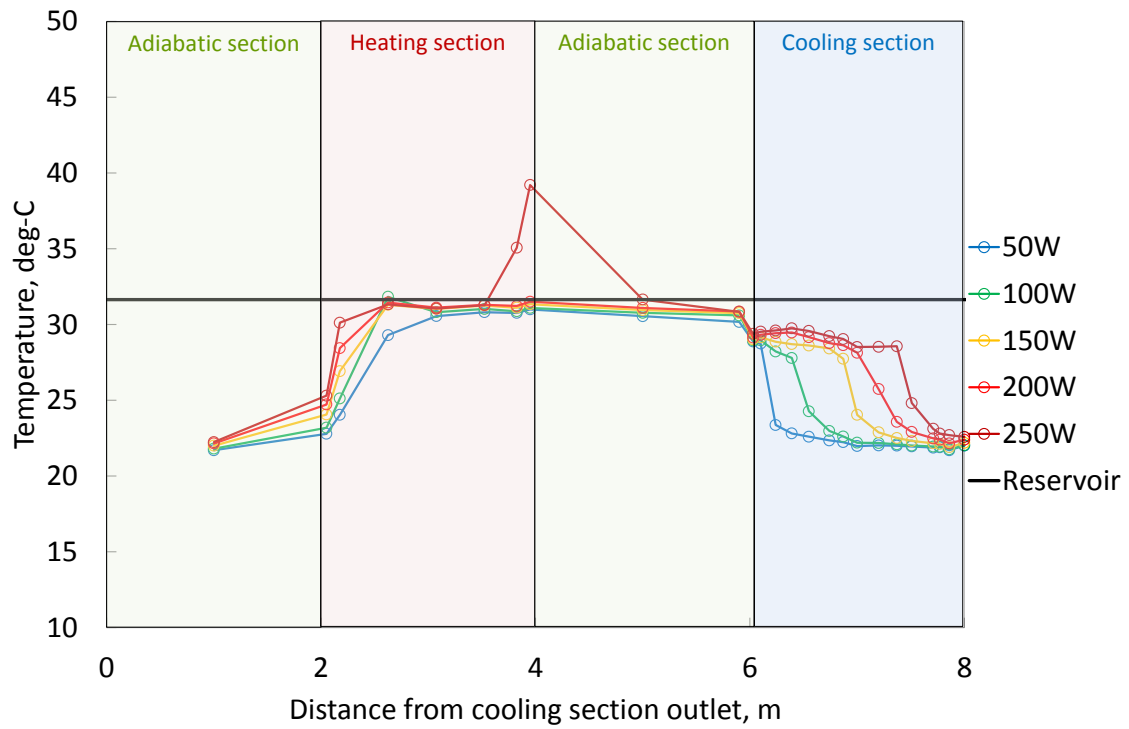


図 2.3.1.3 内径 1.0mm 恒温槽 20°C リザーバ 30°C 第 15 ループ 定常状態軸方向温度分布

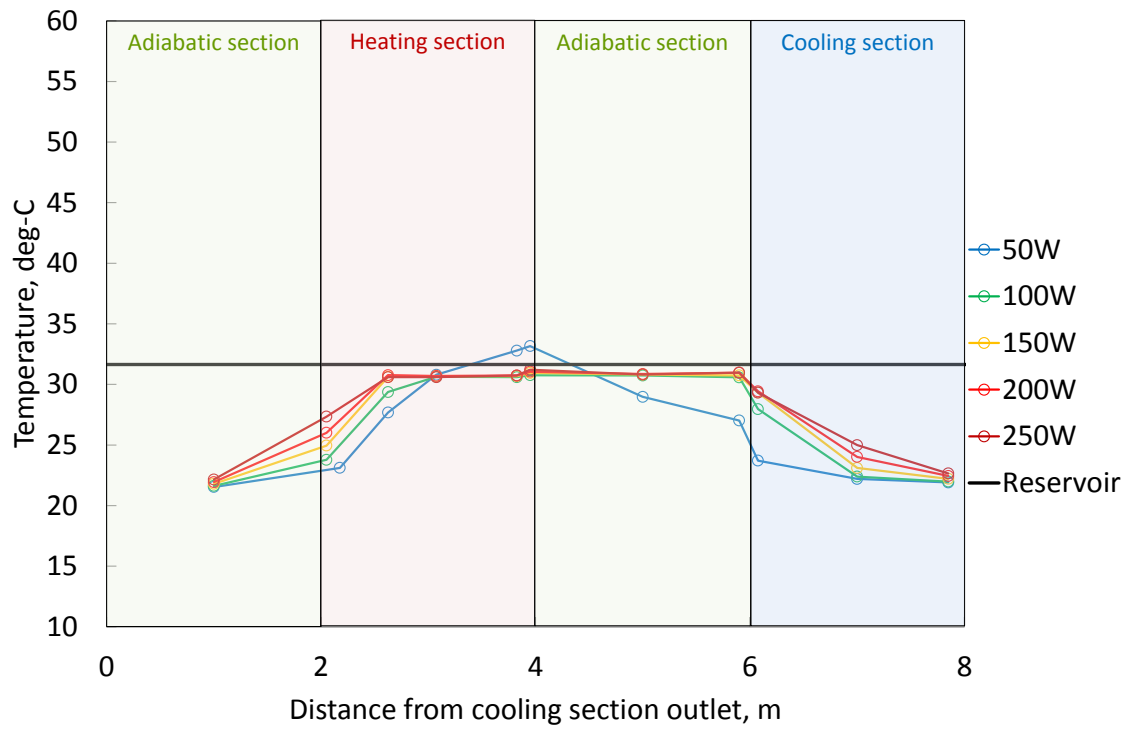
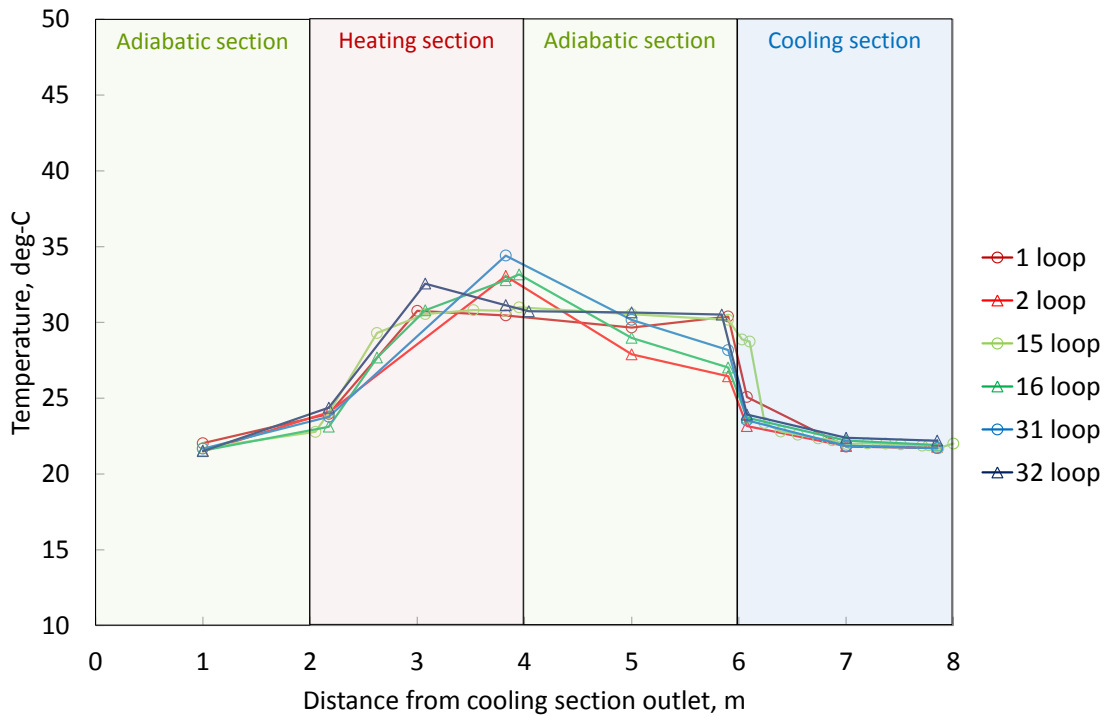
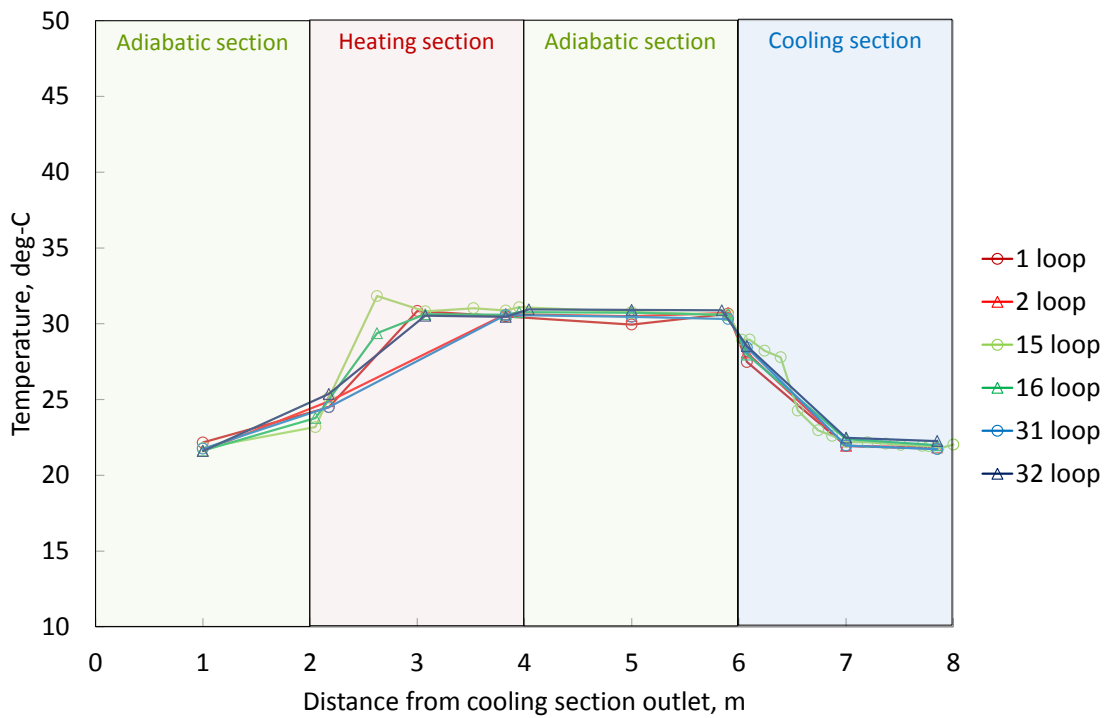


図 2.3.1.4 内径 1.0mm 恒温槽 20°C リザーバ 30°C 第 16 ループ 定常状態軸方向温度分布

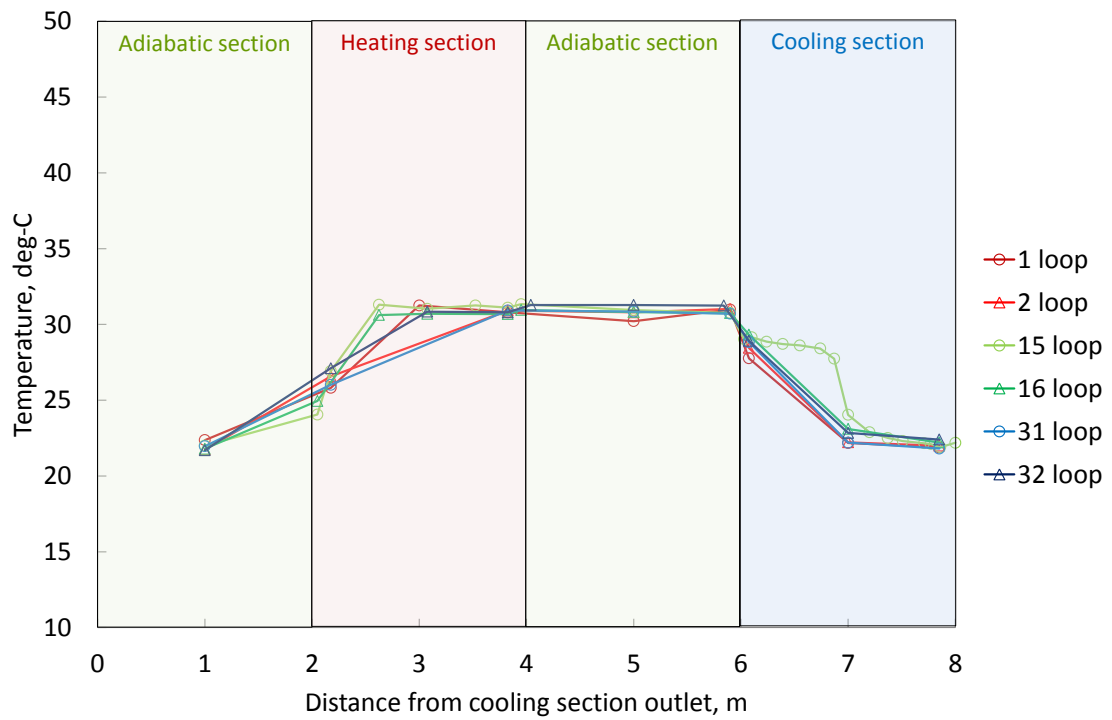


(a) 熱負荷 50 W

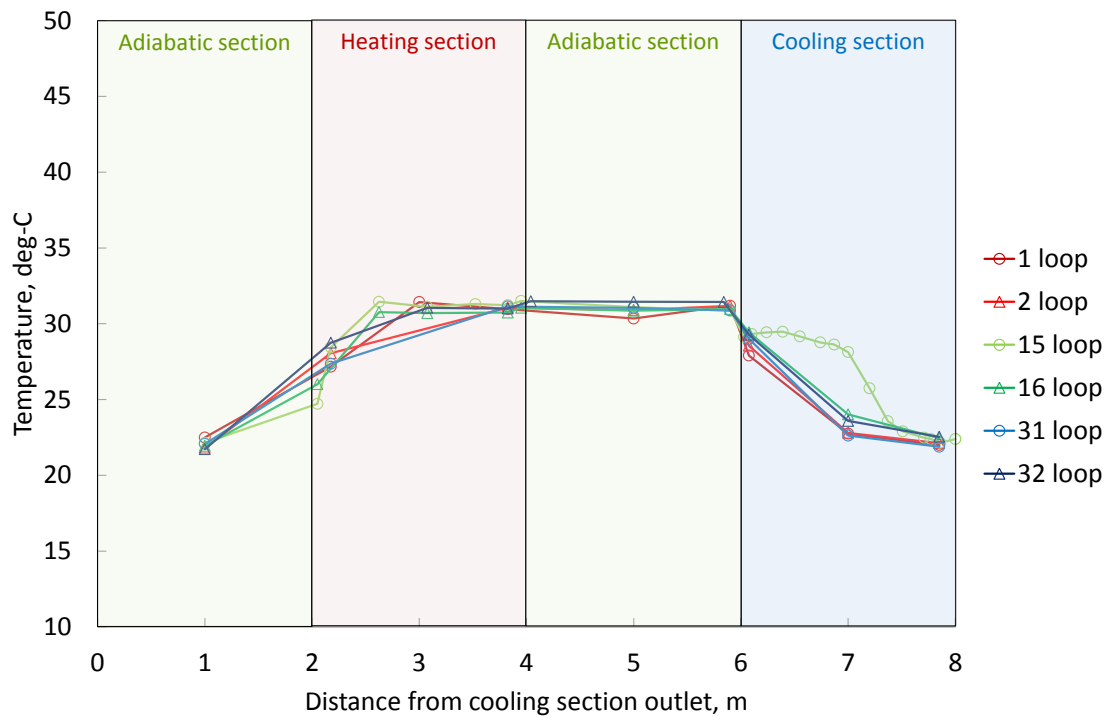


(b) 熱負荷 100 W

図 2.3.1.5 内径 1.0mm 恒温槽 20°C リザーバ 30°C 定常状態軸方向温度分布

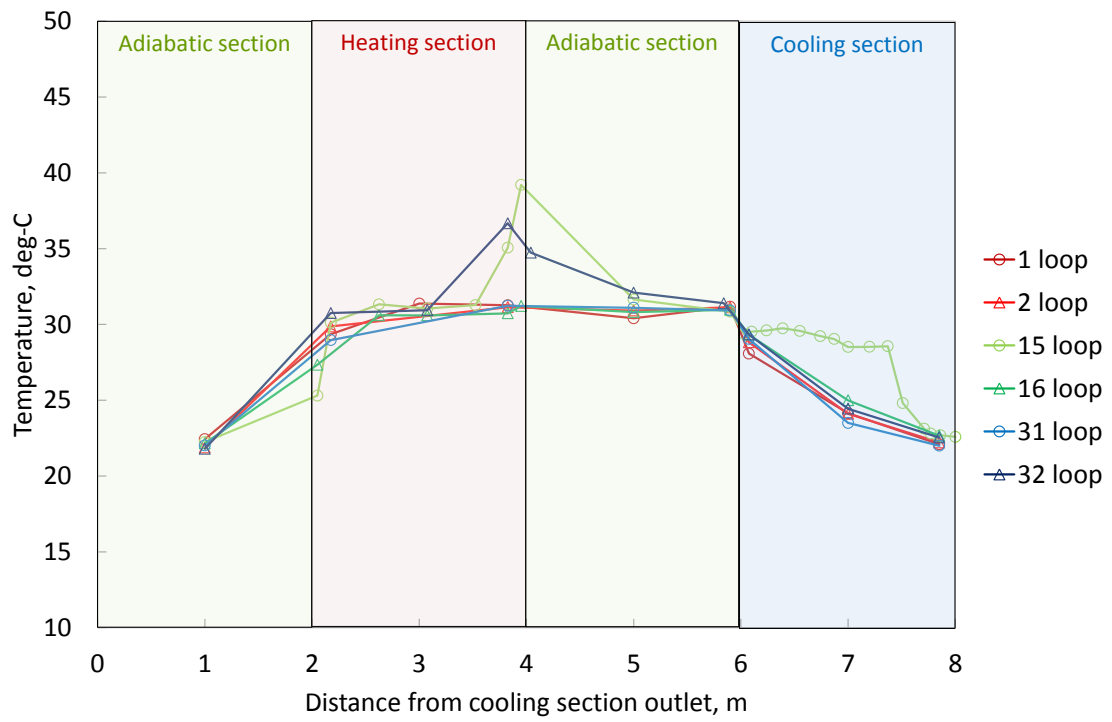


(c) 熱負荷 150 W



(d) 熱負荷 200 W

図 2.3.1.5 内径 1.0mm 恒温槽 20°C リザーバ 30°C 定常状態軸方向温度分布



(e) 熱負荷 250 W

図 2.3.1.5 内径 1.0mm 恒温槽 20°C リザーバ 30°C 定常状態軸方向温度分布



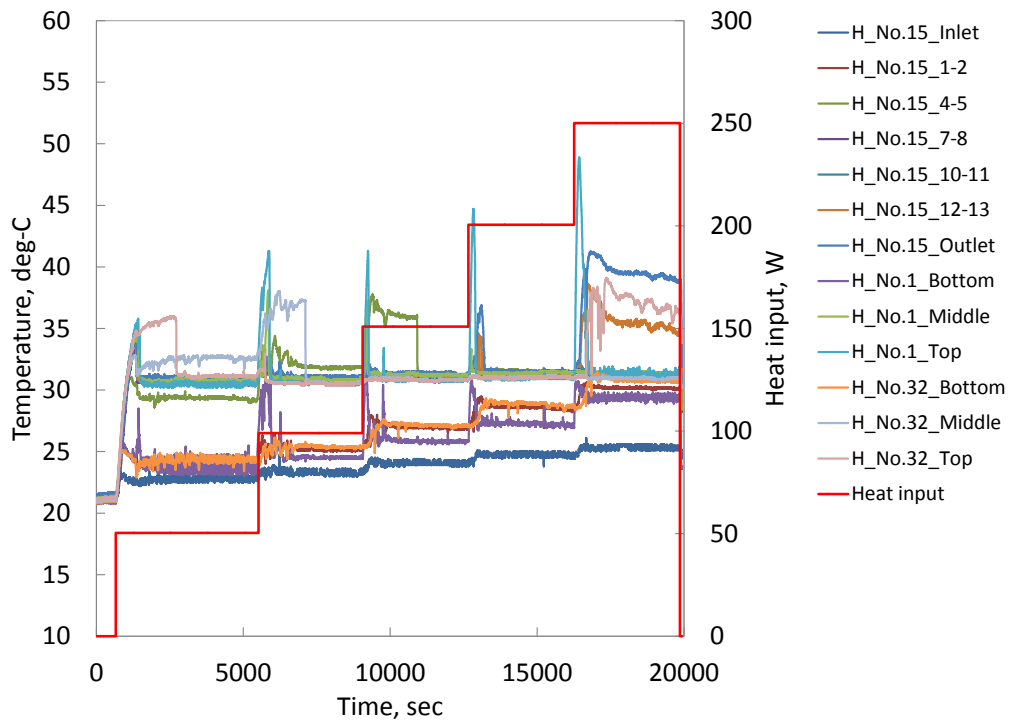


図 2.3.1.6 内径 1.0mm 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 時系列加熱部温度

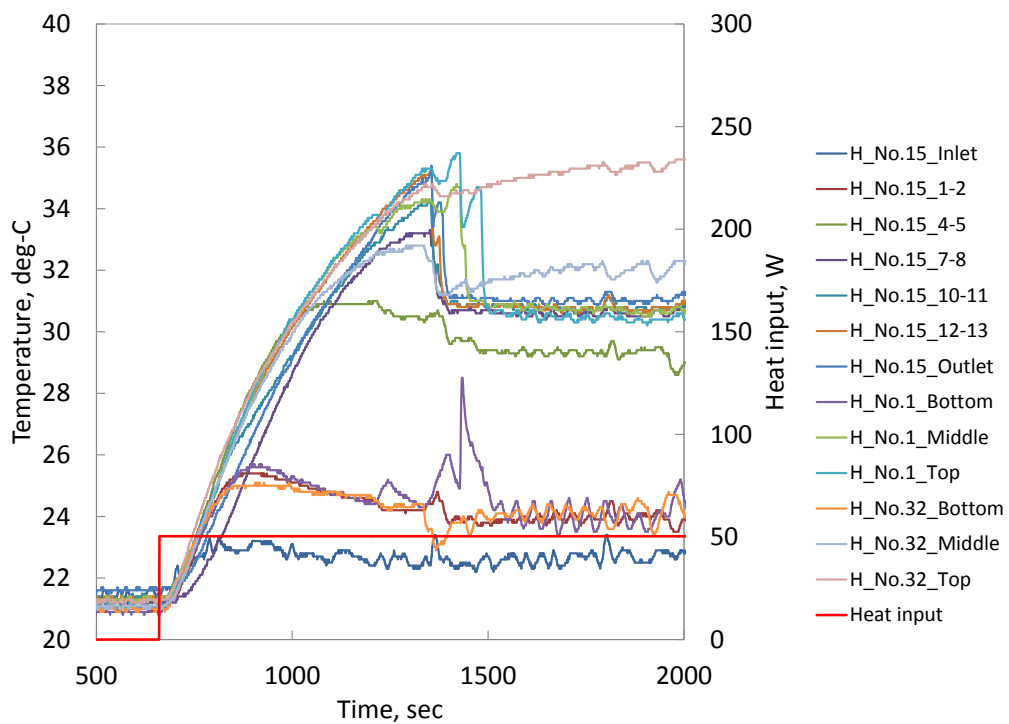


図 2.3.1.7 内径 1.0mm 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 時系列駆動開始温度

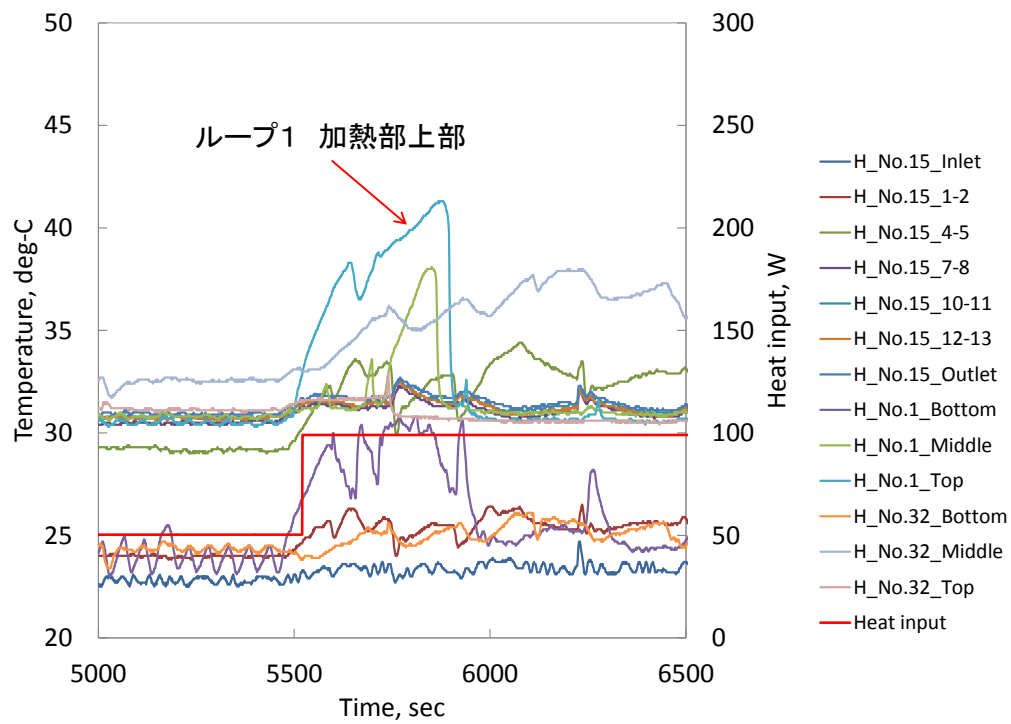
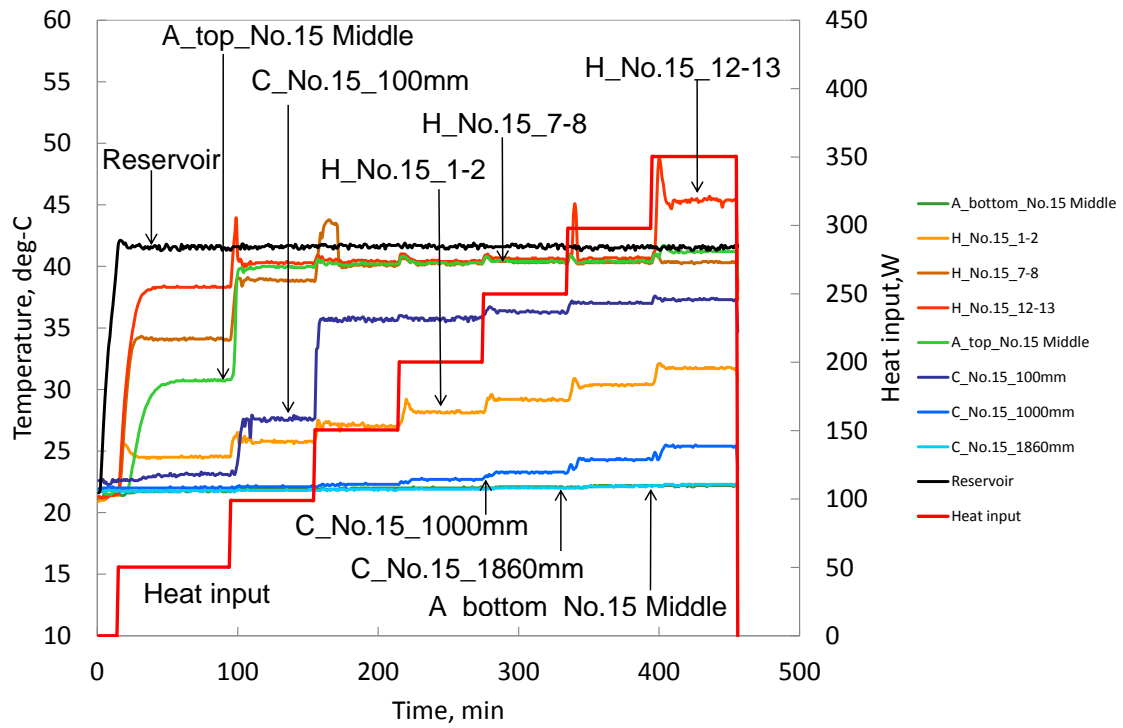
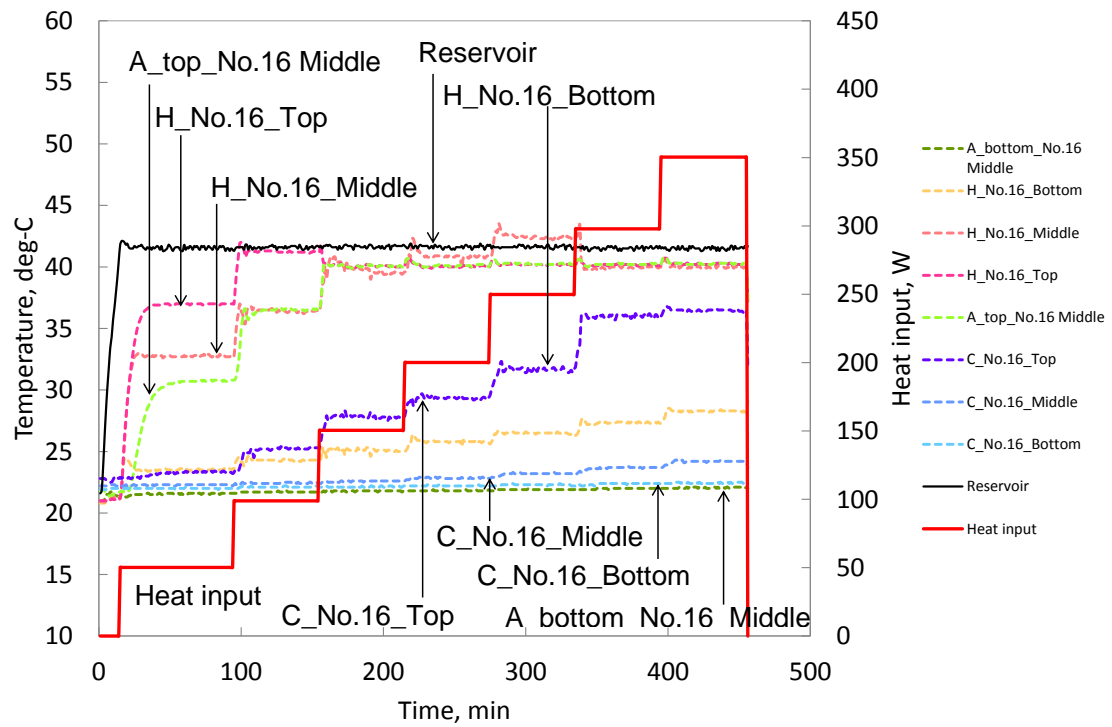


図 2.3.1.8 内径 1.0mm 恒温槽 20°Cリザーバ 30°C 時系列熱負荷変更時の温度

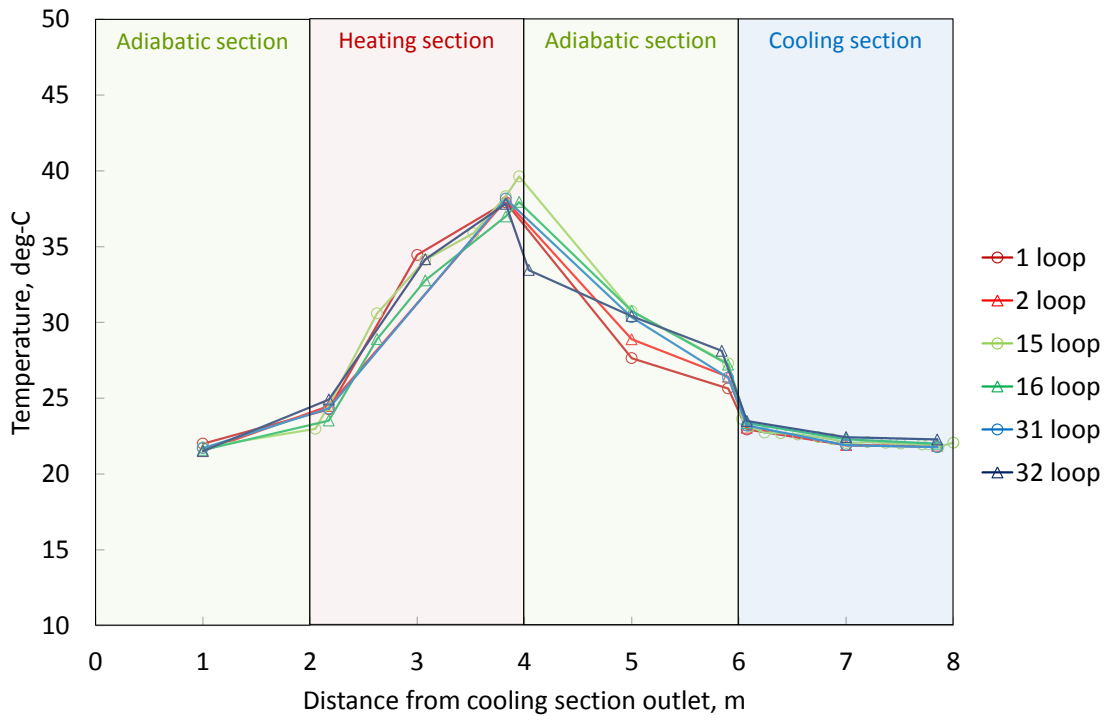


(a) 第 15 ループ

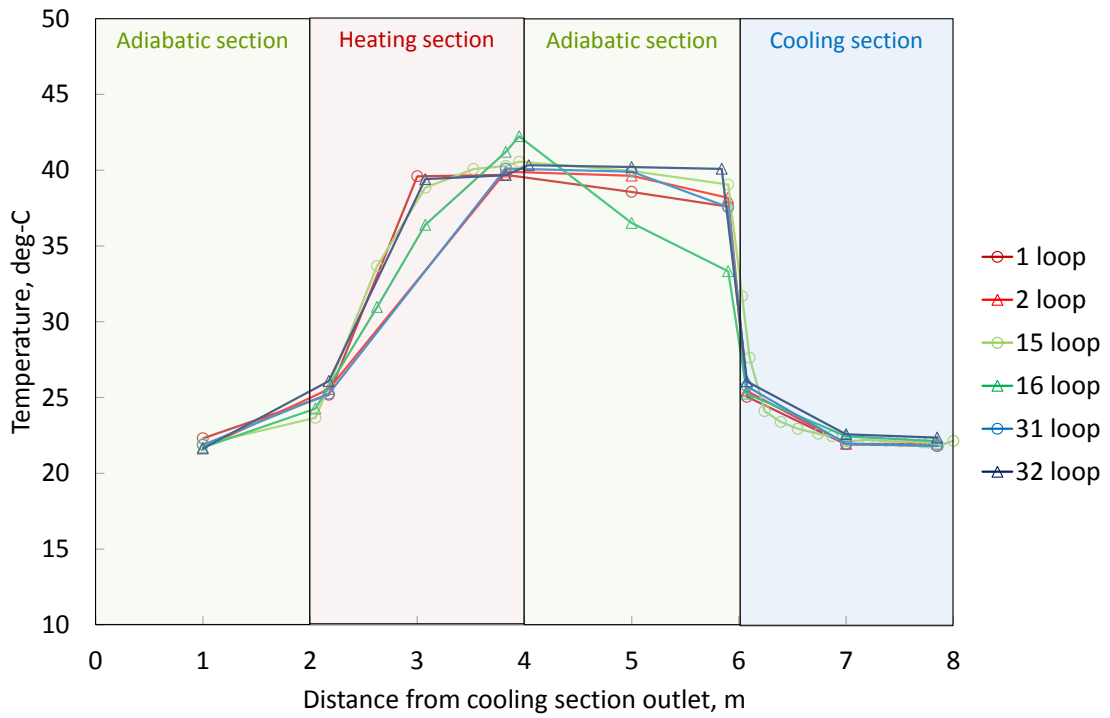


(b) 第 16 ループ

図 2.3.1.9 内径 1.0mm 恒温槽 20°Cリザーバ 40°C 時系列温度

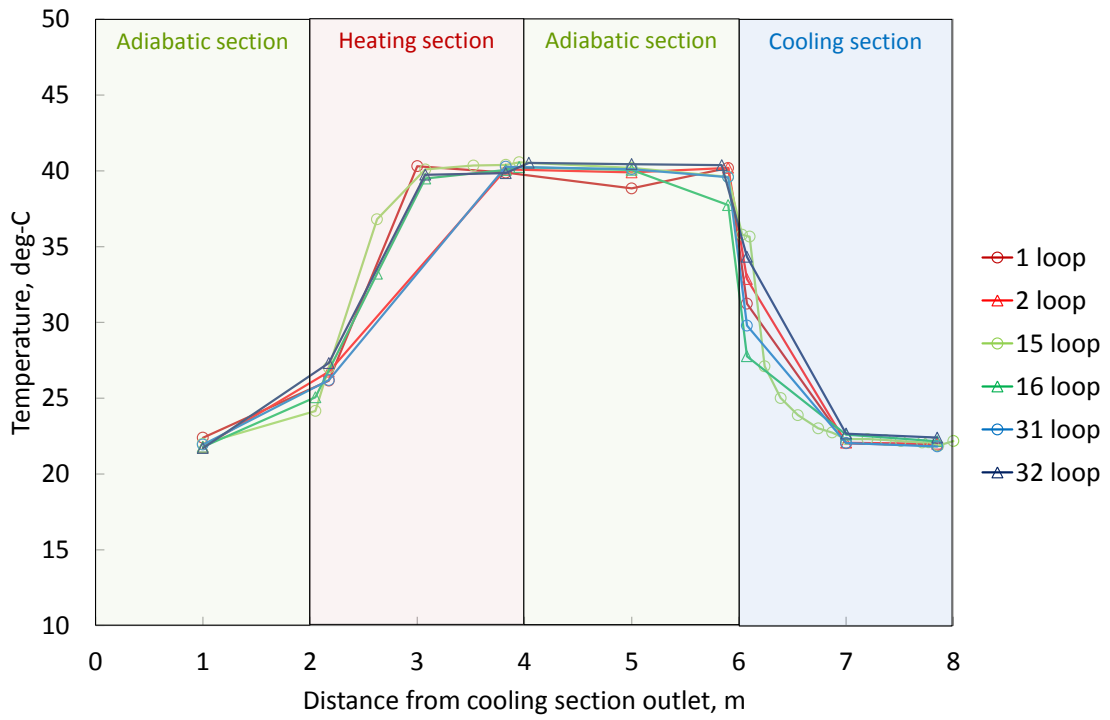


(a) 熱負荷 50W

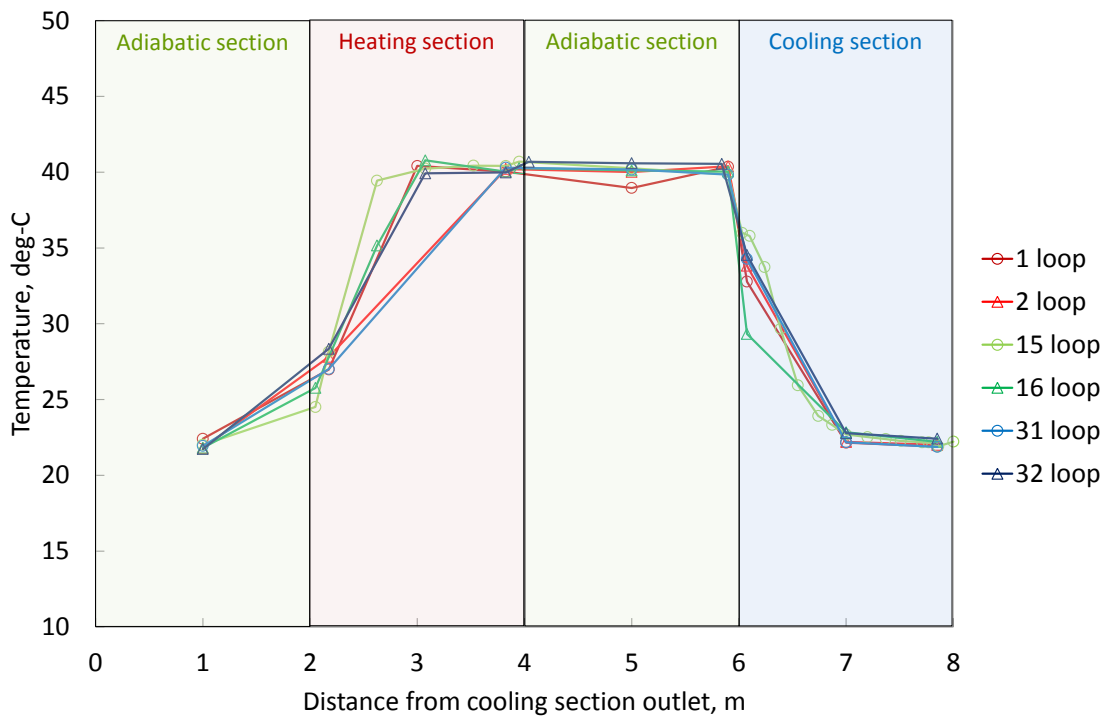


(b) 熱負荷 100W

図 2.3.1.10 内径 1.0mm 恒温槽 20°C リザーバ 40°C 定常状態軸方向温度分布

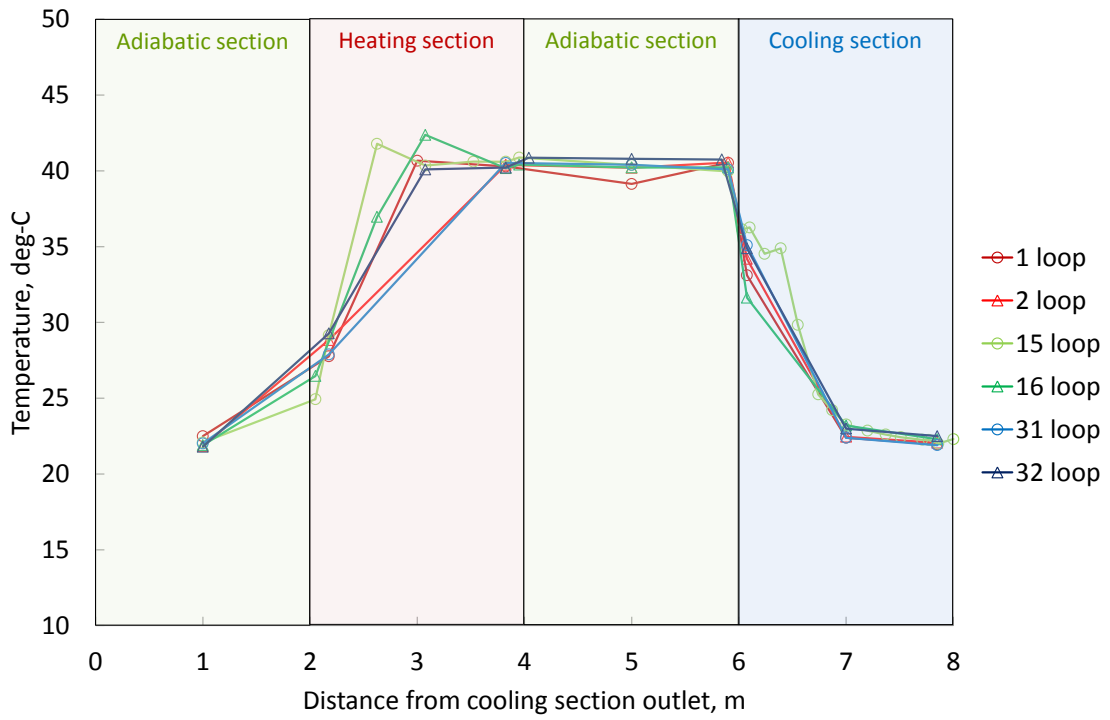


(c) 熱負荷 150W

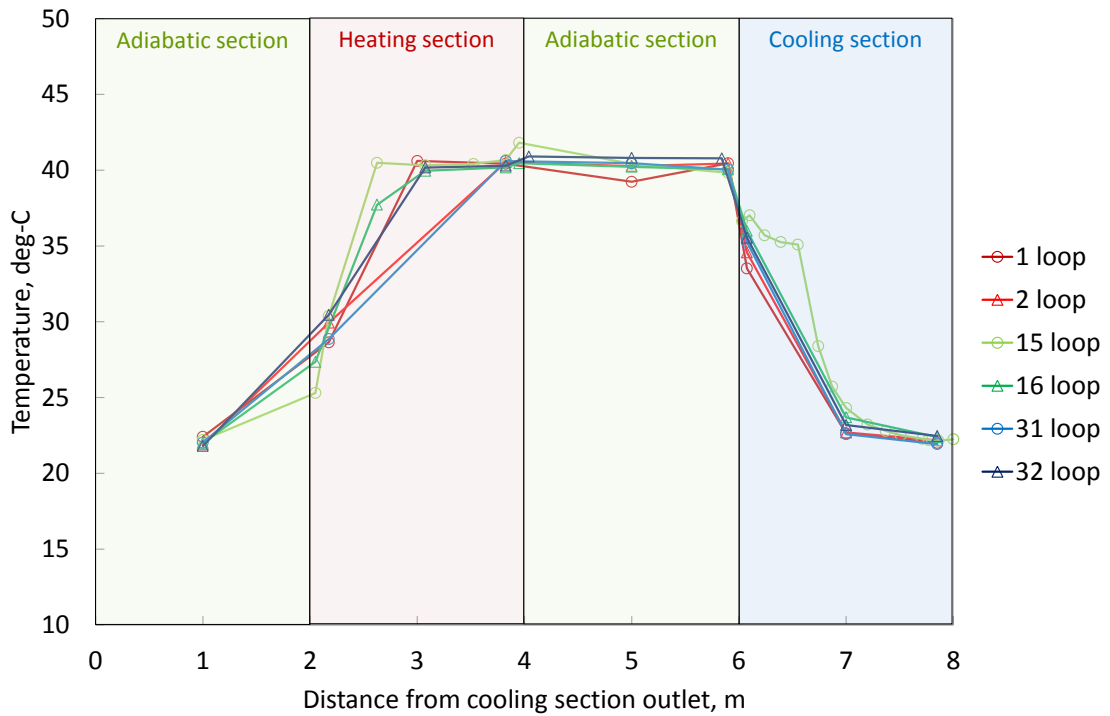


(d) 熱負荷 200W

図 2.3.1.10 内径 1.0mm 恒温槽 20°C リザーバ 40°C 定常状態軸方向温度分布

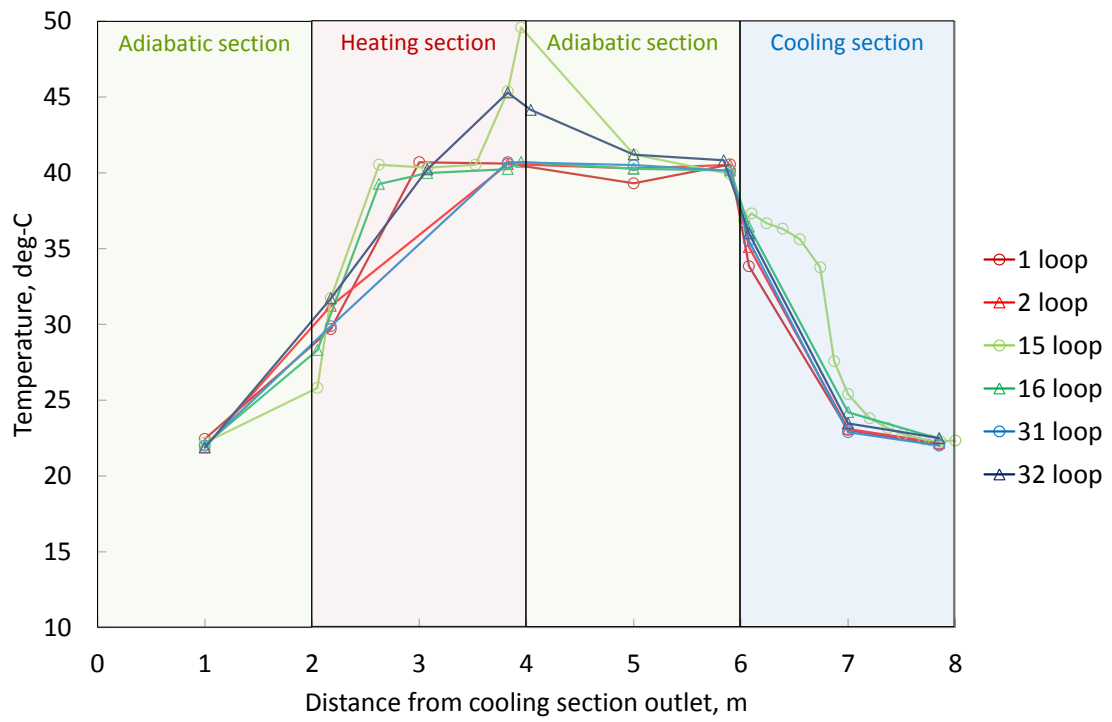


(e) 熱負荷 250W



(f) 熱負荷 300W

図 2.3.1.10 内径 1.0mm 恒温槽 20°C リザーバ 40°C 定常状態軸方向温度分布



(g) 熱負荷 350W

図 2.3.1.10 内径 1.0mm 恒温槽 20°C リザーバ 40°C 定常状態軸方向温度分布

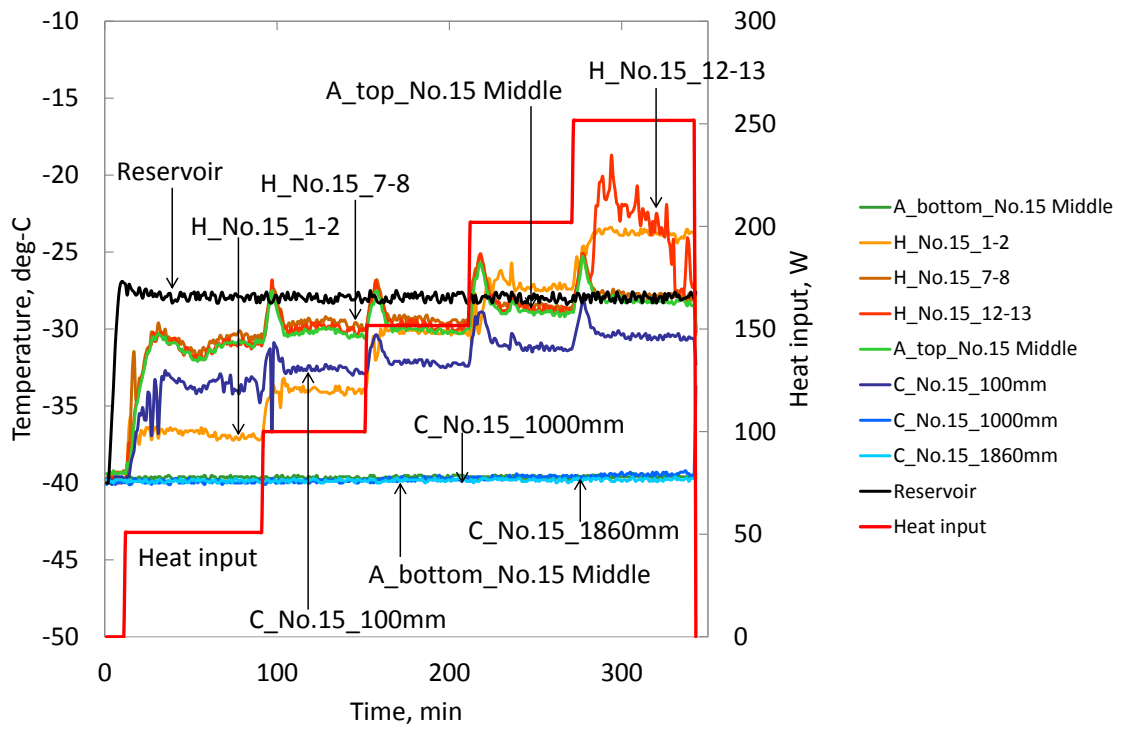


図 2.3.1.11 内径 1.0mm 恒温槽-40℃リザーバー-30℃ 第 15 ループ 時系列温度

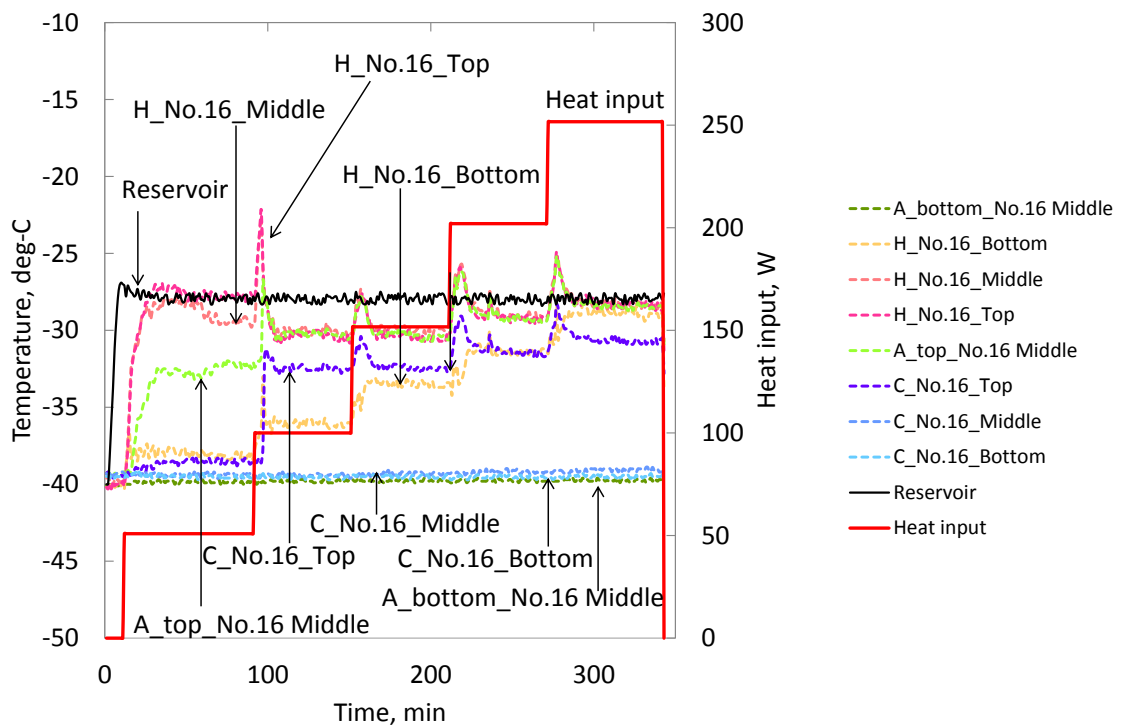


図 2.3.1.12 内径 1.0mm 恒温槽-40℃リザーバー-30℃ 第 16 ループ 時系列温度



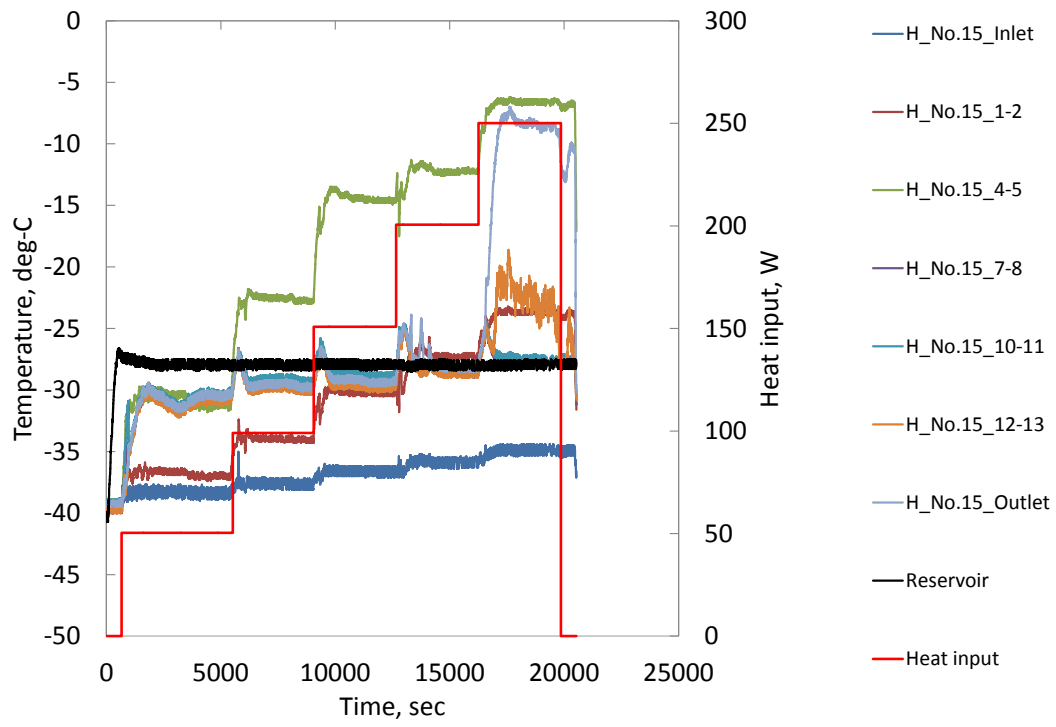


図 2.3.1.13 内径 1.0mm 恒温槽 -40°C リザーバー -30°C 時系列加熱部温度

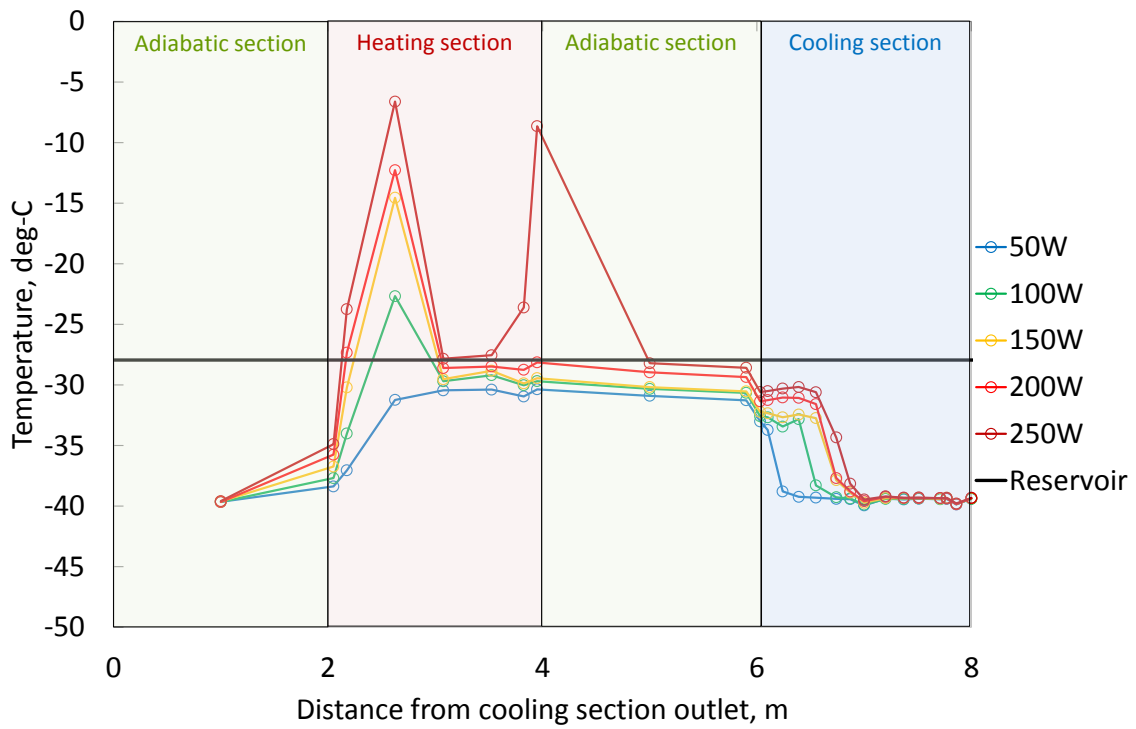


図 2.3.1.14 内径 1.0mm 恒温槽-40℃リザーバー-30℃ 第 15 ループ 定常状態軸方向温度分布

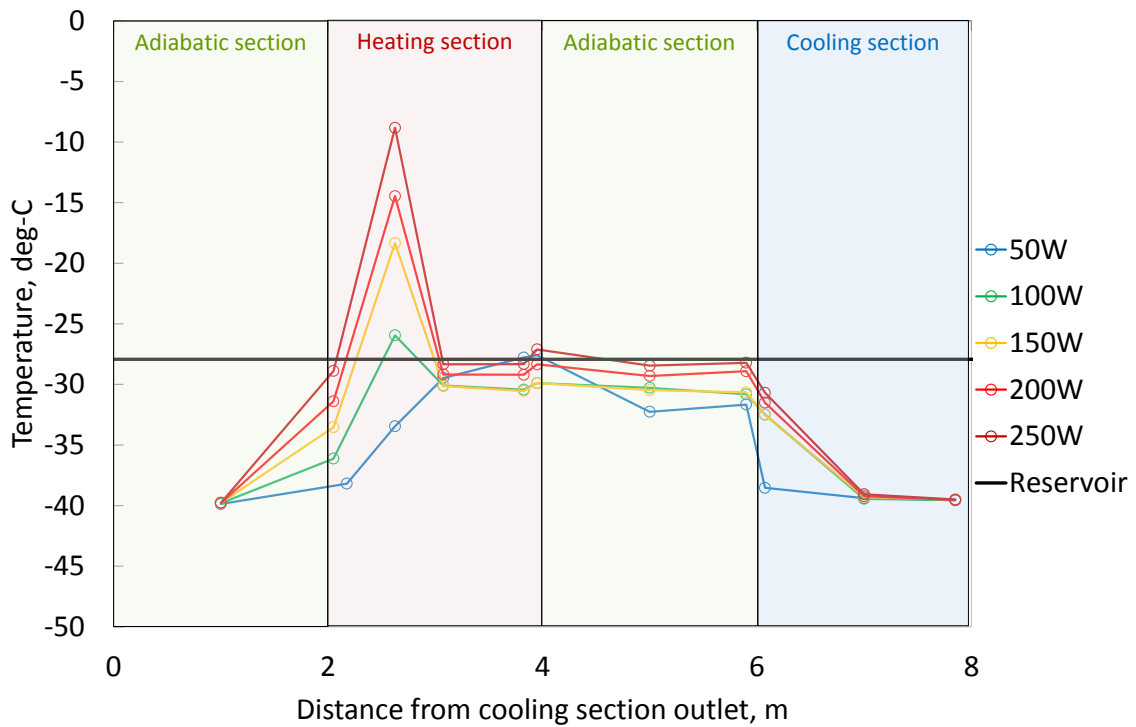
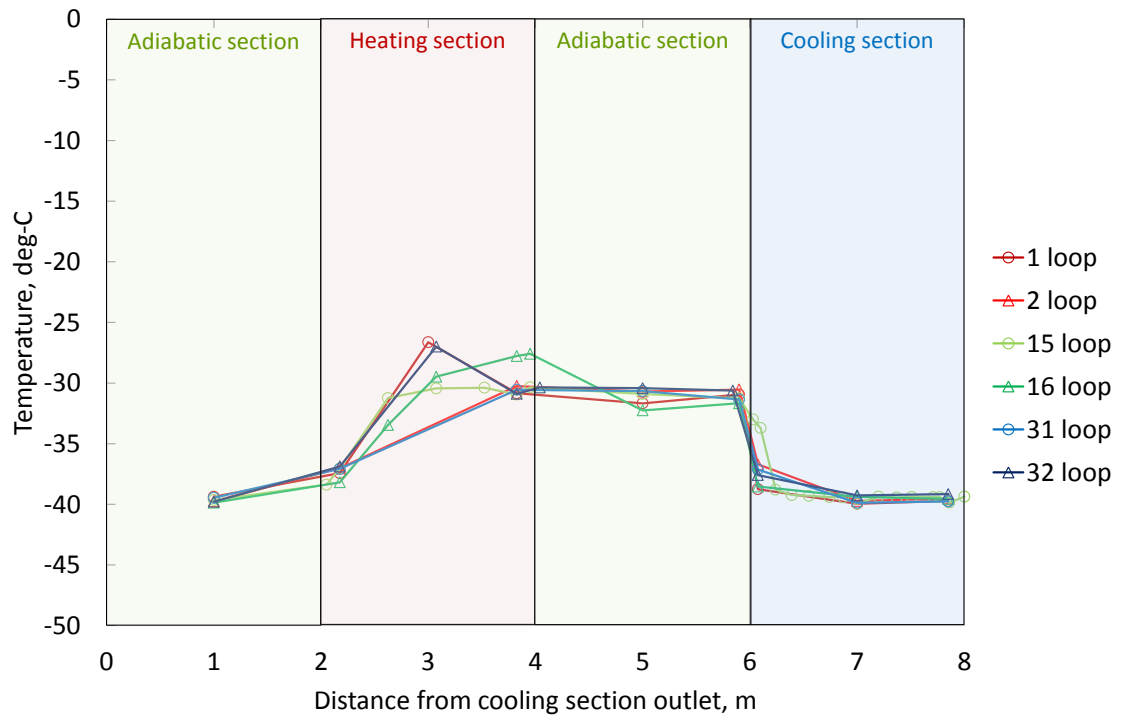
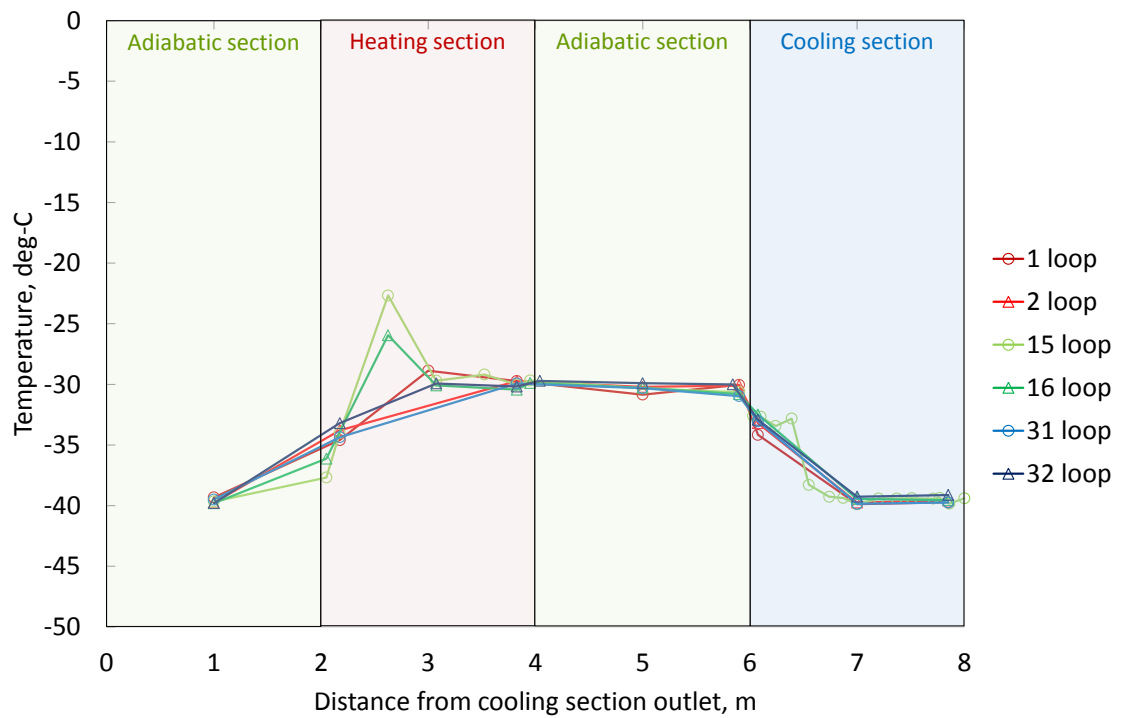


図 2.3.1.15 内径 1.0mm 恒温槽-40℃リザーバー-30℃ 第 16 ループ 定常状態軸方向温度分布

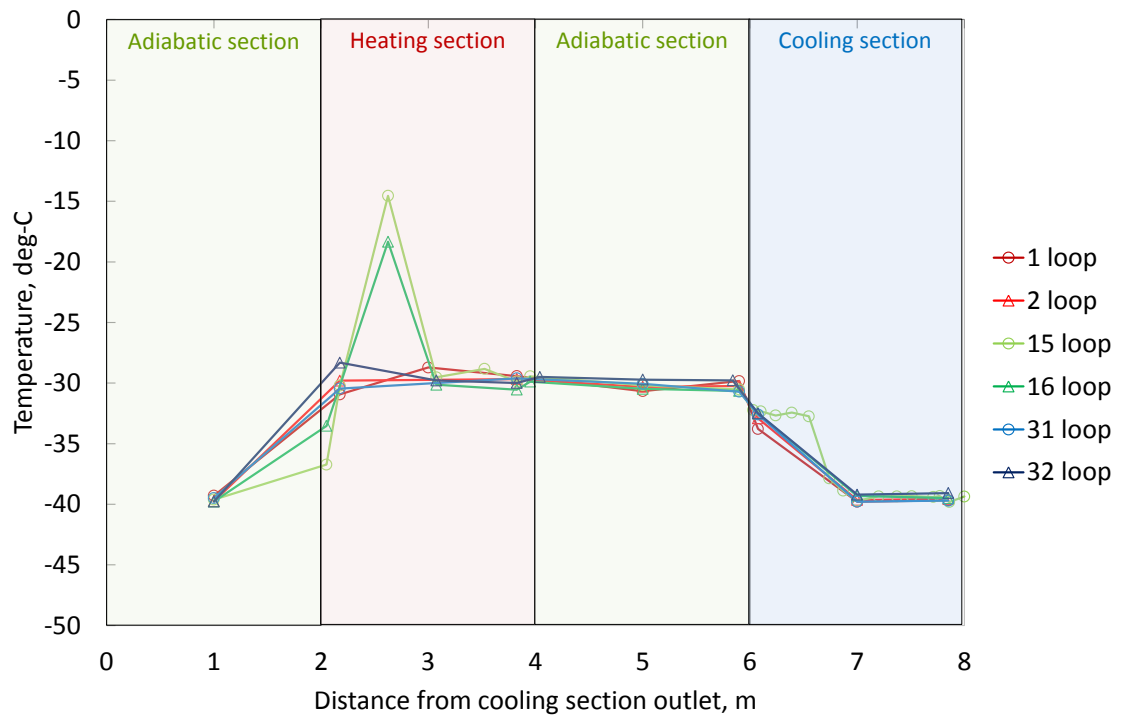


(a) 熱負荷 50W

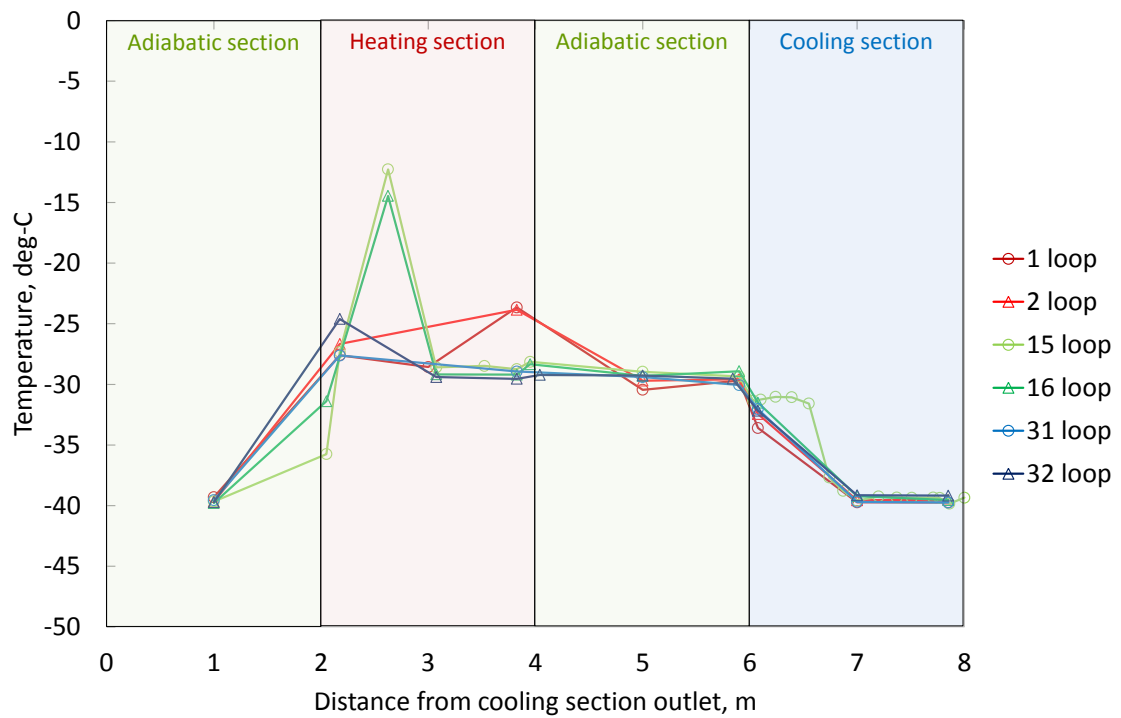


(b) 熱負荷 100W

図 2.3.1.16 内径 1.0mm 恒温槽 -40°C リザーバー 30°C 定常状態軸方向温度分布

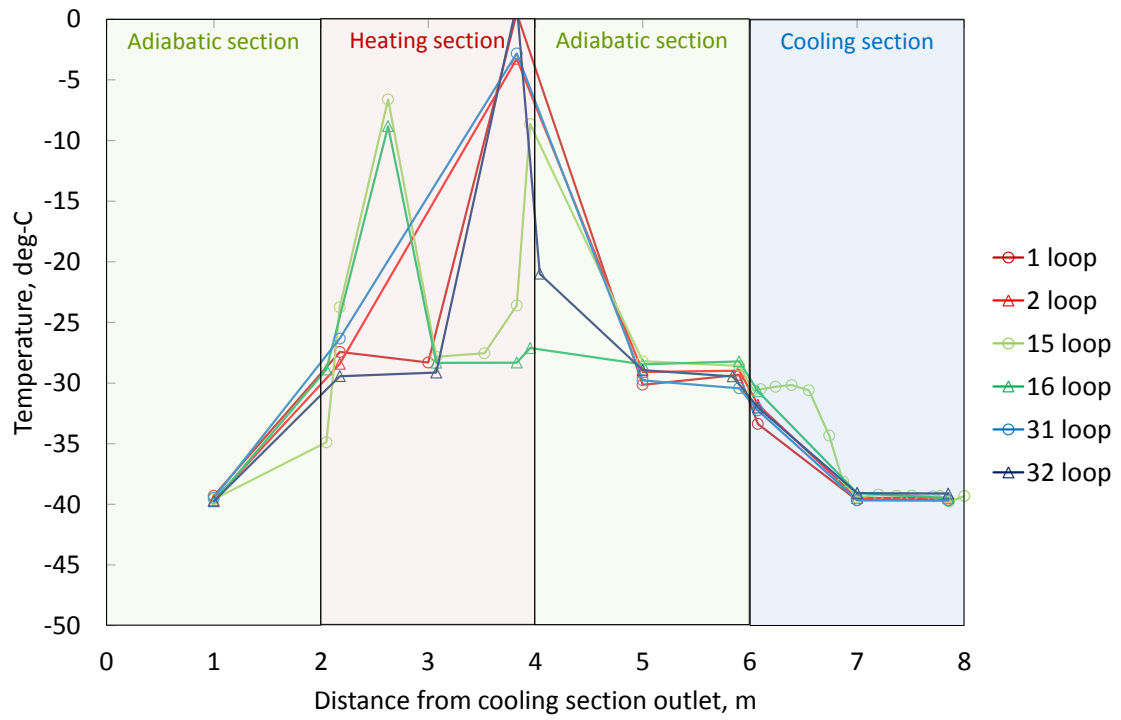


(c) 熱負荷 150W



(d) 熱負荷 200W

図 2.3.1.16 内径 1.0mm 恒温槽 -40°C リザーバー 30°C 定常状態軸方向温度分布



(e) 熱負荷 250W

図 2.3.1.16 内径 1.0mm 恒温槽-40°Cリザーバー30°C 定常状態軸方向温度分布

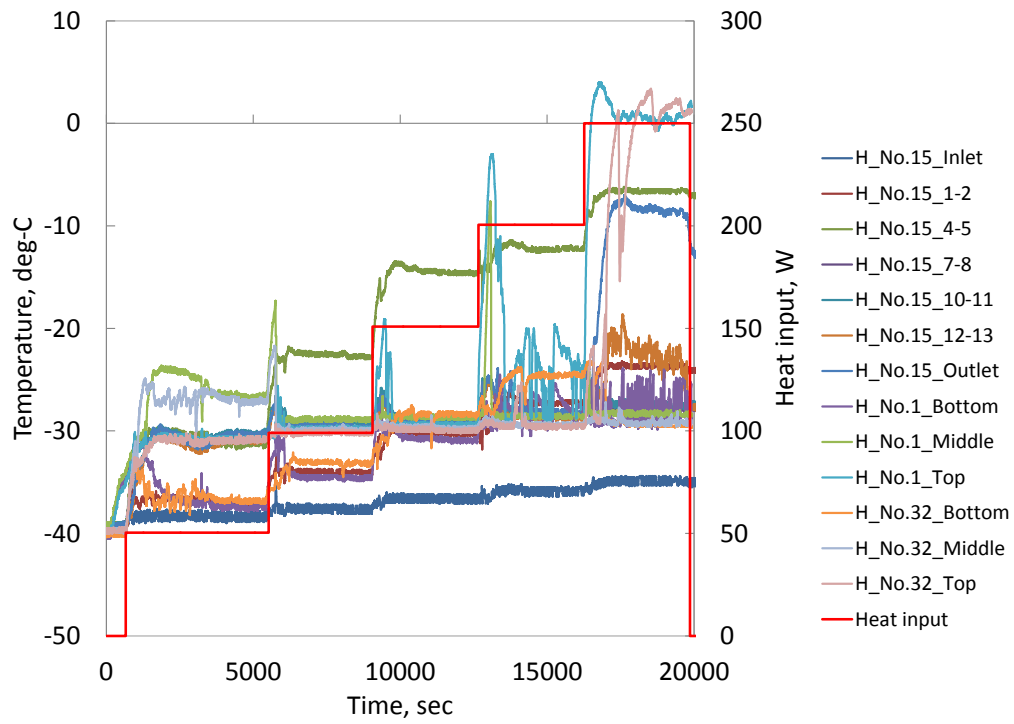
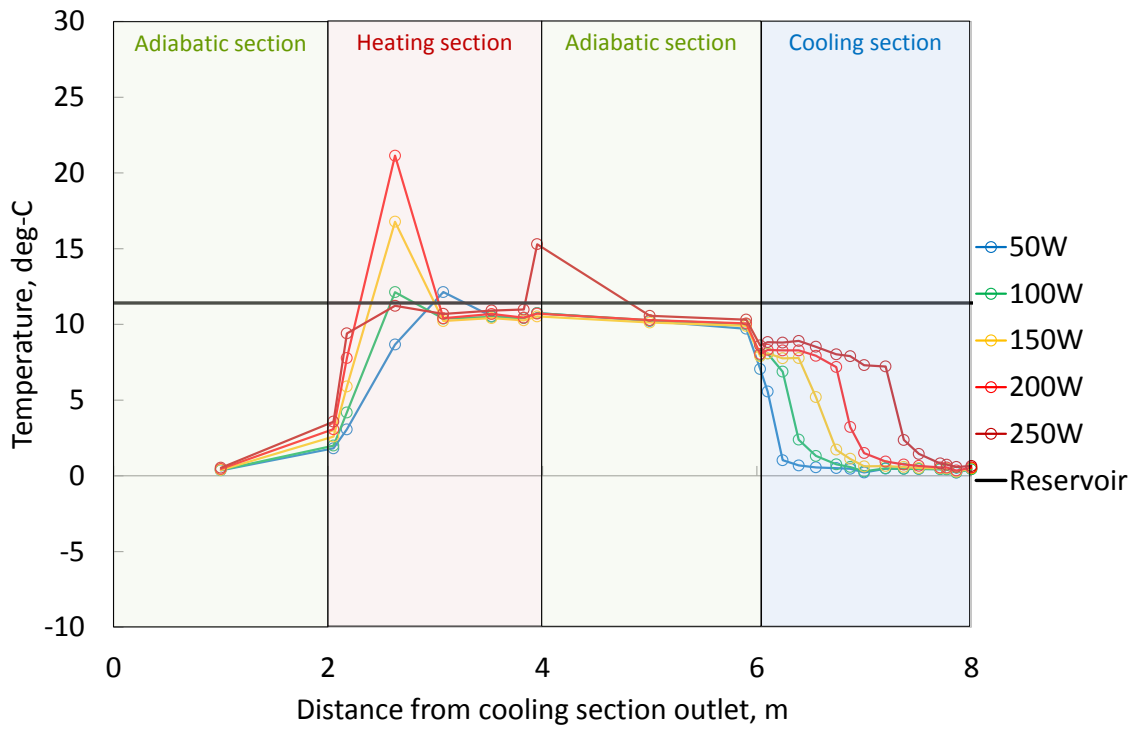
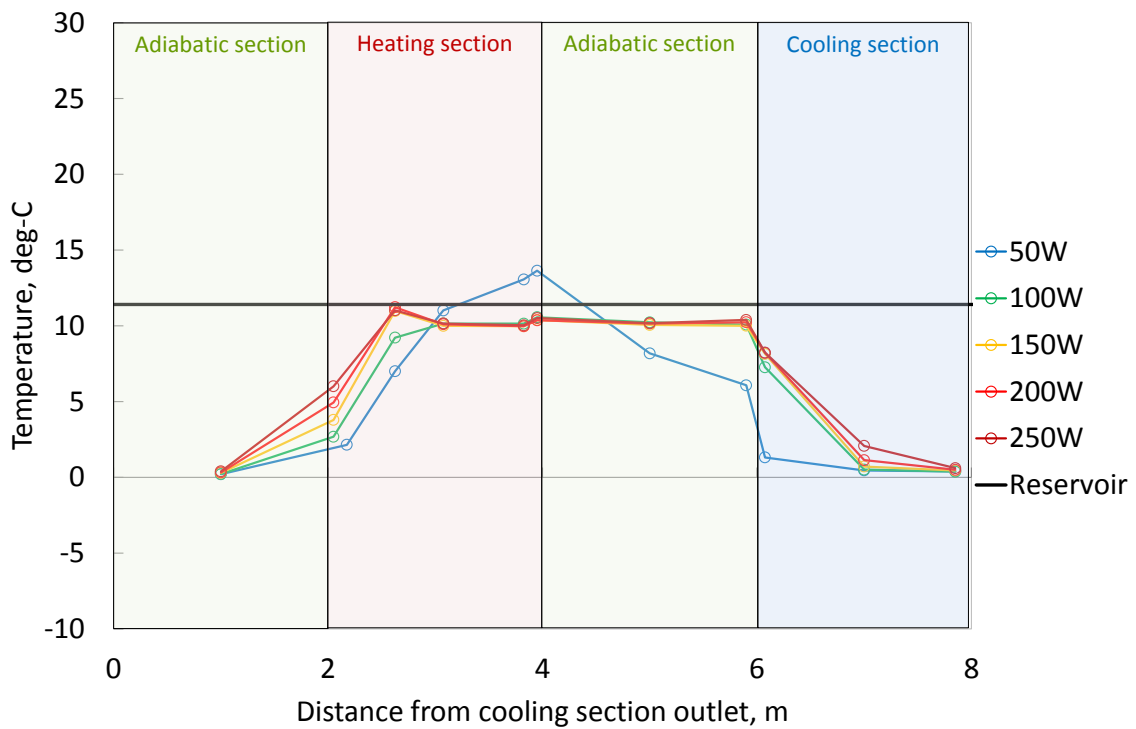


図 2.3.1.17 内径 1.0mm 恒温槽 -40°C リザーバー 30°C 時系列加熱部温度

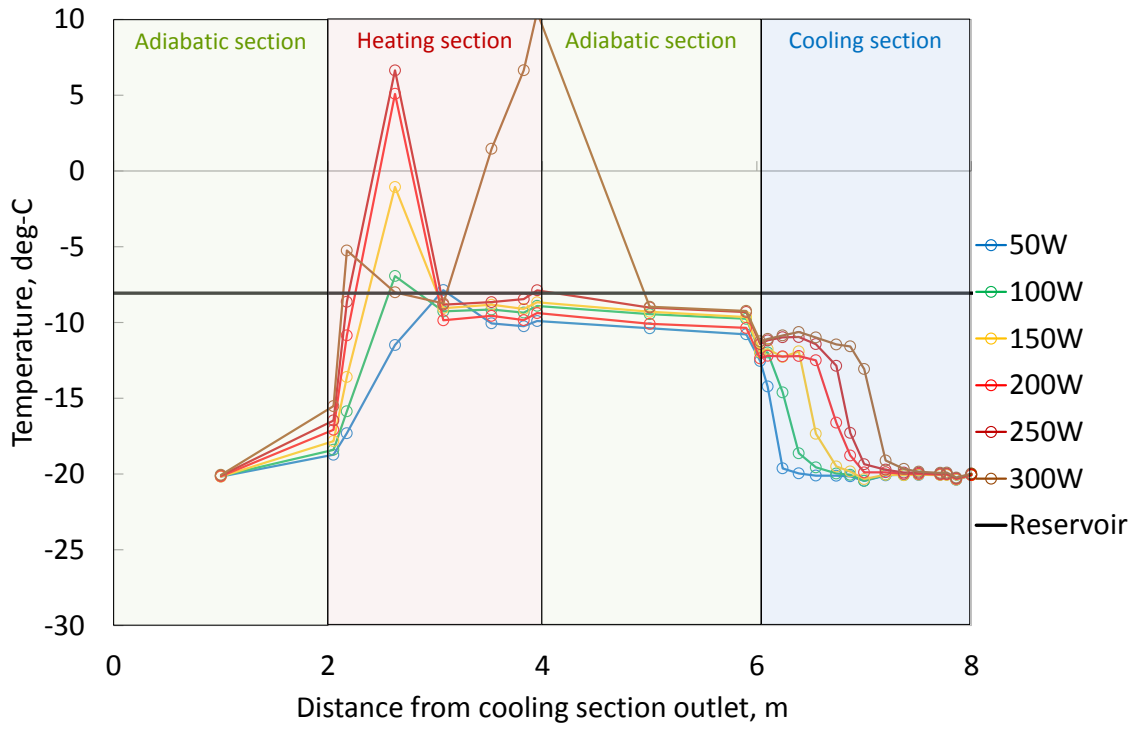


(a) 第 15 ループ

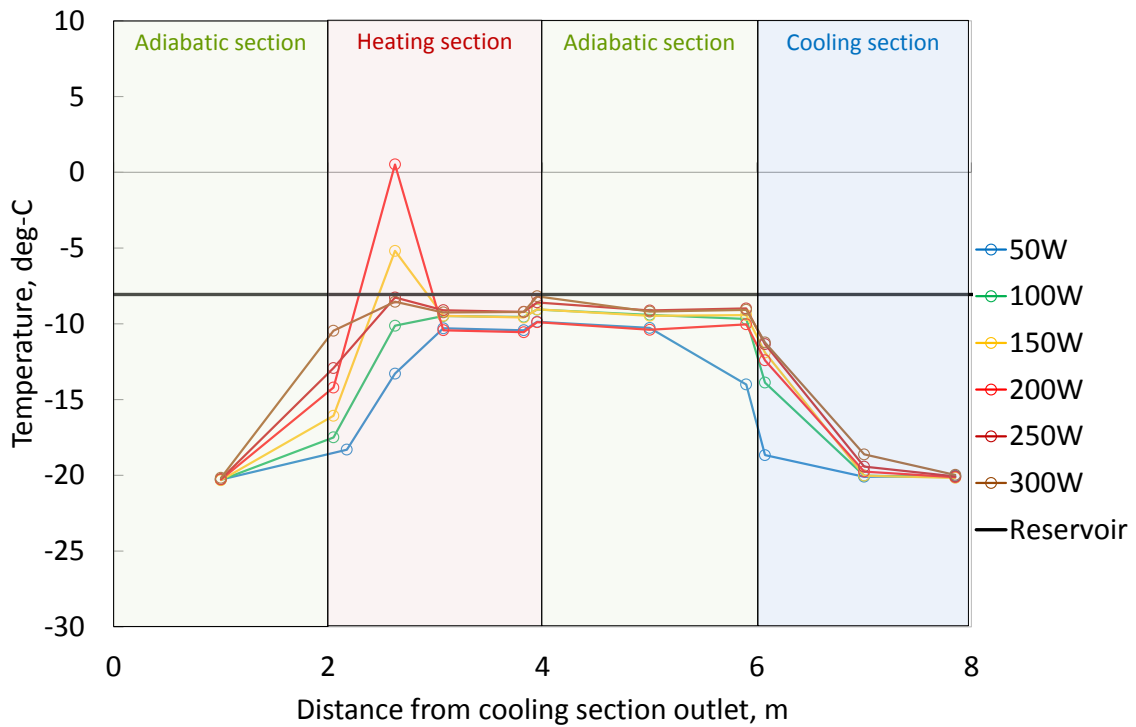


(b) 第 16 ループ

図 2.3.1.18 内径 1.0mm 恒温槽 0°C リザーバ 10°C 定常状態軸方向温度分布



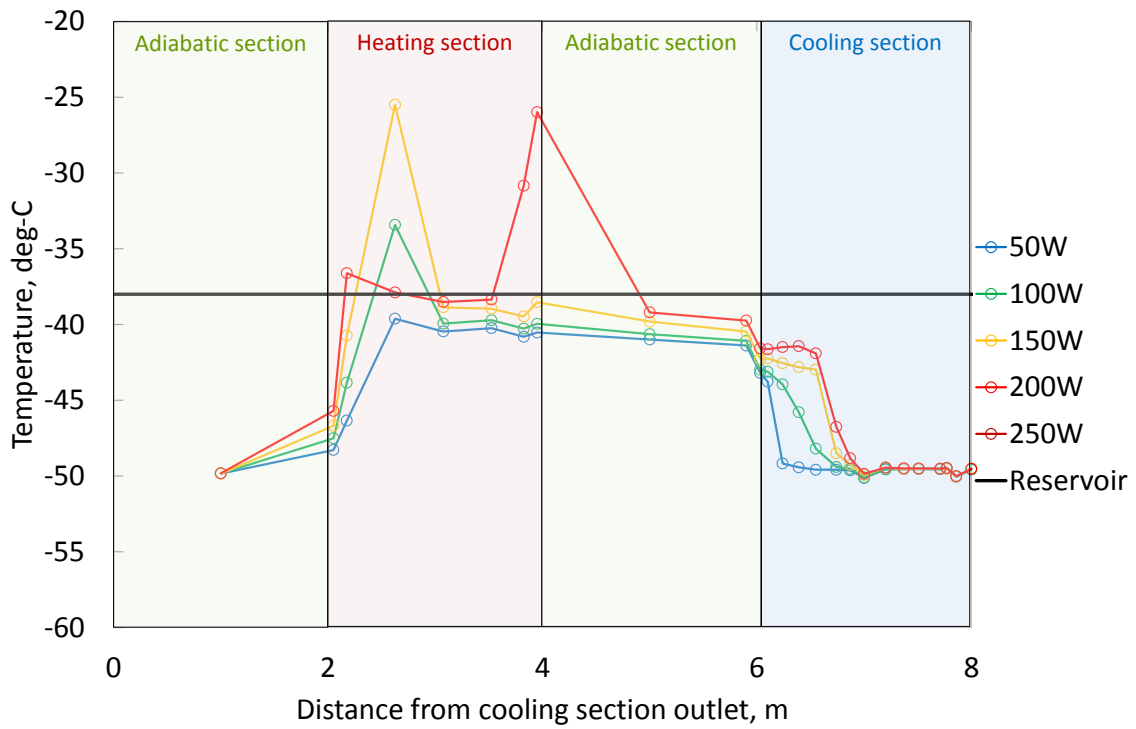
(a) 第 15 ループ



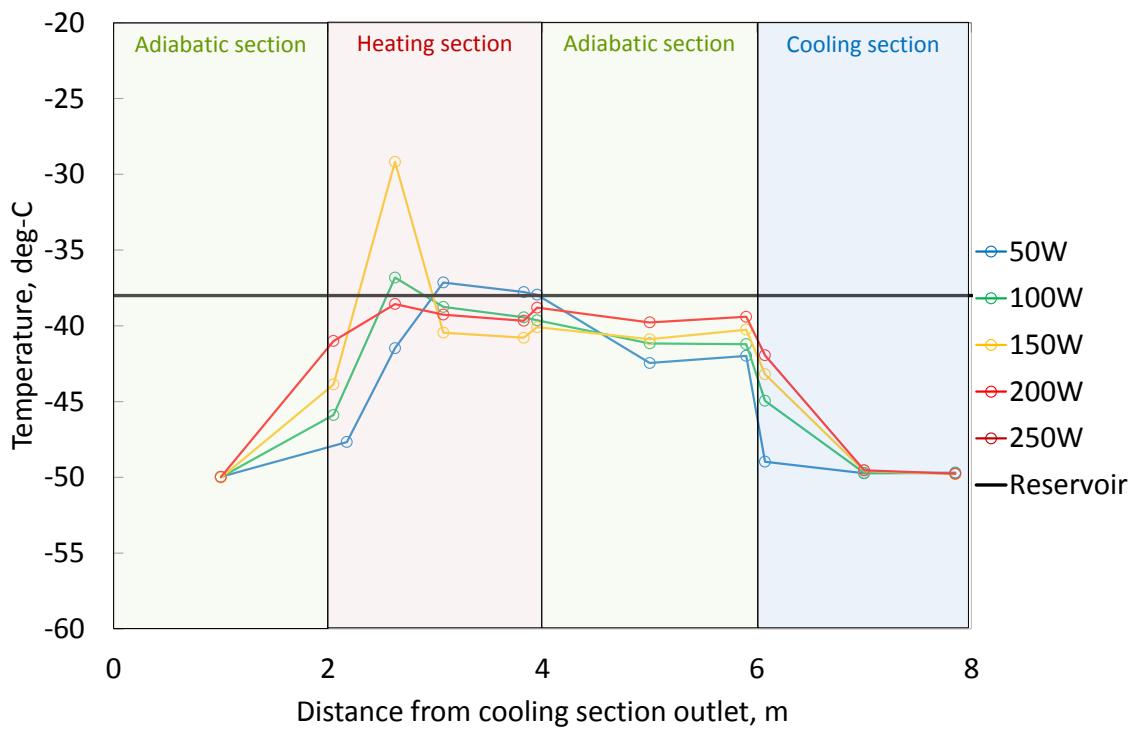
(b) 第 16 ループ

図 2.3.1.19 内径 1.0mm 恒温槽 -20°C リザーバー 10°C 定常状態軸方向温度分布



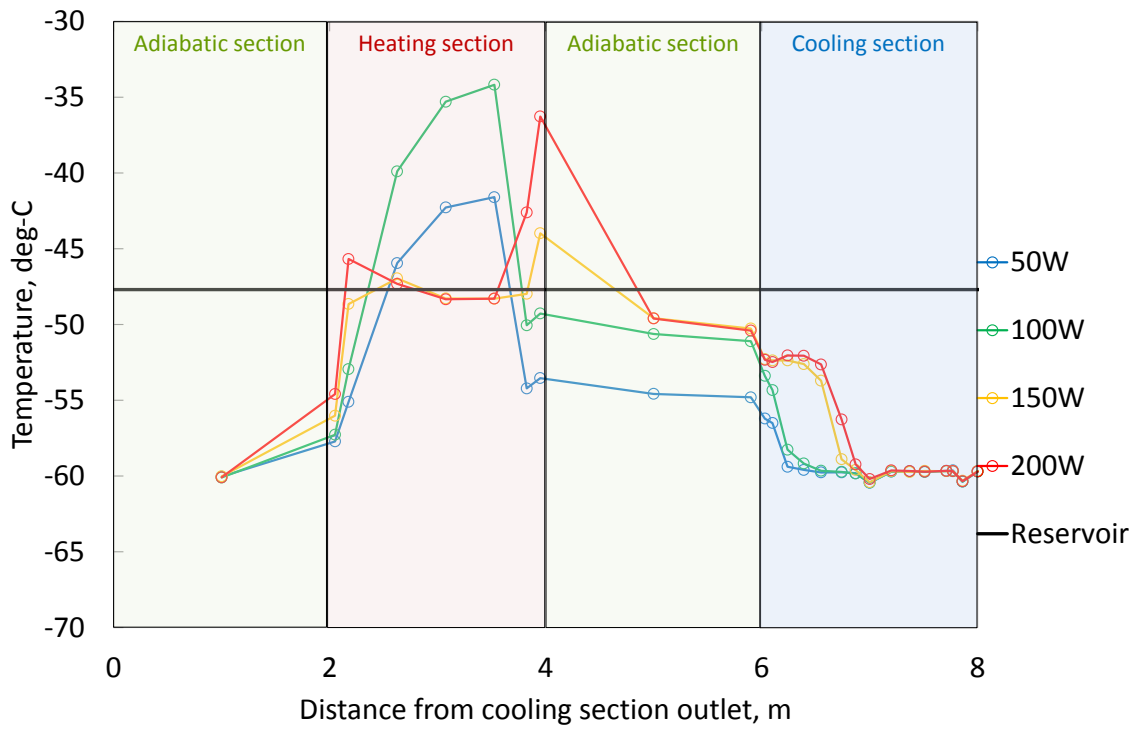


(a) 第 15 ループ

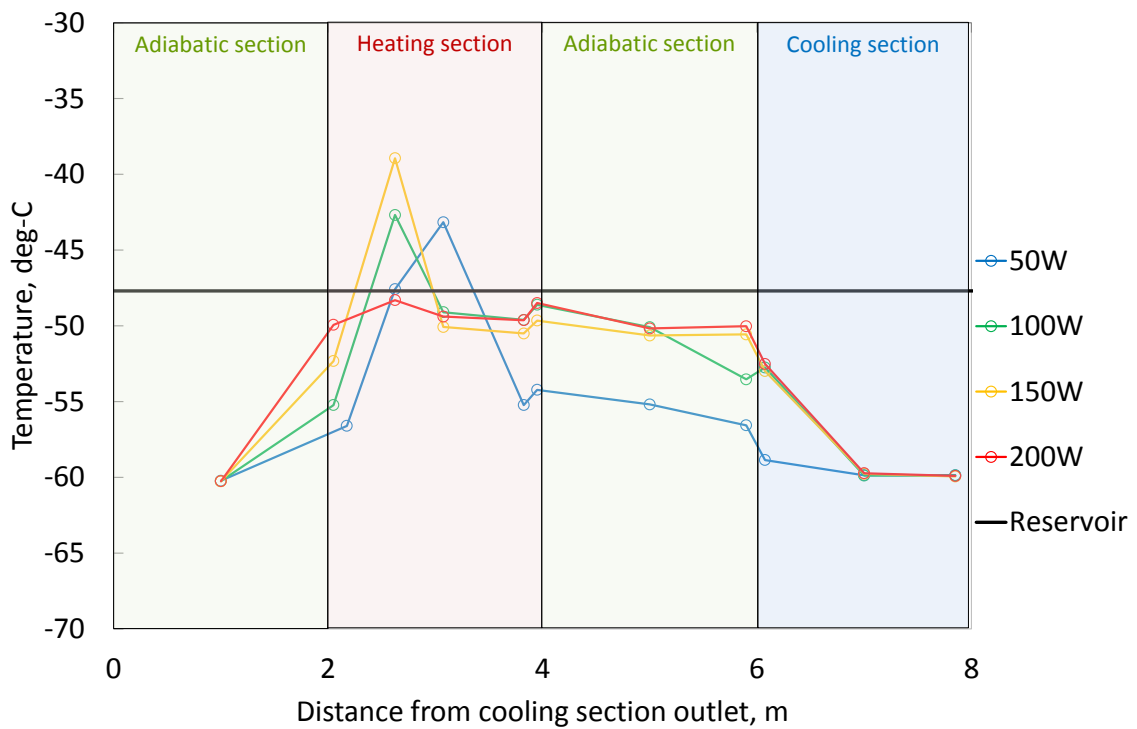


(b) 第 16 ループ

図 2.3.1.20 内径 1.0mm 恒温槽 -50°C リザーバー -40°C 定常状態軸方向温度分布



(a) 第15ループ



(b) 第16ループ

図 2.3.1.21 内径 1.0mm 恒温槽 -60°C リザーバー 50°C 定常状態軸方向温度分布

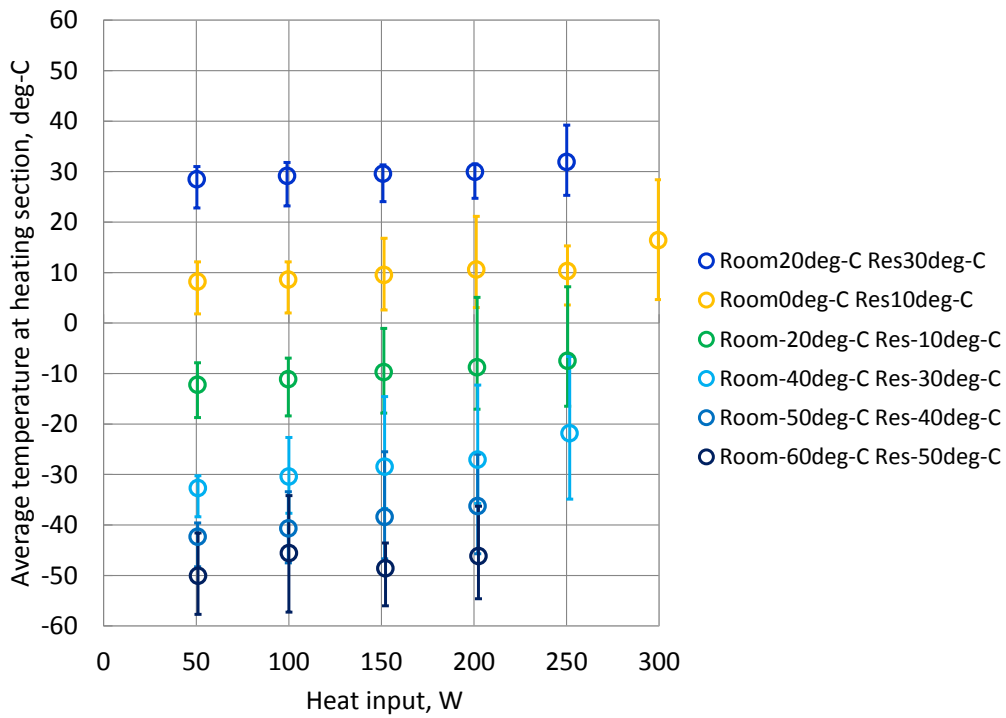


図 2.3.1.22 内径 1.0mm 各温度，熱負荷における加熱部温度分布

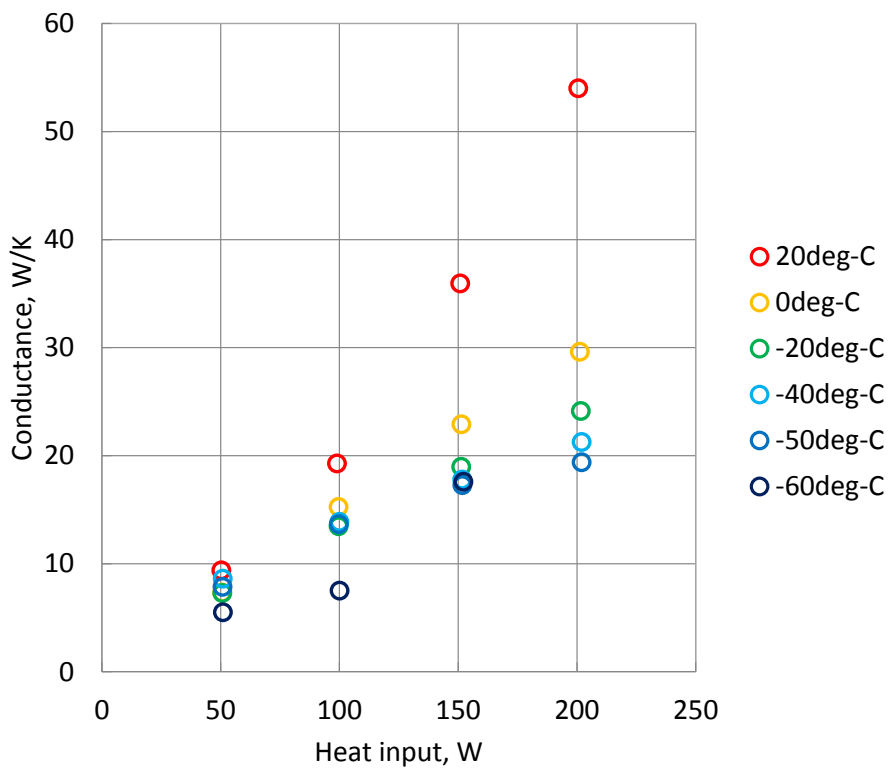


図 2.3.1.23 内径 1.0mm 各温度，熱負荷におけるコンダクタンス

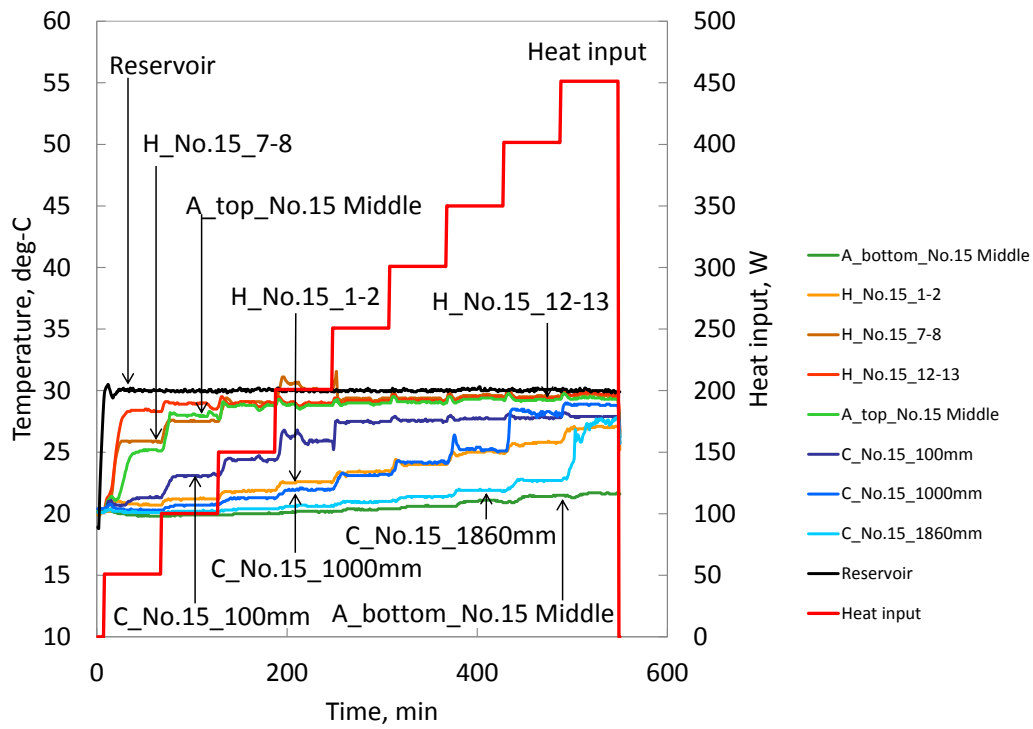


図 2.3.1.24 内径 1.3mm 恒温槽 20°Cリザーバ 30°C 第 15 ループ 時系列温度

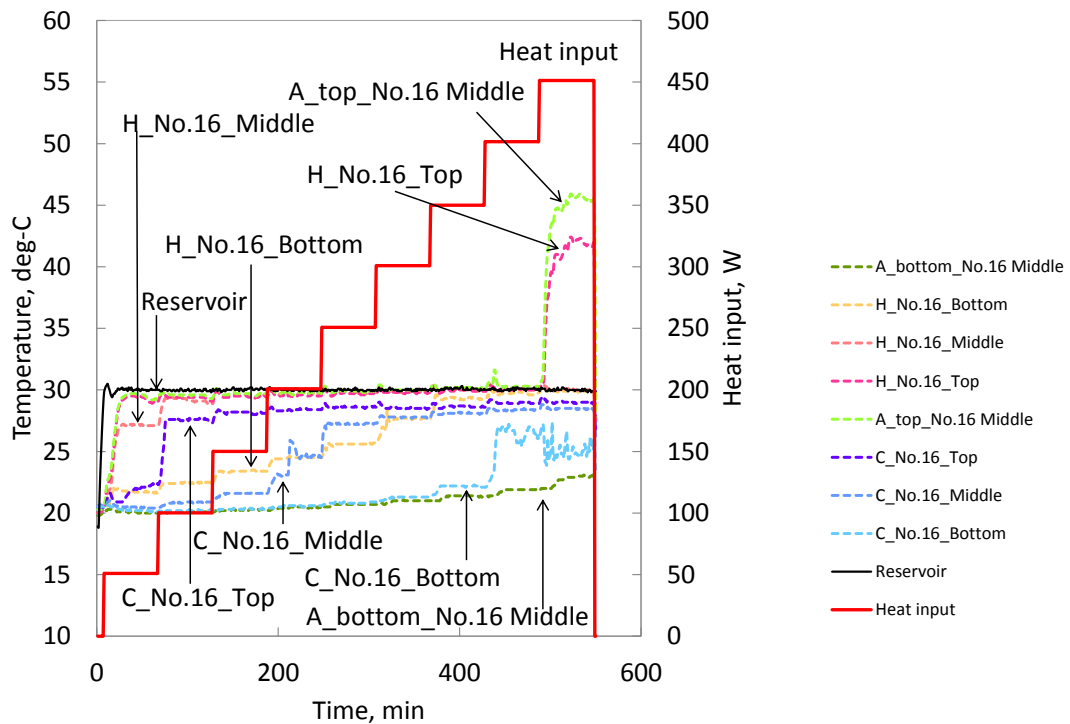


図 2.3.1.25 内径 1.3mm 恒温槽 20°Cリザーバ 30°C 第 16 ループ 時系列温度

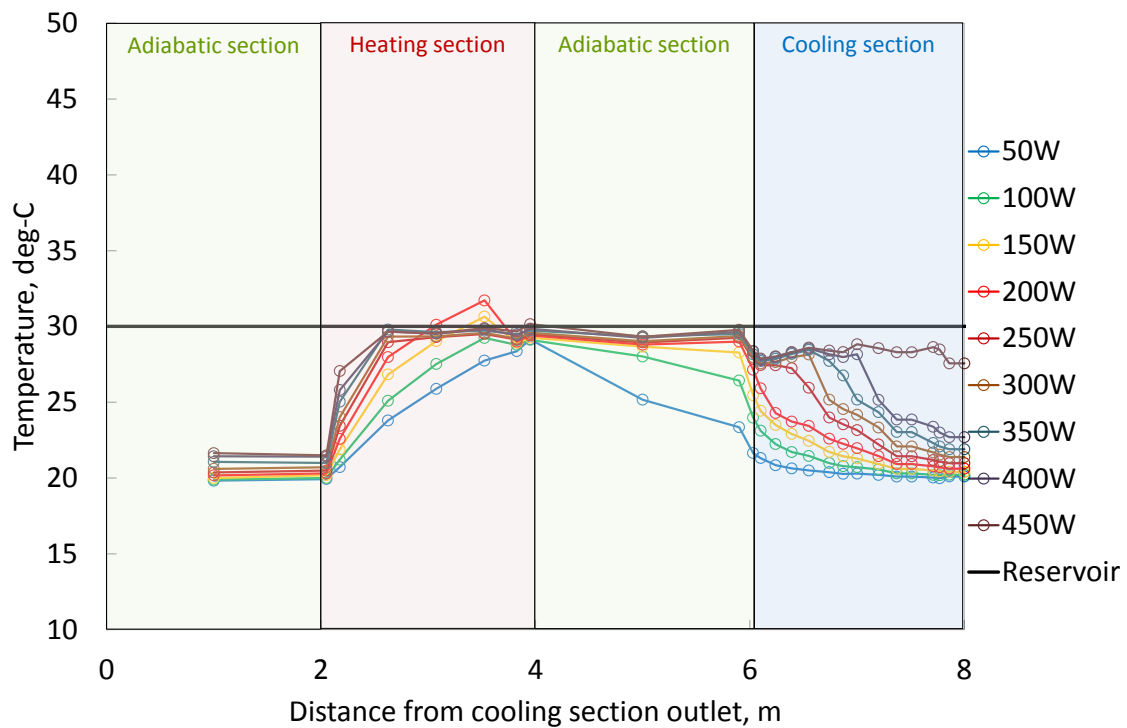


図 2.3.1.26 内径 1.3mm 恒温槽 20°Cリザーバ 30°C 第 15 ループ 定常状態軸方向温度分布

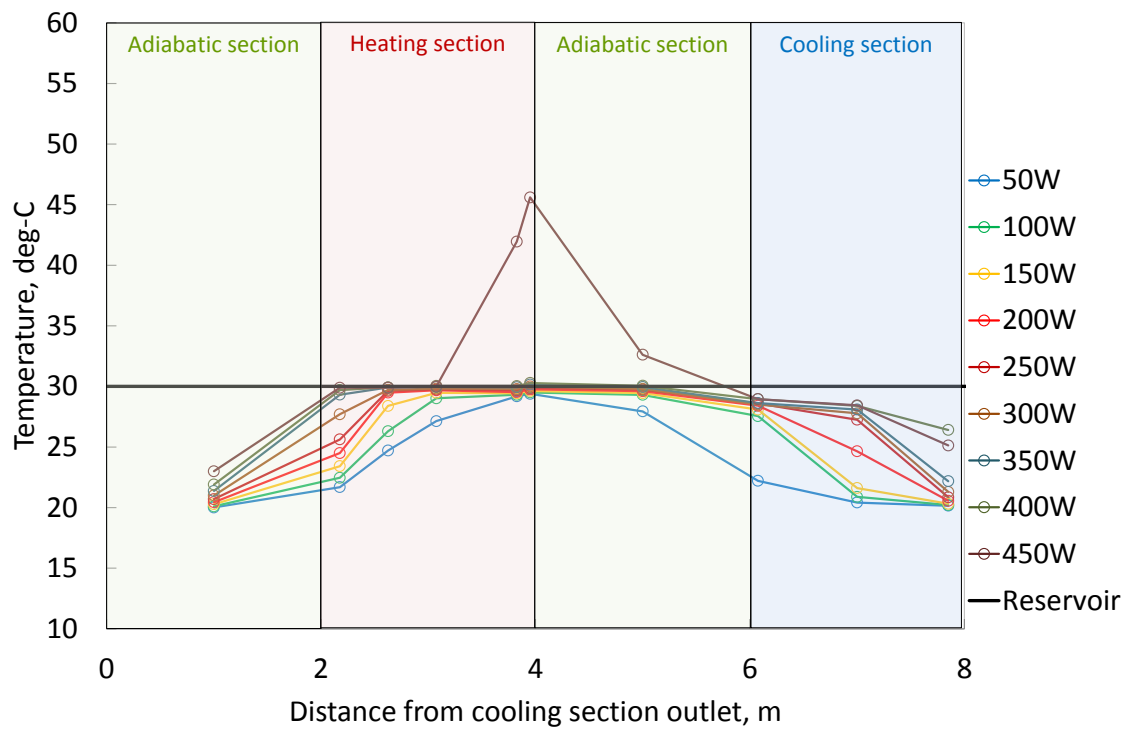
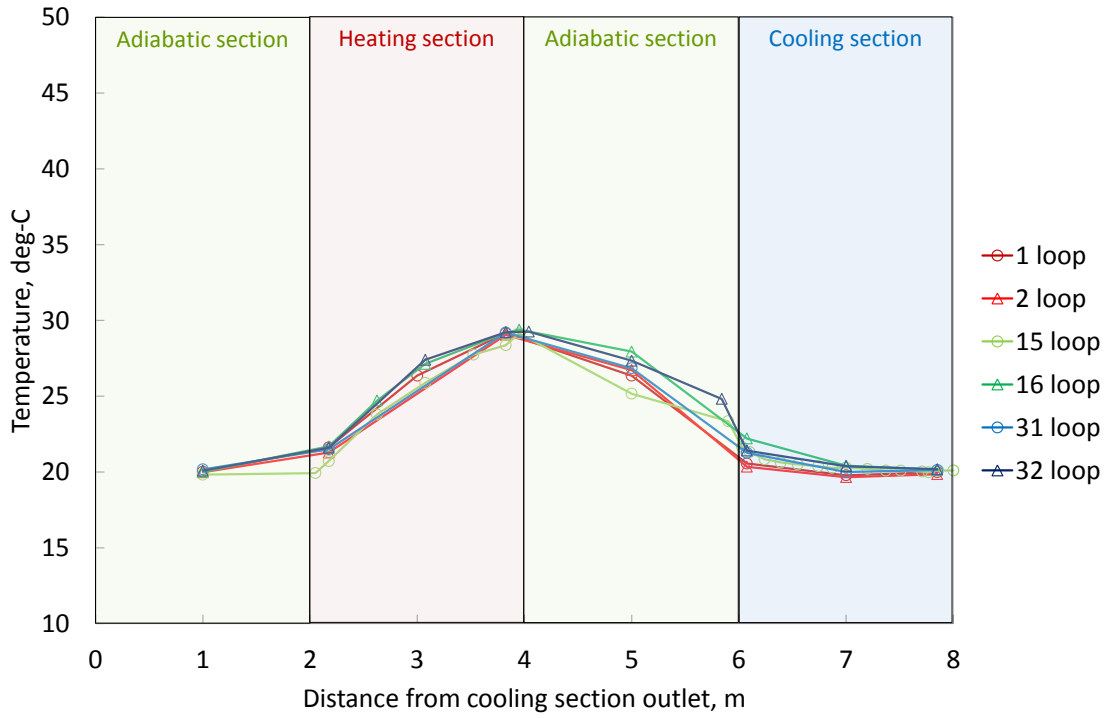
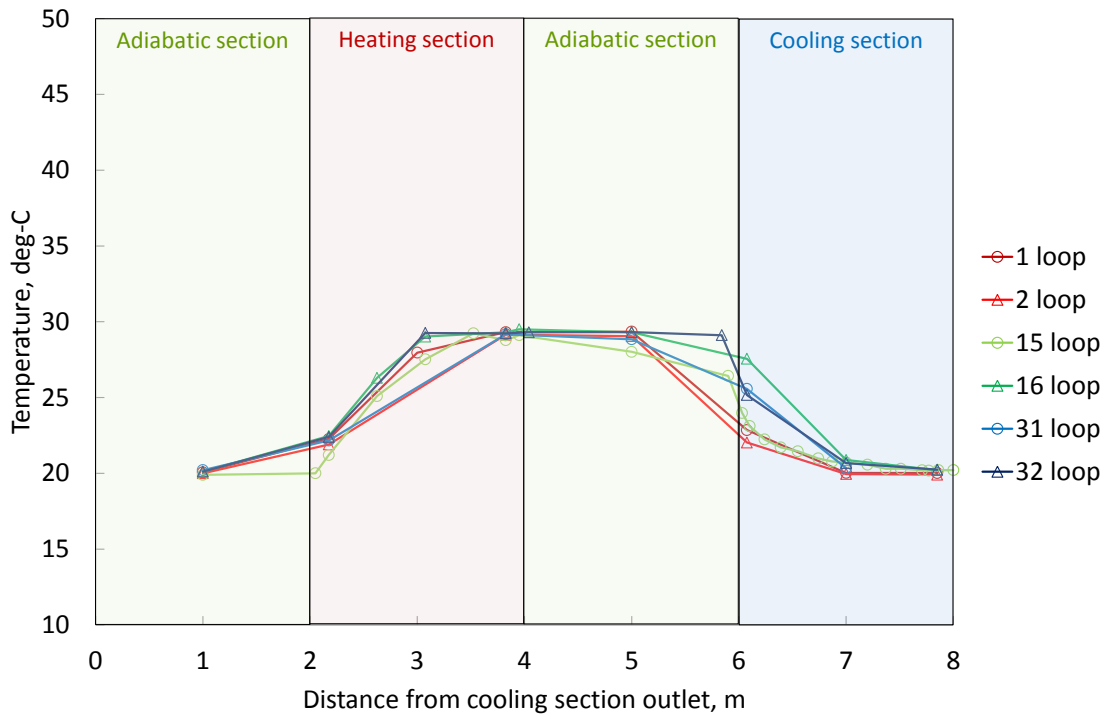


