

高湿分空気利用ガスタービンシステム総合試験設備を用いた吸気噴霧冷却時の軸流圧縮機性能検討

Study on an Axial Compressor Characteristics under Overspray Condition using a Test Facility for AHAT System

明連 千尋^{*1}
MYOREN Chihiro

高橋 康雄^{*1}
TAKAHASHI Yasuo

森崎 哲郎^{*2}
MORISAKI Tetsuro

川村 康太^{*1}
KAWAMURA Kota

柴田 貴範^{*1}
SHIBATA Takanori

岸部 忠晴^{*1}
KISHIBE Tadaharu

ABSTRACT

An axial compressor of an industrial gas turbine equipped with the WAC (Water Atomization Cooling) system was newly developed. Since it operates under the overspray condition, a prediction method implementing a droplet evaporation model was developed and applied to the compressor design. The compressor performance was evaluated by using a 40MW-class test facility for the advanced humid air turbine system and the developed prediction method. The test results and prediction results showed that the WAC decreased temperatures at the compressor inlet and outlet, and improved the compressor performance.

Key words : Inlet fogging, Overspray, Axial compressor design, AHAT system, Performance prediction

1. 緒言

ガスタービンの夏場の出力低減抑制策の1つに、吸気に微細液滴を噴霧する吸気噴霧冷却技術 (Water Atomization Cooling, WAC)⁽¹⁾がある。WACは簡素な設備変更で比較的大きな性能向上効果が得られるため、多くの適用事例が報告されている。

WAC時には、吸気部での液滴蒸発による吸気冷却効果と、圧縮機内部での液滴蒸発による中間冷却効果の2つによって、動力が低減し出力が向上する。このうち後者の効果を分析するには、圧縮機内部に液滴が導入された場合の挙動を考慮する必要がある。そこで液滴蒸発を考慮した圧縮機平均径性能予測手法の開発^{(2),(3)}や、CFD (Computational Fluid Dynamics) による性能予測^{(4),(5)}が行われている。

一方弊社では、WACと圧縮機出口部での加湿により性能向上を図るAHATシステム (Advanced Humid Air Turbine System) の研究開発を進めている。2006年に3 MW級の小容量システム検証機で成立性を実証し^{(6),(7)},

現在は40MW級の総合試験設備によって中容量重構造型ガスタービンへの適用性を実証中である⁽⁸⁾。圧縮機については、液滴挙動モデルを組み込んだ軸流圧縮機性能予測手法を開発し、設計に適用している^{(9),(10)}。

本報では予測手法による設計結果、および総合試験設備を用いたWAC試験結果について報告する。

2. 40MW級AHATシステム総合試験設備

2.1 全体構成

図1に40MW級AHATシステム総合試験設備の機器構成図を示す。本設備はガスタービン本体、WACシステム、加湿装置、および再生熱交換器から構成される。

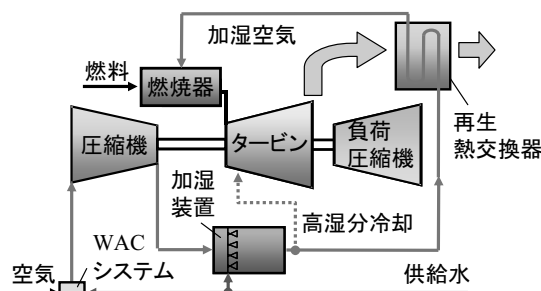


Fig. 1 Schematic of the 40MW-class test facility for advanced humid air turbine system

原稿受付 2013年9月3日

校閲完了 2014年11月17日

*1 三菱日立パワーシステムズ株式会社 研究所

*2 三菱日立パワーシステムズ株式会社
ガスタービン技術本部

AHATシステムは圧縮機と燃焼器の間に加湿装置と再生熱交換器を備えているため、圧縮機出口には抽気配管が設けられている。出力は負荷圧縮機（4段遠心圧縮機）にて吸取される。

2.2 圧縮機およびWACシステム

表1に総合試験設備の圧縮機仕様を、図2にガスタービンの写真を示す。圧縮機は弊社の重構造型ガスタービン圧縮機（ベース圧縮機）を元にして設計された。ただし(1)(2)に示すAHATシステム用圧縮機特有の課題があるため、この点を考慮した設計がなされている。

