

JAERI-Tech
99-016



JP9950117



高温ガス炉用ヘリウムガスタービンの空力設計に関する検討
(ガスタービン設計条件の影響に関する検討)

1999年3月

内海亮二・武藤 康・石山新太郎

日本原子力研究所
Japan Atomic Energy Research Institute

本レポートは、日本原子力研究所が不定期に公刊している研究報告書です。
入手の問合わせは、日本原子力研究所研究情報部研究情報課（〒319-1195 茨城県那珂郡東海村）あて、お申し越してください。なお、このほかに財団法人原子力弘済会資料センター（〒319-1195 茨城県那珂郡東海村日本原子力研究所内）で複写による実費頒布をおこなっております。

This report is issued irregularly.

Inquiries about availability of the reports should be addressed to Research Information Division, Department of Intellectual Resources, Japan Atomic Energy Research Institute, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken 319-1195, Japan.

© Japan Atomic Energy Research Institute, 1999

編集兼発行 日本原子力研究所

高温ガス炉用ヘリウムガスタービンの空力設計に関する検討
(ガスタービン設計条件の影響に関する検討)

日本原子力研究所大洗研究所核熱利用研究部
内海 亮二・武藤 康・石山新太郎

(1999年1月28日受理)

高温ガス炉ガスタービン発電システムのタービン及び圧縮機につき、Craig, Cox & Wilson及びKoch, Smith & Wilsonのモデルに基づく設計・性能推定プログラムを作成した。それらを用いて、システムの出力（流量）と作動ガス圧力を系統的に変えた3600rpm一軸式ガスタービンの概略設計検討を実施し、これらによる形状や性能の変化を明らかにした。また空力的・強度的に妥当な設計が可能となる出力と圧力の範囲が存在することを明らかにした。ただし本検討は軸受や軸系の技術的成立性について考慮しておらず、今後これらの面から、現存技術で設計が成立するための条件の見極めが必要であると思われる。一軸式では設計が困難な、小出力・高圧の設計条件に対する対応策として、発電端出力100MWe、入口圧力6MPaの二軸式ガスタービンの計画を実施し、成立性が高く、かつ高効率の設計を得た。このケースでは、磁気軸受も現在の設計技術にて設計が可能と考えられる。

Aerodynamic Design Study on HTGR Helium Gas Turbines
(Investigation on the Effect of Design Conditions)

Ryoji UTSUMI, Yasushi MUTO and Shintaro ISHIYAMA

Department of Advanced Nuclear Heat Technology
Oarai Research Establishment
Japan Atomic Energy Research Institute
Oarai-machi, Higashiibaraki-gun, Ibaraki-ken

(Received January 28, 1999)

Performance prediction codes for an axial turbine and an axial compressor were prepared based on the loss models of Craig, Cox and Wilson and of Koch, Smith and Wilson respectively. Using those codes, preliminary design of 3600 rpm single-shaft HTGR helium gas turbines were carried out. Influences of changing system mass flow rate and pressure on turbine and compressor design and performance were surveyed. Possible conditions of these parameters were found in which 3600 rpm single-shaft gas turbines could be properly designed. Feasibility of magnetic bearings and rotor dynamic design, which were not taken into account in this investigation, should be considered in future studies. A small power, high pressure HTGR gas turbine is difficult to design in a single-shaft configuration. As an alternative plan, a preliminary design of a 2-shaft gas turbine with an electrical output of 100 MWe and an inlet pressure of 6 MPa was carried out. High practicability and performance were expected. Probably, in this particular case, magnetic bearings now on the market can be used.

Keywords : HTGR, Gas Turbine, Helium Turbine, Helium Compressor, Magnetic Bearing

目 次

1. はじめに	1
2. 検討の背景と前提条件	1
2.1 システム	1
2.2 HTGRヘリウムターボ機械の一般的特徴	3
2.3 前提条件	4
3. タービンの検討手法	6
3.1 プログラム概要	6
3.2 段落設計計算	20
3.3 段落効率推定計算	28
4. 圧縮機の検討手法	37
4.1 プログラム概要	37
4.2 段落設計計算	53
4.3 段落効率推定計算	65
5. ガスタービン設計条件の影響	83
5.1 設計条件とパラメータ	83
5.2 検討結果	84
5.3 まとめ	85
6. 100MWe HTGRガスタービンの設計検討	87
6.1 目的	87
6.2 計画条件	87
6.3 軸形式	87
6.4 設計パラメータ	88
6.5 空力設計	90
6.6 翼列設計	91
6.7 ディスク設計	93
6.8 ロータ・軸受設計	95
6.9 検討課題	97
6.10 まとめ	98
7. 結 言	100
参考文献	101

Contents

1. Introduction	1
2. Background and Assumptions	1
2.1 The System	1
2.2 General Feature of HTGR Helium Turbo-machines	3
2.3 Assumptions	4
3. The Turbine Design Program	6
3.1 An Outline of the Program	6
3.2 Stage Design Calculation	20
3.3 Stage Efficiency Calculation	28
4. The Compressor Design Program	37
4.1 An Outline of the Program	37
4.2 Stage Design Calculation	53
4.3 Stage Efficiency Calculation	65
5. Influences of Design Conditions	83
5.1 Design Conditions and Parameters	83
5.2 Results	84
5.3 Summary	85
6. 100 MWe HTGR Gas Turbine Design	87
6.1 The Aim	87
6.2 Design Conditions	87
6.3 Shaft Configurations	87
6.4 Design Parameters	88
6.5 Aerodynamic Design	90
6.6 Blade-row Design	91
6.7 Disk Design	93
6.8 Rotor and Bearing Design	95
6.9 Problems to be Solved	97
6.10 Summary	98
7. Concluding Remarks	100
References	101

1. はじめに

高温ガス炉ガスタービン発電システムのタービン及び圧縮機について、Craig, Cox & Wilson 及び Koch, Smith & Wilson の損失推定モデル¹⁾に基づく設計・性能推定プログラムを作成した。それらを用いて、システムの出力(流量)と作動ガス圧力を系統的に変えた(出力は 600 MWt、400 MWt、200 MWt の 3 ケース、タービン入口圧力は 6 MPa、4 MPa、2 MPa の 3 ケースの組み合わせ) 3600 rpm 一軸式ガスタービンの概略設計検討を実施し、設計条件による形状や性能の変化を明らかにした。この検討により、空力的・強度的に妥当な設計が可能となる出力と圧力の範囲が存在することが明らかになった。

さらに、一軸式ではガスタービンの設計が困難な、比較的小出力・高圧の設計条件に対する対応策として、電気出力 100 MWe、入口圧力 6 MPa の二軸式ガスタービンの計画を実施し、成立性が高く、かつ高効率の設計を得た。このケースでは、磁気軸受についても現在の設計技術にて設計が可能と考えられる。

本報告書では、上記の設計検討に使用したプログラム及び各検討の内容と結果について報告する。

2. 検討の背景と前提条件

2. 1 システム

2. 1. 1 システム構成

ガスタービン発電システムの熱源として高温ガス炉 (HTGR) を用いる高温ガス炉ガスタービン発電システムは、原子力発電プラント共通の特徴として、化石燃料を使用する火力発電プラントに比べて、単位発電電力量当たりの二酸化炭素排出量が少ない。また、現行の原子力発電システムに比べて、炉自体が「固有の安全性」を有するため、安全性が高く、高温であるためにサイクル効率が高くなる。このため、次世代の原子力発電システムの有力候補として各国で研究・開発がなされている。

Fig.2.1 に、直接サイクルの高温ガス炉ガスタービン発電システムの代表的なシステム構成例を示す。このシステムは、高温ガス炉とガスタービン発電システムとを直接結合してクローズドループの 1 段中間冷却・再生サイクルを構成したもので、システムがシンプルでかつ高効率であることなどから、米国 GCRA の検討結果^{2),3)} などにおいては最も有力とされている形式である。ガスタービンの作動ガスは原子炉冷却用のヘリウムである。

高温ガス炉 R で発生した高温のヘリウムは、タービン T で膨張される。タービンで発生した動力は、低圧圧縮機 LPC と高圧圧縮機 HPC と発電機 GE の駆動に使用される。タービン出口の低圧ヘリウムは、再生熱交換器 RHX で有効熱エネルギーを回収され、さらに低

ビン出口の低圧ヘリウムは、再生熱交換器 RHX で有効熱エネルギーを回収され、さらに低圧圧縮機入口に設置された前置冷却器 PC で再生熱交換器で回収しきれなかった熱を取り除かれた後、低圧圧縮機 LPC と高圧圧縮機 HPC で昇圧される。低圧圧縮機と高圧圧縮機の間には、圧縮機の駆動動力を下げ、サイクル効率を上げるために、中間冷却器 IC が設けられる。圧縮機で昇圧されたヘリウムは、再生熱交換器で加熱され、原子炉に戻る。

本報告書では、高温ガス炉ガスタービン発電システム全体については議論せず、タービンと圧縮機について検討する。本報告書で以下、単に (HTGR ヘリウム) ガスタービンというときは、このシステムにおけるタービンと圧縮機の両方を指すものとする。

2. 1. 2 サイクル条件

高温ガス炉ガスタービン発電システムのサイクル設計条件のうち、温度と圧力比については、だいたいの値が決まってくるようである。たとえば原子炉入口・出口の温度は、炉心形式、原子炉容器材料強度、燃料最高温度の面から、特殊な技術を導入しないで実現できそうな値がほぼ決まってくる。また、圧力比は、原子炉入口・出口温度とサイクル効率の点から、妥当な値が決まってくる。今回の検討では、後述するように、これらの値は代表的な値に固定する。

サイクル条件のうち、出力(原子炉熱出力またはガスタービン電気出力)については、現在、最適とされる値は決まっておらず、大出力側では単位発電量あたりのコスト低減の見地から最大 600 MWt 程度まで、小出力側では、立地環境や電力需要等の面から、数十 MWt 規模のものまでの様々な出力のプラントが検討されている。

このシステムを商業ベースに乗せることを想定した場合、プラント出力を 1 種類に絞ることはできず、数種類の出力バリエーションが発生するだろう。プラントを輸出することを考えるとき、プラントの絶対的なコストが高すぎれば、市場が限定されてしまう。したがって、小出力プラントを含む、数ケースの出力について検討する必要があるだろう。

一方、システムのコストを下げ、コスト競争力をつけるには、システムの単純化の他に、各構成機器の標準化(相似設計の導入)、工場製作化による製作期間短縮、製作数量確保による工場稼働率向上、競争原理の導入、等によるコスト低減が必要である⁴⁾。

総合的なコストを考えると、出力が変わってもサイクルの温度・圧力条件はできるだけ一定とした方が有利であろう。その場合、システムの出力にともなって設計流量が変化するが、炉、熱交換器、配管類は、設計条件による伝熱特性の変化等の二次項や製作可能性からくる制限などを無視すれば、基本的には相似設計が可能と考えられる。一方ターボ機械は、発電機と直結する軸の回転数が 3600 rpm に固定される限り、相似設計は不可能である。特に一軸式の場合、出力(流量)の影響は大である。

出力を変えたターボ機械の検討例としては、文献⁶⁾のものがある。そこでは電気出力が 100 MWe から 1000 MWe までのケースが検討されているが、効率は経験に基づく推定値

であるように思われる。また現実には、大出力側ではロータ質量が過大となり、軸受設計、収納容器を含めた製作性、輸送、据え付け上の制限が発生するだろうと言われている。

サイクルの最高圧力レベルについては、米国及び日本では、機器のコンパクト化によるコスト低減効果を重視して 6 から 7 MPa 程度の比較的高い値で検討されているが、絶対圧力はターボ機械の空力・強度設計に影響を与えるほか、配管、熱交換器等、すべての機器の強度設計、したがってコストに影響を与える(体積の効果とは逆の方向)ため、将来的には、プラント全体として最適なレベルを選定する必要があるだろう。

以上より、今後システムの設計条件の検討を進めて行くにあたって、まずシステムの出力と圧力が大きなパラメータとなると考えられる。本報告書の 5 章では、サイクル検討の資料に供することを目的として、設計出力及び設計圧力を変えたときの一軸式ガスタービンの設計について、主として空力設計の面から検討している。なおこの検討では、軸系や軸受の設計、製作性等については考慮していない。

2. 2 HTGR ヘリウムターボ機械の一般的特徴

一般に HTGR ヘリウムガスタービンは、空気や燃焼ガスを作動媒体とするガスタービンに比べて、

- ① 圧力比は低いが、それ以上に作動ガスの定圧比熱や比熱比が大のため、段数が大となる傾向にある。
- ② 大出力プラントの場合には特に、原子炉や各構成機器のサイズを小さくするために高いサイクル圧力が選定される。その場合、作動ガスの密度が大のため、ターボ機械のボス比や翼に作用する空力曲げ応力が大となる傾向にある。
- ③ 段数大、高ボス比となるのを避けるには、設計回転数を上げる必要があるが、現在のところ、減速機や高速発電機の採用は、製作可能性、メカニカルな安定性、コストなどの点で無理と考えられているため、発電機に直結するターボ機械の回転数は、3600 rpm または 3000 rpm に制約される。
- ④ 段数大、高ボス比となる結果、同程度の外形寸法でもロータの質量、慣性モーメントは大となり、危険速度通過や過渡応答特性、軸系振動に対する要求をクリアすることが相対的には困難となる。また、大出力機では、軸受に対する要求が従来実績を上回るものとなる。
- ⑤ 作動ガスの音速が大のため、マッハ数が設計の制約にならない。

等の設計上の特徴を有する。具体的な設計は設計条件によって変わるため、定量的な比較、たとえば段数が燃焼ガスタービンの何倍になるといったことは、一概には言えない。

2. 3 前提条件

本報告書では、サイクル条件を変えたときの HTGR ヘリウムガスタービンの設計や性能の変化を調べるが、検討に際して、以下の前提をおくことにする。

① サイクル条件

ガスタービンの設計に関係する基本的なサイクル条件は、文献⁴⁾や文献⁵⁾の設計条件を参照して、以下の数値に固定する。

タービン圧力比	3.0
タービン入口温度	850 °C
圧縮機 入口温度	35 °C
タービン出口-圧縮機入口間 相対圧力損失率	1.59 %
低圧圧縮機 -- 高圧圧縮機間 相対圧力損失率	0.40 %
圧縮機出口-タービン入口間 相対圧力損失率	2.95 %

② ガス物性

ガスは理想気体近似し、タービン及び圧縮機の平均的な圧力・温度条件に対応する比熱比と気体定数または定圧比熱を使用して物性値を算出する。前提条件①より平均的な圧力と温度を求め、文献⁷⁾よりそれに対する比熱比と気体定数と定圧比熱とを求めると、タービン、圧縮機とも、

比熱比	1.664
気体定数	2.072 kJ/kgK
定圧比熱	5.192 kJ/kgK

となる。

③ ターボ機械収納容器構造

ガスタービンの収納の方式としては、PCV 方式^{2),3)}のような一体型の収納方式ではなく、文献⁵⁾で検討されたような、タービン発電機と熱交換器とをいくつかの収納容器に分割した収納方式を想定する。ガスタービンの設計の立場から言い換えると、このことは、以下に述べる様に、タービンや圧縮機の周速を容器側の要求からは制約しないことを意味する。

GA 社が中心となってまとめたガスタービンの計画^{2),3)}は、空力設計的にみると不自然に低周速、不必要に低ボス比の設計となっている。これは、製作上の理由により直径が制限された収納容器に、動力発生に関連するタービン発電機と熱交換器をすべて収納する構造を採用しているために、ガスタービンの直径自体及びターボミサイル防護構造の厚みが厳しく制約されるためであると考えられる。そのため、低周速かつ低ボス比とすることによってディスクの直径、周速、質量を可能な限り小さく抑え、ディスク破損時のミサイル

のエネルギーを低くすることを狙った設計になっているものと考えられる。ディスク直径を非常に小さく抑えているもう一つの理由として考えられるのが、スラスト軸受設計上の要求である。すなわち、ロータ質量によるスラスト力が従来の磁気軸受の負荷容量実績を超えるため、ロータを限界まで軽量化する必要があったのではないかと推測される。結果としてターボ機械の段数は非常に多くなり、段数をできるだけ減らすために、圧縮機側については本来避けるべき限界負荷設計を採用している。

