

特集：ガスタービン周辺技術の新展開

『ガスタービン周辺技術の新展開』の特集によせて

Preface to "New Development of Gas Turbine Peripheral Equipment Technology"



寺澤 秀彰*¹
TERASAWA Hideaki

産業向けガスタービンの多くは工場の自家発電設備として導入されており、工場生産設備の省エネルギーに寄与するだけでなく、会社のサステナビリティに大きく寄与する設備である。日本ガスタービンユーザー会（以下ユーザー会）ではガスタービン発電設備の運用技術の向上によって会社や社会への貢献を目指し活動を行っている。

今回特集『ガスタービン周辺技術の新展開』で取り上げる設備（図1参照）について、ユーザー会での議論を踏まえて、その役割とポイントについて以下に簡単に述べる。

吸気フィルタ：30年前のガスタービンは高性能吸気フィルタを使用せず、コンプレッサの汚れは定期的な水洗浄などのクリーニングに頼っていた。しかし、洗浄効果は一時的であり、効率低下やサージなどの弊害が多数ユーザー会でも報告された。1990年代にユーザー会で多数の改善事例が報告され、現在では3段式のHEPAフィルタを使用することで、性能低下の抑制や保守の省力化が図られており、国内では事業用のガスタービンを含めて標準化された⁽¹⁾。

ガス圧縮機：ガスを圧縮する圧縮機はレシプロタイプが広く知られているが、ガスタービンのように脈動なく稼働する機器には連続的に圧縮を行うスクリュウタイプの燃料ガス圧縮機が適合している。一定回転で圧縮するスクリュウは部分負荷時の過剰な圧縮を抑制するため、揚程の一部をカットするスライド弁制御などを活用して所内動力の軽減策を取ることが一般的である。ガスタービン自家発電設備が国内に導入された当初は工場内で生成される副生ガスを圧縮して燃料として使用することにとまなう不具合などが数多く報告された。現在では燃料に対応した仕様や保全などによって安定運転が構築されている。

ガスタービン制御システム：計装制御は運転時間と

もに経年化するものであり、適切な時間管理の保守が求められる。信号ケーブルの熱劣化、振動緩み、摩耗などの物理的要因を加味し、誤検出・誤動作を回避するために冗長化（例えば2 out of 3）を行うのが一般的な信頼性向上対策である。省エネルギーと環境保全の向上を両立させるDLE燃焼は最近のガスタービン発電設備の主流となっているが、負荷に応じた燃料制御は失火、逆火を防止するためにも応答性と制御の精度向上が重要になっている。制御信号については冗長化が図れるものの、実際の燃料制御を行う燃料制御弁やガスタービン本体の可変翼制御機構の冗長化は難しく、過酷な環境下で不具合事例が最近見られる。これらの精密な制御が要求される電装機器は単体としての信頼性が益々求められている。

点火装置：ガスタービンの高い瞬時負荷追従性は再生可能エネルギーなどの変動する発電設備を補完する機器として活躍が期待される場所である。そのため、起動停止を繰り返すガスタービン設備での確実な着火安定性は点火装置の担うところが大きい。

減速機：大型ガスタービンでは減速機を介さず発電機直結仕様もあるが、中小型ガスタービンでは一般的に高速回転のガスタービンの減速装置として減速機を使用する。発電機同様、一品一様で製作された機器のため、不具合による部品交換を必要とする場合には長期間の停止になるリスクがある。そのため、高い信頼性が求められる。ユーザーは定期的な開放点検を行い歯面などの健全性を確認していくことが重要である。

発電機：小型ガスタービン用の発電機は主に空冷式を採用し、1万kWを超えるガスタービンでは水冷式の発電機を採用することが多い。冷却方式や環境によって経年変化の傾向が変わる。そのため、巻線温度や定期的実施する絶縁劣化試験などの経年変化の状況を把握することが重要である。

ガスタービン発電設備の信頼性向上のためにはガスタービン本体の信頼性・耐久性向上のほか、周辺設備の信頼性向上が欠かせない。なぜなら、補機や制御機器の故障でも設備は計画外の停止に至ってしまうことが多いためである。しかし、実態としてはガスタービン周辺設備については本体に比べると設計段階での信頼性検討が

原稿受付 2020年5月28日

* 1 日本ガスタービンユーザー会 事務局長
東京ガス(株)ソリューション技術部
〒105-8527 港区海岸1-5-20
E-mail: terasawa@tokyo-gas.co.jp

不十分な場合も見受けられる。そのため、ユーザー会ではガスタービン本体の各種改善と同様に補機類や電装品などの周辺設備について、信頼性を確保するための各種改善活動を行ってきた。改善事例の紹介として学会誌には何度か報告を行った⁽²⁾⁽³⁾。表1は学会誌に報告したガスタービン自家発電設備における『古典的トラブル40項目』である（発電機、廃熱ボイラを除く）。古典的なトラブル項目の数だけを比較すると今回紹介される機器に関連する項目はガスタービン本体とほぼ同数となる。ガスタービン発電設備の主要な付帯機器であるガス圧縮機、減速機、発電機、廃熱ボイラなどは電装品のような冗長化ではなく、機器本体の耐久性向上と設備の運用・保守管理の適正化によって信頼性を上げていくことになる。最近ユーザー会では高経年化したガスタービン発電設備の減速機や発電機の補修や更新計画が議論される機会が増えたが、安価で短時間で復旧可能な方策が望まれる。

以上ユーザー視点からガスタービン周辺機器についての現状を述べた。今回特集の『ガスタービン周辺技術の

新展開』では、周辺機器を開発して頂いているメーカーの方にはユーザーが目指すサステナビリティをよくご理解頂いた上で、信頼性や経済性の向上、運用や保守の容易化、省人化と言ったニーズに的確に対応した機器の開発を期待する。

参考文献

- (1) 金子清隆, 岩間秀司, 寺澤秀彰, “自家発電設備用ガスタービンの吸気系改善事例（日本ガスタービンユーザー会）”, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 42, No. 3 (2014), pp. 22-29.
- (2) 岩間秀司, 金子清隆, 寺澤秀彰, ガスタービン自家発電設備の改善事例（日本ガスタービンユーザー会）”, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 43, No. 5 (2015), pp. 330-336.
- (3) 萩原一雄, 今井将史, 松村隆之ほか, “ガスタービン自家発電設備の改善事例（続報）（日本ガスタービンユーザー会）”, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 47, No. 2 (2019), pp. 103-112.

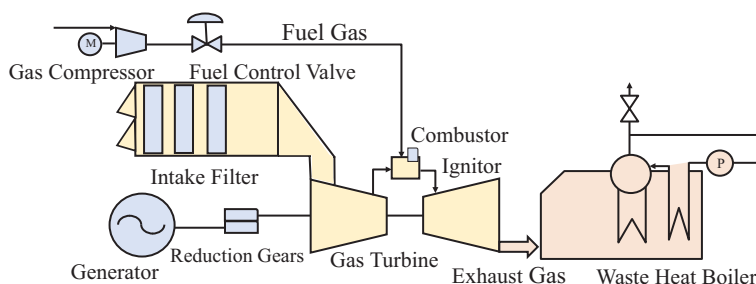


Fig. 1 Gas Turbine Power Generation including Peripheral Equipment

Table 1 40 Classic Troubles at the Japan Gas Turbine Users Association (Excluding Generators and Waste Heat Boilers)

System	Bad Parts, Damaged Parts	NO.	Keyword	System	Bad Parts, Damaged Parts	NO.	Keyword
Intake~	Intake Filter	1	Performance Degradation, Surge, Compressor Dents		Combustor	21	Abnormal Wall Thinning in Combustor
Compressor	Inlet Cooling	2	Dew Point Rust			22	Misfire
	Snow Damage	3	Louver Filter Differential Press Up		Ignitor	23	Transformer Damage due to Drain
	Bypass Door	4	Deterioration of Seal Gasket	Hot Parts	Blade and Vane	24	High Temp Oxidation, Creep Damage
	Inlet Door	5	Seal Deterioration			25	Damage due to Pattern Factor Deterioration
	Intake Silencer	6	Rust due to Aging		Rotor	26	Poor Cooling
	IGV	7	Aging Deformation of Link			27	Disk Thermal Strain due to Aging
	Compressor Blade	8	Pitting Corrosion			28	Disk Cavity Temp Defect
	Rotor	9	Cooling Air Piping Corrosion		Coupling	29	Coupling Bolt Damage
	Bleed Valve	10	Heat Resist to O-ring and Grease		Wiring	30	Incorrect Direction
	Seal	11	Rust Blockage due to Moisture		Rotor Cooling Air	31	Rust Prevention Filter by Drain
	Turning Motor	12	Bearing Damage		Water Wash	32	Cooling Hole Blockage
Fuel~	Gas Compressor	13	Bearing Damage due to Fuel Gas	Exhaust	Thermometer	33	Sheath Break
Combustor		14	Slide Valve Malfunction		Exhaust Expansion	34	Instrument Damage in Enclosure due to Burst
		15	Fuel Nozzle Sticking by Oil Mist	Auxiliary	Reduction Gears, Torque Converters	35	Bearing Damage
		16	Abnormal Vibration due to Ester Oil	Bearing, Hydraulic	Vibration Meter	36	Malfunction due to Defective Connector
		17	Gas Penetration into Oil			37	Disconnection
		18	LO Supply Temp Control		Lubricating Oil Piping	38	Flexible Piping Damage
		19	Interlock Improvement		Oil Mist Fan	39	Bearing Damage due to Carbonization, Increase Seal Press
	Fuel Nozzle	20	Sticking with Unsaturated Carbide Gas Fuel	Ventilation	Ventilation Fan	40	Bearing Damage

特集：ガスタービン周辺技術の新展開

ガスタービン用吸気フィルタ及びダクト等の事例・技術動向

Introduction of GT Intake Filter System Such as Filter House, Duct, Enclosure and Others



杉本 明夫*¹ 澄田 和夫*¹
SUGIMOTO Akio SUMITA Kazuo

キーワード：

Key Words : GT intake filter, Filter Element, HEPA filter, Enclosure, Inlet Duct, Silencer, Exhaust duct, Stack

1. はじめに

2011年3月11日の東日本大震災以降、太陽光発電など新エネルギーのシェアは急激に増加し、2017年は発電供給量（10,560億kw・h）のうち8.1%を占めるようになった⁽¹⁾。他方、LNG火力も同様にシェアが増加しており、同年に39.8%となっている。ガスタービン・コンバインドサイクル発電は、他の発電方式に比べて起動停止特性及びNOx・SOx等環境負荷特性に優れていることから、電力の安定供給に果たす役割は非常に大きい。

参考までに、Fig. 1に我が国におけるエネルギー・発電の供給割合の推移を示す。

当社ではガスタービン（以下「GT」）発電が日本に導入されるようになった1970年代から吸気フィルタを納入しており、現在に至るまで市況及びユーザーの意向・要望を取り入れてエアフィルタエレメントの開発を進め、またフィルタ室、そして関連するダクト等の設備を納入してきた⁽³⁾。

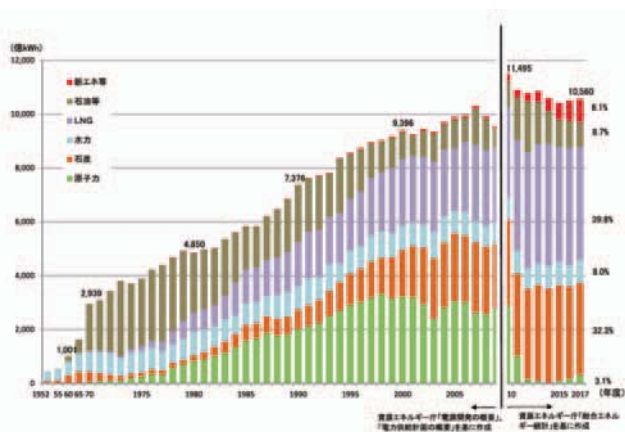


Fig. 1 Trend of Energy / Power supply of Japan

原稿受付 2020年5月18日

* 1 進和テック(株) プラント機械部
〒164-0012 中野区本町1-32-2
E-mail: k_sumita@shinwatec.co.jp

当稿では、GT吸気フィルタの概要と国内外の比較、加えて当社が取り扱っている各種設備の概要と事例を紹介する。

2. ガスタービン吸気フィルタの概要

2.1 日本国内

大気中にはさまざまな種類のダストが浮遊しており、その粒径分布は0.1 μ m未満～10 μ m以上と非常に幅広い。そのため、エアフィルタの試験方法はJIS B9908 (2001)にて3種類が定められている⁽⁴⁾。尚、当規格は効率による可否の判断、もしくは階級分けをするものではない。それに対して、海外では数種類のエアフィルタの試験方法があり、効率によって階級分けがなされている。Table 1に日本及び海外の試験規格を比較したものを示す。尚、当表は比較参照用として作成したもので、詳細は各試験方法による。また、JIS B9908 (2011)では形式2（中高性能向試験方法）の試験方法が大きく異なる。

先述したように、大気中には様々な種類と幅広い粒径分布の粉塵が浮遊しており、国内のGT吸気フィルタでは、多段式のフィルタシステムが採用され、バランス良くダストを捕集するよう設計されている。Fig. 2にGT吸気フィルタの配置例を、Fig. 3に各種ダストの粒径分布とフィルタ種類を示す。

ここで、各フィルタについて概要を説明する。

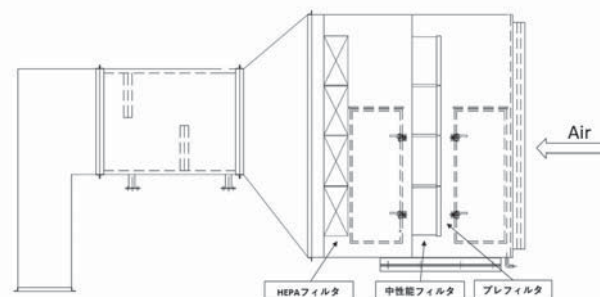


Fig. 2 Outline layout of GT Air Intake Filter House

Table 1 Comparison table of Air Filter testing method and grading⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾⁽⁸⁾

JIS B9908(2001)	ASHRAE Standard 52.2(2017)				ASHRAE 52.1(2009)		EN	EN779(2012)			EN1822(2009)
形式1(計数法) 形式2(比色法) 形式3(質量法) の3種類にて規定	Minimum Efficiency Reporting Value	Composite Average Particle Size Efficiency(% in Size Range μm)			Average Arrestance	Average DustSpot Efficiency	Filter Class	Avg. Arrestance of Syn Dust	Avg Eff at 0.4μm	Min. Eff. at 0.4μm	Efficiency at MPPS
		Range E1	Range E2	Range E3				Test Final DP 250 Pa	Test Final DP 450 Pa		
	MERV	0.3－1.0	1.0－3.0	3.0－10.0	%	%	EN	%	%	%	%
形式3(質量法) ※主にプレフィルタ が対象	1	N/A	N/A	E3 < 20%	Avg < 65	< 20	G1	50%A ≤ 65			
	2	N/A	N/A	E3 < 20%	Avg < 65	< 20					
	3	N/A	N/A	E3 < 20%	Avg < 70	< 20	G2	65%A ≤ 80			
	4	N/A	N/A	E3 < 20%	Avg < 75	< 20					
	5	N/A	N/A	20% ≤ E3	80	20					
	6	N/A	N/A	35% ≤ E3	85	20-25	G3	80%A ≤ 90			
	7	N/A	N/A	50% ≤ E3	90	25-30					
	8	N/A	20% ≤ E2	70% ≤ E3	92	30-35	G4	65%A ≤ 80			
形式2(比色法) ※主に中性フィルタ が対象	9	N/A	35% ≤ E2	75% ≤ E3	95	40-45	M5		40%A ≤ Em60		
	10	N/A	50% ≤ E2	80% ≤ E3	96	50-55					
	11	20% ≤ E1	65% ≤ E2	85% ≤ E3	97	60-65	M6		60%A ≤ Em80		
	12	35% ≤ E1	80% ≤ E2	90% ≤ E3	98	70-75					
	13	50% ≤ E1	85% ≤ E2	90% ≤ E3	98	80-85	F7		80% ≤ Em90	35	
	14	75% ≤ E1	90% ≤ E2	95% ≤ E3	99	90-95	F8		90% ≤ Em95	55	
	15	85% ≤ E1	90% ≤ E2	95% ≤ E3	99	95	F9		95% ≤ Em3	70	
形式1(計数法) ※主にHEPAフィル タが対象	16	95% ≤ E1	95% ≤ E2	95% ≤ E3	100	99	E10				> 85
							E11				> 95
							E12				> 99.5
							H13				> 99.95
							H14				> 99.995
							U15				> 99.999
							U16				> 99.99995
							U17				> 99.999995
	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A						

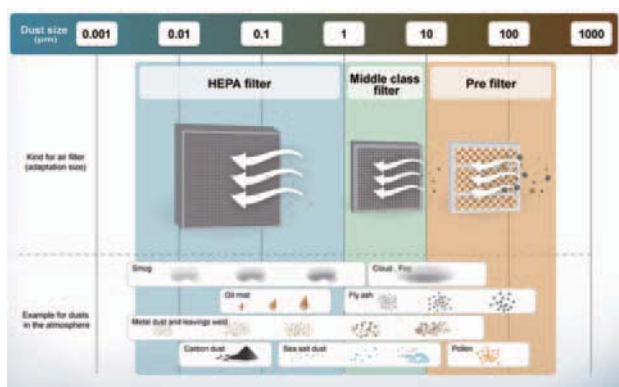


Fig. 3 Variety of dust contaminants, particle distribution and applicable filter

2.1.1 プレフィルタ プレフィルタは、主に粗大粒子を捕集し、後段のフィルタ寿命を延ばすために設置される。以前は自動巻取り式が多かったが、2000年頃から紙・樹脂製の枠を用いて箱型にしたもの（当社商品名：デアクリーンGT）、袋状のろ材バッグを複数個フランジに固定したもの（当社商品名：デアディーブPF）等が設置されている。最近では、水滴及び粗大粒子の除去を目的として、フィルタ室入口とプレフィルタ間にコアレッサ（Coalescer）を追加で設置することがある。

コアレッサには、プレフィルタよりも捕集効率が低く、撥水性のあるろ材を選定する。当社では、エアフィルタの販売は勿論のこと、GTユーザーの要望をヒアリングして改造案を検討・設計して既設フィルタ室の改造を施工している。Fig. 4にコアレッサ設置例を示す。

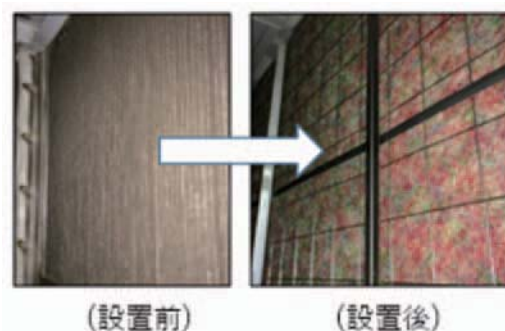


Fig. 4 Setting example of Coalescer

2.1.2 中性能フィルタ 中性能フィルタについて、当社では捕集効率別に3つのタイプを用意（当社製品名：ミラセルGT）している。後述する最終段のフィルタはGT運転中の交換が難しい為、ダストの粒径分布・濃度及びGTユーザーが希望する最終段フィルタの寿命等を考慮して選定する⁽³⁾。

2.1.3 HEPAフィルタ HEPAフィルタは、JISにて定格風量で捕集効率（99.97 % @0.3 μm ）以上をもち、かつ初期圧力損失値が249 Pa（25 mmH₂O）以下であること、と定義されている⁽⁹⁾。交換推奨圧力損失値は、初期圧力損失値の2倍となる498 Pa（50 mmH₂O）とされているが、GTの運転状況等により上記値より高く設定されることもある。しかしながら、交換推奨圧力損失値に到達するまでの推移（トレンド）が重要であり、フィルタが保持できる粉塵量（Dust Holding Capacity）と湿度等の大気環境に対する反応性等も考慮する必要がある。

2.1.4 高性能複合フィルタ 高性能複合フィルタは、前述の中性能フィルタろ材とHEPA（準HEPA）フィルタろ材を2層に構成させた複合タイプのフィルタであり、既存のGT吸気フィルタシステムが2段構成である場合に大規模な改造を実施することなくHEPAフィルタの導入が可能となる。その構造をFig. 5に示す。

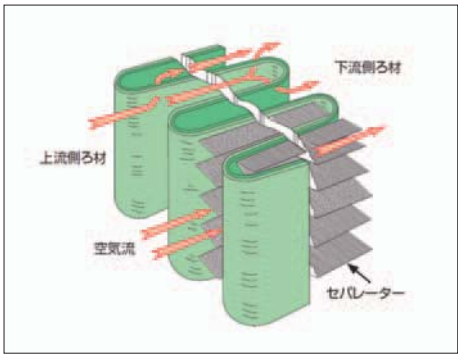


Fig. 5 Structure of combined type HEPA filter

当フィルタはその構造から初期圧力損失値はJIS基準を満たさないものの、圧力損失値の上昇率は非常に緩やかで、他社競合品に比べて高湿度環境下においても優れた動向となる。国内某所で実施した、他社製品・進和製品の圧力損失値推移の比較試験結果をFig. 6に示す。

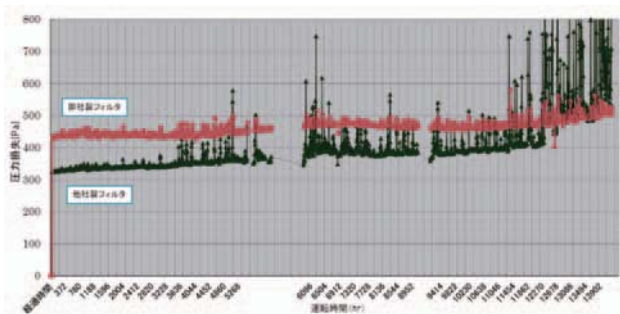


Fig. 6 Sample comparison trend curve of HEPA filter by Shinwa and other Supplier

当比較試験結果より、初期圧力損失値は他社製品の方が100Paほど低くスタートしているが、6000時間近辺から降雨等による湿度の影響を受け他社製品の圧力損失値が急上昇している。その後も、10,000時間近辺から他社製品はGT運転に影響を及ぼすような推移を示していることが分かる。

このように、当社は様々な種類のフィルタを開発、GTユーザーに提供してきた。当社が主に取り扱うエアフィルタの一覧をTable 2に示す。

Table 2 Table of our main products for GT air intake filter application

種類	商品名	デファディープPF	イディープPF	イディープGT
	型番(一部省略)	DDF-PF90	DDF-PF95	DKH-X90
コアフィルタ	寸法(mm)	594×594×300	594×594×500	594×594×95
	外観写真			
	定格風量(m3/min)	70	—	56/70
	圧力損失値(Pa)	初期	69	64
		交換推奨	294	294
	捕集効率(質量法)	>90%	>95%	>90%
	EN779	G4	M5	G4
中性能フィルタ	商品名	ミラセルGT	—	—
	型番(一部省略)	MGT-W6	MGT-W9	MGT-W10
	寸法(mm)	594×594×292	594×594×292	594×594×292
	外観写真			
	定格風量(m3/min)	56/70	—	—
	圧力損失値(Pa)	初期	130/186	144/206
		交換推奨	622	—
HEPA準HEPAフィルタ	商品名(略号型式)	ルナザセルGTワイド	ルナセルGTデュオ	ザナセルGTデュオ
	寸法(mm)	594×594×292	594×594×292	594×594×292
	外観写真			
	定格風量(m3/min)	50	56	—
	圧力損失値(Pa)	初期	249(157)以下	425
		交換推奨	498	686
	捕集効率(計数法)	99.97(97)%	99.97%	97%
HEPA準HEPAフィルタ	EN1822	E12(E10)	E12	E11
	粉塵保持容量(g/ヶ)	1100(1500)	1500	1500

2.2 海外マーケット

当社では約10年前から海外マーケットにおいてもGT吸気フィルタの拡販を進めており、東南アジアを中心にマーケットシェアを拡大しつつある⁽³⁾。日本においては、90年代からHEPAフィルタの効果が認知されていた⁽⁴⁾が、海外においても数年ほど前から認識されつつある模様で、また日系企業の海外電力市場への進出もあり、ユーザー同士の紹介によるHEPAフィルタの導入事例もある。一方、海外市場においては、2.1項にて説明したユニット型（Static型とも言われる）の他に、カートリッジ型と言われるフィルタシステムも設置されている（日本でも一部で設置されている）。当社の推察では、半数もしくはそれ以上がこのタイプを採用していると思われる。Fig. 7にカートリッジ型フィルタの外観例を示す。



Fig. 7 Sample appearance of Cartridge Filter

このカートリッジ型フィルタを、Fig. 8, 9に示すようなフィルタ室内に水平（一部のものは垂直）方向に設置して運用する。当フィルタは、中性能フィルタ程度の捕集効率を持つものが採用されていることが多く、プレフィルタ無しで設置されているケースも多く見受けられる。



Fig. 8 Sample appearance of GT air intake filter house which contains Cartridge type filter

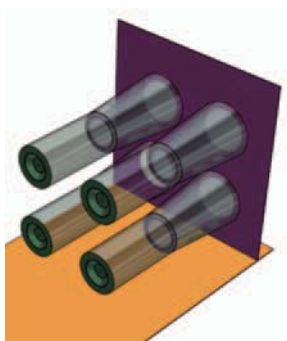


Fig. 9 Setting example of Cartridge type filter

カートリッジ型フィルタシステムの特徴として、下記のメリット・デメリットが考えられる。

- 1) フィルタ下流側から噴射する圧縮空気（パルス）によって捕集したダストを払い落とす機構を備えているものがある。この払い落としは複数列に配置したフィルタに対し、エリアごとに極めて短時間で行うため圧力損失値の変動が少なく安定運転が可能となる。
- 2) しかしながら、東南アジア等の高湿度の環境下では、捕集したダストが目詰まりを起こし、パルスを掛けてもダストが払い落とされない、ろ材を損傷させてしまう等のトラブルが発生する事が有り、サイトによってはパルス機構を停止させている。
- 3) フィルタ室の有効面積に対して設置できるフィルタ数量がユニット型より多くなるため、ユニット型よりも初期圧力損失値が小さい傾向にある。
- 4) しかしながら、プレフィルタが設置されていない、もしくは簡便な構造のプレフィルタが設置されていて、効果的ではない。

このようなカートリッジ型フィルタについて、日本における導入事例が少なかったこともあり、以前まで当社は当フィルタシステムに対する知見を多数はもっておらず、効果的な提案が出来ない状況であったが、最近では研究を進めて取り扱うことが出来るようになり、フィルタエレメントの更新案件だけでなく、東南アジア地区ではフィルタ室内の改造によるGT稼働率の向上・HEPA化によるGT性能の低下防止及びフィルタ寿命の長期化を実現する事が出来た。

別の機会に、改造工事の事例を紹介させて頂きたい。

3. GT吸気フィルタ室及び周辺設備

当社では1970年代からGT吸気フィルタ室・エレメントの取扱を始めており、1980年代からは吸気ダクト・サイレンサー・GTエンクロージャー・排気ダクト・排気スタック等の関連製品を扱っている。Fig. 10にGT設備全体像と当社が取り扱う設備を示す。



Fig. 10 Sample appearance of the whole GT package and our handled equipment

これらの設備は、以前は日本国内にて製作されていたが、GTの大型化・競争により要求されるコストの低減化から、海外製作を進めている。海外製作においても、日本製と同等かそれ以上の品質が要求されるため、国内の工場とは異なる管理体制（製作 指導・品質管理）が必要となる。

3.1 GT吸気フィルタ室

GTの手前に設置されているコンプレッサーに清浄な空気を供給するための設備である。HEPAフィルタを設置することからも、リークを起こさない固定方法の確立と、高い品質水準を満たすものでなければならない。

新規案件では、顧客から提示されるレイアウトプラン及び要求される捕集効率、各フィルタ寿命からベストとなるフィルタ室を設計し協議を重ねて仕様を決定する。

GT出力の増大により、GT吸気フィルタに求められる風量も増加傾向にある。当社では、大規模な工場で一体物としてフィルタ室を製作するケース、輸送を考慮して分割構造として現地でモジュールを組み立てるケースもあり、様々な条件を加味して対応している。こういった

新規案件に加え、当稿にて報告したように既存フィルタ室に対する何らかの改造によって問題解決を図る案件や、フィルタ室自身の更新案件も手掛けている。Fig. 11, 12に当社が製作したフィルタ室例を示す。



Fig. 11 Sample of GT intake filter house (1)



Fig. 12 Sample of GT intake filter house (2)

3.2 GT吸気ダクト・サイレンサー

吸気フィルタにより清浄化された流入空気がコンプレッサーへと吸入される経路であり、溶接スパッタ等の残留等は許されない。サイレンサーはGT固有の周波数・音量、GT吸気フィルタシステムのレイアウト及び要求される減衰量等から、サイレンサーの仕様を設計する。GTの運転開始後、サイレンサーの効果を確認するため騒音レベルを計測し、問題が無いことを確認する。Fig. 13, 14にGT吸気ダクト例とサイレンサー例を示す。



Fig. 13 Sample of GT intake duct

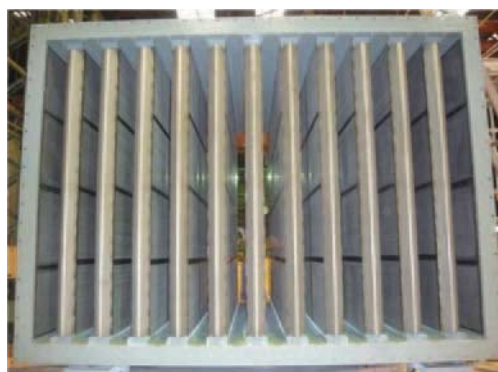


Fig. 14 Sample of GT intake Silencer

3.3 GTエンクロージャー

ガスタービン主機等を収納する建屋である。定期点検時の作業性向上を目的として、天井パネルを着脱しやすい構造に改造した事例もある。



Fig. 15 Sample of GT enclosure

3.4 換気ダクト

GTエンクロージャーの換気を行う為のダクトであり、プレフィルタと同等のエアフィルタが設置されるケースや、トラッシュスクリーンのみが設置されていることもある。発電所が設置されている環境によって、プレフィルタよりも高効率なフィルタの設置が望まれることもあり、高効率化の改造工事を実施した事例がある。



Fig. 16 Sample of Ventilation duct

3.5 排気ダクト・スタック

ガスタービンからの排気は、最終的に排気ダクト・スタックを経て大気へ放出される。500℃以上の高温ガスが通過するため、断熱構造の設計が重要となり、耐熱銅板の採用と、熱伸びを考慮した構造にする必要がある。また、排気スタックは、設置時には高さが10 m以上となる建築物になるため、長期・短期荷重の強度計評価を実施して十分な強度を持たせるようにしている。



Fig. 17 Sample of Exhaust duct



Fig. 18 Sample of Exhaust Stack

4. 将来展望

当稿では日本のGTユーザーが導入を始めたHEPAフィルタが徐々に海外市場でも広がりを見せている事、日本とは違った構造のフィルタが導入されている事例も多い事を報告した。競合メーカーが多い中、当社としては原点に立ち戻りGTユーザーにとって何がメリットとなるのか、どうしたら実現できるのかを顧客と良く協議し、ベストな製品・サービスの提供を進めることで、日本及び世界のガスタービン業界の発展に貢献したいと考える。

5. おわりに

当社では1970年代からGT吸気フィルタ及び関連設備の設計、製作を行っている。その経験を活用して、最近では補修・改善工事案件を手掛けている。このようなGTユーザー・フィルタメーカー双方にとってメリットのあるビジネスを進めたい。その基礎となる知識・経験は、当GTユーザー会での共同研究を基としており、その機会を与えて頂いたことに感謝するとともに、今後も関係各位と連携を密にし、より良い製品・サービスの提供に努めたい。

参考文献

- (1) 経済産業省「エネルギー白書2019」.
- (2) 経済産業省「エネルギー白書2019」(図【第214-1-6】発電電力量の推移)].
- (3) 大和田厚志他, ガスタービン用吸気フィルタの選定とその設置効果, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 42, No. 3 (2014).
- (4) 日本工業規格 (JIS) B9908 (2001) 換気用エアフィルタユニット・換気用電気集じん器の性能試験方法.
- (5) ANSI/ASHRAE Standard 52.2 (2017).
- (6) ANSI/ASHRAE Standard 52.1 (2009).
- (7) European Norm (EN) 779 (2012).
- (8) European Norm (EN) 1822 (2009).
- (9) 日本工業規格 (JIS) Z8122 (2000) コンタミネーションコントロール用語.
- (10) 三浦千太郎, ガスタービンにおける吸気フィルタ総論, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 25, No. 99 (1997).

特集：ガスタービン周辺技術の新展開

ガスタービンコージェネレーション向けガス圧縮機の最新動向

Latest Trend of Gas Compressors for Gas Turbine Cogeneration



松中 聖剛^{*1}
MATSUNAKA Seigo

キーワード：ガス圧縮機，回転数制御方式，固定回転数方式，ガスタービン

Key Words：Gas compressor, Speed control method, Fixed rotation speed method, Gas Turbine

1. 緒言

都市ガス（13A）を燃料とする常用ガスタービンコージェネレーションシステムでは，高い送電端発電効率が求められガスタービン本体の高効率化とともに補機の消費電力低減化が併せて求められる。例えば，供給された都市ガスをタービン所定の圧力まで昇圧する燃料圧縮機システムは，補機の消費電力中大きな比率を占めている。そこで当該システムの消費電力低減化が重要な課題となるが，種々の制約により現在まで十分な検討，研究がなされてこなかった。

現在，国内では中・小型ガスタービン用に用いられるガス圧縮機の多くは機構上の特長により，油冷式スクリュ圧縮機が専ら用いられているが，その基本構造として圧縮機と電動機2極（または4極）の直結駆動方式（以下，固定回転数方式）が踏襲されてきた。この方式は，ガス圧縮機システムのコンパクト化（低価格化），高信頼性等の確保等の面で有利である一方，運用範囲のすべてを満たすために選定された圧縮機および電動機型番はガスタービン要求ガス量に対し，圧縮機的气体送り出し能力を保証する上で圧縮機にとって厳しい条件となる供給ガス圧力下限値および温度上限値で設計されることから，常用の運転において最小動力からズレが生じることがある。このようなケースでは省エネ効果を有するアンロード装置（以下，エコノバイパスシステム）を活用するものの圧縮機型番ごとの消費電力は，省エネ効果を目的とするコージェネレーションシステムにおいて満足のいくレベルには至っていない。

このような課題に対し，余剰ロスの要因として挙げられる固定回転数方式を見直すとともに従来方式に替わる新たな方式として可変回転数方式をガス圧縮機システムに導入することで従来方式にある圧縮機の余剰回転数ロス他，様々な課題が解消できると考える。また，可変回

転数方式では，圧縮機の回転数をガスタービン要求仕様に適合した回転数で選択できることから常用の運転において余剰動力のロスも低減し，従来方式に比して消費電力低減効果も期待できる。

本稿では，このガス圧縮機システムについて，従来の直結駆動方式にエコノバイパスシステムを採用したモデルの概要と，従来方式の課題解消を目的とした回転数制御方式について紹介する。

2. 従来機—ガス圧縮機システム

油冷式ガス圧縮機は電気事業法のもと高圧ガス消費機器安全技術指針（旧）を準拠し，設計ならびに製作する。また，系内耐圧機器は労働安全衛生法（第二種压力容器構造規格）に準拠，その他，JIS（日本産業規格），JEM（日本電機工業会規格），JEC（電気学会電気規格調査会標準規格）などが準拠規格となる。高圧ガス消費機器適用範囲をFig. 1に示す。

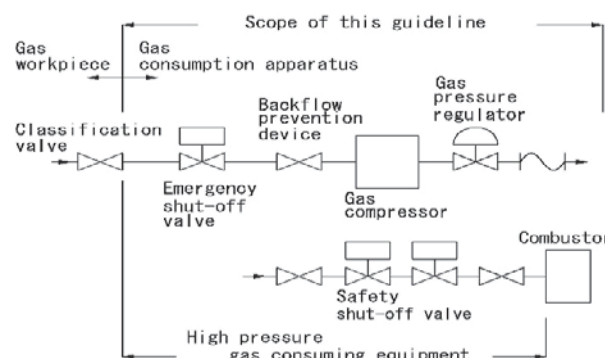


Fig. 1 Scope of application

2.1 油冷式スクリュガス圧縮機の特徴

油冷式スクリュガス圧縮機は，潤滑油（JIS K 2213 ISO VG46 無添加タービン油）を用いて圧縮過程で発生する圧縮熱を除去ならびに冷却する機構をもち，都市ガス組成や供給ガス圧力，吐出ガス圧力等の変化には殆ど影響されず常時安定した運転をおこなえることが特徴で

原稿受付 2020年5月9日

*1 日本コムテック(株) 技術部

〒674-0074 明石市魚住町清水2204-6

ある。

また、起動時に圧縮機の起動トルクを軽減できるスライド弁アンロード機構が本体内部に搭載されている。以下、各部の構成と役割について紹介する。

2.2 システム

2.2.1 ガス系統 ガス圧縮機システムへ供給された都市ガスは、圧縮機本体内部ロータ歯溝へ吸い込まれスクリュロータの回転とともにロータ歯溝の体積が減少するため圧縮される。圧縮機本体での圧縮過程（潤滑油との同時圧縮）を経て、ガスタービンが必要とする所定の圧力まで昇圧されたガスは、潤滑油と混ざり合った状態で圧縮機本体吐出ポートより油回収器（Oil receiver）へ送り出されガスと潤滑油の一次分離が行われる。一次分離で除去しきれなかった微量の潤滑油を含んだガスは二次分離のため、二次油分離器（Secondary Oil separator）を経由し、さらに潤滑油は高度に除去されることになる。二次油分離器を経由したガスの潤滑油含有量は、ガスタービン規定レベル（ドライ燃焼式）1 wt ppm 以下まで完全に油分除去されるため、クリーンガスとなってガスタービンへ送り出されることになる。

なお、ガスタービンへ送り出される昇圧ガスは上述の通り、圧縮過程で潤滑油によって冷却されるため、ガスタービン規定値温度以下（比較的低温約80℃以下）となることから、通常ガス冷却器は搭載していない。

2.2.2 潤滑油系統 油冷式スクリュ圧縮機では、圧縮機に加えられた動力の殆どは圧縮機に供給された潤滑油の温度上昇の熱量となり、油冷却器（Oil cooler）の放熱量は圧縮機軸動力程度の熱量となる。

圧縮機本体での圧縮過程で潤滑油をロータ室へ吹き込ませているため、圧縮熱の除去はもとより圧縮空間各部隙間のシールやロータ間の噛み合い部潤滑などに用いられた後、ガスと混ざり合った状態で圧縮機本体吐出ポートより油回収器へ送り出され、ガスとの一次分離後、油冷却器で圧縮機本体冷却に必要な適温（約45℃程度）まで冷却され、潤滑油中に含まれる異物除去のため、油濾過器（Oil filter）を経由し、再び圧縮機本体の各部へ循環給油されることになる。この潤滑油循環方式は、圧縮機吐出圧力を背圧として受け、吐出圧力（高圧）と供給圧力（低圧）の差圧を利用して系内循環流がおこなわれる。従来機系統をFig. 2に示す。

2.3 流量制御システム

圧縮機本体は常に最大能力分の供給ガスを圧縮し、ガス送り出し量に対する余剰分は減圧して吸込側に戻す方式で流量調整をおこなってきた。このガス圧縮機流量制御システム＝吐出バイパスシステムでは、ガスタービンの燃料ガス消費が減少してもガス圧縮機の消費動力は一定であり、供給ガス圧力の上昇とともに圧縮機の圧縮行程が固定するため、軸動力は直線的に増加してしまうマイナス要素があった。また、ガスタービンの燃料ガス消費量に対しガス圧縮機は裕度（10%以上）をもって設計

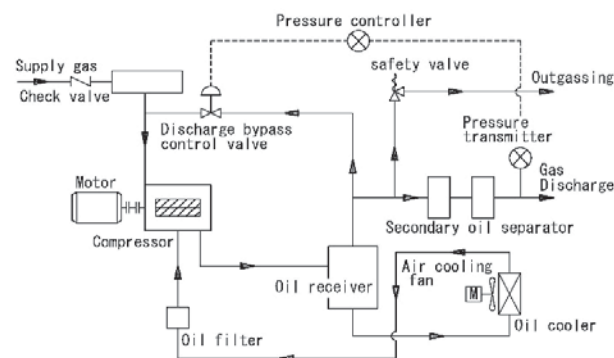


Fig. 2 Conventional machine system

されるため、このマイナス要因が効率低下と製作コストの増加につながっていた。

このような課題を解決すべく、吐出バイパスシステムに替わる流量制御システムとして通常時の圧縮機消費動力を最大20%程度削減可能なエコノバイパスシステムをガス圧縮機システムに導入した。吐出・エコノバイパスシステムの原理をFig. 3に示す。

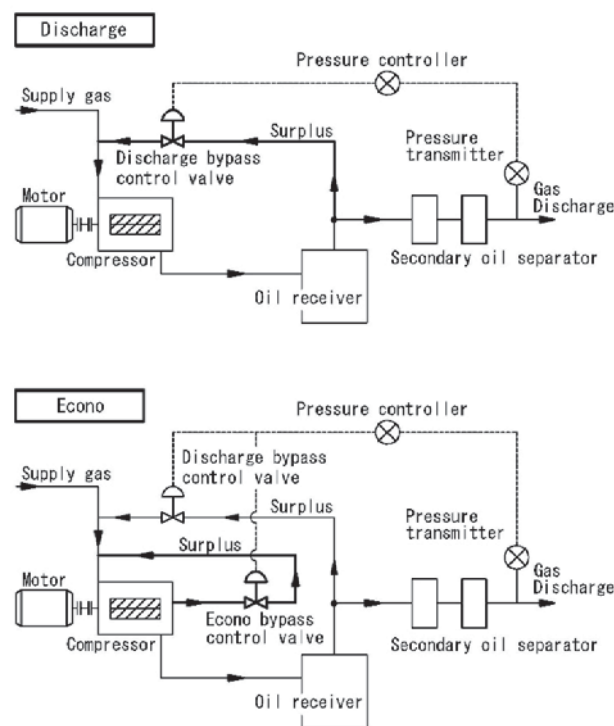


Fig. 3 Discharge bypass and econo bypass system

2.3.1 エコノバイパスシステム エコノバイパスシステムとは、圧縮ガスの戻り回路を1回路追加するというアイデアのもと従来方式と同等の信頼性をもつガス圧縮機流量制御システムである。このシステムでは、供給された都市ガスを殆ど圧縮されていない状態で系内吸い込み側へ戻すことができるため、ガスタービンの通常運転ポイントにおいて従来システムと比べ消費動力を低減できる機構となっている。また、供給ガス圧力が上昇した場合にはエコノバイパス調節弁により圧力比と圧縮行

程体積を最適値まで低減するため、必要な動力が低下し、省エネ効果が得られることになる。しかし、エコノバイパス調節弁が全開となった後は従来通り吐出バイパスシステムとなる。エコノバイパスシステム部分負荷特性をFig. 4に示す。

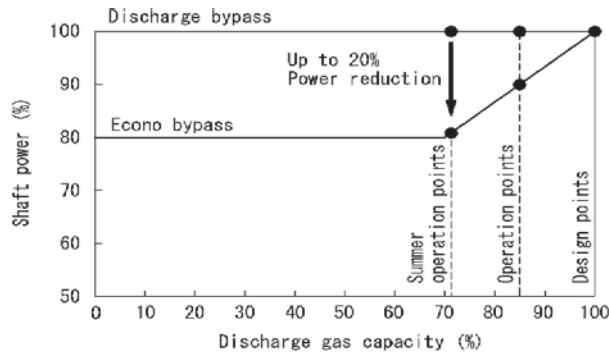


Fig. 4 Econo bypass system partial load characteristics

2.3.2 圧力コントロール ガス圧縮機システムでは、常時、吐出ガス圧力値を検出するとともにPLCへ取り込み、PIC（圧力調節計）にて比例（P）+積分（I）の演算から調節弁操作量を導出し、吐出バイパス調節弁ならびにエコノバイパス調節弁を用いて吐出ガス圧力が設定値で変動なく安定されるようコントロールしている。

調節弁は、吐出バイパス調節弁及びエコノバイパス調節弁のスプリットで構成され、PIC操作全体出力値（以下、MV値）4-20mA=0～100%に対し、吐出バイパス調節弁0～60%，エコノバイパス調節弁50～100%にて、それぞれ全開から全閉で運用される。スプリット制御特性をFig. 5に示す。

調節弁のスプリット制御では、不感帯部が存在しないよう全体MV値50～60%間に重複域を設けスムーズなコントロールができるよう構成されている。通常は、エコノバイパス調節弁コントロール、吐出バイパス調節弁全閉にて運用され、エコノバイパス調節弁が開側でコントロールすることで上述の通り、省エネ効果が得られる機構となっている。その他、ガスタービンの負荷遮断など急激な圧力変化に対しては、P,I制御モードの切り替えや吐出バイパス調節弁急速全開などのシステム機能でガスタービン規定要求値である $\pm 0.10\text{MPa}$ 以内での吐出圧力変動幅コントロールに対応している。

2.4 冷却システム

近年、ガス圧縮機冷却方式で冷却水を用いる水冷方式が減少傾向にある一方、空気を用いる空冷方式が選定されるケースが大半を占めている。水冷方式では、クーリングタワーや付随する設備等が必須条件となり、空冷方式に比してガス圧縮機システム導入コストで不利益となるが、空冷方式ではそれらの設備が不要となることから選定されている。

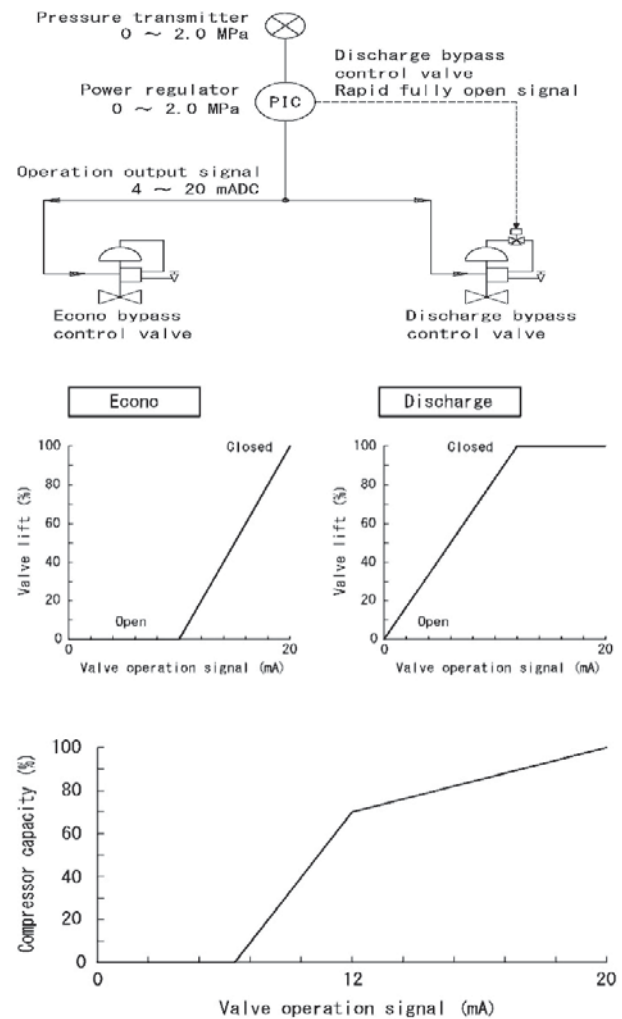


Fig. 5 Split control characteristics

2.5 導入実績

1998年3月より、エコノバイパスシステムを搭載したガス圧縮機パッケージの販売を開始し、初号機は同年某自動車部品製造メーカー向け常用ガスタービンコージェネレーション設備（ガスタービン出力1200kW）へ水冷式パッケージを導入。当該パッケージは現在も継続して稼働しており、22年にわたる稼働実績となる。2019年度までの販売実績（600kW～8000kW）は、空冷式および水冷式累計350台以上で常用コージェネレーションシ



Fig. 6 Air-cooled gas compressor package

システム用や非常用デュアルフューエル用と幅広い導入実績がある。ガス圧縮機パッケージ（空冷式）をFig. 6に示す。

3. 回転数制御方式

前述したとおり、従来機ではガスタービン要求ガス流量に対してガス圧縮機ガス送り出し能力が適合せず、搭載機器等のサイズアップや圧縮機の余剰消費電力ロス等につながってきた。そこで、回転数制御方式（=可変回転数方式）が期待されてきたが、圧縮機駆動用電動機の必須条件である防爆仕様条件ならびに出力範囲、設備費用等が障壁となっていた。しかし、近年国内電動機メーカー各社は防爆仕様対応のインバータやマトリクスコンバータ電動機の商品化に取り組み、またそのサイズも当該圧縮機の対象範囲をカバーできるものとなっていることから、回転数制御方式をガス圧縮機システムに導入することで固定回転数方式にある様々な課題が解消されるとともに従来機に比してパッケージサイズのコンパクト化も期待できる。また、併せて回転数制御方式本来の目的である流量制御システム（省エネ効果を有するエコノバイパスシステム）を従来機通り取り入れることで一層の消費電力低減効果も期待できる。

回転数制御方式とは、ガスタービン要求ガス流量と圧縮機のガス送り出し流量が適合するよう圧縮機の最適必要回転数を供給側諸条件等から導出し、可変回転数運用が可能となるマトリクスコンバータ電動機を用いて圧縮機の回転数を制御する方式である。回転数制御方式の系統をFig. 7に示す。

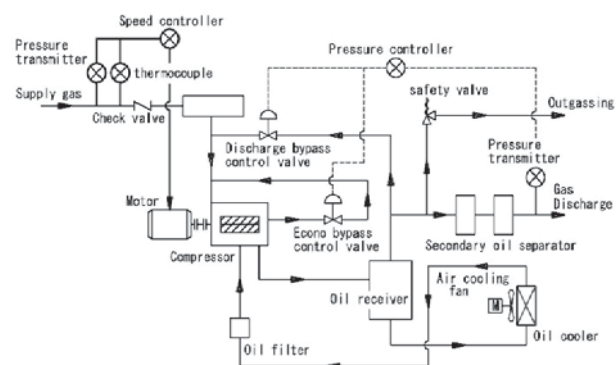


Fig. 7 Speed control system

回転数制御方式では駆動用電動機にマトリクスコンバータ電動機を用いるため、圧縮機の回転数を可変させて運用することが可能となる。この可変回転数運用がガス圧縮機システムに導入されることで圧縮機の回転数は、従来方式の50Hz地域では2極電動機を選定した場合、2950rpm一定であったが、60Hz地区と同等の3550rpmまで圧縮機の回転数を上げることができ、ガス送り出し能力が1.2倍に向上する。この圧縮機ガス送り出し能力増加に伴う効果は大きく、固定回転数方式で観察されるガ

ス送り出し流量不足に端を発するガス圧縮機システムの課題は解消できる。また、本方式ではガスタービン必要ガス流量に合わせて供給側諸条件等から圧縮機の最適必要回転数が選択されるため、圧縮機の余剰ロス運用（余剰回転数、余剰流量バイパス）等も低減し、常時、圧縮機は最小消費電力で運用できる。上述より、圧縮機の可変回転数運用は従来方式に比してメリットがあり、ガス圧縮機システムへの導入効果は大きく回転数制御方式の特徴として挙げられる。

3.1 回転数制御

ガス圧縮機ガス送り出し量は、圧縮機行程体積×圧縮機回転数で決定される。上述、回転数制御方式では供給ガス圧力と温度（供給側仕様条件を検出）をPLCへ取り込み、ガス送り出し量に合わせてガス圧縮機の最適必要回転数を演算し決定する。決定した回転数がSC（回転数調節計）よりマトリクスコンバータへ出力（4-20mA, 0-60Hz, 0-3600rpm）され、電動機を介し圧縮機の回転数を制御するシステムとなっている。

また、流量制御システムは高信頼性があり、実績のあるエコノバイパスシステムを従来方式通り搭載しているため、ガス圧縮機システムは、流量制御システムと回転数制御システムの組合せで構成されることになる。回転数制御システムをFig. 8に示す。

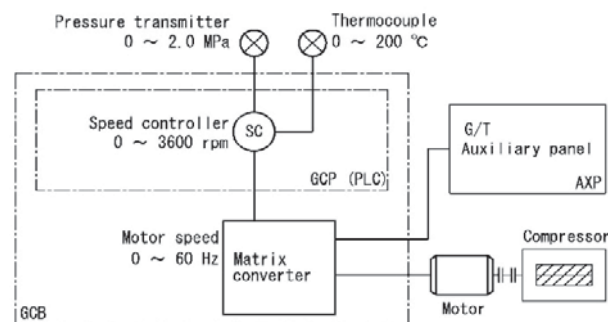


Fig. 8 Speed control system

Fig. 8に示す通り、本方式に圧縮機駆動用として用いるマトリクスコンバータは、インバータにみられるサージ電圧やノイズ等は抑えられ高調波レスであり、周辺機器や計器などへの影響等がないことから選定している。

3.2 回転数制御方式の検証

2020年3月（竣工）、関東地区某化学メーカー様向け常圧ガスタービンコージェネレーション設備（ガスタービン発電端出力1770kW）へ回転数制御方式を搭載した空冷式ガス圧縮機パッケージを導入した。導入後、実ガスを用いて回転数制御方式に関連する検証をおこない、設計計画値との相違点や観察データの検証と評価等をおこなった。検証では、ガスタービン要求ガス流量に対する圧縮機必要回転数の適合性や圧縮機ガス送り出し流量、消費動力等について詳しく観察した。

