

平成27年度戦略的基盤技術高度化支援事業

「小型自己熱再生熱循環システムに用いる蒸気圧縮機の開発」

研究開発成果等報告書

平成28年3月

委託者 関東経済産業局

委託先 株式会社リッチストーン

目次

第1章 研究開発の概要	1
1-1 研究開発の背景・研究目的及び目標	1
1-1-1 研究の背景	1
1-1-2 研究概要	1
1-1-3 研究目的	2
1-1-4 研究目標	2
1-2 研究体制	3
1-2-1 研究組織（全体）	3
1-2-2 管理体制	3
1-2-3 研究員及び管理員	3
1-2-4 指導・協力者及びその内容	4
1-2-5 研究実施場所	5
1-3 成果概要	5
課題① 両歯両持ち 3.7kW 級のオイルフリーECO Scroll 蒸気圧縮機の開発	5
課題② 自己熱再生熱循環システムの開発	6
課題③ 両歯両持ちオイルフリーECO Scroll 蒸気圧縮機の大型化	6
1-4 当該研究開発の連絡窓口	7
第2章 本論（研究開発の内容と成果）	8
2-1 課題① 両歯両持ち 3.7kW 級のオイルフリーECO Scroll 蒸気圧縮機の開発 （押しのけ量 2.5m ³ /min）	9
①-1 スクロールの諸元の設計と圧縮機の設計	9
①-2 蒸気圧縮機の部品製作・組立・調整および動作試験	9
①-3 蒸気圧縮機のラップ先端シール性能及び機械室と圧縮室のシール性能の確保	11
①-4 蒸気圧縮機の機械的特性評価と目標全断熱効率（65%以上）達成への評価試験	12
2-2 課題② 自己熱再生熱循環システムの開発	14
②-1 自己熱再生熱循環システムの構成部品の設計とシステム全体の設計	14
②-2 3.7kW 熱循環システムの構築と作動試験	15
②-3 自己熱再生の熱循環システムプロセスの選定と性能評価試験 目標省エネ率（80%）の達成	16
2-3 課題③ 両歯両持ちオイルフリーECO Scroll 蒸気圧縮機の大型化 （7.5kW:押しのけ量 5m ³ /min～15kW:押しのけ量 10m ³ /min）	20
③-1 7.5kW の蒸気圧縮機の設計	20
③-2 7.5kW の蒸気圧縮機の構成部品の加工・組立・試作	20
③-3 7.5kW の蒸気圧縮機の単体試験及び目標全断熱効率（65%以上）の達成	21
③-4 連結 15kW 蒸気圧縮機の設計と 15kW 単体圧縮機の設計検討	22
【専門用語等の解説】	24
参考文献	
第3章 全体総括	25
3-1 研究開発成果の総括	25
3-2 研究開発後の今後の課題・事業化	25

第1章 研究開発の概要

1-1 研究開発の背景・研究目的及び目標

1-1-1 研究の背景

ものづくり産業の製造過程の一つに蒸気系加熱プロセスがある。蒸気系加熱プロセスは、化石燃料を燃焼させてボイラーで水蒸気を作り、この低温の水蒸気で蒸留（酒造、海水の淡水化、化学薬品）や濃縮（産業廃液の濃縮、漢方薬の抽出液、化学・医薬品）、又は乾燥（衣類 粉末、紙、汚泥、バイオマス）を行うプロセスである。現状では、投入した燃焼熱エネルギーは、一部は回収されているが、ほとんどは、捨てられている。このため、中小企業の占める割合が多い川下製造業者はこれらの製造プロセスで膨大な熱エネルギーを消費し、製造コスト高になっている。川下製造業者が、膨大な熱エネルギーを必要とするボイラーの燃料を大幅に削減することができれば、その生産工程は改善され、革新的な低コストと省エネルギーになる。

本研究開発で取り上げた自己熱再生熱循環システム^{★1}は、東京大学生産技術研究所エネルギー工学連携センター所長の堤敦司教授が提案⁽¹⁾したものであり、ボイラーの燃料使用量 80%以上削減でき、ボイラーの設備規模も5分の1以下にできるものとして期待されている。本システムは革新的な省エネルギー、省スペース、省コスト、及びCO₂削減に有効である。この自己熱再生熱循環システムの主な構成は、ボイラー、加熱反応槽（蒸留・濃縮・乾燥）、熱交換器、及び蒸気圧縮機からなる。この中で、自己熱再生を可能にするコアの構成部が蒸気圧縮機である。しかし、現状では、比較的小型の分野の動力 3.7~15kW 級の高効率の蒸気圧縮機が市場に見当たらないために、中小規模の本システムの構築が実現されてない。

委託先は、これまで ECO Scroll^{®★2}（エコ・スクロール）式の代替フロン系の作動媒体用の膨張機⁽²⁾や圧縮機の開発を行ってきた。この中で培ってきた技術を生かし、新たに、独自の ECO Scroll[®]（エコ・スクロール）式蒸気圧縮機を発明することができた。委託先は、この蒸気圧縮機が自己熱再生熱循環システムを可能にするものと考えている。本研究開発では、ECO Scroll[®]蒸気圧縮機を研究開発し、小規模の自己熱再生熱循環システムに適用し、有効性を実証し、川下製造業の蒸気系加熱プロセスに対して革新的な省エネルギー化、低コスト化の実現を目指す。

1-1-2 研究概要

本研究開発では、自己熱再生熱循環システムの実現を目指して、独自に発案したECO Scroll[®]（エコ・スクロール）式の動力 3.7~15kW 級の高効率蒸気圧縮機の開発を行う。また、小規模の自己熱再生熱循環システムを構築して、開発した蒸気圧縮機を適用して性能評価試験を行い、省エネルギー化を実証する。

- ①両歯両持ち 3.7kW 級（押しのけ量 2.5m³/min）のオイルフリーECO Scroll[®] 蒸気圧縮機的设计・組立・調整して動作試験を行う。また、ラップ先端のシール性能及び機械室と圧縮室間のシール性能の確保を行い、更に、機械的特性評価と圧縮機性能評価試験を行って目標の圧縮性能を達成する。
- ②自己熱再生熱循環システムにおける各構成品の設計と製作と組立を行い、試作した 3.7kW 級の ECO Scroll[®] 蒸気圧縮機を連結して、システム全体を構築する。省エネルギー化の性能試験を実施して、革新的な省エネ率の目標 80%以上を実証する。
- ③両歯両持ちオイルフリーECO Scroll[®] 蒸気圧縮機の大型化（7.5kW:押しのけ量 5m³/min~15kW:押しのけ量 10m³/min）を検討する。7.5 kW 級の蒸気圧縮機を設計・製作して、性能試験を行う。更に、15 kW 級蒸気圧縮機的设计検討も行う。

1-1-3 研究目的

本研究開発の目的は、蒸留・濃縮・乾燥を行うプロセスにおいて、ボイラーの燃料使用量を80%以上削減でき、ボイラーの設備規模も1/5以下にできる省エネルギー方法である自己熱再生熱循環システムに適用可能な動力3.7~15kW級の高効率蒸気圧縮機を開発し、川下製造業者の課題である膨大な熱量を必要とするボイラーの化石燃料を大幅に削減できることが可能となる生産工程の改善、つまり、蒸気系加熱プロセスの低コスト化と省エネルギー化を可能とする生産技術を確立することである。

自己熱再生熱循環システムを実用化するために、最もキーとなる構成部品は、高効率の蒸気圧縮機である。本研究開発では、独自の技術で特許取得したECO Scroll®式による蒸気圧縮機を開発し、動力伝達能力の高い蒸気圧縮機を実現する。

①3.7kW級のECO Scroll®蒸気圧縮機を試作し、性能評価や調整・検討を行い、体積効率^{★3}と全断熱効率^{★4}の目標値を達成する。

②ECO Scroll®蒸気圧縮機に用いる自己熱再生熱循環システムを設計・試作・開発して、革新的な省エネルギー化のための検証試験を行い、その結果を基に実用化を目指す。

③一般的なスクロール式では達成されていない7.5~15kW級のECO Scroll®蒸気圧縮機の大型化を目指して、7.5kW級の蒸気圧縮機については設計と試作開発を行い、15kW級の蒸気圧縮機については、大型化の製作の可能性を見極める。

1-1-4 研究目標

本研究開発の研究課題と目標は次のようである。研究課題①、②、③について、それぞれ目標となるサブ課題を以下のように設定した。

課題①：両歯両持ち3.7kW級のオイルフリーECO Scroll®蒸気圧縮機の開発

サブ課題として①-1：スクロールの諸元の設計と圧縮機の設計を行い、①-2：蒸気圧縮機の部品製作・組立・調整および動作試験ができるようにする。更に、①-3：蒸気圧縮機のラップ先端シール性能及び機械室と圧縮室のシール性能の確保を行い、①-4：蒸気圧縮機の機械的特性評価と体積効率（90%以上）及び目標全断熱効率（65%以上）の達成を目指す。

課題②：自己熱再生熱循環システムの開発

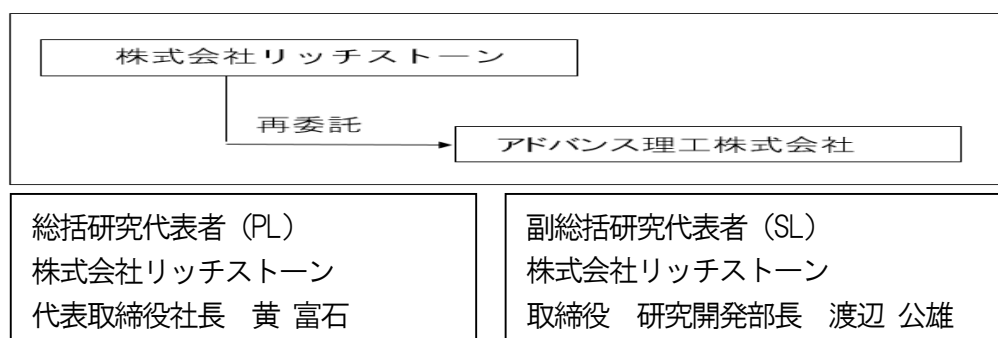
②-1：自己熱再生熱循環システムの構成部品の設計とシステム全体の設計を行う。②-2：3.7kW熱循環システムの構築と作動試験においては、設計を終えた熱循環システムの全ての構成部品を製作し、自己熱再生熱循環システムを構築して、システムの作動試験ができるようにする。②-3：自己熱再生の熱循環システムプロセスの選定と性能評価試験。目標省エネ率（80%以上）の達成において、プロセスを選定して、自己熱再生熱循環システムの性能実証試験を行い、目標の省エネ率80%以上を達成できることを実証する。

課題③：両歯両持ちオイルフリーECO Scroll®蒸気圧縮機の大型化

③-1：7.5kWの蒸気圧縮機の設計において、スクロールの諸元と仕様を決定して、スクロール部と各圧縮機の構成部品を設計する。③-2：7.5kWの蒸気圧縮機の構成部品の加工・組立・試作では、加工製作した構成部品を検査した後、組立・芯出し調整して動作確認する。③-3：7.5kWの蒸気圧縮機の単体試験及び目標全断熱効率（65%以上）の達成においては、圧縮機の単体試験装置に組み上げて、性能評価試験をできるようにする。空気での圧縮性能試験を行い、目標性能の達成を目指す。③-4：連結15kW蒸気圧縮機の設計と15kW単体圧縮機の設計検討においては、7.5kW蒸気圧縮機2台を連結した3Dモデリング図を作成し、その優位性を明らかにする。改良した15kW単体蒸気圧縮機の3Dモデリング設計を行い、大型化の製作の可能性を見極める。

1-2 研究体制

1-2-1 研究組織（全体）



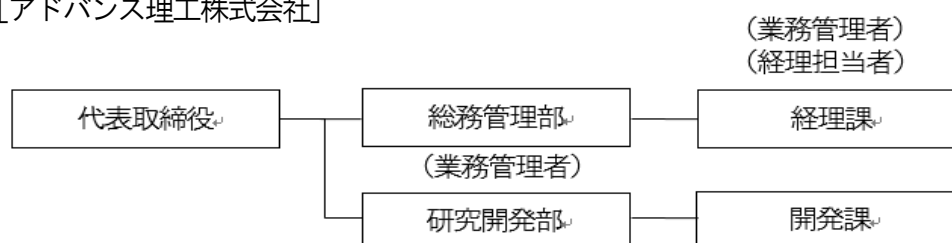
1-2-2 管理体制

① 事業管理機関

[株式会社リッチストーン]

② 再委託先

[アドバンス理工株式会社]



1-2-3 管理員及び研究員

【事業管理機関】株式会社リッチストーン

① 管理員

氏名	所属・役職	実施内容（番号）
黄 富石	代表取締役社長	④
渡辺 公雄	取締役 研究開発部長	④

② 研究員

氏名	所属・役職	実施内容（番号）
黄 富石（再）	代表取締役社長	① ② ③
渡辺 公雄（再）	取締役 研究開発部長	①-1 ②-2 ③-1,4
黄 光宣	研究開発部 研究員	①-1~3 ②-1~3 ③-1~4
黄 光復	研究開発部 研究員	①-1~3 ②-1~3 ③-1~4
藤本 健	研究開発部 研究員	①-1~3 ②-1~3 ③-1~3
石井 芳一	研究開発部 研究員	①-1~3 ②-1~3 ③-1~4

【再委託先】 アルバック理工株式会社

(研究員)

氏名	所属・役職	実施内容(番号)
遠藤 聡	研究開発部長	①-1,3 ②-2,3
笹原 康介	研究開発部	①-1,3 ②-2,3 ③-2~4

【経理担当者及び業務管理者の所属、氏名】

(事業管理機関) 株式会社リッチストーン

(経理担当者)	研究開発部	藤本 健
(業務管理者)	代表取締役社長	黄 富石
	取締役 研究開発部長	渡辺 公雄

(再委託先) アルバック理工株式会社

(経理担当者)	総務管理部 経理課長	嶋津 雅人
(業務管理者)	総務管理部 経理課長	嶋津 雅人
	研究開発部長	遠藤 聡

1-2-4 指導・協力者、及びその内容

【他からの指導・協力者】

(研究開発推進委員会 委員)