このように、無理に多くの機器を一つの容器に収納する方式は、ターボ機械の設計、特に周速に多大な制約を課することになる可能性が高い。したがって今回の検討にあたっては、上記の前提をおき、収納容器構造設計の面からは周速の制限を設けないことにする。

④ ターボ機械の段数

実用される実機ガスタービンの形状や段数は、性能、寿命・強度、軸系の成立性、シールや冷却ガスの量、コストなどのバランスを考慮したうえで決まってきたはずであり、ヘリウムガスタービンに関する基礎データがほとんどない現状で、従来実績からはずれた設計を選定することは推奨されないだろう。ヘリウムガスタービンと燃焼ガスタービンとは、漏れなどの点で事情が異なる点もあると考えられるが、構造設計的な面及び経済的な面では、両者に考え方の違いはないはずである。したがって、段数などの基本的な設計パラメータは、できるだけ実績をベースに選定する。

多段軸流圧縮機では、下流の段落ほど段落内の流れのひずみが増大するため、段数を過度に増すと、効率が低下する、作動範囲が狭くなる等の問題が生じるが、今回の検討で使用した性能推定プログラムでは、段落入口における流れのひずみの影響が評価されないため、段数を増していても、効率の推定値が大きく下がることはない(圧力損失の増加による効率低下は評価される)。圧縮機の設計段数は、性能試験による確証が得られるまでは、従来のガスタービン用空気圧縮機や HTGR ヘリウム圧縮機の設計実績を参考にして、最大 18 段程度に抑えることとする。また、1つの軸に接続されるターボ機械の段数についても、従来の実績から、最大で合計 40 段程度に抑えることにする。

⑤ 圧縮機の反動度

発電機負荷喪失時や急速停止時等においてガスタービンの圧縮機をバイパス制御する場合、システムの安定性を確保するために、圧縮機がサージやチョークを起こさないように制御する必要がある。低圧圧縮機と高圧圧縮機とは、そのために要求される作動マップ(圧力-流量線図=P-Qカーブ)の性質が異なり、低圧圧縮機には、流量レンジは狭くても良いが圧力レンジが広い、低反動度形の特徴が要求される一方、高圧圧縮機には、圧力レンジは狭くても良いが流量レンジが広く、フラットな、高反動度形の特徴が要求される⁸⁾。したがって、初期検討の段階では、低圧圧縮機の反動度を 50%程度、高圧圧縮機の反動度を若干高めに設定する。

3. タービンの検討手法

3. 1 プログラム概要

3. 1. 1 全体構成

タービンの設計検討には、Craig, Cox & Wilson^{1),9)}の損失推定モデルと、損失推定計算に必要な翼列形状データとを組み込んだ、軸流タービン次元設計・性能推定プログラム(プログラム名 TURB.FOR)¹⁰⁾を使用する。本章では、プログラムの内容について説明する。

多段軸流タービンは、流れ方向の作動ガスの状態変化に応じて翼高さや翼列形状、仕事量の配分などを少しずつ変えた複数の段落(Fig.3.1(a))を軸方向につないだものである。各段落は1組の静翼(=ノズル)翼列(Fig.3.1(b))と動翼翼列(Fig.3.1(c))より構成される。本プログラムでは、同図に示すように、段落の静翼入口断面を断面 1、静翼出口断面を断面 2、動翼入口断面を断面 3、動翼出口断面を断面 4 と定義する。

軸流タービンの設計計算は、基本体格計算、段落配分設定計算、段落設計計算、段落効率推定計算、段落設定修正計算より成る。

基本体格計算は、入力された設計条件と基本設計パラメータとから、タービン全体のハブ・シュラウド直径を決める計算である。段落配分設定計算は、各段落の直径、仕事量、基本設計パラメータを設定する計算である。段落設計計算は、段落配分設定計算によって設定された段落設計条件に基づき、段落の各断面の状態量や速度三角形を求める計算である。段落効率推定計算は、段落設計計算によって求められた状態量や速度三角形と、入力等によって設定された翼列形状とから、損失推定モデルによって段落の効率を計算する手順である。段落設計計算と段落効率推定計算とは、入力した段落数と同じ回数繰り返される。段落設定修正計算は、最終段出口圧力の計算結果と入力で与えたタービン出口圧力とを比較し、両者が異なる場合に、各段落の設定を修正する過程である。

タービンの設計においては、タービンを構成するすべての段落の設計を吟味する必要があるが、各段落への仕事量や設計パラメータの最適な配分に関する普遍的な方法があるわけではない。本プログラムの段落配分設定計算では、すべての段落で仕事量や基本設計パラメータの値が等しいという設定をおいている。

なお、本プログラムは軸流タービンの形状計画及び設計点性能推定用であり、非設計点の性能推定はできない。プログラム名は TURB.FOR、プログラム言語は FORTRAN 77 である。

本報告書で使用する主な記号の定義と単位を以下にまとめて示す。段落及び翼列各部の名称、記号、断面番号を Fig.3.1 に示す。速度三角形に関する記号を Fig.3.2 に示す。プログラム中の変数名は、可能な限り、対応する記号の読み(または読みの頭の数字)にしたがったものとしている。

記号

κ : 比熱比、 R : 気体定数 (kJ/kgK)、 C_p : 定圧比熱 (kJ/kgK)、 γ : 密度 (kg/m³)、 P_s : 静圧 (MPa)、 T_s : 静温 (K)、 P_t : 全圧 (MPa)、 T_t : 全温 (K)、 G : 流量 (kg/s)、 N : 回転数 (rpm)、 D : 直径 (m)、 A : 環状流路面積 (m²)、 V : 流速 (m/s)、ただし静翼などの静止系 (絶対座標系) においては絶対速度 C (m/s) を、動翼などの回転系 (相対座標系) においては相対速度 W (m/s) を、それぞれ意味するものとする、 U : 周速 (m/s)、 α : 絶対流れ角 (°)、 β : 相対流れ角 (°)、 L_T : 動力 (kW)、 M : マッハ数。

添字

1,2,3,4 : 断面 1 (静翼入口断面)、断面 2 (静翼出口断面)、断面 3 (動翼入口断面)、断面 4 (動翼出口断面) における値、 t : 全状態、 s : 静状態、 r : 相対状態、 ad : 断熱変化、 i : 入口、 e : 出口、 hub : ハブ、 $shroud$: シュラウド、 m : 平均径または平均値、 N : 静翼、 B : 動翼、 u : 周方向成分、 ax : 軸方向成分。

3. 1. 2 仮定

本プログラムにおける仮定を、以下に示す。

- (1) タービン内の流れは一次元とし、平均直径 D_m 上の流れで代表させる。
- (2) 作動ガスは理想気体とする。ガス物性は比熱比 κ 、気体定数 R 、定圧比熱 C_p を使用して計算する。これらの値は一定であるとし、ヘリウムの場合、たとえば $\kappa = 1.667$ 、 $R = 2.077 \text{ kJ/kgK}$ 、 $C_p = 5.191 \text{ kJ/kgK}$ を使用する。
- (3) もれ、抽気、冷却による作動ガスの流量や熱量の増減、外部との熱交換は無視する。
- (4) 作動ガスの流れ角のみを考慮する。ガスの流入角と幾何学的翼入口角の差、すなわちインシデンスや、ガスの流出角と幾何学的翼出口角の差、すなわちデビエーションによる性能や流れの状態の変化は考えない。
- (5) 静翼と動翼の間及び段落と段落の間の軸方向スペースにおける、流路急拡大等による損失や流れの状態の変化は考慮しない。
- (6) 流れは亜音速であるとし、翼列がチョークするような問題は扱わない。
- (7) タービン入口のスクロール、ベルマウスやタービン出口の排気ディフューザの影響は無視する。
- (8) 各段落は速度三角形の形がほぼ等しい、いわゆる“repeating stage”であるとし、各段落の断熱熱落差、動翼出口角は等しいとする。設計問題においては、各段落のハブ径は一定とする。
- (9) 翼列性能は速度係数または全圧損失係数で表す。損失推定に必要な翼列形状データについては、ピッチ/コード比は Ainley and Mathieson¹¹⁾ のプロフィール損失データより求めた最適値を、スタッグ角は Kacker and Okapuu¹²⁾ のスタッグ角選定線図を、キャンバライン長/コード比は Balje and Binsley¹³⁾ の選定線図をそれぞれ使用して求める(3.3節参照)。

高温ガス炉ガスタービン発電システム用軸流タービン(以下、HTGR ヘリウムタービン)では、サイクル形式や作動ガスの特性により、圧力比が 3 程度以下と低く、タービンの入口から出口までのガスの体積変化が小さいため、初段から最終段までの形状や設計パラメータの変化は一般に小さい。したがって、上記の(8)の仮定をおいても、基本空力計画の段階では十分であると考ええる。

3. 1. 3 基礎式

タービン各段落のガス状態量と速度三角形を求めるために、外部との熱交換がない、一次元・定常・圧縮性の理想気体流れを仮定し、理想気体の状態方程式、連続の式、断熱変化の関係式、絞りの関係式、速度三角形の関係式、動力の式、オイラーのターボ機械の式を用いる。以下に基礎式を示す。記述の簡便のために、各式の右端に示す関数を定義し、本文中では数式をそれらの関数で表記する。ガス物性値(κ 、 R 、 C_p)は定数とみなす。

(1) 理想気体の状態方程式

$$\gamma = P_s / (RT_s) \quad (3.1)$$

(2) 連続の式

$$G = \gamma C_{ax} A \quad (3.2)$$

(3) 断熱変化の関係式 (全状態と静状態の関係式)

$$T_t = T_s + V^2 / (2C_p) = TT(T_s, V) \quad (3.3)$$

$$T_s = T_t - V^2 / (2C_p) = TS(T_t, V) \quad (3.4)$$

$$P_t = P_s (T_t / T_s)^{\kappa / (\kappa - 1)} = PT(P_s, T_t, T_s) \quad (3.5)$$

$$P_s = P_t (T_s / T_t)^{\kappa / (\kappa - 1)} = PS(P_t, T_t, T_s) \quad (3.6)$$

(4) 絞りの関係式

タービンの全体、段落、静翼翼列、動翼翼列は、各々を一次元の絞りとみなすことができる。各要素の入口を添字 i 、出口を添字 e で表せば、入口全状態から出口静状態まで断熱(等エントロピー)的に膨張した時の絞りの流出速度、すなわち理論流出速度は、

$$V_{ad} \equiv [2C_p T_{it} \{1 - (P_{es}/P_{it})^{(\kappa-1)/\kappa}\}]^{0.5} = [2C_p \Delta T_{t,ad}]^{0.5} = VAD(P_{it}, T_{it}, P_{es}) \quad (3.7)$$

となる。ここで、 $\Delta T_{t,ad}$ は断熱変化時の全温降下、 $C_p \Delta T_{t,ad}$ は断熱熱落差である。要素としてタービン全体あるいは段落をとる場合は、 V_{ad} を特に C_0 と表記する。また、損失がある場合の絞りの実際の流出速度は、

$$V_e = \phi \cdot V_{ad} \quad (3.8)$$

$$\phi \equiv V_e / V_{ad} \quad (3.9)$$

となる。 ϕ は速度係数である。本プログラムでは、静翼及び動翼の翼列性能を一個のパラメータ ϕ で代表させる。 ϕ は翼プロファイル、翼角、翼轉向角、翼後縁厚み、マッハ数、レイノルズ数など、多数のパラメータの関数であり、後述する損失推定モデルによって推定する。

入口全状態と理論流出速度 V_{ad} が与えられた時の絞りの出口静圧は、

$$P_{es} = P_{it} [1 - V_{ad}^2 / (2C_p T_{it})]^{k/(k-1)} - \text{BACKP}(P_{it}, T_{it}, V_{ad}) \quad (3.10)$$

で与えられる。

(5) 速度三角形の関係式

動翼の速度三角形を Fig.3.2 に示す。速度三角形は、絶対速度 C 、相対速度 W 、それらの軸方向成分 C_{ax} と W_{ax} 、周方向成分 C_u と W_u 、周速 U 、絶対流れ角 α 、相対流れ角 β の幾何学的関係を示すものである。

翼列入口角(静翼入口角 α_1 と動翼入口角 β_3)は軸方向を基準に定義する。これは、本報告書では取り扱わないが、これらの角度が翼入口のインシデンスの概念と結びつくためである。翼列出口角(静翼出口角 α_2 と動翼出口角 β_4)は、軸方向を基準にとる場合と周方向を基準に定義する場合の両方が使われる。ここでは、スロート幅の大小と直感的に結び付けやすい周方向基準の定義を基本的には採用する。ただし、損失計算においては、オリジナルの出典文献¹⁾にあわせ、軸方向基準の定義を使用する。動翼出口旋回角 α_4 は、動翼出口の角運動量の符号が重要であるため、軸方向基準の定義を使用する。速度三角形の基準となる周速 U は、

$$U = \pi DN / 60 \quad (3.11)$$

によって計算される。 D は直径、 N は回転数である。

(6) 動力の式

$$L_T = GC_p \Delta T_t \quad (3.12)$$

(7) オイラーのターボ機械の式

動翼入口と出口の角運動量 GC_u と周速 U の積の変化量は、動翼が出力する軸動力 L_T に等しい。仮定(3)より、動翼入口・出口の流量は等しいので、

$$L_T = G(U_3 C_{3u} - U_4 C_{4u}) \quad (3.13)$$

となる。 C_{u3} 、 C_{u4} は動翼入口、出口の絶対速度の周方向成分、 U_3 、 U_4 は動翼入口、出口の平均周速である。

3. 1. 4 インプット

Table 3.1 に本プログラムのインプットデータの一覧表、Table 3.2 にインプットデータの例を示す。

本プログラムでは、軸流タービンの設計問題と設計点性能推定問題を扱う。各問題で必要となる入力データを以下に示す。

設計問題

設計問題では、設計仕様と主要設計パラメータを与えて、タービンの形状と性能を求める。インプットとして、以下の項目が必要である。

主要設計パラメータ： 段数、理論速度比、反動度と流量係数または動翼出口角。
(インプットの3～5行目)

設計仕様： 作動ガスの比熱比と気体定数、タービンの入口全圧、入口全温、出口静圧、回転数、流量。
(インプットの6～7行目)

翼列形状データ： チップクリアランス、無次元軸コード長、ピッチ/コード、スタガ角。
(インプットの8～9行目)

性能推定問題

性能推定問題では、予め与えられた設計仕様と形状データに対して、主要設計パラメータや翼列形状パラメータを推定によって与え、設計点効率を予想する。入力データは以下のとおり。

形状データ： タービン入口・出口ハブ・シュラウド径、段数。(インプットの3行目)

主要設計パラメータ： 動翼出口角または反動度。(インプットの4～5行目)

設計仕様： 設計問題と同じ。

翼列形状データ： 設計問題と同じ。

インプットデータの定義と説明

以下の(1)から(3)までは、平均径におけるタービンの速度三角形を決定付ける基本設計パラメータである。

(1) 段落負荷係数 Ψ 、段落理論速度比 U/C_0

動翼の翼負荷の大小を表すパラメータとして、次式の段落負荷係数 (work coefficient または stage loading coefficient) Ψ を定義する。

$$\Psi \equiv \Delta UC_u / U^2 = (U_3 C_{u3} - U_4 C_{u4}) / U_{34}^2 = (\eta_{T-S} / 2) / (U/C_0)^2 \quad (3.14)$$

ここで $U_{34} = (U_3 + U_4) / 2$ 、 U/C_0 は段落理論速度比 ($= U_{34} / C_0$ 、 C_0 は (3.7) 式で定義される段落理論流出速度) である。Wilson¹⁾ によれば、負荷係数の値が 1.5 以上のタービンは“高負荷タービン”、1.0 以下のタービンは“低負荷タービン”である。これらのパラメータはタービンの速度三角形の形(効率)を決める最も重要なパラメータの一つであり、第一には要求される効率、選定する段落の形式を考慮して選定すべきであるが、周速 U が強度の制約を受けるケースも多いため、その点も考慮して選定する。理論速度比と段落負荷係数とはほぼ 1 対 1 に対応し、蒸気タービンの分野では U/C_0 が、ガスタービンの分野では Ψ が良く用いられる。本プログラムでは主として理論速度比を用いる。