- (1) 圧縮機出口～燃焼器入口間における圧力損失増加によるサージマージン減少
- (2) WAC時の圧縮機内部での液滴蒸発による後段翼負荷の増加

まず(1)に対しては、ベース圧縮機からサージマージンを拡大する設計とした。サージマージン拡大と性能向上を両立させるため、最適化翼設計技術¹¹⁾が適用されている。一方(2)に対しては、液滴挙動モデルを組み込んだ軸流圧縮機性能予測手法^{(9),(10)}を開発し、設計に適用した。

Table 1 Designed specifications of compressor of the 40MW-class test facility

項目	単位	値
圧力比	-	16.1
段数	-	17
回転数	rpm	6410
大気温度	°C	15
大気湿度	RH%	60
WAC蒸発量(吸気流量比)	wt%	2.0

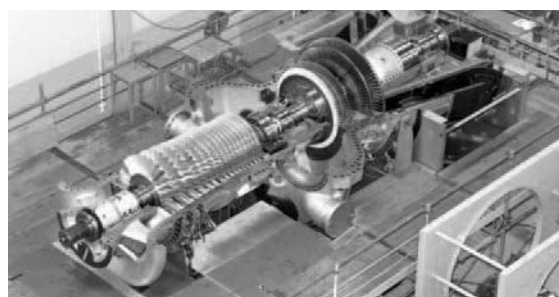


Fig. 2 Photo of the gas turbine

次にWACシステムの外観を図3に示す。WACシステムは噴霧ノズルとマニホールドによって構成される。吸気冷却効果と中間冷却効果が両方得られるように、マニホールドは吸気サイレンサの下流に配置した。各マニホールドの上流には電磁弁が取り付けられており、使用マニホールド数を調整することで噴霧水量の調節が可能である。噴霧ノズルは小容量システム検証機と同様、(株)共立合金と共同開発した高圧水衝突型の1流体ノズル¹²⁾を用いている。ノズルの設計噴霧水圧と流量はそれぞれ7MPaと0.15kg/sで、ザウター平均径は約18μmであ

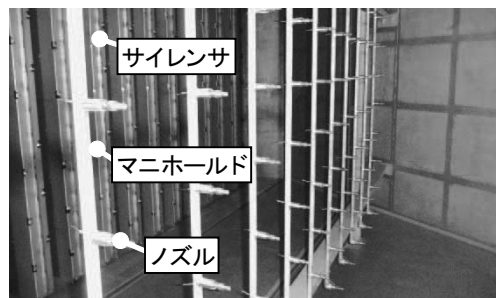


Fig. 3 Appearance of WAC system

る。ただし総合試験設備における噴霧水圧は8MPa以上であり、設計噴霧水圧より大きい。ノズル単体試験結果^{(7),(12)}によれば、噴霧圧力8.5MPaの場合ザウター平均径は設計条件より小さい約15μmであるため、本試験では15μm程度のザウター平均径になることが予想される。

2.3 性能予測手法と圧縮機設計結果

前節で述べた、液滴挙動モデルを組み込んだ性能予測手法の計算フローを図4に示す。本手法は流線曲率法を用いたIn-houseの軸流圧縮機性能計算手法をベースとしており、液滴蒸発モデル、湿り空気物性モデル、および翼列間液滴衝突モデルを組み込むことでWAC時の性能予測を可能としている。各モデルの詳細については文献^{(9),(10)}に記載しているので、ここでは概略のみ説明する。

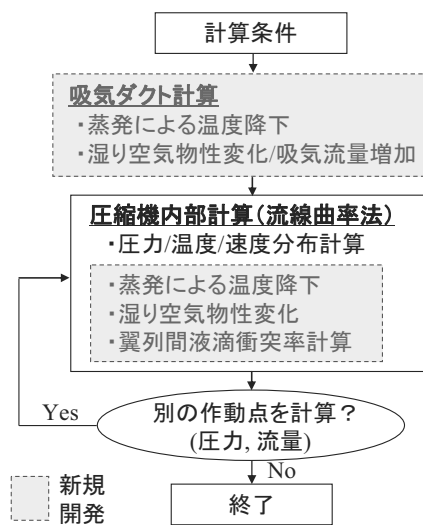


Fig. 4 Calculation flow of the prediction method

まず液滴蒸発については、噴霧水を径の異なる複数の球状液滴の集合体としたモデルを用いた。液滴と主流の熱/物質輸送の考え方はChakerの手法¹³⁾を適用した。すなわち蒸発が液滴周辺の一定の範囲のみで行われると仮定することで、蒸発進行時の蒸発速度低下を模擬している。また蒸発の効果は1次元的と仮定した。これより周方向および径方向に対する温度低下量は一定となる。