図 2.3.1.27 内径 1.3mm 恒温槽 20°Cリザーバ 30°C 第 16 ループ 定常状態軸方向温度分布

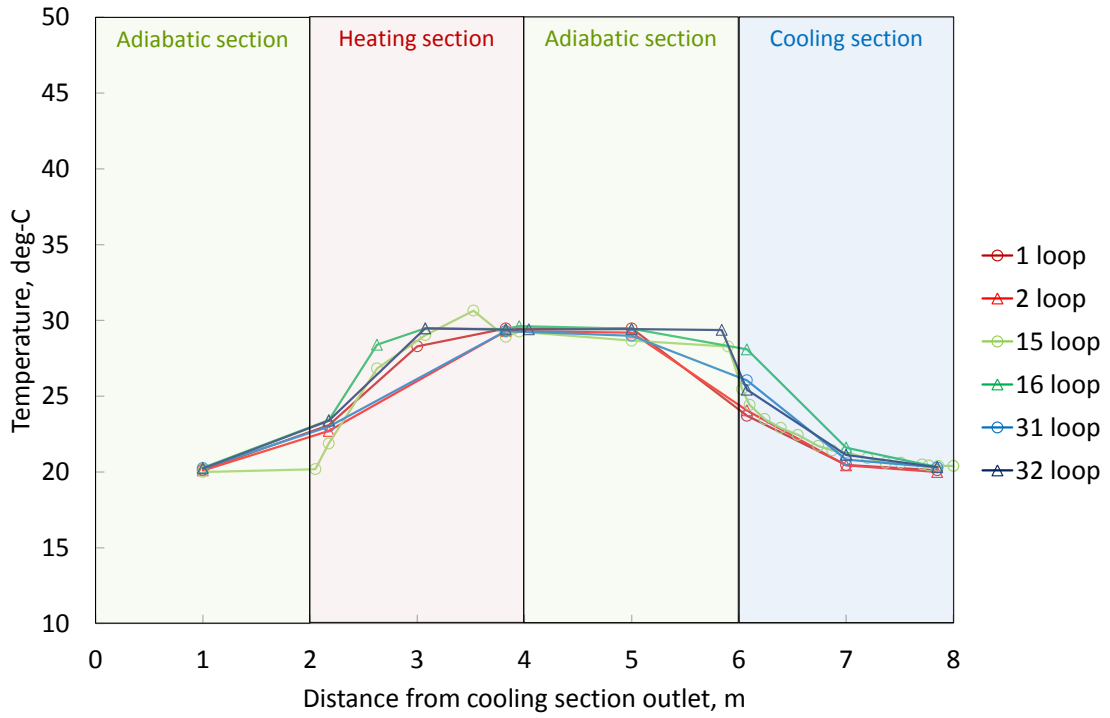


(a) 熱負荷 50W

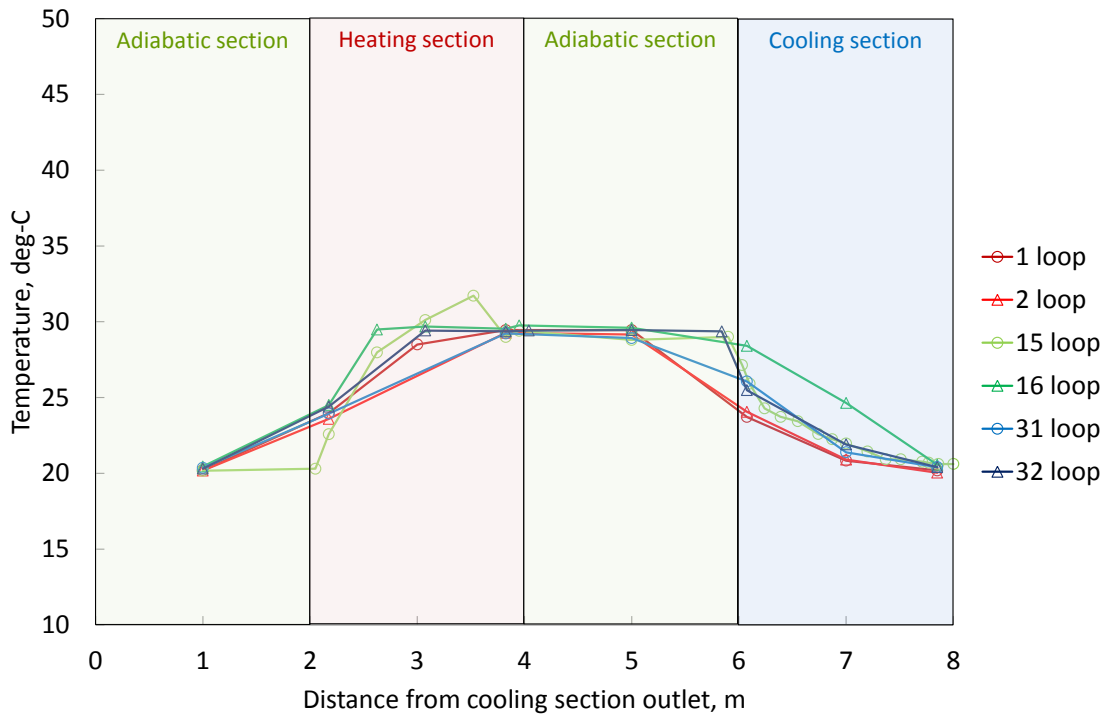


(b) 熱負荷 100W

図 2.3.1.28 内径 1.3mm 恒温槽 20°C リザーバ 30°C 定常状態軸方向温度分布

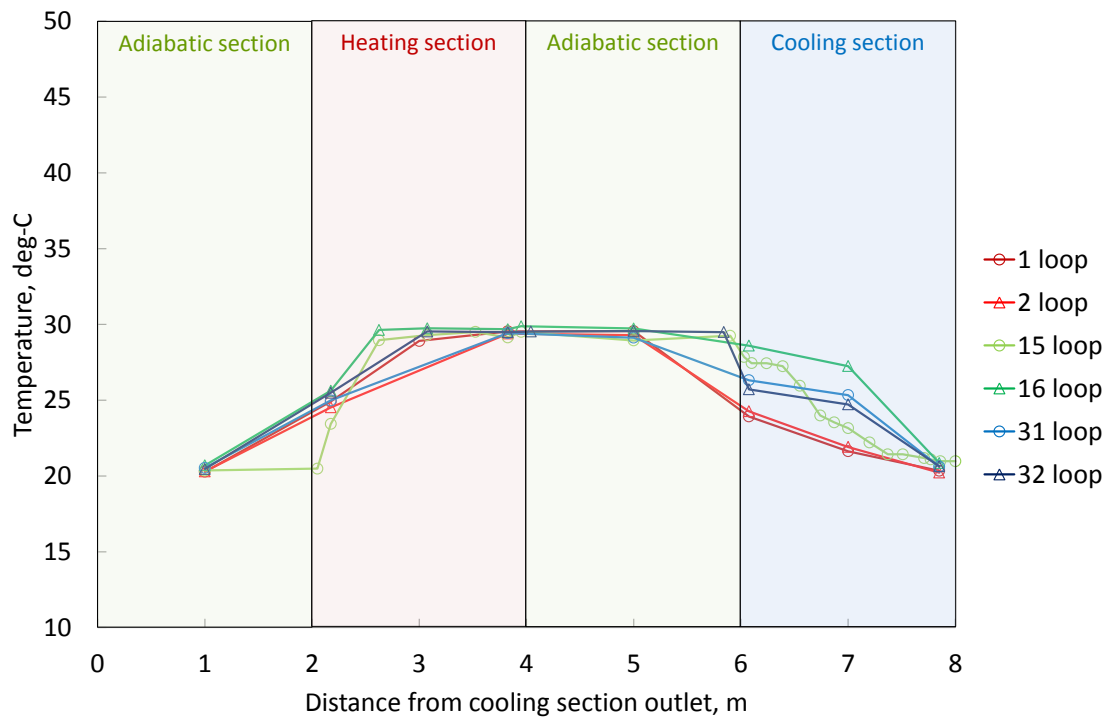


(c) 熱負荷 150W

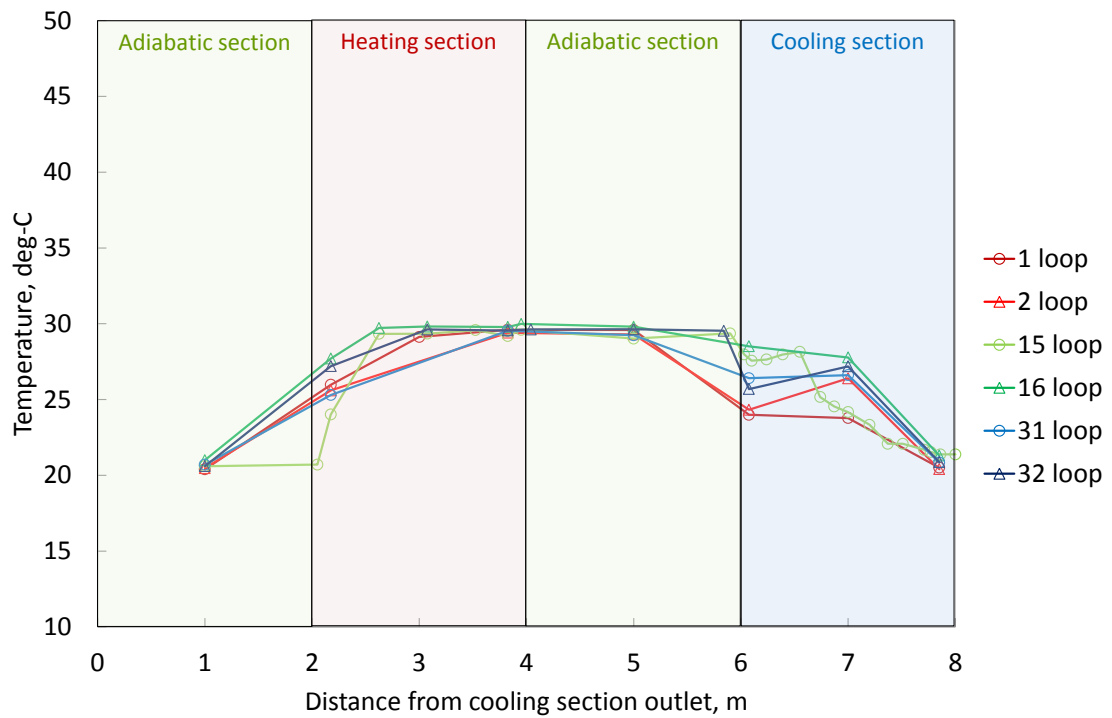


(d) 熱負荷 200W

図 2.3.1.28 内径 1.3mm 恒温槽 20°C リザーバ 30°C 定常状態軸方向温度分布



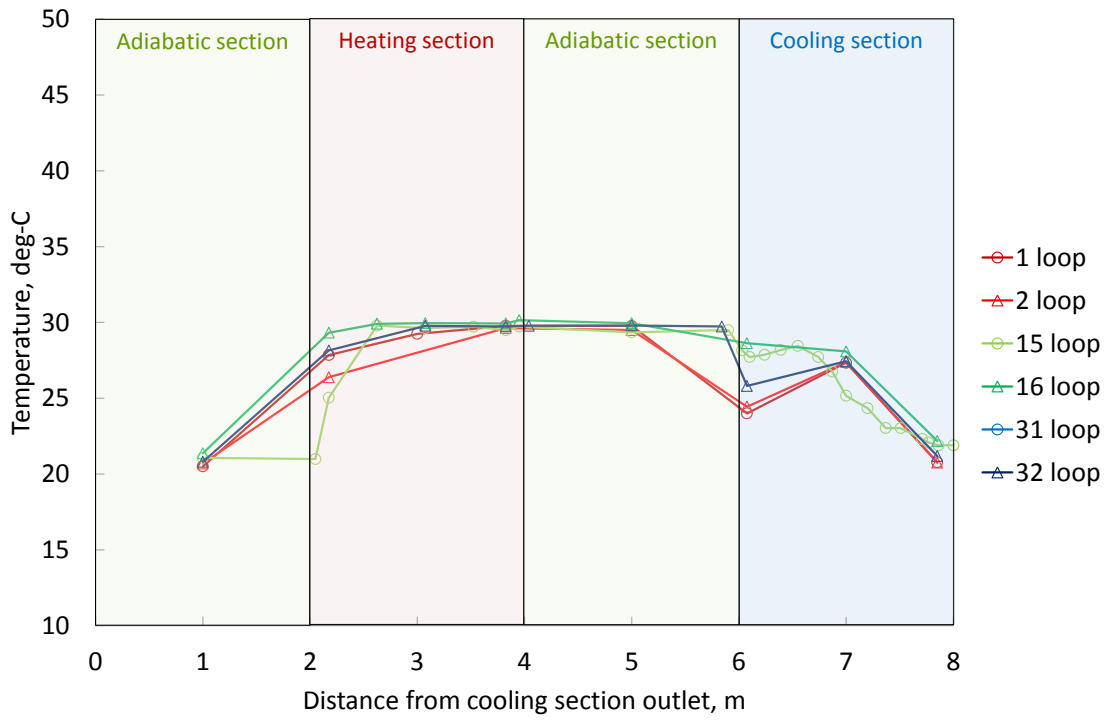
(e) 熱負荷 250W



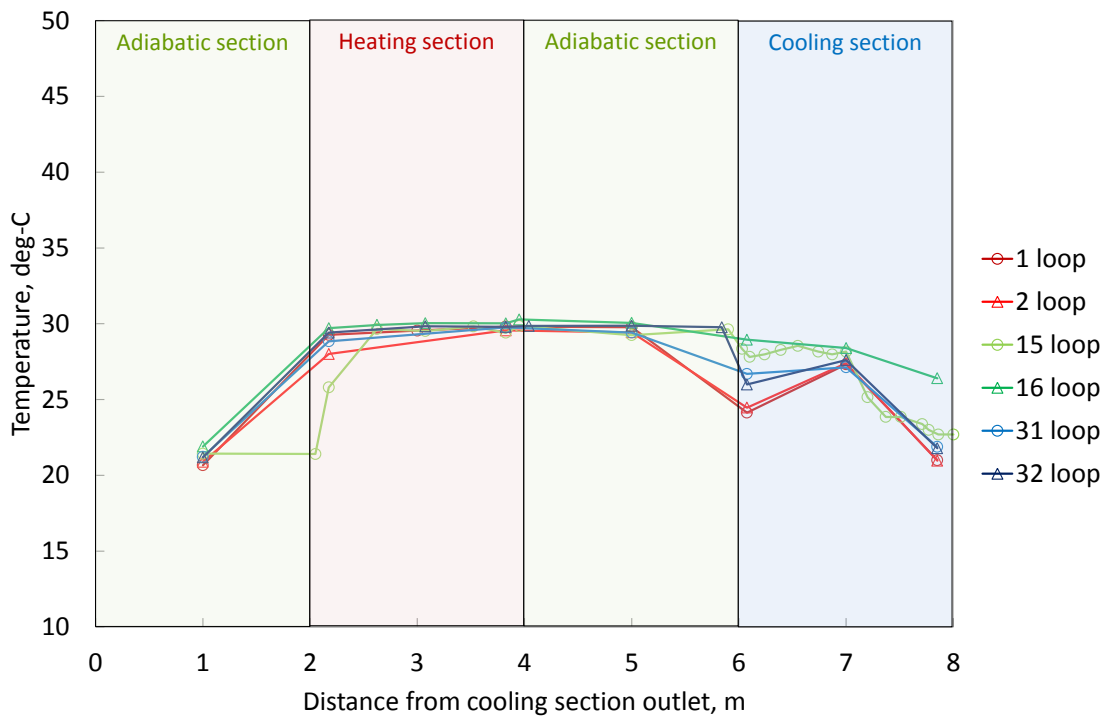
(f) 熱負荷 300W

図 2.3.1.28 内径 1.3mm 恒温槽 20°C リザーバ 30°C 定常状態軸方向温度分布



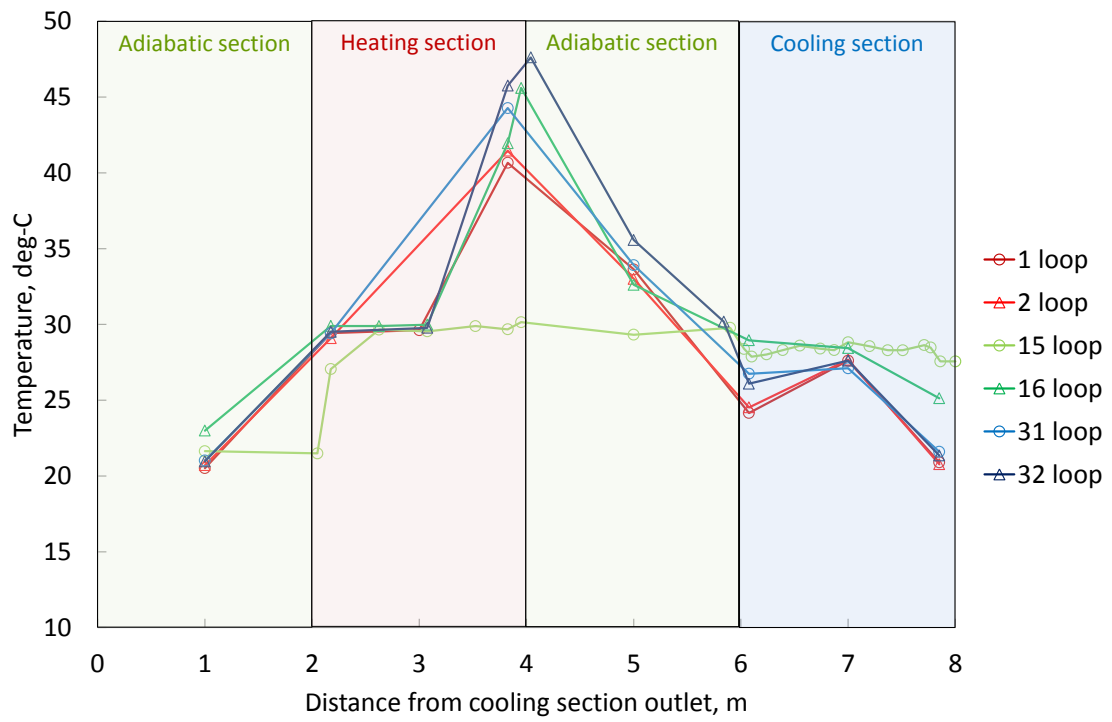


(g) 熱負荷 350W



(h) 熱負荷 400W

図 2.3.1.28 内径 1.3mm 恒温槽 20°C リザーバ 30°C 定常状態軸方向温度分布



(i) 熱負荷 450W

図 2.3.1.28 内径 1.3mm 恒温槽 20°C リザーバ 30°C 定常状態軸方向温度分布

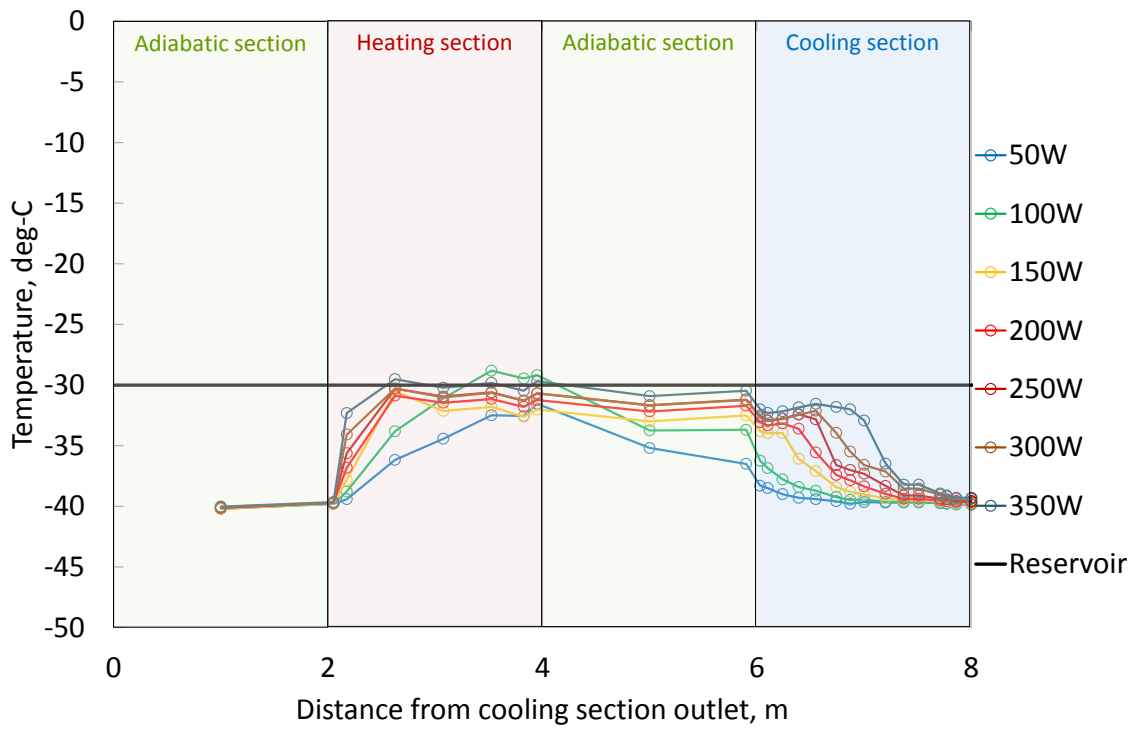


図 2.3.1.29 内径 1.3mm 恒温槽 -40°C リザーバー -30°C 第 15 ループ 定常状態軸方向温度分布

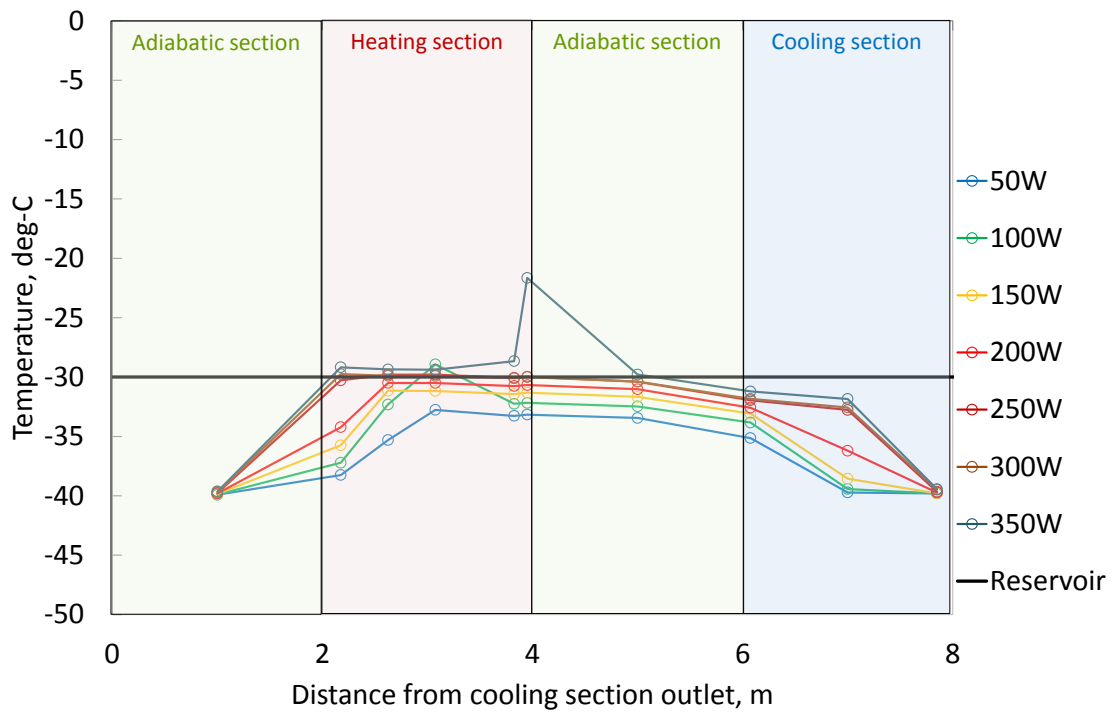
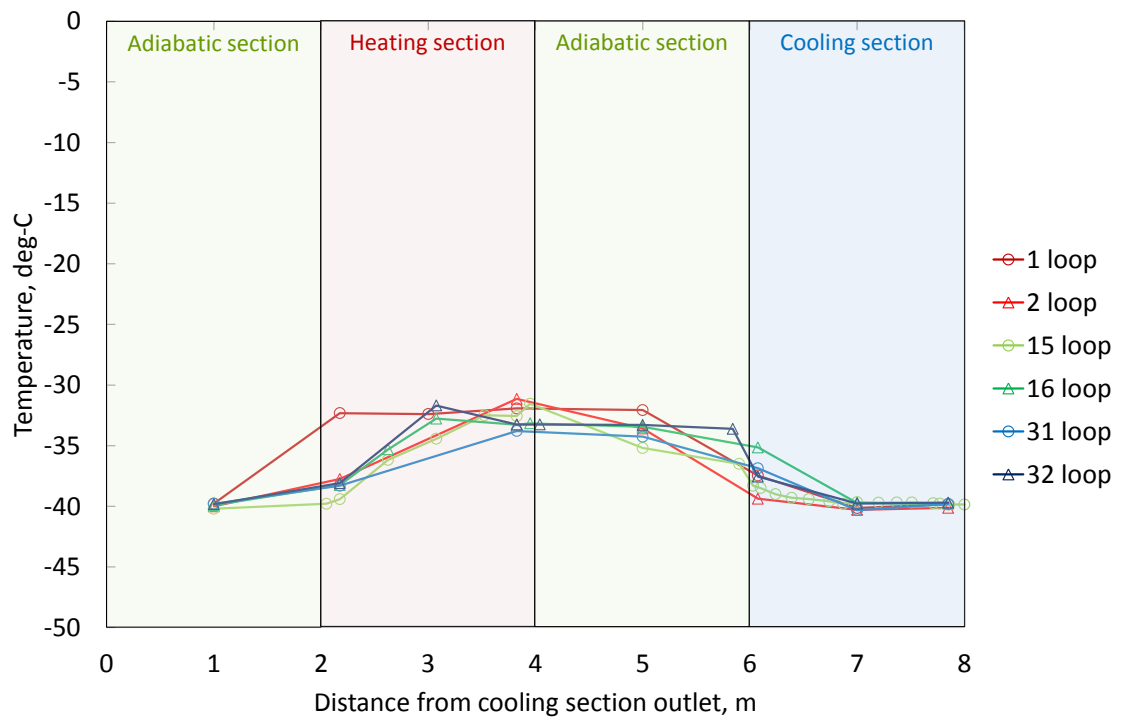
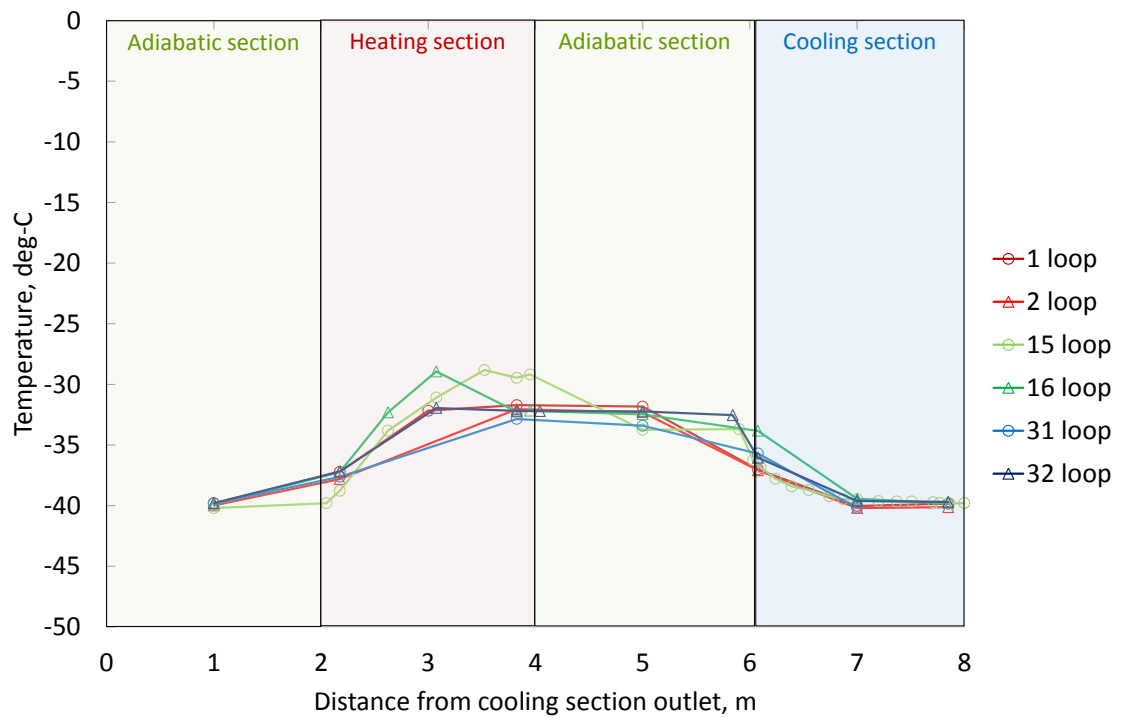


図 2.3.1.30 内径 1.3mm 恒温槽 -40°C リザーバー -30°C 第 16 ループ 定常状態軸方向温度分布

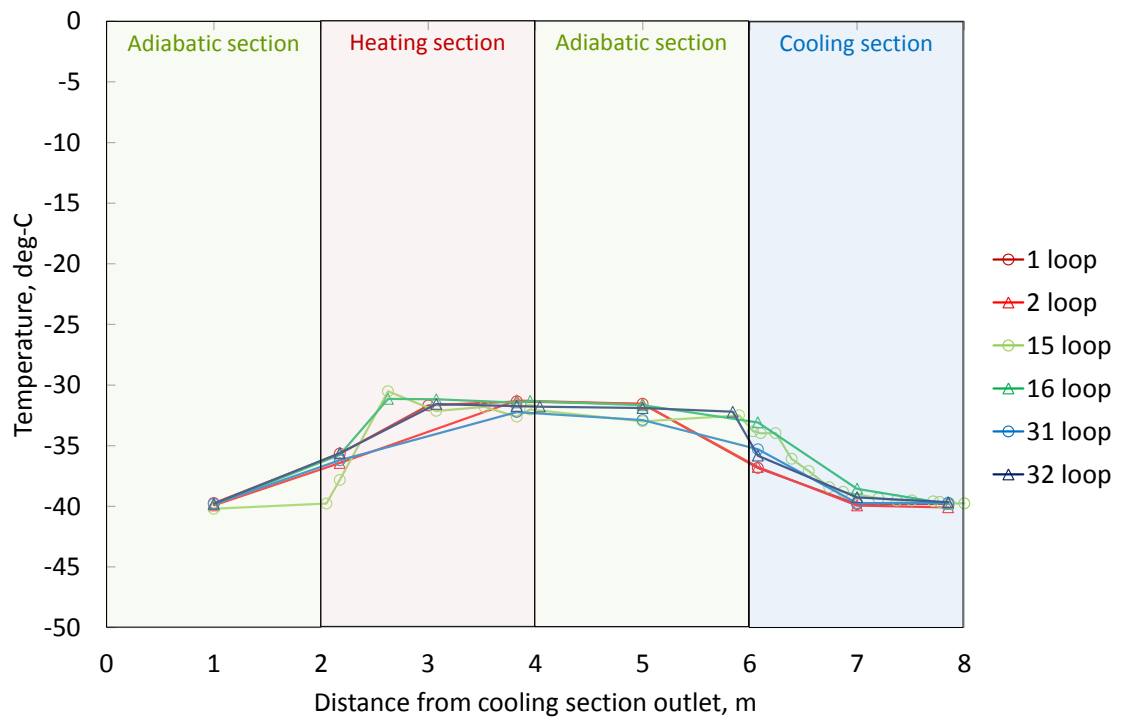


(a) 熱負荷 50W

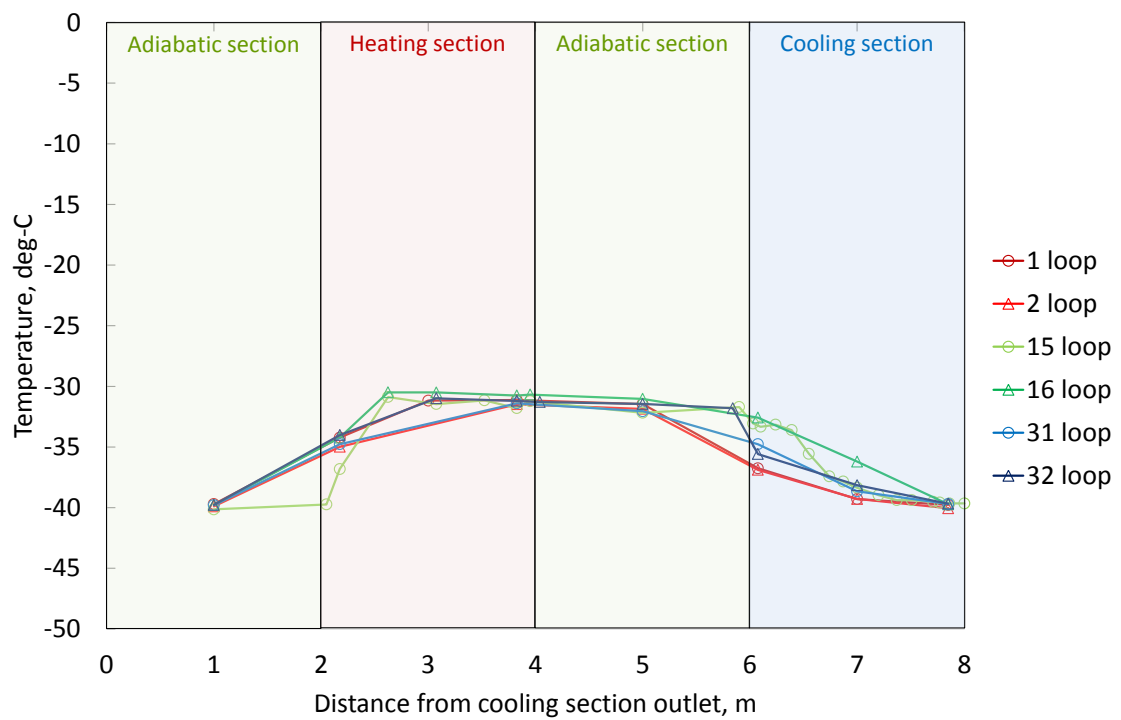


(b) 熱負荷 100W

図 2.3.1.31 内径 1.3mm 恒温槽 -40°C リザーバー 30°C 定常状態軸方向温度分布

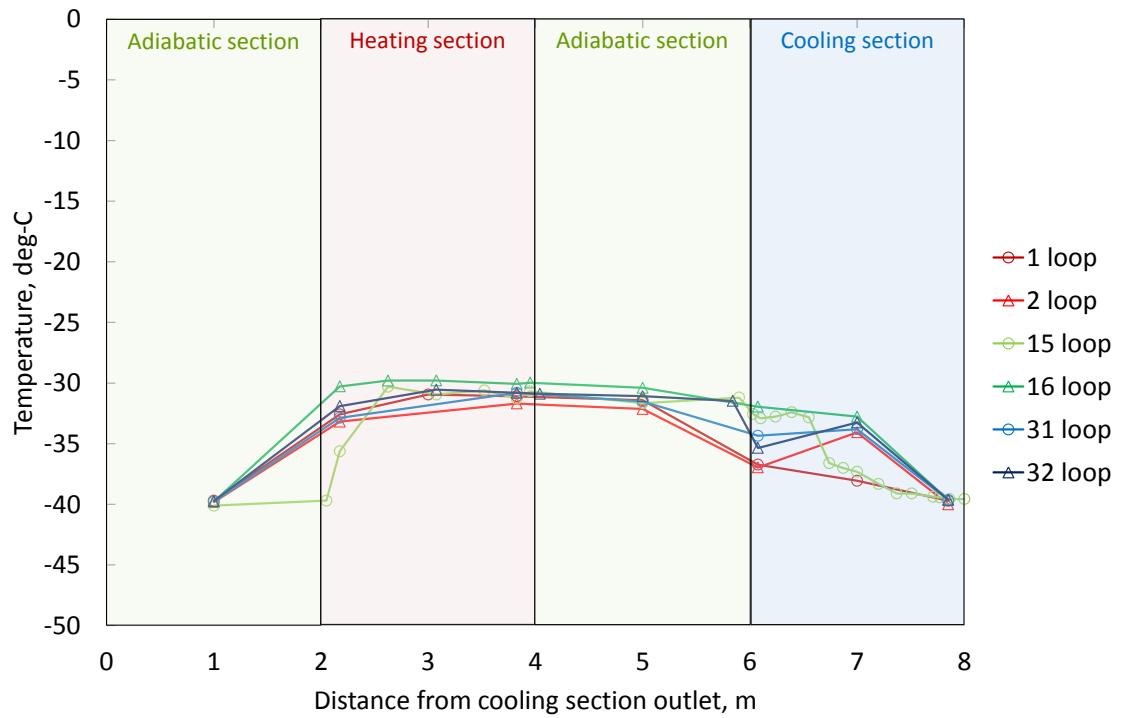


(c) 熱負荷 150W

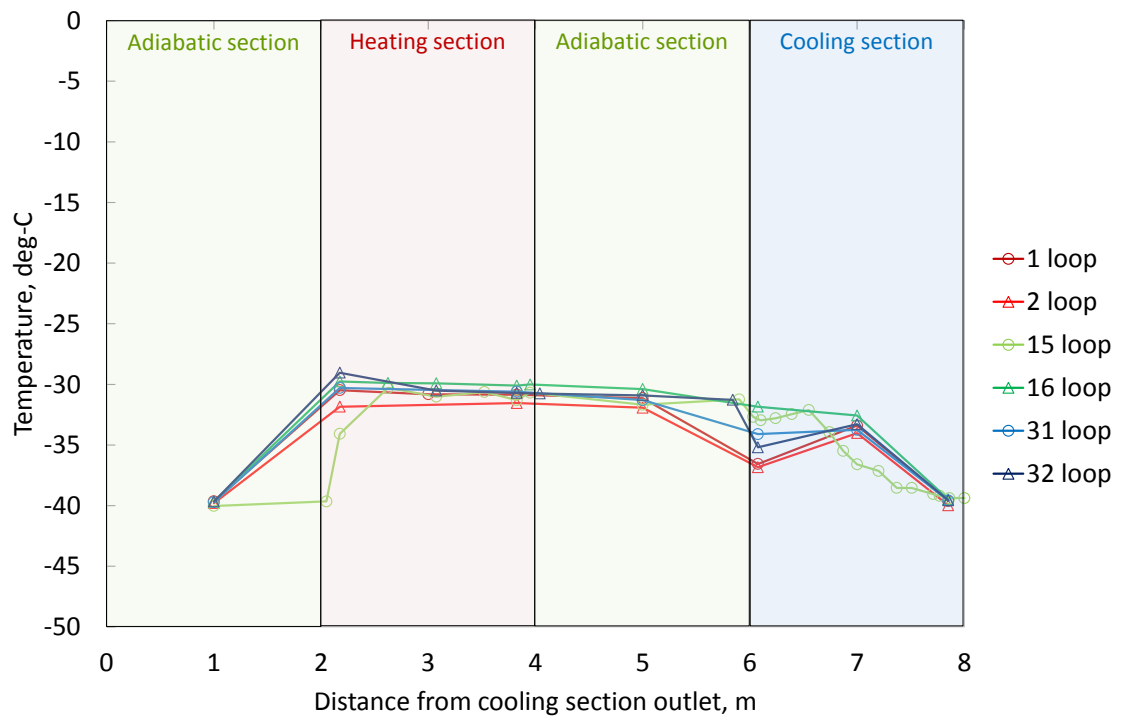


(d) 熱負荷 200W

図 2.3.1.31 内径 1.3mm 恒温槽 -40°C リザーバー 30°C 定常状態軸方向温度分布

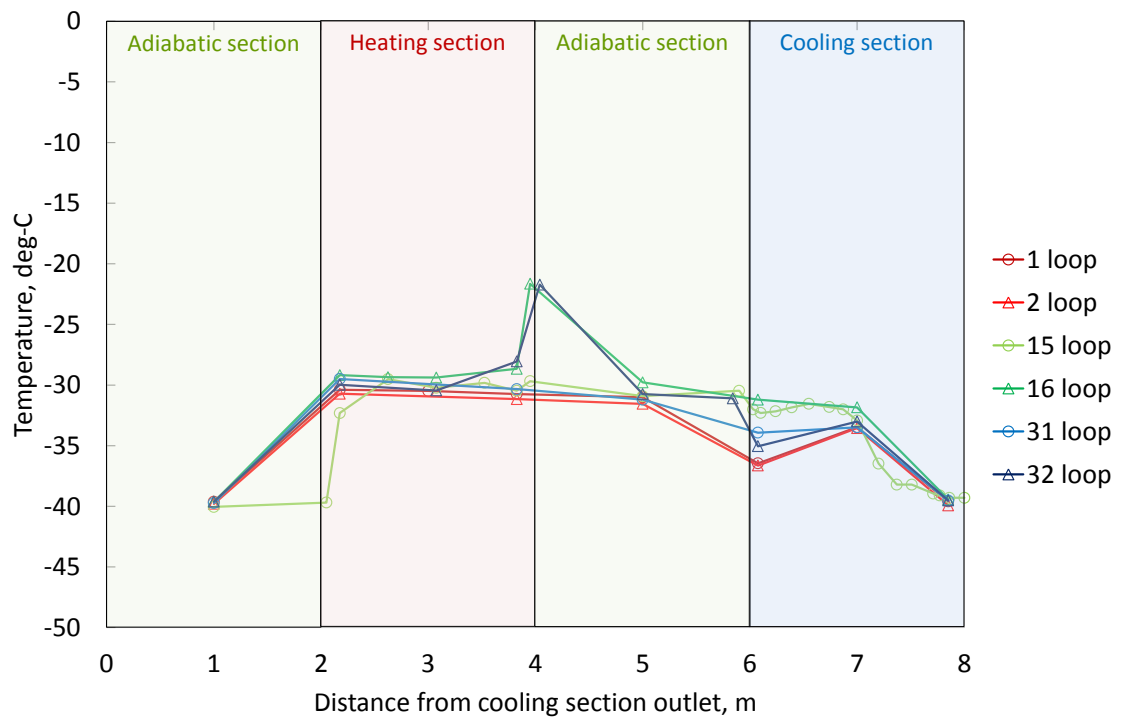


(e) 熱負荷 250W



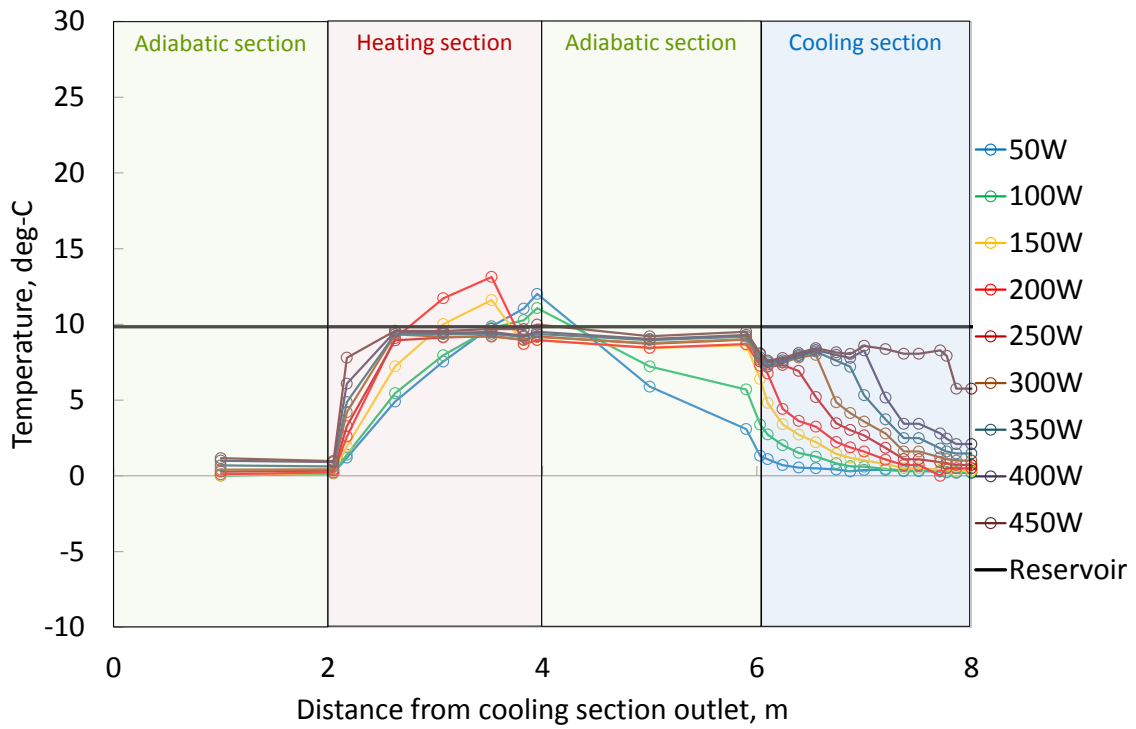
(f) 熱負荷 300W

図 2.3.1.31 内径 1.3mm 恒温槽 -40°C リザーバー 30°C 定常状態軸方向温度分布

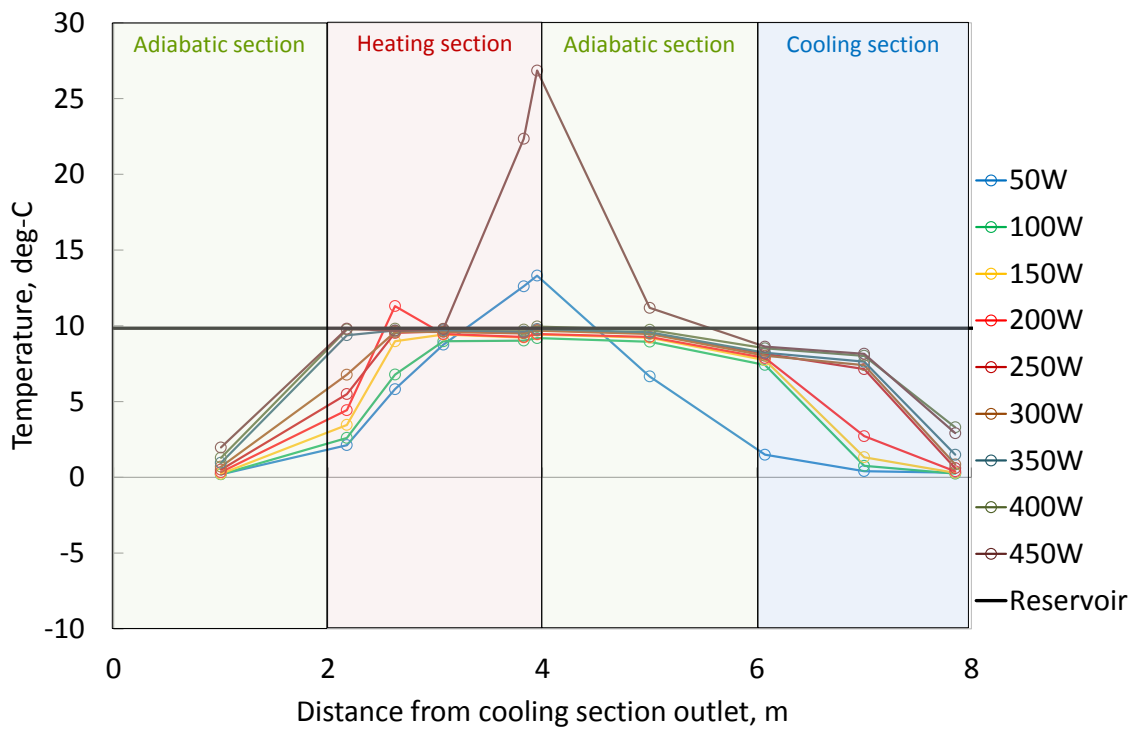


(g) 熱負荷 350W

図 2.3.1.31 内径 1.3mm 恒温槽 -40°C リザーバー 30°C 定常状態軸方向温度分布



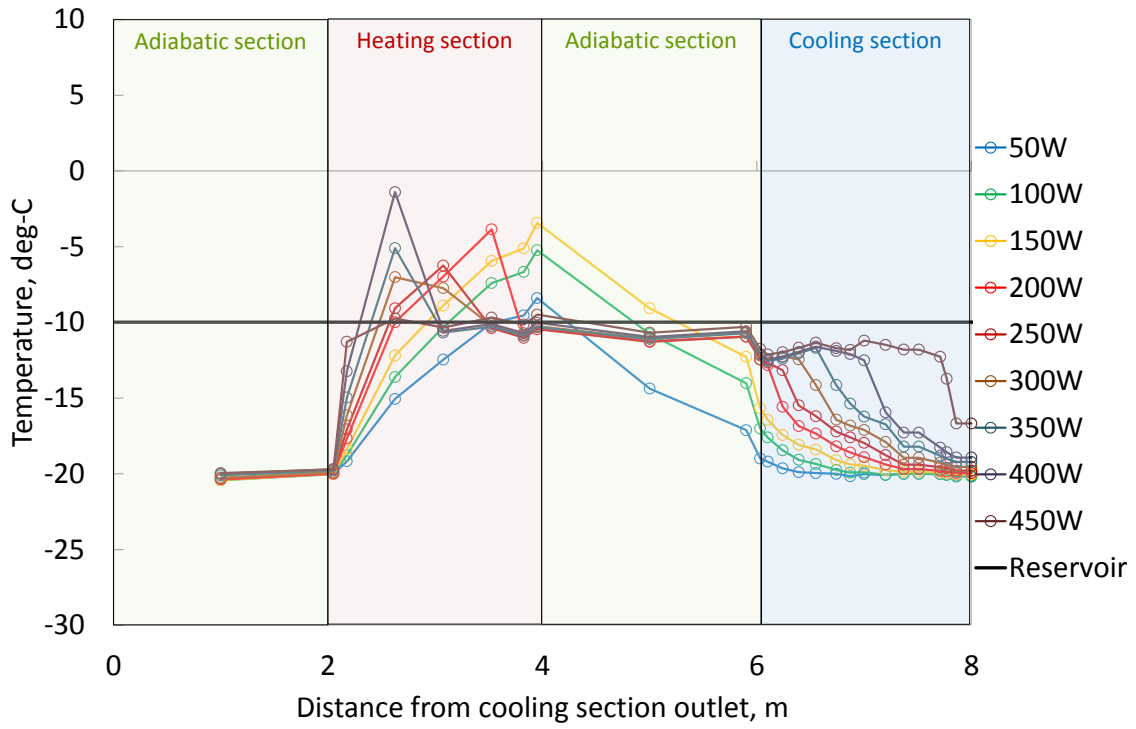
(a) 第 15 ループ



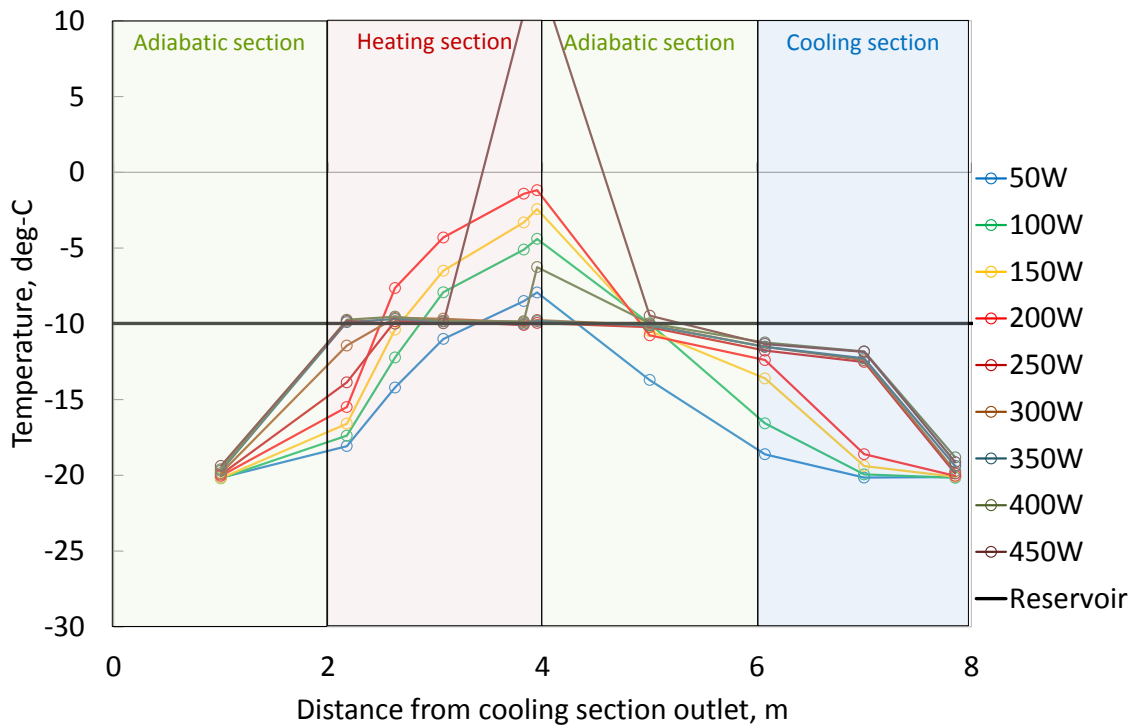
(b) 第 16 ループ

図 2.3.1.32 内径 1.3mm 恒温槽 0°C リザーバ 10°C 定常状態軸方向温度分布



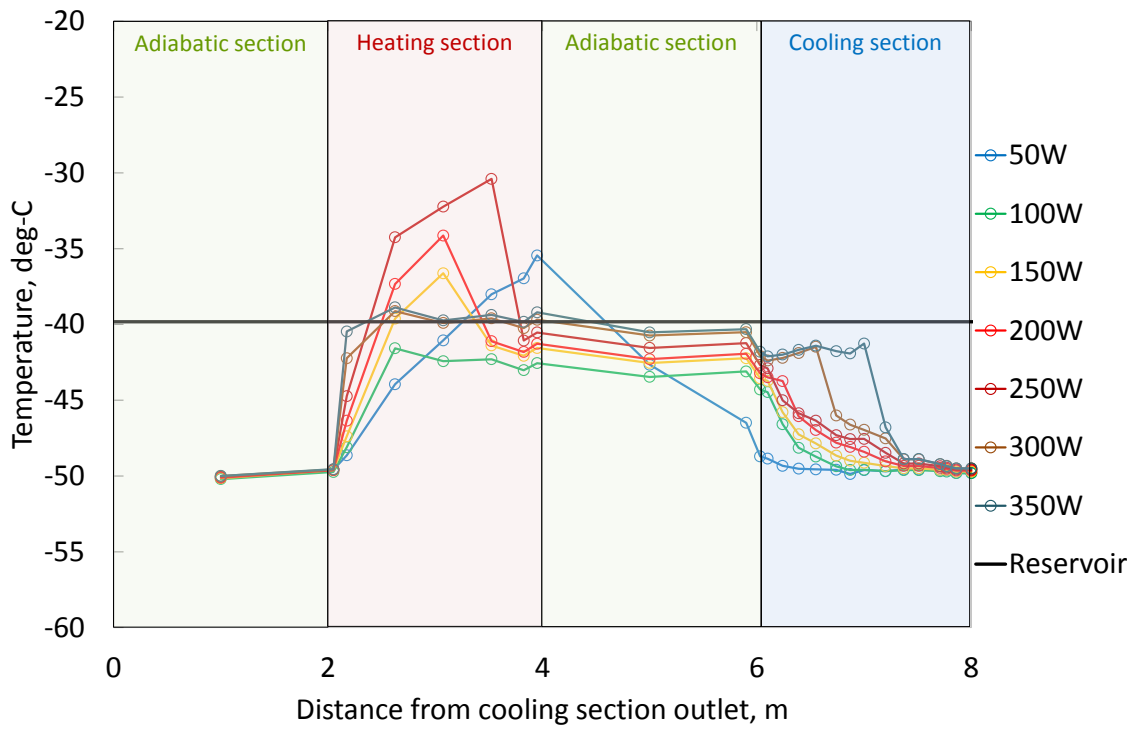


(a) 第 15 ループ

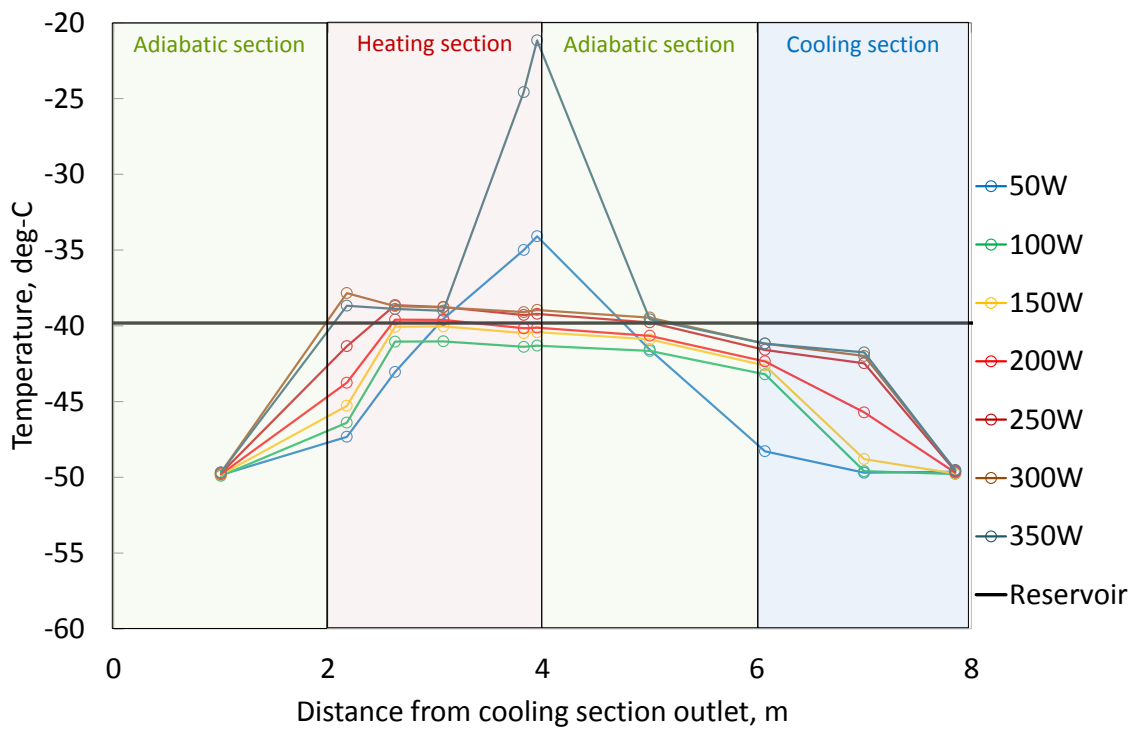


(b) 第 16 ループ

図 2.3.1.33 内径 1.3mm 恒温槽 -20°C リザーバー -10°C 定常状態軸方向温度分布

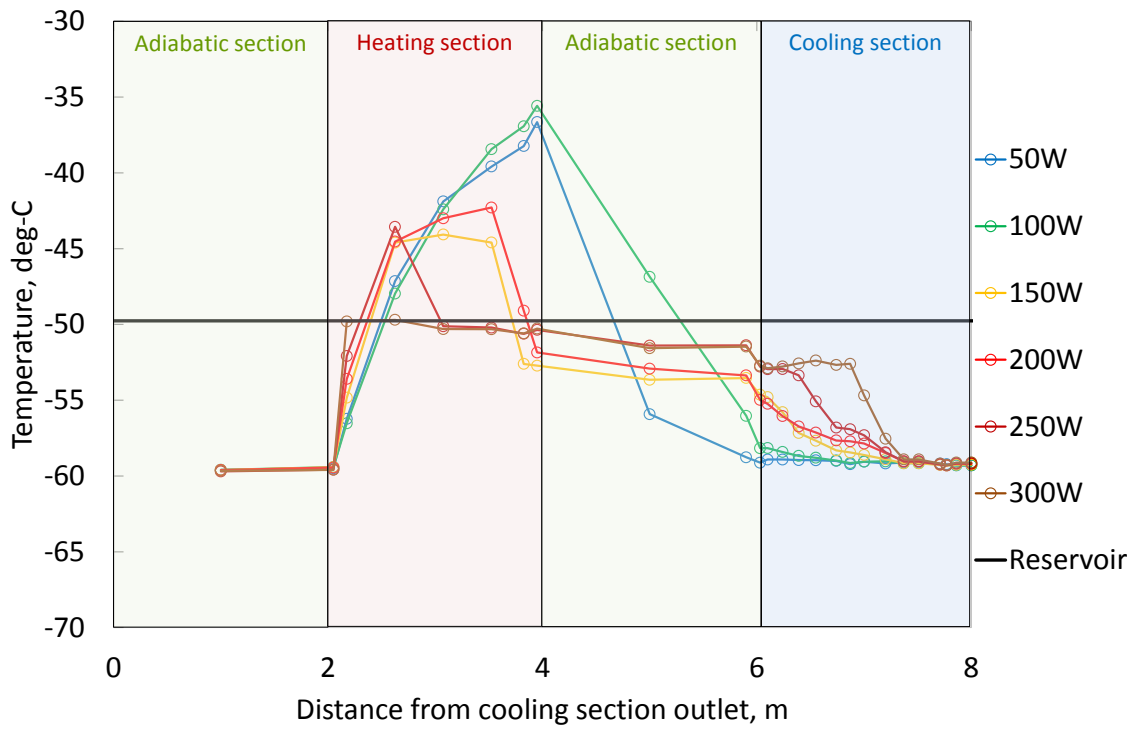


(a) 第 15 ループ

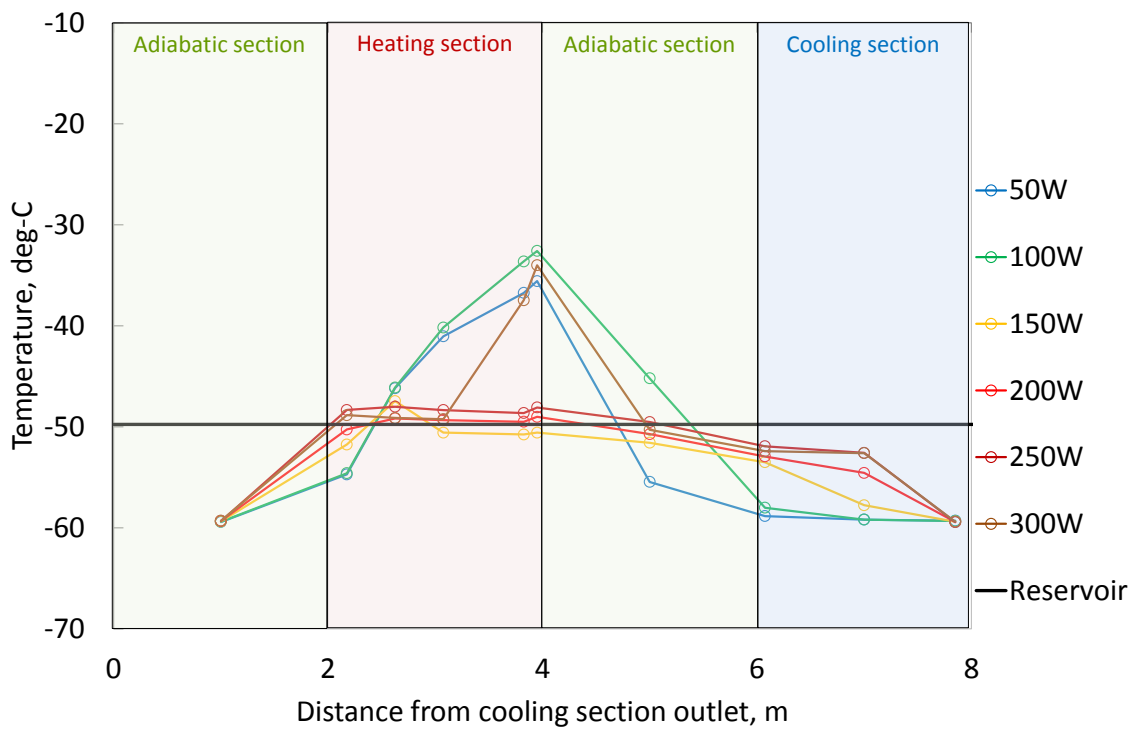


(b) 第 16 ループ

図 2.3.1.34 内径 1.3mm 恒温槽 -50°C リザーバー 40°C 定常状態軸方向温度分布



(a) 第 15 ループ



(b) 第 16 ループ

図 2.3.1.35 内径 1.3mm 恒温槽 -60°C リザーバー 50°C 定常状態軸方向温度分布

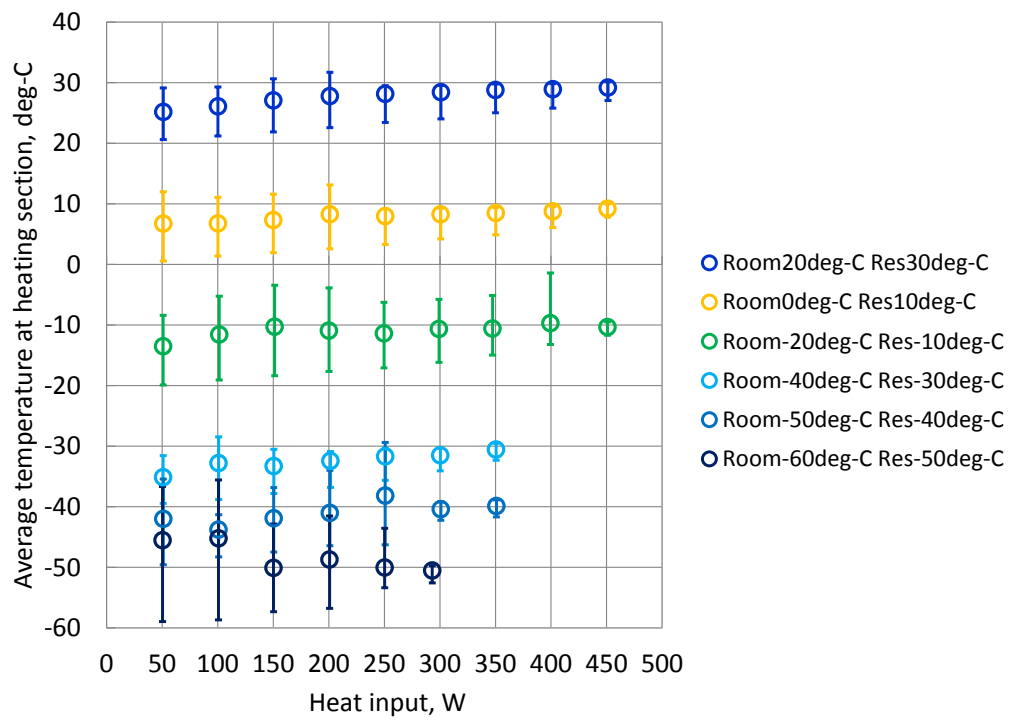


図 2.3.1.36 内径 1.3mm 各温度, 熱負荷における加熱部温度分布

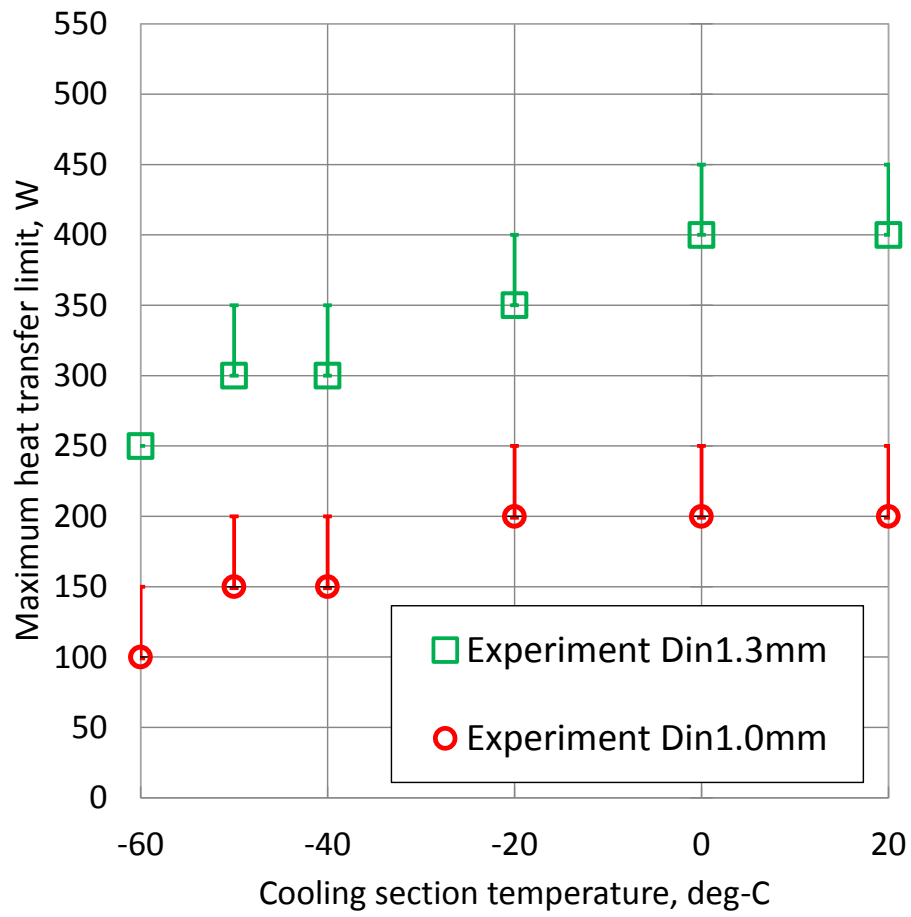


図 2.3.1.37 管内径の異なるマルチループ型ヒートパイプ最大熱輸送量の比較



図 2.3.2.1 リザーバ重量の計測方法

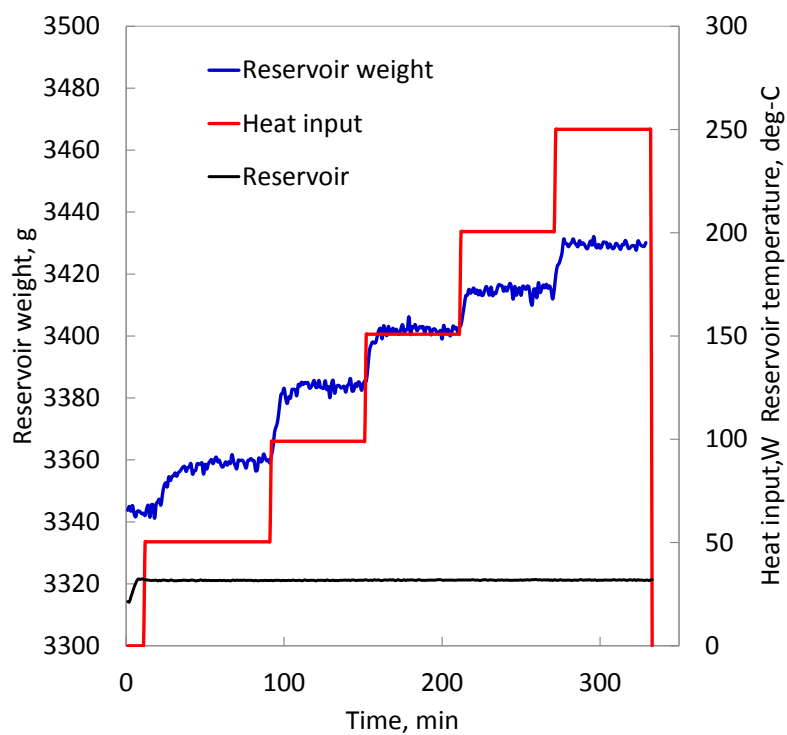


図 2.3.2.2 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 時系列リザーバ重量

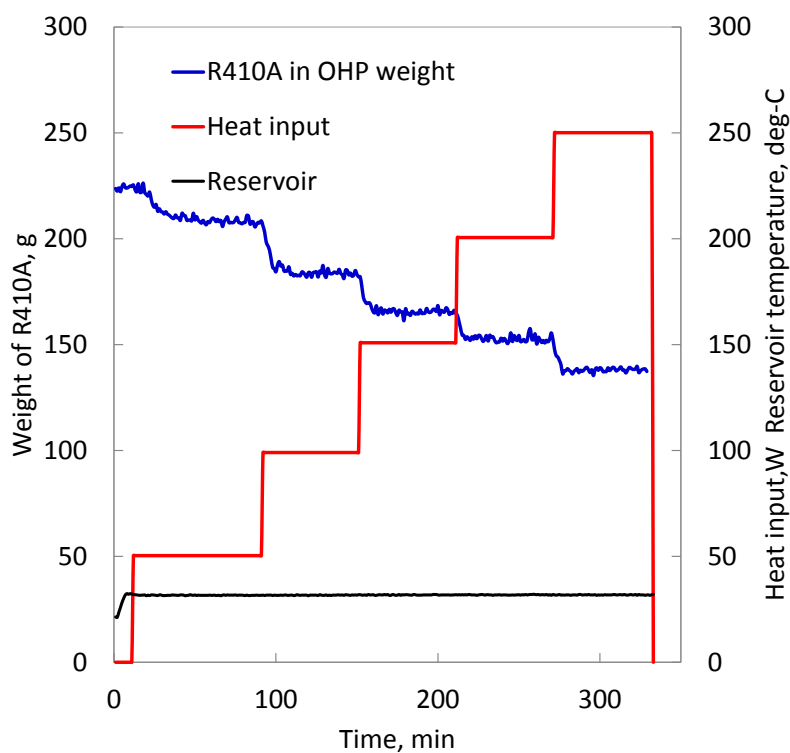


図 2.3.2.3 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 熱輸送に使用される時系列作動流量体

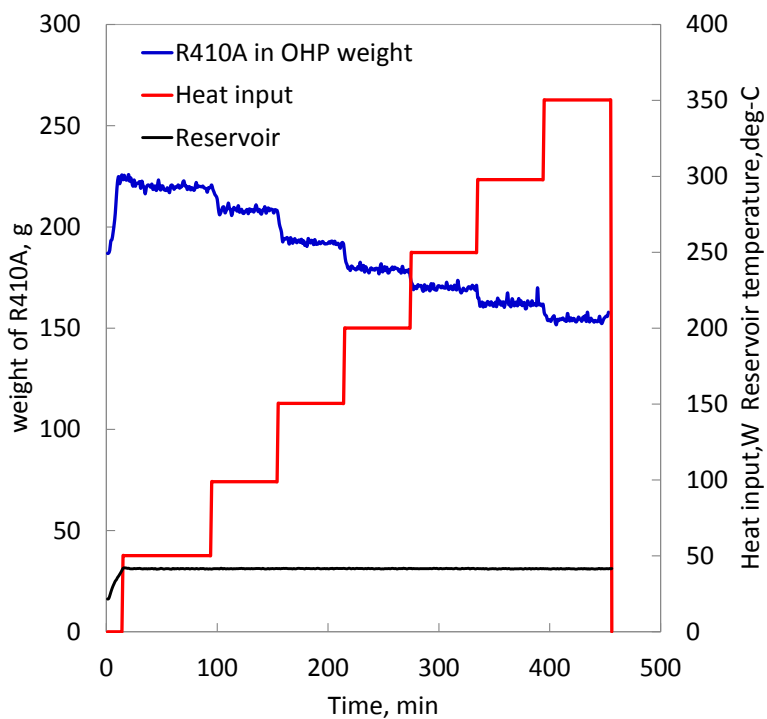


図 2.3.2.4 恒温槽 20℃リザーバ 40℃ 熱輸送に使用される時系列作動流量体

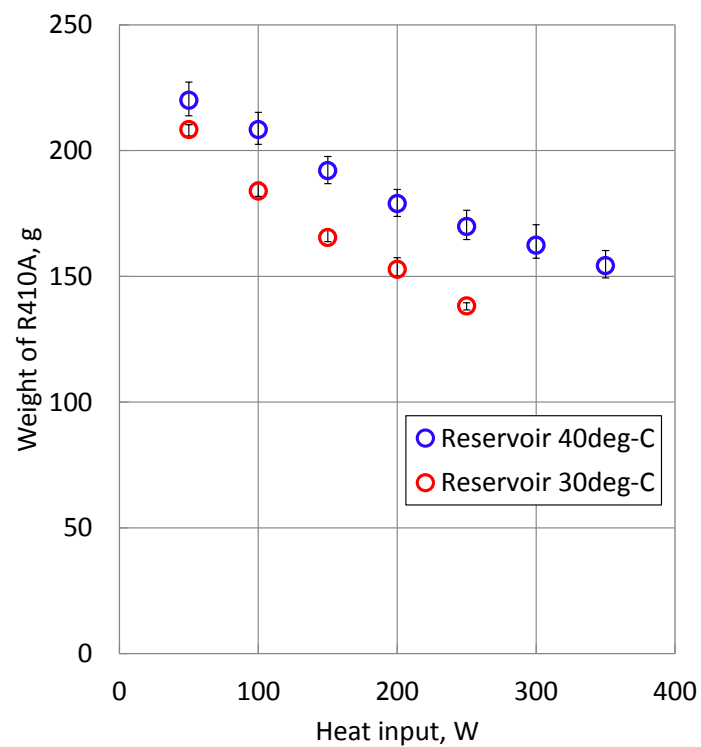


図 2.3.2.5 熱輸送に使用される作動流体質量

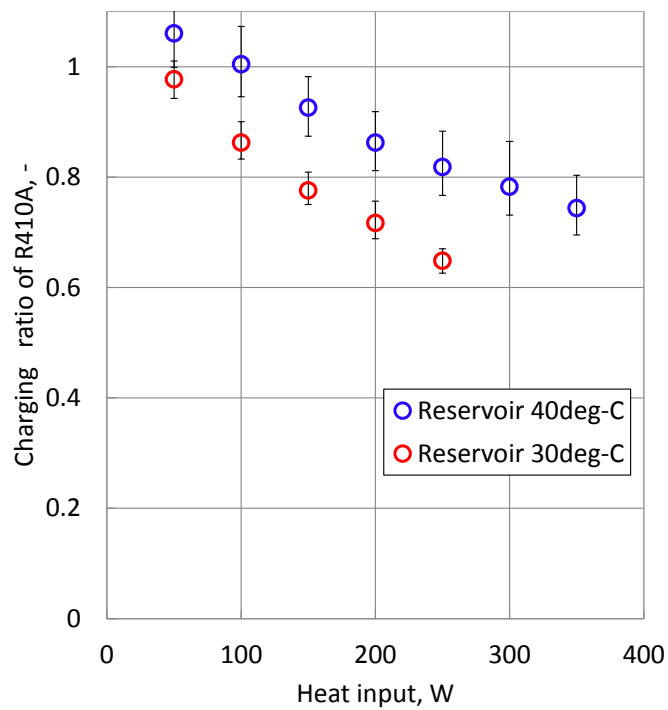


図 2.3.2.6 熱輸送に使用される作動流体封入率



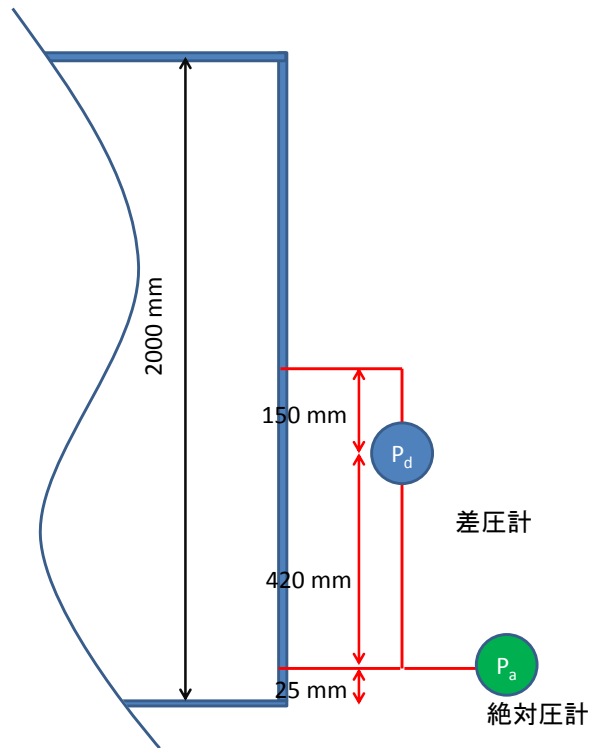


図 2.3.3.1 第 15 ループ 絶対圧力と差圧測定

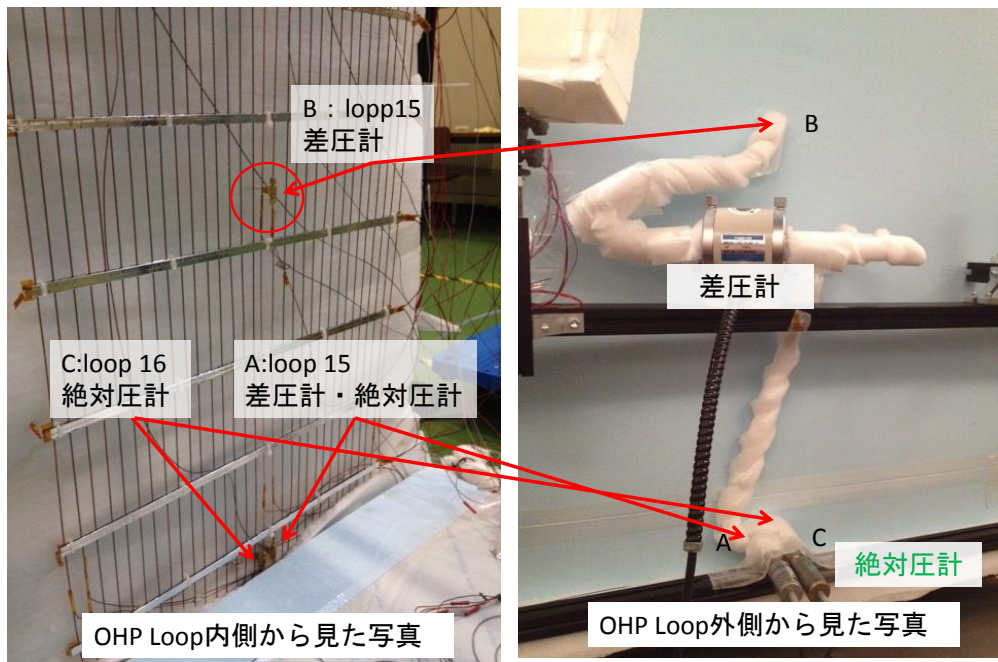
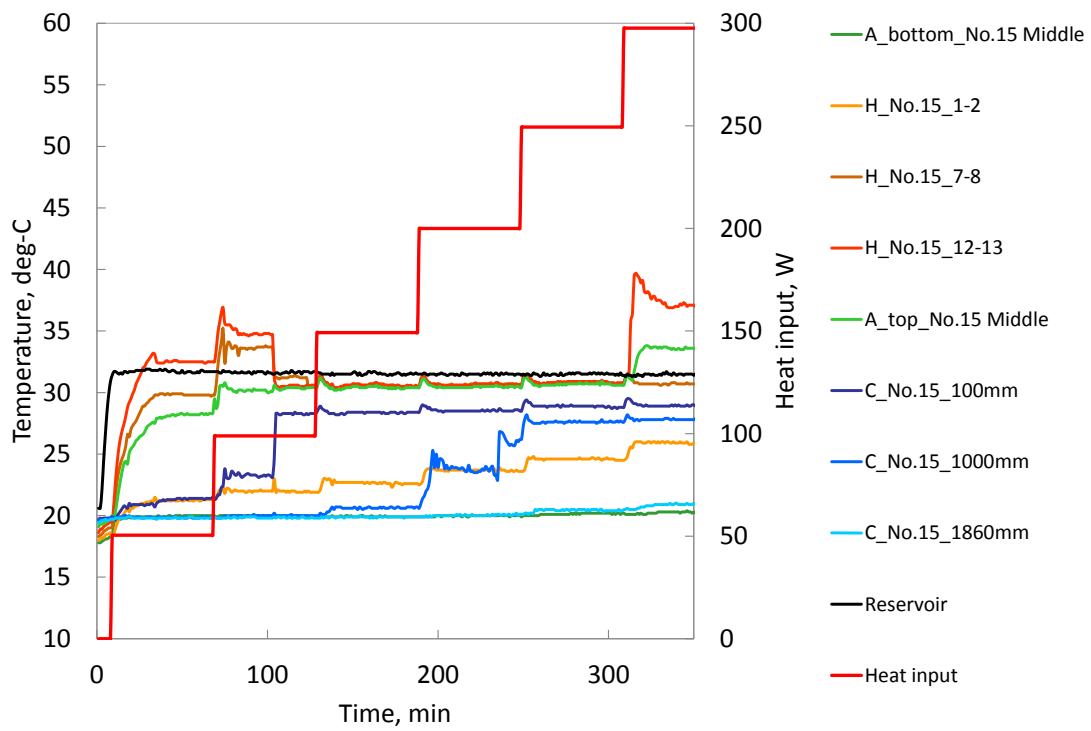
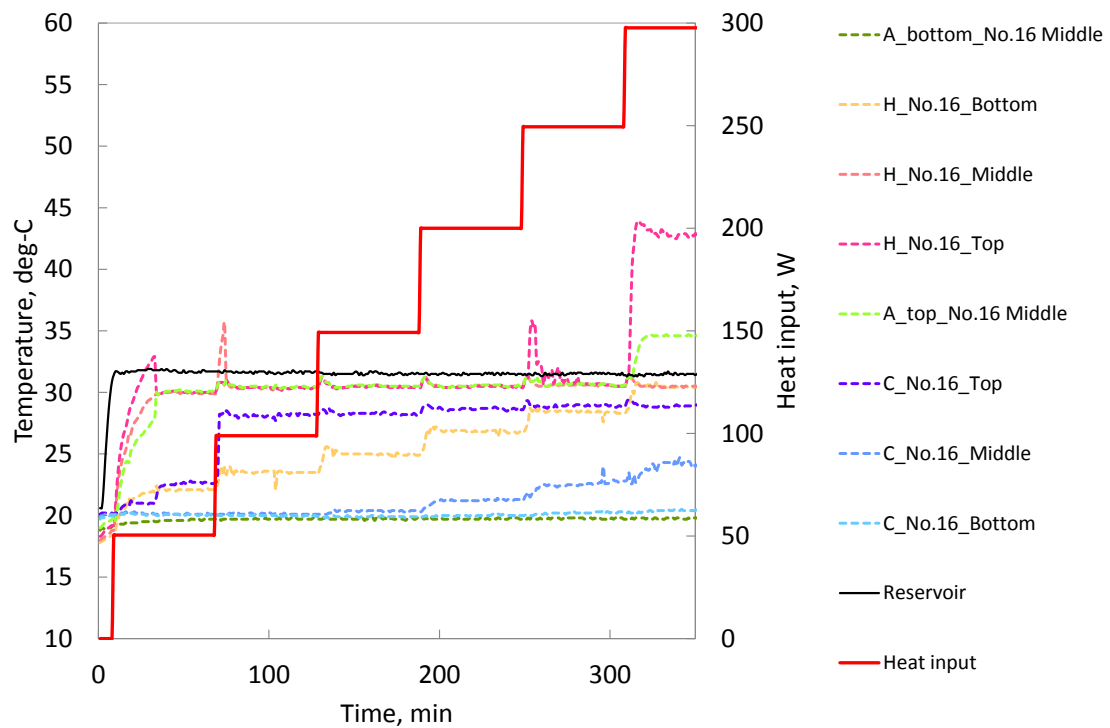


図 2.3.3.2 第 15 ループ 絶対圧力と差圧測定装置の写真



(a) 第 15 ループ



(b) 第 16 ループ

図 2.3.3.3 恒温槽 20°Cリザーバ 30°C 差圧測定実験 時系列温度

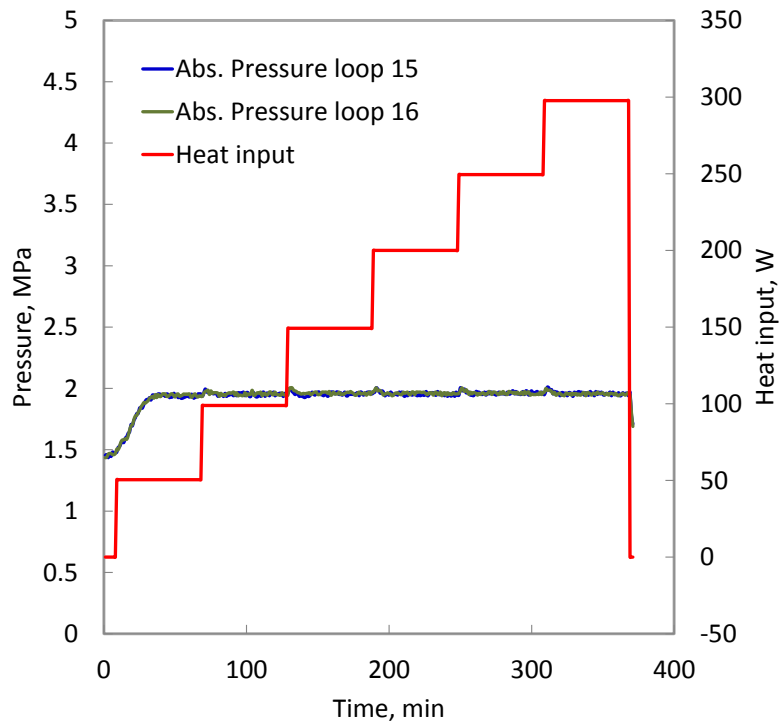


図 2.3.3.4 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 第 15 ループ 時系列絶対圧

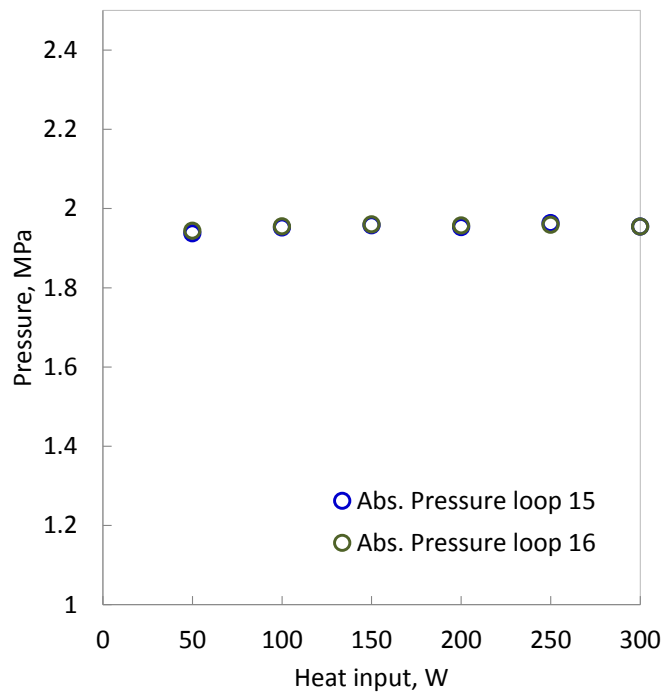


図 2.3.3.5 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 第 15 ループと第 16 ループ 定常状態絶対圧

