

2 気筒 PDE における気筒間干渉について

辻俊之, 白川真一, 吉橋照夫, 小原哲郎, 大八木重治
(埼玉大学理工学研究科)

Interference between Tubes in a Two-Cylinder Pulse Detonation Engine

by

TSUJI Toshiyuki, SHIRAKAWA Shimichi, YOSHIHASHI Teruo
OBARA Tetsuro and OHYAGI Shigeharu

ABSTRACT

The two-cylinder pulse detonation engine (PDE) with a single converging nozzle connected to an automotive turbocharger system was constructed. It was investigated to estimate the interference of pressure waves between two cylinders and to measure thermal efficiency of PDTE. As a result, a shock wave diffracted the cylinder arrived at the other cylinder which is in the filling process. Increasing turbine inlet temperature and operating frequency, compressor output work and thermal efficiency are increasing.

1. はじめに

パルスデトネーションタービンエンジン(PDTE)はデトネーションを利用する事により燃焼過程が定積的になり、デトネーション波により圧縮が行われるため圧縮機のないガスタービンエンジンが可能である。そのため、パルスデトネーション燃焼器(PDC)を利用したガスタービンエンジンが研究されている。従来のガスタービンエンジンよりも構造が簡単であり、低コスト、高い熱効率が得られると期待されている。

しかし、これまで実験研究⁽¹⁾で得られた熱効率は 1~3% と低い。この理由として PDE による急激な圧力上昇を伴う衝撃波の間欠的な排気がタービン効率を低下させると考えられる。効率の増加のためには排気脈動流の平滑化が必要であり、作動周波数の増加を行わなければならない。しかしながら、単気筒 PDE では高周波作動に限界があり、PDE 管を複数本束ねて多気筒化を行い全体の作動周波数を高める必要がある。しかし、多気筒 PDE の場合に気筒間の排気干渉によりパーズ、燃料充填が妨げられる可能性がある⁽²⁾。

本研究では 2 気筒 PDE により作動周波数を 2 倍に高め、自動車用ターボチャージャを用いた熱効率の向上を試みた。また、気筒間による排気干渉について考察した。

2. 実験装置

実験装置の概略図を図 1 に示す。装置は 2 本のデトネーション管、排気ノズル、ターボチャージャにより構成されている。PDE 管は内径 38mm、全長 940mm であり DDT 促進用のため、内部に長さ 560mm のシェルキンスパイラル付管を使用した。2 本の管をそれぞれ管 A、管 B と呼ぶ。2 本の PDE 管出口に接続されている排気ノズルは長さ 222mm の収縮ノズルであり、最大内径 95mm、最小内径 38mm、体積はおおよそ PDE 管 1.4 本分である。装置全体の熱効率の計測は軽自動車用ターボチャージャ(IHI, RHF3)でタービン同軸の圧縮機仕事により測定される。

燃料・酸化剤には水素・空気を用いた。閉鎖端から 27,197mm の位置に水素・空気の噴射ポートを対向設置させ、管内で混合させる。噴射は電磁バルブ(H₂:MAC, 35A-AED-DDFA-1BA, Air:55-B-12-P1-111BA)を用いている。閉鎖端より 97mm の位置に自動車用点火プラグを設置して、480mm、640mm の位置に圧力変換器(管 A:P1, P2, 管 B:P3, P4)。イオンプローブを 480, 640, 830mm(管 A:IA, 管 B:IB)の位置に対向設置しそれぞれの 3 個を共通の出力 IA と IB にした。バルブの開閉および点火信号はデジタル I/O ボードを用いて制御されている。電磁バルブは噴射開始の信号から実際に噴射するまでに水素・空気用それぞれ異なった時間遅れが存在するため、遅れを考慮して制御されている。

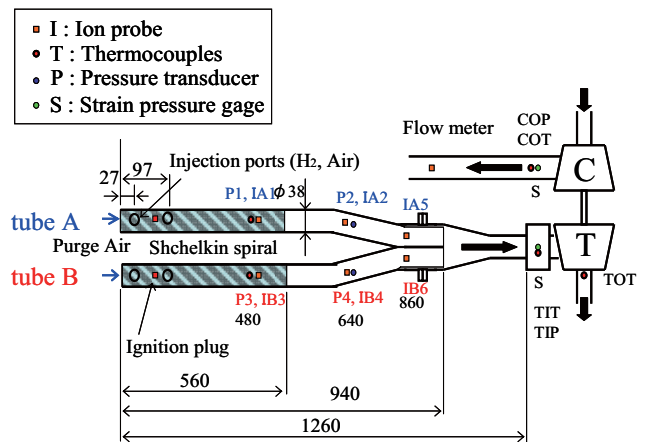


Fig.1 Schematic of experimental apparatus (Type-A)