次に湿り空気物性については、WACに関連して湿度への依存性の高い気体定数R、定圧比熱Cp、および

比熱比 γ の3つを、乾燥空気と水蒸気の質量平均として定義するモデルを用いた。本手法ではこのモデルを圧縮機内部だけでなく吸気部にも適用しているため、WAC時の吸込流量増加も計算可能である。

最後の翼列間の液滴衝突については、蒸気タービン低圧段の凝縮液滴挙動予測に用いていたモデル⁽⁴⁾を改良して適用した。このモデルでは代表的な主流流線(2次式で仮定)に対して液滴の運動方程式を解いて代表液滴軌跡を求め、両者を比較することで翼面に対する衝突液滴量を算出している。衝突後の液滴については、単純にドレンとなるか衝突前の状態を維持したまま透過すると仮定し、圧縮機内部の発生ドレン量を算出している。両者の比率は入力として与える内部ドレン化率CRIによって決定されるが、本試験設備の圧縮機内部でほぼドレンが発生しないことが判明しているため⁽⁶⁾、本報告における計算は全てCRI=0(全液滴が透過する)としている。

開発した性能予測手法による、総合試験設備の圧縮機設計結果の一例を図5に示す。図5は翼負荷の指標である段温度上昇の分布であり、初期設計時のWACなし条件(DRY条件)の値で無次元化されている。計算条件は表1と同一で、噴霧時の液滴径は $15\mu\text{m}$ (単一粒径)とした。

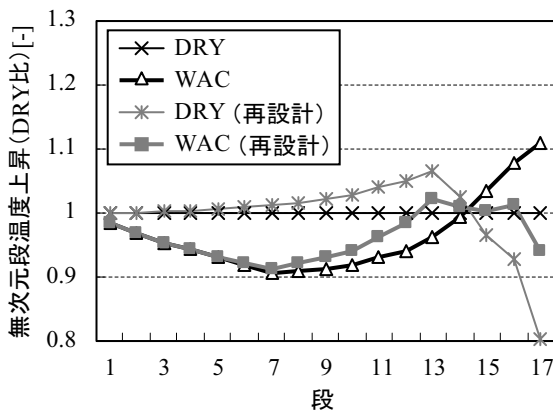


Fig. 5 Axial distributions of stage temperature increase ($15\mu\text{m}$)

図5において、初期設計時はWACによって圧縮機後段負荷が上昇する様子が確認できる。特に最終段では段温度上昇が10%以上増加し、流れの剥離による失速が発生しやすい条件となる。つまり初期設計ではWAC時に圧縮機の信頼性が低下することが予想される。そこで、再設計による信頼性確保を試みた。具体的には後段静翼の取付角を増加させ、後段の翼負荷を前段側にシフトさせることとした。その結果、WAC時の段温度上昇はほぼ全翼で初期設計のDRY条件と同等以下となり、信頼性を確保しつつ設計条件でのWACが可能な見通しを得た。

