

JAERI-Tech

JP0550295

2005-031



HTTR水素製造システム 実規模単一反応管
試験装置の熱交換器の伝熱性能評価結果
(受託研究)

2005年6月

清水 明・大橋 弘史・加藤 道雄・林 光二
会田 秀樹・西原 哲夫・稲葉 良知・高田 昌二
森崎 徳浩・榎 明裕・前田 幸政・佐藤 博之
稲垣 嘉之・塙 博美・藤崎 勝夫・米川 日出男

日本原子力研究所
Japan Atomic Energy Research Institute

本レポートは、日本原子力研究所が不定期に公刊している研究報告書です。
入手の問合せは、日本原子力研究所研究情報部研究情報課（〒319-1195 茨城県那珂郡東海村）あて、お申し越しください。なお、このほかに財団法人原子力弘済会資料センター（〒319-1195 茨城県那珂郡東海村日本原子力研究所内）で複写による実費頒布をおこなっております。

This report is issued irregularly.

Inquiries about availability of the reports should be addressed to Research Information Division, Department of Intellectual Resources, Japan Atomic Energy Research Institute, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken 〒319-1195, Japan.

©Japan Atomic Energy Research Institute, 2005

編集兼発行 日本原子力研究所

HTTR 水素製造システム 実規模単一反応管試験装置の
熱交換器の伝熱性能評価結果
(受託研究)

日本原子力研究所大洗研究所核熱利用研究部

清水 明・大橋 弘史・加藤 道雄・林 光二・会田 秀樹

西原 哲夫・稻葉 良知・高田 昌二・森崎 徳浩・榎 明裕[※]・前田 幸政

佐藤 博之・稻垣 嘉之・塙 博美・藤崎 勝夫・米川 日出男

(2005年3月15日受理)

日本原子力研究所では、高温ガス炉と水素製造設備を接続するためのシステムインテグレーション技術の確立を目的として、HTTR とメタンガスの水蒸気改質による水素製造設備との接続を検討して来た。水素製造設備のモックアップモデルである実規模単一反応管試験装置を 2001 年度に完成し、総合機能試験を実施し $120 \text{ Nm}^3/\text{h}$ の水素製造を達成した。また、2002 年 3 月に開始した第 1 回運転試験から 2004 年 12 月に終了した第 7 回運転試験において、水蒸気改質器をはじめ、各種の熱交換器に関する運転データを取得した。

本報告では試験装置の水蒸気改質器、蒸気過熱器、蒸気発生器、放熱器、ヘリウムガス冷却器、原料ガス加熱器、原料ガス過熱器等、試験に使用した熱交換器の仕様と構造を示すと共に、伝熱性能を評価する基本となる管外と管内の熱伝達率算出式を文献から摘出し整理した。

また、試験において実測された各熱交換器の出入口温度、圧力、流量のデータから伝熱性能を評価するプログラムを新規作成した。実測データから得られた熱貫流率と、熱伝達式を使って計算した熱貫流率とを比較し評価した。その結果、全機器において熱貫流率実測値が、計画時の計算値とほぼ一致することが確認できた。また、熱効率はほぼ設計時の値を確保出来ていることがわかった。

本報告書は、文部科学省からの受託研究「核熱利用システム技術開発」の成果である。

大洗研究所：〒311-1394 茨城県東茨城郡大洗町成田町新堀 3607

※業務協力員

**Heat Transfer Characteristics Evaluation of Heat Exchangers
of Mock-up Test Facility with Full-scale Reaction Tube
for HTTR Hydrogen Production System
(Contract Research)**

Akira SHIMIZU, Hirofumi OHASHI, Michio KATO, Koji HAYASHI, Hideki AITA

Tetsuo NISHIHARA, Yoshitomo INABA, Shoji TAKADA

Norihiko MORISAKI, Akihiro SAKAKI*

Yukimasa MAEDA, Hiroyuki SATO, Yoshiyuki INAGAKI

Hiromi HANAWA, Katsuo FUJISAKI and Hideo YONEKAWA

Department of Advanced Nuclear Heat Technology

Oarai Research Establishment

Japan Atomic Energy Research Institute

Oarai-machi, Higashiibaraki-gun, Ibaraki-ken

(Received March 15, 2005)

Connection of hydrogen production system by steam reforming of methane to the High Temperature Engineering Test Reactor (HTTR) of the Japan Atomic Energy Research Institute (JAERI) has been surveyed until now. Mock-up test facility of this steam reforming system with full-scale reaction tube was constructed in FY 2001, and hydrogen of 120 Nm³/h was successfully produced in overall performance test. Totally 7 times operational tests were performed from March 2002 to December 2004. A lot of operational test data on heat exchanges were obtained in these tests.

In this report specifications and structures of steam reformer, steam superheater, steam generator, condenser, helium gas cooler, feed gas heater and feed gas superheater were described. Heat transfer correlation equations for inside and outside tube were chosen from references.

Spreadsheet programs were newly made to evaluate heat transfer characteristics from measured test data such as inlet and outlet temperature pressure and flow-rate. Overall heat-transfer coefficients obtained from the experimental data were compared and evaluated with the calculated values with heat transfer correlation equation. As a result, actual measurement values of all heat exchangers gave close agreement with the calculated values with correlation equations. Thermal efficiencies of the heat exchangers were adequate as they were well accorded with design value.

Keywords: Heat Exchanger, Heat Transfer Coefficient, Design, Characteristics, Code, Reaction-tube, HTTR, Hydrogen

Present study is entrusted from Ministry of Education, Culture, Sports, Science and Technology

*Cooperative Staff

目次

| | | |
|-----|-------------------------|----|
| 1. | はじめに | 1 |
| 2. | 実規模単一反応管試験装置の全体系統 | 2 |
| 2.1 | 機器構成 | 2 |
| 2.2 | 熱交換器熱伝達計算式の比較 | 2 |
| 3. | 水蒸気改質器 | 5 |
| 3.1 | 機器仕様と構造 | 5 |
| 3.2 | 熱伝達式 | 5 |
| 3.3 | 伝熱性能評価プログラム | 5 |
| 3.4 | 試験結果 | 6 |
| 3.5 | 性能評価 | 9 |
| 4. | 蒸気過熱器 | 25 |
| 4.1 | 機器仕様と構造 | 25 |
| 4.2 | 熱伝達式 | 25 |
| 4.3 | 伝熱性能評価プログラム | 25 |
| 4.4 | 性能評価結果 | 25 |
| 5. | 蒸気発生器 | 33 |
| 5.1 | 機器仕様と構造 | 33 |
| 5.2 | 熱伝達式 | 33 |
| 5.3 | 伝熱性能評価プログラム | 33 |
| 5.4 | 性能評価結果 | 34 |
| 5.5 | ヘリウムの入口温度を変化させた時の性能予測計算 | 35 |
| 6. | 放熱器 | 44 |
| 6.1 | 機器仕様と構造 | 44 |
| 6.2 | 熱伝達式 | 44 |
| 6.3 | 伝熱性能評価プログラム | 44 |
| 6.4 | 性能評価結果 | 44 |
| 6.5 | 空気量を変えた場合の試験結果 | 46 |
| 6.6 | 空気量を変えた場合の性能予測と実測値の比較 | 46 |
| 7. | ヘリウムガス冷却器 | 56 |
| 7.1 | 機器仕様と構造 | 56 |
| 7.2 | 熱伝達式 | 56 |
| 7.3 | 伝熱性能評価プログラム | 56 |
| 7.4 | バイパス流の評価方法 | 56 |
| 7.5 | 性能評価結果 | 57 |
| 7.6 | ヘリウムガス冷却器入口三方弁の温度制御性 | 57 |
| 8. | 原料ガス加熱器 | 65 |

| | |
|-----------------|----|
| 8.1 機器仕様と構造 | 65 |
| 8.2 熱伝達式 | 65 |
| 8.3 伝熱性能評価プログラム | 65 |
| 8.4 性能評価結果 | 65 |
| 9. 原料ガス過熱器 | 69 |
| 9.1 機器仕様と構造 | 69 |
| 9.2 熱伝達式 | 69 |
| 9.3 伝熱性能評価プログラム | 69 |
| 9.4 性能評価結果 | 69 |
| 10.まとめ | 75 |
| 謝 辞 | 75 |
| 参考文献 | 76 |
| 付録 | 77 |

付録 A 水蒸気改質器

| | |
|------------------------------------|-----|
| 付録 A-1 水蒸気改質器の熱伝達式 (熱伝達率と熱貫流率の計算式) | 79 |
| 付録 A-2 伝熱性能評価プログラム (2002年11月28日) | 85 |
| 付録 A-3 伝熱性能評価プログラム (2003年7月01日) | 99 |
| 付録 A-4 伝熱性能評価プログラム (2004年11月15日) | 100 |
| 付録 A-5 改質器水素製造量の計算 | 101 |
| 付録 A-6 水蒸気改質器におけるヘリウム側圧力損失計算 | 102 |

付録 B 蒸気過熱器

| | |
|-----------------------------------|-----|
| 付録 B-1 蒸気過熱器の熱伝達式 (熱伝達率と熱貫流率の計算式) | 103 |
| 付録 B-2 伝熱性能評価プログラム (2003年6月03日) | 106 |

付録 C 蒸気発生器

| | |
|---|-----|
| 付録 C-1 蒸気発生器の熱伝達式 (熱伝達率と熱貫流率の計算式) | 112 |
| 付録 C-2 伝熱性能評価プログラム (通常運転時) (2003年6月03日) | 117 |
| 付録 C-3 伝熱性能評価プログラム (受動的冷却運転時) (2004年11月15日) | 124 |
| 付録 C-4 ヘリウム入口温度を変えたパラメトリックサーベイ | 131 |

付録 D 放熱器

| | |
|---|-----|
| 付録 D-1 放熱器の熱伝達式 (熱伝達率と熱貫流率の計算式) | 136 |
| 付録 D-2 設計計算および伝熱性能評価プログラム (2004年11月15日) | 140 |
| 付録 D-3 風量を変えたパラメトリックサーベイ | 149 |
| 付録 D-4 放熱器への蒸気流量2次補正係数 | 156 |

付録 E ヘリウムガス冷却器

| | |
|---------------------------------------|-----|
| 付録 E-1 ヘリウムガス冷却器の熱伝達式 (熱伝達率と熱貫流率の計算式) | 157 |
| 付録 E-2 伝熱性能評価プログラム (2003年11月05日) | 160 |

| | |
|---|-----|
| 付録 E-3 冷却器流量が熱貫流率に及ぼす影響の計算(性能評価 2 の 3) ······ | 163 |
| 付録 E-4 三方弁の開度と流量配分の計算 ······ | 165 |
| 付録 E-5 入口三方弁の開度を変えたパラメトリックサーベイ ······ | 166 |
| 付録 E-6 循環機流量を変えた場合の出口温度制御性 ······ | 167 |
| 付録 F 原料ガス加熱器 | |
| 付録 F-1 原料ガス加熱器、原料ガス過熱器の熱伝達式 (熱伝達率と熱貫流率の計算式) ······ | 168 |
| 付録 F-2 伝熱性能評価プログラム (2002 年 11 月 27 日) ······ | 171 |
| 付録 G 原料ガス過熱器 | |
| 付録 G-1 伝熱性能評価プログラム (2002 年 11 月 27 日) ······ | 173 |

Contents

| | | |
|----|--|----|
| 1. | Introduction | 1 |
| 2. | Helium-gas Circulation Loop and Condenser Circulation Loop | 2 |
| | 2.1 Component Arrangement and Function | 2 |
| | 2.2 Heat Transfer Correlation Equations for Each Heat Exchanger | 2 |
| 3. | Steam Reformer | 5 |
| | 3.1 Specification and Structure | 5 |
| | 3.2 Heat Transfer Correlation Equations | 5 |
| | 3.3 Performance Evaluation Program | 5 |
| | 3.4 Test Results | 6 |
| | 3.5 Performance Evaluation | 9 |
| 4. | Steam Superheater | 25 |
| | 4.1 Specification and Structure | 25 |
| | 4.2 Heat Transfer Correlation Equations | 25 |
| | 4.3 Performance Evaluation Program | 25 |
| | 4.4 Performance Evaluation Results | 25 |
| 5. | Steam Generator | 33 |
| | 5.1 Specification and Structure | 33 |
| | 5.2 Heat Transfer Correlation Equations | 33 |
| | 5.3 Performance Evaluation Program | 33 |
| | 5.4 Performance Evaluation Results | 34 |
| | 5.5 Heat Transfer Characteristic Change Due to Helium Gas Inlet Temperature . | 35 |
| 6. | Condenser | 44 |
| | 6.1 Specification and Structure | 44 |
| | 6.2 Heat Transfer Correlation Equations | 44 |
| | 6.3 Performance Evaluation Program | 44 |
| | 6.4 Performance Evaluation Result | 44 |
| | 6.5 Test Results Due to Air Flow Rate Change | 46 |
| | 6.6 Comparison of Predicted and Measured Heat Transfer Characteristics Due to Air Flow Rate Change as Parameter | 46 |
| 7. | Helium-gas Cooler | 56 |
| | 7.1 Specification and Structure | 56 |
| | 7.2 Heat Transfer Correlation Equations | 56 |
| | 7.3 Performance Evaluation Program | 56 |
| | 7.4 Evaluation Method of Bypass Flow | 56 |
| | 7.5 Performance Evaluation Result | 57 |
| | 7.6 Temperature Control Performance by 3-way Valve at Cooler Entrance Pipe . | 57 |
| 8. | Feed Gas Heater | 65 |

| | | |
|------------------------------|--|-----|
| 8.1 | Specification and Structure | 65 |
| 8.2 | Heat Transfer Correlation Equations | 65 |
| 8.3 | Performance Evaluation Program | 65 |
| 8.4 | Performance Evaluation Results | 65 |
| 9. | Feed Gas Superheater | 69 |
| 9.1 | Structure | 69 |
| 9.2 | Heat Transfer Correlation Equations | 69 |
| 9.3 | Performance Evaluation Program | 69 |
| 9.4 | Performance Evaluation Results | 69 |
| 10. | Summary | 75 |
| Acknowledgements | | 75 |
| References | | 76 |
| Appendix | | 77 |
| Appendix A Steam Reformer | | |
| Appendix A-1 | Heat Transfer Correlation Equations | 79 |
| Appendix A-2 | Performance Evaluation Program (Nov. 28. 2002) | 85 |
| Appendix A-3 | Performance Evaluation Program (Jul. 01. 2003) | 99 |
| Appendix A-4 | Performance Evaluation Program (Nov. 15, 2004) | 100 |
| Appendix A-5 | Hydrogen Production Rate Calculation | 101 |
| Appendix A-6 | Pressure Loss of Helium Gas at Steam Reformer | 102 |
| Appendix B Steam Superheater | | |
| Appendix B-1 | Heat Transfer Correlation Equations | 103 |
| Appendix B-2 | Performance Evaluation Program (Jun.03. 2003) | 106 |
| Appendix C Steam Generator | | |
| Appendix C-1 | Heat Transfer Correlation Equations | 112 |
| Appendix C-2 | Performance Evaluation Program (Normal Operation) (Jun.03, 2003) | 117 |
| Appendix C-3 | Performance Evaluation Program (Emergency Cooling Operation) (Nov.15, 2004) | 124 |
| Appendix C-4 | Influence of Helium Gas Inlet Temperature on S/G Performance | 131 |
| Appendix D Condenser | | |
| Appendix D-1 | Heat Transfer Correlation Equations | 136 |
| Appendix D-2 | Design Calculation & Performance Evaluation Program (Nov.15, 2004) | 140 |
| Appendix D-3 | Influence of Air Flow Rate on Condenser Performance | 149 |

| | |
|--|-----|
| Appendix D-4 Secondary Modification Coefficient for Steam Flow Rate to Condenser | 156 |
| Appendix E Helium-gas Cooler | |
| Appendix E-1 Heat Transfer Correlation Equations | 157 |
| Appendix E-2 Performance Evaluation Program (Nov.05, 2003) | 160 |
| Appendix E-3 Effect of Coolant Flow Rate on Over-all Coefficient of Heat Transfer | 163 |
| Appendix E-4 Relation between Valve Opening Ratio and Flow Distribution | 165 |
| Appendix E-5 Influence of Opening Ratio of 3-way Valve on Exit Temperature | 166 |
| Appendix E-6 Controllability of Helium Gas Cooler Exit Temperature | 167 |
| Appendix F Feed Gas Heater | |
| Appendix F-1 Heat Transfer Correlation Equations | 168 |
| Appendix F-2 Performance Evaluation Program(Nov.27, 2002.) | 171 |
| Appendix G Feed Gas Superheater | |
| Appendix G-1 Performance Evaluation Program(Nov.27, 2002.) | 173 |

List of Tables

| | | |
|-----------|--|----|
| Table 2.1 | Heat transfer correlation equations of heat exchangers | 3 |
| Table 3.1 | Design specifications of steam reformer | 12 |
| Table 3.2 | Measuring points of steam reformer | 13 |
| Table 3.3 | Steam reformer: Test results of heat transfer characteristics | 14 |
| Table 4.1 | Design specifications of steam superheater | 28 |
| Table 4.2 | Measuring points of steam superheater | 28 |
| Table 4.3 | Steam superheater: Test results of heat transfer characteristics | 29 |
| Table 4.4 | Steam superheater: Heat transfer characteristics comparison at various test conditions | 29 |
| Table 5.1 | Design specifications of steam generator | 36 |
| Table 5.2 | Measuring points of steam generator | 37 |
| Table 5.3 | Steam generator: Test results of heat transfer characteristics | 38 |
| Table 5.4 | Steam generator: Heat transfer characteristics comparison at various test conditions | 39 |
| Table 5.5 | Steam generator: Heat transfer characteristics change due to helium gas inlet temperature | 40 |
| Table 6.1 | Design specifications of condenser | 48 |
| Table 6.2 | Measuring points of condenser | 49 |
| Table 6.3 | Condenser: Test results of heat transfer characteristics | 49 |
| Table 6.4 | Test results of relation between fan revolution number and air flow rate | 50 |
| Table 6.5 | Condenser test results in November 2004 (under various steam pressure) | 51 |
| Table 7.1 | Design specifications of helium gas cooler | 59 |
| Table 7.2 | Measuring points of helium gas cooler | 60 |
| Table 7.3 | Helium gas cooler: Test results of heat transfer characteristics | 60 |
| Table 8.1 | Design specifications of feed gas heater | 66 |
| Table 8.2 | Measuring points of feed gas heater | 67 |
| Table 8.3 | Feed gas heater: Test results of heat transfer characteristics | 67 |
| Table 9.1 | Design specifications of feed gas superheater | 71 |
| Table 9.2 | Measuring points of feed gas superheater | 72 |
| Table 9.3 | Feed gas superheater: Test results of heat transfer characteristics | 72 |

List of Figures

| | |
|---|------------------------------------|
| Fig. 2.1 Total system diagram of Mock-up test facility with full-scale reaction tube | • • 4 |
| Fig. 3.1 Steam reformer: Structure | • • • • • • • • • • • • • • • • 15 |
| Fig. 3.2 Temperature changes of both fluids in general counter flow heat exchanger | • • 16 |
| Fig. 3.3 Steam reformer: Temperature of both fluids including inner pipe at each heat transfer section in normal rated condition (Nov. 28, 2002) | • • • 16 |
| Fig. 3.4 Steam reformer: Temperature of both fluids and temperature difference at each heat transfer measuring section in normal rated condition (Nov. 28, 2002) | • 17 |
| Fig. 3.5 Steam reformer: Heat transfer quantity at each heat transfer measuring section in normal rated condition (Nov. 28, 2002) | • • • • • • • • • • • • 17 |
| Fig. 3.6 Steam reformer: Temperature of both fluids at each heat transfer measuring section in normal rated condition (July 01, 2003) | • • • • • • • • • • • • 18 |
| Fig. 3.7 Steam reformer: Heat transfer quantity at each section in normal rated condition (July 01, 2003) | • • • • • • • • • • • • 18 |
| Fig. 3.8 Steam reformer: Temperature at all measuring points in normal rated condition (June 01, 2003) | • • • • • • • • • • • • 19 |
| Fig. 3.9 Steam reformer: Historical trend of heat transfer characteristics in No.3 and No.4 test operation terms | • • • • • • • • • • • • 20 |
| Fig. 3.10 Steam reformer: Nusselt number with theoretical calculation | • • • • • • • • • • • • 21 |
| Fig. 3.11 Heat transfer characteristics at reaction tube inside: Comparison between experimental data and calculated value | • • • • • • • • • • • • 21 |
| Fig. 3.12 Steam reformer: Historical trend of heat exchanger efficiency in No.3 and No.4 test operation terms | • • • • • • • • • • • • 22 |
| Fig. 3.13 Steam reformer: Thermal resistance at each part (from outside to inside of tube) | • • • • • • • • • • • • 22 |
| Fig. 3.14 Steam reformer: Relation between pellet shape and heat conductivity | • • • • • • • • • • • • 23 |
| Fig. 3.15 Steam reformer: Relation between pellet shape and heat transfer characteristics | • • • • • • • • • • • • 23 |
| Fig. 3.16 Helium Gas Circulation loop: Heat and Mass Balance on Nov. 28, 2002 | • • • • • • • • • • • • 24 |
| Fig. 4.1 Steam superheater: Structure | • • • • • • • • • • • • • • • • 30 |
| Fig. 4.2 Steam superheater: Efficiency and Over-all coefficient of heat transfer | • • • • • • • • • • • • 31 |
| Fig. 4.3 Steam superheater: Radiated heat loss rate due to steam temperature | • • • • • • • • • • • • 32 |
| Fig. 4.4 Steam superheater: Condensed water amount and rate in inlet steam | • • • • • • • • • • • • 32 |
| Fig. 5.1 Steam generator: Structure | • • • • • • • • • • • • • • • • 41 |
| Fig. 5.2 Steam generator: Temperature difference of both fluids | • • • • • • • • • • • • • • • • 41 |
| Fig. 5.3 Steam generator: Thermal efficiency | • • • • • • • • • • • • • • • • 42 |
| Fig. 5.4 Steam generator: Over-all coefficient of heat transfer | • • • • • • • • • • • • • • • • 42 |
| Fig. 5.5 Steam generator: Predicted heat transfer characteristics | |

| | |
|--|----|
| under various helium gas inlet temperatures | 43 |
| Fig. 5.6 Effect of quantity of heat transfer on heat transfer characteristics | 43 |
| Fig. 6.1 Condenser: Structure | 52 |
| Fig. 6.2 Condenser: Comparison of predicted and measured air flow rate under various fan revolution numbers and outlet vane opening ratios | 53 |
| Fig. 6.3 Heat transfer quantity and logarithmic means of temperature difference | 53 |
| Fig. 6.4 Condenser: Overall heat transfer coefficient (Operation/Plan) | 54 |
| Fig. 6.5 Condenser: Heat transfer characteristics under various pressure conditions | 54 |
| Fig. 6.6 Condenser: Comparison of predicted and measured heat transfer characteristics Especially cooling air flow rate under various steam pressure | 55 |
| Fig. 7.1 Helium gas cooler: Structure | 61 |
| Fig. 7.2 Relation between helium gas cooler flow rate and Over-all coefficient of heat transfer | 62 |
| Fig. 7.3 Relation between helium gas cooler flow rate and three way valve opening ratio | 62 |
| Fig. 7.4 Helium gas cooler: Predicted helium gas temperature after mixing with bypass as function of valve opening ratio | 63 |
| Fig. 7.5 Helium gas cooler: Predicted helium gas temperature after mixing with bypass as function of helium gas inlet temperature and valve opening ratio | 63 |
| Fig. 7.6 Helium gas cooler: Comparison of predicted and measured helium gas temperature after mixing (Test date: Nov. 3, 2003) | 64 |
| Fig. 7.7 Helium gas cooler: Comparison of predicted and measured helium gas temperature after mixing (Test date: Dec. 11, 2003) | 64 |
| Fig. 8.1 Feed gas heater: Structure | 68 |
| Fig. 8.2 Feed gas heater: Heat transfer characteristics | 68 |
| Fig. 9.1 Feed gas superheater: Structure | 73 |
| Fig. 9.2 Relation between valve opening ratio and bypass flow rate | 73 |
| Fig. 9.3 Feed gas heater: Heat transfer characteristics | 74 |

This is a blank page.

1. はじめに

日本原子力研究所では、高温ガス炉と水素製造設備を接続するためのシステムインテグレーション技術の確立を目的として、HTTR とメタンガスの水蒸気改質による水素製造設備との接続（以下「水蒸気改質法による HTTR 水素製造システム」と呼ぶ）を検討して来た。水素製造設備のモックアップモデルである実規模単一反応管試験装置（以下「試験装置」と呼ぶ）を 2001 年度に完成し、総合機能試験を実施し $120 \text{ Nm}^3/\text{h}$ の水素製造を達成した。また、2002 年 3 月に開始した第 1 回運転試験から 2004 年 12 月に終了した第 7 回運転試験において、水蒸気改質器をはじめ、各種の熱交換器に関する運転データを取得した。

試験装置の設置目的は HTTR 水蒸気改質水素製造システムの製作設計、安全審査、設工認に必要なデータの取得、技術の開発・解析コードの検証等であるが、製作設計と解析コードの検証のためには、各熱交換器において、計画通りの伝熱性能が確保できたかどうかを把握しておく必要がある。

試験装置には、メタンガスと水蒸気の混合ガスを高温ヘリウムガスで加熱し水素を製造する水蒸気改質器を始めとして、原料ガスの予熱を行う原料ガス加熱器と原料ガス過熱器、原料となる過熱蒸気を製造する蒸気発生器と蒸気過熱器、ヘリウム循環機の入口温度を一定とするためのヘリウムガスを冷却器、緊急の場合に蒸気を凝縮するための放熱器など、多くの熱交換器が設置されている。

高温のヘリウムガスを利用しての水素製造の効率化、解析コードの精度向上の為には、水蒸気改質器単独の性能解析だけではなく、水蒸気改質器から流出したヘリウムガスと生成ガスの排熱を利用して、水蒸気を製造する、あるいは原料ガスの加熱をする、等システム全体の解析が必要である。システム全体の熱物質収支計画の精度を上げるために各熱交換器での伝熱性能の把握が重要である。また、改質器トリップ等が万一発生した際に、蒸気発生器に流入する高温のヘリウムガスの除熱を蒸気発生器と放熱器の循環運転で適正な対処を行う安全性の実証のためには、前提条件としてこれら機器の伝熱性能を把握しておく必要があるので、本性能評価を実施することとした。

本報告では試験装置の水蒸気改質器、蒸気過熱器、蒸気発生器、放熱器、ヘリウムガス冷却器、原料ガス加熱器、原料ガス過熱器等、試験に使用した熱交換器の仕様と構造を示すと共に、伝熱性能を評価する基本となる管外と管内の熱伝達率算出式を文献から摘出し整理した。

また、試験において実測された各熱交換器の出入口温度、圧力、流量のデータから伝熱性能を評価するプログラムを新規作成し、実測データから得られた熱貫流率と、熱伝達式を使って計算した熱貫流率とを比較し評価した。その結果、全機器において熱貫流率実測値が、計画時の計算値とほぼ一致することが確認できた。また、熱効率はほぼ設計時の値を確保出来ていることがわかつた。

2. 実規模单一反応管試験装置の全体系統

2. 1 機器構成

Fig.2.1 に実規模单一反応管試験装置の全体系統図を示す。本試験装置は HTTR への接続を検討したメタンガスの水蒸気改質法による水素製造システムのモックアップモデルとして、2001 年度に総合機能試験を実施し⁽¹⁾、120 Nm³/h の水素製造を達成したのち、2002 年 3 月から種々の試験を実施している。このうちヘリウムガス供給設備においては、混合タンクのヘリウムガスはフィルター経由でヘリウムガス循環機に入り、循環機に対する所定の流量で系統の圧力損失に見合う昇圧を行ない⁽²⁾、系統に送り出されダンパーイパス分岐後、本流側のヘリウムガスは流量調整弁 CV2H の開度調整で改質器を通過する流量を所定の流量になるように制御された後、ヘリウムガス加熱器（電気ヒータ式）内の黒鉛製ヒータで約 900°C 以上に加熱され、内部断熱配管を通って、水蒸気改質器に所定の温度（定格 880°C）で供給される。水蒸気改質器では、ヘリウムガスはメタンガスと水蒸気から水素を製造するための加熱源として使用され、さらに蒸気過熱器では飽和蒸気を過熱蒸気に加熱するのに使用される。蒸気過熱器から流出したヘリウムガスは給水を飽和蒸気まで加熱する蒸気発生器、それに先立ち給水をある程度予熱しておくための水予熱器の加熱源として使用される。その後、バイパスヘリウムガスと合流して、ヘリウムガス冷却器を通過し、混合タンクに戻る。ヘリウムガス冷却器は、ヘリウムガス循環機入口温度を一定に保持し、温度変動による流動変動を防止するために設置したもので、温度制御は、冷却器入口の三方弁により、冷却器を通る流量とそれをバイパスする流量比を調整して、合流後のヘリウムガス温度を一定値に制御する。

また改質器がトリップした際などに、蒸気発生器で大量に発生した蒸気を冷やして、凝縮させるための放熱器が、水蒸気供給設備の蒸気発生器ー放熱器循環ループに設置される。

原料ガス供給設備には、LNG タンク内の液化天然ガスを LNG 蒸発器で気化した後、流量調節した原料ガスを加熱するための原料ガス加熱器、水蒸気と混合後のメタンガスを更に加熱し、水蒸気改質器入口温度を制御するための原料ガス過熱器が設置されている。

2. 2 熱交換器熱伝達計算式の比較

本報告書では水蒸気改質器、蒸気過熱器、蒸気発生器、放熱器、ヘリウムガス冷却器、原料ガス加熱器、原料ガス過熱器の 7 種の機器をとりあげ、それらの伝熱性能の検証結果を記述する。

試験装置の熱交換器の伝熱計算に使用する熱伝達率の計算式 (Re 数と Pr 数から Nu 数を計算する相関式) を Table 2.1 に示す。この試験装置と水素製造システムの機器伝熱方式の比較を併せて示す。熱交換方式が同一であるのは、水蒸気改質器、蒸気発生器と放熱器であり、今回の伝熱性能試験結果が即適用可能である。蒸気過熱器は二重管式がヘリカルコイル型に、ヘリウムガス冷却器と原料ガス加熱器は二重管式がシェルアンドチューブ型に熱交換方式が相違している機器に対しては別の熱伝達式を適用する。ヘリカルコイル型に関しては HTTR の中間熱交換器の試験結果を利用可能であり、シェルアンドチューブ型については産業界で実績が豊富であるので、管外熱伝達式は一般産業用のものを適用する等で、水素製造システムの設計に対処できると考える。

Table 2.1 Heat transfer correlation equations of heat exchangers

| No. | 機器名称 | 実規模単一反応管試験装置 | | | |
|-----|-----------|--------------|---|------|---|
| | | 管外 | | 管内 | |
| | | 流体 | 伝熱方式 | 流体 | 伝熱方式 |
| 1 | 水蒸気改質器 | He | 二重管、フイン付管 Knudsenの式 ⁽³⁾⁽⁴⁾ | メタン他 | 二重管式充填層 Yagi & Kuniiの式 ⁽⁵⁾ |
| | | | | | |
| 2 | 蒸気過熱器 | He | 二重管 Wiegantの式 ⁽⁶⁾⁽⁷⁾ | 水蒸気 | 円管内、乱流熱伝達 Dittus & Boelterの式 ⁽⁸⁾⁽⁹⁾ |
| | | | | | |
| 3 | 蒸気発生器 | 水 | 沸騰を伴う熱伝達 McNellyの式 ⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾⁽¹²⁾⁽¹³⁾ | He | 円管内、乱流熱伝達 Dittus & Boelterの式 |
| | | | | | |
| 4 | 放熱器 | 空気 | フイン付管強制冷却 Briggsの式 ⁽¹⁴⁾⁽¹⁵⁾ | 水蒸気 | 凝縮を伴う熱伝達 Chatoの式 ⁽¹⁶⁾⁽¹⁷⁾ |
| | | | | | |
| 5 | ヘリウムガス冷却器 | He | 二重管 Wiegantの式 | 冷却水 | 円管内、乱流熱伝達 Dittus & Boelterの式 |
| | | | | | |
| 6 | 原料ガス加熱器 | 生成ガス | 二重管 Wiegantの式 | 原料ガス | 円管内、乱流熱伝達 Dittus & Boelterの式 |
| | | | | | |
| 7 | 原料ガス過熱器 | 生成ガス | 二重管 Wiegantの式 | 原料ガス | 円管内、乱流熱伝達 Dittus & Boelterの式 |
| | | | | | |

| No. | 機器名称 | HTTR水素製造システム(水蒸気改質法) | | | | |
|-----|-----------|----------------------|---|-----------------|--|--|
| | | 管外 | | 管内 | | |
| | | 流体 | 伝熱方式 | 流体 | 伝熱方式 | |
| 1 | 水蒸気改質器 | 実規模単一反応管試験装置と同じ | | | | |
| 2 | 蒸気過熱器 | He | 円管群の乱流熱伝達 Zukauskasの式 ⁽²⁶⁾ | 水蒸気 | ヘリカルコイル内熱伝達 Mori & Nakayamaの式 ⁽²³⁾⁽²⁴⁾ | |
| | | | | | | |
| 3 | 蒸気発生器 | 実規模単一反応管試験装置と同じ | | | | |
| 4 | 放熱器 | 実規模単一反応管試験装置と同じ | | | | |
| 5 | ヘリウムガス冷却器 | He | 切り欠きバッフル型管外 Fishinden & Saundersの式 ⁽²¹⁾⁽²²⁾⁽²⁵⁾ | 実規模単一反応管試験装置と同じ | | |
| | | | | | | |
| 6 | 原料ガス加熱器 | 生成ガス | 切り欠きバッフル型管外 Fishinden & Saundersの式 ⁽²¹⁾⁽²²⁾⁽²⁵⁾ | 実規模単一反応管試験装置と同じ | | |
| | | | | | | |

| No. | 機器名称 | 実規模単一反応管試験装置 | | HTTR水素製造システム(水蒸気改質法) |
|-----|-----------|--------------------------------|--|----------------------|
| | | 熱貫流率計算方法 | | 熱貫流率計算方法 |
| 1 | 水蒸気改質器 | 単一管フインチューブ ⁽¹⁸⁾⁽²⁷⁾ | | 同左 |
| 2 | 蒸気過熱器 | 円管(平滑管) | | 同左 |
| 3 | 蒸気発生器 | 円管(平滑管) | | 同左 |
| 4 | 放熱器 | 複合管フインチューブ ⁽¹⁹⁾⁽²⁰⁾ | | 同左 |
| 5 | ヘリウムガス冷却器 | 円管(平滑管) ⁽²⁸⁾ | | 同左 |
| 6 | 原料ガス加熱器 | 円管(平滑管) | | 同左 |

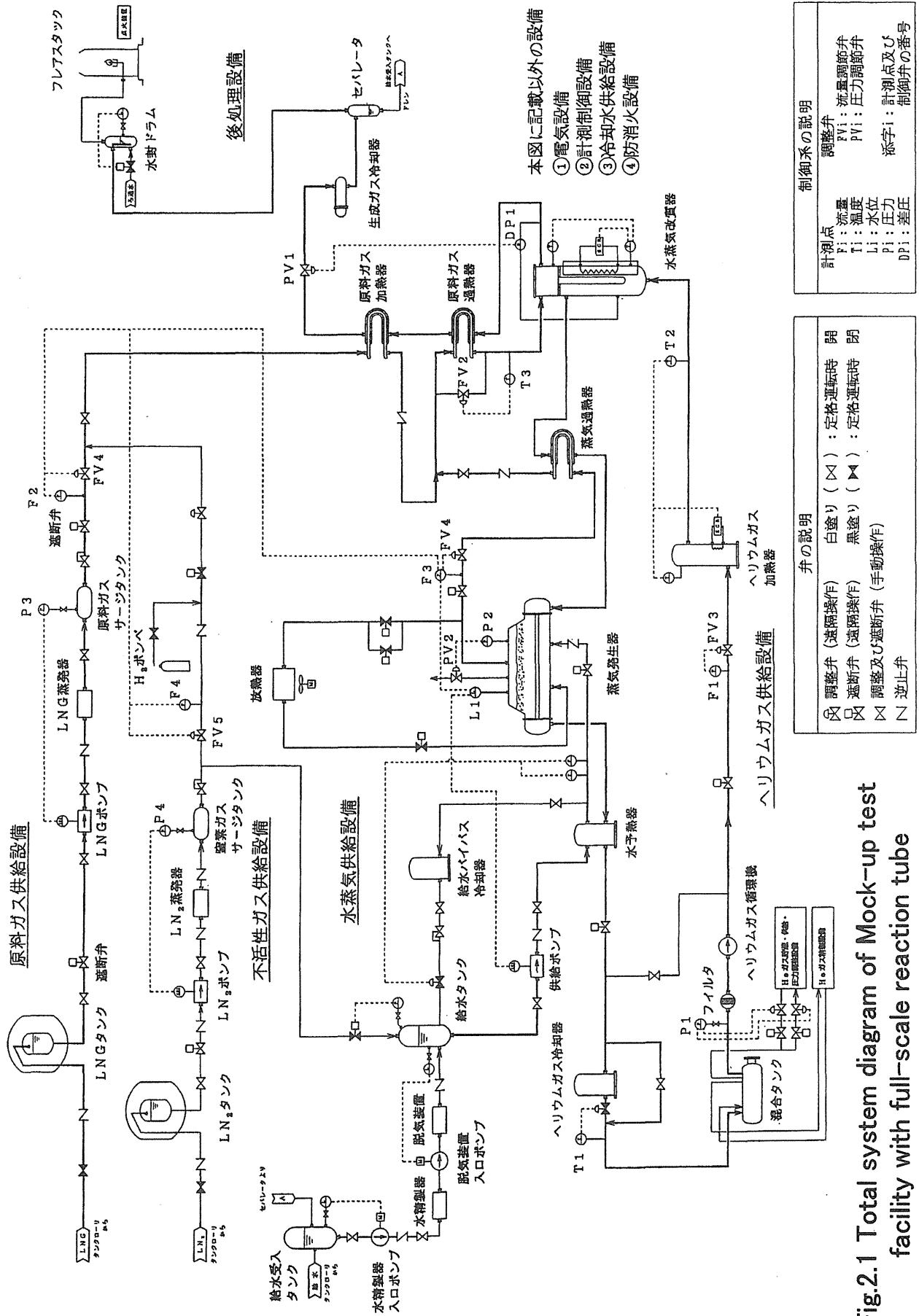


Fig.2.1 Total system diagram of Mock-up test facility with full-scale reaction tube

3. 水蒸気改質器

3. 1 機器仕様と構造

水蒸気改質器は、入口温度 880°C の高温ヘリウムガスで、メタンガス主体の天然ガスと水蒸気を混合したプロセスガスを加熱し、水蒸気改質反応により、水素ガス、二酸化炭素、一酸化炭素等を生成する機器である。機器仕様を Table 3.1 に、概略構造を Fig.3.1 に示す。外側のガイド管とフィン付反応管に挟まれた二重管部に高温のヘリウムガスを流し、その内側の反応管と内管に挟まれた充填層内に流したプロセスガスを加熱する。更に、反応後のプロセスガスは反応管の先端部で反転し、生成ガスとして内管の内側を上昇中にプロセスガスを加熱することで、排熱の回収を行っている。

水素製造システムの場合は伝熱管の本数が 37 本であるが、試験装置は 1 本としている。そのため、容器からの放熱量の交換熱量に対する割合が無視できないので、試験装置では反応管を取り囲むように、補償ヒータを設置した。

3. 2 熱伝達式

水蒸気改質器の伝熱評価の際に、使用する文献上の実験式を付録 A-1 にまとめた。反応管外のヘリウムガスの熱伝達式は二重管式フィン付管に適用される Knudsen の式⁽³⁾⁽⁴⁾、反応管内の触媒層に流れるプロセスガスの熱伝達式は円管型充填層に適用される Yagi & Kunii (八木、国井) の式⁽⁵⁾を使用する。

3. 3 伝熱性能評価プログラム

伝熱性能評価計算に使用した表計算プログラムを付録 A-2 にまとめた。評価対象のデータは 2002 年 11 月 28 日の定格運転時に取得したものを使用している。

熱貫流率は下記の 2 種類を求め、それらの比較をした。1 つ目は、文献上に示された熱伝達率計算式を使用して求める方法で、管内外の流体温度、圧力、流量、物性値と、流路断面積等の形状データを使って、管外と管内の流速を求め、上記文献の熱伝達式を使用して、管外と管内の熱伝達率を計算し、伝熱管内外径等の寸法を使用して、熱貫流率の計算値（以下「熱伝達式に基づく計算値」あるいは単に「計算値」と呼ぶ）を求めた。

2 つ目は、試験で得られた温度、流量等の実測値と流体の比熱のデータから伝熱管通過熱量を求め、それを内外流体の対数平均温度差と実伝熱面積の積で割って熱伝達率の実測値（以下「伝熱試験に基づく実測値」あるいは単に「実測値」と呼ぶ）を求めた。そして実測値と計算値を比較検討した。

水蒸気改質器は、伝熱部が 4 セクションに分割されている。そこで、熱交換器全体、伝熱測定期全体、セクション毎（熱電対設置点を区切りとして伝熱部を 4 分割し低温部から順にセクション 1~4 とする）の熱収支と熱貫流率をそれぞれ個別に計算した。セクション毎の組成変化を計測は行っていないためにセクション毎の化学反応に必要な熱量は算出できないので、セクション毎のプロセスガス受熱量から、温度上昇に必要な熱量を差し引いた残りの熱量の比を使用して、セ

クション毎の化学反応に使用された熱量を算出した。また、セクション毎の、ヘリウムガス、プロセスガス、内管内を戻る製品ガス温度変化とそれぞれの比熱を掛け合わせることで、交換熱量を算出した。

伝熱部を一体とした評価を行う際には、反応前後のガス分析計の成分濃度と入口流量を使って、水素製造量等の生成ガス製造量と、化学反応に必要な熱量を計算する。反応管を通過する熱量は、ヘリウムガスの与熱量と補償ヒータの入熱量の和から、外部への放熱量を差引いて算出した。

最後に、熱貫流率の実測値と計算値を比較している。また、熱効率の実測値を算出した。

3. 4 試験結果

試験装置において、本熱交換器の性能評価するために使用した計測点の一覧表をTable 3.2に、計測点の位置をFig.3.8に示す。水蒸気改質器においては、内部の温度分布を詳細に知り詳細な性能評価を行えるように、軸方向に5点、半径方向に6点の温度計測点を配置した。

管外熱伝達率、管内熱伝達率、熱貫流率（総括伝熱係数）の計算値、伝熱量と流体間の温度差から求めた熱貫流率実測値を対比して、Table 3.3に示す。

(1) 放熱量

2002年11月28日の定格運転時の熱交換器全体の放熱量は41.5kWであった。これに対し、補償ヒータの設計最大出力は35.6kWであるのにも関わらず、実際の補償ヒータ出力は5.08kWであり、放熱量に見合う電気を入力し、ヘリウムガスからの放熱量を0とするという理想状態は実現できなかった。

その原因として、補償ヒータは伝熱測定部の周囲のみ設置されており、容器上部の原料ガス滞留部あるいは容器下部のヘリウム滞留部での放熱については補償する構造にはなっていないことが挙げられる。また、交換熱量の実測値から検討すると伝熱部においてもヘリウムガスから半径方向外側への放熱があったと思われ、これらの余剰の放熱分は、ヘリウムガスの持つ熱量から補充された。

(2) 水素製造量と化学反応に使われた熱量

試験装置においては、メタンガス供給流量、水蒸気供給流量、原料ガスと生成ガス系に取り付けられたガスクロマトグラフの成分を計測している。原料ガスの成分は、蒸気と混合前の成分で天然ガスの成分を示している。また生成ガスの成分は蒸気を凝縮し分離後のものである。これらの計測結果から、水素製造量、水蒸気改質反応（メタンガスと水蒸気からCOを製造）とシフト反応（COと水蒸気からCO₂を製造）のそれぞれに消費された熱量を計算できる。付録A-5に、原料ガス流量と成分ガス分析計の各ガス成分濃度とをもとに、水素ガス製造量を計算する計算例について示す。ここでは、総合機能試験として2002年1月31日に実施した試験における、水素製造量とプロセスガスの吸熱量の計算例を示している。水素製造量に関しては、2001年1月31日の実測値は119.6Nm³/h、また2002年11月28日の実測値は122.7Nm³/hでメーカ基本設計条件の通常運転時の製造量予想122Nm³/hとほぼ一致した。また化学反応に使われた熱量についても設計値

78.4kWに対し実測値は75.1kWとほぼ計画通りであった。

(3) 対数平均温度差を使用した計算方法に関する検討

熱交換器の性能評価をする際は、管外熱伝達率と管内熱伝達率を計算し、管内面の汚れによる熱抵抗、伝熱管の熱伝導率、フィン形状係数、フィン抵抗等をベースに、熱貫流率の計算値を計算する。次に加熱流体の流量、出入口温度差と比熱から伝熱量を出し、伝熱面積と両流体の対数平均温度差で割って、熱貫流率実測値を計算する。このうち管内外の流体の温度差については、一方の流体の入口部と出口部の合計2箇所における他方の流体との温度差から対数平均温度差を計算する。対数平均温度差算定に際し、伝熱管の両端部の温度差のみを使い中間部での温度差は特別に考慮しないという方法は、熱交換器の内部の温度差が入口側と出口側の温度差間に滑らかに変化する場合には、熱交換器の設計に一般的に用いられる。例として、水蒸気改質器の設計計画段階では、一般の熱交換器と同様のFig.3.2のような温度分布を仮定していた。

一方、実際の温度分布の一例としてFig.3.3に2002年11月28日の定格運転における水蒸気改質器内部のヘリウムガスとプロセスガス(原料ガス)の温度分布の試験結果を示す。伝熱測定期のプロセスガス入口部(測定点1=TI 6R)における管内外流体の温度差が137°Cで、プロセスガス出口部(測定点5=TI 10R)における管内外流体の温度差が102°C、伝熱の途中である測定点2(TI 7R)、測定点3(TI 8R)、測定点4(TI 9R)においては、管内外流体の温度差がそれぞれ71°C、82°C、89°Cとなっており、温度差は両端で大きく中間部で小さく、いわば鼓型の分布をしている。伝熱部全体の対数平均温度差(以後「伝熱部対数平均温度差」と呼ぶ)は、温度差の大きな出入口の温度差のみから計算するので、118.6°Cと計算されるが、セクション毎の対数平均温度差は1~4にかけてそれぞれ、100.4°C、76.4°C、85.5°C、95.4°Cとなり、それらに各セクション長さを掛けて伝熱部全体の加重平均を採った温度差(以後「加重平均温度差」と呼ぶ)を計算すると90.0°Cであった。

伝熱管局所における実際の伝熱量は管内外流体の局所の温度差に比例しているので、伝熱部全体の平均的な温度差を採用するためには、後者の加重平均温度差を使うことが合理的と考えられる。このようにして算出した加重平均温度差90°Cは伝熱部両端(始点と終点)の管内外流体温度差から算出した対数平均温度差118.6°Cの76%程度になっている。

熱交換器全体でみるとこの傾向は更に顕著である。加重平均温度差90°Cは、プロセスガス入口ノズル(上部ノズル)の管内外流体の温度差167°Cとヘリウムガス入口ノズル(下部ノズル)での管内外流体の温度差125°Cから算出した熱交換器全体対数平均温度差(以後「熱交換器全体対数平均温度差」と呼ぶ)145°Cの、約62%程度となっている。伝熱量は各点での内外流体の温度差に依存するため、熱交換器全体対数平均温度差、あるいは伝熱部対数平均温度差を使用した場合は伝熱量の正しい評価は出来ないので、評価には加重平均温度差を使用する。

中間部で温度差が小さくなつた原因としては、第1に触媒による水蒸気改質反応は温度が高いほど活発に行われるため、原料ガスの入口直後のセクション1ではあまり活発でなく、受熱量のうち化学反応に使われる熱量に較べ、プロセスガスの温度上昇に使われる熱量の割合が他のセクションに較べて大きく、プロセスガスの温度上昇が急激で、結果としてセクション2始点(TI 7R)での管内外流体温度差が小さくなることが挙げられる。第2の原因として、熱交換器はバイヨネッ

ト型で、生成ガスの熱をプロセスガスの加熱に利用しているが、内管内の生成ガスと充填層内のプロセスガスの温度差は測定点 TI 6R～TI 10R にかけて下部になるにつれ 128°C、109°C、87°C、32°C、0°C と温度差が減少しており、内管内の戻りガス（生成ガス）からプロセスガスへの回収熱量は、上部セクション 1 が最高で、下部セクション 4 が最低となる。生成ガスからの熱回収の点でもプロセスガスの温度上昇率はセクション 1 が最高で、その後順次温度上昇率は下がり、セクション 4 が最低になることが挙げられる。

水蒸気改質器を新設計する場合には、ヘリウムガスの交換熱量と熱交換器全体対数平均温度差から伝熱管必要長さを計算せざるを得ないが、その際に全体対数平均温度差は実際に運転した場合の加重平均温度差より相当大きくなっていることを考慮して、適切な伝熱面積余裕を含んで、伝熱管長を決定する必要がある。

(4) 热貫流率の評価

上記に紹介した文献の計算式を使用し 2002 年 11 月 28 日の定格運転における運転温度圧力条件での、熱貫流率計算値は $142\text{W/m}^2\text{K}$ であった。

一方、熱貫流率の実測値については、伝熱部の対数平均温度差あるいは加重平均温度差を使って、2 種類の方法で求めたが、最終的には後者を選定した。

伝熱部対数平均温度差は 118.6°C、加重平均温度差が 90°C となっていたため、伝熱部の対数平均温度差から算出した熱貫流率実測値は $114.6\text{W/m}^2\text{K}$ （計算値の 0.807 倍）、加重平均温度差から算出した熱貫流率実測値は $150.9\text{W/m}^2\text{K}$ （計算値の 1.063 倍）であったので、後者を採用しあとの評価を進める。

熱貫流率実測値が計算値より大きかった原因として考えられるのは、熱貫流率計算値の算出過程において管内の汚れ係数を文献値の $0.000172\text{m}^2\text{K/W}$ としているのに対して、試験日は本熱交換器を使用開始間もないため、汚れが少なく実測値が大きくなったと考えられる。（汚れを 0 とすると約 7%程度の改善が予想されその範囲内にある）

(5) 管外熱伝達率計算式の適用

管外の熱伝達式は二重管式フィン付管の Knudsen の式を使用、運転時の物性を使用して熱伝達率を計算した結果は $2324\text{W/m}^2\text{K}$ である。管外流はヘリウムガス単独で、組成の変化も無く、汚れも無いので、計算値の精度は良いと思われる。

(6) 管内熱伝達率計算式の適用

コード中の文献の式を使用して、管内熱伝達率は定格運転時には $542\text{W/m}^2\text{K}$ 程度と計算した。ただし、このコードでは、プロセスガスが入口から出口にかけて、組成と物性（比重、比熱、熱伝導率、動粘性係数等）が変化しているのに対し、原料ガス入口温度圧力における物性値と、生成ガス出口温度圧力における物性値とを算術平均した値を代表値として採用しているので、精度が悪くなった可能性がある。設計条件における原料ガスの組成と物性値で管内熱伝達率を試算した一例を示すと、 625°C の原料ガス入口で $445\text{W/m}^2\text{K}$ 、 760°C の生成ガス出口では $633\text{W/m}^2\text{K}$ と入口出口での変化の割合が大きかった。

3. 5 性能評価

3. 5. 1 伝熱性能に関する検討

(1) 伝熱測定部の各点のガス温度、各セクションの伝熱量の比較検討

2002年11月28日の定格運転での各温度測定点の温度をFig.3.4に、それをもとに各セクションにおける伝熱量を計算した結果をFig.3.5に示す。また2003年7月1日の定格運転における性能全般を付録A-3-aに、温度分布をFig.3.6に伝熱量をFig.3.7に示す。

これらの図を見ると、Fig.3.4では原料ガス温度が測定点TI 6R～TI 10Rにかけて、ほぼ一様な上昇を続け、Fig.3.5のセクション毎の性能をみると、ヘリウムガスと戻りガスが加熱に使った熱量、改質反応に使われた熱量および原料ガスの温度上昇に使われた熱量もほぼ安定した分布を示している。また、セクション1では原料ガスの受熱量のうち、半分が温度上昇に使用されたことがわかる。セクション2～4においては、反応の温度が上昇したため、改質反応に使用された熱量が受熱量の約2/3を占めている。セクション4でヘリウムガスと戻り管内の生成ガスが加熱に使った熱量が下がっているのは、反転直前の原料ガスと反転直後の内管内戻りガスとの温度差が小さいため、戻りガスからの回収熱量が下がることによる。各セクションの放熱量は、約6kWであるのに対し、補償ヒータの出力実測値は約2kW程度で、ヘリウムガスから外側に向かっての放熱があったことがわかる。

第4回運転における2003年7月1日の定格運転における温度分布のFig.3.6はFig.3.4のものとほぼ一致し、また伝熱量をあらわすFig.3.7はFig.3.5とほぼ一致した。反応管先端のプロセスガス温度は760°Cで、水素製造量は122.8Nm³/hであった。

(2) 热貫流率、管内熱伝達率、管外熱伝達率の評価

伝熱間通過熱量を伝熱面積と、伝熱部両端温度差から算出した対数平均温度差の積で割って、熱貫流率実測値（仮）を出したところ、Fig.3.9の■印で示す様に、計算値の60%～80%の値であった。これは、伝熱部における温度分布が鼓形であるのに温度差が大きい両端部の温度差だけを使用したため計算値と一致しなかったと考え、測定点2、測定点3、測定点4の温度も加味して解析をすすめることとした。セクション毎の対数平均温度差にセクション長さをかけて、伝熱管全長に渡り加重平均をとると、2002年11月28日の定格運転では90°Cとなる等、それぞれの試験条件で加重平均温度差が求まる。これらの値を使用して、計算した熱貫流率実測値をFig.3.9の□印で示すが、全データで計算値に較べ1.02～1.14倍高い値をしめた。

性能の改善は管外、管内どちらもあると考えられるが、改善への寄与率は管内熱伝達率の寄与が70%以上であるので、熱貫流率の改善率と管内熱伝達率の改善率が等しい仮定して、管内熱伝達率の改善をまとめた。Fig.3.10に定格圧力約4MPa付近での計算したNu数を示す。Fig.3.11にこのNu数の計算値と、伝熱量と温度差の測定試験結果から算出したNu数の実測値を比較して示した。Nu数の実測値/計算値は、ばらつきはあるが1.02～1.14程度で、2002年11月28日の定格運転での実測値は計算値の1.063倍であった。

評価の要点は、以下の通りである。

- ① 热貫流率は計算値に較べ、1.063倍程度伝熱性能が良くなる。（热貫流率の向上）

- ② 伝熱部における加重平均温度差実測値は、伝熱部両端（入口と出口）の管内外流体温度差のみから求めた対数平均温度差の 0.76 倍程度である。（温度差の減少）

これら 2 点の評価を踏まえ、今後の設計法への反映は下記の通りである。

- ③ 上記の①と②と勘案し、水蒸気改質法による HTTR 水素製造システム等、以降の設計作業時には内外のガス流動条件から熱貫流率を計算し、ノズルから伝熱部までの温度変化を勘案の上、伝熱部両端での内外流体の温度を推定する。次に伝熱部両端での温度差から算出した対数平均温度差を使用して、必要伝熱管長さを出す。ただし、上記の温度差補正と熱貫流率改善効果を同時に補正する意味で、伝熱面積余裕 23.8% ($1/1.063/0.76=1.238$) を含んで伝熱管長を決定する。

(3) 水蒸気改質器の熱効率

水蒸気改質器の熱効率の経年変化を Fig.3.12 に示す。伝熱測定部の熱効率 η_t については、温度変化の範囲を伝熱部に限り、外側のヘリウムガスの与熱量、補償ヒータ出力、戻り管内側製品ガス与熱量の合計量に占める、原料ガスの伝熱部入口測定点 (TI6R) から伝熱部出口測定点 (TI10R) 間の原料ガスの温度上昇熱量と化学反応熱量の割合を求めた。熱交換器全体を対象とした熱効率 η_a については、熱交換器全体で、ヘリウムガスと電気式補償ヒータが与えた熱量のうち、プロセスガスの入口ノズルから出口ノズルまでの温度上昇と化学反応の熱量に消費された割合を示す。

$$\eta_t = (Q_{pgas} + Q_{ref}) / (Q_{he} + Q_{htr} + Q_{inp}) \cdots \text{伝熱部を対象とする} \quad (3.1)$$

$$\eta_a = (Q_{noz} + Q_{ref}) / (Q_{he} + Q_{htr}) \cdots \text{熱交換器全体を対象とする} \quad (3.2)$$

試験時間が短期であったため、その間に熱効率の悪化は見られず、 η_t は平均 0.85、 η_a は平均 0.72 程度であった。

HTTR 水素製造システムの水蒸気改質器は、機器の直径が大きくなり容器の表面積は増加し放熱量の絶対値は増加するが、ヘリウムガスの流量は実規模の約 30 倍となるので、熱容量は表面積の比以上に増加するので、熱効率は増加すると思われる。しかし、補償ヒータは装備されないので、放熱量は全部ヘリウムガスから供給されるので、外部胴内面の断熱材を増量する等放熱量の削減策を考えておく必要があると考える。

(4) 管外熱伝達率、管内熱伝達率が熱貫流率に与える影響

伝熱管の熱貫流率に関して、管外熱伝達率、フィン、伝熱管内部熱伝導率、汚れ、管内熱伝導率を、熱抵抗の値に換算して、それぞれの要素がしめる割合を Fig.3.13 に示す。管外はフィンが付いているため、伝熱面積が管内に較べ約 2.7 倍であること、および管外熱伝達率は管内の約 4.8 倍あることから、管内熱伝達率の逆数である熱抵抗値が伝熱管全体の熱抵抗値の 70% を占め、管内熱伝達率の改善が熱貫流率の改善に寄与することがわかる。また、先に定格運転条件では熱貫流率の実測値が計算値に比べ、約 6.3% 値が高くなっていることを述べたが、主要な貢献は管内の熱伝達率の性能改善が寄与しているものと思われる。

(5) ペレットの形状が伝熱性能に及ぼす影響

2002年11月～12月の第3回試験と2004年6月～7月の第4回試験においては、直径と長さが3/16inch（ほぼ5mm）の円柱状（シリンドラ状）の触媒ペレットを使用した試験を実施した。それに対し、2004年11月の第7回試験では、直径5mmの球状の触媒ペレットを使用して試験を実施した。2004年11月15日の定格試験条件での性能評価の要点を付録A-4に示す。それぞれの試験における熱貫流率実測値は、シリンドラ状のペレットでは2002年11月28日の定格条件で150.9W/m²Kであるのに対し、球状ペレットでは2004年11月15日の定格試験条件で138.7W/m²Kに低下していた。この原因を調べる為、充填層の熱伝達率を計算する文献⁽⁵⁾においてペレットの形状が計算値に及ぼす影響を調べた。文献には、流动時の充填層有効熱伝導率を計算する式の係数 $\Psi\beta$ を求める図（文献⁽⁵⁾第4図）が示されているが、シリンドラ状と球状という形状の差により、2本の近似線が示されている。その図から近似線だけを取り出しあつ便宜上近似線を直線化した図をFig.3.14に示すが、球状ペレットがシリンドラ状ペレットに比べ充填層有効熱伝導率が小さくなる。実際の粒径を二重管式充填層等価径で割った値を横軸に入れて計算すると、球状ペレットでは $\Psi\beta=0.103$ で、2002年11月18日の定格試験条件でのシリンドラ状ペレットの $\Psi\beta=0.127$ の0.81倍となった。これを元に伝熱性能を計算した結果をFig.3.15に示すが、管内熱伝達率は0.88倍、熱貫流率の計算値は球状ではシリンドラ状の0.91倍であった。実際の伝熱量、伝熱面積、加重平均温度差から算出した熱貫流率実測値は球状ペレットでは138.7W/m²Kで、シリンドラ状ペレット150.9W/m²Kの0.92倍（球状/シリンドラ状）で、熱貫流率計算値の場合の倍率0.91倍（球状/シリンドラ状）とほぼ一致し、形状の違いが実際の伝熱性能にほぼ忠実に反映されていることが分かった。

3. 5. 2 ヘリウム側の圧力損失試験結果

水蒸気改質器の管外流体であるヘリウムは、水蒸気改質法によるHTTR水素製造システムにおいては原子炉圧力容器内の中間熱交換器をはじめ多くの機器を循環するため、全圧力損失を適正な値に抑え、2次ヘリウムガス循環器の昇圧値を適正な値にしておく必要がある。Fig.3.16に試験装置の熱収支図をしめすが、ヘリウムガス圧力損失のうち大きな割合をしめる水蒸気改質器内部の圧力損失につき検討を実施した。

付録A-6に、水蒸気改質器の流れの模式図と直交フィンチューブ二重管摩擦損失計算式とを示している。ヘリウムガスは二重管式の熱交換器の触媒管とガイド管に挟まれたアニュラーラー状の流路を上昇する。触媒管の管外面は機械加工した高さ2mm、厚み1mmのフィンが装備されている。

摩擦損失係数 f が、圧力損失を決定する要素であるが、平滑管では定格温度流量条件で該当するレイノルズ数を代入して0.008と計算されるのに対し、文献⁽³⁰⁾のフィン付き管の形状とレイノルズ数を参考にすると、摩擦損失係数は約2.5倍の $f=0.020$ 程度になる。それに比べ、試験の結果は更に圧損が大きく、試験結果0.36kg/cm²から摩擦損失係数 f を逆算すると0.028とフィン付き管の計算値の更に1.4倍の圧力損失となった。

計算値に較べ実測値が大きくなった原因是、文献の図に該当のレイノルズ数の線が示されていないこと、フィンの縦横比等が変わると圧損が大きく変わってくること等が考えられる。

Table 3.1 Design specifications of steam reformer

| 項目 | 単位 | 仕様 | |
|-----------|----------------|------------------|---------|
| 全般 | | | |
| 機器番号 | | R1R | |
| 機器名称 | | 水蒸気改質器 | |
| 形式 | | 直交フィン二重管、バイオネット式 | |
| 基数 | 基 | 1 | |
| 設計交換熱量 | kW | 108.7 | |
| 必要伝熱面積 | m ² | 5.36 | |
| 使用条件 | | 胴側 | 管側 |
| 流体名 | | ヘリウムガス | メタン/水蒸気 |
| 流量 | g/s | 91 | 12 / 47 |
| 圧力 | MPa | 4 | 4.12 |
| 入口温度 | °C | 880 | 450 |
| 出口温度 | °C | 650 | 600 |
| 反応管先端温度 | °C | | 780 |
| 対数平均温度差 | °C | 144.3 | |
| 主要寸法 | | | |
| 胴 | 内径 | mm | 820 |
| | 板厚 | mm | 23 |
| 伝熱管 | 外径(根元) | mm | 147.8 |
| | 内径 | mm | 127.8 |
| | 板厚 | mm | 10 |
| | 本数 | 本 | 1 |
| | 必要長 | m | 4.89 |
| | 決定長 | m | 6.37 |
| フイン付管の場合 | フイン外径 | mm | 151.8 |
| | フイン高さ | mm | 2 |
| | フインピッチ | mm | 3 |
| | フイン厚さ | mm | 1 |
| 伝熱管配置 | 管ピッチ | | — |
| | 配列 | | — |
| 外管(流路管)内径 | mm | 161.2 | |
| 補償ヒータ | | | |
| 容量 | kW | ~35.6 (出力制御) | |
| 材料 | | | |
| 胴 | — | SCMV4-2 | |
| 伝熱管 | — | ハステロイXR | |
| 管板 | — | SUSF304 | |
| 断熱材 | — | カオウール | |
| 重量 | | | |
| 据付 | kg | 16,000 | |
| 運転 | kg | | |

Table 3.2 Measuring points of steam reformer

| NO. | 計測機器番号 | 計測点名称 | 計測対象 | 標準値 | 単位 | 備考 |
|-----|--------|----------------------|------|------|-----|--------------|
| 1 | TE1R | 第1段Heガス温度(伝熱測定部出口) | Heガス | 625 | °C | TE: 温度検出器 |
| 2 | TE2R | 第2段Heガス温度 | Heガス | 676 | °C | |
| 3 | TE3R | 第3段Heガス温度 | Heガス | 745 | °C | |
| 4 | TE4R | 第4段Heガス温度 | Heガス | 817 | °C | |
| 5 | TE5R | 第5段Heガス温度(伝熱測定部入口) | Heガス | 860 | °C | |
| 6 | TE6R | 第1段プロセスガス温度(伝熱測定部入口) | 原料ガス | 492 | °C | |
| 7 | TE7R | 第2段プロセスガス温度 | 原料ガス | 598 | °C | |
| 8 | TE8R | 第3段プロセスガス温度 | 原料ガス | 669 | °C | |
| 9 | TE9R | 第4段プロセスガス温度 | 原料ガス | 737 | °C | |
| 10 | TE10R | 第5段プロセスガス温度(伝熱測定部出口) | 原料ガス | 760 | °C | |
| 11 | TE11R | 第1段内管内戻りガス温度(伝熱部出口) | 生成ガス | 621 | °C | |
| 12 | TE12R | 第2段内管内戻りガス温度 | 生成ガス | 709 | °C | |
| 13 | TE13R | 第3段内管内戻りガス温度 | 生成ガス | 745 | °C | |
| 14 | TE14R | 第4段内管内戻りガス温度 | 生成ガス | 765 | °C | |
| | | 第5段内管内戻りガス温度(伝熱部入口) | 生成ガス | 760 | °C | 反転部でTE10Rと同じ |
| 15 | TE15R | 第1段反応管金属温度 | 伝熱管 | 628 | °C | |
| 16 | TE16R | 第2段反応管金属温度 | 伝熱管 | 678 | °C | |
| 17 | TE17R | 第3段反応管金属温度 | 伝熱管 | 743 | °C | |
| 18 | TE18R | 第4段反応管金属温度 | 伝熱管 | 816 | °C | |
| 19 | TE19R | 第5段反応管金属温度 | 伝熱管 | 863 | °C | |
| 20 | TE20R | 第1段ガイド管外壁金属温度 | ガイド管 | 612 | °C | |
| 21 | TE21R | 第2段ガイド管外壁金属温度 | ガイド管 | 671 | °C | |
| 22 | TE22R | 第3段ガイド管外壁金属温度 | ガイド管 | 736 | °C | |
| 23 | TE23R | 第4段ガイド管外壁金属温度 | ガイド管 | 783 | °C | |
| 24 | TE24R | 第5段ガイド管外壁金属温度 | ガイド管 | 779 | °C | |
| 25 | TE25R | 第1段ヒータ取付管外壁金属温度 | ヒータ管 | 617 | °C | |
| 26 | TE26R | 第2段ヒータ取付管外壁金属温度 | ヒータ管 | 672 | °C | |
| 27 | TE27R | 第3段ヒータ取付管外壁金属温度 | ヒータ管 | 736 | °C | |
| 28 | TE28R | 第4段ヒータ取付管外壁金属温度 | ヒータ管 | 782 | °C | |
| 29 | TE29R | 第5段ヒータ取付管外壁金属温度 | ヒータ管 | 786 | °C | |
| 30 | TE30R | 上部管板温度 | 管板 | 408 | °C | |
| 31 | TE31R | ヒータ表面温度 | ヒータ | 782 | °C | |
| 32 | TE32R | 容器表面温度 | 外胴 | 80 | °C | |
| 33 | TE18H | Heガス改質器入口温度(配管設置) | Heガス | 880 | °C | |
| 34 | TE21H | Heガス改質器出口温度(配管設置) | Heガス | 620 | °C | |
| 35 | TE18G | 原料ガス改質器入口温度(配管設置) | 原料ガス | 453 | °C | |
| 36 | TE1C | 後処理系ガス改質器出口温度(配管設置) | 生成ガス | 560 | °C | |
| | | | | | | |
| 37 | PT17H | Heガス 改質器入口圧力 | Heガス | 4.03 | MPa | PT: 圧力変換器 |
| 38 | PT22H | Heガス 改質器出口圧力 | Heガス | 3.98 | MPa | |
| 39 | PT19G | 原料ガス 改質器入口圧力 | 原料ガス | 4.18 | MPa | |
| 40 | PT2C | 生成ガス 改質器出口圧力 | 生成ガス | 4.05 | MPa | |
| 41 | DT20G | プロセスガス出入口差圧 | 原料ガス | 0.16 | MPa | DT: 差圧変換器 |
| 42 | DT3C | 生成ガスとHeガス差圧 | 生成ガス | 0.04 | MPa | |
| 43 | FT8H | Heガス流量(He加熱器入口で計測) | Heガス | 91 | g/s | FT: 流量変換器 |
| 44 | FT13G | メタンガス流量(原料ガスの一部) | 原料ガス | 12 | g/s | |
| 45 | FT22S | 水蒸気流量(原料ガスの一部) | 原料ガス | 47 | g/s | |
| 46 | FT9N | 窒素ガス流量 | 原料ガス | 0 | g/s | |
| 47 | | 原料ガス分析計、各ガス成分濃度 | 原料ガス | | % | 制御室、原料ガス画面 |
| 48 | | 生成ガス分析計、各ガス成分濃度 | 生成ガス | | % | 制御室、後処理系画面 |
| 49 | | 補償ヒータ電流値(X1R1～X5R5) | | | A | 現場盤 |

備考: TExxは温度検出器(Element)を示し Ti_{xx}は温度表示(Indicator)を示し同番号とした。

Table 3.3 Steam reformer: Test results of heat transfer characteristics

| 項目 | 単位 | 設計時伝熱特性 | | 運転時熱交全体 | | 運転時Sec1~4 | | 運転時Sec1~4 | | 備考 |
|-----------|----------------|--------------------|----------|---------|-----------|-------------|-------------|-----------|----------|------------|
| | | A | B | C | D | 2002年11月28日 | 2002年11月28日 | 伝熱部のみの性能 | 平均温度差補正 | |
| 全般 | | 設計計算 | | | | | | | | |
| アース名 | | | | | | | | | | |
| Heの与熱量 | kW | 108.7 | 127.6 | 114.4 | 114.4 | | | | | |
| 反応管通過熱量 | kW | 108.7 | 91.2 | 94.9 | 94.9 | | | | | |
| 内管与熱量 | kW | 30.7 | 35.4 | 25.9 | 25.9 | | | | | |
| 原料ガス受熱量 | kW | 132.0 | 126.5 | 120.8 | 120.8 | | | | | |
| 原料ガスエンタルピ | kW | 53.6 | 51.5 | 45.7 | 45.7 | | | | | |
| 化学反応熱量 | kW | 78.4 | 75.1 | 75.1 | 75.1 | | | | | |
| 温度圧力条件 | | | | | | | | | | |
| 液体名 | | He | CH4/H2O | He | CH4/H2O | He | CH4/H2O | He | CH4/H2O | |
| 流量 | g/s | 91 | 12 / 47 | 91 | 12 / 47 | 91 | 12 / 47 | 91 | 12 / 47 | |
| 圧力 | MPa | 4 | 4.12 | 4 | 4.12 | 4 | 4.12 | 4 | 4.12 | |
| 入口温度 | °C | 880 | 450 | 880 | 443 | 857 | 478 | 857 | 478 | |
| 出口温度 | °C | 650 | 600 | 610 | 551 | 615 | 606 | 615 | 606 | |
| 反応管先端温度 | °C | | 780 | | 755 | | 755 | | 755 | D=A-25 |
| 伝熱熱(計算) | W/m2K | 2328 | 537.1 | 2326 | 540.5 | 2324 | 542.2 | 2324 | 542.2 | |
| 汚れ係数 | m2K/W | 0 | 0.000172 | 0 | 0.000172 | 0 | 0.000172 | 0 | 0.000172 | |
| 熱貫流率(計算値) | W/m2K | | 140.6 | | 141.7 | | 142.0 | | 142.0 | |
| 熱貫流率(実測値) | W/m2K | | 140.6 | | | | | | 150.9 | D/A=b |
| 対数平均温度差 | °C | | 144.3 | | 145(補正無し) | | 118.6(補正前) | | 90 | D/A=c |
| 必要伝熱面積 | m ² | | 5.36 | | | | | | | D/A= |
| 実伝熱面積 | m ² | | 6.98 | | 6.98 | | 6.98 | | 6.98 | 上下検算 |
| 伝熱面積余裕 | % | | 30.2 | | 0 | | 0 | | 0 | a/b/c= |
| 伝熱管必要長 | m | | 4.89 | | | | | | 6.37 | 1.30 |
| 伝熱管決定長 | m | | 6.37 | | 6.37 | | 6.37 | | 6.37 | D/A=1.00 |
| 性能 | 水素製造容積 | Nm ³ /h | 122.4 | | 122.7 | | 122.7 | | 122.7 | |
| | 水素製造量 | g/s | 3.03 | | 3.03 | | 3.03 | | 3.03 | |
| | 補償ヒータ入力 | kW | 0~35.6kW | | 5.08 | | 5.08 | | 5.08 | D < 放熱量 |
| | 放熱量 | kW | 同上(30kW) | | 41.50 | | 24.60 | | 24.60 | B >補償ヒータ能力 |
| | 熱貫流率実測値/計算値 | (-) | | | | | | | 1.063 | (実測値/計算値) |
| | 伝熱部熱効率 | (-) | 0.855 | | 0.831 | | 0.831 | | 0.831 | |
| | 熱交換器熱効率 | (-) | 0.830 | | 0.700 | | 0.700 | | 0.700 | |

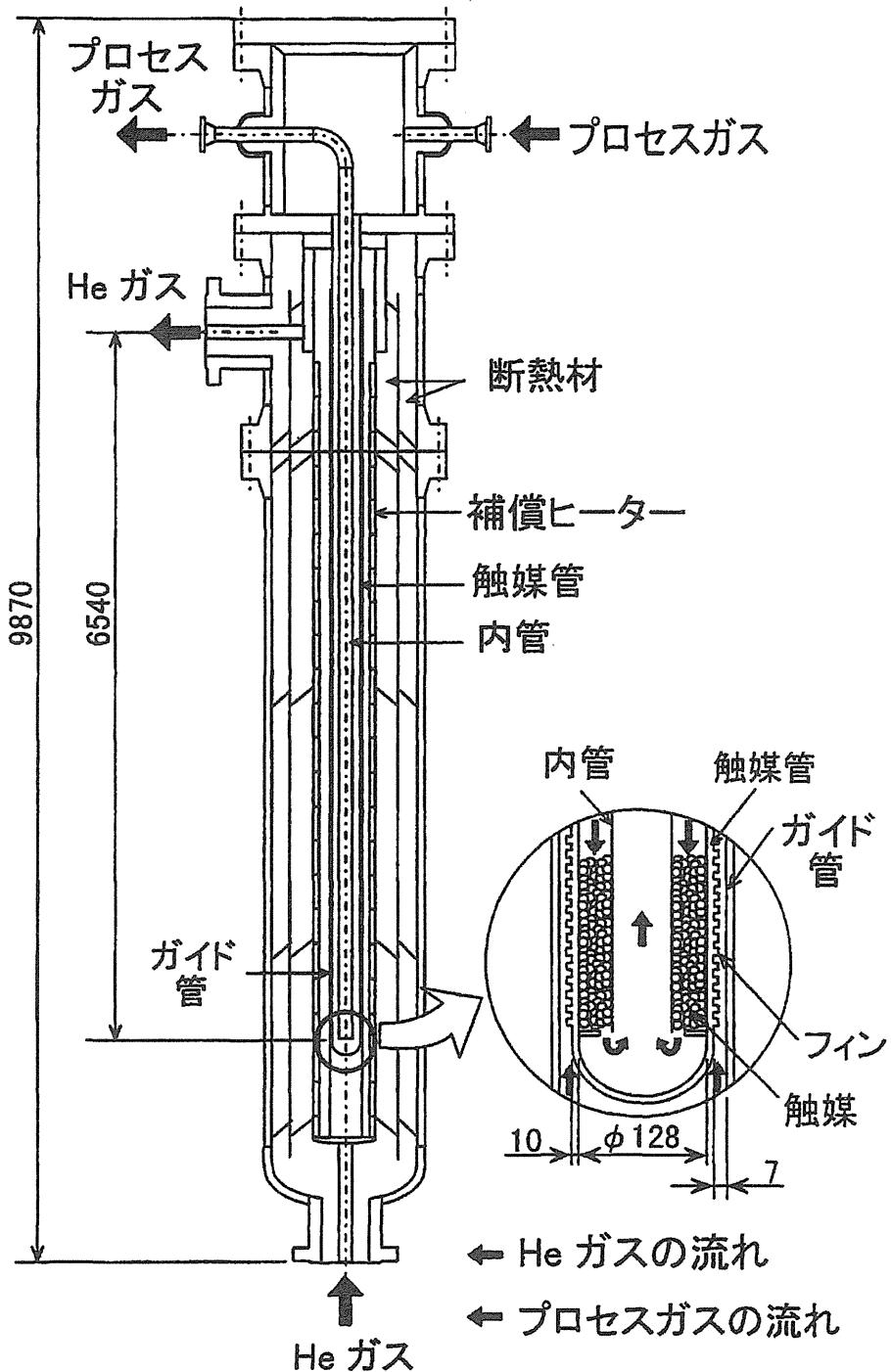


Fig. 3.1 Steam reformer: Structure

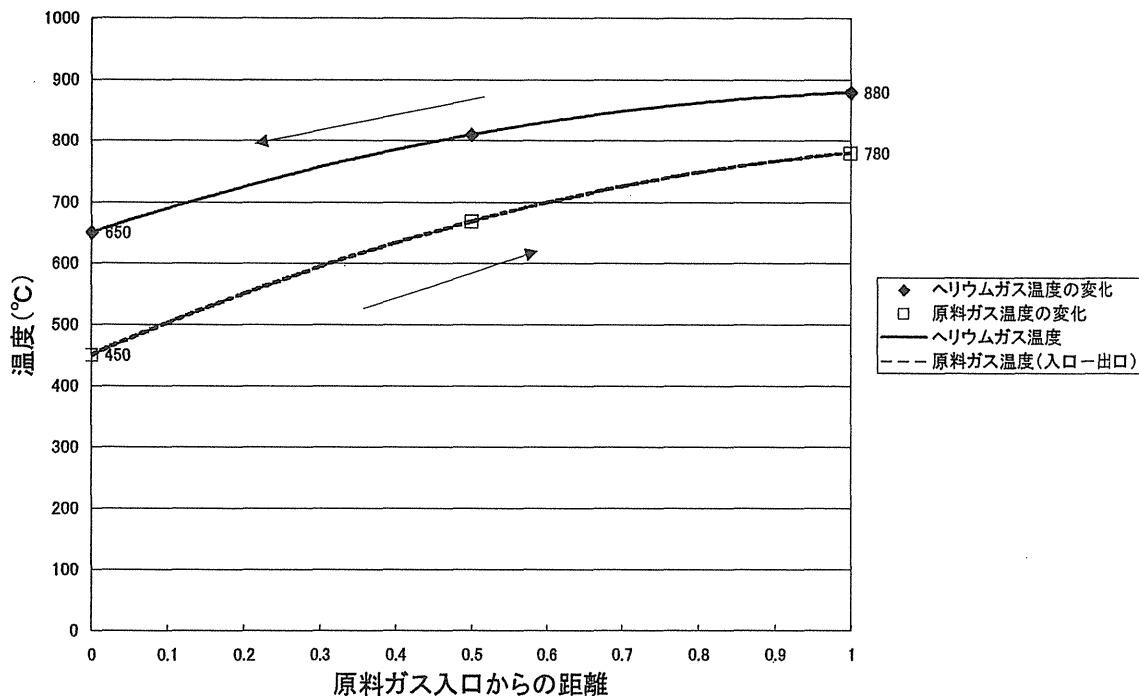


Fig. 3.2 Temperature changes of both fluids in general counter flow heat exchanger

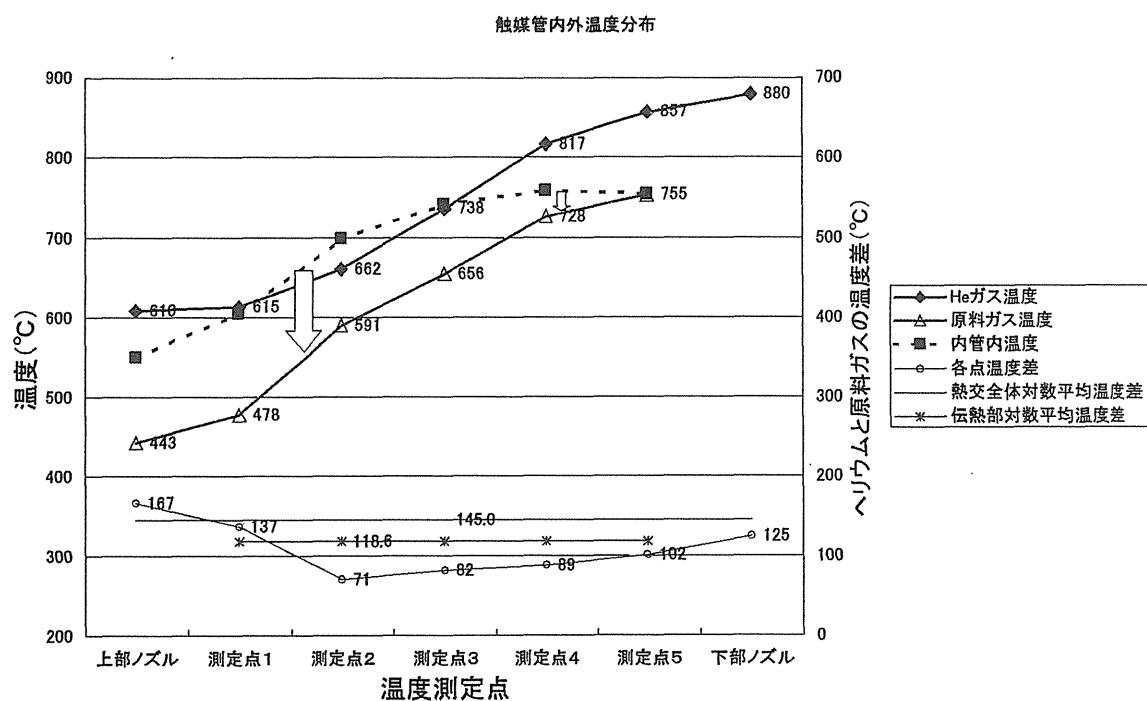


Fig. 3.3 Steam reformer: Temperature of both fluids including inner pipe at each heat transfer section in normal rated condition (Nov.28, 2002)

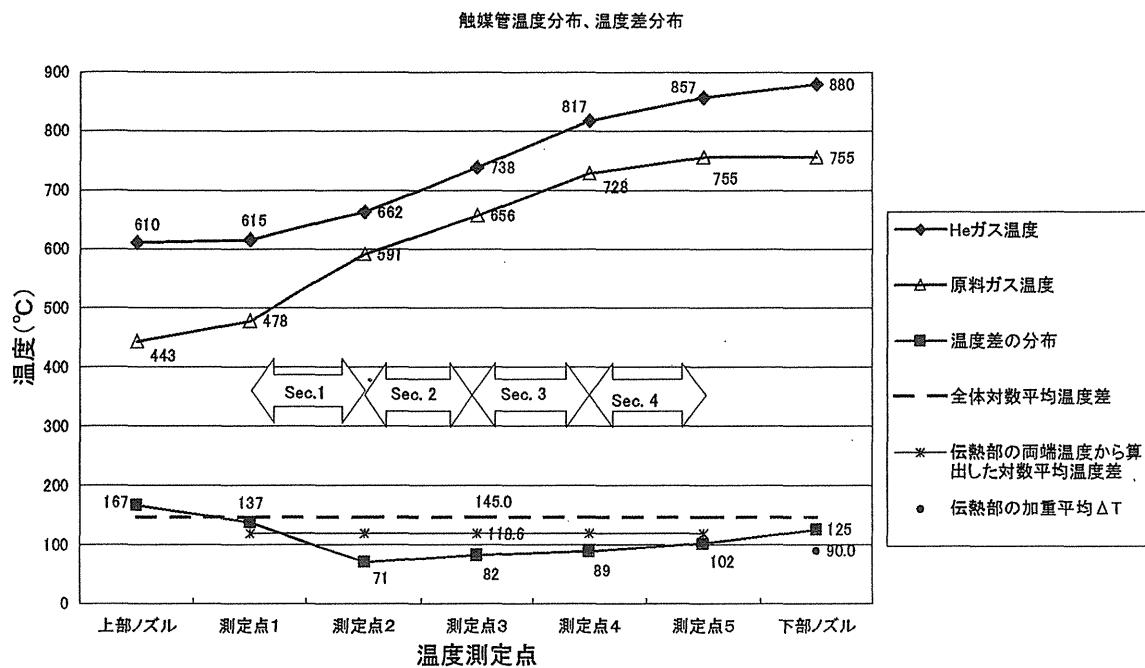


Fig. 3.4 Steam reformer: Temperature of both fluids and temperature difference at each heat transfer measuring section in normal rated condition (Nov. 28, 2002)

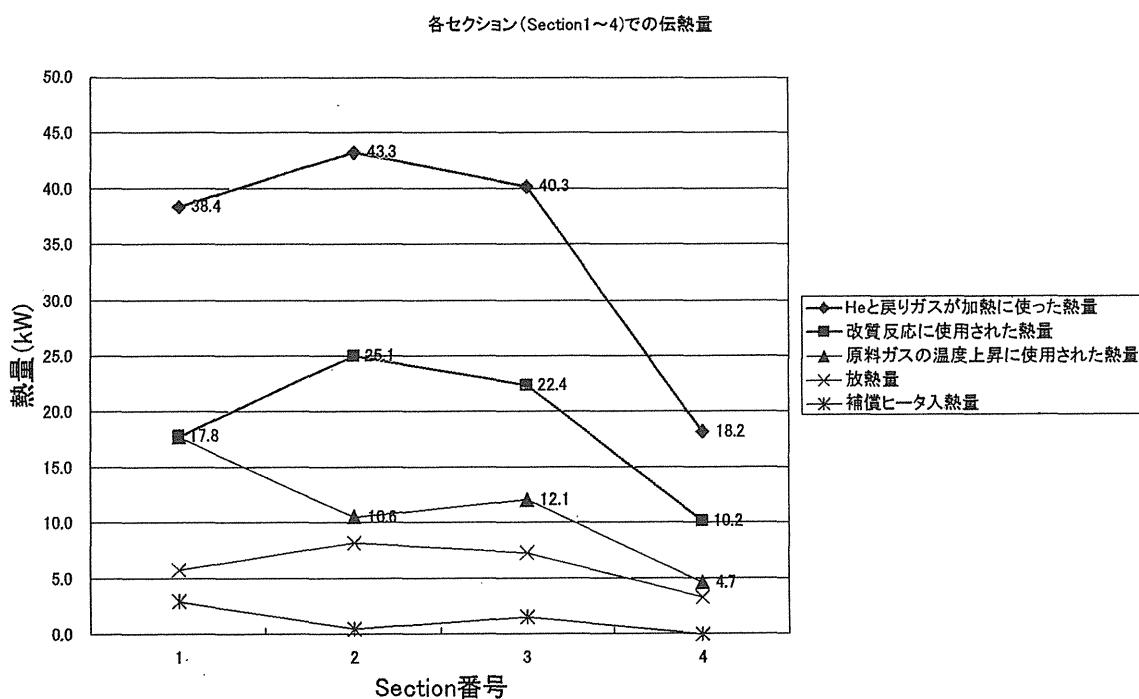


Fig. 3.5 Steam reformer: Heat transfer quantity at each heat transfer measuring section in normal rated condition (Nov. 28, 2002)

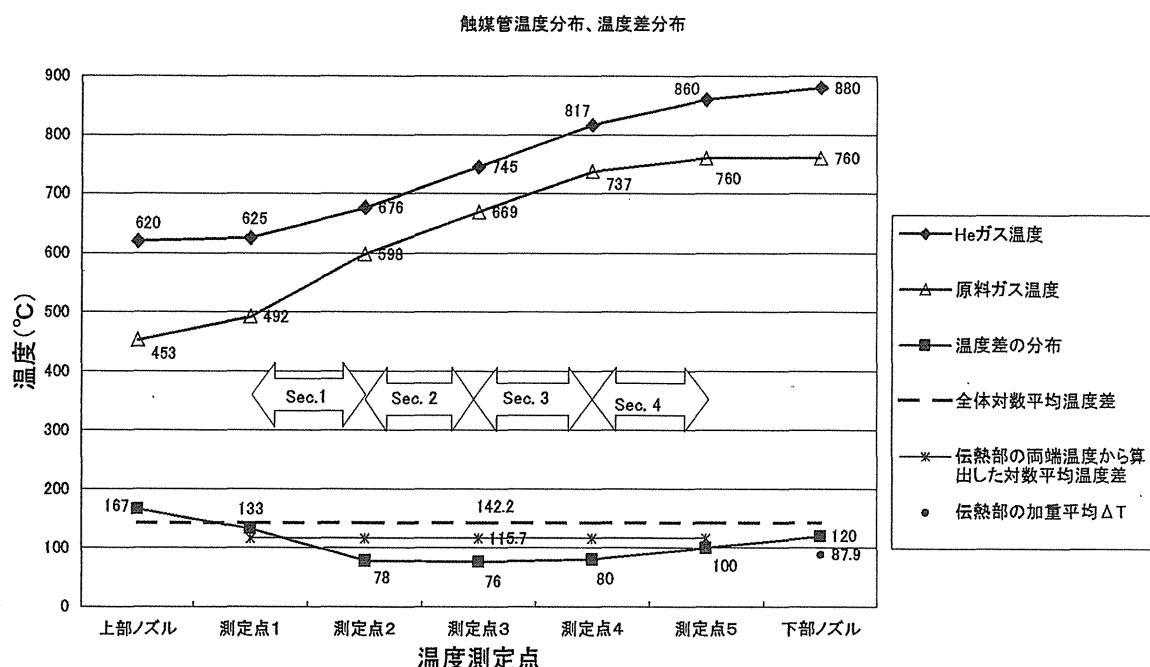


Fig. 3.6 Steam reformer: Temperature of both fluids at each heat transfer measuring section in normal rated condition (July 01, 2003)

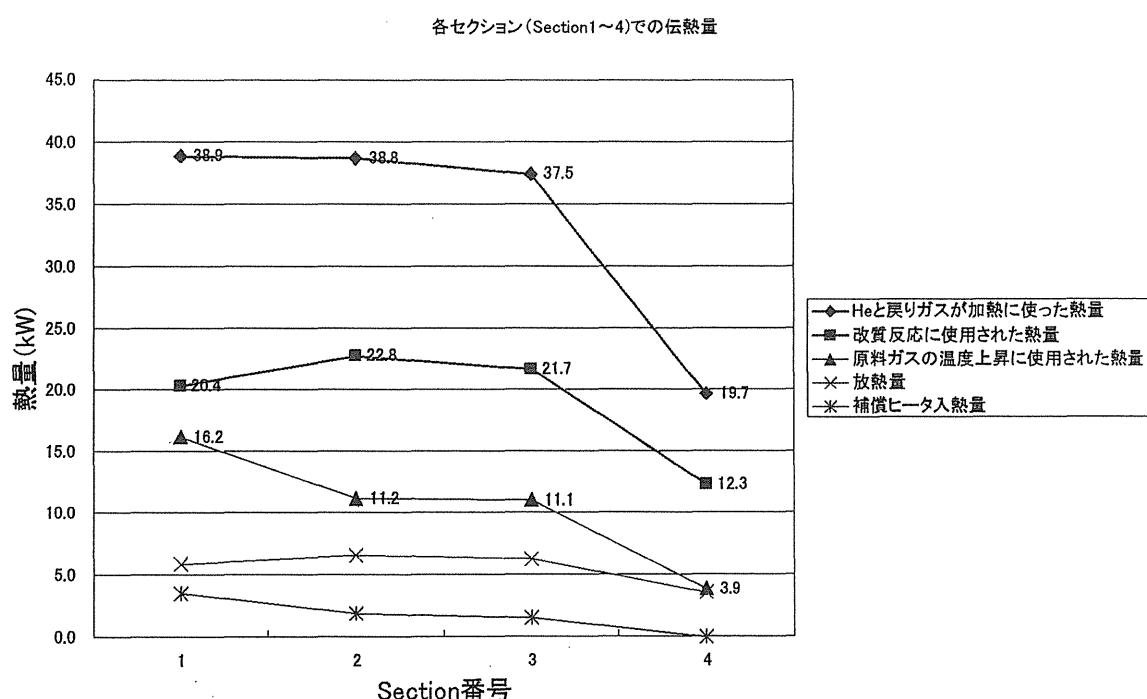


Fig. 3.7 Steam reformer: Heat transfer quantity at each section in normal rated condition (July 01, 2003)

