

パルスデトネーションタービンエンジンの 性能に関する熱力学的解析

遠藤琢磨^{*†}, 八房智顕^{*}, 滝史郎^{*}, 笠原次郎^{**}

^{*} 広島大学 大学院工学研究科 機械システム工学専攻 〒739-8527 広島県東広島市鏡山1-4-1

^{**} 筑波大学 機能工学系 〒305-8577 茨城県つくば市天王台1-1-1

[†] corresponding author: takuma@mec.hiroshima-u.ac.jp

2004年5月24日 受付 2004年6月21日 受理

理想化されたパルスデトネーションタービンエンジン(PDTE)の性能を熱力学的に解析した。PDTEとしては、定圧燃焼を利用する従来型のガスタービンエンジンの燃焼器部分を複数のデトネーション管で置換したシステムを想定した。本解析の新しい点は、PDTEでは既燃ガスのパーシが不可欠なため、作動ガスとして爆発性ガスと不活性ガスとの両者を扱った点である。解析では、PDTEの性能評価方法を示すとともに、タービン入口におけるガスの状態を評価する方法も示した。例として、水素を燃料とするPDTEを取り上げ、その性能を計算した。また、デトネーション、定容燃焼、定圧燃焼の3つの燃焼モードについて、それぞれを利用した場合の性能を比較し、PDTEが従来型のガスタービンエンジンに比べて高効率に成り得ることを示した。

1. 緒言

パルスデトネーションエンジン(PDE)とは、パルスのな自走デトネーションによる燃焼を繰り返し起こさせ、推進力や動力を得る内燃機関である¹⁾。理想的なPDEの性能がどの程度であるか、という問題は重要であり、近年、この問題に関していくつかの熱力学的解析が報告されている。HeiserとPratt²⁾は、燃焼前後で比熱比が変化しない熱量的完全ガスを作動ガスとして、理想化されたPDEを熱力学的に解析し、その性能を定式化した。また、Wuら³⁾は、HeiserとPrattの解析を発展させ、燃焼前後で比熱比が変化する熱量的完全ガスを作動ガスとして、理想化されたPDEを熱力学的に解析した。

PDEを従来の内燃機関と比較する場合、従来の内燃機関に対するPDEの特徴を認識することが必要である。それらは、主として、以下の4点である。(1) PDE内部の流れ場は周期的に変化している。(2) デトネーションとして燃焼したガスは、定圧燃焼の場合に比べて、高温である。(3) PDEでは、既燃ガスのパーシが不可欠なため、また、エンジンの熱的負荷を軽減するため、爆発性ガス以外に、不活性ガスもエンジンに流入する。(4) PDE内部の流れ場は、衝撃波を含む。まず特徴(1)であるが、エンジン内部の流れ場が非定常であっても、周期的に変化している限り、通常の熱力学的解析手法は適用可能である。次に特徴(2)であるが、同じ燃料と酸化剤とを同じ初期状態から燃焼させたとしても、燃焼後の温度が大きく異なるときには、一般に、燃焼

による発熱量は燃焼モードに依存する。この点はPovinelli⁴⁾によって指摘されており、最近のWintenbergerとShepherdの解析⁵⁾では、既燃ガスの状態は、既知の発熱量を与えて計算するのではなく、化学平衡解析ソフトウェアを用いて計算されている。特徴(3)(4)は、これまで扱われてこなかった新しい視点である。排出されるガスのエントロピーが低いほどエンジンの性能が上がるので、不活性ガスが衝撃圧縮されることによるエントロピー増大の影響を議論しておくことは、エンジン性能を予測する上で重要である。

本論文では、タービン出力を得るためのパルスデトネーションタービンエンジン(PDTE)を想定し、上に記したPDEの特徴を考慮した熱力学的解析によって、その性能を評価する。以下では、まず、問題を設定する。次に、PDTEに熱力学第一法則を適用し、その出力を定式化する。その際、タービン入口におけるガスの状態も評価する。その後、定式化のまとめとして、計算手順を詳述する。例として、水素を燃料とするPDTEの性能を計算し、その結果について議論する。最後に、得られた結果をまとめる。なお、上記の特徴(2)に関連することであるが、本論文では、エンジン性能の指標として「単位質量の燃料あたりの出力」を用いて議論を進める。燃焼後の温度が大きく異なるような燃焼モード間でエンジン性能を比較する場合は、一般に、発熱量が燃焼モード間で異なるため、燃焼による発熱量を分母とした熱効率はエンジン性能を表す指標としては不適切だからである。

2. 問題の設定

PDTEの概念図をFig. 1に示す。ガスは、入口からエンジンに流入し、圧縮機で初期圧縮された後、燃焼器に入る。そして、燃焼器内でデトネーションとして燃焼した後、タービンを通り、出口から流出する。一般に、燃焼器以外の構成要素は、定常流において高性能である。そこで、燃焼器は複数のデトネーション管で構成され、それらの管がそれぞれ異なった位相で運転され、燃焼器以外の構成要素においては流れが定常状態に近くなるよう、燃焼器前後における流れの分岐・合流部分が最適化されている場合を考える。

PDTEには、1サイクルの間に、爆発性ガスと不活性ガスとが流入する。そこで、1サイクルあたりにPDTEに流入する、爆発性ガスの質量を $m_{cyc,D}$ 、不活性ガスの質量を $m_{cyc,I}$ とし、これらの比を次のように λ で表す。

$$\lambda = \frac{m_{cyc,I}}{m_{cyc,D}} \quad (1)$$

エンジン性能を定式化するために、爆発性ガスの各流体要素は、エンジンに入ってから出て行くまでに、以下の過程を経るものとする(すべての流体要素が同一の過程を経るようにエンジンが最適化されている場合を考える)。

