

## 公益社団法人日本ガスタービン学会名誉会員の紹介

公益社団法人日本ガスタービン学会ではガスタービン及び関連技術に関し功績顕著な方、又は本学会に対し功労のあった方のうちから理事会の推薦により総会において承認された方が名誉会員となります。去る4月12日に開催されました2012年度通常総会において次の方が新たに本学会の名誉会員にられましたので、ご紹介いたします。



吉田 豊明 君  
(1942年5月19日生)

- 1967年3月 名古屋工業大学大学院機械工学専攻修士課程修了
- 1967年4月 科学技術庁航空宇宙技術研究所（現JAXA）入所
- 1976年4月 同所 主任研究官
- 1975年9月～1977年9月 長期在外研究員（米国ミネソタ大学大学院  
科学修士号取得）
- 1985年3月 工学博士号取得（東京大学）
- 1985年10月 同所 原動機部タービン研究室長
- 1988年4月 同所 熱流体力学部伝熱研究室長
- 2001年4月 独立行政法人航空宇宙技術研究所航空推進研究センター  
高温タービングループリーダー
- 2002年4月 東京電機大学大学院工学研究科客員教授
- 2003年3月 航空宇宙技術研究所定年退職
- 2004年4月 東京農工大学大学院工学教育部機械システム工学専攻教授  
(2008年3月まで)
- 2010年12月 独立行政法人宇宙航空研究開発機構航空プログラムグループ  
客員研究員

### 本会関係略歴

- 1973年6月 入会
- 理事 (1998, 99年度)
- 監事 (2011, 12年度)

特集：ポンプとガスタービン

## ポンプとガスタービン

宮川 和芳\*1

MIYAGAWA Kazuyoshi

ポンプの歴史<sup>(1)</sup>によると、紀元前2000年頃にエジプトで家畜、農作物に水を与えるために使われたはねつるべがポンプの始めとのことである。その後、アルキメデスのスクリュウポンプ、クテシビオスの往復ポンプなど多種のポンプが発明、開発されてきたが、1754年にオイラーにより渦巻きポンプの理論が発表され、1870年のレイノルズによるタービンポンプにより今のターボポンプの原型ができたと言われている。日本では、1887年に海外より輸入された蒸気機関駆動の双行ピストンポンプが横浜水道局に初めて据え付けられ、その後、荏原製作所の設立者である井口在屋、日立製作所の前身である久原鋳業所などにより日本のポンプの基盤が作られた。現在では、上下水道用のポンプだけではなく、洪水対策用の大型ポンプから人工心臓用のミニポンプまで、また、ロケットターボポンプ、ウオータージェット推進船用ポンプなどの宇宙から海までの広い範囲でポンプは使われていて、生活基盤を支えている。図1にポンプの全揚程と流量に対応する代表的なポンプの機種を示す。揚程が10000m以上、流量も100m<sup>3</sup>/sほどの高圧、大型ポンプもあるが、ガスタービン駆動のポンプは、図中右下に位置する大容量、低揚程ポンプが主流である。

経済産業省の機械統計年報<sup>(2)</sup>によると、国内における2011年度、2012年度のポンプ出荷台数は、243万台、233

万台であり、金額はそれぞれ2411億円、2264億円である。2008年から5年間の平均が出荷台数、金額で273万台、2520億円であるため、ここ数年のポンプ生産力は低下しているといえる。減少した理由は、世界的規模の景気低迷と東日本大震災による影響と考えられる。このうち、排水機場で主に使われる斜流、軸流ポンプに關しての2011年度、2012年度それぞれの出荷台数、金額は633台、670台および287億円、241億円となっている。大型ポンプであるため台数当たりの単価は高く、全ポンプの約1割の市場規模を担っている。ポンプを含むターボ機械の詳細な国内生産台数は、ターボ機械協会で毎年纏められていて、例年8月号に生産統計特集<sup>(3)~(5)</sup>が生まれ、出荷台数などのデータと解説によりターボ機械各機種の国内生産動向を把握することができる。表1に2011年度の代表的雨水排水および下水道用ポンプのうちガスタービン駆動のポンプの生産統計を示す。また、図2に、2009年度から2011年度までの生産統計のうち代表的農業用ポンプ、代表的上下水道および工業揚水ポンプ、代表的上下水道用および工業用水用ポンプの出荷台数を原動機の出力別にモータ、エンジン、ガスタービン駆動に分けて示している。本図によると、全出力にわたってモータ駆動が主流であり、小出力ではエンジン駆動の台数が多いが、大出力ではガスタービン駆動の台数が増加していること

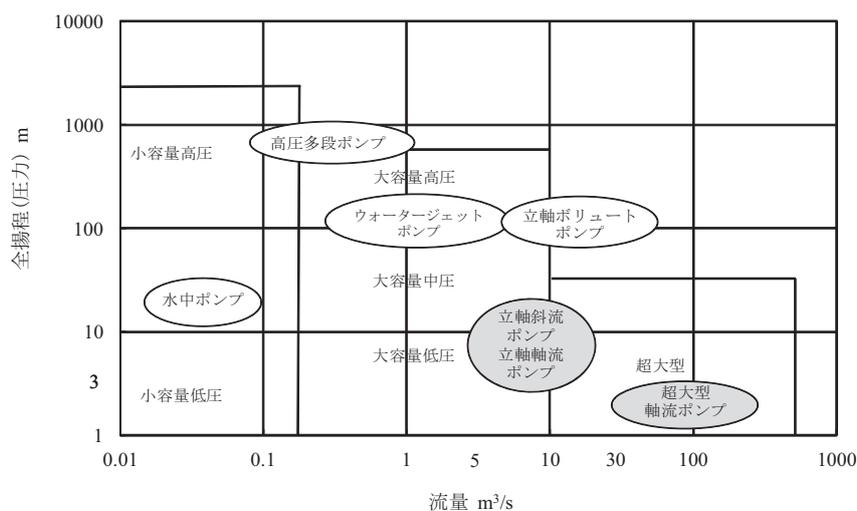


図1 代表的ポンプと全揚程、流量

原稿受付 2013年4月9日

\*1 早稲田大学 理工学術院

〒169-8555 新宿区大久保3-4-1

表1 代表的雨水排水および下水道用ポンプ

納入先	台数	型式	口径 (mm)	吐出力 (m <sup>3</sup> /min)	全揚程 (m)	回転速度 (min <sup>-1</sup> )	原動機 (kW)	備考	製作会社
長野市 (柳原排水機場)	1	立軸斜流	1,800	420	4.3	128.8	T-420	排水	鶴見
日本下水道事業団(堺市大和川ポンプ場)	5	立軸斜流	1,650	471.6	20.5	300	T-2,200	雨水排水	クボタ
広島市下水道局 (西部臨海ポンプ場)	2	立軸斜流	1,650	369	14.7	370	T-1,250	雨水排水	クボタ
愛媛県八幡浜市 日本下水道事業団 八幡浜浄化センター	1	立軸斜流	1,200	179.0	16.5	740	T-925	雨水排水	西島
独立行政法人都市再生機構 金田東地区雨水ポンプ場	2	立軸斜流	1,200	237	8.2	295	T-430	雨水排水	西島
西宮市 (久寿川)	1	立軸斜流	1,100	160	6	275	T-221	雨水排水	電業社
大阪府堺市 日本下水道事業団 三宝下水処理場	1	立軸斜流	1,000	150	10	410	T-330	雨水排水	西島

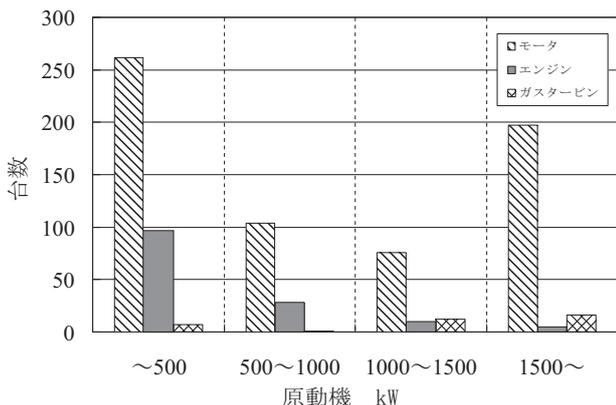


図2 ポンプ駆動形式による分類

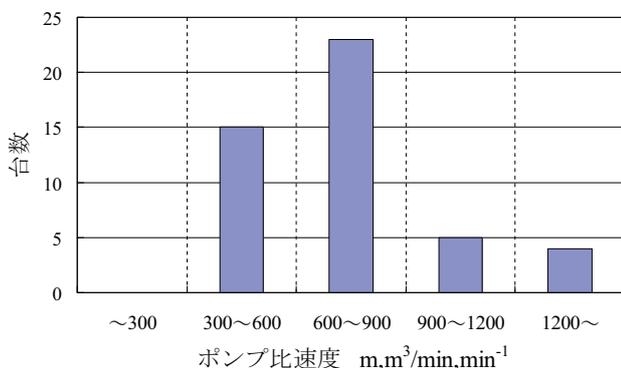


図3 ポンプ比速度とガスタービン駆動ポンプの台数

がわかる。図3は、ポンプの形式や特性を表す尺度である比速度 $N_s$  ( $n\sqrt{Q}/H^{3/4}$ : m,m<sup>3</sup>/min,min<sup>-1</sup>,  $n$ : 回転数min<sup>-1</sup>,  $Q$ : 流量m<sup>3</sup>/min,  $H$ : 全揚程m) とガスタービン駆動ポンプの台数との関係を、また、図4にはポンプ比速度と羽根車形状との関係<sup>6)</sup>を示す。ガスタービン駆動ポンプの比速度は、600から900[m, m<sup>3</sup>/min, min<sup>-1</sup>]が最も多く、よって、形式としては斜流形が主に使われている。図5, 6には、ポンプ全揚程、流量と台数の関係を示している。

ガスタービンとポンプの関係は主に次に示す2通りあり、ガスタービンが主機、ポンプが補機となるガスタービンコンバインドサイクルシステムのような場合と、ガスタービンがポンプの駆動機となる排水機場向けポンプ

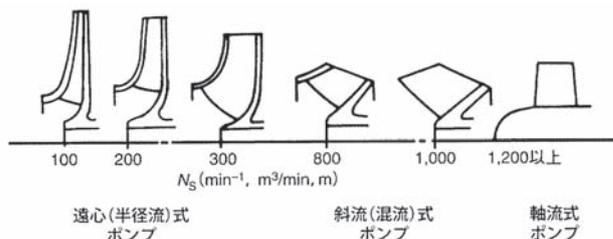


図4 ポンプ比速度と形式 (羽根車形状)

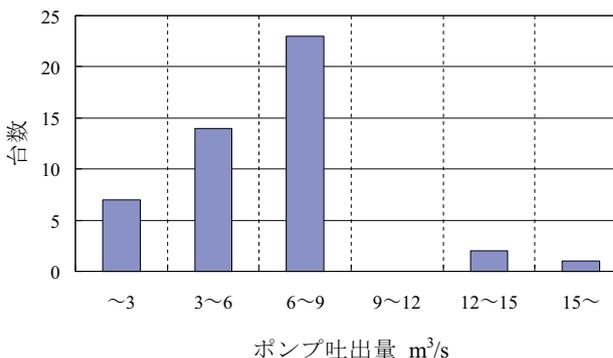


図5 ガスタービン駆動ポンプの流量ごと台数

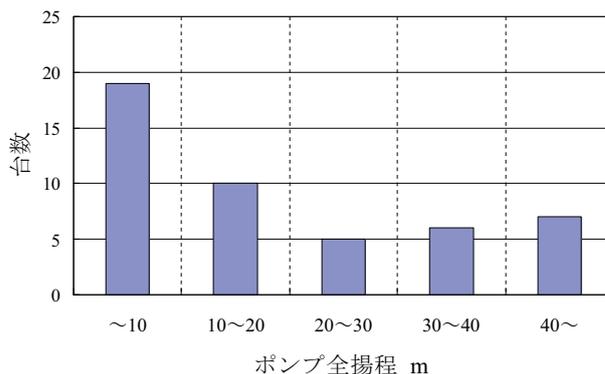


図6 ガスタービン駆動ポンプの揚程ごとの台数

システムのような場合がある。ガスタービン駆動ポンプの代表格である排水機場ポンプに関しては、本号で詳細に執筆頂いているが、首都圏外郭放水路庄和排水機場<sup>7)</sup>で使われているポンプの例では、排水量50m<sup>3</sup>/s, 全揚程14m, 145min<sup>-1</sup>の立軸渦巻斜流ポンプを減速比27.6の3段減速機を通して10300kW, 4000min<sup>-1</sup>の2軸式ガス

タービンで駆動している。また、ガスタービンコンバインドサイクルのシステム<sup>(8)</sup>では、ボイラに給水するためのポンプと、蒸気タービンからの復水を送水するポンプ、冷却水を循環させるためのポンプなどが使われる。

本号では、排水ポンプ設備などのポンプ駆動用ガスタービンシステムとガスタービンに使用されるポンプに関する論説、解説を有識者に執筆頂いた。まず、揚排水機場設備の概要、駆動機の種類と比較と適用するガスタービン設備の解説を川崎重工業(株)の深谷様、石川様に、排水ポンプ設備4台で200m<sup>3</sup>/sの排水能力がある首都圏外郭放水路および庄和排水機場の概要、主要施設と運転状況、今後の課題などを国土交通省関東地方整備局の小宮山様、長山様にご紹介頂いた。また、ロールスロイス社のHamby様には、航空用ガスタービンの機械駆動用への適用について、転用技術や産業用ガスタービン設備に用いる場合の留意事項、運転制御でのメリットなどについての説明を、ポンプ駆動用横型2軸式ガスタービン装置としては国内最大級の出力で、2軸式ガスタービン2台を減速機を介して2機1軸化したガスタービン装置の主要性能、特徴と開発試験内容を新潟原動機(株)の浅井様、樽井様に示して頂いた。高速で回転するガスタービンにより低速で回転するポンプを駆動するために必要不可欠な減速機には、多くの技術課題が有り、その技術開発および減速機の種類、適用例を(株)日立ニコトランスミッションの岩本様に、先の東日本大震災で多くの甚大な被害を受けたポンプ設備の被害状況、応急復旧内容などの震災の経験について(株)荏原製作所風水力機械カンパニーの今村様、塚田様にご紹介頂いた。産業用ではないが、ポンプが重要な構成要素となっているロケットエンジンでもタービンがポンプの駆動用として使われている。

宇宙航空研究開発機構(JAXA)の内海様からは、極低温推進剤(液体水素、液体酸素)を圧送するロケットターボポンプの過酷な使用条件、高い信頼性を満たすための高度な技術、研究開発内容などについて詳細にご説明頂いた。ロケットターボポンプの高信頼性化のキー技術であるロータシステムの最適化をめざした多領域最適化と形態設計を取り入れたダイナミック設計手法の構築内容にも言及頂いた。本手法は、限界設計が要求されるターボポンプの新しい設計コンセプトであるが、産業用機械の信頼性向上にも適用できる取り組みであり、今後の展開が期待される。

ポンプは、主機、補機としてガスタービンシステムの重要な構成要素であり、読者には、本号を通してポンプとガスタービンの関わりを理解して頂ければ幸いである。

## 参考文献

- (1) 例えば”A brief history of pumps”, WORLD PUMPS, COM, 2009
- (2) 経済産業省, ”機械統計年報”, 2013
- (3) ターボ機械協会, ”2011年のターボ機械の動向と主な製作品”, ターボ機械, Vol.40, No. 8 (2012), pp.492-510
- (4) ターボ機械協会, ”2010年のターボ機械の動向と主な製作品”, ターボ機械, Vol.39, No. 8 (2011), pp.490-507
- (5) ターボ機械協会, ”2009年のターボ機械の動向と主な製作品”, ターボ機械, Vol.38, No. 8 (2010), pp.492-509
- (6) ターボ機械協会編, ”ターボ機械”, p.79
- (7) 国土交通省江戸川河川事務所, 首都圏外郭放水路, ホームページ
- (8) 例えば飯田義亮, 渋谷幸生, ”1,500℃級コンバインドサイクルシステム”, 東芝レビュー, Vol.56, No. 6 (2001), p.8-12

特集：ポンプとガスタービン

## 揚排水設備とガスタービン

深谷 幸助\*<sup>1</sup>  
FUKAYA Kosuke石川 雅啓\*<sup>1</sup>  
ISHIKAWA Masahiro

キーワード：揚排水機場， 1 軸式， 2 軸式， フリータービン

## 1. はじめに

河川施設の主ポンプ設備は、揚水機場、排水機場に分類される。揚水機場とは河川、運河及び幹線水路より田畑等に水を汲み上げ配水するための施設である。また、排水機場とは、台風や集中豪雨の大雨等による主要河川の水位上昇により、支流の水が合流できず逆流するため、合流点の水門を閉じたあと、主要河川の水位以上までポンプで水を汲み上げて放流することで住宅や田畑等が浸水することを防ぐ施設である。

特に排水機場のポンプ設備は、外部から孤立した状態でも確実に運転できるものとしなければならず、また年間の運転頻度が少ないため、始動、運転の信頼性が求められる。この条件に適したものとして、排水ポンプ駆動用原動機は内燃機関が標準とされ、ガスタービンとディーゼルエンジンが採用されている。

本稿では、排水ポンプ駆動用ガスタービンの特徴と川崎重工の機種構成について紹介する。

## 2. 揚排水機場について

揚排水機場設備とは、図1に示すように主ポンプ設備、機場建屋、機場本体及び付属設備によって構成される設備である。

主ポンプの軸形式には、立軸形と横軸形があり、その選択は、保守性、始動性、経済性、設置スペースなどの面から検討される。

また、一般的な揚排水機場の設置例を図2に示す。

当社のガスタービンは横軸形のみであるため、立軸式

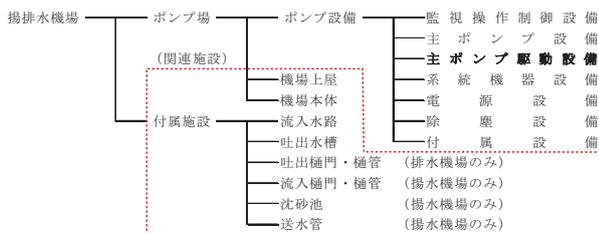


図1 揚排水機場の構成

原稿受付 2013年3月18日

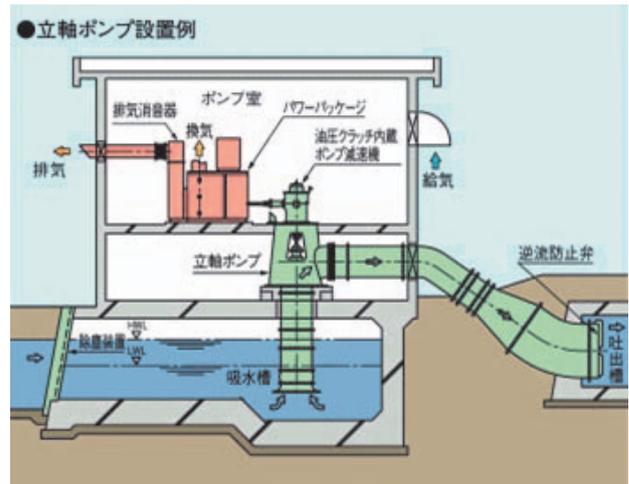
\* 1 川崎重工(株) ガスタービンビジネスセンター  
〒673-8666 明石市川崎町1-1

図2 立軸ポンプ設置例

ポンプとの組合せとなる場合には、直交歯車減速機と組合せ、主ポンプへ動力を伝達する。

## 3. 主ポンプ駆動設備に求められる要件

主ポンプ駆動装置に求められる要件を以下に示す。

## ① 始動信頼性

非常用ガスタービンエンジンは冷却水系統が不要であるため、燃料系統の加温処置のみで寒冷地においても始動可能である。

## ② 経済性

同出力のディーゼルエンジンと比較して、小型軽量であり、振動も小さいため、基礎などの建屋躯体を小さくできる。

## ③ 保守管理性

ディーゼルエンジンと比較して、部品点数や日常点検項目が少ない。

上記要件に関するガスタービンエンジンとディーゼルエンジンの比較を表1に示す。

表1に示すようにガスタービンエンジンは無負荷運転が可能であるため、先行待機運用に対応でき、天候が悪化すると見込まれる場合には、予め始動しておき、急激な河川の水位上昇に即時対応することが可能である。

表1 ガスタービンエンジン—ディーゼルエンジンの比較

	ガスタービンエンジン	ディーゼルエンジン
・小型軽量	○	△
・低振動、低騒音	○	△
・冷却水不要	○	△
・燃料消費量	△	○
・環境負荷特性 (NOx, ばいじん)	○	△
・始動信頼性	○	△
・燃料多様性	○ (液体、ガス)	△ (液体)
・無負荷運転	○	△
・メンテナンス性	○	△

また、排水ポンプ施設は、前述の通り台風や集中豪雨の際に運転される設備であり、年間始動回数が少ないため、高い始動信頼性及び簡便にメンテナンスできる保守管理性が求められており、ガスタービンはその要件を満たす原動機であると言える。

4. カワサキガスタービンの紹介

ポンプ駆動用ガスタービン装置は、適用規格として一般的な揚排水ポンプ設備技術基準において定格出力環境条件（吸気温度：37℃，大気圧力920hPa）が規定されており、当社では1軸式ガスタービン，2軸式ガスタービン共に、その条件に適合した機種を複数揃えている。

また、エンクロージャや制御機器などの付属機器については、非常用発電設備での豊富な経験を元に設計を行い、顧客のニーズに対応できる体制を整えている。

4.1 機種

表2，表3に当社が販売している1軸式及び2軸式ポンプ駆動用ガスタービンの機種を示す。

当社では1軸式ガスタービン装置は200kWから3200kW，2軸式ガスタービン装置は750kWから2000kWまでをラインアップしており、ポンプ設備の多彩な仕様に対応することが可能である。

4.2 1軸式と2軸式ガスタービンの特徴

1軸式ガスタービン断面図を図3に，2軸式ガスタービン断面図を図4に，また，2軸式ガスタービン装置のパッケージ写真を図5に示す。

1軸式ガスタービンは多数の納入実績がある非常用発

表3 2軸式ガスタービン機種

項目	機種	MDF	MDF	MDF	MDF	MDF	MDF
		750	900	1000	1500	1800	2000
定格出力	kW	750	900	1,000	1,500	1,800	2,000
	PS	1,020	1,224	1,360	2,039	2,447	2,719
ガスタービン		M1F-01	M1F-02	M1F-03	M1FT-01	M1FT-02	M1FT-03

●1軸式ガスタービン

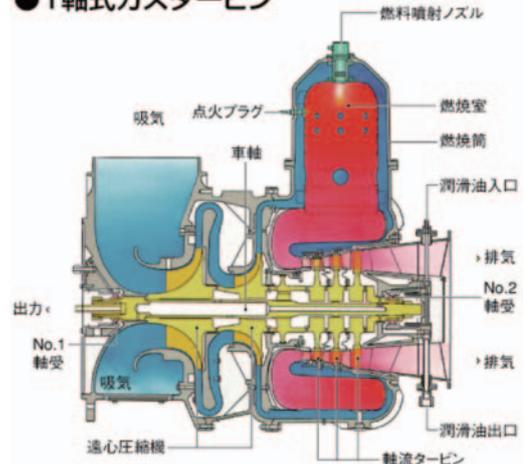


図3 1軸式ガスタービン断面

電装置と同じ型式をベースとしている。また，2軸式ガスタービンは，機械駆動装置専用が開発されたものであるが，1軸式，2軸式ガスタービンでは，ポンプ駆動用として使用する場合，それぞれのメリットがあるので，その比較を表4に示す。

1軸式ガスタービンは，低速回転域（50%以下）では出力トルクが小さく，また，始動装置（バッテリーまたは空気始動）の容量並びにエンジンの機械的要件による始動トルクの制限から，有負荷状態では始動不可となるため，始動時は無負荷状態であることが条件となる。このため，1軸式ポンプ駆動装置の場合，始動中，負荷を遮断するため，クラッチまたは流体継手が必要となる。

なお，1軸式ガスタービンは以下に示す特性から，負荷の急変動に対する応答性や安定性が優れており，排水ポンプの先行待機運転，クラッチ入りの状態での気中運転（※1）あるいは揚水遮断運転（※2）が可能である。

- ▶出力発生部と出力軸が機械的に結合しており一体構造
- ▶回転慣性モーメントが大きい
- ▶負荷変動に対して一定速度制御

表2 1軸式ガスタービン機種

項目	機種	MDS	MDS	MDS	MDS	MDS	MDS	MDS	MDS	MDS	MDS	MDS	MDS	MDS	MDS	MDS
		200	260	375	450	580	750	1000	1300	1500	1700	2000	2300	2600	2900	3200
定格出力	kW	200	260	375	450	580	750	1,000	1,300	1,500	1,700	2,000	2,300	2,600	2,900	3,200
	PS	272	353	510	612	789	1,020	1,360	1,767	2,039	2,311	2,719	3,127	3,535	3,943	4,351
ガスタービン		S1A-03P	S1T-02P	S1T-03P	S2A-01AP	S2A-01P	M1A-01AP	M1A-01P	M1A-06P	M1A-23P	M1A-23SP	M1T-01P	M1T-06AP	M1T-06P	M1T-23P	M1T-23SP

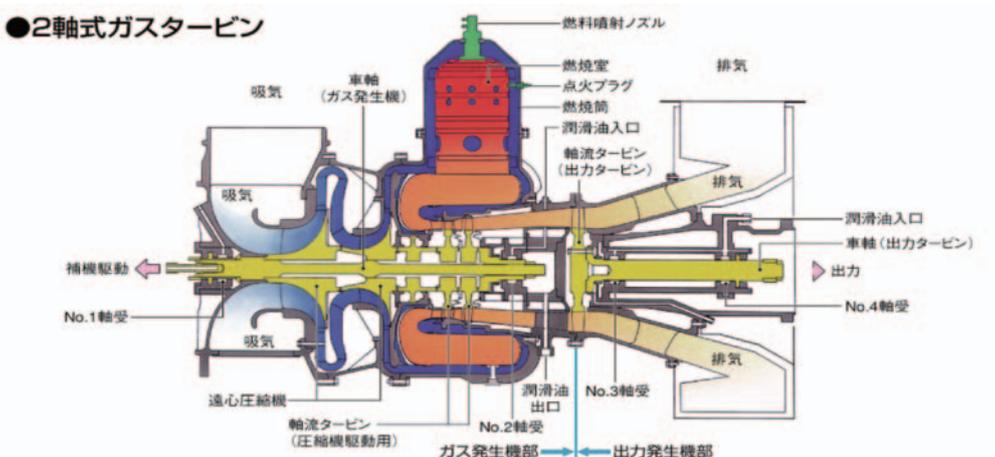


図4 2軸式ガスタービン断面



図5 2軸式ガスタービン装置のパッケージ

水、羽根車の下部に空気を保持したまま回転している無揚水運転状態（水は徐々に落下する）。

2軸式ガスタービンは、フリータービン方式とも呼ばれ、出力タービンが圧縮機と圧縮機駆動タービンで構成されるガス発生機とは分離独立（図6）しているため、出力軸の回転はガス発生機の回転と無関係となり、低速域でのトルクが大きく、燃料供給量を増減させることでガス発生量が変化し、トルクが増減する。このため、クラッチや流体継手は不要である。出力タービンの回転数は、60～100%の範囲で制御可能なため、回転数制御による排水量の調節運転に適している。

表4 1軸式と2軸式の比較

	1軸式	2軸式
・回転数可変運転	△(※1)	○
・構造の単純性	○	△
・低速トルク特性	△(※2)	○
・負荷変動特性	○	△
・部分負荷効率	△	○
・発電用	○	△(中・小型)
・機械駆動用	△(※1or※2)	○
・無負荷運転	○	○

※1:可変速流体継手要  
 ※2:クラッチ要

よって、複数台設置のポンプ設備における台数制御（排水量調節）と先行待機運転に適している。

- ※1 気中運転 : 先行待機運転時または低水位管理運転時にポンプ羽根車が空気中で回転している無揚水運転状態。
- ※2 揚水遮断運転: ポンプ揚水運転中に吸込み水位が低下し、ポンプ羽根車上部に

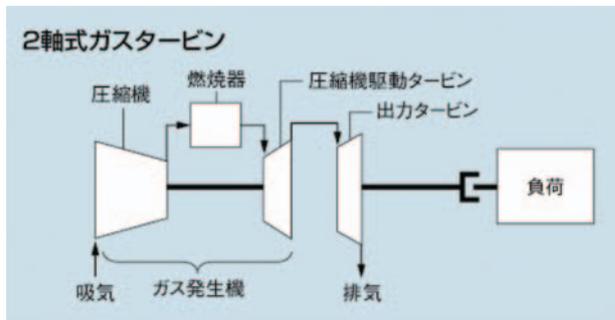


図6 2軸式ガスタービンについて

### 4.3 ガスタービン設備のシステム構成

ポンプ場内にガスタービン設備を設置する場合の機器構成例を図7、図8に示す。

- ①ガスタービンパッケージ  
 ガスタービン及び付帯装置を共通台板上にセットし、防音パッケージで覆っている。  
 （機側騒音の標準値：機側1mにて約85dB（A））
- ②ポンプ制御盤  
 ポンプ制御盤とガスタービン制御盤の組み合わせ。
- ③ガスタービン始動装置

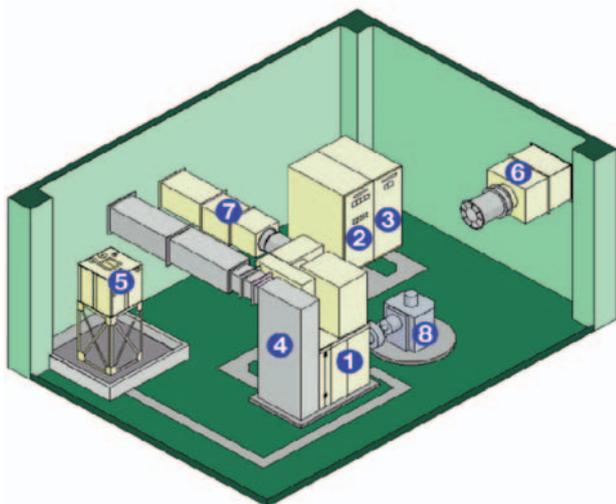


図7 屋内設置例

電気式と空気式があるが、標準は電気式とし、始動回路、蓄電池及び充電器で構成。(インバータモータ適用事例も有)

#### ④排気サイレンサ

単独排気方式とし、サイレンサ出口1mにて約90dB(A)。二次サイレンサにより更なる低騒音化が可能。

#### ⑤燃料タンク

液体燃料(A重油, 灯油, 軽油)用で, 490L, 950L, 1950Lを標準としている。

#### ⑥給気設備

ガスタービンの運転に必要な空気を屋外から供給する設備で, 給気ファン, 給気サイレンサ等で構成。

#### ⑦換気設備

ガスタービンパッケージ内や室内の放熱空気を屋外に排風する設備で, 換気ファン, 換気サイレンサ等で構成。

#### ⑧揚排水ポンプ(含む減速機)

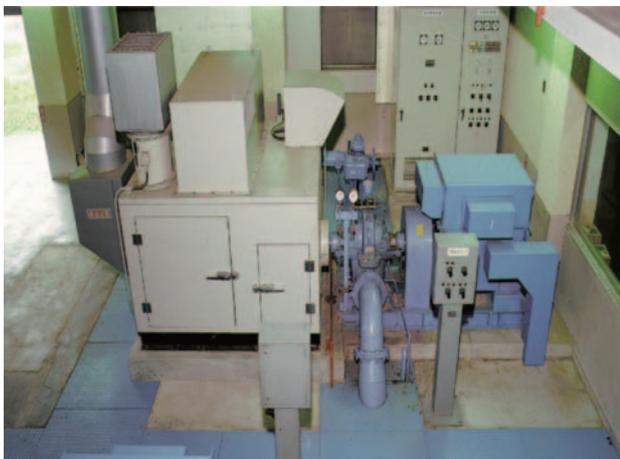


図8 ポンプ場の設置例

## 4.4 エンジン制御ユニット

1軸式ガスタービンは、非常用発電装置にて実績が豊富なエンジンコントロールボックス(呼称: ECB)をポンプ駆動装置用に設定値変更を行い、ガスタービン制御盤内に搭載している。

なお、現行型は主にデジタル回路で構成しており、設定値変更や確認等の操作が容易となっている。(図9)

2軸式ガスタービンは、2軸式ゆへの制御項目の多さからPLCを内蔵した制御ユニットによってその制御を行う。

基本的にガスタービン制御ユニットはガスタービン装置パッケージと一体化し、ポンプ制御盤からの操作指令に基づき、ガスタービンの制御を行う。

また、PLCを用いているため、制御回路の二重化が可能であり、設備の冗長化、安全化を図ることができる。



図9 エンジンコントロールボックス (ECB)

## 4.5 自動始動-停止タイミングチャート

### 4.5.1 1軸式ガスタービン

1軸式ガスタービンは、非常用発電装置と同様に40秒以内の始動が可能である。停止動作中の再起動は、図10に示すように5%回転以下からとなるが、MDS750以上の機種は、オプションではあるが、停止動作中に40秒以内で再始動可能とすることができる。

### 4.5.2 2軸式ガスタービン

2軸式ガスタービンは、出力タービン側の回転数を60%~100%で任意で設定可能である。

また、MIFシリーズのエンジンは、軸長(ガス発生機まで)が短いため、1軸式ガスタービンでは停止後に実施を要するターニングモータ運転が不要である。

## 5. おわりに

揚排水機場のポンプ駆動用原動機としてはディーゼルが多数採用されてきたが、設置から30年~40年が経過

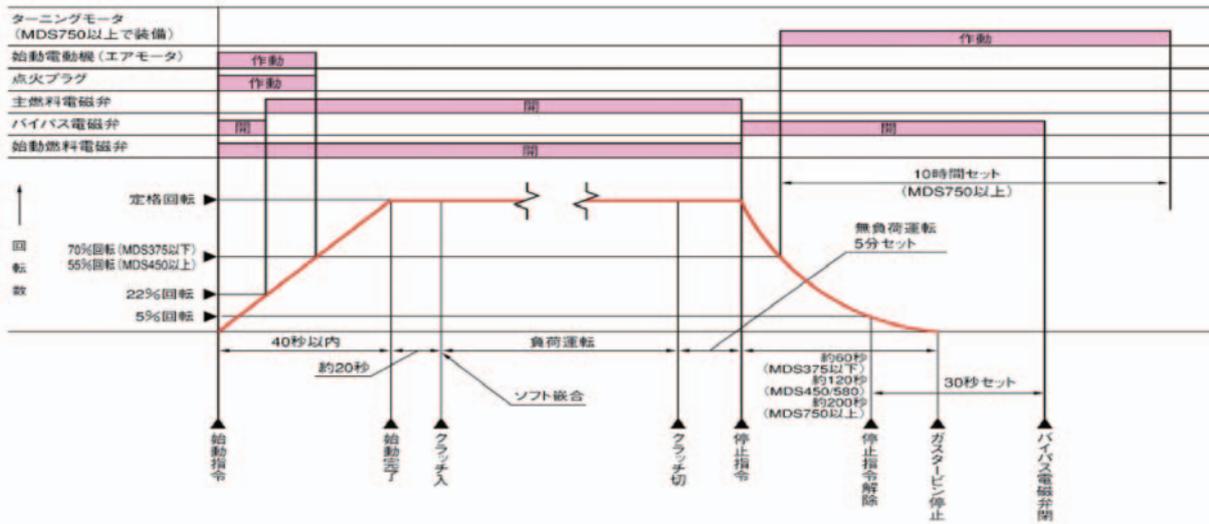


図10 1軸式タイミングチャート

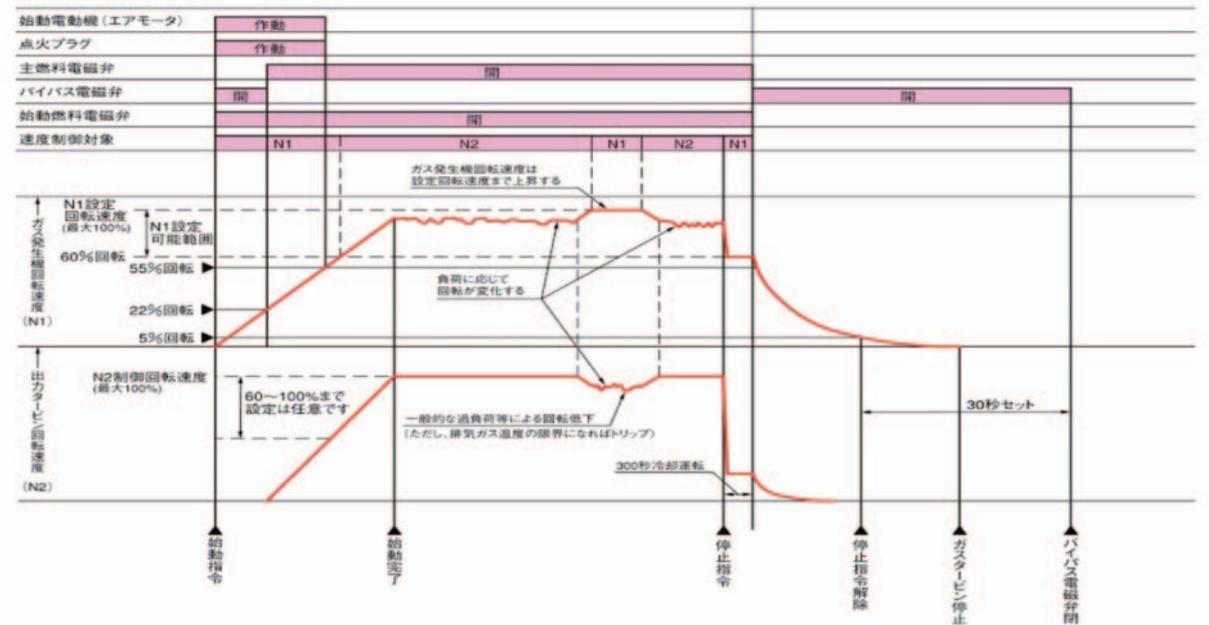


図11 2軸式タイミングチャート

し、ポンプ設備の更新期を迎えるサイトが益々増加してくる事が予想されている。また、近年の異常気象に伴う水害多発に対し、各自治体においてより一層の安全の確保が求められており、ガスタービンが有する高い信頼性、経済性、保守管理性や低環境負荷等をアピールし、更新需要に応えていきたい。

