

熱遷移流を利用した  
クヌッセンヒートポンプの開発  
(Development of Knudsen heat pump  
using thermal transpiration)

釘本 恒

# 目次

1. 緒論.....	3
1.1. エネルギー消費の割合.....	4
1.2. 電動コンプレッサー式ヒートポンプ.....	5
1.3. 化学式ヒートポンプ.....	7
1.4. 熱遷移流を利用したクヌッセンコンプレッサー (KC).....	10
1.4.1. Knudsen 数.....	11
1.4.2. Boltzmann 方程式.....	12
1.4.3. 熱遷移流の発生メカニズム.....	13
1.4.4. 構成と特徴.....	14
1.4.5. 既存の研究.....	18
1.5. 本研究の狙い, 目的.....	19
1.5.1. 提案する Knudsen heat pump (KHP) の構成と動作原理.....	19
1.5.2. KHP に期待される特徴.....	22
1.6. 本論文の構成.....	23
2. KC による水蒸気輸送実験.....	25
2.1. 背景・目的.....	26
2.2. 水蒸気輸送実験.....	26
2.2.1. 実験装置.....	26
2.2.2. 実験方法.....	33
2.3. 結果と考察.....	34
2.4. 結言.....	37
3. 多段 KC の性能予測手法の提案と検証.....	38
3.1. 背景・目的.....	39
3.2. 多段 KC の性能予測手法.....	39
3.2.1. 単段 KC の質量流量と圧力差, 平均圧力の関係.....	39
3.2.2. 多段 KC 内圧力分布の時間発展漸化式の導出.....	40
3.2.3. KC 性能計測実験.....	43
3.3. 結果と考察.....	46
3.3.1. 単段 KC の質量流量と圧力差の関係.....	46
3.3.2. 多段 KC の性能予測と検証.....	49
3.4. 結言.....	52

<b>4. KHP の性能予測手法の確立</b> .....	53
4.1. 背景・目的 .....	54
4.2. KHP の性能予測手法 .....	54
4.2.1. 1D モデル .....	54
4.2.2. ニュートン法による連立方程式の数値解法 .....	58
4.2.3. 単段 KC の質量流量と平均圧力, 圧力差の関係 .....	59
4.3. 結果と考察 .....	60
4.3.1. 単段 KC の性能 .....	60
4.3.2. 多段 KC を用いた KHP の性能予測結果 .....	62
4.4. 結言 .....	66
<b>5. KHP の動作実証</b> .....	67
5.1. 背景・目的 .....	68
5.2. 実験装置 .....	68
5.3. 実験方法 .....	72
5.3.1. 動作実証実験 .....	72
5.3.2. ヒートポンプ温度差と出力の関係 .....	72
5.4. 結果と考察 .....	74
5.4.1. 動作実証実験 .....	74
5.4.2. ヒートポンプ温度差と出力の関係 .....	76
5.5. 結言 .....	82
<b>6. 総括</b> .....	83
参考文献 .....	89
謝辞 .....	94

---

# 第 1 章

## 緒論

---

## 1.1. エネルギー消費の割合

ヒートポンプ (Heat pump; HP) は、空気や土壌等の環境に存在する莫大な熱容量を持つものから冷熱・温熱を取り出す技術である[1-3]。HP を用いた空調や冷蔵庫は、家庭用、産業用問わず、我々にとって最も身近な電化製品である。日本のエネルギー消費に関して、産業部門、業務他部門、家庭部門、運輸部門のうち、業務他部門での用途別消費エネルギーが公開されている[4]。業務他部門は、事務所・ビル、デパート、ホテル・旅館、劇場・娯楽場、学校、病院、卸・小売業、飲食店、その他サービス (福祉施設等) の 9 業種が該当し、図 1 に示すように 2014 年度の日本のエネルギー消費全体の 2 割弱にあたる。さらに、延床面積当たりエネルギー消費原単位の用途別内訳を図 2 に示す。この図から明らかのように、暖房用、冷房用の消費エネルギーを合わせると、全体の 3 割に達するほど大きい。暖房用では、石油燃料の燃焼も含まれるが、石油燃料の枯渇や HP の暖房効率を考えると、将来的には HP に置き換わってくる可能性も高い。それゆえに、HP の消費エネルギーの低減は、消費エネルギー量や CO<sub>2</sub> 排出量の削減にとって非常に重要な課題である。

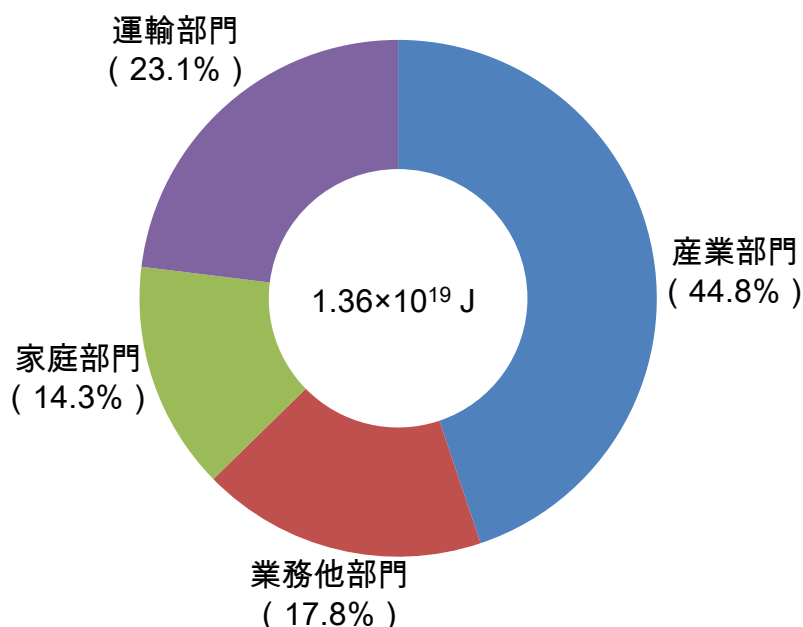


図 1 2014 年度の日本のエネルギー消費の部門別内訳[4].

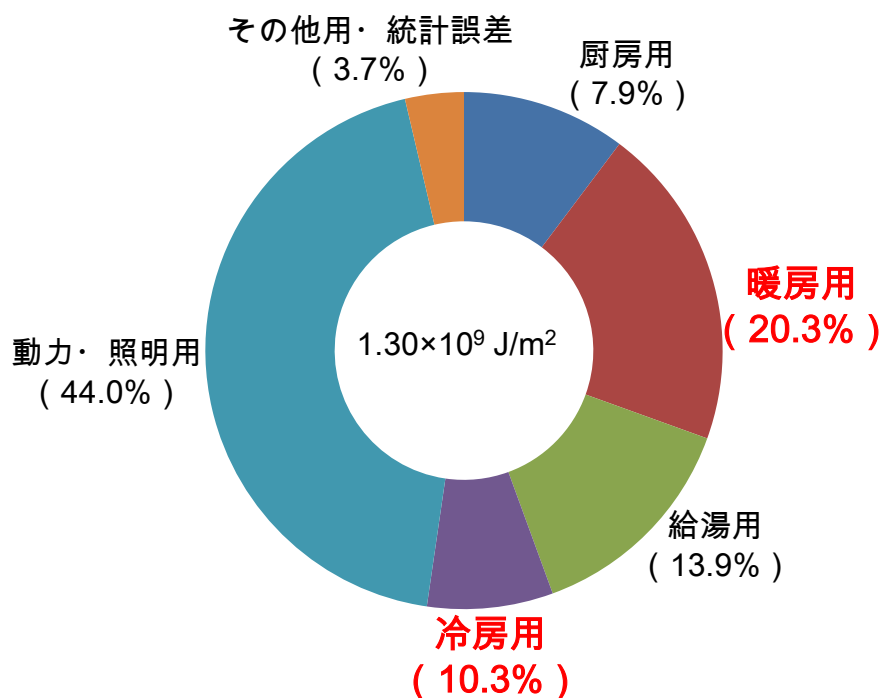


図 2 2014 年度の業務他部門の延床面積当たりエネルギー消費原単位の用途別内訳[4].

## 1.2. 電動コンプレッサー式ヒートポンプ

一般的な電動コンプレッサー式 HP の仕組みを図 3 に示す[2, 3]. 主な構成要素は、電動コンプレッサー、蒸発器、凝縮器、膨張弁であり、閉ループを作るように配管で接続されている。ループ内部は熱を運ぶ物質である冷媒で満たされている。電動コンプレッサーで蒸発器から凝縮器に冷媒蒸気を輸送することにより、蒸発器は低圧、凝縮器は高圧になる。このとき、蒸発器で冷媒の飽和蒸気圧を下回れば液体の冷媒が蒸発する。一方、凝縮器で冷媒の飽和蒸気圧を上回れば冷媒蒸気は凝縮する。これらの相変化時の潜熱により、蒸発器では吸熱され温度が低下し、凝縮器では発熱し温度が上昇する。凝縮器で凝縮した高温、高圧の液体の冷媒は、凝縮器と蒸発器の圧力差により、膨張弁を通して低温の蒸発器に還流される。以上により、連続的に熱が低温の蒸発器から高温の

## 第 1 章 緒論

---

凝縮器に輸送される。蒸発器や凝縮器で吸収，発生した熱は，さらにファン等を用いて冷却，もしくは加熱したい箇所に輸送される。

冷媒には，相変化時の潜熱の大きさが求められる。安定性の高さから 20 世紀中盤にはクロロフルオロカーボン（特定フロン）が良く使われていたが，オゾン層の破壊が指摘されて以降，使用が制限され，現在ではハイドロフルオロカーボン類（代替フロン）が主に用いられている。一方，代替フロンも温室効果が指摘されており，将来的な削減の目標が示されている[5]。そんな中，アンモニアや水といった自然冷媒の使用を推進する動きもある。しかし，アンモニアは，人体への有害性及び高濃度における空気との混合による爆発の危険性があり，取扱いの面で課題がある。一方，水は安全性の面では有力な冷媒ではあるが，常温付近での飽和蒸気圧が 10 kPa 以下と低く，フロン系に比べ蒸気密度が小さいため，電動コンプレッサーでの蒸気輸送には適していない。これらの理由から，自然冷媒の普及にも大きな課題が残る。

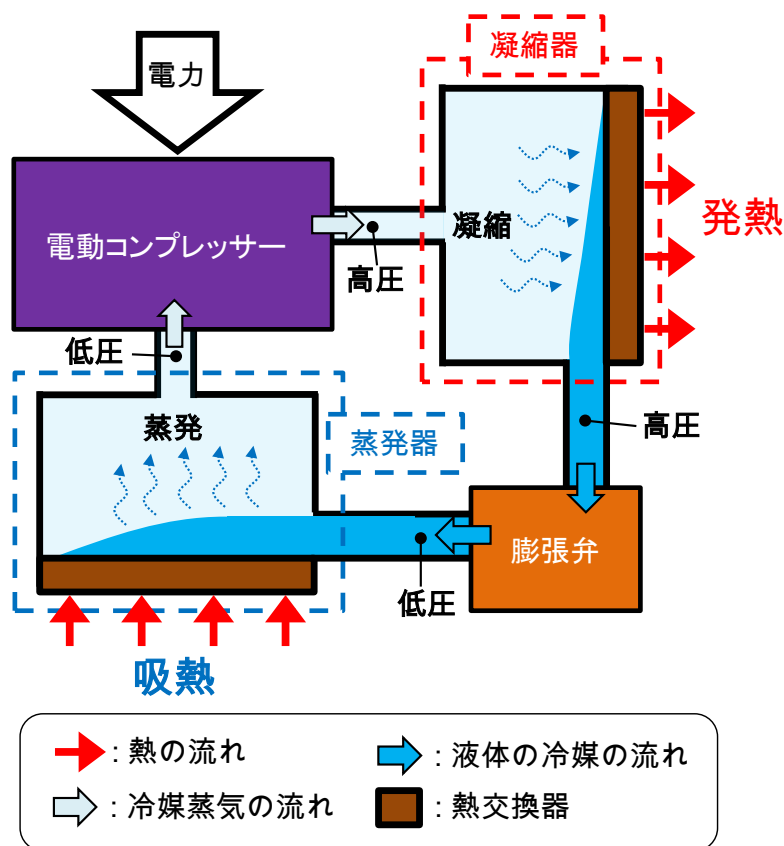


図 3 一般的な電動コンプレッサー式 HP の仕組み。

### 1.3. 化学式ヒートポンプ

電動コンプレッサー式 HP で消費されるエネルギーは、ファン等で使用される電力もあるものの、大部分は電動コンプレッサーで消費される電力である。一方、図 4 に示すように日本における太陽熱、地熱等の再生可能熱の利用率は非常に低い。また、工場等の排熱はほとんど回収されないまま捨てられているのが現状である。つまり、この電動コンプレッサーを未利用の熱エネルギーで駆動する他のコンプレッサーで代替出来れば、冷暖房で消費するエネルギーを大幅に削減することができる。

この 1 つの解として、吸着や吸収を用いた化学式コンプレッサーでの代替が提案されている。これらの HP は、化学式ヒートポンプ (Chemical heat pump; CHP) と呼ばれる [6]。CHP の 1 種である吸着式 HP の実際の構成例を図 5 に示す [7]。



## 第 1 章 緒論

---

吸着式 HP では主に、蒸発器、凝縮器とそれらの間に開閉バルブ等を介して配置された 2 つの吸着器、そして吸着器を加熱、冷却するための熱交換器と熱輸送媒体を輸送するための送液ポンプにより構成される。動作メカニズムは以下である。まず、凝縮器との間のバルブは閉鎖した状態で、低温の熱輸送媒体を流した吸着器と蒸発器との間のバルブを開放して、蒸発器から冷媒蒸気を引き抜く。これにより、蒸発器内の圧力は飽和蒸気圧以下に下がり、冷媒が蒸発し潜熱により吸熱する。しかし、吸着材の吸着量は有限なため、いずれは冷媒の引き抜き速度が低下する。そのようになったら、吸着器と蒸発器との間のバルブを閉鎖し、凝縮器との間のバルブを開放した上で、高温の熱輸送媒体を流し、脱着した冷媒蒸気を凝縮器へ排出する。これにより、凝縮器内の圧力は飽和蒸気圧以上になり、冷媒蒸気が凝縮し潜熱により発熱する。このように、1 つの吸着器では、蒸発器での冷熱と凝縮器での温熱を同時に発生させることができない。そのため吸着式 HP では、2 つの吸着器を用いて、吸着による蒸発器からの冷媒蒸気の引き抜きと、脱着による凝縮器への排出を交互に繰り返し行う必要がある。

吸着式コンプレッサーは排熱や再生可能熱を利用することができるため、吸着式 HP の単位出力当たりの電気消費量は既存の電動コンプレッサー式 HP よりも少ない。最近では、吸着式 HP の効率や単位体積当たりの出力を向上させる数多くの研究が為されている[8-12]。例えば、吸着式 HP では、装置体格のうち吸着材の占める割合が大きく、吸着材の小型化が課題となっている。吸着材の小型化のためには、単位体積当たりの吸着、脱着速度の向上と吸着材の温度変化速度の向上が求められる。廣田らは、吸着材を微細なハニカム形状にすることで冷媒蒸気に対する比表面積を増加させ、さらに吸着材にカーボンファイバー、グラフェンを適量混ぜることにより、熱伝導率を増加させる方法を提案した[12]。これらの結果、体格当たりの出力が 550 W/L から 1200 W/L へと大幅に向上したことが報告されている。

吸着式 HP の弱点は、上述したように、多くの切換機構、例えば開閉弁や三方切換弁を必要とすることである。これらの切換機構、もしくはその制御機構の存在は、装置サイズや耐久性、メンテナンス性の面でも制約を与えている。また、切換弁は、流体抵抗が大きいことも課題である。

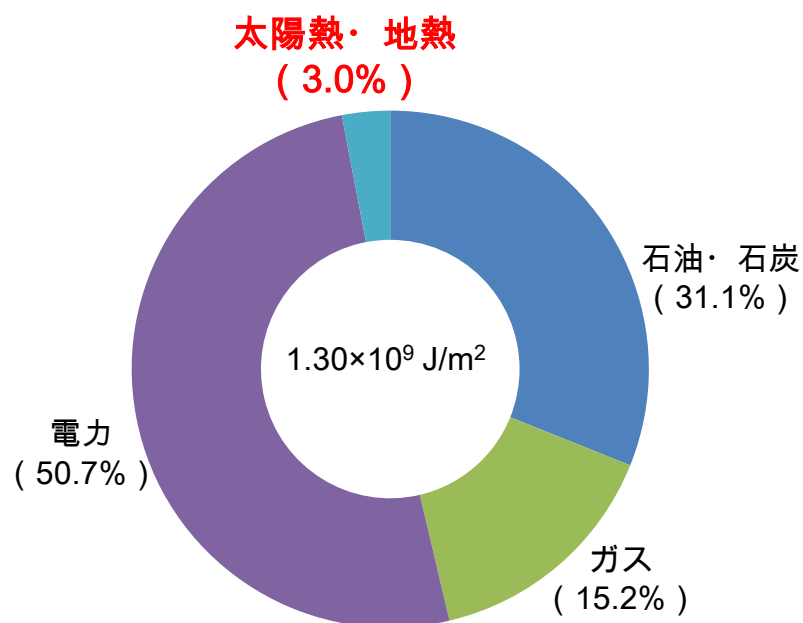


図 4 2014 年度の業務他部門のエネルギー源別原単位内訳[4].

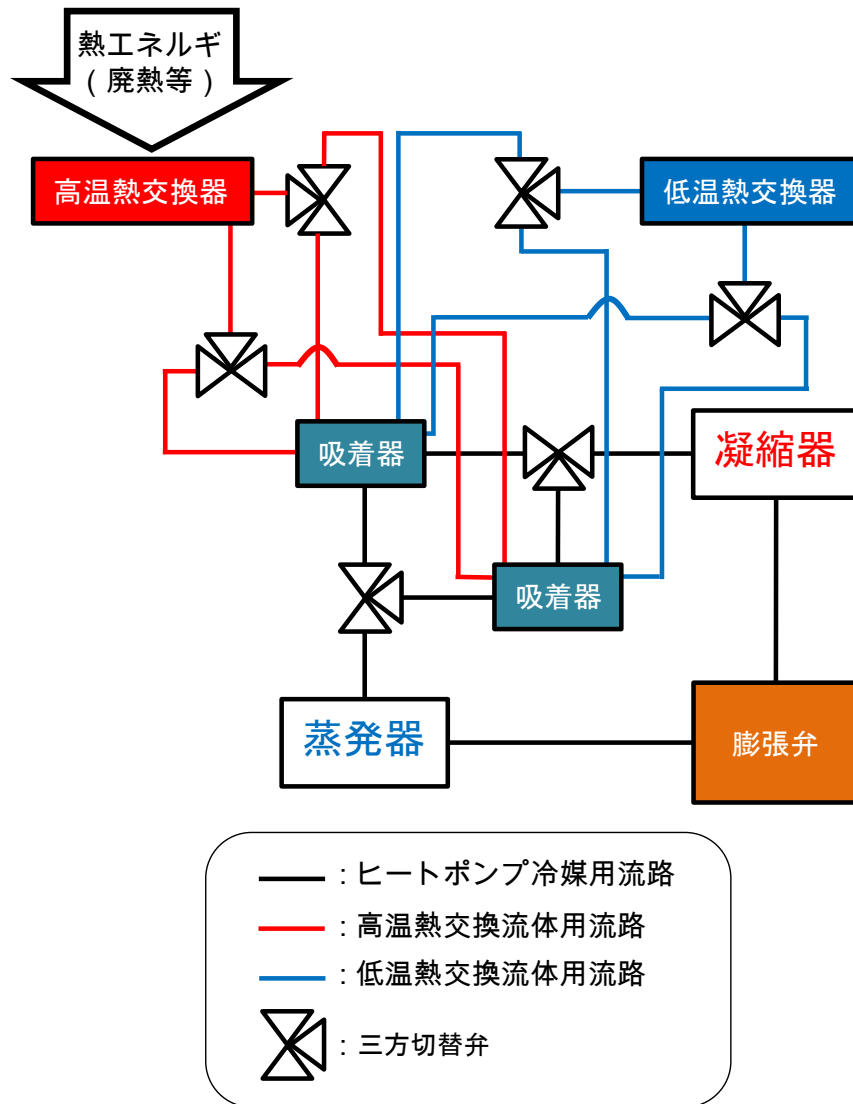


図 5 吸着、吸収等で冷媒蒸気の輸送を行う化学式コンプレッサーを用いた化学式ヒートポンプの構成例.

#### 1.4. 熱遷移流を利用したクヌッセンコンプレッサー (KC)

このような問題に対処するために、熱で駆動し、かつ定常的な温度環境下で連続的に一方向流を発生可能な高 Knudsen 数環境特有の現象である熱遷移流を利用したクヌッセンコンプレッサー (Knudsen compressor; KC) に着目した[13-18].

1.4.1. Knudsen 数

Knudsen 数 ( $Kn$ ) は気体の希薄度を表す指標であり、ある流路内においてはその気体の平均自由行程  $l$  と流路の代表長  $D$  との比により次式で表される。

$$Kn = \frac{l}{D} \quad (1.1)$$

ここで、平均自由行程  $l$  は気体分子同士が一度衝突してから次に衝突するまでの平均移動距離であり、流路の代表長  $D$  は例えば流路径である (図 6)。例えば、大気圧での空気の平均自由行程は 70 nm 程度なので、大気圧で径が 700 nm の流路内の気体は  $Kn \approx 0.1$  となる。平均自由行程は圧力に反比例するため、1 Pa での空気の平均自由行程は 7 mm 程度となる。この場合、径が 70 mm の流路内の気体は同様に  $Kn \approx 0.1$  となる。

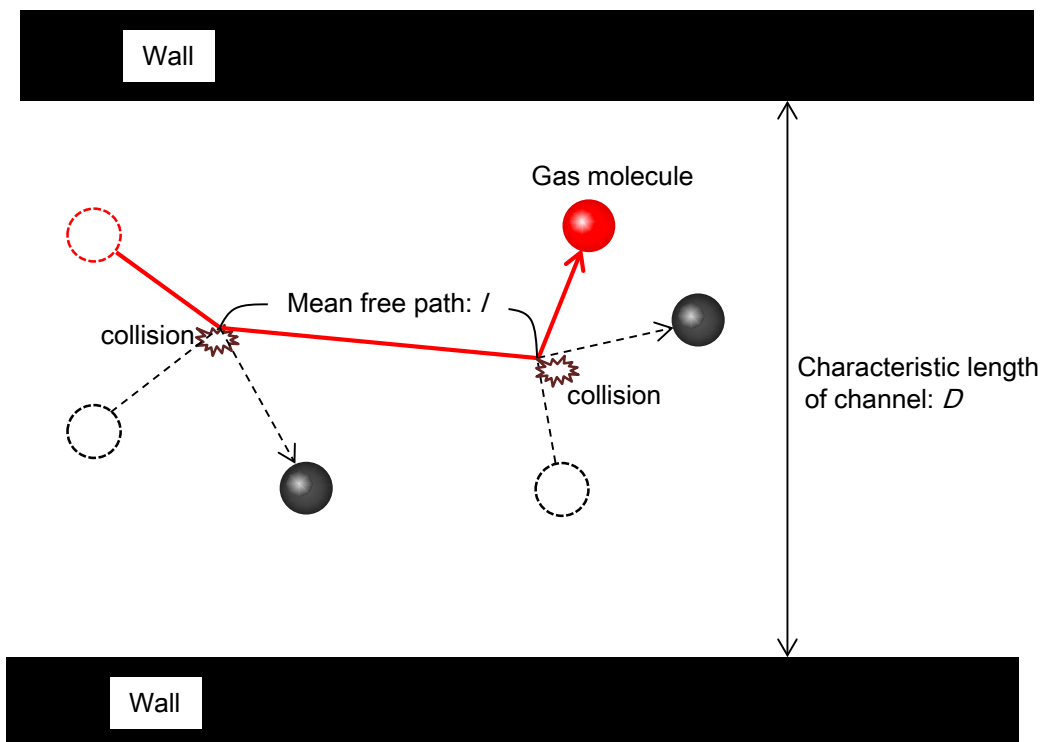


図 6 気体の平均自由行程  $l$  と流路の代表長  $D$ 。

## 1.4.2. Boltzmann 方程式

通常われわれが扱う  $Kn$  が非常に小さい気体の流動現象は、気体の密度、温度、流速といった巨視的物理量に対する偏微分方程式である Navier-Stokes 方程式や Euler 方程式によって良く記述される。  $Kn$  が十分に小さいということは、気体分子同士の衝突頻度が気体分子と壁との衝突頻度よりはるかに多いということであり、この場合、気体は局所的に平衡状態にあるものとして扱うことができるため、流速等の巨視的な物理量のみでの議論が可能になる。一方、1.4.1 節で例に挙げたマイクロ流路内の気体や低圧気体のように  $Kn$  が 1 に近い、もしくは 1 以上の場合は、気体分子同士の衝突頻度と気体分子と壁との衝突頻度が同等、もしくは壁との衝突頻度の方が多い場合である。この場合、気体は平衡状態から外れ、気体分子の個々の挙動が重要になってくるため、微視的な視点から流れを記述する Boltzmann 方程式が必要になる。

Boltzmann 方程式は、気体分子の速度分布関数  $f$  の変化を支配する方程式である。流速、温度等の巨視的物理量は、 $f$  を分子速度空間で積分することにより求められる。時間、位置ベクトル、分子速度ベクトルを、それぞれ  $t, \mathbf{x}, \boldsymbol{\xi}$  で表すと、外力を無視した場合の、無次元 Boltzmann 方程式は以下で記述される[14].

$$\frac{\partial f}{\partial t} + \boldsymbol{\xi} \cdot \frac{\partial f}{\partial \mathbf{x}} = \frac{l}{Kn} J(f, f) \quad (1.2)$$

$$J(f, f) = \int_{\text{全}\boldsymbol{\alpha}, \text{全}\boldsymbol{\xi}_*} (f' f'_* - f f_*) B d\Omega(\boldsymbol{\alpha}) d\boldsymbol{\xi}_* \quad (1.3)$$

$$f = f(t, \mathbf{x}, \boldsymbol{\xi}), f_* = f(t, \mathbf{x}, \boldsymbol{\xi}_*), f' = f(t, \mathbf{x}, \boldsymbol{\xi}'), f'_* = f(t, \mathbf{x}, \boldsymbol{\xi}'_*) \quad (1.4)$$

$$\boldsymbol{\xi}' = \boldsymbol{\xi} + [(\boldsymbol{\xi}_* - \boldsymbol{\xi}) \cdot \boldsymbol{\alpha}] \boldsymbol{\alpha}, \boldsymbol{\xi}'_* = \boldsymbol{\xi}_* + [(\boldsymbol{\xi}_* - \boldsymbol{\xi}) \cdot \boldsymbol{\alpha}] \boldsymbol{\alpha} \quad (1.5)$$

積分変数  $\boldsymbol{\xi}_*$  は、物理的には速度  $\boldsymbol{\xi}$  の分子と衝突する相手の速度を表す。(1.2)式の右辺は衝突項と呼ばれ、(1.3)式に示すようにその積分の範囲は、単位ベクトル  $\boldsymbol{\alpha}$  の全方位かつ分子速度ベクトル  $\boldsymbol{\xi}_*$  の全速度空間である。なお、 $d\Omega(\boldsymbol{\alpha})$  は  $\boldsymbol{\alpha}$  方向の立体角素であり、 $B$  は 2 つの気体分子の衝突形態 (衝突モデル) によって決まる既知関数である。Boltzmann 方程式の解析の手段は  $Kn$  の大小によって大きく 4 種類に分けられる。

- ① 連続体として考えられる場合 ( $Kn \rightarrow 0$ ) :  $Kn \rightarrow 0$  の極限では、(1.2)式の左辺が消滅してあらゆる場合で流体は局所平衡となるため、Navier-Stokes 方程式や Euler 方程式といった流体力学的方程式が回復される。

- ② 連続体に近い場合 ( $Kn \ll 1$ ) :  $Kn$  の値に応じた, 壁面における流速のすべりや温度の飛躍を考慮することにより, 巨視的物理量を扱う流体力学的方程式を用いて解析することができる.
- ③ 中程度に希薄である場合 ( $Kn \approx 1$ ) : 流体力学的方程式は用いることができない. この場合の Boltzmann 方程式は解析的に取り扱うのは困難なため, DSMC(direct simulation Monte Carlo) 法や差分法等を用いた数値解析に頼らざるを得ないことが多い.
- ④ 非常に希薄である場合 ( $Kn \gg 1$ ) :  $Kn \rightarrow \infty$  の極限では, (1.2) 式の右辺が消滅する. 自由分子流極限と呼ばれるこの極限では, 分子同士の衝突がなく, Boltzmann 方程式の厳密解が得られる.