タービン出入り口、圧縮機出口に熱電対を設置してタービン出入り口、圧縮機出口にひずみ式圧力センサを取り付けた。圧縮機出口には流量測定のためフローセル流量計を用いて、圧縮機側において全体の熱効率計測を行った。

3. 実験方法

実験条件を表 1 に示す。冷却機構がないので長時間作動が難しいため作動時間 8 sec として、作動周波数を 16~40 Hz/tube で変化させた。PDE の 1 サイクルの内訳は、水素・空気の噴射、点火、デフラグレーション-デトネーション遷移(DDT)、自然排気、空気による強制掃気からなる。噴射当量比、燃料充填率、パーズ率の算出については電磁バルブ上流に数サイクル分の気体を貯めておけるストレージタンクを設置しており、その平均噴射圧力より算出した。2 気筒運転での位相差は 1 サイクルを 2 等分して周波数を 2 倍にしている。燃焼作動を行う前の数秒間に、空気供給圧力の調節を行い、燃焼作動後の既燃気体掃気のために数秒間パーズ空気の噴射が行われタービンの回転が生じ、タービン入り口圧力が上昇する。

性能比較のため、2 気筒 PDE(Type-A)、管 B ノズルあり(Type-B)、単気筒 PDE ノズルなし(Type-C)の場合で作動させた場合について行った。

Table.1 Experimental conditions

Operation frequency [Hz/tube]	16, 20, 30, 40
Operation time [sec]	8
Equivalence ratio	1.00~2.00
Fuel fill fraction	0.6~1.0

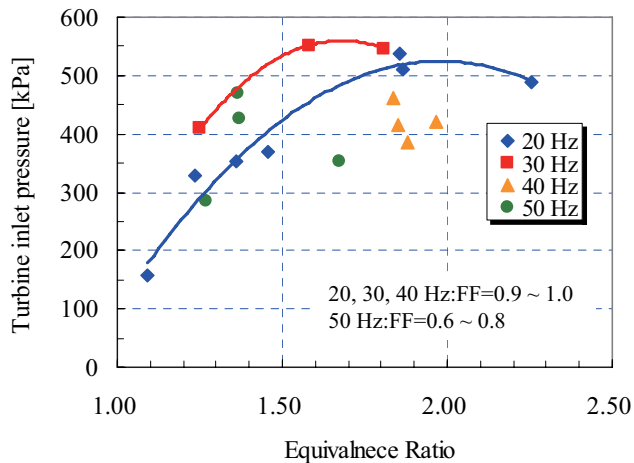


Fig.2 Effect of equivalence ratio on turbine inlet pressure (Single-tube PDE without nozzle)

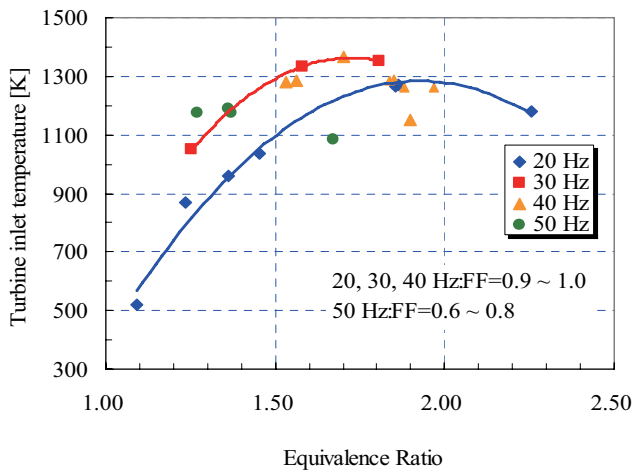


Fig.3 Effect of equivalence ratio on turbine inlet temperature (Single-tube PDE without nozzle)