○ガスタービン仕様

- ・要求ガス流量 620Nm³/h
- ・供給ガス圧力中圧B 0.10～0.30MPaG

○ガス圧縮機仕様

- ・圧縮機本体型番「A」
- ・供給ガス圧力（着圧）0.17MPaG
- ・回転数制御方式 1500～3550rpm

3.2.1 圧縮機特性 本検証では、供給ガス圧力が0.17MPaG一定で供給されたため、供給側に抵抗を設け着圧から意図的に供給ガス圧力を変動させた0.15MPaG、0.125MPaG、0.10MPaGの4ポイントで検証をおこない、全てのポイントで設計計画値通りの結果が観察された。

ここでは、従来方式より課題である供給ガス圧力0.1MPaG条件での検証結果について詳しく説明する。従来方式では、圧縮機本体型番「A」のガス送り出し流量は下述、『3.3 固定回転数方式と回転数制御方式の比較』Fig. 11に示す通り、ガスタービン要求ガス流量に対して能力不足となっていたが、回転数制御方式を導入したことで下述Fig. 9に示す通り、ガス圧縮機回転数が要求ガス流量に適合する最適必要回転数で選択されたことによって、ガスタービン要求ガス流量を満足できることが観察された。また、圧縮機の消費動力においても従来方式の圧縮機本体型番「B」との比較では、30kWh近い消費動力低減効果が観察された。

これら検証より、圧縮機の可変回転数運用効果によって圧縮機ガス送り出し流量ならびに消費動力は設計計画値通りの結果が得られ、従来方式での種々課題は解消できた。加えて省エネ効果に大きく貢献できるガス圧縮機

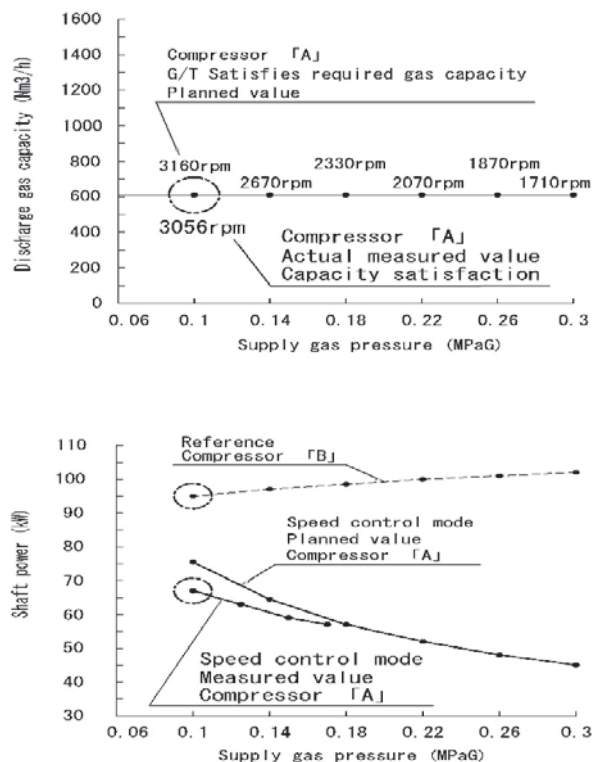


Fig. 9 Gas compressor observation data characteristics

システムとして評価できるものとなった。ガス圧縮機特性をFig. 9に示す。

3.2.2 制御システム PLC出力から圧縮機実回転数までの応答性は早く、許容範囲内の適正回転数で追従できていることが観察された。さらに、供給ガス圧力を着圧から意図的に変動させた検証でも圧縮機の実回転数は全てのポイントで敏感に作動し、PLC指令値と適合していることが観察された。これらより、圧縮機の可変回転数運用における応答性や追従性等が回転数制御方式に与える影響はないものと評価できる。（圧縮機回転数許容範囲は、計電装品経由ため、40rpm以内とした）圧縮機回転数特性をTable. 1に示す。

Table 1 Compressor speed characteristics

Supply gas pressure (MpaG)	PLC Command value (rpm)	Motor speed (rpm)
0.10	3056	3069
0.125	2752	2765
0.15	2503	2517
0.17	2323	2339

3.2.3 保守 本ガス圧縮機システムは、回転数制御方式の起動器にマトリクスコンバータを搭載した初号機となるため、実稼働実績がなく、周囲環境等の変化に対する影響や連続稼働時間他、耐久性ならびに信頼性についてシステム全体の実稼働データと併せて継続的に観察し、回転数制御方式全体として定期的検証および評価をおこない、改善箇所等に役立てる予定である。

また、マトリクスコンバータのバックアップ用起動器として、従来より高信頼性があり実績のあるリアクトル起動器も併設しているため、固定回転数方式での運用も可能なシステムとしている。起動盤システムをFig. 10に示す。

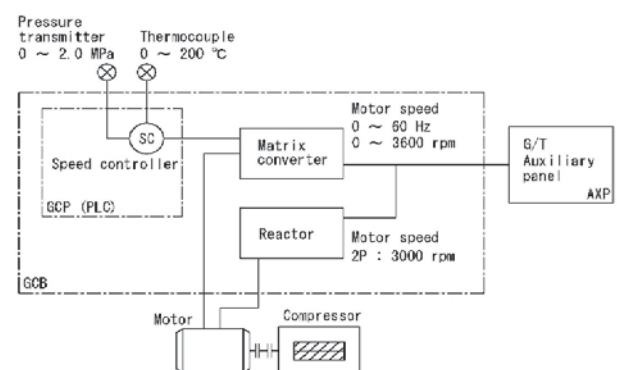


Fig. 10 Starter disk system

3.3 固定回転数方式と回転数制御方式の比較

ガスタービン発電端出力1770kW向けガス圧縮機システムを比較モデルケースとし、それぞれの圧縮機予想特性－設計計画値について固定回転数方式をFig. 11に示し、回転数制御方式をFig. 12に示す。

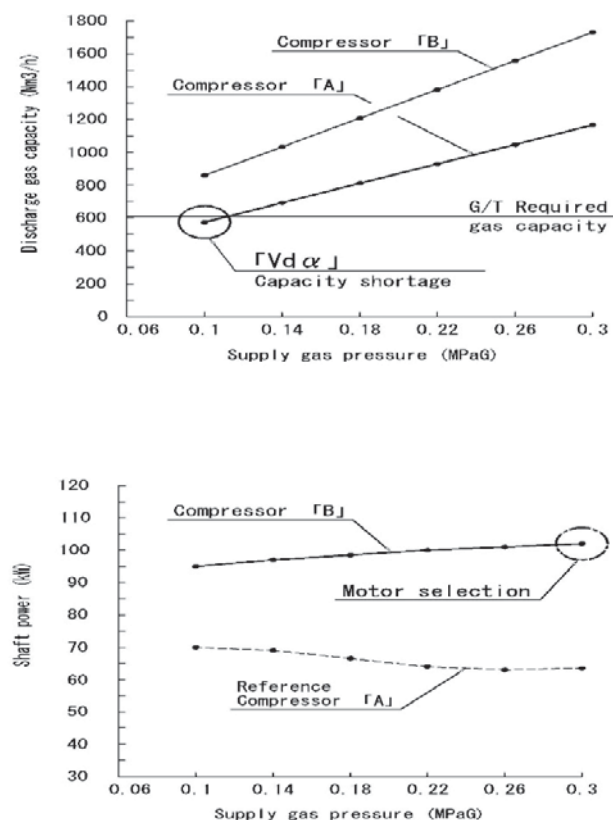


Fig. 11 Fixed rotation speed method

ガスタービン仕様条件は、上述、3.2 と同一条件である。

○ガス圧縮機回転数仕様

- ・固定回転数方式 2950rpm (電動機 2 極)
- ・回転数制御方式 1500 ~ 3550rpm (可変)

従来の固定回転数方式では、上述Fig. 11に示す通り供給ガス圧力下限値0.10MPaG条件「Vdα」部において、圧縮機本体「A」のガス送り出し能力はガスタービン要求ガス流量に対し不足するため、圧縮機本体型番でサイズアップとなるが「B」を選定せざるを得なかった。さらに、圧縮機の消費動力も本体型番に比例し増加することから、電動機枠番 (定格出力) も同様に大きな枠番で選定されてきた。

一方、同条件で回転数制御方式を導入したケースでは、下述Fig. 12に示す通り、圧縮機本体「A」を選定したケースにおいて、ガスタービン要求ガス流量に適合する圧縮機最適必要回転数が選択されるため、不足ガス流量はカバーされ満足する。併せて圧縮機の消費動力も圧縮機本体型番比例効果によって低減できる。

回転数制御方式の導入により、従来方式に比して圧縮機本体型番ならびに電動機枠番はサイズダウンして選定することが可能となり、圧縮機の消費動力は従来方式と比較して20%以上の低減効果が期待できる。また、供給ガス圧力 (着圧) 条件にもよるが、供給ガス圧力がより高い条件で供給されたケースでは、圧縮機回転数を減少

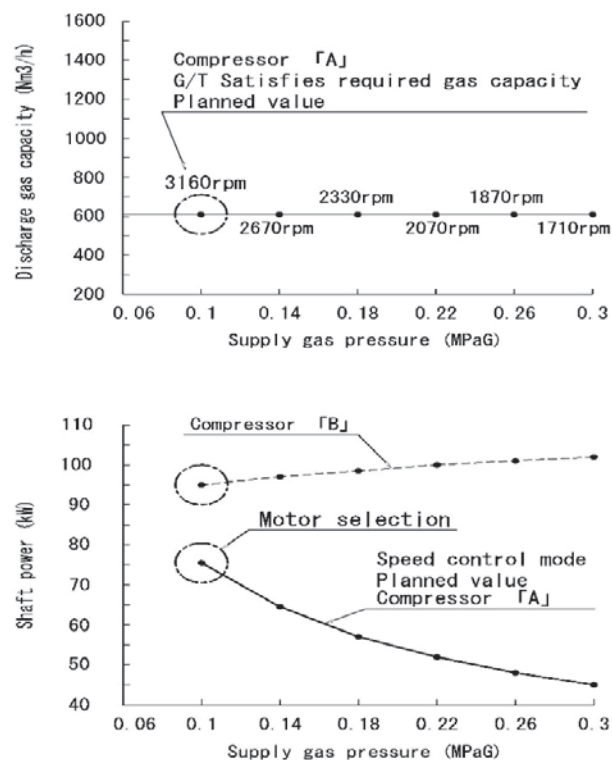


Fig. 12 Speed control method

させて運用することができるため、更なる消費動力低減効果が得られることになる。

4. まとめ

このたび開発した回転数制御方式を搭載したガス圧縮機システムは、従来の固定回転数方式に存在した種々の課題が解消し、従来方式に比してさらに省エネ効果を有するガス圧縮機システムとなった。また、ランニングコストにおいても費用対効果が非常に高いと予想され、常用ガスタービンコージェネレーション設備における本方式のガス圧縮機システム導入は設備全体に大きなメリットとなり、省エネ効果を目的とするコージェネレーション設備に貢献するものと考えられる。

今後もガスタービンコージェネレーションシステムの普及に資するため、ガス圧縮機システムの更なる高性能、高機能化へ向けた開発を進めていく計画である。

参考文献

- (1) 日本ガス協会, 高圧ガス消費機器安全技術指針, (1986), 第1章, pp. 1-7.
- (2) 日本電機工業会, JEM-TR148インバータドライブの適用指針 (汎用インバータ), (2008), pp. 1-74.
- (3) 井水治博, インバータドライブ技術 第3版, (2011), pp. 2-156.
- (4) 森本雅之, インバータ工学, (2015), pp. 1-193.

特集：ガスタービン周辺技術の新展開

ガスタービン用燃料ガス圧縮機の技術動向

Technology Trend for Fuel Gas Compressors for Gas Turbines



田中 喜芳^{*1}

TANAKA Kiyoshi

キーワード：ガスタービン，ブースター，GTB，コージェネレーション，油冷式スクリー圧縮機

Key Words：Gas Turbine, Booster, GTB, Cogeneration, Oil flooded screw compressor

1. 緒言

ガスタービン・コージェネレーションシステムにおける燃料ガス圧縮機の役割は、ガスタービンの燃焼器で混合される圧縮空気以上の圧力まで、燃料ガスを昇圧させることにある。

油冷式スクリー圧縮機が利用されるまで燃料ガス圧縮用途には、主に往復動（レシプロ）式が使われていたが、1980年代以降、振動騒音、連続運転、耐久性、負荷変動追従性において優れている油冷式スクリー圧縮機が広く用いられるようになった。

当社は、1979年に燃料ガス圧縮機として油冷式スクリー圧縮機を適用した後、コージェネレーションシステム用としては1985年に初めて市場投入している。今年はその35年となり、圧縮機ユニットの技術も初号機から大きく進歩してきた。本稿は、油冷式スクリー圧縮機の圧縮メカニズムと特徴、コージェネレーションシステム用燃料ガス圧縮機としての歩みと技術動向を述べ、最新の技術を紹介する。

2. 燃料ガス圧縮機導入の歴史

2.1 油冷式スクリー圧縮機の歴史

容積型回転式に分類されるスクリー圧縮機（一組の雄雌ローターを有するツインローター型）は、1930年代にスウェーデンのSRM社（SVENSKA ROTOR MASKINER）によって実用化された。当初のスクリー圧縮機は、現在、燃料ガス圧縮機として多用されている油冷式ではなく、雄雌ローターが接触せずタイミングギアによって雌ローターを従動回転させる無給油式であった。潤滑油が圧縮室内に注入され、圧縮ガスと混合される油冷式スクリー圧縮機の最初の実用化は、1950年代

後半とされている⁽¹⁾。

2.2 現在までの導入数と事例

当社の油冷式スクリー圧縮機の開発は、アンモニア冷媒を用いた冷凍システム用として、1964年にローター径200 mmのプロトタイプを試験したことに始まる。その後、同圧縮機は実用化に成功し、数種類のローター径、L/D（ローター長÷ローター径）を描えるシリーズ化を開始した。現在では、Fig. 1に示すように、吸入容積流量（理論押しのけ量）17,800 m³/hまでカバーするラインナップを描えている。

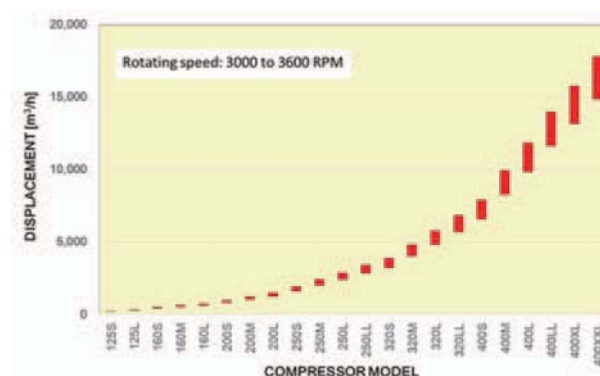


Fig. 1 Compressor lineup and displacement

燃料ガスには都市ガス、天然ガス、消化ガス、製油所副生ガス、COG（coke oven gas）等があり、都市ガスの場合、圧縮機への供給圧力は概ね0.1～0.8 MPaGである。当社が圧縮機を納める国内の一般的な発電設備の場合、吐出圧力（ガスタービンへの供給圧力）は1.5～2.6 MPaG程度に収まっている。

海外では天然ガスの供給圧力がガスタービン側で必要とされる圧力以上の場合が多く、その場合燃料ガス圧縮機は必要とされないが、国内では供給圧力が低いためブースターが必要とされる。

当社は、主に18MW程度までの発電出力に適用される圧縮機を納入してきた。これまで国内だけで約350件

原稿受付 2020年5月8日

*1 (株)前川製作所 ソリューション事業本部アドバンスドシステム部門

〒135-8482 江東区牡丹3-14-15

E-mail: kiyoshi-tanaka@mayekawa.co.jp

の納入実績がある。最も納入件数が多かったのは、80年代後半の電気事業法規制緩和や環境問題への関心の高まり以降の1990年代で⁽²⁾、約150件に及ぶ。2000年代以降、発電設備需要家の熱電比（熱需要/電力需要）が低下する中で、高圧燃料ガスが必要とされないガスエンジンへのシフトに伴い、納入ペースに変動はあったものの、2011年の震災による電力供給不安を機に、再び需要増加に転じている。

Fig. 2は、圧縮機モデル160Mを搭載した標準燃料ガス圧縮機ユニットである。



Fig. 2 Gas compressor unit (model 160M)

3. 油冷式スクリー圧縮機の特徴

3.1 圧縮機特徴の比較

往復動（レシプロ）式、油冷式スクリー、遠心式圧縮機の主な特徴の比較を、Table 1に示す。それぞれの回転数を比較すると、小型の往復動式ではおよそ1,800 rpm以下、大型になると約500 rpm以下で運転される。油冷式スクリーは2極の三相誘導式電動機を用いた運用（50Hz地区では3,000 rpm、60Hz地区では3,600 rpm）が多く、遠心式は数千から20,000 rpm程度で運用される⁽³⁾。したがって、油冷式スクリーの回転数範囲は、これらの中間程度と言える。また、圧縮機能力は回転数に比例するため、運転能力（容積流量）も中間程度と位置付けることができる。

往復動式は板弁や弁バネ、コネクティングロッドのような早期に交換が必要な消耗部品が多くあり、連続運転が必要な場合、予備機を置くこともよくある。それに対して、スクリー、遠心式は軸シールや軸受けなどの消耗部品はあるものの耐久性があり、長期連続運転に向いている。そのため、特に重要なプロセスで運用されなければ予備機を置かないことがほとんどである。

往復動式の容量制御は、アンローダーピストンを用いて、吸入弁の作動を制御しガスを圧縮するシリンダーの数を変えることによって行う段階制御となる。

遠心式では、VFD（variable frequency driver）による回転数制御、あるいはガイドベンの吸入絞りによって容量制御することが多い⁽³⁾。

油冷式スクリーは後述するスライド弁を有することによって、圧縮ガス容積と軸動力が概ねリニアに変化する無段階容量制御を行うことができる。吸入圧力の変動や、運転条件の変化に対して柔軟性を持つ点がコージェネレーションシステムのようなアプリケーションにとっては利便性が良いと考えられる。

Table 1 Comparison for major characteristics of compressors

	Reciprocating	Oil flooded screw	Turbo
Capacity	Small	Middle	Large
Rotating speed	Low	Middle	High
Capacity control	Step	Stepless by slide valve	Inlet throttling by guide vane
Consumables	Many	Less	Less
Vibration and noise	High (Low frequency)	Low	Low
Footprint per capacity	Large	Middle	Small

油冷式スクリー圧縮機は、Fig. 3のように雄雌一組のスクリーローターが配置され、駆動軸である雄ローターが回転するとともにそれと噛み合った雌ローターが駆動され、ガスの吸込み（最大吸入容積）から圧縮密閉空間の形成（圧縮開始）、吐き出し（圧縮完了）までの一連の圧縮動作を一回転までの間に行う。吐出位置はローター下部に位置するスライド弁に設けられた吐出ポートと、ローター端面に対するベアリングハウジングに備わる吐出ポートの大きさによって変わり、その位置次第で内部吐出圧力が変わる。つまり、吐出ポート面積が大きい場合、吐き出し時の瞬間圧力は小さく、面積が小さい場合、その圧力は大きくなる。下流側で必要とされる圧力と著しい差があれば、効率が悪くなり、場合によっては軸受けへのダメージにつながる。したがって、理想的には吐き出し時の圧力が目標圧力に一致するように、吐出ポートサイズを設計することが望まれる。実用上、運転上の吸入容積流量と吐出容積流量との比である内部容積比 V_i （internal volumetric ratio）を用いて吐出ポートを設計する。

Fig. 3では、上部図でガスを吸込む過程を示し、下部図では、最大容積となった瞬間（吸込み完了=圧縮開始）から、圧縮過程（容積縮小）を経て、吐き出す瞬間までを表している。

Fig. 4に圧縮機の断面図、Fig. 5に潤滑油の内部通過経路を示す。ガスの圧縮過程で40～60℃の潤滑油が、軸受け、軸シール、バランスピストンなどの各内部摺動部を通過し、一組の雄雌ローターが噛み合った圧縮密閉空間に供給され、圧縮ガスと潤滑油が混ざり合う。軸受け系統の潤滑油供給量は、給油圧力と吸入圧力との差圧によってある程度決まる。また、油冷式スクリー圧縮機では、軸受け等を通して圧縮室に入る潤滑油以外

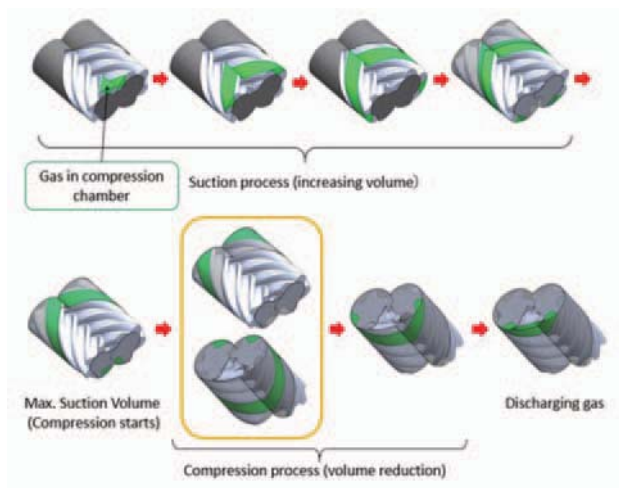


Fig. 3 Compression mechanism for screw compressors

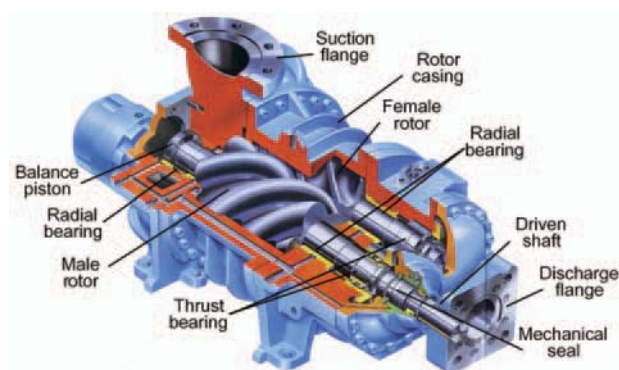


Fig. 4 Compressor cutaway

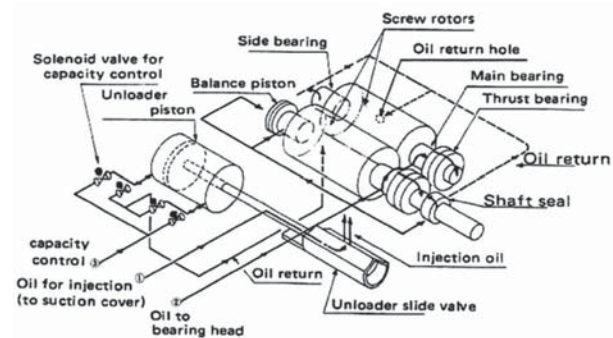


Fig. 5 Inside lube oil flow route

に、直接圧縮室に供給することもある。ガスは圧縮過程で、ガスの物性、圧縮比に応じて過熱され、温度の低い潤滑油と混合されることによって、概ね100℃以下の吐出温度を保つことができる。さらに、絞り弁でこの油の供給量を調整することによって、吐出温度をある程度の範囲に制御することができる。

このほか、圧縮密閉空間に供給される潤滑油は、単に吐出温度を下げる以外に、ガスの膨張を抑えることや、ロータ室とローター間、また雄雌スクリーウ間の歯溝隙間をシールする役割も持つ。給油量の増減は、体積効率や軸動力にも影響する。

Fig. 4, 5に示すように、ローターを除けば、内部主要部品は、スラスト・ラジアル軸受け、軸シール、バランスピストン、スライド弁、アンローダーピストンぐらいで、往復動式に比べれば構造はシンプルで、消耗品は少なく、耐久性があり、部品交換頻度も少ない。それによって、長期連続運転に対する信頼性がある。

3.2 スライド弁による容量制御

容量制御スライド弁 (unloader slide valve) は、油冷式スクリーウ圧縮機の大きな特徴と言える。Fig. 5のように、スライド弁は一組のローターの中央下部に位置し、ローター室と共に圧縮密閉空間の一部を形成している。全負荷時、ローター室の一部をなす固定端 (fixed end) に接している。

吸入容積流量すなわち運転能力を減少させる場合、スライド弁は固定端から切り離され吐出側に向かって動き、固定端との間に生じた隙間から、ローターに密閉され圧縮されようとするガスがリリースされる。この動作は、圧縮されたガスが、この隙間から吸入側にリサイクルされるということではなく、圧縮空間のリリースによって最大吸入容積が削減されることを意味する。つまりスライド弁が吐出側に進んでいくにつれ、吸入容積流量が減少する。

このスライド弁増減 (開閉) 動作は、Fig. 5に示される油圧式アンローダーピストン (hydraulic unloader piston) によって操作される。Fig. 6は、左側がスライド弁100%位置 (全開)、右側がスライド弁100%の位置から動いた部分負荷時に最大吸入容積が減少していることを表している。

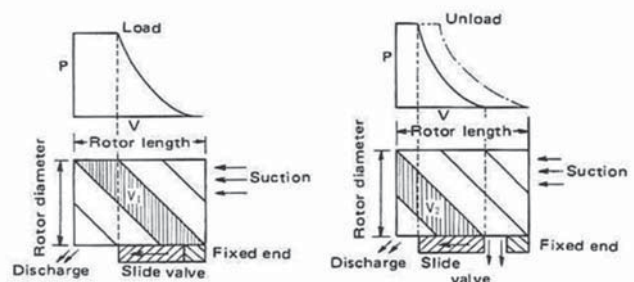


Fig. 6 Slide valve and gas volume reduction

Fig. 7は、スライド弁の増減動作におけるアンローダーピストン周りの油の流れを示している。ここでは四方電磁弁を用いているが、スライド弁を増加方向へ移動させるには、油ヘッダーから高圧の油をアンローダーシリンダー内の増側の部屋に送り、反対側 (減少側) の部屋から吸入配管に油を開放する。減少方向へ移動させる際、四方電磁弁が油の流れ方向を変えて、その逆の動作をさせる。つまり、スライド弁の移動は、圧力差を利用して行っている。

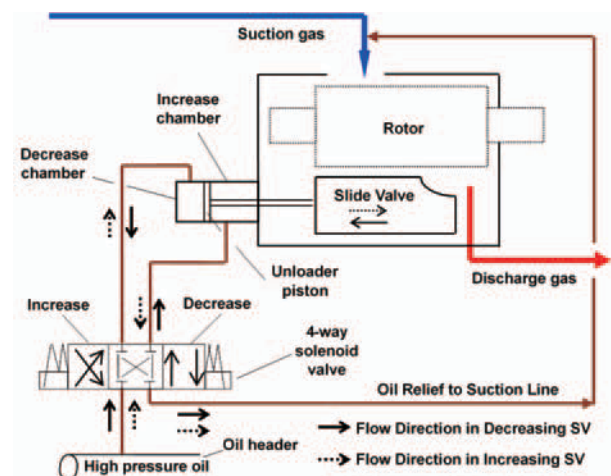


Fig. 7 Mechanism for slide valve movement

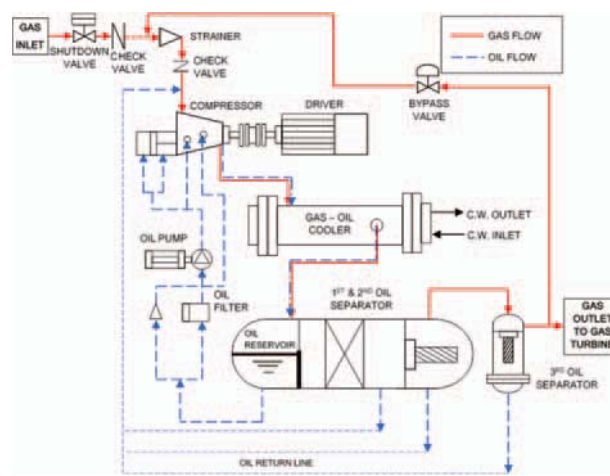


Fig. 8 Process flow diagram for fuel gas compressor

4. ガスタービン用燃料ガス圧縮機の技術

4.1 燃料ガス圧縮システム概要

当社がコージェネレーションシステムに採用している標準的な燃料ガス圧縮機は、Fig. 8に示されるようなプロセス、Fig. 9のような外観である。

燃料ガスは吸入遮断弁、逆止弁のあと、圧縮機ユニットに備わる吸入ストレーナー、吸入逆止弁を通して圧縮機に入り、圧縮されるとともに、潤滑油と混合され排出される。ガスと油が混合された状態で、ガス・油冷却器に入り、50～60℃まで冷却され、油分離器に送られる。油分離器内に設けられた油貯留部に大部分の油が集積される。貯留された潤滑油は、ここから油ラインに供給される。まず、油フィルターを通ったあと、油ポンプによって吐出圧力より若干昇圧され、圧縮機に供給される。油ラインは、軸受け、軸シールなどへ給油するライン、圧縮室へ直接送るインジェクションライン、またアンローダーピストンへ送るラインに分かれる。

油貯留部における潤滑油は吐出圧力に等しい。その圧力から油ライン上に設けている油ポンプによって、更に昇圧するのは、主に圧縮機の軸方向に働くローターのスラスト荷重を軽減させるバランスピストンや、スライド弁を動作させるアンローダーピストンで必要とされるためである。ガスと同伴する油は、同油分離器内に設けられたデミスターである程度篩い落とされ、次のコアレスサーで更に取り除かれる。それ以上に油分濃度を下げることがある場合、油分離器を増設する。各段で篩い落とされた油は、そのままにしておくと溢れてしまうため、圧力差を利用して圧縮機の吸入側に吸い込ませる。

一般的に油分離器には、縦型及び横型がある。1990年代後半まで、回転機械をベースプレート上に設置し、縦型油分離器、給油システムを離して設置するユニット構造を主に用いていた。回転機械設置高さが低く、安定することによって低振動となるが、必要設置面積が大きくなる。

2000年以降、ガス圧縮機ユニットの納入件数が増える

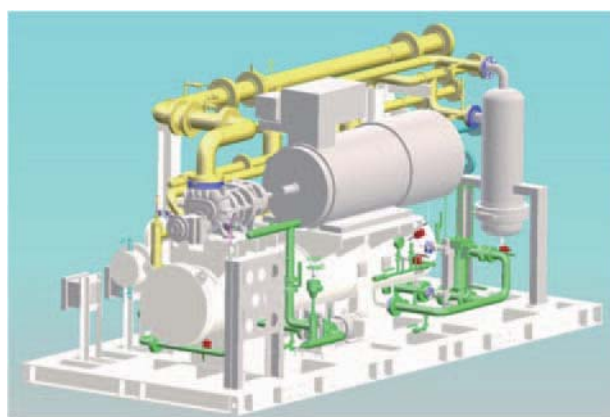


Fig. 9 3D image for fuel gas compressor

につれ、よりコンパクトかつ価格面の競争力が求められるようになってきた。それに応じるために、油冷却器とガス冷却器を組み合わせるガス・油冷却器とし、なおかつ横型油分離器の上部に回転機械を設置するユニットを標準化していった。横型油分離器を採用する場合、油分離器上部に回転機械を置き、設置スペースを縮小することができる。しかし、このとき回転機械の設置高さが上がるため、その設計次第では過大な振動が起こることがある。それを最小限に抑えるために、当社では有限要素法を用いた固有値解析によって油分離器及び回転機械設置部分構造の設計を行っている。

4.2 ガスタービン・コージェネレーションシステムで要求される制御技術

コージェネレーションシステムでガス圧縮機に要求される技術で、他のアプリケーションと異なるのは、ガスタービンが起動から停止（緊急停止も含む）するまでに、燃料ガス消費量がさまざまに変動することによって常時影響され続ける吐出圧力を、一定に調整するための高精度な制御である。定常運転時の吐出圧力は、目標圧力の $\pm 0.02 \sim 0.05$ MPa以内に収めるよう要求されることが多い。

燃料ガス流量は下流側に設けられた圧力検知器出力値

を一定に調整するように、スライド弁とバイパス弁を利用して制御される。当社が標準的にやっている制御は、次のような方法である。ガスタービン側でのガス流量の小さな変動に対しては、スライド弁をあまり動かさず、動作が速いバイパス弁を使って制御し、大きな変動に対しては、スライド弁を適切な位置に動かして、更にバイパス弁によって微細に圧力を合わせる。

定常運転では、圧縮機吸入圧力と温度や、ガスタービン側での微小な負荷変動がある。そのとき、一定周期で増減を繰り返す脈動が生じないように吐出圧力を調整する必要がある。微小変動の影響を抑えるためにスライド弁を主制御機器にすると変動幅が大きく、オーバーシュートしてしまうことがある。Fig. 5にも示しているように、これはスライド弁を四つ組み合わせた電磁弁（または四方電磁弁）によって、増加減少させていることが大きな理由である。電磁弁は開閉（ON/OFF）動作のため、アンローダーシリンダーへ送る油の量を、微細に調整するには向いていない。また制御精度を上げるために、短い周期で開閉を繰り返すと早期にソレノイド等の消耗品の劣化が進むこともある。そのため、スライド弁ではなくバイパス弁を主制御機器として用いる。

コージェネレーション発電設備を規定している電気事業法には、使用前に負荷遮断試験を行うことが定められている。それによると、定常運転時に負荷が遮断されてもガスタービンへの燃料ガス供給を減じて、警報値に到達しないように運転継続する必要がある。通常の運用では、試運転の際、負荷を25 %刻みにした四段階の発電出力において負荷遮断試験を実演確認する。負荷運転時のガスタービンへの燃料ガス供給量を瞬時にゼロにするため、燃料ガス圧縮機側にとっては非常に大きな変動と言える。一般的な吐出圧力重故障警報（トリップ）は、吐出圧力 + 0.3 MPa程度に設定されており、このように大きな変動を伴う外乱発生時であっても、その警報が検知されない範囲で吐出圧力上昇を抑え、またそれによって生じる圧力脈動が収束するように、低負荷運転に移行しなければならない。

当社におけるガスタービンプースター黎明期、圧縮機下流側（ガスタービン上流側）にはアキュムレーター（数 m^3 の圧力容器）を設けていることが多く、それが燃料ガスの消費量変動を吸収して吐出圧力の調整を助けていた。後にアキュムレーターを設けることがなくなり、制御技術も進歩していった。例えば、負荷遮断のような外乱発生直後、瞬時に吐出圧力上昇を収束させるために、大量の吐出ガス流量を減じる必要が生じたとき、吐出圧力の検知だけに頼ると追従速度が遅くなるため、発電遮断器信号を取り入れ、圧力変動に先行して風量を減少させることも行うようになった。このフィードフォワード制御と通常の制御を組み合わせることによって、燃料ガス消費量変動を吸収するアキュムレーターを設けなくても、運転継続が可能となった。

バイパス弁を主制御機器とする通常の制御方法では、安定運転のために一定量のガスのバイパスは避けられないが、バイパス量が多くなると軸動力の増加につながってしまう。バイパス量をできる限り抑えることが、設計・運転調整においてより重要となる。当社では省エネルギーかつ安定運転のために、電磁弁ではなく、精密油圧制御に用いられる油圧サーボ弁をスライド弁制御に利用することも行っている。油圧サーボ弁とは、無段階で油流量、油圧を制御する電気油圧式、連続作動弁である⁽⁴⁾。電磁弁のような開閉動作ではできない流量の連続制御を行うことによって、スライド弁を正確に最適な位置に動かすことができる。その結果、バイパスガス量をほぼゼロとした運転が可能となる。しかし、この油圧ラインの潤滑油には軸受け潤滑油よりも低粘度かつ高澄清度が求められるため、独立した専用の油圧ポンプユニットが必要となり、フィルター差圧の定期的な管理なども求められる。そのため、小規模設備には費用面で採算が合わないこともある。

4.3 油分離

当社の油分離技術は、1970年代前半に実用化したヘリウムガス圧縮機における開発に始まり、現在もその分野において培った技術に負うところが大きい。それによると、デミスター、コアレッサー、吸着材を組み合わせ、分離段数を重ねることによって、吐出ガス中の油分を油の蒸気圧分程度までに抑えることが可能である⁽⁵⁾。

燃料ガス圧縮機においては、1990年代まで5～10 ppmの油分濃度を要求されることが多く、標準的な分離方法として、デミスターと数本のコアレッサーを組み合わせることによって、その要求に应运えてきた。Fig. 10はデミスター及びコアレッサーの外観である。

しかし、20年ほど前、ガスタービンの燃焼器ノズルで、ガス中に含まれる油分による詰まりが報告される事例があった。その当時、燃料ガスの高温燃焼下で発生するサーマル NO_x を低減させるために、希薄予混合燃焼法を採用するケースが徐々に増え始めたところで、この燃焼方法を採用するガスタービンとノズルの詰まりが関係していた。その対策として、分離度を更に上げるために、油分離器を増設するオプションを設け、ガス中油分濃度を減少させた。今では、希薄予混合燃焼法を採用するガスタービンが主流となり、このような油分離方法の燃料ガス圧縮機が大半を占める。



Fig. 10 Demister and coalescer

4.4 都市ガス以外のガスについて

天然ガスや消化ガス、製油所副生ガス、COGなどが燃料ガスの場合、ガス中に水分、硫化水素（ H_2S ）が含まれるかどうか設計時の注意点となる。水分含有ガスではその露点温度を超える圧縮機吐出温度にしなければ、吐出側で水分が凝縮し、油分離器内の油貯留部に蓄積されていく。その水分が軸受けに供給される潤滑油に同伴すると、軸受け等の寿命低下を引き起こす。

吸入ガスの温度が高く水分飽和の場合、吐出側での露点温度が高くなり、油冷式スクリュウ圧縮機ではそれ以上に吐出温度を上げることが難しいことがある。そのようなとき、吸入側にガス冷却器、および吸入KOD（knock-out drum）を設けて、水分をある程度除去し、吐出側の露点温度を下げることも行う。

硫化水素が含まれ、更に二酸化炭素、水分も存在する場合、NACE（National Association of Corrosion Engineers）による指針に沿って設計することがあるが、大きくは顧客の指示に依存する。

ガスによっては、吸入ガス中に不純物が混ざっていることがあり、そのまま圧縮機に送るとストレーナーが早期に目詰まりしたり、ストレーナーメッシュよりも細かいものが圧縮機に入る。吸入ストレーナー、圧縮機を通り抜けた不純物は、油分離器の油貯留部から油ラインに送られる。不純物が循環すると軸受けなどを損傷させる恐れがあるため、油ライン上のフィルターとは別に浄油装置を設けたり、スライド弁駆動専用の油圧ユニットを設置することもある。また、不純物が大量に含まれる場合、上流側に吸入スクラバーを置いたり、Fig. 11に示すように運転中交換可能な二つの吸入ストレーナーを設けることもある。



Fig. 11 COG compressor

5. 今後の展望

初期設計段階における圧縮機吸入圧力とその温度は、ある程度の幅を持つことが多い。ガス圧縮機設計には、必要風量を考慮し、最低吸入圧力、最高吸入温度を用いるが、実際の運用においてはその圧力よりも高くなり、結果的に部分負荷運転となっていることがある。これにはガスタービン側で見込んでいる裕度や、常用で必要とされる発電出力にも影響される。しかし圧縮機のスライド弁による容量制御は、高負荷ほど性能が良くなる特徴をもつ。そのため、設計条件の精度を上げることによって、通常運転での高負荷運転に繋がり、長期的なランニングコスト低減、性能向上を図ることができる。

ここ数年、長期連続運転の要望が多く寄せられるようになった。その際、課題となるのが圧縮機摺動部の消耗であり、なかでも軸シールの信頼性である。接触式シールは、一定期間での交換が避けられないが、シール漏れの要因を減らすことはできる。漏洩した油と空気が高温下で接触することによって生成する炭化物は、運転時間と共に蓄積し、シール漏れの原因となることが知られている。しかし、現在ではAPI（American Petroleum Institute）682が示すシールシステムによって、炭化物に起因する漏洩は改善されている。例えば、二つの軸シールを直列に置くタンデムシールを用いた配管プラン52では、大気側シールを非加圧の独立給油システムとし、機内側から漏洩した油を空気に接触させずに油タンクに集積することが可能で、機内側シール部での炭化物生成を防ぐことができる。このとき専用の給油システムが必要となるため、小規模設備では採算が合わないが、同様の目的では窒素ガスを用いた簡易的な方法などもあり、比較的小型と言える圧縮機にも適用されている。

このように、日々進歩する技術を活用することによって、今後も燃料ガス圧縮機市場の要請に応じた、優れた性能と高い信頼性を持つ製品を提供していきたい。

参考文献

- (1) 山本恭男, 中形冷凍機とその取扱い, 第2版, (1981), pp. 67-68, 社団法人日本冷凍協会.
- (2) 井上俊彦, 産業用中小型ガスタービンの進展と将来展望, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 41, No. 1 (2013), pp. 65-71.
- (3) 横井正, 往復動形, スクリュー形, 遠心形圧縮機の使い分け, ターボ機械, Vol. 22, No. 6 (1993), pp. 341-348.
- (4) Moog incorporated, Servo Valves and Proportional Valves for Industrial Machines
<<https://www.moog.com/products/servo-valves-servo-proportional-valves/industrial.html>>
(accessed on 10 April, 2020).
- (5) 野口雅人, 油噴射式スクリュウ型ヘリウム圧縮機の技術動向, 低温工学, Vol. 53, No. 2 (2018), pp. 74-80.

特集：ガスタービン周辺技術の新展開

ガスタービン用減速機の技術解説

Technical Explanation of the Reduction Gear for Gas Turbine



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，平歯車

Key Words：Gas Turbine, Prime Mover, Reduction gear, Epicyclic gear, Spur gear

1. はじめに

近年の陸用分野におけるガスタービンを原動機とする使用例は、発電装置、排水ポンプ駆動装置等に広く見られ目覚ましいものがある。また、環境に有利な特長を生かして、都市部のビル、病院施設等の非常用発電装置の分野、近年の温暖化に伴う集中豪雨、台風の大型化による河川の洪水対策として、大規模排水設備等の分野で利用される事例が見られる。なかでもガスタービン発電システムの実績は非常に多く、最近、地域分散型の電源に中・小型のガスタービン発電システムが盛んに使われるようになり、市場規模は拡大している。

筆者が所属していた新潟コンバーター（現日立ニコトランスミッション）では、船用減速機の設計、製造を主として長く営んできた。これに加えて、1980年代に英国Vickers社から技術導入し、高速用歯車装置の開発と製作を始めた。高速軸回転数が最高 $100,000\text{min}^{-1}$ 、歯車周速 100m/s 超の試験用歯車装置を納入し実績を積んできた。その頃にガスタービン発電装置の需要が高まり、小型ガスタービン発電装置に使われる歯車減速機の分野に参入した。1990年代には本格的に、設計、製造を開始した。メンテナンスを通じて、定期的なフィードバックと改良の積重ねに努めてきた。現在、弊社的高速用減速機の開発の足跡は、小型ガスタービンの発展の歴史と重なるところがある。

本稿では、中・小型ガスタービンを駆動機として、発電機等の被動機械の間に設置される減速機の技術と最近の動向について解説する。減速機は歯車、軸受等により構成されており、要素技術の進展により減速機の信頼性も高まってきている。これらの技術動向について紹介する。

2. ガスタービンの用途と減速機

最初にガスタービンは航空機用として開発され発展し、その後陸船用として用途が広がってきた。陸用では発電機駆動用途であり、非常発電用と常用発電用がある。また使用例として、発電用よりは少ないが、排水ポンプ駆動用の用途がある。排水ポンプ用の中でも、1軸式ガスタービンを用いて定速で運転するものは、非常用発電に使用されているガスタービン及び 1500min^{-1} の減速機と共用することが多い。ここまでの防音機能を備えたパッケージに収納されて、さらに直交減速機又は平行軸減速機を経て、排水ポンプを駆動する。

小型ガスタービンの歴史⁽¹⁾は、1974年の消防法の改正によりビル、大型店舗等に防災用発電設備の設置が義務づけられたところから始まった。これを契機にガスタービンが飛躍的に発展していく。

防災用発電設備として、非常用ガスタービン発電装置は従来からのディーゼルエンジン発電装置に比べて、軽量、小型でスペースを取らないこと、騒音・振動において静粛性に優れていること、冷却水が不要であることや、据付工事及び、保守点検が容易であること等の優れた特徴を備えていた。これらの利点から、非常用ガスタービン発電装置が急速に採用されるようになった。

ガスタービンはディーゼルエンジンに比べて、数万回転という高い回転数で運転される特徴を持つ。この回転数を発電機回転数に減速し、動力を伝達するための減速機も、従来の減速機よりも高い性能を備える必要があり、ガスタービンと同時に開発されてきた。最初は小型ガスタービン用で 1600kW 級の減速機から始まり、ここでの経験を生かして馬力を次第に増していく方法により、減速機を大型化して、製品の信頼性を確保していった。Fig. 1によると、1990年～2000年の間は、年代順に減速機の伝達容量が増えていく様子が見てとれる。

また、工場設備として、24時間、365日連続運転し続ける常用発電装置が使用されるようになってきた。これに用いられる減速機は、高回転であることは非常用と同

原稿受付 2020年5月7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一丁目405番地3

E-mail: iwamoto-yasuhiro@hitachi-nico.jp

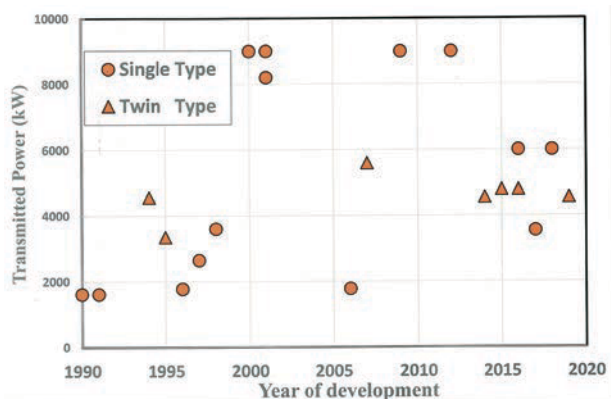


Fig. 1 Development history of the epicyclic gears for gas turbines

じであるが、歯車のかみ合い繰返し数において、非常用の減速機よりもさらに多くなるため、疲労強度の観点から強度的に配慮しなければならなくなった。

次章では、ガスタービン用減速機の構造について、述べる。

3. ガスタービン用減速機の構造

ガスタービンと減速機から発生する騒音は非常に高周波となるため、一つの防音カバーとなるパッケージの中に設置されることが多い。また、ガスタービンへの潤滑油用油ポンプ、燃料ポンプ、起動用スターターを減速機に搭載し、ガスタービンと減速機は一体であるとみなすことができる。ここでは、遊星歯車の機構と減速機の構造を説明する。

3.1 遊星歯車の機構

ガスタービンに使用される遊星歯車減速機の構造をFig. 2 に示す。遊星歯車機構には、スター型、プラネタリ型、ソーラ型がある。これらは、サンギア、プラネットギア、インターナルギアの3種類の歯車とプラネットギアを支持するプラネットキャリアにより構成される。この3種類の機構は、ケーシングに固定する歯車、自転する歯車、公転する歯車が異なり、減速比、回転方向も異なる。入出力の回転数、プラネットギアを支持する構造により採用する遊星歯車機構を選択している。ガスタービン用遊星歯車減速機では、スター型又はプラネタリ型を採用している。

この中で、良く使われているスター型の構造をFig. 2 (a) で説明する。スター型は、ケーシングにプラネットキャリアが固定され、これにプラネットギアを支持する軸が固定されている。プラネットギアは公転せず、自転のみであり、インターナルギアに回転を伝える。この場合の減速比は、 $(\text{インターナル歯数} / \text{サンギア歯数})$ となる。

プラネタリ型は、ケーシングにインターナルギアが固定され、プラネットキャリアから出力軸に伝達される。構造をFig. 2 (b) に示す。プラネットギアはこれを支持する軸に乗っており、軸はプラネットキャリアに固

定されている。サンギアが回るとプラネットギアが自転し、同時に、ケーシングに固定されているインターナルギアにもかみ合っているため、プラネットギアは公転する。この場合の減速比は、 $(\text{インターナルギア歯数} / \text{サンギア歯数} + 1)$ となる。

このようにプラネタリ型は、スター型よりも減速比が大きとれるので、減速機がコンパクトになり有利になるが、プラネットギアに公転による遠心力が作用し、プラネットギアの軸受に、この遠心力が作用するデメリットもある。

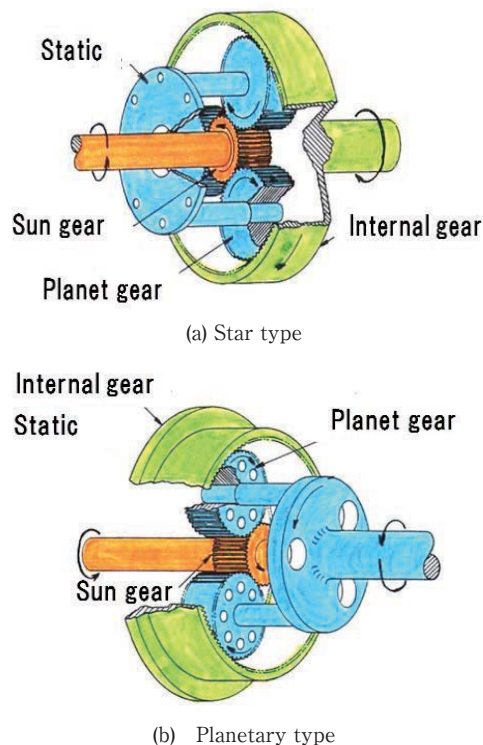


Fig. 2 Structure of the epicyclic gear

3.2 遊星歯車減速機の構造

中・小型ガスタービンに用いられる減速機は、遊星歯車が多い。その理由として、遊星歯車は平行軸歯車より、高減速比をとることができるためである。平行歯車の1段減速の場合、減速比5程度である。これ以上は出力側のホイールの直径が大きくなり、減速機の重量の大部分を占めるようになる。これに比べて、遊星歯車は1段で最大10程度の減速比をとることができる。ガスタービンの容量が大きくなると回転数が下がり、一段の遊星歯車の構造が適用される。

遊星歯車と平行歯車を比較すると、遊星歯車の入力軸と出力軸はガスタービン出力軸と一直線上にあるが、平行歯車の出力軸はガスタービン出力軸からオフセットされた位置にあり、発電装置パッケージの設置面積は遊星歯車の発電装置パッケージよりも大きくなる。平行軸減速機の軸断面をFig. 3に示す。このように平行軸減速機の設置面積がデメリットになり、遊星歯車が採用される

理由となる。さらに、平行歯車では減速比を大きくとれないため、歯車段数が増えてしまう。一方、遊星歯車の減速比は10近くとれるため、2段減速で構成することができる。

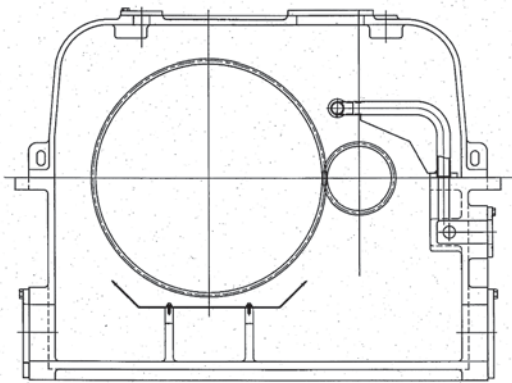


Fig. 3 Cross-section view of parallel shaft reduction gear

入力回転数が数万回転に及ぶ場合、減速比は10を超えるので、遊星歯車でも2段構造を採用する。Fig. 4に2段の遊星歯車の構造を示す。このサンギアは遊星歯車のケーシングに軸受を介して支持されている。この場合、サンギアとガスタービンの出力軸の間には弾性継手がある。また、他の方式では、小型ガスタービンは軽量な

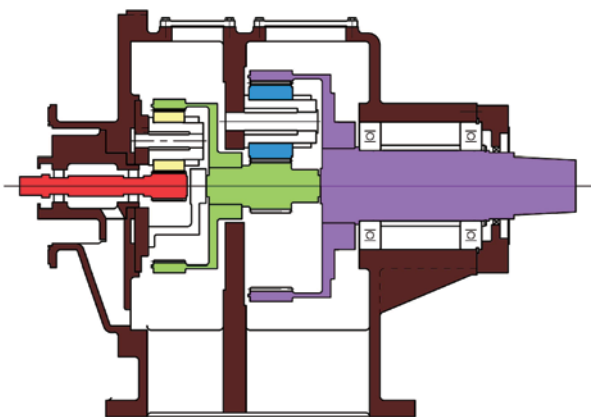


Fig. 4 Structure of two-stage horizontal epicyclic gear

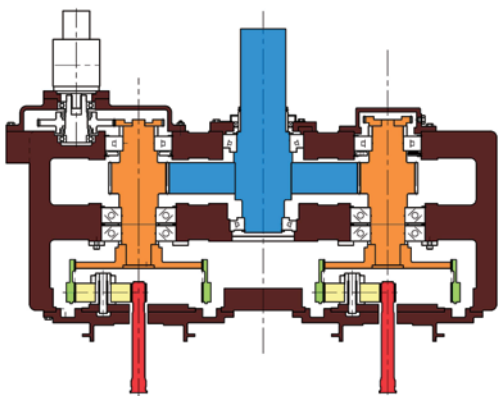


Fig. 5 Two gas turbines input-single shaft output type

ため、減速機に出力側ケーシングを組付けることがある。遊星歯車のサンギアの軸方向の位置決めは、ガスタービンの出力軸とし、サンギアにラジアル軸受及びブラスト軸受を設置しないで、フリーとなっている。サンギアのラジアル方向の位置は、プラネットギアに支持されている。

ガスタービンを減速機に2台搭載して、発電機1台を駆動する方式の発電装置がある。この場合、1段目に遊星歯車を用い、2段目にハスバ歯車のピニオン2個とホイール1個を用いた2段構造にする。Fig. 5にこの構造を示す。新たなガスタービンを開発することなく、発電容量を、2倍にすることが可能となる。

