

膨張タービン式高圧水素充填システムの開発研究

吉田, 純

<https://doi.org/10.15017/4060114>

出版情報 : Kyushu University, 2019, 博士 (工学), 課程博士
バージョン :
権利関係 :

令和元年度 博士学位論文

膨張タービン式高圧水素充填システムの開発研究

令和元年 11 月 29 日

主査 高田 保之 教授

副査 伊藤 衡平 教授

門出 正則 教授

(佐賀大学 名誉教授)

迫田 直也 准教授

平成 28 年度入学 九州大学 大学院 工学府

水素エネルギーシステム専攻

吉田 純

論文要旨

地球温暖化抑制に向けた早期の具体策の実現が世界的に強く求められている現在、日本国においては水素を重要な二次エネルギー源のひとつと位置付け、「水素社会」の早期実現のため様々な開発・整備が進められている。そのなか、「水素社会」への転換を先導する手段として、燃料電池車（FCV: Fuel Cell Vehicle）に代表される一般運輸分野、エネファームに代表される個別燃料電池発電の分野等での開発研究が先行して行われている。一般運輸部門においては、一部の開発先行国にて内燃機関自動車のFCVへの転換が注目され、その普及が開始された。FCVへの燃料水素の補充は、水素ガスを高圧で充填する専用設備（水素ステーション）にて都度、23g/s程度の流量で充填されるインフラシステム構成となっている。今後、「水素社会」の早期実現、すなわちFCVの普及促進に対しては、運用上の重要なインフラである水素ステーションの早急な普及・整備が不可欠になってくる。そこで本論文では水素ステーションの高圧水素ガス充填のプロセスの大幅な合理化を目指し、膨張タービン式高圧水素充填システムを提案した。本研究では膨張タービン式高圧水素充填システムの開発研究に関する報告を行う。

本論文は8章から構成されており、各章の内容を以下に示す。

第1章では、本開発研究の背景として、水素ステーションの更なる技術的な合理化が必須である現在の状況から、現状の水素ステーションの一般的な機器構成、熱プロセス技術の観点からの課題を述べている。その中で水素ガスのプレクール設備に着目し、熱的な無駄を解決する必要があることを提起している。水素ステーションの普及に向けては、現状のコストの観点からも、プレクールプロセス部分の改良が有効であることを示している。このプレクール設備に係る熱プロセス上のこれまでの研究内容も紹介している。

第2章では、膨張タービンを用いて高圧の水素ガスを直接膨張させる膨張タービン式プレクールプロセスの検討、提案を行っている。九州大学にて開発された高圧水素熱物性計算ソフトを用い、水素膨張タービンによる温度降下の計算を行い、最も熱的に最適な膨張タービン式プレクールプロセスのEFD(Engineering Flow Diagram)を示している。また、この膨張タービン式プレクールプロセスは、現状の水素ガス充填プロトコルに合致させるための方策として、膨張タービン出口側に蓄冷器を設けることも示している。

第3章では、第2章で考案した膨張タービン式プレクールプロセスの中で主要構成機器である水素膨張タービン、アフタークーラー、蓄冷器の概念設計結果を示している。特に膨張タービンは、プロセスの要求仕様数値からの概念設計で得られた仕様では、非常に小型で高速回転のタービンになり、これまでの実績領域を超える位置づけであることを示している。また、本概念設計によるアフタークーラーと膨張タービンを組み合わせたタービンユニットの計画形状は非常にコンパクトなものとなり、膨張タービン式プレクールプロセス導入の大きなメリットの要素であることも分かった。

第4章では、前章で設計検討した機器類を用いて、プロセス上の成立性の工学的検証を行うた

め、膨張タービン式プレクールプロセスの非定常の熱評価解析としてシミュレーション計算を実施している。膨張タービン式プレクールプロセスの上流側から、膨張タービン部分の計算[A]、蓄冷器部分の計算[B]、タンクへの充填部分の計算[C]を連携させ逐次、熱計算、圧力計算を行った。計算例として膨張タービンの平均効率が65%の場合のシミュレーション計算結果を示し、膨張タービン式プレクールプロセスが問題なく成立することを示している。

第5章では、膨張タービン式プレクールプロセスの主要機器の試作の内容と、それぞれの単独試験における検証を行っている。膨張タービンに関しては、乾燥空気による機械回転試験において、最終的に回転数70万rpmを想定時間(数分)の間、安定して回転することが出来た。この時のタービン出口の空気温度は大気圧で約-54°Cを確認することが出来た。また、アフタークーラーに関しては細管式の高圧水素熱交換を試作し、機器としての超高压条件150MPa(G) 耐圧試験にも成功している。

第6章では、試作した膨張タービン、アフタークーラー、蓄冷器を高圧水素試験装置に組み込み、実機と同じ高圧の水素(82MPa(G))にて実証試験を行った。

第7章では、膨張タービン式プレクールプロセスの熱評価をふまえた経済優位性評価を行っており、膨張タービン式プレクールプロセスは1)初期設備コスト、2)運転コスト、3)保守コストのいずれの観点からも非常に有効性のある提案であることを示した。

第8章では、各章で得られた知見をもとに、膨張タービン式プレクールプロセスの熱的評価、実証するための機器の試作、ならびに高圧水素を実際に用いての高圧水素充填試験をまとめた。特に、膨張タービンの高圧水素試験の現状の試験で得られている数値からの考察を行い、現時点までに確認できたタービンの断熱効率が45%程度であることから、膨張タービン式プレクールプロセスの実現に向けては、膨張タービンの改良等の対策を提案した。

使用記号

A	:	Nozzle area [m ²]
a	:	Thermal diffusivity [m ² /s]
B_r	:	Biot number ($=hr/\lambda$) [-]
C_0	:	Absolute velocity of turbine nozzle [m/s]
D	:	Diameter of turbine impeller or rotor [mm]
e_{per}	:	Residual unbalanced radius of turbine rotor [mm]
F_b	:	Excitation force for turbine rotor [N]
G	:	Process mass flow rate [kg/s]
g	:	Acceleration of gravity [m/s ²]
H	:	Heat transfer conductance between inner / outer tube of the cold accumulator [m ² K/W]
h	:	Specific enthalpy [kJ/kg]
h_{in}	:	Turbine inlet specific enthalpy [kJ/kg]
h_{out}	:	Turbine outlet specific enthalpy [kJ/kg]
h_o'	:	Specific enthalpy of tank inlet [kJ/kg]
h_{in} and h_{out}	:	Heat transfer coefficient at inside and outside surface [W/m ² K]
J_o and Y_o	:	Bessel functions [-]
M	:	Unbalanced mass weight of turbine rotor [kg]
M_R	:	Hydrogen refueled mass [kg]
M_{leak}	:	Internal leak rate of bearing gas in Fig. 6.20 [kg/s]
m	:	Mass flow rate of hydrogen (conventional case) in Fig. 7(a) [kg/s]
m'	:	Mass flow rate of hydrogen (new process case) in Fig. 7(a) [kg/s]
m_b	:	Mass flow rate of bearing gas in Fig. 6.20 [kg/s]
m_c	:	Mass flow rate from equalized line in Fig. 6.20 [kg/s]
m_t	:	Mass flow rate of turbine in Fig. 6.20 [kg/s]
N	:	Turbine rotation speed [rpm]
P	:	Pressure [Pa]
P_{in}	:	Turbine inlet pressure [Pa]
P_{out}	:	Turbine outlet pressure [Pa]
P	:	Pressure [Pa]
P_{in}	:	Turbine inlet pressure in Figs. 3(a) and (b) [Pa]
P_{out}	:	Turbine outlet pressure in Figs. 3(a) and (b) [Pa]
Q	:	Heat in/ out at the tank reservoir [W]
R	:	Gas constant [kJ/kgK]
r	:	Radial coordination at the cold accumulator tube [m]
s	:	Specific entropy [kJ/kgK]
s	:	Laplace operator ($=s= aq^2$) (or specific entropy in Figs. 3(a) and (b)) [-]
sin	:	Turbine inlet specific entropy [kJ/kgK]
T	:	Temperature[°C][K]
T_{in}, T_{in}'	:	Inlet temp. to cold accumulator or turbine outlet temperature in Figs. 7(b), and (c) [°C]
T_t, T_t', T_t''	:	Tank temperature in Figs. 7(b), and (c) [°C]
T_{out}	:	Outlet temperature of cold accumulator [°C]
T_o, T_o', T_o''	:	Cold accumulator outlet temperature in Figs. 7(b) and (c) [°C]
t	:	Calculation time in the cold accumulator unit [s]
U	:	Peripheral speed of turbine impeller [m/s]
U_{per}	:	Unbalanced moment of turbine rotor [kgm]

u_R : Specific internal energy inside tank reservoir [kJ/kg]

Greek symbols

$\alpha_{i,n}$: Eigenvalue [-]
 γ : Expansion ratio of turbine [-]
 η : Turbine adiabatic efficiency [-]
 θ : Temperature (= $T - T_{out}$) [°C]
 θ_o : Temperature (= $T_{in} - T_{out}$) [°C]
 κ : Adiabatic index [-]
 λ : Thermal conductivity of tubes [W/mK]
 μ_{J-T} : Joule-Tomson coefficient [K/Pa]
 ρ : Density [kg/m³]
 τ : Calculation time in process simulation [s]
 ω : Rotation angular velocity of turbine rotor [rad/s]

Subscript

1, 2, 3 : position of inner and outer tubes in Fig.4.5

目 次

論文要旨

記号表

第1章 はじめに

1.1 本開発研究の背景.....	1
1.2 水素ステーションにおけるプレクール技術.....	2
1.3 水素ステーションの機器コスト構成.....	3
1.4 水素充填に関するこれまでの研究.....	5
1.5 本研究の目的.....	6

第2章 膨張タービン式プレクールプロセスの提案

2.1 はじめに.....	7
2.2 水素ガスの断熱膨張による温度変化の試算.....	7
2.3 膨張タービンによる出口温度の推定.....	8
2.4 膨張タービン式プレクールプロセスの概要.....	10
2.5 膨張タービン式プレクールプロセスのフロー構成の検討.....	13

第3章 膨張タービン、アフタークーラー、および蓄冷器の設計検討

3.1 はじめに.....	14
3.2 膨張タービンの設計検討.....	14
3.3 アフタークーラーの設計検討.....	15
3.4 膨張タービンユニットの設計検討.....	16
3.5 蓄冷器の設計検討.....	17

第4章 数値シミュレーション

4.1 はじめに.....	19
4.2 シミュレーション計算アルゴリズム.....	19
4.2.1 質量流量の想定.....	19
4.2.2 膨張タービン部分の計算 [A].....	20
4.2.3 蓄冷器部分との組合せ計算 [B].....	22
4.2.3.1 円筒座標による1次元非定常伝熱解析モデル.....	23
4.2.4 タンク充填部分の計算 [C].....	24
4.3 全体シミュレーション結果と考察 [A][B][C].....	24

第5章 膨張タービンおよびアフタークーラーの試作	
5.1 はじめに.....	28
5.2 試作および工業化試作の開発研究ステップ.....	28
5.2.1 膨張タービンの試作.....	29
5.2.1-1 膨張タービンの高速回転の実現.....	29
5.2.1-2 膨張タービンの3次元インペラの加工.....	31
5.2.1-3 膨張タービンの回転体およびガス軸受の構造変更.....	32
5.2.1-4 膨張タービンのガス軸受面の保護.....	33
5.2.1-5 膨張タービン回転体のダイナミックバランスの修正および振動計測の試み.....	35
5.2.1-6 膨張タービンの機械回転試験.....	38
5.2.2 アフタークーラーの試作.....	43
第6章 高圧水素ガスを用いた試験	
6.1 はじめに.....	49
6.2 膨張タービン式プレカールプロセス実証用高圧水素試験装置.....	49
6.3 高圧水素ガスを用いた段階的な試験実施.....	52
6.3.1 第1回高圧水素ガスを用いた膨張タービン回転試験.....	52
6.3.2 第2回高圧水素ガスを用いた膨張タービン回転試験.....	56
6.3.3 第3回高圧水素ガスを用いた膨張タービン回転試験.....	61
6.3.4 高圧水素ガスを用いた膨張タービン回転試験の中間評価.....	65
第7章 膨張タービン式プレカールプロセスの経済優位性検討	
7.1 はじめに.....	66
7.2 初期設備コストの経済優位性評価.....	66
7.3 運転コストの経済優位性評価.....	67
7.4 保守コストの経済優位性評価.....	67
7.5 膨張タービン式プレカールプロセス方式の経済優位性評価のまとめ.....	67
第8章 結論	
8.1 各章で得た知見.....	69
8.2 今後の課題.....	70
謝辞.....	72
引用文献.....	73
付録	

[Appendix-A].....	76
[Appendix-B].....	78
[Appendix-C].....	102

第1章 はじめに

1.1 本開発研究の背景

世界的な地球温暖化の防止が急務となっている現在、地球温暖化抑制に向けた早期の具体策の実現が強く求められている。特に化石燃料をエネルギー源とした燃焼による熱機関（熱サイクル）の利用は二酸化炭素排出の観点から、根本的な転換に向けた対策が迫られている。日本国においてはその対応策として、水素を重要な二次エネルギーのひとつと位置付け、「水素社会」の早期実現のため、様々な開発・整備が進められている。

これらの開発研究の実現化が最も先行している分野として、水素を二次エネルギーとして燃料電池を駆動し電力を発生させることで、システムに必要なエネルギーを得る方式が有力視されている。例えば、燃料電池車（FCV: Fuel Cell Vehicle）に代表される輸送荷役分野、エネファームに代表される個別燃料電池発電の分野等々が挙げられる。これら燃料電池を駆動する各システムでは、投入される主要燃料は水素となるため、その設備自体の稼働においては二酸化炭素を排出しない究極の対応策と言える。将来において、水素ガス自体の製造過程が化石燃料からではなく太陽光や風力などの再生可能エネルギーによる水素製造が普及した時点においては、エネルギー源製造点から消費点まで、ほぼゼロ・エミッションに近いエネルギーシステムの実現につながる。

近年、一般の運輸部門においては、一部の開発先行国にて普通内燃機関自動車の燃料電池車 FCV への転換が注目され、その普及が開始された。一般的な例としては、水素燃料が外部設備からバッチ的に燃料電池車へ供給、車載の高圧タンクに充填保持され、車載の燃料電池で発生した電力により駆動走行するものである。2016年より 100kW クラスの FCV はすでに製品化されている。現在は、FCV の市場への投入が進み、公的補助等によるインセンティブ効果もあり、徐々に一般に普及が広がり始めた段階にある。一例として 2016 年から市場に投入された T 社の普通車クラスの FCV では、燃料となる水素を圧力約 70 MPa(G) のガスの状態で 5 kg-H₂ 積載できる高圧容器（タンク）を積載しており、約 500km の航続距離能力を有する。燃料水素の再充填は、水素ガスを高圧で充填する専用設備（水素ステーション）にて、都度行われるインフラシステム構成となっている。今後、「水素社会」の早期実現、すなわち FCV の普及促進に関しては、運用上の重要なインフラである水素ステーションの早急な整備・普及が不可欠になってくる。

しかしながら、2018年3月時点においても、国内で開所した水素ステーションは約 110 ケ所に留まり、その普及速度は順調とは言えない。その最大要因は、現時点のコスト構成では水素ステーション自体のコスト高に起因する事業成立性(Feasibility)が低いことが挙げられる。FCV の本格普及には、社会インフラとしての水素ステーションの早期建設整備が不可欠ではあるものの、現状では水素ステーション自体の事業性の困難さ（建設初期設備コスト高および、運用コスト高等）から、水素ステーションの建設数は伸び悩んでいる。経済産業省発行の水素エネルギー白書等^[1]においても、水素ステーションのコスト低減が急務と謳われており、設備のコスト競争力を抜本的に改善できるような新たな技術開発研究が必要となっている。

1.2 水素ステーションにおけるプレクール技術

現在、国内で建設が進められている水素ステーションの模式的な機器構成図の典型的な例を Fig.1.1 に示す。現状の水素ステーションでは、普通車 FCV クラスの場合、燃料である水素ガスを、FCV に装備された車載の水素ガスタンク(容積約 155L)に対して 70MPa(G)まで高压充填する設備として設計、建設、運用されている。現在のこの充填に対する設備設計上の指標として約 3 分で 70MPa(G) (水素質量で約 5kg 相当) まで充填を完了することが掲げられている。

一般的に、水素ステーションにおいて、充填される水素ガスは圧縮機等の昇圧手段を用いて約 82 MPa(G)まで昇圧され、一旦は高压の蓄圧器に蓄えられる。各水素ステーションでは、この高压の水素ガスを一次側(蓄圧器)からの差圧により充填先である FCV 車載タンクへ充填する操作が行われている。現在は、まだ市場からの要求需要が不十分で充填運転頻度が少ないこともあり、一次側に設けられた蓄圧器からの差圧充填であるが、将来においては全量圧縮機による連続的なガス供給プロセスも考える必要もある。

高压である水素ガスの充填操作自体は、閉空間である FCV タンクに対して連続流入する水素ガスによる非定常的な断熱圧縮となるため、充填されたガス圧力の上昇と共に FCV タンク内のガス温度が上昇する。現在の FCV タンクは構造上、耐高压の特殊樹脂が用いられているため、その固着用接着剤の耐熱温度の関係から、充填時における上限温度が国際基準として 85°Cに定められている^[9]。現状では、FCV タンクに対する充填操作を 85°C以下で終えるために、充填する水素ガスをあらかじめ-40°C近くまで冷却(プレクール)し、FCV タンクへ供給する仕組みが取られている。そのため、水素ステーションには高压水素ガスの冷却のためにプレクール設備が設けられている。このプレクール設備は、-45°Cクラスの外部冷凍設備で発生させた低温流体を介した熱交換器により間接的に水素ガスを-40°C程度に冷却するのが一般的である。Fig.1.2 にプレクール設備部分の構成例を示す。一般的には、高压水素ガスと低温のラインを熱交換させるプレクーラー熱交換器、プレクーラーにラインを循環させる回路、ラインを所定温度まで冷凍冷却するプレクール冷凍設備、およびその除熱部等から構成されている。

このような外部冷凍機(プレクール冷凍設備)を必要とする従来の水素ステーションにおいては、電力等の外部エネルギーで高压に圧縮した水素ガスを FCV タンクへ充填の際に、再び外部エネルギーを用いて間接的に冷凍・冷却するため、で熱プロセス上の観点から非常に無駄の多いシステムになっている。このプレクール冷凍設備は、普通車 FCV を対象とした平均的なステーションでは約 30kW 程度の設備容量に相当している。このためプレクール冷凍機設備や空冷チラー等の補機類の消費電力が水素ステーションのオペレーションコストの観点からも改善の余地がある。

また、安全に充填操作を終了するため、この充填タンクの上限温度制限の他にも、FCV タンクの初期残圧や外気温度条件により充填速度の規制等も、普通車 FCV 1 台当用の充填プロトコル(SAE-J2601)^[9]として技術基準として定められている。

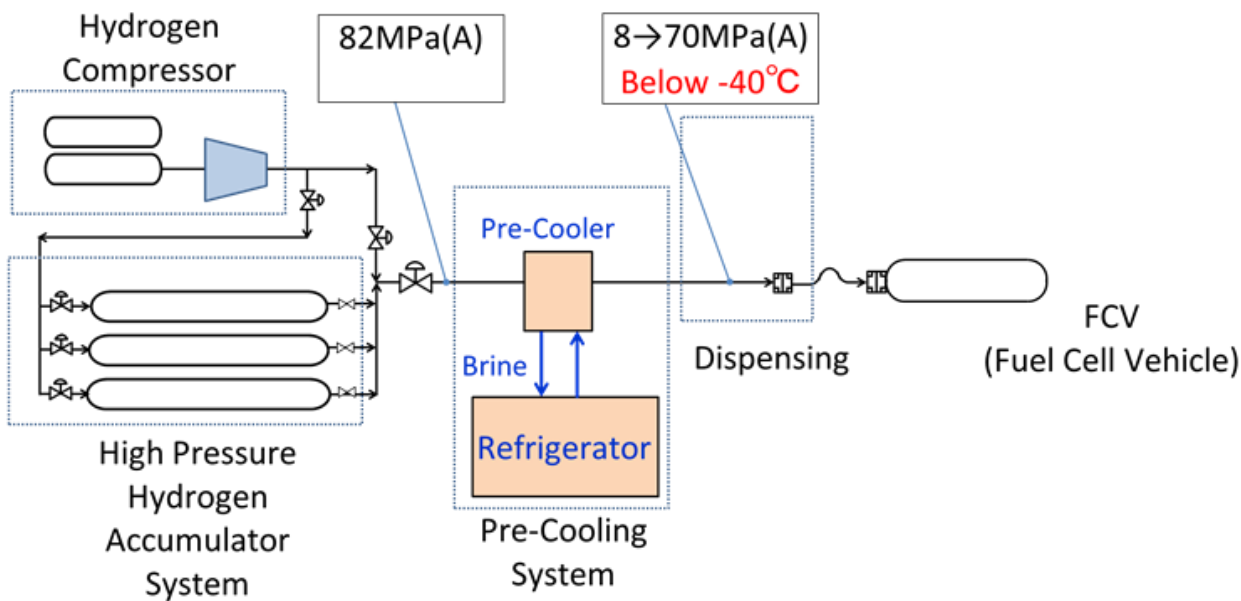


Fig.1.1 一般的な水素ステーションの機器構成

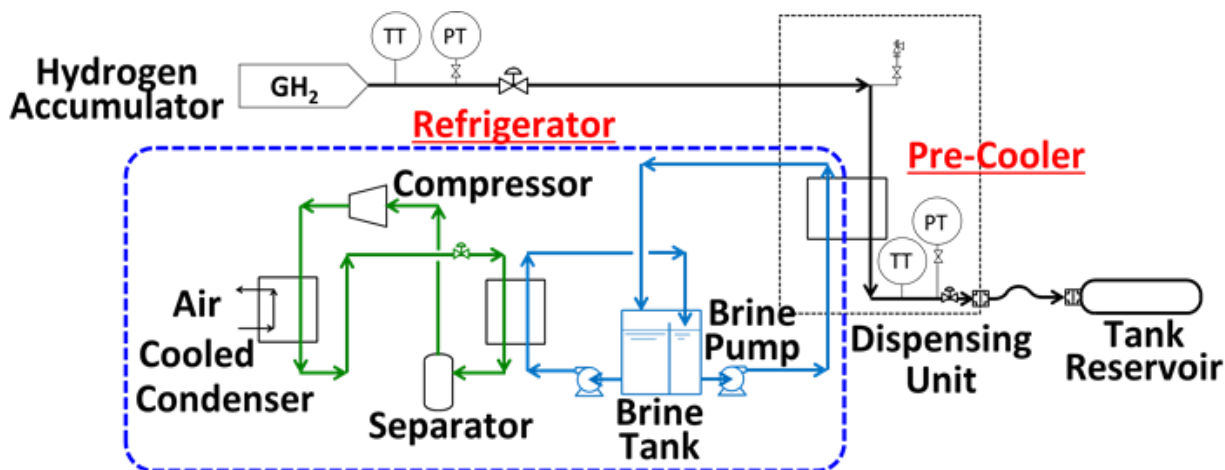


Fig.1.2 プレクール設備の機器構成例

1.3 水素ステーションの機器コスト構成

水素ステーションの普及促進には、水素ステーション自体の初期コスト、運転コスト、保守コスト等のあらゆるコストを削減することが必須である。水素エネルギー白書(2016年度版)^[1]によると、普通車用FCVを想定した標準的な規模の300Nm³/hクラスの水素ステーション(オフサイト式)における建設設備コスト構成はFig.1.3に示すように約4.8億円とされている。このうちプレクール設備に相当する部分は「プレクーラー(指標0.3)」および「ディスペンサー(指標0.6)」と「その他各種配管(指標0.6)」の一部に含まれる熱交換器類、配管類が相当する。

構成機器類の最新のコスト情報でもプレクール設備(プレクーラー熱交換器、プレクール冷凍設備)として初期コストは約0.8億円程度であり、設備の全体コストに対して大きな比率を占めている。

また、水素ステーションの建設には都市部においては特に土地の取得費用も加味する必要があるため、省コストの観点から、より小型なプラントが望ましい。

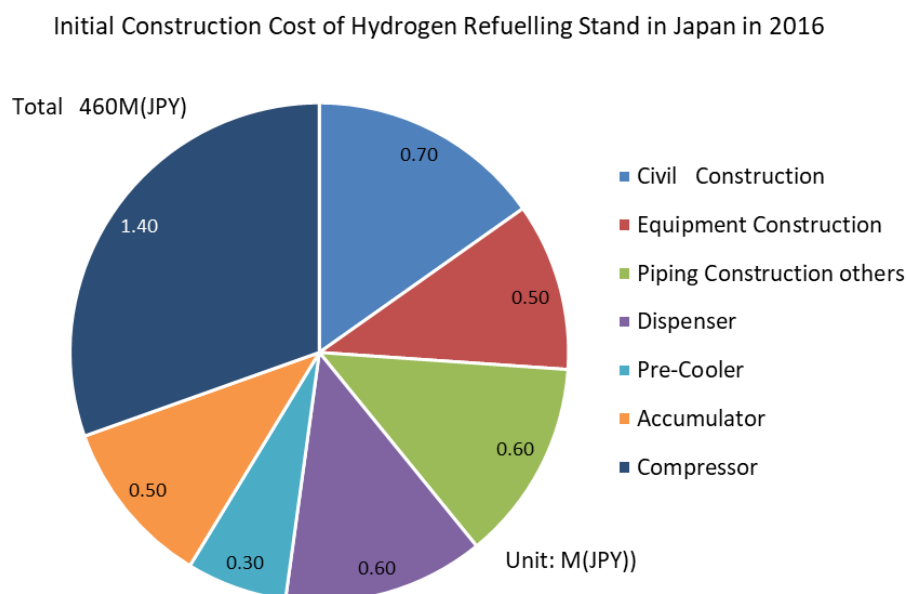


Fig.1.3 水素ステーションのコスト構成例
(出展：水素エネルギー白書 2016 年度版^[1])

課題となっている水素ステーションの事業経済性という意味では、建設時の初期コストのみならず、運用コスト、保守コストの経済性も重要である。標準的な規模の 300Nm³/h クラスの水素ステーションにおけるプレクール設備部分の、2017 年現在での運用コストは、水素ステーション 1ヶ所あたり約 3 千万円かかっている。そのうち、実機ヒアリング調査の結果、プレクール関連設備に対する運転電気コストとして年間約 260 万円(条件は下記)、保守コストは年間約 160 万円程度かかるのが実態である。

[運転電気コスト積算条件]	プレクール冷凍設備	稼働時間：9.5 h r /日
	プレクール冷凍設備	稼働日数：365 日
	プレクール冷凍設備	消費電力：65.4 kW(除熱設備含む)
		226.6 MWh
	電気代換算	: 11.5 JPY/ k Wh
	年間電気コスト	: 2,600 kJPY/年

また、現在の水素ステーションのプレクール冷凍設備は、国内の場合、高圧ガス保安法/冷凍保安規則により 1 年に一度の保安検査が求められる。このため、保安検査機関 (4~5 日) は設備運転が出来ないことによる不稼働を生じることになる。

上述のように、現状の水素ステーションにおいて、プレクール設備部分に相当する種々のコスト割合は小さくない。従って、プレクール設備部分を新技術導入することによる各種合理化が実現すれば、水素ステーションの事業経済性の向上にかなり貢献することが出来る。水素ステーションの建設加速、その結果としてFCVの普及にも直結し、水素社会への早期転換に向けての間接貢献につながる。

1.4 水素充填に関するこれまでの研究

水素ステーションの建設や運用開始に先立ち、世界的な技術基準の早期の確立が叫ばれ、あらゆる観点からの技術基準が検討されてきた^[2-8]。これらの技術基準は米国の自動車技術会(SAE: Society of Automotive Engineers)の燃料電池車に係る技術規格(SAE-J2601:2014年7月制定)^[9]に集約されている。SAE-J2601には高压水素ガスのタンク充填の国際ルールも含まれており、この充填基準の策定にあたり数多くの工学的な研究が行われてきた。主要なものを以下に示す。

水素ステーションへの応用を想定した高压水素ガスの充填に関する代表的な研究として Monde らにより閉空間タンクへの水素ガス充填における熱解析検討が詳細に行われている^[10-14]。

Kuroki らは、水素ステーションを想定したプレクーラーから充填タンクに供給される水素ガスの非定常的な熱バランスから、充填されるタンク温度の挙動と温度分布をを計算で求めたものである。実際の試験計測値との整合も示され、シミュレーション計算の結果は非定常熱伝導解析解の固有値の第一次項だけでも十分な妥当性も示されている^[10]。

Monde らは、同様に水素ステーションから車載タンクへの水素充填(35MPa(G))に即した充填タンクの温度上昇を試験的に求めている。試験結果では、水素ガスからタンク壁面への伝熱速度がタンク内ガス温度の挙動に大きく影響していることが示されている。水素ガスの35MPa(G)充填完了後のタンク壁面への熱伝達係数はおおよそ270 W/m²Kと評価されている。またこの温度挙動の予測計算も行われており、充填過程中においてはタンク壁面への熱伝達係数は約500 W/m²Kと計算されている^[11]。

更に Monde らは、水素ガスの70MPa(G)充填における充填タンク内の水素ガスの温度上昇の過程をシミュレーション可能なモデルを提案している。実際の充填時に供給される水素ガスの圧力、流量を模擬して計算評価された結果として、充填過程においてはタイプIVのタンクではタンク壁面への熱伝達係数は、250~500 W/m²Kと評価されている^[13]。

Woodfield、Monde らは、水素ガスの70MPa(G)充填において、より実際の充填タンクに近い大きさ205Lまで拡張して、バンク方式による熱計算と検証も行っている^{[12][13]}。

これらの他に、タンクへの水素ガス充填に関する熱的な研究が現在までに数多く報告されており、モデル化した解析^[14-19]および充填に関する各種の熱パラメーター実測結果^[20-24]も報告されている。水素ガスの充填流量制御手法に関しても最適化の手法が提案されている^[25]。

更に Monde らは、欧州自動車メーカーのB社での充填数値から、高压水素を容器に充填する際のタンク本体へ流入する水素ガスから、接ガス部(ライナー部分)への伝熱量を外部放熱量として定量的に求め、3分間の水素充填において、外部放熱量を0.58MJ/m²と求めた。これにより、

一般的な車載タンクにおいて、流入する水素ガスの熱エネルギー量(流入エンタルピー×質量流量)の積分総量に対して約10~20%が外部放熱に相当することも報告されている^[29]。

一方、これらの高圧水素プロセスの熱計算に用いられる熱物性値は、Sakodaらにより集約された実測値に基づく熱物性計算コードが用いられている^{[26][27]}。

これまでに公開されている学術論文は、主に従来式の膨張弁による差圧充填に関する研究報告であり、熱プロセスとして新たなものではない。膨張タービン等の外部仕事を行い、温度降下を組込んだ膨張タービン式プレクールプロセスに係る報告事例^{[30][31]}はほとんど無い。

1.5 本研究の目的

以上を背景に本研究では、近年建設が開始された水素ステーションの普及加速に貢献すべく、プレクールの熱プロセスに着目し、膨張タービンを用いたこれまでに無い膨張タービン式プレクールプロセスを提案した。この膨張タービンを用いたプレクールプロセスは、従来のシステムに対してプレクール冷凍設備を無くすことが可能となるため

- 1) 大幅なシステム熱プロセスの合理化が行える
- 2) 膨張タービン自体が非常にコンパクトになるため設備の抜本的な小型化が図れる
- 3) -45℃冷凍設備に相当する運転電力を必要としない
- 4) 設備の大幅なコスト低減が可能となる

といった革新的な効果が期待できる。

そのため、膨張タービン式高圧水素充填システムの熱プロセスの検討を重ね、プロセス上の有効性を確認することを研究の第一目的とした。

更に、実際の普通車クラスのFCVタンクへの充填を想定したスケールの水素膨張タービンを設計・試作を行い、実機タンクへの高圧水素充填を試みることで、プロセス検証を行うこと第二目的としている。具体的には、試作の水素膨張タービンが小型(インペラ径: $\phi 8\sim 10\text{mm}$)、且つ高回転(1,000krpm)といった世界的にも初めての領域の膨張タービンであるため、全くの新開発研究となった。最終的に実機の水素ステーションと同じ82MPaの高圧水素での膨張タービン運転を目指した。高圧水素での試験の前に、事前の乾燥空気による機械回転試験、低圧水素による機械回転試験で安定して回転に至らず多大な時間を要した。

本研究で得られた試験結果を膨張タービン式高圧水素充填システムの実現に向けた機器設計に反映する目的で効果を定量的に考察する。

第2章 膨張タービン式プレクールプロセスの提案

2.1 はじめに

本章では、前章で述べた開発研究の背景から、膨張タービン式プレクールプロセスを考案するに至った高圧水素ガスのプロセス検討過程に関して述べる。考案の根底にはこれまでの各種極低温プラント（ヘリウム液化冷凍システム、窒素液化プラント、深冷空気分離プラント）において寒冷発生を目的に用いられてきた膨張タービンの熱プロセス計算に関する知見がベースとなっている^[32]。

2.2 水素ガスの断熱膨張による温度変化の試算

水素ガスは、従来の水素ステーションにおける弁等による等エンタルピー膨張過程による操作では、水素ガス温度は上昇する。

水素ガス (Normal) に対する膨張過程による温度変化としては膨張前の状態点におけるジュール・トムソン係数の計算を行うことでその温度挙動の様子を図示することができる。本研究で想定している圧力、温度範囲における水素ガスのジュール・トムソン係数 μ_{J-T} の計算結果を Fig.2.1 に示す。

$$\mu_{J-T} = \frac{T^2}{c_p} \left[\frac{\partial}{\partial T} \left(\frac{v}{T} \right) \right]_p = \frac{1}{c_p} \left[T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v \right] = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_h \quad (2.1)$$

ジュール・トムソン係数 μ_{J-Tn} の定義は式(2.1)に示す。計算は九州大学が開発した高圧水素熱物性プログラム^{[26][27]}を用いて計算した。

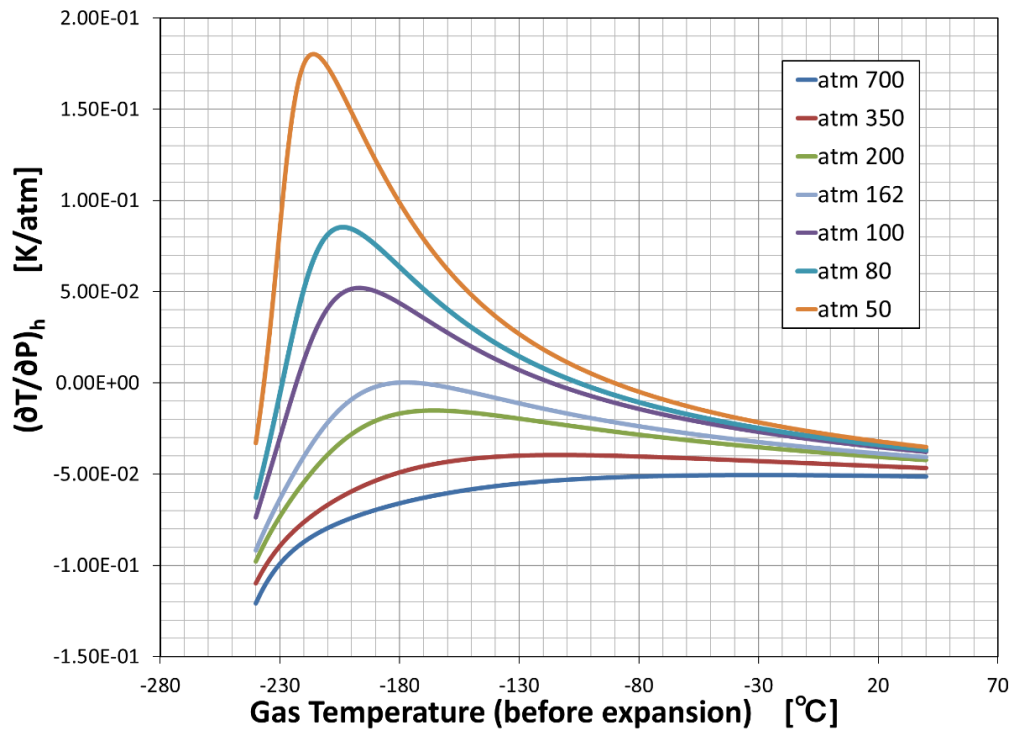


Fig.2.1 水素ガスのジュール・トムソン係数

Fig.2.1 は水素ガスを膨張弁等で等エンタルピー膨張過程の温度変化勾配に相当するが、水素ガスの特徴として逆転温度が低いため(大気圧で 204K)、水素ガスの常温常圧からの等エンタルピー膨張過程では $(\partial T/\partial P)_h$ の値が負の領域にあり、膨張により温度は上昇する。一例として、82MPa(G)、30°Cの状態から 8MPa(G)までバルブ等による等エンタルピー膨張の場合には、温度は約 34.9°C上昇することを意味する。産業プラントでの実プロセスの一例として、水素液化プラント等の最終膨張手段として JT 弁膨張にて液化点まで温度降下を行うためには、膨張前のガス温度をおおむね 33K 以下にしないと温度低下の効果がない。そのため、膨張前のプロセスガスの温度を 33K 以下に下げするために、膨張タービンや膨張エンジンを用いた断熱膨張要素が利用される。これらの膨張タービンは、スケール上の問題と極低温領域で作動させる必要から周囲の外部温度 300K との間の侵入熱の影響が大きく、膨張タービンの断熱効率 (エンタルピー効率) は低く、おおむね 70~75%となっている [32] [35]。

2.3 膨張タービンによる出口温度の推定

膨張タービン等の外部仕事を伴う膨張の場合は、前項の膨張弁での等エンタルピー膨張時とは異なり、必ずエンタルピー降下を伴うため、膨張により温度降下を伴う。一例として、後述の膨張タービン式高圧水素充填システムにおける断熱効率 $\eta = 65\%$ として膨張を想定した場合の膨張タービン部分の T-S 線図を Fig.2.2 に示す。断熱効率を $\eta = 65\%$ 置いた理由はこれまでのヘリウム液化タービンでの実績効率値 (高段 : 75%、低段 : 73%) [32][35] から、今回の仕様条件に換算したものである。Fig.2.2 において、左側は膨張比 ($\gamma = P_{in}/P_{out}$) が 12.8 と比較的大きな状態、右側は膨張比が 2.6 の場合の事例である。水素ステーションでのタンクへの充填を想定した場合、タンク圧力が膨張タービンの背圧(二次側圧力)に相当するため、Fig.2.2 の左側は充填初期の状態例、右側は、タンク圧力がある程度上がった中間状態の様子を示している。

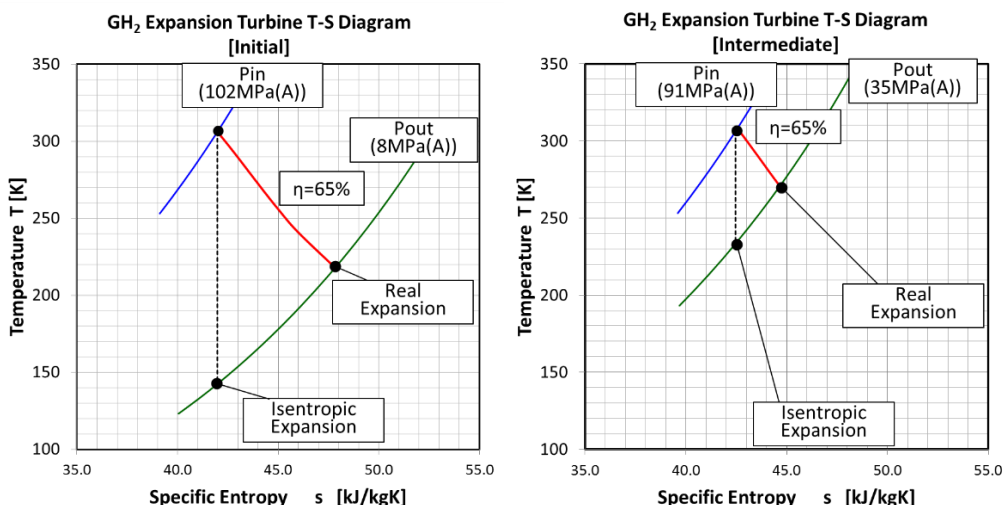


Fig.2.2 膨張タービンによる水素膨張過程を試算した TS 線図
(右は膨張比が高い (運転初期の条件)、左は膨張比が比較的小 (中間運転))

実際の膨張タービンは、設計された内部反動度に沿い、内部の入口固定ノズル部と回転翼車（インペラ）部分でそれぞれ膨張効率を評価する必要があるが、ここでは入口固定ノズルとインペラの両者を含めたオーバーオールな効率としてプロセス評価している。