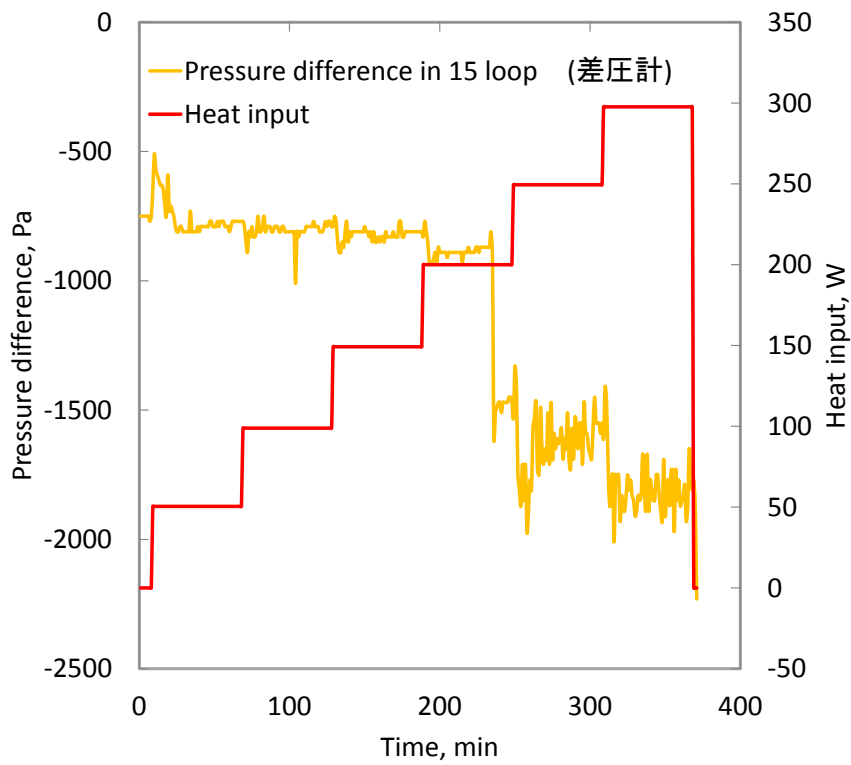


図 2.3.3.6 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 第 15 ループ差圧 (差圧計ポート)

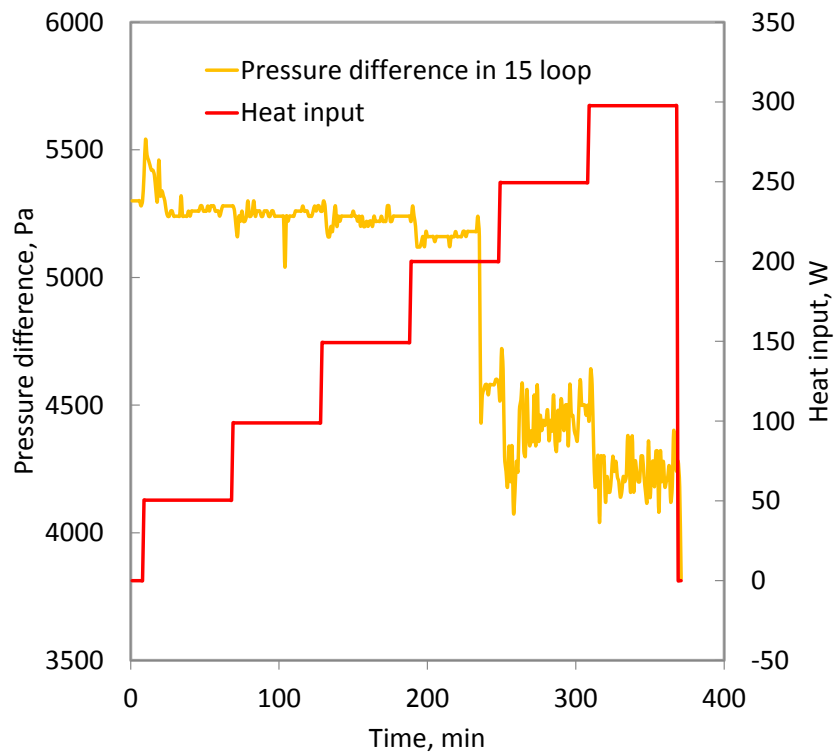


図 2.3.3.7 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 第 15 ループ差圧 (A 点-B 点)

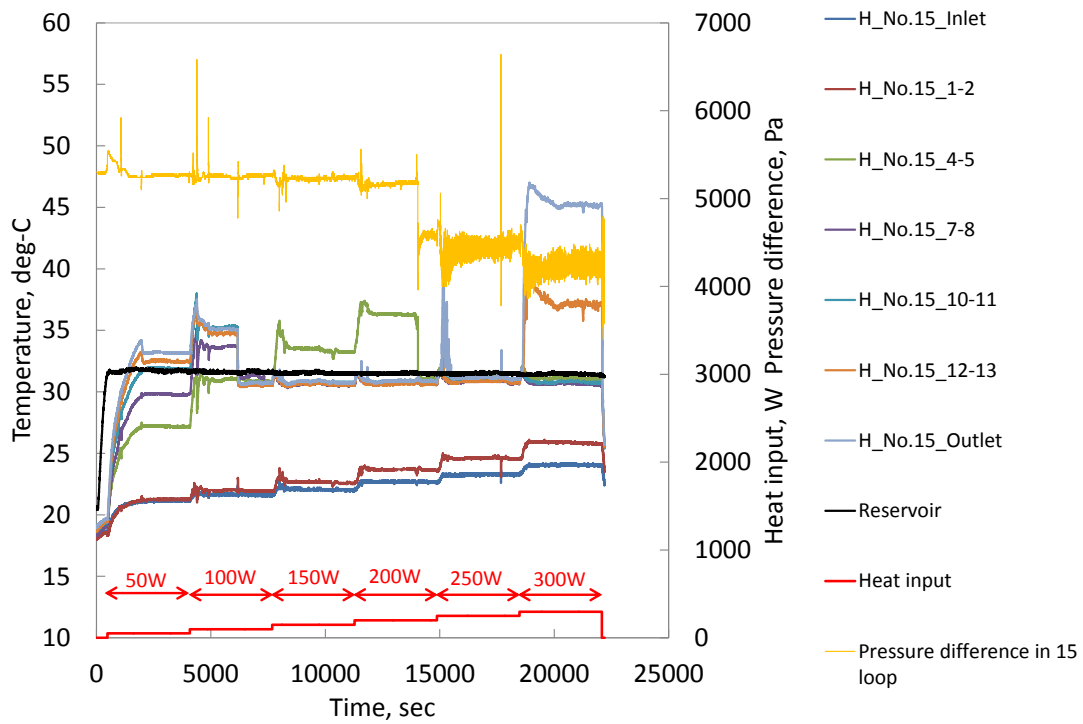


図 2.3.3.8 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 第 15 ループ差圧 (A 点-B 点) と加熱部温度

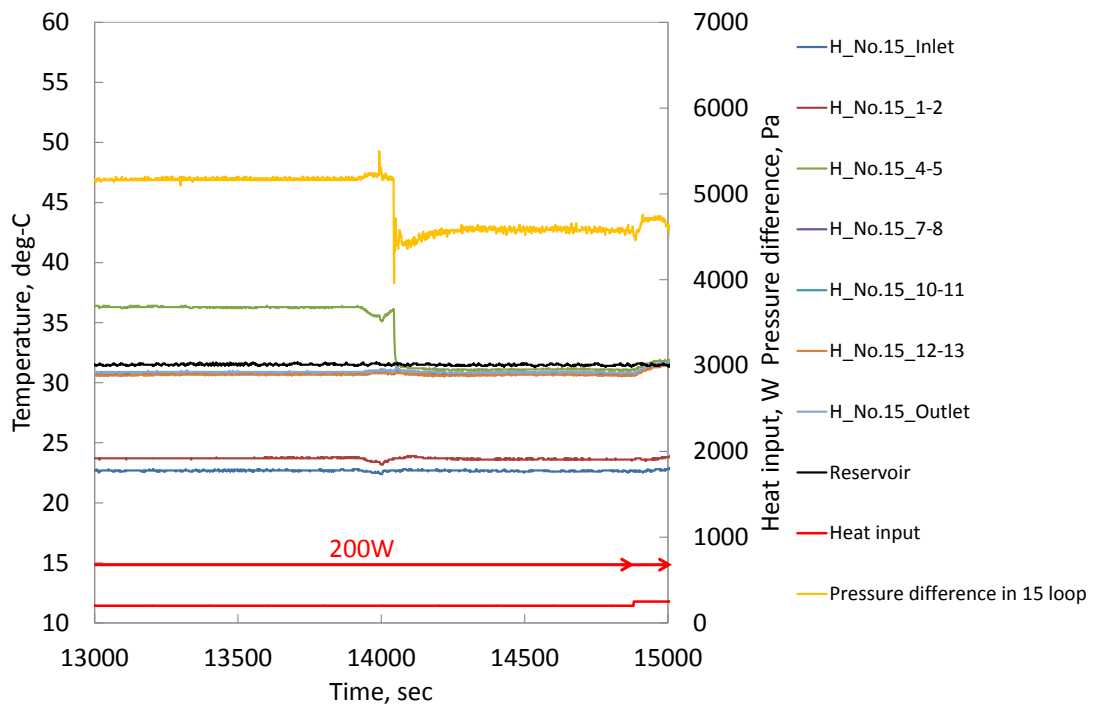


図 2.3.3.9 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 第 15 ループ差圧 (A 点-B 点) 過加熱解消時

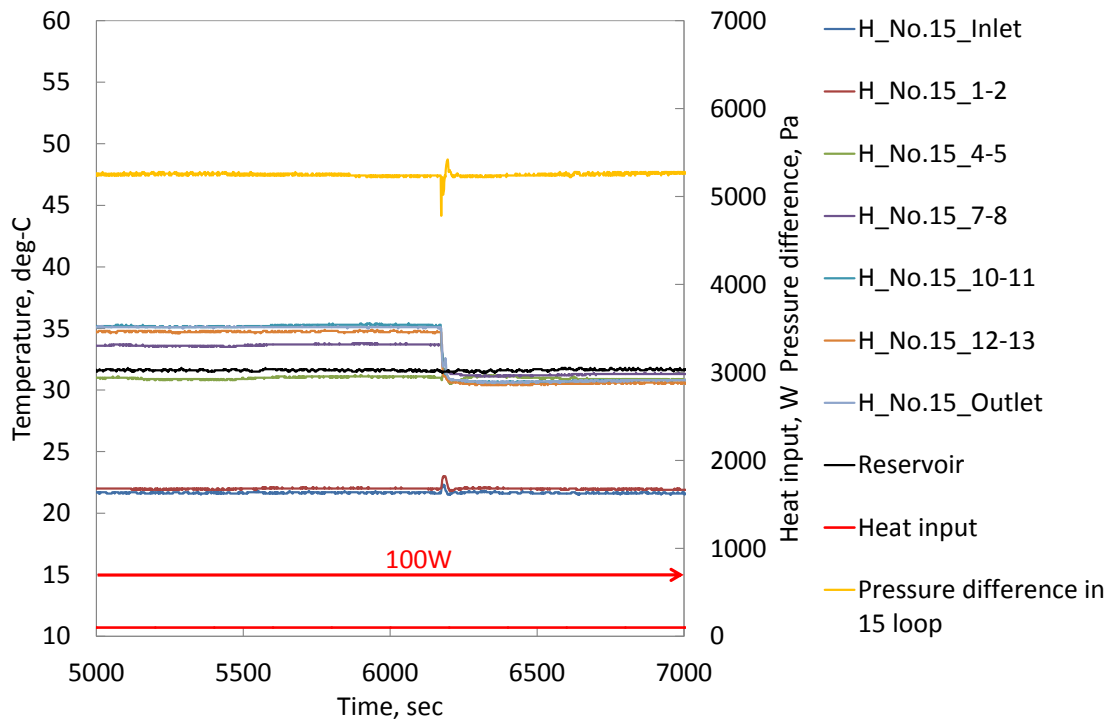


図 2.3.3.10 恒温槽 20°Cリザーバ 30°C 第 15 ループ差圧 (A 点-B 点) 動作開始時

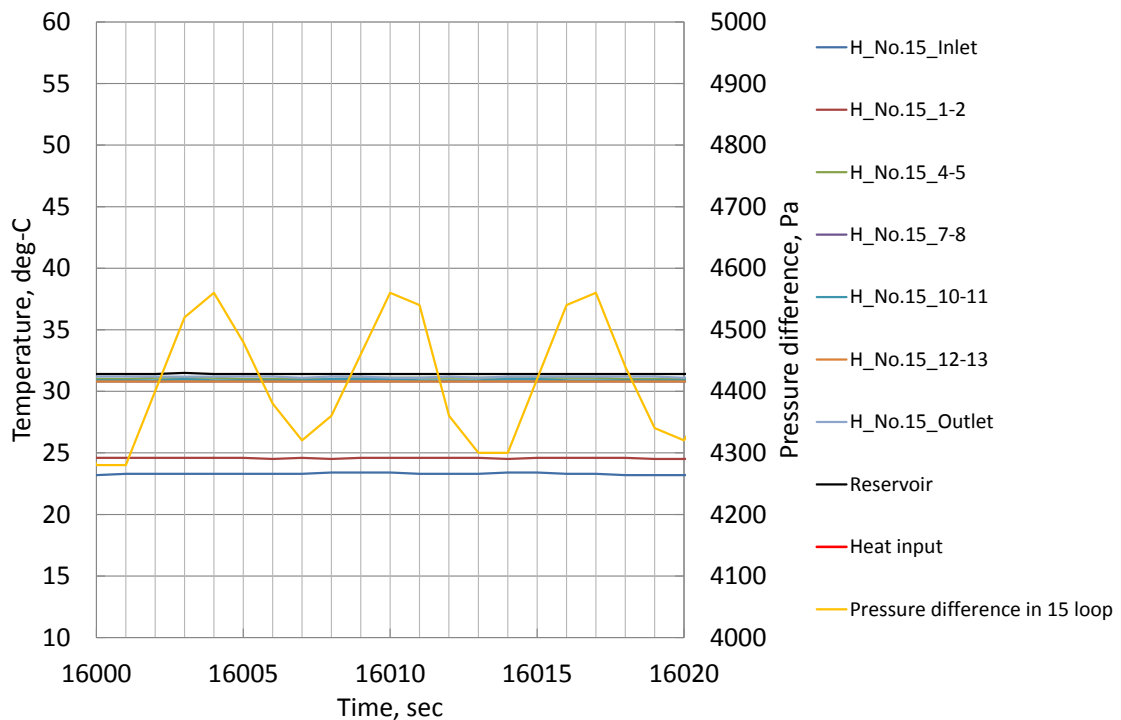


図 2.3.3.11 恒温槽 20°Cリザーバ 30°C 第 15 ループ差圧 (A 点-B 点) 熱負荷 250W

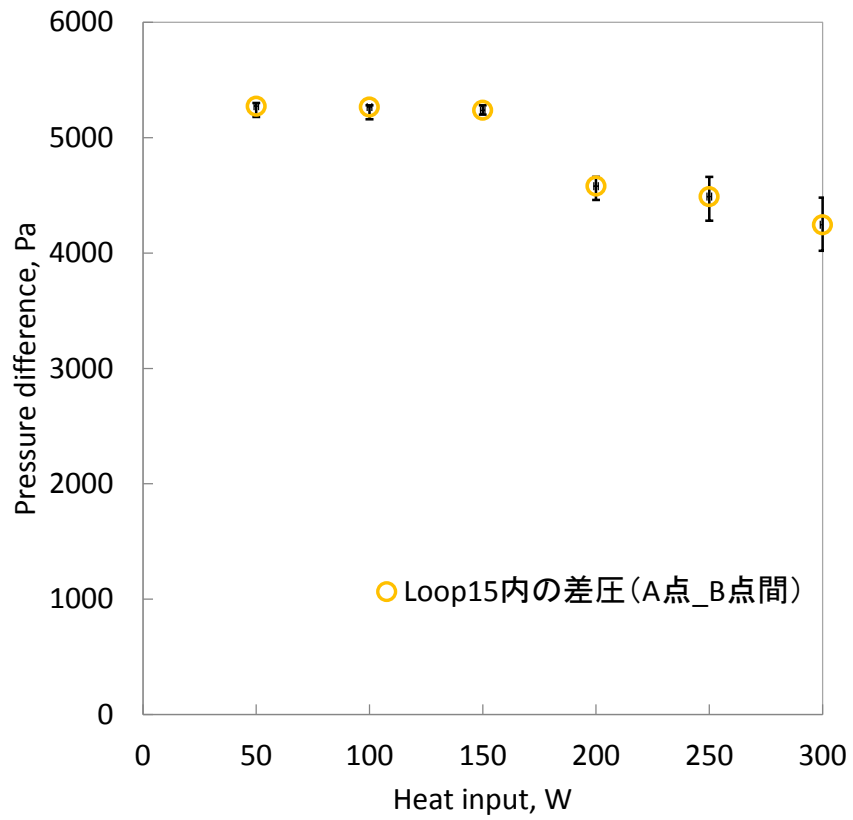
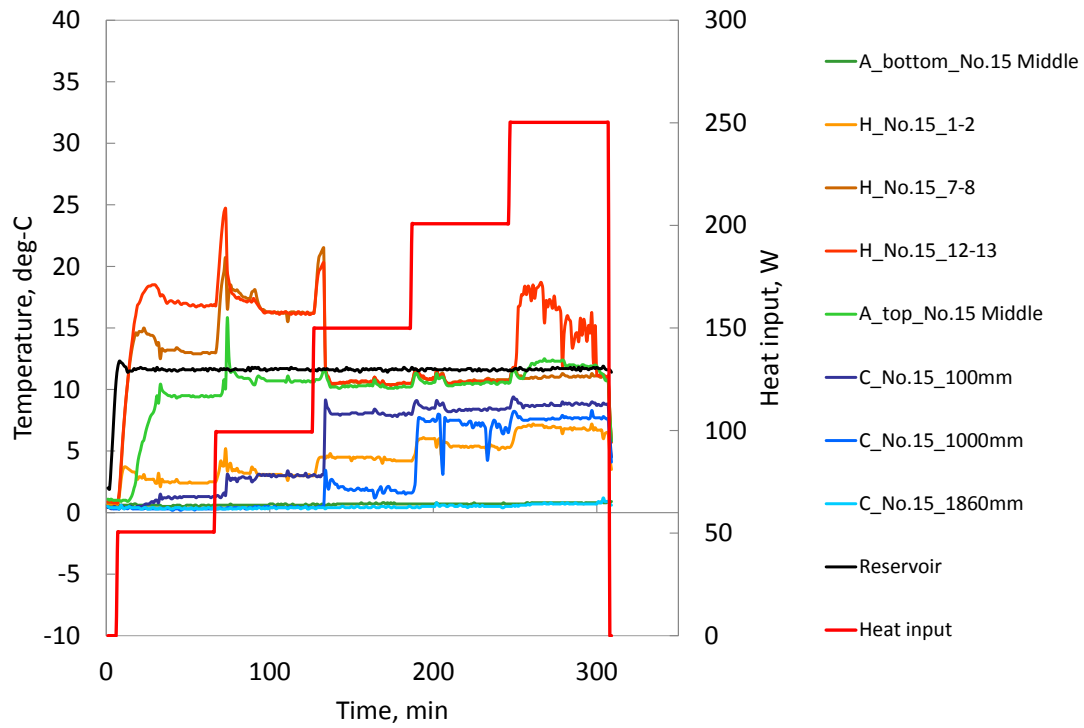
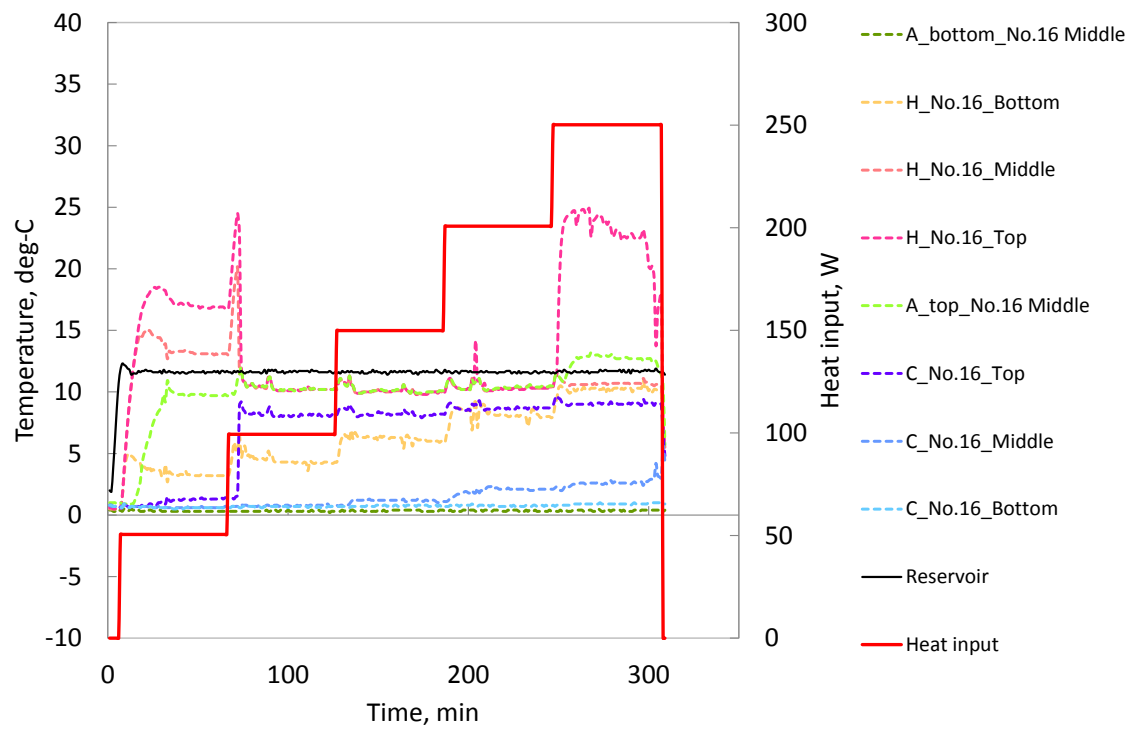


図 2.3.3.12 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 第 15 ループ 定常状態差圧 (A 点-B 点)



(a) 第 15 ループ



(b) 第 16 ループ

図 2.3.3.13 恒温槽 0°C リザーバ 10°C 差圧測定実験 時系列温度



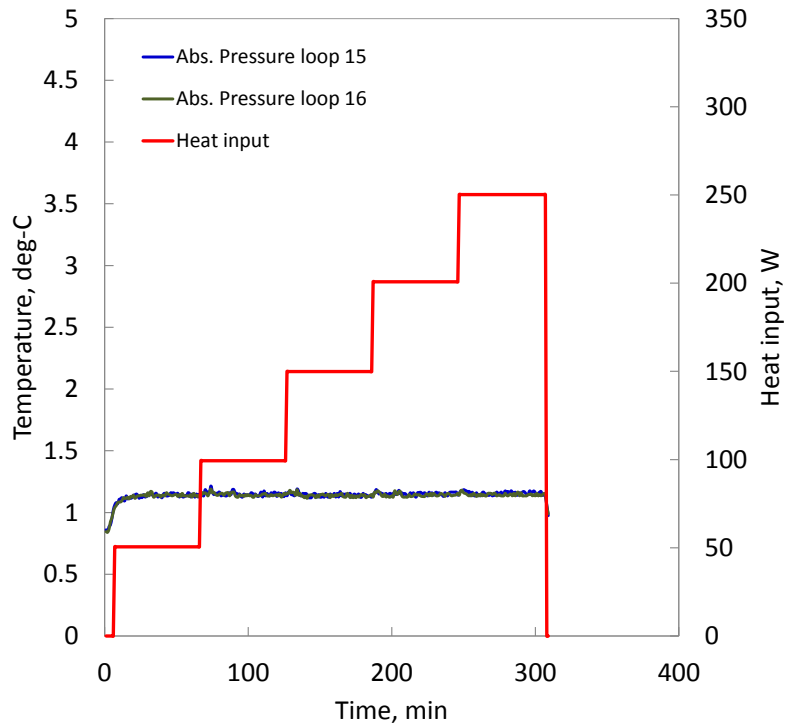


図 2.3.3.14 恒温槽 0°Cリザーバ 10°C 第 15 ループ 時系列絶対圧力

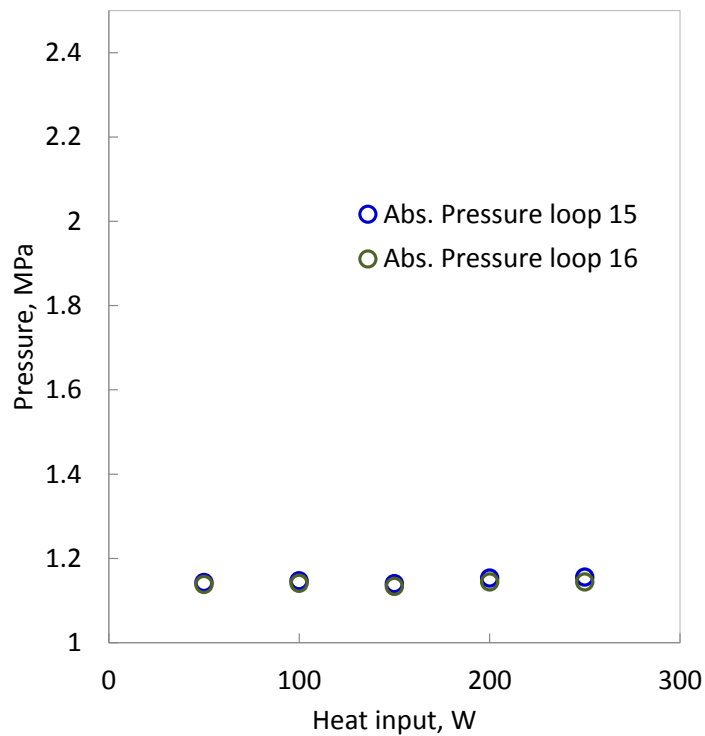


図 2.3.3.15 恒温槽 0°Cリザーバ 10°C 第 15 ループと第 16 ループ 定常状態絶対圧力

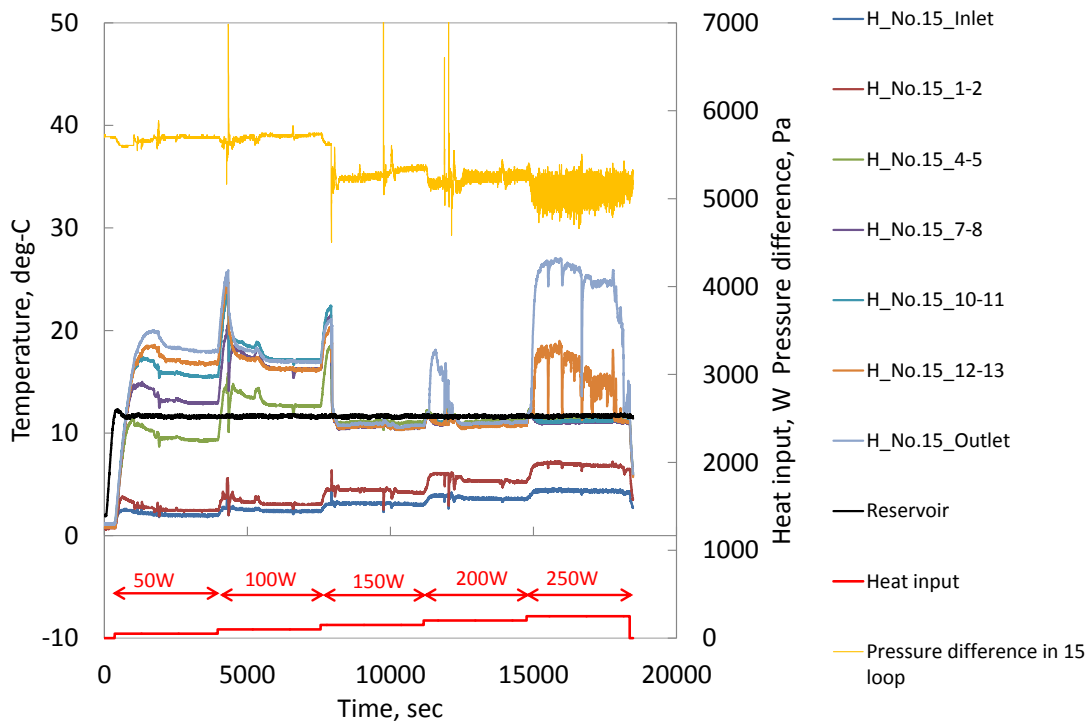


図 2.3.3.16 恒温槽 0°Cリザーバ 10°C 第 15 ループ差圧 (A 点-B 点) と加熱部温度

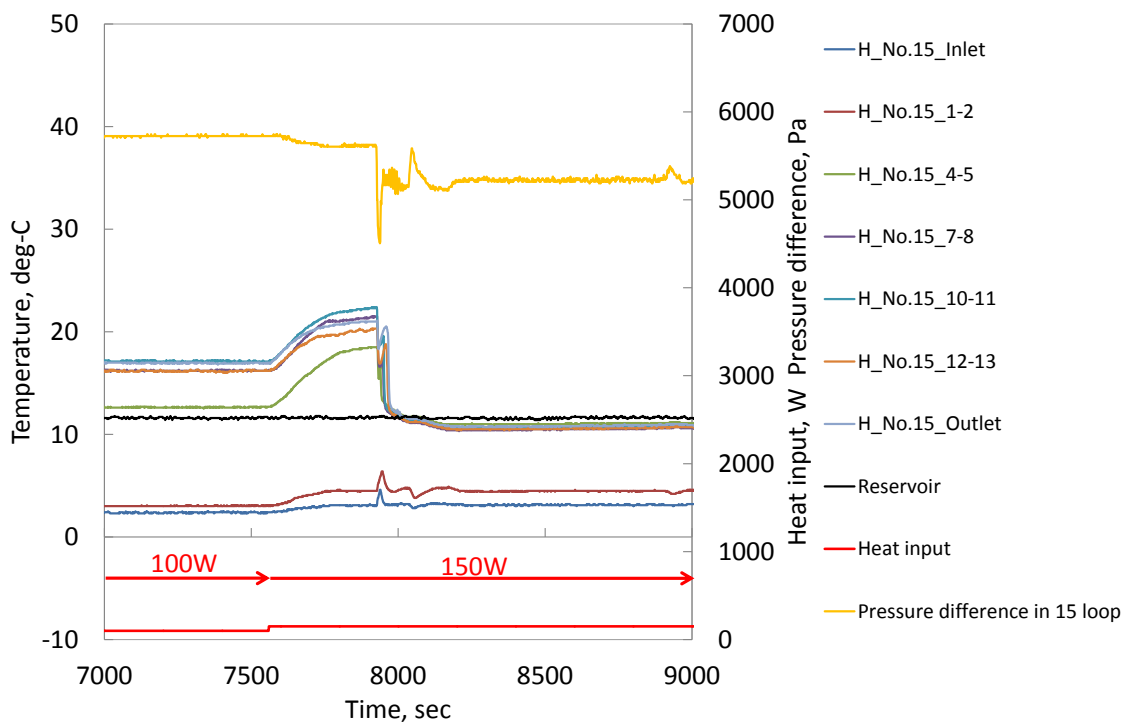


図 2.3.3.17 恒温槽 0°Cリザーバ 10°C 第 15 ループ差圧 (A 点-B 点) 動作開始時

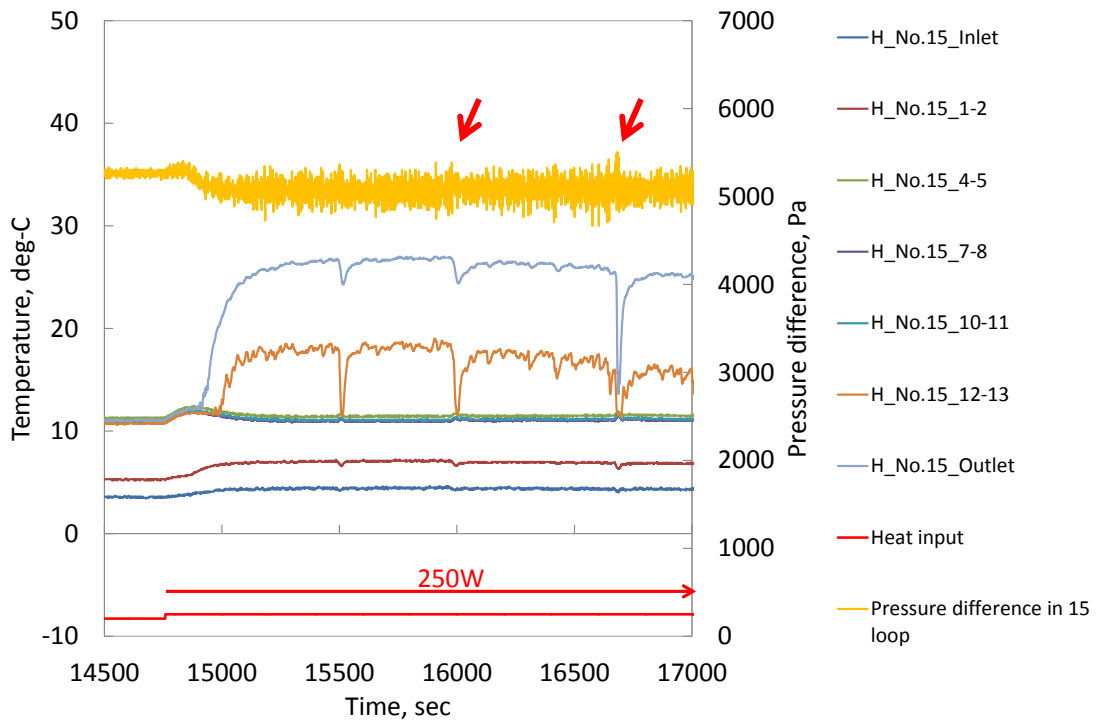


図 2.3.3.18 恒温槽 0℃リザーバ 10℃第 15 ループ差圧 (A 点-B 点) 熱負荷 250W

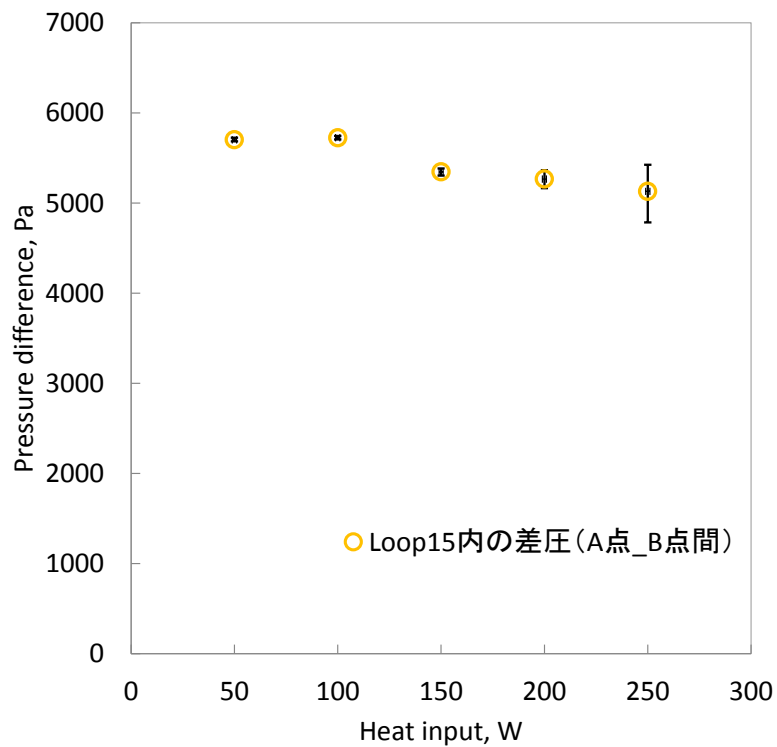
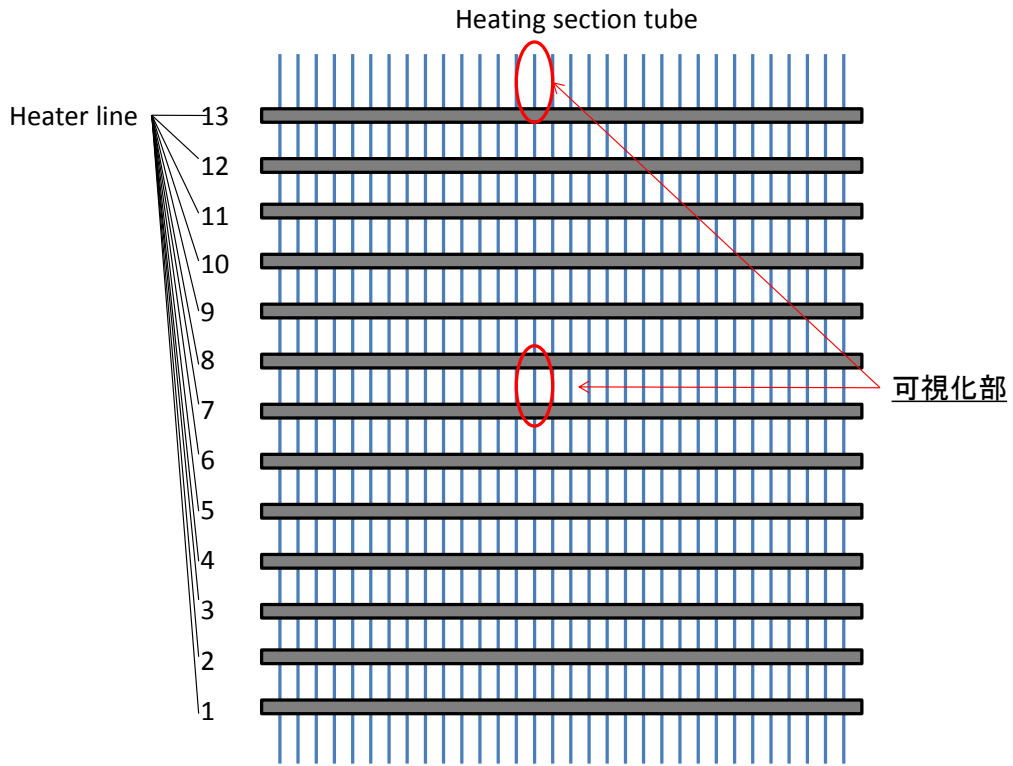
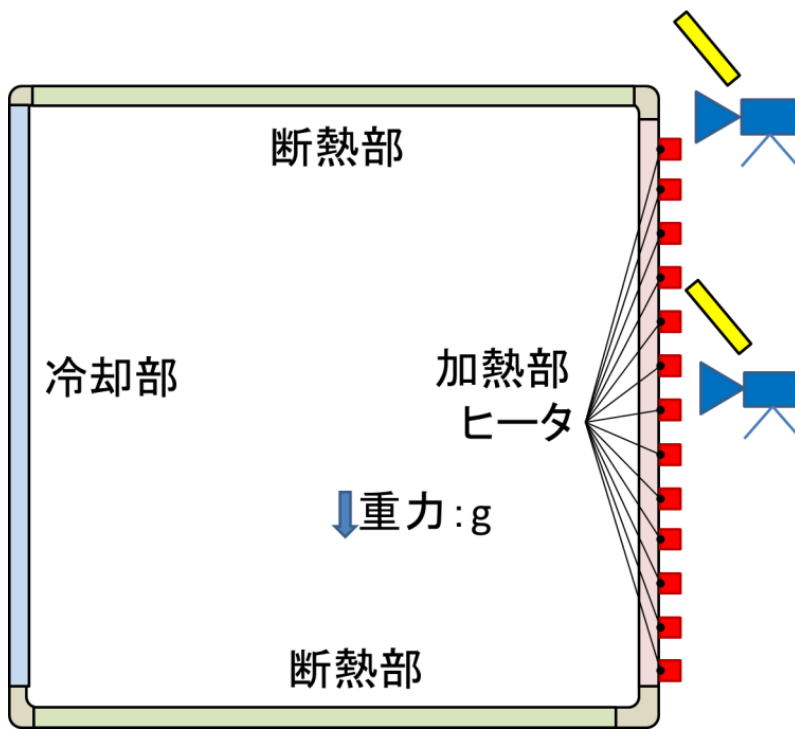


図 2.3.3.19 恒温槽 0℃リザーバ 10℃ 第 15 ループ 定常状態差圧 (A 点-B 点)



(a) 加熱部可視化位置 (加熱部正面)



(b) 加熱部の可視化位置 (マルチループ型ヒートパイプ側面)

図 2.3.4.1 加熱部可視化位置



図 2.3.4.2 可視化実験時の写真

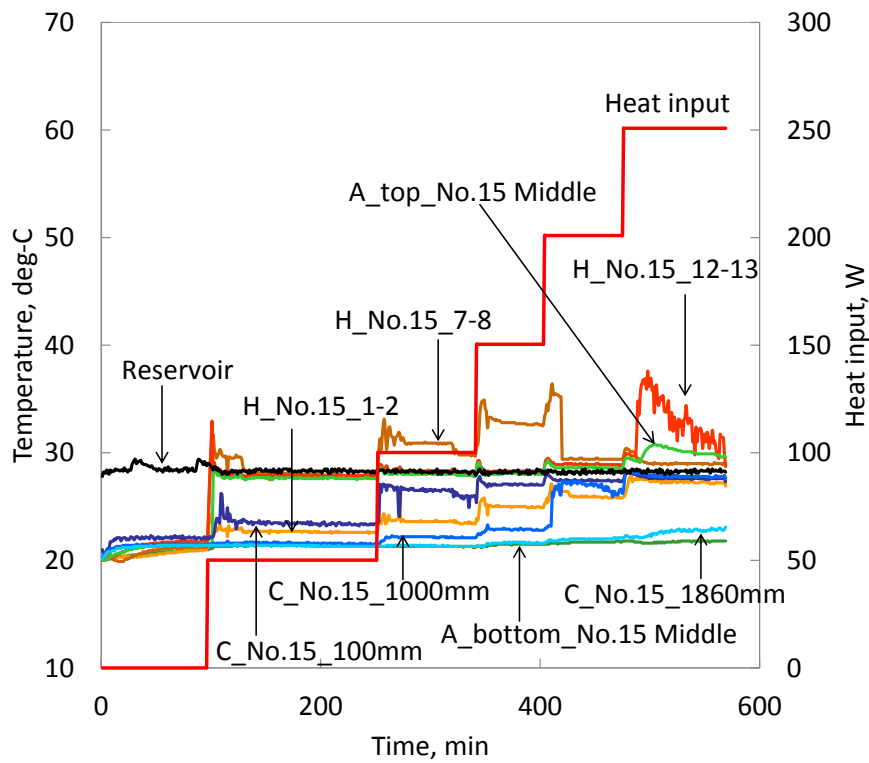


図 2.3.4.3 可視化措置前の時系列温度

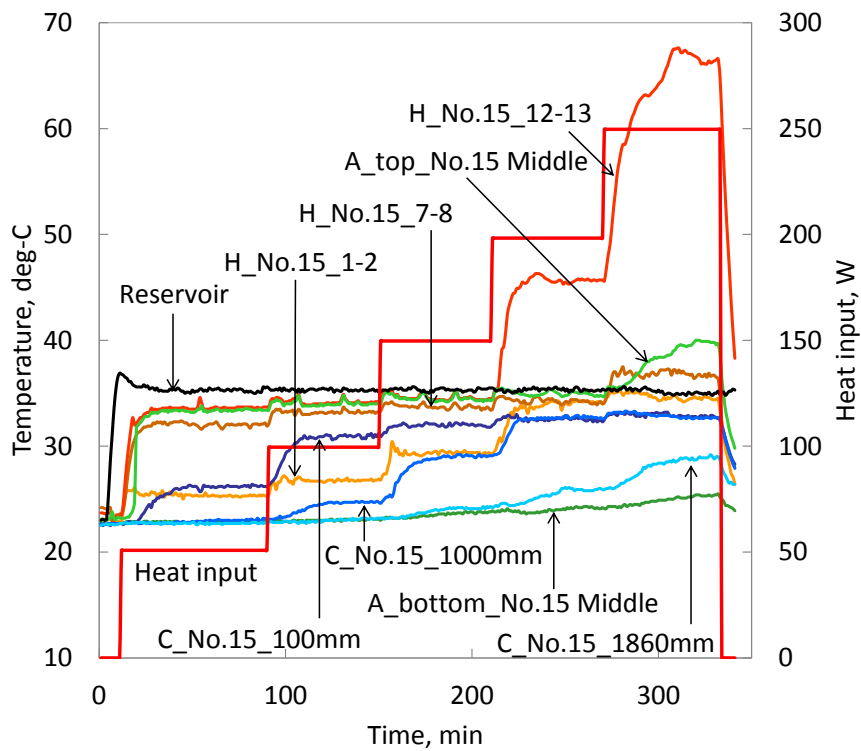


図 2.3.4.4 可視化措置後の時系列温度

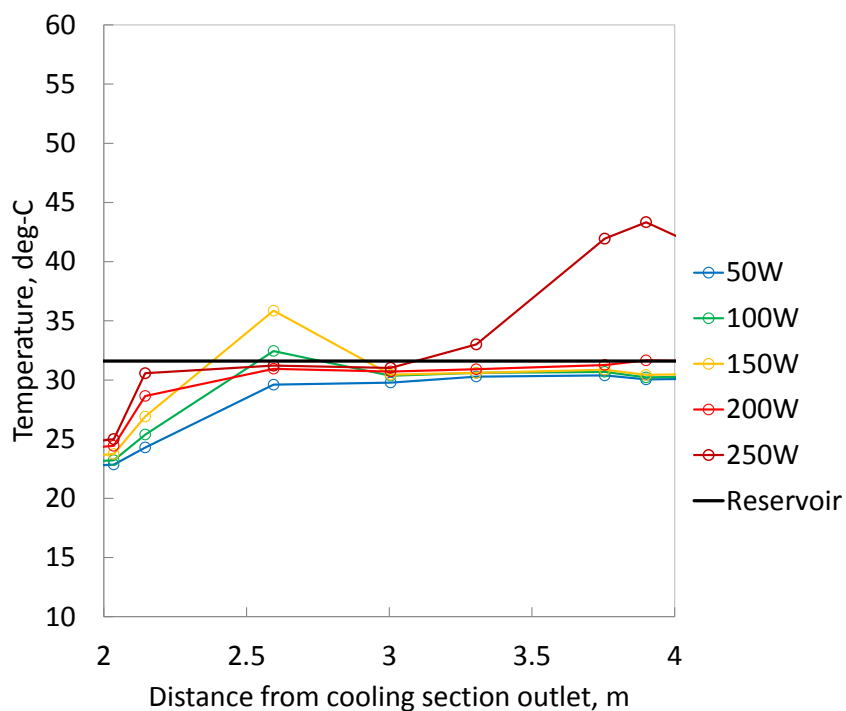


図 2.3.4.5 恒温槽 20°Cリザーバ 30°C 可視化実験 加熱部軸方向温度分布

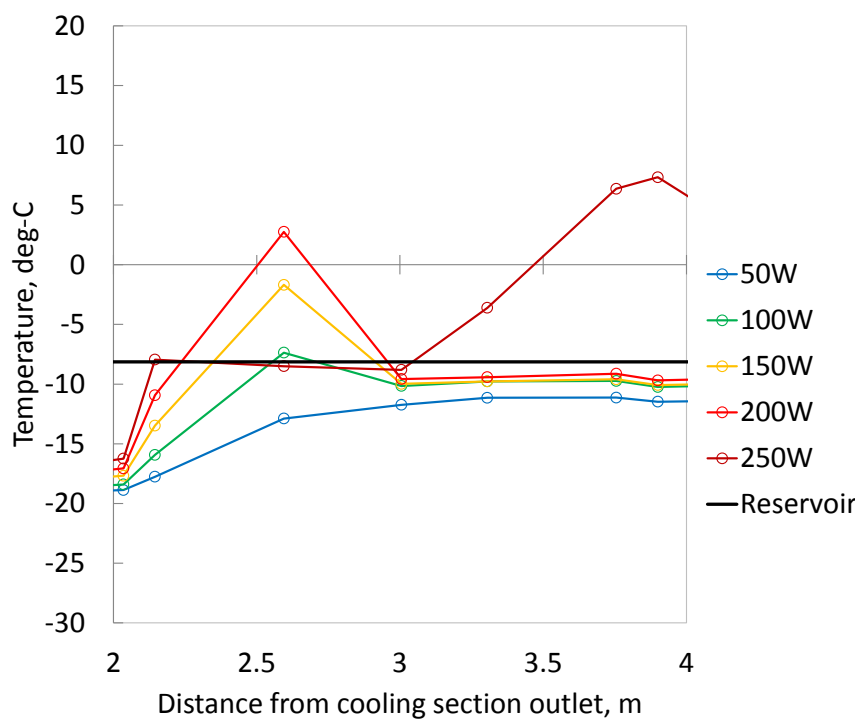


図 2.3.4.6 恒温槽 -20°Cリザーバ -10°C 可視化実験 加熱部軸方向温度分布

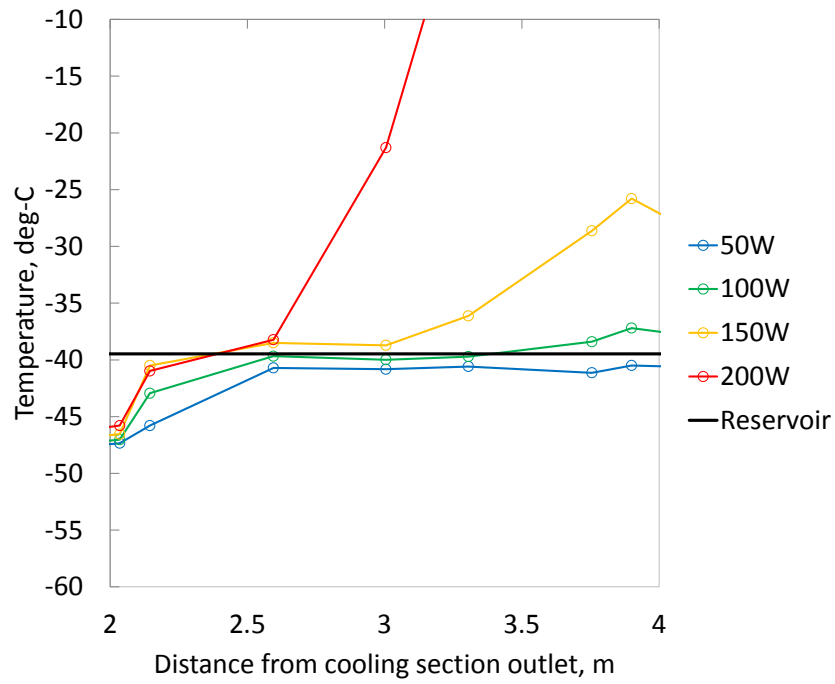
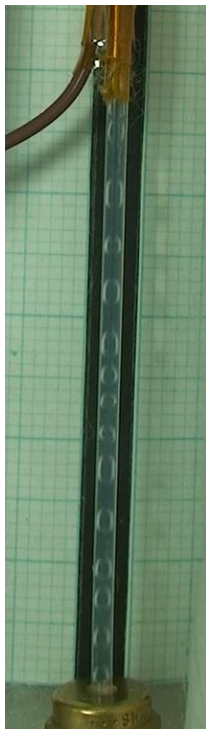


図 2.3.4.7 恒温槽 $-50^{\circ}\text{C}$ リザーバー $40^{\circ}\text{C}$  可視化実験 加熱部軸方向温度分布





50W

(a)



100W

(b)



150W

(c)



200W

(d)



250W

(e)

図 2.3.4.8 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 加熱部中腹部の内部流動



50W

(a)



100W

(b)



150W

(c)



200W

(d)



250W

(e)

図 2.3.4.9 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 加熱部上部の内部流動

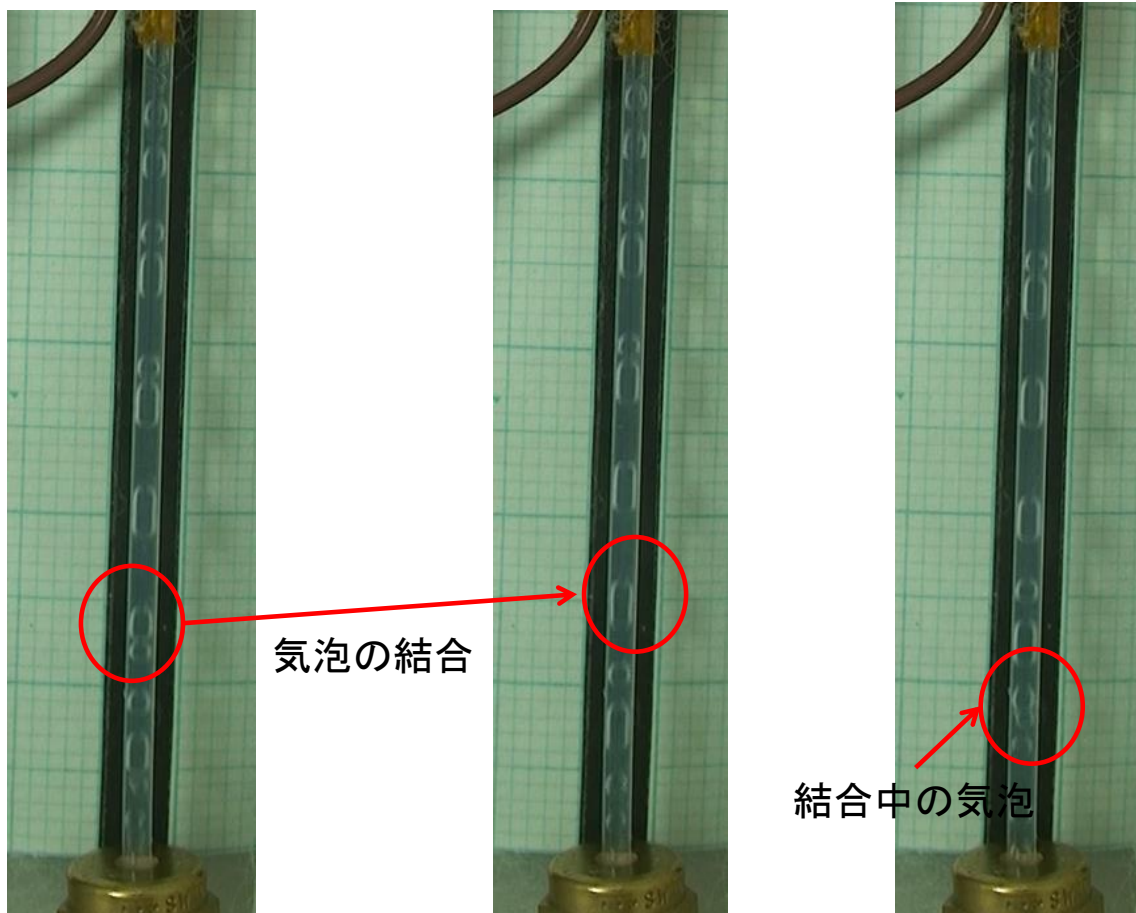
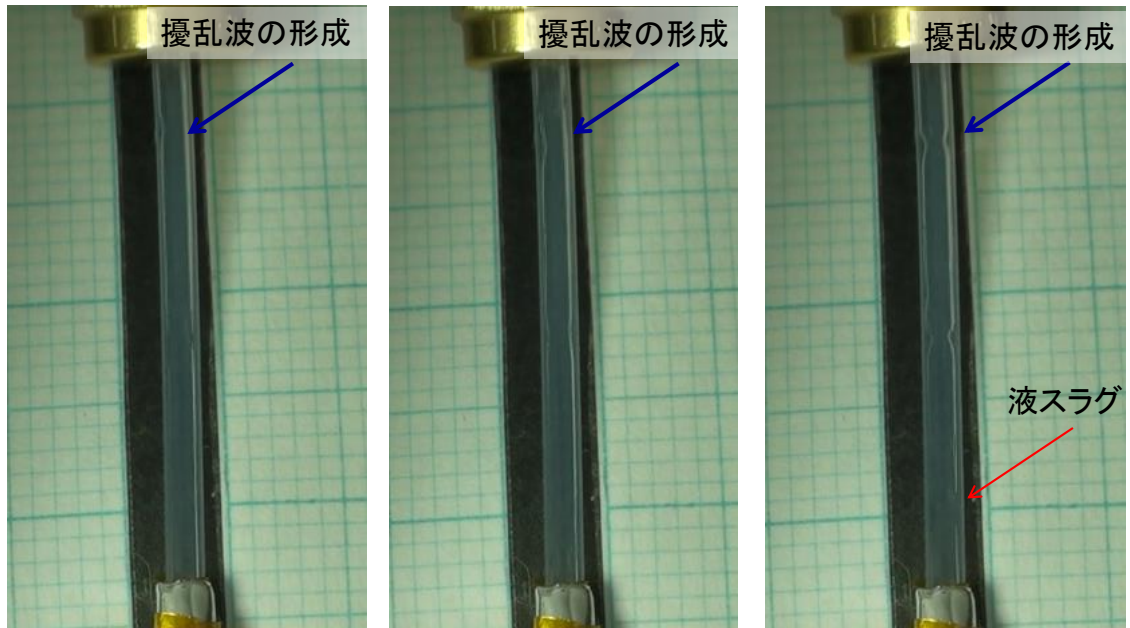


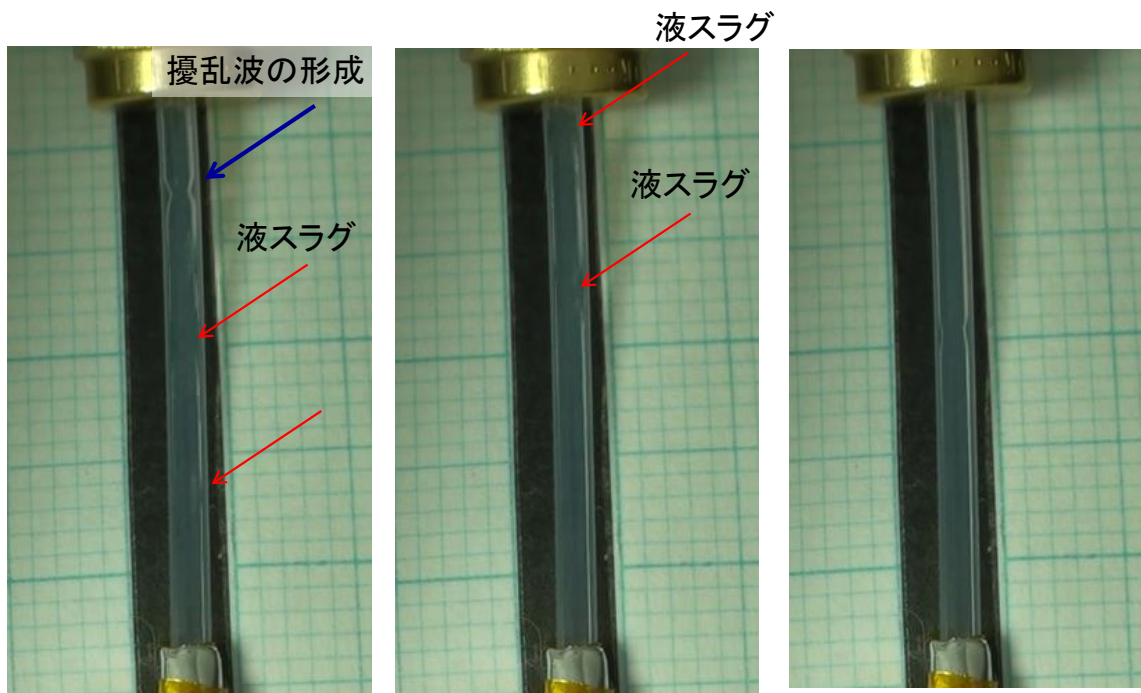
図 2.3.4.10 気泡が結合し大気泡に成長する様子



(a)

(b)

(c)



(d)

(e)

(f)

図 2.3.4.11 加熱部上部 擾乱波と液スラグ



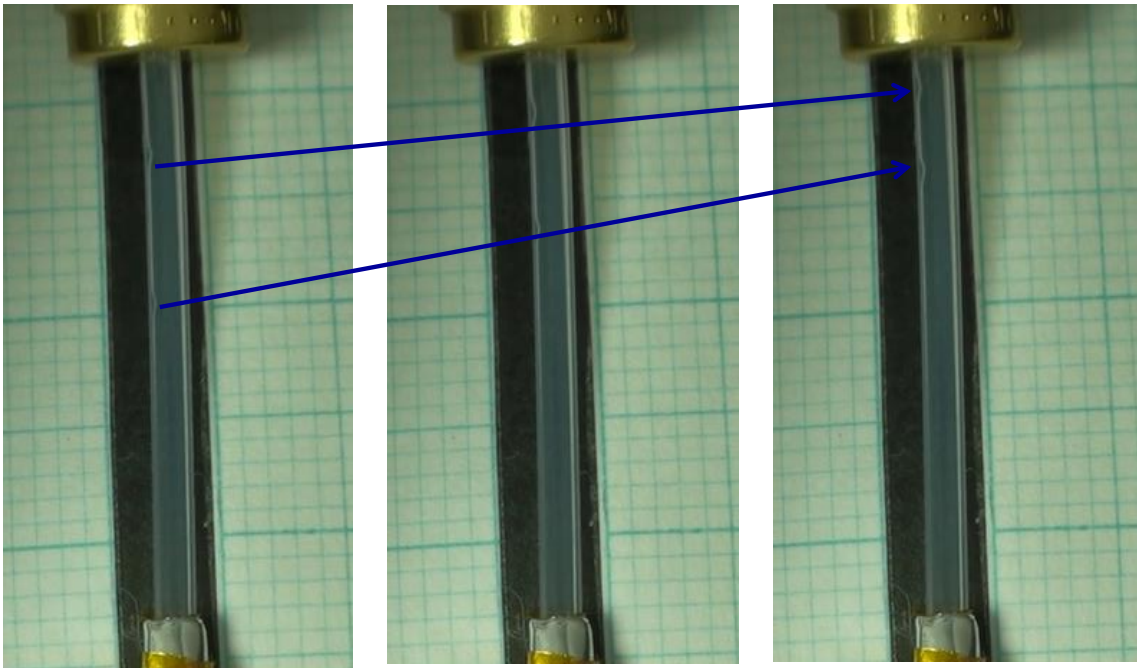


図 2.3.4.12 加熱部上部 擾乱波の移動 (コマ送り)

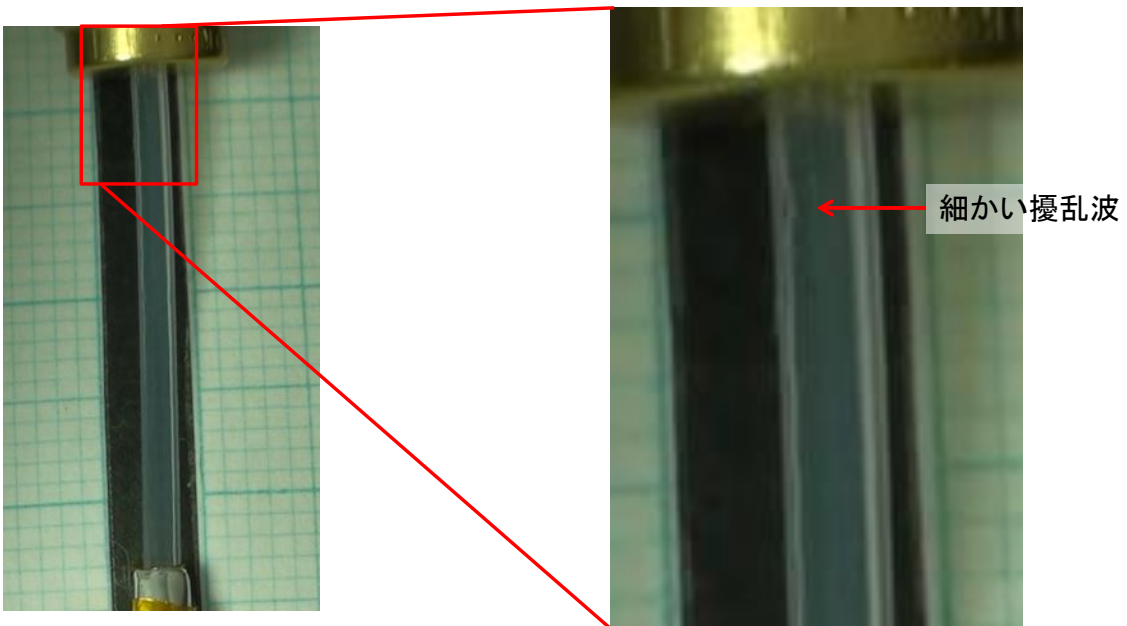


図 2.3.4.13 加熱部上部 細かい擾乱波

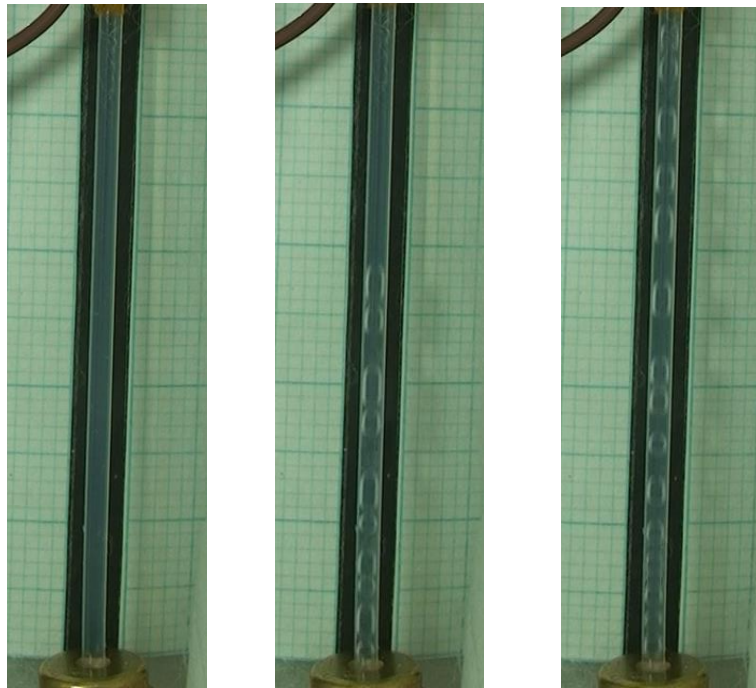


図 2.3.4.14 加熱部中腹部 初期気泡観測 内部流動

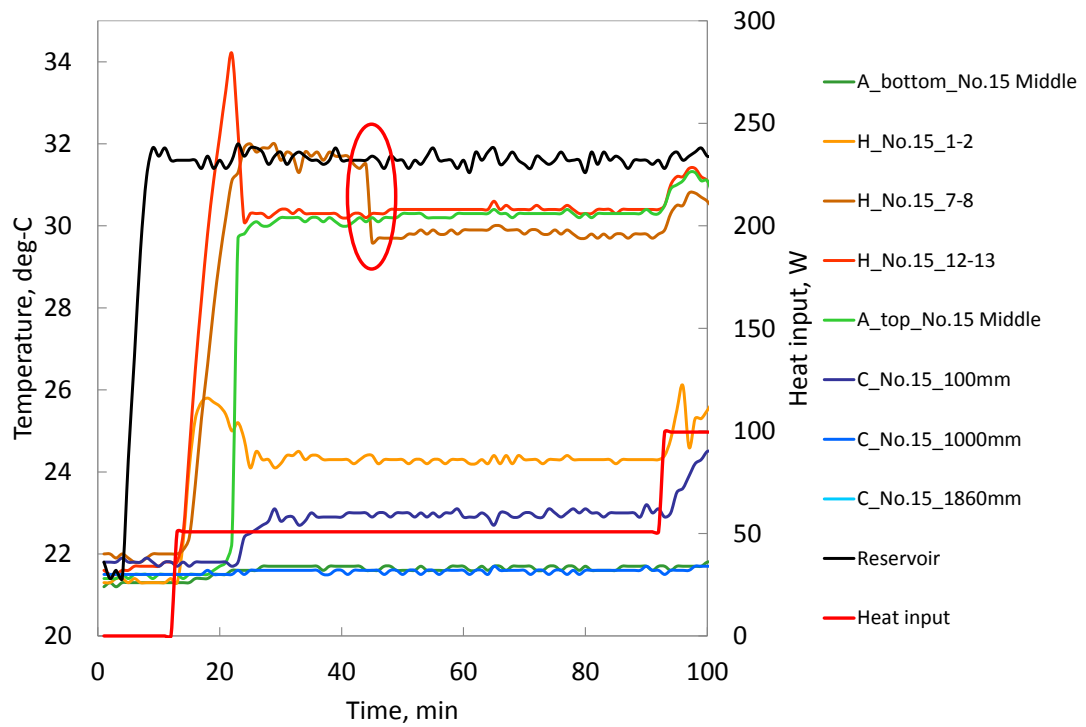


図 2.3.4.15 加熱部中腹部 初期気泡観測 時系列温度

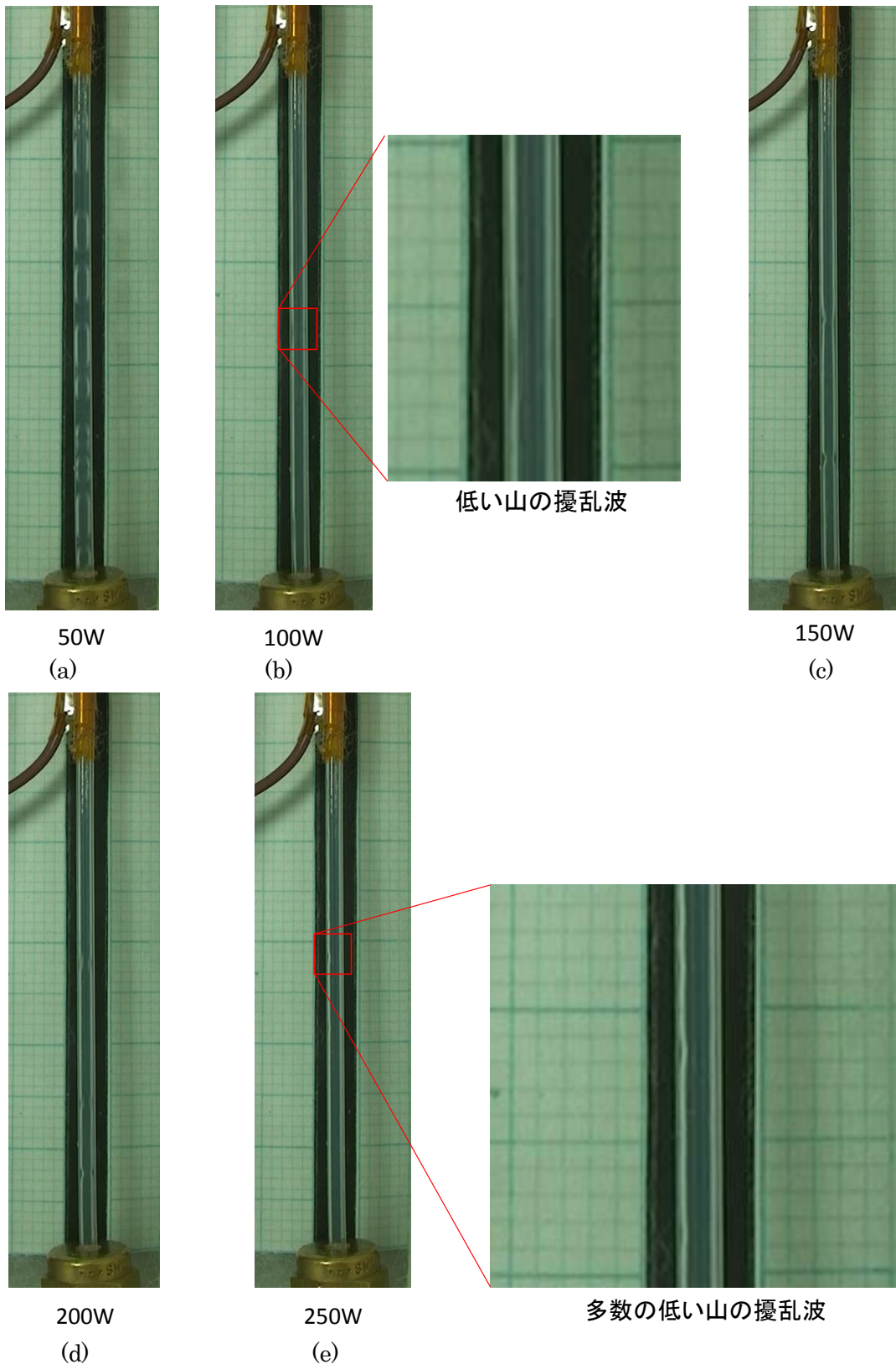
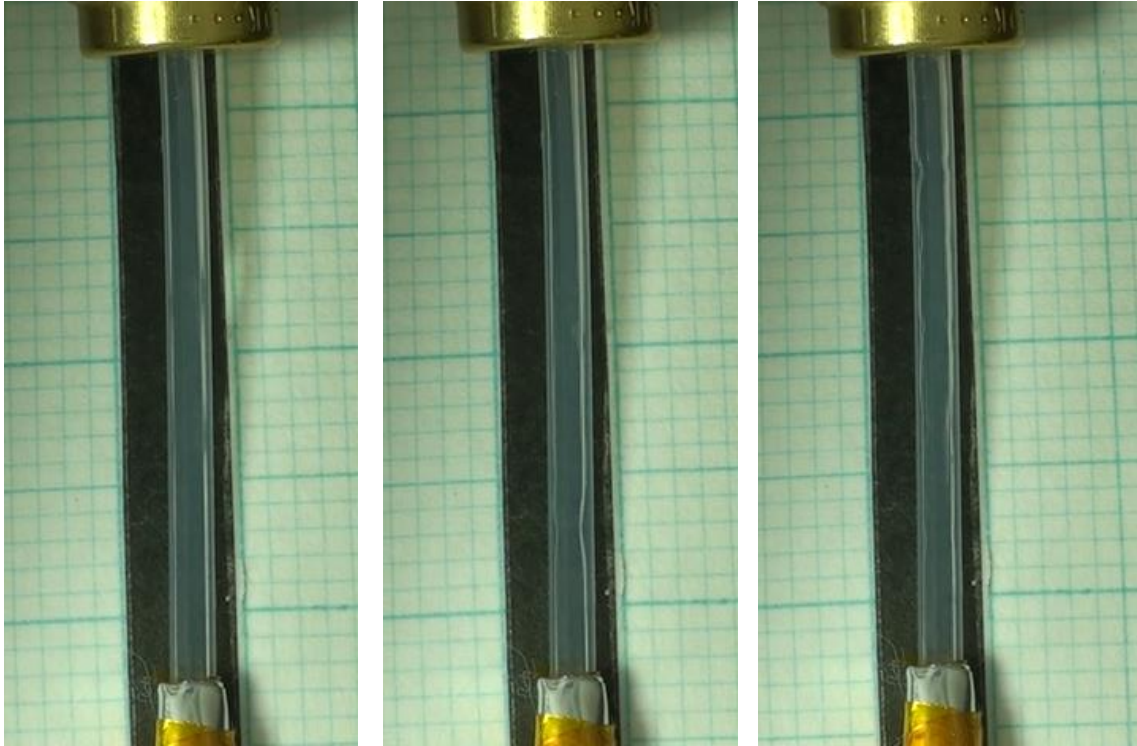


図 2.3.4.16 恒温槽 $-20^{\circ}\text{C}$ リザーバー $10^{\circ}\text{C}$  加熱部中腹部の内部流動



50W

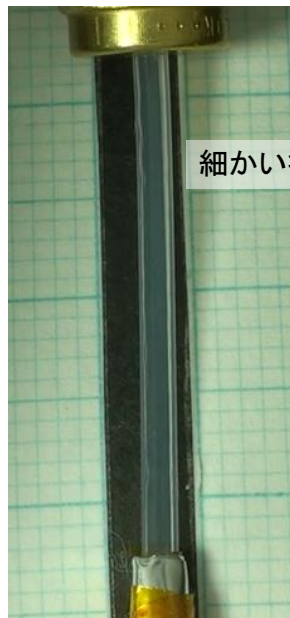
(a)

100W

(b)

150W

(c)



200W

(d)

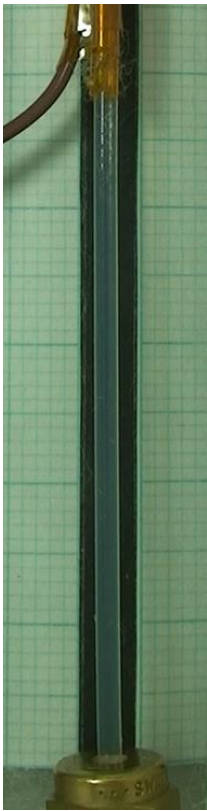


250W

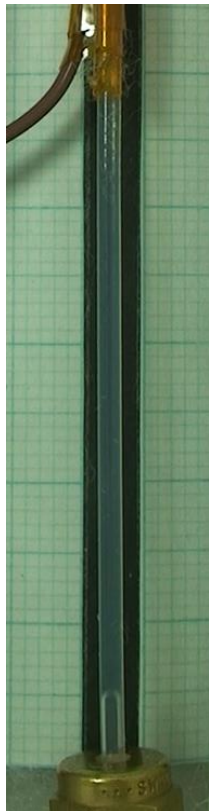
(e)

図 2.3.4.17 恒温槽-20°Cリザーバー-10°C 加熱部上部の内部流動





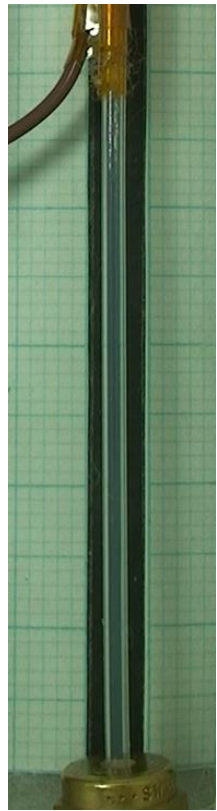
(a)



(b)



(c)



(d)

図 2.3.4.18 加熱部中腹部 初期気泡確認時 (1Hz)



(a)

(b)

(c)

(d)



(e)

(f)

(g)

(h)

図 2.3.4.19 加熱部上部 初期気泡確認時 (30Hz)

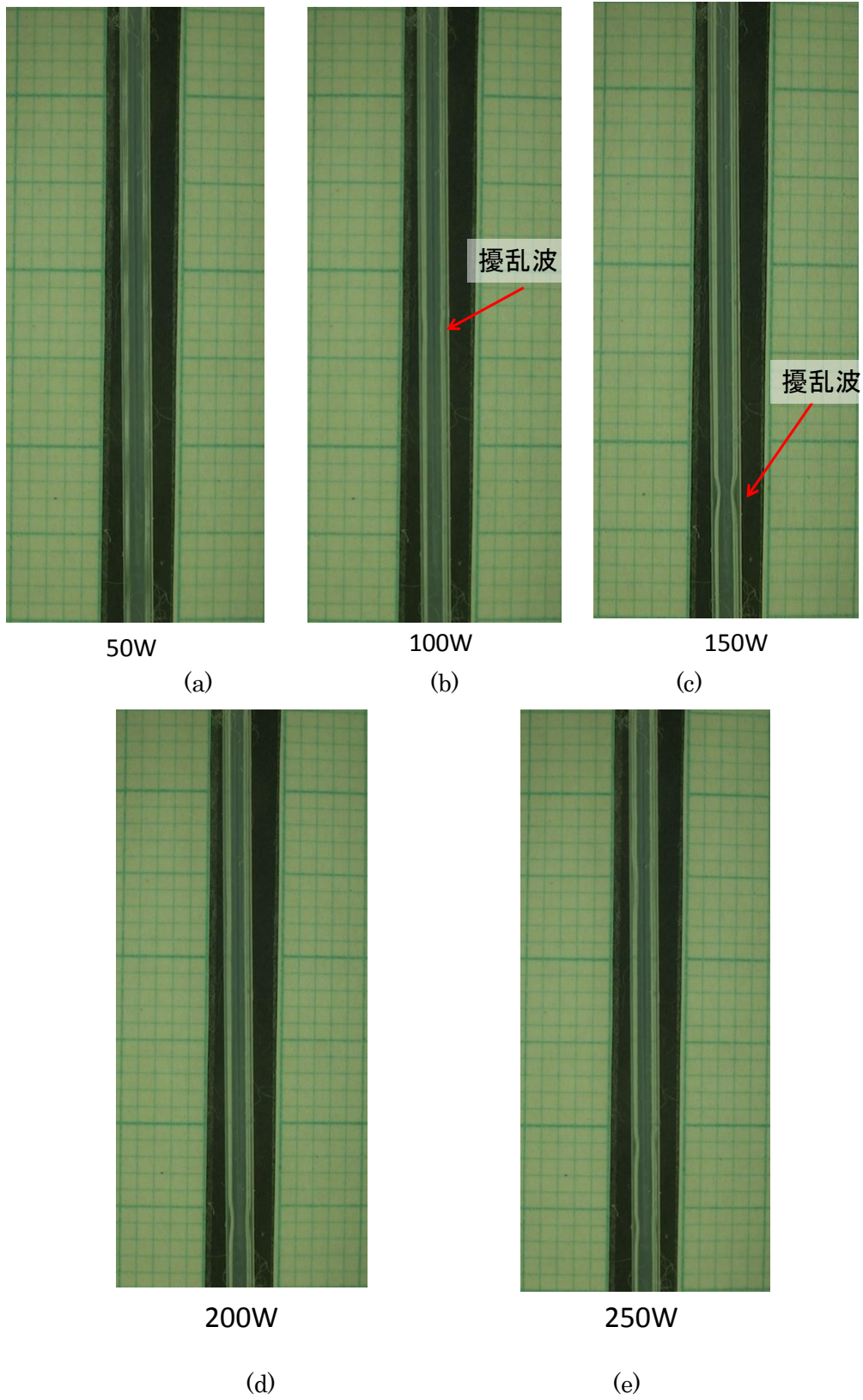


図 2.3.4.20 恒温槽-50℃リザーバー40℃ 加熱部中腹部の内部流動





50W  
(a)



100W  
(b)



150W  
(c)



200W  
(d)

図 2.3.4.21 恒温槽-50℃リザーバー40℃ 加熱部上部の内部流動

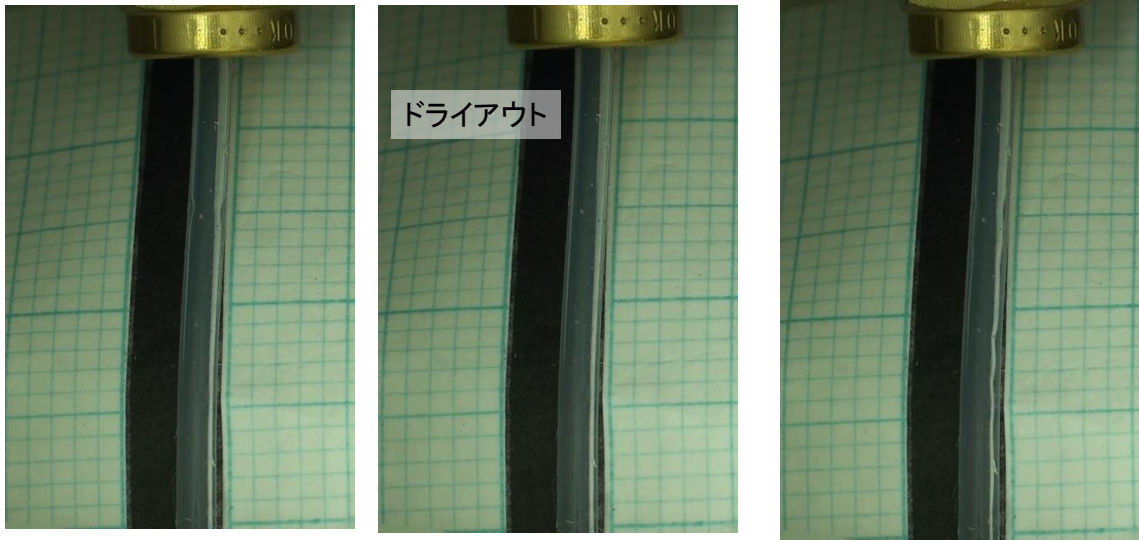


図 2.3.4.22 熱負荷 100W における間欠流

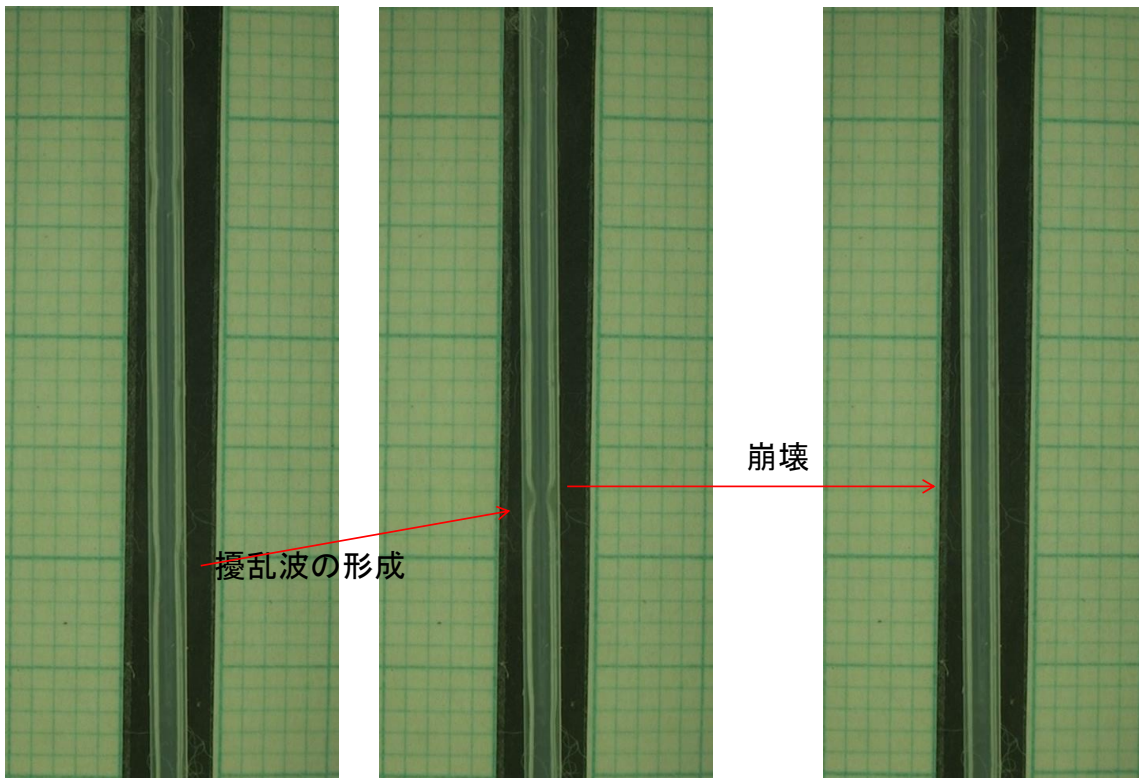


図 2.3.4.23 加熱部中腹部 擾乱波の崩壊と形成

表 2.3.4.1 各温度熱負荷における流動様式

恒温槽温度		熱負荷				
		50W	100W	150W	200W	250W
20	加熱部中腹部	スラグ流	スラグ流	環状流	環状流	環状流
	加熱部上部	スラグ流	環状流	環状流	環状流	ドライアウト
-20	加熱部中腹部	スラグ流	環状流	環状流	環状流	環状流
	加熱部上部	スラグ流	環状流	環状流	環状流	ドライアウト
-50	加熱部中腹部	スラグ流	環状流	環状流	環状流	環状流
	加熱部上部	環状流	環状流	環状流	ドライアウト	

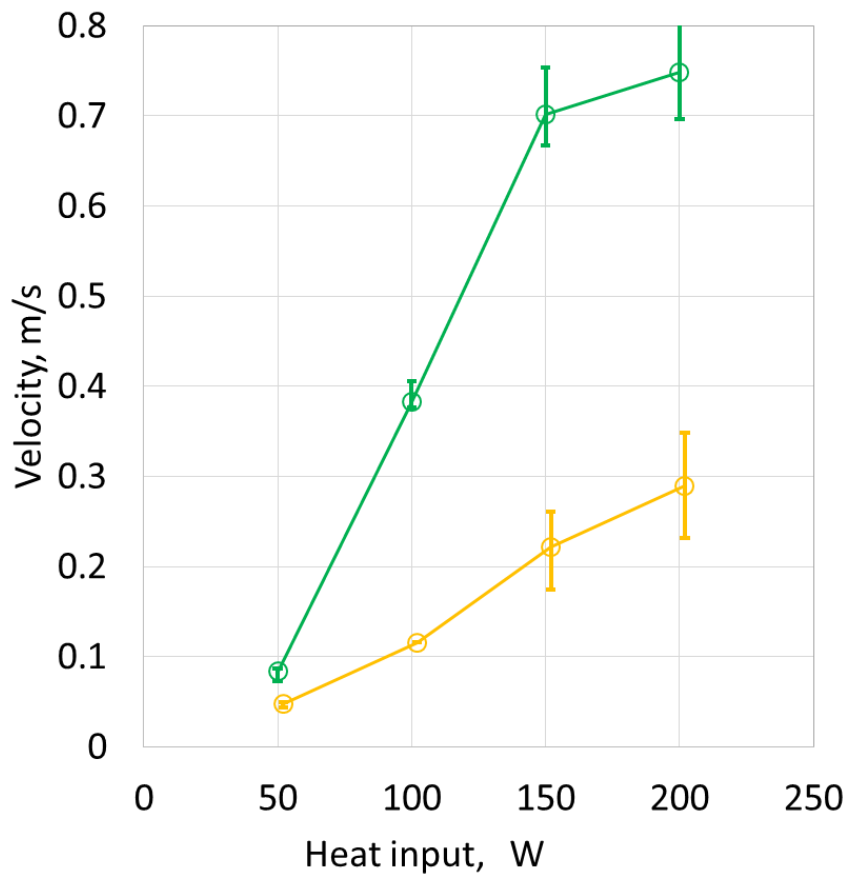


図 2.3.4.24 加熱部中腹部における流速

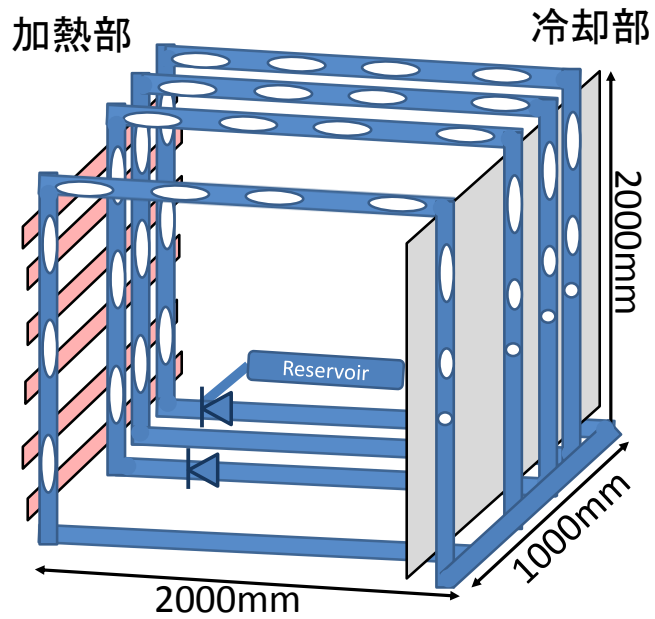


(a) 垂直条件

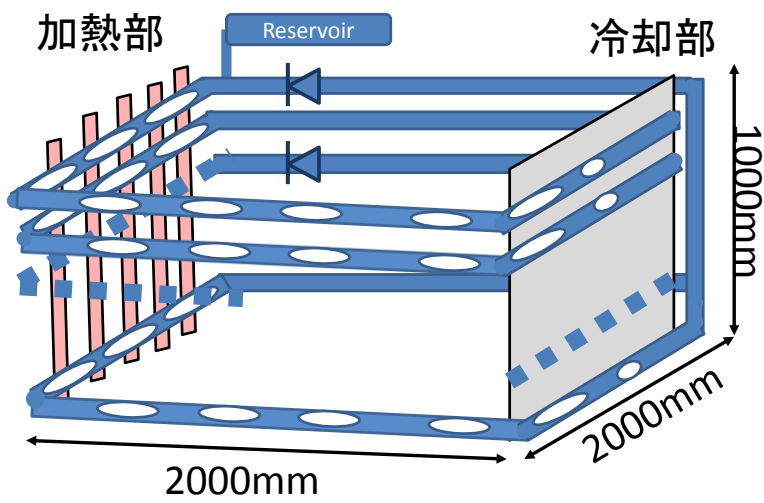


(b) 水平条件

図 2.3.5.1 垂直姿勢と水平姿勢の実験写真



(a) 垂直条件



(b) 水平条件

図 2.3.5.2 垂直姿勢と水平姿勢の重力方向と管配置



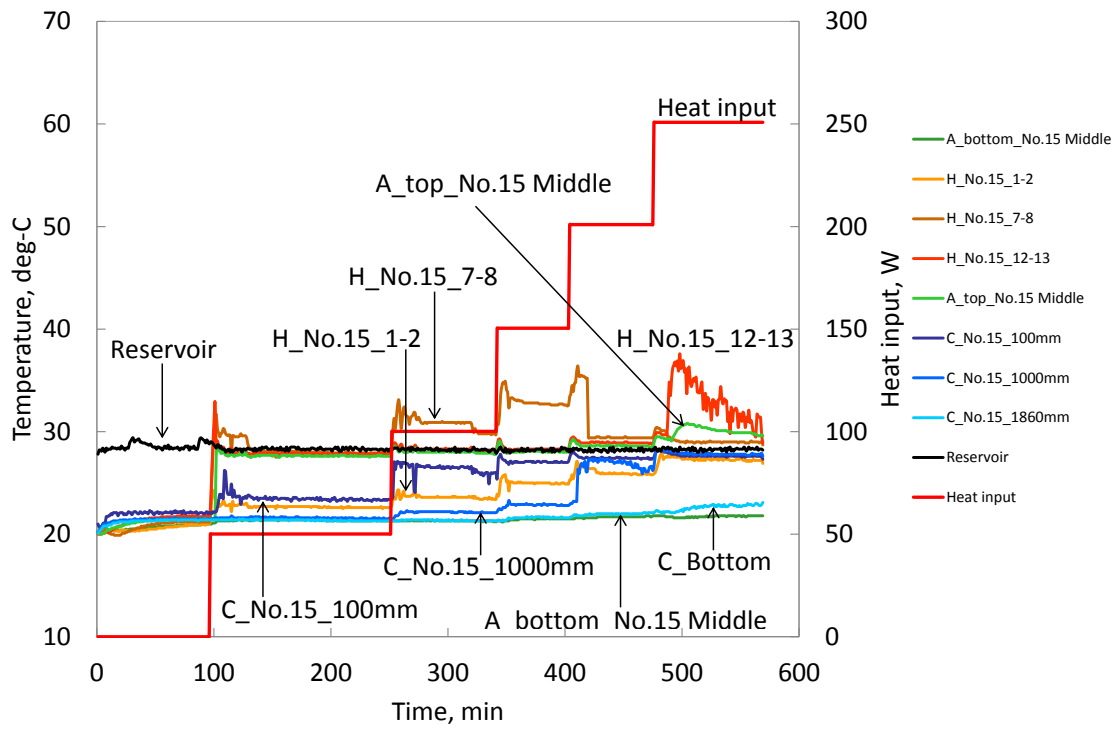


図 2.3.5.3 恒温槽 20°Cリザーバ 30°C 重力と垂直姿勢

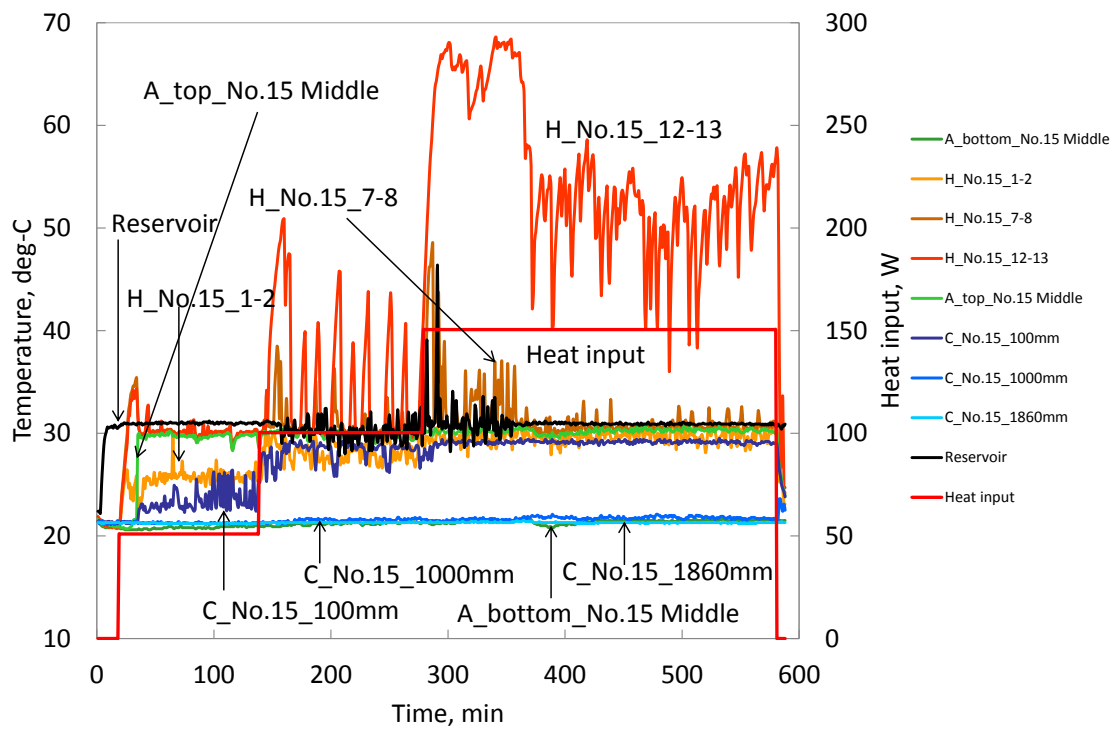


図 2.3.5.4 恒温槽 20°Cリザーバ 30°C 重力と水平姿勢

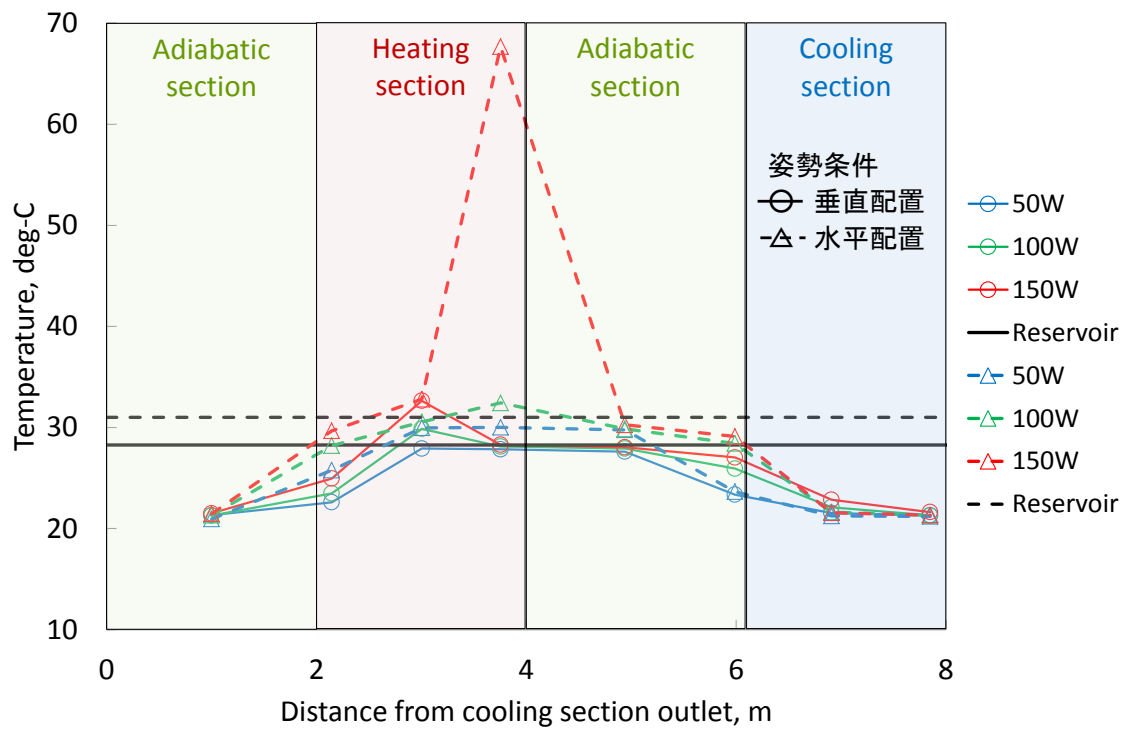


図 2.3.5.5 恒温槽 20°Cリザーバ 30°C 熱負荷変更前 20 分間の軸方向平均温度分布

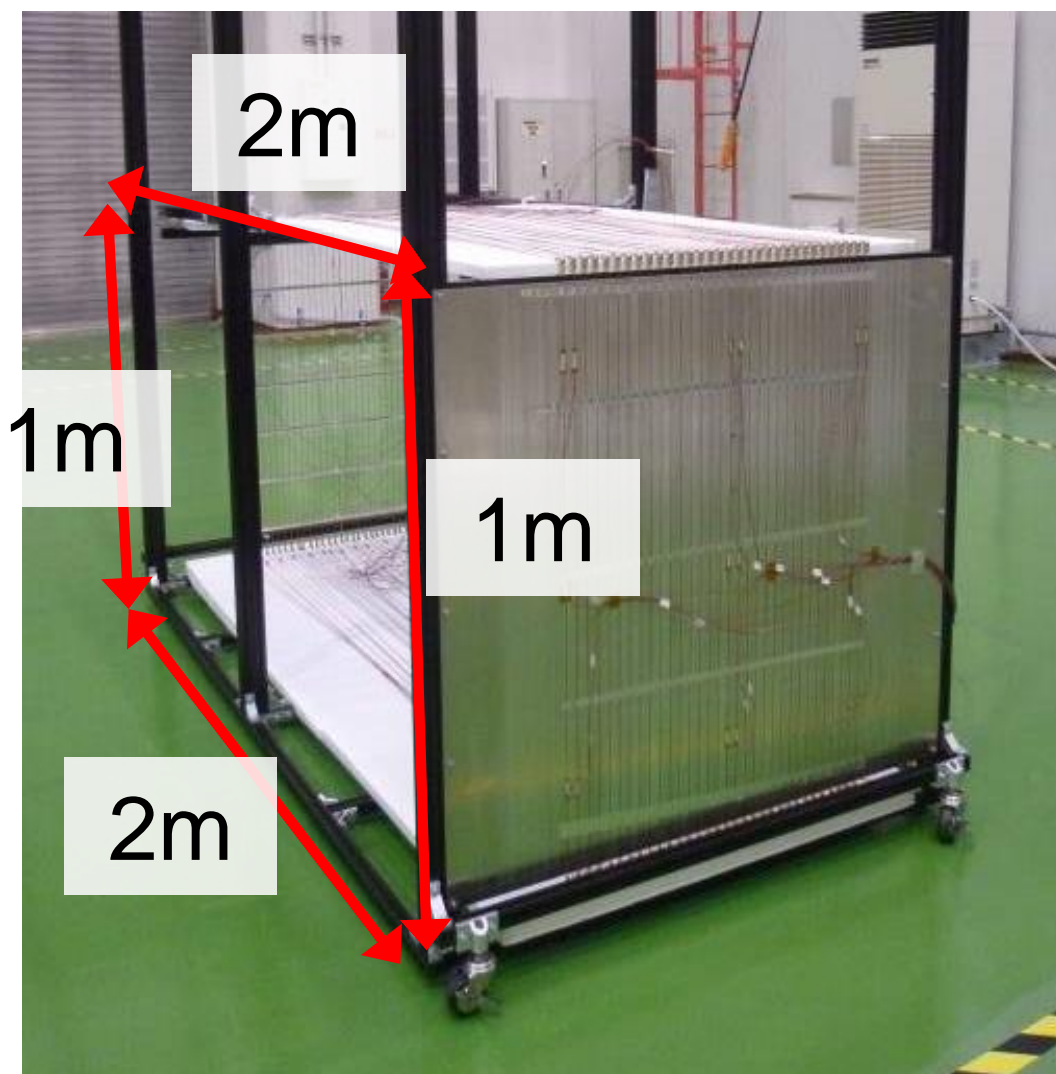
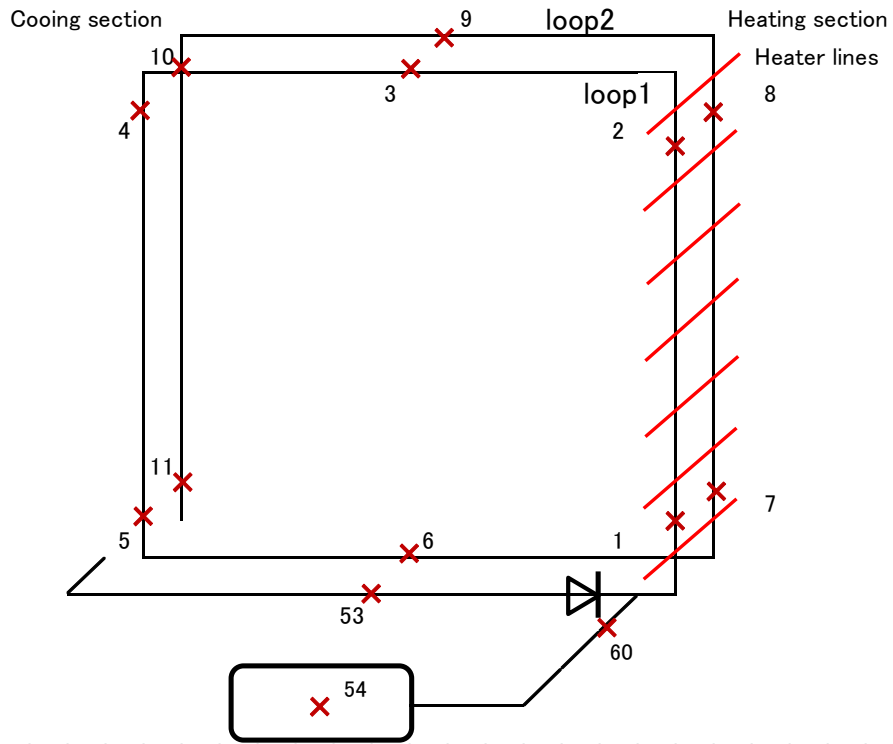
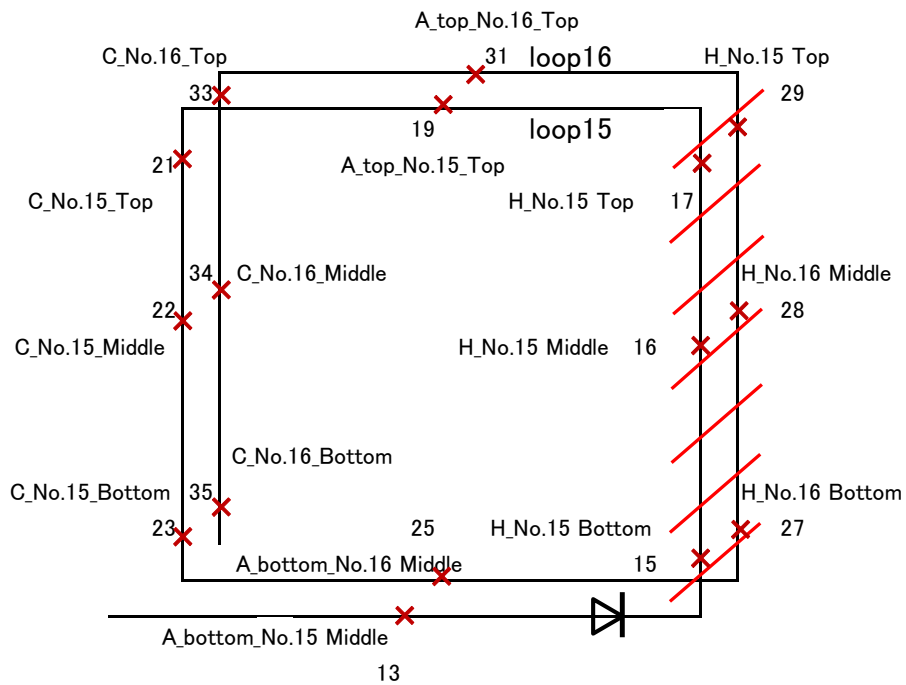