氏名	所属・役職	備考
黄 富石	株式会社リッチストーン 代表取締役社長	<input checked="" type="checkbox"/> PL
渡辺 公雄	株式会社リッチストーン 取締役 研究開発部長	<input checked="" type="checkbox"/> SL
黄 光復	株式会社リッチストーン 研究開発部 研究員	<input checked="" type="checkbox"/>
黄 光宣	株式会社リッチストーン 研究開発部 研究員	<input checked="" type="checkbox"/>
藤本 健	株式会社リッチストーン 研究開発部 研究員	<input checked="" type="checkbox"/>
石井 芳一	株式会社リッチストーン 研究開発部 研究員	<input checked="" type="checkbox"/>
遠藤 聡	アルバック理工株式会社 研究開発部長	<input checked="" type="checkbox"/>
笹原 康介	アルバック理工株式会社 研究開発部 研究員	<input checked="" type="checkbox"/>
堤 敦司	国立大学法人東京大学 生産技術研究所 エネルギー工学連携研究センター 特任教授	アドバイザー
遠藤 尚樹	独立行政法人産業技術総合研究所 エネルギー技術研究部門 熱・流体システムグループ 主任研究員	アドバイザー
壺岐 典彦	独立行政法人産業技術総合研究所 エネルギー技術研究部門 ターボマシングループ 主任研究員	アドバイザー
青木 修二	日東化成工業株式会社 顧問	アドバイザー

1-2-5 研究実施場所

① 事業管理機関

株式会社リッチストーン 本社（最寄り駅：総武本線 錦糸町駅）
〒130-0013 東京都墨田区錦糸 4-4-8 板橋第2ビル 2F

② 研究実施場所（主たる研究実施場所については、下線表記。）

株式会社リッチストーン（最寄り駅：横浜線 鴨居駅）
〒224-0053 神奈川県都筑区池辺町 4388 港北住倉ビル
アドバンス理工株式会社内横浜ラボ

アドバンス理工株式会社（最寄り駅：横浜線 鴨居駅）
〒224-0053 神奈川県都筑区池辺町 4388 港北住倉ビル

1-3 成果概要

以下に、本研究開発のすべての開発課題とサブ課題の実施内容と目標に対する成果の概要をまとめた。

課題① 両歯両持ち 3.7kW 級のオイルフリーECO Scroll® 蒸気圧縮機の開発

（押しのけ量 2.5m³/min）

①-1 スクロールの諸元の設計と圧縮機の設計

蒸気量 100 kg/h（押しのけ量 2.5 m³/min）の 3.7kW 級のスクロールの諸元の設計を行い、蒸気圧縮機の計画図を作成、重要構成品である固定スクロールと旋回スクロールの 3D モデリング設計をした。更に、3.7kW 蒸気圧縮機の全体の構成部品の 3D モデリング設計を行い、最終的には、3D モデリングから製作用の 2 次元設計図面を完成させた。

①-2 蒸気圧縮機の部品製作・組立・調整および動作試験

作成した 2 次元設計図面に基づいて、圧縮機の固定スクロールと旋回スクロールの加工を行った。スクロールの加工精度に関しては、スクロールラップの 3 次元測定の結果を基に、独自の評価解析計算法により、スクロールのうねり及びラップラップ間隙間の評価解析を行った。その結果、目標精度：スクロールのうねり ±10 μm 以内、及び、ラップ間隙間精度 50 μm ± 20 μm 以内に対して、スクロールの加工精度はうねり ±5 μm、ラップ間隙間精度 50 μm ± 10 μm であり、目標精度よりも精度の高い加工ができた。製作した構成部品の組立、芯出し調整等を行い、また圧縮機にオイル循環系を取付けるとともに駆動系の配線と接続を行い、基本動作試験を行った。

①-3 蒸気圧縮機のラップ先端シール性能及び機械室と圧縮室のシール性能の確保

蒸気圧縮機の前側固定・前側旋回スクロールのラップ先端の溝に固定 T 字型チップシールを入れて、後側固定・後側旋回スクロールには浮上型チップシールを入れてシール性能を高める非対称構造を考案した。前側固定スクロールに旋回スクロールが押し付けられるように圧力をかけて固定 T 字型チップでシールする。一方、後側固定スクロールとのラップ先端と鏡板との隙間には熱膨張等の変位に対して余裕を持たせて浮上型チップでシールした。機械室と圧縮室間をダブルシール構造の設計にすることにより、蒸気圧縮機の蒸気圧縮室と機械室との間のシール性能を確保するとともに、シール間にドレインを設けて蒸気と潤滑油の相互汚染防止の対策を行った。

①-4 蒸気圧縮機の機械的特性評価と目標全断熱効率（65%以上）達成への評価試験

蒸気圧縮機の旋回する構成部は大きな遠心力を受けるので、両持ちで軸受が対称の形となる構造

において回転軸の軸受を固定して機械的強度のシミュレーションを行った。旋回部の遠心力による応力と変位の計算により、もっとも変形した旋回スクロールの外周部では、最大の速回転速度 3000 rpm において、ラップの変位量は最大 $11\mu\text{m}$ であったが、目標許容変位量の $20\mu\text{m}$ 以内であるので強度的に十分確保できることを確認した。また、圧縮機の単体の性能試験ができるように性能評価試験装置を製作し、圧縮機を組込んで、計測信号をデータロガーに取込んでパソコンで記録表示できるシステムを構築して、圧縮機の体積効率と全断熱効率等の性能解析評価ができるようにした。固定・旋回スクロールの間の隙間をシムによる最適化及び機械室と圧縮室間のシールの隙間の最適調整をすることにより、最高値の体積効率 96.9%、全断熱効率 67.0% が得られ、目標値の体積効率 90% 以上、全断熱効率 65% 以上を達成できた。

課題② 自己熱再生熱循環システムの開発

②-1 自己熱再生熱循環システムの構成部品の設計とシステム全体の設計

自己熱再生熱循環システムの主な構成部品となるボイラー加熱器、自己熱再生器、気液分離器の設計を行うとともに自己熱再生熱循環システムの配管系の設計を行った。小規模化したシステムの全体の基本設計を基に、吸入・吐出蒸気流量 50kg/h 、加熱器加熱量 2 kW 、全断熱効率 65%、自己熱再生器効率 90% の条件でのシミュレーションから省エネ率が 88.1% となり、目標値の 80% を達成できる見込みを得た。自己熱再生熱循環システムの配管系の基本設計を基に、測定系統、測定制御系に関する構成部品の設計も行い、システム全体のモデリング設計が作成できた。

②-2 3.7kW 熱循環システムの構築と作動試験

設計した加熱器、自己熱再生器、気液分離器、液循環ポンプ等を製作して架台に組み込み、また、圧縮機を組込んで、配管系、測定系、制御系を取付けて、自己熱再生熱循環系を構築した。作動試験を重ねながら行ない、配管系統を繰り返し見直して改良、バージョンアップして最適なシステムを構築した。圧力計、温度計及び流量計等の測定系統とデータロガー、パソコンとの連動動作の確認をするとともにポンプ、インバータ等の電源・駆動・制御系統などの基本作動試験で、流量制御、回転速度制御、圧力制御等の動作確認ができた。

安全性を確保しながら初期の蒸気の生成、自己熱再生器を通しての蒸気の潜熱^{*5}交換、蒸気の乾き度を上げて、圧縮機により断熱圧縮した蒸気を自己熱再生器に入れる熱循環システムの作動試験を実施した。

②-3 自己熱再生の熱循環システムプロセスの選定と性能評価試験。

目標省エネ率 (80%) の達成。

自己熱再生の熱循環システムプロセスの蒸留工程と濃縮工程を試験して、原料水として精製水を用いた蒸気プロセスを選定して性能試験を行った。最適な熱バランス条件をとることにより、自己熱再生熱循環システムにおける省エネ率を評価した。蒸留工程の試験により、自己熱再生器内で潜熱及び顕熱^{*6}の熱交換が狙い通り行えるような熱バランスはプロセス原料水の流量と加熱温度、蒸気圧縮機の圧縮比、回転数等により変化することを明らかにした。

蒸気圧縮機の断熱圧縮の圧力を調整することで、自己熱再生の熱バランスの最適化を図ることができ、自己熱再生システムとして機能させて性能評価試験を行うことができた。実際の蒸留工程における自己熱再生熱循環システムの性能評価試験によって、省エネ率 85.4% が得られて目標値の省エネ率 80% 以上の達成を実証することができた。

課題③ 両歯両持ちオイルフリーECO Scroll® 蒸気圧縮機の大型化

(7.5kW:押しのけ量 $5\text{m}^3/\text{min}$ ~15kW:押しのけ量 $10\text{m}^3/\text{min}$)

③-1 7.5 kW の蒸気圧縮機の設計

3.7 kW 蒸気圧縮機の製作で培った技術を両歯両持ち 7.5kW 級のオイルフリーECO Scroll® 蒸気圧

縮機の大型化に適用したスクロール部の設計をした。まず、旋回スクロールの熱膨張を考慮したラップ間隙間設定を行い、スクロールの性能シミュレーションを実施し、全断熱効率目標値 65% 以上達成の評価ができた。また、蒸気量 200 kg/h のスクロール諸元の設定と計画図を作成して、前側・後側固定スクロール及び旋回スクロール、吐出口取付け部などの 2 次元製作図面を作成した。

③-2 7.5kW の蒸気圧縮機の構成部品の加工・組立・試作

2 次元製作図面に基づいて、前・後側固定スクロールおよび旋回スクロール、吐出口取付け部のスクロール部を加工し、設計図面の加工精度、公差の範囲内で作製することができた。スクロール部以外の構成品も製作して 7.5 kW 蒸気圧縮機を組み立てた。圧縮機のスクロール部の芯出し調整・シム調整をして異音や振動なく回転動作できるようにした。また、圧縮機にオイル循環系を取付けるとともに性能試験用測定系・駆動系の配線と接続を行い、基本動作を確認できた。

③-3 7.5kW の蒸気圧縮機の単体試験及び目標全断熱効率 (65%以上) の達成

性能評価試験装置を立ち上げて、7.5kW 蒸気圧縮機を組み込んで測定系・駆動系の配線接続を行い、データロガーとパソコンを接続連動させて性能評価システムを作り上げて、空気での圧縮性能試験を行った。性能試験を繰り返し実施して、固定スクロールと旋回スクロールの間の隙間をシムによる調整の最適化及び機械室と圧縮室間のシールの隙間調整による機械損失と圧縮蒸気及び潤滑油の漏れとの相反する関係から最適化を図ることにより、体積効率の及び全断熱効率の向上を図った。最高値として体積効率 93.5%、全断熱効率 61.1% が得られ、目標の体積効率 90% 以上を達成したが、全断熱効率の目標値については、ほぼ目標に近い値が得られたが、現状では 65% 以上の達成はしていない。その後のと圧縮機の吸込及び吐出部における蒸気の過不足圧縮の流体損失の低減及びシール部の低摩擦化等の機械損失の低減の対策により達成の見通しを得た。

③-4 連結 15kW 蒸気圧縮機の設計と 15kW 単体圧縮機の設計検討

2 台連結 15kW 蒸気圧縮機の設計では、1 つの駆動モータを用いて、同軸で 2 つの圧縮機を回転させる方式の連結 3D モデリング図を作成した。その結果、連結型 15kW 蒸気圧縮機の特長としては、スクロールが小型ですむので、製作が容易であることと配列を工夫することにより、設置場所や吐出量の拡張が柔軟となることがわかった。

一方、15kW 単体蒸気圧縮機の設計検討では、スクロール諸元仕様と諸元を決定して、旋回と固定スクロールを設計し、回転軸受と旋回軸受の寿命計算により軸受を選定して計画図を作成することができた。また、遠心力による応力変形量はスクロールラップの先端で最大約 78 μ m の径方向の変位と計算されたが、旋回スクロールと固定スクロールのラップの隙間を 100 μ m の設計においては、非接触で回転させることができる結果が得られた。更に、これまでの蒸気圧縮機の試作の改良点を取り入れた 3 次元モデリングを進め、圧縮室と機械室との間のシール部の改良及び低摩擦化のための DLC コートした 2 重シール構造を設計した。更に、圧縮機の吸込及び吐出部における蒸気の過不足圧縮の流体損失の低減のための改良設計ができた。これより、全断熱効率を向上させる見通しが得られた。本設計により実現可能な 15kW 蒸気圧縮機が製作できることを示した。

1-4 当該研究開発の連絡窓口

株式会社リッチストーン 本社（最寄り駅：総武本線 錦糸町駅）
〒130-0013 東京都墨田区錦糸 4-4-8 板橋第 2 ビル 2F
担当者： 代表取締役 黄富石
電話： 045-322-2600
FAX： 045-322-2601
E-mail： richstone@richstone.co.jp

第2章 本論（研究開発の内容と成果）

本章では、小型自己熱再生熱循環システムに用いる蒸気圧縮機の開発の経緯と従来技術との比較および蒸気圧縮機の特徴を概説した後、開発課題毎に研究内容および成果を述べることにする。

現状では、小型自己熱再生熱循環システムに用いる動力 3.7~15kW 規模の高効率蒸気圧縮機が市場では見当たらない。そのために、150℃未満の低温蒸気を用いた乾燥や蒸発・濃縮を行う工程では小型自己熱再生熱循環システムの活用ができていない。そこで、本研究開発では、動力伝達の方法を独自に発明した ECO Scroll®（エコ・スクロール）式蒸気圧縮機を使い、自己熱再生熱循環システムを実現することにした。この新しい動力伝達機構を特徴とする圧縮機は先人の開発例もアイデアもなかったため、一度の拒絶通知も受けることなく特許に登録された圧縮機である。

スクロールの大型化には、遠心力による旋回転の機械的強度に耐えて軸動力を旋回運動に変換し、旋回スクロールに伝達しうる構造として、図2-1に示すようなスクロールが片持ちではなく、図2-2に示す両持ちにする必要がある。それに伴い、軸受が対称の形となる。