この T-S 線図事例は、入口圧力 (P_{in}) から出口圧力 (P_{out}) まで膨張した場合の出口状態として

$$T_{out} = f(P_{out}, h_{out}), \quad h_{out} = h_{in} - \eta \cdot (h_{in} - h_{th}) \quad (2.2)$$

$$\left(\begin{array}{l} h_{in} = HY_HPT(P_{in}, T_{in}), \quad s_{in} = HY_SPT(P_{in}, T_{in}) \\ h_{th} = HY_HPS(P_{out}, s_{in}) \end{array} \right) \quad (2.3)$$

添字 th は等エントロピー膨張点を示す
HY_HPT, HY_SPT, HY_HPS は九州大学熱物性計算プログラムの関数を示す

(2.2)式および(2.3)式から理論熱落差 ($\Delta h_{th} = h_{in} - h_{th}$)とエンタルピー効率の関係として出口温度を求めたものである。このような膨張タービンによる膨張計算例では、膨張弁のような等エンタルピー膨張の場合とは異なり、いずれの膨張領域においても温度降下を生じ、プロセス上の寒冷を発生させることが出来る。Fig.2.2 の左側の条件事例では約 88K、右側の条件事例では約 39K の温度降下を示している。尚、膨張タービンが外部に取り出した仕事量は、質量流量を m としたとき $m \cdot (h_{in} - h_{out})$ に相当する。

膨張タービンは膨張過程で入口ガスの持っているエネルギーの一部を回転エネルギーとして外部仕事に変換され消費する必要がある。膨張タービンのエネルギー消費には様々な手法があるが、一般的な低温プロセスにおける代表的な事例を Fig.2.3 に示す。Fig.2.3 は (a) 発電機による電力回収方式、(b) ブレーキファン方式、(c) タービンコンプレッサー方式のそれぞれの概念フロー図である。本開発研究においては、水素ガスに対する防爆の観点、およびタービンが小型になるとい物理的なスケール制約の問題から、(a)の発電機による電力回収は断念し、(b)(c)の遠心ブレーキファンまたは遠心コンプレッサーによるプロセスガスの昇圧、昇温する方式を選択している。

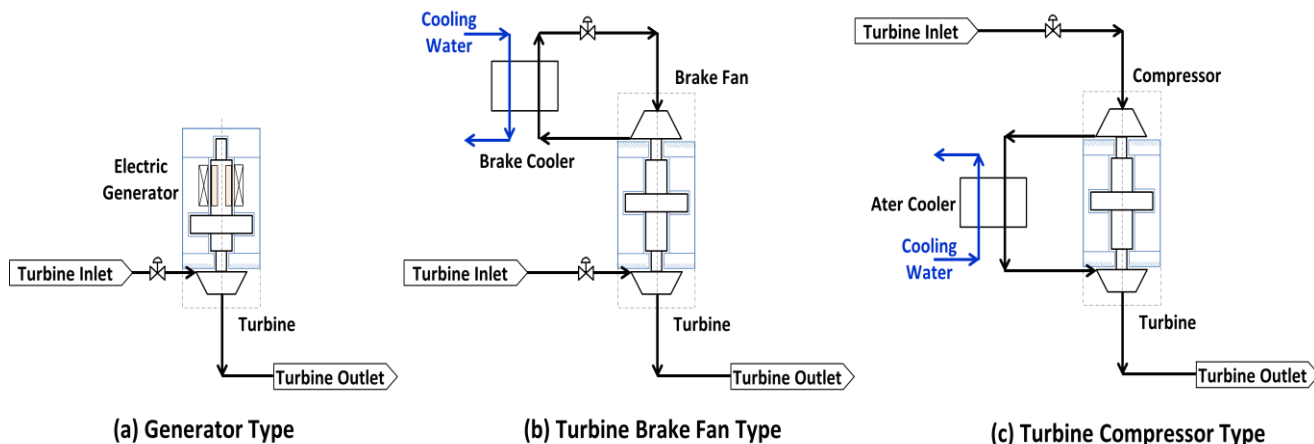


Fig.2.3 低温プロセスにおける膨張タービンのエネルギー消費回路の事例

Fig.2.3 の(b)(c)方式とも、膨張タービン回転体のタービン翼車（インペラ）の反対側に遠心ファンまたはコンプレッサー翼車を配置しており、プロセスガスを昇圧・昇温することでエネルギーを消費する。この昇温されたガスを冷却水や冷却空気等の外部冷却流体と熱交換させることでシステムの熱バランスを行うものである。本開発研究のように、プロセスガスの寒冷発生（温度降下）を主目的とすること、および、タービンの膨張比をより高く確保するという観点からは、(c)の遠心コンプレッサー方式が実現できれば、最も望ましい方式となる。

この場合のコンプレッサー翼は、膨張タービンにより変換された仕事を外部に取り出すことが主目的となるため、最高効率的なものは追及する意味はなく、低い効率でも構わない。本開発研究では効率を通常より低い約33%前後とし、熱として外部に散逸させることを主目的に検討している。

また、システム効率を最大にするには、実際の機器構成配置として膨張タービンを1台でなく複数台で構成し多段膨張プロセスとする考えもあるが、本開発研究では1台構成としている。それは以下の理由による。1) 熱計算で1台の膨張タービンの平均効率で65%程度あれば本システムの必要寒冷が得られること、2) 実用化に向けて、ひとつのシステム中に存在する高速回転機器の数を極力減らしていく必要があること、3) コンパクト化を目指す観点からユニット内部配管をシンプルにするのが望ましい。

2.4 膨張タービン式プレクールプロセスの概要

前章1.2項のFig.1.2に示すような水素ステーションの従来式プレクール冷凍設備で水素ガス温度を-40℃まで降下させる熱プロセスに対して、この部分を膨張タービンで水素ガスを断熱膨張させることにより、必要な寒冷を発生させ充填を行うシステムを新たに考案した。その系統フロー図をFig.2.4に示す。Fig.1.2およびFig.2.4において、それぞれの青破線で示された部分がそれぞれ水素ガスに寒冷を与えるプレクール設備部分に相当する。それぞれのプレクール設備部分の上流部分（高圧水素ガスの蓄圧源または圧縮機）、下流部分（ディスペンサー部）、および充填タンク

部の設備やプロセス条件は変わらない。Fig.2.4 の膨張タービン部分で一次圧から二次圧（充填タンクの背圧）に向かって断熱膨張することで水素ガス自身のエネルギーを外部仕事として取り去ることで出口ガスのエンタルピー降下をもたらす。膨張タービンの回転エネルギーとして取り出された仕事は、タービン回転軸のタービンインペラーと反対側に取り付けられたコンプレッサーで昇圧消費するタービンコンプレッサー方式とする。この方式はタービン出力を消費する目的であるが、水素ガスを入口圧力から更に昇圧するため、その昇圧されたガスをタービン入口側へ導くことでタービンでの膨張比（熱落差）を更に向上させることができる。コンプレッサー側での昇圧には温度上昇を伴うが、温度上昇した水素ガスは空冷またはチラー水で冷却されるアフタークーラーを介して適切な温度（20℃以下）で膨張タービン側へ供給される。

典型的なプロセス事例として、普通車 FCV 用の水素ステーションにおいては元圧として約 82 MPa(G)の高圧水素ガスを膨張タービンユニットへ供給する。この膨張タービンユニットで全体システムの終点に接続された充填タンク容器に対して膨張し充填を行うものである。従って、膨張タービンの出口圧は充填タンク側の内圧+系統圧力損失として、充填初期の約 8 MPa(G)から、充填完了となる約 70 MPa(G)まで 3 分以内に上昇変化していく。

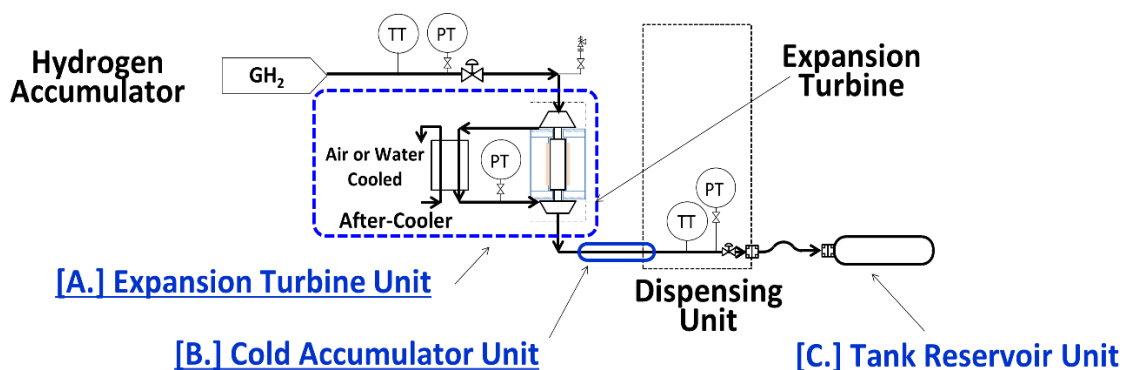


Fig.2.4 膨張タービン式プレクールプロセス（膨張タービン式高圧水素充填システム） 系統図

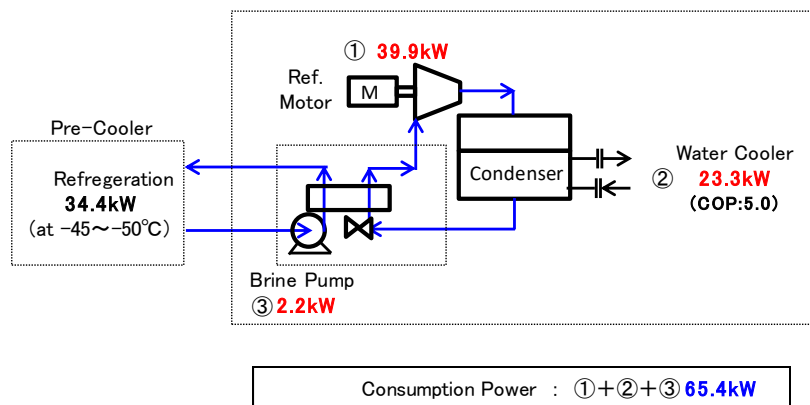
最終的に充填タンク側圧力が規定の 69~70MPa(G)になった時点で充填完了とし、運転を終了する。

Fig.2.4 のような膨張タービンをプロセスに組み込んだシステムを実現することにより、従来方式 (Fig.1.2) に対して、プロセスから-45℃の冷凍機設備一式を排除することができるため、熱設備的に非常に大きなメリットをもたらす。

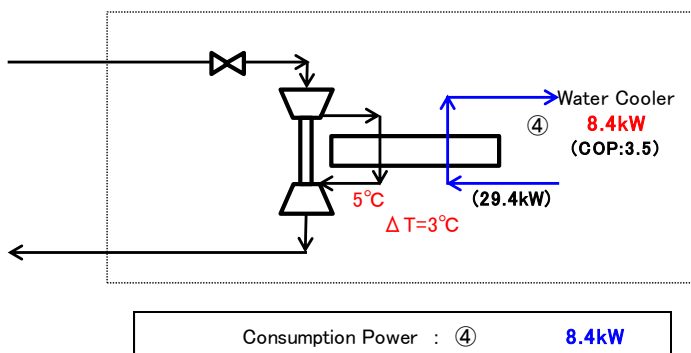
一例として、普通車 FCV 用のタンクへの水素充填を想定したシステム比較として、従来方式と新提案方式の消費動力の差異を試算した。試算結果を Fig.2.5 に示す。従来方式の設備では-45℃冷凍機(COP=5.0)の主電動機消費動力、凝縮器徐熱消費動力、ブラインポンプ動力として、約 3 分間の充填時間における平均評価は 65.4kW である。これに対し、膨張タービン式プレクールプロセス(膨張タービンの断熱効率は 65%)では、アフタークーラー部分の徐熱消費動力分 8.4kW がこ

れに相当する。従って両者の差として、1ユニットとして約 57kW の消費動力が改善されることになる。

● Conventional Process



● New Process



● Power Improvement

$$(65.4) - (8.4) = 57.0kW$$

Prediction of Annual Electric Cost Improvement

Operation Time	Annual Improvement	Rate	Cost Improvement
9.5h/day	197.5MWh	11.5 JPY/kWh	2,271k-JPY/Year
Operation Rate 39.6%			

Fig.2.5 従来方式と膨張タービン式プレクールプロセスの消費動力比較

この消費動力差に対して、年間の稼働条件を 9.5h/day(15 時間での稼働率 63%)、と仮定すると、1ユニットでも相当な運転コスト差が生じ、膨張タービン式プレクールプロセスのメリットは大きい。経済産業省の「水素・燃料電池戦略ロードマップ」^[28]において、2030年には約 80 万台の普通燃料電池車が国内に普及が予想されていることから、同時に相当な数のディスペンサーが国内に必要なようになってくる。非常に多くの普及数が予想され、省エネルギーの観点からも効果量は膨大になり、本開発研究の意義は非常に大きいと言える。

2.5 膨張タービン式プレクールプロセスのフロー構成の検討

膨張タービン式プレクールプロセスを FCV 用の水素ステーションでの充填システムに適用する場合、プロセス上は充填時間3分の間に充填タンクの圧力上昇に伴い、膨張タービンの出口圧力も徐々に上昇する。従って、時間の経過と共に膨張タービンの膨張比も時間と共に変化していく。そのため、この膨張タービンは通常の定常プラントのような一定負荷での運転ではなく、常に膨張比が変化していく非定常的な運転を前提とする。Fig.2.4 に示すような充填システムへの適用においては、膨張比の変化の結果、出口温度 (= 出口エンタルピー) も運転時間と共に変化 (上昇) していき、この膨張過程で得られる寒冷発生量も徐々に変化する。普通車クラスの FCV 用水素ステーションを想定した運転圧力条件では、起動後運転初期においては膨張比が比較的高いため、膨張タービンの出口温度は一旦 -40°C を下回る。その後、充填が進むに従い、時間と共に上昇するタンク圧力に応じたタービン出口圧力の増加、すなわち膨張比の減少 (タービン熱落差の減少) へ転じる。その結果、タービン出口温度自体は徐々に上昇していく。後出の計算結果のように、普通車用の水素ステーションを想定したシステムにおいては、充填運転の初期の30~40秒間は膨張タービン出口の水素ガス温度は -40°C を下回り、その後ゆるやかに上昇に転じていく。

現在の FCV への充填ルールである SAE-J2601 (以下充填プロトコルと記す) においては、車載タンクへ充填する際の供給する水素ガス温度を -40°C 以上であることが定められている^[9]。これは、現行の車載タンク側の容器材料、またディスペンサーからの連結ホース材料、各種シール材料の設計下限温度からきている下制限値である。このため、Fig.2.4 に示すシステムを現状の充填プロトコルに合致させるためには、タンク側への水素供給温度を -40°C 以上に保つ必要があり、タービン出口に一時的に寒冷を蓄積する蓄冷器を設置する。この蓄冷器により膨張タービンの初期運転時間帯で発生した -40°C を下回る低温の過剰寒冷を一時的に内部に蓄え、充填タンク側へ -40°C 以上の水素ガスを供給する。その後、充填の進行とともに膨張タービン出口温度が上昇し蓄冷器の温度と逆転した後に、今度は蓄えられた冷熱を系内に放出する機能を有する。尚、Fig.2.4 の提案システムの将来の最終的な形として、膨張タービン下流部分の各種使用材料の設計使用可能温度が約 -65°C 近辺まで拡大された時点において、この蓄冷器は不要となってくる。この場合は、更に充填システムとしての合理性とコンパクト化が実現できることを意味する。

第3章 膨張タービン、アフタークーラー、および蓄冷器的设计検討

3.1 はじめに

本章では、前章で提案した膨張タービンを組み合わせた膨張タービン式プレクールプロセスの開発研究において、主要構成機器である水素膨張タービン、アフタークーラー、蓄冷器の概念設計および検討内容について説明する。これら主要機器はどれも実績範囲を越えた領域の新設計品であり、詳細設計に入る前に法規対応含めて各種の概念設計を行っている。特に水素膨張タービンは、超小型、且つ超高速回転になり、しかも 82MPa の圧力をこえる高压水素を作動流体とする回転機器を製作することは世界初の試みである。

3.2 膨張タービンの設計検討

膨張タービン式プレクールプロセスを、普通車 FCV 用としてシステム規模の検討を行った。現状の普通車 FCV 用水素ステーションでは幾何容積 155L の車載タンクに対して約 3 分で 5kg の水素を充填する能力は時間平均で 23g/s の水素供給能力に相当する。この値は低温タービンに対しては小流量になり、これに近い処理量の膨張タービンとして現実に製作可能な範囲で 33g/s 規模のものを想定している。膨張タービンの主要仕様は以下となる。

膨張タービンインペラー径	: 8~10 mm ϕ
膨張タービン・回転数	: 1000~1200 krpm
膨張タービンインペラー周速	: 523~628 m/s
膨張タービン・DN 値	: 400~480 万 rpm・mm

インペラー径および回転数の仕様数値は、従来の低温タービンの設計手法に基づき、①処理する水素ガス条件での比速度から概略直径、ノズル断面積が微小となるが製作上妥当である範囲であること、②理論断熱熱落差から理論断熱膨張速度 C_0 を求め回転数へ換算し、これらが製作上妥当で実現可能範囲内にあるかを相互検討して決定した。

インペラー径 $\phi 8\sim 10\text{mm}$ 、回転数 100~120 万 rpm は、機械加工の観点からもこれまでにない世界最小クラスの回転体となる。設計された膨張タービンの概念図を Fig.3.1 に示す。軸受構造は高速回転を支えるため、従来の低温タービンで確立されているガス軸受構造とした。回転体の中心部にスラストカラーを設け、その軸方向の両側にラジアル軸受を対象に配置している。ラジアル軸受は真円式軸受を工夫した動圧式ガス軸受であり、スラスト力に対しては、回転体中心部に配置したスラストカラーの両面で受ける動圧+静圧式軸受とした。

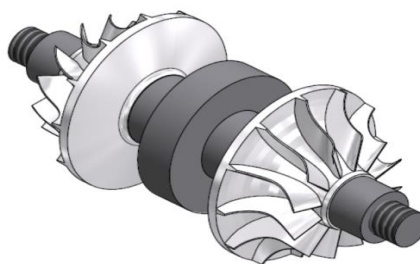


Fig.3.1 膨張タービン回転体概念図

回転体のラジアル軸受部の直径は $\phi 4\text{mm}$ となり、これを回転数と掛け合わせた DN 値という観点からは、400 万 $\text{rpm} \cdot \text{mm}$ のクラスとなる。この回転体の DN 値の概念で同種のガス軸受式の実績比較を Fig.3.2 に示す。ガス軸受方式の低温タービンとしての DN 値はこれまで 300~330 万 $\text{rpm} \cdot \text{mm}$ である。図中の赤丸で囲んだものが本開発研究の目指す目標点になり、今までに無い非常に小型で高い回転数領域となっている。

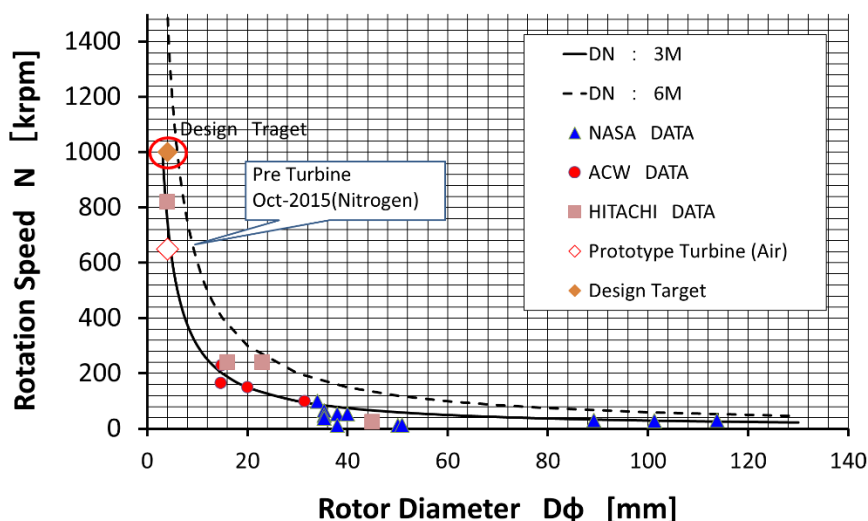


Fig.3.2 ガス軸受式膨張タービンの実績範囲(アーカイブワークス社提供資料)

試作に向けての設計として、回転体（回転軸、インペラ）の材質を、高速回転に耐える比強度を有することと耐水素脆性の要求から、Ti 合金(Ti-6AL-4V)を選定した。更に、回転体の高速回転に対する危険速度域回避の観点から、各モードでの振動解析も実施し設計を進めた。

3.3 アフタークーラーの設計検討

膨張タービンの動力は膨張タービン回転軸の反対側に設けたコンプレッサ（圧縮機）にて消費され、コンプレッサ吐出側の水素ガス温度は上昇する。この温度上昇分を外部に放熱するため、水冷または空冷のアフタークーラーを設ける。アフタークーラーから出た水素ガスは膨張タービン入口へ送られる。膨張タービン式プレクールプロセスにおいて、水素充填運転の初期には計画計算上のコンプレッサ出口圧力は、約 108 MPa(G)、96°Cに上昇する。この高温高圧の水素ガスを約 20°C以下(目標 7°C)までに冷却するための熱交換器としてアフタークーラーを設ける。

アフタークーラーの低温側作動流体に空冷チラーで冷却されたチラー水(5~12°C)を用いるものとした。設計に際して 108 MPa(G)の高圧の水素ガスを通すため、耐圧性と熱伝達の両立が重要な設計課題となる。本開発研究では細管を伝熱管とする細管式熱交換機として設計を進めた。伝熱管(細管)内に高圧水素ガス、伝熱管外にチラー水とする管群構造となる。設計圧力として 120 MPa(G)クラスの細管伝熱管として、高圧水素用として使用が認められている材料 (HRX-11) の

場合でも、耐圧構造上は伝熱管1本あたりの寸法は、外径 $\phi 3.15\text{mm}$ 、内径 $\phi 1.75\text{mm}$ となり、非常に小型化がはかれる方向にある。設計の結果、アフタークーラーの大きさは全体概略スケールで $240\text{mm(L)}\times 240\text{mm(W)}\times 460\text{mm(H)}$ となり、膨張タービンと連結したユニットの形態にしても非常にコンパクトなものになる。

3.4 膨張タービンユニットの設計検討

膨張タービンとアフタークーラーを組み合わせたものを膨張タービンユニットとして空間設計を行った。Fig.3.3に普通車FCV用の水素ステーションの流量で設計した膨張タービンとアフタークーラーの組合せユニットの大きさを示す。前出のように膨張タービンおよびアフタークーラー共に非常に小型なものになるため、従来のプレクール冷凍機部分がこの膨張タービンユニットに代わればそのコンパクト性と省エネ性から、革新的な技術改善につながる。Fig.3.3の膨張タービンユニットは、現状の水素ステーション用のディスペンサー内部に容易に組み込むことが可能な大きさである。ディスペンサーに組み込んだ概念的な図をFig.3.4に示す。比較のためFig.3.4には、従来方式のプレクール設備も併記しているが、「新方式」においては、そのコンパクト性からディスペンサー単体の合理化のみならず、水素ステーション設備全体の観点からも非常に合理化・シンプル化を実現することが出来る。すなわち水素ステーションの設備初期コストや、工事コストも大幅に改善することにつながる。

Fig.3.4は普通車FCVクラスの水素ステーションを想定したものであるが、更に将来において、大型FCV車(バス、トラック)、FC鉄道車両、FC船舶といった大容量の充填が必要とされる大容量の水素ステーションにも膨張タービン方式は極めて有効となる。大型FCへの燃料供給(燃料充填)は、充填設備としての処理容量を拡大化したものが必須になるが、従来の外部冷凍機によるプレクール設備方式の場合、設備処理量の増加に伴いプレクール熱交換器、およびプレクール冷凍設備共に容量の大きなものを建設する必要がある。従ってプラント設備としては大規模化の方向になる。これに対し、膨張タービン式高圧水素充填システムでは、このタービンユニットを複数台並列に設けることで、大流量化が容易である。例えば現状の流量の2倍化程度であれば、現状の普通車FCV用水素ステーション用ディスペンサーの筐体の内部に膨張タービンユニットを2系列包含可能である。タービンユニットのn倍化のイメージで設備の大容量化が可能のため、設備の拡張性の観点からも非常に優位と言える。

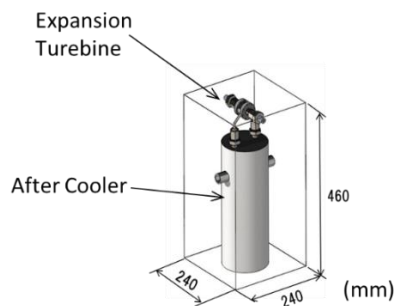


Fig.3.3 膨張タービン、アフタークーラーユニット

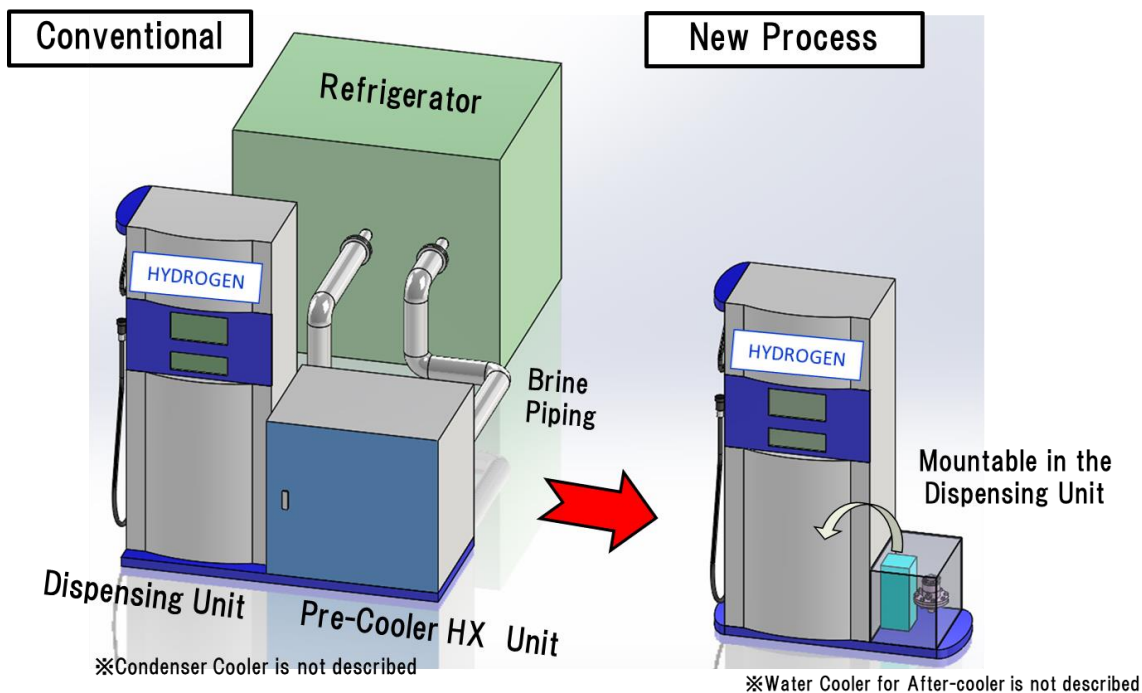


Fig.3.4 膨張タービン式高圧水素充填システムの設備概念図（両者とも水冷徐熱部分は除く）

3.5 蓄冷器の設計検討

現状の充填プロトコルでは、タンクに対して -40°C 以下の温度の水素ガスを供給してはならないルールになっている。膨張タービン式プレクールプロセスでは、後出の膨張タービン部分のシミュレーション計算にあるように、膨張タービン出口の温度が -40°C 以下の時間帯(充填初期のタイミング)がある。この問題を解決する手段として、膨張タービン出口の部位に冷熱を一時的に蓄える役目をする蓄冷器を設置する。

具体的には、膨張タービン出口温度が -40°C 以下に降下する最初の数十秒の低温の水素ガスを蓄冷し、蓄冷器出口温度が -40°C 以下になるのを防ぐ。その後、張タービン出口温度は徐々に上昇していくため、今度は蓄冷された部分からガス側へ冷熱が伝わることで寒冷エネルギーを再利用していく目的で設置する。

蓄冷器は、 82MPa(G) の高圧対応となるが、構成のシンプルさを優先し二重管式の蓄冷器構造とした。耐圧配管の内側に主蓄冷体材料として銅管を組み込んだ蓄冷管で構成する。設計した蓄冷器の基本構造を Fig.3.5 に示す。この蓄冷器を設けることにより、現行の充填プロトコルに近い形での運用可能なプロセスとなる。尚、将来において、水素ステーションの配管や車載タンクの構成材料の低温側の温度範囲が拡張され、規準のガス温度範囲が拡張された時点においては、この蓄冷器は無くすることが可能となる。

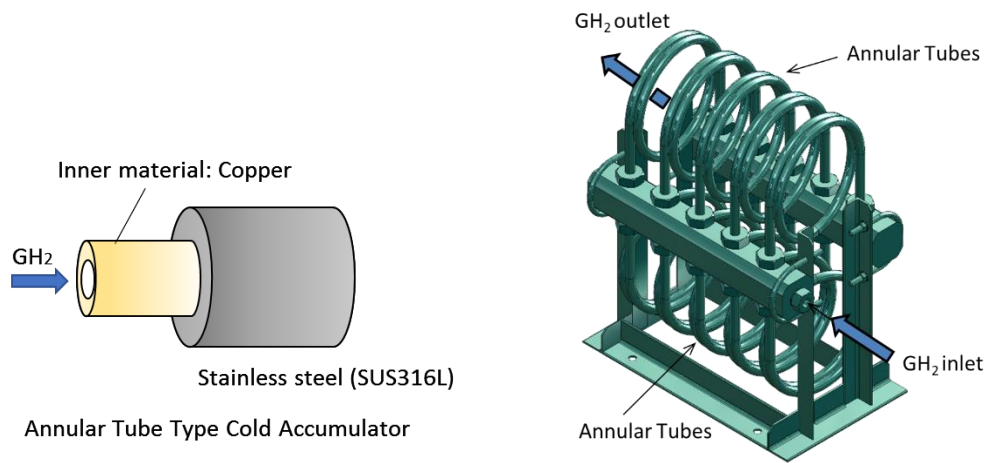


Fig.3.5 二重管式蓄冷器概念図

第4章 数値シミュレーション

4.1 はじめに

前章までに実施した膨張タービン式プレクールプロセスの概念設計結果に基づき、プロセスの成立性を確認するため、システムの流れ方向に沿った全体の非定常シミュレーション解析を行った。本章では、全体熱解析の結果を説明する。

4.2 シミュレーション計算アルゴリズム

Fig.2.4 に示す新提案の膨張タービン式高圧水素充填システムの成立性を設計検証するため、膨張タービンを用いた場合の充填工程の各部の各非定常の熱の出入りを総合的にシミュレートした計算を実行した。具体的には、計算モデルとして Fig.2.4 に示すように水素ガスの流れ方向に沿って[A.]膨張タービンプロセス部分計算、[B.]蓄冷器部分熱計算、[C.]タンクへの充填部分熱計算を各時刻の流動条件に合わせて連結的に行うことにより、充填開始から充填完了までの各部状態量を算出する。計算評価の目的は、[C.]の部分のタンクへの充填水素ガスが、充填完了時の圧力において安全な温度以下であることを確認することにある。

Fig.2.4 に示す[A.][B.][C.]の部分对各計算時刻に対しての計算アルゴリズム・フローを Fig.4.1 に示す。

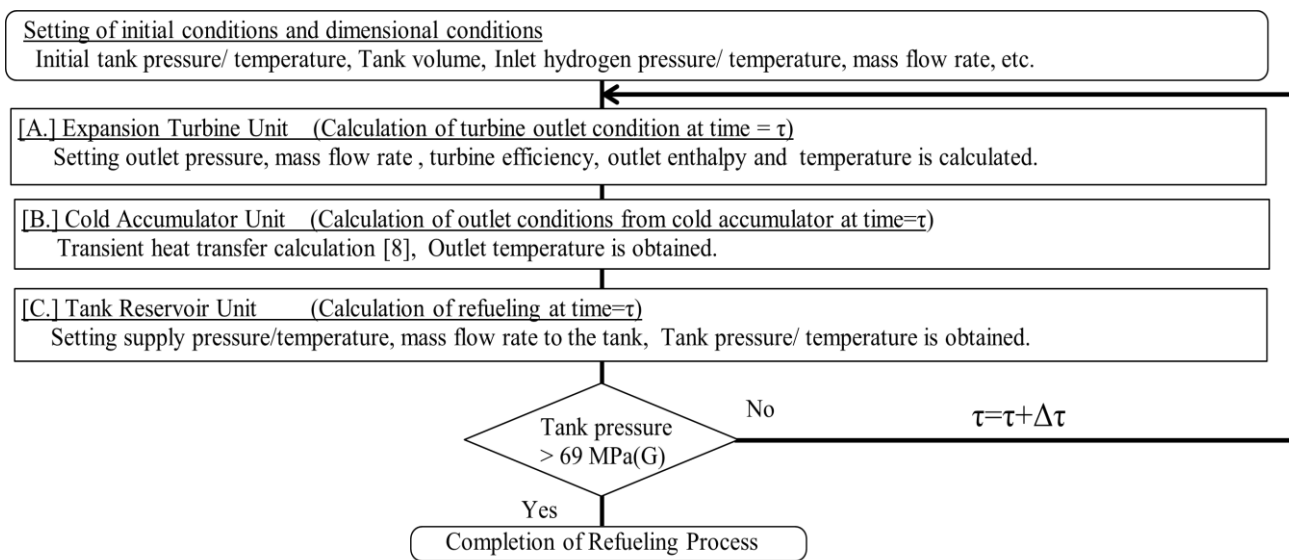


Fig.4.1 計算アルゴリズム・フロー図

4.2.1 質量流量の想定

全体シミュレーション計算を行うにあたり、まずプロセスの水素ガスの質量流量を定める必要があり、システム内の各時刻における質量流量を以下に設定した。システム内の水素ガスの流れは、ほぼ膨張タービン入口ノズルでの処理可能な流量で律速される。シミュレーションで引用する質量流量 G は、膨張タービンノズル前後の膨張比が $\gamma = P_2/P_1$ の場合の流路断面積 A に対するノズル式

(4.1)で逐次算出した。これはシステム系内の流量がほぼタービンノズルで律速されているためであり、概略検討として質量流量の低下割合を算出するのが目的のため理想気体の式を利用している[34]。

$$\frac{G}{A} = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot k \cdot P_2(\tau) \cdot \left(\gamma^{\frac{2}{k}} - \gamma^{\frac{k+1}{k}} \right)}{\frac{1}{\rho_2} \cdot (k-1)}} \quad (4.1)$$

但し、本システムにおいて充填初期の高膨張比の時間帯では、系内圧力が臨界圧力 $p_c = p_1 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$ 以上になるため、それ以上の条件では計算質量流量は2次圧力によらず、次式の値と組み合わせるものとした。

$$\frac{G}{A} = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot k \cdot R \cdot T_1}{k+1}} \quad (4.2)$$

ノズルの出口部の相当直径を 1mm としたときの、入口圧力 82 MPa(G)、入口温度 30°Cでの水素ガスに対する計算質量流量の関係を Fig.4.2 に示す。膨張タービンの膨張比が 2.0 以上の領域においては約 33g/s の水素ガスが流れる。本シミュレーション計算においては、プロセス圧力の関数として各時刻での質量流量を引用している。

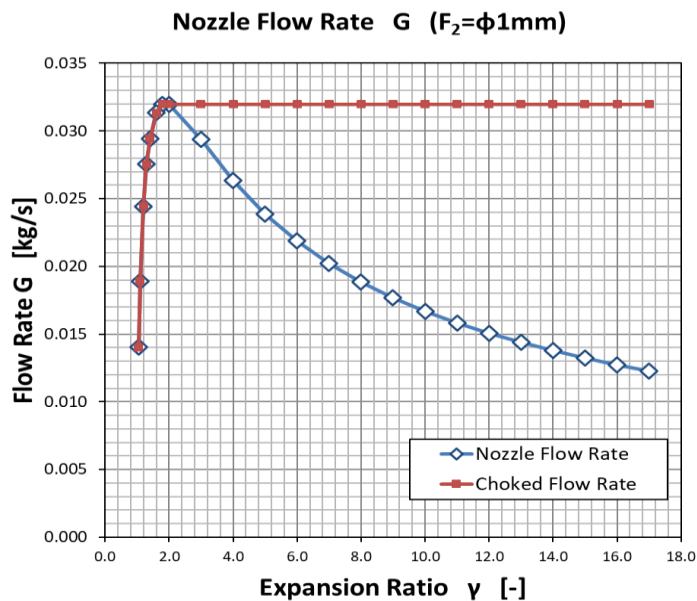


Fig.4.2 ノズル前後の圧力による想定流量の計算

4.2.2 膨張タービン部分の計算 [A]

Fig.4.1 の計算フローにおいて、プロセスの初期条件（圧力、温度、流量）が設定された後、流れの上流側から膨張タービン部分の計算を行う。具体的には、計算時刻 τ における膨張タービンの入口条件（温度、圧力）、出口圧力、断熱効率から、前出の式 (2.2) (2.3) により出口のエンタルピーを算出し、膨張タービン出口温度を得る。本プロセスシミュレーションにおいては、タービンの断熱効率数値は他の低温プラントプロセス用途（例 ヘリウム液化プラント等）の極低温膨張タービンのでの実績数値からの推定として、平均評価で 65% としている [32]。平均評価とは、この充填システムにおける充開始初期の膨張比が比較的高い時間から、充填後半の膨張比が比較的少ない時間までの平均数値という定義である。膨張タービンの入口圧力は、その時刻における膨張タービン出力からコンプレッサー側の昇圧圧力ヘッドに換算して逐次算出している。

本シミュレーションにおいては、膨張タービン部分に対して最終的なプロセス形態としてタービンを 1 段構成とした計算を行っているが、実機においては更に高効率を追求した多段式の膨張タービン構成となる可能性もある。これは、開発研究する膨張タービン自体の能力によるものであるが、後出の膨張タービンへの水素供給ガス源をバンク方式とするか、連続圧縮方式かにもよる。バンク方式とは、現状の水素ステーションで運用されているような蓄圧器からのバッチ供給で水素ガス充填を行うものであり、比較的小規模のプラントや充填運転頻度の多くないプラントで運用されている。現状の水素ステーションはほとんどがこのバンク方式がとられている。一方、連続圧縮方式は、将来の大容量化や、充填頻度の多い場合に連続的に圧縮+ガス供給を行う方式である。プロセス上の観点からみると、連続圧縮方式は、膨張タービン入口条件がほぼ一定（例：圧力 82MPa(G)、温度 30°C、比エンタルピー 4,816kJ/kg）となるが、バンク方式は、蓄圧器内部の断熱膨張過程を含むため、エンタルピーは流れと共に変化する（一旦温度が下がりその後等エンタルピー膨張の影響で温度が上がってくる）。本シミュレーションでは膨張タービンの必要発生寒冷量としてはより厳しい連続圧縮方式を想定した入口エンタルピー条件で計算を行っていることを意味する。

膨張タービン式プレクールプロセスへの熱流れをシミュレートした温度挙動計算の一例として、Fig.4.2 で示す流量が流れた場合の試算結果の一例を Fig.4.2 および Fig.4.3 に示す。膨張タービン出口圧力は充填タンク内圧で規定されるため、計算時間刻み幅 $\Delta \tau$ 毎に変化していく。それぞれの計算時刻における膨張タービン出口圧力に対して膨張タービン流量および出口エンタルピー、出口温度が逐次計算される。

このタービン出口の熱状態は $\Delta \tau$ の間に充填タンクへ流入するガスの熱条件に引き継がれる。最終的に同計算時刻における充填タンク内部の熱計算が行われ、その結果として次時刻 ($\tau + \Delta \tau$) での膨張タービン出口圧力に変換され、これをもとに次時刻の計算に進むものである。

尚これらは、膨張タービンの反対側の軸端に設けられたコンプレッサーの効果も加味したものであり、コンプレッサー側入口が 82MPa(G)、30°C で一定、アフタークーラー出口の水素ガス温度 20°C、膨張タービンの平均効率が 65% の場合の典型例である。

Fig.4.2 および Fig.4.3 において、運転中における膨張タービンの膨張比は、後流側のタンク充填圧力の上昇に呼応して減少していく。従って、運転初期においては膨張比が高いが、時間経過と共にタービンでの寒冷発生量も減少していく。そのため、膨張タービン出口温度は運転初期から時間経過と共に上昇していく。