- エンジン入口状態(添え字inletで表す)
→「等エントロピー圧縮過程(凍結化学組成)」→
- 燃焼前状態(添え字1で表す)
→「Chapman-Jouguet (CJ) デトネーションによる燃焼過程」→
- 燃焼後状態(添え字2で表す)
→「等エントロピー膨張過程(平衡化学組成)」→
- エンジン出口状態(添え字outletで表す)

エンジン入口における爆発性ガスの熱力学的状態は p_{inlet} 、 $T_{inlet,D}$ で指定する。ここで、 p, T は、各々、圧力、温度であり、入口圧力は爆発性ガスと不活性ガスとで等しいとする。また、添え字Dは、爆発性ガスを意味する。爆発性ガスの等エントロピー圧縮過程(凍結化学組成)については、圧縮の圧力比(爆発性ガスと不活性ガスとで等しいとする) p_1/p_{inlet} を指定する。既燃ガスの等エントロピー膨張過程(平衡化学組成)については、出口と入口の圧力比(爆発性ガスと不活性ガスとで等しいとする) p_{outlet}/p_{inlet} を指定する。

次に、不活性ガスの各流体要素は、エンジンに入ってから出て行くまでに、以下の過程を経るものとする(すべての流体要素が同一の過程を経るようにエンジンが最適化されている場合を考える)。

- エンジン入口状態(添え字inletで表す)
→「等エントロピー圧縮過程」→
- 衝撃圧縮前状態(添え字1で表す)
→「衝撃圧縮過程」→
- 衝撃圧縮後状態(添え字2で表す)
→「等エントロピー膨張過程」→
- エンジン出口状態(添え字outletで表す)

エンジン入口における不活性ガスの熱力学的状態は、圧力は爆発性ガスの場合と同じ p_{inlet} であり、温度 $T_{inlet,I}$ は指定する。ここで、添え字Iは、不活性ガスを意味する。不活性ガスの等エントロピー圧縮過程については、圧縮の圧力比が爆発性ガスの場合と同じ p_1/p_{inlet} であり、また、不活性ガスの等エントロピー膨張過程については、出口と入口の圧力比が爆発性ガスの場合と同じ p_{outlet}/p_{inlet} である。

ここで、不活性ガスの衝撃圧縮過程について議論しておく。不活性ガスは爆発性ガスに接しているため、必ず、ある程度の衝撃圧縮を受ける。不活性ガスの状態変化がPDTEの性能に及ぼす影響は、後述するように、作動ガスと外部との熱交換がない場合は「 $h_{inlet,I} - h_{outlet,I}$ 」に現れる。ここで、 h は単位質量あたりのエンタルピーである。いま、最終過程である等エントロピー膨張過程の終点圧力 p_{outlet} を指定しているので、衝撃圧縮後のエントロピー $s_{2,I}$ (= $s_{outlet,I}$)が決まると $h_{outlet,I}$ は定まってしまう。ここで、 s は単位質量あたりのエントロピーである。一方、入口における状態は既知であるから、衝撃圧縮前のエントロピー $s_{1,I}$ (= $s_{inlet,I}$)は既知である。したがって、不活性ガスの衝撃圧縮がPDTEの性能に及ぼす影響は、不活性ガスのエントロピー増大に代表されると考えてよく、不活性ガスを圧縮する衝撃波の強さを、「 $s_{2,I} - s_{1,I}$ 」を無次元化したパラメータ

$$\Delta \tilde{s}_I = \frac{s_{2,I} - s_{1,I}}{R_u / \mu_I} \left(= \frac{s_{outlet,I} - s_{inlet,I}}{R_u / \mu_I} \right) \quad (2)$$

で表すことにする。ここで、 R_u, μ は、普遍ガス定数、モル質量である。不活性ガスを比熱比 γ_I の熱量的完全ガスとみなすと、次式を導くことができる。

$$h_{outlet,I} = h_{inlet,I} \left(\frac{p_{outlet}}{p_{inlet}} \right)^{\frac{\gamma_I - 1}{\gamma_I}} \exp \left(\frac{\gamma_I - 1}{\gamma_I} \Delta \tilde{s}_I \right) \quad (3)$$

また、不活性ガス中を伝播する衝撃波に関しては、衝撃波の伝播マッハ数 M_I を使って、以下の関係式を導くことができる。

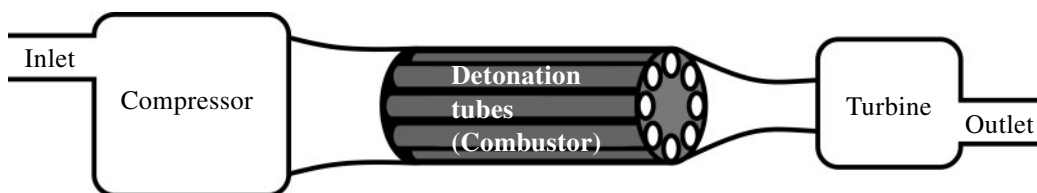


Fig. 1 Conceptual pulse detonation turbine engine (PDTE).

$$M_{is}^2 = \frac{\gamma_1 \left(\frac{p_{2,1}}{p_1} + 1 \right) + \left(\frac{p_{2,1}}{p_1} - 1 \right)}{2\gamma_1} \quad (4)$$

$$\Delta \tilde{s}_1 = \frac{1}{\gamma_1 - 1} \ln \left\{ \frac{2\gamma_1 M_{is}^2 - (\gamma_1 - 1)}{\gamma_1 + 1} \left[\frac{(\gamma_1 - 1)M_{is}^2 + 2}{(\gamma_1 + 1)M_{is}^2} \right]^{\gamma_1} \right\} \quad (5)$$

なお、一般に、PDTE内部の不活性ガス中を伝播する衝撃波は定常伝播状態ではあり得ず、また、エンジンによっては、不活性ガスが弱い衝撃波によって複数回の衝撃圧縮を受けることもあり得る。したがって、 $\Delta \tilde{s}_1$ は不活性ガス全体としての平均的なエントロピー増大を表す指標であると解釈しておく必要がある。なお、以上の議論は、既燃ガスが衝撃圧縮される場合にも、容易に拡張できる。