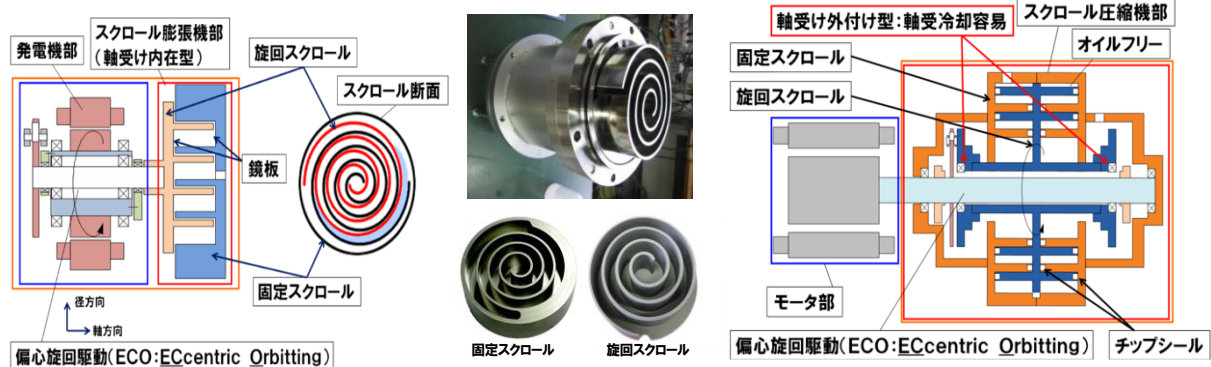


図 2-1 冷媒用 ECO Scroll® 膨張機発電機
(片持ち 特許第 5035570 号)

図 2-2 本研究開発の ECO Scroll® 蒸気圧縮機
(両持ち 特許第 5109042 号)

本研究開発の ECO Scroll® 圧縮機は、図 2-2 に示したように軸受が旋回スクロールの圧縮室外に配置される。この特許構造は軸受が旋回スクロールの外にあるため、軸受の冷却も容易に行いながら軸動力を旋回運動に変換して旋回スクロールに伝達しうる。よって、100℃の飽和蒸気^{☆7}を断熱圧縮して 130℃まで温度を上げて軸受の温度上昇が抑えられる。ECO Scroll® 蒸気圧縮機の特徴は、表 2-1 のようになる。

表 2-1 ECO Scroll® 式蒸気圧縮機の特徴

分類	本研究開発の蒸気圧縮機 特許第 5109042 号	タービン圧縮機 スクリュー圧縮機 他のスクロール機械
動力 30kW 以下の圧縮方式	スクロール ◎	スクリュー × タービン ×
スクロールの高速化	ECO Scroll ◎	クランク Scroll ×
スクロール機械の大型化	両持ち軸受 ◎	片持ち軸受 ×
スクロール機械の耐熱性	スクロール圧縮室外 軸受 ◎	スクロール圧縮室内 軸受 ×

動力 30 kW 以下の規模ではスクリューやタービン式蒸気圧縮機は効率面で不利なために市場に

は見当たらず、スクロール式蒸気圧縮機は規模にかかわらず、市場にはないが、一般の空気のスクロール圧縮機は最大でも 5 kW 未満である。

本研究開発では、①この独自の両歯両持ち 3.7kW 級のオイルフリー-ECO Scroll 蒸気圧縮機を試作開発した。試作した蒸気圧縮機を用いて、②自己熱再生熱循環システムを構築して革新的な省エネ率 80%以上を達成できることを実証した。更に、③ECO Scroll 蒸気圧縮機の大型化を見極めるために 7.5 kW 蒸気圧縮機の試作及び 15 kW 蒸気圧縮機的设计検討を行った。以下に課題毎に実施した研究開発内容と成果を述べる。

2-1 課題① 両歯両持ち 3.7 kW 級オイルフリー-ECO Scroll® 蒸気圧縮機の開発

本課題①では、両歯両持ち 3.7 kW 級 (押しのけ量 2.5m³/min)のオイルフリー-ECO Scroll® 蒸気圧縮機の開発を行うため、まず、サブ課題の①-1：スクロールの諸元の設計と圧縮機的设计を行った。その設計を基に、①-2：蒸気圧縮機の部品製作・組立・調整および動作試験をした。また、①-3：蒸気圧縮機のラップ先端シール性能及び機械室と圧縮室のシール性能の確保を行った。更に①-4：蒸気圧縮機の機械的特性評価と目標全断熱効率 (65%以上) の達成への評価試験を実施した。以下にサブ課題ごとに研究開発実施内容と成果を述べる。

①-1 スクロールの諸元の設計と圧縮機的设计

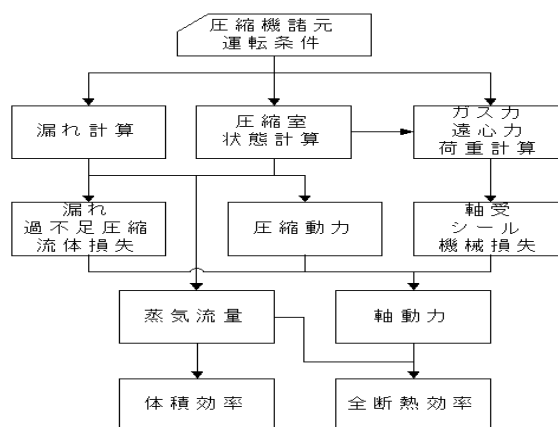
(1) 3.7kW 級スクロール蒸気圧縮機的全断熱効率の目標値 65%以上達成の可能性を評価するために、表 2-2 に示した圧縮機的设计仕様を基に、性能シミュレーションにより、到達可能な全断熱効率を理論的に算出した。表 2-3 に蒸気圧縮機の性能シミュレーションを示す。圧縮機のスクロール諸元と運転条件により、蒸気の漏れ計算、圧縮室状態計算、ガス力・遠心力の荷重計算などにより、流体損失、圧縮動力、機械損失を基に軸動力を求めた結果、目標とした全断熱効率 65%以上が得られることを予測した。

(2) 蒸気量 100 kg/h の 3.7kW 級のスクロールの諸元的设计を行い、すでに図 2-2 で示した蒸気圧縮機的设计図を作成して、重要構成品であるスクロール部の 3DCAD モデリング設計を進め、更に、3.7kW 蒸気圧縮機全体の構成部品の 3DCAD モデリングを行い、最終的には、3D モデリングから製作用の 2 次元設計図面を完成させた。

表 2-2 蒸気圧縮機的设计仕様

仕様項目	設計仕様
吸込みガス	H ₂ O (乾き水蒸気)
吸込み風量	2500 L/min = 150 m ³ /h =100kg/h
吸入圧力	0.1 MPa
吸入温度	99.3 °C
吐出圧力	0.17 MPa
吐出温度	150 °C
材質	アルミ合金、SUS
電動機	3phase-2P、200 V、50 Hz
寸法	510×810×648 mm
重量	約193 kg (圧縮機のみ約60 kg)

表 2-3 蒸気圧縮機の性能シミュレーション



①-2 蒸気圧縮機の部品製作・組立・調整および動作試験

(1) 設計した 2 次元製作図面に基いて、圧縮機の部品製作を行った。まず、主要構成部品である固定スクロールと旋回スクロールの製作の技術ノウハウを基に高精度の加工法を検討して、回転

軸と偏心軸を一体化する加工の困難性を克服した加工法を見出した。図 2-3 に 3.7 kW 級蒸気圧縮機の固定及び旋回スクロールの製作の結果を示す。スクロール部は、両歯旋回スクロールを前側固定スクロールと後側固定スクロールで挟み込む構造である。

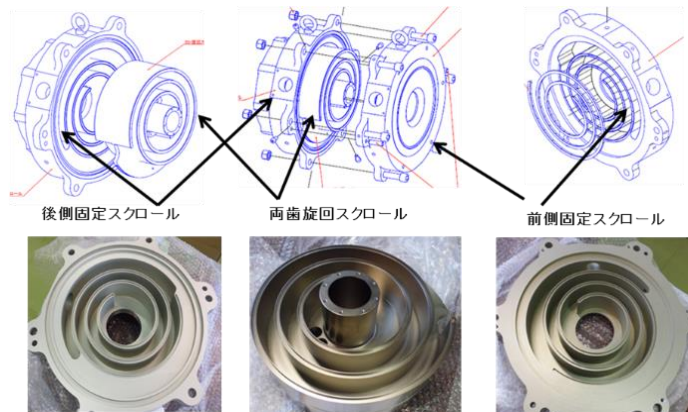


図 2-3 3.7 kW 級蒸気圧縮機の固定及び旋回スクロールの製作

(2) スクロールの加工精度に関しては、スクロールラップの 3次元測定の結果を基に、独自の評価解析計算法により、スクロールラップのうねり及び固定・旋回スクロールのラップ間の隙間の評価解析を行った。スクロール圧縮機ではスクロールラップの加工精度は性能と信頼性を左右する最も重要な因子である。ラップ間隙間が大きいと圧縮室の内部漏れが多くなり、流量が低下して体積効率が低下する。また、無駄な圧縮動力が発生して消費動力が増加し、全断熱効率が低下する。一方、ラップ間隙間をあまり小さくしておく、これらの変形によりラップ同士が接触してかじりが発生するなどの恐れがあり、信頼性が低下する。ラップ間隙間は性能と信頼性を両立する最適な値にしなければならない。平均的なラップ寸法精度もさることながら、うねりが少ないことも重要である。うねりが大きい場合、信頼性確保のために最小隙間を設定すると部分的に隙間の大きい部分ができるので、性能が低下するからである。

寸法測定は 3次元寸法測定装置を用いて行った。図 2-4 に固定・旋回スクロールのうねりの加工精度及びラップ間の隙間精度の評価解析を示す。その結果、目標精度：スクロールのうねり $\pm 10 \mu\text{m}$ 以内、及び、ラップ間隙間精度 $50 \mu\text{m} \pm 20 \mu\text{m}$ 以内に対して、スクロールの加工精度はうねり $\pm 5 \mu\text{m}$ 、ラップ間隙間精度 $50 \mu\text{m} \pm 10 \mu\text{m}$ であり、目標精度よりも精度の高い加工ができ、動作に問題ないことを確認した。

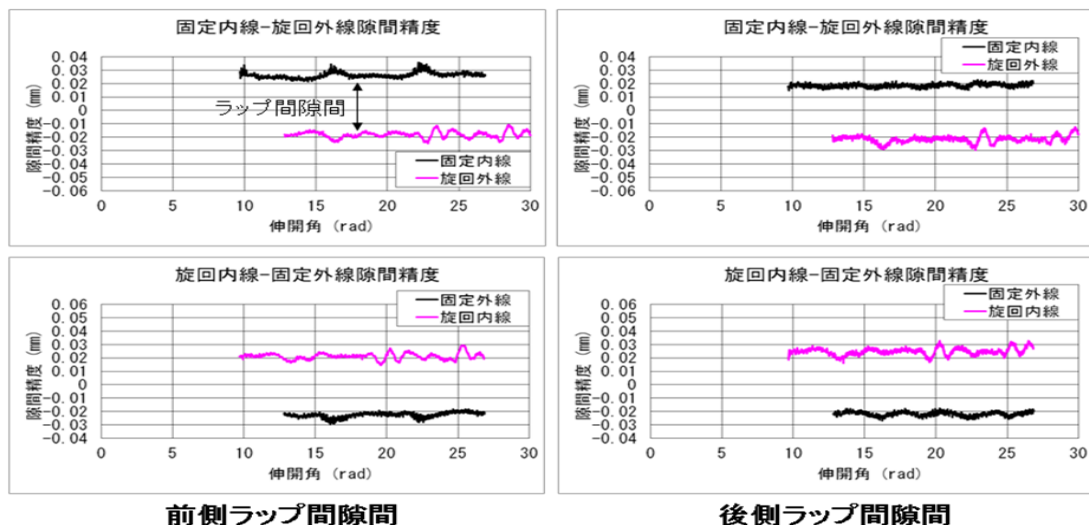


図 2-4 固定・旋回スクロールのうねりの加工精度及びラップ間の隙間精度の評価解析

(3) 図 2-5 に蒸気圧縮機のスクロール部の組立(左)と芯出し調整(中央)と装置の組立(右)の様子を示す。圧縮機のスクロール部の組立は、固定・旋回スクロールのラップ先端にチップシールを取付けて組込んだ。スクロールの芯出し調整は、低速で旋回スクロールと回転軸を回転させながら、後側フタを動いている状態で、ネジ締めを行い、次に後側固定スクロール及び前側固定スクロールをネジ締めした。これにより、旋回スクロールは最適な位置におさまる。最後に前側フタをネジ締めして完了した。蒸気圧縮機のスクロール部の芯出し調整を終えた後は、芯出し用駆動モータを取外して、5.5kWの駆動モータとトルクメータの取付けを行った。蒸気圧縮機の回転軸と駆動モータの回転軸との芯出し調整は、駆動モータ台座に取りつける駆動モータの高さと水平方向の位置調整をして合わせ、その間にカップリング治具とトルクメータを介して取りつけて蒸気圧縮機と連結した。最後に圧縮機周辺へのインバータ取付け台、インバータ、オイルフィルタ、オイルクーラー等の構成品の取付けを行い、圧縮機の機械室へのオイル循環システムの構築をした。オイル循環システムは圧縮室の機械室の軸受のオイル潤滑と冷却の機能を持たせるものであり、オイルクーラーは機械室の軸受を冷却した後の温まった潤滑オイルを冷却するためである。