### 1.4.3. 熱遷移流の発生メカニズム

熱遷移流は, 気体分子と壁との衝突時の運動量交換により誘起される, 高 Knudsen 数流れ特有の現象である. 熱遷移流発生メカニズムを図 7a に示す[14]. 気体中に温度勾配を有する壁が存在するとき, 高温側の気体分子の平均的な運動量は低温側の気体分子の平均的な運動量よりも大きい. 気体分子が壁と衝突する時の散乱として完全に適応した拡散反射を仮定すると, 衝突後の気体分子は等方的に散乱することから温度勾配に対して水平方向に平均的には運動量を持たないことになる. つまり, 衝突前に持っていた気体分子の水平方向の運動量は衝突により壁に与えることになり, 言い換えれば, 壁は高温側から低温側方向の運動量を受け取ることになる. 作用反作用の法則により, 気体分子はこの逆向きの運動量, すなわち低温側から高温側方向の運動量を受け取ることになり, 流れが発生することになる. なお, 一般的な工業表面においては, 気体分子は完全に適応して拡散反射するとみなして良い[15, 16]. 厳密に言えば, 完全には適応しないこともあるが, その場合であっても全く適応しない場合を除いて熱遷移流は発生する. 低 Knudsen 数環境では, 気体分子と壁との衝突頻度は気体分子同士の衝突頻度に比べると圧倒的に少ないため, 熱遷移流による流れの寄与は圧力差による流れの寄与に比べて無視できるほど小さくなる. このような場合では, 熱遷移流による流れは, 圧力差による逆向きの流れで速やかに打ち消され実効的な流れは発生しない. 一方, 高 Knudsen 数環境では, 気体

分子と壁との衝突が相対的に頻繁に発生するため、熱遷移流による流れの寄与が圧力差による流れの寄与に比べ大きくなる。このような場合では、圧力差による逆向きの流れが弱いので、熱遷移流による流れは実効的な流れとして発生する。気体分子同士の衝突が無視できるほど  $Kn$  が大きい環境(自由分子流極限)では、定常状態における高温側、低温側の温度  $T_H, T_L$  と圧力  $p_H, p_L$  の関係は解析的に求めることができ、次式で表されることが知られている[14].

$$\frac{p_H}{p_L} = \sqrt{\frac{T_H}{T_L}} \quad (1.6)$$

この関係は、高温側と低温側間の流路の形状等によらず自由分子流極限下では常に保たれる。

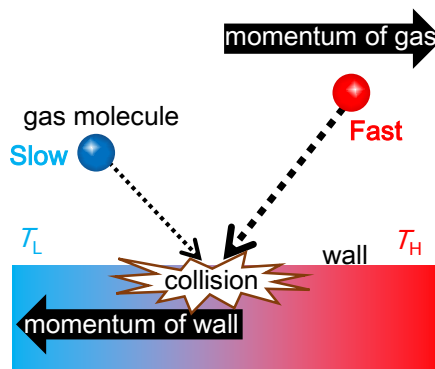


図 7 熱遷移流発生メカニズム. 熱遷移流は気体分子と壁との運動量交換により発生する.

#### 1.4.4. 構成と特徴

KC は熱遷移流を用いた可動部レスの熱駆動コンプレッサーである. 図 8a に KC の模式図を示す. KC は、平均自由行程の 10 倍程度より小さい代表長  $D_p$  を持つ微細流路と平均自由行程よりも十分に大きな代表長  $D_c$  を持つ幅広の流路とによって構成される. ここに、図 8a に示すような、高温部が  $T_H$ 、低温部が  $T_L$  となるような山型の温度勾配が与えられると、微細流路で熱遷移流による流れが発生する一方で、前述の通り幅広の流路の熱遷移流は圧力差による逆向きの流れで打ち消され実効的な流れとしては発生しない. その結果、KC は入口出口

## 第 1 章 緒論

間に温度差がないにもかかわらず、一方向流を発生させ、圧力差を生成することができる。KC は、入口出口で温度差がないため、図 8b に示すように、複数の単段の KC の入口出口を接続することにより多段化することもできる。その場合、発生圧力差は、段数に応じて大きくなる。

コンプレッサーとしての KC の特徴は、熱を駆動エネルギー源とすること、可動部を持たないことである。熱駆動であることにより、化学式コンプレッサーと同様、再生可能熱や排熱等の未利用熱の回収に利用できる。更に、吸着や吸収といった現象と違い、KC は低温の熱源でも駆動できるため、工場等から排出される 60 °C 程度の低温排熱の回収にも用いることができる。また可動部を持たないという特徴は、高耐久、メンテナンスフリー、振動レス、騒音レス、オイルレスと、通常の電動式コンプレッサーや化学式コンプレッサーと比較して多くの利点をもたらす、また小型化の面でも有利である。一方、弱点としては、体積当たりの発生流量が既存の電動式コンプレッサーや化学式コンプレッサーに比べて小さいことが挙げられる。

KC の装置構成例を図 9 に記す。KC の主要構成部品は、内部が  $Kn > 0.1$  となる無数の微細流路を持つ多孔体である。この多孔体の片面を温度  $T_H$  に加熱し、反対の面を温度  $T_L$  にヒートシンク、もしくは熱交換器で冷却することにより、多孔体表裏に温度差  $\Delta T_{KC}$  を生じさせ、低温側から高温側に熱遷移流を誘起する。多孔体の加熱には様々な方法があり、例として、図 9a には太陽光で加熱する場合を、図 9b には他の装置の廃熱で加熱する場合を示している。太陽光を用いる場合、多孔体の光の照射面には光吸収体を塗布する必要がある、また KC は一般的に低圧下で動作させるため、閉じた系を構成できるように、光を透過する窓が必要になる。廃熱利用の場合、熱を他の装置から多孔体表面に輸送するため熱交換器が必要になる。熱遷移流は、多孔体表裏の温度差が大きいほど流量が増加するため、光吸収体や熱交換器には効率的に表面を加熱することが求められるが、一方で、多孔体表面を埋めるほど塗布、あるいは近接して配置すると、これら自体が流れの抵抗になるため、最適化のためにはこれらのバランスを考えた設計が必要となる。



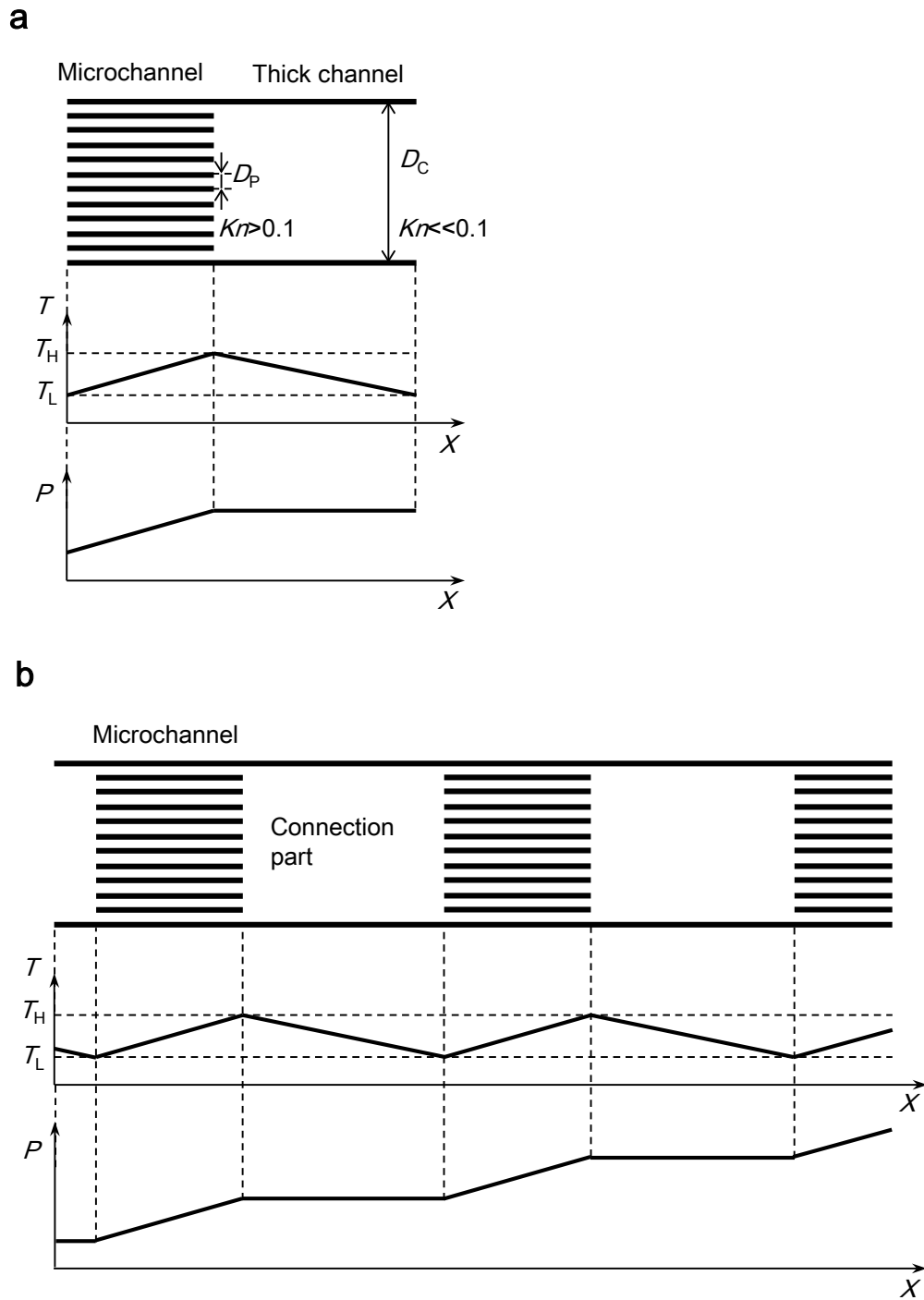


図 8 KC の模式図. **a**: 単段の KC. 入口出口間に温度差はないにもかかわらず一方向流を発生させることができる. **b**: 多段の KC. 複数の単段の KC の入口出口を接続することにより多段化することができる. 発生圧力差は, 段数に応じて大きくなる.

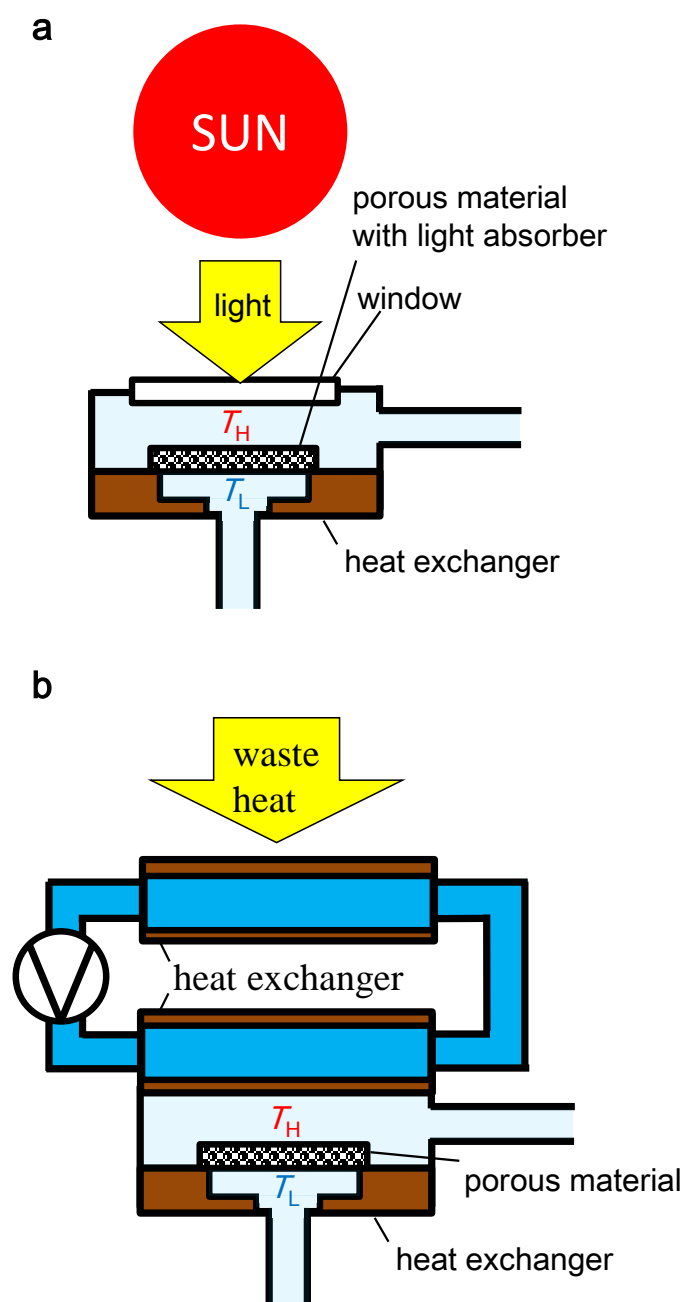


図 9 未利用熱を用いる KC の装置構成例. **a**:太陽光で加熱する場合. **b**:他の装置の廃熱で加熱する場合.

### 1.4.5. 既存の研究

Knudsen が低圧環境下で初めて実験的に観測して以来[17, 18], これまでに熱遷移流に関して多くの研究が行われてきた[19-26]. ただ, これらの多くは主に学術的な興味に対する研究であり, 工学的な応用を目的とした研究は少ない. その理由として, 大気圧等の比較的高い圧力下で熱遷移流を発生させるためのマイクロ流路は代表長が非常に小さいことから製作が困難であったこと, また数値解析においても希薄気体の挙動を支配する Boltzmann 方程式は取り扱いが難しく現実的な系での解析には多大な計算コストが必要であることが挙げられる. また, 発生流量が少ないため, 明確な応用先がなかったことも大きな理由の 1 つである.

しかし, 近年の微細孔を持つ多孔体材料合成技術や微細造形技術, または計算アルゴリズムやコンピューターの進歩により応用研究に対する技術的障壁は低くなってきている[27-33]. また, 流量が少なくても適用可能な応用先も提案され始めている. 例えば, Gianchandani らのグループでは, KC を用いたマイクロガスクロマトグラフィの研究を行っている[34, 35]. この用途のように装置の小型化が主目的の場合, 設計が容易で, 可動部レスであり, 耐久性, 信頼性も高い KC は他のマイクロポンプに比べても優位性がある. 実際, 彼らが KC を用いて製作したガスクロマトグラフの装置容積は  $8 \times 10 \text{ cm}^2$  と既存の製品に比べかなり小型である. また杉元らは熱遷移流を利用した気体分離技術を提案している[36-38]. このコンセプトでは, 多孔体膜を介して温度差, 圧力差を同時に負荷し, さらに膜の片面を膜に対して平行に流れ, U ターンし反対面を通過して戻ってくる流れを外部コンプレッサーにより発生させる. 膜を挟んで, 温度差により熱遷移流が, 圧力差によりポアズイユ流が発生するが, 温度差や圧力差と発生流速との依存性は気体の分子量により異なるため, 気体分離が可能となる. その結果, ヘリウム, アルゴンの 50% の混合気体に対し, 最大で 15% 程度の濃度差が得られている.

また最近では KC の性能向上に関する研究も報告されている[39-41]. Gianchandani らのグループでは, 162 段の多段 KC を製作している[40]. 162 段のうち平均自由行程が小さい高压側の 54 段は  $0.1 \mu\text{m}$  の細い流路徑にし, 平均自由行程が大きい低圧側の 108 段は  $1 \mu\text{m}$  の太い流路徑にして, 微細造形技術を用い

て 162 段 KC を  $12 \times 15 \text{ mm}^2$  の装置容積で実現している。162 段では大気圧からおおよそ 1/1000 気圧まで減圧可能である。一方、この構成では断面積の小さい一本の流路で減圧しているため定常状態に至るのに 30 時間程度必要となる。単位時間当たりの入力電力は 0.39 W と大きくないが、30 時間で積算すると 42 kJ となり、定常状態に至るまでの消費電力の面でも課題はある。また同じく、Gianchandani らのグループからは、KC の単位面積当たりの流量向上に関する研究も報告されている[41]。KC において、流路断面積割合の面からも、流路壁を通過する熱流抑制の面からも流路壁の厚みは小さい方がよい。そこで、原子層体積法 (ALD) を用いて 10.7 nm の壁面の成型を実現している。スリット構造の極細流路を並列に並べ、加熱用電気ヒータ、放熱用ヒートシンクも同時成型している。2008 年頃の KC に比べ超薄膜壁面 KC では流量は  $10^5$  倍になっており、単位流路面積当たりの発生流量で比較すると、他の電気駆動式マイクロポンプを凌ぐ性能である。これらの KC 性能の飛躍的な向上を考えれば、将来的にはより広い範囲で KC が利用できる可能性がある。

### 1.5. 本研究の狙い、目的

KC に関するこれらの進展を受けて、HP の構成においてコンプレッサーを KC とした新たなヒートポンプ (Knudsen heat pump; KHP) を提案し、実証する[42-45]。

#### 1.5.1. 提案する Knudsen heat pump (KHP) の構成と動作原理

KHP の装置構成図を図 10 に示す。主な構成要素は、KC、蒸発器、凝縮器、毛細管であり、閉ループを作るように配管で接続して内部を冷媒で満たす。蒸発器と凝縮器には、相変化の潜熱を外部に取り出すための熱交換器を設ける。

ここで、冷媒には水を用いる。1.2 節で述べた通り、常温での水の飽和蒸気圧は 10 kPa 以下と低く (図 11)、電動コンプレッサーで蒸気を輸送するには不向きであるが、KC は圧力と流路の代表長である直径の関係で性能が決まることから、その圧力帯にとって適切な細孔径の多孔体を選択すれば必ずしも不利には働かない。むしろ大気圧以上の高い圧力に対しては、数 nm～数十 nm の流路が必要となり、流路の選定が困難となる。飽和蒸気圧の低さが不利に働かないならば、潜熱の大きさ、安全性の観点から、水は KHP の冷媒として適していると言える (表 1)。

## 第 1 章 緒論

KHP による熱輸送メカニズムは以下の通りである。KC が駆動すると、水蒸気は KC により蒸発器から凝縮器に輸送される。これにより、蒸発器内の圧力は低下し、凝縮器内の圧力は上昇する。これらの圧力変化は、蒸発器では水の蒸発、凝縮器では水蒸気の凝縮を促進させ、相変化時の潜熱により蒸発器では吸熱、凝縮器では発熱する。この吸熱、発熱による温度変化は、水の飽和蒸気圧（図 11）により、それぞれの内部の圧力変化と関連付けられる[47]。凝縮器で凝縮した水は、水の重力が凝縮面の表面張力を超えたとき落下し、毛細管に輸送され、蒸発器、凝縮器間の圧力差により毛細管を通過し蒸発器に戻る。この水の戻りの速度は重要で、速すぎると毛細管内の水がなくなり、遅すぎると蒸発器の水がなくなり、どちらの場合もヒートポンプとして機能しなくなる。このため、KC で得られる圧力差、質量流量に合わせ、毛細管の長さや細さを適切に設定する必要がある。水の密度は水蒸気の密度よりもはるかに大きいいため、水が移動することによる圧力変化は無視できる。このように、KHP では可動部なしで連続的に冷熱・温熱を発生させることができる。

この駆動メカニズムから、KHP の性能は KC の性能に大きく依存する。KHP により得られる蒸発器、凝縮器間の温度差（ヒートポンプ温度差） $\Delta T_{HP}$  は、KC で発生する圧力差に依存する。一方、出力（吸熱、発熱速度） $Q$  は、KC で発生する質量流量に依存する。KC での圧力差は多段化により増幅することができ、質量流量は多孔体の面積に応じて増加することができる。

KC の応用上の課題として、空気中の浮遊粒子等が KC 内の微細流路で目詰まりを起こし時間と共に性能が低下することが懸念されているが、KHP では内部の気体は外界と完全に隔離されているため目詰まりの心配がない。

ヒートポンプには一般に、冷房用途と暖房用途がある。冷房が目的の場合はヒートポンプでなければ実現できないが、暖房が目的の場合は排熱で直接暖房する場合とどちらが効率的かを比較する必要がある。言い換えれば、ヒートポンプ出力エネルギーを入力エネルギーで除した値を KHP の熱 COP（成績係数）として定義した場合、熱 COP が 1 以上であれば排熱で KHP を駆動し暖房した方が効率的であり、1 より小さければ排熱で直接暖房した方が効率的ということになる。なお、KHP の場合、仮に熱 COP が 1 以下だった場合でも、KC への入力エネルギーを再回収し出力エネルギーに加算すれば熱 COP が 1 を超えるとい

# 第 1 章 緒論

う場合も考えられる．KC への入力エネルギーは，多孔体の片面を加熱するために使われるが，その熱の消費は多孔体を通して反対側の熱交換器に伝わる伝熱ロス，気体が加熱される顕熱ロス，放射により散逸する放射ロスに大きく分けられる．このうち，伝熱ロスと顕熱ロスは再回収できる可能性があり，これらと出力エネルギーを合算した値が入力エネルギーを超えれば，KHP は冷房用途だけでなく暖房用途でも期待できる．

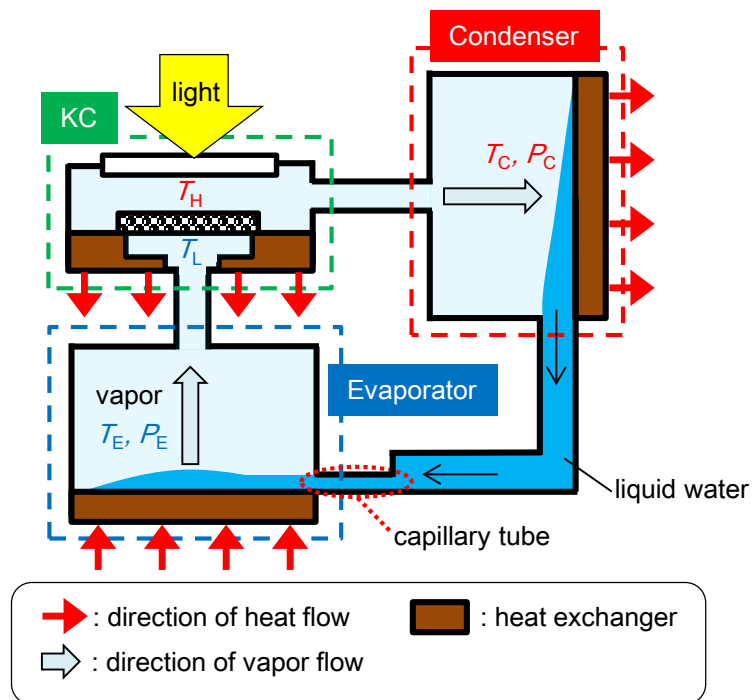


図 10 KHP の装置構成図．

表 1 自然冷媒の潜熱，安全性比較[5, 46].

冷媒	30 °Cでの潜熱 (kJ/kg)	安全性
水	2430	○
アンモニア	1144	×
二酸化炭素	60.93	△ (高圧使用のため)
プロパン	326.7	×

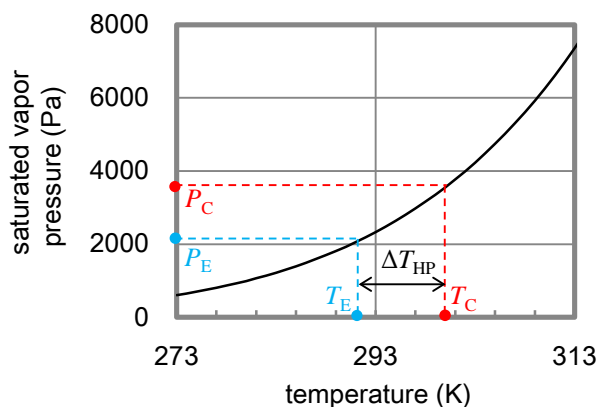


図 11 水の飽和蒸気圧力曲線[47].

### 1.5.2. KHP に期待される特徴

KHP の 1 つ目の特徴は，切換機構を含む可動部がないことである．電動コンプレッサーや CHP の切換機構は，高頻度で動かす可動部を有するため，摩耗や応力等による故障のリスクを伴う．また，騒音や振動等の環境への影響も大きい．また，切換機構には各種切換弁に加え，それらを制御するための補器類も含まれる．CHP では，吸着材や蒸発器，凝縮器等の本体部よりも，切換弁やそれを制御するための補器類がシステム全体の小型化の課題になっている場合すらある．KHP には，切換弁を含む可動部が一切ないため，補器類も必要とせず，装置の体格は基本的に，KC，蒸発器，凝縮器を合わせた体格のみで決まる．また，制御が一切不要のため，設置するだけであとは半永久的に自動的に作動す

る完全パッシブなシステムとしても利用することができる。もちろん、絞り弁等によって、出力を制御する機構を追加することも可能である。

KHP の 2 つ目の特徴は、システムとして電気を使わず熱のみで駆動できることである。電動コンプレッサーはもちろんのこと、上述の通り、切換機構は電気制御されるため、CHP を完全な電気フリーなシステムにすることは不可能である。KHP でも、蒸発器や凝縮器で得られた潜熱を輸送するために、ファン等を用いる場合はその電力は必要となるが、例えば、ある対象物を冷却する場合、対象物を直接蒸発器の熱交換器に接触させ、凝縮器側の熱交換器は自然対流で放熱させる、等の構成を用いれば、外部から一切電力を投入することなく冷却が可能になる。

騒音や振動もなく、低質な熱源のみで駆動でき、かつ冷媒として水を使用できることを考えれば、KHP は環境に与えるダメージが非常に小さい技術であると言える。これは、家庭用、産業用問わず、現在の HP が抱える課題に対する解答になりえることを意味する。また、既存の HP の代替だけでなく、宇宙や砂漠といった、安定的な電力供給やメンテナンスが困難な場所でも利用できる可能性がある。

## 1.6. 本論文の構成

本論文は、この KHP 実現に関する研究をまとめた論文であり、全 6 章からなる。以下に各章の構成を述べる。

本章（第 1 章）では、本研究の背景及び過去の研究について説明し、本研究の狙い、目的について明らかにした。

第 2 章では、KC による水蒸気（凝縮性気体）輸送について行った実証実験について説明する[42].

第 3 章では、多段 KC の気体輸送性能予測モデルの提案と、その有効性の検証実験について説明する[43].

第 4 章では、多段 KC を用いた KHP のヒートポンプ性能予測モデルの構築について説明する[44].

第 5 章では、KHP プロトタイプの動作実証実験についてとヒートポンプ性能の計測実験について説明する[45].