3. 定式化

3.1 熱力学第一法則の適用

Fig. 1に示したようなPDTEを熱力学的に解析するため、PDTEをFig. 2に示すような単純な開いた系で表現する。系内部の流れ場は周期的(周期 τ)に変動しており、1周期の間に m_{cyc} の質量のガスが系に流入し、その間に、外部に対して、圧縮機およびタービンを通じて、正味の仕事 L_{cyc} を行う。

Fig. 2の検査体積に熱力学第一法則を適用する。ただし、検査体積の入口および出口においては、物理量の勾配が無視できるものと仮定する。また、ガスと固体壁との間の熱交換も無視する。結果として、次式を得る。

$$\frac{d}{dt} \int_{V_0} \rho \left(\frac{|u|^2}{2} + e \right) dV = \oint_{S_0} \rho \left(\frac{|u|^2}{2} + h \right) (\mathbf{u} \cdot \mathbf{n}) dS - \dot{L} \quad (6)$$

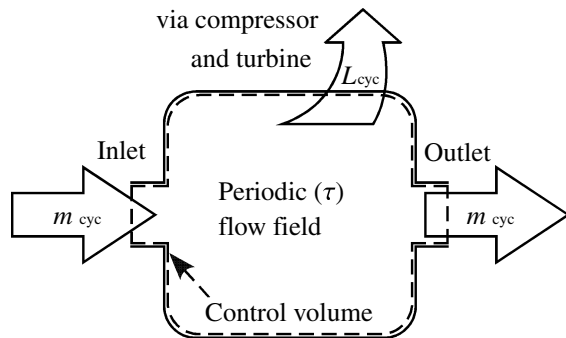


Fig. 2 Simplified open system for the thermodynamic analysis of the PDTE.

ここで、 $t, \rho, \mathbf{u}, e, \mathbf{n}, \dot{L}, V_0, S_0$ は、各々、時間、質量密度、流速ベクトル、単位質量あたりの内部エネルギー、検査体積表面の外向き単位法線ベクトル、系が外部に対して単位時間あたりに行う正味の仕事、検査体積、および検査体積表面である。次に、系内部の流れ場が周期的に変動していることを利用して、流れ場の変動の周期 τ にわたって上式を時間積分し、次式を得る。

$$0 = - \int_{\tau} \oint_{S_0} \rho \left(\frac{|u|^2}{2} + h \right) (\mathbf{u} \cdot \mathbf{n}) dS dt - L_{cyc} \quad (7)$$

上式の右辺第1項については、 $\mathbf{u} \cdot \mathbf{n}$ が0でないのは系の入口と出口だけであるから、上式を以下のように書き換える。

$$0 = \int_{\tau} \int_{Inlet} \left(\frac{|u|^2}{2} + h \right) \rho (\mathbf{u} \cdot \hat{\mathbf{n}}) dS dt - \int_{\tau} \int_{Outlet} \left(\frac{|u|^2}{2} + h \right) \rho (\mathbf{u} \cdot \mathbf{n}) dS dt - L_{cyc} \quad (8)$$

ここで、 $\hat{\mathbf{n}}$ は検査体積表面の内向き単位法線ベクトルであり、 $\hat{\mathbf{n}} = -\mathbf{n}$ である。さらに、上式を、次のように整理する。

$$L_{cyc} + \int_{\tau} \int_{Outlet} \frac{|u|^2}{2} \rho (\mathbf{u} \cdot \mathbf{n}) dS dt - \int_{\tau} \int_{Inlet} \frac{|u|^2}{2} \rho (\mathbf{u} \cdot \hat{\mathbf{n}}) dS dt = \int_{\tau} \int_{Inlet} h \rho (\mathbf{u} \cdot \hat{\mathbf{n}}) dS dt - \int_{\tau} \int_{Outlet} h \rho (\mathbf{u} \cdot \mathbf{n}) dS dt \quad (9)$$

ここで、

$$\int_{\tau} \int_{Inlet} \rho (\mathbf{u} \cdot \hat{\mathbf{n}}) dS dt = \int_{\tau} \int_{Outlet} \rho (\mathbf{u} \cdot \mathbf{n}) dS dt = m_{cyc} \quad (10)$$

であることに注意し、周期 τ の間に検査体積に流入する全流体要素に関する質量ベースの平均を $\overline{\quad}$ で表すことにすると、式(9)は次のように書き換えられる。

$$L_{cyc} + m_{cyc} \left(\frac{\overline{|u_{outlet}|^2}}{2} - \frac{\overline{|u_{inlet}|^2}}{2} \right) = m_{cyc} (\overline{h_{inlet}} - \overline{h_{outlet}}) \quad (11)$$

3.2 理想化されたPDTEの出力

理想化されたPDTEを考えることにし、

$$L_{cyc} \gg m_{cyc} \left(\frac{\overline{|u_{outlet}|^2}}{2} - \frac{\overline{|u_{inlet}|^2}}{2} \right) \quad (12)$$

を仮定すると、1サイクルあたりの出力として、次式を得る。

$$L_{cyc} = m_{cyc} (\overline{h_{inlet}} - \overline{h_{outlet}}) \quad (13)$$

また、単位質量の燃料あたりの出力は、

$$L_{\text{sptf}} = \frac{L_{\text{cyc}}}{m_{\text{cyc,D}} \phi_f} = \frac{1+\lambda}{\phi_f} (\overline{h_{\text{inlet}}} - \overline{h_{\text{outlet}}}) \quad (14)$$