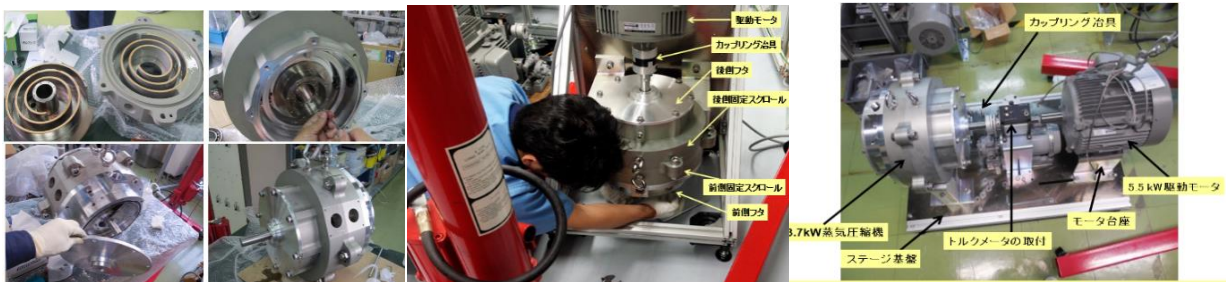


図 2-5 蒸気圧縮機のスクロール部の組立(左)と芯出し調整(中央)と装置の組立(右)の様子

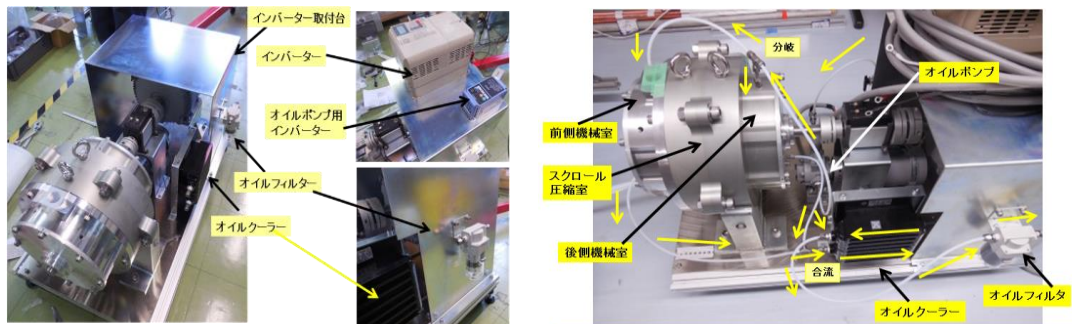


図 2-6 圧縮機周辺のインバータ取付けとオイル循環系の構築の様子

①-3 蒸気圧縮機のラップ先端シール性能及び機械室と圧縮室のシール性能の確保

(1) スクロールラップ先端のシール性能を向上させるために、固定T字型シールと浮上型シールの非対称構造を考案した。図 2-7 にスクロールのチップシール部の断面モデリング図を示す。

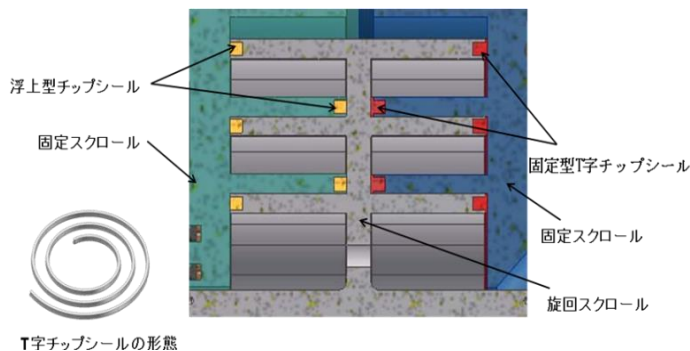


図 2-7 スクロールのチップシール部の断面モデリング図

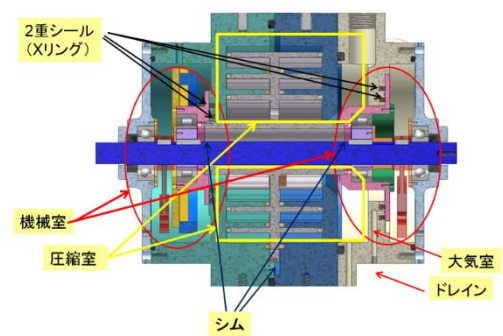


図 2-8 圧縮機の断面モデリング図

旋回スクロールは両固定スクロール内で回転軸方向にスライドできて、背圧で固定 T 字型チップシール側へ押し付けて、浮上型チップシールで余裕のある隙間をシールする構造である。蒸気圧縮機の固定スクロールと旋回スクロールのラップ先端の溝に、チップシールを入れて、金属同士の接触を避けて、潤滑性よく摺動摩擦を減少させた。

(2) 圧縮機の圧縮室と機械室とのシール性能の向上のために 2 重シール構造とした。図 2-8 に圧縮機の断面モデリング図を示す。軸受の潤滑油供給と冷却の機能を持つ機械室と圧縮室間のシールは 2 重シール間の大気圧室付のダブルシール構造とした。機械室と圧縮室の 2 重シール間の大気圧室から外へのドレインを設け、圧縮蒸気と潤滑油との相互汚染防止の対策を行った。

①-4 蒸気圧縮機の機械的特性評価と目標全断熱効率 (65%以上) 達成への評価試験

(1) 蒸気圧縮機の旋回する構成部は最大 3000rpm の高速回転より大きな遠心力を受けるので、蒸気圧縮機の旋回部及び回転軸等の機械的特性を向上させる設計を行い、両持ちで軸受が対称の形となる構造にした。すでに本章の冒頭で述べたように、図 2-1 に示したスクロールが片持ちではなく、図 2-2 に示した応力を受けにくい両持ち構造とした。

(2) 旋回部の遠心力による応力と変位の計算により、機械的強度のシミュレーションを行った。図 2-9 に回転速度 3000 rpm における蒸気圧縮機の旋回部の強度計算結果を示す。もっとも変形しやすい旋回スクロールの外周部で、ラップ先端の変位量は最大 $11\mu\text{m}$ であった。これは、スクロールラップ間の隙間の設計 $50\mu\text{m}$ に対して、遠心力により許容するスクロールラップ間の隙間、すなわち、目標許容変位量 $20\mu\text{m}$ の範囲内であり、強度的に十分確保できることを確認した。

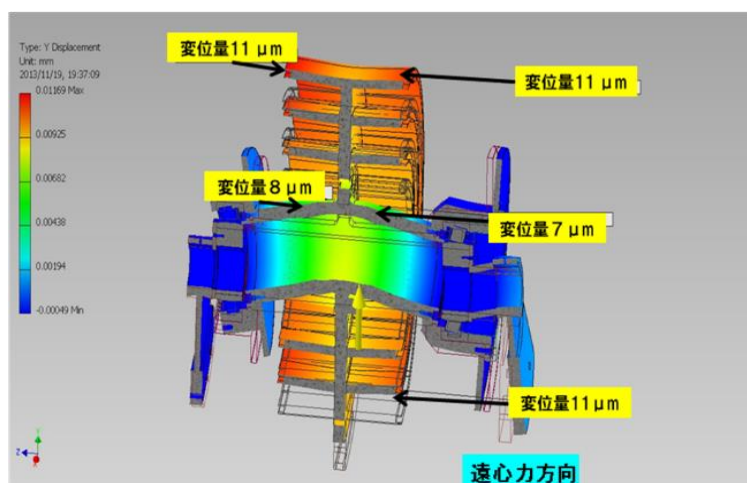


図 2-9 回転速度 3000 rpm における蒸気圧縮機の旋回部の強度計算結果

(3) 3.7 kW 蒸気圧縮機の単体の性能試験ができるように試験装置を製作した。図 2-10 に製作した圧縮機の性能評価試験装置を示す。圧縮機を組込んで、圧縮機の吐出口以降をオイルミストトラップ、空気チャンバ、圧力調整バルブおよび流量計等を取付けて配管接続した。また、図 2-11 に示すように圧縮機の動作試験の計測系及制御系を構築した。温度、圧力、流量、回転速度、駆動動力などの計測信号をデータロガーに取り込んでパソコンで記録表示できる試験システムを製作した。圧縮機の動力モータはインバータにより、周波数を変えて、回転速度を制御して、インバータの電流と電圧を計測した。駆動トルク計により駆動動力を計測し、回転速度は、回転速度計で計測した。圧力計センサーと温度センサーを所定の場所に設置して、圧縮機の吸込圧力と吐出圧力、及び吸込温度と吐出温度を計測した。空気の吐出流量は圧力調整バルブの後の位置に流量計を取り付けて計測した。また、これらの計測信号を全てデータロガーにとり込んで、パソコンで制御した。回転速度及び圧力調整バルブの開閉度合いにより吐出圧力を変えて、流量と駆動動力を測定した。

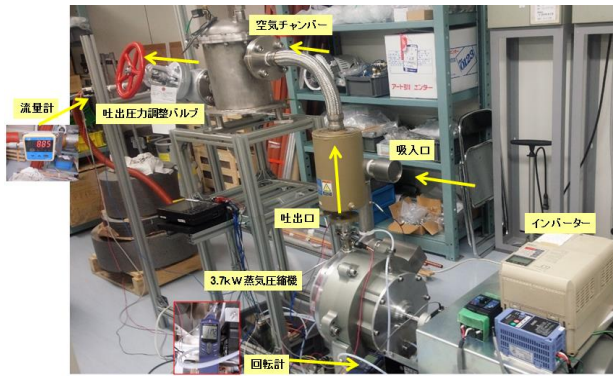


図 2-10 圧縮機の性能評価試験装置の製作

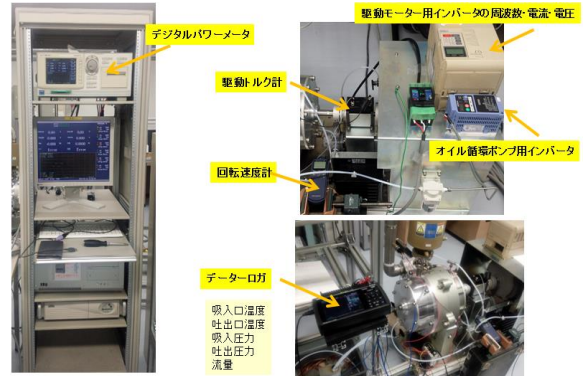


図 2-11 性能評価試験装置の計測系の構築

(4) 吐出圧力を調整 (0.04~0.17MPa) して、回転速度を 600rpm から最大 3000rpm まで上げて、その流量と機械音と振動を調べながら行った。図 2-12 に 3.7kW 蒸気圧縮機の回転速度と吐出流量の関係を示す。回転速度が最大 3000 rpm まで、異常音も振動もなく、吐出流量は回転速度に対してほぼ比例して増加していることから、設計通りにスクロール部と旋回部が加工できていることを確認できた。また、図 2-13 にモータを駆動するインバータの電圧と回転速度との関係を示す。インバータの電圧は回転速度に比例していることから、この回転速度範囲では、特に異常な電圧及び電流の変動、異常な負荷等は見られなかったことから正常な回転していることが確認できた。

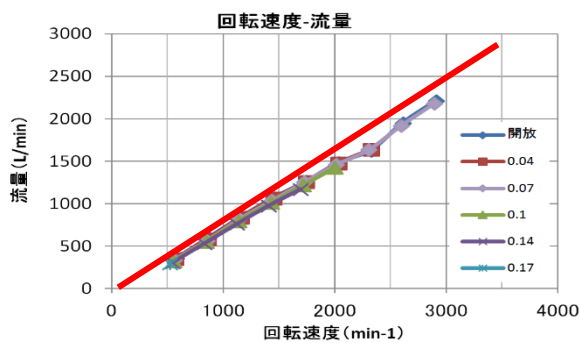


図 2-12 圧縮機の回転速度と吐出流量の関係

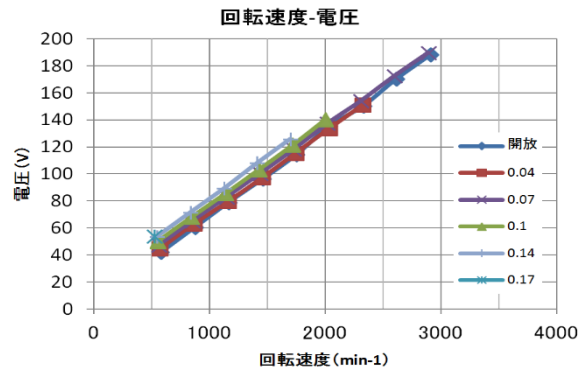


図 2-13 インバータの電圧と回転速度

(5) 圧縮機の体積効率と全断熱効率等の性能評価を解析した。図 2-14 と図 2-15 にそれぞれシムの調整による体積効率と全断熱効率の向上を図った結果を示す。図中の横軸は、1：初期の組立調整した時の圧縮機の性能評価の結果、2：スクロール間の隙間のシム調整による最適化した時の性能評価の結果、3：機械室と圧縮室に間の 2 重シール部の隙間のシム調整による最適化した時の性能評価の結果成果を表す。固定・旋回スクロールの間隙をシムによる最適化及び機械室と圧縮室間のシールの隙間の最適調整をすることにより、最高値の体積効率 96.9%、全断熱効率 67.0%が得られ、目標値の体積効率 90%以上、全断熱効率 65%以上を達成できた。

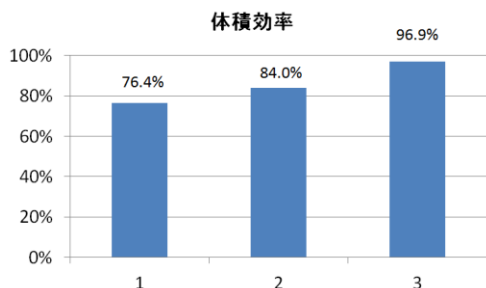


図 2-14 シム調整による体積効率の向上

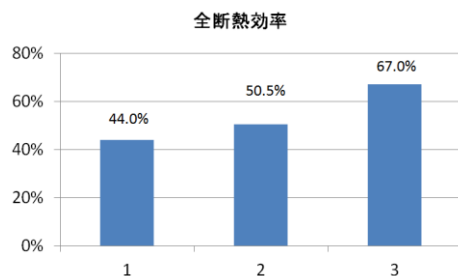


図 2-15 シム調整による全断熱効率の向上

2-2 課題② 自己熱再生熱循環システムの開発

本研究開発の蒸気圧縮機を適用する自己熱再生熱循環システムについて原理の概説をしておく。図 2-16 に小型自己熱再生熱循環システムの原理の概念図を示す。図中の左図はボイラーにより蒸気を作り、反応器で濃縮、乾燥等のプロセスを経た蒸気は冷却水で温水にして廃棄する。したがって、ボイラーで作った蒸気の熱エネルギーは消費エネルギーとして使われた後、その熱量は捨てられる。次に、図中の中央図は反応器で濃縮、乾燥等のプロセスを経た蒸気を熱交換器により熱回収して供給水を予熱して温める。供給水を予熱した分は省エネルギー量となるので、ボイラー負荷を削減できる。しかし、その省エネ率は 10% 未満である。

