

論文 / 著書情報
Article / Book Information

論題(和文)	超臨界CO2クローズドサイクルガスタービンの開発，第二報 超臨界C O 2 ガスタービンの原理検証実験計画―
著者(和文)	宇多村 元昭, 蓮池 宏, 山本 敬, 渡辺 紀徳
出典(和文)	第37回ガスタービン定期講演会, , , B-3
発行日 / Pub. date	2009, 10

B-3: 超臨界 CO₂ クローズドサイクルガスタービンの開発

—第二報 超臨界 CO₂ ガスタービンの原理検証実験計画—

* 宇多村 元昭 (東工大), 蓮池 宏 (エネ総研), 山本 敬 (熱技術開発 (株))
渡辺 紀徳 (東大)

Development of Supercritical CO₂ Closed Cycle Gas Turbines

—2nd report: Demonstration Test Plan of a Supercritical CO₂ Gas Turbine—

*Motoaki UTAMURA(Tokyo Tech), Hiroshi HASUIKE(IAE), Takashi YAMAMOTO(TED)
and
Toshinori WATANABE(Univ. Tokyo)

ABSTRACT

The development of a closed cycle gas turbine with super-critical carbon dioxide as a working fluid is under way in order to generate power from waste heat source of a low or intermediate temperature range from industry. Its demonstration test plan using a reduced scale turbomachine is described. Principal specifications follow; net power output of 10kWe and recirculation CO₂ flow rate of 1.2kg/s. Optimized range of compressor inlet temperatures as well as pressure is investigated under the given turbine inlet conditions of 550K and 12MPa respectively. Given these inlet conditions, a suitable type of turbomachine is selected to be radial. Based on the meanline design method considering real gas effect an optimal dimension of the outer wheel diameter is predicted to be 20mm for compressor and 35mm for turbine respectively under an optimal rotational speed of 100000rpm.

Keywords: Gas Turbine, Carbon Dioxide, Supercritical, Microchannel Heat Exchanger, Centrifugal Compressor

1. はじめに

臨界点近傍の超臨界状態で圧縮すると実ガス効果により理想気体に比べて所要動力を低減できる。また、CO₂は常温近傍に臨界点がある。これらの熱力学的性質を組み合わせると、CO₂を作動流体にして中低温度域の熱源から高い熱効率のガスタービンサイクルを構成できる⁽¹⁻²⁾。これを用いて、これまで未利用の工場排熱や再生可能エネルギーから動力を回収することが可能になる。しかし、蒸気ランキンサイクルと競合するほどの熱効率を得るには、サイクルに含まれる再生熱交換器の高温側温度効率を95%以上にする必要がある。ゆえに、CO₂サイクルの実現には、耐圧性に優れた高性能コンパクト熱交換器の開発が必須である。著者らは、水力径が0.5mm程度の流路を刻んだ複数の金属板を拡散接合により一体化したマイクロチャンネル熱交換器を開発し、その伝熱相関式と熱交換器の設計手法を明らかにした⁽³⁾。この熱交換器は、母材の強度を保持できるので耐圧性に優れ、単位体積あたりの伝熱面積が非常に大きい。他方、再生熱交換器のピンチポイントが器内に生

じ所要の再生効率を達成できないことがわかり、これを緩和するサイクル構成を明らかにした⁽⁴⁾。これらの要素技術をもとに超臨界CO₂ガスタービンの原理検証実験を計画した。本報告では、小規模実験装置の概要について述べる。

2. ターボマシンの空力設計

2.1 スケーリング

Fig. 1 は超臨界CO₂ガスタービンのサイクル効率と比出力のマップを示す⁽⁵⁾。商用機のタービン入り口条件は、温度(TIT)800K、圧力(TIP)20MPaであり、図中にCで示す。超臨界CO₂ガスタービンはエネルギー密度(J/m³)が極めて高いので、相似設計により10kW程度のベンチスケールに縮小することはターボマシンが小さくなりすぎて製作困難である。そこで、相似性と加工性を考慮して、原理検証ではTITとTIPを550K、12MPa(図中のA)に緩和して試験し、スケールアップシナリオを2段階、すなわちA→B(温度上昇)とB→C(圧力上昇)に分離した。本報は、状態Aでの原理検証試験計画について述べる。循環流量は1.2kg/sとした。