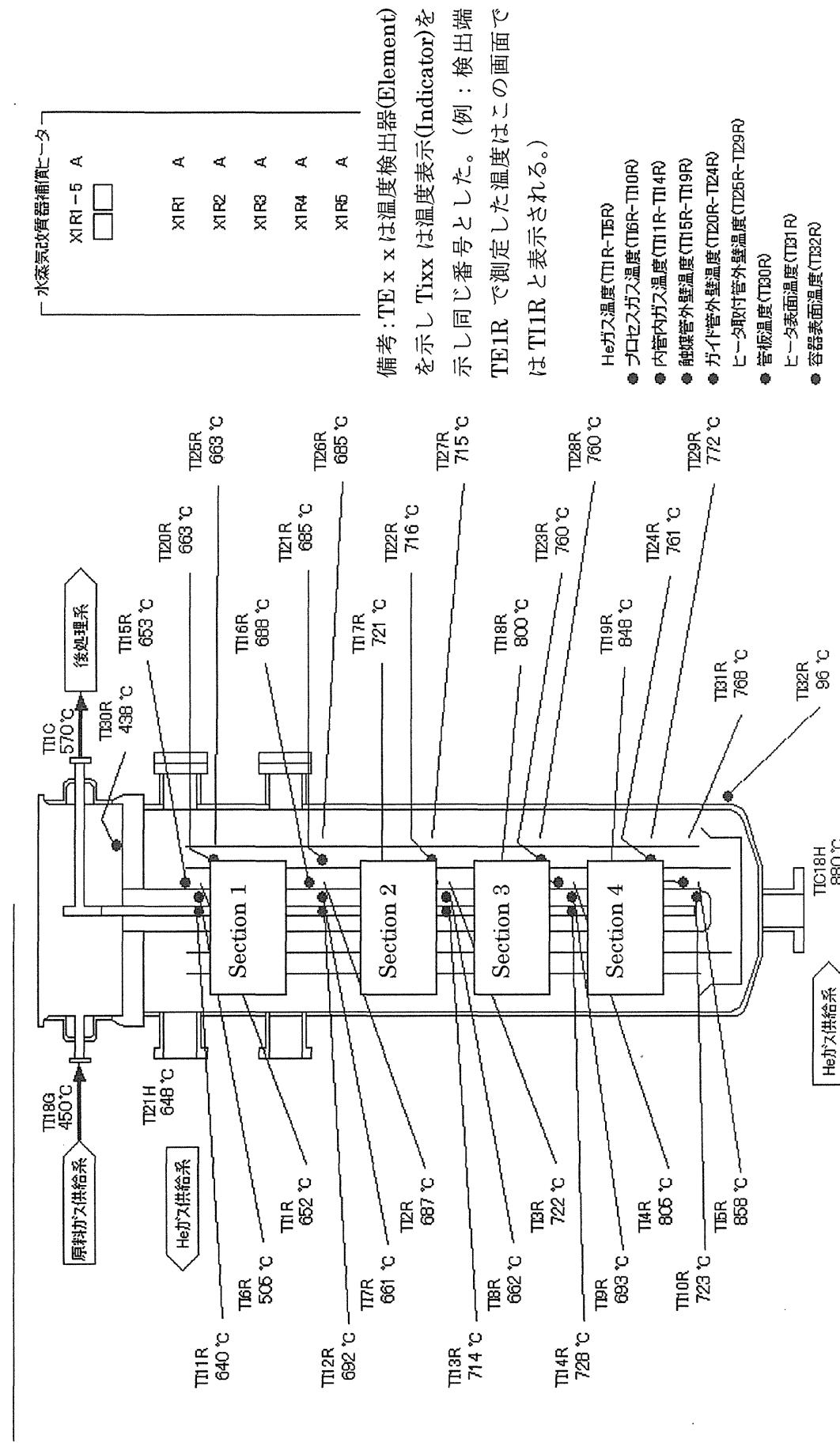


Fig. 3.8 Steam reformer: Temperature at all measuring points in normal rated condition (June 01, 2003)

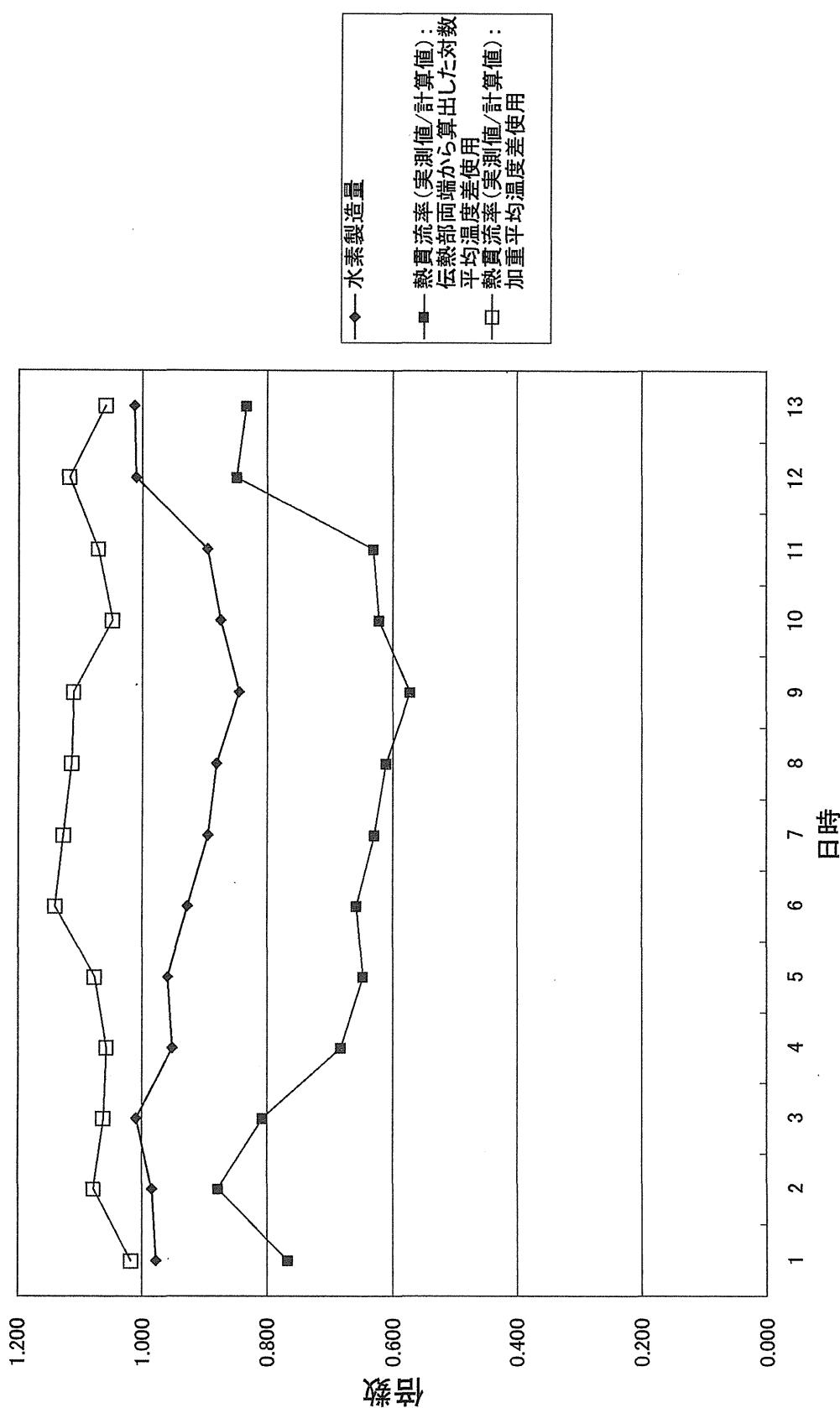


Fig. 3.9 Steam reformer: Historical trend of heat transfer characteristics
in No.3 and No.4 test operation terms

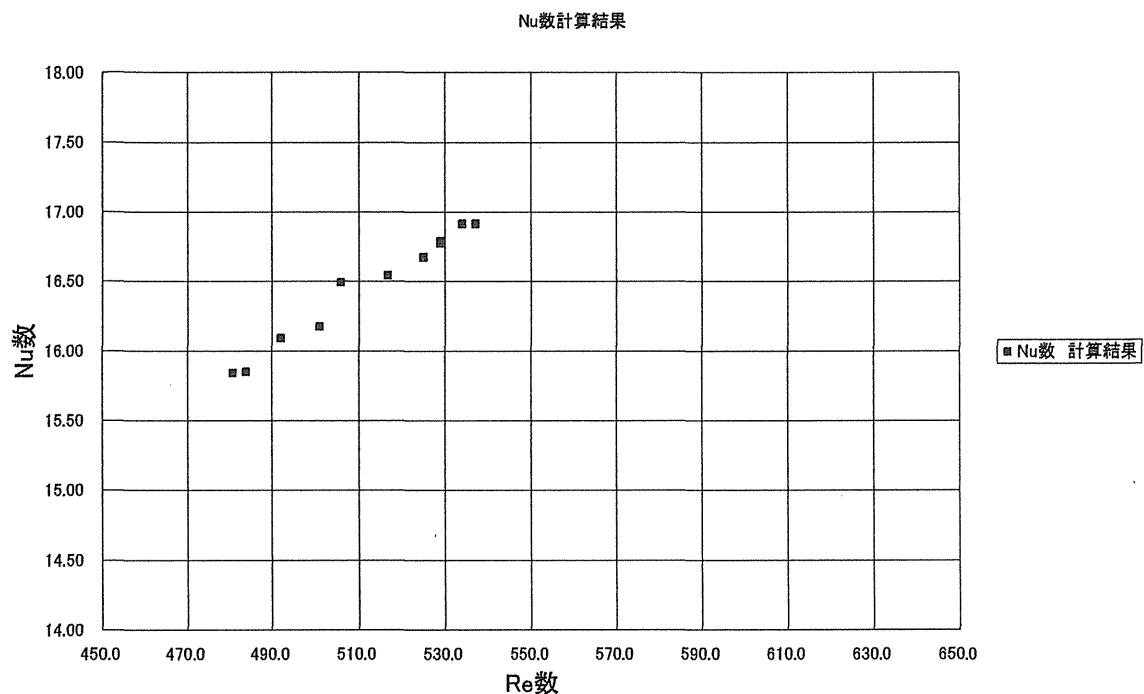
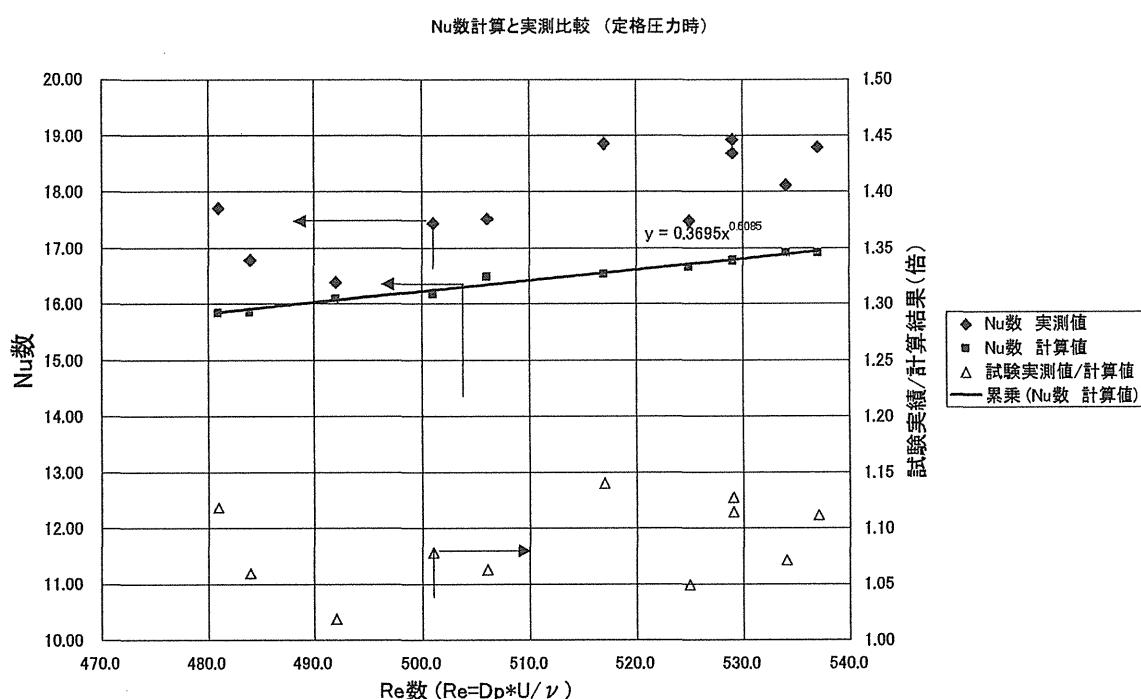


Fig. 3.10 Steam reformer: Nusselt number with theoretical calculation

Fig. 3.11 Heat transfer characteristics at reaction tube inside:
Comparison between experimental data and calculated value

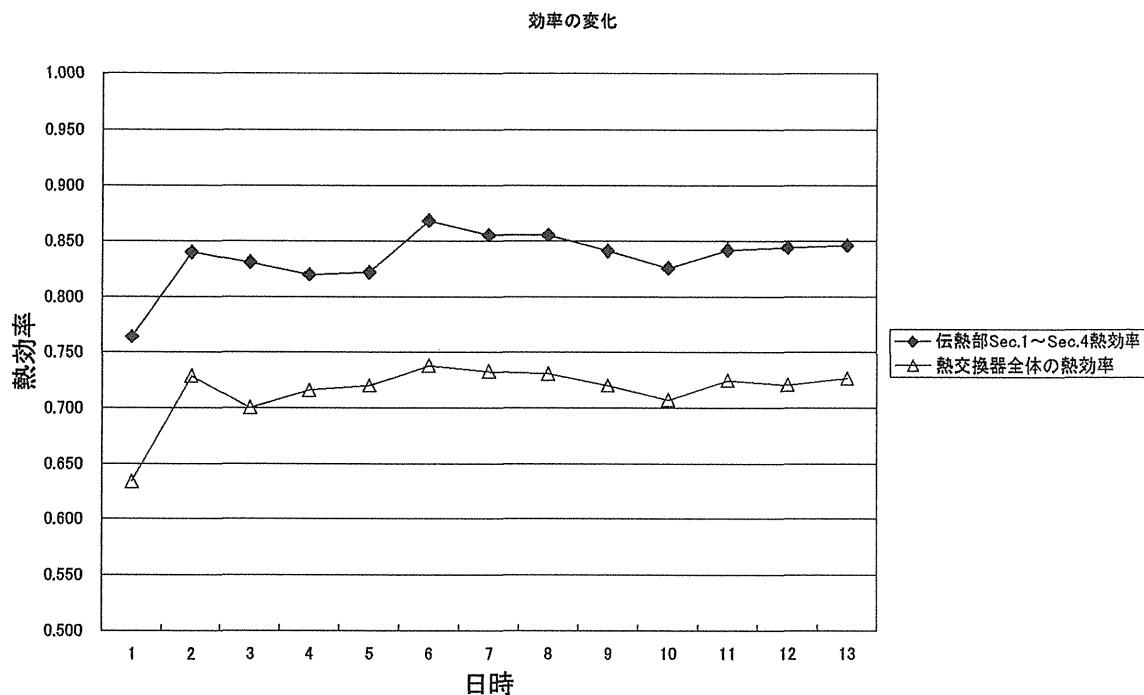


Fig. 3.12 Steam reformer: Historical trend of heat exchanger efficiency
in No.3 and No.4 test operation terms

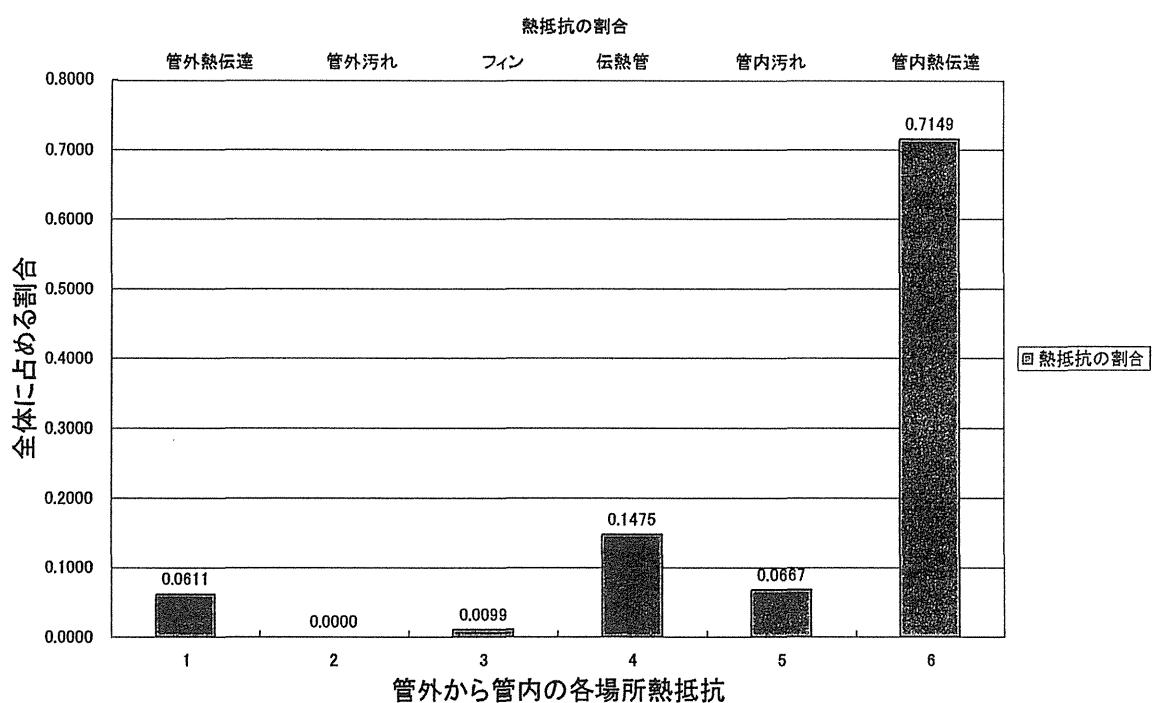


Fig. 3.13 Steam reformer: Thermal resistance at each part (from outside to inside of tube)

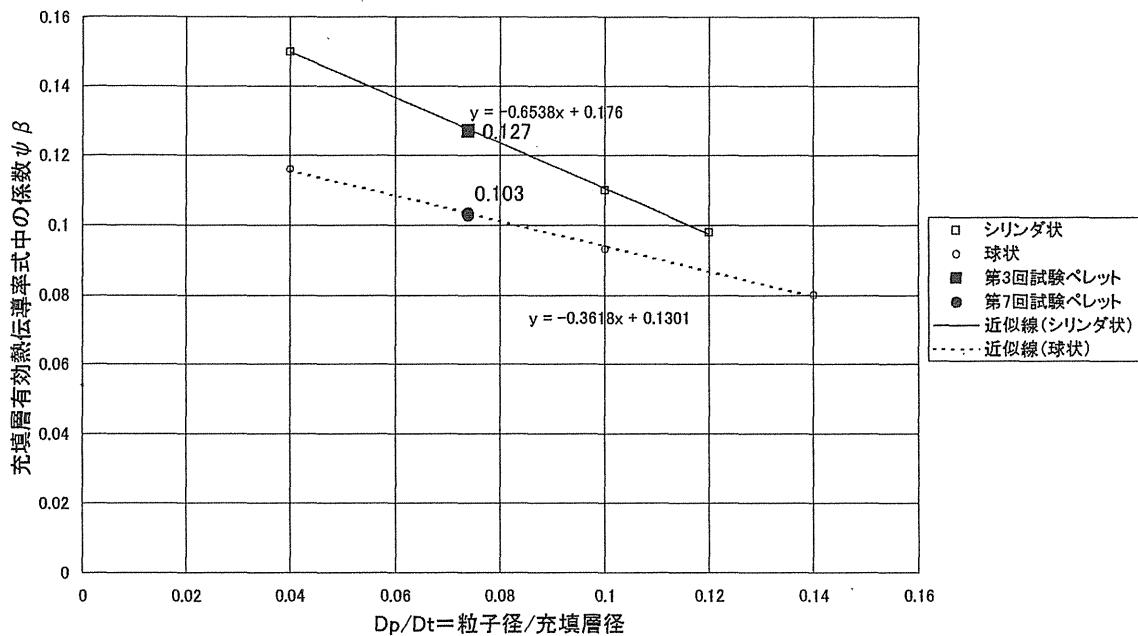


Fig. 3.14 Steam reformer: Relation between pellet shape and heat conductivity

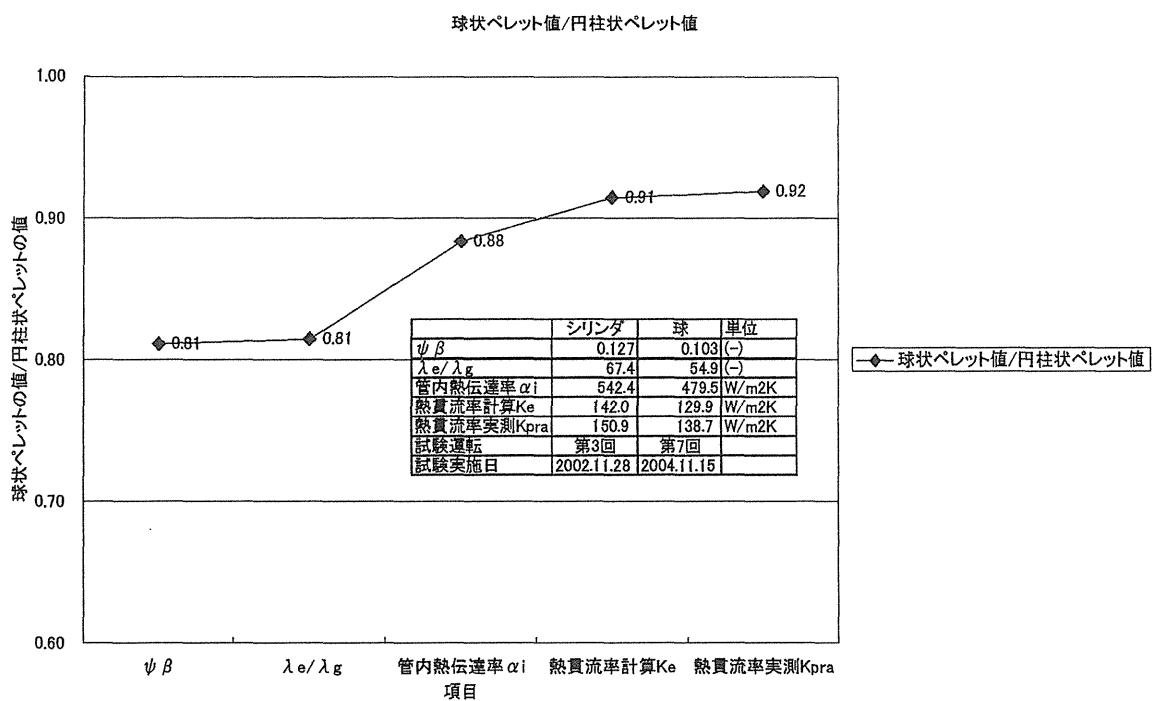


Fig. 3.15 Steam reformer: Relation between pellet shape and heat transfer characteristics

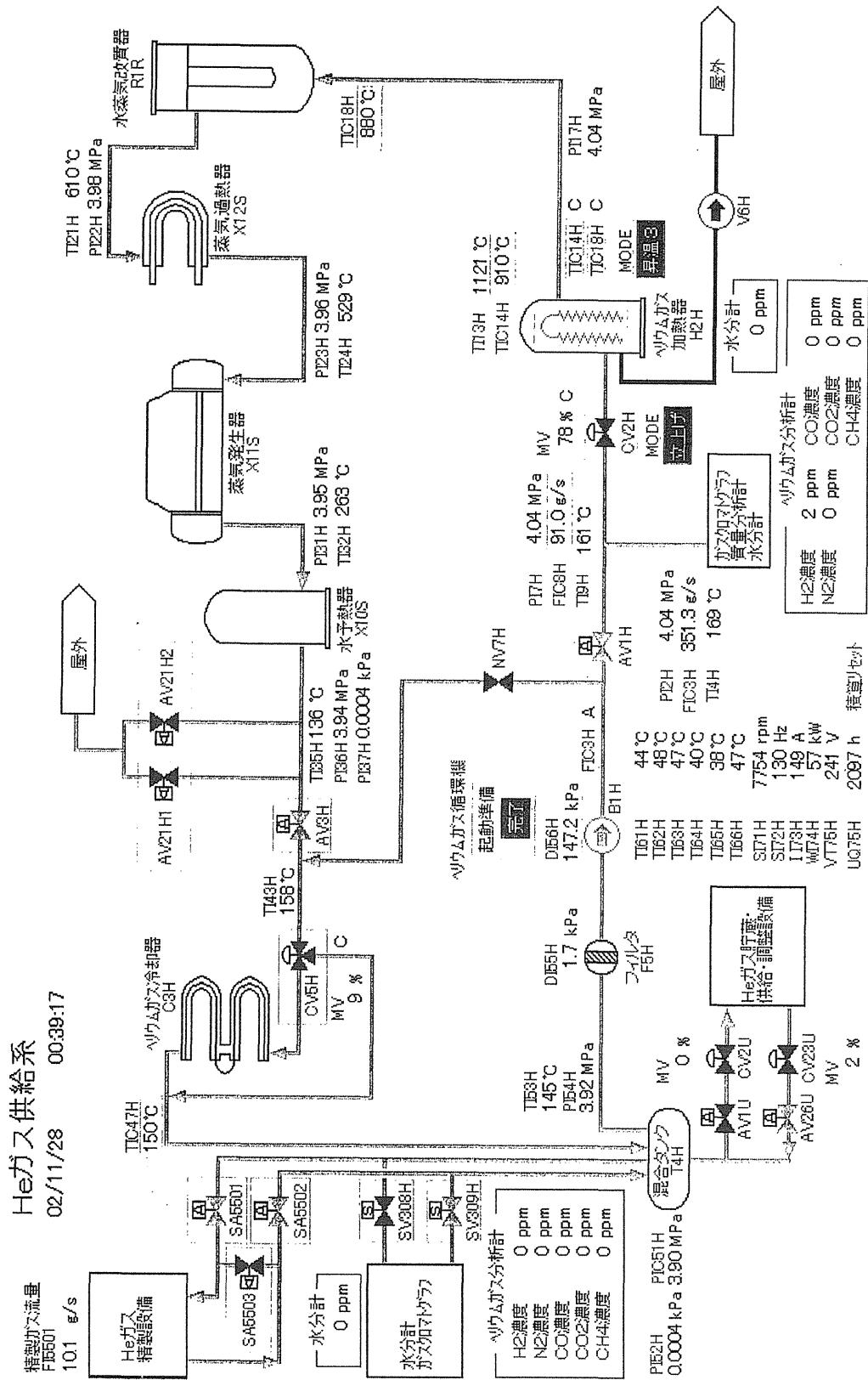


Fig. 3.16 Helium Gas Circulation loop: Heat and Mass Balance on Nov. 28th 2002

4. 蒸気過熱器

4. 1 機器仕様と構造

蒸気過熱器は蒸気発生器で発生した飽和蒸気を更に加熱し過熱蒸気を製造するための機器であり、水蒸気改質器で原料ガスの加熱に使用し温度が下がったヘリウムガスを加熱源とし、ヘリウムガスの熱量をカスケード利用している。水素製造システムの蒸気過熱器はヘリカルコイル型であるが、試験装置では、伝熱量が少ないので二重管式熱交換器を採用した。蒸気過熱器の機器仕様を Table 4.1 に、概略構造を Fig.4.1 に示す。ヘリウムガスは、上部ノズルから 632°C (設計入口温度) で二重管の外管側に入り、U字管の環状流路を流れ、内管の水蒸気を加熱しながら自らは 565°C (設計出口温度) まで温度が降下して、蒸気発生器に向かう。一方蒸気発生器からの飽和蒸気は 259°C (設計入口温度) で下部のノズルから二重管の内管に入り、外管を通るヘリウムガスにより加熱され過熱蒸気となり、394°C (設計出口温度) で上部のノズルから流出する。蒸気流量は定格運転で、47g/s、最大で 57g/s である。流出した過熱蒸気は天然ガスと混合し、プロセスガスとして水蒸気改質器での水素製造に使用される。蒸気過熱器の機器仕様を Table 4.1 に、概略構造を Fig.4.1 に示す。

4. 2 熱伝達式

蒸気過熱器の伝熱評価に使用する、文献上の実験式を付録 B-1 にまとめた。管外の熱伝達式は二重管式熱交換器の外管（環状）に適用される Wiegant の式⁽⁶⁾⁽⁷⁾、管内の熱伝達式は円管内の乱流熱伝達式である Dittus & Boelter の式⁽⁸⁾⁽⁹⁾を使用する。

4. 3 伝熱性能評価プログラム

伝熱性能評価計算に使用した表計算プログラムを付録 B-2 にまとめた。評価対象データは、2003 年 6 月 3 日のものを使用した。入口蒸気は飽和蒸気だけで湿り蒸気を含まない、との仮定をして実施した当初の計算では、放熱量(22.4kW)がヘリウムガスの与熱量(42.1kW)の 50%以上となり、ヘリウムガスの与熱量と水蒸気の受熱量(19.7kW)が大きく相違したため、蒸気発生器から蒸気過熱器までの配管からの放熱により入口蒸気の一部が凝縮し湿り蒸気になっていると仮定して、蒸気過熱器で凝縮水が再度蒸気になるものとして、伝熱計算を再評価した結果を示している。

4. 4 性能評価結果

試験装置において、本熱交換器の性能評価するために使用した計測点の一覧表を Table 4.2 に示す。蒸気過熱器においては、熱交換器の全体伝熱性能を把握することを目的に両流体の流量、出入口温度、入口圧力を計測点としている。

設計時の温度流量条件で計算した、管外熱伝達率、管内熱伝達率、熱貫流率（総括伝熱係数）、伝熱面積余裕、伝熱量と、2003 年 6 月 3 日と 7 月 2 日の実際の試験条件に基づく伝熱性能を対比

して、Table 4.3 に示す。6月3日はヘリウムガス入口温度が設計温度よりも高い場合、7月2日はヘリウムガス入口温度が設計温度よりも低い場合を示しているが、ヘリウムガス与熱量のうち水蒸気の加熱（再蒸発および温度上昇）に使用された割合を示す熱効率はどちらも約 68%を示している。

(1) 热効率と放熱量

热効率としては、下記の 2 式が考えられるが、蒸気発生器で発生した飽和蒸気が、蒸気過熱器までの配管と弁で全然凝縮しないことは考えられないので、凝縮水の蒸発潜熱を含む後者の熱効率 η_a を採用して評価する。

$$\eta_f = Q_{sm}/Q * 100 \quad (4.1)$$

$$\eta_a = (Q_{sm} + Q_{ev}) / Q * 100 \quad (4.2)$$

ここで、

η_f : 凝縮水が無い場合の見かけの熱効率 (%)

η_a : 凝縮水を含む真の熱効率 (%)

Q : ヘリウムガスの出入口の温度差から計算した与熱量 (kW)

Q_{sm} : 蒸気の温度上昇から計算した蒸気の受熱量 (kW)

Q_{ev} : 凝縮水の蒸発潜熱 (kW)

真の熱効率を計算するためには、凝縮水量が必要だが、それは計測出来ていないので、その推定方法は下記のとおりとした。管内と管外の流体の物性値から算出した熱貫流率計算値を正とし、それに実際の伝熱面積と内外流体の温度差を掛け合わせたものを伝熱量と推定した。ヘリウムガスの与熱量から伝熱量を差引いたものが、管外ヘリウムから直接外気への放熱量と考える。また伝熱量から蒸気の温度上昇に使用された熱量を差引いた分を、凝縮水の蒸発に使用された熱量と考え、単位重量あたりの蒸発潜熱で割って、入口で含まれていた凝縮水量を求めた。

2003年6月3日以外の試験条件における性能評価の結果も合わせて、Table 4.4 と Fig.4.2 に示す。入口蒸気に凝縮水を含まないという条件で計算した□で示す見かけの熱効率 η_f は 38%~54%

程度であり、△で示す見かけの熱貫流率（蒸気の温度上昇分のみの伝熱量を仮定して熱貫流率実測値とした場合）は熱貫流率計算値の 60%~76%であった。それに対し、熱貫流率実測値(●印)は試験条件に合わせて計算で求めた計算値と実際の値が一致すると仮定した場合を示している。一致するとの仮定であるので、実測値/計算値の値は 100% (1.00) である。

その熱貫流率と両流体の対数平均温度差と伝熱面積を掛け合わせて伝熱量を出し、その伝熱量から、蒸気の温度上昇に使われた熱量を差引き、残りが蒸発に使用されたとして凝縮水量を計算した。その結果◆で示す真の熱効率 η_a は 62%~76%程度に改善した。

ヘリウムガスから外部への直接放熱損失の割合を Fig.4.3 に示す。ヘリウムガスの与熱量のうち約 32%が放熱している。この割合が大きいのは、二重管型熱交換器の外側流体がヘリウムガスで

あるという形状に依存する所が大きいと思われる。それをヘリウムガスの温度降下に換算すると、6月3日のデータでは入口から出口にかけて 89°Cの温度降下があるがそのうち、放熱損失分は 29°Cを占めている。

(2) 凝縮水量

Fig.4.4 に入口蒸気中に占める凝縮水の割合と凝縮水量を示す。蒸気発生器出口の蒸気温度が 259°Cで一定のため、入口配管における放熱量がほぼ一定で、凝縮水量は蒸気過熱器を通過する蒸気流量に関係無くほぼ約 5g/s～6g/s で一定であった。また蒸気中の凝縮水の割合は蒸気量に反比例しており、定格の 47g/s では全体流量の 12%程度である。

Table 4.1 Design specifications of steam superheater

| 項目 | 単位 | 仕様 | |
|-------------|----------------|-----------|-------------------------|
| 全般 | | | |
| 機器番号 | | X12S | |
| 機器名称 | | 蒸気過熱器 | |
| 形式 | | 二重管式(平滑管) | |
| 基数 | 基 | 1 | |
| 設計交換熱量 | kW | 31.67 | |
| 必要伝熱面積 | m ² | 0.408 | |
| 使用条件 | | 胴側 | 管側 |
| 流体名 | | ヘリウムガス | 水蒸気 |
| 流量 | g/s | 91 | 47 |
| 圧力 | MPa | 3.87 | 4.33 |
| 入口温度 | °C | 632 | 256 |
| 出口温度 | °C | 565 | 394 |
| | °C | - | - |
| 対数平均温度差 | °C | 272 | |
| 主要寸法 | | | |
| 胴 | 内径 | mm | 318.5 |
| | 板厚 | mm | 17.4 |
| 伝熱管 | 外径 | mm | 25.4 |
| | 内径 | mm | 18.4 |
| | 板厚 | mm | 3.5 |
| | 本数 | 本 | 1 |
| | 必要長 | m | 5.11(Heより) 3.07(蒸気昇温より) |
| | 決定長 | m | 5.00 |
| フイン付管の場合 | フイン外径 | mm | - |
| | フイン高さ | mm | - |
| | フインピッチ | mm | - |
| | フイン厚さ | mm | - |
| 伝熱管配置 | 管ピッチ | | - |
| | 配列 | | - |
| 外管(ライナー管)内径 | mm | 101.6 | |
| 材料 | | | |
| 胴 | - | STPA23 | |
| 伝熱管 | - | SB-163 | |
| 管板 | - | - | |
| 断熱材 | - | カオウール | |
| 重量 | | | |
| 据付 | kg | 1,800 | |
| 運転 | kg | - | |

Table 4.2 Measuring points of steam superheater

| NO. | 計測機器番号 | 計測点名称 | 計測対象 | 標準値 | 単位 | 備考 |
|-----|--------|--------------|------|------|-----|---------------|
| | TE19S | 蒸気過熱器入口蒸気温度 | 水蒸気 | 259 | °C | |
| | TE23S | 蒸気過熱器出口蒸気温度 | 水蒸気 | 426 | °C | |
| | TE21H | 蒸気過熱器入口He温度 | Heガス | 656 | °C | |
| | TE24H | 蒸気過熱器出口He温度 | Heガス | 567 | °C | |
| | PT16S | 蒸気過熱器 入口蒸気圧力 | 水蒸気 | 4.51 | MPa | |
| | PT22H | 蒸気過熱器 入口He圧力 | Heガス | 3.99 | MPa | |
| | FT22S | 蒸気過熱器 蒸気流量 | 水蒸気 | 47 | g/s | |
| | FT8H | 蒸気過熱器 He流量 | Heガス | 91 | g/s | Heガス加熱器の流量と同じ |

Table 4.3 Steam superheater: Test results of heat transfer characteristics

| 項目 | 単位 | 定格運転時 | | |
|-----------------|--------------------|---------|-----------|-----------|
| | | 設計時伝熱特性 | 2003年6月3日 | 2003年7月2日 |
| 全般 | | 設計計算 | 性能評価 | 性能評価 |
| 説明 | | A | B | C |
| ケース名 | | | | |
| Heの与熱量 | kW | 31.7 | 42.1 | 39.0 |
| 伝熱管通過熱量 | kW | 31.7 | 28.5 | 26.5 |
| 水蒸気受熱量 | kW | 19.0 | 28.5 | 26.5 |
| うち温度上昇消費分 | kW | 19.0 | 19.7 | 18.2 |
| 凝縮水の蒸発消費分 | kW | 0.0 | 8.7 | 8.3 |
| 蒸気からの放熱分 | kW | 12.7 | 0.0 | 0.0 |
| Heから直接放熱分 | kW | 0.0 | 13.7 | 12.5 |
| 設計条件 | | 胴側 | 管側 | 胴側 |
| 流体名 | | He | 水蒸気 | He |
| 流量 | g/s | 91 | 47 | 91.1 |
| 圧力 | MPa | 3.87 | 4.33 | 3.99 |
| 入口温度 | °C | 632 | 256 | 656 |
| 出口温度 | °C | 565 | 394 | 567 |
| 伝熱 熱伝達率(計算) | W/m ² K | 551 | 1079 | 552 |
| 汚れ係数 | m ² K/W | 0 | 1.72E-04 | 0 |
| 熱貫流率(計算値) | W/m ² K | 286 | 267 | 269 |
| 熱貫流率(実測値) | W/m ² K | (-) | 267 | 269 |
| 対数平均温度差 | °C | 271.9 | 267.1 | 247.0 |
| 必要伝熱面積 | m ² | 0.408 | 0.4 | 0.4 |
| 実伝熱面積 | m ² | 0.4 | 0.4 | 0.4 |
| 伝熱面積余裕 | % | -2 | 0 | 0 |
| 伝熱管本数 | 本 | 1 | 1 | 1 |
| 伝熱管必要長 | m | 5.11 | 5.00 | 5.00 |
| 伝熱管決定長 | m | 5.00 | 5.00 | 5.00 |
| 性能 熱効率 η_a | (-) | 0.600 | 0.676 | 0.680 |
| 熱貫流率 | (-) | (-) | 1.00と仮定 | 1.00と仮定 |
| 実測値/計算値 | | | | |

Table 4.4 Steam superheater: Heat transfer characteristics comparison at various test conditions

| | | 12月14日 | 6月3日 | 6月29日 | 6月24日 | 12月1日 | 12月4日 | 12月4日 | 7月1日 | 7月2日 | |
|-----------------|-------|--------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-----|
| | 番号 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 0 | 8 | 単位 |
| Heガス流量 | | 90.8 | 91.1 | 99.7 | 90.7 | 90.7 | 91 | 91.1 | 91.3 | 91.5 | g/s |
| 水蒸気流量 | | 40 | 45.7 | 55.9 | 47.2 | 27.9 | 47.6 | 27.8 | 47 | 46.8 | g/s |
| 水蒸気入口温度 | | 259 | 259 | 255 | 259 | 259 | 259 | 259 | 259 | 259 | °C |
| 見かけ熱効率 | | 45.6 | 46.8 | 53.8 | 39.8 | 38.7 | 49.1 | 38.6 | | 46.7 | % |
| みかけ熱貫流率 | | 68.6 | 69.3 | 76.1 | 72.9 | 60.7 | 72.1 | 59.7 | | 68.6 | % |
| 伝熱管必要長さ | | 3.43 | 3.46 | 3.8 | 3.65 | 3.03 | 3.61 | 2.99 | | 3.43 | m |
| Aの入口温度 | Tain | 576.7 | 656 | 687 | 652 | 672 | 669.8 | 667.7 | 620 | 623 | °C |
| 放熱ロス | Hloss | 33.5 | 32.4 | 29.3 | 37.6 | 36.3 | 31.9 | 35.4 | 24 | 32 | % |
| Bの出口温度 | Tbout | 429.7 | 426 | 437 | 408 | 463 | 434 | 459 | 405.2 | 408 | °C |
| 伝熱量 | Qa | 25.71 | 28.46 | 34.40 | 28.83 | 23.70 | 29.71 | 23.59 | 29.59 | 26.52 | kW |
| 凝縮水の割合 | Wrate | 12.1 | 11.5 | 8.8 | 13.2 | 20 | 10.4 | 20.5 | 15.1 | 10.7 | % |
| 凝縮水量 | | 4.84 | 5.26 | 4.92 | 6.23 | 5.58 | 4.95 | 5.70 | 7.10 | 4.97 | g/s |
| 熱効率(真) η_a | | 66.5 | 67.6 | 70.7 | 62.3 | 63.7 | 68.1 | 64.6 | 76 | 68 | % |
| 真の熱貫流率 | | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | | 100 | % |
| 実測値/計算値 | | | | | | | | | | | |

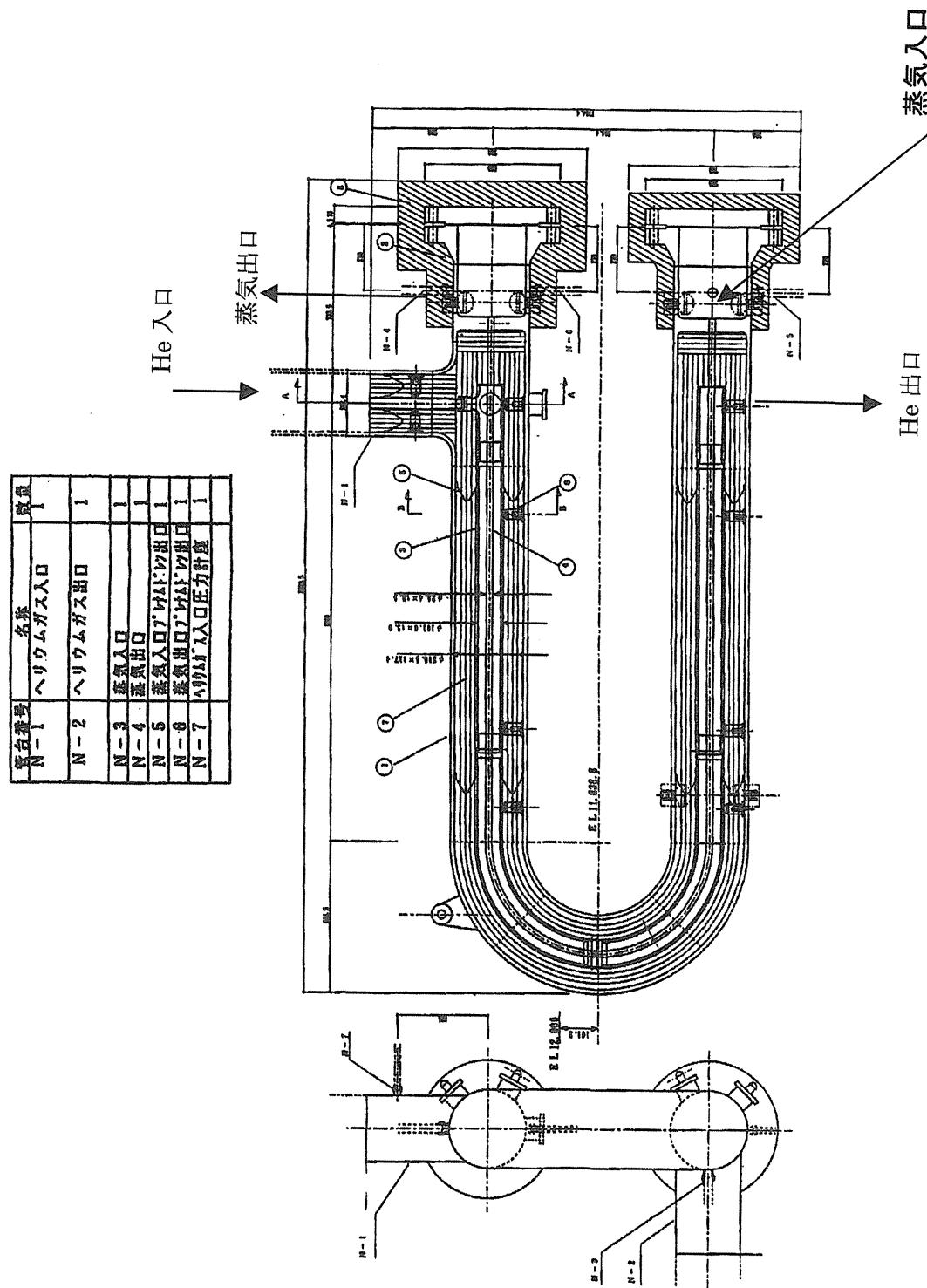


Fig. 4.1 Steam superheater: Structure

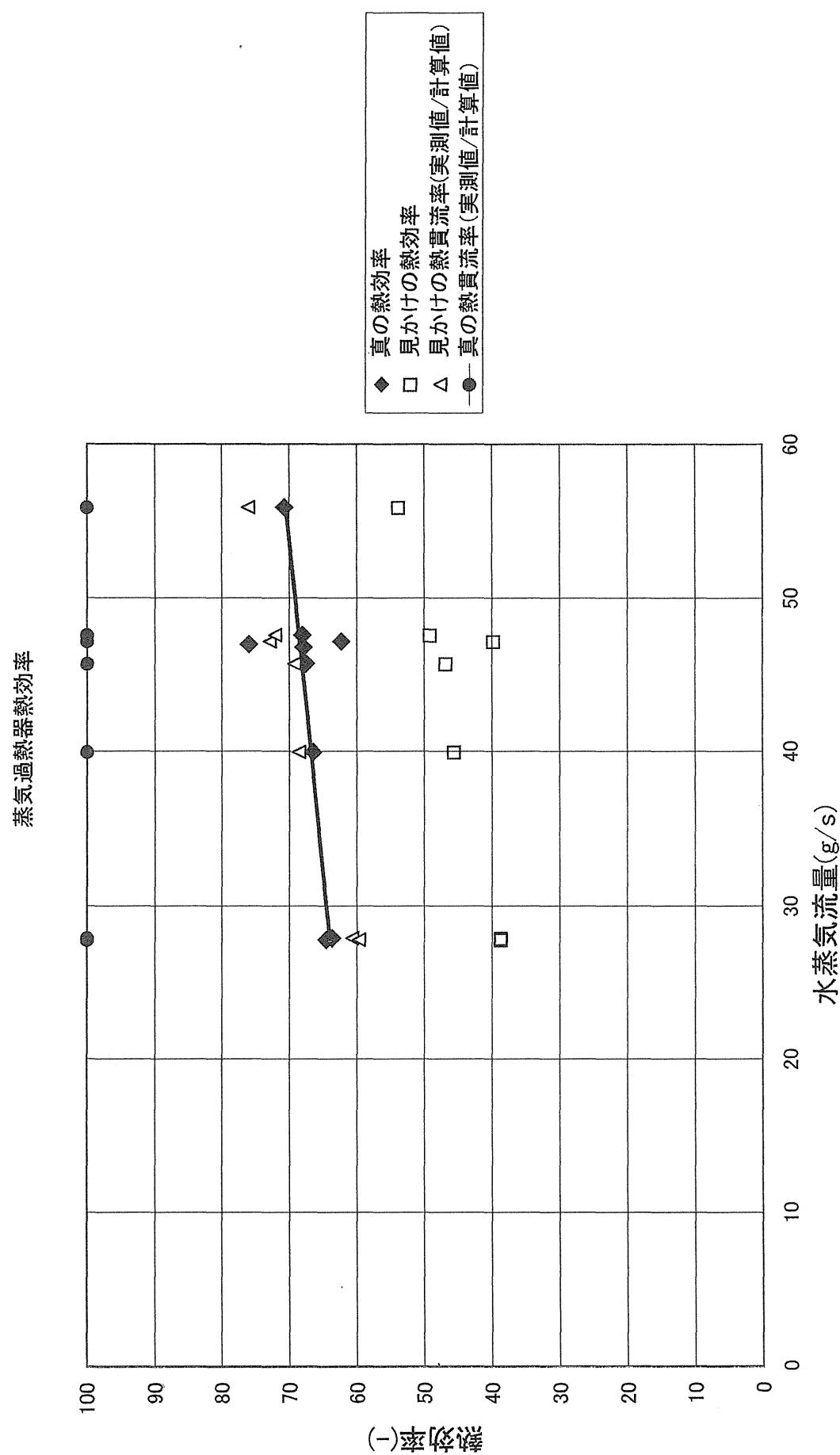


Fig. 4.2 Steam superheater: Efficiency and Over-all coefficient of heat transfer

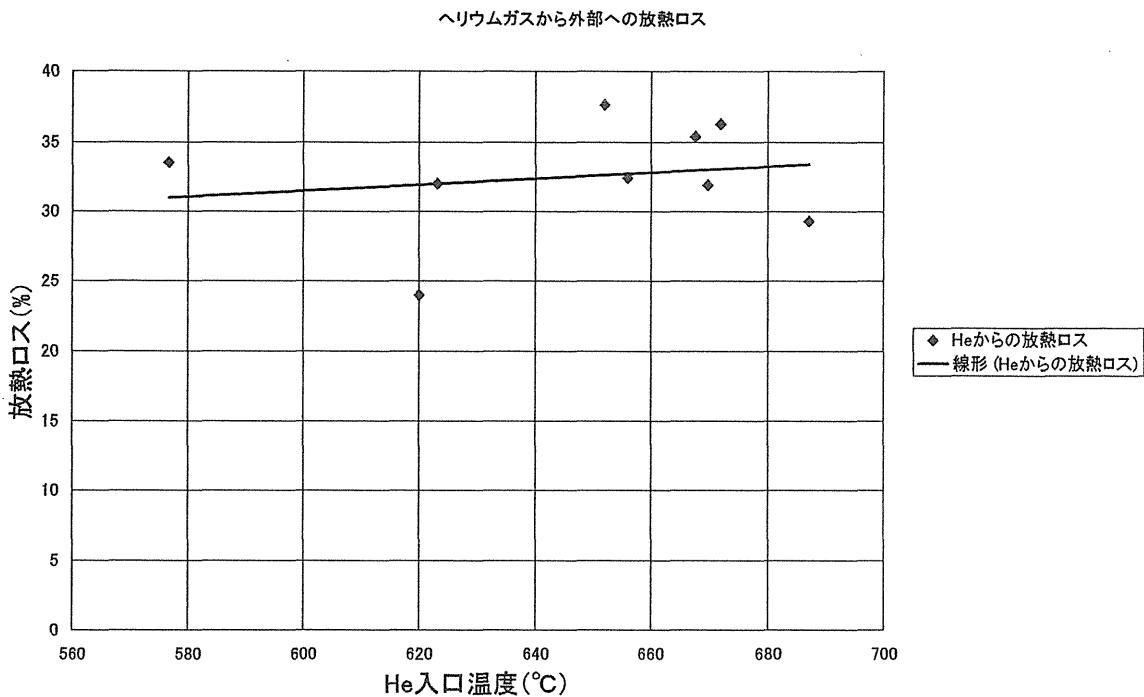


Fig. 4.3 Steam superheater: Radiated heat loss rate due to steam temperature

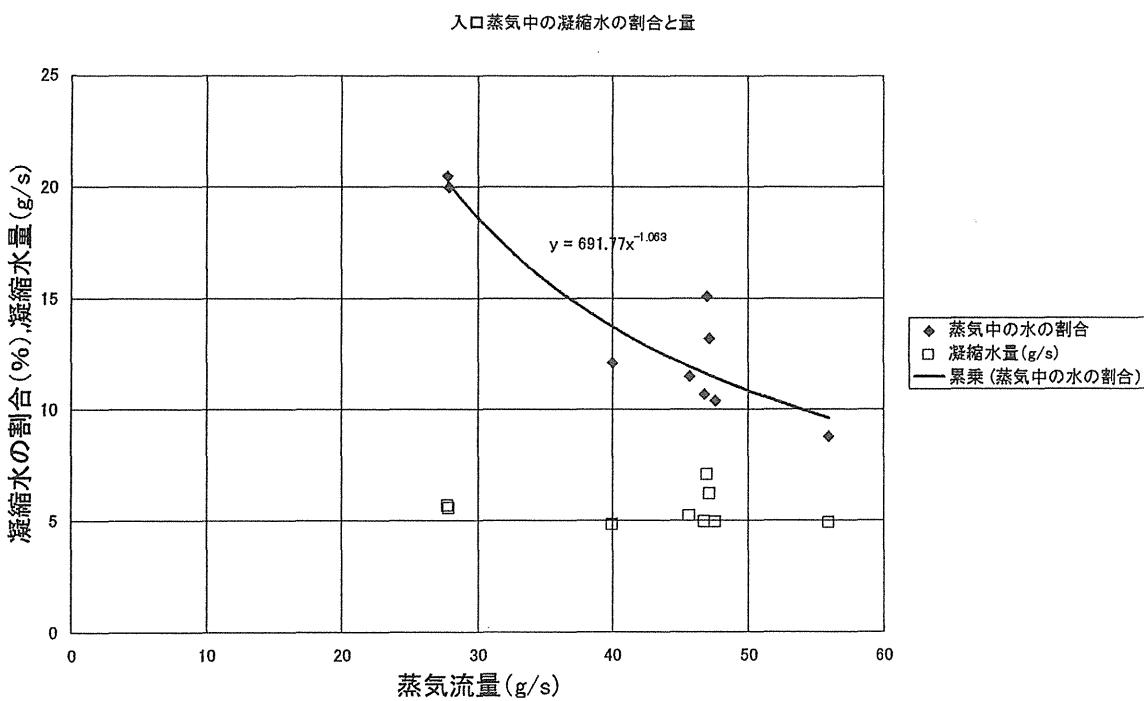


Fig. 4.4 Steam superheater: Condensed water amount and rate in inlet steam

5. 蒸気発生器

5. 1 機器仕様と構造

蒸気発生器は給水を加熱し飽和水蒸気を製造する機器で、発生した蒸気は蒸気過熱器で過熱蒸気とした後、天然ガスと混合し、水蒸気改質のプロセスガスとして使用される。蒸気発生器の加熱源は、蒸気過熱器で加熱用に使用した後のヘリウムガスである。蒸気発生器の機器仕様を Table 5.1 に、概略構造を Fig.5.1 に示す。

ヘリウムガスは、入口ノズルから 536°C (設計入口温度) で、高温気室内に入り、次に伝熱管内を流れ管外の水を加熱し蒸気を製造する。その後、279°C (設計出口温度) まで温度が降下して、低温気室の出口ノズルから流出し水予熱器に向かう。一方供給水タンクから、往復動の供給ポンプで昇圧された給水は下部のノズルから蒸気発生器の胴側に入り、加熱され蒸発し、4.51MPa の飽和温度 259°C で蒸発し、上部のノズルから蒸気過熱器へ送られる。

5. 2 熱伝達式

蒸気発生器の伝熱計算に使用する、文献上の実験式を付録 C-1 にまとめた。管外の熱伝達式はプール核沸騰熱伝達である McNelly の式⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾⁽¹²⁾、管内の熱伝達式は円管内の乱流熱伝達式である Dittus & Boelter の式を使用した。

5. 3 伝熱性能評価プログラム

伝熱性能評価に使用した表計算プログラムを付録 C-2 にまとめた。評価対象とした試験データは第 4 回試験の 2003 年 6 月 3 日定格試験時のものである。両流体出入口の温度、圧力、流量を入力して計算するが、管外面の熱伝達係数に関しては、伝熱管外面と沸騰液の温度差の関数となる⁽¹³⁾ため、収束計算を取り入れている。対数平均温度差は Fig.5.2 に示すように、給水が蒸気発生器内部に流入後すぐに胴内沸騰水と混じりその温度になることから、伝熱管周辺の水と蒸気の温度は飽和温度であると考え、給水入口温度と蒸気出口温度はどちらも飽和温度と考えて計算した対数平均温度差を採用することにした。評価にあたっては、管外の汚れによる熱抵抗値を 0.000172m²K/W として評価した。蒸気発生器内の液相の温度は 4 箇所を計測しているが、入口ノズル直後の液相温度 TE18S1 を含めて飽和温度 259°C 周辺にあった。これにより、対数平均温度差を算出する際の水側の温度としては、入口温度と出口温度ともに水の飽和温度を使用した設計と評価が妥当であることを再確認できた。蒸気発生量は 6 月 3 日に関しては、オリフィス型の蒸気過熱器蒸気流量計の読みと圧力制御弁 CV17S と放熱器を通過しメスシリンダで計測した蒸気のドレン量を合計して蒸気発生量とした。2004 年 11 月に実施した放熱器と蒸気発生器を閉サイクルで運転する受動的冷却運転の際は、放熱器入口に設置された流量計の出力値を密度補正（圧力補正）をして使用することとした。蒸気発生器の内部の伝熱管を入口から出口まで、高温部、中温部、低温部の 3 セクションに分けて詳細を計算しようとしたが、それぞれのセクション単独では、伝熱量、管内ヘリウム温度等計測されていないデータが多く、セクション毎に分けた解析は断念した。また、2004 年 11 月 15 日の受動的冷却運転時の性能評価は付録 C-3 にまとめた。

5. 4 性能評価結果

試験装置において、本熱交換器の性能評価するために使用した計測点の一覧表を Table 5.3 に示す。蒸気発生器においては、伝熱管外面に設置した熱電対 TE81S1～TE81S6 は、金属の表面温度よりも、熱電対周辺の液相温度の影響を大きく受けることがわかった。

また、給水流量を計測するために、FE15S のオリフィス式流量計を設置しているが、蒸気発生器の液面制御のために給水量を制御しているのに過ぎず、蒸気発生量を正確に把握する為には、給水側ではなく、蒸気側を計測することとし、蒸気過熱器入口に設置したオリフィス型の流量計の蒸気量と圧力調整弁 CV17S あるいは CV20S を通過後のドレンの量を計測し、その合計量から推定する方が正確な把握が出来ることがわかった。

管外熱伝達率、管内熱伝達率、熱貫流率（総括伝熱係数）、の計算値と、試験の実測の温度変化から伝熱量を求め対数平均温度差と伝熱面積で割って求めた実測値を対比して、Table 5.3 に示す。通常運転時のデータは左欄 A と B に、受動的冷却運転時は右欄 C と D に、それぞれ設計計画時での物性に基づく計算値と試験運転結果に基づく実測値の比較で示した。

蒸気発生器の熱交換器としての熱効率を下記の式で定義する。

$$\eta = Q_w / Q * 100 \quad (5.1)$$

$$Q_w = Q_{en} + Q_{ev} \quad (5.2)$$

ここで、

η : 蒸気発生器熱効率 (%)

Q : ヘリウムガスの温度降下から算出した与熱量 (kW)

Q_w : 水から蒸気になる時の受熱量 (kW)

Q_{en} : 給水が入口温度から飽和温度まで加熱されるのに必要な熱量 (kW)

Q_{ev} : 飽和水が飽和蒸気になるのに必要な蒸発潜熱 (kW)

2003 年 6 月 3 日の定格試験時(水蒸気改質反応を伴う通常運転時)の熱交換器の熱効率は 90.5% であった。また放熱量はヘリウムから外気への放熱量 2.4kW と水と蒸気からの放熱量 13.2kW の合計 15.6kW であったと考えている。

Table 5.4 に 2004 年 11 月に実施した放熱器と組み合わせた受動的冷却運転の結果を中心に実験条件と結果を一覧表で示した。試験全体にわたって管外の汚れ係数はボイラ水の汚れ係数 0.000172m²K/W として性能を解析している。Fig.5.3 に熱効率の実績を示しているが、それらは 80%～96% で設計時に予想していた 88% はほぼ確保されている。熱貫流率の実測値は、Fig.5.4 のように計算値の 0.97 倍～1.04 倍を示したが、1 を越える値が多いのは、管外の汚れが仮定値を下回った可能性があると考えられる。両図とも、▲印で示す 2003 年 6 月 24 日の水蒸気改質器入口温度 840℃ での放熱器試験時のデータは平均値からずれているが、これらは、その時の計測条件として充分に整定した後のデータではなく過渡的な状態のデータであったのと、また放熱器の出口凝縮水の温度は計測しているものの、蒸気量が少なく蒸気発生器までの戻り配管での放熱量が大きい等が原因で解析の精度が上がらないものと考えられる。また■印で示す 2004 年 11 月 18 日の蒸気圧

1.5MPa の試験での熱効率が 58.1%と低くなつたのは、蒸気発生量が他の放熱器試験の半分で熱容量が小さいため、放熱器出口から蒸気発生器に戻る配管での温度降下が大きくなるが、蒸気発生器入口配管に温度計が設置されていない為、簡易的に飽和温度で戻ると解析したため、精度が悪くなつたと考えられる。

5. 5 ヘリウムの入口温度を変化させた時の性能予測計算

水蒸気改質器がトリップした際は、ヘリウムガスの入口温度が上昇するが、それが蒸気発生器での除熱量が増加に結びつき、ヘリウムガス出口温度の変化は小さく抑えられることを、伝熱性能の変化から検証する目的で、計算を実施した。

(1) 計算条件

計算のベースとしたのは、2003年6月3日定格運転での温度、圧力、流量の測定データである。この時の伝熱計算で、ヘリウムガスの圧力と流量、給水入口温度、蒸気圧力と飽和温度を固定し、ヘリウムの入口温度を基準となる 560°C から、100°C 刻みで、860°C まで 4 種類に変化させた計算を行つた。蒸気発生器の熱効率が一定であるとの仮定をおき、ヘリウムガスの与熱量の 90.5% が給水の温度上昇と蒸発に使われるとして、蒸気発生量を計算した。また蒸気圧力は一定とする制御が継続されていると仮定し、管外の汚れ係数は $1.72 \times 10^{-4} \text{ m}^2\text{K/W}$ ($0.0002 \text{ m}^2\text{h}^\circ\text{C/kcal}$) で一定とした計算とした。

(2) 予測計算結果

計算の過程を付録 C-4 に、計算結果を Table 5.5 と Fig.5.5 に示す。ヘリウムガスの入口温度は 100°C 刻みで設定し、ヘリウムガスの出口温度は、計算結果としての伝熱管長さが実長 3.5m で一定になるように繰り返し計算で入力した。ヘリウムガスの入口温度が上がるにつれ、ヘリウムガスと飽和水の対数平均温度差と管外熱伝達率、熱貫流率が増加し、伝熱管長さが一定であつても伝熱量が変化し、出口温度の変化は小さいことがわかつた。

この結果が導きだされた理由につき解析したのが、Fig. 5.6 である。基準状態に対し状態 3 の条件でそれぞれ何倍となるかで説明すると、ヘリウムガスの入口から出口までの温度降下は約 300°C であり、状態 3 で 600°C (2.01 倍) となる。必要伝熱量、蒸気発生量はその倍数通りとなる。対数平均温度差は、1.91 倍になる。伝熱管表面温度と沸騰液の温度差 Δt は 1.24 倍と変化は少ないが、管外熱伝達率は Δt の 2.22 乗に比例するため、1.62 倍に大きく変化する。管内のヘリウムガスの熱伝達率はほぼ一定であることおよび、管内の熱伝達率が管外よりも相対的に小さく伝熱面積も小さいため、熱貫流率は 1.05 倍となる。単位面積あたりの伝熱量は対数平均温度差と熱貫流率の積で求められ、2.01 倍となる。伝熱量も単位面積あたりの伝熱量も状態 3 は基準状態の 2.01 倍と等しくなり、伝熱面積がそのままで変わらなくても、入口ヘリウム温度の上昇に呼応して、その分伝熱量が追従して変化していることがわかる。

Table 5.1 Design specifications of steam generator

| 項目 | 単位 | 仕様 | |
|--------------|----------------|----------|-------------------|
| 全般 | | | |
| 機器番号 | | X11S | |
| 機器名称 | | 蒸気発生器 | |
| 形式 | | ケトル式リボイラ | |
| 基数 | 基 | 1 | |
| 設計交換熱量 | kW | 121.5 | |
| 必要伝熱面積 | m ² | 5.51 | |
| 使用条件 | | 胴側 | 管側 |
| 流体名 | | 水/水蒸気 | ヘリウムガス |
| 流量 | g/s | 58 | 91 |
| 圧力 | MPa | 4.51 | 4 |
| 入口温度 | °C | 224 | 536 |
| 出口温度 | °C | 259 | 279 |
| | °C | - | - |
| 対数平均温度差(補正後) | °C | 97.8 | |
| 主要寸法 | | | |
| 胴 | 内径 | mm | 1150(最大)、515(管板部) |
| | 板厚 | mm | 36 |
| 伝熱管 | 外径 | mm | 25.4 |
| | 内径 | mm | 17.4 |
| | 板厚 | mm | 4 |
| | 本数 | 本 | 27 |
| | 必要長 | m | 2.56 |
| | 決定長 | m | 3.5 |
| フイン付管の場合 | フイン外径 | mm | - |
| | フイン高さ | mm | - |
| | フインピッチ | mm | - |
| | フイン厚さ | mm | - |
| 伝熱管配置 | 管ピッチ | | 38.1 |
| | 配列 | | 正3角錯列 |
| 外管(流路管)内径 | mm | - | |
| 材料 | | | |
| 胴 | - | SGV480 | |
| 伝熱管 | - | STBA23 | |
| 管板 | - | SFVAF11A | |
| 断熱材 | - | カオウール | |
| 重量 | | | |
| 据付 | kg | 2,559 | |
| 運転 | kg | 3,810 | |

Table 5.2 Measuring points of steam generator

| NO. | 計測機器番号 | 計測点名称 | 計測対象 | 標準値 | 単位 | 備考 |
|-----|---------|---------------------------------|------|------|-----|--|
| | TE14S | 予熱器出口給水温度 | 給水 | 222 | °C | 定格時はこれを入口ノズル給水温度とする。 |
| | TE26S | 放熱器出口凝縮水温度 | 凝縮水 | 241 | °C | |
| | TE18S1 | S/G内 液相温度 (給水入口ノズル直後) | ボイラ水 | 257 | °C | 給水は流入後の混合が良く、すぐに液相の温度に同化される事がわかつた |
| | TE18S2 | S/G内 液相温度 (上部、高温管板側) | ボイラ水 | 261 | °C | |
| | TE18S3 | S/G内 液相温度 (上部、伝熱管中点) | ボイラ水 | 259 | °C | |
| | TE18S4 | S/G内 液相温度 (上部、低温管板側) | ボイラ水 | 258 | °C | |
| | TE81S1 | 蒸気発生器内 伝熱管温度 | 伝熱管 | 261 | °C | 液相の温度の影響あり |
| | TE81S2 | 蒸気発生器内 伝熱管温度 | 伝熱管 | 259 | °C | 同上 |
| | TE81S3 | 蒸気発生器内 伝熱管温度 | 伝熱管 | 259 | °C | 同上 |
| | TE81S4 | 蒸気発生器内 伝熱管温度 | 伝熱管 | 259 | °C | 同上 |
| | TE81S5 | 蒸気発生器内 伝熱管温度 | 伝熱管 | 260 | °C | 同上 |
| | TE81S6 | 蒸気発生器内 伝熱管温度 | 伝熱管 | 259 | °C | 同上 |
| | TE19S | S/G出口 蒸気温度 | 水蒸気 | 259 | °C | |
| | TE90S | 蒸気発生器内 管板温度 | 管板 | 259 | °C | 液相の温度の影響あり |
| | TE24H | 蒸気発生器入口Heガス温度 | Heガス | 659 | °C | 蒸気過熱器と蒸気発生器を結ぶ配管の1/3位置に設置されている。 |
| | TE32H | 蒸気発生器出口Heガス温度 (水予熱器入口Heガス温度) | Heガス | 255 | °C | 蒸気発生器と水予熱器を結ぶ配管の4/5の位置に設置されている。 |
| | PT16S | S/G内部 蒸気圧力 | 水蒸気 | 4.51 | MPa | |
| | PT23H | S/G入口 Heガス圧力 | Heガス | 3.95 | MPa | |
| | PT31H | S/G出口 Heガス圧力 | Heガス | 3.95 | MPa | |
| | FE15S | S/G 給水流量 | 給水 | 68 | g/s | 給水ポンプ流量は、蒸気発生量に及ぼす影響小。評価の際は蒸気量から算出する方が正確。 |
| | FE22S | 蒸気過熱器入口蒸気流量 | 水蒸気 | 47 | g/s | 精度良く、信頼性あり。 |
| | FE80S | 放熱器通過蒸気流量 (放熱器循環試験時) | 水蒸気 | 21 | g/s | 放熱器を循環する試験時にのみ使用する。(圧力補正可) |
| | PIC16S1 | 圧調弁CV20S開度 | 水蒸気 | | % | CV20S%と略記する |
| | | 圧調弁CV20S放出蒸気量 | 水蒸気 | | g/s | ドレン量は計測不可、開度より推定 Cv値=0.0124*EXP(0.0386*CV20S%) 流量 : Gsval=48.61*(Cv/0.367) |
| | PIC16S2 | 圧調弁CV17S開度 | 水蒸気 | | % | CV17S%と略記する |
| | | 放熱器通過蒸気流量 (放熱器循環試験以外) | 水蒸気 | | g/s | ドレン弁AV80Sからドレン量をメスシリンダーで計測する |
| | FE8H | S/G Heガス流量 | Heガス | 91 | g/s | Heガス加熱器入口流量と同じ |

Table 5.3 Steam generator: Test results of heat transfer characteristics

| 項目 全般 説明 チーズ名 | 単位 | 通常運転時 | | 2003年6月3日 | | 設計時伝熱特性 | | 2004年11月15日 | | 備考 |
|------------------------|--------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|--------------|-----------|-------------|------|----|
| | | 設計計算 A | 性能評価 B | 設計計算 C | 性能評価 D | 設計時伝熱特性 C | 性能評価 D | | | |
| Heの与熱量 | kW | 121.5 | 139.1 | 250.9 | 245.5 | | | | | |
| 伝熱管通過熱量 | kW | 121.5 | 136.7 | 250.9 | 243.1 | | | | | |
| 水蒸気受熱量 | kW | 106.8 | 125.9 | 250.9 | 235.1 | | | | | |
| 水の温度上昇分 | kW | 10.1 | 12.5 | 0.0 | 2.0 | | | | | |
| 蒸発潜熱分 | kW | 96.8 | 113.4 | 250.9 | 233.1 | | | | | |
| 水からの放熱量 | kW | 14.7 | 13.2 | 0.0 | 10.4 | | | | | |
| 設計条件 | | | | | | | | | | |
| 流体名 | | 脇側 | 管側 | 脇側 | 管側 | 脇側 | 管側 | 脇側 | 管側 | 管側 |
| 流量 | g/s | He | 水蒸気 | He | 水蒸気 | He | 水蒸気 | He | 水蒸気 | He |
| 圧力 | MPa | 58 | 91 | 68 | 91.1 | 150 | 91 | 138 | 90.8 | |
| 入口温度 | °C | 4.51 | 4 | 4.51 | 3.95 | 4.51 | 4 | 4.2 | 3.95 | |
| 出口温度 | °C | 224 | 536 | 222 | 561 | 259 | 829 | 252 | 787 | |
| 伝熱 | 熱伝達率(計算) | 259 | 279 | 259 | 267 | 259 | 298 | 255 | 266 | |
| 汚染係数 | W/m ² K | 3730 | 373 | 3354 | 374 | 6290 | 385 | 4752 | 382 | |
| 熱貫流率(計算) | m ² K/W | 0.000172 | 0 | 0.000172 | 0 | 0.000172 | 0 | 0.000172 | 0 | |
| 熱貫流率(実際) | W/m ² K | 225 | 224 | 224 | 238 | 232.6 | 232.6 | | | |
| 対数平均温度差 | °C | 97.8 | 81 | 197.9 | 134 | | | | | |
| 必要伝熱面積 | m ² | 5.51 | 7.55 | 5.34 | 7.55 | | | | | |
| 実伝熱面積 | m ² | 7.55 | 7.55 | 7.55 | 7.55 | 7.55 | 7.55 | | | |
| 伝熱面積余裕 | % | 37 | 0 | 41 | 0 | | | | | |
| 伝熱管本数 | | 27 | 27 | 27 | 27 | 27 | 27 | 27 | 27 | |
| 伝熱管必要長 | m | 2.56 | 3.50 | 2.48 | 3.50 | 2.48 | 3.50 | 2.48 | 3.50 | |
| 伝熱管決定長 | m | 3.50 | 3.50 | 3.50 | 3.50 | 3.50 | 3.50 | 3.50 | 3.50 | |
| 性能 | 熱効率 η | (-) | 0.879 | 0.905 | 1.000 | 1.000 | 0.958 | | | |
| | 熱貫流率実測値/計算値 | (-) | (-) | (-) | (-) | (-) | 1.032 | | | |
| | | (-) | (-) | (-) | (-) | (-) | | | | |

←沸騰温度で補正後
熱貫流率実測値を使用
伝熱管通過熱量より

Table 5.4 Steam generator: Heat transfer characteristics comparison at various test conditions

| 試験条件 | | 11/15 18 | 11/16 19 | 11/16 07 | 11/17 17 | 11/18 06 | 11/18 09 | 11/18 18 | 06/24 10 | 07/03 10 | 06/03 23 | 01/31 18 |
|----------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 改質器入口He温度 | TE18H | 880 | 880 | 880 | 792.7 | 792.2 | 792.7 | 792.7 | 840 | 840 | 840 | 880 |
| S/G入口He温度 | TE24H | | | | | | | | 758.3 | 724 | 659.4 | 567 |
| S/G内蒸気圧力 | PT16S | 4.2 | 3.5 | 3 | 2.43 | 1.5 | 3.87 | 4.47 | 4 | 3.54 | 3.8 | 4.51 |
| S/G内蒸気温度 | TE19S | 255 | 245 | 236 | 225 | 202 | 250 | 259 | 252 | 245 | 253 | 259 |
| 飽和蒸気の物性 | | | | | | | | | | | | |
| 液の比熱 | Cpw | 4.903 | 4.806 | 4.727 | 4.652 | 4.513 | 4.761 | 4.945 | 4.873 | 4.806 | 4.882 | 4.958 |
| 液の蒸発潜熱 | Latent | 1688 | 1740 | 1784 | 1834 | 1931 | 1699 | 1667 | 1704 | 1740 | 1699 | 1668 |
| 液の熱伝導率 | LamdaW | 0.607 | 0.619 | 0.628 | 0.640 | 0.659 | 0.613 | 0.602 | 0.611 | 0.619 | 0.609 | 0.611 |
| 液の密度 | Gammal | 791.5 | 806.5 | 819.3 | 833.7 | 862.3 | 799 | 785.5 | 796 | 806.5 | 794.5 | 785.6 |
| 蒸気の密度 | Gammas | 21.79 | 18.31 | 15.61 | 12.76 | 8.19 | 19.65 | 23.33 | 20.69 | 18.31 | 21.07 | 23.25 |
| 液の表面張力 | Sigma | 2.39E-02 | 2.62E-02 | 2.81E-02 | 3.07E-02 | 3.58E-02 | 2.50E-02 | 2.29E-02 | 2.45E-02 | 2.62E-02 | 2.43E-02 | 2.29E-02 |
| 計算結果 | | | | | | | | | | | | |
| He入口温度 | TE24Hd | 786.7 | 786.2 | 786.7 | 786.7 | 750.0 | 752.3 | 718.0 | 653.4 | 629.9 | 561.0 | 530.0 |
| He出口温度 | TE32Hd | 266.0 | 257.0 | 249.0 | 238.0 | 216.0 | 258.0 | 269.0 | 263.0 | 258.9 | 261.5 | 267.0 |
| Heガス流量 | FE8H | 90.8 | 90.7 | 91.5 | 91.1 | 90.7 | 91.1 | 90.8 | 90.2 | 91.0 | 91.1 | 91.4 |
| S/G内蒸気圧力 | PT16S | 4.20 | 3.50 | 3.00 | 2.43 | 1.50 | 3.87 | 4.47 | 4.00 | 3.54 | 3.80 | 4.51 |
| S/G内蒸気温度 | TE19S | 255.0 | 245.0 | 236.0 | 225.0 | 202.0 | 250.0 | 259.0 | 252.0 | 245.0 | 253.0 | 259.0 |
| 蒸気発生量 | Gss | 138.0 | 135.0 | 131.3 | 113.5 | 75.5 | 114.9 | 125.5 | 116.7 | 121.5 | 80.1 | 68.0 |
| Heの与熱量 | Qkw | 245.5 | 249.3 | 255.3 | 259.7 | 269.0 | 232.8 | 227.8 | 213.3 | 186.5 | 174.1 | 139.1 |
| 伝熱管通過熱量 | Qtkw | 243.1 | 246.9 | 252.9 | 257.3 | 266.6 | 230.4 | 225.4 | 210.9 | 184.1 | 171.7 | 136.7 |
| 水の受熱量 | Qws | 235.1 | 237.5 | 236.3 | 214.4 | 156.2 | 200.1 | 213.9 | 203.6 | 213.8 | 138.3 | 125.9 |
| 熱効率η | Eff | 0.958 | 0.953 | 0.925 | 0.826 | 0.581 | 0.859 | 0.939 | 0.955 | 1.147 | 0.794 | 0.905 |
| 管内熱伝導率 | Alpis | 382 | 381 | 383 | 382 | 380 | 381 | 380 | 377 | 377 | 376 | 374 |
| 管外熱伝導率 | Alpos | 461.5 | 450.4 | 446.7 | 431.7 | 410.4 | 4135 | 4435 | 4217 | 3964 | 3519 | 3263 |
| 熱貫流率(J) | Keffs | 232.6 | 232.0 | 233.2 | 231.9 | 230.1 | 231.5 | 229.1 | 228.3 | 226.3 | 223.9 | 222.8 |
| 補正対数平均温度差 | Tlmidt | 134.3 | 138.9 | 143.4 | 145.7 | 152.9 | 119.0 | 124.0 | 121.5 | 116.7 | 97.2 | 81.0 |
| 実機の有効長 | Ltube | 3.50 | 3.50 | 3.50 | 3.50 | 3.50 | 3.50 | 3.50 | 3.50 | 3.50 | 3.50 | 3.50 |
| 必要管長 | Ltubenes | 3.50 | 3.50 | 3.50 | 3.50 | 3.50 | 3.50 | 3.50 | 3.50 | 3.50 | 3.50 | 3.50 |
| 熱貫流率実測値 | Kpra | 240.1 | 235.7 | 233.8 | 234.2 | 231.2 | 256.8 | 241.1 | 230.2 | 209.2 | 234.4 | 223.9 |
| 熱貫流率計算値 | Kbai | 1.032 | 1.016 | 1.003 | 1.010 | 1.004 | 1.112 | 1.042 | 1.005 | 0.916 | 1.000 | 0.976 |

Table 5.5 Steam generator: Heat transfer characteristics change due to helium gas inlet temperature

| 項目 | 記号 | 基準 | 状態1 | 状態2 | 状態3 | 単位 |
|-------------------|----------------------|-------|--------|--------|-------|--------------------|
| Heガス入口温度 | Thin | 561 | 660 | 760 | 860 | °C |
| Heガス出口温度 | Thout | 267 | 268.95 | 270.78 | 272.5 | °C |
| 水蒸気沸騰温度 | T _{wboil} | 259 | 259 | 259 | 259 | °C |
| 蒸気発生量 | G _s | 244.8 | 325.6 | 407.4 | 489.2 | kg/h |
| 交換熱量 | Q _{kw} | 139.1 | 185.0 | 231.5 | 278.0 | kW |
| 対数平均温度差 | T _{lmtd} | 88.3 | 113.1 | 137.7 | 162.0 | K |
| 補正対数平均温度差 | T _{lmtdm} | 81.0 | 105.8 | 130.5 | 154.8 | K |
| 加熱面表面温度と沸騰液温度の差△t | D _{st} | 5.6 | 6.1 | 6.5 | 6.9 | K |
| 管外熱伝達係数 | A _{lpos} | 3263 | 3984 | 4657 | 5291 | W/m ² K |
| 総括伝熱係数 | K _{effs} | 223.9 | 228.9 | 232.9 | 236.2 | W/m ² K |
| 水の受熱量 | Q _{ws} | 125.9 | 167.5 | 209.5 | 251.6 | kW |
| 熱効率 η | Eff | 0.905 | 0.905 | 0.905 | 0.905 | (-) |
| 必要伝熱面積 | A | 7.540 | 7.541 | 7.541 | 7.540 | m ² |
| 必要管長 | L _{tubenes} | 3.500 | 3.500 | 3.500 | 3.500 | m |
| 必要管長蒸発量より | | 3.167 | 3.168 | 3.167 | 3.167 | m |

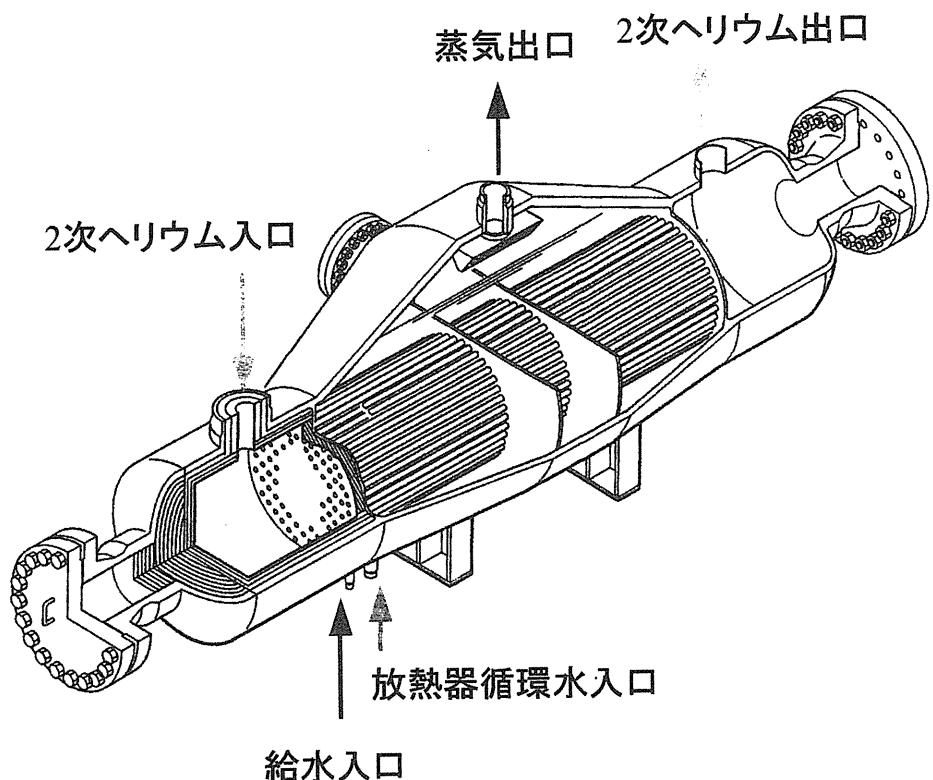


Fig. 5.1 Steam generator: Structure

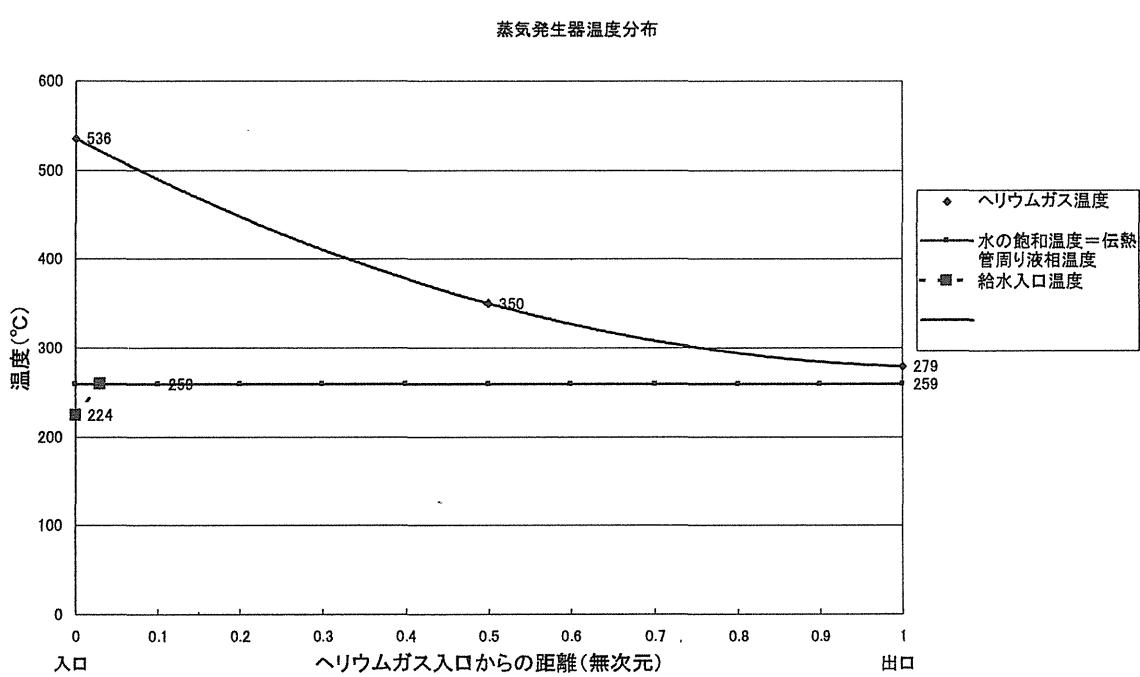


Fig. 5.2 Steam generator: Temperature difference of both fluids

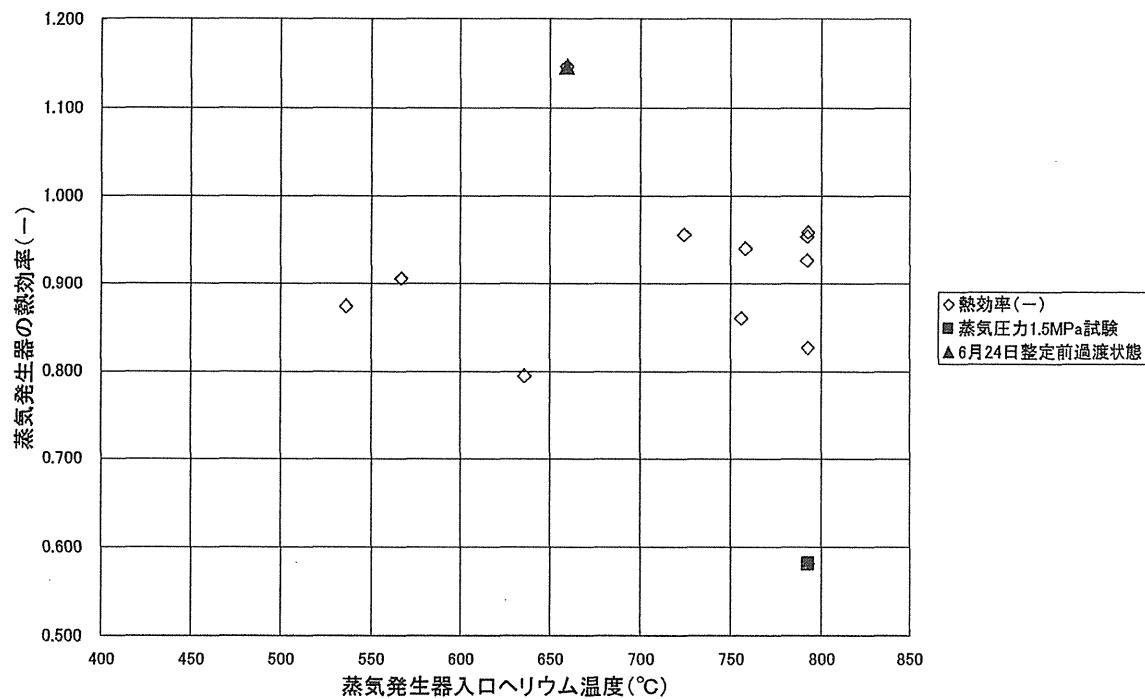


Fig. 5.3 Steam generator: Thermal efficiency

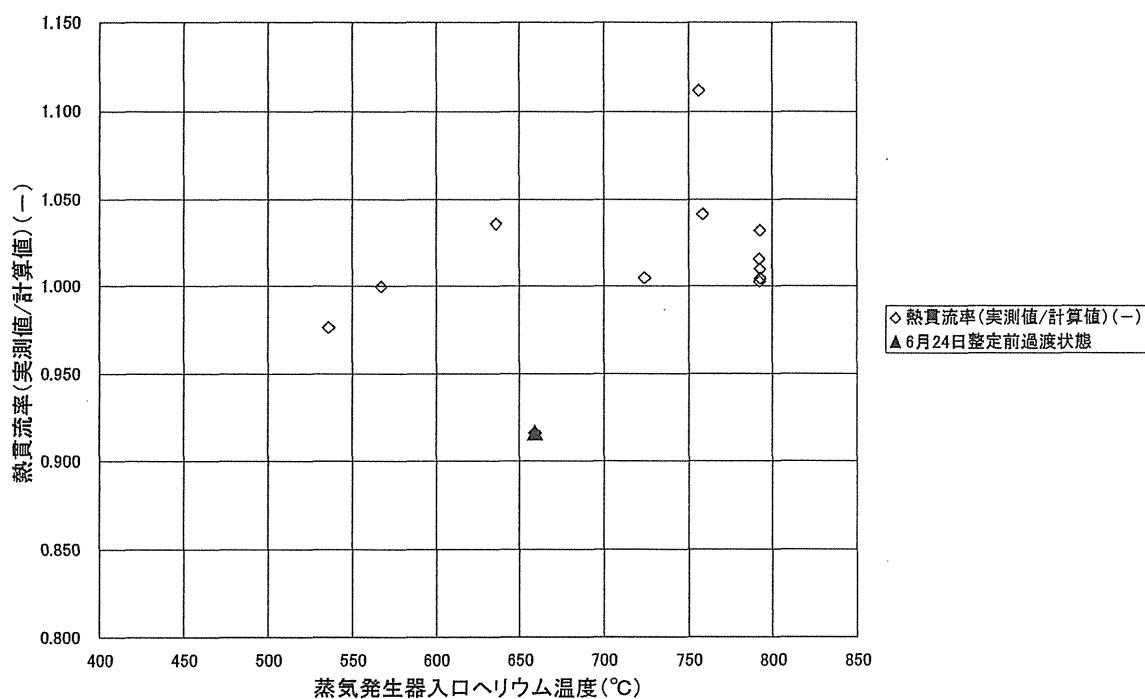


Fig. 5.4 Steam generator: Over-all coefficient of heat transfer

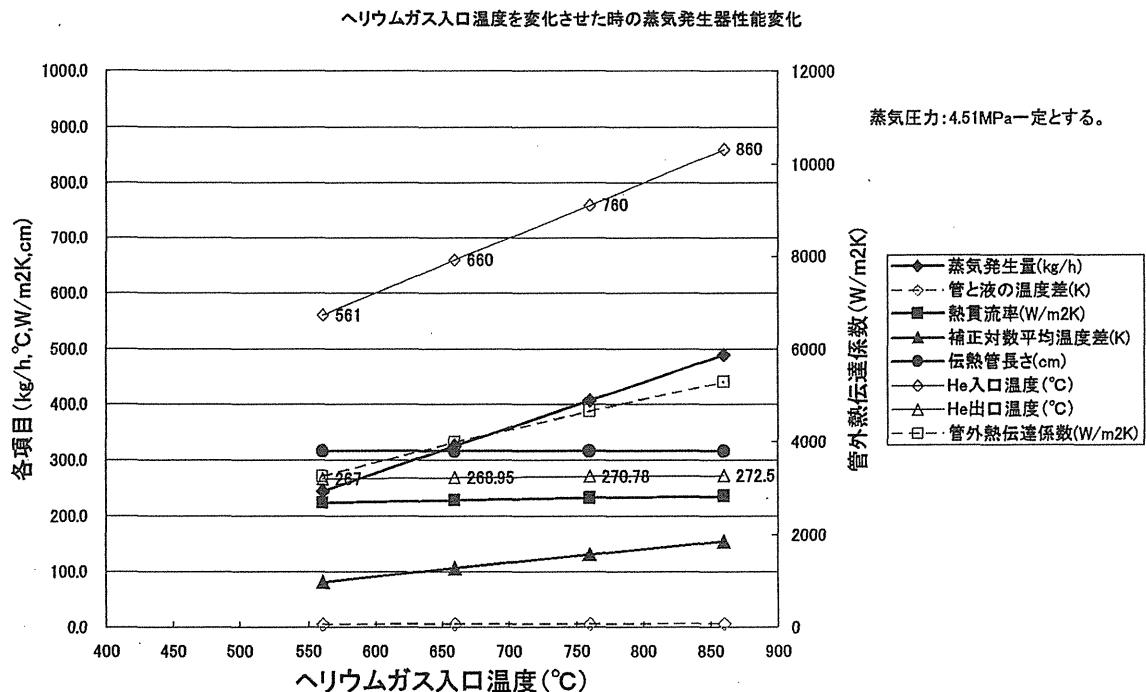


Fig. 5.5 Steam generator: Predicted heat transfer characteristics under various helium gas inlet temperatures