最後，第 6 章に全体のまとめを記す．

---

# 第2章

# KCによる水蒸気輸送実験

---

## 第2章 KCによる水蒸気輸送実験

### 2.1. 背景・目的

第1章で述べたように、KHPでは水を冷媒として用いる。一方、これまでKCの応用は主に真空ポンプとして考えられていたため、壁面に吸着しやすく真空環境を作る際に残留気体となることが知られている水蒸気でKCの気体輸送実験を行った例は報告されていない。壁面に吸着しやすい気体は、壁と気体分子との衝突時の運動量交換で駆動する熱遷移流の概念からも、窒素等の吸着しにくい気体とは別の挙動を示す可能性もある。

本章では、KCで水蒸気を輸送する実証実験を行う。水蒸気で満たされた真空容器を2つ用意し、その間に単段のKCを配置する。KCを駆動させ2つの真空容器の圧力差を計測し、KCによる水蒸気輸送量を導出する。また、KC内の多孔体表裏の温度を変化させ、その影響も調べる。

### 2.2. 水蒸気輸送実験

#### 2.2.1. 実験装置

まず、この実験で使用した単段KCの装置模式図と外観を図12に示す。ここでのKCは微細孔を持つ多孔体と熱交換器により構成される。図13に示すように、熱交換器は気体用と液体用の2つの流路を持つ。気体用流路には熱遷移流により輸送される作動気体を通り、液体用流路には加熱もしくは冷却された水やオイル等の熱輸送媒体が流れる。以下では、温度 $T_H$ に加熱された熱輸送媒体が流れる熱交換器を加熱器、温度 $T_L$ に冷却された熱輸送媒体が流れる熱交換器を冷却器と呼ぶ。この実験では、加熱側の熱輸送媒体にオイルを、冷却側の熱輸送媒体に水を用いる。多孔体は冷却器側に接着する。この多孔体が接着された冷却器と加熱器を向い合わせに配置することにより多孔体表裏に温度差を課し、冷却器側から加熱器側に熱遷移流を発生させる。冷却器と加熱器の間には角リングを挿入して、真空フランジで挟み込むことにより、接続部からリークが起きないようにしている。

本実験で多孔体は、常温での水蒸気の平均自由行程と同程度の細孔径と100℃以上の耐熱性を持つ材料として石英繊維フィルタ(Merck Millipore, APFF; 表2)を用いる。石英繊維フィルタは、細孔径0.70  $\mu\text{m}$ , 厚み380  $\mu\text{m}$ , 面積4.9  $\text{cm}^2$ ,

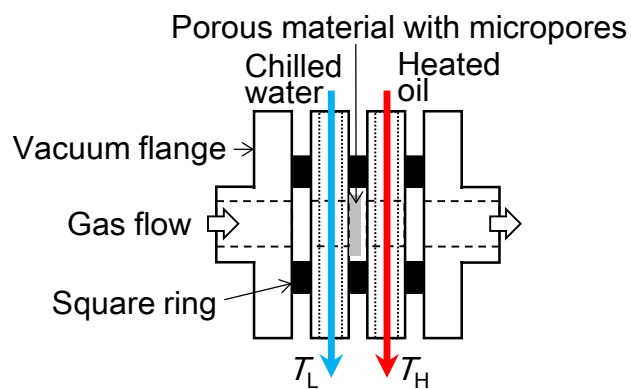
## 第 2 章 KC による水蒸気輸送実験

---

耐熱温度 773 K で、1000 Pa の水蒸気環境下において多孔体内部の  $Kn$  はおおよそ 19 となる。

KC 性能の計測のための実験装置模式図を図 14 に示す。KC と容積 5400 cm<sup>3</sup> の 2 つの真空容器とバルブを繋ぎ、真空配管で閉ループを作る。小型油回転真空ポンプ (アルバック機工, GHD-031A; 表 3), 水タンクと大気開放用バルブ (図 14 中のバルブ 4) をこのループに接続する。それぞれの容器に圧力センサ (SETRA SYSTEMS, 730G-100T, 730G-010T; 表 4) を取り付ける。1.3 kPa から 13 kPa までの圧力は 730G-100T で計測し、1.3 kPa 以下の圧力は 730G-010T で計測する。KC の加熱器に流すオイル及び冷却器に流す水は高低温循環恒温槽 (Julabo, F12-MA; 表 5) で温度制御し、それぞれの出口温度を K 型熱電対 (精度: ±0.5 K) で計測する。KC と 2 つの真空容器を含む閉ループは、インキュベータ (アズワン, SIW-900S; 表 6) 内に設置し、真空容器内の気体温度  $T_V$  をインキュベータ温度  $T_{Incu}$  に制御できるようにする。なお水タンクは室温とする。

a



b

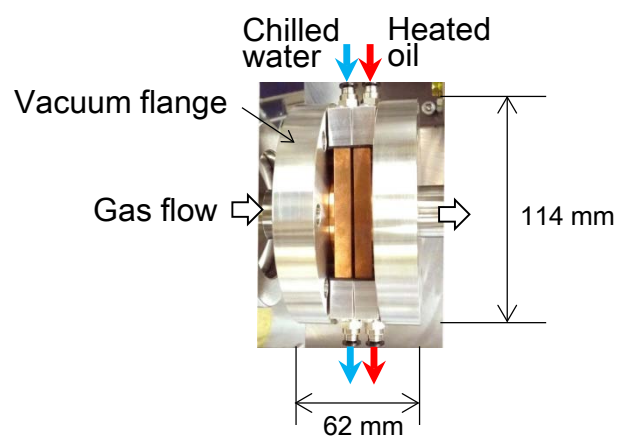


図12 この実験で使用した単段のKC. a:装置模式図. b:実際のKCの外観.

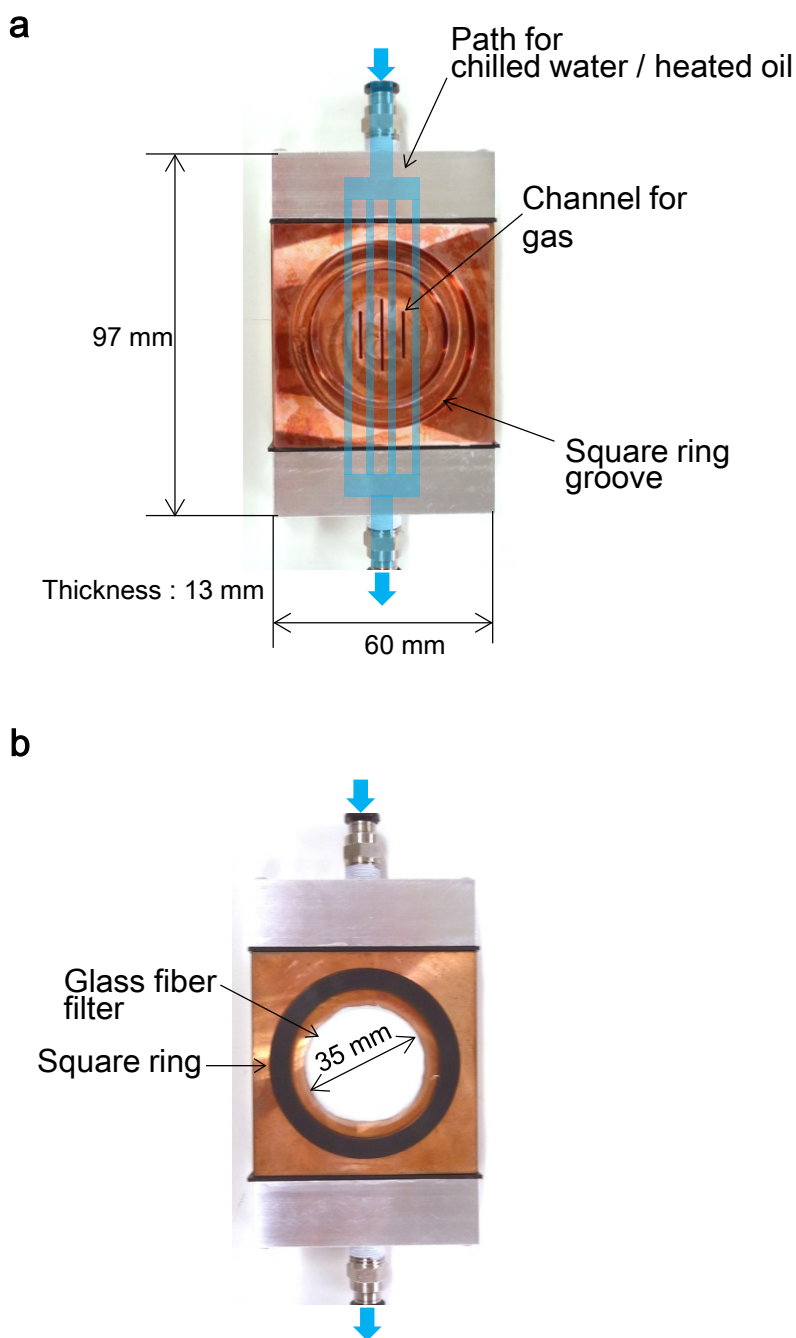


図13 この実験で使用したKCの熱交換器の構造。 **a**:熱交換器の外観と熱輸送媒体（水やオイル）と気体の流路。熱輸送媒体は内部に設けられた流路を通り、気体はスリットを通る。 **b**:石英繊維フィルタを接着した熱交換器の外観。

## 第2章 KCによる水蒸気輸送実験

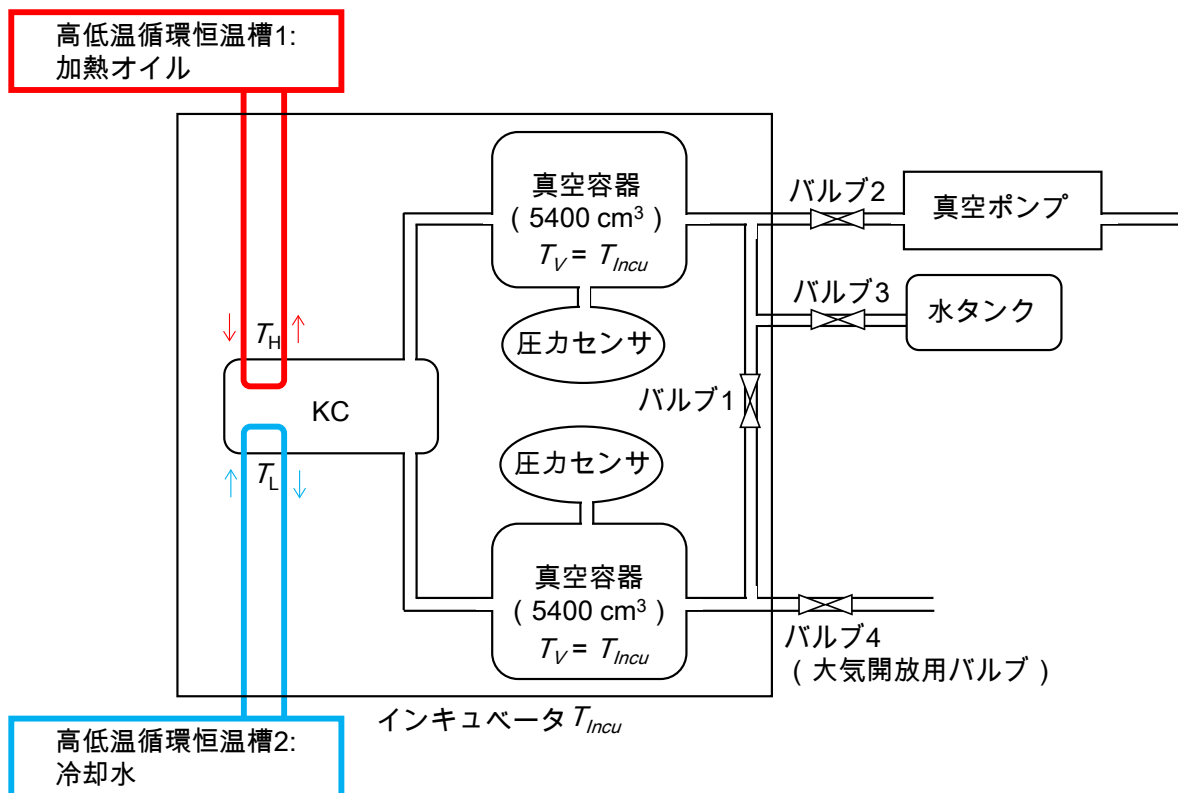


図14 KC性能の計測のための実験装置模式図.

表2 実験で使用した石英繊維フィルタの仕様.

メーカー	Merck Millipore
フィルターコード	APFF
細孔径 (公称孔径)	0.7 $\mu\text{m}$
面密度	75 g/m <sup>2</sup>
空隙率	90%
膜厚	380 $\mu\text{m}$
耐熱温度	500 $^{\circ}\text{C}$

## 第2章 KCによる水蒸気輸送実験

表3 実験で使用した小型油回転真空ポンプの仕様.

メーカー	アルバック機工
型式	GHD-031A
実行排気量	36 L/min
到達圧力	0.67 Pa
全負荷電流	1.89 A
油量	370 mL
使用油	R-2
質量	9.3 kg
吸気管径	KF-16
排気管径	G3/4
仕様雰囲気温度範囲	7 °C ~ 40 °C
最大寸法 (W×L×H)	120×288.5×163 mm

表4 実験で使用した圧力センサの仕様.

メーカー	SETRA SYSTEMS
型式	730-010T, 730-100T
フルスケール (730-010T, 730-100T)	10 Torr(1.33 kPa), 100 Torr(13.3 kPa)
精度	±0.50%
分解能	0.005%FS
温度補償範囲	0 °C ~ 50 °C
温度影響	±0.25%FS/50 °C
長期安定性	±0.5%FS/year
応答性	20 ms
過負荷耐圧	300 kPa
消費電力	< 10 mA
出力インピーダンス	< 1 Ω



## 第2章 KCによる水蒸気輸送実験

表5 実験で使用した高低温循環恒温槽の仕様.

メーカー	Julabo
型式	F12-MA
温度範囲	-20 °C ~ +200 °C
温度安定性	±0.02 °C
加熱能力	0.8 kW
冷却能力 (0 °C)	0.1 kW
ポンプ能力 (流量, 圧力)	11-16 l/min, 0.23 bar ~ 0.45 bar
バス開口, バス深さ (W×L, H)	13×15 cm, 13 cm
充填量	4.5 L
寸法 (W×L×H)	20×36×56 cm

表6 実験で使用したインキュベータの仕様.

メーカー	アズワン
型番	SIW-900S
庫内寸法 (W×L×H)	450×430×900 mm
外寸法 (W×L×H)	550×567×1265 mm
対流方式	自然対流エアージャケット
温度調節範囲	5 °C ~ 60 °C
最高温度到達時間	60 min
ヒータ容量	640 W
重量	40 kg
定格	6.6 A

### 2.2.2. 実験方法

KC の性能は、真空容器間の圧力差の時間履歴を計測し、そこから定容法により質量流量を算出する[48-50]。実験手順は、図 14 の名称を用いて以下の通りである。

- ① 全てのバルブを閉じた状態で、まずインキュベータを駆動し、 $T_{Incu} = 328 \text{ K}$  に設定する。
- ② 真空ポンプを駆動する。
- ③ バルブ 1, 2 を開放し、閉ループ内を真空引きする。
- ④ バルブ 1, 2 を開放したままバルブ 3 を開放し、水タンク内の水に溶解している空気を脱気する（脱気時間：1 時間程度）。このとき水タンク内の水も蒸発しそれにより温度が低下するので、必要に応じてヒータ等で加熱する。
- ⑤ 十分脱気できたら、バルブ 2, 3 の開放と閉鎖で閉ループ内の水蒸気圧力を調節し、 $1.7 \text{ kPa}$  になったらバルブ 2, 3 を閉鎖する。 $1.7 \text{ kPa}$  は  $288 \text{ K}$  における水の飽和蒸気圧に相当し、インキュベータにより内部は  $328 \text{ K}$  に維持されているため、水蒸気は凝縮しない。
- ⑥ 高低温循環恒温槽 1, 2 を駆動する。高低温循環恒温槽 1 の設定温度  $T_H^0$  は  $313 \text{ K}$ 、高低温循環恒温槽 2 の設定温度  $T_L^0$  は  $293 \text{ K}$  とする。これにより KC も駆動するが、バルブ 1 が開いている限り真空容器間に圧力差は発生しない。どちらの温度の飽和水蒸気圧力も  $1.7 \text{ kPa}$  より高いため、KC 内でも水蒸気は凝縮しない。
- ⑦ 圧力と温度の計測を開始する。
- ⑧ バルブ 1 を閉じる。これにより、KC で流れが発生していれば真空容器の圧力が変動する。
- ⑨ 圧力が定常状態に達したら計測を終了し、バルブ 1 を開放する。
- ⑩  $T_H^0$  を  $313 \text{ K} \sim 433 \text{ K}$  まで  $20 \text{ K}$  ごとに変化させ、⑦～⑨を繰り返し行う。なお、 $T_L^0$  は  $293 \text{ K}$  で一定のままとする。

### 2.3. 結果と考察

まず各  $T_H^0$  に対する、熱電対で計測した加熱器、冷却器を流れる熱輸送媒体の出口温度差  $\Delta T_{KC}$  を表 7 に示す。  $T_H^0$  を 313 K ~ 433 K まで 20 K ごとに変化させた場合、  $T_H^0 - T_L^0$  はそれぞれ 20 K, 40 K, 60 K, 80 K, 100 K, 120 K, 140 K であるが、そのときの熱電対で計測した温度差  $\Delta T_{KC}$  は配管や KC 内での放熱で  $T_H^0 - T_L^0$  よりは小さくなり、それぞれ 15 K, 30 K, 45 K, 60 K, 75 K, 90 K, 105 K であった。

次に各  $\Delta T_{KC}$  に対する、真空容器間の圧力差  $\Delta p$  の時間履歴を図 15 に示す。図に示す通り、  $\Delta p$  は時間の経過と共に増加し、また  $\Delta p$  の定常値は  $\Delta T_{KC}$  と共に増加した。定常値に至るまでの時間は  $\Delta T_{KC}$  に依存せずほぼ一定だった。この結果から、KC は水蒸気を輸送可能であることが確かめられた。

次に本実験結果から、KC の気体輸送性能、すなわち発生圧力差と発生質量流量の関係を導出する。発生圧力差の時間履歴は、次式の指数関数で精度良く近似できることが知られている[48, 49]。

$$\Delta p(t) = \Delta p_{MAX} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}}\right) \quad (2.1)$$

ここで、  $\Delta p_{MAX}$  は定常状態における圧力差、  $\tau$  は実験データのフィッティングにより決められる時定数である。単位面積当たりの質量流量  $\dot{m}$  は、2つの真空容器の容積と温度が等しい場合、定容法により  $\Delta p$  を用いて次式で求めることができる[50]。

$$\dot{m} = \frac{V}{RT_V A} \frac{d}{dt} \left(\frac{\Delta p}{2}\right) \quad (2.2)$$

ここで、  $R$  は KC 内の気体の単位質量あたりの気体定数であり、気体分子 1 個の質量  $m$  とボルツマン定数  $k$  を用いて  $R = k/m$  で与えられる。また、  $V$  は真空容器容積、  $T_V$  は真空容器温度、  $A$  は多孔体断面積である。(2.2)式に(2.1)式を代入すると、  $\dot{m}(t)$  は次式になる。

$$\dot{m}(t) = \frac{V}{2RT_V A} \Delta p_{MAX} \frac{1}{\tau} e^{-\frac{t}{\tau}} \quad (2.3)$$

(2.1)式と(2.3)式から時間  $t$  を消去すると、圧力差と質量流量の関係式が得られる。

$$\dot{m} = \frac{V}{2RT_V A} \frac{1}{\tau} (\Delta p_{MAX} - \Delta p) \quad (2.4)$$

## 第2章 KCによる水蒸気輸送実験

(2.4)式から導出した各  $\Delta T_{KC}$  に対する,  $\dot{m}$  と  $\Delta p$  との関係を図 16 に示す. ここで,  $V = 5400 \text{ cm}^3$ ,  $A = 4.9 \text{ cm}^2$ ,  $T_V = 328 \text{ K}$ ,  $R = 462 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$  である. 質量流量は圧力差の増加と共に線形に減少する.

最大質量流量  $\dot{m}_{MAX}$  は,  $\Delta p = 0$  ( $t = 0$ ) の場合の  $\dot{m}$  の値であり, 次式で表される.

$$\dot{m}_{MAX} = \frac{V}{2RT_V A} \Delta p_{MAX} \frac{1}{\tau} \quad (2.5)$$

$\Delta T_{KC}$  と  $\Delta p_{MAX}$ ,  $\dot{m}_{MAX}$  の関係を図 17 に示す.  $\Delta p_{MAX}$ ,  $\dot{m}_{MAX}$  は, 今回実験を行った条件では,  $\Delta T_{KC}$  に対しておおよそ線形に増加し,  $\Delta T_{KC} = 105 \text{ K}$  のとき,  $\Delta p_{MAX} = 40 \text{ Pa}$ ,  $\dot{m}_{MAX} = 0.039 \text{ mg}/(\text{s}\cdot\text{cm}^2)$  であった. (2.5)式を用いて(2.4)式から  $V$ ,  $R$ ,  $T_V$ ,  $A$  を消去すると,  $\dot{m}$  は,  $\Delta p_{MAX}$ ,  $\dot{m}_{MAX}$  を用いて次式で表すこともできる.

$$\dot{m}(\Delta p) = \frac{\dot{m}_{MAX}}{\Delta p_{MAX}} (\Delta p_{MAX} - \Delta p) \quad (2.6)$$

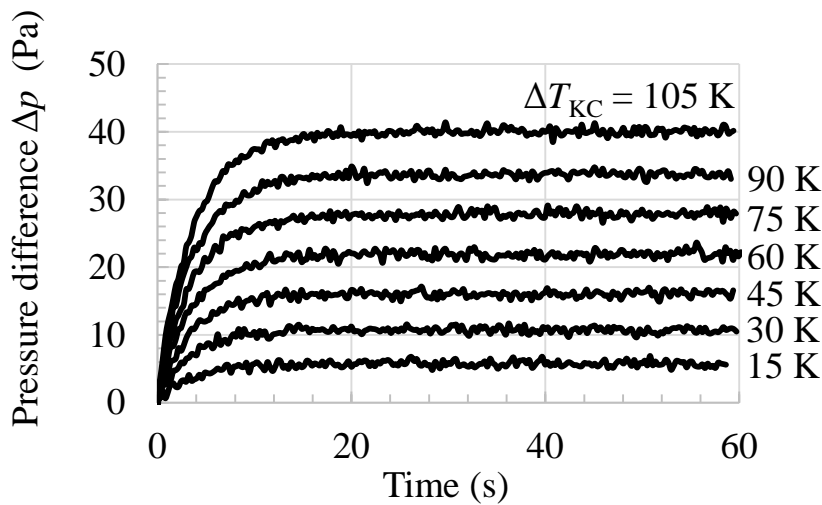


図 15 各  $\Delta T_{KC}$  に対する, 真空容器間の圧力差  $\Delta p$  の時間履歴.

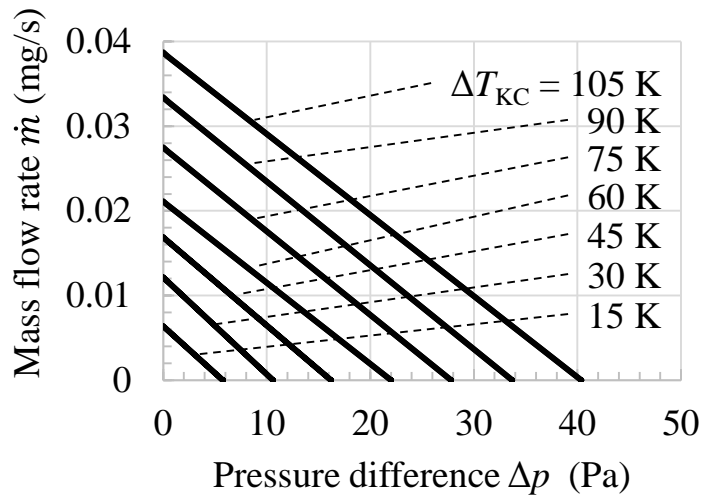


図16 各  $\Delta T_{KC}$  に対する,  $\dot{m}$  と  $\Delta p$  との関係.

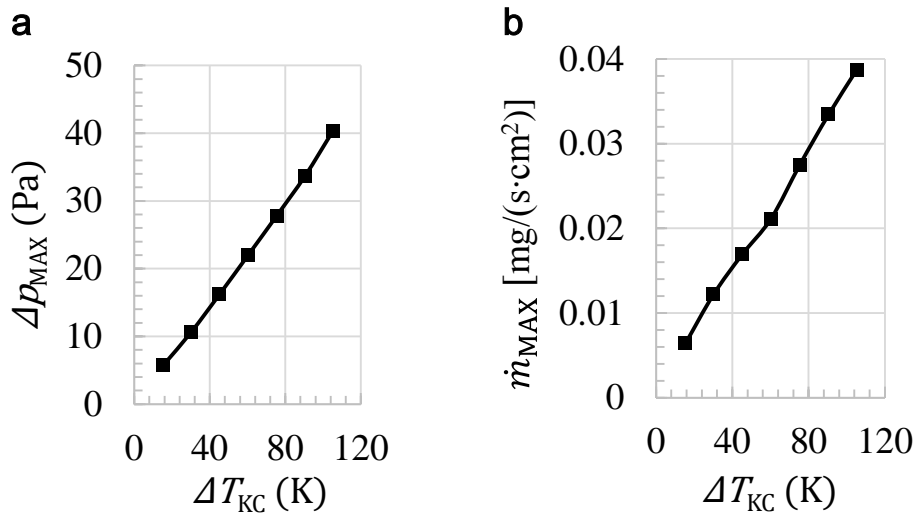


図17  $\Delta T_{KC}$  と  $\Delta p_{MAX}$ ,  $\dot{m}_{MAX}$  との関係.

## 第2章 KCによる水蒸気輸送実験

表7 各  $T_H^0$  に対する熱電対で計測した加熱器, 冷却器を流れる熱輸送媒体の出口温度差  $\Delta T_{KC}$  ( $T_L^0$  は 293 K で一定) .

$T_H^0$ (K)	$T_H^0 - T_L^0$ (K)	$\Delta T_{KC}$ (K)
313	20	15
333	40	30
353	60	45
373	80	60
393	100	75
413	120	90
433	140	105

### 2.4. 結言

KHP 実現の前段階として, KC が凝縮性気体である水蒸気が輸送可能かどうかを実験で検証した. 具体的には, 水蒸気で満たされた2つの真空容器の間に KC を配置し, KC を駆動することによりそれらの真空容器間に圧力差が発生するかの計測を行った. ここで KC は, 石英繊維フィルタと加熱用熱交換器, 冷却用熱交換器を用いて構成した. 実験の結果, 圧力差の発生を確認し, KC で水蒸気が輸送可能であることが確かめられた.

次に, 得られた圧力差の時間履歴データから, 定容法により KC の気体輸送性能評価を行った. ここでは, 加熱用熱交換器に流すオイルの温度を制御することにより, 多孔体表裏の温度差を変化させ, それらの比較も行った. その結果, KC による最大発生圧力差  $\Delta p_{MAX}$  と最大発生流量  $\dot{m}_{MAX}$  は, 多孔体表裏の温度差  $\Delta T_{KC}$  に対し, おおよそ線形に増加した.

