

平成 20 年度埼玉大学理工学研究科機械科学系専攻修士論文

2 気筒パルスデトネーション燃焼器による  
ガスタービンエンジンの性能特性

学籍番号：07MH108

氏 名：辻 俊之

指導教員：大八木重治 教 授

小原 哲郎 准教授

吉橋 照夫 技 師

## **Performance Characteristics of Two-cylinder**

### **Pulse Detonation Combustor based Gas Turbine Engine**

#### **Abstract**

Pulse detonation engine (Pulse Detonation Engine) is an engine that produces thrust by intermittent detonation, i.e., supersonic, high temperature and pressure combustion wave accompanied with shock waves. A basic operation of PDE is classified into the four processes i.e., fuel and oxidizer injection, ignition, combustion and deflagration to detonation transition (DDT), natural exhaust and forced purge. Because the mixture gas is compressed by the incident shock wave closely coupled with the detonation, the compressor is not necessary for the PDE system, so that the PDE can operate at non-compressed condition, the structure becomes simple and the engine can be made small and light. If the pulse detonation combustor used in the gas turbine engine system, a combustion process is finished in an extremely short time and approximated as a constant volume process. At the inlet condition is ambient pressure state; theory indicates that the thermal efficiency will be greater than that of the Brayton cycle (constant pressure process) which is used in an existing gas turbine, furthermore Hunphrey cycle that is constant volume process. From the above-mentioned advantages, the researches of PDE have been performed for developing a new engine of aerospace propulsion systems as well as a power generation engine used on the ground level. However, being compared to the Brayton cycle which is operated steady-flow condition for the turbine, the PDE system is operated essentially in an intermittent, unsteady flow condition so that it has been not achieved the theoretical high thermal efficiency as the turbine efficiency is low when

the PDC applies to the gas turbine engine. So it is needed for the operation frequency of PDE to increase over 100 Hz, for the turbine inlet state to be approximated steady flow, for the exhaust flow of nozzle to be smooth and for the turbine rotational speed to be constant. However, high operation frequency of a single tube PDC is difficult as its operating time of one cycle is short. Therefore many researches have been performed which were studied about increasing operation frequency of multi tube PDC. The experimental study of multi tube with axial turbine has been conducted, but the flow rate of PDC is lower than that of designed axial turbine, high performance has not been attained.

Hence, the purpose of this research are investigated about performance characteristic of gas turbine engine that is converted auto mobile turbo-charger that is designed comparatively low flow rate which is operated two-tube PDC at operation frequency is 100 Hz. And the result of combustion experiments for single axial turbine designed by JAXA is also reported. Each conclusion obtained for this study is as follows.

Firstly, it has been considered that the operation frequency is needed over 100 Hz in a practical use, but there is little study which were demonstrated it in the experiment. So, the effect of increasing operation frequency on turbine is investigated. As a result, the turbine rotational speed is increased with increasing operation frequency, the rotational speed is approached to steady speed. In addition, at the operation frequency is 100 Hz, the rotational speed is nearly approximated to designed rotational speed, it is indicated that the operation frequency over 100 Hz is needed in a practical use. Therefore, the following experimental condition are conducted under constant for 100 Hz.

Secondly, the effect of nozzle guide of inside exhaust nozzle which is converged for two-tube

PDC into common exit. Detonation wave exited from the combustor is expanded inside of the exhaust nozzle and the pressure is attenuated. Therefore, as the turbine inlet pressure is decreasing, turbine output is also decreased. And preventing interaction between tubes that sometimes occurs self-ignition is also purposes of this study. The effect of splitter plates length of the exhaust nozzle guide (Guide A and B) is compared. As a result, the turbine inlet pressure and diffracted shock wave pressure is increased by inserted the nozzle guide. Though the time of pressure rise duration is not changed for nozzle guide type and without guide, the turbine rotational speed and output is not affected. Unstable operation is observed by extending the splitter plate length (Guide B), the configuration is unsuitable for long operation.

Thirdly, two type of turbo-charger (Model A and B) that is different designed flow-rate and turbine diameter are compared. The effects of the fill fraction which is the volume ratio of fresh mixture and tube and a time averaged turbine corrected rotational speed on the turbine efficiency are investigated. The other studies of steady-flow gas turbine and the theoretical model are compared with this experimental result. As a result, comparing with Model A, flow rate of the PDC is lower than that of designed Model B, the turbine peak expansion ratio is higher but turbine rotational speed, ratio of turbine tip velocity ( $U/C_0$ ) and turbine efficiency are lower than that of Model A. Time-averaged corrected turbine output is increased with increasing the turbine expansion ratio, and turbine corrected rotational speed, but the corrected turbine output is lower than that of constant flow. Therefore it is indicated that comparing the intermittent flow of PDC and constant flow are possible. The theoretical model as a basis for plateau condition considered turbine rotational speed fluctu-

ation and the ideal adiabatic turbine output analyzed from experimental value are generally conformed. The turbine efficiency are proportional to the corrected turbine rotational speed, it is a maximum value when fill fraction is 0.85. However, increasing the fill fraction, the turbine efficiency is decreasing.

Finally, uncertainly of turbine inlet temperature affected of thermal radiation loss is investigated. The result are indicated that the turbine inlet temperature is 100 K higher and turbine efficiency is about 10% low.

## 要旨

パルスデトネーションエンジン (Pulse Detonation Engine:PDE) は、衝撃波を伴う超音速で高温高圧の燃焼波であるデトネーション波を間欠的に起こし推進力を得るエンジンである。基本作動は、燃料・酸化剤の充填 - 点火・燃焼をさせデトネーションに遷移させる (DDT) - 自然排気 - パージという 4 つの過程が行われる。デトネーションに伴う衝撃波により、未燃気体を圧縮するため無圧縮でも作動可能、構造が単純で小型化・軽量化が可能である。また、デトネーションを利用した燃焼器をガスタービンに用いる事で、極短時間で燃焼が終わり定積燃焼過程に近い。初期圧縮なしの状態で、既存のガスタービンエンジンであるブレイトンサイクル (定圧燃焼) を上回り、さらに定積燃焼過程であるハンフリーを上回る熱効率が得られると理論的に予想される。以上の利点より、パルスデトネーション燃焼器 (Pulse Detonation Combustor:PDC) をガスタービンに応用して、航空宇宙用エンジンや民間では発電用ガスタービンの応用への研究が行われている。しかし、定常流でタービンに流れるブレイトンサイクルに対して、PDE は間欠的・非定常な燃焼波であるので、ガスタービンに適用するとタービン効率が低くなり実際には理論的な高い熱効率が得られていない。そこで、PDE を 100 Hz 以上の高周波作動にさせ、タービン入り口状態を定常な流れに近づけ、排気平滑化とタービンを一定回転にする必要がある。しかしながら、単気筒 PDC の場合では 1 サイクルの時間が短くなり高周波作動に限界がある。そこで多気筒 PDC による作動周波数増加による研究が多く行われ、軸流タービンとの実験も行われているが PDC 流量がタービン設計流量よりも低く高効率が得られていない。

そのため本研究では 2 気筒 PDC による作動周波数 100 Hz による、比較的低流量に設計されている自動車用ターボチャージャを転用したガスタービンエンジンの性能評価を行うことを目的とする。また、JAXA の設計した単段軸流タービンによる燃焼試験も行ったのでその結果を

報告する．以下にそれぞれの結果について示す．

1 つ目として，実用化には 100 Hz 以上の作動周波数が必要であると言われているが実験的に示した例はない．そのため，作動周波数増加に対するタービンへの影響を調べた．その結果として，作動周波数増加によりタービン回転数が増加して，一定回転に近付くことが明らかになった．また，100 Hz 作動では設計回転数にほぼ近くなり実用化には 100 Hz 以上の作動周波数が必要であることを示し，その後の実験は 100 Hz で一定とした．

2 つ目は 2 気筒 PDC を収束させる排気ノズル内部のガイドの影響について調べた．燃焼器を出たデトネーションは排気ノズル内で膨張し圧力が減衰する．そのためタービン入口圧力が減少してしまいタービン出力も低下する．また，自着火等が発生する場合がある気筒間干渉を防ぐ目的でもある．排気ノズルガイドのスプリッタ板長さを変化させ (Guide A, B) 比較を行った．その結果，ノズルガイドの挿入によりタービン入口圧力，回折衝撃波圧力も増加する．しかしながら，圧力持続時間は変化せずタービン回転数・出力へは影響がなかった．スプリッタ板長さを長くした場合 (Guide B) では不安定作動が見られ，長時間作動には不向きである．

3 つ目として，2 種類の設計流量・タービン直径の異なるターボチャージャで比較を行った．未燃気体と管体積との比である充填率，時間平均のタービン修正回転数を変化させ，タービン効率の評価を行った．また，他の研究における定常流との比較，理論モデル計算との比較を行った．結果として，タービン Model B では PDC 流量がタービン設計流量よりも低く，タービン Model A と比較してピーク膨張比は高いが回転数が低く，タービン周速比 ( $U/C_0$ )・タービン効率も低いことが明らかになった．また，膨張比・タービン修正回転数の増加によりタービン修正出力が増加するが，定常流よりも PDC の修正出力が低く，間欠作動と定常流との比較が可能であることを示した．また，プラトー状態を基準にした理論計算にタービン回転数振動を考慮したモデル解析を行った結果，実験値から算出した理想断熱タービン出力と概して一致す

る．タービン効率は修正回転数の増加に比例して，充填率 0.85 で最高値を示した．しかしながら充填率をより増加するとタービン効率が低下する．

最後にタービン入口温度の不確かさ解析として放射熱損失の影響を調べた結果，実際にはタービン入口温度は約 100 K 高くなりタービン効率が約 10%低くなる．



# 目 次

<b>第 1 章 緒論</b>	<b>1</b>
1.1 研究背景	1
1.2 PDE の概要	2
1.2.1 PDE の基本動作	2
1.2.2 PDE の利点	3
1.2.3 パルスデトネーションタービンエンジン (PDTE) について	4
1.2.4 PDTE の問題点と改善方法	4
1.3 PDTE の理論	6
1.3.1 ガスタービンの理論	6
1.3.2 デトネーションサイクルの理論	9
1.3.3 計算例	12
1.4 これまでの研究	13
1.4.1 PDE 研究の歴史	13
1.4.2 シェルキンスパイラル, DDT	13
1.4.3 排気ノズル	14
1.4.4 多気筒 PDE	14
1.4.5 タービンによる研究	15
1.4.6 本研究室によるこれまでの PDE 研究	16
1.5 本研究の目的	16
<b>第 2 章 実験装置</b>	<b>18</b>
2.1 PDC(パルスデトネーション燃焼器) 装置	18
2.1.1 デトネーション管	19
2.1.2 排気ノズルガイド	20
2.1.3 噴射系	21
2.1.4 噴射量の算出	22
2.1.5 点火系	23
2.2 測定系	24
2.2.1 圧力測定	24
2.2.2 燃焼波速度測定	25
2.2.3 温度測定	25
2.2.4 タービン回転数測定	26
2.2.5 圧縮機出口流量測定	26
2.2.6 サイレンサ	27
2.3 タービン	27
2.3.1 ターボチャージャ	27
2.4 制御系	27

2.5	実験方法及び実験条件 . . . . .	29
2.5.1	シングルサイクル実験 . . . . .	30
2.5.2	連続サイクル実験 . . . . .	30
2.5.3	実験条件 . . . . .	31
<b>第 3 章</b>	<b>実験の結果及び考察</b>	<b>33</b>
3.1	作動周波数の影響 . . . . .	33
3.1.1	$f=20, 30$ Hz . . . . .	33
3.1.2	$f=40$ Hz, スパイラルの短縮化 . . . . .	34
3.1.3	$f=40$ Hz, パージ率の影響 . . . . .	34
3.1.4	作動周波数の増加, タービン回転数 . . . . .	36
3.1.5	作動周波数の増加, タービン入口圧力 . . . . .	38
3.1.6	作動周波数の増加, タービン出力 . . . . .	40
3.1.7	ノズル出口における衝撃波面速度とタービン回転数の関係 . . . . .	42
3.2	排気ノズルガイドの影響 . . . . .	43
3.2.1	タービン入口圧力 . . . . .	43
3.2.2	閉鎖端圧力 . . . . .	44
3.2.3	タービン回転数 . . . . .	45
3.2.4	タービン出力 . . . . .	45
3.2.5	作動安定性への影響 . . . . .	45
3.3	ターボチャージャ・作動時間・修正回転数の影響 . . . . .	46
3.3.1	タービン (Model A, Model B) の影響 . . . . .	46
3.3.2	作動時間 (3, 10 秒間) の影響 . . . . .	48
3.3.3	理論計算との比較 . . . . .	51
3.3.4	他研究 (定常流について) との比較 . . . . .	54
3.3.5	タービン効率の評価 (周速度比・充填率・修正回転数の影響) . . . . .	56
3.4	タービン入口温度についての考察 . . . . .	57
<b>第 4 章</b>	<b>結論</b>	<b>60</b>
	謝辞	<b>63</b>
	参考文献	<b>64</b>
	表及び図	<b>73</b>
	付録	<b>146</b>

# 第1章 緒論

## 1.1 研究背景

爆轟波（デトネーション波）は可燃性物質中を先行する衝撃波を伴う燃焼波であり，その伝播速度が数千 m/s に達し，高温高压となる [1] ので過去においては防災や抑止といった安全工学的な研究が主であった．しかし発生する高密度エネルギーに関心が高まり，これを積極的に利用するために考えられたのがパルスデトネーションエンジン（PDE : Pulse Detonation Engine）である [2]．利点として，高効率であること，亜音速から超音速の飛行まで安定した推力を得られる広い作動範囲であること，構造が簡易であることが挙げられる．近年超音速輸送機用エンジンの開発が活発化しており超音速ラムジェット (Scramjet) の研究が欧米等で行われているが超音速気流中での火炎保持が困難である．また，デトネーションを利用した PDE とは別のエンジンとして Standing Detonation Wave (S.D.W) の利用も考えられたが，圧力損失が大きく，S.D.W の位置が条件変化に応じて敏感に変化してしまう [3]．

近年，エネルギー資源問題が重視され，化石燃料に依存した発展は燃料の枯渇により終わると考えられ，排気ガス ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{NO}_x$  等) をによる地球温暖化問題と環境問題からも PDE の高効率は非常に魅力のあるものである．

PDE において，デトネーションは衝撃波を伴う燃焼波であるので，未燃気体を圧縮して高温高压を達成できる．そのため，圧縮機が無くても作動可能なために小型化，軽量化が可能である．また，超音速の伝播速度であり，燃焼過程が瞬時に終了する．一般的なガスタービンエ

ンジンは定圧燃焼である Brayton サイクルで近似できるが，PDE では高い熱効率を得られる定容燃焼である Humphrey サイクルを上回る熱効率が期待されている．このように有利な点が多いために次世代の航空宇宙機用エンジンや，従来のターボファン，ターボジェットエンジンの燃焼器をデトネーション燃焼器に変えタービンを作動するハイブリッド PDE や発電用エンジンとして期待されている [4].

## 1.2 PDE の概要

### 1.2.1 PDE の基本動作

PDE の基本作動について述べる．Fig.1.2.1 に PDE の作動原理を示す．燃焼器として，一方を閉じ，他方を開放したデトネーション管であり，燃料・酸化剤を噴射するための噴射器（バルブ）や点火プラグが取り付けられている．PDE の 1 サイクルは，大きく 4 つの過程に分類される．

(a) 閉鎖端側より管内に新鮮な燃料・酸化剤を噴射する充填・混合過程

(b) 閉鎖端近傍での点火プラグにより混合気点火を行い，燃焼室内を開放側へ伝播する火炎（デフラグレーション）からデトネーションへ遷移（DDT : Deflagration to Detonation Transition）する燃焼過程

(c) 超音速でデトネーション波が流出することで，開放端から膨張波が燃焼室内に流入し，既燃ガスの排出が自然に行われる排気過程．

(d) 管内の残留既燃気体を不活性気体により強制的に管外に掃気して管内を初期状態に戻す掃気過程

この 4 つの過程を繰り返すことにより連続作動を行う．

### 1.2.2 PDE の利点

PDE のメリットとして以下の 3 点が挙げられている [5].

1. 高効率
2. 広い作動範囲
3. 実用性

1 つ目の高効率性については、PDE が通常のカスタービンエンジンであるブレイトンサイクルと比較する。ブレイトンサイクルは定圧燃焼過程であるのに対して、PDE はデトネーションの管内を非常に高速で伝ばする性質から燃焼過程が極短時間で終了して定積燃焼過程に近い。そのため、熱効率が定積燃焼過程の方が高いことから PDE は既存のカスタービンを上回る熱効率が期待されている。また、PDE のサイクルとしては定積燃焼過程であるハンフリーサイクルとは別に考えられており、PDE サイクルの方がこれを上回ると考えられている [6]。この理論的考察については 1.3 節に後述する。

2 つ目は作動範囲が他の推進機関に対して広い。Fig.1.2.2 に飛行マッハ数と比推力の関係を示す。ラムジェットやスクラムジェットは高いマッハ数のみで飛行可能であり、離陸、着陸時などの低いマッハ数の場合ではターボジェット等のエンジンと組み合わせたシステムが必要となり構造が複雑になる。単純 PDE の場合では、マッハ数 0 から 5 までの飛行をカバーできる。近年ではターボジェットエンジンと PDE を組み合わせたハイブリッドエンジンが考案されている [7]。

デトネーションの衝撃波圧力により圧縮されるために、圧縮機は必要はない。現在用いられているターボジェット等では圧縮機が必須であり、それと比較するとコンパクトで軽いエンジン設計が可能である。圧縮に要する仕事は、後述 1.3 節の計算によってもタービン出力のおよ

そ 30~50%必要であり，タービンに比べて低い圧縮機断熱効率向上が現在の課題ともなっている．また，コストを下げることや，ハイブリッド型 PDE ではなく単純型 PDE においても圧縮機やタービンのような回転構造部品にない簡単さからメンテナンスも容易である．しかしながら単純 PDE の場合でも噴射用に空気ポンベのようなものも必要であり，ロータリーバルブによる空気吸い込み式も考えられているが高度に対する空気密度から作動周波数が限られる．そのため，実用性としてはタービンによる出力を圧縮機に用いて，酸化剤・パージ空気噴射用の圧縮機を要するハイブリッド型 PDE が実用向きである [8]．

### 1.2.3 パルスデトネーションタービンエンジン (PDTE) について

既存の燃焼器をデトネーション燃焼器に置き換えたガスタービンシステムを Pulse Detonation Turbine Engine (PDTE) と言う．例としてハイブリッド型 PDE が挙げられる．

### 1.2.4 PDTE の問題点と改善方法

PDTE に関して以下の問題がある．

- (1) 非定常な燃焼作動によるタービンとの不適合性
- (2) 高温高压な燃焼ガスによるエンジン材料の耐久性
- (3) デトネーション波の排出による騒音
- (4) 圧力，温度，速度の非定常的で複雑なデトネーション波による効率低下
- (5) PDC 流量がタービン設計流量よりも低い

以下にこれらの問題点について改善点を述べる．

- (1) 現在主に用いられているガスタービンは定常流作動によるので，デトネーション燃焼器

の場合タービン効率が減少するので新たに非定常流に対応したタービンの開発が必要である。また、圧力の立ち上がりは瞬間的であり低い作動周波数だと効率の落ちる原因となる。そのため、実用化にはおよそ 100 Hz 以上の周波数が必要であり、単気筒のみならず多気筒にするこ  
とで周波数の増加をする必要がある。多気筒 PDE の概念図を Fig.1.2.4 に示す。

(2) デトネーション波による高温高圧なガスにより長時間作動できる材料は現在ないので冷却等の工夫をする必要がある [9]。デトネーション波は最高で 3000 K まで上昇する。現在においてもガスタービンにおけるタービン入口温度は最高 1700 °C 程である。

(3) デトネーション波排出による膨張波によって周囲に大きな騒音が響く。そのため消音器の設置が必要である。しかしながら、タービンによる作動をした場合では現行のガスタービンとほぼ同じレベルの騒音まで抑えられる [10]。

(4) PDTE での燃焼波は既燃ガスによる高温高圧な領域とパージガスによる低温定圧な領域が混在し、また、デトネーション波は圧縮波と膨張波があり、前方は超音速だが後方になると速度が減少する。そのためにタービンに流入する時、回転効率が落ちると予想される。排気後の膨張波流入により管内が逆流することでタービンに流入する流量も 0 以下になり回転数変動を招く。それによってもタービン効率が減少する可能性がある。

(5) 現在主流である軸流タービンにおいては大流量の空気を圧縮させ作動させているが、現在 PDC と軸流タービンの場合では PDC 流量の低さが問題である [8, 10]。これには作動周波数の増加、PDC 管の体積増加が必要であるが、体積増加すると作動周波数が低下する可能性がある。または多気筒化による流量増加をする必要がある。

## 1.3 PDTE の理論

### 1.3.1 ガスタービンの理論

現在，航空機の推進，発電等の一般的に使用されるガスタービンエンジンの基本サイクルは，ブレイトンサイクル（定圧燃焼）である．また，定容燃焼過程のサイクルはハンフリーサイクルである．PDE は燃焼時間が非常に短いためにほぼ定容燃焼に近いが，デトネーション燃焼器の場合ではハンフリーサイクルで完全に近似できていないために新たにデトネーションサイクルを考える．Fig.1.3.1 にガスタービンエンジンのモデルを示す．ブレイトンサイクルは作動流体の連続定常流動を伴うエンジンであり圧縮機 (Compressor)，燃焼器 (Combustor)，タービン (Turbine) からなる．理想的なブレイトンサイクルの 1 サイクルを見ると，1；圧縮機入口状態，2；圧縮機出口状態，3；タービン入口状態，4；タービン出口状態．1-2 の過程は吸入空気の圧縮機により所定圧力比に断熱圧縮，2-3 は燃焼器による定圧燃焼により高温高压の燃焼ガスになる．3-4 で高温高压の燃焼ガスはタービンにより所定圧力比まで断熱膨張することで仕事を発生する．

発電用の場合は，タービンによる仕事により圧縮機・発電機を駆動させる．推進用ジェットエンジンでは，タービンの仕事は圧縮機駆動用のみで，残りの熱エネルギーをノズルにより高速噴流に換え推進力を得る．ハンフリー，デトネーションサイクルは，1-2 の過程は同じで，次の 2-3 で定容燃焼，デトネーションによる燃焼を行う．3-4 は断熱膨張で構成される．

ここで熱効率計算に用いる記号として以下の様である．添え字  $s$  は等エントロピー変化を示す．

$\pi = P_{2s}/P_1 = P_3/P_{4s}$  : 圧力比， $\gamma_1$  : 比熱比， $\theta_s = T_{2s}/T_1 = \pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$  : 断熱温度比， $\tau = T_3/T_1$  :

最高最低温度比， $\eta_{th}$  : 理論熱効率 [%]， $W_{cs}$  : 圧縮機仕事， $W_{ts}$  : タービン出力， $W_s$  : 有効出力

まず理想的なブレイトンサイクルの熱効率 [11] を次式に示す．



$$\begin{aligned}
 \eta_{th} &= 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \\
 &= 1 - \frac{1}{\theta_s} = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}
 \end{aligned} \tag{1.1}$$

実際のサイクルにおいてエントロピーが増大してしまうので、圧縮仕事は増加し、タービン出力は減少する。圧縮機断熱効率

$$\begin{aligned}
 \eta_c &= [\text{等エントロピー圧縮仕事}]/[\text{実際の圧縮仕事}] \\
 &= \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1}
 \end{aligned} \tag{1.2}$$

タービン断熱効率

$$\begin{aligned}
 \eta_t &= [\text{実際のタービン出力}]/[\text{等エントロピータービン出力}] \\
 &= \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}}
 \end{aligned} \tag{1.3}$$

これらの断熱効率を考慮してサイクルを考えると実際のブレイトンサイクルの熱効率は

$$\begin{aligned}
 \eta_{yh} &= 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \\
 &= \frac{\tau \eta_c \eta_t / \theta_s - 1}{\eta_c (\tau - 1) / (\theta_s - 1) - 1}
 \end{aligned} \tag{1.4}$$

Fig.1.3.2にブレイトンサイクル理論熱効率の圧力比 $\pi$ に対する関係を示す.,  $\gamma_1=1.4$ ,  $T_1=300$  K,  $c_p=1.0$  である.  $\tau=3, 4, 5$  と変化させた. そして, 等エントロピー圧縮・膨張の場合 ( $\eta_c = \eta_t = 1.0$ ) と断熱効率を考慮した場合で比較する.  $\pi=1.0$  の場合ではいずれも熱効率は0である. 理想状態の場合では $\pi$ の増加に伴い $\eta_{th}$ は増加するが,  $\eta_c = \eta_t = 0.8$  の場合では $\eta_{th}$ が低く,  $\tau = 3$  の場合  $\pi=4$  以上で $\eta_{th}$ は減少してしまう. Fig.1.3.3にブレイトンサイクル理論熱効率の断熱効率による変化を示す.  $\tau = 5$  で一定として,  $\eta_c = \eta_t = 0.7, 0.8, 0.9, 1.0$  と変化させた. 断熱効率

の減少により  $\eta_{th}$  が減少していることが分かる。また、それに伴い圧力比  $\pi$  を増加させても  $\eta_{th}$  の増加率が減少している。これらからブレイトンサイクルでは圧力比を増加させなければ熱効率増加が難しく、 $\pi=1$  の場合では作動できない。それゆえ圧縮機が必要になる。

ここで圧縮機仕事のタービン出力に対する割合を計算する。 $\pi = 5, \tau = 5, \eta_c = \eta_t = 1.0$  と仮定する。圧縮仕事  $W_{cs} = c_p T_1 (\theta_s - 1) = 175 \text{ kJ/kg}$ 。タービン出力  $W_{ts} = c_p T_1 \tau (1 - 1/\theta_s) = 553 \text{ kJ/kg}$ 。圧縮機仕事がタービン出力のおよそ 31.7% を占める。実際には断熱効率があるためこの割合はさらに大きくなる。

次にハンフリーサイクルの熱効率を計算する。ブレイトンサイクルでの定圧燃焼が定積燃焼に代わる。ハンフリーサイクルの理想的な熱効率を次式で示す。

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\gamma}{\theta_s} \frac{(\gamma/\theta_s)^{1/\gamma} - 1}{\tau/\theta_s - 1} \quad (1.5)$$

また、断熱効率を考慮した場合では

$$\eta_{th} = 1 - \gamma \eta_c \frac{(1 - \eta_t)\tau + \eta_t(\tau/\theta_s)^{1/\gamma} - 1}{\eta_c(\tau - 1) + (1 - \theta_s)} \quad (1.6)$$

Fig.1.3.4 にハンフリーサイクルの圧力比による関係を示す。条件は Fig.1.3.3 のブレイトンサイクルと同じである。ブレイトンサイクルとは異なり  $\pi=1$  の場合でも熱効率  $\eta_{th}$  は 0 ではない。また、ブレイトンサイクルに比べどの圧力比でもハンフリーの方が  $\eta_{th}$  は高い。Fig.1.3.5 に断熱効率による変化を示す。ブレイトンサイクルと同様断熱効率の減少に伴い  $\eta_{th}$  も減少している。

### 1.3.2 デトネーションサイクルの理論

最後にデトネーション燃焼サイクルの熱効率を考える．遠藤・藤原による単純 PDE 理論が考えられた [12]．ここで燃焼器をデトネーションによるパルスデトネーション燃焼器 (Pulse detonation combustor) に置き換えた図を Fig.1.3.6 に示す．

#### 桜井モデル

熱効率の計算として Sakurai et al.[13] による計算を示す．彼らは間欠的なデトネーションが実質的に力を及ぼすのはプラトー状態であると考えその時の圧力・温度により解析を行っている．また，ショックダンパ (Shock Dumper) による衝撃波緩和も考えておりタービン入口に流入するデトネーションのピーク圧力減少をさせている．これは排気ノズルとも考えられ多気筒 PDC の場合では重要な要素となる．しかしながら，このショックダンパによる圧力減少はタービン出力減少を招き熱効率の低下の原因となる．

解析対象として彼らは燃料を水素，酸化剤を空気として 10 種の化学種 ( $H_2$ ,  $H$ ,  $OH$ ,  $H_2O$ ,  $N_2$ ,  $N$ ,  $NO$ ,  $NO_2$ ,  $O_2$ ,  $O$ ) を考えた．

状態 0 : 初期状態 (大気空気)

$$P_0 = 101.3 \quad \text{kPa} \quad (1.7)$$

$$T_0 = 300 \quad \text{K} \quad (1.8)$$

状態 1 : 圧縮機出口

$$\pi = P_{1s}/P_0 \quad (1.9)$$

$$T_{2s} = T_1 \pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (1.10)$$

### 状態 3 : PDC 出口

化学平衡計算プログラム (STANJAN[14]) によりデトネーションの C-J 状態 (状態 3) を計算する．その後デトネーション波背後の既燃気体で断熱膨張したプラトー状態 (状態 4)

$$p_4 = \left(1 - \frac{1}{K}\right)^K p_3 \quad (1.11)$$

$$K = \frac{2\gamma_3}{(\gamma_3 - 1)} \quad (1.12)$$

ここで化学組成は凍結反応として，断熱膨張すると  $T_4$  は以下の式から

$$s_4 - s_3 = s^0(T_4) - s^0(T_3) - R \ln \left( \frac{p_4}{p_3} \right) = 0 \quad (1.13)$$

ショックダンパにより膨張比  $\beta$  によって圧力減少すると

$$p_5 = \beta p_4 \quad (1.14)$$

$$s_5 - s_4 = s^0(T_5) - s^0(T_4) - R \ln \left( \frac{p_5}{p_4} \right) = 0 \quad (1.15)$$

### 状態 6 : タービン出口

タービン内部において燃焼ガスは大気圧力まで膨張すると仮定し

$$p_7 = p_1 = 101.3 \quad \text{kPa} \quad (1.16)$$

$$s_6 - s_5 = s^0(T_6) - s^0(T_5) - R \ln \left( \frac{p_6}{p_5} \right) = 0 \quad (1.17)$$

これらによりデトネーションサイクルにおける熱効率は，燃料の低位発熱量から

$$\eta_{th} = \frac{L_{cyc}}{m_{cyc} Q_{LHV}} \quad (1.18)$$

Sakurai model により水素空気量論混合気によるデトネーションサイクルの熱効率計算を圧力比による関係を Fig.1.3.7 に示す．このとき  $p_0=101.3 \text{ kPa}$ ,  $T_0=300 \text{ K}$ ,  $\gamma_0=1.4$  とすると， $D_{CJ}=1972 \text{ m/s}$ ,  $\gamma_3=1.16$  となる． $\pi=1.0$  の場合でも  $\eta_{th}$  は 30% 以上と高く，断熱効率の低下

により  $\eta_{th}$  も低下するがハンフリーサイクルよりも低下率は低くならない．また，圧力比  $\pi$  の増加によっても  $\eta_{th}$  は増加することはブレイトン・ハンフリーともに同じである．

## 遠藤モデル

次に遠藤らによるパルスデトネーションタービンエンジンの熱力学解析 [6] を示す．Fig.1.3.8 に示すような単純な開いた系で表現する．系内部の流れは周期  $\tau$  で変動しており，1 周期の間に  $m_{cyc}$  の質量のガスが系に流入して，外部に正味仕事  $L_{cyc}$  を行う．この検査体積に熱力学第 1 法則を適用する．検査体積入口，出口には物理量勾配が無視でき，ガスと個体壁との間の熱交換も無視する．結果として次式を得る．

$$\frac{d}{dt} \int_{V_0} \rho \left( \frac{|\mathbf{u}|^2}{2} + e \right) dV = \oint_{S_0} \rho \left( \frac{|\mathbf{u}|^2}{2} + h \right) (\mathbf{u} \cdot \mathbf{n}) dS - \dot{L} \quad (1.19)$$

ここで， $t, \rho, \mathbf{u}, e, \mathbf{n}, \dot{L}, V_0, S_0$  はそれぞれ，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，流れ場の変動の周期  $\tau$  にわたって式 (1.19) を時間積分して以下の式を得る．

$$0 = - \int_{\tau} \oint_{S_0} \rho \left( \frac{|\mathbf{u}|^2}{2} + h \right) (\mathbf{u} \cdot \mathbf{n}) dS dt - L_{cyc} \quad (1.20)$$

式 (1.20) の右辺第 1 項は  $\mathbf{u} \cdot \mathbf{n}$  が 0 でないのでは，系の入口と出口だけであるので書き換えると

$$0 = - \int_{\tau} \int_{inlet} \left( \frac{|\mathbf{u}|^2}{2} + h \right) \rho (\mathbf{u} \cdot \hat{\mathbf{n}}) dS dt - \int_{\tau} \int_{outlet} \left( \frac{|\mathbf{u}|^2}{2} + h \right) \rho (\mathbf{u} \cdot \mathbf{n}) dS dt - L_{cyc} \quad (1.21)$$

ここで， $\hat{\mathbf{n}}$  は検査体積の内向き単位法線ベクトルであり， $\hat{\mathbf{n}} = -\mathbf{n}$  である．次の様に整理される．

$$\begin{aligned} L_{cyc} + \int_{\tau} \int_{outlet} \frac{|\mathbf{u}|^2}{\rho} (\mathbf{u} \cdot \hat{\mathbf{n}}) dS dt - \int_{\tau} \int_{inlet} \frac{|\mathbf{u}|^2}{2} \rho (\mathbf{u} \cdot \hat{\mathbf{n}}) dS dt \\ = \int_{\tau} \int_{inlet} h \rho (\mathbf{u} \cdot \hat{\mathbf{n}}) dS dt - \int_{\tau} \int_{outlet} h \rho (\mathbf{u} \cdot \mathbf{n}) dS dt \end{aligned} \quad (1.22)$$

ここで,  $m_{cyc}$  は

$$\int_{\tau} \int_{inlet} \rho(\mathbf{u} \cdot \hat{\mathbf{n}}) dS dt - \int_{\tau} \int_{outlet} \rho(\mathbf{u} \cdot \mathbf{n}) dS dt = m_{cyc} \quad (1.23)$$

周期  $\tau$  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  $\bar{\cdot}$  で表すと (式 1.22)

は次式で書き換えられる.

$$L_{cyc} + m_{cyc} \left( \frac{|\overline{\mathbf{u}_{outlet}}|^2}{2} - \frac{|\overline{\mathbf{u}_{inlet}}|^2}{2} \right) = m_{cyc} (\overline{h_{inlet}} - \overline{h_{outlet}}) \quad (1.24)$$

理想化された PDTE を考えると作動流体の運動エネルギーはシステム出入口により得られる

仕事よりも小さいとすると

$$L_{cyc} \gg m_{cyc} \left( \frac{|\overline{\mathbf{u}_{outlet}}|^2}{2} - \frac{|\overline{\mathbf{u}_{inlet}}|^2}{2} \right) \quad (1.25)$$

1 サイクルあたりの出力として次式を得る

$$L_{cyc} = m_{cyc} (\overline{h_{inlet}} - \overline{h_{outlet}}) \quad (1.26)$$

### 1.3.3 計算例

本実験では水素空気混合気を使用しており, 例として爆発性ガスを当量比 1 での水素-空気混合気, 充填率を 1.0 とする. 初期圧縮比  $p_1/p_{inlet} = \pi$  を変化させ, CJ デトネーション, 定容燃焼, 定圧燃焼の 3 つの燃焼モードの違いについて考察する. 熱効率計算には水素の低位発熱量 120 MJ/kg を使用する. 化学平衡計算プログラム (STANJAN[14]) から計算した場合の熱効率の比較を Fig1.3.9 に示すとデトネーションサイクルの場合, 初期圧縮のない場合でも約 30% となり, ブレイトンサイクルよりも高い効率になる. また, 初期密度以上で燃焼するハンフリーサイクルでも熱効率の違いはほぼないことが分かった.

## 1.4 これまでの研究

### 1.4.1 PDE 研究の歴史

PDE の概念は第 2 次世界大戦以前よりパルスジェットエンジンとして開発され、ドイツにおいて V1 ロケットとして実用化されたが、速度の遅い物であった。最初のパルスデトネーションエンジン研究としてドイツの Hoffmann によって 1941 年に考案されたが、アセチレン酸素を用い、最高  $2400 \text{ lbf/ft}^2$  の推力密度を得たと報告されている。1957 年 Nicholls ら [15] により、燃料に水素-アセチレン、酸化剤に酸素-空気をを用いてシングル・マルチサイクル実験を行った。内径 1 in、長さ 6 ft のデトネーション管を用いて空気では催行 35 Hz で作動した。また、単サイクル実験として弾道振子法による推力を求めている。これらの研究は、資金不足によって 1960 年代後半に終結した。しかし、1980 年代に入ると Eidelman et al.[16] により PDE が注目され始め [17, 18]、1990 年代には Hinkey et. al によりロータリーバルブの開発 [19, 20] があった。近年においてバルブを用いないバルブレスモードによる PDE 研究も行われている [21, 22]。Brophy et al.[23] はバルブレスモードにより 40 Hz 作動の実験を行っている。

### 1.4.2 シェルキンスパイラル. DDT

PDE の 1 サイクルを短時間にするためにデトネーションへ遷移させる DDT 距離や時間の短縮化について多くの研究が行われている [24, 25]。New et. al[26] は単気筒 PDE でスパイラルのブロッグージレシオや、スパイラル長さ等を変更させ実験を行っている。Sorin et al.[27] は 1 サイクルで様々な混合気による DDT 過程について詳細な実験を行っており理論との比較を行っている。それによれば、スパイラル長さは短いとデトネーションにならず、長すぎても DDT になる時間が増加してしまい最適な長さがあるとしている。

### 1.4.3 排気ノズル

推進用 PDE の場合では排気ノズルについて重要な課題である。Cooper et al.[28] はシングルサイクルで、様々な排気ノズル形状について、周囲圧力を変化させ比推力計測を行っている。Owens et. al[29] は収縮膨張ノズルの可視化観察を行い推力計測を行っている。また、数値計算分野として Morris et al.[30] や木村ら [31] によるストレート・収縮・膨張・収縮膨張ノズルなどによる計算が行われている。

### 1.4.4 多気筒 PDE

多気筒 PDE については Adroit System Inc., (ASI) [32], 現在は Pratt & Whitney 社により行われている。1996 年に直径 1 in, 長さ 36 in の単気筒 PDE により大気圧充填で水素-酸素気体を用いて最大 145 Hz 作動が行われた。1997 年, 冷却ありの PDE による水素-酸素気体で最大 95 Hz, 30 秒間作動が行われた。1998 年において, 6 気筒 PDE による水素-酸素気体, 大気圧充填, 水冷式, 80Hz/tube(システム集は数 480 Hz) による 10 秒間作動が行われている。その後, 1999 年には集合ノズルを用いて背圧維持が可能となり充填圧力 3 気圧, 最大 100 Hz/tube が可能となっている。作動周波数増加により充填圧力も増加している。排気ノズル設計が最も重要でありチョークノズルにして背圧維持させるが詳細は不明である。Pratt and Whitney[33] では, 5 気筒 PDE による燃料充填率を変化させた推力試験を行っている。数種類のノズル形状を試験しており CFD との比較も行っている。

国内においては 4 気筒 PDE システムにより, 回折衝撃波の干渉等についての実験が行われている [34]。多気筒 PDE の問題点として回折衝撃波は閉鎖端で反射するため高温高压状態になり未燃気体が自着火する恐れがある [35, 36]。

また, 排気の平滑化としてノズル出口にバッファタンクを置き, その形状についても実験が



行われている [37, 38]. 多気筒 PDE の数値計算としては 2 次元による計算が主である [39, 40].

#### 1.4.5 タービンによる研究

近年では推進用だけではなく、タービンを駆動させ発電用への応用 [41] が期待されている. 単気筒による自動車用ターボチャージャーによる実験として Schauer et. al.[42, 43] によって最大 40 Hz まで実験されているが熱効率は 1.3% までしか出ていない. 国内においても前田ら [44]~[46] によるエチレンによる単気筒実験が行われておりタービンに流入する圧力とタービン回転数が非定常的に回転されており熱効率低下の原因となると示している. また, 熱効率の計測, 二段タービンを用いた研究が行われて, 最大 2.06% の熱効率が得られているが作動周波数は最大でも 6.67 Hz と低い. デトネーションに適したタービンを設計する研究も行われており JAXA 小島ら [47] による単段軸流タービンの開発が行われている.

米国においては, GE 社の Rasheed et al.[10] によりガスタービン燃焼器を PDC に置き換えた 8 本の PDC により, 軸流タービンを駆動させるハイブリッド PDTE の実験で 30 Hz/tube の作動を行い, 燃料としてエチレン-空気をを用いている. その結果, 冷却機能つき PDC で 96 分の作動を行っている. タービン入り口での圧力変動は圧力波の複雑な干渉を起こしており, それぞれの燃焼管に影響を及ぼしている. このような企業による多額の資金により, 多気筒 PDC による軸流タービンを駆動をさせるターボジェット, ターボファンエンジン, マッハ 2.5 のストライクミサイル等の実用化へ向けた開発が行われている. また Glaser et al.[48] は 6 本の PDC と軸流タービンシステムの実験が行い, 定常バーナとの比較, タービン効率の測定等を行っている. これら軸流タービンによる実験では PDE の燃焼ガス流量が軸流タービン設計流量の 1-2 割ほどでしかなく, 残りはバイパス空気をタービン入口に流入させ流量増加を図っている. 数値計算分野においてもタービンとマルチサイクルにおけるデトネーションとの干渉について [49]

や、タービン効率の評価が計算されている [50]。しかしながら、システムの熱効率は好評されておらず高い熱効率が得られていないと考えられる。

#### 1.4.6 本研究室によるこれまでの PDE 研究

本研究室によるパルスデトネーションエンジンの研究は 2000 年より開始された。現在まで燃料は水素、酸化剤は空気を用いられている。皆川ら [51] により対抗噴射による噴射形状が混合促進されることが分かった。大古ら [52] によりパージについての影響が調べられた。グループでも発電への応用に向けた研究として、村山 [41]、山根ら [53] により成立性の検討がなされ、桜井 [54] によっても単気筒 PDE、作動周波数 20 Hz で、最大タービン仕事 3.21 kW、燃料基準で最高熱効率 2.94%得られている。また、数値計算については、伊藤 [55] によって 2 次元の燃料充填過程、1 次元のタービン用へのノズル形状について行われている。推力計測として南雲ら [56] により 20 Hz までの推力を充填率を変化させ、ロードセルを用いて計測された。また、空気を大流量で吸い込む必要からロータリーバルブを用いた研究が柚木 [57]、遠藤ら [58] により行われている。また、推力壁での圧力計測が困難なため噴射器の側壁において圧力を計測し推力の算出が行われている。2 気筒 PDE によるタービン試験が辻ら [59] によって気筒間干渉の測定が行われている。現在日本国内においても、実用化を視野に入れた活発な PDE 研究が行われている [60]。

### 1.5 本研究の目的

PDTE は、パルス燃焼のため定常流である既存のガスタービン、理論効率に比べると実際の効率が格段に低くなってしまう。その理由の 1 つとして作動周波数の問題があり作動周波数増加によりタービン回転数変動をなくし一定回転とすることでタービン効率増加が可能と考えられる。また、タービンと PDC とのマッチングが重要であり現在のところ自動車用遠心タービ

ンではタービン設計流量に近い PDC 流量であるが、軸流タービンによる研究ではタービン設計流量の約 1/10 である。

そこで、本研究では、現在の装置の PDE 管を並列に 2 本並べてタービン入り口で集合させ 1 本にまとめてタービンにつなぐことで作動周波数を倍増させ 100 Hz 作動を行い、比較的低流量に設計された自動車用ターボチャージャを転用したガスタービンエンジンの性能評価を行う。まず、1 つ目として実用化には 100 Hz 以上が必要と考えられているが実験的に示した例はなく、これについて作動周波数増加によるタービンへの影響について調べる。それによりタービン回転数一定への目的としている。2 つ目として管から直径の大きい排気集合部に入射する際に、回折によって消炎が起き、デトネーション波が減衰することや、デトネーション波がもう 1 方の管内に回折する気筒間干渉が起きることが予想される。それに関して排気ノズル内部のガイド形状を変更させることによるタービン入口圧力、タービン回転数への影響を調べる。3 つ目として充填率、ターボチャージャの種類を変えた場合のタービン回転数、出力、タービン効率への影響について調べる。PDC 作動によるタービン効率について計測された例は少なく軸流タービンのタービン効率についてのみ報告されている。PDC 作動によるターボチャージャの詳細なタービン効率の報告は現在のところない。また、定常流との比較も興味深いことであり他の定常流実験との比較・考察も行う。4 つ目として JAXA の設計した単段軸流タービンによる 80 Hz 燃焼試験結果について報告する。

## 第2章 実験装置

### 2.1 PDC(パルスデトネーション燃焼器) 装置

Fig.2.1.1 に実験装置概略図を示す。実験装置は、エンジンの燃焼器となるデトネーション管・排気ノズル、燃料と酸化剤をエンジン内に直接噴射させるための噴射系、噴射された混合気に着火させる点火系、タービン部(ターボチャージャ)、デトネーション速度及び圧力、温度を測定する測定系、及び噴射や点火のタイミングをコントロールする制御系、排気ガス用サイレンサから構成されている。

燃焼器は単気筒・2気筒の場合、スパイラルの組み合わせ、排気ノズル部長さや排気ノズル内部のガイド形状を変化させる。2気筒の場合ではそれぞれ Tube A, Tube B と名付ける。燃料空気の噴射系については噴射ポート位置を2種類変えている。酸化剤用の空気については実験結果 3.1, 3.2 節は空気ボンベで、3.3, 3.4 節については圧縮機を用いた。タービン部は2種類の自動車用ターボチャージャと JAXA の設計した単段軸流タービンを用いる。潤滑用オイルを空気圧力により流す。測定系に関しては、デトネーション速度計測のため2輪車用点火プラグを代用したイオンプローブを用いる。圧力・温度については Fig.2.1.1 に示すように、タービン出入口の圧力変換器を添え字 p : ピエゾ式変換器で、ストレージ管や圧縮機出口の圧力測定に s : ひずみ式変換器を用いる。温度計測は高温用タービン入口を K 型熱電対 (添え字 k), 100℃以下の温度のため圧縮機出口を T 型熱電対 (添え字 t) を用いる。それらをオシロスコープにより計測した。制御系についてはパソコンにより噴射・点火を制御し、指定した作動周波数に

なるように行っている．タービン出口の排気ガスをステンレスフレキシブルチューブをからサイレンサに送り騒音を抑えた後室外に排気した．

### 2.1.1 デトネーション管

Fig.2.1.2 - Fig2.1.4 にデトネーション管スパイラル部の概略図を示す．管は，片方がエンドプレートにより閉じられ，他端が開いて，内径 38 mm のステンレス製でできている．内部には DDT 促進用にシェルキンスパイラルを模したらせん状の溝が切つてある．ピッチは 10 mm, 20 mm のものを付け替えて使用した．管は 140 mm ごとに接続されており，スパイラル長さ，及びスパイラルピッチの調整ができる．スパイラルのブロックゲージレシオはピッチ 10mm, 20mm どちらも 0.543 である．閉鎖端より 27 mm, 197 mm の位置にそれぞれ燃料酸化剤を噴射させるポートがあり，混合促進のために対向してつけてある．また，97 mm の位置に点火プラグを取り付け，閉鎖端には管内にある既燃気体を強制的に掃気するための空気ポートがある．