(2) 反動度 ρ

反動度 ρ は、(動翼の断熱熱落差)/(段落の断熱熱落差) = 1 - (静翼の断熱熱落差)/(段落の断熱熱落差) で定義され、

$$\rho = 1 - \frac{1 - (P_{2s}/P_{1t})^{(\kappa-1)/\kappa}}{1 - (P_{4s}/P_{1t})^{(\kappa-1)/\kappa}} \quad (3.15)$$

で計算される。反動度 ρ は段落における静翼と動翼の圧力配分、段落の形式を決定し、 Ψ や U/C_0 の値と密接な関係がある。

Fig.3.3 に、軸流タービンの 2 つの段落形式における翼列関係図を示す。

衝動段(同図(a))は、ガスの膨張のほとんどを静翼で行わせ、動翼ではほぼガスの流れ方向の転向のみで衝動的に仕事を行わせる段落で、1 段あたりの段落熱落差が大きい場合に採用される。段落の設計 U/C_0 は 0.50~0.53 程度の値をとる(特殊用途の水素タービン等には $U/C_0 = 0.2$ 程度のものもあるが、HTGR ヘリウムタービンの設計では、そのような極端な設計は考慮しなくてよい)。トロヤノフスキー¹⁴⁾ によれば、衝動段の設計反動度は 0.15 から 0.25 である。また、Wilson¹⁾ は反動度が 0.2 以下の段落を衝動段としている。

反動段(同図(b))は、動翼でもガスの膨張を行わせるもので、反動度 ρ 、理論速度比 U/C_0 は衝動段に比べて相対的に高い値(U/C_0 は 0.55~0.60 程度)をとり、一般に効率も高くなる。

基本的には、衝動段の場合、動翼は主としてガスの転向によって仕事を行うため、動翼の転向角が大きく、かつ流路の絞り(流路の幅の変化)が小さい。一方反動段の場合、翼の転向角は比較的小さく、流路の絞りが大きい。

(3) 流量係数 Φ

$$\Phi = C_{ax} / U \quad (3.16)$$

動翼相対流出角 β_4 、動翼出口旋回角 α_4 と、流量係数 Φ との間には、次の関係がある。

$$\beta_4 = \tan^{-1} \left(\frac{\Phi}{1 - \Phi \tan \alpha_4} \right) \quad (3.17)$$

動翼の性能は β_4 の強い関数となる。性能が既知の翼列が先に存在する場合には、流量係数のかわりに β_4 の設計値を与えることも多い。段落の設計基準としては、一般に、絶対流出速度最小条件が良く用いられる。動翼出口の軸流速度は β_4 に対してほとんど変化しないため、絶対流出速度最小条件は、動翼出口旋回角 α_4 が 0° の軸流流出時に得られる。航空用タービンなどでは 1 段の仕事を大きくとるために、動翼出口にわずかにマイナスの旋回 ($-15^\circ < \alpha_4 < 0^\circ$) をつける設計も有る¹⁵⁾ が、そのような場合にも採用される動翼出口旋回角 α_4 の値は小さなものであり、軸流流出条件からのずれは一般に小さい。特殊用途の水素タービンなどの中には、小流量・高ヘッドでかつ周速や段数が制限されることによって低 U/C_0 設計 ($U/C_0 = 0.2$ 程度) となるものがある。そのような場合には動翼出口旋回が非常に大となるが、HTGR ヘリウムタービンの設計では、そのような極端な設計は考えなくてよい。

軸流流出時には、特に次の関係が成り立つ。

$$\beta_4 = \tan^{-1} \Phi \quad (3.18)$$

β_4 が過小の場合、動翼のプロファイル損失、後縁損失等が急増し、動翼の性能が急激に低下するため、 β_4 としては 20° 程度以上の値を選定するのが一般的である。このとき、 $\Phi \geq 0.4$ となる (最近では β_4 が 16° 程度でも高性能の翼形が開発されているとのことである)。

(4) 速度係数 ϕ

通常はプログラム内部の損失推定計算サブルーチンで計算するため、入力する必要はない。

(5) 無次元軸コード長 = 軸コード長 b / 平均径 D_m

タービンの全体的な大きさと翼の体格寸法との比率を決めるパラメータで、この値とピッチ/コード、スタック角の値から翼列の寸法を計算する (3.3.2 項)。

クローズドサイクル HTGR ヘリウムタービンにおいては、ヘリウムの密度が高いために翼に作用するガス曲げ力が大となり、翼の空力曲げ応力を許容値以下に抑えるために、翼の軸コード長をある程度以上確保する必要がある⁴⁾。したがって強度的には、軸コード長の許容

最小値が重要になる。HTGR ヘリウムタービンの場合、段数を減らし、ロータ軸方向長さを短くするために衝動段設計を採用することも多いが、一般に衝動段設計を採用した場合、反動度が低いために静翼の空力曲げ強度が厳しくなり、静翼の軸コード長さが長くなる方向である。

一方、空力的には、アスペクト比(h/b)がたとえば1以下になると二次損失が急増するため、過大な b/D_m の選定は好ましくない。最終的な b/D_m の値は、翼強度や軸系設計と性能との兼ねあいで選定するべきである。

(6) ピッチ/コード s/c 、スタック角 λ

定義は Fig.3.1 参照。これらの翼列形状パラメータは、通常はプログラム内部で計算される値(後述)を使ってよく、その場合、入力する必要はない。

3. 1. 5 アウトプット

本プログラムのアウトプットの例を Table 3.3 (損失推定計算結果) 及び Table 3.4 (段落計算結果) に、それぞれ示す。

Table 3.3 は 3.3 節で説明する損失推定計算の過程を出力したもので、計算結果のチェックや、性能向上の方向を見出すのに使用する。詳細は 3.3 節の内容に対応しているので、説明は省略する。

Table 3.4 は 3.2 節で説明する段落設計計算の結果を出力したもので、上部の表には、段落の断面 1 から断面 4 までの各断面における、圧力、温度、比体積、流速、流れ角、マッハ数、質量流量、 $C_u r$ 、直径、ボス比、周速、チップクリアランスの値を表示している。3R、4R は各々、動翼入口・出口の相対状態を示す。t は全状態値、s は静状態値を表す。中央部には各種の設計・性能パラメータ、効率、速度係数などが表示されている。また、下部には、各翼列で発生する損失の内訳が示されている。

アウトプットされるデータの定義、説明

(1) ボス比 v

ボス比 v は、次式で定義される。

$$v \equiv D_{\text{hub}} / D_{\text{shroud}} \quad (3.19)$$

ここで、 D_{hub} 、 D_{shroud} は各々対象断面のハブ径及びシュラウド径である (Fig.3.1(a) 参照)。ボス比はタービンの体格を決める重要な形状パラメータである。 v に対する D_{hub} 、 D_{shroud} 及び

流路環状面積 A の変化を Fig.3.4 に示す。二乗平均直径を D_m とすれば、

$$D_{\text{shroud}} = \{2D_m^2 / (1 + \nu^2)\}^{0.5} \quad (3.20)$$

$$D_{\text{hub}} = \nu D_{\text{shroud}} \quad (3.21)$$

$$A = (\pi/2)(1 - \nu^2) / (1 + \nu^2) D_m^2 \quad (3.22)$$

である。

(2) 比速度 N_s

比速度 N_s は、段落に対して次式で定義される。

$$N_s = (N/60)(Q^{0.5}) / (C_0^2/2)^{0.75} \quad (3.23)$$

ここで、 N は回転数 (rpm)、 Q は段落出口のガスの体積流量 (m^3/s) である。 N_s はまた、 U/C_0 、 Φ 、 ν によって次式のように表すことができる。

$$N_s = (2/\pi^2)^{0.25} \cdot (U/C_0)^{1.5} \cdot \Phi^{0.5} \cdot \{(1 - \nu^2)/(1 + \nu^2)\}^{0.5} \quad (3.24)$$

このように N_s は3つの無次元パラメータを含み、物理的な意味を捉えにくい面があるため、高速軸流ターボ機械の設計ではあまり使われない。しかし、 N_s はターボ機械の設計の総合的なバランスと効率とをほぼ決定する重要な設計パラメータであり、軸流ファン、水車等の圧縮性の影響が小さいターボ機械や遠心ターボ機械の設計では良く使われる。一般に HTGR ヘリウムタービンにおいては、マッハ数が低く、作動ガスは非圧縮性流体とみなせるので、設計の指標として N_s を使用することができる。

N_s の値は、タービンの作動ガスと設計仕様、すなわち、入口全圧 P_{it} 、入口全温 T_{it} 、出口静圧 P_{es} 、流量 G 、回転数 N と、設計パラメータである段落数 N_{stage} とを決めれば設計の詳細に依らずにほぼ決まり、それによって達成しうる効率のレベルも概略決まってしまうため^{16), 17)}、設計の最初の段階(段落数の選定時)で検討しておくべきパラメータである。

一般に段落の子午面形状、翼の角度などは、設計思想が類似するタービンであれば、 N_s を横軸にして整理することができる。Fig.3.5 に、 N_s と段落子午面形状、翼形状との関係を示す。この図から分かるように、 N_s は、イメージ的には相対流量のようなものである。 N_s が極端に低くなってくるとボス比は1に近づき、翼ハイトに対するチップクリアランスの割合が大となり、チップクリアランス損失が急増する。また、翼の出口角が小さくなり、更に小流量タービンには衝動段が使われることから翼の転向角が大となり、動翼の二次損失、プロファイル損失が増加する。その結果、低 N_s 領域ではタービン効率が急落する^{16), 17)}。

日本機械学会の高温ガス炉ガスタービン発電システム調査研究分科会で検討された一軸式 HTGR ヘリウムタービン(入口圧力 7 MPa、圧力比 2.67、出力 400 MW、回転数 3600 rpm)⁴⁾

の場合、ガスの体積流量 Q が小さく、かつ少ない段数を選定している(段落の C_0 が大)ために低 N_s 設計となり、効率が急落しはじめる N_s の領域にかかっている。このような場合には、バランスのとれた段数の選定と、低 N_s 領域の効率推定精度が重要になる。

(3) T-T 効率

タービンまたは段落の入口全状態(入口全圧 P_{it} 、入口全温 T_{it})と出口全圧 P_{et} 、出口全温 T_{et} によって定義した効率で、次式で表される。

$$\eta_{T-T} \equiv \frac{\Delta T_t}{\Delta T_{t,ad}} = \frac{T_{it} - T_{et}}{T_{it} \{1 - (P_{et}/P_{it})^{(\kappa-1)/\kappa}\}} \quad (3.25)$$

T-T 効率は、タービンまたは段落の出口流速のエネルギー(排気エネルギー)を有効なエネルギーと考えた効率で、その分、次の T-S 効率より高い値をとる。

(4) T-S 効率

タービンまたは段落の入口全状態(入口全圧 P_{it} 、入口全温 T_{it})と出口静圧 P_{es} 、出口全温 T_{et} によって定義した効率で、次式で表される。

$$\eta_{T-S} \equiv \frac{T_{it} - T_{et}}{T_{it} \{1 - (P_{es}/P_{it})^{(\kappa-1)/\kappa}\}} \quad (3.26)$$

T-S 効率は、タービンまたは段落の排気エネルギーを損失とみなした効率である。段落については速度成分で定義することもでき(線図効率)、

$$\eta_{T-S} \equiv 2(U_3 C_{3u} - U_4 C_{4u}) / C_0^2 \quad (3.27)$$

となる。

(5) 静翼損失 $\Delta \eta_N$ 、動翼損失 $\Delta \eta_B$

静翼損失、動翼損失は、段落の理論流出運動エネルギー $C_0^2/2$ に対する運動エネルギー損失(断熱膨張時の流出運動エネルギー $V_{e,ad}^2/2$ と実際の流出運動エネルギー $V_e^2/2$ の差)の割合で定義される。

$$\Delta \eta_N, \Delta \eta_B \equiv (V_{e,ad}^2/2 - V_e^2/2) / (C_0^2/2) \quad (3.28)$$

また、速度係数の定義により、

$$\Delta\eta_N, \Delta\eta_B = \left(\frac{1}{\phi^2} - 1 \right) \cdot \frac{V_e^2}{C_0^2} = \frac{\Delta\phi^2}{1 - \Delta\phi^2} \cdot \frac{V_e^2}{C_0^2} \quad (3.29)$$

となる。流速 V としては、静翼については絶対速度 C を、動翼については相対速度 W をそれぞれ用いる。 ϕ^2 はエネルギー係数、 $\Delta\phi^2$ はエネルギー損失係数とも呼ばれる。Table 3.4 下部の損失内訳は、各損失要因ごとのエネルギー損失係数を使って、上式によって計算したものである。

(6) 排気損失 $\Delta\eta_{EX}$

タービンまたは段落の出口における流体の運動エネルギーは、排気ディフューザによる圧力回復または後続段落による有効利用がなければ、有効仕事に変換されることがなく、損失となる。これを排気損失という。

$$\Delta\eta_{EX} \equiv C_e^2 / C_0^2 = 1 - \eta_{T-S} / \eta_{T-T} \quad (3.30)$$

ここで、 C_e はタービンまたは段落の出口絶対流速である。

3. 1. 6 設計パラメータの選定法

(1) 段数

ヘリウムタービンは蒸気タービンや燃焼ガスタービンに比べて段数が多くなる傾向があるが、シールガス量低減、軸系安定性確保等のためには段数を極力少なくしたい。段数は

$$N_{\text{stage}} \doteq (C_{0,\text{tot}} / C_0)^2 \quad (3.31)$$

で決まり、タービン全体の理論流出速度 $C_{0,\text{tot}}$ はタービンの設計仕様により定まるから、段数削減のためには段落理論流出速度 C_0 を極力大きくとる必要がある。他方、高いタービン効率を達成するためには、十分な段数を確保し、適切な C_0 を選定する必要がある。

以下に、一般論として、設計仕様、主要設計パラメータ一定で段数あるいは C_0 を変えたときの設計の定性的変化と、想定される設計上の制限とについて示す。

段数小 (C_0 大)

→ 周速大 → 直径大 (回転数一定) → 翼ハイト小、ボス比大 (比速度低下) → 効率低下 (目標効率により制限される)

- マッハ数大 → 超音速流出入、衝撃波による損失発生 → 効率低下（目標効率により制限される）
- 段の仕事量大 → 翼の空力曲げ応力大（翼の許容応力により制限される）
- 周速大 → 直径大（回転数一定） → ロータディスク外径、周速大 → ディスク遠心応力及びディスク破損時のミサイル速度大（ディスクの許容応力または軸系安定性や構造設計から決まるディスク許容厚み、ディスクミサイル防護構造の強度により制限される）

段数大 (C_0 小)

- 周速小 → 直径小（回転数一定） → 翼ハイト大 → 動翼遠心応力大（翼の許容応力により制限される）
- 直径小、軸長大 → 軸振動特性悪化（固有振動数等により制限される）
- 冷却・シールガス流量増、リーク量増 → プラント効率低下（目標効率により制限される）

上記のどの制限が厳しくなるかはタービンの設計仕様・設計要求によって異なる。本プログラムでは、超音速流出入や衝撃波による損失、ディスクミサイル、軸振動特性、冷却・シールガス流量、リークガス量については評価できない。

(2) 理論速度比 U/C_0 、反動度 ρ

U/C_0 または段落負荷係数 Ψ の空力的な選定には、Smith¹⁸⁾ や Kacker & Okapuu¹²⁾ のローディングダイアグラム(段落負荷係数-流量係数線図)が参考になる。

設計の入力として反動度を与える場合には、次式¹⁴⁾を参考にすることができる。

軸流流出のときに段落 T-S 効率が最高になり、その時の U/C_0 が最適値であると仮定すると、近似的に次式が成り立つ。

$$(U/C_0)_{opt} = \phi_N \cdot \frac{1 - \frac{\Delta\eta_{EX}}{(\phi_N \phi_B)^2}}{2 \cos \alpha_2 \sqrt{1 - \rho}} \quad (3.32)$$