図 2.3.6.1 高さ 1m マルチループ型ヒートパイプの外観写真

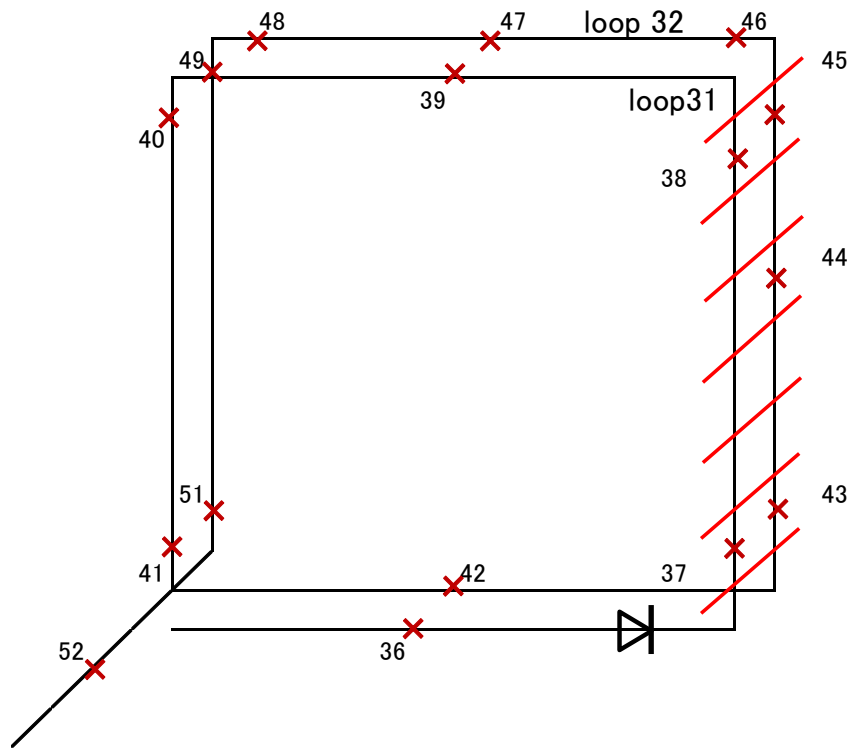


(a) Loop1, Loop2



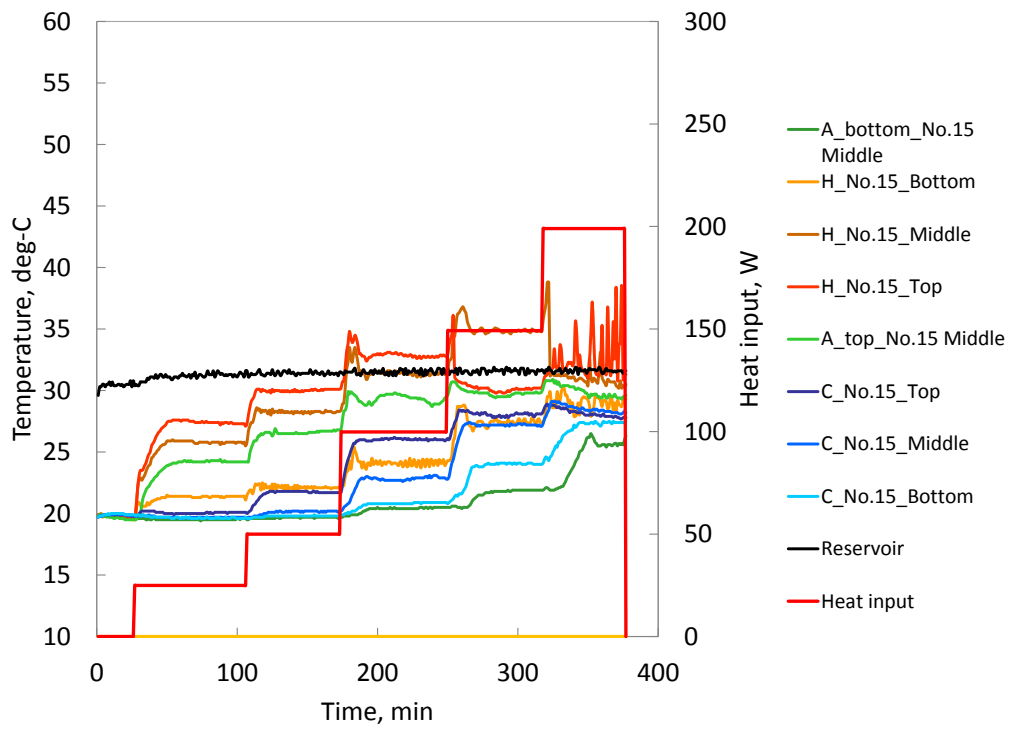
(b) Loop15, Loop16

図 2.3.6.2 高さ 1m マルチループ型ヒートパイプ温度計測点

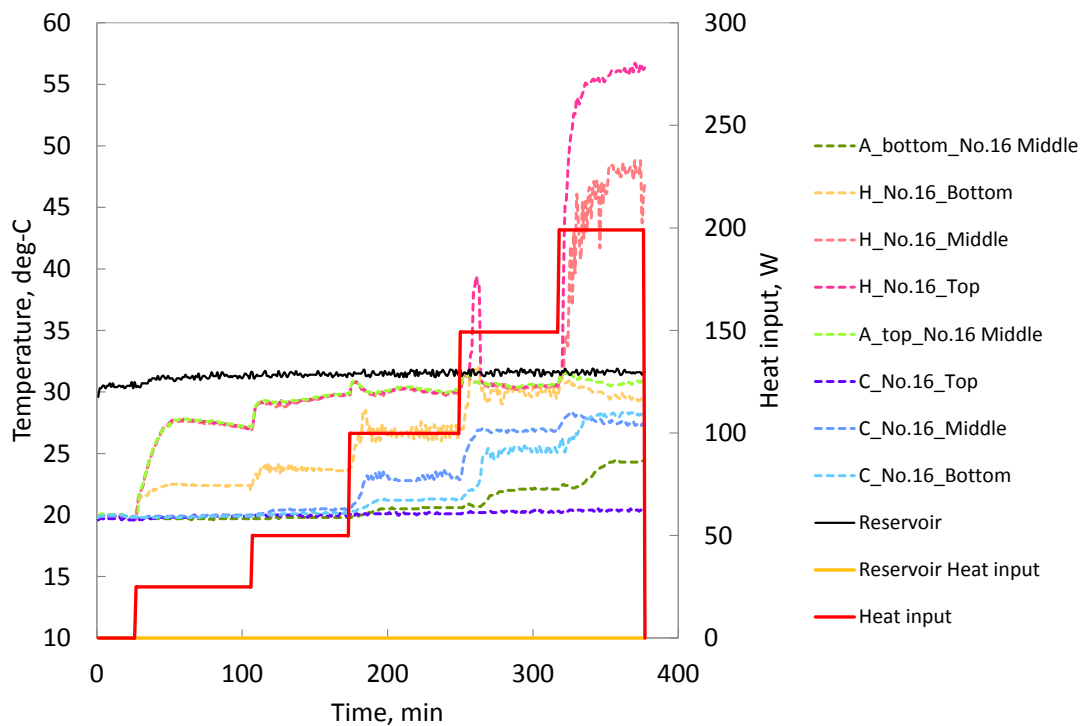


(c) Loop31, Loop32

図 2.3.6.2 高さ 1m マルチループ型ヒートパイプ温度計測点

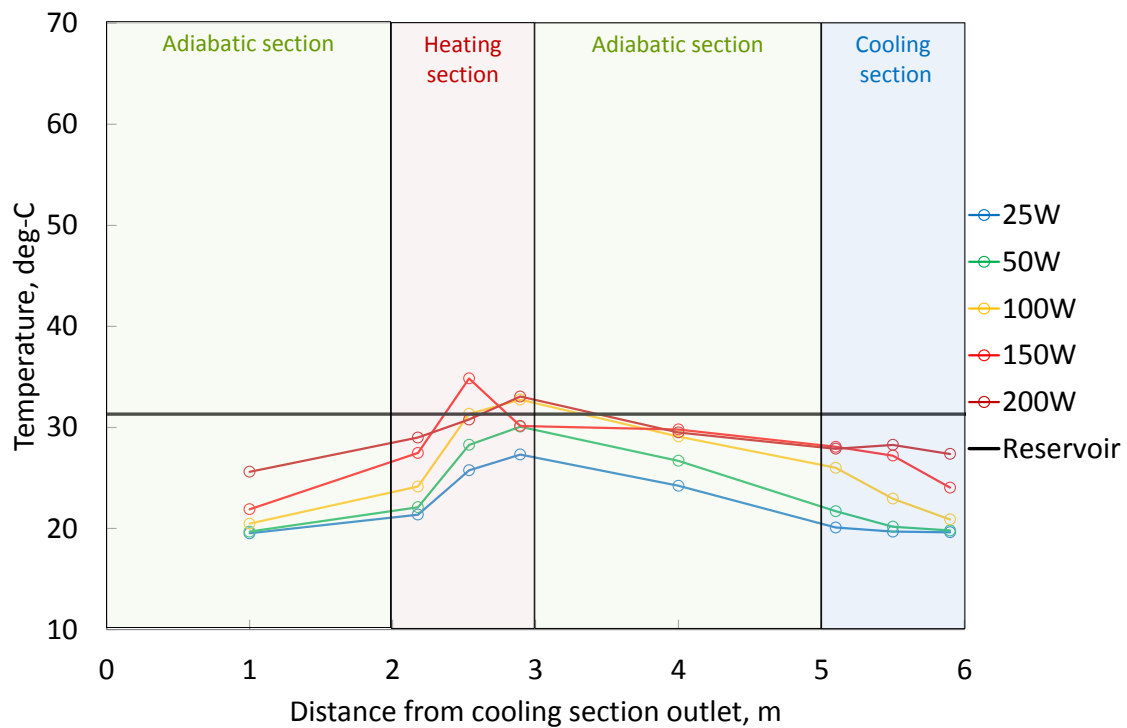


(a) 第 15 ループ

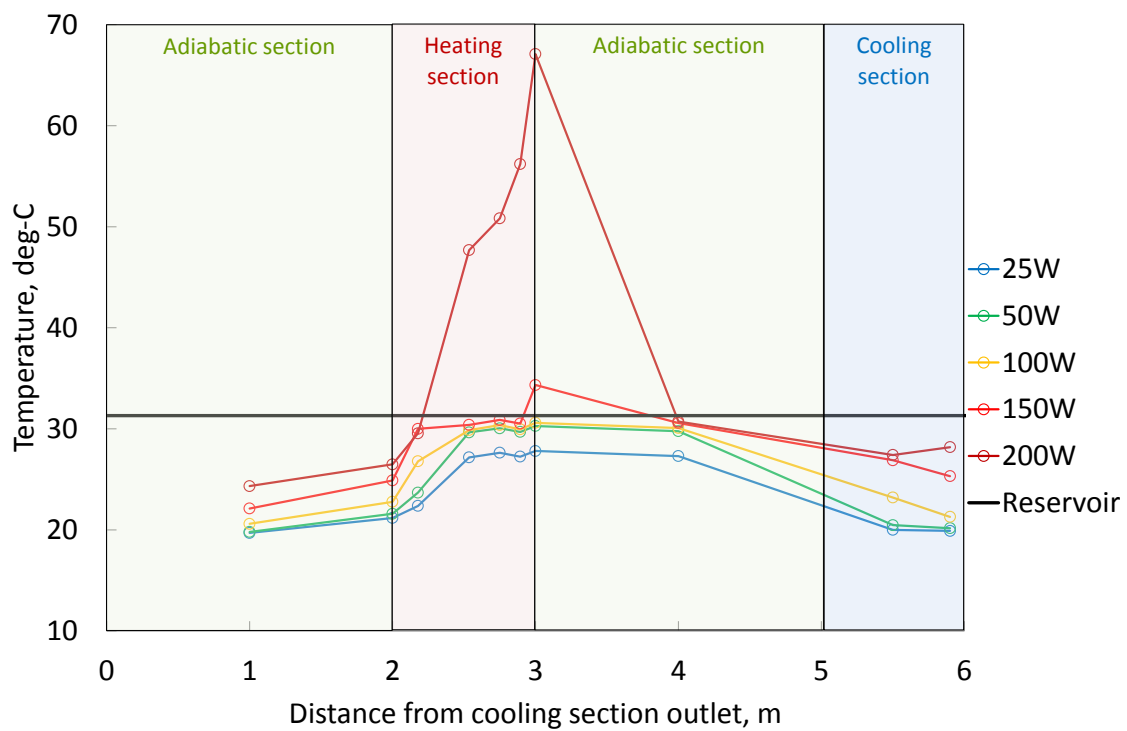


(b) 第 16 ループ

図 2.3.6.3 恒温槽 20°Cリザーバ 30°C 時系列温度

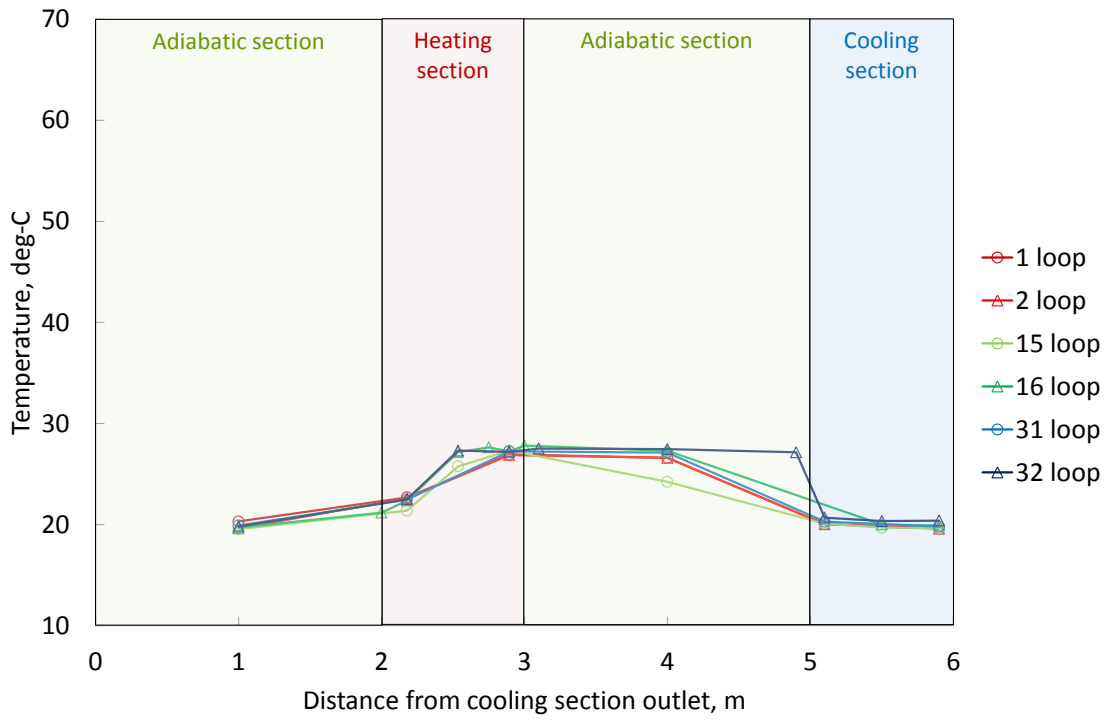


(a) 第 15 ループ

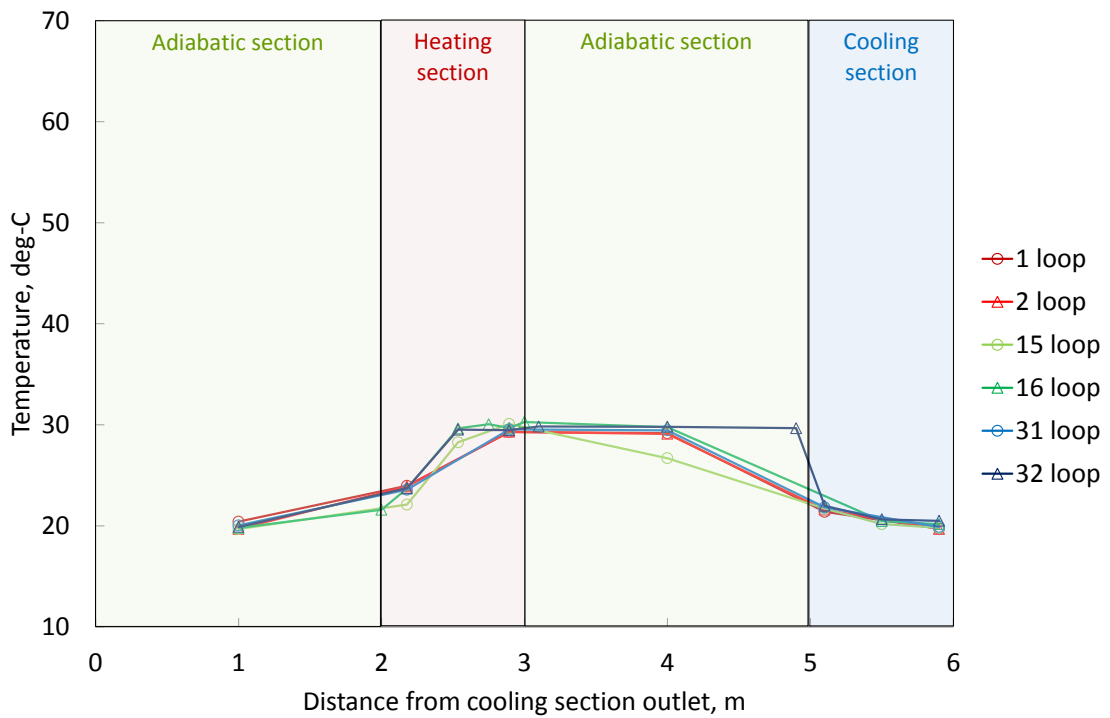


(b) 第 16 ループ

図 2.3.6.4 恒温槽 20°Cリザーバ 30°C 定常状態軸方向温度分布



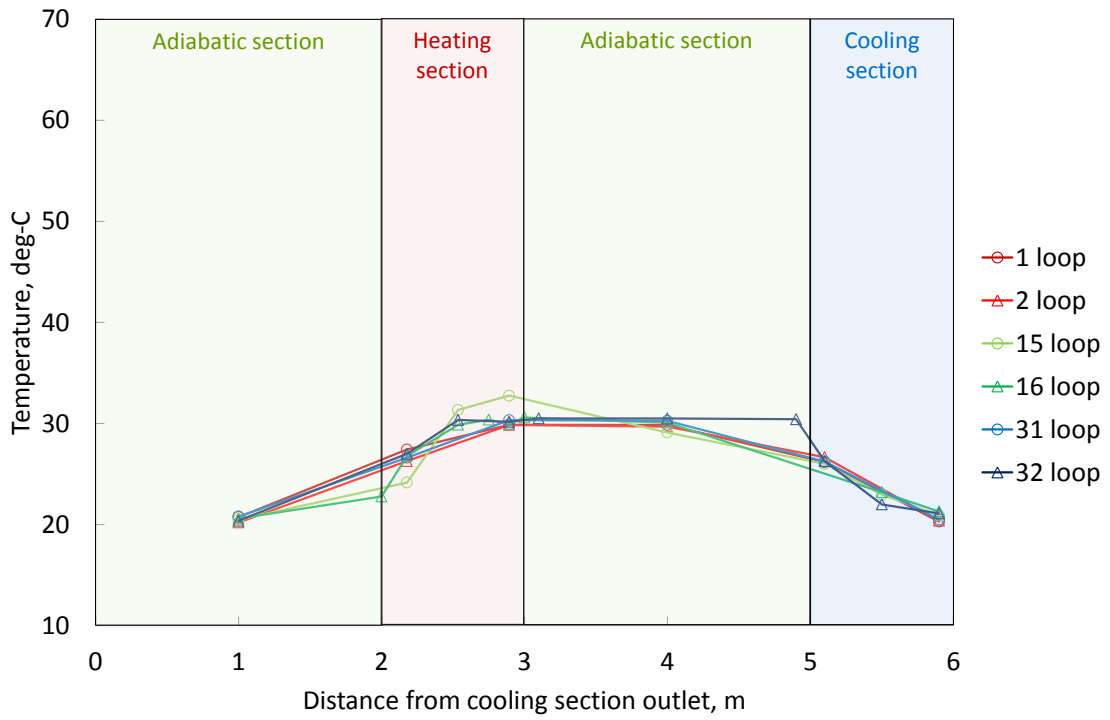
(a) 熱負荷 25W



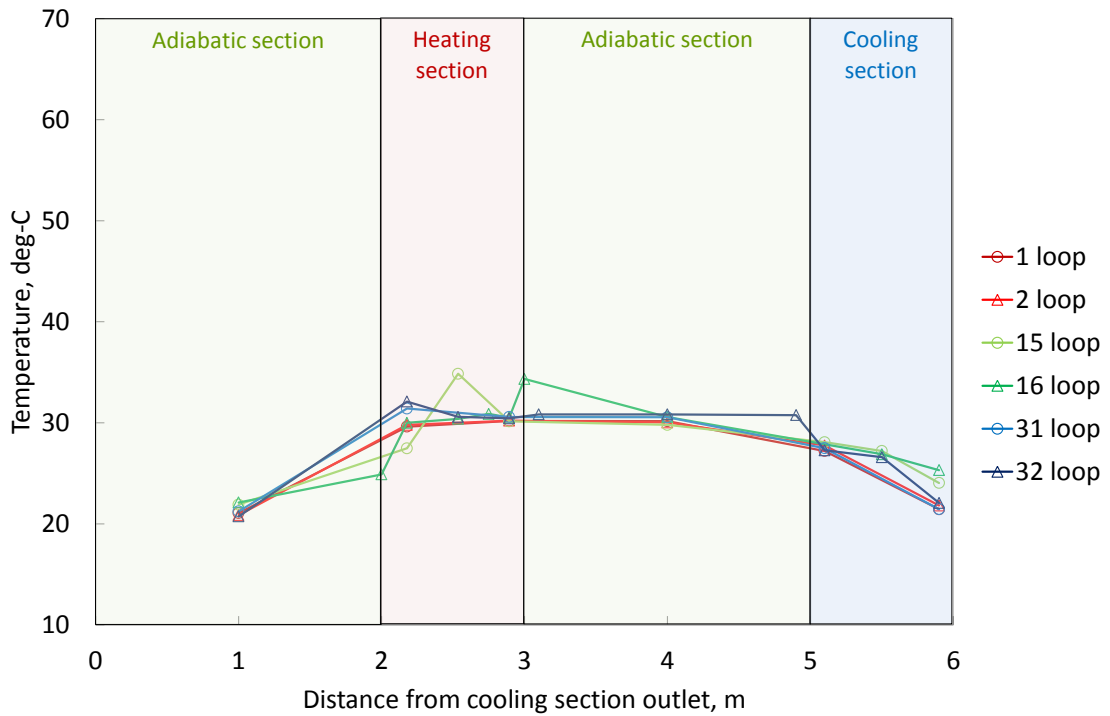
(b) 熱負荷 50W

図 2.3.6.5 恒温槽 20°Cリザーバ 30°C 定常状態軸方向温度分布 (全ループ)



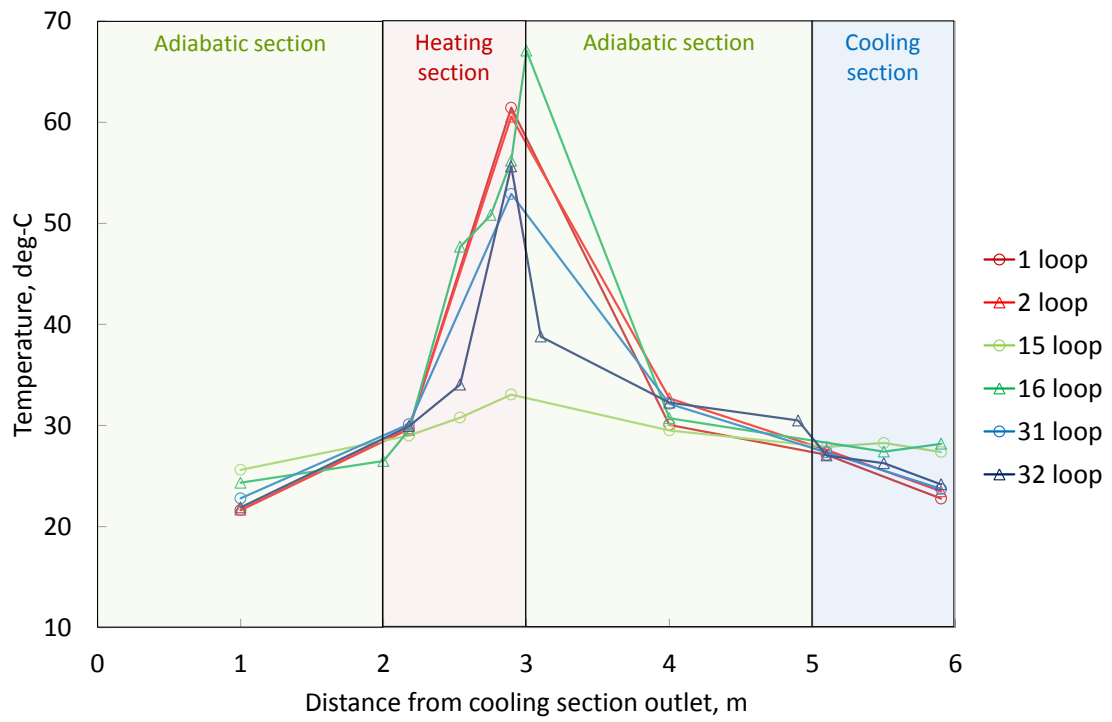


(c) 熱負荷 100W



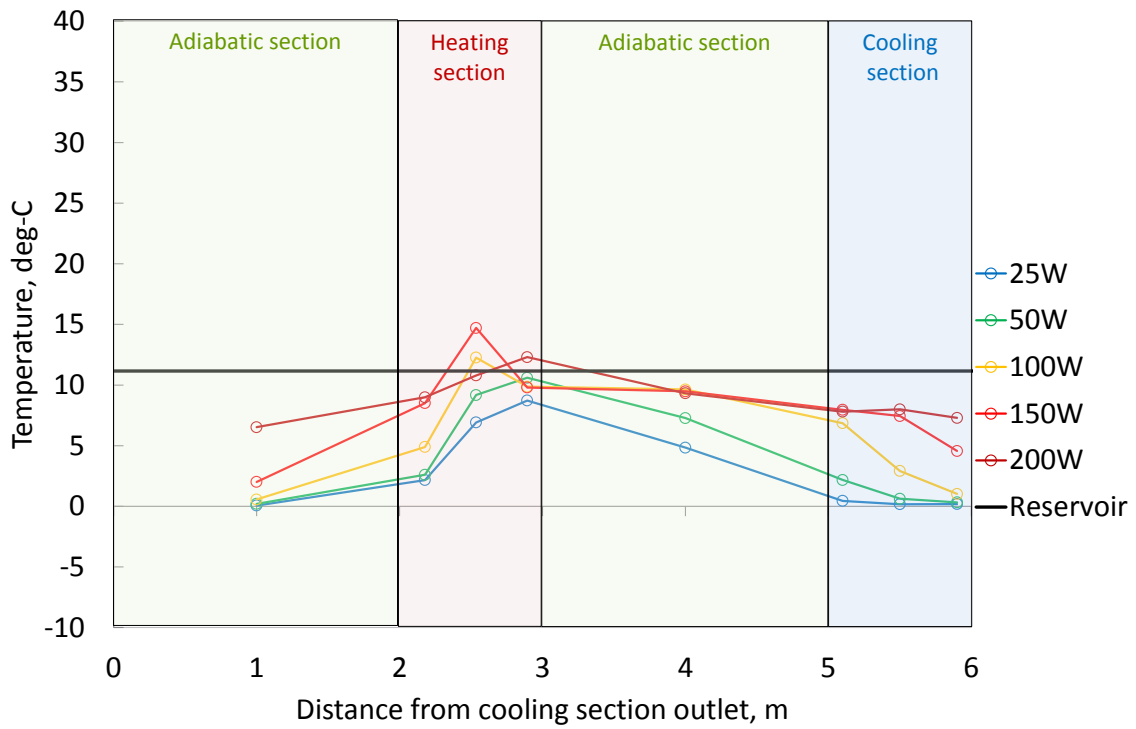
(d) 熱負荷 150W

図 2.3.6.5 恒温槽 20°Cリザーバ 30°C 定常状態軸方向温度分布 (全ループ)

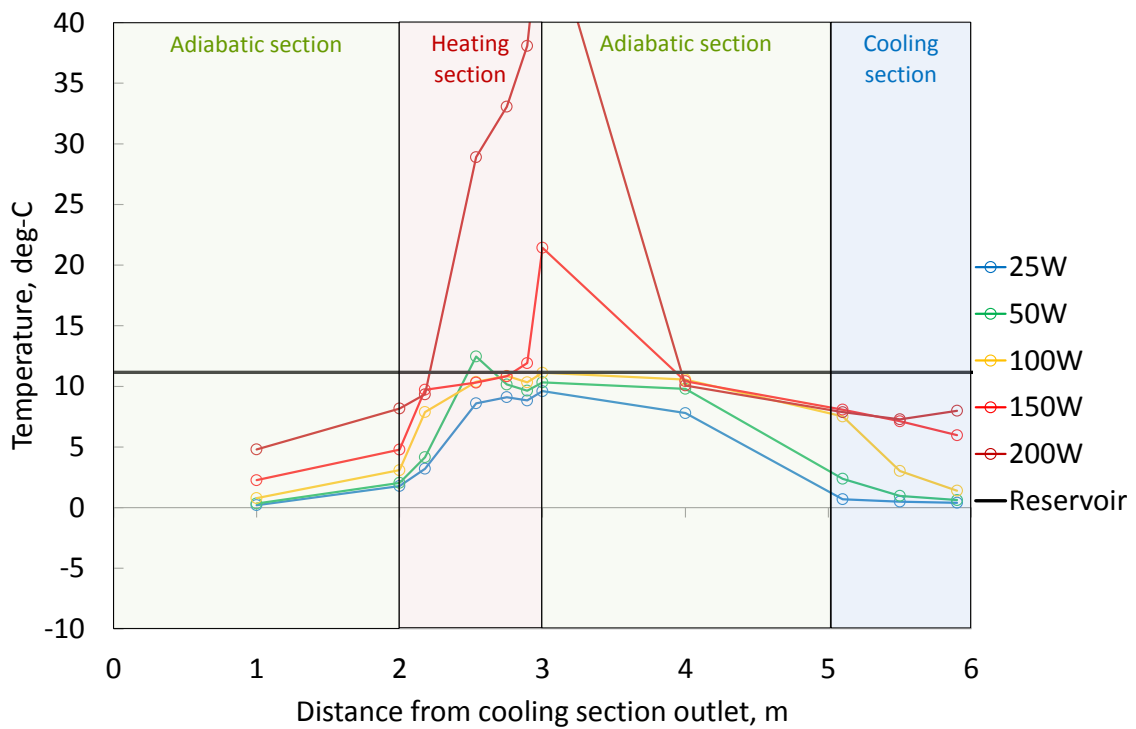


(e) 熱負荷 200W

図 2.3.6.5 恒温槽 20°Cリザーバ 30°C 定常状態軸方向温度分布 (全ループ)

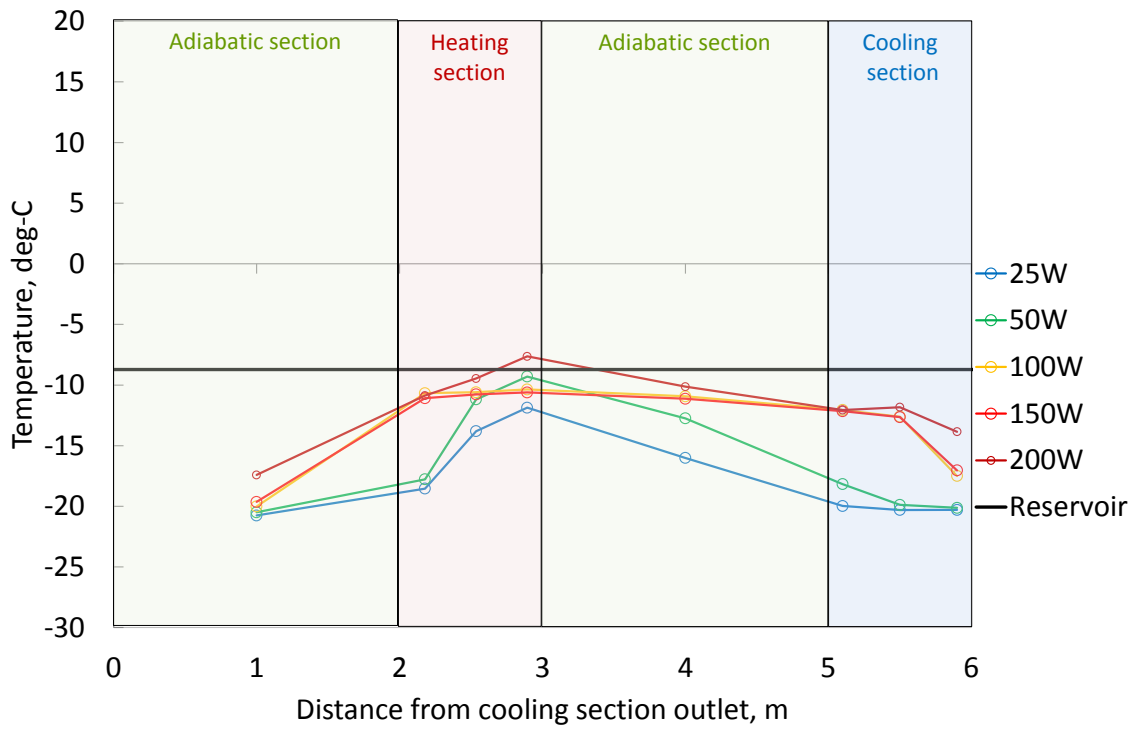


(a) 第 15 ループ

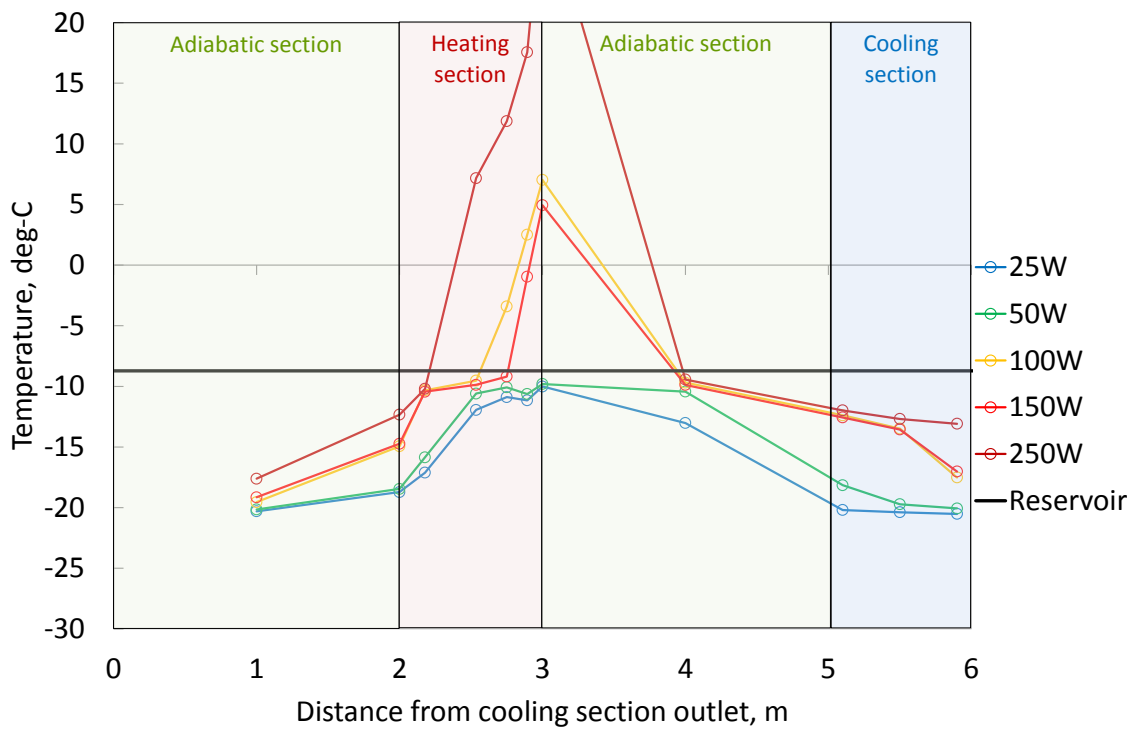


(b) 第 16 ループ

図 2.3.6.6 恒温槽 0°Cリザーバ 10°C 定常状態軸方向温度分布

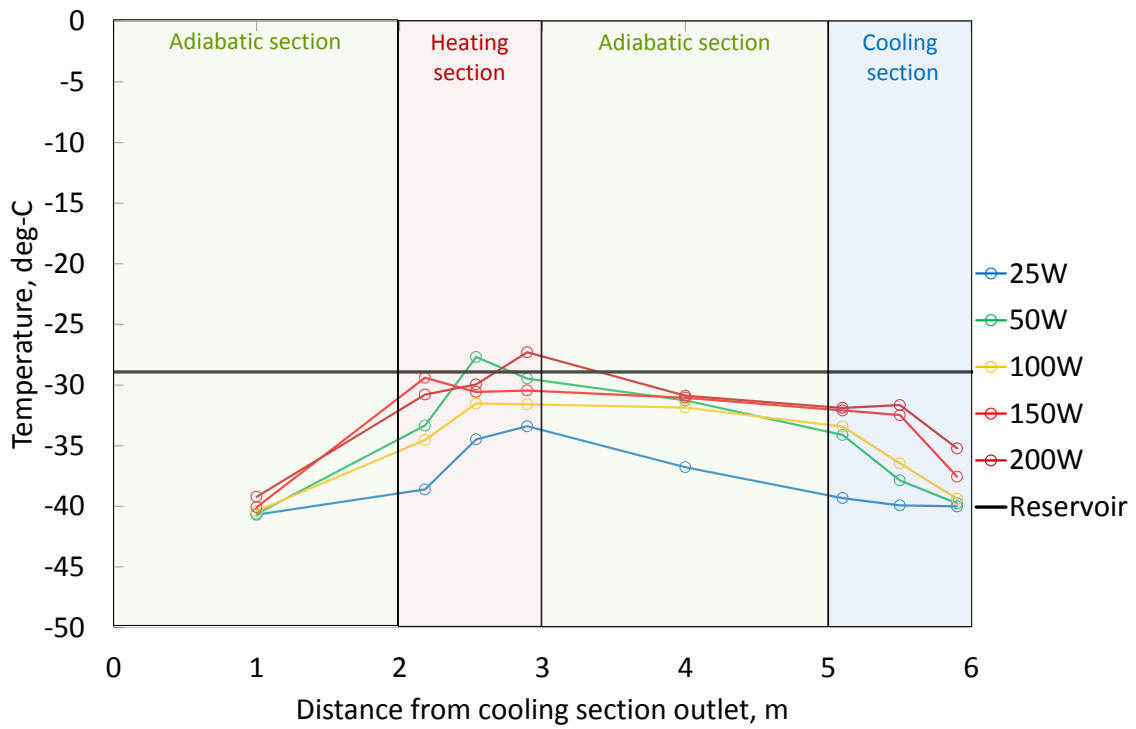


(a) 第 15 ループ

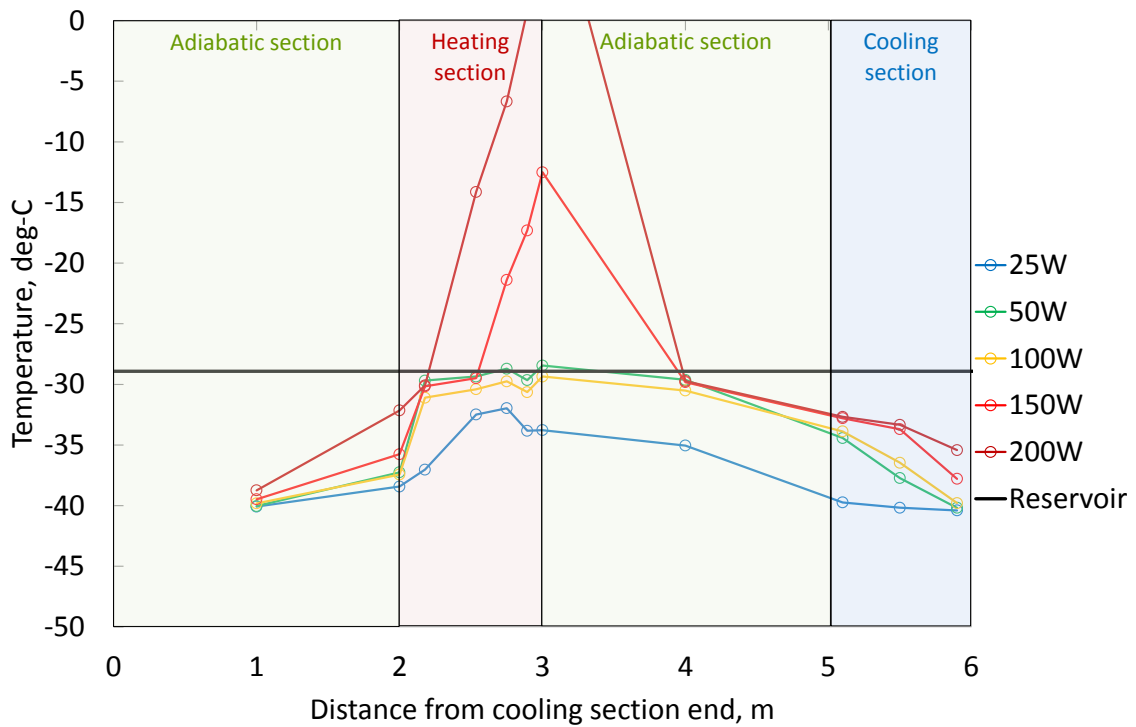


(b) 第 16 ループ

図 2.3.6.7 恒温槽-20°Cリザーバー-30°C 定常状態軸方向温度分布

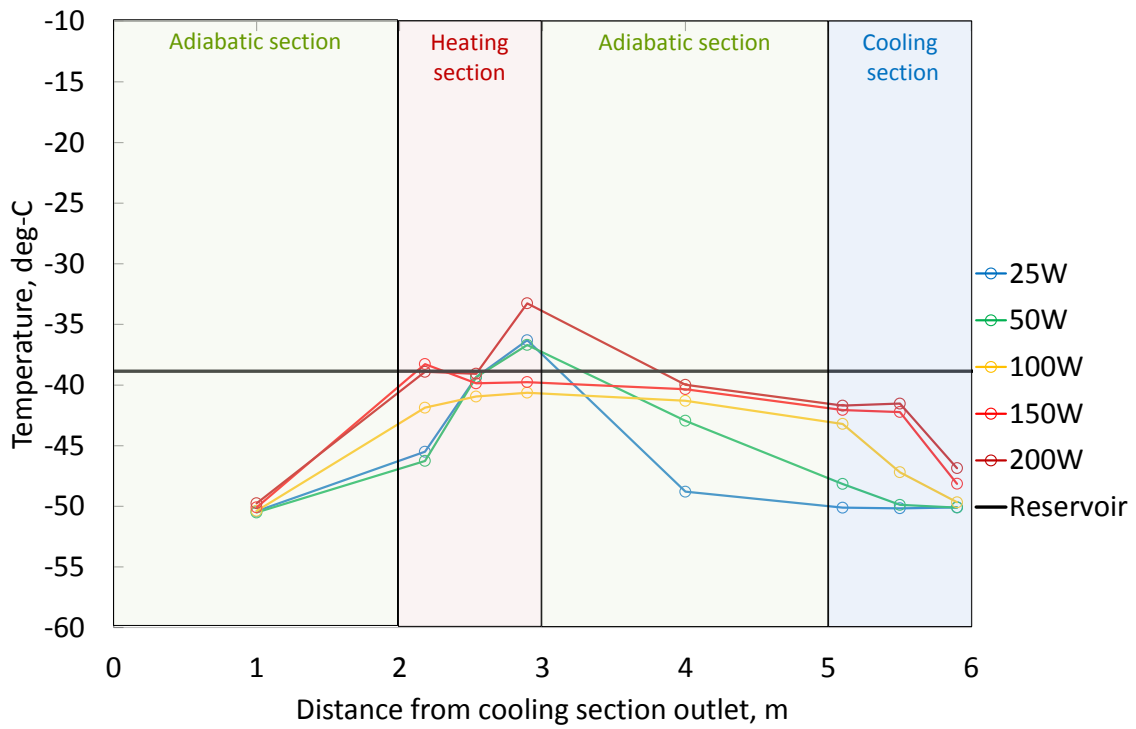


(a) 第 15 ループ

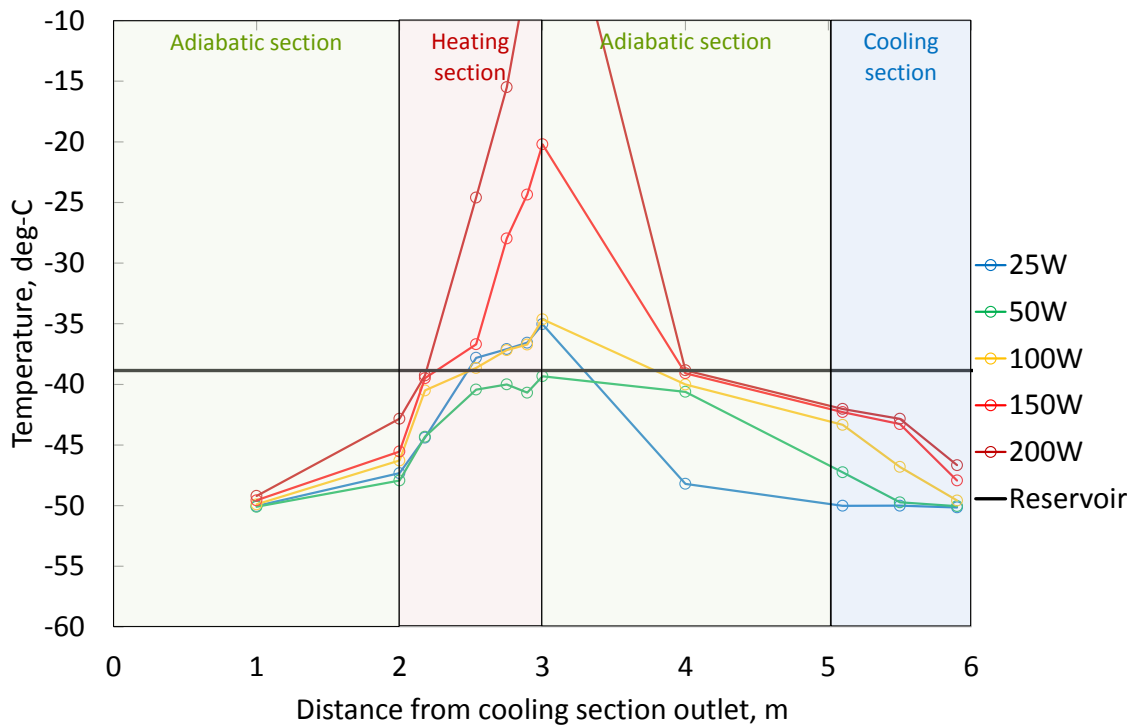


(b) 第 16 ループ

図 2.3.6.8 恒温槽 -40°C リザーバー -30°C 定常状態軸方向温度分布

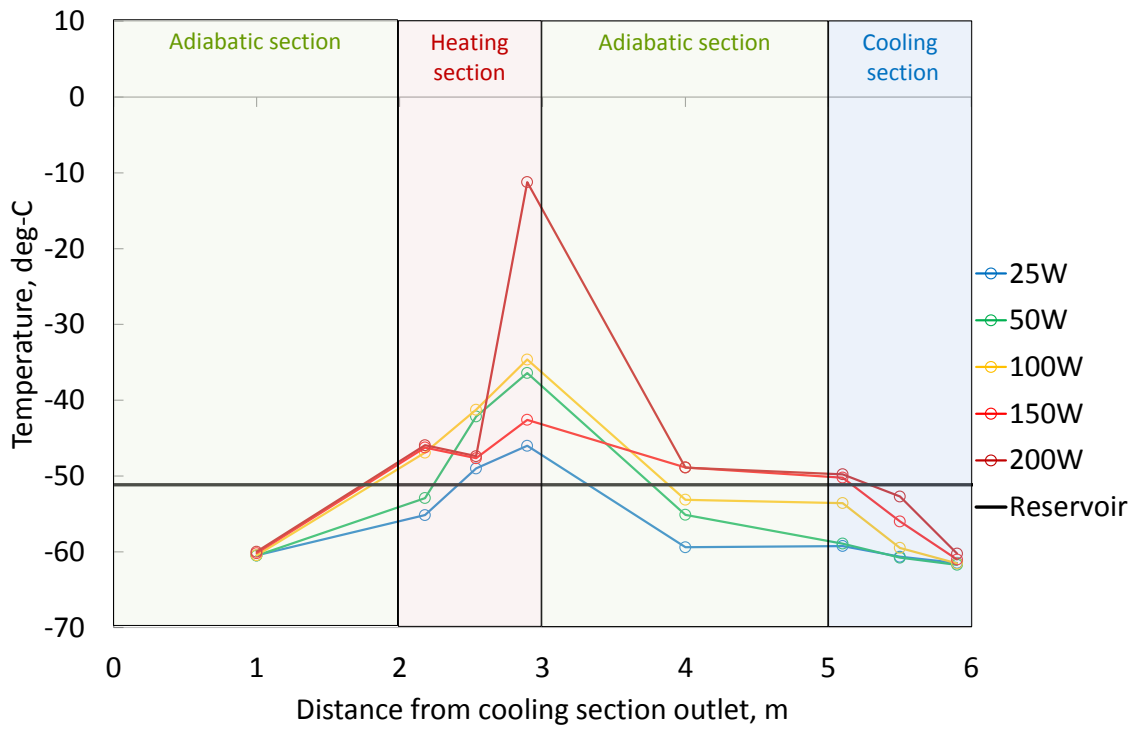


(a) 第 15 ループ

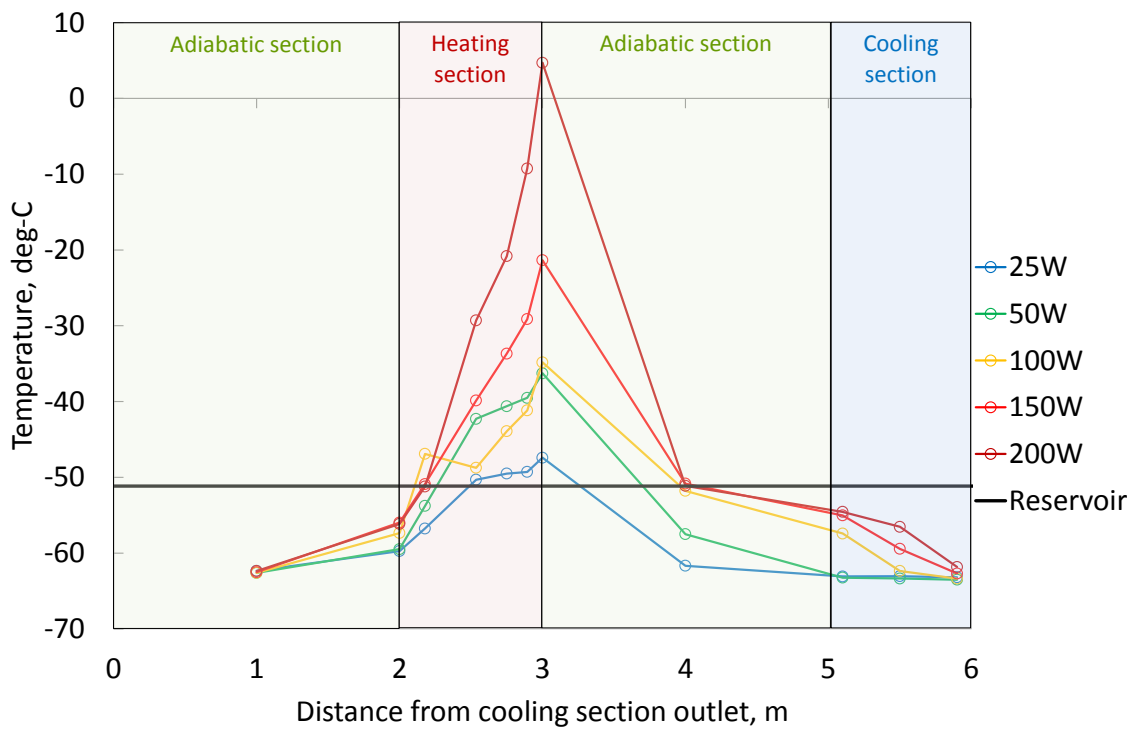


(b) 第 16 ループ

図 2.3.6.9 恒温槽 -50°C リザーバー 40°C 定常状態軸方向温度分布



(a) 第 15 ループ



(b) 第 16 ループ

図 2.3.6.10 恒温槽-60°Cリザーバー-50°C 定常状態軸方向温度分布

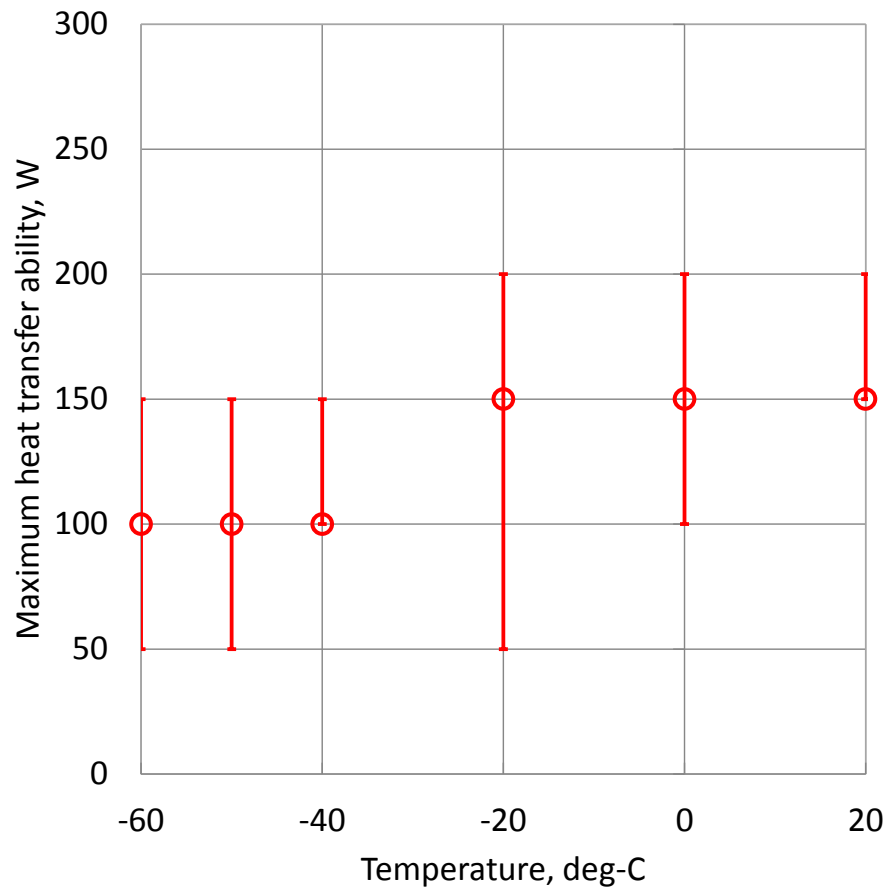


図 2.3.6.11 高さ 1m マルチループ型ヒートパイプ最大熱輸送量



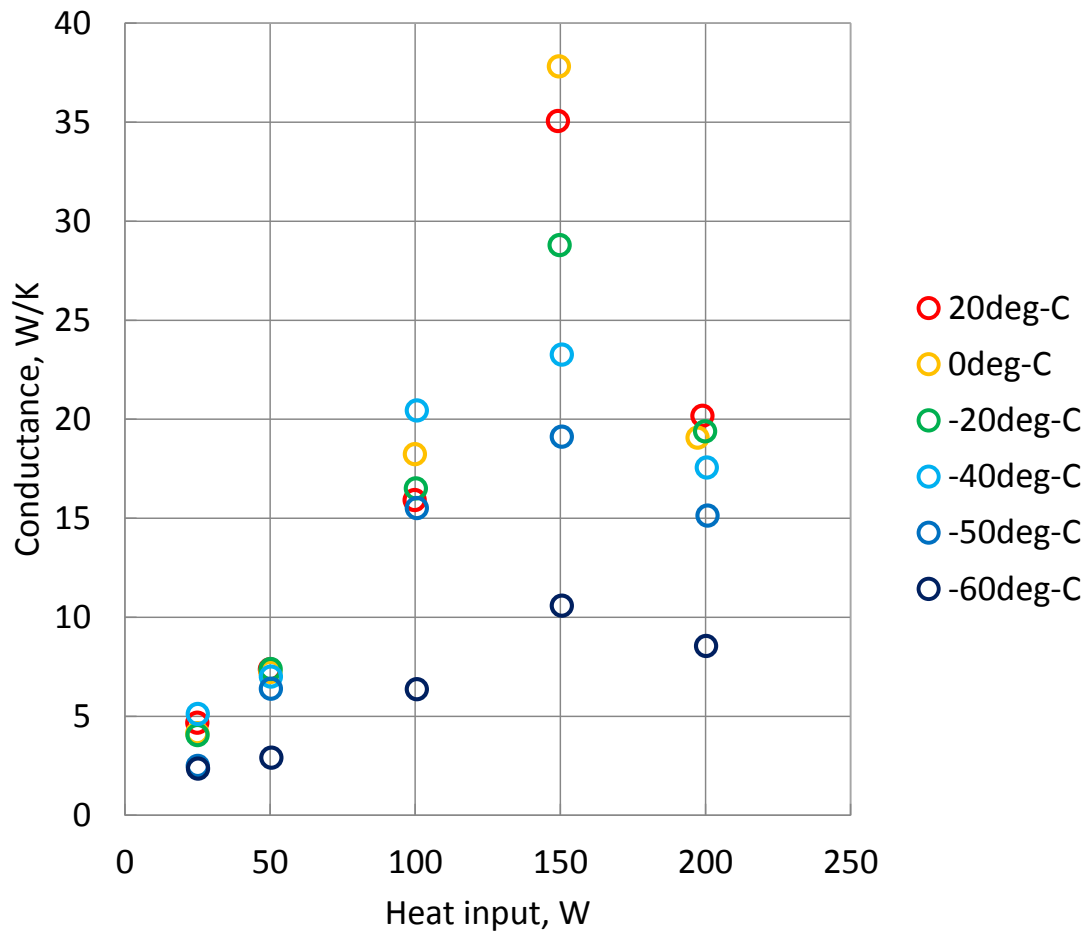


図 2.3.6.12 高さ 1m マルチループ型ヒートパイプ 各温度, 熱負荷におけるコンダクタンス

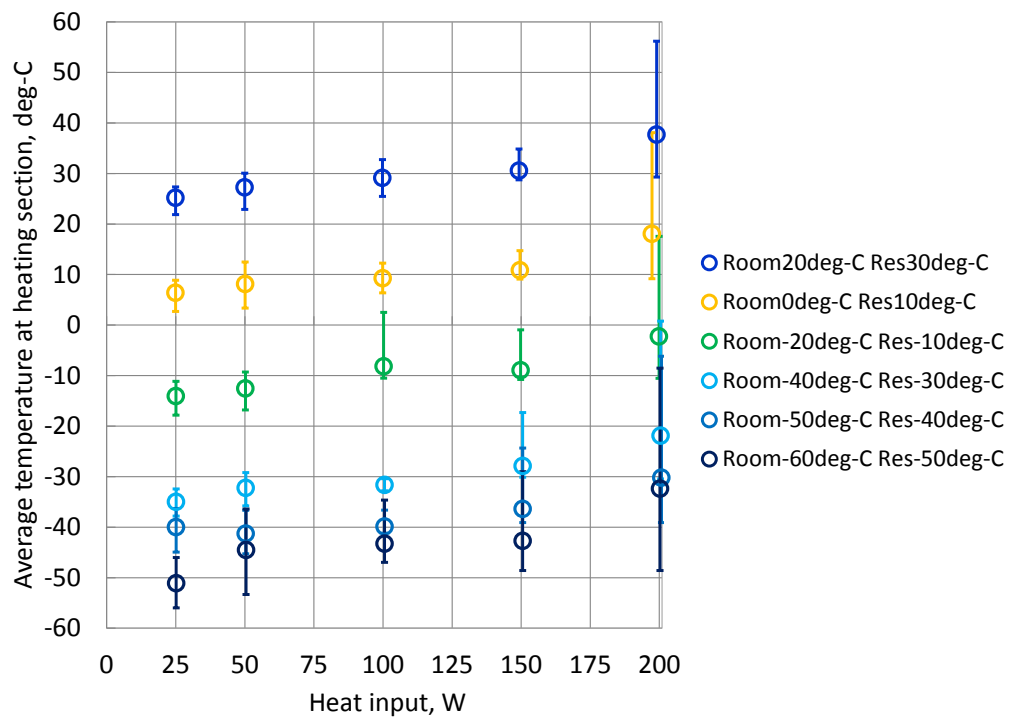


図 2.3.6.14 高さ 1m マルチループ型ヒートパイプ 各温度，熱負荷における加熱部温度分布

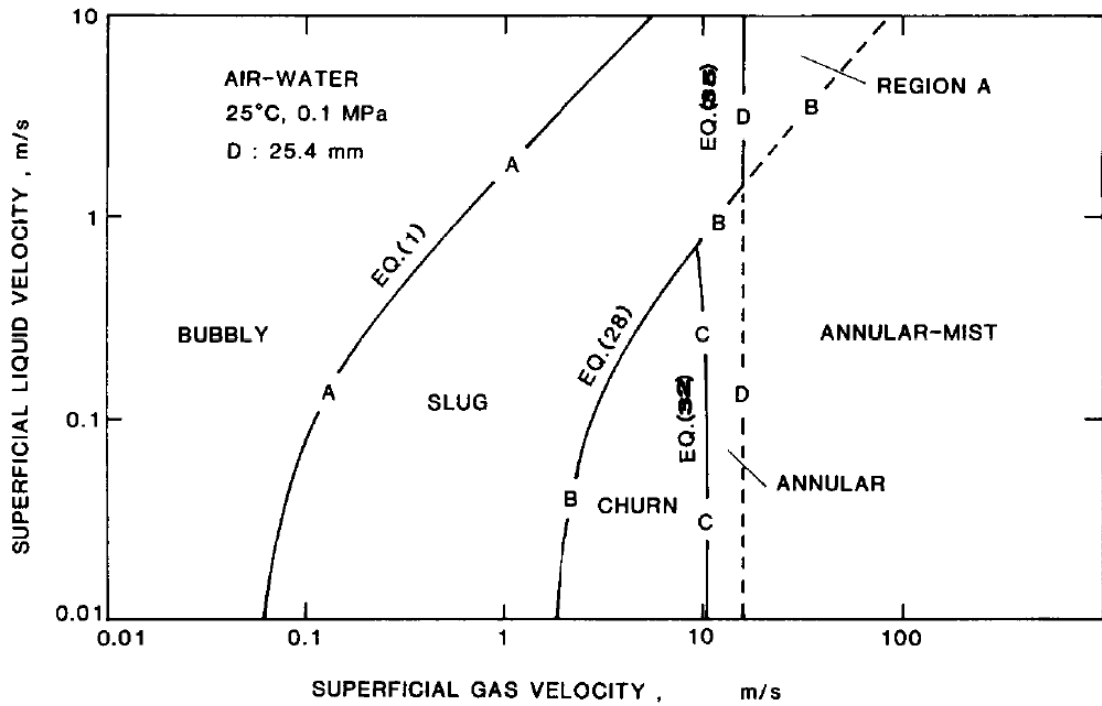


図 3.1.1.1 流動様式線図

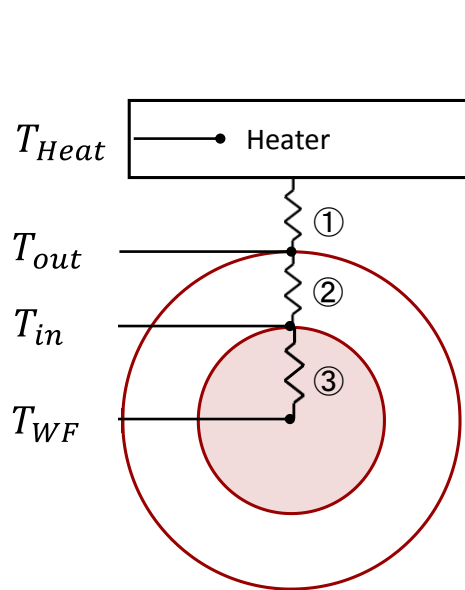


図 3.3.1 加熱部半径方向の熱伝導

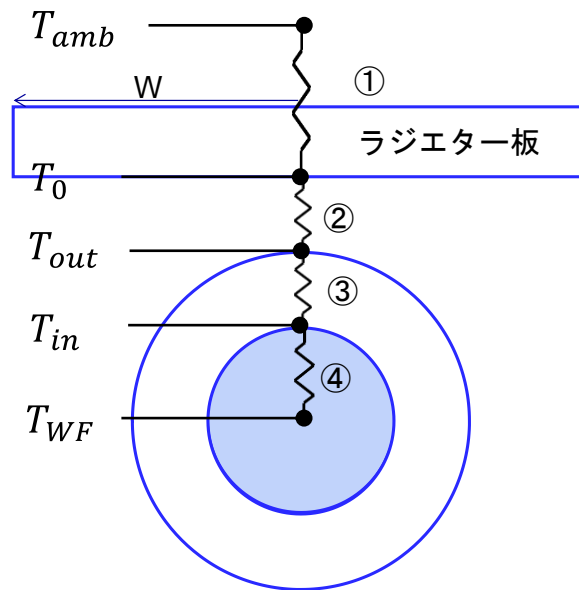
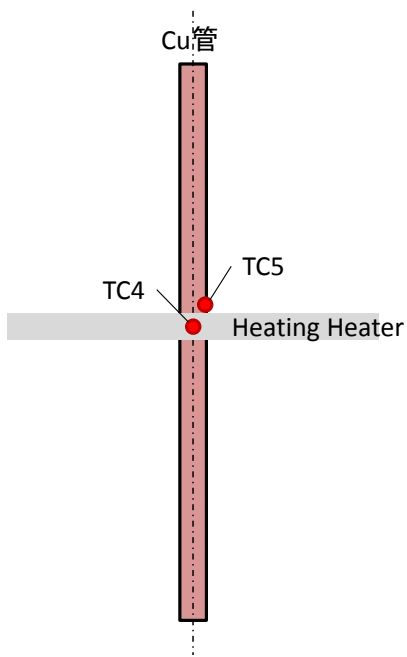
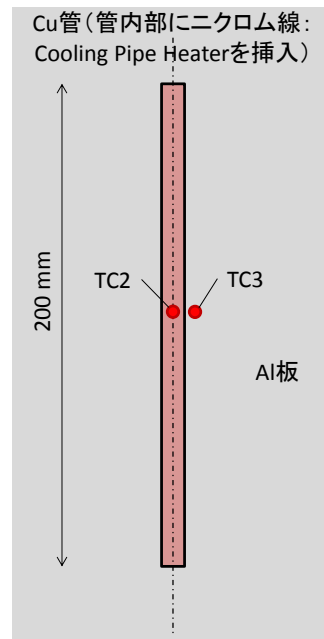


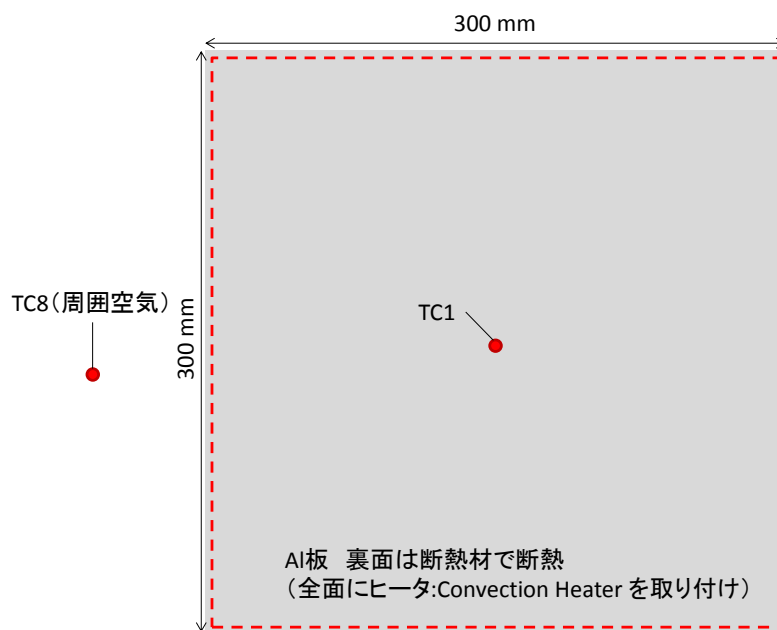
図 3.3.2 冷却部半径方向の熱伝導



(a) 加熱部ヒータと管のコンダクタンス測定



(b) 冷却部間とラジエターのコンダクタンス測定



(c) 対流熱伝達率測定

図 3.3.3 接触コンダクタンスと対流熱伝達率測定の実験構成

表 3.3.1 熱伝達率測定実験における熱負荷と温度測定結果（表面对流熱伝達率）

Heat input			Temperature					
Heating Heater	Convection Heater	Cooling Pipe Heater	TC1	TC2	TC3	TC4	TC5	TC8
W	W	W	deg-C	deg-C	deg-C	deg-C	deg-C	deg-C
0.024	10.2	2.9	24.7	26.9	22.9	26.7	26.2	21.8
0.049	20.2	5.9	27.4	32.2	24.6	33.0	31.9	21.7
0.073	29.9	9.0	29.9	37.6	26.2	38.8	37.1	21.8
0.097	39.7	11.8	32.6	42.6	27.8	44.7	42.4	21.8

表 3.3.2 熱伝達率測定実験における熱負荷と温度測定結果（裏面对流熱伝達率）

Heat input			Temperature					
Heating Heater	Convection Heater	Cooling Pipe Heater	TC1	TC2	TC3	TC4	TC5	TC8
W	W	W	deg-C	deg-C	deg-C	deg-C	deg-C	deg-C
0.049	20.1	5.9	36.0	32.5	25.0	33.4	32.3	21.8
0.074	29.7	9.0	43.2	37.7	26.4	39.3	37.5	21.8
0.097	39.2	11.8	50.2	42.6	27.9	45.0	42.7	21.8
0.024	10.0	2.9	28.7	27.2	23.3	27.2	26.6	21.8

表 3.3.3 実験で得られた各熱伝達率とシミュレーションで用いる値

	加熱部 ヒータ板と管の接触熱伝達率 W/m <sup>2</sup> K	冷却部 ラジエター板と管の接触熱伝達率 W/m <sup>2</sup> K	対流熱伝達率 W/m <sup>2</sup> K	
実験から得られた値	838.1	1243.1	15.6	冷却板裏面
			40.1	冷却板表面
			27.8	表裏平均値
数値計算で使用する値	800	1200	22.5	

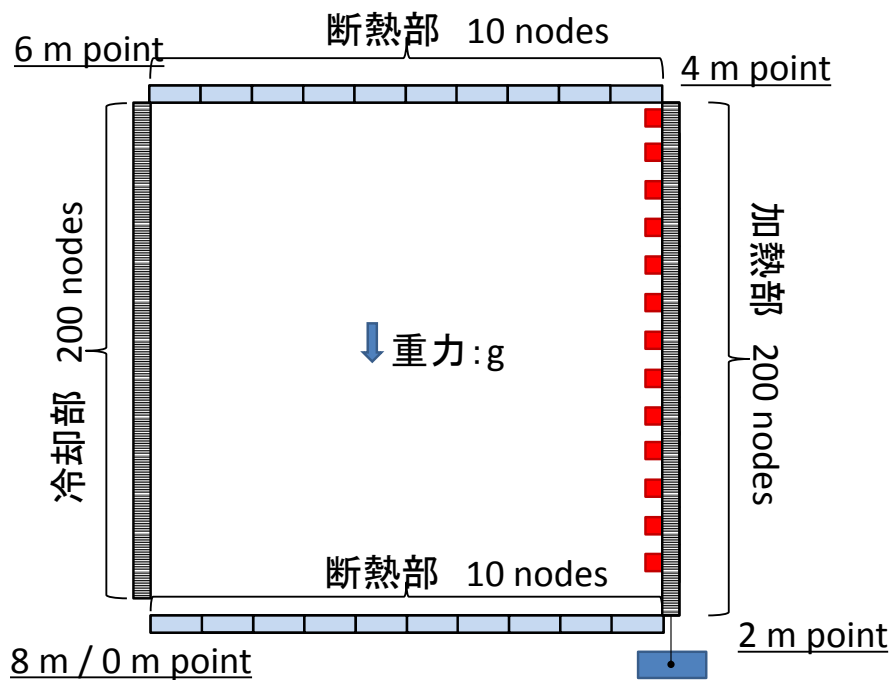


図 3.4.1 マルチループ型ヒートパイプのモデル化

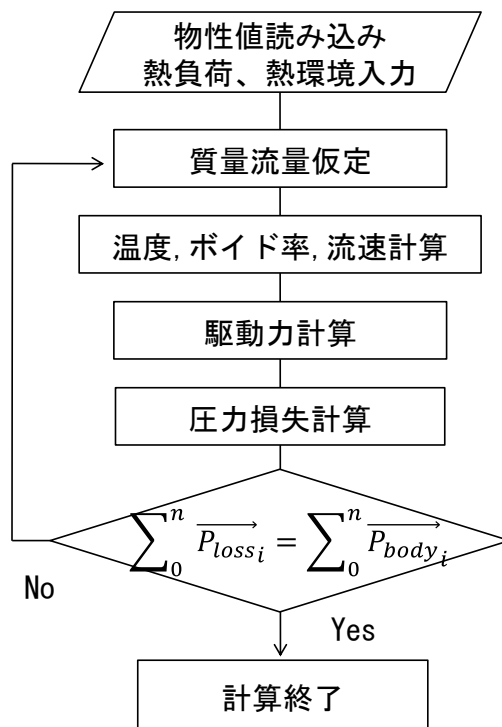


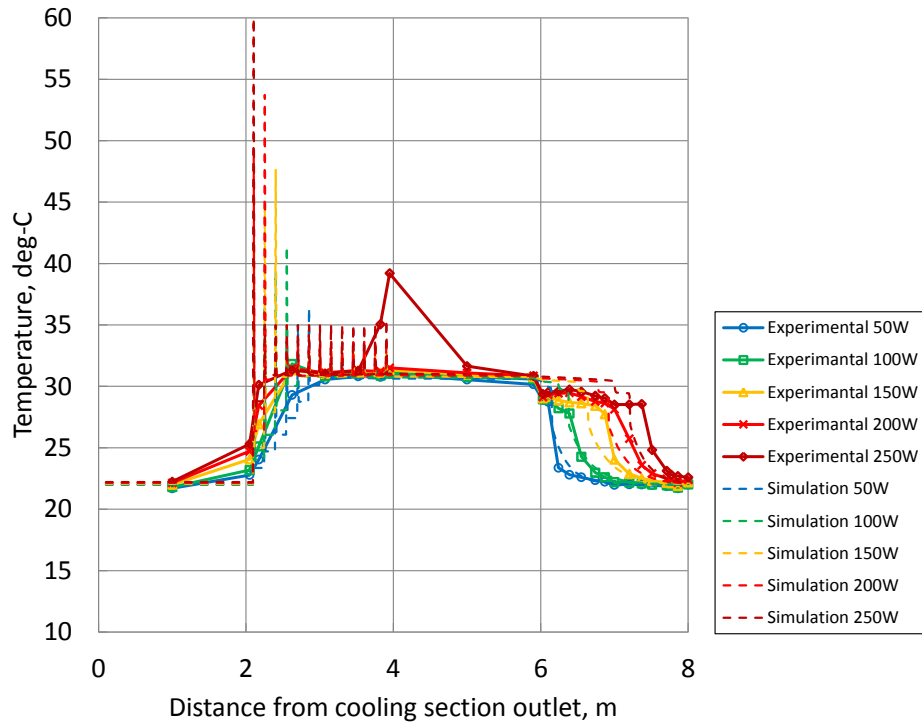
図 3.4.2 マルチループ型ヒートパイプの計算フローチャート

表 4.1 内径 1.0mm 外径 1.6mm の銅管マルチループ型ヒートパイプのシミュレーション

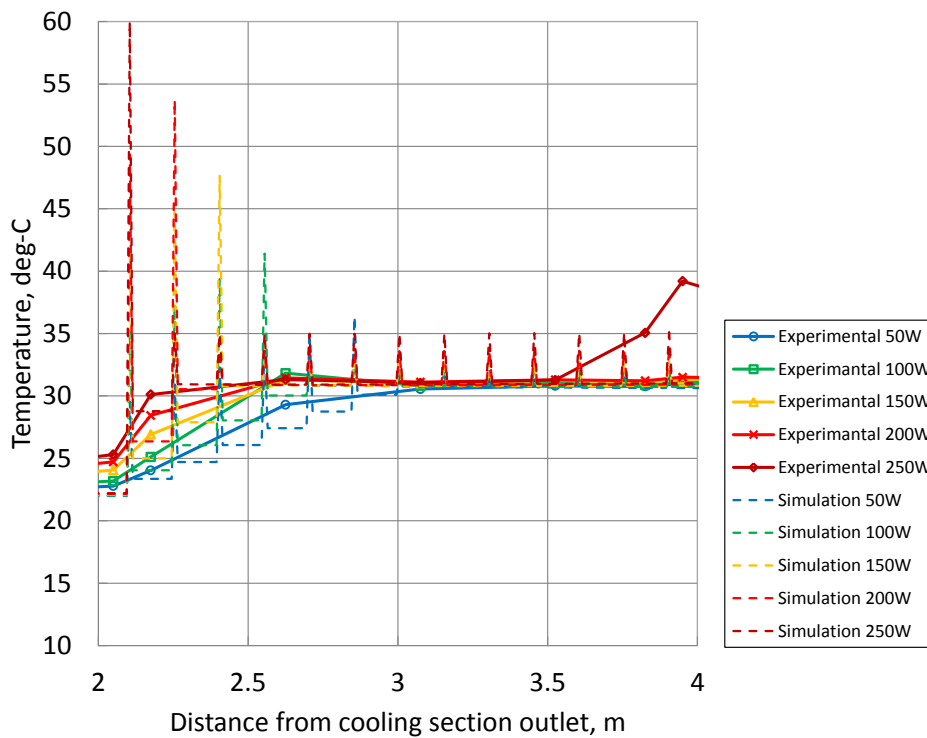
		解析条件						
恒温槽温度	°C	20	0	-20	-40	-50	-60	
リザーバ温度	°C	30	40	10	-10	-30	-40	
ループ数	loop							32
管内径・管外径	管内径							1.0
	管外径							1.6
ヒートパイプ管の中心距離	mm							20
長さ	加熱部							2000
	上部断熱部							2000
	冷却部							2000
	下部断熱部							2000
管の熱伝導率	W/mK							398
加熱部 管とヒータの接触コンダクタンス	W/m <sup>2</sup> K							800
冷却部 管とラジエーター板の接触コンダクタンス	W/m <sup>2</sup> K							1200
冷却板の対流熱伝達率	W/m <sup>2</sup> K							22.5
ノード数/loop	加熱部							200
	上部断熱部							10
	冷却部							200
	下部断熱部							10
ヒートパイプ全体のノード数								13440(420nodes × 32loops)
収束条件	Pa							360

表 4.2 内径 1.3mm 外径 3.0mm のステンレス管マルチループ型ヒートパイプのシミュレーション

		解析条件						
恒温槽温度	°C	20	0	-20	-40	-50	-60	
リザーバ温度	°C	30	10	-10	-30	-40	-50	
ループ数	loop							32
管内径・管外径	管内径							1.3
	管外径							3
ヒートパイプ管の中心距離	mm							20
長さ	加熱部							2000
	上部断熱部							2000
	冷却部							2000
	下部断熱部							2000
管の熱伝導率	W/mK							16
加熱部 管とヒータの接触コンダクタンス	W/m <sup>2</sup> K							800
冷却部 管とラジエーター板の接触コンダクタンス	W/m <sup>2</sup> K							1200
冷却板の対流熱伝達率	W/m <sup>2</sup> K							22.5
ノード数/loop	加熱部							200
	上部断熱部							10
	冷却部							200
	下部断熱部							10
ヒートパイプ全体のノード数								13440(420nodes × 32loops)
収束条件	Pa							360



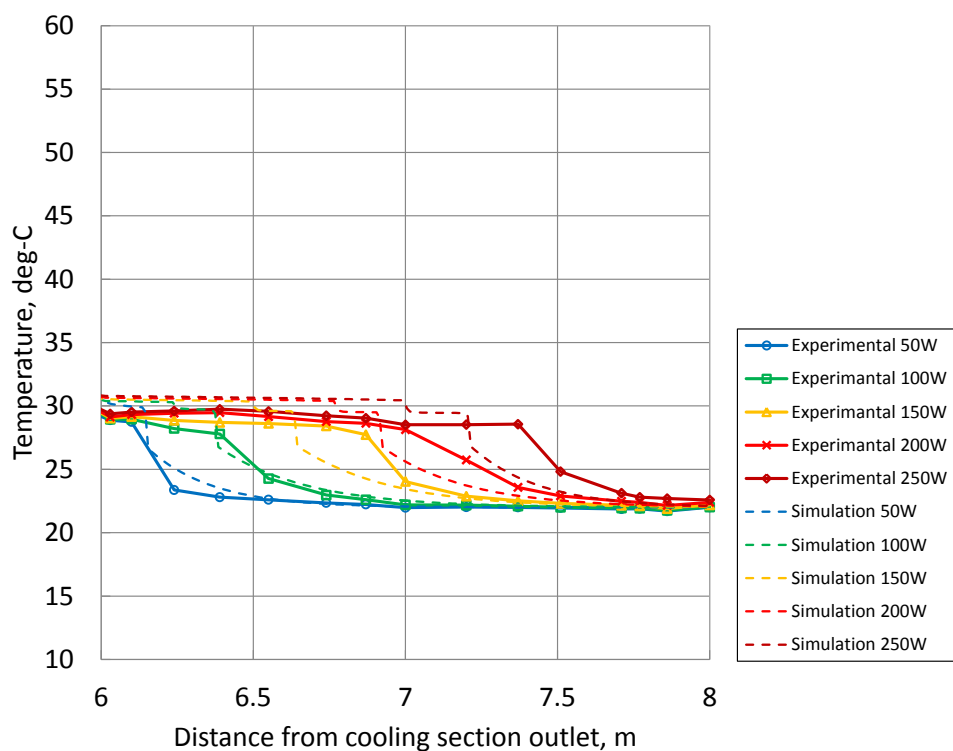
(a) 1 ループ全体 (下部断熱部, 加熱部, 上部断熱部, 冷却部)



(b) 加熱部

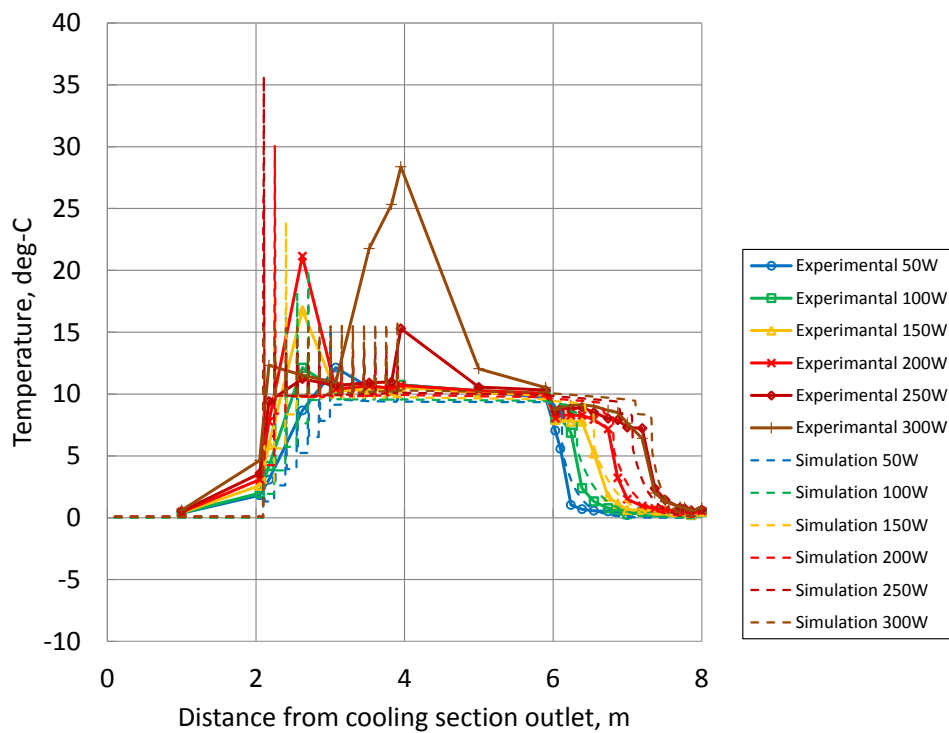
図 4.1.1.1 恒温槽 20°Cリザーバ 30°C 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (飽和沸騰条件) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm)



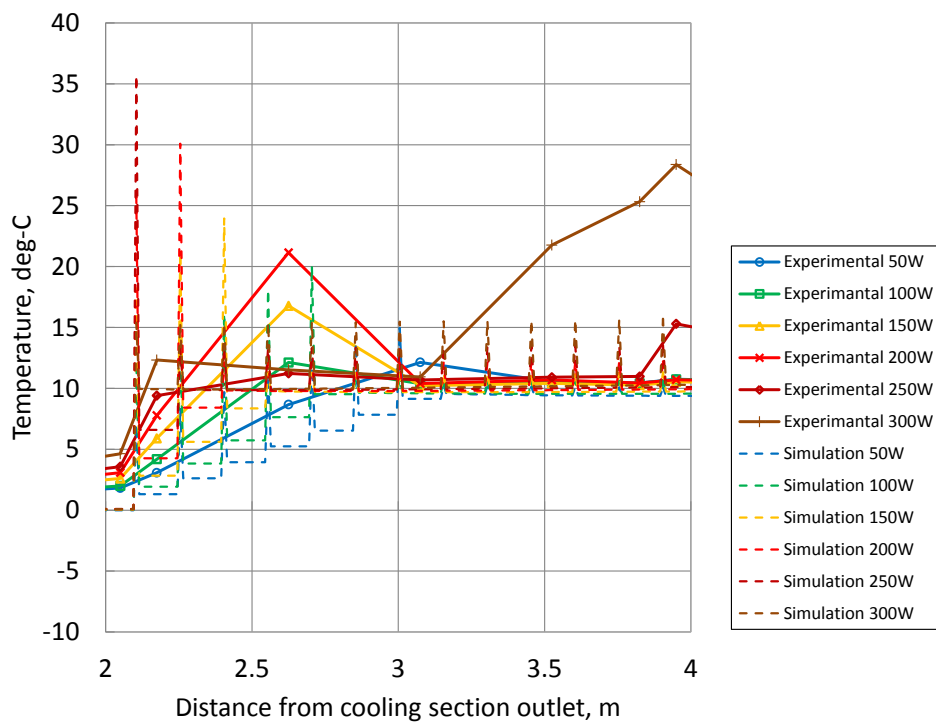


(c) 冷却部

図 4.1.1.1 恒温槽 20°Cリザーバ 30°C 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (飽和沸騰条件) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm)

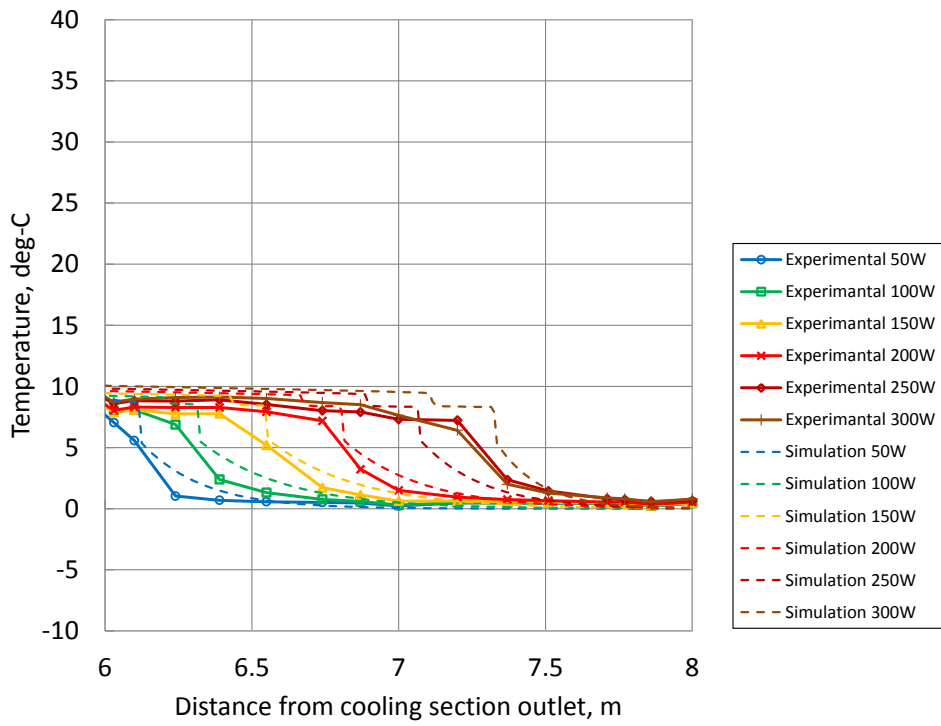


(a) 1 ループ全体 (下部断熱部, 加熱部, 上部断熱部, 冷却部)



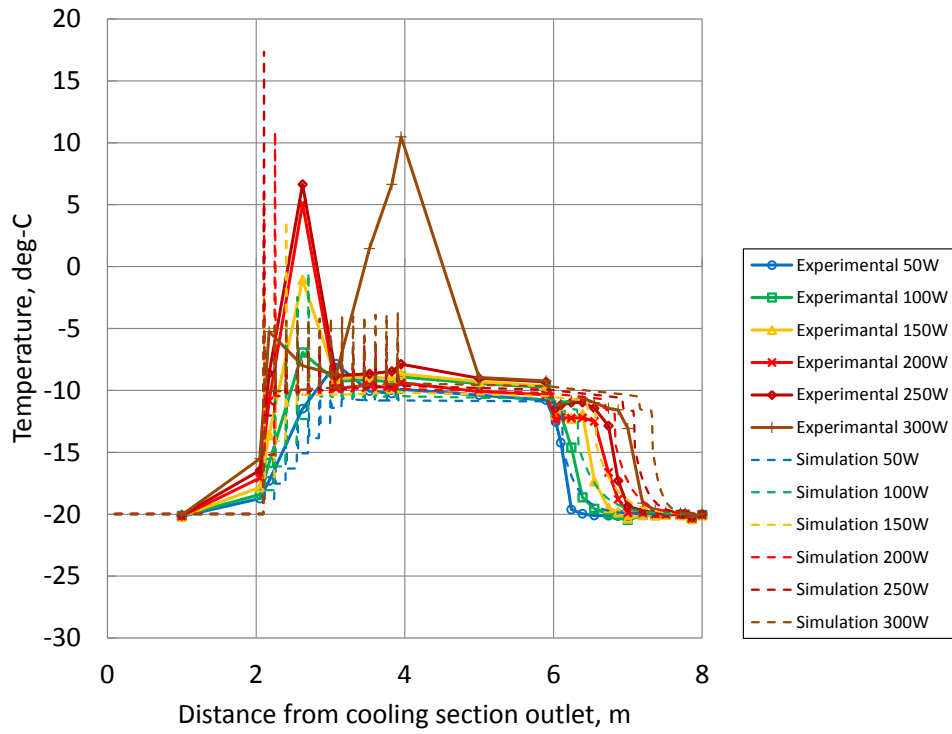
(b) 加熱部

図 4.1.1.2 恒温槽 0°Cリザーバ 10°C 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (飽和沸騰条件) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm)

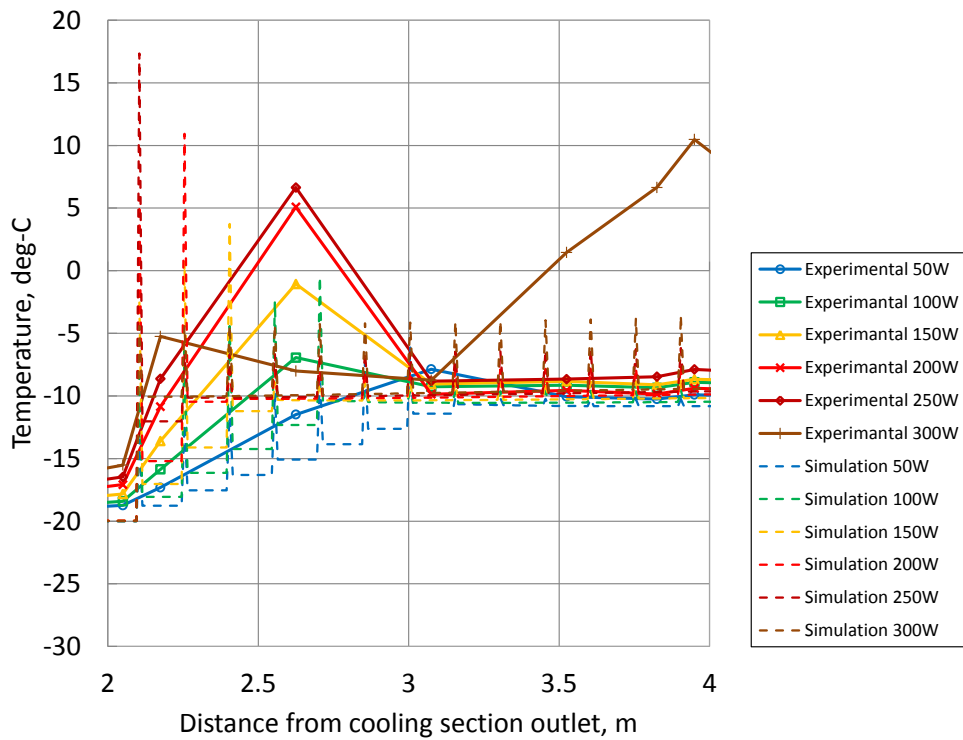


(c) 冷却部

図 4.1.1.2 恒温槽 0°Cリザーバ 10°C 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (飽和沸騰条件) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm)

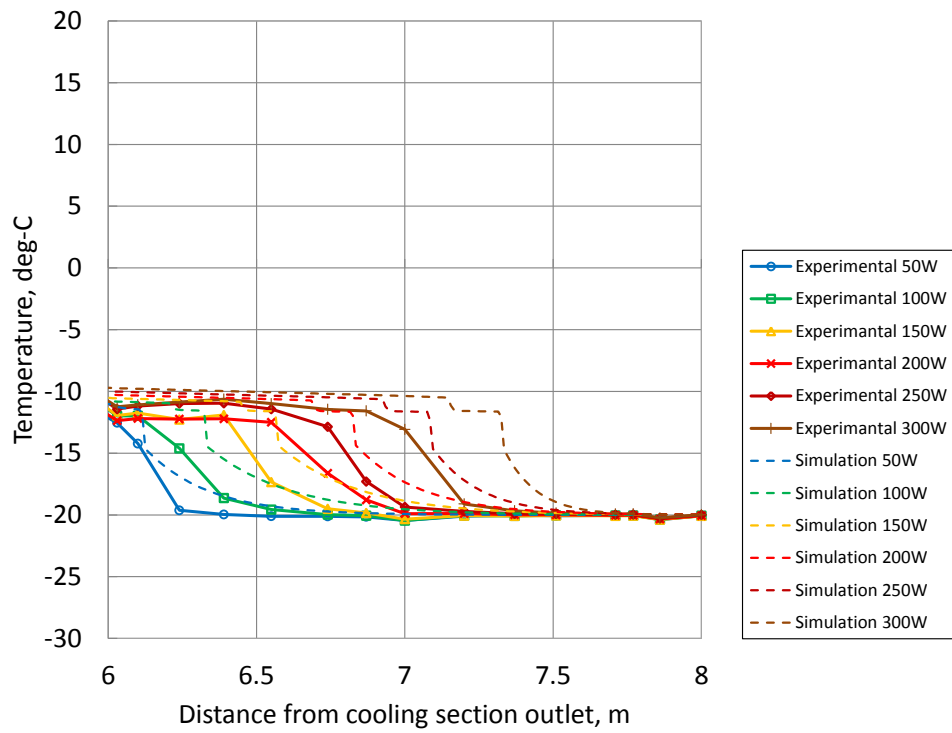


(a) 1 ループ全体 (下部断熱部, 加熱部, 上部断熱部, 冷却部)



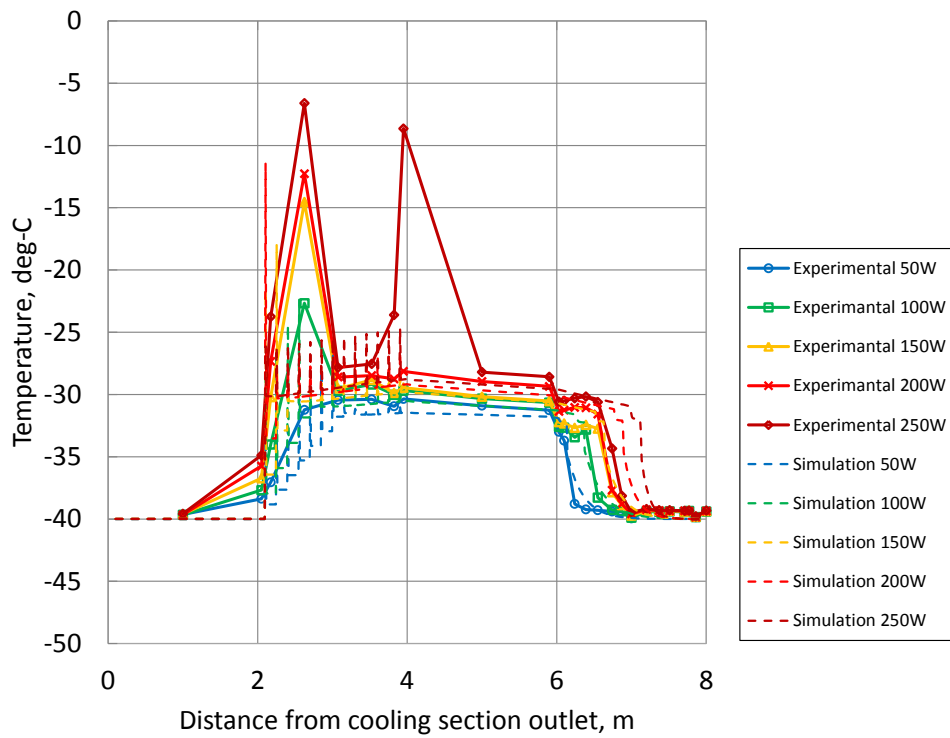
(b) 加熱部

図 4.1.1.3 恒温槽 $-20^{\circ}\text{C}$ リザーバー $10^{\circ}\text{C}$  軸方向温度分布 実験とシミュレーション (飽和沸騰条件) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm)

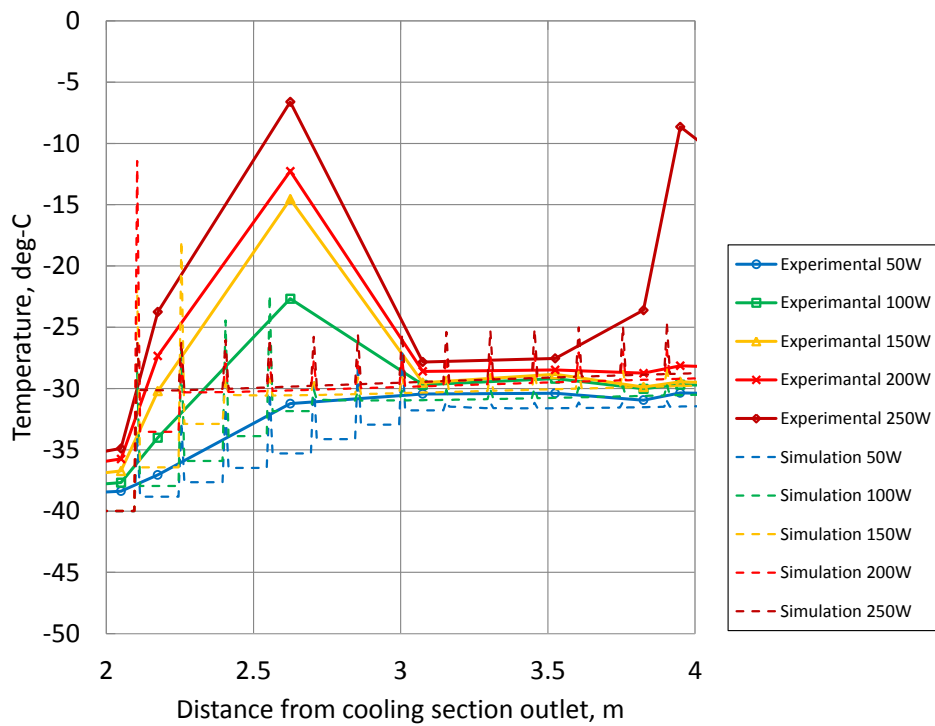


(c) 冷却部

図 4.1.1.3 恒温槽 $-20^{\circ}\text{C}$ リザーバー $10^{\circ}\text{C}$  軸方向温度分布 実験とシミュレーション (飽和沸騰条件) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm)