4. 実験結果および考察

4-1 単気筒作動実験

排気ノズルなしの単気筒 PDE(Type-C)を作動させた場合について、当量比を変化させ、作動周波数を 20~50 Hz、作動時間 8 秒で行ったときタービン入り口圧力、温度の関係について図 2、図 3 に示す。それはタービン性能の評価に重要な値である。タービン入り口圧力と温度は当量比、作動周波数増加に伴い増加している事が分かる。しかしながら、周波数を増加させて 40 Hz 以上にした場合は、それより低い周波数の様に増加しなかった。周波数増加により 1 サイクルあたりの時間が短くなり安定した作動が難しくなったためと考えられる。50 Hz 作動の場合にも充填率が低いこともあり 40 Hz と同じく増加しづらくなる。単気筒の場合、充填率増加のためには噴射圧力を上げなければならず装置上の問題がある。そのため、単気筒での高周波作動には限界があると考えられる。この結果として当量比 1.5~2.0 と燃料過剰の条件の時が最も高い状態になった。この理由として、管後方においては燃料希薄になりやすく均一な当量比分布になりづらいため噴射当量比を高くする必要があると考えられる。2 気筒作動を行う場合にもこの当量比条件に設定する。熱効率向上のためには高周波作動

が不可欠であり、単気筒 PDE での最大熱効率は周波数 50 Hz で約 3.1%であった。

4-2 2 気筒(Type-A)作動実験

作動周波数 20 Hz/tube、作動時間 8 秒の場合のタービン入り口、圧縮機出口状態についての圧力と温度履歴をそれぞれ図 4、5 に示す。タービン入り口状態では静圧(TIP)と全温(TIT)を計測しており、タービン同軸の圧縮機出口においても全圧(COP)と全温(COT)を計測している。当量比(ER)は 1.83、燃料充填率(FF)は 0.82、パーズ率(PF)は 0.24 である。図 4 では連続的なデトネーション排気によりタービン入り口圧力が上昇しており、2 気筒においても安定した作動が行われていることが分かる。全温については燃焼開始とともに急上昇して 8 秒後の作動終了まで増加し続けている。

図 5 に圧縮機出口直後の状態についての履歴を示す。タービンと同様、PDTE の作動と同時に圧力、温度が増加していることが分かる。この場合も温度は増加しつづけているため作動時間 8 秒では定常状態には至らず、熱的に平衡ではないが作動終了直前の温度値と圧縮機出口圧力最大値で、圧縮機仕事と熱効率の評価を行った。

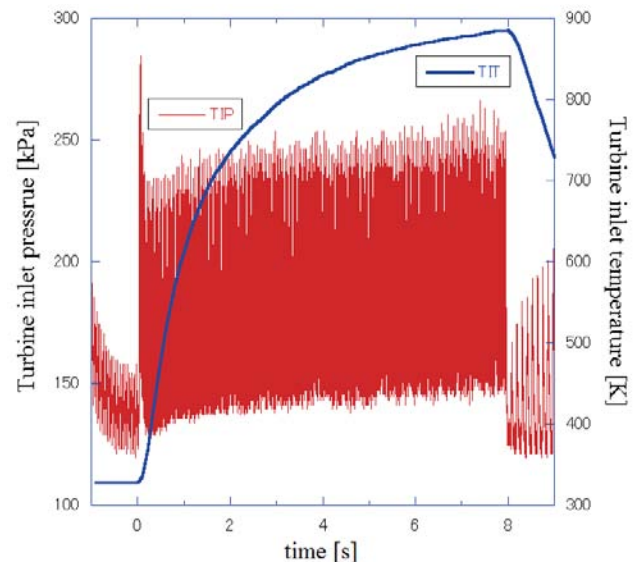


Fig.4 Turbine inlet pressure and temperature
f=20Hz/tube, ER=1.83, FF=0.82, PF=0.24