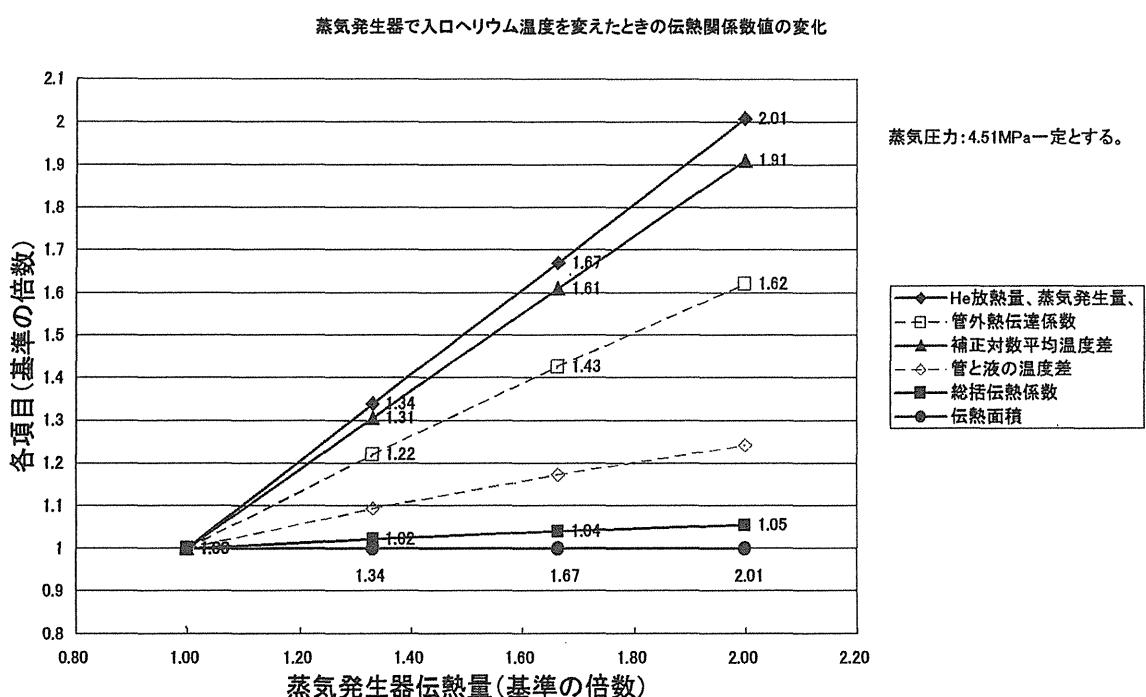


Fig. 5.6 Effect of quantity of heat transfer on heat transfer characteristics

6. 放熱器

6. 1 機器仕様と構造

放熱器は、水蒸気改質器がトリップした際に改質器へ送る蒸気を停止した際に蒸気発生器で発生した蒸気を受け入れ凝縮し、蒸気発生器の保有水が無くならないように凝縮水を蒸気発生器に循環水として戻す（ポンプを使わずに循環運転ができるので、受動的冷却運転と呼ぶ）働きをもっている。通常運転では、暖機のために少量の蒸気を通気し、凝縮水は系統外に捨てている。放熱器の機器仕様を Table 6.1 に、概略構造を Fig.6.1 に示す。水素製造システムの放熱器は自然通風型を予定しているが、試験装置では、装置をコンパクトにするため、強制通風式空気冷却器を採用した。蒸気発生器からの蒸気は入口ノズルから気室内に入り、ほぼ水平で少し傾きを持った水平管に入り、管外を上昇する空気で冷却され、凝縮水となり、水室から蒸気発生器に向けて流出する。放熱器の下部にファンがあり、冷却用の空気は真下から流入し、伝熱管を外側から強制的に冷却し、直列ダンパー式の出口ダンパーを経て、上部から排出される。伝熱量を制御するために冷却用ファンをインバータにより最大 475rpm まで回転数制御可能であり、また出口ダンパーの角度を変えることにより、冷却風量を調節している。ダンパー全開で回転数 475rpm 時に、最大風量は約 5.5kg/s である。

6. 2 熱伝達式

放熱器の性能計算に使用する、文献上の実験式を付録 D-1 にまとめた。管外の熱伝達式はフィン付管の強制冷却に使われる Briggs の式⁽¹⁴⁾⁽¹⁵⁾、管内の熱伝達式は水平円管内の凝縮を伴う熱伝達式である Chato の式⁽¹⁶⁾⁽¹⁷⁾を使用した。またチューブ本体が炭素鋼にアルミニウムを巻き付けた複合管フィンチューブの熱貫流率⁽¹⁸⁾を算出する際は、その接合部の伝熱抵抗⁽¹⁹⁾⁽²⁰⁾を考慮している。

6. 3 伝熱性能評価プログラム

放熱器の性能計算に使用した表計算プログラムを付録 D-2 にまとめた。設計温度圧力条件での計算は左側の列に示している。付録 D-2 の右側の列に示しているのは 2004 年 11 月 15 日の試験での実測温度、圧力、流量をもとに計算した性能計算である。

6. 4 性能評価結果

試験装置において、本熱交換器の性能評価をするために使用した計測点の一覧表を Table 6.2 に示す。放熱器においては、蒸気側は水蒸気入口温度、凝縮水出口温度、蒸気流量が計測される。本放熱器の場合、伝熱管以外の気室や水室からの放熱があり、また入口配管からの放熱もあるが、簡易計算で放熱量は交換熱量の 2%とされたため、伝熱管の通過熱量は交換熱量の 98%程度であるという推定をして、性能評価計算を実施した。また、空気側は入口温度 1 箇所、出口温度 3 箇所とファン回転数、ダンパー開度が計測される。

空気流量は予備試験で各部の風速を計測して、ファン回転数とダンパー開度（100%、25%）か

ら風量を求める式を求めておく。放熱器の蒸気流量は渦流量計で設置位置は減圧弁の下流に設置されているが、減圧弁上流の蒸気温度と圧力で補正を行っているため、減圧弁の開度が大きく上流と下流の圧力がほぼ一致する放熱器循環試験の時のみ渦流量計のデータを使用する。

空気出口温度の測定点の熱電対 TE28S1～TE28S3 の 3 点とも、最終段（最上段＝第 3 段）の伝熱管のフィン直上 16mm に近接して設置されているため、ほぼ、蒸気凝縮温度（約 250°C）となる伝熱管からのふく射熱で、温度計の温度が周囲の気体の温度より上昇する傾向にあったため、これらの測定温度は解析に使用しないこととした。性能評価においては、ファン回転数とダンパー開度から冷却空気量を求め、伝熱量を空気の比熱と空気量で割って、出口空気平均温度を算出して評価した。

設計条件で文献上の実験式を使って予想した、管外熱伝達率、管内熱伝達率、熱貫流率（総括伝熱係数）、伝熱量、2004 年 11 月 15 日の蒸気圧 4.19MPa の試験結果、2004 年 11 月 16 日の蒸気圧 2.99MPa の放熱器試験結果とを対比して、Table 6.3 に示す。

(1) 空気量

放熱器の試験に先立ち、ファン回転数 196rpm～475rpm、ダンパー開度 100% で第 1 回予備試験を、またダンパー開度 25% で第 3 回予備試験を実施した。その結果を使用して、ファン回転数とダンパー開度から空気量を求める下記実験式（近似式）を作成した。

$$\text{ダンパー開度が } 100\% \text{ の時 : } Ga100=0.0121*N-0.215 \quad (6.1)$$

$$\text{ダンパー開度が } 025\% \text{ の時 : } Ga25=0.0064*N+0.0332 \quad (6.2)$$

ここで、Ga100, Ga25: 風量 (kg/s), N: ファン回転数 (rpm)

Table 6.4 に回転数とダンパー開度から実験式を使って風量を計算した結果と、風速計を使って局所の風速を計った測定結果からファン風量を出した結果との比較をした表である。測定結果と近似式による計算結果を比較して Fig.6.2 に示す。計算式を使った風量性能曲線は、ダンパー開度 100% 時を実線で、ダンパー開度 25% 時を点線で示す。また予備試験での測定結果を ◇、△ で示したが、空気量の性能曲線と実測値はほぼ一致している。すなわち、ファン回転数とダンパー開度から、風量はほぼ正確に計算できることがわかる。

(2) 放熱器入口蒸気量の補正

放熱器の蒸気入口配管には渦流量計が設置されており、蒸気発生器の器内圧から算出した密度による補正を行っているが、計装システム内の低圧での補正係数（1 次補正係数）に不具合が有ったので、出力された流量をもとに 2 次補正係数を掛けて、流量を算出することにした。

付録 D-4 に示す通り、下記の式で算出した 2 次補正係数で流量補正をした。

$$C_2=0.1385*P+0.3903 \quad (6.3)$$

ここで

C_2 : 2 次補正係数 (一)

P: 蒸気発生器の器内圧力 (MPa G)

(3) 热貫流率

2004年11月の放熱器の試験結果をTable 6.5に示す。設計計算の条件では、熱貫流率計算値が $19.6 \text{ W/m}^2\text{K}$ であったが、2004年11月15日の試験結果では熱貫流率実測値は $15.7 \text{ W/m}^2\text{K}$ と数値上は小さくなっていた。ただしこの原因は、設計時の冷却空気量 2.5kg/s に対し、2004年11月15日の試験での冷却空気量は 1.61kg/s と60%程度とした為に、管外流速が遅くなり管外熱伝達率が小さくなつたのが原因と考えられる。

Fig.6.3に、2004年11月の一連の放熱器試験における放熱器の交換熱量と空気と蒸気の対数平均温度差を、設計時点の値と比較して示す。尚、今回の性能評価では、伝熱管の内面外面とも汚れによる熱抵抗を汚れが最高の場合の数値を適用した。交換熱量が設計値に比べやや少なくなっているのは、設計風量に比べ試験時の風量を減らしたためである。

熱貫流率の実測値が同じ流体条件での計算値の何倍になったかをまとめ、2004年11月の放熱器試験中の変化をFig.6.4に示す。

実測値/計算値は11月15日の0.98倍を最高に11月17日の0.79倍まで序々に下がった。11月18日の0.51倍は、放熱器蒸気流量が 75g/s と他の試験条件に比べ極端に小さくなつたため放熱器以外の配管での放熱が大きく誤差が大きいと考え例外扱いとすべきと考えている。試験期間が長くなるにつれて、伝熱性能が悪くなつた原因としては、試験開始以後、放熱器と蒸気発生器は完全な閉ループとしたため、微量の窒素ガス等の不凝縮ガスが凝縮管内に滞留し、伝熱性能を悪くしたことが考えられる。

6. 5 空気量を変えた場合の試験結果

管外のフィンを冷却するための空気ファンの回転数をコントロールすることで、放熱器の伝熱量を容易にコントロールすることが出来る。2004年11月の試験では、水蒸気改質器入口ヘリウム温度を 880°C 、蒸気発生器入口のヘリウムガス温度をほぼ 792°C に固定し、また蒸気発生器を通過するヘリウムガス流量を 91g/s 一定の条件で、放熱器の冷却ファンの回転数を変えて、放熱器内の圧力を制御し、放熱器での伝熱性能の変化を調べた。Fig.6.5に試験結果を示す。風量（冷却空気量）を上げると放熱器の伝熱が促進され、放熱器内部の蒸気圧力が低下する。そのため蒸気発生器内部の蒸気圧力が低下し、飽和温度も下がる。放熱器入口蒸気温度が下がり、風量が上がつたことも原因で放熱器出口空気温度は下がる。

6. 6 空気量を変えた場合の性能予測と実測値の比較

2004年11月15日の試験での空気量 1.61kg/s 、放熱器入口蒸気圧 4.19MPa の試験データを基準にして蒸気圧を上下に振り、伝熱性能がどのように変化するかを計算で予測した。（試験においては、ファン回転数を変えて蒸気圧を制御する。）付録D-3にパラメトリック計算の過程を示す。本資料では基準（条件2）が2004年11月15日の放熱器試験のデータであるが、蒸気発生器におけるヘリウムガスの入口温度と流量を固定し、蒸気圧を 4.5MPa （条件1）、 4.19MPa （条件2=基準）、 3.49MPa （条件3）、 2.99MPa （条件4）、 2.42MPa （条件5）に変えた場合の性能を調べた。まず蒸気発生器において蒸気圧が小さくなるにつれ、蒸気の飽和温度が低くなるので、蒸気発生器での伝熱量は若干増える。しかし、水の蒸発潜熱は大きくなり、発生蒸気量は少なくなる。放熱器の伝熱

計算の際は、風量を繰り返し計算法で入力し、必要伝熱管長さが基準状態と同じ 1.18m になるまで、風量を調整する。

計算結果としての予想性能を、Fig.6.5 に示す。蒸気圧 4.5MPa の条件 1 から蒸気圧 2.42MPa の条件 5 にかけ、蒸気圧が下がるにつれ、冷却空気量は 1.58kg/s から 1.99kg/s に増加する。流量が上がると管外熱伝達率が上がり、結果として条件 5 の熱貫流率計算値は条件 1 の約 1.12 倍 ($17.7\text{W/m}^2\text{K}$ / $15.8\text{W/m}^2\text{K}$) となる。それに対し管内外の温度差は、高温側である管内の蒸気の飽和温度が下がり管外の空気温度に近づくため、条件 5 では条件 1 の約 1/1.12 倍となる。その結果伝熱量は条件 1～条件 5 にかけ、ほぼ一定値となる。放熱器の伝熱量は蒸気発生器の伝熱量とほぼ等しく、ヘリウムガスの蒸気発生器入口温度と流量はほぼ一定であるため、放熱器の伝熱量がほぼ一定であることも納得できる。

冷却空気量は△印で示す計算値に比べ、▲印で示す試験での実測値は増加傾向を示していた。ただし、風量には充分な余裕があり、問題は生じない。

Table 6.1 Design specifications of condenser

| 項目 | 単位 | 仕様 | |
|-------------|----------------|--------------------|------------------|
| 全般 | | | |
| 機器番号 | | X15S | |
| 機器名称 | | 放熱器 | |
| 形式 | | 強制通風式空気冷却器 | |
| 基数 | 基 | 1 | |
| 設計交換熱量 | kW | 265.9 | |
| 必要伝熱面積 | m ² | 88.7 | |
| 使用条件 | | 胴側 | 管側 |
| 流体名 | | 空氣 | 水蒸気 |
| 流量 | g/s | 2,500 | 150 |
| 圧力 | MPa | 0 | 4.51 |
| 入口温度 | °C | 40 | 259 |
| 出口温度 | °C | 145 | 238 |
| | °C | - | - |
| 対数平均温度差 | °C | 152 | |
| 主要寸法 | | | |
| 胴 | 内径 | mm | - |
| | 板厚 | mm | - |
| 伝熱管 | ライナ管外径 | mm | 25.4 |
| | 内径 | mm | 20.2 |
| | 板厚 | mm | 2.6 |
| | 本数 | 本 | 41[14(1段)+13+14] |
| | 必要長 | m | 1.17 |
| | 決定長 | m | 1.20 |
| フイン付管の場合 | フイン外径 | mm | 57.2 |
| | フイン高さ | mm | 15.5 |
| | フイン根元径 | mm | 26.2 |
| | フインピッチ | mm | 2.309 |
| | フイン厚さ | mm | 0.285 |
| 伝熱管配置 | 管ピッチ | 65 × 60 | |
| | 配列 | 千鳥 | |
| 外管(ライナー管)内径 | mm | - | |
| 材料 | | | |
| 胴 | - | - | |
| 伝熱管 | - | STB340(フイン=アルミニウム) | |
| 管板 | - | - | |
| 断熱材 | - | - | |
| 冷却用ファン | - | インバータにより回転数制御 | |
| 定格流量 | kg/s | 2.5 (9000kg/h) | |
| 流量制御範囲(回転数) | kg/s | ~4.8 (~475rpm) | |
| モータ定格電力 | kW | 2.2 | |
| 重量 | | | |
| 据付 | kg | 1800(含む、放熱器ファン) | |
| 運転 | kg | 1,870 | |

Table 6.2 Measuring points of condenser

| NO. | 計測機器番号 | 計測点名称 | 計測対象 | 標準値 | 単位 | 備考 |
|-----|--------|--------------------------|------|------|------|----------------------------------|
| | TE25S | 放熱器入口蒸気温度 | 水蒸気 | 244 | °C | |
| | TE26S | 放熱器出口凝縮水温度 | 凝縮水 | 241 | °C | |
| | TE82S1 | 放熱器 伝熱管温度(出口) | 伝熱管 | 241 | °C | |
| | TE82S2 | 放熱器 伝熱管温度(中間) | 伝熱管 | 244 | °C | |
| | TE82S3 | 放熱器 伝熱管温度(入口) | 伝熱管 | 244 | °C | |
| | TE27S1 | 放熱器 空気入口温度 | 空気 | 17 | °C | |
| | TE28S1 | 放熱器 空気出口温度 (凝縮水出口側直上) | 空気 | 209 | °C | 設置位置が伝熱管直上の為、放射伝熱の影響あり |
| | TE28S2 | 放熱器 空気出口温度 (伝熱管中点直上) | 空気 | 236 | °C | 同上 |
| | TE28S3 | 放熱器 空気出口温度 (蒸気入口側直上) | 空気 | 214 | °C | 同上 |
| | PT54S | 放熱器 入口蒸気圧力 | 水蒸気 | 3.53 | MPa | |
| | | 放熱器 空気圧力 | 空気 | 0 | MPa | 大気圧とする。 |
| | FE80S | 放熱器 蒸気流量 | 水蒸気 | 150 | g/s | 放熱器循環試験時のみ、正確 |
| | ST51S | ファン回転数 | 空気 | 222 | rpm | |
| | | 空気出口ローラー開度 | 空気 | 25 | % | 現場(開度をOp %とする) |
| | | 放熱器空気流量 | 空気 | 7732 | kg/h | 予備実験を実施し、ファン回転数と空気出口ローラー開度より計算する |

Table 6.3 Condenser: Test results of heat transfer characteristics

| 項目 | 単位 | 定格運転時 | | 部分負荷運転 | | 部分負荷運転 | |
|-------------|--------------------|---------|----------------|----------|----------------|----------|----------|
| | | 設計時伝熱特性 | 04年11月15日18時1分 | 性能評価 | 04年11月16日7時26分 | 性能評価 | |
| 全般 説明 | | 設計計算 | | | | | |
| ケース名 | | A | | B | | C | |
| 水蒸気の与熱量 | kW | 265.8 | | 234.1 | | 235.2 | |
| 伝熱管通過熱量 | kW | 265.8 | | 229.4 | | 230.5 | |
| 空気受熱量 | kW | 265.8 | | 229.4 | | 230.5 | |
| 損失熱量 | kW | 0.0 | | 4.7 | | 4.7 | |
| 設計条件 | | 胴側 管側 | | 胴側 管側 | | 胴側 管側 | |
| 流体名 | | 空気 水蒸気 | | 空気 水蒸気 | | 空気 水蒸気 | |
| 流量 | g/s | 2,500 | 150 | 1,610 | 138.0 | 1,900 | 131.0 |
| 圧力 | MPa | 0 | 4.51 | 0 | 4.19 | 0 | 2.99 |
| 入口温度 | °C | 40 | 259 | 12 | 254 | 9 | 235 |
| 出口温度 | °C | 145 | 238 | 153 | 252 | 129.5 | 232.6 |
| 伝熱 熱伝達率(計算) | W/m ² K | 29.8 | 8,576 | 21.6 | 12,678 | 24.0 | 12,633 |
| 汚れ係数 | m ² K/W | 0.00034 | 8.60E-05 | 0.000344 | 8.60E-05 | 0.000344 | 8.60E-05 |
| 接合部伝熱抵抗 | m ² K/W | | 0.000318 | | 0.000318 | | 0.000318 |
| フイン効率 | (-) | 0.926 | | 0.945 | | 0.939 | |
| 熱貫流率(計算) | W/m ² K | | 19.6 | | 16.0 | | 17.2 |
| 熱貫流率(実際) | W/m ² K | | | | 15.7 | | 16.0 |
| 対数平均温度差 | °C | 152 | | 160.7 | | 157.2 | |
| 性能 必要伝熱面積 | m ² | 89.2 | | 91.0 | | 91.0 | |
| 実伝熱面積 | m ² | 91.0 | | 91.0 | | 91.0 | |
| 伝熱面積余裕 | % | 2 | | 0 | | 0 | |
| 伝熱管本数 | | 41 | | 41 | | 41 | |
| 伝熱管必要長 | m | 1.174 | | 1.20 | | 1.20 | |
| 伝熱管決定長 | m | 1.20 | | 1.20 | | 1.20 | |
| 熱効率 | (-) | 1.000 | | 0.980 | | 0.980 | |
| 熱貫流率 | (-) | (-) | | 0.981 | | 0.933 | |
| 実測値/計算値 | | | | | | | |

Table 6.4 Test results of relation between fan revolution number and air flow rate

| 項目 | | 記号 | | | | | | | | 単位 | 方法 | 計算式 | |
|-------------------|---------|-------------|--------------|------------|------------|------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|------------------------------|---------------------------------|
| 基準流量 | Gs | Gstan | 2.15 | 2.15 | 2.15 | 2.15 | 2.15 | 2.15 | 2.15 | 2.15 | kg/s | | |
| 基準流量 | Gstanh | 7740 | 7740 | 7740 | 7740 | 7740 | 7740 | 7740 | 7740 | 7740 | kg/h | | |
| 基準回転数 | Ns | Rpms | 196 | 196 | 196 | 196 | 196 | 196 | 196 | 196 | rpm | Gstanh=Gstan*3600 | |
| ファン回転数 フルーバー開度 | N Op | ST51S Op | 101.1 100 | 196 100 | 297 100 | 475 100 | 100 25 | 177 25 | 259 25 | 240 25 | 291 25 | 475 rpm 25 % | 入力 入力 計算 計算 |
| 回転数比 | Rrate | 0.52 | 1.00 | 1.52 | 2.42 | 0.51 | 0.90 | 1.32 | 2.13 | 1.22 | 1.48 | 1.90 (-) | Rrate=ST51S/Rpms |
| ダンバ全開流量 | Ga100 | 1.005 | 2.15 | 3.369 | 5.517 | 0.992 | 1.921 | 2.91 | 4.8287 | 2.681 | 3.296 | 4.286 5.517 kg/s | Ga100=Gstan*(1.1* Rrate-0.1) |
| 25%開風量 | Ga25 | 0.68 | 1.29 | 1.934 | 3.073 | 0.673 | 1.166 | 1.691 | 2.7084 | 1.569 | 1.896 | 2.42 3.073 kg/s | Ga25=0.0064*ST51 S+0.0332 |
| 空気流量 | Ga | Ga | 1.00 | 2.15 | 3.37 | 5.52 | 0.67 | 1.17 | 1.69 | 2.71 | 1.57 | 1.90 2.42 3.07 kg/s | 計算 開度により値選択 計算 |
| 空気量測定結果 | | | | 2.15 | 3.36 | 5.78 | 0.656 | 1.206 | 1.842 | 2.819 | 1.497 | 1.758 2.361 3.029 kg/s | Gah=Ga*3600 測定 |

$$Ga\ 100 = Gs \cdot \left(1.1 \frac{N}{Ns} - 0.1 \right) = 0.0121 \cdot N - 0.215$$

$$Ga\ 25 = 0.0064 \cdot N + 0.0332$$

Table 6.5 Condenser test results in November 2004 (under various steam pressure)

| 試験条件 | 設計条件 | 11/15 18 | 11/16 19 | 11/16 07 | 11/17 17 | 11/18 06 | 11/18 09 | 11/18 18 | 11/19 06 | 06/24 10 | 07/03 10 |
|------------------------|-------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|-------------|
| 放熱器入口He温度 TE18H | 880 | 880 | 880 | 880 | 880 | 880 | 840 | 840 | 800 | 840 | 840 °C |
| S/G入口He温度 TE24H | 829 | 792.7 | 792.2 | 792.7 | 792.7 | 792.7 | 756 | 758.3 | 724 | 659.4 | 635.9 °C |
| S/G内蒸気圧力 PT16S | 4.51 | 4.2 | 3.5 | 3 | 2.43 | 1.5 | 3.87 | 4.47 | 4 | 3.54 | 3.8 MPaG |
| S/G内蒸気温度 TE19S | 259 | 255 | 245 | 236 | 225 | 202 | 250 | 259 | 252 | 245 | 253 °C |
| 放熱器試験結果 | | | | | | | | | | | |
| 放熱器蒸気流量 Gssg | 0.150 | 0.138 | 0.135 | 0.131 | 0.118 | 0.075 | 0.115 | 0.125 | 0.117 | 0.122 | 0.081 kg/s |
| 入口蒸気温度 TE25S | 259 | 254 | 244 | 235 | 224 | 200 | 249 | 258 | 251 | 244.4 | 248.4 °C |
| 入口蒸気圧力 PT54S | 4.51 | 4.19 | 3.49 | 2.99 | 2.42 | 1.48 | 3.86 | 4.46 | 4.00 | 3.53 | 3.79 MPa |
| 伝熱管通過熱量 Qtkw | 265.8 | 229.4 | 231.8 | 230.5 | 218.2 | 152.1 | 195.3 | 208.7 | 198.7 | 209.1 | 117.4 kW |
| 管内熱伝達率 Alpis | 8576 | 12676 | 12124 | 12633 | 12180 | 12220 | 12128 | 11566 | 11733 | 13548 | 14027 W/m²K |
| 空気流量 Gas | 2.50 | 1.61 | 1.90 | 1.90 | 2.43 | 3.07 | 1.58 | 1.69 | 1.57 | 1.45 | 0.68 kg/s |
| 入口空気温度 Tain | 40 | 12 | 13 | 9 | 14 | 9 | 12 | 12 | 12 | 12 | 17.3 °C |
| 出口空気温度 Taout | 145 | 153 | 134 | 129 | 103 | 58 | 135 | 134 | 137 | 159 | 188 °C |
| 管外熱伝達率 Alpos | 29.8 | 21.6 | 24.1 | 24.0 | 28.5 | 33.2 | 21.3 | 22.4 | 21.1 | 20.2 | 11.7 W/m²K |
| 熱質流率理論値 Kes | 19.59 | 15.97 | 17.21 | 17.24 | 19.37 | 21.45 | 15.74 | 16.33 | 15.62 | 15.20 | 9.84 W/m²K |
| 対数平均温度差 Dtm | 152.2 | 160.7 | 161.9 | 157.2 | 156.8 | 152.0 | 165.0 | 175.4 | 165.8 | 143.4 | 127.1 °C |
| 伝熱管必要長 Lt | 1.17 | 1.18 | 1.09 | 1.12 | 0.95 | 0.61 | 0.99 | 0.96 | 1.01 | 1.26 | 1.24 m |
| 実伝熱管長 L | 1.20 | 1.20 | 1.20 | 1.20 | 1.20 | 1.20 | 1.20 | 1.20 | 1.20 | 1.20 | 1.20 m |
| 熱物性効率 Eff | 1.00 | 0.98 | 0.98 | 0.98 | 0.98 | 0.98 | 0.98 | 0.98 | 0.98 | 0.98 | 0.85 (-) |
| 熱質流率実測値 Kbai | 0.98 | 0.98 | 0.91 | 0.93 | 0.79 | 0.51 | 0.82 | 0.80 | 0.84 | 1.05 | 1.03 (-) |
| 熱質流率計算値 Kpra | 15.7 | 15.7 | 16.1 | 15.3 | 11.0 | 13.0 | 13.1 | 13.1 | 16.0 | 10.1 | W/m²K |
| 実熱質流率から算出の伝熱管必要長 Ltnes | | | | | | | | | | 1.20 | 1.20 m |

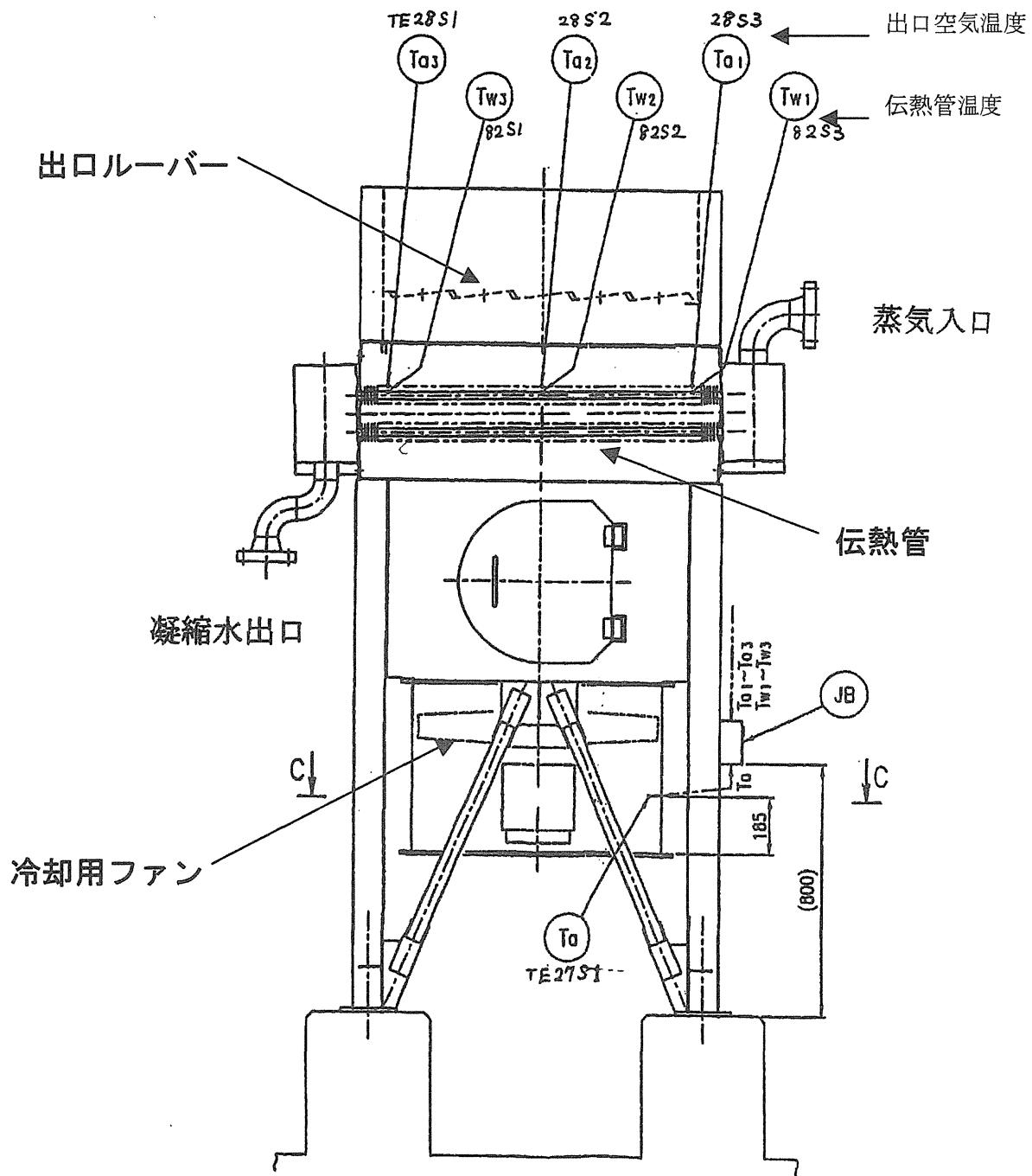


Fig. 6.1 Condenser: Structure

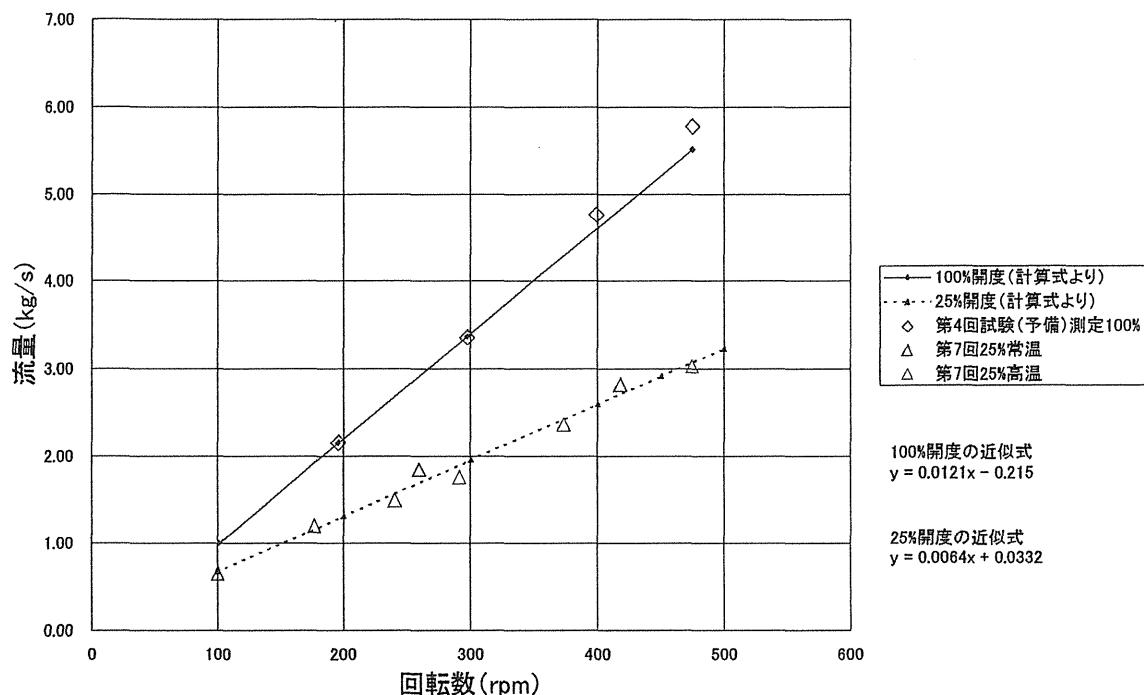


Fig. 6.2 Condenser: Comparison of predicted and measured air flow rate under various fan revolution numbers and outlet vane opening ratios

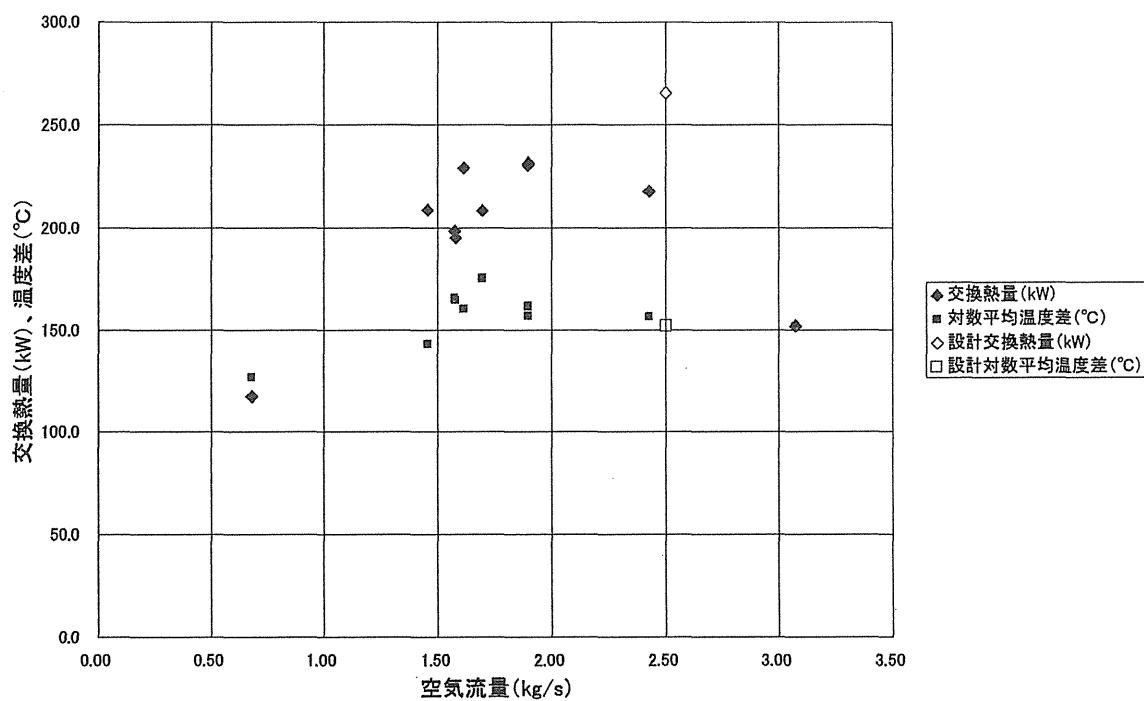


Fig. 6.3 Condenser: Heat transfer quantity and logarithmic means of temperature difference

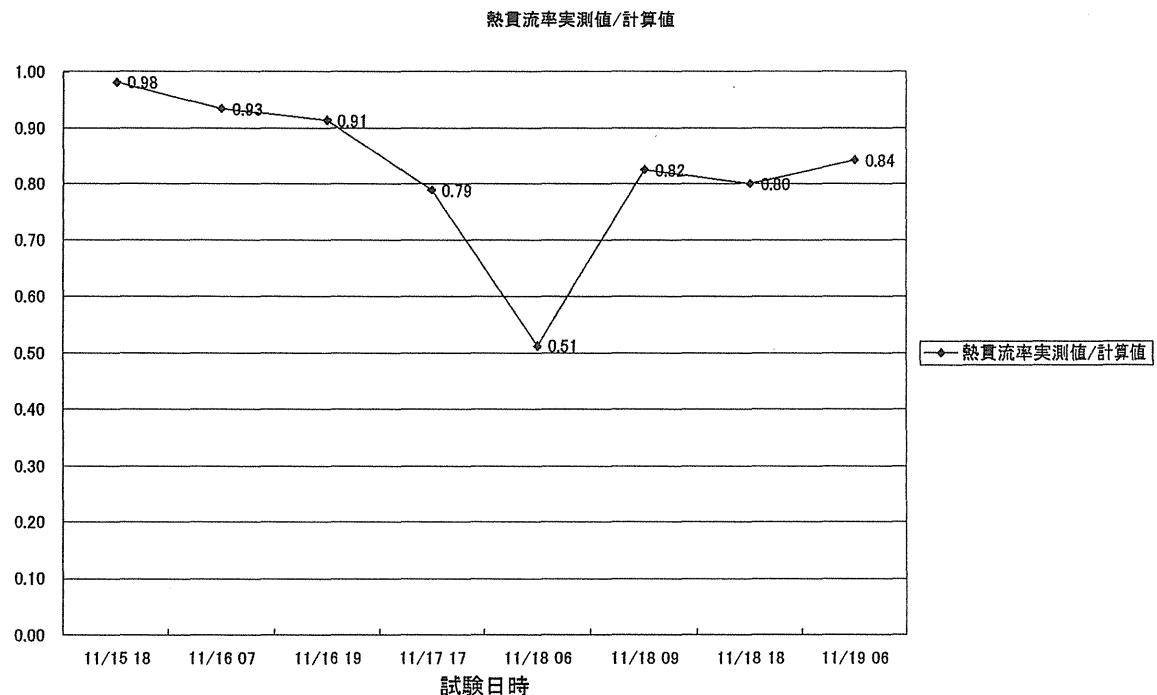


Fig. 6.4 Condenser: Overall heat transfer coefficient (Operation/Plan)

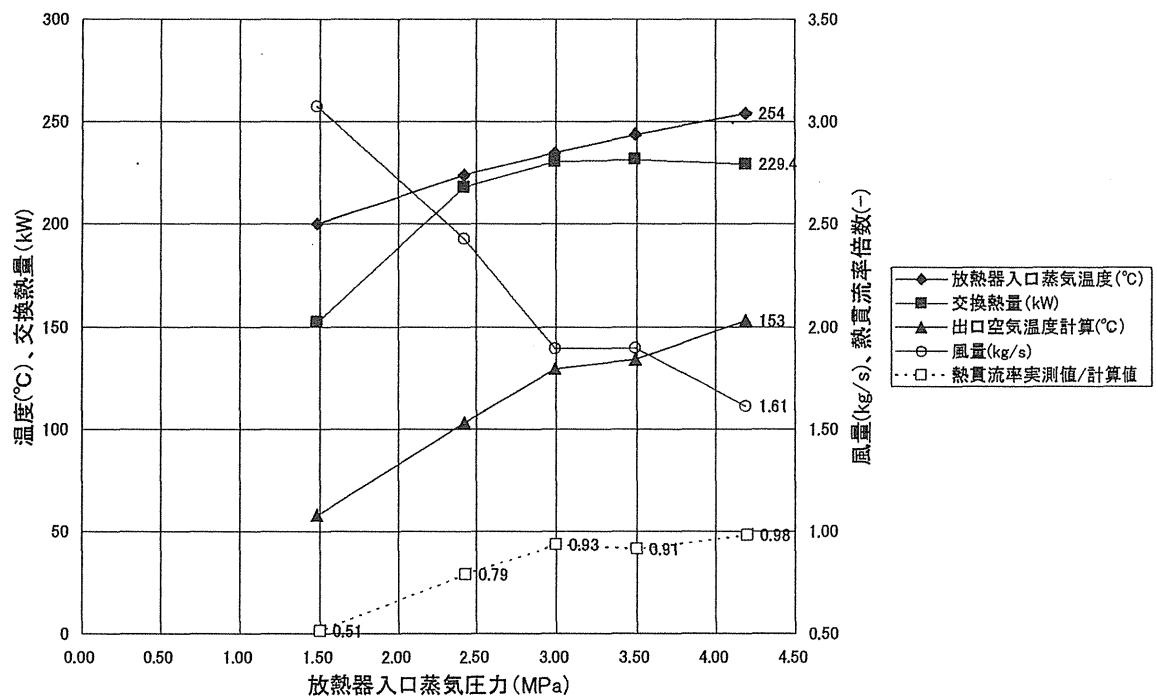


Fig. 6.5 Condenser: Heat transfer characteristics under various pressure conditions

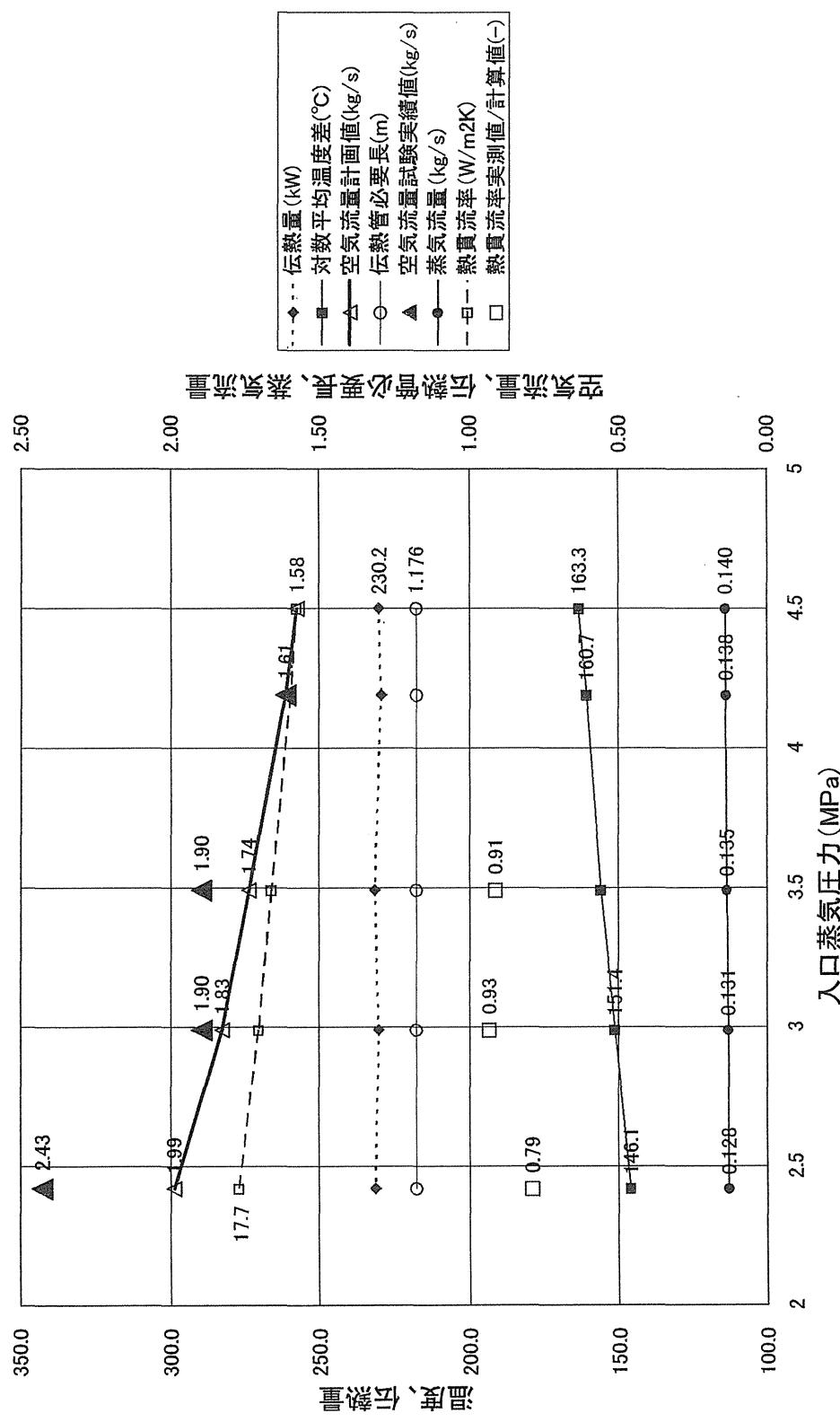


Fig. 6.6 Condenser: Comparison of predicted and measured heat transfer characteristics especially cooling air flow rate under various steam pressure

7. ヘリウムガス冷却器

7. 1 機器仕様と構造

ヘリウムガス冷却器は水蒸気改質器、蒸気過熱器、蒸気発生器、水予熱器を通過したヘリウムガスとヘリウムガス循環機から直接バイパスされたヘリウムガスを混合した後の系統に設置され、ヘリウムガス循環機の入口温度を一定に保持し、温度変動による流動変動を防止するために使用される。ヘリウムガス冷却器の機器仕様を Table 7.1 に、概略構造を Fig.7.1 に示す。温度制御は冷却器の入口側に設置した三方弁により、冷却器を通る流量とそれをバイパスする流量の配分を変え、バイパスと合流後のヘリウムガス温度 TE47H を一定に制御している。水蒸気改質法水素製造システムのヘリウムガス冷却器はシェルアンドチューブ型であるが、試験装置では、伝熱量が少ないので二重管式熱交換器を採用した。ヘリウムガスは、下部ノズルから、二重管の外管側に入り 2 連の U 字管の環状流路を流れる間に内管内側を通る冷却水により冷却され、上部ノズルより流出し、冷却器バイパスヘリウムと合流後、混合タンクに向かう。一方冷却水は上部ノズルより、二重管の内管に入り、外管を通るヘリウムガスを冷却しながら、自らは温度が上がり下部のノズルから流出する。

7. 2 熱伝達式

ヘリウムガス冷却器の伝熱計算に使用する、文献上の実験式を付録 E-1 にまとめた。管外の熱伝達式は二重管式熱交換器の外管（環状）に適用される Wiegant の式⁽⁶⁾⁽⁷⁾、管内は円管内の乱流熱伝達式である Dittus & Boelter の式⁽⁸⁾⁽⁹⁾を使用した。

7. 3 伝熱性能評価プログラム

伝熱性能評価計算に使用した表計算プログラムを付録 E-2 にまとめた。評価対象データは冷却器バイパス量が 0 で全量がヘリウムガス冷却器を流す条件とした 2003 年 11 月 5 日の試験で得られたデータを使用している。計測結果のうち、冷却水の流量は大流量であり現場計器であるため、また冷却水入口温度は遠くはなれた冷却水ポンプ出口温度を使用したため、更に交換熱量計算の際は出入口の温度差を使うがその温度差が小さいため、冷却水側の交換熱量の精度はあまり良くない。

7. 4 バイパス流の評価方法

試験装置において、本熱交換器の性能評価のために使用した計測点の一覧表を Table 7.2 に示す。出口温度は計測を省かれており、バイパスと合流後の温度が計測されている。また三方弁の開度は計測されているが、開度に応じた流量配分すなわちヘリウムガス冷却器を通過するヘリウムガス量とそのバイパス量に配分比は計測していない。しかし、今回の性能評価では、流量配分が本体側 100% の場合は出入口温度と流量が正確にわかるのでその時の性能評価で冷却器の特性を把握しておき、次に本体側とバイパス両方に流した場合に付き、混合後の温度計測値と冷却器バイパス流の温度（=入口温度）から冷却器出口温度と開度に応じた流量配分比を求めた。

7. 5 性能評価結果

(1) 熱交換器の熱効率

ヘリウムガス冷却器の性能評価の際、ヘリウムガス流量は正確を期すため、入口三方弁の開度が 100%すなわち冷却器バイパス量が 0 で、循環機から送られた全量 350g/s が冷却器を通過する状態のデータを使った。冷却水の温度上昇に使われた熱量の、ヘリウムガスの与熱量に占める割合を示す熱効率は 95.5%であった。ただし本冷却器は冷却水の流量と温度の測定精度が悪いため、また熱効率の精度は良くないと思われる。

(2) 管外熱伝達率、管内熱伝達率、熱貫流率

設計計算の温度と流量条件で予想した、管外熱伝達率、管内熱伝達率、熱貫流率（総括伝熱係数）、伝熱量と、2003 年 11 月 5 日の実際の試験結果に基づくそれらの値を対比して、Table 7.3 に示す。伝熱管長の公称値は直管部分のみで 8.00m であるが、エルボー部分も入れた実質伝熱管長は 8.75m である。内外流体の物性値と流量から計算した計算上の熱貫流率の $696\text{W/m}^2\text{K}$ は、伝熱管通過熱量を伝熱面積と対数平均温度差で割って求めた 2 種類の熱貫流率実測値（8m 長さの場合 $723\text{W/m}^2\text{K}$ 、8.75m 長さの場合 $662\text{W/m}^2\text{K}$ ）の中間に位置していた。

7. 6 ヘリウムガス冷却器入口三方弁の温度制御性

ヘリウムガス冷却器はその入口に設置された三方弁で、冷却器とそのバイパスの流量配分を変え、合流後の温度を一定値に制御している。2003 年 11 月 3 日にその制御を切り三方弁の開度を手動で変化させ、合流後の温度との関係を調べた。その試験結果をもとに、三方弁の開度と冷却器の流量比（冷却器流量/循環機流量）を求めた。次にそれをもとに、三方弁入口の温度と流量、三方弁の開度を指定することにより、冷却器出口温度と合流後ヘリウム温度を計算する表計算プログラムを作成した。

(1) 冷却器流量を変化させた時の熱貫流率に及ぼす影響

付録 E-3 に、冷却器のヘリウムガス流量を変えた場合管外熱伝達率および熱貫流率がどのような影響を受けるかを試算した結果を示す。管外熱伝達率は、Re 数の 0.8 乗に比例するので、流速、流量についても 0.8 乗に比例する。管内熱伝達率は変わらないので、熱貫流率に対する影響はそれよりも緩和され、Fig.7.2 にの◆印で示すように、流量が 20%になった場合に、熱貫流率は全量流した時の 38%になることがわかった。熱貫流率の値を流量比から算出するための近似曲線の係数を求めたところ、流量比の 0.58 乗をとれば、ほぼ熱貫流率の比が算出できることがわかった。

(2) 三方弁の開度と冷却器の流量比（冷却器流量/合計流量）の関係

付録 E-4 に開度と流量比を求めるのに使用した表計算プログラムを示す。冷却器に関しては、両流体の比熱、入口温度、伝熱面積および冷却水の流量を固定値として入力し、ヘリウムガスの流量をパラメータとして入力し、熱貫流率はヘリウムガス流量依存で計算することで、ヘリウムガスの出口温度を向流型熱交換器の基礎理論から推定した⁽²⁹⁾。また合流後のヘリウム温度は、冷

却器を通過したヘリウム温度とバイパスを通過したヘリウム温度（＝三方弁入口温度と同じ）を流量で加重平均した温度とした。冷却器を通るヘリウム流量は計算の最初の時点では分からないので、流量比の仮値を入力し、合流後の温度が実測値と合致するまで、繰り返し計算を行った。

このようにして求めた、三方弁の開度と冷却器を通過する流量%を Fig.7.3 に示す。実測した入口温度、合流後温度から推定される流量比を◆印で示すが、三方弁の開度%と冷却器を通過する流量%は 1 次式 $y=x$ で表せ（この 1 次式を図中では点線で示す）、三方弁の開度（%）と、冷却器を流れる流量割合[冷却器流量/(冷却器流量+冷却器バイパス流量)を%表示したもの]とが一致することがわかった。

(3) 冷却器出口および合流後ヘリウム温度計算プログラムと、それを使用した予想性能

前項で三方弁の開度から冷却器を通る流量比が計算できるようになったので、その関係をプログラムに追加し、三方弁入口流量を 350g/s で、また入口温度を 126.6°C で一定とし、三方弁開度を変えた場合の冷却器出口温度と合流後ヘリウム温度を付録 E-5 のプログラムを使って予測計算した。その結果を Fig.7.4 に示す。三方弁開度が 0%付近では冷却器を通過するヘリウムガス量が 0 に近いため冷却器出口ヘリウム温度はほぼ冷却水入口温度 18°C と等しくなる。開度が上がるにつれ、冷却器流量が増えヘリウムガス出口温度（△）が上昇する。バイパスとの合流後の温度（▲）も冷却器出口温度に近づく。弁開度 50%では流量比が 50%となり、冷却器を通る流量とバイパスを通る流量が同量となり、合流後の温度は冷却器出口とバイパス出口の算術平均温度となる。三方弁開度が 100%では全量が冷却器を通過するので、合流後温度は冷却器出口温度と等しくなる。

Fig.7.5 は三方弁入口流量を 350g/s に固定し、入口温度と弁開度を変化させた時の合流後のヘリウム温度である。

(4) プログラムの精度確認

2003 年 11 月 3 日の試験では、合流後の温度制御を切り、マニュアルで入口三方弁の開度を変え、合流後の温度を調査した。実測した合流後ヘリウム温度と、前項で説明したプログラムを使用して計算した合流後のヘリウム温度を比較して Fig.7.6 に示す。弁開度と流量比を算出した根拠としたデータであるので、当然のことながら、△印で示す合流後温度の実測値と▲印で示す合流後温度の計算値は良く一致している。

別の条件での計測値として、合流後の温度制御は入れたままで、2003 年 12 月 11 日ヘリウムガス循環機回転数を下げ、三方弁入口流量を減らしたときの合流後ヘリウム温度実測値を、性能計算予測値と比較する。計算プログラムを付録 E-6 に、計算結果と実測値の比較を Fig.7.7 に示す。△印で示す実測値と▲印で示す計算値は良く一致しており、最大の誤差でも 2°C 以内であった。また合流後の温度はほぼ 80°C で一定であり、温度制御が有効に働いていることが確認された。

Table 7.1 Design specifications of helium gas cooler

| 項目 | 単位 | 仕様 | |
|----------|----------------|-----------|-----------------------|
| 全般 | | | |
| 機器番号 | | C3H | |
| 機器名称 | | ヘリウムガス冷却器 | |
| 形式 | | 二重管式(平滑管) | |
| 基数 | 基 | 1 | |
| 設計交換熱量 | kW | 81.8 | |
| 必要伝熱面積 | m ² | 0.908 | |
| 使用条件 | | 胴側 | 管側 |
| 流体名 | | ヘリウムガス | 冷却水 |
| 流量 | g/s | 350 | 1758 |
| 圧力 | MPa | 3.92 | 4.33 |
| 入口温度 | °C | 195 | 32 |
| 出口温度 | °C | 150 | 42 |
| | °C | - | - |
| 対数平均温度差 | °C | 135 | |
| 主要寸法 | | | |
| 胴 | 内径 | mm | 102.3 |
| | 板厚 | mm | 6 |
| 伝熱管 | 外径 | mm | 48.6 |
| | 内径 | mm | 38.4 |
| | 板厚 | mm | 5.1 |
| | 本数 | 本 | 1 |
| | 必要長 | m | 5.95 |
| | 決定長 | m | 8.0 (曲がり管部を入れた場合8.75) |
| フイン付管の場合 | フイン外径 | mm | - |
| | フイン高さ | mm | - |
| | フインピッチ | mm | - |
| | フイン厚さ | mm | - |
| 伝熱管配置 | 管ピッチ | | - |
| | 配列 | | - |
| 外管内径 | mm | 102.3 | |
| 材料 | | | |
| 胴 | - | STPA22S | |
| 伝熱管 | - | STPT410S | |
| 管板 | - | - | |
| 断熱材 | - | - | |
| 重量 | | | |
| 据付 | kg | | |
| 運転 | kg | - | |

Table 7.2 Measuring points of helium gas cooler

| NO. | 計測機器番号 | 計測点名称 | 計測対象 | 標準値 | 単位 | 備考 |
|-----|----------|-------------------------------|------|-------|------|-------------------------------------|
| 1 | TE43H | He冷却器 入口Heガス温度 | Heガス | 110 | °C | |
| 2 | TE47H | 出口He温度(バイパス合流後) | Heガス | 77 | °C | |
| 3 | | He冷却器 入口冷却水温度 | 冷却水 | 28 | °C | 現場計器 |
| 4 | | He冷却器 出口冷却水温度 | 冷却水 | 33 | °C | 現場計器 |
| 5 | PT36H | He冷却器 入口Heガス圧力 | Heガス | 3.94 | MPa | |
| 6 | FT3H | He冷却器+バイパス合計流量 (Heガス循環器流量) | Heガス | 350 | g/s | |
| 7 | TIC47HMV | 温調弁CV5H開度 | Heガス | 80 | % | CV5H% = xとする |
| | | He冷却器本体側流量割合 | Heガス | 80.0 | % | 実験結果から、開度と本体側流量割合は比例関係にあることを確認した。線形 |
| 8 | | Heガス冷却器 冷却水流量 | 冷却水 | 10500 | kg/h | 現場計器(低精度) |

Table 7.3 Helium gas cooler: Test results of heat transfer characteristics

| 項目 | 単位 | 定格運転時 | | | | 備考 | |
|---------|----------|--------------------|---------------|------------|------|---------------|--|
| | | 設計時伝熱特性 | | 2003年11月5日 | | | |
| | | 設計計算 | 性能評価 | A | B | | |
| 全般 | | | | | | | |
| 説明 | | | | | | | |
| ケース名 | | | | | | | |
| Heの与熱量 | kW | 81.8 | 76.7 | | | | |
| 伝熱管通過熱量 | kW | 81.8 | 73.3 | | | | |
| 水蒸気受熱量 | kW | 73.6 | 73.3 | | | | |
| 放熱量 | kW | 8.2 | 3.4 | | | | |
| 設計条件 | | 胴側 | 管側 | 胴側 | 管側 | | |
| 流体名 | | He | 冷却水 | He | 冷却水 | | |
| 流量 | g/s | 350 | 1758 | 350 | 2917 | | |
| 圧力 | MPa | 3.92 | 0.7 | 3.05 | 0.7 | | |
| 入口温度 | °C | 195 | 32 | 127 | 18 | | |
| 出口温度 | °C | 150 | 42 | 84 | 24 | | |
| 伝熱 | 熱伝達率(計算) | W/m ² K | 1151 | 5026 | 1121 | 7535 | |
| | 汚れ係数 | m ² K/W | 0 | 0.000172 | 0 | 0.000172 | |
| | 熱貫流率(計算) | W/m ² K | | 669 | | 696 | |
| | 熱貫流率(実測) | W/m ² K | | | | 696 | |
| | 対数平均温度差 | °C | | 134.7 | | 83.2 | |
| | 必要伝熱面積 | m ² | 0.909 | | | 1.34 | |
| | 実伝熱面積 | m ² | 1.34 | | | 1.34 | |
| | 伝熱面積余裕 | % | 34.5 | | | 0 | |
| | 伝熱管外径 | mm | 48.6 | | | 48.6 | |
| | 伝熱管本数 | 本 | 1 | | | 1 | |
| | 伝熱管必要長 | m | 5.95 | | | 8.31 | |
| | 伝熱管決定長 | m | 8.75(公称=8.00) | | | 8.75(公称=8.00) | |
| 性能 | 熱効率 | (-) | 0.900 | | | 0.958 | |
| | 熱貫流率 | (-) | (-) | | | 1.00 | |
| | 実測値/計算値 | | | | | | |

B (実測/計算)=1.0

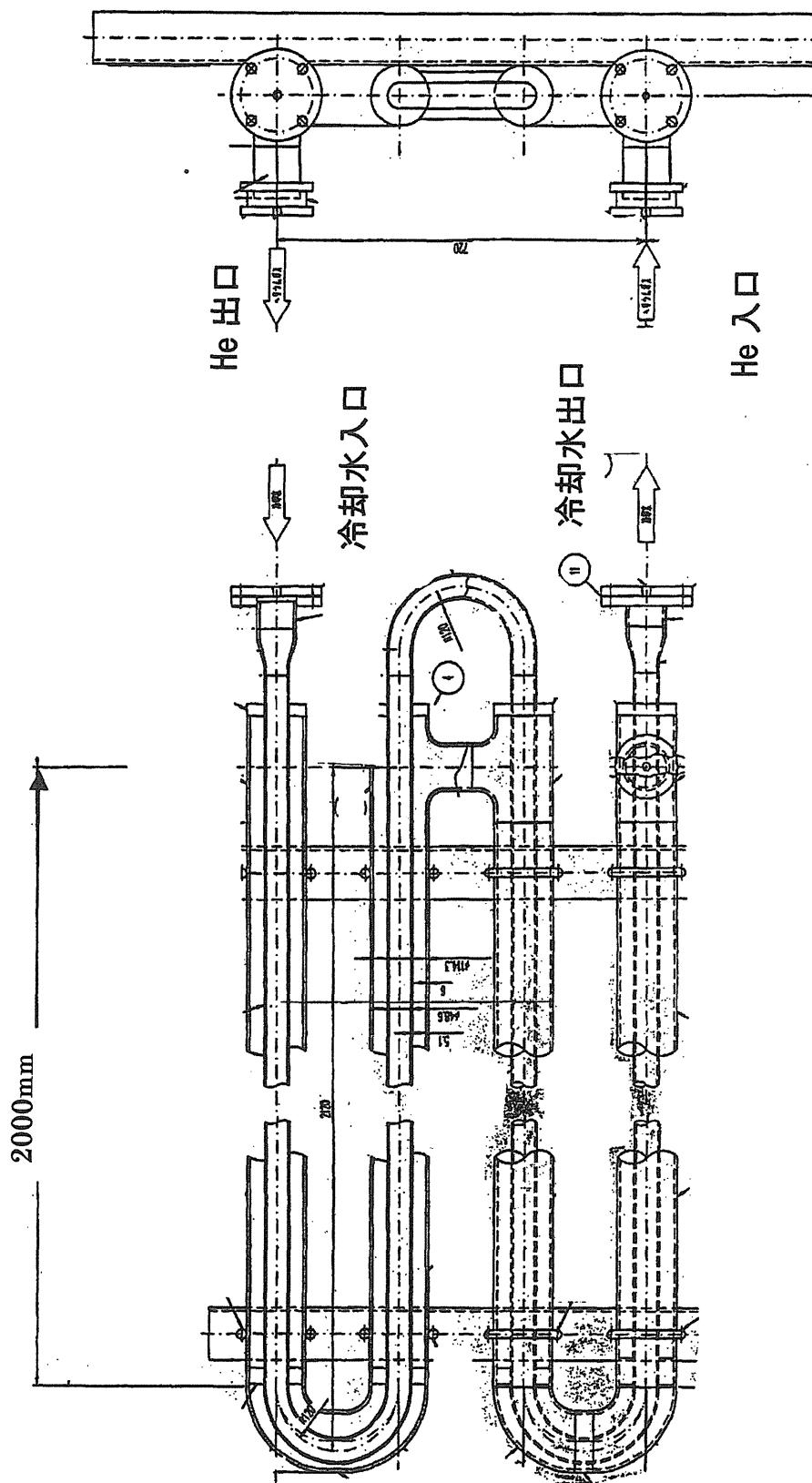


Fig. 7.1 Helium gas cooler: Structure

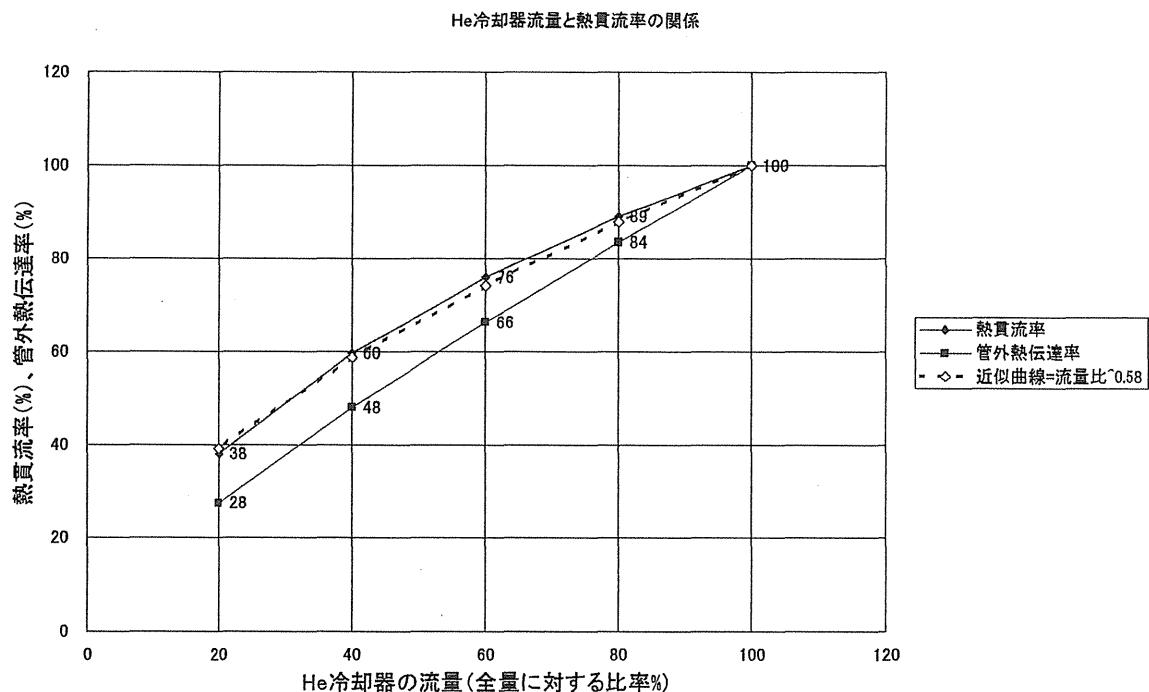


Fig. 7.2 Relation between helium gas cooler flow rate and Over-all coefficient of heat transfer

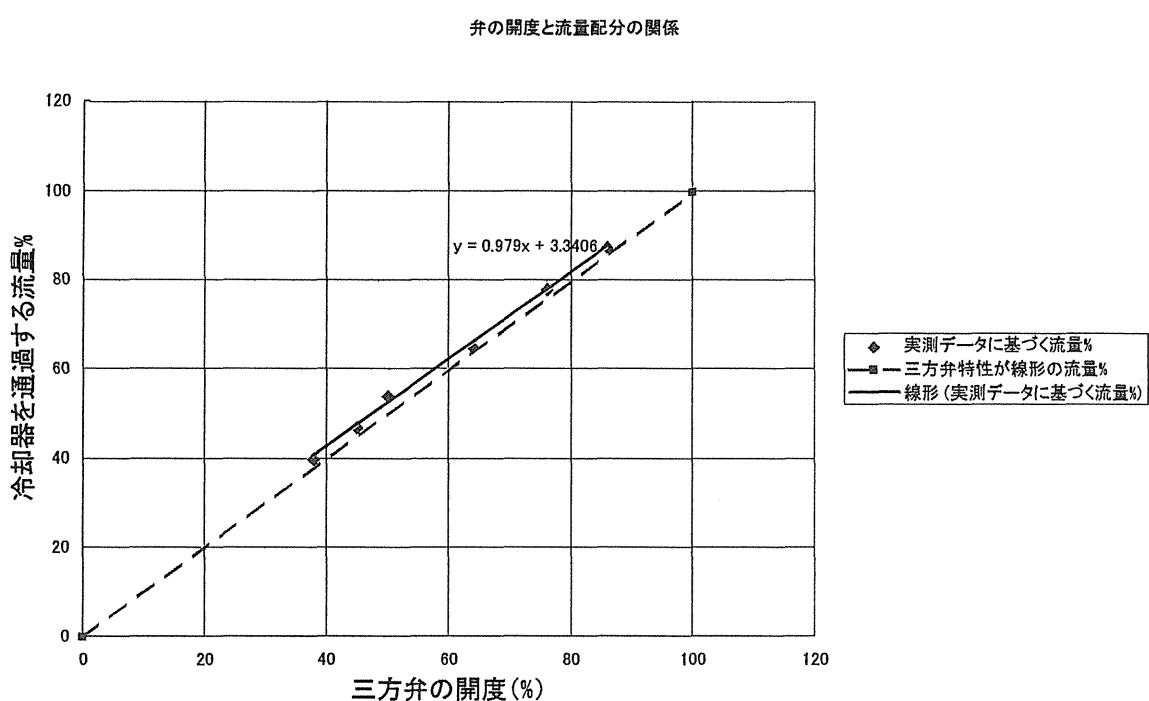


Fig. 7.3 Relation between helium gas cooler flow rate and three way valve opening ratio

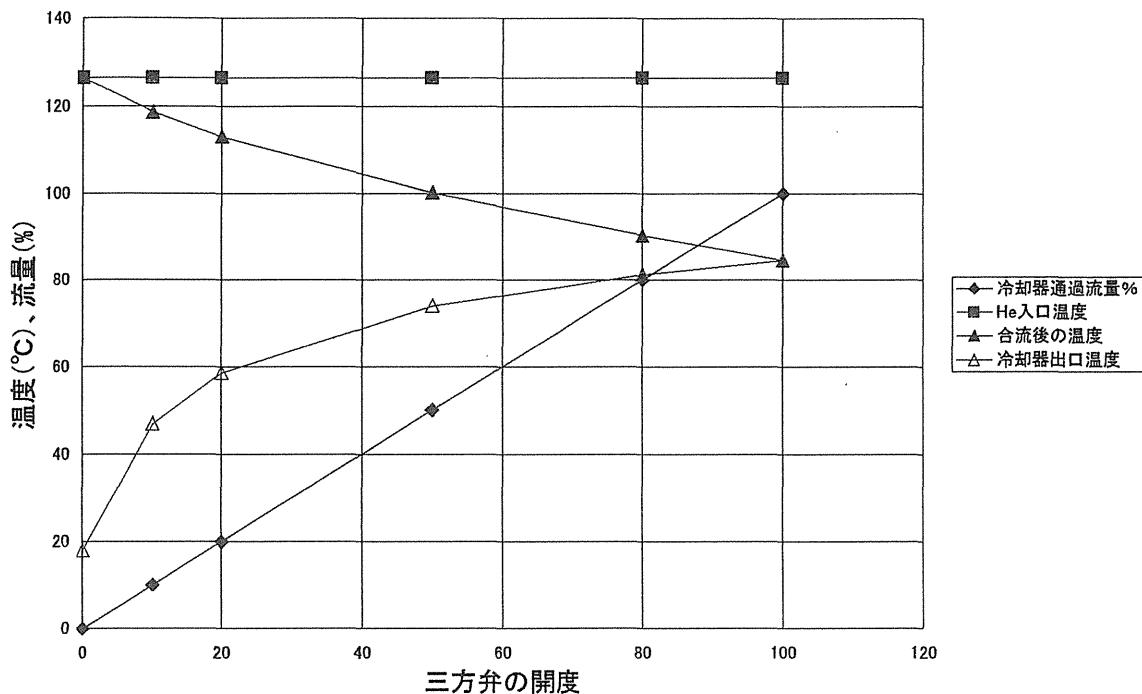


Fig. 7.4 Helium gas cooler: Predicted helium gas temperature after mixing with bypass as function of valve opening ratio

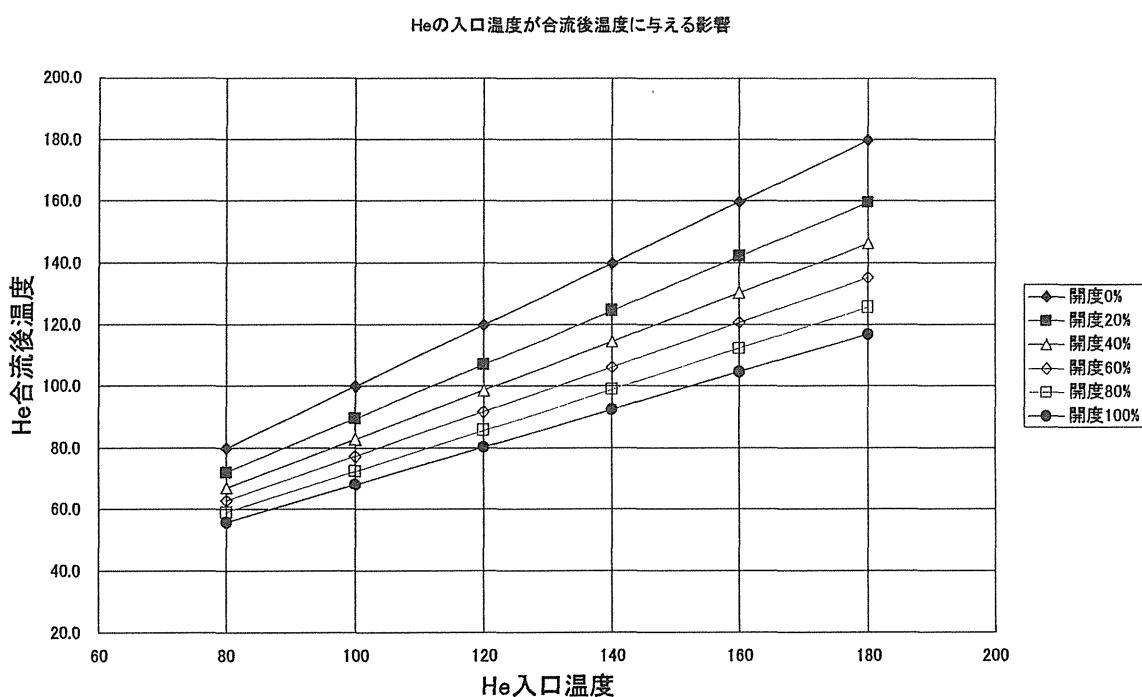


Fig. 7.5 Helium gas cooler: Predicted helium gas temperature after mixing with bypass as function of helium gas inlet temperature and valve opening ratio

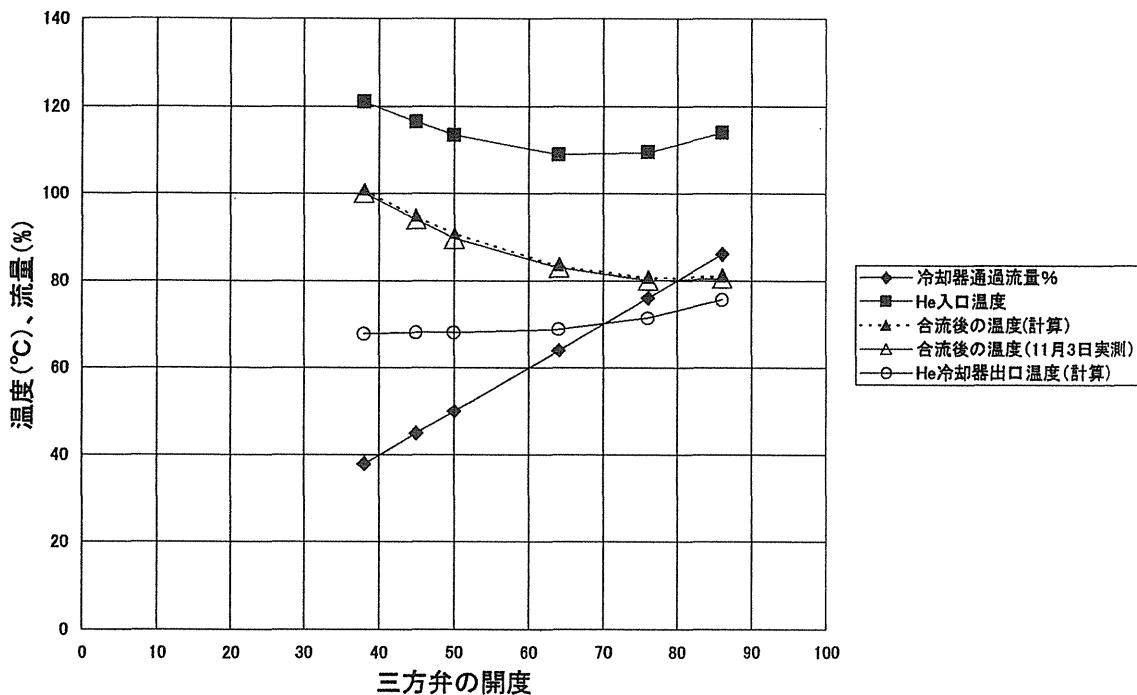


Fig. 7.6 Helium gas cooler: Comparison of predicted and measured helium gas temperature after mixing (Test date: Nov. 3, 2003)

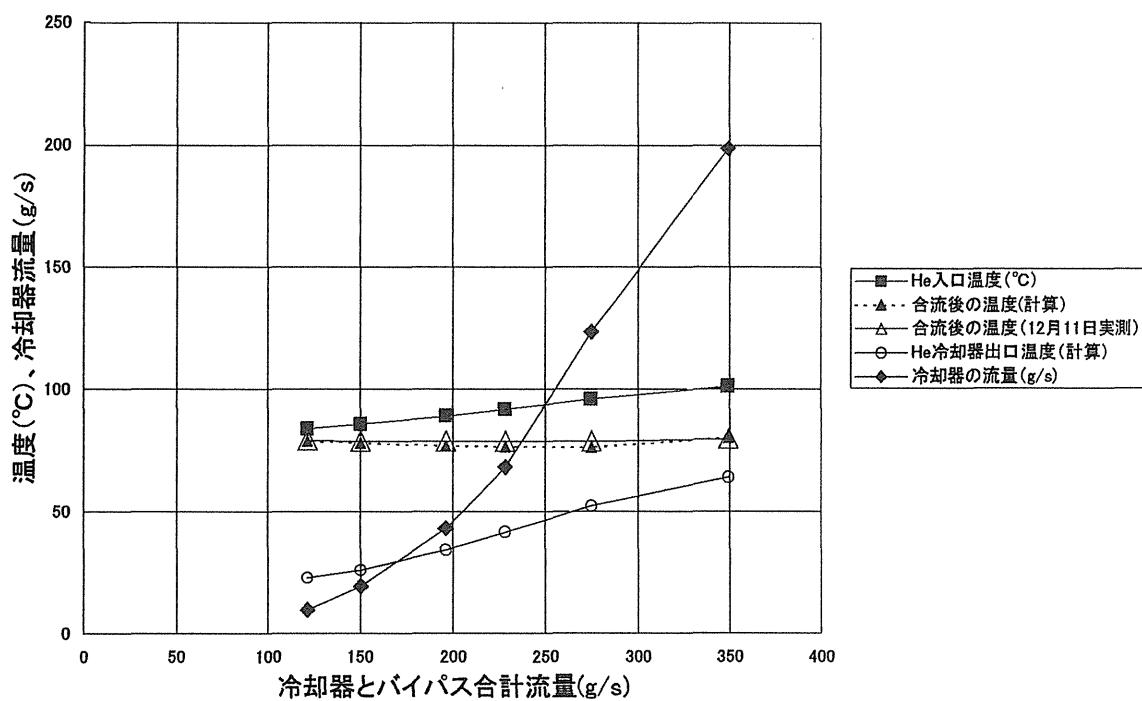


Fig. 7.7 Helium gas cooler: Comparison of predicted and measured helium gas temperature after mixing (Test date: Dec. 11, 2003)

8. 原料ガス加熱器

8. 1 機器仕様と構造

原料ガス加熱器は水蒸気改質器で製造した水素ガスを主成分とする生成ガスの廃熱を利用して、原料ガスを加熱するための機器である。水蒸気改質器で発生した生成ガスは、原料ガス過熱器並びに本加熱器で加熱源として利用される。原料ガス加熱器の機器仕様を Table 8.1 に、概略構造を Fig.8.1 に示す。試験装置では、伝熱量が少ないので二重管式熱交換器を採用した。製品ガスは、上部ノズルから 400°C (設計入口温度) で二重管の外管側に入り、U字管の環状流路を流れ、内管の原料ガスを加熱しながら 318°C (設計出口温度) まで温度が降下して、触媒粉じんフィルタに向かう。一方原料ガス加温器を出て、流量調整されたメタンガスを主成分とする原料ガスは 0°C (設計入口温度) で下部のノズルから二重管の内管に入り、外管を通る生成ガスにより加熱され、350°C (設計出口温度) で上部のノズルから流出する。原料ガス流量は定格運転で 12g/s である。流出後は水蒸気と混合し、原料ガス過熱器に送られる。

8. 2 熱伝達式

原料ガス加熱器の伝熱計算に使用する、文献上の実験式を付録 F-1 にまとめた。管外の熱伝達式は二重管式熱交換器の外管 (環状) に適用される Wiegant の式⁽⁶⁾⁽⁷⁾、管内の熱伝達式は円管内の乱流熱伝達式である Dittus & Boelter の式⁽⁸⁾⁽⁹⁾を使用した。

8. 3 伝熱性能評価プログラム

伝熱性能評価計算に使用した表計算プログラムを付録 F-2 にまとめた。評価対象のデータは、2002 年 11 月 27 日のものを使用した。

8. 4 性能評価結果

試験装置において、本熱交換器の性能評価するために使用した計測点の一覧表を Table 8.2 に示す。原料ガス加熱器においては、両流体の流量、出入口温度、入口圧力を計測点としている。

設計計算の温度と流量条件で予想した、管外熱伝達率、管内熱伝達率、熱貫流率 (総括伝熱係数)、伝熱量と、2002 年 11 月 27 日の実際の試験結果に基づくそれらの値を対比して、Table 8.3 に示す。

(1) 熱効率と放熱量

原料ガス加熱器の熱交換器としての熱効率を下記の式で定義する。

$$\eta = Q_m / Q_p * 100 \quad (8.1)$$

ここで、

η : 原料ガス加熱器の熱効率 (%)

Q_p : 生成ガスの温度降下から算出した与熱量 (kW)

Q_m : 原料ガスの受熱量 (kW)

原料ガス加熱器の伝熱特性を Fig.8.2 に示す。熱交換器の熱効率は生成ガス流量が 48.6g/s 時に 89.8%、流量 58.9g/s 時に 92.5% とほぼ 90% 程度であった。また、内外流体の物性値と流量から計算した熱貫流率計算値 $230\text{W/m}^2\text{K}$ は、生成ガスからの放熱量と原料ガスからの放熱量が等しいと仮定して計算した伝熱管通過熱量を伝熱面積と対数平均温度差で割って求めた熱貫流率実測値 $230\text{W/m}^2\text{K}$ と一致した。

Table 8.1 Design specifications of feed gas heater

| 項目 | 単位 | 仕様 | |
|---------|----------------|-------------|------|
| 全般 | | | |
| 機器番号 | | X7G | |
| 機器名称 | | 原料ガス加熱器 | |
| 形式 | | 二重管式(平滑管) | |
| 基数 | 基 | 1 | |
| 設計交換熱量 | kW | 12.71 | |
| 必要伝熱面積 | m ² | 0.399 | |
| 使用条件 | | 胴側 | 管側 |
| 流体名 | | 生成ガス | 原料ガス |
| 流量 | g/s | 59.2 | 12 |
| 圧力 | MPa | 4.02 | 4.32 |
| 入口温度 | °C | 400 | 0 |
| 出口温度 | °C | 318 | 350 |
| | °C | - | - |
| 対数平均温度差 | °C | 145 | |
| 主要寸法 | | | |
| 外管 | 内径 | mm | 38.4 |
| | 板厚 | mm | 5.1 |
| 伝熱管 | 外径 | mm | 21.7 |
| | 内径 | mm | 14.3 |
| | 板厚 | mm | 3.7 |
| | 本数 | 本 | 1 |
| | 必要長 | m | 5.85 |
| | 決定長 | m | 6.77 |
| 材料 | | | |
| 胴(=外管) | - | SUS316TP-SC | |
| 伝熱管 | - | SUS316TP-SC | |
| 管板 | - | - | |
| 断熱材 | - | ファインセラミックス | |
| 重量 | | | |
| 据付 | kg | 200 | |
| 運転 | kg | 250 | |

Table 8.2 Measuring points of feed gas heater

| NO. | 計測機器番号 | 計測点名称 (原料ガス加熱器-) | 計測対象 | 標準値 | 単位 | 備考 |
|-----|--------|---------------------|------|------|-----|------------------|
| 1 | TE4C | 生成ガス入口温度 | 生成ガス | 400 | °C | |
| 2 | TE5C | 生成ガス出口温度 | 生成ガス | 318 | °C | |
| 3 | TE12G | 原料ガス入口温度 | 原料ガス | 気温 | °C | TE39Gは配管表面温度ヒータ用 |
| 4 | TE17G | 原料ガス出口温度 | 原料ガス | 350 | °C | |
| 5 | PT2C | 生成ガス入口圧力 | 生成ガス | 4.32 | MPa | |
| 6 | PT16G | 原料ガス入口圧力 | 原料ガス | 4.02 | MPa | |
| 7 | FT13G | 原料ガス流量 | 原料ガス | 12 | g/s | メタンガス流量と同じ |
| 8 | FT22S | 水蒸気流量 | | 47.2 | g/s | 原料ガスでは蒸気と混合前 |
| | | 生成ガス流量 | 生成ガス | 59.2 | g/s | FT13G+FT22S |

Table 8.3 Feed gas heater: Test results of heat transfer characteristics

| 項目 | 単位 | 定格運転時 | | | | 部分負荷 | |
|-------------|--------------------|----------|-------------|----------|----------|----------|----------|
| | | 設計時伝熱特性 | 2002年11月27日 | A | B | C | |
| 全般 | | 設計計算 | 性能評価 | | | | |
| 説明 | | | | | | | |
| ケース名 | | A | B | C | | | |
| 生成ガス与熱量 | kW | 12.71 | 11.41 | 10.82 | | | |
| 伝熱管通過熱量 | kW | 12.71 | 10.99 | 10.27 | | | |
| 原料ガス受熱量 | kW | 12.71 | 10.56 | 9.71 | | | |
| うち温度上昇消費分 | kW | 12.63 | 10.56 | 9.71 | | | |
| 原料ガスからの放熱分 | kW | 0.08 | 0.43 | 0.56 | | | |
| 生成ガスから直接放熱分 | kW | 0.00 | 0.42 | 0.54 | | | |
| 設計条件 | | 胴側 | 管側 | 胴側 | 管側 | 胴側 | 管側 |
| 流体名 | | 生成ガス | 原料ガス | 生成ガス | 原料ガス | 生成ガス | 原料ガス |
| 流量 | g/s | 59.2 | 12 | 58.9 | 11.1 | 48.6 | 10.0 |
| 圧力 | MPa | 4.02 | 4.32 | 4 | 4.16 | 4.05 | 4.17 |
| 入口温度 | °C | 400 | 0 | 348 | 6 | 373 | 22 |
| 出口温度 | °C | 318 | 350 | 274 | 322 | 288 | 322 |
| 伝熱・熱伝達率(計算) | W/m ² K | 1009 | 629 | 1005 | 592 | 862 | 592 |
| 汚れ係数 | m ² K/W | 3.44E-04 | 3.44E-04 | 1.72E-04 | 2.58E-04 | 1.72E-04 | 2.58E-04 |
| 熱貫流率(計算) | W/m ² K | 219.9 | | 230 | | 211 | |
| 熱貫流率(実測) | W/m ² K | (-) | | 230 | | 211 | |
| 対数平均温度差 | °C | 145 | | 103.7 | | 105.7 | |
| 必要伝熱面積 | m ² | 0.399 | | 0.462 | | 0.462 | |
| 実伝熱面積 | m ² | 0.462 | | 0.462 | | 0.462 | |
| 伝熱面積余裕 | % | 16 | | 0 | | 0 | |
| 伝熱管本数 | 本 | 1 | | 1 | | 1 | |
| 伝熱管必要長(計算) | m | 5.85 | | 6.77 | | 6.77 | |
| 伝熱管決定長 | m | 6.77 | | 6.77 | | 6.77 | |
| 性能 | 熱効率 | (-) | 0.993 | 0.925 | | 0.898 | |
| | 熱貫流率 | (-) | (-) | 1.000 | | 1.000 | |
| | 実測値/計算値 | | | | | | |