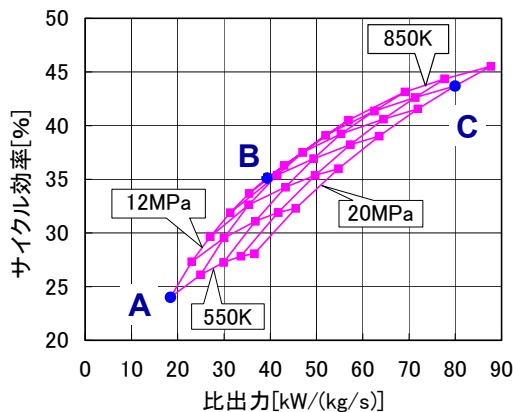


Fig.1 Cycle efficiency as a function of specific power of supercritical CO₂ gas turbine

2.2 試作機の仕様

TIT, TIP を 550K, 12MPa, 圧縮機入り口温度 (CIT)・圧力 (CIP) を 308K, 8.23MPa、循環流量を 1.2kg/s として、遠心圧縮機とラジアルタービンの仕様を回転数ごとに Meanline 法で求め、同時に断熱効率 (Total to static, η_{ts}) を求めた。さらに、再生熱交換器の温度効率を 0.98 と仮定してサイクル効率を算出した。CO₂物性値は実ガスとし扱った。計算結果を Fig. 2 に示す。断熱効率の回転数依存性は圧縮機で小さくタービンで大きい。サイクル効率は 100000rpm で最大になり、これを試作機的设计回転数とした。この時の圧縮機、タービンの翼車外径はそれぞれ 20mm, 35mm となる。Fig. 3 は、100000rpm で設計した試作機の概観を示す。翼枚数は 13 枚である。通常のオープンサイクルガスタービンと異なり、圧縮機よりタービンの翼径が大きいのは、実ガス効果で圧縮機の CO₂密度がタービンよりも 6~7 倍高いことによる。

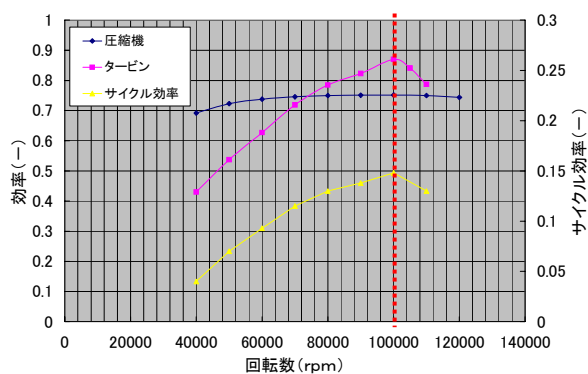


Fig.2 Adiabatic and cycle efficiencies as a function of rotational speed.

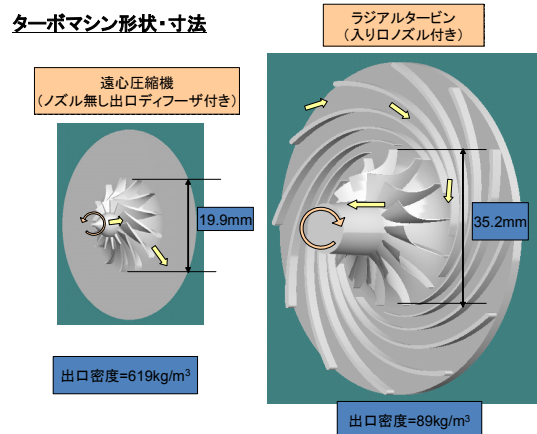


Fig.3 3D view of turbo-machine for demonstration test

5 軸の加工機械で金属塊から削りだせる見通しである。ただし、チップクリアランス、強度を保つための翼車の最小肉厚などが空力損失の原因となり、Fig. 2 に示した圧縮機の断熱効率を低下させる要因になりうる。ただし、このロスは小型機で顕著でありスケールアップにより縮小すると考えている。回転機器は圧縮機とタービンを背中合わせにして、その間に永久磁石型モータ発電機を配置した一体型にし、筒型耐圧ケーシングに挿入として組み上げる。高速回転に耐える軸受け構造と約 4MPa の差圧の緩和に工夫を要す。潤滑油は高温部で焼け付きの原因になるので極力避けガス軸受けを検討している。