将来的な展望として、数日間に亘るような長時間連続運転が要求される事案が今後増加するのであれば、始動時に液体燃料を用い、定格回転速度運転時にガス燃料へ切替えることで、液体燃料の備蓄量や供給状況に左右さ

れずに連続運転を継続する、デュアルフューエル式ガスタービン装置の開発を行うことも、当社の非常用発電装置での実績から可能である。

また、常用発電装置で使用しているガスタービン機種を機械駆動用として採用することで、常用設備への展開も可能となるため、今後の国内外での進展に期待したい。

参考文献

- (1) 揚排水ポンプ設備技術基準 平成13年版 (社)河川ポンプ施設技術協会

特集：ポンプとガスタービン

## 首都圏外郭放水路におけるポンプと 駆動用ガスタービンの概要

小宮山 隆\*<sup>1</sup>  
KOMIYAMA Takashi

長山 真一\*<sup>1</sup>  
NAGAYAMA Shinichi

キーワード：排水機場，ポンプ，ガスタービン

### 1. はじめに

首都圏外郭放水路は、中川・綾瀬川流域の浸水解消を目的に整備された治水施設であり、当施設では、ガスタービンエンジンを原動機とするポンプ（1台50m<sup>3</sup>/s×4台）により江戸川への排水を行っている。

本原稿では、施設概要と11年の稼働期間における、運転状況について紹介する。

### 2. 流域概要

中川・綾瀬川流域は、利根川・江戸川・荒川の大川に囲まれ、水がたまりやすい皿のような地形になっており、昔から浸水被害に悩まされてきた地域である。またこの地域は、人口・資産の集中が進んでおり、特に東京から20km～40km圏域の市街化率は50%近くに迫り、交通機関の整備、市街化の整備計画と相まって、今後も中流域の開発は著しく進展するものと予想されている。

この地域では、昭和30～50年代に浸水家屋数が、1～4万戸に達する浸水被害をたびたび生じていたため、国土交通省では中川・綾瀬川を総合治水河川に指定し、流域と一体となった治水施策を実施している。首都圏外

郭放水路は、流域外への排水を行う放水路群のうちの一つとして、200m<sup>3</sup>/sを流域へ排水する役割をになっている。

### 3. 施設概要

首都圏外郭放水路は、国道16号の地下50mに建設された延長約6.3kmの地下放水路である。大落古利根川、幸松川、倉松川、中川、18号水路の各河川からの洪水を取り入れる第1立坑～第5立坑（流入施設）、洪水を流下させる地下トンネルと、水勢を弱める調圧水槽、地下水路からの洪水を江戸川に排水するための庄和排水機場で構成されている。

平成5年3月に着工し、平成14年6月に倉松川から江戸川までの区間の通水が始まり、排水ポンプ設備は、50m<sup>3</sup>/s×2台での運用を行った。

平成18年6月に大落古利根川（第5立坑）から江戸川まで全区間が完成し、排水ポンプ設備を2台増設し合計4台で200m<sup>3</sup>/sの運用となった。

平成24年6月に10周年を迎えた。

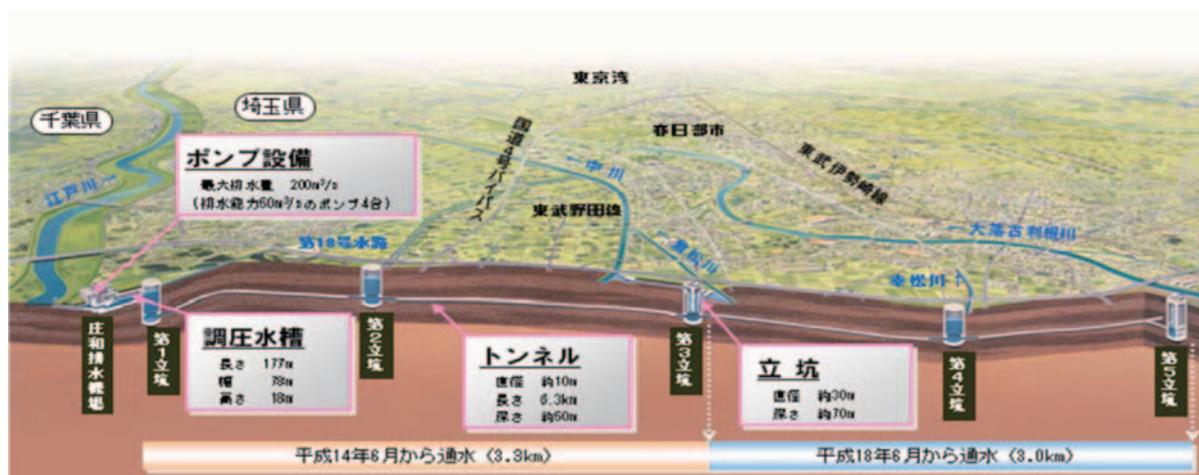


Fig. 1 the Metropolitan Outer Floodway general drawing

原稿受付 2013年4月5日

\* 1 首都圏外郭放水路管理支所

〒344-0111 埼玉県春日部市上金崎720

## 4. 庄和排水機場の主要施設

### 4.1 庄和排水機場

庄和排水機場は、地下トンネルを流下してきた洪水を調圧水槽からポンプ、排水樋管を経て江戸川へ排水する役割と、各流入施設の操作や集中監視する役割を持つ施設である。

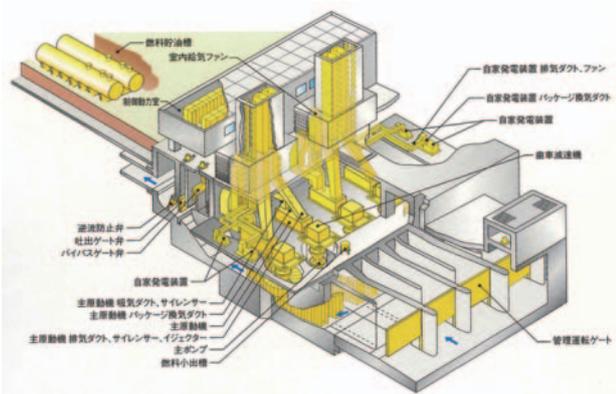


Fig. 2 Opportunity place main part bird's-eye view

全体計画排水量 200m<sup>3</sup>/s (50m<sup>3</sup>/s × 4台)

江戸川計画最高外水位 A.P.+15.051

江戸川計画堤防高 A.P.+17.051

計画高水敷高 A.P.+8.825

上限運転水位 A.P.+0.173

運転停止水位 A.P.-6.187

調圧水槽敷高 A.P.-10.400

(A.P.とは場所の高さを示す数値で、Arakawa Peilの訳であり、荒川工事基準面と呼ばれている。)

主ポンプ設置台数 4台

主ポンプ計画吐出量 50m<sup>3</sup>/s (1台当たり)

主原動機 ガスタービン

電源方式 商用及び自家発 (ガスタービン)

商用電源 3φ6,600V 50Hz

自家発電電源 3φ6,600V 50Hz

排水運転では、洪水時に各河川からの流入水を江戸川へ排水しており、庄和排水機場に設置されている排水ポンプ (50m<sup>3</sup>/s × 4台) を運転している。排水時のポンプ制御用電力は自家発電設備から供給されており、自家発電機は625kVA × 1台、1,500kVA × 1台による運転を行っている。

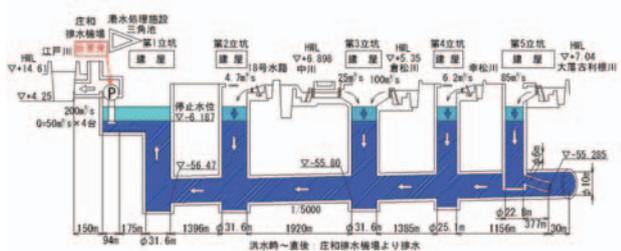


Fig. 3 Drainage situation map

庄和排水機場では、200m<sup>3</sup>/sの流量を揚程14mで排水させなければならないため、主原動機には、10,300kW (14,000ps) の出力が必要となり、航空機転用ガスタービンが採用された。

また、排水機場を小型化し、建設コストを削減するために、主ポンプの高流速・小型化、吸い込み水槽の高流速・小型化、歯車減速機の小型化、原動機の軽量化等の技術が採用された。特に原動機は、ガスタービンエンジンを採用し、原動機重量をディーゼルエンジンと比べて約100ton (約77%減) 軽量化された。これにより、輸送等の施工性が向上した。

### 4.2 調圧水槽

調圧水槽は地下トンネルから流れてきた水の勢いを弱め、機場へスムーズに水を流すため、地下約22mの位置につくられた長さ177m、幅78m、高さ18mにおよぶ巨大水槽である。一般の排水機場の流入水路と吸水槽に当たる部分で、ポンプの運転時に必要な水量と水深の確保と、緊急停止時に発生する逆流の水圧調整を行う役割を持っている。中には長さ7m、幅2m、高さ18m、重さ約500tonの柱が59本あり、水圧調整や調圧水槽自体の浮き上がり防止のための重りとなっている。



Fig. 4 tank photograph

### 4.3 排水ポンプ設備

形式：立軸渦巻斜流ポンプ (二床式)

荏原製作所製

吐出量：50m<sup>3</sup>/s (1台当たり)

定格全揚程：14m

回転数：145min<sup>-1</sup>

機関出力：10,300kW

ポンプ外径：3,760mm

### 4.4 主原動機

形式：開放単純サイクル3軸式

三菱ガスタービン MFT-8型

ガス発生機：圧縮機 軸流式 低压8段、高压7段

燃焼器 キャニユラー式 9個

タービン：軸流式 低压2段、高压1段

出力タービン：軸流式 3 段  
 出力：10,300kW  
 燃料消費率：0.286kg/kWh  
 定格回転速度：4,000min<sup>-1</sup>  
 使用燃料：A 重油 (JIS 1 種 1 号)

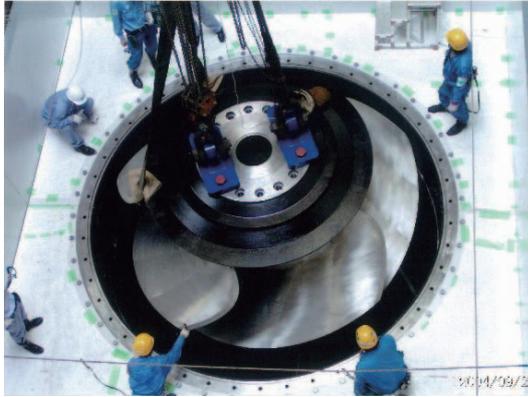


Fig. 5 The main part of a pump



Fig. 6 The main motor (photograph)

#### 4.5 減速機

形式：直交軸歯車減速機 (ロックドトレイン構造)  
 日立製作所製  
 伝達動力：10,300kW  
 回転速度：入力軸 4,000min<sup>-1</sup>  
 出力軸 145min<sup>-1</sup>

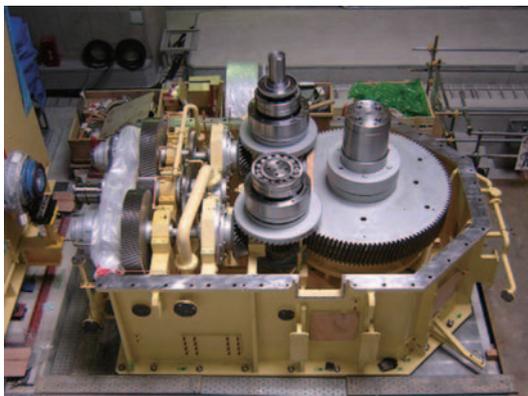


Fig. 7 Reduction-gears outline drawing (photograph)

減速比：1/27.6  
 ポンプスラスト荷重：常用2,550kN  
 最大3,090kN

#### 4.6 自家発電設備

625kVA 自家発電機  
 定格出力：625kVA  
 周波数：50Hz  
 定格電圧：6,600V  
 シングルタービン  
 ガスタービンエンジン  
 形式：単純開放サイクル 1 軸式  
 三菱重工製 ME-1000  
 圧縮機：遠心式 1 段  
 燃焼器：単筒缶型 1 個  
 タービン：軸流式 2 段  
 定格出力：772kW  
 燃料消費率：529g/kWh (350L/hr)  
 回転速度：主軸28,000min<sup>-1</sup>  
 出力軸1,500min<sup>-1</sup>  
 使用燃料：A 重油 (JIS 1 種 1 号)

1,500kVA 自家発電機  
 定格出力：1,500kVA  
 周波数：50Hz  
 定格電圧：6,600V  
 ツインタービン  
 ガスタービンエンジン  
 形式：単純開放サイクル 1 軸式  
 三菱重工製 ME-1000T  
 圧縮機：遠心式 1 段  
 燃焼器：単筒缶型 1 個  
 タービン：軸流式 2 段  
 定格出力：1,545kW  
 燃料消費率：475g/kWh (760L/hr)  
 回転速度：主軸28,000min<sup>-1</sup>  
 出力軸1,500min<sup>-1</sup>  
 使用燃料：A 重油 (JIS 1 種 1 号)



Fig. 8 Private power generator (twin)

## 5. 設置年度

平成5年	首都圏外郭放水路 着工
平成14年	機場～第3立坑の試験通水開始 1・2号主ポンプ設備設置
平成18年	機場～第5立坑 全区間通水開始 3・4号主ポンプ設備設置

## 6. ポンプ（ガスタービンエンジン）運転状況

庄和排水機場の運転状況は、年間平均7回の排水運転を行っており、平成14年から平成24年まで73回流入し約1,300時間排水運転を行っている。

排水ポンプは、降雨により各立坑からの洪水が流入後、約6時間程度で満水になり排水ポンプの運転水位になる。ポンプ運転は、流入量に応じてポンプ台数を1～4台まで選択して運転を行っている。

初期の雨が強く流入量が多い場合は、ガスタービンエンジンの回転数を100%程度にし排水運転を行う。徐々に雨が弱くなり、流入量が少なくなる場合は、ガスタービンエンジンの回転数を約50%程度にし待機運転を行いながら、放水路内の水位が回復したら、再度100%運転にするといった、回転数制御を行いながら排水を行うことを繰り返す。

また、1洪水当たりの運転時間は1～72時間程度で、各エンジンの運転時間を均一にする様に洪水毎に違うエンジンを使用している。

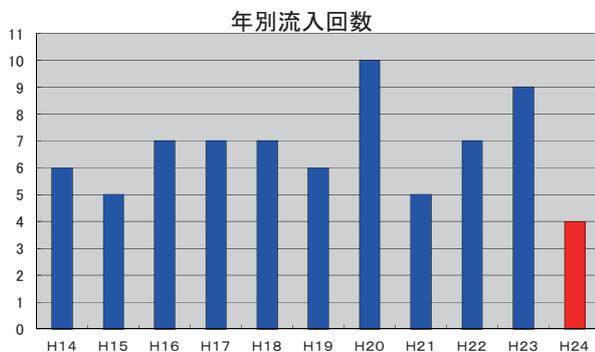


Table 1 The number of times by year of inflow

## 7. 今後のガスタービンへの課題

### 7.1 定期整備の対応

庄和機場が運用を開始して10年が経過したところであるが、主原動機の定期整備の時期を迎えている。

長期間の部品供給と非出水時期の分解整備を考慮し、機場の停止台数を最少台数にするための、整備計画が必要である。

### 7.2 故障時の対応

主原動機と自家発電機の故障に対する、部品供給の期間が長くなってきている。もともと海外製が多く使用されており、特殊な部品であるため、供給期間は短くなかったが、近年は制御設備・補機類・計測機器等に製造中止等による供給体制の悪化が考えられる。これらを考慮し運転を維持するための予備品の用意または、機器の更新が必要になっている。

## 8. まとめ

今後、予定される定期整備及び故障に対する予備部品の購入、更新等の計画を進めていき、首都圏外郭放水路の運用と維持管理を行っていきたい。

## 9. 一般公開について

首都圏外郭放水路では、調圧水槽と龍Q館の一般見学を実施しています。調圧水槽の一般見学会参加には、事前予約が必要となっています。江戸川河川事務所ホームページからお申し込みが可能となっていますので、興味のある方は一度見学に来られてください。

一般見学電話受付（要予約）

TEL 048-747-0281

受付時間 月～金曜日 AM9:00～PM4:30

HP アドレス <http://www.ktr.mlit.go.jp/edogawa>

龍Q館（庄和排水機場2F）

開館時間 AM9:30～PM4:30（入館はPM4:00まで）

休館日 月曜日／年末年始 入館無料

〒344-0111 埼玉県春日部市上金崎720

TEL 048-746-0748



Fig. 9 Guidance map

特集：ポンプとガスタービン

## An introduction to aeroderivative gas turbines

Richard Hamby\*<sup>1</sup>

### Introduction

Since the first aeroderivative gas turbine power station was opened in Princetown in the South West of the United Kingdom in 1959 (Figure 1) this class of gas turbine engines has been developed and used extensively around the globe and in a wide variety of applications. This paper will describe the derivation of the Rolls-Royce industrial RB211 and Trent engines from their aerospace origins, explore the industrial specific features of the machines and discuss key features of their design and operation.



Figure 1 A 1959 aeroderivative power station, Princetown, UK

The Rolls-Royce RB211 and Trent aeroderivative gas turbines are derived from aero engine technology and offer power levels of between 20MW and 67MW at simple cycle thermal efficiencies of up to 43%. The power levels are shown in Figure 2.

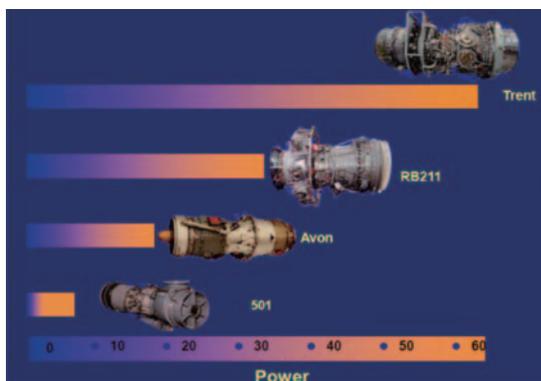


Figure 2 Power (MW) of Rolls-Royce Aeroderivative Engines

原稿受付 2013年 4月 9日

\* 1 Head of Thermal Power Engineering, Rolls-Royce Energy, Montréal, Canada

© Rolls-Royce 2013.

Since the early 1970s technology has been inserted from the aero engines and the industrial gas turbine power and efficiency has grown as materials and component efficiencies have improved over time, as shown in Figure 3. This has also led to a range of engine variants as the product has been continuously improved.



Figure 3 Aero engine origin of the Industrial RB211 and Trent

Historically, the technology insertion from aerospace took the form of direct utilisation at a part number level of aerospace components, sometimes with a “make from” aspect where, for example, an additional coating for marine environments or additional cooling holes were added. An example of this is the RB211 High Pressure turbine blade, which is applied from the aeroengine. This approach has the obvious advantage of minimising Research and Development expenditure.

More recently, the transfer has been achieved by the application of design methods developed in aerospace for the development of industrial components. As an example, the GZero (Figure 4) is an upgrade offering 10% power increase to existing RB211-24G operators. This power increase is achieved by zero staging the existing seven stage intermediate pressure (IP) axial flow compressor, i.e. adding an additional compression stage to increase the achievable pressure rise in the compressor and thus the mass flow through the engine. This development was achieved through the application of advanced aerodynamic and mechanical design methods and component mapping and verification testing on the engine test bed. This approach allowed an optimum product to be produced for industrial application.

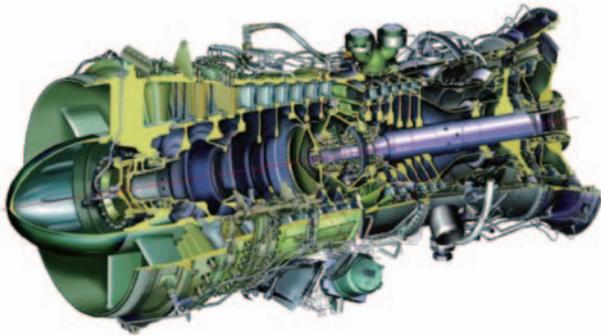


Figure 4 The GZero IP compressor is an example of technology insertion by method application

Aeroderivative gas turbines are also characterised by low weight and small footprint. This facilitates transportation and allows installation in remote and often hostile geographic locations, such as gas compression pipelines in the arctic or the desert and makes aeroderivatives attractive in applications where space and thus power density are at a premium, such as either power generation islands or mechanical drive units for gas compression situated on offshore platforms.



Figure 5 an arctic compressor station



Figure 6 a remote compressor station

In locations such as those shown in Figure 5 and Figure 6 reliability is a key product attribute and here the aerospace heritage of the components is an advantage. Similarly, to help product availability, the mid-life refurbishment and overhauls are achieved (nominally at 25,000 and 50,000 hours) by doing

a gas generator or gas turbine swap with a spare engine and then carrying out the overhaul at an approved base. In this way the down-time is minimised to only a few days.

The remainder of this paper will consider some aeroderivative specific design considerations - gas turbine architecture choice, performance, operational flexibility, combustion, fuel flexibility and some example applications.

## The architecture of an aeroderivative gas turbine

### The turbomachinery - an aero heritage

The origin of the industrial RB211 is the aero RB211-524 engine that is in service on the Boeing 747 and 767. Broadly speaking, the turbomachinery remains similar to the aero engine. However, the wide chord fan system is removed and some changes are made to the IP compressor are made to accommodate the change in inlet profile (Figure 7).

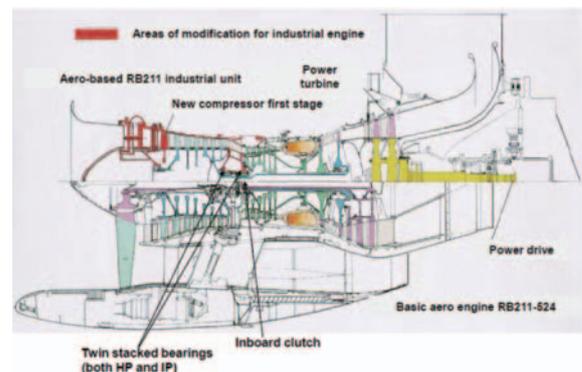


Figure 7 Changes from aero to industrial RB211

The other major change to turbomachinery is that the Low Pressure turbine (LPT) that drives the fan is removed and replaced with a high speed free power turbine, i.e. it is required only to provide shaft power to driven equipment and not compression within the gas turbine (Figure 8).

The architecture of the industrial RB211 is therefore a two shaft gas generator comprising a seven stage IP compressor and a six stage HP compressor, each driven by a single stage turbine of which the single crystal HP turbine blade is cooled.

The high pressure and temperature air produced by the gas generator is used to power the free power turbine (FPT), which is mechanically coupled to the gas generator only at the casing. The design speed of the RT61 and RT62 high speed power turbines is 4,800rpm. This can either remain constant from idle to baseload when connected to a generator through a gearbox, or reduce with reducing output power in the case of a gas compressor or other mechanical loads such as pumps or

air compressors.

There are even applications of the industrial Avon where the power turbine is removed and the gas generator exhaust gas is used directly in a chemical process.

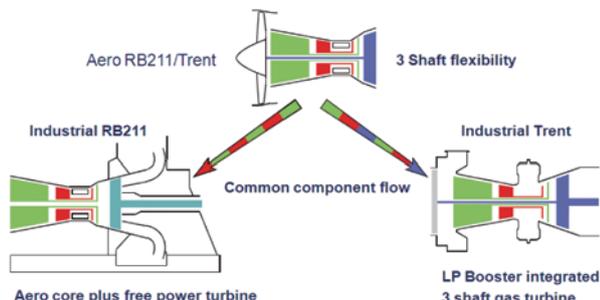


Figure 8 Architectures of Rolls-Royce Aero derivatives

When the industrial Trent was introduced, the additional power was achieved by raising the overall pressure ratio from 23:1 to 35:1. This was achieved by adding three additional stages of compression - a new industrial specific two stage low pressure compressor (LPC) and using an eight stage IP compressor. This also resulted in a three shaft industrial gas turbine.

The LPC is driven by the low pressure turbine which also provides the shaft power to the driven equipment (generator or compressor). As the LP turbine is no longer “free” additional handling bleeds and variable geometry are now required to ensure compressor operability in power generation as the LPC is spinning at synchronous speed (3,000 or 3,600rpm). Two variants of the LPC are utilised to optimise the performance for the appropriate design speeds.

The Trent is also successfully utilised for mechanical drive. In this case the design speeds may be between 2,800 and 3,600 rpm and the LPT and output shaft speed reduces with power in accordance with the driven equipment characteristics. Applications up to this point have used the 60Hz compressor, but for the lower design speeds it is likely that the 50Hz variant would be chosen for improved efficiency and operability.

The HP turbine Rotor inlet temperature (RIT) is increased on the Industrial Trent as a later generation of aerospace turbine blades are introduced.

Regarding RIT, there is a difference in mode of operation between industrial and aerospace application which should be considered. For an aero engine the maximum RIT is reached at take off, falls as the aircraft climbs and then for a long haul

flight the majority of time is spent at a lower temperature during cruise. The industrial gas turbine may spend the majority of its operating life at baseload operation on the temperature limit. The design RIT is thus set somewhere between aerospace cruise and maximum continuous levels to ensure a 25,000 hour overhaul interval and, in general, a 50,000 hour hot end component life.

Further changes are required such as an industrial specific combustion system for low emissions, fuel flexibility and dual fuel operation. Industrial control systems are developed to support flexible operation and some of the auxiliary systems are moved off engine.

**Design point performance**

Design point industrial gas turbine performance is generally provided uninstalled (i.e. no intake or exhaust losses) on a 15C day at 101.3kPa atmospheric pressure and 60% relative humidity. Exhaust conditions are supplied for the calculation of downstream steam cycle performance. Table 1 gives example data for the Industrial Trent.

Table 1 Industrial Trent Design Point Data

**Power Generation**

Output Shaft Speed	Compressor Type	ISI	Power	Efficiency	Overall Pressure Ratio	Exhaust Mass Flow	Exhaust Temperature
RPM			kWe	%		lb/s	°F
3000	DLE	No	53119	42.4	34.5	342.1	812
3000	DLE	Yes	63512	43.3	39.3	389.0	782
3600	DLE	No	54020	42.5	35.1	347.4	808
3600	DLE	Yes	61846	43.4	37.5	370.7	789
3000	WLE	No	66001	41.4	39.3	392.5	797
3000	WLE	Yes	66001	41.4	39.3	392.5	792
3600	WLE	No	63398	41.4	37.6	375.7	802
3600	WLE	Yes	65632	41.1	38.0	379.4	798

**Mechanical Drive**

Output Shaft Speed	Compressor Type	ISI	Power	Efficiency	Overall Pressure Ratio	Exhaust Mass Flow	Exhaust Temperature
RPM			hp	%		lb/s	°F
3400	WLE	No	82877	41.9	36.1	361.3	807
3400	DLE	No	72679	43.6	34.3	340.2	802

It is required to be able to predict engine performance around the operating envelope. This is achieved using a thermodynamic model. Figure 9 shows the resulting baseload power against ambient temperature. It also indicates the limiting parameter to which the engine runs when at baseload conditions. On the so called ‘lapse rate’ portion of the curve either a hot end temperature or compressor delivery temperature is implemented to protect hot end components. Below the kink point, there are compressor flow and absolute pressure limits, but in the case of the industrial Trent it has been convenient to implement a power limit in the control system. The ratings methodology outlined briefly here would be common to both power generation and mechanical drive operation. Part power operation is, of course, fully possible.

Figure 9 also illustrates two means of using water for power

enhancement that are applied on the industrial Trent. In the first, a wet low emissions (WLE) combustion system acts to increase power primarily by reducing RIT at a fuel flow due to the evaporation of the water. There is a secondary effect that the additional steam now present in the combustion products gives more work within the turbines. There is however a detrimental effect on thermal efficiency. The water injection has an important dual functionality as it also reduces NOx emissions from a conventional combustion system down to values as low as 20vppm by reducing the flame temperature within the combustion chamber.

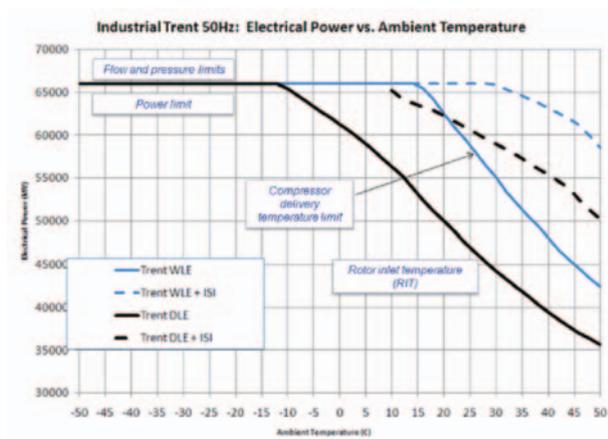


Figure 9 Effect of ISI and WLE combustion on Trent Power

The second method is inlet spray intercooling (ISI). This utilises spray bars to inject very small droplets of water upstream of the LP compressor. The evaporation of the water acts as a progressive intercooling throughout the early stages of the compression system. This is effective with the dry low emissions combustion system, where the reduced compressor delivery temperature allows a greater temperature rise across the combustion system and thus a higher fuel flow and power. The effect on the WLE machine where the reduction in firing temperature means that the engine is limited by a compressor delivery temperature is even greater. The effect is broadly neutral on thermal efficiency and is shown in Figure 9. Note that the ISI case includes the use of an evaporative cooler which has the effect of allowing the engine to perceive a lower ambient temperature. The effectiveness of this means of cooling is highly dependent on the relative humidity and other options should be assessed for high humidity operating points. Although power enhancements using water are available for any application, in practice the mechanical drive operations tend to prefer dry operation, either because they are based in remote places or offshore where demineralised water is not readily available and they often place a higher premium on reliability and would therefore prefer not to have the additional component count of the water systems.

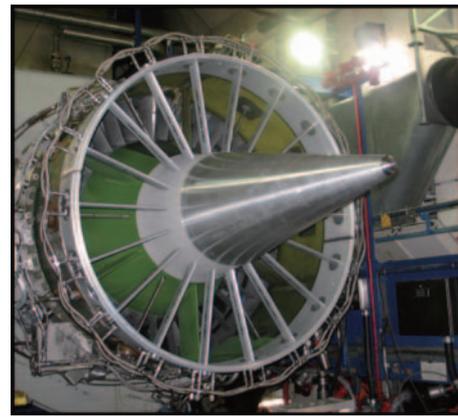


Figure 10 Inlet Spray Bars in the Montreal test bed

In contrast to single shaft gas turbines where multiple stages of compressor and turbine are all spinning at an identical rotational speed and therefore changes in operational speed imposed by the driven equipment have a much bigger effect, one advantage of the architectures discussed is that the design point performance is relatively insensitive to the output shaft speed. This is because the gas generator (i.e. IP and HP systems) is broadly independent of the LP turbine output speed. Even on the Trent where the LPC is coupled with the output shaft significant changes to output speed can be accommodated, as can be seen in Figure 11 which compares how the Trent output reduces when operating at baseload limits when the output shaft speed is forced to change due to grid conditions.

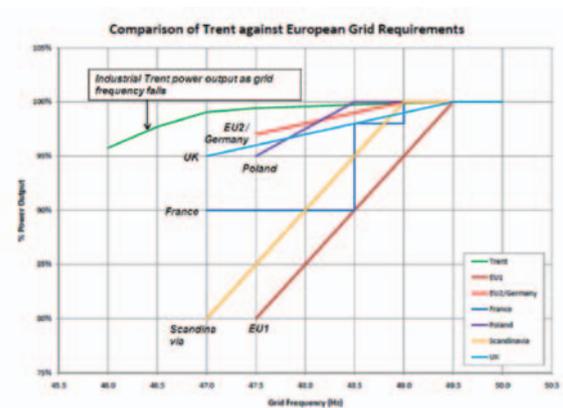


Figure 11 Variation in Trent output power with shaft speed

A more detailed view of the Trent in mechanical drive mode is shown in Figure 12 which illustrates the operating map of the industrial Trent and a gas compressor where the output power varies with approximately the cube of speed. The x and y axes show ambient temperature and percent of design speed. The z axis shows power. The curved lines map onto this a typical gas compressor operating curve, with variability for gas composition or pipeline conditions changing. The hatched areas show normal operating areas for the gas turbine.

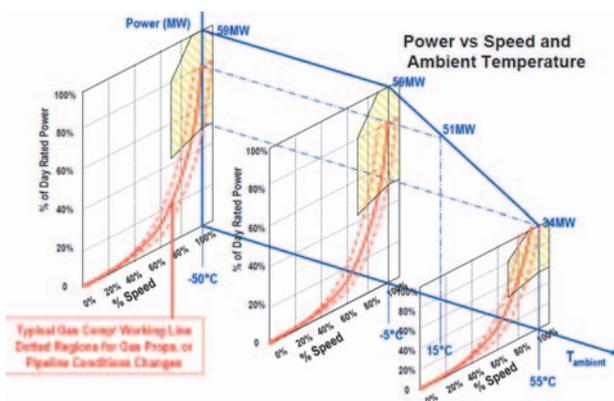


Figure 12 Trent Mechanical Drive Operating Map

It is common to repeat this design exercise with prospective customers and gas compressor designers to ensure that the overall plant performance is optimised, taking into account both pipeline gas compressor and gas turbine efficiency and operating point. A good example of this is the Ras Laffan gas processing and compression plant where six industrial Trent drive the compression of 2 billion cubic ft of gas per day.



Figure 13 Trent mechanical drive installation

Nearly 25 million running hours in mechanical drive operation is good proof that the RB211 family of engines has the right attributes for this application. The RT62 and RT61 free power turbines are well suited to operation with variable power turbine speed.