3. 試験結果

3.1 計測手法

図6にWAC関連計測の概略を示す。WAC関連計測の

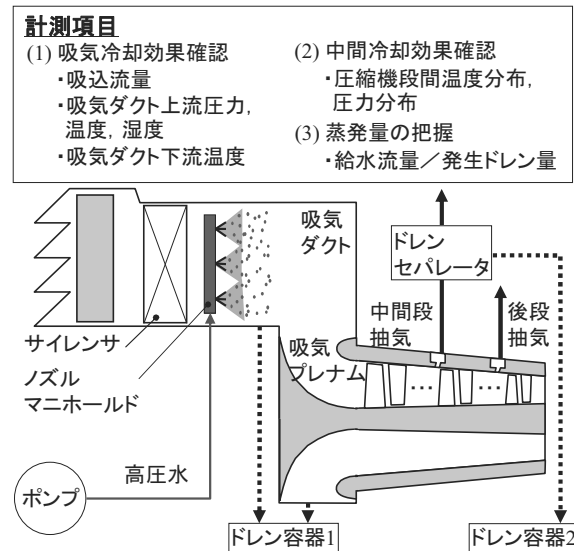


Fig. 6 Overview of measurement related to the effect of WAC

目的は、(1)吸気冷却効果の確認、(2)中間冷却効果の確認、および(3)蒸発量の把握の3種類に大別される。

まず(1)の吸気冷却効果確認のため、吸気ダクト入口における状態量(吸込流量、圧力、温度、湿度)および吸気ダクト下流のプレナムにおける温度を計測した。プレナム温度計測に関しては、通常の熱電対では噴霧液滴が受温部に付着してしまうため、小容量AHATシステム検証機で用いた莢管付きの熱電対を使用した。

また(2)の中間冷却効果確認については、圧縮機入口から出口にかけての物理量(圧力、温度)の分布を計測した。圧力はケーシング内壁(流路側)に設けた静圧孔により、温度はケーシング内壁に設けた掘込部に突き出した熱電対により計測した。これらの計測によって出口温度低下や段負荷分布変化といった、圧縮機内部におけるWACの効果を確認することができる。また蒸発完了段前後では付着液滴の消滅によって測定温度が急激に上昇するため、温度分布計測によって蒸発完了範囲の推定も可能となる。

さらに(3)の蒸発量の把握のため、給水流量および発生ドレン量を計測した。ドレン量の計測には、吸気プレナム部下方と中間段の抽気配管中に設けられた計測容器を用いた。各容器の上部と下部にはレベルセンサが設けられており、ドレン水が各センサ間で検知される時間を測定することで単位時間当たりの発生ドレン量を求めることができる。なおドレン量の多い吸気部ではセンサによる液位検知の他に備え付けのレベルゲージによる液位上昇監視を併用してドレン量を計測している。

3.2 試験結果

表2に40MW級総合試験設備を用いたWAC試験結果のまとめを示す。WAC試験はPhase II(2012年3月まで)とPhase III(2012年4月以降)の2つの開発段階で合計14回実施された。Phase IIでは中容量重構造型ガス

タービンに対するシステムの適用性検証を優先したため負荷20MW、噴霧量1.7wt%に留まっていたが、Phase IIIでは定格負荷40MWに到達し、最大出力51MWを達成した。また最大噴霧量は定格負荷近傍（41MW）で2.7wt%、最大出力時に2.5wt%であり、部分負荷時（24MW）には3.1wt%を達成した。

Table 2 Summary of the test results of WAC

開発段階	時期	WAC試験回数	最大負荷 [MW]	最大噴霧量 [wt%]
Phase II	~2012/3	4	20	1.7
Phase III	2012/4~	10	51 (定格:40)	2.5 (51MW) 2.7 (41MW) 3.1 (24MW)

3.3 部分負荷試験のWAC性能検討

表3にPhase IIで最大負荷（20MW）を達成した際のWAC試験結果（2012年3月実施）を、図7と8にその際の圧縮機特性線図と段間温度分布を示す。なお図表には開発した性能予測手法によるトレース計算結果も併記している。

まず表3から、WAC前（DRY）に比べて吸気温度や出口温度が低下しており、液滴蒸発によって吸気冷却効果と中間冷却効果が得られていることが分かる。これによりガスタービンのマッチングが変化し、表3と図7に示す通り流量と圧力比もそれぞれ1.8%、1.1%増加する。性能予測でも定性的に傾向が一致する結果が得られており、WACによる圧縮機性能向上効果を確認することができた。

また図8において、□と△の差として表されるWAC前後の温度差は前段~中間段にかけて増加し、その後減少して圧縮機後段側ではほぼ一定となる。これは前段~中間段にかけて熱電対に付着して予測誤差を発生させていた未蒸発液滴が、後段では付着していないことを表している。よって本試験では、圧縮機出口に到達する前にほぼ全ての噴霧液滴が蒸発したと推定される。また性能予測結果はDRY時にはほぼ全域で、WAC時には噴霧液滴が存在しない後段側で試験の温度分布をほぼ再現している。これより、構築した性能予測手法の妥当性も確認できたと考えられる。