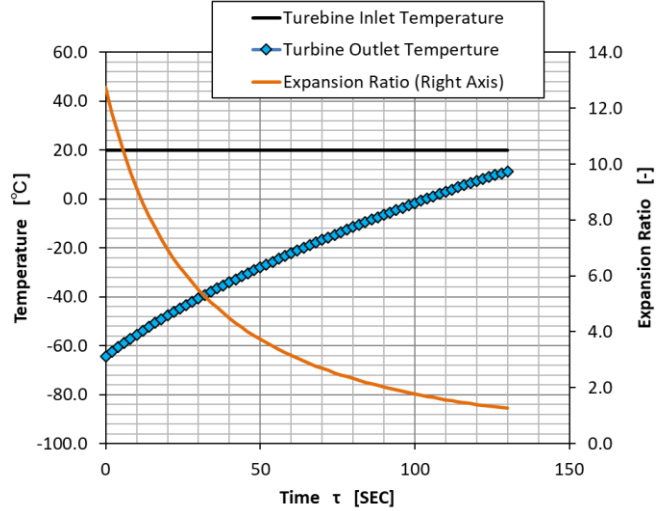
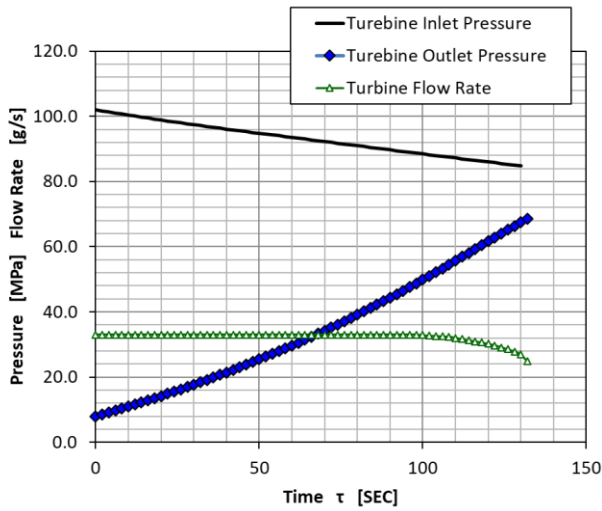


Fig.4.3 膨張タービン計算例(圧力、流量)

Fig.4.4 膨張タービン計算例(温度、膨張比)

4.2.3 蓄冷器部分との組合せ計算 [B]

前出の膨張タービン部分のシミュレーション計算部分から、膨張タービン出口状態の値を下流側の蓄冷器部分への供給ガス条件として連結することにより蓄冷器部分との組合せ計算を行った。

この二重管式蓄冷器部分の計算モデルを Fig.4.5 の[B]に示す。蓄冷器部分は、蓄冷器部分の流れ方向に n 個に分割し、各区間毎にエネルギーバランスを取る。それに先立ち、それぞれの分割区間の円筒座標系による半径方向の非定常伝熱計算を行い、非定常の伝熱方程式の解析解から得られた温度プロファイルをそれぞれ適応した。

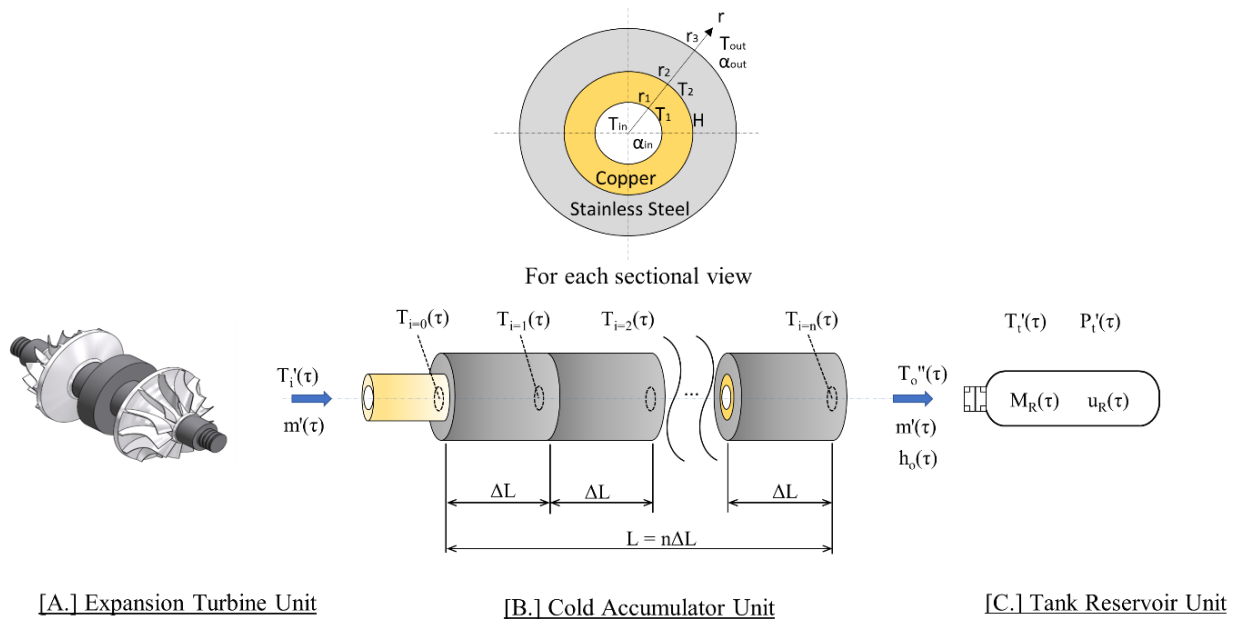


Fig.4.5 蓄冷器を含む場合の計算モデル

4.2.3.1 円筒座標による1次元非定常伝熱解析モデル

Fig4.5 の[B]の上部に示す蓄冷器部分の二重管断面の円筒座標系に対して管内の水素ガスと外気との間の基礎方程式は以下で与えられる。

$$\frac{\partial T_1}{\partial t} = \alpha_1 \frac{1}{r} \left(\frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_1}{\partial r} \right) \right) \quad (r_1 < r < r_2) \quad (\text{Inner tube}) \quad (4.3)$$

$$\frac{\partial T_2}{\partial t} = \alpha_2 \frac{1}{r} \left(\frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_2}{\partial r} \right) \right) \quad (r_2 < r < r_3) \quad (\text{Outer tube}) \quad (4.4)$$

$$\text{初期条件として} \quad T_1 = T_2 = T_{out} \neq T_{in} \quad (t=0) \quad (4.5)$$

$$\text{境界条件として} \quad -\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} = h_{in} (T_{in} - T_1) \quad (r = r_1) \quad (4.6a)$$

$$-\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} = -\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r} \quad , \quad T_1 = T_2 \quad (r = r_2) \quad \text{or}$$

$$-\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} = H(T_1 - T_2) = -\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r} \quad (r = r_2) \quad (4.6b)$$

ここで、Hは内管と外管の界面のコンダクタンス[W/(m²K)]に相当する。ここでは、実際に使用する二重管に対する実測値 H=105[W/(m²K)]適用した。なお、シミュレーション結果から期待される二重管の性能として、もう少し界面熱コンダクタンス H を大きくする必要があることが示されている。これにより外管部分の最外表面との伝熱バランスは次式の関係になる。

$$-\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r} = h_{out} (T_2 - T_{out}) \quad (r = r_3) \quad (4.6c)$$

二重管の各内部温度はそれぞれ、 $T_1(r, t)$ および $T_2(r, t)$ で表すと、式(4.3) (4.4) の解析解は以下で表される。

$$T_1(r, t) = \sum_{n=1} \exp(-\alpha_1 \alpha_{1,n}^2 t) \frac{Br_1 \theta_0}{\alpha_{1,n} D_{1,n}} \left\{ \left(\frac{\alpha_{1,1}}{\alpha_{1,2}} \right) * \left(J_0(\alpha_{1,n} r), Y_0(\alpha_{1,n} r) \right) \right\} + T_{S=0}(r) + T_{out} \quad (4.7a)$$

$$T_2(r, t) = \sum_{n=1} \exp(-\alpha_2 \alpha_{2,n}^2 t) \frac{Br_2 \theta_0}{\alpha_{2,n} D_{2,n}} \left\{ \left(\frac{\alpha_{1,1}}{\alpha_{1,2}} \right) * \left(J_0(\alpha_{1,n} r), Y_0(\alpha_{1,n} r) \right) \right\} + T_{S=0}(r) + T_{out} \quad (4.7b)$$

$T_1(r, t)$ および $T_2(r, t)$ の数値計算を行うため、固有値要素($\alpha_{1,n}$, $\alpha_{2,n}$)は1次から4次までを使用した。式(4.7a)および式(4.7b)の各詳細パラメーターは Appendix に示す。

これらの温度計算結果を基に、水素ガスと二重管壁の熱伝達の結果により、水素ガスの流れ方向に沿いガスの温度は変化していく。従って、流れ方向に分割してそれぞれの区間での熱収支計

算を行うことで出口の水素ガス温度の変化をシミュレーションする。流れ方向の分割は蓄冷器全長の4mに対し、 $\Delta L = 0.1$ mとして計算を実行した。この $\Delta L = 0.1$ mは収束判定 10^{-5} 以下で実行可能な十分な分割値となっている。それぞれの ΔL においてはガス側の温度はほぼ一定と仮定し、 ΔL セクション内部で流れ方向での代表1断面に対する計算を行う。表蓄冷器の全長を経た出口の水素ガス温度は、それぞれの分割区間での熱バランスからエンタルピー変化量の積算として算出した。

4.2.4 タンク充填部分の計算 [C]

蓄冷器部分を出た水素ガスはタンクへ送られガスの充填操作が行われる。このタンクへの充填プロセスに関する熱的な計算や評価はMondeらから複数報告されており^{[10][11][13]}、本計算ではこれと同様な計算コード(H2Fill)を用いて充填タンクの側の温度計算を実行した。

タンク充填部分の熱計算基礎式は式(4.8)および式(4.9)で与えられる。

$$\frac{d(M_R(\tau) \cdot u_R(\tau))}{d\tau} = \frac{dQ}{d\tau} + m'(\tau) \cdot h'_o(\tau), \quad \frac{dM_R(\tau)}{d\tau} = m'(\tau) \quad (4.8)$$

すなわち、タンクへ流入したエネルギーは各時刻の質量流量とエンタルピーの積で表され、その結果、タンク内の内部エネルギーの上昇をもたらすことを示す。ここで式(4.8)中の Q はタンク系への伝熱ロスを含む熱の授受に相当し、同じくMondeらにより検証された実際の充填システムに即した条件^[29]を適用して計算を行った。

前項までで求めた、各時刻における膨張タービン出口温度、蓄冷器部分出口温度をタンク入口のガス温度として計算を実行した。

4.3 全体シミュレーション結果と考察 [A][B][C]

Fig.4.1に示す[A][B][C]部分を統合して計算を行うことで膨張タービン式プレクールプロセス全体のシミュレーション計算を実施した。主要な計算条件数値はTable 4.1以下とした。

Table 4.1 主要計算条件数値

Hydrogen supply pressure :	82 MPa(G)
Hydrogen supply temperature :	30 °C
Turbine efficiency (averaged) :	65 %
Compressor efficiency(averaged) :	33 %
Turbine flow rate :	Calculated from Eq. 4.2
Accumulator inner tube material and diameter :	Cu Di 3.0 mm, Do 6.3 mm
Accumulator outer tube material and diameter :	SUS316L Di 6.3 mm, Do 14.3 mm
Accumulator tube length :	4.0 m
Accumulator bulk temperature :	20 °C
Heat transfer coefficient of inner tube (inner surface) for accumulator :	40,000 W/m ² K
Heat transfer coefficient of outer surface (outer tube) for accumulator :	10 W/m ² K
Tank volume :	150 L (Gas contact surface is made of SUS316L)
Initial tank pressure :	8 MPa(G)
Initial tank temperature :	20 °C

タンク容積の 150L は現状の普通車クラスの FCV 搭載の標準的な容積としている。システムの全体シミュレーション計算は、各計算時間毎にタンク側の質量、熱バランス計算を行い、タンク内の圧力が 70 MPa に到達した時点で計算終了とした。

シミュレーション計算結果の典型例を Fig.4.6a、Fig.4.6b、Fig.4.6c に示す。

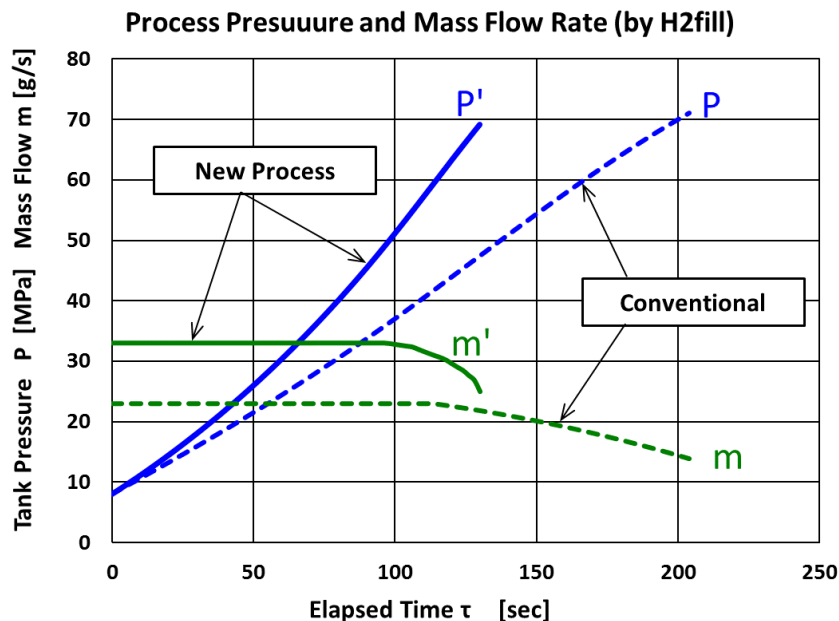


Fig.4.6a タンク圧力、水素ガス流量（破線は従来方式）

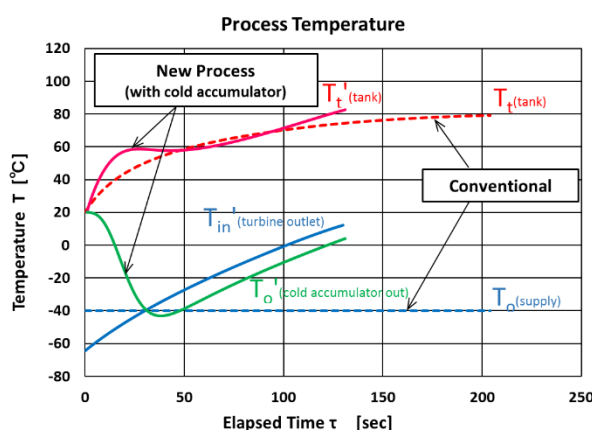


Fig.4.6b 蓄冷器有の場合の各部温度
(破線は従来方式)

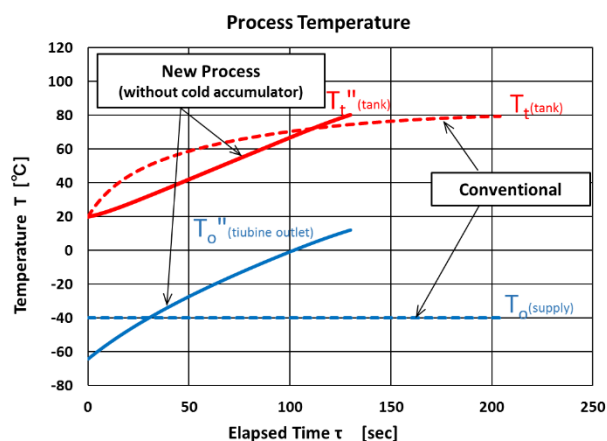


Fig.4.6c 蓄冷器無の場合の各部温度
(破線は従来方式)

Fig.4.6a は充填運転開始後の各時刻におけるタンク内部圧力とタンクへの流入水素流量を示す。それぞれ実線は膨張タービン式プレクールプロセスによる計算結果、破線は従来方式（弁による差圧充填方式）による結果を表している。実線の膨張タービンによる膨張タービン式プレクールプロセスでは、現在膨張タービンとして製作可能な設計初期流量が 33 g/s としており、従来方式の 23 g/s よりも大きいことから、タンクの内部圧力が 70 MPa に到達する時間は当然ながら短くなっている。このタンク内圧力は 70 MPa に達するまでの各部の温度挙動が Fig.4.6b、Fig.4.6c となる。Fig.4.6b は蓄冷器有り、Fig.4.6c は蓄冷器無の場合であり、それぞれ、破線で従来方式の結果も併記している。現状の充填プロトコルに従うには、蓄冷器を用いて(Fig.4.6b)タンクへの供給ガス温度を-40°C以下に下げないプロセス上の措置が必要になってくるが、将来的に充填プロトコルが低温域に拡張されたことを想定して蓄冷器無の場合 (Fig.4.6c) を対比した。

Fig.4.6b、Fig.4.6c とも、タンク内ガス温度は、現状の充填時のタンク上限温度である 85°C以

下で充填を完了することができる。膨張タービンの能力が確保できれば、膨張タービン式プレクールプロセスは有効な充填手段であることが言える。

蓄冷器有りの場合の Fig.4.6b においては、蓄冷器部分において運転初期の膨張タービンからの低温水素ガスは温度緩和され、タンクへの供給ガス温度は -40°C を下回らず、充填プロトコルの温度範囲内でタンク側へガスを供給出来ることがわかる。

将来における最終的な目標は、蓄冷器の無い (Fig.4.6c) のシンプルなシステムであり、蓄冷器有の場合対して、熱的に制御性のより勝るシステムを提供することができる結果が得られた。

将来的に、FCV が大量普及した時点での水素充填頻度は 4 台/h とされている^[1]。Fig.4.6b の充填運転完了時の蓄冷器出口温度は $3\sim 4^{\circ}\text{C}$ であるが、次回充填までのインターバル期間までの間にどこまで温度が周囲温度に近くなるかは周囲 (外気) との伝熱量による。仮に $3\sim 4^{\circ}\text{C}$ の状態から連続して充填運転を行った場合でも、タービン入口弁操作により質量流量を自動制御し蓄冷器出口ガス温度が -40°C を下回らないようにすることは可能である。また、実用化の際の設計を容易にするため、蓄冷器の再該表面をなるべく一定温度に保つ工夫も検討する必要がある。

第5章 膨張タービンおよびアフタークーラーの試作

5.1 はじめに

第3章の機器設計、第4章のシミュレーション結果に基づき、膨張タービン式プレクールプロセスの有効性を実機ベースでの実証を行うため、新たに膨張タービン、アフタークーラー、蓄冷器等の試作を行った。本章では、初めて試作した主要機器に関する新技術項目を中心に説明する。

5.2 試作および工業化試作の開発研究ステップ

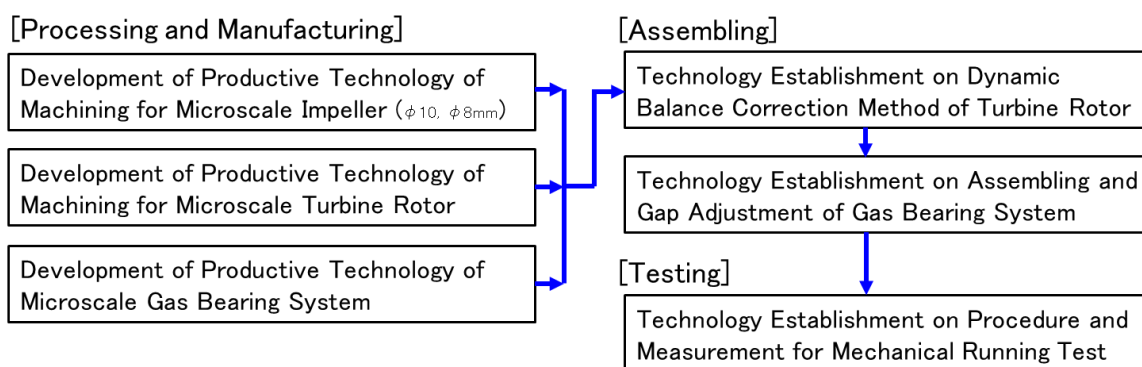
本開発研究の目的である膨張タービン式高圧水素充填システムの実現に向けて、最も重要な構成機器である水素膨張タービンおよびアフタークーラーの試作を行った。前述の様に、これらの機器はこれまでに製作実績が無い技術領域となるため、試作と試験を繰り返して最終的に高圧水素での試験が可能なレベルまで進めてきた。

特に、今回の水素膨張タービンはインペラ（翼車）径がφ10mm またはφ8mm で非常に微細な構造であることに加え、約100万rpmの高速回転となるため、ガス軸受として回転体の高精細な機械加工精度(寸法公差で3μ以下程度)も同時に要求される。

概略的には、Fig.5.1に示すような技術ポイントに研究と工夫を重ねていき、空気による機械回転試験を繰り返すことで、試作における各技術要素の妥当性を確かめて行った。

また、アフタークーラーに関しては、82MPa(G)以上の高圧水素を流動熱交換させることから、高圧用、且つ、コンパクトな熱交換器の生産技術の確立を目的として試作を行った。

● Development of Industrial Productive Technology for Micro Scale Hydrogen Turbines



● Development of Industrial Productive Technology for High Pressure Turbine-Aftercooler

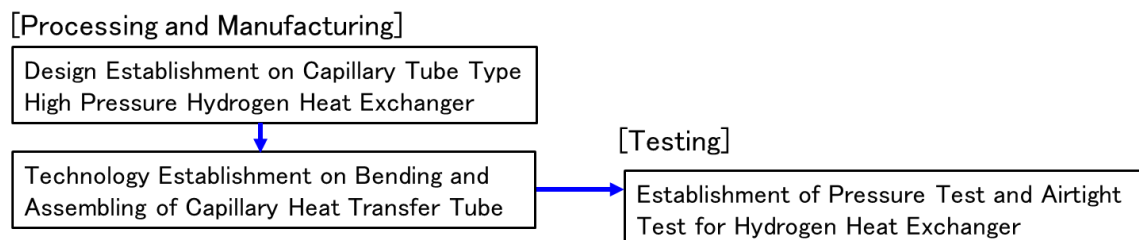


Fig.5.1 膨張タービンおよびアフタークーラーの試作開発研究のポイント

尚、前出の様に、寒冷を発生させる主目的の膨張タービンインペラーに対して、タービンインペラーと反対側に設けたコンプレッサーインペラーは単にエネルギー消費の目的のためコンプレッサー単体での詳細な試験検証は省力している。

5.2.1 膨張タービンの試作

本開発研究においては Table 5.1 に示す7段階（プロトタイプ I～VII）の試作を経て、高速回転が可能な小型の水素膨張タービンの試作を重ねていった。最終的にはプロトタイプ VII において乾燥空気による機械回転試験において、回転数 70 万 rpm にて安定回転可能な小型膨張タービンの製作、組立技術を確立することができた。

Table 5.1 に示す各試作の段階において、プロトタイプ I～IV では主にインペラを含めた極小構成部品の製作技術、組立技術、計測技術を確立していった。これらを元にプロトタイプ V、VI、VII で高速での安定回転化に向けての開発研究を進めて行った。いずれの試作段階においても、膨張タービンの組立後に乾燥空気による機械回転試験を実施し、より高速回転域での安定性を目指し、改良を重ねていった。

5.2.1-1 膨張タービンの高速回転の実現

本タービンは極小回転体（ラジアル軸径： $\phi 4\text{mm}$ ）を高速で安定保持するため、ガス軸受構造を採用しているが、プロトタイプ IV までの段階でスラスト側ガス軸受の接触、焼付きが頻発している。そこで、高圧水素ガス条件でのスラスト力は約 45N と予測されているが、このスラスト力を安定して保持する対策が必要となった。そのため、大きな転換点として、プロトタイプ V 以降はスラスト軸受構造をそれまでの動圧ガス軸受から、静圧ガス軸受に変更した。これは、いままで実績のあるヘリウム用の膨張タービンでの静圧ガス軸受^{[35] [36] [37]}との併用に変更した。これに加え、回転体の加工精度改善効果より回転試験での高速安定回転性能は徐々に改善していった。

尚、ラジアル軸受径： $\phi 4\text{mm}$ の回転体にて 70 万 rpm（乾燥空気）の達成は、水素用の設計では世界的にみても例が無く、DN 値=280 万 rpm・mm は、ほぼ世界初めての領域になっている。

Table 5.1 膨張タービンの各試作段階での主要仕様

N o.	Parts Specification	Oct. 2017	Dec. 2017	Mar. 2018	Mar. 2018
		Prototype I	Prototype II	Prototype III	Prototype IV
1	Impeller, Nozzle, Fastening method	Original, Tension nut	Original, Screw type	Original, Screw type	Original, Screw type
2	Radial Gas Bearing Diameter	4.0 mm	4.0 mm	Adjusted (as No. 6)	Adjusted (as No. 6)
3	Radial Bering Length (one side)	2.9 mm	3.9 mm	3.9 mm	3.9 mm
4	Radial Bering Span	4.9 mm	8.5 mm	10.5 mm	8.5 mm
5	Ring Foil Diameter	4.1 mm	4.1 mm	4.1 mm	4.1 mm
6	Radius Gap of Bearing	50 μm (49.5~50.6μm)	50 μm (49.5~50.6μm)	20μm, 10μm, 5μm [Right and Left]	5 μm [Right and Left]
7	Foil Spring Type (Protrusion)	8 Pt. × 9 Co.	12 Pt. × 9 Co.	12 Pt. × 9 Co.	12 Pt. × 9 Co.
8	Foil Spring Thickness	0.05 mm	0.05 mm	0.05 mm	0.05 mm
9	Thrust Collar Diameter	8 mm	8 mm	8 mm	8 mm
10	Thrust Collar Thickness	2 mm	4 mm	6 mm	4 mm
11	Thrust Gas Bearing Type	Dynamic Das Type	Dynamic Das Type	Dynamic Das Type	Dynamic Das Type
12	Surface Treatment	DLC: 1~1.2 μm	DLC: 1~1.2 μm	DLC: 1~1.2 μm	DLC: 1~1.2 μm
13	Mass of Rotor	2.16 g	2.41 g (2.91 g)	3.06 g	2.91 g

N o.	Parts Specification	Jul. 2018	Aug. 2018	Dec. 2018	Feb. 2019
		Prototype V	Prototype VI	Prototype VII	Prototype IX
1	Impeller, Nozzle, Fastening method	Original, Screw type	Modified, Screw type	Modified, Screw type	Modified, Screw type
2	Radial Gas Bearing Diameter	4 mm	4 mm	4 mm	4 mm
3	Radial Bering Length (one side)	3.9 mm	3.9 mm	3.9 mm	3.9 mm
4	Radial Bering Span	8.5 mm	8.5 mm	8.5 mm	8.5 mm
5	Ring Foil Diameter	4.1 mm	4.1 mm	4.1 mm	4.1 mm
6	Radius Gap of Bearing	20 μm, 10 μm	20 μm, 10 μm	10 μm, (20 μm)	10 μm, (20 μm)
7	Foil Spring Type (Protrusion)	12 Pt. × 9 Co.	12 Pt. × 9 Co.	12 Pt. × 9 Co.	12 Pt. × 9 Co.
8	Foil Spring Thickness	0.05 mm	0.05 mm	0.05 mm	0.05 mm
9	Thrust Collar Diameter	11 mm	16 mm	16 mm	16 mm
10	Thrust Collar Thickness	4 mm	4 mm	4 mm	4 mm
11	Thrust Gas Bearing Type	Static (root)	Static (root)	Static (Hole)	Static (Hole)
12	Surface Treatment	DLC: 1~1.2μm	DLC: 1~1.2μm	DLC: 1~1.2μm	DLC. or WC.+Cr
13	Mass of Rotor	3 g (approx.)	3 g (approx.)	3 g (approx.)	3 g (approx.)

Low Pressure
Low Pressure
Low Pressure
→ High Pressure

5.2.1-2 膨張タービンの3次元インペラの加工

前出のように、膨張タービンの翼車（インペラ）径は最初 $\phi 10\text{mm}$ から最終的には $\phi 8\text{mm}$ まで改良を進めてきている。Fig.5.2にタービン翼車（インペラ）の加工写真例を示す。翼形状は従来のヘリウムタービン等のインペラ羽根形状設計手法を利用している。

Fig.5.2 膨張タービン翼車 加工写真（右： $\phi 10\text{mm}$ 、左： $\phi 8\text{mm}$ ）

膨張タービン翼車の加工技術は、高精度多面高速機械と特殊工具（ $\phi 0.2$ 極小ボールエンドミル）を駆使して、ほぼ全自動での機械加工技術を確立することが出来た。加工時間も当初の65%以下まで短縮され、量産化に向けた目途も確立出来たと考える。

インペラの材質は超高速回転で発生する遠心力に耐えうる比強度を持つ素材としてチタン合金(Ti-6AL-4V)としている。翼の肉厚を極限的な厚さにすることで、 $\phi 8\text{mm}$ のインペラに対して、羽根の枚数12枚を実現することも出来た(Fig.5.3)。

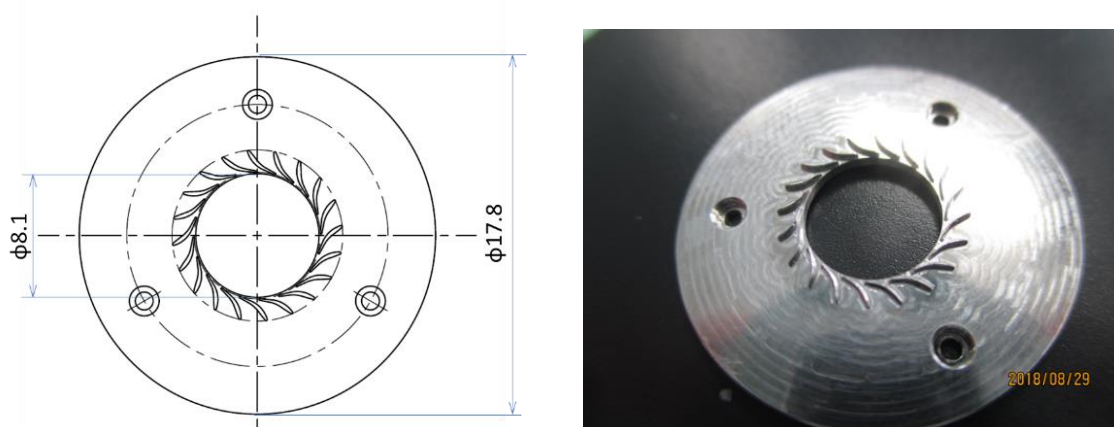


Fig.5.3 膨張タービン 固定ノズル形状図面

5.2.1-3 膨張タービンの回転体およびガス軸受の構造変更

膨張タービン翼車と回転軸を組み合わせた回転体の最終形状を Fig.5.50 に示す。Fig.5.4 の回転体は、右側にタービンインペラー（最外径 $\phi 8\text{mm}$ ）、左側がコンプレッサーインペラー（最外径 $\phi 12\text{mm}$ ）となっている。インペラの最形状、最外径はプロトタイプVIで設計変更を行った。同時にプロトタイプVI以降はこれらインペラに合わせてタービン入口ノズル形状およびコンプレッサー出口ディフューザ形状も変更している。Fig.5.4 に示すように回転体の中心部に $\phi 16\text{mm}$ 、厚さ 4mm のスラストカラーを設け、この両面に対面する位置に配置されたスラストガス軸受でスラスト方向の保持が行われる。本開発においては、当初は完全動圧スラスト軸受（ステップ・テーパ・ランド）としていたが、機械回転試験において高速回転接触での軸受面の損傷が回避できなかった。そのため、プロトタイプV以降は動圧式をやめ、静圧式スラストガス軸受としている。スラスト軸受部分の構造変更を Fig.5.5 に示す。Fig.5.5 において、軸受ガスの噴出場所としては、プロトタイプV、VIでは回転軸根本（ $\phi 4\text{mm}$ の位置）からの噴流、プロトタイプVI以降は、細孔からのノズル噴流式とした。スラスト静圧ガス細孔（ $\phi 0.3\text{mm} \times 6$ 個）の位置は、回転中心軸から $\phi 6\text{mm}$ の位置に配している。

回転体のスラストカラーの左右両側の回転軸（ $\phi 4.0\text{mm}$ ）にラジアル軸受（真円ガス軸受）を配置している。ラジアルのガス軸受の構造としては、ヘリウムタービンでティルティングパッド方式（回転数 23 万 rpm）の製作実績はあったが軸自体が極小なため、ティルティングパッドの組立は困難性を伴うため量産組立には向かない。そこで本タービンでは将来の生産性を考慮して、部品点数が少なく、比較的組立が容易な真円構造式とした。

最終的にプロトタイプVIIにおいては Fig.5.4 に示す回転体の重量は約 3g となった。

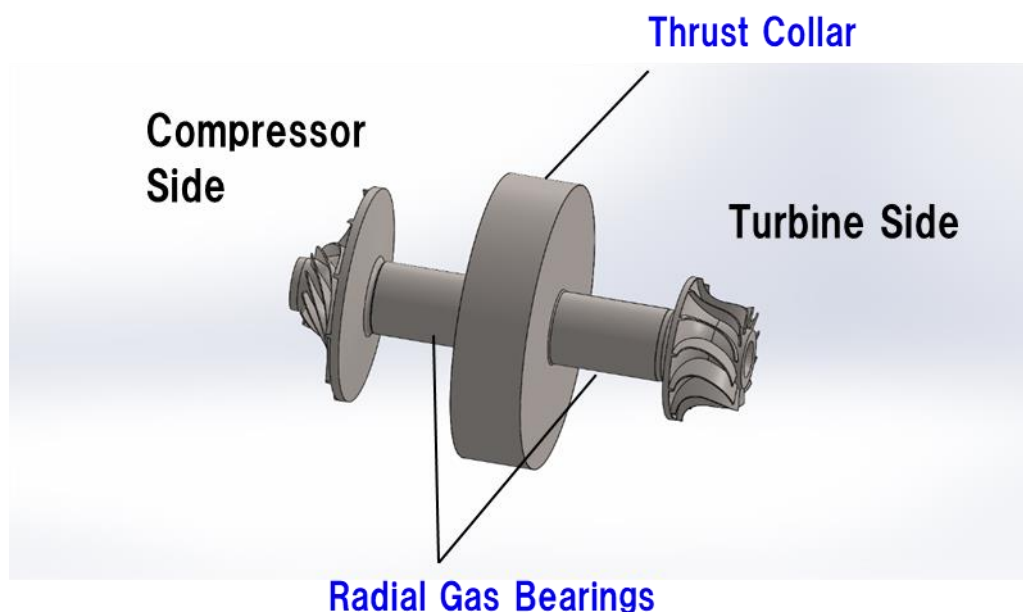


Fig.5.4 膨張タービン 回転体

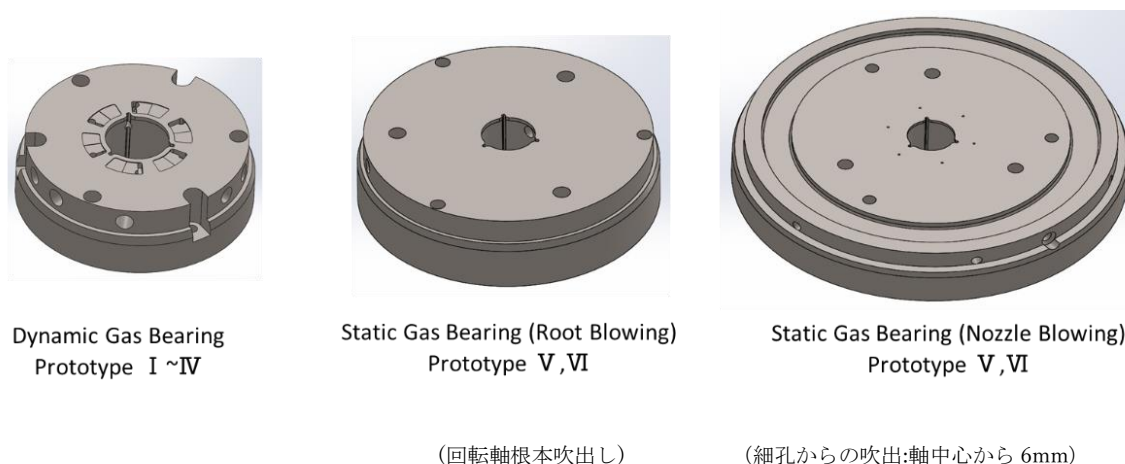


Fig.5.5 膨張タービン スラスト軸受の変更

5.2.1-4 膨張タービンのガス軸受面の保護

本タービンの回転軸は高速回転中、ガス膜による浮上力で支えられる非接触状態であるが、起動・停止時や、過度の軸受力が生じた場合には、金属同士が接触する。特に、本タービンの回転軸は水平に配置するため、停止時のラジアル軸受は接触状態からの起動となる。また起動時等の回転軸が触れ回る際に、スラストカラー面が相手に接触することがある。これらの接触を想定した表面保護、または過剰接触時の軸受面保護の観点から、回転軸のガス軸受部位の表層に硬度を上げる薄膜を付加する試みも行った。

当初、高速での接触面に有効と言われていた DLC (Diamond Like Carbene) を回転軸のラジアル軸受表面およびスラストカラー面に、厚さ 1.0~1.2 μm 表面成膜を施して回転試験に臨んだ。

DLC は、プラズマ電解遊離法(PVD)にて成膜され、表層の硬さは HV=1200 程度になった。DLC 成膜を施した組立前のタービン回転軸を Fig.5.6 に示す。

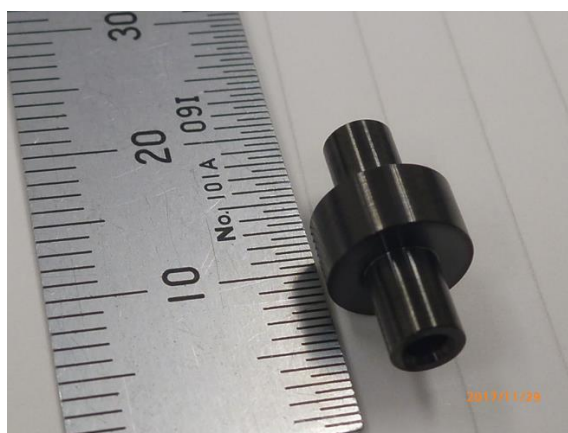


Fig. 5.6 DLC(Diamond Like Carbene) 処理を行った回転体(プロトタイプ II)

但し、DLC 膜の耐熱限界温度は 420°C程度であるため、本タービンのような超高速回転時

の接触には耐えられない。接触時の界面の周速は、回転数が 70 万 rpm 時には、

$$\text{ラジアル軸受面： } U = \frac{\pi DN}{60} = \frac{3.14 \times \frac{4.0}{1000} \times 700 \times 10^3}{60} = 146 \text{ [m/s]} \quad (5.1)$$

$$\text{スラストカラー最外面： } U = \frac{\pi DN}{60} = \frac{3.14 \times \frac{8.0}{1000} \times 700 \times 10^3}{60} = 292 \text{ [m/s]} \quad (5.2)$$

になるため、高速の運動エネルギーが摩擦熱に変換され、一瞬で DLC 膜温度が耐熱限界温度である 420°C を超えてしまう。また、DLC 膜は膜自体の延性がほとんど無いのに母材との硬度差が大きすぎることから、局所的な衝撃に対して弱いこともあり、本タービンの回転軸表面処理方法としては不十分であった。

DLC 処理をした回転体の機械回転試験における接触事の写真例を図 Fig.5.7 に示す。



Fig.5.7 スラスト軸受面の接触事例(プロトタイプⅢ)

この問題を是正するため、回転軸に対してタングステンカーバイド(WC)溶射後に精密研磨を行うことで軸受表面の硬度確保(HV=1200 以上)を試みた。

それと同時に、回転体自体の仕上り寸法上の要因で接触することを極力排除する目的から、回転体の左右の軸の同芯度を $\pm 10 \mu\text{m}$ 以内、および回転軸とスラストカラーの垂直度を $90^\circ \pm 0.03^\circ$ まで精度を上げた機械加工と仕上げ加工を行った。

この回転軸のスラストカラーに相対するスラスト軸受面には、精密研磨加工の後、硬質クロムメッキ(ハードクロムメッキ)を施し、スラスト面の表面保護を試みている。スラスト軸受の側表面に施工した硬質クロムメッキの硬度は約 HV=800 程度とし、回転軸側のタングステンカーバイド面(HV=約 1200)との硬度差を適正に確保するようにした。

結果、本タービンのガス軸受面の表面処理の組み合わせとして、回転軸表面=タングステンカーバイド溶射+研磨加工、スラスト軸受面=硬質クロムメッキとしたケースが最も両者の接触時の損傷に対して有効であることが分かった。