**Industrial Combustion Systems**

As suggested in the section on performance, the combustor is a significant difference between the aero engine and the industrial gas turbine.

Annular combustion systems taken from aerospace are utilised on both the Trent and RB211 engines. However, a change is required to the fuel injector and systems to allow operation on either gas or liquid fuel, with online changeover also available for operational flexibility. In the case of the Trent, as discussed, water may also be injected into the combustion

system for power enhancement and emissions suppression.

On liquid, aeroderivatives will generally operate on diesel fuel, although on the Trent testing on biofuels has been carried out.

On natural gas, being able to burn a wide variety of gas fuel compositions is important as this can expand the applicability of the gas turbine or simplify the customer’s process plant by removing or reducing the need to purify the gas. One example of this is to be able to accommodate “high inert” gases.

In Asia, particularly offshore, as well as in other parts of the world, there is a need to burn fuels containing high levels of inert gas, for example up to 40% by volume of CO<sub>2</sub> or N<sub>2</sub> is required. The lower power (29MW) RB211-24G had a fuel injector with increased flow capacity developed specifically for this market. Recently, RollsRoyce has also declared a greater capacity for high inert gases on both the higher power 24GT (34MW) and the industrial Trent. This capability has been demonstrated by full functional testing in the Montréal facility where the inert gas was seeded into the high CH<sub>4</sub> natural gas. This testing was supported by both CFD analysis and combustor rig testing and is shown as a full operational envelope in Figure 14.

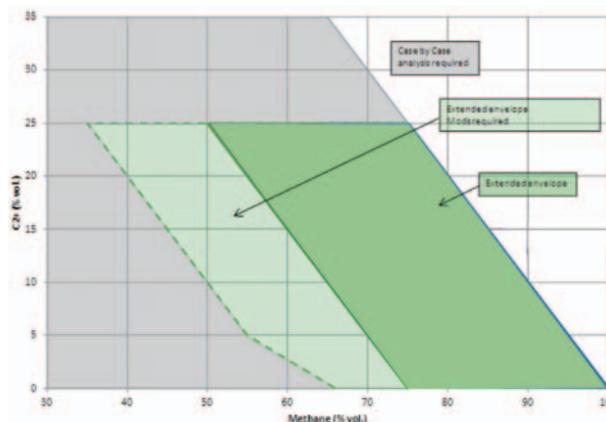


Figure 14 RB211 24GT inert envelope based on CO<sub>2</sub>

The RB211 and the Trent both have dry low emissions (DLE) combustion systems that will deliver less than 25vppm NO<sub>x</sub> on natural gas fuel. The emissions are achieved by premixing the fuel and air to keep combustion flame temperatures in a narrow band (Figure 15).

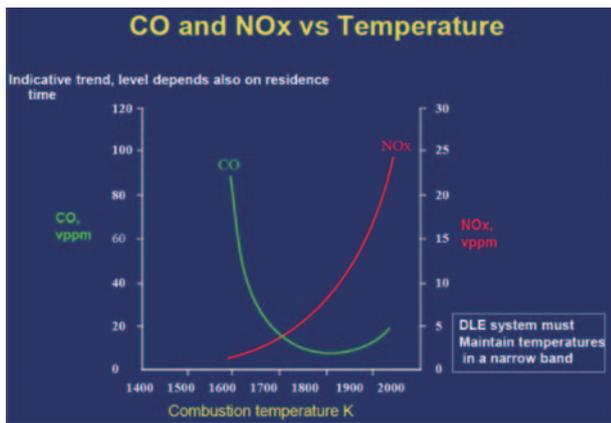


Figure 15 CO and NO<sub>x</sub> vs. Temperature

The Trent and RB211 both currently use a combustion system with eight and nine chambers respectively, rather than the annular aero design. The combustor is divided into a primary and secondary zone (Figure 16), to which fuel is scheduled separately. The primary zone is kept at a constant temperature and the excess fuel required to meet the overall power output of the engines is therefore sent to the secondary zone.

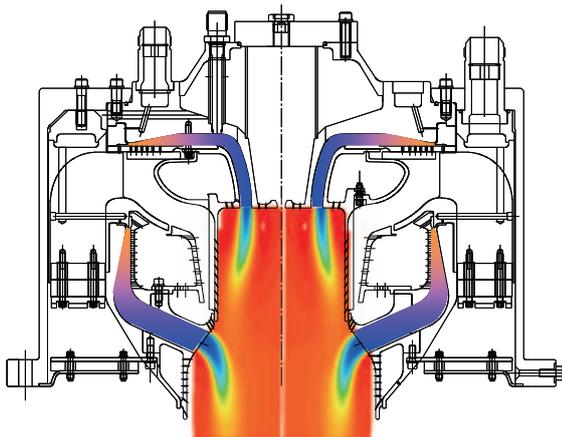


Figure 16 Trent DLE combustor

A full description of the advanced technology required for DLE combustion is beyond the scope of this paper. However, advanced design techniques are used to overcome simultaneously the challenge of achieving adequate mixing such that the required emissions are achieved, ensuring that the residence time within the premixing duct does not provide an environment for auto-ignition of the flammable mixture and ensuring that there are no harmful aeroacoustic instabilities that can cause combustor damage. Both the Trent and RB211 combustion systems are performing well in service and are compliant to existing worldwide legislation. Further developments are ongoing to achieve further reductions in NO<sub>x</sub> and CO whilst increasing fuel flexibility and operational simplicity.

## Flexible operation and control

Aeroderivative engines are well suited to flexible operation. They have rapid start times (for example the Trent can be at baseload eight minutes after starting the engine and can also restart immediately on shutdown if required).

The control system is also capable of responding correctly to a number of external changes. For example, the fuel composition can change transiently - a phenomenon which may become more widespread as gas becomes an increasingly global commodity. The power demanded can change, either for power generation or a mechanical load. The starting or shedding of a large load does cause a significant instantaneous change in power demand - it is not true to say that aeroderivatives only ever respond slowly or sit at baseload.

An integrated system model can be used to model the response of the gas turbine and driven equipment to transient load directly. The model is built up of physics based modules, including the real engine control software, associated measurements and lags. An example output is shown below for two cases when in an island mode (Figure 17). In both cases the engine is running at mid power. In the first case a rapid load reduction to 5MW must take place whilst remaining connected and within frequency limits. In the second the breaker opens and the unit must just remain online. In both cases the model to engine agreement is excellent. This capability is particularly useful for assessing gas turbine behaviour in industrial applications where the gas turbine supplies a factory load and then exports the remainder of its capacity to the local grid.

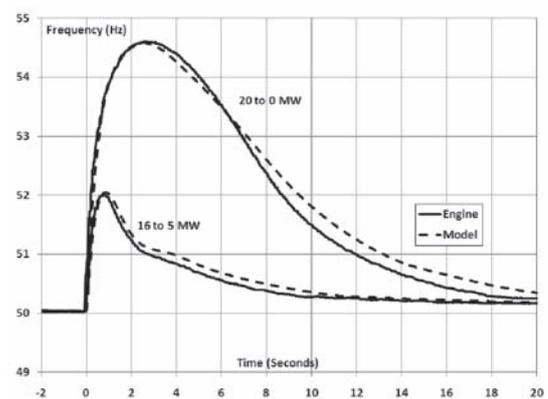


Figure 17 Response modelling of loadsheds from an industrial RB211

## Conclusion

It is likely that the need for aeroderivative gas turbines will remain strong. In power generation their flexibility is becoming increasingly appreciated in both simple cycle and combined cycle, both in supporting a distributed grid and in

supporting renewable power. It is also noted that gas is less CO<sub>2</sub> intensive as a fuel than, for example, coal and any uptake in gas as a bridge to a low carbon future will likely see strong demand.

Rolls-Royce aeroderivatives are very well suited for mechanical drive applications due to their flexibility in shaft speed, power curve and the ability to optimise for the application. It is highly likely that demand will continue as gas production continues to be strong and also trade and transportation increases.

Technology will continue to support this by the continual evolution of products with better power density, higher

thermal efficiency, better emissions and continual improvement in reliability.

This will be supported by a continued ability to understand wider system issues to ensure an optimised solution for customers.

### References

Wikipedia.ca, Ras Laffan pipeline

### Acknowledgements

Paul Fletcher, David Vyncke-Wilson, Thomas Scarinci, Donald MacDonald, Patrick Mahon, Steve Mountain, Brian Price.

© *Rolls-Royce 2013*.

特集：ポンプとガスタービン

## Niigataポンプ駆動用2軸式ガスタービン装置

浅井 尚<sup>\*1</sup>  
ASAI Hisashi樽井 真一<sup>\*1</sup>  
TARUI Shinichi

キーワード：2軸式ガスタービン，ポンプ駆動，Two Shaft Gas Turbine, Pump Drive

## 1. 緒言

近年、河川流域の市街化が広がる一方で、異常気象等による、いわゆるゲリラ豪雨のような局所的集中豪雨も増える傾向がみられることから、都市部では雨水の排水施設の増設や排水ポンプの大型化が求められてきている。

このような背景の中、新潟原動機株式会社は、出力2942kW（4000PS）のCNT-4002MN型ポンプ駆動用2軸式ガスタービン装置を開発し、2010年に販売を開始した。当社では、自社製の出力1471kW（2000PS）のNGT2BM型2軸式ガスタービンを原動機とするCNT-2002MN型ポンプ駆動ガスタービン装置を2001年から製造、販売しているが、今回新たに販売を開始したCNT-4002MNは、このNGT2BM型2軸式ガスタービン2台を、減速機を介して2機1軸化することで2倍の出力にしたものであり、ポンプ駆動用横型2軸式ガスタービン装置としては、国産最大級の出力となっている。

本論文では、このポンプ駆動用2軸式ガスタービン装置の主要性能や特徴、開発試験内容について紹介する。

Fig. 1に装置平面図、Table 1に装置主要目を示す。

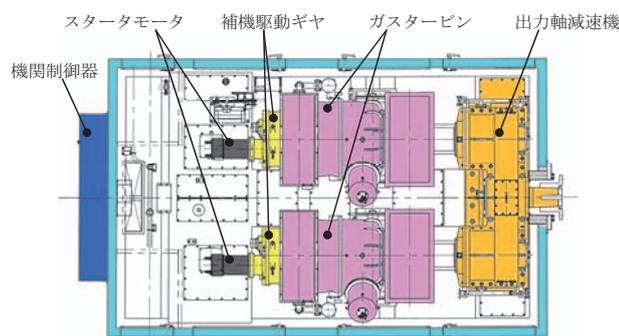


Fig. 1 CNT-4002MN型ポンプ駆動用ガスタービン装置

Table 1 CNT-4002MN 装置主要目

ポンプ駆動装置	型式	CNT-4002MN
	定格出力	4,000PS (2,942kW)
	回転速度	1,000min <sup>-1</sup>
	始動時間	60秒以内
	再始動時間	60秒以内
	燃料	A重油, 軽油, 灯油
	パッケージ寸法, 重量 (参考値)	全長 5,600mm 全幅 3,200mm 全高 4,300mm 重量 24,000kg
騒音仕様 (周囲 1m)	85dB (A) 以下	
ガスタービン	型式	NGT2BM-T
	圧縮機	遠心 2段
	燃焼器	単筒缶型
	ガス発生機タービン (GGT)	軸流 2段
	出力タービン (PT)	軸流 1段
	GGT 定格回転速度	22,000 min <sup>-1</sup>
PT 定格回転速度	22,000 min <sup>-1</sup>	
減速機	構成	2機1軸式
	減速比	1 : 22
	高速側歯車	遊星式
	低速側歯車	平行式

条件：周囲温度40℃，設置高度150m

## 2. ポンプ駆動用2軸式ガスタービン装置の特徴

ポンプ駆動用原動機としては、ディーゼルエンジン、1軸式ガスタービン、2軸式ガスタービンがあるが、都市部において、主に台風や豪雨等の非常時に利用される排水ポンプの原動機としては、軽量、コンパクト、冷却水不要で低騒音（振動）であるガスタービンが適している。また排水ポンプ駆動用としては、低回転高トルク、クラッチ不要、回転速度変更によるポンプ流量制御が可能等の特徴をもつ2軸式ガスタービンが有利である。1軸式と2軸式のガスタービンの特徴比較をTable 2に示す。

原稿受付 2013年3月19日

\*1 新潟原動機(株) 技術センター 製品開発グループ GT開発チーム  
〒957-0101 新潟県北蒲原郡聖籠町東港5-2756-3

Table 2 ポンプ駆動用ガスタービン装置  
1軸式と2軸式の比較

	1軸式	2軸式
回転速度の 可変運転	流体継手必要	ポンプ直結可能
低速トルク 特性	クラッチ・ 流体継手必要	クラッチ不要
部分負荷効率	低負荷効率低い	低負荷効率高い
構造 部品点数	シンプル構造	部品点数多い
負荷投入 遮断特性	慣性大、 回転変動小	負荷追従性劣る

CNT-4002MN型ポンプ駆動用2軸式ガスタービン装置の特長を以下に述べる。

#### 1) 自社開発純国産ガスタービン

日本国内における、大型のポンプ駆動用ガスタービンとしては、海外製の航空転用型ガスタービンを利用する事例が多いが、本装置は、実績のある当社製NGT2BM型2軸式ガスタービン2台を適用した純国産ガスタービン装置であり、日本国内において充実したアフターサービスが可能である。

#### 2) 省スペースで大出力

出力1471kW (2000PS) の2軸式ガスタービン2台を並列配置した2機1軸式とすることで、ポンプ駆動装置のパッケージ全長寸法を短くし、また装置全幅は国内の輸送制限以内の寸法に納め、設置条件の厳しい都市部にも適する省スペース化を実現している。

#### 3) 高い始動信頼性

ガスタービン始動時に2機のガスタービンを個別に燃料制御できるよう燃料制御弁を2台装備しており、柔軟かつ最適なガスタービン始動制御を可能としている。始動時間は60秒以内、また停止動作中の再始動要求に対しても60秒以内で再始動が可能であり、迅速で確実な始動性能を有しているため、非常時の排水ポンプ駆動用に適している。

#### 4) 雨水ポンプの先行待機運転に最適

2軸式ガスタービンであるため、ポンプ側にクラッチを設置していない場合においても、無負荷でのガスタービン自立運転が可能であるため、雨水の急激な流入に備えた先行待機運転が可能となっている。

#### 5) 高機能的な制御装置

装置の制御には、フルデジタルコントローラの採用と弊社非常用ガスタービン発電装置で培った機関制御のソフトウェア技術により、定常運転の他、始動や負荷変動

に対しても、信頼性の高い安定した運転制御が可能となっている。

### 2.1 ガスタービン機関の特徴

CNT-4002MN型装置の原動機であるNGT2BM型ガスタービンの断面図をFig. 2に、性能線図をFig. 3に示す。以下に各構成部品の特徴を述べる。

#### 1) 圧縮機

圧縮機は遠心式の2段インペラから構成され、当社製1600kW非常用ガスタービンのNGT2B-S型ガスタービンと同じインペラ翼形状を採用し共通化を図っている。

#### 2) 燃焼器

燃焼器は単筒缶型のシンプルな構造で、ライナ内壁面には遮熱コーティングを施工し耐久性を高めている。

燃焼器ライナは外筒ケースとピンにて支持されているシンプルな構造で、保守点検が容易である。

#### 3) 燃料噴射ノズル

燃料噴射ノズルは、着火用の圧力噴霧式ノズルと、負荷運転用の気流微粒化式ノズルの2系統からなる構造で、始動時の確実な着火性能と運転時のクリーンスモークを実現している。

#### 4) タービン

ガス発生機タービン (GGT) は軸流2段タービン、出力タービン (PT) は軸流1段タービンの構成となっている。GGTの第1段静動翼には空冷翼を採用し耐久性を高めている。

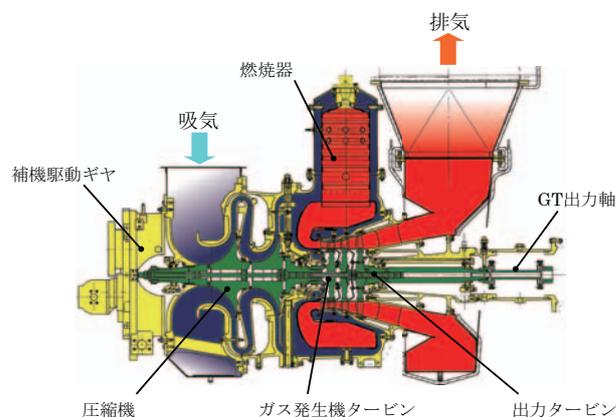


Fig. 2 NGT2BM ガスタービン断面図

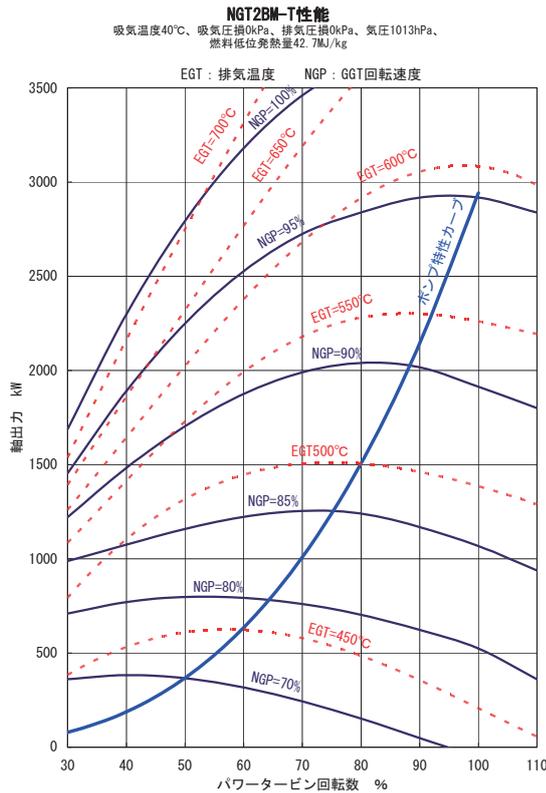


Fig. 3 CNT-4002MNガスタービン性能線図

2.2 補機駆動ギヤ及び出力軸減速機

1) 補機駆動ギヤ

ガスタービンの吸気側には、始動装置（スタータモータ）、燃料ポンプ及び潤滑油ポンプを駆動する補機駆動ギヤが2機のガスタービンにそれぞれ1式ずつ装着されている。(Fig.1 参照)

2) 出力軸減速機

出力軸減速機は、2機1軸式を採用するにあたり新規設計をしたものである。高速で回転する2機のガスタービンからの入力を受け、ポンプ駆動に適する回転速度まで減速し、1軸で出力するものである。歯車は遊星歯車と平行歯車により構成されている。軸方向寸法をなるべく短くし、ポンプ駆動装置パッケージの全長寸法を抑えるとともに、潤滑油の給油ラインは、ケーシングに内蔵する（外部配管を極力無くす）ことで、構造の簡素化、部品点数の削減、組立作業工数の低減を図っている。

Fig. 4 に出力軸減速機の断面図を示す。

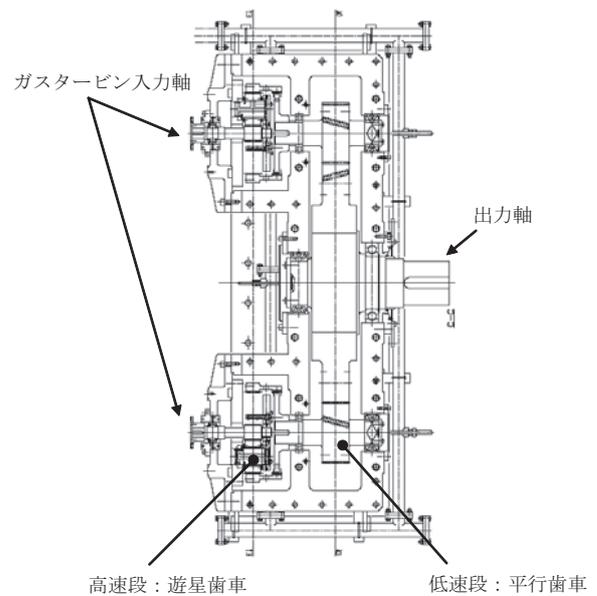


Fig. 4 出力軸減速機の断面図

2.3 ポンプ駆動装置パッケージ

1) パッケージ概要

2機のガスタービンと出力軸減速機を台床に据付け、防音エンクロージャを上から被せたパッケージ構造となっている。Fig.5 にポンプ駆動装置パッケージの側面図を、Fig.6 に装置外観写真を示す。

ポンプ駆動装置パッケージは、小型・軽量のガスタービンの特長を活かして軽量・コンパクトにまとめることで、省スペース化を実現している。また、潤滑油冷却器は、空冷式のラジエーターを採用することでディーゼルのような冷却水を不要としている。なお、パッケージ周囲1mでの騒音は85dB (A) 以下を標準としている。

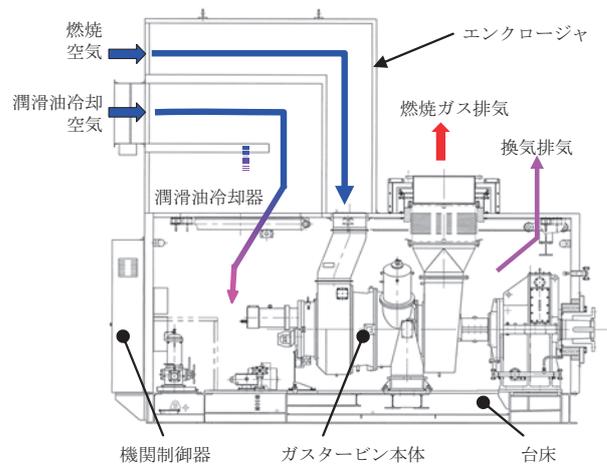


Fig. 5 ポンプ駆動装置パッケージ側面図

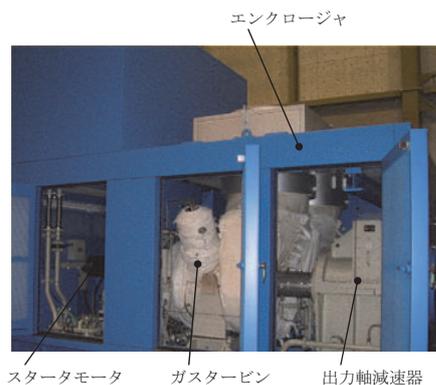


Fig. 6 ポンプ駆動装置パッケージ外観写真

## 2) 換気レスパッケージ

ポンプ駆動用ガスタービン装置は、豪雨や洪水等の災害時に運転されることが想定されるが、このような災害時には停電が併発する可能性がある。そこで当社では、停電時でも装置を確実に運転可能とするオプション仕様として、潤滑油冷却及びパッケージ内換気にACモータファンを必要とせず、ガスタービンの燃焼用空気を利用する換気ファンレスパッケージを用意している。装置断面図をFig. 7に示す。

なお、本システムでは潤滑油冷却器やパッケージ内機器により暖められた空気をガスタービンが吸入するため、ポンプ駆動出力は定格出力の70%となる。

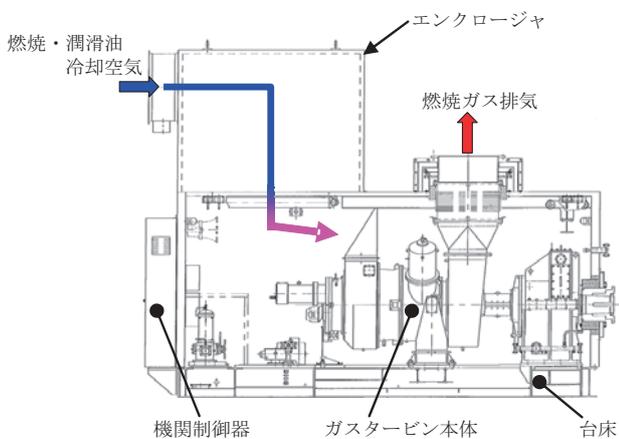


Fig. 7 換気ファンレスパッケージ側面図

## 3) ガスタービン制御装置

本装置では、ガスタービン始動時には2台のガスタービンの燃料調量を個別に制御できるよう燃料制御弁を2台装備している。

制御装置には高性能PLCを採用し、フルデジタルコントロールにより柔軟且つ最適な燃料制御を可能とし、良好な始動性能や負荷追従性を実現している。Fig. 8に機関制御器外観写真を示す。

また、お客様の仕様により制御信頼性・冗長性向上のためのオプションとして、CPUの2重化やセンサ2重化にも対応可能な制御装置となっている。



Fig. 8 機関制御器外観

なお、制御装置の電源は停電時でも安定供給できる専用の直流電源系統が一般的に用意されている。

## 3. 開発試験

CNT-4002MN型ガスタービンポンプ駆動装置の開発試験においては、新設計となった出力軸減速機の振動や潤滑油流量・温度の確認、新たに取り組んだ2機1軸式の2軸ガスタービンの運転制御、装置内の温度分布やエンクロージャ周囲での騒音計測などを中心に設計検証を行い、各種性能と信頼性が十分満足することを確認した。

### 3.1 出力軸減速機検証試験

出力軸減速機の振動値は、無負荷から全負荷において当社管理値内であり、また潤滑油の油量、温度、圧力も管理値内で安定して運転できることを確認した。

開発試験では、負荷運転試験の他、実運用時の管理運転や無負荷での先行待機運転を想定し、無負荷にて50時間程度の連続運転試験も実施した。

試験後に開放点検し、歯車及びスプラインの歯面、軸受等に摩耗やフレッチング等の異常がないことを確認した。Fig. 9に出力軸減速機の点検写真を示す。

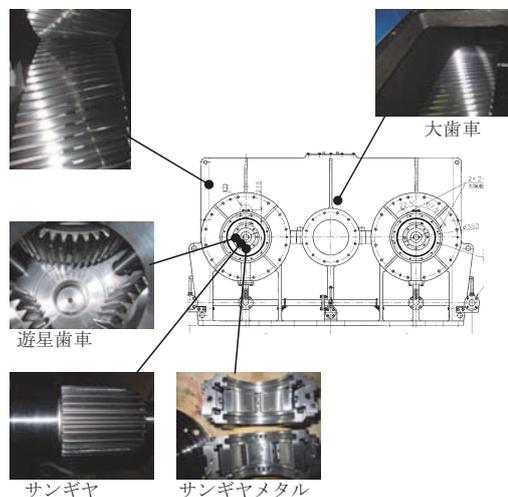


Fig. 9 出力減速機の運転後点検写真

### 3.2 始動性能試験

Fig. 10に通常始動のトレンドを示す。2機のガスタービンには機差により若干の排気温度差が生じているものの安定して加速し、仕様の始動時間60秒に対して、約35秒で始動完了（アイドル回転に到達）することを確認した。

また、機関停止操作中に、再度始動指令が入った場合でも、60秒以内に再始動できることも実証した。この再始動システムのポンプ駆動用装置への適用は業界初となる。Fig. 11に再始動トレンドを示す。ガスタービン機関停止中の再始動の場合は、2機のガスタービンの再着火タイミングに若干のタイムラグが生じているが、その後の燃料制御にて安定して加速し、約30秒での始動完了を確認した。

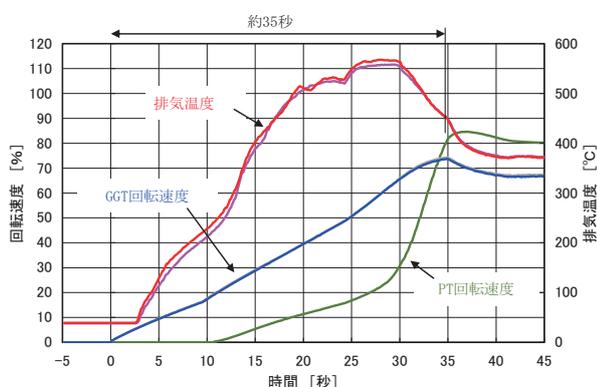


Fig. 10 CNT-4002MN 始動トレンド

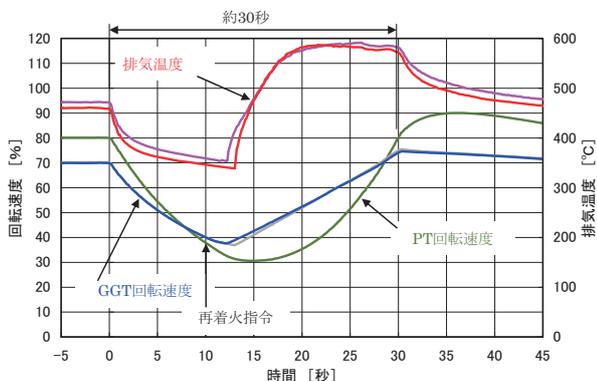


Fig. 11 CNT-4002MN 再始動トレンド

### 3.3 パッケージ検証試験

パッケージの性能として、エンクロージャ内部の温度分布を計測し、エンクロージャ内に配備された使用機器類の温度が許容値以内であることを確認した。またエンクロージャ周囲1mでの騒音は85dB (A) 以下であることを確認した。

### 4. 結言

CNT-4002MN型ポンプ駆動用ガスタービン装置は、都市化が進む河川周囲地域における非常時の排水施設として、近年の社会的ニーズに適する大型の2軸ガスタービン装置である。

本装置の販売開始により、当社のポンプ駆動ガスタービン装置は、出力1000PS～4000PSまでのポンプ駆動に対応可能となった。既存機では、信頼性の面で高い評価をいただいております。今回新しくラインナップに加わったポンプ駆動用装置がさらに多くのユーザーにご活用いただけるものと期待しています。

### 5. 参考文献

- (1) 樽井真一:NIIGATA CNT4002MNポンプ駆動ガスタービン装置, ガスタービン学会誌, Vol.39, No.5 (2011) pp.350-351.
- (2) 住吉雅史, 齊藤雅昭, 渡辺総栄, 畑本拓郎:非常用ガスタービン設備の現状と開発動向, ガスタービン学会誌, Vol.40, No.1 (2012) pp.15-20.
- (3) 樽井真一, 渡辺総栄, 内野孝: CNT4002MNポンプ駆動ガスタービン装置の開発, GTSJ第40回講演会, 2012.10, pp.249-253.

特集：ポンプとガスタービン

## ポンプ駆動用減速機

岩本 安弘\*1

IWAMOTO Yasuhiro

キーワード：ガスタービン，原動機，減速機，遊星歯車，直交歯車，ポンプ

### 1. 緒言

河川の治水，及び，利水に国内に多く設置されているポンプ設備に，多種多様の歯車装置が用いられている。ポンプ設備はその設置環境である河川の地理的条件，気候的条件，設置地域の条件がそれぞれ異なるため同じ仕様のもは無い。設備の主構成要素であるポンプは，想定する排水流域と降雨条件により最適設計される。原動機は従来より用いられているディーゼルエンジン，電動機と最近使用され始められているガスタービンがある。出力回転速度は数種類に標準化されており，原動機の特性を考慮して選択される。原動機とポンプの回転速度が異なるため，これをそれぞれに合わせる機能として歯車装置が不可欠となる。ポンプ設備の技術革新とともに，駆動機機速度調整としての歯車減速機の機能の他にも歯車装置にさまざまな機能が要求され，付加されてきた。すでに，ガスタービンがポンプ駆動用に用いられてから，30年となる。本解説では，ガスタービン駆動システムでポンプ用に使用される減速機に必要な技術，適応した事例を紹介する。

### 2. ガスタービン駆動ポンプ設備の設置状況

雨水排水用設備において，原動機はディーゼルエンジンと電動機であったが，1986年に初めてガスタービンが原動機として用いられた。当時のポンプ排水設備の信頼性を向上することが一つの目的となっていた<sup>(1)</sup>。排水ポンプの種類の中で，立軸ポンプが多く用いられている。この立軸ポンプに採用された原動機の種類別に，原動機の動力の大きさ，設置年を調査した。調査資料は，河川ポンプ施設総覧 2010<sup>(2)</sup>に依った。国内の立軸ポンプの排水機場にて，ディーゼルエンジン駆動とガスタービン駆動の採用された様子をFig.1に示す。ガスタービン駆動の設置数は年数が経るにつれて増え，90年代後半頃から全体の割合に対しても増えてきていることが分かる。

また，年代が経過するにつれて大型化してきている。年代別のガスタービンの駆動馬力をFig.2に示す。この

調査は，国，県のポンプ設備であるが，市村町のポンプ設備を含めるとさらに多くなる。

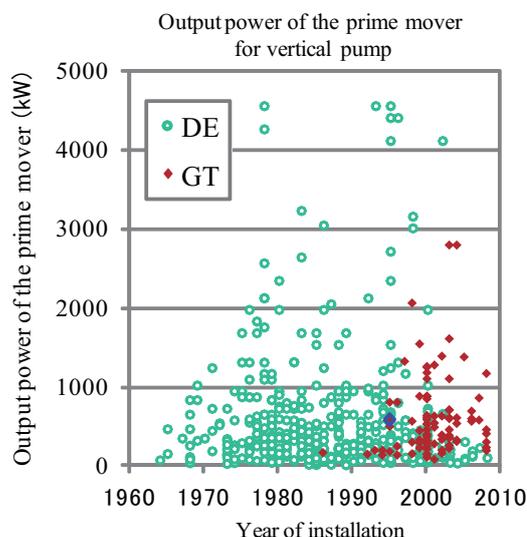


Fig. 1 Installation conditions

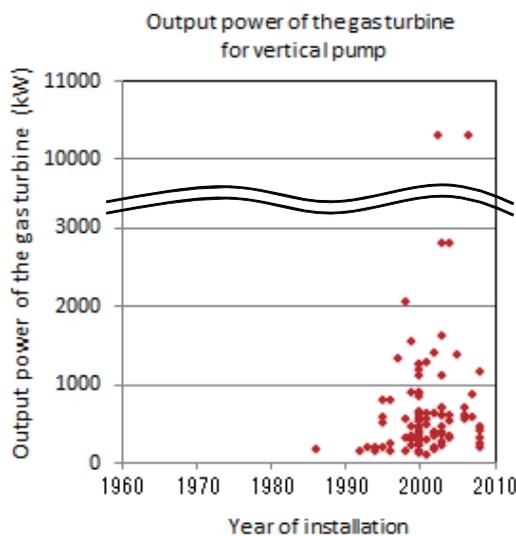


Fig. 2 Output power of the gas turbine

原稿受付 2013年3月22日

\*1 (株)日立ニコトランスミッション 大宮事業所 設計部  
〒331-0811 さいたま市北区吉野町1-405-3

### 3. ポンプ駆動システムの構成

初めに、ポンプ設備における一般的な動力伝達装置の構成を説明する。ポンプ駆動システムは、ディーゼルエンジン駆動とガスタービン駆動がある。Table 1 に駆動システムの構成を示す。これらに使用する伝達装置の違いは、遊星歯車の有無である。ガスタービンによる駆動システムは、ガスタービン、遊星歯車、直交歯車、ポンプの順で構成される。ガスタービンが高速回転のため遊星歯車減速機を使用して減速する。遊星歯車はガスタービンを収納するパッケージ内に設置される。この遊星歯車も含めて、ポンプ駆動のための減速機とする。以下、遊星歯車をパッケージ内減速機と呼ぶ。

Table 1 Pump drive system

prime mover	Transmission gear	Application
Diesel engine	Angle gear	Pump
Gas turbine	Epicyclic gear/Angle gear	

### 4. ガスタービンとポンプ駆動用減速機

多くの都市においては、急速な市街地の拡大にともない、騒音と振動が大きなディーゼルエンジンを市街地に設置することは、環境の上からも難しくなった。一方、都市化により小雨でも洪水となり、排水用設備が必要になってきた。このような状況により、ガスタービンを用いることの有効性が出てきた。ガスタービンの特徴は、冷却水を必要としないこと、振動が小さく動荷重が小さいことが長所となっている。ガスタービンを雨水排水ポンプ用設備に採用する背景が増大してきたと考えられる。このガスタービンの特徴と減速機が要求される仕様について述べる。