Table 3 Test result of WAC (PhaseII, 20MW)

項目	単位	試験	予測
WAC噴霧量	wt%	1.7	1.7
入口温度低下量	°C	1.6	0.5
出口温度低下量	°C	36.7	34.3
吸込流量増加率	%	1.8	2.4
圧力比増加率	%	1.1	1.1

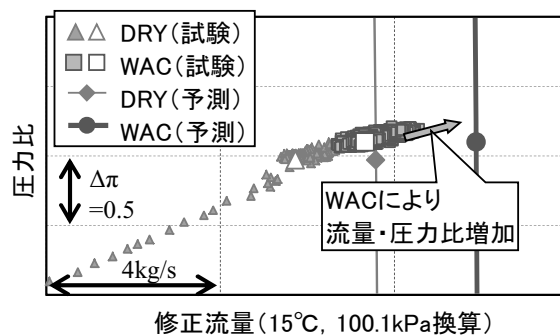


Fig. 7 Mass flow characteristic of pressure ratio (PhaseII)

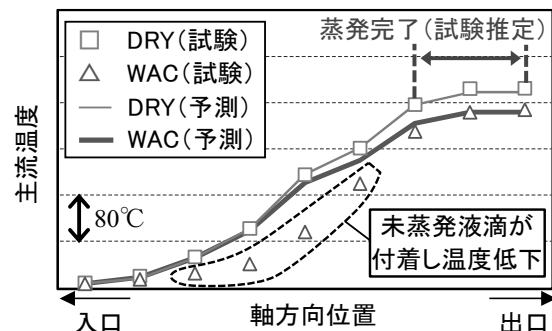


Fig. 8 Axial distributions of main flow temperatures inside compressor (PhaseII, 20MW)

3.4 定格負荷試験のWAC性能検討

表4にPhase IIIのWAC試験結果（2013年6月実施）を、図9~12にその際の運転スケジュールと圧縮機特性線図、および段間温度分布を示す。本試験では図9の通り部分負荷でWACを開始後に定格負荷近傍（41MW、図中のW1）に到達し、最終的に最大出力（51MW、図中のW2）を達成したため、W1とW2の両方に関するWAC性能を分析した。ただし前節と異なりW1とW2に対応するDRY条件のデータが存在しないため、WAC時の性能変化は同一の大気温度条件や圧力比を仮定した性能予測計算によって評価している。

図11、12および表4から、W1とW2の両作動点において、試験と性能予測の圧縮機入口および出口温度がほぼ一致している様子が確認できる。一方図11、12から、W2では圧縮機中間段~後段から試験と性能予測の温度がほぼ一致するのに対し、W1では圧縮機後段~出口近傍まで一致しない。W1はW2に比べて相対的な噴霧量が多く、かつ圧力比と主流温度が小さいため、W1の蒸発完了範囲の方がW2より下流側にあると推定される。性能予測でも同様の傾向を示していたため、開発手法によって少なくとも定性的には、定格負荷時の圧縮機内部の主流温度分布予測も可能だと考えられる。

次に中間冷却効果確認のため、W1とW2、および前節のPhase II試験に対する圧縮動力を検討した。検討方法は、試験時の動力推定（Phase II試験のみ）と性能予測による動力計算の2つである。試験時の動力は、WAC前後の圧力比と流量変化が1~2%前後と小さいことか

ら圧縮機効率を一定と仮定し、試験結果の圧縮機出口温度と一致するような比熱比と定圧比熱を逆算して推定した。また動力計算については、圧縮動力を平均径で動翼になされた仕事の和と考え、以下の式(1)で定義した。式(1)において、nstage：段数、Lc：圧縮動力、G：流量(噴霧水含む)、U：動翼周速、Cθ：周方向絶対速度であり、添字1と2はそれぞれ翼列入口と出口を表している。

$$L_c = \sum_{k=1}^{nstage} \{G_k (U_{2,k} C_{\theta 2,k} - U_{1,k} C_{\theta 1,k})\} \quad (1)$$