3. 実験ループ

3.1 実験内容と機器構成

試験の目的に応じて 3 種の実験を計画している。圧縮機の動力低減の確性試験として①再圧縮機-加熱器-膨張弁-前置冷却器からなるループを構成し、次に②-再生熱交換器 1, 2-前置冷却器からなるループを構成し、最後に③主圧縮機-タービンを追加して、ブレイトンサイクル運転試験、ついで再圧縮機を併設した分流再生サイクル運転試験を実施予定である。ループの配管径は高压側が 25A, 低压側 (タービン排気側) が 40A である。加熱器と前置冷却器の容量は 160kW である。Fig. 4 はブレイトンサイクル定格運転時の CO₂ のモリエル線図を示す。流体はこの閉曲線を時計回りに移動する。点 A が圧縮機の入り口を示す。臨界点 (304K, 7.38MPa) から上方に伸びる線は擬似沸点線を示す。擬似沸点通過点は再生熱交換器 (F→A)、前置冷却器 (B→C) の内部にある。

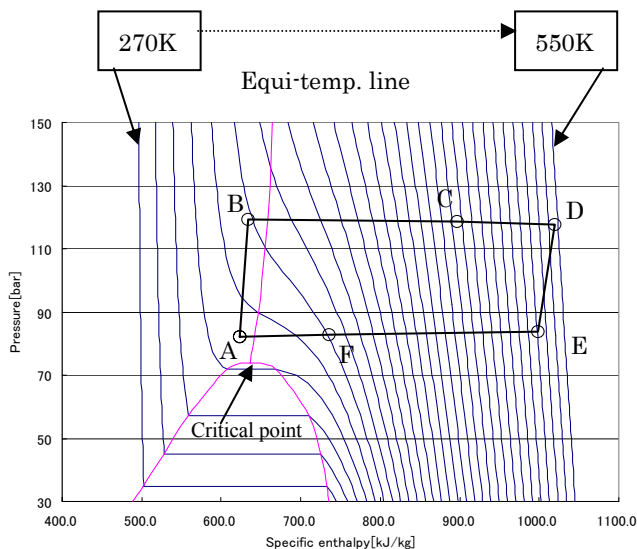


Fig.4 Morier diagram of Brayton operation of test plant

3.2 部分負荷運転特性

圧縮機とタービンを同軸上で同じ回転数で回す場合の運転線を求める。それには、両者のマッチング、すなわち、回転数、流量、圧力（系統の圧損を考慮する）が一致する条件を見出すことが必要である。Fig. 5は、圧縮機とタービンの部分負荷特性を求め、重ね合わせたものである。境界条件として、部分負荷時に TIT=550K, CIT=308K, CIP=8.23MPa が保持され、部分負荷で TIP が低下する運転方法を仮定した。回転数をパラメータにして、圧力比を流量の関数で示してある。システム圧力と比べて熱交圧損は 1/100 のオーダーで小さいので、本稿では圧損の影響は無視した。同一回転数の 2 本の曲線の交差点が実現可能であり、これを結んだ運転線を破線で示す。注目すべきことは、破線が、各回転数でタービンの速度比 (U/C_0) が 0.7 を与える点を結んだ線（太実線）と近接していることである。これは、部分負荷運転での断熱効率の低下が小さいことを示している。クローズドサイクルであるために、サイクル実現にはもうひとつの必要条件である所要の CO_2 が初期に充填されていないといけない。