5.2.1-5 膨張タービン回転体のダイナミックバランスの修正および振動計測の試み

本研究開発の水素膨張タービンのような超高速回転を行う回転体については、回転体単体でのダイナミックバランスを許容値内に抑える重量修正を行う必要がある。

そのため、各プロトタイプの水素膨張タービンの組立前に、専用のバランシングマシンを活用してダイナミックのアンバランス量を最小にする修正を行った。

回転数 120 万 rpm の条件で許容される残留不釣り合い量 e_{per} [μm] は JIS-B0905 により G0.2 クラスとすると、 $e_{per} = 1.591 \times 10^{-6}$ mm となる。回転体全体重量が 3g、ラジアル軸受は半径 r が 4.0 mm であるので、これにより、許容残留不釣り合い U_{per} と不釣り合い重量 M は以下のようになる。

$$U_{per} = e_{per} \cdot m = (1.591 \times 10^{-3}) \times (3.0) = 4.77 \times 10^{-3} \quad [\text{g} \cdot \text{mm}] \quad (5.3)$$

$$M = \frac{e_{per}}{r} = (4.77 \times 10^{-3}) / (4.0) = 1.19 \times 10^{-3} \quad [\text{g}] \quad (5.4)$$

すなわち、評価直径 4.0 mm でバランスマシンにより回転させてその不釣り合い重量 M は、左右それぞれで 1.19 mg 以下に修正できれば良いことになる。

本研究開発では、4.0mm という超小型の回転体を対象とするため、国内で最も小型の最小径の回転体のアンバランス量が計測できるソフト保持式のバランシングマシンを導入し、動的な不釣り合い量を極小化する調整作業を行った。バランシングマシンの修正状況を Fig.5.8 に示す。

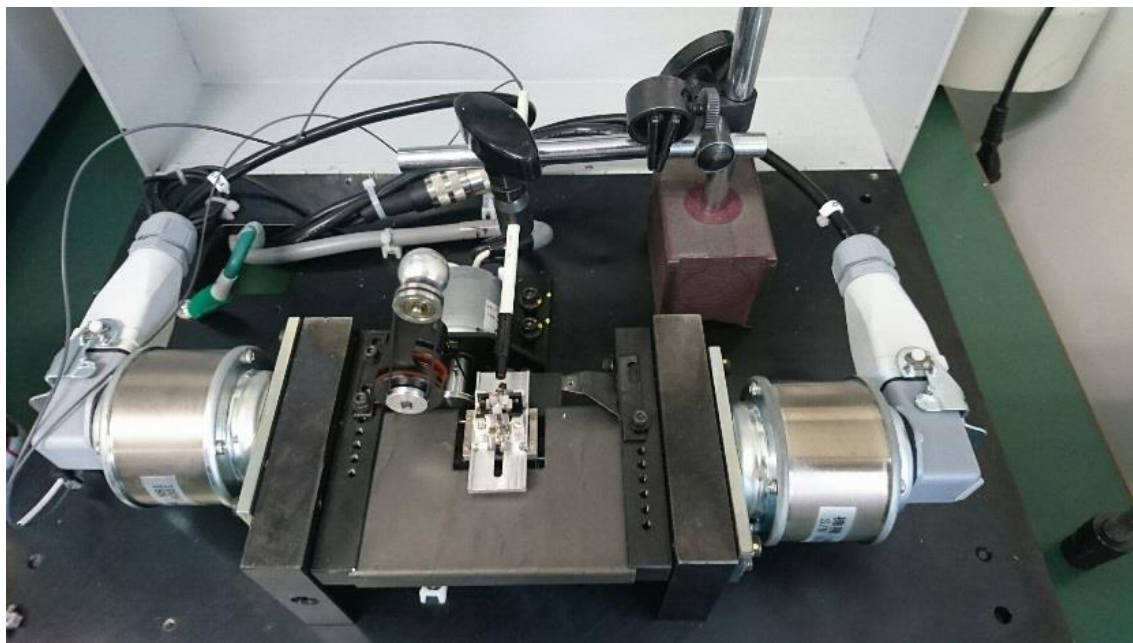


Fig.5.8 バランシングマシンによるダイナミックバランス修正状況

このバランシングマシンを用いて、実際に動的な不釣り合い量の修正を行ったグラフを

Fig.5.9 に示す。アンバランス量の計測自体も高回転数で行うことがより望ましいが、本タービン回転体の重量自体が 3g と軽量のため、機械上での保持機構の関係から回転数は 5,000rpm にて計測を行っている。Fig.5.9 に示されるように、タービン側およびコンプレッサー側ともに、おおよそ 10 回程度のアンバランス修正で、動的な不釣り合い量を許容目標である 1mg 以下まで抑え込むことが出来ている。

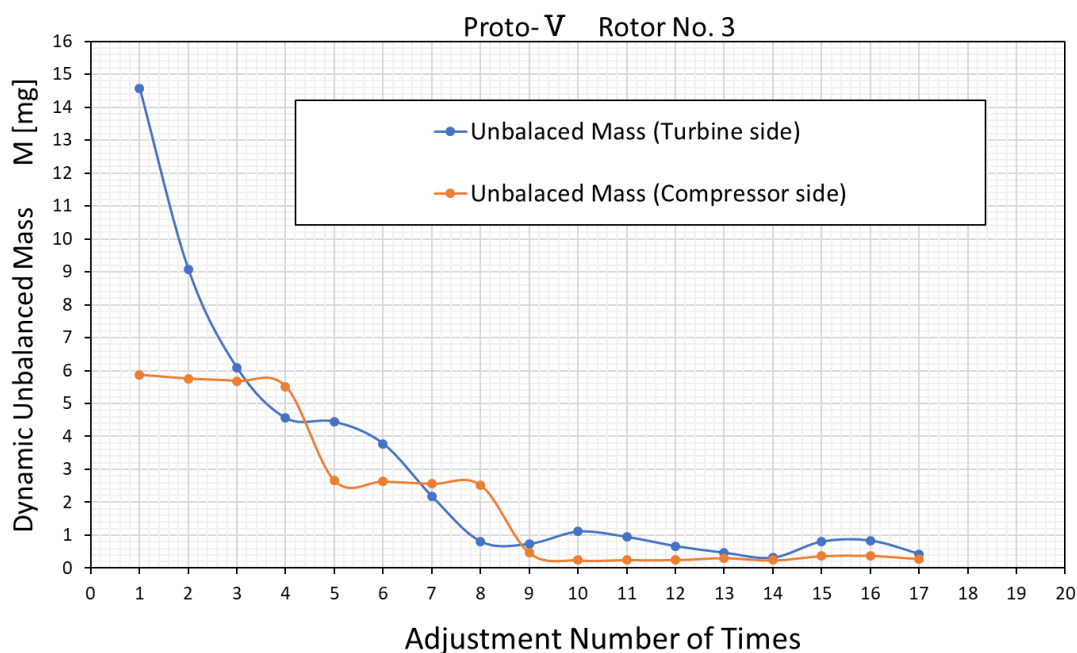


Fig. 5.9 膨張タービン回転体 ダイナミックバランスの修正 事例

尚、試作の膨張タービン自体の振動計測も試みたが、回転体自体が極小であるため、構造上、振動計センサー(ギャップ検知渦電流式)を取り付けられる位置が確保できない。そのため、回転体の両側にターゲットプローブを装着し、これを振動計センサーの渦電流発生ターゲットとして回転中の振動の計測も試みている(プロトタイプ II~VI)。ターゲットプローブの形状を Fig.5.10 に示す。

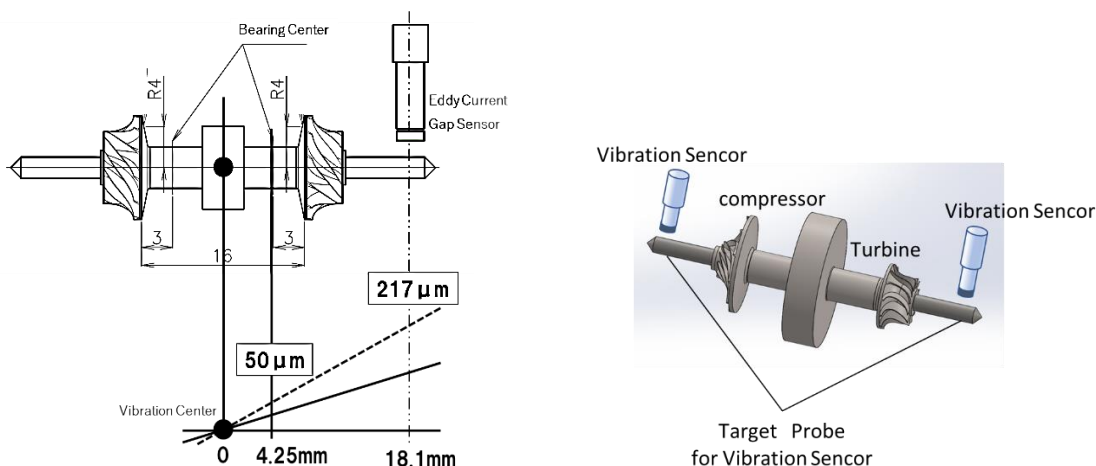


Fig.5.10 膨張タービン 回転振動計測の試み（ターゲットプローブ形状）

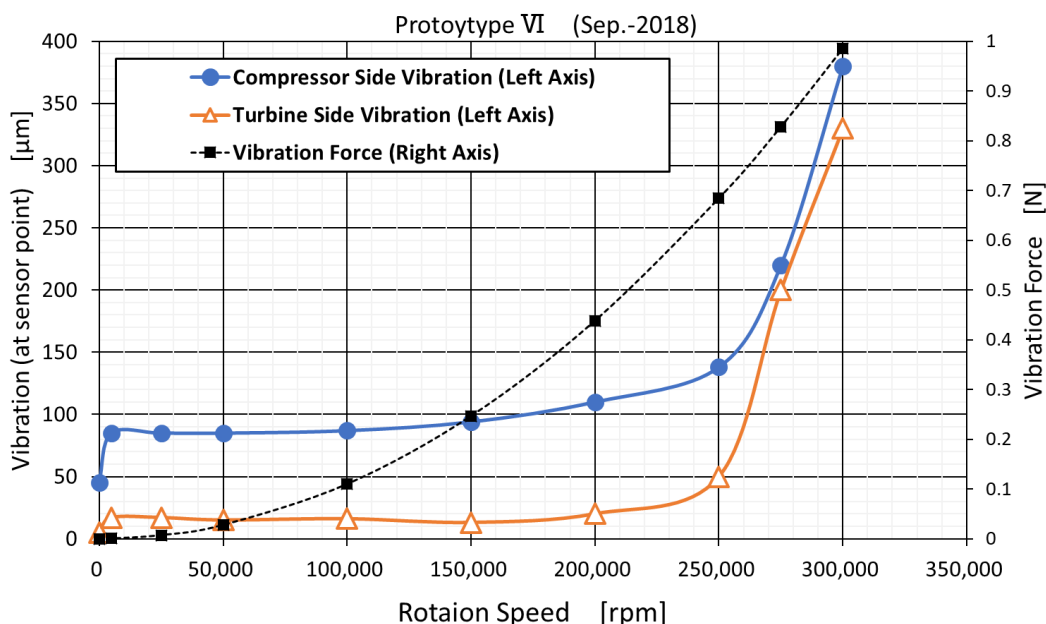


Fig.5.11 膨張タービン 回転軸振動振幅計測結果（例）

振動の計測事例として Fig.5.10 の右側に示すプロトタイプVIでの機械回転試験時の振動計測例を Fig.5.11 に示す。このときは回転数が約 23 万 rpm までは振動振幅はほぼ安定しているが、25 万 rpm 以上の領域で急激に振動振幅が増大している。また、Fig.5.11 には、前出のダイナミックアンバランス質量 M が存在したとした場合の不釣り合い量による加振力 F_b (式 5.5)を参考値で記載している。

$$F_b = M \cdot r \cdot \omega^2 = M \cdot r \cdot \left(\frac{2\pi N}{60}\right)^2 \quad [\text{N}] \quad (5.5)$$

Fig.5.11 によると計測された振幅値は、20 万 rpm 以下の低速回転領域においては不釣り合い量による加振力の増加に呼応していないことから、この時点ですでにガス軸受としての軸受負

荷能力を超えてしまうことが考えられる（尚、この回転体の共振危険速度自体の計算上は約 80 万 rpm である）。ガス軸受としての軸受負荷能力を超えてしまう要因としては、ガス軸受の透間精度（部品精度+組立精度）に問題があり、左右のガス軸受で不均衡となっていると推測された。

振動計測結果から FFT 解析も行ったが、振動ターゲットプローブを設けること自体が、回転体の実際の危険速度を下げる方向になることに加え、回転体の振れ周りを助長し不安定回転を生み出す要因となると判明した。従って、プロトタイプVI以降では振動ターゲットプローブは設けていない。

以上の各試作、機械回転試験を経て、安定して高速回転を達成するための製作上および精密組立上の管理基準として、ラジアル軸受隙間で 10~20 μm 以下、スラスト軸受隙間で 30~65 μm 以下、且つ、両側のラジアル軸受部で計測した回転体の動バランスの不釣り合い質量を 1mg 以下に適正に仕上げることを目標とした。

5.2.1-6 膨張タービンの機械回転試験

Table 5.1 に示すプロトタイプ I ~VII の各試作、組立の後、乾燥空気による機械回転試験を実施してきたが、回転試験に先立ち、100 万 rpm まで及ぶ超高速回転の計測、回転体の振動計測技術を確立することが必要であった。Fig.5.12 に最終的な乾燥空気での膨張タービンの機械回転試験の系統図を示す。

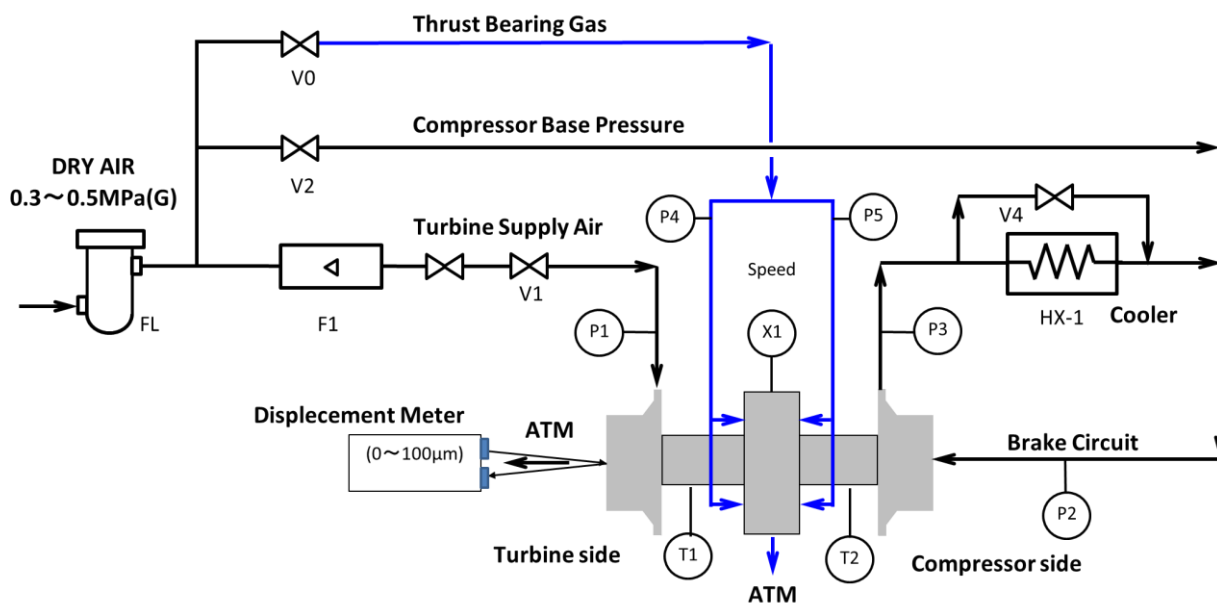
膨張タービンの駆動には乾燥空気ボンベ(圧力：13.5MPa(G))を圧力源とし、レギュレータで 0.5~0.7MPa(G)に減圧して、直接膨張タービンの入口ノズルへ供給する。膨張タービンの出口は大気開放にしてあり、膨張比は約 5.9~7.9 に相当する。コンプレッサー側はブレーキ回路として膨張タービン側とは独立して調整した。スラストガス軸受面に対しては乾燥空気を直接供給し、内部ノズルでスラストカラーに対して噴出した後、膨張タービンケーシングから大気に放出している。

膨張タービン回転体の超高速回転の計測には国内メーカーで最速の光学パルス計測可能な計測系(レーザー式パルスカウンタ)を新たに構成し、安定した回転数計測を実現することができた。

また、回転軸振動に関しては、前出のようにプロトタイプVIまでは回転体の両側にターゲットプローブを装着して計測したが、プロトタイプVII以降はターゲットプローブの使用は止め、振動計測は行っていない。

実際の膨張タービンの機械回転試験においてプロトタイプVIにおいても約 45 万 rpm の回転数においてスラストガス軸受面（タービン側の面）への焼付き損傷が発生した。そのため、実際に高速回転している膨張タービン回転体の実際の位置（変位）をある程度正確に把握する必要があると考え、高速回転中の回転体の横方向（軸方向）の相対位置を μ オーダーで計測できるシステムを付加している。

乾燥空気での機械回転試験の系統水素をおよび状況を Fig.5.12 および Fig.5.13、14 に、最終的な回転数 70 万 rpm での試験計測データを Fig.5.15 に示す。



Measurement Point

- Turbine Inlet Pressure
- Turbine side Bearing Pressure
- Turbine side Bearing Temperature
- Compressor side Bearing Pressure
- Compressor side Bearing Temperature
- Rotation Speed
- Compressor Inlet Pressure
- Compressor Outlet Pressure
- Rotor Displacement

- Turbine Supply Air Flow Rate
- Turbine Outlet Temperature

Fig.5.12 膨張タービン 機械回転試験状況フロー図

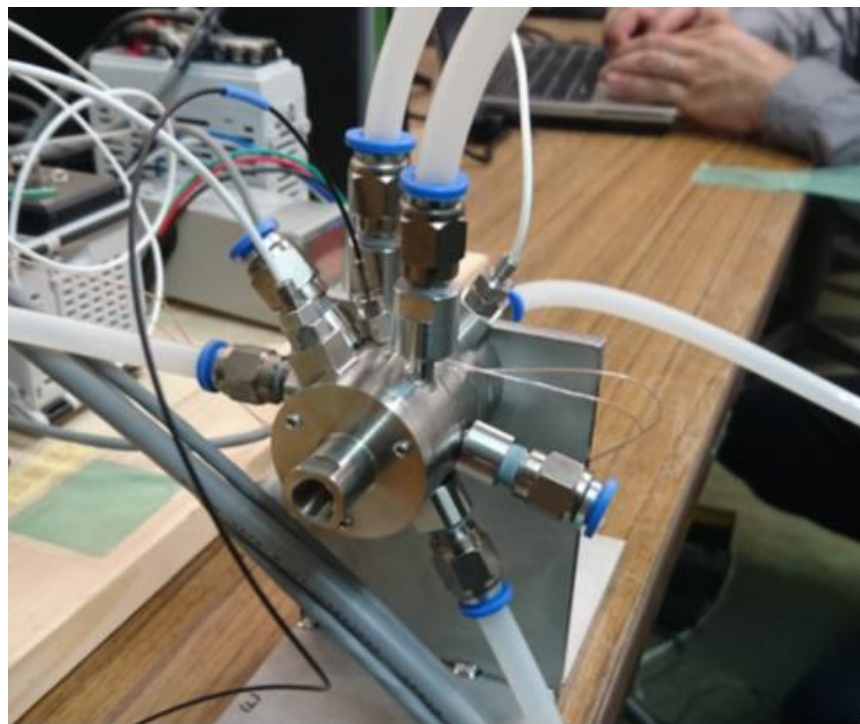


Fig. 5.13 膨張タービン機械回転試験 配管状況



Fig. 5.14 膨張タービン機械回転試験 計測状況

Prototype VII Mechanical Running Test by Dry Air

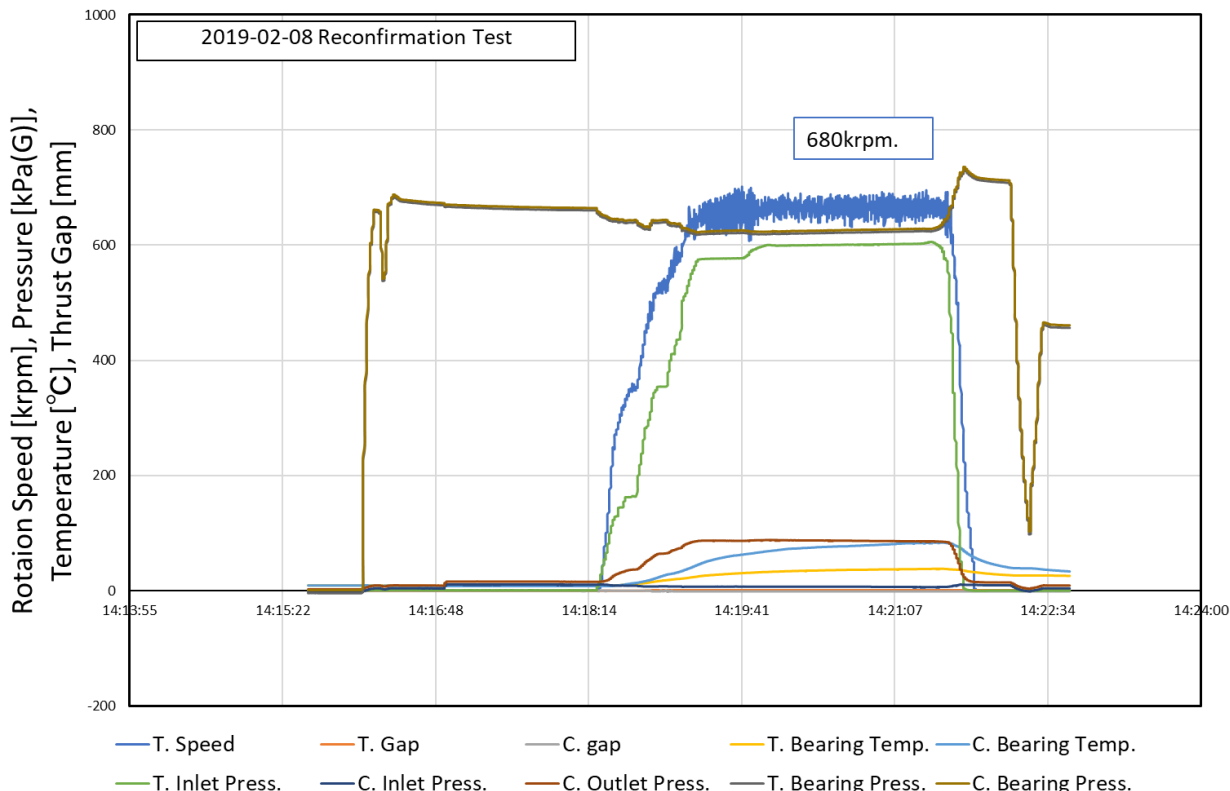


Fig.5.15 計測データの一部 (2019-02-08 プロトタイプVII 空気回転試験) (横軸 h:m:s)

Fig.5.15 の空気回転試験時には、回転数約 70 万 rpm 弱を想定の 3 分以上の間、計画停止するまで、非常に安定した回転を達成することが出来た。この時のタービン出口の空気温度は大気圧で約-54℃を確認することが出来た。タービン出口部が温度降下により着霜した状況を Fig. 5.16 に示す。Fig.5.16 において、ケーシングフランジの中心部の白色化した部分が、出口温度低下による着霜した部分を示している。

前項までの試作タービンの各要素の開発研究を経て、重要部品の機械加工、仕上げ精度基準値、ガス軸受部分の組立精度基準値等を体系化し、最終的には乾燥空気において 70 万 rpm で安定して機械回転出来る小型膨張タービンの工業化開発に至った。得られた管理基準は、ラジアルガス軸受部分は隙間管理がラジアルで半径透間として 10~20 μm 以下、スラストガス軸受部分で 30~65 μm 以下、且つ、回転体の動バランス不釣合い量として左右それぞれ 1mg 以下である。

膨張タービンの空気回転試験の主要経緯は付録に記載している(Appendix B)。また、ガス軸受の代用として最新の高速度小型ベアリングをラジアル軸受に組込んだ試験も行っており、その結果も付録に記載している (Appendix C)。

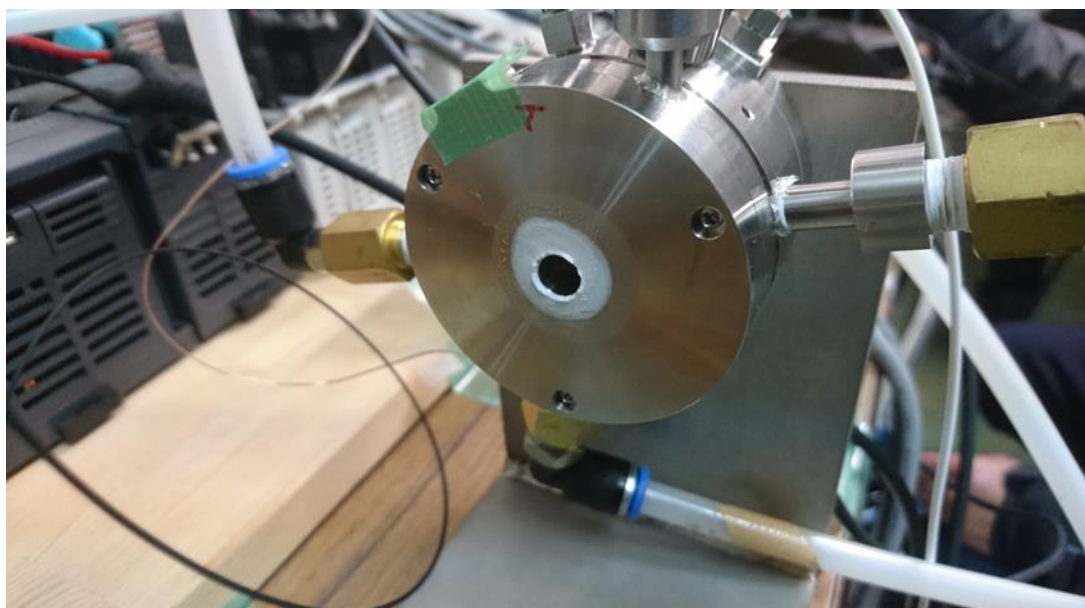


Fig.5.16 膨張タービン出口部分の温度降下による着霜（中心部の白色化下部分）の様子

5.2.2 アフタークーラーの試作

膨張タービン式プレクールプロセスの水素膨張タービンによる寒冷発生を利用した水素充填システムにおいては、膨張タービンで得られたエネルギーを系の外部に取り出す（消費する）必要があるが、本システムでは、タービンの回転エネルギーを回転体端に設けられた圧縮機インペラで水素ガスを昇圧、昇温させることで消費するプロセスを目指している。そのため、圧縮機インペラで昇圧、昇温された水素ガス(約 90℃、98MPa(G))を外部チラー水にて約 10～15℃に冷却する高圧水素用のアフタークーラーも同時に工業化開発する必要があった。

このアフタークーラーは高圧水素条件に耐え得ることが求められ、本開発研究の試作において、設計圧力 120MPa(G)の超高圧用熱交換器の製作を初めて実施した。

新提案のシステム用のアフタークーラーの概念図を Fig.5.17 に示す。

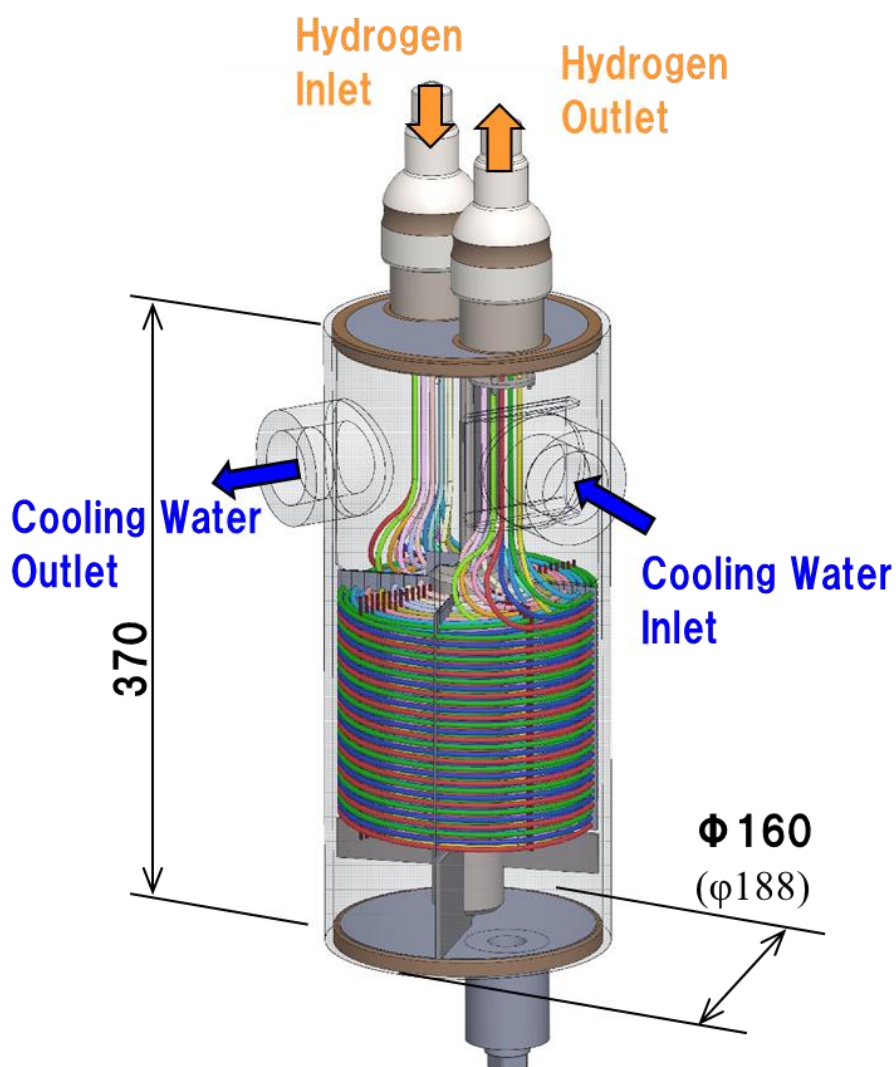


Fig.5.17 アフタークーラー概念図

本機は設計圧力が極めて高いため、細管の伝熱管を多層コイル構成とする形式とした。伝熱管は細管で比較的肉厚が小さく出来るとはいえ、外形 3.0mm、肉厚が 0.8mmということから、

管の肉厚と外径の比: t/D が 0.27 に達し、また、材料の耐力も 380MPa (316L S.S. で 170 MPa)、極めて曲げ加工の難しい伝熱管となる。しかも、管外側の熱伝達性能を確保するため、管外流体の流速を早く設計する必要がある、伝熱管を密に多層コイル状に施工していくことが製作上の課題であった。

伝熱管の内側にコンプレッサー吐出側の高圧水素ガス 23g/s (圧力: 98~106 MPa, 温度: 90°C) を流動させ、これを伝熱管外のチラー水と熱交換させ、約 20°C 前後に冷却する必要がある。そのため、細管の伝熱管を多層コイルとして密集させて配置し、さらに管外流体流路として、コイル群を 90° 毎に 4 分割構造としている。管外のチラー水はこの 4 分割の管外流体流路を図の上下に 2 往復することで十分な熱交換が行えるようにしている。

本アフタークーラーの伝熱管群部分の熱交換は、厚肉伝熱管の管内(高圧水素ガス)/管外(冷却チラー水)の伝熱機構よるが、管外側表面の熱伝達係数に対して、管内側表面の熱伝達係数が非常に高い。そのため、厚肉管とはいえ管外側表面の熱伝達係数が律速になり、全体の熱通過係数を左右する。

管内側熱伝達係数は、細管内の高圧水素ガスでの計算上 30,000~35,000 W/m²K (内径基準レイノルズ数: 約 40,000~50,000) とかなり高い値となる。これは細管式とすることで伝熱性能上は有利な方向に作用する。これに対し、管外側は細管構造としても、管外流体の空間密度を高める設計に限界があり、管外側流体の流速を十分に上げることが出来ず、管外側表面の熱伝達係数は、おおよそ 3000~5000 W/m²K に留まる。

次に、伝熱管群の熱伝達特性を事前評価するため、3 次元の設計図面を基にした熱流動解析を実施した。代表的な例として、計算条件を Table 5.2 に計算例を Fig. 5.18 に示す。

Table 5.2 アフタークーラー 管外側熱解析条件

Analysis Conditions for Chilled Water		Analysis Method	
Flow rate	8 t/h	Code	Star-CCM
Inlet Temperature	5 °C	Model	Turbulent k-ε
Inlet Pressure	0.2 MPa(G)	Mesh Level	2.0 M
Specific Heat	4.205 J/kgK	Convection Term	2nd
Thermal Conductivity	0.572 W/mK	Conditions	ρ -constant, steady state
Viscosity	0.001518 Pas		

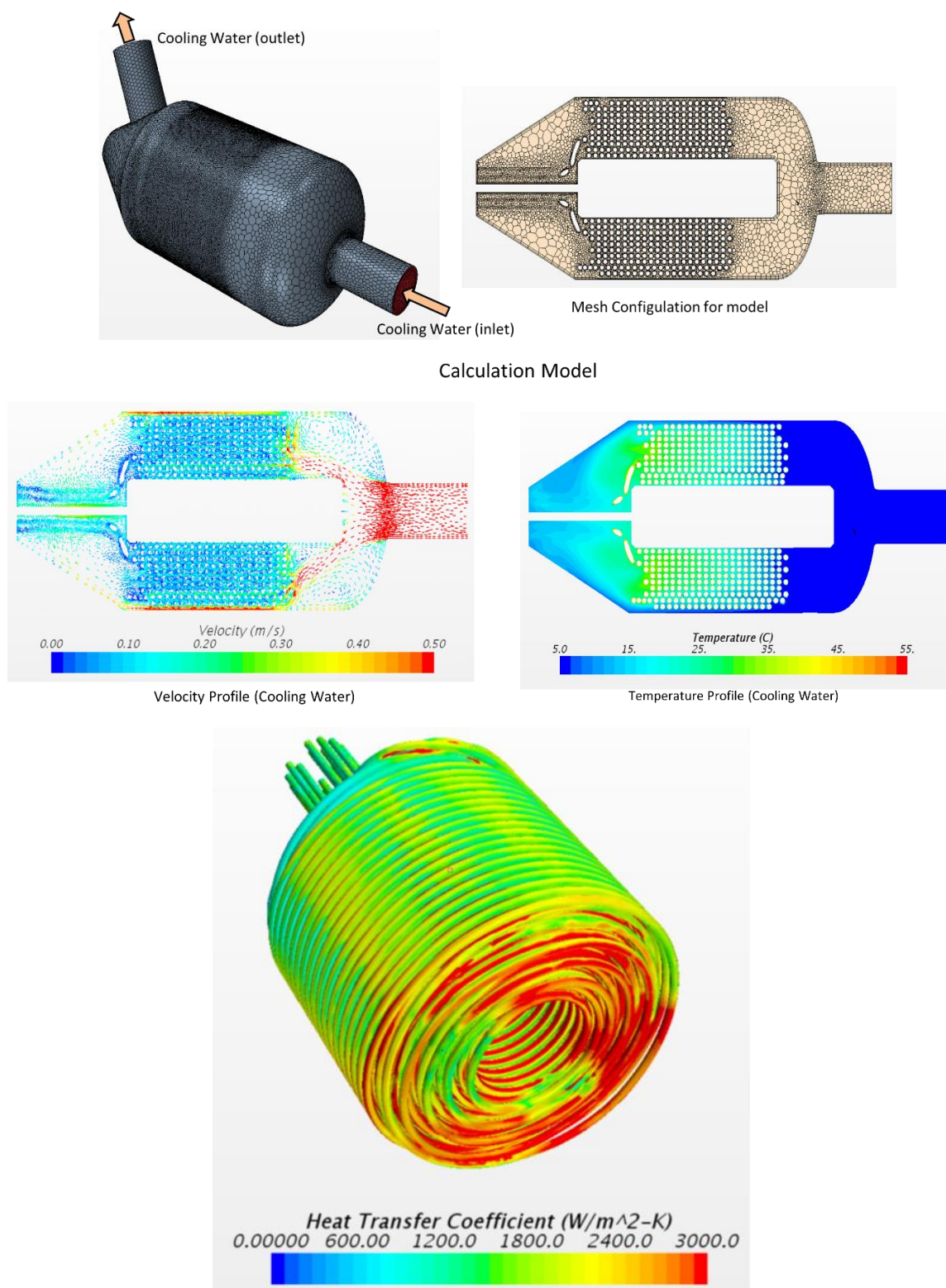


Fig. 5.18 アフタークーラー 熱解析例

アフタークーラーの製作にあたっては、前述の通り厚肉管の曲げ加工および管端部の管板溶接施工が最大の難点となる。製作手順上では、先に厚肉管をコイル状に巻いていく加工が必要と

なるが、外形が 3.0mm、肉厚が 0.8mm ($t/D : 0.27$) を曲げ半径 30mm での加工実績は無く、国内でも特殊な曲げ加工を経て、多層コイル状の伝熱管を製作した。伝熱管の製作途上の様子を Fig. 5.19, Fig. 5.20 に示す。



Fig. 5.19 厚肉伝熱管の各層コイル曲げ加工状況

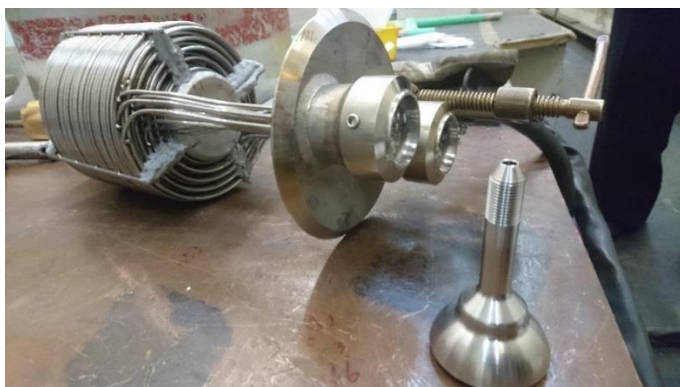
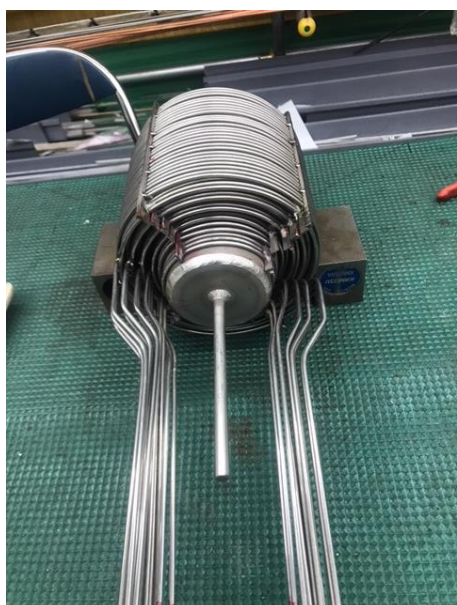


Fig.5.20 アフタークーラー試作機（製作中）

これら多層コイル状の伝熱管の管端処理として高圧用厚肉管板への溶接を行う必要があるが、この部分も国内実績がほとんどないことから、厚肉管板部分への伝熱管端溶接のテストサンプル