右図は自己熱再生の場合を示す。反応器から出てきた廃蒸気を蒸気圧縮機により断熱圧縮して蒸気の温度を上げて自己熱再生器に入れると供給水は自己熱再生器に入って出てくる間に、熱交換されて蒸気になる。圧縮機により蒸気の温度を上げることで温度差が生じて、蒸気の顕熱交換および潜熱交換が行われる。更に液の顕熱交換も行われるので、最後の廃棄する温水と供給水の温度差分だけがエネルギー消費量になる。ただし、初期には、ボイラーであらかじめ作った蒸気を自己熱再生器に入れる必要がある。自己熱再生システムの特徴は、圧縮機により蒸気の温度を 10 から 20°C 程度上げて、温度差を作ることにより、蒸気の顕熱と潜熱ともに自己熱再生器で熱交換できるとともに、蒸気が液体になった後も顕熱の熱交換が行われることである。理論的には、90% 以上で省エネルギー率となり、ほとんどボイラーによる加熱は限りなくゼロに近づく。従って、実用的には、システムの全体の放熱や圧縮効率などを考慮すれば、省エネルギー率は実用上 80% 以上の革新的省エネルギー化が期待されている。

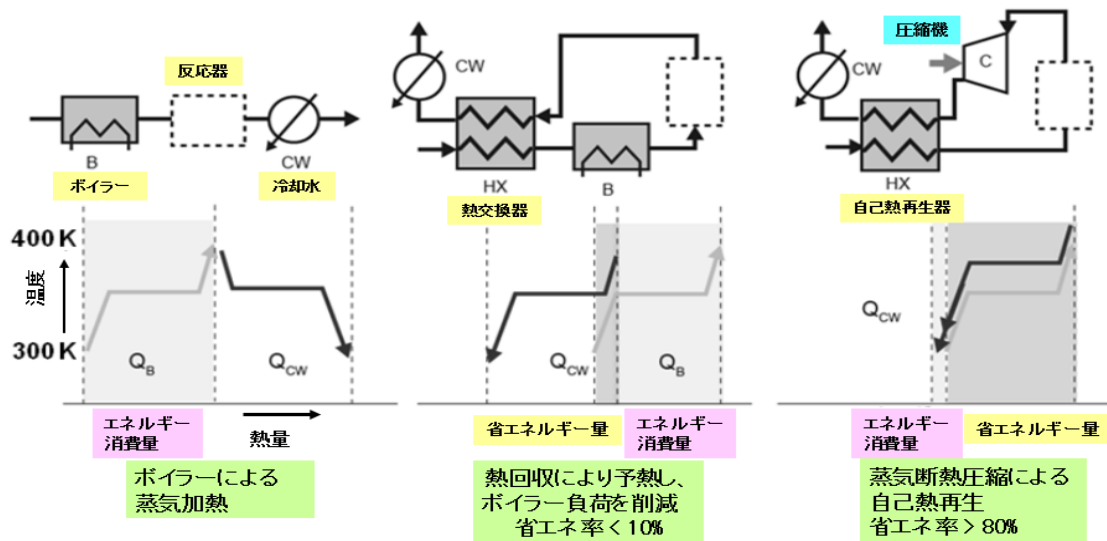


図 2-16 小型自己熱再生熱循環システムの概念図⁽¹⁾

課題②自己熱再生熱循環システムの開発を行うために、サブ課題として、②-1：自己熱再生熱循環システムの構成部品の設計とシステム全体の設計を行った。その設計を基に、②-2：3.7 kW 熱循環システムの構築と作動試験を実施した。更に、②-3：自己熱再生の熱循環システムプロセスの選定と性能評価試験を行い、目標省エネ率（80%）の達成を実証した。以下に、各サブ課題の実施内容と成果を述べる。

②-1 自己熱再生熱循環システムの構成部品の設計とシステム全体の設計

自己熱再生熱循環システムの主な構成部品として、ボイラーに相当する加熱器、自己熱再生器、気液分離器、蒸気圧縮機などからなる。各構成品の設計を行い、3D CAD モデリングを作成した。

図 2-17 に自己熱再生熱循環システムの 3D CAD モデリング図を示す。何度か改良してきた最終の設計である。設計した自己熱再生熱循環システムは小規模化して、吸入・吐出蒸気流量 50kg/h のシステムである。加熱器加熱量 2 kW、全断熱効率 65%、自己熱再生器効率 90% の条件でのシミュレーションから省エネ率が 88.1% となり、目標値の 80% を達成できる見込みを得た。

自己熱再生熱循環システムの基本設計を基に主要構成部品の配管系統、測定系統、測定制御系に関する構成部品の設計も行い、システム全体のモデリング設計を終えた。

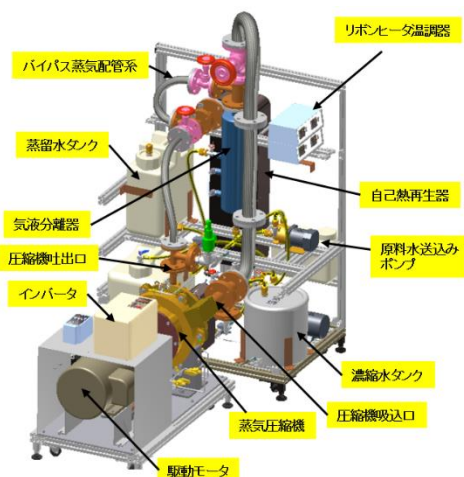


図 2-17 自己熱再生熱循環システムの 3DCAD モデリング図

②-2 3.7 kW 熱循環システムの構築と作動試験

(1) 3.7 kW 自己熱再生熱循環システムの設計を基に、主要構成品の加熱器、自己熱再生器、気液分離器、液循環ポンプ等を製作して架台に組み込み、また、配管系、測定系、制御系を取付けて、自己熱再生熱循環系を構築した。図 2-18 に自己熱再生システムの全体のモデリング図を示す。自己熱再生熱循環システムは自己熱再生熱循環部と蒸気圧縮機部と制御・測定系ラック及び電気ボイラー部からなる。実際に構築した自己熱再生熱循環システムの写真を図 2-19 に示した。

(2) 圧力計、温度計及び流量計等の測定系統とデータロガー、パソコンとを接続して、作動試験を行った。液ポンプ、インバータ等の電源・駆動・制御系統などの基本作動試験で、流量制御、回転速度制御、圧力制御等の動作確認ができた。また、安全性を確保しながら初期の蒸気の生成、自己熱再生器を通しての蒸気の潜熱交換、蒸気の湯き度を上げて、圧縮機により断熱圧縮した蒸気を自己熱再生器に入れる熱循環システムの作動試験を繰り返し行って、安全で最適な作動試験の立上と運転手順を確立した。

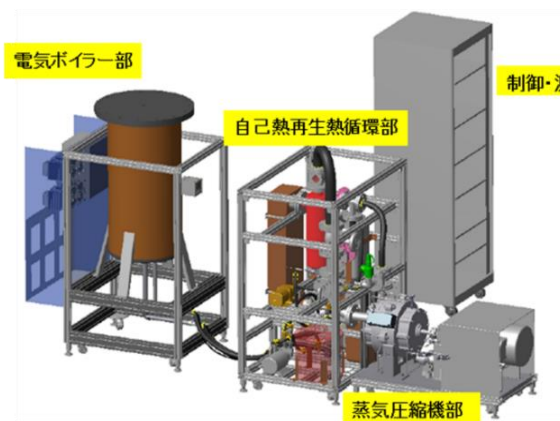


図 2-18 自己熱再生システムのモデリング図

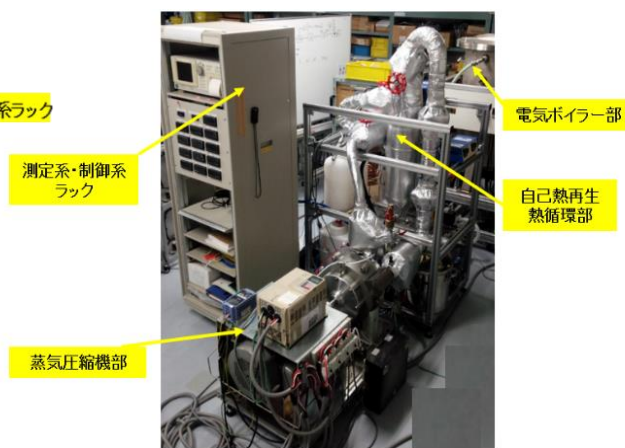


図 2-19 構築した自己熱再生システム

(3) 図 2-20 に自己熱再生熱循環システムのフロー図を示す。このフロー図は自己熱再生熱循環システムが初期の立上げから定常的に稼働している状態へと移行する場合を示す。自己熱再生器液出口側では一部蒸気と熱水の 2 相で出る場合がある。それは初期の立上げ段階では、自己熱再生液入口側が熱水でなく蒸気の場合には、起こり得るので、銅製のコイル状チューブの空冷式熱交換器を設置して蒸気を熱水にして蒸留タンクに溜めるようにしたフロー図である。

基本的な作動試験を行った結果、①100℃以上の蒸気を加熱生成できた。②自己熱再生器内で100℃以上の蒸気の熱交換ができた。③圧縮機により蒸気圧力を 0.03～0.1MPa まで制御できた。④断熱圧縮して 10℃以上の温度差が取れることが確認できた。⑤流量が 0.1 から 0.8L/min 範囲で ±0.01L/min の精度で安定に制御できた。⑥乾き度 100%のスーパーヒートが取れた。⑦蒸気と熱水の循環系で漏れがないこと確認した。

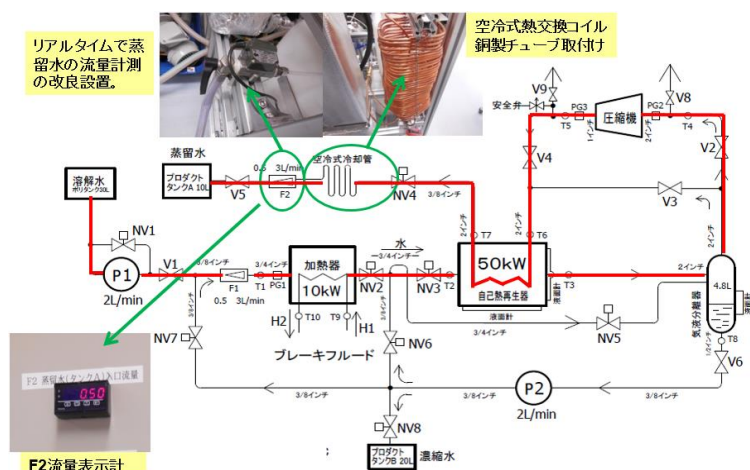


図 2-20 自己熱再生熱循環システムのフロー図

②-3 自己熱再生の熱循環システムプロセスの選定と性能評価試験 目標省エネ率 (80%) の達成

(1) プロセスを選定して、性能評価試験を行うこととしたが、その前に自己熱再生熱循環システムの評価試験の実験手順は、熱バランスの最適化及び安全性確保を含めて重要であり、図 2-21 に示した。まず、図中の左上図に示すように、赤線で示した経路は立上げ初期の状態、自己熱再生器内を除いてすべて蒸気の状態にする。右上図はその間に圧縮機を大気中で動作させてアイドリング状態にしておく。次に右下図に示すようにバルブ V8 を閉めて空気を排気してからバルブ V2 を

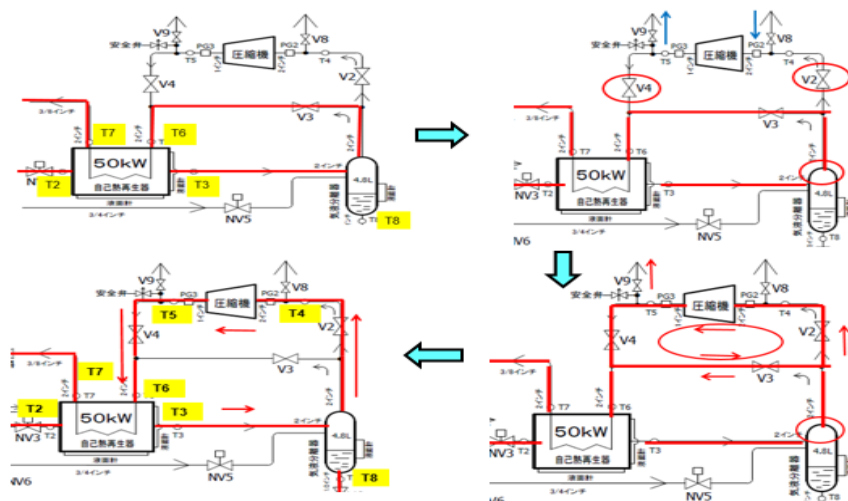


図 2-21 自己熱再生熱循環システムの評価試験の実験手順

徐々に開けて蒸気を導入してからバルブV9を閉めると同時にバルブV4を開ける。その後は、バルブV3を徐々に開いて、左下図のような経路の状態にある。その間は、表示器の各温度と圧力及び自己熱再生器の液面レベルを見ながら圧力を調整して熱バランスをとる。以上の手順で実験を行った。

(2) 自己熱再生熱循環システムの評価試験の実験例を述べる。前項(1)に記載した実験手順で行った。蒸留プロセスを選定して、実験条件として原料水は精製水を用いて流量を調整して0.34L/minとして、蒸気圧縮機回転速度は727rpmで一定とした。実験手順に従って行い、定常状態の146分経過した後の一部をデータロガーから取り出してグラフ化した。図2-22に蒸気圧縮機の断熱圧縮による吸入口温度T4と吐出口温度T5の関係を示す。圧縮機の吸入口温度T4は経過時間とともに0.5°Cだけ徐々に上がる傾向が見られた。一方、吐出口温度T5は125.3°Cから122.5°Cまで緩やかに下げる傾向で2.8°Cほど下がった。断熱圧縮により109.5°Cから125.3°Cへと15.8°C上昇した。また約3分経過後は、110.4°Cから122.5°Cへと12.1°C上昇した。吐出圧力PG3(ゲージ圧)が0.11MPaの時の吐出温度T5は125.3°Cであり、吐出圧力PG3が0.09MPaの時の吐出温度T5は122.5°Cであり、PG3が高いほどT5が高い傾向が見られた。