4. ガスタービン用減速機の要求性能と技術

ガスタービンは高回転であるため、減速機に要求される性能も高信頼性であることが第一になる。高速歯車には、一般的に騒音・振動が静粛であること、歯のピッチング強度、曲げ強度に耐久性があること、スカuffing強度が十分であること等が最低限必要とする条件である。以下に、ガスタービン用減速機に必要とされる性能と技術について述べる。

4.1 高速歯車の要求性能

ガスタービン用減速機では、サンギアの回転数が数万回転に及ぶため、歯車のピッチ円周速が80m/s以上になることが普通である。Fig. 6に歯車のピッチ円周速を示す。周速が大きいことにより、熱による歯車強度の問題や、歯車誤差による騒音・振動に影響を及ぼす。そのため、歯車精度を通常の歯車よりも高精度の最高クラスに製作する。仕上方法はサンギア、プラネットギアの研削仕上はもとより、インターナルギアについても行う。歯車の精度が劣ると、伝達する動力による歯面応力、曲げ応力に誤差による動荷重が重畳する。一般的に歯車誤差が大きくなるほど歯車の応力は高まり、損傷のリスクが高まる。

歯車精度には、ピッチ誤差、歯形誤差、歯筋誤差、歯溝の振れがある。これらの誤差から遊星歯車の伝達誤差を求め、動荷重を計算し、誤差の許容値の妥当性を評価する。この評価方法は、ガスタービン用減速機の信頼性をより高めることができる。

歯車の騒音・振動を低めるためには、歯車誤差をできるだけ無くした高精度のものが必要となる。歯車精度規格JIS B 1702-1: 2016で、4級を目標にして製作する。歯車の仕上方法は、研削仕上となる。

歯車には平歯車とハスバ歯車があり、平歯車は構造上簡単になる。ハスバ歯車は遊星歯車の構造上の難しさに加えて、製作上も難しさがある。一方、ハスバ歯車は重なりかみ合い率があり、平歯車と同じサイズで平歯車より大きな伝達動力を静かに伝えることができる。そのため、大型の高速歯車は、一般的にねじれ角を有するハスバ歯車が良く使われている。これは重なりかみ合い率に

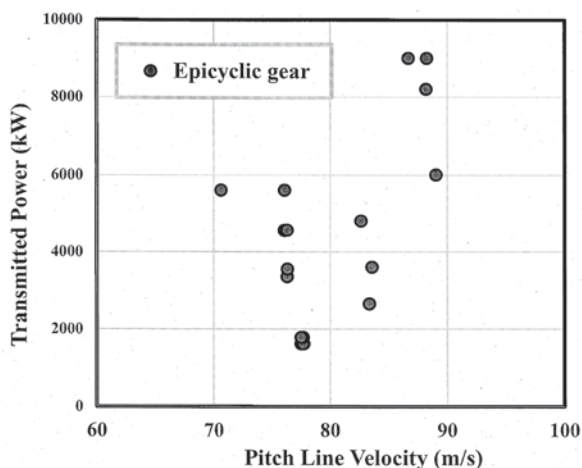


Fig. 6 Pitch line velocity of the epicyclic gear for gas turbine

よりかみ合い起振力を低減できるためである。

中・小型ガスタービン用減速機では、歯が軸に平行な平歯車が使われている。ハスバ歯車の重なりかみ合い率の効果は無いが、歯形修整を適切に行うことにより、一歯かみ合いと二歯かみ合いのばね定数の変化を小さくしている。平歯車がどの程度の伝達動力まで使用可能であるかについては、かみ合い振動、スカuffingの強度、動荷重等を個別に検討して、現行よりも大きな容量の平歯車方式による高速遊星歯車が可能であることを確認している。何よりも、平歯車による常用発電装置で20年を超える実績が証明している。

4.2 歯車強度の高度化技術

歯車周速が大きいことにより、歯先、歯元の滑り速度が大きくなり、スカuffing損傷の強度検討をしなければならない。スカuffingは荷重が作用した状態で、歯面同士が速い速度で滑ると油膜が切れて、金属溶着する。これを避けるため、歯先と歯元のすべりが最小になるよう歯車設計を行う。また、歯面の仕上粗さを良くすることがポイントになる。

AGMA217.01規格⁽²⁾で、歯面のフラッシュ温度を計算してスカuffing強度を検討できる。しかし、この計算方法は、歯車本体の温度を潤滑油の供給温度と仮定している。実際は歯車のかみ合い損失により、歯からの熱流入により歯車本体の温度は給油温度よりも高くなる。実際に、回転しているサンギア、プラネットギアの本体温度は、これらが遊星歯車の内部にあり計測ができないため、この予測計算をFEMにより行う。境界条件は、減速機の内部温度とし、これは計測することが可能である。Fig. 7とFig. 8に、遊星歯車の温度計算例を示す。

計算予測によるスカuffing強度に問題無い場合でも歯面の加工誤差等から、より信頼性を高めるため、サンギア、又は、プラネットギアの歯面に銅メッキを行う。銅メッキは歯面の熱伝導性を高める。この銅メッキは長期運転後も歯面に残っている。

遊星歯車の中で、サンギアの回転数が最も高くなるた

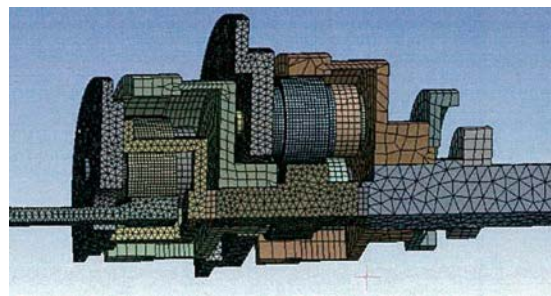


Fig. 7 Thermal FEM simulation of the epicyclic gear train

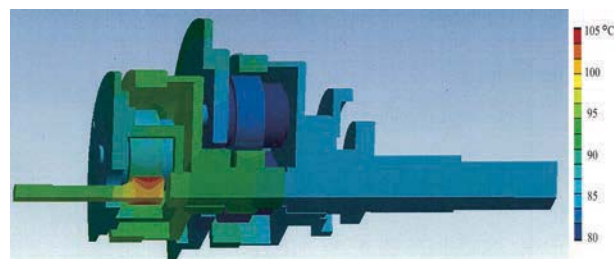


Fig. 8 Temperature distribution of the epicyclic gear train obtained from thermal analysis

め、歯車の面圧、曲げの設計値は、一般の歯車より低めにしている。これは歯面のかみ合い繰返し数が多くなり、疲労寿命が低下することを考慮するためである。

常用ガスタービン用の歯車のかみ合い繰返し数は、非常用ガスタービンよりさらに増えるので、設計強度、歯車材、仕上方法に注意をしている。

次節で述べるように、インターナルギアの歯面強度はサンギアやプラネットギアよりも低い強度で良いため、調質ギアを使用できる。調質ギアは浸炭焼入れよりも硬度が低いこと及びかみ合い繰返し数が多いことにより、歯面に摩耗が起きることがあるので、歯車の作り込みに注意して、より精度向上に注意しなければならない。

4.3 歯車の材料の信頼性

歯車材料は、サンギアとプラネットギアに浸炭焼入れ鋼、インターナルギアに調質鋼を使用している。プラネットギアとインターナルギア歯面の面圧はサンギアとプラネットギア歯面の面圧よりも歯数比小さくなるため歯車強度を必要としない。

歯車材は、信頼のある国内材を使用している。メーカーには、材料の化学成分、引張試験、衝撃試験で強度を確保する規格値及び非金属介在物の清浄度を確保するための規格値と成績値を要求しているが、清浄度については非金属介在物の塊による事故が発生することがある。事故は甚大な被害となるため、材料の清浄度には注意しなければならない。特に、かみ合い繰返し数が非常に多いガスタービン用減速機では、歯車材の清浄度は歯車寿命を確保するために必要となる。

運転中の減速機が前ぶれ無しに、突然破損することがある。高速で運転されているため、遊星歯車の事故ではほとんどの歯がばらばらになり事故原因は不明となるこ

とが多い。希に、損傷した歯を特定することができることがある。これを観察すると、損傷原因が材料の非金属介在物であることが分かる。ある歯面近傍に非金属介在物が内在し、歯面に荷重を受けると応力集中の作用により、介在物付近にクラックが発生する。さらに繰り返し応力を受けて歯面に向かってクラックが進行して、歯の折損事故に到った例がある。

歯車材の調達には、非金属介在物の許容値を満足しているものを購入しているが、これだけでは十分と言えないのが実情である。最近では、日本歯車工業会が取り組んでいる、「歯車用鋼材のマイクロピッカース硬さ分布の多点測定法とその評価」⁽³⁾による歯車鋼材の評価方法がある。互いの圧痕が影響を及ぼさない最小の間隔で多数の硬度測定を行う。鋼材の組織の均一性の客観的評価や偏析の有無を評価することにより、歯車材料の適正の可否判定が可能となる。また、この方法によると同じ鋼種でも鋼材メーカーにより差異が分かるので、より適正な材料を選択することにより、信頼性を向上させることが可能となる。材料メーカーA社から出荷された歯車鋼材用鍛造丸棒を軸断面に切断して、さらに小片の試験片にし、表面を測定機で硬度を多点測定した結果をFig. 9に示す。マイクロピッカース (0.05) で、自動的に約1500点測定している。最高360Hv、最小110Hvの範囲に分布している。これは鋼材の中心部を測定したもので、一般的に硬度のバラツキは大きくなる。次に鍛造丸棒の中心部を通る軸断面の試験片の硬度を多点測定した結果をFig. 10に示す。A社とB社の鋼材メーカーの硬度分布の違いがわかる。このような方法を歯車鋼材選定に適用して、材料の信頼性を高めている。

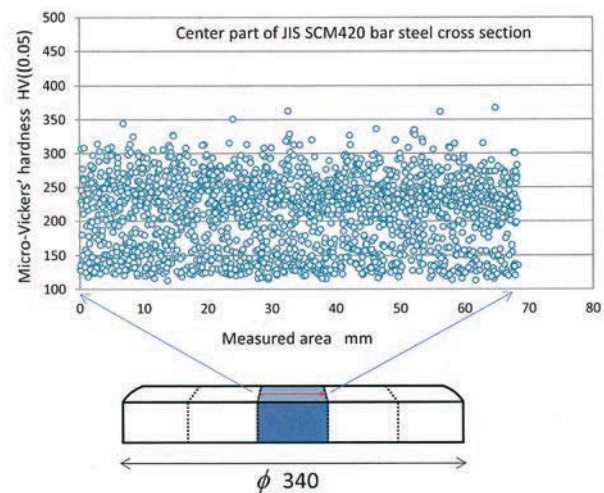


Fig. 9 Measurement result of multi-points Micro-Vickers' hardness of steel material for gears

4.4 プラネットギアの等配機構の仕組みと信頼性

ガスタービン出力軸と減速機の入力軸をカップリングでつなぎ、サンギアを駆動する。サンギアは小歯数からなり、3個以上の複数のプラネットギアとかみ合っている。ここで複数のプラネットギアに動力が分割される。それゆえに、一対の駆動ギアと被動ギアで動力を伝達する平行軸型減速機に比べて、遊星歯車型減速機では数個のプラネットギアに動力を分割できるため、歯車装置を小型化できる。遊星歯車の構造は、プラネットギアの内側でサンギアとかみ合っており、同時に外側ではインターナルギアとかみ合っている。プラネットギアは複数あり、その位置が理論値からずれると動力の分割が等分で無くなる。そこで荷重不等配の原因となる誤差を吸収して、できるだけ等分にするためにさまざまな荷重等配

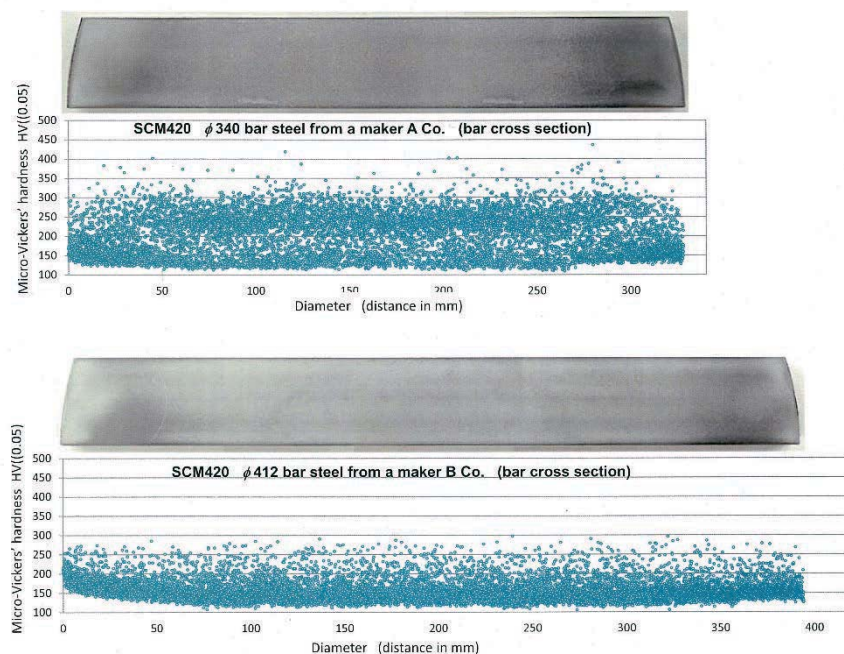


Fig. 10 Comparison of hardness distribution between gear steel of a same kind from 2 different manufacturers: etched outlook and HV distribution

機構が考案されている。その事例を以下に紹介する。

荷重等配機構は、サンギア、プラネットギア、インターナルギアの位置を個々に移動できるようにして、荷重不等配を軽減する仕組みで、一つのギア又は二つ以上のギアを移動できるようにしている。具体的方法は、サンギアとインターナルギアでは、スプラインを用いて、移動可能にしていることが多い。プラネットギアを移動可能とする方法として、プラネットギアを片持ち支持とする軸を設ける方法がある。一般的にプラネットキャリアをプラネットギアの両側に設けて、この二つを剛性の高い軸を通して、この間にプラネットギアを設置する。軸とプラネットギアの間には、ころがり軸受又はすべり軸受を設ける。これの代わりにプラネットキャリアに軸を埋め込み、片側をフリーにする。この軸は歯車荷重により撓むように設計する。この撓みにより、軸の位置誤差等を吸収することができる。この方式をフレキシブルピン方式と呼んでいる。高速遊星歯車ではよく用いられている。

先の両持ちの軸支持の場合、プラネットギアの位置は固定となるため、サンギア、インターナルギアを移動できるようにする。プラネットギアを支持する軸固定用穴位置を精度良く製作して、動力の不均等を設計動力に加えて、歯車に余裕を持たせて設計する方法をとる。

以上のいずれかの方法を選択し、遊星歯車の荷重等配の信頼性を確保している。

4.5 減速機軸受の信頼性

ガスタービン用減速機に用いられる軸受は、入力側は高回転となるため、すべり軸受が多く用いられ、出力側はころがり軸受が用いられる。すべり軸受は高温で使用されるため、ホワイトメタルは許容温度の高い材料を選定している。ころがり軸受は、高温下で長時間の使用に耐える寸法安定化処理軸受を使用する場合がある。

減速機に使用される潤滑油は、ガスタービンと共用することが多い。24時間連続で長時間使われるため、合成油で粘度が低く、供給温度も70℃と高い。油膜厚さを確保しつつ、温度上昇を抑制することが必要となっている。

5. 開発機性能の検証方法

新規に開発した減速機は、負荷運転をしてその性能を確認する。減速機の軸受の性能、騒音・振動の測定、効率測定、回転体の共振域の検証などに、動力循環装置を使用する。Fig. 11の写真は、高速遊星歯車を2台並べて負荷運転している様子を示す。互いのサンギア同士をカップリングでつなぎ、写真の左側を増速機とし、右側を供試体としている。供試体側には、温度、圧力、振動計測器類を取り付けて測定している様子を示す。

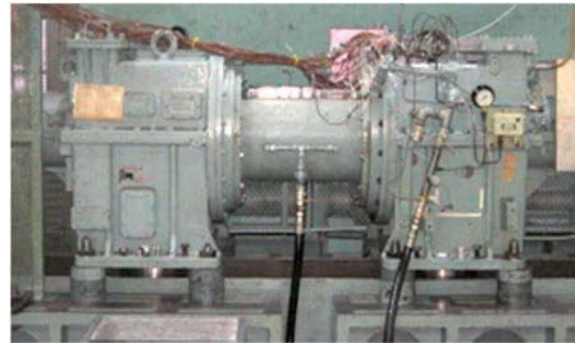


Fig. 11 The epicyclic gears on the power circulation type gear testing machine

6. 今後の動向

将来、この分野のガスタービン発電装置は、さらに大型化していくと考えられる。これに備えて、遊星歯車による減速機の各要素について大型化の研究を進めており、現状の倍となる容量の技術的見通しを得ている。

また、異なる動力伝達要素と組合せて、市場ニーズにこたえる商品を生み出す努力も行なっている。発電機に落雷等による過負荷が作用した時に、一瞬滑るように設定した油圧クラッチを遊星歯車に装備した商品を開発している。近い将来、遊星歯車内の排油の流れを変えて、若しくは、最小限に潤滑油量を抑制して、高効率の遊星歯車が開発されると考えている。

7. むすび

本稿では、中・小型のガスタービンに用いられる遊星歯車の構造と長時間、過酷な条件下で運転されるのにも関わらず高度な信頼性を要求される遊星歯車装置の技術について述べた。また、これらの課題を解決するための新しい技術について紹介した。今後、さらに信頼される製品づくりに励み、社会に貢献していく所存である。

謝辞

応用科学研究所 久保愛三理事長、日立製作所（機械研）荒木美穂氏、日本歯車工業会、日立ニコトランスミッションの関係諸氏には貴重な助言を得た。ここに期して謝意を表する。

参考文献

- (1) 星野昭史, 国立科学博物館技術の系統化調査報告 Vol. 15, (2010), pp. 319-347.
- (2) AGMA 217.01 : Gear Scoring Design for Aerospace Spur and Helical Power Gears, (1965).
- (3) 日本歯車工業会規格, 歯車用鋼材のマイクロビッカース硬さ分布の多点測定法とその評価, JGMA 9901-01 (2020).

特集：ガスタービン周辺技術の新展開

ガスタービン制御システムにおける技術動向

Technical Trends in Gas Turbine Control System



三崎 研吾*1
MISAKI Kengo

キーワード：ガスタービン，制御装置，電動バルブ，分散I/O，SIL，発電制御装置

Key Words：Gas Turbine, Controller, Valve, Distributed I/O, SIL, Generator Controller

1. はじめに

ガスタービンの性能や効率を十分に引き出し，高稼働率，高効率の運用および，理想的な燃焼による環境負荷の低減を行うために制御システムの果たす役割は大きい。正確かつ高速に信号を処理し，燃料を制御するかについては，制御器メーカーは最新技術を取り入れながら，技術革新に力を注いでいるものと思われる。

多数の機器メーカーがある中で，各社ともオープンな技術や独自の技術を取り入れて機器を開発しているが，高度かつ安定した制御を行うためには，様々な思想で開発されたコンポーネントを組み合わせるより，一貫した設計思想で開発されたコンポーネントでシステムを構築することが望ましい。

本稿では，センサーからの信号等を入力するI/Oモ

ジュールからバルブやアクチュエータまでを制御システムと定義し，当社（ウッドワード）が開発した制御システムを，技術的な特徴を踏まえて紹介する。船の動力や発電機，産業用，事業用のガスタービン等の様々な原動機に幅広く実績がある機器であり，ガスタービンメーカーにも標準採用されている実績を持つ。

2. 制御システム概要

本稿で説明する制御システムについて，タービンシステムの概要をFig. 1に示す。近年，制御システムに求められる要件として，中心となる制御装置（Programmable Logic Controller, PLC）の処理能力，分散I/Oや正確な流量の制御が可能な電動バルブ，さらには大型制御アプリケーションの開発を容易にできる開発環境や，シミュ

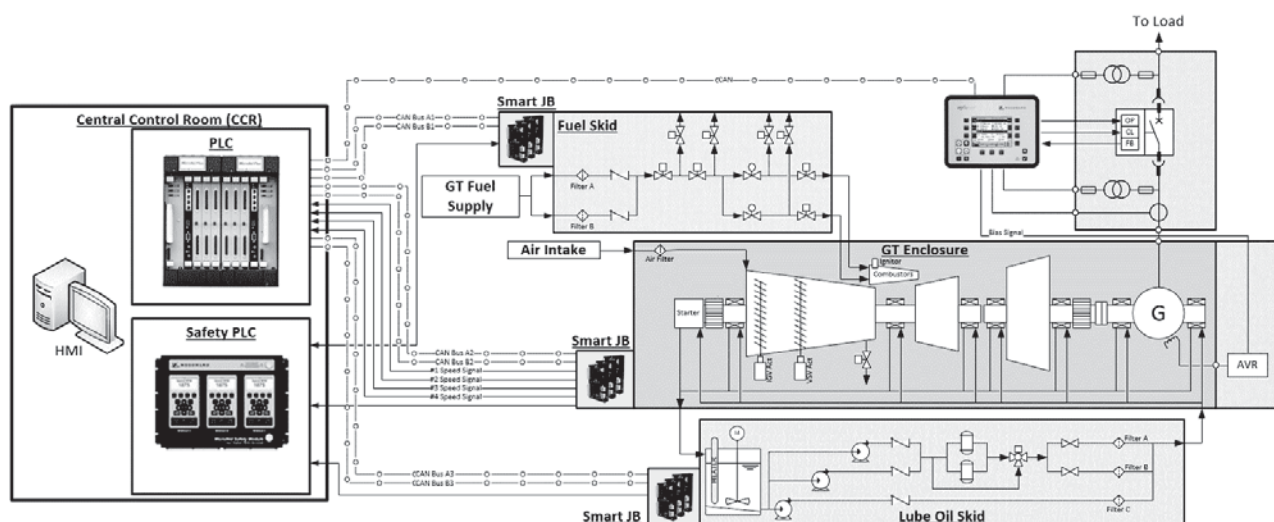


Fig. 1 Overview of Gas Turbine Control System

原稿受付 2020年4月17日

*1 ウッドワード・ジャパン(株)

エンジン&タービンコントロールズ，タービンシステムズ

〒261-0023 千葉県美浜区中瀬2-6-1

WBGマリブウエスト19F

E-mail: Kengo.Misaki@woodward.com

レーションのサポートまで、制御システム全体で一貫したソリューションが求められている。本稿では、制御システムの主コンポーネントである「ガスタービン制御装置 (PLC)」, 「分散I/O (Distributed I/O)」, 「安全制御装置 (Safety PLC)」, 「電動バルブ・電動アクチュエータ」, 「発電機制御装置」について紹介・解説する。

3. ガスタービン制御装置 (PLC)

本項では、ガスタービン、蒸気タービンやコンプレッサー（モータ駆動のコンプレッサーも含む）などの回転機の制御を主目的として開発されたPLCを紹介・説明する。当社PLCは、ガスタービン制御のほか、補機の制御も行う。後述の分散I/Oおよび電動バルブや電動アクチュエータにも対応している。

3.1 ハードウェア

ハードウェアは、要求されるI/O点数、冗長化の有無、制御範囲の規模によって選定される。代表的なハードウェアをTable 1に記す。

Table 1 PLC Products for Gas Turbine

Simplex PLC	Duplex PLC (2重化 PLC)	Triplex PLC (3重化 PLC)
		
Flex 500	MicroNet Plus	MicroNet TMR
Small – Middle Size of GT	Small – Large Size of GT	Middle – Large Size of GT
-	Exp. Chassis: Up to 7 racks Exp. CAN up to 70 ports	Exp. Chassis: Up to 3 racks
Ethernet x 4 ports CAN x 4 ports	Ethernet x 4 ports / CPU CAN x 5 ports / CPU	Ethernet x 2 ports / CPU CAN x 2 ports / CPU
-	SIL-3 Certified (MSM Required)	SIL-3 Certified (MSM Required)
Product Manual B26838	Product Manual B26166	Product Manual B26167

近年の傾向としては、タービンシステムとPLCの制御ロジックの間で信号の受け渡しを行うI/Oモジュールの設置場所は、CPUが収納されたPLC内ではなく、そのI/Oを必要としている各コンポーネント（油圧系、燃料スキッド、タービンエンクロージャ、外部制御装置など）の近くに設置することが主流になりつつある（分散I/O）。上記Duplex PLC, Triplex PLCは拡張シャーシをサポートしているが、PLC内に設置するI/Oモジュール数は縮小傾向にあり、制御パネルのサイズは以前と比較して小さくなっている。また、燃料制御弁や、可変翼制御アクチュエータは電動化への移行が進められており、後述のフィールドバスによる制御にも対応したPLCが要求される。

3.2 制御アプリケーション開発環境 (GAP)

制御アプリケーションの開発環境 (Graphical Application Programmer, GAP) について説明する。GAPは、当社製PLC共通の開発環境で、ガスタービン、蒸気タービンやレシプロエンジン向けの様々な種類のPLCに幅広く対応している。プログラムの記述方式は、ファンクションブロック図記述式、およびシーケンシャルファンクションチャート記述式をサポートしている

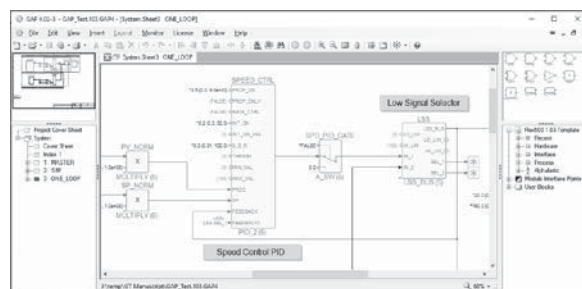


Fig. 2 GAP Sample View

(Fig. 2)。

1980年に電子制御器が開発されたところからバージョンアップを繰り返して現在に至るため、数十年前のアプリケーションであっても現在のバージョンに変換が可能である。過去の資産を生かし、変換に伴うリスクを最小限に抑えることができる。

GAPは作成した制御プログラムをそのまま図書として使用することを想定しており、容易にロジックを読むことができるため、別途、図書としてのロジック概念図を作成する必要がない。また、モジュール設計 (Modular Design, MD) をサポートしているため、制御ロジックの標準ライブラリーを作成・管理することで、アプリケーション作成を効率的に行うことができる。例えば、Fig. 3に示すように、ハードウェアに関するロジックや、タービン制御に関するロジック、さらには、各補機関連の制御ロジック等を個別にライブラリーとして作成しておくことで、大規模なプロジェクト向けアプリケーションであっても、比較的早く最小限のリスクで効率的に作成することが可能となる。

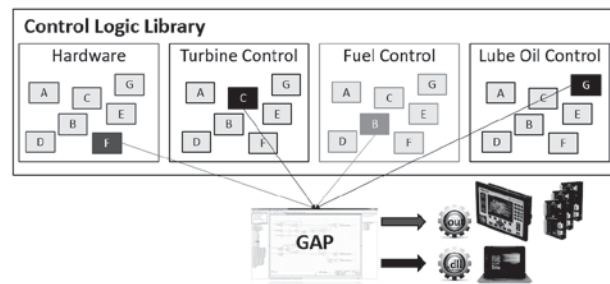


Fig. 3 Illustration of Modular Design in Control Application

GAPは、当社製シミュレーションソフト「nVe」やMathworks社製「Matlab / Simlink」などの外部シミュレーションソフトをサポートしている。制御アプリケーション開発時に、ガスタービンや補機を模擬したモデルを用いてシミュレーションを行うことで、アプリケーションの開発とロジックチェックを並行して実施することが可能である。複雑かつ高度化したロジックをシミュレーションで確認しながら開発できるため、手戻り作業の少ない、効率のかつ高品質なアプリケーション作成をサポートしている。シミュレーションというと、一世代前までは、必要に応じて別途実施する大掛かりなものの位置づけであったが、近年では開発時から試験、現地立

ち上げから運用後のサポートまで、幅広く実施されており、一般的なものとして広く浸透している。

3.3 制御実行レート管理

一般的なPLCの実行周期は、アプリケーションのサイズの影響を受けるため、I/Oモジュールからの信号の受け取り可能時間も含めて、最終的な評価が必要となる。ガスタービン制御は特に時間要素が極めて重要となるため、割り込みタスクや、アプリケーションサイズの変化による実行周期の変化は制御性能に与える影響が大きい。一方で当社のPLCは、Rate Groupと称する機能でアプリケーション内のタスク実行周期を厳格に管理しており、アプリケーションサイズや割り込みタスクの影響を受けずに、設定された周期で制御ロジックを実行することが可能となっている。実行周期の設定は5msを基本周期とし、10ms、20ms、40ms、80msおよび160msの実行周期から設定が可能である。各実行周期に設定された制御ロジックのタスクは、Rate Group 5ms、Rate Group 10ms、Rate Group 20ms（その他の実行周期も同様）と称し、ハードウェアからの信号読み込み「HW Read」や書き込み「HW Write」の処理も含め、設定された周期で処理が完了する。

Fig. 4に各Rate Groupのタスク処理スケジュールについての概念図を示す。例えば速度制御をRate Group 5msに割り当てた場合、速度制御ロジックは、5msの1基本周期内でハードウェアによる速度信号の検出「HW Read」、制御ロジック実行「Control Logic」からハードウェアへのバルブ位置指令値の書き込み「HW Write」までの全処理を終わらせ、「5ms Exec.」の同期信号にてハードウェアの出力の更新を行う。本タスクは毎5msごとに実行される。また、温度制御をRate Group 20msに割り当てた場合、5msの基本周期4回分に処理を分散し、「HW Read」から「Control Logic」、「HW Write」まで処理を完了させ、ハードウェアの出力を更新する。本タスクは毎20msごとに実行される。その他のRate Groupタスクも同様である。このようなタスク処理スケジュールを用いることで、割り込み処理や、アプリケーションサイズなどの影響を受けずに、一定周期の制御を実現している。

なお、CPUの処理能力は有限であるため、各Rate GroupのタスクがCPUの処理能力を超えるサイズであった場合、PLCを起動した際エラーが出力される。その場合は、CPUの負荷をモニタリングしつつ、ロジックの

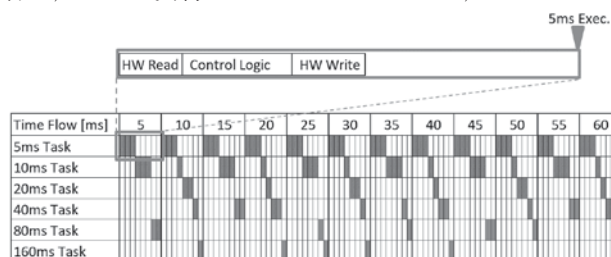


Fig. 4 Overview of Rate Group Execution Schedule

縮小を行わなければならない。

Fig. 5に小型ガスタービンの速度制御の実例を示す。これは、無負荷定格状態における速度制御の変動グラフである（横軸は時間、縦軸は速度および燃料制御弁への位置指令値を記す。データサンプリング周期10ms。グラフの上段のラインはGTの実速度であり、下段のラインは、燃料制御弁指令信号である）。速度検出から、速度制御ロジックを経て、燃料制御弁信号の出力要求までをRate Group 5msに割り当てている。速度設定を100%とした場合、実速度は約 $\pm 0.01\%$ の高精度で制御されている。

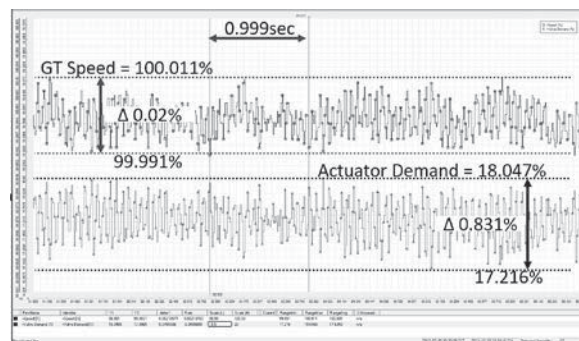


Fig. 5 Sample of Speed Control Fluctuation for Small GT

4. 分散I/O (Distributed I/O)

システム全体の構成に大きく依存するが、処理する信号数は、小型のガスタービンであっても数百点を超えるケースが多い。これらの信号を制御室に設置されたPLCまで配線する場合、配線数は相当数あり、計画・設計、選定、調達、敷設・施工、メンテナンスを含めると、配線に関連するワークロードや製作コストは少なくない。またケーブルが増えることに伴い、メンテナンスの複雑化やトラブルのリスクも増加する。

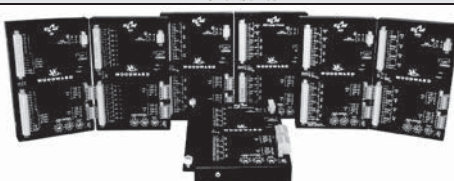
こうした問題を解決するために、近年はフィールドバス（プロセス信号などを通信ライン上に送信し、より多くの情報を少ない配線で行う技術）による分散I/Oにて省配線を行うことが主流になりつつある。分散I/Oは信号中継盤（Junction Box, JB）に収納し、データ通信にて制御室に設置したPLCと信号データの送受信を行う（以降、分散I/Oを収納したJBをSmart JBと称する）。ガスタービンシステムの各要素（Fuel Skid, Oil Consoleなど）にそれぞれSmart JBを設置することで、各要素の独立性を高めることができる。現地設置時においては、PLCとの接続作業は通信ケーブルのみとなり、作業の簡略化や工期の短縮および配線に関連するトラブルリスクの低減が可能となる。

分散I/Oの導入は多くの利点があるものの、使用環境（湿度、温度、振動等）は制御室と比較して厳しくなるために、信号検出精度の低下、製品寿命の低下や製品の故障等、別の問題やリスクが発生する。環境によっては、クーラーの設置などの対応が必要となり、利点を十分に

引き出すことができない。

ここで、高耐環境性能を持つ分散I/OであるRTCnet (Real Time Controller net) を紹介する。仕様の概要を Table 2に記す (AI: アナログ入力, AO: アナログ出力, DI: 接点入力, DO: 接点出力, TC: 熱電対入力, RTD: 測温抵抗体入力)。使用環境温度上限100℃まで対応しており, Smart JBやGTの筐体内など, 使用環境が過酷な場所に設置することを想定して開発された分散I/Oである。耐環境性能が高いため, 前述の欠点を払拭することができる。

Table 2 RTCnet Product Specifications

RTCnet Series					
					
ATEX: Zone 2, Category 3, Group II G, Ex nA IIC T4 Gc X					
Physical Dimensions (mm): Approx. 112 x 169 x 30					
Operation Range: -40 to 100 °C					
Vibration: 8.2 Grms, industrial skid mount, Shock: 40 G, 3x each axis					
EMC: EN 61000-6-4, EN 61000-6-2					
Module	RTD	TC	AIO	DI	DO
I/O	RTD x 8ch	TC x 8ch	AI x 8, AO x 2	DI x 16ch	DO x 16ch
Supported Rate	20ms ~	20ms ~	10ms ~	10ms ~	10ms ~
Prod. Manual	B26640				

RTCnetとPLC間のデータ通信は, 2重化された同期CAN通信 (Controller Area Networkの略でドイツ, ボッシュ社にて開発された通信方式である。優れた耐ノイズ性能と, 優れたエラー処理性能を有しており, 車のブレーキ等の重要な用途に用いられている通信方式である。)を採用し, 前3.3項で説明した実行周期管理機能 (Rate Group) に対応させている。

CAN Busの通信帯域は最速1 Mbpsであり, 一つのCAN Busが処理を行える信号数は, I/O点数, 通信距離, 及び実行周期の要求条件によって制限される。要求条件が, CAN Busの処理能力を超える場合は, RTCnetを複数のCAN Busに割り振ることで対応する。この検討は専用ツールまたはGAPの機能にて行うことができる。

当社2重化PLC「MicroNet Plus」は, CPU上のCAN Port x 5 portに加え, 専用の拡張デバイス (RTN Gateway) を用いることで, 最大で70 portまでCAN Busを拡張することができる。大量の信号を高周期で処理する必要がある場合, CPUの処理能力を超えない限り, CAN Portを拡張して対応可能である。

なお, ある想定した条件 (Table 3) を元に, 集約可能な信号数を試算したところ, 430 chの信号を一つのCAN Busに集約可能との結果を得られた。924本の信号線を, 3本の通信線 (CAN Hi, CAN Lo, GND) に集約できる結果となっており, 高い省配線効果を示している。

Table 3 Estimated number of control signals per CAN Bus

Signal (ch)	Rate Group					Total Ch	Wire
	10ms	20ms	40ms	80ms	160ms		
AI	8	24	24	0	0	56	112
AO	2	6	6	0	0	14	28
DI	0	32	0	0	0	32	64
DO	0	0	16	144	0	160	320
TC	0	0	24	80	0	104	208
RTD	0	0	0	0	64	64	192
CAN Bus Band Rate = 1Mbps					Total =	430ch	924

5. Safety PLC

人的・物的・経済的損害を防ぐために, ガスタービンシステムの状態を常に監視し, 異常検出時にはタービンを安全に停止させる装置が必須となる。特に速度, 振動, 油圧および温度は重要な監視要素である。速度の監視についてはタービン制御のPLCと外部保護装置の二重化を行うが, その他監視要素については, タービン制御のPLCが行う場合と, 外部に別途保護装置を設ける (PLC + 外部保護装置の2重化) 場合がある。タービンメーカーやユーザで様々な思想があるものの, 当社としては安全を最大限に確保するために, 独立した外部保護装置であるSafety PLCを設置することを推奨している。本項では, 独立して設置する外部保護装置である Safety PLC (ProTech Serise) を紹介する。

Table 4に代表的なSafety PLCの仕様の概要を記す。

Table 4 Safety PLC Products Specifications

Type	Simplex Safety PLC	2oo3 Triplex Safety PLC
Photo		
Prod. Name	ProTech SX	ProTech GII / MicroNet Safety Module
GT Size	Small Size - Middle Size of GT	Middle Size - Large Size of GT
Overspeed Trip Response Time	< 10ms @ > 1kHz Speed Input	Independent Trip DO: < 10ms @ > 1kHz Speed Input Voted Trip DO: < 20ms @ > 1kHz Speed Input
Prod. Manual	B26546	GII: B26709, MSM: B35060

ProTech GIIは, 速度要素のみのSafety PLCで, 過速度および過加速度の保護を行う。2軸のタービンの場合は, 2台設置する必要がある。

MicroNet Safety Module (MSM) は, ProTech GIIの速度保護要素に加え, 最大10点 (10 ch / モジュール) のアナログ入力 (AI) または接点入力 (DI) による保護が可能である。4-20 mAに変換した油圧信号, 振動信号, 温度信号をモニタリングし, 閾値を超えた時にアラームの発報や危急停止を行う。10点以上の保護要素がある場合は, 要求点数に応じて複数台設置する。GII, MSM共に, 国際安全規格IEC61508の安全水準SIL-3の認証を受けている。

ProTech SXは, IEC61508のSIL-2の認証を受けたSimplexのSafety PLCで, 2chの速度要素の保護および7点のAI (4-20 mA) またはDIによる保護を備えている。MSM同様に油圧信号, 振動信号, 温度信号をモニタリングし, 閾値を超えた時にアラームの発報や危急停

止を行うことのできるSafety PLCである。

これらのSafety PLCは汎用品であり、その設定のみで保護ロジックを構築することができる（GAPを使用して構築することも可能）。設定した内容がSOE画面（Sequence of Event: 発生したイベントを発生時刻と共に記録。表示する機能）に反映されるため、別途HMI（Human - Machine Interface: グラフィカルな表示器・操作端末）を作成する必要もない。極めて高い安全性能が求められる機器を複雑な製品知識なしに構築でき、テストプロセスを簡易化できる利点がある。なお、現時点において、Safety PLCはリモートI/Oに対応していない。そのため、センサーからの配線が必要となることはご注意ください。

6. 電動バルブ、電動アクチュエータ

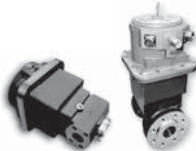
本項では、フィールドバスに対応した電動バルブおよび可変翼駆動用の電動アクチュエータを紹介する。小型、中型、産業用・事業用大型ガスタービンに標準採用されるなど、多数実績のある電動ソリューションである。油圧駆動から電動化へ移行することにより、制御油系統に関連する一連のコストやトラブルのリスクを削減できるため、設備の低コスト化や高稼働率化に寄与する。PLCからのバルブ・アクチュエータの位置指令信号は、ドライバ（電動アクチュエータ内部のモータを制御する制御装置）の種類によって違いはあるものの、主に同期方式CANOpen, AI (4-20 mA, 0-5 V), EGD (Ethernet Global Data Protocol: イーサネットを用いた通信方式) および PWM (Pulse Width Modulation: 位置指令値がパルスのデューティ比によって決定される信号) に対応している。更新周期は最速10 ms以内であり、速い応答性を持つ。位置指令信号の多重化については、3重化のEGD, 2重化のCAN, およびCANとAI (4-20 mA, 0-5 V) のバックアップに対応している。これらのインターフェースに対応したPLCであれば、サードパーティーのPLCであっても使用が可能である。

電動化およびフィールドバス化を行うことで、少ない配線数で、位置指令、位置フィードバックやシャットダウン指令のほか、ドライバやアクチュエータ内部の情報（モータへの電流計測値や、ドライバ内温度等）も得られる利点がある。データを記録集計しておくことにより、予知保全などに活用することができる。

ドライバ内部には最適化されたモデルベースの位置制御が搭載されており、PLC側への位置制御ロジックの搭載をすることなく最適な位置制御が可能である。位置制御の調整が不要なため、プラグ&プレイが可能であり利便性が高い。また、デジタル通信による位置指令値は、ノイズなどにより変質することがないため、PLCからの指令値に対して忠実に動作することができる。このため、従来のバルブやアクチュエータより正確かつ高速な制御ができ、より理想的なタービン制御が可能となる。

Table 5に本制御方式に対応した電動バルブおよび電動アクチュエータの主な製品を示す（なお、遮断弁, Shutoff Valveは、On/Off制御のみのため、フィールドバスや位置制御機能は適応外である）。

Table 5 Electric Valve and Actuator Products

Fuel Gas Control Valve		
Photo	GS Series	LESV-II Series
		
Flow, Port Size	< 13608 kg/h	Cg < 6600
Fuel Connection	1.5 inch SAE Flanges	2 to 6 inch ANSI Class 600
Product Manual	B26513, B26514, B26418	B35076
Liquid Fuel Control Valve		
Photo	LQ Series	ELMV / ELBV
		
Flow, Port Size	< 22680 kg/h	Cv < 65.1
Fuel Connection	LQ25: 1.312-12 UN Thread Port LQ50: 1.5 inch SAE Flanges	2, 4 inch ANSI Class 1500
Product Manual	B26027, B26161, B26162, B26739	B26306
Water Control Valve		
Photo	WT6	EWMV
		
Flow, Port Size	Up to 6 Cv	Up to 86.7 Cv
Fuel Connection	1.5 inch SAE Flanges	2, 4 inch ANSI Class 1500
Product Manual	B26717	B26306
Shutoff Valve		
Photo	LSOV 25 (Liquid)	GSOV/ USOV (Gas or Liquid)
		
Flow, Port Size	< 13 608 kg/h	Acid < 3787 mm ²
Fuel Connection	1.625-12 UN Straight Thread Port	2, 3, 4 inch ANSI Class 600
Product Manual	B40148	B26190, B26307, B26355
Electrical Linear Actuator		
Photo	ELA 80	ELA 150
		
Stroke	199.0 mm	119.6 mm
Force (0.5sec Peak)	56 kN (80 kN)	105 kN (160 kN)
Max Speed	60.5 to 74.4 mm/s	31.4 to 37.3 mm/s
Product Manual	B26844	

Cg: Flow Coefficient for Choke Flow Valve, Acid: Flow Port Area Coefficient

7. 発電機制御装置

本項では、発電機制御について制御装置とその主な特徴を紹介する。発電機制御装置easYgen, LSxはガスタービン、蒸気タービン、ガスエンジン、ディーゼルエンジンなどの発電機制御に必要な機能の一つのパッケージに統合した汎用発電機制御装置である。easYgenおよびLSxの標準搭載の主機能をTable 6に記す。

各発電機や電力ネットワーク内の遮断器に設置し、通

Table 6 Generator and Breaker Controller

Genset Controller easYgen 3000XT	Circuit Breaker Controller LSx
	
Start/Stop Control: Auto / Manual / Load Dependent Start Stop Mode (with Soft Loading / Unloading)	
Frequency Control, Voltage Control, Active & Reactive Power Control	
Load Sharing Control	
Import Power / Export Power Control	
Circuit Breaker Control: Synchronization, Dead Bus Closure	
Protection	
Meter and status monitor	
Event recorder (with time stamp)	
Monitoring Function for total member of network	
Programmable Logic	
Multi-Language HMI with Operation Button	
Expansion I/O	
Ethernet x 3, CAN x 3, RS485, USB	
Product Manual B37581	

信ネットワーク (CAN, Ethernet) で互いに接続することで、Fig. 6に示すような複雑な電力ネットワークであっても、設定と通信ネットワークの接続のみで、比較的容易に制御システムの構築が可能となる。最大32台の発電機並列運転と最大16台の電力ネットワーク内の遮断器制御に対応しており、並列運転する発電機は同サイズであっても異種サイズであってもどちらも対応可能である。また、発電機グループ間のインターフェースモジュール (Group Controller) を設置することで、496台以上 (31 units x 16 groups) の大規模並列運転が可能となる。

発電機および遮断器の制御はマルチマスター方式を採用しており、上位にマスターコントローラを用意することは必須ではない。ネットワークを介して互いに自機の情報および電力ネットワーク内の遮断器情報をリアルタイムでシェアし、どの発電機セットがどのように負荷分担をするべきなのか、どの遮断器を投入するときに、どの発電機セットを同期させるか、どの負荷レベルの時に何台発電機を起動させるのかを、各制御機が判断し、「起動発停判断」、「遮断器投入判断」、ならびに「負荷分担」等の制御を行う。

マルチマスター方式の主な利点は、発電機の新規設置・拡張・縮小や構成変更などに対してシンプルかつフレキシブルに対応が可能であることと、より強固な冗長化システム構築が可能になることである。発電機や遮断器の拡張・縮小など構成変更が発生した場合でも、設定と通信ネットワーク接続・切り離しのみで、シンプルにシステムの再構築を行う事が可能である。従来の発電制御PLCのように、制御アプリケーションの変更を行う必要がないため、コストや工期およびトラブル発生リスクを大幅に減らすことができる。また、マスターコント

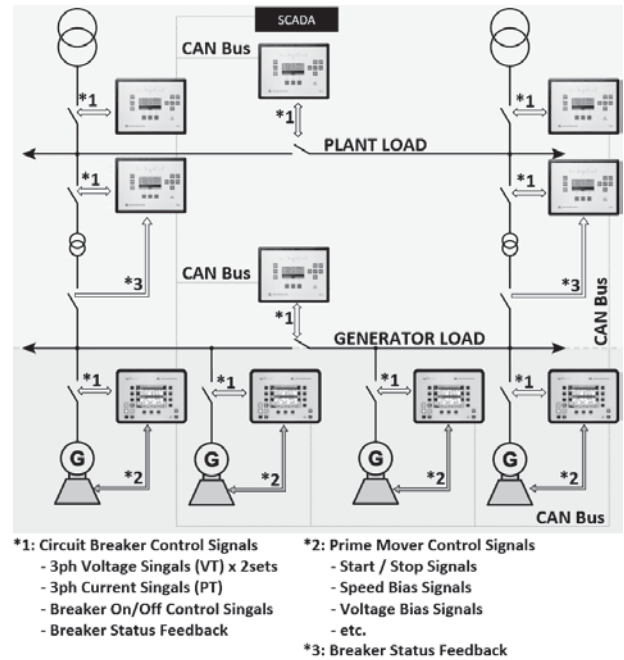


Fig. 6 easYgen & LSx Electrical Network Overview

ローラの故障などで、システム全体が運用不能となるリスクを最小限にすることができる。海外では、大手企業のデータセンターの非常用発電設備や、ハイブリッドパワーステーション、パワーステーション等にも数多く使われているコントローラである。

8. おわりに

本稿では、ガスタービンの制御システムに関連した、実績のある最新の情報を広く紹介させていただいた。分散I/O Module, PLCおよびバルブやアクチュエータなど、各コンポーネントを最新のものに変更することで、より正確にガスタービンシステムを制御することが可能となり、稼働率の高い高効率なシステム構築に寄与するものと考えます。今後の制御システムの更新や開発にあたって、本稿をご参考いただければ幸いです。

謝辞

当社社内黒田氏、ウェイ氏には、本稿取りまとめに際し貴重な助言と協力をいただいた。ここに記して謝意を表する。

参考文献

- (1) 各製品プロダクトマニュアル.
- (2) Woodward Home Page <<https://www.woodward.com/>> (参照日2020年4月17日).