ルによる試行を数回実施した。テストサンプルの状況を Fig. 5.21 に示す。

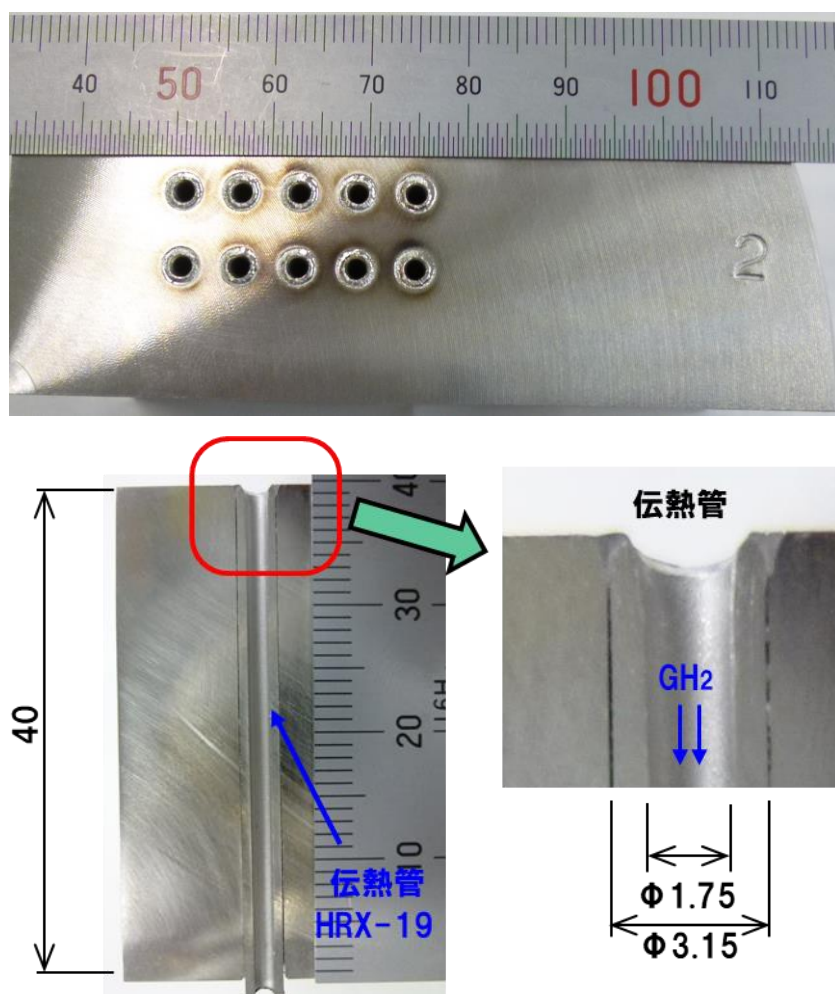


Fig. 5.21 アフタークーラー伝熱管 管板溶接テストピース状況

本開発での試作機として、ASME SA312MGr.TPXM-19 の伝熱管の曲げコイル加工を始めて試み、設計圧力 120MPa(G) 高圧水素用熱交換器を製作した。

製作完了後に、超高圧の 150MPa(G)にて耐圧試験を行い、構造強度上の健全性を確認することができた。耐圧試験時の状況を Fig.5.21 に示す。



Fig.5.21 アフタークーラーの耐圧試験（試験圧力：150MPa(G)）

最終的に、高圧水素試験装置へ組み込んだアフタークーラーを Fig. 5.22 に示す。



Fig.5.22 アフタークーラー外観

第6章 高圧水素ガスを用いた試験

6.1 はじめに

前章までで進めてきた膨張タービン等の主要機器の試作と並行して、膨張タービン式プレクールプロセスの高圧水素の実機条件での実証試験を試みた。尚、の乾燥空気試験空気試験においては膨張比 γ は約 $\gamma=6\sim7$ に相当しており、高圧水素条件ではこれが $\gamma=(82/8\sim72/68)=(10.2\sim1.1)$ なるため、高圧水素試験のほうが起動時に約1.4倍過酷な条件となる。

高圧水素を用いた試験は使用する設備の制約から年間に数回しか実施することが出来ず、試験において膨張タービンの回転は確認できたものの、意図した能力確認のすべての完了には至っていない。本章ではこれまで実施した高圧水素ガスを用いたタンク充填試験の状況と結果について述べる。

6.2 膨張タービン式プレクールプロセス実証用高圧水素試験装置

前章に記載の空気回転試験で良好な結果が得られた膨張タービンを、高圧水素試験に向けて耐圧構造化したものを国内の高圧水素供給源のある設備に専用の試験装置に組み込んで実証確認試験を開始した。上流側の高圧水素ガス供給部と下流側の充填タンク設備は、TSS 社保有の水素ディスペンサーの出荷検査用の試験設備を利用して実施した。

Fig.6.1 に概略の試験フロー図を示す。Fig.6.1 において、供給源としての水素ガスは、圧力約13.5MPa(G)の低圧水素ガスカードルから水素圧縮機によって設備供給圧力である約82~83MPa(G)まで昇圧される。圧縮された水素ガスは高圧水素蓄圧槽(240L×3基)に蓄えられる。

高圧水素蓄圧槽から供給された水素ガスは試験用ディスペンサーに供給され、水素ガスを膨張タービン高圧水素試験装置へ分配する。この膨張タービン高圧水素試験装置には、膨張タービン本体とアフタークーラーを組合せた膨張タービン基本ユニットを内蔵しており、実際に膨張タービンが回せるフローになっている。膨張タービン出口側に蓄冷器が設けられており、膨張タービンの出口温度が -40°C 以下に下がった場合でも充填模擬タンク側への充填試験が可能となっている。高圧水素試験設備の最下流側には、FCV 車載の水素タンクを模擬した充填模擬タンク(36L×3基)が接続されており、この模擬充填タンクへの水素充填を行う試験が可能となっている。

また、膨張タービンの出口側には大気放出用の回路も設けられており、放散塔から大気放出来るようになっている。また、Fig.6.1 中に主要な圧力、温度、流量の計測点を示す。本試験装置は、高圧水素(82MPa(G))での運用となるため、現時点では、膨張タービンの回転計、振動計、微小変位計の計測は、構造上設置することが出来ない。

膨張タービン高圧水素試験装置の外形図面を Fig.6.2 に、試験状態の外観写真を Fig.6.3 に示す。膨張タービンのアフタークーラーの冷却水は単独の空冷チラーから供給している。高圧対応のケーシングに収めた膨張タービン部分の外観写真を Fig.6.4 に示す。

これらは、実証試験のために接手類(コーン&スレッド)を多用し非常に複雑な配管構成となっているが、最終実機では可能な個所はすべて溶接構造とし単純化をはかる予定である。

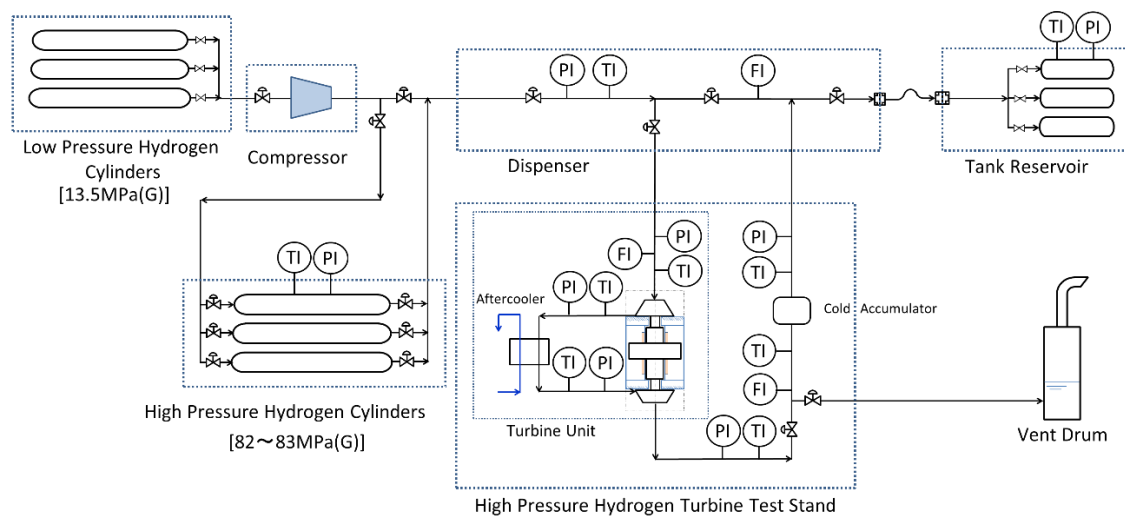


Fig.6.1 膨張タービン高圧水素試験設備 (PI:圧力計、TI:温度計、FI:流量計)

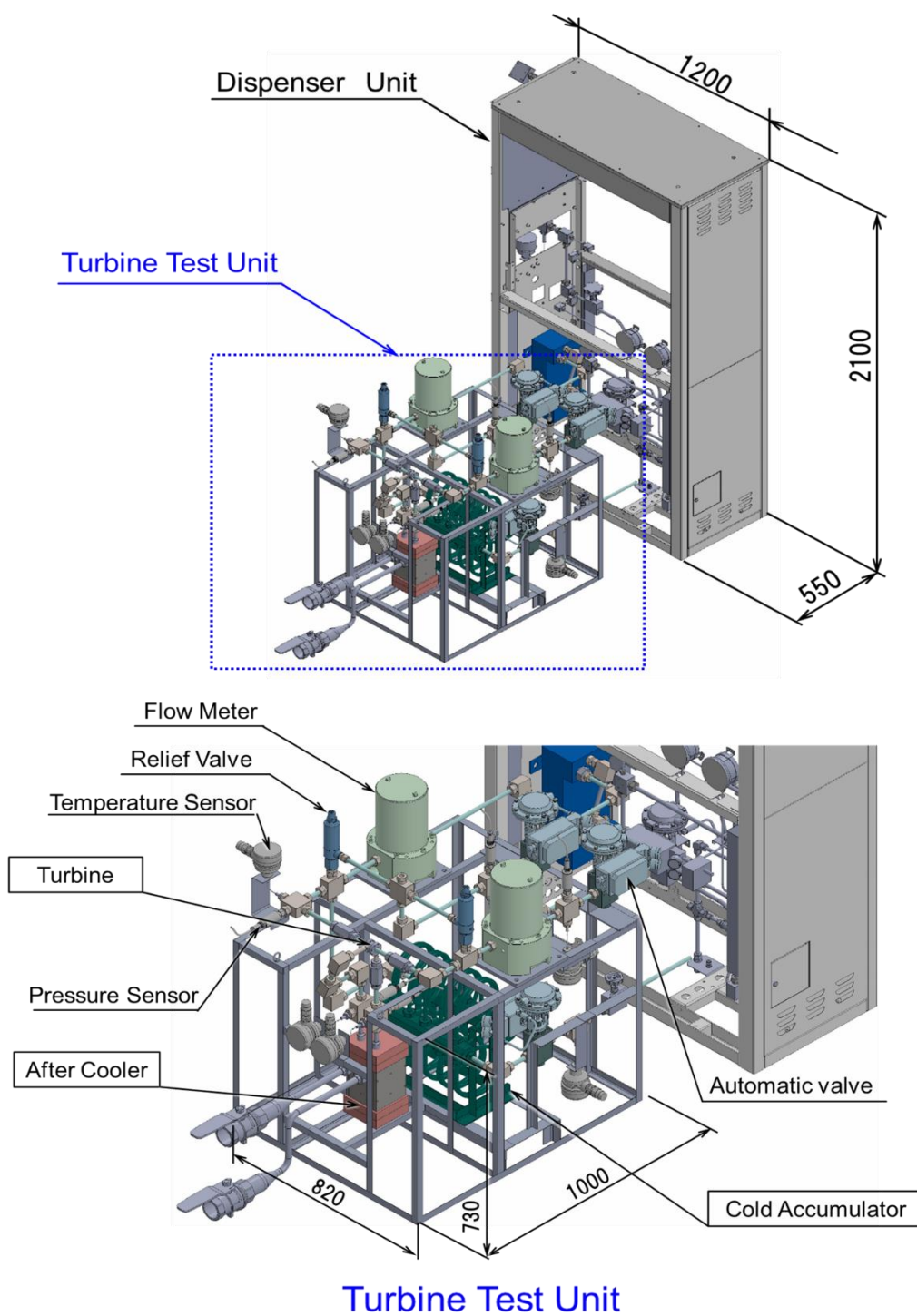


Fig.6.2 膨張タービン高圧水素試験装置の外形図



Fig.6.3 膨張タービン高圧試験装置 外観



Fig.6.4 高圧水素用耐圧ケーシング 外観

6.3 高圧水素ガスを用いた段階的な試験実施

これまでに、3回の高圧水素ガス(バンク元圧：33MPa(G)および82MPa(G))を用いての膨張タービンの回転試験を複数回実施することが出来た。尚、このような超高圧水素ガス中での膨張タービンの回転試験は世界初の試みであり、これまでに報告例は無い。高圧水素による試験は段階的に改良を加えて実施したが、充填タンク側の容量の制約(155L)、上限温度の制約(85℃)があることから、長時間の膨張タービン回転計測は出来ない。また、いずれの試験においても、現在では高圧水素に耐え得る回転計自体が存在しないため、膨張タービンの回転確認は、外部からの回転音の確認、出口側エンタルピー変化の確認をもって推定した。

6.3.1 第1回高圧水素ガスを用いた膨張タービン回転試験

第1回目の高圧水素を用いての試験を行うにあたり、膨張タービンの起動を最優先においた試験としたため、Fig.6.1の設備フローにおいて、膨張タービンのコンプレッサー側は単独のブレーキとして

回路を組んで実施した。第1回目の高圧水素回転試験での膨張タービン廻りのフロー図を Fig.6.5 に示す。

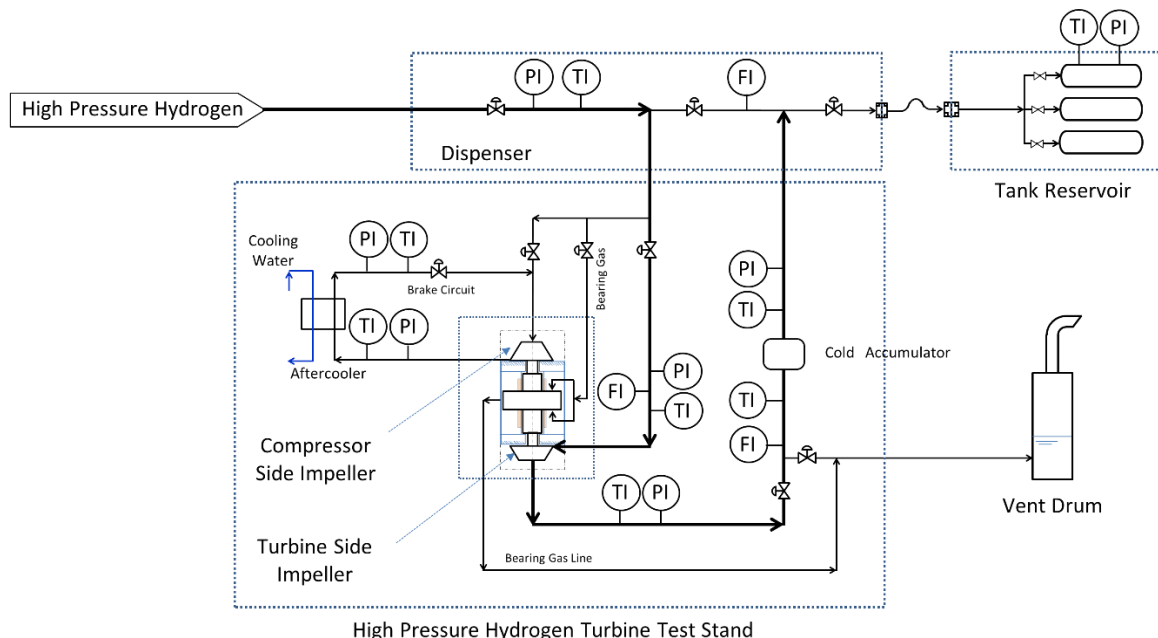


Fig.6.5 第1回目の高圧水素回転試験での膨張タービン廻りのフロー図

高圧水素での初回試験であることから、膨張タービンの確実な起動を優先させるため、起動前に膨張タービンの起動は出口側の弁を全閉とし膨張タービン内部に圧力をかけた状態で、出口側の弁を開放することで膨張タービンの起動を試みた。

試験は、供給元圧 35MPa(G)および 83MPa(G)の2回を試みた。供給元圧 35MPa(G)での試験では充填運転の後半の時間帯で膨張タービンの回転音は確認できたが十分な加速に至らない状況であった。この時点で、膨張タービンのスラストが接触しながら回転したと推測される。これに引き続き、元圧 83MPa(G)とし、同じ膨張タービンで実施した回転試験では、膨張タービンの起動は確認出来なかった。試験後の膨張タービンの分解調査の結果、タービン側のスラスト面に接触摺動で出来た損傷跡がみられた。これは起動時の回転体内部圧力（軸受側）バランスの不適によるスラスト力に起因し回転軸がタービン側へ押されていたものと推測される。

Fig.6.6 に供給元圧 33MPa(G)にて計測された膨張タービン出口のエンタルピー変化、およびコンプレッサー側の熱評価したものを Fig.6.5 に示す。同じ時間軸での充填タンク側の温度圧力の挙動を Fig.6.7 に示す。Fig.6.6 においてコンプレッサー側の熱落差も同時に変化していることから、時刻にして 11:11:02 以降、膨張タービンが動作していることがわかる。

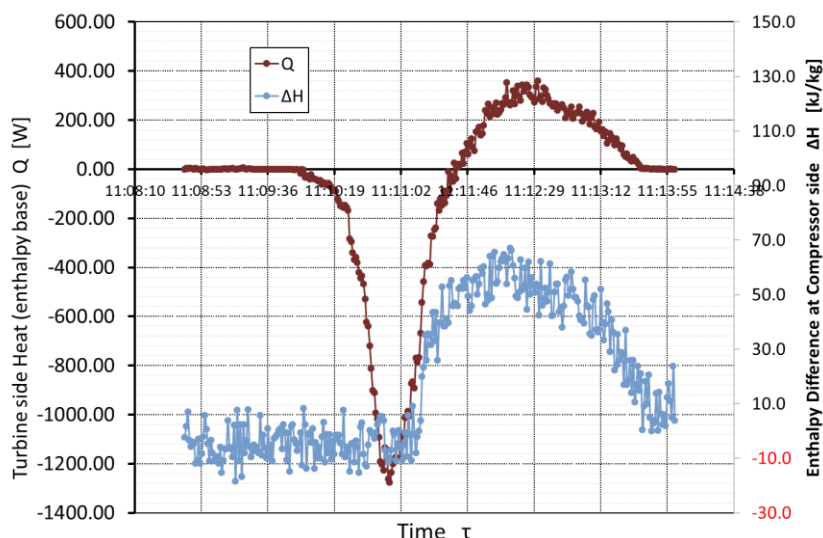


Fig.6.6 高圧水素ガスによる膨張タービン試験状況(横軸 h:m:s)

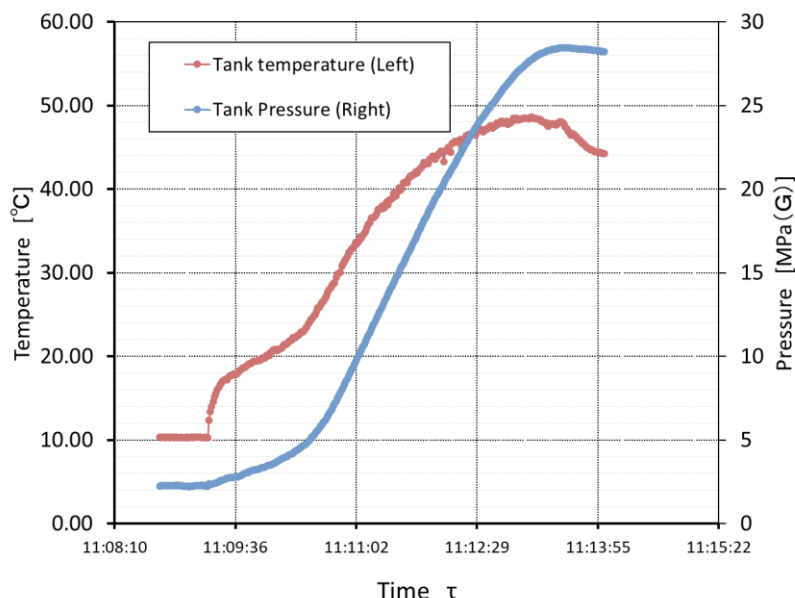


Fig.6.7 タンク側 圧力、温度(横軸 h:m:s)

Fig.6.6 において、データ解析評価の結果、約 3 分 30 秒間のタンク充填運転のうち、後半の約 2 分 20 秒間は膨張タービンが駆動されていたことが確認出来た。しかしながら、タービンの出力は小さく、スラスト面に接触しながら回転していた状態と推測され、本来の高速回転には至っていない。また、膨張タービンが動作しない(回転していない)と思われる初期の時間帯においては、JT 膨張による水素ガスの温度上昇が著しく、この高温のガスが直接充填タンク側に入っていくため、試験時間の制約を受ける。

尚、元圧 33MPa(G)での正規な安定回転ではなかったとは言え、超高圧水素ガス中で駆動した膨張タービンは世界初と言える。しかしながら回転試験後の膨張タービン分解において、スラスト軸受面(膨張タービン側)の接触が認められた。スラスト軸受の分解時の状況を Fig.6.8 に示す。



Fig.6.8 第1回試験による回転軸とスラスト軸受の接触損傷の様子(膨張タービン側)

6.3.2 第2回高圧水素ガスを用いた膨張タービン回転試験

第1回目の高圧水素を用いての試験の結果から、超高圧の水素条件に対する起動時ガス軸受面の損傷を回避するため、スラスト軸受面の接触を最小限にすべく、タービンインペラーとコンプレッサーインペラーの背面圧力を導通する均圧管を設けて第2回の試験を行った。

第2回の試験の膨張タービン廻りの詳細なフローを Fig.6.9 に示す。

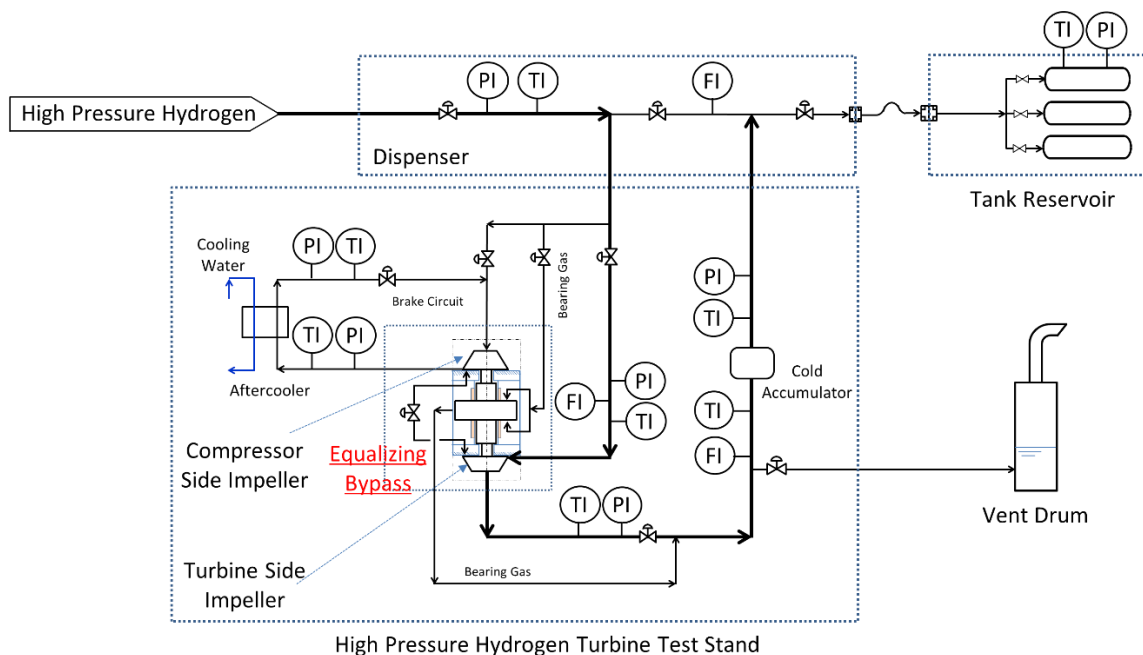


Fig.6.9 第2回目の高圧水素回転試験での膨張タービン廻りのフロー図

膨張タービンの起動前には付加した均圧管の弁を全開にした状態とし、第1回試験時と同様に軸受ガスをタンクに対して流し始めた直後に膨張タービンの出口弁を開放することで起動を試みた。供給元圧 32MPa(G)および 82MPa(G)で膨張タービンの起動は確認できたが、水素ガス供給側の簡易配管の選定誤りにより、膨張タービンの起動（タービン出口弁開放）と同時に膨張タービン入口側の圧力が急激に低下したため、十分な計測には至らなかった。

元圧 32MPa(G)の計測の結果を Fig.6.10 および Fig. 6.11 に示す。膨張タービンの出口側の弁を開くことで膨張タービンを起動しており、起動と同時に膨張タービン流量が 10g/s まで流れている。Fig.6.10 は膨張タービン前後の圧力数値を示すが、供給バンク側の問題で、膨張タービンの入口側圧力が急激に低下しており、本来の入口圧力を高く保つ状態での試験には至らなかった。膨張タービンの起動により、膨張タービンの入口ガス圧力が急激に低下したため、それに呼応して、タービン上流にある弁による等エンタルピー膨張で、水素ガスの温度が上昇している。膨張タービン入口にの圧力低下で、膨張タービンの回転力が小さいままで、且つ、入口温度が急激に上昇した状態での運転になってしまった。そのため、発生する寒冷量も不十分となっていた結果、タービン出口温度が十分に下がらずに推移しており、結果として充填先の模擬タンクの温度が早く上昇したため、運転を中断した。

運転開始と同時に膨張タービン入口圧力が低下した問題の原因は水素ガスの供給ボンベから膨張タービン試験設備入口までの外部仮設配管の内径過少と判明した。

Fig.6.11 においてタービン出口温度が入口よりも下がっていることは、膨張タービンによる断熱膨張の効果を示しているが、回転が不十分であったため、意図した温度降下量までは得られていない。

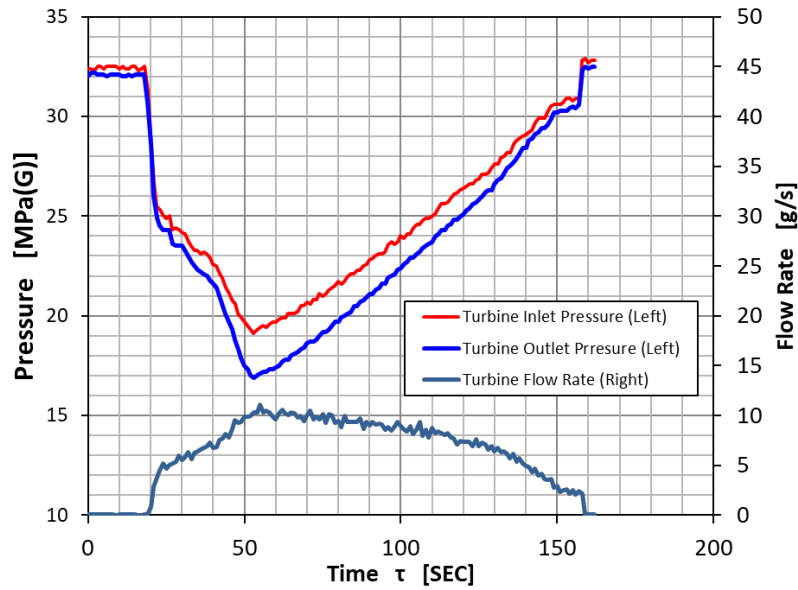


Fig.6.10 膨張タービン回転時の前後圧力計測値 (元圧 33MPa(G))

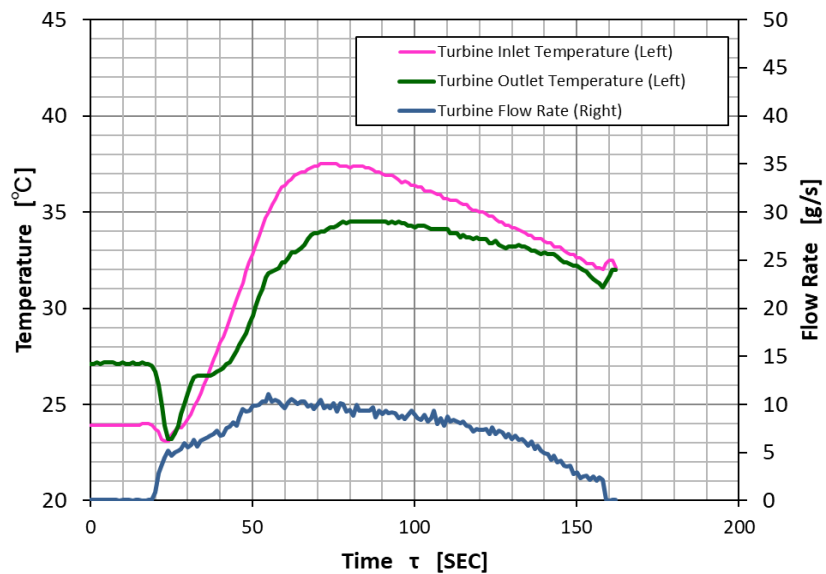


Fig.6.11 膨張タービン回転時の前後温度計測値 (元圧 33MPa(G))

これらの計測された膨張タービン回転中の入口および出口の温度、圧力数値から、各時間帯のエンタルピーを算出し、膨張タービン回転中の入口と出口の水素の熱落差、および、質量流量と掛け合わせた寒冷発生量を評価した結果を Fig.6.12 に示す。

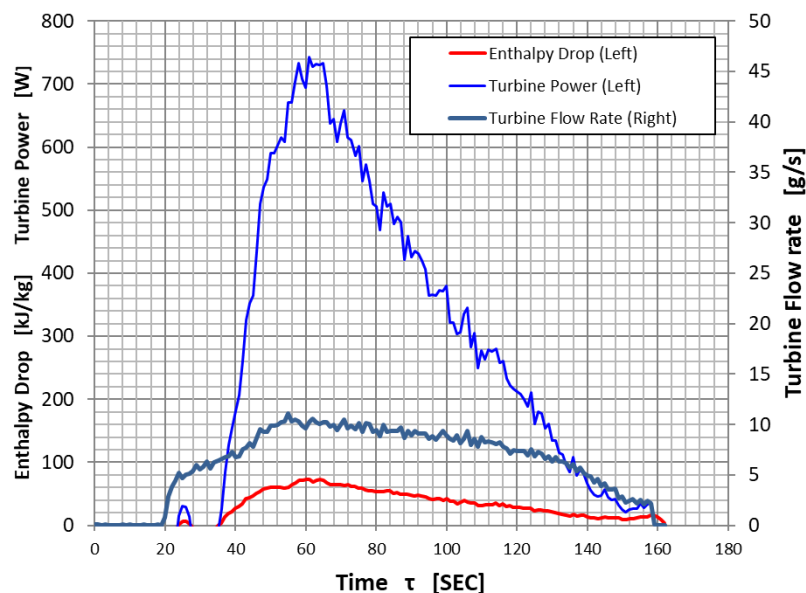


Fig.6.12 膨張タービン回転時の発生熱落差と寒冷量

この試験では、前述の如く膨張タービンへのガス供給と同時に、膨張タービンの入口圧が高く維持できなかつたため、膨張タービン前後の圧力差が確保できず、熱落差もピークで 80kJ/kg、寒冷発生量も 720W 程度に留まった。ピーク時刻以降は、二次側(充填タンク側)圧力の増加に伴い、膨張タービン熱落差は下降し、それに呼応して寒冷発生量も減少している。結果として、膨張タービン本来の回転領域には至っていない。

同時に、これらの得られた数値から、膨張タービンの断熱効率 η を試算した結果を Fig.6.13 に示す。断熱効率 η の算出は (6.1) 式による。

$$\eta = \frac{h_{in} - h_{out}}{h_{in} - h_{out}} \quad (6.1)$$

h_{th} は膨張タービンの入口状態の比エントロピーから求めた出口圧力における等エントロピー膨張点の比エンタルピーを示す。今回は、本来の運転状態までには持っていけなかつたものの、運転の結果、膨張タービンの評価断熱効率は約 42~44%であったことが判明した。

一般に、膨張タービンの断熱効率はインペラ周速 U [m/s]とノズルから流入する絶対噴流速度 C_0 [m/s]の比 U/C_0 の U/C_0 が 0.6~0.7 を最高点とした 2 次関数で与えられる^[33]。 U/C_0 と本膨張タービンの設計効率の関係を Fig.6.14 に示す。本膨張タービンは、充填システムとして運用するため、運転範囲が通常の一定回転運転のタービンよりも広い $U/C_0(=0.1\sim0.7)$ の範囲での運転となる。今回の試験条件から得られた、膨張タービン入口、出口の温度圧力の値から C_0 を求め、この値と Fig.6.13 で評価した効率 η から膨張タービンインペラの周速を逆算すると、 $U=76$ m/s 程度となる。これから推

定した膨張タービンの回転数は約 18 万 rpm となった。これは設計定格点の設計回転数の約 6 分の一に留まっている。原因は今回の試験条件（入口圧力が維持できなかった）の不適によるものである。

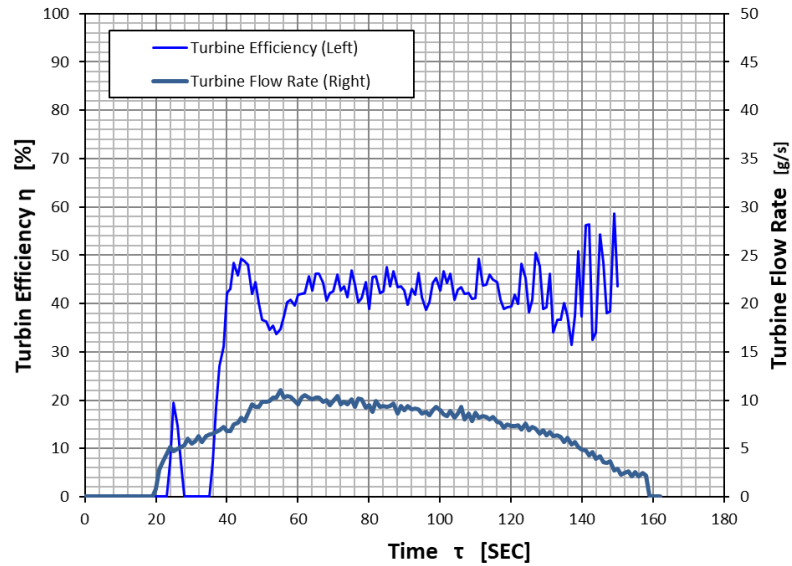


Fig.6.13 膨張タービン断熱効率評価結果

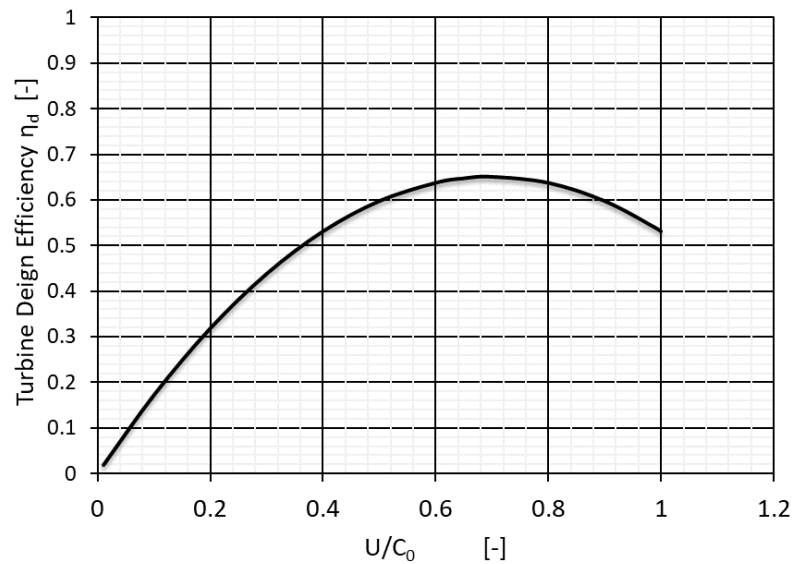


Fig. 6.14 U/C_0 に対する膨張タービンの設計効率^[33]

第2回の試験後の膨張タービンの分解写真を Fig.6.15 および Fig.6.16 に示す。今回はスラスト軸受面の損傷は確認されず、新たに設けた均圧管の効果により、膨張タービン起動時のスラスト力が適正にバランスされたものと推測される。



Fig.6.15 膨張タービン 試験後の分解写真（タービン側軸受）

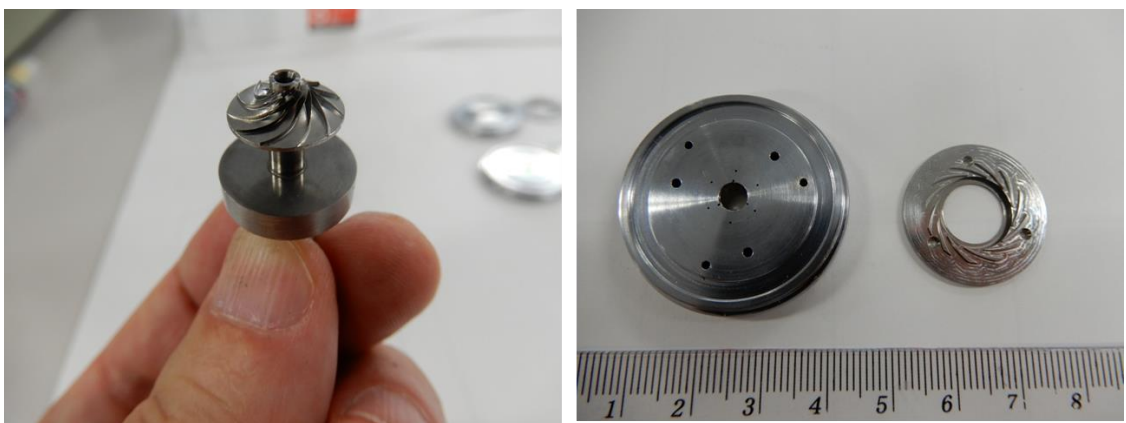


Fig.6.16 膨張タービン 試験後の分解写真（コンプレッサー側軸受）

6.3.3 第3回高圧水素ガスを用いた膨張タービン回転試験

第2回目高圧水素試験時に問題となった、タービン起動後の入口圧力低下の是正を試みて、高圧水素バンク側の配管径変更を行い、再度の計測を行った。第3回目の試験の膨張タービン廻りのフローを Fig.6.17 に示す。第3回目の高圧水素試験では膨張タービンの能力試験の時間をより長く確保するため、膨張タービン入口に水冷のガスクーラーを設けた。また、更に起動時のスラストがよりバランスするように、コンプレッサー側の圧力を調整出来るラインも設けている。

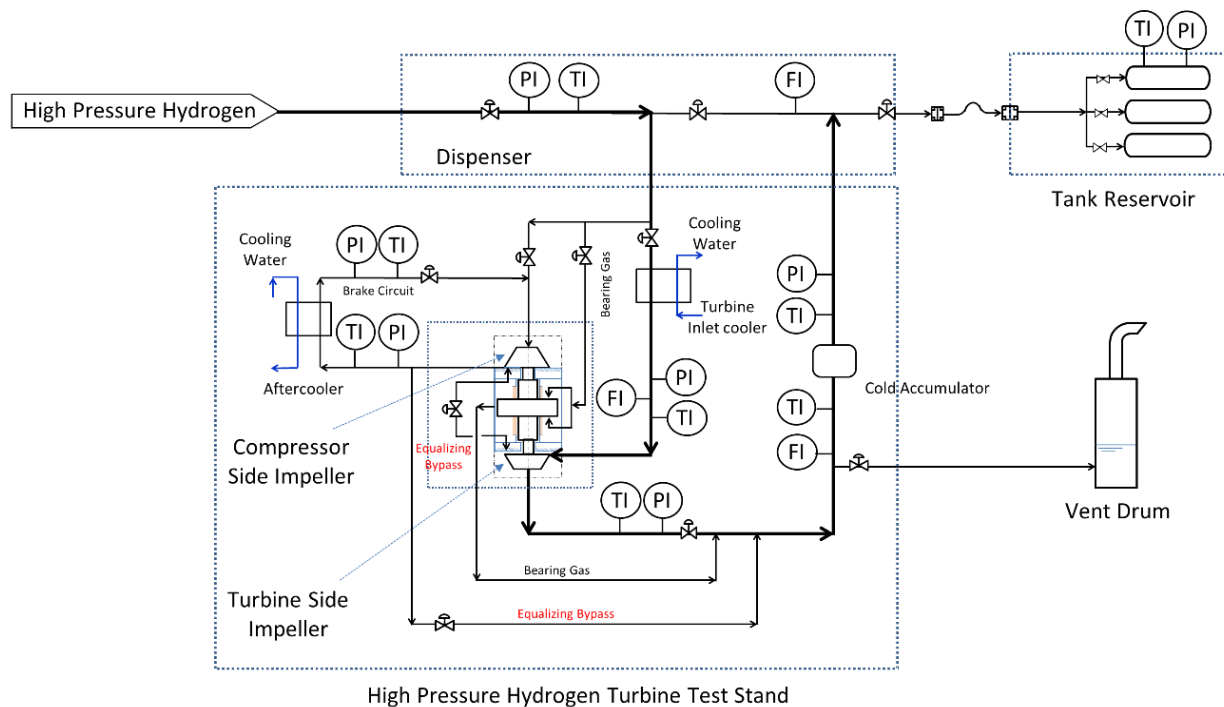


Fig.6.17 第3回目の高圧水素回転試験での膨張タービン廻りのフロー図

供給元圧約 80~82MPa(G)の高圧水素ガスにより、膨張タービンを介しての充填試験を複数回実施した。しかしながら、膨張タービンの起動は確認出来たものの、内部の軸受ガスの圧力の調整不足により、膨張タービン本体単独での正確な能力計測には至らなかった。計測結果の一例を Fig.6.18 に示す。膨張タービン出口温度が入口温度を上回る値の計測結果となった。これは、膨張タービン内部の軸受ガスが、プロセス側の膨張タービン流路へかなりの量が漏れこんだものと推測される。第3回目試験は第2回に対して、膨張タービン起動時の元圧側の圧力降下が各段に少なくなり、軸受ガス側圧力が膨張タービン側圧力と逆転したにも拘わらず、圧力膨張タービン内部の軸受側の温度の高いガスが、膨張タービンインペラーの背面側からプロセス側に流入合流したものと推測される。