反動度の増加とともに最適 U/C_0 は大となる。これは、周速一定の条件のもとでは、1段あたりの熱落差が小さくなり、段数が増加することを意味する。なお、一般に円盤摩擦損失、翼列漏洩損失等の付加損失が U/C_0 の増加とともに増加するため、高反動度側の最適 U/C_0 はこの式によって計算される値よりは小さい側にずれる傾向にある。

基本設計パラメータの選定においては、以上のような相互関係を頭にしておくべきであるが、選定した段数、したがって比速度によっては、意図した設計が不可能(実現不可能、効率が低い、など)となる場合もある。タービンの設計においてはまず第1に、適切な段数の選定が必要である。

(3) 従来の HTGR ヘリウムタービンの設計実績 (参考)

① 衝動段設計のタービンの主要設計パラメータ

理論速度比 $U/C_0 = 0.50 - 0.53$

段落負荷係数 $\Psi \geq 1.5$

反動度 $\rho = 0.15 - 0.25$

動翼出口角 $\beta_4 = 20^\circ - 23^\circ$

(静翼出口角 $\alpha_2 = 13^\circ - 15^\circ$ となるように ρ 、 β_4 を選定。)

② 反動段の設計は比速度によって変化する。主要設計パラメータの選定範囲のめやすを以下に示す。

理論速度比 $U/C_0 \geq 0.53$

段落負荷係数 $\Psi \leq 1.5$

反動度 $\rho \geq 0.25$

動翼出口角 $\beta_4 > 22^\circ$

(静翼出口角 $\alpha_2 > 13^\circ$ かつ $\alpha_2 \leq \beta_4$ となるように ρ 、 β_4 を選定。)

3. 1. 7 計算の流れ

以下の流れで計算を行う。基本的な流れは、設計問題についても性能推定問題についても同じである。

- ① 設計仕様、主要設計パラメータ等を入力する。
- ② 基本体格(タービン入口・出口のハブ・シュラウド径)を設定する。 → 基本体格計算
- ③ 各段落の直径、理論速度 C_0 、主要設計パラメータの値を設定する。 → 段落配分設定計算
- ④ 段落各部の速度三角形、ガス状態量を算出する。 → 段落設計計算
- ⑤ 翼列形状パラメータを設定し、速度三角形、ガス状態量、翼列形状から効率を推定する。 → 段落効率推定計算
- ⑥ 全段落の計算終了後、タービン出口圧力が設計仕様と一致しているかどうかチェックする。一致していない場合は各段落の C_0 の設定を修正し、④に戻る。 → 段落設定修正計算

3. 2 段落設計計算

軸流タービンの翼列部は複数の段落を回転軸方向にならべたものであるから、軸流タービンの空力設計のフローにおいては、段落の数だけ段落の設計計算が繰り返される。本プログラムの段落計算ルーチンは、遠心ターボ機械について書かれた文献¹⁹⁾の計算手順を軸流タービン用に、また、仮定(4)から(7)に合うように構成し直して作成したものである。

段落の設計計算に必要なデータは、タービン設計時の入力データと基本的に同じである。比熱比 κ 、気体定数 R 、流量 G 、回転数 N 、段落の理論速度比 U/C_0 、動翼流出角 β_4 、入口全圧 P_{1t} 、入口全温 T_{1t} 、理論流出速度 C_0 (または出口静圧 P_{4s})、静翼速度係数 ϕ_N 、動翼速度係数 ϕ_B が与えられたときの段落計算手順を示す。最初の4個の数值はタービンの設計仕様で、プログラムの入力によって与えられる。次の2個の数值は段落の3つの基本設計パラメータ(軸流流出段落の場合、動翼流出角 β_4 を与えることは反動度 ρ と流量係数 Φ を与えることと等価)で、インプットで与えられたタービン平均値をもとに、段落配分設定計算で決定される。続く3個の数值は段落の設計条件で、入口全状態は前の段落の出口状態から、出口状態は段落配分設定計算から定まる。最後の2個の速度係数は、段落効率推定計算によって求められる。

Fig.3.6 に、設計条件として β_4 と α_4 (通常0)を与えた場合の段落計算のフローチャートを示す。なお、既に述べたように、段落の設計条件として β_4 と α_4 のかわりに ρ と Φ を与えることもできる。その場合のフローは、① α_4 のかわりに Φ の値によってボス比 v の収束を判定する、② β_4 をふって ρ を設計値にあわせるループが追加される、の2点が異なるのみである。

3. 2. 1 段落体格計算

段落のハブ径、シュラウド径などの全体的な体格形状を以下の手順で決定する。なお最初の5式は、実際には段落配分設定計算の中で実施されるものである。

タービン全体の理論流出速度

$$C_{0, \text{tot}} \equiv \text{VAD}(P_{1t}, T_{1t}, P_{es}) \quad (3.33)$$

1段あたりの平均理論流出速度 $C_{0, m}$

$$C_{0, m} = (C_{0, \text{tot}}^2 / N_{\text{stage}})^{0.5} \quad (3.34)$$

段落の理論流出速度 C_0

$$C_0 = C_{0, m} \quad (3.35)$$

段落出口静圧

$$P_{4s} = \text{BACKP}(P_{1t}, T_{1t}, C_0) \quad (3.36)$$

流量係数

$$\Phi = \tan \beta_4 / (1 + \tan \alpha_4 \tan \beta_4) \quad (3.37)$$

平均周速 U_m

$$U_m = (U/C_0) \cdot C_0 \quad (3.38)$$

平均直径 D_m

$$D_m = 60U_m / (\pi N) \quad (3.39)$$

ボス比 ν を仮定すれば、シュラウド直径、ハブ直径、環状流路面積はそれぞれ、

$$D_{\text{shroud}} = \{ 2 D_m^2 / (1 + \nu^2) \}^{0.5} \quad (3.40)$$

$$D_{\text{hub}} = \nu D_{\text{shroud}} \quad (3.41)$$

$$A = \pi / 4 (D_{\text{shroud}}^2 - D_{\text{hub}}^2) \quad (3.42)$$

となる。

ガス物性 κ 、 R 、流量 G 、回転数 N のほかに、断面積 A 、平均直径 D_m 、全圧 P_t 、全温 T_t が既知の任意の流路断面については、絶対旋回流れ角 α が既知あるいは仮定すれば、すべての状態量と速度三角形を計算することができる。まず、軸流流速 C_{ax} を仮定する。

絶対流速

$$C = C_{ax} / \cos \alpha \quad (3.43)$$

静温

$$T_s = TS(T_t, C) \quad (3.44)$$

静圧

$$P_s = PS(P_t, T_t, T_s) \quad (3.45)$$

密度

$$\gamma = P_s / (RT_s) \quad (3.46)$$

軸流流速

$$C_{ax} = G / (\gamma A) \quad (3.47)$$

C_{ax} と C_{ax}' の値を比較し、両者が一致するまで C_{ax} の仮定値を修正して収束計算を行う。以上で、断面の絶対流速と静状態が求まる。さらに 3.1 節の基礎式を用いて断面のすべての状態量と速度三角形を計算することができるが、その詳細についてはあとで説明する。

上記の断面計算を段落の入口・出口断面について実施すれば、両断面の流量係数が求まる。流量係数の計算値が段落設計条件として与えた設計流量係数または (3.37) 式の値に一致するように、ボス比の仮定値を修正して計算を繰り返す。これにより、段落入口・出口断面のシュラウド・ハブ直径が決定される。

3. 2. 2 静翼入口の計算

データとして、流路断面形状、流量 G 、全圧 P_{1t} 、全温 T_{1t} 、絶対流れ角 α_1 の値が必要である。流路断面形状は段落体格計算で与えられる。流量はプログラムの入力によって与えられる。他の 3 つの値は、初段の場合にはタービン入口部の設計により決まり、初段以外の場合には前の段落の流出条件より決まる。

- ① 絶対流速の軸方向成分 C_{1ax} を仮定し、絶対流速の周方向成分 C_{1u} 、絶対流速 C_1 を求める。

絶対流速の周方向成分

$$C_{1u} = C_{1ax} \tan \alpha_1 \quad (3.48)$$

絶対流速

$$C_1 = (C_{1ax}^2 + C_{1u}^2)^{0.5} \quad (3.49)$$

- ② 密度 γ_1 を求める。

静温

$$T_{1s} = TS(T_{1t}, C_1) \quad (3.50)$$

静圧

$$P_{1s} = PS(P_{1t}, T_{1t}, T_{1s}) \quad (3.51)$$

密度

$$\gamma_1 = P_{1s} / (RT_{1s}) \quad (3.52)$$

- ③ 絶対流速の軸方向成分 C_{1ax} を修正する。密度より計算される絶対流速の軸方向成分 C_{1ax}' の値は、

$$C_{1ax}' = G / (\gamma_1 A_1) \quad (3.53)$$

となる。ここで、 $A_1 = (\pi/4)(D_{1shroud}^2 - D_{1hub}^2)$ である。仮定値 C_{1ax} と計算値 C_{1ax}' とが一

致するまで、仮定値 C_{1ax} を修正して収束計算する。

以上で静翼入口状態がすべて定まる。

3. 2. 3 静翼出口の計算

流路断面形状は段落体格計算により、既知である。また、静翼速度係数 ϕ_N の値は、入力または損失推定計算の結果として与えられる。

- ① 絶対流速 C_2 を求める。段落の反動度 ρ を仮定すれば、

静翼理論流出速度

$$C_{2ad} = C_0 (1 - \rho)^{0.5} \quad (3.54)$$

絶対流速

$$C_2 = \phi_N \cdot C_{2ad} \quad (3.55)$$

- ② 密度 γ_2 を求める。静翼入口から出口までは外部との熱交換がない(仮定(3))として、

全温

$$T_{2t} = T_{1t} \quad (3.56)$$

静温

$$T_{2s} = TS(T_{2t}, C_2) \quad (3.57)$$

静圧

$$P_{2s} = BACKP(P_{1t}, T_{1t}, C_{2ad}) \quad (3.58)$$

全圧

$$P_{2t} = PT(P_{2s}, T_{2t}, T_{2s}) \quad (3.59)$$

密度

$$\gamma_2 = P_{2s} / (RT_{2s}) \quad (3.60)$$

- ③ 流れ角 α_2 、絶対流速の成分 C_{2ax} 、 C_{2u} を求める。

静翼流出角

$$\alpha_2 = \sin^{-1} [G / (\gamma_2 C_2 A_2)] \quad (3.61)$$

絶対流速の軸方向成分

$$C_{2ax} = C_2 \sin \alpha_2 \quad (3.62)$$

絶対流速の周方向成分

$$C_{2u} = C_2 \cos \alpha_2 \quad (3.63)$$

3. 2. 4 動翼入口の計算

静翼出口から動翼入口までの間の軸方向スペースでは、ハブ・シュラウド面上の境界層の発達、静翼のウェイクのミキシングなどによる全圧低下、流れ角の変化などが生じるが、本プログラムでは簡単化のためにこれらを無視し(仮定(5))、動翼入口の絶対状態は静翼出口の絶対状態に等しいとおく。動翼入口の相対状態は以下の手順で計算する。動翼入口の速度三角形は Fig.3.2(a) 参照。

周速

$$U_3 = \pi D_3 N / 60 \quad (3.64)$$

絶対流速の周方向成分

$$W_{3u} = C_{3u} - U_3 \quad (3.65)$$

相対流速

$$W_3 = (W_{3u}^2 + C_{3ax}^2)^{0.5} \quad (3.66)$$

相対流れ角

$$\beta_3 = \tan^{-1}(W_{3u} / C_{3ax}) \quad (3.67)$$

相対全温

$$T_{3rt} = TT(T_{3s}, W_3) \quad (3.68)$$

相対全圧

$$P_{3rt} = PT(P_{3s}, T_{3rt}, T_{3s}) \quad (3.69)$$

3. 2. 5 動翼出口の計算

動翼出口の速度三角形は Fig.3.2(b) 参照。流路断面形状は既知、動翼出口角 β_4 は入力により与えられる。

- ① 絶対流速の軸方向成分 C_{4ax} を仮定し、絶対流速 C_4 を求める。

周速

$$U_4 = \pi D_4 N / 60 \quad (3.70)$$

相対流速の周方向成分

$$W_{4u} = C_{4ax} / \tan \beta_4 \quad (3.71)$$

相対流速

$$W_4 = (W_{4u}^2 + C_{4ax}^2)^{0.5} \quad (3.72)$$

絶対流速の周方向成分

$$C_{4u} = U_4 - W_{4u} \quad (3.73)$$

絶対流速

$$C_4 = (C_{4u}^2 + C_{4ax}^2)^{0.5} \quad (3.74)$$

② 密度 γ_4 を求める。

段落排気損失

$$\Delta \eta_{EX} = (C_4 / C_0)^2 \quad (3.75)$$

段落 T-S 効率

$$\eta_{T-S} = 2(U_3 C_{3u} - U_4 C_{4u}) / C_0^2 \quad (3.76)$$

段落 T-T 効率

$$\eta_{T-T} = \eta_{T-S} / (1 - \Delta \eta_{EX}) \quad (3.77)$$

静圧

$$P_{4s} = \text{BACKP}(P_{1t}, T_{1t}, C_0) \quad (3.78)$$

全温

$$T_{4t} = T_{1t} - T_{1t} \{1 - (P_{4s}/P_{1t})^{(\kappa-1)/\kappa}\} \eta_{T-S} \quad (3.79)$$

静温

$$T_{4s} = \text{TS}(T_{4t}, C_4) \quad (3.80)$$

全圧

$$P_{4t} = \text{PT}(P_{4s}, T_{4t}, T_{4s}) \quad (3.81)$$

密度

$$\gamma_4 = P_{4s} / (RT_{4s}) \quad (3.82)$$

③ 絶対流速の軸方向成分 C_{4ax} を修正する。密度より計算される絶対流速の軸方向成分 C_{4ax}' の値は、

$$C_{4ax}' = G / (\gamma_4 A_4) \quad (3.83)$$

となる。仮定値 C_{4ax} と計算値 C_{4ax}' とが一致するまで仮定値 C_{4ax} を修正して収束計算する。

④ 動翼速度係数 ϕ_B (計算値) の計算

動翼相対理論流出速度

$$W_{4ad} = VAD(P_{3rt}, T_{3rt}, P_{4s}) \quad (3.84)$$

動翼速度係数 (計算値)

$$\phi_B' = W_4 / W_{4ad} \quad (3.85)$$

⑤ 反動度 ρ の修正

(3.84)式中の P_{3rt} と T_{3rt} 、したがって W_{4ad} の値は、反動度 ρ の仮定値を与えれば定まる。一方、動翼出口の相対流速 W_4 は、速度係数 ϕ_B と動翼出口角 β_4 を与えれば定まる。したがって ϕ_B' の値は ρ の関数となる。入力した β_4 に対して、与えられた速度係数の値 ϕ_B と計算値 ϕ_B' とが一致する反動度 ρ の値は一意に定まる。 ϕ_B と ϕ_B' とが一致するまで、反動度 ρ を修正して、(3.54)式以降の計算を実行する。

3. 2. 6 段落設計の決定

反動度ループ収束後、動翼出口 (= 段落出口) の相対状態と段落出口旋回角 α_4 、流量係数 Φ を計算する。

動翼出口相対全温

$$T_{4rt} = TT(T_{4s}, W_4) \quad (3.86)$$

動翼出口相対全圧

$$P_{4rt} = PT(P_{4s}, T_{4rt}, T_{4s}) \quad (3.87)$$

動翼出口絶対流れ角 (旋回角)

$$\alpha_4 = \tan^{-1}(C_{4u} / C_{4ax}) \quad (3.88)$$

動翼出口流量係数

$$\Phi = C_{4ax} / U_4 \quad (3.89)$$

以上により、段落各断面の速度三角形と状態量、反動度 ρ 、流量係数 Φ がすべて定まる。インプットデータによって選定した段落の設計思想(軸流流出設計となる β_4 を求めるか、または設計反動度と設計流量係数を与える)に一致する結果が得られるまで、流路断面形状(ボス比)または動翼出口角を修正することにより、最終的な段落設計を決定する。