と書ける。ここで、 ϕ_f は爆発性ガス中における燃料の質量分率である。

定式化をさらに進めるため、2.で述べたように、爆発性ガスのすべての流体要素はエンジンに流入してから同一の過程を経た後に排出され、また不活性ガスのすべての流体要素もエンジンに流入してから（爆発性ガスとは異なる）同一の過程を経た後に排出されるよう、エンジンが最適化されていると仮定する。このとき、

$$\overline{h_{\text{inlet}}} = \frac{m_{\text{cyc,D}} h_{\text{inlet,D}} + m_{\text{cyc,I}} h_{\text{inlet,I}}}{m_{\text{cyc,D}} + m_{\text{cyc,I}}} = \frac{h_{\text{inlet,D}} + \lambda h_{\text{inlet,I}}}{1+\lambda} \quad (15)$$

$$\overline{h_{\text{outlet}}} = \frac{m_{\text{cyc,D}} h_{\text{outlet,D}} + m_{\text{cyc,I}} h_{\text{outlet,I}}}{m_{\text{cyc,D}} + m_{\text{cyc,I}}} = \frac{h_{\text{outlet,D}} + \lambda h_{\text{outlet,I}}}{1+\lambda} \quad (16)$$

と書くことができ、出力に関して、以下のように書くことができる。

$$L_{\text{cyc}} = m_{\text{cyc,D}} [(h_{\text{inlet,D}} - h_{\text{outlet,D}}) + \lambda (h_{\text{inlet,I}} - h_{\text{outlet,I}})] \quad (17)$$

$$L_{\text{sptf}} = \frac{(h_{\text{inlet,D}} - h_{\text{outlet,D}}) + \lambda (h_{\text{inlet,I}} - h_{\text{outlet,I}})}{\phi_f} \quad (18)$$

3.3 タービン入口におけるガスの状態

PDTEは、圧縮機およびタービンを通じて、外部と仕事のやりとりを行う。そこで、圧縮機を通じて1サイクルあたりにエンジンに「なされる仕事」を「 $-L_{\text{cyc,comp}}$ 」($L_{\text{cyc,comp}}$ は、圧縮機を通じて1サイクルあたりにエンジンが「なす仕事」で負の量)と書き、タービンを通じて1サイクルあたりにエンジンが「なす仕事」を「 $L_{\text{cyc,turb}}$ 」と書くことにすると、PDTEが1サイクルあたりに外部に対してなす正味の仕事 L_{cyc} は、次のように書くことができる。

$$L_{\text{cyc}} = L_{\text{cyc,comp}} + L_{\text{cyc,turb}} \quad (19)$$

圧縮機をちょうど囲むような検査体積を考え、その検査体積に熱力学第一法則を適用すると、3.1および3.2と同様の議論を経て、次式が得られる。

$$L_{\text{cyc,comp}} = m_{\text{cyc,D}} [(h_{\text{inlet,D}} - h_{1,D}) + \lambda (h_{\text{inlet,I}} - h_{1,I})] \quad (20)$$

全く同様に、タービンに対して、次式が得られる。

$$L_{\text{cyc,turb}} = m_{\text{cyc,D}} [(h_{\text{TI,D}} - h_{\text{outlet,D}}) + \lambda (h_{\text{TI,I}} - h_{\text{outlet,I}})] \quad (21)$$

ここで、添え字TIはタービンの入口を意味する。

タービン入口におけるガスの状態の評価を進めるため、爆発性ガスに関して、圧縮機およびタービン内部の流れを熱量的完全ガスの流れで近似する。圧縮機内部における爆発性ガスの比熱比は、エンジン入口における爆発性ガスの比熱比 $\gamma_{\text{inlet,D}}$ で代表させ、また、タービン内部における爆発性ガス(既燃ガス)の比熱比は、エンジン出口における既燃ガスの比熱比 $\gamma_{\text{outlet,D}}$ で代表させる。このとき、式(20)(21)は次のように書くことができる。

$$L_{\text{cyc,comp}} = m_{\text{cyc,D}} p_{\text{inlet}} \left\{ \begin{array}{l} \frac{\gamma_{\text{inlet,D}}}{\gamma_{\text{inlet,D}} - 1} u_{\text{inlet,D}} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_{\text{inlet}}} \right)^{\frac{\gamma_{\text{inlet,D}} - 1}{\gamma_{\text{inlet,D}}}} \right] \\ + \lambda \frac{\gamma_1}{\gamma_1 - 1} u_{\text{inlet,I}} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_{\text{inlet}}} \right)^{\frac{\gamma_1 - 1}{\gamma_1}} \right] \end{array} \right\} \quad (22)$$

$$L_{\text{cyc,turb}} = m_{\text{cyc,D}} p_{\text{outlet}} \left\{ \begin{array}{l} \frac{\gamma_{\text{outlet,D}}}{\gamma_{\text{outlet,D}} - 1} u_{\text{outlet,D}} \left[\left(\frac{p_{\text{TI}}}{p_{\text{outlet}}} \right)^{\frac{\gamma_{\text{outlet,D}} - 1}{\gamma_{\text{outlet,D}}}} - 1 \right] \\ + \lambda \frac{\gamma_1}{\gamma_1 - 1} u_{\text{outlet,I}} \left[\left(\frac{p_{\text{TI}}}{p_{\text{outlet}}} \right)^{\frac{\gamma_1 - 1}{\gamma_1}} - 1 \right] \end{array} \right\} \quad (23)$$

ここで、 v は比体積($v=1/\rho$)である。また、厳密には、一般に $\gamma_{\text{outlet,D}} \neq \gamma_1$ であるから、タービン出口において爆発性ガスと不活性ガスの圧力が等しい場合は、タービン入口において $p_{\text{TI,D}} \neq p_{\text{TI,I}}$ であるが、 $p_{\text{TI,D}}$ と $p_{\text{TI,I}}$ との差は十分小さいと仮定して、 $p_{\text{TI,D}} = p_{\text{TI,I}} = p_{\text{TI}}$ とした。