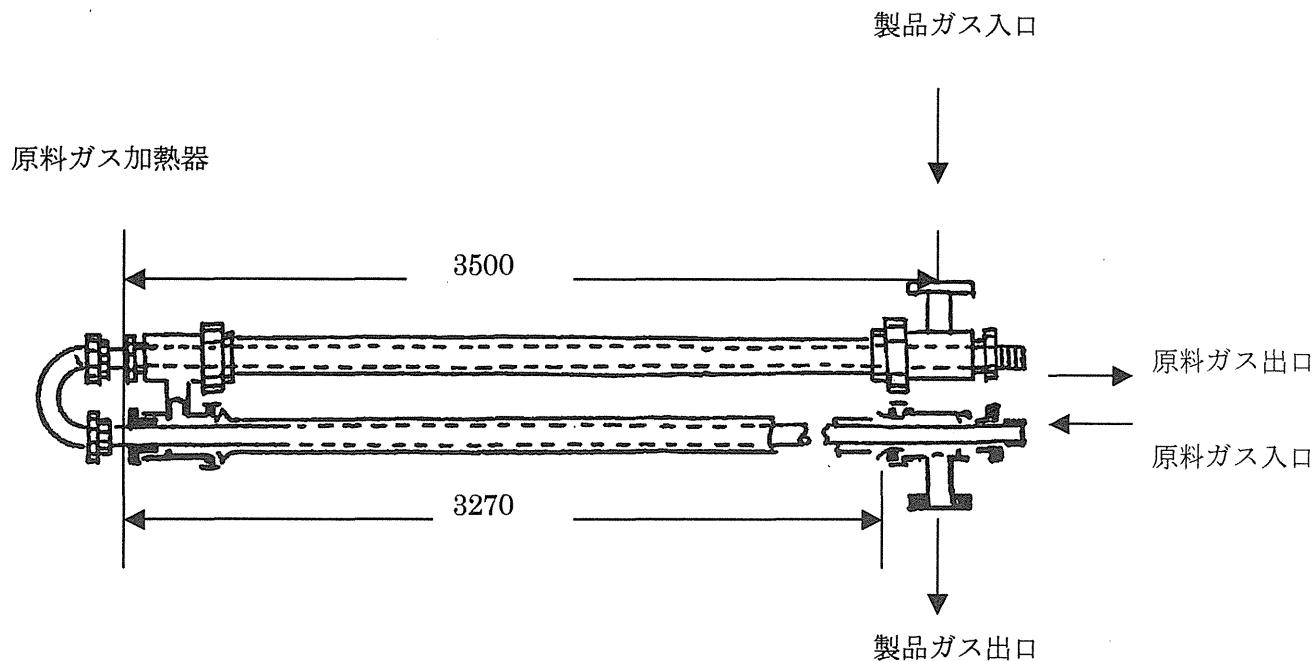


Fig.8.1 Feed gas heater: Structure

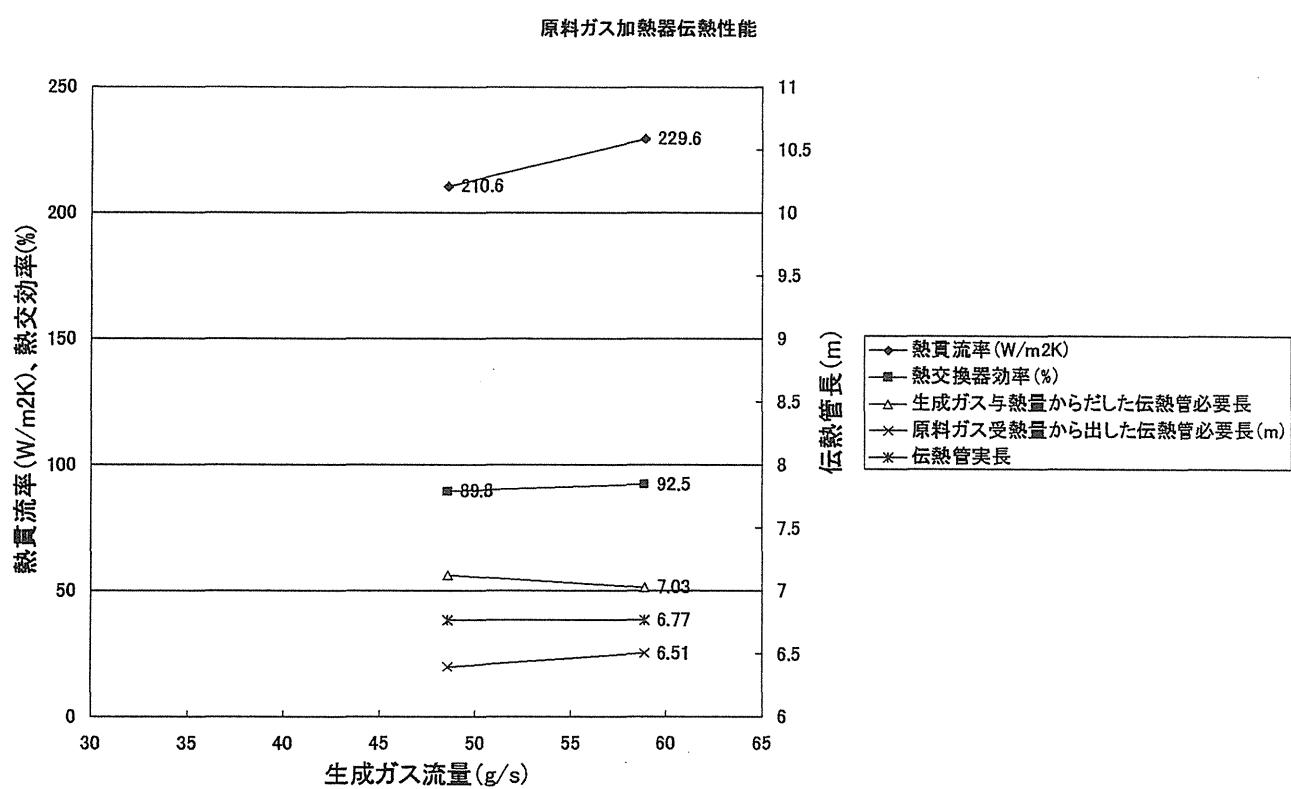


Fig.8.2 Feed gas heater: Heat transfer characteristics

9. 原料ガス過熱器

9. 1 機器仕様と構造

水蒸気改質器で発生した生成ガスは、本原料ガス過熱器並びに原料ガス加熱器で加熱源として利用される。すなわち、ほぼ同目的の熱交換器が直列に設置されている。原料ガス過熱器の機器仕様を Table 9.1 に、概略構造を Fig.9.1 に示す。形式は伝熱量が少ないので二重管式熱交換器を採用した。生成ガスは、上部ノズルから 560°C (設計入口温度) で二重管の外管側に入り、U字管の環状流路を流れ、内管の原料ガスを加熱しながら 406°C (設計出口温度) まで温度が降下して、原料ガス加熱器に向かう。一方原料ガス加熱器を出た後、多量の水蒸気と混合されたメタンガスは 331°C (設計入口温度) で本過熱器下部のノズルから二重管の内管に入り、外管を通る生成ガスにより加熱され、508°C (設計出口温度) で上部のノズルから流出する。本熱交換器には原料ガス側にバイパスが設けてあり、出口配管でバイパスガスと混合され、温度調節された原料ガスは水蒸気改質器に 450°C で供給される。

9. 2 熱伝達式

原料ガス過熱器の伝熱計算に使用する、文献上の実験式を付録 F-1 に示す。原料ガス加熱器と同じものを使用する。管外の熱伝達式は二重管式熱交換器の外管（環状）に適用される Wiegant の式⁽⁶⁾⁽⁷⁾、管内の熱伝達式は円管内の乱流熱伝達式である Dittus & Boelter の式⁽⁸⁾⁽⁹⁾を使用する。

9. 3 伝熱性能評価プログラム

伝熱性能評価計算に使用した表計算プログラムを付録 G-1 にまとめた。評価データは、2002 年 11 月 27 日のものを使用した。原料ガス側にはバイパス配管があり、過熱器、バイパスとも流量測定をしていないので、交換熱量は生成ガスの温度降下から出した与熱量をそのまま伝熱量とした。

9. 4 性能評価結果

試験装置において、本熱交換器の性能評価するために使用した計測点の一覧表を Table 9.2 に示す。原料ガス過熱器においては、両流体の出入口温度、入口圧力を計測点としている。生成ガス流量はメタンガス流量と水蒸気流量を合計することで算出できるが、原料ガス流量はバイパスがあるために、本熱交換器を通過する流量を直接測定することはできない。そこで流量推定方法は、本熱交換器を通過する流量を仮定し、文献の実験式を使って伝熱計算を行い本過熱器の伝熱管必要長が実長 20m とほぼ等しくなる条件での原料ガス出口温度と流量を計算し、配管での温度変化の無いバイパス流量とを混合した合流点での温度を試算し、それが水蒸気改質器の入口温度より 20°C 高くなる（ほぼ同じ流量、温度、長さの条件である生成ガス配管の水蒸気改質器から原料ガス過熱器までの温度降下量が 20°C であることと参考に、原料ガス配管のバイパス合流点から水蒸気改質器までの配管での放熱に依る温度降下量を同じ 20°C と推定した）まで流量を変えた繰り返し計算を行った。結果として得られたバイパス弁の開度とバイパス流量の割合を Fig.9.2 に示す。

す。

設計計算で予想した、管外熱伝達率、管内熱伝達率、熱貫流率（総括伝熱係数）、伝熱量と、2002年11月27日、2003年6月10日、2003年6月11日の実際の試験結果に基づくそれらの値を対比して、Table 9.3に示す。

(1) 熱効率と放熱量

原料ガス過熱器の熱交換器としての熱効率を下記の式で定義する。

$$\eta = Q_m / Q_p * 100 \quad (9.1)$$

ここで、

η : 原料ガス過熱器の熱効率 (%)

Q_p : 生成ガスの温度降下から算出した与熱量 (kW)

Q_m : 原料ガスの受熱量 (kW)

原料ガス過熱器の伝熱特性をFig.9.3に示す。熱交換器の熱効率は63.4%、70%、65.9%とほぼ60%台後半の値であった。原料ガス加熱器に比較して、熱効率が下がったのは、内部の流体温度が原料ガス加熱器よりも高温になり放熱量が大きくなる為と、入口原料ガス中の水蒸気の一部が凝縮していた場合はその蒸発潜熱分にも熱量が消費され、熱効率が下がったことが考えられる。熱交換機を通過する流量を仮定する際に、文献の実験式どおりの伝熱を仮定したので当然の結果であるが、伝熱管通過熱量を伝熱面積と対数平均温度差で割って求めた2002年11月27日の熱貫流率実測値267.1W/m²Kは、内外流体の物性値と流量から計算した熱貫流率計算値265.2W/m²Kとほぼ一致した。

Table 9.1 Design specifications of feed gas superheater

| 項目 | 単位 | 仕様 | |
|---------|----------------|-------------|-------|
| 全般 | | | |
| 機器番号 | | X8G | |
| 機器名称 | | 原料ガス過熱器 | |
| 形式 | | 二重管式(平滑管) | |
| 基数 | 基 | 1 | |
| 設計交換熱量 | kW | 25.54 | |
| 必要伝熱面積 | m ² | 1.597 | |
| 使用条件 | | 胴側 | 管側 |
| 流体名 | | 生成ガス | 原料ガス |
| 流量 | g/s | 59.2 | 50 |
| 圧力 | MPa | 4.02 | 4.31 |
| 入口温度 | °C | 560 | 331 |
| 出口温度 | °C | 406 | 508 |
| | °C | - | - |
| 対数平均温度差 | °C | 62.8 | |
| 主要寸法 | | | |
| 外管 | 内径 | mm | 49.5 |
| | 板厚 | mm | 5.5 |
| 伝熱管 | 外径 | mm | 34.0 |
| | 内径 | mm | 25.4 |
| | 板厚 | mm | 4.5 |
| | 本数 | 本 | 1 |
| | 必要長 | m | 14.95 |
| | 決定長 | m | 20.00 |
| 材料 | | | |
| 胴(=外管) | - | NCF800HTP-S | |
| 伝熱管 | - | NCF800HTP-S | |
| 管板 | - | - | |
| 断熱材 | - | ファインセラミックス | |
| 重量 | | | |
| 据付 | kg | 400 | |
| 運転 | kg | 460 | |

Table 9.2 Measuring points of feed gas superheater

| NO. | 計測機器番号 | 計測点名称 (原料ガス過熱器-) | 計測対象 | 標準値 | 単位 | 備考 |
|-----|--------|---------------------|------|------|-----|-------------------|
| 1 | TE21C | 生成ガス入口温度 | 生成ガス | 400 | °C | |
| 2 | TE4C | 生成ガス出口温度 | 生成ガス | 318 | °C | |
| 3 | TE17G | 原料ガス入口温度 | 原料ガス | 0 | °C | |
| | | 原料ガス出口温度 | 原料ガス | 350 | °C | 入口温度と改質器入口温度より推定 |
| 4 | PT2C | 生成ガス入口圧力 | 生成ガス | 4.32 | MPa | |
| 5 | PT16G | 原料ガス入口圧力 | 原料ガス | 4.02 | MPa | |
| 6 | FT22S | 水蒸気流量 | 原料ガス | 47 | g/s | |
| 7 | FT13G | メタンガス流量 | 原料ガス | 12 | g/s | |
| | | 生成ガス流量 | 原料ガス | 59 | g/s | FT13G+FT22Sで計算する |
| | | 過熱器原料ガス流量 | 原料ガス | 50 | g/s | FT13G+FT22S-バイパス量 |

Table 9.3 Feed gas superheater: Test results of heat transfer characteristics

| 項目 | 単位 | 定格運転時 | | | | 部分負荷 | | | |
|--------------|--------------------|----------|----------|-------------|----------|------------|----------|------------|----------|
| | | 設計時伝熱特性 | | 2002年11月27日 | | 2003年6月10日 | | 2003年6月11日 | |
| | | 説明 | 設計計算 | A | B | C | D | 性能評価 | 性能評価 |
| 全般 | | ケース名 | | | | | | | |
| 生成ガス与熱量 | kW | 生成ガス | 25.54 | | 28.39 | | 21.72 | | 30.75 |
| 伝熱管通過熱量 | kW | 原料ガス | 25.54 | | 19.97 | | 13.78 | | 20.26 |
| 原料ガス受熱量 | kW | 生成ガス | 22.21 | | 19.97 | | 13.78 | | 20.26 |
| 蒸気からの放熱分 | kW | 原料ガス | 0.08 | | 0.00 | | 0.00 | | 0.00 |
| 生成ガスから直接放熱分 | kW | 生成ガス | 0.00 | | 8.42 | | 7.94 | | 10.49 |
| バイパス弁CV19G開度 | % | | | | 25.0 | | 50.0 | | 50.0 |
| バイパス流量割合(推定) | % | | | | 15.1 | | 30.0 | | 30.0 |
| 設計条件 | | 胴側 | 管側 | 胴側 | 管側 | 胴側 | 管側 | 胴側 | 管側 |
| 流体名 | | 生成ガス | 原料ガス | 生成ガス | 原料ガス | 生成ガス | 原料ガス | 生成ガス | 原料ガス |
| 流量 | g/s | 59.2 | 50 | 58.9 | 50.0 | 48.6 | 34.0 | 68.4 | 54.2 |
| 圧力 | MPa | 4.03 | 4.31 | 4 | 4.16 | 4.03 | 4.17 | 4.06 | 4.26 |
| 入口温度 | °C | 560 | 331 | 527 | 322 | 539 | 345 | 553 | 361 |
| 出口温度 | °C | 406 | 508 | 348 | 481 | 373 | 507 | 386 | 510 |
| 伝熱 熱伝達率(計算) | W/m ² K | 811 | 744 | 808 | 744 | 692 | 547 | 910 | 794 |
| 汚れ係数 | m ² K/W | 3.44E-04 | 3.44E-04 | 1.72E-04 | 2.58E-04 | 1.72E-04 | 2.58E-04 | 1.72E-04 | 2.58E-04 |
| 熱貫流率(計算値) | W/m ² K | | 244.7 | | 265.2 | | 215.6 | | 284.3 |
| 熱貫流率(実測値) | W/m ² K | | (-) | | 267.1 | | 213.7 | | 285.4 |
| 対数平均温度差 | °C | 62.8 | | 35 | | 30.2 | | 33.2 | |
| 必要伝熱面積 | m ² | 1.597 | | 2.136 | | 2.136 | | 2.136 | |
| 実伝熱面積 | m ² | 2.136 | | 2.136 | | 2.136 | | 2.136 | |
| 伝熱面積余裕 | % | 34 | | 0 | | 0 | | 0 | |
| 伝熱管本数 | 本 | 1 | | 1 | | 1 | | 1 | |
| 必要長(実熱貫流率より) | m | | | 20.00 | | 20.00 | | 20.00 | |
| 伝熱管決定長 | m | | 20.00 | | 20.00 | | 20.00 | | 20.00 |
| 性能 熱効率 | (-) | 0.870 | | 0.700 | | 0.634 | | 0.659 | |
| 熱貫流率 | (-) | (-) | | 1.007 | | 0.991 | | 1.004 | |
| 実測値/計算値 | | | | | | | | | |

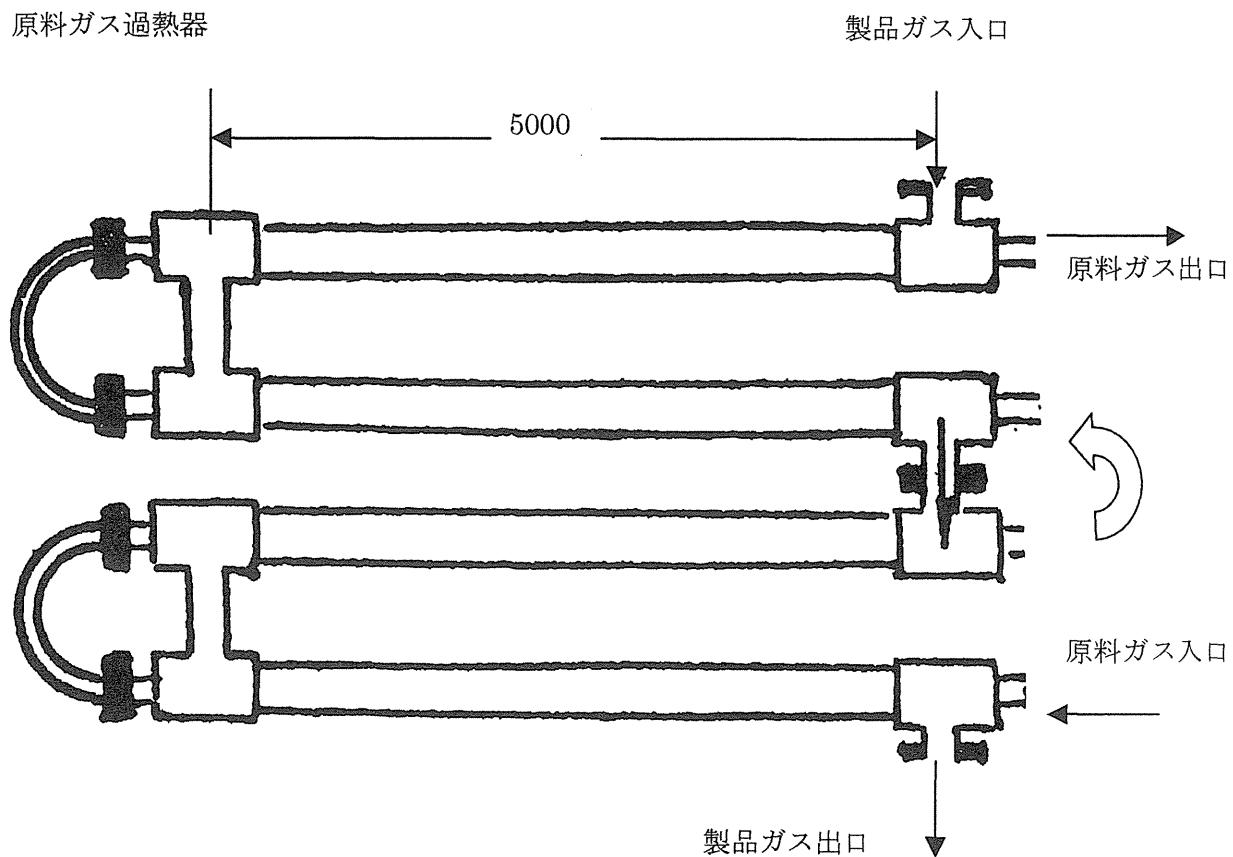


Fig.9.1 Feed gas superheater: Structure

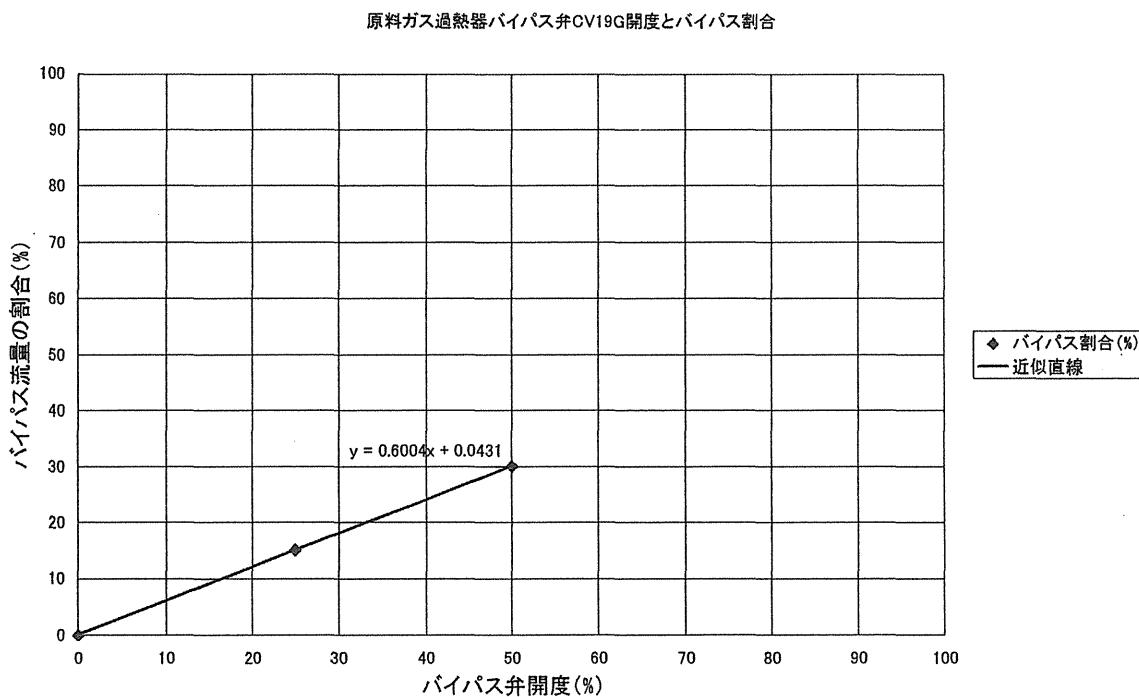


Fig.9.2 Relation between valve opening ratio and bypass flow rate

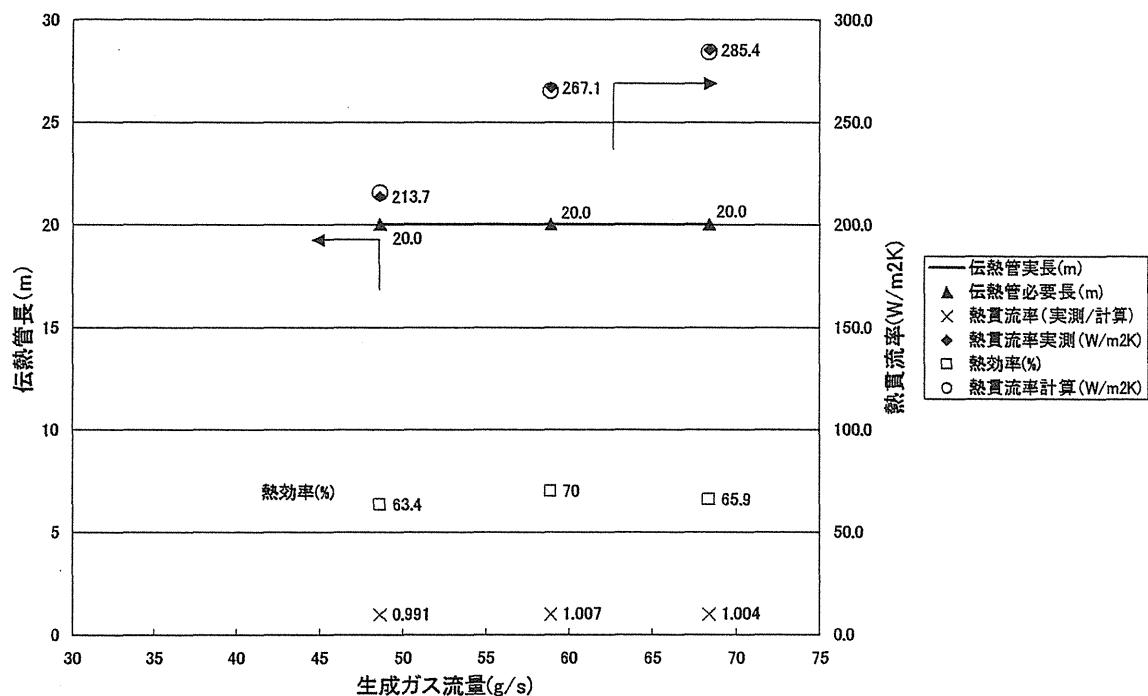


Fig.9.3 Feed gas superheater: Heat transfer characteristics

10. まとめ

以上試験装置の熱交換器の伝熱性能についてまとめたが、要点は下記の通りである。

- ① 水蒸気改質器の定格条件での熱貫流率実測値（実験で計測した伝熱量、温度差、伝熱面積から求めた値）は計算値（内外流体の流動状態から文献の式を使って熱貫流率を計算した値）の 1.063 倍、熱効率は約 70% であった。その際の内外流体の温度差算出では、水蒸気改質器のプロセスガス側は化学反応による温度変化を伴う伝熱であること、および内管の生成ガスから熱量を回収する構造を採用したため中間部で温度差が出入口温度差よりも小さくなる。そのため、熱貫流率実測値算出の際は、伝熱部のセクション毎の温度差にセクション長を掛けて平均した加重平均温度差を使用して評価を行っている。
- ② 蒸気過熱器の熱貫流率実測値は計算値とほぼ一致し、熱効率は約 69% であった。熱効率は入口配管での凝縮水量を 5~6g/s と仮定し補正済みの値である。
- ③ 蒸気発生器の熱貫流率実測値は計算値の 1.0~1.032 倍、熱効率は定格運転時で約 90% であった。
- ④ 放熱器の熱貫流率実測値は計算値の約 0.95 倍、熱効率は約 98% と推定している。冷却空気量を変えると、それに応じて飽和温度と飽和圧力が変化し、放熱器並びに蒸気発生器における交換熱量の制御に有効であることがわかった。
- ⑤ ヘリウムガス冷却器の熱貫流率実測値は計算値とほぼ一致し、熱効率は約 96% であった。バイパスがある場合の伝熱性能を評価した結果、ヘリウムガス冷却器の入口三方弁の弁開度(%)と流量配分比(冷却器流量/全流量 %)が一致することを確認した。
- ⑥ 原料ガス加熱器の熱貫流率実測値は計算値とほぼ一致し、熱効率は約 90%~92% であった。
- ⑦ 原料ガス過熱器の熱貫流率実測値は計算値とほぼ一致し、熱効率は約 63%~70% であった。

今回の検討で試験装置の各熱交換器の伝熱性能が把握でき、熱伝達式適用の妥当性が確認出来たので、すでに原案が示されている水蒸気改質法による HTTR 水素製造システムの詳細設計に記載されている各機器仕様の再評価と改善点の摘出等に生かしていきたいと考えている。また、水蒸気改質法以外の方法であっても、熱交換器は設備中に必ず含まれており、それら機器の計画、設計、評価に今回の検討結果を生かしていきたいと考えている。

謝辞

本報告書をまとめるに当たり懇切丁寧なご指導を受け賜りました、大洗研究所核熱利用研究部小川益郎部長に感謝の意を表します。また、本報告書の査読をいただいた大洗研究所熱利用システム研究グループの椎名保顕氏に謝意を表します。

参考文献

- (1) 稲垣嘉之、他、"HTTR 水素製造システム 実規模単一反応管試験装置の機能試験結果報告", JAERI-Tech 2003-034 (2003 年)
- (2) 清水明、他、"HTTR 水素製造システム 実規模単一反応管試験装置のヘリウムガス循環機の性能確認試験結果", JAERI-Tech 2003-033 (2003 年)
- (3) 尾花英朗、"熱交換器設計ハンドブック (増訂版) , " pp. 674~676 (1974)
- (4) Knudsen, K. , Katz, D. , "Heat Transfer and Pressure Drop in Annuli, Measurements on Plain and Transverse Fin Tubes Using Water," Cem. Eng. Progress, 46, 46, 490 (1950)
- (5) 日本機械学会、“伝熱工学資料改訂第 2 版,” 175 (1966)
- (6) 尾花英朗、“熱交換器設計ハンドブック (増訂版) , " p672 (1974)
- (7) Wiegand, J. H: Discussion of paper by McMillen and Larson, Trans. AIChE, vol. 41, pp. 147 (1945)
- (8) 日本機械学会、“伝熱工学資料改訂第 2 版,” 27 (1966)
- (9) Dittus, F. W., Boelter L. M. K. Univ. Calif. Pub. Eng. 2 (1930)
- (10) 尾花英朗、“熱交換器設計ハンドブック (増訂版) , " 338 (1974)
- (11) McNelly, M. J. Imp. Coll. Chem. Eng. Soc., 7 (1953)
- (12) 尾花英朗、“熱交換器設計ハンドブック (増訂版) , " pp. 544~549 (1974)
- (13) 尾花英朗、“熱交換器設計ハンドブック (増訂版) , " pp. 549~552 (1974)
- (14) 尾花英朗、“熱交換器設計ハンドブック (増訂版) , " pp. 933~948 (1974)
- (15) Briggs, D. E. and E. H. Young: Chem. Eng. Progr. Symp. Ser., vol. 59, No. 41, pp. 1~10 (1963)
- (16) 尾花英朗、“熱交換器設計ハンドブック (増訂版) , " p332 (1974)
- (17) Chato, J. C.: ASHRAE Journal Feb. pp. 52~60 (1962)
- (18) 日本機械学会、“伝熱工学資料改訂第 2 版,” 105~109 (1966)
- (19) 尾花英朗、“熱交換器設計ハンドブック (増訂版) , " 927 (1974)
- (20) Briggs, D. E. and E. H. Young: Chem. Eng. Progr. vol. 61, No. 7, pp. 71~78 (1965)
- (21) 日本機械学会、“伝熱工学資料改訂第 2 版,” p42~45 (1966)
- (22) M. Fishinden, O. A. Saunders: Introduction to Heat Transfer (1950, Oxford Clarendon Press), 132
- (23) 日本機械学会、“伝熱工学資料改訂第 3 版,” p29 (1966)
- (24) 森・中山 Mori, Y. and Nakayama, W., Int. J. Heat Mass Transf., 10 (1967), 681
- (25) 日本機械学会、“伝熱工学資料改訂第 2 版,” p165 (1966)
- (26) Zukauskas, A., Advance in Heat Transfer, (1972), 93, Academic Press
- (27) 尾花英朗、“熱交換器設計ハンドブック (増訂版) , " p926 (1974)
- (28) 尾花英朗、“熱交換器設計ハンドブック (増訂版) , " p671 (1974)
- (29) 日本機械学会、“伝熱工学資料改訂第 2 版,” p144 (1966)
- (30) 尾花英朗、“熱交換器設計ハンドブック (増訂版) , " p678 (1974)

付録

付録全般の記載方法について

付録においては kcal/h 等従来の慣用単位系での単位を小括弧（ ）で、 kW 等 SI 単位系での単位を大括弧[]で表示した。原典では慣用単位系で説明されているが、 SI 単位系にしても、右辺と左辺と共に、 SI 単位系にすれば、同一式がそのまま適用できる。大括弧[]の記載が無い場合は慣用単位系と同一である。一部、式の係数等に変更があれば、該当する式にその旨を示す。

This is a blank page.

付録 A 水蒸気改質器

付録 A-1 水蒸気改質器の熱伝達式（熱伝達率と熱貫流率の計算式）

実規模試験装置の場合伝熱管本数が 1 本で、HTTR 水素製造システムでは伝熱管本数が 37 本であるが、伝熱部の形式は全く同じで寸法が若干変わるが、同一の熱伝達式が適用できる。

A.1 水蒸気改質器

A.1.1 水蒸気改質器—管外熱伝達式： Knudsen の式⁽³⁾⁽⁴⁾

管外流体はヘリウムガスであり、直交フィンチューブを用いた環状流路における熱伝達率の式を適用する。

$$N_u = 0.039 \cdot R_e^{0.87} \cdot P_r^{0.4} \cdot \left(\frac{S}{D_e} \right)^{0.4} \cdot \left(\frac{H_f}{D_e} \right)^{-0.19}$$

$$R_e = \frac{D_e \cdot G_{\max}}{\mu}$$

$$D_e = D_2 - D_f$$

$$G_{\max} = \frac{G}{(N_t \cdot A)}$$

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot (D_2^2 - D_f^2)$$

$$\alpha_o = N_u \cdot \frac{\lambda}{D_e}$$

ここで

N_u : ヌッセルト数 (−)

λ : 管外流体の熱伝導率 (kcal/mh°C) [W/(m · K)]

D_e : アニュラー状流路の等価径 (m)

R_e : レイノルズ数 (−)

P_r : プラントル数 (−) = $C_p \cdot \rho \cdot v / \lambda = C_p \cdot \mu / \lambda$

ρ : (kg/m³) 流体の密度

v : 管外流体の動粘性係数 (m²/h) [m²/s]

S : フィン間隔 (フィンピッチからフィン厚さを差し引いたもの) (m)

H_f : フィン高さ (m)

G_{\max} : 管外流路での最大質量速度 (kg/m²h) [kg/(m² · s)]

μ : 管外流体の粘度 (kg/mh) [Pa · s または kg/(m · s)]

D_2 : 外管の内径 (m)

D_f : 内管のフィン外径 (m)

G : 流量 (kg/h) [kg/s]

N_t : チューブ本数 (−)

A : 流路断面積 (m²)

α_o : 管外熱伝達係数 (kcal/m²h°C) [W/(m² · K)]

A.1.2 水蒸気改質器の管内熱伝達の特徴

直径 5 mm、長さ 5 mm の円柱状触媒粒子を充填した反応管は、改質反応後に改質ガスから熱回収できるようにバイオネット型となっており、流路はアニュラー状（環状）である。充填層の熱伝達式は、伝熱工学資料第 2 版応用・B-a の単管状の充填層の熱伝達を示す八木国井の式を使用し、充填層が環状になっていることを考慮して、充填層直径のかわりに等価径を用いて評価する。

A.1.2.1 管内充填層の熱伝達式⁽⁵⁾

1. 記号

| | | |
|---|--|-------|
| A_w : (m ²) | 充填層を入れる管内壁表面積 | |
| A_{anu} : (m ²) | 充填層の層断面積 $A_{anu} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_i^2 - D_{ito}^2)$ | |
| a_{21} : (-) | b の関数 | |
| b : (-) | $b = (1/2) \cdot (D_t / D_p) \cdot (\alpha_w D_p / \lambda_g) / (\lambda_e / \lambda_g)$ | |
| C_p : (kcal/kg°C) [J/(kg · K)] | 流体の定圧比熱 | |
| D_p : (m) | 粒子粒径 | |
| D_i : (m) | 充填層の外径（反応管内径） | |
| D_{ito} : (m) | 充填層の内径（戻り管外径） | |
| D_t : (m) | 充填層の等価径 | |
| G : (kg/h) [kg/s] | ガス入口流量（熱交換器 1 台あたり） | |
| G_{max} : (kg/m ² h) [kg/(m ² · s)] | 層断面積あたりの質量流量 $G_{max} = G / (N_t \cdot A_{anu})$ | |
| p : (-) | 粒子表面のふく射率 | |
| P_r : (-) | プラントル数 $= C_p \cdot \rho \cdot v / \lambda_g = C_p \cdot \mu / \lambda_g = C_p \cdot g \cdot \eta / \lambda_g$ | |
| ρ : (kg/m ³) | 流体の密度 | |
| μ : (kg/mh) | η : (kgf · h/m ²) [kgf · s/m ²] | 流体の粘度 |
| g : (m/h ²) [m/s ²] | 重力加速度 (1.27 x 10 ⁸ m/h ² 、9.807 m/s ² を η, λ_g と単位を合せ使用。) | |
| R_e : (-) | レイノルズ数 $= D_p \cdot u_o / v$ | |
| t : (°C) T : [K] | 流体の温度 摂氏あるいは絶対温度 ($T = t + 273.16$) | |
| u_o : (m/h) [m/s] | 層断面積あたりのみかけ流速（単位に注意） | |
| y : (-) | $y = 4(D_p / D_t) \cdot (L / D_t) \cdot (\lambda_e / \lambda_g) / (P_r \cdot R_e)$ | |
| α_i : (kcal/m ² h°C) [W/(m ² · K)] | 反応管内壁のふく射、伝導を考慮した総括熱伝達率 | |
| α_{rs}, α_{rv} : (kcal/m ² h°C) [W/(m ² · K)] | ふく射熱伝達率 (添え字 r は radiation、s は固体、v は気体を表す) | |
| α_w : (kcal/m ² h°C) [W/(m ² · K)] | 管内壁表面における見かけの熱伝達率 | |
| α_{ws} : (kcal/m ² h°C) [W/(m ² · K)] | 流体静止時における α_w の値 | |
| α_{wt} : (kcal/m ² h°C) [W/(m ² · K)] | 管内壁表面境界層における真の熱伝達率 | |
| β : (-) | (粒子中心距離平均値) / (粒子粒径) | |
| λ_e : (kcal/mh°C) [W/(m · K)] | 流れと直角方向（半径方向）の充填層有効熱伝導率 | |
| λ_{es} : (kcal/mh°C) [W/(m · K)] | 流体静止時における充填層有効熱伝導率 | |
| λ_{ws} : (kcal/mh°C) [W/(m · K)] | 流体静止時の管内壁表面境界層での有効熱伝導率 | |

| | | |
|-----------------|--|------------------------------|
| λ_g | : (kcal/mh°C) [W/(m · K)] | 流体の熱伝導率 |
| λ_s | : (kcal/mh°C) [W/(m · K)] | 固体（触媒）の熱伝導率 |
| ψ | : (-) | 横方向流れ係数（充填層横方向重量速度/流れ方向重量速度） |
| ψ_w | : (-) | 壁近傍における横方向流れ係数 |
| Φ | : (-) | (粒子接触点近傍の流体膜有効厚さ) / (粒径) |
| ν | : (m^2/h) 流体の動粘性係数 (単位に注意) ν_g : (m^2/s) | 同左 (単位が m^2/s) |
| ε | : (-) | 空隙率 (層内の平均値) |
| ε_w | : (-) | 壁近傍の空隙率 |

2. 流体静止時における充填層有効熱伝導率 λ_{es}

$$\frac{\lambda_{es}}{\lambda_g} = \varepsilon \left[1 + \frac{\alpha_{rv} D_p}{\lambda_g} \right] + \frac{1 - \varepsilon}{\frac{1}{\Phi} + \frac{\alpha_{rs} D_p}{\lambda_g} + \left(\frac{2}{3} \right) \left(\frac{\lambda_g}{\lambda_s} \right)} \quad (1) \text{ 式}$$

ただし

$$\text{慣用単位系の時 } \alpha_{rs} = 0.1952 [p/(2-p)] \cdot \{(t+273)/100\}^3 \quad (2) \text{ 式}$$

$$\text{慣用単位系の時 } \alpha_{rv} = \left[0.1952 \left/ \left\{ 1 + \frac{\varepsilon}{2(1-\varepsilon)} \cdot \frac{1-p}{p} \right\} \right. \right] \cdot \{(t+273)/100\}^3 \quad (2) \text{ 式}$$

SI 単位系の時は係数を 1.163 倍した下記の 2 式を使用して α を [W/(m²·K)] 単位で計算する。

$$\alpha_{rs} = 0.2270 [p/(2-p)] \cdot \{(t+273)/100\}^3 \quad (2) \text{ 式 SI 単位系専用} \text{ただし } t \text{ は } ^\circ\text{C} \text{ で入力}$$

$$\alpha_{rv} = \left[0.2270 \left/ \left\{ 1 + \frac{\varepsilon}{2(1-\varepsilon)} \cdot \frac{1-p}{p} \right\} \right. \right] \cdot \{(t+273)/100\}^3 \quad (2) \text{ 式 SI 単位系専用}$$

$$\Phi = \Phi_2 + (\Phi_1 - \Phi_2) \frac{\varepsilon - 0.260}{0.216} \quad (3) \text{ 式}$$

$$\log(\Phi_1) = -0.3184 \log(\lambda_s/\lambda_g) - 0.4869 \quad \text{文献}^{(5)} \text{ 第 1 図 } \Phi_1 \text{ の近似式***}$$

$$\log(\Phi_2) = 0.2035 \log(\lambda_s/\lambda_g)^2 - 0.9233 \log(\lambda_s/\lambda_g) - 0.4758 \quad \text{文献}^{(5)} \text{ 第 1 図 } \Phi_2 \text{ の近似式}$$

式

3. 流動時の充填層有効熱伝導率 λ_e

$$\lambda_e/\lambda_g = \lambda_{es}/\lambda_g + (\psi_\beta) \cdot P_r \cdot R_e \quad (5) \text{ 式}$$

ただし (5)式の右辺第1項は(1)式より、第2項(ψ_β)は形状により次式より算出する。

$$(\psi_\beta) = -0.6538(D_p/D_t) + 0.176 \quad \text{文献}^{(5)} \text{第4図シリンド状充填物の近似式}$$

$$(\psi_\beta) = -0.3618(D_p/D_t) + 0.1301 \quad \text{文献}^{(5)} \text{第4図 球状充填物の近似式}$$

4. 充填層壁の見かけ熱伝達率 α_w

$$\frac{\alpha_w D_p}{\lambda_g} = \frac{\alpha_{ws} D_p}{\lambda_g} + \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{wt} \cdot D_p / \lambda_g} + \frac{1}{\psi_w \cdot P_r \cdot R_e}} \quad (6) \text{ 式}$$

ただし、(6)式右辺の第1項は下記(7)式と (8)式より算出しその逆数を探る。

$$\frac{1}{\alpha_{ws} \cdot D_p / \lambda_g} = \frac{1}{\lambda_{ws} / \lambda_g} - \frac{0.5}{\lambda_{es} / \lambda_g} \quad (7) \text{ 式}$$

ただし、(7)式右辺の第1項は下記 (8)式より算出しその逆数を探る。

$$\frac{\lambda_{ws}}{\lambda_g} = \varepsilon_w (2 + \alpha_{rs} \cdot D_p / \lambda_g) + \frac{1 - \varepsilon_w}{\frac{1}{\Phi_w} + \frac{\alpha_{rs} \cdot D_p}{\lambda_g} + \frac{3\lambda_s}{\lambda_g}} \quad (8) \text{ 式}$$

$$\varepsilon_w = 0.7$$

$$\log(\Phi_w) = -0.2255(\log(\lambda_s / \lambda_g)) - 0.7379 \quad \text{文献}^{(5)} \text{第1図 } \Phi_w \text{ の近似式}$$

また、(6)式の第2項分母の第1項は下記 (9)式で算出する。

$$\alpha_{wt} \cdot D_p / \lambda_g = 4 \cdot P_r^{1/3} R_e^{1/2} \quad (9) \text{ 式}$$

また、(6)式の第2項分母の第2項の ψ_w は下記のとおり一定値をとる。

$$\psi_w = 0.054$$

5. 充填層壁におけるふく射、熱伝導も考慮した総括熱伝達率 α_i

$$\alpha_i = [(D_p/D_t) \cdot (\lambda_e/\lambda_g) \cdot (a_{21} + \Phi/y)] \cdot (\lambda_g/D_p) \quad (10) \text{ 式}$$

ただし、下記の式で予め、 b 、 y 等を算出の上、 a_{21} 、 Φ を算出し、(10)式に代入する。

$$b = (1/2) \cdot (D_t/D_p) \cdot (\alpha_w D_p / \lambda_g) / (\lambda_e / \lambda_g)$$

$$y = 4(D_p/D_t) \cdot (L/D_t) \cdot (\lambda_e / \lambda_g) / (P_r \cdot R_e)$$

$$a_{21} = -0.0406 \cdot b^2 + 0.7187 \cdot b + 1.3375 \quad \text{文献}^{(5)} \text{第6図 } a_{21} \text{ の近似式}$$

$$\Phi = -0.0016 \cdot b^2 + 0.0399 \cdot b - 0.0238 \quad \text{文献}^{(5)} \text{第6図 } \Phi \text{ の近似式}$$

A.1.3 水蒸気改質器—熱通過率の計算および伝熱量の計算（伝熱管管外表面積基準）

1. 熱貫流率（熱通過率）

外面のフィンは削りだしで製作するので、単一管フィンチューブの式⁽²⁷⁾を適用する。

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_o} + r_o + r_f + \left(\frac{A_o}{A_m} \right) \cdot \frac{t_s}{\lambda} + r_i \left(\frac{A_o}{A_i} \right) + \frac{1}{\alpha_i} \left(\frac{A_o}{A_i} \right)$$

ここで

K : 热貫流率 (伝熱管管外表面積基準) (kcal/m²h°C) [W/(m² · K)]

A_o : 単位長あたりの管外周表面積 (m²/m) = $A_o = A_r + A_f$

A_r : 単位長あたりのフィン無し部表面積 (m²/m)

A_f : 単位長あたりのフィン部表面積 (m²/m)

A_m : 単位長あたりの対数平均径基準面積 (m²/m) $A_m = \pi \cdot (D_r - D_i) / \ln(D_r/D_i)$

D_f : フィン外径 (m) D_r : フィン根本径 (m)

D_i : 伝熱管内径 (m)

α_o : 管外熱伝達率 (kcal/m²h°C) [W/(m² · K)]

α_i : 管内熱伝達率 (kcal/m²h°C) [W/(m² · K)]

r_o : 管外汚れ係数 (m²h°C/kcal) [(m² · K)/W]

r_i : 管内汚れ係数 (m²h°C/kcal) [(m² · K)/W]

r_f : フィンの伝熱抵抗 (m²h°C/kcal) [(m² · K)/W] 計算法は下記

t_s : 管の厚み (m) $t_s = (D_r - D_i) / 2$

t_f : フィン厚み (m)

λ : 伝熱管の熱伝導率 (kcal/mh°C) [W/(m · K)]

2. フィンの伝熱抵抗⁽¹⁸⁾

$$r_f = \left(\frac{1}{\alpha_o} + r_o \right) \cdot \left[\frac{1 - E_f}{E_f + (A_r/A_f)} \right]$$

ただし、フィン効率 E_f (—) に関しては、フィン形状から下記 u_b (—) を計算し E_f を計算する。

$$u_b = H_f \sqrt{\left(\frac{1}{(1/\alpha_o + r_0)} \right) / (\lambda_f \cdot y_b)} \quad \text{文献⁽²⁷⁾図 7.9 および (7.14)式}$$

$E_f = \tanh(u_b) / u_b$ 伝熱工学資料（第2版）基礎・J・b 第1表一定厚さ環状フィン⁽¹⁸⁾より

ここで

$r_e = D_f / 2$ フィン外径の半分（外半径）(m)

$r_b = D_b / 2$ フィン根本径の半分 (m)

H_f : フィン高さ (m) $H_f = r_e - r_b$

λ_f : フィンの熱伝導率 (kcal/mh°C) [W/(m · K)]

y_b : フィン厚みの半分 (m) $y_b = t_f / 2$

3. 伝熱管を通しての伝熱量の計算

$$Q = A \cdot K \cdot \Delta T$$

ここで

Q : 伝熱量 (kcal/h) [W]

A : 伝熱管外表面積 (熱交換器全長分) (m^2)

K : 热貫流率 (伝熱管管外表面積基準) ($kcal/m^2h^\circ C$) [$W/(m^2 \cdot K)$]

ΔT : 管内外流体の対数平均温度差 ($^\circ C$) [K]

(脚注)

文献⁽²⁷⁾ : 尾花英朗、"熱交換器設計ハンドブック (増訂版)"

文献⁽⁵⁾ : 日本機械学会、"伝熱工学資料改訂第2版," 「充填層 : E-a」 p175 (1966)

図の近似式 : 原典ではグラフ上の曲線のみが示されていたが、今回表計算に取り込むために、曲線の適用点付近の近似式を独自に新規作成したもの

付録A-2 伝熱性能評価プログラム(2002年11月28日)

付録A-2-a 改質器運転性能速報(SI単位系)

2002年11月28日,ヒータは入り

A. 改質器内部温度等

| | TE1R | TE2R | TE3R | TE4R | TE5R | |
|----------|-------|-------|-------|-------|-------|----|
| Heガス温度 | 615 | 662 | 738 | 817 | 857 | °C |
| プロセスガス温度 | TE6R | TE7R | TE8R | TE9R | TE10R | |
| | 478 | 591 | 656 | 728 | 755 | °C |
| 内管内ガス温度 | TE11R | TE12R | TE13R | TE14R | 仮設定 | |
| | 606 | 700 | 743 | 760 | 756 | °C |
| 触媒管外壁温度 | TE15R | TE16R | TE17R | TE18R | TE19R | |
| | 618 | 663 | 736 | 812 | 852 | °C |
| ガイド管外壁温度 | TE20R | TE21R | TE22R | TE23R | TE24R | |
| | 613 | 658 | 721 | 771 | 773 | °C |
| ヒータ管外壁温度 | TE25R | TE26R | TE27R | TE28R | TE29R | |
| | 613 | 657 | 720 | 771 | 779 | °C |
| 補償ヒータ電流値 | X1R1 | X1R2 | X1R3 | X1R4 | X1R5 | |
| | 0 | 7.4 | 3 | 5.6 | 0 | A |

| | H2 | N2 | CO | CO2 | CH4 | |
|---------|------|------|------|-------|------|---|
| 原料ガス分析計 | 0 | 0.6 | 0 | 0 | 99.4 | % |
| 生成ガス分析計 | 66.6 | 0.58 | 6.74 | 11.48 | 14.6 | % |

B. 温度、流量

| | 熱交全体 | Sec1~4 | | |
|----------|-------|-----------------|----------|----------------------------|
| 入口Heガス温度 | TE18H | 880 | 857 °C | 測定 設計値は880°C |
| Heガス流量 | FT8H | 91 | g/s | 測定 |
| 出口Heガス温度 | TE21H | 610 | 615 °C | 測定 設計値は650°C |
| 入口原料ガス温度 | TE18G | 443 | 478 °C | 測定 設計値は450°C |
| メタンガス流量 | FE13G | 12.08 | g/s | 測定 |
| 水蒸気流量 | FE22S | 48 | g/s | 測定 |
| 原料ガス流量 | | 60.08 | g/s | |
| 出口製品ガス温度 | TE1C | 551 | 606 °C | 測定 設計値は600°C |
| 対数平均温度差 | Dtm | 145.0 | 118.6 °C | 計算 両端温度差より計算し ΔT_m |
| | | 加重平均 ΔT | 90.0 °C | 計算 中間部の温度差考慮し補正 |

C. 伝熱性能計算結果

| | | | | |
|-------------------|----------|-------|----------------|---|
| He与熱量 | Qs | 127.6 | 114.4 kW | 計算 $Q=(T_{in}-T_{out})*Cph*Gh$ |
| 反応管通過伝熱量 | Qtubes | 91.2 | 94.9 kW | 計算 $Qtube=Q+Qheater-Qlost$ |
| 内管与熱量 | Qnaikans | 35.4 | 25.9 kW | 計算 $Qnaikan=(T_{gb1}-T_{gbu})*Cpg*Ggas$ |
| 交換熱量(内外) | Qnaigais | 163.0 | 140.3 kW | 計算 $Qnaigai=Q+Qnaikan$ |
| 補償ヒータ入熱量 | Qheaters | 5.1 | 5.1 kW | 計算 $Qheater=Qkw*860$ |
| 原料エンタルピ上昇 | Qens | 51.5 | 45.7 kW | 計算 $Qen=(T_{gout}-T_{gin})*Cpg*Ggas$ |
| 改質反応吸熱量 | Qreforms | 75.1 | 75.1 kW | 再掲 設計値は75.5kW |
| 原料ガス受熱量 | Qmets | 126.5 | 120.8 kW | 計算 $Qmet=Qen+Qreform$ |
| 放熱損失 | Qlostos | 41.5 | 24.6 kW | 計算 $Qlost=Qnaigai+Qhtr-Qmet$ |
| 伝熱部熱効率 η_t | Heff | 0.753 | 0.831 (-) | 計算 $Heff=(Qnaigai+Qhtr-Qlost)/(Qnaigai+Qhtr)$ |
| (上端から先端部迄) | | | | $Qnoz=(TE1C-TE18G)*Cpg*Ggas$ |
| ガスノズル間受熱 | Qnozs | 17.8 | 21.1 kW | 計算 $HeffC=(Qnoz+Qrf)/(Q+Qhtr)$ |
| 全体熱効率 η_a | HeffC | 0.700 | 0.805 (-) | |
| 管外熱伝達率 α_o | Alpo | | 2324.2 W/m2K | 計算 |
| 管内熱伝達率 α_i | Alpi | | 542.4 W/m2K | 計算 |
| 熱貫流率(計算) | Kes | 141.7 | 142.0 W/m2K | 計算 内外の流動状態から計算 |
| 熱貫流率(実績) | Kepra1 | | 114.6 W/m2K | 計算 伝熱量実績,面積, ΔT_m より |
| 熱貫流率(実績)正 | Kepra3 | | 150.9 W/m2K | 計算 伝熱量,面積,加重平均 ΔT より |
| 熱伝達(実績/計画) | Kbai | | 1.063 (-) | 計算 $Kbai=Kepra3/Kes$ |
| 必要伝熱管長(計算) | Lt | 5.67 | 5.14 m 実長6.37m | 計算 $Lt=Qtube/(Ke*Dtm*Aou*Nt)$ |
| | | | | 定格水素製造 = 122Nm3/h |

D. 化学反応

| | | | | |
|------------|------|-------|----------|-----------------------------|
| 改質前メタンmol数 | Mmol | 0.755 | mol/s | 計算 $Mmol=FE13G/16$ |
| 水素製造容積 | Hvol | 122.7 | Nm3/h | 計算 $Hvol=0.0224*3600*Hmol$ |
| 水素製造量 | Hg | 3.04 | g/s | 計算 $Hg=2*Hmol$ |
| CO2、CO製造量 | Co2g | 11.62 | 4.34 g/s | 計算 $Co2g=44*Co2mol Cog=28*$ |

付録A-2-b 改質器炉外性能評価結果23その01定格11月28日。

改質器の区間を4区間に分割し、各区間の入口、出口温度から実績に基く熱貫流率を計算し、

設計で計画していた値と比較する。また内管の熱伝達、触媒管の温度を評価する。

また熱交換器全体として性能を評価する。(2001.9.14) MPaはMPaGと聞き、単位換算部を修正した。(2001.10.25) Sub水蒸気物性追加(2003.2.10)

Section毎の放熱量、化学反応量を調整。充填層近似式代入。(2003.2.13)

原料ガス側で、組成の変化(メタン-水素)を考慮した物性値をいれて計算するように改良した。(2005.2.17)

| 2002年11月28日ヒータは入り 1.実績データ記入 | | 設計計画値 | | 測定結果 熱交全体 | 単位 | 測定 系全体Heat Balanceでは 3.92MPa | | |
|---|--------------------|--|---------------------|-------------------|-------------------------------|--|--------------------|------------------------------|
| 入口Heガス圧力 | PT17H | 3.92 | | | | | | |
| 入口Heガス温度 | TE18H | 880 | | 880 | °C | 測定 TE5Rとほぼ一致を確認すること | | |
| Heガス流量 | FT8H | 91 | | 91 | g/s | 測定 | | |
| 内部圧力損失 機器内温度降下 | | 0.2379 230 | | 0.6000 270 | kg/cm ² °C | 計算 PT17H-PT22H 計算 TE18H-TE21H | | |
| 出口Heガス圧力 出口Heガス温度 | PT22H TE21H | 3.91 650 | | 3.98 610 | MPaG °C | 測定 測定 TE1Rとほぼ一致を確認すること | | |
| 入口原料ガス圧力 PT19G | | 4.29 | | 4.16 | MPaG | 測定 | | |
| 入口原料ガス温度 TE18G | | 450 | | 443 | °C | 測定 TE6Rとほぼ一致を確認する | | |
| 原料メタン流量 | FE13G | 12 | | 12.08 | g/s | 測定 流量計の読みを正しいとする | | |
| 原料水蒸気流量 窒素ガス流量 | FE22S FE9NN | 47 | | 48.0000 | g/s Nm ³ /h | 測定 | | |
| 窒素ガス流量 原料ガス流量 | FE9N Gsm | 35 0.059 | | 0.0000 0.06008 | g/s kg/s | 測定 計算 Gsm=(FE13G +FE22S+FE9N)/1000 | | |
| 内部圧力損失 | | 0.2379 | | 1.2000 120 | kg/cm ² kPa | 計算 計算 | | |
| 原料ガス/生成ガス 差圧 | DT20G | 90 | | 0.17 | MPa | 測定 | | |
| Heガス入口圧 He-製品差圧計算 機器内原料ガス 温度上昇 | PT17H 90 150 | 3.92 0 | | 4.04 0 108 | MPaG kPa °C | 再掲 計算 計算 | | |
| Heガス/生成ガス 差圧 | DT3C | 50 | | 0.04 | MPa | 測定 | | |
| 出口製品ガス圧力 PT2C | | 4.04 | | 4.04 | MPaG | 測定 | | |
| 出口製品ガス温度 TE1C | | 600 | | 551 | °C | 測定 TE11Rとほぼ一致を確認 | | |
| Heガス温度 | | 最上段上 TE21H TE1R TE2R TE3R TE4R TE5R 610 615 662 738 817 857 °C | | | | | | |
| プロセスガス温度 | | TE18G TE6R TE7R TE8R TE9R TE10R 443 478 591 656 728 755 °C | | | | | | |
| 内管内ガス温度 | | TE1C TE11R TE12R TE13R TE14R 仮設定 551 606 700 743 760 756 °C | | | | | | |
| 触媒管外壁温度 | | TE15R TE16R TE17R TE18R TE19R 618 663 736 812 852 °C | | | | | | |
| ガイド管外壁温度 | | TE20R TE21R TE22R TE23R TE24R 613 658 721 771 773 °C | | | | | | |
| ヒータ管外壁温度 | | TE25R TE26R TE27R TE28R TE29R 613 657 720 771 779 °C | | | | | | |
| ガイド管外壁温度とヒータ管外壁温度は同じレベルのものが等しければ良い | | | | | | | | |
| 原料ガス分析計 生成ガス分析計 | | H2 0 66.6 | N2 0.6 0.58 | CO 0 6.74 | CO ₂ 0 11.48 | CH ₄ 99.4 14.6 | Vol% Vol% | N2は10%が上限のため 100%-他の成分とする |
| 補償ヒータ電流値 補償ヒータ電力値 Qkw | | X1R1 0 0.00 | X1R2 7.4 3.01 | X1R3 3 0.50 | X1R4 5.6 1.57 | X1R5 0 0.00 | 合計 A 5.07 kW | |

0.各区間毎の計算の始め

| 区間名 | 記号 | 数値 熱交全体 | 数値 最上段 | 数値 Section1 | 数値 Section2 | 数値 Section3 | 数値 Section4 | 数値 Sec1~4 | 単位 | 計算式 |
|----------|--------|------------|-----------|----------------|----------------|----------------|----------------|--------------|---------------------------------------|-----|
| 区間の長さ | Ltubes | 6.37 | 0.845 | 1.87 | 1.5 | 1.5 | 1.5 | 6.37 m | 入力 | |
| 上端Heガス温度 | Thu | 610 | 610 | 615 | 662 | 738 | 817 | 615 °C | 再掲 热交換全体では Thu=TE21Hを使用 ノズルでの温度 | |

| | | | | | | | | |
|--------------------|--------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|--|
| 上端原料ガス温度 Tgu | 443 | 443 | 478 | 591 | 656 | 728 | 478 °C | 再掲 熱交換全体では Tgu=TE18Gを使用 ノズルでの温度 |
| 上端内管ガス温度 Tgbu | 551 | 551 | 606 | 700 | 743 | 760 | 606 °C | 再掲 |
| 上端触媒管壁温度 Tcatu | 618 | | 618 | 663 | 736 | 812 | 618 °C | 再掲 |
| 下端Heガス温度 Thl | 880 | 615 | 662 | 738 | 817 | 857 | 857 °C | 再掲 熱交換全体では Thl=TE18H を使用 ノズルでの温度 |
| 下端原料ガス温度 Tgl | 755 | 478 | 591 | 656 | 728 | 755 | 755 °C | 再掲 熱交換全体では Tgl=TE10R を使用 |
| 下端内管ガス温度 Tgbl | 756 | 606 | 700 | 743 | 760 | 756 | 756 °C | 再掲 |
| 下端触媒管壁温度 Tcatl | 852 | 618 | 663 | 736 | 812 | 852 | 852 °C | 再掲 |
| 1.設計条件 | 記号 | 数値 | 数値 | 数値 | 数値 | 数値 | 数値 | 計算式 |
| Heガス入口圧力 | Phin | 41.20 | 41.20 | 41.20 | 41.20 | 41.20 | 41.20 | kg/cm ² G 計算 Phin=PT17H*10.197 |
| Heガス出口圧力 | Phout | 40.58 | 40.58 | 40.58 | 40.58 | 40.58 | 40.58 | kg/cm ² G 計算 Phout=PT22H*10.197 |
| Heガス入口温度 | Thin | 880 | 615 | 662 | 738 | 817 | 857 | 857 °C 再掲 |
| Heガス出口温度 | Thout | 610 | 610 | 615 | 662 | 738 | 817 | 615 °C 再掲 |
| Heガス流量 | Ghsec | 0.091 | 0.091 | 0.091 | 0.091 | 0.091 | 0.091 | kg/s 計算 Ghsec=FT8H/1000 |
| Heガス流量 | Gh | 327.6 | 327.6 | 327.6 | 327.6 | 327.6 | 327.6 | kg/h 計算 Gh=Ghsec*3600 |
| 2.Heガスの物性計算 | | | | | | | | |
| He平均温度 | Thm | 745 | 612.5 | 638.5 | 700 | 777.5 | 837 | 736 °C 計算 Thm=(Thin+Thout)/2 |
| He平均圧力 | Phav | 40.89 | 40.89 | 40.89 | 40.89 | 40.89 | 40.89 | kg/cm ² G 計算 Phav=(Phin+Phout)/2 |
| He圧力(bar) | Pbar | 41.11 | 41.11 | 41.11 | 41.11 | 41.11 | 41.11 | bar 計算 Pbar=(Phav+1.033)*0.9807 |
| 絶対温度 | Tkel | 1018.16 | 885.66 | 911.66 | 973.16 | 1050.66 | 1110.16 | 1009.16 °K 計算 Tkel=Thm+273.16 |
| 係數 | Bbbb | 0.0023137 | 0.0024 | 0.00238 | 0.00234 | 0.00229 | 0.00226 | 0.00232 計算 Bbbb=4.5E-04+5.42/(1890+Tkel) |
| 比重 | Gammah | 1.935 | 2.223 | 2.160 | 2.024 | 1.876 | 1.776 | 1.952 kgf/m ³ 計算 Gammah=(SQR(1+4*Pbar*Bbbb/0.0207723/Tkel)-1)/Bbbb |
| 定圧比熱 | Cph | 1.2406 | 1.2406 | 1.2406 | 1.2406 | 1.2406 | 1.2406 | kcal/kg°C 固定 一定値 |
| 熱伝導率 | Lamda | 0.31321 | 0.2859 | 0.2914 | 0.3042 | 0.3195 | 0.3308 | 0.3114 kcal/mh°C 計算 Lamda=2.5542E-3*Tkel^6.69+7.9378E9*Thm/(Thm^5+4.29E14)+2.0038E-4*Gammah+2.0554E-8/(.52+Tkel/569.6) |
| 粘性係数 η | Myuseh (Etaseh) | 4.607E-06 | 4.2E-06 | 4.3E-06 | 4.5E-06 | 4.7E-06 | 4.9E-06 | 4.58E-06 kgf·s/m ² 計算 Myuseh=3.8545E-8*Tkel^6.69+5.0985E-8/(.52+Tkel/569.6)+2.7226E-11*Gammah^2 |
| 動粘性係数 ν | Nyuh | 2.335E-05 | 1.8E-05 | 1.9E-05 | 2.2E-05 | 2.5E-05 | 2.7E-05 | 2.3E-05 m ² /s 計算 Nyuh=Myuseh/Gammah *9.807 |
| 温度伝導率 | Ah | 0.1304539 | 0.10366 | 0.10876 | 0.12114 | 0.13731 | 0.15016 | 0.128575 m ² /h 計算 Ah=Lamda/Gammah/Cph |
| プラントル数 | Prh | 0.6443 | 0.6419 | 0.6421 | 0.6432 | 0.6453 | 0.6472 | 0.6441 (-) 計算 Prh=Nyuh/Ah*3600 |
| 現在のSI単位系を使った場合 | | | | | | | | |
| 密度 | Rooh | 1.935 | 2.223 | 2.160 | 2.024 | 1.876 | 1.776 | 1.952 kg/m ³ 換算 Rooh=Gammah |
| 定圧比熱 | Cphd | 5194 | 5194 | 5194 | 5194 | 5194 | 5194 | J/kgK 換算 Cphd=Cph*4.1868*1000 |
| 熱伝導率 | Lamdahd | 0.3643 | 0.3325 | 0.3389 | 0.3538 | 0.3716 | 0.3847 | 0.3622 W/mk 換算 Lamdahd=Lamda*1000/3600*4.1868 |
| 粘性係数 | Myusehp | 45.185 | 41.085 | 41.904 | 43.812 | 46.165 | 47.937 | 44.912 μPa s 換算 Myusehp=Myuseh*9.807*1E06 g=9.807m/s ² |
| 粘性係数 μ | Myusehd | 4.519E-05 | 4.11E-05 | 4.19E-05 | 4.38E-05 | 4.62E-05 | 4.79E-05 | 4.49E-05 kg/ms 換算 Myusehd=Myuseh*9.807 |
| 動粘性係数 | Nyuhd | 2.335E-05 | 1.85E-05 | 1.94E-05 | 2.16E-05 | 2.46E-05 | 2.70E-05 | 2.30E-05 m ² /s 換算 Nyuhd=Nyuh |
| 温度伝導率 | Ahd | 3.624E-05 | 2.88E-05 | 3.02E-05 | 3.37E-05 | 3.81E-05 | 4.17E-05 | 3.57E-05 m ² /s 計算 Ahd=Lamdahd/Rooh/Cphd |

| プラントル数 | Prdash | 0.6443 | 0.6419 | 0.6421 | 0.6432 | 0.6453 | 0.6472 | 0.6441 (-) | 計算 Prdash=Nyuhd/Ahd |
|---------------------------------------|-----------------|------------------|------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|-----------------------------------|--|
| 3. 改質ガス側の条件 | | | | | | | | | |
| 入口温度 | Tgin | 熱交全体 443 | 最上段 443 | Section1 478 | Section2 591 | Section3 656 | Section4 728 | Sec1~4 478 °C | 再掲 |
| 出口温度 | Treform | 755 | 478 | 591 | 656 | 728 | 755 | 755 °C | 再掲 |
| 出口温度 | Tgout | 755 | 478 | 591 | 656 | 728 | 755 | 755 °C | 再掲 |
| ガス入り口圧力 | Pgin | 42.42 | 42.42 | 42.42 | 42.42 | 42.42 | 42.42 | 42.42 kg/cm ² G | 計算 Pgin=PT19G*10.197 |
| ガス出口圧力 | Pgout | 41.20 | 41.20 | 41.20 | 41.20 | 41.20 | 41.20 | 41.20 kg/cm ² G | 計算 Pgout=PT2C*10.197 |
| ガス平均圧力 (同上) | Pgav Pgavata | 41.81 42.84 | 41.81 42.84 | 41.81 42.84 | 41.81 42.84 | 41.81 42.84 | 41.81 42.84 | 41.81 kg/cm ² G ata | 計算 Pgav=(Pgin+Pgout)/2 計算 Pgavata=Pgav+1.033 |
| 転換率 S/C | Crate | 3.5 | 3.5 | 3.5 | 3.5 | 3.5 | 3.5 | 3.5 | 参考 単に参考あと使用せず |
| 水蒸気流量 | Gw | 0.048 | 0.048 | 0.048 | 0.048 | 0.048 | 0.048 | 0.048 kg/s | 再掲 Gw=FE22S/1000 |
| メタンガス流量 窒素ガス流量 | Gme Gni | 0.01208 0.000 | 0.01208 0.000 | 0.01208 0.000 | 0.01208 0.000 | 0.01208 0.000 | 0.01208 0.000 | kg/s | 再掲 Gme=FE13G/1000 再掲 Gni=FE9N/1000 |
| 入口ガス流量 | Ggas | 216.288 | 216.288 | 216.288 | 216.288 | 216.288 | 216.288 | 216.288 kg/h | 計算 Ggas=Gsm*3600 |
| 4. 反応管等の形状データ | | | | | | | | | |
| 外(さや)管内径 | Dao | 0.1612 | 0.1612 | 0.1612 | 0.1612 | 0.1612 | 0.1612 | 0.1612 m | 入力 |
| 反応管外径(根元) | Dr | 0.1478 | 0.1478 | 0.1478 | 0.1478 | 0.1478 | 0.1478 | 0.1478 m | 入力 |
| フイン高さ | Hf | 0.002 | 0.002 | 0.002 | 0.002 | 0.002 | 0.002 | 0.002 m | 入力 |
| フイン厚み | Fthick | 0.001 | 0.001 | 0.001 | 0.001 | 0.001 | 0.001 | 0.001 m | 入力 |
| フインすきま間隔 | Fgap | 0.002 | 0.002 | 0.002 | 0.002 | 0.002 | 0.002 | 0.002 m | 入力 |
| 反応管内径 | Di | 0.1278 | 0.1278 | 0.1278 | 0.1278 | 0.1278 | 0.1278 | 0.1278 m | 入力 |
| ガス戻り管外径 | Dito | 0.0605 | 0.0605 | 0.0605 | 0.0605 | 0.0605 | 0.0605 | 0.0605 m | 入力 |
| ガス戻り管内径 | Diti | 0.0527 | 0.0527 | 0.0527 | 0.0527 | 0.0527 | 0.0527 | 0.0527 m | 入力 |
| 反応管厚み | Tthick | 0.01 | 0.01 | 0.01 | 0.01 | 0.01 | 0.01 | 0.01 m | 計算 Tthick=(Dr-Di)/2 |
| フイン外径 | Df | 0.1518 | 0.1518 | 0.1518 | 0.1518 | 0.1518 | 0.1518 | 0.1518 m | 計算 Df=Dr+2*Hf |
| 反応管さや管隙間 | Rgap | 0.0047 | 0.0047 | 0.0047 | 0.0047 | 0.0047 | 0.0047 | 0.0047 m | 計算 Rgap=(Dao-Df)/2 |
| アニユラ部等価径 | De | 0.0094 | 0.0094 | 0.0094 | 0.0094 | 0.0094 | 0.0094 | 0.0094 m | 計算 De=Dao-Df |
| 反応管本数 | Nt | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 本 | 入力 |
| 充填層長さ(仮) | Lcato | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 m | 入力 |
| 反応管熱伝導率 | Lamdat | 21 | 21 | 21 | 21 | 21 | 21 | 21 kcal/mh°C | 入力 |
| 5. 管外熱伝達計算 | | | | | | | | | |
| アニュラ部面積 | Aanu | 熱交全体 0.002311 | 最上段 0.00231 | Section1 0.00231 | Section2 0.00231 | Section3 0.00231 | Section4 0.00231 | Sec1~4 m2 | 計算 Aanu=PAI/4*(Dao^2-Df^2) |
| 重量速度 | Gmaxh | 141769 | 141769 | 141769 | 141769 | 141769 | 141769 | 141769 kg/m ² h | 計算 Gmax=Gh/(Nt*Aanu) |
| He流速 | Vh | 20.35 | 17.72 | 18.23 | 19.45 | 20.99 | 22.18 | 20.17 m/s | Vh=Gmax/Gammah/3600 |
| Re数 | Reh | 8192 | 9010 | 8834 | 8449 | 8018 | 7722 | 8242 (-) | Reh=De*Vh/Nyuh |
| Nu数の算出は尾花著「熱工学ハンドブックp674のKnudsenの式を使う | Nuh | 60.01 | 65.09 | 63.99 | 61.60 | 58.94 | 57.10 | 60.32 (-) | Nuh=0.039*Reh^0.87 *Prh^0.4*(Fgap/De)^0.4 *(Hf/De)^(-0.19) |
| 管外熱伝達率 | Alpo | 2000 | 1979 | 1984 | 1994 | 2003 | 2010 | 1998 kcal/m ² h°C | Alpo=Nuh*Lamda/De 清水設計値 Alpo=2003kcal/m ² h°C メ一力設計値 Alpo=1852kcal/m ² h°C |
| 現在のSI単位系を使った場合 | | | | | | | | | |
| 管外熱伝達率 | Alpos | 2326 | 2302 | 2307 | 2319 | 2330 | 2337 | 2324 W/m ² K | 換算 Alpos=Alpo*1.163 |

6. プロセスガスの物性値(流量の多い水蒸気は温度、圧力を入れて計算する。

メタンガスと窒素はγのみ温度圧力補正、λ、Cp、νは固定値を使う。

混合ガスの値はγ、λ、νはモル比、Cpは重量比で、加重平均する。(加重平均は厳密性には欠けるが)

熱交全体 最上段 Section1 Section2 Section3 Section4 Sec1~4

ガス側代表温度 Tgas 599 460.5 534.5 623.5 692 741.5 616.5 °C 計算 Tgas=(Tgin+Tgout)/2

混合ガス比重量 Gammag 9.532 12.166 11.508 10.191 8.874 7.557 9.532 kgf/m³ 引数 Sub(混合ガス2)Gammag

| | | | | | | | | | |
|---|------------------|------------|------------|-----------------|-----------------|----------------|-----------------|------------------------------------|---|
| 定圧比熱 | Cpgk | 0.656 | 0.615 | 0.625 | 0.646 | 0.666 | 0.687 | 0.656 kcal/kg°C | 計算 下記よりCpgk=Cpg/4186.8 |
| 熱伝導率 | Lamdagk | 0.14139 | 0.06757 | 0.08602 | 0.12293 | 0.15984 | 0.19675 | 0.14139 kcal/mh°C | 計算 Lamdagk=下記 Lamda*0.8598 |
| 粘性係数 η | Myug | 5.93E-06 | 2.71E-06 | 3.72E-06 | 5.33E-06 | 6.41E-06 | 6.97E-06 | 5.93E-06 kgf·s/m ² | 計算 Myug=Myug*Gammag/9.807 Nyugを先に計算→Myug |
| 動粘性係数 ν | Nyug | 6.11E-06 | 2.19E-06 | 3.17E-06 | 5.13E-06 | 7.08E-06 | 9.04E-06 | 6.11E-06 m ² /s | 計算 Sub(混合ガス2)Nyugより |
| 温度伝導率 | Ag | 0.02261 | 0.00903 | 0.01196 | 0.01868 | 0.02703 | 0.03790 | 0.02261 m ² /h | 計算 Ag=Lamdag/Gammag/Cpg |
| プラントル数 | Prg | 0.972 | 0.871 | 0.953 | 0.988 | 0.943 | 0.859 | 0.972 (-) | 計算 Prg=Cpg*Gammag*Nyug *3600/Lammdag |
| 現在のSI単位系を使った場合 | | | | | | | | | |
| 密度 | Roogs | 熱交全体 9.532 | 最上段 12.166 | Section1 11.508 | Section2 10.191 | Section3 8.874 | Section4 7.557 | Sec1~4 9.532 kg/m ³ | 換算 Roogs=Gammag |
| 定圧比熱 | Cpgd | 2747 | 2574 | 2617 | 2703 | 2790 | 2876 | 2747 J/kgK | 引数 Sub(混合ガス2)Cpgより *1000 |
| 熱伝導率 | Lamdagd | 0.1644 | 0.0786 | 0.1000 | 0.1430 | 0.1859 | 0.2288 | 0.1644 W/mK | 引数 Sub(混合ガス2)Lamdagより |
| 粘性係数 | Myusegpd | 58.196 | 26.606 | 36.438 | 52.234 | 62.869 | 68.343 | 58.196 μ Pa s | 換算 Myusegpd=Myug*9.807*1E06 |
| 粘性係数 μ | Myugd | 5.82E-05 | 2.66E-05 | 3.64E-05 | 5.22E-05 | 6.29E-05 | 6.83E-05 | 5.82E-05 kg/ms | 換算 Myugd=Myug*9.807 |
| 動粘性係数 ν | Nyugd | 6.11E-06 | 2.19E-06 | 3.17E-06 | 5.13E-06 | 7.08E-06 | 9.04E-06 | 6.11E-06 m ² /s | 引数 Sub(混合ガス2)Nyugより |
| 温度伝導率 | Agd | 6.28E-06 | 2.51E-06 | 3.32E-06 | 5.19E-06 | 7.51E-06 | 1.05E-05 | 6.28E-06 m ² /s | 計算 Ag=Lamdagd/Roogs/Cpgd |
| プラントル数 | Prgd | 0.9720 | 0.8714 | 0.9531 | 0.9876 | 0.9434 | 0.8589 | 0.9720 (-) | 計算 Prgd=Nyugd/Agd |
| 内管内の生成ガスの物性 | 製品ガス比重 Gammag | 7.433 | 7.433 | 7.433 | 7.433 | 7.433 | 7.433 | 7.433 kgf/m ³ | 引数 Sub(混合ガス2)Gammag |
| | 製品ガス定圧比熱 Cppgd | 2871 | 2871 | 2871 | 2871 | 2871 | 2871 | 2871 J/kgK | 引数 Sub(混合ガス2)Cpgより *1000 |
| | 製品ガス熱伝導率 Lamdagp | 0.233 | 0.233 | 0.233 | 0.233 | 0.233 | 0.233 | 0.233 W/mK | 引数 |
| | 製品動粘性係数 Nyupg | 8.88E-06 | 8.88E-06 | 8.88E-06 | 8.88E-06 | 8.88E-06 | 8.88E-06 | 8.88E-06 m ² /s | 引数 |
| 製品プラントル数 Prpg | 0.812 | 0.812 | 0.812 | 0.812 | 0.812 | 0.812 | 0.812 (-) | 計算 Prpg=Cppgd*Gammag*Nyupg/Lamdagp | |
| 製品ガス比熱慣用 Cppgk | 0.686 | 0.686 | 0.686 | 0.686 | 0.686 | 0.686 | 0.686 kcal/kg°C | 計算 Cppgk=Cppgd/4186.8 | |
| 7.充填層の計算 | | | | | | | | | |
| 反応管内壁表面積 Aw | | 0.4015 | 0.4015 | 0.4015 | 0.4015 | 0.4015 | 0.4015 | m ² | 計算 Aw=PAI*Di*1 (単位長あたり) |
| 触媒粒子粒径 Dp | | 0.005 | 0.005 | 0.005 | 0.005 | 0.005 | 0.005 | m | 入力 |
| 充填層等価径 Dt | | 0.0673 | 0.0673 | 0.0673 | 0.0673 | 0.0673 | 0.0673 | m | 計算 Dt=Di-Dito (=De) |
| 層断面積 Aanui | | 0.0099531 | 0.00995 | 0.00995 | 0.00995 | 0.00995 | 0.00995 | m ² | 計算 Aanui=PAI*(Di^2-Dito^2)/4 |
| 層断面積当り重量速度 | Gmaxg | 21731 | 21731 | 21731 | 21731 | 21731 | 21731 | kg/m ² h | 計算 Gmax=Ggas/(Aanui*Nt) |
| 粒子表面ふく射率 P | | 0.14 | 0.14 | 0.14 | 0.14 | 0.14 | 0.14 | 0.14 (-) | 入力 伝熱工学資料第2版p101 Ni線 600°C |
| 充填層半径 Rcat | | 0.0639 | 0.0639 | 0.0639 | 0.0639 | 0.0639 | 0.0639 | m | 計算 Rcat=Di/2 |
| 見かけ流速 Ugas | | 0.6332659 | 0.49617 | 0.52456 | 0.59235 | 0.68026 | 0.79881 | 0.633266 m/s | 計算 Ugas=Gmaxg/Gammag/3600 |
| 充填率 Sratio | | 0.55 | 0.55 | 0.55 | 0.55 | 0.55 | 0.55 | 0.55 (-) | 入力 |
| 空隙率 Emp | | 0.45 | 0.45 | 0.45 | 0.45 | 0.45 | 0.45 | 0.45 (-) | 計算 Emp=1-Sratio |
| ふく射熱伝導率 Aiprs | | 9.742 | 5.798 | 7.736 | 10.586 | 13.203 | 15.341 | 10.340 kcal/m ² h°C | 計算 Aiprs=0.1952*(P/(2-P)) *((Tgas+273)/(100))^3 |
| ふく射熱伝導率 Alprv | | 36.84 | 21.93 | 29.26 | 40.04 | 49.93 | 58.02 | 39.11 kcal/m ² h°C | 計算 Alprv=0.1952*(1+Emp*(1-P)/(2*(1-Emp)*P))^(-1)*((Tgas+273)/(100))^3 |
| 粒子熱伝導率 Lamdas | | 0.903 | 0.903 | 0.903 | 0.903 | 0.903 | 0.903 | 0.903 kcal/mh°C | 入力 日立報告アルミナ担体 1.05W/mK |
| 熱伝導率比 Ratespg | | 6.4 | 13.4 | 10.5 | 7.3 | 5.6 | 4.6 | 6.4 (-) | 計算 Ratespg=Lamdas/Lamdag |
| ここで伝熱工学資料第2版p176第1図よりFai1とFai2をだし、Faiを計算する。 | | | | | | | | | |
| 粒子接触点係数 Fai1 | | 0.181 | 0.143 | 0.154 | 0.173 | 0.188 | 0.201 | 0.181 (-) | 計算 第1図の近似計算式 |
| Fai2 | | 0.082 | 0.055 | 0.062 | 0.075 | 0.088 | 0.101 | 0.082 (-) | 計算 第1図の近似計算式 |

| | | | | | | | | | |
|--|----------------------|-----------------------|------------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-------------------|--|
| | Fai | 0.1687 | 0.1322 | 0.1431 | 0.1610 | 0.1758 | 0.1886 | 0.1687 (-) | 計算 Fai=Fai1+(Fai1-Fai2)*(Emp-0.260) /0.216 |
| 静止時充填層 有効熱伝達率 λ_{eo}/λ_g | Rateepgo | 3.1210979 | 4.32284 | 3.99371 | 3.46183 | 3.10395 | 2.82728 | 3.161356 (-) | 計算 Ratesepgo=Emp*(1+Alprv*Dp/Lamdag)+(1-Emp)/(1/(1/Fai+Alprs*Dp/Lamdag)+(2/3)*(Lamdag/Lamdas)) |
| Re数 Dp/Dt 横方向流れ係数 | Reg Dpdt Faibe | 519 0.074 0.127 | 1134 0.074 0.127 | 828 0.074 0.127 | 578 0.074 0.127 | 480 0.074 0.127 | 442 0.074 0.127 | 519 (-) | 計算 Reg=Dp*Ugas/Nyug 計算 Dpdt=Dp/Dt 計算 第4図の近似計算式(円柱) Faibe=-0.6538*Dpdt+0.176 |
| λ_e/λ_g | Rateepg | 67.4 | 130.3 | 104.6 | 76.2 | 60.8 | 51.2 | 67.4 (-) | 計算 Rateepg=Rateepgo+Faibe*Prg*Reg |
| λ_e | Lamdae | 9.524 | 8.804 | 8.998 | 9.365 | 9.721 | 10.067 | 9.530 kcal/m2h°C | 計算 Lamdae=Lamdag*Rateepg |
| 壁近傍の空隙率 | Empw | 0.7 | 0.7 | 0.7 | 0.7 | 0.7 | 0.7 | 0.7 (-) | 固定 Empw=0.7 伝熱工学資料 p177 |
| 流体膜厚さ/粒径 壁近傍Dw | Faiw | 0.120 | 0.102 | 0.108 | 0.117 | 0.124 | 0.130 | 0.120 (-) | 計算 第1図の近似計算式 |
| 係数 λ_{wo}/λ_g | Ratewopg | 4.10 | 4.98 | 4.82 | 4.46 | 4.19 | 3.96 | 4.16 (-) | 計算 Ratewopg=Empw*(2+Alprv*Dp/Lamdag)+(1-Emp)/((1/Faiw+Alprs*Dp/Lamdag)^(-1)+Lamdag/(3*Lamdas)) |
| $1/(\alpha_{wo} D_p / \lambda_g)$ | Rateialp | 0.0836885 | 0.08501 | 0.08216 | 0.0799 | 0.07753 | 0.07554 | 0.082267 (-) | 計算 Rateialp=1/Ratewopg-0.5/Rateepgo マイナスをそのまま計算する |
| $\alpha_{wo} D_p / \lambda_g$ | Alpwodpl | 11.95 | 11.76 | 12.17 | 12.52 | 12.90 | 13.24 | 12.16 (-) | 計算 Alpwodpl=1/Rateialp |
| 静止時の見かけ 熱伝達率 α_{wo} | Alpwo | 337.89 | 158.97 | 209.40 | 307.71 | 412.34 | 520.92 | 343.73 kcal/m2h°C | 計算 Alpwo=Alpwodpl*Lamdag/Dp |
| $\alpha_{w*} D_p / \lambda_g$ | Alpwsdpl | 90.236224 | 128.685 | 113.295 | 95.7547 | 85.9583 | 79.906 | 90.23622 (-) | 計算 Alpwsdpl=4*Prg^(1/3)*Reg^(1/2) |
| 壁近傍横方向流 れ係数 | Faiw | 0.054 | 0.054 | 0.054 | 0.054 | 0.054 | 0.054 | 0.054 (-) | 固定 |
| $\alpha_w D_p / \lambda_g$ | Alpwdpl | 32.86 | 49.50 | 43.15 | 35.83 | 31.94 | 29.54 | 33.07 (-) | 計算 Alpwdpl=Alpwodpl+(1/Alpwsdpl+1/(Faiw*Prg*Reg))^(1/2) |
| 係数b | Bbb | 3.28 | 2.56 | 2.78 | 3.17 | 3.53 | 3.89 | 3.30 (-) | 計算 Bbb=(1/2)*(Dt/Dp)*Alpwdpl/Rateepg |
| 係数a21 | A21 | 3.26 | 2.91 | 3.02 | 3.21 | 3.37 | 3.52 | 3.27 (-) | 計算 第6図の近似計算式 |
| $\Phi(b)$ | Faib | 0.090 | 0.068 | 0.075 | 0.086 | 0.097 | 0.107 | 0.091 (-) | 計算 第6図の近似計算式 |
| 係数y | Yy | 3.54 | 3.49 | 3.51 | 3.54 | 3.56 | 3.57 | 3.54 (-) | 計算 Yy=4*(Dp/Dt)*(Lcato/Dt)*Rateepg/(Prg*Reg) |
| $\alpha_i D_p / \lambda_g$ 管壁温度での 熱伝達率係数 | Alpidpl | 16.44 | 28.35 | 23.63 | 18.28 | 15.35 | 13.48 | 16.49 (-) | 計算 Alpidpl=(Dp/Dt)*Rateepg*(A21+Faib/Yy) |
| 管内熱伝達率 α_i : Alpi | | 464.86 | 383.14 | 406.59 | 449.48 | 490.80 | 530.60 | 466.35 kcal/m2h°C | 計算 Alpi=Alpidpl*Lamdag/Dp 清水設計値 Alpi=17kcal/m2h°C メガ設計値 Alpi=719.6kcal/m2h°C |
| 現在のSI単位系を使った場合 管内熱伝達率 | Alpis | 540.6 | 445.6 | 472.9 | 522.7 | 570.8 | 617.1 | 542.4 W/m2K | 換算 Alpis=Alpi*1.163 |
| 8.総括伝熱計算 フイン管フイン 表面積(単位長) | Afu | 熱交全体 0.7864 | 最上段 0.7864 | Section1 0.7864 | Section2 0.7864 | Section3 0.7864 | Section4 0.7864 | Sec1~4 m2 | 計算 Afu=Df*PAI*(1/3)+(PAI/4)*(Df^2-Dr^2)*(1000/3)*2 |
| フイン管裸管部 表面積(単位長) | Abu | 0.3096 | 0.3096 | 0.3096 | 0.3096 | 0.3096 | 0.3096 | 0.3096 m2 | 計算 Abu=Dr*PAI*(2/3) |
| フイン管管外周 表面積(単位長) | Aou | 1.0960 | 1.0960 | 1.0960 | 1.0960 | 1.0960 | 1.0960 | 1.0960 m2 | 計算 Aou=Afu+Abu |

| | | | | | | | | | |
|---------------------|----------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|--------------------------------|--|
| フィン管 管内表面積(単位長) | Aiu | 0.4015 | 0.4015 | 0.4015 | 0.4015 | 0.4015 | 0.4015 | 0.4015 m ² | 計算 Ai _u =Di*PAi*1 |
| 対数平均径 | Dml | 0.1376 | 0.1376 | 0.1376 | 0.1376 | 0.1376 | 0.1376 | 0.1376 m | 計算 D _{ml} =(D _r -D _i)/LN(D _r /D _i) |
| 平均周面積(単位長) | Amu | 0.4322 | 0.4322 | 0.4322 | 0.4322 | 0.4322 | 0.4322 | 0.4322 m ² | 計算 Am _u =D _{ml} *PAi*1 |
| フィン厚さの半分 フィン形状係数 | Yb Ub | 0.0005 0.87 | 0.0005 0.87 | 0.0005 0.87 | 0.0005 0.87 | 0.0005 0.87 | 0.0005 0.87 | 0.0005 m | 計算 Y _b =F _{thick} /2 計算 U _b =(D _f /2 - Dr/2)*SQRT((1/(1/Alpo+Ro))/((Lamdat*Y _b))) |
| フィン効率 Ef | Ef | 0.805 | 0.807 | 0.806 | 0.806 | 0.805 | 0.804 | 0.805 | 計算 Ef=TANH(U _b)/U _b |
| 管内よごれ係数 | Ri | 0.0002 | 0.0002 | 0.0002 | 0.0002 | 0.0002 | 0.0002 | 0.0002 m ² h°C/kcal | 計算 天然ガスの汚れ係数伝熱工学p239 |
| 管外汚れ係数 | Ro | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 m ² h°C/kcal | 入力 Heガスなので汚れ無し |
| フィン抵抗 | Rf | 8.125E-05 | 8.1E-05 | 8.1E-05 | 8.1E-05 | 8.1E-05 | 8.13E-05 | m ² h°C/kcal | 計算 R _f =(1/Alpo+Ro)*(1-Ef)/(Ef+Abu/Afu) |