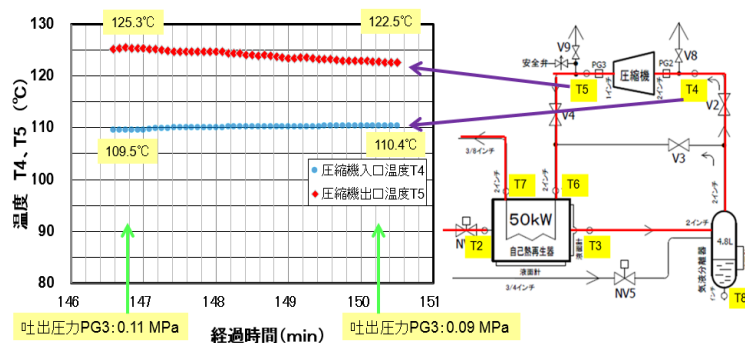


図 2-22 蒸気圧縮機の断熱圧縮による吸入口温度 T4 と吐出口温度 T5 の関係

(3) 自己熱再生器蒸気出口温度 T3 と自己熱再生器蒸気入口温度 T6 との関係を図 2-23 に示す。圧縮機による断熱圧縮により温度上昇した蒸気は自己熱再生器蒸気入口に入り、原料水との熱交換をする。自己熱再生器蒸気出口から温度 T3 の蒸気が出る。吐出圧力 PG3 : 1.11MPa の時に熱交換により T6 : 123.7°C の蒸気と T3 : 110.8°C の蒸気となる。温度差は 12.9°C であった。吐出圧力 PG3 : 0.9MPa の時に熱交換により T6 : 120.8°C の蒸気と T3 : 113.6°C の蒸気となる。温度差は 7.2°C であった。この時間内では、圧縮機により断熱圧縮された蒸気は温度上昇して 120°C 以上の蒸気となり、自己熱再生器内で、原料水を熱水にする顕熱の熱交換がなされ、更に蒸気化して蒸気の潜熱と顕熱交換がされていることがわかる。

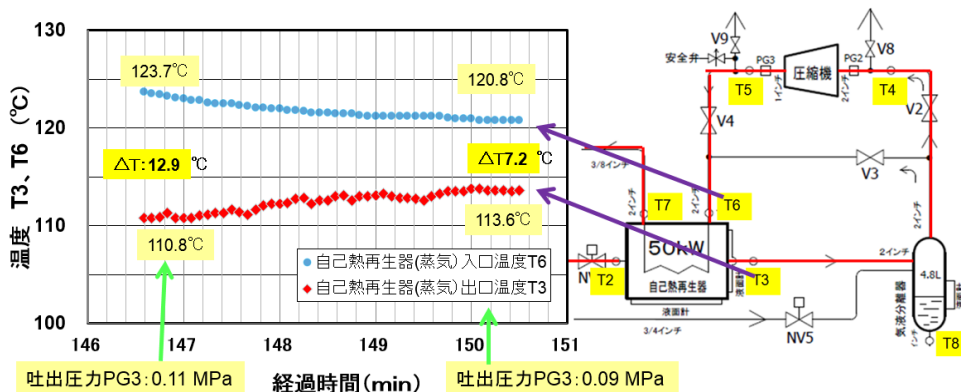


図 2-23 自己熱再生器蒸気出口温度 T3 と自己熱再生器蒸気入口温度 T6 との関係

(4) 蒸気圧縮機の吐出圧力 PG3 と吐出温度 T5 との関係を図 2-24 に示す。蒸気圧縮機の吐出温度 T5 は吐出圧力 PG3 と相関があり、吐出圧力が 0.09MPa から 0.1MPa に対して吐出温度 T5 は 123℃から 124.8℃に上昇している。図 2-25 に吐出温度 T5 と吸入温度 T4 の温度上昇分 ΔT と吐出圧力 PG3 との関係を示す。温度上昇分 ΔT は吐出圧力 PG3 に対してほぼ直線的増加している。従って、吐出圧力を調整して設定すれば、吐出温度を決めることができることがわかった。

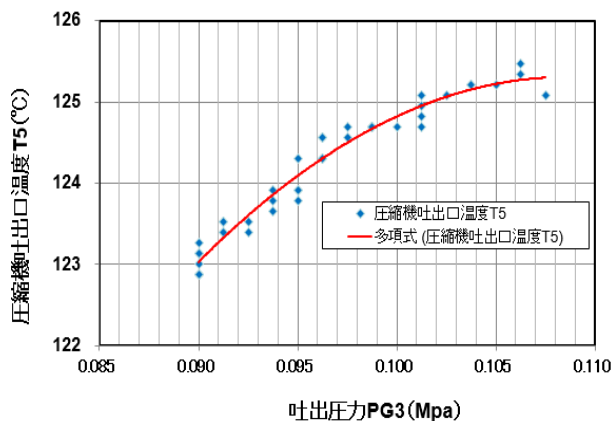


図 2-24 蒸気圧縮機の吐出圧力 PG3 と吐出温度 T5 との関係

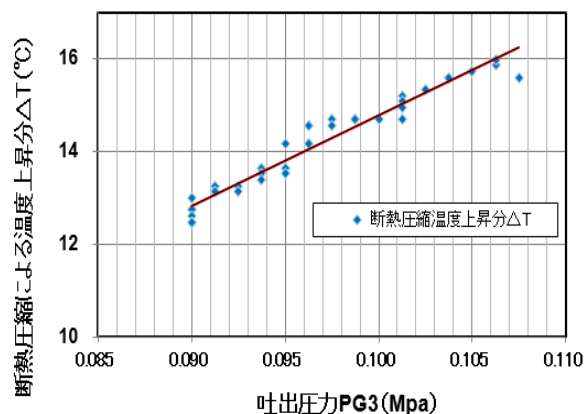
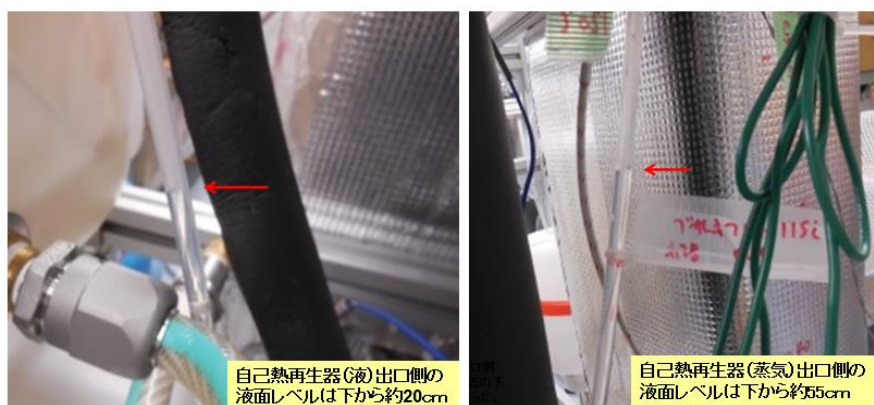


図 2-25 吐出温度 T5 と吸入温度 T4 の温度上昇分 ΔT と吐出圧力 PG3 との関係

(5) 自己熱再生器の液面レベル計による気液界面の観察を図 2-28 に示す。右の写真に示すように原料水は加熱器を通して加熱されてから自己熱再生器の下部にある液入口から入って、自己熱再生により熱量をもらって、上部の蒸気出口から蒸気となって出ていく。その時の自己熱再生器内のどの高さ位置で液から蒸気になるかを観察すると、液面レベル計の下から約 55cm の高さ位置に気液界面が観察された。

一方、左の写真に示すように圧縮機により断熱圧縮されて温度上昇した蒸気が自己熱再生器の上部にある蒸気入口から入って、自己熱再生により熱量を放出して、下部の液出口から熱水の蒸留水となって出ていく。その時の自己熱再生器内のどの高さ位置で蒸気から液になるかを観察すると、液面レベル計の下から約 20cm の高さ位置に気液界面が観察された。

また、図 2-29 自己熱再生熱循環システムの高さの位置関係のモデリング図を示す。自己熱再生器に取付けた液面レベル計が示す気液界面を矢印で示した。自己熱再生器内で気液界面が存在することで、蒸気の潜熱の熱交換および蒸気の顕熱の熱交換、更に熱水の顕熱の熱交換も行われていることを表わしており、熱バランスがとれていることを意味している。



蒸留水の気液界面 原料水の気液界面
図 2-28 自己熱再生器の液面レベル計による気液界面の観察

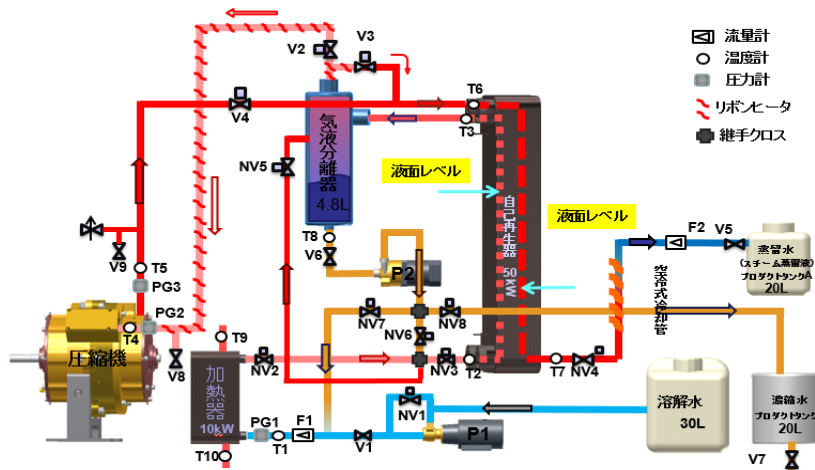


図 2-29 自己熱再生熱循環システムの高さの位置関係のモデリング図

(6) 自己熱再生熱循環システムの省エネルギー化の性能評価試験の解析例を示す。実験条件は原料水の流量 FM1 : 0.68L/min、蒸気圧縮機回転速度 : 1486rpm、原料水の加熱温度 : 59.6°Cである。まず、実験の立上げ初期には、前項(2)の評価試験の実験例と同様に、原料水を加熱器で 100°C以上の蒸気に加熱して自己熱再生器に送り込み、気液分離器を通してバイパスバルブ V3 を経由して自己熱再生器蒸気入口に入れた。その間に圧縮機を動作させて、徐々に V3 を閉めながらバイパス運転から蒸気圧縮機運転に切り替えた。

自己熱再生器の気液界面レベルを監視しながら、且つ、断熱圧縮した蒸気の温度を 135°Cになるように、バルブ NV4 を調整して吐出圧力を変えて 0.095MPa となった。59.5°Cの原料水が自己熱再生器の液入口から入って蒸気出口までの間で、断熱圧縮された 135.1°Cの蒸気と熱交換することで 105.8°Cの蒸気となって気液分離器へと出ていった。すなわち、自己熱再生により 59.5°Cの原料水は顕熱分の熱量を受け取って 100°Cの熱水になり、次に蒸気潜熱分の熱量を受け取って蒸気となり、更に蒸気の顕熱分の熱量を受け取って 105.8°Cの蒸気となった。

図 2-30 に蒸留プロセスの自己熱再生熱循環システムの性能評価試験の省エネ率の解析を示す。成績係数 COP は総合加熱量に対する投入加熱量の比である。投入加熱量は断熱圧縮により蒸気の温度を上げるための圧縮機の駆動モータの入力と原料水を予備加熱して温度を上げるために投入した加熱量である。更に、スーパーヒートの加熱熱量の合計となる。一方、本システムにおける総合加熱量は、加熱器とスーパーヒート加熱と自己熱再生器の熱交換量の合計となる。したがって、COP は 6.84 と求まった。省エネ率は COP から計算して 85.4%と求めることができた。この値は、本研究開発の目標の省エネ率 80%以上を達成した。

蒸気流量 (0.68L/min)	40.8 kg/h
圧縮機回転数	1486 rpm
自己熱再生器効率	98.3%
熱交換器加熱量	
加熱器+SHヒータ	1.75 kW
自己熱再生器熱量	27.64 kW
総合加熱量	29.39 kW
圧縮機動力	
断熱圧縮動力	1.398 kW
モータ入力	2.547 kW
軸出力	2.292 kW
COP	6.84

COP = (総合加熱量 / 投入加熱量)

投入加熱量 = (モータ入力 + 加熱器熱量) = (モータ入力 + 予備加熱量 + スーパーヒート)

総合加熱量 = (自己熱再生器熱量 + 加熱器熱量) = (自己熱再生器熱量 + 予備加熱量 + スーパーヒート)

省エネ率 = 1 - 1 / COP

図 2-30 蒸留プロセスの自己熱再生熱循環システムの性能評価試験の解析例

2-3 課題③ 両歯両持ちオイルフリーECO Scroll® 蒸気圧縮機の大型化 (7.5kW:押しのけ量 5m³/min~15kW:押しのけ量 10m³/min)

課題③ 蒸気圧縮機の大型化については、サブ課題として、③-1：7.5kW の蒸気圧縮機の設計において、スクロールの諸元と仕様を決定して、スクロール部と圧縮機の全体の構成品を設計した。③-2：7.5 kW の蒸気圧縮機の構成部品の加工・組立・試作では、加工した構成品の組立後に芯出し調整して基本動作確認をした。③-3：7.5 kW の蒸気圧縮機の単体試験及び目標全断熱効率（65%以上）の達成においては、圧縮機の単体試験装置に組み上げて、性能評価試験をできるようにした。空気での圧縮性能試験を行い、目標性能の達成を目指した。③-4：連結 15kW 蒸気圧縮機の設計と 15kW 単体圧縮機の設計検討においては、7.5 kW 蒸気圧縮機 2 台を連結した 3D モデリング図を作成し、その優位性を明らかにした。改良した 15kW 単体蒸気圧縮機の 3D モデリング設計を行い、大型化の製作の可能性を見極めた。以下に、各サブ課題の実施内容と成果を述べる。

③-1 7.5 kW の蒸気圧縮機の設計

(1) 表 2-4 に 7.5 kW 級スクロール蒸気圧縮機の設計仕様を示す。3.7kW 級の蒸気圧縮機の設計により、培った技術を両歯両持ち 7.5kW 級のオイルフリーECO Scroll® 蒸気圧縮機の大型化に適用した蒸気圧縮機のスクロール部の設計仕様を作成した。

(2) 旋回スクロールの熱膨張を考慮したラップ間隙間設定を行い、スクロールの性能シミュレーションを実施し、全断熱効率目標値 65%以上の評価ができた。蒸気量 200 kg/h のスクロール諸元の設定と計画図を作成して、スクロール部の 3D CAD モデリング設計を行い、前側・後側固定スクロールおよび旋回スクロール、吐出口取付部などの 2 次元製作図面を作成した。