3. 2. 7 タービン全体の体格計算と段落配分設定計算

(1) タービン入口・出口断面の設計

タービン入口では全圧、全温、絶対流れ角の設計値が既知であり、段落設計計算の冒頭で述べた方法で入口の環状流路断面形状を計算することができる。タービン出口では静圧、全温(最初はタービン効率を仮定して求める)、流れ角が既知であり、全圧を求める手順が必要となるが、やはり同じ手順で出口の環状流路断面形状を計算することができる。各段落の直径分布の代表的な設計法としては、平均径一定、ハブ径一定、シュラウド径一定の3つがあるが、本プログラムではハブ径一定の設計を採用し、各段落のハブ径を合わせる。

(2) 段落配分の設定

各段落の設計計算を実施するには、各段落の理論流出速度 C_0 や主要設計パラメータの配分を決める必要がある。本プログラムにおける段落設計パラメータの設定法は、以下の通りである。

直径配分

$$\text{ハブ径} = \text{一定}$$

シュラウド径は、初段から最終段まで、線形または環状流路断面積が等比級数的に変化するようにより決める。

C_0 配分

$$C_0 = \text{一定}$$

β_4 配分 (β_4 入力の場合)

$$\beta_4 = \text{一定}$$

ρ 、 Φ 配分 (ρ 、 Φ 入力の場合)

$$\Phi = \text{一定}$$

設計問題では、最初に初段と最終段で流量係数が設計値に合うようにタービン入口・出口の直径を定めるが、最終的には各段落の流量係数の値は少しずつ設計値からずれる。反動度は平均的には設計値に一致するが、各段落では少しずつ設計値からずれる。

3. 3 段落効率推定計算

3. 3. 1 損失と効率

タービン段落の効率を推定するために、段落で発生する損失を推定する必要がある。本プログラムでは、Craig, Cox and Wilson の損失推定法(C,C&W法)¹⁾を採用している。このモデルは、基本的には、Craig and Coxによるオリジナルのモデル⁹⁾の一部を、より単純なモデルに差し替えたものである。

タービン内で発生する損失を、グループ1からグループ3の3つのグループに分類する¹⁾。以下に各グループの損失について説明する。

(1) グループ1の損失

翼面における境界層摩擦損失など、作動流体の圧力損失として現れる損失を、グループ1の損失と定義する。グループ1の損失を次式の全圧損失係数 X の形で表現する¹⁾。

$$X \equiv \Delta P_t / q_{out} \quad (3.90)$$

ここで、 ΔP_t は翼列の全圧損失、 q_{out} は翼列出口の相対圧縮性動圧で、

$$q_{out} = P_{t,out} \left[1 - \left(1 + \frac{M_{out}^2}{2(C_p/R-1)} \right)^{-C_p/R} \right] \quad (3.91)$$

$$M_{out} = V_{out} / \left[\{T_{t,out} - C_{out}^2/(2C_p)\} / (1/R - 1/C_p) \right]^{0.5}$$

で計算される。 $P_{t,out}$ 、 M_{out} 、 $T_{t,out}$ は各々翼列出口の全圧、マッハ数、全温である。翼列出口流速 V_{out} としては、静翼の場合、出口絶対流速 C_{out} を、動翼の場合、出口相対流速 W_{out} を用いる。

グループ1の損失としては、損失係数 X_{pro} で表されるプロファイル損失、損失係数 X_{sec} で表される二次損失、損失係数 X_{an} で表されるアニュラス損失を考える。各損失の発生機構は分離可能とみなし、その影響は加算的であるとする。すなわち、各損失によって発生する全圧損失を単純に加算する。このとき、ある段落で発生する全圧損失は、

$$\begin{aligned} \Sigma \Delta P_{t, GROUP1} &= [X_{pro} + X_{sec} + X_{an}]_{stator} \times q_{out, stator} \\ &+ [X_{pro} + X_{sec} + X_{an}]_{rotor} \times q_{out, rotor} \end{aligned} \quad (3.92)$$

となる¹⁾。添字 stator は静翼、添字 rotor は動翼の値をそれぞれ意味する。

損失係数は各翼列毎に見積る。損失係数の見積もりには翼列入口・出口の速度三角形や翼列形状等のデータが必要であるが、これらは翼高さ方向に分布をもつ。ハイトが低い翼につ

いては、平均直径におけるデータを使えばよい。長い翼(目安としては、ボス比が 0.75 程度以下の場合¹⁾)については、半径方向に 2 ないし 3 断面について全圧損失を求め、それを面積または質量流量で平均すれば良い。HTGR ヘリウムタービンでは、ほとんどの場合ボス比は 0.75 より大であり、平均直径における計算を実施すれば実用上は十分であると考えられる(仮定(1))。

(2) グループ 2 及び 3 の損失

軸受、シール、ディスクにおける摩擦は、翼列で発生した有効トルクの一部を熱(エンタルピの増加)に変換する。このうち円板摩擦損失は、タービンの出力エネルギーの一部を熱に変換してタービン出口流れに付加する。このように、発生する熱が作動流体に付加されるものをグループ 2 の損失とする。一方、軸受摩擦損失によって発生する熱は、作動流体中ではなく直接外部に放出され、損失は軸トルクの減少量の形で与えられる。このように、発生する熱をどこか他の場所に消散する損失をグループ 3 の損失と定義する。

グループ 2 の損失によって発生する摩擦トルクの合計を $\Sigma \Delta T_{q, \text{GROUP}2}$ とすれば、作動流体のエンタルピ増加量 $\Delta h_{t, \text{GROUP}2}$ は

$$\Delta h_{t, \text{GROUP}2} = (\Sigma \Delta T_{q, \text{GROUP}2}) \omega / G \quad (3.93)$$

となる。ここで、 ω は軸の回転角速度 (rad/s)、 G はタービンの質量流量である。グループ 3 の損失の扱いもグループ 2 の損失と同じである。Wilson¹⁾と同様、本プログラムではグループ 2 及び 3 の損失は考慮しない。

(3) 効率

段落の入口全圧 P_{1t} 、入口全温 T_{1t} 及び出口全圧 P_{4t} が既知のとき、段落の断熱 T-T 効率 $\eta_{T-T, \text{stage}}$ は、

$$\eta_{T-T, \text{stage}} = \frac{1 - (P_{4t}/P_{1t} + \Sigma \Delta P_{t, \text{GROUP}1}/P_{1t})^{R/C_p} - \Sigma \Delta h_{t, \text{GROUP}2} / (C_p T_{1t})}{1 - (P_{4t}/P_{1t})^{R/C_p}} \quad (3.94)$$

となる¹⁾。仮定(2)により、気体定数 R 、定圧比熱 C_p は一定と仮定している。

3. 3. 2 翼列形状パラメータ

C,C&W 法によって段落の各翼列の損失係数を計算するためには、各翼列入口・出口のガスの状態量と速度三角形のほかに、静翼及び動翼の形状としてピッチ/コード比 s/c 、スタック角 λ 、キャンバライン長/コード比 l_c/c 、後縁厚み比 t_{le}/s 、スロート幅 o 、アスペクト比 h/b 、チップクリアランス t_c の値が必要である。

Fig.3.7 に翼列形状パラメータの定義を示す。損失推定モデルの説明においては、静翼・動翼の場合ともに、翼列の流入角を α_{in} 、流出角を α_{out} (ともに軸方向を基準に定義) と表記する。以下に、本プログラムの翼列形状パラメータ選定法を示す(仮定(9))。

(1) ピッチ/コード比 s/c

予め採用が想定される基本翼列形状がない場合、蒸気タービンやガスタービンの翼列の設計・性能推定の最もベーシックなデータとして現在も使われる Ainley and Mathieson¹¹⁾ のプロフィール損失データを参考に決定すれば、初期設定としては十分であろうと考えられる。同データより求めた最適ピッチ/コード比に対する近似式を下記に示す。前者は入口角=0°の静翼、後者は入口角=出口角の純衝動段(対称)動翼のデータである。反動翼のピッチ/コード比は、その入口角に対する値を下の2式より直線補間して求める。

静翼ピッチ/コード比

$$(s/c)_{\text{stator } (\alpha_{in}=0)} = -0.01275(\alpha_{out} - 70^\circ) + 0.711 \quad (3.95)$$

対称動翼ピッチ/コード比

$$(s/c)_{\text{rotor } (\alpha_{in}=\alpha_{out})} = -0.01154(\alpha_{out} - 70^\circ) + 0.517 \quad (3.96)$$

(2) スタック角 λ

予め採用が想定される基本翼列形状がない場合、第1ステップの見積もりとしては汎用性のある Kacker and Okapuu¹²⁾ のスタック角選定線図を使用すれば良いと考えられる¹⁾。動翼の場合の選定線図は、同文献の Fig.5 及び文献¹⁾の Fig.7.4(b)に示されている。静翼については、同図より入口角が0°の場合のデータを求め、定式化した(次式)。

静翼スタック角

$$\lambda_{\text{stator}} = 1.25(\alpha_{out} - 70^\circ) + 54 \quad (3.97)$$

(3) ピッチ/軸コード比 s/b

$$s/b = (s/c) / \cos \lambda \quad (3.98)$$

(4) キャンバライン長/コード比 l_c/c

予め採用が想定される基本翼形がない場合、Balje and Binsley¹³⁾の選定線図を使用することにする。同図より、 l_c/c は、

$$l_c/c = 0.7222 + 0.005047 \Delta \alpha \quad (3.99)$$

によって求まる。 $\Delta \alpha$ は翼の轉向角(°)である。

(5) ピッチ/キャンバライン長比 s/l_c

C,C&W法では、ピッチ/キャンバライン長比 s/l_c をパラメータとして損失データが整理されている。 s/l_c の値は

$$s/l_c = (s/c) / (l_c/c) = (s/b) \cos \lambda / (l_c/c) \quad (3.100)$$

によって求める。

(6) 後縁厚み比 t_{te}/s

Wilson¹⁾によれば、標準的な翼形におけるコード長基準の後縁厚み比の値は $t_{te}/c = 0.015 \sim 0.05$ の範囲である。具体的な値は性能、強度、製作性を検討のうえで選定しなければならないが、本プログラムにおいては $t_{te}/c = 0.020$ を使用する(静翼・動翼共通)。ピッチ基準の後縁厚み比は

$$t_{te}/s = (t_{te}/c) / (s/c) \quad (3.101)$$

となる。

(7) 無次元翼軸コード長 b/D_m

翼列寸法の絶対値を定めるために、無次元翼軸コード長 b/D_m の値をインプットで与える。 D_m は翼の平均直径であり、基本体格計算の結果として与えられる。 b/D_m の値は、強度、性能、コスト等を検討したうえで決めるが、設計値が未定の場合は、たとえば従来のHTGRヘリウムタービンの平均的設計実績値である0.050(静翼)、0.035(動翼)を与える。本プログラムでは、翼枚数

$$N_B = \pi / \{(b/D_m)(s/b)\} \quad (3.102)$$

の値が整数となるよう、プログラム内部で b/D_m の値を修正する。
これによって軸コード長 b が定まり、

$$c = b / \cos \lambda \quad (3.103)$$

$$s = \pi D_m / N_B \quad (3.104)$$

により、翼列のコード長 c とピッチ s が定まる。

(8) スロート幅 o

デビエーション、後縁厚みの影響等の二次項は無視し(仮定(4))、

$$o = s \cos \alpha_{out} \quad (3.105)$$

によって求める。

(9) アスペクト比 h/b

翼ハイト h の値は段落設計の結果として既知である。したがって、 h/b の値は入力した b/D_m の値より計算される。

(10) チップクリアランス t_c

プログラムのインプットにより与える。

3. 3. 3 損失係数の計算手順

C,C&W 法¹⁾の損失係数計算手順について述べる。以下、 $y = f(z_1, z_2, \dots)$ は、変数 y が変数 z_1, z_2, \dots の関数として与えられていることを表す。なお、使用する図表については、原典(文献¹⁾と文献⁹⁾を参照願いたい。

(1) 揚力係数 C_L^x

揚力係数 C_L^x の値を文献⁹⁾の Fig.4 (文献¹⁾の Fig.7.10)から求める。

$$C_L^x = f(\alpha_{in}, \alpha_{out}) \quad (3.106)$$

(2) 修正揚力係数

$$C_L^X(s/l_c) = C_L^X \cdot (s/l_c) \quad (3.107)$$

(3) 翼列流路幅縮小率(contraction ratio)CR

流路幅縮小率 CR の値を文献⁹⁾の Fig.7 (文献¹⁾の Fig.7.11)から求める。

$$CR = f(\alpha_{in}, \alpha_{out}, s/l_c) \quad (3.108)$$

(4) 基準プロファイル損失係数 $X_{pro, base}$

基準プロファイル損失パラメータ $X_{pro, base}(s/l_c) \cos \alpha_{out}$ の値を文献⁹⁾の Fig.5 (文献¹⁾の Fig.7.9)から求める。

$$X_{pro, base}(s/l_c) \cos \alpha_{out} = f(C_L^X(s/l_c), CR) \quad (3.109)$$

求めた基準プロファイル損失パラメータの値から基準プロファイル損失係数 $X_{pro, base}$ の値を計算する。この基準プロファイル損失係数は、スロートレイノルズ数 $Re_o = 10^5$ 、マッハ数が 0.75 以下、翼後縁厚みが 0 の基準状態における値である。

(5) スロートレイノルズ数 Re_o

スロートレイノルズ数 Re_o は、翼列のスロート幅 o 、出口相対流速 W_{out} 、出口密度 ρ_{out} 、出口粘性係数 μ_{out} によって定義される。定義により、

$$Re_o \equiv oW_{out} / (\mu_{out} / \rho_{out}) \quad (3.110)$$

となる。出口粘性係数 μ_{out} の値は、翼列出口静温 $T_{s, out}$ に対する値を Fig.3.8 の文献⁷⁾のデータを補間することによって求める。

$$\mu_{out} = f(T_{s, out}) \quad (3.111)$$

同図には、日本機械学会高温ガス炉ガスタービン発電システム調査研究分科会の HTGR ガスタービンの設計において使用された粘性係数の値⁴⁾を比較のために示している。これら2つのデータの間にはタービンで想定される温度領域で 3~4%の差があるが、推定される損失係数の値の差は無視できるほど小さい。

(6) レイノルズ数によるプロファイル損失係数比 $X_{pro, Re} / X_{pro, Re=10^5}$

スロートレイノルズ数 Re_o に対するプロファイル損失係数比 ($X_{pro, Re} / X_{pro, Re=10^5}$) の値を文

献¹⁾の Fig.7.13 より求める。

$$X_{\text{pro, Re}} / X_{\text{pro, Re}=10^5} = f(R_{\text{eo}}) \quad (3.112)$$

同図は Craig and Cox のオリジナル論文⁹⁾に対するディスカッションに示されたいくつかのカーブの平均的な値をとったものであり、オリジナルのモデルとは異なる¹⁰⁾。

(7) 後縁厚みによるプロファイル損失係数の比 $X_{\text{pro, te}} / X_{\text{pro, te}=0}$ 及び増分 $\Delta X_{\text{pro, te}}$

文献⁹⁾の Fig.6 (文献¹⁾の Fig.7.12)により、翼ピッチ s に対する後縁厚み t_{te} の比 (t_{te}/s) に対するプロファイル損失係数比 $X_{\text{pro, te}} / X_{\text{pro, te}=0}$ 及びプロファイル損失係数の増分 $\Delta X_{\text{pro, te}}$ の値を求める。

$$X_{\text{pro, te}} / X_{\text{pro, te}=0} = f(t_{\text{te}}/s, \alpha_{\text{out}}) \quad (3.113)$$

$$\Delta X_{\text{pro, te}} = f(t_{\text{te}}/s) \quad (3.114)$$

(8) 修正プロファイル損失係数 X_{pro}

レイノルズ数と翼後縁厚みの影響を修正したプロファイル損失係数を計算する。

$$X_{\text{pro}} = X_{\text{pro, base}} \cdot (X_{\text{pro, Re}} / X_{\text{pro, Re}=10^5}) \cdot (X_{\text{pro, te}} / X_{\text{pro, te}=0}) + \Delta X_{\text{pro, te}} \quad (3.115)$$