#### 4.1 ガスタービンパッケージ内減速機

ガスタービン駆動システムは、ガスタービンと  $1000\text{min}^{-1}$ 、又は、 $1500\text{min}^{-1}$  に減速する遊星歯車を備えている。これらが設置されているガスタービンパッケージは防音構造となっている。ガスタービンと減速機



Fig. 3 The gas turbine package

より生ずる騒音はパッケージ本体から 1 m にて、85dB (A) に減じられており外部への騒音の問題は生じない。パッケージの外観を Fig. 3 に示す。

この駆動システムは、減速機がガスタービンの直後にあり、数万回転で入力される。これを  $1000\text{min}^{-1}$ 、又は、 $1500\text{min}^{-1}$  に減速するために、高減速比が可能な遊星歯車を用いる。遊星歯車にはスター型とプラネタリ型がある。スター型は太陽歯車、遊星歯車、内歯歯車が自転のみ回転し、プラネタリ型は内歯歯車が固定され、遊星歯車が自転と公転する構造である。横型の遊星歯車の構造を Fig. 4 に示す。スター型の速度比は歯数比となり、プラネタリ型の速度比は (歯数比 + 1) となる。プラネタリ型では速度比 4 ~ 11 の範囲で 1 段遊星歯車となる。

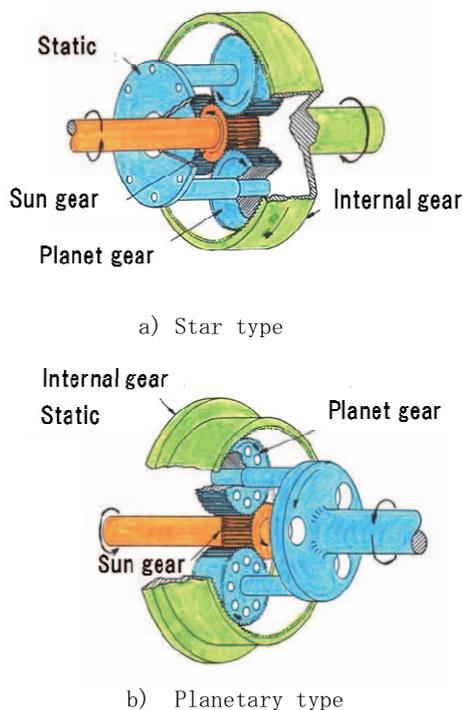


Fig. 4 Structure of epicyclic gear

減速機の入出力軸の速度比は10から20くらいにあるため、平行歯車装置では非常に大きくなる。入出力軸の速度比が10以下であれば、1段のスター型遊星歯車が採用される。従って、速度比が10から20であれば、この遊星歯車装置はスター型2段で構成される。遊星歯車の構造を Fig. 5 に、外観を Fig. 6 に示す。

遊星歯車の歯車周速は  $100\text{m/s}$  を超えることもめずらしくない。すなわちこの減速機の技術的課題は高速歯車装置である。高速歯車は、歯車の面圧強度、曲げ強度に加えてスコーリングの強度に配慮した設計が必要になる。スコーリング損傷は、歯先、歯もとの相手歯面との滑りにより発生する金属溶着現象であり、フラッシュ温度の計算により検討できる。小モジュールの選定、歯車高精度の製作、歯面粗度の向上、適正な歯形・歯筋修整、潤滑方法等がスコーリングの強度を増す方法となる。

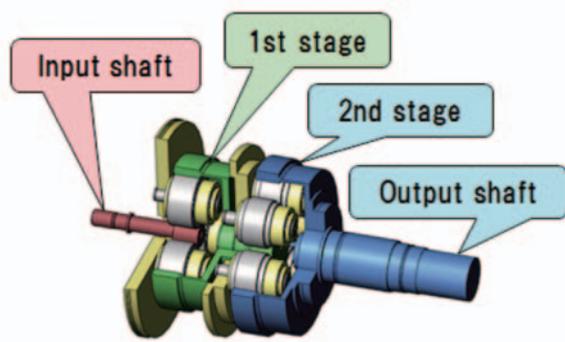


Fig. 5 Two-stage epicyclic gear



Fig. 6 The epicyclic gear in the gas turbine package

高速歯車の軸受は、すべり軸受を採用している。ころがり軸受は、許容回転数を越え、寿命時間も満たさない。

遊星歯車装置は、真ん中に太陽歯車、周囲に複数の遊星歯車を配置し、その外周を内歯歯車が囲む構成である。すなわち、伝達動力を複数個の遊星歯車に分割するので、小型軽量を計れる特徴を有している。

しかし、この伝達動力を各遊星歯車に均等に分割することは、加工精度の関係で難しい。均等にする目的で、これまでに多くの等配機構が考案されてきた。遊星歯車間の荷重等配状態と不等配状態をFig. 7示す。

代表的な横軸用2段遊星歯車の構造をFig. 8に示す。また、遊星歯車と平行歯車を使い、ガスタービンを2機

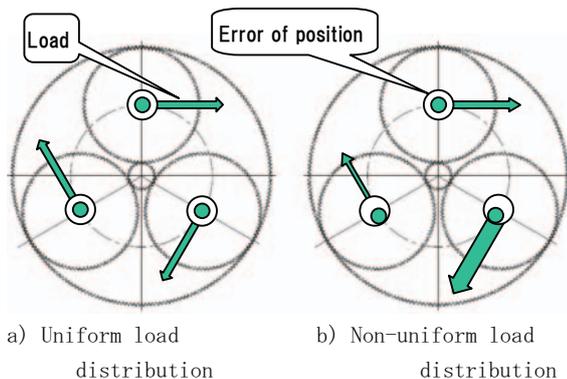


Fig. 7 Load between three planet gear

用いる場合がある。この方式の構造をFig. 9に示す。

立型ガスタービンでは、遊星歯車が3段構造となることもある。この方式の構造をFig. 10に示す。

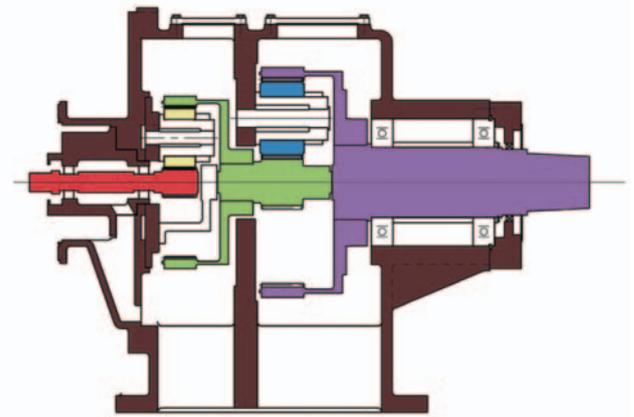


Fig. 8 Structure of two-stage horizontal epicyclic gear

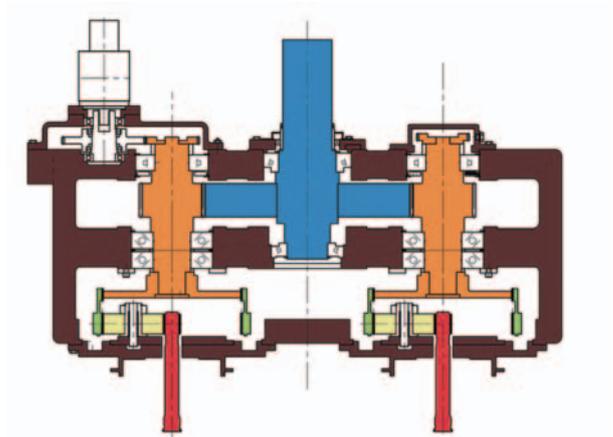


Fig. 9 Two gas turbines input-single shaft output type

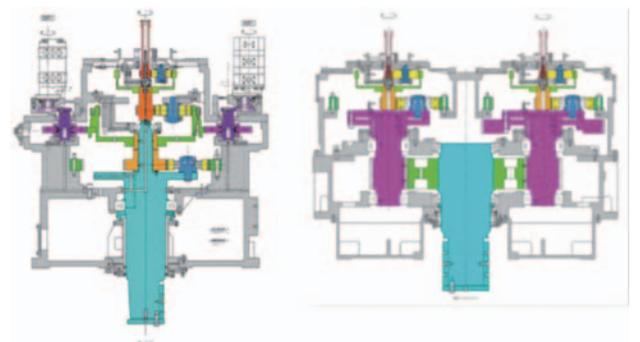


Fig. 10 Structure of vertical epicyclic gear

## 4.2 直交歯車減速機

ここで述べる直交歯車減速機は、横軸ガスタービンパッケージから継手を介して動力を伝達され、ポンプに適した回転速度に変速して動力を伝達する歯車装置を言う。立軸ポンプの場合、直交歯車減速機を用いる。直交歯車減速機の入出力軸の速度比が、5.6以下であれば1段減速となる。速度比が5.6を越える場合、2段減速となる。これらの構造をFig.11に示す。

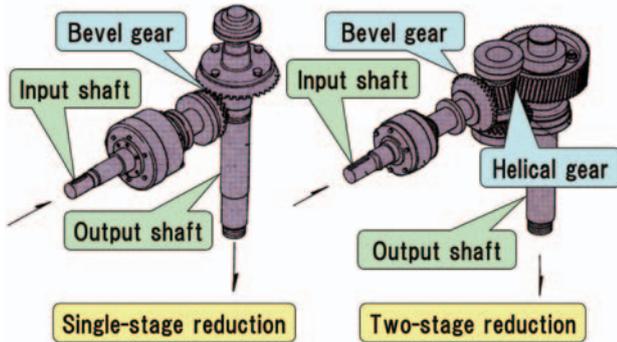


Fig.11 Single-stage/Two-stage Angle gear

これらの直交歯車減速機は、前述の遊星歯車より入力速度が低い場合、設計寿命は12,000時間を基本としている。軸受はころがり軸受を使用している。また、原動機の起動方法により、湿式多板油圧クラッチを減速機内に設ける場合がある。ガスタービン駆動システムで用いられる直交歯車減速機には、ディーゼルエンジン駆動システムと異なる機能が備わっている。以降、これらについて述べる。

### 4.2.1 ガスタービン構造と油圧クラッチ付き減速機

ガスタービンには、コンプレッサーとタービンを1軸上に配置した構造の1軸ガスタービンと、コンプレッサーとタービンが分離している2軸ガスタービンがある。1軸ガスタービンは一般的に小形サイズのガスタービンが多い。そして回転速度は一定となる。2軸ガスタービンは一般的に大形サイズのガスタービンが多い。コンプレッサーとタービンがそれぞれの軸で回転できる構造で、出力回転速度は70%～100%の間を変換することができる。この出力回転速度可変の機能を用いてポンプ場の排水量を調節して、水位を一定に保つことも可能となる。減速機はこの回転変化にも対応できるように、機付油ポンプの容量を大きめに選定し、最低回転速度でも機能を損なわないようにしている。

減速機が湿式多板油圧クラッチを有している場合、1軸ガスタービンでは定格回転速度に達した後に、油圧を操作してクラッチを入れる。この時油圧クラッチは滑りながら入るため、摩擦熱を発生する。油圧クラッチの熱容量に注意し、事前に検討が必要となる。油圧クラッチの構造をFig.12に示す。油圧クラッチは、表面に摩擦材が貼られている摩擦プレートと貼っていないクラッチ

プレートから成り、一方のプレートに外歯のスプラインと片方には内歯のスプラインが切っており、それぞれがスプライン上を動くことができる。

内外周をシールされたクラッチピストンが圧油されると、互い違いに組み込まれた摩擦プレートとクラッチプレートが圧着される。互いのプレート間に摩擦力が働き、トルクが伝達される。クラッチ油圧を制御弁により緩やかに上昇させて、伝達トルクの増加勾配を緩やかにして原動機の回転速度に与える影響を小さくすることも行っている。

一方、2軸ガスタービンは定格の70%速度でクラッチを嵌入することが多く、クラッチの熱負荷は小さい。但し、設計的には定格(100%)クラッチ嵌入も考慮しておく必要がある。

油圧クラッチを脱にすれば、ガスタービンの管理運転時にポンプ側を遮断して、排水機場に水が無くてもガスタービンを運転することが可能になる。但し、油圧クラッチはクラッチ脱でもプレート間の引きずりトルクにより連れ回ることがある。ポンプ側で連れ回りを嫌う場合は、出力軸側にブレーキを付けて、クラッチ脱の時に出力軸を固定する。

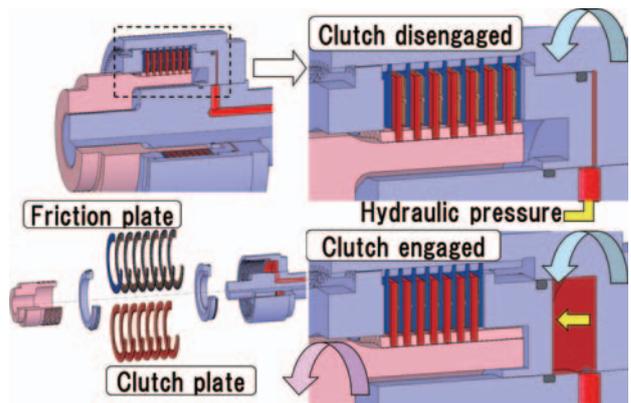


Fig.12 Structure of hydraulic clutch

### 4.2.2 直交歯車減速機の空冷化技術

ガスタービンは冷却水を用いないため、直交歯車減速機も空冷冷却方式となる。空冷方式は、低馬力域では機付きファンを持たない自然空冷式、それより馬力の大きい減速機の場合、機付きファンによる本体強制空冷式、さらに馬力が大きい場合はラジエタ冷却式となる。空冷冷却式の場合、減速機の表面積、熱貫流率、減速機の損失馬力を正確に見積り、減速機内の潤滑油安定温度を予想する。減速機表面には塗装があり、ファン冷却では冷却に関わる実表面積の算定が難しい。

機付き空冷ファンは、風量が多いこと、必要トルクが少ないこと、騒音が小さいことが要求仕様になる。一般的に、ラジエタを使用しない空冷減速機は、水冷に比べてサイズが大きくなる傾向となる。空冷式減速機のファン周りをFig.13に、減速機の外観をFig.14に示す。



Fig.13 Around the fan of air-cooled reduction gear



Fig.14 The air-cooled angle reduction gear

#### 4.2.3 直交歯車減速機の低騒音化技術

これまでディーゼルエンジンの騒音のおかげで目立たなかった減速機の騒音と振動を、ガスタービン駆動のポンプ設備では低減する必要がでてきた。低騒音仕様の歯車について説明する。設計的には歯の剛性の変動をできるだけ小さくするようにする。具体的には、かさ歯車ではスパイラルベベルギアを採用し、平行歯車では、はずば歯車を採用する。歯車の重なりかみ合い率を大きくすることが、低騒音化に有効である。また、動力伝達時の軸の変形とケーシング支持剛性を歯面修整に反映して、負荷時の歯当たりが広がるように歯面修整を行う。

製造的には歯車精度を上げることが有効である。スパイラルベベルギアの加工はクリンゲルンベルグ社の超硬仕上や研削仕上が行われている。製造時の歯車精度管理、歯当たり管理を行い、狙い通りの歯車を製作する。又、加工精度が良く、機能の整った歯車加工機、歯車検査機が必要となる。1000kWクラスの直交歯車減速機で、標準仕様の騒音レベルに対して、低騒音仕様により-5~-6 dB低減した実績がある。

歯車減速機の前後の継手にも注意が必要となる。軸系の共振によりある回転範囲で異常音を発生することがある。特に、2軸式ガスタービンの場合、回転範囲が広いので、異常音、振動に注意する必要がある。

#### 4.2.4 逆転防止と逆転トルク

排水ポンプ設備では原動機が停止すると、吐き出しバルブが閉止するまでの間、排水が逆流する場合がある。それにより排水ポンプが逆転し、減速機、原動機のカスタービンが逆転すると、カスタービンが損傷する。これを防ぐため動力伝達軸上に、逆転防止装置が必要となる。この逆転トルクは定格トルクを越えることもあるので、動力伝達上の強度の確認が必要である。

これらの逆転防止装置の構造をFig.15とFig.16示す。Fig.15は、出力軸上にディスクとその外周に数個のパッドを配置し油圧により作動させ固定トルクを発生させる。

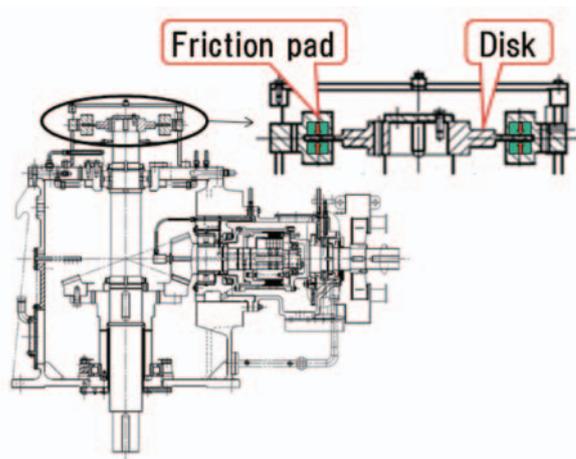


Fig.15 Structure of "Disc type" Back-stop

Fig.16は、カムとスプリングを用いた逆転防止装置の構造を示す。カムは重心が回転軸より偏心しており、回転している状態では遠心力により軸から離れている。このときカム重心に働く遠心力とスプリングからカムに働く力はバランスしている。出力軸の回転が低下してくると、この力のバランスがくずれて、スプリング力が勝ち、カムは軸と接触し始め、出力軸が逆転した瞬間にカムが作用してロックする。停止する瞬間に逆転を止めるのでショックロードが生じない。又、定格回転時にカムと出力軸は接触していないため、損失馬力も生じない等の優れた特長を持っている。

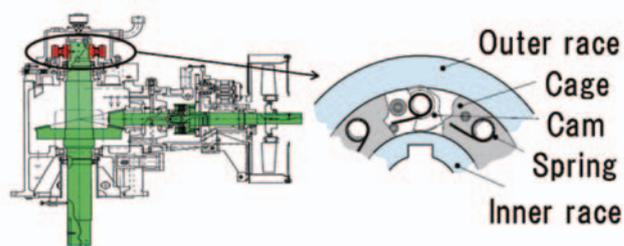


Fig.16 Structure of "Cam type" Back-stop

#### 4.2.5 直交歯車減速機の大型化の技術

排水ポンプ設備が大型化するにつれて、減速機も大型化の技術が開発された。減速機の動力伝達要素である歯車や軸、油圧クラッチはそのまま適用されるが、空冷式の大型化、低騒音化と低振動化の技術については難しいところがある。大型の空冷は、減速機付きファン空冷の場合、ラジエタを搭載し冷却することになる。ファンも大きな径となるためファンの騒音も大きくなる。

2000kWクラスの冷却能力を持つ機付きファン空冷の減速機の外観図をFig.17に示す。ファンの選定などにより、低騒音化が可能である。



Fig.17 The air-cooled angle reduction gear with radiator

### 5. 首都圏外郭放水路用減速機

ガスタービン用減速機で大型化の代表的な事例を紹介する。埼玉県春日部市に首都圏外郭放水路がある。首都圏外郭放水路の設置場所をFig.18に示す。

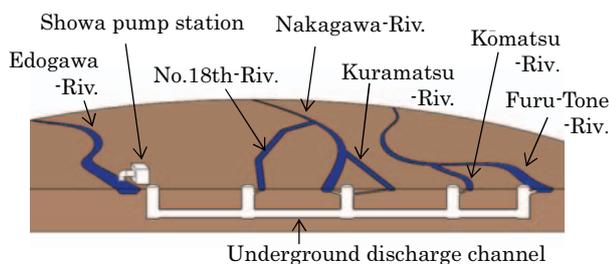


Fig.18 Metropolitan Area Outer Underground discharge channel

関東地方の中央部の流域は、台風の襲来の度に水田地帯や周囲の低地にある住宅地域が度々浸水していた。この繰り返される災害を解消するため、この低地帯を東西に横断する国道16号の地下約50mに直径10mの地下放水路（トンネル）を長さ6.3km建設した。小河川（5本）から溢れた洪水を地下放水路に集め、江戸川へ放水する。この排水機場は2007年に完成した。完成後の台風による大規模浸水被害は起きていない。

ポンプ排水設備は超大型となっており、ガスタービンは $10300\text{kW} \times 4000\text{min}^{-1}$ 、排水ポンプは $10300\text{kW} \times 145\text{min}^{-1}$ で、減速比276の歯車装置仕様となる。この動

力が、他のポンプ用減速機と比べても、飛び抜けていることが、Fig.2からも分かる。

この減速機は従来の設計思想では、動力過大で実現不可能であったため、動力を2系統に分割する技術を採用した。この方法の信頼性を確認するため、大がかりな運転装置を製作して試験を行った。減速機は初段に高速の平行歯車、2段目にかさ歯車で向きを上下に変え、3段目は平行歯車を用いた構造となっている。1、2段目の歯車は高周速となり、強度的に厳しい仕様となっている。この大型の減速機は4台、江戸川に面した庄和排水機場に設置されている。庄和排水機場の外観写真をFig.19に減速機の外観写真をFig.20に示す。



Fig.19 Showa pump station



Fig.20 Large-sized reduction gear

### 6. 結言

ガスタービンを原動機とするポンプ駆動用減速機の特徴を解説し、事例を紹介した。これらの遊星歯車減速機、直交歯車減速機は、歯車メーカ、原動機メーカ、ポンプメーカの技術課題の取り組みのもとに実現されてきたものである。弊社では、今後もより付加価値の高い製品を目指して、取り組んで行く所存です。

### 7. 引用文献

- (1) 社団法人 河川ポンプ施設技術協会, 河川施設要覧 (2003), p.7.
- (2) 社団法人 河川ポンプ施設技術協会, 河川施設総覧 (2010), 上巻, 下巻.

特集：ポンプとガスタービン

## ポンプのメンテナンス・震災の経験

今村 衆\*<sup>1</sup>  
IMAMURA Shu塚田 高弘\*<sup>2</sup>  
TSUKADA Takahiro

キーワード：ポンプ，東日本大震災，津波，排水機場，応急復旧

## 1. はじめに

震災発生から2年が経過し、津波による甚大な被害を受けた沿岸部でも瓦礫の撤去が一段落し、少しずつ復興へ向けた社会インフラ施設の復旧が進められている。社会インフラ施設に携わる会社として、震災発生直後の2011年は地震発生（3/11）の翌週3/14に緊急対策本部を設置し、社内体制を確立させて各方面からの緊急依頼に対応しつつ、現地調査のための部隊編成を行った。時期を合わせて、緊急対応として、宮城・福島の沿岸部農林排水7機場を出水期までに排水可能とする目的で応急復旧工事を完了させた。その後、本復旧の工事が続々と発注された。昨年3月には福島県相双農林事務所の排水機場6機場（全て横軸軸流・斜流ポンプ）の本復旧工事を開始、8月に東北農政局のかんがい用揚水機場2機場（両吸込渦巻ポンプ）、9・10月に宮城県の農林系排水機場4機場（横軸軸流・斜流ポンプ）の本復旧工事を開始し、いずれも2013年3月の竣工、または2014年の出水期対策として、機器の工場整備や新規製作を行っている。

震災復旧における本復旧工事は原状復帰が基本であるが、東日本大震災においては沿岸部を中心に大きな地盤沈下がおこった。排水先の水位が震災前と変わらない場合には、地盤沈下による実揚程の増加が発生する。そのため、同一要項のポンプでは排水量が低下してしまう。これを補うために、既設ポンプを若干増速し排水能力を上げる改造が必要となる。この場合、ポンプ回転速度と軸動力が増加するため、減速機や電動機・エンジンを新規品へ交換することが盛り込まれている。

宮城県および東北農政局管理の排水機場には、本復旧が必要な機場が未だに数件残されており、今後の震災復旧工事はいよいよ甚大な被害を受けた機場の全面更新工事へと移行される見込みである。

本稿では、地震発生後からの調査出動、応急復旧活動と処置内容等について、概要を述べる。

原稿受付 2013年4月5日

\*1 (株)荏原製作所 風水力機械カンパニー 社会システム技術統括部 水力プロジェクト室

\*2 (株)荏原製作所 風水力機械カンパニー 社会システム技術統括部 風水力プロジェクト室 風力システムグループ  
〒144-8510 大田区羽田旭町11-1

## 2. 困難を極めた現場調査

沿岸部は、地震後数週間が経過してもあたかも海のように水面が広がっていた。行方不明の方々を捜索するために、自衛隊や地元土木会社の方々による道路・堤防・ゲートの応急復旧、仮設が全力で進められ、全国の各整備局から駆け付けた排水ポンプ車も配備された。そのお陰で低地部の排水が進み、道路が確保され、排水機場へ辿り着くことが可能となり、現場調査をようやく開始することができた。

但し、依然として大きな余震が続いている中で、念には念を入れて、下記のような安全確保策をとった。

・複数人による行動



排水機場への進入道路



排水ポンプ車による排水活動

- ・ラジオを流し続け地震や津波情報を常時確認
- ・非常食、飲料水、救急箱、ライフジャケットを携帯
- ・工事車両は山側に向けてエンジンを止めず駐車

### 3. 想像を絶する被害状況

津波被害の現場は想像をはるかに超えており、応急復旧へ向けて遠い道程を感じざるを得なかった。特に以下の2点が印象的であった。

- (1)瓦礫を伴った津波の圧倒的な破壊力による屋内外機器・建屋構造物の損壊
- (2)大量の細かな砂を伴った海水による機器細部へのダメージ

上記の点につき、以降に現地状況を述べる。

### 4. 津波の破壊力による機器損壊

宮城、福島の沿岸平野部の多くは、海岸線に防風林があり、これらが根こそぎ瓦礫となって、津波による破壊力を増大させていた。排水機場の建屋は、たとえRC構造であっても、窓や搬入口シャッターはことごとく破壊されており、海岸近くの鉄骨スレート作りにあつては、上屋そのものが丸ごと消失しているケースもあった。またこの瓦礫を伴った津波で、屋外の除塵設備・ゲート設

備燃料貯留タンク・冷却塔等は流出、或いは大きく破壊されていた。その破壊力は屋内機器にも及んでおり、特に搬入口が海岸側を向いている機場では、シャッターが簡単に破壊されることで、津波の力が直接屋内機器に及び小配管・補機類・配電盤等が流失している機場が多く見られた。一方、吐出配管・吐出水槽が海岸側を向いている機場では、吐出配管壁が津波を受止めたため屋内は浸水被害のみで、機器・小配管が破損することはなく、



天井クレーンの破壊状況



海岸近くの排水機場（陸側から）



流出物が屋内に散乱



上屋が消失した機場



流入した砂で機器が埋没



屋内外配管の破損状況

背面に設置されている除塵設備も比較的被害が少ない状況となった。

## 5. 大量の砂を伴う海水によるダメージ

約2mの室内浸水高さに対して、約20cmもの砂の堆積がある程、大量の細かな砂を巻き込んだ海水が電動機・配電盤等の電気機器及び、機器軸受・歯車等の重要部品の細部へ入り込んでいた。



機場内に大量の砂が堆積



盤内に大量の砂が堆積

## 6. 応急復旧活動

沿岸地域の津波による被害は甚大で、多くの排水機場もその機能を失う被害を受け、出水期を迎えるまでの応急復旧が緊急を要する課題となった。弊社では、震災後直ちに現地対策本部を立ち上げ、4月上旬迄に17機場の調査（内2機場は津波被害無し）を実施し、入梅前の6月上旬迄に7機場の応急復旧を完了した。

### 6.1 応急復旧方案の決定方法

現状調査より、主ポンプを早期に応急運転可能な状況とするために必要な要素は、以下の3点と判断しそれぞれに対して最低限必要な対策を応急復旧方案とした。

- (1)主ポンプが、何とか連続運転に耐えうる状況とする。
- (2)主ポンプの運転に必要な駆動機及び電源・配電盤を確保する。
- (3)主ポンプ・駆動装置の運転に必要な補機と小配管類を確保する。

### 6.2 各機器の確認項目と応急復旧方法

#### 6.2.1 主ポンプ

主ポンプの確認項目と確認結果による応急復旧方法は以下の通りである。

##### (1)確認内容

- 1)外観目視：部品破損状況の確認
- 2)軸受部への海水浸入有無の確認
- 3)回転体手廻し：回転体手廻し可否の確認。

その際、併せて軸受部からの異音確認

##### (2)応急復旧方法

軸受部等の重要部品への砂による影響を確認し、現地整備にて下記の応急復旧を実施した。

- ・運転に必要な部品交換または整備
- ・軸受の洗浄又は軸受交換

尚、外観目視で特に軸受上部エアブリーザの破損が確認された場合は、海水及び大量の砂が、軸受内部の細部にまで入り込み、洗浄では除去できず、軸受交換が必要な場合があった。破損してない場合でも



主ポンプ外軸受内部の砂除去前



主ポンプ外軸受内部の砂除去作業

軸受内部に砂が入り込む可能性はあるため、熟練技術者が手廻して異音の確認を行い、洗浄のみ実施か軸受交換かの判断をした。

### 6.2.2 減速機

減速機の確認内容と確認結果による応急復旧方法は以下の通りである。

#### (1)確認内容

- 1)外観目視：部品破損状況の確認
- 2)減速機内部への海水浸入及び歯面の発錆有無確認
- 3)回転体手廻し：回転体手廻し可否の確認。

その際、併せて軸受部からの異音確認

#### (2)応急復旧方法

当初は現地整備を考えていたが、年度末繁忙期を過ぎており、且つ復旧までの期間が1ヶ月程度確保されたことで、工場整備で応急復旧を実施した。

- ・歯車歯面の清掃点検整備
- ・軸受の交換

歯面の発錆状況は、油膜がきれいになっているか否かで大きく分かれており、海水が浸入した場合でも、早期に潤滑油交換を実施していた場合は発錆が少なかった。



減速機歯面の発錆状況（被災後約1週間）

### 6.2.3 駆動機

駆動機の確認内容と確認結果による応急復旧方法は以下の通りである。

#### (1)確認内容

- 1)外観目視：被災状況の確認。尚、ディーゼル機関については、エンジンメーカーサービス員による海水浸入状況確認も実施。

#### (2)応急復旧方法

##### 1)電動機

電動機の型式や出力を考慮し、下記の応急復旧を実施した。

##### ①かご形電動機

復旧対象の電動機出力が、55kW以下であり汎用在庫品の入手が可能であったため、コストや今後の運転の信頼性を比較し、代替品へ交換した。

##### ②巻線形電動機

緊急対応が必要な巻線形電動機駆動ポンプについては、工場在庫品の入手がほぼ不可能であったため、抵抗器・制御器共に協力工場での洗浄乾燥を試み、10MΩの絶縁が得られたので応急復旧とした。



減速機内部の状況（被災後約1週間）



電動機被災状況



復旧状況（既設16P電動機 → 6P電動機 + ベルト掛け）

尚、汎用在庫品の電動機（6P）を使用したため、既設電動機（16P）と回転速度が一致しない機場はベルト掛けとし、復旧した機場があった。

## 2) ディーゼル機関

型式と浸水水位が復旧にあたりポイントとなった。

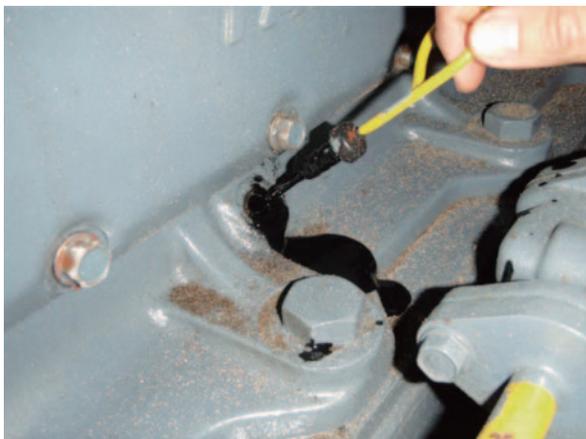
### ① 型式の新旧

古い型式は、交換部品入手に長期を要したり入手不可能な場合があり、復旧を断念した。また型式が新しい場合でも、早期決断で交換部品をいかに早く確保するかが、復旧時期を左右することになった。

### ② 浸水水位

浸水がクランクシャフトより上か下かで明暗が分かれた。

- ・ 浸水がクランクシャフトより上：  
エンジン本体を分解整備する必要がある。内部部品の交換点数も多いため、工場整備としてメーカーの地元協力会社工場で応急整備を実施した。
- ・ 浸水がクランクシャフトより下：  
エンジン本体の分解が不要であり、現地で応急整備を実施した。尚、ディーゼル機関の復



機関内に海水侵入したため給油口からオイル漏れ

旧は不可能なため、やむなく駆動機を電動機に変え、応急復旧を実施した機場もあった。



エンジンシリンダヘッド内部の発錆状況



シリンダヘッド発錆状況（被災後約2ヶ月）



シリンダライナ発錆状況（被災後約2ヶ月）



復旧状況（エンジ基礎上に電動機を据付）

#### 6.2.4 電気設備

電気設備の確認内容と確認結果による応急復旧方法は以下の通りである。

##### (1)確認内容

- 1) 外観目視：被災状況の確認。
- 2) 機能確認：絶縁測定等の測定

##### (2)応急復旧方法

電源と配電盤の確保を最優先に、応急復旧を実施した。

##### 1) 電源の確保

当初、電力会社の商用電力復旧は全く想定がつかず、まずはレンタル自家発の確保を試みた。3/11から数週間が経過しており、東北・関東地区等では、計画停電の実施も行われている中、全国的に発電機の確保は難しい状況であった。数台は確保でき、商用受電の復旧が遅れた機場や、エンジン駆動を電動機駆動に代替した機場に配置することとした。

##### 2) 配電盤の確保

盤類は海水と砂の影響で、ほぼ全てが再使用不可能であった。応急復旧で、ネックとなったのは高圧受電盤の新規製作で、納期内が絶望的であった。

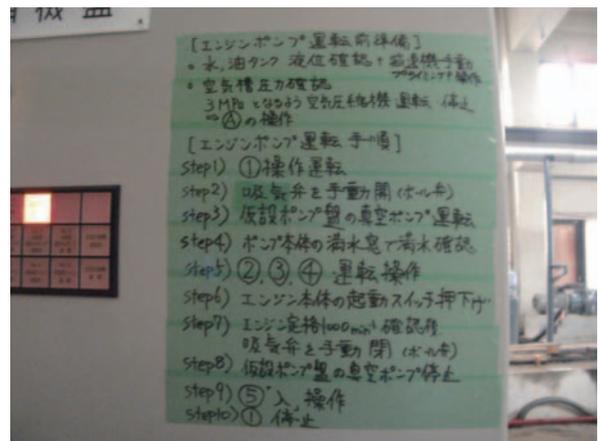


レンタル高圧受電盤

早期復旧は不可能と考えられたが、一般的なレンタル高圧受電盤を採用することで限定的な機能ながら復旧が可能となった。低圧盤は必要最低限の機能を有する仮設盤を製作し復旧を行った。しかし、各機器を単独手動する必要があるため、通常の運転操作手順と異なるため、運転員の方への操作手順説明等を入念に行った。



仮設盤（運転操作手順を明記）



主ポンプ始動手順（エンジン駆動）

## 7. おわりに

この大震災の復旧支援をする中で、例え応急復旧であっても、ポンプメーカーの技術力のみで成し遂げることはとても不可能であった。発注者、運転管理者、電力会社及び関連工事関係者が、排水機能を復旧させるという目標に一丸となって取組んだ結果、早期復旧を成し遂げる事ができたと痛感する。応急復旧時の発注者や運転管理者との貴重な経験を忘れずに、今後も排水機場、揚水機場の本復旧工事に会社をあげて取り組んでいく。

特集：ポンプとガスタービン

## ロケット用ポンプの研究開発

内海 政春\*1  
UCHIUMI Masaharu

キーワード：ロケットエンジン，ターボポンプ，極低温流体，キャビテーション，高信頼化設計，最適化設計

## 1. はじめに

ロケット用ポンプは、文字どおり液体ロケットエンジンへの適用を前提に設計・製作された回転機械である。用途が限定されているので、「ポンプとガスタービン」の特集企画の意図にマッチしているかいささか不安であるが、読者の頭休にでもお役に立てればとの想いで、ロケットポンプの研究開発について述べてみたい。本稿では著者が研究開発に携わったH-IIA/H-IIBロケットの第1段エンジンLE-7Aのロケットポンプについて述べるとともに、今後のロケットポンプの研究開発について展望する。