このスパイラル組み合わせとして A, B, C の 3 通りを使用した．シェルキンスパイラルタイプ A を Fig.2.1.2 に示す．水素・空気噴射ポートがそれぞれ 27, 97 mm の位置にあり，点火ポートを 97 mm の位置に真横から取り付けた．スパイラルピッチの組み合わせとしてはピッチ 10 mm のものが 2 本 (280 mm)，ピッチ 20 mm のものが 2 本 (280 mm) の計 560 mm である．シェルキンスパイラルタイプ B を Fig.2.1.4 に示す．噴射ポート位置はタイプ A と同じであるが作動周波数増加のため DDT 距離を短縮化させる目的でピッチ 10 mm を 3 本 (420 mm) 使用した．最後にシェルキンスパイラルタイプ C を Fig.2.1.5 に示す．作動周波数 100 Hz のとき，未燃気体の充填，パージ時間がより短くなってしまうので効率増加のために，噴射ポート位置をより閉鎖端側へ移動した．このとき水素ポートを 1 本，空気ポートを 2 本使用している．断面 SA-SA に示すように水素を上側より，空気を横側より噴射させる．点火プラグについては 97

mm の位置の上方向に設置する．スパイラルはピッチ 10 mm を 2 本 (280 mm)，ピッチ 10 mm を 1 本の合計 420 mm である．

シェルキンスパイラルタイプのそれぞれの噴射ポートに関しての写真を Fig.2.1.5, Fig.2.1.6 に示す．

Fig.2.1.7 に単気筒 PDC の装置図を示す．単気筒を Type single とする．スパイラルタイプは Type A を用いている．残りの 360 mm はスパイラルのないストレート管である．排気ノズルがないためデトネーションが減衰しづらく直接タービンに流入する．

Fig.2.1.8, Fig.2.1.9 に 2 気筒の場合での Type double の図を示す．この 2 つは接続部，排気ノズル部の長さを変更させている．排気ノズルは集合部入り口内径 95 mm，集合部出口直径 38 mm のステンレス管である．Fig.2.1.8 の Type double 1 では接続部長さが 384 mm，排気ノズル長さが 359 mm である．排気ノズル内部まで接続部の管出口が 40 mm 出ている．また，イオンプローブ位置についてそれぞれ示す．Type 1 においてはデトネーションがタービン入口まで長すぎるため減衰してしまう問題があった．そのため，それらの長さを短縮し Type double 2 (Fig.2.1.9) とした．これは接続部までの長さを 200 mm，排気ノズル長さを 200 mm，接続部出口には管は伸ばさない形とした．

### 2.1.2 排気ノズルガイド

Type double 2 においてより減衰量を減少させるために排気ノズル内部にノズルガイドを挿入した．Fig.2.1.10. このときそれぞれの形状でスプリッタ板長さを 45 mm が Guide A，100mm を Guide B とした．接続部フランジ側から，ノズルガイドを M12 ボルト締めができるように加工している．付録に設計図面を載せる．

### 2.1.3 噴射系

Fig.2.1.11 に噴射系を示す。噴射系は、高圧ポンプ、レギュレータ、ストレージ管、電磁バルブから構成されている。噴射にはソレノイドバルブ (MAC 社製) を使用している。水素 (35A-AED-DDFA-1BA), 空気用 (55-B-12-P1-111BA), 掃気用に空気と同じバルブ (55-B-12-P1-111BA) を使用している。電磁バルブのポート直径, Cv 値はそれぞれ水素用が 1/8 インチ (3.175 mm),  $Cv=0.18(\text{max})$ , 空気用は 3/8 インチ (9.525 mm),  $Cv=2.5(\text{max})$  となっている。また, ストレージ管の容積は空気用 1055 cc, 水素用 703 cc である。これは長時間の連続作動時に噴射圧力が低下することを予想して 3, 4 サイクル分の気体をためることができる。空気用ストレージ管はパージ・酸化剤用電磁バルブ共通にしてあり, 圧力が低下するために空気ポンプ 2 本を 1 つのストレージ管につなげてある。パージについては空気を予め噴射することで既燃ガスを強制排気し, できる限り迅速に管内を初期状態に戻して, 次の燃焼を行う必要がある。また, 強制掃気には燃焼によって得られた水蒸気や高温状態による不着火や自着火を防ぐ効果がある。このために, PDE の連続作動時の安定作動には欠かせない [52]。

ストレージ管には圧力計を付けて内部の圧力を測定している。Fig.2.1.12 にストレージ圧力, 点火信号を示す。この圧力は作動中振動するのでオシロスコープの波形の平均値を噴射圧力としてこれより, 燃料・酸化剤の噴射量を算出して管内に充填する充填率, 当量比を計算している。噴射量は噴射圧力を調整して行う。また, 電磁バルブの開閉は電磁バルブ駆動回路を用いて PC で制御するが, 電磁バルブには開閉信号と実際の噴射開閉時刻には水素・空気用それぞれ異なる数 ms の遅れがあることが電磁バルブの出口より 1 mm 離して圧力変換器を置いた予備実験で分かっており, それを考慮して PC のプログラム上で噴射時間の調整を行った。

水素・空気用の噴射バルブ配置については Fig.2.1.5, Fig.2.1.6 にそれぞれ, Spiral Type A,

B と Spiral Type C に対応する噴射ポート位置としている。Spiral Type A, B の場合では、水素・空気噴射ポートは 2 つずつ対向させている。Spiral Type C ではパージ空気の効率を高めるため閉鎖端側に噴射ポートを変えた。水素を 2 本、空気を 1 本としている。Fig.2.1.4 の断面 SA-SA に示す。

Fig.2.1.13 に電磁バルブ駆動回路を示す。aPCI ボードのフラットケーブルから入力され電磁バルブの開閉作動を行う。

水素、パージ空気用のレギュレータとして NR-1HM 形 (ユタカ社製) を使用した。Fig.2.1.14 に水素用、Fig.2.1.15 にパージ空気用を示す。空気用については最初 FR-ILS-OP 形を使用し、2 本の空気ボンベから 1 つの空気ストレージに供給していたが、大流量の空気を使用するためコンプレッサによる圧縮空気を使用した。Fig.2.1.16 に示す。これは日立小形空気圧縮機ベビコン (日立社製)、7.5 kW, 最高圧力 950 kPa, 吐出空気量 840 l/min<sup>3</sup>, タンク 230 l(TV/8054) である。

#### 2.1.4 噴射量の算出

ストレージ平均圧力を噴射圧力とし、噴射孔先端がチョーク条件 (流れ速度がマッハ数  $M = 1$  のとき) になるよう設定した。次式により噴射質量流量  $\dot{m}$  を求める。

$$\dot{m} = \psi p_0 \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{\frac{\gamma}{RT_0}} \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (2.1)$$

ここで、 $\psi$  は流量係数、 $p_0$  は噴射圧力、 $d$  は噴射孔直径 (MAC-35,55 のポート径)、 $\gamma$  は比熱比、 $R$  は気体定数、 $T_0$  はストレージ管温度 (室温) である。流量係数  $\psi$  は水素の場合 0.67、空気の場合 0.6 とした。これは噴射圧力から算出した流量と、分圧法から測定した噴射質量流量が一致するように設定した。



噴射質量流量の測定方法を述べる．噴射前後のダンプタンク内の気体・温度を計測することにより質量流量を出す．理想気体の状態方程式

$$pV = \frac{m}{M}RT \quad (2.2)$$

$P$ :タンク内の圧力,  $V$ :タンクの容積 (一定),  $m$ :タンク内のガス質量,  $R$ :ガス分子量,  $T$ :ガス温度 (熱電対により計測)．ボンベ内の気体が噴射前の状態 1 から, 噴射の状態 2 に変化したとすれば, 質量の差は

$$\Delta m = m_2 - m_1 = \frac{MV}{R} \left( \frac{p_2}{T_2} - \frac{p_1}{T_1} \right) \quad (2.3)$$

から求まる．噴射時間から, 時間平均の噴射質量流量が計測できる．このときの噴射質量流量と, 実験時の噴射質量流量の式, そして数値計算で設定した質量流量を Fig.2.1.5 に示す．次に, 噴射圧力からの噴射当量比 ( $ER$ ), 燃料充填率 ( $FF$ ) の求め方を示す．

$$ER = \frac{34.32}{\dot{m}_{Air}/\dot{m}_{H2}} \quad (2.4)$$

$$FF = \frac{V_{H2} + V_{Air}}{V_{tube}} \quad (2.5)$$

ここで, 空気/燃料の量論状態での質量比を 34.32,  $V_{H2}$ ,  $V_{Air}$  は, 噴射流量  $\dot{m}$  に噴射時間  $t_{inj}$  をかけて状態方程式より求めた．このときの圧力は 101.3 kPa, 温度は 298 K である． $V_{tube}$  は長さ 1080 mm の PDE 管体積である．

### 2.1.5 点火系

点火系は, 2 輪車用点火プラグ (径 M12) と点火コイルから構成される．点火コイル, 点火プラグ, パソコン信号の回路から成る．点火は, 入力電圧 5 V の立ち上がりで行い, PC によって制御される．Fig.2.1.17 に点火回路を示す．信号はフラットケーブルより入力される．点火回路は 12 V の直流電圧を使用して燃料気体の着火を行う．点火信号が入力されるまでの間は,

点火のための充電を行い点火信号を 0V にすることで点火プラグによる着火を行う。

## 2.2 測定系

### 2.2.1 圧力測定

#### タービン出入り口圧力

管内の圧力測定には、ピエゾ式圧力変換器 (ICP, HM113A24, PCB PIEZOTRONICS 社製) (Fig.2.2.1) を用いる。時間応答性が良く、デトネーション波面の瞬間的圧力や衝撃波面到達時刻を検知することができ 2 点間の距離と検知圧力時刻から衝撃波速度を求めることができる。立ち上がり時間は  $1\ \mu\text{s}$  のものを使用する。しかし、ピエゾ式圧力変換器は熱的特性により長時間の測定には耐えられず GND が初期位置よりも下がりオシロスコープの範囲外になってしまう。そのため、水冷式ジャケットを使用する。Fig.2.2.2 にジャケット、水冷用ホースの写真を示す。水は直接水道よりホースを用い、Fig.2.2.3 のように供給する。水冷式ジャケットは PCB PIEZOTRONICS 社製のフラッシュマウント、面一取り付け (064B04) 及び、リセスマウント (064B03) を用いる。これにより圧力の熱影響が防げ長時間の作動時間でも圧力測定が可能となった。リセスマウントの場合では熱影響を受けにくいが気中振動をしてしまうので圧力が振動してしまった。

熱影響をより防ぐ目的で高温対応の電荷出力型圧力変換器 (H112A05, PCB PIEZOTRONICS 社製) をチャージコンバータ (422E02, 10 mV/pc) を取り付ける。コンバータは電荷を電圧に変換させるもので最大 1.6 MPa までの出力である。タービン燃焼試験の際、温度の高いタービン入口部では電荷出力型圧力変換器を、タービン出口には ICP 圧力変換器を用いた。

## 圧縮機出口圧力・ストレージ管内 (噴射) 圧力

圧縮機出口圧力をひずみ式デジタル圧力センサ AP-C30(KEYENCE 社製) で、ストレージ管内部の圧力を AP-C33 を用いる。時間応答性は 2.5 ms である。

### 2.2.2 燃焼波速度測定

燃焼波の検知には、イオンプローブ (Fig.2.2.4) を用いる。イオンプローブは 2 本の電極間に 90 V の電圧をかけたものである。2 輪車用点火プラグを使用した。デトネーション波の燃焼帯は高温で電離状態となるので 2 本の電極間を燃焼波が通過すると、電極間に電流が流れる。コンデンサーに貯めた電荷を流すことにより、イオンプローブ回路 (Fig.2.2.4) によって、電圧信号に変換して出力することで、燃焼波面到達時刻を検知するものである。圧力変換器と対向して設置することにより衝撃波と燃焼波の到達時刻を比較することによりデトネーション波の判定を行う。これらの電圧信号をオシロスコープにより測定する。測定は、点火回路からのトリガー信号により開始する。作動中において反応性を良くさせるために 3 つのイオンプローブに対して噴射側から見て 1, 3 本目を 1 つのプローブ回路、間の 2 つ目をもう 1 つの回路を用いた。それによりより明瞭に燃焼波速度が測定できる。

### 2.2.3 温度測定

PDE 管壁温度、タービン入り口、出口温度にはシース径 1mm の K 型熱電対 (アルメルクロメル熱電対, 測定範囲 0~1000 °C, 岡崎製作所製) を使用し、圧縮機出口、流量測定用空気には T 型熱電対を使用した。タービン入口温度についての時定数はおよそ 3 s と考えられる。

#### 2.2.4 タービン回転数測定

タービン回転数については渦電流式変位センサ (AED-55, PU-03A, Gap sensor, AEC 社製) を用いた。このセンサはセンサヘッド内部のコイルに高周波電流を流し高周波磁界を発生せる。この磁界内に対象物が近づくと対象物表面に渦電流が発生してセンサコイルのインピーダンスが変化する。それにより非接触で計測が可能である。コンプレッサハウジングに穴をあけて圧縮機翼に近づけて設置した変換器は AEC-55-MS を用いる。Fig.2.2.5, 2.2.6 にそれぞれタービン Model A, Model B の出力電圧を示す。計測方法は前田ら [46] による計測方法を参考としている。計測は 1 秒間に  $2\mu\text{s}$  によるサンプリングとしている。圧縮機翼の枚数は 12 枚でありそれぞれのブレードが変位センサを通過する点で出力電圧が高く、遠ざかると電圧が低下する。この出力電圧平均値と波形交点から 1 周期の時間  $t_2 - t_1$  が分かり、それから 1 周する時間を算出して RPM 単位に変換させた。Model A の場合が回転数が高く  $N=183673$  RPM となるのに対して、Model B では  $N=114155$  RPM と算出できる。図中には 1 周期の時間が有効数字 3 桁で表示されているので表示回転数とは誤差がある。その後、1000 Hz でローパスフィルターをかけることにより明瞭化させる。これにより非定常的な回転数が測定可能である。

#### 2.2.5 圧縮機出口流量測定

圧縮機出口側に設置してある流量測定用にはフローセル流量計を取り付けてある。Fig.2.2.7. これは、オリフィスプレート前後に流速に応じた差圧が発生してこれによるバイパス流量を測定することで全流量を計測する物である。(オリフィス型流量計, FLG-N, 日本フローセル社製) 実験中では装置の近くにはいないためにビデオカメラにより、作動終了直前の流量を確認する。圧縮機負荷を変化させるために流量計出口部において流量調整バルブを用いた。

### 2.2.6 サイレンサ

PDE 作動時において騒音が大きく、実用化のためにも騒音を抑える必要がある。Fig.2.2.8 にサイレンサ (消音器), FLD-80ZFS, FUJITEC 社製, を示す。設計減衰量 40 dB である。

## 2.3 タービン

### 2.3.1 ターボチャージャ

実験で使用するターボチャージャ (IHI 社製乗用車用) を Fig.2.4.1 に示す。Model A は低流量型, Model B は高流量型である。どちらも 1 段遠心タービン・コンプレッサでありタービン入口制限温度としては約 1000 °C までである。そのため, 長時間作動が不可能である。PDC との接続方法としては排気集合管の出口内径が 38 mm であり, Model A のタービン入口直径は 25 mm, Model B のタービン入口直径は 38 mm で, タービンに接続する。Fig.2.4.2. タービン出口部においてエルボ管を取りつけフランジによりサイレンサへのフレキシブルチューブと接続させる。タービン出口圧力はエルボ管に M12 のメネジを開け計測した。

タービン潤滑油に関しては空気ポンベによりゲージ圧 30 kPa の圧力をオイルタンク内にかけてタービン軸受け部の潤滑, 冷却を行う。タービンから出た後はオイルを貯めるようにした。

## 2.4 制御系

強制掃気 (パージ) 時間, 燃料 (水素/空気) 噴射時間及びオシロスコープの波形取得タイミングは, パソコンによって制御を行う。PCI I/O 制御ボード (aPCI-P54) によりそれぞれの信号制御を行う。1 サイクルあたりのタイムシーケンスを Fig.2.5.1 に示す。最初に管内の既燃気体, 不純物を強制的に空気により掃気するパージ時間を  $t_{pur}$  と定義し, 燃料・酸化剤を噴射する時間を  $t_{inj}$ , 点火信号は噴射信号終了とともに入力されて点火コイルにチャージされ信号

を切ると点火される時間,  $t_{ign}$  とする. その後, 燃焼排気時間とする. ここでの排気時間とはデトネーションが開方端から放出した後, 膨張波により自然排気する時間である. また, Visual Basic<sup>TM</sup> で作成されたプログラムによって制御信号が出力され 2 本の PDE 管の制御タイミングをずらし, Phaze Delay に点火のずれる割合を入力することで, 点火タイミングを 1/4 周期, 1/2 周期等ずらすことができる. ここで, 1 周期で 1 サイクルの時間とする.

実験開始の際には, 全てのバルブが作動できるかどうかの確認を行うために, Valve Check ボタン内のそれぞれのバルブを選択して, 噴射開始ボタンを押すことで, 電磁バルブが正常に作動できるかを確認する. 燃焼試験開始の場合, Mode Select で Single cycle(2 気筒で 1 回の作動), Multicycle Double(2 気筒での連続作動), Multicycle A(気筒 A で単気筒連続作動) いずれかを選択する. 次に作動周波数を Frequency Select で選択して, 連続作動の場合には Cycle Condition によりサイクル数を入力する. delay#は PC 性能, オシロスコープとの接続の関係から, 必ずしも設定した時間にならないため, オシロスコープでの出力と delay#の数字を調整して, 設定通りの時間になるようにする.

Fig.2.5.1 に 2 気筒作動 100 Hz での管 A における噴射・点火信号と実際の噴射状態について示す. 水素・空気で開閉時間がそれぞれ異なるため分けている. またページは点火信号と同じタイミングである. 管 B についてはこれと 10 ms ずらして信号を送っている. 信号について説明すると, (1)Air=On, (2)H2=On, (3)Air=Off, (4)H2=Off, (5)Ign+purge=On, (6)Ign+purge=Off の順番により 1 サイクルを制御している. 実際の噴射は遅れ時間がそれぞれあるため信号と想定噴射タイミングとはずれる.

Table8 に aPCI ボードにてプログラムの信号, フラットケーブルの番号, オシロスコープ上へ信号を表示させる場合の番号, バルブ・点火回路の種類を示す. プログラム内容を付録に載せる. それぞれ 16 進法により記述されている. また, フラットケーブルは 1:茶, 2:赤, …15;

黄緑, 16; 青となっている。16ch は GND である。1~4ch をポート A1, 5~8ch をポート A2, 11,13ch をポート B1, 12,14ch をポート B2 として分けている。それぞれのフラットケーブルが Fig.2.1.10 のバルブ駆動回路, Fig.2.1.14 の点火回路に接続されている。

付録プログラム中でのタイムシーケンス設定において、それぞれ電磁バルブの遅れ時間を考慮したタイミング Seq1(i) としている。作動時間設定において Wait(i) を Seq1(i) を用いて時間を設定する。この Wait(i) が次の 2 気筒メイン作動での命令文中における、次の信号までの待ち時間 (On, Off 制御時間) となる。(交互点火) マルチサイクルサブルーチン中でのメイン作動では Table8 のポート A, B を同時に制御するため、APCI54PORTA, B とする。ポート A においては水素・空気の電磁バルブ開閉操作を、ポート B においてはパージ空気電磁バルブ開閉操作、点火の信号である。よってポート A, B においてそれぞれ 1 度に 1 回の命令のみ可能であるのでポート A, B と分けている。Tube A は信号 H+1 桁の数値で表し、Tube B は信号 H+10 桁の数値で表す。Sub signal を引数として開閉信号の命令を送る。作動周波数ごとに噴射時間が変わるのでそれぞれの作動周波数ごとに遅れ時間を変えたため、異なる周波数運転を行う場合には専用プログラムを用いる。また、電磁バルブは 7 ms 内に開閉作動を行うと作動しない。そして、開く時間が短くなると開閉遅れ時間も短くなる。そのため、現在では 60 Hz 作動までが限界である。特に点火時に対する水素の閉じタイミングにより安定作動への影響が大きい。

## 2.5 実験方法及び実験条件

燃焼実験を行うときには安全のために 2 名で行う。1 人が空気、水素、パージのレギュレータの開放を行い、もう一人が PC を担当する。また、コンプレッサを起動させ所定圧力まで圧縮させる。PC 担当者がカウントをして燃焼後はパージの目的で空気バルブを数回噴射させた後、電磁バルブのスイッチを切る。実験準備として PC、オシロスコープの電源を入れ、電磁バ

ルブ、点火コイルのバッテリーを接続して、イオンプローブ・圧力変換器・タービン回転計等の電源を入れる。また、熱電対をデータロガーに取り付け温度測定用の PC の設定をする。そして、タービンの潤滑油の確認を行い、油圧用の空気ボンベの元栓を開く。目的当量比、充填率になるように水素、空気のストレージ管圧力を設定させる。

実験を始める前に確認のためバルブ作動のチェック、シングルサイクルを行い燃焼のチェックを行った後、実際の燃焼試験に移る。

燃焼試験は PDE の 1 サイクル分であるシングルサイクル (Single cycle) 実験と、パルスサイクルである連続サイクル (Multiple cycle) 実験を行った。

### 2.5.1 シングルサイクル実験

実験日の初めには水素・空気それぞれの電磁バルブの作動確認を行い、ガスボンベの元栓を開いて、所定の噴射圧力をレギュレータにより設定して、1 サイクル分の燃焼が行われるかの確認を行う。

### 2.5.2 連続サイクル実験

シングルサイクルで燃焼の確認を行った後、連続サイクルを行う。連続作動では、設定した空気用のレギュレータ圧力では連続噴射時の圧力低下が激しく、最初に 20 気圧程の高い初期圧力をかけなければならない。しかし、この MAC 社製電磁バルブの圧力レンジは真空 ~ 1 MPa であるので燃焼実験開始直前にレギュレータを開け、燃焼終了と同時に閉めてやる必要がある。PC のプログラムや性能上、設定した作動時間、180 度の位相のずれにならないために初めにオシロスコープに出力してフォーム上の Tima Delay, Phaze delay を調節して実際の作動時間、



位相差に設定する必要がある。確認終了後、燃焼試験を行い、オシロスコープ・データロガーの測定温度を確認・保存をする。作動中では管冷却のため空冷をした。

### 2.5.3 実験条件

作動条件を Table 1 に示す。それぞれの作動周波数  $f=20, 30, 40, 50$  Hz におけるタイムシーケンスである。時間は ms で表され、充填 - 点火 - 燃焼排気 - パージの時間を Fill - Ign - Comb - Pur と表す。2 気筒の場合も同様でありそれぞれの Tube で同じ時間としている。

単気筒による作動周波数 20, 30 Hz における実験条件を Table 2 に示す。タイプは単気筒か 2 気筒であり、Fig.2.1.7 - Fig.2.1.9 に示す。スパイラルタイプについては Fig.2.1.2 - Fig.2.1.4 に示す。2 気筒装置 (Type double 1) による片側作動である。

単気筒による作動周波数 40 Hz における実験条件を Table 3 に示す。パージ率  $PF$ 、スパイラルタイプを変化させている。

作動周波数を単気筒による作動周波数が 20~50 Hz、2 気筒作動では 20~100 Hz における実験条件を Table 4 に示す。作動時間は 3 秒間、スパイラルタイプは A である。また、タービンについては Model A を使用している。タービンについては Fig.2.4.1。

ノズルガイドを変化させたときの実験条件を Table 5 に示す。作動周波数は 100 Hz であり、装置タイプは double 2、スパイラルはタイプ A、ノズルガイドを Fig.2.1.7 に示すように A, B, Without である。タービンは Model A にしている。

100 Hz 作動でタービンを Model A, Model B としたときの実験条件を Table 6 に示す。装置タイプは double 2、スパイラルタイプは C、ノズルガイドは Guide A を使用している。



## 第3章 実験の結果及び考察

### 3.1 作動周波数の影響

#### 3.1.1 $f=20, 30$ Hz

Type double での tube A において作動周波数  $f=20$  Hz で作動した場合のイオンプローブの時間履歴を Fig.3.1.1 に示す. 速度はイオンプローブ IP1 - IP2 と IP2 - IP3 における時間差と距離から求める. 横軸の時間履歴は 0 ms において点火をした. 速度  $V_{12}$  は IP1 - IP2 から,  $V_{23}$  は IP2 - IP3 から算出しており  $V_{23}$  で減速した. 点火後およそ 1 ms 後にデトネーションに遷移していることが分かる. 管内部において混合をさせており, 完全な予混合状態ではないので混合気に濃度勾配があることや, 充填率  $FF = 0.93$  と管後方が充填されていないことから, 管後方の IP2 - IP3 において燃焼波速度が減少したと考えられる.

$f=20, 30$  Hz における IP1 - IP2 間での燃焼波速度の履歴を Fig.3.1.2 に示す. 作動時間は 8 秒間である. 0 sec において 1 サイクル目であるが, 燃焼波速度は高い. しかし, 次の 2 サイクル目においては急激に減少してしまい, およそ 2 秒後において CJ 速度に達した. また, 30 Hz の場合の方が CJ 速度達する時間が長いことが分かる. 燃焼器出口側にタービンを取り付けていることから 1 サイクル目が終わり排気ガスが完全には排気できず次のサイクルに移行したため, 速度が増加しなかったと考えられる. そして, 熱の影響などにより平衡状態になるまでには約 2 秒間必要であり, CJ 速度に達した後にはそれ以降デトネーションにならないことがない. また, 噴射時の当量比による理論 CJ 速度との比較では当量比  $ER=1$  よりも高いものの, 噴射当量比よりも低い.

### 3.1.2 $f=40$ Hz, スパイラルの短縮化

Type double での tube A での  $f=40$  Hz において当量比と燃焼波速度の関係を Fig.3.1.3 に示す. 充填率は  $FF=1.0$  であり, 燃焼波速度として IP1 - IP2, IP2 - IP3 を比較した. また, 当量比の変化による理論 CJ 速度も示す. その結果として当量比の増加により CJ 速度は増加しているが, 実際の測定速度の増加はほとんど増加しない. 管後方 IP2 - IP3 における燃焼波速度が増加した. これは充填率が 1.0 であり後方まで燃料空気が充填されたためである. 管後方ではスパイラルのないストレート部であり, この管部分においてデトネーション波が安定したと考えられる.

### 3.1.3 $f=40$ Hz, パージ率の影響

スパイラル部の変更により管長さが短縮できたものの, 作動が安定しなかった. この原因としてスパイラルピッチを 10 mm にしたために排気が悪くなり自着火等が起きたと考えられる. そのためパージ率による影響を調べた. Fig.3.1.4 に横軸パージ率  $PF$ , 縦軸にひずみ式圧力変換機によるタービン入口の最高圧力を, 当量比を増加した場合について示す. 当量比  $ER$  は誤差値を標準偏差により表している. パージ率の増加によりタービン入口圧力も増加した. また,  $PF=0.18\sim0.19$  においては  $ER$  の増加により圧力も増加した. しかしながら,  $PF=0.16$  においては  $ER=2.09$  が圧力が低い. これはパージ率が低いことから既燃ガスと未燃気体との自着火等により作動が不安定になり圧力が低下したと考えられる.

次に  $f=40$  Hz におけるパージ率増加におけるタービン入口圧力について示す.  $FF=1.0$  であり, ひずみ式圧力変換器により測定した作動時間 2.2 秒から 2.5 秒までの圧力波形を示す. まず,  $PF=0.148$  の場合を Fig.3.1.5 に示す. タービン入口圧力は等間隔にピークが出ておらずに

変動しており不安定作動となった．パージ空気が少なく未燃気体と既燃気体との自着火等によると考えられる．パージ率を増加させた場合，Fig.3.1.6において  $PF=0.170$  では正常な圧力波形となることから自着火がなく安定した作動になった． $PF=0.188$  の場合 Fig.3.1.7においても正常な作動になった．これらの結果，パージ率  $PF$  による安定作動への影響を明らかにするため Fig.3.1.8 においてパージ率による管内部での分布を考察する．不安定作動の原因として，パージ空気が少ないために既燃ガスの掃気が不十分になりその後噴射された未燃気体との接触による自着火であると考えられる．噴射ポートの位置として管閉鎖端より 27, 97 mm の位置に取り付けてある．また，点火プラグ位置は 97 mm である．管壁より最も遠い 97 mm の噴射ポートにおける管体積比は管長さ 944 mm であり， $V_{97}/V_{tube} = 0.10$  である．安定した作動のためには最低限  $PF=0.10$  以上のパージ率が必要であるが，作動周波数増加により排気時間が減少してしまうためより多くのパージ空気を噴射させる必要がある．桜井ら [61] によれば安定したデトネーション作動のためには点火プラグ位置まで含んだパージ率が必要であり，作動周波数増加により多くのパージ率が必要であるとした．そのため， $PF=0.15$  でも完全に安定した作動ができなかったと考えられる．

不安定作動の原因が噴射ポート位置による影響として，未燃気体と既燃気体との自着火であるとしたため，噴射ポート位置をより閉鎖端側へ移動させた．従来では充填率増加のため噴射バルブを水素・空気ともに 2 つずつとして上下より対向噴射させていた．そのため，噴射ポート位置を 27 mm の位置にするために水素バルブを 1 つ上方からと空気バルブ 2 本を真ん中と下方向からそれぞれ噴射させることとした．その結果， $PF$  が低い場合においても  $PF=0.163$  で Fig.3.1.9 の様に安定した作動が可能となった．

### 3.1.4 作動周波数の増加，タービン回転数

パルスデトネーション燃焼器をガスタービンへ応用した場合，燃焼器より出される気体が非定常的であるため，作動周波数増加によりタービン回転数を一定にする必要がある．前田らの単気筒 PDTE による研究 [46] によっても作動周波数が  $f=1\sim6.67$  Hz まで変化させているが，タービン回転数変動が激しくおよそ 100000 RPM が 1 サイクル中で変化した．そのため，作動周波数増加によるタービン回転数への影響を調べた．

まず， $f=20$  Hz の場合 Fig.3.1.10 に示す．タービン入口圧力はひずみ式圧力変換器であり，タービン回転数は渦電流式変位センサにより計測した．回転数は 10 の-5 乗をかけている．作動時間は 3 秒間である．回転数は作動後急激に増加するがおよそ 3 秒後には平衡値に達するため，このときの 100 ms 間のみを示す．また，装置による排気ノズルの有無についても調べるため，単気筒装置と 2 気筒装置とを比較した． $f=50$  Hz 以下では単気筒作動であり， $f=80, 100$  Hz のみ 2 気筒作動である． $f=20$  Hz の場合，タービン入口静圧が増加すると同時にタービン回転数も急激に増加した．しかしながら，静圧が大気圧まで減少するとタービン回転数も減少する．回転数の増加時間はほぼ 10 ms であることから，タービン回転数一定にするためにはおよそ 100 Hz 必要であると予想できる．また，最高回転数は 89721 RPM，最高値と最低値の差である回転数の変動としては 5793 RPM であった．

$f=30$  Hz の場合 Fig.3.1.11 に示す．最高回転数は 105398 RPM，回転数の変動は 3417 RPM である．Fig.3.1.12 に  $f=40$  Hz の場合を示す．最高回転数は 127564 RPM，回転数変動は 3185 RPM である． $f=50$  Hz の場合 Fig.3.1.13 に示す．作動周波数増加により最高回転数は増加して，回転数の変動は減少することが分かる．最高回転数は 95667 RPM，回転数の変動としては 1850 RPM である．このとき最高回転数は減少してしまったが回転数変動幅は減少している．

次に 2 気筒作動の場合である。  $f = 80$  Hz の場合 Fig.3.1.14 に示す。 2 気筒作動であり充填率  $FF$  は減少してしまい部分充填となった。 そして、最高回転数も減少してしまい 85744 RPM, 回転数変動幅は 1053 RPM である。 Fig.3.1.15 の  $f = 100$  Hz の場合では、  $FF = 0.590$  とより低くなったが、最高回転数は 156520 RPM, 変動幅は 1868 RPM で 80 Hz よりも増加した。 しかしながら、100 Hz の場合では回転数が 3 秒間でも平衡値に達せずわずかながら増加している。 そのため、回転数変動が大きくなってしまった。

次にノズルのついていない Type single の場合を調べた。 Fig.3.1.16 に  $f = 20$  Hz の場合を示す。 最高回転数は 116940 RPM, 回転数変動は 12188 RPM である。 Type double の場合よりもタービン入口圧力が約 400 kPa と高く、最高回転数も高くなった。 それにより変動幅も Type double の約 2 倍である。 このことから回転数はタービン入口圧力に影響することが分かる。 Fig.3.1.17 に  $f = 30$  Hz の場合を示す。 最高回転数は 134984 RPM, 回転数変動は 9480 RPM である。 Fig.3.1.18 に  $f = 40$  Hz の場合を示す。 最高回転数は 117470 RPM, 回転数変動は 5367 RPM である。 最高回転数は Type single でも減少してしまった。 Fig.3.1.19 に  $f = 50$  Hz の場合を示す。 最高回転数は 112917 RPM, 回転数変動は 4326 RPM である。

Type double で  $f = 20, 100$  Hz の場合についてタービン入口圧力をピエゾ式圧力変換器により静圧を計測した。 このタービン入口静圧を大気圧力で除した無次元圧力  $P_1$  として、タービン回転数を  $N$  とした。 Fig.3.1.10 との違いは圧力ピーク値であり応答性の低いひずみ式よりも高く測定されている。 それによりタービン回転数は  $P_1$  が大気圧力まで戻った後も増加し続けている。 タービン入口では圧力の増加に伴い、高速な燃焼ガスが噴き出すため全圧の測定が必要である。 しかしながら、作動時間、熱の影響が大きいため測定が困難であり行わなかった。 タービン回転数の増加時間中においては全圧は大気圧力まで戻らないと考えられる。

次にタービン回転数がどれほど一定になるかを調べるため回転数振幅比  $\theta$  を導入する。 これ

は次式により表されて

$$\theta = \frac{N_{max} - N_{min}}{N_{ave}} \quad (3.1)$$

$\theta = 0$  において回転数が一定であることを示す．回転数を平衡状態にするため作動時間を 10 秒間に増加させた場合， $f = 20$  Hz において  $\theta = 3.92\%$  であり，Fig.3.1.21 の  $f = 100$  Hz において  $\theta = 0.706\%$  とより 0 に近いことから，100 Hz 作動により回転数がほぼ一定になったと言える．また， $f = 20$  Hz において時間平均回転数  $N_{ave}$  は約 68057 RPM であり，作動時の圧縮機側吸気温度 299 K における設計回転数  $N_D$  との比  $N_{ave}/N_D = 33.7\%$  である．そして  $f = 100$  Hz のときの時間平均回転数  $N_{ave}$  は約 185678 RPM であり，作動時の圧縮機側吸気温度 303 K における設計回転数  $N_D$  との比  $N_{ave}/N_D = 91.3\%$  であるので，実用化には 100 Hz 以上の作動が必要であることが分かった．

作動時間 3 秒間での作動終了直前において，作動周波数増加による最高回転数への影響について調べた．Fig.3.1.22 により作動周波数増加によりタービン回転数が増加した．また，同じ周波数で比較すると Type single の場合，タービン回転数が Type double よりも高い．

回転数振幅比  $\theta$  を調べた結果を Fig.3.1.23 に示す．縦軸は%表示としている．Fig.3.1.10 から Fig.3.1.19 までのデータを用いている．噴射当量比は約 1.5 としている． $f = 20 \sim 50$  Hz のみ Type single による比較を行った．その結果，作動周波数増加により  $\theta$  が減少し 0% に近付いた．また，Type single では Type double よりも  $\theta$  が高いことが分かる．そのため，Type single の場合では回転数変動が小さい．

### 3.1.5 作動周波数の増加，タービン入口圧力

作動周波数を増加させた場合のひずみ式圧力変換器により測定したタービン入口静圧への影響を調べた．まず，Type single による場合であり Fig.3.1.24 に示す．圧力は平均値とピーク圧



力とを比較する． $f=30$  Hz まではピーク圧力がほぼ 550 kPa 付近であり，平均圧力が増加している．測定に用いられているひずみ式圧力変換器は，応答性 2.5 ms でありピーク圧力はプラトー圧力を示していると思われる．しかしながら， $f=40$  Hz において最高圧力が減少してしまうが平均圧力は減少せず  $f=30$  Hz とほぼ同じである． $f=50$  Hz においてはさらにピーク圧力が減少してしまうが平均圧力は  $f=20$  Hz とほとんど同じ値となる．この結果，作動周波数の増加により平均圧力が増加したことが分かった． $f=40, 50$  Hz においてピーク圧力が減少してしまうのは充填時間が短くなり管内に完全には充填しないことや，未燃気体が完全に混合するまでの時間が不足したことが考えられる．

次に Type double の場合で作動周波数を  $f=20\sim 100$  Hz まで増加したときのピーク・平均圧力への影響を調べる．また，噴射当量比  $ER$  の影響について  $ER=1.3, 1.6$  の場合についても比較する．充填率は空気噴射流量の限界から  $f=50$  Hz 以降  $FF=1.0$  には達しないため，水素噴射流量の増加により  $ER$  が増加して  $FF$  も増加する．

まずピーク圧力について， $ER=1.3$  の場合では  $f=50$  Hz より増加するとピーク圧力が 240 kPa よりも減少した．これは  $FF=1.0$  よりも低くなるためである． $ER=1.6$  の場合ではピーク圧力がほぼ一定である．Type single の場合よりもピーク圧力が半分になるのは排気ノズル内部においてデトネーション波が膨張・減衰してしまうためであると考えられる．次に平均圧力について比較する．どの作動周波数でも  $ER=1.3$  よりも  $ER=1.6$  の方が平均圧力が高い．そして，作動周波数の増加に伴い平均圧力も増加した． $f=100$  Hz において  $ER=1.6$  の場合，ピーク圧力が 240 kPa，平均圧力が 210 kPa である．Type single の場合において  $f=30$  Hz で，ピーク圧力が 530 kPa，平均圧力が 220 kPa， $f=50$  Hz においても平均圧力が 210 kPa であることを比較しても，ピーク圧力が半減しても作動周波数が増加すれば平均圧力がほぼ同じ値になることが可能である．

Fig.3.1.21, Fig.3.1.22 からタービン入口静圧，作動周波数増加によるタービン回転数振幅比への影響を考察する．Type single の場合，ピーク圧力が増加するため，タービン回転数が増加する．そして平均圧力も高い．しかしながら，作動周波数が低くピーク圧力と排気が終了した大気圧状態との差が大きく，回転数振幅比  $\theta$  も高くなってしまい一定回転とはならない．作動周波数の増加により  $\theta$  も減少するが Type double の場合よりも高い． $f=50$  Hz において Type single と double を比較すると Type single では  $\theta=3.83\%$  に対して Type double では  $\theta=1.95\%$  とほぼ半分の値である．

### 3.1.6 作動周波数の増加，タービン出力

作動周波数増加，装置 Type のタービン出力への影響について調べた．タービン出力はタービン同軸の圧縮機仕事から摩擦損失等を見捨てて求めた．実際にはタービン出入りロエンタルピー差から，出力を計測すべきであるのだが，燃焼ガスの定圧比熱，流量，組成の測定が困難で，比熱も温度により変化するために計測することが難しい．そのため，タービンと同軸の圧縮機からの流量，温度差から算出する．この時の気体は空気であり，定圧比熱は一定であるとする．

まず，圧縮機による仕事を算出する．フローセル流量計より計測された体積流量  $\dot{Q}$ ，密度  $\rho$ ，流量計入り口静圧  $p_s$  から質量流量  $\dot{m}$  を求める [62]．

圧縮機出口における空気密度は  $0^\circ\text{C}$ ，1 気圧での密度  $\rho_0$  を  $1.293 \text{ kg/m}^3$  とすると

$$\rho = 1.293 \times \frac{(p_0 + p_s)}{p_0} \frac{273.15}{T} \quad (3.2)$$

ここで， $p_0$  は大気圧， $T$  を圧縮機出口温度とする．質量流量は

$$\dot{m} = \rho \dot{Q} \quad (3.3)$$

圧縮機による仕事は，圧縮機入り口温度  $T_{inlet}$  と圧縮機出口温度  $T_{outlet}$  から

$$L_{cyc} = \dot{m}C_p(T_{outlet} - T_{inlet}) + \frac{\dot{m}v_c^2}{2} \quad (3.4)$$

である．ここで，空気の定圧比熱  $C_p$  は出入口温度の平均温度における値とする．また，圧縮機出口速度  $v_c$  は，圧縮機出口流路直径を  $D_c$  として

$$v_c = \frac{\dot{m}}{\rho(\pi D_c^2)/4} \quad (3.5)$$

このとき，タービン回転数は変動しており同軸の圧縮機回転数も同じく変動するので圧縮機仕事は時間平均値を示していることになる．また，作動時間が少ない場合，圧縮機出口状態が平衡値を捉えないため，作動時間を増加させると圧縮機仕事が増加するなど作動時間による影響がある．Fig.3.1.26 に作動時間 3 秒における単気筒装置と 2 気筒装置を比較した．作動時間の増加によりタービン出力が増加した．また， $f=20, 30, 40$  Hz のとき Type single の方がタービン出力が高い．タービン出力は回転数に比例しているため，Fig.3.1.23 と同じ傾向にある．また，Type double において当量比の増加によりタービン出力も増加している．これも Fig.3.1.25 の平均圧力の増加と傾向が同じである．Type single の場合では回転数振幅比  $\theta$  が高く変動が大きいもののタービン出力に与える影響はない．そのため，回転数の振幅よりも回転数の大きさのみにタービン出力が影響していることが分かる．よってタービン出力上昇のためにはタービン入口圧力を増加して，さらに作動周波数増加によるタービン回転数振幅比を 0 に近づけることにより一定回転数作動が必要である．

### 3.1.7 ノズル出口における衝撃波面速度とタービン回転数の関係

通常タービン回転数と気体速度の関係は、タービン動翼前における流れ速度から考慮する。しかしながら、本研究において動翼直前における圧力・速度は測定しておらず単純に排気ノズル出口における衝撃波面速度との関係のみを考察する。Fig.3.1.27 に排気ノズル出口において圧力変換器 P1 と P2 間の衝撃波面速度  $V$  を測定した。また、タービン時間平均回転数  $N$  [RPM] からタービン周速度  $U$  [m/s] を算出する。

$$U = \frac{\pi DN}{60} \quad (3.6)$$

ここで  $D$  は Model A のタービン直径 36.3 mm である。

Fig.3.1.28 に横軸を作動周波数、縦軸をノズル出口における衝撃波面速度  $V$ 、タービン周速度と衝撃波面速度との比  $U/V$  の関係について示す。衝撃波面速度  $V$  は作動周波数増加で  $f=50$  Hz 以降にともない減少していることが分かる。これは周波数増加により充填時間が減少することによる充填率の減少によるものである。また、 $V$  は  $f=20\sim40$  Hz までは 900 m/s 以上であり、排気ノズルの影響により CJ 速度よりも減少しているが、音速に近いと考えられる。しかしながら、タービン周速度  $U$  が作動周波数により増加するため速度比  $U/V$  は作動周波数に比例して増加した。 $f=100$  Hz において約  $U/V=0.46$  であるが、実際のガス速度は衝撃波背後における気体速度であるため、周速比はさらに増加すると考えられる。これらの結果から、作動周波数の増加によりタービン入口におけるガス速度とタービン周速度とが近くなり、より効率的にタービン回転が可能である。

## 3.2 排気ノズルガイドの影響

タービン入口圧力を増加すればタービン回転数が増加することが分かり、排気ノズル内部においてデトネーションの膨張による圧力減衰を防ぐ目的と、気筒間干渉の低減の2つの目的のため排気ノズルガイドを挿入した。排気ノズルガイドの形状を Guide A, Guide B として比較を行う。

### 3.2.1 タービン入口圧力

排気ノズルガイド Guide A, Guide B, そしてガイドなしの Without の3種類について、タービン入口圧力への影響を調べた。圧力は圧電式変換器により計測した値である。作動周波数は 100 Hz,  $FF=0.75$  で一定である。横軸は 30 ms とした。また、縦軸はタービン入口圧 [kPa] であり Guide B は 800 kPa, Guide A は 400 kPa 上方へずらしている。Without は 0 kPa で基準を取っている。ピーク圧力を比較すると Without は 200 kPa 程度であるが Guide A, Guide B にした場合ピーク圧力が増加していることが分かる。しかしながら、圧力が増加しているときの、圧力の持続時間はほぼ 2 ms でありノズル Guide による影響はほとんどない。

次にノズル Guide B で一定とした場合での充填率による影響を調べた。充填率を  $FF=0.7$ , 0.8, 0.95 の3種類で比較する。 $FF=0.7$  の場合、ピーク圧力は 200 kPa ほどである。しかし、 $FF=0.8$  の場合ではタービン入口圧力がほぼ 300 kPa となっている。 $FF=0.95$  の場合においても 300 kPa 以上得られている。充填率増加により燃焼器出口までデトネーションが減衰しなかったためである。そのため、タービン入口圧力へはノズル Guide よりも充填率による影響の方が大きい。

### 3.2.2 閉鎖端圧力

2 気筒作動を行う場合において、燃料充填中に排気ノズル内部で衝撃波が回折し、その回折衝撃波が自着火等を起こすことによる作動不安定の問題があった [63]。また、Houshang ら [39] による 2 次元数値計算によれば多気筒 PDE において、ノズル Guide B のようにスプリッタ板長さを長くすることにより閉鎖端への回折衝撃波圧力が減少する結果が得られている。回折衝撃波の圧力、マッハ数の低下は閉鎖端において未燃気体の反射圧力・温度を低下させ、未燃気体と既燃気体との接触等による不安定作動を防ぐことになる。

Fig.3.2.3 に Tube B における閉鎖端より 27 mm の位置での圧力履歴を示す。ここは点火プラグの位置と同じである。また、Fig.3.2.4 に 2 気筒作動による Tube A で点火後 DDT となりデトネーションになる。排気ノズル内部においてデトネーションが回折して衝撃波と燃焼波が分離後、燃料充填中の Tube B に衝撃波が回折する。Fig.3.2.3 で時間  $t=0$  ms において Tube A で点火した後の Tube B 内の圧力波形であるが、 $t=10$  ms において Tube B が点火する。ノズル Guide のない Without の場合では閉鎖端で反射後、ピーク圧力は約 100 kPa であった。しかし、Guide A, Guide B ではおよそ 200 kPa 以上であり反射衝撃波圧力が増加してしまった。これは Guide の挿入により排気ノズル内部の体積が減少してしまうことでデトネーションが減衰しなくなったものの、衝撃波圧力も減衰せずに回折してしまったと考えられる。圧力が増加したものの、作動安定性に対しては Guide B において多少不安定となったもののほとんど影響はなかった。これは反射圧力の持続時間が約 3 ms であり Guide のあるなしにかかわらず同じであったためと考えられる。

### 3.2.3 タービン回転数

ノズル Guide を変えた場合の充填率増加によるタービン回転数への影響について調べた。どの場合においても充填率増加によりタービン回転数は増加している。しかしながら、ノズル Guide による影響はほとんど見られない。ノズル Guide の挿入によりタービン入口静圧におけるピーク圧力は増加するものの、静圧の圧力持続時間が変わらないためである。

### 3.2.4 タービン出力

ノズル Guide を変えた場合の充填率増加によるタービン出力への影響について調べた。タービン出力は圧縮機仕事から求めている。タービン回転数の場合と同様に充填率増加によりタービン出力は増加しているが、ノズル Guide のよる明確な違いは見られない。圧力の測定については静圧のみしか計測しておらず、全圧を測定すべきであるが、ノズル Guide の変更による全圧は変わらないが、充填率増加により流量が増加して全圧が増加したことによる影響が大きかったと考えられる。

### 3.2.5 作動安定性への影響

Fig.3.2.7 に Guide B を使用したときの作動履歴を示す。作動中において燃焼が起きなかったサイクルが数回あり、その後大きな燃焼波となった。それが数回繰り返されていることが分かる。そのときタービン回転数も燃焼が起きないため回転数が低下し、急激な燃焼とともに回転数も増加している。これらのように Guide B の場合では不安定な作動が見られ、長時間の作動には適さないと考えられる。しかしながら Guide A ではこのような不安定作動は見られず、正確な原因は不確かであるが、排気ノズル体積減少による影響があった。

### 3.3 ターボチャージャ・作動時間・修正回転数の影響

作動周波数  $f=100$  Hz, 作動時間 10 秒間で一定として, ターボチャージャ (Model A, Model B), 作動時間を 3, 10 sec と変化させたとき, 充填率による影響や, 修正回転数の影響について調べた. また, 空気はおよそ 400 kPa で一定としているものの, ベビーコンプレッサ (日立社製) による圧縮空気を使用しているので同充填率に対しても噴射当量比は一定とはならない. Fig.3.3.1 に充填率と噴射当量比の関係について示す. 作動条件ごとに噴射空気のストレージ圧力は  $\pm 11$  kPa, およそ 2.8% の誤差がある. また, 噴射空気流量の限界から, 充填率を増加させるためには水素噴射流量を増加しているため, 充填率増加に伴い噴射当量比も増加する.