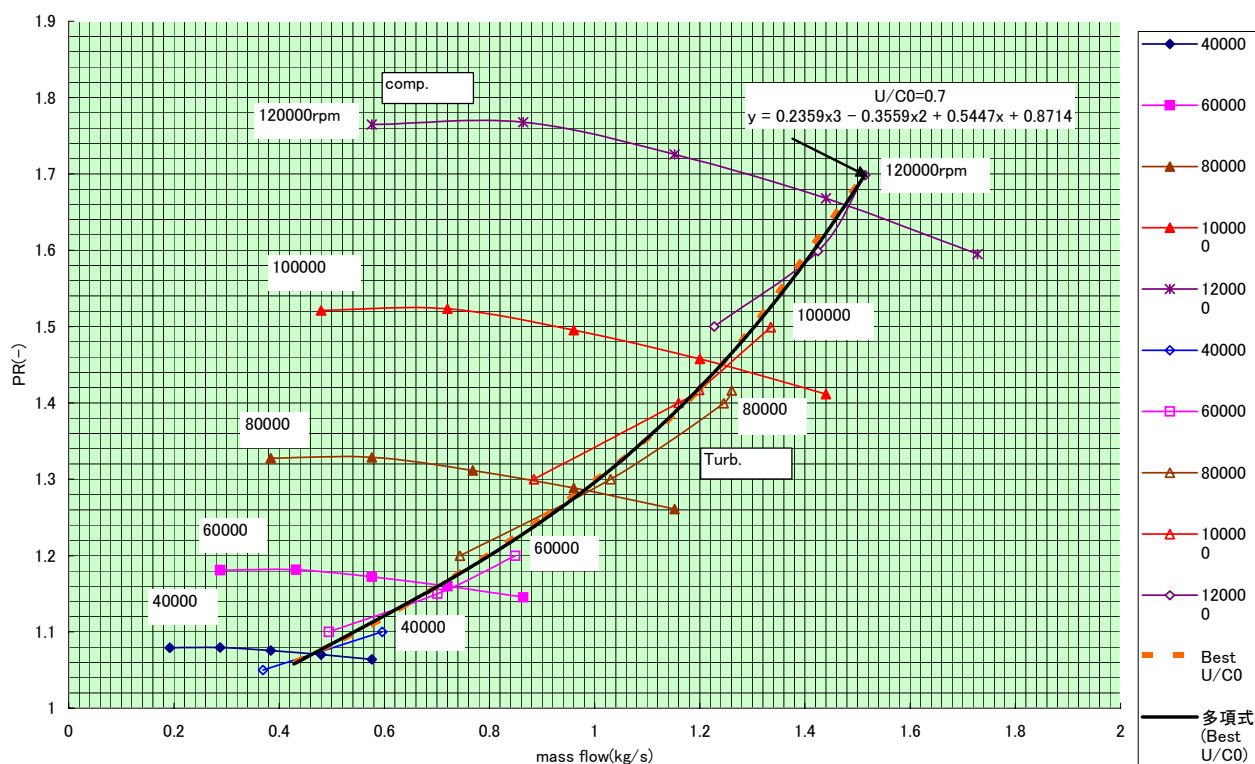


Fig.5 Pressure ratio of compressor and turbine as a function of recirculation CO_2 mass flow rate

運転線上の圧力比と流量、圧縮機とタービンの η_{TS} を回転数を変数にした近似関数として求めた。その際、サイクル構成機器（熱交換器）に設計余裕を与えるため、定格回転数での η_{TS} を圧縮機、タービンそれぞれ 0.6, 0.65 として近似関数を按分した。

これらを、部分負荷静特性解析コードに組み込み、試験設備の部分負荷特性を予測した。ブレイトンサイクル運転の計算結果を Fig. 6 に示す。定格出力 10kW を確保するには加熱器に 160kW の容量が必要であることがわかる。加熱器は CO₂ 配管を電気ヒータで外部加熱する方式とした。

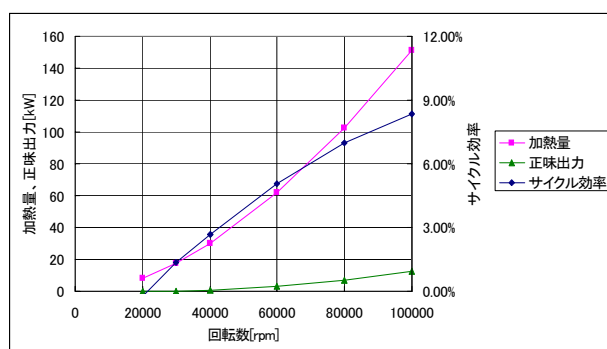


Fig. 6 Variations of parameters at partial load operation

3.3 起動モータ計画

起動時、タービンが十分な膨張仕事を行うまでの間、モータアシストで圧縮機を昇速する。モータアシストが不要になり外部加熱のみで軸の回転が維持され作動流体がサイクルを循環する状態を回転系の自立と言う。発電出力がゼロの自立回転数の予測を行い、起動モータの容量を推定する。