## 2. ロケットターボポンプ

LE-7Aエンジンの外観を図1に、システム系統図を図2に示す。LE-7Aは、高信頼性化、高機能化、及び低コスト化を目的としてH-IIロケットに使用していたLE-7エンジン<sup>(1),(2)</sup>に改良を施したエンジンであり、ターボポンプによる推進薬供給方式の高性能な大型ロケットエンジンである。

ターボポンプ式推進薬供給システムには、オープンループサイクルとクローズドループサイクルの2種類があるが<sup>(3)</sup>、LE-7Aは基本的システムや設計諸元をLE-7から継承しており、大推力、高比推力、高効率などの理由からクローズドサイクルが採用されている。推進薬としては高い比推力を得ることができる液体酸素/液体水素の組み合わせで、効率よく高い燃焼圧力を達成するために二段燃焼サイクルを採用している。二段燃焼サイクルは、プリバーナ（PB）にて低混合比で燃焼しタービンから排出された作動流体のほぼ全量が再度メイン燃焼室（MCC）で燃焼して最終的にノズル（NSA）内の圧力まで膨張させられるため高い性能が得られる。しかしながら、高圧のプリバーナから供給される高エンタルピのガスによってタービンを駆動するため、熱応力、熱衝撃が極めて大きく疲労寿命が厳しくなる<sup>(4)</sup>。また、ターボポンプに要求される揚程は、メイン燃焼室に導かれるまでのプリバーナ、タービン、および噴射器での圧力降下を

補う必要があるため、オープンループサイクルよりも極めて高くなる。これが、ポンプ部の複雑化やタービン部の低寿命化につながり、設計を難しくさせている。

ロケット用ポンプはフライトに供されるため、電力が必要となるモータではなくタービンによって駆動される。エネルギー変換が容易であり、往復動の機械と比べて大流量を取り扱いやすく大出力を得やすい点でも好都合である。タービンで駆動されるポンプということから、両者を含めたシステムはターボポンプと称される。つまり、この号のテーマである「ポンプとガスタービン」を1つの機械システムにしたものがターボポンプである。



Fig. 1 LE-7A engine of H-IIA/ H-IIB launch vehicle

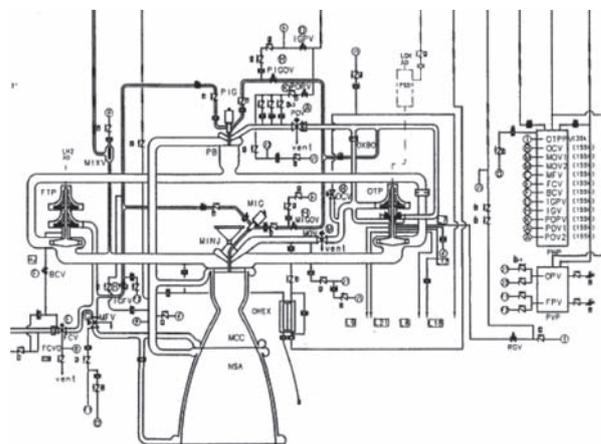


Fig. 2 Schematic chart of the LE-7A engine

原稿受付 2013年4月1日

\*1 宇宙航空研究開発機構 宇宙輸送系推進技術研究開発センター  
〒981-1525 角田市君萱字小金沢1

ロケットターボポンプは、ロケットエンジンの心臓と形容される重要構成要素であり、果たすべき機能は2点に集約される。

1点めはロケット推進薬タンクに貯蔵された極低温推進剤（液体水素、液体酸素）を吸い出すことであり、2点めはその推進剤を超高圧にまで昇圧することである。機能だけ述べれば単純であるが、高効率と小型・軽量化を追求した仕様になっており、極めて過酷な環境で運転される。LE-7A液体水素ターボポンプの組立図を図3に示す。回転速度は毎分42,000回転、ポンプ出口圧力は約28MPa、ポンプ流量は約0.53m<sup>3</sup>/sであり、出力は20,000kWに達する。ケーシングを含めたターボポンプの重量は約200kgなので、このシステムのエネルギー密度は約100kW/kgである。また、ポンプ部は-253℃、タービン部は起動時で約700℃であり、これらが軸長約0.6mの一軸で結合されている。約1,000℃にもおよぶ高い熱勾配のため、内部循環流や構成材料の熱特性の管理にも細心の注意が払われている。

1点めの機能である、極低温推進薬タンクからの推進剤の吸出し（ターボポンプへの吸込）は、インデューサ（翼枚数の少ない軸流式羽根車）が担っている。推進薬タンクに搭載された推進剤の圧力を低減するほどタンク肉厚を薄くして軽量化できるため、インペラの前段にインデューサを用いて吸込性能を向上させている。LE-7A液体水素のインデューサ入口部での標準状態における吸込圧力は約0.34MPaである。インデューサ近傍は旋回流れとなっており、実質的な静圧はさらに低下するため、インデューサにはキャビテーションと呼ばれる圧力低下による流体の蒸発現象が発生する。ロケット用インデューサの開発時には、旋回キャビテーション、キャビテーションサージ、キャビテーション旋回失速などのさまざまな流体不安定事象が発生した。1999年に発生した

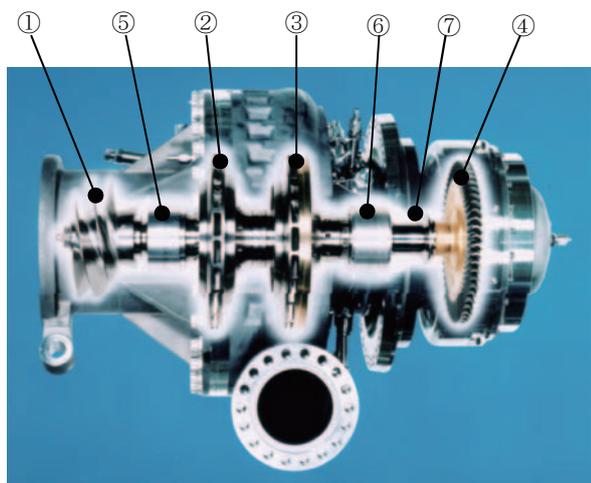
H-IIロケット8号機のLE-7エンジン早期停止による打上げ失敗の原因が、インデューサに生じた旋回キャビテーションであったことはご記憶の方も多くであろう。

2点めの昇圧機能は、当然ながらインペラ（遠心羽根車）が担う。液体酸素のポンプインペラは、一般産業用と同程度の比速度 $Ns (=N \cdot Q^{1/2} / H^{3/4})$ （ $N$ ：回転速度、 $Q$ ：流量、 $H$ ：揚程）で設計されるが、液体水素のインペラの比速度は非常に小さくなるのが特徴的である。この形式のインペラは著しい径方向流れになるが、近年では流効率を向上させる目的で3次元逆解法や多目的最適化による設計が主流となってきており、種々の試行が行われている<sup>(5)-(7)</sup>。また液体水素の密度が約70kg/m<sup>3</sup>と低いため、所定の昇圧に要する回転速度が高くなり、流力性能と構造強度とのシビアなトレードオフ設計が行われる。

LE-7A液体水素の第1段インペラと第2段インペラの翼形状は同一設計で、それぞれ羽根枚数が短翼10枚、長翼10枚のスプリッタ型を採用している。材料には軽量で高い比強度を有するTitanium合金（5Al-2.5Sn）の型打鍛造素材を使用している。シュラウド付き3次元形状翼のため、NC加工と放電加工とを組み合わせる翼形状を成形し、ケミカルミーリングや流体研磨などの多岐にわたる工程を経て高品質のインペラを製作している<sup>(8)</sup>。

ターボポンプの果たすべき機能はロータ系の高速回転によって実現されている。ロータ系は、インデューサ、インペラ、軸シール、およびタービンディスクとシャフトが一体構造となったディスクシャフトにより構成されており、その質量は約23kgである。回転により発生する軸方向推力のバランスは、第2段インペラの背面シュラウドをバランスディスクとして利用し、背面とケーシング間に設けた二つのオリフィス機構および背面シュラウドに設けたバランスホールによって圧力が自動調整されるバランスピストン方式を採用している。それによって軸受に負荷される軸方向の荷重は基本的にプリロードのみとなるよう設計されている。しかしながら、LE-7やLE-7A液体水素ターボポンプの開発時には、エンジンの起動・停止の過渡時にバランスピストンが接触するトラブルを経験している。バランスピストンのオリフィス部には潤滑性の優れるAgメッキやAg-Cu合金が用いられ、接触時のAg-Cu合金オリフィスの摩耗軽減のために厳しい溶着が発生するバーンアウト摩耗を防止する対策が施された<sup>(9)</sup>。

軸のBending modeの3次元危険速度を越える回転速度で運転されるロータを支持する軸受はSUS440Cステンレス鋼で、高速回転に適する初期接触角が25度のタンデム型アンギュラ玉軸受がポンプ側とタービン側にそれぞれ1式ずつ配置されている。ピッチ円直径と玉直径はそれぞれ、ポンプ側が約48.5mmと約7.9mm、タービン側が約57mmと約9.5mmで、PTFE（Polytetrafluoroethylene）スパッタ膜の被膜表面処理



①: Inducer ②: First impeller ③: Second impeller  
④: Turbine ⑤⑥: Bearing ⑦: Shaft seal system

Fig. 3 LE-7A hydrogen turbopump

を行っている。勘合部のクリアランスと軸系のふれまわりを考慮に入れた場合の危険速度通過時の軸受荷重は、ポンプ側軸受で2次危険速度においてParallel modeで16kN以上、タービン側軸受で1次危険速度においてParallel mode, Conical mode, Bending modeともに14kN以上にもなる。軸受の潤滑はPTFEを含浸したガラス繊維を円筒状に積層した保持器により行なっている。保持器ポケット面に露出したガラス繊維の研磨作用を除去するため、ふっ酸処理によって表面の有害なガラス繊維を溶解・除去している。ガラス繊維の溶解・中和過程で生成されたMgO, CaO, CaO<sub>3</sub>の化学反応物がPTFE潤滑膜の付着性を高めて耐久性を向上させる設計である。さらに、転がり軸受そのものには減衰作用がほとんどないため、弾性モードの危険速度を通過するために軸受を支持するマウントに減衰要素を付加している。液体水素環境においては粘性による減衰作用があまり期待できないためクーロンフリクションダンパーを採用している<sup>(4)</sup>。これは材質がSUS製のニットワイヤメッシュ式のダンパーを軸受マウント保持用のボルトに装着することで減衰機能を期待するものであり、極低温環境においても優れた減衰特性が得られる。クーロンフリクションは強い非線形性を持つが、高い等価粘性減衰力を得るために軸受周りのクリアランスを厳しく設定し、軸振動特性を向上させている。

### 3. ターボポンプの研究開発試験

ロケットエンジンのターボポンプ試験は、その対象と試験内容によって図4のように大別される。試験の目的や種別が様々であるため、その試験方法も多岐にわたる。特にH-IIA 8号機の事故以降は、キャビテーション性能（インデューサ吸込性能やキャビテーション不安定事象の発現状況）を評価するためにインデューサ入口圧力を減圧する試験が積極的に行われるようになった。

JAXA角田宇宙センターにある液体水素ターボポンプの単体試験設備を図5に、試験設備の外観を図6に示す。タービンの駆動ガスはガス発生器にて液体酸素と水素ガスを水素リッチの状態です燃焼することで生成され、

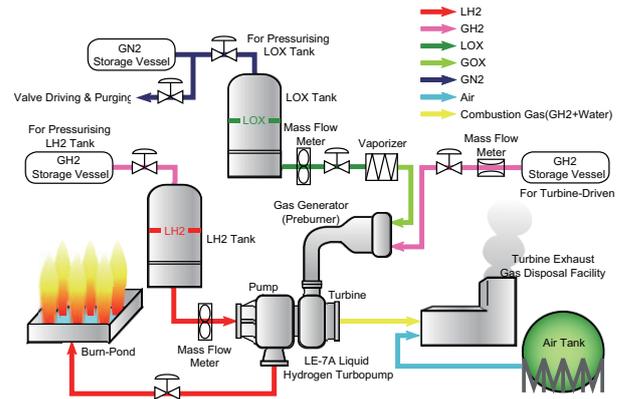


Fig. 5 System chart of test stand for a hydrogen turbopump



Fig. 6 General view of the turbopump test stand

タービンを駆動した後に排ガス処理設備に導かれて空気と混合させて安全に燃焼処理される。一方ポンプ流体の液体水素は、大型ランタンクを加压制御することによりポンプに供給され、ターボポンプによって超臨界にまで昇圧された後、バーンポンドにて燃焼処理される。キャビテーション性能に関する技術試験は、ランタンク圧力の制御によりインデューサ入口圧力を低下させることで実施される。キャビテーションの初生や発生状態の激しさを示す指標として以下の式で表されるキャビテーション係数 $\sigma$ がある。

$$\sigma = (p_m - p_v) / \rho \{ (U_i^2 + C_m^2) / 2 \}$$

ここで、 $p_m$ ,  $p_v$ ,  $\rho$ ,  $U_i$ ,  $C_m$ は、インデューサ入口静圧、入口部での飽和蒸気圧、流体の密度、インデューサの周速度、インデューサに流入する流体の軸流速である。上記の式からわかるように、キャビテーション不安定現象や吸込性能を適切に評価するためには、ターボポンプ回転速度やインデューサ入口圧力の他に、ポンプ流体の流量や温度の制御が重要となる。特に液体水素は、温度変化に対する飽和蒸気圧曲線の勾配や密度変化が非常に大きいという特徴があり、熱力学的特性がキャビテーション性能に大きな影響を及ぼすことに留意が必要となる。液体水素という可燃性の流体を大量に扱うのに加えて、インデューサ入口圧力の減圧状況によってはキャビテーションサージによる大きな圧力脈動が発生したり、吸込

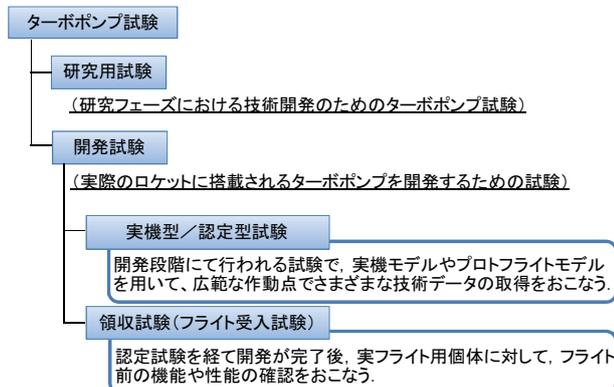


Fig. 4 Test category of the rocket turbopump

不良による揚程ブレークダウンが起こるなど、非常に危険な状態となるため高度な試験技術が要求される<sup>(11)-(12)</sup>。液体水素ターボポンプ試験のセットアップ状況を図7に、キャビテーション不安定現象の検知を目的としたフラッシュマウント式の圧力変動の計測状況を図8に示す<sup>(13)</sup>。6箇所の変動圧力計測用ポートはインデューサ翼上流部に3箇所 (A1, A2, A3), インデューサ翼チップ部に2箇所 (B1, B2), インデューサ翼下流部に1箇所 (C1) あり, 各センサポートの位相 (入口側から見た様子) は図8の右図に示すとおりである。

流量を固定してインデューサ入口圧力を減少させたときのキャビテーション性能を図9に示す。横軸はキャビテーション係数 $\sigma$ , 縦軸は $\sigma=0.055$ で正規化したインデューサ揚程である。 $\sigma$ が0.05より低くなると揚程がゆるやかに減少する傾向がみられるが, 0.025以下まで安定した吸込性能となっている。図10にB-1ポートで検知されたキャビテーション不安定現象の状況を示す。横軸は $\sigma$ , 縦軸は回転数に対する圧力変動 (圧力セル) の速度比である。また図中の丸 (ここでは“バブル”と称する) の大きさは変動の大きさを表している。圧力変動の伝播速度比は回転数の約1.0~1.2倍となっており,  $\sigma$ が小さくなるにつれて1.0に漸近する。このような傾向は一般的な超同期の旋回キャビテーションの定型例である。しかしながら, 伝播速度比が1.05を下回っても1.00へと遷移することはなく, すなわち回転同期の旋回キャビテーションに移行せず,  $\sigma=0.03$ を下回ったあたりから回転同期周波数への漸近が止まるような様態がみられ

る。これは作動流体が液体水素である場合の特徴と思われる。また, バブルの大きさから $\sigma=0.035$ 付近で最も現象が強くなっていることが読み取れる。以上のような傾向はA断面のポートでも観察されたが, 総じてバブルの大きさはB断面よりも小さい状況であった。図11に圧力変動のWaterfall mapを示す。ターボポンプ回転同期周波数は700Hzであり, 図の奥行き方向に $\sigma$ を低下させている。 $\sigma$ が0.03を下回り, 回転超同期の旋回キャビテーションの消失とほぼ同時に低周波数 (約80Hz) の圧力変動成分が卓越していることがわかる。これは同一断面のポート間の当該周波数の位相が同位相であることからキャビテーションサージであることがわかった。

4. 今後のロケットポンプ

CFD技術の進歩とともに最適化設計や逆解法設計などの設計手法も普及してきており, ロケットポンプの研究開発はDesign-By-RuleからDesign-By-Analysisへと移

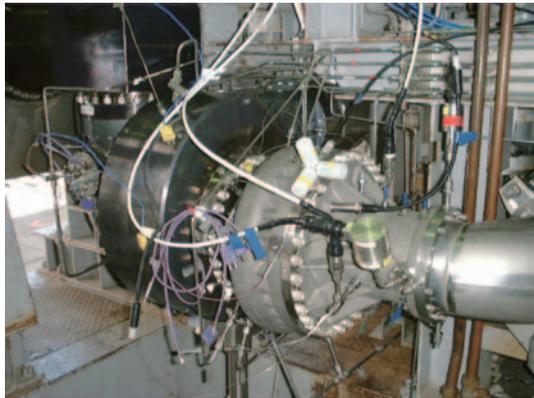


Fig. 7 Setup view of the hydrogen turbopump

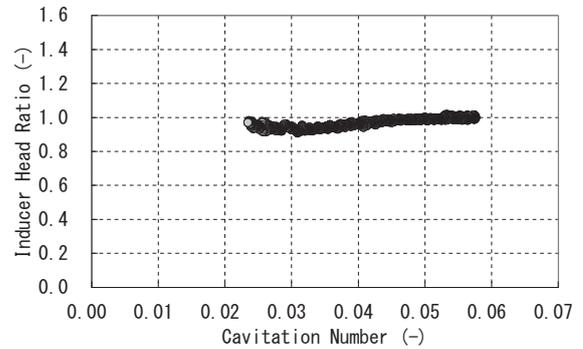


Fig. 9 Cavitation performance of the hydrogen turbopump

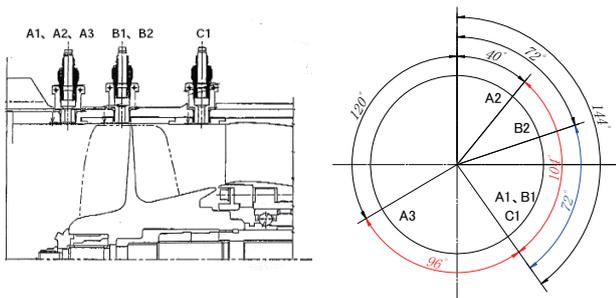


Fig. 8 Measurement of pressure oscillation for cavitation

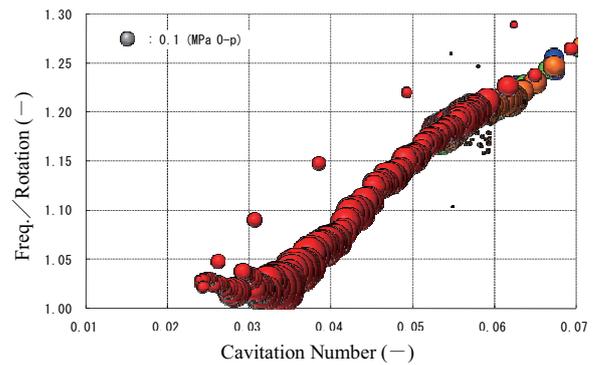


Fig. 10 Cavitation map at the B-1 port

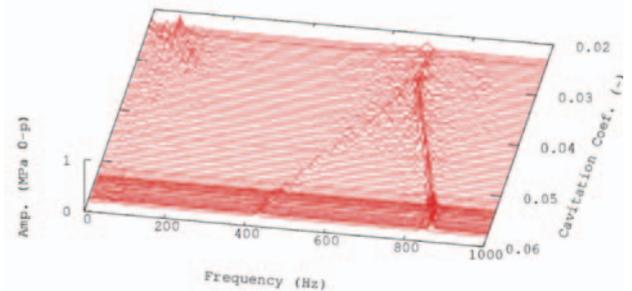


Fig. 11 Waterfall map of the pressure oscillation

行してきた。既述のとおり、1999年にインデューサに発生する旋回キャビテーションによってロケットの打上げ失敗を経験し、その教訓として未知の故障モードが潜在しており、どんな小さな部品であっても故障の可能性を徹底的に評価・排除しなければ全体の信頼性は確保できないことを学んだ。故障モード解析の掌握が困難な理由として、①試験による設計・製造の検証実績が少なく、またフライト実績も少ない、②地上においてフライト作動環境を完全には模擬できない、③実飛行中や飛行後の状態を調査・検査できないなどが挙げられるが、現在さらなる高信頼性を目指した研究を精力的に進めているところである。要求された性能と信頼性をリーズナブルな開発期間やコストで達成するため、①品質工学的手法を取り入れた開発アプローチの整備、②設計/解析評価技術の高度化、の両面から体系的な技術構築に取り組んでいる。

#### 4.1 設計アプローチ

ロケットポンプの高信頼化設計として以下のような取り組みを行っている。

##### (1)故障モード抽出

設計の第一段階として、避けるべき事象をすべて故障モードとしてリスト化し、その全部が確実に回避されることを要求とする。Lessons Learned, Fault Tree Analysis, Event Sequence Diagramなどを活用して故障モードを網羅的に抽出し、故障シナリオの数学モデル化を行う。構築した故障シナリオ上で故障モードの許容確率を配分し、システムとしての信頼度を確保する。

##### (2)故障モード回避設計

実験計画法や遺伝的アルゴリズム等に代表される高信頼性設計手法と最適化設計手法とを用いて、製造による寸法ばらつきや使用条件（流量、回転数等）の変動に対して影響の小さい、ロバストで性能の優れた設計を行う。設計結果は実験に裏打ちされた高精度な解析を用いて評価し、物理現象レベルで評価を行う（Design-By-Analysis）。

##### (3)試験での検証

故障モードが確実に回避されていること、および(2)で使用した解析の妥当性を要素試験やサブシステム試験により実証・検証する。

このようなアプローチにより計画的に効率的な開発を行うことは大切であるが、個々の物理現象を精緻に理解し、いかに精度の高い数学モデルや解析技術を構築できるかや、適切な評価指標を抽出できるかが成否の鍵となる。このためには解析を裏打ちするための多くの実験データや知見が日頃の研究活動の中で継続的に取得されていることが必要である。

また、ロケットターボポンプにおけるもっともクリ

ティカルかつ頻発する問題として軸振動が挙げられる。軸振動はロータシステムとして発現する事象であるため、インデューサ、インペラ、タービンなどの個別要素品の設計を追究・最適化しても克服することは不可能である。また、従来設計手法ではエネルギー変換効率が最重要視されているため、まず個別要素品の設計が行われ、ロータシステムとしての設計が後回しにされていた。局所最適化された個別要素品を組み合わせるシステム構築しても、システム全体の最適化が達成されているとは限らない。システム最適化は、システムとしての目的関数に合致した最適化がなされるべきである。さらに個別要素品に対する設計マージンの均一化やシステムのロバスト性はシステムの目的関数として扱うことが重要である。このような設計思想のもと、回転安定性を第一義とするロケットターボポンプの新たな設計手法として、ダイナミック設計技術の構築を進めている<sup>(14)-(16)</sup>。

#### 4.2 研究開発の実践例

低比速度インペラの効率向上を目的として、多数の設計変数、かつ形状と流力性能の非線形性に対応可能な遺伝的アルゴリズムによる最適化設計の試行例（クローズド型とオープン型の比較）を述べる<sup>(6)</sup>。設計変数は、図12に示すようにハブ、シュラウドにそれぞれ等間隔に5点ずつ定義点を配置し、それぞれ軸方向、周方向、半径方向に移動可能な合計28変数である。最適化は、クリギング内挿関数の更新を16個体ずつ20回実施し、各更新時に遺伝的アルゴリズムを応答曲面上で16個体100世代の最適化を施行し、合計16×20=320回のCFD解析を実施した。図13は2つのインペラの最適化解析を実施した結果である。どちらも駆動軸動力がベースライン形状から5%程度低下しており同程度の効率向上が達成されている。しかしオープンインペラの駆動軸動力を、クローズドインペラのベースライン形状の結果と比較すると

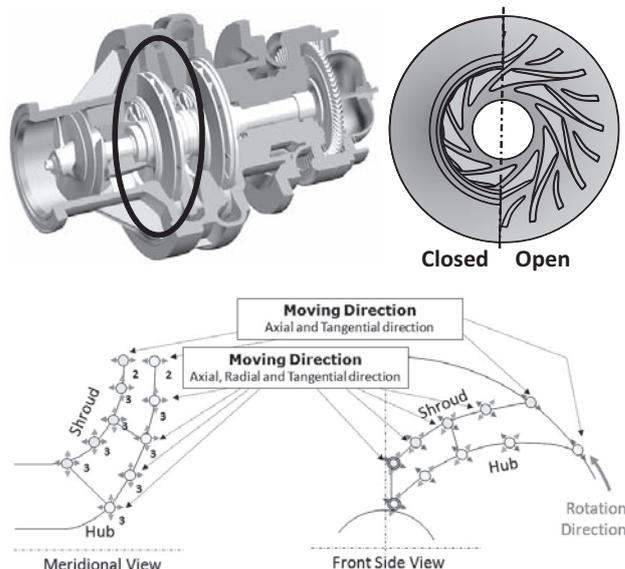


Fig. 12 Schematic view of design variable points for a blade

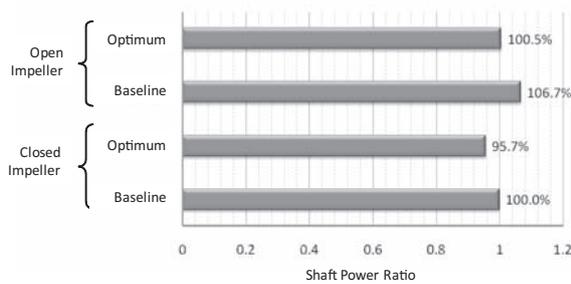


Fig. 13 Shaft power comparison for two impellers

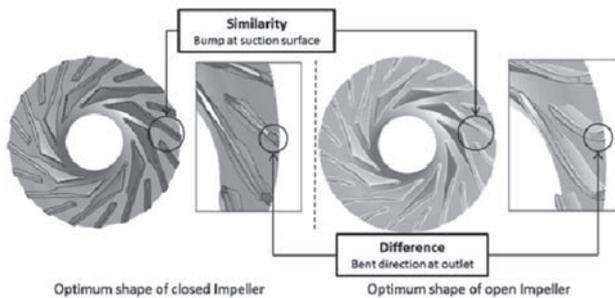


Fig. 14 Optimum impeller shape of closed and open impeller

0.5%程度大きくなっており、クローズドインペラ以上の性能達成が困難であるとの知見を得ている。得られた最適化形状を図14に示す。長翼負圧面に発生する剥離発生による流路ブロックの影響を緩和するために、どちらのインペラにも短翼先端近傍の長翼負圧面に窪みが見られる。一方、逆の傾向として、形状変形が翼出口の羽根の倒れ方向に見られ、オープンではシュラウド側が吸込面側に倒れる形状となっているのに対し、クローズドでは逆方向の圧力面側に倒れている結果が得られている。

## 5. まとめ

ロケット用ポンプの研究開発について概説したが、流体力学設計や構造設計の基本は一般産業用ターボ機械と大きく異なるわけではない。しかしながら、超高速、極低温、超高压、軽量、相変化（混相流）、高効率、低摩擦などの極限環境に十分な配慮が必要である。研究開発における実証試験や検証試験を通じて思い知らされることは、設計の弱点の順序どおりにトラブルが顕在化するということである。開発に移行すると時間やコストの制約から対処療法的な対策に陥りがちとなるため、研究段階での技術確性（フロントローディング）の充実が製品開発能力や市場競争力の向上に不可欠となる。

## 6. 引用文献

- (1) Kitakura, K., "Technical Efforts in the development of LE-7", ISTS-94-a-14, 19th International Symposium on Space Technology and Science, Yokohama, May 1994.
- (2) Noda, K., Fukushima, Y., and Hasegawa, K., "LE-

7 and LE-5A Engine Current Status and Future Improvement Plan", IAF-94-S.2.410. 45th Congress of the International Astronautical Federation, 1994.

- (3) Dieter K. Huzel and David H. Huang, "Modern Engineering for Design of Liquid-Propellant Rocket Engines", Progress in Astronautics and Aeronautics, Vol. 147 (1992), pp.34-38. AIAA.
- (4) Ohta, T., and Kobayashi, S., "Development of Turbine for the LE-7 LH2 Turbopump", AIAA 94-3156, AIAA/SAE/ASME/ASEE 30th Joint Propulsion Conference, June 1994.
- (5) 吉田義樹, 渡邊啓悦, "ロケットエンジン用ターボポンプ主羽根車小径化に関する検討", JAXA-RM-07-005, (2007)
- (6) 谷直樹, 吉田義樹, 大山聖, 山西伸宏, "低比速度インペラにおけるオープン型とクローズド型の最適形状の比較", ターボ機械, Vol. 38, No. 4 (2010), pp. 193-198.
- (7) 渡邊啓悦, 関野夕美子, "3次元逆解法と流れ解析を用いたターボ機械の最適化設計", エバラ時報, No. 235 (2012-4), pp.3-8.
- (8) 小口英男, 川崎聡, "ロケットエンジン用ターボポンプのインデューサ, インペラ, タービンの製造技術", ターボ機械, Vol. 36, No. 5 (2008), pp. 271-274.
- (9) 野坂正隆, 高田仁志, 吉田誠, "ロケット用ターボポンプの極低温トライボロジーの研究開発", 日本航空宇宙学会誌, Vol. 58, No. 681 (2010), pp.303-313.
- (10) Okayasu, A., Ohta, T., Azuma, T., Fujita, T. and Aoki, H., "Vibration Problem in the LE-7 LH2 Turbopump", AIAA/SAE/ASME/ASEE 26th Joint Propulsion Conference, AIAA90-2250 (1990).
- (11) 内海政春, 長尾直樹, "ロケット用ターボポンプ試験とその試験設備", ターボ機械, Vol. 38, No. 7 (2010), pp. 404-411.
- (12) 長尾直樹, 内海政春, 河南広紀, 渡邊義明, 田内伸二, 長島司, "ロケット用液体水素ターボポンプ試験設備の高機能化", ターボ機械協会第59回総会講演会前刷集, 2008年5月, pp.132-137.
- (13) 山岸伸幸, 内海政春, 長尾直樹, 山田仁, "ロケット用液体水素インデューサの実液実負荷作動における圧力変動の計測", 日本機械学会2008年度年次大会, 横浜国立大学, 2008年8月.
- (14) Uchiumi, M., Shimagaki, M., Kawasaki, S., Yoshida, Y. and Adachi, K., "Integrated Design Method of a Rocket Engine Turbopump Sub-system for Suppressing Rotor Lateral Vibration", Proceedings of 28th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences, Brisbane, Sep.2012.
- (15) 内海政春, 島垣満, 川崎聡, "ロケットターボポンプのロータシステム最適化の検討", 第56回宇宙科学技術連合講演会集, JSASS-2012-4407 (2012).
- (16) 弘松純, 内海政春, 島垣満, 川崎聡, 瀧田純也, 中村智也, "QFD援用によるロケットターボポンプ多領域最適化設計", 第53回航空原動機・宇宙推進講演会講演論文集, JSASS-2013-0019 (2013).

# 可搬型ガスタービン発電機からの高温排熱の 拡散性状に関する研究

## Study on the diffusion of high temperature exhaust gas from the transportable gas turbine generator

有波 裕貴\*<sup>1</sup>  
ARINAMI Yuki

赤林 伸一\*<sup>1</sup>  
AKABAYASHI Shin-ichi

石川 真也\*<sup>2</sup>  
ISHIKAWA Shinya

坂口 淳\*<sup>3</sup>  
SAKAGUCHI Jun

### ABSTRACT

The chimney of a transportable gas turbine electric generator ejects exhaust gas  $\geq 500$  °C from about 10 m above the ground. This high-temperature exhaust gas has a major influence on the surrounding environment of the electric generator. This paper reports on the results of the effects of the diffusion of high-temperature exhaust gas of the electric generator on the actual outside temperature using CFD. Any change in the level of the outside temperature, does not change the diffusion of high-temperature exhaust gas. If the wind direction, in-line with the two generators, the high-temperature exhaust gas spreads widely. The ejection of high-temperature exhaust gas from the electric generator does not have any significant influence on the near-surface air temperature. However, we need to consider mid-to-high-rise buildings in the neighborhood because the high-temperature exhaust gas is spreads widely to  $\geq 20$  m above ground.