---

# 第3章

## 多段 KC の性能予測手法の 提案と検証

---

### 3.1. 背景・目的

単段の KC が発生可能な圧力差はそれほど大きくないため、実用上は KC の多段化が不可欠である。しかし、単段 KC の構成や段数を変えるたびに多段 KC を作り直し、実験的に性能を計測することは現実的ではない。そのため、多段 KC の性能予測手法が必要になる。熱遷移流発生用の微細流路が例えば平行平板や円柱のように単純な形状である場合には、シミュレーションのみで多段 KC の性能を予測する手法が提案されている[26-28]。しかしながら、多孔体のように複雑な微細流路形状の場合には、単段 KC ですら実スケールでシミュレーションすることは計算コストの面から未だに困難である。加えて、実際には、微細流路内の温度勾配は多孔体の加熱、冷却方法や熱伝導率等に依存するため、これらの条件を正確にシミュレーション上で再現することも難しい。

これらの背景から、本章では、単段 KC の実験結果を用いて多段 KC の性能予測を行う 1 次元 (1D) モデルの提案とその検証を行う。ここで提案する多段 KC の性能予測 1D モデルは、2 つのステップからなる。1 つ目のステップとして、単段 KC の、入口出口の圧力差、平均圧力に対する質量流量の関係を実験的に求める。具体的には、単段 KC の流量性能を様々な圧力条件下で計測し、それらのデータを近似補間することにより関係式を導出する。2 つ目のステップとして、多段 KC 内の圧力分布の時間発展漸化式を、質量保存の法則から導出する。この漸化式と 1 つ目のステップで得た関係式とを組み合わせることにより、多段 KC の性能予測が可能になる。1~4 段の多段 KC を実際に作成して性能計測も行い、本 1D モデルで予測した性能と比較することにより、本手法の検証も行う。

### 3.2. 多段 KC の性能予測手法

#### 3.2.1. 単段 KC の質量流量と圧力差、平均圧力の関係

この多段 KC の性能予測手法構築の 1 つ目のステップとして、単段 KC の入口出口の圧力差  $\Delta p$ 、平均圧力  $\bar{p}$  に対する質量流量  $\dot{m}$  の関係を求める。まず、質量流量と圧力差との関係は、(2.6)式に示すように線形の関係がある。ここで  $\Delta p_{\text{MAX}}$ 、 $\dot{m}_{\text{MAX}}$  は、第 2 章で示した通り  $\Delta T_{\text{KC}}$  に依存する値であるが、同様に、KC の入口出口の平均圧力  $\bar{p}$  にも依存する。 $\Delta T_{\text{KC}}$  が一定の場合、 $\dot{m}$  は  $\bar{p}$  と  $\Delta p$  の関数として次式で表すことができる。



$$\frac{\dot{m}(\bar{p}, \Delta p)}{\dot{m}_{\text{MAX}}(\bar{p})} = 1 - \frac{\Delta p}{\Delta p_{\text{MAX}}(\bar{p})} \quad (3.1)$$

$\Delta p_{\text{MAX}}$ ,  $\dot{m}_{\text{MAX}}$  の  $\bar{p}$  に対する関数形は流路形状等に依存する。前述の通り、流路形状が複雑な場合は、シミュレーションからこの関係を明らかにすることは困難である。ここでは、 $\Delta p_{\text{MAX}}$ ,  $\dot{m}_{\text{MAX}}$  をいくつかの  $\bar{p}$  に対して実験的に計測し、それらを近似関数でフィッティングすることにより導出する。実験方法については、後の 3.2.3 節で述べる。

### 3.2.2. 多段 KC 内圧力分布の時間発展漸化式の導出

次に 2 つ目のステップとして、多段 KC 内の圧力分布の時間発展漸化式を質量保存の法則から導出する。2 つの真空容器の間に  $N$  段 KC がある系の模式図を図 18 に示す。 $N$  段 KC を繋ぐ  $N-1$  個の接続部、および  $N$  段 KC の両端の真空容器、これら合計  $N+1$  個の空間に対して、質量保存則を適用する。各々の KC は、左に温度  $T_L$  の冷却器、右に温度  $T_H$  の加熱器を配置するようにし、熱遷移流は左から右に流れるようにする。低温側（左）から  $i$  番目の KC を  $\text{KC}(i)$  と呼ぶ。 $\text{KC}(i)$  の左の空間を空間( $i-1$ )、右の空間を空間( $i$ ) と呼ぶ。つまり、両端の 2 つの容器は、空間(0)、空間( $N$ )となる。 $A_i$ ,  $V_i$ ,  $T_i$  をそれぞれ、 $\text{KC}(i)$  の多孔体面積、空間( $i$ ) の容積、空間( $i$ ) の平均気体温度とする。なお以下では平均気体温度を単に温度と記す。各 KC の微細流路内の容積は各空間の容積に比べ十分に小さいとしここでは無視する（例えば面積  $4.9 \text{ cm}^2$ 、膜厚  $380 \text{ }\mu\text{m}$  の多孔体の容積は  $0.2 \text{ cm}^3$  程度である）。時間の離散化について、 $n$  番目の時間  $t^{(n)}$  は、時間刻み  $\Delta t$  を用いて  $t^{(n)} = n\Delta t$  と表す。 $p_i^{(n)}$  と  $\dot{m}_{p,i}^{(n)}$  はそれぞれ、時間  $t^{(n)}$  における空間( $i$ ) の圧力、 $\text{KC}(i)$  により発生する単位面積当たりの質量流量とする。時間  $t^{(n)}$ 、空間( $i$ ) の気体の質量とその変化速度をそれぞれ  $M_{c,i}^{(n)}$ ,  $dM_{c,i}^{(n)}/dt$ 、空間( $i-1$ ) から空間( $i$ ) への流入質量流量を  $\dot{M}_{p,i}^{(n)}$  とする。時間  $t^{(n+1)}$ 、空間( $i$ ) における気体の質量  $M_{c,i}^{(n+1)}$  は、 $M_{c,i}^{(n)}$ ,  $dM_{c,i}^{(n)}/dt$  を用いて次式で表される。

$$M_{c,i}^{(n+1)} = M_{c,i}^{(n)} + \Delta t \cdot \frac{dM_{c,i}^{(n)}}{dt} \quad (3.2)$$

### 第3章 多段 KC の性能予測手法の提案と検証

気体の質量 $M_{c,i}^{(n)}$ は、密度 $\rho_i^{(n)}$ 、容積 $V_i$ から求めることができ、また $\rho_i^{(n)}$ は、気体定数 $R$ 、気体温度 $T_i$ 、圧力 $p_i^{(n)}$ から次式のように表すことができる。

$$M_{c,i}^{(n)} = \rho_i^{(n)} V_i = \frac{p_i^{(n)}}{RT_i} V_i \quad (3.3)$$

時間 $t^{(n)}$ 、空間 $(i)$ の質量変化速度 $dM_{c,i}^{(n)}/dt$ は、空間 $(i)$ への流入流量 $\dot{M}_{p,i}^{(n)}$ と空間 $(i)$ からの流出流量 $\dot{M}_{p,i+1}^{(n)}$ の差で表される。

$$\frac{dM_{c,i}^{(n)}}{dt} = \dot{M}_{p,i}^{(n)} - \dot{M}_{p,i+1}^{(n)} \quad (3.4)$$

$i = 1, 2, \dots, N$ における $\dot{M}_{p,i}^{(n)}$ は、KC $(i)$ の単位面積当たりの質量流量 $\dot{m}_{p,i}^{(n)}$ と多孔体面積 $A_i$ の積で表すことができる。なお多孔体表面に場所ごとの温度むら等がなく面内で熱遷移流は均一と仮定した。

$$\dot{M}_{p,i}^{(n)} = \dot{m}_{p,i}^{(n)} A_i \quad (3.5)$$

ここで $\dot{m}_{p,i}^{(n)}$ は、3.2.1節に記したように、(3.1)式で記述されるKC $(i)$ の入口出口の平均圧力 $\bar{p}_{p,i}^{(n)}$ と圧力差 $\Delta p_{p,i}^{(n)}$ の関数である。

$$\dot{m}_{p,i}^{(n)} = \dot{m}_{p,i}^{(n)}(\bar{p}_{p,i}^{(n)}, \Delta p_{p,i}^{(n)}) \quad (3.6)$$

一方、 $i = 0, N+1$ における $\dot{M}_{p,i}^{(n)}$ は、多段KCの境界条件により決められる。今回の両端閉鎖の条件では、気体の流入、流出はないので、 $\dot{M}_{p,0}^{(n)}$ と $\dot{M}_{p,N+1}^{(n)}$ は時間によらず常に0となる。

$$\dot{M}_{p,0}^{(n)} = \dot{M}_{p,N+1}^{(n)} = 0 \quad (3.7)$$

KC $(i)$ の入口出口の平均圧力 $\bar{p}_{p,i}^{(n)}$ と圧力差 $\Delta p_{p,i}^{(n)}$ は、空間 $(i-1)$ と空間 $(i)$ の圧力の平均値、差としてそれぞれ、次式で得られる。

$$\bar{p}_{p,i}^{(n)} = \frac{p_{i-1}^{(n)} + p_i^{(n)}}{2} \quad (3.8)$$

### 第3章 多段 KC の性能予測手法の提案と検証

$$\Delta p_{p,i}^{(n)} = -p_{i-1}^{(n)} + p_i^{(n)} \quad (3.9)$$

(3.3)式と(3.4)式を(3.2)式に代入することにより, 時間  $t^{(n+1)}$ , 空間( $i$ )の圧力  $p_i^{(n+1)}$  は, 次式で求めることができる.

$$p_i^{(n+1)} = p_i^{(n)} + \Delta t \frac{RT_i}{V_i} (\dot{M}_{p,i}^{(n)} - \dot{M}_{p,i+1}^{(n)}) \quad (3.10)$$

(3.5)–(3.9)式から,  $\dot{M}_{p,i}^{(n)}$  の値は,  $p_{p,i}^{(n)}$ ,  $\Delta p_{p,i}^{(n)}$  の関数である  $\dot{m}_{p,i}^{(n)}$  と境界条件から求めることができる. 以上より, (3.10)式の右辺は, 時間  $t^{(n)}$  の圧力のみ関数で表すことができ, 時間  $t^{(n+1)}$  の圧力を算出できる.

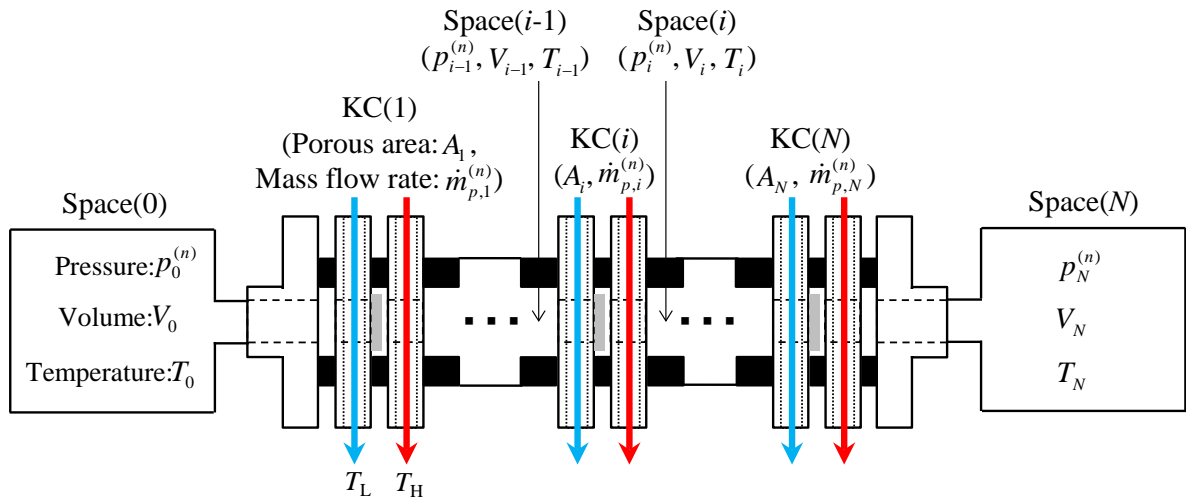


図 18 2つの真空容器の間に  $N$  段 KC がある系の模式図.

### 3.2.3. KC 性能計測実験

#### 3.2.3.1. 実験概要

本実験の目的は2つある。1つは、3.2.1 節、3.2.2 節で述べた、1D モデルに必要な単段 KC での  $\Delta p_{\text{MAX}}$ ,  $\dot{m}_{\text{MAX}}$  の  $\bar{p}$  に対する関係を導出することである。もう1つは、実際に2, 3, 4 段の多段 KC 性能を計測し、1D モデルで予測した多段 KC 性能と比較することにより、本 1D モデルの妥当性を検証することである。今回作動気体は、圧力と温度次第で真空容器内で凝縮してしまう水蒸気は用いず、より広い圧力範囲で計測することができる空気で行う。

#### 3.2.3.2. 実験装置

本実験で使用した単段の KC は、2.2.1 節で示したものと基本的には同じである。今回は、最大で4 段の KC に熱輸送媒体を輸送するので、より出力の大きい高低温循環恒温槽（ヤマト科学, CFA610; 表 8）を用いる。また、CFA610 では  $T_{\text{H}}^0$  を 100 °C 以上に設定できないため、加熱側の熱輸送媒体もオイルではなく水を用いる。

次に、多段 KC の模式図を図 19a に示す。複数の単段 KC の入口と出口を接続することにより多段化できる。接続部においては、多孔体内とは逆向きの温度勾配が発生するが、接続部の流路径を十分大きく設計すれば、逆向きの熱遷移流は壁面付近でわずかに発生するものの流路断面の大部分で発生する圧力駆動流で速やかに打ち消される。これにより段数に応じた圧力差の増幅効果を得ることができる。図 19b は、実際にこの実験で用いた4 段の多段 KC である（接続部容積：8.1 cm<sup>3</sup>）。この装置系では、1 段から4 段まで段数を変更できるように設計されている。

KC 性能計測のための実験装置模式図を図 20 に示す。こちらも 2.2.1 節で示したものとほぼ同じであり、違いは水タンクがないこと、真空容器の容積が 5800 cm<sup>3</sup> であること、多段 KC がインキュベータ内に格納できなかったためインキュベータを使用していないことである。なお今回の実験では、作動気体が空気なので室温でも凝縮の心配はない。

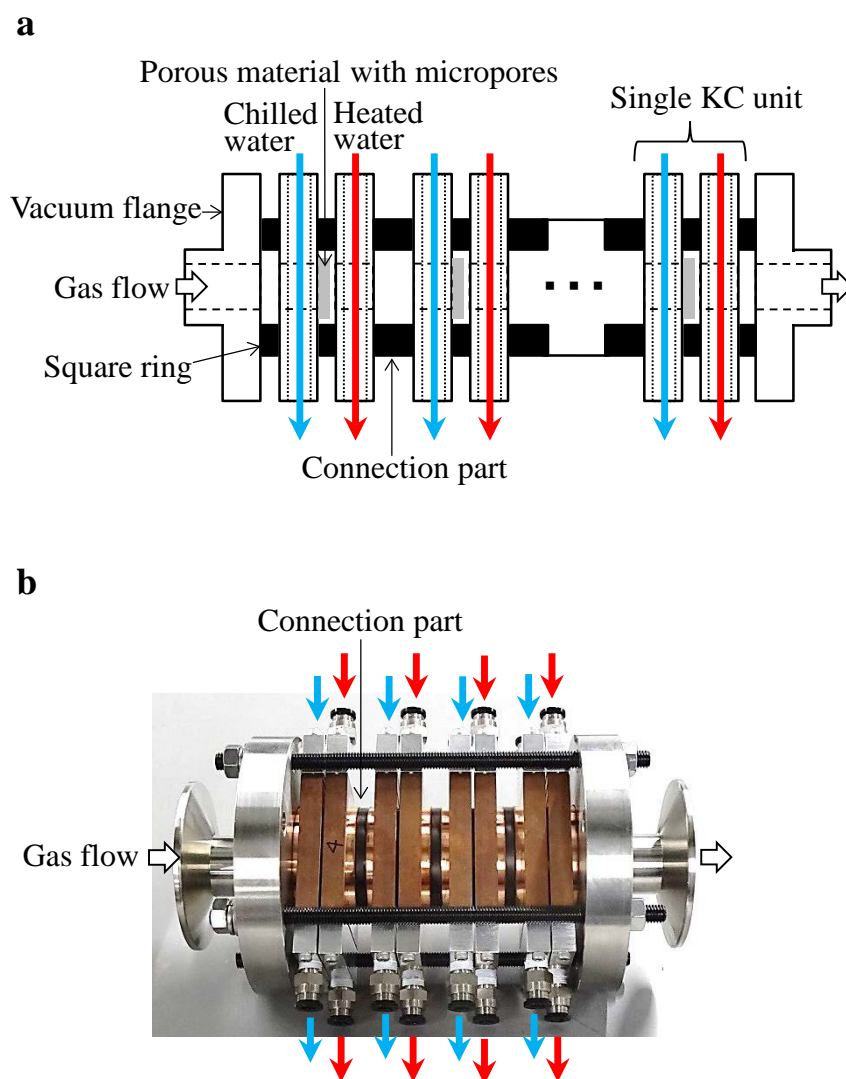


図 19 この実験で使用した多段の KC. **a**:装置模式図. **b**:4 段の多段 KC の外観.

### 第3章 多段 KC の性能予測手法の提案と検証

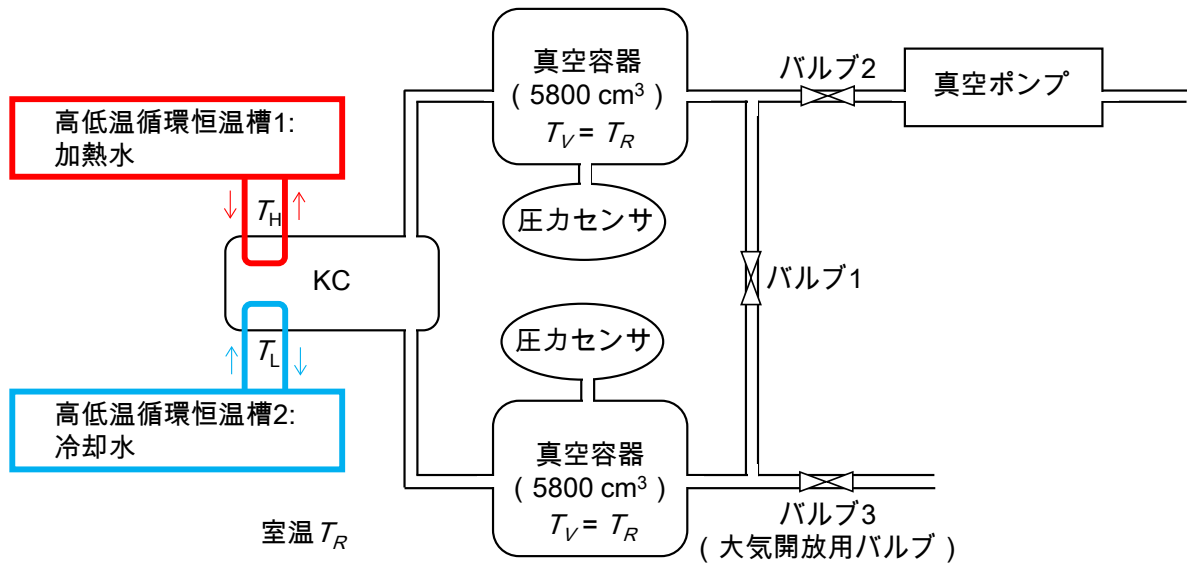


図 20 KC 性能の計測のための実験装置模式図.

表 8 本実験で使用した高低温循環恒温槽の仕様.

メーカー	ヤマト科学
型式	CFA610
温度範囲	-10 °C ~ +80 °C
温度調節精度	±0.1 °C
加熱能力	2.5 kW
冷却能力 (10 °C)	0.9 kW
ポンプ能力 (流量, 圧力)	11–16 L/min, 0.23–0.45 bar
バス開口内径, バス深さ	30 cm, 23.6 cm
充填量	16 L
寸法 (W×L×H)	42×56.5×105 cm

### 3.2.3.3. 実験方法

KC の性能は、熱遷移流により生じる真空容器間圧力差の時間履歴を計測し、そこから定容法により質量流量を算出することで求める。まず単段 KC の実験手順について以下に記す。

- ① 全てのバルブを閉じた状態で、真空ポンプを駆動する。
- ② バルブ 1, 2 を開放し閉ループ内を真空引きする。
- ③ 高低温循環恒温槽 1, 2 を駆動する。高低温循環恒温槽 1 の設定温度  $T_H^0$  は 333 K、高低温循環恒温槽 2 の設定温度  $T_L^0$  は 293 K とする。これにより KC も駆動するが、バルブ 1 が開いている限り真空容器間に圧力差は発生しない。
- ④ バルブ 2, 3 の開放と閉鎖で閉ループ内の圧力  $\bar{p}$  を調節し、 $\bar{p} = 100 \text{ Pa}$  になったらバルブ 2, 3 を閉鎖する。
- ⑤ 圧力と温度の計測を開始する。
- ⑥ バルブ 1 を閉じる。これにより、KC で流れが発生していればそれぞれの真空容器の圧力が変動する。
- ⑦ 圧力が定常状態に達したら計測を終了し、バルブ 1 を開放する。
- ⑧ バルブ 3 を開放し、大気を導入する。 $\bar{p}$  が次の目標圧力 ( $\bar{p} = 333, 1000, 3333, 10000 \text{ Pa}$ ) に達したらバルブ 3 を閉鎖する。あとは⑤～⑧を繰り返す。但し  $T_H^0$  と  $T_L^0$  は本実験では常に一定とした。

多段 KC の実験方法も上記と同じだが、目標圧力は  $\bar{p} = 333, 1000, 3333 \text{ Pa}$  の 3 条件のみで実施した。

## 3.3. 結果と考察

### 3.3.1. 単段 KC の質量流量と圧力差の関係

まず、 $\bar{p} = 100, 333, 1000, 3333, 10000 \text{ Pa}$  の条件での単段 KC の性能計測結果を示す。ここで、熱電対で計測した加熱器、冷却器温度、室温は、それぞれ  $T_H = 324 \text{ K}$ 、 $T_L = 295 \text{ K}$ 、 $T_R = 297 \text{ K}$  であった。空気の気体定数は  $R = 287 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$  とする。

図 21 は、赤点が  $\bar{p} = 333, 1000, 3333 \text{ Pa}$  における圧力差の時間履歴、黒線が(2.1)式によるフィッティング曲線を示している。各々の条件で、圧力差は指数関数

で良く近似できていることがわかる. 最大圧力差  $\Delta p_{\text{MAX}}$  と最大質量流量  $\dot{m}_{\text{MAX}}$  は, それぞれ  $\dot{m} = 0$  と  $\Delta p = 0$  で現れる. 各条件で計測された  $\Delta p_{\text{MAX}}$ ,  $\tau$ , (2.5)式から導出した  $\dot{m}_{\text{MAX}}$  の値を表 9 に示す. 熱遷移流による発生差圧や質量流量は, 連続流極限 ( $Kn \rightarrow 0$ ), 自由分子流極限 ( $Kn \rightarrow \infty$ ) では 0 になるので,  $\bar{p}$  に対しピークを持つことになる. 一方  $\tau$  は,  $\bar{p}$  の上昇とともに圧力差による逆向きの流れが発生しやすくなり, 定常状態に至るまでにかかる時間が短くなるため値が小さくなる.

図 22a, 図 22b はそれぞれ,  $\log_{10} \bar{p}$  に対する  $\Delta p_{\text{MAX}}$ ,  $\dot{m}_{\text{MAX}}$  の関係を示している.  $\Delta p_{\text{MAX}}$ ,  $\dot{m}_{\text{MAX}}$  に対しては,  $\bar{p}$  を引数とする適切な近似関数でフィッティングを行う必要がある. 今回の実験では,  $\log_{10} \bar{p}$  を引数とした 3 次関数を用いた.

$$\Delta p_{\text{MAX}}(\bar{p}) = a_0 + a_1(\log_{10} \bar{p}) + a_2(\log_{10} \bar{p})^2 + a_3(\log_{10} \bar{p})^3 \quad (3.11)$$

$$\dot{m}_{\text{MAX}}(\bar{p}) = b_0 + b_1(\log_{10} \bar{p}) + b_2(\log_{10} \bar{p})^2 + b_3(\log_{10} \bar{p})^3 \quad (3.12)$$

ここで,  $a_i$  (Pa),  $b_i$  [ $\text{mg}/(\text{s} \cdot \text{cm}^2)$ ] ( $i = 0, 1, 2, 3$ ) は, フィッティングにより決まる定数であり, 今回の実験では  $a_0 = 1.0 \times 10^2$ ,  $a_1 = -1.3 \times 10^2$ ,  $a_2 = 5.2 \times 10^1$ ,  $a_3 = -6.2 \times 10^0$ ,  $b_0 = 1.1 \times 10^{-1}$ ,  $b_1 = -1.3 \times 10^{-1}$ ,  $b_2 = 5.2 \times 10^{-2}$ ,  $b_3 = -5.8 \times 10^{-3}$  となった. 今回のフィッティングでの標準誤差は,  $\Delta p_{\text{MAX}}$  で  $6.1 \times 10^{-2}$  Pa,  $\dot{m}_{\text{MAX}}$  で  $6.7 \times 10^{-4}$   $\text{mg}/(\text{s} \cdot \text{cm}^2)$  と十分に小さい. (3.11), (3.12)式を(3.1)式に代入することにより, 質量流量を平均圧力と圧力差の関数として書き下すことができる.

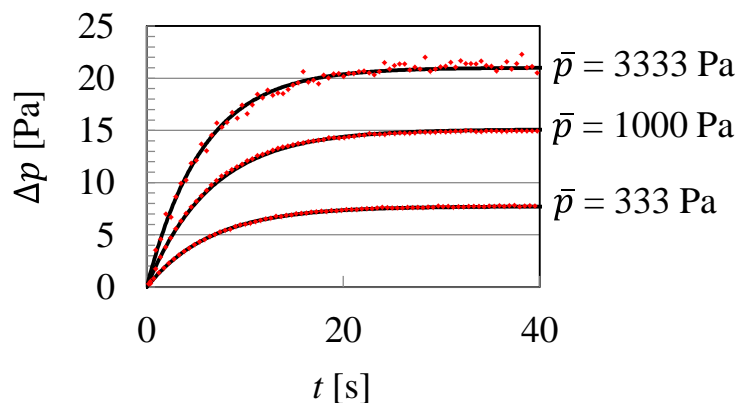


図 21  $\bar{p} = 333, 1000, 3333$  Pa における圧力差の時間履歴 (赤点) とそのフィッティング曲線 (黒線).



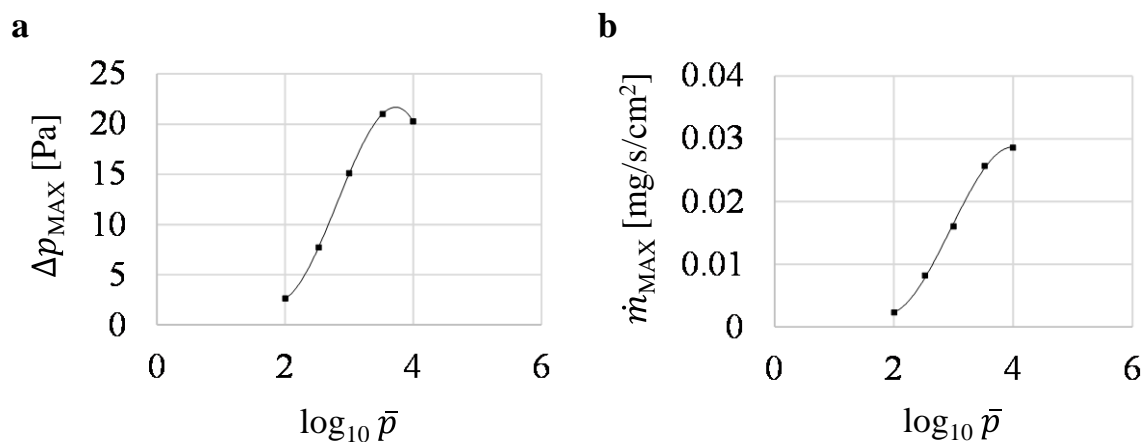


図 22  $\log_{10} \bar{p}$  と  $\Delta p_{\text{MAX}}$ ,  $\dot{m}_{\text{MAX}}$  との関係.

表 9 各  $\bar{p}$  に対する  $\Delta p_{\text{MAX}}$ ,  $\dot{m}_{\text{MAX}}$ ,  $\tau$  の計測値.