表 2-4 7.5 kW 級スクロール蒸気圧縮機の設計仕様

仕様項目	設計仕様
吸込みガス	H ₂ O (乾き水蒸気)
吸込み風量	5000 L/min = 300 m ³ /h
吸入圧力	0.1 MPa
吸入温度	99.3 °C
吐出圧力	0.166 MPa
吐出温度	125 °C
材質	アルミ合金、SUS
電動機	3phase-2P 200 V 50 Hz
寸法	510 × 1310 × 648 mm
重量	約311 kg

③-2 7.5kW の蒸気圧縮機の構成部品の加工・組立・試作

(1) 2 次元製作図面に基づいて、前・後側固定スクロールおよび旋回スクロール、吐出口取付部のスクロール部を加工し、設計図面の加工精度、公差の範囲内で作製することができた。

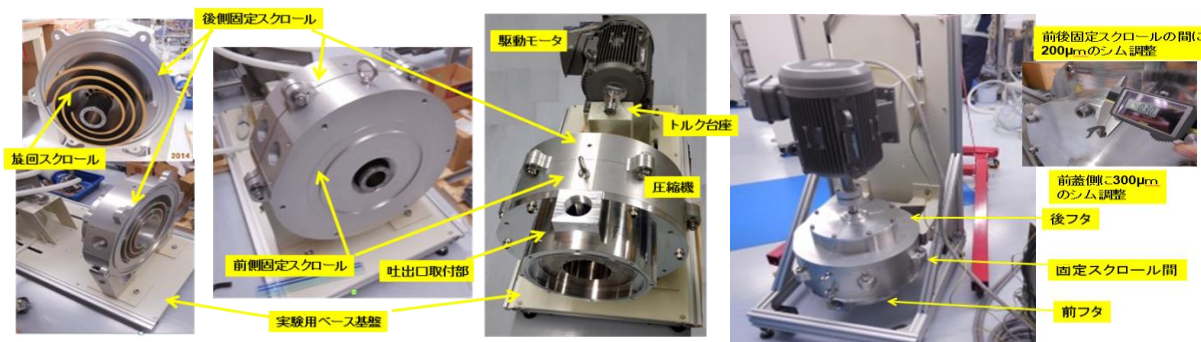


図 2-31 7.5 kW 蒸気圧縮機のスクロール部の組立て及び芯出し・シム調整

(2) 図 2-31 にスクロール部の組立及び芯出し調整の様子を示す。スクロール部を組み立てて、シムを調整して、低速で回転させながらスクロールの芯出し調整を行った。異音や振動なく回転動作できるようにした。また、圧縮機にオイル循環系を取付けるとともに性能試験用測定系・駆動系の配線と接続を行い、基本動作確認を行った。

③-3 7.5kW の蒸気圧縮機の単体試験及び目標全断熱効率 (65%以上) の達成

(1) 7.5kW の蒸気圧縮機の単体試験を行うために、試験装置を立ち上げた。図 2-32 に 7.5kW 蒸気圧縮機を組み込んだ評価試験装置の全体の構築を示す。圧縮機の吐出口以降をオイルミストトラップ、空気チャンバ、圧力調整バルブおよび流量計等を取付ける配管などを組み立てて、単体試験システムを構築した。7.5kW 蒸気圧縮機の動作確認をした。大気を圧縮機の吸込み口から吸い込んで圧縮する。その次に圧縮した空気をオイルミストトラップを経由してフレキシブルチューブ配管を通じて空気チャンバに入れる。そこから吐出圧力調整バルブを経由して流量計を通して大気に放出する。この一連の流れの動作試験システムの動作確認を終えた。

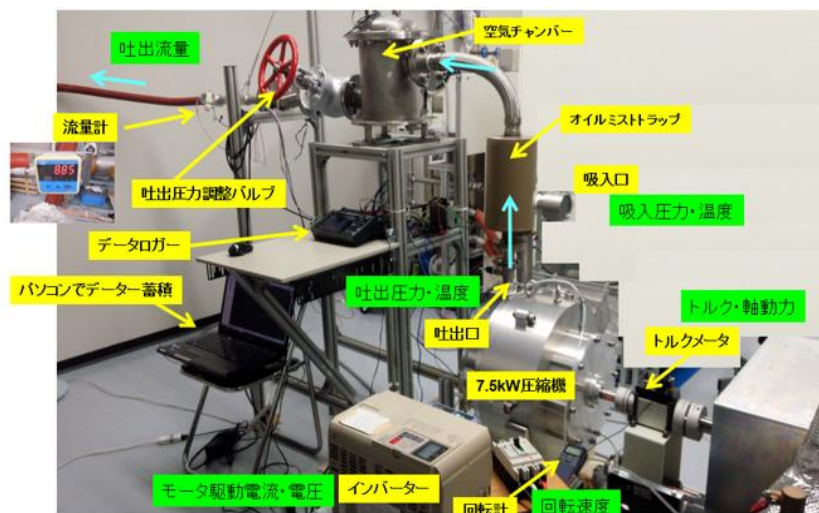


図 2-32 7.5 kW 蒸気圧縮機を組み込んだ評価試験装置の全体の構築と動作確認

(2) 7.5kW 蒸気圧縮機を組み込んだ単体試験装置に測定系・駆動系の配線接続を行い、データロガーとパソコンを接続連動させて性能評価システムを作り上げて、空気での圧縮性能試験を行った。性能試験を繰り返し実施して、固定スクロールと旋回スクロールの間の隙間をシムによる調整の最適化及び機械室と圧縮室間のシールの隙間調整による機械損失と圧縮蒸気及び潤滑油の漏れとの相反する関係から最適化を図ることにより、体積効率の及び全断熱効率の向上を図った。図 2-33 にシム調整による体積効率の向上 (左図) 及び全断熱効率の向上を図った結果を示す。図中の横軸は、1 : 初期の組立調整した時の圧縮機の性能評価の結果、2 : スクロール間の隙間のシム調整による最適化した時の性能評価の結果、3 : 機械室と圧縮室に間の 2 重シール部の隙間のシム調整による最適化した時の性能評価の結果を表す。

性能試験を繰り返し、固定スクロールと旋回スクロールの間の隙間をシムにより調整して、及び機械室と圧縮室間のシールの隙間調整をすることにより、機械損失と圧縮蒸気及び潤滑油の漏れとの相反する関係から最適化を図ることにより、体積効率の及び全断熱効率の向上が図れた。最高値として体積効率 93.5%、全断熱効率 61.1% が得られた。目標の体積効率 90% 以上は達成した。全断熱効率の目標 65% 以上にはわずかに達成していないが、後述する改良対策の検討により目標達成の見通しを得た。

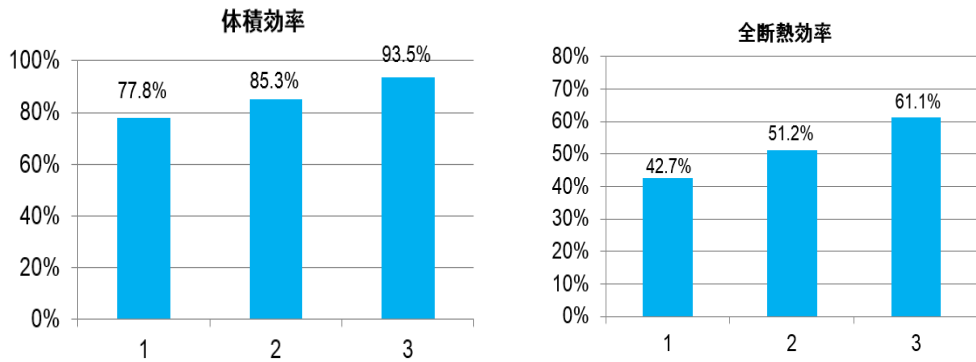


図2-33 シム調整による体積効率の向上（左図）及び全断熱効率の向上

③-4 連結 15kW 蒸気圧縮機的设计と 15kW 単体圧縮機的设计検討

(1) 7.5 kW 蒸気圧縮機の単体性能試験結果を反映させて、7.5 kW 蒸気圧縮機 2 台を連結した 15 kW 級蒸気圧縮機的设计を行った。連結 15 kW 蒸気圧縮機は、すでに示した表 2-4 の 7.5 kW 級スクロール蒸気圧縮機的设计仕様を 2 倍にする仕様となる。吸込み圧力：0.1 MPa、吸込み温度：99.3 °C、吐出圧力：0.166 MPa、吐出温度：125 °Cとした。圧力比は 17.5 kW 蒸気圧縮機の圧力比と同じ 1.66 として、流量は 2 倍の 10,000 L/min とし、蒸気量換算では 400 kg/ととした。2 台の連結は駆動モータを 1 台にして、7.5 kW 蒸気圧縮機の回転軸を長くして共有する構造とした。

(2) 図 2-34 に 7.5 kW 蒸気圧縮機 2 台連結の 15kW 級蒸気圧縮機の 3D モデリング设计図を示す。連結 15 kW 級蒸気圧縮機は一つの駆動モータと同軸に 2 台のスクロール部を配置した構造である。モータの駆動は、3相 2極、200 V、50 Hz の 15 kW の仕様とした。一つの駆動モータで、2 台のスクロール軸を回転させる構造のものである。したがって、2 台とも同じ回転速度で運転することになる。ここでは吐出口は並列の構造を示した。吸入口は直列に配置した場合と並列に開智した場合の両方をモデリングして示した。圧縮機の寸法は高さ 770mm×幅 500mm×長さ 1410mm となり、専有面積は 0.706 m²となった。連結型 15kW 連結蒸気圧縮機の特長としては、15kW の単体スクロールよりも装置全体の専有面積は大きくなる短所があるが、スクロールが小型ですむので、製作が容易であることと配列を工夫することにより、設置場所や吐出量の拡張が柔軟となる。

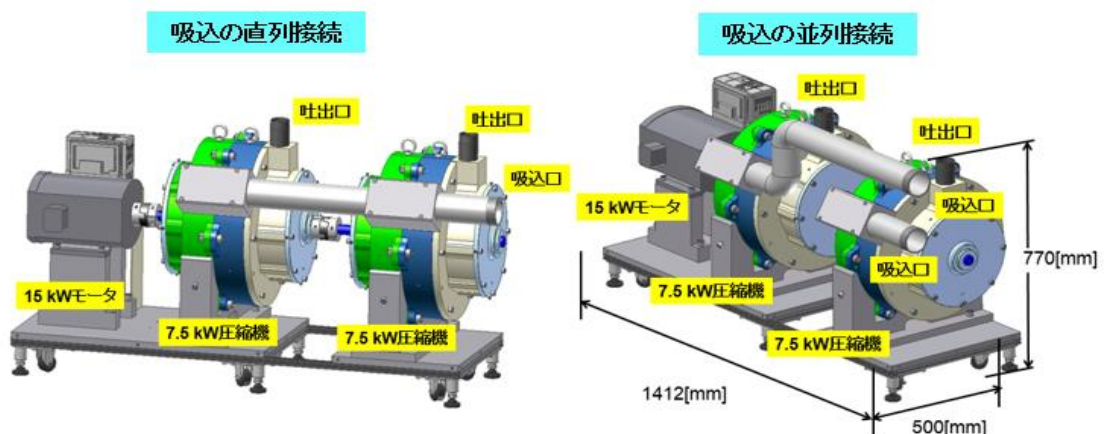


図2-34 7.5 kW 蒸気圧縮機 2 台連結の 15kW 級蒸気圧縮機の 3D モデリング设计図

(3) 15kW 単体蒸気圧縮機的设计検討では、スクロール諸元仕様と諸元を決定して、それに基づいて旋回と固定スクロールを設計した。また圧縮機の最大回転数 3000rpm の遠心力及び半径・接線方向のガス荷重を計算し、回転軸受と旋回軸受の寿命計算により軸受を選定して、計画図を作成することができた。

(4) 圧縮機の偏心旋回部の機械的強度シミュレーションを行った。図2-35に15kW単体蒸気圧縮機の機械的強度のシミュレーションの結果を示す。最大回転速度3000rpmにおける遠心力による応力変形量はスクロールラップの先端で最大約78 μm の径方向の変位が発生するが、旋回スクロールと固定スクロールのラップの隙間を100 μm に設計すれば接触せずに回転させることができる結果が得られた。本設計により実現可能な15kW蒸気圧縮機が製作できることを示した。

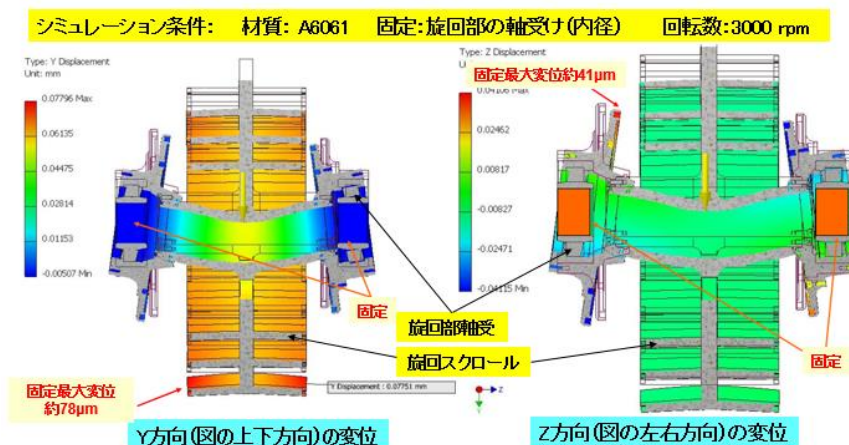


図2-35 15 kW 単体蒸気圧縮機の機械的強度のシミュレーションの結果

(5) 図2-36に15kW蒸気圧縮機の外観モデリング図と蒸気吸入部分と蒸気吐出部の改良設計をこれまでの7.5kW蒸気圧縮機的设计と比較して示す。15kW単体蒸気圧縮機は、油潤滑する軸受部のある機械室と前側スクロール圧縮室と後側スクロール圧縮室からなる。後側スクロール圧縮室中心部と前側スクロール圧縮室中心部とで圧縮された蒸気は合流してから前側スクロール圧縮室側の吐出口から出る。