(9) 二次損失係数 X_{sec}

二次流れ損失やハブ・シュラウドのアニュラス壁面における摩擦損失は、翼列のアスペクト比 (h/b) の強い関数である。Wilson はオリジナルのモデルを簡略化し、Craig and Cox の論文⁹⁾に対するディスカッションの中で V. T. Forster が示した二次損失係数のデータの平均値をまとめた図を使用している(文献¹⁾の Fig.7.14)。この図より二次損失係数 X_{sec} を評価する。

$$X_{\text{sec}} = f(h/b, \Delta\alpha) \quad (3.116)$$

この二次損失はアニュラス損失を含んでおり、(3.92)式における ($X_{\text{sec}} + X_{\text{an}}$) に対応する。

(10) 0 チップクリアランス時の段落 T-T 効率 $\eta_{\text{T-T, tc=0}}$

(3.92)式により、チップクリアランスが 0 の時の段落全圧損失を計算し、(3.94)式によりチップクリアランスが 0 の時の段落 T-T 効率 $\eta_{\text{T-T, tc=0}}$ を計算する。

(11) チップクリアランス損失による効率補正

オリジナルのモデルではシュラウドリング付きの動翼を想定し、動翼—静翼間の環状流路断面積の変化や、動翼の翼高さを前の静翼より高くする、いわゆるステップアップによる損失のモデルを与えている。Wilson は、これらのモデルのかわりに、Roelke²⁰⁾によるシュラウドリングなしの翼列のチップクリアランス損失のモデルを採用している(文献¹⁾の Fig.7.15)。この図には反動度 ρ の影響が示されている。本プログラムでは Wilson に従って Roelke の図を使用する。同図のデータを横軸($tc/(h+tc)$)が 0 から 0.018 までの範囲で直線近似し、その傾き K_{tc} を求めると、反動度 ρ に対してほぼ直線となる¹⁰⁾。近似式で表すと、

$$K_{tc} = 1.52 \rho + 1.74 \quad (3.117)$$

このとき、クリアランス損失を補正した段落 T-T 効率は

$$\eta_{T-T} = \eta_{T-T, tc=0} \times \{1 - K_{tc}(tc/(h+tc))\} \quad (3.118)$$

となる。

3. 3. 4 プログラムの試用結果とまとめ

従来の国内外の HTGR ヘリウムタービンについて、本プログラムを用いて効率を推定した結果、全ケースについて、ほぼ妥当と思われる結果を得た。これらの計算の過程で得られる各種の数値は、計算に使用する線図の範囲内にあり、計算の途中で不適切な外挿は行われていないことを確認した¹⁰⁾。

また、推定効率と Smith の loading diagram や Horlock の比速度—効率カーブとの比較検討を実施した。その結果、一部に従来の効率データと傾向的な違いが認められるものの、本プログラムによって、流量係数、負荷係数、比速度といった基本的な設計パラメータの変化によるタービン効率の変化の傾向を正しく計算できることがわかった¹⁰⁾。

本プログラムで採用した C,C&W の損失推定モデルに組み込まれている翼列プロファイル損失の値を逆算すると、HTGR ヘリウムタービンのような低反動度のタービンでは、バウ翼やコンパウンドリーン翼といった完全三次元翼が開発される前の、二次元翼列の性能が大体飽和したと考えられる 1980 年頃の翼列性能に相当する。したがって完全三次元翼が適用できる場合には、本性能推定プログラムの推定値より若干高い効率が得られるものと期待される。

上記の損失推定モデルは、もともと蒸気タービンやガスタービンの性能推定のために作成されたもので、系統的に翼列形状を変化させた約 100 ケース以上に及ぶ二次元翼列試験データに立脚したものであり、現在までに公表されている軸流タービンの一次元性能推定法としては最も完全で、筋の通った、実際的な方法のひとつである¹⁷⁾。しかし、特定の、または限定された翼形を使用した試験のデータに基づいて作成されているだけに、自ずから適用限界

があり、たとえば形状が大幅に異なる翼列に適用した場合には性能推定精度が低下する恐れがある。

また、空気試験によるデータに基づいて作成されているため、ヘリウムタービンに適用した場合に妥当な結果を与えるのかを危ぶむ声も一部にあった。しかしこの点については、例えば文献¹⁷⁾に Craig and Cox のオリジナルモデルを重いガス(ヘリウムとは逆に、分子量が大きく、音速が低いために、圧縮性の影響が顕著に現われるガス)を作動媒体とするタービンの設計検討に適用、さらに作動ガスの比熱比が 1.10 の場合と 1.66 の場合の比較検討も実施した例があるが、問題点は指摘されていない。このことやモデルの内容を検討した結果から判断して、C,C&W 法を HTGR ヘリウムタービンの性能推定に適用した場合に、大きな問題が発生することは無いと考える。

HTGR ヘリウムタービンのようにほとんど実績がないものに適用する場合、本手法を含めて、既存の汎用的な性能推定手法によって得られる推定効率、あくまで達成されうる効率の目安と考えるべきものである。また本プログラムには、円盤摩擦損失、軸受摩擦損失、もれ損失、冷却損失、流れのひずみの影響等は含まれていない。このように性能推定手法で取り扱っていない項目、たとえば、漏れや熱的・機械的な損失については、十分な検討を別途実施する必要がある。また、HTGR ヘリウムタービンの開発においては、翼列、試験機、実機の各段階でのヘリウムを使った性能確認試験が必須である。

4. 圧縮機の検討手法

4. 1 プログラム概要

4. 1. 1 全体構成

圧縮機の設計検討には、Koch, Smith and Wilson の損失推定モデル^{1), 21)}、Koch の圧力回復係数及び壁面失速推定法²²⁾、損失推定計算に必要な翼列形状データを組み込んだ、軸流圧縮機一次元設計・性能推定プログラム(プログラム名 COMP.FOR)²³⁾を使用する。本章では、このプログラムの内容について報告する。

多段軸流圧縮機は、流れ方向の作動ガスの状態変化に応じて翼高さや翼列形状、仕事量の配分などを少しずつ変えた複数の段落(Fig.4.1)を軸方向につないだものである。各段落は1組の動翼翼列と静翼翼列より構成される。本プログラムでは、同図に示すように、段落の静翼入口断面を断面1、静翼出口断面を断面2、動翼入口断面を断面3、動翼出口断面を断面4と定義する。

軸流圧縮機の設計計算は、タービン同様、基本体格計算、段落配分設定計算、段落設計計算、段落効率推定計算、段落設定修正計算より成る。プログラムの構成や考え方は、基本的にはタービンの場合と同じである。

本プログラムは軸流圧縮機の形状計画及び設計点性能推定用であり、非設計点の性能推定はできない。プログラム名はCOMP.FOR、プログラム言語はFORTRAN 77である。

本報告書で使用する主な記号の定義と単位を以下にまとめて示す。段落、翼列各部の名称、記号、断面番号の定義を Fig.4.1 に、速度三角形に関する記号の定義を Fig.4.2 に示す。プログラム中の変数名は、可能な限り対応する記号の読み(または読みの先頭の数文字)に従った変数名としている。

記号

κ : 比熱比、 R : 気体定数(kJ/kgK)、 C_p : 定圧比熱(kJ/kgK)、 γ : 密度(kg/m³)、 P_s : 静圧(MPa)、 T_s : 静温(K)、 P_t : 全圧(MPa)、 T_t : 全温(K)、 G : 流量(kg/s)、 N : 回転数(rpm)、 D : 直径(m)、 A : 環状流路面積(m²)、 V : 流速(m/s)、ただし静翼などの静止系(絶対座標系)においては絶対速度 C (m/s)を、動翼などの回転系(相対座標系)においては相対速度 W (m/s)を、それぞれ意味するものとする、 U : 周速(m/s)、 α : 絶対流れ角(°)、 β : 相対流れ角(°)、 L_c : 動力(kW)、 M : マッハ数、をそれぞれ表す。

添字

1,2,3,4 : 断面 1(静翼入口断面)、断面 2(静翼出口断面)、断面 3(動翼入口断面)、断面 4(動翼出口断面)における値、t : 全状態、s : 静状態、r : 相対状態、ad : 断熱変化時の値、hub : ハブにおける値、shroud : シュラウドにおける値、m : 平均径における値または平均値、stator : 静翼に関する値、rotor : 動翼に関する値、u : 周方向成分、ax : 軸方向成分、i : 入口、e : 出口、をそれぞれ表す。

4. 1. 2 仮定

本プログラムにおける仮定を、以下に示す。

- (1) 圧縮機内の流れは一次元とし、平均直径 D_m 上の流れで代表させる。
- (2) 作動ガスは理想気体とする。ガス物性は比熱比 κ 、気体定数 R 、定圧比熱 C_p を使用して計算する。これらの値は一定であるとし、ヘリウムの場合、たとえば $\kappa = 1.667$ 、 $R = 2.077 \text{ kJ/kgK}$ 、 $C_p = 5.191 \text{ kJ/kgK}$ を使用する。
- (3) もれ、抽気、冷却による作動ガスの流量や熱量の増減、外部との熱交換は無視する。
- (4) 流れは亜音速であるとし、翼列がチョークするような問題は扱わない。
- (5) 作動ガスの流れ角のみを考慮する。ガスの流入角と幾何学的翼入口角の差、すなわちインシデンスや、ガスの流出角と幾何学的翼出口角の差、すなわちデビエーションによる性能や流れの状態の変化は考えない。
- (6) 圧縮機入口のスクロール、ベルマウスや、出口ディフューザの影響は無視する。
- (7) 各段落は、速度三角形の形がほぼ等しい、いわゆる“repeating stage”であるとし、各段落の全温度(全エンタルピ)上昇、入口・出口角は等しいとする。設計問題においては、各段落のハブ径は一定とする。
- (8) 静翼及び動翼のソリディティー σ としては、ともに 1.25 前後の値を仮定する。翼列形状は $\sigma = 1.25$ の NACA 65 翼列の形状データに基づいて与える。

高温ガス炉ヘリウムガスタービン用軸流圧縮機(以下、HTGRヘリウム圧縮機)の圧力比は通常 1.6 から 2.4 程度と低く、圧縮機の入口から出口までのガスの状態変化が小さいため、初段から最終段までの形状や設計パラメータの変化は一般に小さい。したがって上記(7)の仮定をおいても、空力設計や性能推定の精度は十分であると考えられる。

4. 1. 3 基礎式

圧縮機各段落のガス状態量と速度三角形を求めるために、外部との熱交換がない、一次元・定常・圧縮性の理想気体流れを仮定し、理想気体の状態方程式、連続の式、断熱変化の関係式、速度三角形の関係式、動力の式およびオイラーのターボ機械の式を用いる。

以下に基礎式を示す。記述の簡便のために、各式の右端に示す関数を定義し、本文中では数式をそれらの関数で表記する。ガス物性値(κ 、 R 、 C_p)は定数とみなす。

(1) 理想気体の状態方程式

$$\gamma = P_s / (RT_s) \quad (4.1)$$

(2) 連続の式

$$G = \gamma C_{ax} A \quad (4.2)$$

(3) 断熱変化の関係式 (全状態と静状態の関係式)

$$T_t = T_s + V^2 / (2C_p) = TT(T_s, V) \quad (4.3)$$

$$T_s = T_t - V^2 / (2C_p) = TS(T_t, V) \quad (4.4)$$

$$P_t = P_s (T_t / T_s)^{\kappa / (\kappa - 1)} = PT(P_s, T_t, T_s) \quad (4.5)$$

$$P_s = P_t (T_s / T_t)^{\kappa / (\kappa - 1)} = PS(P_t, T_t, T_s) \quad (4.6)$$

(4) 速度三角形の関係式

Fig.4.2 に、段落の速度三角形を示す。速度三角形は、絶対速度 C 、相対速度 W 、それらの軸方向成分 C_{ax} と W_{ax} 、周方向成分 C_u と W_u 、周速 U 、絶対流れ角 α 、相対流れ角 β の幾何学的関係を示すものである。流れ角は軸方向を基準に定義する。速度三角形の基準となる周速 U は、

$$U = \pi DN / 60 \quad (4.7)$$

によって計算される。ここで、 D は直径、 N は回転数である。また β_m は翼列入口 (i) から翼列出口 (e) までのベクトル平均相対流れ角で、

$$\beta_m \equiv \tan^{-1} [(\tan \beta_i + \tan \beta_e) / 2] \quad (4.8)$$

で定義される。ベクトル平均絶対流れ角 α_m の定義も同様である。

(5) 動力の式

$$L_c = G C_p \Delta T_t \quad (4.9)$$

(6) オイラーのターボ機械の式

動翼入口から出口までの角運動量 GC_u と周速 U との積の変化量は、動翼に入力される動力 L_c に等しい。仮定(3)により動翼入口と出口の流量は等しいので、

$$L_c = G \Delta(UC_u) \quad (4.10)$$

となる。ここで、 $\Delta(UC_u)$ は動翼の入口と出口の UC_u の差である。

4. 1. 4 主なパラメータの定義

(1) T-T断熱効率

圧縮機または段落の入口状態を添字 i 、出口状態を添字 e で表せば、入口全状態から出口全状態まで断熱(等エントロピー)的に圧縮した時の理論断熱ヘッド H_{ad} は、

$$H_{ad} \equiv C_p T_{it} [(P_{et}/P_{it})^{(\kappa-1)/\kappa} - 1] = C_p \Delta T_{t,ad} = HAD(P_{it}, T_{it}, P_{et}) \quad (4.11)$$

となる。ここで、 $\Delta T_{t,ad}$ は断熱変化時の全温上昇である。

T-T断熱効率は、圧縮機または段落の入口全状態(入口全圧 P_{it} 、入口全温 T_{it})と出口全状態(出口全圧 P_{et} 、出口全温 T_{et})によって定義した効率で、次式で表される。

$$\eta_{ad,T-T} \equiv \frac{\Delta T_{t,ad}}{\Delta T_t} = \frac{T_{it} [(P_{et}/P_{it})^{(\kappa-1)/\kappa} - 1]}{T_{et} - T_{it}} \quad (4.12)$$

圧縮機では通常T-T効率のみを考慮するため、以下、添字T-Tを省略する。さらに本報告書では断熱効率のみを扱うため、添字 ad も省略する。圧縮機または段落の入力は、

$$L_c = G H_{ad} / \eta_{ad} \quad (4.13)$$

となる。

(2) 段落負荷係数 μ

段落負荷係数の定義は、段落の全温上昇量を ΔT_1 とすれば、次式となる。

$$\mu = C_p \Delta T_1 / U^2 = \Delta(UC_u) / U^2 \quad (4.14)$$

これは温度上昇係数と呼ばれることもある。Wilson¹⁾によれば、 μ の値が0.5以上の段落は高負荷段落、0.3以下の段落は低負荷段落である。これらの区分値は、タービンに対する値の約1/3である。すなわち、同じヘッド、同じ周速のタービンと圧縮機を比較した場合、圧縮機の段数は、タービンの約3倍程度となる。

上式より明らかのように、高周速、高段落負荷係数に設計すれば、1段あたりの全温上昇量が大きくなり、段数を減らすことができる。実際には周速 U には強度的な制限と翼列入口マッハ数の制限とから決まる上限値がある。また、段落負荷係数自体にも空力的な制限がある。これらの制限については後述する。

(3) 反動度 ρ

段落の反動度 ρ は(動翼の静エンタルピ上昇)/(段落の全エンタルピ上昇)で定義され、

$$\rho = 1 - \frac{(\Delta C^2)_{rotor}}{2(\Delta(UC_u))_{rotor}} \quad (4.15)$$

で計算される¹⁾。

反動度は近似的に、段落の静圧上昇のうち、動翼における静圧上昇が占める割合を表し、段落における静翼と動翼の圧力配分を決定する。設計反動度の値としては0.5近傍を中心に1.4程度までの広い範囲の値が用いられ、反動度に応じて段落の形式・翼配列が異なる(文献²⁴⁾のp.447からp.452参照)。Fig.4.3²⁵⁾に、設計反動度に対する代表的な段落翼配列形式を示す。設計反動度の最適選定法に関する系統的・定量的な議論は教科書や文献にはみられず、段落負荷係数や(5)で述べる流量係数とともに、設計の目的に応じて、翼列形状、翼列負荷係数、性能などが総合的に適正になるような範囲内で、様々な値がとられているのが実状のようである。