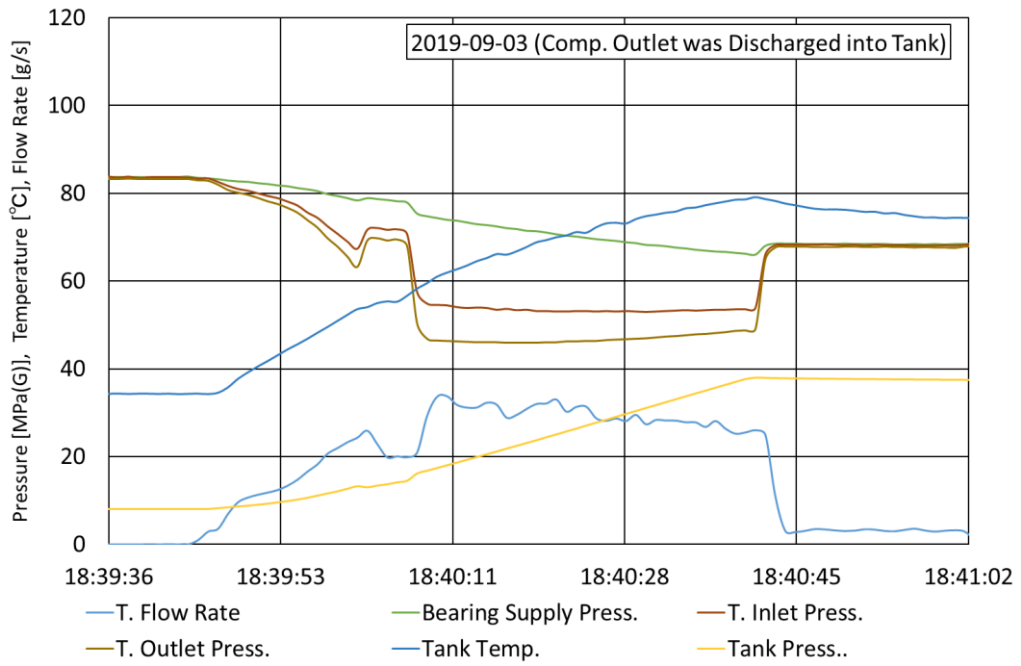


Fig. 6.18 第3回高圧水素試験結果(1)

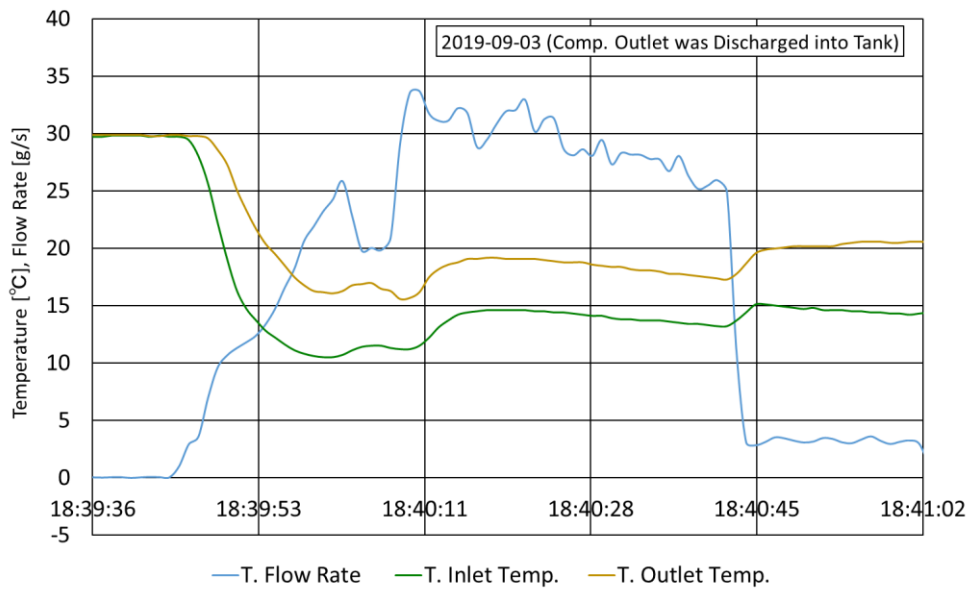


Fig. 6.19 第3回高圧水素試験結果(2)

Fig.6.19 において、膨張タービン回転中にもかかわらず、膨張タービン入口温度と出口温度が逆転して計測されている。この現象を Fig.6.20 を用いて説明する。

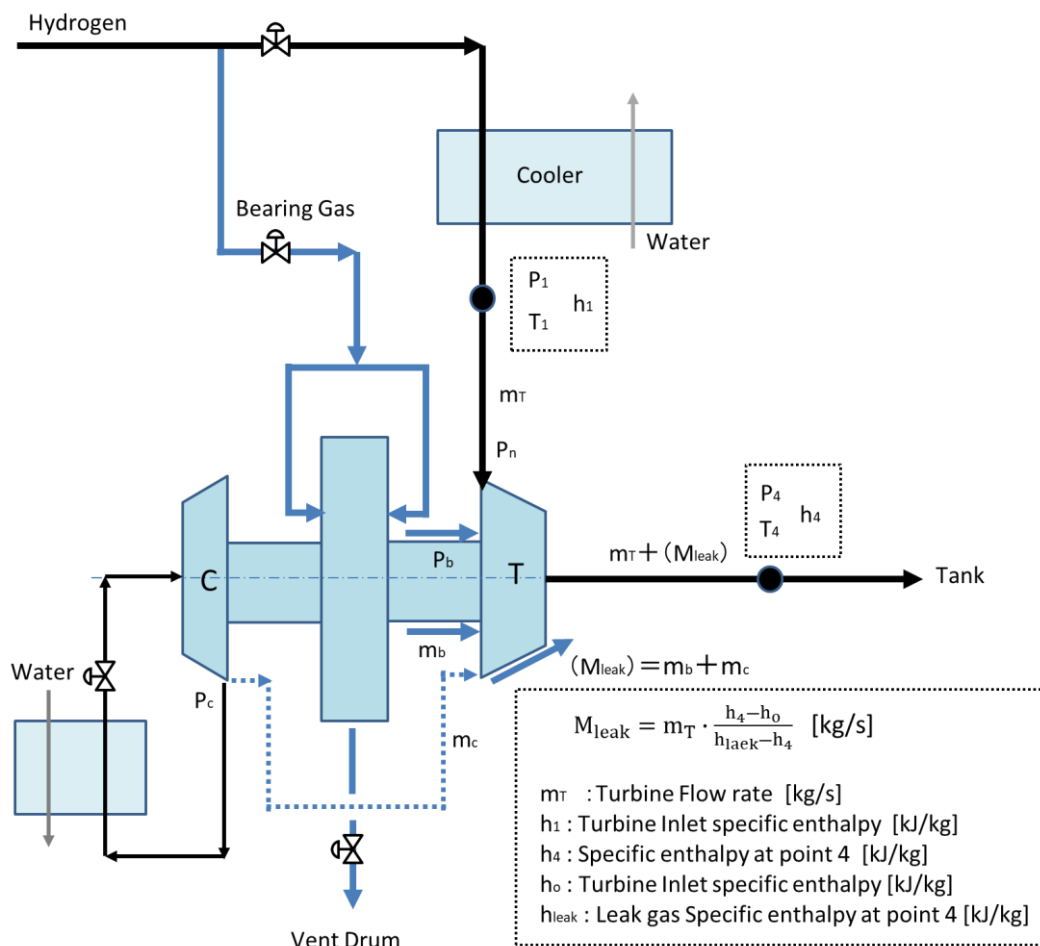


Fig.6.20 第3回高圧水素試験 内部軸受ガスの漏れ込み量の試算

Fig.6.20 において、主流となる膨張タービンを通るラインは黒太線となり、軸受ガスのラインは青色となっている。今回の試験では、軸受側のガス圧力がプロセス側の圧力（膨張タービンのノズル部の圧力）よりも高いまま推移したため、軸受側から、 m_b の質量流量、また、コンプレッサー側の均圧ラインから m_c の質量流量がタービン側へ流れ込んだ。この流入ガスは、基本的に等エンタルピー膨張で温度上昇しタービン出口側（ポイント4）に合流するため、膨張タービンのみの出口の温度データになっていない。得られた試験データからタービン出口側（ポイント4）に流入したガス量 $M_{leak} = m_b + m_c$ を算出した。流入ガスのタービン出口側（ポイント4）における比エンタルピーを h_{leak} 、膨張タービンを正規に流れたガスの出口比エンタルピーを h_0 としてバランスをとり、流入したガス量 M_{leak} を求めた。計算結果を Fig.6.21 および Fig.6.22 に示す。これらは、膨張タービンが第2回高圧水素試験時で得られた断熱効率が 0.45 として試算したものである。Fig.6.22 に示される様に、今回の試験では、タービン回転中に約 5~10g/s の内部ガスがタービン側へ漏れ込んでいたと推測された。この 5~10g/s の

質量流量は、タンク側へ流入した総合計の質量からの検算とも合致するため、膨張タービン出口側の温度が高くなってしまった主要因であると、結論づけた。

高圧水素試験におけるこの不整合を防止するため、次回からは、膨張タービン軸受室の内部圧力が膨張タービン側のプロセス圧力を超えないように、軸受室内部圧力を適正に制御していく必要があることが明らかになった。

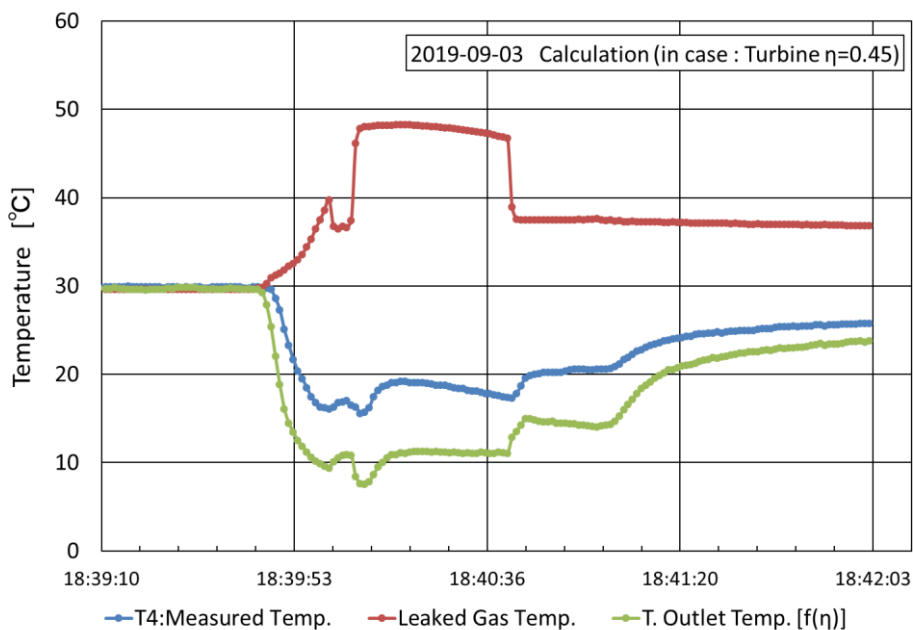


Fig.6.21 漏れ込みガス量の計算（温度計算）

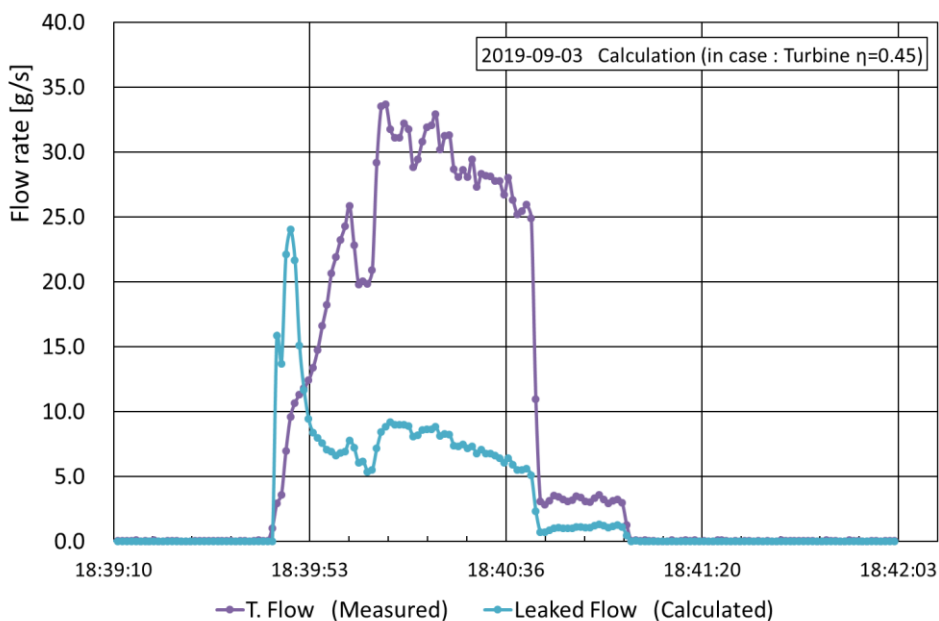


Fig.6.22 漏れ込みガス量計算結果



6.3.4 高圧水素ガスを用いた膨張タービン回転試験の中間評価

これまでに実施できた高圧水素試験では、高圧水素ガス中での膨張タービンの起動、回転は確認できたものの、まだ膨張タービンの定格回転試験には至っていない。実施した試験の範囲で得られた見通しとして、6.3.2 で述べたように、 U/C_0 で評価した効率から判断すると、実査の運転条件（流量 33g/s、入口圧力 82MPa(G)/膨張比 8.2~9）では、 U/C_0 が約 0.65 である。この条件での試験が実現した場合、断熱効率で $0.65/0.4=1.63$ 倍、また流量が、約 3.2 倍となるため、計測された寒冷能力は、Fig.6.12 に対して約 5.2 倍は期待できるため、プレクールシステムとしての仕様は十分に達成可能と考えられる。

。

第7章 膨張タービン式プレクールプロセスの経済優位性検討

7.1 はじめに

膨張タービンを用いた膨張タービン式プレクールプロセスの運用が実用化された場合の、システムの経済優位性についての検討も同時に行った。現状、最も身近な実用化対象として水素燃料電池車用の水素ステーションへの本システムの導入が挙げられる。

水素社会の早期実現のためには、水素ステーションの普及の加速が世界的にも不可欠であるが、設備の高コストが一因となり、国内での水素ステーションの普及は計画通りに進んでいない。この状況を打破するためには、水素ステーションの省力化やコストダウンをもたらす革新的な技術の導入が急務となっている。本章では、膨張タービン式プレクールプロセスが水素ステーションにもたらす様々な経済優位性の検討結果を説明する。

7.2 初期設備コストの経済優位性評価

現状の普通車クラスの燃料電池自動車用水素ステーションの主要構成機器は前出の第1章 Fig.1.1 に記載の通りであるが、これらの初期コスト（購入コスト）の観点から膨張タービン式プレクールプロセスに代わる場合のコスト差を比較検討評価した。評価結果を Table 7.1 に示す。表中の Expansion Turbine Unit とは、前出の Fig.3.3 に示すように膨張タービンとアフタークーラーの組み合わせたユニットのコストを示す。

これは将来における膨張タービンがある程度量産可能な条件での量産効果を加味した試算になるが、膨張タービン式プレクールプロセスは機器類の初期コストとして従来式に対して約63~70%以下に低減することが可能である。

Table 7.1 システムの初期コスト比較

Initial Cost Comparison of Precool System for Hydrogen Refuelling Stand (for Light FCV)

Component	Conventional System [M-JPY]	Turbine System [M-JPY]	Remarks
-45°C Class Precool Refrigerator, and Brine System, etc.	22	-	
Pre-cooling Heat Exchanger	4.5	-	
Hydrogen Dispenser Unit	14.5	14	
Expansion Turbine Unit	-	12~15	Including mass manufacturing effect in FY2030.
Total	41	26~29	

これに加えて、膨張タービン式プレクールプロセスは、非常にコンパクトになるため、ディスペンサー内部に組込める(Fig.3.4)。このため、従来式のような冷凍機設備やブライン配管に係る

基礎工事、据付工事、配管工事、電気計装工事が不要になることから、現地工事費用を大幅に低減することができる。現状の日本国内での水素ステーションの工事コスト数値の実績^[1]から推定すると、新方式では工事コストを約 650~710 万円低減出来る。

更に新方式はステーション自体をコンパクトにすることが出来る。そのため、水素ステーション設置エリアの土地を面積換算で約 6 m² 以上低減することができる。これは、水素ステーションの普及が急がれる都市部での新規建設を考えた場合、土地コストの観点からも普及加速に対する有効なインセンティブになってくる。

7.3 運転コストの経済優位性評価

水素ステーションの事業性を判断する際には設備の運用コストも重要な指標になってくる。水素充填の際にプレクール冷凍設備冷凍機運用を行う従来方式に対し、膨張タービン式プレクールプロセスの運転コストは、おおよそプレクール冷凍設備の消費電力との差に相当する。

既報告書^[1]にある稼働率を想定した場合での運転コスト概算の比較図は、第2章の Fig.2.5 に示す通りである。本試算では、新方式（膨張タービン式高圧水素充填システム）との日本国内での年間電力コスト差は約 227 万円となる。

この効果は金額効果のみならず、大幅な省エネルギーとなるため、国家的にみれば原油消費削減、ひいては水素ステーションの建設加速化、FCV 普及の後押しにもなり、地球温暖化抑制の効果に直結する。

7.4 保守コストの経済優位性評価

現状のディスペンサーメーカーにヒアリングした従来式での年間保守コストから類推して、新方式の場合には、膨張タービン自体がガス軸受方式でメンテナンスフリーに近いことから、年間で約 140~200 万円のコストメリットがはかれると予測される。

国内適用法規に関しても、本システムは液化冷媒を系内に含まないため、冷凍設備保安規則には相当しない解釈となり、冷凍保安規則の保安検査が不要となる可能性も含んでいる。

7.5 膨張タービン式プレクールプロセス方式の経済性評価のまとめ

膨張タービン式プレクールプロセス方式での経済性評価検討のまとめ表を Table 7.2 に示す。膨張タービン式プレクールプロセス方式が実現すれば熱エネルギー有効活用省エネの観点のみならず、経済的にも優位性が大きい。膨張タービン式プレクールプロセス方式は水素ステーションの更なる普及に対してかなり有効、且つ革新的な可能性を有していると言える。

Table 7.2 膨張タービン式プレクールプロセス方式の経済性評価まとめ

Economic Advantages of Hydrogen Refuelling System with Turbo Expanders

Initial Cost	Economic Indicators	Cost Merit	Remarks
	Procurement Cost of Equipment	▼ -14M~-11M (JPY)	[Conventional]: -45°C Refrigerator, Brine System, Precool Heat Exchangers, etc. [Turbine System]: Expansion Turbine Unit
	Construction Cost	▼ -6.5~-7.1M (JPY)	Estimated from present construction cost in Japan
	Cost related Civil and Land	Area ▼ 約6 m ²	Depending on the construction site
Operation Cost	Economic Indicators	Cost Merit	Remarks
	Maintenance Cost	▼ -1.4M~-2M (JPY/year)	
	Utility Consumption Cost	▼ -2.2M (JPY/year)	Estimated from power consumption per year.

上記は、普通車クラスのFCV用の水素ステーション（公称300Nm³/h）のディスペンサー1システムに対する試算であるが、将来のFCV普及段階においては、水素ステーションには複数台のディスペンサーが設置されるため^[1]、経済性効果は更に期待できる。

水素ステーションの普及拡大は、同時に燃料電池車（FCV）の普及台数増加に直接的に寄与していく。即ち、FCVの普及増大は、それ自体が日々に稼働することによるCO₂削減量の増大に直結する非常に大きな波及効果がでてくる。

上記の検討数値は、普通車用FCV用の水素ステーションの規模に対する評価に相当している。水素膨張タービンとしてより早期に製品実現可能という観点から、大型車FCV（FVバス、FCトラック）用の流量を増加させた膨張タービン（流量132g/s）を計画した場合、冷凍設備による従来方式に対する経済優位性は更に大きくなる。特に、設備設置面積の省スペース性の効果は、容量が大きくなるほど特に優位性を大きく発揮可能である。

また、水素ステーションのみならず、高圧の水素ガスを充填するあらゆる設備、たとえば将来の定置式純水素燃料電池への水素供給グリッドの水素バックアップタンク等への頻繁な充填にも本提案は有用な技術となる。

第8章 結論

本開発研究では、現在の燃料電池車（FCV）用の水素充填技術に対して、新たに水素膨張タービンをプロセス内に組み込み、熱工学上の合理的な膨張タービン式プレクールプロセスを提案するものである。以降8.1節では各章で得られた知見を示すとともに、8.2節ではこれまでの高圧水素での実証試験の結果からのシステム評価結果をまとめている。最後に8.3節でこれまでの開発研究で集約された課題とその対策内容を提案する。

8.1 各章で得た知見

第2章では、高圧の水素ガスを膨張タービンにより直接膨張させる膨張タービン式プレクールプロセスを考案し提案を行った。九州大学にて開発された高圧水素熱物性計算ソフトを用い、水素膨張タービンによる温度降下の計算を行い、最も熱的に最適な膨張タービン式プレクールプロセスのEFD(Engineering Flow Diagram)を示した。

- (1)水素膨張タービンを充填プロセスに組み込む方式として効率の観点からは動力をコンプレッサーで消費するタービンコンプレッサー方式が望ましい。
- (2)膨張タービンで直接膨張して寒冷発生する膨張タービン式プレクールプロセスでは、従来のプレクール冷凍設備を排除することが可能である。そのためシステムの消費動力の観点でかなり改善することが出来る(年間で1ユニットあたり197kWhの削減に相当する)。
- (3)膨張タービン式プレクールプロセスを現行の充填プロトコルに合致させるためには、タンクへの供給ガスの温度を -40°C 以上に保つ必要がある。そのため、膨張タービン式プレクールプロセスでは、膨張タービン出口に -40°C 以下の寒冷を一時的に取り込む蓄冷器を設ける提案とした。

第3章では、第2章で考案した膨張タービン式プレクールプロセスの中で主要構成機器である水素膨張タービン、アフタークーラー、蓄冷器の概念設計結果を示した。特に膨張タービンは、プロセスの要求仕様数値からの概念設計で得られた仕様では、非常に小型で高速回転のタービンになり、これまでの実績領域から超える位置づけとなった。また、本概念設計によるアフタークーラーと膨張タービンを組み合わせたタービンユニットの計画形状は非常にコンパクトなものとなり、膨張タービン式プレクールプロセス導入の大きな優位項目であることも分かった。

第4章では、前章で設計検討した機器類を用いて、プロセス上の成立性の工学的検証を行うため、膨張タービン式プレクールプロセスの非定常の熱評価解析としてシミュレーション計算を実施した。膨張タービン式プレクールプロセスの上流側から、膨張タービン部分の計算[A]、蓄冷器部分の計算[B]、タンクへの充填部分の計算[C]を連携させ逐次、熱計算、圧力計算を行った。計算例として膨張タービンの平均効率が65%の場合のシミュレーション計算結果を示し、膨張タービン式プレクールプロセスが問題なく成立することを示した。

- (1)現状のタンク上限温度である 85°C 以下での充填が可能であることを確かめた。

- (2)現状の充填プロトコルによる条件のひとつであるタンクへの供給ガス温度を -40°C 以上に保つため、二重管式の蓄冷器部分を組み込んだシミュレーションも同時に行い、良好な結果を得ることが出来た。
- (3)内管がCu(内径：3mm、外径6.3mm)、外管がSU316L(内径：6.3mm、外径14.3mm)の計算例において、界面熱コンダクタンスHが十分に大きな場合には、蓄冷器出口の水素ガス温度を緩和できる結果が得られた。

第5章では、膨張タービン式プレクールプロセスの主要機器の試作と、それぞれの単独試験における検証を行っている。膨張タービンに関しては、乾燥空気による機械回転試験において、最終的に回転数約70万rpmを想定時間(数分)の間、安定して回転することが出来た。この時のタービン出口の空気温度は大気圧で約 -54°C を確認することが出来た。また、アフタークーラーに関しては細管式の高圧水素熱交換を試作し、機器としての超高压条件150MPa(G)耐圧試験にも成功している。結果として高圧水素での実証試験前に、試作膨張タービンの機械的な健全性を確かめることが出来た。

第6章では、試作した膨張タービン、アフタークーラー、蓄冷器を高圧水素試験装置に組み込み、実機と同じ高圧の水素(82MPa(G))にて実証試験を開始した。現状では、必要な寒冷量の約1/10程度までの試験条件であるが、高圧水素における本システムの実質的な有効性が確認できた。

第7章では、膨張タービン式プレクールプロセスの熱評価をふまえた経済優位性評価を行っており、膨張タービン式プレクールプロセスは1)初期設備コスト、2)運転コスト、3)保守コストのいずれの観点からも非常に有効性のある提案であることを示した。特に設備機器自体が非常にシンプル化、且つ、小型化できることから、初期コストにおいても非常に優位性が出る。

加えて、本開発研究で得られた知見を基に、より早期に実現可能な大型車FCV(FVバス、FCトラック)用の流量を増加させた高圧水素用膨張タービン(流量132g/s)の開発の有効性も示すことができた。

8.2 今後の課題

以上のように本開発研究では、水素充填の新たな技術として提案した膨張タービンを用いた膨張タービン式プレクールプロセスの試作機器による実証試験において、タービンが定格で運転出来た場合の熱的な有効性は確認できた。しかし、その実現のためには以下に示すような課題も残した。

第6章での高圧水素ガスによる実機充填試験において、水素膨張タービンとしてまだ安定性、耐久性の十分なものとは言えず、試験の段階を抜け出していない。これまでの課題として、高圧水素環境下での内部軸受ガスのタービンプロセス側への混入流れを極力ゼロにして、膨張タービンの試験を継続していく必要がある。この課題に対する対策として、以下を提案する。

- 1)膨張タービン内部の軸受室圧力を計測する孔を追加し、プロセス側の圧力よりも高くないように軸受供給圧力を自動制御する弁を設けること。
- 2)膨張タービンのインペラ根本部分に、ガスの流入を抑制するラビリンス構造を設けること。
- 3)スラストガス軸受部分に動圧ガス軸受の機能を付加する。

これらの改良を行った上で、高圧水素条件における膨張タービン単独での評価を進めていく。

また、今後の開発研究の方向として、膨張タービンの適正なサイズで開発を進める大容量化も並行して検討している。本開発研究ではシステムの膨張タービンの設計仕様として普通FCV車用の水素ステーション用のスケールでスタートしたため、膨張タービン自体が非常に小型、且つ高速回転となってしまった。この領域の膨張タービンは、ガス軸受方式となるが、軸受直径があまりに極小（ $\phi 4\text{mm}$ ）なため、軸受の物理的な隙間が $5\sim 10\ \mu\text{mm}$ という非常に微細な数値となった。そのため、軸受部分の部本製作管理、組立管理上困難を極め、結果として正常に回転する膨張タービンの試作に問題を残している。また、効率を左右するタービン翼車やその相対隙間に関しても、極小故の改善や工夫の難度が非常に高い。

その対応策として、膨張タービンの仕様流量を増加させることが望ましい。現状の設計流量である 33g/s から約4倍に増加させることにより、膨張タービンのインペラの設計直径は2倍の $\phi 16\sim 20\text{mm}$ 程度となり、上記の技術的な難度は格段に軽減される。これは、開発から事業化までの期間を大幅に短縮できることを意味する。処理流量が普通車FCVの約4倍とすることは、ほぼ大型車FCV（FCバス、FCトラック）のスケールに相当する。従って、大型車FCV用を想定した流量を増加させた膨張タービン式高圧水素充填システムの技術確立を先行させる必要があると考えられる。

謝 辞

本研究の遂行にあたり、研究全般にわたりご指導請け賜りました九州大学 高田保之 教授に深謝申し上げます。論文の審査にあたりまして貴重なご支援とご指摘を頂きました九州大学 伊藤衡平 教授、迫田直也 准教授に深謝致します。水素ガス充填の熱力学解析ならびに蓄冷器部分の設計に関してご指導頂きました佐賀大学 門出政則 名誉教授に深謝申し上げます。

また、膨張タービン全般に関して試作設計の計画、試作の製作およびご指導、ご協力いただきました(株)アーカイブワークス 松尾栄人 博士に深謝致します。

尚、本開発研究の実行に際し、NEDO(国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構)の戦略的省エネルギー技術革新プログラム、および山口県水素サプライチェーン技術開発支援からの開発支援に基づき、本開発研究が実施できましたことを重ねて深謝申し上げます。

■参考文献

- [1] White Book of Hydrogen Energy (in Japanese), NEDO (Energy and Industrial Technology Development Organization in Japan), 2015,
- [2] L. Zhiyong, P. Xiangmin, M. Jianxin, “Quantitative risk assessment on 2010 Expo hydrogen station”, *International Journal of Hydrogen Energy*. Vol. 36, No. 6, (2011), pp. 4079-4086
- [3] W. G. Houf, G. H. Evans, R. W. Schefer, “Analysis of jet flames and unignited jets from unintended releases of hydrogen”, *International Journal of Hydrogen Energy*. Vol. 34, No. 14, (2009), pp. 5961-5969
- [4] S. Kikukawa, H. Mitsunashi, A. Miyake, “Risk assessment for liquid hydrogen fueling stations”, *International Journal of Hydrogen Energy*. Vol. 34, No. 2, (2009), pp. 1135-1141
- [5] J. Sakamoto, H. Misono, J. Nakayama, N. Kasai, T. Shibutani, A. Miyake, “Evaluation of safety measures of hydrogen fueling station using physical modelling”, *Sustainability* (2018). Vol. 10, pp. 3846
- [6] N. Sakoda, K. Kuroki, K. Shinzato, M. Kohno, M. Monde, Y. Takata, “Transient temperature and pressure behaviour of high-pressure 100 MPa hydrogen during discharge through orifices”, *International Journal of Hydrogen Energy*. Vol. 41, No. 38, (2016), pp. 17169-17174
- [7] J. Sakamoto, J. Nakayama, T. Nakarai, N. Kasai, T. Shibutani, A. Miyake, “Effect on gasoline pool fire on liquid hydrogen storage tank hybrid hydrogen-gasoline fueling station”, *International Journal of Hydrogen Energy*. Vol. 41, No. 3, (2016), pp. 2096-2104
- [8] E. Kim, J. Park, J. H. Cho, I. Moon, “Simulation of hydrogen leak and explosion for the safety design of hydrogen fueling station in Korea”, *International Journal of Hydrogen Energy*. Vol. 38, No. 3, (2013), pp. 1737-1743
- [9] SAE-J2601, Hydrogen Fuelling Protocol, Dec. 2014, Society of Automotive Engineers. (Revised Dec. 2016)
- [10] T. Kuroki, N. Sakoda, K. Shinzato, M. Monde, Y. Takata, “Prediction of temperature of hydrogen flowing from pre-cooler of refueling station to inlet of vehicle tank”, *International Journal of Hydrogen Energy*, 43, (2018), pp. 1846-1854.
- [11] M. Monde, Y. Mitsutake, P. Woodfield, S. Maruyama, “Characteristics of heat transfer increase of hydrogen during filling at high pressure”, *Transaction of JSME-B (The Japan Society of Mechanical Engineers)*, Vol. 72-715 (2006), pp. 178-184
- [12] P. L. Woodfield, M. Monde, T. Takano, “Heat transfer characteristics for practical hydrogen pressure vessels being filled at high pressure”, *Journal of Thermal Science and Technology*, 3-2, (2008), PP241-253.
- [13] M. Monde, P. Woodfield, T. Takano, M. Kosaka “Estimation of temperature change in practical hydrogen pressure tanks being filled at high pressure of 35 and 70 MPa”, *International Journal of Hydrogen Energy*, 37, (2012), pp. 5723-5734.

- [14] M. F. Gord, M. D. Dashtebayaz, H. R. Rahbari, H. Niazmand, "Effects of storage types and conditions on compressed hydrogen fuelling stations performance", *International Journal of Hydrogen Energy*. Vol. 37, No. 4, (2012), pp. 3500-3509
- [15] M. Monde, S. Tanaka, T. Takano, "Prediction of filling time and temperature of precooled hydrogen during filling of hydrogen into a high-pressure tank," *Proceeding of SAE 2010-32-0127, Small Engine Technology Conference, Linz, Austria(2010)*
- [16] M. Monde, Y. Mitsutake, P. Woodfield, S. Murayama, "Characteristics of heat transfer and temperature rise of hydrogen during rapid hydrogen filling at high pressure", *Heat Transfer-Asian res (2007)*, 36,13-27
- [17] M. Heitsch, D. Baraldi, P. Moretto, "Numerical investigations on the first filling of hydrogen tanks," *International Journal of Hydrogen Energy*. Vol. 36, No. 3, (2011), pp. 2606-2612
- [18] J. Xiao, X. Wang, P. Benard, R. Chahine, "Determining hydrogen pre-cooling temperature from refueling parameters", *International Journal of Hydrogen Energy*. Vol. 41, No. 36, (2016), pp. 16316-16321
- [19] M. D. Dashtebayaz, M. F. Gord, N. Nooralipoor, H. Nizmand, "The complete modelling of the filling process of hydrogen onboard vehicle cylinders", *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, Vol. 33, No. 2, (2016), pp. 391-399
- [20] S. Maus, J. Hapke, C. Na Ranong, E. Wüchner, G. Friedlmeier, D. Wenger, "Filling procedure for vehicles with compressed hydrogen tanks", *International Journal of Hydrogen Energy*. Vol. 33, No. 17, (2008), pp. 4612-4621
- [21] C. J. B. Dicken, W. Merida, "Measured effects of filling time and initial mass on the temperature distribution within a hydrogen cylinder during refueling", *Journal of Power Source*, Vol. 165, No. 1, (2007), pp. 324-336
- [22] P. L. Woodfield, M. Monde, Y. Mitsutake, "Measurement of averaged heat transfer coefficients in high-pressure vessel during charging with hydrogen, nitrogen or argon gas", *Journal of Thermal Science and Technology*, Vol. 2, No. 2, (2007), pp. 180-190
- [23] Y. L. Liu et al., "Experimental studies on temperature rise within a hydrogen cylinder during refueling", *International Journal of Hydrogen Energy*. Vol. 35, No. 7, (2010), pp. 2627-2632
- [24] S. Chan Kim, S. Hoon Lee, K. Bong Yoon, "Thermal characteristics during hydrogen fueling process of type IV cylinder", *International Journal of Hydrogen Energy*. Vol. 35, No. 13, (2010), pp. 6830-6835
- [25] K. Ohshima, K. Takeda, Y. Okano, Y. Takagi, T. Eguchi, K. Hirota, "First filling for HFCV storage tank using PFC and 1 dimension thermodynamics model", *The 54th Japan Joint Automatic Control Conference, Toyohashi Univ. of Technology, (2011)*
- [26] N. Sakoda, K. Shindo, K. Motoyama, K. Shinzato, M. Kohno, Y. Takata, M. Fujii, "Burnett PVT measurements of hydrogen and the development of a virial equation of state at pressures up to 100 MPa", *International Journal of Thermophysics* 33, (2012), pp. 381-395.

