クローズドループ MHD 発電装置の運転特性シミュレーション

学生員 高奈 秀匡* 正員 奥野 喜裕*
正員 山岬 裕之*

Numerical Simulation on Operating Characteristics of Closed Loop MHD Experimental Facility

Hidemasa Takana*, Student Member, Yoshihiro Okuno*, Member, Hiroyuki Yamasaki*, Member

Operation characteristics of the closed loop experimental facility for CCMHD power generation which is now under construction at Tokyo Institute of Technology are examined by carrying out time dependent quasi-one-dimensional numerical simulations. It was found that under electrical power generation, the compression ratio increases from 4.9 (under non-power generation) to 5.9 (under power generation) because of the large decrease in total pressure by Lorentz force. Then, the increment of the electrical power input to the high temperature gas heater was found to be small (15 kW) to compensate for the extraction of the output power (41 kW). This is mainly because the argon gas temperature decreases at the generator exit by electrical power generation, as a result, the amount of cooling in the diffuser and cooling duct reduces. The start-up operation of the closed loop experimental facility is proposed. The rated operating condition can be obtained by increasing discharge flow rate of the compressor through several stages of operations, i.e., argon gas charging and adjustment of heater input power. By following this operation procedure, it is possible to operate this facility without violating any restrictions of the facility.

キーワード：クローズドループ MHD 発電実験装置，非平衡 MHD 発電，連続運転，運転方法

Keywords: closed loop MHD experimental facility, non-equilibrium MHD power generation, continuous operation, operation procedure

1. はじめに

現在，東京工業大学においてクローズドループ MHD 発電実験装置が建設されており，2003 年度後半以降に試験運転が開始されることになっている⁽¹⁾。本装置は主に，電気ヒータによる高温ガス加熱器，超伝導磁石を用いたディスク形 MHD 発電機，再生熱交換器，クーラ，不純物除去装置，および圧縮機の 6 つの要素から構成されている（図 1 参照）。本装置を用いた実験の主な目的は，(1) 熱回収を伴う高温希ガス循環の実証試験，(2) ディスク形発電機を用いた長時間発電実験，(3) 各構成要素の耐久試験であり，今後クローズドサイクル MHD 発電の実用化研究を進める上で，極めて重要な役割を果たすことが期待されている。

将来の実験において本装置を安全に運転するためには，

その定常運転特性および過渡特性を明らかにすることが重要である。また，本装置では多くの制御パラメーターが存在するため，約 1900 K の定格ガス温度を得るためには，システム全体を対象として数値計算を行い，それら制御変数の値をあらかじめ予測することが必要である。

そこで本研究では，非定常準一次元計算を行い，(1) クローズドループ MHD 発電実験装置の非発電時および発電時の定常運転特性を明らかにすること，(2) 本実験装置の立上げ時の運転手順を詳細に検討することを目的とする。

2. 基礎方程式と計算手法

2.1 基礎方程式 以下に本計算で用いた非定常準一次元システム方程式を示す。なお，変数などの記号は一般に使用されているものを用いた⁽²⁾。

Continuity Equation

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho A) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u A) = 0 \dots \dots \dots (1)$$

Momentum Equation

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u A) + \frac{\partial}{\partial x}[(\rho u^2 + p) A] = p \frac{\partial A}{\partial x} - A P_{loss} \dots \dots \dots (2)$$

* 東京工業大学 大学院総合理工学研究科 創造エネルギー専攻
〒226-8502 横浜市緑区長津田町 4259
Department of Energy Sciences, Interdisciplinary Graduate School of Sciences and Engineering, Tokyo Institute of Technology
4259, Nagatsuta, Midori-ku, Yokohama 226-8502

$$\frac{\partial}{\partial t}(E_s A) + \frac{\partial}{\partial x}[(E_s + p)uA] = A Q_{ex} \cdots \cdots (3)$$

(2) 式および (3) 式の P_{loss} , Q_{ex} は、各構成要素における壁面摩擦による圧力損失、作動気体と壁などの構造物間の交換熱量をそれぞれ表している。なお、圧力損失項および熱交換項のモデル化に関しては以下の節で述べる。(1)~(3) 式的双曲型方程式は Harten-Yee の修正流束型 TVD 風上差分法を用いて解いた⁽³⁾。なお、本研究では作動気体だけでなく、構造物内の非定常伝熱解析も同時に行っている。