ここまでの議論をまとめると、まず、問題が設定されると、式(17)で与えられた L_{cyc} は計算可能である。また、式(22)で与えられた $L_{\text{cyc,comp}}$ も計算可能である。したがって、タービンを通じて1サイクルあたりにエンジンがなす仕事 $L_{\text{cyc,turb}}$ は、式(19)から、

$$L_{\text{cyc,turb}} = L_{\text{cyc}} - L_{\text{cyc,comp}} \quad (24)$$

によって計算可能である。ここで、 $L_{\text{cyc,turb}}$ は式(23)のように書くこともでき、式(23)の右辺における未知量は p_{TI} のみである。したがって、 p_{TI} を数値的に求めることができる。 p_{TI} が決まると、タービン入口における温度は、

$$T_{\text{TI,D}} = \left(\frac{\mu_{\text{outlet,D}}}{R_u} p_{\text{outlet}} u_{\text{outlet,D}} \right) \left(\frac{p_{\text{TI}}}{p_{\text{outlet}}} \right)^{\frac{\gamma_{\text{outlet,D}} - 1}{\gamma_{\text{outlet,D}}}} \quad (25)$$

$$T_{\text{TI,I}} = \left(\frac{\mu_1}{R_u} p_{\text{outlet}} u_{\text{outlet,I}} \right) \left(\frac{p_{\text{TI}}}{p_{\text{outlet}}} \right)^{\frac{\gamma_1 - 1}{\gamma_1}} \quad (26)$$

によって計算することができる。ここで、既燃ガスのモル質量は、エンジン出口におけるそれで代表させた。

3.4 定式化のまとめと具体的な計算手順

まず、PDTEの性能を評価するために必要なパラメータについてまとめる。爆発性ガスの種類を決めると、 ϕ_f が決まる。不活性ガスの種類を決めると、 γ_1, μ_1 が決まる。爆発性ガスと不活性ガスの質量流量を決めると、 $m_{cyc,D}$ と λ が決まる。エンジン入口におけるガスの熱力学的状態は、 $p_{inlet}, T_{inlet,D}, T_{inlet,I}$ で指定する。等エントロピー圧縮（初期圧縮）の圧縮比は、 p_1/p_{inlet} で指定する。排気圧力は、 p_{outlet}/p_{inlet} で指定する。最後に、不活性ガスが衝撃圧縮される強さは、 $\Delta\bar{s}_1$ で指定する。

爆発性ガスに関する計算は、次のように行う。エンジン入口における熱力学的状態が $p_{inlet}, T_{inlet,D}$ で指定されているので、化学平衡解析ソフトウェア（例えば、STANJAN⁶⁾などが良く知られており、本論文の計算はすべてSTANJANを使用した）を使って、（化学組成を凍結させたままで） $h_{inlet,D}$ と $u_{inlet,D}$ を計算する。また、 $\gamma_{inlet,D}$ は、化学平衡解析ソフトウェアによって凍結音速 $a_{inlet,D}$ を計算し、関係式

$$\gamma_{inlet,D} = \frac{a_{inlet,D}^2}{p_{inlet} u_{inlet,D}} \quad (27)$$

を使って計算する。等エントロピー圧縮過程（凍結化学組成）後の状態は、圧力を

$$p_1 = \frac{p_1}{p_{inlet}} p_{inlet} \quad (28)$$

で与え、 $T_{1,D}$ は化学平衡解析ソフトウェアによって（化学組成を凍結させたままで）計算する。CJデトネーションによる燃焼過程については、 $p_1, T_{1,D}$ を燃焼前状態として、燃焼後の状態 $p_{2,D}, T_{2,D}$ を化学平衡解析ソフトウェアによって計算する。等エントロピー膨張過程（平衡化学組成）後の状態は、燃焼後の状態 $p_{2,D}, T_{2,D}$ を使って、圧力を

$$p_{outlet} = \frac{p_{outlet}}{p_{inlet}} p_{inlet} \quad (29)$$

で与え、 $h_{outlet,D}, u_{outlet,D}, \mu_{outlet,D}$ を化学平衡解析ソフトウェアによって計算する。また、 $\gamma_{outlet,D}$ は、化学平衡解析ソフトウェアによって平衡音速 $a_{outlet,D}$ を計算し、関係式

$$\gamma_{outlet,D} = \frac{a_{outlet,D}^2}{p_{outlet} u_{outlet,D}} \quad (30)$$

を使って計算する。

不活性ガスに関する計算は、次のように行う。エンジン入口における熱力学的状態が $p_{inlet}, T_{inlet,I}$ で指定されており、また、 γ_1, μ_1 も既知なので、 $u_{inlet,I}, h_{inlet,I}$ は、

$$u_{inlet,I} = \frac{R_u}{\mu_1} \frac{T_{inlet,I}}{p_{inlet}} \quad (31)$$

$$h_{inlet,I} = \frac{\gamma_1}{\gamma_1 - 1} p_{inlet} u_{inlet,I} \quad (32)$$

によって計算する。次に、式(3)を使って $h_{outlet,I}$ を計算する。また、 $u_{outlet,I}$ は、

$$u_{outlet,I} = \frac{\gamma_1 - 1}{\gamma_1} \frac{h_{outlet,I}}{p_{outlet}} \quad (33)$$

により計算する。

1サイクルあたりの正味の出力 L_{cyc} は、式(17)によって計算する。圧縮機を通じて1サイクルあたりにエンジンがなす仕事 $L_{cyc,comp}$ は、式(22)によって計算する。タービンを通じて1サイクルあたりにエンジンがなす仕事 $L_{cyc,turb}$ は、式(24)によって計算する。タービン入口における圧力 p_{π} は、式(23)を使って数値的に求める。タービン入口における温度 $T_{\pi,D}, T_{\pi,I}$ は、式(25)(26)によって計算する。

3.5 不活性ガスを圧縮する衝撃波の強さ $\Delta\bar{s}_1$ の概算法

不活性ガスを圧縮する衝撃波の強さ $\Delta\bar{s}_1$ は、PDTEの構造、特に、燃焼器とタービンとのインターフェース部の構造に強く依存し、これを正確に評価することは極めて困難である。そこで、以下に示す方法で $\Delta\bar{s}_1$ の値を概算する。