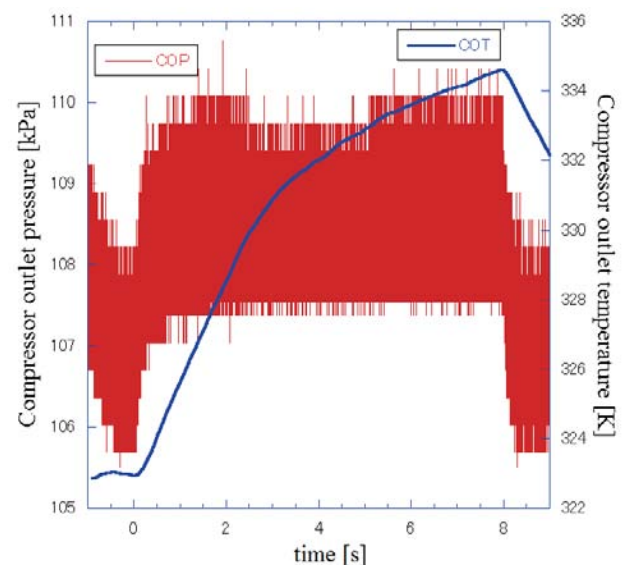


Fig.5 Compressor outlet pressure and temperature

単気筒 PDE(Type-C)と比較した場合、図 2, 3 から 40 Hz 作動、当量比 1.8 においてタービン入り口圧力 500 kPa、温度 1300 K となっており 2 気筒の方が減少している。Type-A では排気ノズル体積が PDE 管約 1.4 本分と大きい為にタービン入り口までにデトネーション波が減衰してしまったと考えられる。タービン入り口圧力、温度共にタービン出力、熱効率に与える影響は大きく排気ノズル内での減衰のため熱効率は減少すると予想され、体積の小さい排気ノズルが必要であると考えられる。

圧縮機の行った仕事は圧縮機前後のエンタルピー差から求める。以下の式により

$$W_C = \dot{m}C_p(T_C - T_0)$$

ここで \dot{m} を圧縮機出口側の質量流量、定圧比熱 C_p 、圧縮機出口温度 T_C 、室温 T_0 とする。熱効率は圧縮機仕事と供給した単位時間あたりの熱量の比で算出する。供給熱量は噴射当量比で求めた水素燃料基準で求めた。表 2 に圧縮機仕事と熱効率の形状比較を示す。化学平衡計算による初期圧縮なし大気圧状態での理論熱効率 35% と比較して非常に低い値となった。この理由としてタービンへ流入するデトネーション波の間欠的な流動が、定常流を想定されたタービンに対して適していないためタービン効率の低下や、タービン回転数が大幅に変化するためと思われる。Type-C の場合、排気ノズルがないためデトネーションが減衰しづらく 2 気筒に比較して損失が少ないので圧縮機仕事が約 2 倍になったと考えられる。