9.総括伝熱係数(熱貫流率)外周伝熱面積基準

| | | | | | | | | | |
|--------------|-------|----------|---------|---------|---------|---------|---------|---------------------------------|--|
| 熱貫流率の逆数(1/U) | Keinv | 0.008207 | 0.00946 | 0.00905 | 0.00841 | 0.00790 | 0.00748 | 0.00819 m ² h°C/kcal | 計算 Ke _{inv} =1/Alpo+Ro+Rf+(T _{thick} /Lamdat)*(Aou/Amu)+(1/Alpi)*(Aou/Aiu)+Ri*(Aou/Ai _u) |
|--------------|-------|----------|---------|---------|---------|---------|---------|---------------------------------|--|

| | | | | | | | | | |
|-----------------------|-----|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------------------------------|-----------------|
| 熱貫流率(U) | Ke | 121.84 | 105.65 | 110.46 | 118.91 | 126.65 | 133.74 | 122.12 kcal/m ² h°C | 計算 Ke=1/Keinv |
| <u>現在のSI単位系を使った場合</u> | | | | | | | | | |
| 熱貫流率(U) | Kes | 141.70 | 122.87 | 128.47 | 138.29 | 147.29 | 155.54 | 142.02 W/m ² K | 換算 Kes=Ke*1.163 |

| | | | | | | | | | |
|--------|-------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------------------------------|---|
| 管外熱抵抗 | Rao | 0.00050 | 0.00050 | 0.00050 | 0.00050 | 0.00050 | 0.00050 | 0.00050 m ² h°C/kcal | 計算 Rao=1/Alpo |
| 管外汚れ係数 | Ro | 0.00000 | 0.00000 | 0.00000 | 0.00000 | 0.00000 | 0.00000 | 0.00000 m ² h°C/kcal | 再掲 |
| フィン抵抗 | Rf | 0.00008 | 0.00008 | 0.00008 | 0.00008 | 0.00008 | 0.00008 | 0.00008 m ² h°C/kcal | 再掲 |
| 伝熱管熱抵抗 | Rtube | 0.00121 | 0.00121 | 0.00121 | 0.00121 | 0.00121 | 0.00121 | 0.00121 m ² h°C/kcal | 計算 Rtube=(T _{thick} /Lamdat)*(Aou/Amu) |
| 管内汚れ係数 | Rid | 0.00055 | 0.00055 | 0.00055 | 0.00055 | 0.00055 | 0.00055 | 0.00055 m ² h°C/kcal | 計算 Rid=Ri*(Aou/Aiu) |
| 管内熱抵抗 | Rai | 0.00587 | 0.00671 | 0.00607 | 0.00556 | 0.00514 | 0.00585 | 0.00585 m ² h°C/kcal | 計算 Rai=(1/Alpi)*(Aou/Aiu) |

| | | | | | | | | | |
|----------------------------|------|-------|----------|----------|----------|----------|--------|---------|--|
| 10.対数平均温度差 | 熱交全体 | 最上段 | Section1 | Section2 | Section3 | Section4 | Sec1~4 | ℃ | 計算 Dt _{low} =Thin-Tgout |
| 反応管下端温度差 D _{tlow} | | 125 | 137 | 71 | 82 | 89 | 102 | 102 ℃ | 計算 Dt _{up} =Thout-Tgin |
| 反応管上端温度差 D _{tp} | | 167 | 167 | 137 | 71 | 82 | 89 | 137 ℃ | |
| 対数平均温度差 Dtm | | 145.0 | 151.5 | 100.4 | 76.4 | 85.5 | 95.4 | 118.6 ℃ | 計算 Dtm=(Dt _{up} -Dt _{low})/LN(Dt _{up} /Dt _{low}) |
| 加重平均温度差 Dtmm | | | | | | | | 90.0 ℃ | 計算 Dtmm=Σ(Dtm*Ltubes)/Σ |

11-0 水蒸気改質反応の計算

| | | | | | | | | | |
|----------------|-------|-----------------|--|--|--|--|--------|-------|--|
| 改質前メタンmol数 | Mmoli | 0.7550 | | | | | | mol/s | 計算 M _{moli} =FE13G/16 |
| 改質前蒸気mol数 | Smoli | 2.6667 | | | | | | mol/s | 計算 S _{moli} =FE22S/18 |
| 改質前窒素% | Ranin | 0.6 | | | | | | % | 再掲 無視する。 |
| 改質前メタン% | Pamin | 99.4 | | | | | | % | 再掲 |
| 入口組成 mol% | | | | | | | | | |
| メタン | CH4 | 22.1 | | | | | | % | 計算 =M _{moli} /(M _{moli} +S _{moli})*100 |
| エタン | C2H6 | 0 | | | | | | % | |
| プロパン | C3H8 | 0 | | | | | | % | |
| ブタン | C4H10 | 0 | | | | | | % | |
| 水蒸気 | H2O | 77.9 | | | | | | % | 計算 =S _{moli} /(M _{moli} +S _{moli})*100 |
| 水素 | H2 | 0 | | | | | | % | |
| 1酸化炭素 | CO | 0 | | | | | | % | |
| 2酸化炭素 | CO2 | 0 | | | | | | % | |
| 出口組成 ただし凝縮水除去後 | | | | | | | | | |
| 改質後水素% | Rah | 66.6 | | | | | | % | 再掲 |
| 改質後窒素% | Ran | 0.58 | | | | | | % | 再掲 |
| 改質後CO% | Raco | 6.74 | | | | | | % | 再掲 |
| 改質後CO2% | Raco2 | 11.48 | | | | | | % | 再掲 |
| 改質後メタン% | Ram | 14.6 | | | | | | % | 再掲 |
| CO2比率 | Co2ra | 0.630 | | | | | (-) | | 計算 Co _{2ra} =Raco2/(Raco2+Raco) |
| Co比率 | Cora | 0.370 | | | | | (-) | | 計算 Cora=Raco/(Raco2+Raco) |
| 係数 転化率 | Kei X | 20.679 0.555 | | | | | (-) | | 計算 Kei=Ram*Co2ra+Raco2 計算 X=Raco2/Kei |
| CO2吸熱量 | Qco2 | 10.407 | | | | | kcal/s | | 計算 Q _{co2} =165/4.187*M _{moli} *X*Co2ra |
| CO吸熱量 | Qco | 7.628 | | | | | kcal/s | | 計算 Q _{co} =206/4.187*M _{moli} *X*Corra |
| 全体吸熱量 | Qref | 18.036 | | | | | kcal/s | | 計算 Q _{ref} =Q _{co2} +Q _{co} |

| | | | | | | | | | | |
|---------------------------|----------|---------|---------|----------|---|----------|----------|---------|-------------------------|---|
| 全体吸熱量2 | Qref2 | 17.925 | | kcal/s | 計算 Sub(反応熱計算)より | | | | | |
| 全体吸熱量/時間 | Qreform | 64530 | | kcal/h | 計算 Qreform=Qref2*3600 maker計画:67320→122Nm3 | | | | | |
| CO2製造mol数 | Co2mol | 0.264 | | mol/s | 計算 Co2mol=Mmol*X*Co2ra | | | | | |
| CO製造mol数 | Comol | 0.155 | | mol/s | 計算 Comol=Mmol*X*Cora | | | | | |
| 水素製造mol数 | Hmol | 1.522 | | mol/s | 計算 Hmol=4*Co2mol+3*Comol | | | | | |
| 水素製造容積 | Hvol | 122.7 | | Nm3/h | 計算 Hvol=0.0224*3600*Hmol | | | | | |
| 改質後メタンmol数 | Mmol | 0.334 | | mol/s | 計算 Mmol=Hmol*(Ram/Rah) | | | | | |
| CO2製造量 | Co2g | 11.620 | | g/s | 計算 Co2g=44*Co2mol | | | | | |
| CO製造量 | Cog | 4.341 | | g/s | 計算 Cog=28*Comol | | | | | |
| 水素製造量 | Hg | 3.043 | | g/s | 計算 Hg=2*Hmol | | | | | |
| 改質後メタン量 | Mg | 5.337 | | g/s | 計算 Mg=16*Mmol Mg=FE13G*(1-X)も可 | | | | | |
| 改質後水蒸気量 | Sg | 35.739 | | g/s | 計算 Sg=Fe13G+FE22S-Hg -Co2g-Cog-Mg | | | | | |
| 改質後蒸気mol数 | Smol | 1.986 | | mol/s | 計算 Smol=Sg/18 | | | | | |
| 改質後合計mol数 | Tmol | 4.260 | | mol/s | 計算 Tmol=Co2mol+Comol+Hmol +Mmol+Smol | | | | | |
| 出口組成 mol% | | | | | | | | | | |
| メタン | CH4 | 7.83 | | % | 計算 =Mmol/Tmol*100 | | | | | |
| エタン | C2H6 | 0 | | % | | | | | | |
| プロパン | C3H8 | 0 | | % | | | | | | |
| ブタン | C4H10 | 0 | | % | | | | | | |
| 水蒸気 | H2O | 46.61 | | % | 計算 | | | | | |
| 水素 | H2 | 35.72 | | % | 計算 =Smol/Tmol*100 | | | | | |
| 1酸化炭素 | CO | 3.64 | | % | 計算 =Hmol/Tmol*100 | | | | | |
| 2酸化炭素 | CO2 | 6.20 | | % | 計算 =Comol/Tmol*100 計算 =Co2mol/Tmol*100 | | | | | |
| 11.伝熱計算 | | | | | | | | | | |
| 交換熱量(He) | Q | 熱交全体 | 最上段 | Section1 | Section2 | Section3 | Section4 | Sec1~4 | kcal/h | 計算 Q=(Thin-Thout)*Cph*Gh |
| 内管放熱量 | Qnaikan | 109734 | 2032 | 19102 | 30888 | 32107 | 16257 | 98354 | kcal/h | 計算 Qnaikan=(Tgb1-Tgbu)*Cpapk*Ggas |
| 交換熱量(内外) | Qnaigai | 30403 | 8157 | 13941 | 6377 | 2521 | -593 | 22246 | kcal/h | |
| 補償ヒータ入熱量 | Qheater | 4364 | 0 | 2590 | 426 | 1348 | 0 | 4364 | kcal/h | 計算 Qnaigai=Q+Qnaikan 計算 Qheater=Qkw*860 |
| 原料ガスエンタルピー上昇 | Qmeten | 44268 | 4654 | 15277 | 9078 | 10376 | 4011 | 39302 | kcal/h | 計算 Qmeten=(Tgout-Tgin)*Cpg*Ggas |
| 改質反応に使われるべき熱量 | Qreformi | | | 20356 | 28613 | 25601 | 11652 | 85662 | kcal/h | 計算 Qreformi=Qnaigai+Qheater-Qmeten |
| 改質反応吸熱量 | Qreform | 64530 | 0 | 15334 | 21555 | 19285 | 8778 | 64530 | kcal/h | 再掲 Sec分=Qreformiで比例配分 |
| 原料ガス受熱量 | Qmet | 108798 | 4654 | 30611 | 30632 | 29662 | 12789 | 103832 | kcal/h | 計算 Qmet=Qmeten+Qreform |
| 放熱損失 | Qlost | 35703 | 5535 | 5021 | 7059 | 6315 | 2874 | 21132 | kcal/h | 計算 Qlost=Qnaigai+Qhtr-Qmet |
| 反応管通過熱量 | Qtube | 78395 | -3503 | 16670 | 24255 | 27140 | 13382 | 81586 | kcal/h | 計算 Qtube=Q+Qheater-Qlost |
| 熱効率 η_a (上端から先端部) | Heff | 0.753 | 0.457 | 0.859 | 0.813 | 0.824 | 0.816 | 0.831 | (-) | 計算 Heff=(Qnaigai+Qhtr-Qlost)/(Qnaigai+Qhtr) |
| ガスノズル間受熱 | Qnoz | 15323 | | | | | 18161 | | kcal/h | 計算 Qnoz=(TE1G-TE18G)*Cpg*Gas |
| 熱効率 η_b | HeffB | 0.728 | | | | | 0.841 | (-) | | 計算 HeffB=(Qnoz+Qreform)/Q |
| 熱効率 η_c (含Htr) | HeffC | 0.700 | | | | | 0.805 | (-) | | 計算 HeffC=(Qnoz+Qreform)/(Q+Qheater) |
| 伝熱面積 (外周面積基準) | A | 6.2116 | 0.1270 | 1.7222 | 3.4014 | 2.9668 | 1.2748 | 6.7885 | m ² | 計算 A=Q/(Ke*Dtm) |
| 伝熱面積修正 | Amod | | | 1.5030 | 2.6710 | 2.5078 | 1.0494 | 5.6312 | m ² | 計算 Amod=Qtube/(Ke*Dtm) |
| 反応管長さ(計算) | Ltube | 5.668 | 0.116 | 1.571 | 3.103 | 2.707 | 1.163 | 6.194 | m | 計算 Ltube=A/(Aou*Nt) 清水設計値Ltube=6.027m メカ設計値Ltube=3.98m Ltube=Amod/(Aou*Nt) |
| 反応管長さ(計算) | Ltubem | | | | 1.371 | 2.437 | 2.288 | 0.957 | 5.138 m | |
| 放熱補正 | | | | | | | | | | |
| 反応管長さ(実際) | Ltubes | 6.370 | 1.700 | 1.870 | 1.500 | 1.500 | 1.500 | 6.370 | m | 既定 設計時清水は23.9%余裕、 メカは80%余裕 |
| 触媒管の 熱貫流率(設計) | Ke | 121.844 | 105.653 | 110.463 | 118.911 | 126.647 | 133.740 | 122.119 | kcal/m ² h°C | 再掲 清水設計値Ke=122 メカ設計値Ke=180 |
| 放熱量0と仮定し ての熱貫流率偽 | Kepra | 108.407 | 14.483 | 92.820 | 246.023 | 228.548 | 103.706 | 118.743 | kcal/m ² h°C | 計算 Kepra=Q/(Aou*Nt*Ltubes*Dtm) |
| 伝熱量と補正無温 | Kepra1 | 77.448 | | 81.006 | 193.192 | 193.192 | 85.369 | 98.499 | kcal/m ² h°C | 計算 Kepra1=(Q+Qheater-Qlost)/(Aou*Nt*Ltubes*Dtm) |
| 度差から熱貫流率 差から熱貫流率副 | Kepra2 | | | | | | | 131.552 | kcal/m ² h°C | 計算 Kepra2=Q*HeffB/(Aou*Nt*Ltubes*Dtm) |
| 伝熱量と補正温度 | Kepra3 | | | | | | | 129.794 | kcal/m ² h°C | 計算 Kepra3=(Q+Qheater-Qlost)/(Aou*Nt*Ltubes*Dtm) |
| 差から熱貫流率正 | | | | | | | | 1.063 | (-) | 計算 Kbai=Kepra3/Ke 汚れ分で7%アップ |
| 熱貫流率倍数 | Kbai | | | | | | | | | |
| 現在のSI単位系を使った場合 | | 熱交全体 | 最上段 | Section1 | Section2 | Section3 | Section4 | Sec1~4 | | |
| 交換熱量(He) | Qs | 127.6 | 2.4 | 22.2 | 35.9 | 37.3 | 18.9 | 114.4 | kW | 換算 Qs=Q/859.8 |
| 内管放熱量 | Qnaikans | 35.4 | 9.5 | 16.2 | 7.4 | 2.9 | -0.7 | 25.9 | kW | 換算 Qnaikans=Qnaikan/859.8 |
| 交換熱量(内外) | Qnaogais | 163.0 | 11.9 | 38.4 | 43.3 | 40.3 | 18.2 | 140.3 | kW | 換算 Qnaogais=Qnaigai/859.8 |
| 補償ヒータ入熱量 | Qheaters | 5.1 | 0.0 | 3.0 | 0.5 | 1.6 | 0.0 | 5.1 | kW | 換算 Qheaters=Qheater/859.8 |

| | | | | | | | | | |
|-----------------|-------------------|--------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|--------------------|--|
| 原料ガスエンタルピー上昇 | Qmetens | 51.5 | 5.4 | 17.8 | 10.6 | 12.1 | 4.7 | 45.7 kW | 換算 Qmetens=Qmeten/859.8 |
| 改質反応吸熱量 | Qreforms | 75.1 | 0.0 | 17.8 | 25.1 | 22.4 | 10.2 | 75.1 kW | 換算 Qreforms=Qreform/859.8 |
| メタン受熱量 | Qmets | 126.5 | 5.4 | 35.6 | 35.6 | 34.5 | 14.9 | 120.8 kW | 換算 Qmets=Qmet/859.8 |
| 放熱損失 反応管通過熱量 | Qlostos Qtubes | 41.5 91.2 | 6.4 -4.1 | 5.8 19.4 | 8.2 28.2 | 7.3 31.6 | 3.3 15.6 | 24.6 kW 94.9 kW | 換算 Qlostos=Qlostp/859.8 換算 Qtubes=Qtube/859.8 |
| ガスノズル間受熱 | Qnozs | 17.8 | | | | | | 21.1 kW | 換算 Qnozs=Qnoz/859.8 |

12.内管(戻り管)を通しての伝熱計算

| | | 熱交全体 | 最上段 | Section1 | Section2 | Section3 | Section4 | Sec1~4 | |
|----------------------|----------|-----------------------------------|---------|----------|----------|----------|----------|---------------------------------|--|
| 管外熱伝達率 | Alpbao | 464.86 | 383.14 | 406.59 | 449.48 | 490.80 | 530.60 | 466.35 | kcal/m ² h°C 計算 反応管の管内熱伝達率と同じとした |
| 管内流体の物性値 管内流速 | Ugasba | 3.831 | 3.831 | 3.831 | 3.831 | 3.831 | 3.831 | 3.831 m/s | 管内流体は出口製品ガス組成、平均温度で算出 計算 Ugasba=Ggas/(PAI*Dit)^2*Gamma_pg/4)/3600*1.034 1.034は熱電対支持管補正 |
| 管内Re数 | Reba | 22729 | 22729 | 22729 | 22729 | 22729 | 22729 | 22729 (-) | 計算 Reba=Ugasba*Dit/Nyupg |
| 管内Nu数 | Nuba | 64.70 | 64.70 | 64.70 | 64.70 | 64.70 | 64.70 | 64.70 (-) | 計算 Nuba=0.023*Reba^0.8*Prpg^0.4 |
| 管内熱伝達率 | Alpbai | 246.34 | 246.34 | 246.34 | 246.34 | 246.34 | 246.34 | 246.34 kcal/m ² h°C | 計算 Alpbai=Nuba*Lambda_pg/Dit |
| 戻り管内半径 | R1 | 0.02635 | 0.02635 | 0.02635 | 0.02635 | 0.02635 | 0.02635 | 0.02635 m | 計算 R1=Dit/2 |
| 戻り管外半径 | R2 | 0.03025 | 0.03025 | 0.03025 | 0.03025 | 0.03025 | 0.03025 | 0.03025 m | 計算 R2=Dto/2 |
| 戻り管熱伝導率 | Lamda12 | 16.3 | 16.3 | 16.3 | 16.3 | 16.3 | 16.3 | 16.3 kcal/mh°C | 入力 材質SUS、伝熱工学第4版 p318オースティナイト600°C *0.8598で単位換算 |
| 総括熱抵抗 | Netut | 0.0061564 | 0.00656 | 0.00642 | 0.00622 | 0.00606 | 0.00592 | 0.00615 m ² h°C/kcal | 計算 Netut=1/Alpbai+R1*LN(R2/R1)/Lamda12+R1/(R2*Alpbao) |
| 熱伝達係数 | K12 | 162.43 | 152.53 | 155.64 | 160.76 | 165.09 | 168.80 | 162.59 kcal/m ² h°C | 計算 K12=1/Netut、内径基準 |
| セクション管長 | Ltubes | 6.37 | 0.845 | 1.87 | 1.5 | 1.5 | 1.5 | 6.37 m | 再掲 |
| 内径基準伝熱面積 As | | 1.0546 | 0.1399 | 0.3096 | 0.2483 | 0.2483 | 0.2483 | 1.0546 m ² | 計算 As=PAI*Dit*Ltubes |
| 上端温度差 | Dt1 | 108 | 108 | 128 | 109 | 87 | 32 | 128 °C | 計算 Dt1=Tgbu-Tgu |
| 下端温度差 | Dt2 | 1 | 128 | 109 | 87 | 32 | 1 | 1 °C | 計算 Dt2=Tgb1-Tg1 |
| 対数平均温度差 | Dtm12 | 22.85 | 117.72 | 118.25 | 97.59 | 54.99 | 8.94 | 26.17 °C | 計算 Dtm12=(Dt1-Dt2)/LN(Dt1/Dt2) |
| 戻り管伝熱量 | Qba | 3915 | 2512 | 5698 | 3896 | 2255 | 375 | 4488 kcal/h | 計算 Qba=K12*As*Dtm12 |
| 内管内温度降下 | Tdrop | 27.59 | 18.89 | 42.15 | 27.90 | 15.64 | 2.52 | 107.10 °C | 計算 Tdrop=Qba/(Ggas*Cpg) 内管の温度降下はセクションに分けてたし合わせた値の方が正確だろう |
| 同上(実績) | Tdroppra | 上記Tdrop はDt2が微 小=誤差大 205 | 55 | 94 | 43 | 17 | -4 | 205 °C | 計算 Tdroppra=Tgb1-Tgbu メカ設計値は定格で Tdrop=180°C? |
| 内管を通じての熱 伝達係数(理論) | K12 | 162.43 | 152.53 | 155.64 | 160.76 | 165.09 | 168.80 | kcal/m ² h°C | 再掲 K12=1/Netut、内径基準 |
| 熱伝達係数(実績) | K12pra | 444.06 | 347.14 | 247.79 | 179.40 | -267.53 | | kcal/m ² h°C | 計算 K12pra=Cpg*Ggas*Tdroppra/(As*Dtm12) |

13.化学反応に使用されたエネルギーの量の計算

| | | 熱交全体 | 最上段 | Section1 | Section2 | Section3 | Section4 | Sec1~4 | |
|----------------------------|-------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|--------------------------|-------------------------------|
| Heガス比熱 メタンガス比熱 水蒸気比熱 | Cph Cpm Cps | 1.2406 | 1.2406 | 1.2406 | 1.2406 | 1.2406 | 1.2406 | 1.2406 kcal/kg°C | 入力 再掲 kJ=0.23884kcal |
| 原料ガス比熱 製品ガス比熱 | Cpg Cppg | 0.656 0.686 | 0.615 0.686 | 0.625 0.686 | 0.646 0.686 | 0.666 0.686 | 0.687 0.686 | 0.656 0.686 kcal/kg°C | 再掲 Cps=Cpw 再掲 再掲 |
| Heガスから入熱 | Qhe | 30.482 | 0.564 | 5.306 | 8.580 | 8.919 | 4.516 | 27.320 kcal/s | 計算 Qhe=Cph*Ghsec*(Thin-Thout) |
| 戻り管から入熱 | Qprod | 8.445 | 2.266 | 3.872 | 1.771 | 0.700 | -0.165 | 6.179 kcal/s | 計算 Qprod=Cppg*Gsm*(Tgb1-Tgbu) |
| メタンガスの受熱 | Qmet | | | | | | | kcal/s | 計算 Qmet=Cpm*Gme*(Tgl-Tgu) |

| 水蒸気の受熱 窒素ガスの受熱 | Qste Qni | | | | | | | | | kcal/s kcal/s | 計算 Qste=Cps*Gw*(Tgl-Tgu) 計算 Qni=Cpn*Gni*(Tgl-Tgu) | | |
|---------------------------------|----------------------|-------------------|------------|----------------------------------|--|-----------------|-----------------------|---------------|----------------|---|--|--|--|
| プロセスガス自身 のエンタルビ上昇 | Qgas | 12.297 | 1.293 | 4.244 | 2.522 | 2.882 | 1.114 | 10.917 | kcal/s | | 再掲 | | |
| 化学反応+放熱 | Qchlos | 27.842 | 1.538 | 5.654 | 7.948 | 7.111 | 3.237 | 23.795 | kcal/s | 計算 Qchlos=Qhe+Qprod +Qhtr/3600-Qgas | | | |
| 放熱量Qloss | Qloss | 9.917 | 1.538 | 1.395 | 1.961 | 1.754 | 0.798 | 5.870 | kcal/s | 計算 Qloss=Qlost/3600 | | | |
| 化学反応に使用 されたエネルギー | Qche | 17.925 | 0.000 | 4.259 | 5.987 | 5.357 | 2.438 | 17.925 | kcal/s | 計算 Qche=Qchlos-Qloss | | | |
| 改質全体、計画 必要化学エネルギー (改質シフト) | Qplan | 18.70 | | | | | | | kcal/s | 入力 メタン12g→5.1g (6.9g=0.43mol消費) CO2 0g→11g(0.25mol) 水素 0g→3.0g(1.5mol) | | | |
| 計画達成率 セクション寄与率 寄与率の合計 | Rateatai Ratesect | 0.959 1.000 | | 0.238 Section1+ 触媒な く放熱 | 0.334 Section2+ Section3+ Section4= | 0.299 (-) | 0.136 1.000 (-) | | | 計算 Rateatai=Qche/Qplan 計算 Ratesect=Qche/Qchtotal 計算 | | | |
| 水素製造量実績 | Hg | 3.043 | | 0.723 | 1.016 | 0.909 | 0.414 | 3.043 | g/s | | 計算 | | |
| 14.触媒管外壁温度の確認 | | | | | | | | | | | | | |
| 上端Heガス温度 | Thu | 熱交全体 | 最上段 610 | Section1 615 | Section2 662 | Section3 738 | Section4 817 | Sec4下端 857 | °C | | 再掲 | | |
| 上端原料ガス温度 | Tgu | | 443 | 478 | 591 | 656 | 728 | 755 | °C | | 再掲 | | |
| 反応管上端温度差 | Dtup | | 167 | 137 | 71 | 82 | 89 | 102 | °C | | 再掲 Dtup=Thu-Tgu | | |
| 全熱抵抗 | Keinv | | 0.00946 | 0.00905 | 0.00841 | 0.00790 | 0.00748 | | m2h°C/kcal | | 再掲 | | |
| 管外He熱抵抗 | Heres | | 5.05E-04 | 5.04E-04 | 5.02E-04 | 4.99E-04 | 4.98E-04 | | m2h°C/kcal | 計算 Heres=1/Alpo | | | |
| 管外抵抗割合 | Rateout | | 0.053 | 0.056 | 0.060 | 0.063 | 0.067 | | (-) | 計算 Rateout=Heres/Keinv | | | |
| 上端触媒管温度 (計算) | Tcatucal | | 601.1 | 607.4 | 657.8 | 732.8 | 811.1 | 850.2 | °C | 計算 Tcatucal=Thu-Dtup*Rateout | | | |
| 上端触媒管温度 (測定実績) | Tcatu | | | 618.0 | 663.0 | 736.0 | 812.0 | 852.0 | °C | | 再掲 | | |
| 下端Heガス温度 | Thl | | 615 | 662 | 738 | 817 | 857 | | | | 再掲 | | |
| 下端原料ガス温度 | Tgl | | 478 | 591 | 656 | 728 | 755 | | | | 再掲 | | |
| 反応管下端温度差 | Dtlow | | 137 | 71 | 82 | 89 | 102 | | | | 再掲 | | |
| 下端触媒管温度 (計算) | Tcatlcal | | 607.7 | 658.0 | 733.1 | 811.4 | 850.2 | | °C | 計算 Tcatlcal=Thl-Dtlow*Rateout | | | |
| 下端触媒管温度 (測定実績) | Tcatl | | 618 | 663 | 736 | 812 | 852 | | °C | | 再掲 | | |
| 15.フィン付管外アニユラ一部圧力損失 | | | | | | | | | | | | | |
| 管外Re数 | Reh | | 8192 | | | | | | (-) | 再掲 Re=v*L/v = G*L/μ v=μ/ρ | | | |
| 流路隙間の比率 | Gaprat | 0.70 | | | | | | | (-) | 計算 Gaprat=(Dao-Df)/(Dao-Dr) | | | |
| フィン隙間対高さ | Sbhf | 1.0 | | | | | | | (-) | 計算 Sbhf=Fgap/Hf | | | |
| 摩擦係数 | Ff | 0.02 | | | | | | | (-) | 入力 热交ハンドブック図15.11 | | | |
| 重量速度 | Gmaxh | 141769 | | | | | | | kgf/m2h | | 再掲 | | |
| 重力加速度 密度 | Grav Rooh | 1.27E+08 1.935 | | | | | | | m/h2 kg/m3 | 固定 再掲 | | | |
| フィン付管全長 | Ltuball | 7.00 | | | | | | | m | 入力 | | | |
| アニユラー等価径 | De | 0.0094 | | | | | | | m | 再掲 | | | |
| 粘性係数μ | Myusehg | 4.52E-05 | | | | | | | kg/mh | 再掲 流体の粘度 | | | |
| 壁温での流体粘度 | Myuwall | 4.52E-05 | | | | | | | kg/mh | 計算 触媒管=ほぼ流体温度 | | | |
| 管路のみ摩擦損失 | Delp | 2436 | | | | | | | kgf/m2 | 計算 Delp=((4*Ff*Gmaxh^2)/(2*Grav*Rooh))*(Ltuball/De)*(Myuwall/Myusehg)^0.14 | | | |
| 管路のみ摩擦損失 管路のみ摩擦損失 | Delpcm Delpkp | 0.244 24.4 | | | | | | | kgf/cm2 kPa | 計算 Delpcm=Delp/10000 計算 Delpkp=Delpcm*100 | | | |
| 拡大縮小で基準と なる摩擦損失 | Ploss1 | 41 | | | | | | | kgf/m2 | 計算 Delpnoz=Gmaxh^2/(2*Grav*Rooh) | | | |

| | | | |
|--------------------------------|-----------|---------------------|---|
| 管路出入口、ノズル出入口圧損 | 164 | | $\Delta P = G^2 / 2g \rho = \gamma v^2 / 2g$ |
| 熱交全体圧損計算 P_{loss} | 0.260 | kgf/cm ² | 計算 4箇所、 $\zeta = 1$ or 0.41 また速度もノズルでは遅いが無視 |
| 改質器圧損設計値 $P_{lossdes}$ | 0.240 | kgf/cm ² | $P_{loss4} = \sum \zeta \Delta P = 4 * P_{loss1}$ |
| 平滑管の圧損係数 F_{fplain} | 0.0079884 | (-) | 計算 $F_{fplain} = 0.076 * Re^{-0.25}$ |
| フイン管/平滑管 $F_{fbFplain}$ | 2.50 | (-) | 計算 $F_{fbFplain} = F_f / F_{fplain}$ |
| 配管と誤差含圧損 P_{lsrp} | 0.6 | kgf/cm ² | 計算 $P_{lsrp} = (PT17H - PT22H) * 10$ |
| 改質器圧損実測 値(圧力計推測) | 0.4 | kgf/cm ² | 計算 $P_{ref1} = P_{lsrp} - 0.1$ (出口低誤) -0.1 (入0.20/3+出0.07/2) 4捨5入で + - 0.05*2 誤差有 |
| 改質器全体圧損 P_{ref2} loopより推測 | 0.36 | kgf/cm ² | 入力 ヘリウム循環機の性能評価 から定格改質器圧損推測 |
| 摩擦損失係数・倍 $P_{l2bPloss}$ | 1.38 | (-) | 計算 $P_{l2bPloss} = P_{ref2} / P_{loss}$ |
| 摩擦損失係数推定 $Fest$ | 0.028 | (-) | 計算 $Fest = F_f * P_{l2bPloss}$ |
| 改質器圧損増加 P_{linc} | 0.120 | kgf/cm ² | 計算 $P_{linc} = P_{ref2} - P_{lossdes}$ |
| 循環機昇圧余裕 P_{lsur} | 0.310 | kgf/cm ² | 入力 実規模では $1.83 - 1.52 = 0.31$ 水素では $1.35 - 1.04 = 0.31$ |
| 循環機実昇圧余裕 $P_{lsuract}$ | 0.190 | kgf/cm ² | 計算 $P_{lsuract} = P_{lsur} - P_{linc}$ 正の値であること |

付録A-2-c

混合ガス物性計算

| 1. 流量の入力 | | 熱交全体 伝熱部 | | | | | 単位 g/s g/s g/s g/s | 計算式(備考) Gsmg=FE13G+FE22S+FE9N |
|---------------|--------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------------------|--|
| 項目 | 記号 | | | | | | | |
| 原料メタン流量 | FE13G | 12.08 | 12.08 | | | | | 入力 |
| 原料水蒸気流量 | FE22S | 48 | 48 | | | | | 入力 |
| 窒素ガス流量 | FE9N | 0 | 0 | | | | | 入力 |
| 原料ガス流量 | Gsmg | 60.08 | 60.08 | | | | | |
| Sec1~4 | | | | | | | | |
| 組成 (mol %) | | 伝熱入口 伝熱出口 伝熱平均 戻り管 | | | | | | |
| メタン | Mmolr | 22.07 | 22.07 | 22.07 | 7.83 | 7.83 | | |
| エタン | Emolr | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | | |
| プロパン | Pmolr | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | | |
| ブタン | Bmolr | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | | |
| 水蒸気 | Smolr | 77.93 | 77.93 | 77.93 | 46.61 | 46.61 | | |
| 水素 | Hmolr | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 35.72 | 35.72 | | |
| 1酸化炭素 | C1molr | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 3.64 | 3.64 | | |
| 2酸化炭素 | C2molr | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 6.20 | 6.20 | | |
| 組成 (重量 %) | | | | | | | | |
| メタン | Mwp | 20.11 | 20.11 | 20.11 | 8.88 | 8.88 | | |
| エタン | Ewp | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | | |
| プロパン | Pwp | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | | |
| ブタン | Bwp | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | | |
| 水蒸気 | Swp | 79.89 | 79.89 | 79.89 | 59.49 | 59.49 | | |
| 水素 | Hywp | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 5.06 | 5.06 | | |
| 1酸化炭素 | C1wp | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 7.23 | 7.23 | | |
| 2酸化炭素 | C2wp | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 19.34 | 19.34 | | |
| ガス温度 | Tgas | 599 | 616.5 | 478 | 755 | 616.5 | 681 °C | 引数 メインより |
| ガス圧力 | Pgavata | 42.84 | 42.84 | 43.45 | 42.23 | 42.84 | 42.23 ata | 引数 メインより |
| 全気体モル数 | Gmol | 3.422 | 3.422 | 3.422 | 4.260 | | mol | 引数 Sub 反応熱計算より |
| 2. 水蒸気の計算 | | | | | | | | |
| 比重量(計算) | Gammas | 10.643 | 10.434 | 12.534 | 8.899 | 9.590 | kgf/m³ | 計算 Gammas=9.926*(Pgavata/40)*(600+273.16)/(Tgas+273.16) |
| 比熱 | Cpsk | 0.5499 | 0.5516 | 0.5382 | 0.5651 | 0.5577 | kcal/kg°C | Cpsk=0.536+0.005*(Tgas-550)/50+0.007*(Pgas-30)/10 |
| 比熱 密度 | Cps Roos | 2.3023 0.01064 | 2.3096 0.01043 | 2.2534 0.01253 | 2.3658 0.0089 | 2.31 | kJ/kgK 0.00959 g/cm³ | Cps=Cpsk*4.1868 Roos=Gammas/1000 |
| 熱伝導率常圧 | Lamda1 | 0.08038 | 0.08275 | 0.06450 | 0.10179 | 0.09156 | W/m°C | Lammda1=(17.6+5.87E-2*Tgas+1.04E-4*Tgas^2-4.51E-8*Tgas^3)/1000 |
| 熱伝導率高圧 | Lamda | 0.08411 | 0.08646 | 0.06842 | 0.10541 | 0.09520 | W/m°C | Lamda=Lamda1+((103.51+0.4198*Tgas-2.771E-5*Tgas^2)*Roos+2.1482E14*Roos^2/Tgas^4.20)/1000 |
| 熱伝導率 | Lamdas | 0.07232 | 0.07435 | 0.05883 | 0.09063 | 0.08186 | kcal/mh°C | Lamdas=Lamda*0.85985 |
| 粘性係数 μ_o | Myupoio | 0.00032 | 0.00033 | 0.00027 | 0.00039 | 0.00036 | Poise | Myupoio=(0.407*Tgas+80.4)*1E-6 |
| 粘性係数 μ | Myupoi | 0.00033 | 0.00034 | 0.00028 | 0.00039 | 0.00036 | Poise | Myupoi=Myupoio+(353.0*Roos+676.5*Roos^2+102.1*Roos^3)*1E-6 |
| 粘性係数 動粘性係数 | Myus Nyus | 3.3E-05 3.1E-06 | 3.4E-05 3.2E-06 | 2.8E-05 2.2E-06 | 3.9E-05 4.4E-06 | 3.6E-05 3.8E-06 | kg/ms m²/s | Myus=Myupoi/10 Nyus=Myus/Gammas |
| 3. メタンガスの物性計算 | | | | | | | | |
| 比重量(計算) | Gammam | 9.227 | 9.043 | 10.866 | 7.715 | 8.313 | kgf/m³ | 流体物性値表, 256, 262, 268, 267 Gammam=12.77*(Pgavata/40.79)*(326.84+273.16)/(Tgas+273.16) |
| 比熱 | Cpm | 4.271 | 4.332 | 3.847 | 4.817 | 4.33 | kJ/kgK | y = 0.0035*(Tgas+273.16) + 1.2183 |
| 比熱 | Cpmk | 1.020 | 1.035 | 0.919 | 1.150 | 1.089 | kcal/kg°C | Cpmk=Cpm/4.1868 |
| 熱伝導率 | Lamdam | 0.136 | 0.140 | 0.115 | 0.165 | 0.151 | W/mK | y = 0.1818*(Tgas+273.16) - 22.060)/1000 |
| 熱伝導率 | Lamdamk | 0.117 | 0.120 | 0.098 | 0.142 | 0.130 | kcal/mh°C | Lamdamk=Lamdam*0.8598 |
| 動粘性係数 | Nyum | 2.55E-06 | 2.62E-06 | 2.04E-06 | 3.22E-06 | 2.92E-06 | m²/s | y = 0.0042*(Tgas+273.16) - 0.9865)/1E6*(40.79/Pgavata) |
| 4. エタンガスの物性計算 | | | | | | | | |
| 比重(計算) | Gammae | 17.4913 | 17.1473 | 20.5989 | 14.6255 | 15.7598 | kgf/m³ | 流体物性値表, 295, 298, 301, 302 Gammae=20.75*(Pgavata/40.79)*(426.84+273.16)/(Tgas+273.16) |
| 比熱 | Cpe | 3.852 | 3.906 | 3.477 | 4.335 | 4.106 | kJ/kgK | y = 0.0031*(Tgas+273.16) + 1.148 |
| 比熱 | Cpek | 0.920 | 0.933 | 0.830 | 1.035 | 0.981 | kcal/kg°C | Cpek=Cpe/4.1868 |
| 熱伝導率 | Lamdae | 0.123 | 0.126 | 0.101 | 0.152 | 0.138 | W/mK | y = 0.1833*(Tgas+273.16) - 36.667)/1000 |
| 熱伝導率 | Lamdaek | 0.106 | 0.109 | 0.087 | 0.131 | 0.119 | kcal/mh°C | Lamdaek=Lamdae*0.8598 |
| 動粘性係数 | Nyue | 1.11E-06 | 1.14E-06 | 8.89E-07 | 1.40E-06 | 1.27E-06 | m²/s | y = (0.0018*(Tgas+273.16) - 0.4053)/1E6*(40.79/Pgavata) |

5. プロパンガスの物性計算

| | | | | | | | |
|---------|---------|----------|----------|----------|----------|----------|--------------------|
| 比重量(計算) | Gammapp | 28.982 | 28.412 | 34.131 | 24.234 | 26.113 | kgf/m ³ |
| 比熱 | Cpp | 3.424 | 3.456 | 3.206 | 3.705 | 3.572 | kJ/kgK |
| 比熱 | Cppk | 0.818 | 0.825 | 0.766 | 0.885 | 0.853 | kcal/kg°C |
| 熱伝導率 | Lamdap | 0.087 | 0.089 | 0.074 | 0.104 | 0.096 | W/mK |
| 熱伝導率 | Lamdapk | 0.075 | 0.076 | 0.064 | 0.089 | 0.082 | kcal/mh°C |
| 動粘性係数 | Nyup | 6.95E-07 | 7.15E-07 | 5.49E-07 | 8.86E-07 | 8.01E-07 | m ² /s |

流体物性値表,311,313,316,315
 $\text{Gammapp}=48.134*(\text{Pgavata}/40.79)$
 $*(226.84+273.16)/(T_{\text{gas}}+273.16)$
 $y = 0.0018*(T_{\text{gas}}+273.16) + 1.8543$
 $\text{Cpk}=C_{\text{pp}}/4.1868$
 $y = (0.1075*(T_{\text{gas}}+273.16) - 6.8167)/1000$
 $\text{Lamdam}=\text{Lamdam}*0.8598$
 $y = (0.0012*(T_{\text{gas}}+273.16) - 0.3162)/1E6*(40.79/\text{Pgavata})$

6. 水素ガスの物性計算

| | | | | | | | |
|---------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|--------------------|
| 比重量(計算) | Gammahy | 1.152 | 1.130 | 1.357 | 0.964 | 1.038 | kgf/m ³ |
| 比熱 | Cphy | 14.624 | 14.628 | 14.600 | 14.656 | 14.641 | kJ/kgK |
| 比熱 | Cphyk | 3.493 | 3.494 | 3.487 | 3.500 | 3.497 | kcal/kg°C |
| 熱伝導率 | Lamdayh | 0.442 | 0.449 | 0.394 | 0.505 | 0.475 | W/mK |
| 熱伝導率 | Lamdayhk | 0.380 | 0.386 | 0.339 | 0.434 | 0.409 | kcal/mh°C |
| 動粘性係数 | Nyuhy | 1.60E-05 | 1.65E-05 | 1.23E-05 | 2.09E-05 | 1.87E-05 | m ² /s |

流体物性値表,95,98,104
 $\text{Gammahy}=1.595*(\text{Pgavata}/40.79)$
 $*(326.84+273.16)/(T_{\text{gas}}+273.16)$
 $y = 0.0002*(T_{\text{gas}}+273.16) + 14.45$
 $\text{Cphyk}=C_{\text{phy}}/4.1868$
 $y = 0.0004*(T_{\text{gas}}+273.16) + 0.0936$
 $\text{Lamdayhk}=\text{Lamdayh}*0.8598$
 $y = (0.0311*(T_{\text{gas}}+273.16) - 10.31)/1E6*(40.79/\text{Pgavata})$

7. 一酸化炭素の物性計算

| | | | | | | | |
|---------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|--------------------|
| 比重量(計算) | Gammac1 | 16.10 | 15.79 | 18.96 | 13.46 | 14.51 | kgf/m ³ |
| 比熱 | Cpc1 | 1.356 | 1.362 | 1.315 | 1.409 | 1.384 | kJ/kgK |
| 比熱 | Cpc1k | 3.24E-01 | 3.25E-01 | 3.14E-01 | 3.37E-01 | 3.31E-01 | kcal/kg°C |
| 熱伝導率 | Lamdac1 | 8.34E-02 | 8.49E-02 | 7.27E-02 | 9.72E-02 | 9.06E-02 | W/mK |
| 熱伝導率 | Lamdac1k | 7.17E-02 | 7.30E-02 | 6.25E-02 | 8.35E-02 | 7.79E-02 | kcal/mh°C |
| 動粘性係数 | Nyuc1 | 2.58E-06 | 2.68E-06 | 1.88E-06 | 3.51E-06 | 3.09E-06 | m ² /s |

下記CO2換算。工学263 100°C
 $\text{Gammac1}=\text{Gammac2}^{28/44}$
 $\text{Cpc1}=\text{Cpc2}^{0.25/0.22}$
 $\text{Cpc1k}=\text{Cpc1}/4.1868$
 $\text{Lamdac1}=\text{Lamdac2}^{262/191}$
 $\text{Lamdac1k}=\text{Lamdac1}*0.8598$
 $\text{Nyuc1}=\text{Nyuc2}^{0.234/0.131}$

8. 二酸化炭素の物性計算

| | | | | | | | |
|---------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|--------------------|
| 比重量(計算) | Gammac2 | 25.30 | 24.81 | 29.80 | 21.16 | 22.80 | kgf/m ³ |
| 比熱 | Cpc2 | 1.19 | 1.20 | 1.16 | 1.24 | 1.22 | kJ/kgK |
| 比熱 | Cpc2k | 0.285 | 0.286 | 0.276 | 0.296 | 0.291 | kcal/kg°C |
| 熱伝導率 | Lamdac2 | 6.08E-02 | 6.19E-02 | 5.30E-02 | 7.08E-02 | 6.61E-02 | W/mK |
| 熱伝導率 | Lamdac2k | 5.23E-02 | 5.32E-02 | 4.56E-02 | 6.09E-02 | 5.68E-02 | kcal/mh°C |
| 動粘性係数 | Nyuc2 | 1.45E-06 | 1.50E-06 | 1.05E-06 | 1.96E-06 | 1.73E-06 | m ² /s |

流体物性値表,199,206,104
 $\text{Gammac2}=21.012*(\text{Pgavata}/40.79)$
 $*(726.84+273.16)/(T_{\text{gas}}+273.16)$
 $y = 0.0003*(T_{\text{gas}}+273.16) +$
 $\text{Cpc2k}=C_{\text{pc2}}/4.1868$
 $\text{Lamdac2}=(0.0644*(T_{\text{gas}}+273.16) + 4.61)/1000$
 $\text{Lamdac2k}=\text{Lamdac2}*0.8598$
 $y = (0.0033*(T_{\text{gas}}+273.16) - 1.3603)/1E6*(40.79/\text{Pgavata})$

9. 混合ガスの物性計算

| | 本データ使用せず | Sec 1 ~ 4 | | | |
|-------|----------|-----------|----------|----------|-------------------|
| | | 伝熱入口 | 伝熱出口 | 伝熱平均 | 戻り管 |
| 比重量 | Gammag | 10.331 | 10.127 | 12.166 | 6.898 |
| 比熱 | Cpg | 2.6981 | 2.7163 | 2.5739 | 2.9192 |
| 熱伝導率 | Lamdag | 0.09567 | 0.09821 | 0.07859 | 0.25030 |
| 動粘性係数 | Nyug | 2.96E-06 | 3.08E-06 | 2.19E-06 | 1.00E-05 |
| | | | | 6.11E-06 | 8.88E-06 |
| | | | | | m ² /s |

$\text{Gammag}=\sum \text{Gamma}*\text{Kmolr}/100$
 $\text{Cpg}=\sum \text{Cpk}*\text{Kwp}/100$
 $\text{Lamdag}=\sum \text{Lamdk}*\text{Kmolr}/100$
 $\text{Nyug}=\sum \text{Nyuk}*\text{Kmolr}/100$

| | | Sec 1 | Sec 2 | sec 3 | Sec 4 |
|-------|--------|----------|----------|----------|----------|
| 比重量 | Gammag | 11.508 | 10.191 | 8.874 | 7.557 |
| 比熱 | Cpg | 2.617 | 2.703 | 2.790 | 2.876 |
| 熱伝導率 | Lamdag | 0.100 | 0.143 | 0.186 | 0.229 |
| 動粘性係数 | Nyug | 3.17E-06 | 5.13E-06 | 7.08E-06 | 9.04E-06 |

Sec1=入口から出口変化の1/8
 Sec2=入口から出口変化の3/8
 Sec3=入口から出口変化の5/8
 Sec4=入口から出口変化の7/8

付録A-2-d

反応熱計算

| 入口側 | 分子式 | 分子量 | 生成熱 | 入口 | | | | | 生成熱 | 生成熱 | |
|-------|-------|-----|---------|--------------|----------|-------|-----|-------|-------|----------|----------|
| | | | | ΔH_f | 組成 | 重量比 | 重量% | 重量流量 | mol流量 | | |
| | | | | | | | | | kJ/s | kcal/s | |
| メタン | CH4 | 16 | -74.5 | 22.1 | 3.530443 | 20.11 | | 12.08 | 0.76 | -56.2475 | -13.4338 |
| エタン | C2H6 | 30 | -84 | 0 | 0 | 0.00 | | 0.00 | 0.00 | 0 | 0 |
| プロパン | C3H8 | 44 | -104.5 | 0 | 0 | 0.00 | | 0.00 | 0.00 | 0 | 0 |
| ブタン | C4H10 | 58 | -126.5 | 0 | 0 | 0.00 | | 0.00 | 0.00 | 0 | 0 |
| 水蒸気 | H2O | 18 | -241.82 | 77.9 | 14.02825 | 79.89 | | 48.00 | 2.67 | -644.853 | -154.013 |
| 水素 | H2 | 2 | 0 | 0 | 0 | 0.00 | | 0.00 | 0.00 | 0 | 0 |
| 1酸化炭素 | CO | 28 | -110.57 | 0 | 0 | 0.00 | | 0.00 | 0.00 | 0 | 0 |
| 2酸化炭素 | CO2 | 44 | -393.51 | 0 | 0 | 0.00 | | 0.00 | 0.00 | 0 | 0 |
| 合計 | | | | | 17.55869 | | | 60.08 | 3.42 | -701.101 | -167.447 |

| 出口側 | 分子式 | 分子量 | 生成熱 | 出口 | | | | | 生成熱 | 生成熱 | |
|-------|-------|-----|---------|--------------|----------|-------|-----|-------|-------|----------|----------|
| | | | | ΔH_f | 組成 | 重量比 | 重量% | 重量流量 | mol流量 | | |
| | | | | | | | | | kJ/s | kcal/s | |
| メタン | CH4 | 16 | -74.5 | 7.83 | 1.252835 | 8.88 | | 5.34 | 0.33 | -24.8489 | -5.93478 |
| エタン | C2H6 | 30 | -84 | 0 | 0 | 0.00 | | 0.00 | 0.00 | 0 | 0 |
| プロパン | C3H8 | 44 | -104.5 | 0 | 0 | 0.00 | | 0.00 | 0.00 | 0 | 0 |
| ブタン | C4H10 | 58 | -126.5 | 0 | 0 | 0.00 | | 0.00 | 0.00 | 0 | 0 |
| 水蒸気 | H2O | 18 | -241.82 | 46.6 | 8.390067 | 59.49 | | 35.74 | 1.99 | -480.134 | -114.673 |
| 水素 | H2 | 2 | 0 | 35.7 | 0.714373 | 5.06 | | 3.04 | 1.52 | 0 | 0 |
| 1酸化炭素 | CO | 28 | -110.57 | 3.64 | 1.019175 | 7.23 | | 4.34 | 0.16 | -17.1437 | -4.09452 |
| 2酸化炭素 | CO2 | 44 | -393.51 | 6.2 | 2.727882 | 19.34 | | 11.62 | 0.26 | -103.922 | -24.8201 |
| 合計 | | | | 14.10433 | | | | 60.08 | 4.26 | -626.048 | -149.522 |

反応熱 75.05 17.925

付録A-3 伝熱性能評価プログラム(2003年7月1日)

付録A-3-a 改質器運転性能速報(SI単位系)

2003年07月01日

第4回運転

A. 改質器内部温度等

| Heガス温度 | TE1R | TE2R | TE3R | TE4R | TE5R |
|----------|-------|-------|-------|-------|------------|
| | 625 | 676 | 745 | | 817 860 °C |
| プロセスガス温度 | TE6R | TE7R | TE8R | TE9R | TE10R |
| | 492 | 598 | 669 | | 737 760 °C |
| 内管内ガス温度 | TE11R | TE12R | TE13R | TE14R | 仮設定 |
| | 621 | 709 | 745 | | 765 761 °C |
| 触媒管外壁温度 | TE15R | TE16R | TE17R | TE18R | TE19R |
| | 628 | 678 | 743 | | 816 853 °C |
| ガイド管外壁温度 | TE20R | TE21R | TE22R | TE23R | TE24R |
| | 612 | 671 | 736 | | 783 779 °C |
| ヒータ管外壁温度 | TE25R | TE26R | TE27R | TE28R | TE29R |
| | 617 | 672 | 736 | | 782 786 °C |
| 補償ヒータ電流値 | X1R1 | X1R2 | X1R3 | X1R4 | X1R5 |
| | 0 | 8 | 5.8 | 5.5 | 0 A |

| | H2 | N2 | CO | CO2 | CH4 |
|---------|------|------|------|-------|---------|
| 原料ガス分析計 | 0 | 0 | 0 | 0 | 100 % |
| 生成ガス分析計 | 66.6 | 0.51 | 7.31 | 11.34 | 14.24 % |

B. 温度、流量

| | 熱交全体 Sec1~4 | | |
|----------|-------------|-------|----------|
| 入口Heガス温度 | TE18H | 880 | 860 °C |
| Heガス流量 | FT8H | 91.3 | g/s |
| 出口Heガス温度 | TE21H | 620 | 625 °C |
| 入口原料ガス温度 | TE18G | 453 | 492 °C |
| メタンガス流量 | FE13G | 11.91 | g/s |
| 水蒸気流量 | FE22S | 45.9 | g/s |
| 原料ガス流量 | | 57.81 | g/s |
| 出口製品ガス温度 | TE1C | 560 | 621 °C |
| 対数平均温度差 | Dtm | 142.2 | 115.7 °C |

C. 伝熱性能計算結果

| | 加重平均ΔT | | | |
|------------------------|----------|-------|----------------|----|
| He与熱量 | Qs | 123.3 | 111.4 kW | 計算 |
| 反応管通過伝熱量 | Qtubes | 92.3 | 96.2 kW | 計算 |
| 内管与熱量 | Qnaikans | 33.7 | 23.4 kW | 計算 |
| 交換熱量(内外) | Qnaigais | 157.0 | 134.9 kW | 計算 |
| 補償ヒータ入熱量 | Qheaters | 6.9 | 6.9 kW | 計算 |
| 原料エンタルピ上昇 | Qens | 49.1 | 42.9 kW | 計算 |
| 改質反応吸熱量 | Qreforms | 76.8 | 76.8 kW | 再掲 |
| 原料ガス受熱量 | Qmets | 125.9 | 119.7 kW | 計算 |
| 放熱損失 | Qlostos | 37.9 | 22.1 kW | 計算 |
| 伝熱部熱効率ηt (上端から先端部迄) | Heff | 0.768 | 0.844 (-) | 計算 |
| ガスノズル間受熱 | Qnozs | 17.1 | 20.7 kW | 計算 |
| 全体熱効率ηa | HeffC | 0.721 | 0.823 (-) | 計算 |
| 管外熱伝達率αo | Alpo | | 2331.8 W/m2K | 計算 |
| 管内熱伝達率αi | Alpi | | 533.2 W/m2K | 計算 |
| 熱貫流率(計算) | Kes | 140.0 | 140.3 W/m2K | 計算 |
| 熱貫流率(実績) | Kepra1 | | 119.1 W/m2K | 計算 |
| 熱貫流率(実績)正 | Kepra3 | | 156.9 W/m2K | 計算 |
| 熱伝達(実績/計画) | Kbai | | 1.118 (-) | 計算 |
| 必要伝熱管長(計算) | Lt | 5.65 | 5.41 m 実長6.37m | 計算 |

D. 化学反応

| | | | | | |
|------------|------|-------|----------|----|------------------------|
| 改質前メタンmol数 | Mmol | 0.744 | mol/s | 計算 | Mmol=FE13G/16 |
| 水素製造容積 | Hvol | 122.8 | Nm3/h | 計算 | Hvol=0.0224*3600*Hmol |
| 水素製造量 | Hg | 3.05 | g/s | 計算 | Hg=2*Hmol |
| CO2、CO製造量 | Co2g | 11.29 | 4.63 g/s | 計算 | Co2g=44*Co2mol Cog=28* |

付録A-4 伝熱性能評価プログラム(2004年11月15日)

付録A-4-a

改質器運転性能速報(SI単位系)

2004年11月15日09時25分

第7回運転 球状ペレット

A. 改質器内部温度等

| | TE1R | TE2R | TE3R | TE4R | TE5R | |
|----------|-------|-------|-------|-------|-------|----|
| Heガス温度 | 639 | 676 | 722 | 812 | 858 | °C |
| プロセスガス温度 | TE6R | TE7R | TE8R | TE9R | TE10R | |
| | 504 | 613 | 636 | 715 | 740 | °C |
| 内管内ガス温度 | TE11R | TE12R | TE13R | TE14R | 仮設定 | |
| | 633 | 688 | 716 | 749 | 741 | °C |
| 触媒管外壁温度 | TE15R | TE16R | TE17R | TE18R | TE19R | |
| | 639 | 678 | 721 | 810 | 850 | °C |
| ガイド管外壁温度 | TE20R | TE21R | TE22R | TE23R | TE24R | |
| | 648 | 674 | 725 | 774 | 771 | °C |
| ヒータ管外壁温度 | TE25R | TE26R | TE27R | TE28R | TE29R | |
| | 648 | 673 | 724 | 774 | 780 | °C |
| 補償ヒータ電流値 | X1R1 | X1R2 | X1R3 | X1R4 | X1R5 | |
| | 2 | 8.2 | 5.9 | 6.4 | 0 A | |

| | H2 | N2 | CO | CO2 | CH4 | |
|---------|------|-----|-----|------|------|---|
| 原料ガス分析計 | 0 | 0 | 0 | 0 | 100 | % |
| 生成ガス分析計 | 65.8 | 0.3 | 6.1 | 11.7 | 16.1 | % |

B. 温度、流量

| | 熱交全体会 | Sec1~4 | | |
|----------|-------|--------|----------|------------------|
| 入口Heガス温度 | TE18H | 880 | 858 °C | 測定 設計値は880°C |
| Heガス流量 | FT8H | 91.1 | g/s | 測定 |
| 出口Heガス温度 | TE21H | 632 | 639 °C | 測定 設計値は650°C |
| 入口原料ガス温度 | TE18G | 450 | 504 °C | 測定 設計値は450°C |
| メタンガス流量 | FE13G | 11.86 | g/s | 測定 |
| 水蒸気流量 | FE22S | 46.9 | g/s | 測定 |
| 原料ガス流量 | | 58.76 | g/s | |
| 出口製品ガス温度 | TE1C | 565 | 633 °C | 測定 設計値は600°C |
| 対数平均温度差 | Dtm | 160.1 | 126.3 °C | 計算 両端温度差より計算し△Tm |

C. 伝熱性能計算結果

| | 加重平均△T | | | |
|-------------------|----------|-------|----------------|---|
| He与熱量 | Qs | 117.4 | 103.6 kW | 計算 $Q=(Thin-Thout)*Cph*Gh$ |
| 反応管通過伝熱量 | Qtubes | 86.3 | 89.0 kW | 計算 $Qtube=Q+Qheater-Qlost$ |
| 内管与熱量 | Qnaikans | 29.7 | 18.2 kW | 計算 $Qnaikan=(TgbI-Tgbu)*Cpg*Ggas$ |
| 交換熱量(内外) | Qnaigais | 147.1 | 121.9 kW | 計算 $Qnaigai=Q+Qnaikan$ |
| 補償ヒータ入熱量 | Qheaters | 8.1 | 8.1 kW | 計算 $Qheater=Qkw*860$ |
| 原料エンタルピ上昇 | Qens | 46.9 | 38.2 kW | 計算 $Qen=(Tgout-Tgin)*Cpg*Ggas$ |
| 改質反応吸熱量 | Qreforms | 69.0 | 69.0 kW | 再掲示 動作値は75.5kW |
| 原料ガス受熱量 | Qmets | 116.0 | 107.2 kW | 計算 $Qmet=Qen+Qreform$ |
| 放熱損失 | Qlostos | 39.2 | 22.7 kW | 計算 $Qlost=Qnaigai+Qhtr-Qmet$ |
| 伝熱部熱効率 η_t | Heff | 0.748 | 0.825 (-) | 計算 $Heff=(Qnaigai+Qhtr-Qlost)/(Qnaigai+Qhtr)$ |
| (上端から先端部迄) | | | | |
| ガスノズル間受熱 | Qnozs | 18.6 | 20.9 kW | 計算 $Qnoz=(TE1C-TE18G)*Cpg*Ggas$ |
| 全体熱効率 η_a | HeffC | 0.699 | 0.805 (-) | 計算 $HeffC=(Qnoz+Qrf)/(Q+Qhtr)$ |
| 管外熱伝達率 α_o | Alpo | | 2328.2 W/m2K | 計算 |
| 管内熱伝達率 α_i | Alpi | | 479.5 W/m2K | 計算 |
| 熱貫流率(計算) | Kes | 129.4 | 129.9 W/m2K | 計算 内外の流動状態から計算 |
| 熱貫流率(実績) | Kepra1 | | 100.9 W/m2K | 計算 伝熱量実績,面積,△Tmより |
| 熱貫流率(実績)正 | Kepra3 | | 138.7 W/m2K | 計算 伝熱量,面積,加重平均△Tより |
| 熱伝達(実績/計画) | Kbai | | 1.068 (-) | 計算 $Kbai=Kepra3/Kes$ |
| 必要伝熱管長(計算) | Lt | 5.17 | 4.95 m 実長6.37m | 計算 $Lt=Qtube/(Ke*Dtm*Aou*Nt)$ |
| | | | | 定格水素製造 = 122Nm3/h |

D. 化学反応

| | | | | |
|------------|------|-------|----------|-----------------------------|
| 改質前メタンmol数 | Mmol | 0.741 | mol/s | 計算 $Mmol=FE13G/16$ |
| 水素製造容積 | Hvol | 114.8 | Nm3/h | 計算 $Hvol=0.0224*3600*Hmol$ |
| 水素製造量 | Hg | 2.85 | g/s | 計算 $Hg=2*Hmol$ |
| CO2、CO製造量 | Co2g | 11.26 | 3.73 g/s | 計算 $Co2g=44*Co2mol Cog=28*$ |

改質器水素製造量の計算 付録A-5

| | | | |
|------------|------------------------|---------------------------------|--------------------------------------|
| メタンガス入口流量 | FE13G | 11.96 g/s | 流入量計 |
| 改質前メタンmol数 | Mmol Ramin Ranin | 0.7475 mol/s 99.9 % 0.1 % | $Mmol=FE13G/16$ $Ranin=100-Ramin$ |
| 改質後水素% | Rah | 65.5 % | ガスクロマトグラフ |
| 改質前メタン% | Ran | 0.99 % | Ran=100-他成分 |
| 改質後CO% | Raco | 6.89 % | |
| 改質後CO2% | Raco2 | 11.46 % | |
| 改質後メタン% | Ram | 15.16 % | |
| CO2比率 | Co2ra | 0.625 (-) | $Co2ra=Raco2/(Raco+Raco)$ |
| Co比率 | Cora | 0.375 (-) | $Cora=Raco/(Raco+Raco)$ |
| 係数 | Ke | 20.928 (-) | 計算 |
| 転化率 | X | 0.548 (-) | $Ke=Ram*Co2ra+Raco2$ |
| CO2吸熱量 | Qco2 | 10.074 kcal/s | $X=Raco2/Ke$ |
| CO吸熱量 | Qco | 7.5617 kcal/s | $Qco=2165/4.187*Mmol*X$ |
| 全体吸熱量 | Qref | 17.636 kcal/s | $*Cora$ |
| 全体吸熱量/時間 | Qreform | 63489 kcal/h | $Qref=Qco2+Qco$ |
| CO2製造mol数 | Co2mol | 0.2556 mol/s | $Qref=Qref*3600$ |
| CO製造mol数 | Comol | 0.1537 mol/s | $Co2mol=Mmol*X*Co2ra$ |
| 水素製造mol数 | Hmol | 1.4836 mol/s | $Comol=Mmol*X*Cora$ |
| 水素製造容積 | Hvol | 11.964 Nm3/h | $Hmol=4*Co2mol+3*Comol$ |
| CO2製造量 | Co2g | 11.25 g/s | $Hvol=0.0224*3600*X*Hmol$ |
| CO製造量 | Cog | 4.30 g/s | $Co2g=4*X*Co2mol$ |
| 水素製造量 | Hf | 2.97 g/s | $Cog=2*X*Comol$ |
| | | | $Hf=2*X*Hmol$ |

メタンガスの改質反応
反応前のメタンがAmolあり、転化率をXとする。

| | | 改質前の成分 mol数 | | 改質後の成分 mol数 | | % |
|-----|-----|----------------|-------|----------------|-------------|---|
| CH4 | A | Ramin | Ranin | B | A*(1-X) | Ram |
| N2 | B | | | | | Ran |
| CO2 | | | | | A*X*Co2ra | Raco2 |
| CO | | | | | A*X*Cora | Raco |
| H2O | (-) | | (-) | | (-) | (-) |
| H2 | | | | | A*X*Co2ra*4 | Rah |
| | | | | | +A*X*Cora*3 | |
| | | | | | | (1):(2)の 比率 |
| | | | | | | (1)式:CH ₄ +2H ₂ O→CO ₂ +4H ₂ -39.41kcal/mol |
| | | | | | | (2)式:CH ₄ +H ₂ O→CO+3H ₂ -49.20kcal/mol |
| | | | | | | Co2ra Cora |
| | | | | | | |

A*(1-X) : A*X*Co2ra = Ram : Raco2から転化率Xを求める
 転化率X= $\frac{Ram}{Raco2}$ = 0.548

あるいは転化率XはX=(Raco+Raco2)/(Raco+Raco2+Ram)としても、
 入口部のガスクロマトグラフは水蒸気と混合前のもの。
 出口部のガスクロマトグラフは水蒸気と分離後のもの。

あるいは転化率(=X=(Raco+Raco2)/(Raco+Raco2+Ram))としても良い

入口部のガスクロマトグラフは水蒸気と混合前のもの。
出口部のガスクロマトグラフは水蒸気と分離後のもの。

付録 A-6 水蒸気改質器におけるヘリウム側圧力損失計算

1. 二重管圧力損失一般式

$$\Delta P_f = \frac{4f \cdot G^2}{2g \cdot \rho} \cdot \frac{L}{D_e} \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0.14}$$

2. 平滑管の場合

$$f = 0.076 \cdot Re^{(-1/4)} = 0.008 \rightarrow \Delta P = 0.104 \text{ kg/cm}^2$$

3. フィン付管計算結果（平滑管の2.5倍）

熱交換器ハンドブック図 15.11 で

Re 数は 8192 だがグラフに線がないので

$Re=5000$ の時の値を採用する。

$$f = 0.020 \rightarrow \Delta P = 0.26 \text{ kg/cm}^2$$

4. フィン付管圧損試験結果（計算の1.4倍）

ヘリウム側は入口出口の差圧計測はしていないので、入口出口それぞれの圧力計の読みの差を採った為、低精度となっている。

$$\Delta P = 0.36 \text{ kg/cm}^2$$

ここで、

ΔP_f : 水蒸気改質器圧損 (kg/m^2)

ΔP : 水蒸気改質器圧損工学単位 (kg/cm^2)

$$\Delta P = \Delta P_f \cdot 10^4$$

Re : レイノルズ数 (試験条件で 8192)

f : 摩擦損失係数 (-)

G : 重量速度 ($\text{kg/m}^2\text{h}$)

g : 重力加速度 ($1.27 \times 10^8 \text{ m/h}^2$)

ρ : 密度 (kg/m^3)

L : 伝熱管長さ (m)

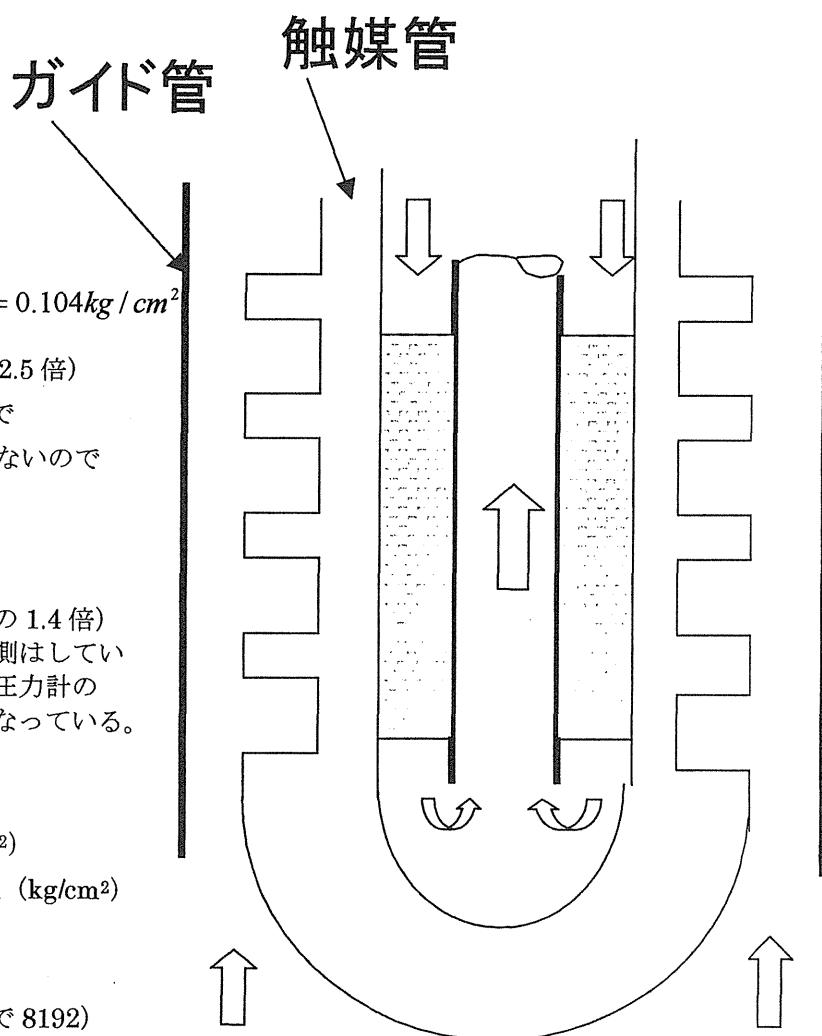
D_e : 二重管等価直径 ($D_2 - D_1$, m)

μ_w : 管壁温度における流体の粘度 (kg/mh)

μ : 流体の粘度 (kg/mh)

D_2 : 管路外径 (=ガイド管内径, m)

D_1 : 管路内径 (=フィン外径, m)



Heガス

付録 B 蒸気過熱器

付録 B-1 蒸気過熱器の熱伝達式（熱伝達率と熱貫流率の計算式）

B.1 蒸気過熱器

HTTR 水素製造システムでは、ヘリカルコイル式の熱交換器を採用予定であるが、実規模単一反応管試験装置においては、交換熱量が少ないので、二重管式熱交換器を採用した。以下は二重管式熱交換器に適用される式である。

B.1.1 蒸気過熱器一管外熱伝達式： Wiegant の式⁽⁶⁾⁽⁷⁾を採用する。

管外流体はヘリウムガスであり、環状流路の内面の平滑管型伝熱管を通しての乱流熱伝達率の式を適用する。

$$N_u = 0.023 \cdot R_e^{0.8} \cdot P_r^{0.4} \cdot \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^{0.45} \quad \text{文献(28) (15.5) 式}$$

$$R_e = \frac{D_e \cdot G_m}{\mu} = \frac{w \cdot D_e}{\nu}$$

$$D_e = D_2 - D_1$$

$$G_m = \frac{G}{(N_t \cdot A)}$$

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot (D_2^2 - D_1^2)$$

$$\alpha_o = N_u \cdot \frac{\lambda}{D_e}$$

ここで

α_o : 管外熱伝達係数 (kcal/m²h°C) [W/(m² · K)]

N_u : ヌッセルト数 (—)

λ : 管外流体の熱伝導率 (kcal/mh°C) [W/(m · K)]

D_e : アニュラ一部の等価径 (m)

R_e : レイノルズ数 (—)

P_r : プラントル数 (—) = $C_p \cdot \rho \cdot \nu / \lambda = C_p \cdot \mu / \lambda = C_p \cdot g \cdot \eta / \lambda$

G_m : 管外流路での質量速度 (kg/m²h) [kg/(m² · s)]

μ : 管外流体の粘度 (kg/mh) [Pa · s または kg/(m · s)] … Pa=N/m², N=kg · m/s²

w : 管外流路での平均流速 (m/h) [m/s] $w = G_m / \gamma$, $w = G_m / \rho$

γ : 流体の比重 (kgf/m³)

ρ : 流体の密度 (kg/m³) 比重量と密度は数値は同じ

ν : 管外流体の動粘性係数 (m²/h または m²/s) [m²/s]

η : (kgf · h/m²) または (kgf · s/m²) 流体の粘度 (慣用単位系にのみ使用)

g : (m/h²) [m/s²] 重力加速度 (1.27 x 10⁻⁸ m/h² , 9.807 m/s² を η , λ_g と単位を合せ使用)

D_2 : 外管の内径 (m) = 環状流路の外径

D_1 : 内管の外径 (m) = 環状流路の内径

G : 流量 (kg/h) [kg/s]

N_t : チューブ本数 (—)

A : 伝熱管 1 本あたりの流路断面積 (m²)

B.1.2 蒸気過熱器一管内熱伝達式： Dittus & Boelter の式⁽⁸⁾⁽⁹⁾を採用する。

管内流体は水蒸気であり、円管型平滑伝熱管を通しての乱流熱伝達率の式を適用する。

$$N_u = 0.023 \cdot R_e^{0.8} \cdot P_r^{0.4}$$

$$R_e = \frac{D_i \cdot G_m}{\mu} = \frac{w \cdot D_i}{\nu}$$

$$G_m = \frac{G}{(N_t \cdot A)}$$

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot D_i^2$$

$$\alpha_i = N_u \cdot \frac{\lambda}{D_i}$$

ここで

N_u : ヌッセルト数 (−) 文献⁽⁸⁾ p27

R_e : レイノルズ数 (−)

λ : 管内流体の熱伝導率 (kcal/mh°C) [W/(m · K)]

D_i : 伝熱管内径 (m)

P_r : プラントル数 (−) = $C_p \cdot \rho \cdot \nu / \lambda = C_p \cdot \mu / \lambda = C_p \cdot g \cdot \eta / \lambda$

G_m : 管内流路での平均質量速度 (kg/m²h) [kg/(m² · s)]

w : 管内流路での平均流速 (m/h) [m/s] $w = G_m / \gamma$, $w = G_m / \rho$

γ : 流体の比重 (kgf/m³)

ρ : 流体の密度 (kg/m³) 比重量と密度は数値は同じ

μ : 管内流体の粘度(kg/mh または kg/ms) [Pa · s または kg/(m · s)]

ν : 管内流体の動粘性係数 (m²/h) [m²/s]

η : (kgf · h/m²) または (kgf · s/m²) 流体の粘度 (慣用単位系にのみ使用)

g : (m/h²) [m/s²] 重力加速度 (1.27 × 10⁻⁸ m/h² 、 9.807 m/s² を η , λ_g と単位を合せ使用)

G : 流量 (kg/h) [kg/s]

Nt : チューブ本数 (−)

A : 伝熱管 1 本あたりの流路断面積 (m²)

α_i : 管内面熱伝達係数 (kcal/m²h°C) [W/(m² · K)]

B.2.3 蒸気過熱器—熱通過率の計算および伝熱量の計算（伝熱管外径基準）

1. 热貫流率（熱通過率）

平滑管の式⁽²⁸⁾を適用する。

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_o} + r_o + \left(\frac{D_o}{D_m} \right) \cdot \frac{t_s}{\lambda_t} + r_i \left(\frac{D_o}{D_i} \right) + \frac{1}{\alpha_i} \left(\frac{D_o}{D_i} \right) \quad \text{文献}^{(28)} \quad (15.2a) \quad \text{式}$$

ここで、

K : 热貫流率 (伝熱管外径基準) ($\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}$) [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$]

D_o : 伝熱管外径 (m) D_i : 伝熱管内径 (m)

D_m : 対数平均径 (m) $= (D_o - D_i)/\ln(D_o/D_i)$

α_o : 管外熱伝達率 ($\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}$) [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$]

α_i : 管内熱伝達率 ($\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}$) [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$]

r_o : 管外汚れ係数 ($\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}/\text{kcal}$) [$(\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}$]

r_i : 管内汚れ係数 ($\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}/\text{kcal}$) [$(\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}$]

t_s : 管の厚み (m) $t_s = (D_o - D_i)/2$

λ_t : 伝熱管の熱伝導率 ($\text{kcal}/\text{mh}^\circ\text{C}$) [$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$]

2. 伝熱管を通しての伝熱量の計算

$$Q = A \cdot K \cdot \Delta T$$

ここで

Q : 伝熱量 (kcal/h) [W]

A : 伝熱管外表面積 (熱交換器全長分) (m^2)

K : 热貫流率 (伝熱管外径基準) ($\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}$) [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$]

ΔT : 管内外流体の対数平均温度差 ($^\circ\text{C}$) [K]

付録B-2 伝熱性能評価プログラム(2003年6月03日)

蒸気過熱器炉外性能評価6その2は第4回6月3日運転データ47g

計測結果をベースに伝熱面積を計算する。

水蒸気の物性計算をするサブルーチンを追加した。(2003.8.05)

2003年06月03日23時09分の880度運転時の蒸気過熱器の蒸気流量47g/sのデータを代入
入口蒸気の一部に凝縮水が含まれていた計算を追加した。(2003.11.27)

SI単位系の数値を併記した。(2004.06.08)

記号 数値 単位 計算式

0. 計測結果

| | | | |
|----------|--------|-------------|----|
| Heガス入口圧力 | PI22H | 3.99 MPaG | 入力 |
| Heガス入口温度 | TE21H | 656 °C | 入力 |
| Heガス出口温度 | TE24H | 567 °C | 入力 |
| Heガス流量 | FIC8H | 91.1 g/s | 入力 |
| 蒸気入口圧力 | PIC16S | 4.51 MPaG | 入力 |
| 蒸気入口温度 | TE19S | 259 °C | 入力 |
| 蒸気出口温度 | TE23S | 426 °C | 入力 |
| 蒸気流量 | FIC22S | 0.0457 kg/s | 入力 |

1. 設計条件

| | | | |
|----------|-------|----------------------------|-----------------------|
| Heガス入口圧力 | Phin | 40.69 kg/cm ² G | 計算 Phin=PI22H*10.197 |
| Heガス入口温度 | Thin | 656 °C | 計算 |
| Heガス出口温度 | Thout | 567 °C | 計算 |
| Heガス流量 | Gh | 327.96 kg/h | 計算 Gh=FIC8H*3600/1000 |

2. Heガスの物性計算

| | | | |
|-----------|--------|----------------------------|--|
| He平均温度 | Thm | 611.5 °C | 計算 Thm=(Thin+Thout)/2 |
| He圧力 | Phin | 40.69 kg/cm ² G | 計算 |
| He圧力(bar) | Pbar | 40.91 bar | 計算 Pbar=PI22H*10+1.013 |
| 絶対温度 | Tkel | 884.66 °K | 計算 Tkel=Thm+273.16 |
| 係数 | Bbbb | 0.00240339 | 計算 Bbbb=4.5E-04+5.42/(1890+Tkel) |
| 比重 | Gammah | 2.215 kgf/m ³ | 計算 Gammah=(SQR(1+4*Pbar*Bbbb/0.0207723/Tkel)-1)/2/Bbbb |
| 定圧比熱 | Cph | 1.2406 kcal/kg°C | 固定 一定値 |
| 熱伝導率 | Lamda | 0.28564 kcal/mh°C | 計算 Lamda=2.5542E-3*Tkel ^{.69} +7.9378E9*Thm/(Thm ⁵ +4.29E14) |

| | | | |
|----------------|--------------------|---------------------------------|---|
| 粘性係数 η | Myuseh (Etaseh) | 4.1862E-06 kgf·s/m ² | +2.0038E-4*Gammah +2.0554E-8/(.52+Tkel/569.6) 計算 Myuseh=3.8545E-8*Tkel ^{.69} +5.0985E-8/(.52+Tkel/569.6) +2.7226E-11*Gammah ² |
| 動粘性係数 ν | Nyuuh | 1.8525E-05 m ² /s | 計算 Nyuh=Myuseh/Gammah*9.807 |
| 温度伝導率 | Ah | 0.10396537 m ² /h | 計算 Ah=Lamdaah/Gammah/Cph |
| プラントル数 | Pr | 0.6414 (-) | 計算 Prh=Nyuuh/Ah*3600 |
| 現在のSI単位系を使った場合 | | | |
| 密度 | Rooh | 2.215 kg/m ³ | 換算 Rooh=Gammah |
| 定圧比熱 | Cphd | 5194 J/kgK | 換算 Cphd=Cph*4.1868*1000 |
| 熱伝導率 | Lamdaahd | 0.3322 W/mk | 換算 Lamdaahd=Lamdaah*1000/3600*4.1868 |
| 粘性係数 | Myusehp | 41.054 μ Pa s | 換算 Myusehp=Myuseh*9.807*1E06 $g=9.807 \text{m/s}^2$ |
| 粘性係数 μ | Myusehd | 4.105E-05 kg/ms | 換算 Myusehd=Myuseh*9.807 |
| 動粘性係数 | Nyuhd | 1.852E-05 m ² /s | 換算 Nyuhd=Nyuuh |
| 温度伝導率 | Ahd | 2.888E-05 m ² /s | 計算 Ahd=Lamdaahd/Rooh/Cphd |
| プラントル数 | Prdash | 0.6414 (-) | 計算 Prdash=Nyuhd/Ahd |

3.管内流体（過熱蒸気）

| | | | |
|---------|-------|-------------|-------------------------|
| 入口温度 | Tsin | 259 °C | 計算 |
| 放熱口ス | Hloss | 40 % | 入力 以下の計算には使用せず |
| 出口温度 | Tsout | 426.0 °C | 計算 |
| 入口圧力 | Psin | 43.3 bar | 計算 Psin=PIC16S*10+1.013 |
| 流量 | Gs | 164.52 kg/h | 計算 Gs=FIC22S*3600 |
| 平均温度 | Tsm | 342.5 °C | 計算 Tsm=(Tsin+Tsout)/2 |
| 圧力(ata) | Psata | 44.166 ata | 計算 Psata=Psin*1.02 |

これらの条件を入れて蒸気表の計算プログラム(サブルーチン)を使って計算する

4.水蒸気物性計算結果をサブルーチンから読み込み

| | | | |
|------------|--------|--------------------------|----|
| 比重 | Gammas | 15.54 kgf/m ³ | 計算 |
| 定圧比熱 | Cps | 0.6171 kcal/kg°C | 計算 |
| 熱伝導率 | Lamdas | 4.56E-02 Kcal/mh°C | 計算 |
| 粘性係数 μ | Myus | 2.2545E-05 kg/ms | 計算 |

| | | | |
|-----------------------------|---------|-----------------------------|---|
| 動粘性係数 ν | Nyus | 1.45E-06 m ² /s | 計算 |
| 温度伝導度 | As | 4.76E-03 m ² /h | 計算 |
| プラントル数 | Prs | 1.098 (-) | 計算 |
| 凝縮水蒸発潜熱 | Lat | 398.4 kcal/kg | 入力 上流側配管で凝縮を考える |
| 現在のSI単位系を使った場合 | | | |
| 密度 | Roogs | 15.544 kg/m ³ | 換算 Roosd=Gammas |
| 定圧比熱 | Cpsd | 2584 J/kgK | 換算 Cpsd=Cps*4.1868*1000 |
| 熱伝導率 | Lamdasd | 0.0531 W/mK | 換算 Lamdasd=Lamdag*1000/3600*4.1868 |
| 粘性係数 μ | Myusd | 2.254E-05 kg/ms | 換算 Myusd=Myus |
| 動粘性係数 | Nyusd | 1.450E-06 m ² /s | 換算 Nyusd=Nyus |
| 温度伝導率 | Asd | 1.321E-06 m ² /s | 計算 Asd=As/3600 |
| プラントル数 | Prsd | 1.098 (-) | 計算 Prsd=Nyusd/Asd |
| 5. 管外流体の形状 | | | |
| 流路外径 | Dao | 0.0916 m | 入力 |
| チューブ外径 | Do | 0.0254 m | 入力 |
| アニュラス断面積 | Aanu | 0.0061 m ² | 計算 Aanu=PAI/4*(Dao ² -Do ²) |
| 等価直径 | De | 0.0662 m | 計算 De=Dao-Do |
| 流速 | Uh | 6.762 m/s | 計算 Uh=Gh/(3600*Gammah*Aanu) |
| 6. 管外熱伝達率 | | | |
| Re数 | Reh | 24166 (-) | 計算 Reh=Uh*De/Nyuh |
| 熱交換器ハンドブックp672のWiegandの式を使う | | | |
| ヌッセルト数 | Nuh | 110.11 (-) | 計算 Nuh=0.023*Reh ^{0.8} *Prh ^{0.4} *(Dao/Do) ^{0.45} |
| 管外熱伝達率 | Alpo | 475 kcal/m ² h°C | 計算 Alpo=Nuh*Lamda/De |
| 現在のSI単位系を使った場合 | | | |
| 管外熱伝達率 | Alpos | 553 W/m ² K | 換算 Alpos=Alpo*1.163 |
| 7. 管内水蒸気側 | | | |
| 伝熱管内径 | Di | 0.0184 m | 入力 |
| チューブ厚さ | Tthick | 0.0035 m | 計算 Tthick=(Do-Di)/2 |
| チューブ平均径 | Dm | 0.0217 m | 計算 Dm=(Do-Di)/LN(Do/Di) |
| 伝熱管本数 | Nt | 1 本 | 入力 |
| 流路断面積 | Ati | 2.659E-04 m ² | 計算 Ati=PAI/4*Di ² *Nt |

流速 Us 11.06 m/s 計算 $Us=Gs/(3600*\Gamma*\Delta T)$

Re数 Res 1.403E+05 (-) 計算 $Res=Us*D/D_{h}$

円管内の乱流熱伝達は伝熱工学資料(第3版)p28のDittus Boelterの式を使う。
ヌッセルト数 Nus 313 (-) 計算 $Nus=0.023*Res^{0.8}*Pr^{0.4}$

管内熱伝達率 Alpi 776 kcal/m²h°C 計算 $Alpi=Nus*\lambda/D_i$

現在のSI単位系を使った場合

管内熱伝達率 Alpis 902 W/m²K 換算 $Alpis=Alpi*1.163$

8.熱貫流率の計算

伝熱管熱伝導率 Lamdat 21 kcal/mh°C 入力 Incolloy800H炉外改質器データより

管内汚れ係数 Ri 0.0002 m²h°C/kcal 入力

管外汚れ係数 Ro 0 m²h°C/kcal 入力

総括熱抵抗 Rtotal 0.00435478 m²h°C/kcal 計算 $Rtotal=1/Alpo+Ro+(T_{thick}/Lamdat)* (D_o/D_m)+Ri*(D_o/D_i)+(1/Alpi)*(D_o/D_i)$

熱貫流率 Ke 229.6 kcal/m²h°C 計算 $Ke=1/Rtotal$

現在のSI単位系を使った場合

熱貫流率(U) Kes 267.1 W/m²K 換算 $Kes=Ke*1.163$

9.伝熱面積

交換熱量 Q 36211 kcal/h 計算 $Q=Gh*Cph*(T_{in}-T_{out})$
SI単位 42.12 kW 換算 単位換算=Q/859.8

見かけ蒸気入熱 Qsm 16954 kcal/h 計算 $Qsm=G_s*C_p*(T_{sout}-T_{sin})$
SI単位 19.72 kW 換算

見かけヒータ効率 Effm 46.8 % 計算 $Effm=Qsm/Q*100$
計画ではEffm=60%?