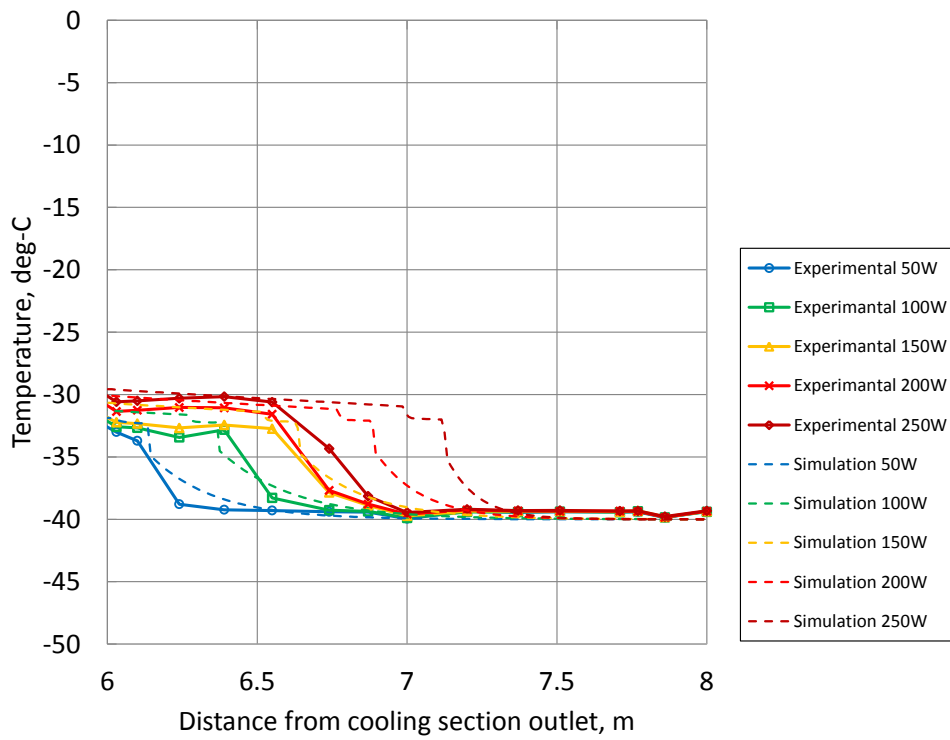


(a) 1 ループ全体 (下部断熱部, 加熱部, 上部断熱部, 冷却部)



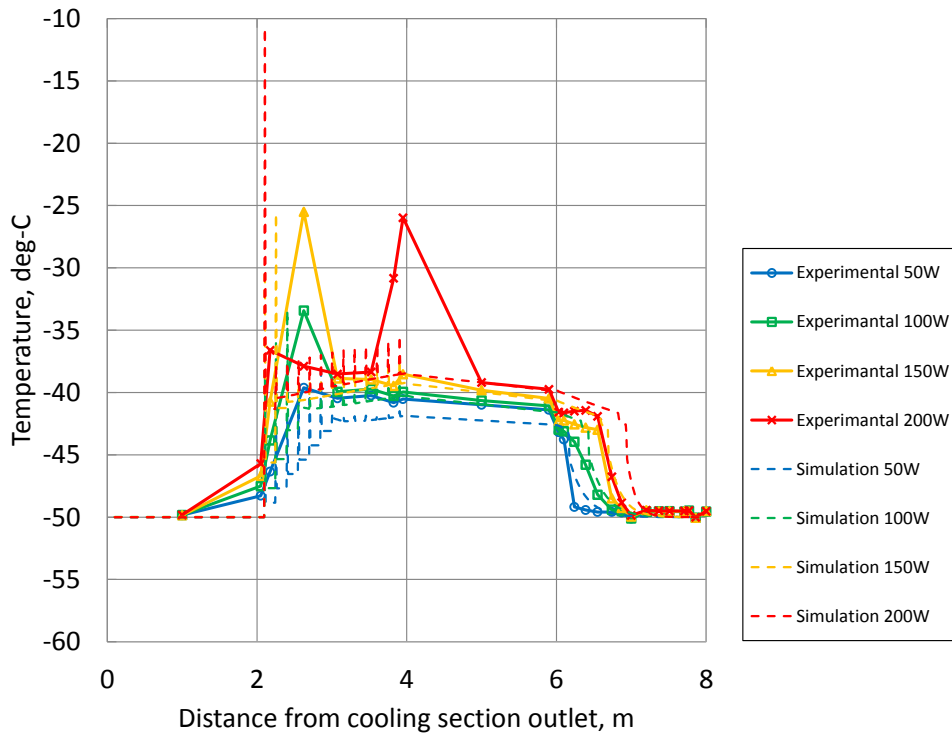
(b) 加熱部

図 4.1.1.4 恒温槽 $-40^{\circ}\text{C}$ リザーバー $30^{\circ}\text{C}$  軸方向温度分布 実験とシミュレーション (飽和沸騰条件) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm)

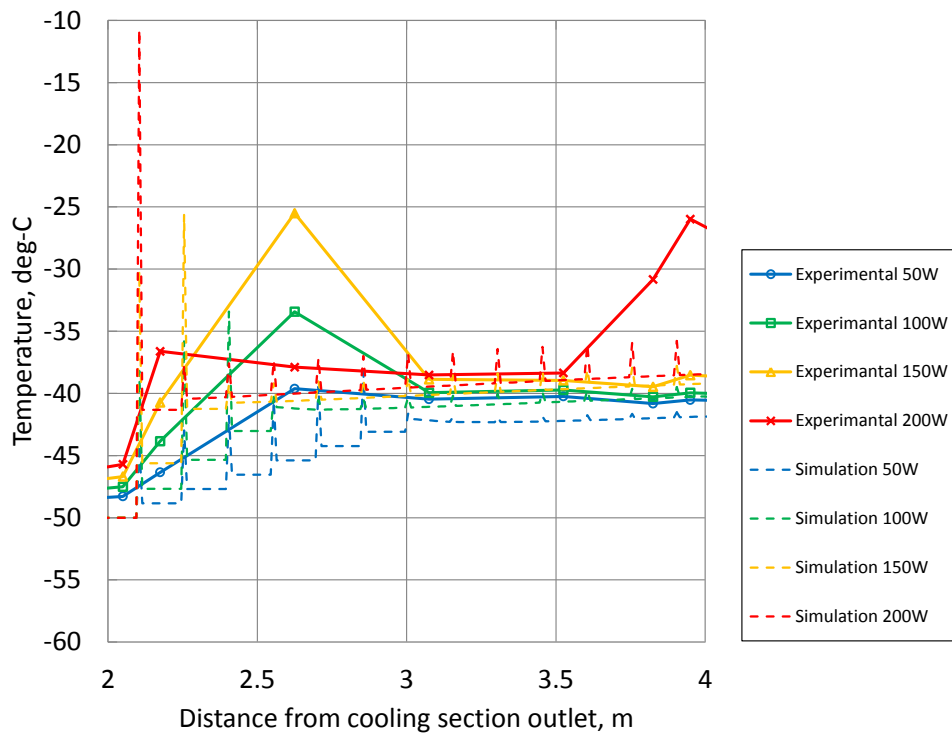


(c) 冷却部

図 4.1.1.4 恒温槽 $-40^{\circ}\text{C}$ リザーバー $30^{\circ}\text{C}$  軸方向温度分布 実験とシミュレーション (飽和沸騰条件) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm)



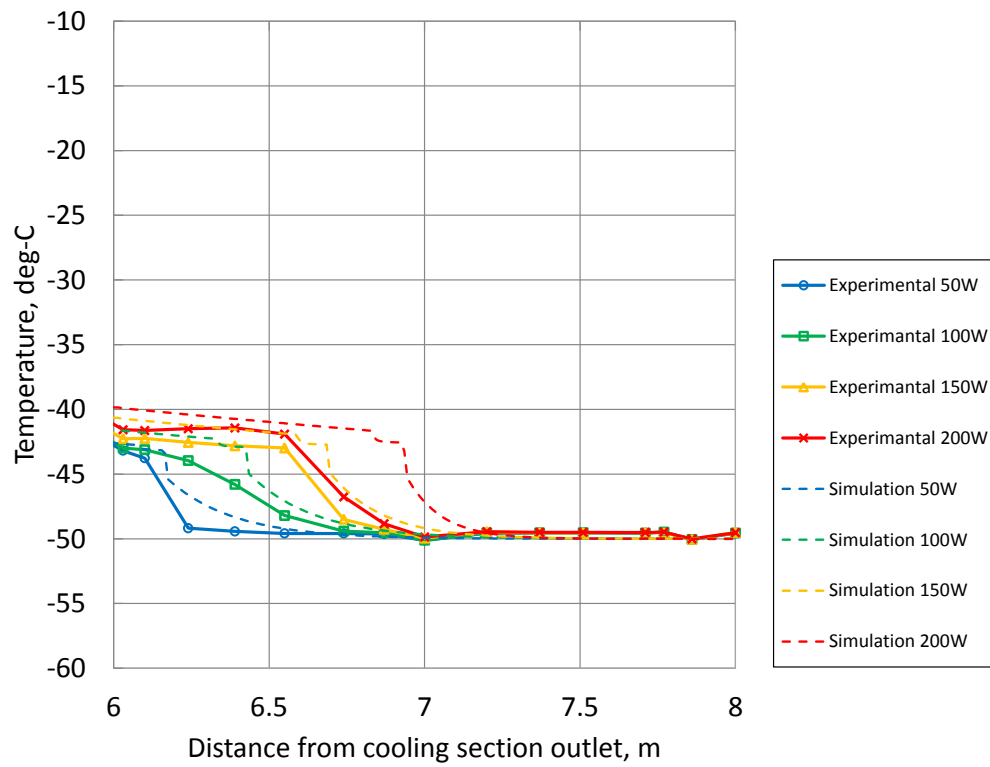
(a) 1 ループ全体 (下部断熱部, 加熱部, 上部断熱部, 冷却部)



(b) 加熱部

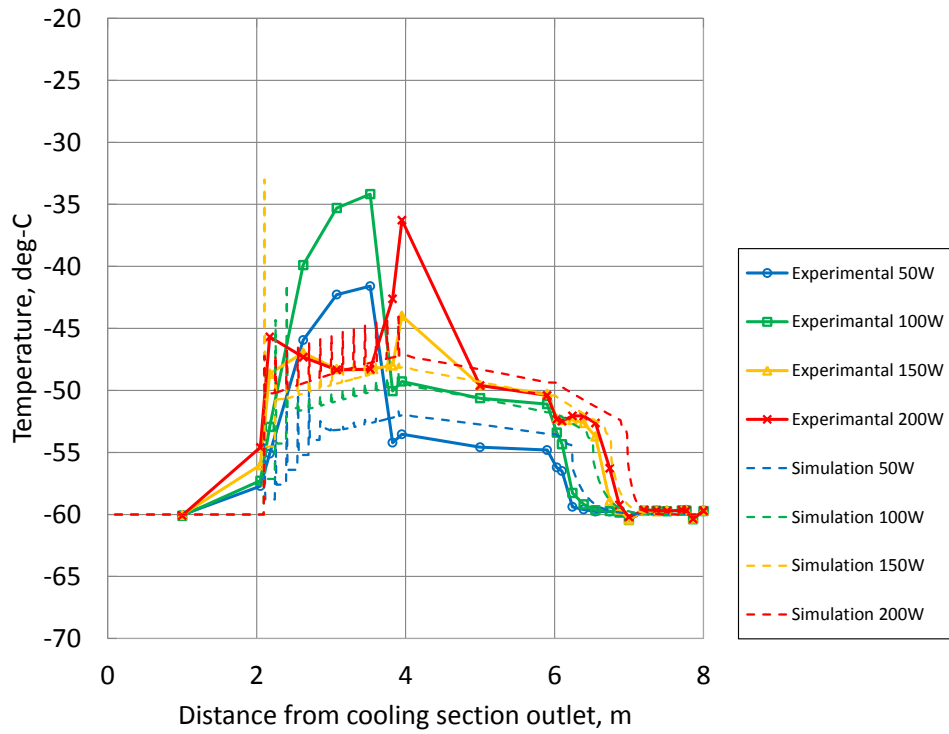
図 4.1.1.5 恒温槽 $-50^{\circ}\text{C}$ リザーバー $40^{\circ}\text{C}$  軸方向温度分布 実験とシミュレーション (飽和沸騰条件) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm)



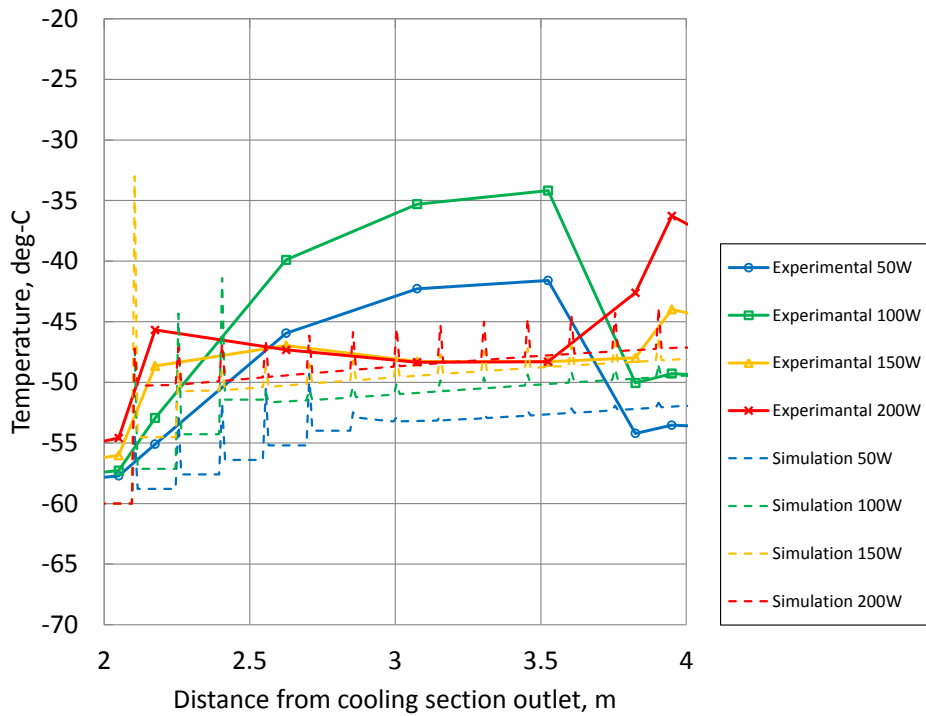


(c) 冷却部

図 4.1.1.5 恒温槽-50°Cリザーバー40°C 軸方向温度分布 実験とシミュレーション（飽和沸騰条件）の比較（内径 1.0mm 外径 1.6mm）

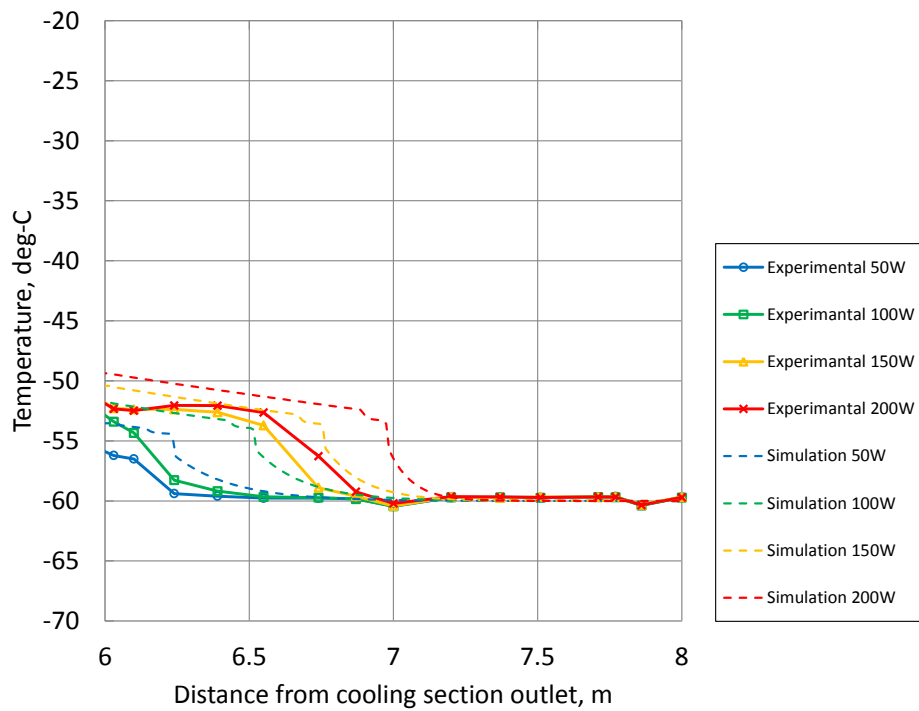


(a) 1 ループ全体 (下部断熱部, 加熱部, 上部断熱部, 冷却部)



(b) 加熱部

図 4.1.1.6 恒温槽-60°Cリザーバー-50°C 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (飽和沸騰条件) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm)



(c) 冷却部

図 4.1.1.6 恒温槽-60°Cリザーバー-50°C 軸方向温度分布 実験とシミュレーション（飽和沸騰条件）の比較（内径 1.0mm 外径 1.6mm）

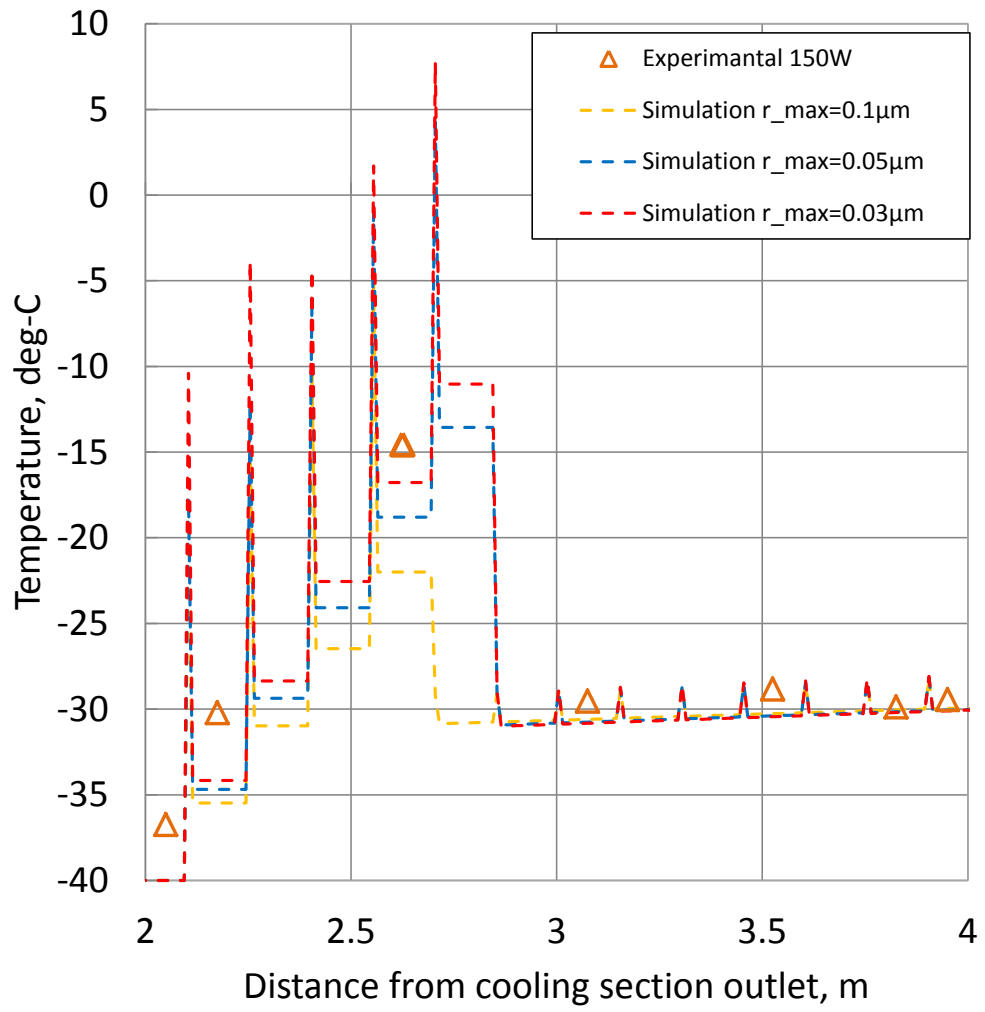
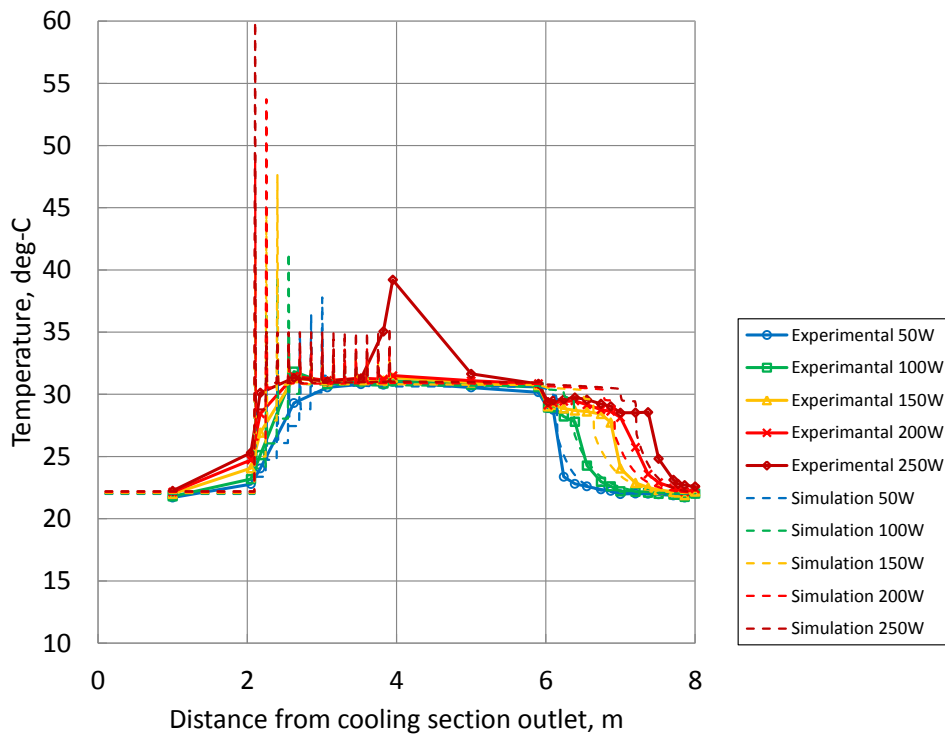
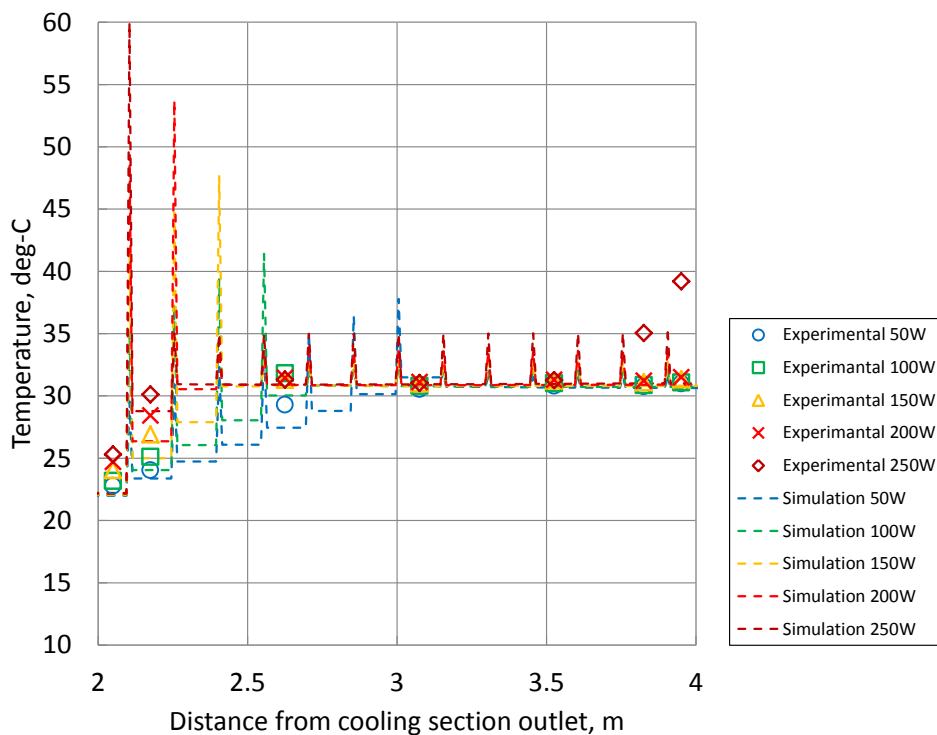


図 4.1.1.7 恒温槽-40℃リザーバー30℃ 最大活性化キャビティ半径推定 (内径 1.0mm 外径 1.6mm)

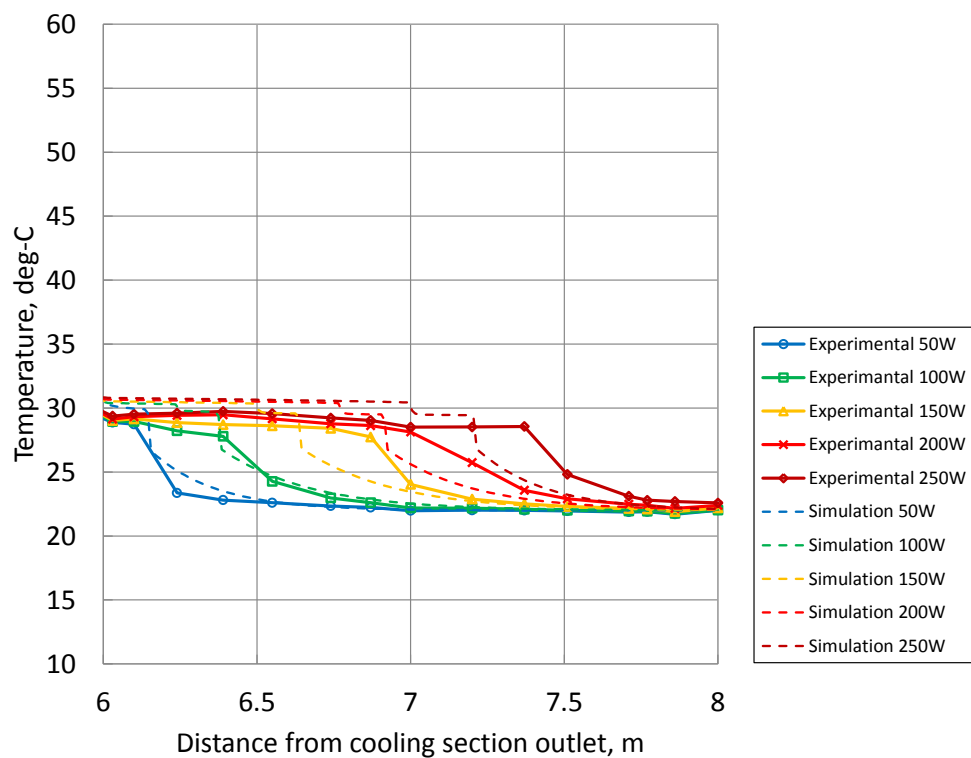


(a) 1 ループ全体 (下部断熱部, 加熱部, 上部断熱部, 冷却部)



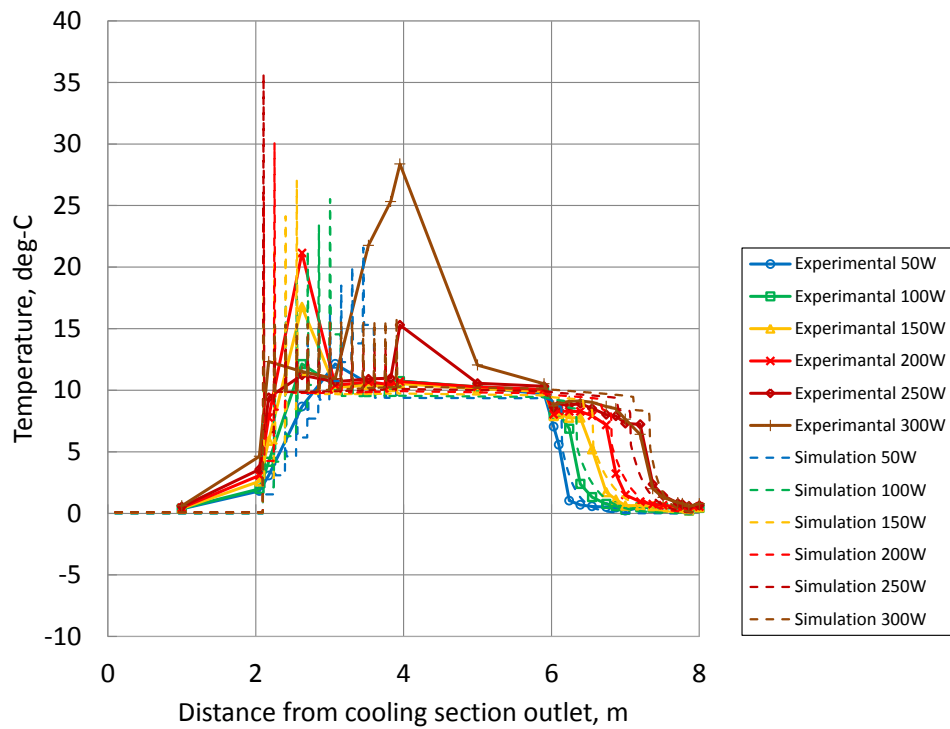
(b) 加熱部

図 4.1.1.8 恒温槽 20°Cリザーバ 30°C 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm)

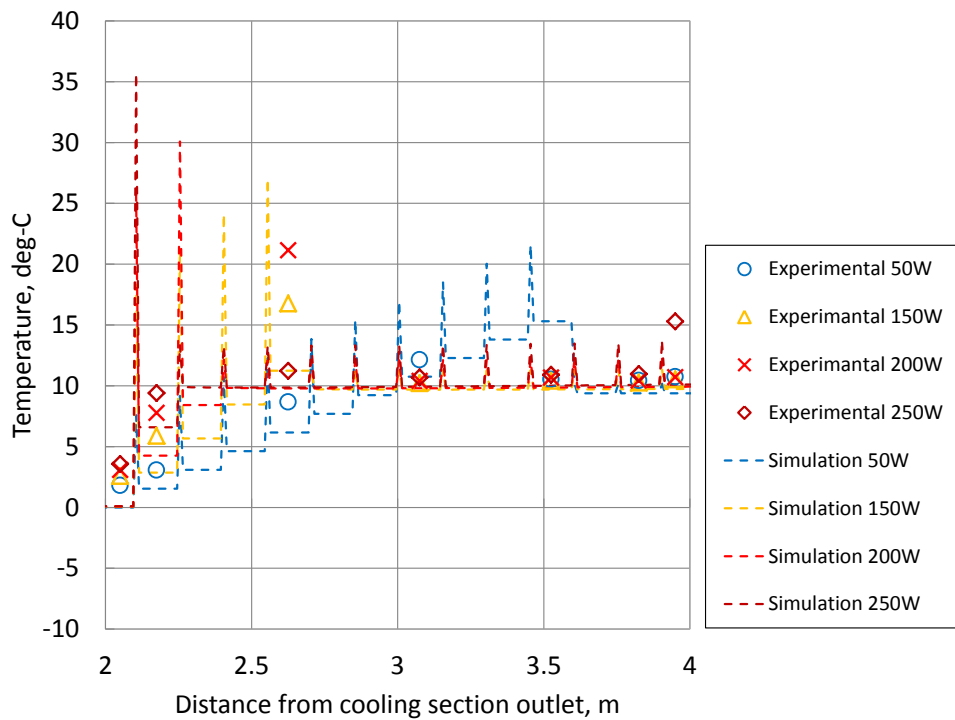


(c) 冷却部

図 4.1.1.8 恒温槽 20°Cリザーバ 30°C 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm)

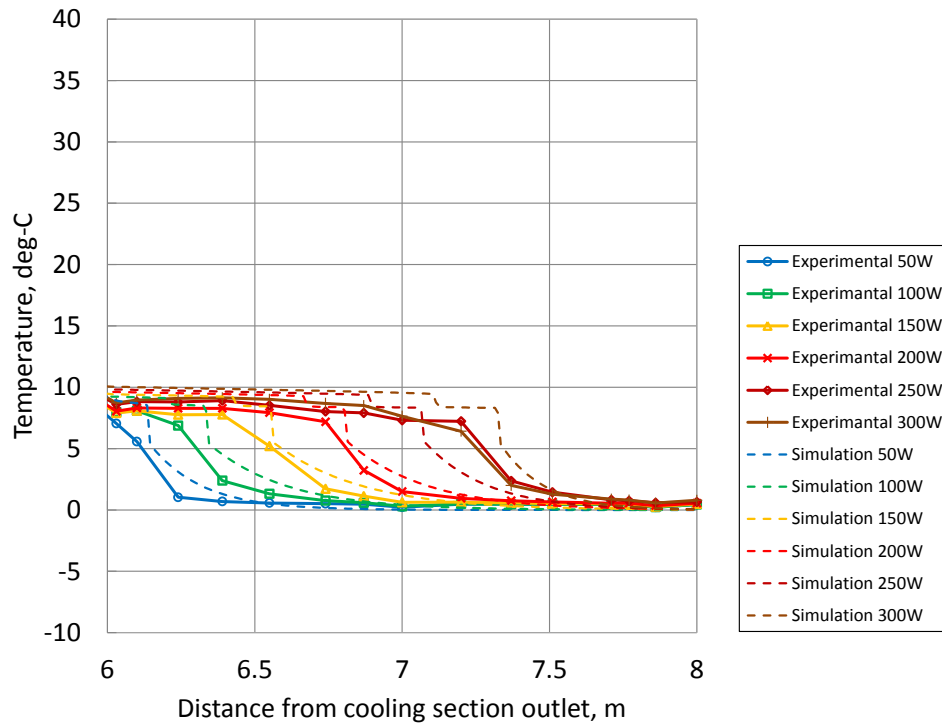


(a) 1 ループ全体 (下部断熱部, 加熱部, 上部断熱部, 冷却部)



(b) 加熱部

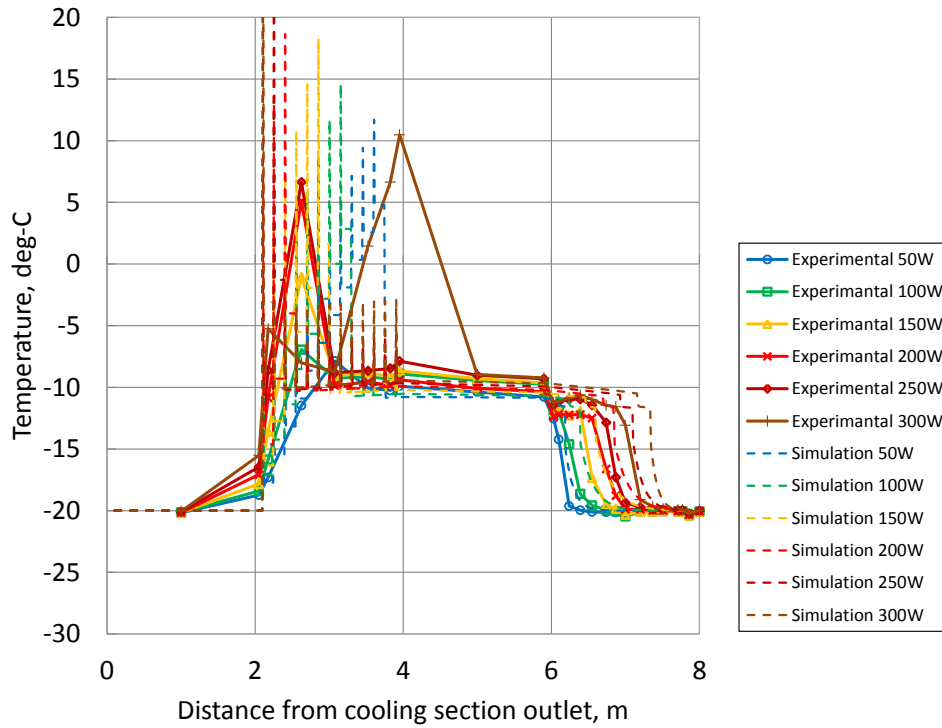
図 4.1.1.9 恒温槽 0°Cリザーバ 10°C 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm)



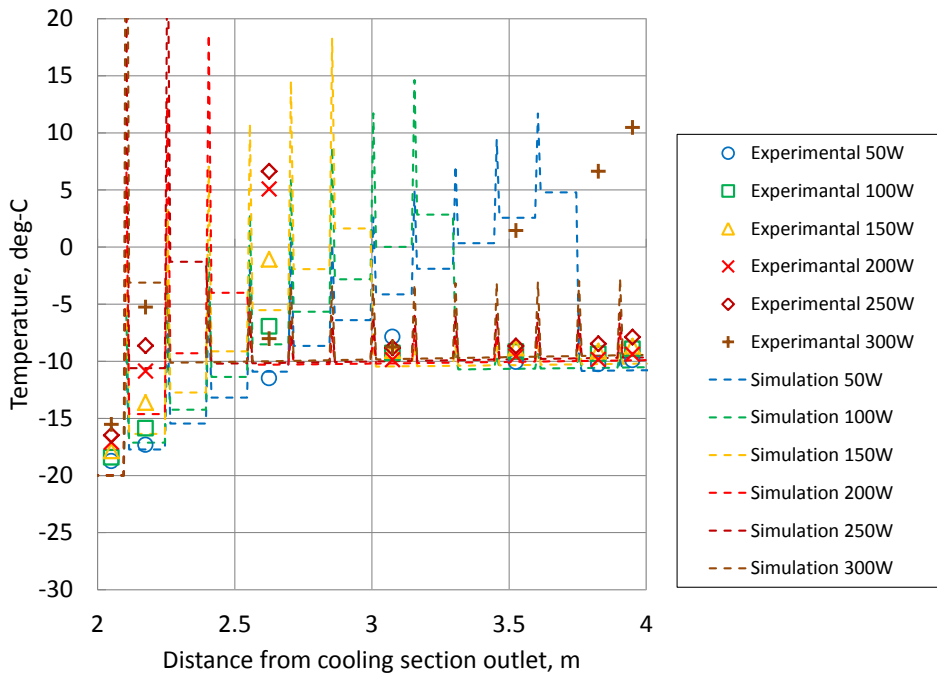
(e) 冷却部

図 4.1.1.9 恒温槽 0°Cリザーバ 10°C 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm)



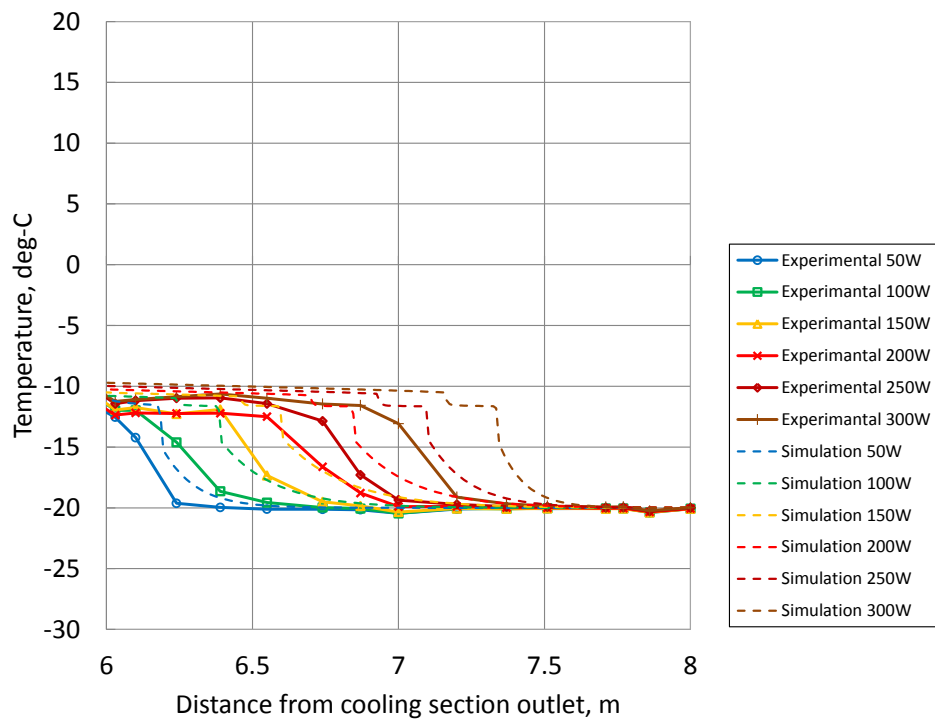


(a) 1 ループ全体 (下部断熱部, 加熱部, 上部断熱部, 冷却部)



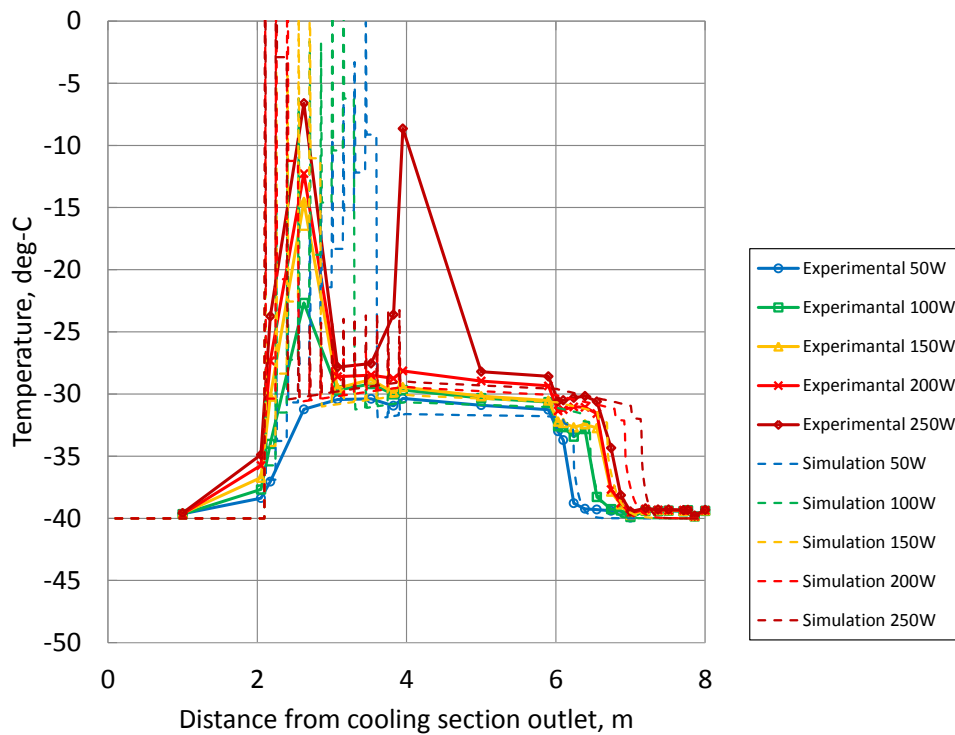
(b) 加熱部

図 4.1.1.10 恒温槽  $-20^{\circ}\text{C}$  リザーバー  $-10^{\circ}\text{C}$  軸方向温度分布 実験とシミュレーション (過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm)

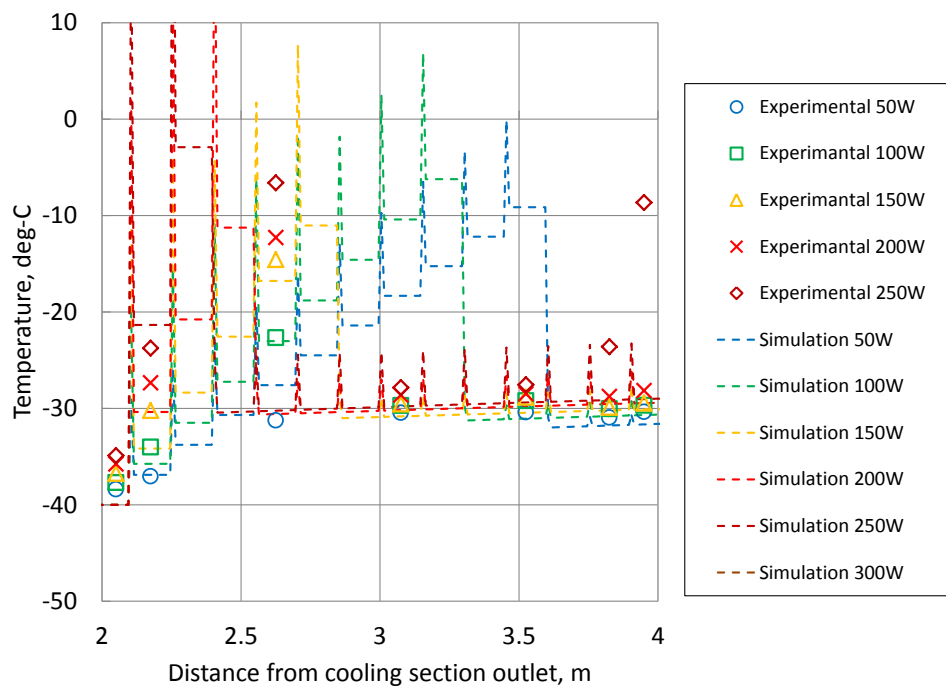


(c) 冷却部

図 4.1.1.10 恒温槽 $-20^{\circ}\text{C}$ リザーバー $-10^{\circ}\text{C}$  軸方向温度分布 実験とシミュレーション(過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm)

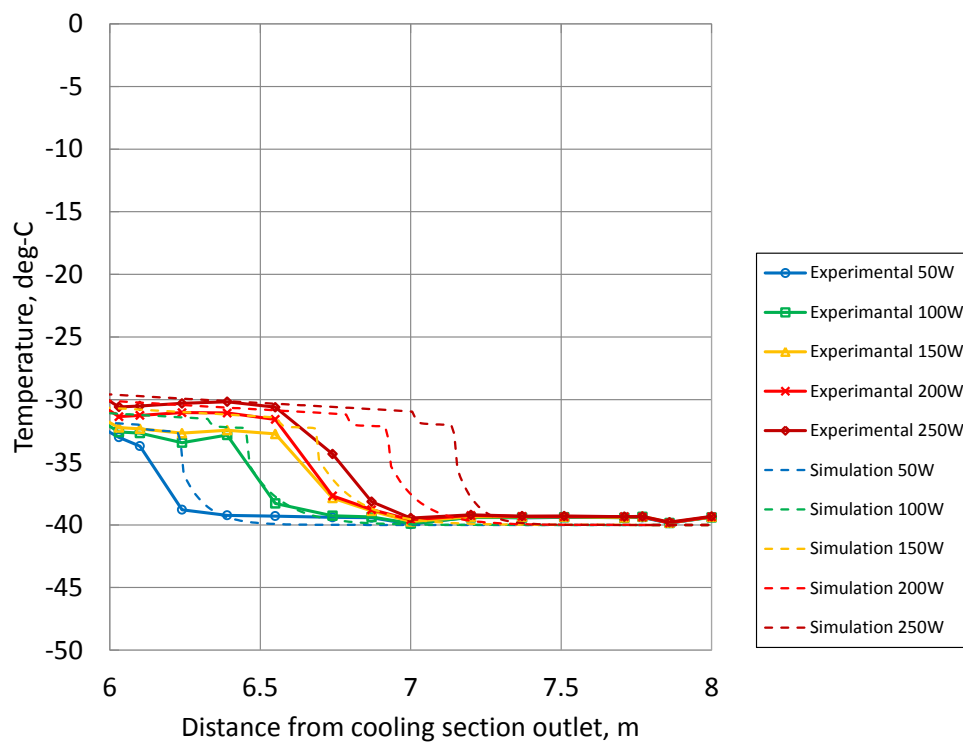


(a) 1 ループ全体 (下部断熱部, 加熱部, 上部断熱部, 冷却部)



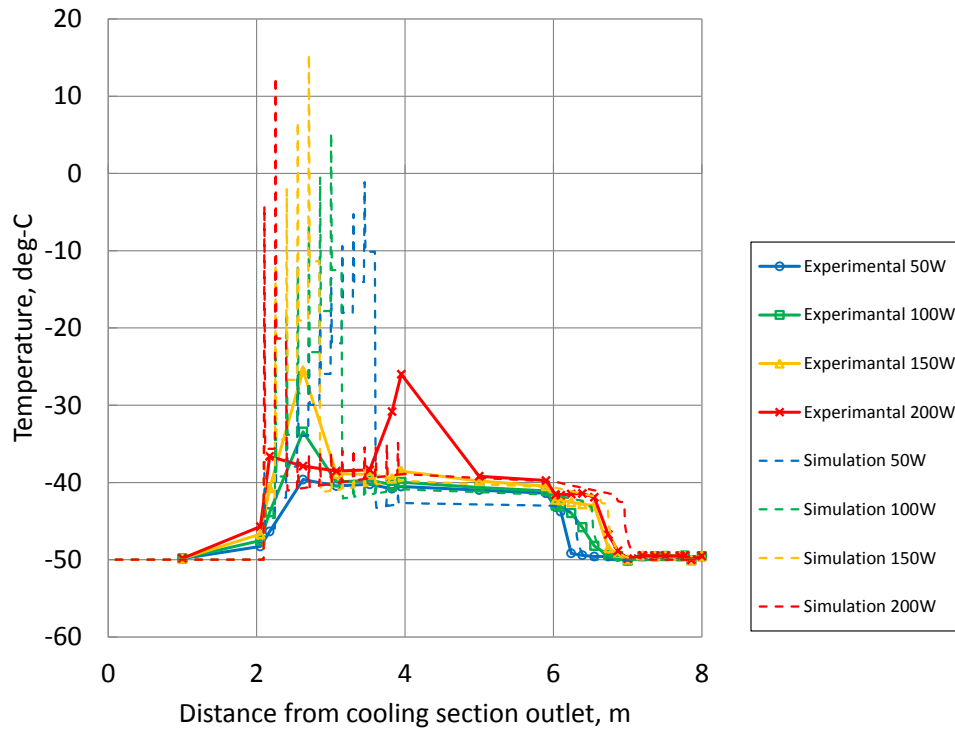
(b) 加熱部

図 4.1.1.11 恒温槽  $-40^{\circ}\text{C}$  リザーバー  $30^{\circ}\text{C}$  軸方向温度分布 実験とシミュレーション (過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm)

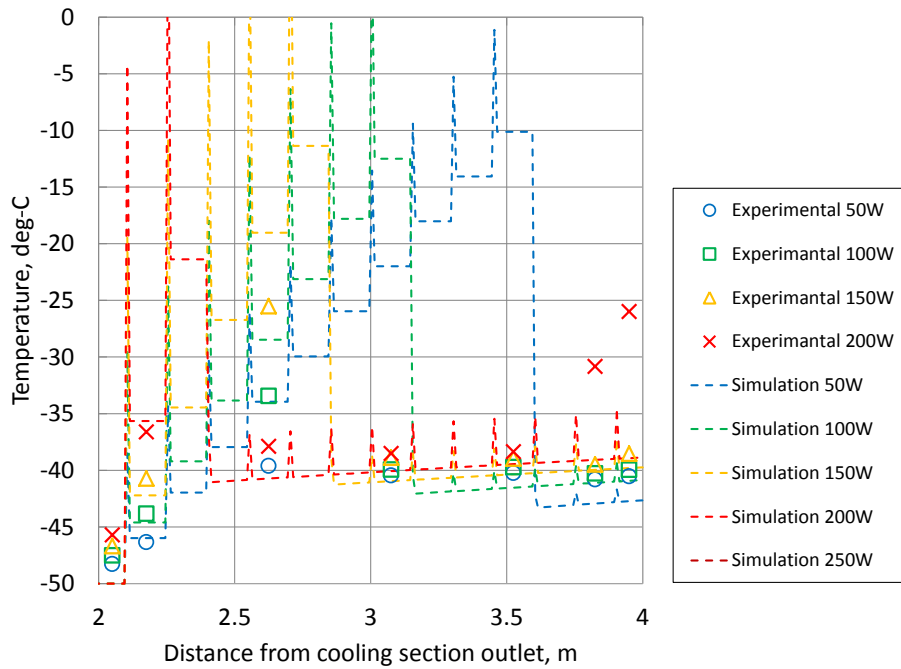


(e) 冷却部

図 4.1.1.11 恒温槽 $-40^{\circ}\text{C}$ リザーバー $-30^{\circ}\text{C}$  軸方向温度分布 実験とシミュレーション(過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm)

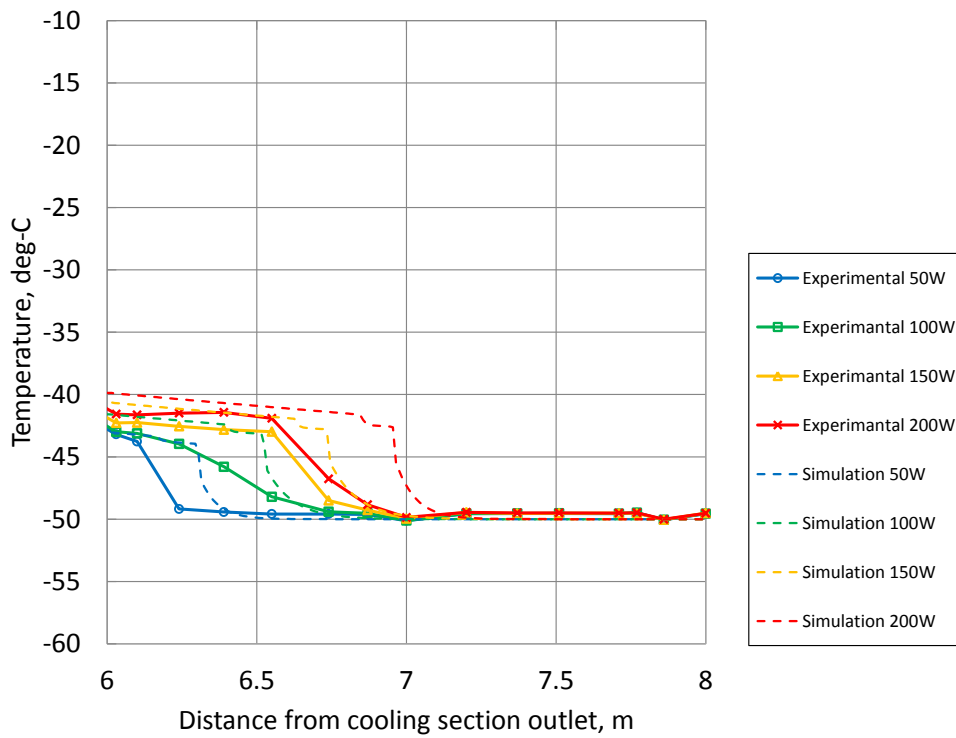


(a) 1 ループ全体 (下部断熱部, 加熱部, 上部断熱部, 冷却部)



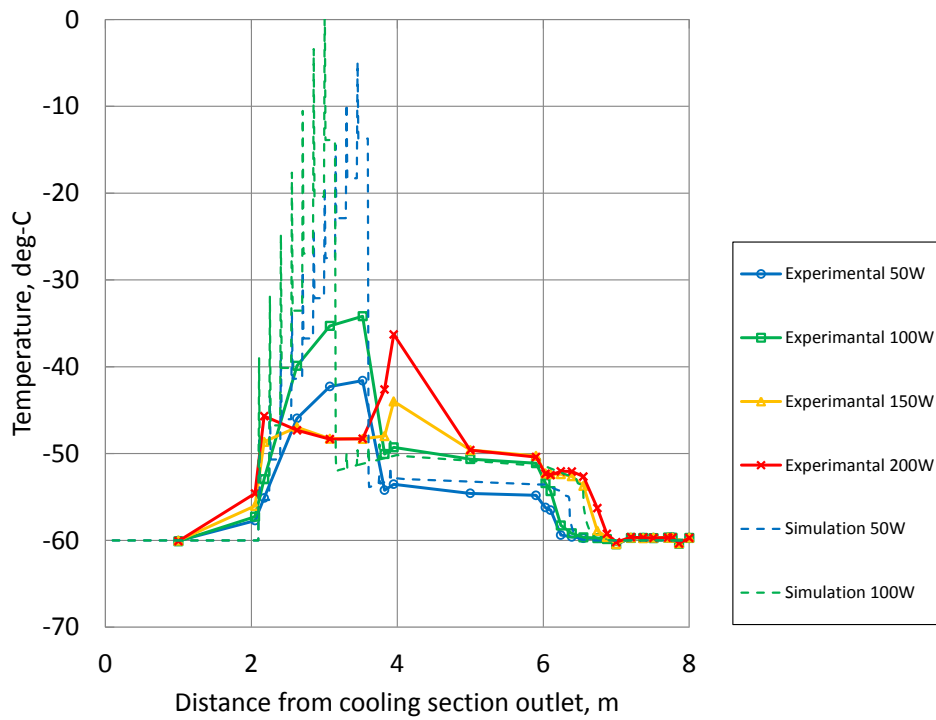
(b) 加熱部

図 4.1.1.12 恒温槽 $-50^{\circ}\text{C}$ リザーバー $40^{\circ}\text{C}$  軸方向温度分布 実験とシミュレーション (過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm)

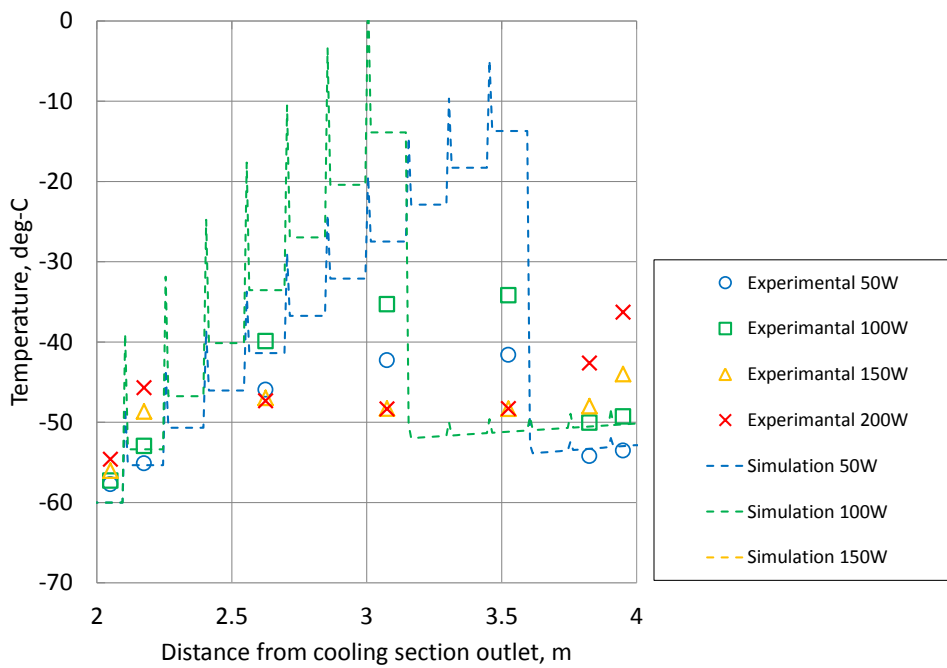


(c) 冷却部

図 4.1.1.12 恒温槽 $-50^{\circ}\text{C}$ リザーバー $40^{\circ}\text{C}$  軸方向温度分布 実験とシミュレーション (過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm)

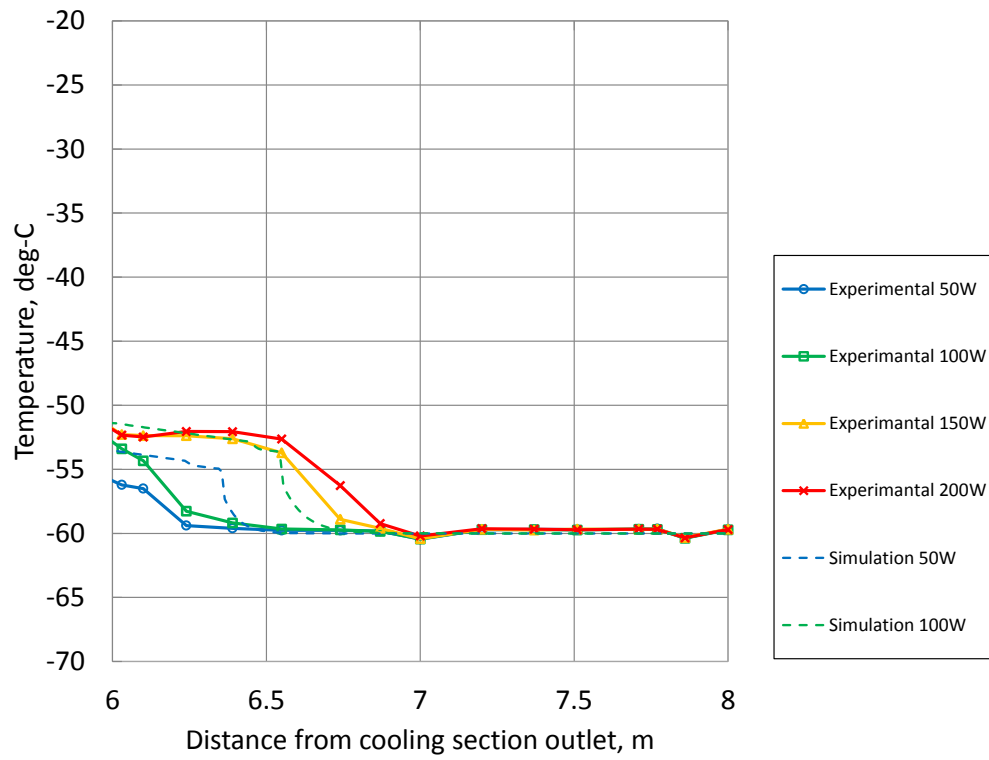


(a) 1 ループ全体 (下部断熱部, 加熱部, 上部断熱部, 冷却部)



(b) 加熱部

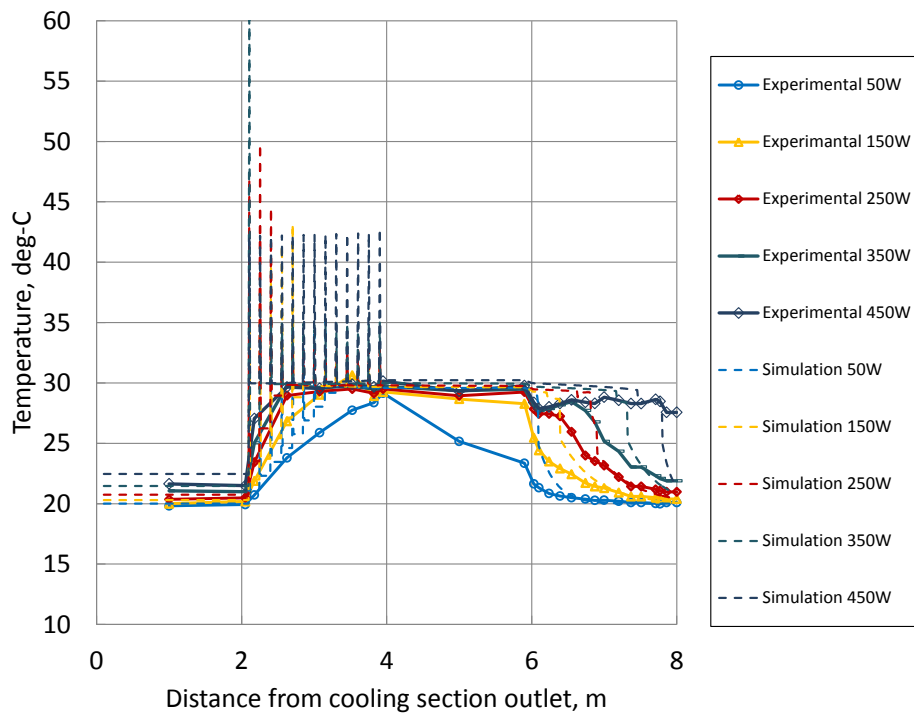
図 4.1.1.13 恒温槽 $-60^{\circ}\text{C}$ リザーバー $50^{\circ}\text{C}$  軸方向温度分布 実験とシミュレーション (過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ) の比較 (内径  $1.0\text{mm}$  外径  $1.6\text{mm}$ )



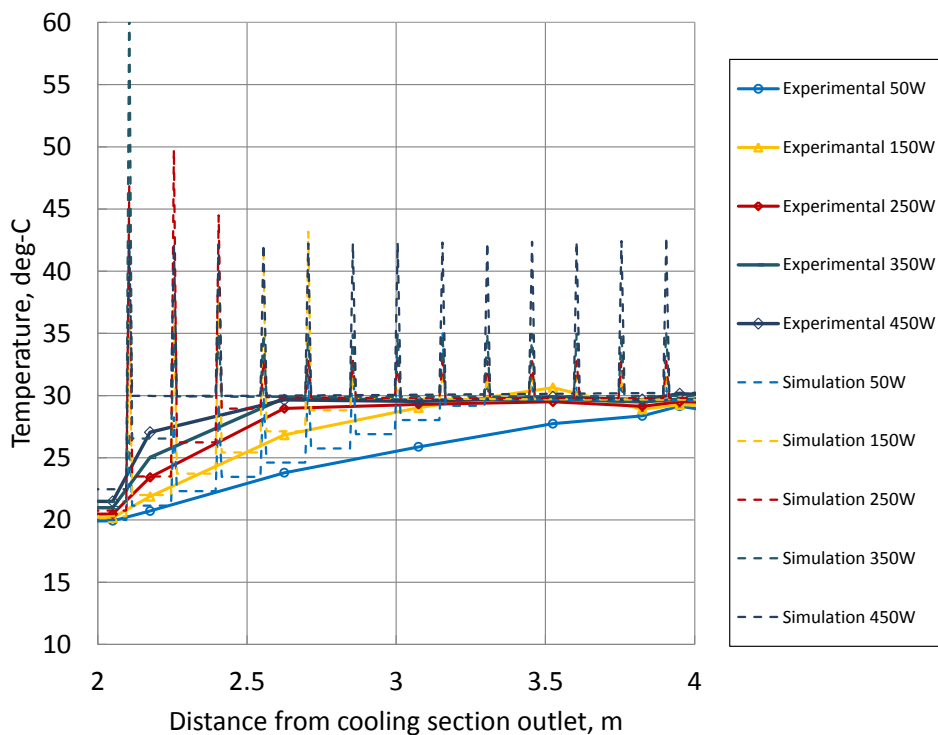
(c) 冷却部

図 4.1.1.13 恒温槽 $-60^{\circ}\text{C}$ リザーバー $50^{\circ}\text{C}$  軸方向温度分布 実験とシミュレーション (過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm)



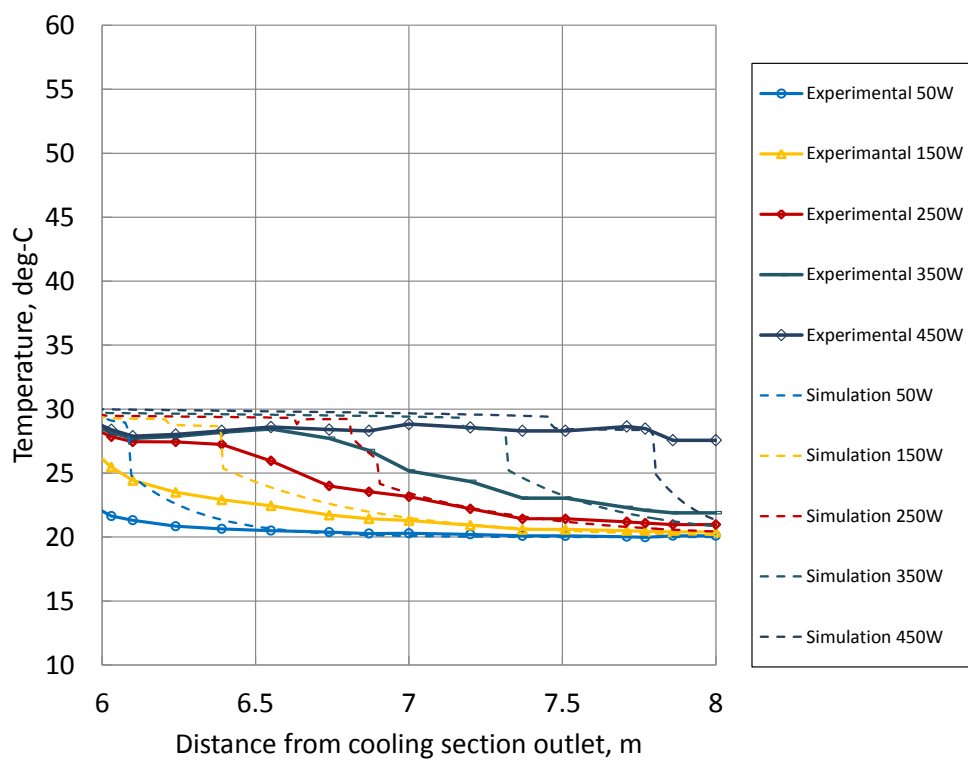


(a) 1 ループ全体 (下部断熱部, 加熱部, 上部断熱部, 冷却部)



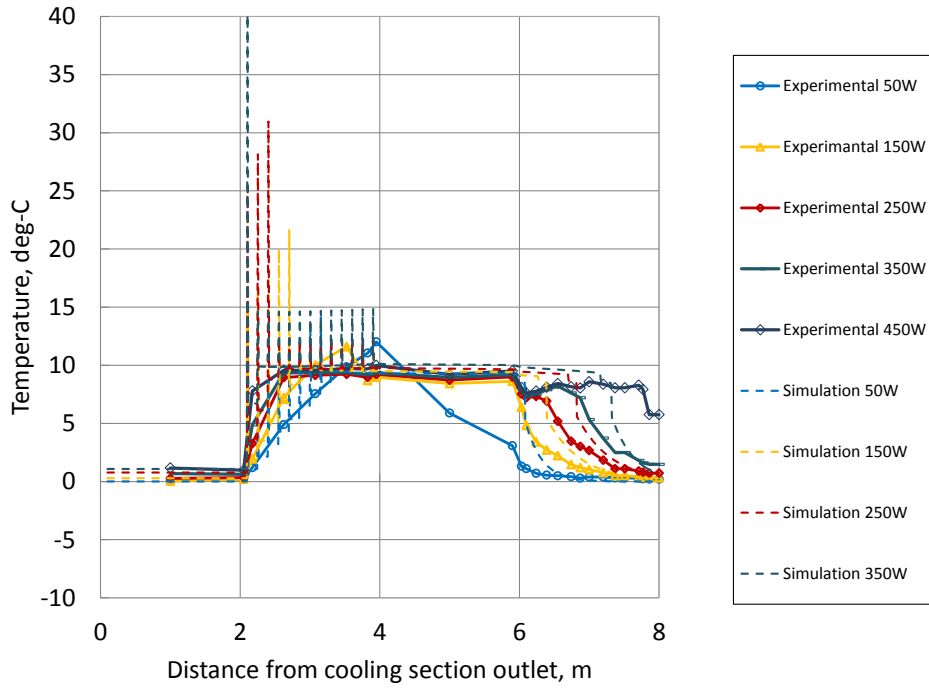
(b) 加熱部

図 4.1.2.1 恒温槽 20°Cリザーバ 30°C 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (飽和沸騰条件) の比較 (内径 1.3mm 外径 3.0mm)

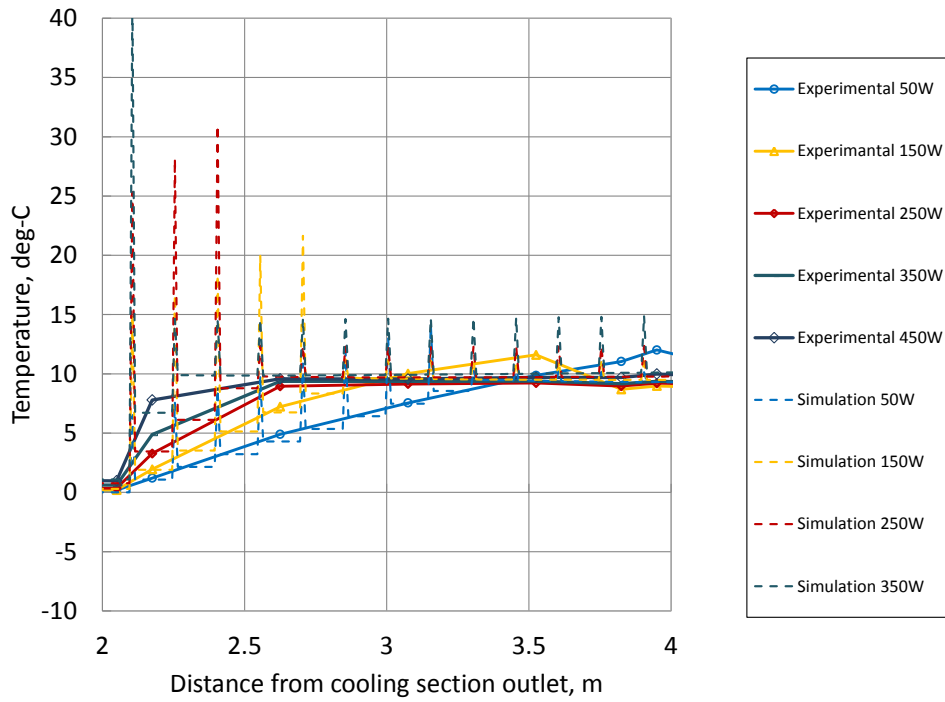


(c) 冷却部

図 4.1.2.1 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (飽和沸騰条件) の比較 (内径 1.3mm 外径 3.0mm)

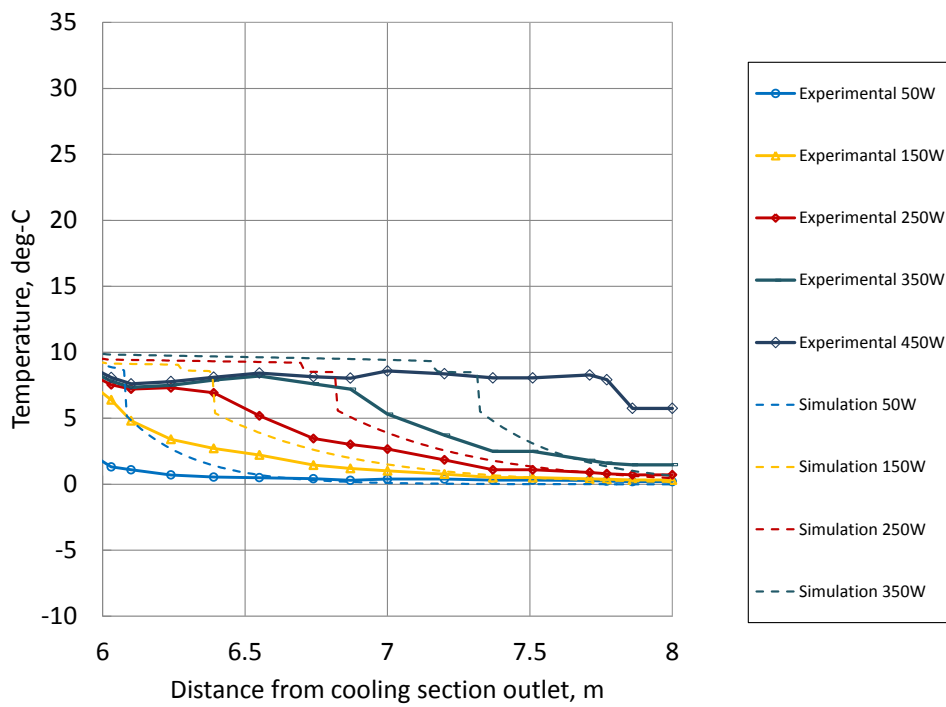


(a) 1 ループ全体 (下部断熱部, 加熱部, 上部断熱部, 冷却部)



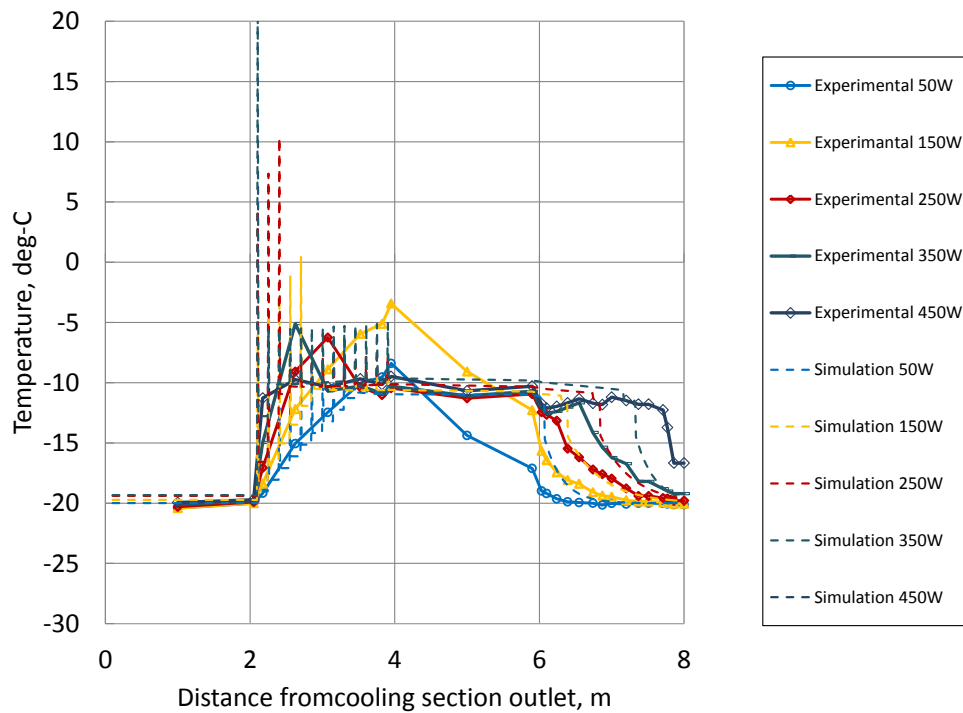
(b) 加熱部

図 4.1.2.2 恒温槽 0°Cリザーバ 10°C 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (飽和沸騰条件) の比較 (内径 1.3mm 外径 3.0mm)

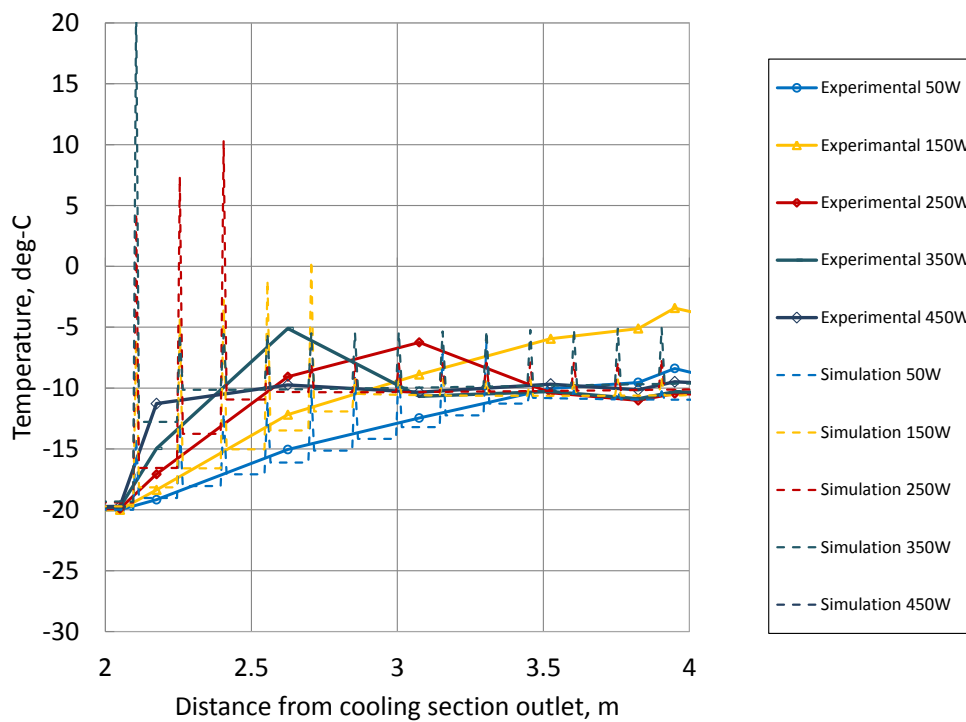


(c) 冷却部

図 4.1.2.2 恒温槽 0°Cリザーバ 10°C 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (飽和沸騰条件) の比較 (内径 1.3mm 外径 3.0mm)

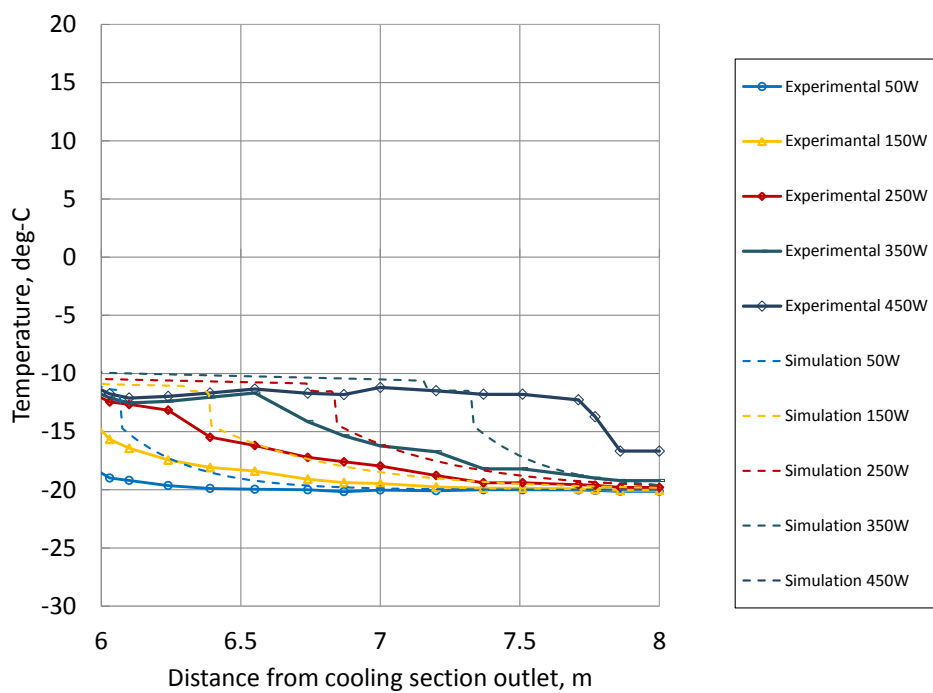


(a) 1 ループ全体 (下部断熱部, 加熱部, 上部断熱部, 冷却部)



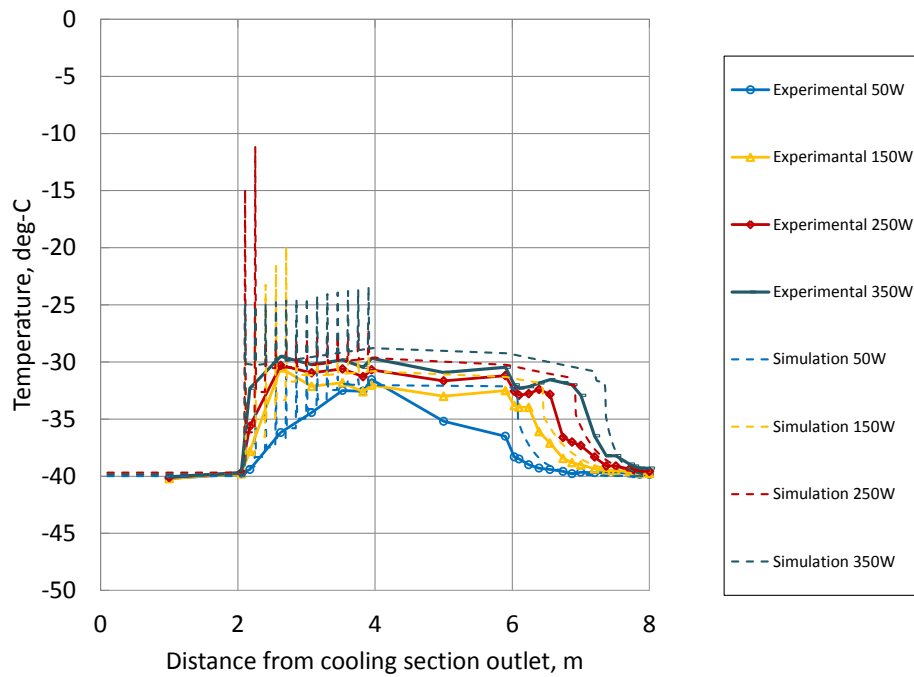
(b) 加熱部

図 4.1.2.3 恒温槽  $-20^{\circ}\text{C}$  リザーバー  $10^{\circ}\text{C}$  軸方向温度分布 実験とシミュレーション (飽和沸騰条件) の比較 (内径 1.3mm 外径 3.0mm)

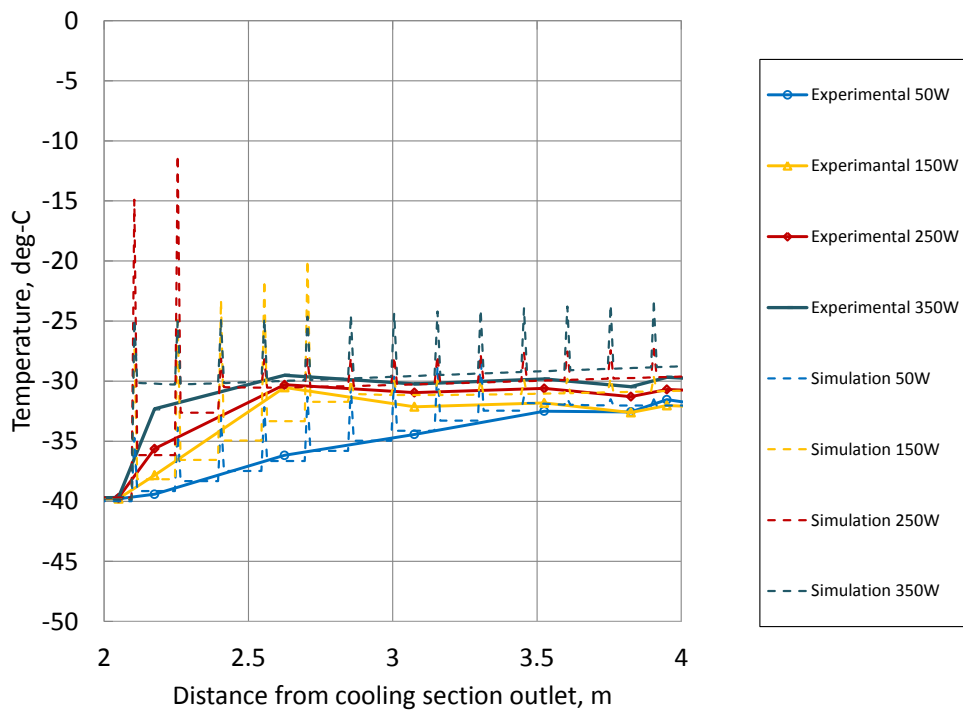


(c) 冷却部

図 4.1.2.3 恒温槽 $-20^{\circ}\text{C}$ リザーバー $10^{\circ}\text{C}$  軸方向温度分布 実験とシミュレーション (飽和沸騰条件) の比較 (内径 1.3mm 外径 3.0mm)

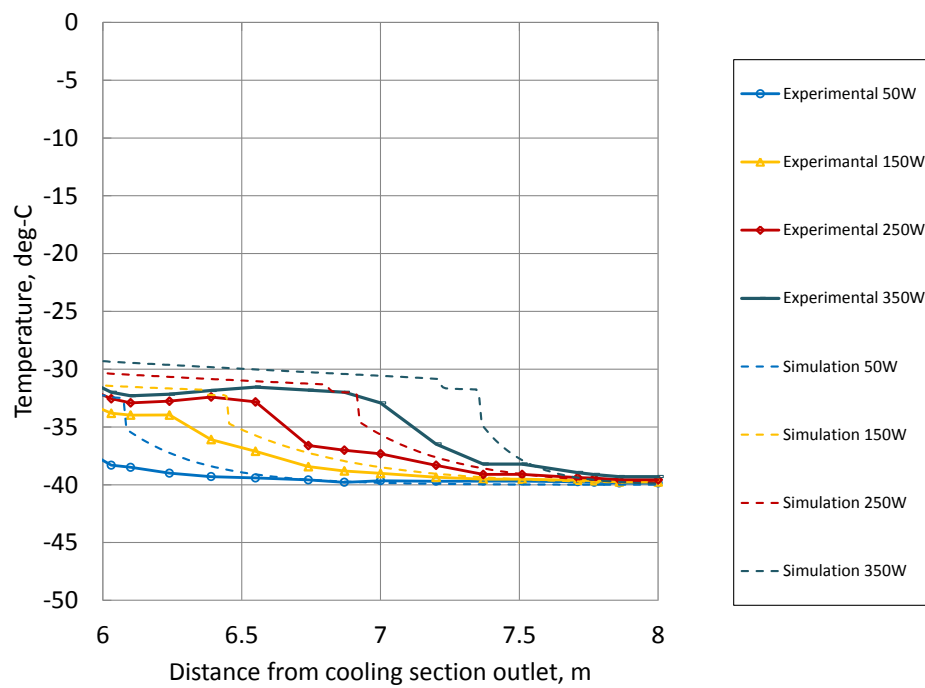


(a) 1 ループ全体 (下部断熱部, 加熱部, 上部断熱部, 冷却部)



(b) 加熱部

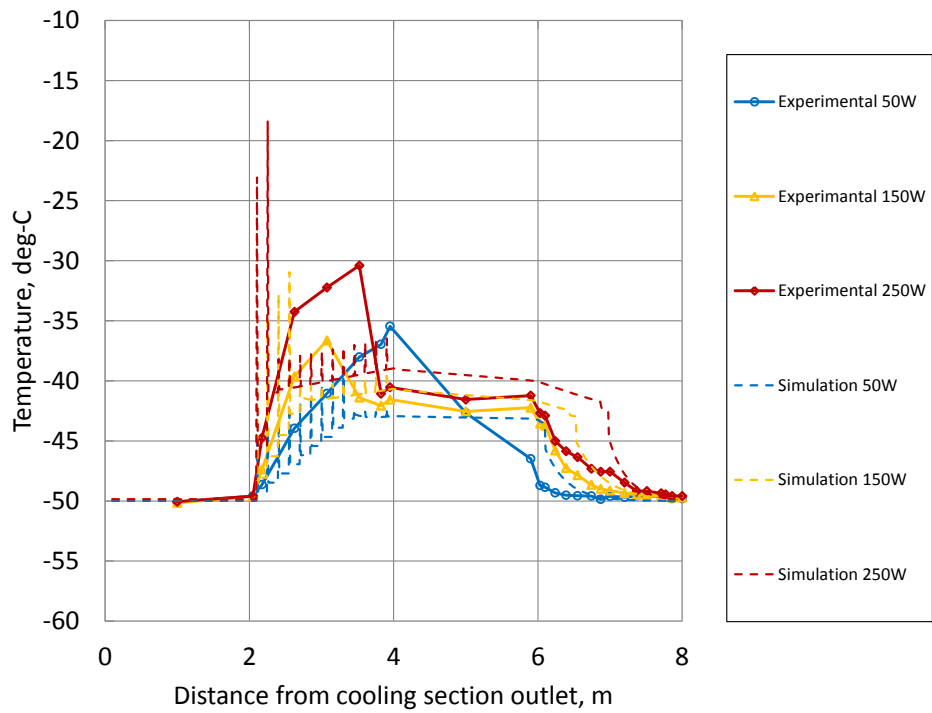
図 4.1.2.4 恒温槽 $-40^{\circ}\text{C}$ リザーバー $30^{\circ}\text{C}$  軸方向温度分布 実験とシミュレーション (飽和沸騰条件) の比較 (内径 1.3mm 外径 3.0mm)



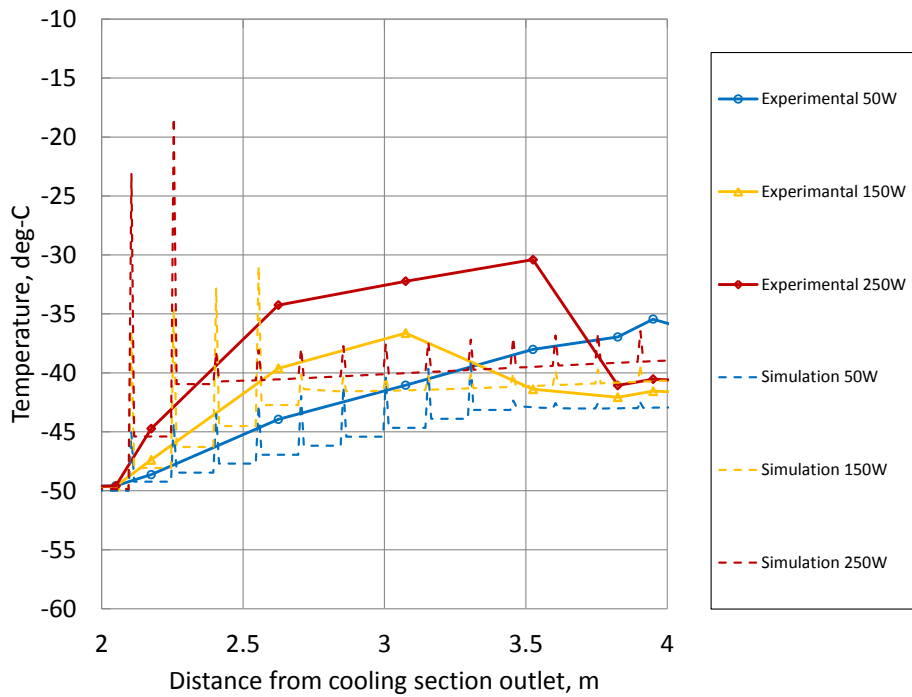
(c) 冷却部

図 4.1.2.4 恒温槽 $-40^{\circ}\text{C}$ リザーバー $30^{\circ}\text{C}$  軸方向温度分布 実験とシミュレーション (飽和沸騰条件) の比較 (内径 1.3mm 外径 3.0mm)



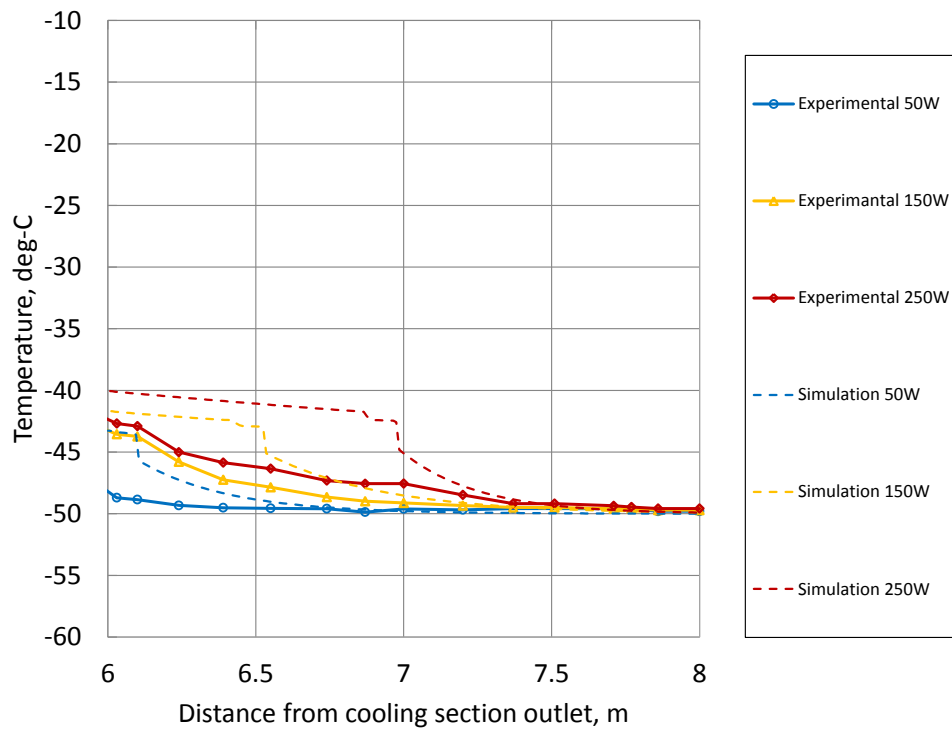


(a) 1 ループ全体 (下部断熱部, 加熱部, 上部断熱部, 冷却部)



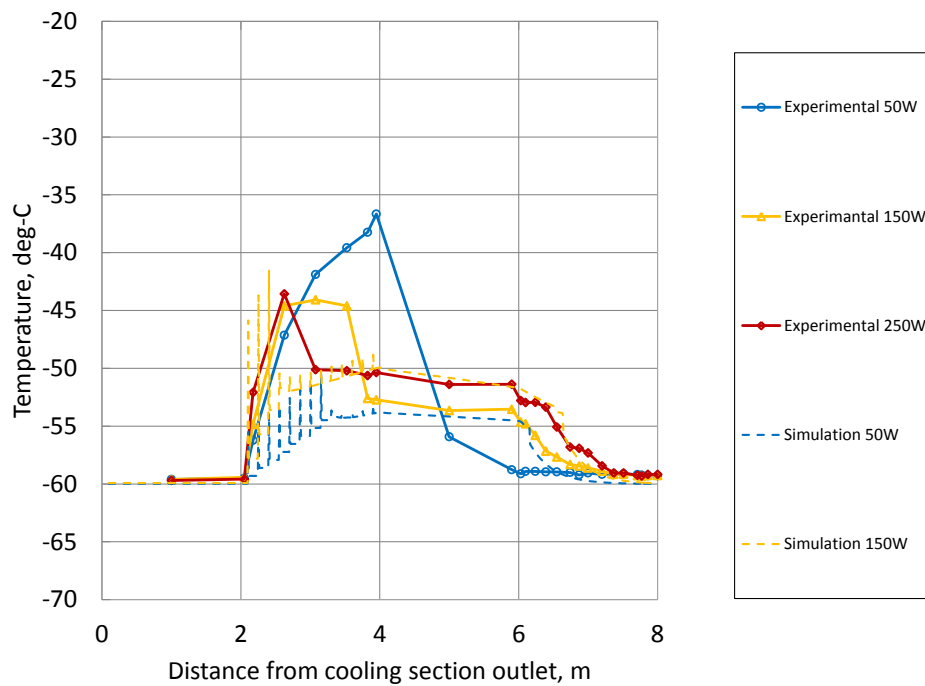
(b) 加熱部

図 4.1.2.5 恒温槽 $-50^{\circ}\text{C}$ リザーバー $40^{\circ}\text{C}$  軸方向温度分布 実験とシミュレーション (飽和沸騰条件) の比較 (内径 1.3mm 外径 3.0mm)

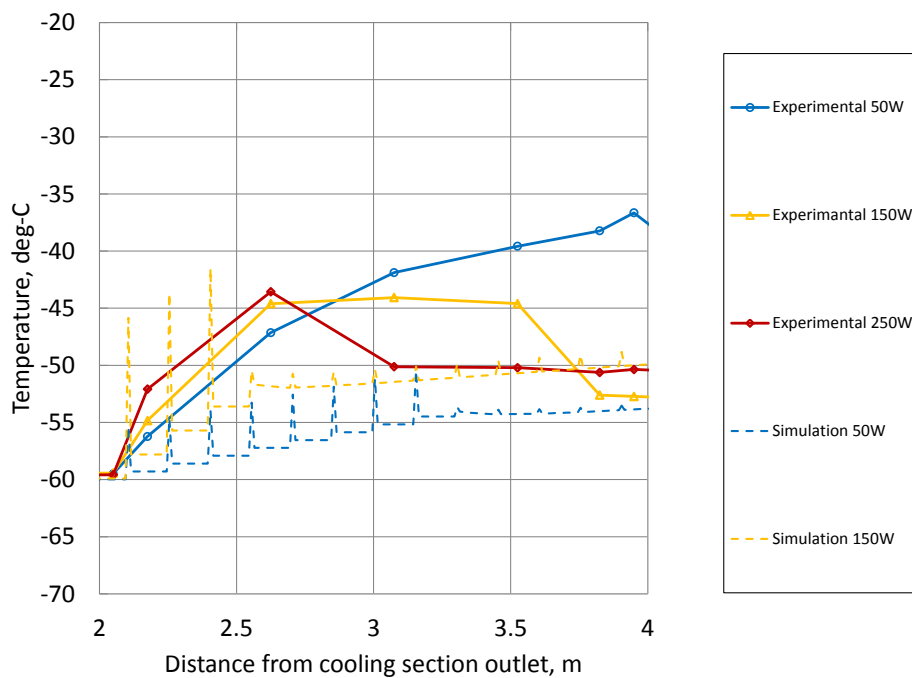


(c) 冷却部

図 4.1.2.5 恒温槽-50℃リザーバー40℃ 軸方向温度分布 実験とシミュレーション（飽和沸騰条件）の比較（内径 1.3mm 外径 3.0mm）

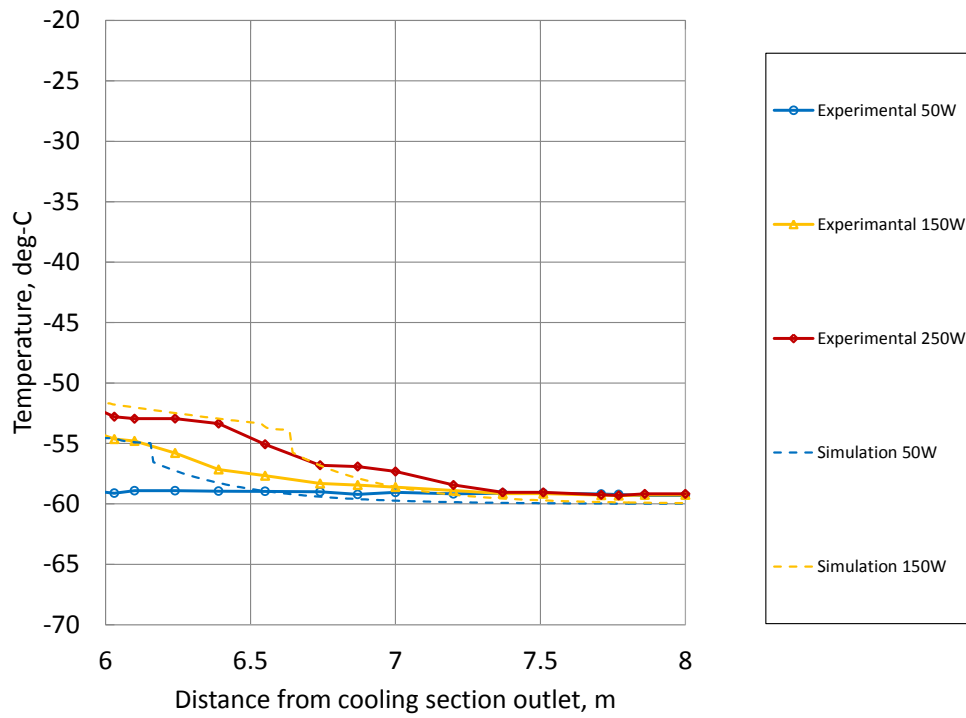


(a) 1 ループ全体 (下部断熱部, 加熱部, 上部断熱部, 冷却部)