これまで試作した7.5kW蒸気圧縮機の吸入通路を見ると、吸入された蒸気は外周部のスクロールラップにぶつかり、いったんラップ両外側に流れてから図に示す矢印方向から回り込んでスクロール内に吸い込まれる構造になっている。このために、流れの通路が細く、且つ流れ方向が急カーブしているので吸入抵抗が大きくなっている。図に示すように流れの急カーブにならないように吸入通路の角度を変えた構造にして、且つ吸入通路の内径を大きくした。これにより吸入抵抗を小さくすることで流体損失を大幅に減らすようにした。

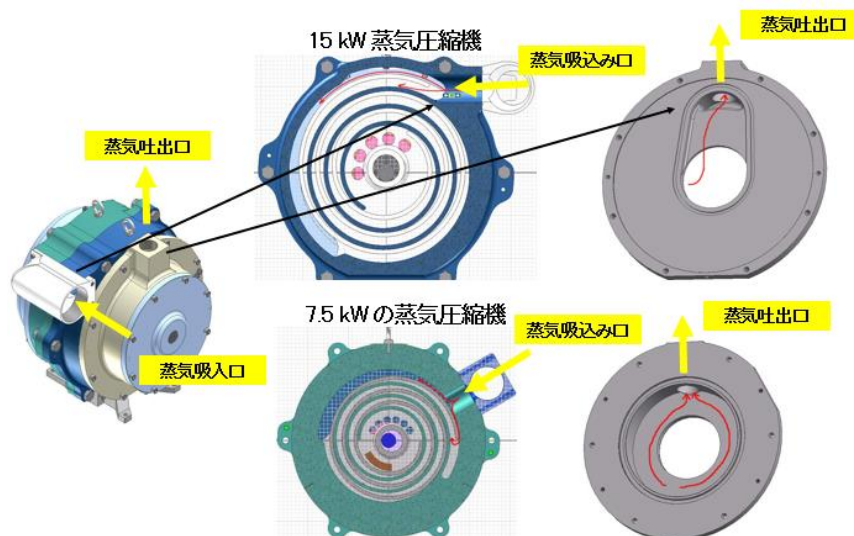


図2-36 15 kW 蒸気圧縮機の外観モデリング図及び吸入部と吐出部の改良設計

また、圧縮室のスクロール内周部から吐出する流体損失も低減する設計に改良した。蒸気圧縮機の吐出通路については、スクロールの外周部から内周部へと圧縮された蒸気は、7.5 kW 蒸気圧縮機の場合は中心部から広がって全体を回って吐出口から出ていく構造になっている。このために圧縮された高温の蒸気が通路領域広いところを通過して吐出されるので、熱損失の低下と軸受冷却には不利な構造となっている。15 kW 蒸気圧縮機の吐出通路は必要な吐出空間だけを流れる構造とし、熱損失低下と軸受冷却に有利な構造に改良した。また、圧縮室と機械室のシール部の摩擦を低下させる方法として、シール板の摺動面を DLC（ダイヤモンドライク膜）コートすることを設計に盛り込んだ。これにより大幅に摩擦係数を下げることにより、きつめのシールでも十分摩擦による機械的損失を減らして全断熱効率を向上させることが期待できる。

【専門用語等の解説】

- ☆1 自己熱再生熱循環システム：従来の加熱プロセスと異なり、ボイラーによる加熱ではなく、コンプレッサーの断熱圧縮によって、飽和圧力を高めることにより、潜熱の熱交換に必要な温度差分を持ち上げることで、熱のエクセルギー（質、価値）を再生し、全ての顕熱、潜熱を循環再利用するシステムである。これによって従来のボイラー加熱と比較した場合、熱損失がないと仮定して 90%以上と劇的な省エネルギーを達成できる。本システムを適用できれば、ボイラー設備規模と化石燃料が大幅に削減できる。本研究開発のアドバイザーの東京大学生産技術研究所 堤 敦司教授の発案。
- ☆2 ECO Scroll：偏心巡回駆動（Eccentric Orbiting）スクロール(Scroll)を意味する。ECO Scroll は本研究開発の委託先の登録商標である。
- ☆3 体積効率：吐出される気体を吸込状態における体積に換算したガス量 Q と、押しのけ量 Q_{th} との比。次の式で示す。 $V=(Q/Q_{th})\times 100(\%)$ 本研究開発の蒸気圧縮機ではスクロールの圧縮室の漏れにくさ。
- ☆4 全断熱効率：圧縮機の効率を示す。断熱動力は気体が圧縮室内で断熱圧縮される理論動力である。軸動力はモータの軸回転の動力である。全断熱効率は圧縮機に与えた軸動力がどれだけ蒸気圧縮機の断熱圧縮に使われたかを示す値である。このことから全断熱効率の良い蒸気圧縮機とは少ない軸動力で蒸気の温度を上げる機械であり、自己熱再生において蒸気の潜熱の熱交換に必要な温度差分をより少ないエネルギーで持ち上げられる機械である。
- ☆5 潜熱：温度が一定で相変化（水→蒸気、蒸気→水）するときに変化する熱。
- ☆6 顕熱：相変化せず温度が上昇または下降するときに変化する熱。
- ☆7 飽和温度：その温度で水が蒸気になったり蒸気が水になったりする境界温度。

参考文献

- (1) 堤 敦司：「革新的エネルギー技術 エネルギーカスケード利用からエクセルギー再生へ」エネルギーベストミックス研究会 2010. 1.28
- (2) KwangSeon Hwang et al： “ Development of a small portable electric generation system using low-temperature thermal source less than 200 deg. C.” ICCE 2012: International Conference on Clean Energy

第3章 全体総括

3-1 研究開発成果の総括

本研究開発の目的は、蒸留・濃縮・乾燥を行う蒸気系加熱プロセスにおいて、ボイラーの燃料使用量を80%以上削減でき、ボイラーの設備規模も1/5以下にできる省エネルギー方法である自己熱再生熱循環システムに適用可能な動力3.7~15kW級の高効率蒸気圧縮機を開発し、川下製造業者の課題である膨大な熱量を必要とするボイラーの化石燃料を大幅に削減できることが可能となる生産工程の改善、つまり、蒸気系加熱プロセスの低コスト化と省エネルギー化を可能とする技術を確立することである。自己熱再生熱循環システムを実用化するために、もっともキーとなる構成部品は、これまで市場にない高効率の蒸気圧縮機の開発である。

本研究開発では、①独自の技術で特許取得したECO Scroll®方式の3.7kW級蒸気圧縮機の試作開発を行い、性能評価項目の体積効率と全断熱効率の目標値を達成した高効率の圧縮機を実現することができた。②試作開発したECO Scroll®蒸気圧縮機を適用した自己熱再生熱循環システムを構築して、革新的な省エネ化のための性能評価試験を実施した結果、省エネ率85.4%が得られ、目標値の80%以上の達成を実証することができた。③一般的なスクロール式では達成されていない7.5~15kW級のECO Scroll®蒸気圧縮機の大型化を目指して、7.5kW級の蒸気圧縮機については設計と試作開発を行った。また、15kW級の蒸気圧縮機については、7.5kW級の連結型および15kW級の単体蒸気圧縮機の設計検討を行い、大型化の15kWの製作の可能性を見極めることができた。本研究開発の課題及び目標はすべて計画通りに達成することができた。

3-2 研究開発後の今後の課題と事業化

3-3-1 今後の研究開発の課題と製品化の見通し

(1) ECO Scroll®蒸気圧縮機の製品化における課題

本研究開発の蒸気圧縮機は初めて試作開発したものである。3.7kW級のオイルフリーECO Scroll®蒸気圧縮機の初めての設計で、初めての試作で、目標の性能を達成できたのは、これまで培ってきたECO Scroll®の基盤技術とノウハウがあったためと考えている。しかし、今後、ECO Scroll®蒸気圧縮機を製品化して市場に投入するには、製品の寿命、メンテナンス期間、費用対効果などを明らかにしなければならない。従って、今後の研究開発の課題は、ECO Scroll®蒸気圧縮機の①耐久性、②信頼性、③コストダウンである。

課題①の耐久性については、蒸気圧縮機の長時間の耐久試験を行い、目標10年以上の寿命を確保できるようにする。課題②の信頼性については、メンテナンスフリーで稼働する期間および定期的な点検と消耗部品の交換をする期間を明らかにして信頼性を確保する。改良すべき点を明らかにして、メンテナンスフリーは1年以上、定期点検整備の期間は半年毎以上、及び消耗品交換の期間は1年以上を目標に検討する。課題③のコストダウンについては、量産検討を前提に、性能機能を維持しつつ部品点数を減らし、かつ、加工性と組立の容易性を上げた改良設計を行い、製品のコストダウンを図る。以上の今後の研究開発課題を2年かけて実施して、ECO Scroll®蒸気圧縮機の製品化の見通しを得る。

(2) 適用可能な自己熱再生熱循環システムの製品化における課題

表3-3-1にECO Scroll®蒸気圧縮機の容量と適用分野との関係を示す。小型自己熱再生熱循環システムは、図3-3-1に示すように、低温領域の小規模蒸気系加熱プロセスによる、紙・パルプ・食品・バイオマス・医療・化学薬品等の乾燥、濃縮、蒸留等への適用が期待できる。

実際にECO Scroll® 蒸気圧縮機を組込んだ自己熱再生熱循環システムの事業化には、自己熱再生が適用できる蒸気系加熱の生産プロセス分野ごとに、例えば、蒸留、濃縮、乾燥など生産プロセスに応じたシステムの製品化開発が不可欠となる。生産プロセスに応じたシステムの製品化開発の課題解決には、自社だけでなく、その適用分野のパートナー企業との連携が必要である。ECO Scroll® 蒸気圧縮機を組込んだ自己熱再生システムを作る能力のある企業との業務提携により、共同開発と事業化をすすめて、川下のユーザへの導入促進のPRを行っていくこととする。

表 3-3-1 ECO Scroll® 蒸気圧縮機の容量と適用分野との関係

圧縮機容量 kW (台数)	蒸気量 (kg/h)	適用分野
3.7 kW(1)	100	産業廃液の濃縮 医療器具の滅菌 業務用洗濯乾燥
7.5 kW(1) or 3.7 kW(2)	200	バイオマスの乾燥 製薬・製剤の濃縮
15 kW(1) or 7.5 kW(2)	400	スラッジ・汚泥・食品の乾燥
15 kW(2)	800	海水の淡水化

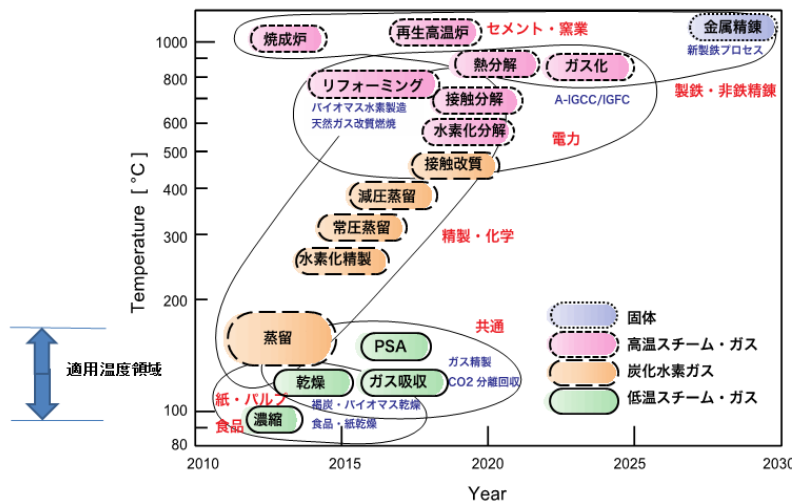


図 3-3-1 95~160°Cの適用温度領域の自己熱再生システムの適用プロセス

3-3-2 事業化計画

(1) 事業化の方法

事業化に向けての取り組みには、2つの事業化の方法を考えている。一つは、事業化のフェーズが早い、本研究開発の独自のECO Scroll® 蒸気圧縮機を単体で製品化して販売する方法である。もう一つは、事業化のフェーズは遅くなるが、本開発のECO Scroll® 蒸気圧縮機を組み入れた小規模の自己熱再生熱循環システムとして装置化して販売する方法である。前者は、サンプル出荷を経て本格的販売へ結び付けていく。一方、後者の小規模の自己熱再生の熱循環システムとして装置化して販売するためには、プラントメーカーや機械メーカー等の企業との共同で装置化の開発をして、川下のユーザへの導入のPRを行っていく。したがって、事業化は前項の3-3-1の今後の研究開発課題解決と製品化を経てからになるので、前者で2から3年後、後者で3から4年後を目途に事業化と販売へと展開していく予定である。

(2) 市場を取り巻く環境

本事業の 3.7～15 kW 級の ECO Scroll® 蒸気圧縮機は、まだ市場に皆無の圧縮機であり、独自考案した技術である。この規模での高効率の蒸気圧縮機は世界初なので市場に大きなインパクトを与えていると考えている。3.7～15 kW 級の蒸気圧縮機では、効率面からスクルー式(30kW 級以上)やタービン式(50kW 級以上)は規模のすみわけで競合にならない。

また、本開発の ECO Scroll® 蒸気圧縮機の知的所有権については、国内で特許登録となっており、英国、韓国、米国、中国には特許出願して、すでに韓国と英国は特許登録となった。当社は研究開発型のベンチャー企業であり、製造部門を持たないので、蒸気圧縮機を委託製造できるパートナーと提携することが不可欠である。また、小規模の自己熱再生の熱循環システムの装置化販売の事業化においても専門のプラントメーカーなどとの連携を進めていく。

今後も、引き続き、アドバイザーの方々及び業務提携先との打ち合わせを密に実施することにより、事業化に向けた研究開発を進める。本研究開発において、特許を取得して、初めての蒸気圧縮機の開発が一度の試作で目標性能を得られたことは大きな収穫で、綿密なシミュレーションとモデリング設計を徹底して、試作したことが良かったことと及び初めての自己熱再生熱循環システムを構築して実験検証ができ、目標の省エネ率 80%以上が達成できて大変良かったと思っている。

最後に、本研究開発を遂行するにあたり、ご指導とご協力をいただいた関東経済産業局のご担当の方々、アドバイザー、再委託先の方々に感謝の意を表します。