特集：ガスタービン周辺技術の新展開

ガスタービン用放射線レス点火装置等の技術開発動向について

The Recent Technology Trends in Development of Ignition Exciters Including No-radiation Type for Gas Turbines

長谷 真次^{*1} 大谷 直也^{*1}
HASE Shinji OTANI Naoya

キーワード：点火装置, 放射線, サイリスタ, IGBT, MOSFET, レーザー, マイクロ波

Key Words: Ignition, Exciter, Radiation, Thyristor, IGBT, MOSFET, Laser, Microwave

1. 緒言

実用化されているガスタービン用点火装置の基本方式および基本回路は古くから変わっていない。一方、地球温暖化、環境汚染、化石燃料枯渇を背景とする地球環境対策により社会のエネルギーシステムは大きく変わろうとしている。当社の点火装置においても、そのような背景から、古くからある点火装置の基本方式を見直している。また、世の中では従来とは異なる新しい点火方式が研究されている。本稿では、従来の点火装置の動作原理や問題点、新しい点火方式の開発状況や技術動向について述べる。

2. ガスタービン用点火装置について

2.1 基本動作原理

ガスタービン用点火装置には、高エネルギーで強力なスパークが得られる容量放電型 (Capacitor Discharge Type) と呼ばれる方式が古くから用いられており、航空用や地上用の小型から大型までのあらゆるガスタービンに用いられている⁽¹⁾。基本的な点火回路をFig. 1に示す。点火装置は、エキサイタ、出力リード、イグナイタの3つのコンポーネントで構成される。電源から供給された電圧は、エキサイタ部分の電源トランス (T) で昇圧され、静電エネルギーとしてコンデンサ (C) に充電される。コンデンサ (C) の充電電圧が上昇すると、スパークギャップというスイッチング素子 (G) が電離して導通し、出力リードを通じ、イグナイタ先端の発火端に電気スパークが生じてスパークエネルギーが放出される。

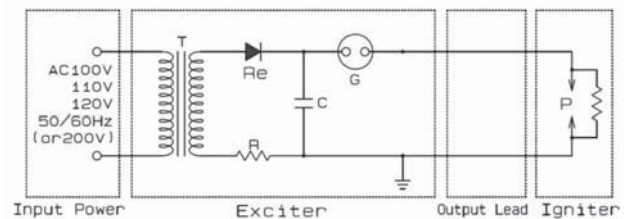


Fig. 1 Basic Electrical Circuit for Ignition of Capacitor Discharge Type

2.2 火花点火方式の問題点

イグナイタ先端の高電圧電極と接地電極間に電位差を与え、放電プラズマによるスパークを生じさせる方式は火花点火と分類され、1860年にルノールが提案したスパークプラグからその原理は150年近くの間変わっていない。この火花点火方式には、1) 構造的な問題から燃焼室中央で点火することが困難、2) 希薄燃料による着火が困難、3) 高圧環境下では放電が困難、4) イグナイタ先端の消耗、5) 高速流の中での失火、といった問題が挙げられている⁽²⁾⁻⁽⁵⁾。

2.3 スパークギャップの問題点と放射線障害防止法改正・福島第一原発事故について

上述した火花点火方式の問題点とは別の問題として、高エネルギータイプの容量放電型点火装置内部にあるスパークギャップは、コンデンサで充電されたエネルギーの安定した電離と通電のため、放射性物質であるクリプトン85という放射性同位体を含有している。

放射線障害防止法 (放射性同位元素等による放射線障害の防止に関する法律) では、規制値を超える放射性物質を含有した設備・機器等に対し、1) 保管、使用、運搬、廃棄、譲渡等に関わる線源管理、2) 施設・設備の維持管理、線量測定、作業管理等に関わる環境・作業管理、3) 個人被ばく線量測定、教育訓練等の個人管理、また放射線取扱主任者の任命等の組織管理が義務付けられている⁽⁶⁾。

この放射線障害防止法は、国際原子力機関 (IAEA: International Atomic Energy Agency) 等が定めた国際基準に準ずるため、平成16年6月に大幅に改正された。旧法令において、点火装置はスパークギャップに放射性

原稿受付 2020年5月8日

*1 横河電子機器株式会社
〒151-0051 渋谷区千駄ヶ谷5-23-13
南新宿星野ビル
E-mail: Naoya_Ootani@ydk.yokogawa.co.jp

物質を含むものの、放射線障害防止法の規制対象機器ではなかった。しかし、改正後の法令においては、平成19年4月1日以降に製造又は輸入された現行法の放射能の下限規制を超える点火装置を使用する場合には、原子力規制委員会への届出使用者、届出販売業者等の許可申請や廃棄等の管理において、法令の義務を果たす必要があり、対象となる点火装置の使用はユーザに労務上の負担をかけているという問題がある。

放射線障害防止法の規制に関わるトラブル事例としては、管理下でない放射性同位元素の発見などの法令報告以外の報告がある。最近の事例としては、メーカーによる不法な製造・販売が報告された⁷⁾。

また、2011年3月に発生した東北地方太平洋沖地震に伴う福島第一原子力発電所事故による放射線漏れにより、国民の放射線に対する不安が高まり、各地で空間線量の高い場所（ホットスポット）が見つかるなど、身近な放射線に対する関心が非常に高まった^{(8),(9)}。これらのことから放射性物質を含有する点火装置に対しネガティブなイメージを抱かれることが懸念された。

このような背景のもと、市場およびユーザから放射性物質を含有しない点火装置が望まれることとなった。

3. 放射線レス点火装置の開発

3.1 スパークギャップの代替品について

上述のような背景から、スパークギャップの代替となる、放射性物質を含まないスイッチング素子を用いた点火装置（放射線レス点火装置）の開発の必要性が生じた。

代替となるスイッチング素子には、高いエネルギー容量や早いスイッチング応答性等が求められる。特に航空機用ガスタービンの点火装置には、地上における起動時の点火の他に飛行中のフラームアウトによる再点火またはフラームアウト防止のための連続点火にも使用されるため⁽¹⁾、自己発熱を考慮した広い使用環境温度等に対応した機能・性能と高い信頼性が求められる。

当社は、これらの要求を半導体スイッチング素子により実現するため、Fig. 2に示す1)サイリスタ、2) IGBT (Insulated Gate Bipolar Transistor)、3) MOSFET (Metal Oxide Semiconductor Field Effect Transistor) を候補として検討を行った。

いずれの素子においても、素子自身の最大使用上限温度は、当社が望む仕様を満足している。サイリスタは耐電圧性および電流容量に優れている。スイッチング応答性についてはMOSFETが最も優れているもののエネルギー容量が大幅に不足している。IGBTにおいてもスイッチング応答性は仕様を満足しているが、エネルギー容量が十分ではない。これらのことから当社は、サイリスタをスパークギャップの代替候補となるスイッチング素子として、開発を進めることとした。

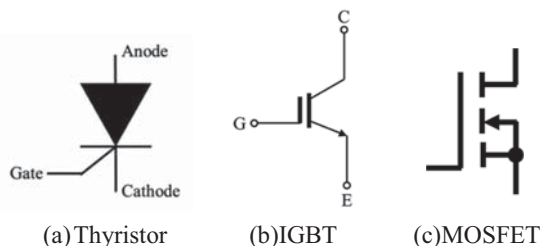


Fig. 2 Semi-conductive Switching Elements

3.2 サイリスタを用いた点火装置の開発状況

サイリスタをスイッチング素子として用いたサイリスタ方式の点火装置の開発には、当社と技術提携しているGeneral Electric社傘下の米Unison社の技術支援を受け、航空機エンジンに適用することを目標に進めた。

サイリスタ方式の点火装置の回路図をFig. 3に示す。

試作品による性能確認の結果、Table 1のように、スパークギャップを用いた従来型のスパークギャップ方式に対し、同等以上の基本性能があることを確認した。

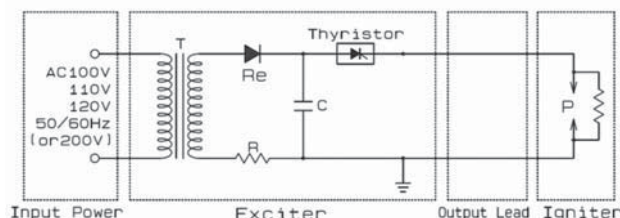


Fig. 3 Electrical Circuit of Ignition using Thyristor Switching Element Type

Table 1 Comparison in the performances

Items	Spark Gap Type	Thyristor Type
Input Current (A)	0.9	0.9
Spark Rate (Times/Sec)	3.0	3.2
Output Voltage (V)	3100	3200
Spark Energy (J)	0.7	1.2

サイリスタ方式の特徴として、Fig. 4のように、チャージ波形の波高を見てみると、スパークギャップ方式は、ばらつきがあるのに対し、サイリスタ方式は、一定であることが分かった。スパークギャップの内部電極は、一定間隔に固定されているが、通電する際に、電極の表面状態等により放電する電圧が都度変化する。一方、サイリスタを含む半導体は、スイッチングONとなる電圧がほぼ一定であるため、このような波高の差異が観測されたものと考えられる。また、スパーク波形を見てみると、Fig. 5のように、スパークギャップ方式の波形は、プラスマイナスに上下している。一方、サイリスタ方式は、サイリスタを用いた回路設計の特性上、波形が単一方向に流れるということが確認された。これらのサイリスタ方式の特徴は、エネルギーロスが少なく安定した良い着火性

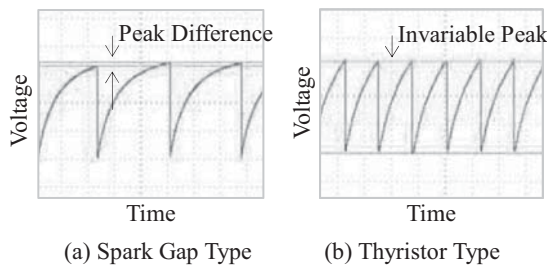


Fig. 4 Wave height of Charge Waveform

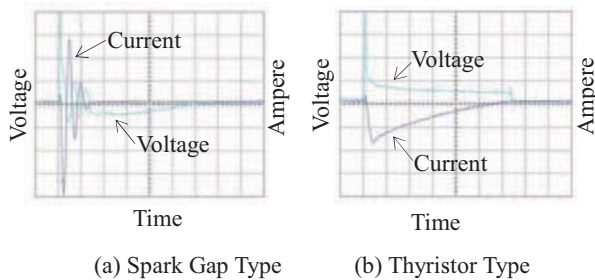


Fig. 5 Spark Waveform

が期待できる一方、点火プラグ先端の消耗が早くなるというデメリットが考えられる。

次に、試作品を100℃以上の高温環境に晒し動作確認を行った。試作品をFig. 6に示す。試作品は、あらかじめ自己放熱を考慮し、筐体に熱伝導性の良い材質と樹脂を用いた。



Thyristor Switching Element

Outline Dimensions
W150×H50×D130

Fig. 6 Prototype Ignition using Thyristor

確認の結果、連続動作においては、約60分後にサイリスタの動作温度仕様上限を超え、さらにその約1分後に動作を停止する等、耐熱性に課題があることが分かった。

このような連続動作試験や環境試験等を実施した結果、サイリスタをスイッチング素子に用いた点火装置は、高温環境下での連続動作が要求される航空機には適切ではないと判断されたが、環境温度が100℃未満であれば、スパークギャップ方式と同等の性能を期待できることが分かった。そこで、当社はFig. 7に示す産業用の低エネルギータイプの放射線レス点火装置の開発を行い、製品化に成功した。

この放射線レス点火装置は、放射性物質を用いていな

いが、スパークレートや出力電圧、スパークエネルギーなどの基本性能および耐久性は、従来の点火装置に対し同等である。また、取付インターフェイスや電気的仕様、使用温度範囲などが同等であり、従来品に対し互換性を持っており、リプレイスが容易である。

なお、技術提携しているUnison社においても、既にサイリスタを用いた放射線レス点火装置を一部のガスタービン向けに製品化している。



Outline Dimensions
W220×H228×D90 (mm)

Fig. 7 No-radiational Ignition

3.3 IGBTを用いた点火装置の開発状況について

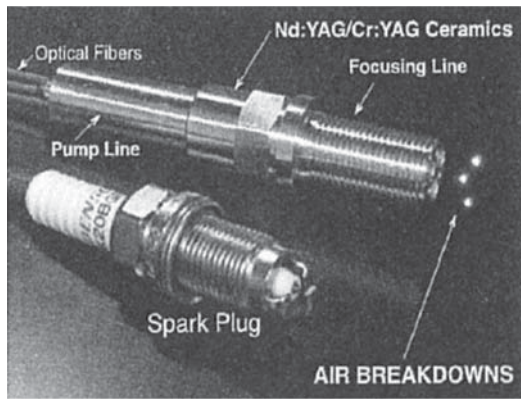
サイリスタ方式は、航空機エンジン用点火装置には適さないと判断されたため、現在当社は、IGBTを用いた点火装置の開発を進めている。IGBTは、上述したようにエネルギー容量の不足を解消しなければならない。そのため、点火装置の回路に複数のIGBTを配置することとした。現在すでに環境温度100℃未満での動作を確認している。今後は、高温環境下での連続動作等を確認する。また、高エネルギータイプの放射線レス点火装置の開発も行う予定である。

4. その他点火方式の開発動向

先述したガスタービン用点火装置の他、各種内燃機関にとって点火装置は必要不可欠な部品である。ここでは、近年、自動車用エンジン等の新しい点火方式として報告された研究について紹介する。

4.1 レーザーを用いた点火

火花点火方式を用いるオットーサイクルエンジンでは、高い熱効率を実現するために高圧縮燃焼と希薄燃焼を追求する必要があるが、火花点火を用いたスパークプラグでは、上述のように希薄燃料による着火が困難であり、高圧環境下では放電が困難であるという問題がある。そこで、強力なレーザー光を未燃焼混合気に集光することで点火させるレーザー点火が注目されている。レーザーを用いた場合、火花点火と比較して1) 空間的、時間的な点火の自由度が大きい、2) 電極への熱損失が少ない、3) 高圧環境下での点火が容易、などの特徴がある^{(2),(3)}。ジャイアントパルスマイクロチップレーザーを用いたレーザー点火⁽²⁾では、Fig. 8のような従来のスパークプラグと同程度の寸法の試作品を製作し、レーザー点火エンジンによる車両走行実験に成功している。

Fig. 8 Laser Ignition Plug ⁽²⁾

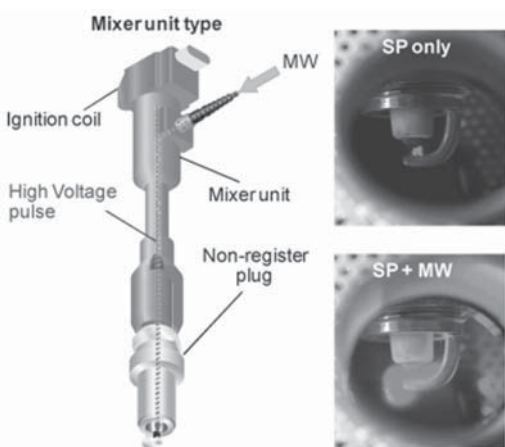
4.2 マイクロ波を用いた点火

点火プラグによる火花放電がプラズマの一種であることに着目したマイクロ波プラズマ点火という研究が報告されている⁽⁹⁾。点火プラグによる火花放電では、放電ギャップが狭い場合、小さなエネルギーでもプラズマ生成が可能な一方で、生成されたプラズマの体積は小さい。

本手法は、この小さなプラズマである火花放電を成長させるために、電磁波の一種であるマイクロ波を利用したものである。このマイクロ波により生成され強電磁界により、プラズマ中の電子が加速されプラズマを拡大する。

このマイクロ波プラズマを用いた燃焼システムは、Fig. 9のように、火花放電用の高電圧とマイクロ波の高周波を混合するミキサー回路、実機エンジンに装着する点火プラグなどから構成され、従来のエンジンの構造を変更することなく適用可能とされている。

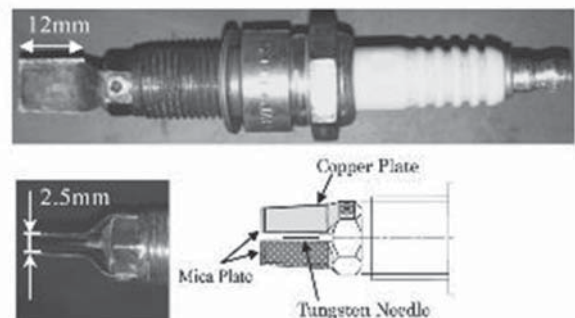
通常の火花点火では熱発生が十分に立ち上がらず部分燃焼となるサイクルが見られる一方、プラズマ燃焼時には、火花放電と比較してそれが見られず、初期燃焼が改善し、希薄条件でも安定燃焼が実現できるため、6.5 %の燃費改善を達成すると報告されている。

Fig. 9 Outline of Ignition Plug using Microwave ⁽⁹⁾

4.3 ナノパルス放電を用いた点火

近年、半導体製品と電子回路の技術的向上により、非平衡プラズマの点火利用に関して多くの研究がなされており、小型のIES（Inductive Energy Storage：誘導エネルギー蓄積）式パルス電源を用いた、ストリーマ放電とアーク放電の組み合わせによるナノパルス方式の点火装置の研究が報告されている⁽¹¹⁾。本点火装置の特徴は、ストリーマ放電により生成した混合気に対して、短パルスアーク放電により、効率的にエネルギーを供給することで、希薄・希釈燃焼時の点火特性の改善を図るものであり、希薄・希釈可燃限界を拡大させる効果および、初期燃焼を促進する効果が確認されている。

本研究では、Fig. 10に示すような市販の自動車用点火プラグをストリーマ放電用に加工したプラグを用いており、点火プラグの中心電極には、タングステン針を取り付け、接地電極には銅板電極を取り付けたものを用いている。

Fig. 10 Ignition Plug for Non-thermal Plasma ⁽¹¹⁾

本実験結果では、従来型である火花点火の点火回路で形成される点火が点であるのに対し、体積的な点火を実現できると報告している。

5. 新しい点火方式のガスタービンへの適用状況

筆者らは2017年に、上述したスパークギャップ方式および火花点火方式以外の点火方式のガスタービンへの適用状況について、国内のレーザー点火等に関わる研究機関や大学を視察・訪問するなど、市場および開発動向調査を実施した。

調査の結果、その時点においては、ガスタービンにおける研究例や適用例は確認されず、ガスタービンの点火装置周辺においては、燃焼の安定化技術に焦点が当てられており、点火自体には着目されていないものと推察した。

しかし、欧州においては、ロケットエンジンへのレーザー点火の適用が注目されているとのことであった。現状のロケットエンジンには、有毒な自然性燃料であるヒドラジンが使用されており、環境にやさしく長期保存可能な推進燃料である水素やメタンへの置き換えが進んでおり、着実な着火のため、レーザー点火の研究が盛んで

あるとの調査結果を得ている。

その後2020年の第48回ガスタービンセミナーにおいて、レーザー点火装置をCO₂タービンの点火に使用したことが報告されている⁽¹²⁾。この報告においては、燃焼器内が30MPaの超高压環境になるため、Fig. 11のように、従来の点火プラグではなくレーザー点火を採用している。

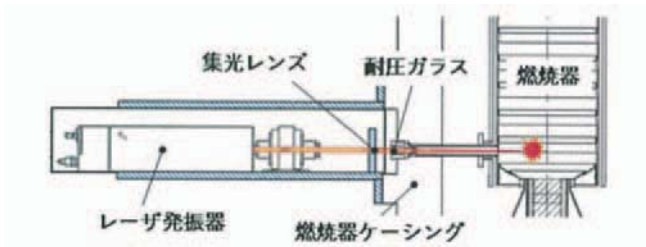


Fig. 11 Laser Ignition for CO₂ Turbine ⁽¹²⁾

このレーザー点火を用いた燃焼器では、燃焼器ケーシングに耐圧ガラスを埋め込んで耐圧構造を構成し、外部から耐圧ガラスを透過してレーザー照射し、燃焼器内部にスパークを発生させて着火するシステムとしており、実証プラント向け燃焼器にて着火特性を確認しているとのことである。

6. まとめ

本稿では、従来の点火装置やスパークギャップを用いない放射線レス点火装置およびその他の新しい点火方式の開発状況等について述べた。現状においては、ガスタービン用をはじめ、従来の点火装置が主流であるものの、上位システムの高効率化や環境対策により、新しい点火方式が望まれているものもある。

航空機においては、CO₂排出削減による地球温暖化対策のための電動化トレンドが急伸しているが、低燃費で軽量なガスタービンは今後数十年間は推進システムとして不可欠とされている⁽¹³⁾。産業用ガスタービンにおいては、再生可能エネルギーが普及する一方で、早期始動停止を可能とする特性はエネルギーの安定供給を補完するものとして期待されている。また、低炭素社会に向けては、

大規模なりニューアルを必要としない既存のガスタービンを使った水素発電が期待されている。これらのことから、今後ガスタービンはまだまだ社会に必要とされるものであり、点火装置においても社会へ貢献するものを引き続き開発していく必要がある。

参考文献

- (1) 田川 裕, 点火系統, 日本ガスタービン学会, (1988), pp. 16-63.
- (2) 平等 拓範, レーザー点火技術の最新動向～自動車エンジンからコージェネレーションガスエンジンまで～, IEEJ Journal, Vol. 136 No. 5 (2016).
- (3) 村瀬 英一, エンジン点火の歴史とレーザー点火 THE REVIEW OF LASER ENGINEERING, Vol. 42 No. 5 (2014).
- (4) 高橋 栄一, 小島 宏一, 古谷 博秀, 内燃機関の熱効率向上に向けた先進着火技術, Synthesiology Vol. 8 No. 4 (2015), pp. 190-199.
- (5) 日本機械学会エンジンシステム部門A-TS 07-53「エネルギー多様化時代のエンジン技術研究会<https://www.jsme.or.jp/> (参照日2017年6月2日).
- (6) 公益社団法人 日本アイソトープ協会, 密封線源の基礎, 丸善出版 (2013).
- (7) 須藤正幸, 放射性同位元素等の規制に関わる最近の動向について, 日本放射線安全管理学会第13回学術大会.
- (8) 一般財団法人 日本原子力文化財団, 2011年度 原子力利用の知識普及啓発に関する世論調査.
- (9) 小川 壮, 放射性同位元素等の規制に関わる最近の動向について, 第11回学術大会 (大阪).
- (10) 池田 裕二, 西山 敦 非平衡プラズマを用いたガソリンエンジン燃焼の改善 J. Plasma Fusion Res. Vol. 89 No. 4 (2013).
- (11) 田上 公俊, 牛丸 浩二, 管 雅裕, 窪山 達也, 森吉 泰生, 渡邊 正人, 堀田 栄喜 繰り返しナノパルス放電プラズマの点火特性に関する研究 -非平衡プラズマの点火特性-, 日本燃焼学会誌 Vol. 56 No. 175 (2014).
- (12) 高橋武雄, 超臨界CO₂タービンの開発について, 第48回ガスタービンセミナー資料集 (2020).
- (13) 伊藤 優, 航空用ガスタービンのサーマルマネジメントの動向, 第48回ガスタービンセミナー資料集 (2020).

特集：ガスタービン周辺技術の新展開

ガスタービン用発電機の技術解説

Technical Explanation of Gas Turbine Generator

大久保 隆介^{*1}

OKUBO Ryusuke

キーワード：同期発電機，交流励磁機，軸受，回転整流器，自動電圧調整器

Key Words：Synchronous Generator, Exciter, Bearing, Rotating Rectifier, Automatic Voltage Regulator

1. はじめに

原動機を駆動源とする回転形の発電機には，ディーゼルエンジン用，ガスエンジン用などのレシプロ機関により駆動するものと，ガスタービン用，スチームタービン用などのタービン機関により駆動するものがある。本稿では，ガスタービン用に主軸を置きつつ，それらの違いも含め概要を解説していく。なお，発電機の容量帯としては，10MW程度までを対象とする。

2. 発電機の構造

2.1 外被

Fig. 1に発電機外観の例を示す。また，JEC-2100-2008「回転電気機械一般」におけるIP（回転機の外被構造による保護方式）の定義の概要をTable 1に示す。



Fig. 1 Exterior of generator

IPの第1数字は，人体を回転機内の回転部分または導電部分に触れないように保護し，また，回転機を固形異物の侵入に対して保護する程度を示す。第2数字は，水の浸入に対する保護を示す。

- (1)IP2Xは，一般に“開放形”と称される。冷却空気として外気を反直結側や側面から直接吸い込み，内部を冷却後に直結側や上面へ吐き出す。主にIP20，IP21，IP22が採用される。
- (2)IP4Xは，一般に“全閉形”と称される。外部と内部を遮断した全閉構造とし，内部冷却空気は空気／水の

Table 1 Definition of IP

(a) First number

第1数字	保護の概要
0	保護を施していない回転機
1	50mm超過の固形異物に対して保護を施した回転機
2	12mm超過の固形異物に対して保護を施した回転機
3	2.5mm超過の固形異物に対して保護を施した回転機
4	1mm超過の固形異物に対して保護を施した回転機
5	塵埃に対して保護を施した回転機
6	塵埃に対して高度な保護を施した回転機

(b) Second number

第2数字	保護の概要
0	保護を施していない回転機
1	落下する水滴に対して保護を施した回転機
2	鉛直から15°以内に落下する水滴に対して保護を施した回転機
3	散水に対して保護を施した回転機
4	飛まつに対して保護を施した回転機
5	噴水流に対して保護を施した回転機
6	波浪に対して保護を施した回転機
7	浸水に対して保護を施した回転機
8	水中の使用に対して保護を施した回転機

熱交換器で冷却しながら内部を循環する。主にIP44が採用される。

ガスタービン用発電機の場合は，ガスタービンパッケージ内に収納されることが多いことからIP2Xが多く採用される。稀に設置場所の周囲環境が悪い場合等に，外部空気を発電機本体内に通過させないことを目的として，IP4Xが採用されることがある。

2.2 構造

Fig. 2に発電機構造図の例を示す。本図はIP20，突極形回転界磁方式，4極，一方通風方式，ころがり軸受方式，胴体直結方式，片軸受方式のものである。

原稿受付 2020年5月13日

*1 西芝電機(株) 技術部 発電・産業システム技術担当
〒531-6129 大阪市北区大淀中1丁目1番30号
(梅田スカイビルタワーウエスト29階)
E-mail: ryusuke.okubo@nishishiba.toshiba.co.jp

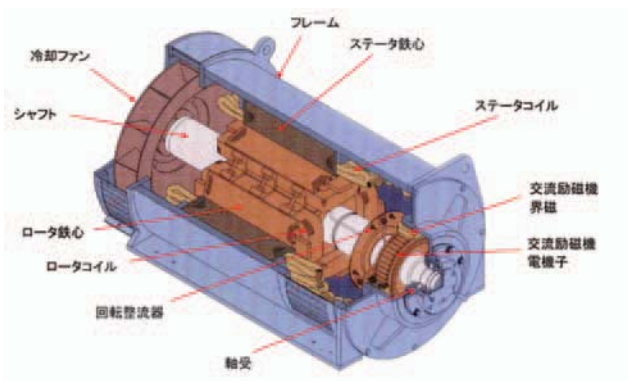


Fig. 2 Generator structure

2.2.1 フレーム フレームは、圧延鋼材を溶接により構成したもので、内側にはステータが組み込まれる。駆動機関の発生する振動、更に短絡時における電磁力に対して十分耐える構造となっている。ステータは、一般的には鉄心とコイルの完成後に枠に挿入されるが、容量が大きいものでは枠に鉄心を直積みした後にコイルを納めるものもある。

2.2.2 ステータ鉄心 ステータは、鉄心及びコイルで構成される。Fig. 3にステータ鉄心及びステータコイルを示す。

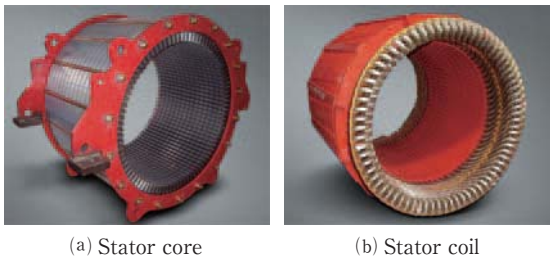


Fig. 3 Stator

ステータ鉄心は、薄板の珪素鋼板を打ち抜き、治具を用いて適切な間隔の通風路を設けて円筒状に組み立て、締め付ける。内径側にはステータコイルを納めるスロットが打ち抜かれる。

2.2.3 ステータコイル

ステータコイルは、鉄心を組立後、鉄心のスロット内にコイルを納め、コイル間の接続及び接続線の固縛の後、絶縁のためワニスを含浸し、乾燥して固着する。短絡時に発生する電磁力に対して、巻線に有害な変形が生じないように機械的に十分な強度を持たせている。

2.2.4 回転子 回転子は、シャフト及び冷却ファン、ロータ鉄心、ロータコイル、回転整流器、交流励磁機用電機子（鉄心及びコイル）などで構成される。Fig. 4に回転子の例を示す

(1)シャフト シャフトは、鍛造鋼が用いられる。発電機と原動機との直結方式には、大きく分けてリジッド直結方式、フレキシブルカップリング方式、胴体直結方式がある。原動機がガスタービンの場合は、発電機は

減速機との結合となることが多く、ダイアフラムカップリングを介したリジッド方式が採用される。

(2)冷却ファン 発電機の内部は、シャフトに組み込まれた冷却ファンで通風され、各部が冷却される。一般に冷却ファンは、ラジアルファンが用いられ、原動機の油蒸気の影響を軽減するために、反直結側から吸気し、直結側へ吐き出す一方通風方式が採用される。鉄心が軸方向に長くなる比較的大容量機では、両側に軸流ファンを設け、両側から吸気し、中央に吐き出す両吸込み方式が採用される。

(3)ロータ鉄心およびロータコイル ロータの界磁方式には、突極形と円筒形の二種類がある。10MW程度以下の発電機では、製造設備の事情から、製造者によりどちらかに統一されていることが一般的である。Table 2に突極形と円筒形の主な特性の比較を示す。またFig. 5にそれぞれの写真を示す。突極形の場合、主界磁の磁極は、磁極用鉄板を打抜き成層鉄心にして締め付け、界磁コイルを組み込む。鉄心とコイルの間には絶縁物を施し、エポキシ樹脂を注入して固定する。円筒形の界磁巻線は、同心円上に複数の巻線を配置して主界磁を構成する。

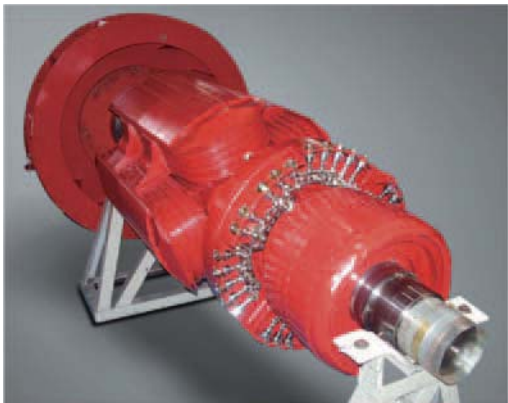


Fig. 4 Generator rotor

Table 2 Comparison of magnetic pole

比較項目	突極形	円筒形
波形	良	良
界磁時定数	やや長い	短い
瞬時電圧変動率 (電圧低下時の回復時間)	同等 (やや遅い)	同等 (速い)
励磁容量	やや少ない	やや多い
効率	僅かに高い	僅かに低い
耐遠心力	高速機で不利	高速機で有利
固定子鉄心の形状	各極毎型抜	全極一体型抜
界磁コイルの交換	容易	部分修理不能

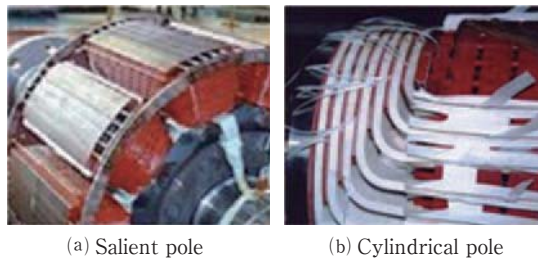


Fig. 5 Rotor pole type

(4)回転整流器 交流励磁機で発電した電源によって、磁極を励磁して発電するが、この交流励磁機の電源を整流するための整流器が発電機軸上に取り付けられる。軸と共に回転することから、“回転整流器”と呼ばれている。運転中の遠心力による応力に十分耐えられる構造となっている。Fig. 6に回転整流器の写真を示す。



Fig. 6 Rotor rectifier

2.2.5 交流励磁機 交流励磁機は、回転電機子形発電機で構成され、電機子は軸に組付け、界磁は固定子枠に組付けられる。交流励磁機の界磁は、励磁回路（または副励磁機）によって励磁され、自動電圧調整器（AVR：Automatic Voltage Regulator）で励磁電流を制御し、主界磁の電流を制御する。励磁装置については後述する。

2.2.6 軸受 軸受方式は、両軸受方式及び直結側軸受を省略した片軸受方式の二通りがある。原動機がレシプロ機関の場合は、発電機回転子の荷重をエンジン側軸受に分担させることにより片軸受方式を採用する場合がある。原動機がタービン機関の場合は減速機との結合になり、一般的に両軸受方式となる。

軸受の種類は発電機容量に応じてころがり軸受とスリーブ軸受（すべり軸受）のどちらかが採用される。これらは回転子質量、運転時間の関係などから選択される。また、スリーブ軸受の場合、自己給油方式と強制給油方式があるが、軸受荷重、運転時間、運用方法等により選択される。強制給油の場合は、機関側の潤滑油から供給される場合が多い。

発電機は、電機子鉄心の分割数（セクター数）、鉄心自身の磁気抵抗アンバランス等の影響により、軸と鎖交する磁束が生じ、軸電圧が発生する。この軸電圧により、

軸電流が循環すると軸受の腐食を促す原因となることから、これを防止するために、反直結側の軸受に軸絶縁を施す場合がある。Fig. 7に軸受構造写真を、Fig. 8に軸電流の概念図を示す。

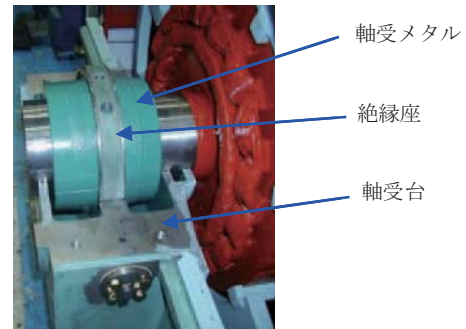


Fig. 7 Bearing construction

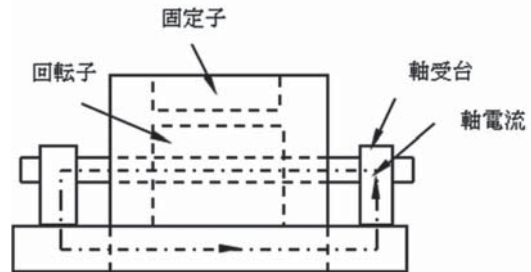


Fig. 8 Concept of shaft current

3. 発電機の定格と特性

3.1 適用規格

同期発電機の規格には、一般的にJEC-2130:2016「同期機」を適用している。同規格を適用することで同時にJEC-2100「回転電気機械一般」の適用を受ける。この他にガスタービン発電機の規格としてJEC-2131「ガスタービン駆動同期発電機」があったが、JEC-2130:2016の改正時にJEC-2131:2006の内容を包含されており、JEC-2131は2016年に廃止された。

本規格での冷媒温度（保護形の場合は周囲空気温度）は40℃であり、温度上昇の特性は、この冷媒温度を基準として決定される。一方ガスタービン出力は、吸気温度に応じてその出力が変化することから、多くのガスタービンは吸気温度制御を行っている。つまり、吸気温度が低い時に出力を増加し、高い時に出力を絞って運転する制御を行っている。

ここで、吸気温度が低い時のガスタービン出力に合わせて設計した発電機は、吸気温度が高い時には余裕が有り過ぎた設計となり、結果として不経済な設計の発電機となる。そこで、本規格では、ガスタービン発電機については冷媒温度の範囲を実際的な使用条件に合わせて指定することが推奨されている。具体的には、常用発電機の場合は、ガスタービンメーカーと発電機メーカーとの協議にもよるが、発電機定格容量は周囲温度40℃のものと

し、周囲温度10℃の時を最大容量として併記し、工場試験では両方の容量を実施するといった運用が取られている。

なお、非常用発電機の場合は、その使用目的から吸気温度による出力制御は行わないため、原則として周囲温度40℃での定格容量とし、最大容量の概念は適用されない。

3.2 定格

発電機の定格条件は、前述のJEC-2130:2016によって次の7項目が与えられている。

(1)定格出力 定格出力は皮相電力で表し、単位はkVA（またはMVA）で表す。なお、常用発電機で、主に系統連系して運転されるものについては有効電力（kW またはMW）で表現する場合もある。

(2)定格周波数 定格周波数は原則として商用周波数の50Hzまたは60Hzとなる。

(3)定格電圧 定格電圧はJEC-0222「標準電圧」に規定された以下の公称電圧から選択するのが望ましいとされている。

100V, 200V, 230V, 400V, 3300V, 6600V, 11000V
しかし実際は、設置する構内電気系統の電圧降下などを考慮された電圧が選定される場合もある。

(4)定格電流 定格電流は次式により算出される。

$$I = P \times 1000 / \cos \theta / \sqrt{3}$$

I : 定格電流 (A)

P : 定格出力 (kW)

$\cos \theta$: 定格力率 (PF)

V : 定格電圧 (V)

(5)定格力率 定格力率はJEC-2130により以下の値が推奨されている。

0.80, 0.85, 0.90, 0.95, 1.00

非常用発電機等の運転方式が自立運転のものは0.80, 常用発電機等の運転方式が系統連系するものは0.90が採用されることが多い。

負荷には主に力率が1.0PFに近い電灯・電熱機器などの抵抗負荷と、力率が0.6～0.8PF程度の電動機負荷があり、自立運転時は接続された負荷の総和の力率が発電機の運転力率となる。従って自立運転方式の発電機の容量を算出する際には、通常、発電機定格力率を最初から0.80と固定し、皮相電力がいくらになるかを計算する方法が取られる。

一方、系統連系方式のものは運転中の力率を、自動電圧調整器で界磁電流を増減することにより、目的の値（例：0.95PF）に制御することができるため、発電機体格を小さくする目的で、0.80より1.00に近い値にされることが多い。

(6)定格回転速度 定格回転速度は定格周波数と発電機極数との関係から、次式により定められる。

$$n = 120 \times f / p$$

n : 定格回転速度 (min⁻¹)

f : 定格周波数 (Hz)

p : 極数

ガスタービン発電機においては4極または2極が採用されるため、1500, 1800, 3000, 3600 min⁻¹のいずれかとなる。

(7)基準冷媒の基準温度 基準冷媒が空気の場合の基準温度は原則40℃となる。

3.3 特性

3.3.1 短絡比 発電機の特性を表す項目として、短絡比がある。短絡比とは、定格回転速度において、無負荷状態で定格電機子電圧を発生するのに必要な界磁電流 (If0) と、電機子端子三相短絡状態で、定格電機子電流に等しい持続短絡電流を流すのに必要な界磁電流 (Ifs) との比である。それらの関係をFig. 9に示す。

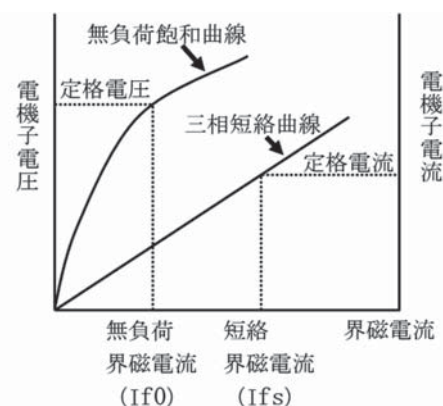


Fig. 9 Basic characteristic curve

短絡比を式で表すと以下の通りとなる。

$$\text{S.C.R} = \text{If0} / \text{Ifs}$$

S.C.R : 短絡比 (Short Circuit Ratio)

If0 : 無負荷界磁電流

Ifs : 短絡界磁電流

一般に、短絡比が大きいと発電機の体格が大きくなる方向となり、電圧変動などの系統安定性は高くなる。その反面、損失が増え効率が悪くなり、短絡電流も大きくなる。実際、発電機が設置される系統の遮断器等の遮断容量を抑制するために短絡比を小さくした発電機を要求される場合がある。このような場合には、特別な設計を行って製作している。

3.3.2 逆相耐量 発電機の負荷に高調波発生負荷が接続されると、回転子の制動巻線に各高調波次数の電流が同時に流れることとなる。これが許容量を超えると発電機が過熱することとなり、この限界を等価逆相耐量と称する。負荷より発生する高調波電流は、系統連系運転ではインピーダンスの逆比例で流れることとなる。発電機容量にもよるが、発電機のインピーダンスは系統のインピーダンスに対して大きいことが多く、高調波は系統側に多く流れることとなる。よって、系統連系を行う発電機で逆相耐量の不足等が問題になることは少ない。な

お、系統電源側への高調波流出量は、平成16年1月に改訂され原子力・安全保安院（当時）より通知された「高圧又は特別高圧で受電する需要家の高調波抑制対策ガイドライン」によって規制されている。

3.4 高効率化

発電装置の燃費向上のため、原動機側の高効率化はもとより高効率発電機の採用が求められる。発電機効率は、入力から各種損失の合計値を引いた値を入力で除することで求められる。Fig. 10に各種損失の内訳を示す。損失は無負荷損と負荷損に分けられ、それぞれ図の様な要素が挙げられる。

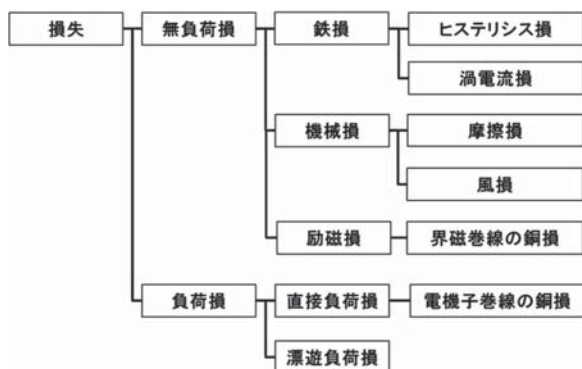


Fig. 10 Breakdown of loss

各種損失低減のための方策の例を以下に列記する。なお、これらは全て独立したものではなく、一方の損失を減少させると、他の損失が増加する場合があるので、トータルで損失が最小となる設計を行う。

3.4.1 機械損の低減方法

(1)冷却ファンのサイズや形状を工夫する。

3.4.2 鉄損の低減方法

(1)電磁鋼板に珪素を多く含む材料で低損失のものを使用する。

3.4.3 巻線銅損の低減方法

(1)巻線の銅線を太くし、電流密度を下げる。
(2)コイルの並列数、ターン数を調整して、電流密度を下げる。

3.4.4 漂遊負荷損の低減方法

(1)機内の冷却空気整流板にFRP等の非磁性材料を使用することで、渦電流の発生を抑える。

4. 励磁装置

4.1 励磁方法

同期発電機は発電の原理の通り磁極（磁石）を作り、磁極から生じる磁束が巻線（導体）を横切ることによって発電を行う。

現状のブラシレス発電機の励磁装置の基本構成例をFig. 11に示す。

発電機電機子（固定子）の電圧調整は、界磁（回転子）の磁力の大きさを調整することでおこなう。界磁回

路は直流のため、ここに直接直流電源を与えればよい。そこで、軸にスリップリングを設け、ブラシにて外部より直流電源を接続する方法が従来のブラシ付きの直接励磁方式である。この場合、摩耗によりブラシの定期的な交換が必要となる。そのため、メンテナンス性を向上させる目的で、現在ではブラシを無くしたブラシレス励磁方式が主流であり、ブラシ付き方式は、次に示す交流励磁機を構造上取り付けられない特殊な場合にのみ採用されている。

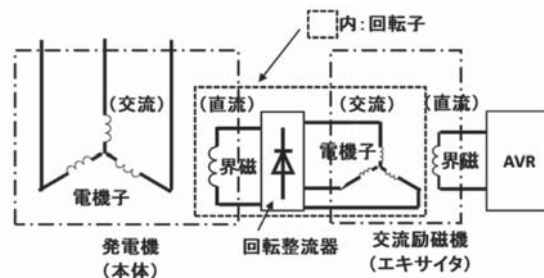


Fig. 11 Brushless excitation system configuration

ブラシレス励磁方式は、交流励磁機という小さな発電機を同軸上に搭載したもので、回転子と固定子における界磁（直流）と電機子（交流）の関係が、発電機本体の巻線とは逆となる。交流励磁機の固定子磁極に外部より直流電源を与え、回転子コイルに交流電源を発生させる。この交流電源を、軸に取り付けられた整流器で直流に変換し、磁極を励磁するものである。この交流励磁機の固定子磁極に与える直流電流の大きさを、自動電圧調整器により調整することで、間接的に発電機主回路の電圧を制御する。以下に代表的な励磁方式について記述する。

4.1.1 自励ブラシレス方式 自励ブラシレス方式の一例の図をFig. 12に示す。この方式は励磁源として励磁変圧器を介して発電機出力から得るものである。

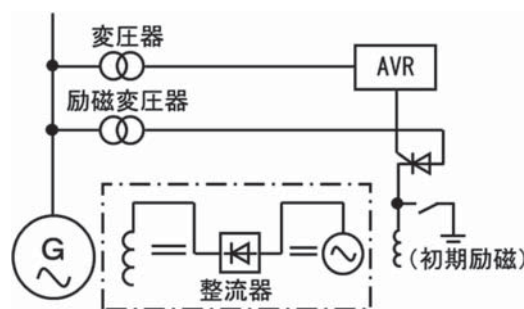


Fig. 12 Self-excited brushless system

この方式は、発電機本体の大きさが他の励磁方式と比べ小さくなるため、タービン発電機を始めとし、あらゆる種類の発電機に多く採用されている。

デメリットとして、励磁源を初期励磁電源として、外部直流電源が必要となることや、負荷側短絡事故時に短絡電流を持続して流すことができないことがあるが、近

年の発電設備では、初期励磁電源が容易に確保できることや、小型発電機では系統配電線の選択遮断を行えるほどの短絡電流を流すことは不要であることから、この励磁方式が多く採用されている。

4.1.2 他励ブラシレス方式 他励ブラシレス方式の一例の図をFig. 13に示す。この方式は発電機軸端に永久磁石発電機（PMG：Permanent Magnet Generator）を取り付け、これを励磁源とするものである。

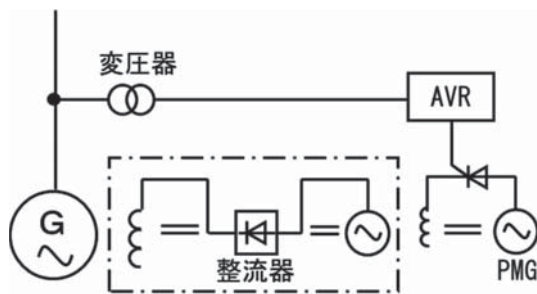


Fig. 13 Separately excited brushless system

永久磁石発電機の実出力電圧は、発電機の実出力電圧とは無関係に発生しているもので、全く独立した電源回路を構成している。

よって、この方式では初期励磁が不要であり、外部からの直流電源の供与が不要となる。また、負荷側短絡時にも短絡電流を持続して供給することができる。

ただし、発電機端に永久磁石発電機を取り付けるため、発電機本体の寸法が若干大きくなる傾向となる。

4.2 自動電圧調整器

自動電圧調整器は、発電機出力電圧を予め設定した電圧に自動的に調整する装置である。この自動電圧調整器は発電機の実出力電圧を検出し、予め設定した基準電圧と比較して交流励磁機の界磁電流を調整するフィードバック制御をおこなっている。

近年では、デジタル制御方式の自動電圧調整器が多くあり、いろいろな機能を搭載した高性能装置により制御の高度化と回路の簡素化などが可能となってきている。デジタル制御方式自動電圧調整器の一例の外観をFig. 14に示すとともに、その機能の一部を紹介する。



Fig. 14 Automatic voltage regulator

4.2.1 V/F機能 発電機の実端子電圧（V：Voltage）を発電機の実周波数（F：Frequency）に比例して低下させる機能をV/F機能と称する。発電機の実周波数（回転速度）が低下した時に、定格電圧を出力するためには、交流励磁機の励磁電流を増加させないと定格電圧に保てないが、長時間に渡って低速度で運転すると、過励磁になり交流励磁機を焼損することがある。これを防止するための機能がV/F機能である。周波数（回転速度）が下がるとあらかじめ決められた周波数から、周波数に比例して励磁を抑制することで過励磁を防止している。

4.2.2 保護機能 CPUを用いたデジタル制御の自動電圧調整器であるため、内部CPUの故障検出を行う機能を備えているのが一般的である。

4.2.3 高性能型自動電圧調整器 高性能型では、前項で記載した項目以外にも以下の機能を付加している。

- (1)定励磁機能
- (2)励磁指令ソフトスタート機能
- (3)自動力率調整機能
- (4)過励磁制限、不足励磁制限、過電流制限機能
- (5)異常データセーブ機能

5. おわりに

インフラを構成する三相交流電源としての発電機の基本的な原理と構造は、ブラシレス発電機の登場以来、ほとんど変わっていない。近年は、回転子の磁極にPMGを採用したものが風力発電機などに実用化されているが、インバータと組み合わせて使用する必要があり、コスト面から一般電源用としての普及にはまだまだ時間を必要としそうである。

従来構造の発電機に求められる要件は、高効率化と小型化である。発電機の製造メーカーとして、継続してこれらを追求していく所存である。

V字形状流れ制御デバイスによる フィルム冷却性能改善に関する研究

Studies of Film Cooling Performance Improvement by V-shaped Flow Control Device

齋藤 涼^{*1}
SAITO Suzuna

船崎 健一^{*1}
FUNAZAKI Ken-ichi

ABSTRACT

This paper describes a new V-shaped flow control device to improve film cooling performance of gas turbine cooling holes. This is invented with the aim of reducing the aerodynamic loss and the thermal load of devices, which are regarded as points for improvement of the double flow control devices (DFCD) invented by some of the authors. This device is a V-shaped protrusion that is created by merging a pair of protrusions with the shape of hemi-spheroid. In addition, this is attached to the turbine blade surface just upstream of each of cooling holes. The purpose of this study is to optimize V shaped device, by use of CFD and Taguchi Methods so as to increase film effectiveness of the cooling hole and decrease the device-based total pressure loss than DFCD.

キーワード：ガスタービン，フィルム冷却，流れ制御，効率，タグチメソッド，CFD

Key words : Gas Turbine, Film Cooling, Flow Control, Efficiency, Taguchi-Method, CFD

1. 研究背景

近年，ガスタービンの更なる高効率化が求められている。高効率化を達成するための手段の一つとして，タービン入口温度（TIT）の上昇が挙げられるが，TITの上昇は同時に燃焼器直下流に位置する高圧タービン部の熱負荷を増大させるため，今後のタービン翼開発には少量の冷却空気で効果的な冷却を実現する技術の研究が求められる。中でも高温の主流ガスに対して優れた遮熱効果を持つフィルム冷却技術については，フィルム冷却効率の一層の向上が強く求められている。フィルム冷却については様々な研究がなされている。Haven⁽¹⁾らは，フィルム冷却が主流と干渉する際に発生させる Counter Rotating Vortex Pair (CRVP) と呼ばれる渦構造に着目し，それが冷却空気の巻き上がりを誘起し，壁面への冷却空気付着性を著しく低下させることを示した。それ以後，CRVPを抑制するために数多くの流れ場制御手法⁽²⁾⁻⁽⁵⁾が研究されている。Funazaki^{(2),(3)}らは三次元形状の流れ制御デバイスであるDouble Flow Control Devices (DFCD) を発案した。なお，DFCDは岩手大学と三菱日立パワーシステムズ(株)にて日本で特許登録されている（登録番号：6134193）。DFCDを冷却孔上流に設置することでCRVPとは逆回転のDBV (Device-Based

Vortices) が発生し，CRVPを抑制し，フィルム冷却性能の向上が確認されている (Fig. 1)。しかし，DBVによる空力損失が大きいこと，デバイス自体への熱負荷が大きいことも確認されており，これらを低減することが実機適用上の課題として認識されていた。そこで著者ら⁽⁶⁾は，DFCDをV字形状にした新規デバイス（以下，V字デバイスと称す）を提案した。そこでは，冷却孔下流面平均フィルム冷却効率 η_{ave} を評価指標として最適化した結果より，V字デバイスはデバイス間隔を狭めることで規模の小さなDBVでもCRVPの抑制効果が持続し，空力損失の低減が期待できること，またDFCDより冷却孔と設置位置が近いことデバイス表面が冷却され，デバイス自体の熱負荷削減も期待できることが示された。

本論文では，新たな制御デバイスであるV字デバイスの最適化について報告する。最適化評価指標に冷却孔下流面平均フィルム冷却効率 η_{ave} ，全圧損失係数 ζ ，デバイス表面平均フィルム冷却効率 η_{vd} を選定し，数値解析によりV字デバイスの最適形状を探索した結果，ならびに，探索された最適形状についての性能評価結果について報告する。

○主な記号

a, b, c : 重み係数 [-]	T : 温度 [K]
BR : 吹き出し比 [-]	U : 流速 [m/s]
d : 冷却孔直径 (10[mm])	Y : 評価指標 [-]
DR : 密度比 [-]	y^+ : 壁面方向距離 [-]
M : 流量 [kg/s]	α : 冷却傾斜角 [deg.]