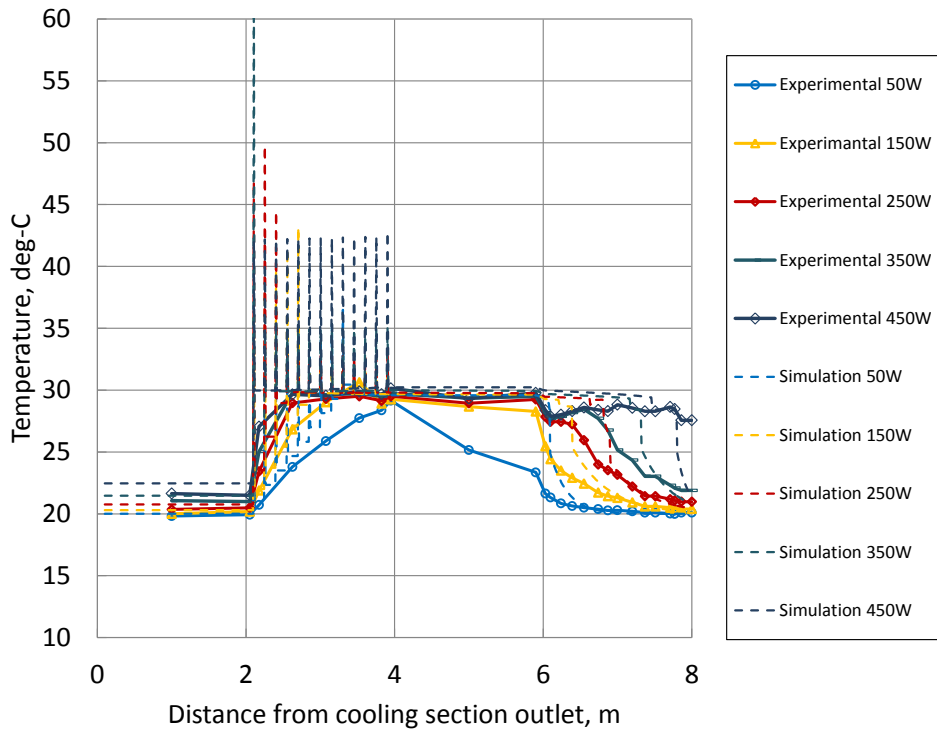
(b) 加熱部

図 4.1.2.6 恒温槽 $-60^{\circ}\text{C}$ リザーバー $-50^{\circ}\text{C}$  軸方向温度分布 実験とシミュレーション (飽和沸騰条件) の比較 (内径 1.3mm 外径 3.0mm)

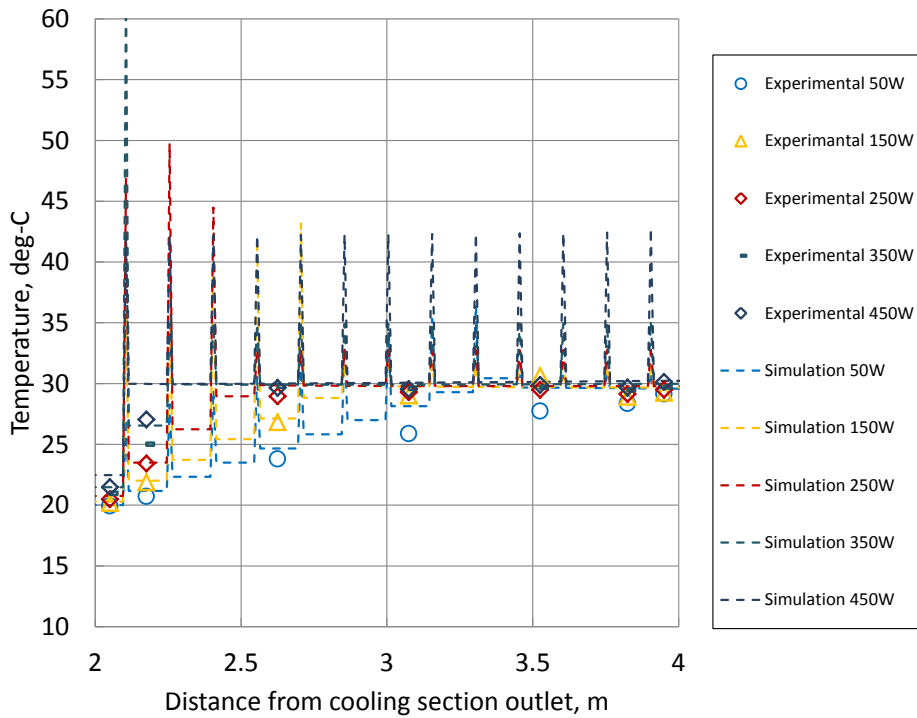


(c) 冷却部

図 4.1.2.6 恒温槽 $-60^{\circ}\text{C}$ リザーバー $50^{\circ}\text{C}$  軸方向温度分布 実験とシミュレーション (飽和沸騰条件) の比較 (内径 1.3mm 外径 3.0mm)

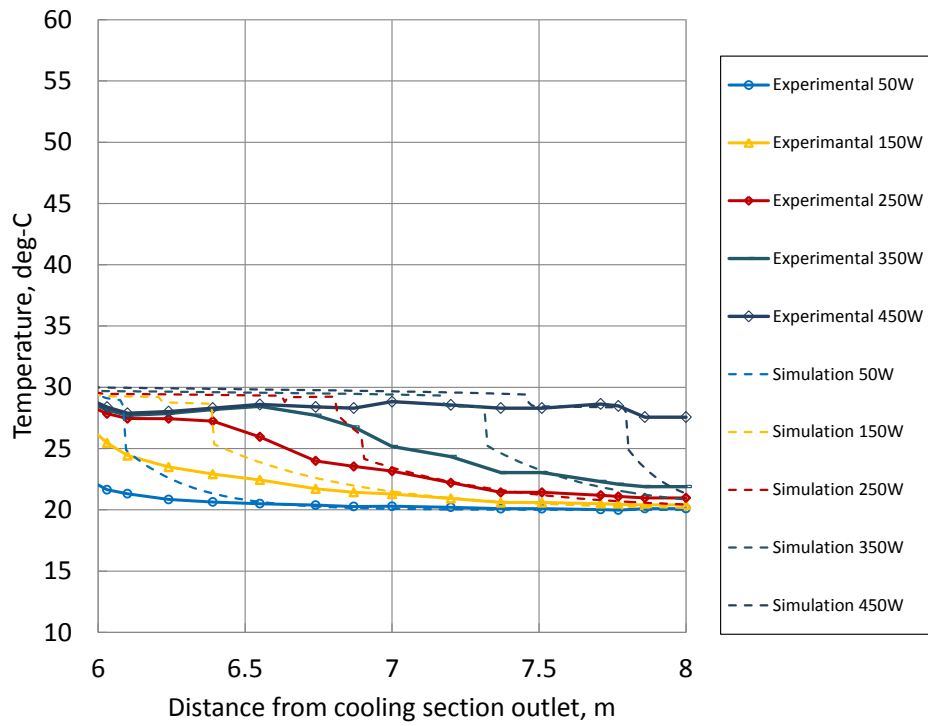


(a) 1 ループ全体 (下部断熱部, 加熱部, 上部断熱部, 冷却部)



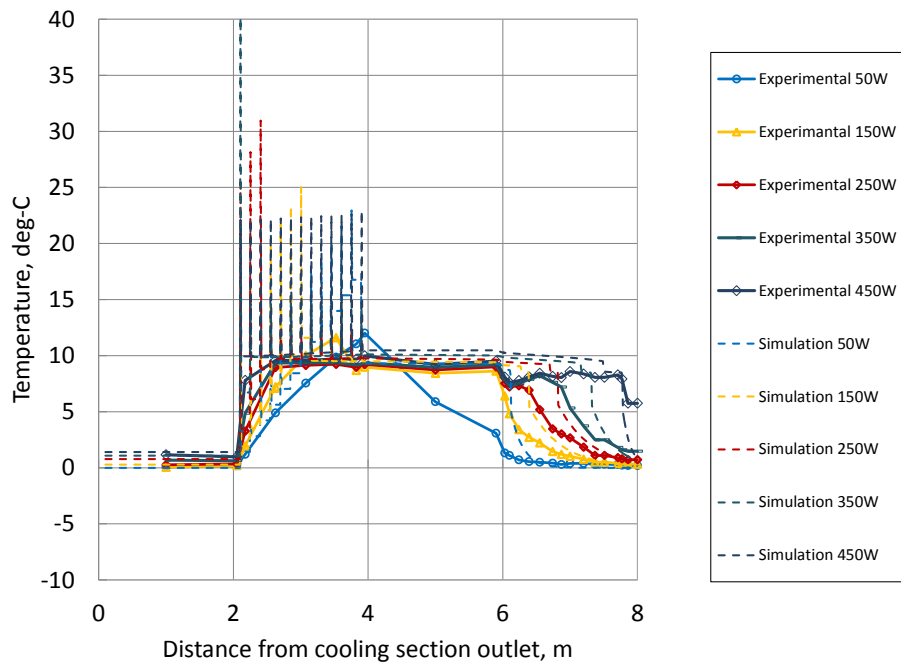
(b) 加熱部

図 4.1.2.7 恒温槽 20°Cリザーバ 30°C 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ) の比較 (内径 1.3mm 外径 3.0mm)

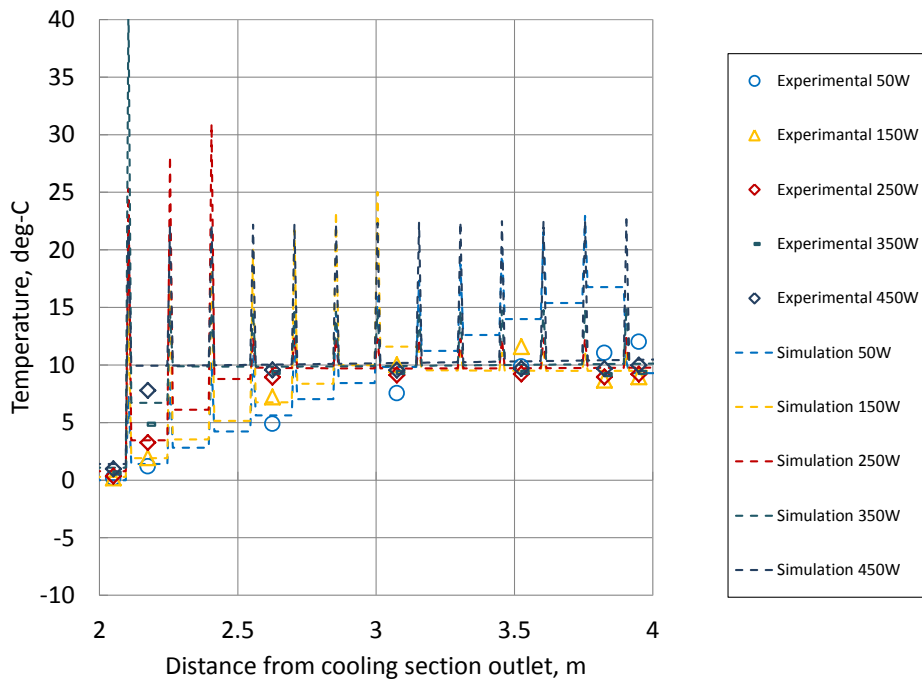


(c) 冷却部

図 4.1.2.7 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ) の比較 (内径 1.3mm 外径 3.0mm)

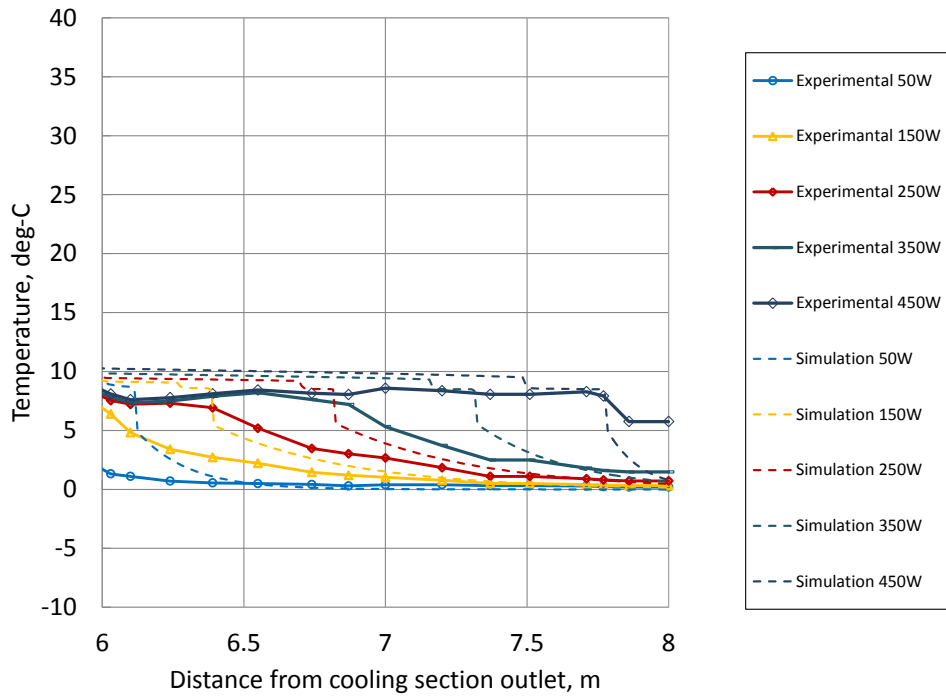


(a) 1 ループ全体 (下部断熱部, 加熱部, 上部断熱部, 冷却部)



(b) 加熱部

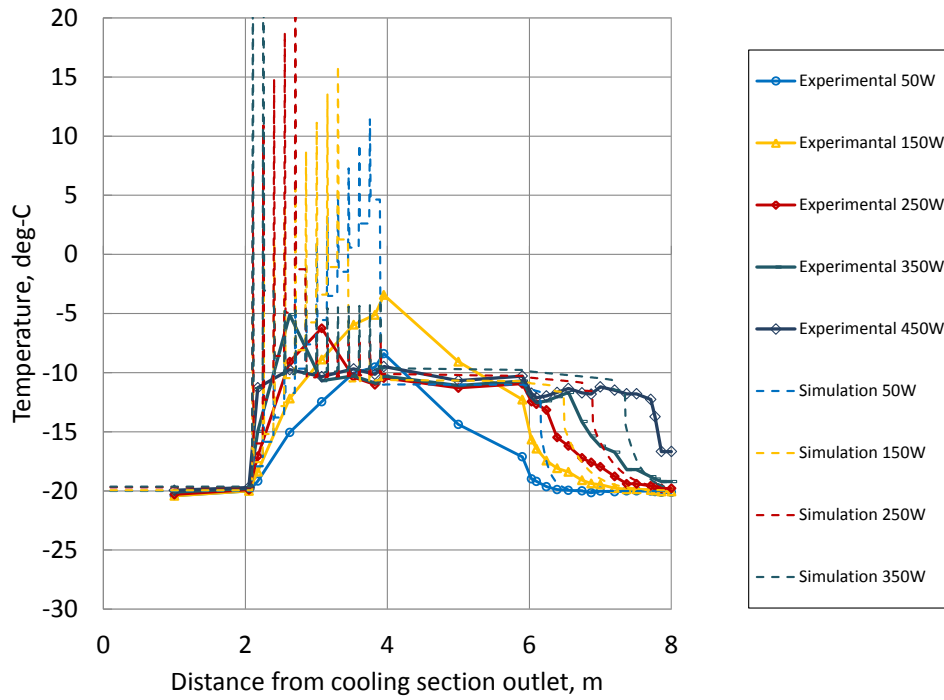
図 4.1.2.8 恒温槽 0°Cリザーバ 10°C 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ) の比較 (内径 1.3mm 外径 3.0mm)



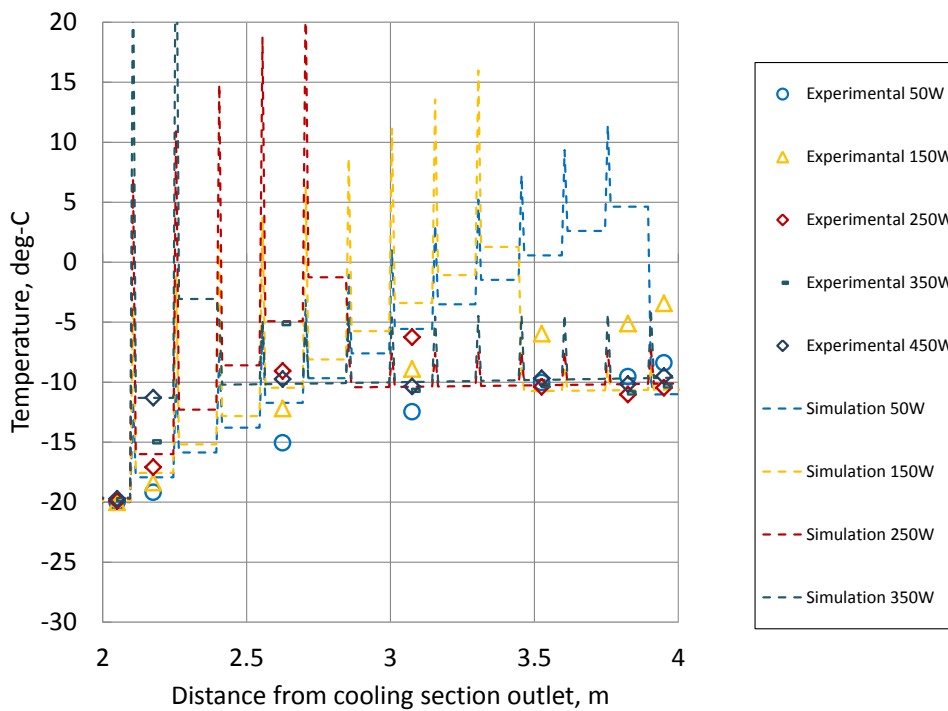
(c) 冷却部

図 4.1.2.8 恒温槽 0°Cリザーバ 10°C 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ) の比較 (内径 1.3mm 外径 3.0mm)



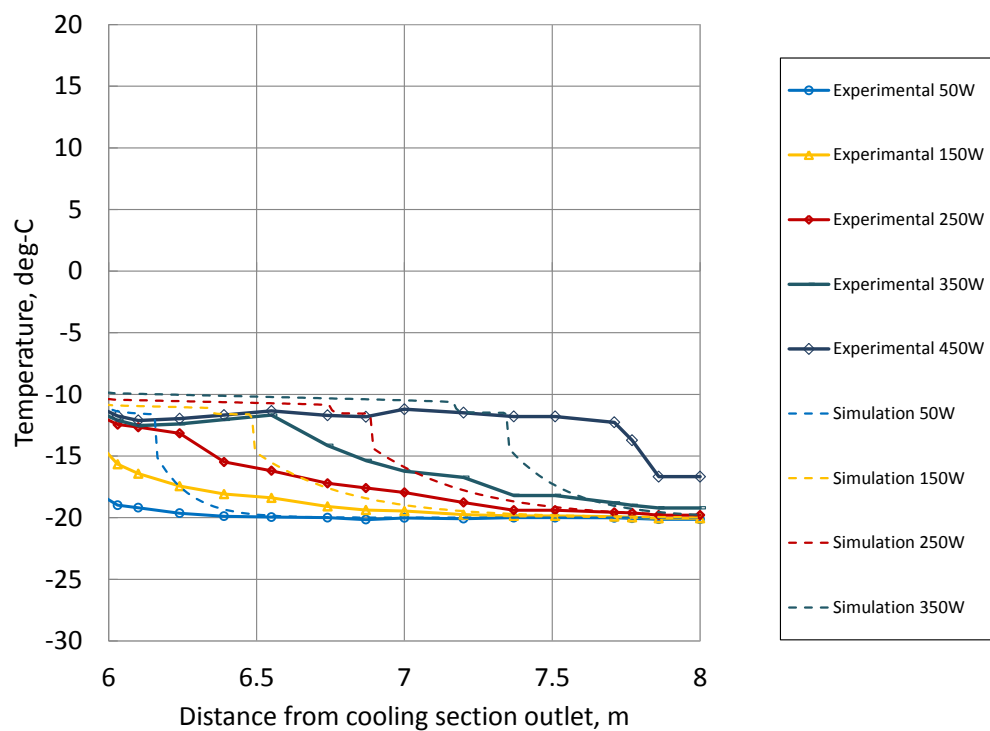


(a) 1 ループ全体 (下部断熱部, 加熱部, 上部断熱部, 冷却部)



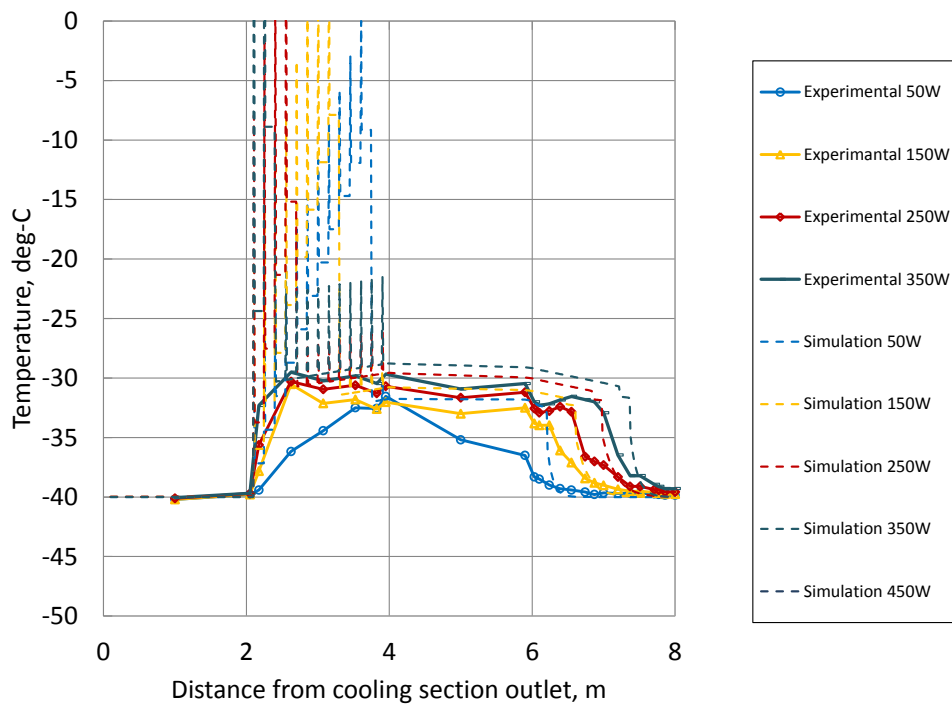
(b) 加熱部

図 4.1.2.9 恒温槽  $-20^{\circ}\text{C}$  リザーバー  $10^{\circ}\text{C}$  軸方向温度分布 実験とシミュレーション (過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ) の比較 (内径 1.3mm 外径 3.0mm)

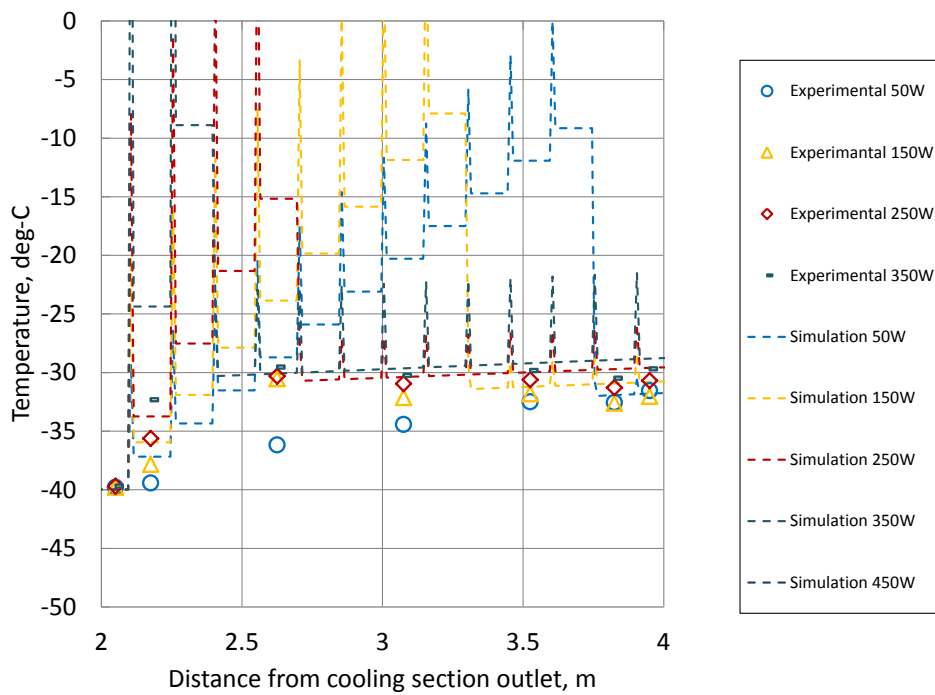


(c) 冷却部

図 4.1.2.9 恒温槽 $-20^{\circ}\text{C}$ リザーバー $10^{\circ}\text{C}$  軸方向温度分布 実験とシミュレーション (過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ) の比較 (内径 1.3mm 外径 3.0mm)

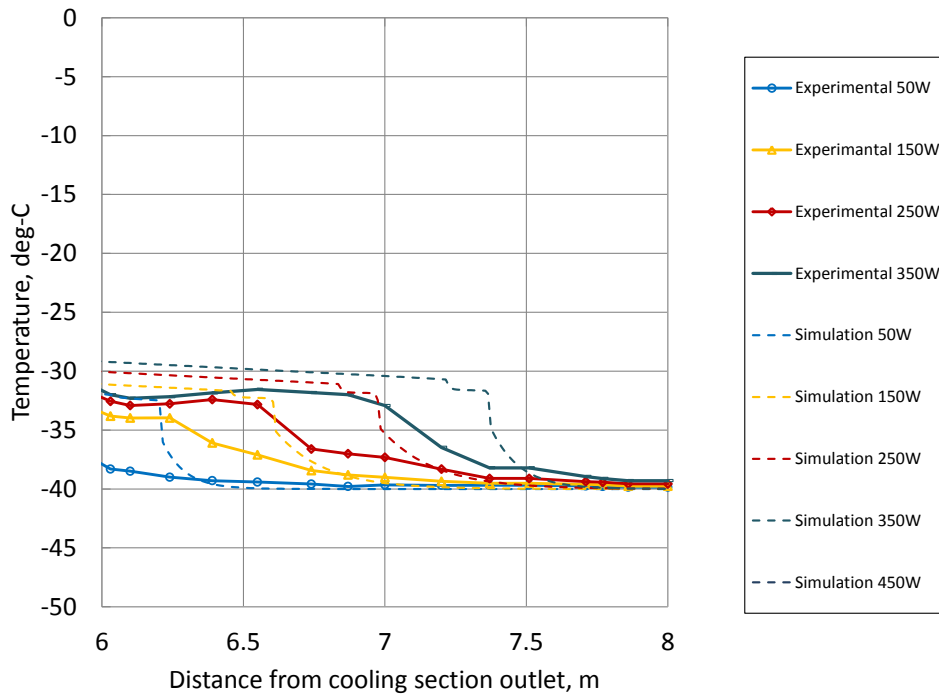


(a) 1 ループ全体 (下部断熱部, 加熱部, 上部断熱部, 冷却部)



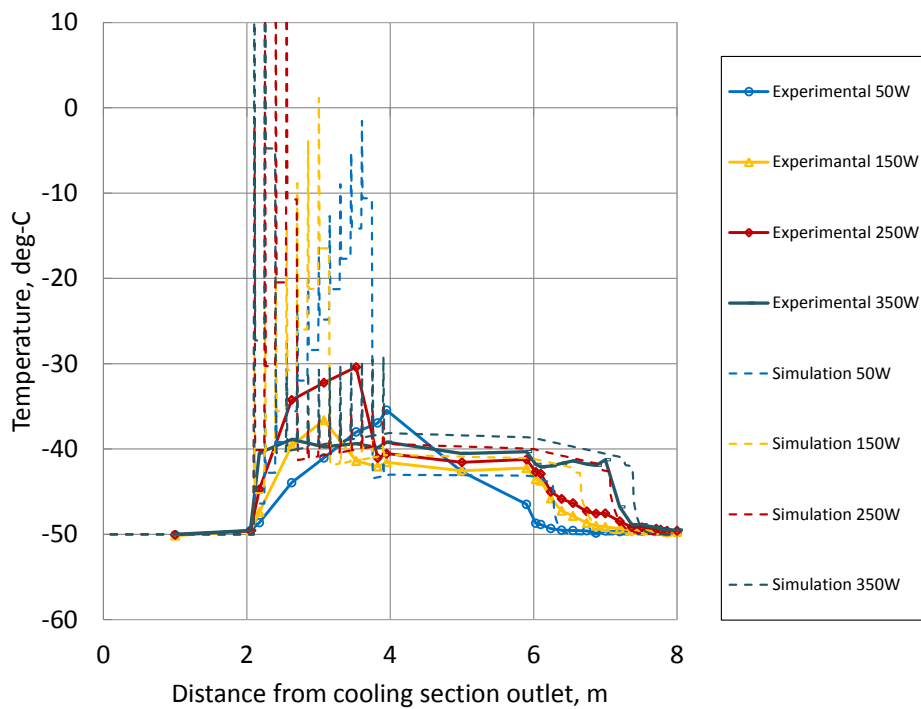
(b) 加熱部

図 4.1.2.10 恒温槽 $-40^{\circ}\text{C}$ リザーバー $-30^{\circ}\text{C}$  軸方向温度分布 実験とシミュレーション(過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ) の比較 (内径 1.3mm 外径 3.0mm)

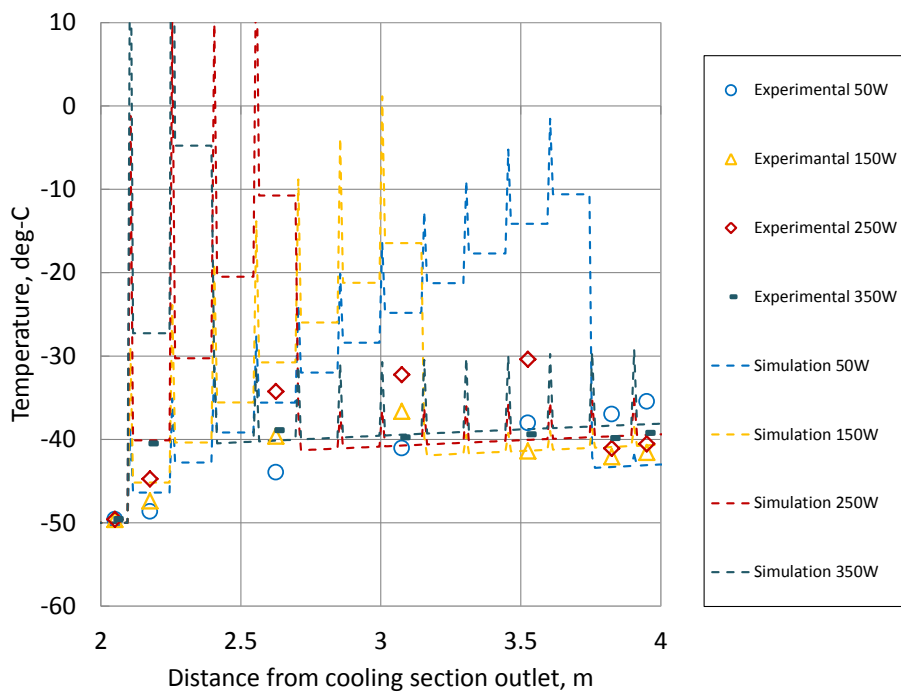


(c) 冷却部

図 4.1.2.10 恒温槽 $-40^{\circ}\text{C}$ リザーバー $-30^{\circ}\text{C}$  軸方向温度分布 実験とシミュレーション(過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ) の比較 (内径 1.3mm 外径 3.0mm)

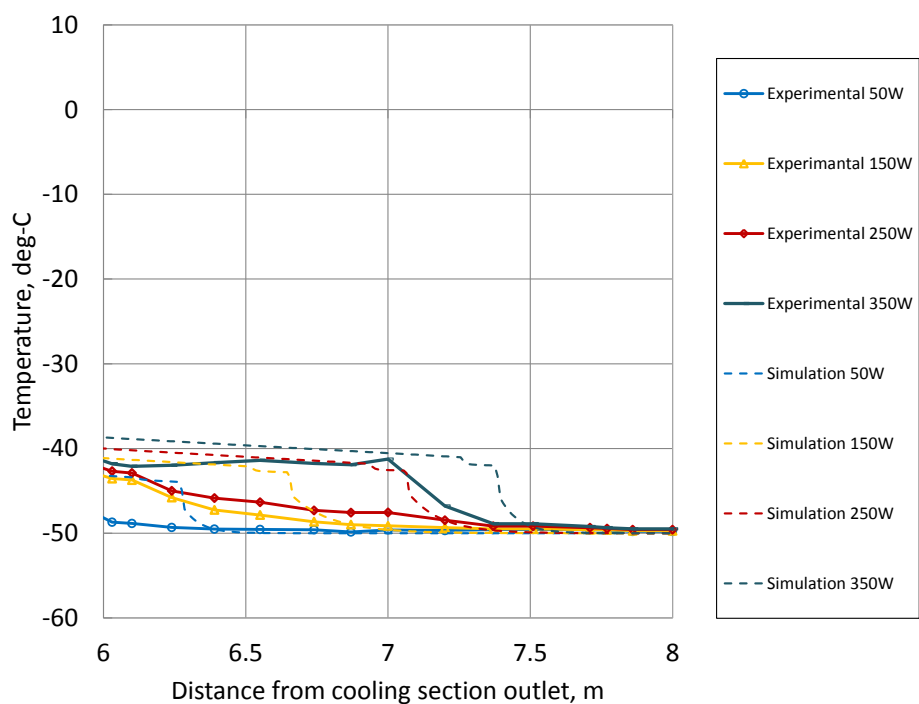


(a) 1 ループ全体（下部断熱部，加熱部，上部断熱部，冷却部）



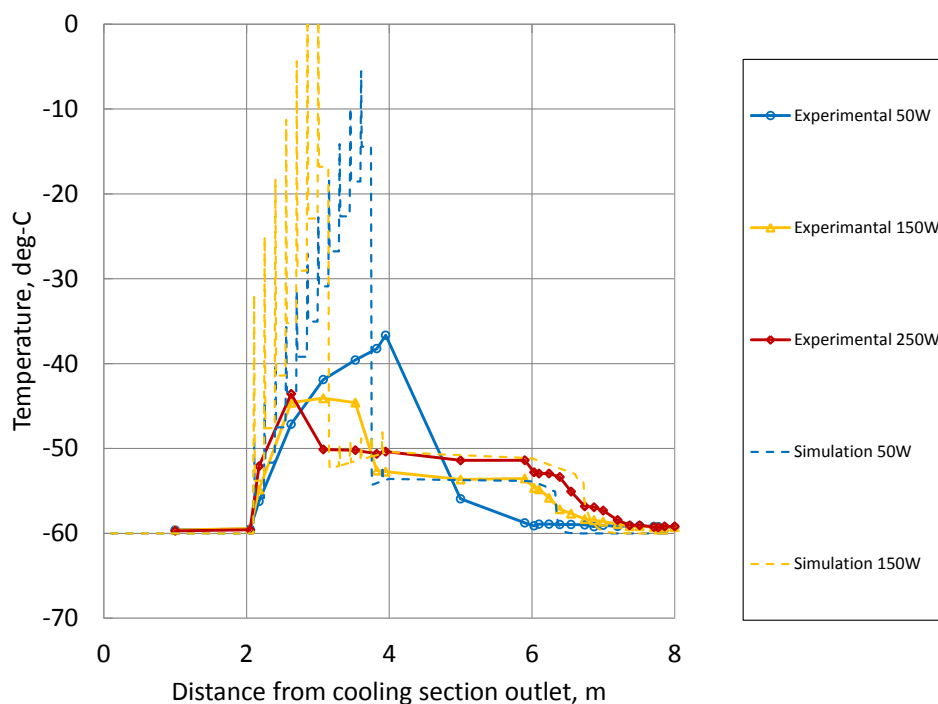
(b) 加熱部

図 4.1.2.11 恒温槽 $-50^{\circ}\text{C}$ リザーバー $40^{\circ}\text{C}$  軸方向温度分布 実験とシミュレーション(過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ) の比較 (内径 1.3mm 外径 3.0mm)

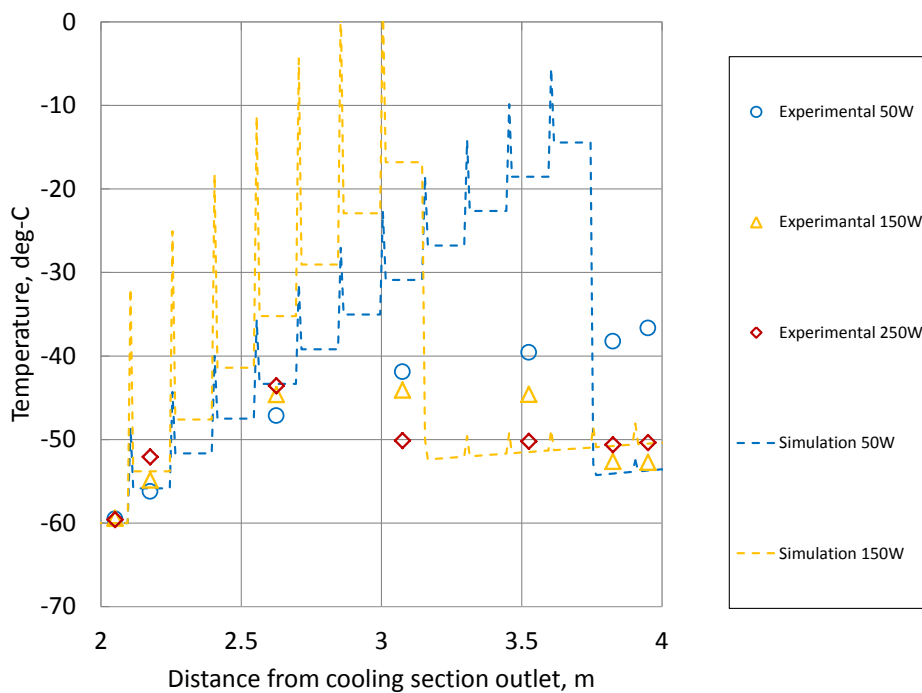


(c) 冷却部

図 4.1.2.11 恒温槽 $-50^{\circ}\text{C}$ リザーバー $40^{\circ}\text{C}$  軸方向温度分布 実験とシミュレーション(過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ) の比較 (内径 1.3mm 外径 3.0mm)

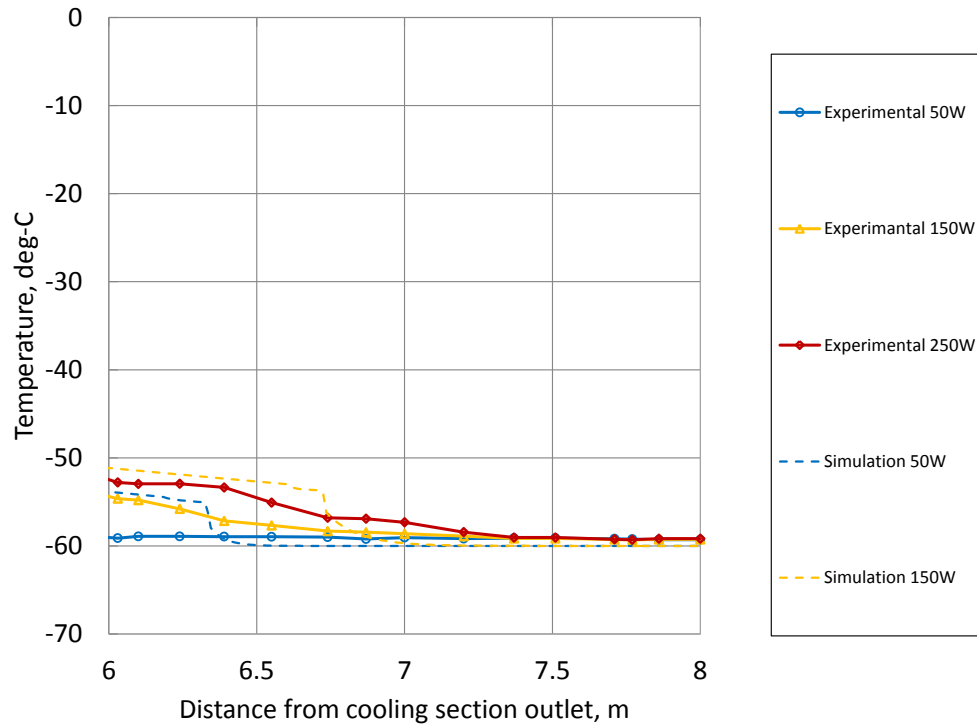


(a) 1 ループ全体 (下部断熱部, 加熱部, 上部断熱部, 冷却部)



(b) 加熱部

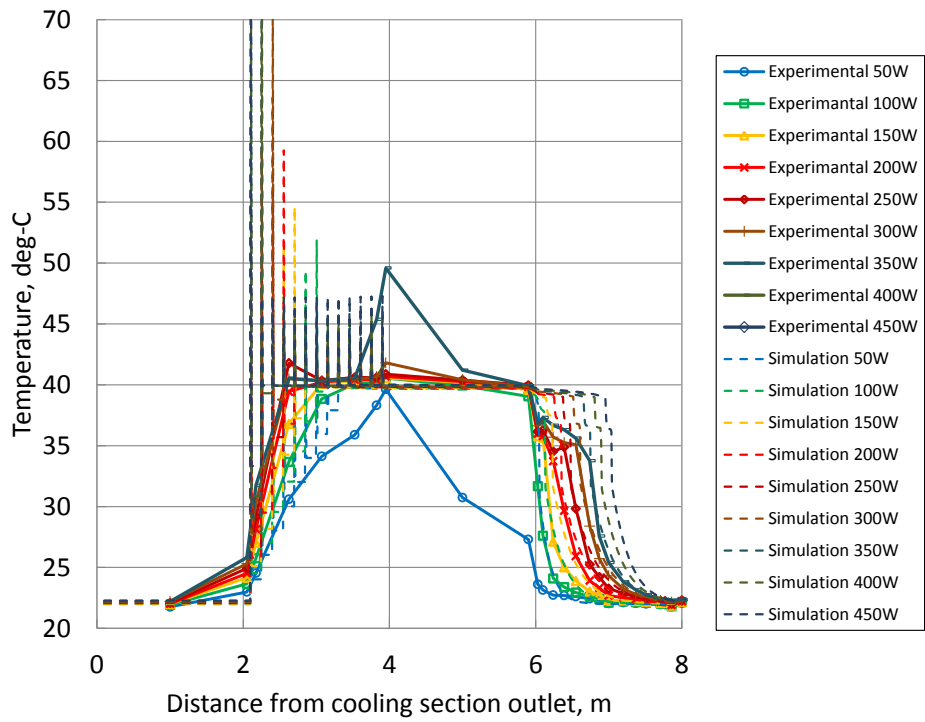
図 4.1.2.12 恒温槽  $-60^{\circ}\text{C}$  リザーバー  $-50^{\circ}\text{C}$  軸方向温度分布 実験とシミュレーション(過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ) の比較 (内径 1.3mm 外径 3.0mm)



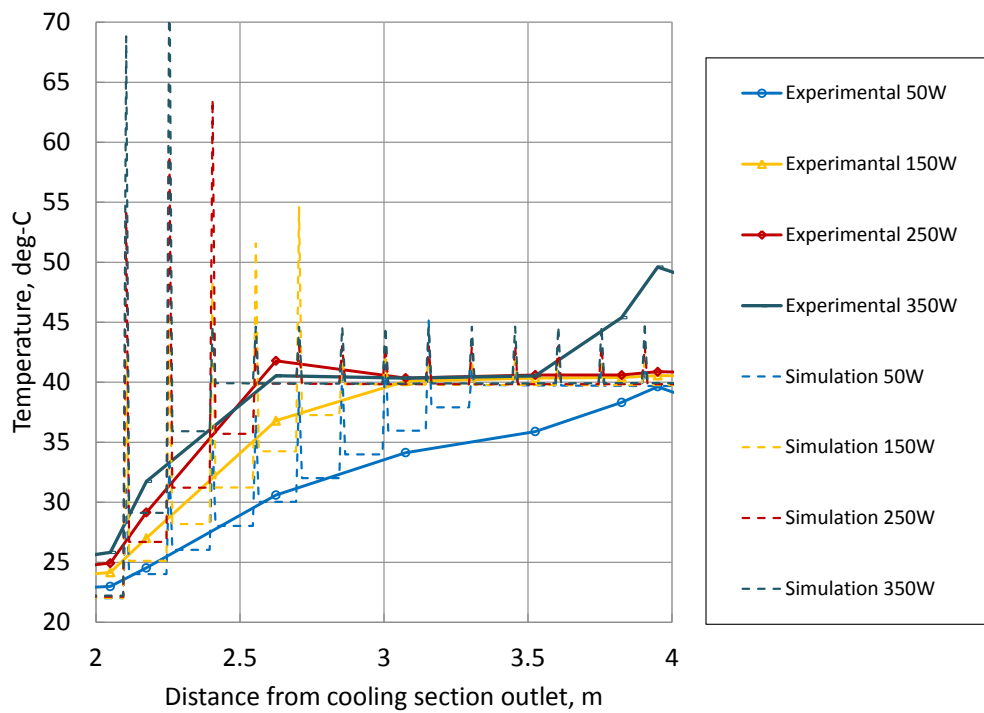
(c) 冷却部

図 4.1.2.12 恒温槽  $-60^{\circ}\text{C}$  リザーバー  $50^{\circ}\text{C}$  軸方向温度分布 実験とシミュレーション(過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ ) の比較 (内径 1.3mm 外径 3.0mm)



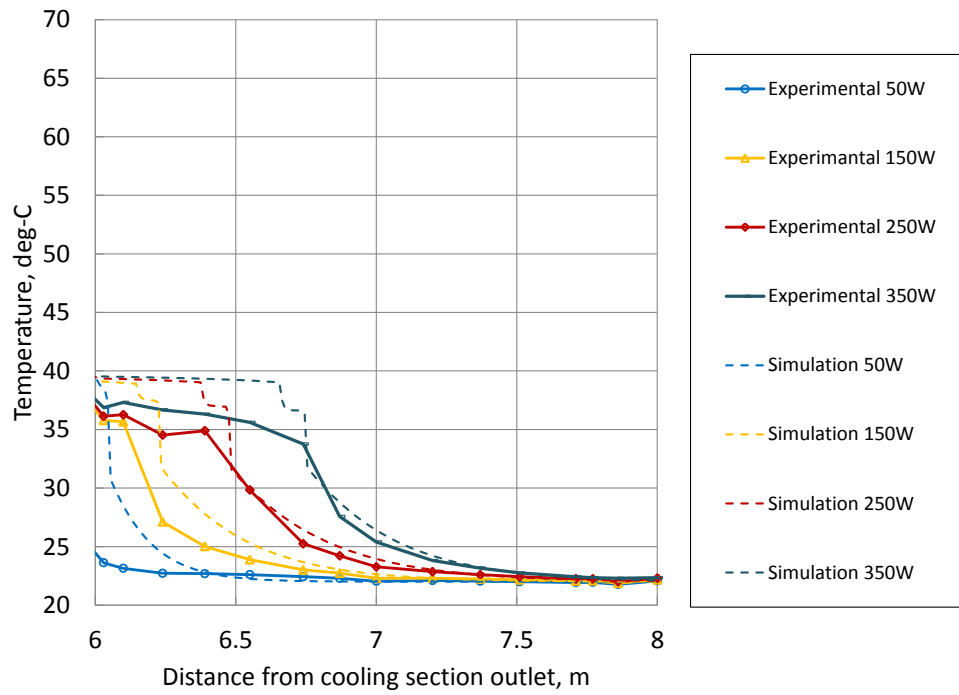


(a) 1 ループ全体 (下部断熱部, 加熱部, 上部断熱部, 冷却部)



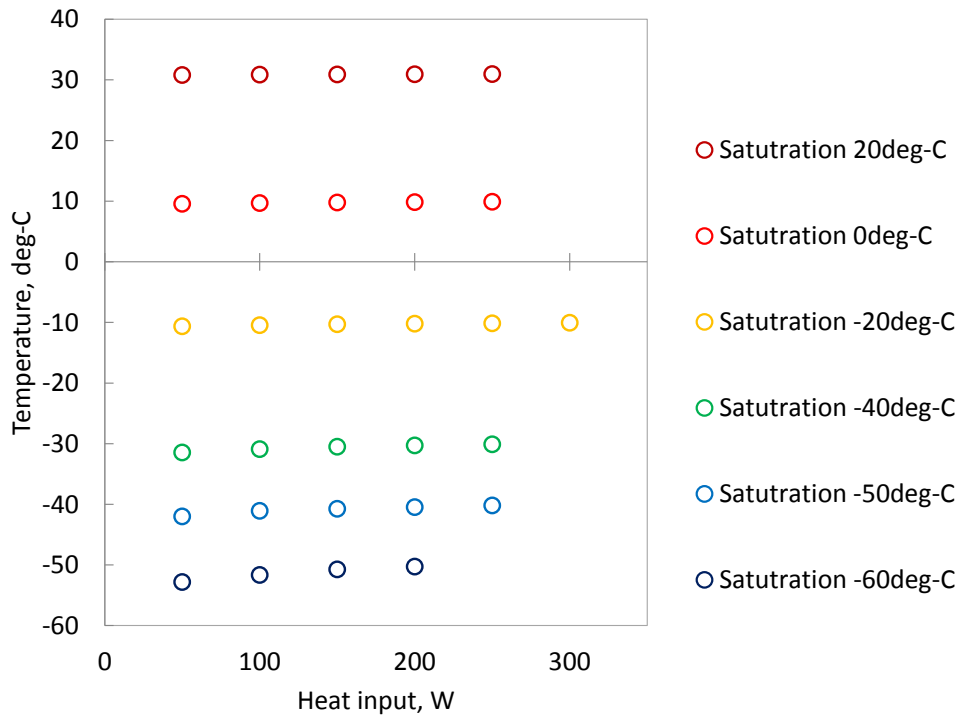
(b) 加熱部

図 4.1.3.1 恒温槽 20°Cリザーバ 40°C 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (飽和沸騰条件) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm)

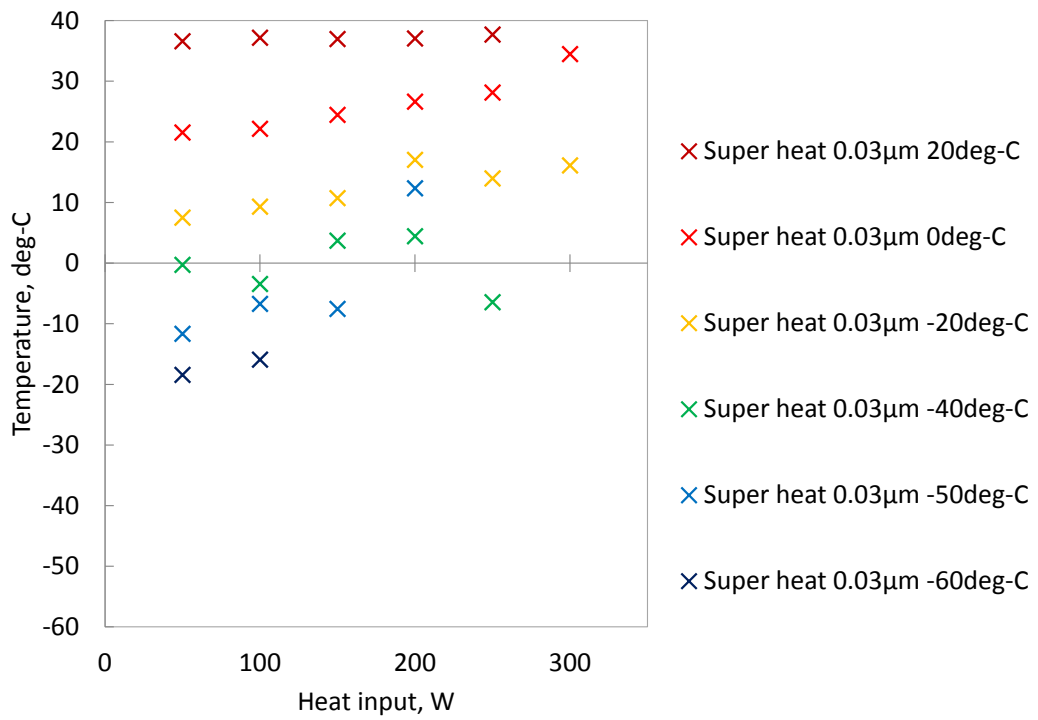


(c) 冷却部

図 4.1.3.1 恒温槽 20°Cリザーバ 40°C 軸方向温度分布 実験とシミュレーション (飽和沸騰条件) の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm)

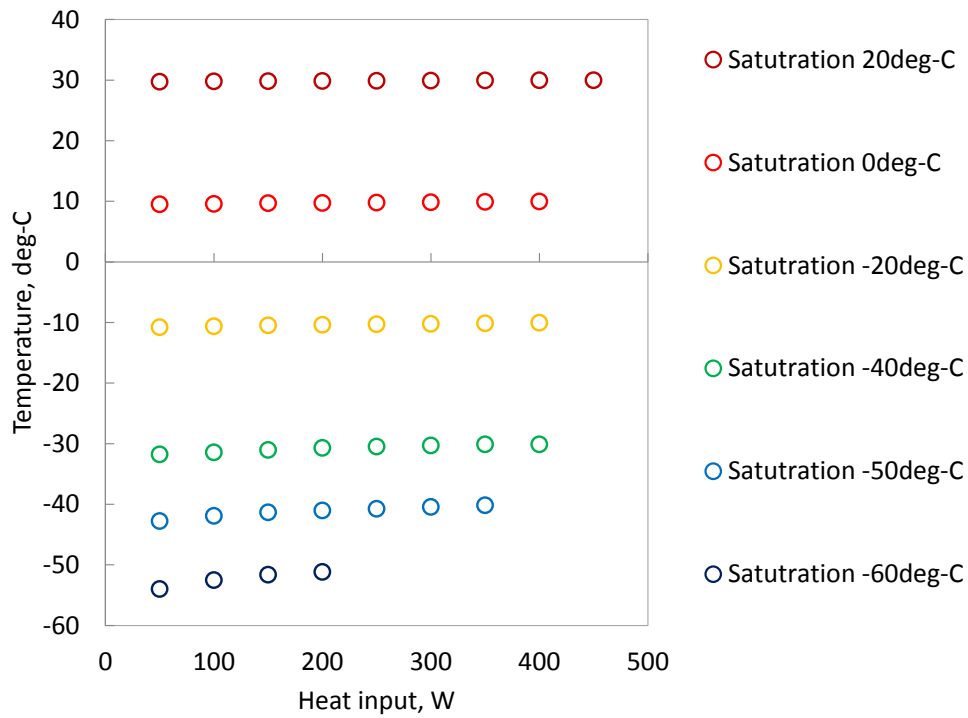


(a) 飽和沸騰条件

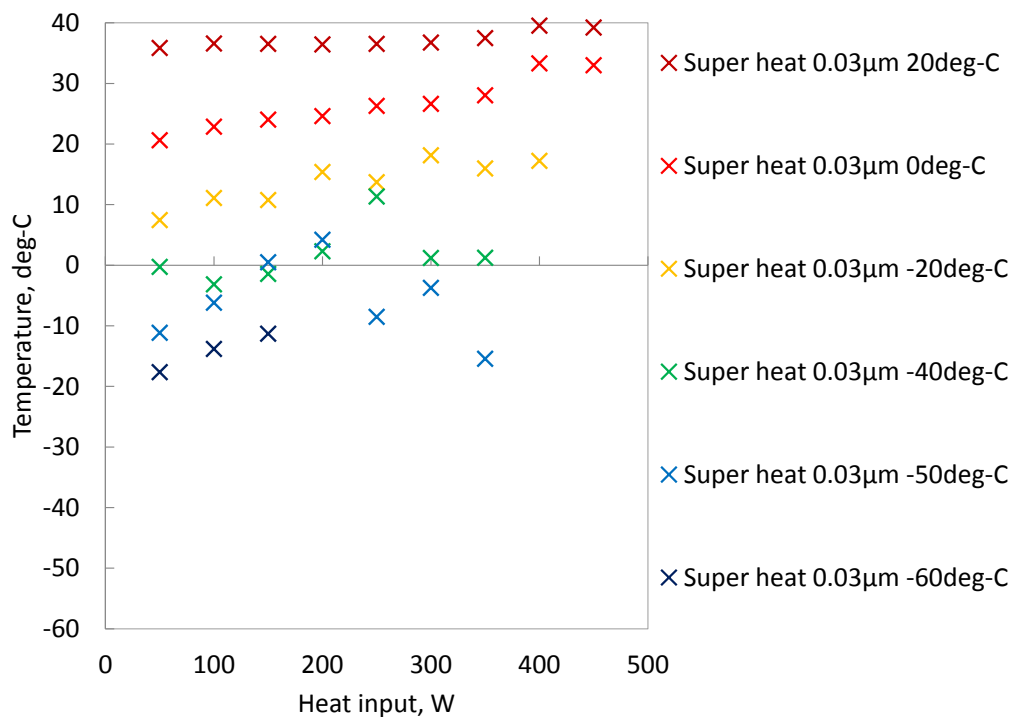


(b) 過熱条件 最大活性化キャビティ半径 0.03μm

図 4.1.3.2 シミュレーションでの沸騰開始温度 (内径 1.0mm 外径 1.6mm)



(a) 飽和沸騰条件



(b) 過熱条件 最大活性化キャビティ半径 0.03 $\mu\text{m}$

図 4.1.3.3 シミュレーションでの沸騰開始温度 (内径 1.3mm 外径 3.0mm)

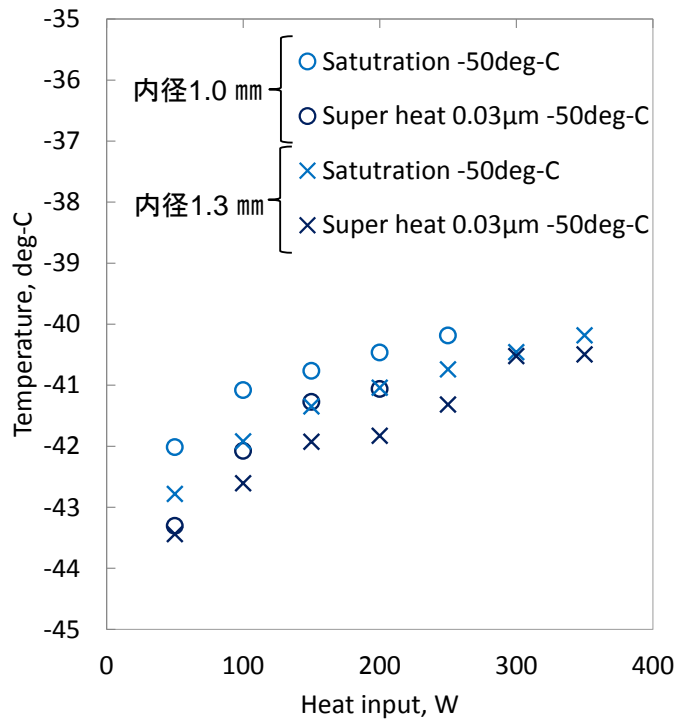


図 4.1.3.2 恒温槽-50℃リザーバー-40℃ 沸騰開始時の飽和温度比較

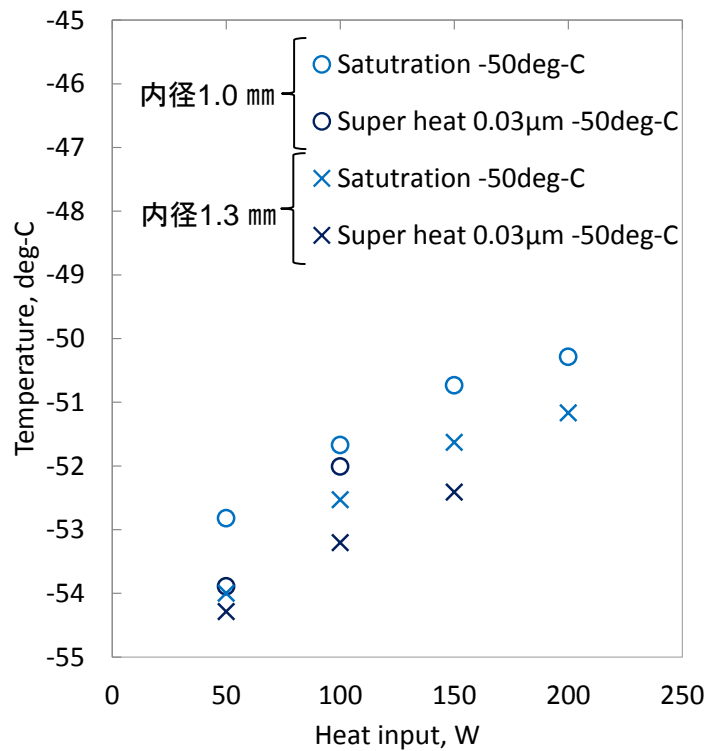


図 4.1.3.2 恒温槽-60℃リザーバー-50℃ 沸騰開始時の飽和温度比較

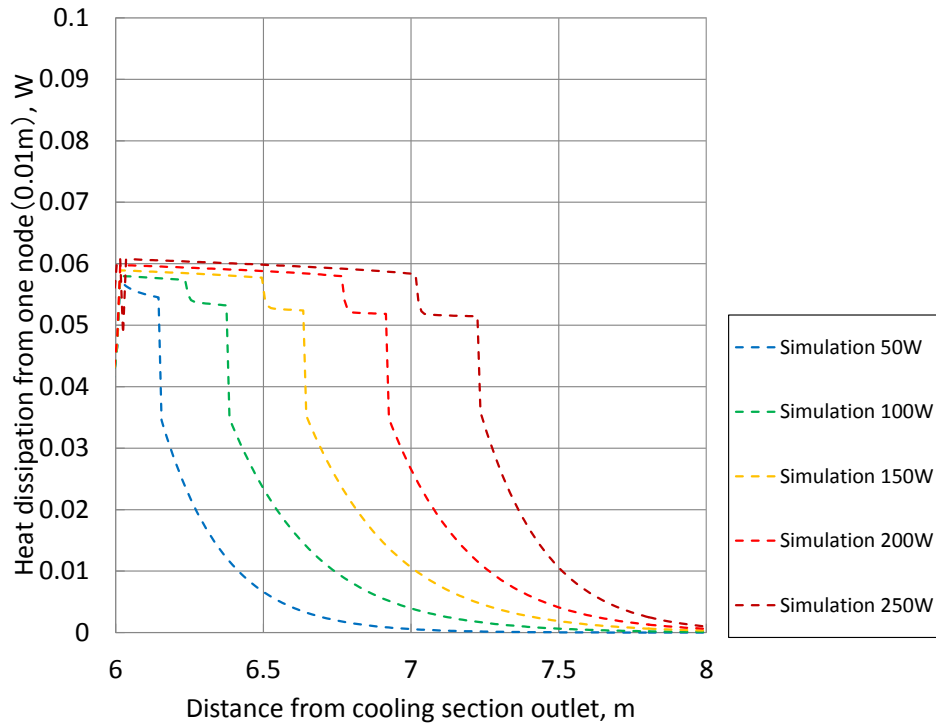


図 4.1.3.3 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 冷却部からの放熱量 (内径 1.0mm 外径 1.6mm)

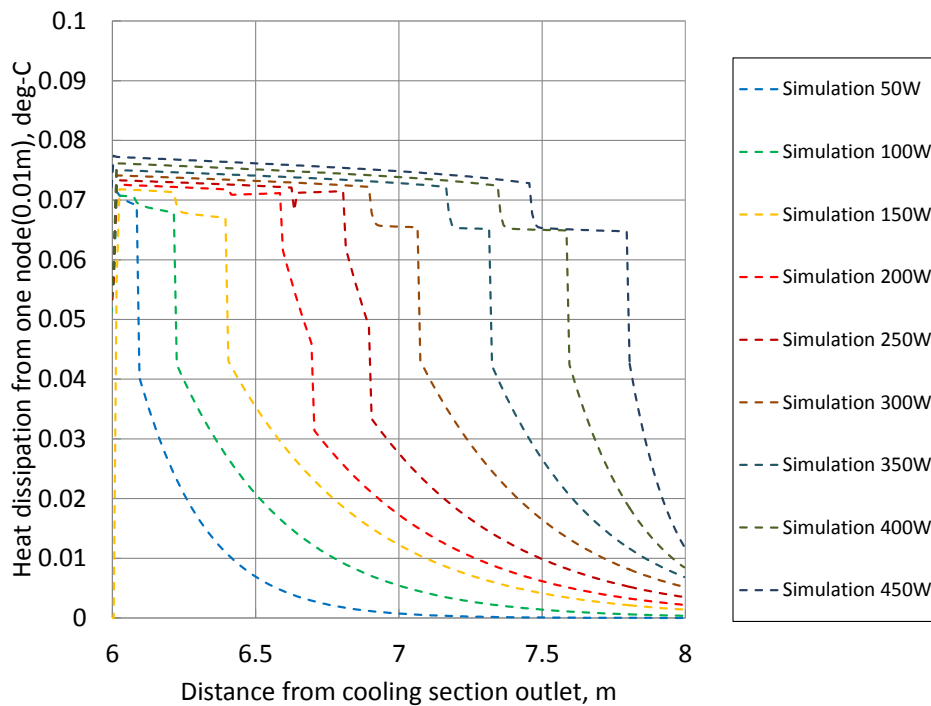


図 4.1.3.4 恒温槽 20℃ リザーバ 30℃ 冷却部からの放熱量 (内径 1.3mm 外径 3.0mm)

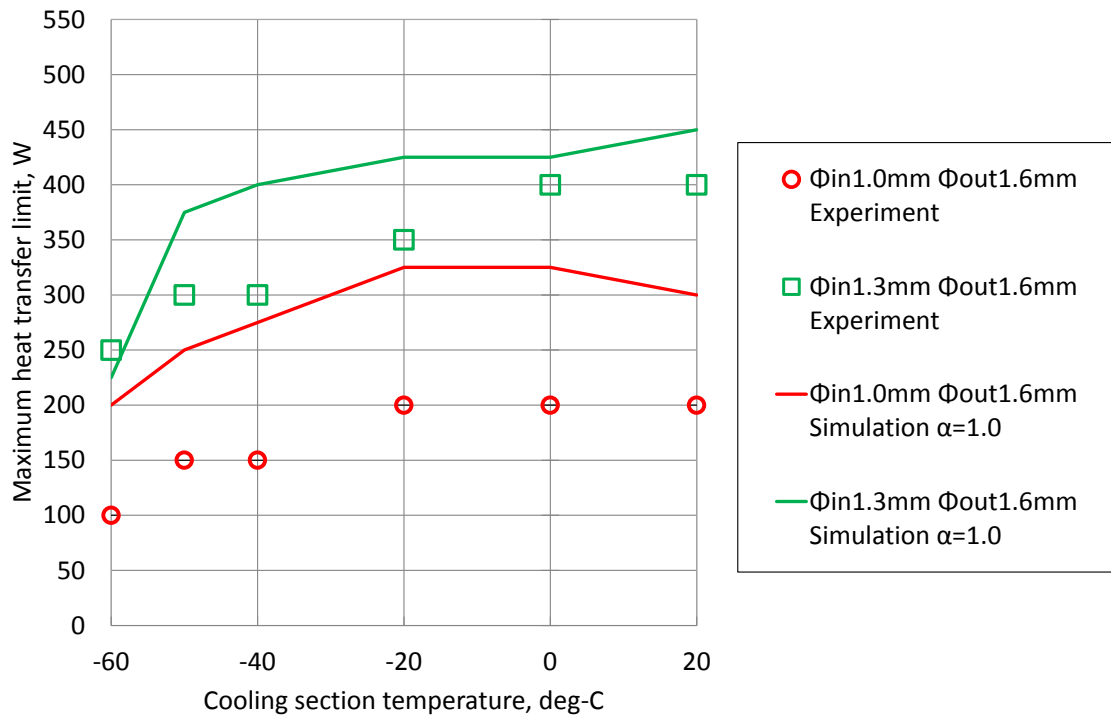


図 4.2.1.1 最大熱輸送量のシミュレーション 飽和沸騰条件 ボイド率 1.0 最大熱輸送量判定

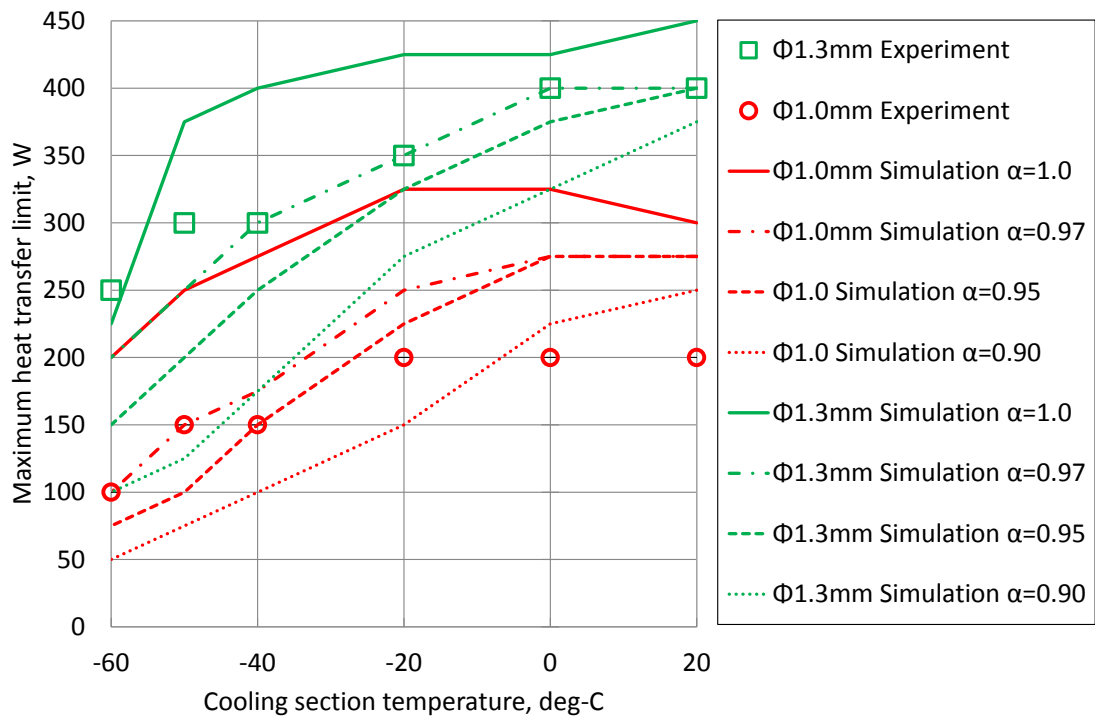


図 4.2.1.2 最大熱輸送量のシミュレーション 飽和沸騰条件 ボイド率 1.0, 0.97, 0.95, 0.90 大熱輸送量判定

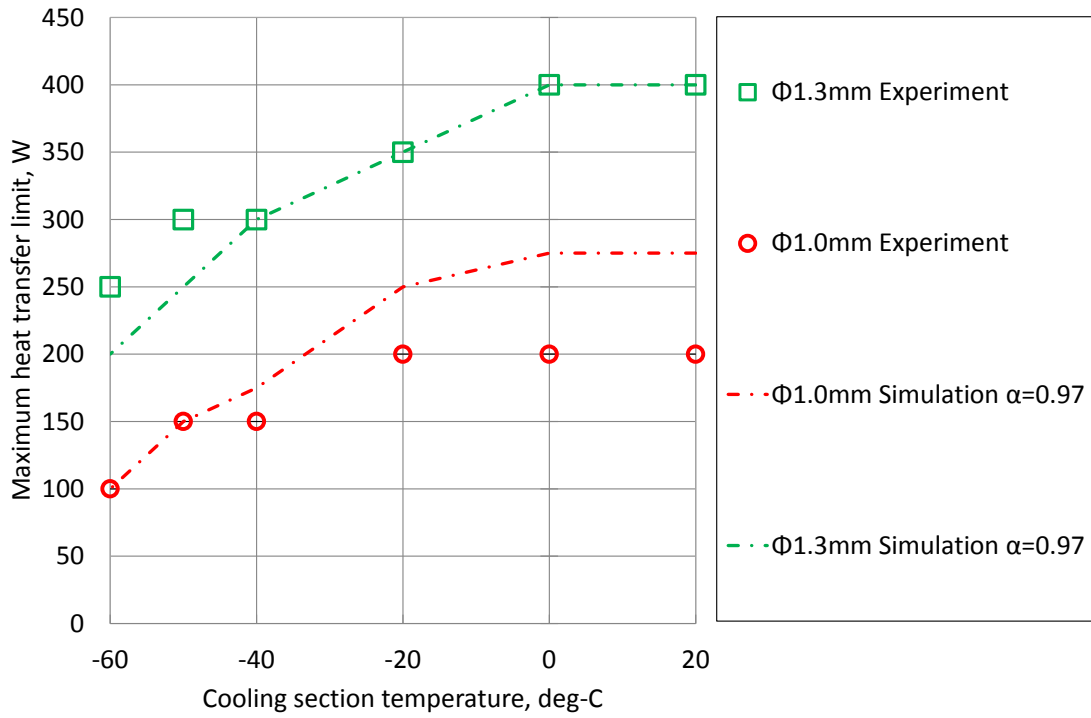


図 4.2.1.3 最大熱輸送量のシミュレーション 飽和沸騰条件 ボイド率0.97 最大熱輸送量判定

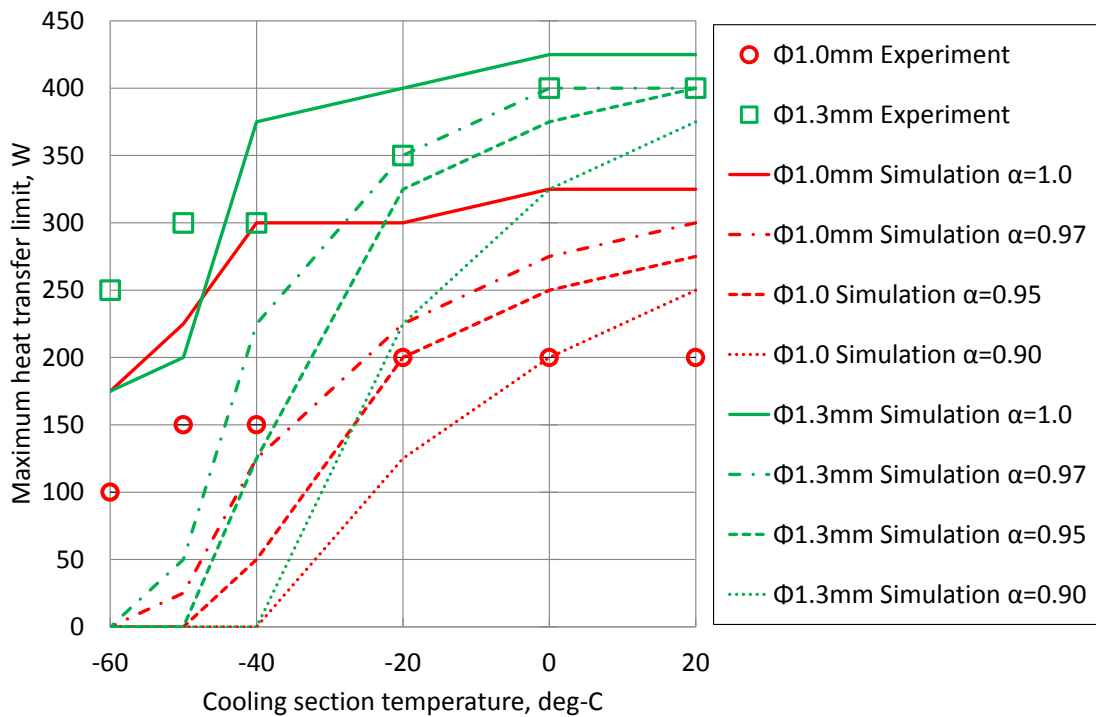


図 4.2.2.1 最大熱輸送量のシミュレーション 過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$  ボイド率 1.0, 0.97, 0.95, 0.90 大熱輸送量判定



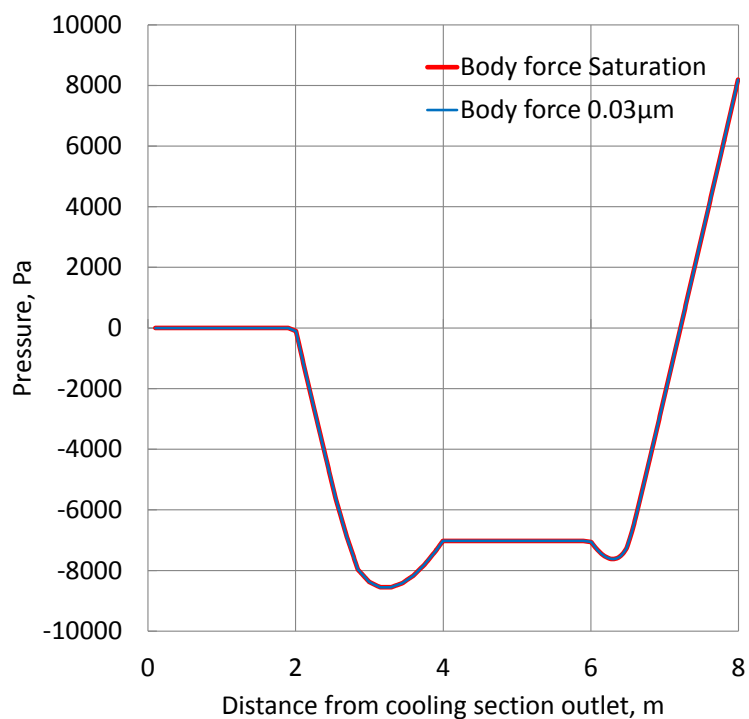


図 4.2.2.2 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 熱負荷 150W における断熱部冷却部端からの体積力積分値

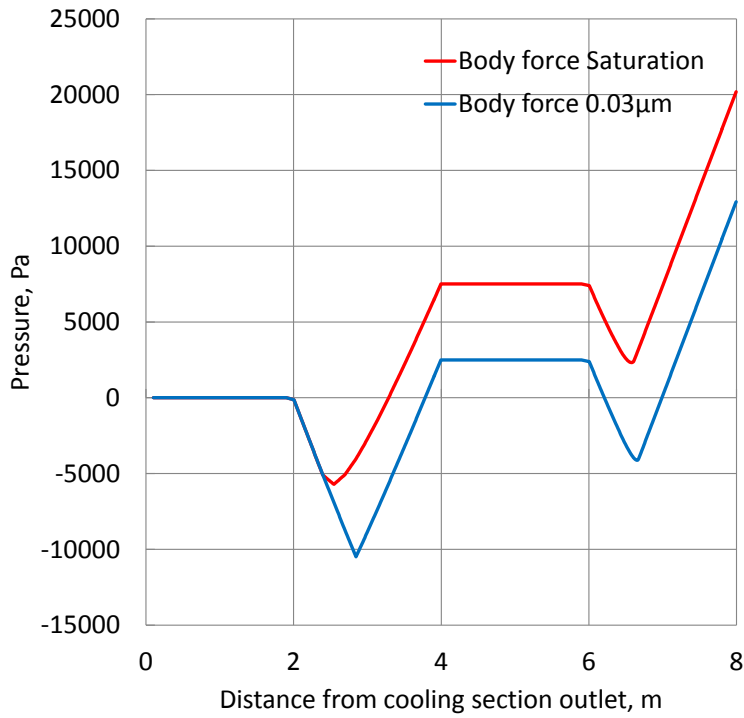


図 4.2.2.3 恒温槽-40℃リザーバー-30℃ 熱負荷 150W における断熱部冷却部端からの体積力積分値

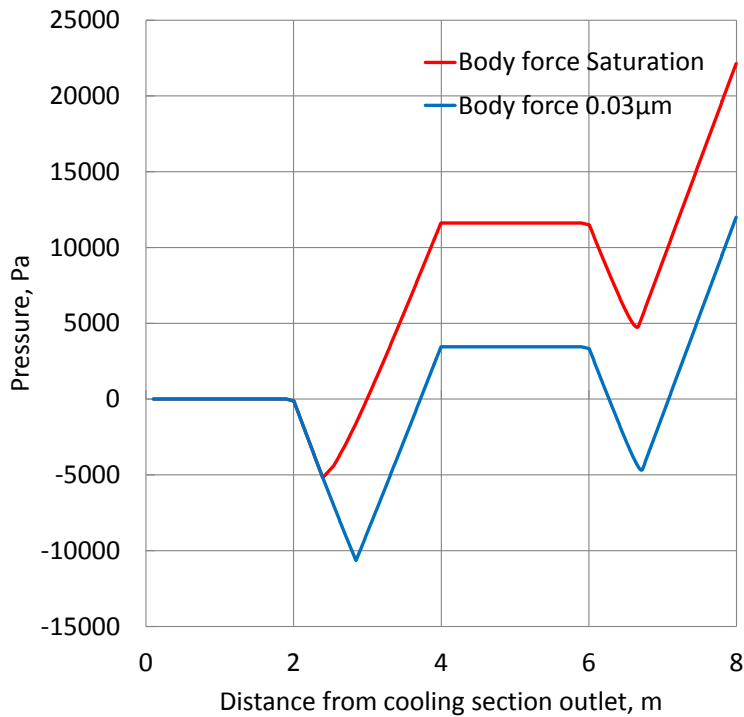


図 4.2.2.4 恒温槽-50℃リザーバー-40℃ 熱負荷 150W における断熱部冷却部端からの体積力積分値

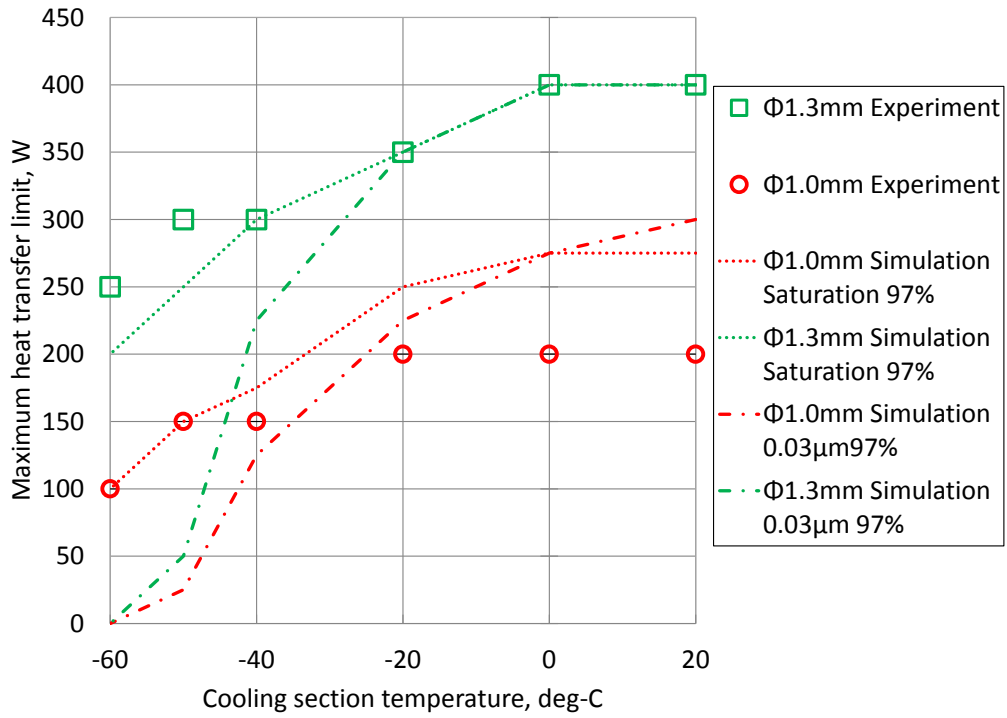


図 4.2.2.5 最大熱輸送量のシミュレーション ボイド率0.97最大熱輸送量判定 飽和沸騰条件と過熱条件の比較

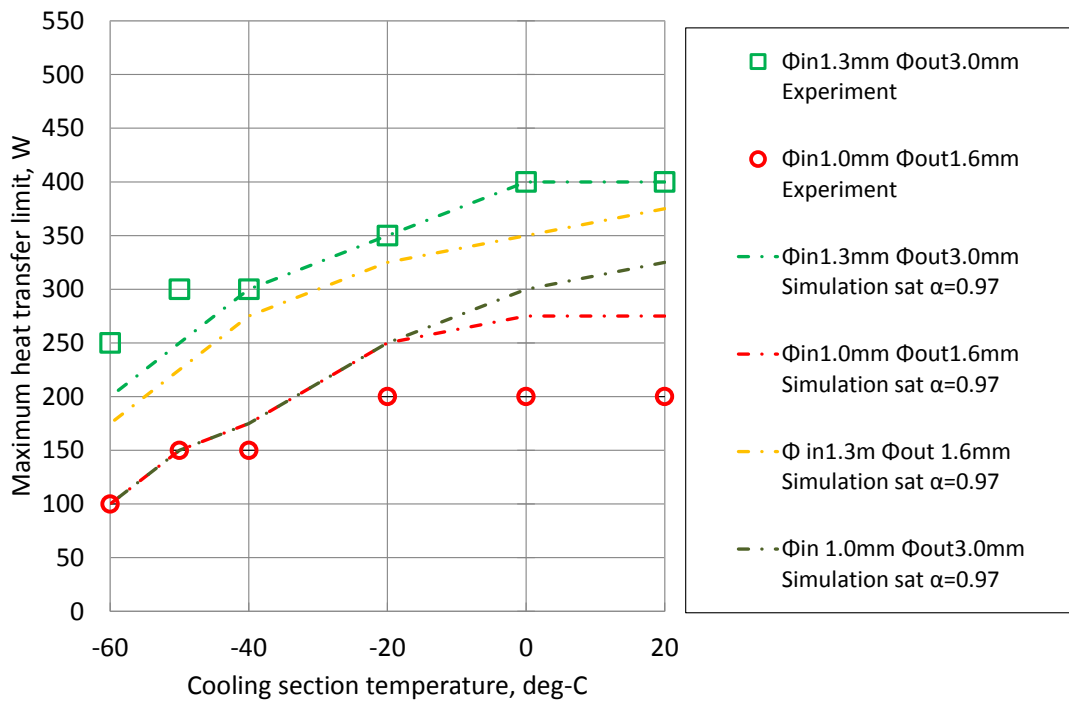


図 4.2.3.1 最大熱輸送量のシミュレーション ボイド率0.97最大熱輸送量判定 管形状による影響

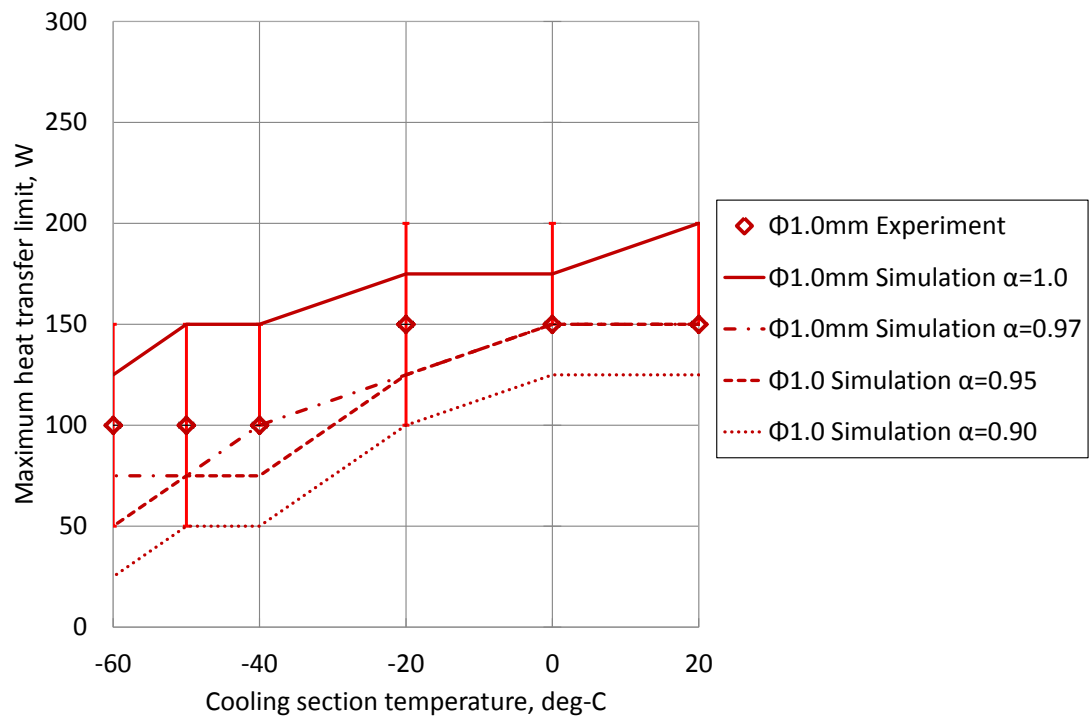


図 4.2.4.1 高さ 1m マルチループ型ヒートパイプ 最大熱輸送量のシミュレーション 飽和沸騰 ボイド率 1.0, 0.97, 0.95, 0.90 大熱輸送量判定

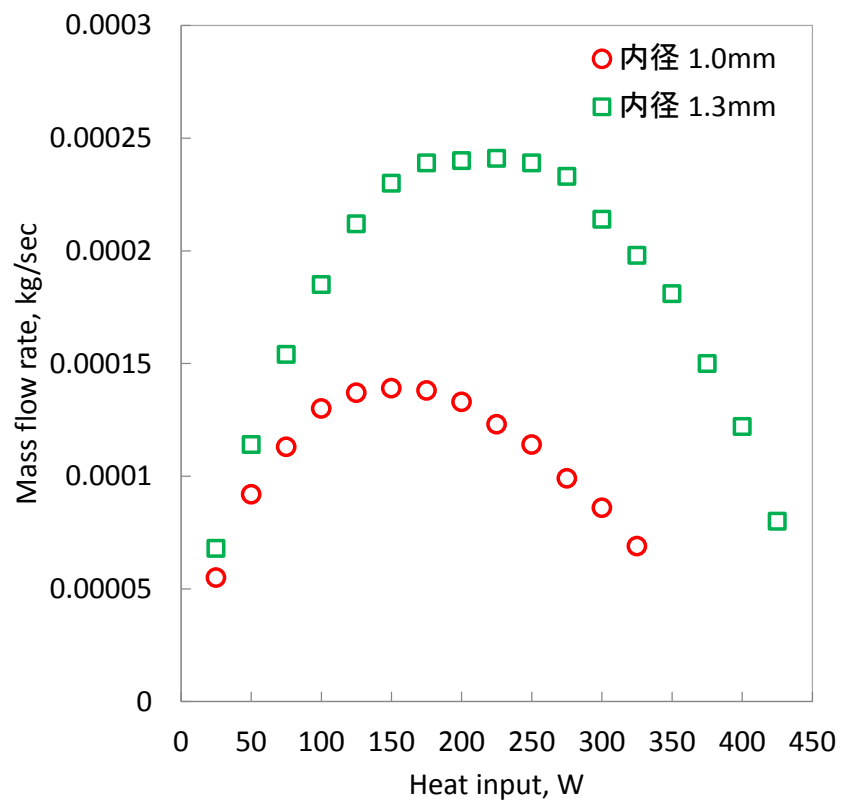
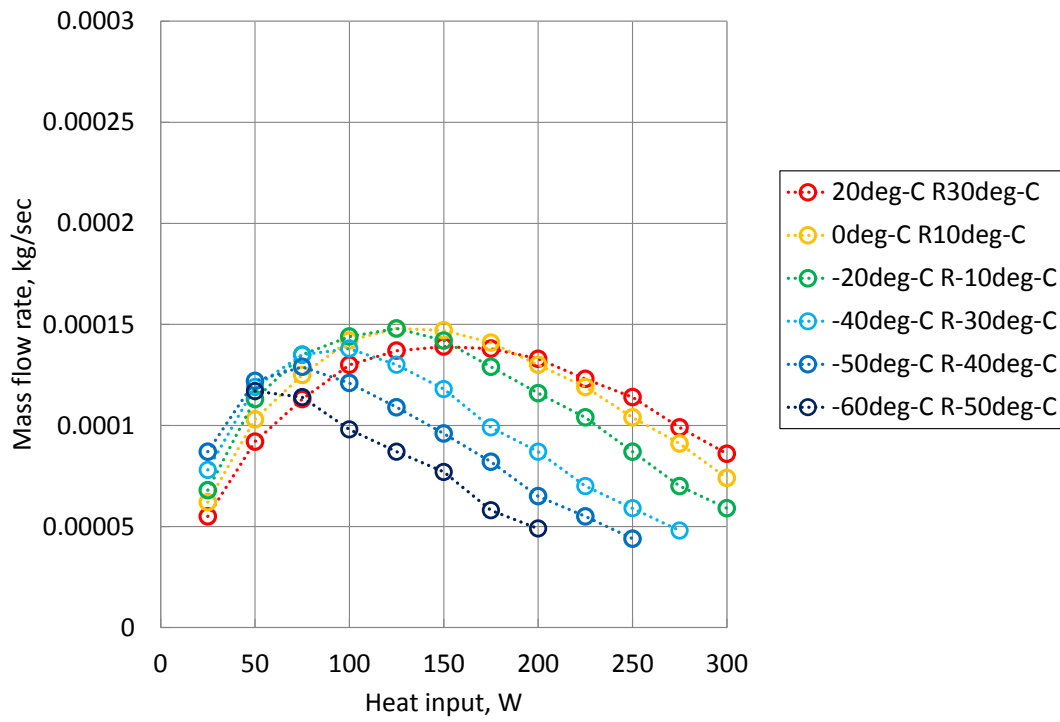
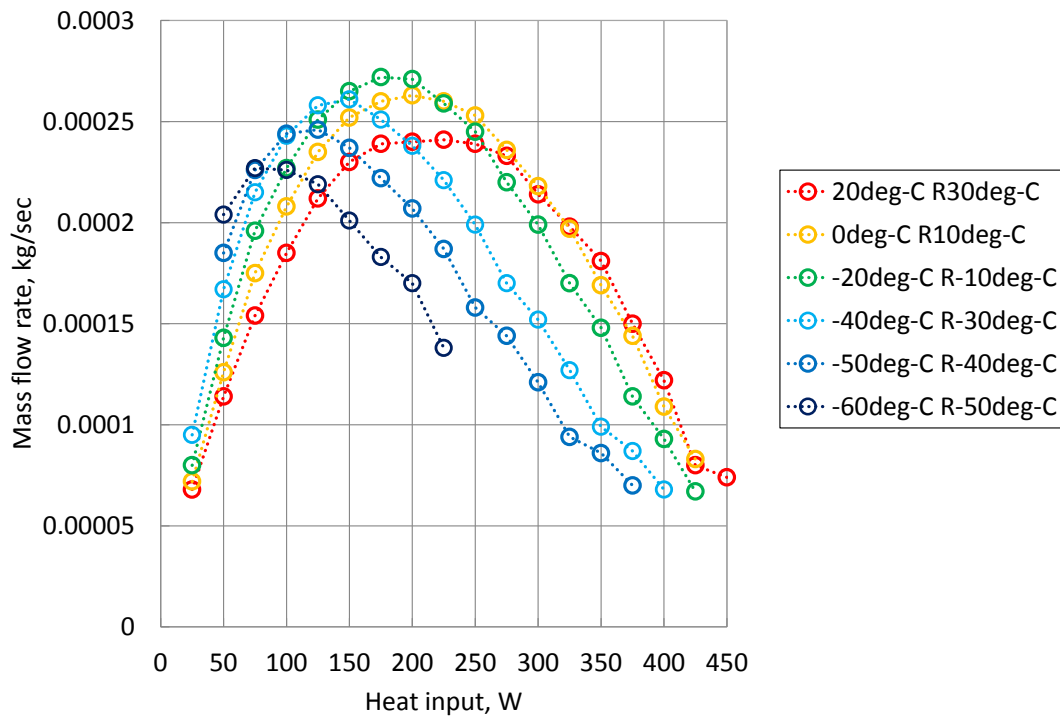


図 4.3.1.1 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 各管形状における質量流量

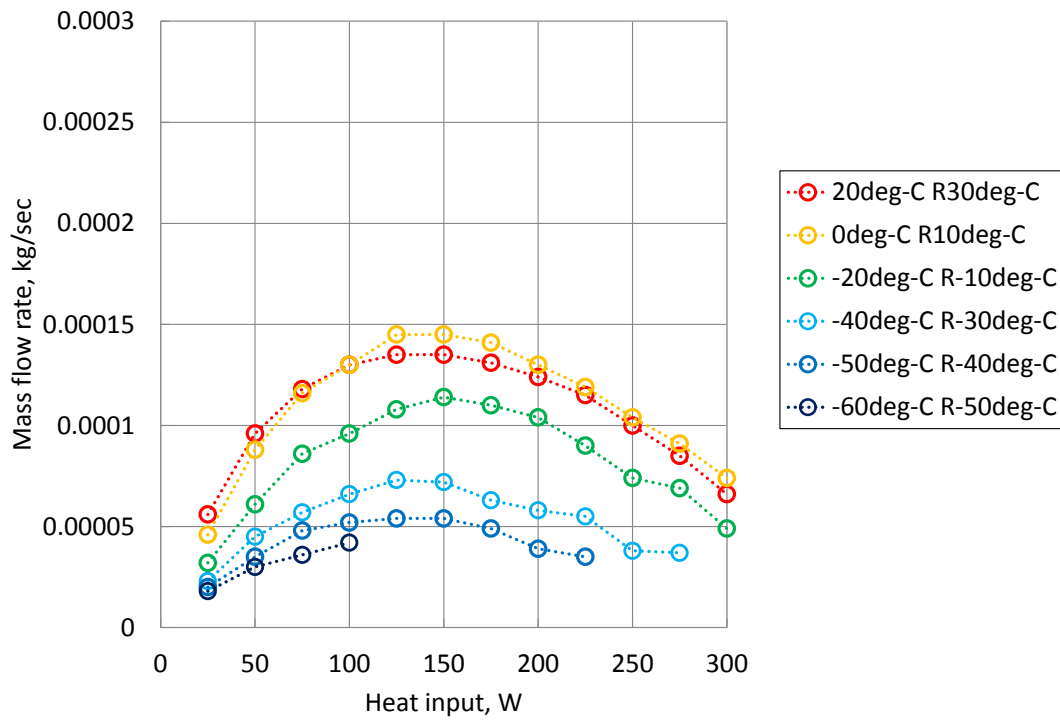


(a) 内径 1.0mm 外径 1.6mm

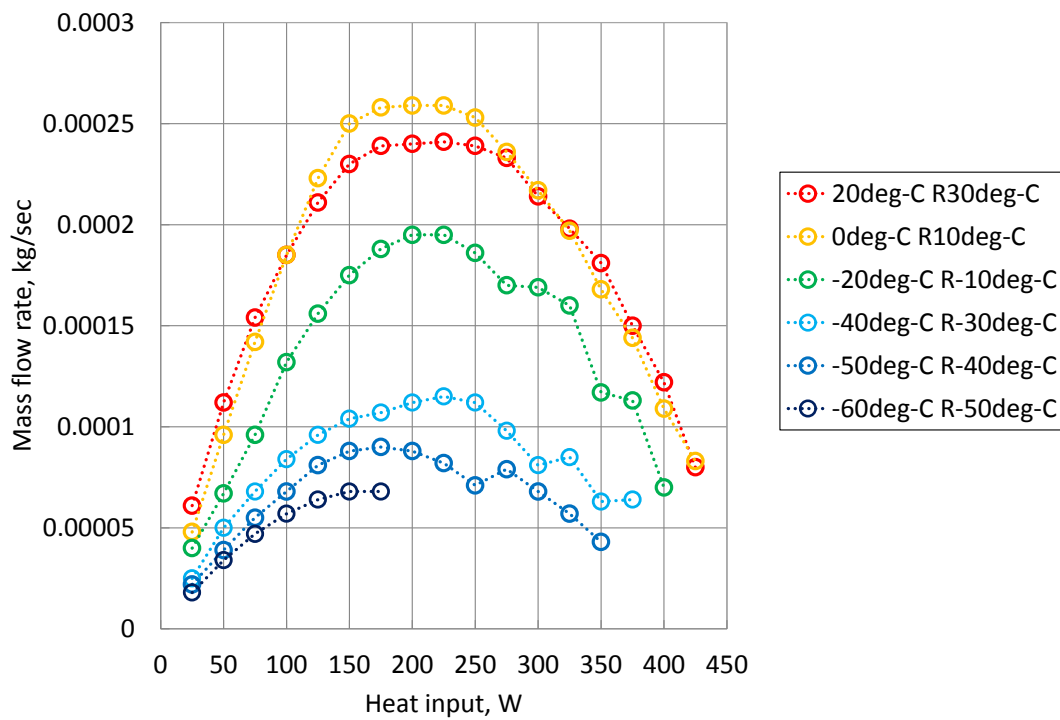


(b) 内径 1.3mm 外径 3.0mm

図 4.3.1.2 飽和沸騰条件での質量流量



(a) 内径 1.0mm 外径 1.6mm



(b) 内径 1.3mm 外径 3.0mm

図 4.3.1.3 過熱条件 最大活性化キャビティ半径  $0.03\mu\text{m}$  での質量流量

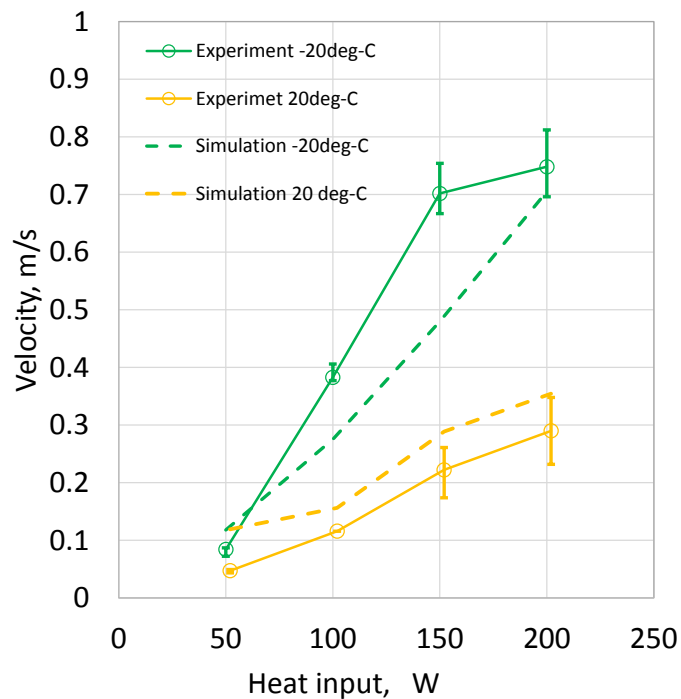


図 4.3.2.1 恒温槽 20℃リザーバ 30℃と恒温槽 -20℃リザーバ -10℃ 流速の可視化実験結果とシミュレーション結果の比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm)

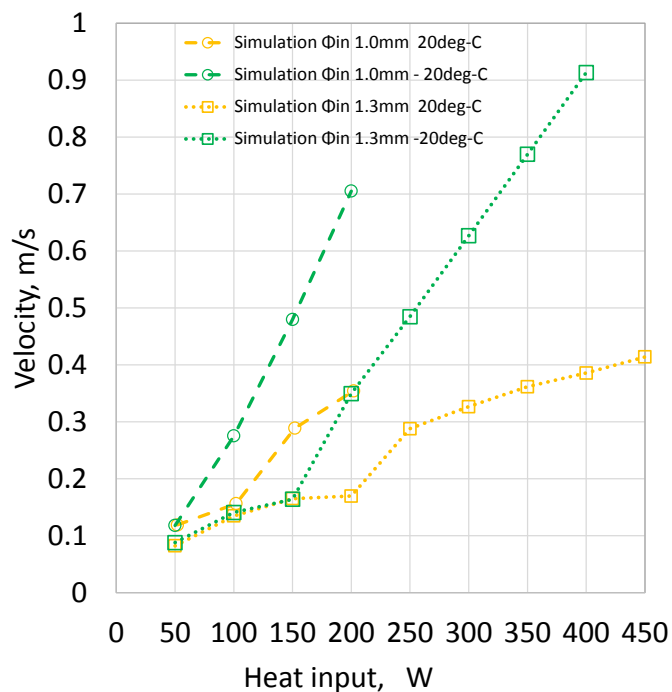


図 4.3.2.2 恒温槽 20℃リザーバ 30℃と恒温槽 -20℃リザーバ -10℃ 流速のシミュレーション結果比較 (内径 1.0mm 外径 1.6mm 内径 1.3mm 外径 3.0mm)