Table.2 Compressor work and thermal efficiency

	Compressor work [kW]	Thermal efficiency [%]
Type-A	0.9	0.583
Type-C	2	1.1

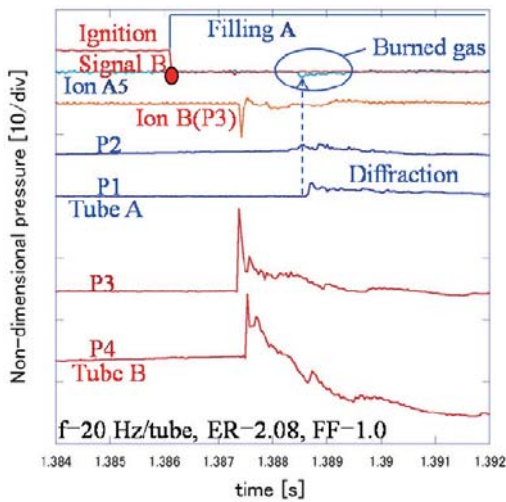


Fig. 6 Pressure histories of tube B in the combustion stage

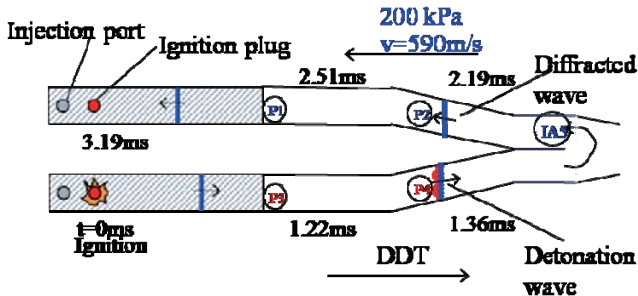


Fig.7 Schematic of pressure transducers response histories after tube B ignition

4-3 気筒間の排気干渉

2 気筒作動において排気干渉を計測するため作動周波数 20 Hz/tube での圧力波形を図 6 に示す。また管 B で点火から DDT そして管 A 内へ衝撃波が回折する状態について、管 B で点火後の圧力変換器 P1~P4 での波面到達時刻を図 7 に示す。2 気筒で作動させた場合、管 B で点火すると同時に管 A で水素・空気を噴射開始する。管 B で点火した後、管 B の P3 に対向設置している Ion B の反応から DDT を経て点火後 1.36 ms で P4 にデトネーション波となって到達し、排気ノズル内へ伝ばする。その後、燃料充填中である管 A 内へ回折衝撃波となり P2, P1 の順に伝ばし、管 A の点火プラグには 3.19 ms 後に到達すると予想される。回折衝撃波背後の圧力、速度はそれぞれおよそ 200 kPa、590 m/s である。管 A 内へ伝ばした回折衝撃波は燃料充填を阻害すると予想される。また、自着火防止のため管 B で点火する前にパージ空気が噴射されており既燃気体と未燃気体とを空気により分離しており、回折衝撃波により管内部において流れが乱されるため、単気筒作動と比較して次の燃焼過程に影響が起これらと考えられる。

回折衝撃波が管 A に流入したと同時に管 A 出口に設置しているイオンプローブ IA5 による反応が、デトネーションの場合に比べて低いもの確認された。これにより、回折衝撃波のみならず高温の既燃気体も流入することが分かる。

図 8 に 20 Hz/tube でのタービン入り口圧力について示す。作動開始後約 1.6 秒までは圧力ピーク数が 40 Hz となっているが、それ以降ピークが不規則になり完全な周波数 2 倍になっていない。また管 A でのピークが見られない次の管 B でのサイクルでは圧力が大きくなっている。このとき全圧力ピーク数の全点火回数に対する割合をサイクル比としたとき約 60% であった。

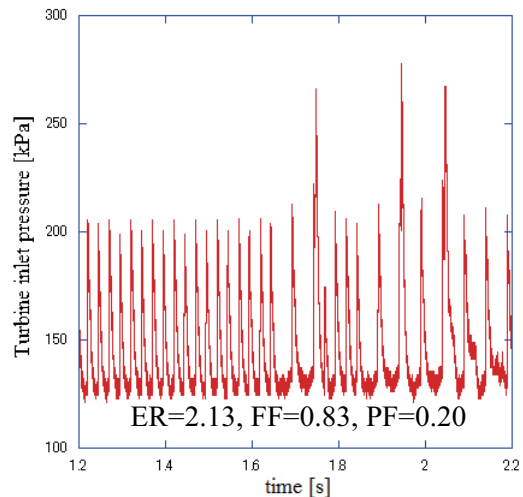


Fig.8 Turbine inlet pressure, f=20 Hz/tube

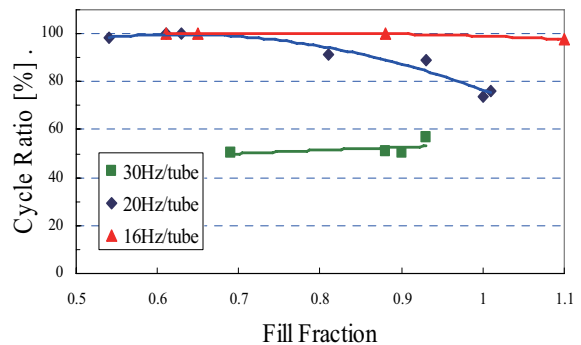


Fig. 9 Effect of fill fraction on cycle ratio

図 9 に作動周波数 16~30 Hz/tube のときの燃料充填率に対するサイクル比について示す。16 Hz/tube の場合、100 % であり充填率に関係なく作動周波数が 2 倍になっている。20 Hz/tube の場合 FF=0.7 では 2 倍になっているが FF=1 だと約 70 % である。30 Hz/tube だとほとんど 50 % であり周波数が増加しなかった。これらの理由としては充填率の増加に伴いデトネーション波が管出口にまで減衰せずその分回折衝撃波が強まったこと、また比較的サイクル前半では周波数 2 倍になっていたことから既燃気体のパージが上手くいかなかったことが考えられる。周波数増加による影響は自然掃気、パージ時間が短くなったので既燃気体の掃気が不十分になってしまったためと考えられる。