検討結果として圧縮動力低減率の比較を表5に示す。まずPhase II 試験結果の分析から、単位流量当たりの低減率の予測誤差は1%以内と小さいため、本手法によってある程度圧縮動力を正確に予測できていると考えられる。また表5より作動点の変化によって動力が増加する場合もあるが、単位流量当たりの動力は全ケースで低下しており、WACによる中間冷却効果が得られていることが確認できる。特に定格負荷条件のW1と最大負荷条件のW2における動力低減率はそれぞれ6.3%、6.6%と大きく、WACによる効果が顕著に現れていたと考えられる。

Table 4 Test result of WAC (PhaseIII, prediction)

項目	単位	W1 (41MW)	W2 (51MW)	
WAC噴霧量	wt%	2.7	2.5	
入口温度	低下量	°C	7.2	7.5
	試験との差	°C	0.0	-0.2
出口温度	低下量	°C	64.6	66.6
	試験との差	°C	-0.8	0.0
吸込流量増加率	%	2.0	2.7	

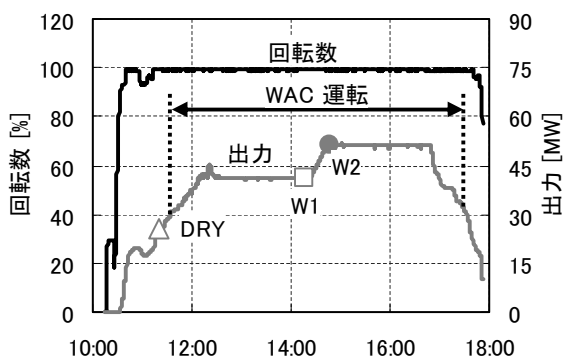


Fig. 9 Time schedule of the test run (PhaseIII)

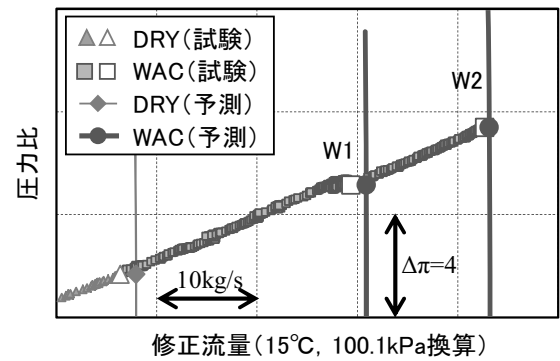


Fig. 10 Mass flow characteristic of pressure ratio (PhaseIII)

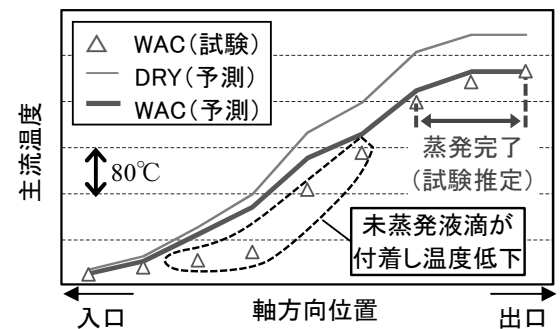


Fig. 11 Axial distributions of main flow temperatures inside compressor (W1)

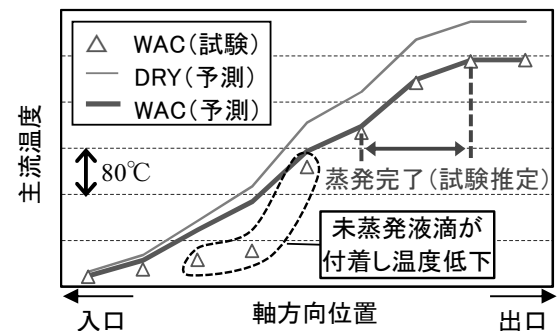


Fig. 12 Axial distributions of main flow temperatures inside compressor (W2)

Table 5 Comparison the reduction ratio of compression work

項目	単位	Phase II	Phase III	
			W1	W2
動力低減率	試験	%	0.0	-
	予測	%	-1.0	2.7
動力低減率 (単位流量)	試験	%	3.0	-
	予測	%	2.5	6.3

4. 結言

AHATシステム開発の一環として、液滴挙動モデルを組み込んだ軸流圧縮機性能予測手法を開発し、40MW級総合試験設備の圧縮機設計に適用した。総合試験設備を用いたWAC試験により、以下の結論を得た。