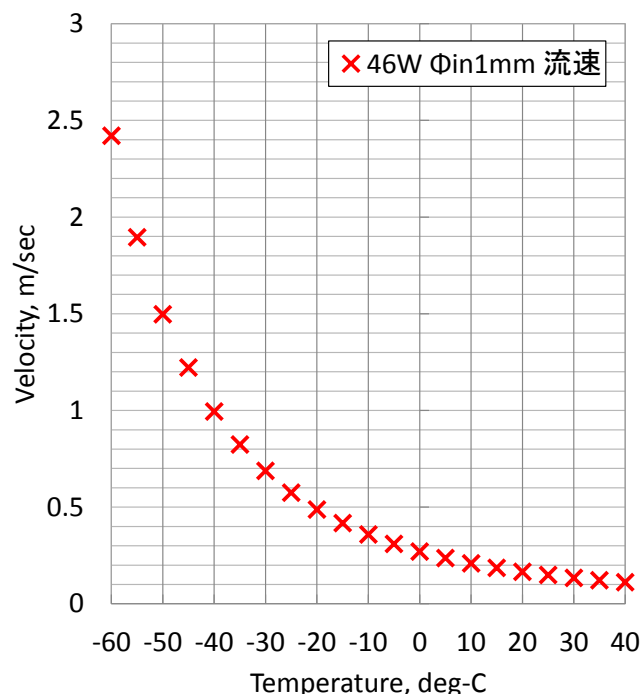


図 4.3.2.3 内径 1.0mm 潜熱輸送 46W 条件の流速

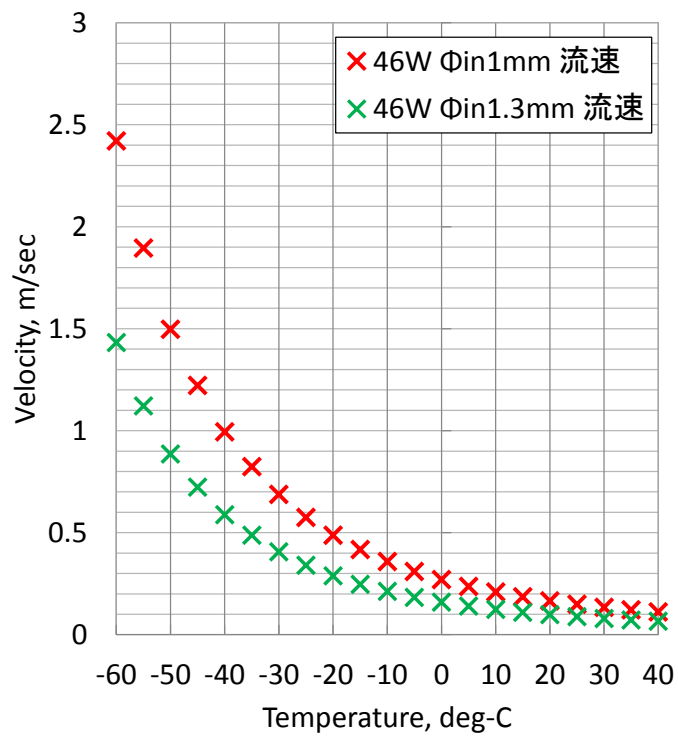


図 4.3.2.4 内径 1.0mm と内径 1.3mm 潜熱輸送 46W 条件の流速

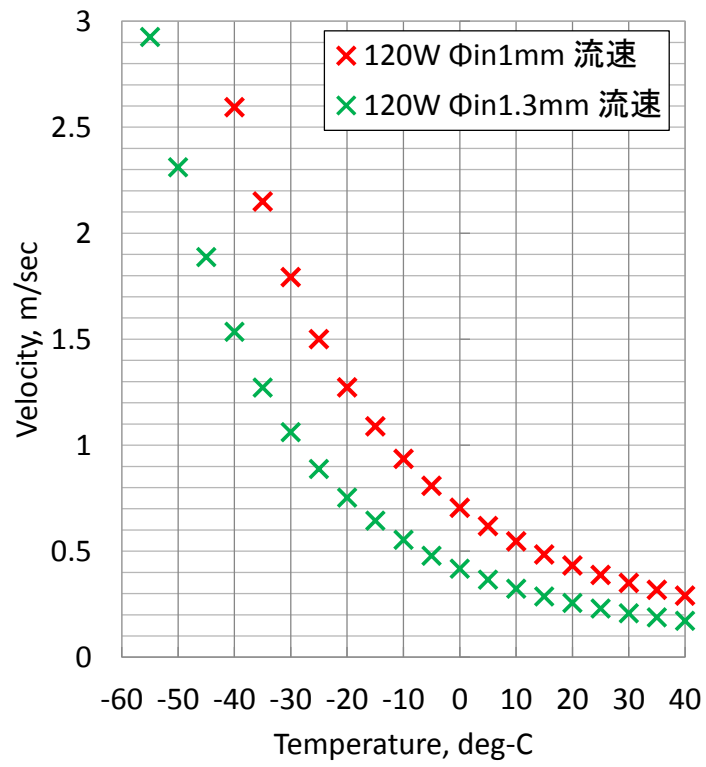


図 4.3.2.5 内径 1.0mm と内径 1.3mm 潜熱輸送 120W 条件の流速

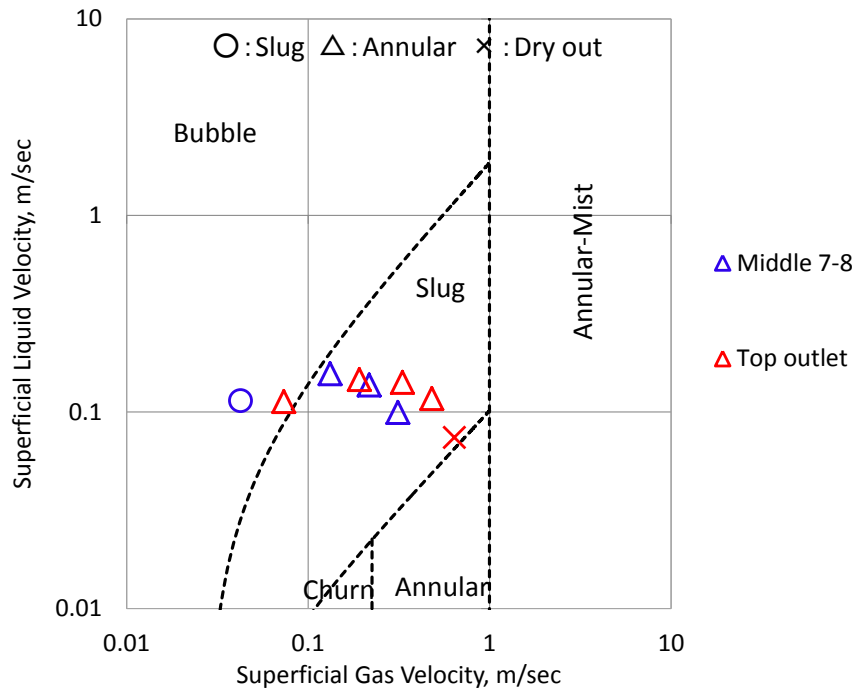


図 4.3.3.1 恒温槽 20°C リザーバ 30°C 流動様式 (過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ )

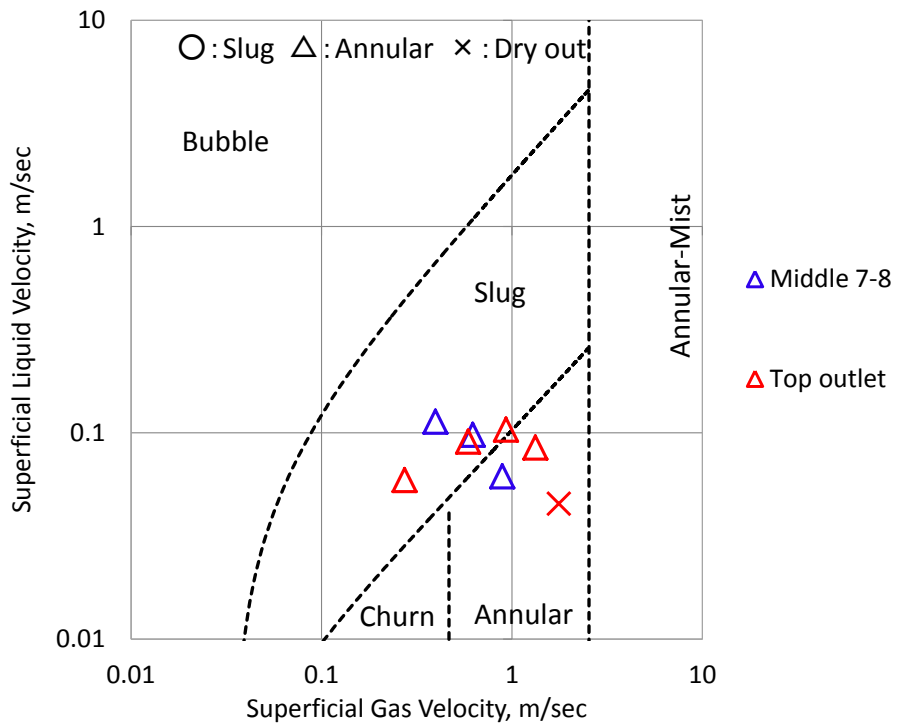


図 4.3.3.2 恒温槽 -20°C リザーバ 10°C 流動様式 (過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ )

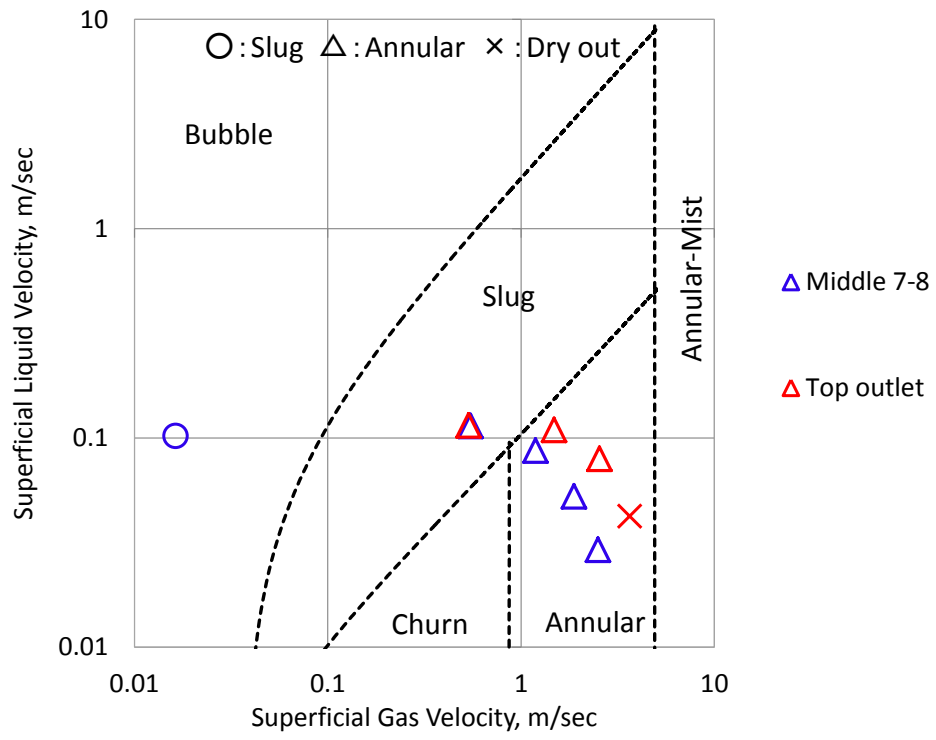
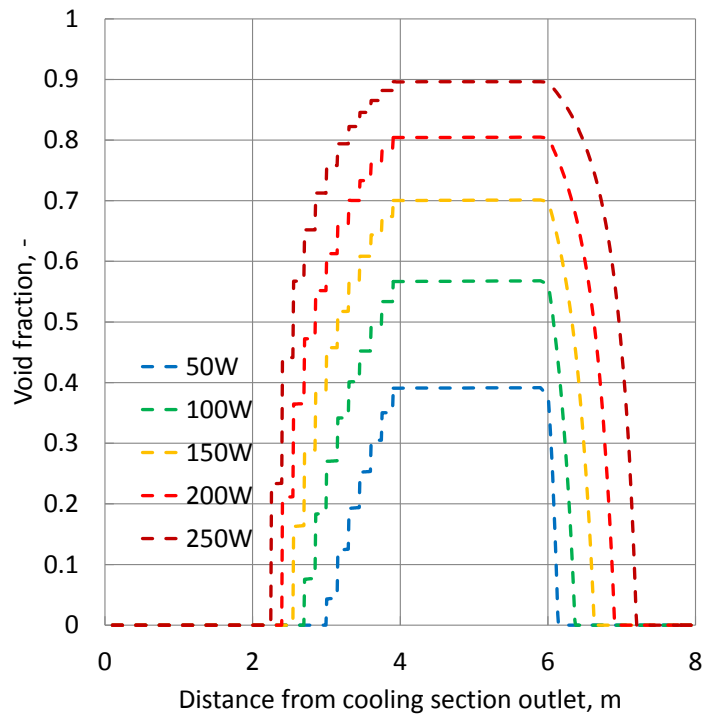
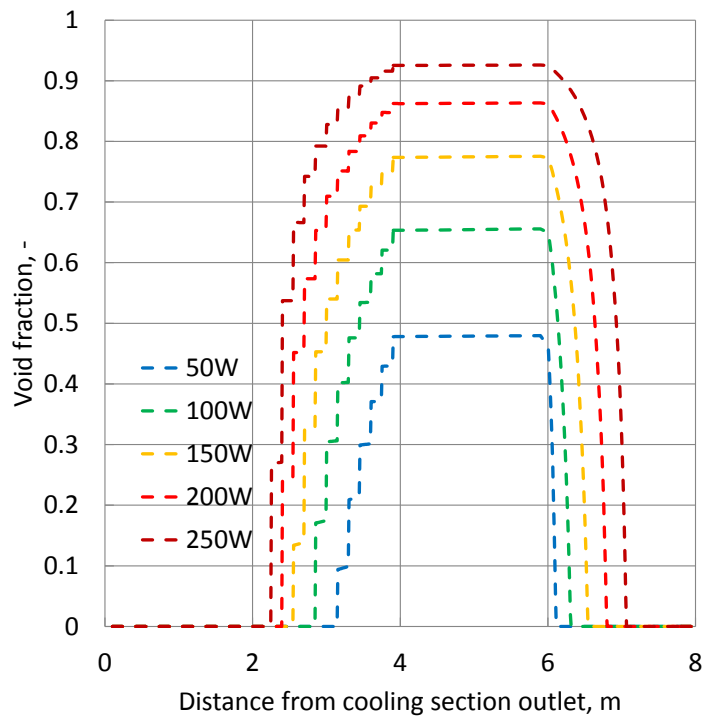


図 4.3.3.3 恒温槽－50℃リザーバー40℃ 流動様式（飽和沸騰条件）

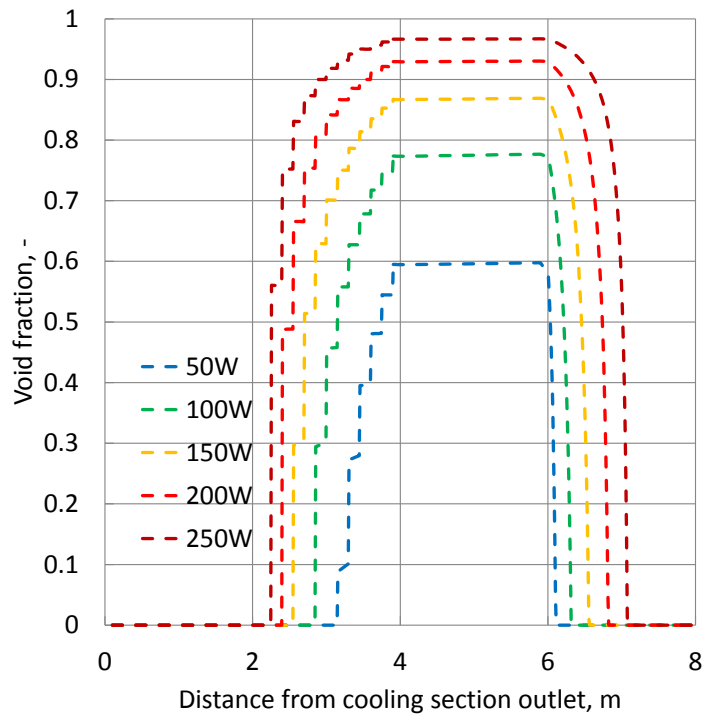


(a) 恒温槽 20°Cリザーバ 30°C

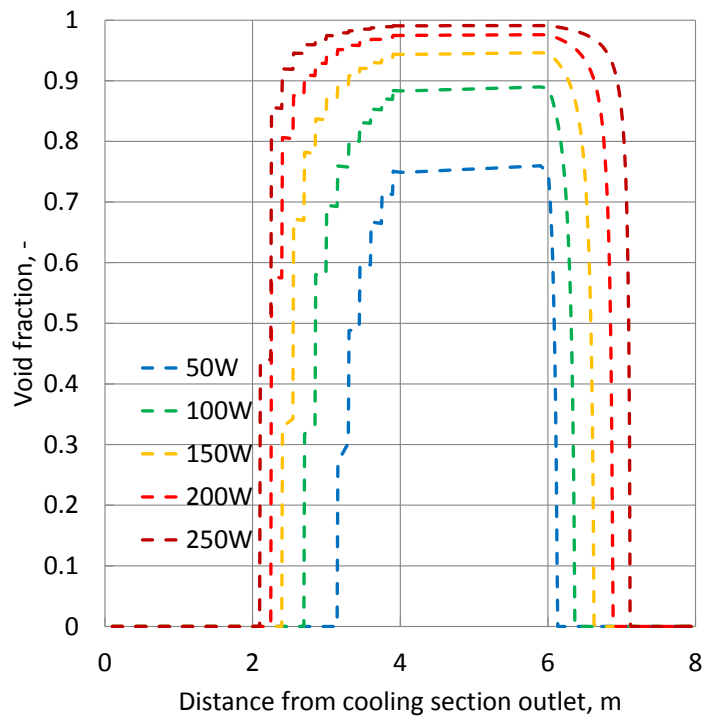


(b) 恒温槽 0°Cリザーバ 10°C

図 4.4.1.1 軸方向 1 ループのボイド率 飽和沸騰条件 (内径 1.0mm 外径 1.6mm)

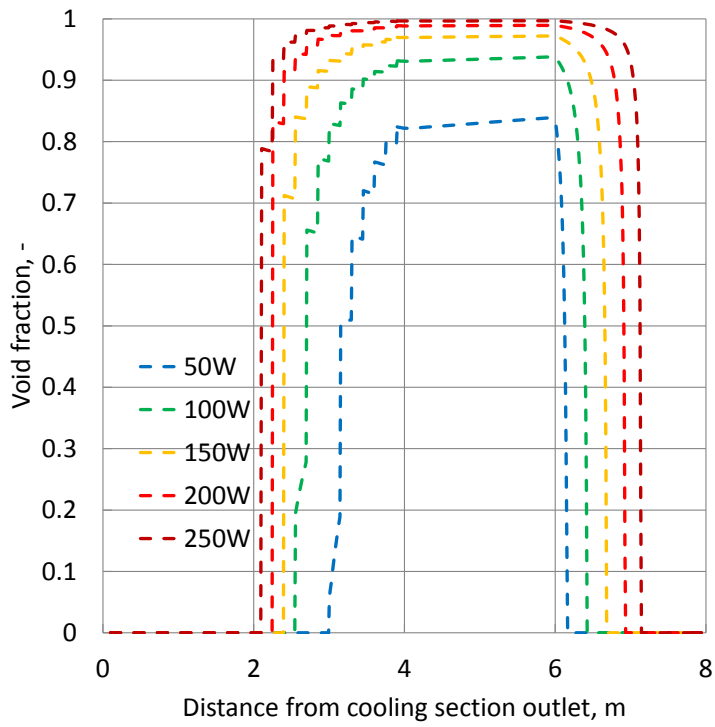


(c) 恒温槽-20℃リザーバー-10℃

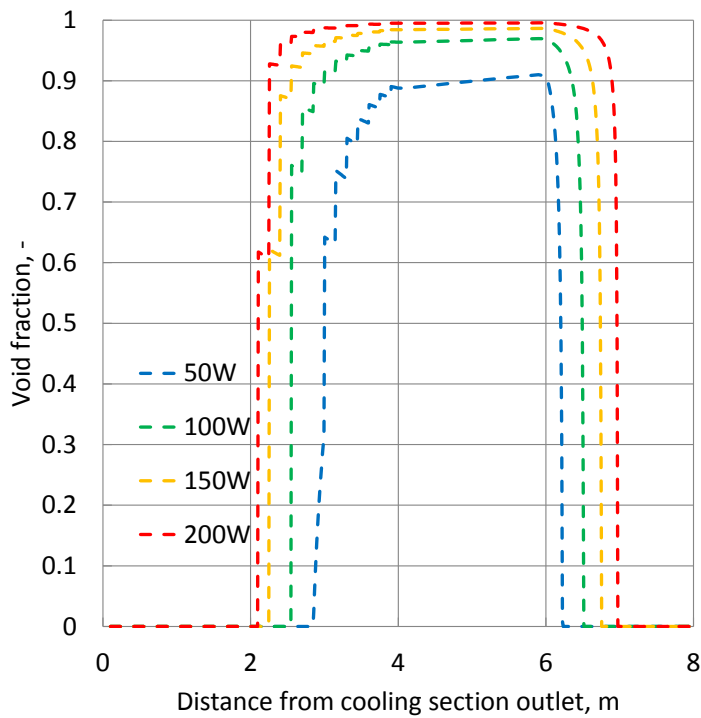


(d) 恒温槽-40℃リザーバー-30℃

図 4.4.1.1 軸方向 1 ループのボイド率 飽和沸騰条件 (内径 1.0mm 外径 1.6mm)

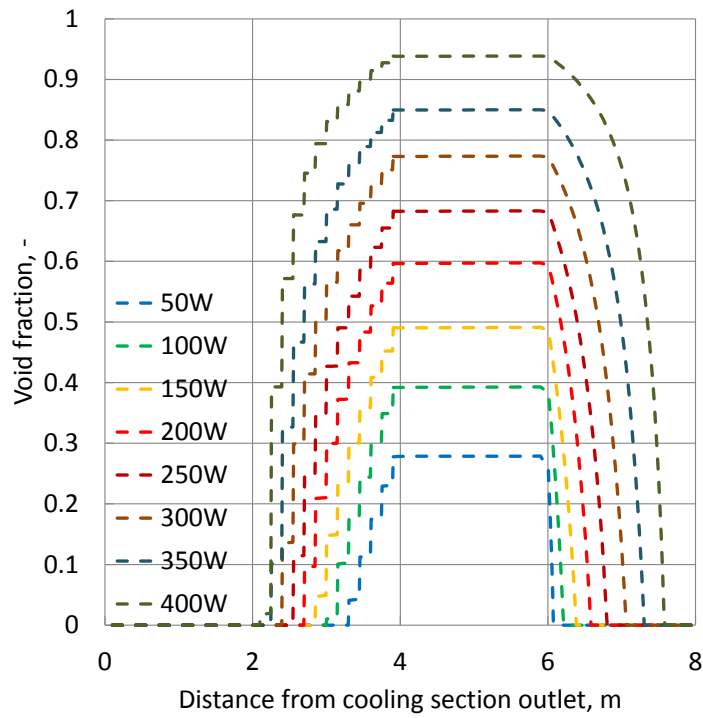


(e) 恒温槽 - 50°C リザーバー - 40°C

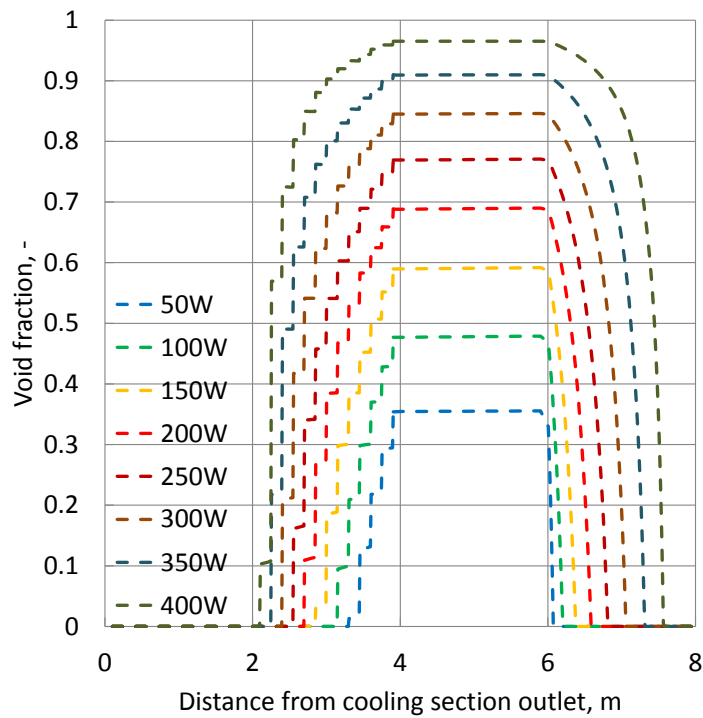


(f) 恒温槽 - 60°C リザーバー - 50°C

図 4.4.1.1 軸方向 1 ループのボイド率 飽和沸騰条件 (内径 1.0mm 外径 1.6mm)



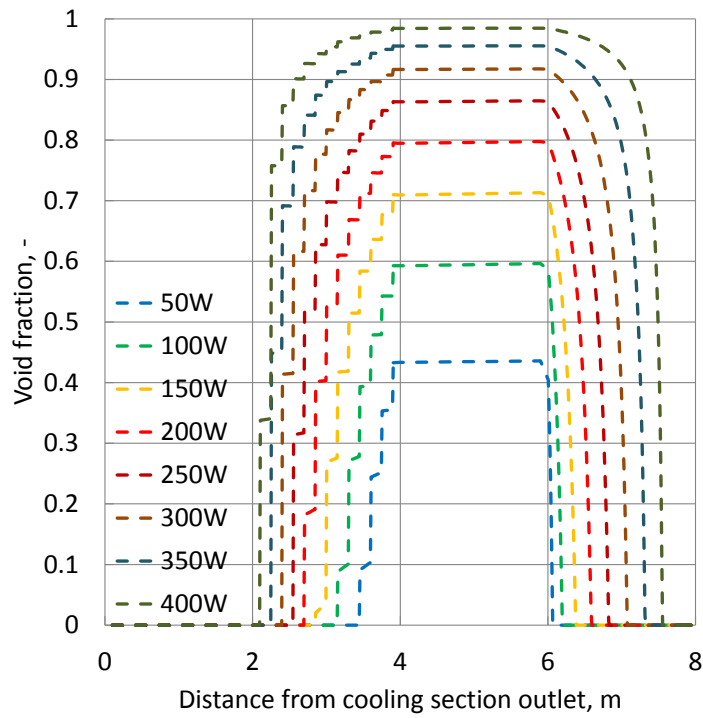
(a) 恒温槽 20°Cリザーバ 30°C



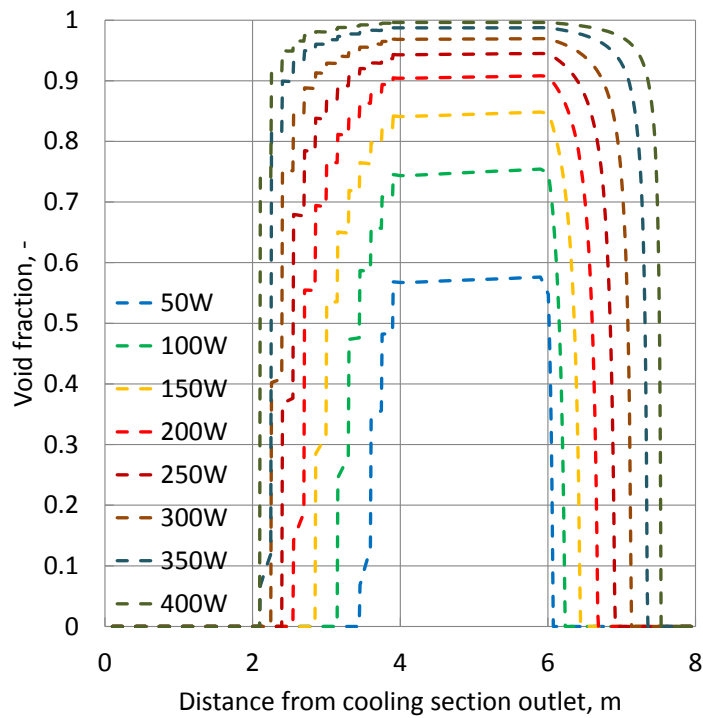
(b) 恒温槽 0°Cリザーバ 10°C

図 4.4.1.2 軸方向 1 ループのボイド率 飽和沸騰条件 (内径 1.3mm 外径 3.0mm)



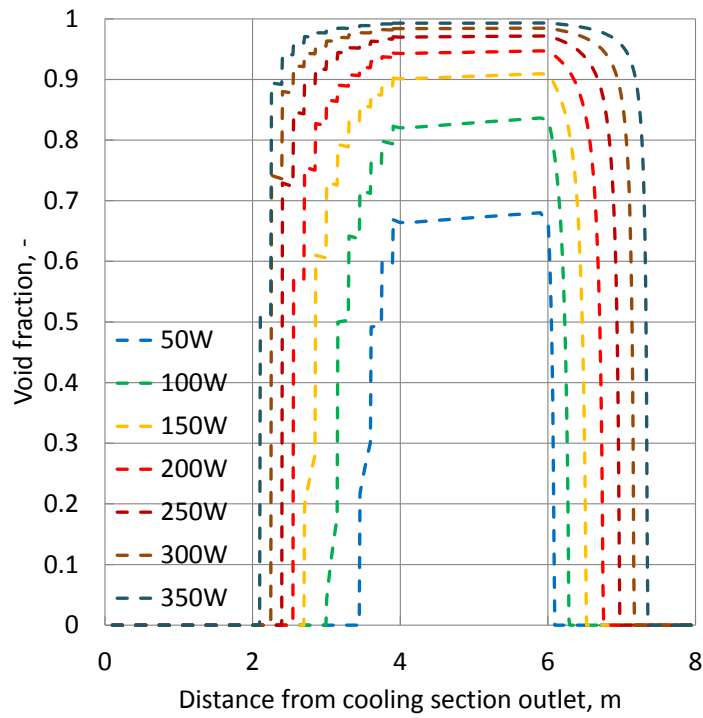


(c) 恒温槽-20°Cリザーバー-10°C

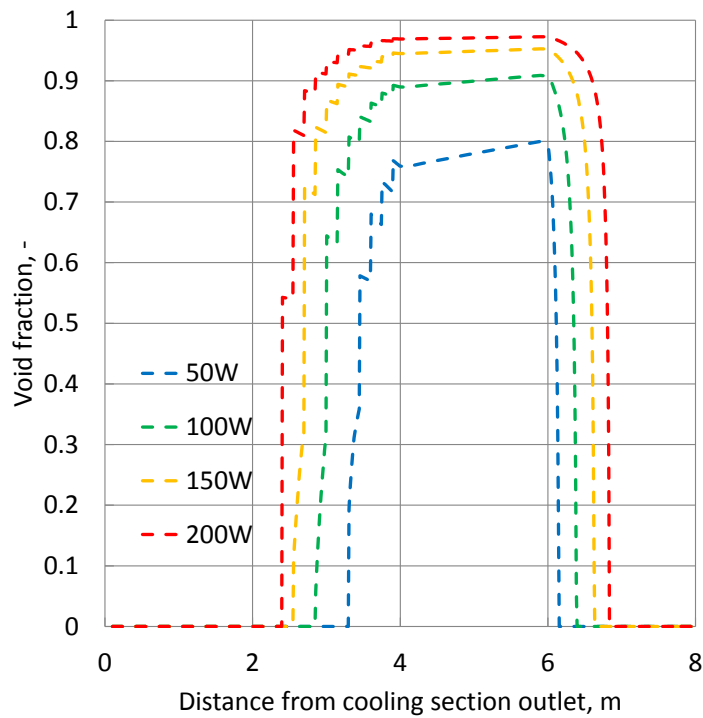


(d) 恒温槽-40°Cリザーバー-30°C

図 4.4.1.2 軸方向 1 ループのボイド率 飽和沸騰条件 (内径 1.3mm 外径 3.0mm)



(e) 恒温槽 - 50°C リザーバー - 40°C



(f) 恒温槽 - 60°C リザーバー - 50°C

図 4.4.1.2 軸方向 1 ループのボイド率 飽和沸騰条件 (内径 1.3mm 外径 3.0mm)

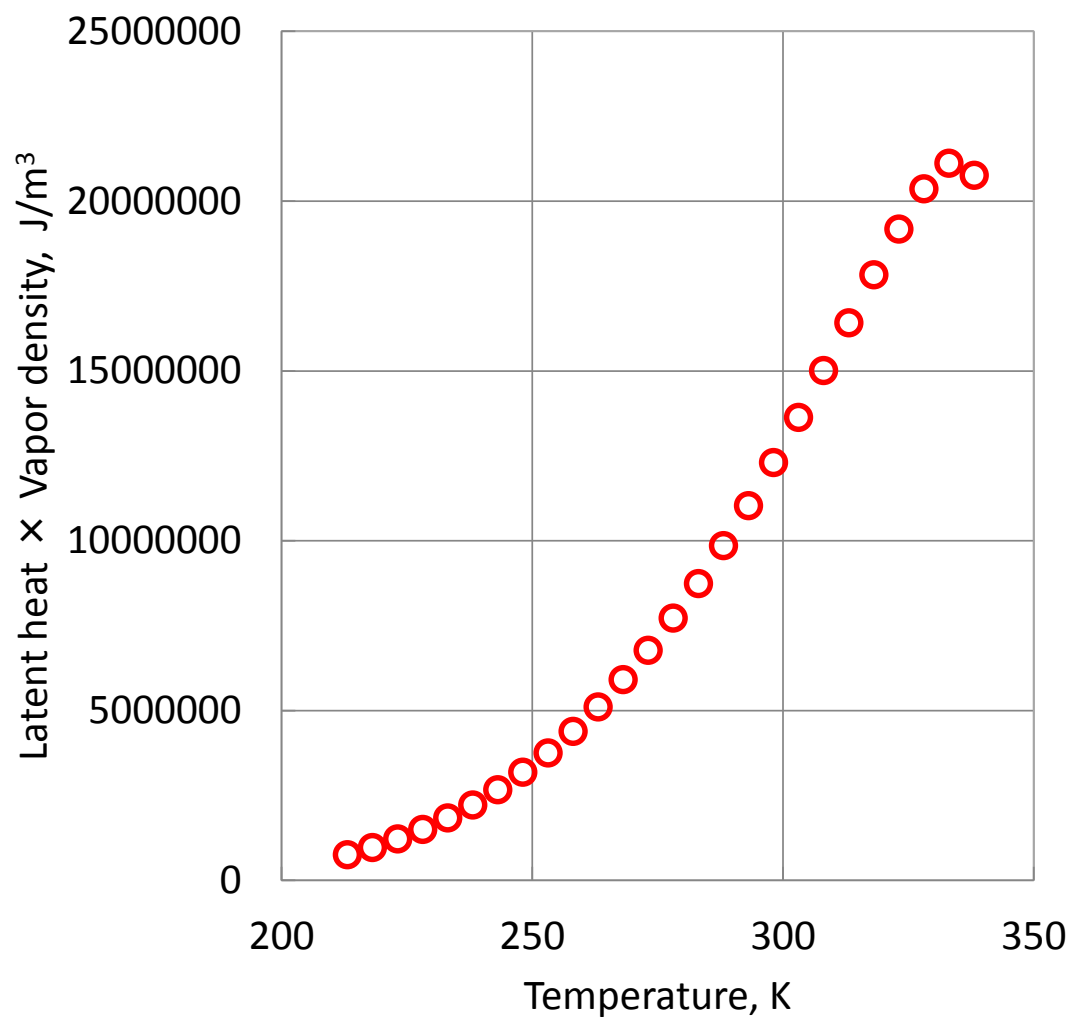
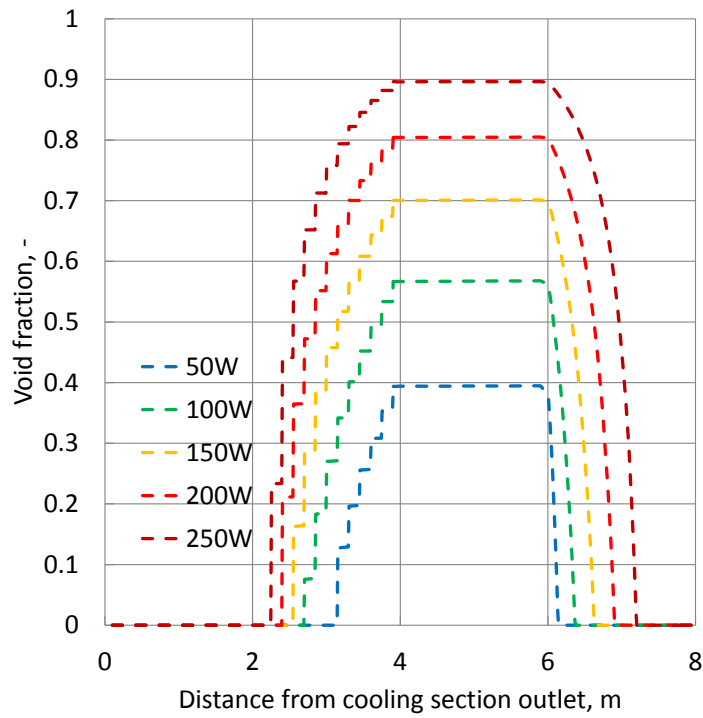
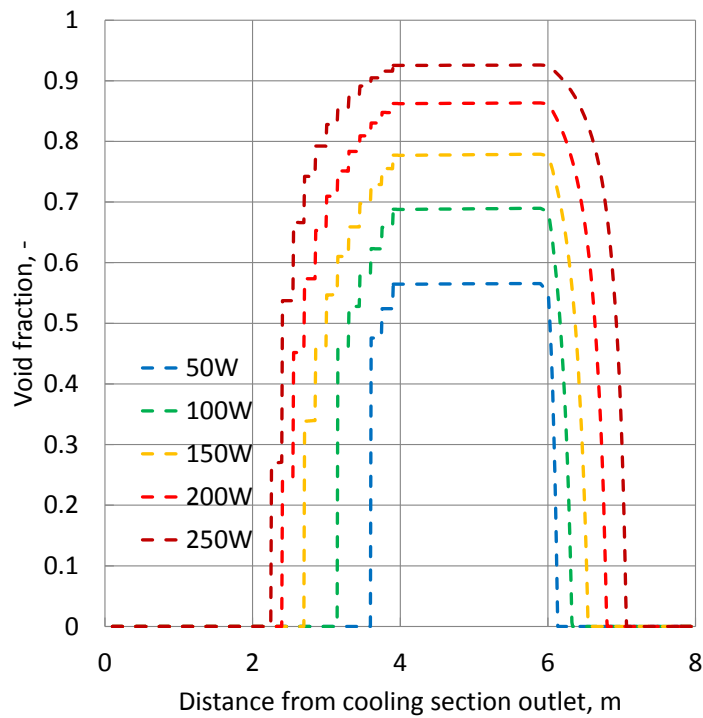


図 4.4.1.3 R410A の単位体積当たりの蒸気が有する熱量

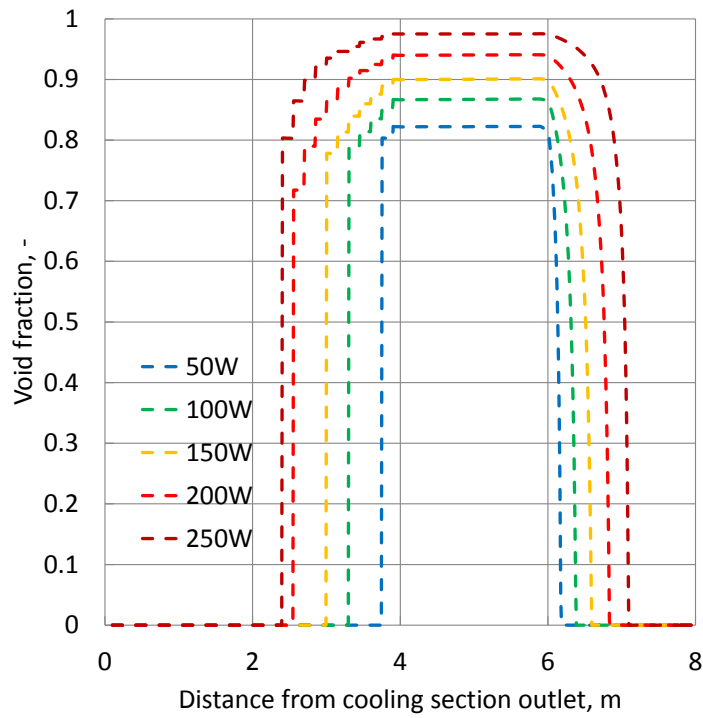


(a) 恒温槽 20°C リザーバ 30°C

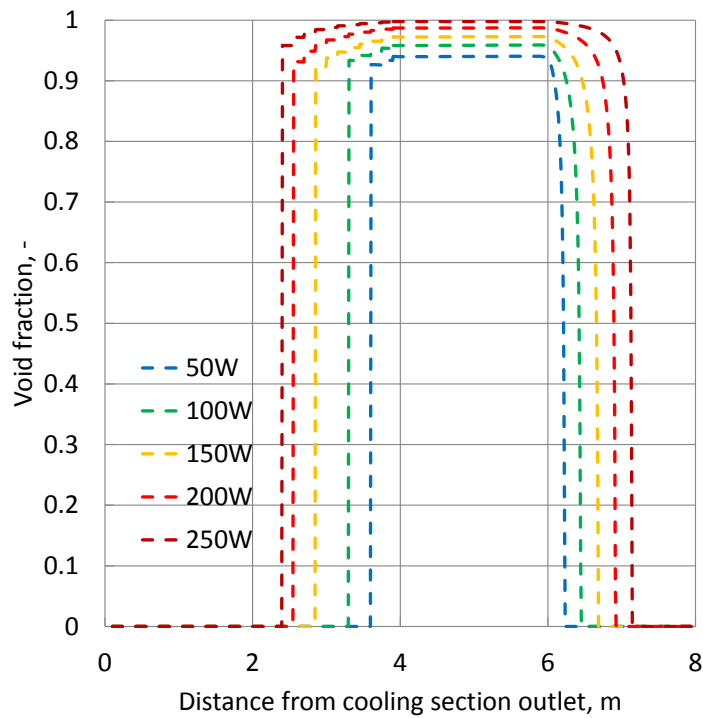


(b) 恒温槽 0°C リザーバ 10°C

図 4.4.2.1 軸方向 1 ループのボイド率 過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$  (内径 1.0mm 外径 1.6mm)

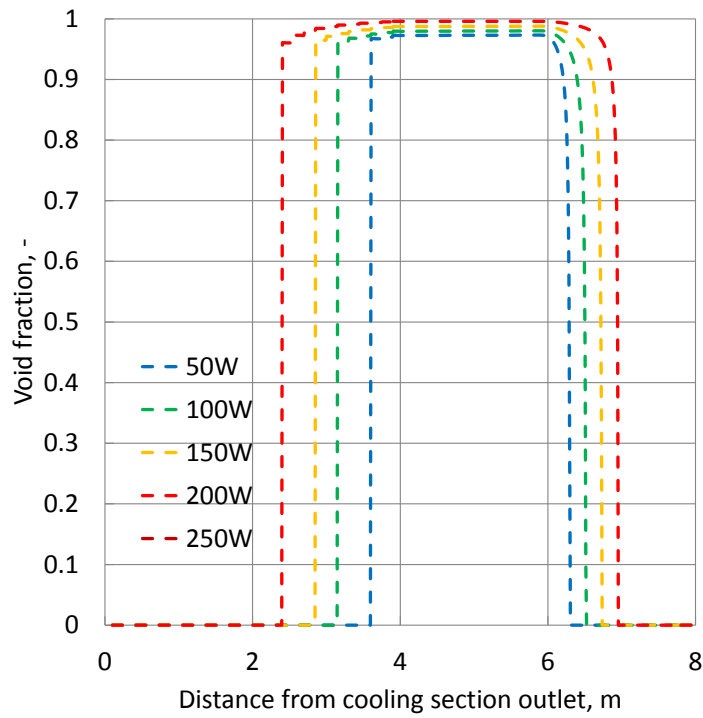


(c) 恒温槽-20°Cリザーバー-10°C

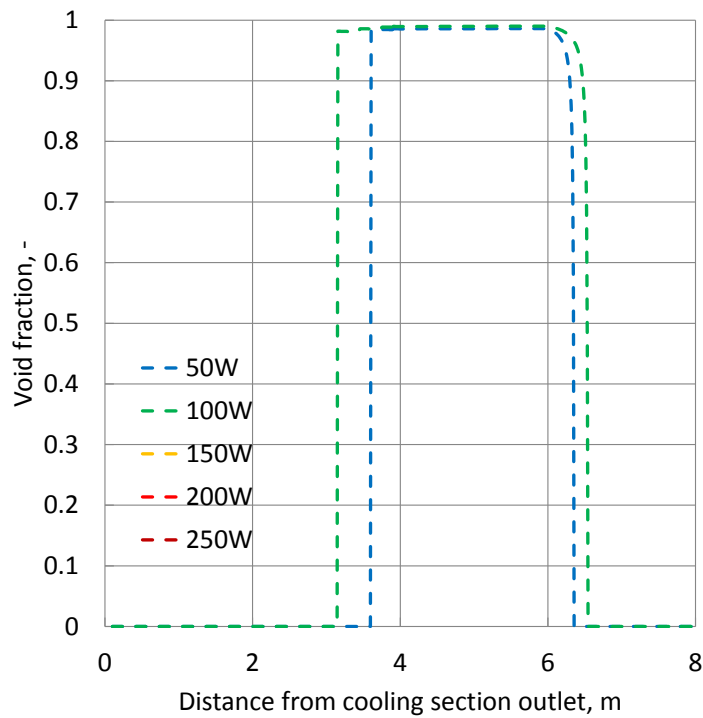


(d) 恒温槽-40°Cリザーバー-30°C

図 4.4.2.1 軸方向 1 ループのボイド率 過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$  (内径 1.0mm 外径 1.6mm)

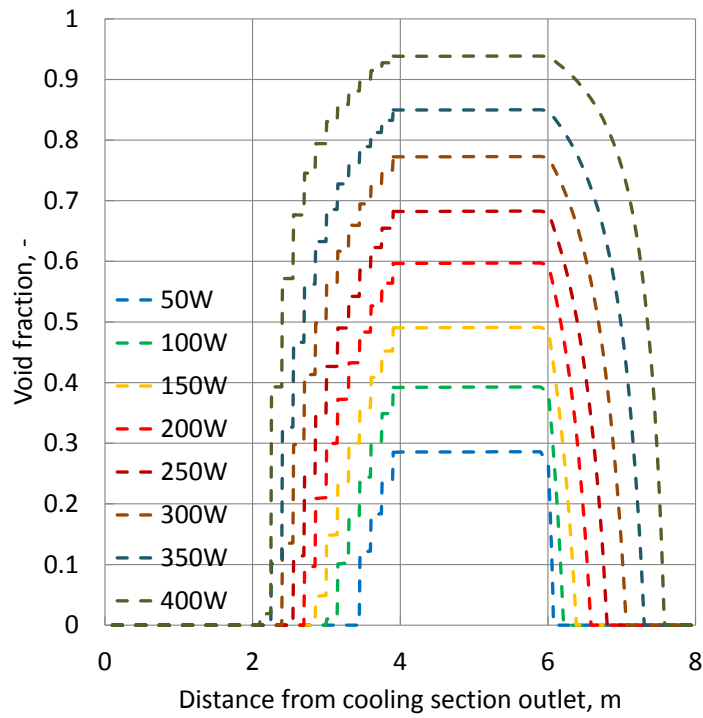


(e) 恒温槽 - 50°C リザーバー - 40°C

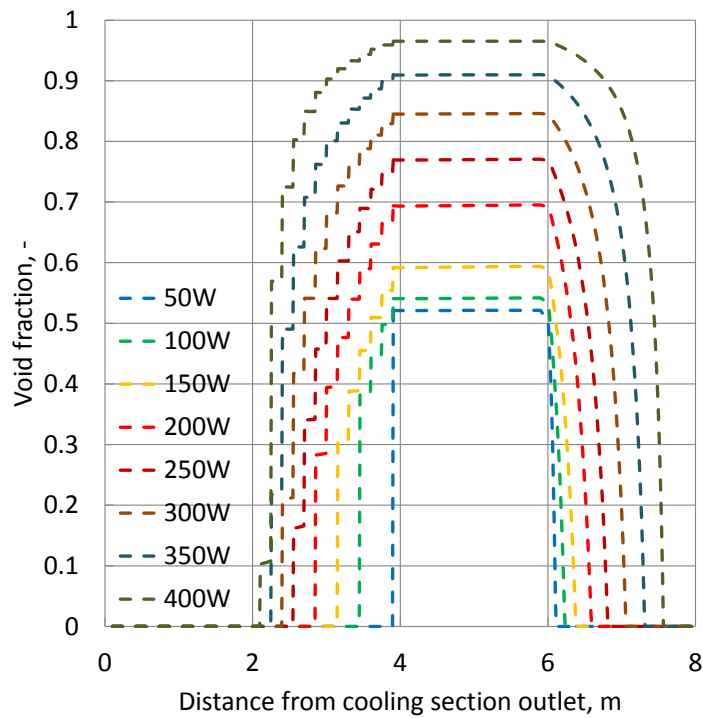


(f) 恒温槽 - 60°C リザーバー - 50°C

図 4.4.2.1 軸方向 1 ループのボイド率 過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$  (内径 1.0mm 外径 1.6mm)

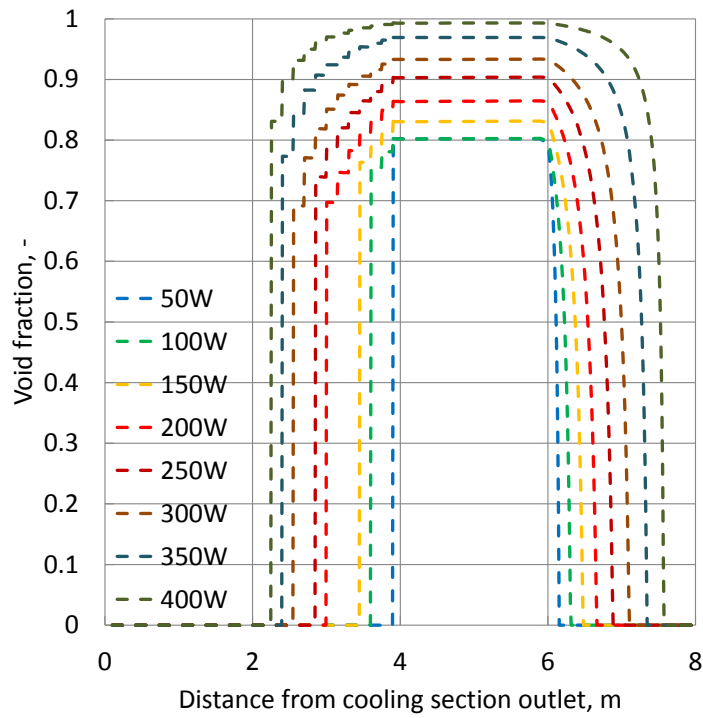


(a) 恒温槽 20°Cリザーバ 30°C

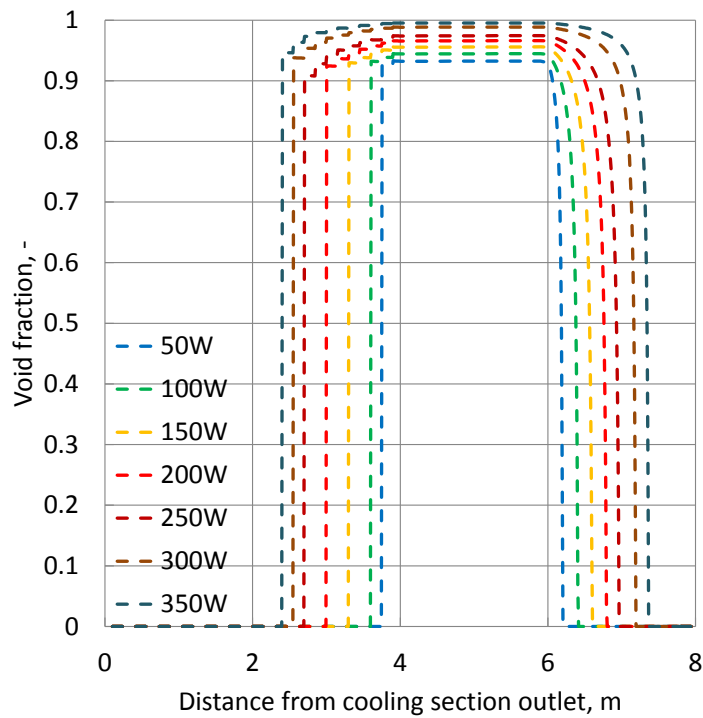


(b) 恒温槽 0°Cリザーバ 10°C

図 4.4.2.2 軸方向 1 ループのボイド率 過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$  (内径 1.3mm 外径 3.0mm)



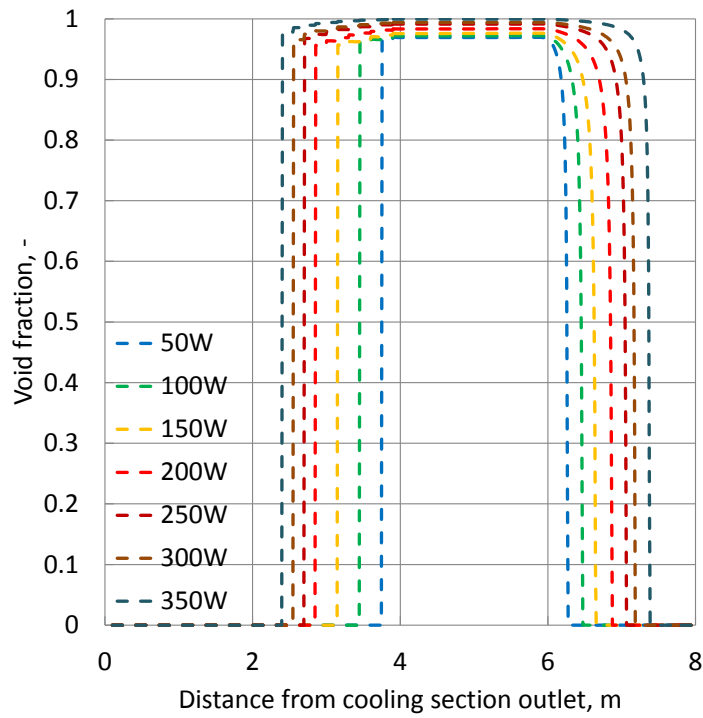
(c) 恒温槽-20°Cリザーバー-10°C



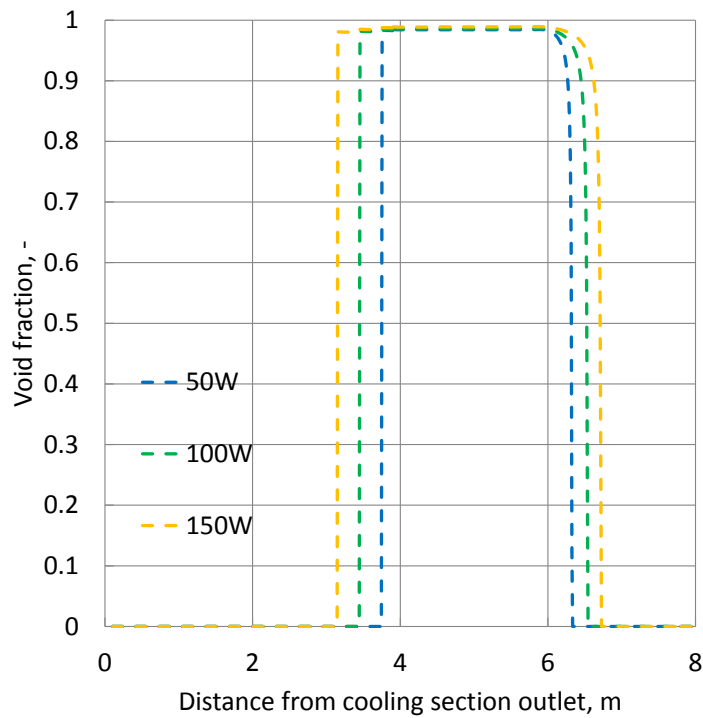
(d) 恒温槽-40°Cリザーバー-30°C

図 4.4.2.2 軸方向 1 ループのボイド率 過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$  (内径 1.3mm 外径 3.0mm)



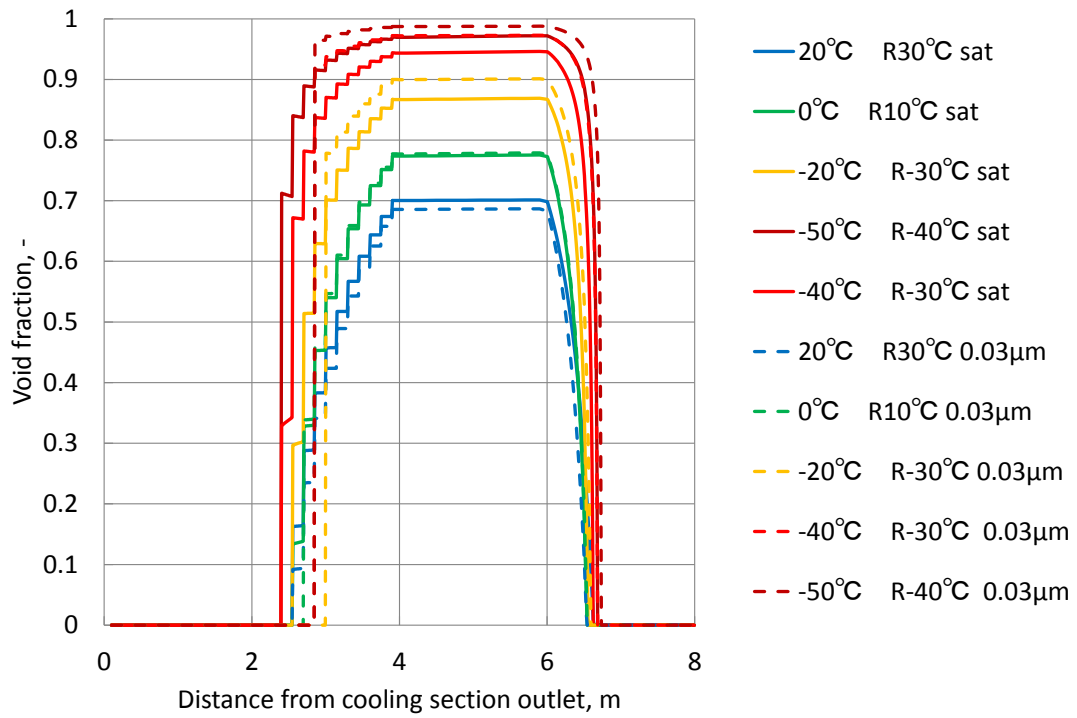


(e) 恒温槽 - 50°C リザーバー - 40°C

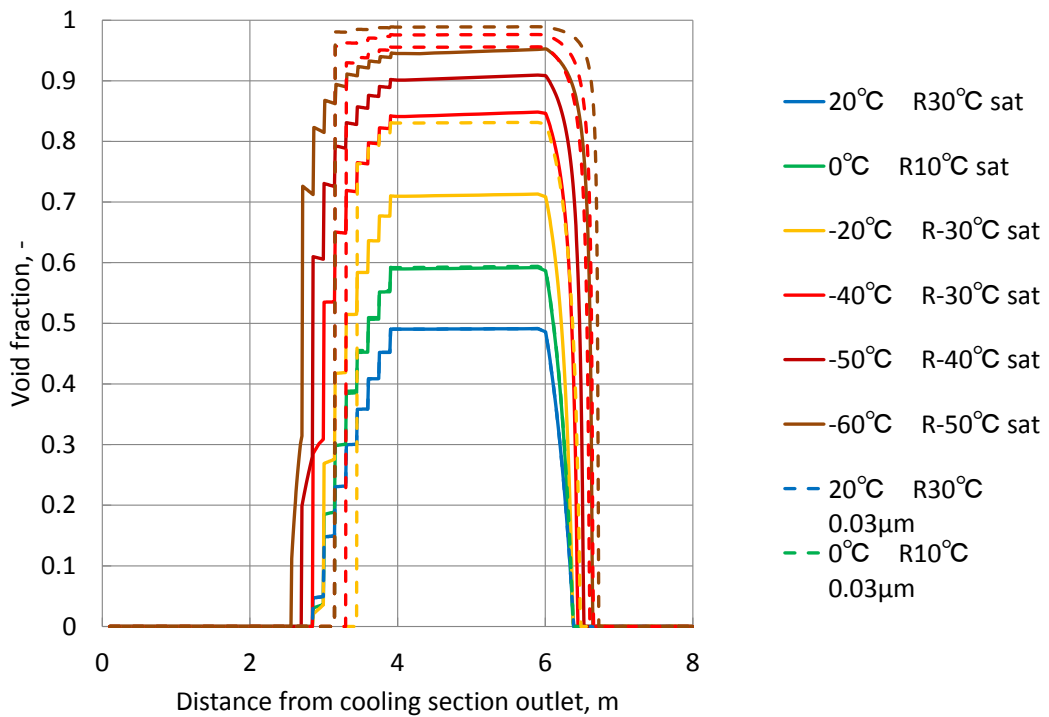


(f) 恒温槽 - 60°C リザーバー - 50°C

図 4.4.2.2 軸方向 1 ループのボイド率 過熱条件  $r_{max}^* = 0.03 \mu\text{m}$  (内径 1.3mm 外径 3.0mm)



4.4.3.1 内径 1.0mm 外径 1.6mm 熱負荷 150W における各温度での軸方向 1 ループのボイド率



4.4.3.2 内径 1.3mm 外径 3.0mm 熱負荷 150W における各温度での軸方向 1 ループのボイド率

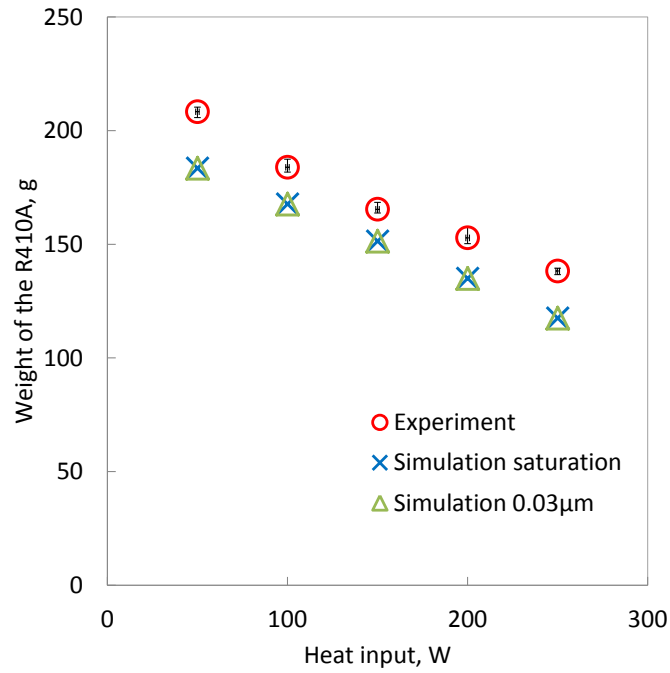


図 4.4.4.1 32 ループ内に封入される作動流体量の実験とシミュレーション結果の質量比較 (恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 飽和沸騰条件と過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ )

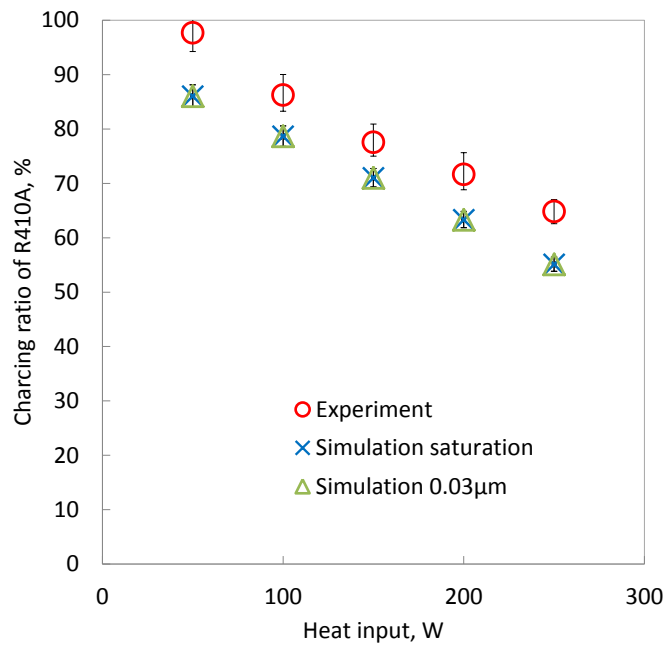
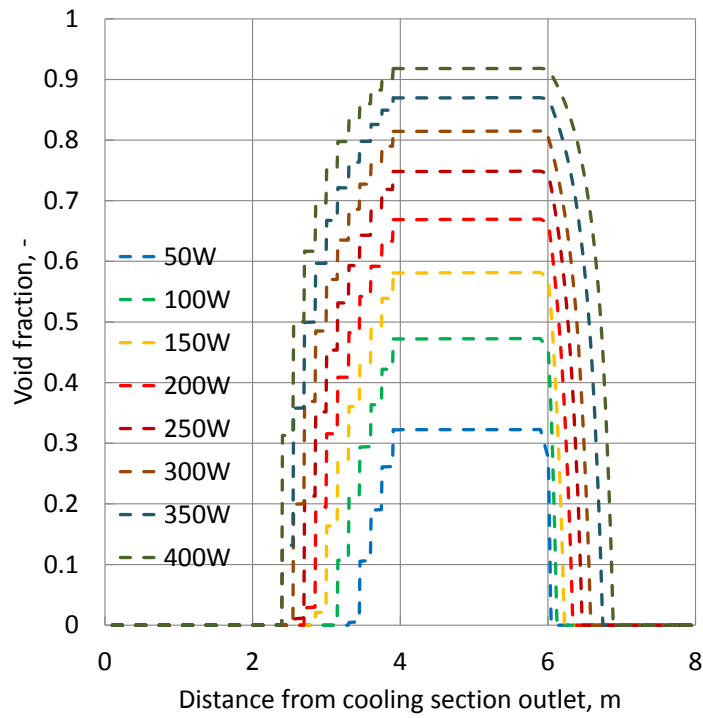
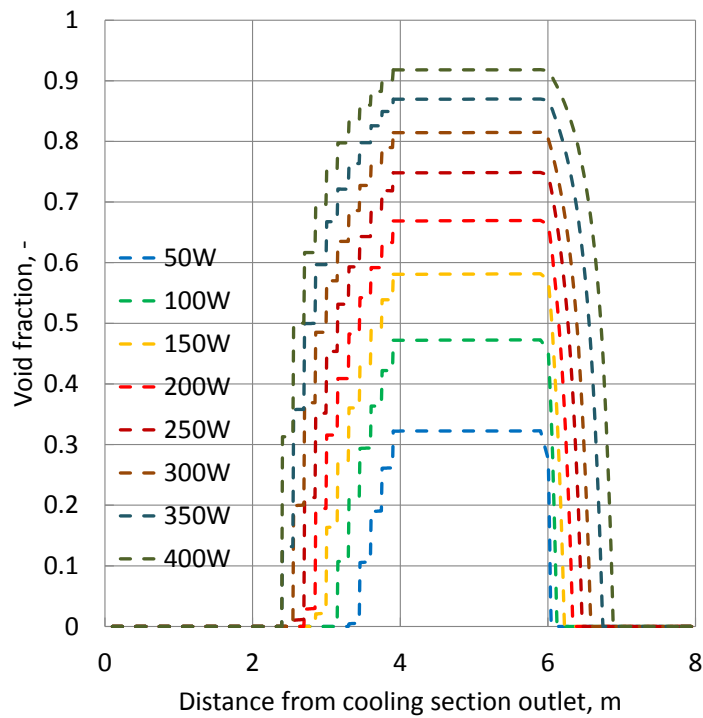


図 4.4.4.2 32 ループ内に封入される作動流体量の実験とシミュレーション結果の封入率比較 (恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 飽和沸騰条件と過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ )



(a) 飽和沸騰条件



(b) 過熱条件 活性化最大キャビティ半径  $0.03\mu\text{m}$

図 4.4.4.3 恒温槽  $20^\circ\text{C}$ , リザーバ  $40^\circ\text{C}$  軸方向 1 ループ中のボイド率

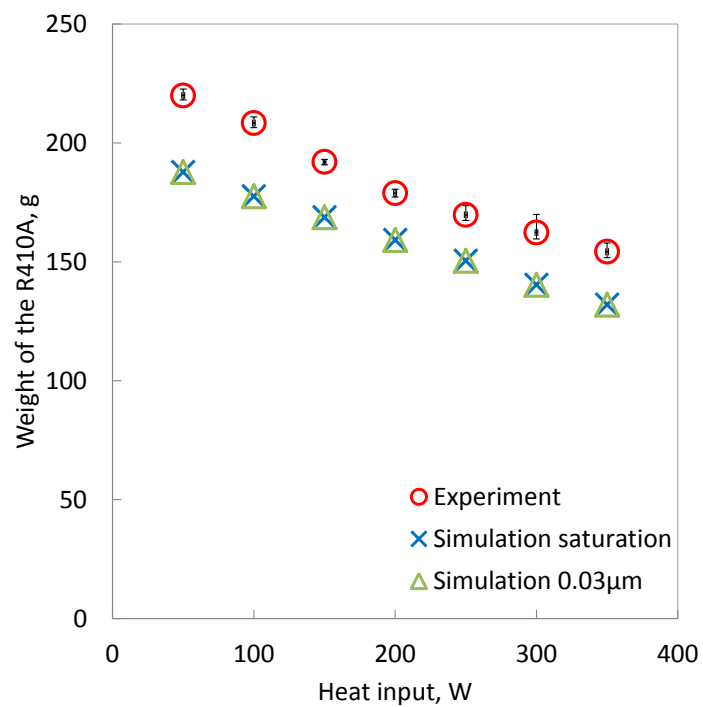
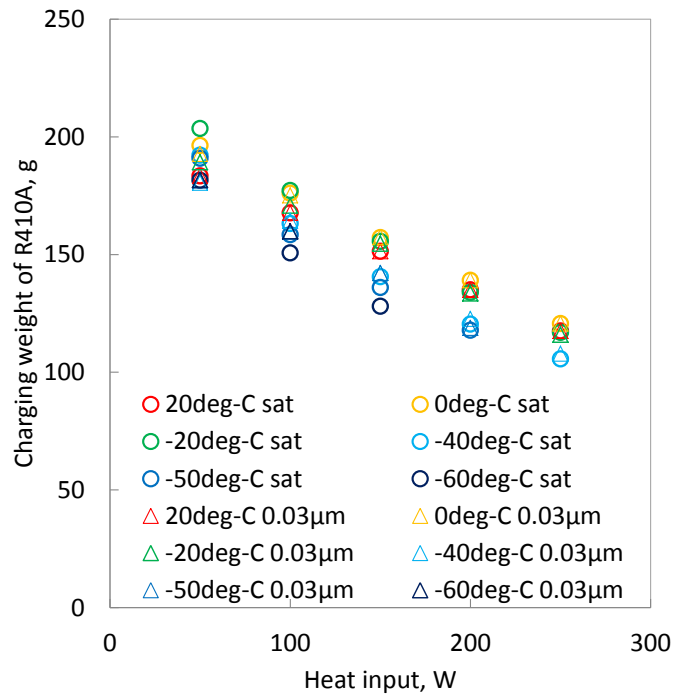
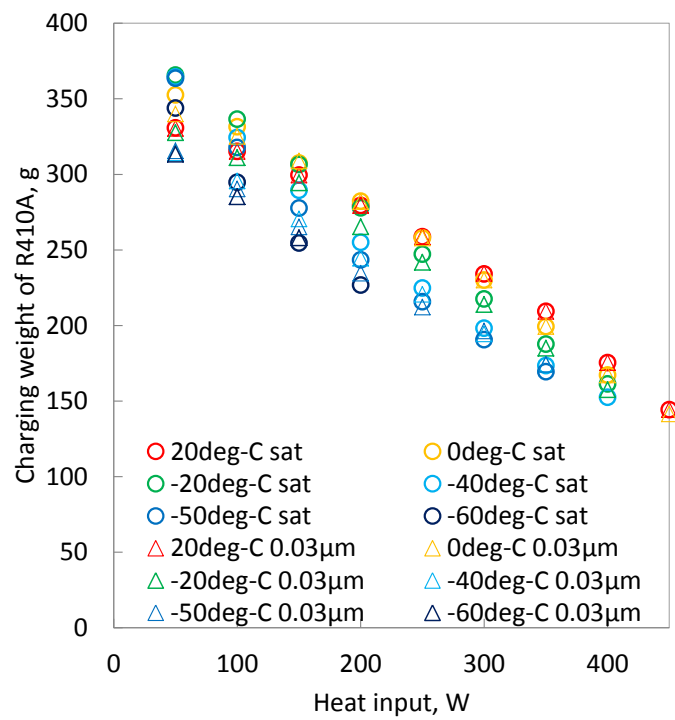


図 4.4.4.4 32 ループ内に封入される作動流体量の実験とシミュレーション結果の質量比較  
 (恒温槽 20°C リザーバ 40°C 飽和沸騰条件と過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ )

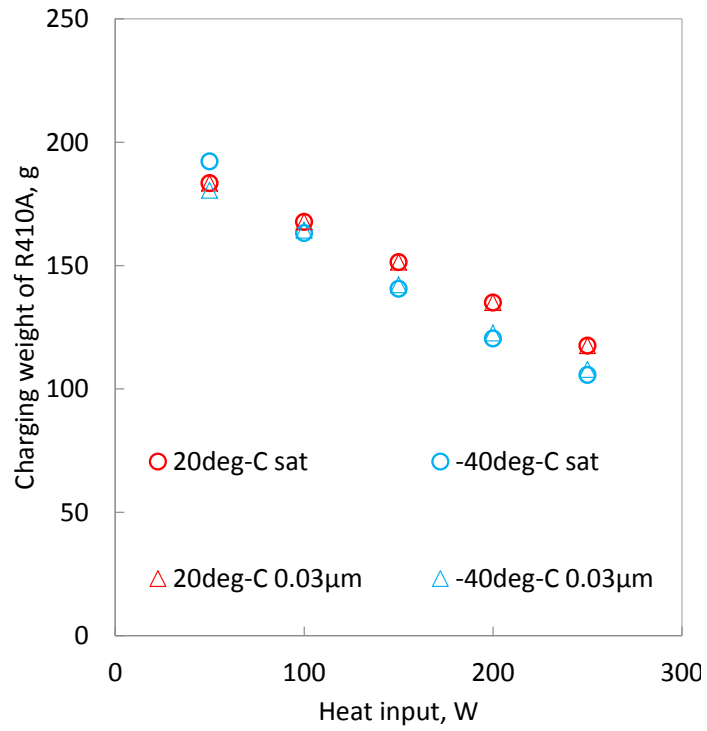


(a) 内径 1.0mm 外径 1.6mm

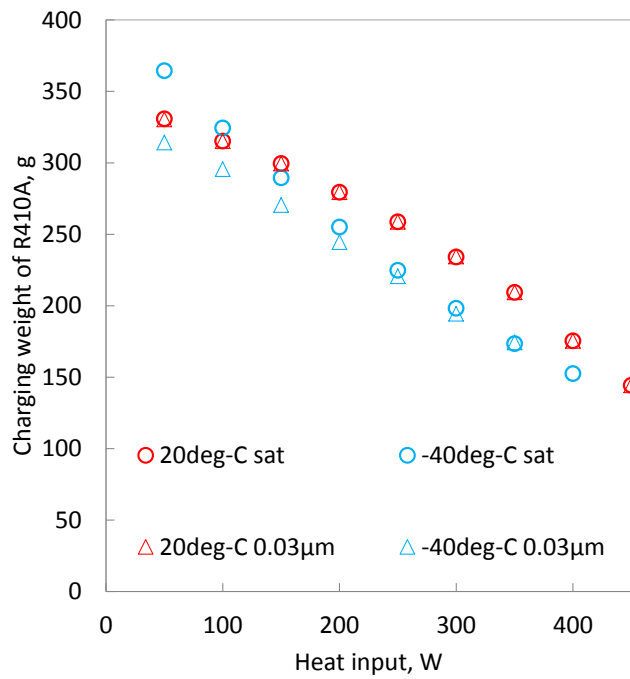


(b) 内径 1.3mm 外径 3.0mm

図 4.4.5.1 32 ループ内に封入される作動流体量シミュレーション結果 (質量)

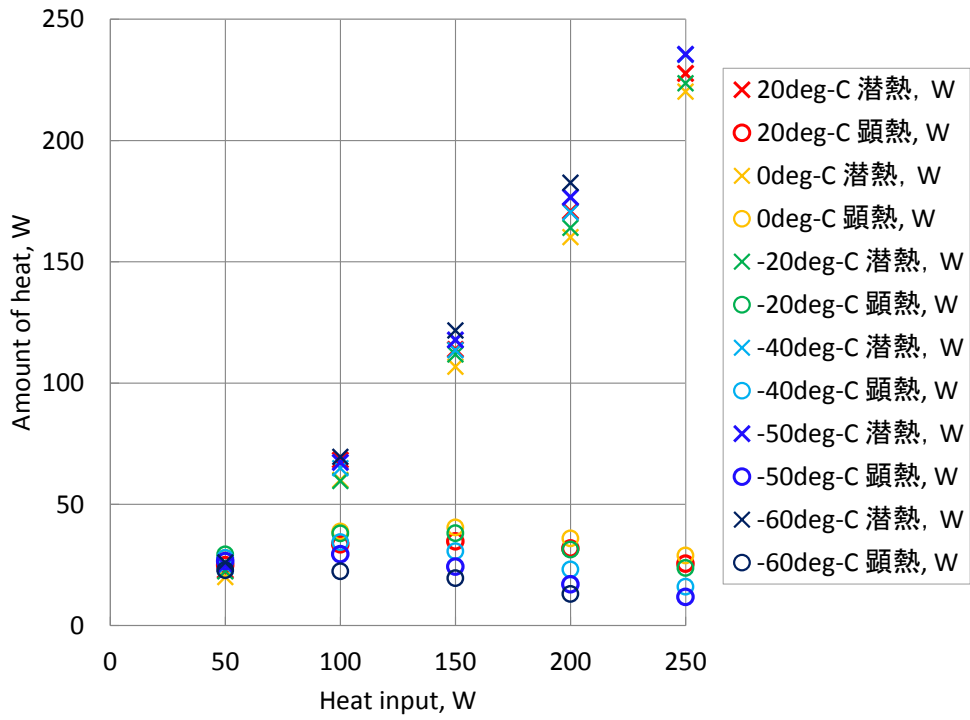


(a) 内径 1.0mm 外径 1.6mm

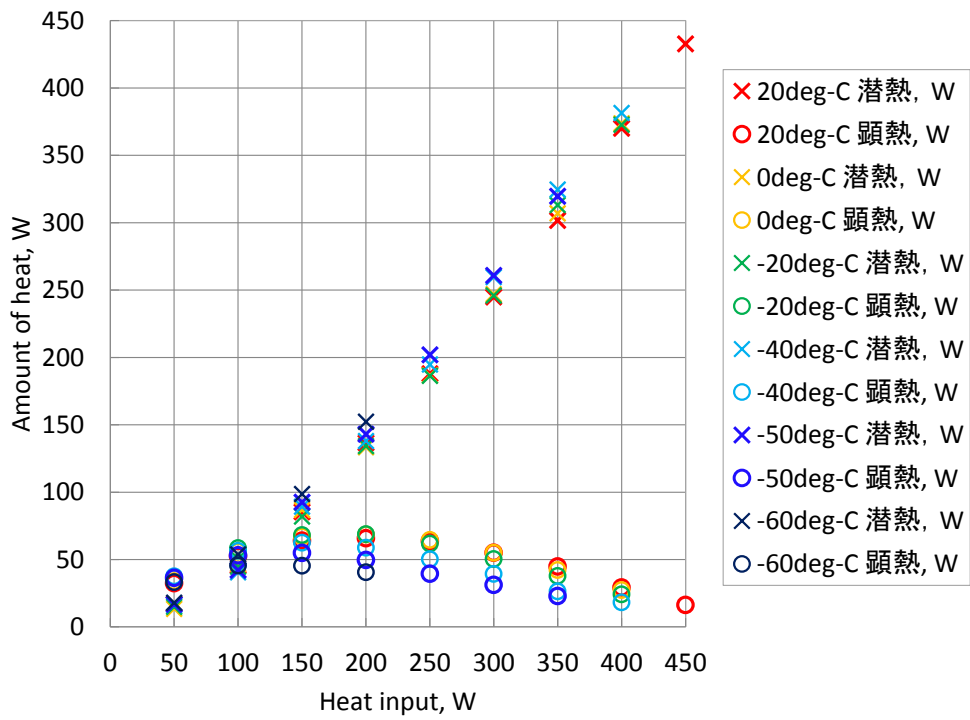


(b) 内径 1.3mm 外径 3.0mm

図 4.4.5.2 32 ループ内に封入される作動流体量シミュレーション結果 (質量) 20°Cと-40°C抜粋



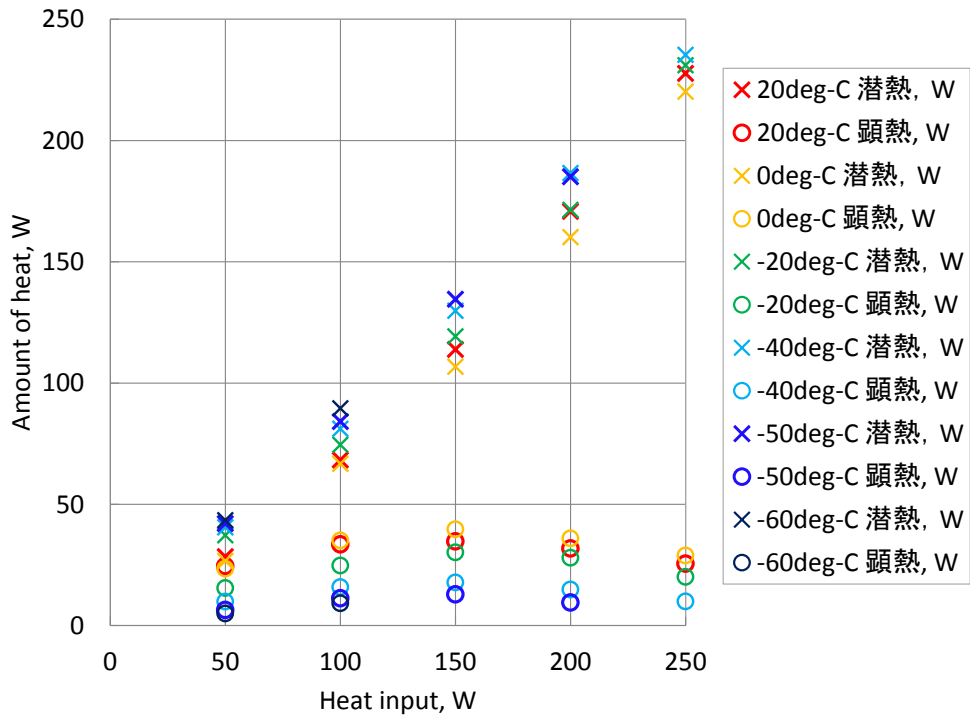
(a) 内径 1.0mm 外径 1.6mm



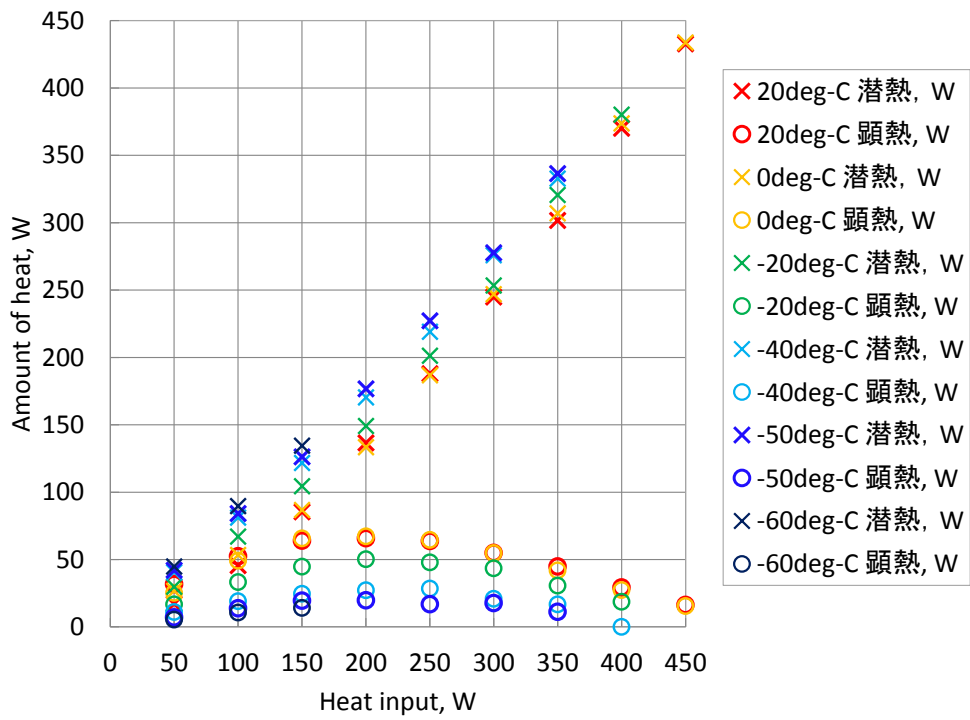
(b) 内径 1.3mm 外径 3.0mm

図 4.5.1 潜熱輸送と顕熱輸送の割合 (飽和沸騰条件)





(a) 内径 1.0mm 外径 1.6mm



(b) 内径 1.3mm 外径 3.0mm

図 4.5.2 潜熱輸送と顕熱輸送の割合 (過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$ )

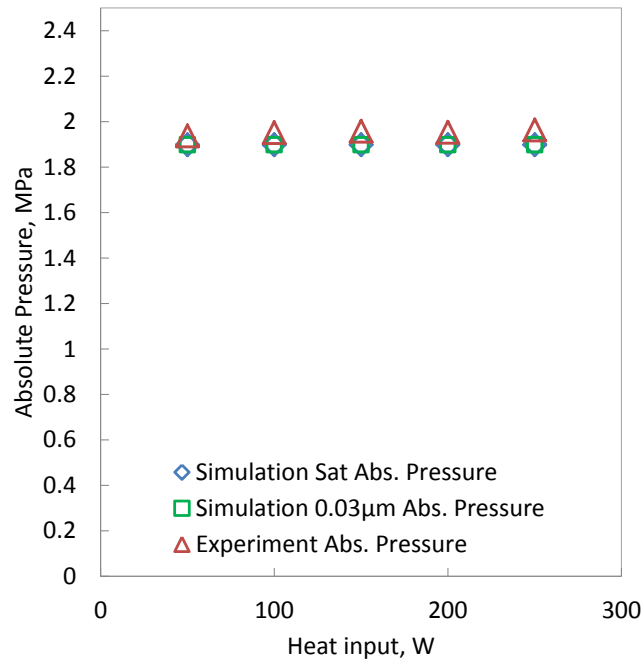


図 4.6.1.1 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 第 15 ループ加熱部下部 絶対圧実験値とシミュレーションの比較

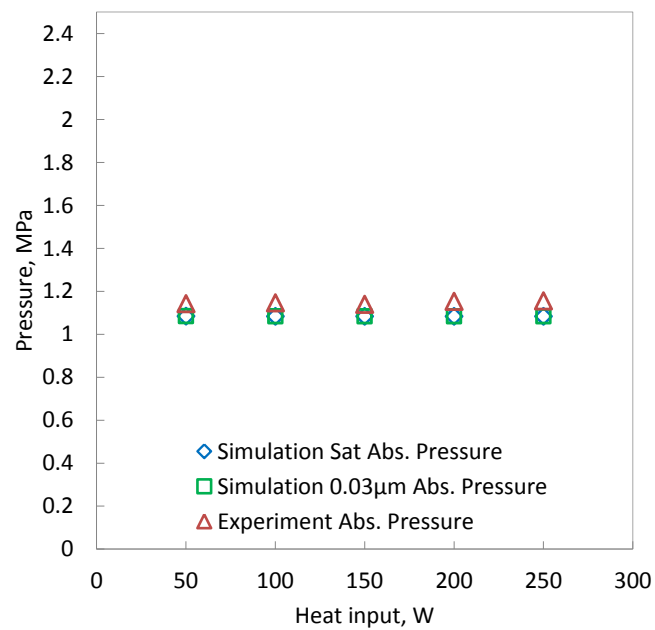


図 4.6.1.2 恒温槽 0℃リザーバ 10℃ 第 15 ループ加熱部下部 絶対圧実験値とシミュレーションの比較

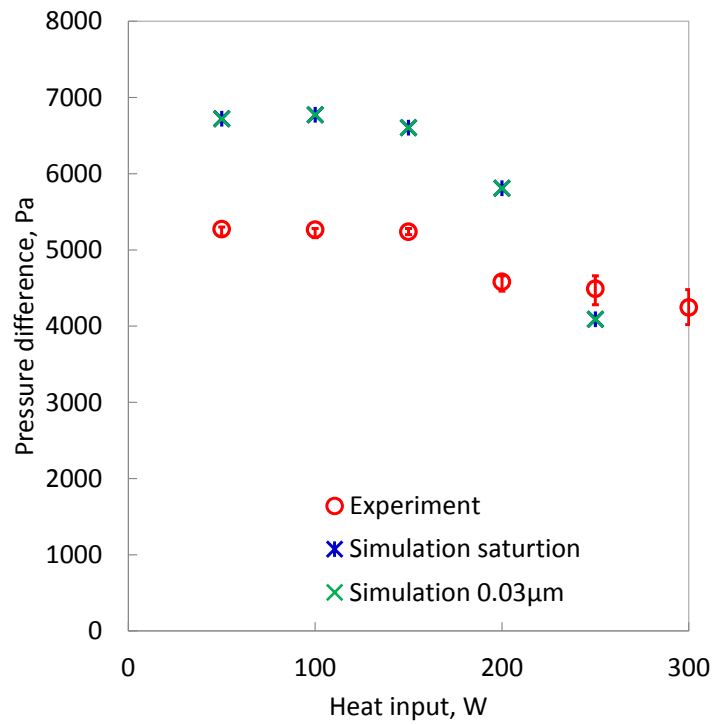


図 4.6.1.3 恒温槽 20°Cリザーバ 30°C 第 15 ループ加熱部下部 570mm 差圧実験値とシミュレーションの比較

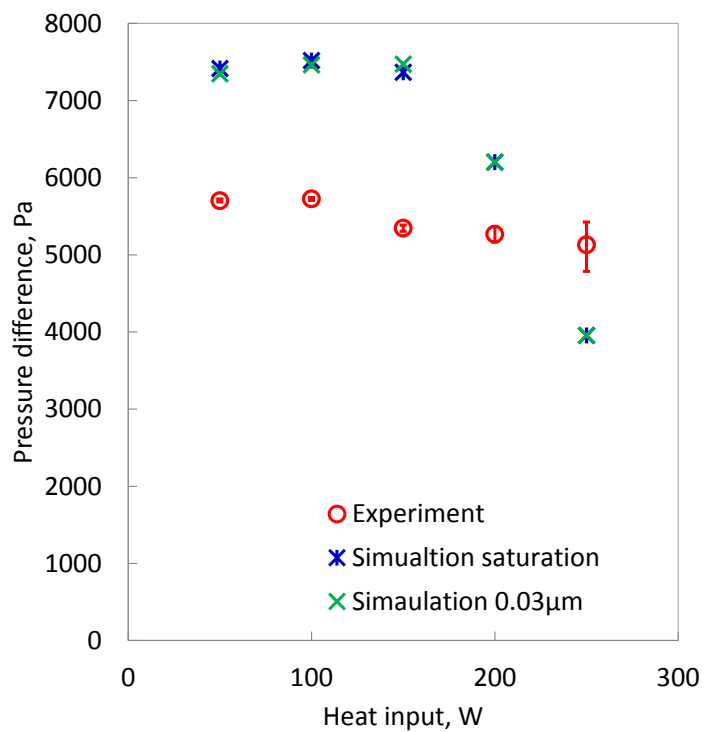
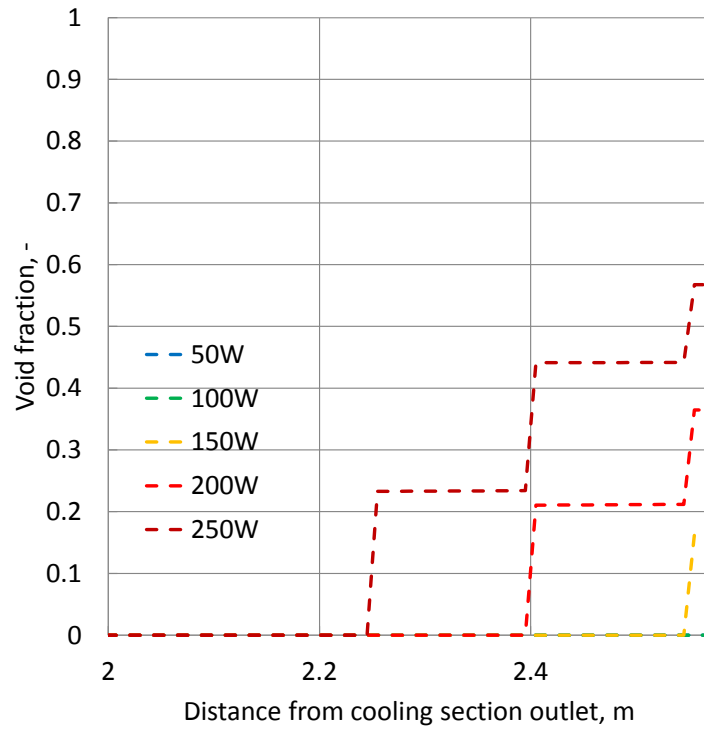
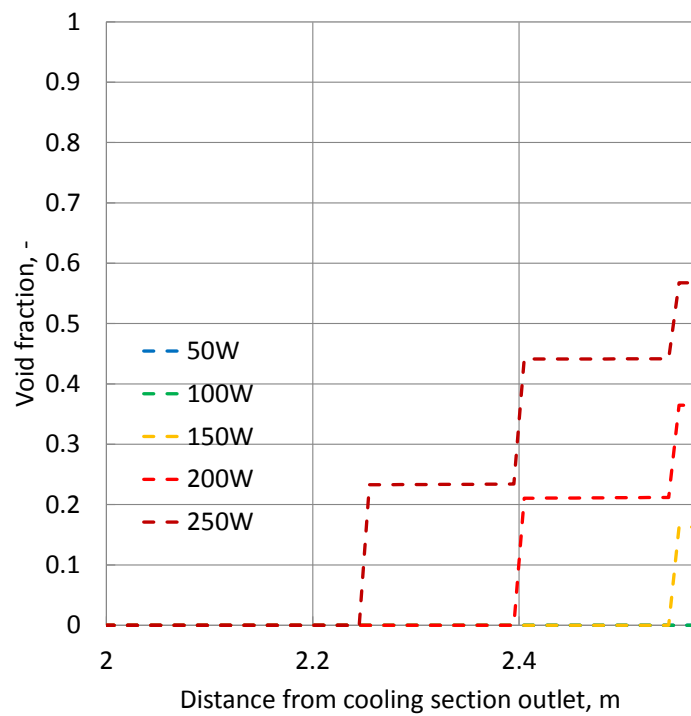


図 4.6.1.4 恒温槽 0°Cリザーバ 10°C 第 15 ループ加熱部下部 570mm 差圧実験値とシミュレーションの比較

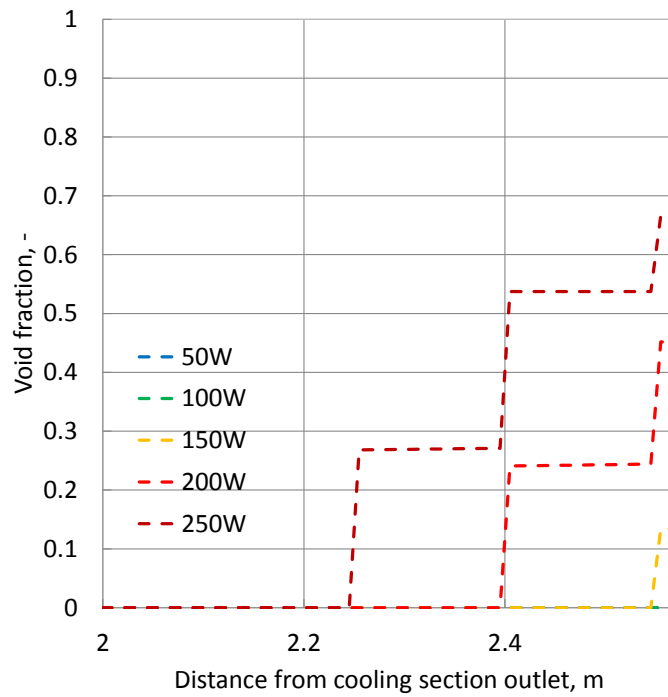


(a) 飽和沸騰条件

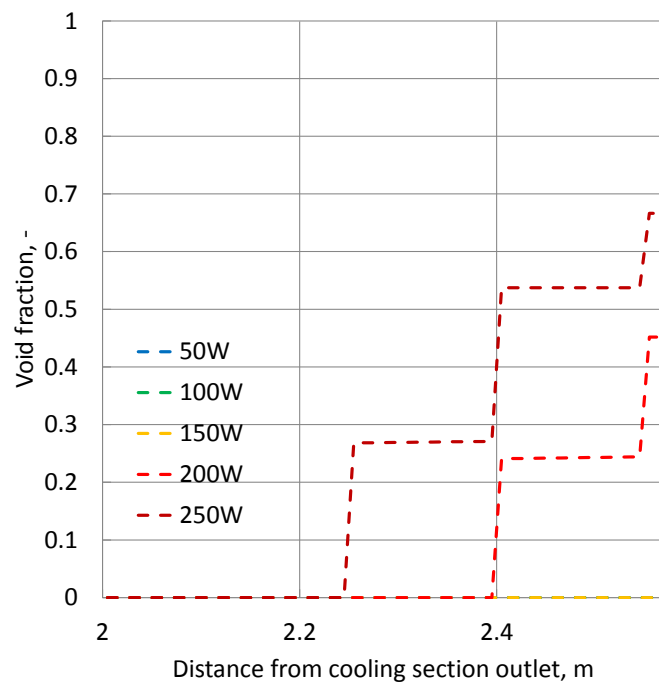


(b) 過熱条件 最大活性化キャビティ半径 0.03um

図 4.6.1.4 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 第 15 ループ加熱部下部から 570mm 区間のボイド率分布

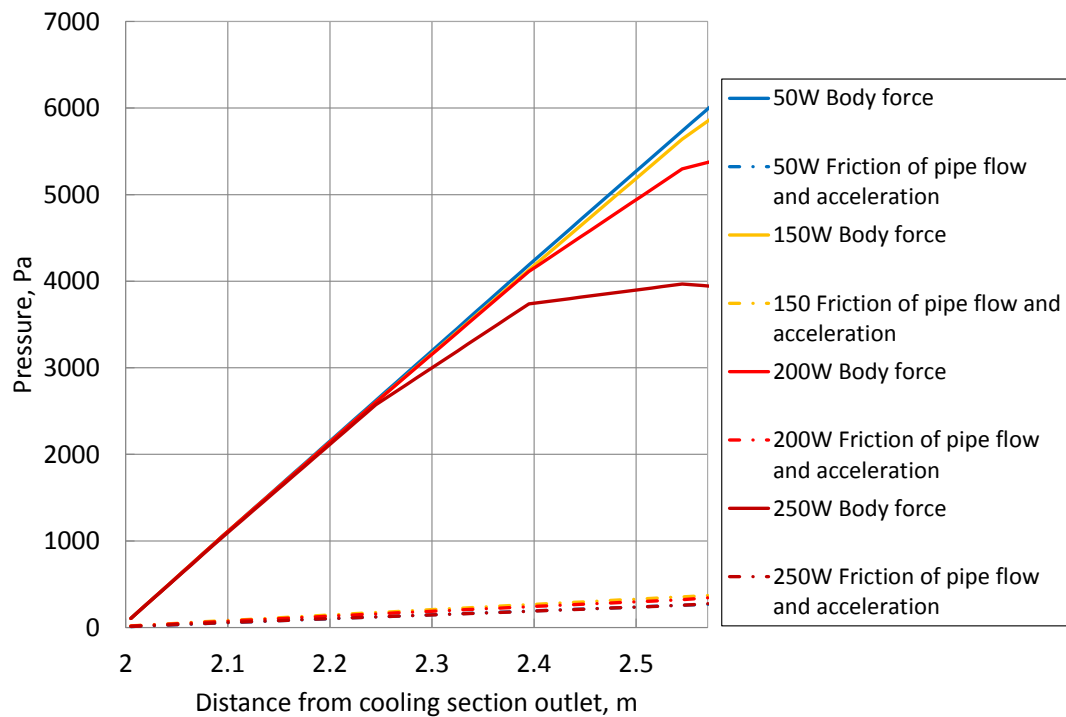


(a) 飽和沸騰条件

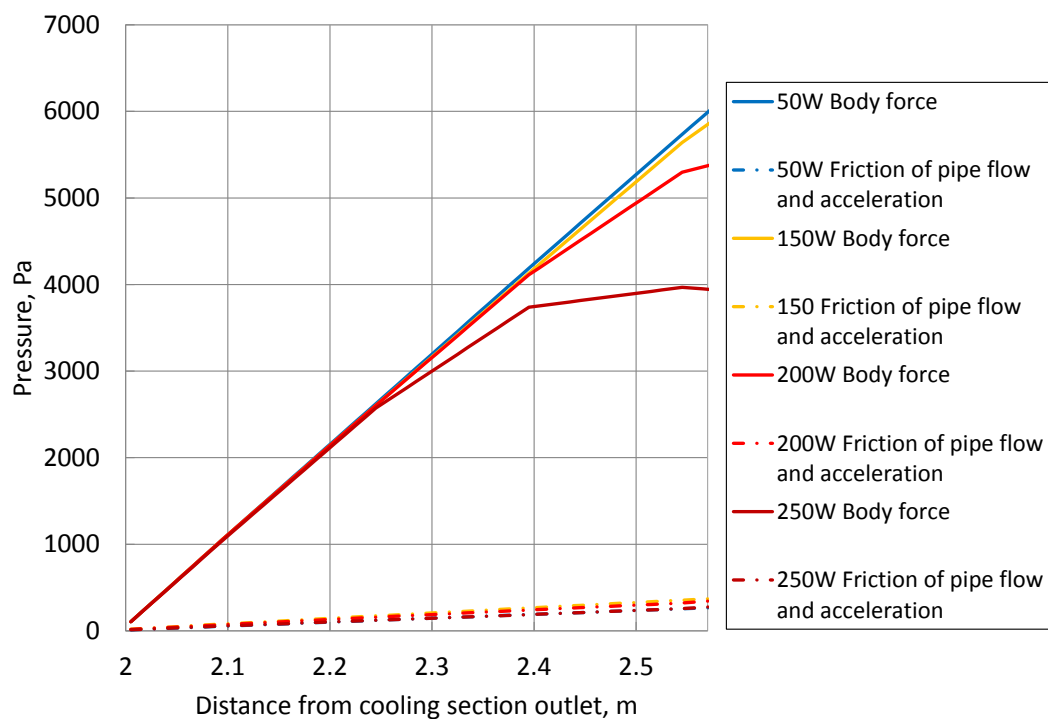


(b) 過熱条件 最大活性化キャビティ半径 0.03um

図 4.6.1.5 恒温槽 0°Cリザーバ 10°C 第 15 ループ加熱部下部から 570mm 区間のボイド率分布

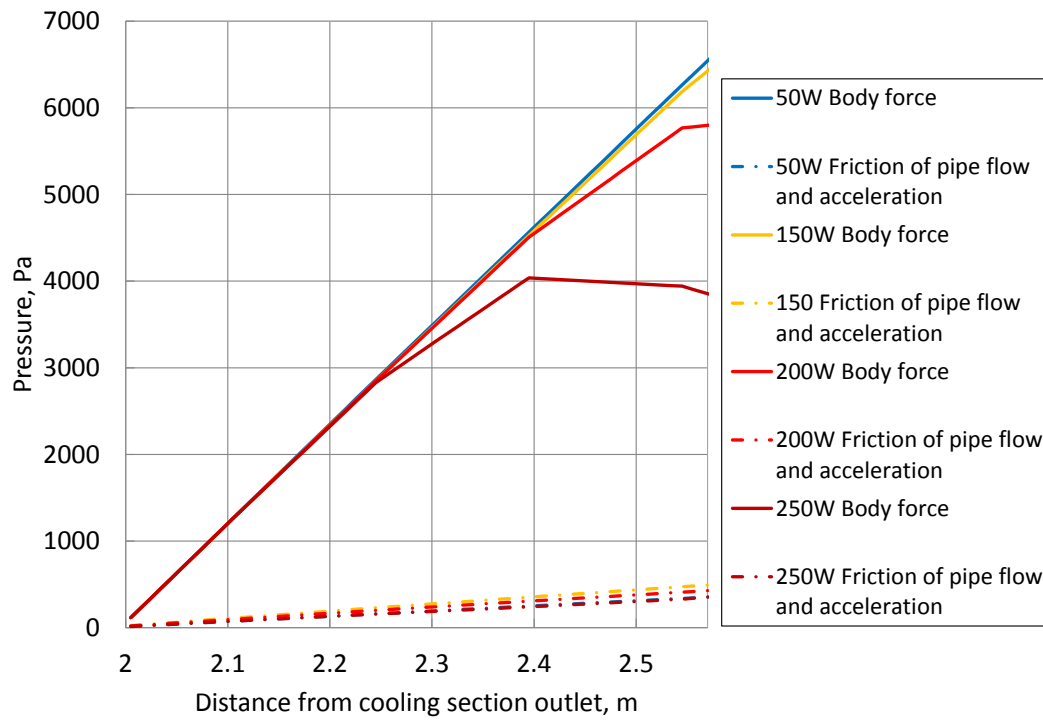


(a) 飽和沸騰条件

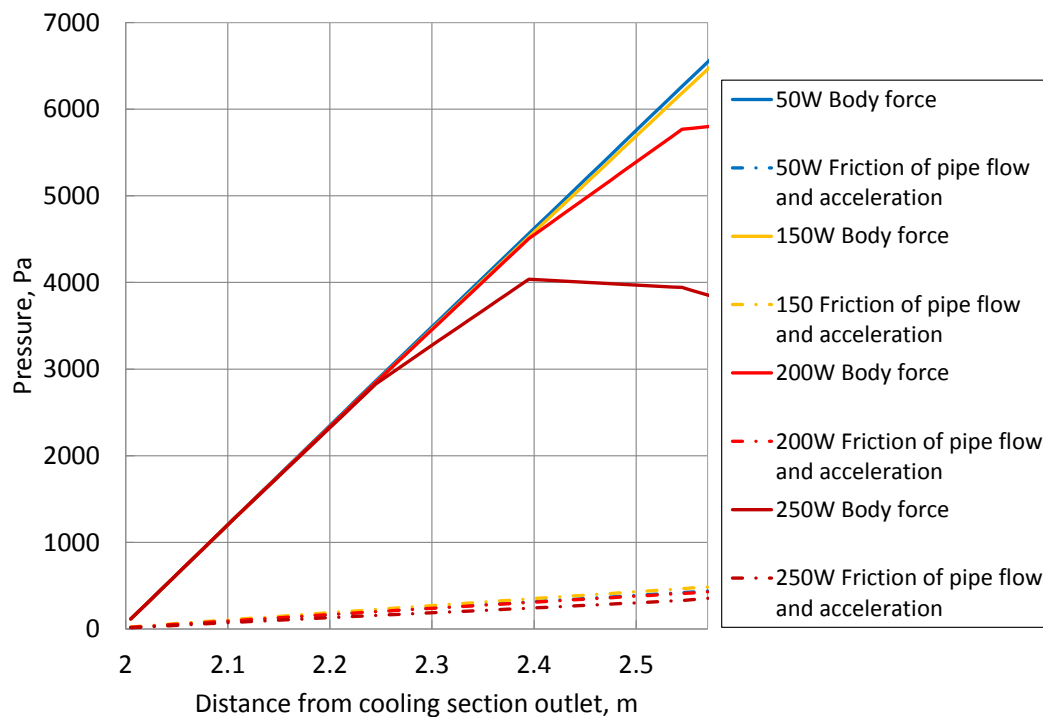


(b) 過熱条件 最大活性化キャビティ半径  $0.03\mu\text{m}$

図 4.6.1.6 恒温槽  $20^\circ\text{C}$  リザーバ  $30^\circ\text{C}$  第 15 ループ加熱部下部から  $570\text{mm}$  区間の圧力損失