(4) 翼列圧力回復係数 C_{pr} 、翼列減速比 V_e / V_i

圧縮機翼列はディフューザ流路であるから、一つの翼列で達成しうる圧力上昇の指標として、二次元ディフューザの場合と同様、圧力回復係数が有益な設計パラメータとなる。

$$C_{pr} \equiv (P_{es} - P_{is}) / (P_{it} - P_{is}) \quad (4.16)$$

マッハ数が低い無損失の断熱ディフューザでは、

$$C_{pr, th} = 1 - (V_e / V_i)^2 \quad (4.17)$$

となり、これを理論圧力回復係数と呼ぶ。上式中の翼列減速比 V_e / V_i は de Haller 数とも呼ばれ、これも翼列設計パラメータとして使われる。

理論圧力回復係数または翼列減速比は、損失のある圧縮性流れに対しても、許容できる圧力上昇または減速のレベルに関して、良い指標を与える(文献²⁶⁾によれば翼列入口マッハ数が 0.8 程度まで適用可能)。軸流圧縮機の設計においては、静翼と動翼の理論圧力回復係数をともに許容値以下に抑えること(=翼列減速比を許容値以上に抑えること)が、最も重要な設計クライテリアである。de Haller は、翼列試験結果に基づき、設計限界値として

$$(V_e / V_i)_{min} = 0.72, \quad (C_{pr, th})_{max} = 0.48 \quad (4.18)$$

を提案した²⁷⁾。産業用や船用の圧縮機のように、ダストや塩分による汚染(fouling)を受ける場合には、

$$(V_e / V_i)_{min} = 0.74, \quad (C_{pr, th})_{max} = 0.45 \quad (4.19)$$

程度の値が、また、圧縮機初段のように広い範囲のインシデンスに対して作動する必要がある場合には、十分なサージマージンをとるために、

$$(V_e / V_i)_{min} = 0.775, \quad (C_{pr, th})_{max} = 0.40 \quad (4.20)$$

程度の値が設計限界として採用されるべきであるとされる¹⁾。

(5) 流量係数 ϕ

流量係数 ϕ は、次式で定義される。

$$\phi \equiv C_{ax} / U \quad (4.21)$$

Fig.4.2 の速度三角形と翼列形状との関係をみれば明らかなように、 ϕ を大きくすると相対流れ角 β 、したがって翼のスタック角 λ が小さくなり、 ϕ を小さくとると相対流れ角 β やスタック角 λ が大きくなる。すなわち、 ϕ の値は直ちに翼のスタック角に影響する。圧縮機の設計において選択し得る流量係数の下限値は許容しうる翼列減速比の点から制限され、また、上限値は翼の失速特性の点から制限される。この点について、Wilson¹⁾ の記述

に基づいて説明する。

流量係数の下限値

段落入口・出口の周速と軸流速度が一定の、いわゆる“simple velocity diagram”の場合、許容最小翼列減速比を与えれば、ある段落負荷係数に対して、許容最小流量係数の値を計算することができる¹⁾。HTGRヘリウム圧縮機の場合、実際に使用される流量係数の値は0.4以上である。そのような領域では、次のことがいえる。

- ① 翼列減速比は、静翼よりも動翼の側で厳しくなる。
- ② 流量係数一定で考えると、設計反動度が高いほど、設計段落負荷係数を高くとることができる。設計反動度一定で考えると、設計流量係数が高いほど、設計段落負荷係数を高くとることができる。

流量係数の上限値

翼列の設計流量係数、スタック角と圧力上昇-流量(P-Q)特性との間には、次のような関係がある。大流量係数、高負荷、小スタック角の翼列は、流量が減少して翼が失速すると圧力が低下し、P-Qカーブ上で右上がりの特性を示すため、失速状態と正常状態との間を作動状態が振動するヒステリシス現象を示す。その結果、サージまたは失速状態からの回復が困難になる。他方、小流量係数、低負荷、大スタック角の翼列では、失速点が不明瞭になり、失速後の圧力は失速時の圧力より高くなる。このような特性は、それぞれWilson²⁸⁾とKoch²²⁾によって実験的に確認されたものである。軸流圧縮機では設計点からサージラインまでの流量マージンを大きくとることができないため、右上がりのP-Q特性は好ましくないと思われる。さらに、スタック角が小さくなると、失速が発生する限界圧力回復係数の値自体も低下する(文献²²⁾のFig.12参照)。このように、翼列の耐失速性の点を考慮すれば、設計流量係数の上限値が抑えられてくる。

simple velocity diagram

通常、多段軸流圧縮機においては、1段あたりの昇圧は大きくないため、段落入口・出口の軸流速度及び周速の差は小さい。したがって、段落の速度三角形を、段落入口・出口の軸流速度及び周速が等しい、いわゆる“simple velocity diagram”で近似しても、多くの場合、実際の速度三角形を十分精度良く近似することができる。

“simple velocity diagram”の場合、平均径における速度三角形は、段落負荷係数、流量係数、反動度の3つの基本設計パラメータによって決まる。これら3つの基本設計パラメータの間には、これまで部分的・定性的に述べてきたような相互関係や制限がある。基本設計パラメータの選定方法について定量的に検討した結果については、あとで述べる。

(6) ボス比 ν

ボス比 ν は、次式で定義される。

$$\nu \equiv D_{\text{hub}} / D_{\text{shroud}} \quad (4.22)$$

ここで、 D_{hub} 、 D_{shroud} は各々対象断面のハブ径及びシュラウド径である (Fig.4.1 参照)。ボス比に対する D_{hub} 、 D_{shroud} 及び流路環状面積 A の変化の様子は、Fig.3.4 参照。

(7) 比速度 N_s

比速度 N_s は、段落に対して次式で定義される。

$$N_s \equiv (N/60) (Q^{0.5}) / (H_{\text{ad}})^{0.75} \quad (4.23)$$

ここで N は回転数 (rpm)、 Q は段落平均のガスの体積流量 (m^3/s)、 H_{ad} は断熱ヘッド (J/kg) である。 N_s はまた、 μ 、 Φ 、 ν および η_{ad} によって次式のように表すことができる。

$$N_s = (2\pi)^{-0.5} \cdot (\mu \eta_{\text{ad}})^{-0.75} \cdot \Phi^{0.5} \cdot \{(1-\nu^2) / (1+\nu^2)\}^{0.5} \quad (4.24)$$

3章でも述べたように、 N_s はターボ機械の段落設計の総合的なバランスと効率とをほぼ決定する重要な設計パラメータであり²⁹⁾、設計の最初の段階(段数選定時)で検討しておくべきものである。文献³⁰⁾によれば、軸流圧縮機の N_s の範囲は 0.31 から 0.58 である。

(8) 翼列入口マッハ数

翼列入口で流れが遷音速あるいは超音速になると翼列の設計が難しくなるため、高負荷の空気圧縮機では、翼列入口の相対マッハ数をたとえば 0.9 以下におさえる。特に、NACA 65 系統翼のような亜音速設計翼を採用する場合には、高マッハ数領域における急激な性能低下、作動範囲の減少に注意すべきであり(例えば文献²⁵⁾の p. 386-387 参照)、設計マッハ数は 0.7 から 0.75 以下に抑えるべきであるといわれる。ただし、作動ガスがヘリウムの場合、翼列入口マッハ数は通常十分低い値となり、マッハ数は問題にはならない。

圧縮機の設計においては、選定した段数によって比速度、したがって段落設計の総合的なバランスがある程度決定し、段数と段落負荷係数、流量係数、反動度によって平均径における速度三角形と翼列形状(翼列の基本的な性能)、ボス比(翼の強度や、ハブ・シュラウドエンドウオール境界層、二次流れ、チップクリアランスの性能への影響度合い)がきまる。性能はマッハ数、レイノルズ数等によっても影響を受けるが、その影響は基本設計パラメータが及ぼす影響に比べればやや二次的なものである。

4. 1. 5 インプット

Table 4.1 に本プログラムのインプットデータの一覧表、Table 4.2 にインプットデータの例を示す。本プログラムでは、軸流圧縮機の設計問題と設計点性能推定問題を扱う。各問題で必要となる入力データを以下に示す。

設計問題

設計問題では、設計仕様と主要設計パラメータを与えて、圧縮機の形状と性能を求める。インプットとして、以下の項目が必要である。

- 主要設計パラメータ : 段数、反動度、段落負荷係数、流量係数 (インプットデータの3、4行目)。
 設計仕様 : 作動ガスの比熱比と気体定数、圧縮機の入口全圧、入口全温、出口全圧、回転数、流量 (インプットデータの5、6行目)。
 翼列形状データ : ソリディティ、チップクリアランス、翼列間軸方向間隔、無次元軸コード長 (インプットデータの7、8行目)。

性能推定問題

性能推定問題では、予め与えられた設計仕様と形状データに対して、主要設計パラメータや翼列形状データを推定によって与え、設計点効率を予想する。以下の入力を要する。

- 形状データ : 圧縮機入口・出口ハブ・シュラウド径、段数 (インプットデータの3 行目)。
 主要設計パラメータ : 反動度。
 設計仕様 : 設計問題と同じ。
 翼列形状データ : 設計問題と同じ。

4. 1. 6 アウトプット

本プログラムのアウトプットの例を Table 4.3 (段落計算結果) 及び Table 4.4 (損失推定計算結果) に、それぞれ示す。

Table 4.3 は 4.2 節で説明する段落設計計算の結果を出力したもので、上部の表には、段落の断面 1 から断面 4 までの各断面における圧力、温度、比体積、流速、流れ角、マッハ数、質量流量、 $C_u r$ 、直径、ボス比、周速、チップクリアランスの値を表示している。3R と 4R は各々、動翼入口・出口の相対状態を示す。t は全状態値、s は静状態値を表す。中

中央には段落の設計・性能パラメータ、効率、動力などが表示されている。また、下部には各翼列の形状、負荷パラメータ(後述)、損失などが示されている。

Table 4.4 は 4.3 節で説明する損失推定計算の過程を出力したもので、計算結果のチェックや、性能向上の方向を見出すのに使用する。表示内容の詳細は 4.3 節の内容に対応しているので、説明は省略する。

4. 1. 7 設計パラメータの選定法

(1) 段数

ヘリウム圧縮機は空気圧縮機に比べて段数が多くなる傾向があるが、軸系安定性確保等のためには段数を極力少なくしたい。段数は

$$N_{\text{stage}} = \Delta T_{t, \text{tot}} / \Delta T_{t, m} \quad (4.25)$$

で決まり、圧縮機全体の全温上昇量 $\Delta T_{t, \text{tot}}$ は圧縮機の設計仕様によって定まるから、段数削減のためには 1 段あたりの全温上昇量 $\Delta T_{t, m}$ を極力大きくとる必要がある。他方、空力的に妥当な比速度の範囲や失速を起こさないための段落負荷の制限から $\Delta T_{t, m}$ の上限が抑えられるため、高効率を達成するには十分な段数を確保する必要がある。

以下に、一般論として、設計仕様及び主要設計パラメータが一定の条件で段数を変えたときの設計の定性的変化と、想定される設計上の制限とについて示す。

段数小 ($\Delta T_{t, m}$ 大)

→周速大→直径大(回転数一定)→翼ハイト小、ボス比大(比速度低下)→効率低下
(目標効率により制限される)

→マッハ数大→超音速流出入、衝撃波による損失発生→効率低下
(目標効率により制限される)

→段の昇圧量大→エンドウォール壁面失速発生→効率低下 (目標効率により制限される)

→段の仕事量大→翼の空力曲げ応力大 (翼の許容応力により制限される)

→周速大→直径大(回転数一定)→ロータディスク外径、周速大→ディスク遠心応力及びディスク破損時のミサイル速度大 (ディスクの許容応力または軸系安定性や構造設計から決まるディスク許容厚み、ディスクミサイル防護構造の強度により制限される)

段数大 ($\Delta T_{t, m}$ 小)

→周速小→直径小(回転数一定)→翼ハイト大 →動翼遠心応力大

(翼の許容応力により制限される)

→周速小→直径小(回転数一定)、軸長大→軸曲げ剛性小→軸振動特性悪化

(固有振動数等により制限される)

→シールガス流量増、リーク量増→プラント効率低下 (目標効率により制限される)

上記のどの制限が厳しくなるかは、対象とする圧縮機的设计仕様・设计要求によって異なる。本プログラムでは、超音速流出入や衝撃波による損失、ディスクミサイル、軸振動特性、シールガスやリークガスの流量については評価することができない。また、翼及びディスク強度については概略検討のみ可能である。

なお段数が過大となると、下流側の段落における流れのひずみが大きくなるために、効率が低下したり失速しやすくなったりする方向にあるが、このような流れの非一様性の影響も、本プログラムでは評価不可能である。

(2) 反動度 ρ 、段落負荷係数 μ 、流量係数 Φ

段落に作用する空力負荷が過大になると、流れの減速や転向が厳しくなり、翼面境界層がはく離して翼の失速が発生する。また、翼高さ方向の流れの分布が悪化し、ハブ・シュラウド壁面近傍における流れのひずみが大きくなるために、壁面近傍で流れのはく離や逆流(壁面失速)が発生する。圧縮機全体が失速すると、圧縮機の性能が低下するだけでなく、作動状態が不安定となり、サージンを誘発したり翼の破損等を引き起こすため、圧縮機的设计においては、失速を起こす限界負荷条件を予測し、限界負荷に対して余裕を持った設計をする必要がある。失速を起こす限界負荷条件の予測式を、失速判定基準と呼ぶ。

一方、NACA 65 系統翼、NGTE C 型翼等の圧縮機のスタンダード翼型を用いた二次元翼列では、翼負荷が高くなるほど揚抗比が高くなり、失速する寸前で翼素効率が最高になる。揚抗比あるいは翼素効率が最大となる条件を、翼列の最適負荷条件または設計基準と呼ぶ。

空力負荷の大小を評価する負荷パラメータ及びそれらで表現された失速判定基準や設計基準には様々なものが提案されており、翼列の失速に着目して提案された翼列負荷基準と、壁面近傍の流動の失速に着目して提案された壁面負荷基準とがある。それらの中から代表的なものを選定し、さらに流れ角や転向角の制限を加味して定めた圧縮機設計基準を Table 4.5 に示す。“DESIGN LIMIT” は各負荷パラメータの設計基準値、“STALL LIMIT” は失速判定基準値である。また、条件 2 及び 3 の Lieblein の拡散係数 D_f 及び等価拡散比 D_{eq} については、4.3 節で改めて説明する。

Fig.4.4 は、様々な設計反動度の段落について、Table 4.5 の各条件式を満足する段落負荷係数 μ と流量係数 Φ の関係を求めた結果を示した図である。同図中の各ラインに付した番号は、Table 4.5 の条件式の番号に対応している。導出にあたっては、ソリディティー $\sigma = 1.25$ 、simple velocity diagram を仮定している。

負荷基準 1,2,3,4 は同図上で類似の傾向を示し、負荷が大となるにつれてほぼ平行に右斜め下方に下がっていく。既に述べたように、二次元翼列では、翼失速損失が顕著になり始めるまでは、翼負荷が高くなるほど翼列効率が高くなる。同図において翼列設計基準のラインが失速限界のラインと平行に走っているのはそのためである。 μ と Φ の選定可能範囲は、これらの条件によって決まる右斜め下方境界線より上方となる。流量係数の上限を規定しているラインは、平均流れ角が 40° となる条件 7 であり、これは良好な失速特性を確保するために設定した限界条件である(4.1 節参照)。各条件によって決まる μ と Φ の限界線の相対関係は、どの設計反動度についてもほぼ同様となる。 μ と Φ の選定可能範囲は、これらの実線、あるいは破線と実線で囲まれた領域となる。