上端温度差 Dth 230 °C 計算 $Dth=T_{in}-T_{sout}$

下端温度差 Dtl 308 °C 計算 $Dtl=T_{out}-T_{sin}$

対数平均温度差 Dtm 267.1 °C 計算 $Dtm=(Dtl-Dth)/LN(Dtl/Dth)$

| | | |
|--------------------|----------------------|---------------------------------------|
| 必要伝熱面積 A (外径基準) | 0.276 m ² | 計算 $A=Qsm/(Ke*Dtm)$ 蒸気への見かけ入熱量から算出 |
|--------------------|----------------------|---------------------------------------|

| | | |
|-------------------------|--------|--|
| 必要伝熱管長さ Lt (見掛け凝縮水無) | 3.46 m | 計算 $Lt=A/(D_o*PAI*N_t)$ 見掛けで凝縮水無しの場合。 |
|-------------------------|--------|--|

| | | |
|-----------|-----|----|
| 実際の伝熱管長 L | 5 m | 入力 |
|-----------|-----|----|

| | | |
|--------------------|--------------------------|---|
| 伝熱管通過熱量 Qt SI単位 | 24472 kcal/h 28.46 kW | 計算 $Qt=Qsm*(L/Lt)$ 換算 実伝熱面積を通りこれだけ伝熱 |
|--------------------|--------------------------|---|

| | | |
|--------------------|--------------------------|------------------|
| 真の蒸気入熱量 Qs SI単位 | 24472 kcal/h 28.46 kW | 計算 $Qs=Qt$ 換算 |
|--------------------|--------------------------|------------------|

| | | | |
|----------------------|----------|-------------------------------|---|
| 必要伝熱面積 (外径基準) | Am | 0.3990 m ² | 計算 Am=Qs/(Ke*Dtm) 蒸気への真の入熱量から算出 |
| 必要伝熱管長さ | Ltd | 5.00 m | 計算 L _{td} =A _d /(D _o *PAI*N _t) 蒸気への真の入熱量から算出(実長に一致) 蒸気、真の入熱→L _{td} が正と思われる |
| 熱効率 η_a | Eff | 67.6 % | 計算 Eff=Q _s /Q*100 計画はEff=60% (凝縮水の蒸発無し) |
| 凝縮水蒸発熱量 SI単位 | Qev | 7518 kcal/h 8.74 kW | 計算 Qev=Qs-Qsm 換算 |
| 凝縮水蒸発量 | Gev | 18.9 kg/h | 計算 Gev=Qev/Lat |
| 凝縮水割合 | Rcon | 0.115 (-) | 計算 Rcon=Gev/Gs |
| Heから直接放熱 SI単位 | Qhl | 11739 kcal/h 13.65 kW | 計算 Qhl=Q-Qt 換算 |
| 見かけの 熱貫流率 SI単位 | Kefalse | 159.1 kcal/m ² h°C | 計算 Kefalse=Qsm/(Do*PAI*L*Nt*Dtm) |
| | Kefalses | 185.0 W/m ² K | 換算 Kefalses=Kefalse*1.163 |
| 熱貫流率倍数 (見かけ) | Kbai | 0.693 (-) | 計算 Kbai=Keact/Ke He配管の放熱考慮するとDtmは小さくなり、また水蒸気がS/Gから過熱器までに一部凝縮を考えそれも再蒸発させると考えるとQsも大きくなり1に近づく |
| 熱貫流率倍数 (実際) | | 1.00 (-) | 計算 Keは計算どおりと推定し、伝熱量のうち一部が蒸発に使用されたとする |
| 実際の熱貫流率 (推定) | Keact | 229.6 kcal/m ² h°C | 計算 Keact=Qs/(Do*PAI*L*Nt*Dtm) 理論計算通りと推定する |
| | Keacts | 267.1 W/m ² K | 換算 Keacts=Keact*1.163 |

付録B-2 subroutine

水蒸気の物性計算

伝熱工学資料改訂第2版 p277「蒸気の熱的性質」を参考に物性計算をする

1. メインプログラムから蒸気の温度と圧力を引く

| 項目 | 記号 | 数値 | 単位 | 計算式(備考) |
|------|---------|--------|-----|----------|
| ガス温度 | Tgas | 342.5 | °C | 引数 メインから |
| ガス圧力 | Pgavata | 44.166 | ata | 引数 メインから |

2. 計算

| | | | | |
|--------------|---------|------------|-------------------|---|
| 比重量(計算) | Gammas | 15.544 | kg/m ³ | 計算 Gammas=9.926*(Pgavata/40) *(600+273.16)/(Tgas+273.16) |
| 比熱 | Cps | 0.6171 | kcal/kg°C | 計算 Cps=0.595-0.036*(Tgas-350)/50 +0.04*(Pgas-40)/10 |
| 密度 | Roos | 0.01554373 | g/cm ³ | 計算 Roos=Gammas/1000 |
| 熱伝導率常圧 | Lamda1 | 0.04809 | W/m°C | 計算 Lammda1=(17.6+5.87E-2*Tgas+ 1.04E-4*Tgas^2-4.51E-8*Tgas^3)/1000 |
| 熱伝導率高圧 | Lamda | 0.05306 | W/m°C | 計算 Lamda=Lamda1+((103.51+0.4198 *Tgas-2.771E-5*Tgas^2)*Roos +2.1482E14*Roos^2/Tgas^4.20)/1000 |
| 熱伝導率 | Lamdas | 0.04562 | kcal/mh°C | 計算 Lamdas=Lamda*0.85985 |
| 粘性係数 μ_0 | Myupoio | 0.0002198 | Poise | 計算 Myupoio=(0.407*Tgas+80.4)*1E-6 |
| 粘性係数 | Myupoi | 0.00022545 | Poise | 計算 Myupoi=Myupoio+(353.0*Roos+ 676.5*Roos^2+102.1*Roos^3)*1E-6 |
| 粘性係数 μ | Myus | 2.2545E-05 | kg/ms | 計算 Myus=Myupoi/10 |
| 粘性係数 | Myush | 0.081161 | kg/mh | Myush=Myus*3600 |
| 動粘性係数 ν | Nyus | 1.4504E-06 | m ² /s | 計算 Nyus=Myus/Gammas |
| 温度伝導率 | As | 0.00475666 | m ² /h | 計算 As=Lamdas/Gammas/Cps |
| プラントル数 | Prs | 1.09772033 | (-) | 計算 Prs=Nyus/As*3600 |

付録 C 蒸気発生器

付録 C-1 蒸気発生器の熱伝達式（熱伝達率と熱貫流率の計算式）

C.1 蒸気発生器

実規模单一反応管試験装置の蒸気発生器はケトル型で、胴の下部に滞留した飽和水を、その液中に水平に配置された伝熱管の内側を流れる高温のヘリウムガスにより加熱し、沸騰させて蒸気を発生させる。相変化の無い管内面ヘリウムガス側の熱伝達率を計算してから、相変化のある管外面のプール核沸騰の熱伝達率を計算する。水素製造システムでも、同一の式が適用される。

C.1.1 蒸気発生器一管内熱伝達式： Dittus & Boelter の式⁽⁸⁾⁽⁹⁾を採用する。

管内流体はヘリウムガスであり、円管型平滑伝熱管を通しての乱流熱伝達率の式を適用する。

$$N_u = 0.023 \cdot R_e^{0.8} \cdot P_r^{0.4}$$

$$R_e = \frac{D_i \cdot G_m}{\mu} = \frac{w \cdot D_i}{\nu}$$

$$G_m = \frac{G}{(N_t \cdot A)}$$

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot D_i^2$$

$$\alpha_i = N_u \cdot \frac{\lambda}{D_i}$$

ここで

N_u : ヌッセルト数 (—)

λ : 管内流体の熱伝導率 (kcal/mh°C) [W/(m · K)]

D_i : 伝熱管内径 (m)

R_e : レイノルズ数 (—)

P_r : プラントル数 (—) = $C_p \cdot \rho \cdot \nu / \lambda = C_p \cdot \mu / \lambda = C_p \cdot g \cdot \eta / \lambda$

G_m : 管内流路での平均質量速度 (kg/m²h) [kg/(m² · s)]

w : 管内の平均流速 (m/h) [m/s] $w = G_m / \rho$

ρ : 流体の密度 (kg/m³)

μ : 管内流体の粘度 (kg/mh または kg/ms) [Pa · s または kg/(m · s)]

ν : 管内流体の動粘性係数 (m²/h) [m²/s]

η : (kgf · h/m² または kgf · s/m²) 流体の粘度 (慣用単位系にのみ使用)

g : (m/h²) [m/s²] 重力加速度 (1.27 x 10⁸ m/h²、秒単位なら 9.807 m/s² を使用する)

G : 流量 (kg/h) [kg/s]

N_t : チューブ本数 (—)

A : 伝熱管 1 本あたりの流路断面積 (m²)

α_i : 管内面熱伝達係数 (kcal/m²h°C) [W/(m² · K)]

C.1.2 蒸気発生器一管外熱伝達式： McNelly の式⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾を採用する。

1. 単一管の場合のプール核沸騰伝熱係数

熱伝達率は伝熱管表面温度と沸騰液との温度差依存となる。

$$\alpha_b = Z_2 \cdot (\Delta t)^{2.22} \quad \cdots \quad Z_2 \text{ は } (\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C} \cdot 1/(\text{°C})^{2.22} \text{ 単位}) \text{ SI では } [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \cdot 1/\text{K}^{2.22}]$$

$$Z_2 = \left[0.225 \cdot C_s \cdot \left(\frac{C_l}{L_{at}} \right)^{0.69} \cdot \left(\frac{P \cdot \lambda_l}{\sigma} \right)^{0.31} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right)^{0.33} \right]^{3.22} \quad \text{文献}^{(10)} \quad (8.43) \text{式}$$

ここで

α_b : 単一管の場合の核沸騰伝熱係数 ($\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}$) [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$]

Δt : 加熱表面と沸騰液との温度差 ($^\circ\text{C}$) [K]

C_s : 加熱面の表面状態を表す係数で銅または鉄の場合は 1.0

C_l : 液の比熱 ($\text{kcal}/\text{kg}^\circ\text{C}$) [J/(kg · K)]

L_{at} : 蒸発潜熱 (kcal/kg) [J/kg]

P : 沸騰圧力 (kgf/m^2) [$\text{Pa}=\text{N}/\text{m}^2$]

λ_l : 液の熱伝導率 ($\text{kcal}/\text{mh}^\circ\text{C}$) [W/(m · K)]

σ : 液の表面張力 (kgf/m) [N/m]

ρ_l : 液の密度 (kg/m^3) [kg/m^3]

ρ_v : 蒸気の密度 (kg/m^3) [kg/m^3]

2. 多管の場合のプール核沸騰伝熱係数 α_o

多管の場合は下部の伝熱管により沸騰した蒸気が上部の伝熱管表面を包み込む現象 (Vapor Blanketing) が発生し熱伝達が減少する補正をする必要があり、単一管の核沸騰伝熱係数に補正係数を乗じて求める。⁽¹²⁾

$$\alpha_o = \Phi_2 \cdot F_2 \cdot \alpha_b = \Phi_2 \cdot F_2 \cdot \left[0.225 \cdot C_s \cdot \left(\frac{C_l}{L_{at}} \right)^{0.69} \cdot \left(\frac{P \cdot \lambda_l}{\sigma} \right)^{0.31} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right)^{0.33} \right]^{3.22} \cdot (\Delta t)^{2.22} \quad \cdots \text{文献}^{(12)} \quad (11.132) \text{式}$$

ここで

Φ_2 : Vapor Blanketing による補正係数 (一)

F_2 : 沸騰温度範囲による補正係数で蒸気温度と給水温度の温度差が小さければ、 ≈ 1

3. Vapor Blanketing による補正係数の求めかた

伝熱計算では仮定値を入れて計算し、伝熱量等が求まった後確認し、大きく違えば再計算する。

実規模单一反応管試験装置では、伝熱管相本数が 27 本また鉛直中心線上の管本数 N_n が 5 本

であったので、 $\Phi_2 = 0.75$ を暫定値として計算を進め、伝熱量算出後に Φ_2 を再計算し、仮定値とほぼ一致することを確認する。

(水蒸気改質法による HTTR 水素製造システムでは、伝熱管相本数が 199 本また鉛直中心線

上の管本数 N_{rv} が 8 本であったので、 $\Phi_2 = 0.6$ を暫定値として計算を進め、伝熱量算出後に Φ_2 を再計算し、仮定値とほぼ一致することを確認する。)

$$\Phi_2 = 0.714 \cdot [3.28(P_t - D_o)]^i (1/N_{rv})^j \quad \text{文献}^{(12)} \quad (11.133) \text{式}$$

$$i = 0.86 \times 10^{-6} \cdot \bar{G}$$

$$j = -0.24 \cdot [1.75 + \ln(1/N_{rv})]$$

ここで

P_t : 管配列ピッチ (m)

D_o : 伝熱管外径 (m)

N_{rv} : 管束の鉛直中心線上の管列数 (-)

\bar{G} : 伝熱管と伝熱管の隙間を流れる蒸発蒸気の平均質量速度 (kg/m²h) [kg/m²h]

$$\bar{G} = \frac{A_o \cdot (Q/A)}{L_{at} \cdot (P_t - D_o)} \quad [\text{SI 系では } \bar{G} = \frac{A_o \cdot (Q/A)}{L_{at} \cdot (P_t - D_o)} \cdot 3600 \leftarrow L_{at} \text{ は J/kg=Ws/kg 単位}]$$

ここで

A_o : 単位長さあたりの伝熱管外表面積 (m²/m)

(Q/A) : 热流束 (kcal/m²h) [W/m²]

4. 加熱面表面温度と沸騰液温度との差 Δt の求めかた⁽¹³⁾

4.1 管内側加熱流体から管外スケール表面までの熱流速

$$(Q/A)_l = \alpha_e \cdot (\Delta T - \Delta t) \quad \text{文献}^{(15)} \quad (11.142) \text{ 式}$$

ここで

$(Q/A)_l$: 管内側加熱流体から管外スケール表面までの熱流速 (kcal/m²h) [W/m²]

α_e : 管内加熱流体から管外スケール表面迄の熱伝達係数 kcal/m²h°C [W/(m² · K)]

ΔT : 加熱流体と沸騰液との温度差 (°C) [K]

Δt : 加熱表面 (伝熱管外面) と沸騰液との温度差 (°C) [K]

4.2 沸騰側境膜伝熱係数以外の (管内側加熱流体から管外スケール表面までの) 热伝達係数

$$\frac{1}{\alpha_e} = \left(\frac{1}{\alpha_i} \right) \cdot \frac{D_o}{D_i} + r_i \cdot \left(\frac{D_o}{D_i} \right) + \frac{t_s}{\lambda_t} \cdot \left(\frac{D_o}{D_m} \right) + r_o \quad \text{文献}^{(16)} \quad (11.143) \text{ 式}$$

ここで

α_e : 管内加熱流体から管外スケール表面迄の熱伝達係数 (kcal/m²h°C) [W/(m² · K)]

α_i : 管内面熱伝達係数 (kcal/m²h°C) [W/(m² · K)]

D_o : 伝熱管の外径 (m)

D_i : 伝熱管の内径 (m)

D_m : 対数平均径 (m) $D_m = (D_o - D_i)/\ln(D_o/D_i)$

t_s : 管の厚み (m) $t_s = (D_o - D_i)/2$

λ_t : 伝熱管の熱伝導率 (kcal/mh°C) [W/(m · K)]

r_i : 管内汚れ係数 (m²h°C/kcal) [(m² · K)/W]

r_o : 管外汚れ係数 (m²h°C/kcal) [(m² · K)/W]

4.3 加熱面表面から沸騰液までの熱流束

$$(Q/A)_2 = \alpha_e \cdot (\Delta t) \quad \text{文献}^{(13)} \quad (11.144) \text{ 式}$$

ここで

$(Q/A)_2$: 管外スケール表面から沸騰液までの熱流速 (kcal/m²h) [W/m²]

α_e : 管外熱伝達係数 (kcal/m²h°C) [W/(m² · K)]

4.4 热流束の一致

$$(Q/A)_1 = (Q/A)_2 \quad \text{文献}^{(13)} \quad (11.145) \text{ 式}$$

4.5 管外面熱伝達係数 (沸騰側熱伝達係数)

$$\alpha_e = \Phi_2 \cdot F_2 \cdot Z_2 \cdot (\Delta t)^m = \Phi_2 \cdot F_2 \cdot Z_2 \cdot (\Delta t)^{2.22} \quad \text{文献}^{(13)} \quad (11.146) \text{ 式}$$

ここで

・ Z_2 : 沸騰側の温度差と熱伝達率との関係式の係数(無次元ではなく単位あり)

$$Z_2 = \left[0.225 \cdot C_s \cdot \left(\frac{C_l}{L_{at}} \right)^{0.69} \cdot \left(\frac{P \cdot \lambda_l}{\sigma} \right)^{0.31} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right)^{0.33} \right]^{3.22}$$

4.6 上記式のまとめ

上記の式をまとめると ΔT と Δt の関係式が得られる。

$$\Delta T = \left(\frac{\Phi_2 \cdot F_2 \cdot Z_2}{\alpha_e} \right) \cdot (\Delta t)^{m+1} + \Delta t = \left(\frac{\Phi_2 \cdot F_2 \cdot Z_2}{\alpha_e} \right) \cdot (\Delta t)^{3.22} + \Delta t \quad \text{文献}^{(13)} \quad (11.147) \text{ 式}$$

この式の変数のうち、 Δt 以外の変数は既出の式より算出でき、また ΔT も設計条件で加熱側と被加熱側の温度条件で決まるので、未知数 Δt が算出できる。

4.7 加熱表面（伝熱管外面）と沸騰液との温度差 Δt の求め方

未知数の Δt を x とし、 ΔT を右辺に移動して、算出した次式 $f(x)$ と x 軸の交点の座標をもとめる。() 内の $\Phi_2, F_2, Z_2, \alpha_e$ は予め算出しておく。

$$f(x) = \left(\frac{\Phi_2 \cdot F_2 \cdot Z_2}{\alpha_e} \right) \cdot (x)^{3.22} + x - \Delta T$$

x の値は、例えば初期値 $x_1 = 10$ (°C) として、ニュートン法を使って算出する。

$$x_2 = x_1 - f(x_1)/f'(x_1)$$

$x_3 = x_2 - f(x_2)/f'(x_2)$ これを何回かくりかえし収束した値を Δt とする。

5. 管外面熱伝達係数 α_e

$$\alpha_e = \Phi_2 \cdot F_2 \cdot Z_2 \cdot (\Delta t)^m = \Phi_2 \cdot F_2 \cdot Z_2 \cdot (\Delta t)^{2.22}$$

に、 Δt の数値を代入して管外面熱伝達係数 α_e を求める。

C.1.3 蒸気発生器－熱通過率の計算および伝熱量の計算（伝熱管外径基準）

1. 热貫流率（熱通過率）

平滑管の式⁽²⁸⁾を適用する。

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_o} + r_o + \left(\frac{D_o}{D_m} \right) \cdot \frac{t_s}{\lambda_t} + r_i \left(\frac{D_o}{D_i} \right) + \frac{1}{\alpha_i} \left(\frac{D_o}{D_i} \right)$$

ここで

K : 热貫流率 (伝熱管外径基準) (kcal/m²h°C) [W/(m² · K)]

D_o : 伝熱管外径 (m)

D_i : 伝熱管内径 (m)

D_m : 対数平均径 (m) = $(D_o - D_i)/\ln(D_o/D_i)$

α_o : 管外熱伝達率 (kcal/m²h°C) [W/(m² · K)]

α_i : 管内熱伝達率 (kcal/m²h°C) [W/(m² · K)]

r_o, r_i : 管外汚れ係数および管内汚れ係数 (m²h°C/kcal) [(m² · K)/W]

t_s : 管の厚み (m) $t_s = (D_o - D_i)/2$

λ_t : 伝熱管の熱伝導率 (kcal/mh°C) [W/(m · K)]

2. 伝熱管を通しての伝熱量 Q の計算

$$Q = A \cdot K \cdot \Delta T$$

ここで

Q : 伝熱量 (kcal/h) [W]

A : 伝熱管外表面積 (熱交換器全長分) (m²)

K : 热貫流率 (伝熱管外径基準) (kcal/m²h°C) [W/(m² · K)]

ΔT : 管内外流体の対数平均温度差 (°C) [K]

3. Vapor Blanketing による補正係数の再確認

伝熱量等が求まったので、Vapor Blanketing による補正係数を再確認する。

下記の計算式で求めた Φ_2 が暫定値と大きく違わなければ再計算の必要は無い。

$$\Phi_2 = 0.714 \cdot [3.28(P_t - D_o)]^i (1/N_{rv})^j$$

$$i = 0.86 \cdot (10^{-6}) \cdot \bar{G}$$

$$j = -0.24 \cdot [1.75 + \ln(1/N_{rv})]$$

付録C-2 伝熱性能評価プログラム(通常運転時)(2003年6月03日)

炉外一蒸気発生器性能評価8の4

炉外試験での測定結果を入力し性能評価をする(2001.8.30)

MPaGの単位換算の修正(2001.10.25)

伝熱管汚れ無し 放熱器試験の比較用に水蒸気物性を変えたものを代入(2004.11.29)

2003年06月03日23時09分の定格運転測定結果代入

| 試験条件 | | 06/03 23 | | |
|------------|--------|----------|------------|---|
| 改質器入口He温度 | TE18H | 880 | °C | |
| S/G入口He温度 | TE24H | 567 | °C | |
| S/G内蒸気圧力 | PT16S | 4.51 | MPaG | |
| S/G内蒸気温度 | TE19S | 259 | °C | |
| 飽和蒸気の物性 | | | | |
| 液の比熱 | Cpw | 1.1843 | kcal/kg °C | 入力 |
| 液の蒸発潜熱 | Latent | 398.4 | kcal/kg | 入力 |
| 液の熱伝導率 | Lamdaw | 0.5252 | kcal/mh°C | 入力 |
| 液の密度 | Gammal | 785.6 | kg/m3 | 入力 |
| 蒸気の密度 | Gammas | 23.25 | kg/m3 | 入力 |
| 液の表面張力 | Sigma | 2.34E-03 | kgf/m | 入力 伝熱工学資料第2版260ページ |
| <hr/> | | | | |
| 0-1 流量 | | 単位 | | 設計値 |
| S/G 給水流量 | FE15S | 68.0 | g/s | 入力 58 |
| 過熱器入口蒸気流量 | FE22S | 47 | g/s | 入力 47 |
| 放熱器入口蒸気流量 | FE80S | 21 | g/s | 入力 放熱器出口ドレン計測 |
| SG戻り凝縮水量 | Gcond | 0 | g/s | 入力 循環時はGcond=FE80S |
| S/G 圧調弁開度 | CV20S% | 0 | % | 入力 開度0なら流量も0にする |
| S/G 圧調弁Cv値 | Cv | 0.012 | (-) | $Cv=0.0124*\exp(0.0386*CV20S\%)$ |
| S/G 圧調弁流量 | Gsval | 0.0 | g/s | $Gsval=IF(D15>0,48.61*(Cv/0.367),0)$ 11 |
| 蒸気発生量 | Gss | 68.0 | g/s | 計算 $Gss=FE22S+FE80S+Gsval$ 58 |
| Heガス流量 | FE8H | 91.1 | g/s | Heガス加熱器出口と同じ 91 |
| <hr/> | | | | |
| 0-2 圧力 | | | | |
| S/G 内部蒸気圧力 | PT16S | 4.51 | MPaG | 入力 $46ata=45.1bar=4.51MPa$ (誤) 4.51 |
| 正 | | | | $47ata=46.09bar=4.61MPa=259°C$ |
| S/G He入口圧 | PT23H | 3.95 | MPaG | 入力 3.96 |
| S/G He出口圧 | PT31H | 3.95 | MPaG | 入力 |
| <hr/> | | | | |
| 0-3 温度 | | | | |
| 予熱器出口給水温度 | TE14S | 222 | °C | 入力 |
| 放熱器凝縮水温度 | TE26S | | °C | 入力 |
| 入口ノズル直後温度 | TE18S1 | 257 | °C | 参考 S/G内部で混合後であり、不正確 224 |
| 液相表面温度高温 | TE18S2 | 261 | °C | 参考 |
| | TE18S3 | 259 | °C | 参考 |
| | TE18S4 | 258 | °C | 参考 |
| 伝熱管温度上方中心 | TE81S1 | 261 | °C | 参考 液体の温度を拾っており不正確 |
| | TE81S4 | 259 | °C | 参考 液体の温度を拾っており不正確 |
| 伝熱管温度上方側方 | TE81S2 | 259 | °C | 参考 液体の温度を拾っており不正確 |
| | TE81S5 | 260 | °C | 参考 液体の温度を拾っており不正確 |
| 伝熱管温度中心側方 | TE81S3 | 259 | °C | 参考 液体の温度を拾っており不正確 |
| | TE81S6 | 259 | °C | 参考 液体の温度を拾っており不正確 |

| | | | | |
|----------------------------------|-----------------|----------------------------|--|-------------------|
| S/G出口蒸気温度 | TE19S | 259 °C | 入力 定格では259°Cを確認 | 259 |
| Heガス入口温度 Heガス入口温度補正 済み | TE24H TE24Hd | 567 °C 561 °C | 入力 過熱器からS/Gの配管の1/3位置 計算 $TE24Hd=TE24H-9^{\circ}\text{C} \times 2/3$ | 536 |
| He蒸気発生器出口 HeガスS/G出口温度 補正済み | TE32H TE32Hd | 263 °C 267 °C | 入力 設置位置は水予熱器直前(4/5) 計算 $TE32Hd=TE32H+4^{\circ}\text{C}$ | 279 |
| 1.計測データ代入 | 記号 | 数値 全体設計 | 単位 計算式 | 配管温度降下5°Cの80%が4°C |
| Heガス流量 | Gh | 328.0 kg/h | 計算 $Gh=FE8H \times 3600 / 1000$ | |
| Heガス入口圧力 | Phin | 40.28 kg/cm ² G | 参考 $Phin=PT23H \times 10.197$ | |
| Heガス入口温度 | Thin | 561 °C | 計算 $Thin=TE24Hd$ | |
| Heガス出口温度 | Thout | 267 °C | 計算 $Thout=TE32Hd$ | |
| 給水(or凝縮水)量 | Gw | 244.8 kg/h | 計算 $Gw=(FE15S+Gcond) \times 3600 / 1000$ | |
| 蒸気発生量 | Gs | 244.8 kg/h | 計算 $Gs=(FE22S+FE80S+Gsva) \times 3600 / 1000$ 本当はGw=Gsになるはずだが | |
| 給水入口圧力 | Pwin | 45.99 kg/cm ² G | 計算 $Pwin=PT16S \times 10.197$ | |
| 給水または凝縮水 入口温度 | Twin | 222 °C | 確認 $Twin=TE14S$ あるいは $TE26S$ | |
| 水蒸気沸騰温度 | Twboil | 259 °C | 確認 & $TE18S$ は混合後で不正確 $Twboil=TE19S$ | |
| 水蒸気出口温度 | Twout | 259 °C | 入力 $Twout=TE19S$ | |
| 蒸気供給流量 | Gwsuper | 169.2 kg/h | 参考 $Gwsuper=FE22S \times 3600 / 1000$ | |
| 該当部管内He温度 | Thsec | 不要 | °C | 各部の推定温度を記入 |

2. 設計条件(構造)

| | | | |
|--------|-------|------------|--------------------|
| 熱交換形式 | ケトル型 | | |
| 伝熱管外径 | Do | 2.54E-02 m | 入力 |
| 肉厚 | Thick | 4.00E-03 m | 入力 |
| 伝熱管内径 | Di | 1.74E-02 m | 計算 $Di=Do-Thick*2$ |
| 伝熱管本数 | Nt | 27 本 | 入力 |
| ピッチ | Pt | 3.81E-02 m | 入力 |
| 配列 | 60度配列 | | |
| 伝熱管有効長 | Lt | m | 後述 |

3. 交換熱量

| | | | |
|------|---|---------------|--|
| 交換熱量 | Q | 119619 kcal/h | 計算 $Q=Gh \times Cph \times (Thin - Thout)$ |
|------|---|---------------|--|

4. Heガスの物性計算

| | | | |
|----------------|---------|-------------------------------|---|
| He平均温度 | Thm | 414 °C | 計算 Thm=(Thin+Thout)/2 Thm=Thsec |
| He圧力 | Phin | 40.28 kg/cm ² G | 計算 この値は使用せず、目安値 |
| He圧力(bar) | Pbar | 40.51 bar | 計算 Pbar=PT23H*10+1.013 |
| 絶対温度 | Tkel | 687.16 ° K | 計算 Tkel=Thm+273.16 |
| 係数 | Bbbb | 0.002553 | 計算 Bbbb=4.5E-04+5.42/(1890+Tkel) |
| 比重量 | Gammah | 2.818 kgf/m ³ | 計算 Gammah=(SQR(1+4*Pbar*Bbbb /0.0207723/Tkel)-1)/2/Bbbb |
| 定圧比熱 | Cph | 1.2406 kcal/kg°C | 入力 一定値 |
| 熱伝導率 | Lamda | 0.23966 kcal/mh°C | 計算 Lamda=2.5542E-3*Tkel^.69+ 7.9378E9*Thm/(Thm^5+4.29E14) +2.0038E-4*Gammah |
| 粘性係数 η | Myuseh | 3.53E-06 kgf·s/m ² | 計算 Myuseh=3.8545E-8*Tkel^.69 +5.0985E-8*(.52+Tkel/569.6) +2.7226E-11*Gammah^2 |
| 動粘性係数 ν | Nyuh | 1.23E-05 m ² /s | 計算 Nyuh=Myuseh/Gammah*9.807 |
| 温度伝導率 | Ah | 0.068553 m ² /h | 計算 Ah=Lamda/Gammah/Cph |
| プラントル数 | Pr | 0.64431 (-) | 計算 Prh=Nyuh/Ah*3600 |
| 現在のSI単位系を使った場合 | | | |
| 密度 | Rooh | 2.818 kg/m ³ | 換算 Rooh=Gammah |
| 定圧比熱 | Cphj | 5.194 kJ/kgK | 換算 Cphj=Cph*4.1868 |
| 熱伝導率 | Lamda | 0.2787 W/mK | 換算 Lamda=Lamda*1000/3600*4.1 868 |
| 粘性係数 | Myusehp | 34.574 μPa s | 換算 Myusehp=Myuseh*9.807*1E06 g=9.807m/s ² |
| 粘性係数 μ | Myusehg | 0.1245 kg/mh | 換算 Myusehg=Myuseh*9.807*3600 |
| 動粘性係数 | Nyuhmm | 12.27 mm ² /s | 換算 Nyuhmm=Nyuh*1000000 |
| 温度伝導率 | Ahmm | 19.04 mm ² /s | 換算 Ahmm=Ah*1000000/3600 |
| プラントル数 | Prdash | 0.6443 (-) | 計算 Prdash=Nyuhmm/Ahmm |

5. 管内Heの熱伝達率の計算

| | | | |
|--------|------|-------------------------------|----------------------------|
| 管内流路面積 | Ai | 6.42E-03 m ² | 計算 Ai=3.1416/4*Di^2*Nt |
| 管内流速 | Ui | 5.035 m/s | 計算 Ui=Gh/3600/Gammah/Ai |
| レイノルズ数 | Rei | 7141 (-) | 計算 Rei=Ui*Di/Nyuh |
| ヌッセルト数 | Nu | 23.35 (-) | 計算 Nu=0.023*Rei^0.8*Pr^0.4 |
| 管内熱伝達率 | Alpi | 321.7 kcal/m ² h°C | 計算 Alpi=Nu*Lamda/Di |

現在のSI単位系を使った場合

| | | | |
|---------------------|-------|-------------|------------------------------|
| 管内熱伝達率 (別法SI単位系) | Alpis | 374.1 W/m2K | 換算 Alpis=Alpi*1.163 |
| | | 374.1 W/m2K | 計算 Alpis=Nu*Lamda/hw/Diでも計算可 |

6. 伝熱管その他の物性

| | | | |
|---------|--------|--------------|----|
| 伝熱管熱伝導率 | Lamdat | 48 kcal/mh°C | 入力 |
|---------|--------|--------------|----|

7. 汚れ係数

| | | | |
|------|----|-------------------|--------------------|
| 汚れ係数 | Ro | 0.0002 m2h°C/kcal | 入力 汚れありとし0.0002の計算 |
|------|----|-------------------|--------------------|

8. 対数平均温度差

| | | | |
|------------------|-------|---------|---|
| 対数平均温度差 (不採用) | Tlmtd | 88.3 °C | 計算 併行流として算出 Tlmtd=((Thin-Twin)-(Thout-Twboil))/LN((Thin-Twin)/(Thout-Twboil)) |
|------------------|-------|---------|---|

| | | | |
|------------------------------------|--------|---------|--|
| 補正対数平均温度差 (採用、水温度は出入 口共沸騰温度) | Tlmtdm | 81.0 °C | 計算 Tlmtdm=((Thin-Twboil)-(Thout-Twboil))/LN((Thin-Twboil)/(Thout-Twboil)) 採用 |
|------------------------------------|--------|---------|--|

9. 管外熱伝達率の算出

プール沸騰MacNellyの式を使用

9.1 係数 Z2の産出

| 加熱面表面状態 | Cs | 1 (-) | 入力 |
|----------------|---------------|--------------------------------------|--|
| 液の比熱 | Cpw SI | 1.1843 kcal/kg°C 4.958 kJ/kgK | 再掲 換算 値=Cpw*4.1868 |
| 液の蒸発潜熱 | Latent SI | 398.4 kcal/kg 1668.0 kJ/kg | 再掲 換算 値=Latent*4.1868 |
| 液の熱伝導率 | Lamdaaw SI | 0.5252 kcal/mh°C 0.6108 W/mK | 再掲 換算 値=Lamda*1.163 |
| 液の密度 | Gammal | 785.6 kg/m3 | 再掲 |
| 蒸気の密度 | Gammas | 23.25 kg/m3 | 再掲 |
| 液の表面張力 | Sigma SI | 2.34E-03 kgf/m 2.29E-02 N/m | 再掲 伝熱工学資料第2版260ページ 値E-03を訂正済み(2004.6.27) 換算 値=Sigma*9.807 |
| 沸騰圧力 | Pboil SI | 470214.7 kgf/m2 A 4611396 Pa=N/m2 | 計算 Pboil=(Pwin+1.033)*10^4 換算 値=Pboil*9.807 |
| 係数Z2 | Z2 | 83.07 kcal/m2h°C /(°C)^2.22 | 計算 Z2=(0.225*Cs*(Cpw/Latent)^0.69 *(Pboil*Lamdaaw/Sigma)^0.31 *(Gammal/Gammas-1)^0.33)^3.22 |
| 係数Z2 SI単位系 Z2s | | 96.58 W/(m2·K) /(K)^2.22 | 計算 Z2s=(0.225*Cs*(Cpw/Latent)^0.69 SI単 * (Pboil*Lamdaaw/Sigma)^0.31 位で *(Gammal/Gammas-1)^0.33)^3.22 |

9.2 加熱面表面温度と沸騰液温度の差

| | | | |
|-----------|----------|------------|---------------|
| 熱流束 | Heatflux | kcal/m2h | |
| 加熱流体と液温度差 | Dtm | 81.0 °C | 計算 Dtm=Tlmtdm |
| チューブ肉厚 | Thick | 4.00E-03 m | 計算 上記で入力あり |

| | | | |
|-----------------------|--------------------|---------------------------------------|--|
| チューブ熱伝導率 (SI単位系) | Lamdat | 48 kcal/mh°C 55.82 W/mK | 計算 上記で入力あり 換算 値=Lamdat*1.163 |
| チューブ平均径 | Dmean | 0.0214 m | 計算 Dmean=(Do+Di)/2 |
| 管内汚れ係数 (SI単位系) | Ri | 0 m2h°C/kcal 0 m2K/W | 入力 換算 値=Ri/1.163 |
| 管外汚れ係数 (SI単位系) | Ro | 0.0002 m2h°C/kcal 0.000172 m2K/W | 計算 上記で入力あり 換算 値=Ro/1.163 |
| 管外以外熱抵抗 (SI単位系値代入) | Rexclude | 4.84E-03 m2h°C/kcal | 計算 Rexclude=(1/Alpi)*(Do/Di) +Ri*(Do/Di) +Thick/Lamdat*(Do/Dmean)+Ro |
| | Rexcluds | 4.16E-03 m2K/W | 計算 Rexcluds=(1/Alpi)*(Do/Di) +Ri*(Do/Di) +Thick/Lamdat*(Do/Dmean)+Ro |
| 管外以外熱伝達率 (SI単位系) | Alpexcl Alpexcs | 2.07E+02 kcal/m2h°C 2.40E+02 W/m2K | 計算 Alpexcl=1/Rexclude 計算 Alpexcs=1/Rexcluds |

9.3補正係数を利用した収束計算

加熱面表面温度と沸騰液温度の差 Δt の初期値から収束計算する
Vapor B補正係数 Fai2 0.75 (-) 入力 Nt=30本程度で0.75,
Nt=200本で0.6程度

このように仮定
沸騰温度補正係数 F2 1 (-) 入力 蒸発蒸気出口温度と沸騰温度
が一致するときは1とする。

| | | | |
|----------------|---------|------------------------------|---|
| 係数A (SI単位系) | Aa | 3.01E-01 (-) 3.01E-01 (-) | 計算 Aa=Fai2*F2*Z2/Alpexcl 計算 Aa=Fai2*F2*Z2s/Alpexcs (=上段) SI単位系でも収束計算は同じ経過 |
| 係数B | Bb | 81.0 (-) | 計算 Bb=Dtm |
| Dst の初期値(x1) | Dstorig | 10 °C | 入力 たとえば10°Cとする |
| f(x1) | | 429.14 | f(x1)=Aa*Dst^3.22+Dst-Bb |
| f(x1) | | 1.62E+02 | f(x1)=3.22*Aa*Dst^2.22+1 |
| Dst 値(x2) | | 7.35E+00 °C | 計算 x2=x1-f(x1)/f'(x1) |
| f(x2) | | 1.12E+02 | |
| f(x2) | | 8.23E+01 | |
| Dst 値(x3) | | 5.99E+00 °C | 計算 |
| f(x3) | | 2.11E+01 | |
| f(x3) | | 5.26E+01 | |
| Dst 値(x4) | | 5.59E+00 °C | 計算 |
| f(x4) | | 1.49E+00 | |
| f(x4) | | 4.53E+01 | |
| Dst 値(x5) | | 5.56E+00 °C | 計算 |
| f(x5) | | 9.51E-03 | |
| f(x5) | | 4.47E+01 | |
| Dst 値(x6) | Dst | 5.56E+00 °C | 計算 |
| f(x6) | | 3.95E-07 | |
| f(x6) | | 4.47E+01 | |
| Dst 値(x7) | Dst | 5.56E+00 °C | 計算 |
| f(x7) | | 0.00E+00 | |
| f(x7) | | 4.47E+01 | |

| | | | |
|-----------|--------|----------|--|
| Dst 値(x8) | Dst | 5.56 °C | 計算 ここで収斂した この値が加熱面表面温度 と沸騰液温度の差 Δt |
| 伝熱管表面温度計算 | Ttout | 264.6 °C | 計算 $T_{tout}=T_{boil}+Dst$ |
| 伝熱管表面温度測定 | TE81S4 | 259.0 | 計測 TE81S4(中温域) |
| | TE81S5 | 260.0 | 計測 TE81S5(中温域) |
| | TE81S6 | 259.0 | 計測 TE81S6(中温域) 測定値は液温を拾い不正確 |

10. 管外熱伝達係数

| | | | |
|----------------|--------|--------------------------------|-------------------------------------|
| 管外熱伝達係数 | Alpo | 2805.7 kcal/m ² h°C | 計算 $Alpo=Fai^2*F2*Z2*Dst^{2.22}$ |
| 現在のSI単位系を使った場合 | | | |
| 管外熱伝達率 | Alpos | 3263 W/m ² K | 換算 $Alpos=Alpo*1.163$ |
| (別法SI単位系Z2より) | Alpos2 | 3262 W/m ² K | 計算 $Alpos2=Fai^2*F2*Z2s*Dst^{2.22}$ |

11. 総括伝熱係数

| | | | |
|---------------------|-------------------|---|---|
| 総括熱抵抗 (SI単位系値代入) | Rtotal Rtotals | 5.19E-03 m ² h°C/kcal 4.47E-03 m ² K/W | 計算 $R_{total}=R_{exclu}+1/Alpo$ 計算 $R_{totals}=R_{excls}+1/Alpos2$ |
|---------------------|-------------------|---|---|

| | | | |
|--------|------|-------------------------------|-----------------------|
| 総括伝熱係数 | Keff | 192.6 kcal/m ² h°C | 計算 $Keff=1/R_{total}$ |
|--------|------|-------------------------------|-----------------------|

現在のSI単位系を使った場合

| | | | |
|----------------------|-------|--|--|
| 熱貫流率(U) (別法SI単位系) | Keffs | 223.9 W/m ² K 223.9 W/m ² K | 計算 $Keffs=Keff*1.163$ 計算 $Keffs=1/R_{totals}$ |
|----------------------|-------|--|--|

12. 必要伝熱面積

| | | | |
|----------|---|---------------|----|
| He温度降下熱量 | Q | 119619 kcal/h | 再掲 |
|----------|---|---------------|----|

| | | | |
|--------------------|----|---------------|---|
| 伝熱管通過熱量 (=交換熱量) | Qt | 117555 kcal/h | 計算 $Qt=Q-2064\text{ kcal/h}(=2.4\text{ kW})$ 2.4kWはHeからの直接放熱 |
|--------------------|----|---------------|---|

| | | | |
|-------|----|---------------|---|
| 水の受熱量 | Qw | 108255 kcal/h | 計算 $Qw=G_w*(T_{boil}-T_{win})*C_{pw}$ +Latent*Gw |
|-------|----|---------------|---|

| | | | |
|------------|-----|-----------|------------------------|
| 熱効率 η | Eff | 0.905 (-) | 計算 $Eff=Qw/Q$ 設計では約87% |
|------------|-----|-----------|------------------------|

| | | | |
|-----------|-------|--------------|----------------------|
| 水の受熱のうち潜熱 | Qwlat | 97528 kcal/h | 計算 $Qwlat=Latent*Gw$ |
|-----------|-------|--------------|----------------------|

| | | | |
|--------|---|---------------------|-------------------------|
| 必要伝熱面積 | A | 7.54 m ² | 計算 $A=Qt/(Keff*Tlmtdm)$ |
|--------|---|---------------------|-------------------------|

| | | | |
|----------|----|---------------------|-------------------------|
| 蒸発量→必要伝面 | Aw | 6.94 m ² | 計算 $Aw=Qw/(Keff*Tlmtd)$ |
|----------|----|---------------------|-------------------------|

現在のSI単位系を使った場合

| | | | |
|----------|-----|----------|------------------|
| He温度降下熱量 | Qkw | 139.1 kW | 計算 $Qkw=Q/859.8$ |
|----------|-----|----------|------------------|

| | | | |
|--------------------|------|----------|--------------------|
| 伝熱管通過熱量 (=交換熱量) | Qtkw | 136.7 kW | 計算 $Qtkw=Qt/859.8$ |
|--------------------|------|----------|--------------------|

| | | | |
|-------|-----|----------|-------------------|
| 水の受熱量 | Qws | 125.9 kW | 計算 $Qws=Qw/859.8$ |
|-------|-----|----------|-------------------|

| | | | |
|-----------|--------|----------|-------------------------|
| 水の受熱のうち潜熱 | Qwlats | 113.4 kW | 計算 $Qwlats=Qwlat/859.8$ |
|-----------|--------|----------|-------------------------|

| | | | |
|----------|--------|---------|------------------------|
| 受熱の温度上昇分 | Qwtems | 12.5 kW | 計算 $Qwtems=Qws-Qwlats$ |
|----------|--------|---------|------------------------|

| | | | |
|----------|------|---------------------|---|
| 蒸発量→必要伝面 | Awsi | 6.94 m ² | 計算 $Aws_i=1000*Qws/(Keff*Tlmtdm)$ 慣用単位系Aw=SI単位系Aws一致 |
|----------|------|---------------------|---|

13. 必要管長

| | | | |
|-------------------|--------------------|------------------|---------------------------|
| 必要管長 必要管長蒸発量より | Ltubenes Ltubew | 3.50 m 3.17 m | 計算 Ltubenes=A/(PAI*Do*Nt) |
|-------------------|--------------------|------------------|---------------------------|

14. Vapor Blanket補正係数チェック

単位長伝熱管外表面積 Aounit 7.98E-02 m²/m 計算 Aounit=3.1416*Do

| | | | |
|----------------------------|---------------------------------|--|---|
| 熱流束 熱流束(別法) 蒸発蒸気質量速度 | Heatflux Heatflux2 Gvapor | 15865 kcal/m ² h 15591 kcal/m ² h 2.50E+02 kg/m ² h | 計算 Heatflux=Q/A 計算 Heatflux2=Keff*Dtm 計算 Gvapor=Aounit*(Q/A)/(Latent*(Pt-Do)) |
|----------------------------|---------------------------------|--|---|

| | | | |
|-----|--------|--------------|--------------------------|
| 係数I | Coeffi | 2.15E-03 (-) | 計算 Coeffi=0.86E-5*Gvapor |
|-----|--------|--------------|--------------------------|

| | | | |
|--------|-----|-----|------------------|
| 中心線管列数 | Nrv | 5 本 | 入力 炉外で5本、水素製造で8本 |
|--------|-----|-----|------------------|

| | | | |
|-----|--------|----------|---------------------------------|
| 係数j | Coeffj | -0.03373 | 計算 Coeffj=-0.24(1.75+LN(1/Nrv)) |
|-----|--------|----------|---------------------------------|

| | | |
|-------------------------|-----------|---|
| Vapor B 補正係数(新) Fai2new | 0.749 (-) | 計算 Fai2new=0.714 *(3.28*(Pt-Do))^Coeffi *(1/Nrv)^Coeffj |
|-------------------------|-----------|---|

15 热交換器伝熱性能

| | | | |
|--------|-------|--------|----|
| 実機の有効長 | Ltube | 3.50 m | 入力 |
|--------|-------|--------|----|

| | | | |
|-------------------------|---------|--------|----------------|
| K-valueが理論値の場 合の必要管長 | Ltubenb | 3.50 m | 再掲 伝熱管通過熱量から算出 |
|-------------------------|---------|--------|----------------|

| | | | |
|-----------|--------|--------|------------------------|
| 水の蒸発→必要管長 | Ltubew | 3.17 m | 再掲 Ltubew=Ltubenes*Eff |
|-----------|--------|--------|------------------------|

| | | | |
|-----------------------------|------|-----------|-------------------------------------|
| 実際のK-value倍数 (伝熱管通過熱量より) | Kbai | 1.000 (-) | Kbai=Ltubenes/Ltube 理論値に比べ何倍かを示す |
|-----------------------------|------|-----------|-------------------------------------|

| | | | |
|--------------------------|----------|--------|--------------------------|
| K-value実測値から算 出した必要管長 | Ltubenes | 3.50 m | 計算 Ltubenes=Ltubenb/Kbai |
|--------------------------|----------|--------|--------------------------|

| | | | |
|------------------------|-------|-----------|-----------------------------------|
| 実際のK-value (水受熱量より) | Kbaiw | 0.905 (-) | Kbaiw=Ltubew/Ltube 設計に比べ何倍かを示す |
|------------------------|-------|-----------|-----------------------------------|

| | | | |
|---------|------|--------------------------|--------------------|
| 熱貫流率実測値 | Kpra | 223.9 W/m ² K | 計算 Kpra=Keffs*Kbai |
|---------|------|--------------------------|--------------------|

16 計算結果のまとめ

| | | | |
|---------------------------|----------|--------------------------|----|
| He入口温度 | TE24Hd | 561 °C | 再掲 |
| He出口温度 | TE32Hd | 267 °C | 再掲 |
| Heガス流量 | FE8H | 91.1 g/s | 再掲 |
| S/G内蒸気圧力 | PT16S | 4.51 MPaG | 再掲 |
| S/G内蒸気温度 | TE19S | 259 °C | 再掲 |
| 蒸気発生量 | Gss | 68.0 g/s | 再掲 |
| Heの与熱量 | Qkw | 139.1 kW | 再掲 |
| 伝熱管通過熱量 | Qtkw | 136.7 kW | 再掲 |
| 水の受熱量 | Qws | 125.9 kW | 再掲 |
| 熱効率 η | Eff | 0.905 (-) | 再掲 |
| 管内熱伝達率 | Alpis | 374 W/m ² K | 再掲 |
| 管外熱伝達率 | Alpos | 3263 W/m ² K | 再掲 |
| 熱貫流率(U)理論値 | Keffs | 224 W/m ² K | 再掲 |
| 補正対数平均温度差 | Tlmtdm | 81 °C | 再掲 |
| 実機の有効長 | Ltube | 3.50 m | 再掲 |
| 必要管長 | Ltubenes | 3.50 m | 再掲 |
| 熱貫流率実測値 | Kpra | 223.9 W/m ² K | 再掲 |
| 実際のK-value倍数 (He与熱量より) | Kbai | 1.000 (-) | 再掲 |

付録C-3 伝熱性能評価プログラム(受動的冷却運転時)(2004年11月15日)

炉外一蒸気発生器性能評価8の4(放熱器試験測定結果代入)

炉外試験での測定結果を入力し性能評価をする(2001.8.30)

MPaGの単位換算の修正(2001.10.25)

伝熱管汚れ無し 放熱器試験の比較用に水蒸気物性を変えたものを代入(2004.11.29)

2004年11月15日18時01分の放熱器運転測定結果代入

| 試験条件 | | 11/15 18 | |
|-----------|--------|----------|--------------------------|
| 改質器入口He温度 | TE18H | 880 | °C |
| S/G入口He温度 | TE24H | 792.7 | °C |
| S/G内蒸気圧力 | PT16S | 4.2 | MPaG |
| S/G内蒸気温度 | TE19S | 255 | °C |
| | | | |
| 飽和蒸気の物性 | | | |
| 液の比熱 | Cpw | 1.171 | kcal/kg°C 入力 |
| 液の蒸発潜熱 | Latent | 403.28 | kcal/kg 入力 |
| 液の熱伝導率 | LamdaW | 0.522 | kcal/mh°C 入力 |
| 液の密度 | Gammal | 791.5 | kg/m3 入力 |
| 蒸気の密度 | Gammas | 21.79 | kg/m3 入力 |
| 液の表面張力 | Sigma | 2.44E-03 | kgf/m 入力 伝熱工学資料第2版260ページ |

| 0-1 流量 | | 単位 | 設計値 |
|------------|--------|-----------|----------------------------------|
| S/G 給水流量 | FE15S | 0.0 g/s | 58 |
| 過熱器入口蒸気流量 | FE22S | 0 g/s | 47 |
| 放熱器入口蒸気流量 | FE80S | 142 g/s | |
| SG戻り凝縮水量 | Gcond | 142 g/s | 計算 循環時はGcond=FE80S |
| S/G 圧調弁開度 | CV20S% | 0 % | |
| S/G 圧調弁Cv値 | Cv | 0.012 (-) | Cv=0.0124*EXP(0.0386*CV20S%) |
| S/G 圧調弁流量 | Gsval | 0.0 g/s | Gsval=IF(D15>0,48.61*(Cv/0.367), |
| 2次補正係数 | C2 | 0.972 | 計算 C2=0.1385*PT16S+0.3903 |
| 蒸気発生量 | Gss | 138.0 g/s | 計算 Gss=FE22S+FE80S*C2+Gsval |
| Heガス流量 | FE8H | 90.75 g/s | Heガス加熱器出口と同じ |
| 0-2 圧力 | | | |
| S/G 内部蒸気圧力 | PT16S | 4.2 MPaG | 4.51 |
| S/G He入口圧 | PT23H | 3.95 MPaG | |
| S/G He出口圧 | PT31H | 3.95 MPaG | 3.96 |
| 0-3 温度 | | | |
| 予熱器出口給水温度 | TE14S | °C | 参考 |
| 放熱器凝縮水温度 | TE26S | 252 °C | 入力 |
| 入口ノズル直後温度 | TE18S1 | °C | 参考 S/G内部で混合後であり、不正確 |
| 液相表面温度高温 | TE18S2 | °C | 参考 |
| | TE18S3 | °C | 参考 |
| | TE18S4 | °C | 参考 |
| 伝熱管温度上方中心 | TE81S1 | °C | 参考 液体の温度を拾っており不正確 |
| | TE81S4 | °C | 参考 液体の温度を拾っており不正確 |
| 伝熱管温度上方側方 | TE81S2 | °C | 参考 液体の温度を拾っており不正確 |
| | TE81S5 | °C | 参考 液体の温度を拾っており不正確 |
| 伝熱管温度中心側方 | TE81S3 | °C | 参考 液体の温度を拾っており不正確 |
| | TE81S6 | °C | 参考 液体の温度を拾っており不正確 |

| | | | | |
|----------------------------------|-----------------|----------------------------|--|-------------------|
| S/G出口蒸気温度 | TE19S | 255 °C | 入力 定格では259°Cを確認 | 259 |
| Heガス入口温度 Heガス入口温度補正済み | TE24H TE24Hd | 792.7 °C 786.7 °C | 入力 過熱器からS/Gの配管の1/3位置 計算 $TE24Hd=TE24H-9^{\circ}\text{C} \times 2/3$ | 536 |
| He蒸気発生器出口 HeガスS/G出口温度 補正済み | TE32H TE32Hd | 262 °C 266 °C | 入力 設置位置は水予熱器直前(4/5) 計算 $TE32Hd=TE32H+4^{\circ}\text{C}$ | 279 |
| 1.計測データ代入 | 記号 | 数値 全体設計 | 単位 計算式 | 配管温度降下5°Cの80%が4°C |
| Heガス流量 | Gh | 326.7 kg/h | 計算 $Gh=FE8H \times 3600 / 1000$ | |
| Heガス入口圧力 | Phin | 40.28 kg/cm ² G | 参考 $Phin=PT23H \times 10.197$ | |
| Heガス入口温度 | Thin | 786.7 °C | 計算 $Thin=TE24Hd$ | |
| Heガス出口温度 | Thout | 266 °C | 計算 $Thout=TE32Hd$ | |
| 給水(or凝縮水)量 | Gw | 496.9 kg/h | 計算 $Gw=Gss \times 3600 / 1000$ | |
| 蒸気発生量 | Gs | 496.9 kg/h | 計算 $Gs=Gw$ 本当は $Gw=Gs$ になるはずだが | |
| 給水入口圧力 | Pwin | 42.83 kg/cm ² G | 計算 $Pwin=PT16S \times 10.197$ | |
| 給水または凝縮水 入口温度 | Twin | 252 °C | 確認 $Twin=TE14S$ あるいは $TE26S$ | |
| 水蒸気沸騰温度 | Twboil | 255 °C | 確認 & $TE18S$ は混合後で不正確 $Twboil=TE19S$ | |
| 水蒸気出口温度 | Twout | 255 °C | 入力 $Twout=TE19S$ | |
| 蒸気供給流量 | Gwsuper | 0 kg/h | 参考 $Gwsuper=FE22S \times 3600 / 1000$ | |
| 該当部管内He温度 | Thsec | 不要 | °C | 各部の推定温度を記入 |

2. 設計条件(構造)

| | | | |
|--------|-------|------------|---------------------------|
| 熱交換形式 | ケトル型 | | |
| 伝熱管外径 | Do | 2.54E-02 m | 入力 |
| 肉厚 | Thick | 4.00E-03 m | 入力 |
| 伝熱管内径 | Di | 1.74E-02 m | 計算 $Di=Do-Thick \times 2$ |
| 伝熱管本数 | Nt | 27 本 | 入力 |
| ピッチ | Pt | 3.81E-02 m | 入力 |
| 配列 | 60度配列 | | |
| 伝熱管有効長 | Lt | m | 後述 |

3. 交換熱量

| | | | |
|------|---|---------------|--|
| 交換熱量 | Q | 211042 kcal/h | 計算 $Q=Gh \times Cph \times (Thin - Thout)$ |
|------|---|---------------|--|

4. Heガスの物性計算

| | | | |
|----------------|---------|-------------------------------|---|
| He平均温度 | Thm | 526.35 °C | 計算 Thm=(Thin+Thout)/2 Thm=Thsec |
| He圧力 | Phin | 40.28 kg/cm ² G | 計算 この値は使用せず、目安値 |
| He圧力(bar) | Pbar | 40.51 bar | 計算 Pbar=PT23H*10+1.013 |
| 絶対温度 | Tkel | 799.51 °K | 計算 Tkel=Thm+273.16 |
| 係数 | Bbbb | 0.002465 | 計算 Bbbb=4.5E-04+5.42/(1890+Tkel) |
| 比重 | Gammah | 2.425 kgf/m ³ | 計算 Gammah=(SQR(1+4*Pbar*Bbbb /0.0207723/Tkel)-1)/2/Bbbb |
| 定圧比熱 | Cph | 1.2406 kcal/kg°C | 入力 一定値 |
| 熱伝導率 | Lamdah | 0.26655 kcal/mh°C | 計算 Lamdah=2.5542E-3*Tkel^.69+ 7.9378E9*Thm/(Thm^5+4.29E14) +2.0038E-4*Gammah |
| 粘性係数 η | Myuseh | 3.91E-06 kgf·s/m ² | 計算 Myuseh=3.8545E-8*Tkel^.69 +5.0985E-8*(.52+Tkel/569.6) +2.7226E-11*Gammah^2 |
| 動粘性係数 ν | Nyuh | 1.58E-05 m ² /s | 計算 Nyuh=Myuseh/Gammah*9.807 |
| 温度伝導率 | Ah | 0.088602 m ² /h | 計算 Ah=Lamdah/Gammah/Cph |
| プラントル数 | Pr | 0.64208 (-) | 計算 Prh=Nyuh/Ah*3600 |
| 現在のSI単位系を使った場合 | | | |
| 密度 | Rooh | 2.425 kg/m ³ | 換算 Rooh=Gammah |
| 定圧比熱 | Cphj | 5.194 kJ/kgK | 換算 Cphj=Cph*4.1868 |
| 熱伝導率 | Lamdahw | 0.3100 W/mK | 換算 Lamdahw=Lamdah*1000/3600*4.1868 |
| 粘性係数 | Myusehp | 38.320 μ Pa s | 換算 Myusehp=Myuseh*9.807*1E06 $g=9.807\text{m/s}^2$ |
| 粘性係数 μ | Myusehg | 0.1380 kg/mh | 換算 Myusehg=Myuseh*9.807*3600 |
| 動粘性係数 | Nyuhamm | 15.80 mm ² /s | 換算 Nyuhamm=Nyuh*1000000 |
| 温度伝導率 | Ahmm | 24.61 mm ² /s | 換算 Ahmm=Ah*1000000/3600 |
| プラントル数 | Prdash | 0.6421 (-) | 計算 Prdash=Nyuhamm/Ahmm |

5. 管内Heの熱伝達率の計算

| | | | |
|--------|------|-------------------------------|----------------------------|
| 管内流路面積 | Ai | 6.42E-03 m ² | 計算 Ai=3.1416/4*Di^2*Nt |
| 管内流速 | Ui | 5.829 m/s | 計算 Ui=Gh/3600/Gammah/Ai |
| レイノルズ数 | Rei | 6418 (-) | 計算 Rei=Ui*Di/Nyuh |
| ヌッセルト数 | Nu | 21.41 (-) | 計算 Nu=0.023*Rei^0.8*Pr^0.4 |
| 管内熱伝達率 | Alpi | 328.0 kcal/m ² h°C | 計算 Alpi=Nu*Lamdah/Di |

| | | |
|---------------------------------------|-------------------------------------|---|
| 現在のSI単位系を使った場合 管内熱伝達率 (別法SI単位系) | Alpis 381.5 W/m2K 381.5 W/m2K | 換算 Alpis=Alpi*1.163 計算 Alpis=Nu*Lamda hw/Diでも計算可 |
|---------------------------------------|-------------------------------------|---|

6. 伝熱管その他の物性

伝熱管熱伝導率 Lamdat 48 kcal/mh°C 入力

7. 汚れ係数

汚れ係数 Ro 0.0002 m2h°C/kcal 入力 汚れありとし0.0002の計算

8. 対数平均温度差

| | | | |
|------------------------------------|--------|----------|---|
| 対数平均温度差 (不採用) | Tlmtd | 134.8 °C | 計算 併行流として算出 Tlmtd=((Thin-Twin)-(Thout-Twboil))/LN((Thin-Twin)/(Thout-Twboil)) |
| 補正対数平均温度差 (採用、水温度は出入 口共沸騰温度) | Tlmtdm | 134.3 °C | 計算 Tlmtdm=((Thin-Twboil)-(Thout-Twboil))/LN((Thin-Twboil)/(Thout-Twboil)) 採用 |

9. 管外熱伝達率の算出

プール沸騰MacNellyの式を使用

9.1 係数 Z2 の産出

| | | | |
|----------------|---------------|------------------------------------|---|
| 加熱面表面状態 | Cs | 1 (-) | 入力 |
| 液の比熱 | Cpw SI | 1.171 kcal/kg°C 4.903 kJ/kgK | 再掲 換算 値=Cpw*4.1868 |
| 液の蒸発潜熱 | Latent SI | 403.28 kcal/kg 1688.5 kJ/kg | 再掲 換算 値=Latent*4.1868 |
| 液の熱伝導率 | Lamdaaw SI | 0.522 kcal/mh°C 0.6071 W/mK | 再掲 換算 値=Lamda*1.163 |
| 液の密度 | Gammal | 791.5 kg/m3 | 再掲 |
| 蒸気の密度 | Gammas | 21.79 kg/m3 | 再掲 |
| 液の表面張力 | Sigma SI | 2.44E-03 kgf/m 2.39E-02 N/m | 再掲 伝熱工学資料第2版260ページ 値E-03を訂正済み(2004.6.27) 換算 値=Sigma*9.807 |
| 沸騰圧力 | Pboil SI | 438604 kgf/m2 A 4301389 Pa=N/m2 | 計算 Pboil=(Pwin+1.033)*10^4 換算 値=Pboil*9.807 |
| 係数Z2 | Z2 | 75.89 kcal/m2h°C /(°C)^2.22 | 計算 Z2=(0.225*Cs*(Cpw/Latent)^0.69 *(Pboil*Lamdaaw/Sigma)^0.31 *(Gammal/Gammas-1)^0.33)^3.22 |
| 係数Z2 SI単位系 Z2s | | 88.24 W/(m2·K) /(K)^2.22 | 計算 Z2s=(0.225*Cs*(Cpw/Latent)^0.69 SI単位で *(Pboil*Lamdaaw/Sigma)^0.31 位で *(Gammal/Gammas-1)^0.33)^3.22 |

9.2 加熱面表面温度と沸騰液温度の差

| | | | |
|-----------|----------|------------|---------------|
| 熱流束 | Heatflux | kcal/m2h | |
| 加熱流体と液温度差 | Dtm | 134.3 °C | 計算 Dtm=Tlmtdm |
| チューブ肉厚 | Thick | 4.00E-03 m | 計算 上記で入力あり |

| | | | |
|-----------------------|--------------------|---------------------------------------|--|
| チューブ熱伝導率 (SI単位系) | Lamdat | 48 kcal/mh°C 55.82 W/mK | 計算 上記で入力あり 換算 値=Lamdat*1.163 |
| チューブ平均径 | Dmean | 0.0214 m | 計算 Dmean=(Do+Di)/2 |
| 管内汚れ係数 (SI単位系) | Ri | 0 m2h°C/kcal 0 m2K/W | 入力 換算 値=Ri/1.163 |
| 管外汚れ係数 (SI単位系) | Ro | 0.0002 m2h°C/kcal 0.000172 m2K/W | 計算 上記で入力あり 換算 値=Ro/1.163 |
| 管外以外熱抵抗 (SI単位系値代入) | Rexclude | 4.75E-03 m2h°C/kcal | 計算 Rexclude=(1/Alpi)*(Do/Di) +Ri*(Do/Di) +Thick/Lamdat*(Do/Dmean)+Ro |
| | Recluds | 4.08E-03 m2K/W | 計算 Recluds=(1/Alpi)*(Do/Di) +Ri*(Do/Di) +Thick/Lamdat*(Do/Dmean)+Ro |
| 管外以外熱伝達率 (SI単位系) | Alpexcl Alpexcs | 2.11E+02 kcal/m2h°C 2.45E+02 W/m2K | 計算 Alpexcl=1/Rexclude 計算 Alpexcs=1/Recluds |

9.3補正係数を利用した収束計算

加熱面表面温度と沸騰液温度の差 Δt の初期値から収束計算するVapor B補正係数 Fai2 0.75 (-) 入力 Nt=30本程度で0.75,
Nt=200本で0.6程度

このように仮定

沸騰温度補正係数 F2 1 (-) 入力 蒸発蒸気出口温度と沸騰温度
が一致するときは1とする。係数A Aa 2.70E-01 (-) 計算 Aa=Fai2*F2*Z2/Alpexcl
(SI単位系) 2.70E-01 (-) 計算 Aa=Fai2*F2*Z2s/Alpexcs(=上段)

係数B Bb 134.3 (-) 計算 Bb=Dtm SI単位系でも収束計算は同じ経過

Dst の初期値(x1) Dstorig 10 °C 入力 たとえば10°Cとする
f(x1) 324.33 f(x1)=Aa*Dst^3.22+Dst-Bb
f(x1) 1.45E+02 f(x1)=3.22*Aa*Dst^2.22+1
Dst 値(x2) 7.77E+00 °C 計算 x2=x1-f(x1)/f'(x1)f(x2) 7.26E+01
f(x2) 8.35E+01
Dst 値(x3) 6.90E+00 °C 計算f(x3) 8.50E+00
f(x3) 6.44E+01
Dst 値(x4) 6.77E+00 °C 計算f(x4) 1.76E-01
f(x4) 6.17E+01
Dst 値(x5) 6.77E+00 °C 計算f(x5) 8.13E-05
f(x5) 6.17E+01
Dst 値(x6) 6.77E+00 °C 計算f(x6) 1.73E-11
f(x6) 6.17E+01
Dst 値(x7) 6.77E+00 °C 計算f(x7) 0.00E+00
f(x7) 6.17E+01

| | | | |
|-----------|--------|----------|--|
| Dst 値(x8) | Dst | 6.77 °C | 計算 ここで収斂した この値が加熱面表面温度 と沸騰液温度の差 Δt |
| 伝熱管表面温度計算 | Ttout | 261.8 °C | 計算 $T_{tout}=T_{boil}+Dst$ |
| 伝熱管表面温度測定 | TE81S4 | 0.0 | 計測 TE81S4(中温域) |
| | TE81S5 | 0.0 | 計測 TE81S5(中温域) |
| | TE81S6 | 0.0 | 計測 TE81S6(中温域) 測定値は液温を拾い不正確 |

10. 管外熱伝達係数

| | | |
|----------------|-------|--|
| 管外熱伝達係数 | Alpo | 3968.1 kcal/m ² h°C 計算 $Alpo=Fai2*F2*Z2*Dst^{2.22}$ |
| 現在のSI単位系を使った場合 | | |
| 管外熱伝達率 | Alpos | 4615 W/m ² K 换算 $Alpos=Alpo*1.163$ |

| | | |
|-------------|--------|--|
| 別法SI単位系Z2より | Alpos2 | 4614 W/m ² K 計算 $Alpos2=Fai2*F2*Z2s*Dst^{2.22}$ |
|-------------|--------|--|

11. 総括伝熱係数

| | | |
|---------------------|---------|--|
| 総括熱抵抗 (SI単位系値代入) | Rtotal | 5.00E-03 m ² h°C/kcal 計算 $R_{total}=R_{exclu}+1/Alpo$ |
| | Rtotals | 4.30E-03 m ² K/W 計算 $R_{totals}=R_{excls}+1/Alpos2$ |

| | | |
|--------|------|--|
| 総括伝熱係数 | Keff | 200.0 kcal/m ² h°C 計算 $K_{eff}=1/R_{total}$ |
|--------|------|--|

現在のSI単位系を使った場合

| | | |
|----------------------|-------|--|
| 熱貫流率(U) (別法SI単位系) | Keffs | 232.6 W/m ² K 計算 $Keffs=Keff*1.163$ |
| | | 232.6 W/m ² K 計算 $Keffs=1/R_{totals}$ |

12. 必要伝熱面積

| | | | |
|--------------------|-------|---------------------|---|
| He温度降下熱量 | Q | 211042 kcal/h | 再掲 |
| 伝熱管通過熱量 (=交換熱量) | Qt | 208978 kcal/h | 計算 $Qt=Q-2064\text{ kcal/h}(=2.4\text{ kW})$ 2.4kWはHeからの直接放熱 |
| 水の受熱量 | Qw | 202130 kcal/h | 計算 $Q_w=G_w*(T_{boil}-T_{in})*C_{pw}$ +Latent*Gw |
| 熱効率 η | Eff | 0.958 (-) | 計算 $Eff=Q_w/Q$ 設計では約87% |
| 水の受熱のうち潜熱 | Qwlat | 200384 kcal/h | 計算 $Q_{wlat}=Latent*G_w$ |
| 必要伝熱面積 | A | 7.78 m ² | 計算 $A=Qt/(Keff*T_{lmtdm})$ 各部計算では $A=Q/(Keff*\theta_{ewa})$ |
| 蒸発量→必要伝面 | Aw | 7.53 m ² | 計算 $Aw=Q_w/(Keff*T_{lmtd})$ |

現在のSI単位系を使った場合

| | | | |
|--------------------|--------|---------------------|---|
| He温度降下熱量 | Qkw | 245.5 kW | 計算 $Q_{kw}=Q/859.8$ |
| 伝熱管通過熱量 (=交換熱量) | Qtkw | 243.1 kW | 計算 $Qt_{kw}=Qt/859.8$ |
| 水の受熱量 | Qws | 235.1 kW | 計算 $Q_{ws}=Q_w/859.8$ |
| 水の受熱のうち潜熱 | Qwlats | 233.1 kW | 計算 $Q_{wlats}=Q_{wlat}/859.8$ |
| 受熱の温度上昇分 | Qwtem | 2.0 kW | 計算 $Q_{wtem}=Q_{ws}-Q_{wlats}$ |
| 蒸発量→必要伝面 | Aws | 7.53 m ² | 計算 $Aws=1000*Q_{ws}/(Keff*T_{lmtdm})$ 慣用単位系Aw=SI単位系Aws一致 |

13.必要管長

| | | | |
|-------------------|--------------------|------------------|---------------------------|
| 必要管長 必要管長蒸発量より | Ltubenes Ltubew | 3.61 m 3.46 m | 計算 Ltubenes=A/(PAi*Do*Nt) |
|-------------------|--------------------|------------------|---------------------------|

14.Vapor Blanket補正係数チェック

| | | | |
|----------------------------|---------------------------------|--|---|
| 単位長伝熱管外表面積Aounit | | 7.98E-02 m ² /m | 計算 Aounit=3.1416*Do |
| 熱流束 熱流束(別法) 蒸発蒸気質量速度 | Heatflux Heatflux2 Gvapor | 27113 kcal/m ² h 26848 kcal/m ² h 4.22E+02 kg/m ² h | 計算 Heatflux=Q/A 計算 Heatflux2=Keff*Dtm 計算 Gvapor=Aounit*(Q/A)/(Latent*(Pt-Do)) |
| 係数I | Coeffi | 3.63E-03 (-) | 計算 Coeffi=0.86E-5*Gvapor |
| 中心線管列数 | Nrv | 5 本 | 入力 炉外で5本、水素製造で8本 |
| 係数j | Coeffj | -0.03373 | 計算 Coeffj=-0.24(1.75+LN(1/Nrv)) |
| Vapor B 補正係数(新) Fai2new | | 0.745 (-) | 計算 Fai2new=0.714 *(3.28*(Pt-Do))^Coeffi *(1/Nrv)^Coeffj |

15 熱交換器伝熱性能

| | | | |
|-----------------------------|----------|--------------------------|-------------------------------------|
| 実機の有効長 | Ltube | 3.50 m | 入力 |
| K-valueが理論値の場 合の必要管長 | Ltubenb | 3.61 m | 再掲 伝熱管通過熱量から算出 |
| 水の蒸発→必要管長 | Ltubew | 3.46 m | 再掲 Ltubew=Ltubenes*Eff |
| 実際のK-value倍数 (伝熱管通過熱量より) | Kbai | 1.032 (-) | Kbai=Ltubenes/Ltube 理論値に比べ何倍かを示す |
| K-value実測値から算 出した必要管長 | Ltubenes | 3.50 m | 計算 Ltubenes=Ltubenb/Kbai |
| 実際のK-value (水受熱量より) | Kbaiw | 0.989 (-) | Kbaiw=Ltubew/Ltube 設計に比べ何倍かを示す |
| 熱貫流率実測値 | Kpra | 240.1 W/m ² K | 計算 Kpra=Keffs*Kbai |

16 計算結果のまとめ

| | | | |
|---------------------------|----------|--------------------------|----|
| He入口温度 | TE24Hd | 786.7 °C | 再掲 |
| He出口温度 | TE32Hd | 266 °C | 再掲 |
| Heガス流量 | FE8H | 90.75 g/s | 再掲 |
| S/G内蒸気圧力 | PT16S | 4.2 MPaG | 再掲 |
| S/G内蒸気温度 | TE19S | 255 °C | 再掲 |
| 蒸気発生量 | Gss | 138.0 g/s | 再掲 |
| Heの与熱量 | Qkw | 245.5 kW | 再掲 |
| 伝熱管通過熱量 | Qtkw | 243.1 kW | 再掲 |
| 水の受熱量 | Qws | 235.1 kW | 再掲 |
| 熱効率 η | Eff | 0.958 (-) | 再掲 |
| 管内熱伝達率 | Alpis | 382 W/m ² K | 再掲 |
| 管外熱伝達率 | Alpos | 4615 W/m ² K | 再掲 |
| 熱貫流率(U)理論値 | Keffs | 233 W/m ² K | 再掲 |
| 補正対数平均温度差 | Tlmtdm | 134 °C | 再掲 |
| 実機の有効長 | Ltube | 3.50 m | 再掲 |
| 必要管長 | Ltubenes | 3.50 m | 再掲 |
| 熱貫流率実測値 | Kpra | 240.1 W/m ² K | 再掲 |
| 実際のK-value倍数 (He与熱量より) | Kbai | 1.032 (-) | 再掲 |

付録C-4 ヘリウム入口温度を変えたパラメトリックサーベイ

炉外-蒸気発生器性能評価7の3の4(2003年6月3日測定結果代入)パラメトリックサーベイ

| SI単位系追加。炉外試験実績を基準設計に、He入口温度を100°Cづつあげ、伝熱管長さが同一となる様出口温度を調節(2004.7.04) MPaGの単位換算の修正(2001.10.25) 2003年6月3日23時09分の880°C運転測定結果代入 配管補正つき 基準設計は試験結果を示し、状態1~3はヘリウム入口温度を高く設定したパラメトリック計算 | | | | | | |
|--|----------------------|----------------------------|---|--|-------|--|
| 0-1 流量 | | | | | | |
| S/G 給水流量 | FE15Sfa | 49.4 g/s | 入力 流量計の読みもののもの | | | |
| S/G 給水流量(真) | FE15S | 68.0 g/s | 入力 蒸気流量+放熱器ドレン量 | | 58 | |
| 過熱器入口蒸気流量 | FE22S | 47 g/s | 入力 | | 47 | |
| 放熱器入口蒸気流量 | FE80S | 21 g/s | 入力 | | | |
| S/G 圧調弁開度 | CV20S% | 0 % | 入力 開度0なら流量も0にする | | | |
| S/G 圧調弁Cv値 | Cv | 0.012 (-) | Cv=0.0124*EXP(0.0386*CV20S%) | | | |
| S/G 圧調弁流量 | Gsval | 0.0 g/s | Gsval=IF(D15>0,48.61*(Cv/0.367),0) | | 11 | |
| 蒸気発生量 | Gss | 68.0 g/s | 計算 Gss=FE22S+FE80S+Gsval 以上の蒸気量は使用せず | | 58 | |
| Heガス流量 | FE8H | 0.0911 kg/s | Heガス加熱器出口と同じ | | 0.091 | |
| 0-2 圧力 | | | | | | |
| S/G 内部蒸気圧力 | PT16S | 4.51 MPaG | 4.51MPaGなら飽和温度259°Cに入力 46ata=45.1bar=4.51MPa(誤) | | 4.51 | |
| S/G He入口圧 | PT23H | 3.95 MPaG | 4.61MPa=4.51MPaG 正 47ata=46.09bar=4.61MPa=259°C | | | |
| S/G He出口圧 | PT31H | 3.95 MPaG | 入力 | | 3.96 | |
| 0-3 温度 | | | | | | |
| 予熱器出口給水温度 | TE14S | 222 °C | これを給水入口ノズル温度と考えるべき | | | |
| 給水温度 | TE18S1 | 257 °C | 厳密には、S/G内部で少し混合後 | | 224 | |
| 液相表面温度高温 | TE18S2 TE18S3 TE18S4 | 261 °C 259 °C 258 °C | この3つの温度は259°Cを確認 | | | |
| 伝熱管温度上方中心 | TE81S1 TE81S4 | 261 °C 259 °C | 液体の温度を拾っており不正確 | | | |
| 伝熱管温度上方側方 | TE81S2 TE81S5 | 259 °C 260 °C | 液体の温度を拾っており不正確 | | | |
| 伝熱管温度中心側方 | TE81S3 TE81S6 | 259 °C 259 °C | 液体の温度を拾っており不正確 | | | |
| S/G出口蒸気温度 | TE19S | 259 °C | この温度は259°Cを確認 | | 259 | |
| Heガス入口温度 | TE24H | 567 °C | 過熱器からS/Gの配管の1/3位置 | | | |
| Heガス入口温度 | TE24Hd | 561 °C | TE24Hd=TE24H-9°C*2/3 | | 536 | |
| Heガス水予熱器入口 | TE32H | 263 °C | 設置位置は水予熱器直前(4/5) | | | |
| HeガスS/G出口温度 | TE32Hd | 267 °C | 計算 TE32Hd=TE32H+4°C 配管温度降下5°Cの80%が4°C 計算式 | | 279 | |
| 1.計測データ代入 | 記号 | 数値 | 単位 | | | |
| | | 基準設計 状態1 状態2 状態3 | | | | |
| Heガス流量 | Gh | 328.0 328.0 328.0 328.0 | kg/h | 計算 Gh=FE8H*3600 | | |
| Heガス入口圧力 | Phin | 40.28 40.28 40.28 40.28 | kg/cm ² G | 参考 Phin=PT23H*10.197 | | |
| Heガス入口温度 | Thin | 561 660 760 860 °C | | 入力 Thin=TE24Hd 状態1~3では設定 | | |
| Heガス出口温度 | Thout | 267 268.95 270.78 272.5 °C | | 入力 Thout=TE32Hd 状態1~3では設定 | | |
| 必要管長 | Ltubenes | 3.500 3.500 3.500 3.500 | m | 計算 計算表の最後計算結果より | | |
| 給水量 | Gw | 244.8 325.6 407.4 489.2 | kg/h | 計算 Gw=Gs 下記蒸気量と同じとする | | |
| 蒸気発生量 | Gs | 244.8 325.6 407.4 489.2 | kg/h | 計算 Gw=Gw/((Twboil-TE14S)*Cpw+Latent) 状態1~3では伝熱量より逆算 | | |
| 給水入口圧力 | Pwin | 45.99 45.99 45.99 45.99 | kg/cm ² G | 計算 Pwin=PT16S*10.197 のちの計算には使用せず | | |
| 給水入口温度 | Twin | 222 222 222 222 | °C | 確認 Twin=TE14S。計算値と確認 &TE18S1入口後すぐとはしない | | |
| 水蒸気沸騰温度 | Twboil | 259 259 259 259 | °C | 確認 Twboil=TE19S | | |
| 水蒸気出口温度 | Twout | 259 259 259 259 | °C | 入力 Twout=TE19S | | |
| 蒸気供給流量 | Gwsuper | 169.2 169.2 169.2 169.2 | kg/h | 参考 Gwsuper=FE22S*3600/1000 | | |

| 該当部管内He温度 | Thsec | 不要 | °C |
|-----------|-------|----|----|
|-----------|-------|----|----|

2. 設計条件(構造)

| | | | | | |
|--------|---------------------|----------|----------|----------|--------------------------------|
| 熱交換形式 | ケトル型 ケトル型 ケトル型 ケトル型 | | | | |
| 伝熱管外径 | Do | 2.54E-02 | 2.54E-02 | 2.54E-02 | 2.54E-02 m 入力 |
| 肉厚 | Thick | 4.00E-03 | 4.00E-03 | 4.00E-03 | 4.00E-03 m 入力 |
| 伝熱管内径 | Di | 1.74E-02 | 1.74E-02 | 1.74E-02 | 1.74E-02 m 計算 Di=Do-Thick*2 |
| 伝熱管本数 | Nt | 27 | 27 | 27 | 27 本 入力 |
| ピッチ | Pt | 3.81E-02 | 3.81E-02 | 3.81E-02 | 3.81E-02 m 入力 |
| 配列 | 60度配列 | | | | |
| 伝熱管有効長 | Lt | | | m | 後述 |

3. 交換熱量

| | | | | | |
|------|---|--------|--------|--------|---|
| 交換熱量 | Q | 119619 | 159105 | 199048 | 239034 kcal/h 計算 Q=Gh*Cph*(Thin-Thout) |
|------|---|--------|--------|--------|---|

4. Heガスの物性計算

| | | | | | |
|-------------|--------|----------|----------|----------|--|
| He平均温度 | Thm | 414 | 464.475 | 515.39 | 566.25 °C 計算 Thm=(Thin+Thout)/2 Thm=Thsec |
| He圧力 | Phin | 40.28 | 40.28 | 40.28 | 40.28 kg/cm ² G 計算 この値は使用せず、目安値 |
| He圧力(bar) | Pbar | 40.51 | 40.51 | 40.51 | 40.51 bar 計算 Pbar=PT23H*10+1.013 |
| 絶対温度 | Tkel | 687.16 | 737.635 | 788.55 | 839.41 ° K 計算 Tkel=Thm+273.16 |
| 係数 | Bbbb | 0.00255 | 0.002513 | 0.002473 | 0.002436 計算 Bbbb=4.5E-04+5.42/(1890+Tkel) |
| 比重 | Gammah | 2.818 | 2.627 | 2.458 | 2.310 kgf/m ³ 計算 Gammah=(SQR(1+4*Pbar*Bbbb /0.0207723/Tkel)-1)/2/Bbbb |
| 定圧比熱 | Cph | 1.2406 | 1.2406 | 1.2406 | 1.2406 kcal/kg°C 入力 一定値 |
| 熱伝導率 | Lamda | 0.23966 | 0.25197 | 0.26401 | 0.27564 kcal/mh°C 計算 Lamda=2.5542E-3*Tkel^1.69+ 7.9378E9*Thm/(Thm^5+4.29E14) +2.0038E-4*Gammah +2.0554E-8/(.52+Tkel/569.6) |
| 粘性係数 η | Myuseh | 3.53E-06 | 3.70E-06 | 3.87E-06 | 4.04E-06 kgf·s/m ² 計算 Myuseh=3.8545E-8*Tkel^1.69 +5.0985E-8/(.52+Tkel/569.6) +2.7226E-11*Gammah^2 |
| 動粘性係数 ν | Nyuh | 1.23E-05 | 1.38E-05 | 1.54E-05 | 1.71E-05 m ² /s 計算 Nyuh=Myuseh/Gammah*9.807 |
| 温度伝導率 | Ah | 0.06855 | 0.077321 | 0.086563 | 0.096163 m ² /h 計算 Ah=Lamda/Gammah/Cph |
| プラントル数 | Pr | 0.64431 | 0.64304 | 0.64220 | 0.64183 (-) 計算 Prh=Nyuh/Ah*3600 |

| | | | | | |
|----------------|---------|--------|--------|--------|--|
| 現在のSI単位系を使った場合 | | | | | |
| 密度 | Rooh | 2.818 | 2.627 | 2.458 | 2.310 kg/m ³ 計算 Rooh=Gammah |
| 定圧比熱 | Cphj | 5.194 | 5.194 | 5.194 | 5.194 kJ/kgK 計算 Cphj=Cph*4.1868 |
| 熱伝導率 | Lamda | 0.2787 | 0.2930 | 0.3070 | 0.3206 W/mK 計算 Lamda=Lamda*1000/3600*4.1 868 |
| 粘性係数 | Myusehp | 34.574 | 36.278 | 37.962 | 39.611 μ Pa s 計算 Myusehp=Myuseh*9.807*1E06 g=9.807m/s ² |
| 粘性係数 μ | Myusehg | 0.1245 | 0.1306 | 0.1367 | 0.1426 kg/mh 計算 Myusehg=Myuseh*9.807*3600 |
| 動粘性係数 | Nyuhamm | 12.27 | 13.81 | 15.44 | 17.14 mm ² /s 計算 Nyuhamm=Nyuh*1000000 |
| 温度伝導率 | Ahmm | 19.04 | 21.48 | 24.05 | 26.71 mm ² /s 計算 Ahmm=Ah*1000000/3600 |
| プラントル数 | Prdash | 0.6443 | 0.6430 | 0.6422 | 0.6418 (-) 計算 Prdash=Nyuhamm/Ahmm |

5. 管内Heの熱伝達率の計算

| | | | | | |
|--------|----|----------|----------|----------|---|
| 管内流路面積 | Ai | 6.42E-03 | 6.42E-03 | 6.42E-03 | 6.42E-03 m ² 計算 Ai=3.1416/4*Di^2*Nt |
| 管内流速 | Ui | 5.035 | 5.402 | 5.772 | 6.141 m/s 計算 Ui=Gh/3600/Gammah/Ai |

| | | | | | | |
|--------|------|-------|-------|-------|-------------------------------|----------------------------|
| レイノルズ数 | Rei | 7141 | 6806 | 6504 | 6233 (-) | 計算 Rei=Ui*Di/Nyuh |
| ヌッセルト数 | Nu | 23.35 | 22.46 | 21.64 | 20.91 (-) | 計算 Nu=0.023*Rei^0.8*Pr^0.4 |
| 管内熱伝達率 | Alpi | 321.7 | 325.2 | 328.4 | 331.3 kcal/m ² h°C | 計算 Alpi=Nu*Lamda/Di |

| | | | | | | |
|--------------------------|-------|-------|-------|-------|--------------------------|---|
| 現在のSI単位系を使った場合 管内熱伝達率 | Alpis | 374.1 | 378.2 | 381.9 | 385.3 W/m ² K | 計算 Alpis=Alpi*1.163 Alpis=Nu*Lamda/Diでも計算可 |
|--------------------------|-------|-------|-------|-------|--------------------------|---|

6. 伝熱管その他の物性

| | | | | | | |
|---------|--------|----|----|----|--------------|----|
| 伝熱管熱伝導率 | Lamdat | 48 | 48 | 48 | 48 kcal/mh°C | 入力 |
|---------|--------|----|----|----|--------------|----|

7. 汚れ係数

| | | | | | | |
|------|----|--------|--------|--------|-------------------------------|----------------------|
| 汚れ係数 | Ro | 0.0002 | 0.0002 | 0.0002 | 0.0002 m ² h°C/kca | 入力 汚れ係数は文献値0.0002とする |
|------|----|--------|--------|--------|-------------------------------|----------------------|

8. 対数平均温度差

| | | | | | | |
|--|--------|------|-------|-------|----------|---|
| 対数平均温度差 Twintは流入後すぐ、 内部液体温度となる ので本案採用せず | Tlmttd | 88.3 | 113.1 | 137.7 | 162.0 °C | 計算 Tlmttd=((Thin-Twin)-(Thout-Twboil))/LN((Thin-Twin)/(Thout-Twboil)) |
| | | | | | | Thsec -Twboil |

| | | | | | | |
|-----------------------------------|--------|------|-------|-------|----------|--|
| 補正対数平均温度 差(水の温度は出入 口とも沸騰温度) | Tlmtdm | 81.0 | 105.8 | 130.5 | 154.8 °C | 計算 Tlmtdm=((Thin-Twboil)-(Thout-Twboil))/LN((Thin-Twboil)/(Thout-Twboil)) 採用 |
|-----------------------------------|--------|------|-------|-------|----------|--|

9. 管外熱伝達率の算出

ブルーブルMacNellyの式を使用

9.1係数 Z2の算出

| | | | | | | |
|---------|---------------|----------------------|----------------------|----------------------|--|---|
| 加熱面表面状態 | Cs | 1 | 1 | 1 | 1 (-) | 入力 |
| 液の比熱 | Cpw SI | 1.1843 4.958 | 1.1843 4.958 | 1.1843 4.958 | 1.1843 kcal/kg°C 4.958 kJ/kgK | 入力 Pwin=46atg(=47ata)での値 計算 値=Cpw*4.1868 |
| 液の蒸発潜熱 | Latent SI | 398.4 1668.0 | 398.4 1668.0 | 398.4 1668.0 | 398.4 kcal/kg 1668.0 kJ/kg | 入力 計算 値=Latent*4.1868 |
| 液の熱伝導率 | Lamdaaw SI | 0.5252 0.6108 | 0.5252 0.6108 | 0.5252 0.6108 | 0.5252 kcal/mh°C 0.6108 W/mK | 入力 計算 値=Lamda*1.163 |
| 液の密度 | Gammal | 785.6 | 785.6 | 785.6 | 785.6 kg/m ³ | 入力 |
| 蒸気の密度 | Gammas | 23.25 | 23.25 | 23.25 | 23.25 kg/m ³ | 入力 |
| 液の表面張力 | Sigma SI | 2.34E-03 2.29E-02 | 2.34E-03 2.29E-02 | 2.34E-03 2.29E-02 | 2.34E-03 kgf/m 2.29E-02 N/m | 入力 伝熱工学資料第2版260ページ 値E-03を訂正済み(2004.6.27) 計算 値=Sigma*9.807 |
| 沸騰圧力 | Pboil SI | 470215 4611396 | 470215 4611396 | 470215 4611396 | 470215 kgf/m ² A 4611396 Pa=N/m ² | 計算 Pboil=(Pwin+1.033)*10^4 値=Pboil*9.807 |
| 係数Z2 | Z2 | 83.0682 | 83.06817 | 83.06817 | 83.06817 kcal/m ² h °C /(°C)^2.22 | 計算 Z2=(0.225*Cs*(Cpw/Latent)^0.69 *(Pboil*Lamdaaw/Sigma)^0.31 *(Gammal/Gammas-1)^0.33)^3.22 |

| | | | | | | |
|----------------|---------|---------|---------|---------|-----------------------|---|
| 係数Z2 SI単位系 Z2s | 96.5820 | 96.5820 | 96.5820 | 96.5820 | W/(m ² ·K) | 計算 Z2s=(0.225*Cs*(Cpw/Latent)^0.69 /(K)^2.22 SI単位で *(Pboil*Lamdaaw/Sigma)^0.31 *(Gammal/Gammas-1)^0.33)^3.22 |
|----------------|---------|---------|---------|---------|-----------------------|---|

9.2加熱面表面温度と沸騰液温度の差

| 熱流束 | Heatflux | kcal/m ² h | | | | |
|---------------|----------|-----------------------|----------|----------|-------------------------------|--------------------|
| 加熱流体と液温度差 Dtm | 81.0 | 105.8 | 130.5 | 154.8 °C | 計算 Dtm=Tlmtdm | |
| チューブ肉厚 | Thick | 4.00E-03 | 4.00E-03 | 4.00E-03 | 4.00E-03 m | 計算 上記で入力あり |
| チューブ熱伝導率 | Lamdat | 48 | 48 | 48 | 48 kcal/mh°C | 計算 上記で入力あり |
| チューブ平均径 | Dmean | 0.0214 | 0.0214 | 0.0214 | 0.0214 m | 計算 Dmean=(Do+Di)/2 |
| 管内汚れ係数 | Ri | 0 | 0 | 0 | 0 m ² h°C/kca | 入力 |
| 管外汚れ係数 | Ro | 0.0002 | 0.0002 | 0.0002 | 0.0002 m ² h°C/kca | 計算 上記で入力あり |

管外以外熱抵抗 Rexclude 4.84E-03 4.79E-03 4.74E-03 4.70E-03 m²h°C/kca 計算 Rexclude=(1/Alpi)*(Do/Di)
+Ri*(Do/Di)
+Thick/Landat*(Do/Dmean)+Ro

管外以外熱伝達率 Alpexcl 2.07E+02 2.09E+02 2.11E+02 2.13E+02 kcal/m²h°C 計算 Alpexcl=1/Rexclude

9.3補正係数を利用した収束計算

加熱面表面温度と沸騰液温度の差△tの初期値から収束計算する
Vapor B補正係数 Fai2 0.75 0.75 0.75 0.75 (-) 入力 Nt=30本程度で0.75,
Nt=200本で0.6程度

このように仮定

沸騰温度補正係数 F2 1 1 1 1 (-) 入力 蒸発蒸気出口温度と沸騰温度
が一致するときは1とする。

係数A Aa 3.01E-01 2.98E-01 2.96E-01 2.93E-01 (-) 計算 Aa=Fai2*F2*Z2/Alpexcl

係数B Bb 81.0 105.8 130.5 154.8 (-) 計算 Bb=Dtm

Dst の初期値(x1) Dstorig 10 10 10 10 °C 入力 たとえば10°Cとする
f(x1) 429.1 399.3 370.1 341.7 f(x1)=Aa*Dst^3.22+Dst-Bb
f(x1) 1.62E+02 1.60E+02 1.59E+02 1.58E+02 f(x1)=3.22*Aa*Dst^2.22+1
Dst 値(x2) 7.35E+00 7.51E+00 7.67E+00 7.83E+00 °C 計算 x2=x1-f(x1)/f'(x1)

f(x2) 1.12E+02 9.87E+01 8.62E+01 7.46E+01
f(x2) 8.23E+01 8.54E+01 8.87E+01 9.21E+01

Dst 値(x3) 5.99E+00 6.36E+00 6.70E+00 7.02E+00 °C 計算

f(x3) 2.11E+01 1.56E+01 1.14E+01 8.11E+00
f(x3) 5.26E+01 5.93E+01 6.59E+01 7.25E+01

Dst 値(x4) 5.59E+00 6.09E+00 6.53E+00 6.91E+00 °C 計算

f(x4) 1.49E+00 6.94E-01 3.16E-01 1.41E-01
f(x4) 4.53E+01 5.41E+01 6.23E+01 7.00E+01

Dst 値(x5) 5.56E+00 6.08E+00 6.52E+00 6.91E+00 °C 計算

f(x5) 9.51E-03 1.59E-03 2.68E-04 4.48E-05
f(x5) 4.47E+01 5.38E+01 6.22E+01 6.99E+01

Dst 値(x6) 5.56E+00 6.08E+00 6.52E+00 6.91E+00 °C 計算

f(x6) 3.95E-07 8.46E-09 1.94E-10 4.58E-12
f(x6) 4.47E+01 5.38E+01 6.22E+01 6.99E+01

Dst 値(x7) 5.56E+00 6.08E+00 6.52E+00 6.91E+00 °C 計算

f(x7) 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00
f(x7) 4.47E+01 5.38E+01 6.22E+01 6.99E+01

Dst 値(x8) 5.56 6.08 6.52 6.91 °C 計算 ここで収束した
この値が加熱面表面温度
と沸騰液温度の差△t

伝熱管表面温度計算 Ttout 264.6 265.1 265.5 265.9 °C 計算 Ttout=Tb boil+Dst

| | | | |
|------------------|-------|-------|--------------------------------|
| 伝熱管表面温度測定 TE81S1 | 261.0 | 259.0 | 計測 TE81S4(中温域) |
| TE81S2 | 259.0 | 260.0 | 計測 TE81S5(中温域) |
| TE81S3 | 259.0 | 259.0 | 計測 TE81S6(中温域) 測定値は液温を拾い不正確 |

10. 管外熱伝達係数

管外熱伝達係数 Alpo 2805.7 3425.3 4004.7 4549.1 kcal/m²h°C 計算 Alpo=Fai2*F2*Z2*Dst^2.22

| 現在のSI単位系を使った場合 | | | | | | |
|--------------------|------|------|------|------|--------------------|--------------------------------|
| 管外熱伝達率 Alpos | 3263 | 3984 | 4657 | 5291 | W/m ² K | 計算 Alpos=Alpo*1.163 |
| 別法SI単位系Z2より Alpos2 | 3262 | 3983 | 4656 | 5289 | W/m ² K | 計算 Alpos2=Fai2*F2*Z2s*Dst^2.22 |

11. 総括伝熱係数

総括熱抵抗 Rtotal 5.19E-03 5.08E-03 4.99E-03 4.92E-03 m²h°C/kca 計算 Rtotal=Rexclu+1/Alpo

総括伝熱係数 Keff 192.6 196.8 200.2 203.1 kcal/m²h°C 計算 Keff=1/Rtotal

| 現在のSI単位系を使った場合 | | | | | | |
|----------------|-------|-------|-------|-------|--------------------------|---------------------|
| 熱貫流率(U) | Keffs | 223.9 | 228.9 | 232.9 | 236.2 W/m ² K | 計算 Keffs=Keff*1.163 |

12. 必要伝熱面積

He温度降下熱量 Q 119619 159105 199048 239034 kcal/h 再掲

伝熱管通過熱量 Qt 117555 157041 196984 236970 kcal/h 計算 Qt=Q-2064kcal/h(=2.4kW)
2.4kWはHeからの直接放熱

| | | | | | | | |
|------------|-------|--------|--------|--------|--------|----------------|---------------------------------------|
| 水の受熱量 | Qw | 108255 | 143991 | 180138 | 216326 | kcal/h | 計算 $Qw=Q*Keff$ Gw は Qw より逆算する。 |
| 熱効率 η | Eff | 0.905 | 0.905 | 0.905 | 0.905 | (-) | 計算 $Eff=Qw/Q$ 基準と同じとする |
| 水の受熱のうち潜熱 | Qwlat | 97528 | 129723 | 162288 | 194891 | kcal/h | 計算 $Qwlat=Latent*Gw$ |
| 必要伝熱面積 | A | 7.540 | 7.541 | 7.541 | 7.540 | m ² | 計算 $A=Qt/(Keff*Tlmtdm)$ |
| 蒸発量→必要伝面 | Aw | 6.94 | 6.91 | 6.90 | 6.88 | m ² | 計算 $Aw=Qw/(Keff*Tlmtdm)$ |

| 現在のSI単位系を使った場合 | | | | | | | |
|--------------------|--------|-------|-------|-------|-------|----------------|---------------------------------|
| He温度降下熱量 | Qkw | 139.1 | 185.0 | 231.5 | 278.0 | kW | 計算 $Qkw=Q/859.8$ |
| 伝熱管通過熱量 (=交換熱量) | Qtkw | 136.7 | 182.6 | 229.1 | 275.6 | kW | 計算 $Qtkw=Qt/859.8$ |
| 水の受熱量 | Qws | 125.9 | 167.5 | 209.5 | 251.6 | kW | 計算 $Qws=Qw/859.8$ |
| 水の受熱のうち潜熱 | Qwlats | 113.4 | 150.9 | 188.8 | 226.7 | kW | 計算 $Qwlats=Qwlat/859.8$ |
| 受熱の温度上昇分 | Qwtems | 12.5 | 16.6 | 20.8 | 24.9 | kW | 計算 $Qwtems=Qws-Qwlats$ |
| 蒸発量→必要伝面 | Aws | 6.94 | 6.91 | 6.90 | 6.88 | m ² | 計算 $Aws=1000*Qws/(Keff*Tlmtdm)$ |