30 Hz/tube 作動の場合の圧力波形について図 10 に、そのときのタービン入り口圧力波形を図 11 に示す。作動開始後 0.3 秒で管 B の燃焼による回折衝撃波が燃料充填中の管 A に入射して 5 ms 後に自着火しているのが管 A に設置しているイオンプローブ反応、圧力変換器により分かる。図 10 はそのときのタービン入り口圧力波形であるが管 A 内で自着火したと同時に圧力ピークが大きくなり次のサイクル以降では管 A での圧力ピークが見られず、その分管 B での燃焼時間幅が広がっている。パージ率が 0.15 と低いこともあり掃気が不十分であり、また既燃気体と未燃気体の間にパージ空気を挟む事により、それぞれ気体の層のようになる層状効果が低くなったためと思われる。

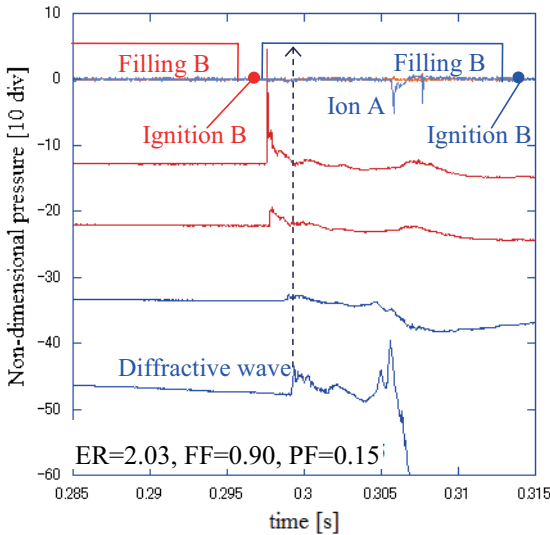


Fig. 10 Pressure histories of tube B in the combustion stage

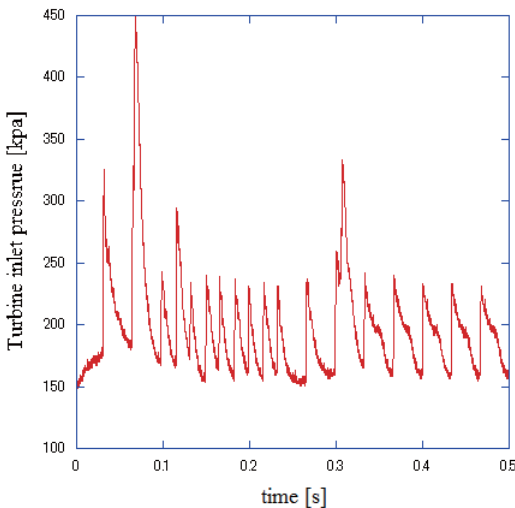


Fig. 11 Turbine inlet pressure, f=30 Hz/tube

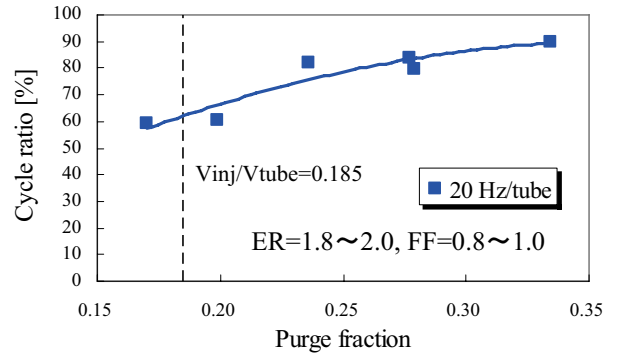


Fig.12 Effect of purge fraction on cycle ratio

図 12 に 20Hz/tube で作動させた場合についてパージ率を増加させたときのサイクル率についての関係を示す。PF=0.2 のときおよそ 60 %であったが PF=0.3 以上でほぼ 90 % 以上になった。これにより自着火等の影響が少なくなり 2 気筒ともに正常な燃焼が行われた。1 本の PDE 管につき水素空気 2 箇所ずつ噴射バルブが 27, 197 mm の位置に設置してある。そのためパージ空気は噴射バルブよりも後方にまで噴射する必要があり、2 本目のバルブ位置である 0.185 よりも多いパージ率で 2 気筒での燃焼が改善されたと考えられる。そのためパージ空気による層状効果が高まり、回折衝撃波による影響も減少したと思われる。しかしながら、さらなる高周波作動のためにはパージ時間は短くする必要がありパージ率の増加にも限界がある。