- [27] N. Sakoda, R. Akasaka, S. Momoki, T. Yamaguchi, K. Shinzato, M. Kohno and Y. Takata, “Hydrogen thermophysical properties database compiling a new equation of state and correlations based on the latest experimental data at high temperatures and high pressures”, European Hydrogen Energy Conference, Sevilla, Spain, Mar. 12-14, (2014)
- [28] METI (Ministry of Economy, Trade and Industry Japan), (2019),” The Strategic Road Map for Hydrogen and Fuel Cells”.
- [29] M. Monde, M. Kosaka, “Understanding of thermal characteristics of fueling hydrogen high pressure tanks and governing parameters”, SAE Technical Paper 2013-01-0474, (2013), doi: 10.4271/2013-01-0474.
- [30] J. Yoshida, E. Matsuo, Y. Takata, M. Monde, “Thermodynamic analysis of high-pressure hydrogen gas refueling system with turbo-expanders”, Mechanical Engineering Journal of JISME (The Japan Society of Mechanical Engineers), (2019), Vol. 6, No.3, pp. 18-00388
- [31] J. Yoshida, E. Matsuo, M. Monde, Y. Takata, M. Monde, “Development of high pressure hydrogen gas refueling system with turbo-expanders”, The 30th International Symposium on Transport Phenomena (ISTP30), (2019), Halong, Vietnam
- [32] T. Kato, E. Tada, T. Hiyama, K. Kawano, E. Kawagoe, H. Ishida, J. Yoshida, Y. Kamiyauchi, S. Shimamoto, “Cryogenic System Design and Its Component Development for Fusion Experimental Reactor (FER)”, SOFT90: Symposium on Fusion Technology, (Sep, 1990), London, UK.
- [33] M. Hamajima, “Gas Turbine its Theory and Design”, (1973), Corona Publishing Co., Ltd, Tokyo, Japan
- [34] R. Izumi, “Industrial Thermodynamics”, (1965), Asakura Shoten Co., Ltd, Tokyo, Japan
- [35] Y. Awada, T. Takata, S. Murakami, K. Hayashi, S. Kikkawa “Development of Hitachi Helium Liquefiers and Refrigerators”, (1983), Hitachi Review, Vol. 65, No. 7, PP. 43-46
- [36] H. Izumi, S. Harada, K. Matsubara, S. Saito “Development of Small Size Claude Cycle Helium Refrigerator with Micro Turbo-Expander”, (1986), Advanced in Cryogenic Engineering, Vol. 31, PP. 811-818
- [37] S. Harada, T. Matsuda, K. Matsubara, K. Matsumoto, K. Ihara, “Small Size Helium Refrigerating Systems”, (1986), Hitachi Review, Vol. 68, No. 3, PP. 77-80

[Appendix-A]

第4章 非定常熱計算に関する補足

行列要素 $\alpha_{i,n}$ の $i = 1$ または 2 は 式(4.6-a) から 式(4.6-c)の内管および外管それぞれに対する境界条件で決まってくる。 $D_{i,n}$ の値は下式を満たす固有値の関数となる。

$$\frac{q_n}{2} \frac{d|\Delta(s)|}{dq} \Big|_{q=q_n} = -\frac{\alpha_n}{2} D_n, \quad q = i\alpha \quad (\text{A1})$$

式(A1)の $|\Delta(s)|$ は、配列要素 $a_{i,j}$, $i, j = 1 \sim 4$, の値を表 A1 とする行列式である。固有値は、 $|\Delta(s)| = 0$ となる解を示す。 $\overline{a_{i,j}}$ は $a_{i,j}$ の余因子を表す。

Table A.1 Elements of array with a_{ij} for $H \neq 0$ and $H = 0$ in Eq.(5) and Eq.(A-1)

	$H \neq 0$	$H = 0$
$a_{1,1}$	$-\alpha_1 r_1 J_1(\alpha_1 r_1) - Br_1 J_0(\alpha_1 r_1)$	$-\alpha_1 r_1 J_1(\alpha_1 r_1) - Br_1 J_0(\alpha_1 r_1)$
$a_{1,2}$	$-\alpha_1 r_1 Y_1(\alpha_1 r_1) - Br_1 Y_0(\alpha_1 r_1)$	$-\alpha_1 r_1 Y_1(\alpha_1 r_1) - Br_1 Y_0(\alpha_1 r_1)$
$a_{1,3}$ and $a_{1,4}$	0	0
$a_{2,1}$	$H(J_0(\alpha_1 r_2) - (\lambda_1 \alpha_1 / H)J_1(\alpha_1 r_2))$	$-\lambda_1 \alpha_1 J_1(\alpha_1 r_2)$
$a_{2,2}$	$H(Y_0(\alpha_1 r_2) - (\lambda_1 \alpha_1 / H)Y_1(\alpha_1 r_2))$	$-\lambda_1 \alpha_1 Y_1(\alpha_1 r_2)$
$a_{2,3}$	$-HJ_0(\alpha_2 r_2)$	$\lambda_2 \alpha_2 J_1(\alpha_2 r_2)$
$a_{2,4}$	$-HY_0(\alpha_2 r_2)$	$\lambda_2 \alpha_2 Y_1(\alpha_2 r_2)$
$a_{3,1}$	$HJ_0(\alpha_1 r_2)$	$J_0(\alpha_1 r_2)$
$a_{3,2}$	$HY_0(\alpha_1 r_2)$	$Y_0(\alpha_1 r_2)$
$a_{3,3}$	$-H(J_0(\alpha_2 r_2) + (\lambda_2 \alpha_2 / H)J_1(\alpha_2 r_2))$	$-J_0(\alpha_2 r_2)$
$a_{3,4}$	$-H(Y_0(\alpha_2 r_2) + (\lambda_2 \alpha_2 / H)Y_1(\alpha_2 r_2))$	$-Y_0(\alpha_2 r_2)$
$A_{4,1}$ and $a_{4,2}$	0	0
$a_{4,3}$	$-\alpha_2 r_3 J_1(\alpha_2 r_3) + Br_2 J_0(\alpha_2 r_3)$	$-\alpha_2 r_3 J_1(\alpha_2 r_3) + Br_2 J_0(\alpha_2 r_3)$
$a_{4,4}$	$-\alpha_2 r_3 Y_1(\alpha_2 r_3) + Br_2 Y_0(\alpha_2 r_3)$	$-\alpha_2 r_3 Y_1(\alpha_2 r_3) + Br_2 Y_0(\alpha_2 r_3)$

[Appendix-B]

第5章 乾燥空気による膨張タービン機械回転試験の主要結果の補足内容を Appendix-B として以下に示す。プロトタイプ I ~ V は安定した回転に至らず記録説明は省略する。Appendix-B では、比較的安定して回転が確認できはじめたプロトタイプ VI, VII についての主要な改善・改良アプローチの結果を補足説明する。プロトタイプ VI と VII の構造上の主な相違点を Table B-1 に示す。

Table B-1 プロトタイプ VI、VII の構造上の主要相違点

	スラスト軸受の型式	振動計測	軸移動量計測	回転軸の表面処理
プロトタイプ VI	軸根本噴出し 静圧式	ターゲット付	有り	DLC
プロトタイプ VII	細孔噴流 静圧式	無し	有り	DLC WC

[Appendix-B1 プロトタイプ VI-2]

プロトタイプ VI の回転体を Fig. B1-1 に示す。本試験までは、回転数は 20 万 rpm 以上には上がらず、且つ、安定して回転実現できていなかった。回転試験後の分解で、ガス軸受の接触損傷（焼き付き）が見られ、これを防止するために、回転体の振動計測を試みてきた。特にスラスト軸受の損傷のため長く回転を維持できない状況にあったため、回転軸がスラスト方向にどのように移動しているかを数値的に把握する必要があった。そのため、レーザー式の微小変位計の光を大気開放側の膨張タービン出口サイドのプローブ先端に当てて、高速回転中の回転体のスラスト方向への移動量をスラストギャップという形で計測を試みた。

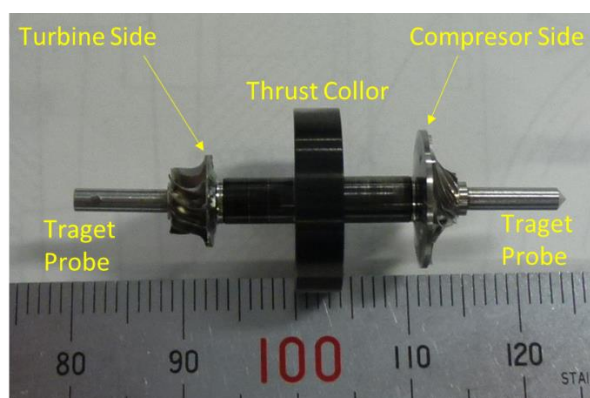


Fig. B1-1 プロトタイプ VI (振動ターゲットプローブ付き) 回転体

プロトタイプVIでの第一回目の機械回転試験結果を Fig. B1-2 に示す。膨張タービンは約 25 万 rpm ではじめて比較的安定して回転している。スラスト軸受を静圧にした効果があると言える。ところが、回転は約 9 分後に不安定となって膨張タービンは停止した。

このときの回転体の振動計測値を Fig. B2-3 に示す。振動値はコンプレッサー側で約 $150 \mu\text{mm}$ に達しており、内部の寸法隙間とほぼ同じ振幅であることから、内部で軸がコニカルに振れ回っている状態と推測される。また、後半で振動が急激に増大し、回転不安定に至っている。

スラスト軸受のギャップ計測結果を Fig. B1-4 に示す。スラストのギャップはタービン側、コンプレッサー側それぞれ最大で約 $65 \mu\text{mm}$ (往復で $130 \mu\text{mm}$) であるが、フルスパンとしては計測結果とほぼ合致している。この計測により、起動時にはスラスト位置はタービン側へ寄っていた状態であったが、回転数が増加するにつれ、スラスト位置はほぼ中間でバランスしており、非常に理想的な状態であることが言える。図中の 15 万 rpm 付近のギャップ乱れは、14:38 あたりで回転数を 15 万から 25 万 rpm に変更した際の乱れとなっている。

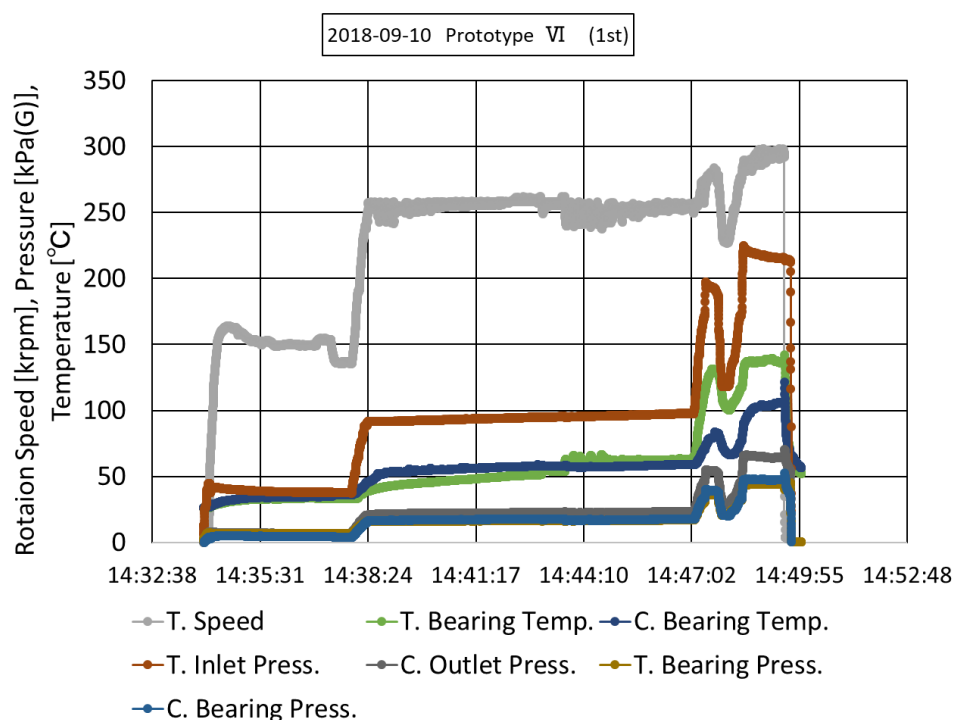


Fig. B1-2 プロトタイプVI 機械回転試験(1) (回転数、圧力、温度)

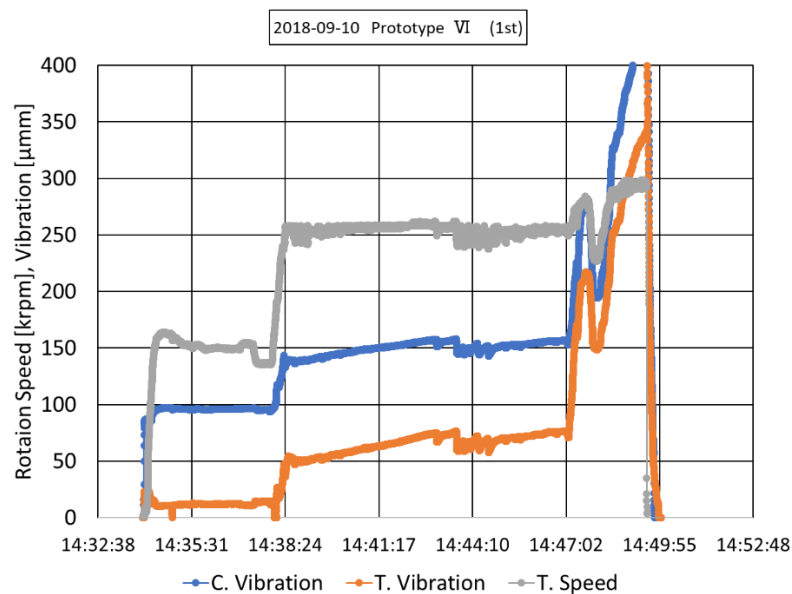


Fig. B1-3 プロトタイプVI 機械回転試験(1) (回転数、振動値)

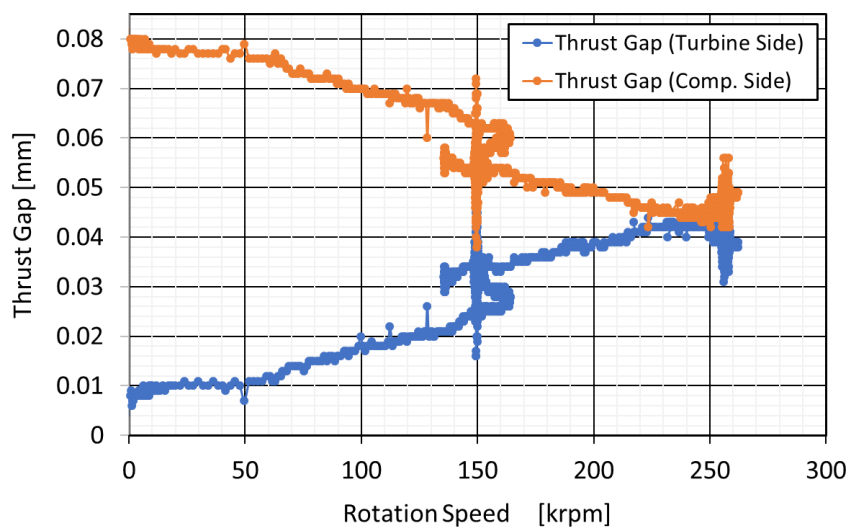


Fig. B1-4 プロトタイプVI 機械回転試験(1) (スラストギャップ計測)

回転試験の後、分解して内部を確認した結果を Fig. B1-5 に示す。タービン側、コンプレッサー側それぞれ、スラストカラーの最外周部分が全周にわたり接触しており、高速回転中の内部での振れ回りが起きていた。



Fig. B1-5 プロトタイプVI 機械回転試験後 スラストガス損傷の状況

静圧スラスト軸受での高速回転の再現確認と回転体の振れ回り防止のため、同じプロトタイプVIで振動計ターゲットプローブを外して確認試験を行った。試験結果を Fig. B1-6 に示す。このなかで、回転数と軸受関係データを取り出したものが Fig. B1-7 である。回転数は35万～40万rpmまで初めて確認できた。

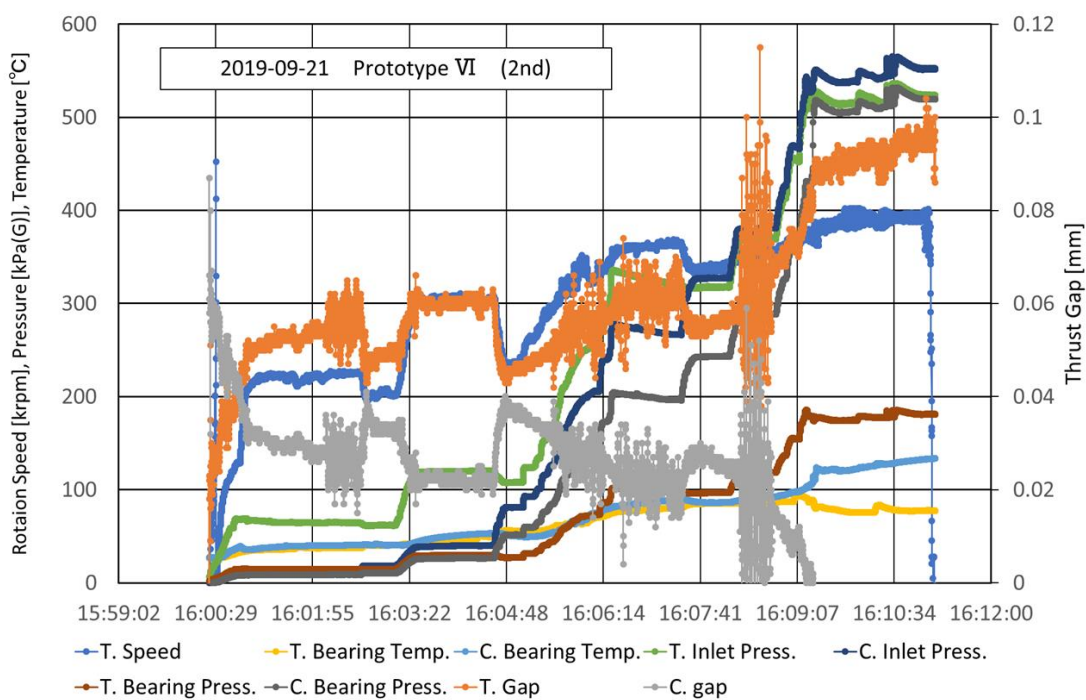


Fig. B1-6 プロトタイプVI 機械回転試験結果(1)

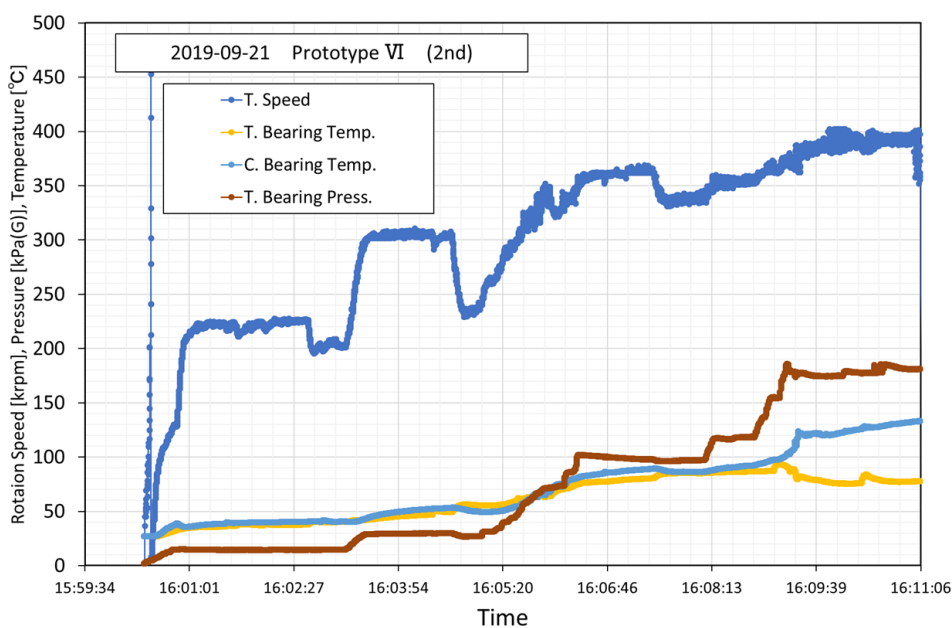


Fig. B1-7 プロトタイプVI 機械回転試験結果(2)

[Appendix-B2 プロトタイプVII-1]

● 静圧軸受の有効性確認

プロトタイプVIIにおいて、それまでに接触焼き付きで問題となっていたスラストガス軸受を、実績のあるヘリウムタービンの設計を踏襲し、細孔からの噴流式の静圧ガス軸受に変更している。この機構での機械回転試験で、得られた安定回転の試験結果を Fig. B2-1 および Fig. B2-2 に示す。この試験では高速での安定回転を主目的としたため、ガスの流路はタービンコンプレッサー式とはせず、コンプレッサー側は独立したブレーキ回路とした。膨張タービンの起動は、膨張タービンの入口側に乾燥空気を直接供給する方法とした。

Fig. B-1 および Fig. B2-2 に示すように、ここで初めて高速回転を安定して実現することが出来た。初回試験 (Fig. B2-1) で回転数 52 万 rpm で約 88 秒。続く試験 (Fig. B2-2) で 60 万~63 万 rpm で約 400 秒以上安定して回転することが確認できた。

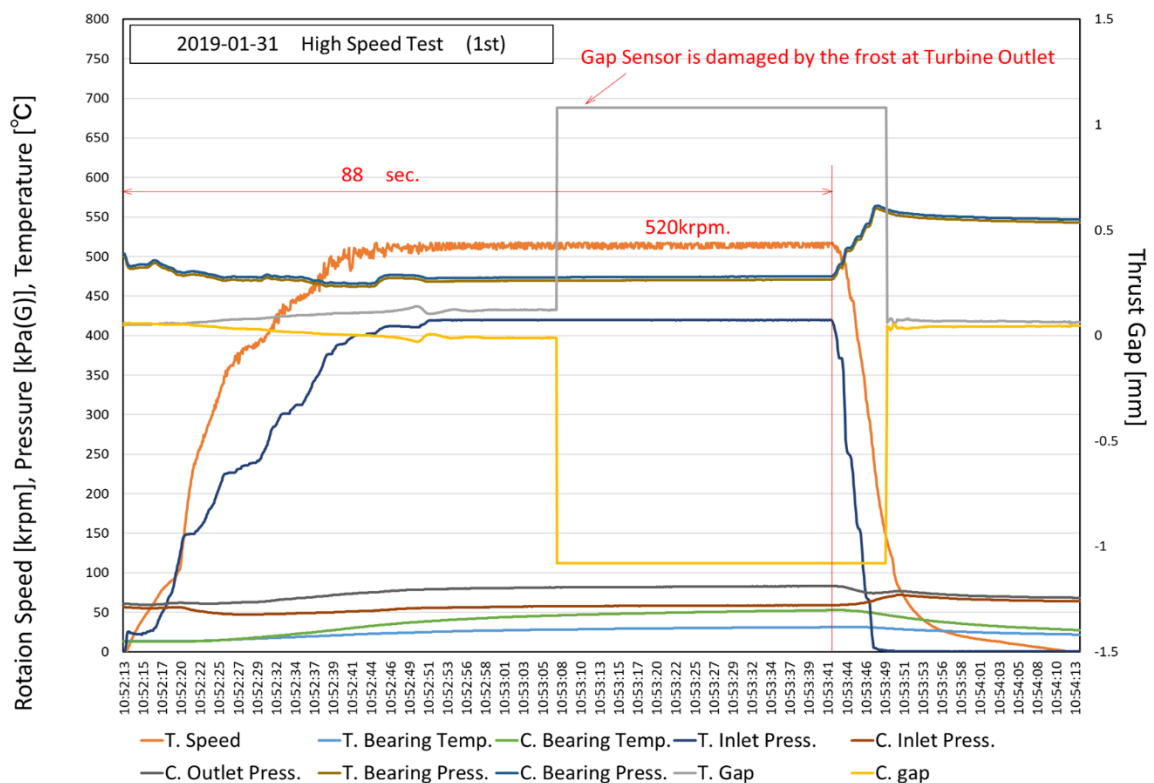


Fig. B2-1 安定回転確認結果(1)

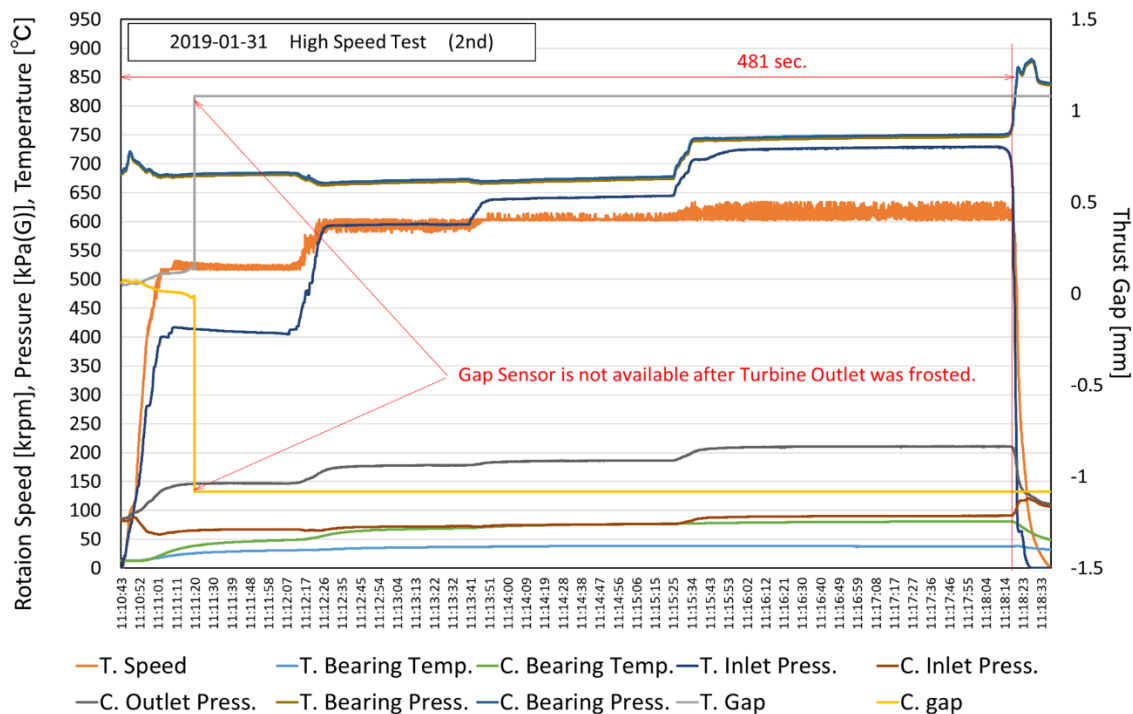


Fig. B2-2 安定回転確認結果(2)

[Appendix-B2 プロトタイプVII-2]

●コンプレッサー側からガス供給での起動確認(均圧管無し)

第6章の6.3.1項の第1回高圧水素試験に先立ち、Fig. 2.4に示すようなタービンコンプレッサー方式の最終的な流体流れとした事前検証として機械回転試験を実施した。起動は、タービンユニットへのガス供給弁（コンプレッサー入口に設けた弁）での起動を試みたが、起動に至らなかった。この時点で、スラスト面が、タービン側に接触した可能性は否定できなかったが、タービンの出口側に弁を設け、この出口弁で起動することを試みた。試験結果をFig. B2-3に示す。出口弁で数回の起動を試みたが、スムーズな起動をおこなうことが出来ず、回転数が15万rpmから加速することが出来なかった。

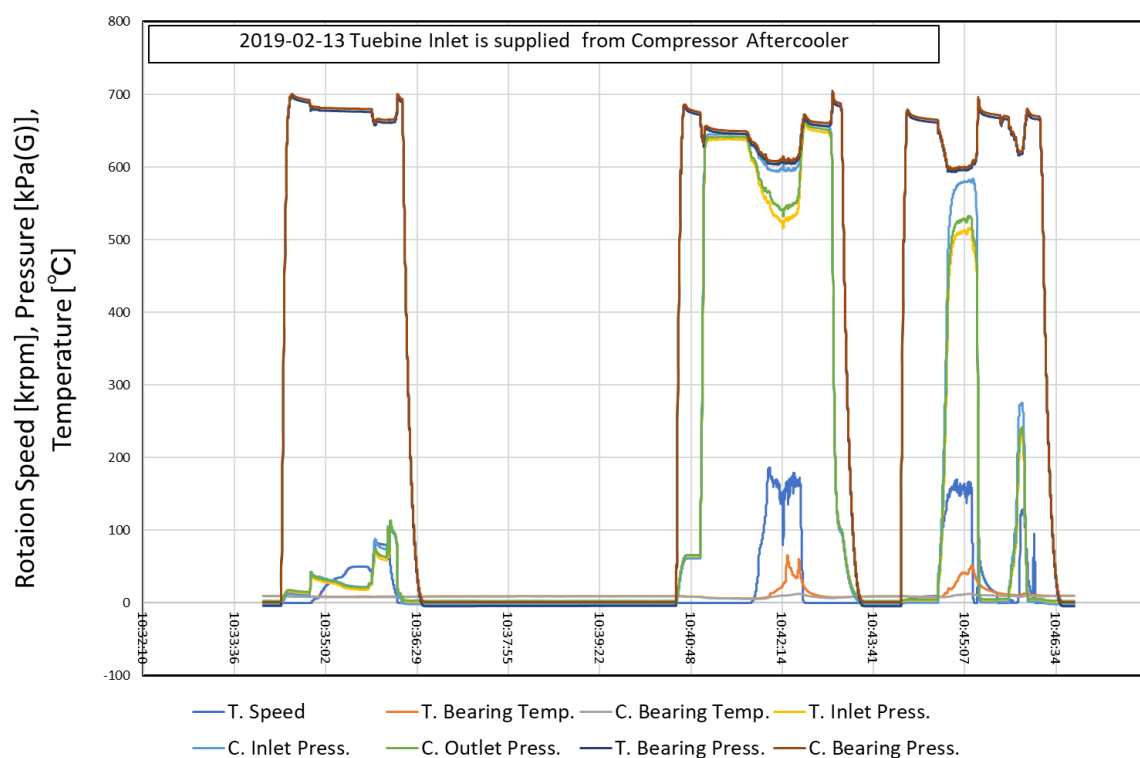


Fig.B2-3 タービンコンプレッサー回路での起動試験

[Appendix-B2 プロトタイプVII-3]

●内部均圧管の追加

第6章の第1回高圧水素試験のスラスト面接触の結果から、起動前のスラスト方向の押付け力過大による接触損傷を軽減する必要が生じた。実際には、起動前の加圧の段階で、スラスト軸受面がタービン側へ押し付けられ、接触しながら回転していたものと推測された。そこで、起動時のスラスト方向の押さえつけちからの軽減のため、タービンインペラー入口背面とコンプレッサーインペラー出口背面を連結した微小の均圧管を設けることにした。この均圧管を通して、タービン側インペラの背面圧と、コンプレッサー側インペラの背面圧のアースを行うことで、起動時のスラスト負荷の軽減を目指すものである。

均圧管の構造略図を Fig. B2-4 に示す

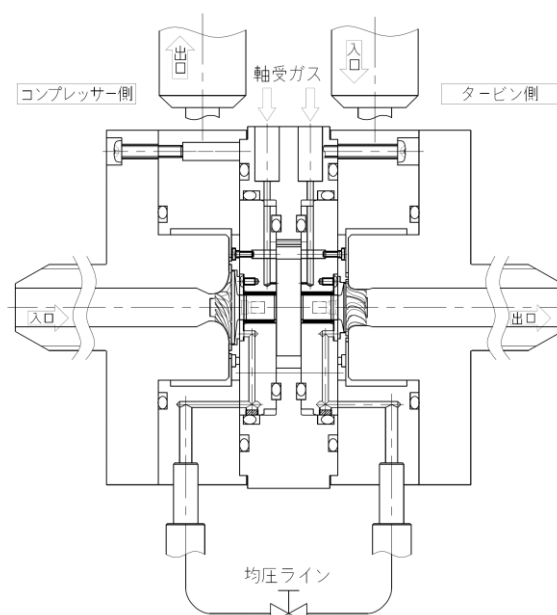
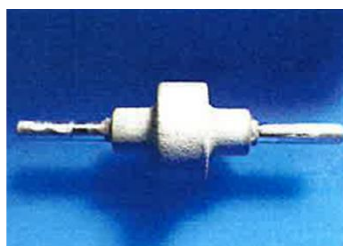


Fig. B2-4 均圧管構造略図

●回転軸にタングステンカーバイド層を製膜

スラスト面の損傷対策として、回転軸側の表面処理を DLC(Diamond Like Carbene) から、タングステンカーバイド溶射+精密研磨加工に変更している。今回施工したタングステンカーバイドは、通常低温プラズマ溶射にて施工したものを、精密研磨してものである。施工の様子を Fig. B2-5 に示す。

Thermal Spraying with
WC : Tangsten Carbide

Precision Polishing

Fig. B2-5 タングステンカーバイド溶射、精密研磨の状況(プロトタイプ I)

タングステンカーバイド溶射の回転軸に対して、SUS316L 材のラジアルリングおよびスラスト軸受（表面処理無し）の組合せとして機械回転試験を行った。機械回転試験の結果を Fig. B2-6 に示す。

軸受ガスへの供給の関係でタービン入口圧力を上げることが出来ずに、試験回転数は約 440 krpm 付近で実施している。

試験後の分解点検の結果、スラスト軸受面への接触跡が認められたが、回転軸側への損傷はほとんど無かった。（これまでの DLC 施工の場合では、接触部分の回転軸側の DLC 膜が破壊され完全に無くなるような状況であったが、WC 施工の回転軸では膜の破壊には至っていない。そのため、スラスト面の健全性向上の観点からは、WC 施工が DLC 成功より有効であると判断した。

起動性も問題なくなったことから、内部均圧管を設けることも有効であったと言える。

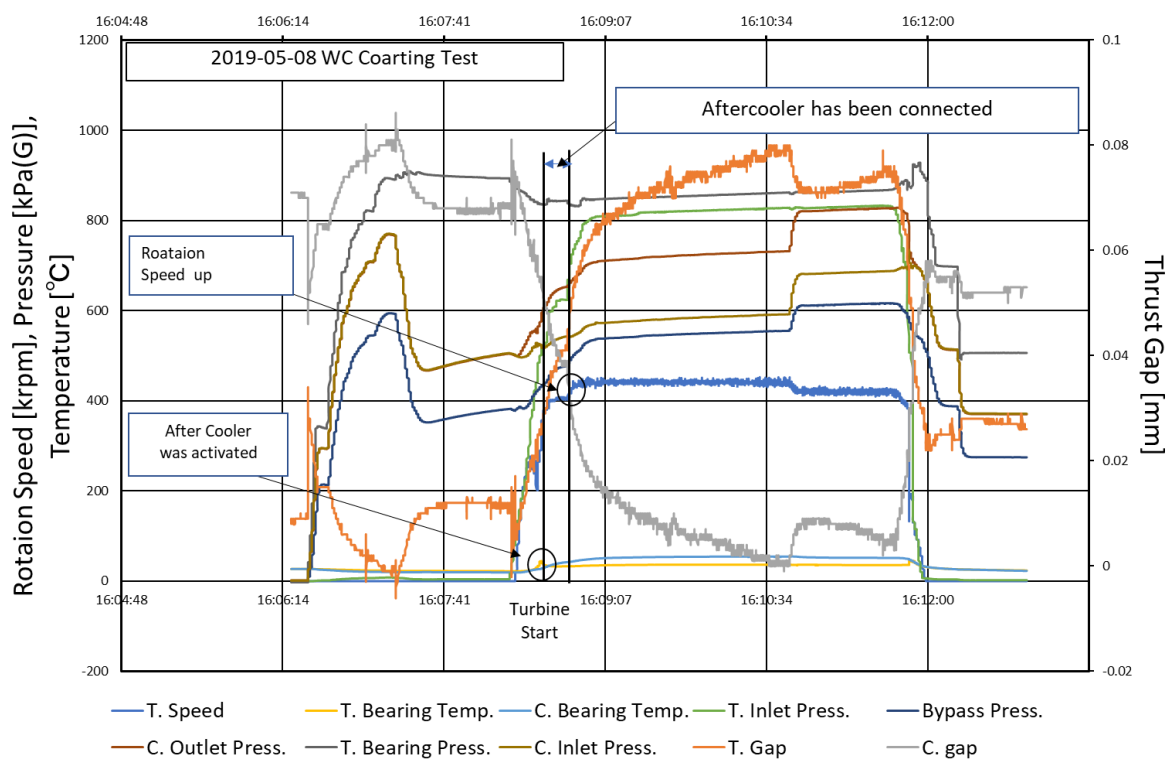


Fig. B2-6 WC 溶射+研磨回転軸での機械回転試験結果

[Appendix-B2 プロトタイプVII-4]

● 起動方法の変更検証およびスラスト軸受に硬質クロムメッキの適正確認試験

第6章で記載した通り、第1回高圧水素試験で起動前にスラスト面が押し付けられたことによるスラスト軸受面の損傷が生じている。この事象を是正するため、第2回目の高圧水素試験に先立ち、起動時のスラスト面の押付けを軽減するタービンの起動方法の改良を進めていった。

解決策として、膨張タービンの起動をタービン出口弁で行うことを試みた。これは、膨張タービン内部（軸受室）の圧力を均等化することで、起動の容易性を向上させるものである。

加えて、スラスト軸受面の接触に対する改善策として、軸受側表面に硬質クロムメッキを施したサンプルを組み込んでいる。

従来通り、軸受ガスを供給後に入口弁でタービンを起動した試験結果を Fig. B2-7 に示す。これに対し、膨張タービンの起動前に膨張タービン出口弁を全閉とし、軸受室内部のガス圧力を約 580 kPa(g)まで加圧し、膨張タービン出口弁を徐々開けていくことで膨張タービンの起動を行った結果を Fig. B2-8 に示す。この試験では、コンプレッサー側は独立したブレーキ回路としており、コンプレッサー入口弁は全開として、コンプレッサー側に流体負荷をかけた状態で回転させている。このため、回転数は 300~400krpm の間で試験を行った。いずれも、供給元圧の制限からこれ以上の回転は出来ないため、約 400krpm で試験を終えている。

得られた結果として、試験後の膨張タービン内部分解確認においても問題はなく、タービンの起動方法に関しては、入口弁起動、出口弁起動の差異は認められない。そのため、高圧水素試験では、より安全に起動することを考慮し、出口弁で起動することとした。

また、回転試験後の内部分解で、スラスト面の接触跡は認められたものの、損傷跡はかなり軽減されていた。このことからスラスト軸受表面への硬質クロムメッキの施工は有効であると言える。

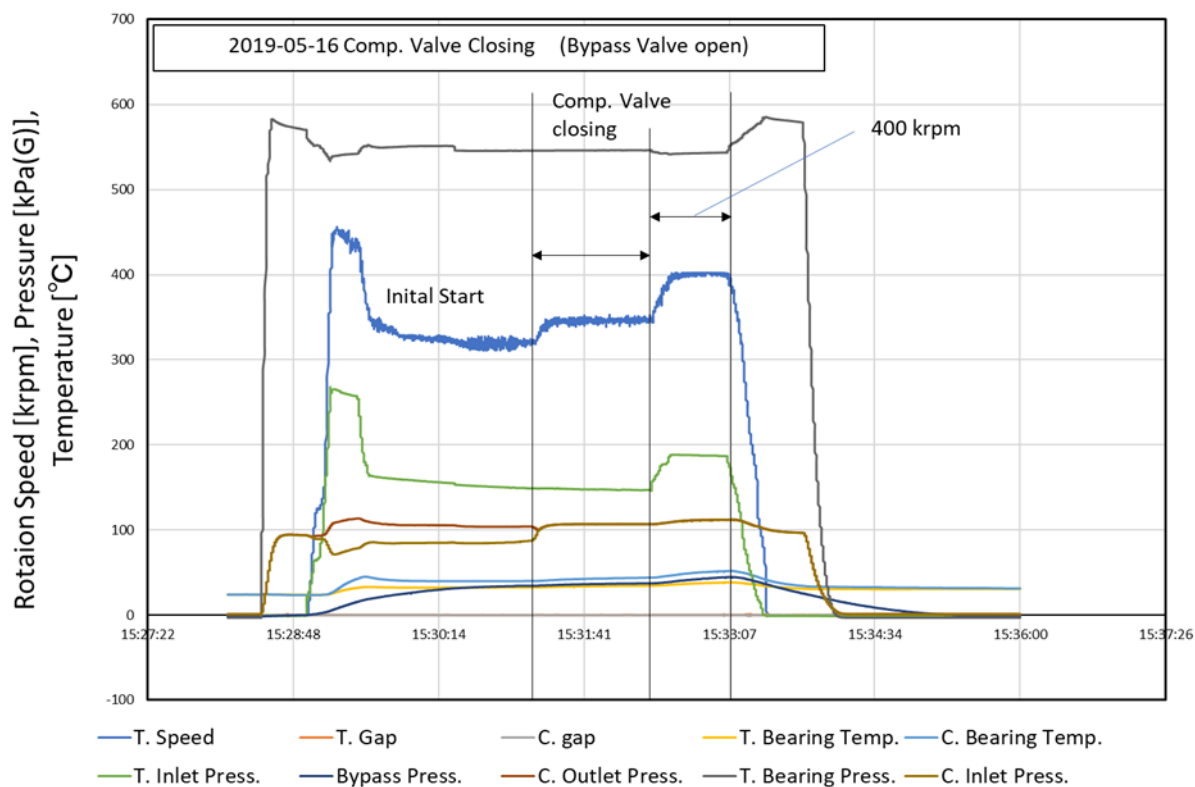


Fig. B2-7 起動方法の変更（タービン出口弁で起動）試験結果

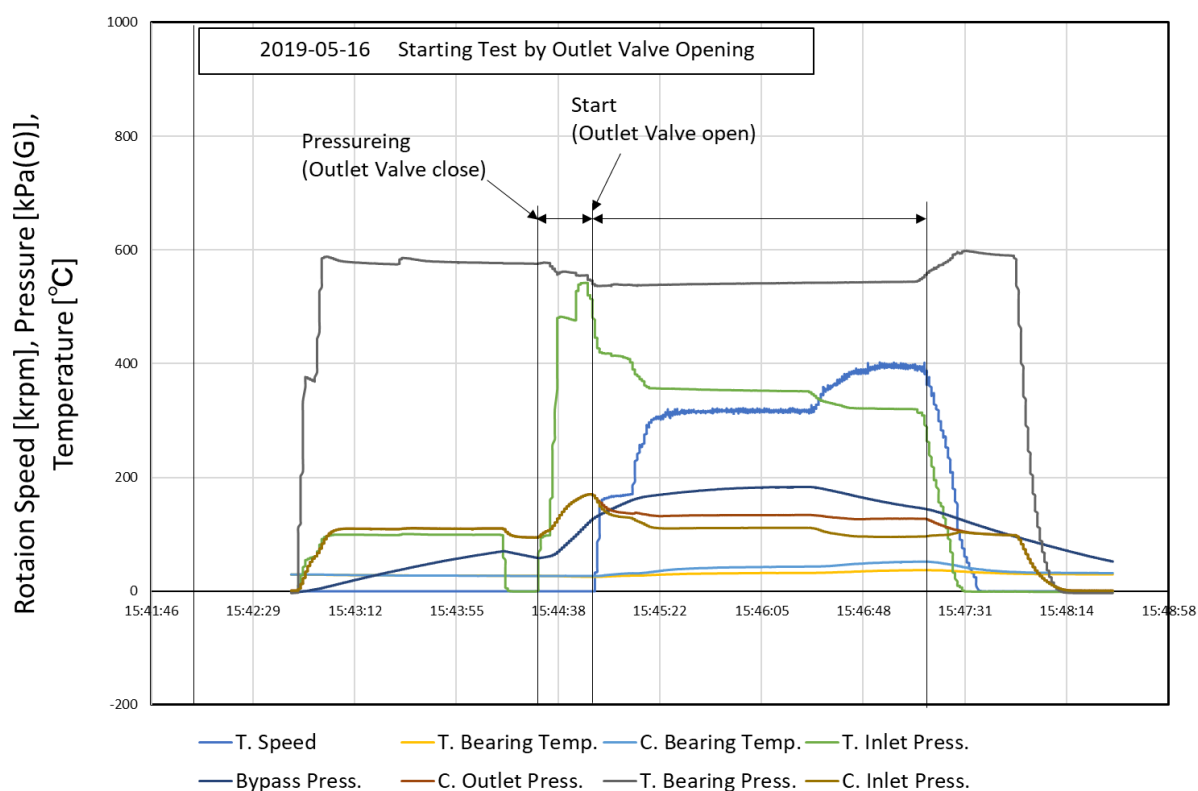


Fig. B2-8 コンプレッサー側負荷の低減による回転数増速試験結果

[Appendix-B2 プロトタイプVII-5]