13. 必要管長

| | | | | | | | |
|-----------|----------|------|------|------|------|---|---|
| 必要管長 | Ltubenes | 3.50 | 3.50 | 3.50 | 3.50 | m | 計算 $Ltubenes=A/(PAI*Do*Nt)$ $Ltubenes$ が一定になった。 $Ltubened=Ltubenes*Eff$ |
| 必要管長蒸発量より | | 3.17 | 3.17 | 3.17 | 3.17 | m | |

14. Vapor Blanket補正係数チェック

| | | | | | | | |
|------------------------|-----------|----------|----------|----------|----------|-----------------------|---|
| 単位長伝熱管外表面 | Aounit | 7.98E-02 | 7.98E-02 | 7.98E-02 | 7.98E-02 | m ² /m | 計算 $Aounit=3.1416*Do$ |
| 熱流束 | Heatflux | 15865 | 21099 | 26396 | 31701 | kcal/m ² h | 計算 $Heatflux=Q/A$ |
| 熱流束(別法) | Heatflux2 | 15591 | 20825 | 26123 | 31427 | kcal/m ² h | 計算 $Heatflux2=Keff*Dtm$ |
| 蒸発蒸気質量速度 | Gvapor | 2.50E+02 | 3.33E+02 | 4.16E+02 | 5.00E+02 | kg/m ² h | 計算 $Gvapor=Aounit*(Q/A)/(Latent*(Pt-Do))$ |
| 係数I | Coeffi | 2.15E-03 | 2.86E-03 | 3.58E-03 | 4.30E-03 | (-) | 計算 $Coeffi=0.86E-5*Gvapor$ |
| 中心線管列数 | Nrv | 5 | 5 | 5 | 5 | 本 | 入力 炉外で5本、水素製造で8本 |
| 係数j | Coeffj | -0.0337 | -0.03373 | -0.03373 | -0.03373 | | 計算 $Coeffj=-0.24(1.75+LN(1/Nrv))$ |
| Vapor B 補正係数(新Fai2new) | | 0.749 | 0.747 | 0.745 | 0.744 | (-) | 計算 $Fai2new=0.714*(3.28*(Pt-Do))^Coeffi*(1/Nrv)^Coeffj$ |

15 热交換器伝熱性能

| | | | | | | | |
|------------|----------|-------|-------|-------|-------|---|--------------------------------------|
| 実機の有効長 | Ltube | 3.50 | 3.50 | 3.50 | 3.50 | m | 入力 |
| 必要管長 | Ltubenes | 3.500 | 3.500 | 3.500 | 3.500 | m | 再掲 |
| 水の蒸発→必要管長 | Ltubew | 3.167 | 3.168 | 3.167 | 3.167 | m | 計算 $Ltubew=Ltubenes*Eff$ |
| 実際のK-value | Kbai | 1.000 | 1.000 | 1.000 | 1.000 | | $Kbai=Ltubenes/Ltube$ 設計に比べ何倍かを示す |

付録 D 放熱器

付録 D-1 放熱器の熱伝達式（熱伝達率と熱貫流率の計算式）

D.1 放熱器

実規模单一反応管試験装置においては、ファンによる強制冷却で、伝熱管は水平に配置されている。

HTTR 水素製造システムでは、自然通風式空気冷却方式で、伝熱管が斜め 45 度に配置された熱交換器を採用予定である。しかし、強制冷却でも、自然通風でも、管外の冷却空気の流速が変わるものだけで、その後に適用する熱伝達式は同一である。（厳密には 45 度の傾きを持った管内凝縮の式は無いため、水平管の Chato の式を流用した。）

D.1.1 放熱器一管内熱伝達式： 水平管内凝縮の Chato の式⁽¹⁶⁾⁽¹⁷⁾を採用する。

$$\alpha_i = A_l \cdot 0.468 \cdot \left(\frac{\lambda_f^3 \cdot \rho_f \cdot (\rho_f - \rho_v) \cdot L_{at} \cdot (1 + 0.68\zeta) \cdot g}{\mu_f \cdot r_i \cdot \Delta t} \right)^{1/4} \quad \text{文献}^{(16)} (8.33)\text{式}$$

ここで

α_i : 管内熱伝達係数 (kcal/m²h°C) [W/(m² · K)]

A_l : 凝縮液の熱容量パラメータ ζ による補正係数。 $P_r = 1$ 附近では $A_l = 1$ で良い

λ_f : 液の熱伝導率 (kcal/mh°C) [W/(m · K)]

ρ_f : 液膜の密度 (kg/m³)

ρ_v : 蒸気の密度 (kg/m³)

L_{at} : 蒸発潜熱 (kcal/kg) [J/kg]

ζ : 凝縮液の熱容量パラメータ (−) = $(C_f \cdot \Delta t) / L_{at}$

C_f : 液膜の比熱 (kcal/kg°C) [J/(kg · K)]

Δt : 蒸気の飽和温度と管壁温度との差 (°C) [K]

g : 重力加速度 = 1.27×10^8 (m/h²) [SI 単位系の時は 9.807 m/s^2 を使う]

μ_f : 液膜の粘度 (kg/mh) [Pa · s または kg/(m · s)]

r_i : 伝熱管の内半径 (m)

D.1.2 放熱器一管外熱伝達式：空冷式フィン付管の Briggs の熱伝達式⁽¹⁴⁾⁽¹⁵⁾を用いる。

1. 管外流体（空気）のプラントル数

$$P_r = 3600 \cdot \nu / a$$

ここで

ν : 動粘性係数 (m²/s) [m²/s]

a : 温度伝導率 (m²/h) [m²/s : SI 単位で m²/s を使用すれば係数 3600 は省略する]

2. 管列間の流路断面積

$$A_c = [(S_1 - D_r) - 2 \cdot n_f \cdot t_f \cdot H_f] \cdot L \cdot n_1$$

ここで

A_c : 管外の最小流路断面積 (m²) 文献⁽¹⁴⁾ p944

S_1 : 管配列横ピッチ (m)

D_r : フィン根元径 (m)

n_f : 単位長あたりのフィン枚数 (枚/m)

t_f : フィンの厚み (m)

H_f : フィン高さ (m) $H_f = (D_f - D_r)/2$

D_f : フィン外径 (m)

L : 伝熱管 1 本の長さ (m)

n_1 : 管列あたりの管本数 (-)

3. 管列間を通るときの流体の最大流速の計算

$$U_{\max} = \frac{(G/3600)}{\rho / A_c}$$

ここで

U_{\max} : 空気の最大流速 (m/s) [m/s]

G : 空気流量 (kg/h) [kg/s : SI 単位で kg/s を使えば、係数 1/3600 は不要]

ρ : 空気の密度 (kg/m³)

A_c : 管外の最小流路断面積 (m²)

4. レイノルズ数の算出

$$R_e = U_{\max} \cdot D_r / \nu$$

ここで

D_r : フィン根元径 (m)

ν : 空気の動粘性係数 (m²/s) [m²/s]

5. ヌセルト数 N_u の算出・・・正 3 角錯列配列フィン付管 Briggs の実験式

$$N_u = 0.1378 \cdot R_e^{0.718} \cdot P_r^{(1/3)} \cdot \left(\frac{Y}{H_f} \right)^{0.296} \quad \text{文献}^{(14)} \text{ (27.13) 式}$$

ここで

Y : フィンとフィンの間の間隙 (m)

H_f : フィン高さ (m)

6. 管外熱伝達率 α_o の算出

$$\alpha_o = \psi \cdot N_u \cdot (\lambda_a / D_r)$$

ここで

α_o : 管外熱伝達率 (kcal/m²h°C) [W/(m² · K)]

ψ : 管列数による α_o の減少率 (-) : 伝熱工学資料円管群の乱流熱伝達より

(実規模単一反応管試験装置では千鳥 3 列 → 0.81
また水素製造システムでは千鳥 4 列 → 0.88)

λ_a : 空気の熱伝導率 (kcal/mh°C) [W/(m · K)]

D.1.3 放熱器一熱貫流率の計算および伝熱量の計算（伝熱管管外表面積基準）

1. 热貫流率（熱通過率）

外面のフィンは鉄鋼製の芯管にアルミニウムのフィンを埋め込んだタイプであるので、複合管フィンチューブの式⁽¹⁹⁾を適用する。

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_o} + r_o + r_f + \left(\frac{A_o}{A_{lm}} \right) \cdot \frac{t_{ls}}{\lambda_l} + \left(\frac{A_o}{A_{fm}} \right) \cdot \frac{t_{fs}}{\lambda_f} + r_i \left(\frac{A_o}{A_i} \right) + \frac{1}{\alpha_i} \left(\frac{A_o}{A_i} \right) + r_{bc} \left(\frac{A_o}{A_b} \right)$$

・・・文献⁽¹⁸⁾(27.4) 式

ここで

K : 热貫流率 (伝熱管管外表面積基準) (kcal/m²h°C) [W/(m² · K)]

A_o : 単位長あたりの管外周表面積 (m²/m) $A_o = A_r + A_f$

A_r : 単位長あたりのフィン無し部表面積 (m²/m)

A_f : 単位長あたりのフィン部表面積 (m²/m)

A_i : 単位長あたりの管内周表面積 (m²/m)

A_{lm} : ライナー管単位長あたりの対数平均表面積 (m²/m) = $\pi \cdot (D_b - D_i) / \ln(D_b / D_i)$

A_{fm} : フィン管単位長あたりの対数平均径基準表面積 (m²/m) = $\pi \cdot (D_r - D_b) / \ln(D_r / D_b)$

D_f : フィン外径 (m)

D_r : フィン根本径 (m)

D_b : ライナー管外径 (m)

D_i : 伝熱管内径 (m)

α_o : 管外熱伝達率 (kcal/m²h°C) [W/(m² · K)]

α_i : 管内熱伝達率 (kcal/m²h°C) [W/(m² · K)]

r_o : 管外汚れ係数 (m²h°C/kcal) [(m² · K)/W]

r_i : 管内汚れ係数 (m²h°C/kcal) [(m² · K)/W]

r_f : フィンの伝熱抵抗 (m²h°C/kcal) [(m² · K)/W] 計算法は下記

r_{bc} : ライナー管とフィン管接合部の伝熱抵抗 (m²h°C/kcal) [(m² · K)/W] 熱交換器設計ハンドブックの図 27.12 等で管内と管外の流体温度から算出する。

t_{ls} : ライナー管の厚み (m) $t_{ls} = (D_b - D_i) / 2$

t_{fs} : ライナー管を被うフィン管の厚み (m) $t_{fs} = (D_r - D_b) / 2$

t_f : フィンの厚み (m)

λ_l : ライナー管の熱伝導率 (kcal/mh°C) [W/(m · K)]

λ_f : フィン管の熱伝導率 (kcal/mh°C) [W/(m · K)]

2. フィンの伝熱抵抗⁽¹⁹⁾⁽²⁰⁾

$$r_f = \left(\frac{1}{\alpha_o} + r_o \right) \cdot \left[\frac{1 - E_f}{E_f + (A_r / A_f)} \right] \quad \text{文献}^{(19)} (27.5) \text{ 式}$$

ただし、フィン効率 E_f (-) に関しては、フィン形状から下記 u_b (-) を計算し E_f を計算する。

$$u_b = H_f \sqrt{\left(\frac{1}{(1/\alpha_o + r_0)} \right) / (\lambda_f \cdot y_b)} \quad \text{文献}^{(27)} \text{図 7.9 および (7.14)式}$$

$$E_f = \frac{\tanh(u_b)}{u_b} \quad \text{伝熱工学資料 (第 2 版) 基礎・J・b 第 1 表一定厚さ環状フィン}^{(18)} \text{より}$$

ここで

$$r_e = D_f / 2 \quad \text{フィン外径の半分 (外半径) (m)}$$

$$r_b = D_b / 2 \quad \text{フィン根本径の半分 (m)}$$

$$H_f : \text{フィン高さ (m)} \quad H_f = r_e - r_b$$

$$\lambda_f : \text{フィンの熱伝導率 (kcal/mh°C) [W/(m · K)]}$$

$$y_b : \text{フィン厚みの半分 (m)} \quad y_b = t_f / 2$$

3. 伝熱管を通しての伝熱量の計算

$$Q = A \cdot K \cdot \Delta T$$

ここで

$$Q : \text{伝熱量 (kcal/h) [W]}$$

$$A : \text{伝熱管外表面積 (熱交換器全長分) (m²)}$$

$$K : \text{熱貫流率 (伝熱管外径基準) (kcal/m²h°C) [W/(m² · K)]}$$

$$\Delta T : \text{管内外流体の対数平均温度差 (°C) [K]}$$

付録D-2 設計計算および伝熱性能評価プログラム(2004年11月15日)

放熱器(炉外)7の4設計計算と性能評価 1115

放熱器の計測データを記入し、設計どおりの値であるかを確認する。

伝熱管が水平配置なので、管内凝縮熱伝達は、水平管用のChatoの式を使う。

圧力単位MPaGに変更(2001.10.25) Fin効率式追加(2003.9.09)

管外熱伝達率をBriggsの式、温度差は対抗流対数平均温度差にする。(2003.9.24)(2004.4.16)

ファン回転数から空気流量試算を追加した。(2004.2.19)

回転数と開度から風量を計算、空気出口温度はふく射で不正確、伝熱より推定(2004.4.16)

管列数による管外熱伝達率の減少率(伝熱工学資料第2版p44)を追加した。(2004.4.19)

SI単位を追加した(2004.6.14 & 2004.7.15)

ファン回転数と出口ルーバ開度から風量を算出する式を改訂した。(2004.12.13)

0-1 水蒸気データ

2004年11月15日18時01分 放熱器試験結果を代入

設計計画値 測定結果と

性能評価

| | | | | |
|---------|--------|------|------------|-----------------------------|
| 放熱器蒸気流量 | FE80S | 150 | 142 g/s | 入力 操作卓表示データ |
| 2次補正係数 | C2 | | 0.971 | 計算 $C2=0.1385*PT54S+0.3903$ |
| 補正後蒸気流量 | FE80Sm | | 137.8 g/s | 計算 $FE80Sm=FE80S*C2$ |
| 放熱器蒸気流量 | Gss | 0.15 | 0.138 kg/s | 計算 $Gss=FE80Sm/1000$ |
| 入口蒸気温度 | TE25S | 259 | 254 °C | 入力 配管で温度降下し続け、飽和温度と考える |
| 入口蒸気圧力 | PT54S | 4.51 | 4.19 MPaG | 入力 時間的変化が無く一定値なら、蒸発量と凝縮量が同 |
| 飽和温度 | Tsatst | | 254 °C | 入力 蒸気圧→蒸気表より これは使用せず |
| 飽和温度修正後 | Tsat | 259 | 254 °C | 計算 $Tsat=TE25S$ これを正 |
| 凝縮水出口温度 | TE26S | 238 | 252.0 °C | 入力 |

0-2 空気側データ

| | | | | |
|---------|--------|------|-------------|----|
| 入口空気温度 | TE27S1 | 40 | 12 °C | 入力 |
| 出口温度(1) | TE28S1 | | 202 °C | 入力 |
| 出口温度(2) | TE28S2 | | 241 °C | 入力 |
| 出口温度(3) | TE28S3 | | 164 °C | 入力 |
| ファン回転数 | ST51S | | 246.9 rpm | 入力 |
| ルーバー開度 | Op | | 25 % | 入力 |
| 設計時空気流量 | Ga | 9000 | (----) kg/h | 入力 |

0-3 伝熱管温度

| | | | | |
|----------|--------|-----|----------|-------------|
| 伝熱管温度(1) | TE82S1 | (-) | 249.5 °C | 入力 最上段蒸気出口側 |
| 伝熱管温度(2) | TE82S2 | (-) | 253.5 °C | 入力 最上段中間点 |
| 伝熱管温度(3) | TE82S3 | (-) | 252.9 °C | 入力 最上段蒸気入口側 |

伝熱管内面平均 Tinner
温度 239 250.0 °C 計算 Tinner=Σ TE82S/3-2
伝熱管温度は最上段のみ
計測。下段は低い。
設計時の温度は実績考慮

0-4 空気流量の試算(回転数とルーバー開度より)

| | | | |
|---------------|-------|------------------|--------------------------------------|
| 回転数比 | Rrate | 1.26 (-) | 計算 Rrate=ST51S/196 |
| ダンパ全開流量 | Ga100 | 2.76 kg/s | 計算 Ga100=2.15*(1.1*Rrate-0.1) |
| 25%開の流量 | Ga25 | 1.61 (-) | 計算 Ga25 =0.0064*ST51S+0.0332 |
| 設定開度流量 | Fra | 1.61 (-) | 計算 IF(Op=25,Ga25,Ga100) 開度に応じた値選択 |
| 空気流量 | Gas | 2.50 1.61 kg/s | 計算 Gas=Ga100*Fra |
| 回転数から推定した空気流量 | Gar | 5808.1 kg/h | Gar=Gas*3600 |
| 空気流量 | Ga | 9000 5808.1 kg/h | 再掲 以下これを使用 |

0-5 空気出口温度算出準備

| | | | | |
|--------|----|--------|---------------|---|
| 交換熱量 | Q | 228566 | 201261 kcal/h | 計算 Q=Gs*(Latent+Cpw*(Tsin-Tsout)) (9.伝熱面積計算より) |
| 熱交換器効率 | Hf | 1 | 0.98 (-) | 入力 入口配管、出入口ヘッダーの放熱分がある。 |
| 空気受熱量 | Qa | 228566 | 197236 kcal/h | 計算 Qa=Q*Hf |

| 1. 設計条件 | 記号 | 設計計算 数値 | 測定結果補正 数値 | 単位 | 計算式 |
|--------------------|-----------|------------|----------------------|----|---|
| 管外空気圧力 | Pain | 0 | 0 kg/cm ² | G | 入力 |
| 空気入口温度 | Tain | 40 | 12 °C | | 計算 Tain=TE27S1 |
| 空気出口温度 (仮)-管直上 | Taouttent | 145.3 | 202.3 °C | | 計算 Taouttent=(TE28S1+TE28S2+TE28S3)/3 設計時は設計温度 |
| 空気出口温度 (測定値を補正) | Taout | 144.9 | 152.9 °C | | 計算 Taout=Tain+Qa/(Ga*Cpa) 伝熱量と風量、比熱より |
| 空気量(ファン) | Ga | 9000 | 5808 kg/h | | 再掲 |

2. 空気の物性計算

| | | | | |
|----------------------|------|------|----------------------|-----------------------|
| 空気平均温度 | Tam | 92.5 | 82.5 °C | 計算 Tam=(Tain+Taout)/2 |
| 空気圧力 | Pain | 0 | 0 kg/cm ² | 計算 |
| この平均温度での空気の物性値を記入する。 | | | | |
| 空気近似温度 | Tamk | 90 | 80 °C | 入力 平均温度に近い近似温度 |

| | | | | | |
|-------------|--------|----------|-------------------------------|----|--|
| 空気圧力 | Pain | 0 | 0 kg/cm ² | G | 既定 |
| 比重量 | Gammaa | 0.942 | 0.968 kgf/m ³ | 入力 | 伝熱工学資料(改訂第2版)物性E-a100°C=0.916 火力発電必携では、0°Cで1.293、平均温度にあわす |
| 定圧比熱 | Cpa | 0.242 | 0.241 kcal/kg°C | 入力 | 一定値 |
| 熱伝導率 | Lamdaa | 0.0266 | 0.0260 kcal/mh°C | 入力 | |
| 粘性係数 η | Myusea | 2.19E-06 | 2.14E-06 kgf·s/m ² | 入力 | |
| 動粘性係数 ν | Nyua | 2.28E-05 | 2.17E-05 m ² /s | 入力 | |
| 温度伝導率 | Aa | 0.117 | 0.111 m ² /h | 入力 | |
| プラントル数 | Pra | 0.7015 | 0.7038 (-) | 計算 | Pra=Nyua/Aa*3600 |

現在のSI単位系を使った場合

| | | | | | |
|------------|---------|----------|----------------------------|----|---------------------------------|
| 密度 | Rooa | 0.942 | 0.968 kg/m ³ | 換算 | Rooa=Gammaa |
| 定圧比熱 | Cpas | 1.013 | 1.009 kJ/kgK | 換算 | Cpas=Cpa*4.1868 |
| 熱伝導率 | Lamdaas | 0.0309 | 0.0302 W/mK | 換算 | Lamdaas=Lamdaa*1000/3600*4.1868 |
| 粘性係数 | Myuseas | 21.477 | 20.987 μ Pa s | 換算 | Myuseas=Myusea*9.807*1E06 |
| 粘性係数 μ | Myuseas | 0.0773 | 0.0756 kg/mh | 換算 | Myuseas=Myusea*9.807*3600 |
| 動粘性係数 | Nyuas | 2.28E-05 | 2.17E-05 m ² /s | 換算 | Nyuas=Nyua |
| 温度伝導率 | Aas | 3.25E-05 | 3.08E-05 m ² /s | 換算 | Aas=Aa/3600 |
| プラントル数 | Pras | 0.7015 | 0.7038 (-) | 計算 | Pras=Nyuas/Aas |

3.管内流体（飽和蒸気）

| | | | | | |
|---------|-------|--------|------------|----|---------------------------------|
| 入口温度 | Tsin | 259 | 254 °C | 計算 | Tsin=TE25S |
| 出口温度 | Tsout | 238 | 252 °C | 計算 | Tsout=TE26S |
| 入口圧力 | Psin | 46.113 | 42.913 bar | 計算 | Psin=PT54S*10+1.013 |
| 流量 | Gs | 540 | 496.2 kg/h | 入力 | Gs=Gss*3600 |
| 飽和温度 | Tsat | 259 | 254 °C | 計算 | Tsat=Tsin |
| 圧力(ata) | Psata | 47.0 | 43.8 ata | 計算 | Psata=Psin*1.02 飽和温度は248.8°C |

これらの条件を入れて蒸気表の計算プログラムあるいは火力発電必携などの物性表を内挿し
下記の物性を入力、今回はGamma以外は50barの値を使用した。(敢えて圧力補正せず)

| | | | | |
|----------|--------|--------|--------------------------|----|
| 比重量(蒸気) | Gammas | 23.25 | 21.79 kgf/m ³ | 入力 |
| 比重量(液体水) | Gammaw | 785.6 | 791.5 kgf/m ³ | 入力 |
| 定圧比熱(水) | Cpw | 1.1843 | 1.171 kcal/kg°C | 入力 |
| 熱伝導率(水) | Lamdaw | 0.5252 | 0.522 kcal/mh°C | 入力 |

| | | | | |
|-------------------|-----------|----------|----------------------------|--|
| 粘度(水) | Maicrocpw | 0.1019 | 0.1037 cP | 入力 センチポアーズ (=0.001Pa·s) (Ra·s=kg/m·s=1000cP) |
| 蒸発潜熱 | Latentw | 398.4 | 403.28 kcal/kg | 入力 |
| 4. 水蒸気物性計算 | | | | |
| 比重(蒸気) | Gammas | 23.25 | 21.79 kgf/m3 | 再掲 |
| 密度(蒸気) | Roos | 23.25 | 21.79 kg/m3 | 換算 Roos=Gammas |
| 比重(液体水) | Gammaw | 785.6 | 791.5 kgf/m3 | 再掲 |
| 密度(液体水) | Roow | 785.6 | 791.5 kg/m3 | 換算 Roow=Gammaw |
| 定圧比熱(蒸気) | Cps | 0.9632 | 0.9632 kcal/kg°C | 入力 参考(仮値):後使用せず |
| 定圧比熱(蒸気) | Cpsj | 4.033 | 4.033 kJ/kgK | 換算 Cpsj=Cps*4.1868 |
| 定圧比熱(水) | Cpw | 1.1843 | 1.171 kcal/kg°C | 再掲 |
| 定圧比熱(水) | Cpwj | 4.958 | 4.903 kJ/kgK | 換算 Cpwj=Cpw*4.1868 |
| 熱伝導率(蒸気) | Lamdas | 4.61E-02 | 4.61E-02 kcal/mh°C | 入力 参考(仮):後使用せず |
| 熱伝導率(蒸気) | Lamdasw | 5.36E-02 | 5.36E-02 W/mK | 換算 Lamdasw=Lamdas*1000/3600*4.1868 |
| 熱伝導率(水) | Lamdaaw | 5.25E-01 | 5.22E-01 kcal/mh°C | 再掲 |
| 熱伝導率(水) | Lamdaaww | 6.11E-01 | 6.07E-01 W/mK | 換算 Lamdaaww=Lamdaaw*1000/3600*4.1868 |
| 粘度(蒸気) | Maicrocps | 0.01783 | 0.01783 cP | 入力 参考(仮値):後使用せず |
| | Maicrcos | 0.064188 | 0.064188 kg/mh | 計算 Maicrcos=Maicrocps*3600/1000 |
| 粘度(蒸気) | Passs | 1.78E-05 | 1.78E-05 Pa·s | 換算 Passs=Maicrocps/1000 |
| 粘度(水) | Maicrocpw | 0.1019 | 0.1037 cP | 再掲 センチポアーズ (=0.001Pa·s) (Ra·s=kg/m·s=1000cP) |
| | Maicrow | 0.36684 | 0.37332 kg/mh | 計算 Maicrow=Maicrocpw*3600/1000 |
| 粘度(水) | Passw | 1.02E-04 | 1.04E-04 Pa·s=kg/ms | 換算 Passw=Maicrocpw/1000 |
| 動粘度 ν | Nyus | 7.57E-07 | 7.57E-07 m ² /s | 入力 火力発電必携p135 |
| 動粘性係数 | Nyusm | 7.57E-07 | 7.57E-07 m ² /s | 換算 Nyusm=Nyus |
| 温度伝導度 | As | | m ² /s | 入力 入力不要 |
| プラントル数(蒸気 Prs | | 1.339 | 1.339 (-) | 入力 参考(仮値):後使用せず |
| プラントル数(水) Prw | | 0.835 | 0.835 (-) | 入力 参考(仮値):後使用せず |
| 蒸発潜熱 | Latentw | 398.4 | 403.28 kcal/kg | 再掲 |
| 蒸発潜熱(kJ/kg) | | 1668 | 1688 kJ/kg | 換算 値=Latentw*4.1868 |
| 5. 伝熱管の形状 | | | | |
| チューブ本数 | Nt | 41 | 41 本 | 入力 |
| 1段チューブ本数 | Nts | 14 | 14 本 | 入力 3段に配置する |
| チューブ長さ | Ltu | 1.2 | 1.2 m | 入力 仮にインプットし、管外流速を算出に使う |
| チューブ外径 | Do | 0.0262 | 0.0262 m | 入力 |

| | | | | |
|-------------------------------------|-------------------|----------------------|--|--|
| フィン根元径 | Dr | 0.0262 | 0.0262 m | 計算 Dr=Do |
| ライナ管外径 チューブ肉厚 | Db Tthick | 0.0254 0.0026 | 0.0254 m 0.0026 m | 入力 入力 ライナー管の厚み |
| チューブ内径 フィン外径 | Di Df | 0.0202 0.0572 | 0.0202 m 0.0572 m | 計算 Di=Db-Tthick*2 入力 |
| フィンピッチ 単位長フィン枚数 Nf | Finpitch | 0.00231 432.9 | 0.00231 m 432.9 (-) | 入力 inchに11巻き 計算 Nf=1/Finpitch |
| フィン厚み フィン隙間 | Finthick Y | 0.000285 0.002025 | 0.000285 m 0.002025 m | 入力 計算 Y=Finpitch-Fin thick |
| フィン高さ | Hf | 0.0155 | 0.0155 m | 計算 Hf=(Df-Dr)/2 |
| 伝熱管横ピッチ 伝熱管縦ピッチ | Pitcht Pitchlt | 0.065 0.06 | 0.065 m 0.06 m | 入力 入力 |
| 前面面積 最小流路断面積 の比 | Aff Rateao | 1.092 0.538 | 1.092 m ² 0.538 m ² /m ² | 計算 Aff=Pitcht*Nts*Ltu 計算 Rateao=((Pitcht-Dr)- 2*Nf*Fin thick*Hf)/Pitcht |
| 管外流路断面積 管外流速 | Aout Ua | 0.5876 4.517 | 0.5876 m ² 2.837 m/s | 計算 Aout=Aff*Rateao 計算 Ua=Ga/(3600*Gammaa*A out) |
| 管内流路断面積 管内蒸気流速 | Ain Us | 0.0131 0.491 | 0.0131 m ² 0.481 m/s | 計算 Ain=(PAI/4)*Di ² *Nt 計算 Us=Gs/(3600*Gammaa*Ai n) |
| 蒸気重量速度 | Gv | 41097.582 | 37762.466 kg/m ² h | 計算 Gvs=Us*Gammaa*3600 |
| 6. 管外熱伝達率をBriggsの式から出した場合(この式を採用した) | | | | |
| 管外流速 | Ua | 4.517 | 2.837 m/s | 再掲 |
| Re数(Briggs) | Reb | 5190 | 3425 (-) | 計算 Reb=(Ua*Dr)/Nyua |
| Pr数(Briggs) | Prb | 0.702 | 0.704 (-) | 計算 Prb=Nyua*3600/Aa |
| Nu数(Briggs) | Nub | 31.2 | 23.2 (-) | 計算 Nub=0.1378*Reb ^{0.718} *P r ^(1/3) *(Y/Hf) ^{0.296} |
| 管外熱伝達率 SI単位系 | Alpoo Alpoos | 31.7 36.8 | 23.0 kcal/m ² h°C 26.7 W/m ² K | 計算 Alpoo=Nub*Lamdaa/Dr 計算 Alpoos=Nub*Lamdaas/Dr |
| 管列数で減少率 | Psi | 0.81 | 0.81 (-) | 入力 3列なら0.81 基礎-C-c |
| 管外熱伝達率 | Alpo | 25.6 | 18.6 kcal/m ² h°C | 計算 Alpo=Alpoo*Psi |
| SI単位系 | Alpos | 29.8 | 21.6 W/m ² K | 換算 Alpos=Alpo*1.163 |
| SI単位値代入 | Alpos | 29.8 | 21.6 W/m ² K | 計算 Alpos=Alpoos*Psi |
| 7. 管内水蒸気側 | | | | |
| 伝熱管内径 チューブ厚さ | Di Tthick | 0.0202 0.0026 | 0.0202 m 0.0026 m | 計算 計算 |
| チューブ平均径 伝熱管本数 | Dm Nt | 0.0231 41 | 0.0231 m 41 本 | 計算 Dm=(Do-Di)/LN(Do/Di) 計算 |
| 流路断面積 | Ati | 1.314E-02 | 1.314E-02 m ² | 計算 Ati=PAI/4*Di ² *Nt |

| | | | | |
|----|----|-------|-----------|------------------------------|
| 流速 | Us | 0.491 | 0.481 m/s | 計算 $Us=Gs/(3600*Gammas*Ati)$ |
|----|----|-------|-----------|------------------------------|

| | | | | |
|----------|-------|-----------|---------------|-----------------------|
| Re数(参考値) | Resre | 1.310E+04 | 1.285E+04 (-) | 計算 $Resre=Us*Di/Nyus$ |
| Re数 | Res | 1.293E+04 | 1.188E+04 (-) | 計算 $Res=Gv*Di/Micros$ |

円管内の凝縮熱伝達は熱交換器ハンドブックp332 Chatoの近似式を使う。

| | | | | |
|---------------------------|--------------------|---------------------|---|---|
| 境膜(液)の密度 蒸気の密度 | Roof Roov | 785.6 23.25 | 791.5 kg/m ³ 21.79 kg/m ³ | 計算 前述 Roof=Gammasaw 計算 前述 Roov=Gammas |
| 液の粘度 μ SI単位系 | Maicrow | 0.36684 1.02E-04 | 0.37332 kg/mh 1.04E-04 kg/ms | 計算 前述 換算 値=Maicrow/3600 |
| 重力加速度 SI単位系 g | G | 1.27E+08 9.807 | 1.27E+08 m/h ² 9.807 m/s ² | 入力 定数 入力 g=G/3600/3600でも良い |
| 蒸発潜熱 SI単位系 | Latent | 398.4 1.67E+06 | 403.28 kcal/kg 1.69E+06 J/kg(Ws/kg) | 再掲 換算 値=Latent*4186.8 |
| 境膜の熱伝導度 SI単位系 | Kf (λ_f) | 0.525 0.611 | 0.522 kcal/mh°C 0.607 W/mK | 計算 前述 換算 値=Kf*1.163 |
| 飽和温度-壁温差 Dt | | 20.0 | 4.0 °C | 計算 $Dt=T_{sat}-T_{inner}$ |
| 管内半径 | Rii | 0.0101 | 0.0101 m | 計算 $Rii=Di/2$ |
| 係数ジータ ζ SI単位系 | Zieta | 0.0595 0.0595 | 0.0117 (-) 0.0117 (-) | 計算 $Zieta=Cp_w*Dt/Latent_w$ 計算 $Zieta=Cp_w*Dt/Latent_w$ |
| 管内熱伝達率 | Alpi | 7374 | 10899 kcal/m ² h°C | 計算 $Alpi=0.468*(Kf^3*Roof*(Roof-Roov)*Latent*(1+0.68*Zieta)*G/(Micros*Rii*Dt))^{0.25}$ |
| SI単位系 | Alpis | 8576 | 12676 W/m ² K | 換算 $Alpis=Alpi*1.163$ |
| SI単位系の 個々の値を 代入して計算 | | 8578 | 12678 W/m ² K | 計算 $Alpis=0.468*(Kf^3*Roof*(Roof-Roov)*Latent_w*(1+0.68*Zieta)*g/(Micros*Rii*Dt))^{0.25}$ |

8.伝熱管形状計算

| | | | | |
|--------------------|------------------|----------------|------------------------|---|
| フイン巻き数 フインピッチ | Nfin Finpitch | 11 0.002309 | 11 0.002309 m | 入力 1 inch (25.4mm)あたり 計算 $Finpitch=0.0254/Nfin$ |
| フイン厚さ | Tfin | 2.85E-04 | 2.85E-04 m | 入力 炉外機器設計仕様書より |
| フイン表面積 (単位長あたり) | Afu | 1.781 | 1.781 m ² | 計算 $Afu=(PAI/4)*(Df^2-Dr^2)*(1/Finpitch)*2+PAI*Df*(1/Finpitch)*T_{fin}$ |
| フイン根元裸管 面積(単位長) | Abur | 0.07215 | 0.07215 m ² | 計算 $Abu=PAI*Dr*1*((Finpitch-T_{fin})/Finpitch)$ |
| 管外表面積 (単位長) | Aou | 1.8531 | 1.8531 m ² | 計算 $Aou=Afu+Abur$ |

| | | | | |
|----------------------|----------|----------------------|---|--|
| 管内表面積 (単位長) | Aiu | 0.0635 | 0.0635 m ² | 計算 $Aiu=PAi*Di*1$ |
| 平均周面積 (単位長) | Amu | 0.07248 | 0.07248 m ² | 計算 $Amu=PAi*Dm*1$ 結局これは使用せず |
| ライナー管フィン 管接合部面積 | Abu | 0.07980 | 0.07980 m ² | 計算 $Abu=PAi*Db$ |
| ライナー管対数 平均表面積 | Alm | 0.07132 | 0.07132 m ² | 計算 $Alm=PAi*(Db-Di)/LN(Db/Di)$ |
| フィン管対数 平均基準表面積 | Afm | 0.08105 | 0.08105 m ² | 計算 $Alm=PAi*(Dr-Db)/LN(Dr/Db)$ |
| ライナー管厚み | Tls | 0.0026 | 0.0026 m | 計算 $Tls=Tthick$ |
| フィン管厚み | Tfs | 0.0004 | 0.0004 m | 計算 $Tfs=(Dr-Db)/2$ フィンの厚みではない |
| 管外汚れ係数 | Ro | 0.0004 | 0.0004 m ² h°C/kcal | 入力 空気 熱交換器ハンドブックp367。使用直後はもっと少ない |
| SI単位系 | | 0.000344 | 0.000344 m ² K/W | 換算 値=Ro/1.163 |
| 管内汚れ係数 SI単位系 | Ri | 0.0001 0.000086 | 0.0001 m ² h°C/kcal 0.000086 m ² K/W | 入力 蒸留水 熱交ハンド 換算 値=Ri/1.163 |
| 伝熱管熱伝導率 SI単位系 | Lamdat | 48 55.82 | 48 kcal/m ² h°C 55.82 W/mK | 入力 1Crと2Crの中間値 換算 値=Lamdat*1.163 |
| 接合部伝熱抵抗 | Rb | 0.00037 | 0.00037 m ² h°C/kcal | 入力 熱交換器ハンドブック図 27.12a,空気温度93°C (200°F),管内流体259°C (500°F) $Alpo=25\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ |
| SI単位系 | | 3.18E-04 | 3.18E-04 m ² K/W | 換算 値=Rb/1.163 |
| 9.空気側フィン効率の計算 | | | | |
| アルミ熱伝導率 SI単位系 | Lamdaf | 175 203.5 | 175 kcal/mh°C 203.5 W/mK | 入力 伝熱工学資料(改訂第2版)p162 換算 値=Lamdaf*1.163 |
| フィン高さ フィン厚さの半分 | Hf Yb | 0.0155 1.43E-04 | 0.0155 m 1.43E-04 m | 計算 $Hf=(Df-Do)/2$ 計算 $Yb=Tfin/2$ |
| 係数Ub SI単位系 | Ub | 0.49 0.49 | 0.42 (-) 0.42 (-) | 計算 $Ub=Hf*\text{SQRT}((1/(1/Alpo+Ro))/(Lamdaf*Yb))$ 計算 $Ub=Hf*\text{SQRT}((1/(1/Alpo+Ro))/(Lamdaf*Yb))$ |
| フィン効率 | Ef | 0.926 | 0.945 (-) | 計算 $Ef=\text{TANH}(Ub)/Ub$ 伝熱工学資料(改訂第2版)基礎J-b p107第1表 |
| フィン抵抗 SI単位系 | Rfin | 0.003028 0.002603 | 0.003043 m ² h°C/kcal 0.002617 m ² K/W | 計算 $Rfin=(1/Alpo+Ro)*(Afur-Ef*Afur)/(Abur+Ef*Afur)$ 計算 $Rfin=(1/Alpo+Ro)*(Afur-Ef*Afur)/(Abur+Ef*Afur)$ |

| | | | | |
|-----------|----------|----------|-------|------------------------------|
| SI単位系 | 0.002603 | 0.002617 | m2K/W | 換算 値=Rfin/1.163 |
| 8.熱貫流率の計算 | | | | 複合管フィンチューブ 熱交換器ハンドブックp927 |

| | | | | |
|--------------|----------|----------|------------|---|
| 総括熱抵抗 Rtotal | 5.94E-02 | 7.28E-02 | m2h°C/kcal | 計算 Rtotal=1/Alpo+Ro+Rfin+(Tls/Lamdat)*(Aou/Alm)+(Tfs/Lamdaf)*(Aou/Afm)+Ri*(Aou/Aiu)+(1/Alpi)*(Aou/Aiu)+Rb*(Aou/Abu) |
|--------------|----------|----------|------------|---|

| | | | | |
|-----------|----------|----------|------------|--------------------------------|
| SI単位系 | 5.10E-02 | 6.26E-02 | m2K/W | 計算 同上の式 ただしSI単位 |
| 熱貫流率 Ke | 16.8 | 13.7 | kcal/m2h°C | 計算 Ke=1/Rtotal 外表面積基準 |
| SI単位系 Kes | 19.6 | 16.0 | W/m2K | 計算 Kes=1/Rtotal ただしSI単位 外表面積基準 |

| | | | | |
|-----------|------|------|-------|-----------------|
| SI単位系 Kes | 19.6 | 16.0 | W/m2K | 換算 Kes=Ke*1.163 |
|-----------|------|------|-------|-----------------|

9.伝熱面積

| | | | | |
|-----------------|--------|----------|--------|-----------------------------------|
| 交換熱量 Q | 228566 | 201261 | kcal/h | 計算 Q=Gs*(Latent+Cpw*(Tsin-Tsout)) |
| 蒸気放熱量 | | | | |
| 熱効率 η Eff | 1 | 0.98 (-) | | 再掲 |
| 空気受熱量 Qa | 228566 | 197236 | kcal/h | 再掲 |
| 伝熱管通過熱量 Qt | 228566 | 197236 | kcal/h | 計算 Qt=Qa |
| 現在のSI単位系を使った場合 | | | | |
| 交換熱量 Qkw | 265.8 | 234.1 | kW | 計算 Qkw=Q/859.8 |
| 熱効率 η Eff | 1.00 | 0.98 (-) | | 再掲 |
| 空気受熱量 Qakw | 265.8 | 229.4 | kW | 計算 Qakw=Qa/859.8 |
| 伝熱管通過熱量 Qtkw | 265.8 | 229.4 | kW | 計算 Qtkw=Qt/859.8 |
| 上端温度差 Dth | 114.1 | 101.1 | °C | 計算 Dth=Tsin-Taout |
| 下端温度差 Dtl | 198 | 240 | °C | 計算 Dtl=Tsout-Tain |
| 対数平均温度差 Dtm | 152.2 | 160.7 | °C | 計算 Dtm=(Dtl-Dth)/LN(Dtl/Dth) |
| 伝熱面積 A (外表面積基準) | 89.16 | 89.40 | m2 | 計算 A=Qt/(Ke*Dtm) |
| SI単位系 | 89.16 | 89.41 | m2 | 計算 A=Qtkw*1000/(Kes*Dtm) |
| 伝熱管必要長 Lt | 1.174 | 1.18 | m | 計算 Lt=A/(Aou*Nt) |
| 決定伝熱管長 L | 1.2 | 1.2 | m | 入力 |

10.伝熱管表面温度

| | | | | |
|------------------|---------|---------|------------|--------------------------------|
| 外側の伝熱抵抗 Rout | 0.04243 | 0.05717 | m2h°C/kcal | 計算 Rout=1/Alpo+Ro+Rfin |
| 全体に占める率 Hrerate | 0.715 | 0.785 | (-) | 計算 Hrerate=Rout/total |
| 出口空気と Dtairt | 81.5 | 79.4 | °C | 計算 Dtairt=(Tsin-Taout)*Hrerate |
| 伝熱管温度差 | | | | |
| 伝熱管外側温度 Ttubeout | 226.5 | 232.3 | °C | 計算 Ttubeout=Taout+Dtairt |
| 同上(測定結果) TE82S1 | | 249.5 | °C | 計測 計算結果と一致すれば |
| TE82S2 | | 253.5 | °C | 計測 期待通り伝熱 |
| TE82S3 | | 252.9 | °C | 計測 同上 |

11.試験結果実測値をもとに算出

| | | | |
|-----------------|------|-------|--------------------------------------|
| 熱貫流率実測値 Kpra | 15.7 | W/m2K | 計算 Kpra=Kes*(Lt/L) |
| Kpraから算出の Ltnes | 1.20 | m | 計算 Ltnes=Qtkw*1000/(Kpra*Dtm*Aou*Nt) |

12. 計算結果のまとめ

2004年11月15日18時01分 放熱器試験結果を代入

| | | | | | |
|---------------------|-------|-------|-------|-------|----|
| 放熱器蒸気流量 | Gssg | 0.150 | 0.138 | kg/s | 再掲 |
| 入口蒸気温度 | TE25S | 259 | 254 | °C | 再掲 |
| 入口蒸気圧力 | PT54S | 4.51 | 4.19 | MPa | 再掲 |
| 伝熱管通過熱量 | Qtkw | 265.8 | 229.4 | kW | 再掲 |
| 管内熱伝達率 | Alpis | 8576 | 12676 | W/m2K | 再掲 |
| 空気流量 | Gas | 2.50 | 1.61 | kg/s | 再掲 |
| 入口空気温度 | Tain | 40 | 12 | °C | 再掲 |
| 出口空気温度 | Taout | 144.9 | 152.9 | °C | 再掲 |
| 管外熱伝達率 | Alpos | 29.8 | 21.6 | W/m2K | 再掲 |
| 熱貫流率 | Kes | 19.6 | 16.0 | W/m2K | 再掲 |
| 対数平均温度差 | Dtm | 152.2 | 160.7 | °C | 再掲 |
| 伝熱管必要長 | Lt | 1.174 | 1.177 | m | 再掲 |
| 実伝熱管長 | L | 1.20 | 1.20 | m | 再掲 |
| 熱効率η | Eff | 1.00 | 0.98 | (-) | 再掲 |
| 熱貫流率倍数 | Kbai | 0.978 | 0.981 | (-) | 計算 |
| 熱貫流率実測値 | Kpra | | 15.7 | W/m2K | 再掲 |
| Kpraから算出の 伝熱管必要長 | Ltnes | | 1.20 | m | 再掲 |

付録D-3 風量を変えたパラメトリックサーベイ

放熱器(炉外)7の5設計計算とParametric survey

放熱器の計測データを記入し、設計どおりの値であるかを確認する。
 伝熱管が水平配置なので、管内凝縮熱伝達は、水平管用のChatoの式を使う。
 圧力単位MPaGに変更(2001.10.25) Fin効率式追加(2003.9.09)
 管外熱伝達率をBrugesの式、温度差は対抗流対数平均温度差にする。(2003.9.24)(2004.4.16)
 ファン回転数から空気流量試算を追加した。(2004.2.19)

回転数と開度から風量を計算、空気出口温度はふく射で不正確、伝熱より推定(2004.4.16)
 管列数による管外熱伝達率の減少率(伝熱工学資料第2版p44)を追加した。(2004.4.19)
 SI単位を追加した(2004.6.14 & 2004.7.15)
 ファン回転数と出口ルーバ開度から風量を算出する式を改訂した。(2004.12.13)

0-1 水蒸気データ

| 測定結果 | | | | | | |
|----------------|-------|-------|-------|-------|-------|------|
| | 条件1 | 基準 | 条件3 | 条件4 | 条件5 | |
| 放熱器蒸気流量 FE80S | | 142 | | | | g/s |
| 2次補正係数 C2 | 1.014 | 0.971 | 0.874 | 0.804 | 0.725 | |
| 補正後蒸気流量 FE80Sm | | 137.8 | | | | g/s |
| 放熱器蒸気流量 Gss | 0.140 | 0.138 | 0.135 | 0.131 | 0.128 | kg/s |
| 入口蒸気温度 TE25S | 259 | 254 | 244 | 235 | 224 | °C |
| 入口蒸気圧力 PT54S | 4.5 | 4.19 | 3.49 | 2.99 | 2.42 | MPaG |
| 飽和温度 Tsatst | 259 | 254 | 244 | 235 | 224 | °C |
| 飽和温度修正後 Tsat | 259 | 254 | 244 | 235 | 224 | °C |
| 凝縮水出口温度 TE26S | 257.0 | 252.0 | 242.0 | 233.0 | 222.0 | °C |

入力 操作卓表示データ
 計算 $C2=0.1385*PT54S+0.3903$
 計算 $FE80Sm=FE80S*C2$
 計算 $Gss=FE80Sm/1000$
 S/Gでの発生量推定
 入力 配管で温度降下し続け、
 飽和温度を考える

0-2 空気側データ

| 入口空気温度 | TE27S1 | 12 | 12 | 12 | 12 | 12 °C | 入力 |
|---------|--------|--------------|----------------|--------------|----------------|--------------------|---------------------------|
| 出口温度(1) | TE28S1 | | 202 | | | °C | 入力 |
| 出口温度(2) | TE28S2 | | 241 | | | °C | 入力 |
| 出口温度(3) | TE28S3 | | 164 | | | °C | 入力 |
| | 条件1 | 基準 | 条件3 | 条件4 | 条件5 | | |
| ファン回転数 | ST51S | 241 1.176 | 246.9 1.177 | 266 1.176 | 280.5 1.176 | 305.5 rpm 1.177 | 入力 回転数を変える 伝熱管必要長表末尾より |
| ルーバー開度 | Op | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 % | 入力 |
| 設計時空気流量 | Ga | (-----) | (-----) | (-----) | (-----) | (-----) kg/h | 入力 |

入力 回転数を変える
伝熱管必要長表末尾より

0-3 伝熱管温度

| | | | | | | | |
|------------|--------|-------|-------|-------|-------|----------|-------------------------------------|
| 伝熱管温度(1) | TE82S1 | 249.5 | | | | °C | 入力 最上段蒸気出口側 |
| 伝熱管温度(2) | TE82S2 | 253.5 | | | | °C | 入力 最上段中間点 |
| 伝熱管温度(3) | TE82S3 | 252.9 | | | | °C | 入力 最上段蒸気入口側 |
| 伝熱管内面平均 温度 | Tinner | 255.0 | 250.0 | 240.0 | 231.0 | 220.0 °C | 計算 $Tinner=Tsatst-4$ 設計時の温度は実績考慮 |

0-4 空気流量の試算(回転数とルーバー開度より)

| | | | | | | | |
|---------|-------|------|------|------|------|-----------|---|
| 回転数比 | Rrate | 1.23 | 1.26 | 1.36 | 1.43 | 1.56 (-) | ベース=196rpmで流量 2.15kg/s(7731kg/h) 計算 $Rrate=ST51S/196$ |
| ダンパ全開流量 | Ga100 | 2.69 | 2.76 | 2.99 | 3.17 | 3.47 kg/s | 計算 $Ga100=2.15*(1.1*Rrate-0.1)$ |
| 25%開の流量 | Ga25 | 1.58 | 1.61 | 1.74 | 1.83 | 1.99 (-) | 計算 $Ga25=0.0064*ST51S+0.0332$ |
| 設定開度流量 | Fra | 1.58 | 1.61 | 1.74 | 1.83 | 1.99 (-) | 計算 IF(Op=25,Ga25,Ga100) 開度に応じた値選択 |
| 空気流量 | Gas | 1.58 | 1.61 | 1.74 | 1.83 | 1.99 kg/s | 計算 $Gas=Ga100*Fra$ |

| | | | | | | | |
|-----------------------------------|-----------|------------------|------------------|------------------|------------------|-------------------------------|--|
| 回転数から推定 した空気流量 空気流量 | Gar Ga | 5672.2 5672.2 | 5808.1 5808.1 | 6248.2 6248.2 | 6582.2 6582.2 | 7158.2 kg/h 7158.2 kg/h | Gar=Gas*3600 再掲 以下これを使用 |
| 0-5 空気出口温度算出準備 交換熱量 Q 蒸気放熱量 | | 201987 | 201261 | 203097 | 201990 | 202905 kcal/h | 計算 $Q=G_s * (\text{Latent} + C_p w * (T_{\text{sin}} - T_{\text{out}}))$ (9.伝熱面積計算より) |
| 熱効率 η | Hf | 0.98 | 0.98 | 0.98 | 0.98 | 0.98 (-) | 入力 入口配管、出入口ヘッダーの放熱分がある。 |
| 空気受熱量 | Qa | 197948 | 197236 | 199036 | 197950 | 198847 kcal/h | 計算 $Q_a = Q * H_f$ |
| 1. 設計条件 | 記号 | 測定結果補 数値 | 測定結果補 数値 | 測定結果補 数値 | 測定結果補 数値 | 測定結果補正 数値 | 計算式 |
| 管外空気圧力 | Pain | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 kg/cm ² G | 入力 |
| 空気入口温度 | Tain | 12 | 12 | 12 | 12 | 12 °C | 計算 $T_{\text{ain}} = \text{TE27S1}$ |
| 空気出口温度 (仮)-管直上 | Taouttent | 0.0 | 202.3 | 0.0 | 0.0 | 0.0 °C | 計算 $T_{\text{aouttent}} = (\text{TE28S1} + \text{TE28S2} + \text{TE28S3}) / 3$ 設計時は設計温度 |
| 空気出口温度 (測定値を補正) | Taout | 156.8 | 152.9 | 144.2 | 136.8 | 127.3 °C | 計算 $T_{\text{aout}} = T_{\text{ain}} + Q_a / (G_a * C_p a)$ 伝熱量と風量、比熱より |
| 空気量(ファン) | Ga | 5672 | 5808 | 6248 | 6582 | 7158 kg/h | 再掲 |
| 2. 空気の物性計算 | | 条件1 | 基準 | 条件3 | 条件4 | 条件5 | |
| 空気平均温度 | Tam | 84.4 | 82.5 | 78.1 | 74.4 | 69.6 °C | 計算 $T_{\text{am}} = (T_{\text{ain}} + T_{\text{aout}}) / 2$ |
| 空気圧力 この平均温度での空気の物性値を記入する。 | Pain | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 kg/cm ² G | 計算 |
| 空気近似温度 | Tamk | 80 | 80 | 80 | 75 | 70 °C | 入力 平均温度に近い近似温度 |
| 空気圧力 | Pain | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 kg/cm ² G | 既定 |
| 比重量 | Gammaa | 0.968 | 0.968 | 0.968 | 0.983 | 0.997 kgf/m ³ | 入力 伝熱工学資料(改訂第2版)物性E-a100°C=0.916 火力発電必携では、0°Cで1.293、平均温度にあわす |
| 定圧比熱 | Cpa | 0.241 | 0.241 | 0.241 | 0.241 | 0.241 kcal/kg°C | 入力 一定値 |
| 熱伝導率 | Lamdaa | 0.0260 | 0.0260 | 0.0260 | 0.0257 | 0.0254 kcal/mh°C | 入力 |
| 粘性係数 η | Myusea | 2.14E-06 | 2.14E-06 | 2.14E-06 | 2.12E-06 | 2.10E-06 kgf·s/m ² | 入力 |
| 動粘性係数 ν | Nyua | 2.17E-05 | 2.17E-05 | 2.17E-05 | 2.12E-05 | 2.07E-05 m ² /s | 入力 |
| 温度伝導率 | Aa | 0.111 | 0.111 | 0.111 | 0.108 | 0.106 m ² /h | 入力 |
| プラントル数 | Pra | 0.7038 | 0.7038 | 0.7038 | 0.7067 | 0.7030 (-) | 計算 $Pra = Nyua / Aa * 3600$ |
| 現在のSI単位系を使った場合 | | | | | | | |
| 密度 | Rooa | 0.968 | 0.968 | 0.968 | 0.983 | 0.997 kg/m ³ | 換算 $Rooa = Gammaa$ |
| 定圧比熱 | Cpas | 1.009 | 1.009 | 1.009 | 1.009 | 1.009 kJ/kgK | 換算 $Cpas = Cpa * 4.1868$ |
| 熱伝導率 | Lamdaas | 0.0302 | 0.0302 | 0.0302 | 0.0299 | 0.0295 W/mK | 換算 $Lamdaas = Lamdaa * 1000 / 3600 * 4.1868$ |
| 粘性係数 | Myuseas | 20.987 | 20.987 | 20.987 | 20.791 | 20.595 μPa s | 換算 $Myuseas = Myusea * 9.807 * 10^6$ |
| 粘性係数 μ | Myuseas | 0.0756 | 0.0756 | 0.0756 | 0.0748 | 0.0741 kg/mh | 換算 $Myuseas = Myusea * 9.807 * 3600$ |
| 動粘性係数 | Nyuas | 2.17E-05 | 2.17E-05 | 2.17E-05 | 2.12E-05 | 2.07E-05 m ² /s | 換算 $Nyuas = Nyua$ |
| 温度伝導率 | Aas | 3.08E-05 | 3.08E-05 | 3.08E-05 | 3.00E-05 | 2.94E-05 m ² /s | 換算 $Aas = Aa / 3600$ |
| プラントル数 | Pras | 0.7038 | 0.7038 | 0.7038 | 0.7067 | 0.7030 (-) | 計算 $Pras = Nyuas / Aas$ |

3. 管内流体 (飽和蒸気)

| | | | | | | | |
|------|-------|-----|-----|-----|-----|--------|------------------------------------|
| 入口温度 | Tsin | 259 | 254 | 244 | 235 | 224 °C | 計算 $T_{\text{sin}} = \text{TE25S}$ |
| 出口温度 | Tsout | 257 | 252 | 242 | 233 | 222 °C | 計算 $T_{\text{out}} = \text{TE26S}$ |

| | | | | | | | |
|-----------------|---------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|--------------------------|--|
| 入口圧力 流量 | Psin Gs | 46.013 504.0 | 42.913 496.2 | 35.913 486.0 | 30.913 471.6 | 25.213 bar 460.8 kg/h | 計算 Psin=PT54S*10+1.013 入力 Gs=Gss*3600 |
| 飽和温度 圧力(ata) | Tsat Psata | 259 46.9 | 254 43.8 | 244 36.6 | 235 31.5 | 224 °C 25.7 ata | 計算 Tsat=Tsin 計算 Psata=Psin*1.02 飽和温度は248.8°C |

これらの条件を入れて蒸気表の計算プログラムあるいは火力発電必携などの物性表を内挿し
下記の物性を入力する。蒸気物性値の値をcopyして貼り付ける。

| | | 条件1 | 基準 | 条件3 | 条件4 | 条件5 | |
|-------------------|--------------|------------------|------------------|------------------|------------------|----------------------------|--|
| 比重(蒸気) | Gammas | 23.25 | 21.79 | 18.31 | 15.61 | 12.76 kgf/m ³ | 入力 |
| 比重(液体水) | Gammaw | 785.6 | 791.5 | 806.5 | 819.3 | 833.7 kgf/m ³ | 入力 |
| 定圧比熱(水) | Cpw | 1.1843 | 1.171 | 1.148 | 1.129 | 1.111 kcal/kg°C | 入力 |
| 熱伝導率(水) | Lamda | 0.5252 | 0.522 | 0.532 | 0.54 | 0.55 kcal/mh°C | 入力 |
| 粘度(水) | Maicrocpw | 0.1019 | 0.1037 | 0.1082 | 0.1125 | 0.1183 cP | 入力 センチポアーズ (=0.001Pa·s) (Ra·s=kg/m·s=1000cP) |
| 蒸発潜熱 | Latentw | 398.4 | 403.28 | 415.6 | 426.05 | 438.11 kcal/kg | 入力 |
| 4. 水蒸気物性計算 | | | | | | | |
| 比重(蒸気) | Gammas | 23.25 | 21.79 | 18.31 | 15.61 | 12.76 kgf/m ³ | 再掲 |
| 密度(蒸気) | Roos | 23.25 | 21.79 | 18.31 | 15.61 | 12.76 kg/m ³ | 換算 Roos=Gammas |
| 比重(液体水) | Gammaw | 785.6 | 791.5 | 806.5 | 819.3 | 833.7 kgf/m ³ | 再掲 |
| 密度(液体水) | Roow | 785.6 | 791.5 | 806.5 | 819.3 | 833.7 kg/m ³ | 換算 Roow=Gammaw |
| 定圧比熱(蒸気) | Cps | 0.9632 | 0.9632 | 0.9632 | 0.9632 | 0.9632 kcal/kg°C | 入力 参考(仮値):後使用せず 換算 Cpsj=Cps*4.1868 |
| 定圧比熱(蒸気) | Cpsj | 4.033 | 4.033 | 4.033 | 4.033 | 4.033 kJ/kgK | |
| 定圧比熱(水) | Cpw | 1.1843 | 1.171 | 1.148 | 1.129 | 1.111 kcal/kg°C | 再掲 |
| 定圧比熱(水) | Cpj | 4.958 | 4.903 | 4.806 | 4.727 | 4.652 kJ/kgK | 換算 Cpwj=Cpw*4.1868 |
| 熱伝導率(蒸気) | Lamdas | 4.61E-02 | 4.61E-02 | 4.61E-02 | 4.61E-02 | 4.61E-02 kcal/mh°C | 入力 参考(仮):後使用せず 換算 Lamdasw=Lamdas*1000/3 600*4.1868 |
| 熱伝導率(蒸気) | Lamdasw | 5.36E-02 | 5.36E-02 | 5.36E-02 | 5.36E-02 | 5.36E-02 W/mK | |
| 熱伝導率(水) | Lamda | 5.25E-01 | 5.22E-01 | 5.32E-01 | 5.40E-01 | 5.50E-01 kcal/mh°C | 再掲 |
| 熱伝導率(水) | Lamdaww | 6.11E-01 | 6.07E-01 | 6.19E-01 | 6.28E-01 | 6.40E-01 W/mK | 換算 Lamdaww=Lamda*1000/ 3600*4.1868 |
| 粘度(蒸気) | Maicrocps | 0.01783 | 0.01783 | 0.01783 | 0.01783 | 0.01783 cP | 入力 参考(仮値):後使用せず 計算 Maicrcos=Maicrocps*3600/ 1000 |
| 粘度(蒸気) | Maicrcos | 0.064188 | 0.064188 | 0.064188 | 0.064188 | 0.064188 kg/mh | |
| 粘度(蒸気) | Passs | 1.78E-05 | 1.78E-05 | 1.78E-05 | 1.78E-05 | 1.78E-05 Pa·s | 換算 Passs=Maicrocps/1000 |
| 粘度(水) | Maicrocpw | 0.1019 | 0.1037 | 0.1082 | 0.1125 | 0.1183 cP | 再掲 センチポアーズ (=0.001Pa·s) (Ra·s=kg/m·s=1000cP) |
| 粘度(水) | Maicrow | 0.36684 | 0.37332 | 0.38952 | 0.405 | 0.42588 kg/mh | 計算 Maicrow=Maicrocpw*3600/ 1000 |
| 粘度(水) | Passw | 1.02E-04 | 1.04E-04 | 1.08E-04 | 1.13E-04 | 1.18E-04 Pa·s=kg/ms | 換算 Passw=Maicrocpw/1000 |
| 動粘度 / 動粘性係数 | Nyus | 7.57E-07 | 7.57E-07 | 7.57E-07 | 7.57E-07 | 7.57E-07 m ² /s | 入力 火力発電必携p135 |
| 動粘度 / 動粘性係数 | Nyusm | 7.57E-07 | 7.57E-07 | 7.57E-07 | 7.57E-07 | 7.57E-07 m ² /s | 換算 Nyusm=Nyus |
| 温度伝導度 | As | | | | | m ² /s | 入力 入力不要 |
| プラントル数(蒸気) | Prs | 1.339 | 1.339 | 1.339 | 1.339 | 1.339 (-) | 入力 参考(仮値):後使用せず |
| プラントル数(水) | Prw | 0.835 | 0.835 | 0.835 | 0.835 | 0.835 (-) | 入力 参考(仮値):後使用せず |
| 蒸発潜熱 | Latentw | 398.4 | 403.28 | 415.6 | 426.05 | 438.11 kcal/kg | 再掲 |
| 蒸発潜熱(kJ/kg) | | 1668 | 1688 | 1740 | 1784 | 1834 kJ/kg | 換算 値=Latentw*4.1868 |
| 5. 伝熱管の形状 | | | | | | | |
| チューブ本数 | Nt | 41 | 41 | 41 | 41 | 41 本 | 入力 |
| 1段チューブ本数 | Nts | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 本 | 入力 3段に配置する |
| チューブ長さ | Ltu | 1.2 | 1.2 | 1.2 | 1.2 | 1.2 m | 入力 仮にインプットし、管外流速を算出に使う |
| チューブ外径 フィン根元径 | Do Dr | 0.0262 0.0262 | 0.0262 0.0262 | 0.0262 0.0262 | 0.0262 0.0262 | 0.0262 m 0.0262 m | 入力 計算 Dr=Do |
| ライナ管外径 チューブ肉厚 | Db Tthick | 0.0254 0.0026 | 0.0254 0.0026 | 0.0254 0.0026 | 0.0254 0.0026 | 0.0254 m 0.0026 m | 入力 入力 ライナー管の厚み |

| | | | | | | | |
|-------------------------------------|-------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|--|--|
| チューブ内径 フィン外径 | Di Df | 0.0202 0.0572 | 0.0202 0.0572 | 0.0202 0.0572 | 0.0202 0.0572 | 0.0202 m 0.0572 m | 計算 Di=Db-Tthick*2 入力 |
| フィンピッチ 単位長フィン枚数 | Finpitch Nf | 0.00231 432.9 | 0.00231 432.9 | 0.00231 432.9 | 0.00231 432.9 | 0.00231 m 432.9 (-) | 入力 inchに11巻き 計算 Nf=1/Finpitch |
| フィン厚み フィン隙間 | Finthick Y | 0.000285 0.002025 | 0.000285 0.002025 | 0.000285 0.002025 | 0.000285 0.002025 | 0.000285 m 0.002025 m | 入力 計算 Y=Finpitch-Finthick |
| フィン高さ | Hf | 0.0155 | 0.0155 | 0.0155 | 0.0155 | 0.0155 m | 計算 Hf=(Df-Dr)/2 |
| 伝熱管横ピッチ 伝熱管縦ピッチ | Pitcht Pitchlt | 0.065 0.06 | 0.065 0.06 | 0.065 0.06 | 0.065 0.06 | 0.065 m 0.06 m | 入力 入力 |
| 前面面積 最小流路断面積の比 | Aff Rateao | 1.092 0.538 | 1.092 0.538 | 1.092 0.538 | 1.092 0.538 | 1.092 m ² 0.538 m ² /m ² | 計算 Aff=Pitcht*Nts*Ltu 計算 Rateao=((Pitcht-Dr)- 2*Nf*Finthick+Hf)/Pitcht |
| 管外流路断面積 管外流速 | Aout Ua | 0.5876 2.770 | 0.5876 2.837 | 0.5876 3.051 | 0.5876 3.166 | 0.5876 m ² 3.394 m/s | 計算 Aout=Aff*Rateao 計算 Ua=Ga/(3600*Gammaa*A out) |
| 管内流路断面積 管内蒸気流速 | Ain Us | 0.0131 0.458 | 0.0131 0.481 | 0.0131 0.561 | 0.0131 0.639 | 0.0131 m ² 0.763 m/s | 計算 Ain=(PAI/4)*Di^2*Nt 計算 Us=Gs/(3600*Gammaa*A in) |
| 蒸気重量速度 | Gv | 38357.743 | 37762.466 | 36987.824 | 35891.888 | 35069.936 kg/m ² h | 計算 Gvs=Us*Gammaa*3600 |
| 6. 管外熱伝達率をBriggsの式から出した場合(この式を採用した) | | | | | | | |
| 管外流速 | Ua | 2.770 | 2.837 | 3.051 | 3.166 | 3.394 m/s | 再掲 |
| Re数(Briggs) | Reb | 3345 | 3425 | 3684 | 3912 | 4296 (-) | 計算 Reb=(Ua*Dr)/Nyua |
| Pr数(Briggs) | Prb | 0.704 | 0.704 | 0.704 | 0.707 | 0.703 (-) | 計算 Prb=Nyua*3600/Aa |
| Nu数(Briggs) | Nub | 22.8 | 23.2 | 24.4 | 25.5 | 27.2 (-) | 計算 Nub=0.1378*Reb^0.718*P r^(1/3)*(Y/Hf)^0.296 |
| 管外熱伝達率 SI単位系 | Alpoo Alpoos | 22.6 26.3 | 23.0 26.7 | 24.2 28.2 | 25.0 29.1 | 26.4 kcal/m ² h°C 30.7 W/m ² K | 計算 Alpoo=Nub*Lamdaa/Dr 計算 Alpoos=Nub*Lamdaas/Dr |
| 管列数で減少率 | Psi | 0.81 | 0.81 | 0.81 | 0.81 | 0.81 (-) | 入力 3列なら0.81基礎-C-c |
| 管外熱伝達率 SI単位系 | Alpo Alpos Alposs | 18.3 21.3 21.3 | 18.6 21.6 21.6 | 19.6 22.8 22.8 | 20.3 23.6 23.6 | 21.4 kcal/m ² h°C 24.9 W/m ² K 24.9 W/m ² K | 計算 Alpo=Alpo*Psi 換算 Alpos=Alpo*1.163 計算 Alpos=Alpos*Psi |
| 7. 管内水蒸気側 | | | | | | | |
| 伝熱管内径 チューブ厚さ | Di Tthick | 0.0202 0.0026 | 0.0202 0.0026 | 0.0202 0.0026 | 0.0202 0.0026 | 0.0202 m 0.0026 m | 計算 計算 |
| チューブ平均径 伝熱管本数 | Dm Nt | 0.0231 41 | 0.0231 41 | 0.0231 41 | 0.0231 41 | 0.0231 m 41 本 | 計算 Dm=(Do-Di)/LN(Do/Di) 計算 |
| 流路断面積 流速 | Ati Us | 1.314E-02 0.458 | 1.314E-02 0.481 | 1.314E-02 0.561 | 1.314E-02 0.639 | 1.314E-02 m ² 0.763 m/s | 計算 Ati=PAI/4*Di^2*Nt 計算 Us=Gs/(3600*Gammaa*A ti) |
| Re数(参考値) Re数 | Resre Res | 1.223E+04 1.207E+04 | 1.285E+04 1.188E+04 | 1.497E+04 1.164E+04 | 1.704E+04 1.130E+04 | 2.037E+04 (-) 1.104E+04 (-) | 計算 Resre=Us*Di/Nyus 計算 Res=Gv*Di/Macros |

円管内の凝縮熱伝達は熱交換器ハンドブックp332 Chatotの近似式を使う。

| | | | | | | | |
|---------------------|-------------------|---------------------|---------------------|---------------------|--------------------|---|--|
| 境膜(液)の密度 蒸気の密度 | Roof Roov | 785.6 23.25 | 791.5 21.79 | 806.5 18.31 | 819.3 15.61 | 833.7 kg/m ³ 12.76 kg/m ³ | 計算 前述 Roof=Gammaaw 計算 前述 Roov=Gammaas |
| 液の粘度 μ SI単位系 | Macrow | 0.36684 1.02E-04 | 0.37332 1.04E-04 | 0.38952 1.08E-04 | 0.405 1.13E-04 | 0.42588 kg/mh 1.18E-04 kg/ms | 計算 前述 換算 値=Macrow/3600 |
| 重力加速度 SI単位系 | G g | 1.27E+08 9.807 | 1.27E+08 9.807 | 1.27E+08 9.807 | 1.27E+08 9.807 | 1.27E+08 m/h ² 9.807 m/s ² | 入力 定数 入力 g=G/3600/3600でも良い |
| 蒸発潜熱 SI単位系 | Latent | 398.4 1.67E+06 | 403.28 1.69E+06 | 415.6 1.74E+06 | 426.05 1.78E+06 | 438.11 kcal/kg 1.83E+06 J/kg(Ws/kg) | 再掲 換算 値=Latent*4186.8 |
| 境膜の熱伝導度 SI単位系 | Kf(λ_f) | 0.525 0.611 | 0.522 0.607 | 0.532 0.619 | 0.540 0.628 | 0.550 kcal/mh°C 0.640 W/mK | 計算 前述 換算 値=Kf*1.163 |
| 飽和温度-壁温差 Dt | | 4.0 | 4.0 | 4.0 | 4.0 | 4.0 °C | 計算 Dt=Tsat-Tinner |

| | | | | | | | |
|------------------------------------|-------|------------------|------------------|------------------|------------------|--|--|
| 管内半径 | Rii | 0.0101 | 0.0101 | 0.0101 | 0.0101 | 0.0101 m | 計算 Rii=Di/2 |
| 係数ジータ ζ SI単位系 | Zieta | 0.0119 0.0119 | 0.0117 0.0117 | 0.0110 0.0110 | 0.0106 0.0106 | 0.0101 (-) 0.0101 (-) | 計算 Zieta=Cpw*Dt/Latentw 計算 Zieta=Cpwj*Dt/Latentws |
| 管内熱伝達率 | Alpi | 10940 | 10899 | 11161 | 11345 | 11548 kcal/m ² h°C | 計算 Alpi=0.468*(Kf^3*Roof*(R_oof-Roov)*Latent*(1+0.68*Zieta)*G/(Microw*Rii*Dt))^(0.25) |
| SI単位系 SI単位系の 個々の値を 代入して計算 | Alpis | 12723 12726 | 12676 12678 | 12980 12982 | 13194 13197 | 13431 W/m ² K 13433 W/m ² K | 換算 Alpis=Alpi*1.163 計算 Alpis=0.468*(Kf^3*Roof*(Roof-Roov)*Latentws*(1+0.68*Zieta)*g/(Microw*Rii*Dt))^(0.25) |

8.伝熱管形状計算

| | | | | | | | |
|--------------------|------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|---|---|
| フイン巻き数 フインピッチ | Nfin Finpitch | 11 0.002309 | 11 0.002309 | 11 0.002309 | 11 0.002309 | 11 0.002309 m | 入力 1 inch(25.4mm)あたり 計算 Finpitch=0.0254/Nfin |
| フイン厚さ | Tfin | 2.85E-04 | 2.85E-04 | 2.85E-04 | 2.85E-04 | 2.85E-04 m | 入力 炉外機器設計仕様書より |
| フイン表面積 (単位長あたり) | Afu | 1.781 | 1.781 | 1.781 | 1.781 | 1.781 m ² | 計算 Afu=(PAI/4)*(Df^2-Dr^2)*(1/Finpitch)*2+PAI*Df*(1/Finpitch)*Tfin |
| フイン根元裸管 面積(単位長) | Abur | 0.07215 | 0.07215 | 0.07215 | 0.07215 | 0.07215 m ² | 計算 Abu=PAI*Dr*1*((Finpitch-Tfin)/Finpitch) |
| 管外表面積 (単位長) | Aou | 1.8531 | 1.8531 | 1.8531 | 1.8531 | 1.8531 m ² | 計算 Aou=Afu+Abur |
| 管内表面積 (単位長) | Aiu | 0.0635 | 0.0635 | 0.0635 | 0.0635 | 0.0635 m ² | 計算 Aiou=PAI*Di*1 |
| 平均周面積 (単位長) | Amu | 0.07248 | 0.07248 | 0.07248 | 0.07248 | 0.07248 m ² | 計算 Amu=PAI*Dm*1 結局これは使用せず |
| ライナー管フイン 管接合部面積 | Abu | 0.07980 | 0.07980 | 0.07980 | 0.07980 | 0.07980 m ² | 計算 Abu=PAI*Db |
| ライナー管対数 平均表面積 | Alm | 0.07132 | 0.07132 | 0.07132 | 0.07132 | 0.07132 m ² | 計算 Alm=PAI*(Db-Di)/LN(Db/Di) |
| フイン管対数 平均基準表面積 | Afm | 0.08105 | 0.08105 | 0.08105 | 0.08105 | 0.08105 m ² | 計算 Alm=PAI*(Dr-Db)/LN(Dr/Db) |
| ライナー管厚み | Tls | 0.0026 | 0.0026 | 0.0026 | 0.0026 | 0.0026 m | 計算 Tls=Tthick |
| フイン管厚み | Tfs | 0.0004 | 0.0004 | 0.0004 | 0.0004 | 0.0004 m | 計算 Tfs=(Dr-Db)/2 フインの厚みではない |
| 管外汚れ係数 | Ro | 0.0004 | 0.0004 | 0.0004 | 0.0004 | 0.0004 m ² h°C/kcal | 入力 空気 热交換器ハンドブックp367。使用直後はもっと少ない |
| SI単位系 | | 0.000344 | 0.000344 | 0.000344 | 0.000344 | 0.000344 m ² K/W | 換算 値=Ro/1.163 |
| 管内汚れ係数 SI単位系 | Ri | 0.0001 0.000086 | 0.0001 0.000086 | 0.0001 0.000086 | 0.0001 0.000086 | 0.0001 m ² h°C/kcal 0.000086 m ² K/W | 入力 蒸留水 热交ハンドブックp367。使用直後はもっと少ない 換算 値=Ri/1.163 |
| 伝熱管熱伝導率 SI単位系 | Lamdat | 48 55.82 | 48 55.82 | 48 55.82 | 48 55.82 | 48 kcal/m ² h°C 55.82 W/mK | 入力 1Crと2Crの中間値 換算 値=Lamdat*1.163 |
| 接合部伝熱抵抗 | Rb | 0.00037 | 0.00037 | 0.00037 | 0.00037 | 0.00037 m ² h°C/kcal | 入力 热交換器ハンドブック图27.12a,空気温度93°C (200°F),管内流体259°C (500°F) Alpo=25kcal/m ² h°C |
| SI単位系 | | 3.18E-04 | 3.18E-04 | 3.18E-04 | 3.18E-04 | 3.18E-04 m ² K/W | 換算 値=Rb/1.163 |

9.空気側フイン効率の計算

| | | | | | | | |
|----------|--------|----------|----------|----------|----------|---------------|--|
| アルミ熱伝導率 | Lamdaf | 175 | 175 | 175 | 175 | 175 kcal/mh°C | 入力 伝熱工学資料(改訂第2版)p162 |
| SI単位系 | | 203.5 | 203.5 | 203.5 | 203.5 | 203.5 W/mK | 換算 値=Lamdaf*1.163 |
| フイン高さ | Hf | 0.0155 | 0.0155 | 0.0155 | 0.0155 | 0.0155 m | 計算 Hf=(Df-Do)/2 |
| フイン厚さの半分 | Yb | 1.43E-04 | 1.43E-04 | 1.43E-04 | 1.43E-04 | 1.43E-04 m | 計算 Yb=Tfin/2 |
| 係数Ub | Ub | 0.42 | 0.42 | 0.43 | 0.44 | 0.45 (-) | 計算 Ub=Hf*SQRT((1/(1/Alpo+Ro))/((Lamdaf*Yb))) |

| | | | | | | | |
|------------------|--------|----------|----------|----------|----------|---------------------|---|
| SI単位系 | | 0.42 | 0.42 | 0.43 | 0.44 | 0.45 (-) | 計算 $Ub=Hf*SQRT((1/(1/Alpo+Ro))/(Lamdaf*Yb))$ |
| フィン効率 | Ef | 0.945 | 0.945 | 0.942 | 0.940 | 0.937 (-) | 計算 $Ef=TANH(Ub)/Ub$ 伝熱工学資料(改訂第2版)基礎J-b p107第1表 |
| フィン抵抗 | Rfin | 0.003044 | 0.003043 | 0.003041 | 0.003040 | 0.003037 m2h°C/kcal | 計算 $Rfin=(1/Alpo+Ro)*(Afu-Ef*Afu)/(Abur+Ef*Afu)$ |
| フィン抵抗 SI単位系 | | 0.002617 | 0.002617 | 0.002615 | 0.002614 | 0.002611 m2K/W | 計算 $Rfin=(1/Alpo+Ro)*(Afu-Ef*Afu)/(Abur+Ef*Afu)$ |
| SI単位系 | | 0.002617 | 0.002617 | 0.002615 | 0.002614 | 0.002611 m2K/W | 換算 値=Rfin/1.163 |
| 8.熱貫流率の計算 | | | | | | | 複合管フィンチューブ 熱交換器ハンドブックp927 |
| 総括熱抵抗 | Rtotal | 7.37E-02 | 7.28E-02 | 7.00E-02 | 6.83E-02 | 6.57E-02 m2h°C/kcal | 計算 $Rtotal=1/Alpo+Ro+Rfin+(Tls/Lamdat)*(Aou/Alm)+(Tfs/Lamdaf)*(Aou/Afm)+Ri*(Aou/Aiu)+(1/Alpi)*(Aou/Aiu)+Rb*(Aou/Abu)$ |
| SI単位系 | | 6.34E-02 | 6.26E-02 | 6.02E-02 | 5.87E-02 | 5.65E-02 m2K/W | 計算 同上の式 ただしSI単位 |
| 熱貫流率 | Ke | 13.6 | 13.7 | 14.3 | 14.6 | 15.2 Kcal/m2h°C | 計算 $Ke=1/Rtotal$ 外表面積基準 |
| SI単位系 | Kes | 15.8 | 16.0 | 16.6 | 17.0 | 17.7 W/m2K | 計算 $Kes=1/Rtotal$ ただしSI単位 外表面積基準 |
| SI単位系 | Kes | 15.8 | 16.0 | 16.6 | 17.0 | 17.7 W/m2K | 換算 $Kes=Ke*1.163$ |
| 9.伝熱面積 | | | | | | | |
| 交換熱量 | Q | 201987 | 201261 | 203097 | 201990 | 202905 kcal/h | 計算 $Q=Gs*(Latent+Cpw*(Tsin-Tout))$ |
| 蒸気放熱量 | | | | | | | |
| 熱効率 η | Eff | 0.98 | 0.98 | 0.98 | 0.98 | 0.98 (-) | 再掲 |
| 空気受熱量 | Qa | 197948 | 197236 | 199036 | 197950 | 198847 kcal/h | 再掲 |
| 伝熱管通過熱量 | Qt | 197948 | 197236 | 199036 | 197950 | 198847 kcal/h | 計算 $Qt=Qa$ |
| 現在のSI単位系を使った場合 | | | | | | | |
| 交換熱量 | Qkw | 234.9 | 234.1 | 236.2 | 234.9 | 236.0 kW | 計算 $Qkw=Q/859.8$ |
| 熱効率 η | Eff | 0.98 | 0.98 | 0.98 | 0.98 | 0.98 (-) | 再掲 |
| 空気受熱量 | Qakw | 230.2 | 229.4 | 231.5 | 230.2 | 231.3 kW | 計算 $Qakw=Qa/859.8$ |
| 伝熱管通過熱量 | Qtkw | 230.2 | 229.4 | 231.5 | 230.2 | 231.3 kW | 計算 $Qtkw=Qt/859.8$ |
| 上端温度差 | Dth | 102.2 | 101.1 | 99.8 | 98.2 | 96.7 °C | 計算 $Dth=Tsin-Taout$ |
| 下端温度差 | Dtl | 245 | 240 | 230 | 221 | 210 °C | 計算 $Dtl=Tsout-Tain$ |
| 対数平均温度差 | Dtm | 163.3 | 160.7 | 156.0 | 151.4 | 146.1 °C | 計算 $Dtm=(Dtl-Dth)/LN(Dtl/Dth)$ |
| 伝熱面積 (外表面積基準) | A | 89.37 | 89.40 | 89.35 | 89.33 | 89.40 m2 | 計算 $A=Qt/(Ke*Dtm)$ |
| SI単位系 | | 89.37 | 89.41 | 89.36 | 89.34 | 89.40 m2 | 計算 $A=Qtkw*1000/(Kes*Dtm)$ |
| 伝熱管必要長 | Lt | 1.18 | 1.18 | 1.18 | 1.18 | 1.18 m | 計算 $Lt=A/(Aou*Nt)$ |
| 決定伝熱管長 | L | 1.2 | 1.2 | 1.2 | 1.2 | 1.2 m | 入力 |

| | | | | | | | |
|------------------|----------|---------|---------|---------|---------|--------------------|--|
| 10.伝熱管表面温度 | | | | | | | |
| 外側の伝熱抵抗 | Routs | 0.05810 | 0.05717 | 0.05443 | 0.05278 | 0.05019 m2h°C/kcal | 計算 $Routs=1/Alpo+Ro+Rfin$ |
| 全体に占める率 | Hrerate | 0.788 | 0.785 | 0.777 | 0.772 | 0.764 (-) | 計算 $Hrerate=Routs/total$ |
| 出口空気と | Dtairt | 80.5 | 79.4 | 77.6 | 75.9 | 73.9 °C | 計算 $Dtairt=(Tsin-Taout)*Hrerate$ |
| 伝熱管温度差 | | | | | | | |
| 伝熱管外側温度 | Ttubeout | 237.3 | 232.3 | 221.8 | 212.7 | 201.2 °C | 計算 $Ttubeout=Taout+Dtairt$ |
| 同上(測定結果) | TE82S1 | 0 | 249.5 | 0 | 0 | 0 °C | 計測 計算結果と一致すれば |
| | TE82S2 | 0 | 253.5 | 0 | 0 | 0 °C | 計測 期待通り伝熱 |
| | TE82S3 | 0 | 252.9 | 0 | 0 | 0 °C | 計測 同上 |
| 11.試験結果実測値をもとに算出 | | | | | | | |
| 熱貫流率実測値 | Kpra | 15.5 | 15.7 | 16.3 | 16.7 | 17.4 W/m2K | 計算 $Kpra=Kes*(Lt/L)$ |
| Kpraから算出の | Ltnes | 1.20 | 1.20 | 1.20 | 1.20 | 1.20 m | 計算 $Ltnes=Qtkw*1000/(Kpra*Dtm*Aou*Nt)$ |
| 伝熱管必要長 | | | | | | | |

12. 計算結果のまとめ

| | 条件1 | 基準 2 | 条件3 | 条件4 | 条件5 | |
|-----------|-------|-------|-------|-------|-------|--------------|
| 放熱器蒸気流量 | Gssg | 0.140 | 0.138 | 0.135 | 0.131 | 0.128 kg/s |
| 入口蒸気温度 | TE25S | 259 | 254 | 244 | 235 | 224 °C |
| 入口蒸気圧力 | PT54S | 4.5 | 4.19 | 3.49 | 2.99 | 2.42 MPa |
| 伝熱管通過熱量 | Qtkw | 230.2 | 229.4 | 231.5 | 230.2 | 231.3 kW |
| 管内熱伝達率 | Alpis | 12723 | 12676 | 12980 | 13194 | 13431 W/m2K |
| 空気流量 | Gas | 1.58 | 1.61 | 1.74 | 1.83 | 1.99 kg/s |
| 入口空気温度 | Tain | 12 | 12 | 12 | 12 | 12 °C |
| 出口空気温度 | Taout | 156.8 | 152.9 | 144.2 | 136.8 | 127.3 °C |
| 管外熱伝達率 | Alpos | 21.3 | 21.6 | 22.8 | 23.6 | 24.9 W/m2K |
| 熱貫流率 | Kes | 15.8 | 16.0 | 16.6 | 17.0 | 17.7 W/m2K |
| 対数平均温度差 | Dtm | 163.3 | 160.7 | 156.0 | 151.4 | 146.1 °C |
| 伝熱管必要長 | Lt | 1.176 | 1.177 | 1.176 | 1.176 | 1.177 m |
| 実伝熱管長 | L | 1.20 | 1.20 | 1.20 | 1.20 | 1.20 m |
| 熱効率η | Eff | 0.980 | 0.981 | 0.980 | 0.980 | 0.981 (-) 計算 |
| 熱貫流率倍数 | Kbai | 0.980 | 0.981 | 0.980 | 0.980 | 0.981 (-) 計算 |
| 熱貫流率実測値 | Kpra | 15.5 | 15.7 | 16.3 | 16.7 | 17.4 W/m2K |
| Kpraから算出の | Ltnes | 1.20 | 1.20 | 1.20 | 1.20 | 1.20 m 再掲 |
| 伝熱管必要長 | | | | | | |

グラフ用

1.58

1.60

1.66

1.70

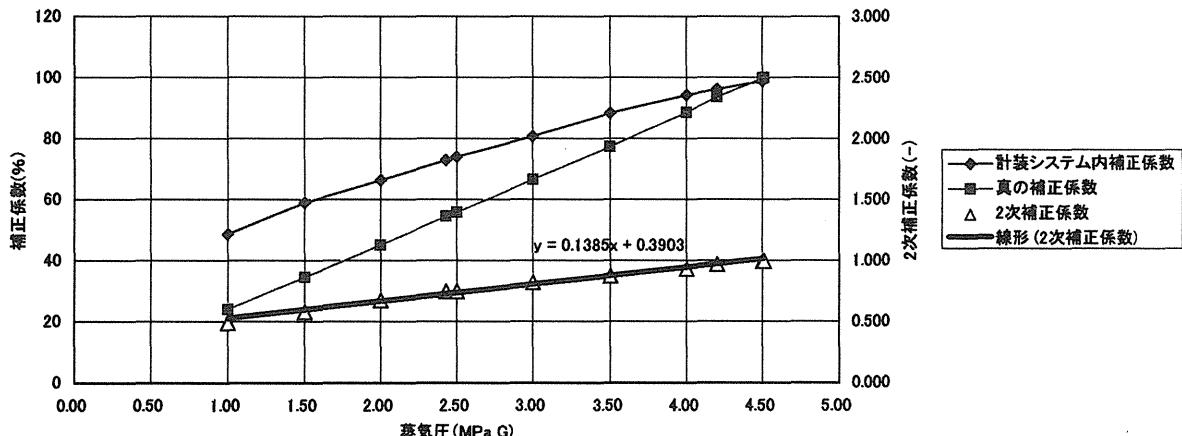
1.77

付録D-4 放熱器への蒸気流量 2次補正係数

Secondary modification coefficient for steam flow rate to condenser

| 基準圧力 MPa G | % | MPa G | ata | 計装システム計算 | | 2次補正計算 | | | |
|---------------|--------|-------|---------|---------------|--------|---------------|----------------|----------------|--------|
| | | | | 基準密度 kg/m3 | 補正係数 | 該当密度 kg/m3 | 蒸気比体積 m3/kg | 蒸気真密度 kg/m3 | 真補正係数 |
| 5.00 | 0.00 | 0.00 | 1.033 | 23.285 | 15.78 | 3.674 | 1.6734 | 0.598 | 2.57 |
| 5.00 | 10.00 | 0.50 | 6.132 | 23.285 | 36.56 | 8.513 | 0.3148 | 3.177 | 13.64 |
| 5.00 | 20.00 | 1.00 | 11.230 | 23.285 | 48.75 | 11.351 | 0.1772 | 5.643 | 24.24 |
| 5.00 | 30.00 | 1.50 | 16.329 | 23.285 | 59.25 | 13.796 | 0.1236 | 8.091 | 34.75 |
| 5.00 | 40.00 | 2.00 | 21.427 | 23.285 | 66.63 | 15.515 | 0.09483 | 10.545 | 45.29 |
| | | 2.43 | | 23.285 | 72.99 | 16.996 | | 12.760 | 54.80 |
| 5.00 | 50.00 | 2.50 | 26.526 | 23.285 | 74.03 | 17.238 | 0.07682 | 13.017 | 55.90 |
| 5.00 | 60.00 | 3.00 | 31.624 | 23.285 | 80.82 | 18.819 | 0.06444 | 15.518 | 66.65 |
| 5.00 | 70.00 | 3.50 | 36.723 | 23.285 | 88.39 | 20.582 | 0.05539 | 18.054 | 77.53 |
| 5.00 | 80.00 | 4.00 | 41.821 | 23.285 | 94.32 | 21.962 | 0.04848 | 20.627 | 88.59 |
| | | 4.20 | | 23.285 | 96.14 | 22.386 | | 21.790 | 93.58 |
| 5.00 | 90.00 | 4.50 | 46.920 | 23.285 | 98.88 | 23.024 | 0.043026 | 23.242 | 99.81 |
| 5.00 | 90.20 | 4.51 | 47.021 | 23.285 | 100 | 23.285 | 0.042929 | 23.285 | 100.00 |
| 5.00 | 100.00 | 5.00 | 52.018 | 23.285 | 105.46 | 24.556 | 0.038602 | 25.905 | 111.25 |
| 5.00 | 200.00 | 10.00 | 103.003 | 23.285 | 105.46 | | | | 1.055 |

流量測定データ圧力補正係数の比較



付録 E ヘリウムガス冷却器

付録 E-1 ヘリウムガス冷却器の熱伝達式（熱伝達率と熱貫流率の計算式）

E.1 ヘリウムガス冷却器

HTTR 水素製造システムでは、シェルアンドチューブ型の熱交換器を採用予定であるが、実規模単一反応管試験装置においては、交換熱量が少ないので、二重管式熱交換機を採用した。