衝撃圧縮された不活性ガスの圧力 $p_{2,1}$ と衝撃波の強さ $\Delta\bar{s}_1$ とは、式(4)(5)によって関係付けられている。そこで、衝撃波の強さ $\Delta\bar{s}_1$ の値を概算するために、衝撃圧縮された不活性ガスの圧力 $p_{2,1}$ がタービン入口における圧力 p_{π} と、 $p_{2,1} = p_1 + k(p_{\pi} - p_1)$ なる関係にあると仮定する。ここで、 k は1に近い定数である。不活性ガスの圧力は、圧縮機出口からタービン入口までの間に、正味の変化として、 p_1 から p_{π} まで上昇せねばならない。この過程がすべて等エントロピー的に行われる場合が $k=0$ の場合であり、圧力比 p_{π}/p_1 の単一衝撃波を含む場合が $k=1$ の場合である。圧力比が p_{π}/p_1 よりも弱い衝撃圧縮を複数回受けた結果として圧力が p_{π} となる場合は $0 < k < 1$ であり、また、圧力比が p_{π}/p_1 よりも強い衝撃波によって圧縮された後に等エントロピー的に膨張する場合は $1 < k$ である。パラメータ k を用いると、不活性ガスを圧縮する衝撃波の強さは、以下の手順で概算することができる。まず p_{π} としてある値を仮定し、 $p_{2,1} = p_1 + k(p_{\pi} - p_1)$ および式(4)(5)によって衝撃波の強さ $\Delta\bar{s}_1$ の値を計算し、その $\Delta\bar{s}_1$ の値を使って L_{cyc} および $L_{cyc,comp}$ を計算し、さらに、式(24)を使って $L_{cyc,turb}$ を計算する。こうして計算された $L_{cyc,turb}$ が仮定した p_{π} と式(23)とを使って計算された $L_{cyc,turb}$ に等しくなるような p_{π} および $p_{2,1} = p_1 + k(p_{\pi} - p_1)$ を数値的に求める。以上の手続きにより、衝撃波の強さ $\Delta\bar{s}_1$ の値をユニークに概算することができる。また、同時に、タービン入口における圧力 p_{π} も計算される。パラメータ k の値がエンジン性能に及ぼす影響については4.4の中で示すが、理想化されたPDTEの極限性能を評価するという意味では、 $k=0$ ($\Delta\bar{s}_1=0$)としておけばよい。

4. 計算例

例として、化学量論比の水素-空気混合気を爆発性ガスに、空気を不活性ガスに用いた場合について計算する。計算の条件は、以下の通りである。

爆発性ガス：化学量論比の水素-空気混合気（ただし、空気は $O_2+3.76N_2$ で代用し、Nに関する反応についてはNOのみを考慮する）

不活性ガス：空気

（ただし、空気は $O_2+3.76N_2$ で代用し、その反応については全てを無視して、 $\gamma_1=7/5$ の熱量的完全ガスとして扱う）

燃料充填率：爆発性ガスの体積充填率 Φ_v を $0 < \Phi_v < 1$ で変化させる

入口圧力： $p_{inlet}=0.101325$ MPa (1 atm)

入口温度： $T_{inlet,D}=T_{inlet,I}=300$ K

初期圧縮比： $p_1/p_{inlet}=1, 2, 5, 10, 20$ で変化させる

排気圧力： $p_{outlet}/p_{inlet}=1$

衝撃波強さ： $p_{2,1}=p_1+k(p_{T1}-p_1)$, $k=0, 1, 2, 4$ で変化させる

Fig. 3に本例題に関する計算の結果をまとめる。本例題のパラメータ範囲において得られた結果は、以下のようである。まず、Fig. 3(a)は L_{spf} を示したものであり、初期圧縮比の増大に伴い、 L_{spf} も増大する。また、 $k=0$ 、すなわち $\Delta\bar{s}_1=0$ の場合、 L_{spf} は爆発性ガスの充填率に依存せず、一定である。これは、式(3)(18)より、 $p_{outlet}/p_{inlet}=1$ かつ $\Delta\bar{s}_1=0$ のときは $L_{spf}=(h_{inlet,D}-h_{outlet,D})/\phi_f$ となる結果である。なお、

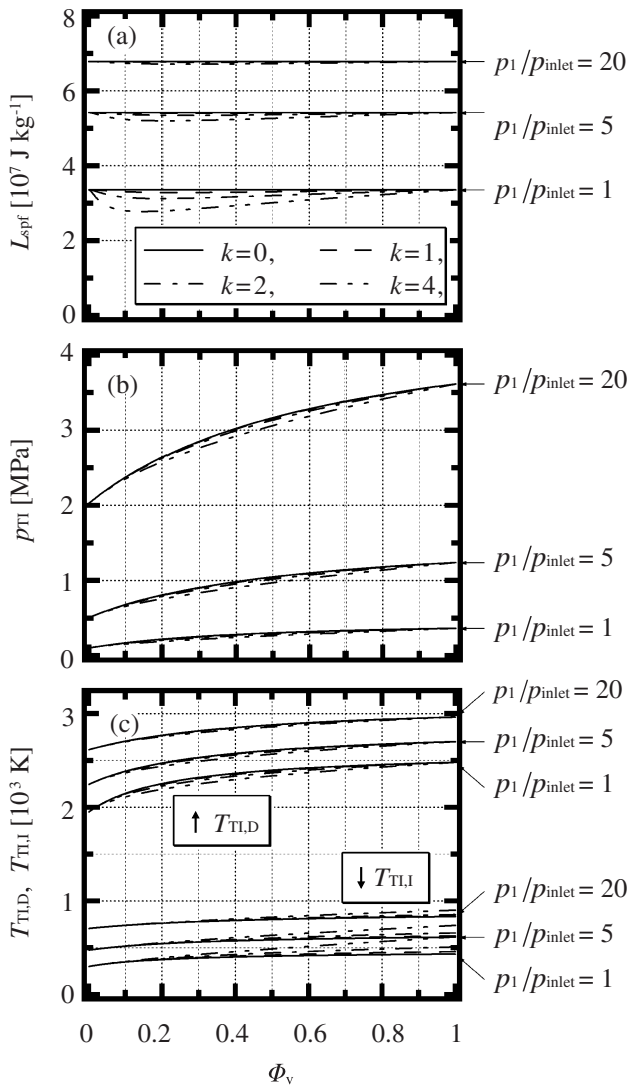


Fig. 3 Summary of the example calculations. (a) L_{spf} , (b) p_{T1} , and (c) $T_{T1,D}$ and $T_{T1,I}$.