原稿受付 2019年10月7日

査読完了 2020年5月18日

*1 岩手大学大学院

〒020-8551 盛岡市上田4-3-5

n : 誤差因子数	ϵ : 主流流入角 [deg.]
P : 圧力 [Pa]	ζ : 全圧損失係数 [-]
$\dot{q}$: 熱流束 [W/m^2]	η : フィルム冷却効率 [-]
Re : レイノルズ数 [-]	ρ : 密度 [kg/m^3]
x, y, z : 主流方向, ピッチ方向, スパン方向	
-添え字-	
ave : 冷却孔下流面平均	vd : デバイス表面平均
i : 条件名	$wall$: 断熱壁
n : 誤差要因数	2 : 二次空気
t : total	∞ : 主流

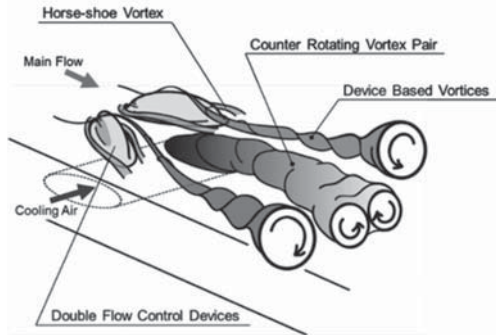


Fig.1 Flow mechanism (7)

2. 最適化手法

2.1 概要

本論文では最適化手法にタグチメソッド⁽⁸⁾を用いた。本手法は解析対象への環境変動に対してロバストな設計を実現する特徴がある。さらに、少ないサンプルデータから最適形状を導出できる利点が挙げられる。

2.2 タグチメソッド

(1) 最適化形状導出の流れ

以下に最適化形状導出の流れ①～⑦を示す。

- ① V字デバイスの制御因子・誤差因子の選定
- ② 各因子の水準値選定
- ③ 適用する直交表の決定
- ④ 決定した水準値の直交表への割り付け
- ⑤ ④で作成されたV字デバイス形状を用いた最適形状導出用サンプルデータの取得
- ⑥ サンプルデータを用いたSN比算出及び最適化形状の決定
- ⑦ 導出された最適形状の性能評価

(2) 制御因子及び誤差因子

制御因子は設計パラメータとして制御可能な因子、誤差因子は出力に影響するが設計で制御することができない因子である⁽⁸⁾。本論文ではV字デバイス形状の外観、および最適化に用いた制御因子A～EをFig. 2に示す。制御因子A～Eにおいて、A: AngleはV字デバイスの開き角度、B: DistanceはV字デバイス高さ最大点と冷却孔中心の距離、C: HeightはV字デバイスの高さ、D: Length1はV字デバイス高さ最大点より上流側長さ、E: Length2はV字デバイス高さ最大点より下流側長さであ

る。制御因子の水準値については、 η_{ave} を評価指標として探索された最適解⁽⁶⁾を基準として、本研究の目的である「DBVの規模の縮小」と「デバイスの冷却」を目指しTable 1の通り選定した。また、本論文では制御因子を5因子に選定し、それぞれの因子に対し4水準を割りあてたことからL16直交表を採用した。本最適化に採用した直交表をTable 2に示す。Table 2のA～Eは制御因子、数値1～4はLevel1～Level4を表す。全16種類のV字デバイス形状を用いて、CFD解析によるサンプルデータの取得を行なった。また、誤差因子には主流流入角 ϵ ($=0, 5, 10$ deg.)を選定した。DFCDに関する研究⁽⁹⁾において、 ϵ 変化はデバイスが形成する渦構造に変化を与え、 η に大きく影響することが明らかになっている。

(3) 評価指標

最適化指標として、冷却孔下流面平均フィルム冷却効率 η_{ave} (平均領域 $0 \leq x/d \leq 20$, $-3 \leq z/d \leq 3$), $x/d = 20$ における全圧損失係数 ζ 、及びデバイス表面平均フィルム冷却効率 η_{vd} を選定した。評価範囲は実験で再現できる範囲⁽⁷⁾に設定した。式(1)にフィルム冷却効率 η 、式(2)に全圧損失係数 ζ (参照全圧 $P_{t,ref}$: 式(3)), 式(4)に評価指標の計算式Yを示す。

$$\eta = \frac{T_{\infty} - T_{wall}}{T_{\infty} - T_2} \dots (1)$$

$$\zeta = \frac{P_{t,ref} - P_t}{1/2 \cdot \rho_{\infty} \cdot U_{\infty}^2} \dots (2)$$

$$P_{t,ref} = \frac{M_2}{M_2 + M_{\infty}} \cdot P_{t,2} + \frac{M_{\infty}}{M_2 + M_{\infty}} \cdot P_{t,\infty} \dots (3)$$

$$Y = a \cdot \eta_{ave} + b \cdot 1/2.7 \cdot 1/\zeta + c \cdot \eta_{vd} \dots (4)$$

式(4)の指標は、3つの異なる評価項目 (η_{ave} , 全圧損失係数の逆数 $1/\zeta$, η_{vd})の重み付き平均で算出され、その値が最大化される望大特性である。 $1/\zeta$ は η とは逆に低減させたいため逆数を取っている。重み係数 a, b, c ($a+b+c=1$)をどのように定めるかについては明確な指針がないことから、V字デバイス本来の目的である η_{ave} 重視しつつTable 3に示すように合計13通りの重み係数の組み合わせRatio1～13を用意し、それぞれの組み合わせ毎にV字デバイスの最適形状の探索を行った。なお、 $1/\zeta$ と η_{vd} に対しては、それぞれが評価指標に与える影響度を3つの評価項目間で揃えることを目的として、前述の16種類のV字デバイスを設置した流れ場を3つの主流流入角条件で解析し、それぞれの流入角条件で得た η_{ave} 及び $1/\zeta$ の最大値最小値の差の平均値 (η_{ave} : 0.31, $1/\zeta$: 0.82, η_{vd} : 0.30) から調整係数を求めた。その結果として、 $1/\zeta$ に調整係数1/2.7を乗じている。Table 3の重み係数は、均等に与えたRatio1を除き、 η_{ave} 重視型のRatio2～8 ($a \geq b \geq c$), $1/\zeta$ 重視型のRatio9～13 ($b \geq a \geq c$)となっている。このような複数の重み係数の組み合わせでより多くの形状が最適デバイスの候補として探索され、様々な用途、流動条件に適したV字デバイス群が得られるものと期待された。

また最適化形状導出のためには、SN比と呼ばれるシグナル：Sとノイズ：Nの比を算出することが必要になる。SN比算出には式(5)を使用した。本研究において、Sは最適化評価指標であり、Nは誤差因子の主流流入角である。Yは式(4)で算出され、添え字*i*は条件名 (Case1～Case16)、*n*は誤差要因数を表す。本研究では*n*=3である。

$$(S/N)_i = -10 \log \frac{1}{n} \left(\frac{1}{Y_{i,\varepsilon=0deg}^2} + \frac{1}{Y_{i,\varepsilon=5deg}^2} + \frac{1}{Y_{i,\varepsilon=10deg}^2} \right) \dots (5)$$

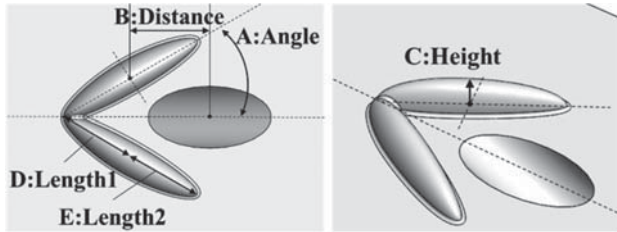


Fig. 2 Control factor

Table 1 Control factor's level

	Level1	Level2	Level3	Level4
A : Angle	25deg	30deg	35deg	40deg
B : Distance	1.0d	1.2d	1.4d	1.6d
C : Height	0.3d	0.4d	0.5d	0.6d
D : Length1	0.5d	0.8d	1.2d	1.5d
E : Length2	1.5d	2.0d	2.5d	3.0d

Table 2 L16 orthogonal table

	A	B	C	D	E
Case1	1	1	1	1	1
Case2	1	2	2	2	2
Case3	1	3	3	3	3
Case4	1	4	4	4	4
Case5	2	1	2	3	4
Case6	2	2	1	4	3
Case7	2	3	4	1	2
Case8	2	4	3	2	1
Case9	3	1	3	4	2
Case10	3	2	4	3	1
Case11	3	3	1	2	4
Case12	3	4	2	1	3
Case13	4	1	4	2	3
Case14	4	2	3	1	4
Case15	4	3	2	4	1
Case16	4	4	1	3	2

Table 3 Weighting factor

Combination	a	b	c
Ratio1	0.33	0.33	0.33
Ratio2	0.8	0.1	0.1
Ratio3	0.7	0.2	0.1
Ratio4	0.6	0.3	0.1
Ratio5	0.6	0.2	0.2
Ratio6	0.5	0.3	0.2
Ratio7	0.5	0.4	0.1
Ratio8	0.4	0.3	0.3
Ratio9	0.4	0.4	0.2
Ratio10	0.4	0.5	0.1
Ratio11	0.3	0.6	0.1
Ratio12	0.3	0.5	0.2
Ratio13	0.3	0.4	0.3

3. 数値解析

3.1 解析ソルバー

解析ソルバーには、汎用流体解析ソフトANSYS® CFX® ver17.1⁽¹⁰⁾を使用した。また、全条件の支配方程式はRANS、乱流モデルはSSTモデルを使用し解析を行った。本研究で採用したRANS解析及びSSTモデルの使用の妥当性については、DFCD最適化に関するKawabataらの研究^{(7),(11),(12)}で検討されている。そこでは、数値的最適化及び実験的最適化の過程で探索された形状がほぼ一致したことが示されている。本研究で調査しているV字デバイスもフィルム冷却効率向上に関するメカニズムはDFCDと同様であると考えられ、RANS解析で最適形状の探索が可能であると判断した。

3.2 解析ドメイン・計算格子

(1)解析ドメイン

Fig. 3に使用した解析ドメインを示す。原点は冷却孔後縁にとり、主流流れ方向にx軸、高さ方向にy軸、スパン方向にz軸を取っている。計算領域はx方向の冷却孔下流に36*d*、z方向に1ピッチ分の6*d*とした。冷却孔形状はRound hole、冷却孔傾斜角 $\alpha=30[\text{deg}]$ である。また、流入角条件の変化 ($\varepsilon=5, 10[\text{deg}]$) は、冷却孔とV字デバイスの設置位置をスパン方向に角度を設けて、二次空気吹き出しの方向を傾けることで再現している。

(2)計算格子

本最適化で使用した計算格子は全て非構造格子で生成し、格子サイズは格子依存性調査を行って以下の通りに決定した。壁面近傍以外で格子のテトラの高さは $0 \leq y/d \leq 2.5$ の範囲で 1 [mm]、 $2.5 \leq y/d \leq 3.5$ の範囲で 3 [mm]、 $3.5 \leq y/d \leq 7.5$ の範囲で 5 [mm] とした。また、壁面近傍にはプリズムメッシュを適用し、最小格子幅：0.004 [mm]、拡大率：1.2、生成層数：22 (プリズム幅：～1 [mm]) とした。デバイス表面の格子のテトラの高さは0.2 [mm] とした。

冷却孔の格子のテトラの高さは0.5 [mm] とし、二次

空気部ダクトは $-3.0 \leq y/d \leq -3.2$ の範囲で1 [mm], $-3.2 \leq y/d \leq -13$ の範囲で3 [mm] とした。また、壁面近傍にはプリズムメッシュを最小格子幅: 0.004 [mm], 拡大率: 1.2, 生成層数: 22と主流部ダクトと同様の条件を適用した。

本最適化の格子は全条件において同じ方法で作成しており、計算格子の総格子要素数は約2,500万セルである。また、 y^+ は1未満である。Fig. 4に全体とV字デバイスの格子を示す。

3.3 解析条件

本研究で適用した解析条件をTable 4に示す。

代表長さに冷却孔直径 d , 代表速度に入口速度をそれぞれ用いたレイノルズ数 Re を6,000とした。式(6)で定義される吹き出し比 BR は1.0, 式(7)で定義される主流と二次空気の密度比 DR は1.53とした。主流乱れ Tu は1%とした。また、主流入口部には流速(速度プロファイル)を与えた。これは実験⁽¹³⁾における境界層厚み($x/d=10$ で $0.24d$)を再現するためである。実際の解析では、 x 方向200 d , y 方向7.5 d , z 方向6 d の直方体ドメインを別に用意して、入口に流速(9.37m/s)を与えることで、実験とほぼ一致した速度分布が得られたものを入口条件に与えた。

解析ドメイン主流側上面部には対称境界条件、主流側下面部には断熱壁条件、主流側側面部には周期境界条件を適用した。解析ドメイン二次空気側上面部には断熱壁条件、二次空気側側面部には周期境界条件または断熱壁条件を適用した。

$$BR = \rho_2 U_2 / \rho_\infty U_\infty \cdots (6)$$

$$DR = \rho_2 / \rho_\infty \cdots (7)$$

Table 4 Calculation conditions

Reynolds number	Re=6,000
Blowing ratio	BR=1.0
Density ratio	DR=1.53
Mainstream inlet	Velocity profile [m/s] 298.15 [K]
Secondary flow inlet	8.72×10^{-4} [kg/s] 194.85 [K]
Mainstream outlet	Static pressure 0 [PaG]

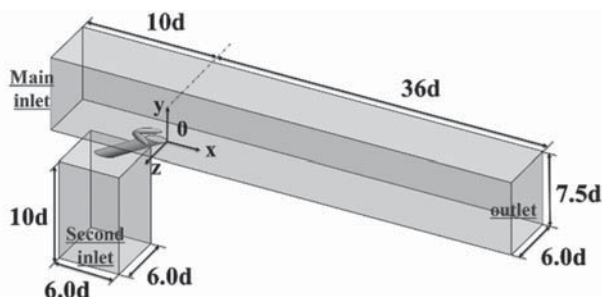
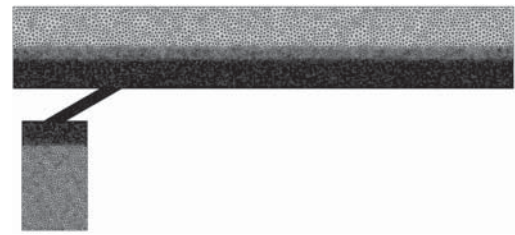
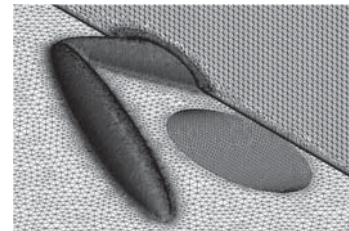


Fig. 3 Computational domain



(a) All domain



(b) Device

Fig. 4 Computational grid

4. 結果と考察

SN比算出から各因子及び各水準値のフィルム冷却性能への影響度をグラフ化した要因効果図の例をFig. 5に、この結果から得られた最適形状の結果をTable 5に示す。なお、Fig. 5はRatio1の結果である。望大特性を取るため各Ratioの最適形状は式(4)が最大になる組み合わせとした。Table 5のA～Eは制御因子、数値1～4はLevel 1～Level 4を表す。重み係数の組み合わせ毎に最適化を行った結果として、Ratio2及びRatio3, Ratio4, Ratio6及びRatio7, さらにRatio11及びRatio12がそれぞれ同様な最適形状を示した。その結果、9つの最適形状群を得ることとなった。以下にこれらの形状群から、各制御因子がどのように選択されているかを考察する。

A : AngleはLevel 1～3 (25, 30, 35deg.) が最適パラメータとして選ばれた。Angleが拡大するとDBVの規模も拡大し、 η が向上するが、 ζ も増大する特徴がある。また、B : DistanceはLevel 1 (1.0 d) 及びLevel 2 (1.2 d) が最適パラメータとして選ばれた。Distanceが小さいほどV字デバイスが冷却され、デバイス自体の熱負荷が削減するため選ばれたと考える。しかし、デバイスと冷却孔が重なると冷却空気の吹き出しを邪魔して冷却性能が低下する特徴がある。さらに全ての最適化形状において、D : Length1はLevel 2 (0.8 d) が最適パラメータとして選ばれた。これは本研究で用いた重み係数に関わらず、V字デバイスの高性能化には0.8 d が最適パラメータであることを示唆している。また、E : Length2では値の大きいLevel 3 (2.5 d) 及びLevel 4 (3.0 d) が最適パラメータとして選ばれた。過去に導出した最適形状⁽⁷⁾においてもLength2は制御因子内の最大値2.0 d が選ばれていた。これらは、Length2が長いとDBVの規模が拡大し、スパン方向へ冷却空気がより拡散され、 η が高くなるため選ばれたと考える。

Table 6に示すように得られた9つの最適形状に名称

を付け、それらの特性について比較検討した。比較対象にKawamura⁽¹⁴⁾が最適化を行ったDFCDを選定した。このDFCDについてFig. 6に形状の特徴及びTable 7に寸法を示す。



Fig. 5 Response graphs for major effect (Ratio1)

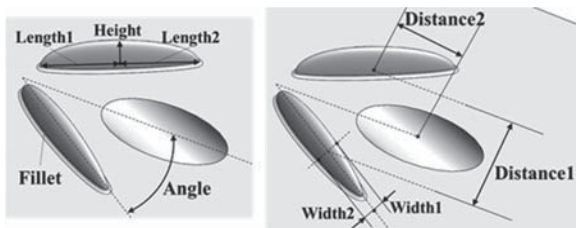


Fig. 6 Optimized DFCD

Table 5 Optimal parameters

	A	B	C	D	E
Ratio1	2	1	4	2	3
Ratio2	3	1	3	2	4
Ratio3	3	1	3	2	4
Ratio4	1	1	3	2	4
Ratio5	3	1	4	2	4
Ratio6	1	1	3	2	4
Ratio7	1	1	3	2	4
Ratio8	2	1	4	2	4
Ratio9	1	1	3	2	3
Ratio10	1	1	1	2	4
Ratio11	1	2	1	2	3
Ratio12	1	2	1	2	3
Ratio13	2	2	4	2	3

Table 6 Rename parameters

after	before
Opt1	Ratio1
Opt2	Ratio2, Ratio3
Opt3	Ratio4, Ratio6, Ratio7
Opt4	Ratio5
Opt5	Ratio8
Opt6	Ratio9
Opt7	Ratio10
Opt8	Ratio11, Ratio12
Opt9	Ratio13

Table 7 parameters of optimized DFCD

Angle	30 [deg.]
Curvature of fillet	0.1d
Distance1	1.3d
Distance2	1.4d
Height	0.6d
Length1	0.1d
Length2	0.1d
Width1	0.2d
Width2	0.2d

4.1 冷却孔下流フィルム冷却効率分布

Fig. 7, 8, 9に $\varepsilon = 0, 5, 10$ [deg.]における冷却孔下流フィルム冷却効率 η 分布を示す。Fig. 7の $\varepsilon = 0$ [deg.]において、DFCDと比較するとOpt1, 2, 4, 5, 8, 9は下流域でスパン方向へ η 分布が拡大している。反対にOpt3, 6, 7は下流域で η 分布が縮小した。これら3つの共通点はA: AngleがLevel 1 (25deg.)とB: DistanceがLevel 1 (1.0d)である。しかし、Opt1, 2, 4, 5ではB: Distance

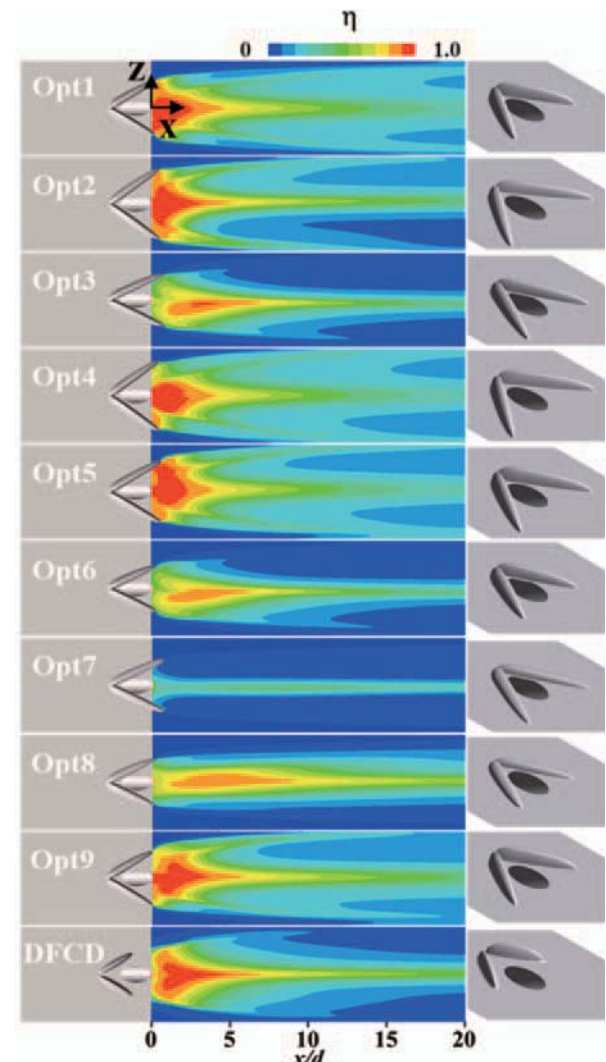


Fig. 7 Contours of film cooling effectiveness (Inflow angle = 0 deg.)

がLevel 1 (1.0d) でも二次空気付着性が良好であることから、A : Angleの影響が η 低下をもたらした要因の一つであると考えられる。A : AngleがLevel 1 (25deg.)のOpt8は冷却孔下流から付着性の改善が見られるが、他のOptと比べてスパン方向への付着領域が縮小している。A : Angleは小さいほど下流域でスパン方向への付着領域が縮小する特徴があるため、このようにLevel 1では η が低い結果となった。

Fig. 8の $\varepsilon=5$ [deg.] において、DFCDと比較すると、流入角0deg.と同様にOpt3, 6, 7はスパン方向への付着領域が縮小した。しかし、Opt3, 6は $\varepsilon=0$ [deg.] よりも下流域でスパン方向への付着領域が拡大した。Opt7はC : HeightがLevel 1 (0.3d) と低いこともあり、DBVの規模が小さく、生成位置のズレからCRVPを抑制できていないため η が低くなったと考える。その他のOptは二次空気の付着の付着領域が縮小したが、DFCDよりも下流域でスパン方向への二次空気の付着領域が拡大したものが多。しかし、Opt8はOpt7と同様にC : HeightがLevel 1 (0.3d) と低いため、DBVの規模が小さく、 ε

によるCRVPとの干渉位置のズレによりCRVPの抑制力が小さくなり、DFCDよりも下流域での η が低くなる結果となった。

Fig. 9の $\varepsilon=10$ [deg.] において、 $\varepsilon=5$ [deg.] と同様にOpt3, 6はスパン方向への二次空気の付着領域が拡大した。他の形状も $\varepsilon=5$ [deg.] と同様に二次空気の付着領域が縮小した。全てのOptはDFCDと比べ、 η が低くなった。

したがって、Opt3, 6では ε 拡大と共にスパン方向への二次空気の付着領域が拡大し、他の形状は ε 拡大と共に二次空気の付着領域が縮小した。これは、A : Angleが大きく影響していると考える。また、Opt8はA : AngleとC : Heightが最も小さいLevel 1であっても、同じ最適パラメータのOpt7よりも付着領域が拡大した。これは、B : DistanceとE : Length2により、DBVが効果的にCRVPを抑制できたからだと考える。

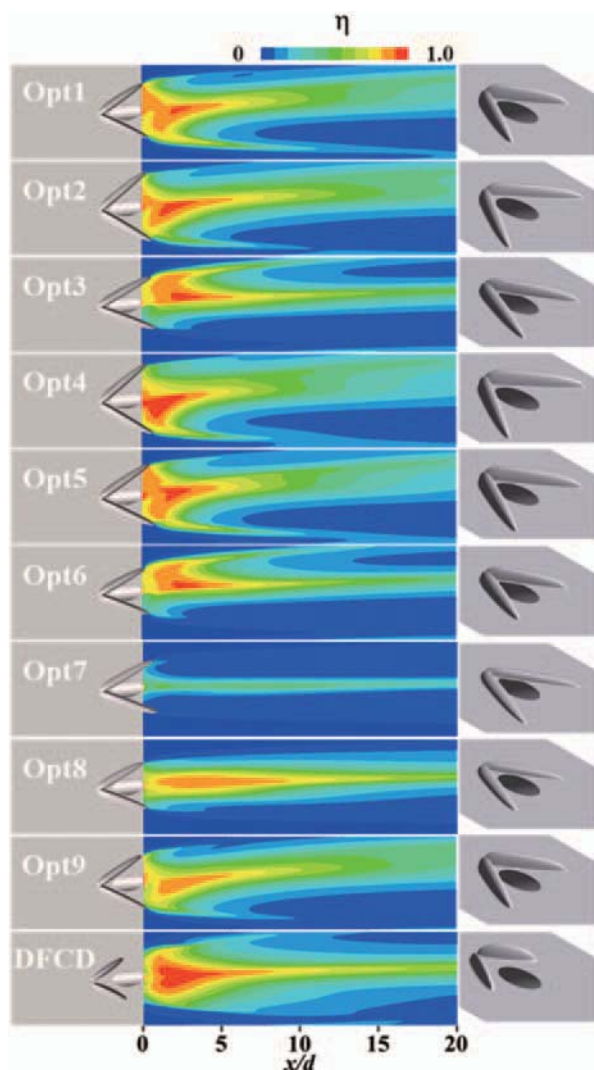


Fig. 8 Contours of film cooling effectiveness
(Inflow angle = 5 deg.)

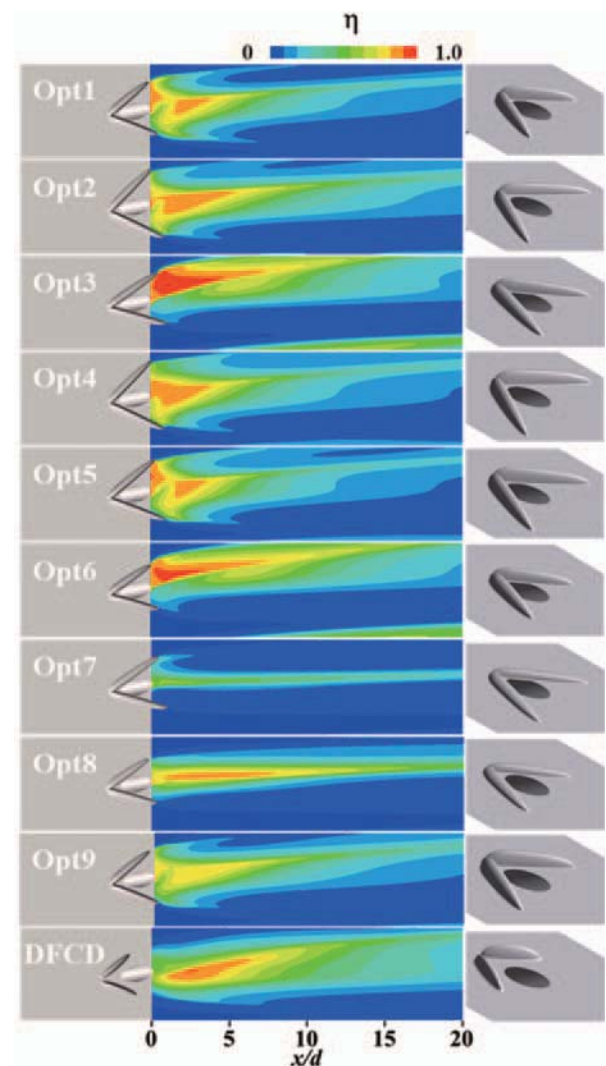


Fig. 9 Contours of film cooling effectiveness
(Inflow angle = 10 deg.)

4.2 冷却孔下流面平均フィルム冷却効率分布値

Fig. 10に η_{ave} を示す。前項の η 分布と各 ε の η_{ave} の傾

向は同様な結果を示した。Opt3, 6は ϵ 拡大と共に η_{ave} が増加したが, DFCDより η_{ave} が低い。Opt7は著しく低い η_{ave} を示した。また, Opt8はDFCDより η_{ave} が低い最適パラメータに近いOpt7より約3倍高い η_{ave} を示した。

また, Opt8はDFCDより η_{ave} が低い最適パラメータに近いOpt7より約3倍高い。その他のOptは $\epsilon=0, 5$ [deg.] のとき, DFCDより η_{ave} が高いものが多いが, $\epsilon=10$ [deg.] のとき, DFCDより η_{ave} が低い結果を示した。また, η_{ave} において ϵ 変化に対するロバスト性はDFCDが最も高い。

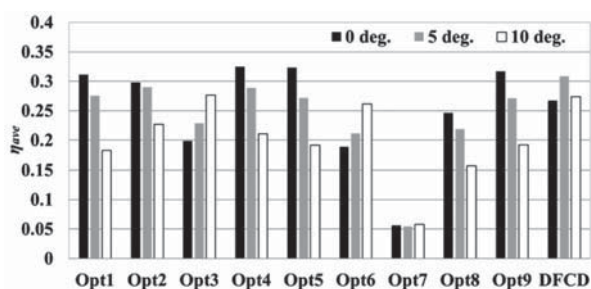


Fig. 10 Area-averaged film cooling effectiveness

4.3 全圧損失係数

Fig. 11に全圧損失係数 ζ を示す。 η_{ave} が低いOpt3, 6, 7, C : Heightの低いOpt8はDFCDと比べて ζ が低い。また, η_{ave} が高いOpt1, 9もDFCDよりも $\epsilon=10$ [deg.] 以外は僅かに ζ が小さい値を示した。これらは重み係数 $a \approx b$ か, $b \geq a$ 条件のどちらかであり, η_{ave} より ζ に重みを置いて最適化されたからと考える。

その他のOptは ζ がDFCDと同等か高い結果を示した。これは重み係数 a が大きく, η_{ave} に重みを置いたためと考える。

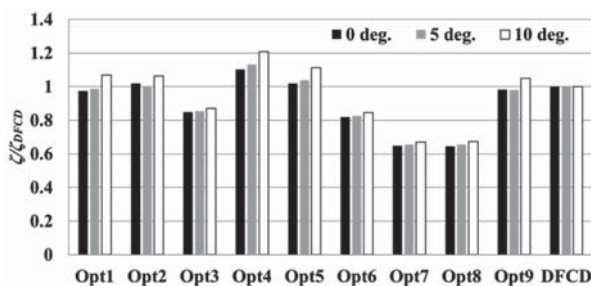


Fig. 11 Total pressure loss factor

4.4 デバイス表面フィルム冷却効率分布

Fig. 12に $\epsilon=0$ [deg.] のデバイス表面の η 分布を示す。 η_{ave} が低いOpt3, 6, 7は, デバイス表面においても他のOptと比べ二次空気の付着した領域が縮小した。これらの共通点であるA : AngleがLevel 1 (25deg.) とB : DistanceがLevel 1 (1.0d) より, デバイスが冷却孔を塞ぐ面積が大きく, 冷却空気の流れが変わり, デバイス表

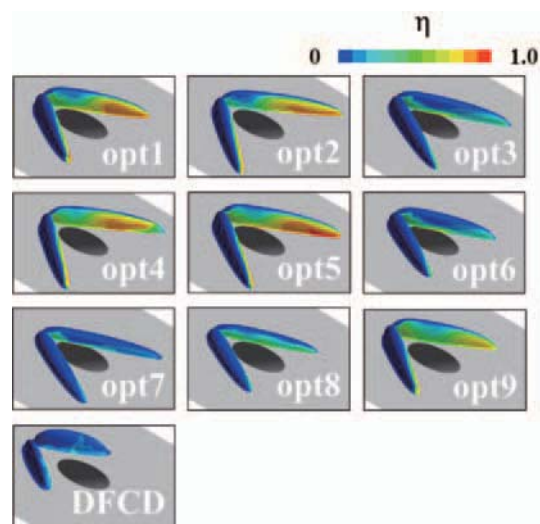


Fig. 12 Contours of Device film cooling effectiveness

面での η が低くなったと考える。

DFCDと比較すると, 全てのOptが二次空気の付着分布が拡大した結果を示した。これはDFCDよりもOptのB : Distanceが小さいためだと考える。

4.5 デバイス表面平均フィルム冷却効率

Fig. 13にデバイス表面平均フィルム冷却効率 η_{vd} を示す。デバイス表面の η 分布の結果と同様に, 全てのOptがDFCDより η_{vd} の高い結果を示した。また, η_{vd} は η_{ave} と定量的に傾向が同様であり, η_{ave} が低かったOpt3, 6, 7は η_{vd} も他のOptより低い傾向を示した。

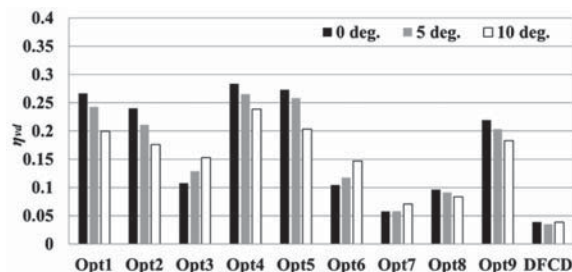


Fig. 13 Device area-averaged film cooling effectiveness

4.6 デバイス表面熱伝達率分布

Fig. 14に $\epsilon=0$ [deg.] のデバイス表面熱伝達率分布を示す。式(8)に熱伝達率を示す。DFCDと比較すると, Opt7を除くOptはデバイス下流側表面の熱伝達率が高い。また, 4.4節からOptはDFCDよりデバイス表面の冷却空気の付着性が高い結果となった。したがって, Optはデバイス下流側表面がDFCDより冷却され, 下流側のデバイス自体の熱負荷削減ができたと考えられる。

$$htc = \frac{\dot{q}}{T_{vd} - T_{\infty}} \dots (8)$$

しかし, デバイス上流側表面は熱伝達率が高く, 主流空気が直接当たるので温度も高い。そのため, デバイス下流側の熱負荷が削減されても, デバイス上流側はDFCDと変わらず熱負荷が高いままである。

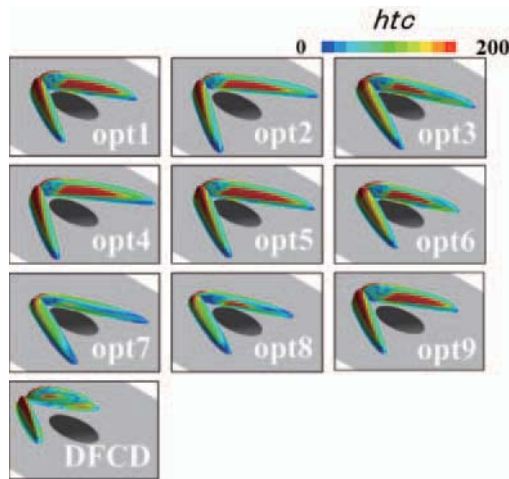


Fig. 14 Contours of Device film cooling effectiveness

今後はデバイス全体の熱負荷削減のため、デバイス上流に冷却孔を設け、デバイス上流側表面の冷却の可能性を検討している。

5. 結言

本研究では最適手法のタグチメソッドを用い、フィルム冷却性能改善としてV字デバイスの最適形状導出を行い、以下の知見を得た。

導出した全ての最適形状で、Length1は $0.8d$ となった。Length1はDBVの生成位置に関するパラメータであることから、本検討の範囲ではV字デバイスの η を高めるためのLength1の最適パラメータは $0.8d$ である。

定量的にDFCDより η_{ave} 、 η_{vd} が高く、 ζ が低いものがV字デバイスで有望な形状である。 $\varepsilon=0, 5$ [deg.]ではOpt1, 2, 9、 $\varepsilon=10$ [deg.]ではOpt3がDFCDより壁面及びデバイスの η が高く、 ζ が低いV字デバイスとなった。

多くの最適形状は η が高く、 ζ がDFCDと同等か高い結果となった。また、 η_{ave} において流入角 ε に対するロバスト性が低い結果となった。

デバイス下流側表面はDFCDより冷却されている結果を示した。しかし、上流側の熱負荷はDFCDと同様に高いままであるため、今後はデバイス上流に冷却孔を設けデバイス上流側の熱負荷削減を図ることを検討している。

本最適形状群の多くは全圧損失係数が高くV字デバイスの特徴を十分に発揮できない結果となった。したがって、今後は重み係数変更等の評価式の見直しを行う。更に、フィルム冷却効率 η と熱伝達率を合わせて伝熱性能を評価できるNet Heat Flux Reduction (NHFR)で最適化を行う。

参考文献

(1) B. A. Haven, D. K. Yamagata, M. kurosaka, S. Yamawaki, and T. Maya, 1997, "Anti-kidney pair of vortices in shaped holes and their influence on film cooling effectiveness",

ASME IGTI Turbo EXPO, No. 97-GT-45.

- (2) Ken-ichi Funazaki, Ryota Nakata, Hirokazu Kawabata, 2014, "Improvement of Flat-Plate Film Cooling Performance by Double Flow Control Device : Part1- Investigations on Capability of A Base-Type Device", proceedings of ASME Turbo EXPO, GT2014-25751.
- (3) 佐々木宏和, 船崎健一, 瀧澤隼人, 田川久人, 中野晋, 2016, "流れ制御デバイスを用いた平板フィルム冷却の高効率化に関する研究 -PSP&PIV計測による密度比影響調査-", 第44回日本ガスタービン学会定期講演会, P. 1-2.
- (4) Sakai, E., Takahashi, T., and Agata, Y., 2012, "Experimental Study on Effects of Internal Rib and Rear Bump on Film Effectiveness", ASME Paper No. GT2012-68268
- (5) Zhou, W. and Hu, H., 2017, "A Novel San-Dune-Inspired Design for Improved Film Cooling Performance", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.110, pp. 908-920.
- (6) 齋藤涼, 船崎健一, 河村朋広, 森崎哲郎, 2018, "フィルム冷却の高効率化に関するV字流れ制御デバイス形状の最適化", 第46回日本ガスタービン学会定期講演会
- (7) 瀧澤隼人, 船崎健一, 2017, "流れ制御デバイスを用いたフィルム冷却の高性能化に関する研究 - デバイス形状最適化及び新規デバイス形状の探索 -", 岩手大学修士学位論文, P. 94-95.
- (8) 立林和夫, "入門タグチメソッド", 日科技連出版, 2004.
- (9) 川端浩和, 船崎健一, 2014, "高圧タービン翼フィルム冷却の熱流体特性及び流れ制御技術に関する研究", 岩手大学博士学位論文, P. 321-360.
- (10) ANSYS, ANSYS Workbench, AUTODYN, CFX, FLUENT and any and all ANSYS, Inc. brand, product, service and feature names, logos and slogans are registered trademarks or trademarks of ANSYS, Inc. or its subsidiaries in the United States or other countries. ICEM CFD is a trademark used by ANSYS, Inc. under license. All other brand, product, service and feature names or trademarks are the property of their respective owners.
- (11) Hirokazu Kawabata, Ken-ichi Funazaki, Ryota Nakata, Hisato Tagawa, Yasuhiro Horiuchi, 2014, "Improvement of Flat-Plate Film Cooling Performance by Double Flow Control Device : Part2 -Optimization of Device Shape and Arrangement by Experiment- and CFD-Based Taguchi Method", proceedings of ASME Turbo EXPO, GT2014-26070.
- (12) 佐々木宏和, 船崎健一, 2017, "感圧塗料計測系の開発および先進的フィルム冷却技術の伝熱性能評価", 岩手大学修士学位論文, P. 107-108.
- (13) 河村朋広, 船崎健一, 瀧澤隼人, 田川久人, 中野晋, 2017, "流れ制御デバイスを用いた平板フィルム冷却に関する研究 (境界層厚みの効果)", 東北学生会第47回学生員卒業研究発表講演会
- (14) 河村朋広, 船崎健一, 2019, "流れ制御デバイスを用いたフィルム冷却性能向上に関する研究-新規デバイス形状の探索-", 岩手大学修士学位論文, P. 108.

300kWアンモニア燃焼マイクロガスタービンの開発

Development of 300kW Ammonia Combustion Micro Gas Turbine

新井 啓介^{*1}

ARAI Keisuke

河野 雅人^{*1}

KAWANO Masato

久富 直樹^{*1}

KUDOMI Naoki

杉浦 寛史^{*1}

SUGIURA Hiroshi

安井 芳則^{*1}

YASUI Yoshinori

石脇 史猛^{*1}

ISHIWAKI Fumitake

ABSTRACT

Recently, ammonia is focused as one of the hydrogen carriers, research and demonstration of direct combustion utilization has been reported. Toyota Energy Solutions Inc. (TE) has participated in a research project on ammonia combustion power generation using a 50kW micro gas turbine (MGT) in collaboration with Tohoku University and the National Institute of Advanced Industrial Science and Technology, and has obtained many results. This time, TE has begun research on a 300kW MGT for industrial use, and has achieved 100% ammonia-only combustion as a result of evaluating various prototype combustors for ammonia combustion.

キーワード：マイクロガスタービン，アンモニア燃焼，燃焼器，拡散燃焼，予混合燃焼，NO_x，燃料制御

Key words : Micro Gas Turbine, Ammonia Combustion, Combustor, Diffusion Combustion, Premixed Combustion, NO_x, Fuel Control

1. はじめに

日本にとって化石燃料依存から脱却しCO₂を削減することは重要な課題であり，国の「エネルギー基本計画」において水素が新たなエネルギー源として提示され，「水素社会」実現に向けた取り組みが加速している。一方，水素の普及に向けては輸送・貯蔵のコストが課題として挙げられており，水素エネルギーのキャリアとして，水素含有量が多く液化が容易なアンモニアが注目され，アンモニアの直接燃焼利用についても各種実証評価が進んでいる。今後，エネルギーとしてのアンモニア利用の普及により調達コストの低減，CO₂フリーアンモニアの製造技術が進展すれば，アンモニアが将来の低炭素社会の切り札になる可能性を秘めている。

株式会社トヨタエナジーソリューションズ（以下トヨタエナジー）では内閣府の戦略的イノベーション創造プログラム（SIP）のエネルギーキャリアのプロジェクトにおいて，アンモニア直接燃焼チームに属し，国立大学法人東北大学（以下東北大）および国立研究開発法人産業技術総合研究所（以下産総研）と共同で，アンモニアをマイクロガスタービン（以下MGT）で燃焼

し，発電を行う実証プロジェクトに参画していた。（※2017年度～2018年度は共同研究者として参画。）これまでの実績としては，産総研の福島再生可能エネルギー研究所に設置した50kW MGTを使用した試験において，2014年度に灯油－アンモニア混焼（※混焼率はLHV比30%），2015年度にはメタン－アンモニア混焼（※混焼率はLHV比50%）およびアンモニア100%専焼を達成しており，2017～2018年度は東北大および産総研により提案された燃料由来の窒素酸化物（NO_x）を低減する燃焼器設計手法を用いて，MGT単体での低NO_x化（200ppm@16%O₂以下）を達成し，小型化された脱硝触媒を内蔵した新型パッケージの開発を完了している。

今回（2018年度），トヨタエナジーでは産業分野・大規模民生施設用としての普及を見据え，300kW MGTの研究開発を実施し，アンモニア100%専焼を達成した。

以下，開発内容と評価結果について報告する。

2. 300kWアンモニア燃焼MGT実証概要

300kW MGTによるアンモニア燃焼の実証にあたり，開発期間が1年間と短いことを考慮し，具体的な数値目標としてはアンモニア混焼率を50%以上（LHV比）および排気ガス中の窒素酸化物量を大气污染防治法の環境基準値（70ppm@16%O₂）以下とした。

試験場所としては中部電力株式会社（2019年4月において燃料事業，海外発電・エネルギーインフラ事業，火

原稿受付 2019年7月26日

査読完了 2020年5月18日

*1 (株)トヨタエナジーソリューションズ

〒471-8573 豊田市元町1番地 トヨタ自動車(株)元町工場内

E-mail: keisuke_arai@toyota-energy.co.jp

力発電事業などは株式会社JERAに承継)の知多火力発電所において実施しているが、これは既存の火力発電所の脱硝用アンモニア供給設備をMGTの燃料用アンモニア供給設備として流用することを意図したためである。既存のアンモニア設備を流用出来たことでMGT設置に際しての法令対応についても、例えば高压ガス保安法関連ではMGT設置はガス消費設備の軽微な変更と見なされ、管理・点検項目への対象機器の追加等の最小限の変更・届出で済むなど、比較的短期間で着工開始にこぎつけることが出来た。

300kWアンモニア燃焼MGTパッケージの外観をFig. 1に示すが、発電パッケージにはMGT本体及び同期発電機、減速機、燃料用ガス圧縮機、潤滑油系およびその冷却系統を内蔵しており、さらにMGTを制御する制御盤、系統連系をおこなう高压盤も内蔵したオールインワンパッケージとなっている。



Fig. 1 300 kW ammonia combustion MGT package

今回の試験機はコージェネレーション用パッケージをそのまま流用しているが、パッケージ内にアンモニア用に選定した大容量の燃料遮断弁、燃料調量弁からなるアンモニア供給ユニットが追設されている。(Fig. 2)

燃料(アンモニア, LNG), 補機電力, パージ用および計装用の窒素ガス(N_2)は発電所内の既存インフラから供給されており、発電電力は系統連系せずに併設の



Fig. 2 Ammonia supply unit in the package

負荷抵抗器で消費している。また、MGT下流には NO_x 低減のための脱硝装置を設置しているが、コージェネレーション用の排熱回収ボイラは設置せずに排気ガスは排気消音器を介して大気中に放出している。

300kW MGTの諸元をTable 1に示す。これまでアンモニア燃焼の実績がある50kW MGTは再生サイクル機のため、燃焼器入口空気温度が $500^{\circ}C$ 以上と高かったのに対して、本機はシンプルサイクル機のため、 $300^{\circ}C$ 程度の低い燃焼器入口空気温度条件で、より多くのアンモニアを燃焼する必要があった。燃料としてのアンモニアは発熱量が一般的な都市ガスの1/3程度と低く、また火炎温度が低い、燃焼速度も遅いなど相対的に燃焼面で不利とされ、目標の達成には困難が予想された。そこで、MGTの基本要素(コンプレッサ, タービン)は標準MGTのままとする一方で、燃焼器についてはアンモニア燃焼対応として、標準の都市ガス用燃焼器(STEP0)をベースに計3タイプの燃焼器(STEP1~3)を試作している。(Fig. 3)

Table 1 Specifications of 300 kW MGT

機種	300kW MGT	
発電機出力	295kW ($25^{\circ}C$)	
発電効率	17.4%	
原動機	型式	単純開放サイクル 1軸式ガスタービン
	回転速度	$40,000\text{min}^{-1}$
	空気流量	2.59kg/sec ($7,210\text{Nm}^3/\text{h}$)
	圧力比	6.6
	燃焼器入口温度	$300^{\circ}C$
	燃料消費量 (I_3A)	$150.2\text{Nm}^3/\text{h}$
	燃料消費量 (NH_3 換算)	328.9kg/h
	排気ガス温度	$496^{\circ}C$
発電機形式	同期発電機	

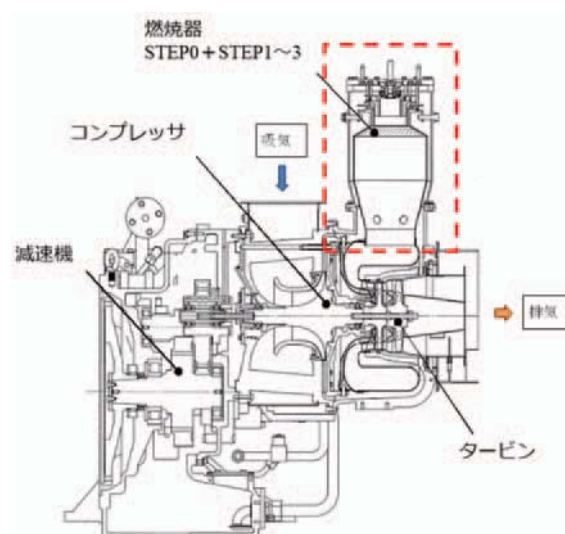


Fig. 3 300 kW MGT cross section

アンモニア供給設備 (Fig. 4) については前記のように既存発電所設備の流用であるが、1ユニットはアンモニア液タンク (タンク容量50t) と気化器 (蒸発能力600kg/h) で構成されており、300kW MGTを1台運転するために十分なアンモニア供給能力を有している。



Fig. 4 Ammonia supply facility

ただし、アンモニア供給設備からのアンモニア供給圧力は0.2MPa程度とMGT圧力に対して低く、そのままでは直接MGTへの燃料投入が出来ないため、今回の実証評価設備ではアンモニア供給設備～MGT間に新規に製作したアンモニアガス圧縮機を設置している。(Fig. 5)



圧縮機本体



吐出スナッパ

本体ユニット

吸入スナッパ

Fig. 5 Ammonia gas compressor

アンモニアガス圧縮機は水平対向ピストンを電動モータで駆動しており、アンモニア供給圧をMGT入口で0.8MPaまで高めると同時に300kW MGTにおいて定格出力運転に必要なアンモニア流量330kg/h以上を供給可能である。アンモニアガス圧縮機ではモータ回転数を一定に保ち、アンロード運転 (吸入閉止ON/OFF) を行うことで流量制御を行っているが、ガス吸入側および吐出側の圧力変動を抑制するために前後段にそれぞれバッファタンク (吸入スナッパ/吐出スナッパ) を設けている。また付属の制御盤では、冷却ファンON/OFF制御、

油圧、ガス圧力監視等を実施しているほか、異常があった場合は自身の保護停止を行うとともに、MGT制御盤へ異常発報することでシステム全体の保護を行っている。

今回アンモニアを燃料とすることでMGT排気中に燃料由来のNO_xが多量に排出されることが予想されたため、MGT下流に脱硝装置を設けている。(Fig. 6) 脱硝装置はSCR (選択式還元触媒) 方式であり、MGT排気排ガス中のNO_xを1,000ppm→30ppm以下に低減する能力を有している。300kW MGTの排気温度は500℃前後であることから、この温度域で活性が得られる触媒を選定している。触媒はハニカム状に成型されており、□150×150×t50の触媒セルを筐体内部に8個×8個×9段 (合計576個) 搭載している。触媒性能を評価するために触媒上流および触媒中段 (4段目～5段目の中間)、触媒下流に排ガス温度および排ガス性状を計測するためのサンプリングポートを設けている。

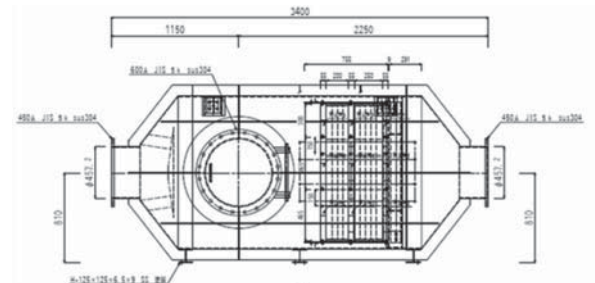


Fig. 6 NO_x removal unit (SCR)

MGTの性能に関する各種状態量はエンジンコントロールユニット (ECU) から出力され、その他燃費データ (アンモニア/LNG) や脱硝装置前後での排ガス分析 (O₂, CO₂, CO, THC, NO_x, N₂O) データ、燃焼器ライナ温度データ等と合わせて、試験パッケージに隣接する仮設ハウス内に設置した計測PCおよびデータロガーによりデータ収集を行っている。

3. 試験結果

今回評価を実施した燃焼器STEP0, STEP1～STEP3の外観および特徴、評価結果をFig. 7に示す。

3.1 STEP0燃焼器

STEP0燃焼器は300kWコージェネレーション用拡散燃焼器を使用し、燃焼器の空気配分および燃焼器ライナ

冷却構造（フィルム冷却方式）はオリジナルのままとなっている。アンモニアは燃料噴射ノズル入口ポート手前で都市ガス（LNG）系統と合流し、共通の燃料噴孔からLNG+アンモニア混合ガスを燃焼器内に噴射している。

本燃焼器においてアンモニア混焼率30%（LHV比）までの運転を実施し、アンモニア供給系の機器、制御の安定動作の確認および脱硝装置出口でのNO_xが規制値以下となることを確認した。

3.2 STEP1燃焼器

STEP1燃焼器では東北大、産総研で検討された燃料過濃燃焼と希薄燃焼を単一燃焼器でおこなうリッチリーン燃焼方式の考えを取り入れ、燃焼領域の当量比をリッチ化している。また、燃料経路（燃料噴射ノズル）は2系統となり、LNG+アンモニア混合ガス噴射に加えてLNGとアンモニアの個別噴射も可能となっている。燃焼器ライナ冷却方式はSTEP0燃焼器と同様にフィルム冷却方式を採用している。本燃焼器ではアンモニア混焼率50%（LHV比）を達成したが、それ以上の混焼率では未燃分増加が顕著となったため、これ以上のアンモニア投入は困難と判断した。

今回の試験ではMGT（燃焼器）出口からの未燃アンモニアは後段の脱硝装置でNO_x還元用として作用することが分かっているが、本来脱硝用として脱硝装置入口に噴射すべきアンモニア量（還元対象のNO_xと同程度のモル量と想定）相当の未燃アンモニア量まで許容する

とし、脱硝装置出口でのNO_x値が下がりきった点をアンモニア混焼率の上限としている。（Fig. 8）

3.3 STEP2燃焼器

STEP2燃焼器はSTEP1燃焼器同様にリッチリーン燃焼方式に準じた空気配分になっており、燃料経路（燃料ノズル）もSTEP1と同一仕様となっているが、ライナ冷却構造についてはフィルム冷却方式からインピンジメント冷却方式に変更している。これにより燃焼領域への冷却空気流入による燃焼ガスの希釈およびライナ壁の過冷却を抑制し、ライナ壁面近傍での未燃分発生を低減することでアンモニア燃焼性能の向上を図っている。本燃焼器ではアンモニア混焼率70%（LHV比）を達成している。

3.4 STEP3燃焼器

STEP3燃焼器は300kW都市ガスコージェネレーション用予混合燃焼器をベースにアンモニア燃焼用に改造を加えたものである。本燃焼器の燃料経路は3系統に分かれており、パイロット燃料は拡散燃焼用、プライマリ、セカンダリ燃料が予混合燃焼用となっているが、アンモニア燃焼器ではこれを利用し、パイロットはLNG+アンモニアの混合ガス経路、プライマリ、セカンダリはアンモニア専用の経路としている。拡散燃焼領域および予混合燃焼領域の当量比はアンモニア燃焼対応としてリッチに調整しているほか、拡散燃焼器と比較して燃焼器容積が大きく、燃焼器内滞留時間が増加している。またライナ冷却構造は無冷却ライナ（＝ライナ内外の対流伝熱

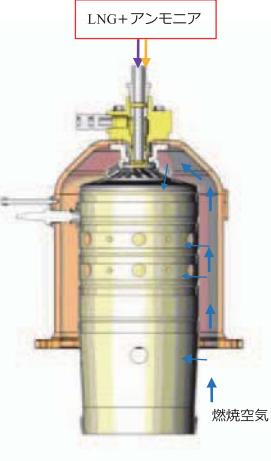
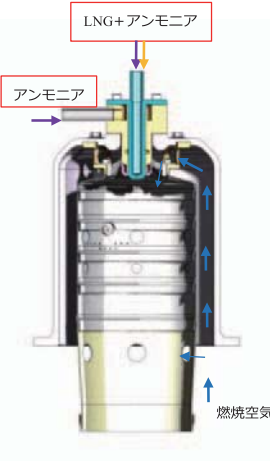
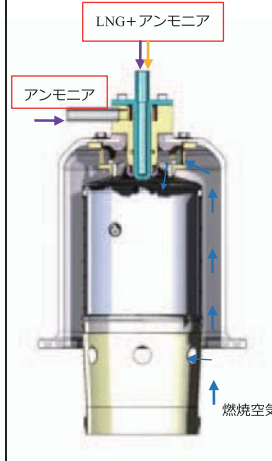
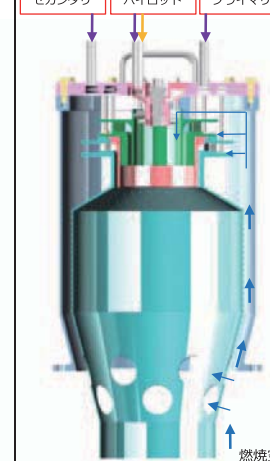
燃焼器タイプ	ベース燃焼器（STEP0）	STEP1	STEP2	STEP3
外観				
特徴	・ 拡散燃焼方式（オリジナル） ・ 燃料1系統（LNG－アンモニア混合噴射） ・ フィルム冷却ライナ	・ 燃焼領域リッチ（過濃）化 ・ 燃料2系統（LNG－アンモニア個別噴射可能） ・ フィルム冷却ライナ	← ← ・ インピンジメント冷却ライナ	・ 予混合燃焼方式 ・ 燃料3系統（パイロット－拡散、プライマリ、セカンダリ－予混合） ・ 無冷却ライナ
結果	・ LNG+アンモニア混焼 ⇒ 混焼率34.2%（LHV比） ・ 触媒出口NO _x 15ppm以下	・ LNG+アンモニア混焼 ⇒ 混焼率50.9%（LHV比） ・ 触媒出口NO _x 15ppm以下	・ LNG+アンモニア混焼 ⇒ 混焼率71.4%（LHV比） ・ 触媒出口NO _x 15ppm以下	・ アンモニア100%専焼達成 ・ 触媒出口NO _x 15ppm以下

Fig. 7 Prototype combustors for ammonia combustion

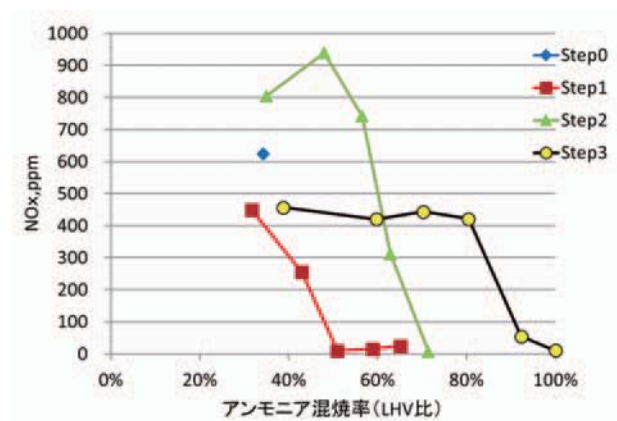


Fig. 8 NOx emissions (after NOx removal unit)

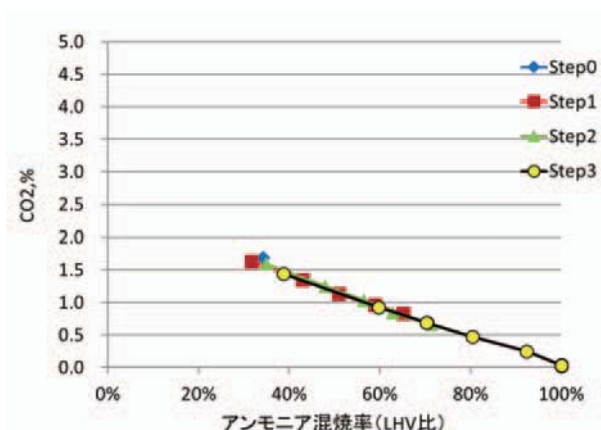


Fig. 9 CO2 emissions (after NOx removal unit)