2・2 圧力損失および熱交換量のモデル 本節では、各構成要素における圧力損失および作動気体・構造物間の交換熱量のモデルについて述べる。なお、各構成要素の詳細な構造については文献 (1) を参照されたい。

2・2・1 高温ガス加熱器 本装置では、3 台の電熱式高温ガス加熱器により作動気体であるアルゴンガスが段階的に加熱される。それぞれの高温ガス加熱器は同じ形状・構造を持つが、電力は独立して供給される。高温ガス加熱器はタングステン製ヒータエレメント、セラミックス製断熱材および水冷ステンレス容器から成る。高温ガス加熱器内の圧力損失は Blausius の圧力損失係数を用いて評価した⁽⁴⁾。高温ガス加熱器では、アルゴンガスはヒータエレメントおよび輻射加熱されたセラミックス壁により加熱されるため、単位時間あたりに作動気体に伝えられる熱量 Q_{ex} は、Kays の式から得られるヌッセルト数より算出した熱伝達率⁽⁵⁾を用いて見積もった。また、ヒータエレメントの局所表面温度は、ジュール加熱によって得る熱量と強制熱伝達およびヒータエレメント・セラミックス壁間の輻射によって失う熱量とのバランスから求めた。高温ガス加熱器内の断熱材は 4 層のセラミックスから構成されており、その断熱材の局所壁面温度は集中熱容量法を用いて求めた⁽⁶⁾。ただし、比較的厚いセラミックス層（内側の 3 層）に関しては、各層をそれぞれ 2 つの検査体積に分割して解析を行った。本数値計算では、簡単のため、冷却水の温度を時間、空間的に一定 303 K とした。また、冷却水の熱伝達率は、Sleicher-Rouse の関係式により求めた⁽⁷⁾。

2・2・2 MHD 発電機 高温ガス加熱器で加熱されたアルゴンガスはホットダクトを通り、ディスク形 MHD 発電機へと流入する。本数値計算では、簡単化のために、発電機の形状を実験で用いるディスク形発電機と等しいスロートおよびカソードにおける流路断面積および等しいチャネル長さを持つ、リニア形のホール発電機を仮定し、その壁面は高温ガス加熱器と同様に 4 層のセラミックス断熱材と水冷ステンレス壁より構成されているとした。発電機のスロート断面積は $1.14 \times 10^3 \text{ mm}^2$ であり、スロートおよびカソードの流路断面積比は 6.53 である。なお、本論文での「非発電時」とは、磁界を印加せず、ローレンツ力および電気出力は発生しない状態をいうこととする。

2・2・3 再生熱交換器 再生熱交換器は、ステンレス製の二重管型熱交換器である。MHD 発電機において発電

を終えた比較的高温の作動気体は、再生熱交換器の内管を通り、一方、圧縮機からの低温気体は、内管と外管との間を高温気体とは逆向きに流れることで熱交換（熱回収）を行う。二重管の全長は 5600 mm、本数は 202 本である。高温側の圧力損失は Blausius の抵抗係数⁽⁴⁾を用いて求め、低温側の圧力損失は同心二重管内の摩擦係数から求めた⁽⁸⁾。また、低温ガスが高温ガスより受け取る熱量および高温ガスが失う熱量は、集中熱容量法により求めたパイプの温度と Dalle Donne⁽⁹⁾ によって与えられた熱伝達率から求めた。

2・2・4 クーラ 再生熱交換器により冷却された後のアルゴンガスは、同形状の 2 台のクーラによりさらに室温程度まで冷却される。クーラは、ステンレス製のバッフル付シェル・チューブ型の熱交換器であり、クーラの管内をアルゴンガスが流れ、その周りのシェル内を冷却水が流れる。管の長さは 1800 mm、本数は 85 本である。管内の圧力損失および熱交換量は文献 (10) に基づいて解析を行った。