低いパージ率による層状効果をもめるために Type-A において噴射バルブ位置を 197 mm から点火プラグと同じ距離の 97 mm に変更した。その結果、同じパージ率でサイクル率は作動周波数 30 Hz/tube 以下で完全に 100 % になり周波数 2 倍になった。図 13~15 に作動周波数 20 ~40Hz/tube のとき、作動開始後 5 秒でのタービン入り口圧力波形を 0.1 秒間示す。管 B の点火信号と比較すると周波数は 2 倍になっている。図 14 で 30 Hz/tube 作動においてパージ率 0.12 と低いにも関わらず 2 気筒全体の作動周波数は全サイクルで 60 Hz になった。図 15 の 40 Hz/tube 作動では圧力波形が少し不規則であるもののほぼ全サイクルで 80 Hz 作動となっている。燃焼器排気の平滑化を目的とした作動周波数の増加により圧力波形の規則性が乱れるがこれは噴射圧力の増大によるパージ率上昇により改善されると思われる。

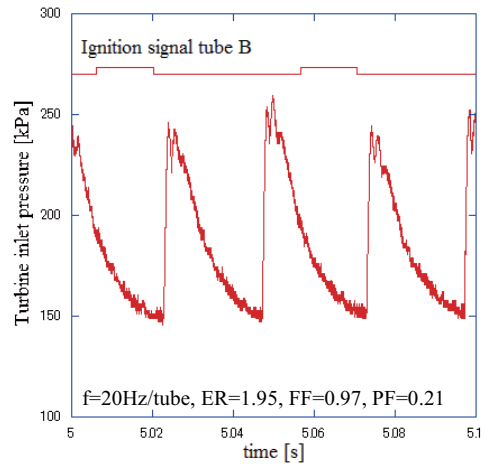


Fig. 13 Turbine inlet pressure, f=40 Hz

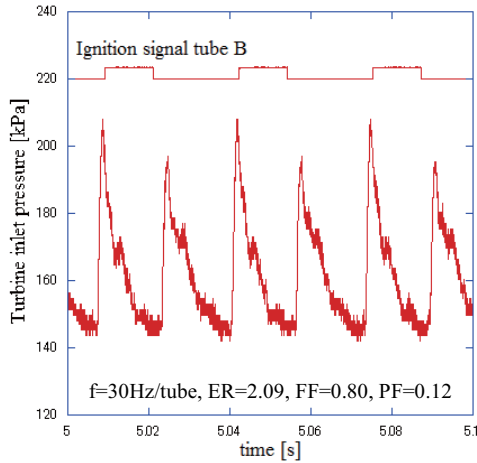


Fig. 14 Turbine inlet pressure, $f=60$ Hz

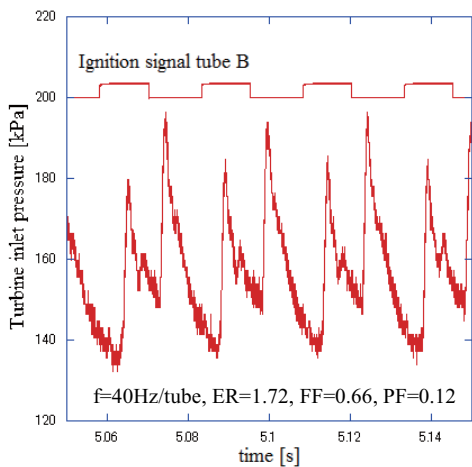


Fig. 15 Turbine inlet pressure, $f=80$ Hz

4-4 作動周波数増加による PDE 性能への影響

タービン出力の評価のために自動車用ターボチャージャによるタービン同軸の圧縮機仕事が等しいとして性能評価を行なっているが、デトネーション排気の間欠性が PDE のタービン効率を低下させ熱効率低下につながっている。