のみによる冷却)を採用することにより、燃焼領域およびライナ壁温度の低下を抑制し、さらなるアンモニア燃焼性能の向上を図っている。本燃焼器は拡散燃焼タイプを上回る性能を発揮し、最終的にアンモニア100%専焼すなわちCO₂排出ゼロを達成している。(Fig. 9)

3.5 アンモニア100%専焼運転

Fig. 10にSTEP3燃焼器によるアンモニア100%専焼達成時の運転データを示す。MGTの起動はLNGで行い、エンジン回転数が定格回転到達後に負荷投入を開始し、定格出力(295kW)到達前後にアンモニア投入を開始している。アンモニア流量を手動制御で徐々に増加していき、それに従いLNG流量はフィードバック制御により自動的に減少していくが、LNG-アンモニアのLHV比が凡そ50:50のポイントでフィードバック制御対象をLNGからアンモニアへと切り替えている。(図中点線部におけるLNG制御→アンモニア制御への移行。)以降はLNG流量を手動で減少していき、最終的にLNG流量がゼロとなり、アンモニア100%専焼が達成された。

アンモニア100%専焼時のエンジン性能および排ガス性状をTable 2に示すが、所定のエンジン性能が得られており、排気ガス中のCO₂ゼロ(※計測CO₂濃度0.04%は大気中のCO₂濃度=400ppmに相当)、かつNOxも15ppm@16%O₂未満と大気汚染防止法の規制値70ppm以下を達成していることを確認した。

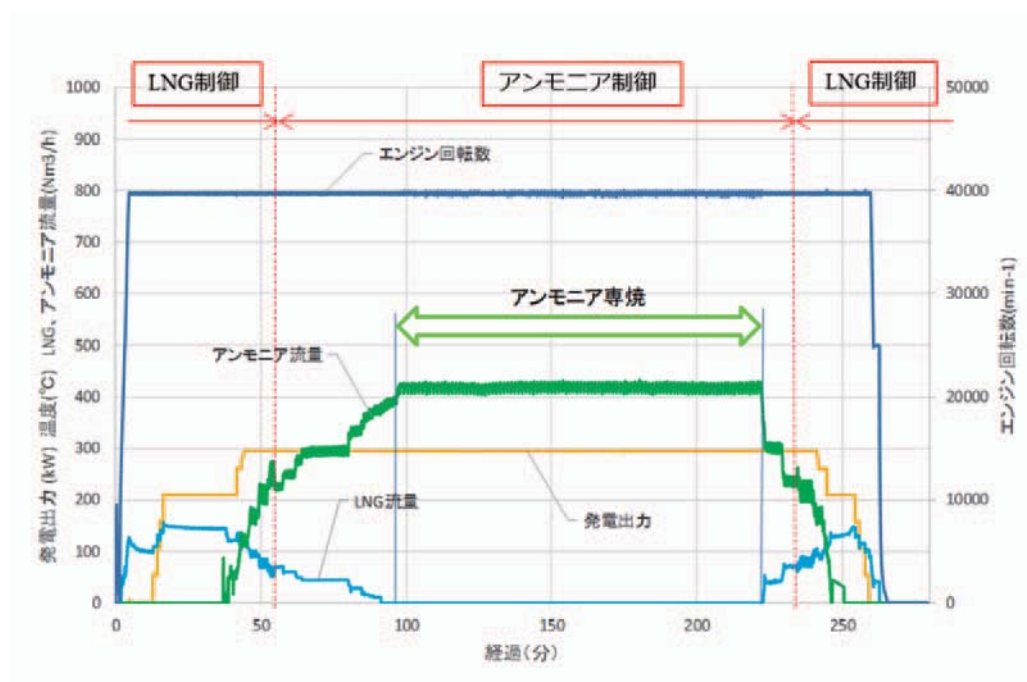


Fig. 10 300 kW MGT operation with 100% ammonia combustion

Table 2 Test results at 100% ammonia combustion

エンジン性能		計測値
発電出力	kW	294.7
吸気温度	℃	14.6
タービン出口温度	℃	427.2
コンプレッサ吐出圧力	kPaA	651.9
コンプレッサ吐出温度	℃	281.7
LNG流量	Nm ³ /h	0.0
アンモニア流量	Nm ³ /h	419.8
排ガス性状 (触媒出口)		
O ₂	%	17.4
CO ₂	%	0.04
NO _x	ppm	10.6
NO _x (@16% O ₂)	ppm	14.7
CO	ppm	0

これまでの試験において、アンモニア投入量を増加していくとライナ温度が低下し、燃焼が悪化していく傾向が見られていたが、STEP3燃焼器ではアンモニア投入量増加途中で燃料3系統（拡散1系統、予混合2系統）の燃料分配を手動で調整し、ライナ壁面温度の低下および燃焼の悪化を最小限に抑えることでアンモニア100%専焼に至るまでの安定燃焼を実現した。(Fig. 11)

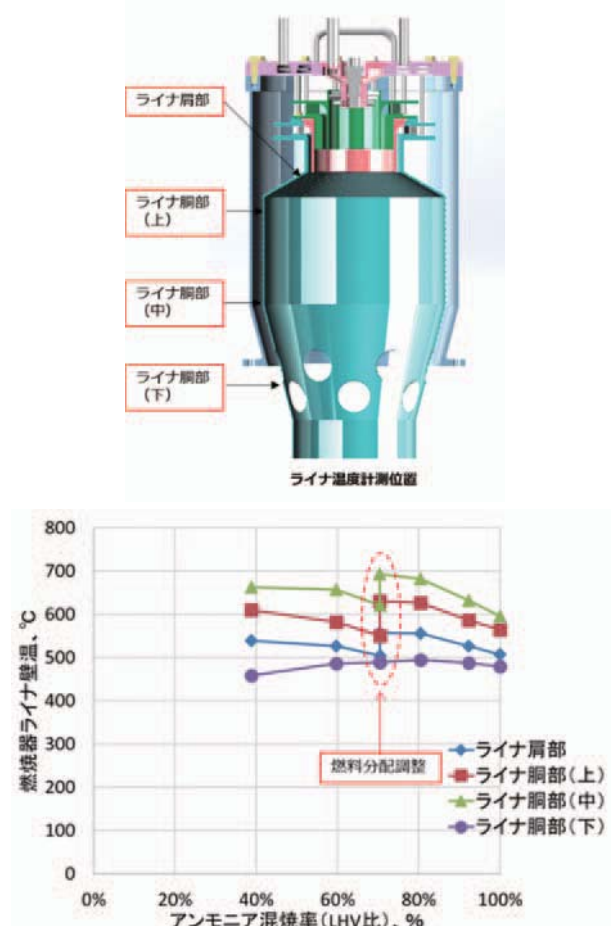


Fig. 11 Combustor liner wall temperature

4. 今後の展開

今回300kW MGTにおいてアンモニア100%専焼を達成したが、今後は長時間の運用における機器の耐久性、信頼性評価をはじめ、アンモニア安定燃焼範囲の拡大、燃料分配制御の自動化や50kW MGTでの知見に基づく低NO_x燃焼技術の展開などアンモニア燃焼技術の高度化に取り組んでいく。また、起動用都市ガス（LNG）なしのシングルフューエル化やMGT排熱のアンモニア供給設備（気化器）への利用など全体システムの最適化を図り、将来のCO₂フリーアンモニア普及を見据えた製品化および商品性の向上を目指していく考えである。

謝 辞

本研究（の一部）は内閣府総合科学技術・イノベーション会議の戦略的イノベーション創造プログラム（SIP）「エネルギーキャリア」（管理人：JST）によって実施されました。東北大学の小林秀昭先生をはじめご指導、ご協力いただいたすべての関係各位に感謝申し上げます。

また試験場所のご提供、アンモニア供給設備の利用等にご協力をいただきました中部電力株式会社（現在、株式会社JERA）および同社知多火力発電所の関係者の方々に厚く御礼申し上げます。

参考文献

- (1) SIP（戦略的イノベーション創造プログラム）“エネルギーキャリア”，最終報告書，“アンモニア直接燃焼”，“アンモニア燃焼マイクロガスタービン”（2019）。
- (2) 壹岐典彦，倉田修，“アンモニアを燃焼するガスタービン”，日本燃焼学会誌，Vol. 58，No. 186（2016），pp. 215-222
- (3) 壹岐典彦ほか，“ガスタービンにおけるアンモニア燃焼利用”，第44回ガスタービン定期講演会（酒田）講演論文集，C-12（2016），pp. 259-264
- (4) 長谷川武治，“アンモニア併産／CO₂回収型高効率IGCC発電-アンモニア利用の現状とガスタービン開発の課題-”，第44回ガスタービン定期講演会（酒田）講演論文集，C-11（2016），pp. 253-257

一方向Ni基超合金の冷却孔周囲の破損モード予測法の提案

Failure Mode Prediction Method Around Cooling Hole in A Directionally Solidified Ni-Base Superalloy

與那國 優希^{*1}
YONAKUNI Yuki岡崎 正和^{*2}
OKAZAKI Masakazu

ABSTRACT

Introduction of renewable energies into the energy grid line may impel the land base gas turbine systems expose more frequent load change, which promotes the thermal stress cycles in the structural components. Under this condition, it is essential to know or predict the component lives more precisely, after understanding what type of failure mode is the most pronounced in several types of failures; e.g. fatigue, creep, and oxidation. In this work, the experiments were performed under two different conditions to investigate possible failure modes around cooling hole, around which the transient thermal stress as well as creep were significant. The experiments showed that the failure mode was sensitivity changed to the temperature and the load condition around cooling hole. A new method was proposed to predict to the predominant failure mode, taking account of loading frequency, mean stress and thermal stress.

キーワード：Ni基超合金，クリープ疲労，重畳負荷，冷却孔，破損モード

Key words：Ni-base Superalloy, Creep Fatigue, Superimposed load, Cooling Hole, Failure Mode

1. 緒言

Ni基超合金は高温において優れた耐クリープ特性を有することからガスタービン動翼などに必須の材料である。その一方で、ガスタービンの燃焼ガス入口温度は熱効率向上のために年々増加しており、現在では1700℃の領域にまで達している⁽¹⁾⁻⁽⁵⁾。この温度はNi基超合金の耐用温度に匹敵するため、ガスタービン翼には様々な冷却技術が導入されている^{(4),(5)}。たとえば翼表面の多数の冷却孔から圧縮空気を噴出させることで翼周りに冷却フィルムを形成させ、翼壁表面温度を許容値以下に保っており、その冷却システムは高度化・複雑化の一途にある。一般に、ガスタービン翼の冷却孔周りにおいては温度勾配に起因した熱応力が生じているのが通常である。この熱応力がガスタービン翼に作用する機械的負荷と重畳した場合、冷却孔周囲の応力集中効果も相まって、従来の知見からは想定しがたい破損を生じることが懸念されている^{(1),(6)}。

一方、近年では、従来の化石燃料由来のエネルギーシステムに加えて再生可能エネルギーの大量導入時代になって

いる。再生可能エネルギーシステムの出力は季節や天候に強く依存するため、それらがいったん電源系統に接続されると、既存の発電用ガスタービンは頻繁かつ急激な負荷変動を余儀なくされる。この変動が顕著でかつ高速である場合には、構造体の過渡的応答に起因した熱応力（熱過渡応力）による破損を考慮した設計が求められる⁽⁶⁾⁻⁽¹⁰⁾。熱過渡応力は定常的熱応力や遠心力による定常応力との重畳によりクリープを加速させる可能性もある。その一方で、熱過渡応力の高い負荷周波数は疲労破損を加速させる側面もある。これらのことは、特にガスタービン翼の冷却孔周囲で、どのような破損が顕在化するかを予測した上で、支配破損モードに立脚した寿命推定法の確立が望まれていると言えよう。

本研究の目的は冷却孔周囲の破損モード予測法の提案である。まず、破損モードの予測方法を調査するにあたって、熱過渡応力が機械的なクリープ負荷波形に重畳した場合における冷却孔周囲の力学的状態をシミュレートした条件下での破損挙動を実験的に調査した。そこでは、冷却孔周囲の非定常温度変動によって生じる顕著な熱過渡応力が繰返される条件（条件A）と、低サイクルクリープ疲労負荷の上に、熱過渡応力を模擬した高サイクル疲労負荷を重畳させた条件（条件B）の2種類の条件下のき裂伝ば試験を実施した。これらの結果を基に、破損モードを考慮したNi基超合金の冷却孔周囲における寿命予測法について検討した。

原稿受付 2019年10月18日

査読完了 2020年5月18日

*1 長岡技術科学大学

〒940-2188 長岡市上富岡町1603-1

E-mail: s155012@stn.nagaokaut.ac.jp

*2 同上

2. 供試材および実験方法

2.1 試験片および実験装置

供試材はCM247LC一方向凝固材（DS材）とした。ここでDS材の負荷軸方向は結晶方位<001>から5°以内となっている。試験片形状をFig. 1に示す。中空円筒状の試験片の標点部中央に7 mm間隔で合計3つの模擬冷却孔（直径2 mm）を加工している。後述する条件Aの実験では、この穴を通じて試験片内側から外側に向かって圧縮空気を噴出させている。

本研究では、定常的な低サイクルクリープ疲労負荷 (LC-TMCF) の上に冷却孔周りの温度勾配と熱変動により誘起される過渡的な高サイクル熱疲労 (HC-TMF) 負荷が重畳された状態を模擬できるように自作した試験装置を用いた⁽⁸⁾。その概略図をFig. 2に示す。本試験装置は油圧サーボ試験機 (株島津製作所製) および高周波数誘導加熱装置 (株東京高周波電気炉製 (130kHz, 5kW)) から構成され、低サイクルクリープ疲労負荷の上に、冷却用の圧縮空気を試験片に加工した冷却孔から間欠的に噴出させることにより、高サイクル熱疲労負荷が重畳できる試験系としている⁽⁸⁾。この試験系の採用により、DS材の凝固方向、遠心力で生じる主応力方向および冷却孔周囲に生じる試験片負荷軸方向の熱応力が同軸上になるような状態での疲労試験系としていることになる。

2.2 試験方法

本研究の目的は、Ni基超合金DS材の冷却孔周囲の破

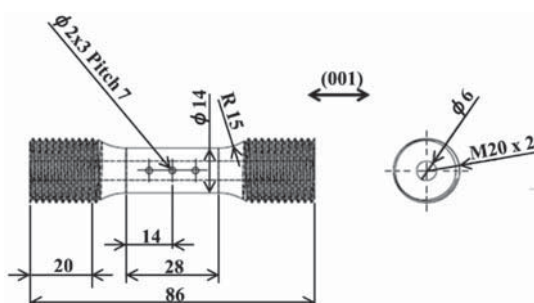


Fig. 1 Geometry of hollow specimen with cooling holes.

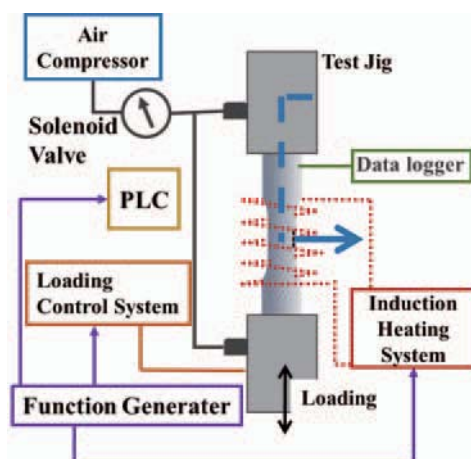


Fig. 2 Illustration of the test system used in the experiment.

損モードを予測した上で寿命を予測する方法を提案することにある。従来、ガスタービンの起動・停止によって生じる負荷モード、つまりFig. 3 (a)に示すような台形波の負荷波形を想定し、その寿命予測の観点から議論がな

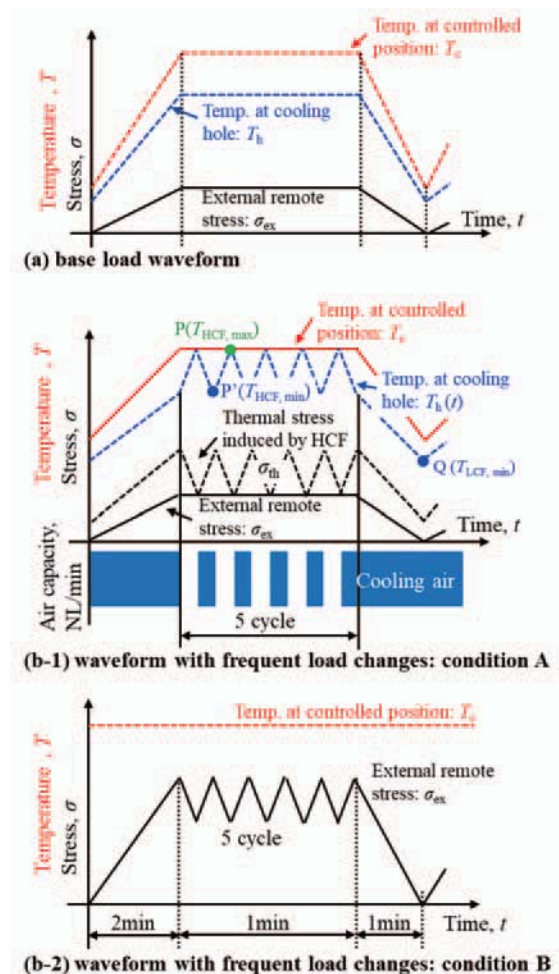


Fig. 3 Illustration in-service condition of gas turbine structure. (a) base load waveform caused by gas turbine start/shut-down, and (b) waveform with frequent load changes.

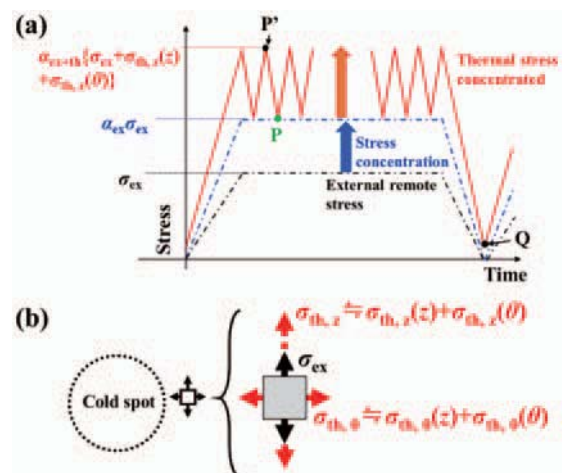


Fig. 4 (a)Schematic diagram on local thermal stress under the Condition A when thermal stress is superimposed on mechanical stress and (b)remote thermal stress near the cold spot at point P'.

されてきた^{(11),(12)}。この負荷の形態はクリープ疲労 (CF) 負荷と称され、数多くの研究者によって、破損寿命推定方法が調査されてきた。その一方で、近年では、第一章でも述べたように再生可能エネルギーシステム大量導入に伴い生じる急速かつ急激な負荷変動を考慮したガスタービン構造体の設計が求められている。そこで本研究では、高速/高負荷変動によって生じる熱過渡応力を従来の負荷波形 (Fig. 3 (a)) に導入した新しい負荷波形 (Fig. 3 (b-1)) に注目した。熱的および機械的な高速/高負荷変動を意識した負荷波形として Fig. 3 (b-1) および Fig. 3 (b-2) に示すような 2 つの異なる波形を想定することにした。すなわち、従来までの負荷波形における負荷保持中に冷却孔周囲の温度勾配を人為的に作り出し、それによって生じる熱過渡応力の繰返しが有意となる波形 (条件 A) と、冷却孔周囲の温度変動はないが、Fig. 3 (a) の負荷保持中に機械的な応力変動が重畳され、かつクリープの効果も有意となる波形 (条件 B) の 2 種類である。

各試験の条件を Table 1 に示す。条件 A の試験においては Fig. 3 (b-1) に示す In-Phase 型の低サイクル熱機械的クリープ疲労負荷 (LC-TMCF) を与えた上で、その負荷サイクル中の外力保持期間中に常時流している冷却空気を間欠的に閉鎖する方式としている。この場合、冷却空気が流れていない期間中は試験片の遠方部と冷却孔部はほぼ同じ温度となる一方で、それが流れている期間では冷却孔周囲が強制的に冷却されるため局所的な熱応力が発生し、それが繰返される原理となっている⁽¹⁰⁾ (Fig. 4)。この時、LC-TMCF 期間中の応力範囲は 240 MPa、応力比は $R=0$ で、負荷保持時間を 60 秒および周波数を 1/240 Hz とし、冷却空気の停止間隔は 6 秒、空気流量を 100 NL/min とした。なお、冷却孔周囲の温度分布を測定するために取り付けられた K 型熱電対によって、LC-TMCF 期間中の最高温度 $T_{\max}$ ($=900^{\circ}\text{C}$) において、圧縮空気供給中の冷却孔周囲温度が 770°C であることを確認している⁽¹⁰⁾ (Table 2 参照)。

Table 1 Test conditions of conditions A and B.

Test condition	Condition A	Condition B
Temperature at controlled position	900 °C	950 °C
Temperature around cooling hole	770 °C	950 °C
Applied remote stress in LCF part	240 MPa	300 MPa
Applied remote stress in HCF part	0 MPa	130 MPa
number of cycle in HCF	5	5

Table 2 Temperature gradient under the condition A.

Max. Temperature at controlled position, $T_{c,\max}$	Temperature at cooling hole at $T_{c,\max}$	Min. Temperature at controlled position, $T_{c,\min}$	Temperature at cooling hole at $T_{c,\min}$
900 °C	770 °C	300 °C	220 °C

Table 3 Temperature gradient under the condition B.

In axial direction around cooling hole	In hoop direction around cooling hole	In thickness direction around cooling hole
$\sim 10^{\circ}\text{C}$	$\sim 10^{\circ}\text{C}$	$\sim 5^{\circ}\text{C}$

一方、条件 B の試験においては、冷却孔周囲が冷却されず、かつその温度が十分高くしてクリープの影響が顕在化すると想定される条件下で、低サイクルクリープ疲労 (LCCF) 負荷と高サイクル疲労 (HCF) 負荷を重畳させた負荷を加えた (Fig. 3 (b-2))。この時、LCCF 期間中の応力範囲は 300 MPa (応力比 $R=0$) で、HCF 期間中の応力範囲は 130 MPa、その期間中の繰返し数 N_{HCF} は 5 cycle、試験温度は 950°C とした。この条件は、クリープの影響が条件 A よりも顕在化する温度条件とする一方で、その負荷レベルが前報で算出した条件 A の HCF 期間中に生じる熱応力範囲と同程度の大きさになる条件⁽¹⁰⁾として設定した。

一連の試験期間中には、試験片標点部の伸びを伸び計によって測定すると同時に、冷却孔上下端の開口変位 δ の時間履歴も光学顕微鏡を介して計測・モニターした。

3. 実験結果

3.1 熱過渡応力がクリープ疲労負荷に重畳した際のき裂伝ば挙動

Table 1 中の条件 A の試験により、冷却孔周囲からのき裂の発生が観察された。き裂の形態として冷却孔の肉厚中心部から生じた Crack 1 と試験片内側の冷却孔コーナーから生じた Crack 2 が観察された (Fig. 5)。これらの挙動を解析するにあたり 1 ブロックの負荷サイクルあたりのき裂進展速度 $(da/dN)_{\text{block}}$ に注目し、応力拡大係数範囲 $\Delta K_{\text{LCF,app}}$ との関係で調査した。 $\Delta K_{\text{LCF,app}}$ は暫定的に次式により評価した。

$$\Delta K_{\text{LCF,app}} = F(a,b) \Delta \sigma_{\text{ex}} \sqrt{\pi a} \quad (1)$$

ここで $\Delta \sigma_{\text{ex}}$ は外負荷による応力範囲である。また $F(a,b)$ は冷却孔周囲で発生するき裂のき裂長さ a とき裂深さ b の比率 a/b に依存する補正係数であり⁽¹³⁾、ここではき裂のアスペクト比を $a/b=1$ と仮定し、アスペクト比による影響を無視した上で $\Delta K_{\text{LCF,app}}$ を求めた。

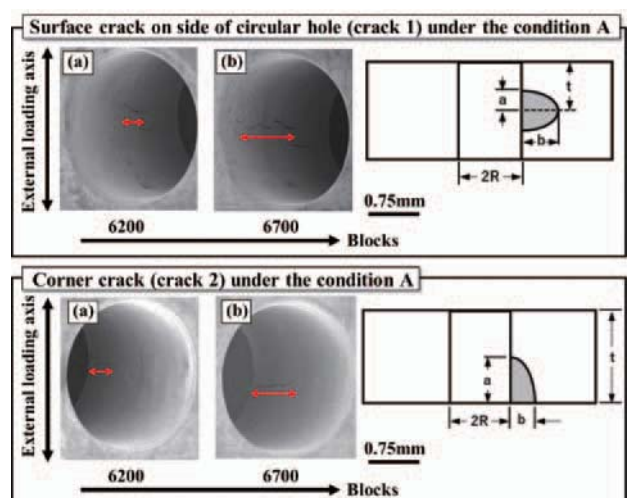


Fig. 5 Crack initiation and propagation around the cooling hole under the condition A.

1 ブロックの負荷あたりのき裂進展速度 $(da/dN)_{\text{Block}}$ と応力拡大係数範囲 $\Delta K_{\text{LCF,app}}$ の関係をFig. 6に示す。図中には比較のため、750℃から1000℃の間でこれまでに報告されている等温疲労き裂伝ば挙動の結果も併せて示した。Fig. 6より本研究の結果を $\Delta K_{\text{LCF,app}}$ で評価した場合、き裂進展速度 $(da/dN)_{\text{Block}}$ は一定温度下の疲労き裂進展速度よりも非常に大きいことがわかる。

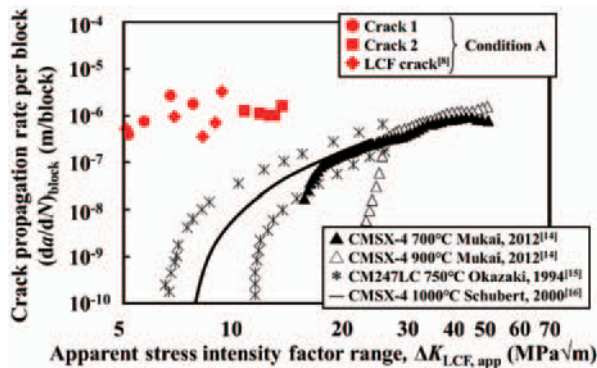


Fig. 6 Relationship between the crack propagation rate and the stress intensity factor range evaluated by Eq. (1).

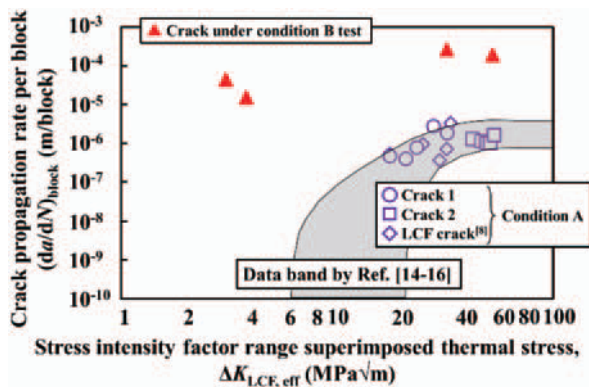


Fig. 7 Relationship between the crack propagation rate and the corrected stress intensity factor range by Eq. (2).

以上の結果を精査するにあたって、冷却孔周囲に生じている2つの事柄を考慮する必要がある。1つは冷却孔による応力集中効果、もう1つは冷却孔周囲と遠方部との間に生じている温度勾配による熱応力の効果である。以下、これらの効果を順次考慮していく。まず、簡単化のため、厚さ方向の温度勾配を無視し、試験片軸方向と周方向の温度差によって生じる熱応力に注目する。条件Aの下で生じる熱応力にはLCF区間中の熱応力とHCF区間中の熱応力の2種類がある。そして、そこでは冷却孔周りで生じる周方向と軸方向の温度分布によって誘起された熱応力が生じている。Fig. 4に示すようにこれらの熱応力は、外力との重畳により、(i) 疲労負荷中の応力範囲と (ii) 応力比を変化させる効果、および (iii) 応力の多軸度を変化させる効果をもつと考えられるため、本来の応力拡大係数範囲 ΔK ではこれらの影響を考慮して補正すべきである。これらの補正事項の詳細については著者らの前報である文献(10)において議論をしているた

め、ここではこれら3つの影響の考慮方法について簡単に説明する。冷却孔周囲に温度分布が生じる条件Aでは、試験片の軸方向および周方向の温度分布により生じる軸方向熱応力振幅 $(\Delta\sigma_{\text{th},z}(z) + \Delta\sigma_{\text{th},z}(\theta))$ がLCF中の応力振幅 $\Delta\sigma_{\text{ex}}$ に重畳すると考えられる。これらの応力の総和 $(\Delta\sigma_{\text{ex}} + \Delta\sigma_{\text{th},z}(z) + \Delta\sigma_{\text{th},z}(\theta))$ は冷却孔の応力集中によってさらに割増させられる。この割増度を $\alpha_{\text{ex+th}}$ と表記すると、 $\alpha_{\text{ex+th}}$ は主応力の多軸度を表す係数 λ ($=\sigma_2/\sigma_1$, σ_1 と σ_2 は外力方向とそれに垂直な方向の主応力を表す代表記号) を用いて $\alpha_{\text{ex+th}}(\lambda) = 3 - \lambda$ と表記できる⁽¹⁷⁾。この割増度を用いることで試験片軸方向に生じた熱応力 $\sigma_{\text{th},z}$ および周方向に生じた熱応力 $\sigma_{\text{th},\theta}$ による多軸度への影響を ΔK に考慮することにする。また、 $\sigma_{\text{th},z}$ の作用による応力比の変化がおよぼすき裂伝ばへの影響は、有効応力拡大係数範囲 ΔK_{eff} の概念を導入することで簡易的に評価することにした⁽¹⁸⁾。

以上の方法によって熱応力の影響を考慮した応力拡大係数範囲 $\Delta K_{\text{LCF,eff}}$ を評価すると次式のようにになる。

$$\Delta K_{\text{LCF,eff}} = [\alpha_{\text{ex+th}}(\lambda_{\text{P}}) \{ \sigma_{\text{ex}} + \sigma_{\text{th},z}(\theta, \text{P}') + \sigma_{\text{th},z}(z, \text{P}') \} - \alpha_{\text{ex+th}}(\lambda_{\text{Q}}) \{ \sigma_{\text{th},z}(\theta, \text{Q}) + \sigma_{\text{th},z}(z, \text{Q}) \}] F(a, b) \sqrt{\pi a} / (1 - R_{\text{LCF}})^{\gamma} \quad (2)$$

ここで式中の P' および Q はFig. 4 (a)中の記号と対応しており、 R_{LCF} はLCF期間における熱応力を考慮した応力比、 γ は応力比 R の影響の程度を示す材料定数である。

式(2)を用いてFig. 6を再整理した結果をFig. 7に示す⁽¹⁰⁾。Fig. 7より、温度勾配に誘起された熱応力が及ぼす3つの力学的な効果を考慮することにより、それらの進展速度は一定温度下の疲労き裂進展速度と概ね一致するようである。すなわち、条件Aのき裂進展挙動は一定温度下の疲労き裂進展速度の知見からある程度予測できると考えられる。なお、2.1節の末尾において述べたように、本研究ではDS材の凝固方向が遠心力による主応力方向と冷却孔周囲に生じる熱応力と同軸上になる形の試験としているが、実機の冷却孔周囲では凝固と垂直方向の熱応力とともに周方向の熱応力も発生するため、材料の強度的異方性の観点からの検討も必要になる。これについては、今後さらに検討が必要である。

3.2 冷却孔周囲の冷却効果がない時のクリープ疲労き裂伝ば挙動

条件Bの試験は、冷却孔周囲の冷却効果が消失した上で、クリープの影響が顕在化した際の状態をシミュレートするために実施したものである。実験によりこのような条件下においても冷却孔周囲から発生するき裂が観察された (Fig. 8)。同図より、Fig. 5に示した条件Aのき裂の様相と大きく異なり、冷却孔形状が負荷方向に大きく変形し、主き裂は小さなき裂との合体を伴いながら伝ばしている。この条件で得られたき裂進展速度を、3.1節と同様に式(2)に示す応力拡大係数範囲 $\Delta K_{\text{LCF,eff}}$ で評価した結果をFig. 7に示す。ただし式(2)中の熱応力項は0としている。これより、条件Bのき裂進展速度は条件A

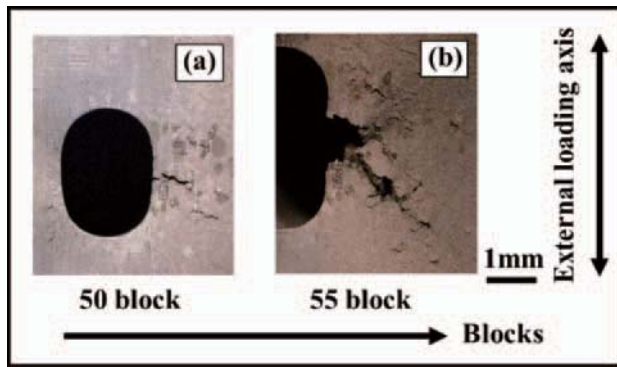


Fig. 8 Crack initiation and propagation around the cooling hole under the condition B.

のき裂進展速度よりも明らかに高くなっており、条件Aと同じ力学的な取り扱いが困難なようである。高温での破損においては、負荷波形の平均応力や試験温度に依存して、繰返し依存型もしくは時間依存型に変化することが知られていることから、この結果は、引張の平均応力が作用する負荷波形において冷却孔周囲の温度が高くなり、時間依存性の破損モード（クリープ）が顕在化し、通常の線形破壊力学的取り扱いができなくなった結果と考えることができる⁽¹⁹⁾。

一般にクリープ破損に対しては、非線形破壊力学パラメータであるクリープJ積分範囲 ΔJ_c で評価できることが知られていることから⁽²⁰⁾、条件Bのき裂進展速度を、 ΔJ_c を介して整理することを試みた。1ブロックあたりのクリープJ積分範囲 $\Delta J_{c,block}$ の算出にあたっては、試験中にモニターした荷重P-き裂開口変位 δ の関係（Fig. 9）を用いて次式のように求められる⁽²⁰⁾。

$$\Delta J_{c,block} = \frac{n-1}{n+1} \frac{S_{B,block} - S_{rap}}{2Wc} \quad (3)$$

式(3)中の n はクリープ指数、 W は試験片の肉厚、 c はリガメント長さ、 $S_{B,block}$ は条件Bの試験中に計測された P_B - δ 曲線と横軸 δ とが囲む面積、 S_{rap} はひずみ速度が十分に大きい時に計測される P_{rap} - δ 曲線と横軸が囲む面積である⁽²⁰⁾（Fig. 9参照）。本研究ではFig. 9中の δ は冷却孔の上下端の伸びより計測した。条件BのLCF期間中における冷却孔の開口変位量を δ_{LCF} 、HCF期間中におけるそれを δ_{HCF} 、rapid strainingの時のそれを δ_{rap} とすると、 $S_{B,block}$ と S_{rap} はそれぞれ次式のように示される。

$$S_{B,block} = \int_0^{\delta_{LCF}} P_B(\delta) d\delta + \int_{\delta_{LCF}}^{\delta_{LCF} + \delta_{HCF}} P_B(\delta) d\delta \quad (4)$$

$$\equiv S_{B,LCF} + S_{B,HCF}$$

$$S_{rap} = \int_0^{\delta_{rap}} P_{rap}(\delta) d\delta \quad (5)$$

本条件の1ブロック中のLCF期間中におけるクリープJ積分範囲 $\Delta J_{c,LCF}$ は、式(4)と式(5)から直接求めることができる。一方、HCF期間においては負荷周波数が高いため、HCF1サイクルあたりの開口挙動は十分な精度で求めることが困難である。いまHCF区間中はクリープ

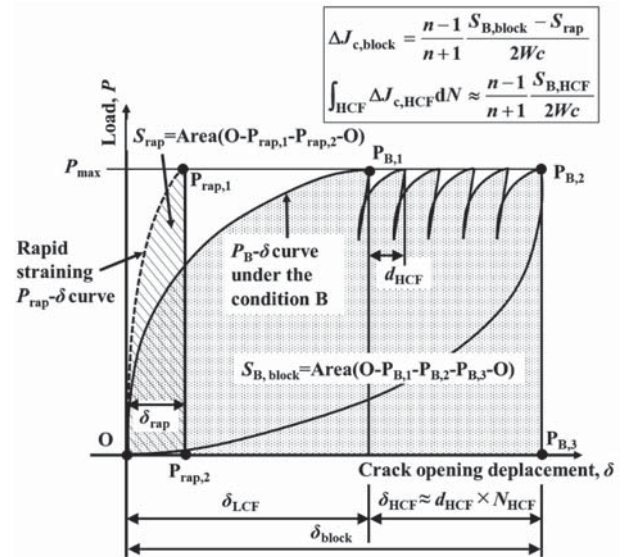


Fig. 9 Evaluation method of creep J-integral range, $\Delta J_{c,block}$ and $\Delta J_{c,HCF}$ on the basis of P- δ curve.

が支配的で、かつHCFの除荷過程において非弾性変形は進行せず、負荷中のクリープ支配型のラチェットによりき裂が開いていくと仮定すると、HCF全区間中のクリープJ積分 $\int_{HCF} (\Delta J_{c,HCF}) dN$ はその間に生じた開口量 δ_{HCF} を介して

$$\int_{HCF} \Delta J_{c,HCF} dN \approx \frac{n-1}{n+1} \frac{S_{B,HCF}}{2Wc} \quad (6)$$

と近似評価できよう。ここで $\Delta J_{c,HCF}$ はHCF1サイクルあたりのクリープJ積分範囲であり、 $S_{B,HCF}$ は、式(4)の右辺第二項の積分式で表される面積である。

き裂進展速度の観点から、条件BにおけるLCFとHCF期間を含めた1ブロック中のき裂進展速度 $(da/dN)_{Block}$ は、LCFおよびHCF期間中のき裂進展速度を包含したもので、HCF期間中のHCF1サイクルあたりのき裂進展速度 $(da/dN)_{HCF}$ を用いて次式のように表すことができる。

$$\left(\frac{da}{dN} \right)_{block} = \left(\frac{da}{dN} \right)_{LCF} + \int_{HCF} \left(\frac{da}{dN} \right)_{HCF} dN \quad (7)$$

ここで積分 $\int_{HCF}$ はHCF期間内のき裂伝ば量の積分を意味している。

式(3)、式(6)および式(7)に基づいて求めた $(da/dN)_{Block}$ - $\Delta J_{c,Block}$ および $(da/dN)_{HCF}$ - $\Delta J_{c,HCF}$ 関係をFig. 10に示す。図には比較のため、他の超合金によって得られたクリープき裂伝ば曲線⁽²¹⁾⁻⁽²³⁾も陰付きバンドで示している。これより条件B下では1ブロックあたりの進展速度 $(da/dN)_{Block}$ のみならず、HCF区間中のそれ $(da/dN)_{HCF}$ もクリープ支配下の伝ば曲線とほぼ一致していることがわかる。換言すれば、この条件では負荷ブロック全体にわたってクリープが破損モードを支配していたことが示唆される。

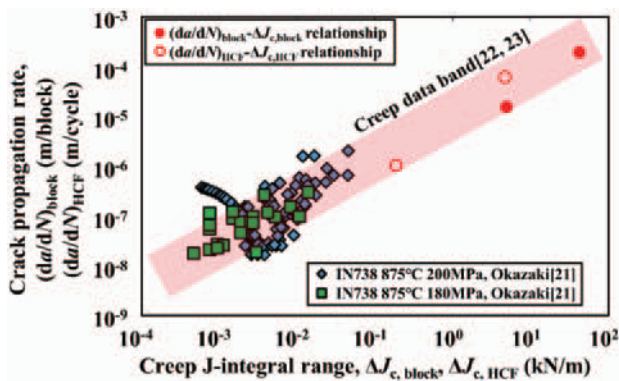


Fig. 10 Relationship between crack growth rate and J-integral range per block and per cycle in HCF under the condition B.

4. 考察

本研究で測定されたき裂進展速度は、条件Aでは応力拡大係数範囲によって、一方、条件BではクリープJ積分範囲によって良好に相関づけることができた。この結果は、同じ高サイクルの負荷が加わった場合でも、き裂先端がおかれる条件によって挙動が異なり、冷却孔周囲の破損を議論する際には、き裂先端がおかれた破壊力学的条件に依存して変化する破損モードを予測した上で、何らかの統一的な考えに従って寿命を予測する必要があることを示している。本章では、この観点から、材料の破損モードを予測した上で、それらの挙動の予測方法を考えてみたい。

負荷周波数 ν がおよぼす破損モードの違いについて、SolomonはFig. 11のような考えを示している²⁴⁾。すなわち、負荷周波数によって材料の破損モードが変わり、破損寿命 t_f は負荷周波数 ν との関係で次式により表せることを示している。

$$\nu^k t_f = \begin{cases} t_{cf} & (k=0 \text{ のとき}) \\ N_{ff} & (k=1 \text{ のとき}) \end{cases} \quad (8)$$

ここで k は材料定数で、時間依存型の破損に対しては $k=0$ 、繰返し依存型の破損に対しては $k=1$ の値となるパラメータである。式(8)の右辺の値は、時間依存型の破損モード($k=0$)に対してはクリープ破断時間 t_{cf} となり、一方、繰返し依存型の破損モード($k=1$)に対しては破損繰返し数 N_{ff} となる。この知見は負荷周波数が材料の破損モードに直接影響を与える因子であることを示している。一方、Paulsonらは疲労負荷波形の最大応力を一定の値として最小応力を変化させたときの破損寿命の調査を行っている²⁵⁾。そして、応力振幅を小さくしていく、つまり平均応力を増加させていくと、ある応力振幅で最大の破損寿命となり、その応力振幅よりも小さくなると破損寿命が短くなるという結果を報告している。このことを考慮し、Paulsonらは上述の自らの結果に対し、応力振幅が小さくなる(平均応力が増加する)につれて疲労支配型の破損からクリープ支配型の破損に遷移したためであると結論づけている。以上の知見から、少なくとも負荷波形の周波数、平均負荷の大きさが材料の破損

モードに影響を与える因子であると考えるのが合理的である。また、一般に、クリープ変形挙動は温度と密接に関連しており、温度が高くなるとクリープ破損が加速される²⁶⁾。

以上のことを総括し、温度 T を T_1 と T_2 で変化した場合の破損寿命と負荷周波数の関係をFig. 11に模擬的に示す。温度が変化すると、材料の破損モードが疲労支配型からクリープ支配型へと遷移すること、その際の遷移負荷周波数も変化することが予想できる。ここで材料の破損モードを予測するためには、負荷周波数、応力振幅(平均応力)および温度の3つの因子を考慮した統一的な予測方法が必要となる。クリープにより破損する時間を t_{cf} とし、疲労により破損する時間を t_{ff} (負荷周波数 ν と破損繰返し数 N_{ff} との関係で $t_{ff}=N_{ff}/\nu$ が成立する)とすると、 t_{cf} と t_{ff} のうち短い方の破損モードが顕在化するはずである。すなわち、 $t_{cf}>t_{ff}$ であるならば疲労支配型の破損、 $t_{cf}<t_{ff}$ であるならばクリープ支配型の破損となることが予見される。以上の判断基準に基づき、任意の負荷波形および温度条件より、クリープ破損寿命 t_{cf} および疲労破損寿命 t_{ff} を定量的に求めていくことにする(Fig. 12)。

クリープ破損寿命 t_{cf} は負荷波形に依存して進行するクリープ変形速度を表す式(式(9))とそれによって相関づけられるパラメータ(式(10))を組み合わせることで求まる²⁶⁾。

$$\dot{\epsilon}_m = \frac{\int_0^{\tau} A \sigma(t)^n dt}{\tau} = A \sigma_{eq,m}^n \quad (9)$$

$$LMP = (T + 273)(\log t_{cf} + C) \quad (10)$$

ここで τ は負荷周波数 ν の逆数であり、 A は材料定数、 $\sigma_{eq,m}$ は平均クリープひずみ速度 $\dot{\epsilon}_m$ をNorton則で関連付けた平均相当応力である。また、式(10)のラーソンミラーパラメータ(LMP)はクリープ破断時間と温度を統一的に表すことができるパラメータであり、負荷される相当応力 $\sigma_{eq,m}$ と LMP を実験的に相関づけることで、その関係式から様々な温度および負荷波形条件下でのクリープ破損時間を推測できる²⁶⁾。

一方、Fig. 11中に表れる疲労破損寿命時間 t_{ff} は、負荷波形の応力比(平均応力)を考慮した修正Goodman則を介して推測することができる。本研究ではCM247LC-DS合金に対して作成した修正Goodman線図(Fig. 13)²⁷⁻²⁹⁾を介して t_{ff} を負荷周波数 ν の関数として求めることにした。

$$t_{ff} = \frac{N_{ff}}{\nu} \quad (11)$$

本試験で採用したようなLCF区間とHCF区間が重畳された負荷波形に対しては(Fig. 3)、破損に至るブロック数をどのように予測するかが課題となるが、ここではLCFおよびHCF区間中での疲労破損サイクル数(それぞれ N_{LCF} および N_{HCF})を求め、次の損傷則に当てはめ

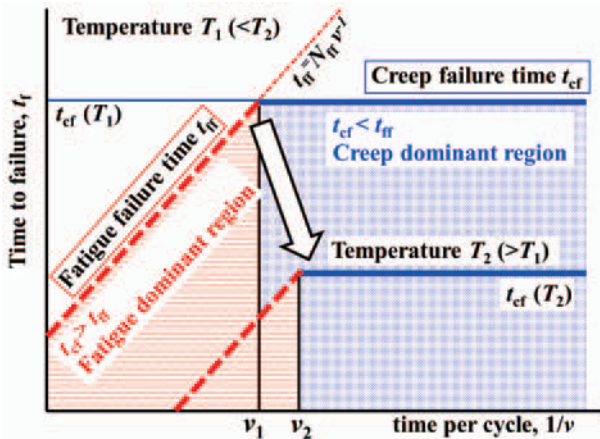


Fig. 11 Relationship between the time to failure and the loading frequency.

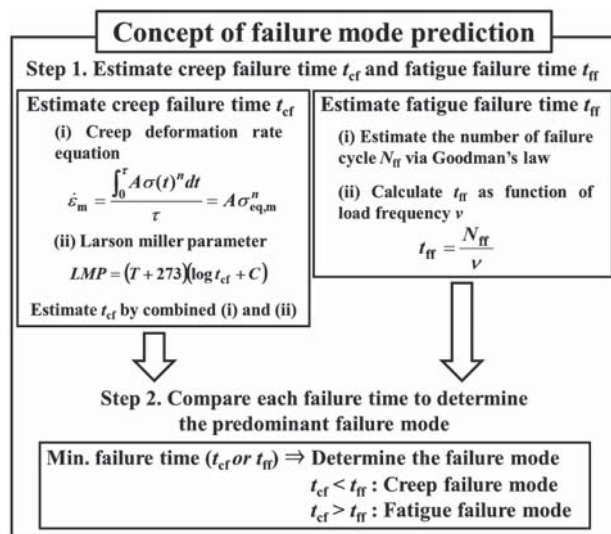


Fig. 12 Concept to predict of predominant failure mode.

ることLCF区間とHCF区間を包含した疲労破損サイクル数 N_{ff} を求めることができよう。

$$\frac{1}{N_{ff}} = \frac{1}{N_{f,LCF}} + \frac{N_{HCF}}{N_{f,HCF}} \quad (12)$$

ここで破損サイクル数 $N_{f,LCF}$ および $N_{f,HCF}$ は修正Goodman線図を介してそれぞれ推測することができる。

以上の行程で予測した破損モード予測曲線をFig. 14に示す。なお、本試験で用いた試験片には冷却孔があり、応力集中の影響を考える必要があるため、クリープ破損に対しては応力集中係数 $\alpha_c (\approx 1.5)^{30})$ を、疲労破損に対しては応力集中係数 $\alpha = 3$ を用いた⁽¹⁷⁾。Fig. 14 (a)には破損部位の温度と応力振幅の関係の下で、条件A ($\sigma_a = 240 \text{ MPa}$, $T = 770^\circ \text{C}$)と条件B ($\sigma_a = 300 \text{ MPa}$, $T = 950^\circ \text{C}$)の結果を対比する形で示している。この図より条件Aでは疲労支配型の破損であること、条件Bではクリープ支配型の破損であることが予測される。一方、Fig. 14 (b)には負荷周波数と破損時間の関係の下で条件Aおよび条件Bの結果を対比している。これらの図から条件AではLCF期間中およびHCF期間中ともに疲労支配

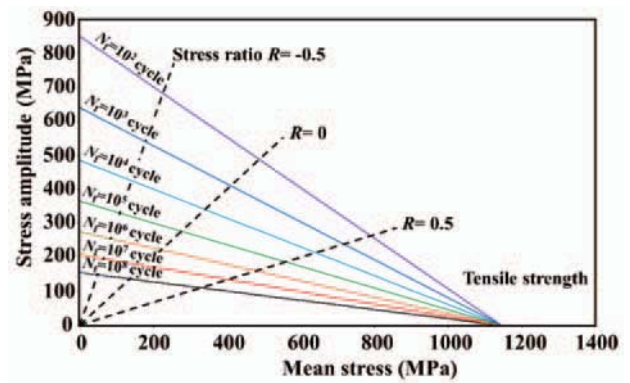


Fig. 13 The Goodman diagram used to determine the number of cycle to failure N_{ff} considering the stress ratio ⁽²⁷⁾⁻⁽²⁹⁾.

型の破損に、また、条件Bでは両者ともクリープ支配型の破損となることが予測される。この結果は第3章で示した結果 (Fig. 7およびFig. 10) とも矛盾しない。

以上の考え方が、異なる負荷波形や合金に対しても適用できるか確認するため、Paulsonら (Ni基超合金 Udimet115) および平ら (SUS316) が行った高温疲労に関する研究への適用を試みた。その結果をTable 4にまとめた^{(20), (25)}。表より、本研究の結果のみならず他の研究者の結果も、ここで提示した考えにより良好に予想できることがわかる。

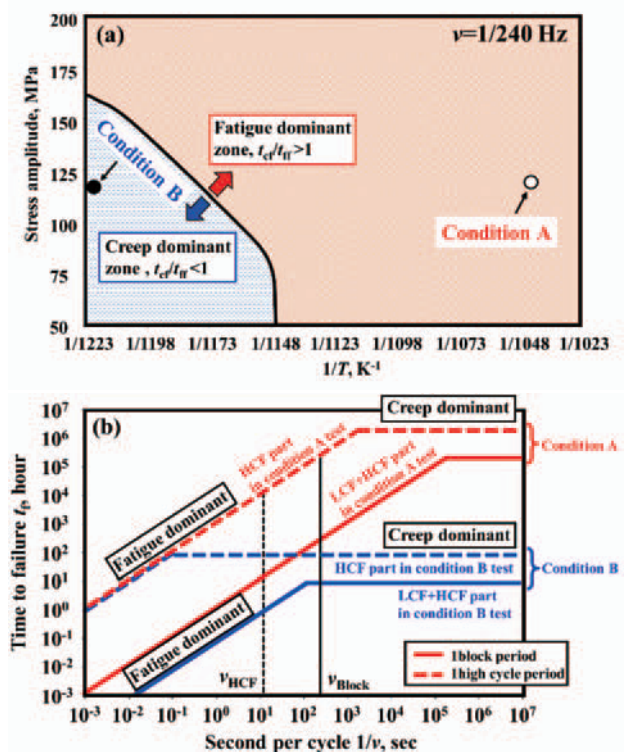


Fig. 14 Failure mode prediction curve (a) at cyclic frequency $\nu = 1/240 \text{ Hz}$ (1block), and (b) relationship between time to failure and cyclic frequency under conditions A and B.

Table 4 Applicability of the present life prediction method to the results by other researchers^{25, 26}.