2・2・5 不純物除去装置 クーラによって冷却されたアルゴンガスは、サイクロン集じん器（以下サイクロンと呼ぶ）およびモレキュラーシーブトラップ（以下 MS トラップと呼ぶ）により構成される不純物除去装置を通り、圧縮機に戻る。数 $10 \mu\text{m}$ の粒径を持つダストはサイクロンにより取り除かれ、アルゴンガス中の水分は MS トラップによって取り除かれる。MS トラップは円筒形状（体積 1.02 m^3 ）で、内部には球径 2.4~4.7 mm のゼオライト製の吸着剤が詰められている。したがって、MS トラップにおける圧力損失は大きくなると考えられ、その圧力損失はカルマンの摩擦損失係数を用いて評価した⁽¹¹⁾。吸着剤の空隙率は、最密充填を仮定して 0.26 とした。サイクロンおよび MS トラップにおけるアルゴンガスの温度は室温に近いことから、そこでの熱損失は十分小さいと仮定し、本計算では考慮していない。また、モデル化の複雑さからサイクロンにおける圧力損失も考慮していない。

2・2・6 配管系 配管内の圧力損失は Blausius の抵抗係数⁽⁴⁾を用いて求めた。また、配管における熱損失は Kays の式から得られる熱伝達率⁽⁵⁾を用いて算出した。ただし、配管内における圧力損失、熱損失の総量はそれぞれ数 kPa および数 100 W 程度であり、他の構成要素における圧力損失および熱損失と比較して小さい。

3. 境界条件および計算条件

本数値計算における計算領域は、圧縮機出口（ループ入口）から圧縮機入口（ループ出口）までとし、圧縮機出口・入口条件を本計算における境界条件として取扱った。圧縮機は、設計風量 $1000 \text{ Nm}^3/\text{hour}$ （質量流量 0.495 kg/s ）のもとで圧縮比 8 までの運転が可能である（本論文では、標準状態における体積流量を風量と定義する）。本圧縮機は、吐出風量（質量流量）もしくは吐出圧力を制御することが可能であるが、本計算では圧縮機は吐出風量制御で運転するものとし、ループ入口での定格風量を設計風量の 80%、す

なわち $800 \text{ Nm}^3/\text{hour}$ (質量流量 0.396 kg/s) とし、ループ入口での全温度は圧縮機の吐出温度と等しい 313 K (40°C) とした。また、圧縮機の入口と出口における質量流量を等しくし、そこでのその他の物理量は特性曲線法により決定した⁽¹²⁾。上述の境界条件を適用することにより、ループ内のアルゴンガスの全質量は充填・排出をしない限り時間的に保存される。

クローズドループ MHD 発電実験装置の全長は約 88.5 m であり、本計算では不等間隔の計算格子を用いている (最大、最小格子間隔はそれぞれ 121 mm および 5 mm)。流体系の時間間隔は計算安定条件 (CFL 条件⁽¹³⁾) を満足するように決定した。また、構造物の熱容量は流体に比べて非常に大きいので、構造物の非定常熱解析に対しては、流体系とは異なる時間間隔を与えた。なお、計算の初期条件は、ループ内のアルゴンガスの圧力および温度 (300 K) を一様に与え、流れのない状態とした。

4. 結果と考察

4.1 クローズドループ MHD 発電実験装置の定常運転特性 本節では、クローズドループ MHD 発電実験装置の定格運転時 (非発電時および発電時) における作動条件および動作特性を明らかにする。

4.1.1 非発電時の定常運転特性 図 1 は、本数値計算によって得られた定格運転時 (非発電時) におけるクローズドループ実験装置のエネルギーおよび圧力バランスを示したものである。アルゴンガスは、ループ入口において圧縮機により 0.3 MPa まで加圧され、再生熱交換器へと導かれる。再生熱交換器により 675 K まで予熱された後、さらに高温ガス加熱器により 1933 K まで加熱される。なお、このときの加熱器への投入電力は 280 kW である。本条件の下では、発電機入口条件は熱入力 0.387 MW 、よどみ点温度 1876 K 、よどみ点圧力 0.293 MPa となる。発電機では、主に衝撃波により全圧損失が生じ、その値は $\Delta p = 0.214 \text{ MPa}$ となっている。発電機を出た作動気体は、冷却ダクトにより 751 K に冷却され、再生熱交換器において熱回収される。再生熱交換器での熱交換量は 0.075 MW で、そのときの温度効率 η は 82.9% である。その後、クーラーにより 388 K から 306 K に冷却され、サイクロンおよび MS トラップを通り、圧縮機へと戻るが、MS トラップにおける圧力損失は大きく、その値は 0.01 MPa である。なお、このとき圧縮機吸入側の圧力は 0.061 MPa であり、圧縮比は 4.9 となる。