- (1) 部分負荷試験 (20MW), 定格負荷試験 (最大51MW) のいずれでもWAC時に圧縮機入口温度

と出口温度が低下しており、WACによる吸気冷却効果と中間冷却効果が確認された。また部分負荷試験では、流量と圧力比がそれぞれ1.8%、1.1%増加した。

- (2) 性能予測手法による圧縮機入口温度と出口温度（もしくは温度低下量）の予測誤差は、本試験では3℃以内と小さく、本手法によってWAC前後の圧縮機全体性能変化をある程度予測可能だと考えられる。またWAC時の圧縮機内主流温度分布の定性的傾向も予測可能である。
- (3) 予測手法による圧縮動力の検討結果から、WAC時には単位流量当たりの動力が低減した。特に定格負荷条件での低減量は6%以上と大きく、中間冷却効果が顕著に現れていると考えられる。

なお本研究は、経済産業省資源エネルギー庁から、エネルギー使用合理化先進的技術開発費補助金（高効率ガスタービン技術実証事業）の支援を受けている。ご支援に対し深く感謝の意を表す。

参考文献

- (1) Utamura, M., Takehara, I., and Karasawa, H., "MAT, a Novel, Open Cycle Gas Turbine for Power Augmentation", *Energy Conversion Management*, vol.39 (1998), pp.1631-1642.
- (2) White, A. J., and Meacock, A. J., "Wet Compression Analysis Including Velocity Slip Effects", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol.133 (2011), 081701
- (3) Matz, C., Kappis, W., Cataldi, G., Mundinger, G., Bischoff, S., Helland, E., and Ripken, M., "Prediction of Evaporative Effects within the Blading of an Industrial Axial Compressor", *ASME GT2008-50166* (2008)
- (4) Khan, J. R., and Wang, T., "Simulation of Inlet Fogging and Wet-compression in a Single Stage Compressor Including Erosion Analysis", *ASME GT2008-50874* (2008)
- (5) Sun, L., Zheng, Q., Luo, M., Li, Y., and Bhargava, R., "Understanding Behavior of Water Droplets in a Transonic Compressor Rotor with Wet Compression", *ASME GT2010-23141* (2010)
- (6) Higuchi, S., Koganezawa, T., Horiuchi, Y., Araki, H., Shibata, T., and Marushima, S., "Test Results from the Advanced Humid air Turbine System Pilot Plant - part 1: Overall Performance", *ASME GT2008-51072* (2008)
- (7) Shibata, T., Takahashi, Y., and Hatamiya, S., "Inlet Air Cooling with Overspray to a Two-Stage Centrifugal Compressor", *ASME GT2008-50893* (2008)
- (8) Yagi, M., Araki, H., Tagawa, H., Koganezawa, T., Myoren, C., and Takeda, T., "Progress of the 40MW-class Advanced Humid Air Turbine Tests", *ASME GT2013-95172* (2013)
- (9) Myoren, C., Kishibe, T., Shibata, T., and Takahashi, Y., "Performance Prediction for an Axial Compressor of an Industrial Gas Turbine with Inlet Fogging", *ACGT2012-1003* (2012)
- (10) Myoren, C., Takahashi, Y., Yagi, M., Shibata, T., and Kishibe, T., "Evaluation of Axial Compressor Characteristics under Overspray Condition", *ASME GT2013-95402* (2013)
- (11) Myoren, C., Takahashi, Y., and Kato, Y., "Multi-Objective Optimization of Three-Dimensional Blade Shape for an Axial Compressor Rotor in Transonic Stage", *IGTC2011-0055* (2011)
- (12) 井上 久道, 唐澤 英年, 村田 英太郎, 下世 昭一, "大流量微小水滴用1流体噴霧ノズルの開発", 第11回微粒化シンポジウム講演論文集 (2002)
- (13) Chaker, M. A., Meher-Homji, C. B., and Mee, T., "Inlet Fogging of Gas Turbine Engines - Part A: Fog Droplet Thermodynamics", *Heat Transfer and Practical Considerations*, *ASME GT2002-30562* (2002)
- (14) 坪内邦良, "蒸気タービン長翼の水滴エロージョン評価法に関する研究", 慶應義塾大学理工学研究科博士論文 (1993)