回転系を一定トルクで昇速する場合、所要動力は回転数に比例する。Fig. 7 は起動時の圧縮機の所要動力とタービンの膨張仕事、起動モータなどの入力を回転数の関数として示した。ベアリングロスとタービンの風損は定格回転数で 5kW と仮定し、それよりも低い回転数では回転数の 3 乗に比例すると仮定し、それを差し引いたものをタービンの膨張仕事とした。図中 G, C はタービンと圧縮機の仕事を表し、添え字 min, max は最小仕事、最大仕事を示し、選択した断熱効率の値に対応する。Min はタービンでは 0.65, 圧縮機では最大値 0.75 を、max はタービンでは 0.85, 圧縮機では 0.60 を選択することを意味している。3 ケースについて正味出力 (=タービン仕事 - 圧縮動力) を求めた。正味出力 < 0 の領域が起動モータでアシストされる。回転系は、正味出力 = 0 を与える回転数で自立する。▲の破線が最も悲観的なケースで、 G_{min} ◆と C_{max} ■の差を表す。この場合の自立回転数は 50000rpm 弱である。所要モータ動力は数 kW であり発電機容量 10kW で計画した。

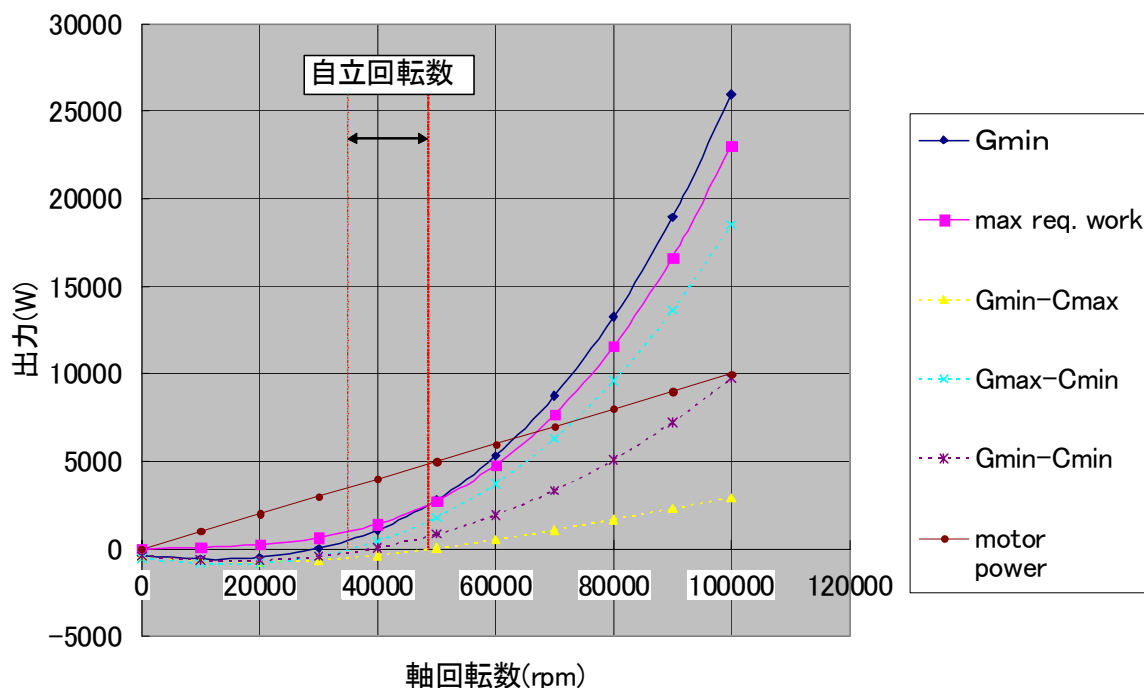


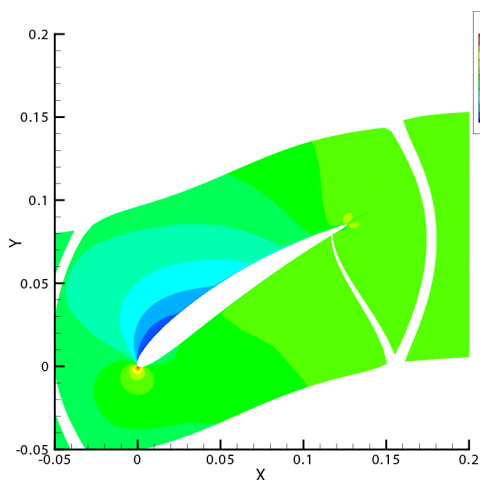
Fig. 7 Estimation of rotational speed required for self-standing of turbomachine during start-up