図 2 は高温ガス加熱器内のアルゴンガスの温度分布を示したものである。この図より、再生熱交換器により予熱されたアルゴンガスは、3 段の高温ガス加熱器により定格の約 1900 K まで段階的に加熱されることがわかる。アルゴンガスは heater No.1 により 1303 K に加熱されるが、加熱器間ではヒータエレメントからの輻射伝熱がないため、最内セラミック壁の温度はアルゴンガスの温度よりも低くなり、heater No.2 の入口温度は 1283 K となる。さらに、アルゴンガスは heater No.2 により 1283 K から 1699 K に、

図 1 定格運転時 (非発電時) におけるエネルギーおよび圧力バランス (発電出力 0 kW)

Fig. 1. Energy and pressure balance of the closed loop MHD experimental facility under rated operation with no electrical power generation (output power: 0 kW).

図 2 高温ガス加熱器内のアルゴンガス、ヒータエレメントおよびセラミック壁の温度分布

Fig. 2. Temperature distributions of argon gas, heater element and inner ceramics wall in high temperature gas heater.

また、heater No.3 により 1671 K から 1931 K にそれぞれ加熱される。最内セラミック壁の融点は約 2300 K であるが、いずれの加熱器でも最内壁の温度は最高で約 2150 K となっていることから、非発電定格運転において、最内壁が溶ける危険性はないことがわかる。

4.1.2 発電時の定常運転特性 図 3 は MHD 発電実験時における本装置のエネルギーおよび圧力バランスを示したものであり、図 4 は発電時および非発電時におけるエネルギー収支を示したものである。ここでは、一様な電気変換効率 80% の下で、適当な相互作用係数 (慣性力に対するローレンツ力の割合) を与え、(2) 式にローレンツ力項を、(3) 式に出力密度の項を加えることで MHD 発電状態を模擬し⁽²⁾、エンタルピー抽出率は 10.6% (発電出力 41 kW) となっている。発電機においてエンタルピーを抽出するため、非発電時に比べて発電機出口における作動気体の温度は 1085 K から 997 K に低下し、再生熱交換器における熱

図 6 各操作での吐出・吸入圧力および最高温度

Fig. 6. Discharge/suction pressures and maximum gas temperature at different operation stages.

であるから、これより吐出風量と吐出圧力の条件式が以下のように導かれる。

$$Q_N \leq 4.545 \times 10^{-3} \cdot p_d \quad (5)$$

また、圧縮機の吐出風量は吸入圧力 p_s に関係し、ロード率 U を用いて以下のように表される。

$$Q_N = U \cdot \frac{Q_{N_0}}{p_{s_0}} \cdot p_s \quad (6)$$

ここで p_{s_0} は p_s の設計値であり、 Q_{N_0} のとき $p_{s_0} = 0.055$ MPa である。ロード率が 1 以下という制約条件より、吐出流量と吸入圧力の条件式を以下のように導くことができる。

$$Q_N \leq 1.818 \times 10^{-2} \cdot p_s \quad (7)$$

以上より、圧縮機の運転時には、(5) 式と (7) 式を満たすように吐出風量を設定しなければならない。

このような制約条件の下での立上げ操作について議論する。ここで提案する立上げ操作は 15 の操作からなっており、図 6 は各操作における圧縮機の吐出圧力、吸入圧力および高温ガス加熱器での最高ガス温度を示したものである。また、図 7 は各操作における圧縮機の圧縮比およびロード率を、図 8 は圧縮機の吐出風量と吐出圧力の関係をそれぞれ示したものである。なお、図 8 には操作の番号もあわせて示した。また、各図中に示した値は、各操作で得られた定常状態での値であることに注意されたい。はじめに、低圧側構成要素の耐圧を考慮して、ループ内に温度 300 K、初期圧力 0.09 MPa のアルゴンガスを充填し（操作 1）、その後圧縮機を始動する（操作 2）。圧縮機の吐出風量は、吐出圧力が 0.09 MPa で $f \sim 2$ となるように、400 Nm³/hour に設定した（図 8 参照）。このとき、吐出圧力が低く、かつガスの温度が低い流れはチョークせず、ループ内全域で亜音速となる。そのため圧力損失は小さく、圧縮比は非常に小さい。次に、吐出風量を増加させるために吐出圧力

図 7 各操作での圧縮機のロード率および圧縮比
Fig. 7. Pressure ratio and load ratio of compressor at different operation stages.