Fig.3.3.2 に作動時間 10 秒間におけるタービン回転数, 水素・空気・パージ空気のストレージ圧力の時間履歴を示す. タービン回転数は作動後 1 秒ほどで平衡値に達するが, その直前において, 回転数が乱れる. この原因は作動開始後約 1 秒間は燃焼器が安定せず, 片側運転等によりタービン入口圧力が不正に高くなるためである. その後安定した 2 気筒作動に移ることによりタービン回転数が一定となる. ストレージ圧力はほぼ一定となるが, ベビーコンプレッサを使用している空気のみ作動中, 噴射圧力が低下してしまう. コンプレッサに付属するタンク内部でおよそ 1 MPa まで圧力増加後作動開始しているがタンク内圧力の低下による影響である. しかしながら, 空気ストレージ圧力が減少してもタービン回転数はほぼ一定となっているため, タービン側への影響はないと言える.

#### 3.3.1 タービン (Model A, Model B) の影響

2 種類のターボチャージャ (Model A, Model B) について比較を行った. 桜井ら ( $f=16, 20$  Hz)[54] や, 前田ら ( $f=6.67$  Hz)[45] による作動周波数が低い実験において Model A の方がタービン回転数が高く熱効率が上がる結果が得られている. 作動周波数が低く燃焼ガスの流量も



低いいため低流量に設計されている Model A が効率が高かった．本研究においてはより流量の高い  $f=100$  Hz による実験を行った．

タービン出入口圧力，タービン回転数の履歴を Fig.3.3.3 に Model A を，Fig.3.3.4 に Model B について示す．また，管 A の点火信号についても示す．タービン同軸の圧縮機圧力比，出口流量について圧縮機マップを Fig.3.3.5 に Model A を Fig.3.3.6 に Model B を示す．圧縮機出口側に流量調整バルブを設けておりそれにより圧縮機負荷を変え流量・圧力比の調整を行っている．流量，回転数については以下の式から修正流量  $Q_{293}$  [ $\text{m}^3/\text{min}$ ], 修正回転数  $nt_{293}$  [RPM], として求めた．ここで  $Q_{meas}$  [ $\text{m}^3/\text{min}$ ],  $T_{meas}$  [K],  $nt_{meas}$  [RPM] をそれぞれ測定流量，測定温度，測定回転数とする．

$$Q_{293} = Q_{meas} \sqrt{\frac{293}{T_{meas}}} \quad (3.7)$$

$$nt_{293} = nt_{meas} \sqrt{\frac{293}{T_{meas}}} \quad (3.8)$$

Model A の場合では作動時間 3 秒間の場合に比べて 10 秒間作動の場合の方が流量が大きくなった．作動終了直前の状態で流量計測しており流量に差が生じたと考えられる．Model B の場合では作動時間による影響は見られなかった．

Fig.3.3.7 に充填率と時間平均によるタービン回転数との関係について示す．また，それぞれの圧縮機断熱効率の最も高い回転数 (吸気温度  $T=293$  K) を設計点として比較を行った．作動により気温 (吸気温度) が異なるため，それぞれの平均値を算出すると Model A の設計回転数  $N_{D,ave}=201201$  RPM, Model B では  $N_{D,ave}=141032$  RPM である．その結果，充填率  $FF$  の増加により Model A, Model B とともにタービン回転数が増加する． $FF=0.968$  の場合 Model A においては  $N=188943$  RPM であり，その時の吸気温度  $T=297$  K の設計回転数  $N_D=201506$  RPM, 設計点の 93.7% である．また， $FF=0.936$  の場合 Model B においては  $N=112522$  RPM

であり，その時の吸気温度  $T=297\text{ K}$  の設計回転数  $N_D=140910\text{ RPM}$ ，設計点の 79.9%である．

そのため，Model A の方がより設計点に近くなることが分かる．

充填率の増加に対するタービン膨張比への影響について Fig.3.3.8 に示す．このときタービン膨張比  $R$  はタービン出入りロピーク静圧力の比から算出した．サイクルごとに膨張比が変化してしまうのでこの膨張比をサイクル平均した値としている．タービン回転数と同様にタービン膨張比  $R$  も  $FF$  に比例して増加した．また，タービン直径の大きい Model B がタービン膨張比が大きくなる．設計膨張比もほぼこの範囲内に入っていると言える．

タービン膨張比  $R$  を横軸に時間平均タービン回転数より求めたタービン周速度  $U$  との関係を Fig.3.3.9 に示す．Model A, Model B ともに  $R$  の増加に対して  $U$  も増加している．Model A の場合， $R$  が Model B よりも低い  $U$  は Model B よりも高い．タービン膨張比  $R$  は瞬間的な値であり，タービン直径に比例するものの，燃焼器流量が Model B の設計流量に対して低くタービン周速度が低かったと考えられる．Model A の場合では，最大で  $R=2.22$  の時， $U=359\text{ m/s}$  となる．この値はコンプレッサ側として大気温度における音速に近く，コンプレッサ側において損失が発生してしまう恐れがある．Model B の場合では最大で  $R=2.52$  の時， $U=269\text{ m/s}$  となる．

### 3.3.2 作動時間 (3, 10 秒間) の影響

本実験装置には冷却装置がついていないため，長時間作動が不可能である．それは PDC 壁面温度がおよそ  $20\sim 30\text{ }^{\circ}\text{C/sec}$  上昇し燃焼器材料であるステンレスが約  $600\text{ }^{\circ}\text{C}$  までしか耐えられない．また，タービン翼や軸受け部も耐久性等の問題から本実験では 10 秒間までの作動とした．しかしながら，10 秒間作動では Fig.3.3.10 のようにタービン出入り口温度が熱平衡状態にはならない．これはシース径  $1\text{ mm}$  の K 型熱電対の応答性である時定数が約 3 秒であり，その

後はおよそ 100 K 上昇していることから熱電対周囲壁面からの熱輻射による温度上昇であると考えられる。また、測定温度は非定常的であるので熱電対応答性からみても平均温度を示している。そのため、温度測定については多少の誤差が含まれていると考えられるが作動終了直前の温度から解析する。対してタービン出口温度は周囲壁面への輻射熱により熱損失が起き実際の温度よりも 100 K 程低く測定されていると考えられる。湯浅らによる定常燃焼器によるターボチャージャを用いた実験 [66] においても出口温度が低く測定されておりタービン断熱効率が 1 を超える結果が出ている。タービン出入り口温度はおよそ 3 秒間以降の温度差がほぼ一定となる。これらの影響から、測定タービン出入り口温度によるタービン出力の測定は困難である。

これに対して圧縮機出口温度の温度履歴を Fig.3.3.11 に示す。作動後約 8 秒において出口温度が熱平衡状態に達している。そのため、圧縮機仕事の算出においては作動終了直前 1 における状態を用いて出力算出している。時間  $t=3$  s のとき圧縮機出口温度  $T_{c,out}=38.78$  °C に対して  $t=10$  s のとき圧縮機出口温度  $T_{c,out}=48.89$  °C であり、約 10 °C の差がある。よって作動時間 3, 10 秒間の場合においては圧縮機仕事 (タービン出力) の測定に誤差があり、熱平衡状態になる 10 秒間作動の場合がより正確である。

作動時間  $t=3, 10$  s の場合で充填率の圧縮機仕事への影響について Fig.3.3.12 に示す。また、Model A と Model B についても比較を行う。 $FF$  の増加により Model A, Model B ともに圧縮機仕事  $W_c$  は増加した。作動時間  $t=3$  s の場合、 $FF=0.85$  までは Model B よりも Model A の方が  $W_c$  が高いが、逆に  $FF=0.85$  以上において Model B の方が高くなる。圧縮機出口における流量絞りバルブを開放させ、負荷を軽減させることにより圧縮機出口圧力を減少させれば、出口流量は増加するが、実質的な  $W_c$  の値は変わらない。圧縮機出口圧力が約 150 kPa の場合では、Model B ではタービン回転数の増加により圧縮機出口流量が Model A よりも増加し、 $W_c$  が高くなる。Model A の場合の最大流量はおよそ  $V=3$  m<sup>3</sup>/min であり、Model B の場合の

最大流量は約  $V=5 \text{ m}^3/\text{min}$  になる.

作動時間  $t=10 \text{ s}$  の場合においては全て Model A の方が  $W_c$  は高い. Model A の方がより設計回転数に近く, 圧縮機出口温度, 流量が平衡値に達することでより正確な値が測定されたと考えられる. そのとき, Model A においても圧縮機出口流量は約  $V=5 \text{ m}^3/\text{s}$  であるのに対して Model B も  $V=5 \text{ m}^3/\text{s}$  程になる. しかしながら, Model B の場合での圧縮機出口温度は Model A よりも低い. そのため,  $W_c$  の値は低くなる.

次に測定タービン入り口全温度  $T_{01}$ , タービン膨張比  $R$ , 質量流量  $\dot{m}$  から断熱膨張したときの理想タービン出力  $W_{ts}$  を以下の式により求め, 充填率の影響を Fig.3.3.13 に示す. 燃焼ガスの組成 ( $\text{H}_2$ ,  $\text{H}$ ,  $\text{OH}$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{N}_2$ ,  $\text{NO}$ ,  $\text{O}$ ,  $\text{O}_2$ ) は, STANJAN により化学平衡計算を行い CJ 状態を求めた.

$$\dot{W}_{ts} = \dot{m} \int_{T_{02s}}^{T_{01}} c_{p,ave} dT \quad (3.9)$$

ここで  $\dot{m}$  は水素・空気・パージ空気の合計質量流量である.  $c_{p,ave}$  は平均定圧比熱であり, 既燃ガスとパージ空気との 1 サイクルでの質量平均から求めた. また, タービン出口温度  $T_{02s}$  は  $T_{01}$  からタービン膨張比  $R$  で断熱膨張したときの温度である. タービン入口から出口までの気体組成を反応凍結として積分し求めた. 充填率  $FF$  の増加に  $W_{ts}$  は比例している. Model A よりも Model B が高く, 圧縮機仕事  $W_c$  より数倍高い. また, タービン出口温度により求めた場合では出口温度の熱損失から理想タービン出力よりも高くなった. そのため, タービン出入りの測定温度によりタービン出力を求めるとタービン効率が 1 を超えてしまうため, 不正確である.

### 3.3.3 理論計算との比較

理論的に PDC によりタービンを作動させた場合には、遠藤らにより [6] 圧縮比 1 において理想的に約 30% の熱効率が得られると考えられているが未だそのような高い性能が得られていない。それは、非定常性を無視するため 1 サイクルにおけるエンタルピー差を求め、CJ 状態を基準として大気圧力まで膨張しタービン効率を 1 とした場合である。また、桜井ら [13] はプラトー状態を基準として計算しているものの、定常状態を仮定しておりタービン回転数は一定としている。実験的な PDE の場合にはタービン回転数は変動しており、タービン入口に流入する流量も非定常的である。そのため、理想状態を仮定した理論では実験値よりも大きくなる。ここではタービン回転数の変動分を考慮した理論モデルを仮定して実験値との比較を行う。モデルは桜井らの理論 [13] から回転数の変動分を測定して一定回転となる状態のみ仕事をしていると考えた半理論モデルを考えた。

Model A の場合でのタービン入口静圧力・回転数履歴を Fig.3.3.14 に示す。タービン入口で圧力  $P_1$  が増加したのちタービン回転数  $N$  が急激に増加してある一定時間で回転数が一定となり、その後減少している。また、Tube A, B において気筒間干渉が起きるため回転数変動幅はサイクルでい同一とはならず A, B の 2 サイクルの変動波形が繰り返される。タービン回転数が一定となる時間  $t_e$  は PDC による燃焼ガスが流入することによりタービン出力が発生していると考えられる。 $t_e$  の添え字 A, B は Tube A, Tube B を表わしている。その後、燃焼ガスが排気され膨張波が PDC 内に逆流することから負圧となりタービン回転数が減少し、燃焼ガスが仕事をしていない状態である。この図より実際にタービンへ仕事をしている時間は 1 サイクル中 10 ms のおよそ半分である 5 ms しかない。桜井らのモデルによる理想出力に PDC による排気時間  $t_e$  を 2 サイクルである 20 ms で除した値  $(t_{eA} + t_{eB})/20$  をかけた。組成は、遠藤らに

よる燃料部分充填 PDE の均質希釈モデル [64] を用いて、ページ空気を合わせ充填率 1 とした総括当量比を仮定して STANJAN により CJ 状態における組成として、1 サイクル中組成凍結とした。その後、プラトー状態まで膨張し、排気ノズル内部で測定タービン入口圧力まで減衰させる。タービン膨張比  $R$  は実験値としておりタービン出入り口のエンタルピー差を理想出力として  $(t_{eA} + t_{eB})/20$  をかけることによりモデル計算値とした。これにより誤差の大きいと思われるタービン出入り口温度を理論計算から求めることができ、理想出力を予想できる。

圧縮機仕事から求めたタービン出力  $W_c$  (実験値)、理想タービン出力  $W_{ts}$ 、桜井らのモデルに回転数変動分を考慮した計算値 Calculation と充填率の関係を Fig.3.3.15, 3.3.16 にそれぞれ Model A, Model B を示す。Calculation と  $W_{ts}$  は断熱変化でありタービン効率は 1 である。その結果、モデルにより算出した Calculation と  $W_{ts}$  は概して一致した。Model A の場合では  $W_c$  と  $W_{ts}$  の値に近いが、Model B の場合では  $W_c$  と  $W_{ts}$  の差が大きい。そのため  $W_c$  と  $W_{ts}$  の比であるタービン効率が Model B の方が低いことが分かる。最大で Model B において  $FF = 0.94$ 、時間平均の回転数  $N = 112522$  rpm のとき  $W_c = 9.34$  kW である。これにより定常状態を仮定している理論計算に変動分を考慮したモデルを用いれば理想タービン出力が算出できる可能性ができた。

熱効率として仕事を供給噴射水素から求めた低位発熱量により除して求める。以下の式により

熱効率はこの圧縮機からの仕事と、噴射した燃料の熱量の比から求まる。今回用いた燃料は水素であり、低位発熱量 (LHV) は  $1.2092 \times 10^{-5}$  kJ/kg である。ストレージ平均圧力から求めた噴射質量流量、燃料充填時間、ページ充填時間より 1 サイクルあたりの噴射質量が算出される。水素の噴射質量より求めた熱量は

$$\dot{H}_{H_2} = \frac{H_{H_2} m_{H_2}}{t_{cyc}} \quad (3.10)$$

しかし，これは噴射した燃料の水素が完全に燃焼したと仮定した場合であり，実際には当量比は高く，燃料過剰な状態であり，全て燃焼してはいない．よって，熱効率は

$$\eta_{th} = \frac{W_c}{\dot{H}_{H_2}} \quad (3.11)$$

タービン膨張比に対する熱効率への影響を Model A について Fig.3.3.17 に，Model B について Fig.3.3.18 に示す．それぞれ供給熱量は同一であり，タービン出力については計算値 Calculation( $W_{cal}$ )，実験値 ( $W_t=W_c$ )，タービン側における実験値からの断熱膨張の出力 ( $W_{ts}$ )，Sakurai モデル [13] による理論出力 ( $W_s$ ) によりそれぞれ熱効率を求めた．Model A の場合，計算値 Calculation( $W_{cal}$ ) と断熱膨張の出力 ( $W_{ts}$ ) 結果は膨張比  $R=1.9$  以上でほぼ一致した．実験値のタービン出力 (=圧縮機仕事) の最大値と比較すると  $FF=0.96$ ，膨張比  $R=2.18$  の場合，時間平均の回転数  $N = 188943$  RPM で  $W_c = 11.7$  kW，熱効率  $\eta_{th}(W_t)=4.1\%$  が得られた．タービン回転数一定とした場合の Sakurai モデル理論熱効率  $\eta_{th}(W_s)=13.5\%$ ，間欠性を考慮すると理論熱効率  $\eta_{th}(W_{cal})=6.3\%$  である．また，Fig.3.3.18 の Model B の場合では計算値 Calculation( $W_{cal}$ ) と断熱膨張の出力 ( $W_{ts}$ ) 結果は膨張比について概して一致している．しかしながら，実験値の  $\eta_{th}(W_t)$  と断熱膨張の出力 ( $W_{ts}$ ) は Model A よりも差が大きい．この 2 つの比はタービン効率となり Model B ではタービン効率が低いことを示している．詳細なタービン効率の解析について次節に考察する．実験値のタービン出力での熱効率は  $\eta_{th} = 3.2\%$  となる．Sakurai モデルによる理論熱効率は  $\eta_{th}(W_s) = 14.5\%$ ，間欠性を考慮すると  $6.9\%$  である．Sakurai モデルの理論熱効率は膨張比が高く Model A よりも高い．実験値の熱効率や，通常初期圧 1 で約 30% と言われる理論熱効率よりも低い理由は供給熱効率が当量比 2 と燃料過剰であることであり，空気供給量を増加することにより熱効率が増加すると考えられる．また，現在無圧縮で作動しているが圧縮比を増加させることで更なる熱効率増加が可能である．

### 3.3.4 他研究 (定常流について) との比較

#### 間欠作動と定常流の比較をしている他の研究

定常流と PDC とのタービン試験結果の比較については Cincinnati 大学の Glaser らによる軸流タービン [48] によっても報告されており，タービン修正回転数，圧力比が同じであれば定常流とほぼ同じ結果となっている．また，充填率減少によりタービン効率が向上しており， $FF=0.4$  のとき定常流と同じタービン効率になっている．比出力との比較では修正回転数増加で比出力が減少してしまう結果となった．

また，ターボチャージャによる実験として，小西ら [65] による非定常流との比較についても時間平均タービン出力特性は流れの非定常性によらず，膨張比と修正回転数が決まれば定常流特性と同一になる結果が得られている．

#### 100 Hz 作動と他研究の定常流との比較

PDC により得られた間欠作動であるタービン特性データと他の定常流によるタービン実験データと比較を行う．定常流の代表として湯浅ら [66] による超小型水素ガスタービンの試験結果を参考にした．その図を Fig.3.3.19 に示す．修正値を用いることで実際の無次元単位ではないが，無次元化され異なるタービン直径，回転数でも次元解析により比較が可能である．タービンはタービン直径  $D=47$  mm のターボチャージャを用いており，タービン回転数とタービン入口温度  $T_{01}$  を用いた修正タービン回転数を次式により

$$N^* = N/\sqrt{T_{01}} \quad (3.12)$$

ここで単位は  $N^* [\text{RPM}/\sqrt{\text{K}}]$  である． $N^*=2727\sim4845$  であり．タービン流入質量流量  $\dot{m}=30\sim65$  g/s である．そのため本研究の燃料と同じであり，質量流量，タービン直径ともに近い値



であるので比較対象となる．また，燃料が JP-4 であるが柏原ら [67] のターボジェットエンジンの試験模型による試験結果も参考にした．しかし，タービン直径  $D=120$  mm である．

図の横軸はタービン膨張比  $R$  であり，縦軸はタービン出力 (圧縮機仕事) である．湯浅らと柏原らの実験では圧縮機とタービンが直結しており実際のタービン出力とは言えないが圧縮機エンタルピー差を計算してタービン出力とした．またパラメータとして時間平均修正タービン回転数  $N^*$  を変化させている．実験条件により  $N^*$  を一定とすることが難しくそれぞれの条件での誤差である不確かさを示している．

タービン膨張比増加によりタービン出力  $W_c$  は増加した．また，修正回転数  $N^*$  の増加により  $W_c$  も増加することが分かる．また，湯浅らの定常流と比べると同じように  $R$  の増加により  $W_c$  も増加する．そして PDC よりも  $W_c$  は高くなった．柏原らのターボジェットエンジンでも同範囲内に含まれている．これらの結果から PDC と定常流とは同一膨張比によれば比較可能であることが分かる．

Fig.3.3.20 に Fig.3.3.19 の縦軸を時間平均修正タービン出力  $W_c^*$  とした場合について示す．修正出力は以下の式から求めており，時間平均を算出している．単位は  $[W/(kPa\sqrt{K})]$  である．

$$W_c^* = \frac{W_c}{P_1 \sqrt{T_{01}}} \quad (3.13)$$

ここで  $P_1$  はタービン入口ピーク静圧のサイクル平均である．タービン膨張比の増加により修正出力も増加するが， $R=1.9$  以上において修正出力  $W_c^*$  が増加せず低下してしまった．そのため，およそタービン膨張比  $R=1.9$  において修正出力も最大になる．湯浅らの結果と比較すると，本研究結果の修正回転数を増加させると湯浅らの定常流結果に近付き．PDC の最大修正回転数よりも高くなる．

### 3.3.5 タービン効率の評価 (周速度比・充填率・修正回転数の影響)

Model B のタービン出力が低くタービン効率が低い理由として設計回転数よりも低いと考えた．そのためタービン効率の測定を行い 2 種類のタービンの比較を行う．Fig.3.3.21 にタービン周速比  $U/C_0$ ，タービン効率  $\eta_t$  の関係を示す．ここで断熱膨張速度  $C_0$  [m/s] は以下の式から

$$C_0 = \sqrt{2(h_{01} - h_{02s})} \quad (3.14)$$

$h$  [kJ/kg] は比エンタルピーであり，添え字 01, 02 はタービン入口，出口を表わしている．断熱膨張速度はタービン翼内部で膨張し運動エネルギーとなった速度成分であり，これとタービン動翼の周速度との比で考えられている．そして通常の定常燃焼の場合では， $U/C_0$  とタービン効率  $\eta_t$  の関係では，ある  $U/C_0$  の値で最高の  $\eta_t$  が存在する．

理想タービン出力を求める場合と同様タービン入口温度，膨張比から断熱膨張として  $h_{02s}$  を求める．タービン効率は 3.3.3 節により求めた圧縮機仕事  $W_c$  と  $W_{ts}$  の比から求めた．

$$\eta_t = \frac{W_c}{W_{ts}} \quad (3.15)$$

そして，充填率  $FF$  を考慮するため  $FF=0.1$  の範囲で分けた．

結果から Model A, Model B いずれもタービン周速比  $U/C_0$  の増加によりタービン効率  $\eta_t$  は増加した．そして， $\eta_t$  は減少せずのピーク値は見られなかった．タービンを比較すると Model A の方が Model B よりも  $U/C_0$ ， $\eta_t$  とともに高い．Model A において  $FF=0.8\sim 0.9$  の場合，タービン効率は周速比  $U/C_0=0.56$  で最も高く  $\eta_t=0.91$  になる．Model B の場合では  $U/C_0=0.32$ ， $\eta_t=0.45$  である．これらの結果から  $\eta_t$  を増加させるには  $U/C_0$  を大きくすべきであるが，Model B で  $U/C_0$  が低い理由は膨張比に対して流量が適正值より低くタービン周速度  $U$  が低いためである．Model A の場合では，同じ  $U/C_0$  の値において， $FF=0.8\sim 0.9$  に比べ  $FF=0.7\sim 0.8$  でタービン効率が低い． $FF$  が低いとタービン膨張比，タービン回転数ともに低いが，タービン

仕事 (圧縮機仕事) が低下してしまうことで  $\eta_t$  も低くなってしまう。

次に充填率  $FF$  のタービン効率  $\eta_t$  への影響について考察を行い、タービン修正回転数による比較を行った結果を Fig.3.3.22 に示す。  $FF$  の増加にともないタービン回転数、タービン入口温度は増加する。 Fig.3.3.19 と同様に時間平均による修正回転数  $N^*$  により比較を行った。タービンは Model A を使用している。 Model B の場合ではタービンの適正流量に不足しておりタービン効率も低いことから相関関係が得られなかった。その結果として修正回転数  $N^*$  の増加によりそれぞれのタービン効率  $\eta_t$  も増加した。  $FF$  が 0.8~0.85 まで増加するとそれに伴い  $\eta_t$  は増加するが、  $FF$  が 0.85 以上に増加すると逆に  $\eta_t$  は減少した。いずれの  $N^*$  に対しても  $FF$  が 0.8~0.85 の範囲においてタービン効率  $\eta_t$  が最大になった。最大値として、  $FF=0.850$ 、  $N^*=5960$  のとき  $\eta_t=0.923$  になる。  $FF$  の増加によりタービン入口温度、タービン膨張比が増加することで  $W_c$  が増加するが  $FF=0.85$  以上でタービン効率が減少してしまい、実際に得られる出力の増加率が低くなる。  $FF=0.85$  においてタービン膨張比は 1.9 であり、タービンに適した燃焼ガス圧力となっていると考えられる。  $\eta_t$  の減少の原因としてはタービン入口温度増加によるタービン壁面への熱損失や、デトネーションピーク圧力の増加によるタービン翼からの反射、回転数の非定常、摩擦損失等があると考えられる [68]。そのため、デトネーション波により適したタービンの設計が必要である。

### 3.4 タービン入口温度についての考察

タービン効率の算出における不確かさ解析として、最も影響が大きいパラメータとしてはタービン入口温度 [69, 48] である。温度計測としてはシース径 1 mm の熱電対を使用しているので時間平均の全温を測定しているのであるが、高速流体中に円柱状の固体を挿入して、気流

中から個体へ熱が対流伝熱で移動し熱平衡状態を得ることで測定している．このときタービン入口での高速気流は作動周波数  $f$  により変化する非定常温度であり，シース熱電対は応答性の約 3 ms であると考えられるため誤差が生じる．また，熱電対周囲の壁面との熱放射による熱電対と個体壁間で熱量の授受が生じてしまう．これらの影響を考えた場合以下の式から

$$T_g = T_s + \frac{dT_s}{dt}\tau + \frac{\epsilon\sigma}{h}(T_s^4 - T_w^4) \quad (3.16)$$

$$\tau \equiv \frac{mc}{Ah} \quad (3.17)$$

ここで， $T_g$  [K] はガス温度， $T_s$  [K] は熱電対測定値， $\epsilon$  は放射率， $\sigma$  はステファンボルツマン係数 ( $=5.67032 \times 10^8 \text{ W/K}^4/\text{m}^2$ )， $T_w$  [K] は周囲固体壁面温度である．また， $\tau$  は時定数であり， $m$  [kg] は熱電対質量， $c$  [kJ/kg/K] は比熱， $A$  [m<sup>2</sup>] は熱電対表面積， $h$  [W/m<sup>2</sup>/K] は熱伝達率である．時定数は岡崎製作所資料から約 3 ms と予想される．ここで時定数  $\tau$  [s] の算出として放射熱 (右辺第 2 項) を無視する．またガス温度と時定数を一定とした場合，時刻 0 s で  $T_s = T_0$  とする．(3.16) 式は以下のように書き換えられる．

$$t = -\tau \ln \left| \frac{T_g - T_s}{T_g - T_0} \right| \quad (3.18)$$

よって

$$T_s = T_g - (T_g - T_0)e^{-t/\tau} \quad (3.19)$$

実験データである  $T_{s,exp}(t)$  を用いてフィッティングすると  $\tau=2.06$  s,  $T_{s,exp}=1059.3$  K,  $T_g=1020.4$  K となる．このときの実験値  $T_{s,exp}$  と  $T_g$  を Fig.3.5.1 に示す．これらからガス温度  $T_g$  と測定値はほぼ同じになってしまう．

次に周囲壁面に対しての放射熱の影響について調べる．通常，固体壁面はガス温度よりも低くシース熱電対から放射熱により熱が奪われ，測定温度は約 100 K 低くなると考えられている．

放射率  $\epsilon$  については金属研磨面において比抵抗  $r_e$  が既知であれば  $T$  が 700 K より低い場合において以下の式により求められる． [70]

$$0 < r_e T \leq 0.2 \text{ のとき, } \epsilon = 0.751\sqrt{r_e T} - 0.396r_e T \quad (3.20)$$

$$0.2 < r_e T < 0.5 \text{ のとき, } \epsilon = 0.698\sqrt{r_e T} - 0.266r_e T \quad (3.21)$$

熱電対周囲壁面はステンレスであり，表面測定温度として 10 s ではおよそ 600 K と考えられる．そのため，周囲壁面の外側と内側温度が平衡状態より同じであるとする付表より  $T=600$  K の場合では  $\epsilon=0.14$  である．熱伝達率  $h$  については時定数  $\tau$  より求める．ここで熱電対シース部はステンレスを用いており，直径  $d=1$  mm，長さ  $l=3$  cm 挿入されている．また，シース部は非接地形であるのでステンレス部は周囲厚さ 0.15 mm である．これらから，ステンレス密度  $\rho=7810$  kg/m<sup>3</sup>， $V=1.2017 \times 10^{-8}$  m<sup>3</sup>， $c=0.556$  kJ/kg/K， $A=1.893 \times 10^{-4}$  mm<sup>2</sup> から先ほどの時定数  $\tau=2.06$  s を用いて  $h=133.96$  W/m<sup>2</sup>/K である．よって放射熱による誤差は+66.94 K になる．また，時定数  $\tau=3$  s の場合では誤差温度は 97.6 K である．つまり放射熱による誤差としては従来言われているように 100 K ほど損失があることになる．

ここでタービン入口温度が+100 K の誤差があるとした場合では Model A の場合， $W_c=11.7$  kW のときタービン入口温度  $T_{01}$  は 1034.12 K，タービン効率  $\eta_t=0.679$  であるので，放射熱損失を考慮した場合，タービン入口温度  $T_{01}=1134.12$  K のとき，タービン効率  $\eta_t=0.617$  と低下する．よってタービン効率  $\eta_t$  の不確かさは- 9.13%であることから，実際のタービン効率はおおよそ 10%低くなると考えられる．

## 第4章 結論

発電用やターボジェットエンジンなどガスタービンエンジンへの応用を目的に、デトネーション管を2気筒に排気集合管をつけた2気筒パルスデトネーション燃焼器を用いて、ターボチャージャ・軸流タービンシステムによるパルスデトネーションタービンエンジン (PDTE) を用いた基礎研究を行った。燃料に水素，酸化剤に空気を用いて，電磁バルブにより管内に直接噴射する。本実験では，作動周波数を増加させタービン回転数を一定として，このガスタービン性能を評価することを目的とした。1つ目として作動周波数を100 Hzまで増加させたときのタービンへ与える影響を調べた。2つ目は気筒間干渉や排気ノズルにおける圧力の減衰防止のためノズルガイドを挿入して，そのガイド形状を2種類変更させた場合の，タービン入口状態，タービンへの影響を調べた。3つ目は直径の異なる2種類の自動車用ターボチャージャを比較した。そのとき，充填率，タービン修正回転数を変化させ，タービン効率の評価を行った。また，他の研究における定常流との比較，理論モデル計算との比較を行った。

1. タービン流入圧力とタービン回転数との対応について示した。単気筒 PDC ではタービン入口圧力が高く，回転数・振幅比も増加した。作動周波数増加に伴い回転数振幅比が低下して，作動周波数100 Hzの場合振幅比0.7%とほぼ0に近く一定回転数作動が可能である。また，設計回転数との比では91.3%と設計点に近く実用化には100 Hz作動以上が必要であることを示した。
2. 排気ノズルガイドの挿入によりタービン入口圧力，回折衝撃波圧力が増加する。また，充

充填率増加によってもタービン入口圧力が増加する。しかしながら、圧力持続時間がほぼ変わらずタービン回転数・出力には影響を与えない。排気ノズル体積をより減少させた Guide B では、不安定作動になってしまう。そのため、現時点では Guide A が安定作動、圧力増加には最も良い。

3. PDC の充填率の増加によりタービン膨張比、タービン時間平均回転数が増加した。充填率の最も高い場合では、設計点との比としてタービン Model A は 93.7%, Model B は 79.9% と Model A が設計点に近い。タービン膨張比、タービン周速度の関係では、Model A, B とともに膨張比の増加により周速度も増加する。Model B では Model A と比べ膨張比は高いが周速度が低くなる。
4. 高い熱効率が得られると計算された理論モデルを用いて、タービン回転数変動分を考慮したモデル計算と比較を行った。これは回転数が増加して一定になった時間を実際に出力を与えてる時間としたものである。その結果、測定値から算出した理想タービン断熱出力と概して一致した。そのため、モデルによる出力評価方法としての可能性がある。
5. Model A においてタービン膨張比、タービン修正回転数をパラメータとしてタービン修正出力との関係を、他の定常流ガスタービン結果と比較をした。膨張比、修正回転数の増加により修正出力が増加した。定常流との比較では同膨張比において PDC による間欠作動の修正回転数の最大点よりも修正出力が高く、間欠作動と定常流と比較が可能となることを示した。
6. 理論断熱膨張速度とタービン周速度との比であるタービン周速比とタービン効率との関係について Model A, B を示した。周速度比の増加によりタービン効率も増加した。Model A が Model B よりも周速度比、タービン効率が高い。
7. Model A において充填率、タービン修正回転数を増加させた場合のタービン効率への影

響を示した結果として、修正回転数の増加によりタービン効率が高くなる。また、充填率 0.85、膨張比 1.9、周速度比 0.56 においてタービン効率 0.92 と最も高く、それ以上の充填率増加ではタービン効率が減少した。

本研究で得られた熱効率は約 4%と低いものの、当量比が高く燃料過剰な状態であり今後、当量比を減少させ空気流量を増加させることにより熱効率は 10%を超えると考えられる。また、PDC 流量に適合し、デトネーション波に適したタービンにより更なる高効率化が可能と言える。



## 謝辞

本研究を遂行するにあたり多大なる御指導を賜りました大八木重治教授，随所に適切な御助言を頂きました小原哲郎准教授，装置の製作等に関する知識などご指導頂きました吉橋照夫技師，先生方には，心から深く感謝致します．また本研究を進めるにあたり共に研究した大塚政輝氏，島村雄太氏には深く感謝致します．本研究を始めるにあたり御尽力，多大な御助言を頂いた本研究室 OB(現首都大学東京 助教) 桜井毅司博士に深く感謝致します．共同研究としてタービン試験に際し多大な御助言，御協力を頂いた宇宙航空研究開発機構 (JAXA) 小島孝之博士に深く感謝致します．同じ多気筒 PDE の研究として数々の御助言を頂いた広島大学大学院生 濱添亮氏，竹本弥生氏には心から御礼申し上げます．共に勉強し，励ましあい，数々の御助言を頂いた本研究室修士 2 年の方々(杜継峰，高橋孝輔，池川昌利，桑原雅貴，神谷健矢，渡辺日高) に心から御礼申し上げます．最後に本研究を行うにあたり，本学実習工場の技師の方々をはじめ，多くの方々にお世話になりました．心から感謝しております．

## 参考文献

- [1] 大八木重治：デトネーションの基礎と最近の研究の進展 I 気体デトネーションの基礎理論および実験について, 燃焼研究 124 号, pp.17-34, 2001.
- [2] 第 2 回デトネーション研究会若手夏の学校テキスト, 2007.
- [3] 辻廣：超音速燃焼, 日本機械学会誌, Vol. 70, No.583, pp. 83-92, 1967.
- [4] Sakurai, T., Obara, T. and Ohyagi, S. and Murayama, M. : Experimental study of Pulse Detonation Turbine Engine toward Power Generator, 20th ICDERS, 2005.
- [5] 林光一：デトネーション波の応用及び多相デトネーション, 日本燃焼学会誌, 第 44 巻, 128 号, pp. 10-18, 2002.
- [6] 遠藤琢磨, 八房智顕, 滝史郎, 笠原次郎：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, Science and Technology of Energetic Materials, 65, pp. 103-110, 2005.
- [7] 麻生茂, 藤原俊：PDE の最近の動向について-アメリカでの空気吸入式エンジンとして開発段階へ, 第 37 回 流体力学講演会講演集, pp. 135-137, 2005.
- [8] Glaser, J.Aaron., Nicholas, C. and Ephraim, G. : Performance Measurement of a Pulse Detonation Combustor Array Integrated with an Axial Flow Turbine, AIAA Paper 2006-1232, 2006.

- [9] Kumud Ajmani, Breisacher, K.J., Ghosn, L.J. and Fox, D.S. : Numerical and Experimental Studies of a Film Cooled Pulse Detonation Tube, AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit Tucson, Arizona, 10-13, July. 2005.
- [10] Rasheed, A., Furman, A. and Dean, A.J. : Experimental Investigations of an Axial Turbine Driven by a Multi-tube Pulsed Detonation Combustor System, AIAA Paper 2005-4209, 2005.
- [11] 大岩紀生 : わかりやすいガスタービン, 共立出版株式会社 1998.
- [12] Endo, T. and Fujiwara, T. : A Simplified Analysis on a Pulse Detonation Engine Model, Trans. Japan Soc. Aero. Space Sci, Vol. 44, No. 146, pp. 217-222, 2005.
- [13] Sakurai, T., Yamane, N., Obara, T. and Ohyagi, S. : A Study on Thermodynamics Cycle of Pulse Detonation Gas Turbine Engine, ISABE-2005-1047, 2005.
- [14] Reynolds, W.C. : The Element Potential Method for Chemical Equilibrium Analysis: Implementation in the Interactive Program STANJAN, Version 3, Dept. of Mechanical Engineering Stanford Univ., TR A-3991, Stanford, CA, Jan. 1986.
- [15] Nicholls, J.A., Wilkinson, H.R., and Morisson, R.B. : Intermittent Detonative Combustion as a Thrust-Producing Mechanism, Jet Propulsion, Vol.27, pp.534-541, 1957.
- [16] Eidelman, S., and Grossmann, W. : Pulsed Detonation Engine Experimental and Theoretical Review, AIAA paper, 92-3168, July 1992.
- [17] Bussing, T., and Pappas, G. : An Introduction to Pulse Detonation Engines, 32nd Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, AIAA paper, 94-0263, Jan 1994.

- [18] Kailasanath,K., : Recent Developments in the Reserch on Pulse Detonation Engines,  
AIAA paper, 2002-0470, Jan 2002.
  
- [19] Hinkey, J.B., Williams, J.T., Henderson, S.E. and Bussing, T.R.A. : Rotary-Valved,  
Multi-Cycle, Pulse Detonation Engine Experimental Demonstration, AIAA paper, 97-  
2746, July 1997.
  
- [20] Hinkey, J.B., Henderson, S.E. and Bussing, T.R.A. : Operation of a Flight-Scale Rotary-  
Valved, Multi-Cycle, Pulse Detonation Engine (RVMPDE), AIAA paper, 98-3881, July  
1998.
  
- [21] 山積弘信, 濱添亮, 室寿人, 竹本弥生, 八房智顕, 遠藤琢磨, 滝史郎 : バルブレスモード燃料  
供給によるパルスデトネーションエンジンの高周波数運転, 平成 19 年度衝撃波シンポジウ  
ム講演集 , pp. 285-286, 2007.
  
- [22] 桜井毅司, 湯浅三郎 : PD 燃焼器における燃料噴射時の内部流動状態の把握, 第 46 回燃焼  
シンポジウム講演論文集 , pp. 266-267, 2008.
  
- [23] C.M.Brophy, C.M. and R.K.Hanson, R.K. : Fuel Distribution Effects on Pulse Detona-  
tion Engine Operation and Performance, AIAA paper, 98-3881, July 1998.
  
- [24] Brown, C.J. and Thomas, G.O. : Experimental Studies of Ignition and Transition to  
Detonation induced by the Reflection and Diffraction of Shock Waves, Shock Waves, 10,  
pp. 23-32, 2000.

- [25] Schild, I.B. and Dean, A.J. : Influence of Spark Energy, Spark Number, and Flow Velocity on Detonation Initiation in a Hydrocarbon-fueled PDE, AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit Tucson, Arizona, 10-13, July. 2005.
- [26] New, T.H., Panicker, P.K., Lu, F.K and Tsai, H.M. : Experimental Investigations on DDT Enhancements by Schelkin Spirals in a PDE, AIAA Paper 2006-552, 2006.
- [27] Sorin, R., Zitoun, R. and Desbordes, D. : Optimization of The Deflagration to Detonation Transition: Reduction of Length and Time of Transition, Shock Waves, 15, pp. 137-145, 2006.
- [28] Cooper, M. and Shepherd, J.E., : Single-Cycle Impulse from Detonation Tubes with Nozzles, Journal of Propulsion and Power, Vol.24, No.1, pp. 81-87, 2008.
- [29] Owens, Z.O. and Hanson, R.K. : Single-Cycle Unsteady Nozzle Phenomena in Pulse Detonation Engines, Journal of Propulsion and Power, Vol.23, No.3, pp. 325-336, 2007.
- [30] Morris, C.I. : Axisymmetric Modeling of Pulse Detonation Rocket Engines, AIAA , 2005-3508, 2005.
- [31] 木村勇一郎, 坪井伸幸, 林光一, Venkat E. Tangilara, 山田英助 : 排気ノズルを有するパルスデトネーションエンジンの数値解析による推力性能評価, 第40回流体力学講演会/航空宇宙数値シミュレーション技術シンポジウム講演集, pp. 247-248, 2008.
- [32] Mueller, D.C., Bratkovich, T.T., Lupkes, K., Henderson, S., Williams, J.T., and Bussing, T.R.A., : Recent ASI Progress in Pulse Detonation Rocket Engine (PDRE) Hardware Development, AIAA , 1999-2886, 1999.

- [33] Anderson,S.D., Tonouchi,J.H, Lidstone,G.L, Lupkers,K.R, Alfonso,F.J : Performance Trends for a Product Scale Pulse Detonation Engine, AIAA paper, 2004-3402, July 2004.
- [34] 濱添亮, 日野太郎, 室寿人, 竹本弥生, 八房智顕, 遠藤琢磨, 滝史郎, 金光俊典 : 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.
- [35] Wang, B.L., Oliver, H. and Gronig, H. : Ignition of Shock-heated H<sub>2</sub>-air-steam Mixtures, Combustion and Flame, 133, pp. 93-106, 2003.
- [36] Penyazkov, O.G., Ragotner, N.A., Dean, A.J. and Varatharajan, B. : Autoignition of Propane-air Mixtures behind Reflected Shock Waves, Proceedings of the Combustion Institute, 30, pp. 1941-1947, 2005.
- [37] 山積弘信, 濱添亮, 室寿人, 竹本弥生, 遠藤琢磨, 滝史郎 : PDE における下流流路形状が運転安定性に及ぼす影響, 第 40 回流体力学講演会/航空宇宙数値シミュレーション技術シンポジウム講演集 , pp. 251-252, 2008.
- [38] 竹本弥生, 室寿人, 濱添亮, 山積弘信, 遠藤琢磨, 滝史郎, 八房智顕, : バッファを用いた多気筒パルスデトネーションエンジンの排気平滑化, 平成 19 年度衝撃波シンポジウム講演集, pp. 287-287, 2007.
- [39] Houshang B.E. and Charles L.M. : Wave Reverberations in Multitube Pulse Detonation Engines, Journal of Propulsion and Power, Vol. 24 , pp. 345-352. 2008.

- [40] Ma Fuhua and Yang Vigor : Numerical Modeling of Valveless Airbreathing Pulse Detonation Engine, AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit Reno, Nevada, USA, 10-13, Jan. 2008.
- [41] 村山元英, 大八木重治, 小原哲郎 : 発電用パルスデトネーションエンジンの成立性検討, 平成 14 年度衝撃波シンポジウム講演会文集, pp365-366, 2002.
- [42] Schauer, F., Bradley, R and Hoke, J. : Interaction of a Pulsed Detonation engine with a Turbine, AIAA Paper 2003-0891, 2003.
- [43] Hoke, J., Royce, B., Stutrud, J. and Schauer, F. : Integration of a Pulsed Detonation Engine with a Ejector Pump and with a Turbo-charger as methods to Self-Aspirate, AIAA Paper 2002-0615, 2002.
- [44] 前田真市, 笠原次郎, 田中克己, 松尾亜紀子, 遠藤琢磨 : 二段タービンを用いた場合のパルスデトネーションタービンエンジンの性能試験 , 平成 17 年度衝撃波シンポジウム講演集, pp163-166, 2006.
- [45] 前田真市, 笠原次郎, 田中克己, 松尾亜紀子, 遠藤琢磨 : 小型タービンを用いた場合のパルスデトネーションタービンエンジンの性能試験, 第 38 回流体力学講演会講演集 , pp345-348, 2006.
- [46] 前田真市 : パルスデトネーションエンジンの研究, 筑波大学大学院博士課程システム情報工学研究科修士論文, 2007.
- [47] 小島, 田口, 小林, 坪井, 大門, 因幡, 大八木, 大田, : パルスデトネーション燃焼器を利用したガスタービン設計研究, 第 38 回流体力学講演会講演集, pp.349-352, 2006.

- [48] Glaser, J.A. : Performance and Environmental Impact Assessment of Pulse Detonation Based Engine Systems, Doctorate of Philosophy, Cincinnati Univ, Mar. 2007.
- [49] Rasheed, A., Tangirala, V.E., Vandervort, CL. and Dean, A.J. : Interactions of a Pulsed Detonation engine with a 2D Turbine Blade Cascade, AIAA Paper 2004-1207, 2004.
- [50] Dale, V.Z., Edmane, E. and Mark, G.T. : The Attenuation of a Detonation Wave by an Aircraft Engine Axial Turbine Stage, ISABE-2007-1260, 2007.
- [51] 皆川隆志 : 水素－空気パルスデトネーションエンジンの基礎研究 (管内に噴射された気体の DDT 過程) , 平成 13 年度埼玉大学大学院理工学研究科修士論文, 2001.
- [52] 大古壮了 : パルスデトネーションエンジンの DDT 過程及び連続作動における掃気空気に関する研究, 平成 16 年度埼玉大学大学院理工学研究科修士論文, 2004.
- [53] 山根成人 : PDE の発電機への応用に向けた研究, 平成 15 年度埼玉大学工学部卒業論文, 2003.
- [54] 桜井毅司 : パルスデトネーションタービンエンジンの開発に向けた基礎研究, 平成 17 年度埼玉大学大学院理工学研究科博士論文, 2005.
- [55] 伊藤栄 : PDE サイクルの数値シミュレーション, 平成 16 年度埼玉大学大学院理工学研究科修士論文, 2004.
- [56] 南雲俊行 : PDE の連続作動時の推力に関する研究, 平成 17 年度埼玉大学大学院理工学研究科修士論文, 2005.
- [57] 柚木聡 : ロータリーバルブを装着したパルスデトネーションエンジンの研究, 平成 18 年度埼玉大学大学院理工学研究科修士論文, 2006.



- [58] 遠藤慎介：ロータリーバルブを装着したパルスデトネーションエンジンの高周波作動化に関する研究, 平成 19 年度埼玉大学大学院理工学研究科修士論文, 2007.
- [59] 辻俊之：2 気筒パルスデトネーションタービンエンジンに関する研究, 平成 18 年度埼玉大学工学部卒業論文, 2006.
- [60] パルスデトネーションエンジンの実現に向けて, 日本燃焼学会 PDE 研究委員会, 2007.
- [61] 桜井毅司, 大古壮了, 柚木聡, 吉橋照夫, 小原哲郎, 大八木重治：パルスデトネーションエンジンの安定作動に関するパージ空気の噴射量および分布の影響, 日本航空宇宙学会論文集, 54, pp.204-209, 2006.
- [62] 流体計測法, 日本機械学会, 1985.
- [63] Tsuji T., Shirakawa S., Yoshihashi T., Obara T., Ohyagi S. : Interaction between Two Cylinders in a Pulse Detonation Engine, Proceedings 7th International Symposium on Special Topics in Chemical Propulsion, 2007.
- [64] Endo, T., Yatsuhara, T., Taki, S., Kasahara, J., Matsuo, A., Sato, S. and Fujiwara, T. : Homogeneous-Dilution Model of partially-Fueled Pulse Detonation Engines, AIAA Paper 2004-1214, 2004.
- [65] 小西圭二, 岡本泰雄, 吉識晴夫, 田代伸一：過給機駆動用ラジアル排気タービンの非定常流特性に関する研究（高温作動ガスによるタービン非定常流特性）, 日本機械学会論文集 B 編, 65, pp. 354-360, 1999.