$\bar{p}$ (Pa)	$\Delta p_{\text{MAX}}$ (Pa)	$\dot{m}_{\text{MAX}}$ [mg/(s·cm <sup>2</sup> )]	$\tau$ (s)
100	2.7	0.0023	8.0
333	7.7	0.0082	6.6
1000	15	0.016	6.6
3333	21	0.026	5.7
10000	20	0.029	4.9

#### 3.3.2. 多段 KC の性能予測と検証

本 1D モデルによる段数  $N = 1, 2, 3, 4$  の多段 KC の性能予測結果を示す。まず、1D モデルの初期条件（圧力）と各種計算パラメータについて述べる。今回の計算では、初期圧力は全ての空間で一様であると仮定して次式で与える。

$$p_i^{(0)} = p_{\text{Init}} \quad (i = 0, 1, \dots, N) \quad (3.13)$$

1D モデルの計算パラメータは、実験条件に応じて、容器容積  $V_0 = V_N = 5800 \text{ cm}^3$ 、KC 接続部容積  $V_i = 8.1 \text{ cm}^3$  ( $i = 1, 2, \dots, N-1$ )、冷却器温度  $T_L = 295 \text{ K}$ 、加熱器温度  $T_H = 324 \text{ K}$ 、室温  $T_R = 297 \text{ K}$ 、容器内気体温度  $T_0 = T_N = T_R$ 、多孔体面積  $A_i = 4.9 \text{ cm}^2$  ( $i = 1, 2, \dots, N$ ) と定める。初期圧力  $p_{\text{Init}}$  については、計算中に各空間の圧力  $p_i^{(n)}$  の値が、単段 KC 実験での計測範囲の外とならないように、 $p_{\text{Init}} = 333, 1000, 3333 \text{ Pa}$  の 3 条件について計算した。

上記以外に 2 つ、実験から決められない計算パラメータがある。1 つは、時間刻み幅  $\Delta t$  で、もう 1 つは接続部の気体温度  $T_i$  ( $i = 1, 2, \dots, N-1$ ) である。 $\Delta t$  については、計算結果に影響を与えないほど十分小さな値を探す必要がある。今回は、 $N = 4$ 、 $p_{\text{Init}} = 1000 \text{ Pa}$ 、 $T_i = (T_L + T_H) / 2$  ( $i = 1, 2, 3$ ) の条件で  $\Delta t = 0.01 \text{ s}$ 、 $0.005 \text{ s}$ 、 $0.001 \text{ s}$  の三条件計算を行い、両端の圧力差の時間履歴  $\Delta p_{\text{all}}^{(n)} = p_N^{(n)} - p_0^{(n)}$  に与える影響を調べた。図 23a に、各  $\Delta t$  に対する  $\Delta p_{\text{all}}^{(n)}$  の計算結果を示す。 $\Delta t = 0.001 \text{ s}$  と  $\Delta t = 0.005 \text{ s}$  では、時間応答、定常値 ( $\Delta p_{\text{steady}}$ ) とともに差は見られなかった。一方、 $\Delta t = 0.01 \text{ s}$  の場合には、定常値に他の 2 条件との差が見られた。この結果から、今回の計算では、 $\Delta t$  は  $0.005 \text{ s}$  以下にするべきであるということが分かった。下記の計算では、 $\Delta t = 0.001 \text{ s}$  を用いる。各空間の温度  $T_i$  ( $i = 1, 2, \dots, N-1$ ) に関しては、実験では近くに温度  $T_L$ 、 $T_H$  の熱交換器があるため、この間であると推測される。この値が計算結果に与える感度を調べるため、 $T_i = T_L, (T_L + T_H) / 2, T_H$  ( $i = 1, 2, 3$ ) の 3 条件で計算を行い、結果を比較した。図 23b は、 $N = 4$ 、 $p_{\text{Init}} = 1000 \text{ Pa}$  での  $\Delta p_{\text{all}}^{(n)}$  の計算結果である。 $T_i$  は、定常値  $\Delta p_{\text{steady}}$  には影響を与えなかったが、時間応答にはわずかに影響を与えた。定常値の 90 % の圧力差が発生する時間を  $t_{0.9}$  とすると、 $T_i = T_L, (T_L + T_H) / 2, T_H$  ( $i = 1, 2, 3$ ) では、それぞれ  $t_{0.9} = 53.7 \text{ s}$ 、 $56.1 \text{ s}$ 、 $58.9 \text{ s}$  だった。 $T_i = (T_L + T_H) / 2$  を用いれば、実際は  $T_i = T_L$  もしくは  $T_H$  だったとしても、5 % 以下の誤差に収まるため、下記の計算では、 $T_i = (T_L + T_H) / 2$  を用いることにする。

### 第3章 多段 KC の性能予測手法の提案と検証

図 24 に、 $N = 1, 2, 3, 4$ ,  $p_{\text{init}} = 333 \text{ Pa}, 1000 \text{ Pa}, 3333 \text{ Pa}$  に対して、計算と実験での両端の圧力差の時間履歴の比較結果を示す。黒線が計算結果、赤破線が実験結果を示している。実験では、段数が増えるほど、定常に至る時間が増加し、定常状態での圧力差は増加した。これらの傾向は、計算上でも良く再現された。また、計算と実験で  $t_{0.9}$ ,  $\Delta p_{\text{steady}}$  の値を比較したところ、全ての条件でその差は 10% 以下だった。これらの結果から、本 1D モデルを用いた多段 KC の性能予測手法が検証できたと言える。

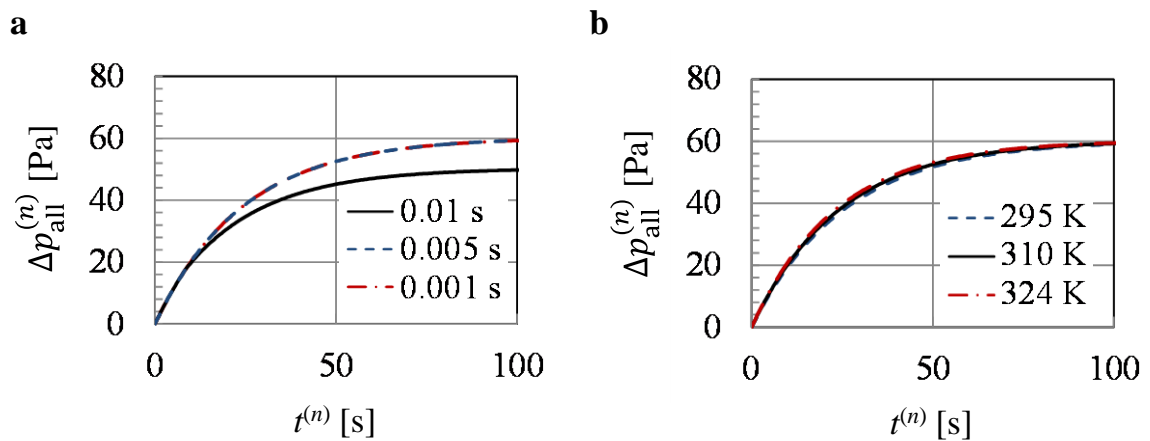


図 23  $\Delta p_{\text{all}}^{(n)}$  の計算結果. **a:**  $\Delta t$  に対する依存性 ( $\Delta t = 0.01 \text{ s}, 0.005 \text{ s}, 0.001 \text{ s}$ ). **b:**  $T_i$  に対する依存性 ( $T_i = T_L, (T_L + T_H) / 2, T_H$ ).

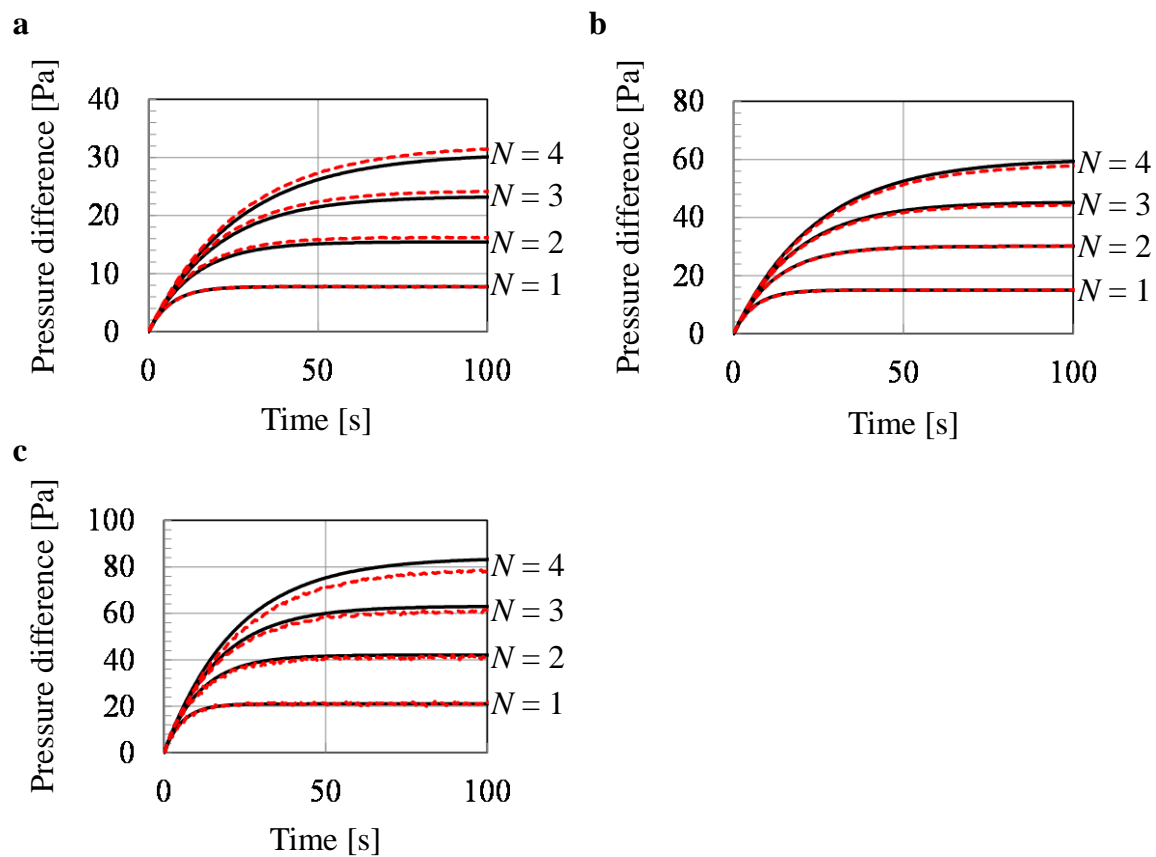


図24  $N=1, 2, 3, 4$  に対する  $\Delta p_{\text{all}}^{(n)}$  の計算結果と実験結果との比較. 黒線が計算結果, 赤破線が実験結果. **a:**  $p_{\text{Init}} = 333 \text{ Pa}$ . **b:**  $p_{\text{Init}} = 1000 \text{ Pa}$ . **c:**  $p_{\text{Init}} = 3333 \text{ Pa}$ .

### 3.4. 結言

多孔体を用いた多段 KC の性能予測手法を提案した。性能予測手法の概要は以下である。1つ目のステップとして、単段 KC の質量流量を、KC の入口出口の圧力差、最大圧力差、最大質量流量の関数として表し、さらに最大圧力差と最大質量流量を単段 KC の入口出口の平均圧力の関数として表した。この最大圧力差と最大質量流量と平均圧力の関係は、数値解析から求めることが困難であるため、実際に 5 条件の平均圧力に対する実験による計測結果をフィッティングすることにより導出した。2つ目のステップとして、 $N$  段 KC に仕切られた  $N+1$  個の空間（両端に設けた 2 つの容器と  $N$  段 KC の  $N-1$  個の接続部）の圧力の時間発展漸化式を質量保存則より導いた。これらを組み合わせた 1D モデルで多段 KC の性能が予測できる。

実際に 1, 2, 3, 4 段 KC の性能を予測し、実験結果と比較した。その結果、定常値、過渡応答ともに、予測と実験で良く一致した。

---

第4章  
**KHP**の性能予測手法  
の確立

---

### 4.1. 背景・目的

KHP の発生温度差性能，出力性能は，使用する KC の発生圧力差性能，流量性能に大きく依存する．KC の出力は，既存の電動式コンプレッサーに比べると小さいので，KHP で例えば出力  $Q > 1 \text{ kW}$ ，温度差  $\Delta T_{\text{HP}} > 6 \text{ K}$  というような実用的な性能を達成するために，大きな多孔体面積，段数が必要になると考えられる．

本章での目的は，KHP の性能予測手法を確立し，目標性能を達成するために必要な多孔体面積，段数をシミュレーションで予測することである．この KHP 性能予測モデルは，第3章で構築した多段 KC の性能予測 1D モデルを基礎とし，蒸発器，凝縮器での蒸発，凝縮現象とその時発生する潜熱による温度変化を新たに模擬することにより実現する．

### 4.2. KHP の性能予測手法

#### 4.2.1. 1D モデル

##### 4.2.1.1. 多段 KC を含む KHP 内圧力分布の時間発展漸化式の導出

蒸発器，凝縮器， $N$  段 KC で構成される KHP を模擬的に図 25 に示す．これを第3章と同様に 1D モデルで解析する．各空間の圧力分布の時間発展漸化式については，3.2.2 節と同様に質量保存則より導出する．ここで 3.2.2 節と異なる点は，蒸発器，凝縮器内では，蒸発による水蒸気の湧き出し，凝縮による吸い込みがあり，そこで生じる潜熱により温度が変化する点である．詳細を以下に記述する．

$N$  段 KC を繋ぐ  $N-1$  個の接続部，および  $N$  段 KC の両端の蒸発器と凝縮器，これら合計  $N+1$  個の空間に対して，質量保存則を適用する．各々の KC は，左に温度  $T_L$  の冷却器，右に温度  $T_H$  の加熱器を配置するようにし，熱遷移流は左から右に流れるようにする．低温側（左）から  $i$  番目の KC を  $\text{KC}(i)$  と呼ぶ． $\text{KC}(i)$  の左の空間を空間  $(i-1)$ ，右の空間を空間  $(i)$  と呼ぶ．つまり，蒸発器は空間  $(0)$ ，凝縮器は空間  $(N)$  となる． $A_i$ ， $V_i$  をそれぞれ， $\text{KC}(i)$  の多孔体面積，空間  $(i)$  の容積とする．時間の離散化について， $n$  番目の時間  $t^{(n)}$  は，時間刻み  $\Delta t$  を用いて  $t^{(n)} = n\Delta t$  と表す． $p_i^{(n)}$ ， $T_i^{(n)}$ ， $\dot{M}_{p,i}^{(n)}$  はそれぞれ，時間  $t^{(n)}$  における空間  $(i)$  の圧力，気体温度，

## 第 4 章 KHP の性能予測手法の確立

KC( $i$ )により発生する質量流量とする．なお $T_0^{(n)}$ 、 $T_N^{(n)}$ はそれぞれ、KHP の蒸発器温度  $T_E$ 、凝縮器温度  $T_C$  に相当する． $\dot{M}_{p,0}^{(n)}$  と  $\dot{M}_{p,N+1}^{(n)}$  に関しては、 $\dot{M}_{p,i}^{(n)}$  ( $i = 1, 2, \dots, N$ ) と異なり、蒸発、凝縮により発生する質量流量である．空間(1)から空間( $N-1$ )までの気体温度は、 $T_i^{(n)} = T_M = (T_L + T_H) / 2$  ( $i = 1, 2, \dots, N-1$ )で時間によらず一定と仮定する．一方、 $T_0^{(n)}$ 、 $T_N^{(n)}$ は蒸発、凝縮によって変化するため、時間と共に変わる変数である．空間(0)と空間( $N$ )の熱容量を、それぞれ  $C_0$ 、 $C_N$  と表す．ここでは、容器の熱容量は、蒸発器や凝縮器に存在する水の熱容量よりも十分大きいものとし、 $C_0$ 、 $C_N$ は時間に対して変化しないものとする．

時間  $t^{(n)}$ 、空間( $i$ )の気体の質量とその変化速度をそれぞれ、 $M_{c,i}^{(n)}$ 、 $dM_{c,i}^{(n)}/dt$  とすると、時間  $t^{(n+1)}$ 、空間( $i$ )における気体の質量 $M_{c,i}^{(n+1)}$ は次式で得られる．

$$M_{c,i}^{(n+1)} = M_{c,i}^{(n)} + \Delta t \cdot \frac{dM_{c,i}^{(n)}}{dt} \quad (i = 0, 1, \dots, N) \quad (4.1)$$

$M_{c,i}^{(n)}$ は、密度 $\rho_i^{(n)}$ 、容積  $V_i$ から求めることができ、また $\rho_i^{(n)}$ は、気体定数  $R$ 、気体温度 $T_i^{(n)}$ 、圧力 $p_i^{(n)}$ から理想気体の状態方程式により次式のように表すことができる．

$$M_{c,i}^{(n)} = \rho_i^{(n)} V_i = \frac{p_i^{(n)}}{RT_i^{(n)}} V_i \quad (i = 0, 1, \dots, N) \quad (4.2)$$

時間  $t^{(n)}$ 、空間( $i$ )の質量変化速度 $dM_{c,i}^{(n)}/dt$ は、空間( $i$ )への流入流量 $\dot{M}_{p,i}^{(n)}$ と空間( $i$ )からの流出流量 $\dot{M}_{p,i+1}^{(n)}$ の差で表される．

$$\frac{dM_{c,i}^{(n)}}{dt} = \dot{M}_{p,i}^{(n)} - \dot{M}_{p,i+1}^{(n)} \quad (i = 0, 1, \dots, N) \quad (4.3)$$

$i = 1, 2, \dots, N$ における $\dot{M}_{p,i}^{(n)}$ は、多孔体表面に場所ごとの温度むら等がなく面内で熱遷移流は均一と仮定すると、KC( $i$ )の単位面積当たりの質量流量 $\dot{m}_{p,i}^{(n)}$ と多孔体面積  $A_i$  の積で表すことができる．



## 第 4 章 KHP の性能予測手法の確立

$$\dot{M}_{p,i}^{(n)} = \dot{m}_{p,i}^{(n)} A_i \quad (i = 1, 2, \dots, N) \quad (4.4)$$

$\dot{m}_{p,i}^{(n)}$  は、3 章と同様、KC( $i$ )の入口出口の平均圧力  $\bar{p}_{p,i}^{(n)} = (p_{i-1}^{(n)} + p_i^{(n)})/2$  と圧力差  $\Delta p_{p,i}^{(n)} = -p_{i-1}^{(n)} + p_i^{(n)}$  の関数とし、その関係式は実験的に導出する。

$$\dot{m}_{p,i}^{(n)} = \dot{m}_{p,i}^{(n)}(\bar{p}_{p,i}^{(n)}, \Delta p_{p,i}^{(n)}) \quad (i = 1, 2, \dots, N) \quad (4.5)$$

(4.2)式と(4.3)式を(4.1)式に代入することにより、時間  $t^{(n+1)}$ 、空間( $i$ )の圧力  $p_i^{(n+1)}$  は、次式で求めることができる。

$$p_i^{(n+1)} = \frac{T_i^{(n+1)}}{T_i^{(n)}} p_i^{(n)} + \Delta t \frac{RT_i^{(n+1)}}{V_i} (\dot{M}_{p,i}^{(n)} - \dot{M}_{p,i+1}^{(n)}) \quad (i = 0, 1, \dots, N) \quad (4.6)$$

しかしながら、(4.6)式は、 $\dot{M}_{p,0}^{(n)}$ 、 $\dot{M}_{p,N+1}^{(n)}$ 、 $T_0^{(n+1)}$ 、 $T_N^{(n+1)}$  の値が未知のため、方程式が閉じられていない。この方程式を閉じるためには、これらの量に関する更なる関係式が必要である。

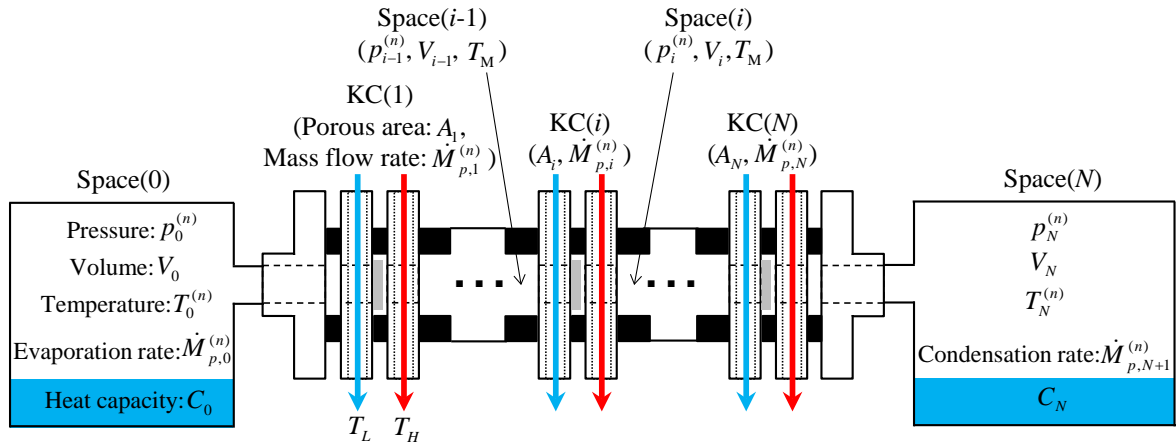


図 25 蒸発器，凝縮器， $N$  段 KC で構成される KHP の模式図。

4.2.1.2. 蒸発器，凝縮器における圧力，温度，蒸発，凝縮速度の関係式

空間(0) (空間(N)) には，圧力，温度，蒸発量 (凝縮量) の3つの未知数がある．(4.6)式は，時間  $t^{(n+1)}$  における圧力  $p_0^{(n+1)}$ ，温度  $T_0^{(n+1)}$  と時間  $t^{(n)}$  における蒸発量  $\dot{M}_{p,0}^{(n)}$  との関係 (または  $p_N^{(n+1)}$ ， $T_N^{(n+1)}$ ， $\dot{M}_{p,N+1}^{(n)}$  の関係) を表したものである．更にこれらの関係を記述する， $i = 0, N$  に対してそれぞれ2個ずつの方程式があれば，未知数と方程式の数が等しくなり，解ける問題になる．

蒸発器，凝縮器は熱的に外部と隔離され，ここでの温度は蒸発，凝縮時の潜熱によってのみ変化すると仮定すれば，温度と蒸発量，凝縮量の関係式が導出できる．加えて，蒸発器，凝縮器を十分大きく設計し，常に圧力はそれぞれの温度の飽和蒸気圧に等しいと仮定すれば，圧力と温度の関係式も導出できる．

単位時間における吸熱量  $Q_0^{(n)}$ ，発熱量  $Q_N^{(n)}$  は，水の潜熱  $L$  と  $\dot{M}_{p,0}^{(n)}$ ， $\dot{M}_{p,N+1}^{(n)}$  を用いて次式で表される．

$$Q_0^{(n)} = L\dot{M}_{p,0}^{(n)}, Q_N^{(n)} = L\dot{M}_{p,N+1}^{(n)} \quad (4.7)$$

定常状態においては  $Q_0^{(n)} = Q_N^{(n)}$  となるが，過渡状態においてはこれらの値は異なることもある．時間  $t^{(n+1)}$  の温度  $T_0^{(n+1)}$ ， $T_N^{(n+1)}$  は， $Q_0^{(n)}$ ， $Q_N^{(n)}$  を用いて次式で計算できる．

$$T_0^{(n+1)} = T_0^{(n)} - \Delta t \frac{Q_0^{(n)}}{C_0} \quad (4.8)$$

$$T_N^{(n+1)} = T_N^{(n)} + \Delta t \frac{Q_N^{(n)}}{C_N} \quad (4.9)$$

(4.7)式を(4.8)式，(4.9)式に代入することにより，温度と蒸発量，凝縮量の関係式を次式で得ることができる．

$$T_0^{(n+1)} = T_0^{(n)} - \Delta t \frac{L\dot{M}_{p,0}^{(n)}}{C_0} \quad (4.10)$$

$$T_N^{(n+1)} = T_N^{(n)} + \Delta t \frac{L\dot{M}_{p,N+1}^{(n)}}{C_N} \quad (4.11)$$

また，空間(0)と空間(N)における圧力と温度の関係は，水の飽和蒸気圧曲線により関係づけられる．飽和蒸気圧に関する実験式であるアントワン式を用いれば，これらの関係は以下のように表すことができる．

$$\log_{10}(\kappa p_i^{(n+1)}) = \alpha - \frac{\beta}{T_i^{(n+1)} - \gamma} \quad (i = 0, N) \quad (4.12)$$

ここで、 $\kappa$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  は、物質と単位に依存する定数である。物質が水蒸気で圧力の単位がパスカル、温度の単位がケルビンの場合は、 $\kappa = 10^{-3} \text{ Pa}^{-1}$ ,  $\alpha = 7.17 \times 10^0$ ,  $\beta = 1.72 \times 10^3 \text{ K}$ ,  $\gamma = 4.06 \times 10^1 \text{ K}$  となる[47]。これらの連立方程式を解くことにより、空間(0)、空間(N)における圧力、温度と単位時間当たりの蒸発量、凝縮量を導くことができる。

#### 4.2.2. ニュートン法による連立方程式の数値解法

$p_0^{(n+1)}$ ,  $T_0^{(n+1)}$ ,  $\dot{M}_{p,0}^{(n)}$  (または  $p_N^{(n+1)}$ ,  $T_N^{(n+1)}$ ,  $\dot{M}_{p,N+1}^{(n)}$ ) の値は、(4.6)式の  $i = 0$ , (4.10)式, (4.12)式の  $i = 0$  (または(4.6)式の  $i = N$ , (4.11)式, (4.12)式の  $i = N$ ) を連立して解くことにより得られる。しかし、(4.6)式と(4.12)式は非線形なため、代数的な解析は困難である。ここでは、 $\dot{M}_{p,0}^{(n)}$  (または  $\dot{M}_{p,N+1}^{(n)}$ ) に対してニュートン法を用いることにより、数値的に計算する。関数  $f$  を、(4.6)式の  $i = 0$  で右辺から左辺を引いた次式で定義する。

$$f(\dot{M}_{p,0}^{(n)}, p_0^{(n+1)}, T_0^{(n+1)}) = -p_0^{(n+1)} + \frac{T_0^{(n+1)}}{T_0^{(n)}} p_0^{(n)} + \Delta t \frac{RT_0^{(n+1)}}{V_0} (\dot{M}_{p,0}^{(n)} - \dot{M}_{p,1}^{(n)}) = 0 \quad (4.13)$$

ここで、 $p_0^{(n+1)}$  と  $T_0^{(n+1)}$  は、(4.10)式と(4.12)式から  $\dot{M}_{p,0}^{(n)}$  の関数として表すことができる。従って、 $f$  も同様に  $\dot{M}_{p,0}^{(n)}$  の関数として表すことができる。あとは、ニュートン法を適用することにより、 $\dot{M}_{p,0}^{(n)}$  の値は得られる。ひとたび  $\dot{M}_{p,0}^{(n)}$  が求めれば、 $p_0^{(n+1)}$  と  $T_0^{(n+1)}$  は、(4.10)式と(4.12)式から容易に求めることができる。 $p_N^{(n+1)}$ ,  $T_N^{(n+1)}$ ,  $\dot{M}_{p,N+1}^{(n)}$  についても、同様の方法で計算できる。

### 4.2.3. 単段 KC の質量流量と平均圧力、圧力差の関係

#### 4.2.3.1. 実験概要

本実験の目的は、1D モデルに必要な、単段 KC での  $\Delta p_{\text{MAX}}$ ,  $\dot{m}_{\text{MAX}}$  の  $\bar{p}$  に対する関係式を導出することである。今回は、水蒸気に対する単段 KC の気体輸送性能が必要なので、水蒸気を用いて実験を行う。

#### 4.2.3.2. 実験装置

本実験で使用した単段 KC, KC 性能の計測のための実験装置は、2.2.1 節で示したものと同一であり、その模式図は図 14 に示されている。つまり、高低温循環恒温槽には Julabo 製の F12-MA, 加熱媒体にはオイルを用い、また計測系では水タンクとインキュベータを使用する。また真空容器の容積は、 $5400 \text{ cm}^3$  である。また本章の実験で用いられた多孔体は、2.2.1 節で用いた石英繊維フィルタ (表 2) である。

#### 4.2.3.3. 実験方法

KC の性能は、3.2.3.3 節と同様に真空容器間圧力差の時間履歴を計測し、そこから定容法により質量流量を算出する。

- ① 全てのバルブを閉じた状態で、まずインキュベータを駆動し、 $T_{\text{Incu}} = 328 \text{ K}$  に設定する。
- ② 真空ポンプを駆動する。
- ③ バルブ 1, 2 を開放し閉ループ内を真空引きする。
- ④ バルブ 1, 2 を開放したままバルブ 3 を開放し、水タンク内の水に溶解している空気を脱気する。
- ⑤ 十分脱気できたら、一旦バルブ 2, 3 を閉鎖する。
- ⑥ 高低温循環恒温槽 1, 2 を駆動する。高低温循環恒温槽 1 の設定温度  $T_{\text{H}}^0$  は  $433 \text{ K}$ , 高低温循環恒温槽 2 の設定温度  $T_{\text{L}}^0$  は  $308 \text{ K}$  とする。これにより KC も駆動するが、バルブ 1 が開いている限り真空容器間に圧力差は発生しない。
- ⑦ バルブ 2, 3 の開放と閉鎖で閉ループ内の水蒸気圧力  $\bar{p}$  を調節し、 $\bar{p} = 879 \text{ Pa}$  になったら、再びバルブ 2, 3 を閉鎖する。

- ⑧ 圧力と温度の計測を開始する。
- ⑨ バルブ 1 を閉じる。これにより、KC で流れが発生していれば真空容器の圧力が変動する。
- ⑩ 圧力が定常状態に達したら計測を終了し、バルブ 1 を開放する。
- ⑪ バルブ 3 を開放、水蒸気を導入する。 $\bar{p}$ が次の目標圧力 ( $\bar{p} = 1240, 1710, 2330, 3170 \text{ Pa}$ ) に達したらバルブ 3 を閉鎖する。あとは⑧～⑩を繰り返す。但し  $T_H^0, T_L^0$  は本実験では常に一定とした。

上記目標圧力  $\bar{p} = 879, 1240, 1710, 2330, 3170 \text{ Pa}$  は、278, 283, 288, 293, 298 K における水の飽和蒸気圧に相当する。 $T_{Incu}$  や  $T_H^0, T_L^0$  は、これらの温度よりも高いため、内部で水蒸気は凝縮しない。

### 4.3. 結果と考察

#### 4.3.1. 単段 KC の性能

性能予測手法に必要な(4.5)式の関係性を得るために、 $T_H = 431 \text{ K}, T_L = 312 \text{ K}, T_{Incu} = 328 \text{ K}, \bar{p} = 879, 1240, 1710, 2330, 3170 \text{ Pa}$  の条件で単段 KC の性能を計測した。この実験では、内部の圧力は常に  $T_H, T_L$  での飽和水蒸気圧以下となるため、装置内部で水蒸気は凝縮せず、容器内圧力の変化は全て KC による気体輸送効果によるものである。水蒸気の気体定数は  $R = 462 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$  とする。

図 26 は、 $\bar{p} = 879, 1710, 3170 \text{ Pa}$  に対する圧力差の時間履歴を赤点で、(2.1)式によるフィッティング曲線を黒線で示している。各々の条件で、圧力差は指数関数で良く近似できていることがわかる。各条件で計測された  $\Delta p_{\text{MAX}}, \tau$ , (2.5)式から導出した  $\dot{m}_{\text{MAX}}$  の値を表 10 に示す。図 27a は  $\bar{p}$  と  $\Delta p_{\text{MAX}}$  との関係を示している。図 27b は  $\bar{p}$  と  $\dot{m}_{\text{MAX}}$  との関係を示している。 $\Delta p_{\text{MAX}}, \dot{m}_{\text{MAX}}$  に対しては、 $\bar{p}$  を引数とする適切な近似関数でフィッティングを行う必要がある。今回は、次式で示す 2 次関数を用いた。

$$\Delta p_{\text{MAX}}(\bar{p}) = a_0 + a_1 \frac{\bar{p}}{\bar{p}_{\text{Ref}}} + a_2 \left( \frac{\bar{p}}{\bar{p}_{\text{Ref}}} \right)^2 \quad (4.14)$$

$$\dot{m}_{\text{MAX}}(\bar{p}) = b_0 + b_1 \frac{\bar{p}}{\bar{p}_{\text{Ref}}} + b_2 \left( \frac{\bar{p}}{\bar{p}_{\text{Ref}}} \right)^2 \quad (4.15)$$

## 第 4 章 KHP の性能予測手法の確立

ここで、 $\bar{p}_{\text{Ref}} = 1000 \text{ Pa}$  とした場合、フィッティング定数  $a_i \text{ (Pa)}$ ,  $b_i \text{ [mg/(s}\cdot\text{cm}^2)]$  ( $i = 0, 1, 2$ )は、 $a_0 = 2.28 \times 10^1$ ,  $a_1 = 1.29 \times 10^1$ ,  $a_2 = -2.35 \times 10^0$ ,  $b_0 = 1.24 \times 10^{-2}$ ,  $b_1 = 1.35 \times 10^{-2}$ ,  $b_2 = -2.12 \times 10^{-3}$  となった. 今回のフィッティングでも標準誤差は、 $\Delta p_{\text{MAX}}$  で  $1.37 \text{ Pa}$ ,  $\dot{m}_{\text{MAX}}$  で  $1.37 \times 10^{-4} \text{ mg/(s}\cdot\text{cm}^2)$  と十分に小さい. (4.14), (4.15)式を(3.1)式に代入することにより、質量流量を平均圧力と圧力差の関数として書き下すことができる.