図 8 圧縮機の吐出風量と吐出圧力の関係

Fig. 8. Relation between compressor discharge flow rate and discharge pressure.

を高くする必要があり、加熱を行う（操作 3）。このときの加熱器投入電力は、定格運転時における加熱器投入電力の 40% とした。その結果、高温ガス加熱器でのガスの最高温度は 1443 K となり、吐出圧力は 0.13 MPa に上昇する。この条件で、流れはチョークするため、MHD 発電機内の衝撃波による圧力損失により、低圧側の圧力は低下し、圧縮比は大きくなる。すなわち吸入圧力の低下によりガスの充填が可能となり、操作 4 では、必要な全充填量の 13.3% のガスをループ内に供給する。ガス充填後の質量流量は操作 3 のときと等しいので、最高温度は変化しない。すなわち、一定の加熱器投入電力の下で得られるアルゴンガスの最高温度は、質量流量、すなわち流体の熱容量によって決まる。また、ガス充填後も流れは与えられた質量流量およびそれにより決定されるよどみ点温度の下でチョークしているため、吐出圧力も変化しない。しかしガス充填によりループ内の全ガス量は増加するため、吸入圧力は上昇し、その結果、圧縮比および圧縮機のロード率は小さくなる。なお、このとき、図には示していないが、圧縮比が小さくなるため、衝撃波の位置はより上流側へ移り、衝撃波による圧力損失は小さくなる。ロード率の低下により吐出風量の増加が可能となり、操作 5 では、設定吐出風量を 550 Nm³/hour に増加して圧縮機を運転する。このとき、加熱器投入電力は操作 3 のままであるので、最高ガス温度は 1443 K から

1182 K に減少するが、流れはチョークしているため、吐出圧力は上昇する。一方、ループ内のガスの量は操作 4 のままであるので、吸入圧力は低下し、圧縮比およびロード率は大きくなる。以降、数回にわたりガス充填および加熱器投入電力の増加を行い、段階的に圧縮機吐出風量を増加させることにより、図 6 に示したように、定格運転状態を得ることができることがわかる。また、図 7 から、本立上げ操作では、いずれの操作においても圧縮機の圧縮率は 8 を超えず、また、そのロード率は 1 以下となっていることがわかる。さらに図 8 よりわかるように、 f 値はすべての条件において 2 以下となっているため、圧縮機の運転に際し、油同伴の危険性はない。なお、非発電定格運転時における圧縮機の諸量は、圧縮比が 4.9、ロード率が 0.73 および f 値が 1.2 であり、発電時における値は、圧縮比が 5.9、ロード率が 0.86 および f 値が 1.2 となる。以上のことから、ここで提案した立上げ操作は、いずれの段階においても本装置の制約条件の下で行うことができることがわかる。

5. 結 論

現在東京工業大学に建設中のクローズドループ MHD 発電実験装置を対象に非定常準一次元数値計算を行い、本実験装置の定常運転特性および立上げ操作を詳細に検討した結果、以下の結論を得た。

(1) クローズドループ MHD 発電実験装置の定格運転時(非発電時、発電時)におけるエネルギーおよび圧力バランスを明らかにした。発電時には、衝撃波による全圧損失は非発電時に比べて小さくなるが、ローレンツ力による圧力低下が大きく、結果として、必要となる圧縮比は、4.9(非発電時)から 5.9(発電時)に増加する。また、必要となる加熱器投入電力の増加分(15 kW)は、発電機出力(41 kW)に対して小さいことがわかった。これは主に発電により発電機出口におけるアルゴンガスの温度が低下し、ディフューザおよび冷却ダクトにおける冷却量が減少することによる。