- [66] 湯浅三郎, 宮島健次, 吉永昌史, 皆川和大, 後藤 登: 希薄予混合燃焼器を搭載した超小型水素ガスタービンの運転試験, 第11回ガスタービン秋季講演会講演論文集, pp. 171-176, 1996.
- [67] 柏原康茂: 大学におけるミニターボジェットエンジンを用いたガスタービン教育, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 28, No.6, pp. 22-27, 11, 2000.
- [68] 武石賢一郎: タービンにおける損失発生メカニズムと熱力学的考察, 日本機械学会熱工学講演会講演論文集, pp. 331-336, 11.3 - 4, 2001.
- [69] 小池利康, 岩城史典, 小口幸成: 船用過給機の性能計測試験と“計測の不確かさ評価”, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 34, No.5, pp. 32-39, 9, 2006.
- [70] 伝熱工学資料, 日本機械学会, 改訂第4版, 1986.

表及び図

Table 1 Time sequence of each operation frequency

Operation frequency; $f$ [Hz]	Time sequence [ms]
	Fill - Ign - Comb - Pur
20	25 - 0 - 10 - 15
30	17 - 0 - 6.3 - 10
40	15 - 0 - 3 - 7
50	12 - 0 - 3 - 5

Table 2 Experimental condition,  $f=20, 30$  Hz

Operation frequency; $f$ [Hz]	20, 30
Operation time [s]	8
Type	double 1
Spiral type	A

Table 3 Experimental condition,  $f=40$  Hz

Operation frequency; $f$ [Hz]	40
Operation time [s]	8
Type	double 1
Purge fraction; $PF$	0.14~0.19
Spiral type	A, B

Table 4 Experimental condition, operation frequency

Operation frequency; $f$ [Hz]	20 ~ 50	20 ~ 100
Operation time [s]	3	
Type	single	double 1
Spiral type	A	
Turbine	Model A	

Table 5 Experimental condition, nozzle guide

Operation frequency; $f$ [Hz]	100
Operation time [s]	3
Type	double 2
Spiral type	A
Nozzle guide	A, B, Without
Turbine	A

Table 6 Experimental condition, turbine model

Operation frequency; $f$ [Hz]	100
Operation time [s]	10
Fill fraction; $FF$	$0.7 \sim 1$
Injection equivalence ratio; $ER$	$1.3 \sim 2$
Purge fraction; $PF$	$0.14 \sim 0.16$
Air injection pressure [kPa]	400
H <sub>2</sub> injection pressure [kPa]	$400 \sim 600$
Mass flow rate [kg/s]	$0.05 \sim 0.06$
Type	double 2
Spiral type	C
Nozzle guide	A
Turbine	Model A, B

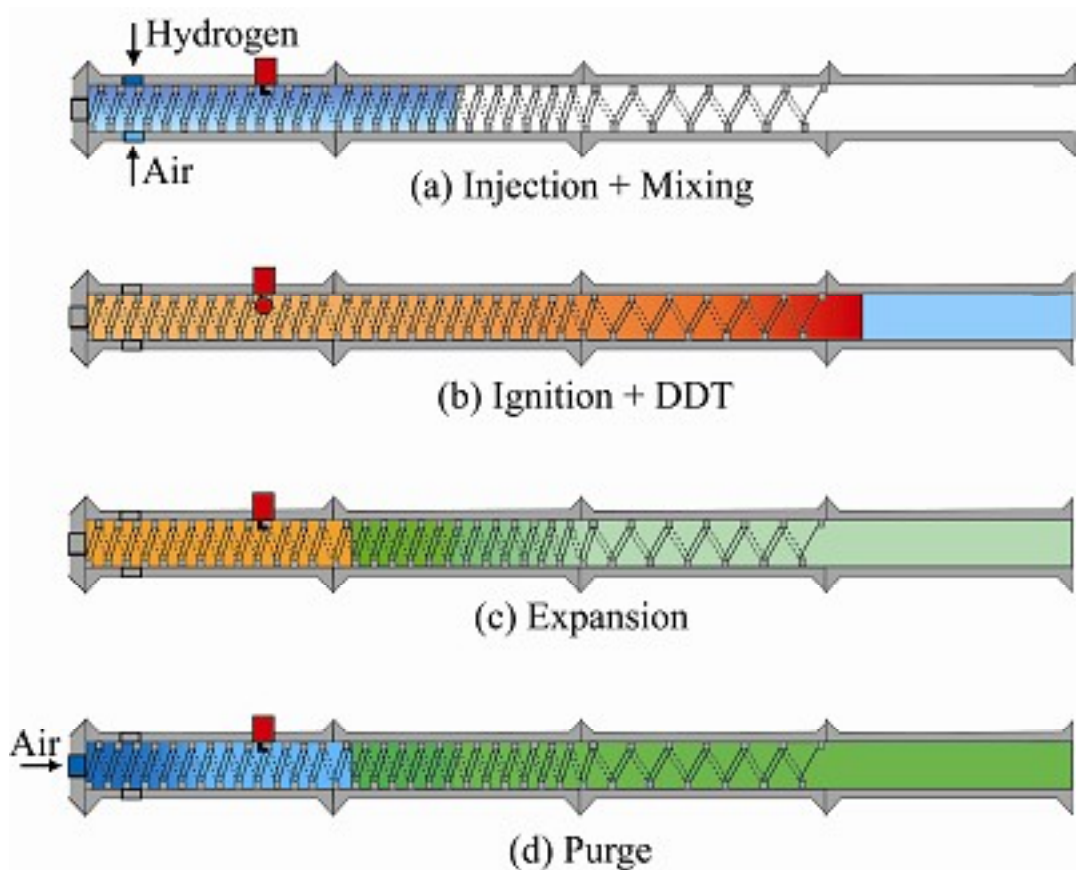


Fig.1.2.1 Basic cycle of pulse detonation engine

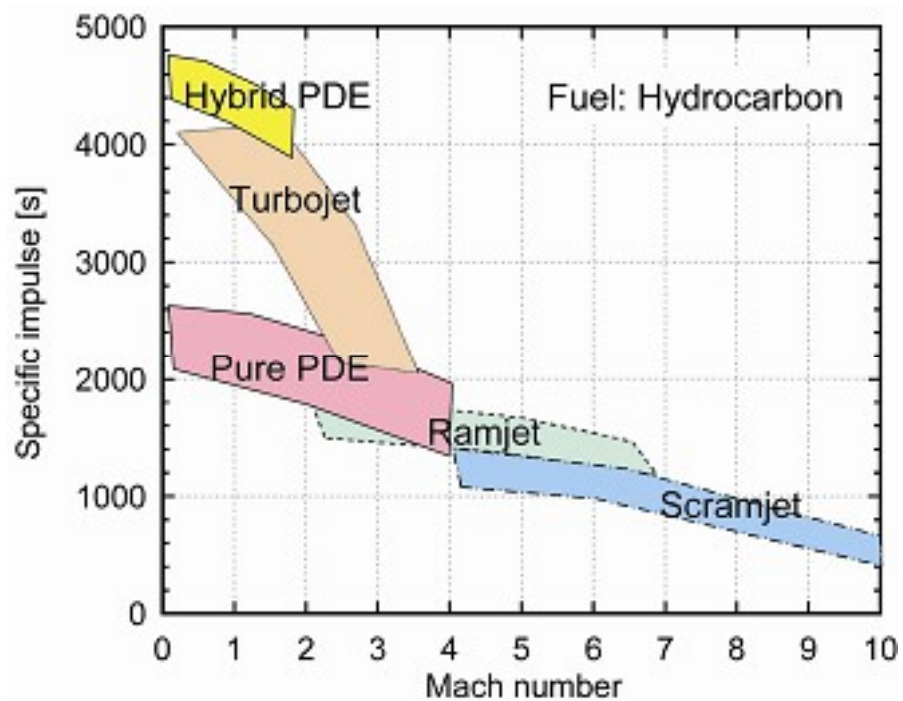


Fig.1.2.2 Comparison of specific-impulse with flight mach number

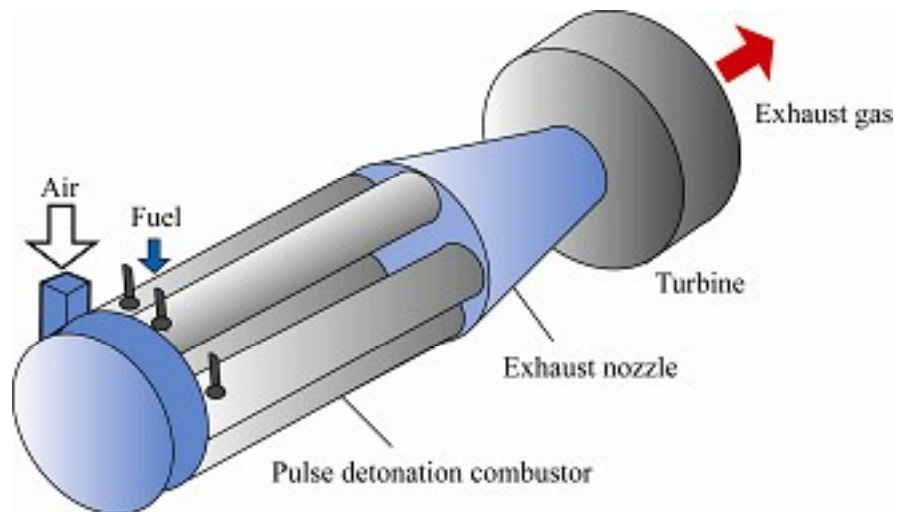


Fig.1.2.3 Multi tube pulse detonation turbine engine model

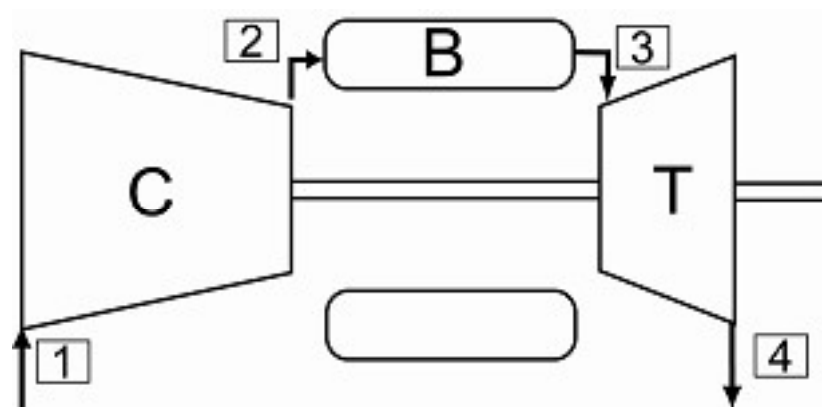


Fig.1.3.1 Thermodynamic cycle model of gas turbine



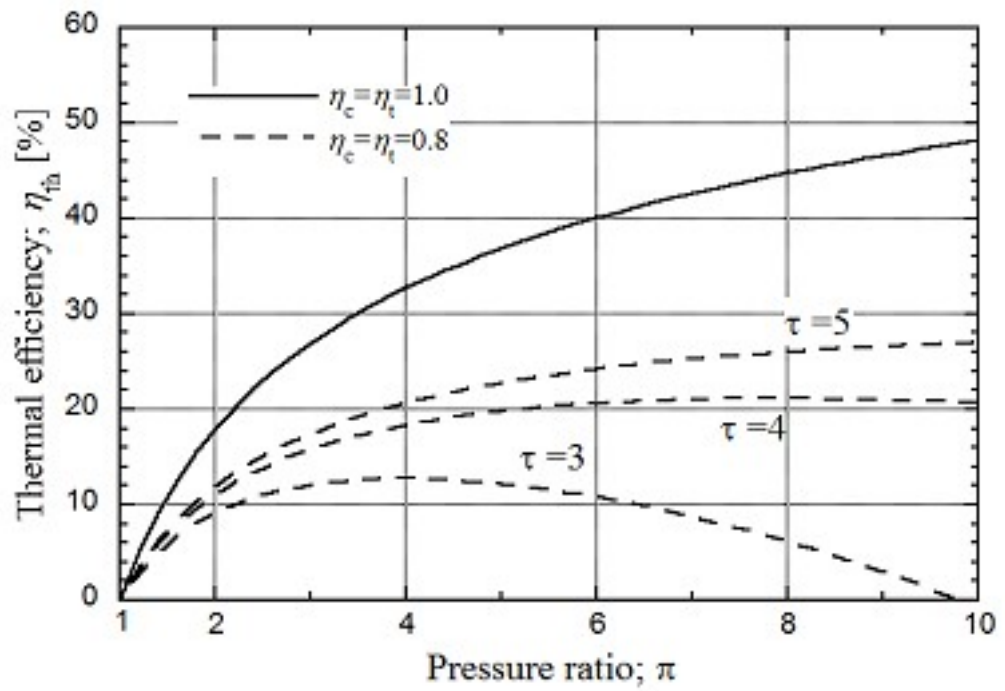


Fig.1.3.2 Thermal efficiency of Brayton cycle

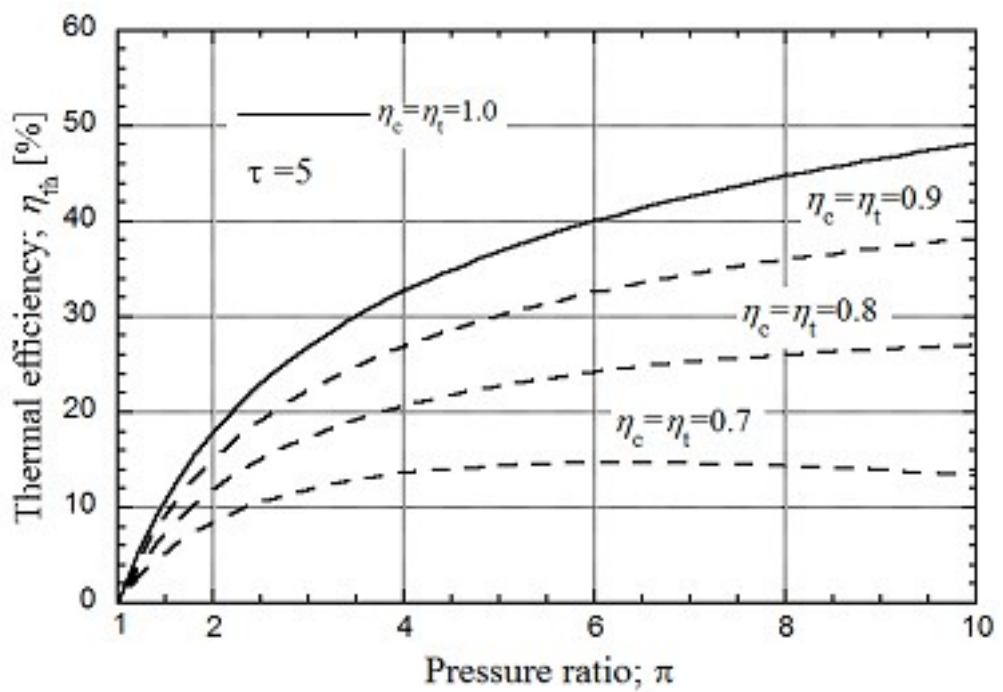


Fig.1.3.3 Thermal efficiency of Brayton cycle

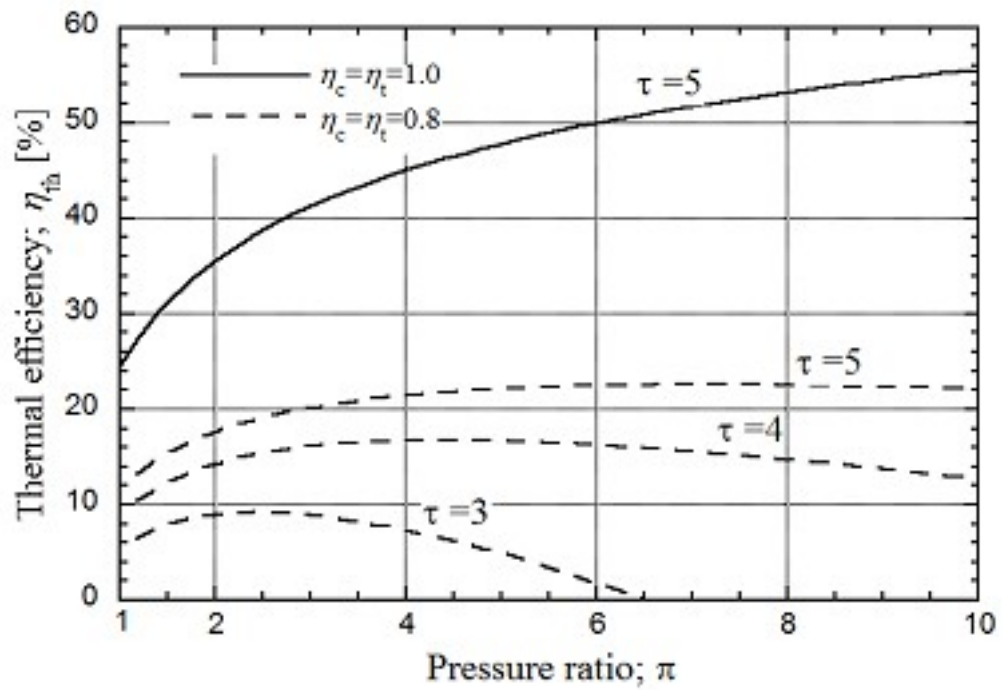


Fig.1.3.4 Thermal efficiency of Humphrey cycle

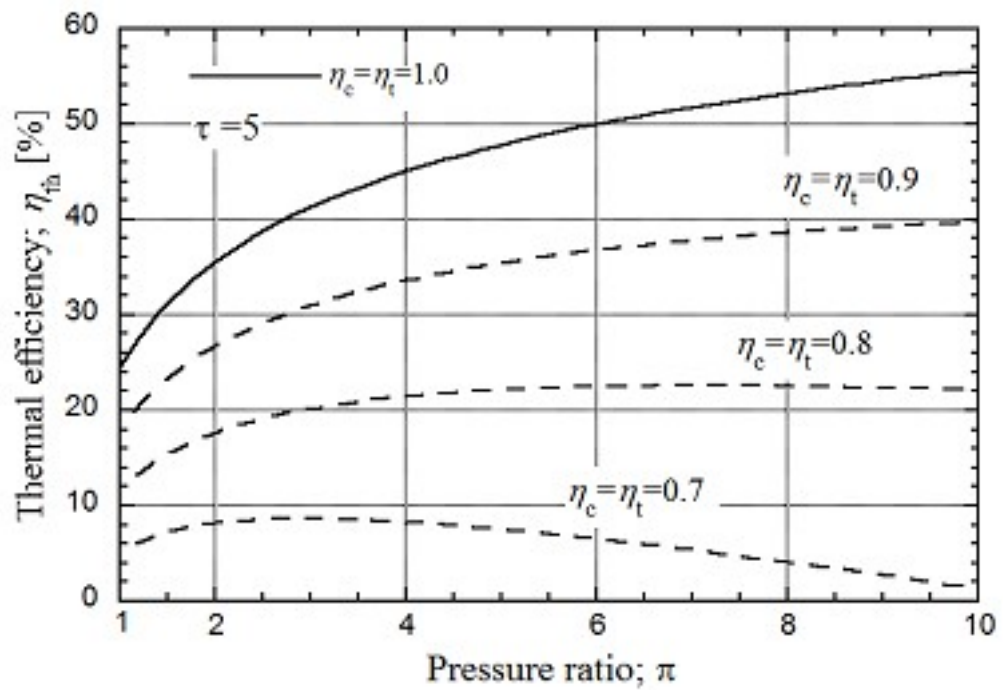


Fig.1.3.5 Thermal efficiency of Humphrey cycle

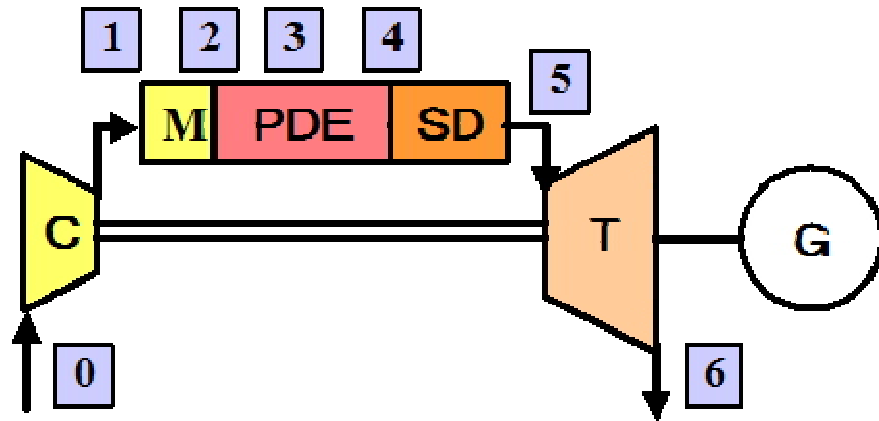


Fig.1.3.6 Thermo dynamic of Detonation cycle, Sakurai model

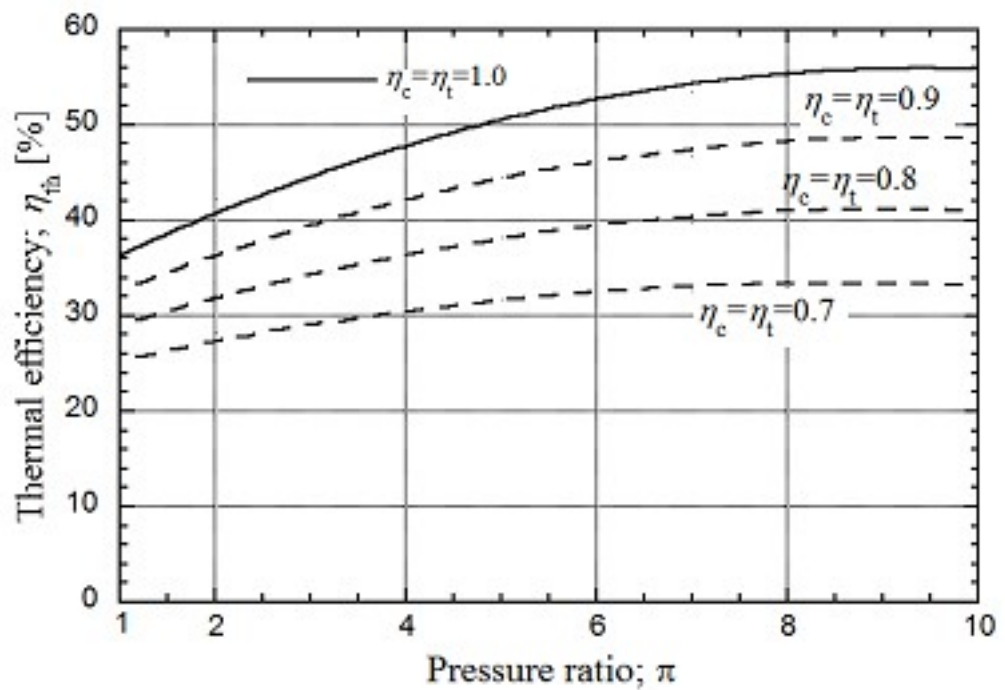


Fig.1.3.7 Thermal efficiency of Detonation cycle, Sakurai model, Hydrogen-air, ER=1.0

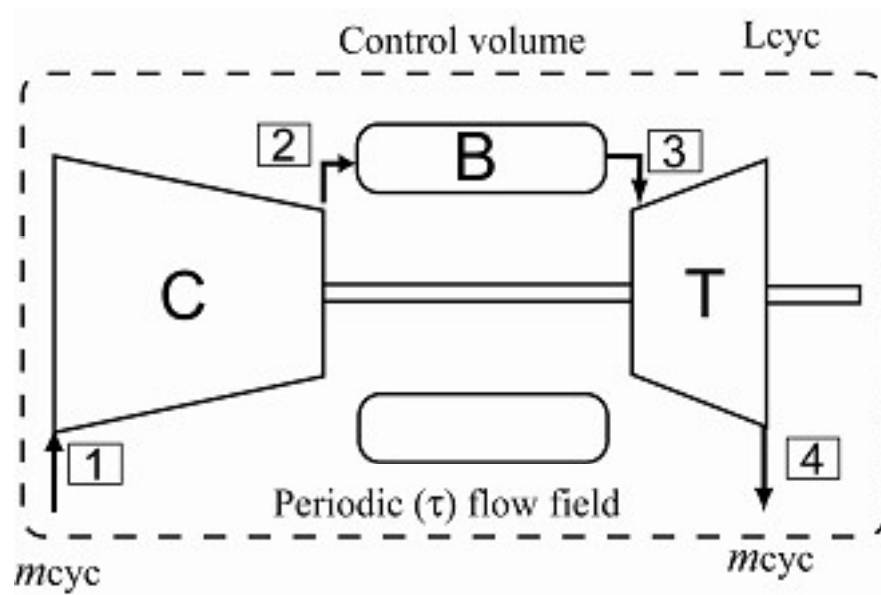


Fig.1.3.8 Thermodynamic model of detonation Cycle, Endo model

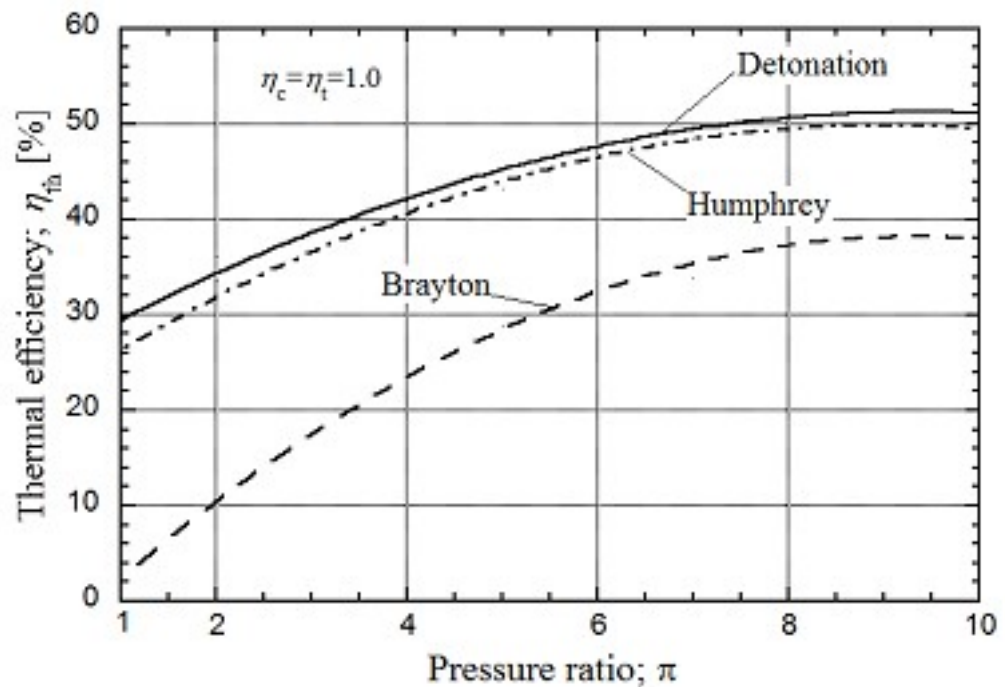


Fig.1.3.9 Thermal efficiency of Brayton, Humphrey Detonation cycle, Endo model, Hydrogen-air, ER=1.0

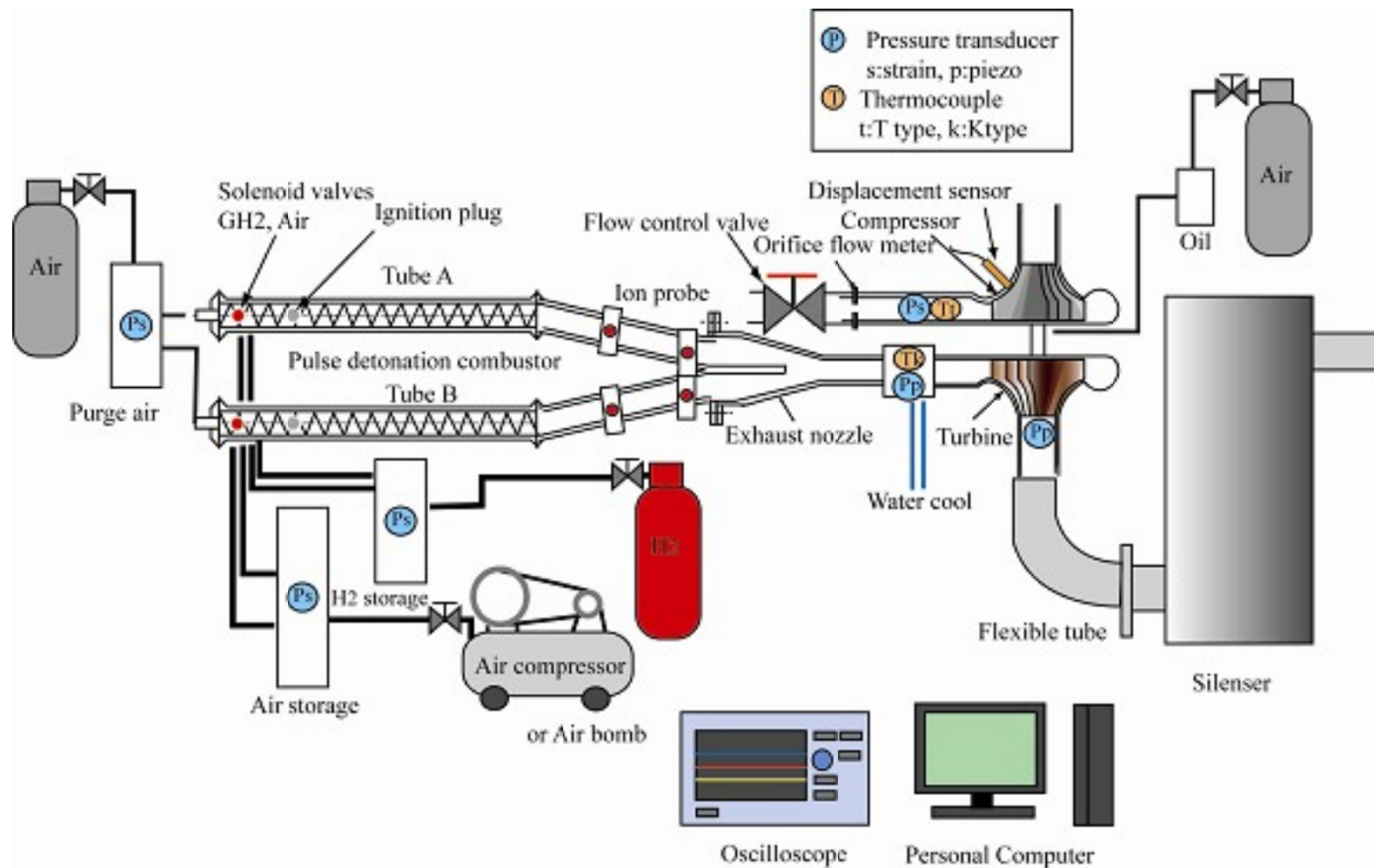


Fig.2.1.1 Schematic of experimental apparatus, Type double

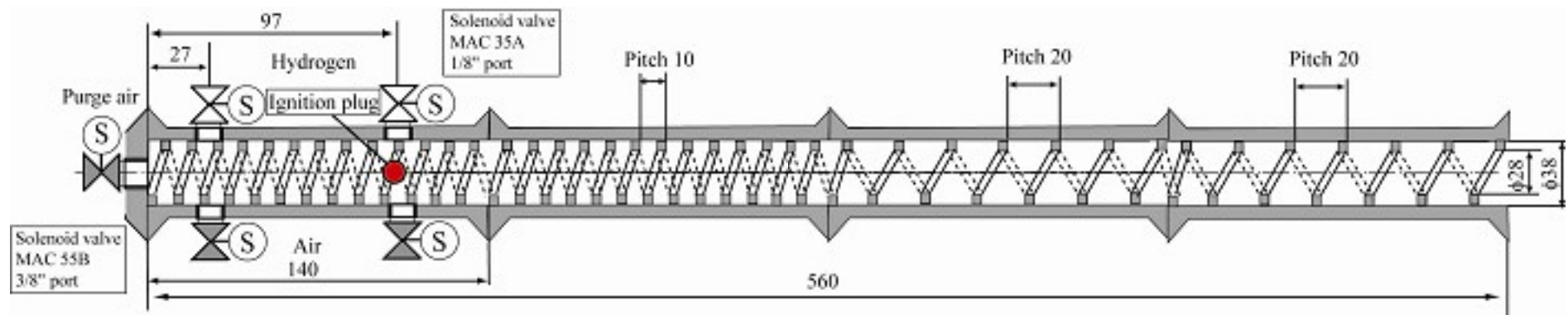


Fig.2.1.2 Schematic of shchelkin spiral type A

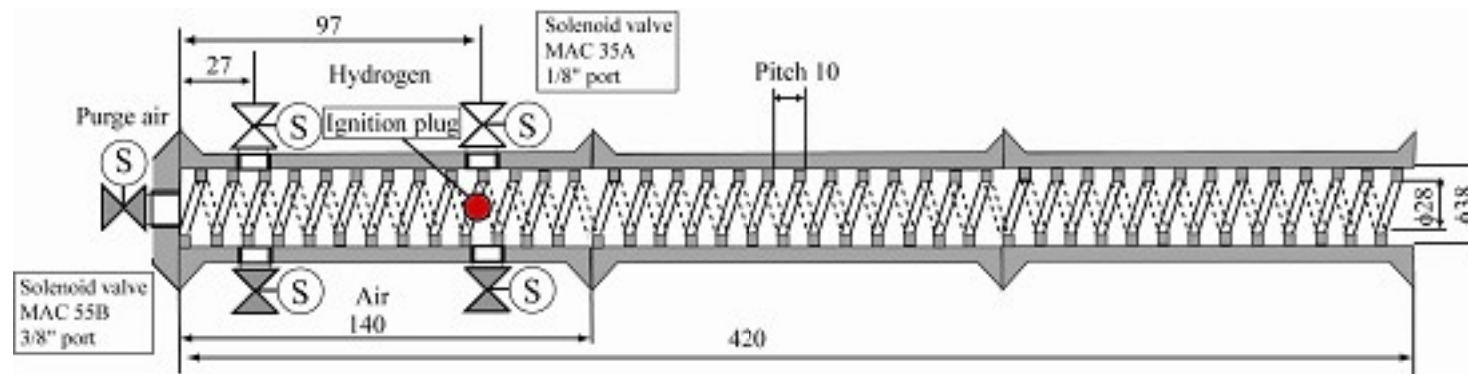


Fig.2.1.3 Schematic of shchelkin spiral type B

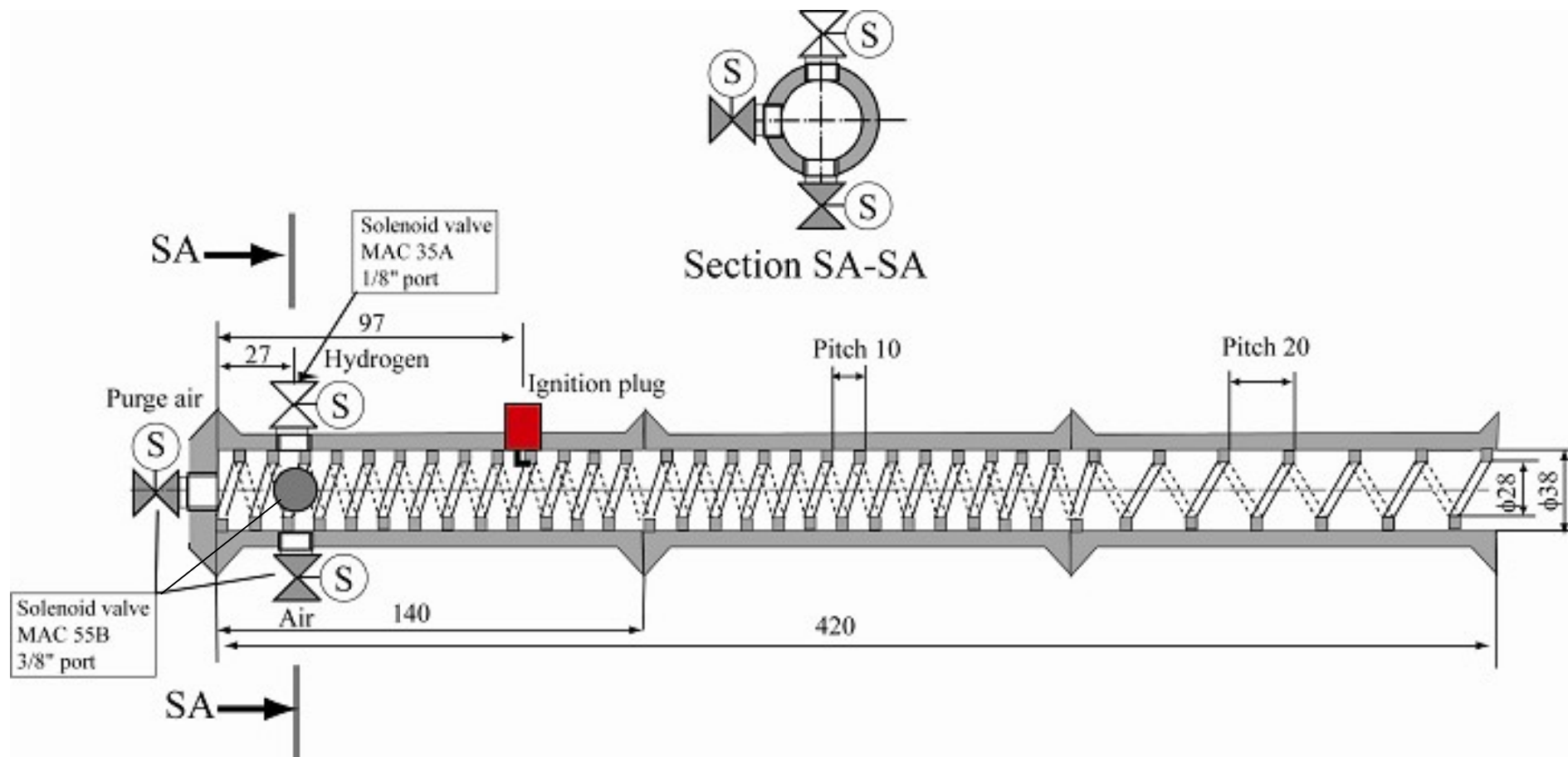


Fig.2.1.4 Schematic of shchelkin spiral type C



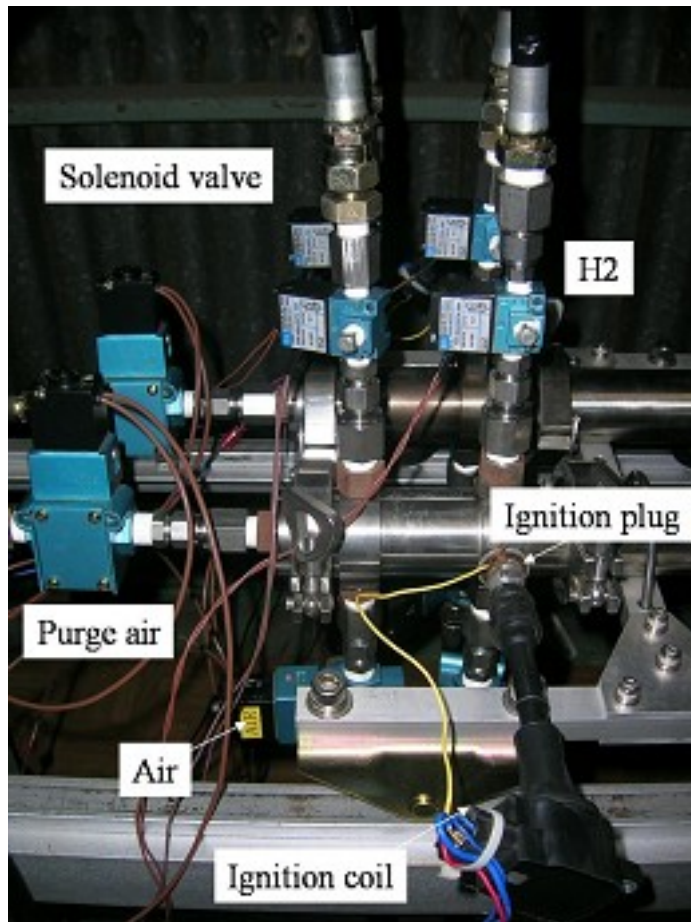


Fig.2.1.5 Photograph of injection setup at shchelkin type A, B

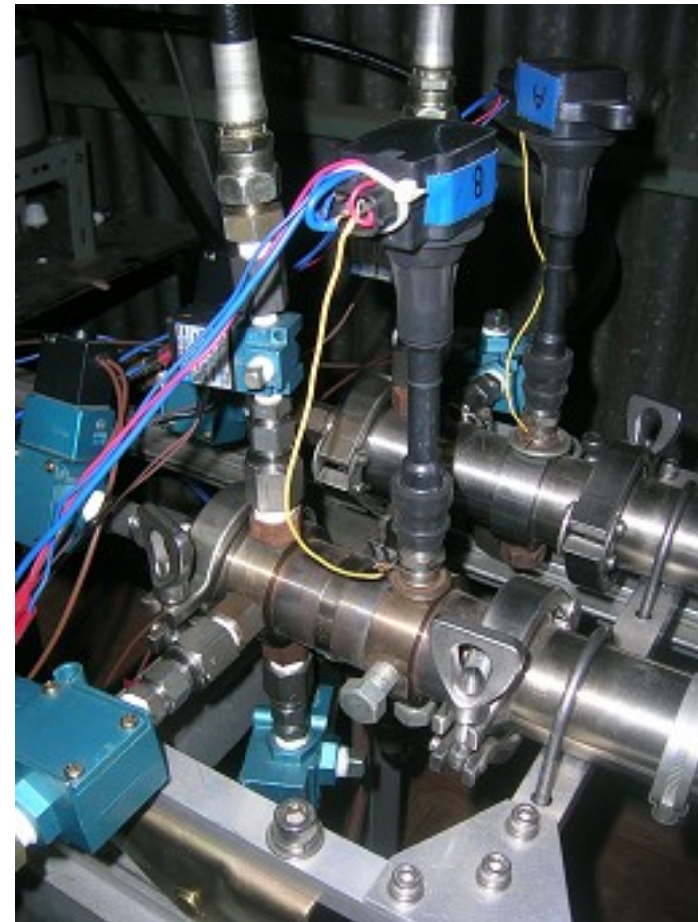


Fig.2.1.6 Photograph of injection setup at shchelkin type C



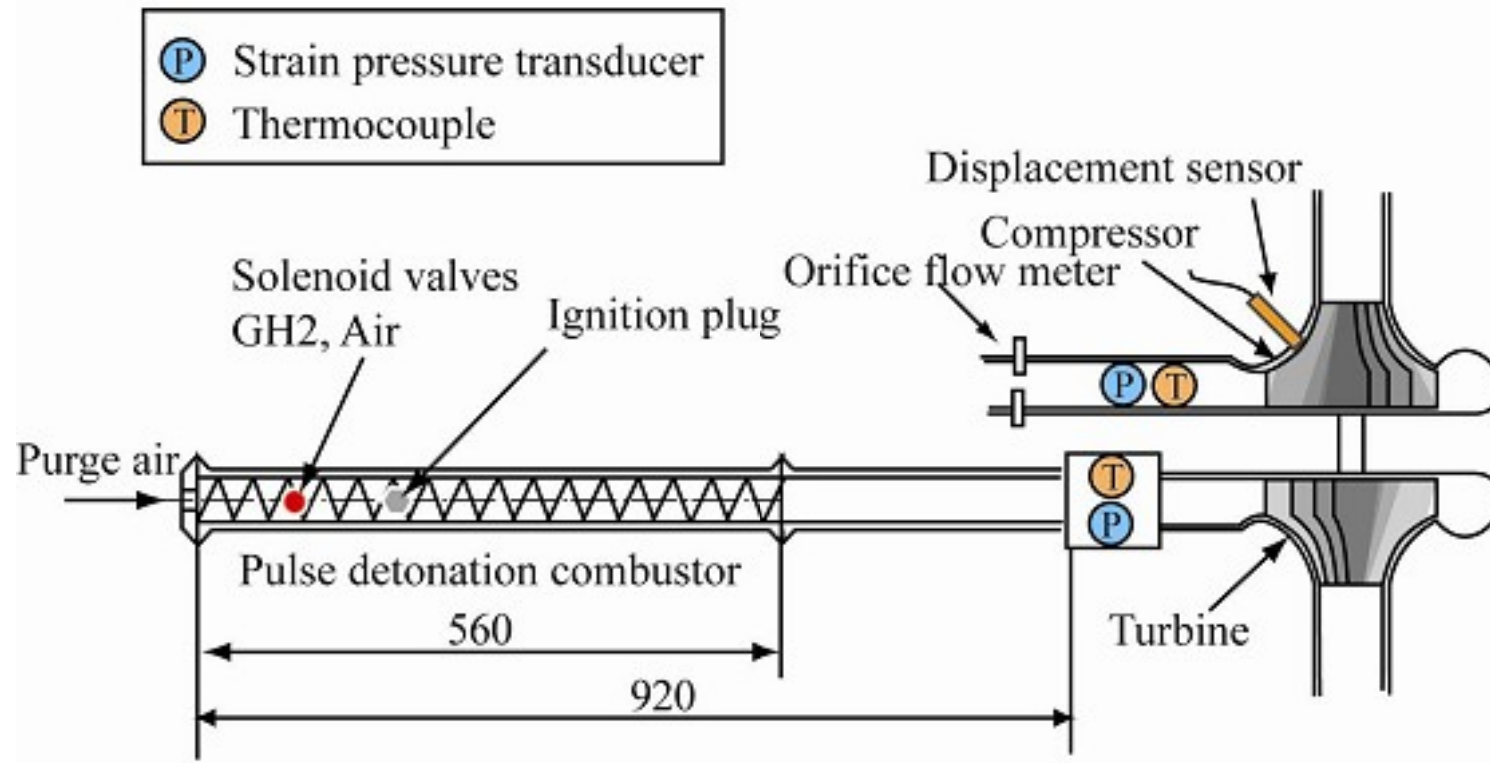


Fig.2.1.7 Schematic of single tube PDTE (Type single) spiral type A

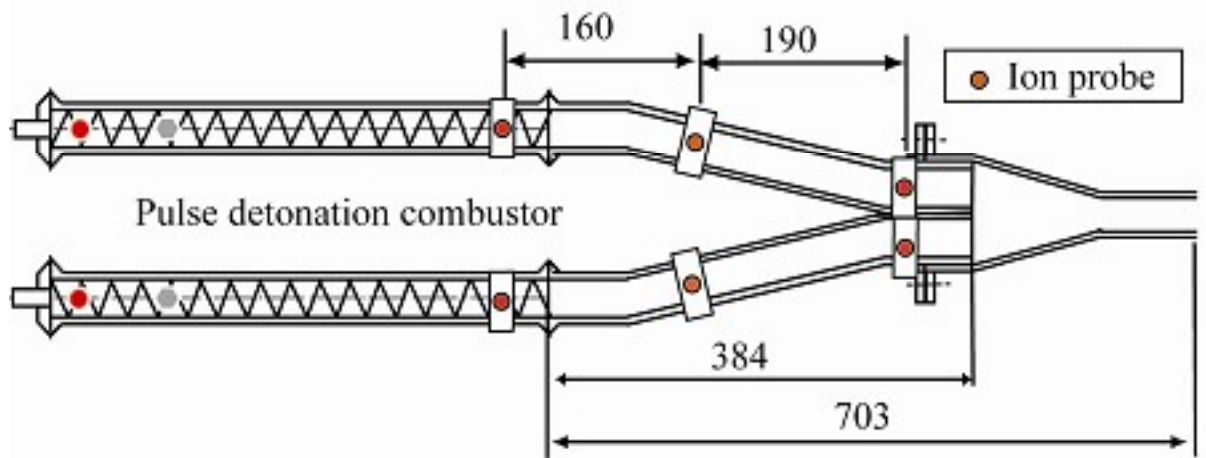


Fig.2.1.8 Schematic of two tube PDTE (Type double 1)