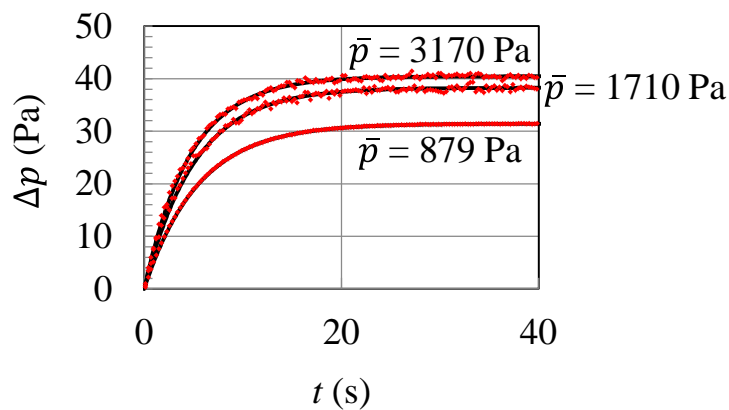


図 26  $\bar{p} = 879, 1710, 3170 \text{ Pa}$  に対する圧力差の時間履歴 (赤点) とそのフィッティング曲線 (黒線).

表 10 各  $\bar{p}$  に対する  $\Delta p_{\text{MAX}}$ ,  $\dot{m}_{\text{MAX}}$ ,  $\tau$  の計測値.

$\bar{p}$ (Pa)	$\Delta p_{\text{MAX}}$ (Pa)	$\dot{m}_{\text{MAX}}$ [mg/(s $\cdot$ cm $^2$ )]	$\tau$ (s)
879	31.4	0.0225	5.48
1240	36.5	0.0260	5.52
1710	38.3	0.0293	5.13
2333	39.1	0.0322	4.77
3170	40.5	0.0339	4.69

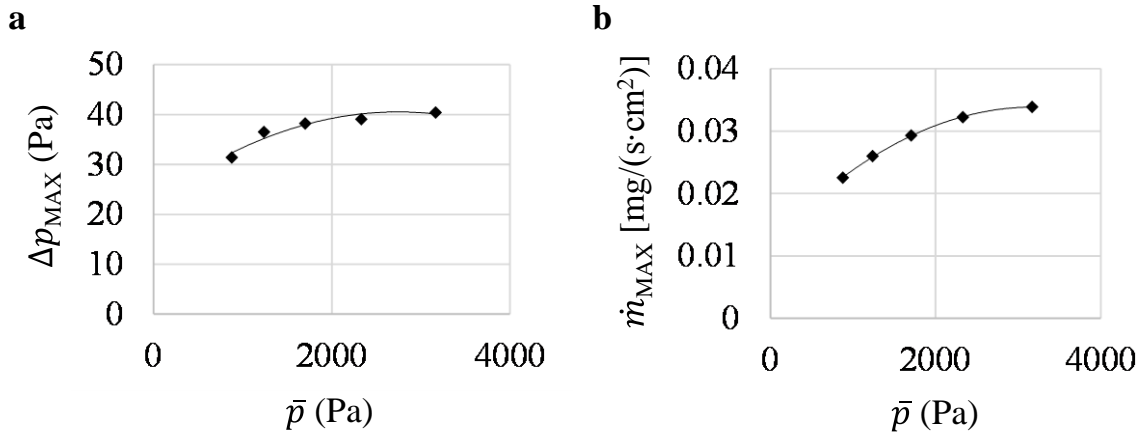


図 27  $\bar{p}$  と  $\Delta p_{\text{MAX}}$ ,  $\dot{m}_{\text{MAX}}$  との関係.

#### 4.3.2. 多段 KC を用いた KHP の性能予測結果

まず初期条件を以下のように与える. 空間(0)と空間(N)の温度は  $T_{\text{Init}} = 285 \text{ K}$  で一定とし, 各々の空間の圧力  $p_i^{(0)}$  はその飽和蒸気圧で一定とする. この条件では, 計算途中で,  $p_i^{(n)}$  の値が単段 KC の計測実験の圧力範囲から外れることがない. 1D モデルの他のパラメータは, 蒸発器, 凝縮器容積  $V_0 = V_N = 1000 \text{ cm}^3$ , KC 接続部容積  $V_i = 100 \text{ cm}^3$  ( $i=1, 2, \dots, N-1$ ), KC 接続部内の気体温度  $T_M = (T_H + T_L)/2 = 372 \text{ K}$  ( $T_H, T_L$  は単段 KC の値), 蒸発器, 凝縮器熱容量  $C_0 = C_N = 1000 \text{ J/K}$  とする. 水の潜熱  $L$  は温度に依存しない定数として  $2400 \text{ kJ/kg}$  とする. 本計算における  $\Delta t$  の影響を確認するため,  $\Delta t = 2 \times 10^{-6} \text{ s}$  と  $5 \times 10^{-6} \text{ s}$  の場合で,  $T_0^{(n)}$  と  $T_N^{(n)}$  の時間履歴を比較する. 図 28 に, 各  $\Delta t$  に対する  $T_0^{(n)}$  と  $T_N^{(n)}$  の時間履歴の予測結果を示す. 時間応答, 定常値ともに差は見られなかった. そこで, 下記の計算では,  $\Delta t = 5 \times 10^{-6} \text{ s}$  を用いる.

本予測手法を用いて, 実用ヒートポンプ性能を達成するのに必要な多孔体面積  $A_i$ , 段数  $N$  を導く. ここで多孔体は, 4.3.1 節の単段 KC で用いられた多孔体と同じ種類を想定し, 多孔体の面積は変えても, その単位面積当たりの流量は 4.3.1 節で用いられた多孔体と同じであり, 4.3.1 節で求めた  $\Delta p_{\text{MAX}}(\bar{p})$ ,  $\dot{m}_{\text{MAX}}(\bar{p})$ , および(3.1)式により与えられるものとする. 図 29 は,  $(A_i, N) = (2 \text{ m}^2, 30), (4 \text{ m}^2, 15), (4 \text{ m}^2, 30)$  の場合のヒートポンプ予測性能を示している. 図 29a と図 29b は, それ

## 第 4 章 KHP の性能予測手法の確立

ぞれ空間(0), 空間(N)における圧力 $p_0^{(n)}$ ,  $p_N^{(n)}$ と温度 $T_0^{(n)}$ ,  $T_N^{(n)}$ を表している. 定常に至るまでの時間は面積  $A_i$  の値が増加するほど短くなり, 定常における圧力差 $\Delta p^{(n)} = p_N^{(n)} - p_0^{(n)}$ と温度差 $\Delta T_{HP}^{(n)} = T_N^{(n)} - T_0^{(n)}$ は段数  $N$  が多くなるほど増加した.  $(A_i, N) = (4 \text{ m}^2, 30)$  の場合, 定常状態では,  $p_0^{(n)}$  は初期圧力に比べ 455 Pa 低下し,  $p_N^{(n)}$  は 638 Pa 増加した. 一方,  $T_0^{(n)}$  は初期温度に比べ 5.87 K 低下し,  $T_N^{(n)}$  は 5.86 K 増加した. 図 29c は,  $\dot{M}_{p,0}^{(n)}$  の値を用いて(4.7)式から導かれる, 空間(0)での出力 $Q_0^{(n)}$ の時間履歴を示している.  $Q_0^{(n)}$  は圧力差のない  $t = 0$  で最大となり, 時間による圧力差の増加とともに減少した. 段数が減少すると,  $Q_0^{(n)}$  の減少速度が速くなり, 面積が減少すると, 初期出力の値が小さくなった.  $(A_i, N) = (4 \text{ m}^2, 30)$  の場合, 初期出力は 2.59 kW であった. また, 空間(N)での出力 $Q_N^{(n)}$  は,  $Q_0^{(n)}$  とほぼ同じ値であった. これは図 29b で, 空間(0)と空間(N)で温度が対称に変化したところからも見て取れる. 一方圧力は, 図 29a のように空間(0)と空間(N)で非対称に変化した. これは, 図 11 のように飽和蒸気圧が線形ではないためと考えられる. 図 29d は, 時間  $t$  を消去することにより得られる温度差  $\Delta T_{HP}$  と出力  $Q_0$  の関係, すなわちヒートポンプ性能を示している. 表 11 は, 各々の条件における  $\Delta T_{HPMAX}$  と  $Q_{0MAX}$  の値である. 図 29d から, 温度差と出力の関係は線形で, 次式で表すことができることが分かった.

$$Q_0 = Q_{0MAX} \left( 1 - \frac{\Delta T_{HP}}{\Delta T_{HPMAX}} \right) \quad (4.16)$$

実用温度差を  $\Delta T_{HP} = 6 \text{ K}$ , 出力を  $Q_0 = 1 \text{ kW}$  とすると, 図 29d から分かるように,  $(A_i, N) = (2 \text{ m}^2, 30)$  と  $(4 \text{ m}^2, 15)$  の場合では,  $\Delta T_{HP} \geq 6 \text{ K}$ ,  $Q_0 \geq 1 \text{ kW}$  を同時に満たすことは不可能である.  $(A_i, N) = (4 \text{ m}^2, 30)$  の場合では,  $\Delta T_{HP} = 6 \text{ K}$  のとき, 出力は 1.27 kW となり, 1 kW よりも大きくなる. これにより, 面積  $4 \text{ m}^2$  の石英繊維フィルタを 30 段直列することにより, 実用的なヒートポンプ性能 ( $\geq 1 \text{ kW}$ ,  $\geq 6 \text{ K}$ ) が得られることが分かった. なお, 多孔体や加熱, 冷却方法を最適化により単段 KC の性能が高まれば, それに応じて必要な  $A_i$  と  $N$  は小さくなることが期待できる.



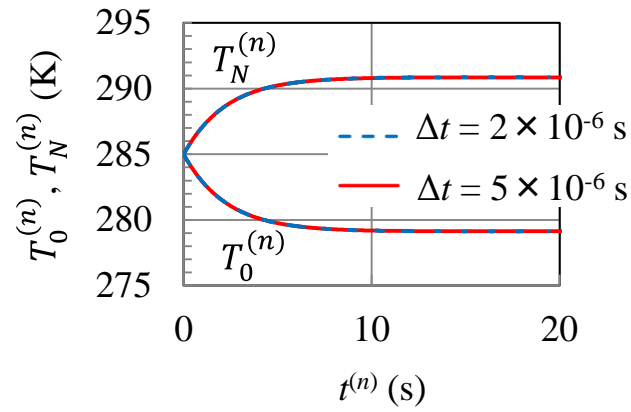


図 28 各  $\Delta t$  に対する  $T_0^{(n)}$  と  $T_N^{(n)}$  の時間履歴の予測結果. 青い点線と赤い実線は, それぞれ  $\Delta t = 2 \times 10^{-6}$  s と  $\Delta t = 5 \times 10^{-6}$  s の場合を示す.

## 第 4 章 KHP の性能予測手法の確立

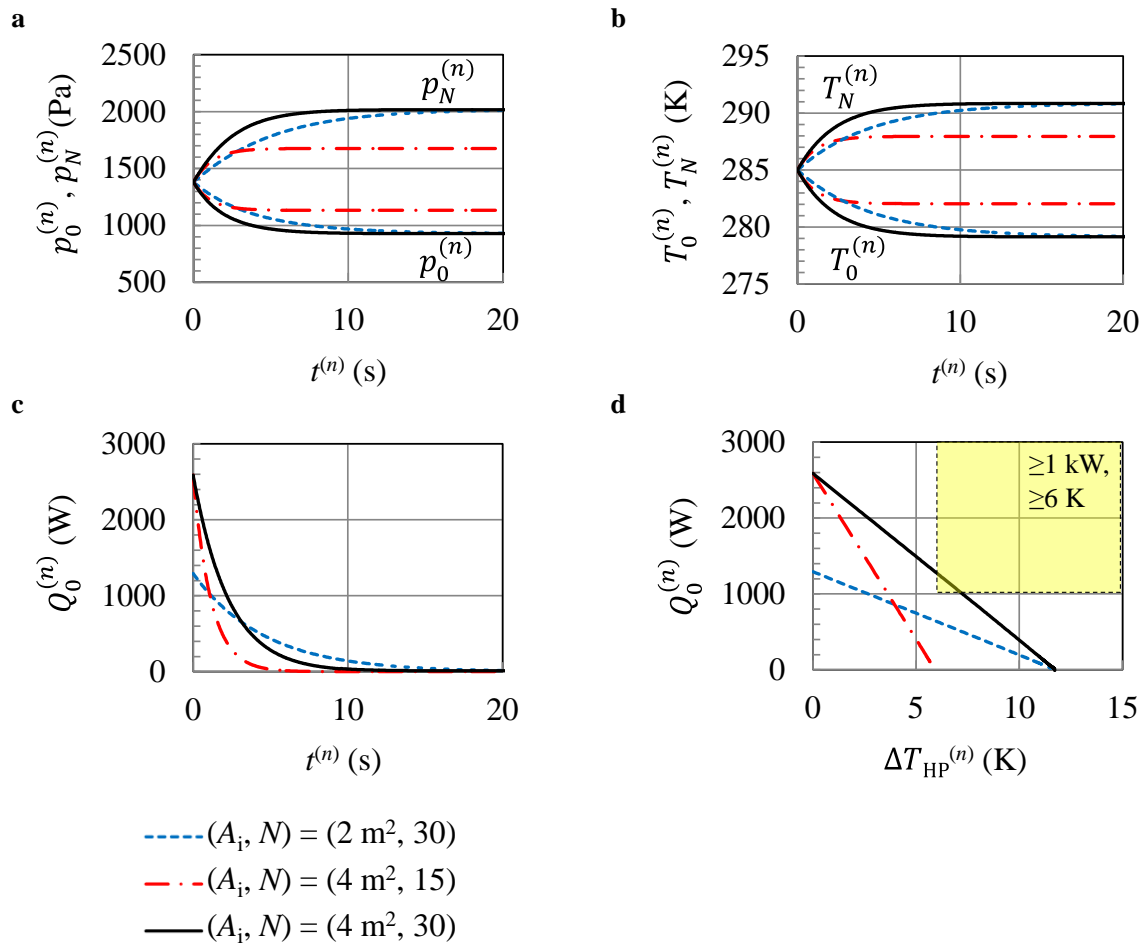


図 29 各  $(A_i, N) = (2 \text{ m}^2, 30), (4 \text{ m}^2, 15), (4 \text{ m}^2, 30)$  に対するヒートポンプ予測性能. **a**: 空間(0)と空間(N)での  $p_0^{(n)}$  と  $p_N^{(n)}$  の時間履歴. **b**: 空間(0)と空間(N)での  $T_0^{(n)}$  と  $T_N^{(n)}$  の時間履歴. **c**: 空間(0)での出力  $Q_0^{(n)}$  の時間履歴. **d**: 温度差  $\Delta T_{\text{HP}}$  と出力  $Q_0$  との関係.

表 11 各条件に対する  $\Delta T_{\text{HPMAX}}$ ,  $Q_{0\text{MAX}}$  の予測値.

$A_i$ (m <sup>2</sup> )	$N$	$\Delta T_{\text{HPMAX}}$ (K)	$Q_{0\text{MAX}}$ (kW)
2	30	11.7	1.30
4	15	5.91	2.59
4	30	11.7	2.59

### 4.4. 結言

本章では、KHP の 1D 性能予測モデルを構築し、実用的な出力、温度差である  $\geq 1$  kW,  $\geq 6$  K を発生するために必要な多段 KC の構成を明らかにした。この 1D モデルは、第 3 章で構築した多段 KC の気体輸送を正確に予測可能なモデルを基礎とし、そこに蒸発、凝縮現象と蒸発器、凝縮器での温度変化を新たに考慮している。今回の計算では、面積  $4 \text{ m}^2$  の石英繊維フィルタを用いた 30 段 KC で、温度差  $6.00 \text{ K}$ 、出力  $1.27 \text{ kW}$  を達成できることが分かった。

---

# 第5章

## **KHP**の動作実証

---

### 5.1. 背景・目的

これまでの実験は、KC の性能計測のみであり、蒸発器や凝縮器を用いた KHP の実証実験は行えていない。本章では、KHP プロトタイプを構築し、実際に温度の低い蒸発器から温度の高い凝縮器へ熱を移動させる実証実験を行う。これまでの気体輸送の計測実験と比較すると、熱の意図しない経路による外界への逃げを完全に遮断することは難しいため、KHP による熱の移動を計測するためにはその熱ロスに打ち勝つ比較的大きな出力を持つ KC を用いて実験を行う必要がある。また今回の実験では、太陽光エネルギー利用等の工学的な応用を見据え、ハロゲンランプによる光加熱で KC を駆動する。また、蒸発器、凝縮器間の温度差を変化させ、温度差と出力の関係で表されるヒートポンプ性能を定量的に導出する。一方、凝縮器から蒸発器への液体の水の還流に関しては、既存のヒートポンプと同様の機構を想定しているため、今回の実験では行わない。

### 5.2. 実験装置

図 30 に実験装置の模式図を、図 31a に動作実証実験のために構築した KHP プロトタイプを示す。KHP は、KC と蒸発器、凝縮器を接続しループを作ることによって構成する。蒸発器と凝縮器の間にはバルブ（図 30 の内の 26）を挿入する。真空ポンプ（5）と水タンク（4）を上記のループに接続し、計測前にループ内の気体を空気から水蒸気に置換し、蒸発器に液体の水を供給できるようにする。蒸発器と凝縮器の圧力は圧力計（23, 24）で計測する

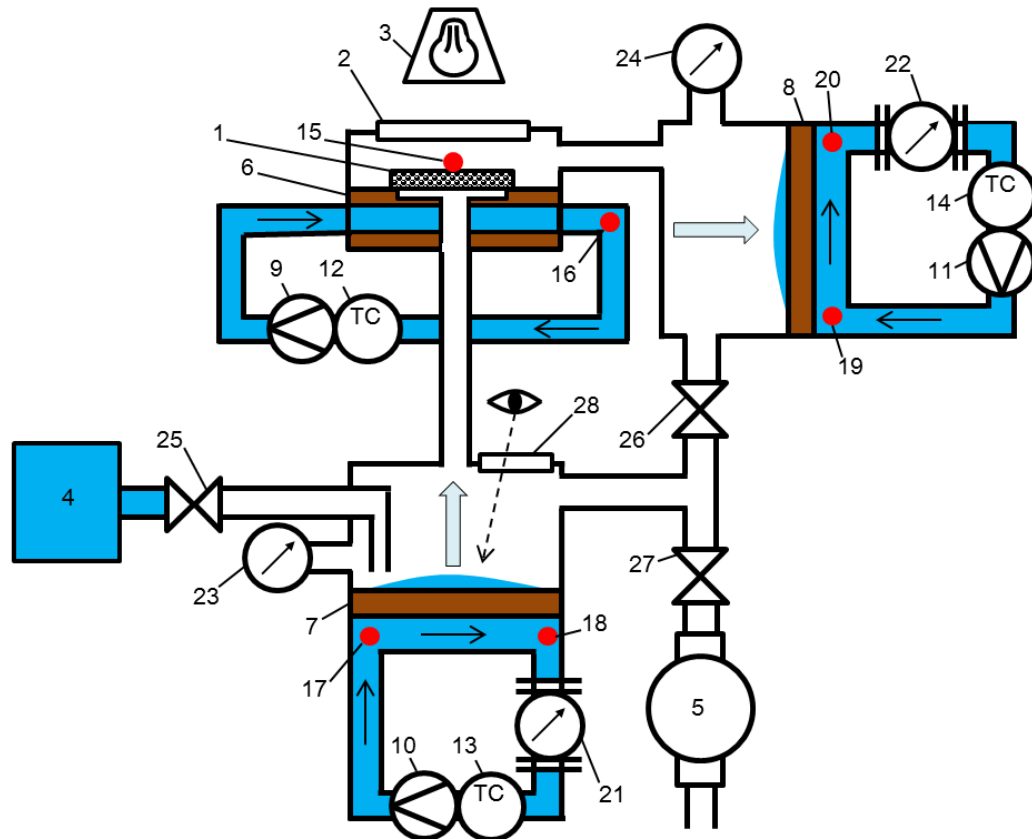
図 31b に今回の実験で用いた KC を示す。KC の多孔体には、これまでと同様、石英繊維フィルタを用いる。ただし、1 枚のフィルタを用いたこれまでの実験結果から予想されるヒートポンプ温度差は小さく、温度計測が困難になることが予想されたので、今回は多孔体表裏の温度差を増加しヒートポンプ温度差を増加させるため、2 枚のフィルタを重ねる。多孔体は直径 114 mm の円形で、外側は熱交換器(6)に接着しているため、熱遷移流が発生するのは中央の直径 100 mm のエリア内（面積  $78.5 \text{ cm}^2$ ）のみである。多孔体の表面には光を吸収するための黒色塗料を塗布する。多孔体表裏の温度差は、多孔体の片面を窓（2）を通してハロゲンランプ（3）で加熱し、反対面を熱交換器（6）で冷却（放熱）することにより与える。熱交換器（6）に流す熱輸送媒体（液体の水）の温度は高温

## 第 5 章 KHP の動作実証

---

循環恒温槽 (12; CFA610) で制御し, 熱交換器 (6) の出口での温度を熱電対 (16) で計測する. また, 多孔体の加熱面温度を熱電対 (15) で計測する.

蒸発器, 凝縮器の熱交換器 (7, 8) は, 中心 45mm 角に液保持用の微細溝を設けた銅プレートとポリエーテルエーテルケトン (PEEK) 製のマニフォルドで構成する. 蒸発器では微細溝で水が蒸発し, 凝縮器では水蒸気が凝縮する. 水の相変化時の潜熱は, 銅プレートの反対側を流れる熱輸送媒体に伝熱させる. 熱輸送媒体の温度は高低温循環恒温槽 (13, 14; F12-MA) で制御し, 熱交換器 (7, 8) の入口, 出口温度を熱電対 (17-20) で計測する. また熱輸送媒体の出口流量を流量計 (21, 22) で計測する. 蒸発器における液体の水の保持状態を視覚的に確認するためにビューポート (28) を設ける.



- 1: glass fiber filters with light absorber
- 2: glass window
- 3: halogen lamp
- 4: water supply tank
- 5: vacuum pump
- 6-8: heat exchanger
- 9-11: liquid pump
- 12-14: temperature control device
- 15-20: thermocouple
- 21, 22: flowmeter
- 23, 24: manometer
- 25-27: valve
- 28: viewport

図 30 KHP の実験装置模式図.

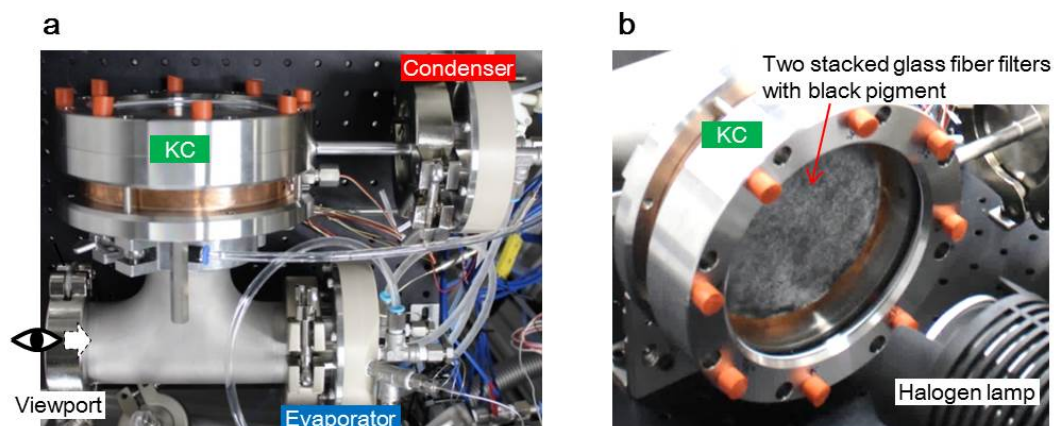


図 31 動作実証実験のために構築した KHP プロトタイプ. **a**:KHP の写真. 蒸発器や凝縮器で吸収, 発生した熱はそれぞれの熱交換器を流れる熱輸送媒体に伝熱され, 熱電対でその温度を計測する. 蒸発器, 凝縮器の圧力は圧力計で計測する. **b**:KC とその加熱源であるハロゲンランプの写真. 2 枚重ねた石英繊維フィルタの片面をハロゲンランプで加熱し, 反対の面を熱交換器で冷却 (放熱) する.