**Keywords :** High-temperature exhaust gas, Diffusion, Transportable gas turbine electric generator, Outside wind, Chimney Computational Fluid Dynamics

### 1. 研究目的

電力は人類の生活にとって欠かせないエネルギーであるが、大規模な自然災害の影響により発電所の発電設備等が破損した場合、電力供給量の不足が懸念される。そこで、定格出力2.5万kW程度の大型の可搬型ガスタービン発電機（以下、可搬型GT）を使用し、一時的に電力の供給を行うことが考えられる。従来の火力発電所では高さ約200mの排気塔から100°C程度の排気を行うが、可搬型GTでは高さ約10mの排気塔から500°C以上の排気が行われるため周辺環境への影響が懸念される。このため高温排熱の拡散性状を把握し、可搬型GTを設置する際の周辺環境への影響評価を行う必要がある。

工場等の排気塔からの汚染物質の大気拡散解析は古くから行われている。現在、代表的な予測手法としてPuff ModelとPlume Modelという予測モデルが環境アセスメントで使われている。両者とも煙の拡散をガウス分布によって仮定し、汚染物質の拡散を予測するモデルである。Puff Modelは無風又は1 m/s以下の低風速状態において

使用する予測モデルであり、排出源の排出速度と距離及び水平・鉛直方向の拡散幅を与え、地表面汚染物質濃度を予測する。Plume Modelは1 m/s以上の有風時において使用される予測モデルであり、風下側に流れる煙の拡散を煙の軸まわりにガウス分布を仮定することによって定常状態の地表面濃度を予測するモデルである。この2つの予測モデルは風洞実験や野外実測により拡散係数に関するデータが蓄積され、大気安定度やダウンウォッシュ等の影響を考慮した補正式が報告されている<sup>(1),(2)</sup>。Puff ModelやPlume Modelは現在も開発が進み、広い地域の長期に渡る汚染物質累積濃度や排気塔が多数ある工場地帯の年間平均濃度を予測するため、我が国ではADMERやMETI-LIS、米国EPAのISCモデルなどの解析ソフトが現在利用されている<sup>(3),(4)</sup>。排気塔からの排気ガスの熱拡散については地上からの天文観測に対して、空気密度差による異常屈折等の光学的な影響を検討するためPlume Modelを用いた解析<sup>(5)</sup>が行われているが、Plume ModelやPuff Modelを用いた研究の多くは汚染物質の拡散を対象としている。このPlume Model、Puff Modelでは複雑な地形での拡散は予測精度が低く解析が困難である。運動方程式や拡散方程式を数値的に解き、大気境界層乱流の詳細な気流や拡散分布を予測する数値気流解析(CFD)を用いる必要がある。CFDを用いた排気塔からの

原稿受付 2012年8月27日

校閲完了 2013年4月13日

\*1 新潟大学 大学院

\*2 東北電力

\*3 新潟県立大学

拡散解析も近年盛んに行われている<sup>(6)~(10)</sup>。

本研究では可搬型GTを対象に、CFDを用いて外気温や外部風向・風速の相違による高温排熱の拡散性状の把握を行い、周辺環境に対する可搬型GTからの高温排熱の影響評価を行う。更に、実在発電所内に設置された可搬型GT周辺の温熱環境実測を行い、数値流体解析結果の妥当性の検討を行うことを目的とする。高さが約10mと低い排気塔では地表面の形状や乱流拡散により従来から使用されているPlume Model及びPuff Modelの解析は困難である。更に排ガス温度が約500℃と高いため、この点において本研究の解析結果は学術的意義がある。

## 2. 研究概要

### 2.1 解析概要

表1に排気塔単体モデルのCFD解析条件を、表2に実在発電所内モデルのCFD解析条件を、表3に流入境界条件を、図1に解析モデルの各境界条件を、図2に排気塔単体モデルを、図3に実在発電所内モデルを示す。解析対象は排気塔（高さ9.4m）のみをモデル化した排気塔単体モデルと実在発電所内に可搬型GTを2台設置した実在発電所内モデルとする。高温排熱の拡散性状の解析は非圧縮非等温標準k-ε乱流モデルを用いた数値流体解析（CFD2000, Adaptive Research, USA）により行う。温度上昇に伴う密度変化の影響はBoussinesq近似によってナビエストークス方程式の浮力項として計算し、空気の物性は1気圧300Kのソフトウェアのデフォルト値（密度:1.177kg/m<sup>3</sup>, 熱伝導率:0.0262W/m・K, 乱流プラントル数:0.9）を与え解析する<sup>(11)</sup>。流入風の鉛直プロファイルは1/4乗則を与え、表3のように乱流統計量を与える<sup>(12)</sup>。

本研究ではまず、排気塔単体モデルを対象に外気温を変化させて解析を行う。その結果を基に、実在発電所内モデルを対象として外部風向・風速を変化させて解析を行い、居住域付近の温度変化や高温排熱の周辺環境への到達範囲等の検討を行う。排気塔単体モデルの解析では外部風がほぼ無風状態（0.01m/s）及び、台風並みの強風であり排気塔からの排気風速36.4m/sとほぼ同等の30m/sの風速を与えて解析を行い、0m/sから30m/sの間を均等に10m/s, 20m/sの解析を行う。更に、実在発電所内モデルでは設置対象地域（新潟県）の気象データを参照し、北東と北東以外の風向で平均風速が異なることから、それぞれの平均風速6.0m/s, 9.0m/sの解析を行う。なお、外部風速が無風状態の解析では、上空面を除く解析領域側面の境界条件をすべて自由流入流出条件にした場合、解析領域内の自然対流によって計算が不安定になるため、計算安定性の観点から基準高さ9.4mの外部風速を0.01m/sとして与えて解析を行っている。

### 2.2 実測概要

図3(a)に示す測定点A、測定点Bに熱電対を設置した

表1 排気塔単体モデルのCFD解析条件

排気塔単体モデル					
解析case	1-1	1-2	1-3	1-4	1-5
外気温 [°C]	39.1 (新潟過去最高外気温)	-1.0			40.0
排気風速 [m/s]	38.0	41.3			36.4
排気流量 [m <sup>3</sup> /s]	181.7	181.7			160.2
排気温度 [°C]	459.0	462.7			530.0
排気の乱流エネルギー [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	14.4	17.1			13.2
排気の乱流散逸率 [m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ]	61.3	78.7			53.9
外部風速 [m/s]	流入:1/4乗則(基準高さ9.400mm) 流出:自由流出				
	0.01	30.0	10.0	20.0	
風向	1 風向				
メッシュ数	64(x)×46(y)×64(z)=188,416   76(x)×26(y)×76(z)=150,176				
乱流モデル	標準k-εモデル				

表2 実在発電所内モデルのCFD解析条件

実在発電所内モデル										
解析case	2-1	2-2	2-3	2-4	2-5	2-6	2-7	2-8	2-9	
外気温 [°C]	40.0									
排気風速 [m/s]	36.4									
排気流量 [m <sup>3</sup> /s]	160.2									
排気温度 [°C]	530.0									
排気の乱流エネルギー [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	13.2									
排気の乱流散逸率 [m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ]	53.9									
外部風速 [m/s]	流入:1/4乗則(基準高さ9.400mm) 流出:自由流出									
	6.0	9.0								
風向	北東	北	北東	東	南東	南	南西	西	北西	
メッシュ数	164(x)×54(y)×143(z)=1,266,408									
乱流モデル	標準k-εモデル									

表3 流入境界条件

外部風速流入境界条件	
外部風速の鉛直分布	$U_z = U_R \left(\frac{Z}{Z_R}\right)^\alpha$
乱流エネルギーの鉛直分布	$k_z = \left(0.1U_z \left(\frac{Z}{Z_G}\right)^{(-\alpha-0.05)}\right)^2$
乱流散逸率の鉛直分布	$\epsilon_z = C_\mu^{0.5} k_z \alpha \left(\frac{U_R}{Z_R}\right) \left(\frac{Z}{Z_R}\right)^{(\alpha-1)}$
排気口流入境界条件(管内乱流の経験式より)	
乱流エネルギー	$k_j = \frac{U_j^2}{100}$
乱流散逸率	$\epsilon_j = 0.09 \frac{k_j^3}{0.07D}$

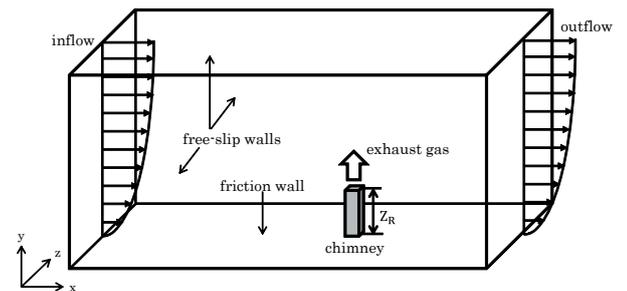


図1 解析モデルの各境界条件

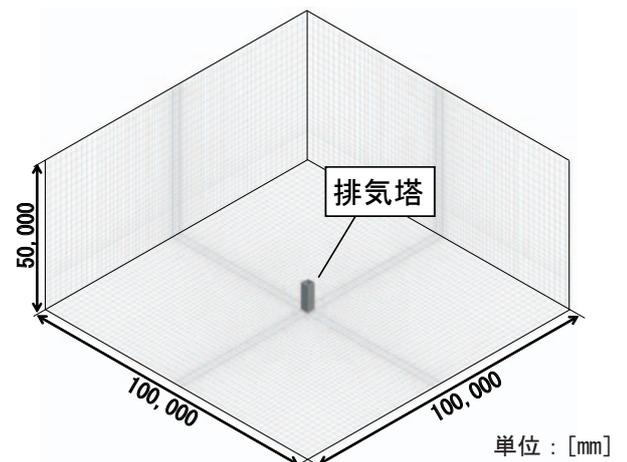


図2 排気塔単体モデル (解析case1)

測定用ポールを配置し、データロガーを用いて可搬型GT稼動時における周辺の温熱環境実測を行う。測定点Aでは地上1.1m及び9.4m～14.4mにおける計17点（高さは1.1, 9.4, 9.9, 10.4, 10.9, 11.4, 11.9, 12.15, 12.4, 12.65, 12.9, 13.15, 13.4, 13.65, 13.9, 14.15, 14.4m）、測定点Bでは7.0m～16.0mにおける計10点（高さは7.0, 8.0, 9.0, 10.0, 11.0, 12.0, 13.0, 14.0, 15.0, 16.0m）の外気温の測定を行う。更に、対象敷地の外部風向・風速、可搬型GTからの排気温度の測定を行う。これらの実測結果を基に解析条件を設定し、実在発電所内モデルにおいて解析を行い、実測結果と解析結果を比較する。

### 3. 解析結果

#### 3.1 排気塔単体モデル

##### 3.1.1 無風状態（外部風速0.01m/s）における温度分布

図4にほぼ無風状態（外部風速0.01m/s）における排気塔単体モデルの温度分布（排気塔中央断面）を示す。無風状態の場合、排気塔からの高温排熱はほぼ垂直に上

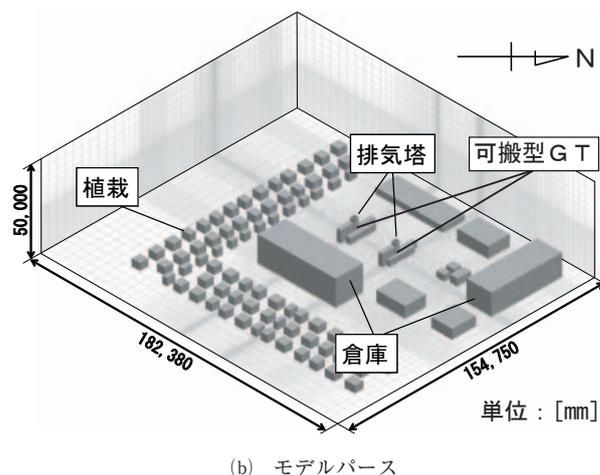
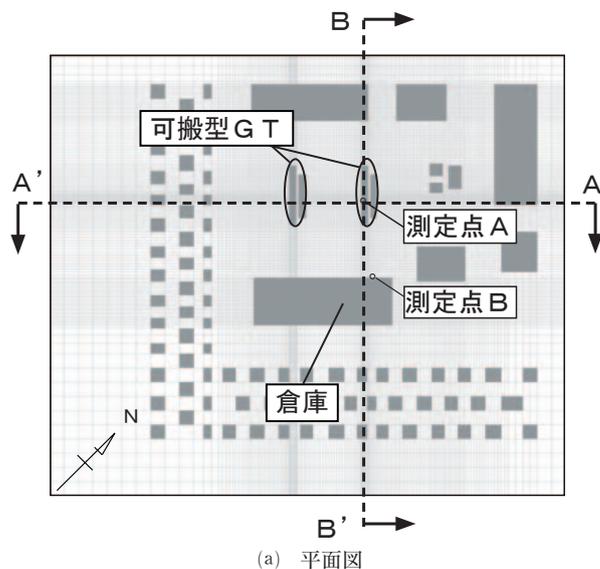


図3 実在発電所内モデル（解析case2）

昇し、地上付近及び排気塔直上以外の周辺の上空には殆ど影響を及ぼさない。

##### 3.1.2 外気温の相違による温度分布の比較

図5に外気温の相違による排気塔単体モデルの温度分布（排気塔中央断面）を示す。外部風速30.0m/sの場合、外気温の相違によって高温排熱の拡散性状には殆んど変化が見られない。外気温に対する温度上昇量により排熱の拡散性状を検討することが可能であると考えられる。

##### 3.1.3 外部風速の相違による温度分布の比較

図6に外部風速の相違による排気塔単体モデルの温度分布（排気塔中央断面）を示す。外部風により高温排熱は風下側に倒れるようになびく。どちらの解析 case も地

温度上昇量 $\Delta t$ [°C]													
A	: 5.0	B	: 10.0	C	: 15.0	D	: 20.0	E	: 25.0	F	: 30.0	G	: 35.0
H	: 40.0	I	: 45.0	J	: 50.0	K	: 55.0	L	: 60.0	M	: 65.0	N	: 70.0
O	: 75.0	P	: 80.0	Q	: 85.0	R	: 90.0	S	: 95.0	T	: 100.0		

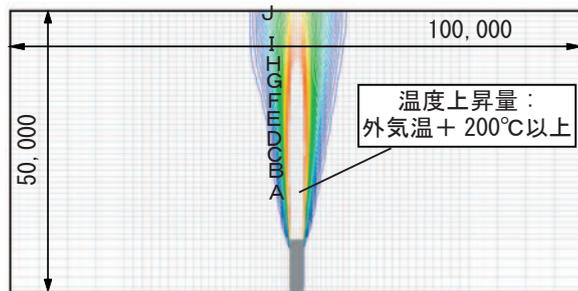


図4 無風状態（外部風速0.01m/s）における排気塔単体モデルの温度分布（排気塔中央断面）

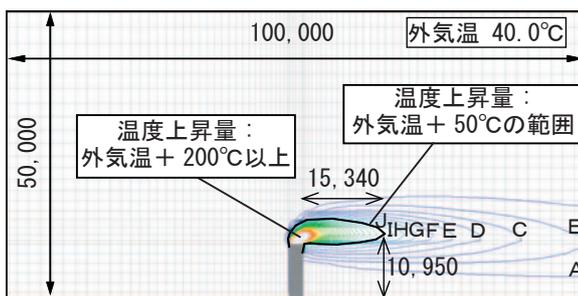
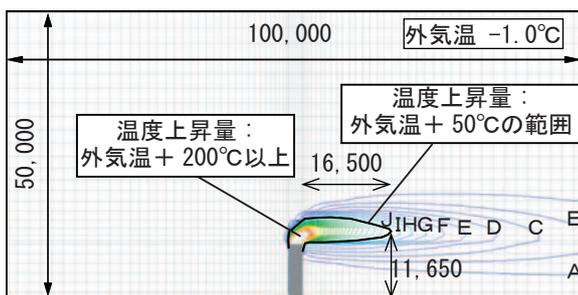
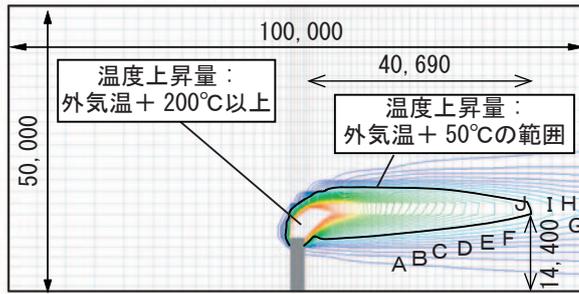
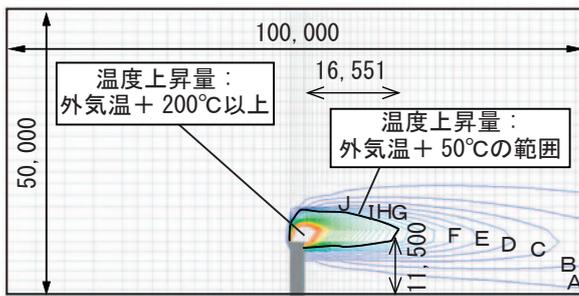


図5 外気温の相違による排気塔単体モデルの温度分布（排気塔中央断面）

上付近への高温排熱の影響は外気温 + 0 ~ 5℃程度と相対的に小さい。外気温 + 50℃の範囲は case1-4 では上空約 14 m で排気塔から風下側へ約 41m, case1-5 では上空約 12 m で排気塔から風下側へ約 17m まで到達する。外部風速が一定以上では、外部風の拡散効果の影響が大きくなり、上空での高温排熱の到達範囲は小さくなると思われる。



(a) 解析 case1-4 (外部風速 10.0m/s)



(b) 解析 case1-5 (外部風速 20.0m/s)

図6 外部風速の相違による 単位：[mm]  
排気塔単体モデルの温度分布 (排気塔中央断面)

### 3.1.4 熱プルーム高さとお気温・外部風速及び排気風速・排気温度の関係

本研究では外気温、外部風速、排気風速、排気温度に着目し、(排気風速+浮力による速度)と(外部風速)の比率相当の値(H値と呼ぶ)を求める(1)式を使用し、H値と排気塔からの熱プルーム中心軸勾配の関係を図7に示す。ここで排気塔からの熱プルーム中心軸勾配は、排気塔から  $2Z_R$  の水平距離で鉛直温度分布から最も温度が高い位置の高さを求め、2倍して排気塔高さ  $Z_R$  で基準化して求める。なお、H値は排気風速 ( $U_j$ ) が大きいほど大きな値となり、排気温度と外気温の温度差 ( $\Delta\theta$ ) が大きいほど大きな値となる。また、外部風速 ( $U_R$ ) が大きいほど小さな値となる。

$$H = \sqrt{\frac{U_j^2 + 2g\Delta h \left(\frac{\Delta\theta}{\theta}\right)}{U_R^2}} \quad [-] \quad \dots (1)$$

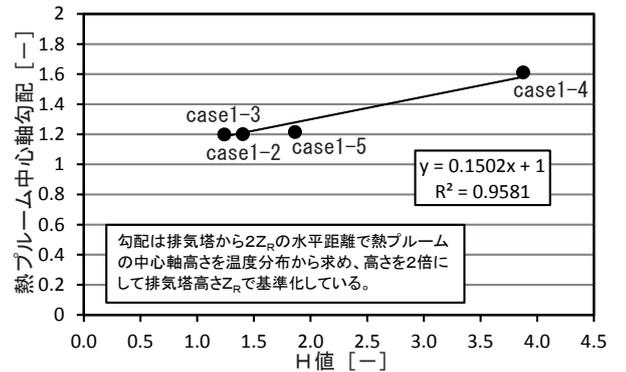
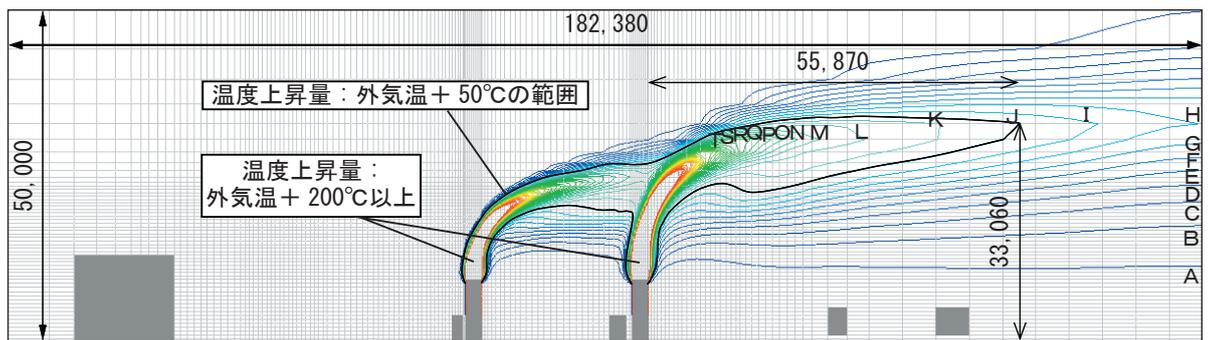
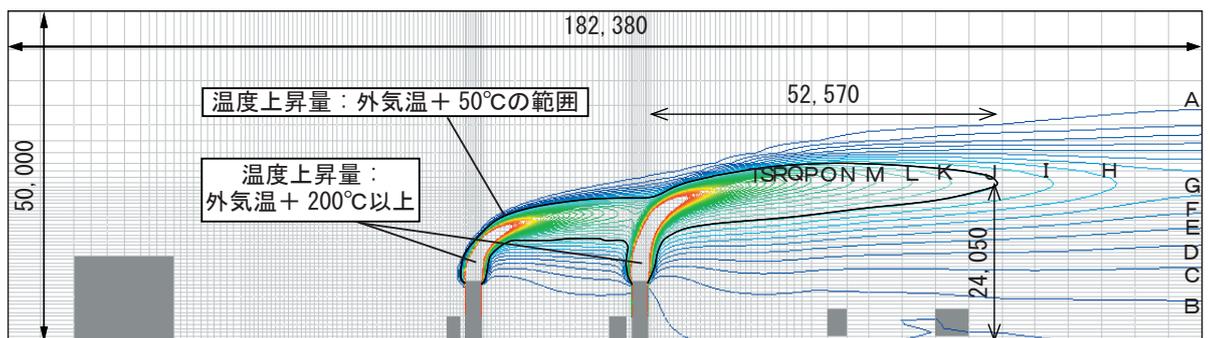


図7 H値と排気塔からの熱プルーム中心軸勾配の関係



(a) 解析 case2-1 A - A' 断面 (風向北東・外部風速 6.0 [m/s])



(b) 解析 case2-3 A - A' 断面 (風向北東・外部風速 9.0 [m/s])

単位：[mm]

図8 実在発電所内モデルの温度分布

日値と熱プルーム中心軸勾配には相関がある。一般の環境影響評価では大気安定度などを考慮し、拡散実験によって作成された有効煙突高さを求める各種の提案式(例えばCONCAWE式など)が用いられている。本研究は排気温度が500°Cと高温であるため、外部風の温度は上空まで一様に与えている。(1)式はCONCAWE式などで求められる有効高さを求める式に類似する式であり、今後の研究で各種の有効煙突高きの式と(1)式の関係について比較検討する予定である。

3.2 実在発電所内モデル

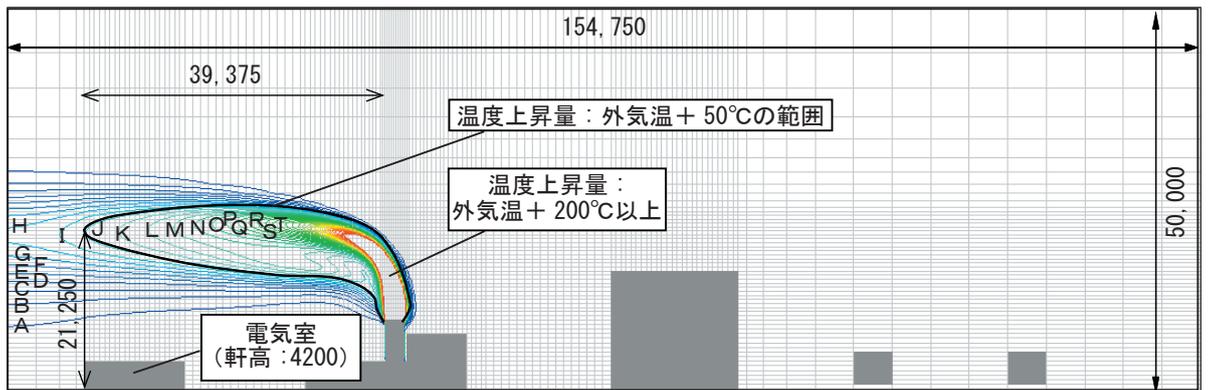
排気塔単体モデルの解析結果より、外部風速が速くなる程、上空の高温排熱の到達範囲は外部風の拡散効果により小さくなると考えられる。又、ほぼ無風状態(風速0.01m/s)の場合、高温排熱はほぼ垂直に上昇し、排

気塔直上以外の周辺の上空には殆ど影響を及ぼさないことから、排気塔周辺の上空へ高温排熱の影響を最も大きく及ぼすのは、中程度の風速であると考えられる。

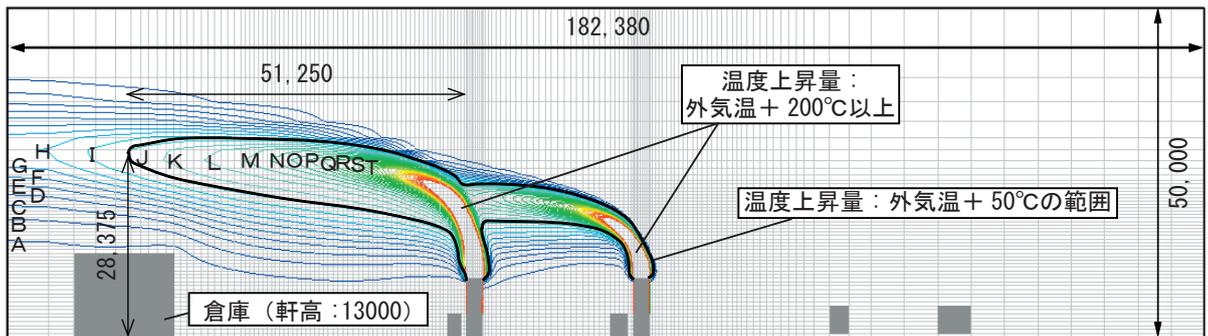
実在発電所内モデルでは、8風向の外部風速を9.0m/sとし、更に、風下側が発電所敷地外となる風向北東のみ外部風速6.0m/sを加えて解析を行う。図8に実在発電所内モデルの温度分布を示す。

3.2.1 地上付近の外気温の変化

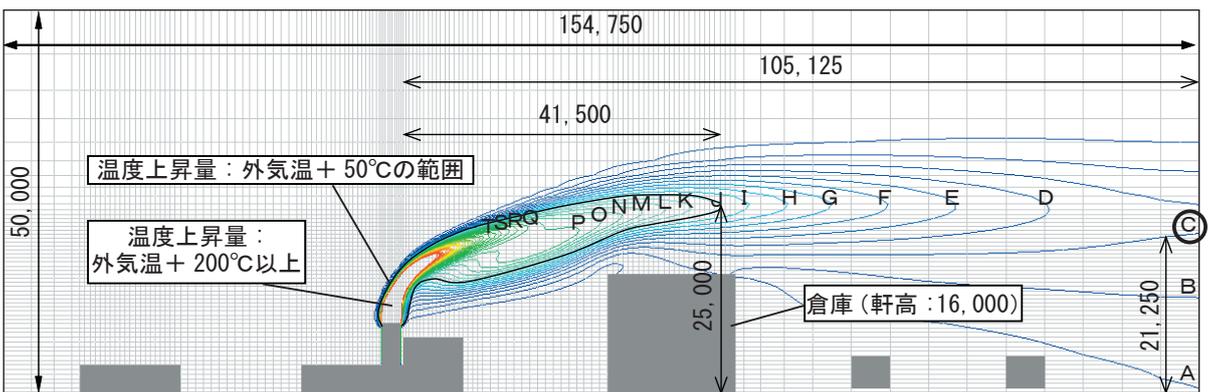
高温排熱による地上付近の外気温は外部風向・風速により変化するが、どの解析caseでも外気温に対する温度上昇量は+0 ~ 5°C程度となり、上空と比較して相対的に小さい。



(c) 解析 case2-5 B - B' 断面 (風向南東・外部風速 9.0 [m/s])



(d) 解析 case2-7 A - A' 断面 (風向南西・外部風速 9.0 [m/s])



(e) 解析 case2-9 B - B' 断面 (風向北西・外部風速 9.0 [m/s])

単位 : [mm]

図8 実在発電所内モデルの温度分布

3.2.2 温度上昇量+50°Cの到達範囲の比較

温度上昇量+50°Cの到達範囲を比較すると、風向が北東・外部風速6.0m/sの場合(case2-1)は上空約33mで風

下側に約56m、風向が北東・外部風速9.0m/sの場合(case2-3)は上空約24mで風下側に約53m、風向が南東・外部風速9.0m/sの場合(case2-5)は上空約21mで風下側に約39m、風向が南西・外部風速9.0m/sの場合(case2-7)は上空約28mで風下側に約51m、風向が北西・外部風速9.0m/sの場合(case2-9)は上空約25mで風下側に約42mとなる。

風向が北東(case2-1,3)、南西(case2-7)では、可搬型GT2台からの高温排熱が重複する方向に流れるため、高温排熱が比較的広範囲に到達する。高温排熱が重複する風向が可搬型GTを設置する地域の卓越風向と重なら

表4 実測値に基づく解析条件

实在発電所内モデル(実測条件)	
外気温[°C]	8.0
排気風速[m/s]	32.6
排気流量[m³/s]	143.4
排気温度[°C]	200.0
排気の乱流エネルギー[m²/s²]	10.6
排気の乱流散逸率[m²/s³]	38.7
外部風速[m/s]	流入:1/4乗則(基準高さ9400mm) 流出:自由流出
風向	1 風向(西)
メッシュ数	164(x)×54(y)×143(z)=1,266,408
乱流モデル	標準k-εモデル

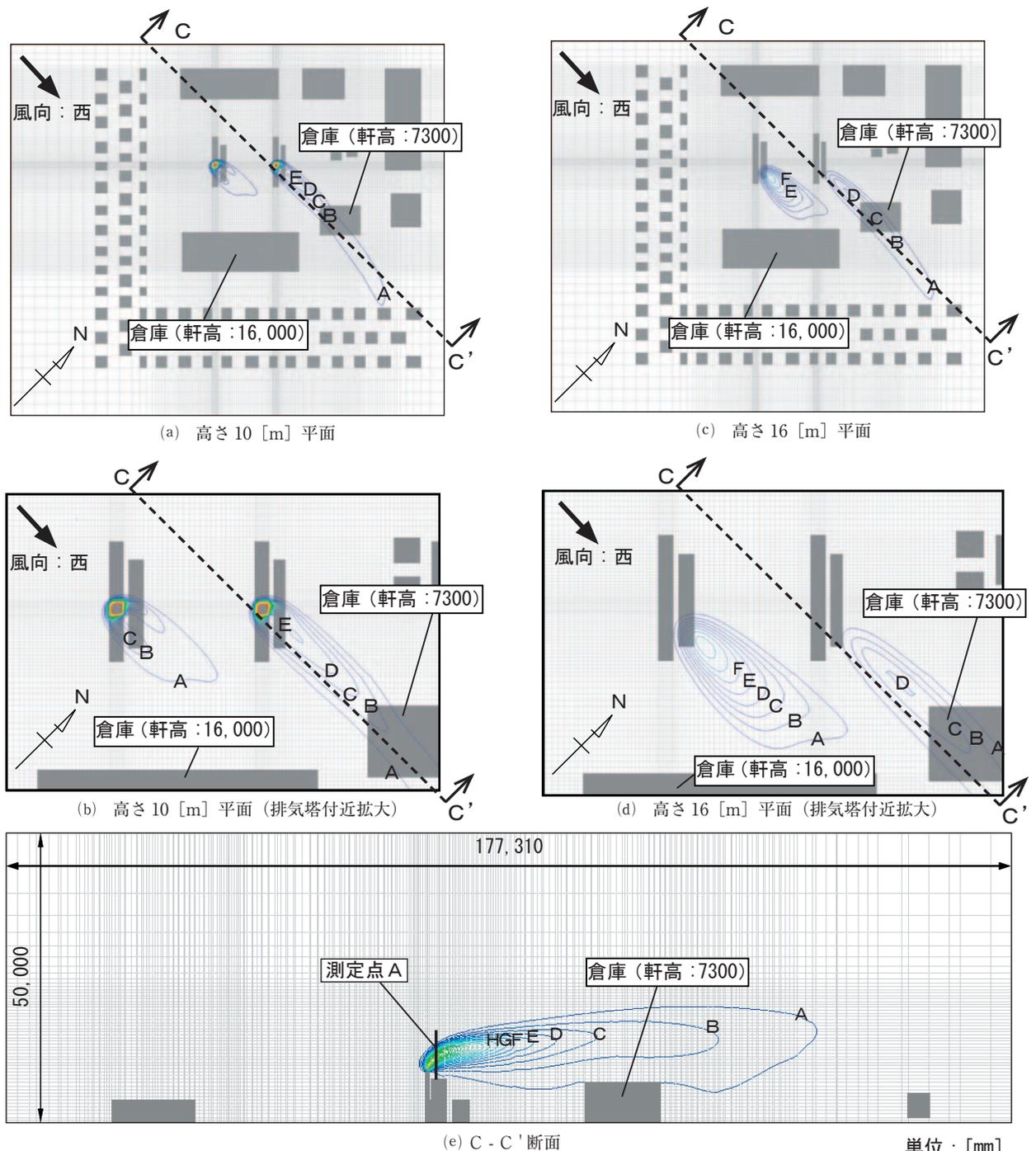


図9 实在発電所内モデルの温度分布(実測条件)

ないよう、設置計画段階で検討を行うが必要であると考えられる。

### 3.2.3 周辺環境への高温排熱の到達範囲

風向が北西・外部風速9.0m/sの場合 (case2-9) では温度上昇量+15℃の範囲が上空約21m (6階建て建築物は軒高約24m) で風下側に約105mまで到達する。夏季などでは電力需要量のピークと外気温のピークが重なる13時～15時に発電を行うことが想定され、外気温30℃+温度上昇量15℃=45℃を超える熱風が比較的広範囲の可搬型GT周辺の上空や中高層建築物へ到達する可能性がある。地上付近への高温排熱の影響は相対的に小さいが、上空では周辺環境へ大きな影響を与えるため、可搬型GTを設置する場合は周辺の中高層建築物等に対する環境影響評価が極めて重要である。

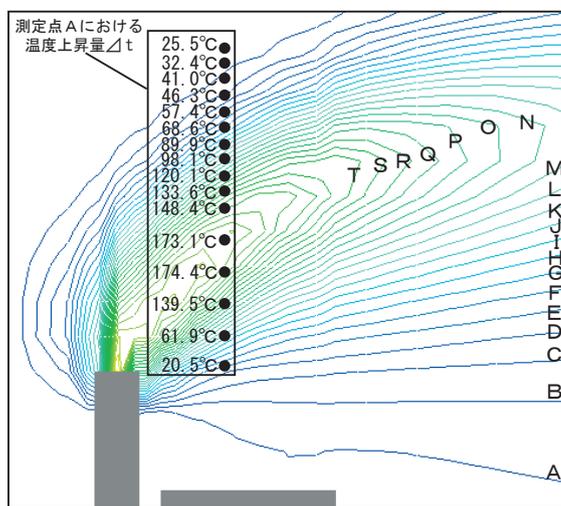
## 4. 実測結果

### 4.1 実測結果

測定期間は可搬型GTが実際に稼動した2011年12月22日とする。測定時の発電機の平均出力は約5,000kW (定格出力の約20%) である。測定期間のうち比較的風向・風速の変動が少ない時間帯10分間を解析対象とし、この間の外気温、外部風向・風速の平均値をCFDの解析条件とする。更に、可搬型GTの稼動データから、排気温度・排気風速を設定する。表4に実測値に基づく解析条件を示す。

### 4.2 実測条件による解析結果

図9に実在発電所内モデルの温度分布 (実測条件) の解析結果を示す。今回の実測では、測定対象の可搬型GTが定格出力以下で稼動しているため排気温度が低く、排気風速も遅い。又、外部風速が18.9m/sと速いため、高温排熱は外部風によって拡散し、地上付近及び上空では周辺環境への影響は小さいと考えられる。



(a) 上下方向の実測結果と解析結果の温度分布

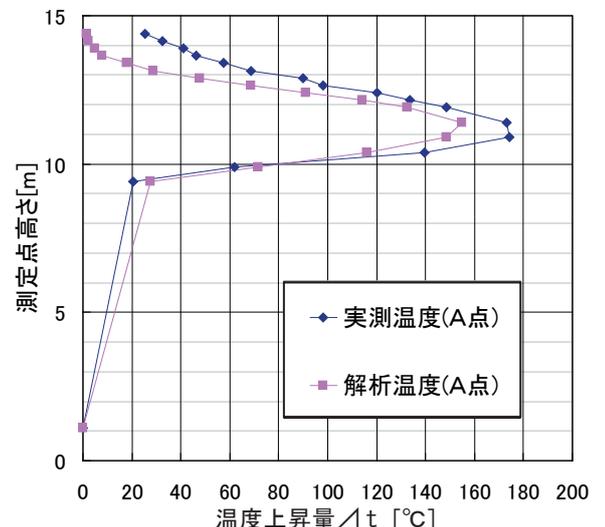
### 4.3 実測結果と解析結果の比較

図10に測定点Aにおける実測結果及び解析結果の温度分布を示す。実測結果と解析結果は、ほぼ相似形の温度分布となる。各測定点における温度を比較すると、解析結果の方が実測結果に比較して外気温に対する温度上昇量が平均23℃程度低い、解析結果は概ね妥当であると考えられる。

今回の解析対象は周囲から約15m以上の高台にあり、対象の約100m周辺にはモデル化を行ったもの以外に中高層建築物が無い、実測結果としても問題ない温熱環境となっている。しかし、外部風速・風向や発電設備・機械の設置条件により高温排熱の影響が発生することが考えられ、機器設置前に周辺に対する環境影響評価を行うことは極めて重要である。