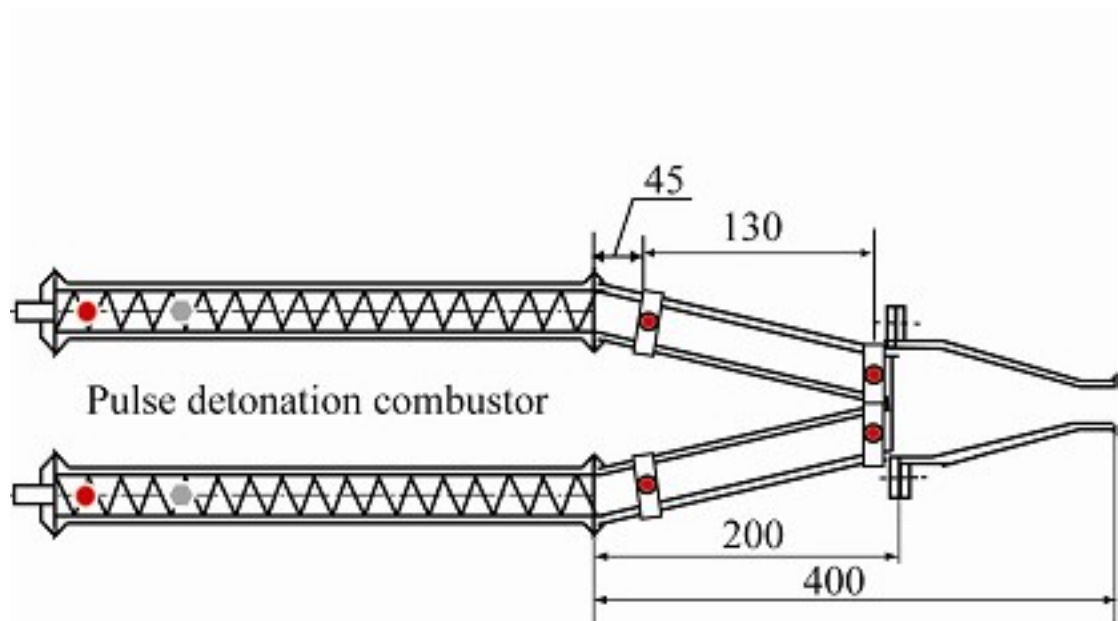


Fig.2.1.9 Schematic of two tube PDTE (Type double 2)

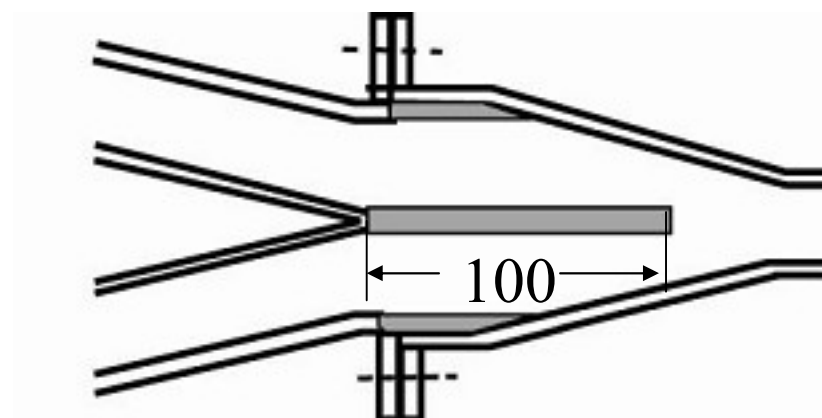
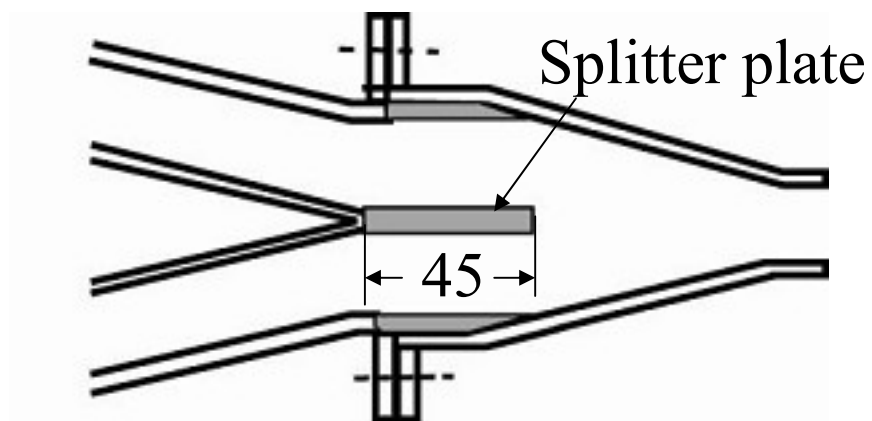


Fig.2.1.10 Schematic of exhaust nozzle guide  
(Guide A and Guide B)

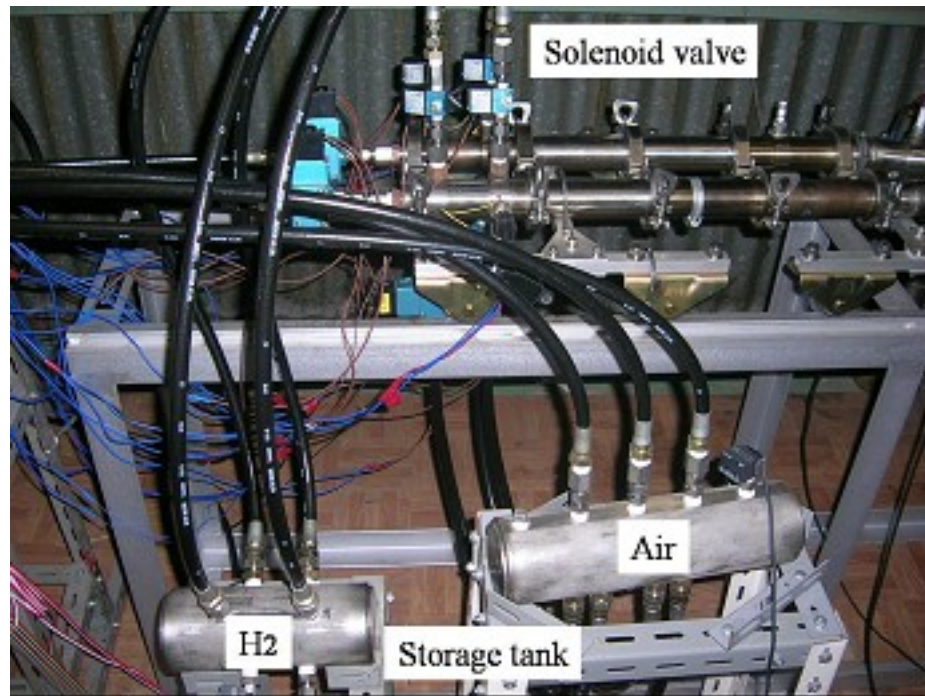


Fig.2.1.11 Photograph of injection system apparatus

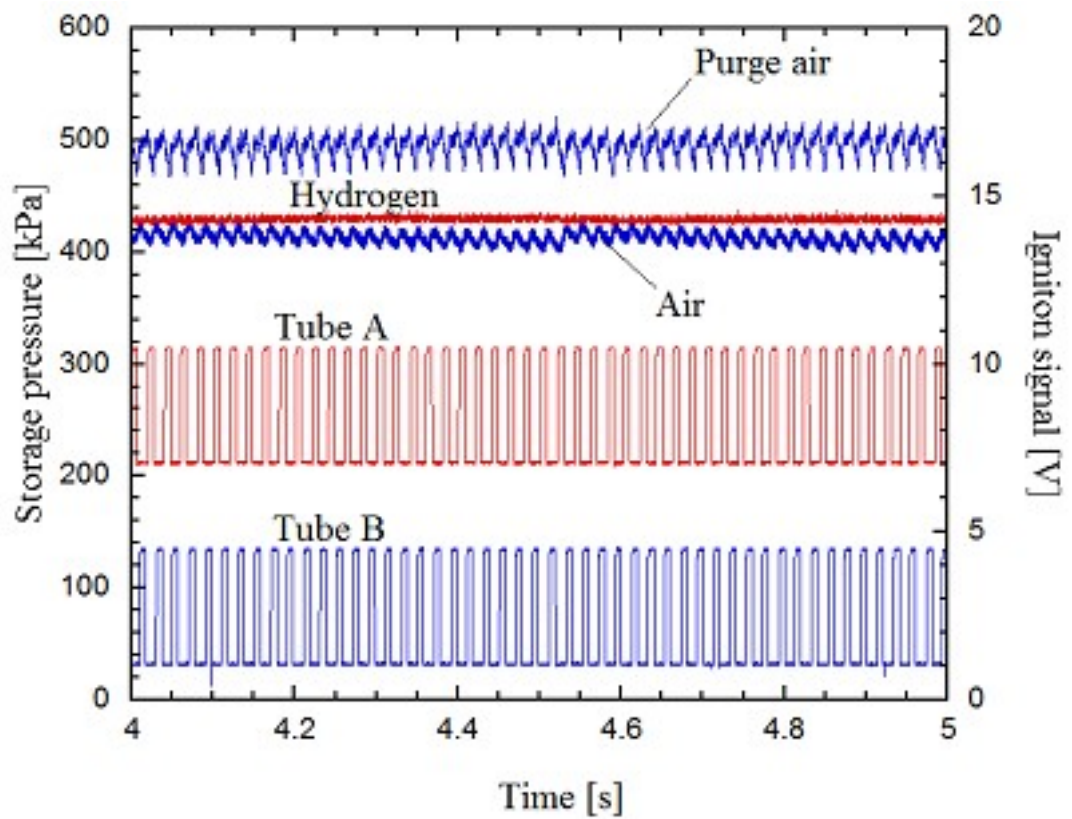


Fig.2.1.12 Measured injection pressure profile and ignition signal

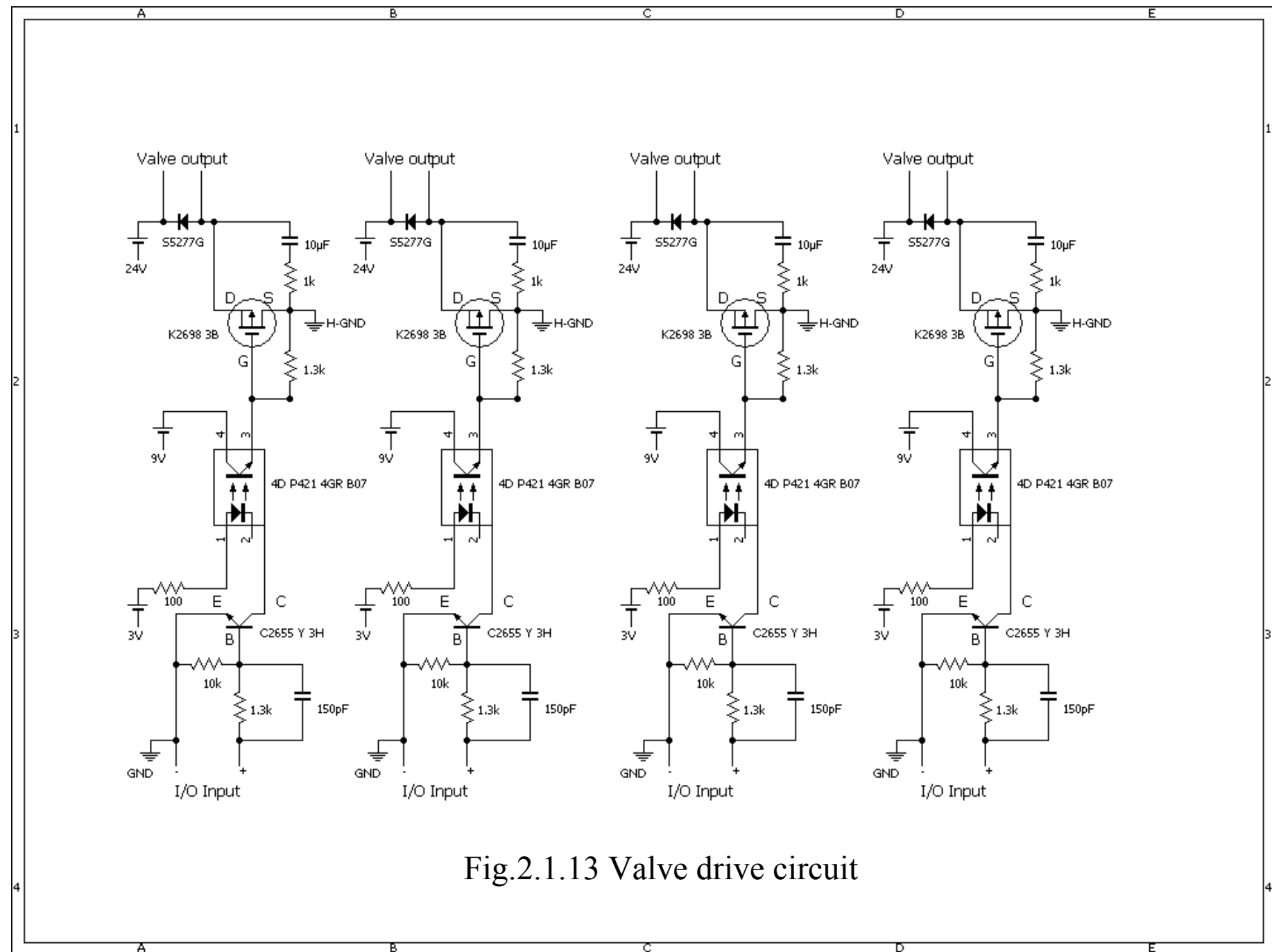


Fig.2.1.13 Valve drive circuit



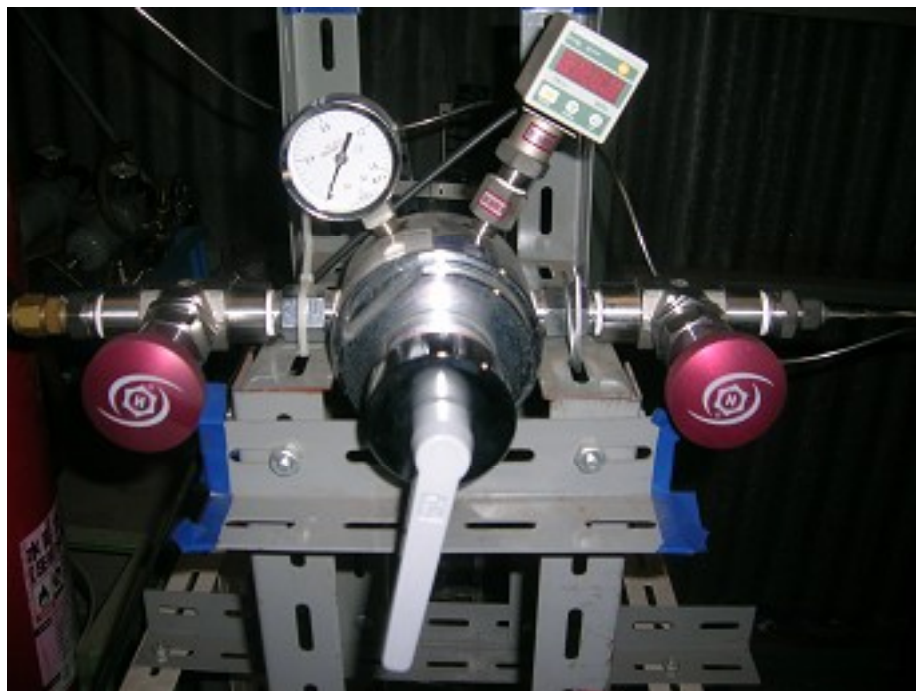


Fig.2.1.14 Photograph of regulator for hydrogen



Fig.2.1.15 Photograph of regulator for purge air



Fig.2.1.16 Photograph of compressor for air (oxidizer)

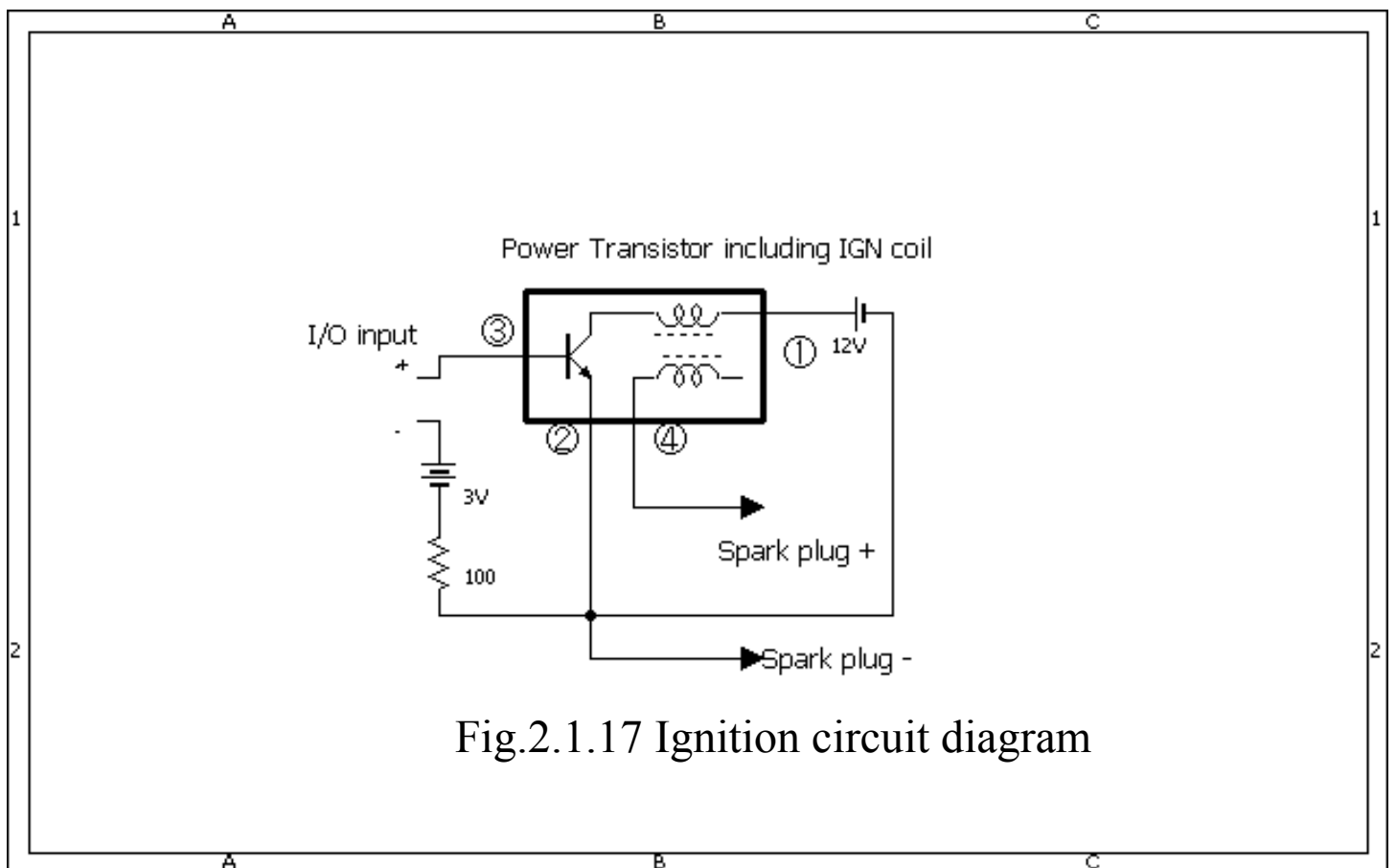
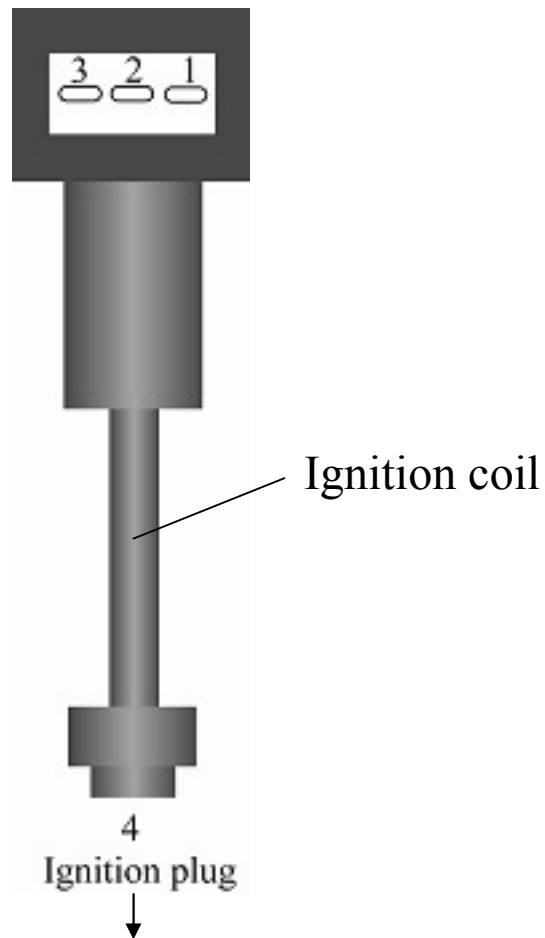
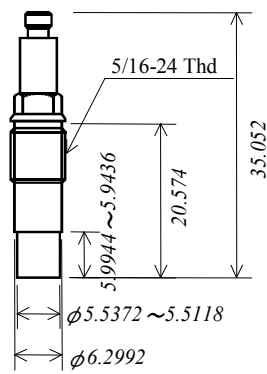
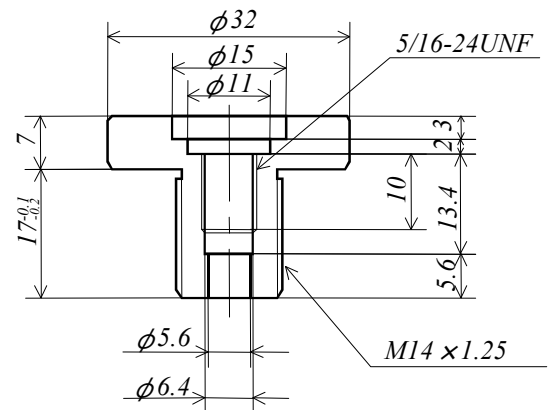


Fig.2.1.17 Ignition circuit diagram





Pressure transducers



Adapter

Fig.2.2.1 pressure transducer



Fig.2.2.2 Photograph of water cool jacket adapter for pressure transducer

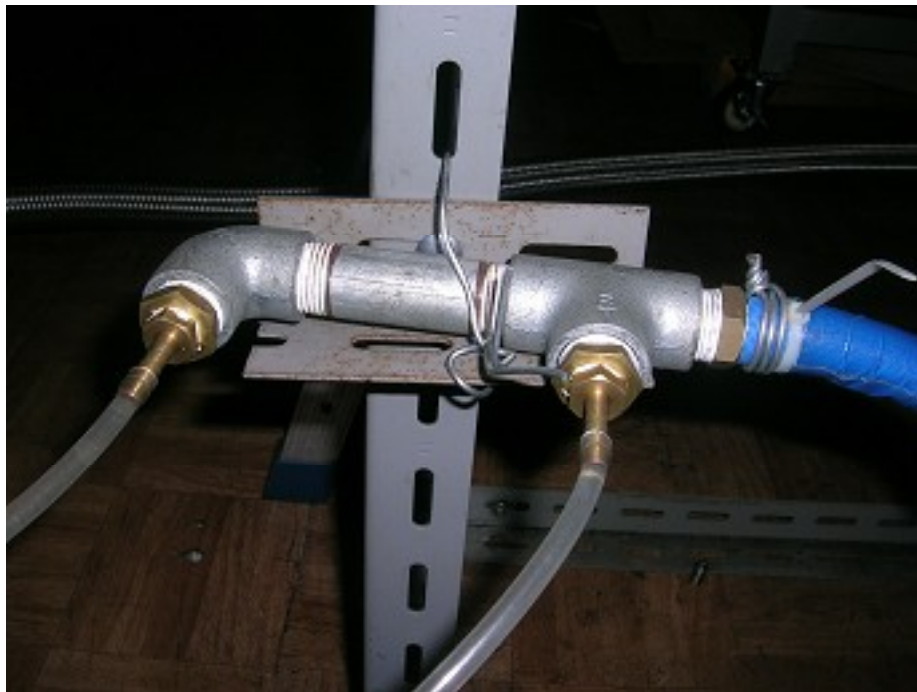


Fig.2.2.3 Photograph of hose for water cooling

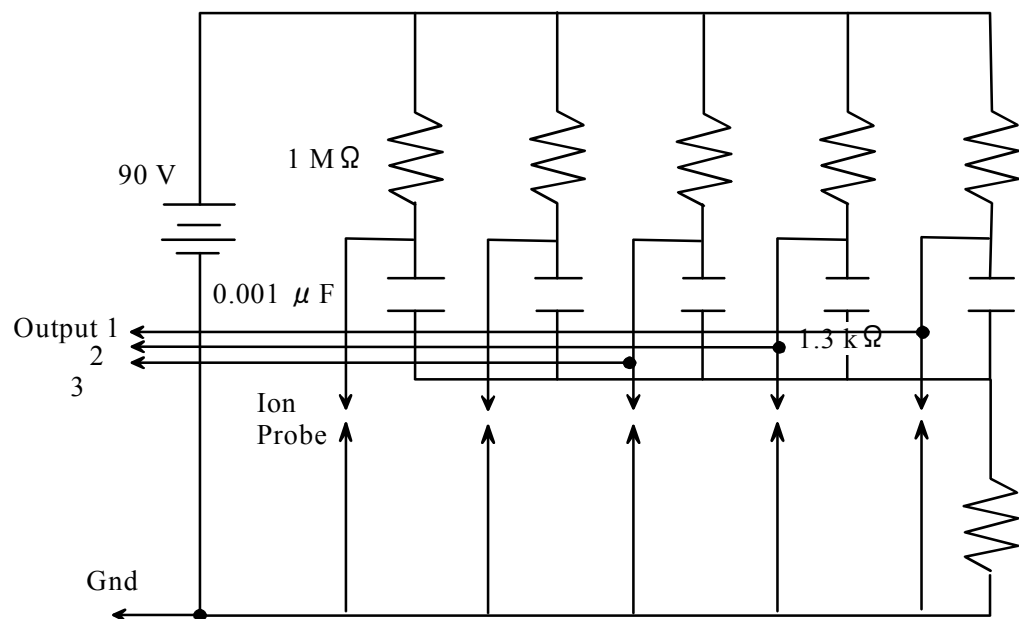


Fig. 2.2.4 Photograph of ion probe and ion probe circuit

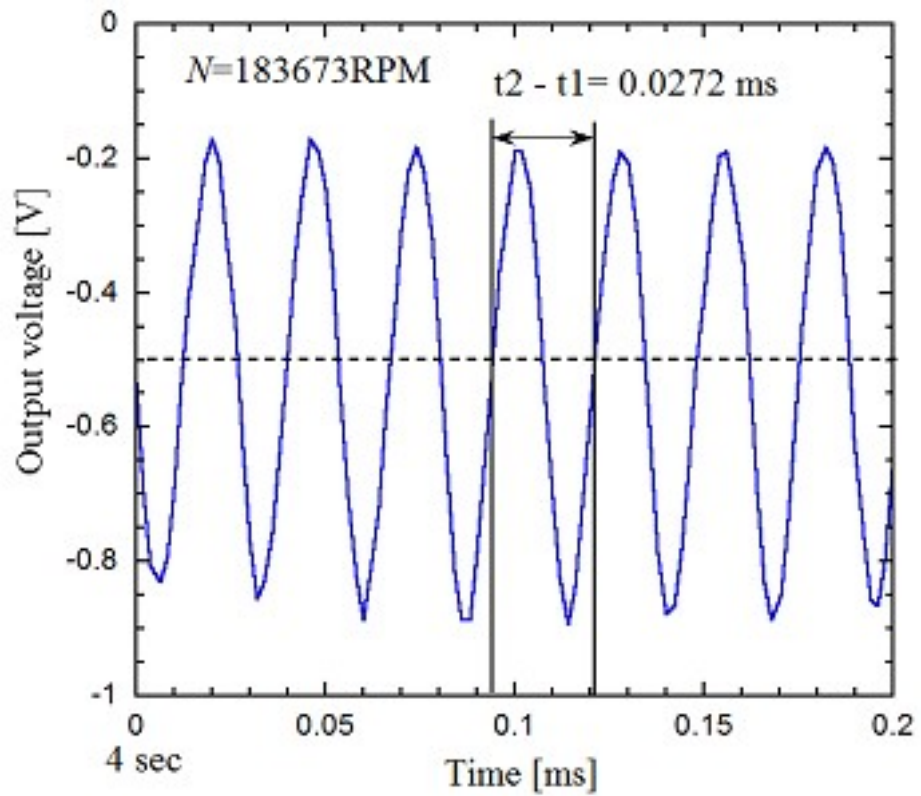


Fig. 2.2.5 Output voltage of the current sensor Model A,  $ER=1.84$ ,  $FF=0.968$ ,  $f=100$  Hz

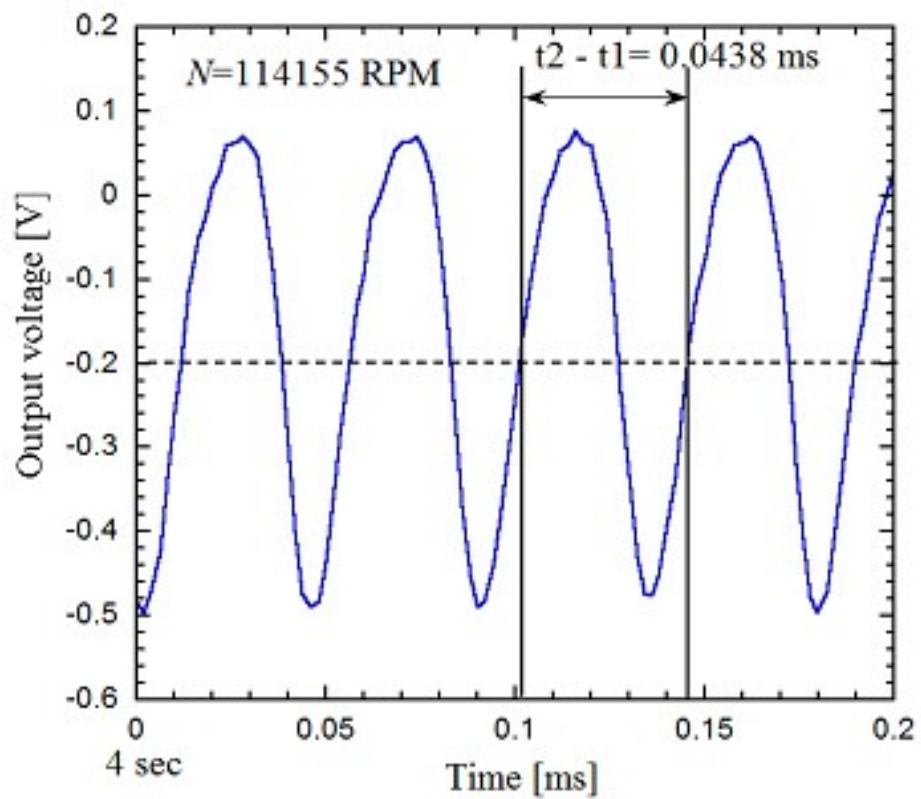


Fig. 2.2.6 Output voltage of the current sensor Model B,  $ER=1.90$ ,  $FF=0.936$ ,  $f=100$  Hz





Fig. 2.2.7 Photograph of flow meter and Flow control valve



Fig. 2.2.8 Photograph of silencer

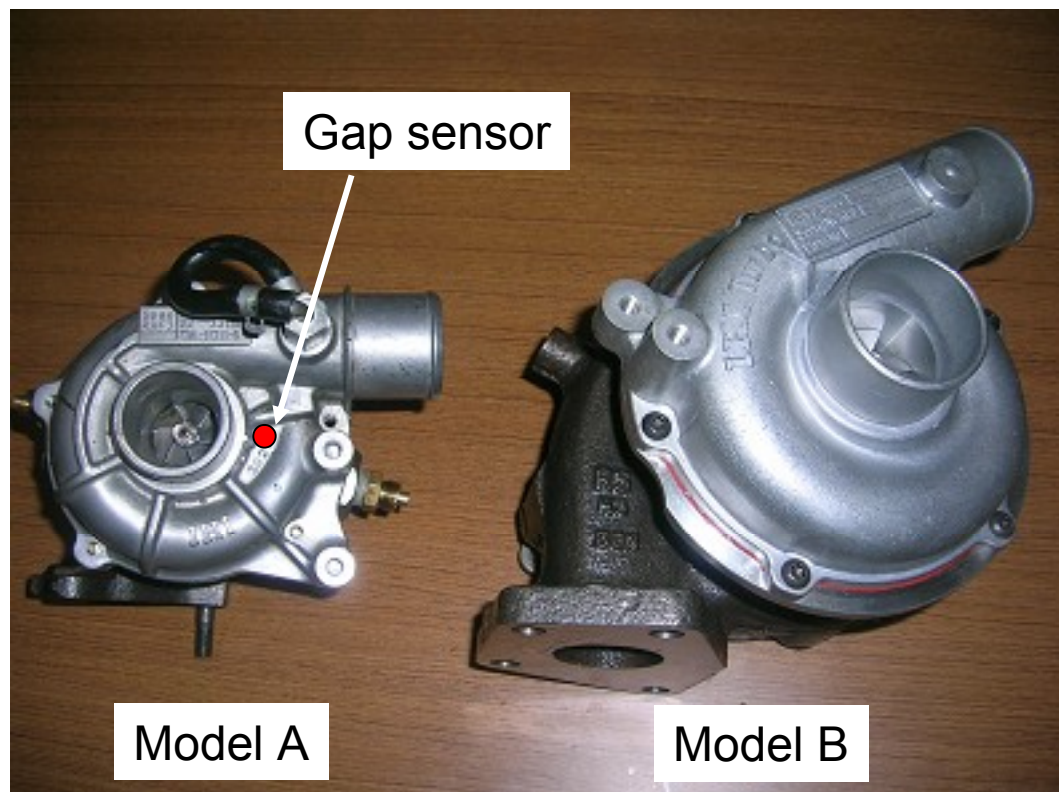


Fig. 2.4.1 Photograph of turbo-charger, Model A and Model B

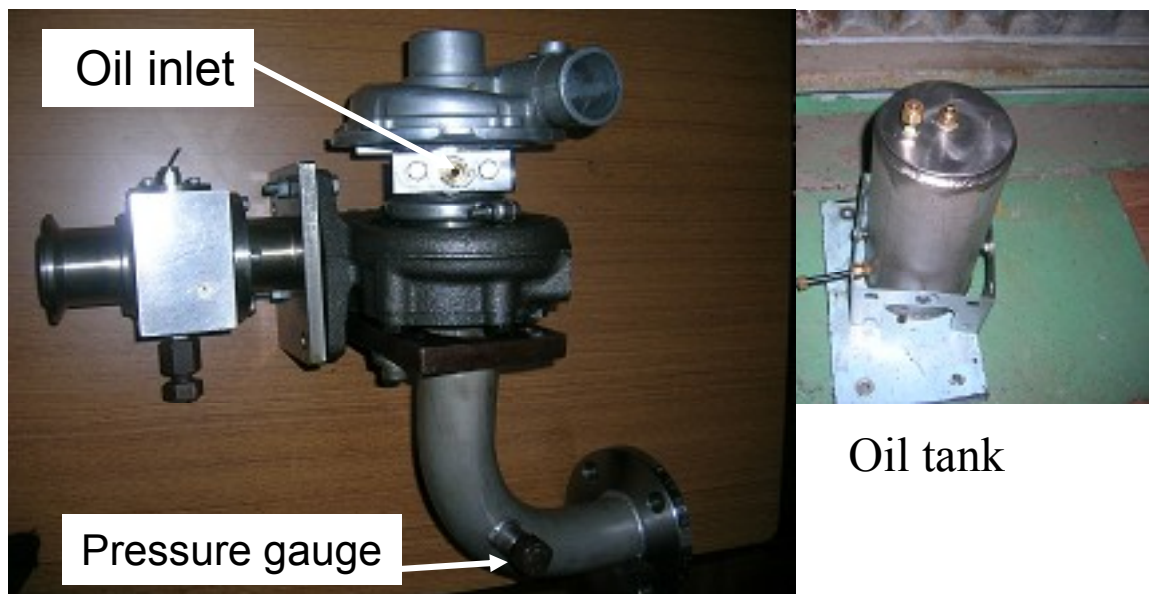


Fig. 2.4.2 Photograph of turbo-charger, Model A and Model B

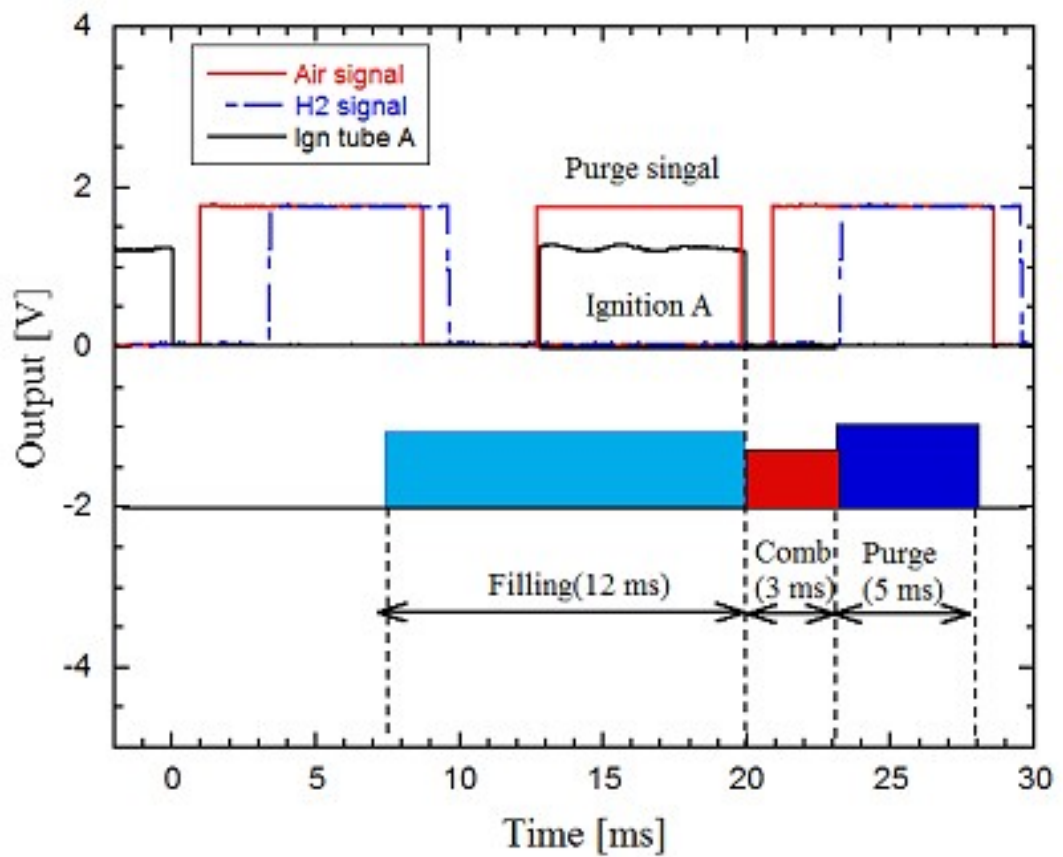


Fig. 2.5.1 History of injection and ignition signal , time sequence, tube A,  $f=100\text{Hz}$

Table 8 Operation circuit signal number

PCI bord program signal	H1	H2	H4	H8	H10	H20	H40	H80			H4	H10	H8	H20		GND
Port	A1				A2						B1	B2	B1	B2		
Flat cable No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Osilo scope signal	1		2		3		4		6		8	9	5	7		
Valve, Ignition circuit	Air A		H2 A		Air B		H2 B				Pur A	Pur B	Ign A	Ign B		



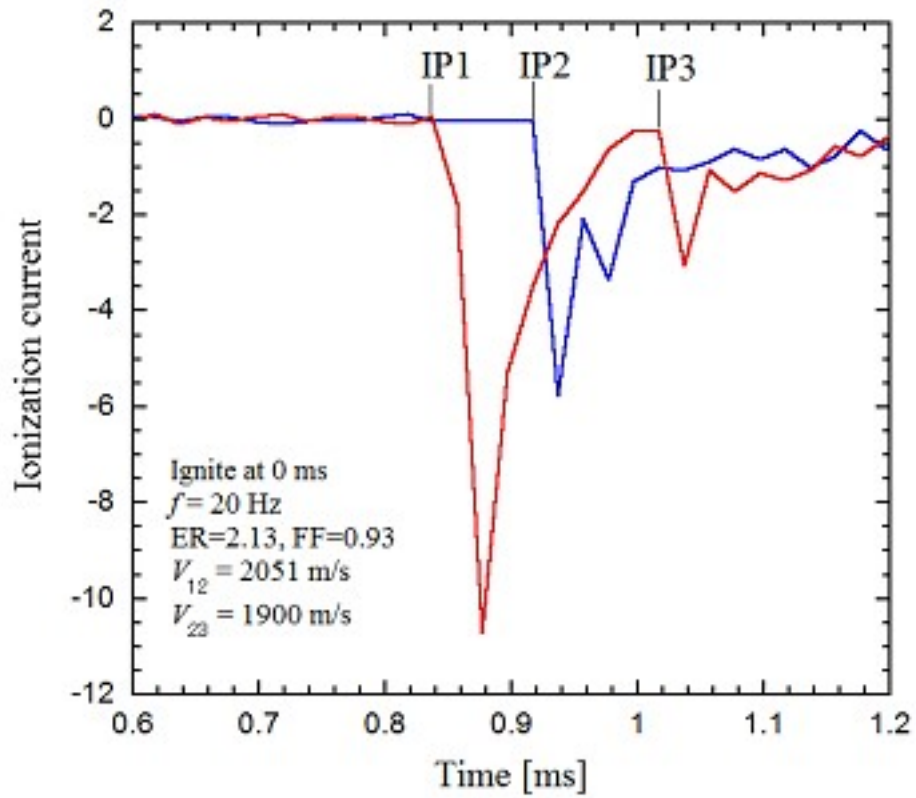


Fig.3.1.1 History of flame velocity,  $V_{12}$  and  $V_{23}$

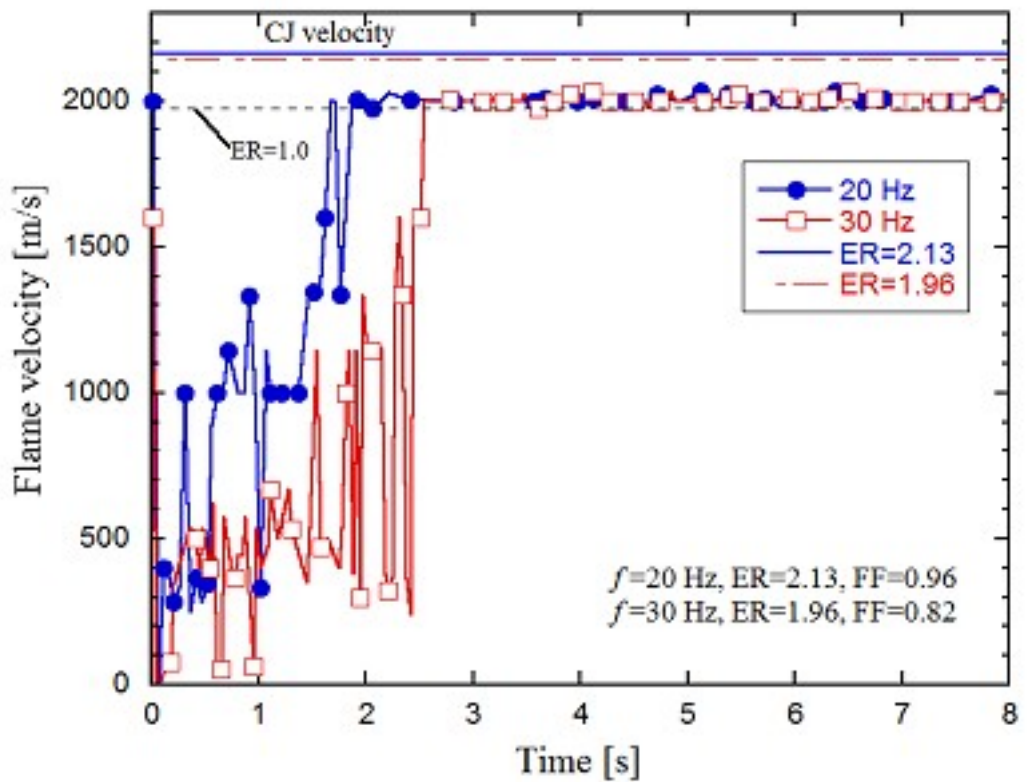


Fig.3.1.2 History of flame velocity,  $f = 20$  and 30 Hz measurement between IP1 and IP2

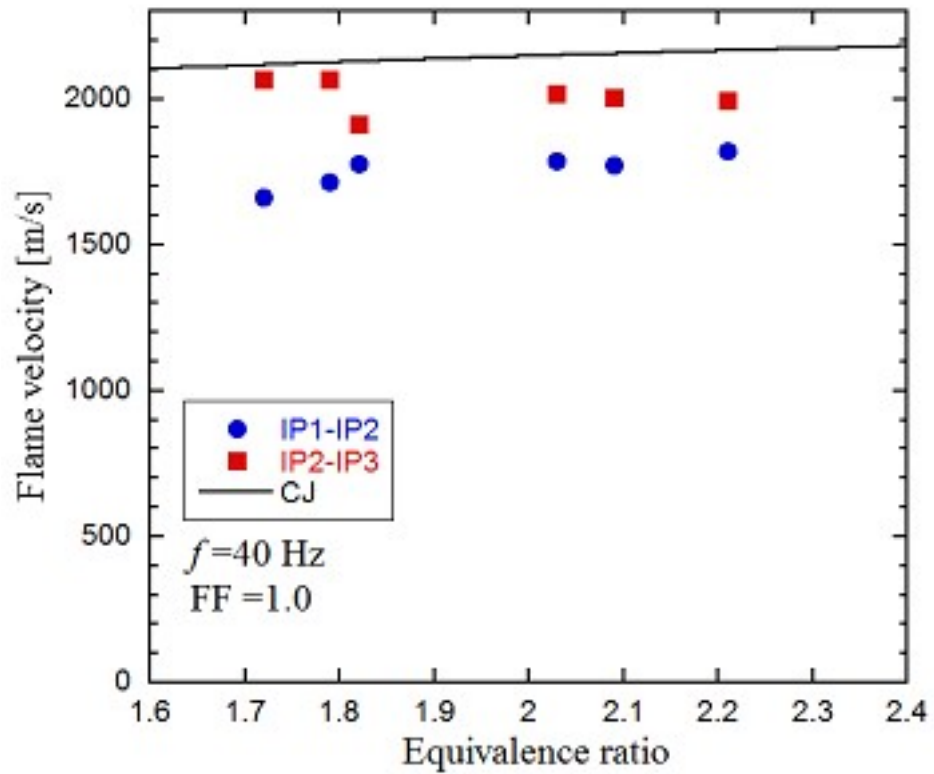


Fig.3.1.3 Relationship between equivalence ratio and flame velocity,  $f = 40$  Hz