Material	Stress amplitude	Temperature	Frequency	Failure mode in ref. (by experiments)	Predicted failure mode
Udimet 115	936 MPa	760 °C	1 Hz	Fatigue	Fatigue
Udimet 115	660 MPa	760 °C	1 Hz	Creep	Creep
Udimet 115	316 MPa	760 °C	1 Hz	Creep	Creep
SUS 316	166.7 MPa	650 °C	1/12 Hz	Fatigue	Fatigue
SUS 316	166.7 MPa	650 °C	1/3 Hz	Fatigue	Fatigue
SUS 316	166.7 MPa	650 °C	1/600 Hz	Creep	Creep
SUS 316	215.8 MPa	600 °C	1/600 Hz	Creep	Creep

5. 結言

本研究では、クリープ疲労負荷に熱過渡応力が重畳した際の冷却孔周囲における破損挙動への影響およびその破損モード予測法の考察を行った。その結果以下の結論を得た。

- (1)台形波状のクリープ疲労負荷波形に高サイクル疲労負荷を重畳させた結果、冷却孔周囲の温度および負荷条件によって破損モードが異なった。その際のき裂進展速度は疲労支配となる条件下では応力拡大係数範囲によって、クリープ支配となる条件下ではクリープJ積分範囲を介して有効に整理できた。
- (2)Solomonの提示した破損モードに対する周波数への影響の考え方に基づいて、負荷周波数、平均応力および温度を考慮した破損モード予測法の提案を行った。任意の負荷条件下での時間依存のクリープモードと繰返し依存の疲労モードを想定し、最短の寿命を与えるモードが全体の破損モードを決めるとする考え方に従って寿命予測法を提案した。提案した予測法は本研究の結果のみならず他の研究者の結果に対しても良好に適用可能であった。

謝辞

本研究の遂行にあたり、科学研究費補助金（基盤（A）（Category A, No. 16H02304.））の援助を受けた。記して感謝の意を示す。

参考文献

- (1) H.Kazempour-Liacy, S. Abouali and M. Akbari-Garakani, Failure Analysis of a First Stage Gas Turbine Blade, Engineering Failure Analysis, Vol. 18 (2011), pp. 517-522.
- (2) K. Mukai and Y. Itoh, Hydraulic Energy System to Improve Quality of Energy Grit, Toshiba Review, 58 (2003).
- (3) T. Brendel, E. Affeldt, J. Hammer and C. Rummel, Temperature Gradients in TMF Specimens Measurement and Influence on TMF Life, International Journal of Fatigue, Vol. 30 (2008), pp. 234-240.
- (4) 佐伯祐志, 松下政裕, 福山佳孝, 吉田豊明, 横川忠晴, 原田広史, 1700℃級仮想タービンの構築, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 36, No. 4 (2008), pp. 283-288.
- (5) 吉田豊明, 冷却技術, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 25, No. 97 (1997), pp. 29-34.
- (6) H. L. Bernstein, T. S. Grant, R. C. McClung and J. M. Allen, Thermomechanical Fatigue Behavior of Materials, ASTM STP 1186 (1993), pp. 212-238.
- (7) N. Kasahara, H. Takasho and A. Yacumpai, Structural Response Function Approach for Evaluation of Thermal Striping Phenomena, Nuclear Engineering and Design, Vol. 212 (2002), pp. 281-292.
- (8) M. Okazaki, S. Yamagishi, M. Milton and M. Sekihara, Small Crack Propagation Behavior During Thermo-Mechanical Creep-Fatigue Loading of Ni Based Superalloy Specimen Under Non-Uniformly Distributed Temperature Condition, Materials at High Temperature, Vol. 32, No. 3 (2015), pp. 293-297.
- (9) 與那國優希, 岡崎正和, 熱過渡現象を考慮した遮熱コーティング部材の熱疲労破損寿命評価技術, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 45, No. 6 (2017), pp. 458-464.
- (10) 與那國優希, 吉崎伸, 岡崎正和, Ni基超合金一方向凝固材の冷却孔周囲の微小き裂進展に及ぼす高サイクルと低サイクル疲労負荷の重畳効果, 材料, Vol. 68, No. 2 (2019), pp. 129-135.
- (11) E. L. Robinson, Effect of Temperature Variation on the Long-Time Rupture Strength of Steels, ASME Transactions, Vol. 74 (1952), pp. 777-781.
- (12) S. S. Manson, G. R. Halford, M. H. Hirschberg, Design for Elevated Temperature Environment, ASME (1971), pp. 12-28.
- (13) J. C. Newman, Jr. and I. S. Raju, Stress Intensity Factor Equations for Cracks in Three-Dimensional Finite Bodies, NASA Technical Memorandum 83200 (1981), pp. 1-49.
- (14) H. Hasegawa and Y. Mukai, The Effect of Crystal Orientation and Temperature on Fatigue Crack Growth of Ni-Based Single Crystal Superalloy, Superalloys 2012 (2012), pp. 225-233.
- (15) M. Okazaki, H. Yamada and S. Nohmi, Temperature Dependence of the Intrinsic Small Fatigue Crack Growth Behavior in Ni-Base Superalloys Based on Measurement of Crack Closure, Metallurgical and Materials Transaction, Vol. 27, No. 4 (1996), pp. 1021-1031.
- (16) F. Schubert, T. Rieck and P. J. Ennis, The Growth of Small Cracks in the Single Crystal Superalloy CMSX-4 at 750 and 1000℃, Superalloys 2000 (2000), pp. 341-346.
- (17) W. D. Pilkey and D. F. Pilkey, Stress Concentration Factors, Wiley (2008).
- (18) K. Walker, The Effect of Stress Ratio During Crack Propagation and Fatigue for 2024-T3 and 7075-T6 Aluminm, ASTM STP 462 (1970), pp. 1-14.
- (19) V. Dimopoulos, K. M. Nikbin and G. A. Webster, Influence of Cyclic to Mean Load Ratio on Creep/Fatigue Crack Growth, Metallurgical Transactions A, Vol. 19, No. 4 (1988), pp. 873-880.
- (20) 平修二, 大谷隆一, 北村隆行, 山田勝彦, クリープ・疲労重畳下のき裂伝ばに関するJ積分による検討, 材料, Vol. 28, No. 308 (1979), pp. 414-420.

- (21) 岡崎正和, 山岸郷志, 杉原一興, 與那國優希, 超合金模擬冷却孔からのクリープ・疲労微小き裂の進展, 第45回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集, (2017).
- (22) 田淵正明, 久保清, 八木晃一, NCF800H合金のクリープ破壊機構に基づくクリープき裂成長挙動の評価, 鉄と銅, Vol. 79, No. 6 (1993), pp. 732-738.
- (23) K. Sadananda and P. Shahinian, Creep Crack Growth Behavior of Several Structural Alloys, Metallurgical Transactions A, Vol. 14, No. 7 (1983), pp.1467-1480.
- (24) H. D. Solomon, Frequency dependent low cycle fatigue crack propagation, Metallurgical Transactions, Vol. 4, No. 1 (1973), pp. 341-347.
- (25) R. R. Paulson, L. G. Fritzemeier and J. K. Tien, S-N Curve Inversion of a Nickel-Base Superalloy at Elevated Temperature, Metallurgical Transactions A, Vol. 14, No. 3 (1983), pp. 727-731.
- (26) M. Maldini, M. Marchionni, M. Nazmy, M. Staubli and G. Osinkolu, Creep and Fatigue Properties of a Directionally Solidified Nickel Base Superalloy at Elevated Temperature, Superalloys 1996 (1996), pp. 327-334.
- (27) G. L. Erickson, K. Harris and R. E. Schwer, Directionally Solidified DS CM 247 LC - Optimized Mechanical Properties Resulting from Extensive γ' Solutioning, ASME 1985, International Gas Turbine Conference and Exhibit, 18-21 (1985).
- (28) 伊藤洋茂, 犬飼隆夫, 一方向凝固および単結晶超合金切欠材の773Kにおける高サイクル疲労強度評価, 日本機械学会論文集 (A編), Vol 69, No. 682 (2003), pp. 1015-1020.
- (29) T. Hasebe, M. Sakane, M. Ohnami, High Temperature Low Cycle Fatigue and Cyclic Constitutive Relation of MAR-M247 Directionally Solidified Superalloy, Journal of Engineering Materials and Technology, Vol. 114 (1992), pp. 162-167.
- (30) 大谷隆一, 切欠き材のクリープにおける応力集中とひずみ集中, 材料, Vol. 25, No. 270 (1976), pp. 14-19.

翼・ディスク系の共振応答と不釣り合い量の多目的最適化に関する研究

Study on The Optimization of Blade Resonant Response and Amount of Unbalance

金子 康智*¹
KANEKO Yasutomo

渡邊 敏生*²
WATANABE Toshio

古川 達也*³
FURUKAWA Tatsuya

ABSTRACT

This study proposes a practical optimization method of bladed disks that makes resonant response and amount of unbalance of the bladed disk small by sorting the blades on a disk. To verify the proposed optimization method, first, the original mistuned bladed disk is generated by Monte Carlo simulations. Second, the optimal bladed disk with a small amplification factor and a small amount of unbalance is searched by using Monte Carlo simulations and the genetic algorithm. The amplification factor and the amount of unbalance of the optimal bladed disk are compared with those of the original bladed disk. In addition, the amount of unbalance of the optimal bladed disk is also compared with that by the conventional balancing method. From the analysis results, the validity of the proposed optimization method is verified. Applying the proposed method, the reliability of bladed disks can be increased without increasing the manufacturing cost.

キーワード：ガスタービン，蒸気タービン，強制振動，ミスチューニング，不釣り合い量，最適設計

Key words : Gas Turbine, Steam Turbine, Forced Vibration, Mistuning, Amount of Unbalance, Optimal Design

1. 緒言

ターボ機械の動翼の損傷原因は、高サイクル疲労や腐食疲労など振動に起因するものが最も多く、設計段階で翼に発生する振動応力を正確に予測し、振動強度を向上させることが不可欠になっている。このため、翼の共振応力を低減させるために、従来の翼設計では、

- (1) 運転回転数範囲内で明瞭な加振力との共振を回避させる。
- (2) 動静翼間距離の拡大などにより加振力を低減させる。
- (3) クロッキングや非対称配置静翼構造を利用して加振力を低減させる⁽¹⁾。
- (4) プラットフォーム型ダンパやシュラウド翼構造などを採用して構造減衰を付加する⁽²⁾。

などの対策が取られてきた。また、ミスチューンによる共振応答の増大効果を抑制するため、設計段階で個々の翼に意図的なミスチューンを与え、工作誤差や材料定数の変動により生じるランダムミスチューンの影響を緩和

する方法も検討されている⁽³⁾。

一方、これらの設計段階での対策とは別に、可変速機で明瞭な加振力との共振回避が困難な単独翼構造の翼・ディスク系（翼1本1本をディスクに植え込む翼構造を有する翼・ディスク系）に対しては、翼を製作した後に個々の翼の固有振動数を計測し、明瞭な加振力との共振応力が最小になるようにディスク上に翼を配置することが共振応力低減対策として有効であると考えられる⁽⁴⁾。なお、明瞭な加振力とは、偏流による低次のハーモニック加振力や翼列干渉による加振力のように、翼の振動強度設計において強度評価が必要な加振力を意味している。このため本研究では、個々の翼の固有振動数計測結果と重量計測結果を利用して、翼の共振応答と軸振動の原因になる不釣り合い量を同時に考慮した最適配列を探索する手法を提案する。具体的には、Fig. 1に示すような振動試験により全数の翼の固有振動数を計測した後、計測した翼の固有振動数分布と質量分布に対応する翼・ディスク系（ミスチューン系）の解析モデルを作成する。つぎに、ミスチューン系に発生する共振応答と不釣り合い量の解析を行い、モンテカルロ法や最適化手法DDE (Discrete Differential Evolution)⁽⁵⁾を利用して、共振応答と不釣り合い量の両方が最適になる翼の配列を求める。DDEは遺伝的アルゴリズムに基づく最適化手法であり、整数や離散的な変数を効率良く取り扱うことができる。最適配列を求めるためには、翼・ディスク系の共振応答解析を繰

原稿受付 2019年11月28日

査読完了 2020年5月18日

* 1 龍谷大学

〒520-2194 大津市瀬田大江町横谷1-5

E-mail: y_kaneko@rins.ryukoku.ac.jp

* 2 三菱重工業(株)

〒676-8686 高砂市荒井町新浜2-1-1

* 3 三菱日立パワーシステムズ(株)

〒676-8686 高砂市荒井町新浜2-1-1

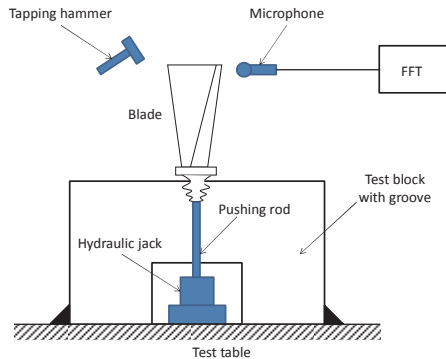


Fig. 1 Set-up for frequency measurement of blade

り返し行うことが必要になるため、計算負荷が小さい等価ばね・質量モデル⁽⁶⁾を利用する。

提案する最適化手法を典型的な単独翼構造の翼・ディスク系モデルに適用して数値シミュレーションを行い、共振応答や不釣合い量の低減効果を確認するとともに、従来のバランス法との比較を行う。

2. 解析方法

2.1 ミスチューン系の共振応答解析

単独翼構造の翼・ディスク系をFig. 2に示す等価ばね・質量モデルで表す。Fig. 2において、 m_1^i , k_1^i , c_1^i は翼の等価質量、等価剛性、等価減衰係数であり、 m_2 , k_3 はディスクの等価質量、等価剛性である。また、 k_4 はディスクの周方向の連成を表す等価剛性である。上添え字 i がついている量は個々の翼で値が異なることを示す。簡単のため、以下の説明では「等価」という語句を省略し、「等価質量」は単に「質量」として説明する。なお、Fig. 2の等価ばね・質量モデルは、翼・ディスク系の振動特性を表すことができる最も単純な力学モデルであり、 m_1^i や m_2 の運動方向は x 方向のみである。すなわち、 k_1^i , k_3 , k_4 は何れも x 方向の変位に対するばねになる。

Fig. 2に示す翼・ディスク系が、偏流などに起因するハーモニク加振力を受けるとき、翼・ディスク系全体の運動方程式は式(1)で表すことができる。ただし、減衰項はモーダル減衰として導入するので式(1)では省いている。これは、翼の減衰は翼構造やモード毎にモーダル減衰として整理されることが多く、既存の設計データを解析に反映し易くするためである。

$$[M^i]\{\ddot{x}^i\} + [P^i]\{\dot{x}^i\} + [Q^i]\{x^{i+1}\} + [Q^{i-1}]\{x^{i-1}\} = \{f^i\} \quad (1)$$

ここで、

$$[M^i] = \begin{bmatrix} m_1^i & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}, \quad [P^i] = \begin{bmatrix} k_1^i & -k_1^i \\ -k_1^i & k_1^i + k_3 + 2k_4 \end{bmatrix}$$

$$[Q^i] = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -k_4 \end{bmatrix}, \quad \{x^i\} = \{x_1^i \quad x_2^i\}^T$$

$$\{f^i\} = f_e \exp\{j(\omega t - \varphi^i)\} = \begin{Bmatrix} f^1 \\ 0 \end{Bmatrix} \exp\{j(\omega t - \varphi^i)\} \quad (2)$$

であり、 $\{x^0\} = \{x^N\}$, $\{x^{N+1}\} = \{x^1\}$ (N : 全周の翼枚数)

である。また、 f^1 は翼に作用するモーダル加振力の振幅（実数）である。 ω は加振力の角振動数、 φ^i は翼・ディスク系が回転することによって生じる位相角であり、ロータの回転数を Ω 、加振力のハーモニク数を H とすると式(3)で表すことができる。

$$\omega = H\Omega, \quad \varphi^i = \alpha_H(i-1), \quad \alpha_H = \frac{2\pi H}{N} \quad (3)$$

式(1)の解を式(4)のように仮定し、モーダル法を適用すると、すなわち実験結果から得られるモーダル減衰を組み込んで加振ハーモニク数 H に対する周波数応答を求めると、式(5)が得られる。

$$\{x_W\} = \{x^1 x^2 \dots x^N\}^T = \{X_W\} e^{j\omega t} \quad (4)$$

$$\{X_W\} = \sum_{r=1}^{2N} \frac{\{\phi_r\}^T \{F\} \{\phi_r\}}{k_r(1 - \beta_r^2 + 2j\zeta_r\beta_r)} \quad (5)$$

$$\{F\} = \{f_e f_e e^{-j\alpha_H} f_e e^{-j\alpha_H(i-1)} \dots f_e e^{-j\alpha_H(N-1)}\}^T$$

$$\beta_r = \frac{\omega}{\omega_r} \quad (6)$$

ここで下添え字 W は全周の翼・ディスク系を表している。また、 $\{\phi_r\}$ と ω_r は、式(1)の右辺を零とおいた固有値方程式から求まる翼・ディスク系全体の固有ベクトルと固有振動数であり、下添え字 r は振動モードの次数を表す。 k_r はモーダル剛性、 ζ_r はモーダル減衰比である。

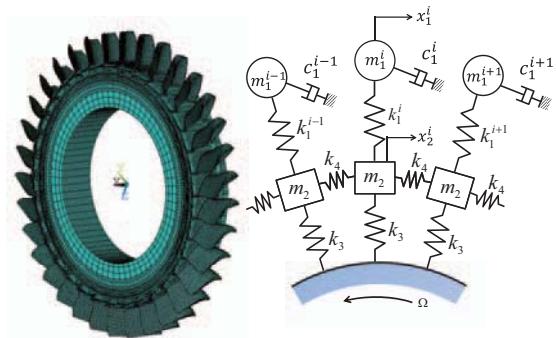


Fig. 2 Analysis model of bladed disk

2.2 ミスチューン系の不釣合い量の解析

翼・ディスク系を構成する i 番目の翼の質量 m_1^i を式(7)で定義すると、不釣合い量 U は式(8)から計算することができる。

$$m_1^i = \bar{m}_1 + \Delta m_1^i \quad (7)$$

$$U = R_0 \sqrt{\left(\sum_{i=1}^N \Delta m_1^i \cos \theta^i \right)^2 + \left(\sum_{i=1}^N \Delta m_1^i \sin \theta^i \right)^2} \quad (8)$$

$$\theta^i = \frac{2\pi(i-1)}{N} \quad (9)$$

ここで、 $\bar{m}_1$ はディスク上の全翼の質量の平均値、 Δm_1^i は i 番目の翼の質量の偏差、 θ^i は1番目の翼を基準にして測った i 番目の翼の周方向の取付け角度であり、式(9)で表すことができる。なお、ディスク翼溝の周方向位置

については偏差が小さいと考え、 $\Delta\theta^i=0$ と仮定している。 R_0 は翼の重心までの半径であり、各翼の重心は同一半径上にあると仮定している。なお、大型の翼では、各翼の重量と重心位置を計測してロータのバランシングを行うが、この場合は式(8)を式(10)のように変更すれば良い。ここで、 R^i は*i*番目の翼の重心までの半径である。

$$U = \sqrt{\left(\sum_{i=1}^N m_1^i R^i \cos\theta^i\right)^2 + \left(\sum_{i=1}^N m_1^i R^i \sin\theta^i\right)^2} \quad (10)$$

2.3 最適ミスチューン系の定義

本研究では、ハーモニク加振力により生じる翼の共振応答と軸振動の原因になる不釣り合い量を同時に考慮して最適な翼の配列（最適ミスチューン系）を求めるが、具体的には式(11)の目的関数を最小にするミスチューン系を最適ミスチューン系と定義している。

$$Opt.index = C_A \cdot AF + C_U \cdot UF \quad (11)$$

$$AF = \max_i \left\{ \frac{|X_w|_{mistuned}}{|X_w|_{tuned}} \right\} \quad (12)$$

$$UF = \frac{U_{aft}}{U_{ori}} \quad (13)$$

ここで、 AF はチューン系に対するミスチューン系の共振応答の増大率（Amplification factor）であり式(12)で定義される。 UF は翼の配列を変更する前の不釣り合い量 U_{ori} と配列変更後の不釣り合い量 U_{aft} との比率である。また、 C_A と C_U は AF と UF に対する重み係数である。本研究では、提案する手法が実際の翼の開発に適用できるかどうかを検証することを目的にしており、一番単純なケースとして、今回の計算では C_A と C_U を何れも1.0にしている。

3. 解析結果

3.1 解析モデル

Fig. 3に解析に使用した翼・ディスク系（ $N=28$ ）の固有振動数を示す。翼・ディスク系の共振応答の解析では、1次モード族と偏流（ $H=4$ ）との共振を解析対象にしておき、翼・ディスク系の対数減衰率（ δ ）は全てのモードに対して0.01（モーダル減衰比に換算すると $\zeta_r \equiv \delta / (2\pi) = 0.159\%$ ）と仮定している。最適ミスチューン系の探索は、以下の手順で実施している。

(1) 単独翼の剛性（ k_i^j ）の偏差が正規分布（変動係数1%）に従うと仮定し、モンテカルロ法によりワーストミスチューン系（共振振幅が最大になるミスチューン系）を求め、このワーストミスチューン系をオリジナルのミスチューン系と定義する。すなわち、ミスチューンが小さい場合には、ミスチューンの原因に拘わらず各翼の共振応答の偏差は各翼の固有振動数の分布だけで説明できるため、ここでは翼の固有振動数の偏差を翼剛性（ k_i^j ）の偏差として与え、共振応答が最大になる翼の固有振動数の分布を求める。

(2) 下記の2ケースについて、オリジナルミスチューン系の翼の質量分布（ $\Delta m_i^j / \bar{m}_1$ の分布）を生成する。

- ・ Case 1：翼の固有振動数と質量との間には明確な相関はなく、翼質量の分布は翼の固有振動数の分布とは独立に正規分布（変動係数1%）に従うと仮定したケース。
- ・ Case 2：翼質量の分布と翼の固有振動数の分布に強い相関がある、すなわち相関係数の絶対値が1に近いと仮定したケース。

なお、ここで生成する翼質量の分布は各翼の固有振動数の分布とは無関係であり、バランシングだけに使用される。

(3) (1)で生成した固有振動数の分布と(2)で生成した翼質量の分布を割り当てた2ケースのミスチューン系（オリジナルミスチューン系）について、モンテカルロ法やDDEを適用して式(11)の目的関数を最小にする最適解を求める。すなわち、翼の共振応答と軸振動の原因になる不釣り合い量を同時に考慮した最適な翼の配列（最適ミスチューン系）を求める。

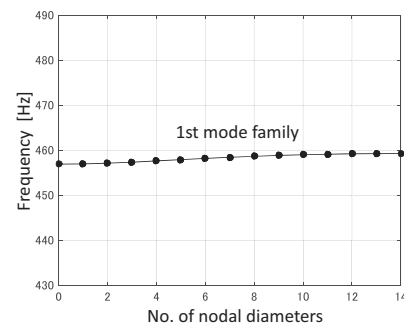


Fig. 3 Natural frequency of bladed disk

Fig. 4は、個々の翼の剛性（ k_i^j ）の偏差が正規分布（変動係数1%）に従うと仮定してモンテカルロ法（解析回数10,000回）で求めた各翼に生じる最大共振振幅のヒストグラムである。Fig. 5は共振応答が最大になるワーストミスチューン系（オリジナルのミスチューン系）の周波数応答解析結果であり、28枚の翼の周波数応答を重ね書きしている。なお、各翼に生じる最大共振振幅は式(5)から求めた応答振幅の最大値であり、以下の説明では各翼の最大共振振幅をチューン系の共振振幅で正規化した AF （式(12)）で表示している。

Fig. 4に示すように、ミスチューンを有する翼・ディスク系では、固有振動数の分化や振動モードの局在化により、ほとんどの翼の共振応答はチューン系よりも小さくなりディスク上の数枚の翼のみに大きな振幅が発生する。従って、ミスチューン系の共振応答の平均値はチューン系よりも小さくなるが、振幅最大の翼が破損を引き起こすため、ミスチューンにより発生する最大振幅を小さくすることが必要になる。Fig. 5に示すように、オリジナルのミスチューン系でも大部分の翼の共振

振幅はチューン系より小さくなっているが、数枚の翼にチューン系よりも大きな共振振幅が発生しており、最大共振振幅の大きさはチューン系に対して1.59倍に増大している。

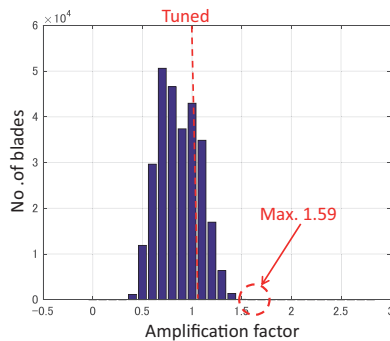


Fig. 4 Histogram of amplification factor

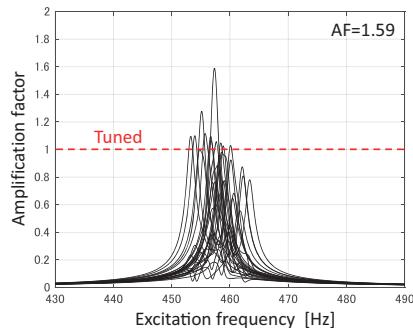


Fig. 5 Frequency response of original bladed disk

以下の最適ミスチューン系の探索では、翼の固有振動数と質量の相関が無いケース (Case 1) と翼の固有振動数と質量の相関が大きいケース (Case 2) について、オリジナルミスチューン系の翼の配列を変更し、式(11)の *Opt. index* が最小になる最適ミスチューン系を求める。

3.2 翼の固有振動数と質量には相関がないと仮定した Case 1 の最適化

Fig. 6 は翼の固有振動数と質量に相関がないと仮定して生成した翼質量の分布と翼の固有振動数の関係を示している。Fig. 6 において $\bar{f}_1$ は翼の 1 次モードの固有振動数の平均値、 $\Delta \bar{f}_1^i$ は i 番目の翼の 1 次モードの固有振動

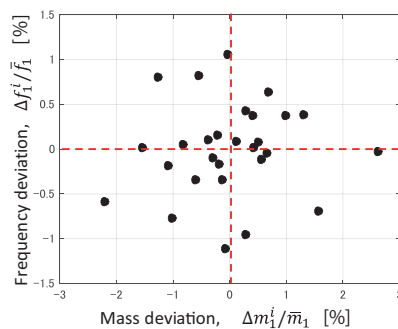


Fig. 6 Distribution of blade frequency and mass of original mistuned bladed disk (Case 1)

数の偏差である。

Case 1 の最適計算では、Fig. 5 と Fig. 6 の特性を持つオリジナルのミスチューン系に対して、ディスク上の翼の配列を変え、共振振幅と不釣り合い量を同時に考慮した最適なミスチューン系を求めている。

3.2.1 モンテカルロ法による最適化 (Case 1) Fig. 7 はモンテカルロ法 (解析回数10,000回) を利用してCase 1 に対する最適ミスチューン系を求めた結果を示している。Fig. 7 から分かるようにオリジナルのミスチューン系 (図中の青丸, $UF=1.00$, $AF=1.59$) に対して最適ミスチューン系 (図中の赤丸) では、 UF は0.0038に、 AF は1.21に低下している。Fig. 8 は、モンテカルロ法で求めた最適ミスチューン系に対する周波数応答解析結果 ($AF=1.21$) を示している。Fig. 8 に示すように、最適ミスチューン系ではオリジナルのミスチューン系 (Fig. 5) と比較して最大共振振幅が1.21まで低下するとともに、全翼の共振振幅のバラツキが小さくなっている。

Fig. 9 はオリジナルのミスチューン系と最適ミスチューン系の翼質量の分布を示している。また、Fig. 9 中には、オリジナルのミスチューン系と最適ミスチューン系の不釣り合い量の値 (式(13)の UF) を記入している。Fig. 9 に示すように、オリジナルの翼の配列 ($UF=1.0$) に対して翼を並び替えるだけで、最適ミスチューン系では共振応答を低減できるだけでなく不釣り合い量を0.0038まで低減できている。なお、本研究の目的は実際の翼設計に適用できる「翼の共振応答とロータの不釣り合い量を

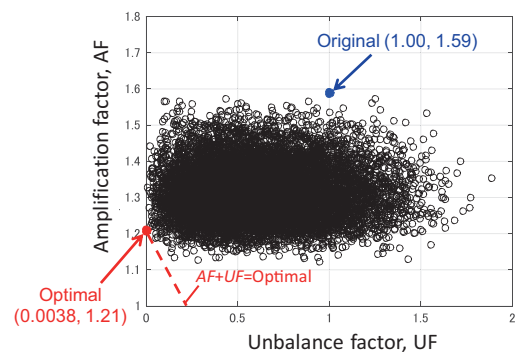


Fig. 7 Pareto optimal solution for amplification and unbalance factor by MCS (Case 1)

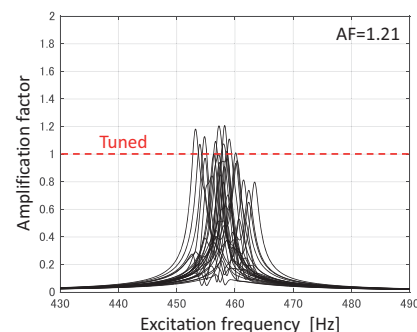


Fig. 8 Frequency response of optimal bladed disk by MCS (Case 1)

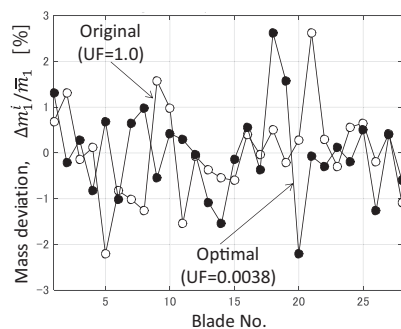


Fig. 9 Original and optimal unbalance factor by MCS (Case 1)

同時に低減する手法の開発と検証」であり、それを実現する手段として2個のパラメータを組み合わせた指標 (*Opt. index*) を利用している。従って、解析結果の評価は、最適化指標 *Opt. index* とともに *AF* や *UF* の個々の値で議論している。

Fig. 10は、従来のバランス法を使用してオリジナルミスチューン系の翼の配置を変更したときの翼質量の分布を示している。従来のバランス法では、翼質量の小さい順に翼を並べ、翼質量の近い翼同士が180° 対抗する位置にくるように翼を配置していく。Fig. 10から分かるように、従来のバランス法では $UF=0.1296$ であり、オリジナルの状態 ($UF=1.0$) に比べると不釣り合い量は低減しているが、依然として不釣り合い量が残っている。一方提案する手法では、Fig. 7, Fig. 8, Fig. 9に示すように共振振幅を低減すると同時に、不釣り合い量についても $UF=0.0038$ (従来のバランス法の不釣り合い量の3%) に低減できている。

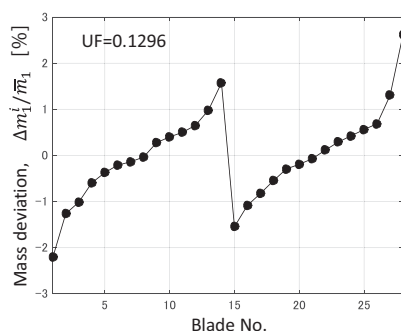


Fig. 10 Mass distribution by conventional balancing (Case 1)

3.2.2 DDEによる最適化 (Case 1) DDEを利用した最適ミスチューン系の探索では、個体数100, 反復回数(世代数) 200, 突然変異確率0.70, 交叉確率0.85にして解析した。これらのパラメータを変更した計算も行ったが、最終的に得られる最適化指標 *Opt. index* (式(11)) の値は小数点4桁までは同一であり有意な差はなかった。Fig. 11にはDDEで最適化計算を行ったときの最適化指標 *Opt. index* の収束状況を示しており、Fig. 12は最適ミスチューン系に対する周波数応答解析結果を示している。また、Fig. 13はオリジナルミスチューン系と最適

ミスチューン系の翼質量の分布を示している。Fig. 11に示すように、DDEで最適計算を行う場合には反復回数を100回程度にすれば、*Opt. index*の値は最小値に収束する。また、これらの解析結果から分かるように、オリジナルミスチューン系 ($UF=1.00$, $AF=1.59$) に対して最適ミスチューン系では、 UF は0.038に、 AF は1.16に低下している。モンテカルロ法で求めた最適値 (*Opt. index*=1.214) に比べるとDDEで求めた最適値 (*Opt. index*=1.200) の方が僅かに改善されているが、ほぼ同等の最適解が得られている。なお、DDEで求めた最適 AF はモンテカルロ法で求めた最適 AF よりも僅かに改善されているが、DDEで求めた最適 UF はモンテカルロ法で求めた最適 UF よりも改悪になっている。最適解に占める AF と UF の割合は、 AF と UF に対する重み係数 (式(11)の C_A と C_U) を変更すればコントロールできる。

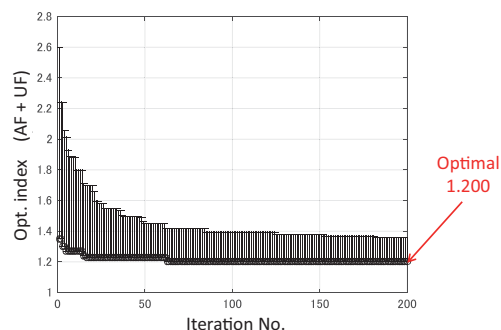


Fig. 11 Convergence of optimal solution by DDE (Case 1)

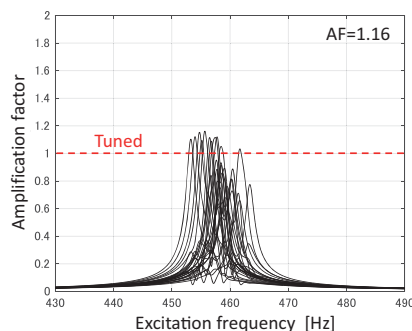


Fig. 12 Frequency response of optimal bladed disk by DDE (Case 1)

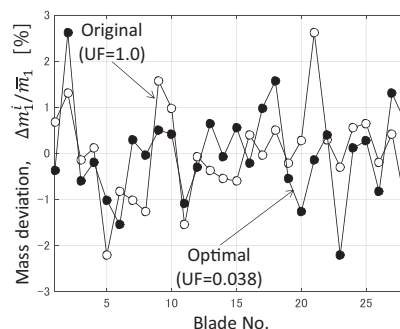


Fig. 13 Original and optimal unbalance factor by DDE (Case 1)

3.3 翼の固有振動数と質量の相関が大きいと仮定した Case 2の最適化

Fig. 14は、翼の固有振動数と質量の相関が強いと仮定して生成した翼質量の分布と翼の固有振動数の関係を示している。Case 2の最適計算では、Fig. 5とFig. 14の特性を持つオリジナルのミスチューン系に対して、ディスク上の翼の配列を変え、共振振幅と不釣り合い量を同時に考慮した最適ミスチューン系を求めている。

3.3.1 モンテカルロ法による最適化 (Case 2) Fig. 15はモンテカルロ法（解析回数10,000回）を利用してCase 2に対する最適ミスチューン系を求めた結果を示している。Fig. 15から分かるようにオリジナルのミスチューン系（図中の青丸、 $UF=1.00$, $AF=1.59$ ）に対して最適ミスチューン系（図中の赤丸）では、 UF は0.024に、 AF は1.18に低下している。

Fig. 16は従来のバランス法を使用してオリジナルミスチューン系の翼の配置を変更したときの翼質量の分布を示している。Fig. 16から分かるように、従来のバランス法では $UF=0.9214$ であり、オリジナルの状態（ $UF=1.0$ ）に比べると不釣り合い量はほとんど低減せず、不釣り合い量が残っている。一方提案する手法では、Case 2の場合でもFig. 15に示すように共振振幅を低減すると同時に、不釣り合い量についても $UF=0.024$ （従来のバランス法の不釣り合い量の3%）まで低減できている。

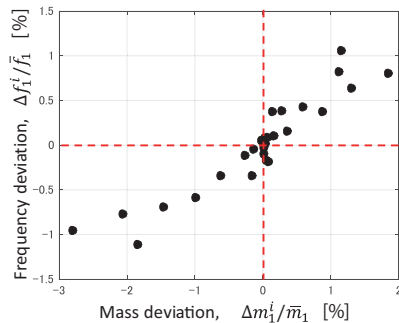


Fig. 14 Distribution of blade frequency and mass of original mistuned bladed disk (Case 2)

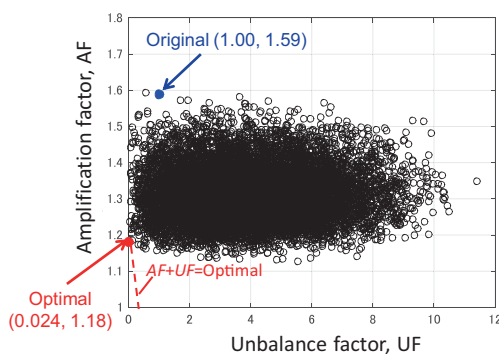


Fig. 15 Pareto optimal solution for amplification and unbalance factor by MCS (Case 2)

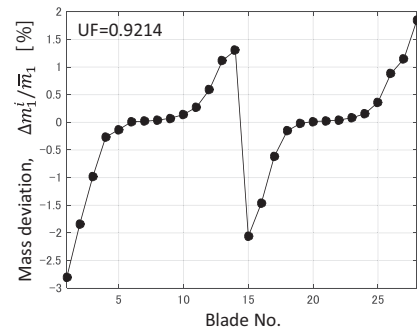


Fig. 16 Mass distribution by conventional balancing (Case 2)

3.3.2 DDEによる最適化 (Case 2) DDEを利用した最適ミスチューン系の探索では、Case 1と同様に、個体数100, 反復回数（世代数）200, 突然変異確率0.70, 交叉確率0.85にして解析した。Fig. 17にはDDEで最適化計算を行ったときの最適化指標 $Opt. index$ の収束状況を示しており、Fig. 18は最適ミスチューン系に対する周波数応答解析結果を示している。また、Fig. 19はオリジナルのミスチューン系と最適ミスチューン系の翼質量の分布を示している。Fig. 17に示すように、Case 2においてもCase 1 (Fig. 11)と同様に、DDEで最適計算を行う場合には反復回数を100回程度にすれば、 $Opt. index$ の値は最小値に収束している。また、これらの解析結果から分かるように、オリジナルのミスチューン系（ $UF=1.00$, $AF=1.59$ ）に対して最適ミスチューン系では、 UF は0.103（従来のバランス法の不釣り合い量の11%）に、 AF は1.16に低下している。すなわち、翼の固有振動数と質量の相関が強いCase 2についても、共振応答を低減できると同時に、従来のバランス法よりも不釣り合い量を大幅に低減できることが示されている。さらにFig. 18に示すように、最適ミスチューン系ではオリジナルのミスチューン系 (Fig. 5)と比較して最大共振振幅が1.16まで低下するとともに、全翼の共振振幅のパラツキが小さくなっている。

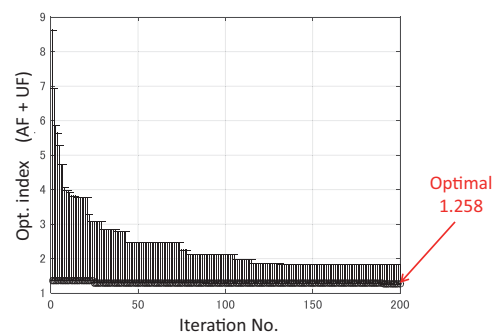


Fig. 17 Convergence of optimal solution by DDE (Case 2)

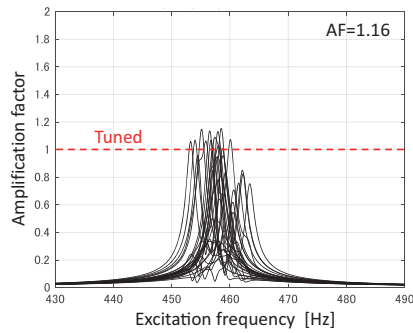


Fig. 18 Frequency response of optimal bladed disk by DDE (Case 2)

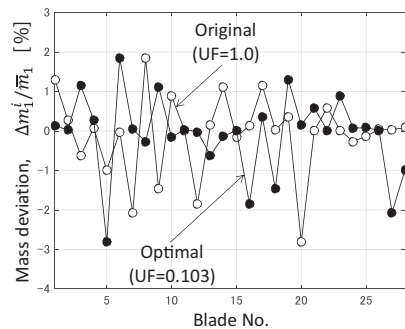


Fig. 19 Original and optimal unbalance factor by DDE (Case 2)

4. 結論

本研究では、翼・ディスク系に対する実用的な信頼性向上対策として、加振試験から得られる各翼の固有振動数分布と重量計測から得られる各翼の質量分布を用いて、ディスク上の翼の配列を変更することにより共振応答と不釣り合い量を同時に考慮した最適配列を探索する手法を提案した。さらに、提案した手法の有効性を検証するため、典型的な単独翼構造の翼・ディスク系に対して最適ミスチューン系を求めた。その結果、提案した手法を適用すると共振応答を低減できると同時に、従来のバランス法よりも不釣り合い量を大幅に低減できることが確認できた。

本論文の計算はすべてノートPC (Intel® Core™ i7-8565U@1.80GHz 1.99GHz) に搭載したMatlabで行っており、1 ケース当たりの計算時間はモンテカルロ法 (Fig. 7) の場合は13.0分、DDE (Fig. 11) の場合は8.7分であった。また、本手法では、従来、品質管理を目的

に計測していた翼の固有振動数と重量だけを利用しており、本手法を設計開発プロセスに組み込めば、コストをほとんど増加させることなく、製品の信頼性向上に寄与できると考えられる。

本手法を設計プロセスに組み込むためには、実機計測による精度検証、および等価ばね・質量モデルに代わる解析モデルの高度化が必要になる。また、翼・ディスク系の固有振動数と軸の危険速度が近接している場合について、提案する手法の適用限界を検証することも必要である。解析モデルの高度化については、FMM⁽⁷⁾などの低次元モデルを使用した検証を実施中であり、計算コストなども含めて、今後、公表する予定である。

参考文献

- (1) 金子康智, 森一石, 奥井英貴, 非対称配置静翼を利用した圧縮機動翼の振動応力低減, 日本機械学会論文集C編, Vol. 71, No. 712 (2005), pp. 3409-3416.
- (2) Botto, D., Umer M., Gasaldi, C. and Gola, M. M., An Experimental Investigation of the Dynamic of a Blade with Two Under-Platform Dampers, Proceeding of ASME Turbo Expo 2017, GT2017-64928 (2017).
- (3) Han, Y., Murthy, R., Mignolet, M. P. and Lentz, J., Optimization of Intentional Mistuning Patterns for the Mitigation of the Effects of Random Mistuning, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Powers, Vol. 136 (2014), pp. 1-9.
- (4) Kaneko, Y., Mori, M. and Ohyama, H., Practical Optimization of Mistuned Bladed Disk of Steam Turbine with Free-Standing Blade Structure for Forced and Self-Excited Vibration, Proceeding of ASME Turbo Expo 2018, GT2018-75056 (2018).
- (5) 北山哲士, 荒川雅生, 山崎光悦, Discrete Differential Evolutionの提案, 日本機械学会論文集C編, Vol. 76, No. 772 (2010), pp. 3828-3836.
- (6) 金子康智, 大田 昌輝, 森一石, 大山 宏治, 非対称配置静翼を利用した翼・ディスク系の振動応答低減 (ミスチューン系に対する振動応答低減効果の検討), 日本機械学会論文集C編, Vol. 78, No. 789 (2012), pp. 1398-1409.
- (7) Feiner, D. M. and Griffin, J. H., A Fundamental Model of Mistuning for a Single Family of Modes, ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 124 (2002), pp. 597-605.

第48回日本ガスタービン学会定期講演会開催のご案内

学術講演会委員会

学会Webページおよび会員メール配信でもお伝えしておりますが、新型コロナウイルス感染の状況を考慮し、参加者の皆様の安全と発表機会の確保の両立を目指して、第48回日本ガスタービン学会定期講演会はオンライン開催といたします。詳細は確定次第学会ホームページに掲載いたします。また、学会誌9月号にも詳しい情報を掲載予定です。

【オンライン講演会】

開催日：

- ・講演会 2020年10月14日(水)、15日(木)
- ・見学会、懇親会は中止いたします

講演会：

- ・一般講演：空力、燃焼、システム、伝熱、材料、タービンなど
- ・企画講演：検討中

学生による優秀発表の表彰：

- ・学生による「研究報告」で、講演申込時にエントリーがあったものの中から、特に優秀な発表に対して表彰を行います。

参加申込方法および参加登録費：

- ・詳細が確定次第、学会ホームページに掲載します。
- ・ホームページから登録されるか、9月号掲載の参加申込書に必要事項をご記入のうえ、学会事務局宛にお申し込みください。全て事前登録となります。講演者も参加登録をお願いします。

関連情報：

- ・講演会前日の10月13日(火)に、ガスタービン市民フォーラムをオンラインで開催する予定です。参加自由・無料です。こちらもあわせてご予定ください。

第34回ガスタービン教育シンポジウム開催延期のお知らせ

本年9月中旬に、川崎重工業株式会社明石工場にて開催を予定しておりました第34回ガスタービン教育シンポジウムは、新型コロナウイルス感染状況を踏まえ、延期させて頂くこととなりました。新たな開催日程は未定です。参加をご検討いただいている皆様には、大変申し訳ございませんが、何卒ご理解くださいますようお願い申し上げます。



○本会協賛行事○

主催学協会	会合名	協賛/後援	開催日	詳細問合せ先
日本機械学会	No.20-23講習会『『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	2020/9/17-18	URL : http://www.jsme.or.jp
日本流体力学会	日本流体力学会 年会2020	協賛	2020/9/18-20	URL : http://www.nagare.or.jp/
可視化情報学会	第48回可視化情報シンポジウム	協賛	2020/9/24-26	URL : https://www.vsj.jp/symp2020/
航空機電動化(ECLAIR)コンソーシアム	航空機電動化(ECLAIR)コンソーシアム 第3回オープンフォーラム	後援	2020/10/26	URL : http://www.aero.jaxa.jp/about/hub/eclair/index.html
日本マリンエンジニアリング学会	第90回(令和2年)マリンエンジニアリング学術講演会	協賛	2020/10/26-28	URL : https://www.jime.jp
日本機械学会 関西支部	第369回講習会「熱応力による変形・破壊の評価方法と対策事例」	協賛	2020/10/26-28	URL : https://www.kansai.jsme.or.jp/
日本機械学会	No.20-43「第31回内燃機関シンポジウム」	協賛	2020/11/16-18	http://www.jsme.or.jp/conference/ICES2020/

▷ 入 会 者 名 簿 ◁

〔正会員〕

服部 篤(大同キャスティングス)

伊藤 良(東京ロストワックス工業)

長谷川 良雄(物質・材料研究機構)

鹿野 信太郎(防衛装備庁)

〔学生会員〕

福岡 儀剛(関西大学大学院)

中島 達貴(高知工科大学大学院)

藤巻 遥香(東京海洋大学大学院)

〔賛助会員〕

米沢放電工業(株)



次号予告 日本ガスタービン学会誌2020年9月号 (Vol.48 No.5)

特集 振動・ロータダイナミクス

論説・解説

巻頭言 松下 修己(防衛大学校 名誉教授)

ロータダイナミクスと連成解析・モデリングの最近の話題 井上 剛志, 藪井将太(名古屋大学)

最近の翼振動解析技術(ミストチューンを考慮した振動解析) 金子 康智(龍谷大学)

ロータダイナミクスの観点からの回転羽根車設計上の注意点 田口 収(本田技術研究所)

ロケットエンジンにおけるロータ設計とロータダイナミクス 内海 政春(室蘭工業大学)

回転軸における振動計測と振動解析技術 瀧本 孝治(新川電機)

※タイトル, 執筆者は変更する可能性があります。

2020年度役員名簿

会長 識名 朝春 (IHI)

副会長 太田 有 (早大)

法人管理担当執行理事 石井 達哉 (JAXA), 大石 勉 (IHI), 飭 雅英 (川崎重工), 岸部 忠晴 (MHPS) (兼務), 村田 章 (東京農工大)

公益目的事業担当執行理事 石井 達哉 (JAXA) (兼務), 伊藤 栄作 (三菱重工), 岡田 満利 (電中研), 及部 朋紀 (防衛装備庁), 岸部 忠晴 (MHPS), 佐藤 哲也 (早大), 鈴木 伸寿 (東芝ESS), 新関 良樹 (徳島文理大), 野崎 理 (高知工大), 姫野 武洋 (東大)

理事 鈴木 雅人 (産総研), 清野 幸典 (東北電力), 菟川 宏樹 (JALエンジニアリング), 福谷 正幸 (本田), 渡邊 啓悦 (荏原)

監事 筒井 康賢 (元高知工大), 松崎 裕之 (東北発電工業)

2020年度委員名簿 (順不同)

2020年7月1日現在

○は委員長

倫理規定委員会 ○飭 雅英 (川崎重工), 大石 勉 (IHI), 岸部 忠晴 (MHPS), 姫野 武洋 (東大), 村田 章 (東京農工大)

自己点検委員会 ○飭 雅英 (川崎重工), 大石 勉 (IHI), 岸部 忠晴 (MHPS), 姫野 武洋 (東大), 村田 章 (東京農工大)

運営委員会 ○村田 章 (東京農工大), 石井 達哉 (JAXA), 大石 勉 (IHI), 飭 雅英 (川崎重工), 岸部 忠晴 (MHPS), 酒井 義明 (東芝ESS), 佐藤 哲也 (早大), 塚原 章友 (MHPS), 寺本 進 (東大), 姫野 武洋 (東大), 松沼 孝幸 (産総研)

企画委員会 ○岸部 忠晴 (MHPS), 石井 達哉 (JAXA), 太田 有 (早大), 飭 雅英 (川崎重工), 佐藤 哲也 (早大), 塚原 章友 (MHPS), 姫野 武洋 (東大), 村田 章 (東京農工大), 安田 聡 (MHPS), 輪嶋 善彦 (本田), 渡辺 紀徳 (東大)

国際委員会 ○渡辺 紀徳 (東大), 石井 達哉 (JAXA), 伊藤 優 (東大), 岡井 敬一 (JAXA), 岸根 崇 (MHPS), 佐藤 眞一郎 (本田), 渋谷 直紀 (東芝ESS), 谷 直樹 (IHI), 都留 智子 (川崎重工), 福田 雅文 (高効率発電システム研究所), 船崎 健一 (岩手大), 山根 敬 (JAXA), 山本 誠 (東京理科大)

学術講演会委員会 ○渡邊 裕章 (九大), 今野 晋也 (MHPS), 岡嶋 芳史 (三菱重工), 岡本 光司 (東大), 尾関 高行 (電中研), 糟谷 宏樹 (東芝ESS), 北村 英二郎 (本田), 富永 純一 (JFEエンジニアリング), 中山 健太郎 (川崎重工), 野崎 理 (高知工大), 姫野 武洋 (東大), 平川 香林 (IHI), 平野 孝典 (拓殖大), 藤澤 信道 (早大), 藤原 仁志 (JAXA), 松沼 孝幸 (産総研), 山形 通史 (富士電機)

集行事務委員会 ○姫野 武洋 (東大), 安藤 友香 (防衛装備庁), 伊藤 栄作 (三菱重工), 伊藤 祐太 (本田), 尾崎 喜彦 (川崎重工), 小沢 寛二 (IHI), 金澤 直毅 (川崎重工), 河上 誠 (日立), 小島 充大 (富士電機), 澤 徹 (東芝ESS), 泰中 一樹 (電中研), 西江 俊介 (三井E&Sマシナリー), 西村 英彦 (電中研), 菟川 宏樹 (JALエンジニアリング), 吉田 征二 (JAXA)

ガスタービン技術普及委員会 ○岡田 満利 (電中研), 石田 克彦 (川崎重工), 井筒 大輔 (MHPS), 垣内 大紀 (IHI), 窪谷 悟 (東芝

ESS), 鈴木 正也 (JAXA), 高橋 康雄 (MHPS), 長谷川 晃 (JALエンジニアリング), 村田 章 (東京農工大), 山本 誠 (東京理科大), 渡辺 紀徳 (東大)

学会誌編集委員会 ○佐藤 哲也 (早大), 荒木 秀文 (MHPS), 壹岐 典彦 (産総研), 岩井 裕 (京大), 大塚 裕也 (本田), 岡村 直行 (JAXA), 加藤 千幸 (東大), 金子 雅直 (東京電機大), 黒瀬 良一 (京大), 酒井 英司 (電中研), 佐藤 浩 (東京ガス), 渋谷 直紀 (東芝ESS), 鈴木 雅人 (産総研), 清野 幸典 (東北電力), 田尻 敬次 (荏原エリオット), 千葉 秀樹 (酒田共同火力発電), 辻田 星歩 (法政大), 寺本 進 (東大), 中野 賢治 (IHI回転機械), 新関 良樹 (徳島文理大), 野原 弘康 (ダイハツディーゼル), 八田 直樹 (三井E&Sマシナリー), 原 浩之 (MHPS), 福谷 正幸 (本田), 北條 正弘 (JAXA), 松崎 裕之 (東北発電工業), 松田 博和 (川崎重工), 三ヶ田 一裕 (JALエンジニアリング), 宮入 嘉哉 (防衛装備庁), 村上 秀之 (NIMS), 室岡 武 (IHI), 森澤 優一 (東芝ESS), 山下一憲 (荏原), 渡邊 啓悦 (荏原)

論文委員会 ○山本 誠 (東京理科大), 青塚 瑞穂 (IHI), 壹岐 典彦 (産総研), 大北 洋治 (JAXA), 小田 剛生 (川崎重工), 田頭 剛 (JAXA), 寺本 進 (JAXA), 中谷 辰爾 (東大), 姫野 武洋 (東大), 山田 和豊 (岩手大), 山本 武 (JAXA), 吉岡 洋明 (東北大)

ガスタービン統計作成委員会 ○太田 有 (早大), 赤澤 弘毅 (川崎重工), 飯塚 清和 (IHI), 恵比寿 幹 (三菱重工エンジン&ターボチャージャ), 佐々木 慎吾 (MHPS), 澤 徹 (東芝ESS), 須古 弘規 (ターボシステムズユナイテッド), 藤澤 信道 (早大), 山上 展由 (MHPS), 米田 幸人 (ヤンマーパワーテクノロジー)

産官学連携委員会 ○岸部 忠晴 (MHPS), 壹岐 典彦 (産総研), 今村 満勇 (IHI), 岡崎 正和 (長岡技術科学大), 及部 朋紀 (防衛装備庁), 幸田 栄一 (電中研), 佐々木 隆 (東芝ESS), 野崎 理 (高知工大), 原田 広史 (NIMS), 二村 尚夫 (JAXA), 松崎 裕之 (東北発電工業), 吉田 英生 (京大), 笠 正憲 (川崎重工), 輪嶋 善彦 (本田), 渡辺 紀徳 (東大)

広報委員会 ○鈴木 伸寿 (東芝ESS), 壹岐 典彦 (産総研), 尾関 高行 (電中研), 酒井 義明 (東芝ESS), 谷 直樹 (IHI), 長谷川 晃 (JALエンジニアリング), 山本 誠 (東京理科大), 吉田 征二 (JAXA)

表彰委員会 ○太田 有 (早大), 飭 雅英 (川崎重工), 岸部 忠晴 (MHPS), 佐藤 哲也 (早大), 姫野 武洋 (東大)

将来ビジョン検討委員会 ○高橋 徹 (電中研), 小田 豊 (関西大), 賀澤 順一 (JAXA), 酒井 義明 (東芝ESS), 柴田 貴範 (三菱重工), 柴田 良輔 (本田), 多田 和幸 (東北電力), 寺本 進 (東大), 仲俣 千由紀 (IHI), 姫野 武洋 (東大)

男女共同参画推進委員会 ○川澄 郁絵 (本田), 猪亦 麻子 (東芝ESS), 川岸 京子 (NIMS), 都留 智子 (川崎重工), 森川 朋子 (MHPS), 山上 舞 (IHI)

調査研究委員会 ○川岸 京子 (NIMS), 大北 洋治 (JAXA), 岡崎 正和 (長岡技術科学大), 岡田 満利 (電中研), 長田 俊郎 (NIMS), 寛 幸次 (首都大学東京), 金久保 善郎 (IHI), 岸部 忠晴 (MHPS), 東部 泰昌 (川崎重工), 野上 龍馬 (三菱重工航空エンジン), 日野 武久 (東芝ESS), 輪嶋 善彦 (本田)

日本ガスタービン学会 賛助会員のご紹介

本コーナーでは、賛助会員各社の紹介をいたします。ガスタービン・エネルギー関連企業間の連携や情報交換を促進する場としてもご利用いただけるものと考えております。今回は 56 団体からご寄稿いただきました。御礼を申し上げます。



三菱日立パワーシステムズ

三菱日立パワーシステムズ株式会社は、エネルギー電力分野におけるグローバルリーディングカンパニーです。

MHPSは、30MW級から1280MW級まで幅広い範囲のガスタービンを揃え、世界の幅広い業界・社会のニーズに応える安定した高効率電力を供給できます。

MHPSは、水素ガスタービンなど、最先端のクリーン発電技術により持続可能な環境に優しい電力供給に貢献するとともに、エネルギーの低炭素化・脱炭素化を促進し、地球環境の保全に貢献していきます。

〒220-8401 横浜市西区みなとみらい3-3-1
Tel : 045-200-6100 Fax : 045-200-7989
<http://www.mhps.com/jp/>



株式会社 IHI 航空・宇宙・防衛事業領域

弊社における航空機用ガスタービンエンジンとの関係は、旧海軍の試作機「橘花」搭載の日本初のターボジェットエンジン「ネ20」の製造に始まります。以来、この国産開発エンジンを通して培った技術を生かし、戦後 自衛隊で運用される各種航空機用ガスタービンエンジンのライセンス国産製造、並びに国産開発に参画して来しました。

また、海上自衛隊艦艇に搭載される航空機用型艦艇用ガスタービンのライセンス国産製造・開発を担当し、主機・発電機を提供しています。

民間エンジン事業においても、小型、中型から大型、超大型クラスまで、世界の民間航空機用エンジンの国際共同開発事業に主要なパートナーとして参画し、エンジンのモジュールや部品を開発、設計、製造しています。

さらに弊社では、各種エンジン部品の開発、設計、製造の他、航空機用エンジン・陸船ガスタービンエンジンの整備や部品修理も担当しており、国内外と官民に広く信頼していただける技術力と高い品質・信頼性で、お客様の運用支援に貢献しております。

取扱い業種：航空用エンジン、艦艇用ガスタービン 他
〒135-8710 東京都江東区豊洲三丁目1番1号 豊洲IHIビル
株式会社IHI 航空・宇宙・防衛事業領域
防衛システム事業部 営業部 営業グループ
TEL : 03-6204-7663, FAX : 03-6204-8797
<http://www.ihi.co.jp/>



川崎重工業株式会社

川崎重工の航空機用エンジン事業は、1942年にジェットエンジン（ネ0～4）の研究試作に取り組んだことが始まりです。今日では、防衛省向けのヘリコプター用エンジンを製造するとともに、大形旅客機用エンジンの国際共同開発・分担製造を行っています。また、航空機用エンジンで磨いた技術を発電機や機械の駆動源として活かそうと、1972年、自社技術で産業用ガスタービンの開発に着手し、「カワサキガスタービン」を完成しました。現在、150kW級の小形機から3万kW級の大形機までシリーズ化を図り、これを駆動源とした非常用発電設備、コージェネレーションシステムは国内外で高く評価されています。

〒105-8315 東京都港区海岸一丁目14番5号
TEL : 03-3435-2533 FAX : 03-3435-2592



株式会社三井E&Sマシナリー



三井 E&S マシナリーは、2018 年 4 月の三井造船のホールディングス化に伴い、機械関連の事業会社として設立され、三井造船のガスタービン事業をそのまま継承しております。

1950 年からガスタービンの開発に着手し、1954 年に 1 号機を納入。以後、お客様の様々なご要望に合わせたガスタービンシステムを提案しております。

・MSC シリーズ（米国ソーラー社ガスタービン）：3MW ～ 15MW
・SB シリーズ（三井自社開発ガスタービン）：1MW ～ 24MW

〒104-8439
東京都中央区築地 5 丁目 6 番地 4 号
Tel. 03-3544-3951 Fax. 03-3544-3055
<https://www.mes.co.jp/>



東芝エネルギーシステムズ株式会社

東芝エネルギーシステムズ株式会社は、東芝グループの注力分野であるエネルギーソリューション事業を担う会社として2017年10月1日に（株）東芝より分社し、発足いたしました。



「電気をつくる、おくる、ためる、かしこくつかう」ための機器・システム・サービスを提供するとともに、これからのエネルギーのあり方を見据えながら、お客様や事業パートナーの皆様と一緒に価値を創造していきます。

〒212-8585 川崎市幸区堀川町72番地34
<https://www.toshiba-energy.com/>

株式会社 本田技術研究所 先進パワーユニット・エネルギー研究所

<https://www.honda.co.jp/aeroengine/>



GE Honda HF120 Engine

当研究所では世界 No.1 の航空機エンジンの創出を目指し、小型、軽量、高性能かつ環境性にも優れたガスタービンエンジンの開発を行っています。設立以来、GE 社と共同で開発を行ってきた HF120 エンジン、2013 年 12 月に米国連邦航空局より型式認定を取得し、ノースカロライナ州の自社工場において量産エンジンの生産を開始しました。今後は、お客様からの確固たる信頼を得られる様、高品質なサービスを提供すると共に、エンジンの更なる競争力向上に向けた革新技術の研究も進めていきます。

株式会社 荏原エリオット

当社は、広く社会に貢献する荏原グループの一員として、PWC (Pratt and Whitney Canada) 社の航空転用型ガスタービン ST6 を搭載した、ガスタービンパッケージを提供しています。主力製品は、排水ポンプを駆動する出力約 220 ~ 950 kW の横型および立形ガスタービンパッケージで、集中豪雨や台風による洪水から社会や農地を守る重要な役割を果たしています。特に、立形ガスタービンは、小型軽量の航空転用型の特徴を生かして開発したパッケージで、省スペースな排水機場の建設を実現しています。



ヤンマーパワーテクノロジー株式会社 ヤンマーエネルギーシステム株式会社 A SUSTAINABLE FUTURE

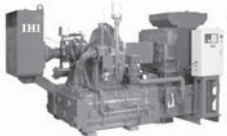
—— テクノロジーで、新しい豊かさへ。 ——

人々の生活や産業活動の高度化が進むことにより、電気の果たす役割は年々大きくなっています。YANMAR では 250kVA ~ 3000kVA までの 15 機種のラインアップをそろえ、不測の停電や天災などによる非常時に、さまざまな施設の非常用・予備電源としてガスタービン発電システムが高い信頼性を得ています。

〒530-0014 大阪府大阪市北区鶴野町 1-9 梅田ゲートタワー
TEL : 06-7636-2658 FAX : 06-7636-0217
<http://www.yanmar.com>

IHI株式会社IHI回転機械エンジニアリング

弊社は、圧縮機・分離機・大型過給機・油圧モータ・ポンプ・歯車装置・給油装置の開発・設計・製造・販売、さらに汎用機械・大型回転機設備の設計・据付からメンテナンス(全国33事業所)までを行う、総合エンジニアリング企業です。



1882年の発売以来、数多く世に送り出している IHI のコンプレッサは、ジェットエンジンや車両用・船用過給機などで蓄積された IHI の技術を結集し、現在では環境にやさしいオイルフリー形式として、モータ出力 15kW ~ 14200kW までの機種で多様なニーズにお応えしています。

〒135-0062 東京都江東区東雲一丁目 7 番 12 号
TEL : 03-6703-0395 FAX : 03-6703-0398
<http://www.ihico.jp/irm/>

ICC 株式会社IHIキャスティングス

IHI Castings Co., Ltd.