## 5. まとめ

- ①無風状態の場合、排気塔からの高温排熱はほぼ垂直に上昇し、地上付近及び排気塔直上以外の周辺の上空には殆ど影響を及ぼさない。
- ②外気温の相違によって高温排熱の拡散性状には殆ど変化が見られず、外気温に対する温度上昇量により排熱の拡散性状を検討することが可能であると考えられる。又、基準高さの風速と排気風速、排気温度によって求めたH値により、熱プルームの中心軸勾配の評価を行うことも可能である。
- ③排気塔からの熱プルームは外部風が無風の場合は高温の領域が広く、排気塔直上へ立ち上がる。外部風速が増加すると高温領域が狭くなり、熱プルームの軸中心は風下側水平方向へ移動する。本解析結果では最も排気塔周辺の中高層建物へ影響を及ぼす風速は9.0m/s程度の値である。
- ④可搬型GT 2台からの高温排熱が重複する風向では、高温排熱が比較的広範囲に到達する。



(b) 実測結果と解析結果の比較

図10 測定点Aにおける実測結果及び解析結果の温度分布

- ⑤高温排熱が重複する風向が可搬型GTを設置する地域の卓越風向と重ならないよう、設置計画段階で検討を行う必要がある。
- ⑥実測結果と解析結果はほぼ相似形の温度分布になるが、解析結果の方が実測結果に比べて温度上昇量が平均約23℃低い。
- ⑦可搬型GTからの高温排熱による地上付近への影響は極めて少ないが、上空（高さ約20m以上）では高温排熱が比較的広範囲に到達するため、周辺の中高層建築物に対する配慮が必要である。
- ⑧外部風速・風向や発電設備・機械の設置条件により高温排熱の影響が発生することが考えられ、機器設置前に周辺に対する環境影響評価を行うことは極めて重要である。

### 記号

- $C_{\mu}$  : モデル定数 (0.09)
- $D$  : 排気塔排気部開口幅 (2.1 [m])
- $U_J$  : 各外気温における排気風速 [m/s]
- $U_R$  : 基準高さにおける風速 [m/s]
- $U_Z$  : 高さ  $Z$  [m] における風速 [m/s]
- $Z$  : 高さ [m]
- $Z_G$  : 上空風高度 [m] (100 [m])
- $Z_R$  : 基準高さ [m] (9.4 [m])
- $g$  : 重力加速度 [m/s<sup>2</sup>] (9.8 [m/s<sup>2</sup>])
- $\Delta h$  : 排熱上昇距離 [m] (排気塔から水平距離  $2 Z_R$  位置における熱プルーム中心軸高さ [m] -  $Z_R$  [m])
- $k_J$  : 管内乱流の経験式による乱流エネルギー [m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>]
- $k_Z$  : 高さ  $Z$  [m] における乱流エネルギー [m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>]
- $\alpha$  : べき指数 (0.25)
- $\varepsilon_Z$  : 高さ  $Z$  [m] における乱流散逸率 [m<sup>2</sup>/s<sup>3</sup>]
- $\varepsilon_J$  : 管内乱流の経験式による乱流散逸率 [m<sup>2</sup>/s<sup>3</sup>]
- $\theta$  : 外気温 [°C]
- $\Delta \theta$  : 排気温度と外気温の差 [°C]

### 参考文献

- (1) 市川陽一, 環境影響評価のための物質輸送・大気拡散予測手法の開発, 大気環境学会誌38(3), 2003年
- (2) 本間端雄, 煙突からの排ガス拡散に関する理論と実験, 日本機械学会誌, 第69巻, 第574号, 1966年
- (3) 中西準子他, 大気拡散から暴露までADMER・METI-LIS, 丸善, 2007年
- (4) 経済産業省, 有害大気汚染物質に係る発生源周辺における環境影響予測手法マニュアルVer.3.02 (経済産業省-低煙源工場拡散モデル:METI-LIS), 2012年
- (5) 鈴木駿策, 石崎秀晴, 焼却場からの排煙(熱)によって生じる光路異常屈折, 光学位置天文観測に与える影響, 国立天文台報 Vol.1, No.2, 1990年
- (6) 市川陽一, 佐田幸一, 柿島伸次, 排ガス予測手法の開発, 電中研レビューNO.38, 2000年
- (7) Daniel FUENTES DEL RIO, Takeo KAJISHIMA, Numerical Simulation of Hot Gas Dispersion from a Chimney, Journal of Environment and Engineering, Vol.6, No.1, 日本機械学会, 2011年
- (8) Sang-Kwon Wee, Il Seouk Park, PLUME DISPERSION CHARACTERISTICS IN VARIOUS AMBIENT AIR TEMPERATURE GRADIENT CONDITIONS, Numerical Heat Transfer, Part A, 2009年
- (9) Nejla Mahjoub Said, Hatem Mhiri, Georges Le Palec, Philippe Bournot, Experimental and numerical analysis of pollutant dispersion from a chimney, Atmospheric Environment, 39, 2005年
- (10) 佐田幸一, 佐藤歩, 市川陽一, 低煙突からの排ガス拡散予測・数値モデルの開発(火力発電所・排ガス拡散への適用), 第19回環境工学総合シンポジウム2009, 日本機械学会, 2009年
- (11) ADAPTIVE RESEARCH, Theoretical Background, 1999年
- (12) 社団法人日本建築学会編, 市街地風環境予測のための流体数値解析ガイドブック, ガイドラインと検証用データベース, 丸善, 2007年

# 3次元熱伝導を考慮した過渡応答法による ディンプル面の熱伝達特性の計測 (60度傾斜ティアドロップディンプルの伝熱性能評価)

## Heat Transfer Characteristics of Dimpled Surface Measured by Transient Technique with Compensation of Three-Dimensional Heat Conduction (Heat Transfer Performance for 60deg Angled Teardrop-Shaped Dimple)

小西 孟\*<sup>1</sup>  
KONISHI Hajime

村田 章\*<sup>1</sup>  
MURATA Akira

齋藤 博史\*<sup>1</sup>  
SAITO Hiroshi

岩本 薫\*<sup>1</sup>  
IWAMOTO Kaoru

### ABSTRACT

Recently, heat transfer enhancement with dimples is becoming attractive for internal cooling of gas turbine blade because it induces small pressure loss for moderate heat transfer enhancement. Teardrop-shaped dimples showed high heat transfer performance in previous study, and furthermore inclination of teardrop-shaped dimples with respect to the main stream direction has potential of higher heat transfer performance by inducing secondary flow. In this study, 60deg angled teardrop-shaped dimple case was experimentally compared with the cases of spherical dimple and teardrop-shaped dimple without inclination. The heat transfer measurements were performed by using transient technique with compensation of three-dimensional heat conduction for  $Re=16,000-36,000$ . In addition, flow visualization with combination of oil-film method and PIV was performed for  $Re=30,000$ . The present results clearly showed the areas of flow separation and reattachment and the heat transfer characteristics of 60deg angled teardrop-shaped dimple. At the same blowing power, the heat transfer of 60deg angled teardrop-shaped dimple case was higher than spherical dimple case by 5%, but lower than teardrop-shaped dimple without inclination case by 13% as maximum difference.

**Key words :** Heat Transfer Enhancement, Dimple, Internal Cooling of Turbine Airfoil, Transient Technique, Flow Visualization

### 1. 緒言

ガスタービンの高効率化に伴いタービン入口ガス温度の高温化が進んでおり、材料の高温強度を考えるとタービン翼の冷却技術の向上が必須である。翼の冷却方法の一つとして翼内部流路での強制対流冷却があり、流路に乱流促進体を設けることで伝熱性能を高めている。一般的に乱流促進体には突起形状であるリブが用いられ、傾斜リブやV型リブ<sup>(1)</sup>が高い熱伝達性能を示すことが知られている。一方、凹み形状であるディンプルはリブと同程度の熱伝達率の向上を比較的低い圧力損失で実現できるとされ注目されている<sup>(2)</sup>。ディンプルは凹み形状をし

ているため翼の質量低減という利点もある。

単純な形状である球状ディンプルについてはこれまでに多くの伝熱実験が行われ、流路高さ・投影直径比が0.37～1.49の間での熱伝達性能はほぼ変わらず<sup>(3)</sup>、深さ・投影直径比が0.1～0.3の間では0.3の時に高い熱伝達性能を示す<sup>(4)</sup>と報告されている。また、スモークワイヤ法によるディンプル内の流れの可視化<sup>(5)</sup>や、LESによるディンプル付き流路の熱伝達解析<sup>(6)</sup>も球状ディンプルに対して行われている。球状ディンプルではディンプル前縁部の流れの剥離により熱伝達率が低下するが、Chyuら<sup>(2)</sup>のティアドロップディンプルでは前縁傾斜により流れの剥離が抑制され、熱伝達率の低下が抑制されている。その一方で球状ディンプルと比べて圧力損失が増加する<sup>(2),(7)</sup>。2次流れの誘起による伝熱促進は傾斜リブやV型リブ<sup>(1)</sup>などで見られるが、ティアドロップディ

原稿受付 2013年1月28日

校閲完了 2013年4月6日

\*1 東京農工大 大学院 工学府  
〒184-8588 小金井市中町2-24-16

ディンプルについても流れ方向に対して傾斜させることで弱い2次流れが誘起され、熱伝達性能の向上が期待できる。ディンプルの縦長形状の傾斜が利用された例としてV型ディンプルを用いた伝熱実験<sup>8)</sup>、フィルム冷却における45度傾斜ティアドロップディンプルを用いた伝熱実験<sup>9)</sup>、傾斜楕円ディンプルの形状最適化<sup>10)</sup>などがある。

球状ディンプルとティアドロップディンプルによる伝熱促進性能評価を行った前報<sup>11)</sup>に続いて本研究では、60度傾斜ティアドロップディンプルの伝熱性能評価を行う。過去の研究<sup>2)-(5)</sup>を参考に、高密度にディンプルを敷設し、熱伝達性能を高くした上で性能比較を行うため、流路高さ・投影直径比を1.0、深さ・投影直径比を0.25で一定とした3種類のディンプル面（前報<sup>11)</sup>で用いた球状、傾斜なしティアドロップに加えて60度傾斜ティアドロップ）を用いた。3次元熱伝導を考慮した過渡応答法<sup>11),12)</sup>を用いた伝熱実験に加え、油膜法<sup>13)</sup>と相関法PIV（Particle Image Velocimetry）<sup>14)</sup>を組み合わせた流れの可視化<sup>11)</sup>を行い、壁面近傍での流れの向き、流れの剥離・再付着と関連付けて60度傾斜ティアドロップディンプル面の熱伝達率分布を調べた。

## 2. 伝熱実験および流れの可視化

### 2.1 過渡応答法

本研究では前報<sup>11)</sup>と同様に過渡応答法を用いた。初期温度が $T_i$  [K]の半無限固体が $T_f$ から $T_f$  [K]にステップ状に温度変化した流れにさらされた場合、時刻 $t$  [s]における壁面温度 $T_w$  [K]は半無限固体内1次元熱伝導の解析解（下式）で表される<sup>15)</sup>。

$$\frac{T_w - T_i}{T_f - T_i} = 1 - \exp\left(\frac{h^2 a_w t}{\lambda_w^2}\right) \operatorname{erfc}\left(\frac{h\sqrt{a_w t}}{\lambda_w}\right) \quad (1)$$

ここで $h$  [W/(m<sup>2</sup>K)]は熱伝達率、 $a_w$  [m<sup>2</sup>/s]は壁の温度伝導率、 $\lambda_w$  [W/(mK)]は壁の熱伝導率である。

流体温度変化がステップ状ではなく徐々に変化する場合にはDuhamelの定理<sup>15)</sup>を用いて、流体温度変化を $N$ 分割したステップ状微小温度変化の重ね合わせで近似できる。このときの壁面温度変化は下式で表され、実験で計測された壁面温度と一致するように繰り返し計算を行うことで熱伝達率を算出できる。この1次元熱伝導の仮定を用いた熱伝達率を熱伝導補正前の熱伝達率とする。

$$T_w - T_i = \sum_{j=1}^N U(t-t_j)(T_{f,j} - T_{f,j-1}) \quad (2)$$

ここで、

$$U(t-t_j) = 1 - \exp\left(\frac{h^2 a_w (t-t_j)}{\lambda_w^2}\right) \operatorname{erfc}\left(\frac{h\sqrt{a_w (t-t_j)}}{\lambda_w}\right) \quad (3)$$

ただし、時刻 $t_j$  [s] ( $j=0,1,2,\dots,N$ )における流体温度を $T_{f,j}$  [K]とする。

式(1)~(3)は半無限固体表面温度の解析解であるため、

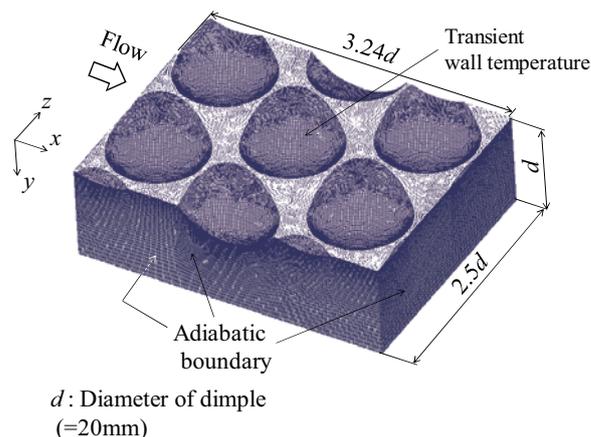


Fig. 1 Computational model of 60deg angled teardrop-shaped dimple.

本研究で用いたアクリル樹脂（熱伝導率0.19W/(mK)、温度伝導率 $1.1 \times 10^{-7}$ m<sup>2</sup>/s）における60秒間での温度浸透深さ<sup>16)</sup>  $\Delta_{th} (= \sqrt{12a_w t} = 8.8$ mm) に対し、板厚を20mmと十分厚くした。

### 2.2 3次元熱伝導補正の方法

前報<sup>11)</sup>同様、固体内3次元熱伝導補正の計算には有限体積法を用いたOpenFOAM2.1<sup>17)</sup>を使用した。また、図1に示す計算格子の作成にはGAMBIT2.4<sup>18)</sup>を用いた。計算領域は流れ方向をディンプル3ピッチ分、幅方向を1ピッチ分（球状・傾斜なしティアドロップ）または2ピッチ分（60度傾斜ティアドロップ）とし、流れ方向中央2ピッチ分について評価した。また、壁の厚さは実験条件と同じ20mmとした。球状ディンプルについてはディンプル面ノード数を16,270点、全ノード数を679,575点とし、傾斜なしティアドロップディンプルはそれぞれ16,102点、673,097点、60度傾斜ティアドロップディンプルはそれぞれ29,077点、1,206,507点とした。赤外線放射温度計を用いて計測した非定常伝熱面温度分布をディンプル面の境界条件として補間して与え、他の境界面は断熱境界とした。60度傾斜ティアドロップディンプルについては幅方向境界面では周期境界を用いるべきであるが、ここでは幅方向長さをディンプル2ピッチ分と大きくし、幅方向境界面を断熱境界とした。境界条件（断熱境界と周期境界）の違いによる影響領域は境界面付近に限定されており、本研究で用いる評価領域での局所値・平均値において幅方向境界条件の影響がないことは確認している。

計算結果から、フーリエの式を用いて壁面垂直方向（座標 $n$ ）の熱流束 $q_{normal}$  [W/m<sup>2</sup>] ( $= -\lambda_w \partial T / \partial n$ )を算出し、熱伝導補正後の熱伝達率 $h$  ( $= q_{normal} / (T_w - T_i)$ )を求めた。ここで、 $\partial T / \partial n$  [K/m]は壁面垂直方向の温度勾配を表す。

流れ方向の領域サイズをディンプル4ピッチ分と拡張

したモデル，格子間隔を伝熱面内方向に1/2としたモデル，格子間隔を深さ方向に1/2としたモデルでもそれぞれ計算を行った。球状ディンプル後縁部において元のモデルに対しヌセルト数の差は最大でも1%であったことから，流れ方向境界条件の影響および格子解像度依存性が十分小さいことを確認した。

### 2.3 実験装置および伝熱実験方法

テストセクションの概略を図2に示す。流路高さを $H=20\text{mm}$ とし，代表長さを $2H$ とした。幅 $10H$ ，長さ $27H$ の扁平流路の上壁にアクリル製（厚さ $20\text{mm}$ ）ディンプル面または平滑面を設け，下流に設けたブローアの吸い込みにより流路内に空気を流した。流路入口に設けたメッシュヒータを通電加熱することで空気は加熱される。空気温度は流路入口・出口に等間隔に設けたK型熱電対（ $\phi 100\mu\text{m}$ ）それぞれ7点の平均値として計測し，伝熱面温度は入口から $21H$ の位置に設置した反射防止コーティング付Geガラス窓（ $\phi 132\text{mm}$ ）を通して赤外線放射温度計（FLIR SC-620， $640\times 480\text{pixel}^2$ ， $30\text{fps}$ ）で計測した。また，壁表面に埋め込まれたK型熱電対（ $\phi 50\mu\text{m}$ ）でも同時に伝熱面温度を計測し放射率調整を行った。本実験においては計測時刻を平滑面で $60\text{s}$ 後，ディンプル面で $30\text{s}$ 後とした。

ディンプルは図3(a)のように投影直径 $d=H$ ，曲率半径 $0.625d$ で千鳥配列に並んでおり，最近接ディンプル間距離が等しくなるよう流れ方向ピッチを $1.08d$ ，幅方向ピッチを $1.25d$ とした。本実験では図3に示す(b)球状，(c)傾斜なしティアドロップ形状のディンプルに加え，流れ方向に対して $60$ 度傾けたティアドロップディンプルが設けられた3種のディンプル面を用いた。また，基準となる平滑面での実験も行った。

熱伝達性能の評価にはヌセルト数 $Nu$  ( $=2hH/\lambda_f$ )を用いた。ただし， $\lambda_f$  [W/(mK)]は空気の熱伝導率である。また，計測窓の上流・下流に間隔 $l$  ( $=7.5H$ )で設けた静圧孔間の圧力損失 $\Delta P$  [Pa]を計測し，ファニングの管摩擦係数 $f$  ( $=\Delta PH/(\rho_i U_{fm}^2 l)$ )を算出した。ここで， $\rho_f$  [kg/m<sup>3</sup>]は空気密度， $U_{fm}$  [m/s]は平均流速である。ディンプルの伝熱性能は同一送風動力での熱伝達を表す式(4)の伝熱性能係数 $\eta$ によって評価した<sup>(9)</sup>。

$$\eta = \frac{St/St_s}{(f/f_s)^{1/3}} \quad (4)$$

ここで， $St$  ( $=Nu/(RePr)$ )はスタントン数， $Pr$ はプラントル数，添字sは同一送風動力での平滑面の値を表す。

本研究では，レイノルズ数 $Re$  ( $=2U_{lm}H/\nu_f$ )を16,000，26,000，36,000と3通りに変えて伝熱実験を行った。ここで， $\nu_f$  [m<sup>2</sup>/s]は空気の動粘性係数である。なお，本研究における熱伝導補正後のヌセルト数，摩擦係数，伝熱性能係数の計測の不確かさ（包括度95%）<sup>(20)</sup>は

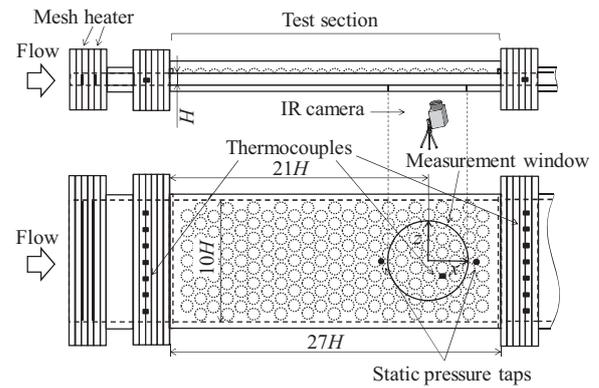


Fig. 2 Schematic of test section.

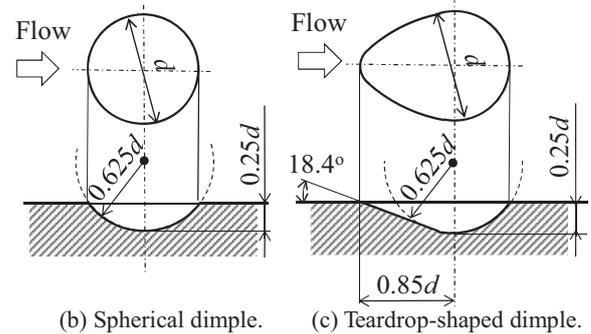
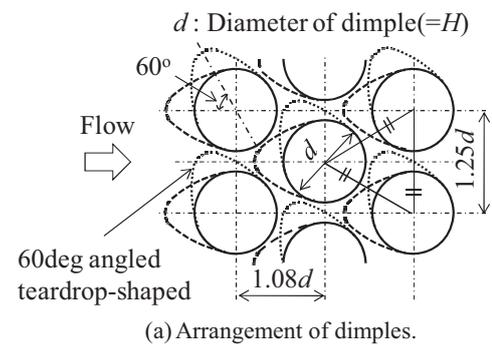


Fig. 3 Schematic of dimple geometry.

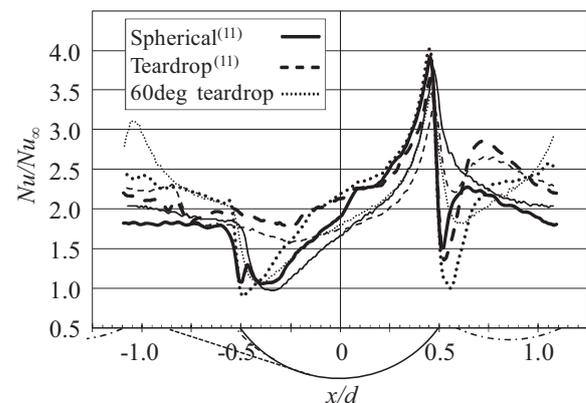


Fig. 4 Streamwise distributions of local Nusselt number,  $Nu/Nu_\infty$ , with (thick line) and without (thin line) compensation at spanwise center ( $z/d=0$ ) for  $Re=26,000$ .

それぞれ最大で11%, 8%, 13%である。

## 2.4 流れの可視化

油膜法と相関法PIVを組み合わせることで相対的な壁面せん断応力分布を求めることができる。本実験ではディンプル面に油膜を塗布して通風し、油膜の動きをCMOSカメラ (Photron FASTCAM-512PCI,  $512 \times 512 \text{ pixel}^2$ , 60fps) で撮影した。撮影した2画像間での油膜の瞬時速度を相関法PIVで求め、時間平均した。求めた油膜速度分布が相対的な壁面せん断応力分布に相当する。レイノルズ数を変えても傾向の変化はなかったため、 $Re=30,000$ の結果のみを示す。油膜にはシリコンオイル (粘度 $2cSt$ )、酸化チタン、オレイン酸の重量比10:2:1での混合物を使用した。ディンプル形状によって油膜の移動量が変わるため、計測時間は10s ~ 22sで調節し、2画像間の時間間隔は0.27sとした。

## 3. 結果および考察

前報<sup>[1]</sup>に示した通り本研究の球状ディンプル面における幅方向平均ヌセルト数比分布はChyuら<sup>[2]</sup>の過渡応答法による実験結果と定量的に一致することを確認している。

図4に各ディンプル形状の幅方向中央位置 ( $z/d=0$ ) における熱伝導補正前後の局所ヌセルト数比分布を示す。球状と傾斜なしティアドロップについては比較のために前報<sup>[1]</sup>で示した結果を記載した。局所ヌセルト数は下式 (Kays and Crawfordの式<sup>[21]</sup>) で表される平滑管内完全発達乱流のヌセルト数 $Nu_\infty$ で規格化した。

$$Nu_\infty = 0.022Pr^{0.5} Re^{0.8} \quad (5)$$

ヌセルト数比分布はレイノルズ数によって傾向は変わらなかったため、 $Re=26,000$ における結果を示す。60度傾斜ティアドロップの結果 (図中点線) を見ると、ディンプル内側では熱伝導補正後のヌセルト数比が熱伝導補正前の値よりも高くなっている。これは熱伝導補正により、ディンプル内部の半径方向放射状に広がる熱伝導通過面積増加のために表面熱流束が増加したためである<sup>[11],[12]</sup>。また、ディンプル後縁部直後の平滑部では熱伝導補正によってヌセルト数比が低下した。これはディンプル内側から平滑部への熱伝導による平滑部の温度上昇が熱伝導補正で除去されたためである<sup>[11],[12]</sup>。これらの熱伝導補正の効果は球状、傾斜なしティアドロップの場合と同様であることが図4からわかる。

図5に球状 (上側)、傾斜なしティアドロップ (下側) 各ディンプルの熱伝導補正後の局所ヌセルト数比分布を示す。前報<sup>[1]</sup>に示した通り、球状ディンプルではディンプル前縁で流れが剥離し、再循環領域内ではヌセルト数比が最小0.9まで低下した。また、再付着点直後の $0.4 < x/d < 0.5$ の領域では流れの再付着によりヌセルト数比が最大4.1まで上昇した。傾斜なしティアドロップディン

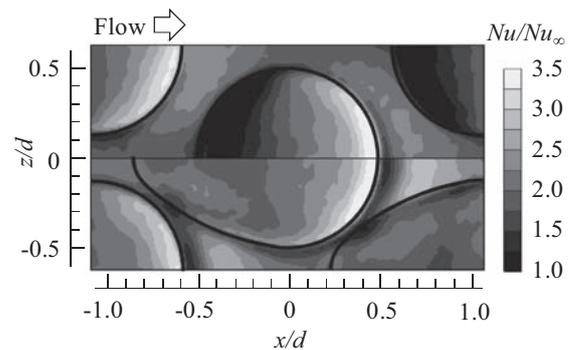
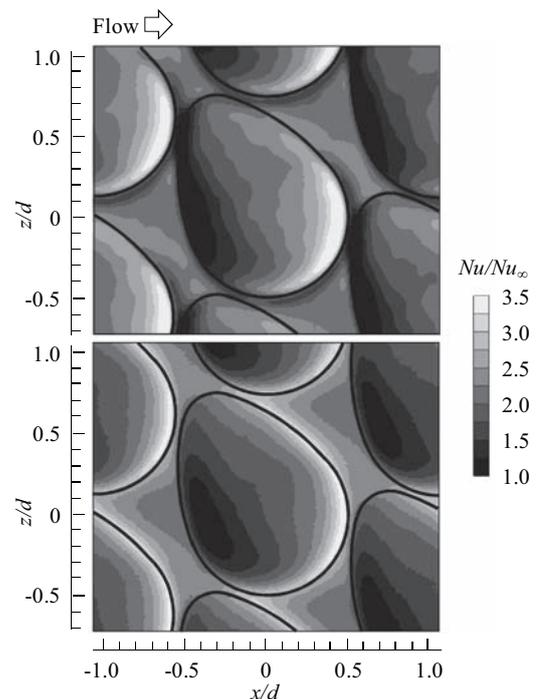
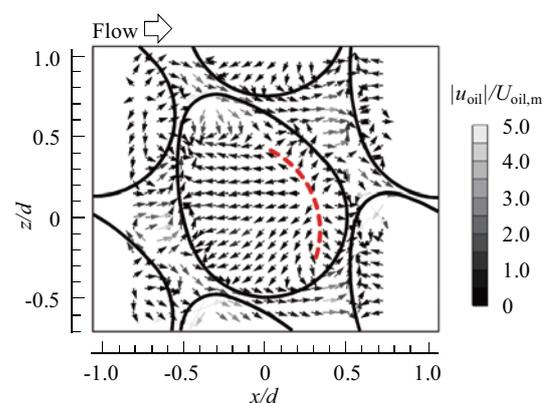


Fig. 5 Contour of local Nusselt number,  $Nu/Nu_\infty$ , in spherical (upper half) and teardrop (lower half) cases for  $Re=26,000$ .



(a) Contour of local Nusselt number,  $Nu/Nu_\infty$ , with (upper half) and without (lower half) compensation.



(b) Vector field of oil-film method,  $|u_{oil}|/U_{oil,m}$  (Dashed line indicates flow reattachment location.).

Fig. 6 Results of 60deg angled teardrop-shaped dimple ( $Nu/Nu_\infty$  and  $|u_{oil}|/U_{oil,m}$  are for  $Re=26,000$  and  $30,000$ , respectively) .

ルでは前縁部での再循環領域が $-0.3 < x/d < 0$ のみとなっており（油膜法の図省略）、剥離が抑制されたことでヌセルト数比の低下は最小1.7に留まった。また、ディンプル後縁部 $0.3 < x/d < 0.5$ では流れの再付着により熱伝達が促進され、ヌセルト数比が最大3.6まで上昇した。

図6に60度傾斜ティアドロップディンプルの(a)熱伝導補正前後の局所ヌセルト数比分布、(b)油膜速度ベクトル ( $u_{oil}$  [m/s]) を示す。図6(a)の上・下は熱伝導補正後・補正前のヌセルト数比である。油膜速度は面平均油膜速度  $U_{oil,m}$  [m/s] で規格化した。図4でも説明したように60度傾斜ティアドロップディンプル（図6(a)）でも他の形状と同様、ディンプル内側とディンプル後縁周り平滑部において熱伝導補正によりヌセルト数比はそれぞれ上昇・低下している。図6(b)の可視化結果より  $(x/d, z/d) = (0, 0.4)$  と  $(0.3, -0.3)$  の2点を結ぶ曲線（図中破線で表示）の左側で主流と逆向きのベクトルが、右側で主流方向のベクトルが見られ、この曲線の左側の領域が再循環領域であることがわかる。熱伝導補正後のヌセルト数比分布（図6(a)上）を見ると、再循環領域内ではヌセルト数比が大きく低下し、最小0.7となったが、その他の領域では弱い2次流れの誘起により比較的高い値となっている。ディンプル内側後縁部においては流れの再付着によりヌセルト数比が最大3.9となった。

図7に各ディンプル形状での熱伝導補正後の(a)面平均ヌセルト数比  $Nu_m/Nu_\infty$ 、(b)摩擦係数比  $f/f_\infty$ 、(c)伝熱性能係数  $\eta$  を示す。平滑、球状、傾斜なしティアドロップについては比較のために前報<sup>11)</sup>で示した結果を記載した。面平均ヌセルト数、摩擦係数はそれぞれ  $Nu_\infty$ （式(5)）と摩擦係数  $f_\infty$ （式(6)：プラジウスの式）で規格化されている。

$$f_\infty = 0.079 Re^{-0.25} \quad (6)$$

また、図7のエラーバーは異なるディンプル形状間での相対的な差を議論するために比較試験<sup>20)</sup>のものを表示した。

図7(a)の各形状の面平均ヌセルト数比は、レイノルズ数16,000の条件では高い方から60度傾斜ティアドロップ、傾斜なしティアドロップ、球状の順となり、その他の条件では傾斜なしティアドロップ、60度傾斜ティアドロップ、球状の順となった。また、それぞれの形状で局所ヌセルト数比は熱伝導補正前後で大きな差があったものの、面平均値では熱伝導補正による差が最大でも6%程度となった（プロット省略）。これは平滑部ヌセルト数の低下とディンプル内側ヌセルト数の上昇が面平均値では相殺したためである。

60度傾斜ティアドロップは傾斜なしティアドロップに比べてレイノルズ数16,000の条件以外でヌセルト数比が低かったが、図7(b)の摩擦係数は同程度もしくは高い。これは、60度傾斜ティアドロップでは前縁部での流れの剥離により圧力抵抗が大きいためである。

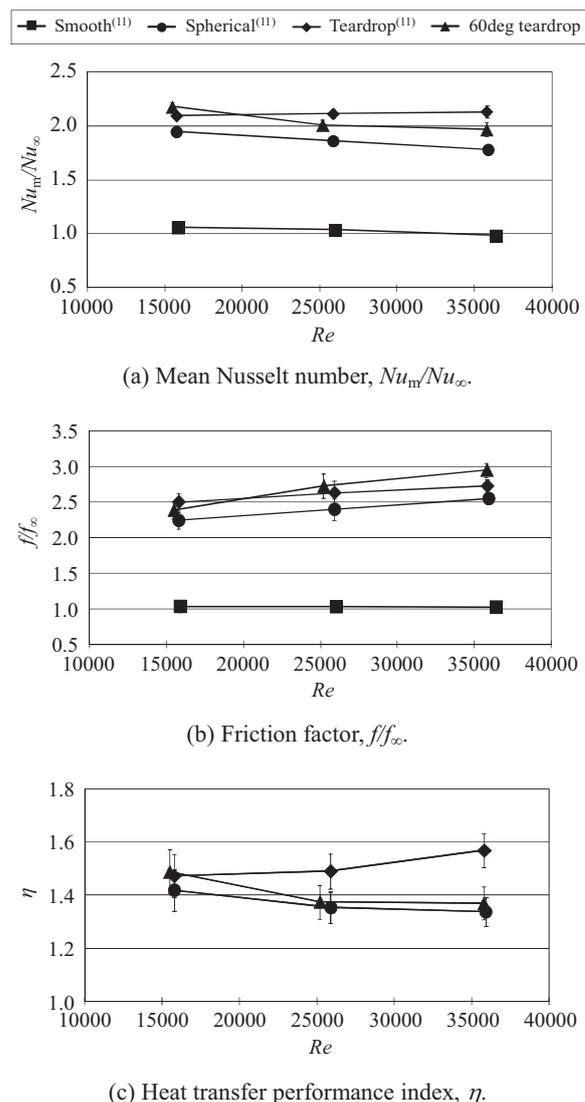


Fig. 7 Reynolds number versus surface averaged values.

図7(c)の伝熱性能係数は不確かさ範囲が一部で重なっているが、レイノルズ数16,000の条件では60度傾斜ティアドロップと傾斜なしティアドロップが同程度で球状よりも高い値となり、その他の条件における60度傾斜ティアドロップは球状よりも若干高く、傾斜なしティアドロップよりも低い値となった。60度傾斜ティアドロップは球状に比べて最大5% ( $Re=16,000$ ) 高く、傾斜なしティアドロップに比べて最大13% ( $Re=36,000$ ) 低い。

本研究におけるティアドロップディンプルの傾斜角度は60度であり、前縁部での剥離によるヌセルト数比低下と圧力損失増大によって、ディンプルの傾斜による2次流れ誘起の効果が性能向上につながらなかった。翼後縁部カットバック面フィルム冷却における伝熱実験では傾斜角度45度の時に傾斜なしティアドロップと同程度で高い熱伝達性能を示す<sup>9)</sup>という結果を得ており、30度や45度といったより小さい傾斜角度での調査が今後さらに必要である。

#### 4. 結論

球状、傾斜なしティアドロップ、60度傾斜ティアドロップという3種のディンプル形状を用い、油膜法による流れの可視化と伝熱実験により60度傾斜ティアドロップディンプルの伝熱性能評価を行った。

60度傾斜ティアドロップ形状ではディンプル前縁後方の広い領域において流れが剥離しヌセルト数比が大きく低下したものの、その他の領域では弱い2次流れの誘起によりヌセルト数比は比較的高い値となった。また、ディンプル後縁部においては流れの再付着によりヌセルト数比が大きく上昇した。

3次元熱伝導補正を行った上で各形状の同一送風動力での熱伝達性能を比較したところ、不確かさ範囲が一部で重なるものの、レイノルズ数16,000の条件では60度傾斜ティアドロップと傾斜なしティアドロップが同程度で球状よりも高い値となり、その他の条件における60度傾斜ティアドロップは球状よりも若干高く、傾斜なしティアドロップよりも低い値となった。また、60度傾斜ティアドロップは球状に比べて最大5% ( $Re=16,000$ ) 高く、傾斜なしティアドロップに比べて最大13% ( $Re=36,000$ ) 低い値となった。今回の傾斜角度60度では流れの剥離による熱伝達率低下と圧力抵抗増大により性能向上につながらなかったが、30度や45度といったより小さい傾斜角度での調査が今後さらに必要である。

#### 参考文献

- (1) 望月貞成, 他2名, 日本機械学会論文集65B-631 (1999-3), pp.1032-1039.
- (2) M. K. Chyu, et al., ASME Paper, 97-GT-437 (1997).
- (3) H. K. Moon, et al., Trans. ASME, J. of Eng. for Gas Turbines and Power, 122 (2000-4), pp.307-313.
- (4) N. K. Burgess, et al., Trans. ASME, J. of Heat Transf., 127 (2005-8), pp.839-847.
- (5) G. I. Mahmood, et al., International Journal of Heat and Mass Transfer, 45 (2002), pp.2011-2020.
- (6) A. Murata, et al., Proc. of the 18th Int. Symp. on Transp. Phenom. (CD-ROM), Daejeon, Korea, 27-30 August, 2007, ISTPI8-221, pp.1589-1595.
- (7) S. Nishida, et al., Proc. of the Asian Congress on Gas Turbines (CD-ROM), Tokyo, Japan, 24-26 August, 2009, ACGT2009-TS41, pp.1-4.
- (8) C. N. Jordan, et al., ASME Paper, GT2011-46128 (2011).
- (9) 小西孟, 他4名, 日本機械学会熱工学コンファレンス2012講演論文集 熊本, 2012/12/17-18, pp.159-160.
- (10) H. M. Kim, et al., J. of Thermophysics and Heat Transfer, 25 (2011), pp.472-476.
- (11) 小西孟, 他3名, 日本ガスタービン学会誌, 40-6 (2012-11), pp.331-336.
- (12) 西田怜美, 他3名, 日本機械学会論文集, 76B-772 (2010-12), pp.2227-2234.
- (13) 浅沼強, 流れの可視化ハンドブック, (1977), pp.96-124, 朝倉書店.
- (14) 可視化情報学会, PIVハンドブック, (2002), pp.68-72, 森北出版.
- (15) H. S. Carslaw, et al., Conduction of Heat in Solids, 2<sup>nd</sup> ed., (1956), pp.29-33, 70-73, Oxford.
- (16) 日本機械学会, 伝熱工学資料, 第4版, (1986), pp.6-7, 丸善.
- (17) OpenCFD, OpenFOAM1.7.1 User's Guide, (2010).
- (18) ANSYS inc., GAMBIT2.3 User's Guide, (2006).
- (19) R. L. Webb, et al., International Journal of Heat and Mass Transfer, 14 (1971), pp.601-617.
- (20) ASME編, 日本機械学会訳, 計測の不確かさ ASME PTC19.1, (1985), pp.12, 19-20, 丸善.
- (21) W. M. Kays, et al., Convective Heat and Mass Transfer, 2<sup>nd</sup> ed. (1993), p.243, McGraw-Hill.