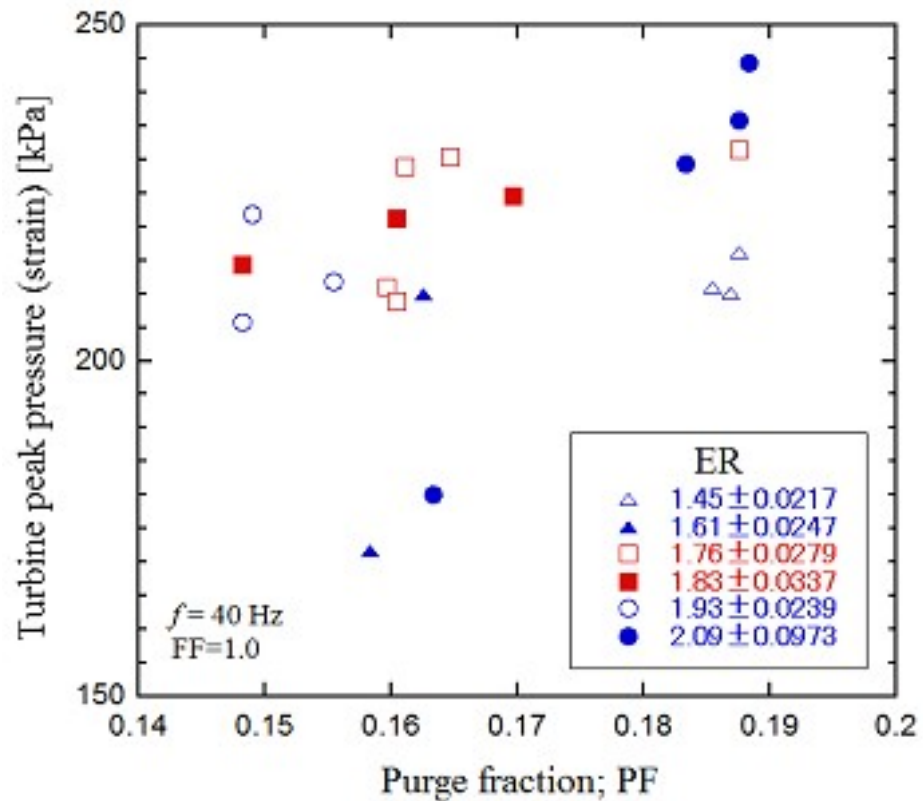


Fig.3.1.4 Relationship between equivalence ratio and turbine peak pressure (strain) [kPa], effect of purge fraction,  $f = 40$  Hz

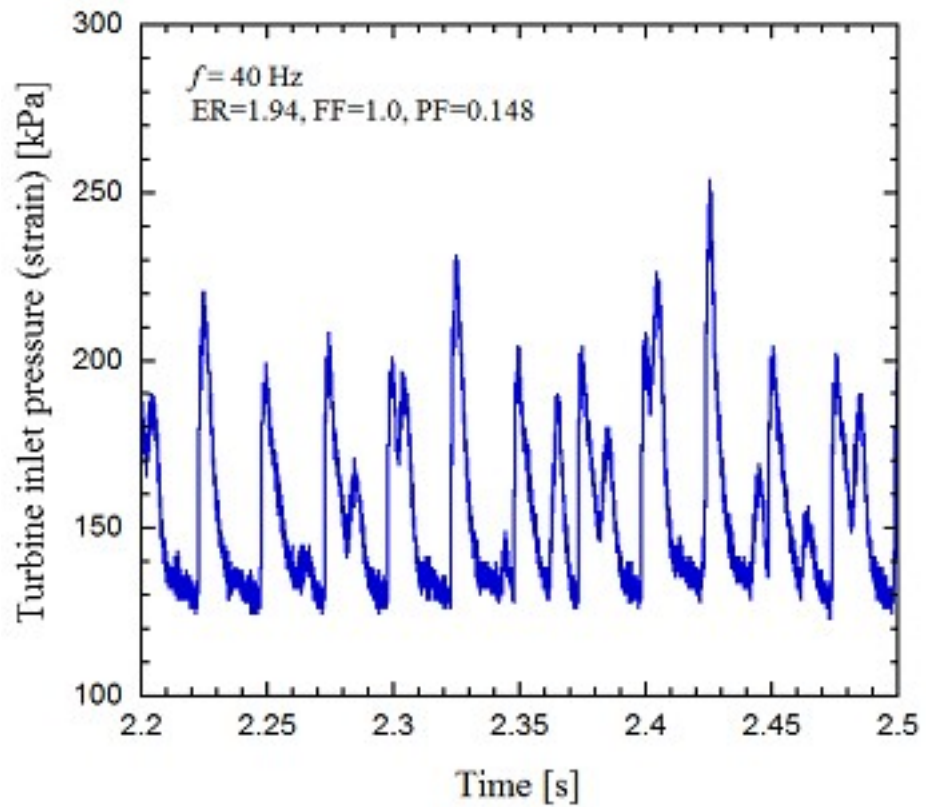


Fig.3.1.5 History of turbine inlet static pressure (strain)  
 $f = 40 \text{ Hz}$ ,  $PF = 0.148$

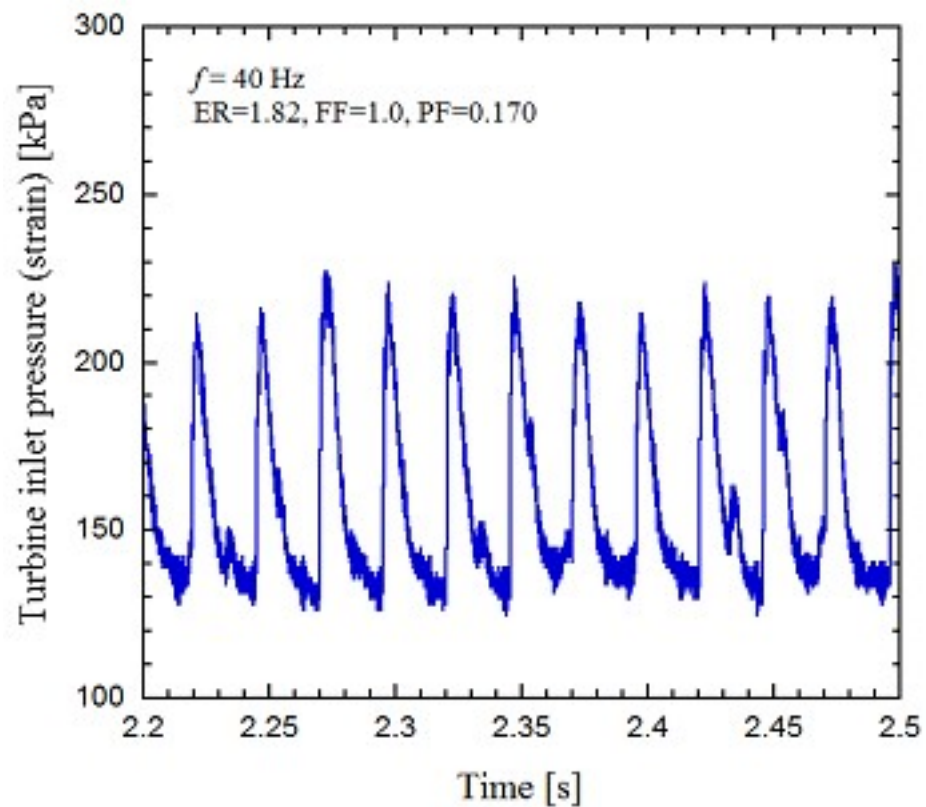


Fig.3.1.6 History of turbine inlet static pressure (strain)  
 $f = 40 \text{ Hz}$ ,  $PF = 0.170$

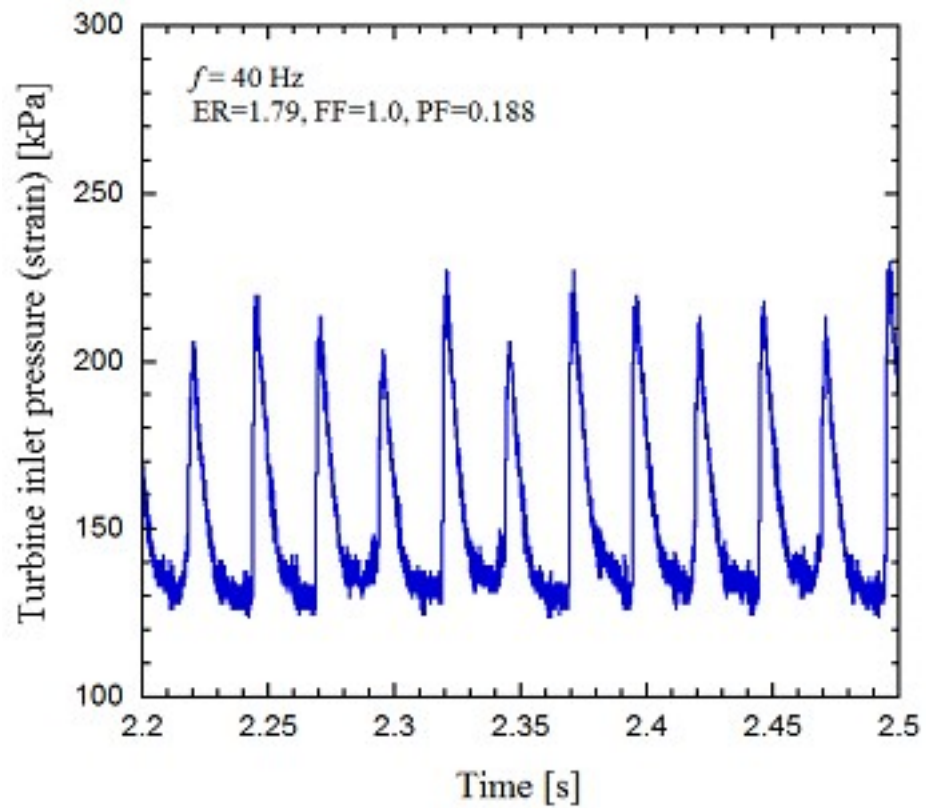


Fig.3.1.7 History of turbine inlet static pressure (strain)  
 $f = 40 \text{ Hz}$ ,  $PF = 0.188$

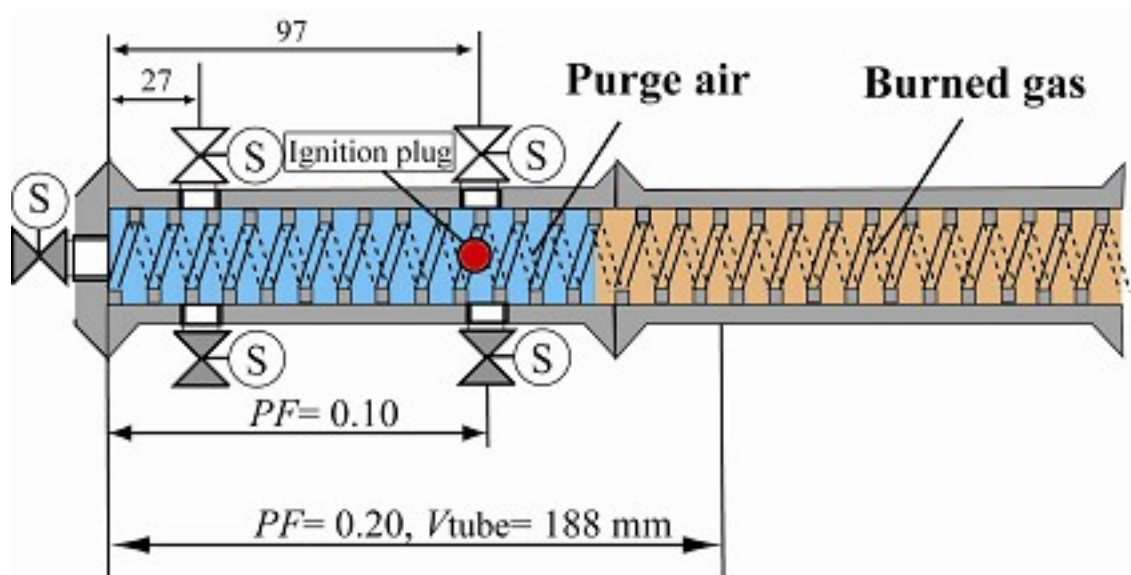


Fig.3.1.8 Schematic of volumetric distribution of  
 purge gas

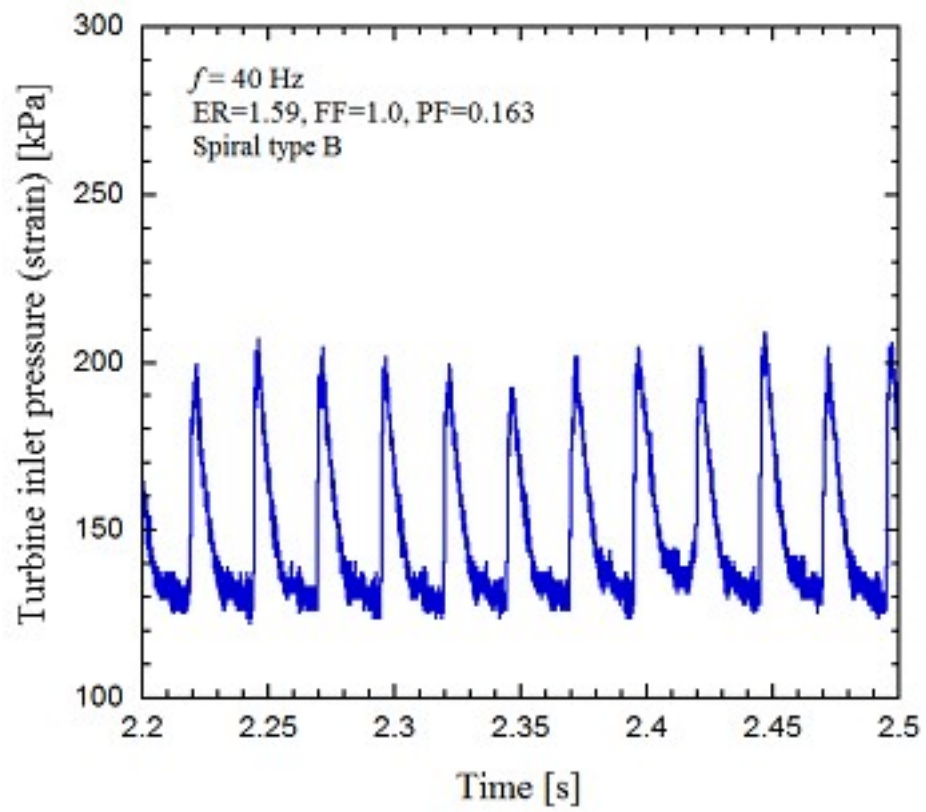


Fig.3.1.9 History of turbine inlet static pressure (strain)  
 $f = 40 \text{ Hz}$ ,  $PF=0.163$



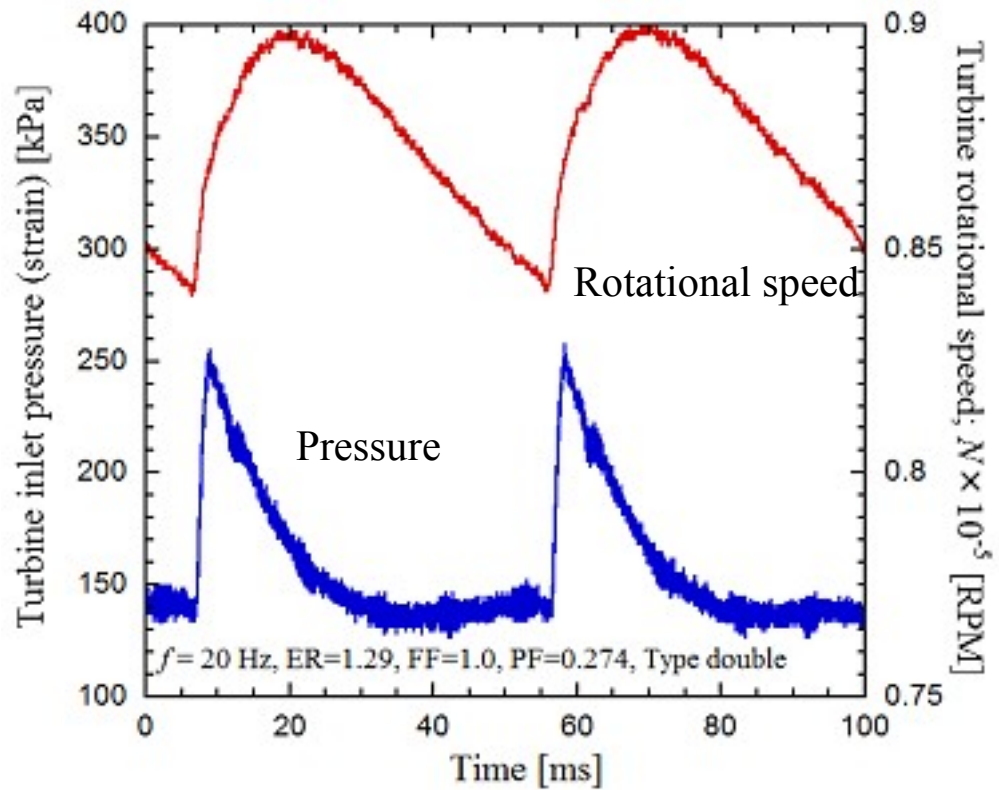


Fig.3.1.10 History of turbine inlet static pressure (strain) and turbine rotational speed,  $f=20$  Hz, type double

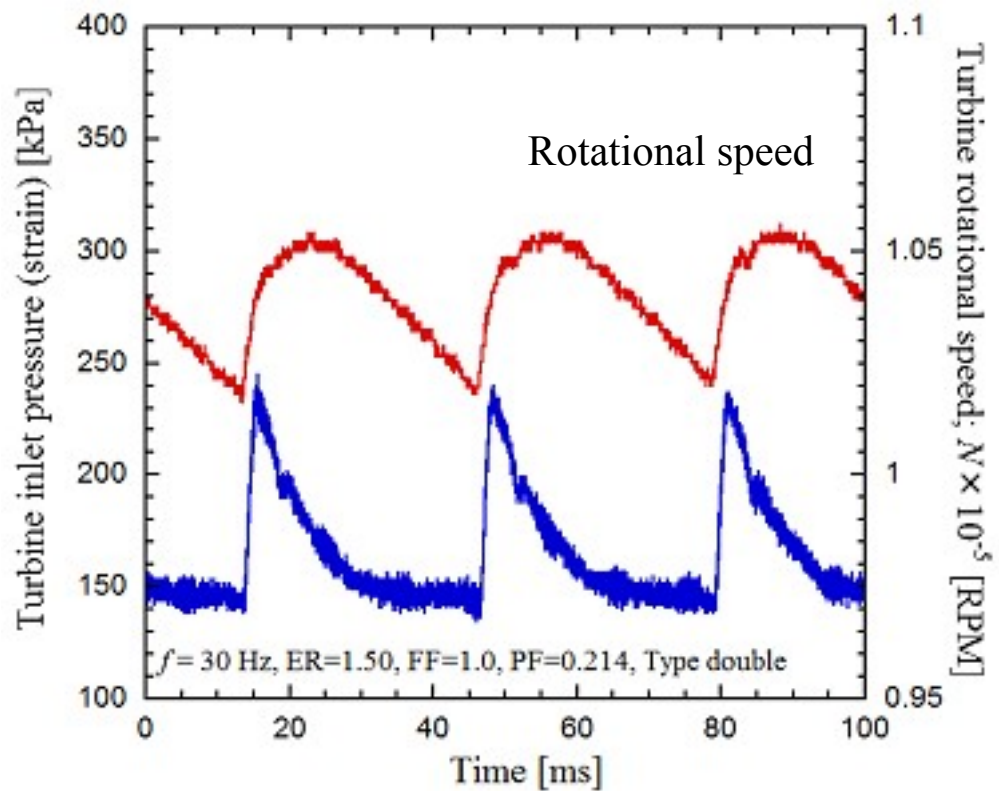


Fig.3.1.11 History of turbine inlet static pressure (strain) and turbine rotational speed,  $f=30$  Hz, type double

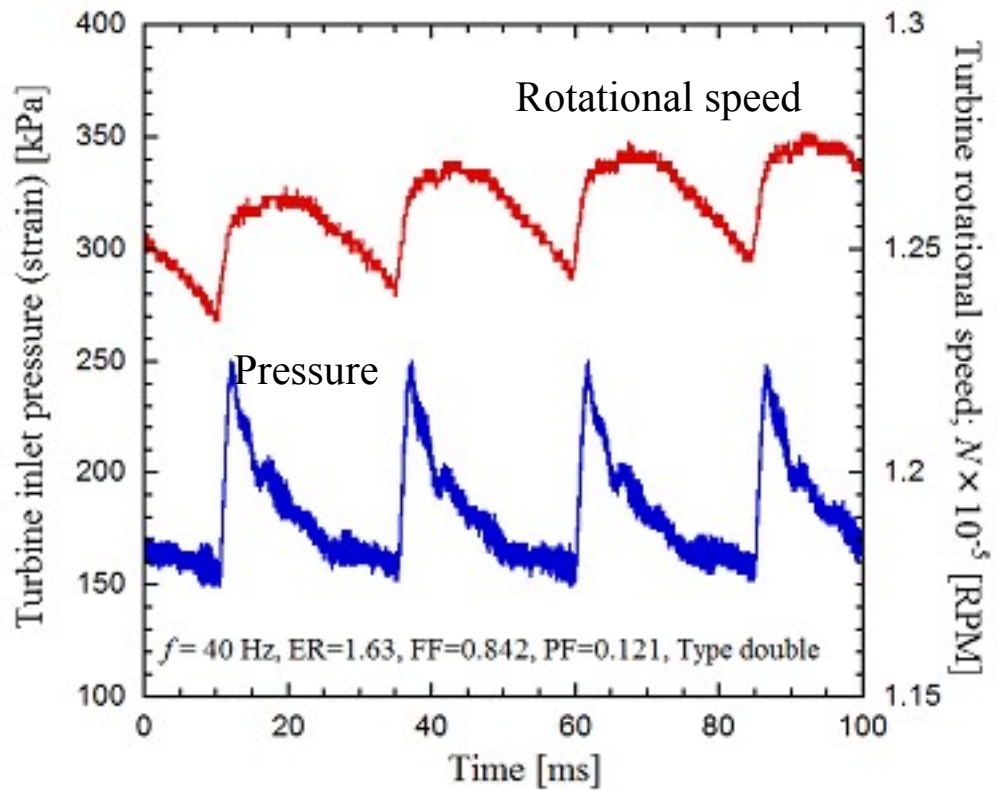


Fig.3.1.12 History of turbine inlet static pressure (strain) and turbine rotational speed,  $f=40$  Hz, type double

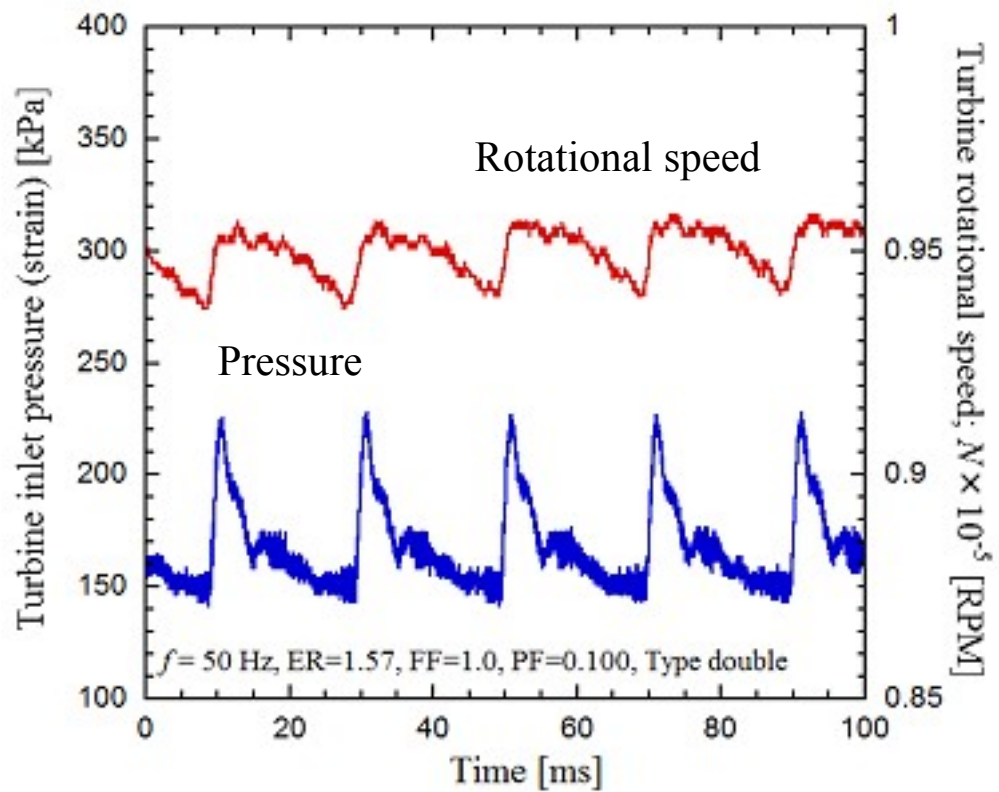


Fig.3.1.13 History of turbine inlet static pressure (strain) and turbine rotational speed,  $f=50$  Hz, type double

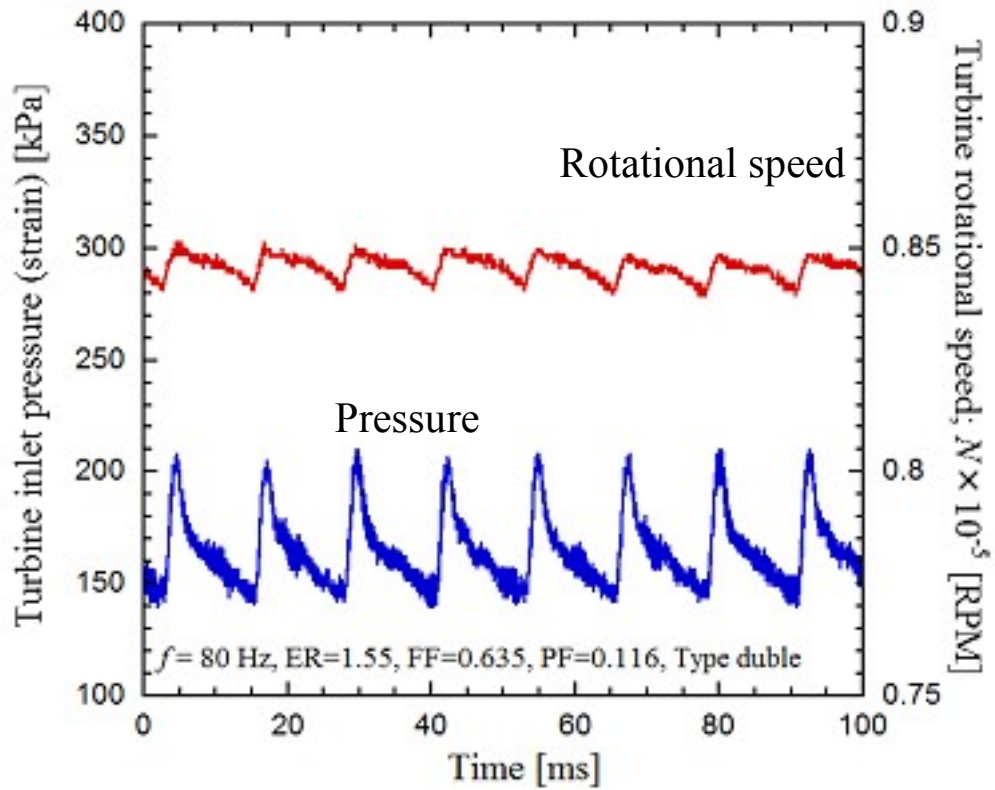


Fig.3.1.14 History of turbine inlet static pressure (strain) and turbine rotational speed,  $f=80$  Hz, type double

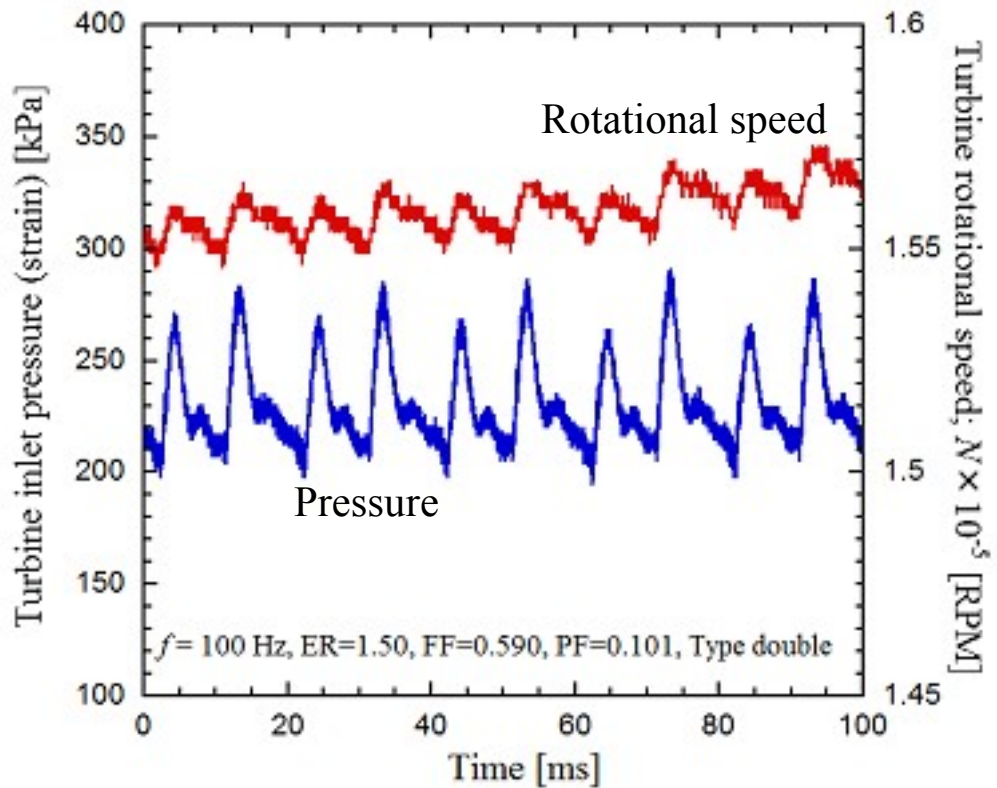


Fig.3.1.15 History of turbine inlet static pressure (strain) and turbine rotational speed,  $f=100$  Hz, type double



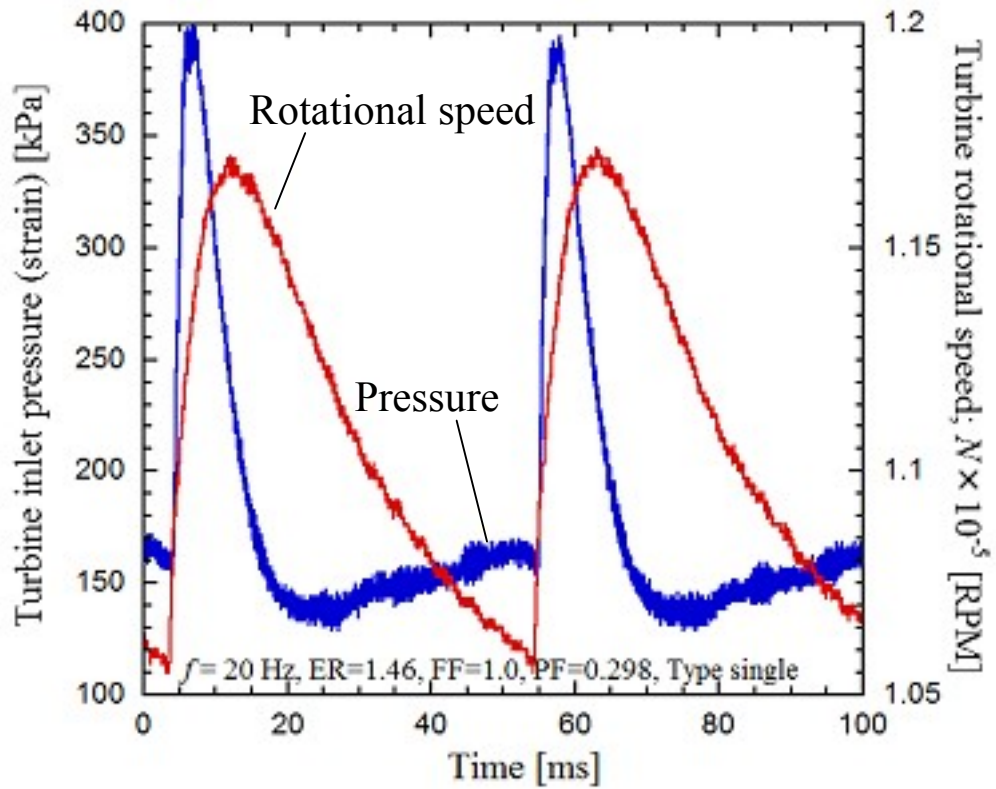


Fig.3.1.16 History of turbine inlet static pressure (strain) and turbine rotational speed,  $f=20$  Hz, type single

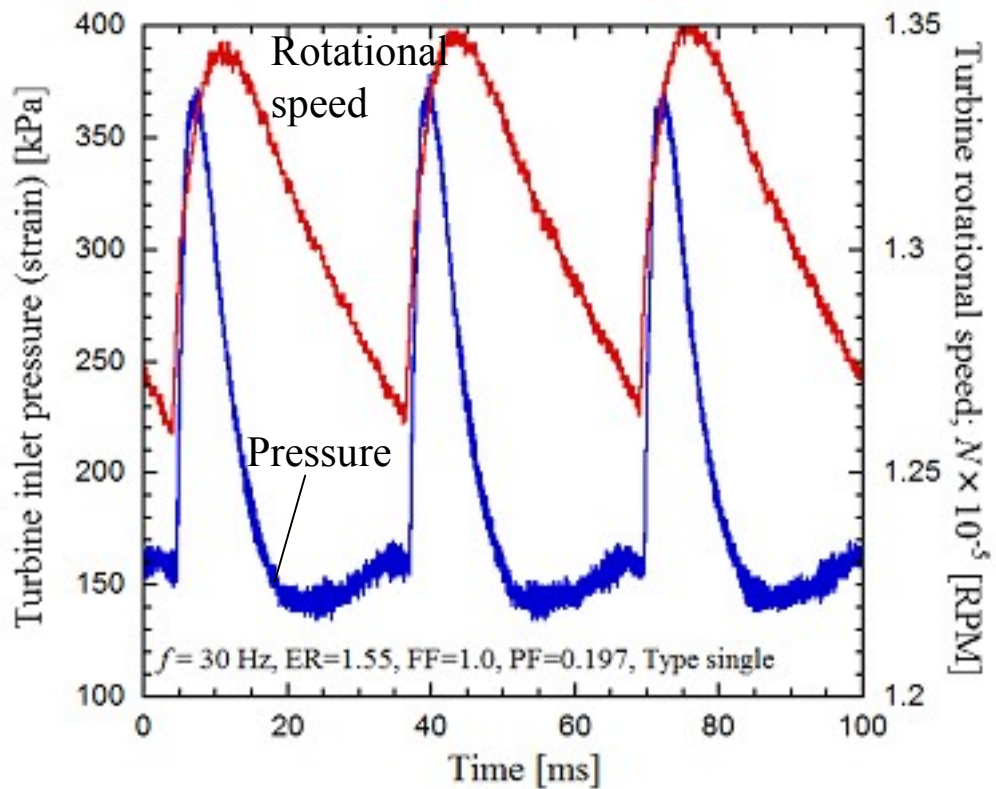


Fig.3.1.17 History of turbine inlet static pressure (strain) and turbine rotational speed,  $f=30$  Hz, type single

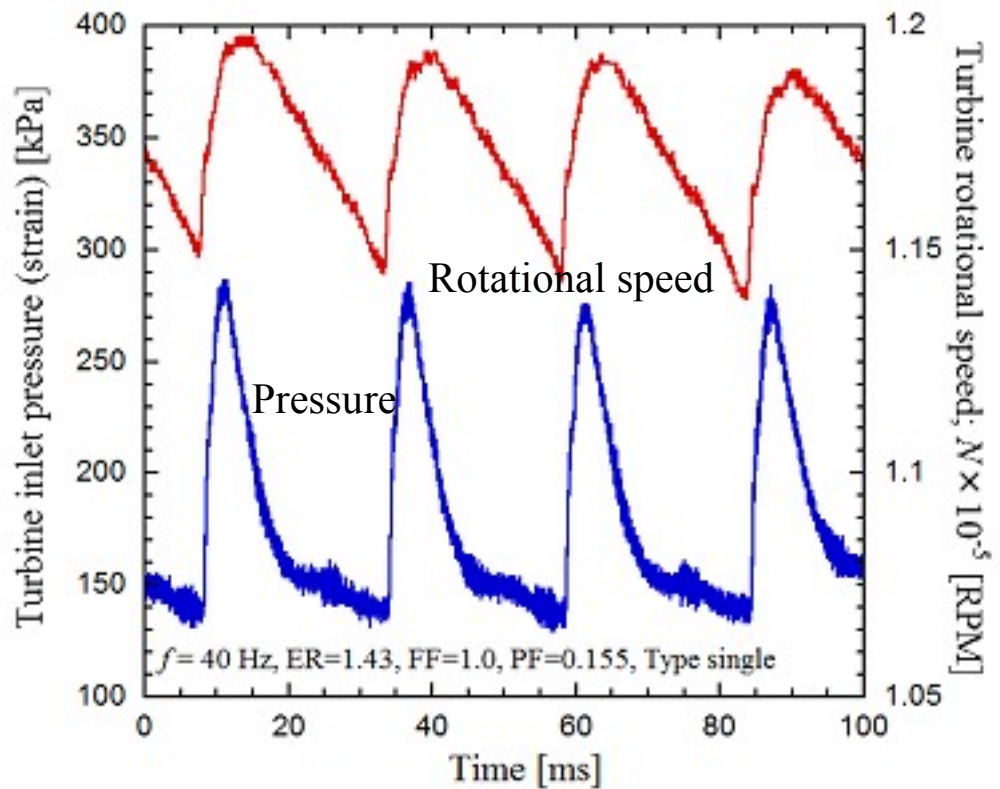


Fig.3.1.18 History of turbine inlet static pressure (strain) and turbine rotational speed,  $f=40$  Hz, type single

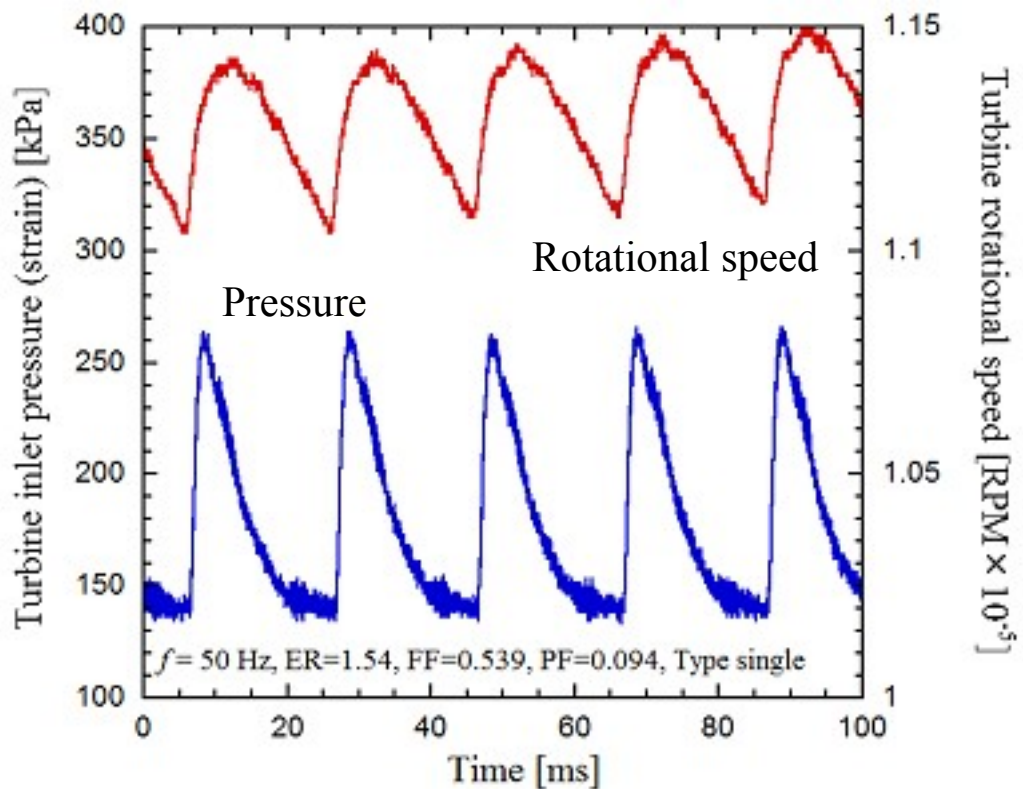


Fig.3.1.19 History of turbine inlet static pressure (strain) and turbine rotational speed,  $f=50$  Hz, type single

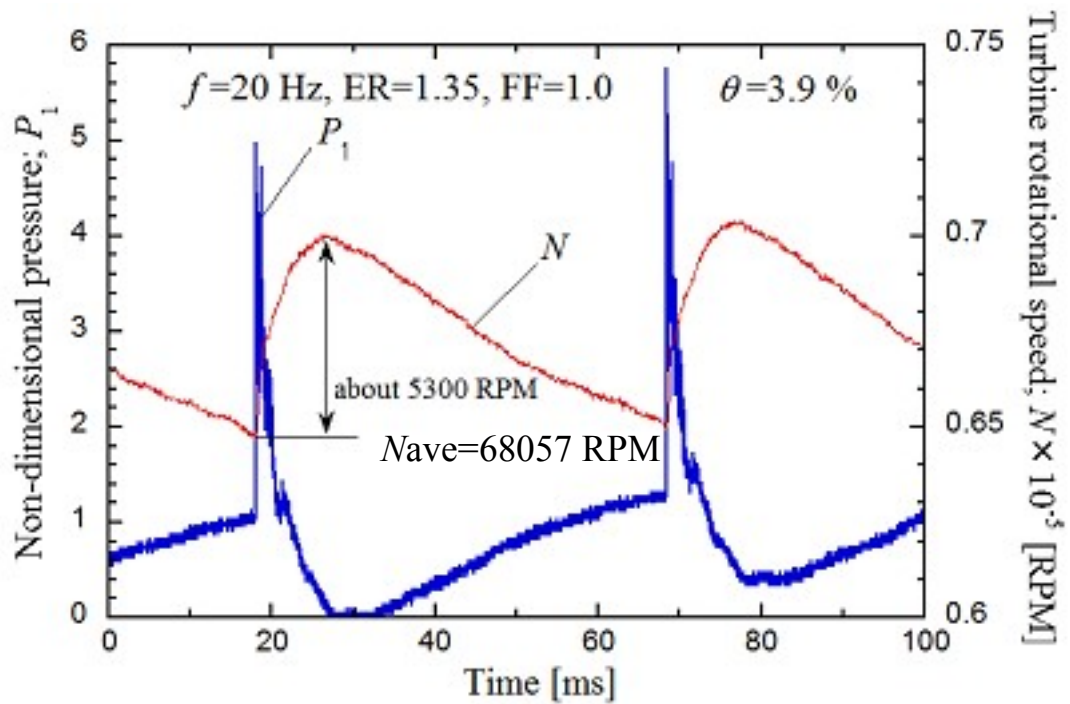


Fig.3.1.20 History of non-dimensional turbine inlet static pressure (piezo) and turbine rotational speed,  $f=20$  Hz, type double, operation time = 10 sec

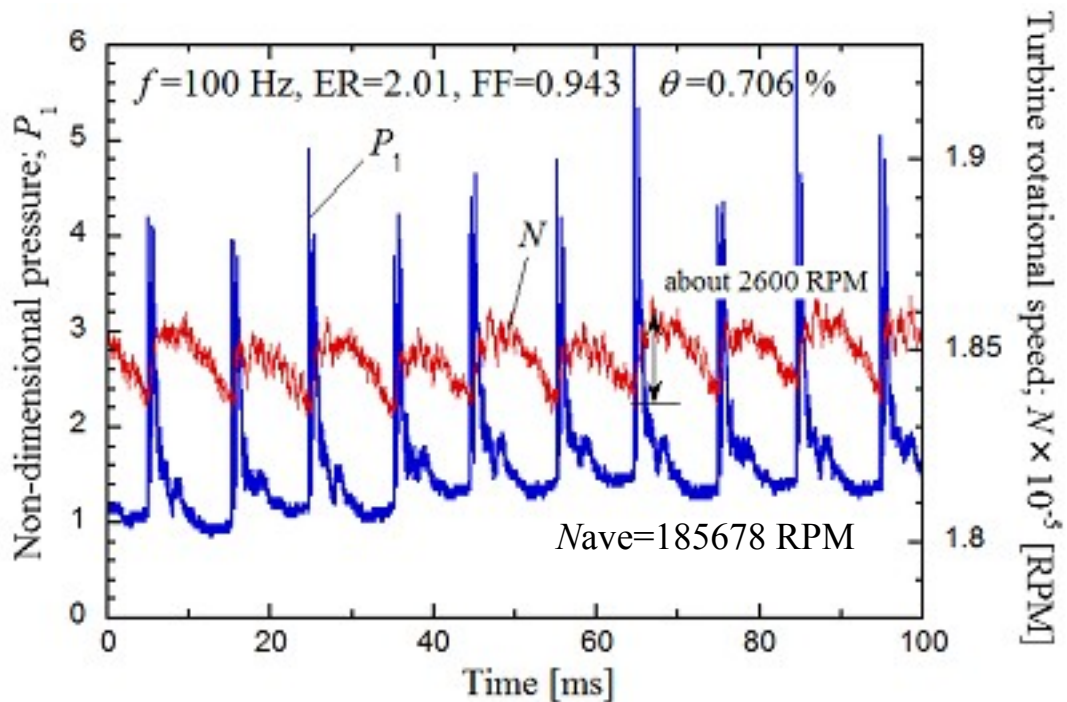


Fig.3.1.21 History of non-dimensional turbine inlet static pressure (piezo) and turbine rotational speed,  $f=100$  Hz, type double, operation time = 10 sec