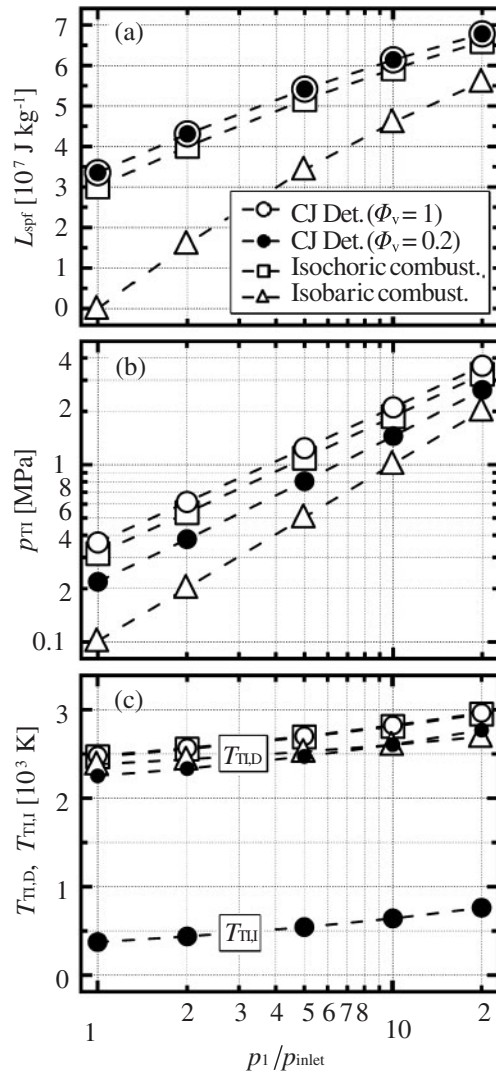


Fig. 4 Comparison among CJ detonation, isochoric combustion, and isobaric combustion. (a) L_{spf} , (b) p_{T1} , and (c) $T_{T1,D}$ and $T_{T1,I}$.

パラメータ k は、前述のように、あくまで、不活性ガス全体としての平均的なエントロピー増大を表す指標である。Fig. 3(a)からわかるように、不活性ガスの衝撃圧縮が L_{spf} に与える影響は深刻なものではない。また、初期圧縮比の増大に伴って、不活性ガスが衝撃圧縮されることの影響は小さくなる。これは、初期圧縮比の増大に伴って、同じ k の値に対する $\Delta\bar{s}_1$ の値が小さくなった結果である。Fig. 3(b)とFig. 3(c)は、各々、タービン入口における圧力と温度を示したものである。これらに関しても、初期圧縮比の増大に伴い、上昇する。また、これらは、爆発性ガスの充填率減少に伴い、低下する。不活性ガスの衝撃圧縮がこれらに与える影響も、やはり、深刻なものではない。

次に、爆発性ガスの充填率を $\Phi_v = 1$ に、不活性ガス中の衝撃波の強さ $\Delta\bar{s}_1$ (パラメータ k)を $\Delta\bar{s}_1 = 0$ ($k = 0$)に、それぞれ固定して、初期圧縮比 p_1/p_{inlet} のみを変化させ、CJデトネーション、定容燃焼、定圧燃焼の3つの燃焼モードによる違いについて議論する。計算では、2.で述べた爆発性ガスの燃焼過程の部分のみを異なる燃焼モードに置き換えた。なお、定圧燃焼に関しては、燃焼後の状態をタービン入口状態とした。計算の結果をFig. 4に示す。本例題のパラメータ範囲において得られた結果は、以下のようである。Fig. 4(a)は L_{spf} を示したものであり、3つの燃焼モード中、CJデトネーションを利用した場合が最も高効率である。なお、PDTEでは、既燃ガスが固体壁からの反射衝撃波や他のデトネーション管から放出される衝撃波によって圧縮され、そのエントロピーを増大させることが有り得るが、その場合は、 L_{spf} が定容燃焼の場合程度まで低下するであろう。なぜなら、定容燃焼における既燃ガスの状態とは、既燃ガスが一定体積中に閉じ込められた場合のエントロピー最大の状態だからである。また、Fig. 4(b)とFig. 4(c)は、各々、タービン入口における圧力と温度を示したものであ

るが、これらについても、3つの燃焼モード中、CJデトネーションを利用した場合が最も高い。タービン入口における温度が実用燃焼モードとして実績のある定圧燃焼に比べて高いのは望ましいことではないが、例えば、爆発性ガスの体積充填率を $\Phi_v = 0.2$ とすることで、タービン入口における既燃ガスの温度を定圧燃焼の場合と同程度にまで下げることができる。Fig. 4には、 $\Phi_v = 0.2$ におけるPDTEの計算結果も合わせて示した。また、この場合は、タービン入口における既燃ガスの温度が定圧燃焼の場合と同程度であるばかりでなく、より低温の不活性ガスもタービンに流入するので、エンジンの熱的負荷としては、定圧燃焼の場合よりも小さくなる。実際には、 $0.2 < \Phi_v < 1$ であるような、ある Φ_v において、定圧燃焼の場合と同程度の熱的負荷になるはずである。なお、PDTEとして、例えば、内径5 cm^φ、長さ1 mのデトネーション管6本と、それらの合計容積の1/2の容積の燃焼器-タービン間インターフェース部とからなるエンジンを考え、この容積に圧縮機で初期圧縮したガスを充填することにし、このエンジンを周波数 $f = 10$ Hzで運転することになると、 $\Phi_v = 0.5$, $k = 0$ において、 $p_1/p_{inlet} = 1, 2, 5, 10, 20$ に対応する出力は、それぞれ、 $L_{cyc} \times f = 72, 150, 370, 690, 1300$ kWとなる。