E.1.1 ヘリウムガス冷却器—管外熱伝達式： Wiegant の式⁽⁶⁾⁽⁷⁾を採用する。

管外流体はヘリウムガスであり、環状流路の内面の平滑管型伝熱管を通しての乱流熱伝達率の式を適用する。

$$N_u = 0.023 \cdot R_e^{0.8} \cdot P_r^{0.4} \cdot \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^{0.45} \quad \text{文献}^{(6)} (15.5) \quad \text{式}$$

$$R_e = \frac{D_e \cdot G_m}{\mu} = \frac{w \cdot D_e}{\nu}$$

$$D_e = D_2 - D_1$$

$$G_m = \frac{G}{(N_t \cdot A)}$$

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot (D_2^2 - D_1^2)$$

$$\alpha_o = N_u \cdot \frac{\lambda}{D_e}$$

ここで

N_u : ヌッセルト数 (−)

λ : 管外流体の熱伝導率 (kcal/mh°C) [W/(m · K)]

D_e : アニュラ一部の等価径 (m)

R_e : レイノルズ数 (−)

P_r : プラントル数 (−) = $C_p \cdot \rho \cdot \nu / \lambda = C_p \cdot \mu / \lambda$

G_m : 管外流路での質量速度 (kg/m²h) [kg/(m² · s)]

μ : 管外流体の粘度 (kg/mh) [Pa · s または kg/(m · s)]

w : 管外流路での平均流速 (m/h) [m/s] $w = G_m / \rho$

ρ : 流体の密度 (kg/m³)

ν : 管外流体の動粘性係数 (m²/h) [m²/s]

D_2 : 外管の内径 (m) = 環状流路の外径

D_1 : 内管の外径 (m) = 環状流路の内径

G : 流量 (kg/h) [kg/s]

N_t : チューブ本数 (−)

A : 伝熱管 1 本あたりの流路断面積 (m²)

α_o : 管外熱伝達係数 (kcal/m²h°C) [W/(m² · K)]

E.1.2 ヘリウムガス冷却器一管内熱伝達式： Dittus & Boelter の式⁽⁸⁾⁽⁹⁾を採用する。

管内流体は冷却水であり、円管型平滑伝熱管を通しての乱流熱伝達率の式を適用する。

$$N_u = 0.023 \cdot R_e^{0.8} \cdot P_r^{0.4}$$

$$R_e = \frac{D_i \cdot G_m}{\mu} = \frac{w \cdot D_i}{\nu}$$

$$G_m = \frac{G}{(N_t \cdot A)}$$

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot D_i^2$$

$$\alpha_i = N_u \cdot \frac{\lambda}{D_i}$$

ここで

α_i : 管内面熱伝達係数 (kcal/m²h°C) [W/(m² · K)]

N_u : ヌッセルト数 (-)

λ : 管内流体の熱伝導率 (kcal/mh°C) [W/(m · K)]

D_i : 伝熱管内径 (m)

R_e : レイノルズ数 (-)

P_r : プラントル数 (-) = $C_p \cdot \rho \cdot \nu / \lambda = C_p \cdot \mu / \lambda = C_p \cdot g \cdot \eta / \lambda$

G_m : 管内流路での平均質量速度 (kg/m²h) [kg/(m² · s)]

w : 管内流路での平均流速 (m/h) [m/s] $w = G_m / \rho$

ρ : 流体の密度 (kg/m³)

μ : 管内流体の粘度 (kg/mh) [Pa · s または kg/(m · s)]

ν : 管内流体の動粘性係数 (m²/h) [m²/s]

η : (kgf · h/m²) または (kgf · s/m²) 流体の粘度 (慣用単位系にのみ使用)

g : (m/h²) [m/s²] 重力加速度 (1.27 x 10⁻⁸ m/h²、9.807 m/s² をと単位を合せ使用)

G : 流量 (kg/h) [kg/s]

Nt : チューブ本数 (-)

A : 伝熱管 1 本あたりの流路断面積 (m²)

E.1.3 ヘリウムガス冷却器一熱通過率の計算および伝熱量の計算 (伝熱管外径基準)

1. 热貫流率 (熱通過率)

平滑管の式⁽²⁸⁾を適用する。

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_o} + r_o + \left(\frac{D_o}{D_m} \right) \cdot \frac{t_s}{\lambda_t} + r_i \left(\frac{D_o}{D_i} \right) + \frac{1}{\alpha_i} \left(\frac{D_o}{D_i} \right)$$

ここで

K : 热貫流率 (伝熱管外径基準) (kcal/m²h°C) [W/(m² · K)]

D_o : 伝熱管外径 (m)

D_i : 伝熱管内径 (m)

D_m : 対数平均径 (m) = $(D_o - D_i) / \ln(D_o / D_i)$

| | | |
|-------------|------------|--|
| α_o | : 管外熱伝達率 | (kcal/m ² h°C) [W/(m ² · K)] |
| α_i | : 管内熱伝達率 | (kcal/m ² h°C) [W/(m ² · K)] |
| r_o | : 管外汚れ係数 | (m ² h°C/ kcal) [(m ² · K)/W] |
| r_i | : 管内汚れ係数 | (m ² h°C/ kcal) [(m ² · K)/W] |
| t_s | : 管の厚み (m) | $t_s = (D_o - D_i)/2$ |
| λ_t | : 伝熱管の熱伝導率 | (kcal/mh°C) [W/(m · K)] |

2. 伝熱管を通しての伝熱量の計算

$$Q = A \cdot K \cdot \Delta T$$

ここで

| | | |
|------------|---------------------|--|
| Q | : 伝熱量 | (kcal/h) [W] |
| A | : 伝熱管外表面積 (熱交換器全長分) | (m ²) |
| K | : 熱貫流率 (伝熱管外径基準) | (kcal/m ² h°C) [W/(m ² · K)] |
| ΔT | : 管内外流体の対数平均温度差 | (°C) [K] |

付録E -2 伝熱性能評価プログラム(2003年11月05日)

Heガス冷却器性能評価1の3

計測結果をベースに伝熱面積を計算する。
2003年11月05日22時07分のデータを代入する。

| | 記号 | 数値 | 単位 | 計算式 |
|---------------|--------------------|------------|----------------------|--|
| 0. 計測結果 | | | | |
| Heガス入口圧力 | PI36H | 3.05 | MPaG | 入力 |
| Heガス入口温度 | TI43H | 126.6 | °C | 入力 |
| Heガス出口温度 | TIC47H | 84.4 | °C | 入力 |
| Heガス流量 | FIC3H | 350 | g/s | 入力 冷却器バイパスがある時は減ずる |
| 冷却水入口温度 | | 18 | °C | 入力 現場計器 |
| 冷却水出口温度 | | 24 | °C | 入力 現場計器 |
| 冷却水流量 | | 10500 | kg/h | 入力 現場計器 |
| 1. 設計条件 | 記号 | 数値 | 単位 | 計算式 |
| Heガス入口圧力 | Phin | 31.10 | kg/cm ² G | 計算 Phin=PI36H*10.197 |
| Heガス入口温度 | Thin | 126.6 | °C | 計算 |
| Heガス出口温度 | Thout | 84.4 | °C | 計算 |
| Heガス流量 | Gh | 1260 | kg/h | 計算 Gh=FIC3H*3600/1000 |
| 2. Heガスの物性計算 | | | | |
| He平均温度 | Thm | 105.5 | °C | 計算 Thm=(Thin+Thout)/2 |
| He圧力 | Phin | 31.10 | kg/cm ² G | 計算 |
| He圧力(bar) | Pbar | 31.51 | bar | 計算 Pbar=PI22H*10+1.013 |
| 絶対温度 | Tkel | 378.66 | °K | 計算 Tkel=Thm+273.16 |
| 係数 | Bbbb | 0.00283908 | | 計算 Bbbb=4.5E-04+5.42/(1890+Tkel) |
| 比重 | Gammah | 3.962 | kg/m ³ | 計算 Gammah=(SQR(1+4*Pbar*Bbbb/0.0207723/Tkel)-1)/2/Bbbb |
| 定圧比熱 | Cph | 1.2406 | kcal/kg°C | 固定 一定値 |
| 熱伝導率 | Lamdah | 0.15629 | kcal/mh°C | 計算 Lamdah=2.5542E-3*Tkel^.69 +7.9378E9*Thm/(Thm^5+4.29E14) +2.0038E-4*Gammah +2.0554E-8/(.52+Tkel/569.6) |
| 粘性係数 η | Myuseh (Etaseh) | 2.3606E-06 | kgf·s/m ² | 計算 Myuseh=3.8545E-8*Tkel^.69 +5.0985E-8/(.52+Tkel/569.6) +2.7226E-11*Gammah^2 |
| 動粘性係数 ν | Nyuh | 5.8434E-06 | m ² /s | 計算 Nyuh=Myuseh/Gammah*9.807 |
| 温度伝導率 | Ah | 0.03179911 | m ² /h | 計算 Ah=Lamdah/Gammah/Cph |
| プラントル数 | Pr | 0.66154 | (-) | 計算 Prh=Nyuh/Ah*3600 |
| 現在のSI単位を使った場合 | | | | |
| 密度 | Rooh | 3.962 | kg/m ³ | 計算 Rooh=Gammah |
| 定圧比熱 | Cphd | 5194 | J/kgK | 換算 Cphd=Cph*4.1868*1000 |

| | | | |
|---------------------------------------|-------------------------|---|--|
| 熱伝導率 粘性係数 | Lamdahd Myusehp | 0.1818 W/mk 23.151 μ Pa s | 換算 Lamdahd=Lamdahd*1000/3600*4.1868 換算 Myusehp=Myusehp*9.807*1E06 $g=9.807\text{m/s}^2$ |
| 粘性係数 μ 動粘性係数 | Myusehd Nyuhd | 2.315E-05 kg/ms 5.843E-06 m ² /s | 換算 Myusehd=Myusehd*9.807 換算 Nyuhd=Nyuh |
| 温度伝導率 プラントル数 | Ahd Prdash Prdash | 8.833E-06 m ² /s 0.66154 (-) 0.66154 (-) | 計算 Ahd=Lamdahd/Rooh/Cphd 計算 Prdash=Nyuhmm/Ahmm 計算 Prdash=Cphd*Myusehd /Lamdahdも可能、検算で確認 |
| 3.管内流体（冷却水） | | | |
| 入口温度 放熱ロス | Tsin Hloss | 18.0 °C 40 % | 計算 入力 以下の計算には使用せず |
| 出口温度 入口圧力 | Tsout Psin | 24.0 °C 43.3 bar | 計算 計算 Psin=PIC16S*10+1.013 |
| 流量 平均温度 | Gs Tsm | 10500 kg/h 21 °C | 計算 Gs=FIC22S*3600 計算 Tsm=(Tsin+Tsout)/2 |
| 圧力(ata) | Psata | 44.166 ata | 計算 Psata=Psin*1.02 |
| 4.冷却水物性計算 | | | |
| 比重 | Gammas | 1000 kg/m ³ | 入力 常温、大気圧の水 |
| 定圧比熱 | Cps | 1 kcal/kg°C | 入力 |
| 熱伝導率 動粘度 | Lamdas Nyus | 0.5110 Kcal/mh°C 1.01E-06 m ² /s | 入力 入力 |
| 温度伝導度 プラントル数 | As Prs | 1.42E-07 m ² /s 7.11 (-) | 入力 入力 |
| 現在のSI単位系を使った場合 | | | |
| 密度 | Roos | 1000 kg/m ³ | 計算 Roos=Gammas |
| 定圧比熱 | Cpsj | 4186.8 J/kgK | 計算 Cpsj=Cps*4.1868*1000 |
| 熱伝導率 動粘性係数 | Lamdasd Nyusd | 0.5943 W/mK 1.010E-06 m ² /s | 計算 Lamdasd=Lamdas*1000/3600*4.1868 計算 Nyusd=Nyus |
| 温度伝導率 プラントル数 | Asd Prsdash | 1.420E-07 m ² /s 7.11 (-) | 計算 Asd=As 計算 Prsdash=Nyusd/Asd |
| 5.管外流体の形状 | | | |
| 流路外径 チューブ外径 | Dao Do | 0.1023 m 0.0486 m | 入力 入力 |
| アニュラス断面積 等価直径 | Aanu De | 0.0064 m ² 0.0537 m | 計算 Aanu=PAI/4*(Dao ² -Do ²) 計算 De=Dao-Do |
| 流速 | Uh | 13.881 m/s | 計算 Uh=Gh/(3600*Gammah*Aanu) |
| 6.管外熱伝達率 | | | |
| Re数 | Reh | 127562 (-) | 計算 Reh=Uh*De/Nyuh |
| 熱交換器ハンドブックp672のWiegandの式を使う ヌッセルト数 | Nuh | 331.12 (-) | 計算 Nuh=0.023*Reh ^{0.8} *Prh ^{0.4} *(Dao/Do) ^{0.45} |
| 管外熱伝達率 SI単位系 | Alpo Alpos | 964 kcal/m ² h°C 1121 W/m ² K | 計算 Alpo=Nuh*Lamdahd/De 計算 Alpos=Nuh*Lamdahd/De |

| | | | |
|---|-----------------------------|---------------------------------|--|
| SI単位系 | | 1121 W/m2K | 換算 値=Alpo*1.163 (検算) |
| 7.管内冷却水側 | | | |
| 伝熱管内径 チューブ厚さ | Di Tthick | 0.0384 m 0.0051 m | 入力 計算 $T_{thick}=(D_o-D_i)/2$ |
| チューブ平均径 伝熱管本数 | Dm Nt | 0.0433 m 1 本 | 計算 $D_m=(D_o-D_i)/LN(D_o/D_i)$ 入力 |
| 流路断面積 流速 | Ati Us | 1.158E-03 m2 2.52 m/s | 計算 $A_{ti}=PAI/4*Di^2*Nt$ 計算 $U_s=G_s/(3600*\Gamma_{gas}*A_{ti})$ |
| Re数 | Res | 9.575E+04 (-) | 計算 $Re=U_s*D_i/\nu_{us}$ |
| 円管内の乱流熱伝達は伝熱工学資料(第3版)p28のDittus Boelterの式を使う。 | | | |
| ヌッセルト数 | Nus | 487 (-) | 計算 $Nus=0.023*Re^{0.8}*Prs^{0.4}$ |
| 管内熱伝達率 SI単位系 SI単位系 | Alpi Alpis 7535 W/m2K | 6479 kcal/m2h°C 7535 W/m2K | 計算 $Alpi=Nus*Lamdas/Di$ 計算 $Alpis=Nus*Lamdasd/Di$ 換算 値=Alpi*1.163 (検算) |
| 8.熱貫流率の計算 | | | |
| 伝熱管熱伝導率 SI単位系 | Lamdat | 31 kcal/mh°C 36.1 W/mK | 入力 炭素鋼 換算 値=Lamdat*1.163 |
| 管内汚れ係数 SI単位系 | Ri | 0.0002 m2h°C/kcal | 入力 |
| 管外汚れ係数 SI単位系 | Ro | 1.720E-04 m2K/W 0 m2h°C/kcal | 換算 値=Ri/1.163 入力 |
| 総括熱抵抗 SI単位系 | Rtotal | 1.671E-03 m2h°C/kcal | 計算 $R_{total}=1/Alpo+Ro+(T_{thick}/Lamdat)* (D_o/Dm)+Ri*(D_o/Di)+(1/Alpi)*(D_o/Di)$ |
| | | 1.437E-03 m2K/W | 計算 同上 ただしSI単位 |
| 熱貫流率 SI単位系 SI単位系 | Ke Kes 696.1 W/mK | 598.5 kcal/m2h°C 696.1 W/mK | 計算 $Ke=1/R_{total}$ 計算 $Kes=1/R_{total}$ (SI値を代入計算) 換算 値=Ke*1.163(慣用系から換算) |
| 9.伝熱面積 | | | |
| 交換熱量 SI単位系 | Q | 65965 kcal/h 76.72 kW | 計算 $Q=Gh*Cph*(Thin-Thout)$ 換算 値=Q/859.8 |
| 冷却水受熱量 SI単位系 | Qw | 63000 kcal/h 73.27 kW | 計算 $Q_w=G_s*Cps*(Tsout-Tsin)$ 換算 値=Qw/859.8 |
| 熱効率 | Eff | 95.5 % | 計算 $Eff=Qw/Q*100$ 冷却水流量測定精度から不正確 |
| 上端温度差 | Dth | 102.6 °C | 計算 $Dth=Thin-Tsout$ |
| 下端温度差 | Dtl | 66.4 °C | 計算 $Dtl=Thout-Tsin$ |
| 対数平均温度差 | Dtm | 83.2 °C | 計算 $Dtm=(Dtl-Dth)/LN(Dtl/Dth)$ |
| 伝熱面積 (外径基準) | A | 1.325 m2 | 計算 $A=Q/(Ke*Dtm)$ |
| 伝熱管長さ ヒータ効率 | Lt Eff2 | 8.68 m 0.958 (-) | 計算 $Lt=A/(Do*PAI*Nt)$: Heと熱量から 入力 ヘリウムから冷却水への入熱の他に 直接外側に放熱が大きい。ヒータ効率 は90%程度か |
| 冷却水伝熱量→ 必要伝熱管長さ | Ltcool | 8.31 m | 計算 ほぼ実際の伝面と同じとなった。 |
| 実際の伝熱管長 公称の伝熱管長 | L L | 8.75 m 8 m | 入力 コーナー部も伝面にいた場合 入力 |

付録E-3 冷却器流量が熱貫流率に及ぼす影響の計算(性能評価2の3)

Heガス冷却器性能評価2の3parametric

冷却器を通過するヘリウム流量をパラメータにして、管外熱伝達率と熱貫流率が350g/s全量の時の何%になるかを調べる。(2004.7.30)
2003年11月05日22時07分のデータを代入する。

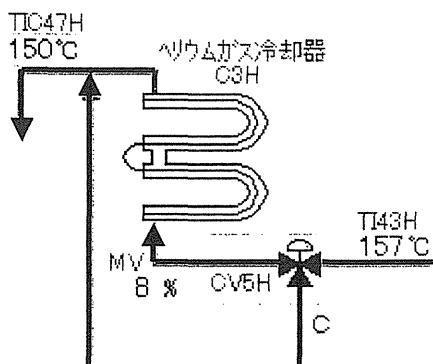
| 記号 | 数値 | 数値 | 数値 | 数値 | 数値 | 単位 | 計算式 |
|-----------------------|--------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|--|--|
| 0. 計測結果 | | | | | | | |
| Heガス入口圧力 | PI36H | 3.05 | 3.05 | 3.05 | 3.05 | 3.05 MPaG | 入力 |
| Heガス入口温度 | TI43H | 126.6 | 126.6 | 126.6 | 126.6 | 126.6 °C | 入力 |
| Heガス出口温度 | TIC47H | 84.4 | 84.4 | 84.4 | 84.4 | 84.4 °C | 入力 出口温度は意味無し |
| 流量% | | 100 | 80 | 60 | 40 | 20 | これをパラメータとする |
| Heガス流量 | FIC3H | 350 | 280 | 210 | 140 | 70 g/s | 入力 冷却器バイパスがある時は減ずる |
| 冷却水入口温度 | | 18 | 18 | 18 | 18 | 18 °C | 入力 現場計器 |
| 冷却水出口温度 | | 24 | 24 | 24 | 24 | 24 °C | 入力 現場計器 |
| 冷却水流量 | | 10500 | 10500 | 10500 | 10500 | 10500 kg/h | 入力 現場計器 |
| 1. 設計条件 | | | | | | | |
| Heガス入口圧力 | Phin | 31.10 | 31.10 | 31.10 | 31.10 | 31.10 kg/cm ² G | 計算 Phin=PI36H*10.197 |
| Heガス入口温度 | Thin | 126.6 | 126.6 | 126.6 | 126.6 | 126.6 °C | 計算 |
| Heガス出口温度 | Thout | 84.4 | 84.4 | 84.4 | 84.4 | 84.4 °C | 計算 |
| Heガス流量 | Gh | 1260 | 1008 | 756 | 504 | 252 kg/h | 計算 Gh=FIC3H*3600/1000 |
| 2. Heガスの物性計算 | | | | | | | |
| He平均温度 | Thm | 105.5 | 105.5 | 105.5 | 105.5 | 105.5 °C | 計算 Thm=(Thin+Thout)/2 |
| He圧力 | Phin | 31.10 | 31.10 | 31.10 | 31.10 | 31.10 kg/cm ² G | 計算 |
| He圧力(bar) | Pbar | 31.51 | 31.51 | 31.51 | 31.51 | 31.51 bar | 計算 Pbar=PI22H*10+1.013 |
| 絶対温度 | Tkel | 378.66 | 378.66 | 378.66 | 378.66 | 378.66 °K | 計算 Tkel=Thm+273.16 |
| 係数 | Bbbb | 0.00283908 | 0.00283908 | 0.00283908 | 0.00283908 | 0.00283908 | 計算 Bbbb=4.5E-04+5.42/(1890+Tkel) |
| 比重 | Gammah | 3.962 | 3.962 | 3.962 | 3.962 | 3.962 kg/m ³ | 計算 Gammah=(SQR(1+4*Pbar*Bbbb)/0.0207723/Tkel)-1)/2/Bbbb |
| 定圧比熱 熱伝導率 | Cph Lamda | 1.2406 0.15629 | 1.2406 0.15629 | 1.2406 0.15629 | 1.2406 0.15629 | 1.2406 kcal/kg°C 0.15629 kcal/mh°C | 固定 一定値 計算 Lamda=2.5542E-3*Tkel ^{1.69} +7.9378E9*(Thm ⁵ +4.29E14) +2.0038E-4*Gammah +2.0554E-8/(.52+Tkel/569.6) |
| 粘性係数 η | Myuseh (Etaseh) | 2.3606E-06 | 2.3606E-06 | 2.3606E-06 | 2.3606E-06 | 2.3606E-06 kgf·s/m ² | 計算 Myuseh=3.8545E-8*Tkel ^{1.69} +5.0985E-8/(.52+Tkel/569.6) +2.7226E-11*Gammah ² |
| 動粘性係数 ν | Nyuh | 5.8434E-06 | 5.8434E-06 | 5.8434E-06 | 5.8434E-06 | 5.8434E-06 m ² /s | 計算 Nyuh=Myuseh/Gammah*9.807 |
| 温度伝導率 プラントル数 | Ah Pr | 0.03179911 0.66154 | 0.03179911 0.66154 | 0.03179911 0.66154 | 0.03179911 0.66154 | 0.03179911 m ² /h 0.66154 (-) | 計算 Ah=Lamda/Gammah/Cph 計算 Prh=Nyuh/Ah*3600 |
| 現在のSI単位を使った場合 | | | | | | | |
| 密度 | Rooh | 3.962 | 3.962 | 3.962 | 3.962 | 3.962 kg/m ³ | 計算 Rooh=Gammah |
| 定圧比熱 | Cphd | 5194 | 5194 | 5194 | 5194 | 5194 J/kgK | 換算 Cphd=Cph*4.1868*1000 |
| 熱伝導率 | Lamda | 0.1818 | 0.1818 | 0.1818 | 0.1818 | 0.1818 W/mk | 換算 Lamda=Lamda*1000/3600*4.186 |
| 粘性係数 | Myusehp | 23.151 | 23.151 | 23.151 | 23.151 | 23.151 μ Pa s | 換算 Myusehp=Myuseh*9.807*1E06 |
| 粘性係数 μ | Myusehd | 2.315E-05 | 2.315E-05 | 2.315E-05 | 2.315E-05 | 2.315E-05 kg/ms | 換算 Myusehd=Myuseh*9.807 |
| 動粘性係数 | Nyuhd | 5.843E-06 | 5.843E-06 | 5.843E-06 | 5.843E-06 | 5.843E-06 m ² /s | 換算 Nyuhd=Nyuh |
| 温度伝導率 | Ahd | 8.833E-06 | 8.833E-06 | 8.833E-06 | 8.833E-06 | 8.833E-06 m ² /s | 計算 Ahd=Lamda/Lamda/Rooh/Cphd |
| プラントル数 | Prdash | 0.66154 | 0.66154 | 0.66154 | 0.66154 | 0.66154 μ Pa s | 計算 Prdash=Nyuhmm/Ahmm |
| | Prdash | 0.66154 | 0.66154 | 0.66154 | 0.66154 | 0.66154 (-) | 計算 Prdash=Cphd*Myusehd/Lamdaも可能、検算で確認 |
| 3. 管内流体 (冷却水) | | | | | | | |
| 入口温度 | Tsin | 18.0 | 18.0 | 18.0 | 18.0 | 18.0 °C | 計算 |
| 放熱ロス | Hloss | 40 | 40 | 40 | 40 | 40 % | 入力 以下の計算には使用せず |
| 出口温度 | Tsout | 24.0 | 24.0 | 24.0 | 24.0 | 24.0 °C | 計算 |
| 入口圧力 | Psin | 43.3 | 43.3 | 43.3 | 43.3 | 43.3 bar | 計算 Psin=PI16S*10+1.013 |
| 流量 | Gs | 10500 | 10500 | 10500 | 10500 | 10500 kg/h | 計算 Gs=FIC22S*3600 |
| 平均温度 | Tsm | 21 | 21 | 21 | 21 | 21 °C | 計算 Tsm=(Tsin+Tsout)/2 |
| 圧力(ata) | Psata | 44.166 | 44.166 | 44.166 | 44.166 | 44.166 ata | 計算 Psata=Psin*1.02 |
| 4. 冷却水物性計算 | | | | | | | |
| 比重 | Gammas | 1000 | 1000 | 1000 | 1000 | 1000 kg/m ³ | 入力 常温、大気圧の水 |
| 定圧比熱 | Cps | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 kcal/kg°C | 入力 |
| 熱伝導率 動粘度 | Lamdas Nyus | 0.5110 1.01E-06 | 0.5110 1.01E-06 | 0.5110 1.01E-06 | 0.5110 1.01E-06 | 0.5110 Kcal/mh°C 1.01E-06 m ² /s | 入力 入力 |
| 温度伝導度 プラントル数 | As Prs | 1.42E-07 7.11 | 1.42E-07 7.11 | 1.42E-07 7.11 | 1.42E-07 7.11 | 1.42E-07 m ² /s 7.11 (-) | 入力 入力 |
| 現在のSI単位系を使った場合 | | | | | | | |

| | | | | | | | |
|---|------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|--|---|
| 密度 定圧比熱 | Roos Cpsj | 1000 4186.8 | 1000 4186.8 | 1000 4186.8 | 1000 4186.8 | 1000 kg/m3 4186.8 J/kgK | 計算 Roos=Gammas 計算 Cpsj=Cps*4.1868*1000 |
| 熱伝導率 動粘性係数 | Lamdasd Nyusd | 0.5943 1.010E-06 | 0.5943 1.010E-06 | 0.5943 1.010E-06 | 0.5943 1.010E-06 | 0.5943 W/mK 1.010E-06 m2/s | 計算 Lamdasd=Lamdas*1000/3600*4.1868 計算 Nyusd=Nyus |
| 温度伝導率 プラントル数 | Asd Prsdash | 1.420E-07 7.11 | 1.420E-07 7.11 | 1.420E-07 7.11 | 1.420E-07 7.11 | 1.420E-07 m2/s 7.11 (-) | 計算 Asd=As 計算 Prsdash=Nyusd/Asd |
| 5. 管外流体の形状 流路外径 チューブ外径 | Dao Do | 0.1023 0.0486 | 0.1023 0.0486 | 0.1023 0.0486 | 0.1023 0.0486 | 0.1023 m 0.0486 m | 入力 入力 |
| アニュラス断面積 等価直径 | Aanu De | 0.0064 0.0537 | 0.0064 0.0537 | 0.0064 0.0537 | 0.0064 0.0537 | 0.0064 m2 0.0537 m | 計算 Aanu=PAI/4*(Dao^2-Do^2) 計算 De=Dao-Do |
| 6. 管外熱伝達率 Re数 | Uh Reh | 13.881 | 11.105 | 8.329 | 5.552 | 2.776 m/s | 計算 Uh=Gh/(3600*Gammah*Aanu) |
| 熱交換器ハンドブックp672の式を使う ヌッセルト数 | Nuh | 127562 | 102050 | 76537 | 51025 | 25512 (-) | 計算 Reh=Uh*De/Nyuh |
| | | 331.12 | 276.99 | 220.04 | 159.09 | 91.37 (-) | 計算 Nuh=0.023*Reh^0.8*Prh^0.4 *(Dao/Do)^0.45 |
| 管外熱伝達率 SI単位系 SI単位系 グラフ用表示 | Alpo Alpos Alpos | 964 1121 1121 | 806 938 938 | 640 745 745 | 463 538 538 | 266 kcal/m2h°C 309 W/m2K 309 W/m2K | 計算 Alpo=Nuh*Lamdas/De 計算 Alpos=Nuh*Lamdas/De 換算 値=Alpo*1.163 (検算) |
| 7. 管内冷却水側 伝熱管内径 チューブ厚さ | Di Tthick | 0.0384 0.0051 | 0.0384 0.0051 | 0.0384 0.0051 | 0.0384 0.0051 | 0.0384 m 0.0051 m | 入力 計算 Tthick=(Do-Di)/2 |
| チューブ平均径 伝熱管本数 | Dm Nt | 0.0433 1 | 0.0433 1 | 0.0433 1 | 0.0433 1 | 0.0433 m 1 本 | 計算 Dm=(Do-Di)/LN(Do/Di) 入力 |
| 流路断面積 流速 | Ati Us | 1.158E-03 2.52 | 1.158E-03 2.52 | 1.158E-03 2.52 | 1.158E-03 2.52 | 1.158E-03 m2 2.52 m/s | 計算 Ati=PAI/4*Di^2*Nt 計算 Us=Gs/(3600*Gammas*Ati) |
| Re数 | Res | 9.575E+04 | 9.575E+04 | 9.575E+04 | 9.575E+04 | 9.575E+04 (-) | 計算 Res=Us*Di/Nyus |
| 円管内の乱流熱伝達は伝熱工学資料(第3版)p28のDittus Boelterの式を使う。 ヌッセルト数 | Nus | 487 | 487 | 487 | 487 | 487 (-) | 計算 Nus=0.023*Res^0.8*Prs^0.4 |
| 管内熱伝達率 SI単位系 SI単位系 | Alpi Alpis Alpis | 6479 7535 7535 | 6479 7535 7535 | 6479 7535 7535 | 6479 7535 7535 | 6479 kcal/m2h°C 7535 W/m2K 7535 W/m2K | 計算 Alpi=Nus*Lamdas/De 計算 Alpis=Nus*Lamdas/De 換算 値=Alpi*1.163 (検算) |
| 8. 热質流率の計算 伝熱管熱伝導率 SI単位系 | Lamdat | 31 | 31 | 31 | 31 | 31 kcal/mh°C | 入力 炭素鋼 |
| 管内汚れ係数 SI単位系 | Ri | 0.0002 | 0.0002 | 0.0002 | 0.0002 | 36.1 W/mK | 換算 値=Lamdat*1.163 |
| 管外汚れ係数 SI単位系 | Ro | 1.720E-04 | 1.720E-04 | 1.720E-04 | 1.720E-04 | 0.0002 m2h°C/kcal | 入力 |
| 総括熱抵抗 SI単位系 | Rtotal | 0 | 0 | 0 | 0 | 1.720E-04 m2K/W | 換算 値=Ri/1.163 |
| | | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 m2h°C/kcal | 入力 |
| | | 1.671E-03 | 1.874E-03 | 2.195E-03 | 2.793E-03 | 4.393E-03 m2h°C/kcal | 計算 Rtotal=1/Alpo+Ro+(Tthick/Lamdat)* (Do/Dm)+Ri*(Do/Di)+(1/Alpi)*(Do/Di) |
| | | 1.437E-03 | 1.611E-03 | 1.887E-03 | 2.401E-03 | 3.778E-03 m2K/W | 計算 同上 ただしSI単位 |
| 熱質流率 SI単位系 SI単位系 グラフ用表示 近似式で試算 | Ke Kes Kes | 598.5 696.1 696.1 | 533.7 620.7 620.7 | 455.7 529.9 529.9 | 358.1 416.4 416.4 | 227.6 kcal/m2h°C 264.7 W/mK 264.7 W/mK | 計算 Ke=1/Rtotal 計算 Kes=1/Rtotals(SI値を代入計算) 換算 値=Ke*1.163(慣用系から換算) 計算 |
| 9. 伝熱面積 交換熱量 SI単位系 | Q | 65965 | 52772 | 39579 | 26386 | 13193 kcal/h | 計算 Q=Gh*Cph*(Thin-Thout) |
| 冷却水受熱量 SI単位系 | Qw | 76.72 | 61.38 | 46.03 | 30.69 | 15.34 kW | 換算 値=Q/859.8 |
| | | 63000 | 63000 | 63000 | 63000 | 63000 kcal/h | 計算 Qw=Gs*Cps*(Tsout-Tsin) |
| | | 73.27 | 73.27 | 73.27 | 73.27 | 73.27 kW | 換算 値=Qw/859.8 |
| ヒータ効率 | Eff | 95.5 | 119.4 | 159.2 | 232.8 | 477.6 % | 計算 Eff=Qw/Q*100 |
| 上端温度差 下端温度差 対数平均温度差 | Dth Dtl Dtm | 102.6 66.4 83.2 | 102.6 66.4 83.2 | 102.6 66.4 83.2 | 102.6 66.4 83.2 | 102.6 °C 66.4 °C 83.2 °C | 計算 Dth=Thin-Tsout 計算 Dtl=Thout-Tsin 計算 Dtm=(Dtl-Dth)/LN(Dtl/Dth) |
| 伝熱面積 (外径基準) | A | 1.323 | 1.188 | 1.044 | 0.286 | 0.697 m2 | 計算 A=Q/(Ke*Dtm) |
| 伝熱管長さ 熱効率 | Lt Eff2 | 8.68 0.958 | 7.79 0.958 | 6.34 0.958 | 5.89 0.958 | 4.56 m 0.958 (-) | 計算 Lt=A/(Do*PAI*Nt): Heと熱量から 入力 ヘリウムから冷却水への入熱の他に 直接外側に放熱が大きく実際のヒータ 効率は90%程度か |
| 冷却水伝熱量→ 必要伝熱管長さ 実際の伝熱管長さ 公称の伝熱管長さ | Ltcool Lt L L | 8.31 8.75 8 | 7.46 8.75 8 | 6.55 8.75 8 | 5.56 8.75 8 | 4.37 m 8.75 m 8 m | 計算 入力 コーナー部も伝面にいれた場合 入力 |

付録E-4 三方弁の開度と流量配分の計算

| 項目 | 記号 | 熱交換器基礎理論 | | | | | | He冷却器 平成15年11月3日に三方弁の開度を変えた試験。冷却器での伝熱計算と合流後温度から流量比を出す。 単位 計算式 |
|-------------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|---|
| | | 数値 | 10:21:21 | 10:52:59 | 11:35:34 | 12:05:59 | 12:25:29 | 12:53:26 |
| 時刻 | H15.11.3 | | | | | | | |
| Heガス入口圧力 | PI36H | 3.46 | 3.45 | 3.46 | 3.46 | 3.45 | 3.46 | MPaG 入力 |
| Heガス入口温度 | T143H | 114 | 109.5 | 109 | 113.5 | 116.5 | 121 | °C 入力 |
| Heガス合流後温度 | TIC47H | 80.5 | 80 | 83 | 89.5 | 94 | 100 | °C 入力 |
| Heガス循環器流量 | FIC3H | 350 | 350 | 350 | 350 | 350 | 350 | g/s 入力 |
| 三方弁開度 | TIC47HMV | 86 | 76 | 64 | 50 | 45 | 38 | % 入力 |
| 主流流量比率 | Rate | 87.5 | 78 | 65 | 54 | 47 | 40 | % 入力 試行錯誤で合流後温度調整 |
| He冷却器流量 | Ghe | 306.25 | 273 | 227.5 | 189 | 164.5 | 140 | g/s 計算 Ghe=FIC3H*(Rate/100) |
| 冷却水入口温度 | Twin | 20 | 20 | 20 | 20 | 20 | 20 | °C 入力 |
| 冷却水出口温度 | | 24 | 24 | 24 | 24 | 24 | 24 | °C 入力 棒状温度計、計測略す |
| 冷却水流量 | Gw | 10500 | 10500 | 10500 | 10500 | 10500 | 10500 | kg/h 入力 |
| 合流後温度計算結果 | | 80.6 | 80.0 | 83.1 | 89.5 | 94.0 | 100.0 | °C 計算 表の末尾より |
| Aの流量 | Ga | 1102.5 | 982.8 | 819 | 680.4 | 592.2 | 504 | kg/h 計算 Ga=Ghe*3600/1000 |
| Bの流量 | Gb | 10500 | 10500 | 10500 | 10500 | 10500 | 10500 | kg/h 計算 Gb=Gw |
| Aの比熱 | Ca | 1.2406 | 1.2406 | 1.2406 | 1.2406 | 1.2406 | 1.2406 | kcal/kg°C 入力 |
| Bの比熱 | Cb | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | kcal/kg°C 入力 |
| 伝熱面積 | F | 1.325 | 1.325 | 1.325 | 1.325 | 1.325 | 1.325 | m² 入力 |
| Aの熱容量 | Wa | 1367.8 | 1219.3 | 1016.1 | 844.1 | 734.7 | 625.3 | kcal/h°C 計算 Wa=Ga*Ca |
| Bの熱容量 | Wb | 10500 | 10500 | 10500 | 10500 | 10500 | 10500 | kcal/h°C 計算 Wb=Gb*Cb |
| 流量100%熱通過率 | Kfull | 598.6 | 598.6 | 598.6 | 598.6 | 598.6 | 598.6 | kcal/m²h°C 入力 He流量が350g/sの時 |
| 倍数 | Rk | 0.925 | 0.866 | 0.779 | 0.700 | 0.645 | 0.588 | (-) 計算 Rk=(Rate/100)^0.58 |
| 熱通過率 | K | 554.0 | 518.3 | 466.3 | 418.7 | 386.3 | 351.8 | kcal/m²h°C 計算 K=Kfull*Rk |
| Aの入口温度 | Tain | 114 | 109.5 | 109 | 113.5 | 116.5 | 121 | °C 再掲 Tain=T143H |
| Bの入口温度 | Tbin | 20 | 20 | 20 | 20 | 20 | 20 | °C 再掲 Tbin=Twin |
| 温度効率分子 | | 0.3730 | 0.3921 | 0.4226 | 0.4536 | 0.4769 | 0.5040 | 計算 |
| 温度効率分母 | | 0.9183 | 0.9294 | 0.9441 | 0.9561 | 0.9634 | 0.9705 | 計算 |
| A側の温度効率 | Fai | 0.406 | 0.422 | 0.448 | 0.474 | 0.495 | 0.519 | (-) 計算 Fai=(1-EXP(-(1-Wa/Wb)*K*F/Wa))/(1-(Wa/Wb)*EXP(-(1-Wa/Wb)*K*F/Wa)) |
| Aの出口温度 | Taout | 75.8 | 71.7 | 69.2 | 69.1 | 68.7 | 68.5 | °C 計算 Taout=Tain-Fai*(Tain-Tbin) |
| Bの出口温度 | Tbout | 25.0 | 24.4 | 23.9 | 23.6 | 23.3 | 23.1 | °C 計算 Tbout=Tbin+Fai*(Wa/Wb)*(Tain-Tbin) |
| Bの出口温度 | Tboutme | 24.0 | 24.0 | 24.0 | 24.0 | 24.0 | 24.0 | °C 計測 実際の計測結果(精度無し) |
| 伝熱量 | Q | 52218 | 46042 | 40475 | 37446 | 35095 | 32797 | kcal/h 計算 Q=Wa*(Tain-Taout) |
| Aの合流後温度 (計算結果) | Tamix | 80.6 | 80.0 | 83.1 | 89.5 | 94.0 | 100.0 | °C 計算 Tamix=(Taout*Ghe+Tain*(FIC3H-Ghe))/FIC3H |
| Aの合流後温度 | Tamixme | 80.5 | 80 | 83 | 89.5 | 94 | 100 | °C 計測 実測結果(上段と比較) |

| | | |
|------|---|-----|
| グラフ用 | 0 | 100 |
| | 0 | 100 |

三方弁開度=流量
のグラフ(直線近似)

付録E-5 入口三方弁の開度を変えたパラメトリックサーベイ

| 項目 | 記号 | 熱交換器基礎理論 | | | | | | He冷却器 | |
|----------------------|----------|--|--------|--------|--------|--------|--------|-------------------------|--|
| | | 三方弁開度から流量配分が出せたので、弁開度をパラメトリックにかえて合流後温度を試算した。 | | | | | | 単位 | 計算式 |
| 時刻 | | | | | | | | | |
| Heガス入口圧力 | PI36H | 3.05 | 3.05 | 3.05 | 3.05 | 3.05 | 3.05 | MPaG | 入力 |
| Heガス入口温度 | T143H | 126.6 | 126.6 | 126.6 | 126.6 | 126.6 | 126.6 | °C | 入力 |
| Heガス合流後温度 | TIC47H | | | | | | | °C | 入力 |
| Heガス循環器流量 | FIC3H | 350 | 350 | 350 | 350 | 350 | 350 | g/s | 入力 |
| 三方弁開度 | TIC47HMV | 100 | 80 | 50 | 20 | 10 | 0 | % | 入力 |
| 流量比率元値 | | 100.00 | 80.00 | 50.00 | 20.00 | 10.00 | 0.00 | | 計算途中経過 |
| | | 100.00 | 80.00 | 50.00 | 20.00 | 10.00 | 0.01 | | 計算途中経過 |
| 主流流量比率 | Rate | 100.00 | 80.00 | 50.00 | 20.00 | 10.00 | 0.01 | % | 計算 弁開度と流量関係式使用 |
| He冷却器流量 | Ghe | 350 | 280.0 | 175.0 | 70.0 | 35.0 | 0.0 | g/s | 計算 $Ghe=FIC3H*(Rate/100)$ |
| 冷却水入口温度 | Twin | 18 | 18 | 18 | 18 | 18 | 18 | °C | 入力 |
| 冷却水出口温度 | | 24 | 24 | 24 | 24 | 24 | 24 | °C | 入力 |
| 冷却水流量 | Gw | 10500 | 10500 | 10500 | 10500 | 10500 | 10500 | kg/h | 入力 |
| 合流後温度計算結果 | | | | | | | | | |
| | | 84.4 | 90.2 | 100.2 | 113.0 | 118.6 | 126.6 | °C | 計算 表の末尾より |
| Aの流量 | Ga | 1260.0 | 1008 | 630 | 252 | 126 | 0.126 | kg/h | 計算 $Ga=Ghe*3600/1000$ |
| Bの流量 | Gb | 10500 | 10500 | 10500 | 10500 | 10500 | 10500 | kg/h | 計算 $Gb=Gw$ |
| Aの比熱 | Ca | 1.2406 | 1.2406 | 1.2406 | 1.2406 | 1.2406 | 1.2406 | kcal/kg°C | 入力 |
| Bの比熱 | Cb | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | kcal/kg°C | 入力 |
| 伝熱面積 | F | 1.325 | 1.325 | 1.325 | 1.325 | 1.325 | 1.325 | m ² | 入力 |
| Aの熱容量 | Wa | 1563.2 | 1250.5 | 781.6 | 312.6 | 156.3 | 0.2 | kcal/h°C | 計算 $Wa=Ga*Ca$ |
| Bの熱容量 | Wb | 10500 | 10500 | 10500 | 10500 | 10500 | 10500 | kcal/h°C | 計算 $Wb=Gb*Cb$ |
| 流量100%熱通過率 | Kfull | 598.6 | 598.6 | 598.6 | 598.6 | 598.6 | 598.6 | kcal/m ² h°C | 入力 He流量が350g/sの時 |
| 倍数 | Rk | 1.000 | 0.879 | 0.669 | 0.393 | 0.263 | 0.005 | (-) | 計算 $Rk=(Rate/100)^{0.58}$ |
| 熱通過率 | K | 598.6 | 525.9 | 400.4 | 235.4 | 157.4 | 2.9 | kcal/m ² h°C | 計算 $K=Kfull*Rk$ |
| Aの入口温度 | Tain | 126.6 | 126.6 | 126.6 | 126.6 | 126.6 | 126.6 | °C | 再掲 $Tain=T143H$ |
| Bの入口温度 | Tbin | 18 | 18 | 18 | 18 | 18 | 18 | °C | 再掲 $Tbin=Twin$ |
| 温度効率分子 | | 0.3507 | 0.3879 | 0.4665 | 0.6201 | 0.7315 | 1.0000 | | 計算 |
| 温度効率分母 | | 0.9033 | 0.9271 | 0.9603 | 0.9887 | 0.9960 | 1.0000 | | 計算 |
| A側の温度効率 | Fai | 0.388 | 0.418 | 0.486 | 0.627 | 0.734 | 1.000 | (-) | 計算 $Fai=(1-EXP(-(1-Wa/Wb)*K*F/Wa))/(1-(Wa/Wb)*EXP(-(1-Wa/Wb)*K*F/Wa))$ |
| Aの出口温度 | Taout | 84.4 | 81.2 | 73.8 | 58.5 | 46.8 | 18.0 | °C | 計算 $Taout=Tain-Fai*(Tain-Tbin)$ |
| Bの出口温度 | Tbout | 24.3 | 23.4 | 21.9 | 20.0 | 19.2 | 18.0 | °C | 計算 $Tbout=Tbin+Fai*(Wa/Wb)*(Tain-Tbin)$ |
| Bの出口温度 | Tboutme | 24.0 | | | | | | °C | 計測 実際の計測結果 |
| 伝熱量 | Q | 65905 | 56824 | 41235 | 21294 | 12467 | 17 | kcal/h | 計算 $Q=Wa*(Tain-Taout)$ |
| Aの合流後温度 (計算結果) | Tamix | 84.4 | 90.2 | 100.2 | 113.0 | 118.6 | 126.6 | °C | 計算 $Tamix=(Taout*Ghe+Tain*(FIC3H-Ghe))/FIC3H$ |
| Aの合流後温度 (実際の計測結果) | Tamixme | 0 | | | | | | °C | 計測 実際の計測結果 |
| グラフ用 | | | | | | | | | |
| 三方弁開度 | TIC47HMV | 100 | 80 | 50 | 20 | 10 | 0 | % | 再掲 |
| 主流流量比率 | Rate | 100 | 80 | 50 | 20 | 10 | 0.01 | % | 再掲 |
| Heガス入口温度 | T143H | 126.6 | 126.6 | 126.6 | 126.6 | 126.6 | 126.6 | °C | 再掲 |
| Aの出口温度 | Taout | 84.4 | 81.2 | 73.8 | 58.5 | 46.8 | 18.0 | °C | 再掲 |
| Aの合流後温度 (計算結果) | Tamix | 84.4 | 90.2 | 100.2 | 113.0 | 118.6 | 126.6 | °C | 再掲 |

付録E-6 循環機流量を変えた場合の出口温度制御性

| 項目 | 記号 | 数値 | 熱交換器基礎理論 | | | | He冷却器 | | |
|-------------------|-----------|---------|--|---------|---------|---------|---------|-------------------------|--|
| | | | 循環機の流量を変化させた計算結果と平成15年12月11日計測結果を比較検証した。 | | | | 単位 | 計算式 | |
| 時刻 | H15.12.11 | 8:17:00 | 8:24:00 | 8:28:00 | 8:31:00 | 8:35:00 | 8:38:00 | | |
| Heガス入口圧力 | P136H | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | MPaG | 入力 |
| Heガス入口温度 | TI43H | 101.5 | 96.2 | 91.8 | 89.1 | 86 | 84 | °C | 入力 |
| Heガス合流後温度 | TIC47H | 79.9 | 78.9 | 78.9 | 78.9 | 78.9 | 79.4 | °C | 入力 試験実績、計算結果と比較 |
| Heガス循環器流量 | FIC3H | 349.2 | 275 | 228.3 | 196.3 | 150.3 | 121.5 | g/s | 入力 |
| 三方弁開度 | TIC47HMV | 57 | 45 | 30 | 22 | 13 | 8 | % | 入力 |
| 流量比率元値 | | 57.00 | 45.00 | 30.00 | 22.00 | 13.00 | 8.00 | | 計算途中経過 |
| | | 57.00 | 45.00 | 30.00 | 22.00 | 13.00 | 8.00 | | 計算途中経過 |
| 主流流量比率 | Rate | 57.00 | 45.00 | 30.00 | 22.00 | 13.00 | 8.00 | % | 計算 弁開度と流量関係式使用 |
| He冷却器流量 | Ghe | 199.044 | 123.8 | 68.5 | 43.2 | 19.5 | 9.7 | g/s | 計算 Ghe=FIC3H*(Rate/100) |
| 冷却水入口温度 | Twin | 22 | 22 | 22 | 22 | 22 | 22 | °C | 入力 |
| 冷却水出口温度 | | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | °C | 入力 |
| 冷却水流量 | Gw | 10500 | 10500 | 10500 | 10500 | 10500 | 10500 | kg/h | 入力 |
| 合流後温度計算結果 | | | | | | | | | |
| Aの流量 | Ga | 716.6 | 445.5 | 246.564 | 155.47 | 70.3404 | 34.992 | kg/h | 計算 Ga=Ghe*3600/1000 |
| Bの流量 | Gb | 10500 | 10500 | 10500 | 10500 | 10500 | 10500 | kg/h | 計算 Gb=Gw |
| Aの比熱 | Ca | 1.2406 | 1.2406 | 1.2406 | 1.2406 | 1.2406 | 1.2406 | kcal/kg°C | 入力 |
| Bの比熱 | Cb | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | kcal/kg°C | 入力 |
| 伝熱面積 | F | 1.325 | 1.325 | 1.325 | 1.325 | 1.325 | 1.325 | m ² | 入力 |
| Aの熱容量 | Wa | 889.0 | 552.7 | 305.9 | 192.9 | 87.3 | 43.4 | kcal/h°C | 計算 Wa=Ga*Ca |
| Bの熱容量 | Wb | 10500 | 10500 | 10500 | 10500 | 10500 | 10500 | kcal/h°C | 計算 Wb=Gb*Cb |
| 流量100%熱通過率 | Kfull | 598.6 | 598.6 | 598.6 | 598.6 | 598.6 | 598.6 | kcal/m ² h°C | 入力 He流量が350g/sの時 |
| 倍数 | Rk | 0.722 | 0.629 | 0.497 | 0.416 | 0.306 | 0.231 | (-) | 計算 Rk=(Rate/100)^0.58 |
| 熱通過率 | K | 432.1 | 376.7 | 297.8 | 248.7 | 183.3 | 138.3 | kcal/m ² h°C | 計算 K=Kfull*Rk |
| Aの入口温度 | Tain | 101.5 | 96.2 | 91.8 | 89.1 | 86 | 84 | °C | 再掲 Tain=TI43H |
| Bの入口温度 | Tbin | 22 | 22 | 22 | 22 | 22 | 22 | °C | 再掲 Tbin=Twin |
| 温度効率分子 | | 0.4454 | 0.5750 | 0.7141 | 0.8131 | 0.9367 | 0.9851 | | 計算 |
| 温度効率分母 | | 0.9530 | 0.9776 | 0.9917 | 0.9966 | 0.9995 | 0.9999 | | 計算 |
| A側の温度効率 | Fai | 0.467 | 0.588 | 0.720 | 0.816 | 0.937 | 0.985 | (-) | 計算 Fai=(1-EXP(-(1-Wa/Wb)*K*F/Wa))/(1-(Wa/Wb)*EXP(-(1-Wa/Wb)*K*F/Wa)) |
| Aの出口温度 | Taout | 64.3 | 52.6 | 41.5 | 34.4 | 26.0 | 22.9 | °C | 計算 Taout=Tain-Fai*(Tain-Tbin) |
| Bの出口温度 | Tbout | 25.1 | 24.3 | 23.5 | 23.0 | 22.5 | 22.3 | °C | 計算 Tbout=Tbin+Fai*(Wa/Wb)*(Tain-Tbin) |
| Bの出口温度 | Tboutme | 25.0 | | | | | | °C | 計測 実際の計測結果 |
| 伝熱量 | Q | 33027 | 24118 | 15375 | 10560 | 5234 | 2651 | kcal/h | 計算 Q=Wa*(Tain-Taout) |
| Aの合流後温度 (計算結果) | Tamix | 80.3 | 76.6 | 76.7 | 77.1 | 78.2 | 79.1 | °C | 計算 Tamix=(Taout*Ghe+Tain*(FIC3H-Ghe))/FIC3H |
| Aの合流後温度 (計算結果) | Tamixme | 79.9 | 78.9 | 78.9 | 78.9 | 78.9 | 79.4 | °C | 計測 実際の計測結果 |
| グラフ用 | | | | | | | | | |
| 三方弁開度 | TIC47HMV | 57 | 45 | 30 | 22 | 13 | 8 | % | 再掲 |
| 主流流量比率 | Rate | 57 | 45 | 30 | 22 | 13 | 8 | % | 再掲 |
| Heガス入口温度 | TI43H | 101.5 | 96.2 | 91.8 | 89.1 | 86 | 84 | °C | 再掲 |
| Aの出口温度 | Taout | 64.3 | 52.6 | 41.5 | 34.4 | 26.0 | 22.9 | °C | 再掲 |
| Aの合流後温度 (計算結果) | Tamix | 80.3 | 76.6 | 76.7 | 77.1 | 78.2 | 79.1 | °C | 再掲 |

付録 F 原料ガス加熱器

付録 F-1 原料ガス加熱器、原料ガス過熱器の熱伝達式（熱伝達率と熱貫流率の計算式）

F.1 原料ガス加熱器および原料ガス過熱器

HTTR 水素製造システムでは、シェルアンドチューブ型の熱交換器を 1 台採用予定であるが、実規模单一反応管試験装置においては、2 台を直列に配置し、交換熱量が少ないので、二重管式熱交換器を採用した。両熱交換器とも伝熱関係式は二重管式熱交換器に適用される同じ式が適用できる。

F.1.1 管外熱伝達式： Wiegant の式⁽⁶⁾⁽⁷⁾を採用する。

管外流体は水蒸気改質器を出た水素ガスを主成分とする生成ガスであり、環状流路の内面の平滑管型伝熱管を通しての乱流熱伝達率の式を適用する。

$$N_u = 0.023 \cdot R_e^{0.8} \cdot P_r^{0.4} \cdot \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^{0.45} \quad \text{文献}^{(6)} (15.5) \text{ 式}$$

$$R_e = \frac{D_e \cdot G_m}{\mu} = \frac{w \cdot D_e}{\nu}$$

$$D_e = D_2 - D_1$$

$$G_m = \frac{G}{(N_t \cdot A)}$$

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot (D_2^2 - D_1^2) \alpha_o = N_u \cdot \frac{\lambda}{D_e}$$

ここで

- N_u : ヌッセルト数 (—)
- λ : 管外流体の熱伝導率 (kcal/mh°C) [W/(m · K)]
- D_e : アニュラ一部の等価径 (m)
- R_e : レイノルズ数 (—)
- P_r : プラントル数 (—) = $C_p \cdot \rho \cdot \nu / \lambda = C_p \cdot \mu / \lambda = C_p \cdot g \cdot \eta / \lambda$
- G_m : 管外流路での質量速度 (kg/m²h) [kg/(m² · s)]
- μ : 管外流体の粘度 (kg/mh) [Pa · s または kg/(m · s)] … Pa=N/m², N=kg · m/s²
- w : 管外流路での平均流速 (m/h) [m/s] $w = G_m / \gamma$ 、 $w = G_m / \rho$
- γ : 流体の比重 (kgf/m³)
- ρ : 流体の密度 (kg/m³) 比重量と密度は数値は同じ
- ν : 管外流体の動粘性係数 (m²/h または m²/s) [m²/s]
- η : (kgf · h/m²) または (kgf · s/m²) 流体の粘度 (慣用単位系にのみ使用)
- g : (m/h²) [m/s²] 重力加速度 (1.27 × 10⁻⁸ m/h²、 9.807 m/s² を η , λ_g と単位を合せ使用)
- D_2 : 外管の内径 (m) = 環状流路の外径、 D_1 : 内管の外径 (m) = 環状流路の内径
- G : 流量 (kg/h) [kg/s]
- N_t : チューブ本数 (—)
- A : 伝熱管 1 本あたりの流路断面積 (m²)
- α_o : 管外熱伝達係数 (kcal/m²h°C) [W/(m² · K)]

F.1.2 原料ガス加熱器、過熱器一管内熱伝達の特徴

管内流体は原料ガス加熱器の場合はほぼ 100% のメタンガスを成分とする原料ガス、原料ガス過熱器の場合はメタンガスと水蒸気を混合した原料ガスであり、円管型平滑伝熱管を通しての乱流熱伝達率の式を適用する。

F.1.2.1 管内熱伝達式： Dittus & Boelter の式⁽⁸⁾⁽⁹⁾を採用する。

$$N_u = 0.023 \cdot R_e^{0.8} \cdot P_r^{0.4}$$

$$R_e = \frac{D_i \cdot G_m}{\mu} = \frac{w \cdot D_i}{\nu}$$

$$G_m = \frac{G}{(N_t \cdot A)}$$

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot D_i^2$$

$$\alpha_i = N_u \cdot \frac{\lambda}{D_i}$$

ここで、

N_u : ヌッセルト数 (–) 文献⁽⁸⁾ 伝熱工学資料第2版 基礎-B-c p27

R_e : レイノルズ数 (–)

λ : 管内流体の熱伝導率 (kcal/mh°C) [W/(m · K)]

D_i : 伝熱管内径 (m)

P_r : プラントル数 (–) = $C_p \cdot \rho \cdot \nu / \lambda = C_p \cdot \mu / \lambda = C_p \cdot g \cdot \eta / \lambda$

G_m : 管内流路での平均質量速度 (kg/m²h) [kg/(m² · s)]

w : 管内流路での平均流速 (m/h) [m/s] $w = G_m / \gamma$, $w = G_m / \rho$

γ : 流体の比重 (kgf/m³)

ρ : 流体の密度 (kg/m³) 比重量と密度は数値は同じ

μ : 管内流体の粘度 (kg/mh または kg/ms) [Pa · s または kg/(m · s)]

ν : 管内流体の動粘性係数 (m²/h) [m²/s]

η : (kgf · h/m²) または (kgf · s/m²) 流体の粘度 (慣用単位系にのみ使用)

g : (m/h²) [m/s²] 重力加速度 (1.27 × 10⁸ m/h² , 9.807 m/s² を η , λ_g と単位を合せ使用)

G : 流量 (kg/h) [kg/s]

N_t : チューブ本数 (–)

A : 伝熱管 1 本あたりの流路断面積 (m²)

α_i : 管内面熱伝達係数 (kcal/m²h°C) [W/(m² · K)]

F.2.3 原料ガス加熱器と原料ガス過熱器－熱通過率の計算および伝熱量の計算（伝熱管外径基準）

3. 热貫流率（熱通過率）

平滑管の式⁽²⁸⁾を適用する。

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_o} + r_o + \left(\frac{D_o}{D_m} \right) \cdot \frac{t_s}{\lambda_t} + r_i \left(\frac{D_o}{D_i} \right) + \frac{1}{\alpha_i} \left(\frac{D_o}{D_i} \right) \quad \text{文献}^{(28)} (15.2a) \quad \text{式}$$

ここで、

K : 热貫流率 (伝熱管外径基準) (kcal/m²h°C) [W/(m² · K)]

D_o : 伝熱管外径 (m) D_i : 伝熱管内径 (m)

D_m : 対数平均径 (m) $= (D_o - D_i) / \ln(D_o / D_i)$

α_o : 管外熱伝達率 (kcal/m²h°C) [W/(m² · K)]

α_i : 管内熱伝達率 (kcal/m²h°C) [W/(m² · K)]

r_o : 管外汚れ係数、 r_i : 管内汚れ係数 (m²h°C / kcal) [(m² · K)/W]

t_s : 管の厚み (m) $t_s = (D_o - D_i) / 2$

λ_t : 伝熱管の熱伝導率 (kcal/mh°C) [W/(m · K)]

4. 伝熱管を通しての伝熱量の計算

$$Q = A \cdot K \cdot \Delta T \quad \text{ここで}$$

Q : 伝熱量 (kcal/h) [W]

A : 伝熱管外表面積 (熱交換器全長分) (m²)

K : 热貫流率 (伝熱管外径基準) (kcal/m²h°C) [W/(m² · K)]

ΔT : 管内外流体の対数平均温度差 (°C) [K]

付録F-2 伝熱性能評価プログラム(2002年11月27日)

原料ガス加熱器性能評価3の1

設計条件を基に、必要伝熱面積を計算する。(2004.9.21)

SI単位系の設計計算と2002年11月27日運転データを並列表記した。(2004.9.22)

| 記号 | SI単位系設計計算 | | 性能評価(11月27日) | | 計算式 | |
|----------------|--------------------|------------|----------------------|-----------|---------------------------------|----|
| | 数値 | 単位 | 数値 | 単位 | | |
| 0. 流量、温度、圧力条件 | | | | | | |
| 生成ガス入口圧力 PI2C | 4.02 | MPaG | 入力 | 4.00 MPaG | 入力 | |
| 生成ガス入口温度 TI4C | 400 | °C | 入力 | 348 °C | 入力 | |
| 生成ガス出口温度 TI5C | 318 | °C | 入力 | 274 °C | 入力 | |
| 生成ガス流量 Fp | 59.2 | g/s | 入力 | 58.9 g/s | 入力 | |
| 原料ガス入口圧力 PI16G | 4.32 | MPaG | 入力 | 4.16 MPaG | 入力 | |
| 原料ガス入口温度 TI39G | 0 | °C | 入力 | 6 °C | 入力 | |
| 原料ガス出口温度 TI17G | 350 | °C | 入力 | 322 °C | 入力 | |
| 原料ガス流量 FIC13G | 12 | g/s | 入力 | 11.12 g/s | 入力 | |
| 1. 設計条件 | 記号 | 数値 | 単位 | 数値 | 単位 | |
| 生成ガス入口圧力 Ppin | Ppin | 40.99 | kg/cm ² G | 計算 | 40.79 kg/cm ² G | 計算 |
| 生成ガス入口温度 Tpin | Tpin | 400 | °C | 計算 | 348 °C | 計算 |
| 生成ガス出口温度 Tpout | Tpout | 318 | °C | 計算 | 274 °C | 計算 |
| 生成ガス流量 Gp | Gp | 0.0592 | kg/s | 計算 | 0.0589 kg/s | 計算 |
| 2. 生成ガスの物性計算 | | | | | | |
| 平均温度 Tpm | Tpm | 359 | °C | 計算 | 311 °C | 計算 |
| 圧力 Ppin | Ppin | 40.99 | kg/cm ² G | 計算 | 40.79 kg/cm ² G | 計算 |
| 比重 Gammapp | Gammapp | 11.202 | kg/m ³ | 入力 | 11.202 kg/m ³ | 入力 |
| 定圧比熱 Cpp | Cpp | 2618.8 | J/kgK | 入力 | 2618.8 J/kgK | 入力 |
| 熱伝導率 Lamdap | Lamdap | 0.12409 | W/mK | 入力 | 0.12409 W/mK | 入力 |
| 粘性係数 Myusehp | Myusehp | 23.550 | μPa s | 入力 | 23.550 μPa s | 入力 |
| 粘性係数 η | Myusep (Etasep) | 2.4013E-06 | kgf·s/m ² | 換算 | 2.4013E-06 kgf·s/m ² | 換算 |
| 粘性係数 μ | Myusehd | 2.3550E-05 | kg/ms | 換算 | 2.3550E-05 kg/ms | 換算 |
| 動粘性係数 ν Nyup | Nyup | 2.1023E-06 | m ² /s | 計算 | 2.1023E-06 m ² /s | 計算 |
| 温度伝導率 Ap | Ap | 4.23E-06 | m ² /s | 計算 | 4.23E-06 m ² /s | 計算 |
| プラントル数 Prp | Prp | 0.49700 | (-) | 計算 | 0.49700 (-) | 計算 |
| 3. 管内流体(原料ガス) | | | | | | |
| 入口温度 Tmin | Tmin | 0.0 | °C | 再掲 | 6.0 °C | 再掲 |
| 出口温度 Tmout | Tmout | 350.0 | °C | 再掲 | 322.0 °C | 再掲 |
| 入口圧力 Pmin | Pmin | 4.32 | MPa | 計算 | 4.16 MPa | 計算 |
| 原料ガス流量 Gm | Gm | 0.0120 | kg/s | 計算 | 0.0111 kg/s | 計算 |
| 平均温度 Tmm | Tmm | 175 | °C | 計算 | 164 °C | 計算 |
| 4. 管内流体物性計算 | | | | | | |
| 圧力(ata) Pmata | Pmata | 45.08 | ata | 計算 | 43.45 ata | 計算 |
| 比重 Gammam | Gammam | 24.06 | kg/m ³ | 入力 | 24.06 kg/m ³ | 入力 |
| 定圧比熱 Cpm | Cpm | 3006.1 | J/kgK | 入力 | 3006.1 J/kgK | 入力 |
| 熱伝導率 Lamdam | Lamdam | 0.057848 | W/mK | 入力 | 0.057848 W/mK | 入力 |
| 粘性係数 Myusemm | Myusemm | 15.80 | μPa s | 入力 | 15.80 μPa s | 入力 |
| 粘性係数 η | Myusem (Etasem) | 1.611E-06 | kgf·s/m ² | 計算 | 1.611E-06 kgf·s/m ² | 計算 |
| 粘性係数 μ | Myusehd | 1.5800E-05 | kg/ms | 換算 | 1.5800E-05 kg/ms | 換算 |

| | | | | | | |
|---|--------------|--|----------|--|----------|---|
| 動粘度 | Nyum | 6.57E-07 m ² /s | 計算 | 6.57E-07 m ² /s | 計算 | Nyum=Myusem/Gammam*9.807 |
| 温度伝導度 プラントル数 | Am Prm | 8.00E-07 m ² /s 0.8211 (-) | 計算 計算 | 8.00E-07 m ² /s 0.8211 (-) | 計算 計算 | Am=Lamdam/Gammam/Cpm SI系: Prm=Nyum |
| 5. 管外流体の形状 | | | | | | |
| 流路外径 チューブ外径 | Dao Do | 0.0384 m 0.0217 m | 入力 入力 | 0.0384 m 0.0217 m | 入力 入力 | |
| アニユラス断面積 等価直径 | Aanu De | 0.0008 m ² 0.0167 m | 計算 計算 | 0.0008 m ² 0.0167 m | 計算 計算 | Aanu=PAI/4*(Dao^2-Do^2) De=Dao-Do |
| 流速 | Up | 6.704 m/s | 計算 | 6.670 m/s | 計算 | SI系: Up=Gp/(Gammam*Aanu) |
| 6. 管外熱伝達率 | | | | | | |
| Re数 | Rep | 53256 (-) | 計算 | 52986 (-) | 計算 | Rep=Up*De/Nyup |
| 熱交換器ハンドブックp672のWiegandの式を使う ヌッセルト数 | Nup | 135.80 (-) | 計算 | 135.25 (-) | 計算 | Nup=0.023*Rep^0.8*Prp^0.4 (Dao/Do)^0.45 |
| 7. 管外熱伝達率 | Alpo | 1009 W/m ² K | 計算 | 1005 W/m ² K | 計算 | Alpo=Nup*Lamdap/De |
| 7. 管内原料ガス側 伝熱管内径 チューブ厚さ | Di Tthick | 0.0143 m 0.0037 m | 入力 計算 | 0.0143 m 0.0037 m | 入力 計算 | Tthick=(Do-Di)/2 |
| チューブ平均径 伝熱管本数 | Dm Nt | 0.0177 m 1 本 | 計算 入力 | 0.0177 m 1 本 | 計算 入力 | Dm=(Do-Di)/LN(Do/Di) |
| 流路断面積 流速 | Ati Um | 1.606E-04 m ² 3.11 m/s | 計算 計算 | 1.606E-04 m ² 2.88 m/s | 計算 計算 | Ati=PAI/4*Di^2*Nt SI系: Um=Gm/(Gammam*Ati) |
| Re数 | Rem | 6.762E+04 (-) | 計算 | 6.266E+04 (-) | 計算 | Rem=Um*Di/Nyum |
| 円管内の乱流熱伝達は伝熱工学資料(第3版)p28のDittus Boelterの式を使う。 ヌッセルト数 | Num | 155 (-) | 計算 | 146 (-) | 計算 | Num=0.023*Rem^0.8*Prm^0.4 |
| 8. 热貫流率の計算 伝熱管熱伝導率 | Alpi | 629 W/m ² K | 計算 | 592 W/m ² K | 計算 | Alpi=Num*Lamdam/Di |
| 9. 伝熱面積 交換熱量 | Lamdat | 16.28 W/mK | 入力 | 16.28 W/mK | 入力 | SUS物性値 |
| 管内汚れ係数 | Ri | 3.439E-04 m ² K/W | 入力 | 1.715E-04 m ² K/W | 入力 | 性能評価では使用開始直後考慮 |
| 管外汚れ係数 | Ro | 3.439E-04 m ² K/W | 入力 | 2.579E-04 m ² K/W | 入力 | 性能評価では使用開始直後考慮 |
| 総括熱抵抗 | Rtotal | 4.548E-03 m ² K/W | 計算 | 4.356E-03 m ² K/W | 計算 | Rtotal=1/Alpi+Ro+(Tthick/Lamdat)* (Do/Dm)+Ri*(Do/Di)+(1/Alpi)*(Do/Di) |
| 熱貫流率 | Ke | 219.9 W/m ² K | 計算 | 229.6 W/m ² K | 計算 | Ke=1/Rtotal |
| 9. 伝熱面積 原料ガス受熱量 | Q | 12.71 kW | 計算 | 11.41 kW | 計算 | SI系: Q=Gp*Cpp*(Tpin-Tpout)/1000 |
| 原料ガス受熱量 | Qm | 12.63 kW | 計算 | 10.56 kW | 計算 | SI系: Q=Gp*Cpp*(Tpin-Tpout)/1000 |
| 熱効率 | Eff | 0.993 (-) | 計算 | 0.925 (-) | 計算 | Eff=Qm/Q |
| 上端温度差 | Dth | 50 °C | 計算 | 26 °C | 計算 | Dth=Tpin-Tmout |
| 下端温度差 対数平均温度差 | Dtl Dtm | 318 °C 144.9 °C | 計算 計算 | 268 °C 103.7 °C | 計算 計算 | Dtl=Tpout-Tmin Dtm=(Dtl-Dth)/LN(Dtl/Dth) |
| 伝熱面積(外径基 準)生成ガスより | A | 0.399 m ² | 計算 | 0.479 m ² | 計算 | SI系: A=Q*1000/(Ke*Dtm) 性能評価では不採用 |
| 伝熱面積(外径基 準)原料ガスより | Am | 0.396 m ² | 計算 | 0.444 m ² | 計算 | SI系: Am=Qm*1000/(Ke*Dtm) 性能評価では不採用 |
| 実伝熱面積 | At | | | 0.462 m ² | 計算 | At=Do*PAI*Nt*L |
| 必要伝熱管長さ | Lt | 5.85 m | 計算 | 7.03 m | 計算 | Lt=A/(Do*PAI*Nt) |
| 必要伝熱管長さ | Ltm | 5.81 m | 計算 | 6.51 m | 計算 | Ltm=Am/(Do*PAI*Nt) |
| 実際の伝熱管長 | L | 6.77 m | 入力 | 6.77 m | 入力 | 余裕を持って決定する |
| 熱貫流率倍数 | Kbai | | | 1.00 (-) | 入力 | 性能評価時は以下の値を採用 |
| 伝熱管通過熱量 | Qt | | | 10.99 kW | 計算 | Qt=Q*(L/Lt) |
| 伝熱量-必要長さ | Ltn | | | 6.77 m | 計算 | Ltn=Qt*1000/(Ke*Dtm*Do*PAI*Nt) |
| 生成ガス放熱量 | Qpl | | | 0.42 kW | 計算 | Qpl=Q-Qt |
| 原料ガス放熱量 | Qml | | | 0.43 kW | 計算 | Qml=Qt-Qm |

付録G 原料ガス過熱器

付録G-1 伝熱性能評価プログラム(2002年11月27日)

原料ガス過熱器性能評価3の1

設計条件を基に、必要伝熱面積を計算する。(2004.9.22)

SI単位系の設計計算と2002年11月27日運転実績を並列表記した。(2004.9.22)

| 記号 | SI単位系設計計算 | | 11月27日運転実績 | | 計算式 | |
|---|-----------------|------------|----------------------|-----------|---------------------------------|--|
| | 数値 | 単位 | 数値 | 単位 | | |
| 0. 流量、温度、圧力条件 | | | | | | |
| 生成ガス入口圧力 PI2C | 4.03 | MPaG | 入力 | 4.00 MPaG | 入力 | |
| 生成ガス入口温度 T21C | 560 | °C | 入力 | 527 °C | 入力 | |
| 生成ガス出口温度 T14C | 406 | °C | 入力 | 348 °C | 入力 | |
| 生成ガス流量 Fp | 59.2 | g/s | 入力 | 58.92 g/s | 入力 | |
| 原料ガス入口圧力 PI16G | 4.31 | MPaG | 入力 | 4.16 MPaG | 入力 | |
| 原料ガス入口温度 T17G | 331 | °C | 入力 | 322 °C | 入力 | |
| 原料ガス流量 Fm | 50 | g/s | 入力 | 50 g/s | 入力 | |
| 改質器入口 T18G | | | | 437 °C | 入力 | |
| 原料ガス温度 | | | | 457 °C | 計算 | |
| 混合直後温度 Tmix | | | | | Tmix=T18G+20 | |
| 原料ガス出口温度 Tmout | 508 | °C | 入力 | 481 °C | 計算 | |
| 原料ガス流量 FIC13G | 50 | g/s | 再掲 | 50 g/s | 再掲 | |
| 1. 設計条件 | 記号 | 数値 | 単位 | 数値 | 単位 | |
| 生成ガス入口圧力 Ppin | Ppin | 41.09 | kg/cm ² G | 計算 | 40.79 kg/cm ² G | 計算 |
| 生成ガス入口温度 Tpin | Tpin | 560 | °C | 計算 | 527 °C | 計算 |
| 生成ガス出口温度 Tpout | Tpout | 406 | °C | 計算 | 348 °C | 計算 |
| 生成ガス流量 Gp | Gp | 0.0592 | kg/s | 計算 | 0.05892 kg/s | 計算 |
| Si系 : Gh=FIC3H/1000 | | | | | | |
| 2. 生成ガスの物性計算 | | | | | | 運転データの物性値補正はしない |
| 平均温度 Tpm | Tpm | 483 | °C | 計算 | 437.5 °C | 計算 |
| 圧力 Ppin | Ppin | 41.09 | kg/cm ² G | 計算 | 40.79 kg/cm ² G | 計算 |
| 比重 Gammapp | Gammapp | 9.3825 | kg/m ³ | 入力 | 9.3825 kg/m ³ | 入力 |
| 定圧比熱 Cpp | Cpp | 2692.0 | J/kgK | 入力 | 2692.0 J/kgK | 入力 |
| 熱伝導率 Lamdap | Lamdap | 0.14990 | W/mK | 入力 | 0.14990 W/mK | 入力 |
| 粘性係数 Myusehp | Myusehp | 27.850 | μPa s | 入力 | 27.850 μPa s | 入力 |
| 粘性係数 η (Etasep) | Myusep (Etasep) | 2.8398E-06 | kgf·s/m ² | 換算 | 2.8398E-06 kgf·s/m ² | 換算 |
| 粘性係数 μ Myusehd | Myusehd | 2.7850E-05 | kg/ms | 換算 | 2.7850E-05 kg/ms | 換算 |
| | | | | | | Myusep=Myusehp/9.807/1E06 g=9.807m/s ² Pa·s=kg/ms→ Myusehd=Myusehp/1E+06 Myusehd=Myusep*9.807 |
| 動粘性係数 ν Nyup | Nyup | 2.9683E-06 | m ² /s | 計算 | 2.9683E-06 m ² /s | 計算 |
| 温度伝導率 Ap | Ap | 5.9348E-06 | m ² /s | 計算 | 5.9348E-06 m ² /s | 計算 |
| プラントル数 Prp | Prp | 0.50015 | (→) | 計算 | 0.50015 (→) | 計算 |
| SI系 : Prp=Nyup/Ap | | | | | | |
| 3. 管内流体 (原料ガス) | | | | | | |
| 入口温度 Tmin | Tmin | 331.0 | °C | 再掲 | 322.0 °C | 再掲 |
| 出口温度 Tmout | Tmout | 508.0 | °C | 再掲 | 481.1 °C | 再掲 |
| 入口圧力 Pmin | Pmin | 4.31 | MPa | 計算 | 4.16 MPa | 計算 |
| 原料ガス流量 Gm | Gm | 0.0500 | kg/s | 計算 | 0.0500 kg/s | 計算 |
| 平均温度 Tmm | Tmm | 419.5 | °C | 計算 | 401.542 °C | 計算 |
| 圧力(atm) Pmata | Pmata | 44.98 | atm | 計算 | 43.45 atm | 計算 |
| SI系 : Gm=FIC13G/1000 Tmm=(Tmin+Tmout)/2 Pmata=Pmin*10.197+1.033 | | | | | | |
| 4. 管内流体物性計算 | | | | | | 運転データの物性値補正はしない |
| 比重 Gammam | Gammam | 14.177 | kg/m ³ | 入力 | 14.177 kg/m ³ | 入力 |
| 定圧比熱 Cpm | Cpm | 2510 | J/kgK | 入力 | 2510 J/kgK | 入力 |
| 熱伝導率 Lamdam | Lamdam | 0.06885 | W/mK | 入力 | 0.06885 W/mK | 入力 |
| SI値=慣用値*1000/3600*4.1868 | | | | | | |

| | | | | | | |
|---|-------------------------------|--|----------------|--|----------------|---|
| 粘性係数 粘性係数 η | Myusemm Myusem (Etasem) | 15.80 μ Pa s 1.611E-06 kgf·s/m ² | 入力 計算 | 15.80 μ Pa s 1.611E-06 kgf·s/m ² | 入力 計算 | Myusem=Myusemm/9.807/1E06 |
| 粘性係数 μ | Myusehd | 1.5800E-05 kg/ms | 換算 | 1.5800E-05 kg/ms | 換算 | $\mu \cdot s = kg/ms \rightarrow$ Myusehd=Myusehp/1E+06 |
| 動粘度 | Nyum | 1.11E-06 m ² /s | 計算 | 1.11E-06 m ² /s | 計算 | Nyum=Myusem/Gammam*9.807 |
| 温度伝導度 プラントル数 | Am Prm | 1.93E-06 m ² /s 0.5760 (-) | 計算 計算 | 1.93E-06 m ² /s 0.5760 (-) | 計算 計算 | Am=Lamdam/Gammam/Cpm SI系: Prm=Nyum |
| 5. 管外流体の形状 | | | | | | |
| 流路外径 チューブ外径 | Dao Do | 0.0495 m 0.0340 m | 入力 入力 | 0.0495 m 0.0340 m | 入力 入力 | |
| アニュラス断面積 等価直径 | Aanu De | 1.017E-03 m ² 0.0155 m | 計算 計算 | 1.017E-03 m ² 0.0155 m | 計算 計算 | Aanu=PAI/4*(Dao^2-Do^2) De=Dao-Do |
| 流速 | Up | 6.207 m/s | 計算 | 6.178 m/s | 計算 | SI系: Up=Gp/(Gammam*Aanu) |
| 6. 管外熱伝達率 | | | | | | |
| Re数 | Rep | 32413 (-) | 計算 | 32260 (-) | 計算 | Rep=Up*De/Nyup |
| 熱交換器ハンドブックp672のWiegandの式を使う ヌッセルト数 | Nup | 83.82 (-) | 計算 | 83.50 (-) | 計算 | Nup=0.023*Rep^0.8*Prp^0.4 *(Dao/Do)^0.45 |
| 管外熱伝達率 | Alpo | 811 W/m ² K | 計算 | 808 W/m ² K | 計算 | Alpo=Nup*Lamdap/De |
| 7. 管内原料ガス側 | | | | | | |
| 伝熱管内径 チューブ厚さ | Di Tthick | 0.0250 m 0.0045 m | 入力 計算 | 0.0250 m 0.0045 m | 入力 計算 | Tthick=(Do-Di)/2 |
| チューブ平均径 伝熱管本数 | Dm Nt | 0.0293 m 1 本 | 計算 入力 | 0.0293 m 1 本 | 計算 入力 | Dm=(Do-Di)/LN(Do/Di) |
| 流路断面積 流速 | Ati Um | 4.909E-04 m ² 7.18 m/s | 計算 計算 | 4.909E-04 m ² 7.18 m/s | 計算 計算 | Ati=PAI/4*Di^2*Nt SI系: Um=Gm/(Gammam*Ati) |
| Re数 | Rem | 1.612E+05 (-) | 計算 | 1.612E+05 (-) | 計算 | Rem=Um*Di/Nyum |
| 円管内の乱流熱伝達は伝熱工学資料(第3版)p28のDittus Boelterの式を使う。 | | | | | | |
| ヌッセルト数 | Num | 270 (-) | 計算 | 270 (-) | 計算 | Num=0.023*Rem^0.8*Prm^0.4 |
| 管内熱伝達率 | Alpi | 744 W/m ² K | 計算 | 744 W/m ² K | 計算 | Alpi=Num*Lamdam/Di |
| 8. 热貫流率の計算 | | | | | | |
| 伝熱管熱伝導率 | Lamdat | 24.42 W/mK | 入力 | 24.42 W/mK | 入力 | Incolloy800H、SI値=慣用*1.163 |
| 管内汚れ係数 | Ri | 3.439E-04 m ² K/W | 入力 | 1.715E-04 m ² K/W | 入力 | 性能評価では使用開始直後考慮 |
| 管外汚れ係数 | Ro | 3.439E-04 m ² K/W | 入力 | 2.579E-04 m ² K/W | 入力 | 性能評価では使用開始直後考慮 |
| 総括熱抵抗 | Rtotal | 4.087E-03 m ² K/W | 計算 | 3.771E-03 m ² K/W | 計算 | Rtotal=1/Alpi+Ro+(Tthick/Lamdat)* (Do/Dm)+Ri*(Do/Di)+(1/Alpi)*(Do/Di) |
| 熱貫流率(計算) | Ke | 244.7 W/m ² K | 計算 | 265.2 W/m ² K | 計算 | Ke=1/Rtotal |
| 9. 伝熱面積 | | | | | | |
| 交換熱量 | Q | 24.54 kW | 計算 | 28.39 kW | 計算 | SI系: Q=Gp*Cpp*(Tpin-Tpout)/1000 |
| 原料ガス受熱量 | Qm | 22.21 kW | 計算 | 19.97 kW | 計算 | SI系: Q=Gp*Cpp*(Tpin-Tpout)/1000 |
| 熱効率 伝熱管通過熱量 上端温度差 | Eff Qt Dth | 0.91 (-) 22.21 kW 52 °C | 計算 計算 計算 | 0.70 (-) 19.97 kW 45.9 °C | 計算 計算 計算 | Eff=Qm/Q Qt=Qm: メタンの受熱量→伝熱量 Dth=Tpin-Tmout |
| 下端温度差 対数平均温度差 | Dtl Dtm | 75 °C 62.8 °C | 計算 計算 | 26 °C 35.0 °C | 計算 計算 | Dtl=Tpout-Tmin Dtm=(Dtl-Dth)/LN(Dtl/Dth) |
| 伝熱面積 (外径基準) | A | 1.597 m ² | 計算 | 3.057 m ² | 計算 | SI系: A=Q*1000/(Ke*Dtm) 製品ガス与熱量から(不採用) |
| 伝熱面積(受熱量 より、外径基準) | Am | 1.446 m ² | 計算 | 2.150 m ² | 計算 | SI系: Am=Qt*1000/(Ke*Dtm) |
| 必要伝熱管長さ 実際の伝熱管長 | Ltm L | 13.53 m 20 m | 計算 入力 | 20.13 m 20 m | 計算 入力 | Ltm=Am/(Do*PAI*Nt) 余裕を持って決定する |
| 熱貫流率倍数 熱貫流率実際 必要伝熱管長さ | Kbai Kpra Ltnes | | | 1.006 (-) 266.9 W/m ² K 20 m | 計算 計算 計算 | Kbai=Ltm/L Kpra=Ke*Kbai |

国際単位系(SI)と換算表

表1 SI基本単位および補助単位

| 量 | 名称 | 記号 |
|-------|--------|-----|
| 長さ | メートル | m |
| 質量 | キログラム | kg |
| 時間 | 秒 | s |
| 電流 | アンペア | A |
| 熱力学温度 | ケルビン | K |
| 物質量 | モル | mol |
| 光度 | カンデラ | cd |
| 平面角 | ラジアン | rad |
| 立体角 | ステラジアン | sr |

表3 固有の名称をもつSI組立単位

| 量 | 名称 | 記号 | 他のSI単位による表現 |
|-------------|--------|----|---------------------|
| 周波数 | ヘルツ | Hz | s ⁻¹ |
| 力 | ニュートン | N | m·kg/s ² |
| 圧力、応力 | パスカル | Pa | N/m ² |
| エネルギー、仕事、熱量 | ジュール | J | N·m |
| 工率、放射束 | ワット | W | J/s |
| 電気量、電荷 | クーロン | C | A·s |
| 電位、電圧、起電力 | ボルト | V | W/A |
| 静電容量 | ファラード | F | C/V |
| 電気抵抗 | オーム | Ω | V/A |
| コンダクタンス | ジーメンス | S | A/V |
| 磁束 | ウェーバ | Wb | V·s |
| 磁束密度 | テスラ | T | Wb/m ² |
| インダクタンス | ヘンリー | H | Wb/A |
| セルシウス温度 | セルシウス度 | °C | |
| 光束度 | ルーメン | lm | cd·sr |
| 照度 | ルクス | lx | lm/m ² |
| 放射能 | ベクレル | Bq | s ⁻¹ |
| 吸収線量 | グレイ | Gy | J/kg |
| 線量当量 | シーベルト | Sv | J/kg |

表2 SIと併用される単位

| 名称 | 記号 |
|--------|-----------|
| 分、時、日 | min, h, d |
| 度、分、秒 | °, ', " |
| リットル | l, L |
| トントン | t |
| 電子ボルト | eV |
| 原子質量単位 | u |

$$1 \text{ eV} = 1.60218 \times 10^{-19} \text{ J}$$

$$1 \text{ u} = 1.66054 \times 10^{-27} \text{ kg}$$

表4 SIと共に暫定的に維持される単位

| 名称 | 記号 |
|----------|-----|
| オングストローム | Å |
| バーソル | b |
| バール | bar |
| ガル | Gal |
| キュリー | Ci |
| レンタゲン | R |
| ラド | rad |
| レム | rem |

$$1 \text{ Å} = 0.1 \text{ nm} = 10^{-10} \text{ m}$$

$$1 \text{ b} = 100 \text{ fm}^2 = 10^{-28} \text{ m}^2$$

$$1 \text{ bar} = 0.1 \text{ MPa} = 10^5 \text{ Pa}$$

$$1 \text{ Gal} = 1 \text{ cm/s}^2 = 10^{-2} \text{ m/s}^2$$

$$1 \text{ Ci} = 3.7 \times 10^{10} \text{ Bq}$$

$$1 \text{ R} = 2.58 \times 10^{-4} \text{ C/kg}$$

$$1 \text{ rad} = 1 \text{ cGy} = 10^{-2} \text{ Gy}$$

$$1 \text{ rem} = 1 \text{ cSv} = 10^{-2} \text{ Sv}$$

表5 SI接頭語

| 倍数 | 接頭語 | 記号 |
|------------|------|----|
| 10^{18} | エクサ | E |
| 10^{15} | ペタ | P |
| 10^{12} | テラ | T |
| 10^9 | ギガ | G |
| 10^6 | メガ | M |
| 10^3 | キロ | k |
| 10^2 | ヘクト | h |
| 10^1 | デカ | da |
| 10^{-1} | デシ | d |
| 10^{-2} | センチ | c |
| 10^{-3} | ミリ | m |
| 10^{-6} | マイクロ | μ |
| 10^{-9} | ナノ | n |
| 10^{-12} | ピコ | p |
| 10^{-15} | フェムト | f |
| 10^{-18} | アト | a |

(注)

- 表1～5は「国際単位系」第5版、国際度量衡局1985年刊行による。ただし、1eVおよび1uの値はCODATAの1986年推奨値によった。
- 表4には海里、ノット、アール、ヘクタールも含まれているが日常の単位なのでここでは省略した。
- barは、JISでは流体の圧力を表わす場合に限り表2のカテゴリーに分類されている。
- EC閣僚理事会指令ではbar、barnおよび「血圧の単位」mmHgを表2のカテゴリーに入れている。

換算表

| 力 | N(=10 ⁶ dyn) | kgf | lbf |
|---|-------------------------|----------|----------|
| | 1 | 0.101972 | 0.224809 |
| | 9.80665 | 1 | 2.20462 |
| | 4.44822 | 0.453592 | 1 |

$$\text{粘度 } 1 \text{ Pa}\cdot\text{s} (\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2) = 10 \text{ P} (\text{ポアズ}) (\text{g}/(\text{cm}\cdot\text{s}))$$

$$\text{動粘度 } 1 \text{ m}^2/\text{s} = 10^4 \text{ St} (\text{ストークス}) (\text{cm}^2/\text{s})$$

| 圧 | MPa(=10 bar) | kgf/cm ² | atm | mmHg(Torr) | lbf/in ² (psi) |
|---|--------------------------|--------------------------|--------------------------|-----------------------|---------------------------|
| | 1 | 10.1972 | 9.86923 | 7.50062×10^3 | 145.038 |
| 力 | 0.0980665 | 1 | 0.967841 | 735.559 | 14.2233 |
| | 0.101325 | 1.03323 | 1 | 760 | 14.6959 |
| | 1.33322×10^{-4} | 1.35951×10^{-3} | 1.31579×10^{-3} | 1 | 1.93368×10^{-2} |
| | 6.89476×10^{-3} | 7.03070×10^{-2} | 6.80460×10^{-2} | 51.7149 | 1 |

| エネルギー・仕事・熱量 | J(=10 ⁷ erg) | kgf·m | kW·h | cal(計量法) | Btu | ft · lbf | eV | 1 cal = 4.18605 J (計量法) | |
|-------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|--------------------------|-------------------------|--|
| | | | | | | | | = 4.184 J (熱化学) | |
| | 1 | 0.101972 | 2.77778×10^{-7} | 0.238889 | 9.47813×10^{-4} | 0.737562 | 6.24150×10^{18} | | |
| | 9.80665 | 1 | 2.72407×10^{-6} | 2.34270 | 9.29487×10^{-3} | 7.23301 | 6.12082×10^{19} | = 4.1855 J (15 °C) | |
| | 3.6×10^6 | 3.67098×10^5 | 1 | 8.59999×10^5 | 3412.13 | 2.65522×10^6 | 2.24694×10^{25} | = 4.1868 J (国際蒸気表) | |
| | 4.18605 | 0.426858 | 1.16279×10^{-6} | 1 | 3.96759×10^{-3} | 3.08747 | 2.61272×10^{19} | 仕事率 1 PS (仏馬力) | |
| | 1055.06 | 107.586 | 2.93072×10^{-4} | 252.042 | 1 | 778.172 | 6.58515×10^{21} | = 75 kgf·m/s | |
| | 1.35582 | 0.138255 | 3.76616×10^{-7} | 0.323890 | 1.28506×10^{-3} | 1 | 8.46233×10^{18} | = 735.499 W | |
| | 1.60218×10^{-19} | 1.63377×10^{-20} | 4.45050×10^{-26} | 3.82743×10^{-20} | 1.51857×10^{-22} | 1.18171×10^{-19} | 1 | | |

| 放射能 | Bq | Ci | 吸収線量 | Gy | rad | 照射線量 | C/kg | R | 線量当量 | Sv | rem |
|-----|----------------------|---------------------------|------|------|-----|------|-----------------------|------|------|------|-----|
| | | | | | | | | | | | |
| | 1 | 2.70270×10^{-11} | | 1 | 100 | | 1 | 3876 | | 1 | 100 |
| | 3.7×10^{10} | 1 | | 0.01 | 1 | | 2.58×10^{-4} | 1 | | 0.01 | 1 |

(86年12月26日現在)

HTTR水素製造システム 実規模単一反応管試験装置の熱交換器の伝熱性能評価結果(受託研究)

R100
古紙配合率100%
白色度70%再生紙を使用して