(2) クローズドループ発電実験装置の立上げ操作を提案した。初期に、温度 300 K、圧力 0.09 MPa のアルゴンガスを充填し、その後、数回にわたりガス充填および加熱器投入電力の調整を行い、段階的に圧縮機吐出風量を増加させることにより、定格運転状態を得ることができる。また、本立上げ操作は、いずれの段階においても本装置の制約条件を満足しつつ行うことができることがわかった。

なお、本論文で得られた結論の多くは、本装置固有のものであるが、シミュレーション手法や運転操作は将来の CCMHD 発電システムを検討する上で役立つものと考えられる。

(平成 15 年 9 月 17 日受付、平成 15 年 12 月 9 日再受付)

文 献

- (1) Y. Okuno, T. Murakami, T. Okamura, K. Ohgaki, H. Takahashi, and H. Yamasaki: "Construction of Closed

Loop Facility for CCMHD Power Generation", *AIAA Paper*, AIAA-2003-4280 (2003)

- (2) M. Mitchner and C.H. Kruger: *Partially Ionized Gases*, Chap.4, p.163, John Wiley and Sons (1973)
- (3) H. Yee: "Upwind and Symmetric Shock-Capturing Schemes", NASA TM 89464 (1987)
- (4) H. Schlichting: *Boundary Layer Theory*, p.561, McGraw Hill (1968)
- (5) W.M. Kays and M.E. Crawford: *Convective Heat and Mass Transfer*, 2nd ed., p.243, McGraw Hill (1980)
- (6) J.P. Holman: *Heat transfer*, 6th ed., pp.133-135, McGraw Hill (1986)
- (7) C.A. Sleicher and M.W. Rouse: "A Convenient Correlation for Heat Transfer to Constant and Variable Property Fluids in Turbulent Pipe Flow", *Int. J. Heat & Mass Transfer*, Vol.18, No.5, pp.677-683 (1975)
- (8) T. Asanuma and T. Kurabayashi: "On the Formula for Turbulent Flow in the Annular Space Formed by Double Circular Pipes", *JSME*, Vol.18-B, No.69, pp.28-34 (1952) (in Japanese)
浅沼 強・倉林俊雄:「二重管内の乱流公式について」, 機械学論 B, 18, No.69, pp.28-34 (1952)
- (9) M.D. Donne and E. Meerweald: "Heat Transfer and Friction Coefficients for Turbulent Flow of Air in Smooth Annuli at High Temperatures", *Int. J. Heat & Mass Transfer*, Vol.16, No.4, pp.787-809 (1973)
- (10) 伝熱工学資料(改訂第 4 版), pp.253-256, 日本機械学会 (1997)
- (11) P.C. Carman: "Fluid Flow THrough Granular Beds", *Trans. Institution Chem. Eng.*, Vol.15, pp.150-166 (1937)
- (12) C. Hirsch: *Numerical Computation of Internal and External Flows*, Vol.2, pp.344-407, John Wiley and Sons (1984)
- (13) J.D. Anderson: *Computational Fluid Dynamics*, pp.153-167, A von Karman Institute Book (1995)

高 奈 秀 匡 (学生員) 1976 年 6 月 18 日生。1999 年 3 月芝浦工業大学工学部機械工学科卒業。2001 年 3 月東京工業大学大学院総合理工学研究科創造エネルギー専攻修士課程修了、同年 4 月より同大学院総合理工学研究科創造エネルギー専攻博士後期課程進学、現在に至る。

奥 野 喜 裕 (正員) 1959 年 5 月 4 日生。1982 年 3 月九州工業大学電気工学科卒業。1987 年 3 月東京工業大学大学院総合理工学研究科エネルギー科学専攻博士課程修了。同年 6 月長崎大学助手、1988 年 4 月佐賀大学講師、1989 年 4 月同助教、1994 年 4 月東京工業大学大学院総合理工学研究科助教授、2000 年 4 月同教授、現在に至る。主として電磁流体力学、プラズマ工学に関する研究に従事。

山 岬 裕 之 (正員) 1944 年 4 月 2 日生。1967 年 3 月新潟大学工学部機械工学科卒業。1969 年 3 月東京工業大学大学院理工学研究科機械工学専攻修士課程修了。1990 年同大学原子炉工学研究所教授。1996 年同大学大学院総合理工学研究科教授、現在に至る。MHD 発電、高速気体力学、エネルギーシステムに関する研究に従事。