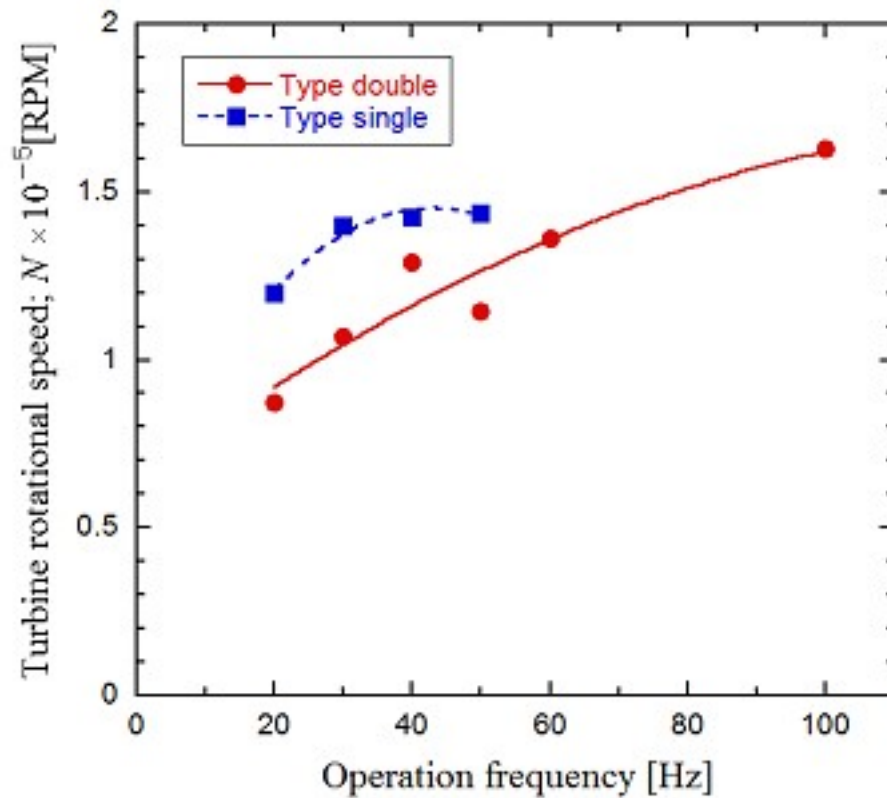


Fig.3.1.22 Effect of operation frequency on turbine rotational speed

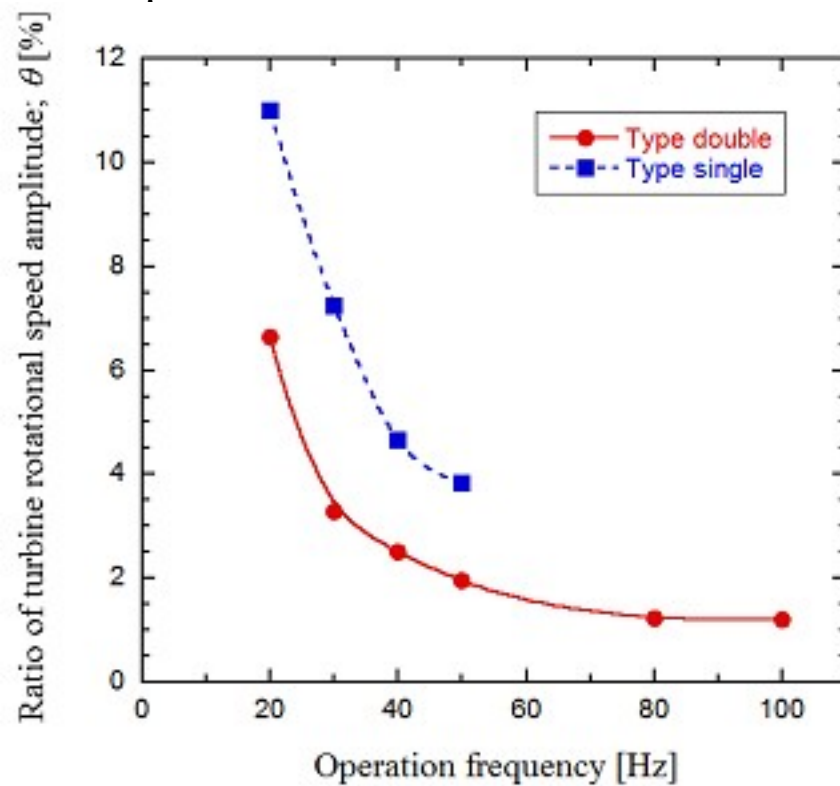


Fig.3.1.23 Effect of operation frequency and tube type on ratio of turbine rotational speed amplitude, operation time = 3 sec



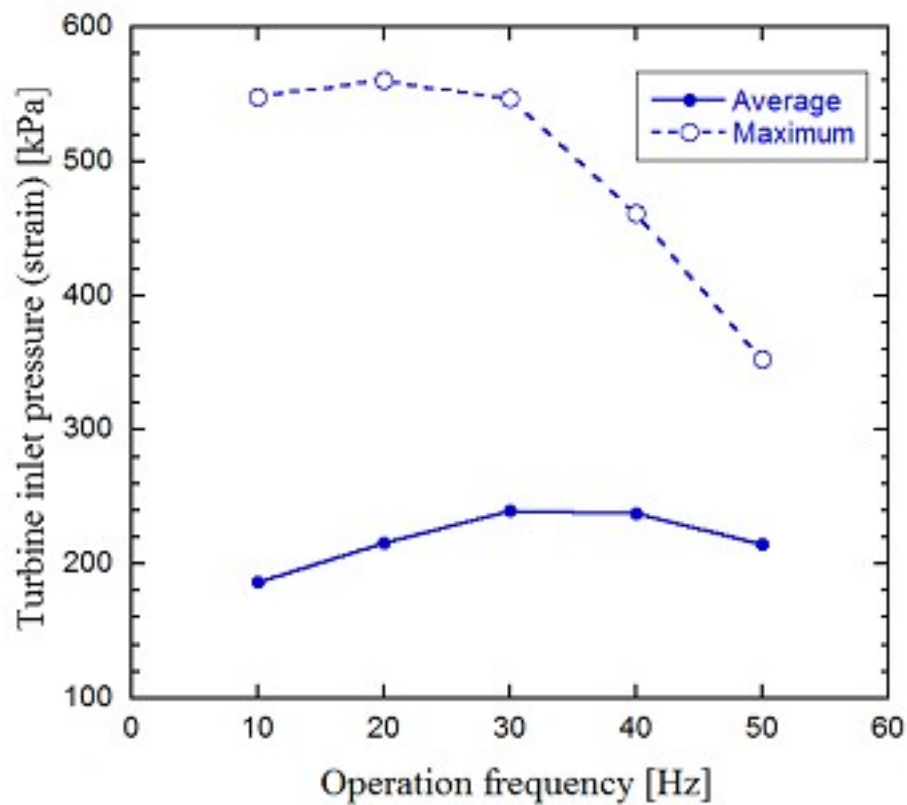


Fig.3.1.24 Effect of operation frequency on turbine inlet static pressure (strain), Type single

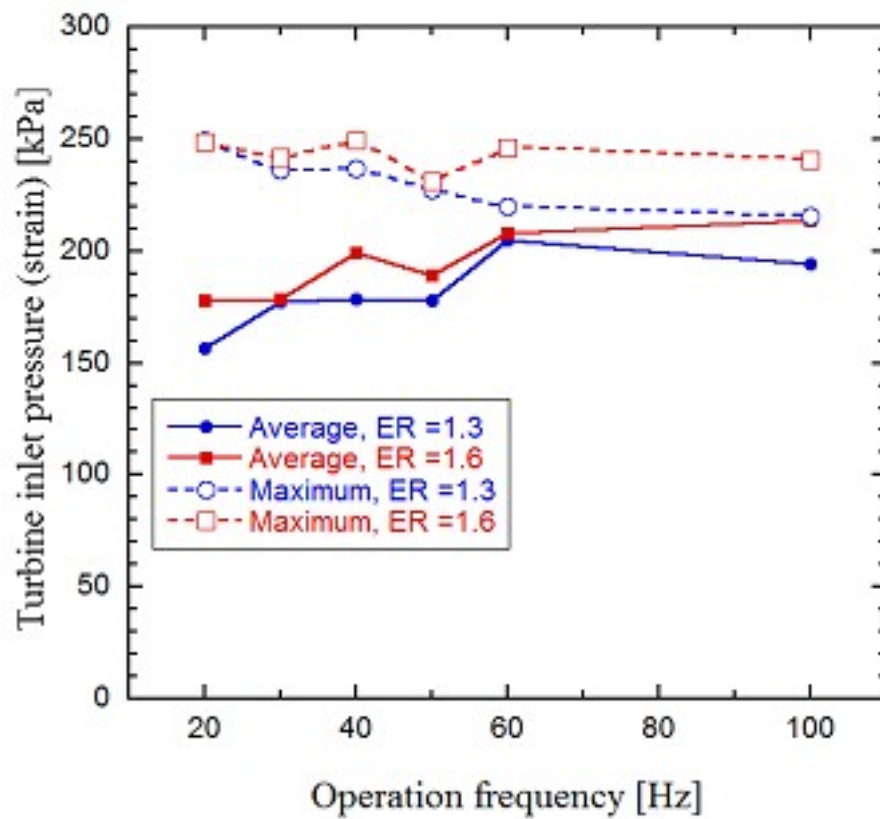


Fig.3.1.25 Effect of operation frequency on turbine inlet static pressure (strain), Type double

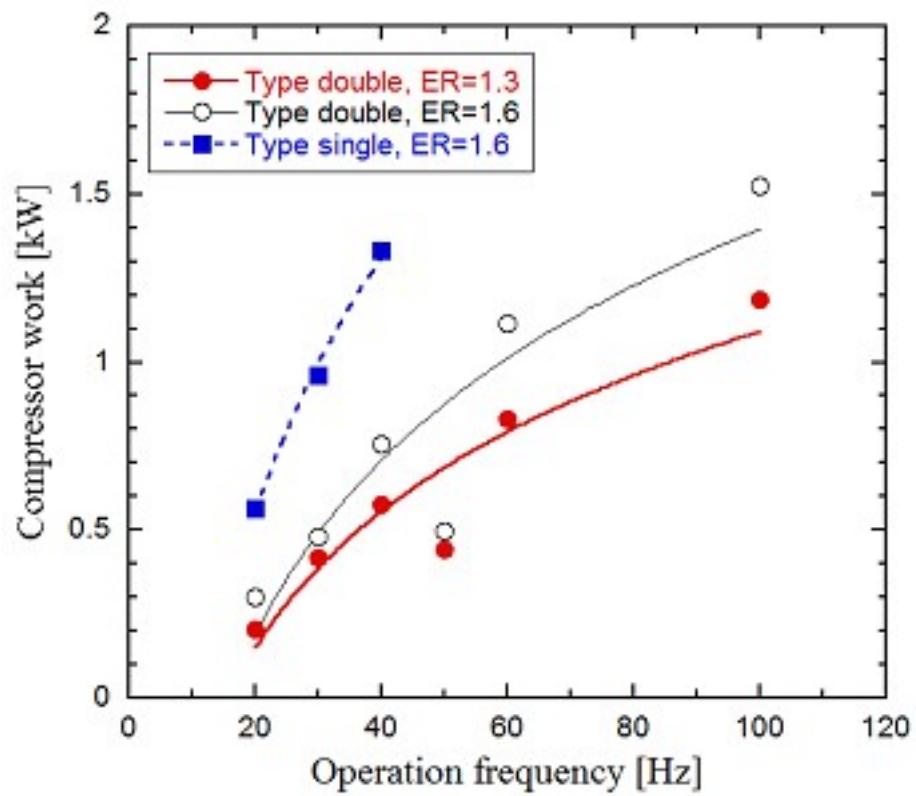


Fig.3.1.26 Effect of operation frequency on turbine output (compressor work), operation time = 3 sec

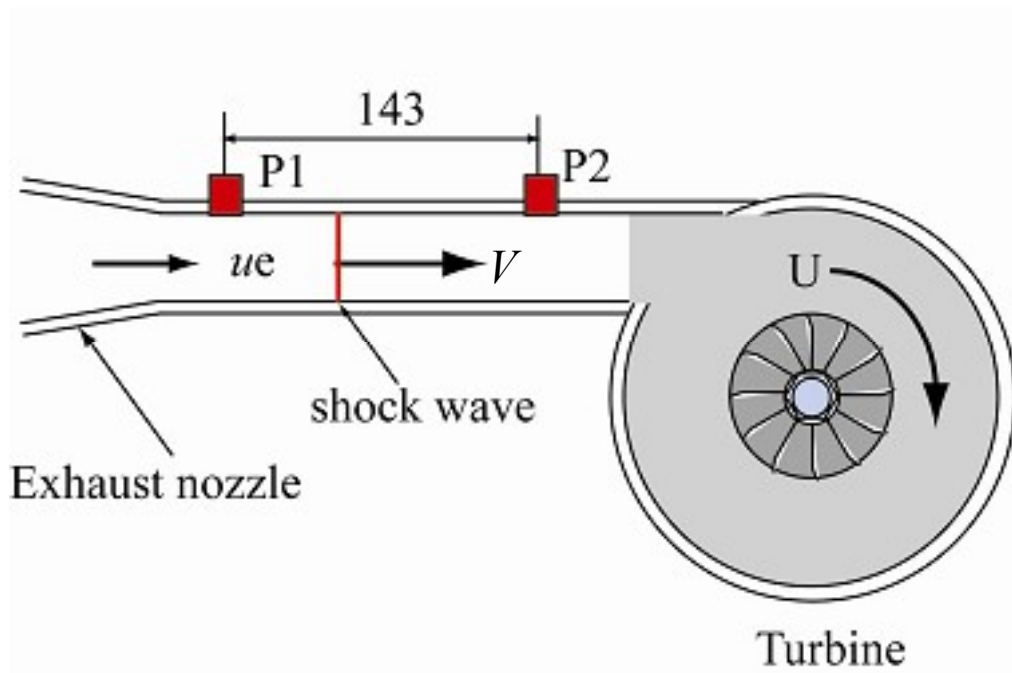


Fig.3.1.27 shock velocity;  $V$  at nozzle exit and turbine Rotational speed;  $U$

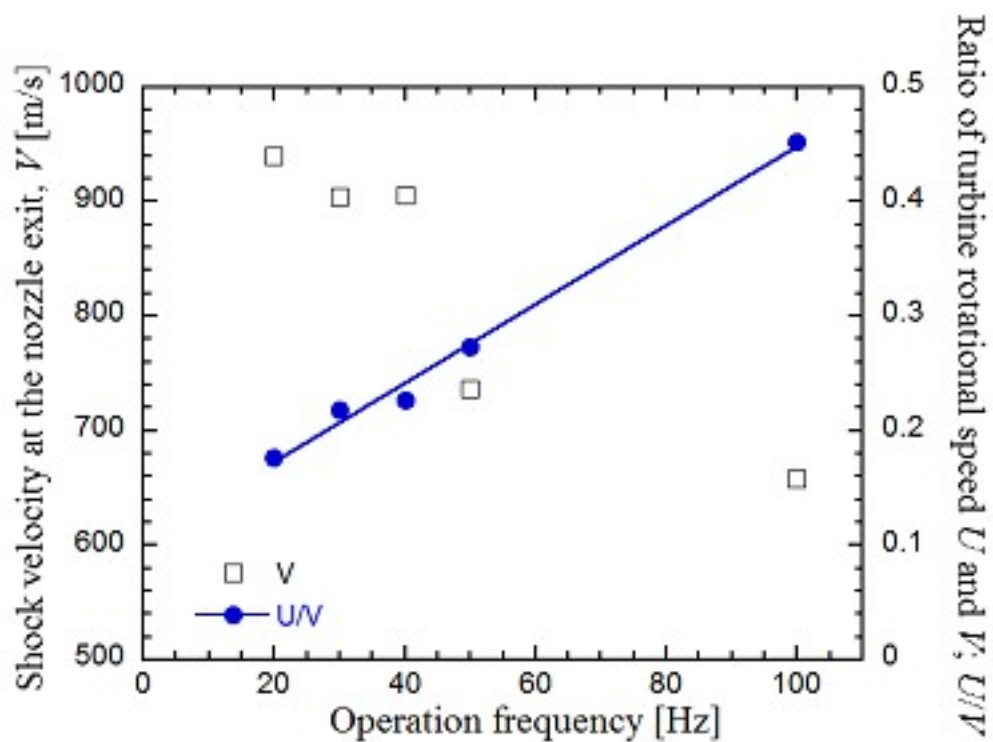


Fig.3.1.28 Effect of operation frequency on shock velocity;  $V$  and  $U/V$

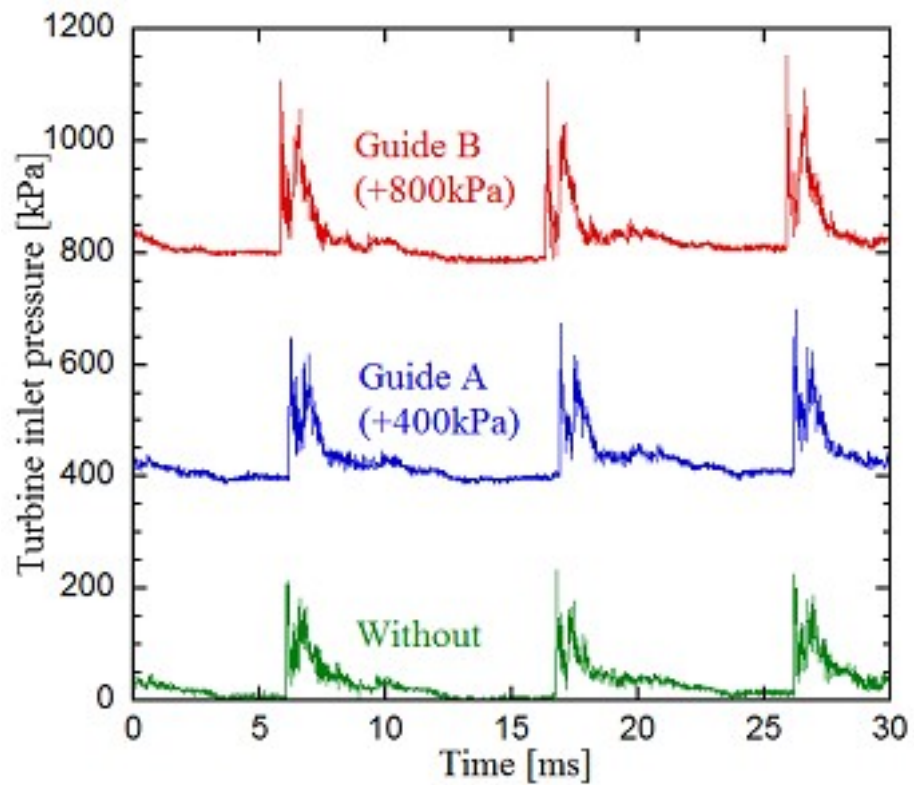


Fig.3.2.1 Effect of nozzle guide type on turbine inlet pressure (piezo),  $FF=0.75$ ,  $f=100$  Hz

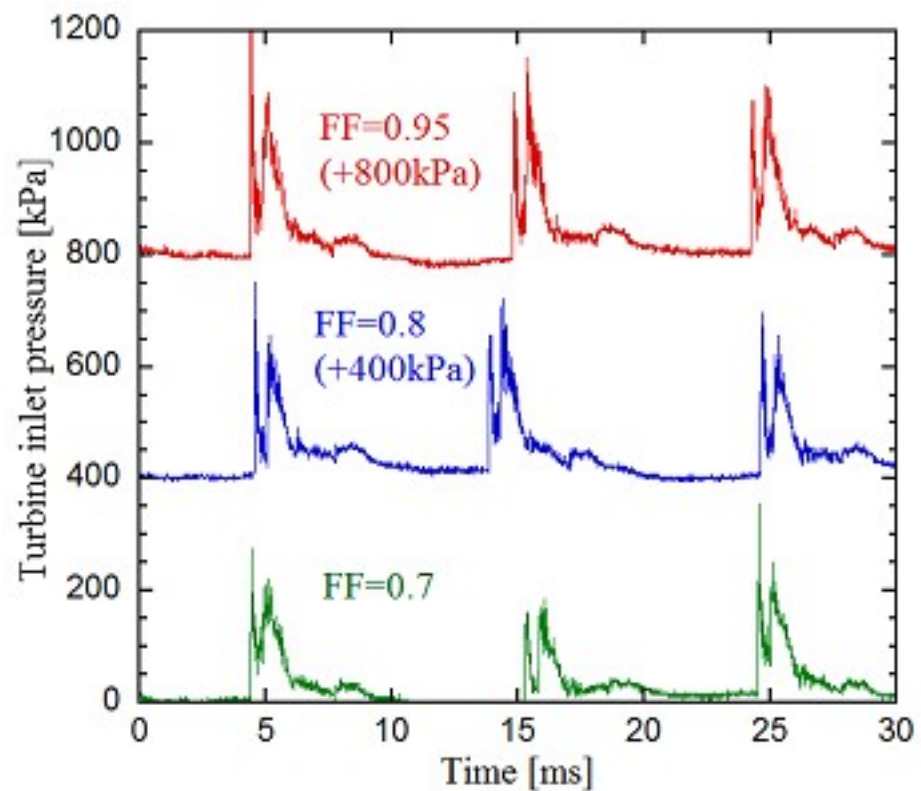


Fig.3.2.2 Effect of fill fraction on turbine inlet pressure (piezo), Guide B,  $f=100$  Hz



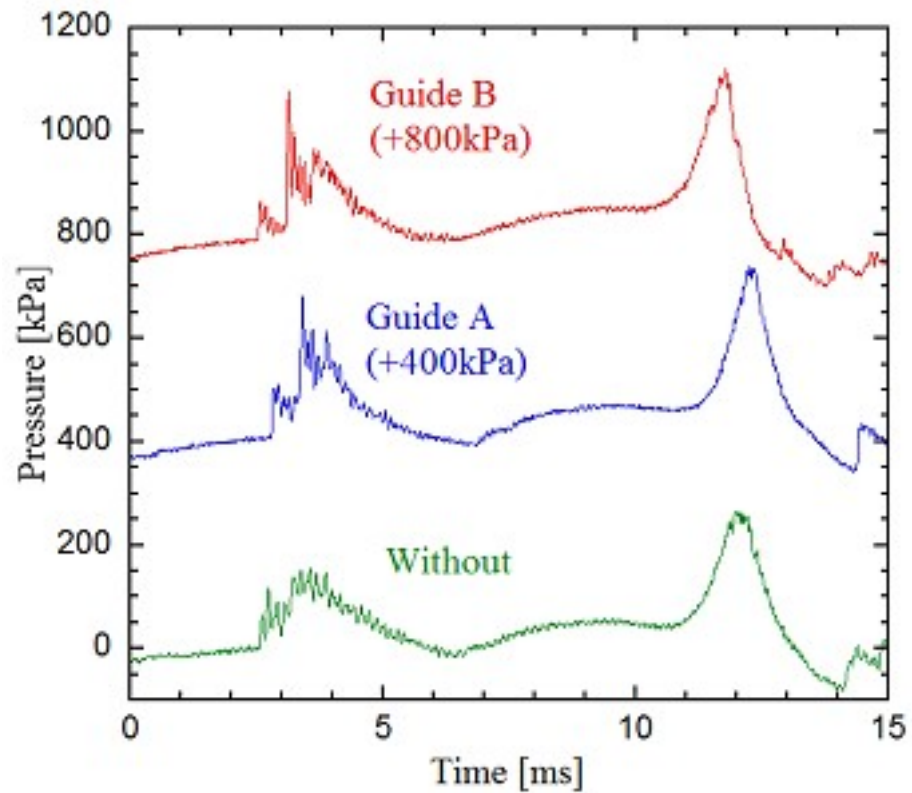


Fig.3.2.3 Effect of nozzle guide type on diffracted shock wave pressure at end wall of the tube B,  $f=100$  Hz

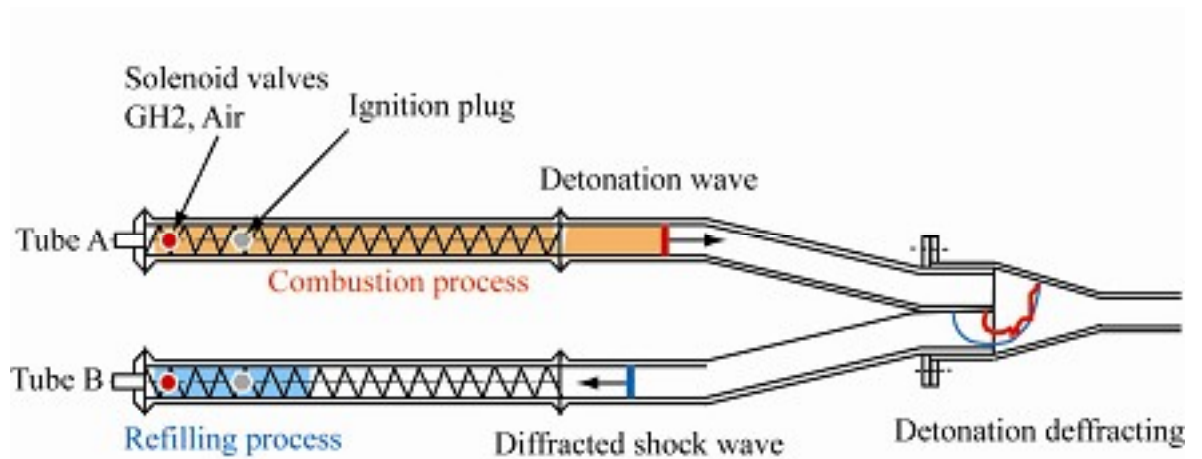


Fig.3.2.4 Effect of nozzle guide type on diffracted shock wave pressure at end wall of the tube B

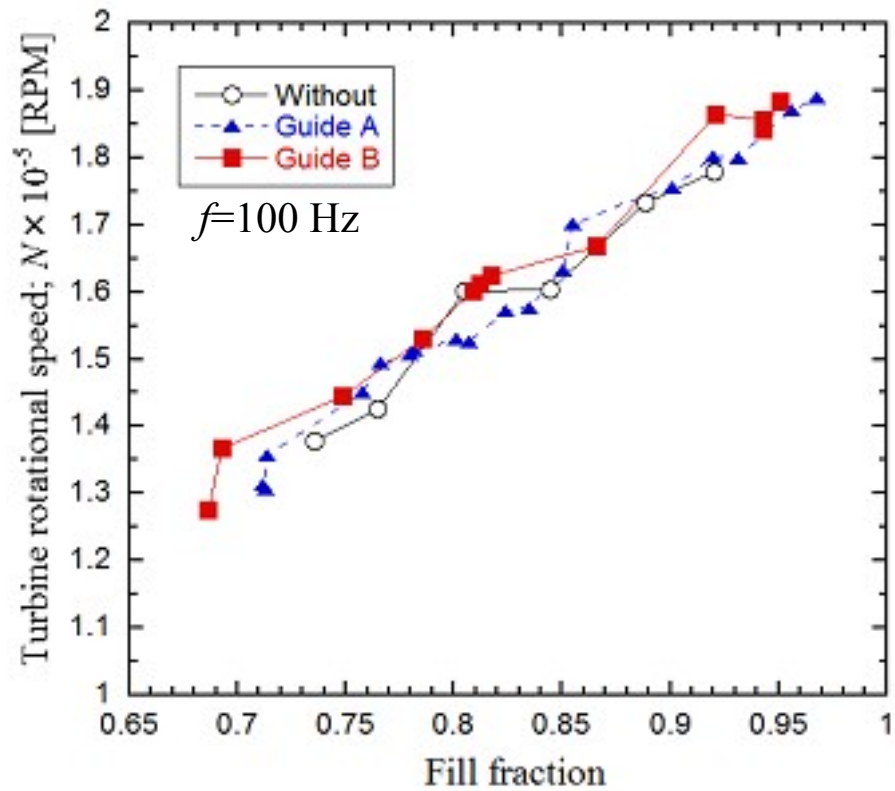


Fig.3.2.5 Effect of fill fraction on turbine rotational speed, variable nozzle guide

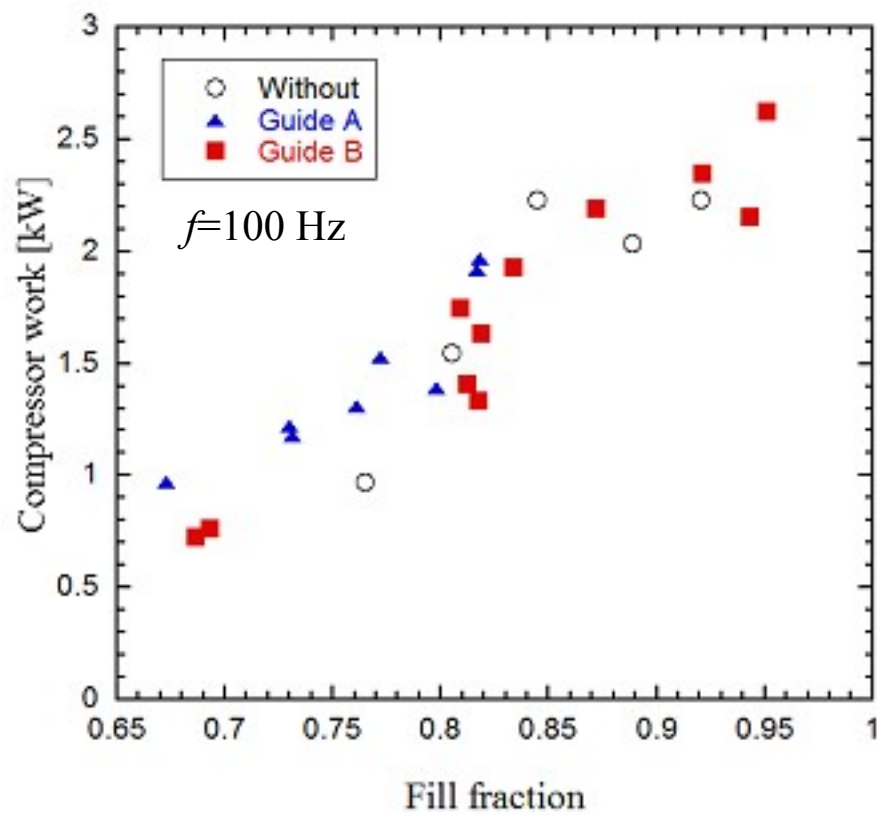


Fig.3.2.6 Effect of fill fraction on turbine output (compressor work), variable nozzle guide

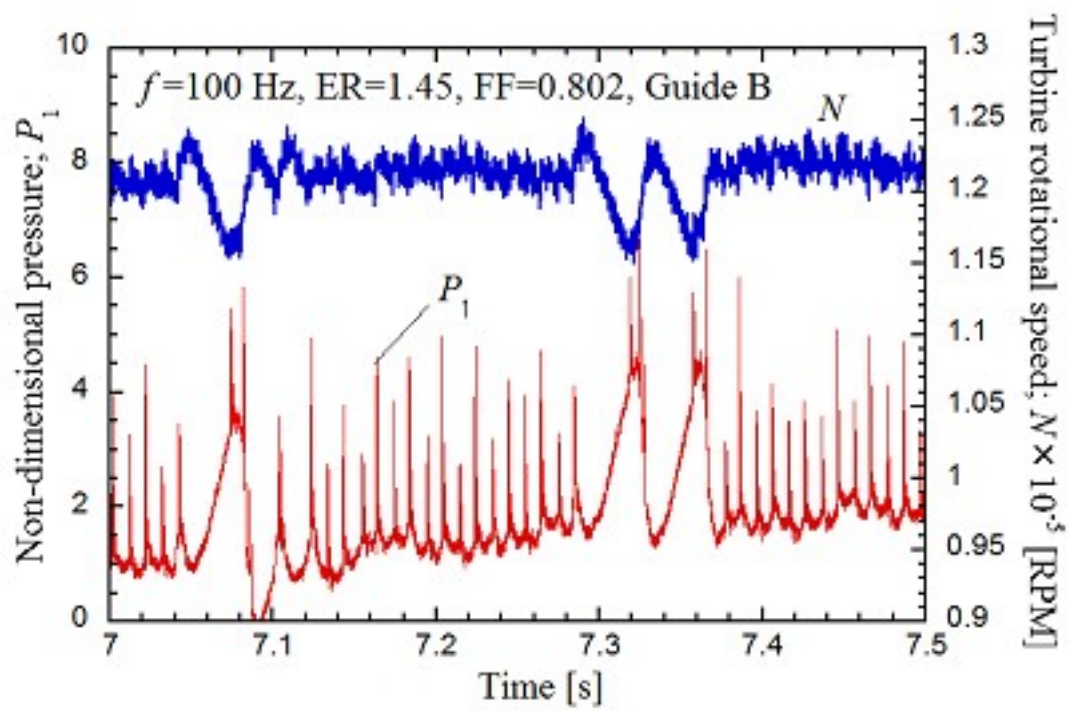


Fig.3.2.7 History of non-dimensional turbine inlet pressure and rotational speed at Guide B

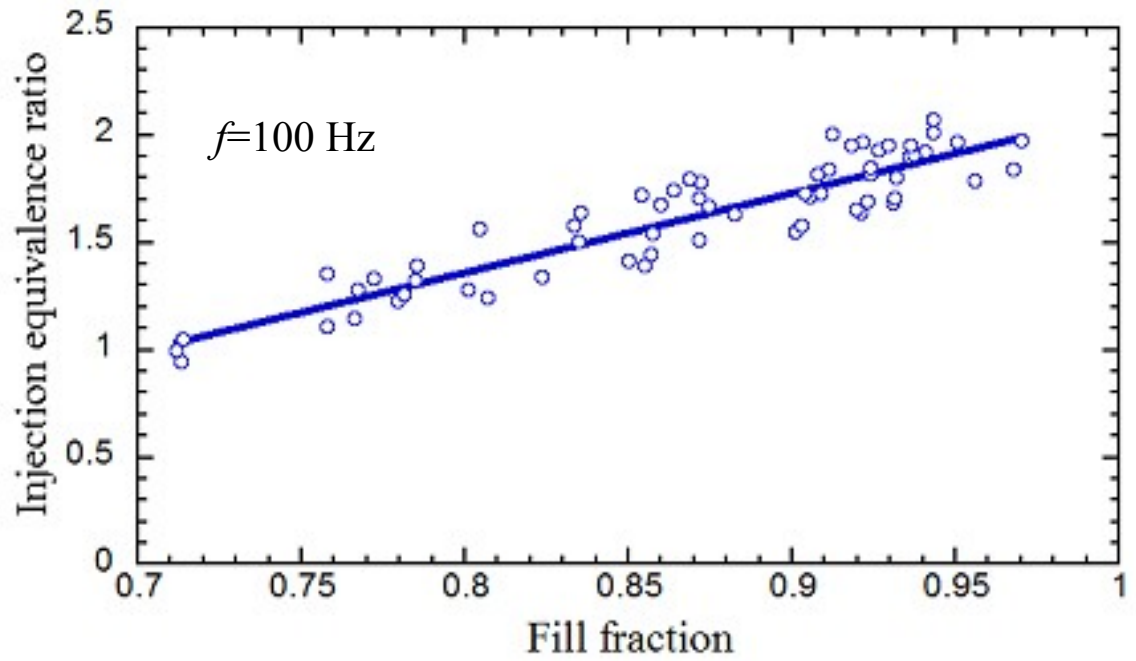


Fig.3.3.1 Relationship between fill fraction and Injection equivalence ratio

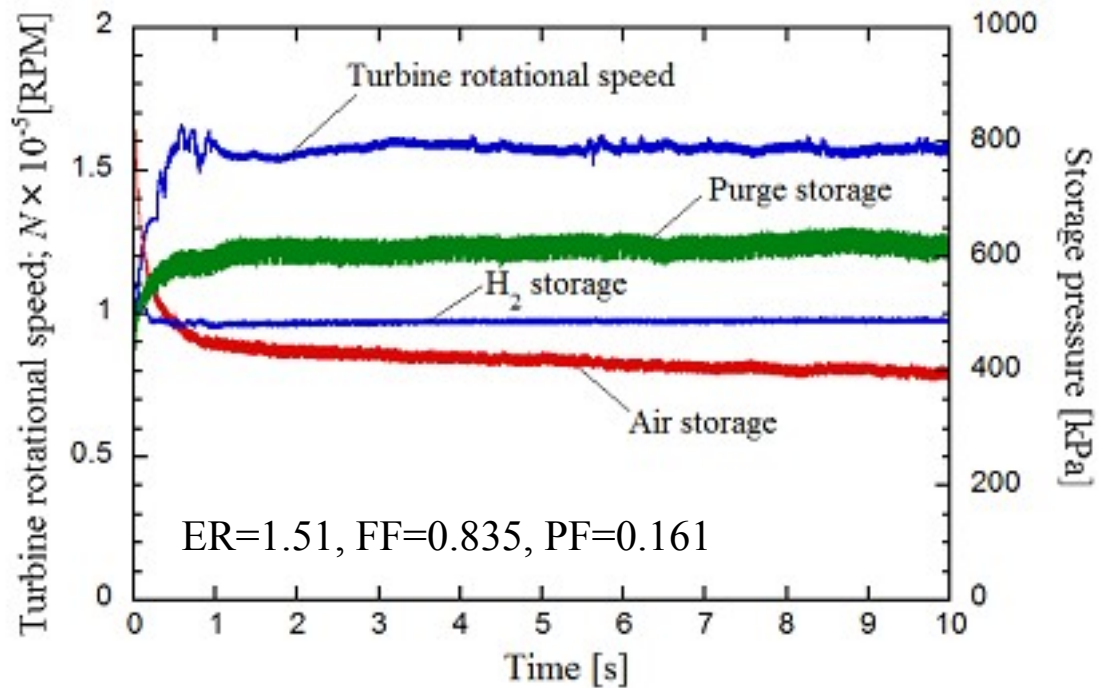


Fig.3.3.2 History of turbine rotational speed  
storage pressure ( $H_2$ , Purge and Air)  
 $f=100$  Hz, operation time = 10 sec

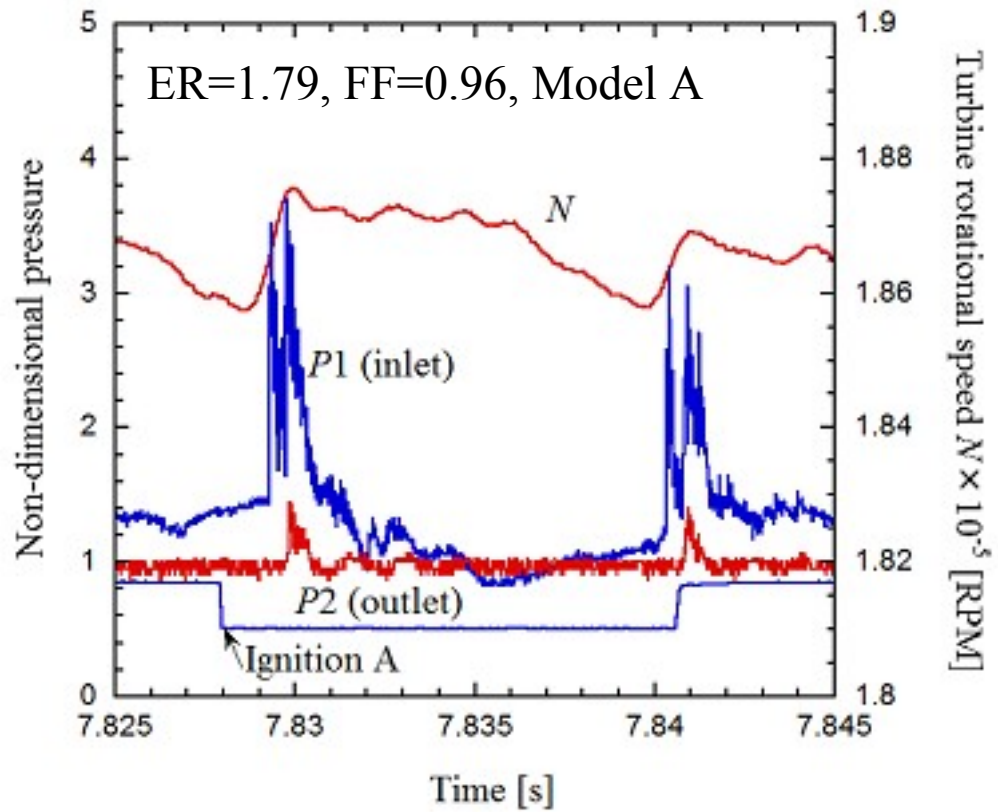


Fig.3.3.3 History of turbine inlet pressure and rotational speed (Model A).

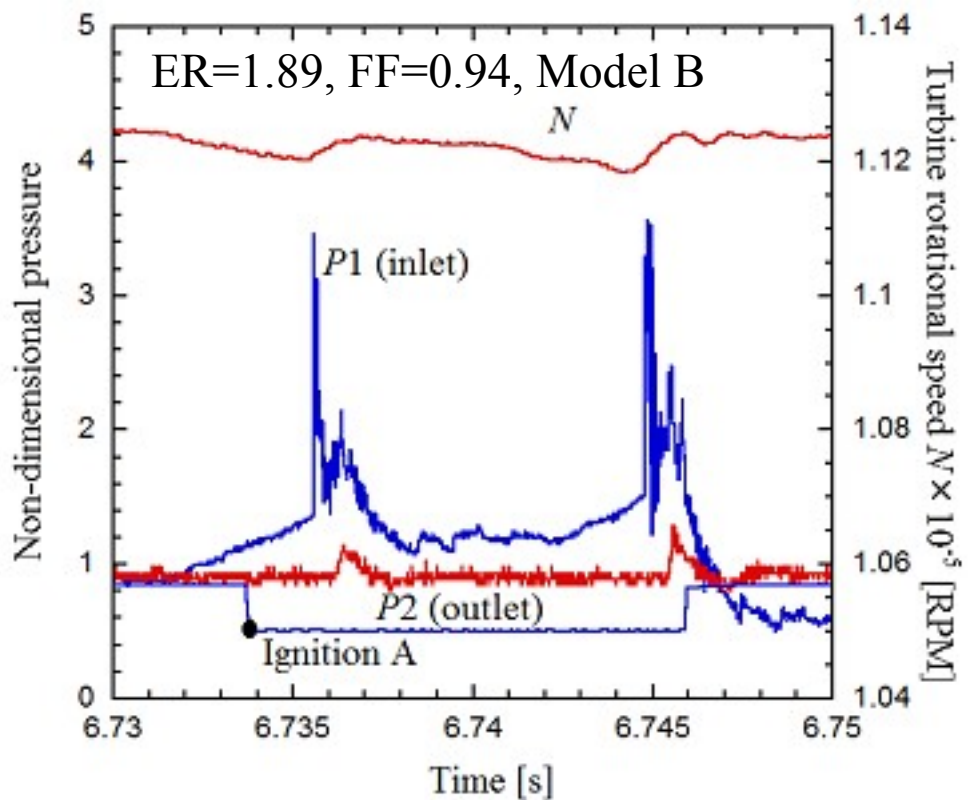


Fig.3.3.4 History of turbine inlet pressure and rotational speed (Model B).