4. 圧縮機流れの詳細解析

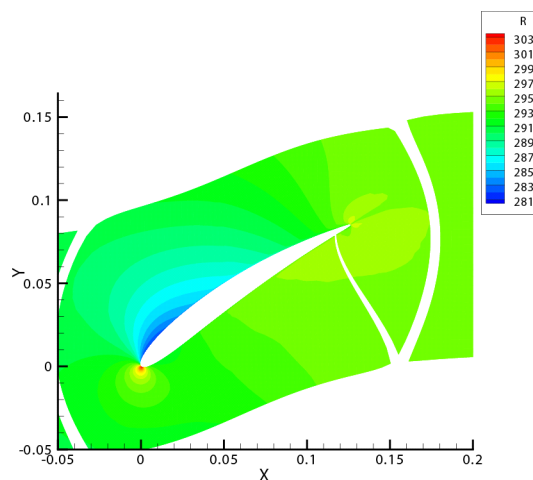
圧縮機は臨界点近傍の超臨界状態で動作するので流動安定性、断熱効率など空力特性の詳細解析には実在気体効果を考慮する必要がある。このため、in-house の 3D URANS, $k-\omega$ 乱流モデル CFD コードに代数型状態方程式(Peng Robinson)を実装して CO_2 物性を模擬した。

■ C4翼周りの流れ

・流入条件: 入口静圧 7.6 [MPa]
入口静温 308 [K]
マッハ数 0.28



理想気体(二酸化炭素)密度分布



実在気体(二酸化炭素)密度分布

Fig.8 Density contours of supercritical CO_2 flow around airfoil with and without real gas

5. まとめ

超臨界 CO_2 を作動流体とするガスタービンの原理検証実験計画を立案した。エネルギー密度が極めて大きいことから、実機との間に相似則が成り立つ動作条件(タービン入り口温度・圧力がそれぞれ 550K, 12MPa)にて、実験を計画し以下の結果を得た。

(1) 設計流量を 1.2kg/s とし、遠心圧縮機、ラジアルタービンを同軸に組むとき最適回転数は 100000rpm、翼車外径はそれぞれ 20mm, 35mm となった。

(2) 同軸ガスタービンの運転線を見出し、それに沿う断熱効率、圧力比、流量を回転数の関数として求め、部分負荷静特性を明らかにした。目標出力 10kW を得るのに必要な加熱器の容量を算出した。

(3) 起動モータの容量を検討し、発電機と同程度の出力があれば、回転数が 50000rpm に至るまでに外部動力無しで回転系が自立すると予想される。

(4) 実在気体効果が大きい圧縮機の詳細流れ解析の手法について述べた。代数型状態方程式を組み込んだ CFD コードの解析で物性値の変化が大きい臨界点近傍の超臨界状態での流れの解析を安定におこなえることを確認した。

注記：本論文の一部は、経済産業省からの交付金を原資とし実施する平成 19 年度「新エネルギーベンチャー技術革新事業」事業の一つとして実施した 19 年度の成果、また平成 20 年度「エネルギー使用合理化技術戦略的開発」事業の一つとして NEDO 技術開発機構との受託研究契約に基づいて実施した 20, 21 年度の成果である。

参 考 文 献

- 1) Angelino, G., 1969, “Real gas effects in carbon dioxide cycles,” *ASME Paper* No. 69-GT-103, American Society of Mechanical Engineers.
- 2) Frutschi, H.L., 2005, Closed-cycle gas turbines, *ASME publications*, pp.164-169.
- 3) Utamura, M., Nikitin, K. and Kato, Y., 2008, A generalized mean temperature difference method for thermal design of heat exchangers, *IJNEST*, Vol. 4, No. 1.
- 4) Utamura, M., Nikitin, K., 2008, Characteristics of a closed cycle gas turbine with supercritical CO₂ as working fluid, *Proc. HEFAT2008 paper MU1*.
- 5) 蓮池、宇多村、山本、梶田、2008、超臨界 CO₂ クローズドサイクルガスタービンの開発、第一報：サイクル計算の高度化とバイオマス発電への適用検討、第 36 回ガスタービン定期講演会