### 5.3. 実験方法

#### 5.3.1. 動作実証実験

本実験で計測する値は、蒸発器圧力  $P_E$ 、凝縮器圧力  $P_C$ 、KC の多孔体加熱面温度  $T_H$ 、そして、熱交換器中の熱輸送媒体（液体の水）の蒸発器における入口温度  $T_{Ei}$  および出口温度  $T_{Eo}$ 、凝縮器における入口温度  $T_{Ci}$  および出口温度  $T_{Co}$ 、KC における出口温度  $T_L$  である。動作実証実験の実験手順は以下である。

- ① KC, 蒸発器, 凝縮器に対する高低温循環恒温槽の温度  $T_R^0$ ,  $T_E^0$ ,  $T_C^0$ , 蒸発器, 凝縮器に対する熱輸送媒体の流量  $\dot{M}_E$ ,  $\dot{M}_C$  をそれぞれ目標値に設定する。
- ② KC, 蒸発器, 凝縮器内を真空引きする。
- ③ 適切な量の液体の水を供給し、系内を水蒸気で満たし、液体の水を蒸発器の微細溝にのみ存在するようにする。
- ④ 全てのバルブを閉鎖する。
- ⑤ データ計測を開始する。計測開始から一定時間経過後にハロゲンランプの電源を入れ、更に一定時間経過後に電源を切る。再び一定時間経過後にデータ計測を終了する。以降では、ハロゲンランプ照射前の各データの 60 点平均値を下付きの(OFF)で表し、照射直後の急峻な変化が終わった後の照射中の各値の 60 点平均値を下付きの(ON)で表す。時間履歴データの取得速度は、おおよそ 1 回/s である。

この実験では、 $T_R^0 = 293.15 \text{ K}$ ,  $T_E^0 = 278.15 \text{ K}$ ,  $T_C^0 = 278.35 \text{ K}$  に設定する。ここでの注意点として、 $T_E^0$  の温度は、 $T_C^0$  や  $T_R^0$  よりも低く設定しなければならない。もし  $T_E^0$  の温度が  $T_C^0$  や  $T_R^0$  よりも高いと、ハロゲンランプ照射前に蒸発器内の液体の水が蒸発し、KC や凝縮器で凝縮してしまうことになる。 $\dot{M}_E$ ,  $\dot{M}_C$  は、それぞれ  $8.39 \text{ cm}^3/\text{s}$ ,  $8.36 \text{ cm}^3/\text{s}$  に設定する。

#### 5.3.2. ヒートポンプ温度差と出力の関係

ここでは、5.3.1 節で示した ( $T_E^0$ ,  $T_C^0$ ) の温度設定 (278.15 K, 278.35 K) に加えて、(278.05 K, 278.45 K), (277.95 K, 278.55 K), (277.85 K, 278.65 K), (277.75 K, 278.75 K) の 4 つの設定を加えて、それぞれで計測実験を行うことにより、ヒートポン

## 第 5 章 KHP の動作実証

温度差  $\Delta T_{HP}$  と出力  $Q$  の関係性を明らかにする。  $T_K^0$ ,  $\dot{M}_E$ ,  $\dot{M}_C$  の設定値は, 5.3.1 節で述べた, 293.15 K, 8.39 cm<sup>3</sup>/s, 8.36 cm<sup>3</sup>/s で固定する。 図 32 に本実験における温度, 圧力の計測位置を示す。  $\Delta T_{HP}$ ,  $Q$  は, それぞれ以下の方法で求める。

まず,  $Q$  は理論的には, 蒸発器, 凝縮器それぞれにおいて, 熱輸送媒体の比熱  $c$ , 密度  $\rho$ , 質量流量  $\dot{M}_E$ ,  $\dot{M}_C$  と光照射中の入口出口の温度差  $\Delta T_{EIO(ON)} = T_{EO(ON)} - T_{EI(ON)}$ ,  $\Delta T_{CIO(ON)} = T_{CO(ON)} - T_{CI(ON)}$  の積で求められる。 しかしこのようにして求めた  $Q$  は, 熱電対の計測誤差や環境からの熱の流入の影響を含む。 これらの影響は, 光を照射していないときの入口出口温度差  $\Delta T_{EIO(OFF)} = T_{EO(OFF)} - T_{EI(OFF)}$ ,  $\Delta T_{CIO(OFF)} = T_{CO(OFF)} - T_{CI(OFF)}$  を, 照射時の温度差から引くことにより除去することができる。 つまり, 蒸発器出力  $Q_E$  と凝縮器出力  $Q_C$  は, 次式で算出する。

$$Q_E = c\rho\dot{M}_E(\Delta T_{EIO(ON)} - \Delta T_{EIO(OFF)}) \quad (5.1)$$

$$Q_C = -c\rho\dot{M}_C(\Delta T_{CIO(ON)} - \Delta T_{CIO(OFF)}) \quad (5.2)$$

ここで,  $c, \rho$  は, それぞれ 278.15 K における水の比熱 4.20 J/(g·K) と密度 1.00 g/cm<sup>3</sup> とする[51]。

$\Delta T_{HP}$  ( $= T_{C(ON)} - T_{E(ON)}$ ) は, 光照射中の蒸発器, 凝縮器圧力  $P_{E(ON)}$ ,  $P_{C(ON)}$  から (4.12) 式のアントワン式で温度に変換し求める。 この温度  $T_{E(ON)}$ ,  $T_{C(ON)}$  は, それぞれ蒸発器, 凝縮器内の微細溝を有する面の銅プレート表面温度であり, その裏を流れる熱輸送媒体の温度  $T_{EI(ON)}$ ,  $T_{CI(ON)}$ ,  $T_{EO(ON)}$ ,  $T_{CO(ON)}$  とは若干異なる。

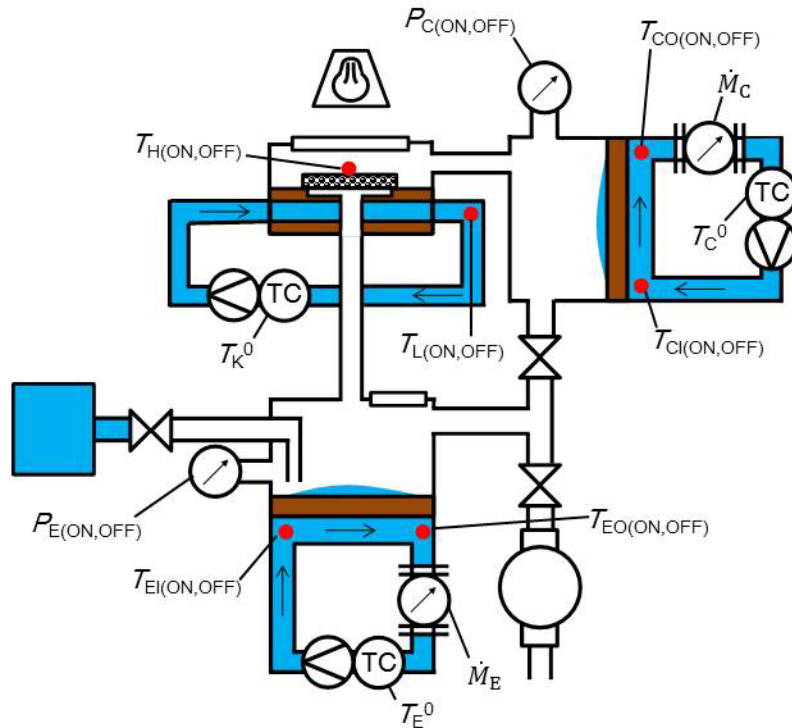


図 32 本実験における温度，圧力の計測位置.

## 5.4. 結果と考察

### 5.4.1. 動作実証実験

図 33a に  $T_H$  と  $T_L$  の時間履歴データを示す. ハロゲンランプはデータ計測開始後 120 s で電源を入れ, 240 s で電源を切った. 多孔体の熱容量は小さいため,  $T_H$  は照射のオン, オフに対して速やかに変化し, おおよそ 10 s 以内に定常状態に達した. 反対に  $T_L$  の値は一定で, 照射により変化しなかった. ハロゲンランプ照射中の平均温度  $T_{H(ON)}$  と  $T_{L(ON)}$  はそれぞれ 494.77 K, 294.37 K で, 多孔体表裏の温度差  $\Delta T_{KC(ON)} = T_{H(ON)} - T_{L(ON)}$  は 200.40 K だった.

図 33b に  $P_E$  と  $P_C$  の時間履歴データを, 図 33c に  $T_{EI}$ ,  $T_{CI}$ ,  $T_{EO}$ ,  $T_{CO}$  の時間履歴データを示す. ハロゲンランプの電源を入れた後に, 蒸発器では  $P_E$  と  $T_{EO}$  が低下し, 凝縮器では  $P_C$  と  $T_{CO}$  が上昇した.  $T_{EO}$  と  $T_{CO}$  の値は, ハロゲンランプの電源を切った後に初期値に戻った.  $T_{EI}$  と  $T_{CI}$  は, 照射の有無にかかわらず計測中はほぼ一定であった. 従って,  $P_E$  と  $P_C$  の圧力変化は KC により水蒸気が輸送さ

## 第 5 章 KHP の動作実証

れたことによるものと考えられ、 $T_{EO}$  と  $T_{CO}$  の温度変化は蒸発、凝縮時の潜熱によるものと考えられる。

さらに、蒸発器での水の蒸発を視覚的に確認するため、照射時間を 10 分以上に伸ばした実験を別途行った。図 34 に蒸発器での水の液保持状態を示す。照射前では微細溝は濡れていたが、照射 10 分後には、水は蒸発し表面は乾いていることが確認できた。これらの結果から、KHP の動作が実証できたといえる。

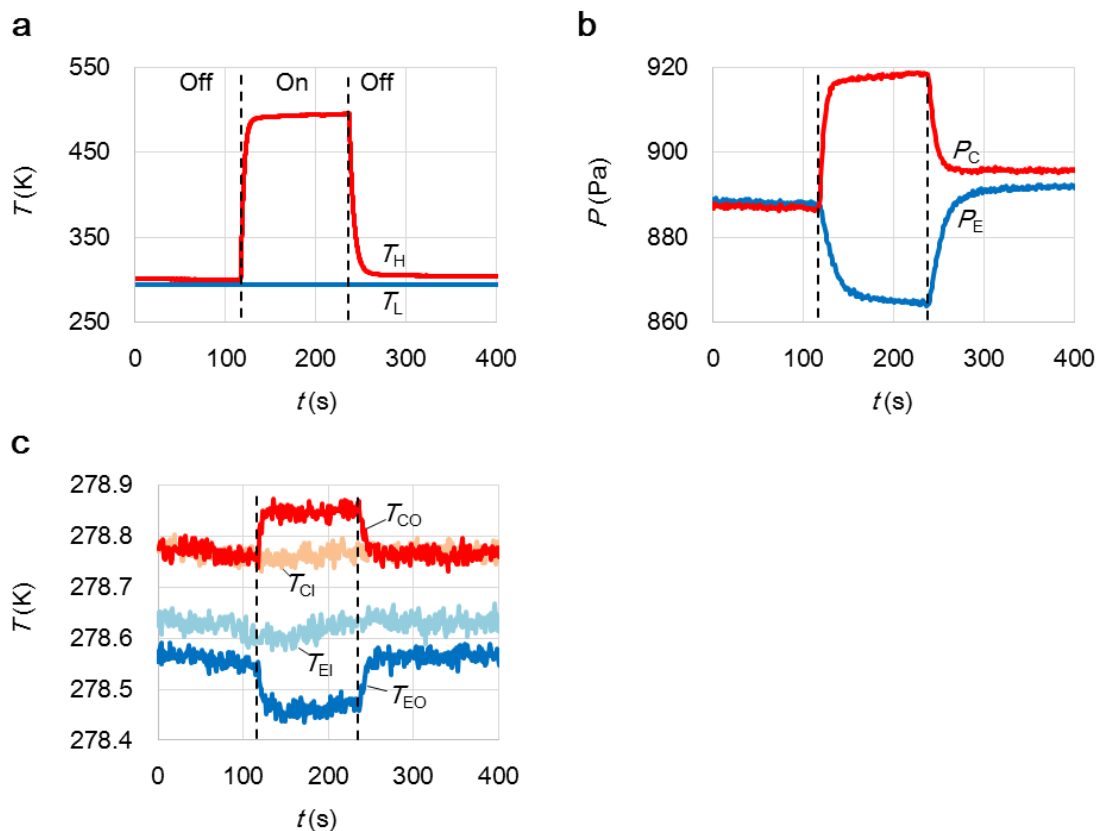


図 33  $(T_E^0, T_C^0) = (278.15 \text{ K}, 278.35 \text{ K})$  に対する結果. **a:**  $T_H$  と  $T_L$  の時間履歴データ. ハロゲンランプはデータ計測開始後 120 s で電源を入れ, 240 s で電源を切った. **b:**  $P_E$  と  $P_C$  の時間履歴データ. **c:**  $T_{EI}$ ,  $T_{CI}$ ,  $T_{EO}$ ,  $T_{CO}$  の時間履歴データ.

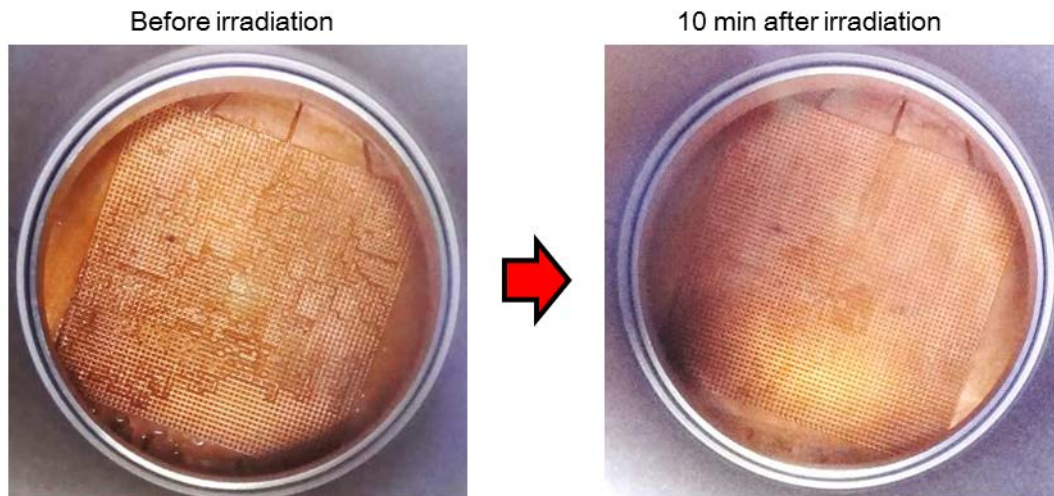


図 34 光照射前と照射 10 分後の蒸発器での水の液保持状態. 照射前では微細溝は濡れていたが, 照射 10 分後には, 水は蒸発し表面は乾いていた.

#### 5.4.2. ヒートポンプ温度差と出力の関係

$(T_E^0, T_C^0) = (278.15 \text{ K}, 278.35 \text{ K}), (278.05 \text{ K}, 278.45 \text{ K}), (277.95 \text{ K}, 278.55 \text{ K}), (277.85 \text{ K}, 278.65 \text{ K}), (277.75 \text{ K}, 278.75 \text{ K})$  の場合の,  $T_H$  と  $T_L$  の時間履歴データを図 35 に,  $P_E$  と  $P_C$  の時間履歴データを図 36 に,  $T_{Ei}, T_{Ci}, T_{Eo}, T_{Co}$  の時間履歴データを図 37 に示す.  $P_E, P_C$  に関して,  $T_C^0 - T_E^0$  が大きい場合 (図 36e 等) では照射後すぐに初期値に戻ったが,  $T_C^0 - T_E^0$  が小さい場合 (図 36a 等) は照射後に初期値に比べ長時間高い値を示し, 初期値に戻るまでに時間を要した. この初期値に対する照射後の圧力の高止まりは, 凝縮器に凝縮した液体の水が照射後に蒸発することにより発生するものと考えられる.  $T_C^0 - T_E^0$  が小さいほど高止まりの時間が長いのは,  $T_C^0 - T_E^0$  が小さいほど KHP の出力が高いため,  $T_C^0 - T_E^0$  が大きい場合に比べより多くの水蒸気が凝縮し, 凝縮器から蒸発して完全になくなるまでにかかる時間が長いためと考えられる.

$T_{H(ON)}, T_{L(ON)}, \Delta T_{KC}, P_{E(ON)}, P_{C(ON)}, \Delta T_{EIO(ON)} - \Delta T_{EIO(OFF)}, \Delta T_{CIO(ON)} - \Delta T_{CIO(OFF)}$  の値を表 12 に,  $T_{E(ON)}, T_{C(ON)}, \Delta T_{HP}, Q_E, Q_C$  の値を表 13 に示す. 図 38 は  $\Delta T_{HP}$  と  $Q_E, Q_C$  の関係を示した図である. 表 13 や図 38 から分かるように,  $Q_E$  と  $Q_C$  はほとんど同じ値となった. これは定常状態においては, 単位時間当たりの蒸発量と

## 第 5 章 KHP の動作実証

---

凝縮量は理論的には同じになるはずであることを考えれば妥当である。更に図 38 からは、第 4 章の KHP の 1D モデルの計算から予測されていたように、 $Q_E$  と  $Q_C$  が  $\Delta T_{HP}$  に対し線形に減少する傾向が見られた。従って、KHP のコンセプトは性能面からも定性的には実証されたといえる。(4.16)式のように、 $Q_{MAX}$  と  $\Delta T_{HPMAX}$  を用いて線形近似すると、今回の実験では  $Q_{MAX} = 8.48 \text{ W}$ 、 $\Delta T_{HPMAX} = 1.32 \text{ K}$  となった。

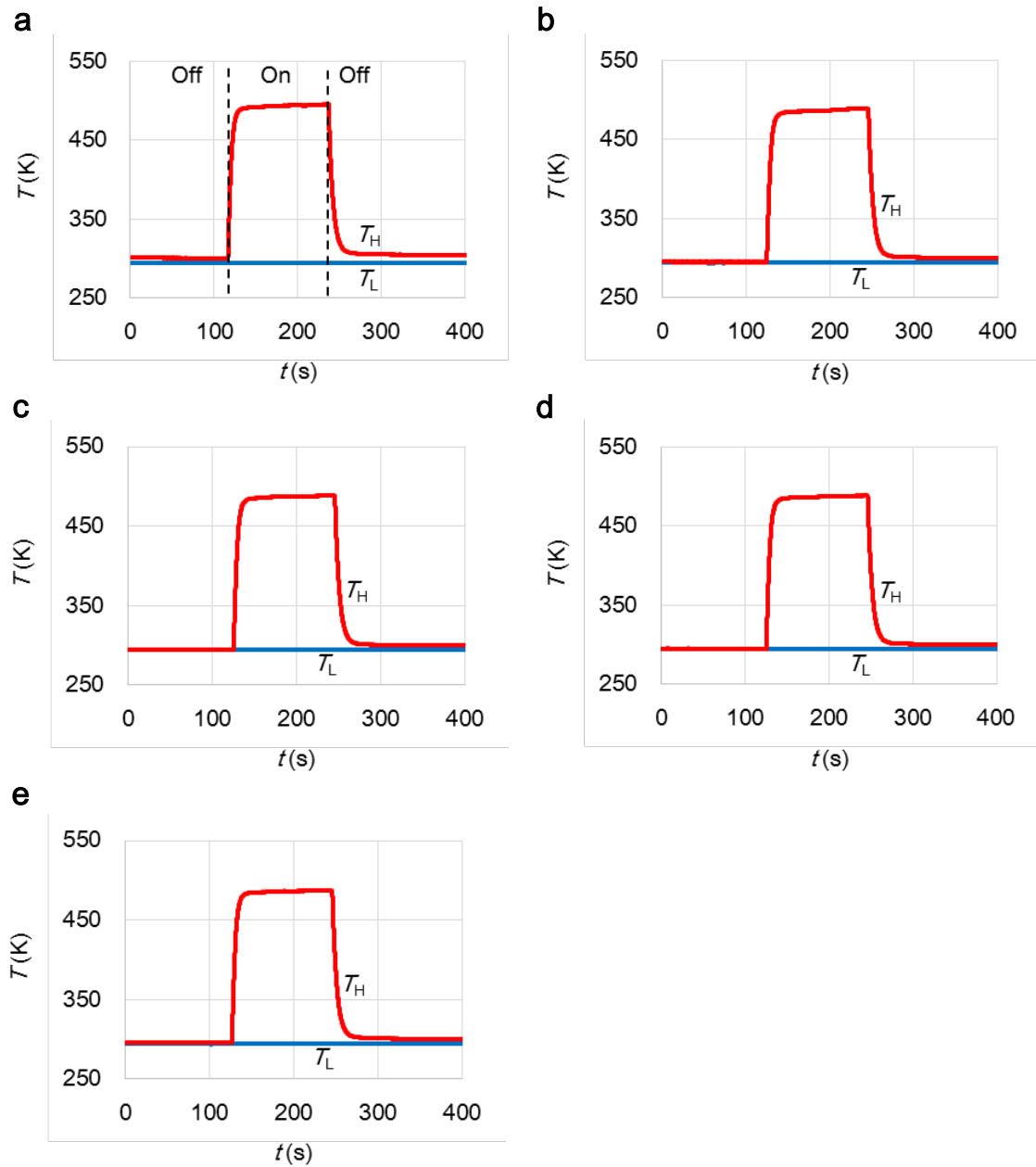


図 35  $T_H$  と  $T_L$  の時間履歴データ. **a:**  $(T_E^0, T_C^0) = (278.15 \text{ K}, 278.35 \text{ K})$ . **b:**  $(T_E^0, T_C^0) = (278.05 \text{ K}, 278.45 \text{ K})$ . **c:**  $(T_E^0, T_C^0) = (277.95 \text{ K}, 278.55 \text{ K})$ . **d:**  $(T_E^0, T_C^0) = (277.85 \text{ K}, 278.65 \text{ K})$ . **e:**  $(T_E^0, T_C^0) = (277.75 \text{ K}, 278.75 \text{ K})$ .

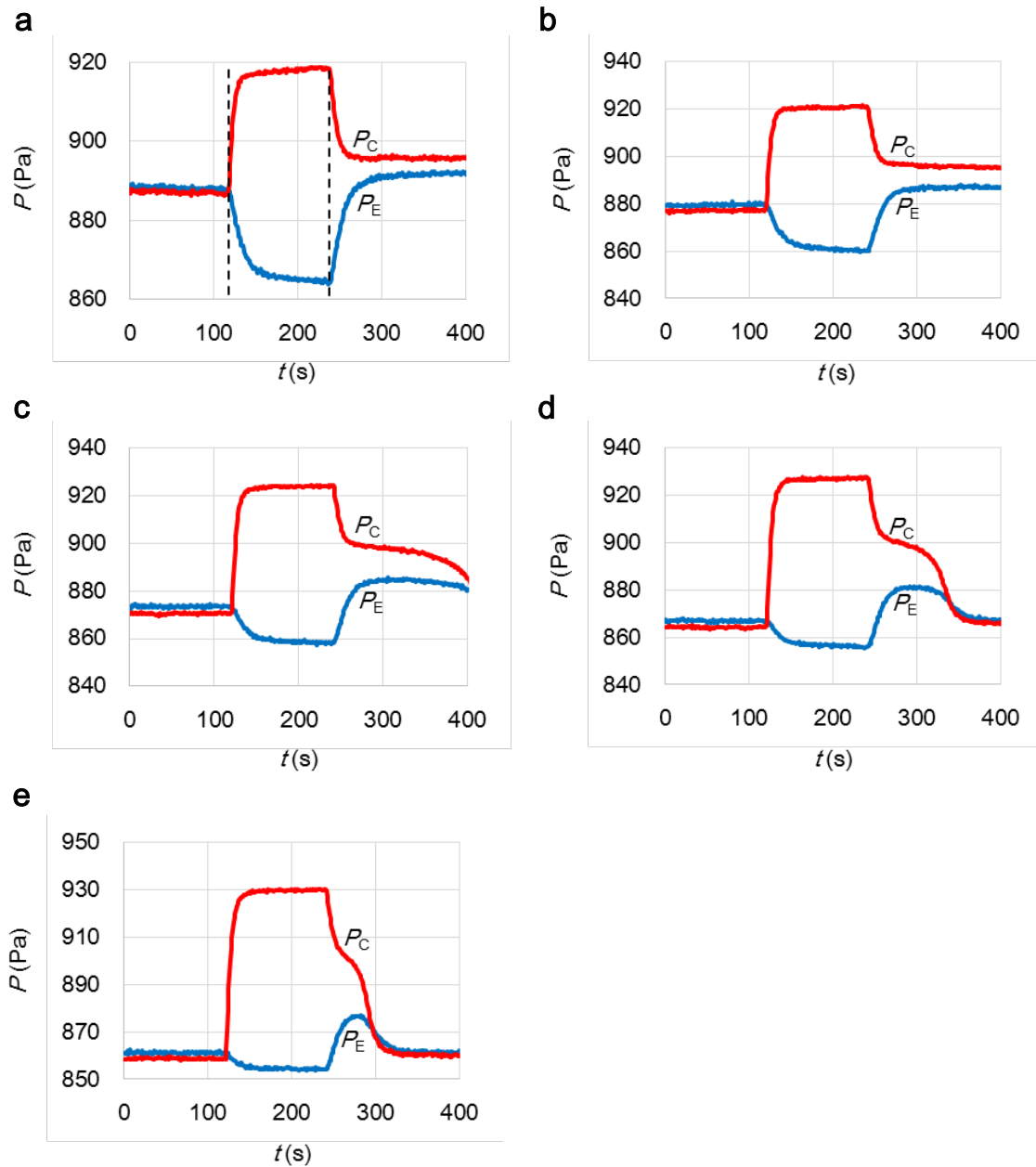


図 36  $P_E$  と  $P_C$  の時間履歴データ. **a:**  $(T_E^0, T_C^0) = (278.15 \text{ K}, 278.35 \text{ K})$ . **b:**  $(T_E^0, T_C^0) = (278.05 \text{ K}, 278.45 \text{ K})$ . **c:**  $(T_E^0, T_C^0) = (277.95 \text{ K}, 278.55 \text{ K})$ . **d:**  $(T_E^0, T_C^0) = (277.85 \text{ K}, 278.65 \text{ K})$ . **e:**  $(T_E^0, T_C^0) = (277.75 \text{ K}, 278.75 \text{ K})$ .



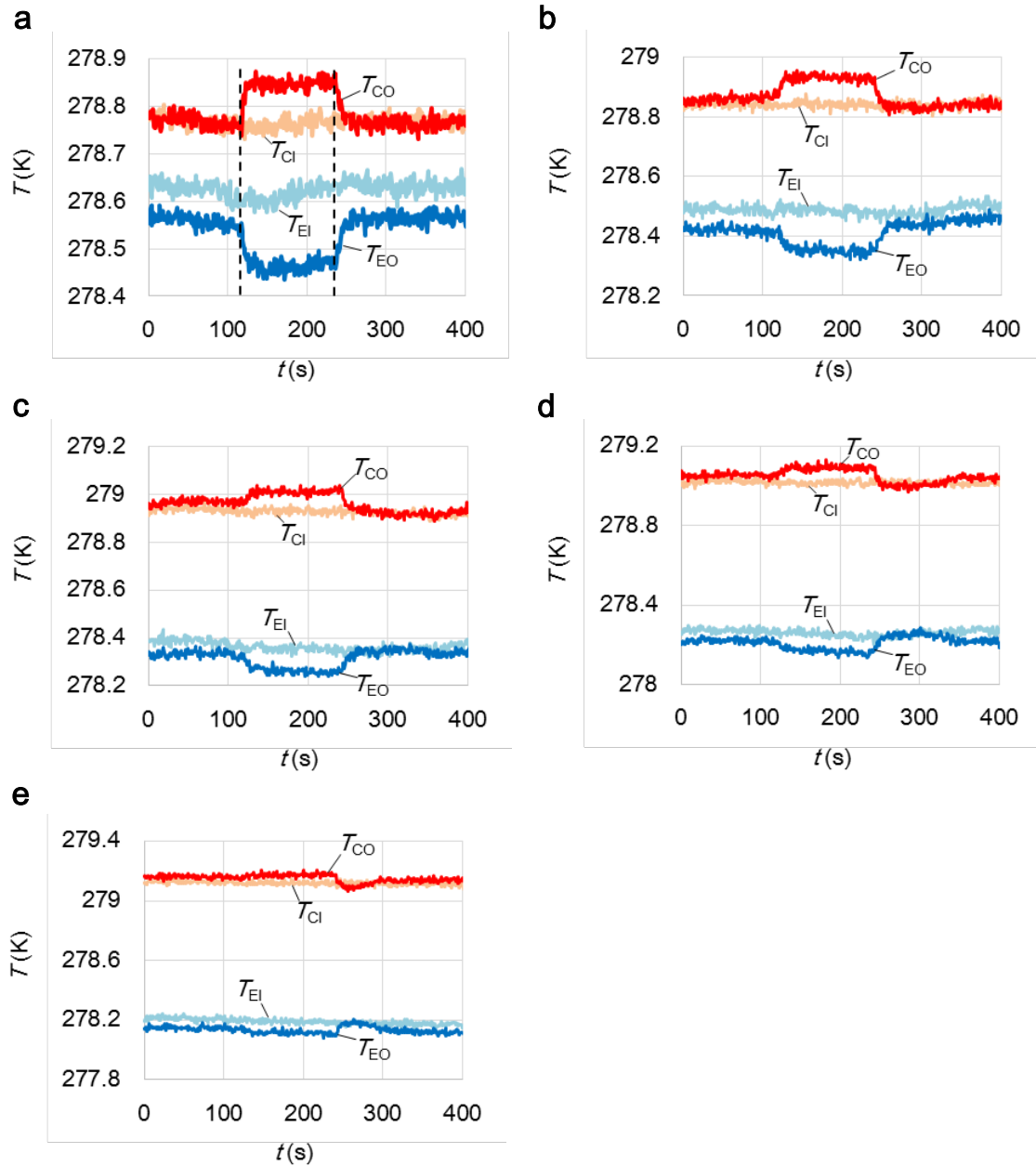


図 37  $T_{EI}$ ,  $T_{Cl}$ ,  $T_{EO}$ ,  $T_{CO}$  の時間履歴データ. **a:**  $(T_E^0, T_C^0) = (278.15 \text{ K}, 278.35 \text{ K})$ . **b:**  $(T_E^0, T_C^0) = (278.05 \text{ K}, 278.45 \text{ K})$ . **c:**  $(T_E^0, T_C^0) = (277.95 \text{ K}, 278.55 \text{ K})$ . **d:**  $(T_E^0, T_C^0) = (277.85 \text{ K}, 278.65 \text{ K})$ . **e:**  $(T_E^0, T_C^0) = (277.75 \text{ K}, 278.75 \text{ K})$ .