最後に、燃焼モードの違いによる発熱量の違いを示す。Fig. 5は、全過程（エンジンの入口から出口まで）における単位質量の燃料あたりの発熱量 $Q_{spf, total}$ と燃焼過程（過程1→2）における単位質量の燃料あたりの発熱量 $Q_{spf, 1-2}$ について、初期圧縮比 p_1/p_{inlet} に対する依存性を示したものである。ここで、発熱量は、対象とする過程の前後における化学組成の、0.101325 MPa (1 atm), 298.15 Kにおけるエンタルピー減少量で定義した。注目すべきことは、燃焼過程における発熱量については、CJデトネーションの場合が最も小さいが、全過程における発熱量については、CJデトネーションの場合が最も大きいということである。これは、CJデトネーションの場合には、燃焼過程後の等エントロピー膨張過程における発熱量が無視できない大きさであることを示している。

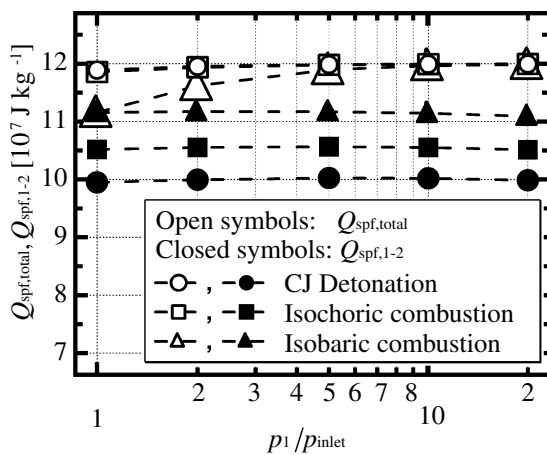


Fig. 5 Released heats in the whole process and in the combustion.

5. 結論

パルスデトネーションタービンエンジン (PDTE) を単純な開いた系で表現し、その性能に関して、熱力学的な解析を行った。解析では、PDTEの特徴を考慮し、爆発性ガスと不活性ガスとの両者がエンジンに流入するという、および不活性ガスは不可避免的に衝撃圧縮され、そのエントロピーが増大するという点を扱った。解析により、PDTEの性能評価方法を示し、例として水素を燃料としたPDTEを取り上げて計算結果を示した。この計算の結果、不活性ガスの衝撃圧縮によるエントロピー増大はPDTEの性能にとって深刻ではないということが示された。また、CJデトネーション、定容燃焼、定圧燃焼の3つの燃焼モードについて性能を比較した結果、PDTEが定圧燃焼を利用した従来型的气タービンエンジンに比べて高性能と成り得ることが示された。

謝辞

三菱重工業株式会社・長崎研究所の松尾哲也氏，東森弘高氏，中道憲治氏，武野計二氏，坂田展康氏によるパルスデトネーションエンジンとタービンとの組み合わせに関する貴重な助言に対し，謝意を表す。本研究の一部は，NEDO平成15年度「産業技術研究助成事業」区分B「エネルギー・環境技術分野」「パルスデトネーション機構を用いた小・中規模発電用高効率エンジンシステムの実用化研究」による助成を受けて実施された。また，本研究の一部は，東邦ガス株式会社および広島ガス株式会社の支援を受けて実施された。ここに記して，謝意を表す。

文 献

- 1) K. Kailasanath, AIAA J., 38, 1698 (2000).
- 2) W. H. Heiser and D. T. Pratt, J. Propul. Power, 18, 68 (2002).
- 3) Y. Wu, F. Ma, and V. Yang, J. Propul. Power, 19, 556 (2003).
- 4) L. A. Povinelli, Proceedings of the 19th International Colloquium on the Dynamics of Explosions and Reactive Systems, Hakone, Japan, #121 (2003).
- 5) E. Wintenberger and J. E. Shepherd, AIAA Paper 2004-1033 (2004).
- 6) W. C. Reynolds, "The Element Potential Method for Chemical Equilibrium Analysis: Implementation in the Interactive Program STANJAN, Version 3," Technical Rept., Dept. of Mechanical Engineering, Stanford Univ., Stanford, CA, Jan. 1986.

Thermodynamic analysis of the performance of a pulse detonation turbine engine

Takuma Endo*, Tomoaki Yatsufusa*, Shiro Taki*, and Jiro Kasahara**

The performance of an idealized pulse detonation turbine engine (PDTE) was thermodynamically analyzed. In the analysis, both of detonable and inert gases were dealt with as the working media taking account of the differentiae of a PDTE against a conventional gas turbine engine utilizing isobaric combustion. Further, the thermodynamic states of the working media at the inlet of the turbine were estimated. As an example, the performance of a hydrogen-fueled PDTE was calculated. By comparing the performances of internal combustion engines utilizing detonation, isochoric combustion, and isobaric combustion, it was shown that a PDTE has a potential for being a higher-performance engine than a conventional gas turbine engine utilizing isobaric combustion.

*Department of Mechanical Engineering, Hiroshima University, 1-4-1 Kagamiyama, Higashi-Hiroshima, Hiroshima 739-8527, JAPAN

**Institute of Engineering Mechanics and Systems, University of Tsukuba, 1-1-1 Tennodai, Tsukuba, Ibaraki 305-8577, JAPAN