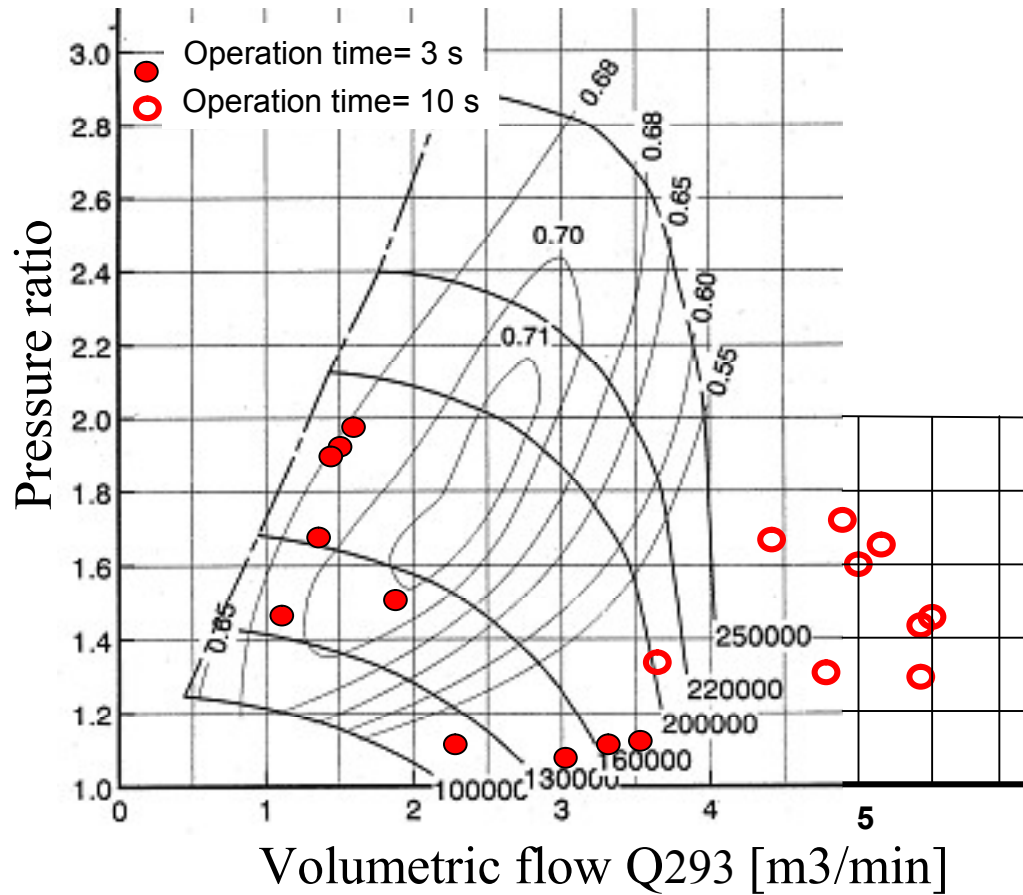


Fig.3.3.5 Compressor map, corrected flow and corrected pressure ratio (Model A).  $f=100$  Hz, operation time =3, 10 s



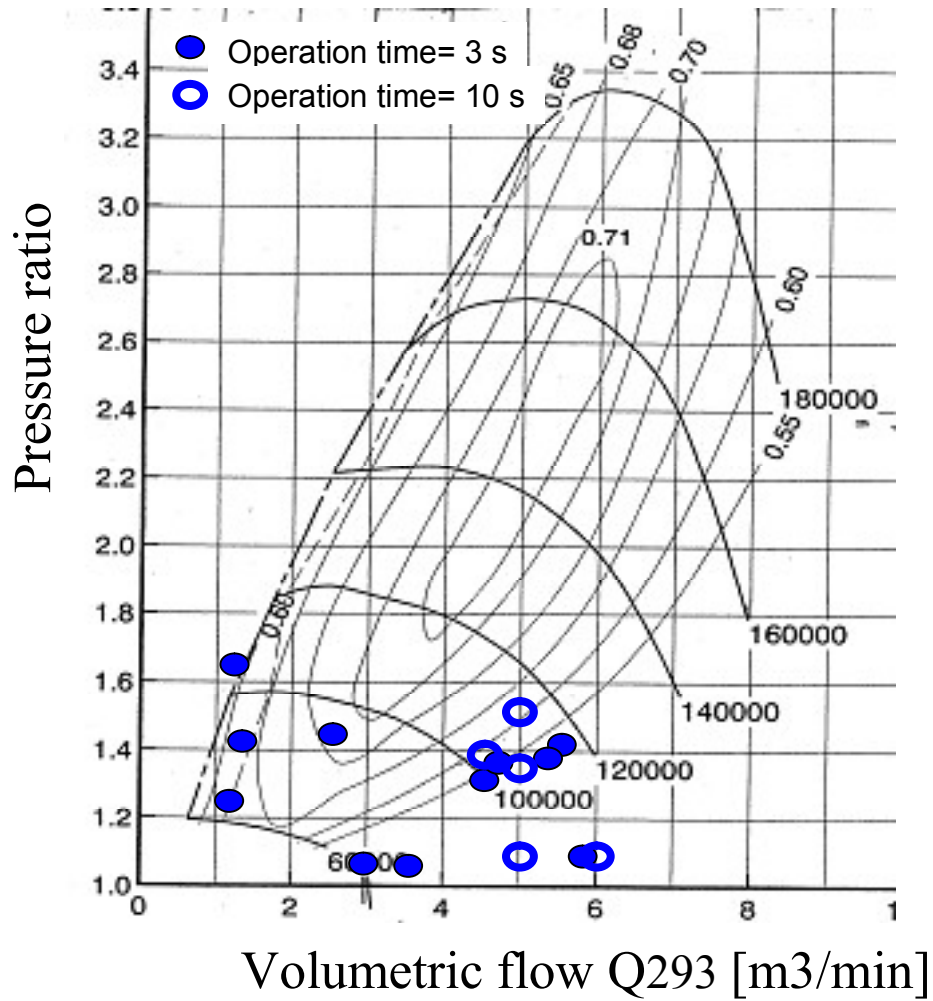


Fig.3.3.6 Compressor map, corrected flow and corrected pressure ratio (Model B).  $f=100$  Hz, operation time =3, 10 s

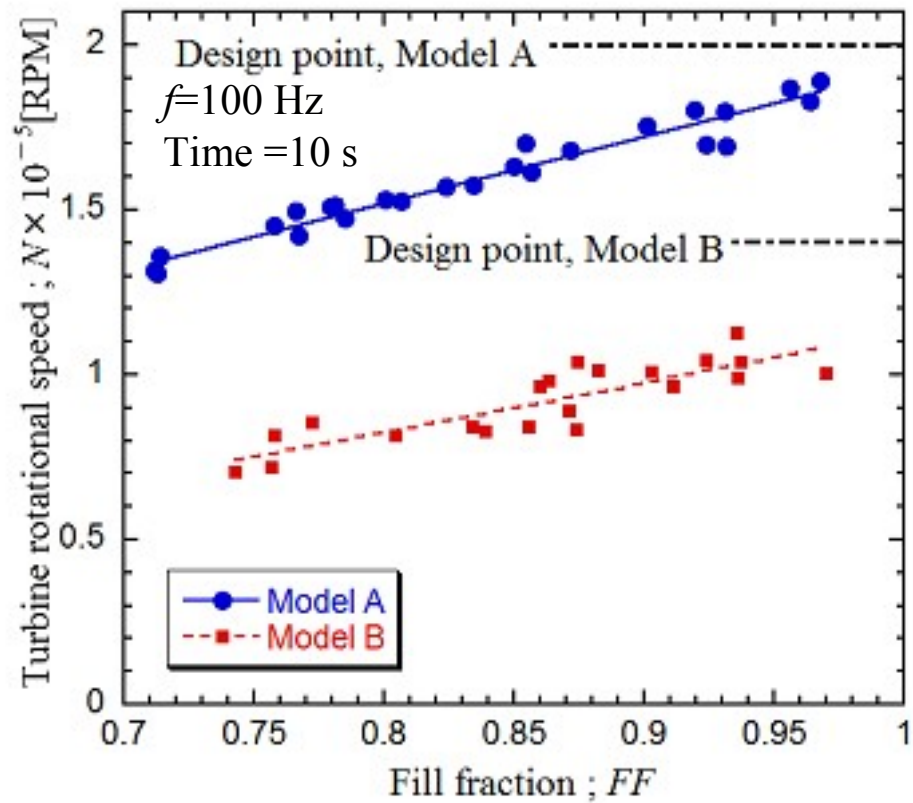


Fig.3.3.7 Effect of fill fraction on average turbine rotational speed, Model A and Model B

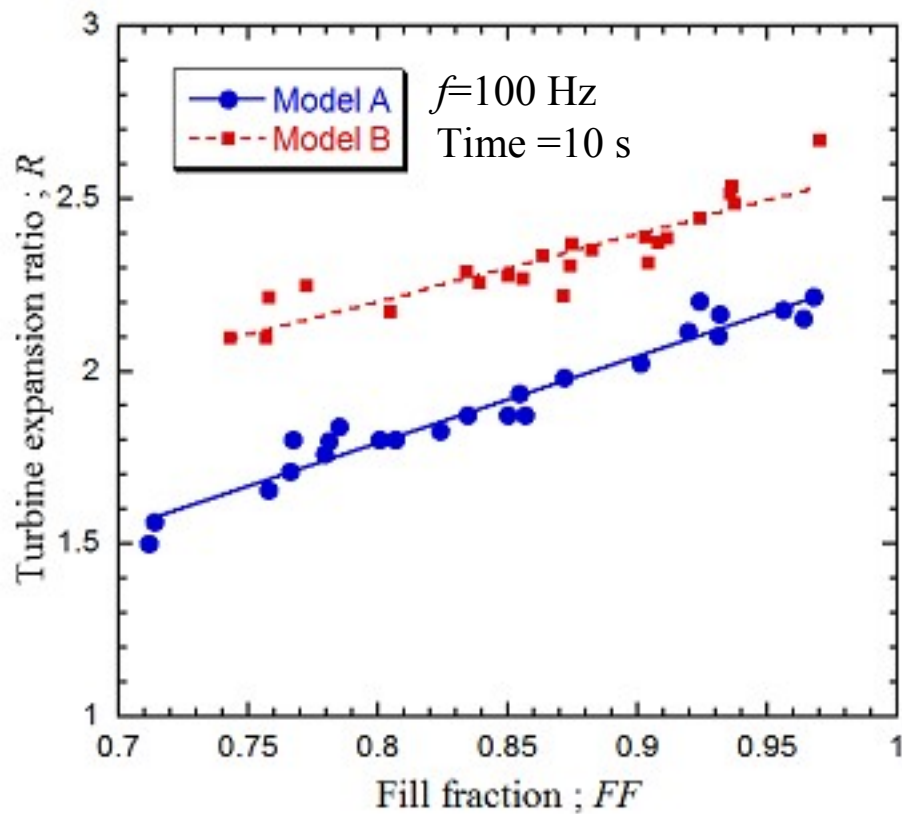


Fig.3.3.8 Effect of fill fraction on turbine expansion ratio (cycle average), Model A and Model B



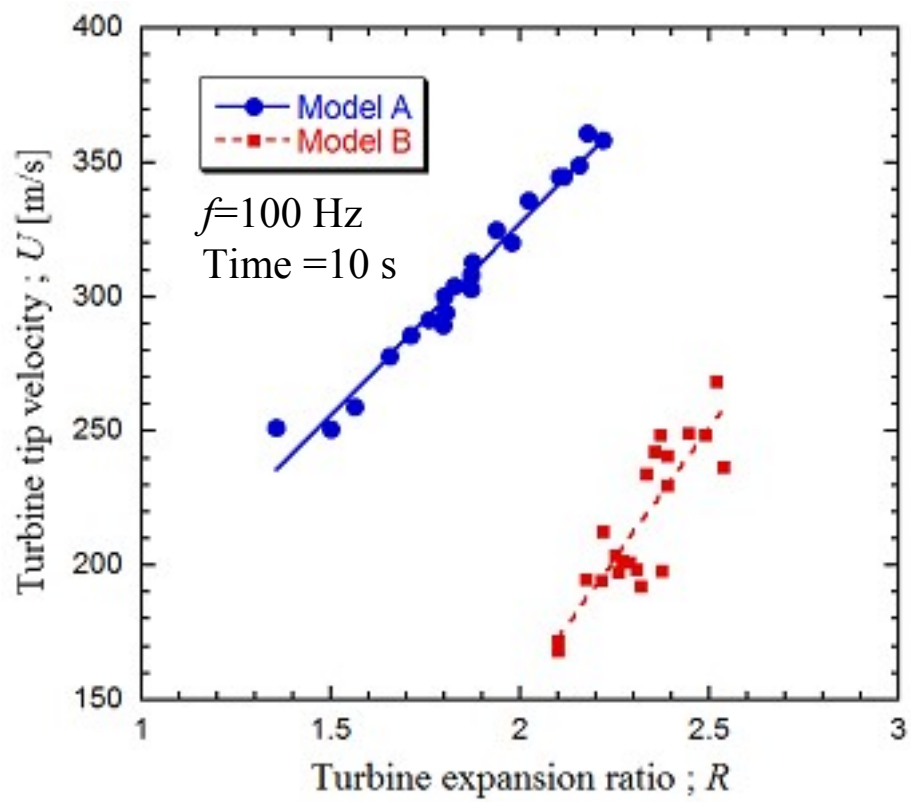


Fig.3.3.9 Relationship between turbine expansion ratio and average turbine tip velocity

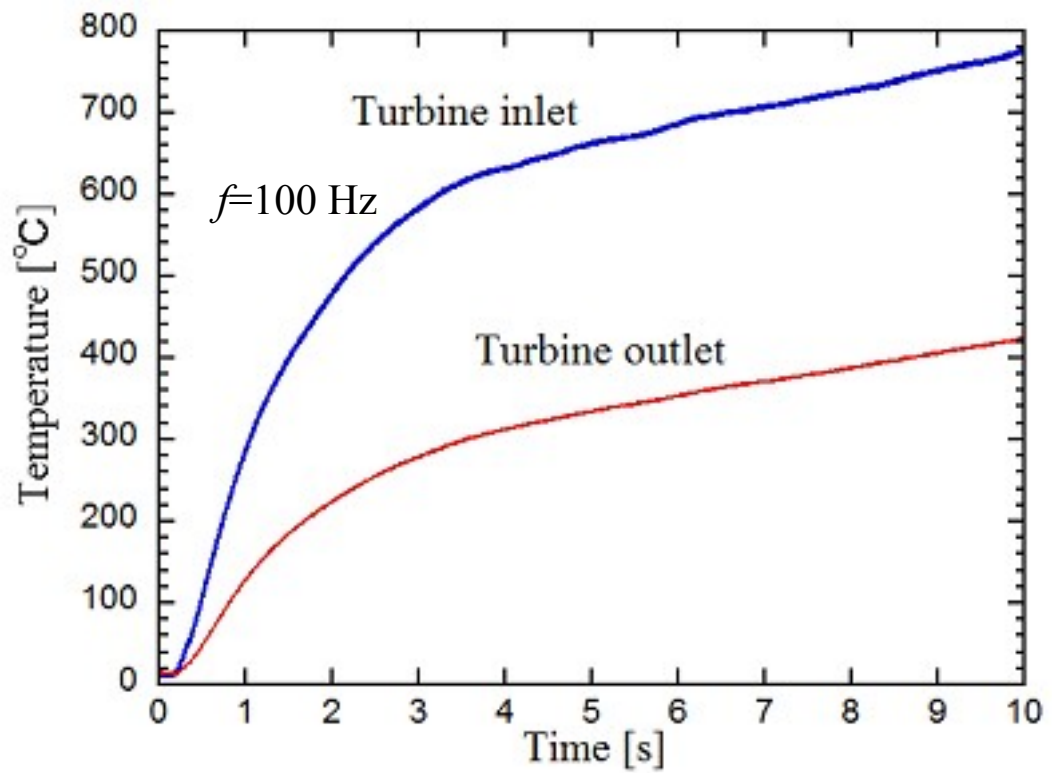


Fig.3.3.10 History of turbine inlet and outlet temperature

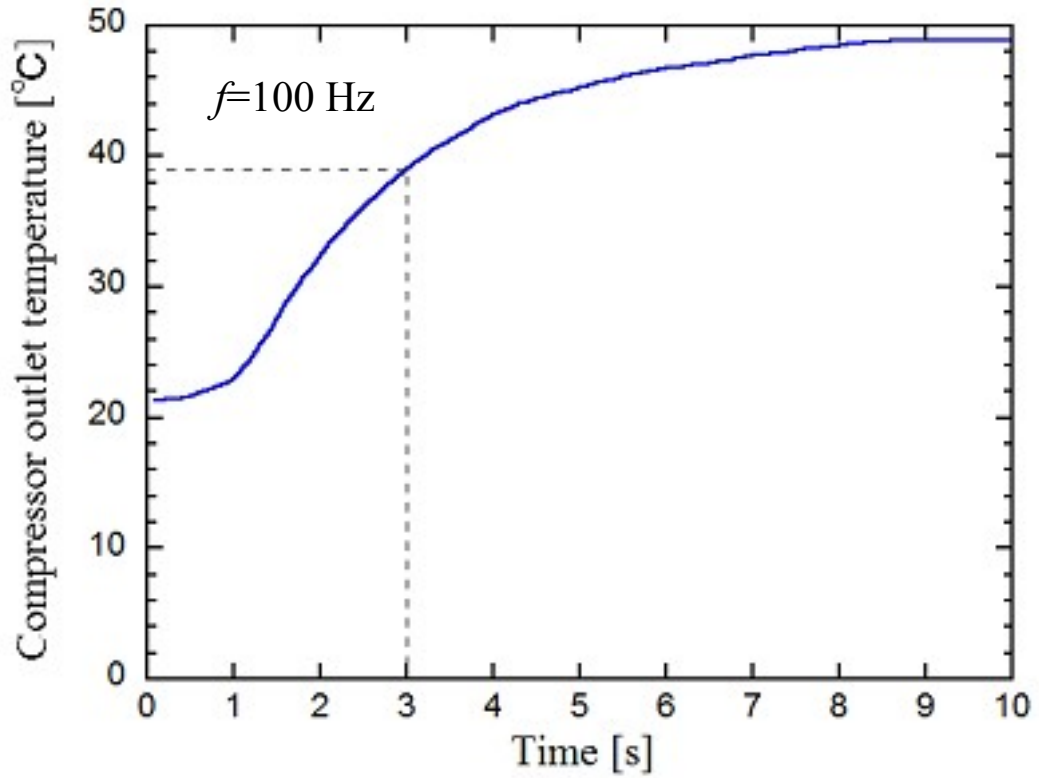


Fig.3.3.11 History of compressor outlet temperature

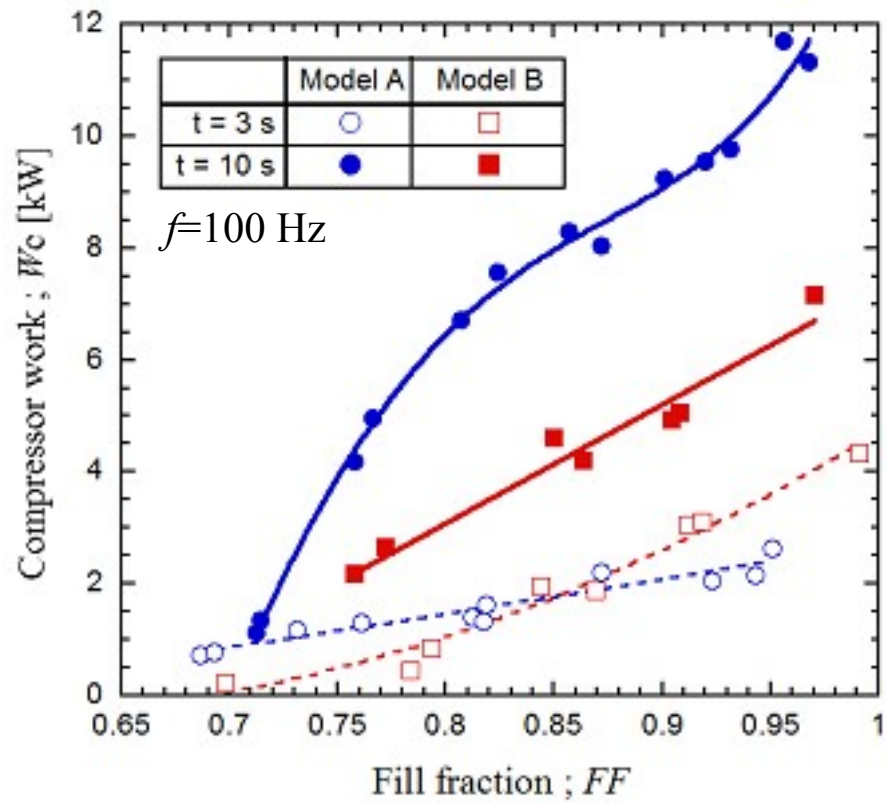


Fig.3.3.12 Effect of fill fraction on turbine output (compressor work), variable operation time

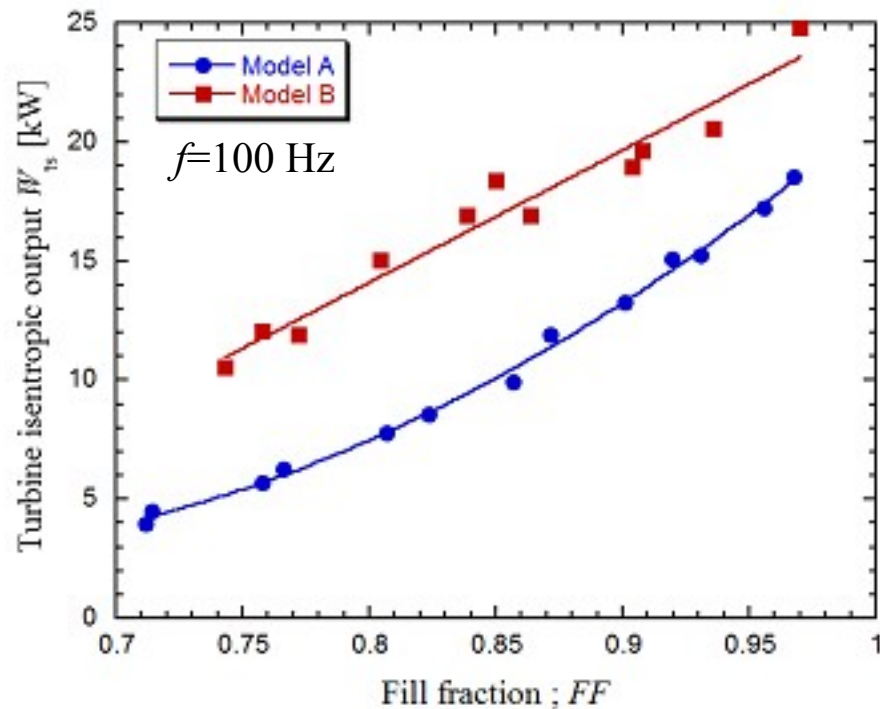


Fig.3.3.13 Effect of fill fraction on turbine output calculated by turbine in and outlet temperature

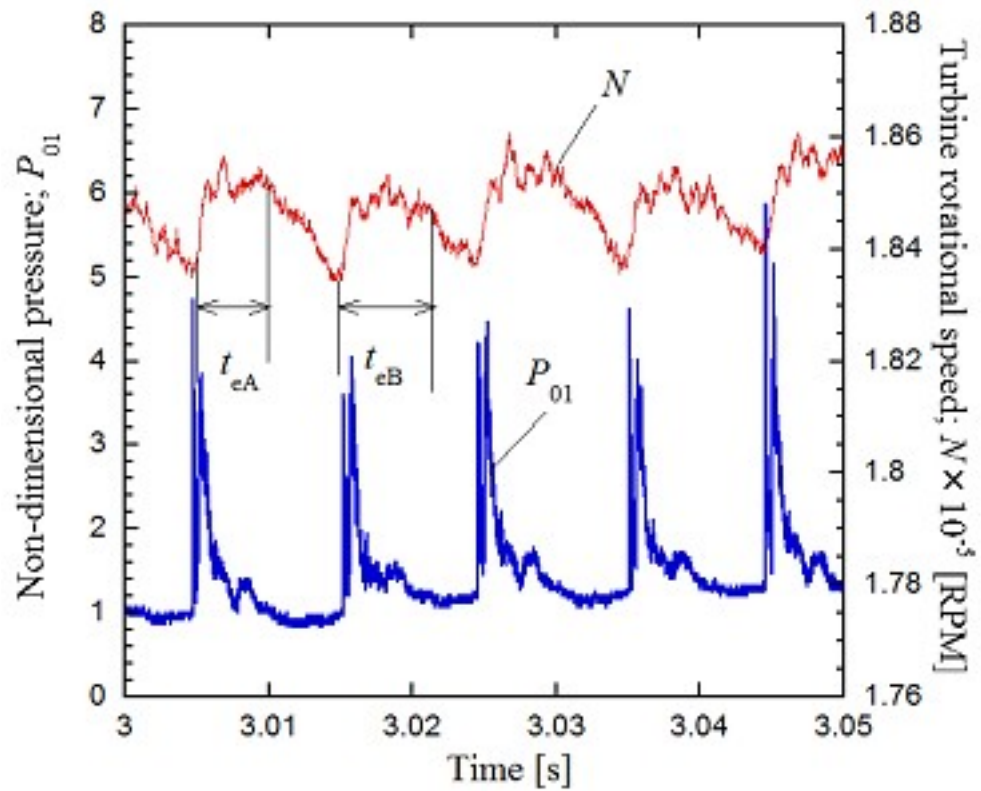


Fig.3.3.14 History of non-dimensional turbine inlet static pressure (piezo) and turbine rotational speed,  $f=100$  Hz, type double, operation time = 10 sec

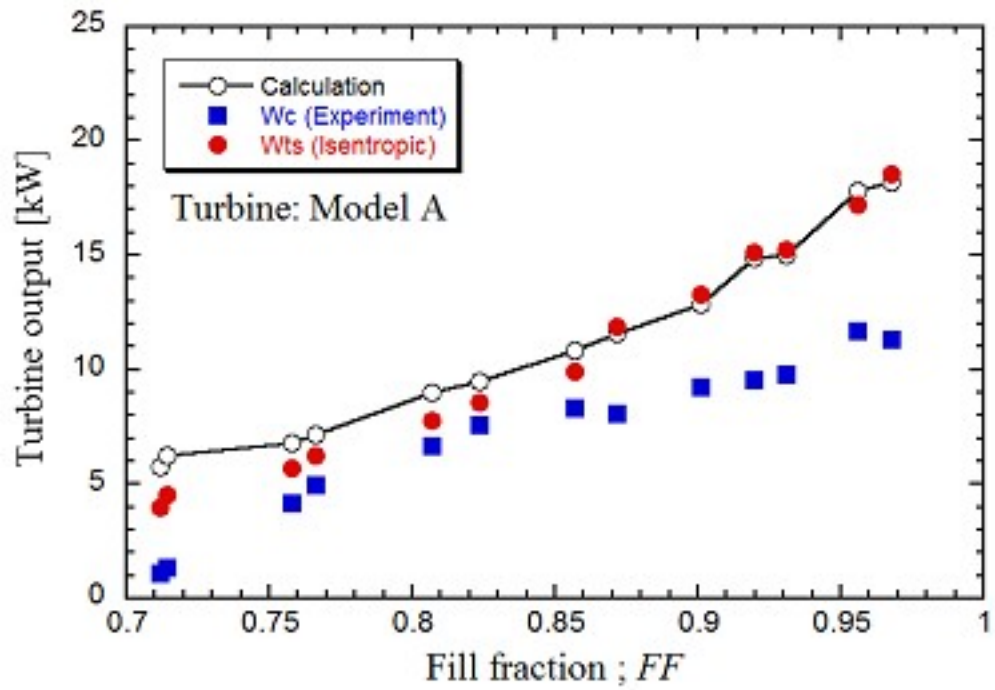


Fig.3.3.15 Effect of fill fraction on turbine output ( $W_c$ ,  $W_{ts}$ , calculation), Model A

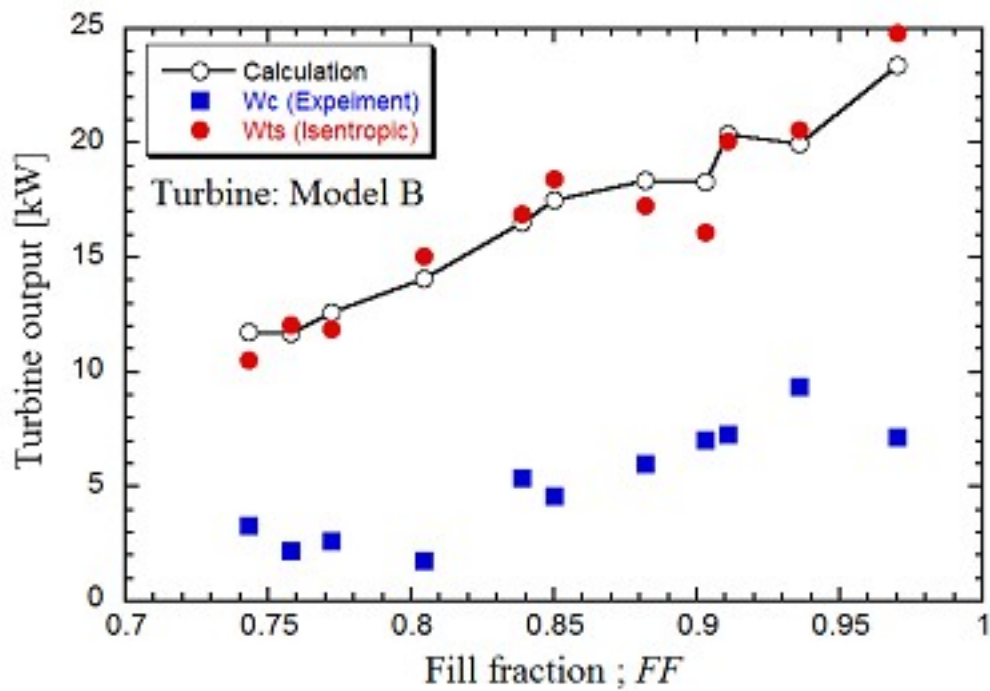


Fig.3.3.16 Effect of fill fraction on turbine output ( $W_c$ ,  $W_{ts}$ , calculation), Model B

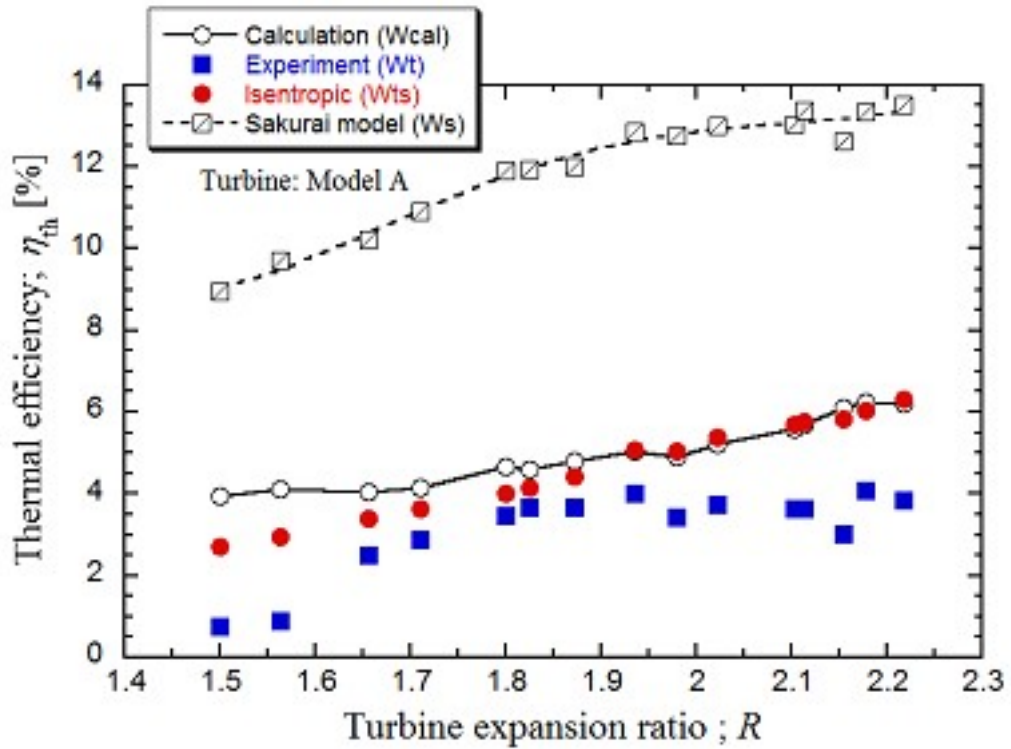


Fig.3.3.17 Effect of turbine expansion ratio on thermal efficiency (calculation, Wt, Wts, Sakurai model), Model A

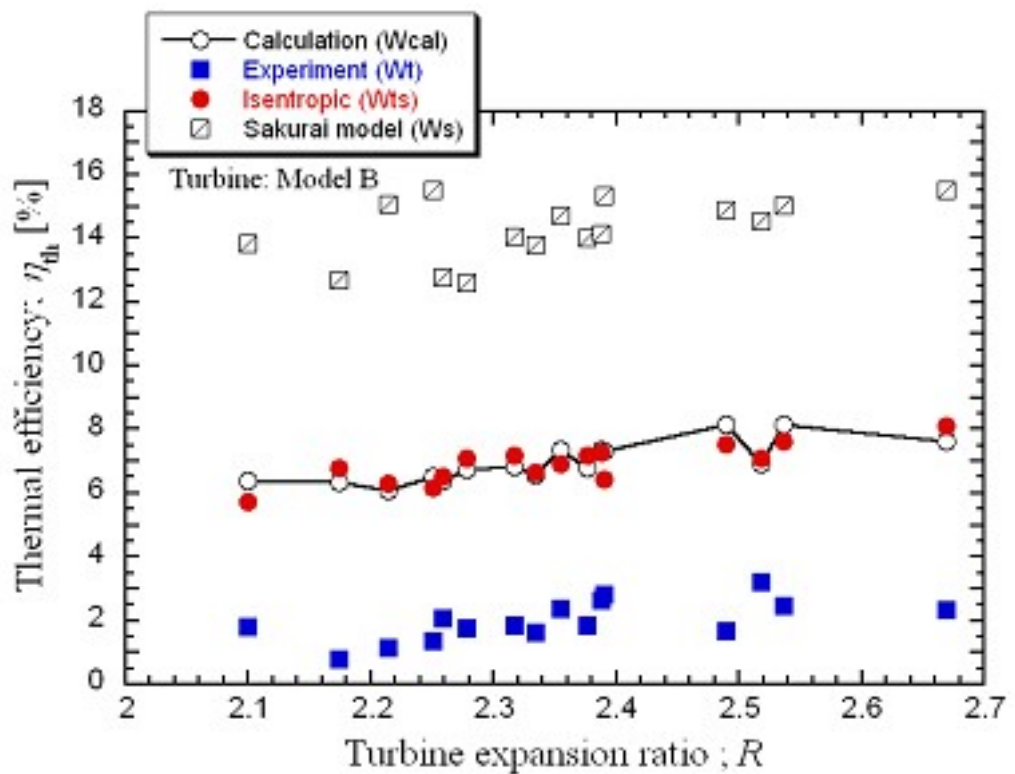


Fig.3.3.18 Effect of turbine expansion ratio on thermal efficiency (calculation, Wt, Wts, Sakurai model), Model B



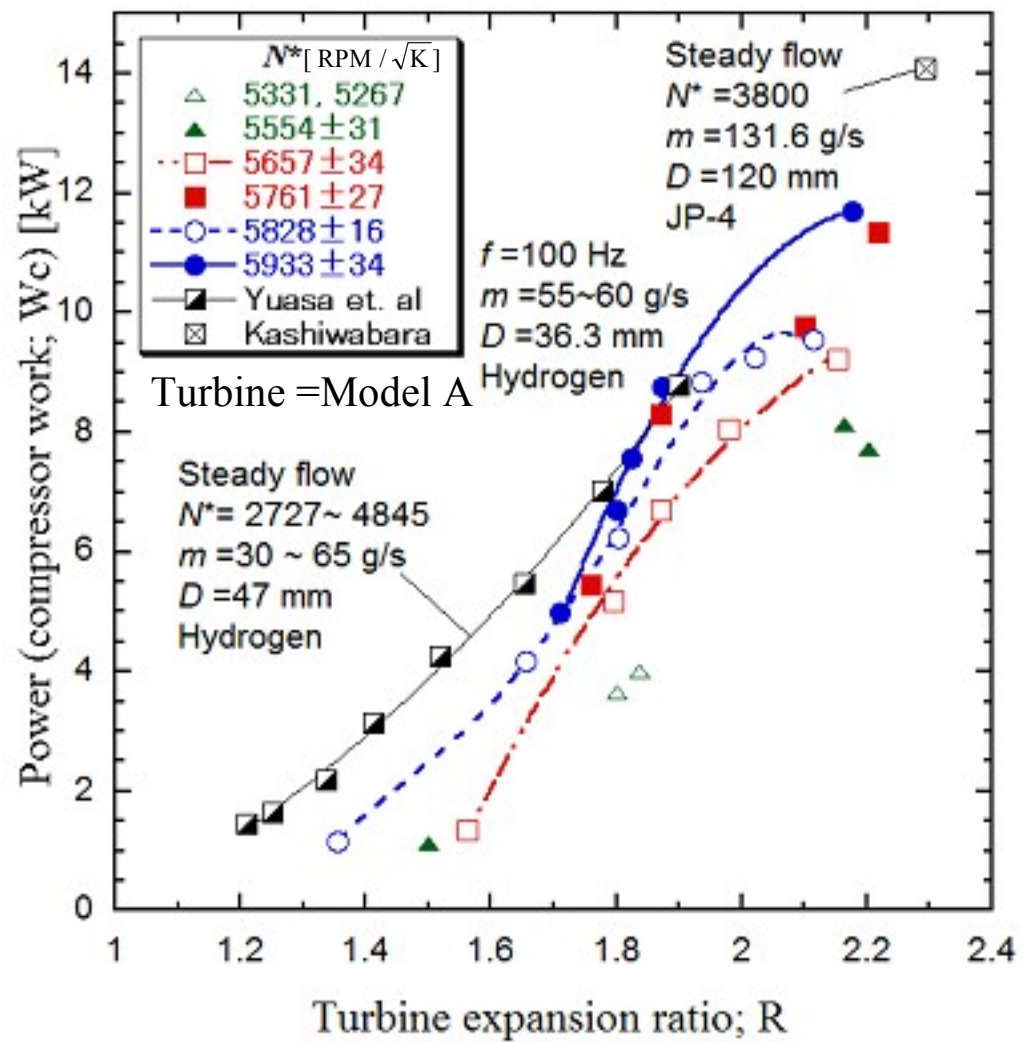


Fig.3.3.19 Effect of fill fraction on turbine output (compressor work), variable corrected turbine rotational Speed, operation time =10 s

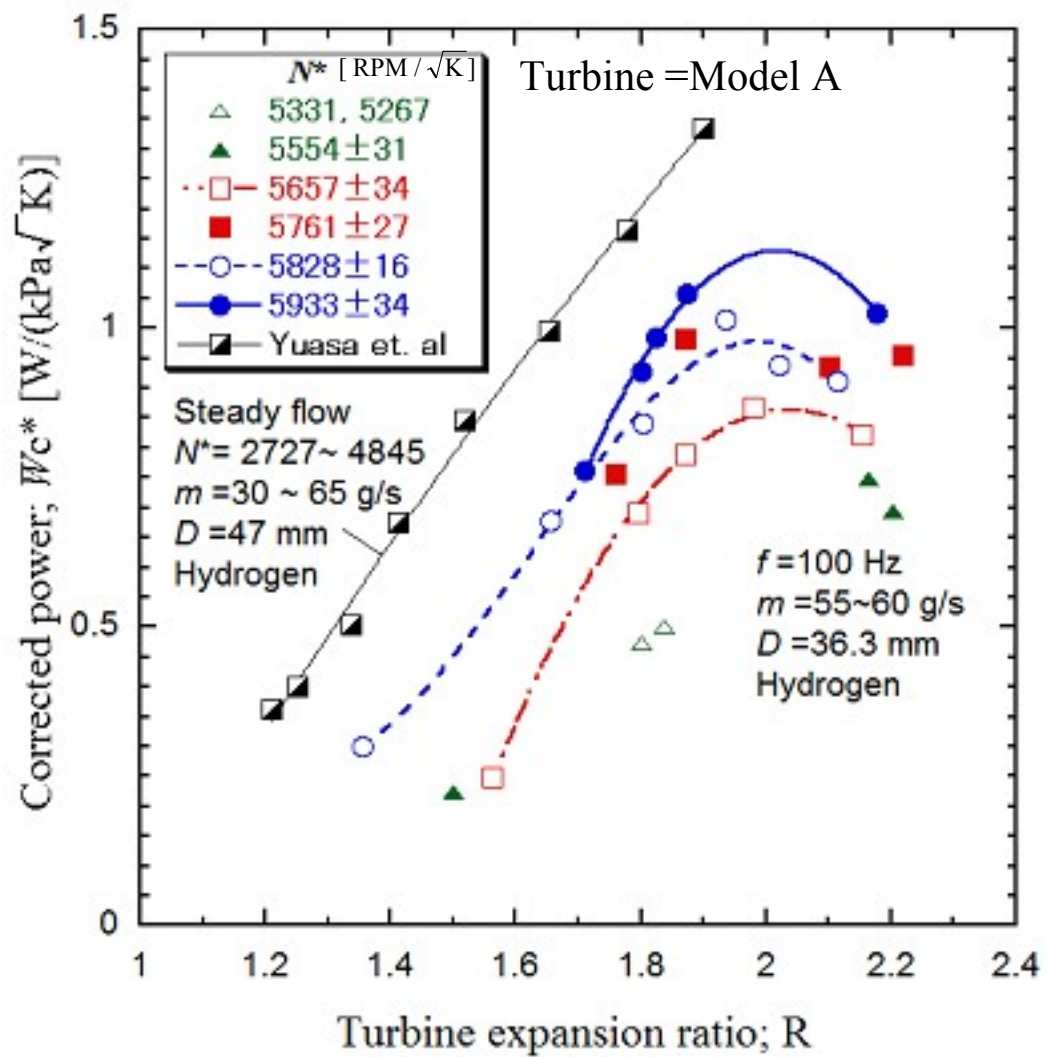


Fig.3.3.20 Effect of fill fraction on corrected power, variable corrected turbine rotational speed, operation time =10 s



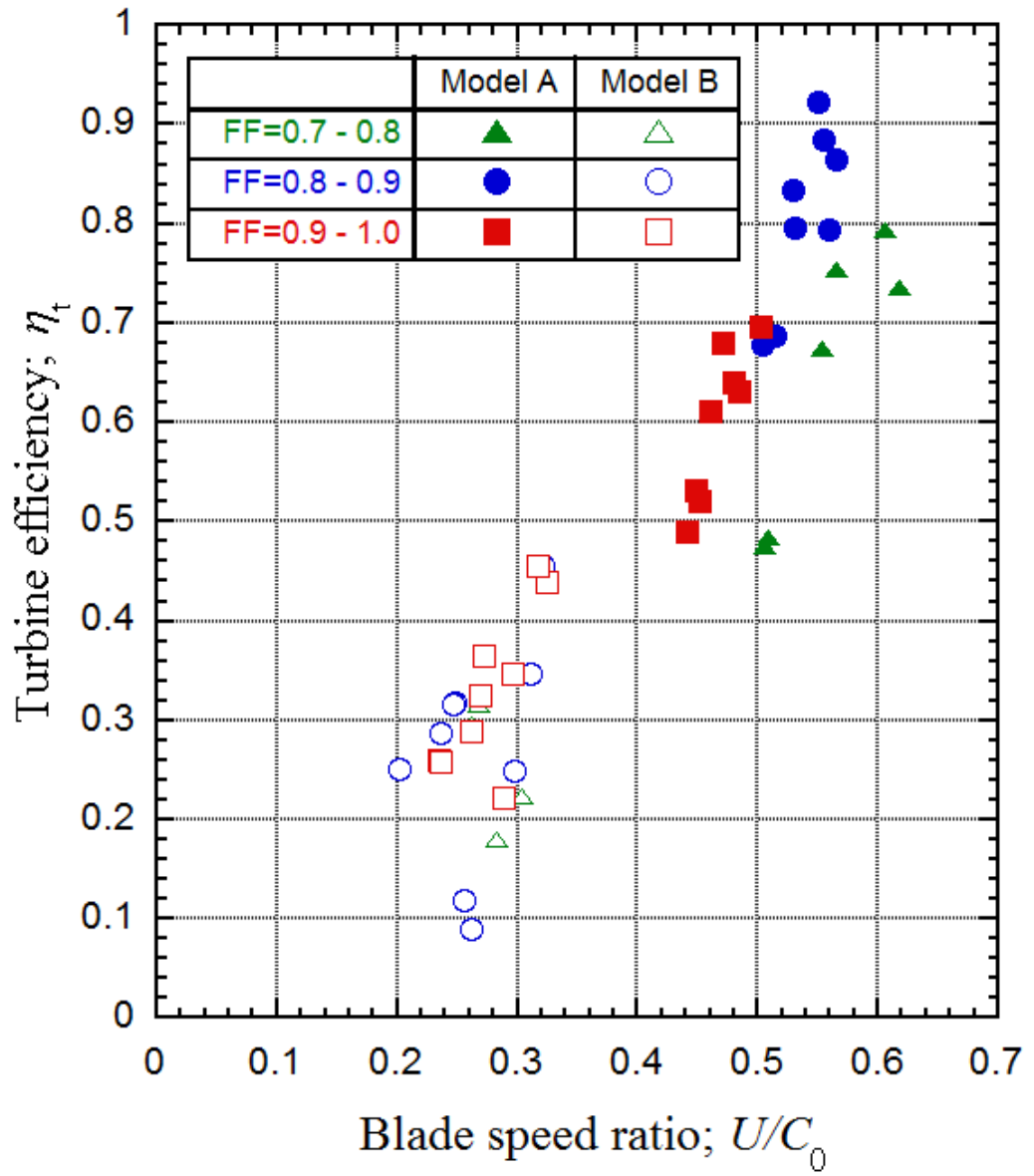


Fig.3.3.21 Effect of blade speed ratio on turbine efficiency  
variable fill fraction,  $f=100$  Hz, operation time =10 s

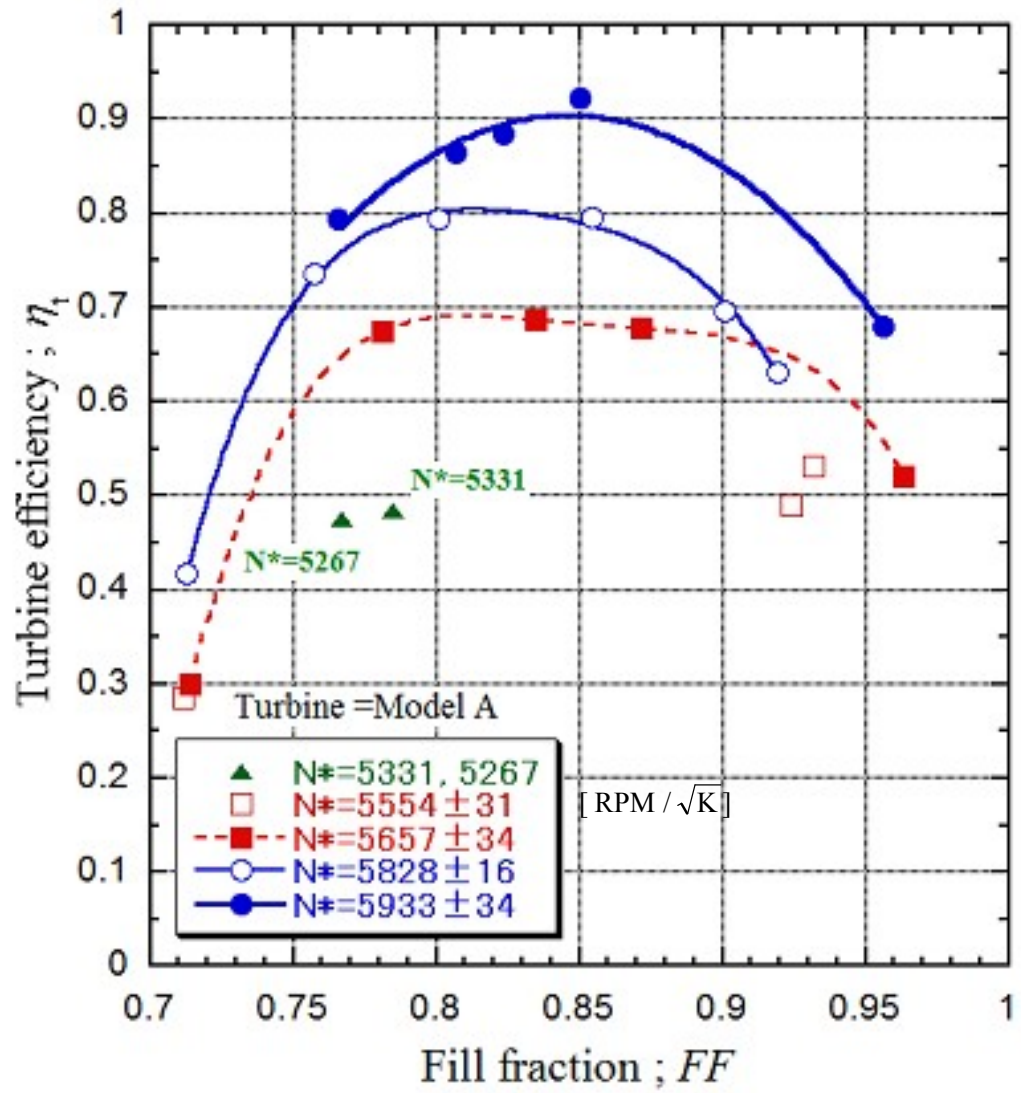


Fig.3.3.22 Effect of fill fraction on turbine efficiency  
variable corrected turbine rotational speed (Model A)  
 $f=100$  Hz, operation time =10 s

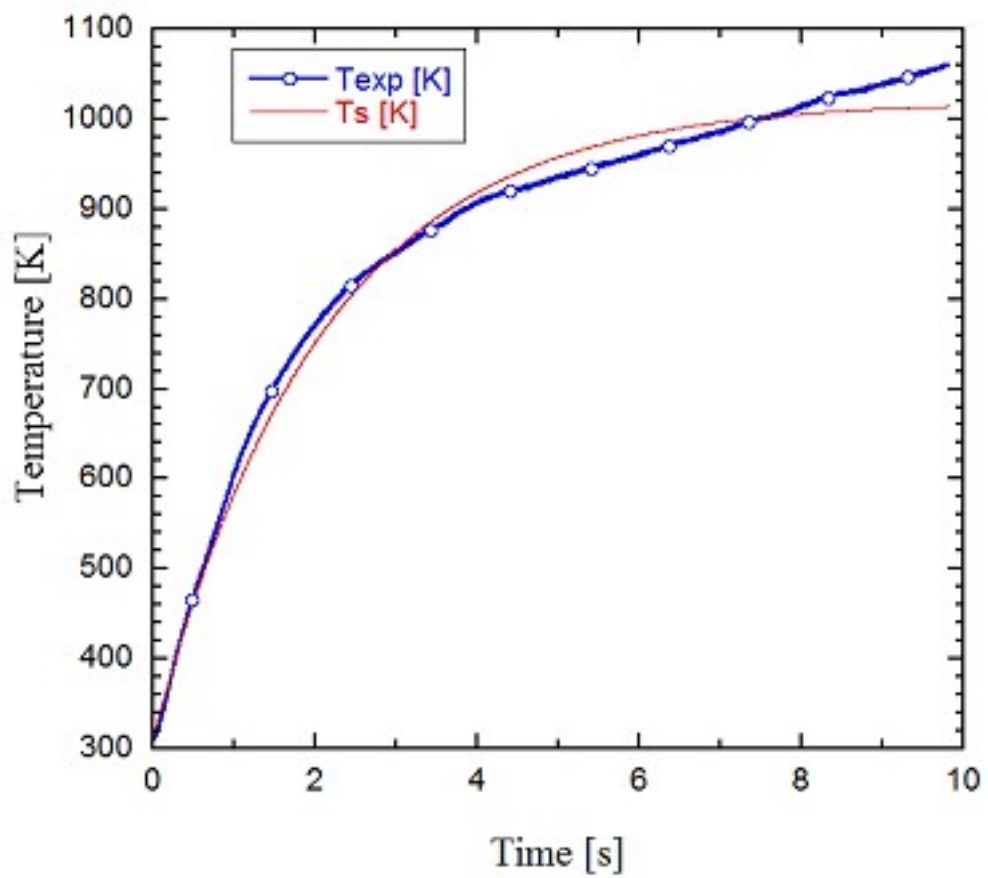


Fig.3.5.1 Turbine inlet temperature, Model A