## 2012年度通常総会報告

公益社団法人 日本ガスタービン学会の2012年度通常総会は、2013年4月12日(金)14時より、三菱重工横浜ビル33階会議室において開催された。出席者は委任状提出者、議決権行使者を含めて1129名であり、定款に定められた成立要件である総正会員数の過半数994名を満たし、総会は成立した。

### 報告事項

2012年度事業報告・2012年度計算書類説明・監査結果報告  
2013年度事業計画および収支予算  
以上について担当理事より報告された。

### 議決事項

第1号議案：計算書類・財産目録の件 承認  
第2号議案：理事選任の件 10名の候補全員を承認  
第3号議案：監事選任の件 2名の候補全員を承認  
第4号議案：名誉会員候補者の件 承認  
第5号議案：終身会員候補者の件 承認  
以上の通り、いずれの議案も原案通り承認された。

総会終了後、別室にて第1回臨時理事会が開催された。出席理事の互選により坂田公夫君が新会長に、副会長には藤谷康男君が選定され、また法人管理及び公益事業担当の執行理事13名が決定された。その後、総会会場にて新役員体制が坂田公夫新会長から報告され、新旧会長から挨拶があった。引き続き名誉会員推薦状授与式が行われた。

なお、2012年度通常総会添付書類（2012年度事業報告、計算書類および財産目録、2013年度事業計画・収支予算）は、学会ホームページの会員ページに掲載されている。



## 2013年度役員名簿

会長	坂田 公夫 (JAXA)
副会長	藤谷 康男 (日立)
法人管理担当執行理事	太田 有 (早大), 幡宮 重雄 (日立), 正田淳一郎 (三菱重工), 山脇 栄道 (IHI)
公益目的事業担当執行理事	畔津 昭彦 (東海大), 岡崎 正和 (長岡技科大), 武 浩司 (川崎重工), 田沼 唯士 (帝京大), 辻田 星歩 (法政大), 寺本 進 (東大), 春海 一佳 (海技研), 村田 章 (東京農工大), 山根 敬 (JAXA),
理事	桂田 健 (JAL), 高西 一光 (関電), 新関 良樹 (東芝), 古谷 博秀 (産総研), 渡辺 和徳 (電中研)
監事	塚越 敬三 (三菱重工), 藤綱 義行 (東京農工大)

## 2012年度特別講演会報告

山根 敬  
YAMANE Takashi

この特別講演会は、4月12日(金)の2012年度通常総会、2013年度第1回臨時理事会、名誉会員推薦状授与式に引き続き、15時30分から約1時間にわたって三菱重工横浜ビル33階会議室にて約60人の参加者を集めて開催されました。

ご講演をお願いした東京大学大学院工学系研究科エネルギー・資源フロンティアセンターの増田昌敬准教授は一貫して石油資源開発分野を歩まれ、現在は経済産業省のメタンハイドレート資源開発研究コンソーシアムのプロジェクトリーダーも務めておられます。講演の題目は「メタンハイドレート—資源としての特徴と開発に向けての展望」で、メタン資源の国産の可能性から注目が高まっているとともにガスタービン発電の主要な燃料であることから当学会にとっても非常に身近なご講演でした。以下に要旨を記しておきます。

まず経産省が進めている「我が国におけるメタンハイドレート開発計画」の一環として今年3月に実施された、愛知県から三重県の沖合で世界初となる海洋メタンハイドレートからのガス生産実験のニュース映像が紹介されました。この計画では2018年度までにメタンハイドレート商業的産出の技術基盤の整備を行うことを目標にして研究が進められています。

メタンハイドレートとは、低温・高圧の条件下で、水分子の籠状のクラスタ構造の中にメタン分子が捕獲された状態で、安定な結晶構造となっています。水深1000m程度の海底面下にはこの低温・高圧の条件に適した海底面下0～300mの領域があり、ハイドレートの有無は周囲の土質との密度差をもとに弾性波探査で調べることが可能です。一方、より海底深い領域では地熱のためハイドレートは存在できません。

海洋産出試験では、ハイドレート層に設置した生産坑井から水をくみ上げることで層の圧力を下げ、ハイドレートを水とメタンに分解します。分解に必要なエネルギーは周囲の地熱から供給されます。3月の実験では、日量平均20,000m<sup>3</sup>で6日間の連続ガス生産実験に成功し、資源として利用できる可能性が証明されましたが、長期

での生産レート予測は今後の課題です。前述の開発計画では坑井掘削・仕上げ、ガス生産、分解モニタリング、環境モニタリングなどの技術基盤の確立を目指しており、その後、商業化に向けた開発プロジェクトが始まるのが期待されています。

資源量としては日本近海も大いに期待されているところですが、総量としては外国の方が多く、日本としては採掘の技術力を売りにすることも重要とのことでした。

質疑応答では、まず、ガスタービンの燃料として利用することを念頭に、海底からの採掘による塩分の混入に対する懸念が質問されましたが、分離したガス成分には塩分は含まれていないとのことでした。また、二酸化炭素よりも地球温暖化係数が高らかに高いメタンが大気に放出される可能性については、ハイドレート層内で一旦分離したメタンガスを回収できなくても、周囲に高圧層がある限りは再び水分子に取り込まれてメタンハイドレートとして安定化するとの回答でした。

末尾であります。当学会の未来に密接に関連すると言っても過言ではないタイムリーなご講演を頂いた増田昌敬先生に厚く御礼を申し上げます。

最後に、特別講演会にご参加頂いた皆様、会場準備等にご協力頂きました三菱重工の皆様へ御礼を申し上げます。  
(集会行事委員会委員長)



## 2012年度第2回見学会報告

吉田 英生  
YOSHIDA Hideo

2013年2月26日午後、京都市廃食用油燃料化施設（京都市伏見区 京都市南部クリーンセンター内）を見学させていただきました。伏見区は京都市の南方、「伏見の酒」で有名なところです。というとなんと魅力的な見学先のように思えますが、南部クリーンセンターは市街地から少し離れたところにありますので、アクセスは近鉄京都線桃山御陵前駅・京阪本線伏見桃山駅（両駅は隣接）あるいは京阪本線中書島駅からタクシー等になります。大部分の見学者は桃山御陵前駅に集合してタクシーに分乗して現地に向かいました。

1997年12月に地球温暖化防止京都会議（COP3）で京都議定書が採択されたこともあり、京都市はちょうどその前年からバイオディーゼル燃料化事業に着手・推進してきたという歴史があります。京都市が対象としているバイオディーゼル燃料は、家庭・レストラン・食堂から回収された使用済み天ぷら油をメタノールと反応させることで粘性や引火点を低くし、ふつうのディーゼル車で利用できるように精製したものです。

見学はまずバイオディーゼル燃料に関してわが国の第一人者でいらっしゃる中村一夫氏（財団法人京都高度技術研究所バイオマスエネルギー研究部長）のご講演「ローカルエネルギーとしてのバイオ燃料 京都市のバイオマス利活用の取り組み—東日本大震災と原発事故を踏まえて—」で始まりました。ユーモアたっぷりに、バイオディーゼル燃料の全貌を深く広くわかりやすくご説明いただきました。参加者からの質問は尽きることがありませんでしたが、同時に中村氏から参加者の所属組織に関する質問が浴びせられるなど、どちらが聴き手かわからなくなるような講演室内が渾然一体となった、なかなか雰囲気につつまれました。

見学は菅原良実氏（同施設係長）にご説明いただきました。筆者の中途半端なご紹介より同施設のホームページ <http://www.city.kyoto.lg.jp/kankyo/page/0000065549.html> には充実した内容の解説がありますので、ぜひそちらを参照していただきたいと思いますが、3槽構造8工程からなり、前処理槽で不純物除去→反応分離槽でメタノールと触媒を加えて粗メチルエステルを生成／このとき生じる相対的に重いグリセリンを槽底部から除去／メチルエステル中に残留するメタノールを回収→精製槽では温水と混ぜて不純物を相対的に重い温水中にトラップしこれを槽底部から除去、といった流れです。

この施設で1日に精製されるバイオディーゼル燃料は5000リットル、軽油混合燃料（バイオディーゼル燃料

20%・軽油80%）は6000リットルで、市バスやごみ収集車に用いられているとのことでした。ただし、廃食油を集める作業は簡単ではなく、そういう意味ではバイオマスにも通じる課題はあるようです。

日中の見学先ではメタノールが脇役でしたが、夕刻となった帰路、伏見の街でエタノールを脇役として楽しまれた方も多かったようです。天ぷらとバイオディーゼル燃料と酒が作り出されたことに感謝して今回の見学会報告の結びとします。

(集会行事委員会委員)



写真1 講演中の中村一夫氏



写真2 原料貯蔵タンク



写真3 精製装置と菅原良実氏

## 2013年度 第1回見学会のお知らせ

2013年度第1回見学会を、(株)JALエンジニアリング(成田市成田空港内)にて開催致します。概要は以下のとおりです。なお、詳細は、学会webページに掲載しておりますので、あわせてご覧くださいませよう、お願い申し上げます。

1. 日 時： 2013年6月21日(金) 13:00～17:00(予定)  
成田空港集合・解散
2. 場 所： (株)JALエンジニアリング エンジン整備センター/成田航空機整備センター  
(千葉県成田市成田国際空港内)
3. 内 容： エンジン整備センターに於いて、エンジン整備についての概要説明及び見学  
(分解組み立て、部品修理、試運転等)  
成田航空機整備センターに於いて、航空機整備についての概略説明及び見学
4. 参加要領
  - (1)参加資格：会員資格、年齢等に制限はありません。  
どなたでも参加できます。  
ただし、中学生以下の場合には保護者の同伴を必要としますので、保護者の方がお申し込みください。
  - (2)定 員：50名程度(申し込み多数の場合、お断りする可能性があります。)
  - (3)参 加 費 (税別。送迎用のバス代を含む)：

正会員	4,000円
学生会員	2,000円
非会員	5,000円
学生非会員	3,000円
高校生以下	1,000円
5. 見学スケジュール詳細、申込方法については、学会webページをご覧ください。あるいは学会事務局にお問合せいただければ、詳細をご案内いたします。

## 第23回ガスタービン教育シンポジウム開催のお知らせ

近年、ガスタービン技術の発展にはめざましいものがあり、航空機用ジェットエンジンをはじめ大規模発電やコージェネレーション用や船舶用エンジンとして幅広く用いられています。ガスタービンは高出力・高効率であることやNO<sub>x</sub>排出を抑えることが比較的容易であることから、環境に優しい原動機として今日の人類のエネルギー問題に寄与する大変重要な役割を担っております。また、将来の地球温暖化防止に向けてガスタービンの更なる高効率化・大容量化が強く求められており、多岐にわたる研究・開発分野で若い技術者の活躍が期待されます。このような背景から、学生及びガスタービン開発に携わる新人技術者を対象とした標記シンポジウムを計画しました。会員・非会員を問わず積極的にご参加下さい。

1. 日時： 2013年7月4日(木)、7月5日(金)
2. 場所： (独)宇宙航空研究開発機構 調布航空宇宙センター (東京都調布市深大寺東町7-44-1)
3. プログラム：
 

4日(木)	9:30-	受付 (事務棟1号館 講堂)	
	10:00-10:10	開会の挨拶	
	10:10-11:40	「ガスタービン概論」	渡辺紀徳 (東京大学)
	11:40-13:00	昼食	
	13:00-14:30	「ガスタービンと流体力学」	山本 誠 (東京理科大学)
	14:40-15:30	「JAXAにおける航空エンジン研究紹介」	西澤敏雄 (JAXA)
	15:50-17:45	見学会 JAXA 調布航空宇宙センター (ガスタービン関連施設等)	
	18:00-19:30	懇親会	
5日(金)	9:00-	受付	
	9:20-10:50	「ガスタービンと伝熱工学」	村田 章 (東京農工大学)
	11:00-12:30	「ガスタービンと燃焼工学」	木村武清 (川崎重工業)
	12:30-13:30	昼食	
	13:30-15:00	「ガスタービンと材料工学」	屋口正次 (電中研)
	15:10-16:40	「ガスタービンと制御工学」	古川洋之 (IHI)
	16:40-16:50	アンケート記入	
	16:50-	閉会の挨拶	
4. 定 員： 60名
5. 対象者：大学、大学院、高等専門学校在籍者、ならびに技術者 (ガスタービン初心者)
6. 参加費 (税別)：学生 (会員：¥4,000, 非会員：¥7,000), 社会人 (会員：¥10,000, 非会員：¥18,000)
7. 懇親会：参加費 無料
8. 受講証の発行：2日間の講義を受講された方には、「ガスタービン教育シンポジウム受講証」を発行します。

9. 申込方法：下記の申込書に必要事項を明記し、学会事務局宛に、郵便、ファクシミリ、電子メールのいずれかにより、2013年6月10日(月) (必着) までにお申し込み下さい。

学会ホームページからも申込ができます。

10. 参加費の支払：当日支払いですが、事前の支払いも受け付けます。事前に支払う場合は下記の所に振り込みを行ってください。またその旨を学会事務局にファクシミリ、電子メール等でお知らせ下さい。

振込先：銀行（みずほ銀行新宿西口支店 普通預金1812298） 郵便振替（00170-9-179578）

#### 11. その他

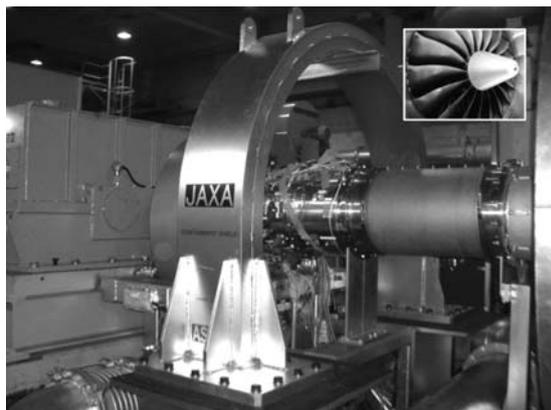
○交通：①JR中央線・京王井の頭線「吉祥寺駅」南口下車→（8番乗り場）吉14系統「調布駅北口」行きに乗車→「航研前」下車 JAXA調布航空宇宙センター正門前となります。

②京王線「調布駅」北口下車→（14番乗り場）吉14系統「吉祥寺駅」行きに乗車→「航研前」下車  
JAXA調布航空宇宙センター正門前まで徒歩2分

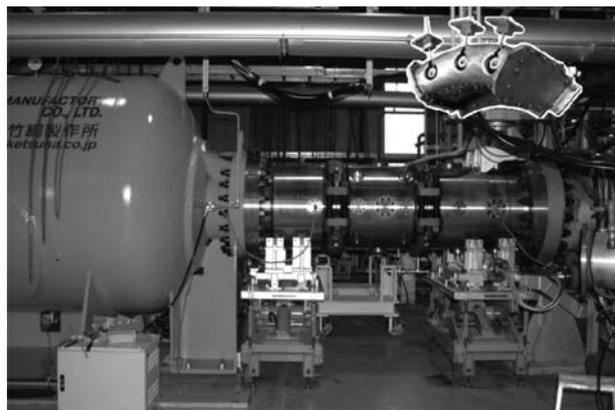
○昼食：JAXA調布航空宇宙センター内に食堂があり利用できます。

○宿泊施設：斡旋はいたしませんので必要な方は各自手配してください。

★今年度は関西地区における教育シンポジウムは開催いたしません。



回転要素試験設備



高圧燃焼試験設備

## 第23回ガスタービン教育シンポジウム参加申込書

(2013年7月4日, 7月5日)

日本ガスタービン学会 行

FAX : 03-3365-0387 TEL : 03-3365-0095 E-mail : gtsj-office@gtsj.org

氏名		国籍	
所属		学年, 入社年度	
連絡先	〒		
TEL		FAX	
E-mail			
懇親会	出・欠		

注) 外国籍の参加者には、申込書に記載した情報の他にパスポート番号などの情報をお知らせしていただきます。詳しくは、申込書受付後にご連絡いたします。

申込締切日： 2013年6月10日(月) (必着)

## 第41回日本ガスタービン学会定期講演会・講演募集

下記の日程で、第41回日本ガスタービン学会定期講演会を、沖縄県那覇市で開催いたします。講演をご希望の方は、期日までに所定の手続により講演の申込みをお願いします。

**主 催** 公益社団法人 日本ガスタービン学会  
**協 賛** 協賛団体はガスタービン学会ホームページ (<http://www.gtsj.org/>) をご覧ください。  
**開 催 日** 2013年10月16日(水)、17日(木)  
**講演会場** 沖縄産業支援センター  
 沖縄県那覇市字小禄1831-1  
<http://www.okinawa-sangyoushien.co.jp/>  
 Tel: 098-859-6234  
**見 学 会** 10月18日(金)に発電所施設等を見学する予定です。

### 講演関連日程

講演申込締切 2013年6月17日(月)  
 講演採否連絡 2013年7月26日(金)  
 論文原稿締切 2013年8月26日(月)

### 募集講演

「研究報告」及び「技術紹介」に関する講演を募集いたします。「研究報告」の対象は、ガスタービン及びターボ機械等に関する最近の研究で、未発表のものとなります。一部既発表部分を含む場合には未発表部分が主体となるものに限り、既発表の研究のレビューや関連情報(例えば、試験設備、設備運転実績等)の紹介等とします。講演論文集では「研究報告」と「技術紹介」の別を明示いたします。

ガスタービン本体及びその構成要素のみならず、補機・付属品、ガスタービンを含むシステム、ユーザーの実績等に関する論文、さらに共通する理論や技術を基盤とする技術分野(ターボチャージャー、蒸気タービンなど)の講演も歓迎します。

### 講演時間

論文1件につき、講演15分、討論5分、合計20分です。

### 登壇者の資格

原則として、本会会員もしくは協賛団体会員に限ります。(1人1題目の制限はありません。)

### 講演申込方法と採否の決定

日本ガスタービン学会ホームページ (<http://www.gtsj.org/>) で講演申込みを受付けます。FAXで申込み

場合は、申込書に必要事項を記入して、日本ガスタービン学会事務局宛にFAXしてください。申込書はガスタービン学会ホームページからダウンロードするか、ガスタービン学会事務局にご請求ください。FAXで申込みを行った場合は、ガスタービン学会事務局に電話またはEメールにてその旨をお知らせください。

締切後の申込みは受けません。

講演の採否は日本ガスタービン学会において決定し、7月26日(金)までにEメールにて連絡する予定です。

公益社団法人 日本ガスタービン学会事務局

電話番号：03-3365-0095

FAX番号：03-3365-0387

Eメールアドレス：gtsj-office@gtsj.org

### 講演論文原稿の提出

講演会に先立ち、講演論文原稿をご提出いただきます。講演論文を講演論文集原稿執筆要領(日本ガスタービン学会ホームページに掲載)に従って、A4用紙2～6ページで作成し、所定の講演論文原稿表紙と共に期限までに提出して下さい。加えて、講演論文集付属のCD-ROMに収録するための講演論文の電子データ(PDF形式)を同期限までに提出して下さい。原稿執筆要領および原稿表紙用紙は、講演採否の連絡時にEメールに添付してお送りします。

### 技術論文としての学会誌への投稿

原稿執筆要領に記載の要件を満たす「研究報告」の講演原稿は、著者の希望により、講演会終了後に通常の技術論文として投稿されたものとして受理されます。技術論文としての投稿を希望される場合は、講演論文原稿提出時に原稿表紙の所定欄に希望ありと記入し、さらに技術論文原稿表紙、論文コピー2部、英文アブストラクトを添付していただきます。詳細は原稿執筆要領をご覧ください。

### 日本ガスタービン学会学生優秀講演賞

学生による「研究報告」の内、特に優秀な発表に対して表彰を行います。表彰された発表に対しては表彰状及び副賞が授与されます。エントリー希望者は申込時に所定の欄に○印をつけてください。

### 学生講演会参加旅費支援について

学生が登壇者として講演会に参加する際の旅費の一部を補助する予定です。審査方法等については学会ホームページ等でお知らせします。

## ○ 本会共催・協賛・行事 ○

主催学協会	会合名	共催/協賛	開催日	会場	詳細問合せ先
日本航空宇宙学会・宇宙航空研究開発機構	第45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2013	協賛	2013/7/4-5	タワーホール船堀	<a href="http://www.jsass.or.jp/web/index.php">http://www.jsass.or.jp/web/index.php</a>
可視化情報学会	第41回可視化情報シンポジウム	協賛	2013/7/16-17	工学院大学 新宿校舎	可視化情報学会事務局 <a href="http://www.visualization.jp/event/detail/symp2013.html">http://www.visualization.jp/event/detail/symp2013.html</a>
日本機械学会	『伝熱工学資料(改定第5版)』の内容を教材にした熱設計の基礎と応用	協賛	2013/9/19-20	日本機械学会 第1・2会議室	日本機械学会 <a href="http://www.jsme.or.jp/">http://www.jsme.or.jp/</a>
可視化情報学会	可視化情報学会全国講演会(会津2013)	協賛	2013/9/27-28	会津大学	可視化情報学会事務局 TEL:03-5993-5020, FAX:03-5993-5026 E-mail:info@vsj.or.jp <a href="http://www.visualization.jp">http://www.visualization.jp</a>
自動車技術会	第24回内燃機関シンポジウム-熱効率向上を支えるエンジンシステム技術-	協賛	2013/11/26-28	神戸大学 百年記念館	自動車技術会 育成・イベントグループ 担当:大平 <a href="http://www.jsae.or.jp/">http://www.jsae.or.jp/</a>



## ▷ 入会者名簿 ◁

## 〔正会員〕

谷口 英夫(岩手大学) 大柴 文雄(エネルギーアドバンス) 塩井 昭弘(東燃ゼネラル石油)  
牛窪 政義(ブラクスエア工学) 李 鍾 圭(テックウィンエンジニアリングセンター)

## 〔学生会員→正会員〕

安部 裕志(I H I) 石崎 恒平(I H I) 齊藤 大亮(I H I) 川端 浩和(岩手大学)  
小西 孟(川崎重工業) 福本 敦(東京ガス) 齋藤 大地(トヨタ自動車) 服部 淳一(新潟原動機)  
有波 裕貴(新潟大学) 高梨 智也(本田技研) 関 亮介(三菱重工業) 北田 宏樹(三菱重工業)

## 日本ガスタービン学会入会のご案内

日本ガスタービン学会は、「エネルギー」をいかにして効率よく運用し、地球規模の環境要請に応えるかを、ガスタービンおよびエネルギー関連分野において追求する産学官民連携のコミュニティーです。

会員の皆様からは、「ガスタービン学会に入会してよかったと思えること」の具体例として次の様な声が寄せられています：

- タテ（世代）とヨコ（大学、研究機関、産業界）の交流・人脈が広がった。
- 学会誌が充実しており、学会・業界・国外の専門分野の研究動向や技術情報が効率的に得られた。
- ガスタービンに熱い思いを持った人達と、家族的雰囲気や階層を意識せず自由な議論ができ、専門家の指導を得られた。

### 学会の概要（2013年3月現在）

会員数：2,056名（正会員 1,968名，学生会員 88名） 賛助会員：101社  
 会員の出身母体数：企業・研究機関・官公庁等 約300，学校 約100

### 会員のメリット

個人会員（正・学生会員）：

学会誌無料配布（年6回）、学術講演会の論文発表・学会誌への投稿資格、本会主催の行事の参加資格と会員参加費の特典、本会刊行物の購入資格と会員価格の特典、調査研究委員会等への参加  
 賛助会員：

学会誌の無料配布、学会誌広告・会告掲載（有料）、新製品・新設備紹介欄への投稿、本会主催行事参加および出版物購入について個人会員と同等の特典

### 入会金と会費（2013年度から）

会員別	入会金	会費（年額）	後期入会時 会費（初年度のみ）
正 会 員	500円	8,000円	4,000円
正 会 員（65才以上※）	500円	5,000円	2,500円
学生会員	500円	2,500円	1,250円
賛助会員	1,000円	一口 70,000円とし、一口以上	一口 35,000円

※当該年度3月1日現在

後期・・・9月1日～翌2月末まで

### 入会方法

学会ホームページにて入会手続きができます（<http://www.gtsj.org/index.html>）。

学会事務局にお電話いただいても結構です。申込書を送付致します。



公益社団法人

日本ガスタービン学会

Gas Turbine Society of Japan

〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13 第3工新ビル402

電話番号：03-3365-0095

E-mail: [gtsj-office@gtsj.org](mailto:gtsj-office@gtsj.org)

今年の総会の後に、東京大学の増田昌敬先生よりメタンハイドレートの特別講演が行われました。この3月12日に渥美半島から志摩半島の沖合においてメタンハイドレートを分解して天然ガスを取り出す産出試験に世界で初めて成功しており、大変興味深い講演でした。特にメタンハイドレートが資源となるほど存在する場所は、ハイドレートの状態が安定な条件になっているため、一部を分解して天然ガスを取り出してもバランスが崩れて勝手にメタンハイドレートが分解していくことは無いようです。着実に研究開発が進んでいることがわかり、資源開発にはかなり長期的な取り組みが必要であることが実感されました。また、日ロ首脳会談で、ロシアからの天然ガス輸入についても進展するかどうか注目されました。エネルギーセキュリティの点からもエネルギーの産出元が特定の地域に集中しないことは重要です。米国からのシェールガス輸入の可能性もあり、天然ガス関連の話題は尽きません。天然ガスの利用技術としてガスタービンの重要性は高いものといえましょう。一方、再生可能エネルギーの固定価格買い取り制度が始まってまもなく1年となり、バイオマス利用やバックアップ電源として、ガスタービンはますます重要になってきます。今後、ガスタービン技術の活躍の機会が増えてくるように期待しています。

今月号はガスタービンとポンプの特集を組ませていただきました。ポンプ駆動用ガスタービンは、定置用ガスタービンであっても発電用ガスタービンとは異なり、特

定の回転数を多用するわけではありません。ターボ機械としては古くから存在しているポンプですが、ガスタービンとの組み合わせではいろいろな形態が有り、大変興味深いものです。この特集で紹介されている様々なポンプとガスタービンの関わりが、ガスタービンの様々な可能性を示しているように思います。宮川先生に巻頭言をご執筆いただくとともに、多くの皆様にご協力いただき、ポンプの歴史からはじまり、ポンプに関連する設備や技術・メンテナンス、ポンプ駆動用ガスタービン、ターボポンプに至るまで、ポンプに関わる大変興味深い原稿をご執筆いただきました。ご執筆者はじめご協力いただきました皆様に感謝申し上げます。

本号の企画・編集にあたっては、佐藤委員（早稲田大学）、柏原委員（川崎重工業株）、吉野委員（株IHI）、潮崎委員（三菱重工業株）そして、壹岐（（独）産業技術総合研究所）が担当しました。

（壹岐典彦）

（表紙写真）

今回の表紙については、【論説・解説】の著者より流用しております。

詳細については、各記事をご参照ください。

・首都圏外郭放水路におけるポンプと  
駆動用ガスタービンの概要……………（P.212～215）

だより  
♣事務局 ☒ ♣

皆様、はじめまして。昨年11月より事務局スタッフに加わりました山本と申します。半年が過ぎ、最近やっと肩の力を抜いて仕事ができるようになってきました。

とは言えその間、電話やメール、行事等において、不慣れた対応により会員の皆様には何かとご迷惑をおかけしたことがあったと思います。的を射ない電話対応に「事務局の人だよね？」と確認されてしまった時にはさすがにちょっと落ち込みましたが、ご不便をおかけした方々には大変申し訳なく思っております。引き続き先輩スタッフの指導の下、精進していきたいと思っておりますので、どうぞよろしくお願い致します。

さて、事務局では徐々にPCの整備を進めてまいりましたが、最近ついに最後のWindowsXP搭載PCをリプレースし、所属スタッフ4名全員のPCがWindows7になりました。これ

により使用ソフトのバージョンも統一され、事務処理効率の向上をはかることができました。

そのWindowsXPですが、サポート期間があと1年で終了、とのニュースが先月話題になりました。XPが発売されたのは2001年巳年、そして今年が2013年巳年ですから、実に干支が一周りしてしまうほど息の長いOSであるということに、改めて驚かされました。いまだユーザーシェアも高いことですが、大量消費社会といわれる現代においても、やはり良いものは長く愛されるということでしょうか。

近々当学会より教科書「ガスタービン工学」が発行される予定です。こちらもXPにあやかり、ガスタービンを学ぶ皆様にとって末長く活用して頂ける本になればと、事務局スタッフ一同願っております。

（山本）

## 学会誌編集規定

2003.8.29改訂

1. 本学会誌の原稿はつぎの3区分とする。
  - A. 投稿原稿：会員から自由に随時投稿される原稿。執筆者は会員に限る。
  - B. 依頼原稿：本学会編集委員会がテーマを定めて特定の人に執筆を依頼する原稿。執筆者は会員外でもよい。
  - C. 学会原稿：学会の運営・活動に関する記事（報告、会告等）および学会による調査・研究活動の成果等の報告。
2. 依頼原稿および投稿原稿は、ガスタービン及び過給機に関連のある論説・解説、講義、技術論文、速報（研究速報、技術速報）、寄書（研究だより、見聞記、新製品・新設備紹介）、随筆、書評、情報欄記事、その他とする。刷り上がりページ数は原則として、1編につき次のページ数以内とする。

論説・解説、講義	6ページ
技術論文	6ページ
速報	4ページ
寄書、随筆	2ページ
書評	1ページ
情報記事欄	1/2ページ
3. 執筆者は編集委員会が定める原稿執筆要領に従って原稿を執筆し、編集委員会事務局まで原稿を送付する。事務局の所在は付記1に示す。
4. 会員は本学会誌に投稿することができる。投稿された原稿は、編集委員会が定める方法により審査され、編集委員会の承認を得て、学会誌に掲載される。技術論文の投稿に関しては、別に技術論文投稿規程を定める。
5. 依頼原稿および学会原稿についても、編集委員会は委員会の定める方法により原稿の査読を行う。編集委員会は、査読の結果に基づいて執筆者に原稿の修正を依頼する場合がある。
6. 依頼原稿には定められた原稿料を支払う。投稿原稿および学会原稿には原則として原稿料は支払わないものとする。原稿料の単価は理事会の承認を受けて定める。
7. 学会誌に掲載された著作物の著作権は原則として学会に帰属する。但し、著作者自身または著作者が帰属する法人等が、自ら書いた記事・論文等の全文または一部を転載、翻訳・翻案などの形で利用する場合、本会は原則としてこれを妨げない。ただし、著作者本人であっても学会誌を複製の形で全文を他の著作物に利用する場合は、文書で本会に許諾を求めなければならない。
8. 著作者は、学会または学会からの使用許諾を受けた者に対し著作者人格権を行使しない。
9. 本会発行の著作物に掲載された記事、論文などの著作物について、著作権侵害者、名誉毀損、またはその他の紛争が生じた場合、当該著作物の著作者自身又は著作者の帰属する法人等を当事者とする。

付記1. 原稿送付先および原稿執筆要領請求先  
ニッセイエブプロ(株) 制作部 ガスタービン学会誌担当  
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4  
Tel. 03-5733-5158 Fax. 03-5733-5164  
E-mail : eblo\_h3@eblo.co.jp

## 技術論文投稿規定

2010.8.27改訂

1. 本学会誌に技術論文として投稿する原稿は次の条件を満たすものであること。
  - 1) 主たる著者は本学会会員であること。
  - 2) 投稿原稿は著者の原著で、ガスタービンおよび過給機の技術に関連するものであること。
  - 3) 投稿原稿は、一般に公表されている刊行物に未投稿のものであること。ただし、要旨または抄録として発表されたものは差し支えない。
2. 使用言語は原則として日本語とする。
3. 投稿原稿の規定ページ数は原則として図表を含めてA4版刷り上がり6ページ以内とする。ただし、1ページにつき16,000円の著者負担で4ページ以内の増ページをすることができる。
4. 図・写真等について、著者が実費差額を負担する場合にはカラー印刷とすることができる。
5. 投稿者は原稿執筆要領に従い執筆し、正原稿1部副原稿(コピー)2部を学会編集委員会に提出する。原稿には英文アブストラクトおよび所定の論文表紙を添付する。
6. 原稿受付日は原稿が事務局で受理された日とする。
7. 投稿原稿は技術論文校閲基準に基づいて校閲し、編集委員会で採否を決定する。
8. 論文内容についての責任は、すべて著者が負う。
9. 本学会誌に掲載される技術論文の著作権に関しては、学会誌編集規定7.および8.を適用する。

### 日本ガスタービン学会誌 Vol.41 No.3 2013.5

発行日 2013年5月20日  
発行所 公益社団法人日本ガスタービン学会  
編集者 田沼 唯士  
発行者 坂田 公夫  
〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13  
第3工新ビル402  
Tel. 03-3365-0095 Fax. 03-3365-0387  
郵便振替 00170-9-179578  
銀行振込 みずほ銀行 新宿西口支店  
(普) 1703707  
印刷所 ニッセイエブプロ(株)  
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4  
Tel. 03-5733-5158 Fax. 03-5733-5164

©2013. 公益社団法人日本ガスタービン学会

#### 複写をご希望の方へ

本学会は、本誌掲載著作物の複写に関する権利を一般社団法人学術著作権協会に委託しております。

本誌に掲載された著作物の複写をご希望の方は、一般社団法人学術著作権協会より許諾を受けて下さい。但し、企業等法人による社内利用目的の複写については、当該企業等法人が公益社団法人日本複写権センター（一般社団法人学術著作権協会が社内利用目的複写に関する権利を再委託している団体）と包括複写許諾契約を締結している場合にあっては、その必要はございません（社外頒布目的の複写については、許諾が必要です）。

権利委託先 一般社団法人 学術著作権協会  
〒107-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル3F  
FAX : 03-3457-5619 E-mail : info@jaacc.jp

複写以外の許諾（著作物の引用、転載、翻訳等）に関しては、(社)学術著作権協会に委託致していません。直接、本学会へお問い合わせください。