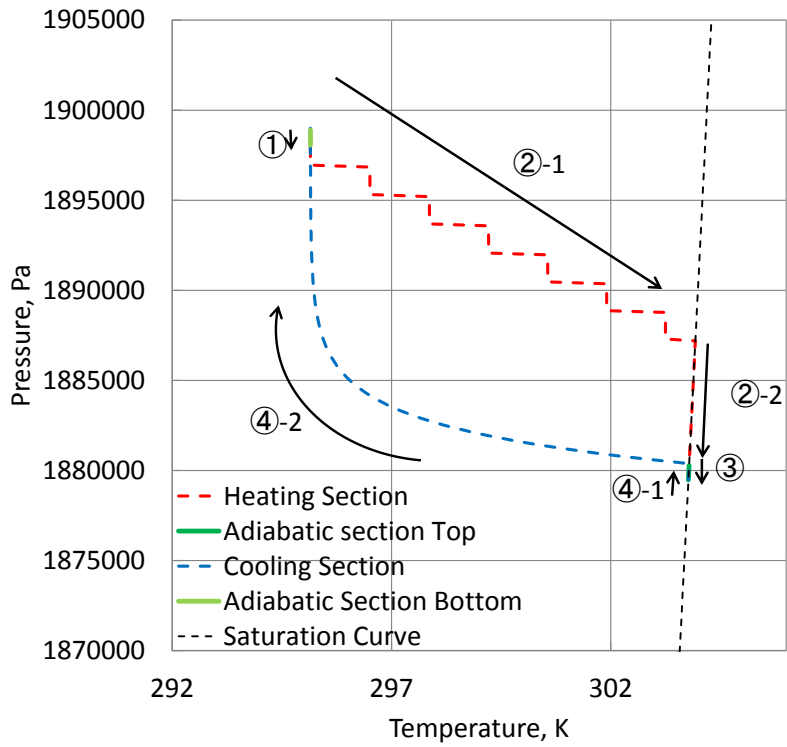


(a) 飽和沸騰条件

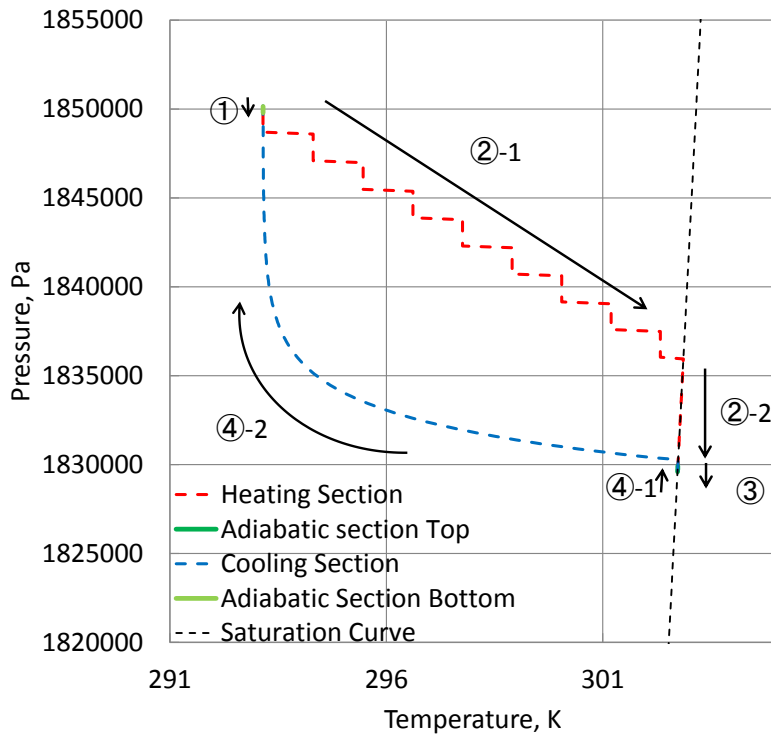


(b) 過熱条件 最大活性化キャビティ半径  $0.03\mu\text{m}$

図 4.6.1.7 恒温槽  $0^{\circ}\text{C}$  リザーバ  $10^{\circ}\text{C}$  第 15 ループ加熱部下部から 570mm 区間の圧力損失



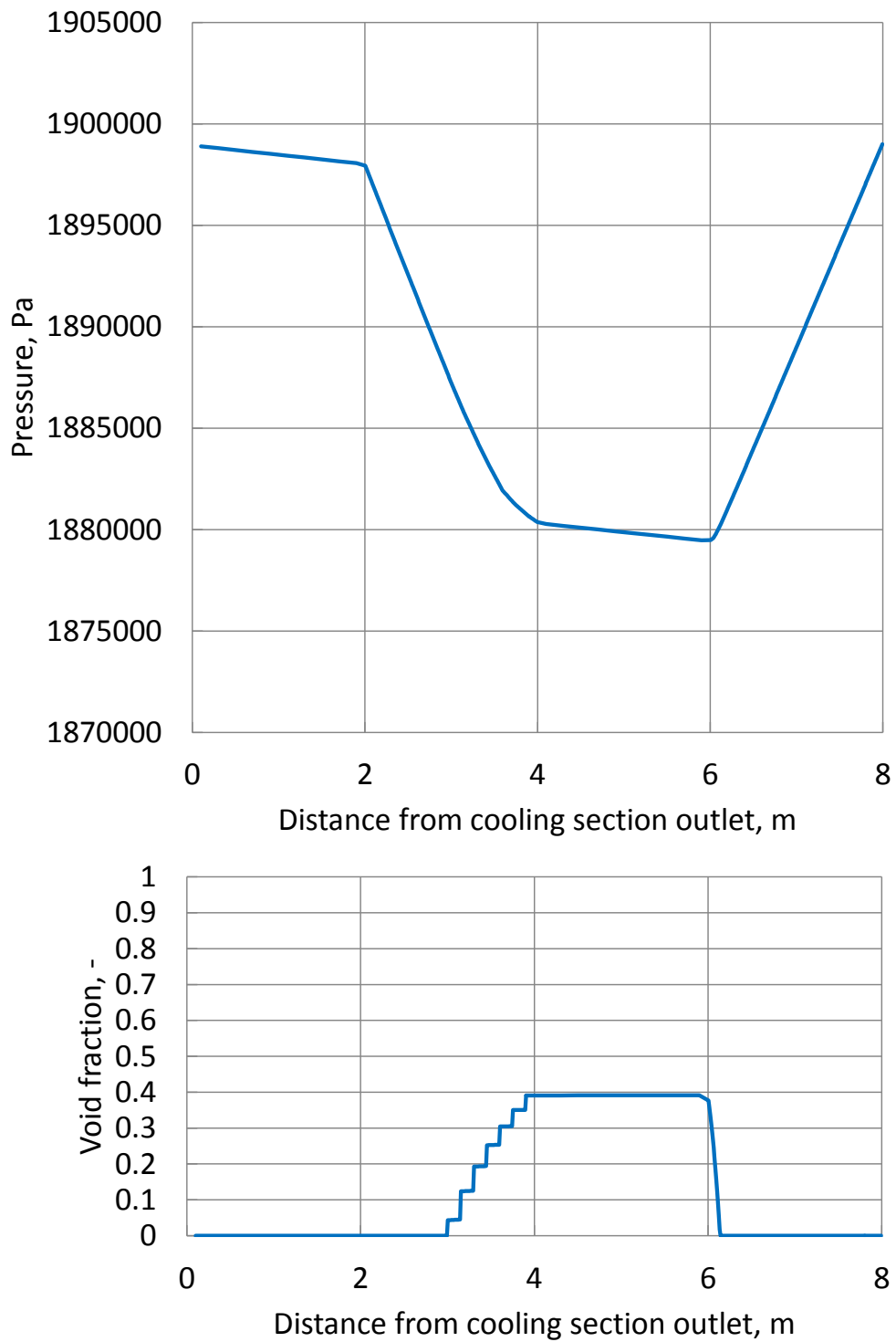
(a) 内径 1.0mm 外径 1.6mm



(b) 内径 1.3mm 外径 3.0mm

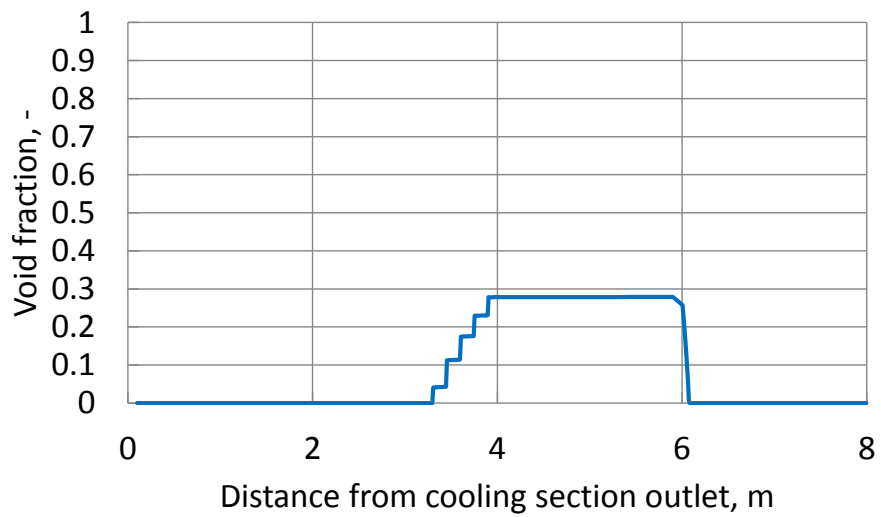
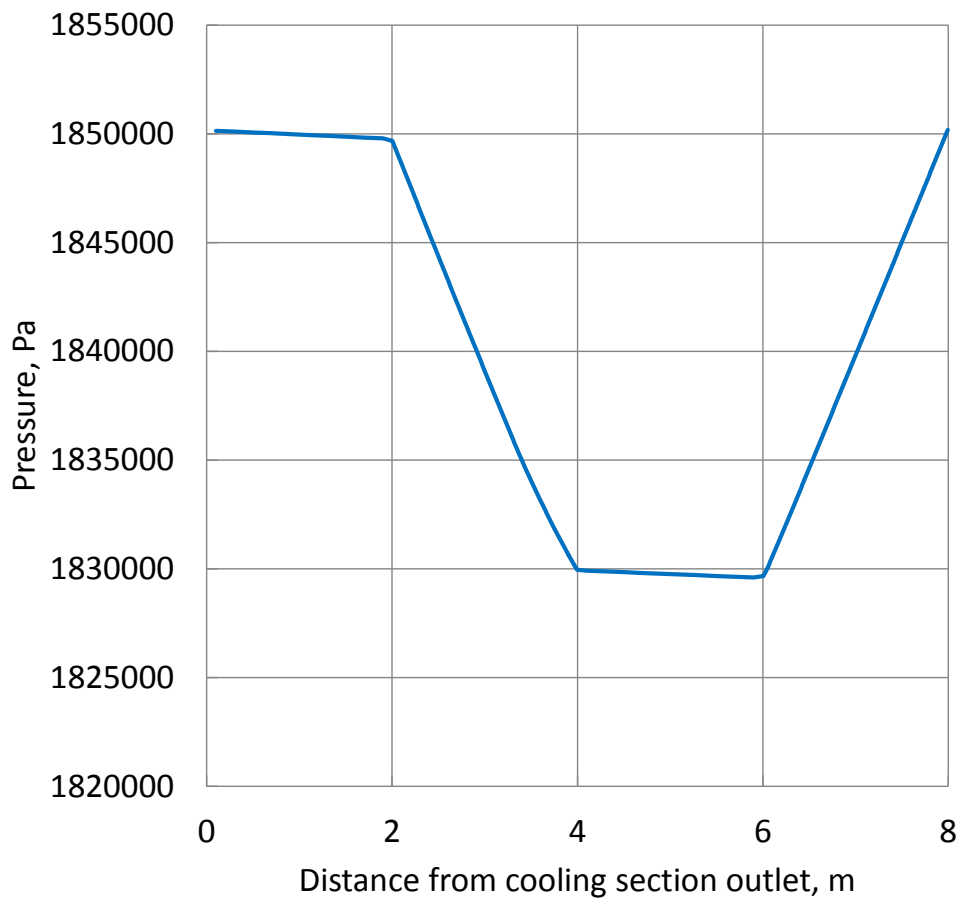
図 4.6.2.1 恒温槽 20°Cリザーバ 30°C 熱負荷 50W における 1 ループ内の PT 線図





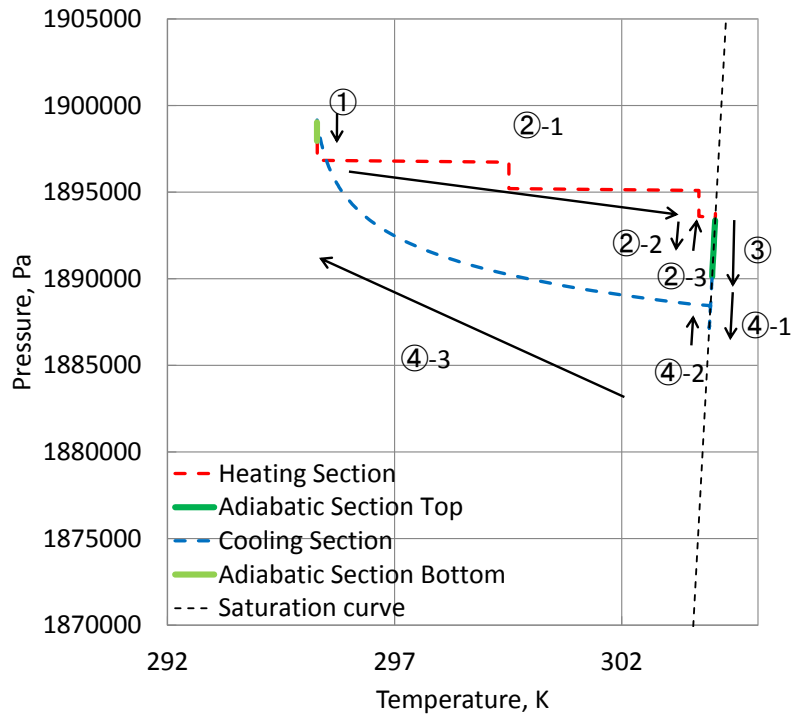
(a) 内径 1.0mm 外径 1.6mm

図 4.6.2.2 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 熱負荷 50W における 1 ループ内のボイド率分布と圧力分布

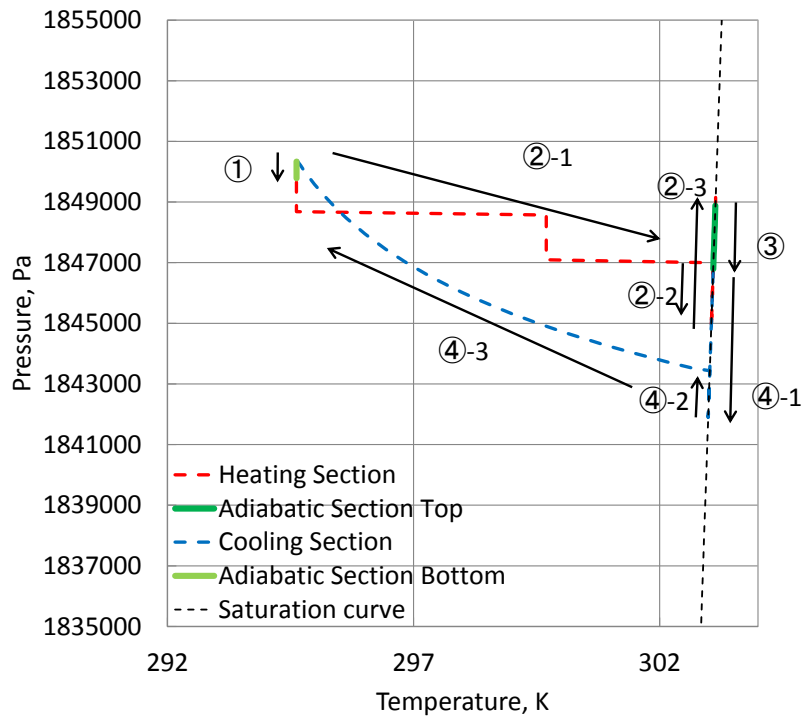


(b) 内径 1.3mm 外径 3.0mm

図 4.6.2.2 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 熱負荷 50W における 1 ループ内のボイド率分布と圧力分布

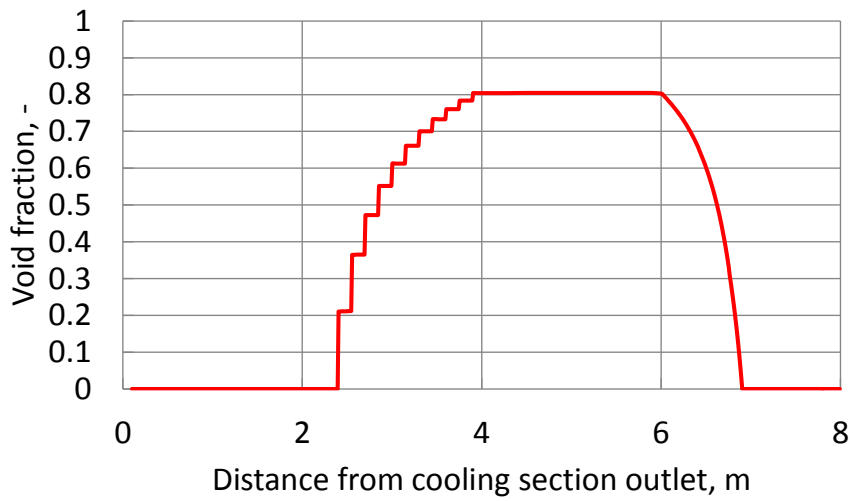
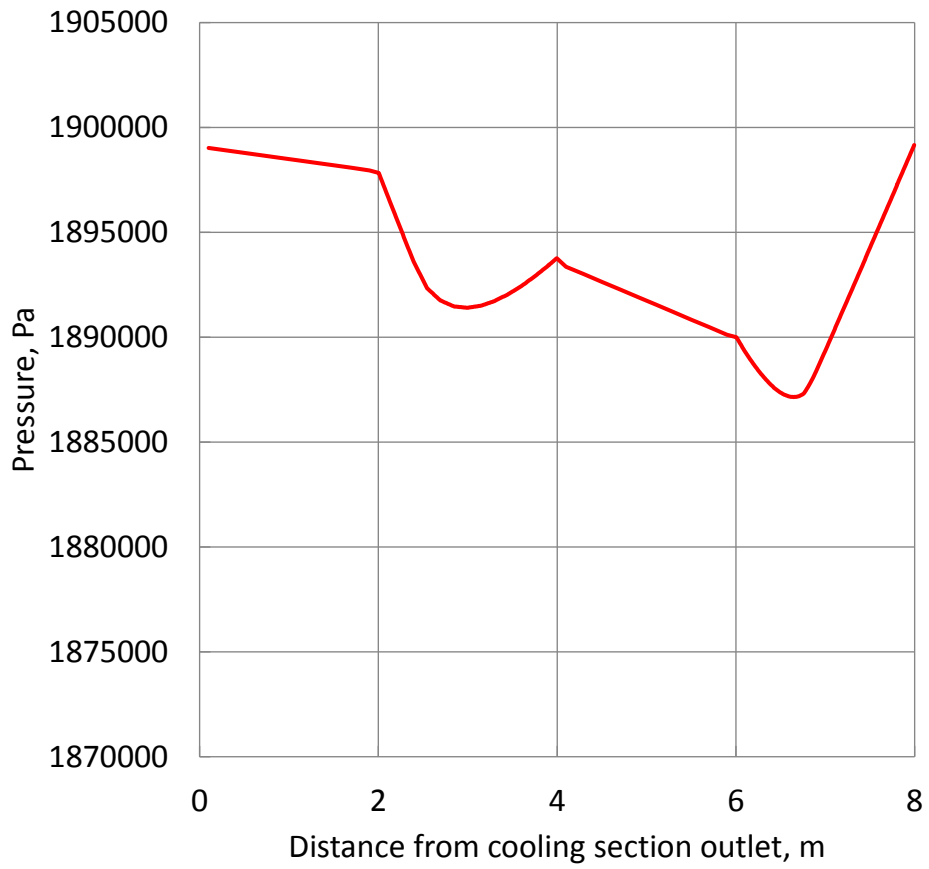


(a) 内径 1.0mm 外径 1.6mm 200W



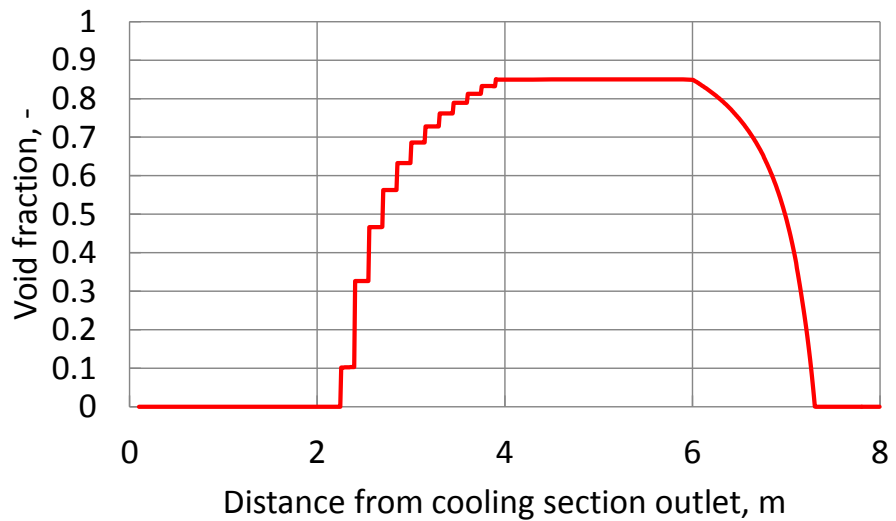
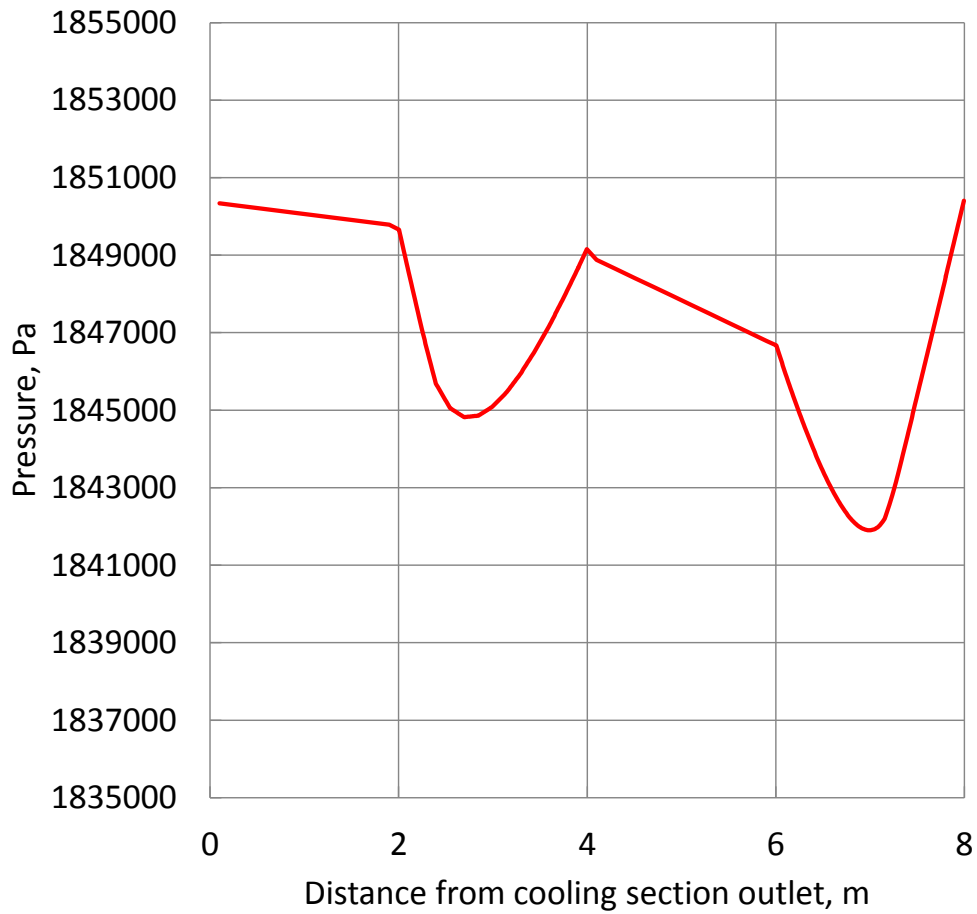
(a) 内径 1.3mm 外径 3.0mm 350W

図 4.6.2.3 恒温槽 20°Cリザーバ 30°C 高熱負荷における 1 ループ内の PT 線図



(a) 内径 1.0mm 外径 1.6mm 200W

図 4.6.2.4 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 高熱負荷における 1 ループ内のボイド率分布と圧力分布



(b) 内径 1.3mm 外径 3.0mm 350W

図 4.6.2.4 恒温槽 20℃リザーバ 30℃ 高熱負荷における 1 ループ内のボイド率分布と圧力分布

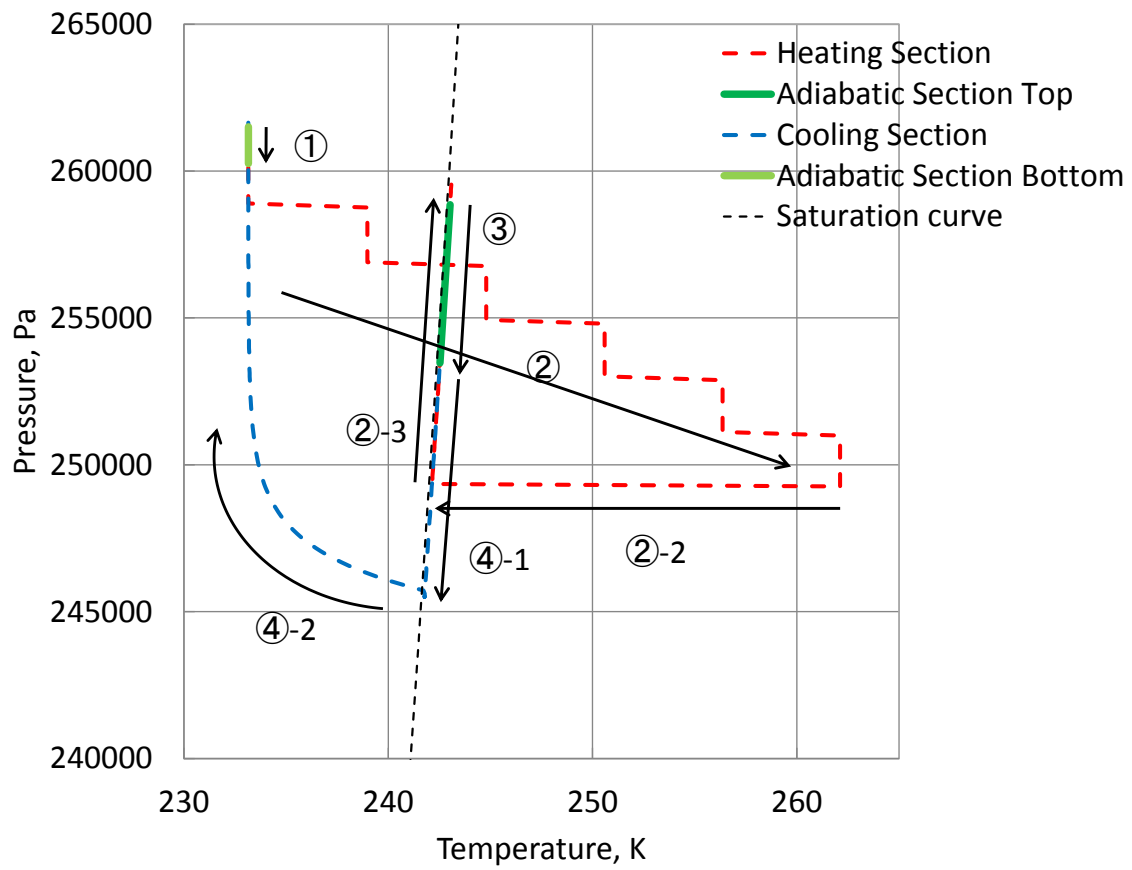
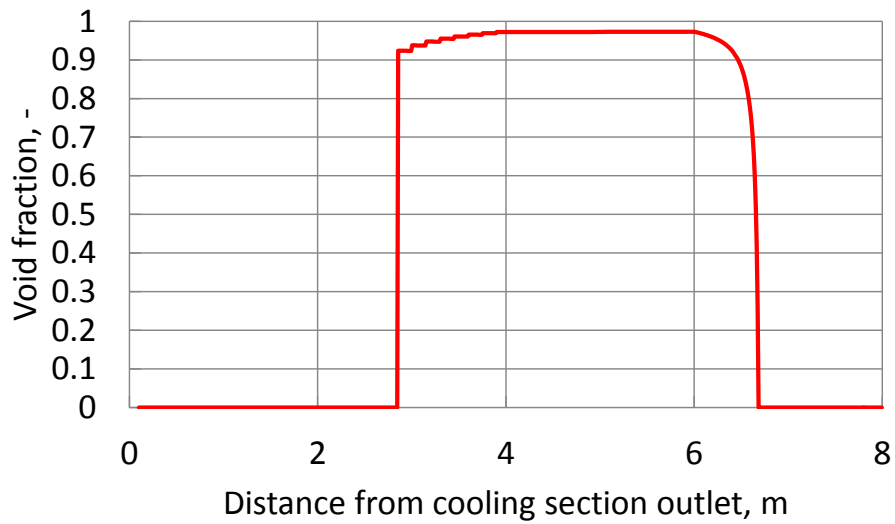
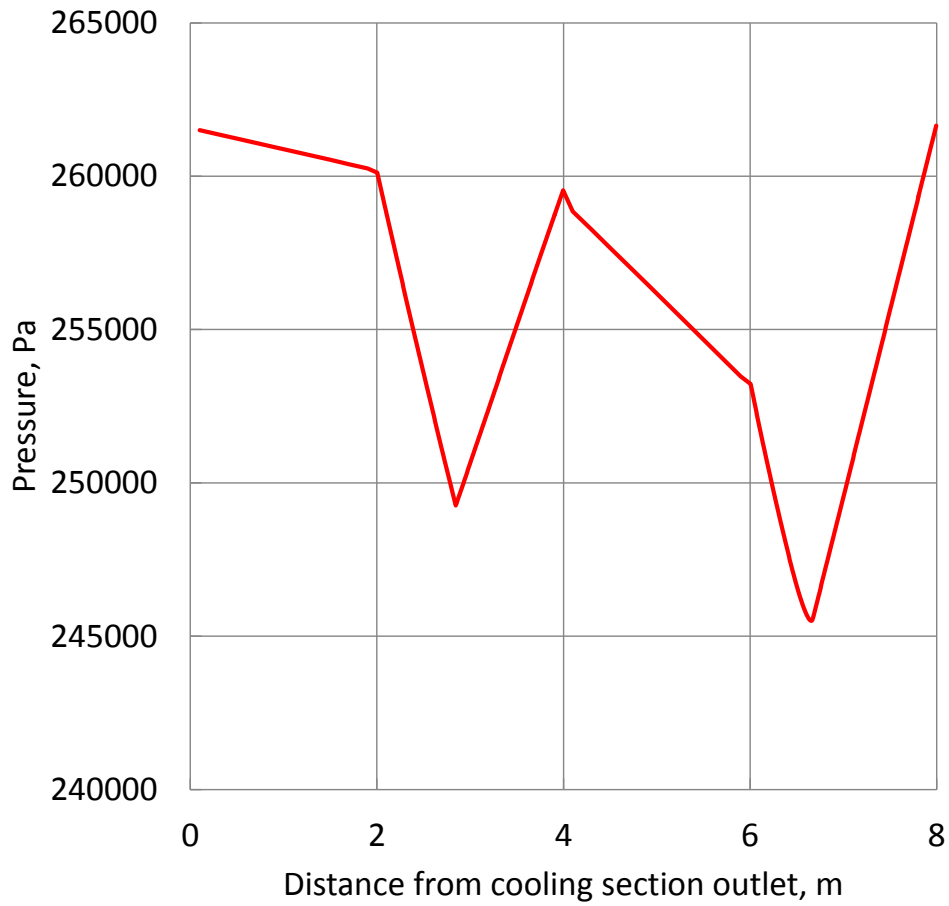


図 4.6.2.5 恒温槽 $-40^{\circ}\text{C}$ リザーバー $30^{\circ}\text{C}$  沸騰開始過熱度 最大活性化キャビティ半径  $0.03\mu\text{m}$  熱負荷  $150\text{W}$  における 1 ループ内の PT 線図



内径 1.0mm 外径 1.6mm 150W

図 4.6.2.6 恒温槽温度 $-40^{\circ}\text{C}$ リザーバー $30^{\circ}\text{C}$  沸騰開始過熱度 最大活性化キャビティ半径  $0.03\mu\text{m}$  熱負荷 150W における 1 ループ内のボイド率分布と圧力分布

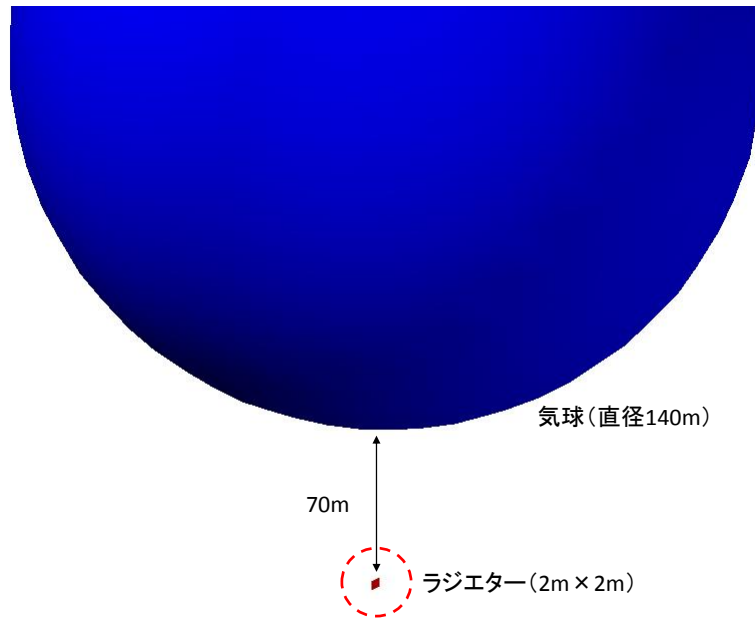


図 5.1.1.1 ラジエター視野評価のための気球とラジエターの位置関係

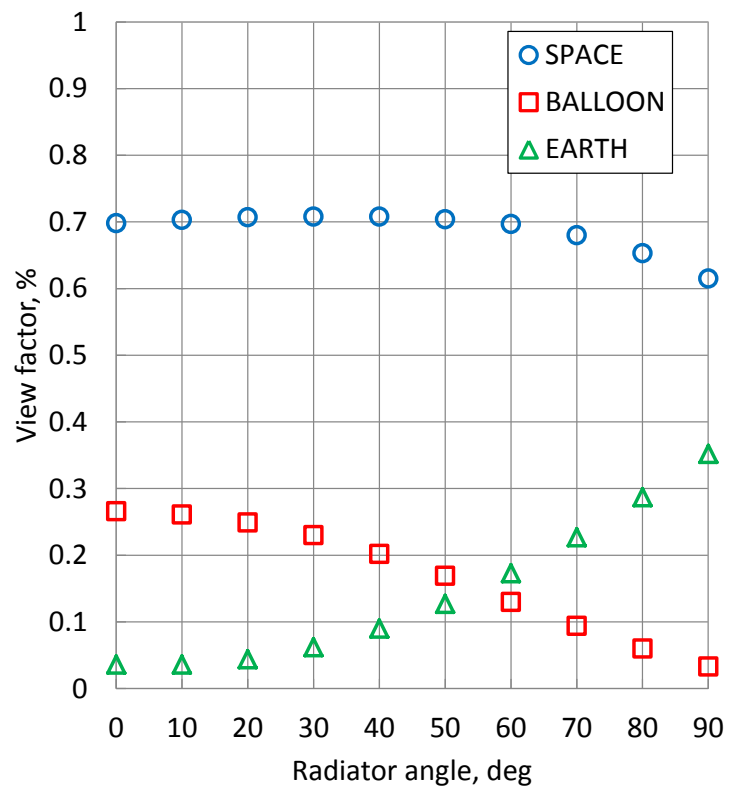


図 5.1.1.2 ラジエター角度と地球，宇宙，気球への視野



表 5.1.2.1 太陽光吸収率測定方法

【太陽光吸収率( $\alpha_S$ )】
測定装置：U-4100
－主要性能－
Wavelength windows：240～2800 nm
測定方式：ダブルビーム直接比率測光方式
波長精度：紫外線・可視域 $\pm 0.2$ nm
近赤外域 $\pm 1.0$ nm
走査速度：0.3～2400 nm/min 可変
検出器：光電子増倍管/硫化鉛素子
測定条件
測定波長範囲：250～2500 nm
標準試料：スペクトラロン(SRS-99-020)
入射角：5°
走査速度：紫外線・可視域 120 nm/min
近赤外域 750 nm/min
測定積分球：200 mm $\phi$

表 5.1.2.2 垂直赤外放射率測定方法

垂直赤外放射率( $\epsilon_N$ )
測定装置：AZ Technology TESA 2000
－主要性能－
波長範囲：3 $\mu$ m～35 $\mu$ m
精度：灰色体試料に対するフルスケールの $\pm 1$ %
非灰色体試料に対するフルスケールの $\pm 3$ %

表 5.2.1.1 南極上空における熱環境

	Solar intensity	Albed	Earth IR	
	W/m2	factor	W/m2K	K
HOT case 1	1422	0.50	149.65	226.67
HOT case 2	1422	0.22	233.45	253.32
HOT case Albed[1]	1422	0.50	180	237.4
HOT case IR[1]	1422	0.22	332	276.6
COLD case 1	1366	0.22	224.25	250.79
COLD case 2	1366	0.50	143.75	224.40

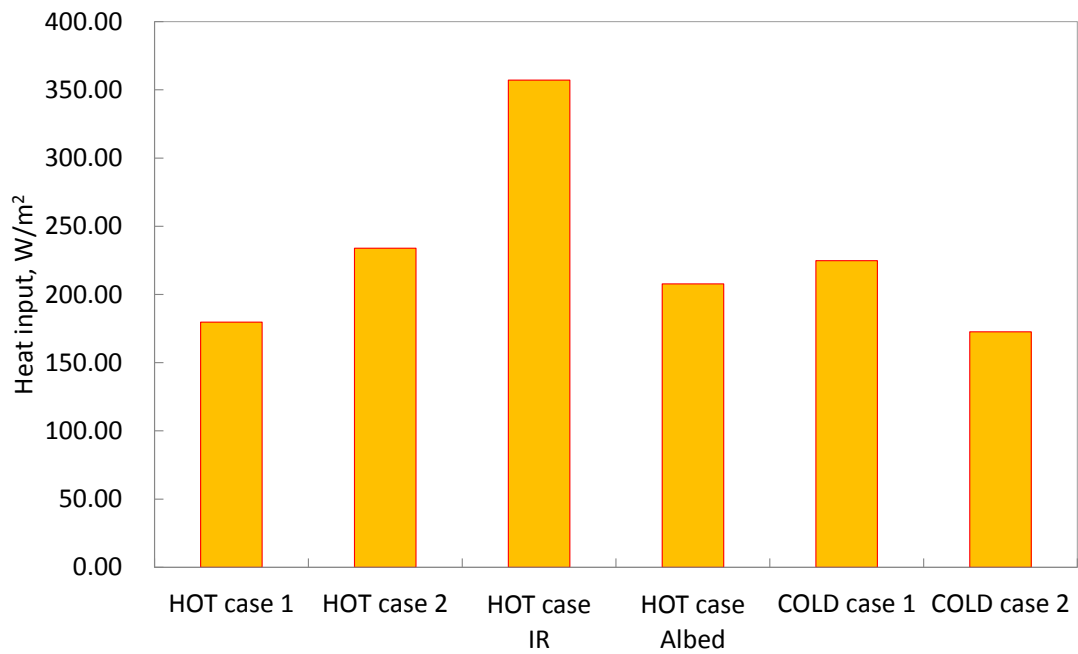


図 5.2.1.1 各熱環境条件における単位ラジエーター面積あたりへの熱入力量

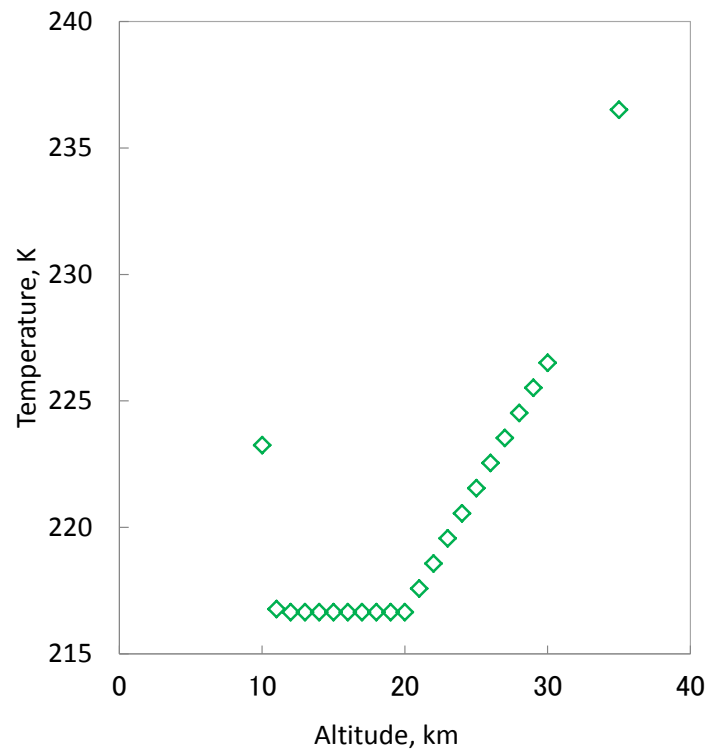


図 5.2.2.1 高度と周囲空気温度の関係

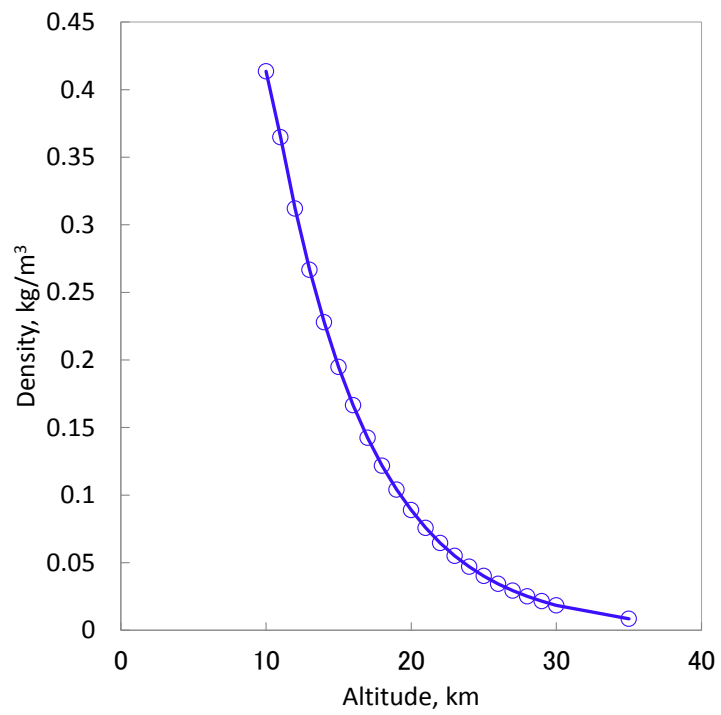


図 5.2.2.2 高度と大気密度の関係

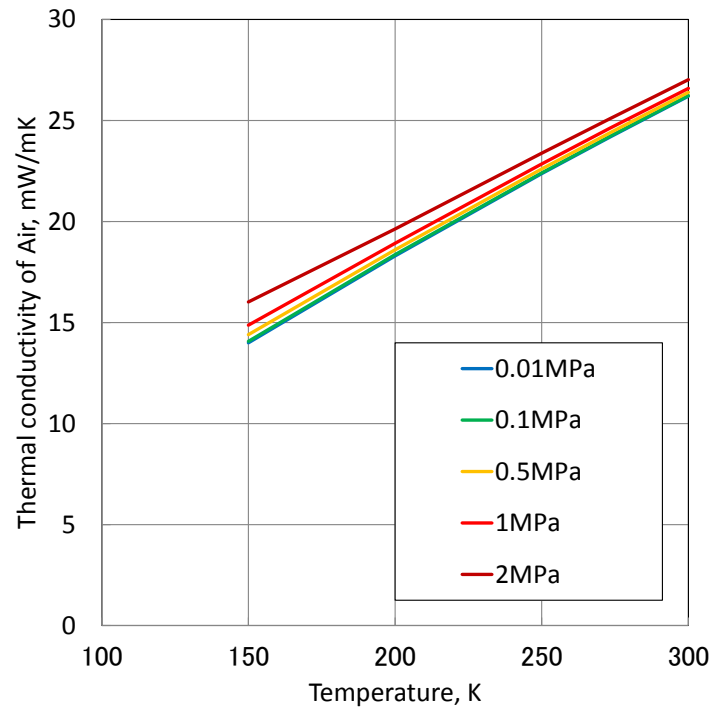


図 5.2.2.3 空気熱伝導率の温度依存性

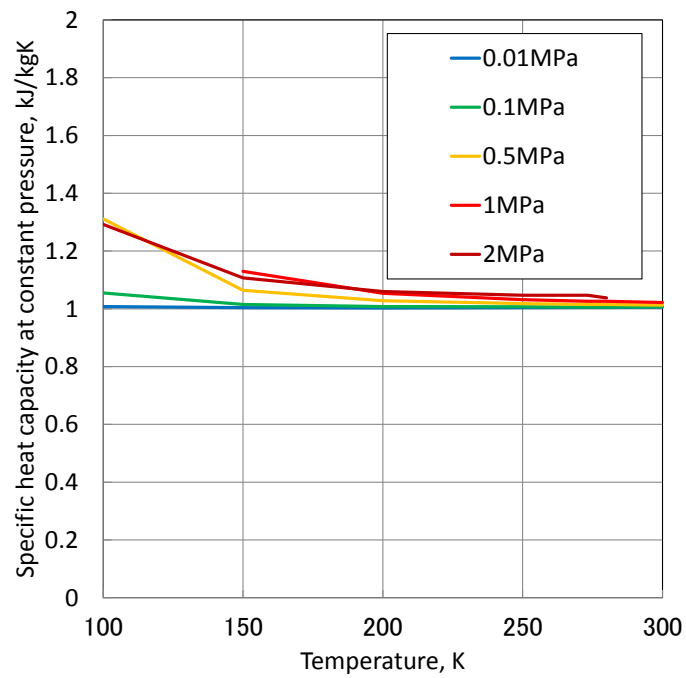


図 5.2.2.4 空気定圧比熱の温度依存性

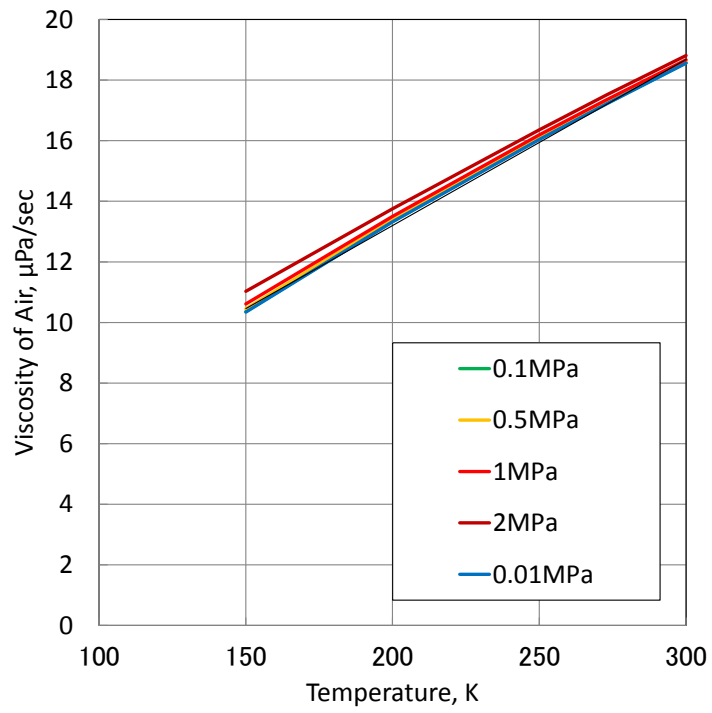
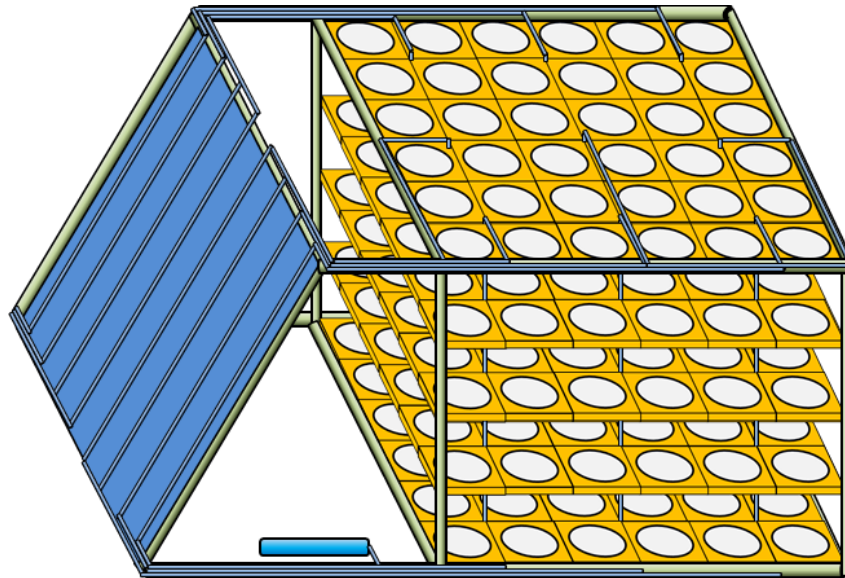


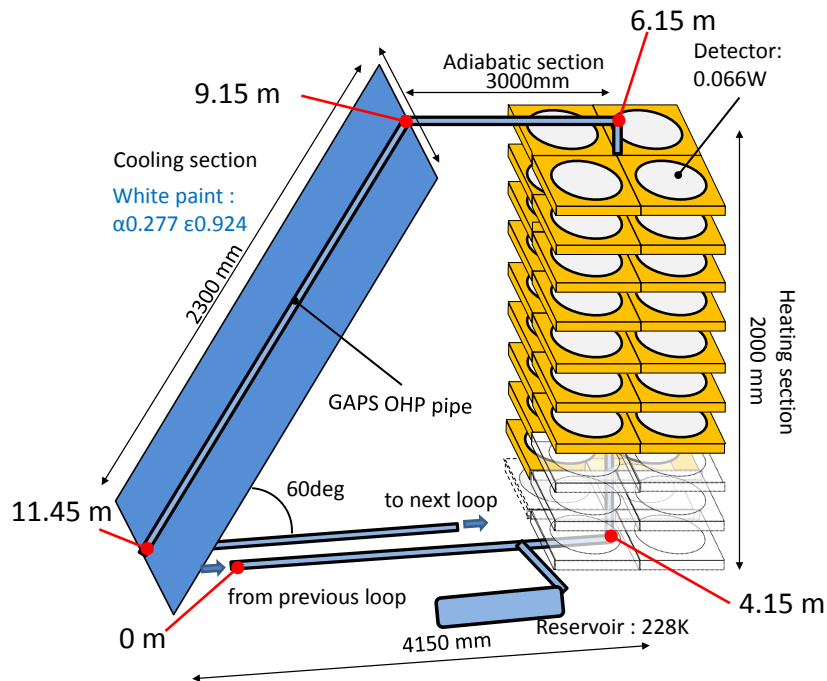
図 5.2.2.5 空気粘性の温度依存性

表 5.3.1.1 第一回 GAPS フライト条件

	検出器数	検出器発熱 W	総発熱量 W	層数 layer	1配管あたり1層に取り付けられる検出器数
フルスペック	4000	0.2	800	13	3 (六角形の検出器)
第一回フライト	1440	0.066	95	10	4 (四角形の検出器)



(a) 全体図



(b) 1 ループ

図 5.3.1.1 第一回南極フライト実験での検出器と熱輸送システムの構成

表 5.3.2.1 マルチループ型ヒートパイプ形状最適化

解析条件			
作動流体			R410A
解析条件			HOT case
リザーバ温度	°C		-45
ループ数	loop		36
管内径/管外径	mm		0.7/1.3, 1.0/1.6, 1.3/1.9
ヒートパイプ管の中心距離	mm		15, 20, 25, 30, 35, 40, 50
冷却部の角度	度		60
長さ	加熱部	mm	2000
	上部断熱部		3000
	冷却部		2300
	下部断熱部		4150
管の熱伝導率	W/mK		16
加熱部 管とヒータの接触コンダクタンス	W/m <sup>2</sup> K		800
冷却部 管とラジエーター板の接触コンダクタンス	W/m <sup>2</sup> K		1200
冷却板の対流熱伝達率	W/m <sup>2</sup> K		層流: 式5.2.2.2 乱流: 式5.2.2.3
ノード数	加熱部	nodes	200
	上部断熱部		10
	冷却部		200
	下部断熱部		10
ヒートパイプ全体のノード数			15120(420nodes×36loops)
収束条件	Pa		360
最大熱輸送量判定条件	-		ポイド率 0.97

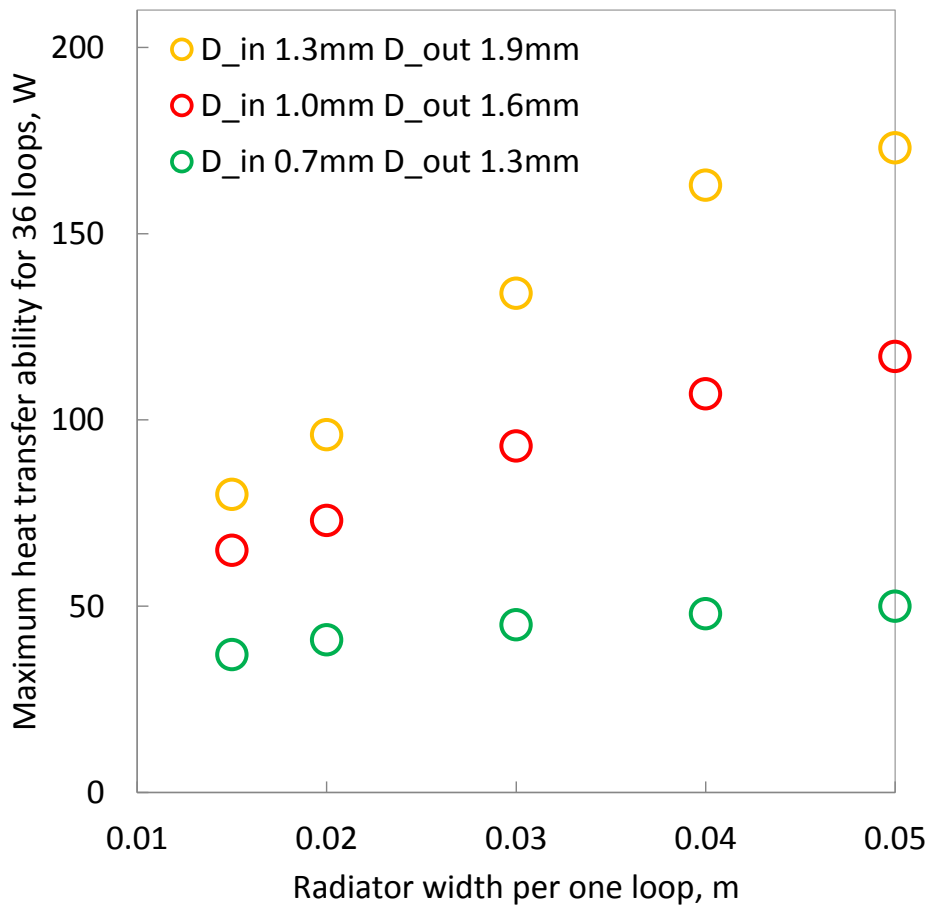


図 5.3.2.1 ヒートパイプ管径とラジエーター幅の最適化



図 5.3.3.1 ヒートパイプ管と模擬検出器の結合写真

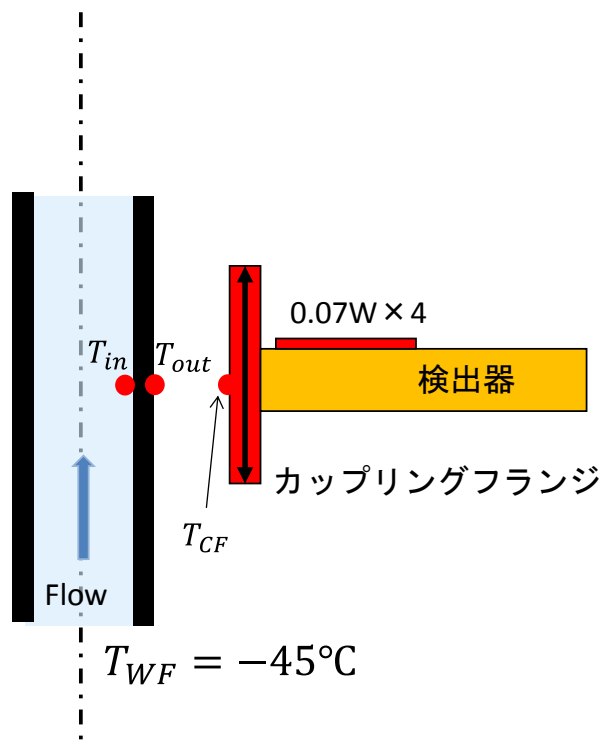


図 5.3.3.2 ヒートパイプ管と検出器熱結合のイラスト



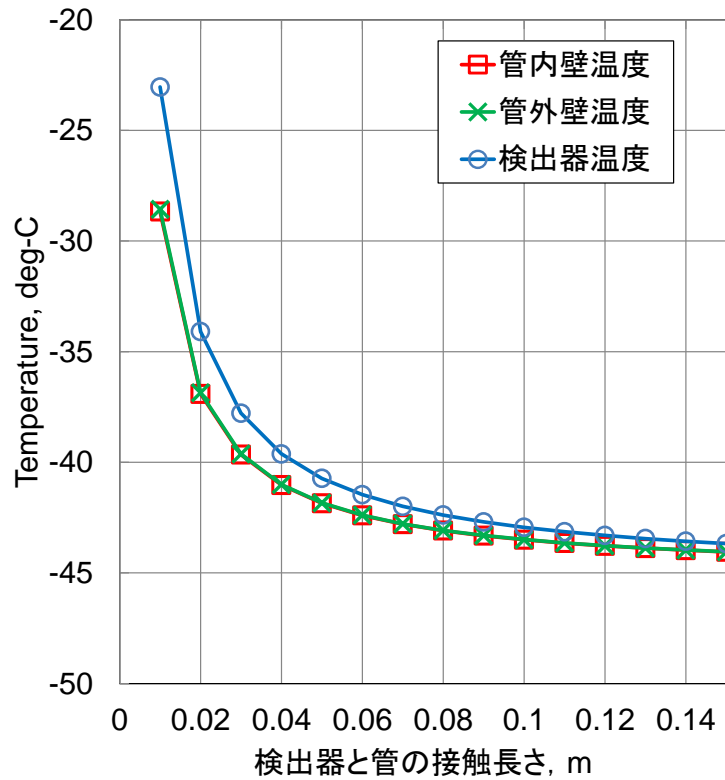


図 5.3.3.3 ヒートパイプ管外壁と検出器熱結合の最適化

表 5.3.2.1 マルチループ型ヒートパイプのフライトシミュレーション

解析条件			
作動流体			R410A
解析条件			HOT case, COLD case
リザーバ温度	°C		-45
ループ数	loop		36
検出器全発熱	W		95.04(0.066W×4個×10層×36ループ)
管内径/管外径	mm		1.3/1.9
ヒートパイプ管の中心距離	mm		30
カップリングフランジ長さ	mm		40
冷却部の角度	度		60
長さ	加熱部		2000
	上部断熱部	mm	3000
	冷却部		2300
	下部断熱部		4150
管の熱伝導率	W/mK		16
加熱部 管とヒータの接触コンダクタンス	W/m <sup>2</sup> K		800
冷却部 管とラジエーター板の接触コンダクタンス	W/m <sup>2</sup> K		1200
冷却板の対流熱伝達率	W/m <sup>2</sup> K		層流: 式5.2.2.2 乱流: 式5.2.2.3
ノード数	加熱部		200
	上部断熱部		10
	冷却部	nodes	200
	下部断熱部		10
ヒートパイプ全体のノード数			15120(420nodes×36loops)
収束条件	Pa		360
最大熱輸送量判定条件	-		ボイド率 0.97

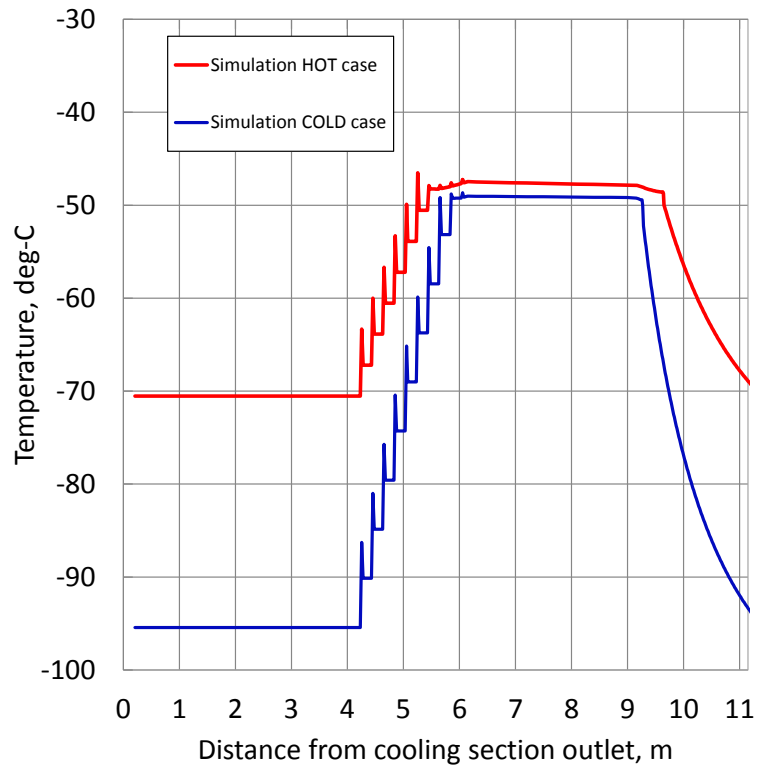


図 5.3.4.1 ヒートパイプ管外壁の温度分布 高温条件, 低温条件

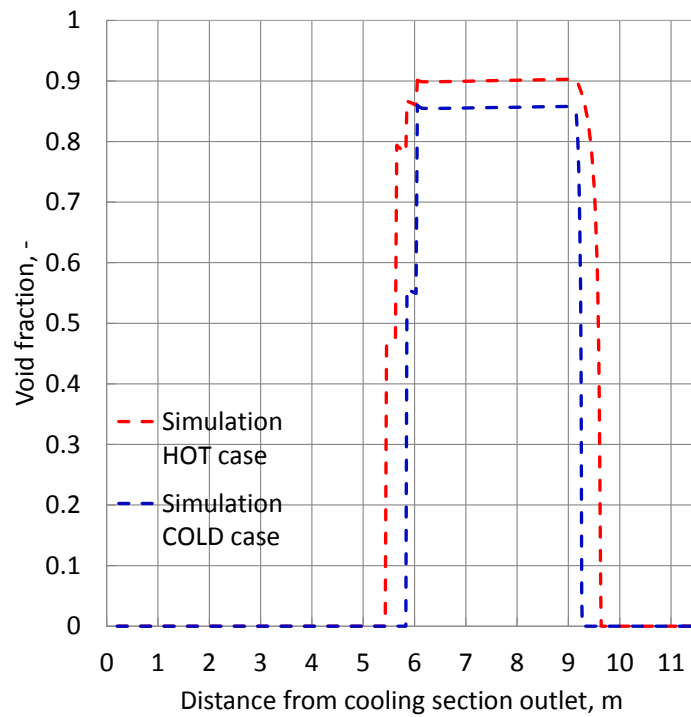


図 5.3.4.2 ボイド率分布 高温条件, 低温条件

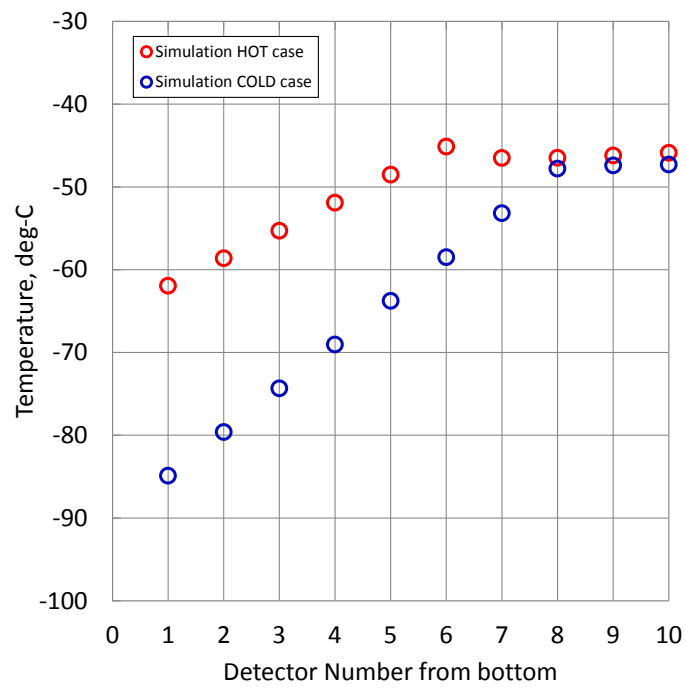
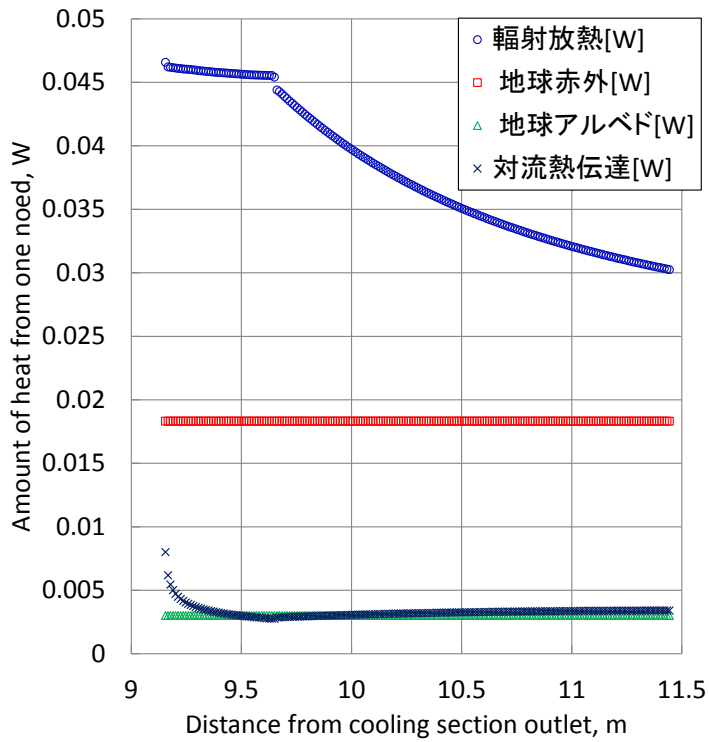
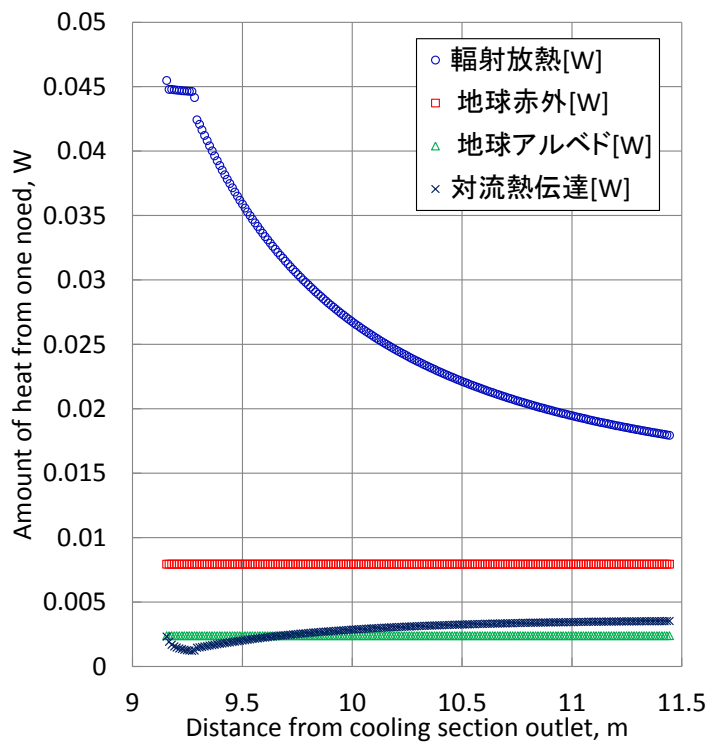


図 5.3.4.3 高温条件, 低温条件における検出器温度



(a) 高温条件



(b) 低温条件

図 5.3.4.5 冷却部の熱収支

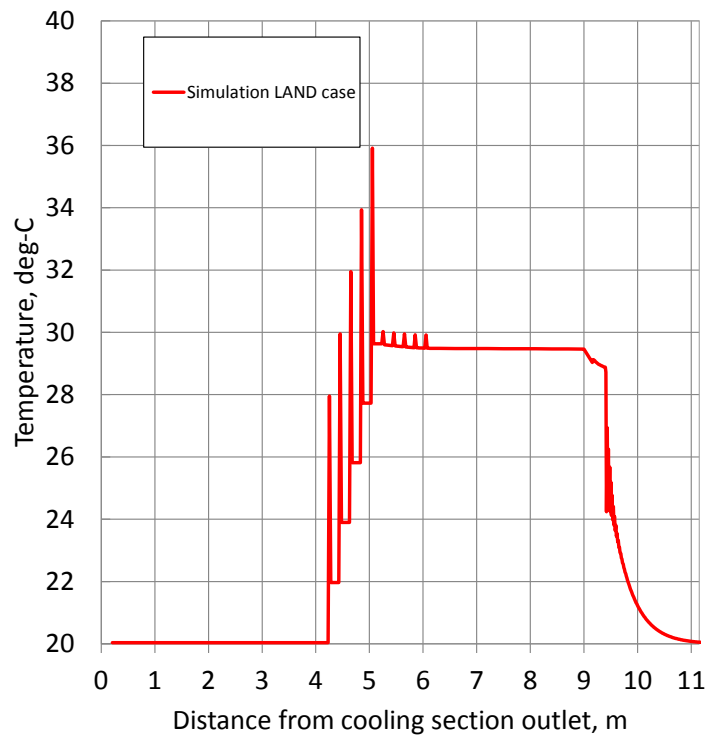


図 5.3.4.6 ヒートパイプ管外壁の温度分布 地上試験条件

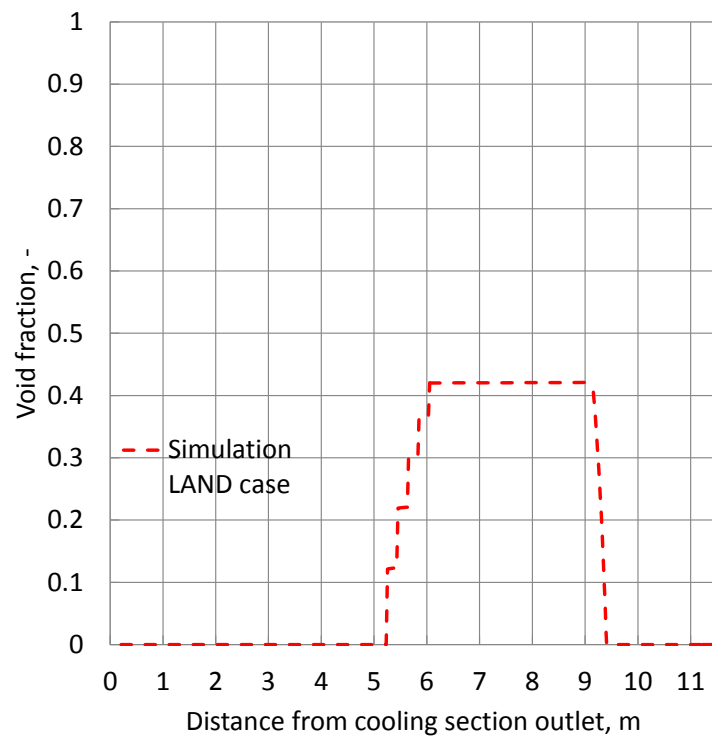


図 5.3.4.7 ボイド率分布 地上試験条件

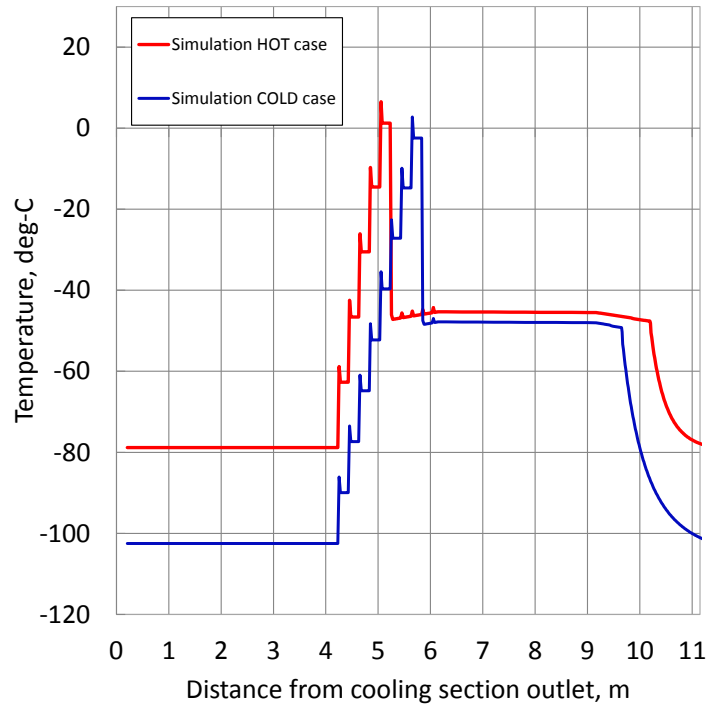


図 5.3.4.8 ヒートパイプ管外壁の温度分布 高温条件, 低温条件 過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$

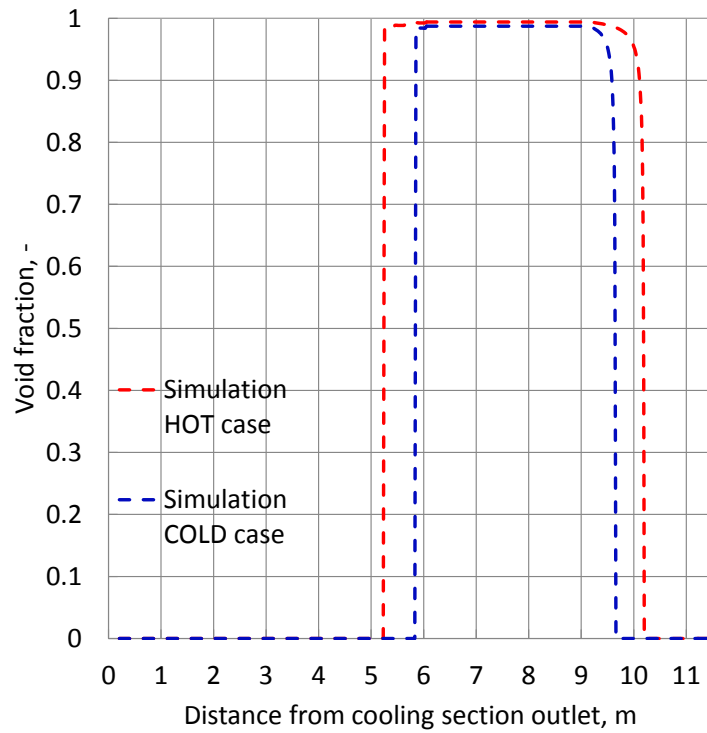


図 5.3.4.9 ボイド率分布 高温条件, 低温条件 過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$

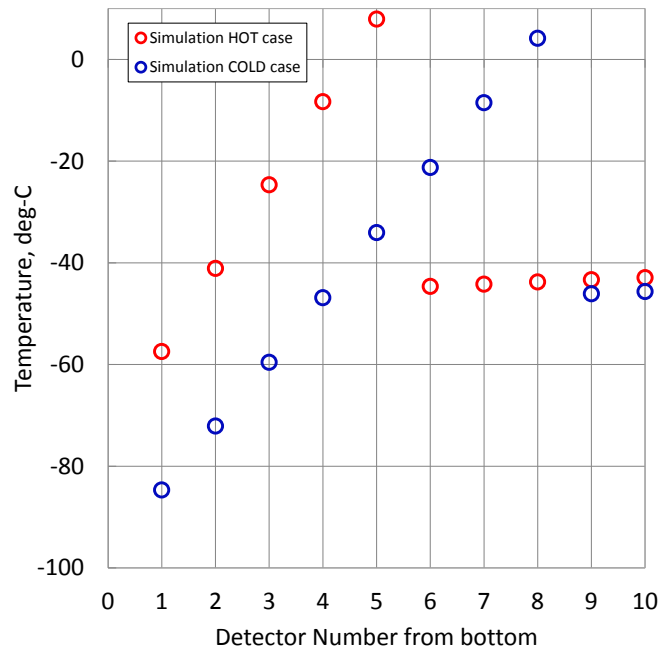


図 5.3.4.10 高温条件, 低温条件における検出器温度 過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$

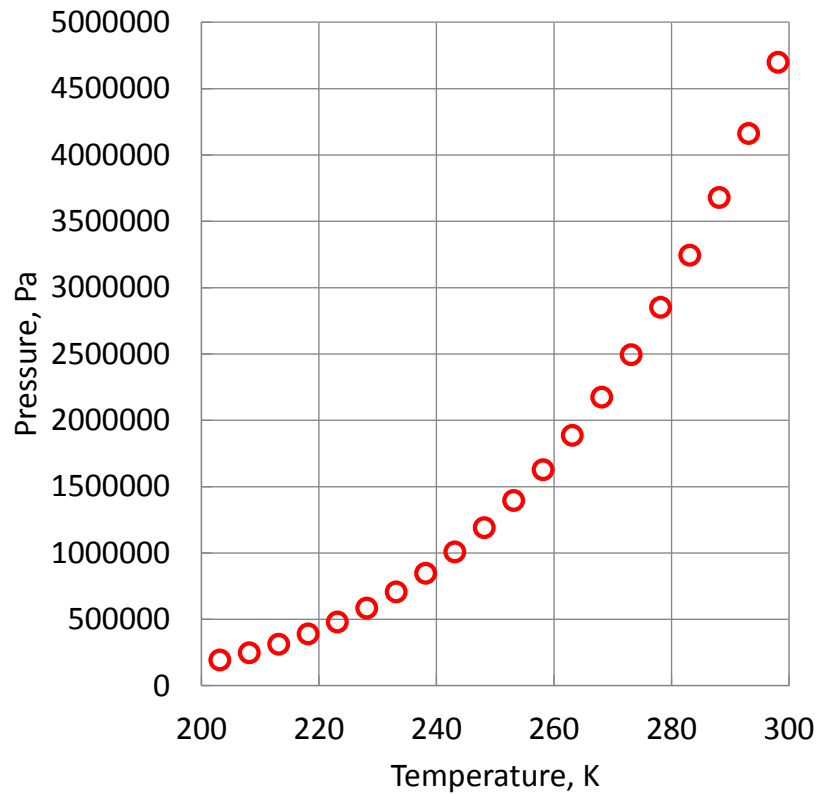


図 5.3.5.1 R23 の飽和蒸気圧曲線

表 5.3.5.1 マルチループ型ヒートパイプ形状最適化 (R23)

解析条件			
作動流体			R23
解析条件			HOT case
リザーバ温度	°C		-45
ループ数	loop		36
管内径/管外径	mm		0.7/1.3, 1.0/1.6, 1.3/1.9
ヒートパイプ管の中心距離	mm		15, 20, 25, 30, 35, 40, 50
冷却部の角度	度		60
長さ	加熱部		2000
	上部断熱部	mm	3000
	冷却部		2300
	下部断熱部		4150
管の熱伝導率	W/mK		16
加熱部 管とヒータの接触コンダクタンス	W/m <sup>2</sup> K		800
冷却部 管とラジエーター板の接触コンダクタンス	W/m <sup>2</sup> K		1200
冷却板の対流熱伝達率	W/m <sup>2</sup> K		層流: 式5.2.2.2 乱流: 式5.2.2.3
ノード数	加熱部		200
	上部断熱部	nodes	10
	冷却部		200
	下部断熱部		10
ヒートパイプ全体のノード数			15120(420nodes×36loops)
収束条件	Pa		360
最大熱輸送量判定条件	-		ボイド率 0.97



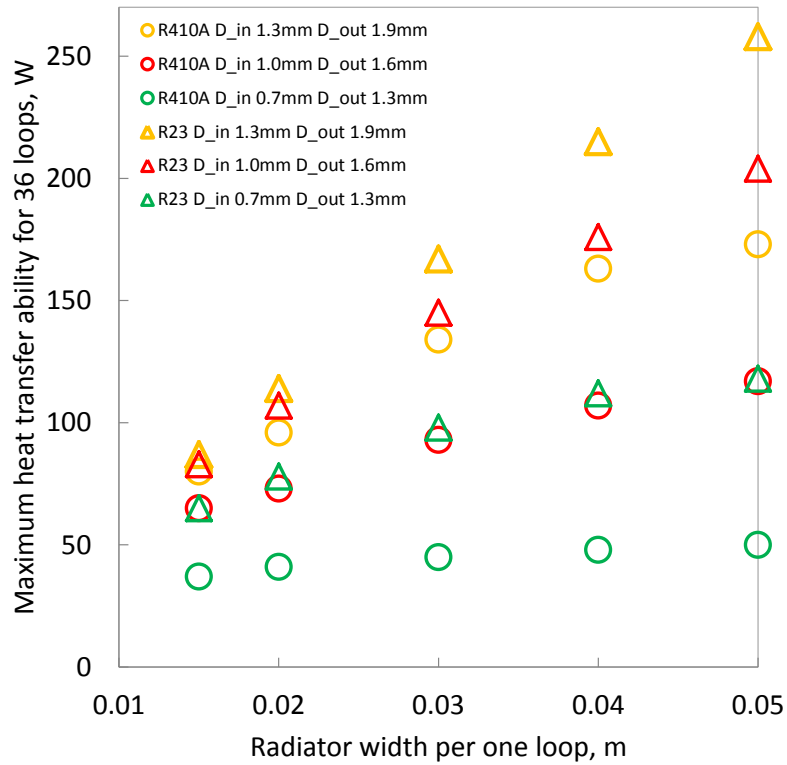


図 5.3.5.2 ヒートパイプ管とラジエーター幅の最適化（作動流体 R410A と R23）

表 5.3.5.2 マルチループ型ヒートパイプのフライトシミュレーション（R23）

解析条件		
作動流体		R23
解析条件		HOT case, COLD case
リザーバ温度	°C	-45
ループ数	loop	36
検出器全発熱	W	95.04 (0.066W × 4個 × 10層 × 36ループ)
管内径/管外径	mm	1.3/1.9
ヒートパイプ管の中心距離	mm	30
カップリングフランジ長さ	mm	40
冷却部の角度	度	60
長さ	加熱部	2000
	上部断熱部	3000
	冷却部	2300
	下部断熱部	4150
管の熱伝導率	W/mK	16
加熱部 管とヒータの接触コンダクタンス	W/m <sup>2</sup> K	800
冷却部 管とラジエーター板の接触コンダクタンス	W/m <sup>2</sup> K	1200
冷却板の対流熱伝達率	W/m <sup>2</sup> K	層流: 式5.2.2.2 乱流: 式5.2.2.3
ノード数	加熱部	200
	上部断熱部	10
	冷却部	200
	下部断熱部	10
ヒートパイプ全体のノード数		15120 (420nodes × 36loops)
収束条件	Pa	360
最大熱輸送量判定条件	-	ボイド率 0.97

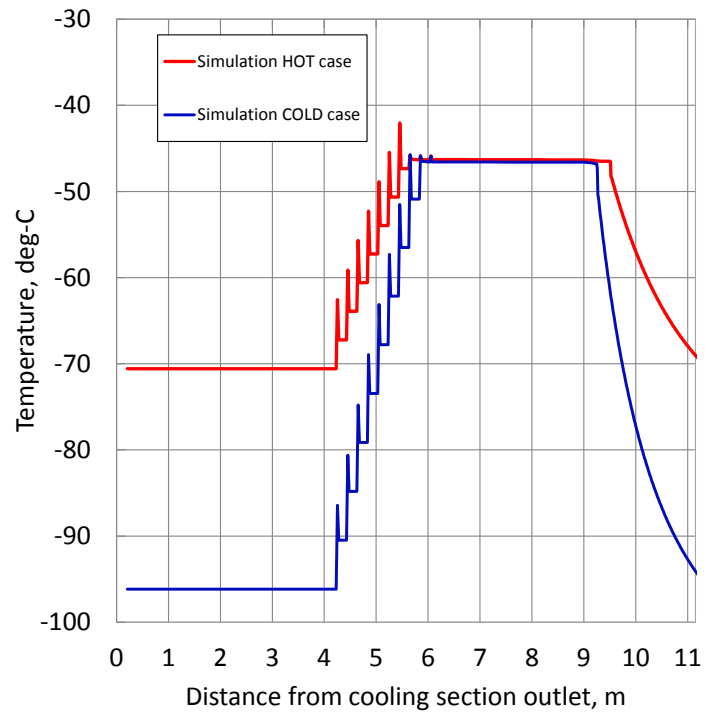


図 5.3.5.3 R23 ヒートパイプ管外壁の温度分布 高温条件, 低温条件

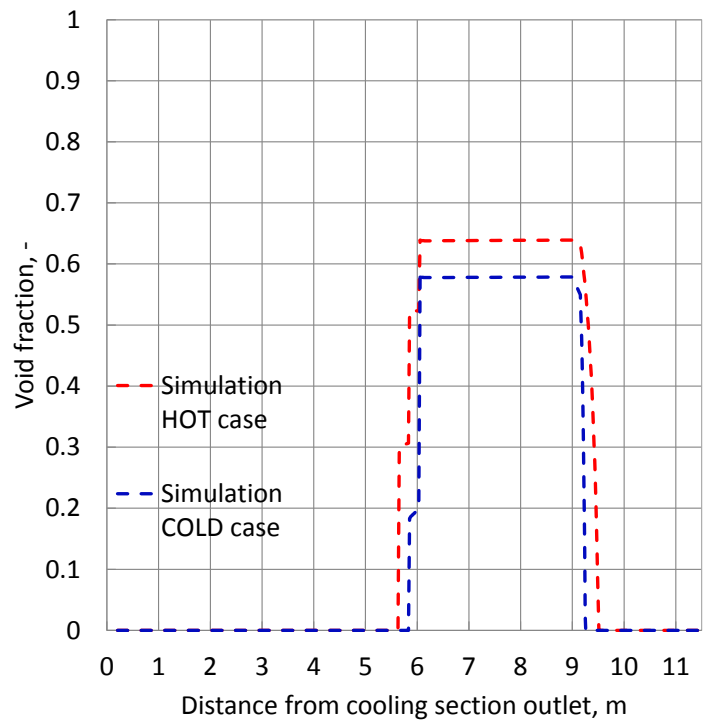


図 5.3.5.4 R23 ボイド率分布 高温条件, 低温条件

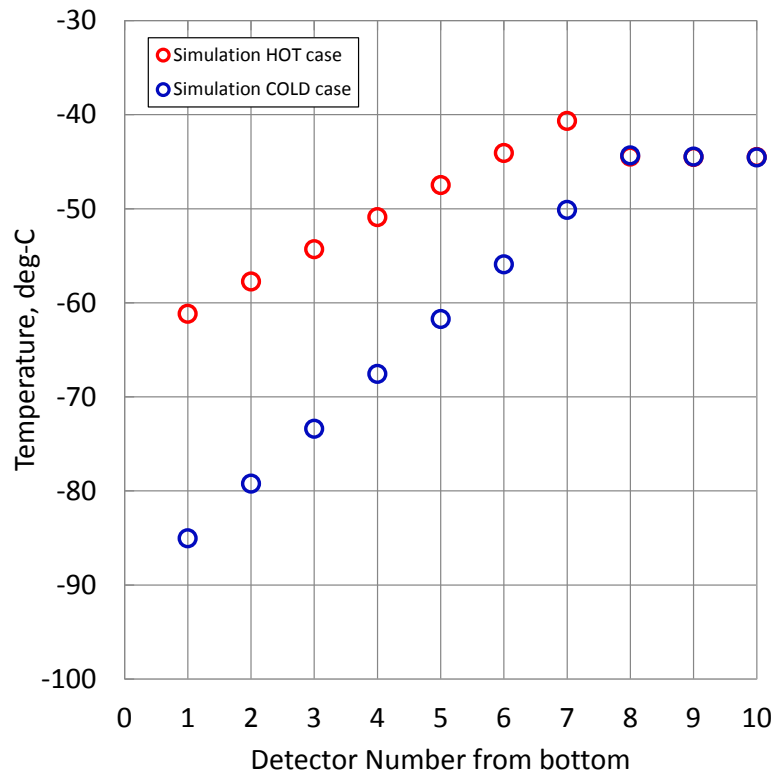


図 5.3.5.5 R23 高温最悪条件，低温最悪条件における検出器温度

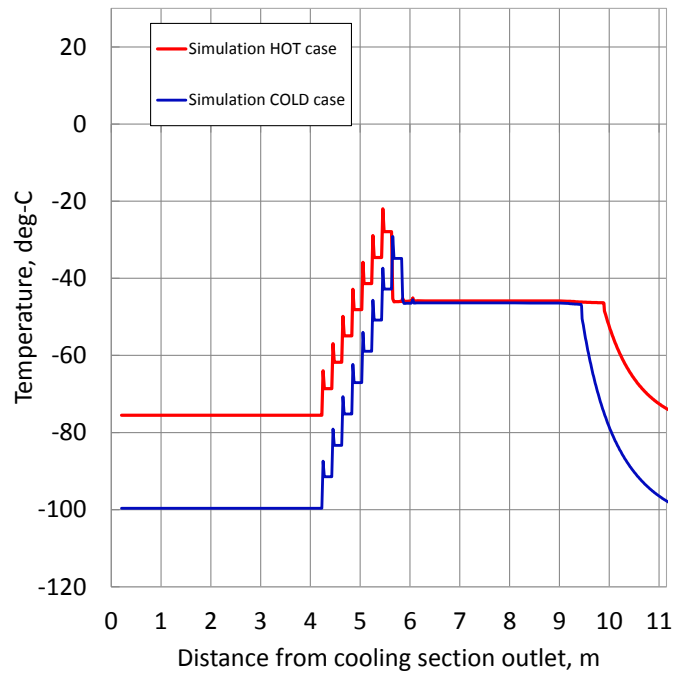


図 5.3.5.6 R23 ヒートパイプ管外壁の温度分布 高温条件, 低温条件 過熱条件  
 $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$

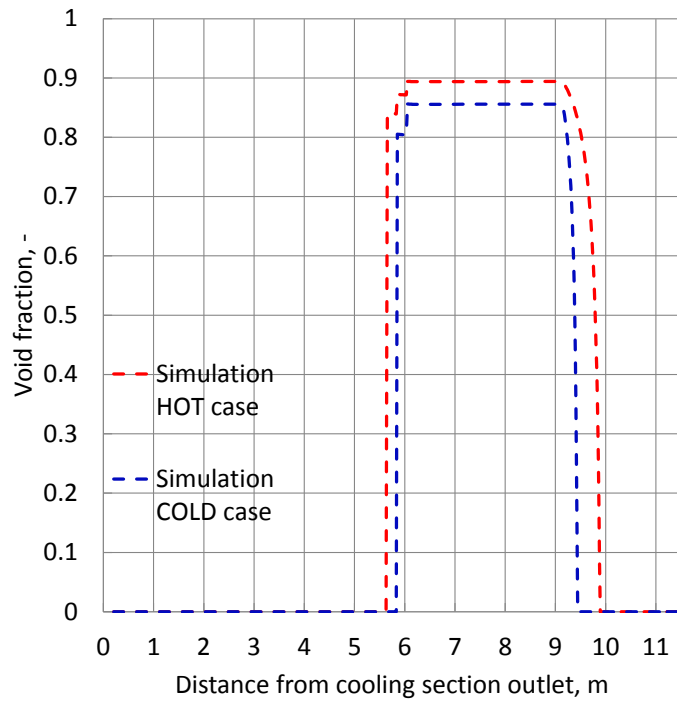


図 5.3.5.7 R23 ボイド率分布 高温条件, 低温条件 過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$

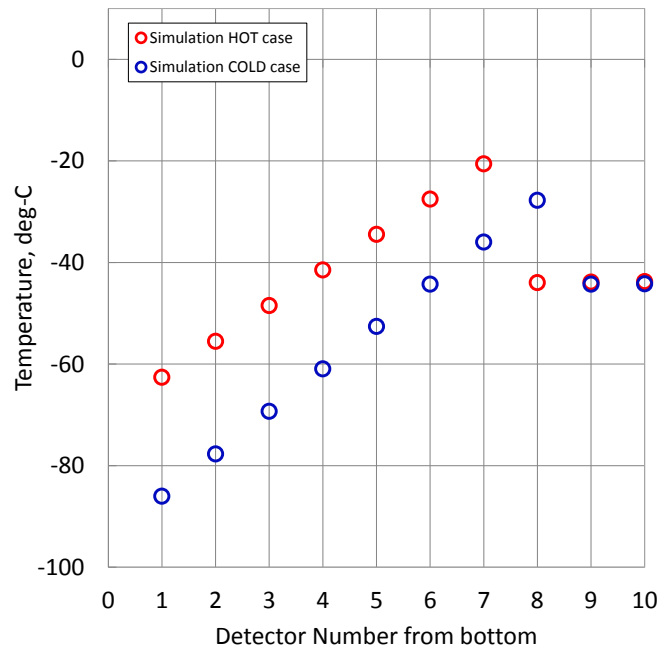


図 5.3.5.8 R23 高温条件, 低温条件における検出器温度 過熱条件  $r_{max}^*=0.03\mu\text{m}$

論 文 目 録

筑 波 大 学

博士課程 システム 情報工学研究科	構造エネルギー工学専攻	学籍番号 201530196	氏 名	岡崎 峻
1. 【論文題目】	マルチループ型ヒートパイプの熱輸送機構と大型システムへの適用			
2. 【印刷公表の方法および時期】	<p>本論文の主要部分は参考論文に示した論文で公表済みであり、さらに下記の論文として投稿中である。</p> <p>H.Fuke, T.Abe, T.Daimaru, T.Inoue, A.Kawachi, H.Kawai, Y.Masuyama, H.Matsumiya, D.Matsumoto, Y.Miyazaki, J.Mori, H.Nagai, T.Nonomura, H.Ogawa, S.Okazaki, T.Okubo, S.Ozaki, D.Sato, K.Shimizu, K.Takahashi, S.Takahashi, N.Yamada, T.Yoshida, “Development of a Cooling System for GAPS using Oscillating Heat Pipe”, Transactions of JSASS</p>			
3. 【参考論文】	<p>本論文の主内容は、下記(1)(2)(3)として公表済みである。</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>・公表済み論文</li> <li>(1) <u>S.Okazaki</u>, H.Fuke, Y.Miyazaki, H.Ogawa, “DEVELOPMENT OF METER-SCALE U-SHAPED AND O-SHAPED OSCILLATING HEAT PIPES FOR GAPS”, Journal of Astronomical Instrumentation, 2014</li> <li>(2) <u>S.Okazaki</u>, H.Fuke, Y.Miyazaki, H.Ogawa, “Development of Meter-scale O-shaped and U-shaped Oscillating Heat Pipes for GAPS”, 2014 IEEE Aerospace Conference, 2014</li> <li>(3) <u>S.Okazaki</u>, H.Fuke, Y.Miyazaki, T.Okubo, H.Ogawa, “Development of a meter-scale U-shaped Oscillating Heat Pipe for GAPS”, 42nd International Conference on Environmental Systems, AIAA 2012-3499, 2012</li> </ul>			
4. 【その他の論文】	<ul style="list-style-type: none"> <li>・公表済み論文</li> <li>(1) 松田雄太, 長野方星, <u>岡崎峻</u>, 小川博之, 永井大樹, “マルチエバポレータ型ループヒートパイプの内部流動特性に関する研究 (微小重力環境下での蒸発器及び凝縮器の可視化)”, 日本機械学会論文集, Vol. 81, No. 827, p.15-00104, 2015</li> <li>(2) <u>S.Okazaki</u>, H.Kawasaki, M.Murakami, H.Sugita, Y.Kanamori, “Influence of processing on thermal performance of space use multilayer insulation”, Journal of Thermophysics and Heat Transfer, v 28, n 2, p 334-342, 2014</li> <li>(3) H.Kawasaki, <u>S.Okazaki</u>, M.Murakami, H.Sugita, Y.Kanamori, “Effect of size on thermal performance of limited size multilayer insulation”, Journal of Thermophysics and Heat Transfer, v 28, n 2, p 327-333, 2014</li> <li>(4) <u>S.Okazaki</u>, H. Ogawa, H. Nagano, H. Nagai, “Operation Characteristics of Loop Heat Pipes with PTEF and SUS wicks”, 44th International Conference on Environmental Systems, 2014</li> <li>(5) S.A.I.Mognet, T. Aramaki, N.Bando, S.E.Boggs, P.von Doetinchem, H.Fuke, F.H.Gahbauer, C.J.Hailey, J.E.Koglin, N.Madden, K.Mori, <u>S.Okazaki</u>, R.A.Ong, K.M.Perez, G.Tajiri, T.Yoshida, J.Zweerink, “The</li> </ul>			

- prototype GAPS (pGAPS) experiment”, Nuclear Instruments & Methods in Physics Research, Section A (Accelerators, Spectrometers, Detectors and Associated Equipment), v 735, p 24-38, 21 Jan. 2014
- (6) H.Fuke, R.A.Ong, T.Aramaki, N.Bando, S.E.Boggs, P.V.Doetinchem, F.H.Gahbauer, C.J.Hailey, J.E.Koglin, N.Madden, S.A.I.Mognet, K.Mori, S.Okazaki, K.M.Perez, T.Yoshida, J.Zweerink, “The pGAPS experiment: An engineering balloon flight of prototype GAPS”, Advances in Space Research, v 53, n 10, p 1432-7, 15 May 2014
- (7) P.von Doetinchem, T.Aramaki, N.Bando, S.E.Boggs, H.Fuke, F.H.Gahbauer, C.J.Hailey, J.E.Koglin, S.A.I.Mognet, N.Madden, S.Okazaki, R.A.Ong, K.M.Perez, T.Yoshida, J.Zweerink, “The flight of the GAPS prototype experiment”, Astroparticle Physics, v 54, p 93-109, Feb. 2014
- (8) H.Ogawa, T.Yamazaki, A.Okamoto, N.Iwata, S.Okazaki, T.Irikado, F.Fukuyoshi, “BepiColombo/MMO thermal test model testing”, 41st International Conference on Environmental Systems 2011, ICES 2011,
- (9) S.Okazaki, H.Ogawa, “Experimental study of axial grooved variable conductance heat pipe”, 40th International Conference on Environmental Systems, 2010
- (10) S.Okazaki, M.Murakami, H.Kawasaki, T.Yabe, H.Sugita, Y.Kanamori, “Experimental study of the influence of processing on MLI performance for space use”, SAE Technical Papers, 38th International Conference on Environmental Systems, 2008
- ・査読の無い発表論文
- (1) 岡崎峻, 福家英之, 清水憲政, 増山陽介, 河内朋子, 宮崎芳郎, 小川博之, “GAPS 用大型自励振動ヒートパイプのリザーバが動作性能に及ぼす影響と機能の定量的理解”, 伝熱シンポジウム 2015, 2015
- (2) 岡崎峻, 福家英之, 高橋克正, 山田昇, 小川博之, “GAPS 用大型ヒートパイプの駆動力が動作特性に与える影響”日本混相流学会混相シンポジウム 2015, 2015
- (3) S.Okazaki, H.Fuke, T.Inoue, A.Kawachi, D.Matsumoto, Y.Miyazaki, H.Nagai, T.Nonomura, H.Ogawa, N.Yamada, “Conceptual Design Study of Oscillating Heat Pipe System for GAPS” 30th ISTS/6th NSAT Conference, 2015
- (4) 岡崎峻, 福家英之, 小川博之, “南極周回気球実験 GAPS における熱システム設計”第 59 回宇宙科学連合講演会, 講演集 3M03, 2015
- (5) 岡崎峻, 永井大樹, 長野方星, 小川博之, “ステンレスウイックを用いたループヒートパイプの熱輸送性能評価”伝熱シンポジウム 2014, 2014
- (6) 岡崎峻, 福家英之, 松宮宏明, 宮崎芳郎, 井上剛良, 小川博之, “GAPS 用大型自励振動ヒートパイプ熱輸送特性の重力効果”混相流シンポジウム 2014, B112, 2014
- (7) 岡崎峻, 福家英之, 宮崎芳郎, 小川博之, “GAPS 用ターン長 8mO 型自励振動ヒートパイプの熱輸送特性”No.13-55 日本機械学会熱工学コンファレンス 2013 講演論文集, p429-430, 2013
- (8) 岡崎峻, 福家英之, 宮崎芳郎, 大久保卓磨, 小川博之, “低温における GAPS 用 6m 自励振動ヒートパイプの熱輸送性能”日本混相流学会年会講演会, E233, 2012
- (9) 岡崎峻, 福家英之, 宮崎芳郎, 小川博之, “GAPS 用自励振動ヒートパイプの気球フライト実験”第 56 回宇宙科学技術連合講演会 (2012 年 11 月 20 日) 1N11, 2012