図 16 にタービン入り口温度と圧縮機仕事の関係について作動周波数を単気筒(Type-B)で 20, 30 Hz, 2 気筒(Type-A)で 40, 60 Hz とした場合を示す。それぞれの作動周波数においてタービン入り口温度の上昇により圧縮機仕事も増加している。また、作動周波数を増加させることで圧縮機仕事が増加している。タービン入り口温度の上昇のためには燃料充填率, 当量比を増加させる必要がある。タービン入り口温度の増加によりタービン出力が増加され、タービン入り口の流れ状態は設計点へと近づくと考えられる。温度増加はガスタービンエンジンの熱効率上昇に不可欠であるが、現在の実験装置には冷却装置がないため温度の制限をする必要がある。また、単気筒で排気ノズルなし(Type-C)と比較すると 400 K ほど低い。また、同じ周波数で比べると圧縮機仕事はおよそ半分になっている。排気ノズルによるデトネーション波の膨張による減衰により圧力, 温度が低下してしまう。そのため、排気ノズル体積を小さくして減衰を少なくさせ、圧縮仕事を高める必要がある。

図 17 に同じ条件でタービン入り口温度と熱効率の関係について示す。熱効率については噴射当量比での水素燃料基準で求めている。図 16 の圧縮機仕事と同じ傾向が見られた。20~40 Hz までは熱効率の値がほぼ同じである。これは圧縮仕事増加と供給熱量増加の比が同じであると思われる。

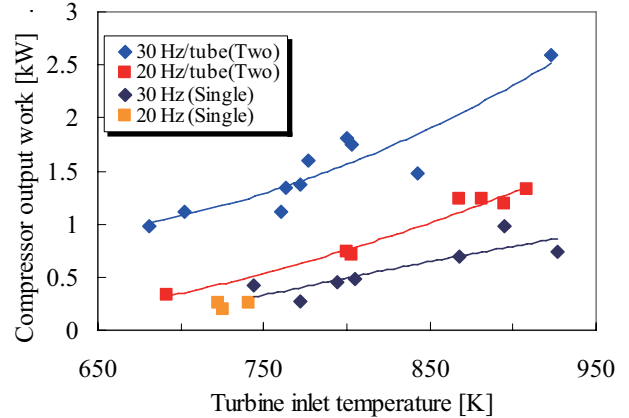


Fig. 16 The effect of turbine inlet temperature on compressor output work

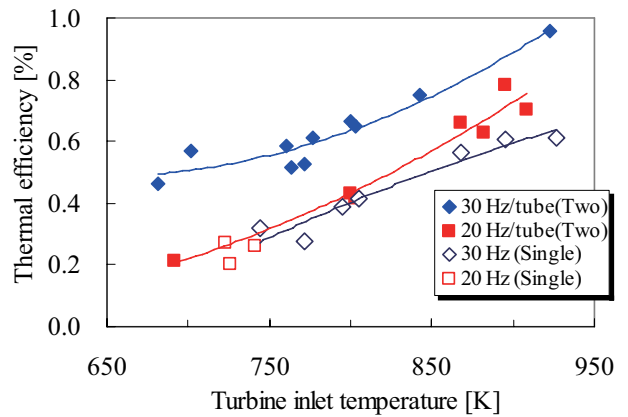


Fig. 17 The effect of turbine inlet temperature on thermal efficiency

60 Hz 作動の場合では圧縮機仕事増加の方が上回ることで熱効率が上昇した。作動周波数を増加させることでタービン効率増加につながり、その結果として熱効率の上昇が可能となった。しかしながら、理論熱効率よりはるかに小さい。燃料空気の短時間による充填により、さらなる作動周波数増加を行い排気の平滑化が必要である。

5. 結論

2 気筒 PDTE を製作し排気ノズル出口にターボチャージャを設置して 2 気筒作動を行った結果、以下の知見を得た。

1. 燃料充填過程の管へ他管からのデトネーションによる衝撃波が回折し、単気筒と比べ点火前の管状態が乱れ燃焼に影響が起きる。その結果、タービン入り口圧力波が周波数 2 倍になりづらくなる。しかし、パーゼ率の増加や、パーゼ空気の層状効果が高めることにより周波数 2 倍になる。
2. 排気平滑化を目的として作動周波数の増加を行った結果、タービン入り口温度の増加や周波数増加によるタービン出力増加により熱効率の上昇が可能となった。

参考文献

- 1) 南雲, 桜井, 小原, 大八木, 村山, パルスデトネーションタービンエンジンの部分充填効果, 第37回流体力学講演会講演集, pp325-328, 2005.
- 2) 濱添, 日野, 室, 竹本, 八房, 遠藤, 滝, 金光, 多気筒パルスデトネーションエンジンにおける運転周波数の向上, 第38回流体力学講演会講演集, pp233-236, 2006.