●内部均圧管の効果確認試験

均圧管の効果を把握するため均圧管に弁を設け、徐々に閉塞していき、各状態変化を計測した。試験結果を Fig. B2-9 に示す。

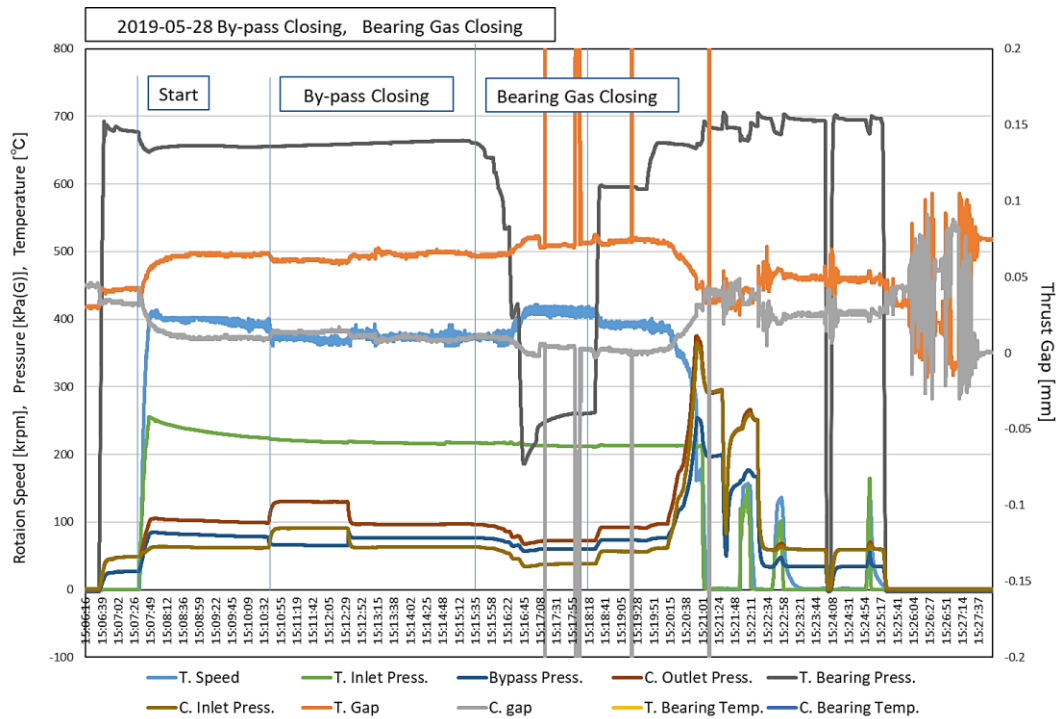


Fig. B2-9 均圧管および軸受ガスを絞る試験結果

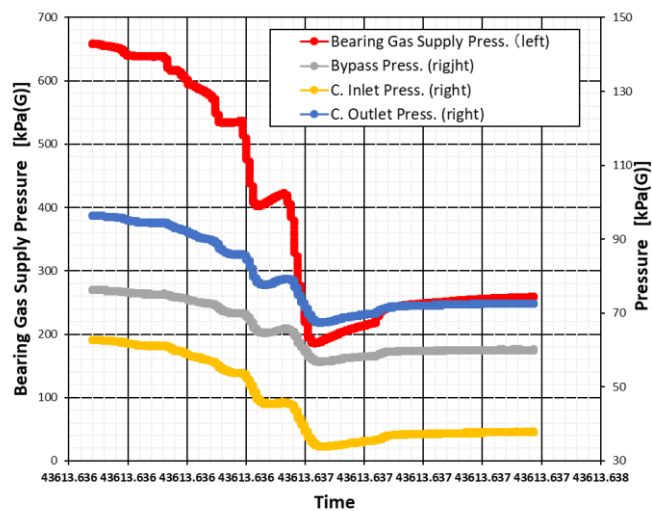


Fig. B2-10 均圧管を絞った場合のコンプレッサー側の圧力挙動

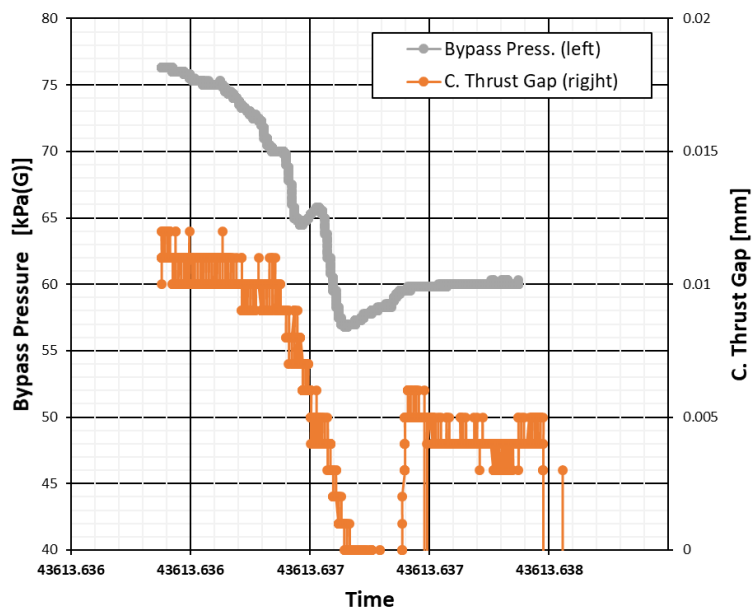


Fig. B2-11 均圧管を絞った場合のスラストギャップ量

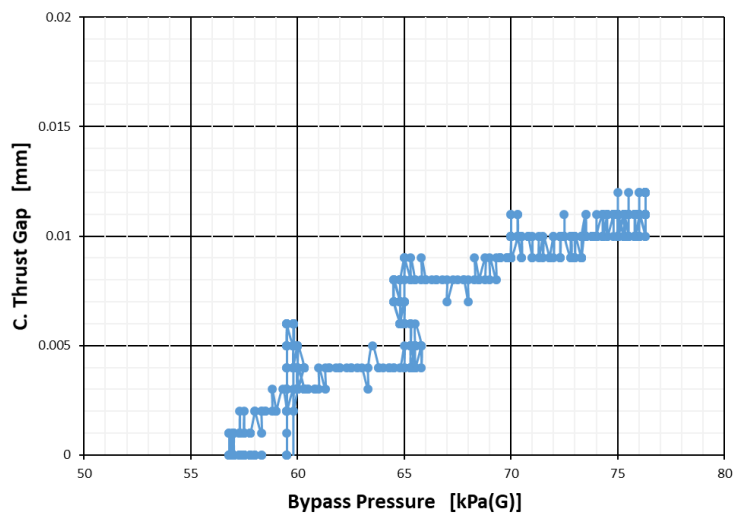


Fig. B2-12 コンプレッサ側均圧管圧力とスラストギャップ量

[Appendix-B2 プロトタイプVII-6]

●スラスト軸受ガスの圧力調整試験

高圧水素ガスを用いての第二回高圧水素ガス試験（2019年5月）では、タービンの起動、回転は確認できたが、スラスト面への軸受ガスは最大流量条件での試験となっていた。このときの軸受ガスの2次側は、Fig.6.8 で示したように、膨張タービンの下流側へ合流させていたことから、タンク充填ガスとなるため、結果としてタンク側の温度上昇が早まり、十分な試験時間が確保できなかった。最終的には軸受ガスを減じることが避けられないため、軸受ガス流量を減じて適正なものとする指針を得るため、同じ膨張タービンを用いて乾燥空気にて調整試験を実施した。

使用タービンは、第2回高圧水素試験で用いられたプロトタイプVIIとし、回転軸の軸受面はタングステンカーバイド（WC）溶射後に精密研磨したもののスラスト軸受面は硬質クロムメッキを製膜している。

軸受ガス供給元圧を約 620kPa(G)から試験を開始した。内部均圧管の絞りは全開としている。膨張タービンは起動後、約 40 万 rpm に保持し約 3 分運転した。その後、軸受ガス供給元弁を段階的に絞っていくことで、試験を進めていった。試験結果を Fig. B2-13

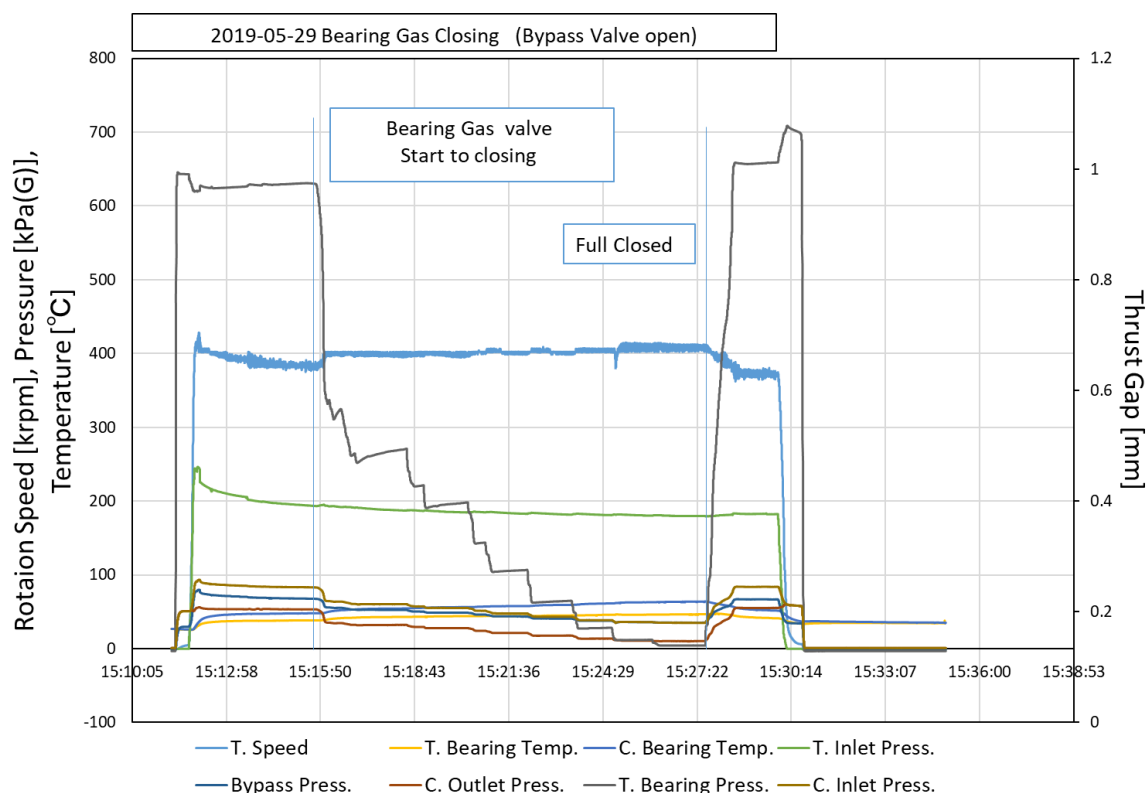


Fig. B2-13 軸受ガス量の調整試験結果

Fig. B2-13 において、軸受ガス供給圧を 100kPa(G)以下を目標として下げていったが、膨張タービンは回転維持できている。最終的に軸受供給元弁を全閉（軸受ガス供給ゼロ）とした状態でも回転していた。

軸受ガスを減じていく（軸受ガス供給元圧 300kPa(G)→0kPa(G)）に従い、以下の定性的な傾向を示した。

1)回転数は上昇する	(39 万 rpm	→	41 万 rpm)
2)タービン側の全膨張比は減少する	(3.06	→	20.8)
a)タービン側のノズル膨張比率は増加する	(67.8%	→	80.4%)
b)タービン側のインペラ膨張利率は低下する	(32.8%	→	19.6%)
3)コンプレッサー側の全圧縮比は増加する	(1.20	→	1.22)
a)コンプレッサー側の圧縮比率は増加する	(48.2%	→	100%)
b)ディフューザ側の圧縮比率は減少する	(51.8%	→	0%)
4)軸受温度は上昇する	(47.7°C	→	63.7°C)
5)回転軸位置は変位計の問題で欠測			

これらの傾向を Fig. B2-14~Fig. B2-19 に示す。タービン軸受ガスを減ずることで、タービン側の膨張比が減少するが、コンプレッサー側の圧縮比が増加しており、より少ない膨張比で多くの動力を発していることになる。これは、軸受ガスの量を絞る前の乗状態では軸受ガス過剰に供給されており、これを減じることで適正状態に近くなっていくことを示している。

軸受ガスの減少に伴い、膨張タービン側の膨張比が減少してくるが、これをノズル部分での膨張比、インペラ分での膨張比で分けて評価したところ (Fig. B2-17,B2-18)、膨張タービンのノズルとインペラでの膨張比率が悪化方向になっている。これは効率の低下を意味するため寒冷発生の観点からは適正レベルに保つべきであり、軸受ガスの量を減らすにも限度がある。反動度は約 0.5 を想定しているため、なるべくインペラでの膨張比多く確保する方向が望ましい。

一方、軸受部の温度は上昇傾向にある。回転数が大幅に変化していないにも関わらず軸受温度が上昇傾向を示した。これは軸受部のガス流れによる徐熱量が直接影響していると考えられる。本膨張タービン構造上、スラスト軸に供給された軸受ガスは、大半がそのままケーシング外へ排出されるが、一部は回転軸のラジアル隙間を介してプロセス側への流れを生じていると思われる。

これらの傾向からすると、軸受ガスを減じたほうが望ましい方向ではあるが、スラスト軸受力の確保、適正なタービン膨張反動度を考慮して、軸受ガス元圧力は、100~150kPa(G)程度とする方針を立てた。

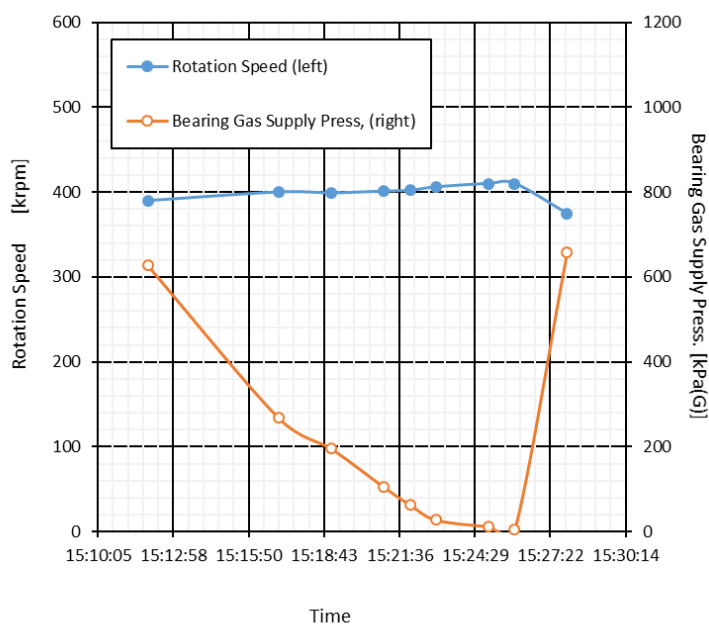


Fig. B2-14 回転数の変化

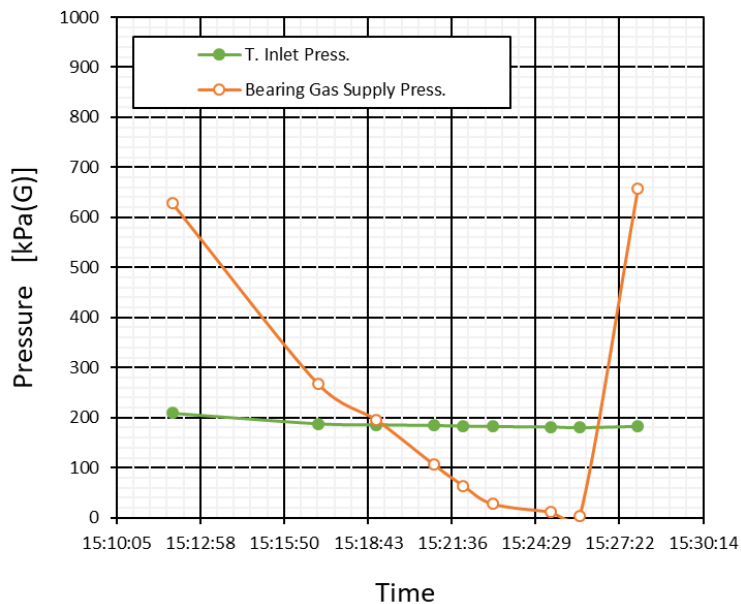


Fig. B2-15 タービン入口圧力

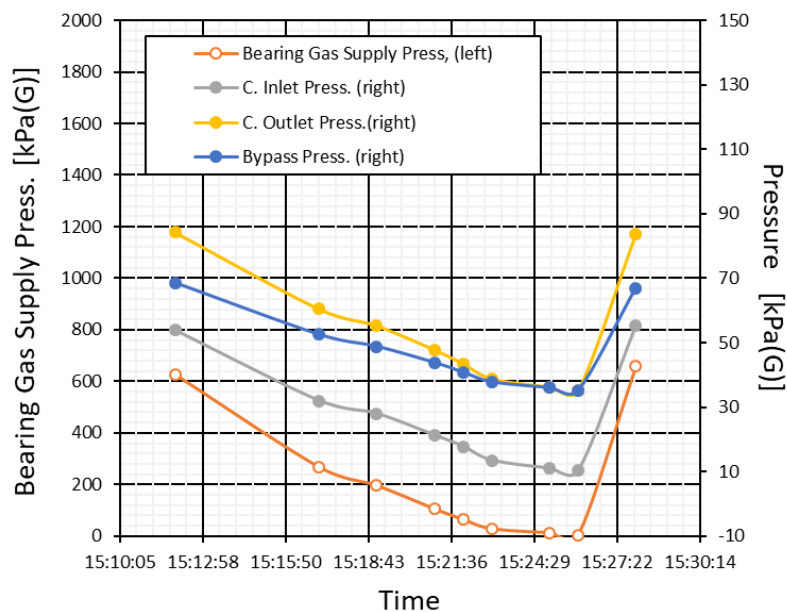


Fig. B2-16 各点の圧力の様子

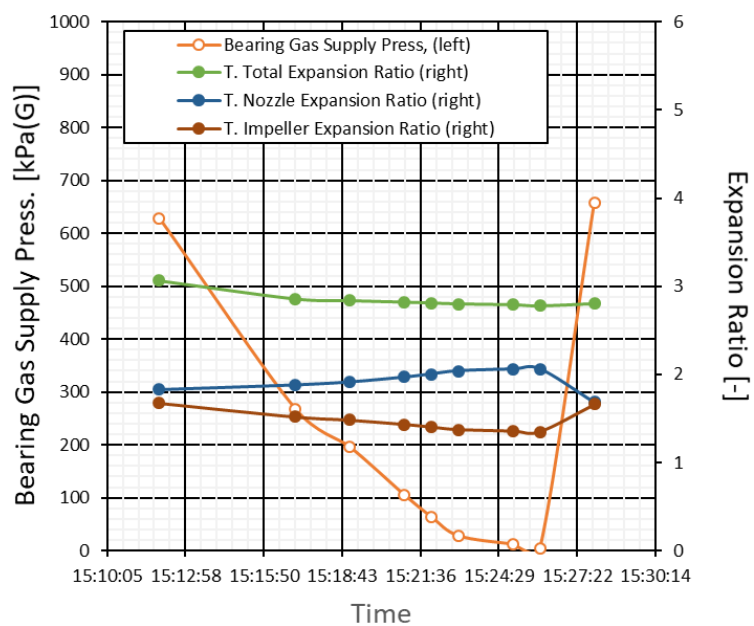


Fig. B2-17 タービン側膨張比の変化

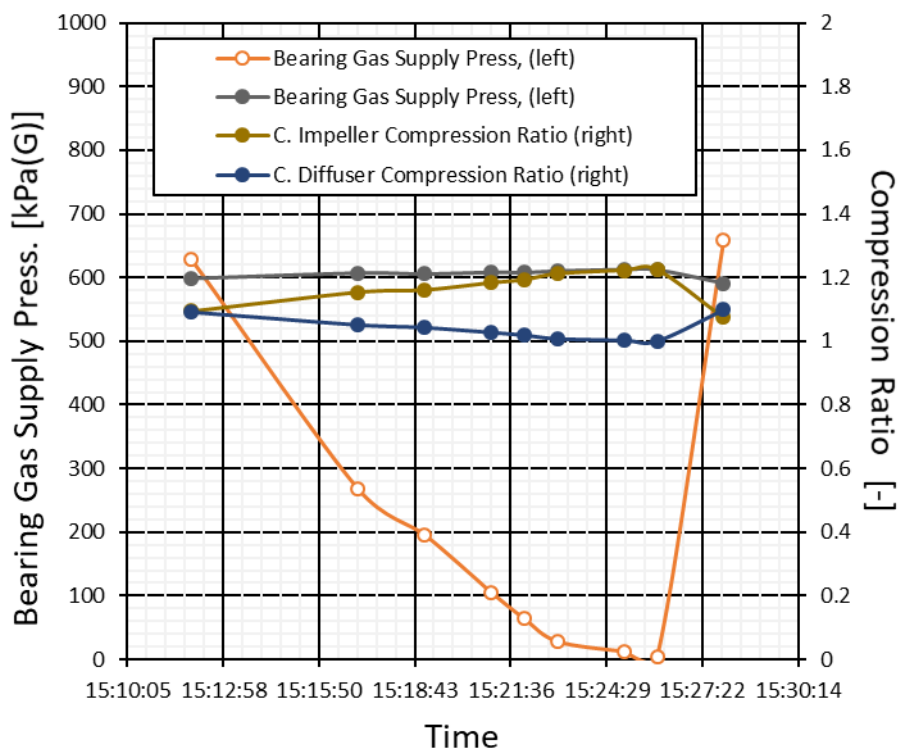


Fig. B2-18 コンプレッサー側圧縮比の変化

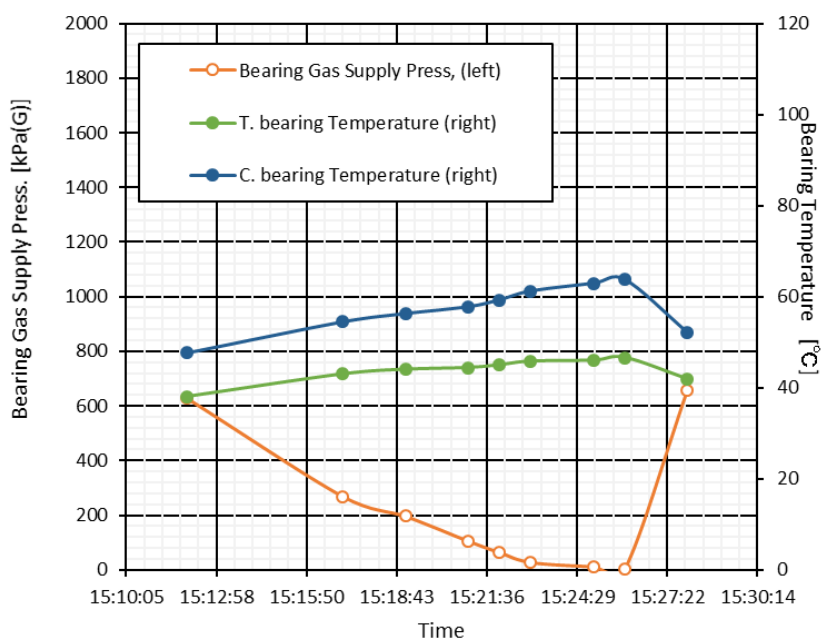


Fig. B2-19 軸受部温度の変化

[Appendix-B プロトタイプVII-7]

●コンプレッサー側ライン圧力の開放の試み

更なる、高圧水素での環境下で安定して起動する膨張タービンを目指すため、コンプレッサー側からタービン側へのスラスト押付け力の低減を目的とし、コンプレッサー吸入ラインの圧力をなるべくタービン側の圧力に近づける策を講じた。

コンプレッサーの吸入ラインの圧力を大気側に放出することで、減圧可能な弁とラインを設けた。このラインを用いて、すでに具備している均圧管の圧力との差圧を適正に保つことにより効果を期待するものである。

試験では均圧管の圧力とコンプレッサー吸入ラインとの差圧を最小（約6 kPa程度）にし膨張タービンの機械回転試験を行った。

回転軸側はタングステンカーバイド溶射+精密研磨、スラスト軸受側は硬質クロムメッキの組合せとしてしる。回転試験は大きく2回に分けて実施した。

回転試験の結果を Fig. B2-19 に示す。回転数として約50万rpm弱で安定回転を確認できた。

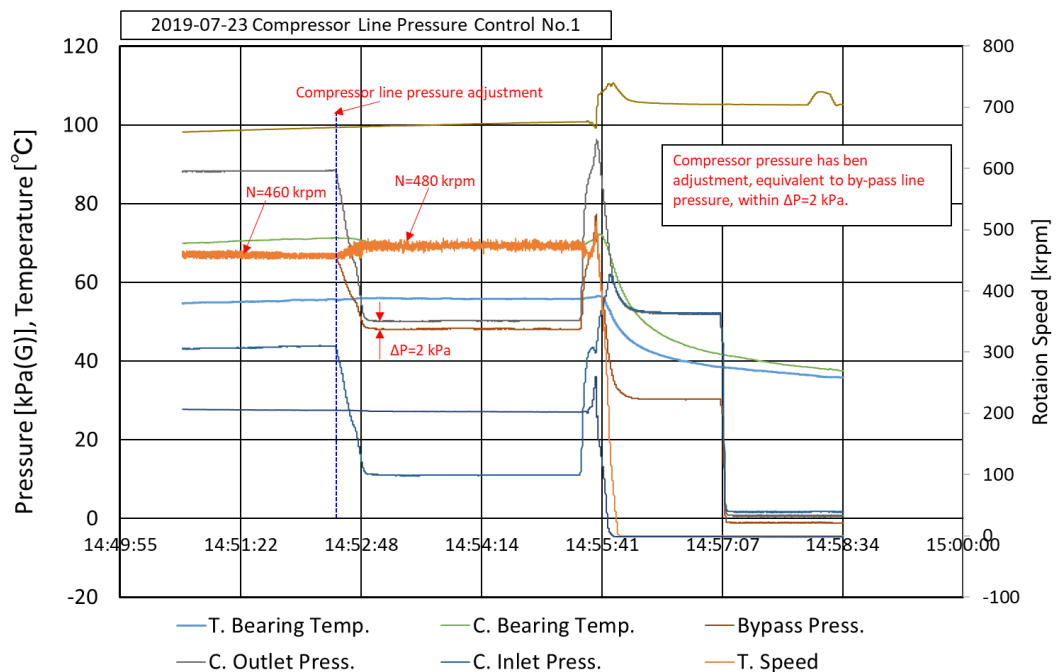


Fig. B2-19 機械回転試験 No.1

また、同時に起動後にコンプレッサー吸入ラインの圧力放出弁を全開にした場合の回転試験の結果を Fig.B2-20 に示す。50 万～60 万 rpm で機械的に安定して長時間回転確認することが出来た。

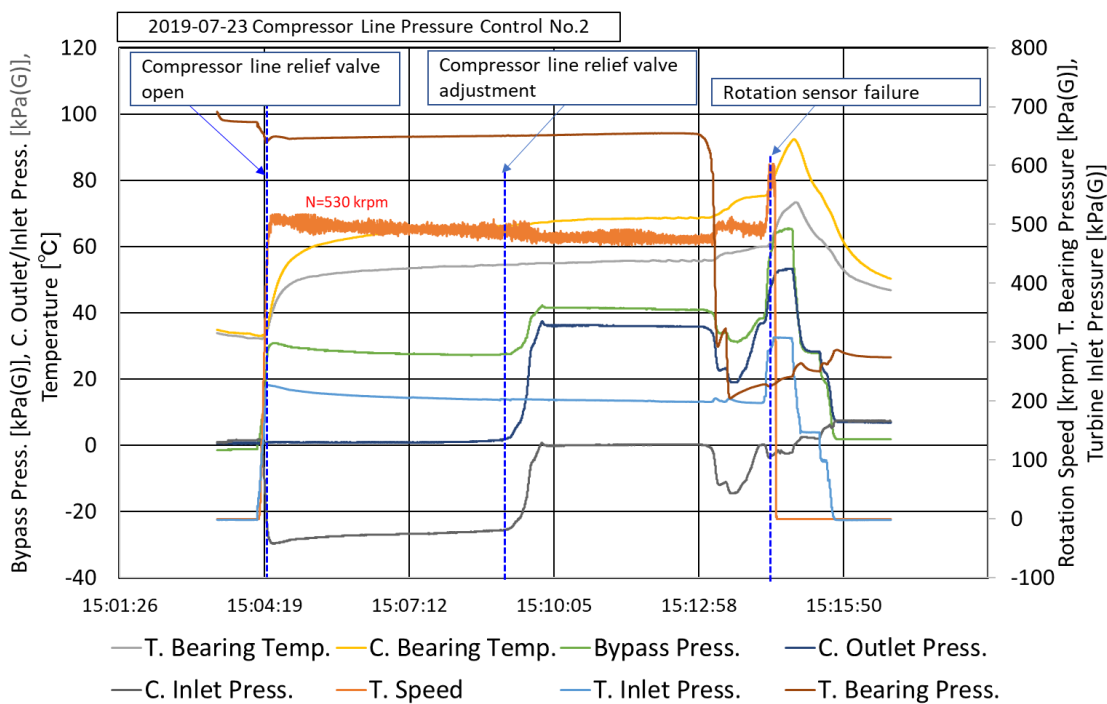


Fig. B2-20 機械回転試験 No.2

回転試験後の分解調査の結果を Fig. B2-21 に示す。分解の結果、タービン側のスラスト面に接触跡はわずかにあるものの、非常に軽微な状況である。ラジアル軸受部に関してもかなり改善された。コンプレッサー側のライン圧力を均圧管圧力とほぼ同等まで下げることで安定して回転することがわかった。

また、コンプレッサー側のスラスト軸受は無傷の状態であり、50 万~60 万 rpm の運転において、今のところこの軸受表面処理の組合せが有効であることがわかった。

これらの乾燥空気による機械回転試験で得られた知見により、下記の対策を講じて、第3回高圧水素試験に臨んだ。

- ・タービンインペラー背面圧とコンプレッサーインペラー背面圧を均圧化する均圧管を設ける。
- ・回転体の回転軸にはタングステンカーバイド溶射+精密研磨の表面処理を行う。
- ・スラスト軸受面表表面には硬質クロムメッキの表面処理を行う。
- ・軸受ガス圧力を極力下げた運転を試みる。

またプロセス上の改良として、

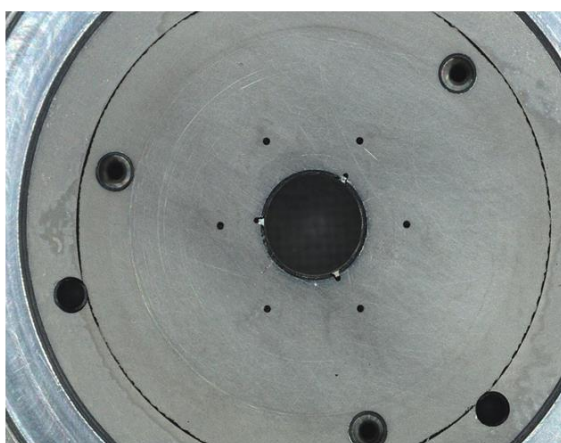
- ・タービン入口に冷却器を設ける（タンク側温度の上昇を抑え試験時間の確保のため）。
- ・コンプレッサーのライン圧を調整可能なラインをタンク側と放出側と両方に設ける。



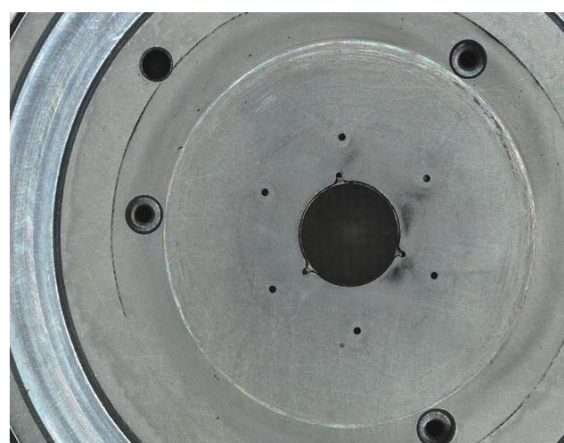
Rotor Thrust Color
[Compressor side]



Rotor Thrust Color
[Turbine side]



Thrust Bearing Surface
[Compressor side]



Thrust Bearing Surface
[Turbine side]



Radial Bearing
[Compressor side]



Radial Bearing
[Turbine side]

Fig. B2-21 機械回転試験後のガス軸受部分の分解確認状況

[Appendix-C]

機械式ベアリングを用いての代用確認試験

提案プロセス用の膨張タービンは、小型で高速回転(80万 rpm)のため、通常では動圧または静圧式のガス軸受の領域である。ところが膨張タービンが極小故、製作上の限界、組立精度上の限界から、安定回転させることは容易ではなかった。初期の段階では、そのほとんどのケースで、回本来非接触であるべき軸受面が接触=焼き付きを起こしていた。

近年、機械式ベアリング(ころがり玉軸受)の極小化、精密化が進み、回転軸径 $D=4\text{mm}$ 、回転数 $N=30\sim 40$ 万 rpm、DN 値: 120 万 ~ 160 万 rpm $\cdot\text{mm}$ のものが製品化されている。これらは、歯科用のハンドピース(切削器)で実用化され、切削用のビットを膨張タービンとして空気圧で約 30 万回転させている。この極小機械式ベアリングを本水素タービンのラジアル軸受の代用として 40 ~ 60 万 rpm で安定して回転するものになるかを確認する試験も行った。

ただし、本来このベアリングは初期の油膜潤滑を基本としており、長時間ノーメンテナンスでの運転には耐えられないことは自明であるが、3分程度の運転の繰り返しであれば使用可能として、膨張タービンに組み込んで機械試験を実施した。

これは、たとえば 40 万 rpm で安定回転するタービン $\times 2$ 第直列で所定の寒冷発生がカバー出来ればシステムとしての解となるとの考えからである。

使用した極小の機械式ベアリングは N 社提供の最小製品となる。ベアリングの外観を Fig. C-1 に示す。

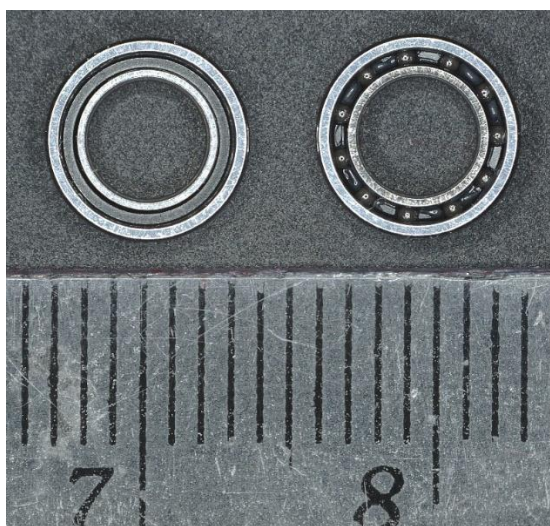


Fig. C-1 機械式ベアリング 外形

乾燥空気を用いて、機械回転試験を実施した結果を Fig. C-2 に示す

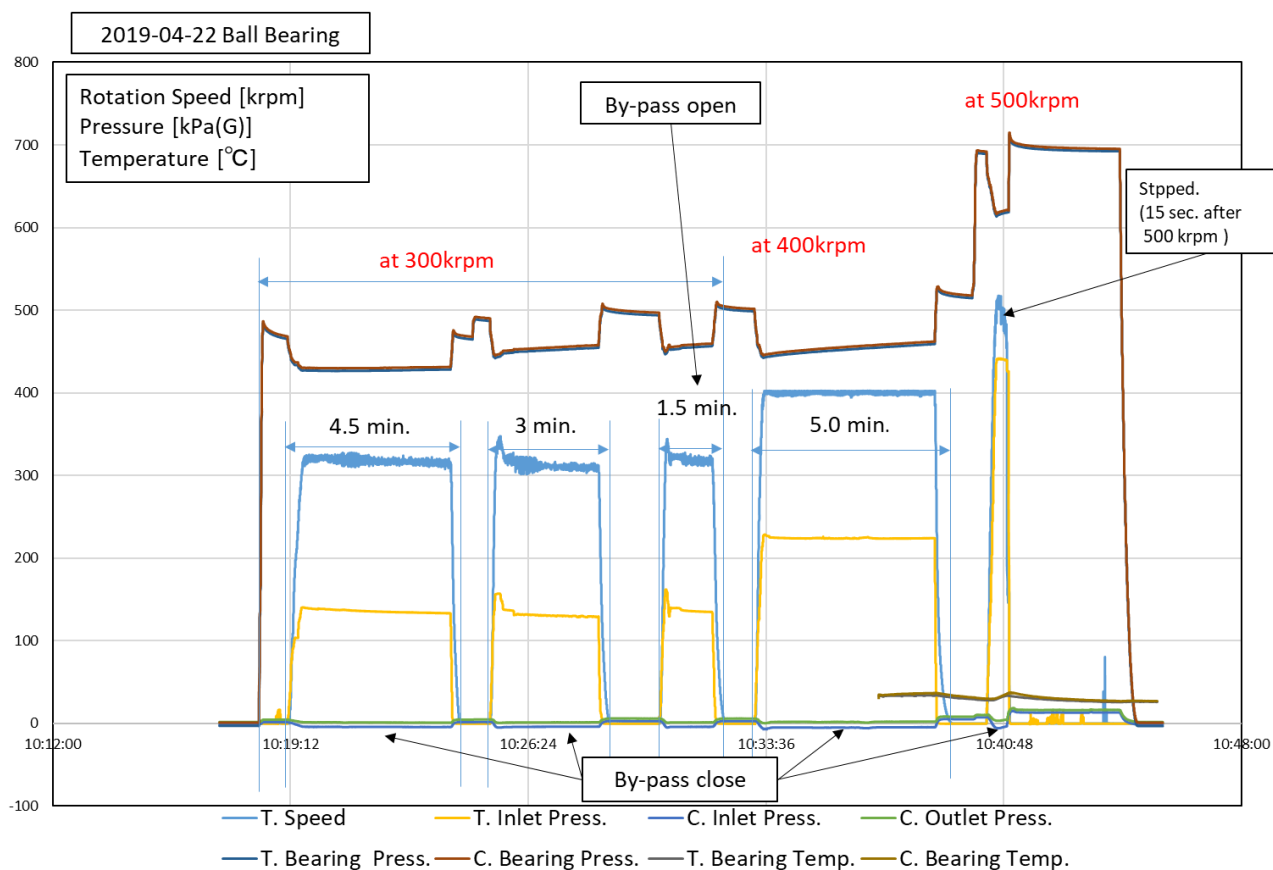
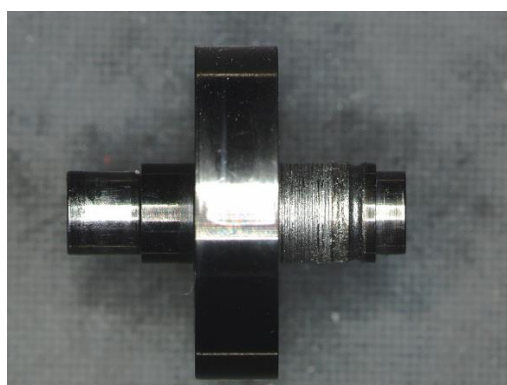


Fig.C-2 機械式ベアリングでの代用試験

ベアリングの仕様値である 30 万 rpm において約 3 回の起動停止を行った。それぞれ 4.5 分、3 分非常に安定して回転確認ができた。その後回転数を 40 万 rpm まで上げて試験したが、これも問題なく回転を確認できた。約 5 分間、40 万 rpm で回転確認の後、回転数を 50 万 rpm として試みたが、起動後約 15 秒で異音発生して軸受の内部破壊により停止している（再起動不可能）。

停止後の内部分解確認の結果を Fig. C-3 に示す。



回転軸の様子(C側のみ損傷)



C側ベアリング状況拡大図



C側スラスト面の損傷の様子

Fig. C-3 試験後の内部分解写真

分解検証の結果、C（コンプレッサー）側のベアリングのリテーナーが破壊され、コロが内部に散乱した破壊状態であった。散乱した微小なコロがラジアル部分の回転軸の隙間に入り込み、回転軸は相互の固渋で停止している。T（タービン）側の軸受や回転軸には損傷は無かった。

この回転確認試験においては、空気駆動で30万rpm（DN値=120万rpm・mm）は問題なく安定回転が可能。40万rpm（DN値=160万rpm・mm）でも運用可能な可能性はあるが、50万rpm（DN値=200万rpm・mm）では限界を超えることが分かった。

40万rpm程度ならば機械式ベアリングも有効となるが、本開発研究対象である膨張タービン式高圧水素充填システムに適用する場合には、直列で2段のタービン構成とし、且つ、膨張タービン効率が高段、低段ともに更に高くする必要がある。極力シンプルな機器構成を目指す関係上、高速回転機器が複数台あることは避けたい。現状の検証結果では、機械式ベアリングでの開発は合理的でないと判断した。