IHI GROUP
Realize your dreams

IHIグループは160年以上にわたるものづくり技術に挑戦しています。当社は、1977年に石川島精密铸造株式会社として設立し、航空機用ジェットエンジン、宇宙用機器、産業用ガスタービン、車両用および船舶用過給機、人工関節、一般産業用機器などに使用される耐熱合金精密铸造素材を製造販売する会社です。

また、航空機用ジェットエンジンをはじめとする各分野での発展にお応えべく、能力の強化を図っております。当社はこの技術分野における日本のトップメーカーとして、IHIグループと共同で成長してまいります。

本社：東京都昭島市拝島町3975-18
TEL : 042-500-8352 FAX : 042-500-8376
<https://www.ihico.jp/icc/>



株式会社IHI検査計測

IICは株式会社IHIから分離独立した会社です。発電プラント、機械、インフラ

などの非破壊検査・計測業務を主として実施しています。ガスタービン関連では、ひずみ・振動計測、高温ひずみゲージの溶射、残留応力測定(穿孔法、X線回折法など)、材料分析・試験・評価、化学分析・排ガス分析などのサービスを行っております。

〒236-0004 神奈川県横浜市金沢区福浦2-6-17
TEL : 045-791-3518, FAX : 045-791-3542



IHI
Realize your dreams



株式会社IHI原動機

<https://www.ihico.jp/ips/>

IHI原動機では、高効率・高信頼性の原動機を用いた製品を製造・販売しています。陸用原動機事業では、ガスタービンおよびガスエンジン、ディーゼルエンジンを用いた発電設備、熱電供給設備、非常用発電設備を国内外に提供しています。また、設備の遠隔監視やエンジン整備メンテナンスなど、製品のライフサイクルにわたりサービスを展開しています。船用原動機事業では、大型から小型に至るディーゼルエンジンやZ形推進装置(Zペラ®)の製造・販売を行っています。

〒101-0021 東京都千代田区外神田2-14-5
TEL : 03-4366-1200 FAX : 03-4366-1300



株式会社IHIジェットサービス(IJS)

IJSは、IHIが製造した陸船用ガスタービン装置の保守・点検・整備をはじめ、航空・宇宙関連機器の設計・製造にかかわる支援業務、工場の営繕業務等を行っている会社です。また、これらの業務を通じて培った高い技術とノウハウを活かし、ガスタービン発電装置(移動電源車も含む)、航空機機体洗浄装置などの製造も行っています。今後とも、「たしかかな技術と心のこもったサービスで、お客さまの喜びを創造し、豊かで幸せな社会の実現」に貢献できるように努めていきます。

〒196-8686 東京都昭島市拝島町3975番地18
TEL : 042-500-8260 FAX : 042-500-8343
<http://www.ihico.jp/ijs>

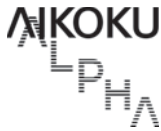


株式会社 アイ・エヌ・シー・エンジニアリング

当社は、1977年にIHIグループの防音・防振事業を担当する会社として創設され、その後、その基盤技術を活用して今日に至っています。航空機用・航空機転用型ガスタービンエンジンの試運転設備等の設計・製作・据付工事、防音・防振装置の設計・製作・据付工事、騒音・振動防止対策のコンサルティング、更には各種試験設備・環境保全装置など多方面の分野にわたり活動を行うエンジニアリング会社です。私たちは幅広い技術(音響・機械・構造・熱・流体・建築)を有した「専門家集団」です。

〒169-0073 東京都新宿区百人町1丁目15番18号
TEL : 03-3360-3223 FAX : 03-3360-6625
<http://www.ihico.jp/inc/>





アイコクアルファ株式会社 AP事業部



1975年に航空機機体部品加工用に同時5軸マシニングセンターを導入し、現在では115台の5軸を保有。ガスタービン・ターボ圧縮機・ターボチャージャーなどの削り出しインペラーを年間400万個と航空機5軸製品を製造しています。

<http://www.aikoku.co.jp/>



Ipsen株式会社

Ipsen株式会社は、2008年に設立されたIpsenグループの日本法人です。自動車産業、産業用機械のみならず、医療機器、航空宇宙産業に至るまで、広範囲な分野においてご利用いただける熱処理設備をご用意しております。またIpsenグループのグローバル・ネットワークを通して、お客様の様々なご要望にお応えするサービスやサポートを提案致します。



大阪本社
〒538-0032 大阪府大阪市鶴見区安田2-3-2
TEL 06-7506-9705 / FAX 06-6915-1132
www.ipсен.co.jp / sales@ipсен.co.jp



国立研究開発法人

宇宙航空研究開発機構 航空技術部門



JAXA 航空技術部門では環境、安全、新分野創造の3つの領域について、研究開発プログラム並びに基礎的・基盤的技術研究に取り組んでいます。航空エンジン技術に関しては、これまで日本の担当実績が少ないコアエンジンへの国際競争力強化に貢献するため、国内のエンジンメーカーと共同で「超低 NOx リーンバーン燃焼器」と「高温高効率タービン」の技術課題に取り組む「コアエンジン技術実証 (En-Core)」プロジェクトを実施しています。低圧系要素に関して、「ファン」および「低圧タービン」に関する「高効率軽量ファン・タービン技術実証 (aFJR: Advanced Fan Jet Research)」プロジェクトを国内のエンジンメーカー並びに大学と共に実施し、我が国の国際競争力強化に貢献してきました。また、次世代エンジンに向けて、低炭素、燃焼、高速推進、低騒音化などの研究を実施しています。

<http://www.aero.jaxa.jp/>



ウッドワード・ジャパン株式会社

ウッドワード・ジャパン株式会社は、大型フレームガスタービン、航空機エンジン転用型から小型非常用、マイクロガスタービンまで、制御弁、制御装置、燃焼ノズル、アクチュエータ製品などの総合製造メーカーです。

ガスタービンに要求される、高い信頼性と運転継続性をサポートするため、航空機エンジン制御で培った技術と、産業用ガスタービン向けの永年の納入実績、グローバルなサービス体制の相乗効果を形にした製品をご提供してまいります。

〒261-7118 千葉県千葉市美浜区中瀬2-6-1 WBGマリブウエスト19F
TEL: 043-213-2609

<http://www.woodward.com/Application-IndustrialTurbine.aspx>



フレームタービン用
チョークフロー電動弁

NTN株式会社

For New Technology Network



当社はベアリング(軸受)やドライブシャフトなどを製造する精密機器メーカーであり、ガスタービンエンジン主軸用軸受もグローバルに設計・製造・販売しています。特に航空機用軸受は、世界4大ジェットエンジンメーカーからサプライヤー認定を取得し、高い評価と信頼を得ています。三重県桑名市及びフランスアルゴネ市に航空宇宙用軸受の専用工場を有しており、徹底した品質管理のもと、長年にわたり信頼性の高い製品を数多く供給しています。



〒550-0003 大阪市西区京町堀1丁目3番17号
TEL:06-6443-5001
<https://www.ntn.co.jp/japan/>

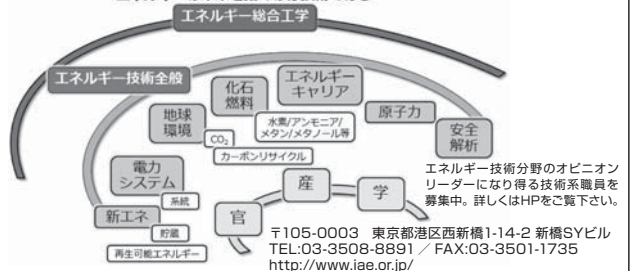


一般財団法人 エネルギー総合工学研究所

我が国がエネルギーを将来に亘り安定的に確保していくためには、長期的かつグローバルな視点から、戦略的にエネルギー供給確保策を企画立案し、それを着実に実行していくことが必要です。

当研究所は、エネルギー技術を中心とする総合工学の立場から、その時々社会的要請に応じ幅広いエネルギー分野の調査研究を実施しています。

エネルギーの未来を拓くのは技術である



エバーロイスプレーノズル

Creating the future with a spray nozzle



エバーロイは、スプレーノズルの設計、開発、製造販売をしている会社です。多くの標準ノズルをラインナップしている他、新たなスプレーノズルの試作から既存ノズルの性能改善まで対応しております。開発に不可欠なスプレーノズルの性能評価機器を保有しているため、様々な実験が可能です。当社は、スプレーノズルの最適化による改善をソリューションとしています。

エバーロイ商事株式会社

〒553-0002 大阪府福島区鷺洲4丁目2-24
TEL:06-6452-2272 FAX:06-6452-2187
E-Mail: nozzle@everloy.co.jp
URL: <http://www.everloy-spray-nozzles.com>



金属熱加工技術をトータルに提案

大阪冶金興業株式会社

Osaka Yakin Kogyo Co., Ltd.

弊社は1941年創業の熱処理メーカーです。79年以上培ってきた技術を基に、耐熱合金の真空熱処理、真空ろう付、表面改質熱処理に従事するとともに、MIM(金属粉末射出成形法)による複雑形状部品の製造をいち早く注目し、幅広い分野に精度の高い部品を提供しています。時代ニーズを敏感にキャッチし、高い技術力と先端設備でお客様のご要望にお応えしています。



〒533-0005 大阪府大阪市東淀川区瑞光4丁目4番28号
TEL:06-6328-1345 FAX:06-6328-1380 E-Mail: info@osakayakin.co.jp
URL: <http://www.osakayakin.co.jp/>



開発建材株式会社

弊社はガスタービンコンバインドサイクルに於ける吸気フィルター用のアルミ製「ウェザールーパー」「遮音防水ルーバー」の製作を行っております。有効開口率が50%ありながら、台風時を上回る降水量と強風を用いた性能試験でも防水効率は99.9%。通気性にも優れたコストパフォーマンスの高い製品です。

会社創立は1973年。自社にて製作、性能試験も実施しております。

取扱業種：アルミ防水ルーバー、遮音防水ルーバーの製造、販売、施工。

〒124-0006 東京都葛飾区堀切1-40-8
TEL: 03-3695-4821, FAX: 03-3693-0660
<http://www.kaihatsu-kenzai.co.jp>



金属技研株式会社

金属技研株式会社 (MTC) は1960年の設立以来、金属加工業界のリーディングカンパニーに成長しました。

航空宇宙やガスタービン関連分野を含めた様々な業界のニーズの急激な変化にも応えるため、HIP処理・熱処理・拡散接合・機械加工・ろう付け・溶接さらに金属積層造形やNNS成形などの技術を駆使し、金属部品の一貫生産サービスを提供しています。

また、日本国内7工場と中国の子会社に加え、直近ではMTC Powder Solutions AB (スウェーデン) をM&Aするなど、金属技研株式会社は、今後もお客様のニーズにお応えするグローバルエキスパートになってまいります。

〒164-8721 東京都中野区本町1-32-2 ハーモニータワー 27 階
TEL: 03-5356-3035 E-mail: info@kinzoku.co.jp URL: <http://www.kinzoku.co.jp>



近藤工業株式会社

私たち近藤工業は、パートナーである日本ケンブリッジフィルターと共に、高性能で長寿命なガスタービン用吸気フィルターを皆様へご提案致します。

普段、お使いのフィルタ性能にご満足頂けていないお客様、あるいは今以上のコストパフォーマンスをご希望のお客様は、ぜひ一度私たちの製品をご検討ください。

私たちは、世界中にケンブリッジブランドを展開しております。

〒105-0014
東京都港区芝3-14-2 芝ケンブリッジビル
TEL: 03-6400-5005, FAX: 03-6400-5006
<https://cambridgefilter.com>



酒田共同火力発電株式会社

弊社は、石炭（一部、木質バイオマス燃料使用）を使用した火力発電による発電事業を行い、東北電力㈱に全量販売しています。発電出力は1・2号機合わせて70万kWで、山形県内の電力消費量の約50%に相当します。

弊社の使命である「電力の安定供給」と「適正かつ低廉な販売電力料金の達成」を目指し、また企業理念でもある「地域と共生するエネルギー企業」として地域社会との繋がりを密にし、地域貢献・環境保全に向けた諸活動を積極的に展開しています。

〒998-8622 山形県酒田市宮海字南浜1番19
TEL 0234-34-2321 (代表)
FAX 0234-33-1677
<https://www.sakata-power.co.jp/>



株式会社シーアールイー

弊社は、航空機・宇宙機器に関する設計開発に特化しており、国内の主要な航空宇宙プロジェクトのほぼ全てに関与しております。

構造設計にはじまり、解析、電装設計、ソフト開発及び品質管理に至る設計開発に於ける幅広いサポートが可能です。

また、国際規格の認証を取得した組織によるバックアップ体制と共に各ユーザー様に合わせた各ユーザー様の要望に応えた当社オリジナルの教育システムを有しております。

〒460-0022 名古屋市中区金山1丁目2-2 クマダ第2ビル
TEL 052-323-7731 <http://www.cre-nagoya.com/>



常磐共同火力 株式会社



弊社は勿来発電所を持つ発電事業者であり、1955年、常磐炭鉱の低品位炭を活用するために創立されました。現在7～10号機、4ユニットで1,700MWの発電を行ない、東北電力㈱と東京電力エナジーパートナー㈱に販売しています。現在は主に海外炭を使用しており、既に使用炭種は100を超えました。このうち10号機 (250MW) は、日本で最初のIGCC (石炭ガス化複合発電) 商用設備であり、国内外から注目を集めています。隣接地では、540MWの大型IGCC設備の建設が開始され、弊社もこれに参画しています。

発電所：福島県いわき市佐糠町大島20
本 社：東京都千代田区神田須田町1-1
神田須田町スクエアビル7F
ホームページ：<http://www.joban-power.co.jp/>



当社はフィルター・関連設備（フィルターハウス・サイレンサー・ダクト等）を取り扱う技術商社です。製造部門の子会社である日本エアフィルター株式会社と共に、GT 吸気フィルター業界の牽引役としてお客様の GT 性能改善・安定稼動をサポートしております。何かお役に立てるような事がありましたら、お気軽にお問い合わせください。

進和テック株式会社
<http://www.shinwater.co.jp/>

東京都中野区本町1-32-2
Tel: 03-5352-7202
FAX: 03-5352-7212
info@shinwater.co.jp



株式会社 数値フローデザイン

お客様の現場にマッチしたCFDツールをご提供致します。

数値フローデザインは、お客様の計算環境や、予算規模、必要とされる解析結果、精度をお聞きし、最適な計算手法、モデルをご提案致します。各燃焼モデル (アレニウス型モデル、flameletモデル等) と乱流モデル (LES, RANS, DES) のカップリング、境界等の各計算条件、並列計算の効率化、解析格子等も含めて総合的に評価し、最高のパフォーマンスを導き出すCFDツールを構築、高精度で高効率な解析を実現します。



次世代流体解析ソフトウェア
NuFD/FrontFlowRed

〒141-0022 東京都品川区東五反田1-10-10 オフィスT&U 9F
TEL: 03-5789-0485 E-mail: info@nufd.jp URL: <http://www.nufd.jp>



GEガスパワーは、世界中のお客様が、信頼性に優れ、利用しやすく、そして持続可能な電力を供給できるよう、ガスタービン発電機やサービスをご提供しています。世界最高レベルの燃焼効率を誇るHAガスタービンを含む、世界中で発電容量1,600GWというガスタービンの設置実績を有しています。また、GEガスパワーは発電効率を向上し、運用コストを低減させ、再生可能エネルギー源に対応するソフトウェアソリューションもご提供しています。

〒107-6115 東京都港区赤坂5-2-20 赤坂パークビル
TEL : 03-5544-3869
URL : <https://www.ge.com/power/gas>



An ABB and IHI joint venture

ターボ システムズ ユナイテッド株式会社 (TSU)

弊社はABBとIHIの合併会社として1998年に設立され、ABBとIHIが生産する陸・船用過給機の販売とアフターサービスを行なっています。

新開発の船用発電補機用MXP形過給機をはじめ、さまざまな過給機および保守運用に関わるデジタルソリューションを取り揃えています。

また、過給機のメンテナンスの計画から実施まで、お客様のニーズに沿ったメニューのご提案もしており、船舶の運航に合わせて、世界100カ所以上のABBサービスステーションにおいて、ABBの高度な技術を持ったスペシャリストが工事を実施します。

私たちはお客様の過給機をトータルライフでサポートし、セーフティオペレーションに貢献します。



〒141-6022 東京都品川区大崎2-1-1 ThinkPark Tower 22F
代表TEL : 03-4523-6900 FAX : 03-4523-6990
Homepage : <http://www.turbo.co.jp/>

DAIHATSU

ダイハツディーゼル株式会社 DAIHATSU DIESEL MFG. CO., LTD.



当社は日本初の内燃機関メーカーとして大阪市北区において1907年に創立しました。主に船舶用ディーゼル機関、陸上用ディーゼル機関を製造販売しております。ガスタービンにつきましては、1976年より「純国産」として独自開発を進め、1981年に初号機を納入しました。国内陸上市場におきましては、官庁施設、下水道施設、データセンター等に多数納入しております。お客様からは高品質・高性能の評価を得ており、信頼性抜群のガスタービンです。

〒531-0076 大阪市北区大淀中1丁目1番30号
環境エネルギー統括事業部
TEL : 06-6454-2390 FAX : 06-6454-2682
<http://www.dhtd.co.jp>



TOKYO GAS ENGINEERING SOLUTIONS

東京ガスエンジニアリングソリューションズ株式会社

東京ガスエンジニアリングソリューションズは、エネルギーアドバンストと東京ガス・エンジニアリングが2015年4月に統合した会社です。

LNGバリューチェーンにおけるエンジニアリングと、エネルギーサービスを展開、自らもユーザーとして培ったノウハウを活かしたエンジニアリングソリューションで社会に貢献いたします。

〒105-0022 東京都港区海岸1-2-3 汐留芝離宮ビルディング
Tel 03-6452-8400 / Fax 03-6452-8395
<http://www.tokyogas-es.co.jp>

東芝プラントシステム株式会社

弊社は、1923年の創業以来、一貫して重電機・重機械設備の建設に携わり、社会基盤を支える役割を担ってまいりました。現在では「総合エンジニアリング企業」としてIPP、PPSを含む産業用発電設備の分野においては、計画から建設までを一括で行うEPC案件の受注に注力しております。

数多くの実績とこれまで培ってきた技術をベースにより、エンジニアリング・調達・現地施工において、お客様から信頼される高品質なプラントづくりを実践しています。

〒230-8691 神奈川県横浜市鶴見区鶴見中央4-36-5
(鶴見東芝ビル)
TEL : 045-500-7050 FAX : 045-500-7155
<http://www.toshiba-tpsc.co.jp/>



株式会社東洋コントロールズ



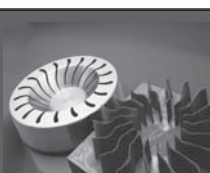
弊社、MAX社独特の広い流量測定レンジバリエーションを持つ21/50MPaピストン・ローターギヤ・ヘリカルロータータイプ低圧損容積式高精度流量計はJP燃料、自動車燃料、航空機作動油等でウルトラ微小流量0.005cc/minから540L/minの測定流量対応可能。出力信号処理はMAX社独ホールセンサCPUソフト処理により高分解能/高速速度応答/リニアライズ補正/ポンプ固有及びプロセス流量脈動減衰機能等安定したパルスまたは±10VDC/±4-20mAアナログ出力により高速安定流量計測、高速流量制御及び流量変動特性データ収集が達成されます。

〒174-0051 東京都板橋区小豆沢3-7-30-1F
TEL:03-5948-6737FAX:03-3965-5700
<https://www.toyocontrols.co.jp>

TOYO TANSO

Inspiration for Innovation

<http://www.toyotanso.co.jp/>



弊社はタービンブレード放電加工用電極ならびに、ブレード含めた金属部品の熱処理用トレイの製造を行っております。熱処理トレイにおきましては、カスタム対応をさせて頂き、軽量化、長寿命化に貢献いたします。



特許庁は、企業の事業戦略を支援していく審査サービスを提供しています。例えば、出願人が直接審査を希望する特許出願については、希望に応じ審査官の出張面接を行っています。また、事業で活用される知的財産の包括的な取得を支援するため、国内外の事業に結びつく複数の特許・意匠・商標を含む知的財産を、分野横断的に事業展開の時期に合わせて審査・権利化を行う事業戦略対応まとめ審査も行っています。



〒100-8915 東京都千代田区霞が関3丁目4番3号
TEL:03-3581-1101(代表) <https://www.jpo.go.jp/>



富永物産株式会社

弊社が代理店を務める

EthosEnergy社はWoodGroup社とSIEMENSによる新ベンチャーです。両社で培われた高い技術は電力、ガス、石油等各産業で世界的に高い評価を得ています。タービン部品供給、修理、他各種サービスを担い、同時に蒸気タービン、発電機のスペシャリストとしてライフサイクルの15%向上を実現します。また弊社では吸気フィルター、制御装置、スターター、燃料制御弁等タービン関連機器の実績ある製品も広く取り扱っております。

〒103-0023 東京都中央区日本橋本町 3-6-2 小津本館ビル
TEL:03-3639-5315 FAX:03-3639-5360

EthosEnergy <http://www.ethosenergygroup.com>
富永物産 <http://www.tomco.co.jp>



EthosEnergy



株式会社 トヨタエナジーソリューションズ
TOYOTA ENERGY SOLUTIONS INC.

旧社名：トヨタタービンアンドシステム

※2018年4月より、社名を変更しました。

株式会社トヨタエナジーソリューションズは、トヨタグループのマイクロガスタービン（MGT）技術を使ったコージェネレーションシステムを製造・販売する会社として1998年に設立されました。

従来のコージェネレーションシステムに加え、長年にわたって蓄積した技術を元に研究・開発を進めており、優れた燃焼特性を活かしたVOC処理装置やアンモニア燃焼開発、SOFCと組み合わせた発電システムなど多用途展開を行っています。

その他、エネルギーマネジメント事業、電力小売事業、環境システムソリューション事業を通じて、エネルギーに関する様々なご要望を多角的に捉え、お客様に役立つエネルギーシステムを提案いたします。



本社

〒471-8573 愛知県豊田市元町1番地 トヨタ自動車元町工場内
TEL:(0565)24-6161(代表) FAX:(0565)24-6160

名古屋事務所

〒460-0008 愛知県名古屋市中区栄二丁目1番1号 日土地名古屋ビル14F
TEL:(052)218-7840 FAX:(052)218-7848
<http://www.toyota-energy.co.jp>

TOYOTA

トヨタ自動車株式会社

弊社のガスタービンの開発は1964年の自動車用ガスタービンに始まります。当時のガスタービンハイブリッドの考えはプリウスに伝承され、培われた技術はターボチャージャーや株式会社トヨタエナジーソリューションズの製品に生かされております。現在は、将来の新しいモビリティへの応用などガスタービンの様々な可能性について研究開発を進めております。

今後もガスタービン学会員・賛助会員様からのご助言を宜しくお願い申し上げます。

<http://www.toyota.co.jp/>



株式会社 中北製作所

弊社は流体制御装置の総合メーカーとして、ガスタービンに使用される各種弁の製造を行っています。LNGなどの低温ラインから高温高压ラインにいたる幅広いプロセスでご使用頂ける製品ラインナップを備えております。弁の種類として主には調節弁（空気 / 油圧 / サーボ / 電動操作式）・バタフライ弁・遮断弁・自力式調整弁・安全弁があり、弁メーカーとして高精度 Cv 実測装置をはじめ充実した検査設備を備え、各種の御要求にお応えし高品質な製品を供給しております。

取扱業種：各種弁および制御装置の製造（CE マーキング、ASME スタンダード V,UV 対応可）

〒574-8691 大阪府大東市深野南町1-1
TEL:072-871-1341 FAX:072-874-7501

bus@nakakita-s.co.jp

<http://www.nakakita-s.co.jp/>

ClassNK

一般財団法人 日本海事協会

日本海事協会（ClassNK）は、海上における人命と財産の安全確保及び海洋環境の汚染防止を使命に活動する船級協会です。ClassNKは120年以上に渡って培った知見より、独自に制定された技術規則や国際条約に基づき、建造中と就航後の船舶がこれらの規則等に適合していることを証明する検査を実施しています。



〒102-8567 東京都千代田区紀尾井町4番7号

Tel: 03-5226-2047, Fax: 03-5226-2039

e-mail: eod@classnk.or.jp

URL: www.classnk.or.jp



日本ドナルドソン株式会社

ドナルドソンは世界中の様々な産業分野において、環境にやさしい高品質な製品をお届けしています。ガスタービン営業部は、30年を超える長きにわたり培ったガスタービン用のフィルターシステムとサイレンサーの製品設計開発及び生産の経験を持ち、世界に20以上の拠点を所有するガスタービン吸気フィルターのテクノロジーリーダーです。製品はフィルターシステムからアフターマーケットまで幅広く展開しています。

- ・ガスタービン吸気フィルターシステム
- ・ガスエンジン吸気フィルターシステム
- ・エアブロウ吸気フィルターシステム
- ・軸流圧縮機吸気フィルターシステム
- ・発電機換気フィルターシステム



〒190-0022 東京都立川市錦町1-8-7

Tel: 042-540-4113 Fax:042-540-4566

www.donaldson.co.jp



日本無機株式会社

弊社は、エアフィルタ事業のリーディングカンパニーとして常に新しい価値を創造し続け、お客様の要求されるクリーン環境作りのお手伝いを続けています。

ガスタービンに用いられるエアフィルタは空気圧縮機の汚れを抑制し、発電効率の低下抑制に貢献しています。

エアフィルタは高効率・長寿命が要求されており、弊社は多様なラインナップと豊富な経験に基づき、ご使用環境に最適なフィルタシステムをご提案します。

事業内容：エアフィルタ、クリーン機器、
ガラス繊維応用品（耐熱繊維、断熱・吸音材等）

〒110-0045 東京都台東区東上野 5-1-5 日新上野ビル

TEL:03-6860-7500, FAX:03-6860-7510

<http://www.nipponmuki.co.jp/>



一般財団法人日本航空機エンジン協会

当協会は、民間航空機用ジェットエンジンの開発を促進し、もって航空機工業の向上発展を図り、産業経済の健全な繁栄に寄与することを目的として、経済産業省の指導の下に（株）IHI、川崎重工業（株）、三菱重工業（株）の協力を得て1981年に設立されました。

現在、日本が参加する民間航空機用エンジンの開発・量産に係る国際共同事業であって、国家プロジェクトとして位置付けられる事業を推進するための日本側の事業主体で、V2500エンジンやPW1100G-JM事業などを遂行しています。

<http://www.jaec.or.jp/>

JICEF

日本内燃機関連会



弊会は、1954年に創立以来我が国の燃焼機関工業即ち内燃機関工業の振興と技術の向上に寄与するため、次の3事業について活発な活動を行っております。即ち、CIMAC関係事業、標準化事業、及び技術普及・広報活動事業であります。

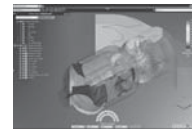
CIMAC (国際燃焼機関会議) に関しましては、日本の代表機関としての諸事業を行い、また、国際標準化機構 (ISO) の事業中、内燃機関に関する専門委員会 [ISO/TC70 (往復動内燃機関) 及び ISO/TC192 (ガスタービン)] に関し、日本産業標準調査会に協力すると共に、その他内燃機関に関連し当会で行う必要ありと認められる諸事業を行い、もって我が国内燃機関工業の振興に寄与することを目的としております。

〒105-0004 東京都港区新橋1-17-1 内田ビル7階
TEL: 03-6457-9789 FAX: 03-6457-9787
URL: <http://www.jicef.org>



NUMECAジャパン株式会社

NUMECA社は、先駆的なCFD (数値流体力学) ソフトウェアとコンサルティングサービスを全世界に提供するグローバルカンパニーです。NUMECA社のソフトウェアは、流体の流れと熱伝達に関するシミュレーション、設計、最適化に利用され、開発コストを削減しながら、製品の優れた品質や性能を実現させるため、特にガスタービンの分野では多くの製品開発者、設計者、研究者の方々にご活用いただいております。



〒105-0003 東京都港区西新橋1丁目17番15号北村ビル4F
TEL: 03-6205-4416 / FAX: 03-6205-4418
<https://www.numeca.co.jp>

PULSTEC

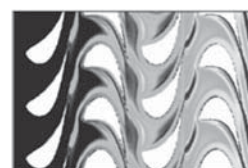
パルステック工業株式会社

<http://www.pulstec.co.jp/>



弊社は、「研究開発型モノづくり企業」であり、主力製品は「ポータブル型X線残留応力測定装置」「3Dスキャナ」「光ディスク評価装置」「ヘルスケア関連製品」などで、特に光学系の技術については各業界から高い評価を得ています。弊社が最も注力している「ポータブル型X線残留応力測定装置 (μ-X360s)」は、世界最小・最軽量を実現し、操作も非常に簡単で、高精度、高速測定、低価格を実現した画期的な装置です。

各製品の詳細は、弊社ホームページをご覧ください。



<https://www.bub-agema.de/>

B&B-AGEMAは、発電プラントのエンジニアリングとターボ機械の設計サービスを専門的に行う会社で、本社はドイツのアーヘン市にあります。

1995年の設立以来、エネルギー変換機械とプラントの設計、解析計算、専門技術に関する革新的なサービスを提供しています。また、ガスタービン、蒸気タービン、その他のターボ機械全般について総合的な設計サービスも提供しています。

当社は、プラントの監視と予防保全、デジタルツイン・アプリケーション用の高度なソフトウェアを開発しています。さらに、水素の発生・貯蔵・利用に関する研究開発にも深く関わり、革新的で実用的な純水素燃焼バーナーについても開発・試験を行っています。

窓口: info@bub-agema.de

日立金属株式会社

OUR HERITAGE. YOUR ADVANTAGE YSSヤスハガネ
日本独自の技術も、世界のインベージョンへ
Hitachi Metals

日立金属は、伝統を基盤に革新的な技術を生み出す「世界トップクラスの高機能材料会社」を目指し、過酷な環境で使用される航空機・エネルギー関連部材に対しても幅広いノウハウと最新の技術による溶解から鍛造、熱処理、機械加工等の一貫製造体制により、確かな品質の製品を提供し、お客様の発電効率アップに貢献しています。

日立金属の材料技術と合わせ、2011年に設立した日本エアロフォージ社の世界最大級の500MN油圧型鍛造プレスの導入、及び2014年にグループ化した日立金属MMCスーパーアロイ社を2018年4月に日立金属に合併致しました。これによりそれぞれの強みを活かしたシナジーを発揮し更なる製品ラインアップの拡充、高い品質要求への対応を図っており、タービンプレードやタービンディスクを初めとして、ガスタービン全体のアプリケーションに深く携わっており、お客様の多種多様な材料ニーズにお応えしております。



【(公) 日本美術刀剣保存協会提供】

〒108-8224 東京都港区港南一丁目2番70号 (品川シーズセンター)
日立金属 (株) 金属材料事業本部 産機材・航空機エネルギー統括部
TEL (03) 6774-3920 FAX (03) 6774-4312
<http://www.hitachi-metals.co.jp/yss/index.html>

Hitz

Hitachi Zosen

日立造船株式会社

弊社では、3 ~ 6MW クラスガスタービン発電設備の製造販売を行う他、100MW クラス発電所の建設保守運営事業も展開しております。茨城県では113.6MW、112.3MW ガスタービンコンバインドサイクルを自社運営し電力卸売事業を実施しております。毎日起動停止という厳しい条件にもかかわらず高い稼働率を誇っており、発電所建設から保守運営まで含めたノウハウを蓄積しております。今後発電事業をご検討されるお客様へのトータルソリューション提供を目的とし活動しております。

取扱業種: 発電設備の製造販売、発電設備の保守運営事業、電力の卸売事業
〒140-0013 東京都品川区南大井6丁目26番3号

大森ベルポートD館15階

TEL: 03-6404-0842、FAX: 03-6404-0849
<http://www.hitachizosen.co.jp>

FE 富士電機

富士電機株式会社

富士電機の火力事業は1959年に初号機を納入して以来、蒸気タービンと発電機を核とした火力発電プラントを基本計画から設計・製作・建設・試運転・アフターサービスまで一貫して提供しています。従来型の石炭火力からコンバインドサイクル、熱供給コージェネレーションなどのあらゆる種類の火力発電所に対し、お客様のニーズに合わせた設計と高効率・高信頼性をお約束します。また富士電機は地熱発電の分野で世界をリードしており、CO₂排出量削減などにより環境分野に大きく貢献しています。

住所: 〒141-0032 東京都品川区大崎一丁目11番2号
ゲートシティ大崎イーストタワー
電話: 03-5435-7111
HP: <http://www.fujielectric.co.jp/>

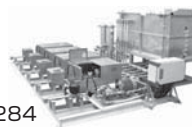
MARUYAMA

ガスタービン吸気冷却用 高圧ポンプユニット

経済性に優れたフォグ方式を採用したシステムで火力発電の出力UPに貢献いたします!

ご好評を頂いております丸山の高耐久性「高圧ポンプ」を利用したミストシステム。設置現場、設置規模に応じて丸山の豊富な実績とラインナップで最適なシステムをご提供致します。

接液部材質はステンレスを標準採用し、フィルトレーションとの組合せでノズルの目詰りにも配慮します。



〒101-0047
東京都千代田区内神田3-4-15
株式会社丸山製作所 産機営業部
TEL: 03-3252-2283 FAX: 03-3252-2284
<http://www.maruyamaexcell.co.jp>

MEI 丸和電機株式会社 〒277-0814
千葉県柏市正連寺253
Maruwa Electronic Inc. TEL 04-7132-0013 FAX 04-7132-5703
E-mail sales@maruwa-denki.co.jp
http://www.maruwa-denki.co.jp/

タービン&コンプレッサの材料評価、強度評価に最適です

【回転試験】

最高回転数:260,000rpm 最大外径:φ4,000 最大搭載重量:4,000kg

過回転試験、破壊試験、加熱試験、ひずみ計測試験、エロージョン試験、サイクリック試験

ガスタービン向けのタービンディスクの遠心強度評価

シールラッピング試験、翼振動試験、リーク試験

お客様の仕様に合わせて装置・請負試験を検討いたします。

また高速駆動源の製作・試作も行っており

高速発電機、高速ギアボックスの製作も承っております。



【燃焼試験】

ジェットエンジンの燃焼技術をベースとした装置設計・製作、受託試験

最高温度:1,700℃ 燃料:灯油、軽油、天然ガス等の様々な燃料に対応 流速:300m/s

ターボチャージャー、排気系部品の性能評価試験

先進高温材料試験、TBC評価試験、エロージョン・コロージョン試験

お客様の御要求に合わせたカスタムメイドが可能です。

横河電子機器株式会社

〒151-0051 東京都渋谷区千駄ヶ谷 5-23-13 南新宿星野ビル
TEL: 03-3225-5350 FAX: 03-3225-5320
URL: <https://www.yokogawadenshikiki.co.jp/jp-ydk/>

当社は、1960年の創立以来、「企業理念の実現・行動指針の実行」を追求し、防衛・環境・航海・航空・宇宙等の関連分野において、高品質な製品やサービスをご提供することにより、お客様や社会のお役にたてるよう努力してまいりました。

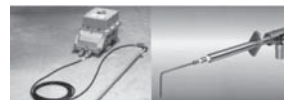
航空ビジネスでは、耐環境性に優れた位置・圧力・温度・回転センサ、燃料制御用の油圧機器、点火装置および電気・光ハーネスを、開発から生産まで一貫した体制で行い、航空機産業の発展に寄与しています。

燃焼ビジネスでは、バーナおよびガスタービン用や防燃型の高エネルギー点火装置、火炎検出器などの燃焼装置周辺機器を提供し、長年にわたって培った技術力を駆使し、燃焼に関するお客様の要望にお応えしています。



航空機エンジン用センサ、油圧機器、点火装置、ハーネス

この度、更なる成長・発展を期して、「人々の安心安全を支えるための課題解決トラスパートナーとして技術力を融合した魅力的なソリューションを提供する会社」を目指すべく、社名を変更することいたしました。



産業向け点火装置、火炎検出器

■ 新社名
株式会社YDKテクノロジーズ

■ 変更日
2020年10月1日
(創立60周年記念日)



YDK Technologies

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、家族的雰囲気ですら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（2020年3月現在）

会員数：1,956名（正会員 1,920名、学生会員 36名）

賛助会員：115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

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

編集後記

前号、前々号の編集後記でも触れられていますが、COVID-19の影響が益々拡大しています。この3か月間、大学では、講義、会議、研究室ゼミの殆ど全てがオンラインでの実施となりました。また、学会活動や他機関との研究打ち合わせもオンラインで行っています。数年前までのテレビ会議は画質、音質が悪く、この状況に陥った当初はどうなることかと心配でしたが、技術の進歩とはすばらしいもので、現在は比較的快適にできているような気がします。また、会議に関しては、どこからでも出席できるということで、出席率が上がったという良い面もあるようです。その一方で、研究については、数値解析研究ならまだしも、チームで行うことが多い実験研究は実施が難しい状況が続いており、大変苦慮しています。研究のブレークスルーや突拍子もない（オリジナリティーのある）アプローチは研究者同士の、時には激しい議論や、たわいもない会話からうまれることも多いので、このような研究の醍醐味を実感できるチャンスが減っていることは大変残念でなりません。今回のパンデミックが一日でも早く終息し、通常の状態に戻ることを祈るばかりです。

さて、本号では、「ガスタービン周辺技術の新展開」と題した特集を行いました。本テーマは、担当委員で過去の特集号を調べ、相談して最終決定しましたが、テーマの発起、および執筆候補者の選定、交渉は主に野原弘康氏（ダイハツディーゼル）のご尽力によるものです。また、寺澤秀彰氏（東京ガス）には、今回の担当委員ではないにも関わらず、執筆者をご紹介頂いた上に、巻頭言の執筆まで（それも前号から連続で）お引き受け頂きました。心から感謝申し上げます。本特集は、1報の巻頭言と7報の記事からなります。7報の記事は、吸気フィルタ、ガス圧縮機、減速機、制御システム、点火装置、発電機などに関するものです。いずれの記事も実機を対象に詳しい解説、説明をしていただいております。通常では得難い情報、データをも含む、大変興味深いものとなっております。是非、ゆっくりお読みいただければ幸いです。なお、「周辺技術」としてはありますが、周辺

技術は多岐にわたるため当然全てをカバーできるわけもなく、ここで紹介させていただいたものはそのほんの一部にすぎません。編集委員会での議論では、他にも脱硝装置、集塵装置、遠隔管理システムなどの技術についての記事があれば良いのでは、との助言、提案も出ましたが、担当者の力不足と紙面の都合で叶いませんでした。これらは、次回以降の特集に譲りたいと思います。

最後に、この大変なさなかに有益な記事を執筆いただいた方々に心から感謝申し上げます。会員の皆様からのご感想、ご意見をお待ちしております。

（黒瀬 良一）

● 7月号アソシエイトエディタ

黒瀬 良一（京都大学）

● 7月号担当委員

野原 弘康（ダイハツディーゼル）

八田 直樹（三井E&Sマシナリー）

村上 秀之（物質・材料研究機構）

山下 一憲（荏原製作所）

（表紙写真）

今回の表紙については、【論説・解説】の著者より流用およびお借りしています。

詳細については、下記記事をご参照ください。

- ・「ガスタービン用吸気フィルタ及びダクト等の事例・技術動向」……………（P.185～190）
- ・「ガスタービンコージェネレーション向けガス圧縮機の最新動向」……………（P.191～196）
- ・「ガスタービン用燃料ガス圧縮機の技術動向」……………（P.197～202）
- ・「ガスタービン用減速機の技術解説」…（P.203～208）
- ・「ガスタービン制御システムにおける技術動向」……………（P.209～214）
- ・「ガスタービン用発電機の技術解説」……（P.220～225）

だより

♣事務局

夏本番を迎え、地元千葉県富里市ではつやつやとしたスイカの収穫・出荷作業が盛んに行われているようです。例年ならさほど心に留まらない映像ニュースがなんて心地よいのでしょうか。今年は体の緊張感がほぐれるような感覚があります。在宅していても外出しても常に新型コロナウィルスにまつわる話ばかりですが、ようやく少しずつ日常が戻ってきました。先日は友人と地元にあるオイスターバーへ出かけ、ステイホーム期間の自分への頑張った?ご褒美に大好きな生牡蠣をたらふくいただきました。座席を間引いたりこまめな抗ウィルス対策など賑やかだった以前とは違うフロアの様相に少し物足りなさがあったものの、久々のご馳走に生氣を取り戻した感じがしています。世界的にも感染者数は増加し有効な対処法も確立されておらず、いつまた自粛生活に戻るとも分かりません。今自分にできることを粛々と継続し、人との距

離感を意識しながら新しい日常に柔軟に対応していくしかないようです。

約2か月間、学会事務局も勤務体制、運営を縮小しておりましたが、東京の緊急事態宣言解除にともない徐々にアクセルを踏み、個人的にも今漸く、なんとなく「追いついてきた」（まだまだ「追いついていない」とも言える）状態です。海外在住の会員様への学会誌のお届けについてはコロナ禍の郵便事情でしばしお待たせしておりますが、状況が好転次第お送りいたします。テレワーク等で学会誌がお手元にない方も当学会HPの会員ページにて最新号より閲覧していただけますのでどうぞご利用ください。

さて、秋に予定されている第48回定期講演会はオンライン開催となります。多くの皆様のご参加を心よりお待ちしております。（細川 真子）

学会誌編集および発行要領（抜粋）

2018年7月13日改定

1. 本会誌の原稿はつぎの3区分とする。
 - A. 依頼原稿：学会誌編集委員会（以下、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。執筆者は本学会会員（以下、会員）外でもよい。
 - B. 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。
 - C. 学会原稿：本学会の運営・活動に関する記事（報告、会告等）および会員による調査・研究活動の成果等の報告。
- 1.2. 技術論文の投稿については、「技術論文投稿要領」による。
- 1.3. 英文技術論文の投稿については、Instruction to Authors, JGPP (International Journal of Gas Turbine, Propulsion and Power Systems) による。
2. 依頼原稿および投稿原稿は、論説・解説、講義、技術論文、寄書（研究日より、見聞記、新製品・新設備紹介）、随筆、書評、情報欄記事の掲載欄に掲載することとし、刷り上がりページ数は原則として以下のとおりとする。

論説・解説、講義	6ページ以内
技術論文	「技術論文投稿要領」による
寄書、随筆	3ページ以内
書評	1ページ以内
情報欄記事	1/2ページ以内
3. 原稿の執筆者は、本会誌の「学会誌原稿執筆要領」に従って原稿を執筆し、編集委員会事務局（以下、編集事務局）まで原稿を提出する。編集事務局の所在は付記1に示す。
4. 依頼原稿は、編集委員会の担当委員が、原稿の構成、理解の容易さ等の観点および図表や参考文献の書式の観点から査読を行う。編集事務局は査読結果に基づいて、執筆者への照会、修正依頼を行う。
5. 投稿原稿のうち技術論文以外のものは、編集委員会が審査し、本会誌への掲載可否を決定する。
6. 投稿原稿のうち技術論文の審査、掲載については、「技術論文投稿要領」に従う。
7. 依頼原稿の執筆者には、学会事務局から原則として「学会誌の執筆謝礼に関する内規」第2条に定めた謝礼を贈呈する。
8. 非会員の第一著者には掲載号学会誌1部を贈呈する。
9. 本会誌に掲載された著作物の著作権は原則として本学会に帰属する。本学会での著作権の取扱いについては別途定める「日本ガスタービン学会著作権規程」による。
10. 他者論文から引用を行う場合、本会誌に掲載するために必要な事務処理及び費用分担は著者に負うところとする。

付記1 原稿提出先および原稿執筆要領請求先（編集事務局）
 ニッセイエブプロ(株) 企画制作部
 学会誌担当：高橋 邦和
 〒105-0003 東京都港区西新橋1-18-17 明産西新橋ビル
 TEL：03-5157-1277
 FAX：03-5157-1273
 E-mail：eblo_h3@eblo.co.jp

技術論文投稿要領（抜粋）

2018年7月13日改定

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) ガスタービン及びエネルギー関連技術に関連するものであること。
 - 3) 「学会誌原稿執筆要領」に従って執筆された、日本語原稿であること。
 - 4) 一般に公表されている刊行物に未投稿であること。ただし、以下に掲載されたものは未投稿と認め技術論文に投稿することができる。
 - 本学会主催の学術講演会・国際会議のプロシーディングス
 - 特許および実用新案の公報、科学研究費補助金等にかかわる成果報告書
 - 他学協会の講演要旨前刷、社内報・技報、官公庁の紀要等の要旨または抄録
2. 原則として刷り上がり8ページ以内とする。ただし、「学会誌の掲載料に関する内規」第2条に定めた金額の著者負担で4ページ以内の増ページをすることができる。
3. カラー図は電子版と本学会ホームページ上の「技術論文掲載欄」に掲載し、冊子体にはモノクロ変換した図を掲載する。著者が「学会誌の掲載料に関する内規」第3条に定めた金額を負担する場合には、冊子体もカラー印刷とすることができる。
4. 投稿者は、「学会誌原稿執筆要領」に従って作成された印刷原稿または原稿電子データを、技術論文原稿表紙とともに学会誌編集事務局に提出する。
5. 投稿された論文は、論文委員会が「論文査読に関する内規」に従って査読を行い、掲載可否を決定する。
6. 論文内容についての責任は、すべて著者が負う。
7. 本技術論文の著作権に関しては、「学会誌編集および発行要領（抜粋）」9.および10.を適用する。

日本ガスタービン学会誌
Vol.48 No.4 2020.7

発行日 2020年7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 佐藤 哲也
 発行者 識名 朝春
 〒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)
 〒105-0003 東京都港区西新橋1-18-17
 明産西新橋ビル
 Tel. 03-5157-1277 Fax. 03-5157-1273

©2020, 公益社団法人日本ガスタービン学会

複写複製をご希望の方へ

公益社団法人日本ガスタービン学会では、複写複製に係る著作権を一般社団法人学術著作権協会に委託しています。当該利用をご希望の方は、学術著作権協会（<https://www.jaacc.org/>）が提供している複製利用許諾システムを通じて申請ください。