## 第 5 章 KHP の動作実証

表 12 各( $T_E^0, T_C^0$ )に対する実測値  $T_H, T_L, \Delta T_{KC}, P_{E(ON)}, P_{C(ON)}, \Delta T_{EIO(ON)} - \Delta T_{EIO(OFF)}, \Delta T_{CIO(ON)} - \Delta T_{CIO(OFF)}$  の値.

$T_E^0$ (K), $T_C^0$ (K)	$T_{H(ON)}$ (K)	$T_{L(ON)}$ (K)	$\Delta T_{KC}$ (K)	$P_{E(ON)}$ (Pa)	$P_{C(ON)}$ (Pa)	$\Delta T_{EIO(ON)} -$ $\Delta T_{EIO(OFF)}$ (K)	$\Delta T_{CIO(ON)} -$ $\Delta T_{CIO(OFF)}$ (K)
278.15, 278.35	494.77	294.37	200.40	876	929	0.0874	0.0819
278.05, 278.45	488.71	294.36	194.35	872	932	0.0671	0.0668
277.95, 278.55	488.52	294.36	194.15	869	935	0.0505	0.0450
277.85, 278.65	488.03	294.33	193.70	867	938	0.0303	0.0437
277.75, 278.75	487.93	294.36	193.57	865	941	0.0151	0.0222

表 13 各( $T_E^0, T_C^0$ )に対するヒートポンプ性能  $T_{E(ON)}, T_{C(ON)}, \Delta T_{HP}, Q_E, Q_C$  の値.

$T_E^0$ (K), $T_C^0$ (K)	$T_{E(ON)}$ (K)	$T_{C(ON)}$ (K)	$\Delta T_{HP}$ (K)	$Q_E$ (W)	$Q_C$ (W)
278.15, 278.35	278.09	278.94	0.85	3.08	2.88
278.05, 278.45	278.02	278.98	0.96	2.37	2.35
277.95, 278.55	277.98	279.03	1.05	1.78	1.58
277.85, 278.65	277.94	279.07	1.13	1.07	1.53
277.75, 278.75	277.91	279.11	1.21	0.53	0.78

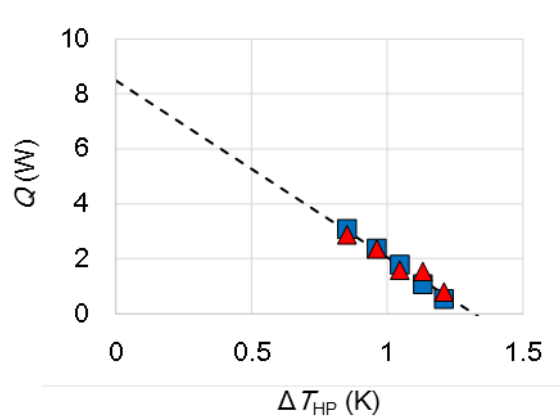


図 38  $\Delta T_{HP}$  と  $Q$  の関係. 青の四角と赤の三角はそれぞれ  $Q_E$  と  $Q_C$  を表す. 黒点線はこれらのデータの線形近似関数を示す.

### 5.5. 結言

KHP プロトタイプを構築し, KC を駆動することにより, KHP の蒸発器, 凝縮器の圧力と温度が変化することを実験的に確認した. 蒸発器の液体の水の量が時間とともに減ることも視覚的に確認した. これらの結果により, この新しいヒートポンプの動作を実証できた. 本ヒートポンプ性能を評価するため, 蒸発器, 凝縮器温度差と出力との関係を計測した. その結果, 出力は, 第 4 章の理論解析で予測された通り, 温度差の低下に従って増加した.

今回の実験では, KC への入力エネルギー (ハロゲンランプの多孔体への照射エネルギー) が計測できていないため, 出力を入力で除した効率は評価できていない. KHP の効率評価と単段 KC の最適化は今後の課題である.

---

# 第6章 総括

---

## 第 6 章 総括

第 1 章では、本研究の背景、目的、関連する先行技術について説明した。ヒートポンプ (HP) は、大気等の環境に存在する莫大な熱容量を持つものから冷熱・温熱を取り出す技術であり、HP を用いた空調や冷蔵庫は、我々にとってもっとも身近な電化製品である。空調等に関連する冷暖房によるエネルギー消費は、例えば日本の業務他部門での用途別消費エネルギーで全体の 3 割に達するほど大きな割合を占めるため、HP の消費エネルギーの低減は重要な課題である。現在、最も普及している HP は、電動コンプレッサー式 HP であり、電動コンプレッサーにより蒸発器から凝縮器に冷媒蒸気を輸送し、その圧力差で冷媒の相変化を促し、そのときの潜熱により冷熱・温熱を発生させる。これに対し、最も消費電力の大きいコンプレッサー部を、吸着や吸収等を用いた化学式コンプレッサーに置き換えた、化学式 HP が提案されている。化学式 HP の利点は、化学式コンプレッサーが再生可能熱や排熱で駆動可能なため単位出力当たりの消費電力が電動コンプレッサー式 HP に比べ少ないことである。一方、化学式 HP の課題は、化学式コンプレッサーが定常流を発生できないため、連続駆動には多くの切換機構が必要となる点である。この問題を解決するため、本研究ではクヌッセンコンプレッサー (KC) に注目した。KC は、高 Knudsen 数流れ特有の現象である熱遷移流を用いた熱駆動のコンプレッサーであり、機械的な可動部を持たないことが特徴である。学術的な観点からの熱遷移流や KC の研究は古くから多く行われていたが、応用研究に関する報告は少ない。しかし最近では、KC で必要となる微細流路の造形技術の発展により、応用面での研究も増えてきている。KC の応用例として、マイクロガスクロマトグラフィや気体分離への適用が提案されている。KC の最大の課題は、単位面積当たりの流量が非常に小さいことだが、近年、発生流量の大幅な向上に関する研究も報告されており、今後は、より広い範囲で KC が使われる可能性がある。こうした背景を踏まえ、本研究の目的は、KC を用いた新たなヒートポンプ、Knudsen heat pump (KHP) を提案し、その性能予測手法を構築するとともに、実際に構築し動作実証を行うことである。KHP は、主に KC、蒸発器、凝縮器、毛細管で構成され、冷媒には水を用いる。動作原理としては、KC が蒸発器から凝縮器に水蒸気を輸送し、その圧力差で水の相変化を促し、そのときの潜熱により冷熱・温熱を発生させる。KHP の性能は、KC の気体輸送性能に大きく依存する。KHP で発生可能な HP

## 第6章 総括

温度差は、KC で発生可能な圧力差に依存し、KHP で発生可能な出力は、KC で発生可能な質量流量に依存する。KHP の HP としての特徴は、切換機構を含む可動部を一切持たないことと、システムとして電気を使わず熱のみで駆動できることである。可動部を持たないことにより、KHP には高耐久、メンテナンスフリー、振動レス、騒音レス等の利点がある。また電気フリーであることは、エネルギー消費の低減に貢献できるだけでなく、宇宙や砂漠といった安定的な電力供給やメンテナンスが困難な場所でも使える可能性がある。

第2章では、KC による水蒸気輸送の実証実験を行った。KHP では冷媒として水を用いる。これまで KC は主に真空ポンプとしての応用を検討されていたため、内壁に付着しやすく高真空生成にとって障害となる水蒸気であえて輸送実験を行った例は報告されていない。ここでは KHP の前提となる、KC の水蒸気輸送の実証実験を行った。KC は、微細流路の集合体である多孔体（石英繊維フィルタ）と、多孔体表裏に温度差を与えるための熱交換器（加熱器、冷却器）で構成した。2つの真空容器の間に KC を挿入し、真空容器と KC の内部を水蒸気で満たした。この状態で、加熱器に高温のオイル、冷却器に低温の水を流すことにより KC を駆動させ、その後の真空容器間の圧力差の変動を計測した。その結果、真空容器間の圧力差は、KC 駆動後時間とともに増加したことから、KC により水蒸気の輸送が可能であることが実験的に確かめられた。また、この圧力差の変動速度から KC の質量流量の算出を行った。加熱器に流すオイルの温度を制御し、多孔体表裏の温度差を変えて複数条件で計測を実施したところ、質量流量や発生圧力差の最大値は、多孔体表裏の温度差に対し、おおよそ比例して増加した。

第3章では、多段 KC の気体輸送性能予測モデルの提案と有効性検証を行った。単段の KC が発生可能な圧力差はそれほど大きくないため、実用上は KC の多段化が不可欠である。しかしながら、単段 KC の構成や段数を変えるたびに多段 KC を作り直し、実験的に性能を計測することは現実的ではないため、多段 KC の性能予測手法が必要になる。ここでは、単段 KC の実験結果から、多段 KC の性能を正確に予測するモデルを提案した。このモデルでは、まず、 $N$  段の KC に

## 第 6 章 総括

より仕切られた  $N+1$  個の空間（両端に配置した 2 つの容器と  $N-1$  個の多段 KC の連結部）を想定した．次に，この  $N+1$  個の空間の圧力の時間発展を記述する 1 次元（1D）の漸化式を，各空間に対し質量保存則を適用することにより導出した．ここでは，各空間の気体の温度と KC 内の多孔体表裏の温度差は時間に対し一定とし，各空間での気体質量の増減要因は，KC の気体輸送による流入，流出に限定した．この 1D モデルでの KC の質量流量は，KC の入口，出口の平均圧力と圧力差の関数で表すことができる．この質量流量の関数形は，単段 KC で複数の圧力条件下で質量流量計測実験を行い，それらの結果を適当な近似関数で補間することにより与えた．また，本性能予測モデルの有効性検証のため，実際に 1, 2, 3, 4 段の KC を構築し，それらの性能を計測した．この実験結果と予測結果とを比較したところ，定常値，過渡応答ともに良く一致し，モデルの有効性が確かめられた．

第 4 章では，KHP の性能予測モデルの構築と，実用的な性能を達成するのに必要な KC の構成の見積もりを行った．KHP での発生温度差性能，出力性能は，使用する KC の発生圧力差性能，流量性能に依存する．つまり，多段 KC の性能予測モデルを用いれば KHP の性能を予測できるはずである．ここでは，第 3 章で構築した 1D モデルを発展させ，KHP の性能を予測するモデルを提案した．多段 KC のシミュレーションと KHP のシミュレーションでは，前提となる条件の違いが 2 つある．多段 KC では各空間の気体質量の増減要因は KC による気体輸送に限定したが，KHP では  $N$  段 KC の両端の 2 つの空間（蒸発器，凝縮器）での水の蒸発による流入，水蒸気の凝縮による流出が存在するため，これを考慮した質量保存則を適用する必要がある．また，多段 KC では各空間の気体温度は時間に対して一定としたが，KHP では蒸発，凝縮により，潜熱が発生するため，それに応じて蒸発器，凝縮器での気体の温度変化を考慮する必要がある．このため，KHP のシミュレーションでは未知の物理量が圧力，蒸発速度（凝縮速度），温度と 3 つあるため，本モデルを解析可能な問題にするためには，これらに関連付ける 3 つの方程式が必要となる．ここでは，質量保存則から圧力と温度と蒸発速度（凝縮速度）との関係，水の飽和蒸気圧曲線から圧力と温度の関係，潜熱と熱容量から温度と蒸発速度（凝縮速度）との関係を記述すること

により、未知数と方程式との数を一致させた。また実際の計算では、非線形の関係式が存在するので、ニュートン法を用いた数値解析により解を導いた。この予測モデルを用いて、面積  $4 \text{ m}^2$  の石英繊維フィルタを用いた 30 段 KC の場合の KHP の性能をシミュレーションしたところ、HP 温度差  $6.00 \text{ K}$ 、出力  $1.27 \text{ kW}$  と予測された。またシミュレーションから、出力は HP 温度差の低下に対し線形に増加することが予測された。更に、多孔体の面積と段数を変えて計算を行ったところ、最大出力は面積に、HP 最大温度差は段数におおよそ比例して増加することが分かった。

第 5 章では、KHP プロトタイプを構築し、その動作実証実験を行った。これまでの実験は、KC の気体輸送性能計測のみであり、蒸発器や凝縮器を用いた KHP の性能計測は行っていない。KHP プロトタイプを構築し、実際に温度の低い蒸発器から温度の高い凝縮器へ熱を移動させる実証実験を行った。本実験では、太陽光で駆動する応用を想定し、KC の多孔体の片面に光吸収体（黒色の塗料）を塗布した上で、窓を通してハロゲンランプの光を照射し一面を加熱した。蒸発器、凝縮器内には熱交換器を設置し、冷媒（水）の蒸発、凝縮により発生した潜熱は、熱交換器内部を流れる熱輸送媒体（水）に伝熱させ、その入口出口の温度差を計測することにより、それぞれで発生潜熱を計測した。その結果、KC に光を照射したタイミングで、蒸発器では、出口温度が低下し、凝縮器では出口温度が上昇した。また、蒸発器内での液体の水の保持状態を、ビューポートを通して目視で観察したところ、照射 10 分後には、液体の水が蒸発し、なくなっていることを確認した。これらの結果から、KHP の動作を実験的に確かめることができた。また、HP 温度差と出力を定量的に計測したところ、HP 温度差  $0.85 \text{ K}$ 、出力  $3.08 \text{ W}$  (蒸発器) が得られた。蒸発器、凝縮器内に流す熱輸送媒体の温度を複数変えて実験をしたところ、出力は HP 温度差の低下に従い線形に増加した。これは、第 4 章のシミュレーションで予測された結果であり、それが実験で確かめられたことになる。

KHP 実用化のため、今後検討すべき主な課題は、KHP の効率評価と単段 KC の最適化による性能向上である。第 5 章の実験では、KC への入力エネルギー（ハロゲンランプの多孔体への照射エネルギー）が計測できていないため、出力を



## 第6章 総括

---

入力で除した効率は評価できていない。まずは、入力エネルギーを計測できる加熱源を用いて、KHP の効率評価を行うべきである。加えて、今回の結果では、実用的な HP 性能を得るためには、大規模な KC が必要であることが分かった。多段 KC の装置サイズは、単段 KC の発生圧力差性能、単位面積当たりの流量性能を向上させることにより小型化できる。今後、詳細な熱輸送解析、気体輸送解析を通じて現在の KC の課題を明らかにし、KC の多孔体諸元や加熱、冷却方法を最適化し、性能向上につなげることが求められる。

# 参考文献

1. I. Staffell, D. Brett, N. Brandon, and A. Hawkes, “A review of domestic heat pumps,” *Energy Environ. Sci.*, 5, 9291-9306 (2012).
2. フォン・キューブ, シュタイムル, ヒートポンプ技術 –基礎と応用– (省エネルギーセンター, 1983).
3. ヒートポンプ・蓄熱センター編, ヒートポンプ・蓄熱白書 (オーム社, 2007).
4. 経済産業省 エネルギー白書, 平成 27 年度エネルギーに関する年次報告 (2016).
5. NEDO 環境部, 研究評価委員会「高効率低 GWP 冷媒を使用した中小型空調機器技術の開発」 (事後評価) 分科会, 資料 7 (2017).
6. W. Wongsuwan, S. Kumar, P. Neveu, and F. Meunier, “A review of chemical heat pump technology and applications,” *Appl. Therm. Eng.*, 21, 1489-1519 (2001).
7. H. Demir, M. Mobedi, and S. Ülkü, “A review on adsorption heat pump: Problems and solutions,” *Renewable Sustainable Energy Rev.*, 12, 2381-2403 (2008).
8. Yu. I. Aristov, B. Dawoud, I. S. Glaznev, and A. Elyas, “A new methodology of studying the dynamics of water sorption/desorption under real operating conditions of adsorption heat pumps: Experiment,” *Int. J. Heat Mass Transfer*, 51, 4966-4972 (2008).
9. G. Restuccia, A. Freni, and G. Maggio, “A zeolite-coated bed for air conditioning adsorption systems: parametric study of heat and mass transfer by dynamic simulation,” *Appl. Therm. Eng.*, 22, 619-630 (2002).
10. T. Miltkau, and B. Dawoud, “Dynamic modeling of the combined heat and mass transfer during the adsorption/desorption of water vapor into/from a zeolite layer of an adsorption heat pump,” *Int. J. Therm. Sci.*, 41, 753-762 (2002).
11. R. E. Critoph, S. J. Metcalf, and Z. Tamainot-Telto, “Proof of Concept Car Adsorption Air-Conditioning System Using a Compact Sorption Reactor,” *Heat Transfer Eng.*, 31, 950-956 (2010).
12. Y. Hirota, R. Iwata, T. Yamauchi, M. Orihashi, and M. Morita, “Development of a Compact Adsorption Heat Pump System for Automotive Air Conditioning System,” *SAE Technical Paper 2016-01-0181* (2016).

13. Y. Sone, *Molecular Gas Dynamics: Theory, Techniques, and Applications* (Birkhäuser, 2007).
14. 曾根良夫, 青木一生, *分子気体力学* (朝倉書店, 1994).
15. A. Agrawal, and S. V. Prabhu, "Survey on measurement of tangential momentum accommodation coefficient" *J. Vac. Sci. Technol. A*, 26, 634-645 (2008).
16. S.C. Saxena, and R.K. Joshi, *Thermal Accommodation and Adsorption Coefficients of Gases* (Hemisphere, 1981).
17. M. Knudsen, "Eine Revision der Gleichgewichtsbedingung der Gase. Thermische Molekularströmung," *Ann. Phys.*, 336, 205-229 (1909).
18. M. Knudsen, "Thermischer Molekulardruck der Gase in Röhren," *Ann. Phys.*, 338, 1435-1448 (1910).
19. C. Cercignani, and A. Daneri, "Flow of a rarefied gas between two parallel plates," *J. Appl. Phys.*, 34, 3509-3513 (1963).
20. T. Ohwada, Y. Sone, and K. Aoki, "Numerical analysis of the Poiseuille and thermal transpiration flows between two parallel plates on the basis of the Boltzmann equation for hard-sphere molecules," *Phys. Fluids A*, 1, 2042-2049 (1989).
21. F. Sharipov, and G. Bertoldo, "Poiseuille flow and thermal creep based on the Boltzmann equation with the Lennard-Jones potential over a wide range of the Knudsen number," *Phys. Fluids*, 21, 067101 (2009).
22. C. C. Chen, I. K. Chen, T. P. Liu, and Y. Sone, "Thermal transpiration for the linearized Boltzmann equation," *Commun. Pure Appl. Math.*, 60, 147-163 (2007).
23. S. K. Loyalka, "Thermal transpiration in a cylindrical tube," *Phys. Fluids* 12, 2301-2305 (1969).
24. H. Niimi, "Thermal Creep Flow of Rarefied Gas between Two Parallel Plates," *J. Phys. Soc. Jpn.*, 30, 572-574 (1971).
25. Y. Sone, and K. Yamamoto, "Flow of Rarefied Gas through a Circular Pipe," *Phys. Fluids*, 11, 1672-1678 (1968).
26. Y. Sone, Y. Waniguchi, and K. Aoki, "One-way flow of a rarefied gas induced in a channel with a periodic temperature distribution," *Phys. Fluids*, 8, 2227-2235 (1996).

27. K. Aoki, P. Degond, S. Takata, and H. Yoshida, "Diffusion models for Knudsen compressors," *Phys. Fluids*, 19, 117103 (2007).
28. K. Aoki, S. Takata, and K. Kugimoto, "Diffusion Approximation for the Knudsen Compressor Composed of Circular Tubes," *AIP Conf. Proc.*, 1084, 953-958 (2008).
29. S. E. Vargo, E. P. Muntz, G. R. Shiflett, and W. C. Tang "Knudsen compressor as a micro- and macroscale vacuum pump without moving parts or fluids," *J. Vac. Sci. Technol. A*, 17, 2308-2313 (1999).
30. M. Young, Y. L. Han, E. P. Muntz, and G. Shiflett, "Characterization and Optimization of a Radiantly Driven Multi-Stage Knudsen Compressor," *AIP Conf. Proc.*, 762, 174 (2005).
31. K. Pharas, and S. McNamara, "Knudsen pump driven by a thermoelectric material," *J. Micromech. Microeng.*, 20, 125032 (2010).
32. S. McNamara, and Y. B. Gianchandani, "On-chip vacuum generated by a micromachined Knudsen pump," *J. Microelectromech. Syst.*, 14, 741-746 (2005).
33. N. K. Gupta and Y. B. Gianchandani, "Thermal transpiration in mixed cellulose ester membranes: Enabling miniature, motionless gas pumps," *Microporous Mesoporous Mater.*, 142, 535-541 (2011).
34. J. Liu, N. K. Gupta, K. D. Wise, Y. B. Gianchandani, and X. Fan, "Demonstration of motionless Knudsen pump based micro-gas chromatography featuring micro-fabricated columns and on-column detectors," *Lab Chip*, 11, 3487-3492 (2011).
35. Y. Qin and Y. B. Gianchandani, "A fully electronic microfabricated gas chromatograph with complementary capacitive detectors for indoor pollutants," *Microsyst. Nanoeng.*, 2, 15049 (2016).
36. S. Nakaye, H. Sugimoto, N. K. Gupta, and Y. B. Gianchandani, "Thermally enhanced membrane gas separation," *Eur. J. Mech. B/Fluids*, 49, 36-49 (2015).
37. S. Nakaye, and H. Sugimoto, "Demonstration of a gas separator composed of Knudsen pumps," *Vacuum*, 125, 154-164 (2016).
38. M. Matsumoto, S. Nakaye, and H. Sugimoto, "Gas separation by the molecular exchange flow through micropores of the membrane," *AIP Conf. Proc.*, 1786, 080011 (2016).

39. Y. Qin, S. An, and Y. B. Gianchandani, "Arrayed architectures for multi-stage Si-micromachined high-flow Knudsen pumps," *J. Micromech. Microeng.*, 25, 115026 (2015).
40. S. An, N. K. Gupta, and Y. B. Gianchandani, "A Si-Micromachined 162-Stage Two-Part Knudsen Pump for On-Chip Vacuum," *J. Microelectromech. Syst.*, 23, 406-416 (2014).
41. S. An, Y. Qin, and Y. B. Gianchandani, "A Monolithic High-Flow Knudsen Pump Using Vertical Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> Channels in SOI," *J. Microelectromech. Syst.*, 24, 1606-1615 (2015).
42. K. Kugimoto, Y. Hirota, and Y. Kizaki, "Motionless heat pump – A new application of thermal transpiration," *AIP Conf. Proc.*, 1786, 080004 (2016).
43. K. Kugimoto, Y. Hirota, Y. Kizaki, H. Yamaguchi, and T. Niimi, "Performance prediction method for a multi-stage Knudsen pump," *Phys. Fluids*, 29, 122002 (2017).
44. K. Kugimoto, Y. Hirota, T. Yamauchi, H. Yamaguchi, and T. Niimi, "A novel heat pump system using a multi-stage Knudsen compressor," *Int. J. Heat Mass Transfer*, 127, 84-91 (2018).
45. K. Kugimoto, Y. Hirota, T. Yamauchi, H. Yamaguchi, and T. Niimi, "Design and demonstration of Knudsen heat pump without moving parts free from electricity," submitted.
46. 日本機械学会, *伝熱工学資料 改訂第5版* (丸善, 2009).
47. R. C. Rodgers, and G. E. Hill, "EQUATIONS FOR VAPOUR PRESSURE VERSUS TEMPERATURE: DERIVATION AND USE OF THE ANTOINE EQUATION ON A HAND-HELD PROGRAMMABLE CALCULATOR," *Br. J. Anaesth.*, 50, 415-424 (1978).
48. M. Rojas-Cárdenas, I. Graur, P. Perrier, and J. G. Méolans, "Time-dependent experimental analysis of a thermal transpiration rarefied gas flow," *Phys. Fluids*, 25, 072001 (2013).
49. H. Yamaguchi, P. Perrier, M. T. Ho, J. G. Méolans, T. Niimi, and I. Graur, "Mass flow rate measurement of thermal creep flow from transitional to slip flow regime," *J. Fluid Mech.*, 795., 690-707 (2016).

50. H. Yamaguchi, T. Hanawa, O. Yamamoto, Y. Matsuda, Y. Egami, and T. Niimi, “Experimental measurement on tangential momentum accommodation coefficient in a single microtube,” *Microfluid. Nanofluid.*, 11, 57-64 (2011).
51. J. Rumble (Ed.), *CRC Handbook of Chemistry and Physics, 98th Edition* (CRC Press, 2017).

# 謝辞

本論文は、著者が株式会社豊田中央研究所と名古屋大学工学研究科マイクロ・ナノシステム工学専攻マイクロ熱流体工学研究グループにおいて行った研究をまとめたものです。

本論文を結ぶにあたり、実験の計画、結果の解析、計算手法の確認、論文執筆、修正、あらゆる場面でご相談させて頂き、その度に丁寧に御指導を賜りました名古屋大学山口浩樹准教授に心より感謝申し上げます。

本論文をまとめるにあたり貴重な御助言を賜りました、名古屋大学長田孝二教授、長野方星教授、義家亮准教授及び東北大学米村茂准教授に厚く御礼申し上げます。

また、名古屋大学新美智秀教授（当時、2018年10月逝去）には、コロキウムでの議論を通じて、様々な知見について学ばせて頂きました。また著者の研究については、特に論文執筆の際に、的確にご助言頂きましたこと深く御礼申し上げます。またそれまで面識のなかった著者を社会人博士課程として研究室に快く受けて入れて頂いたことについても大変感謝しています。早稲田大学松田佑准教授にも、コロキウムでの議論を通じて、数々の知見、研究に関する考え方を学ばせて頂きましたこと、深く御礼申し上げます。

ヒートポンプに関する基礎から応用まで数々の知識を賜り、有益な議論をさせていただいた豊田中央研究所山内崇史室長、廣田靖樹博士に厚く御礼申し上げます。

実験装置の製作から実験補助、結果の解析まで御指導、御協力頂きました豊田中央研究所木崎好美博士に深く感謝申し上げます。

実験装置の設計、製作、組立に関して御協力頂きました豊田中央研究所横井将大副技師、並びに分子気体の流動解析や論文執筆に関して御助言、御協力いただきました豊田中央研究所吉田広顕博士に厚く御礼申し上げます。

京都大学を卒業後にもかかわらず、分子気体に関する専門的なご助言から論文執筆の面でもご助言頂きました国立台湾大学青木一生教授に御礼申し上げます。

名古屋大学への入学時にお世話になりました豊田中央研究所山中玄太郎博士，馬場直樹室長に御礼申し上げます。

また，コロキウムでともに議論をさせて頂いたマイクロ熱流体工学研究グループの学生の皆様にも謹んで感謝の意を表します。

最後に，本研究に御協力頂きました全ての方々に感謝の意を申し上げるとともに，著者をサポートしてくれた友人，家族にも感謝いたします。

平成 31 年 1 月

釘本 恒