同図より明らかなように、条件 1(減速比)、2(拡散係数 D_f)、3(等価拡散比 D_{eq})によって決まる μ と Φ の限界線は類似の傾向を示し、条件 2 はこれら 3 つのなかでは常に最も緩い制限となる。 D_{eq} は D_f の改良・拡張パラメータとして提案されたものである(詳細は 4.3 節)が、常により厳しめ(設計的には安全側)の評価を与えることがわかる。なお、条件 4 は高 μ 領域の一部を制限するが、検討の結果、条件としては重要度が低いことがわかったため、同図から削除した。

設計反動度が高いほど、選定可能領域が高 μ 、高 Φ 領域まで広がり、高反動度では非常に選定可能範囲が広いように見えるが、以下の諸項目を考慮すれば、選定しうる μ と Φ の範囲は限定されてくる。

① 二次元翼列性能

まず、サージマージンを確保し、かつ高効率の設計を指向するならば、“DESIGN LIMIT”の右斜め下方境界線近傍の μ と Φ を選定するべきであろう。

注) 段数低減等の目的で翼負荷を限界まで高くとる設計を指向する場合には、“STALL LIMIT”の右斜め下方境界線近傍の μ と Φ を選定する例もある。最近では、ケーシングトリートメント等のサージング制御技術や翼列設計技術の進歩によって失速限界も広がっていると推測されるが、通常的设计では“DESIGN LIMIT”内の μ と Φ を選定すべきであると考えられる。

Fig.4.4 には、ソリディティーが 1.25 の NACA 65 系統翼を用いたときに、翼素効率が最高になる速度三角形に対応する条件を▲で示している。これは、改良カーペット線図²⁵⁾を用いて NACA 65 系統翼列の効率が最大となるときの翼列入口・出口角を求め、各々の反動度について動翼入口・出口流れ角がこれらの最適流れ角に一致するときの μ と Φ の値を求めたものである。

二次元翼列理論によれば、翼の最大効率は平均流れ角が 45° かそれよりすこし小さいところで得られる(文献³³⁾の p. 138 参照)。50%反動度の図からわかるように、NACA 65 系統翼の最高効率点に対応する速度三角形は、失速近傍で、かつ平均流れ角が約 40° となる

条件7のライン近傍で得られており、二次元理論と一致している。

反動度が50%から75%の間にある場合には、比較的妥当な μ と Φ の値でNACA 65系統翼の最高効率点を使用することができるので、▲の近傍の μ と Φ の値を選定すれば、良好な動翼効率が得られると考えられる。ただしこの点におけるスタガ角は約 35° と推定され、失速圧力回復係数の値が下がり始める領域にあるとともに、あまり望ましくない失速特性を有することが予想される。また、HTGRヘリウム圧縮機のように高ボス比設計の圧縮機では、負荷が“DESIGN LIMIT”を超えるとエンドウオール損失が急増し、圧縮機効率が著しく低下する。したがって基本的には、▲の点よりは低負荷、低流量係数の側を選定すべきである。

反動度が75%をこえると、NACA 65系統翼の最高効率点に対応する μ と Φ の値は常用される値よりずっと高い値となり、次に説明するように翼列入口動圧が過大となって、高い圧縮機効率が得られないと推定される。

② 翼列入口動圧と最適流量係数

圧縮機翼列の損失は、翼列の全圧損失係数に翼列入口動圧をかけた形で表される。したがって良好な圧縮機性能を得るもう一つの考え方として、設計入力に対する翼列入口動圧の割合をできるだけ低く抑えることが考えられる。

Fig.4.4 をみると、翼列あるいは壁面の負荷だけを考えれば、高反動度の段落形式では50%反動度の場合より非常に高い段落負荷係数を採用できることになるが、実際に使用される μ の値は100%以下の反動度で約0.5、100%以上の反動度で約0.8程度以下に制限される²⁵⁾。これは、 μ が大きくなるほど、圧縮機入力に対する翼列流れの動圧の比が著しく大きくなり、翼列損失が急増して段落効率が著しく低下するためと推測される。

最適設計負荷条件近傍で、入力に対する動圧の比が最小となる最小動圧条件を求めた結果を同図中に▽で示す。

最小動圧比を与える流量係数の値は、文献²⁴⁾のp.456の議論及び文献³³⁾のp.144の図4.26から求めた最適流量係数の値に近く、それらより若干低い値となっている²³⁾。流れ角が最適となる条件(▲)はより高 μ 、高 Φ 側に有るため、翼列性能としての最適点も最小動圧条件より高 μ 、高 Φ 側にずれるものと考えられる。

上記の考察より、高反動度設計においては、二次元翼列性能の点からは、翼列動圧最小点近傍の設計点(やや高 μ 、高 Φ 側)を選定するのが良いと推測される。

なお、上記文献²⁴⁾及び文献³³⁾のデータより、ボス比が十分低い圧縮機の最高効率を各反動度ごとに求めると、50%反動度の効率を基準とした場合、反動度が上昇するにつれて効率は、

75%で	約 1%
100%で	約 4%
125%で	約 7%

低下する。ただし、効率の値は、ボス比、すなわちエンドウオール損失の大小によって変化する。

③ 段数とボス比

与えられた設計仕様に対して圧縮機の段数を選定すれば、段落の比速度が決まる。段数と段落負荷係数が一定のとき、流量係数が大なるほどボス比は小となり、エンドウオール損失が増加して効率が低下する方向にある。軸流圧縮機の設計においては、ボス比がその上限値のめやすである 0.9 以下になるように設計する必要があるため、採用しうる流量係数の上限値が決まる。一方、負荷設計限界から、流量係数の下限値が決まる。クローズドサイクル HTGR ヘリウムガスタービン発電システムにおいては、系のガス圧力が高く、体積流量が相対的に小さいために、低比速度、高ボス比、段数大の圧縮機になりがちである。そのため、従来の設計実績をみても、例外なく選定可能範囲の下限近傍の流量係数を採用し、許容される段数にてできるだけボス比を下げるようにしている。

④ まとめ

以上の議論で μ と Φ の選定のめやすについて述べたが、最終的な μ と Φ の値は、設計ケースごとにエンドウオール損失を含む具体的な効率を性能推定によって求め、さらに失速に対するマージンなど、設計点効率以外のさまざまな要素をも検討したうえで決定する必要がある。

今回作成したプログラムによる効率推定計算の結果によれば、設計負荷が翼の失速限界に近づいても翼列の性能はさほど低下することはない。しかし、設計負荷が壁面失速条件に近づくと、エンドウオール損失が急増して急激に圧縮機効率が低下する。そのため、50% 反動度で NACA 65 系統翼の最高効率点に対応する μ と Φ の値を選定した場合、負荷が壁面失速限界に非常に近いために、翼の二次元性能としては良好でありながら、エンドウオール損失が過大となり、圧縮機の効率としては低くなるケースがある。また効率ピーク点における NACA 65 翼列は、平均流れ角が小さいために、サージングしやすくかつ失速状態から回復しにくい特性を有するとされる¹⁾。

これらのことから、圧縮機を設計する場合、まず適切な段数を選定してボス比が 0.9 以下になるようにした後、Fig.4.4 の“DESIGN LIMIT”境界線近傍でかつ▽から▲までの間の領域(約 75%以上の高反動度の場合には▽近傍)の μ と Φ の値を選定し、性能推定計算を実施して、失速に対するマージン、エンドウオール損失や平均流れ角の推定結果をチェックし、必要に応じて μ と Φ の値を修正する方法が良いと考えられる。

最終的には、反動度を含むこれら 3 つの基本設計パラメータは、(翼列部の)効率、圧縮機出口要素の設計(圧縮機出口動圧を有効に静圧に変換できるか。これは圧縮機収納容器

の設計に依存する)、軸長(軸系安定性、ロータの所要曲げ剛性に依存)、直径(ロータの所要曲げ剛性、収納容器やディスクミサイル防護壁の設計に依存)、サージマージン(圧縮機運転制御法に依存)のバランスを考慮して決定する必要がある。

反動度の選定については、HTGR ガスタービン発電システムの場合、100%以上の高反動度ではサイクルの方から要求される圧縮機効率約90%の達成は困難と推定されるため、50%かそれより少し高い反動度が適していると考えられる。

(3) 翼列入口マッハ数のチェック

NACA 65 系統翼などの亜音速設計翼形を採用する場合、翼列入口のマッハ数がたとえば0.75 程度以上になると、翼の性能低下及び作動範囲の減少が著しい。翼列入口マッハ数が最も高いのは初段動翼であり、次式によってチェックすることができる。

周速のマッハ数

$$M_u^2 = \frac{1}{\mu} \frac{1}{\kappa - 1} \left(\frac{\Delta T_{stage}}{T_{it}} \right) \quad (4.26)$$

動翼入口相対マッハ数

$$M_r^2 = M_u^2 \left\{ \left(\rho + \frac{\mu}{2} \right)^2 + \phi^2 \right\} \quad (4.27)$$

段落の全温上昇量 ΔT_{stage} 、 ρ 、 μ 、 Φ としては初段の設計値を使うが、HTGR ヘリウム圧縮機では初段から最終段までのマッハ数の変化も大きくはないので、これらの値として圧縮機平均値を使用し、圧縮機平均のマッハ数を求めてよい。

(4) 軸コード長 b / 平均径 D_m

次に、翼列形状パラメータのひとつである無次元軸コード長 b/D_m の選定について述べる。他の翼列形状パラメータについては、4.2 節にて説明する。

翼の軸コード長 b は翼の枚数や大きさを決定するため、翼の振動と強度(翼の固有振動数とウエイク共振振動数、曲げ強度、植え込み部の強度)と空力性能の両方、場合によってはロータの長さをも考慮して決定するべきである。

翼に作用する空力曲げ応力は、ガス曲げ力に比例し、相似翼列では軸コード長の2乗に

反比例する。クローズドサイクル HTGR ヘリウム圧縮機では、ヘリウムの密度が高く、翼に作用するガス曲げ力が大となる。そのため、翼の空力曲げ応力を許容値以下に抑えるためには翼の軸コード長をある程度以上確保する必要がある。したがって、翼の強度的には軸コード長の許容最小値が重要になる。

空力性能への影響については、Reid and Moore³⁴⁾の実験的研究の結果によれば、低アスペクト比(アスペクト比= h/c または h/b 。翼ハイト h は基本体格設計の段階で決まっていると考えて良いので、低アスペクト比は長軸コード長と読み替えてもよい)の翼列を採用した場合、以下のメリットがあるという¹⁾。

- より高圧力比、高効率、サージマージン大となる。
- 翼高さ方向全体にわたって流動分布、性能が改善される。
- より高ディフュージョンファクター、高インシデンスまで良好な作動が得られる。
- 高マッハ数領域における性能が向上する。

Koch²²⁾もまた、アスペクト比が1程度までは長軸コード長ほど失速圧力回復係数が高くなることを実験的に確認している。逆にいえば、あまり短すぎる軸コード長は空力的にも好ましくないと言え、HTGR ヘリウム圧縮機のようにロータの軸方向長さを低減したい場合には注意を要する。

一方、アスペクト比がたとえば1以下になると二次損失が急増するため、過大な b/D_m の選定は好ましくない。通常的设计ではアスペクト比は1.0~3.0の範囲にとり^{24), 35)}、ボス比が大なるほど(たとえば圧縮機の初段から最終段にむけて)小さな値を採用する。

性能推定問題の場合、構造断面図より b/D_m の値が読み取れる場合には、その値を用いる。設計問題の場合、最終的な b/D_m の値は強度や軸系設計と性能とのかねあいで選定すべきであるが、初期計画値としては、過去の平均的设计実績値やアスペクト比の値を参考にして与える。

(5) ボス比 (参考)

ボス比(と N_s との関係)にも、良好な性能を得るための範囲が存在する。Fig.4.5に、従来のHTGRヘリウム圧縮機のボス比 ν の設計実績と、文献²⁵⁾に示された高性能軸流羽根車のボス比の範囲を示す。従来のHTGRヘリウム圧縮機のボス比 ν の設計実績は、ほぼ

$$\nu = - 1.15 (N_s - 0.35) + (0.70 \sim 0.77) \quad (4.28)$$

の範囲内にあり、同文献の適正ボス比の範囲内にある。 ν の実績最大値は0.90程度である。この値は一般的に、エンドウオール損失による効率低下を抑えるためのボス比の上限値のためやすとされている。

4. 2 段落設計計算

軸流圧縮機の翼列部は複数の段落を回転軸方向にならべたものであるから、軸流圧縮機の空力設計のフローにおいては、段落の数だけ段落の設計計算が繰り返される。本プログラムの段落計算ルーチンは、遠心ターボ機械について書かれた文献¹⁹⁾の計算手順を軸流圧縮機用に構成し直して作成したものである。

本章では、反動度が100%以下の場合に採用される動翼—静翼配列段落の計算手順について説明する。静翼入口断面を断面1、静翼出口断面を断面2、動翼入口断面を断面3、動翼出口断面を断面4と定義する。

段落の設計計算に必要なデータは、圧縮機設計時の入力データと基本的に同じである。比熱比 κ 、気体定数 R 、流量 G 、回転数 N 、段落の反動度 ρ 、負荷係数 μ 、流量係数 Φ 、入口全圧 P_{31} 、入口全温 T_{31} 、出口全圧 P_{21} 、出口全温 T_{21} が既知であるとする。最初の4個の数值は圧縮機の設計仕様で、プログラムのインプットで与えられる。続く3個の数值は段落の基本設計パラメータで、インプットで与えられた圧縮機平均値をもとに、段落配分設定計算によって決定される。段落入口の全状態は、前の段落の出口全状態より定まる。段落出口の全状態は、段落配分設定計算によって設定される段落の全温上昇量と段落効率推定計算によって求まる段落効率(の仮定値)とを与えれば定まる。本プログラムの段落計算のフローチャートを Fig.4.6 に示す。

4. 2. 1 段落基本体格

ハブ径、シュラウド径などの段落の全体的な体格形状を以下の手順で決定する。

定圧比熱

$$C_p = \kappa / (\kappa - 1) \cdot R \quad (4.29)$$

圧縮機全体の全温上昇量

$$\Delta T_{t, \text{tot}} = T_{it} \{ (P_{et}/P_{it})^{(\kappa-1)/\kappa} - 1 \} / \eta_c \quad (4.30)$$

1段あたりの平均全温上昇量

$$\Delta T_{t, m} = \Delta T_{t, \text{tot}} / N_{\text{stage}} \quad (4.31)$$

段落全温上昇量

$$\Delta T_t = \Delta T_{t, m} \quad (4.32)$$

段落出口全温

$$T_{2t} = T_{3t} + \Delta T_t \quad (4.33)$$

段落圧力比

$$\pi = \{ 1 + (T_{2t}/T_{3t} - 1) \eta_{stage} \}^{\kappa/(\kappa-1)} \quad (4.34)$$

段落出口全圧

$$P_{2t} = P_{3t} \cdot \pi \quad (4.35)$$

以上は、実際には段落配分設定計算の内容である。(4.32)式で仮定(7)を適用している。(4.30)式中の η_c は圧縮機全体のT-T断熱効率、(4.34)式中の η_{stage} は段落のT-T断熱効率で、それぞれ圧縮機全体の収束計算及び段落効率推定計算によって求める。

平均周速

$$U_m = (C_p \Delta T_t / \mu)^{0.5} \quad (4.36)$$

平均直径

$$D_m = 60 U_m / (\pi N) \quad (4.37)$$

ボス比 ν を仮定すれば、シュラウド直径、ハブ直径、環状流路面積はそれぞれ、

$$D_{shroud} = \{ 2 D_m^2 / (1 + \nu^2) \}^{0.5} \quad (4.38)$$

$$D_{hub} = \nu D_{shroud} \quad (4.39)$$

$$A = \pi / 4 (D_{shroud}^2 - D_{hub}^2) \quad (4.40)$$

となる。

ガス物性 κ と R 、流量 G 、回転数 N のほかに、断面積 A 、平均直径 D_m 、全圧 P_t 、全温 T_t が既知の任意の流路断面については、絶対旋回流れ角 α が既知あるいは仮定すれば、すべての状態量と速度三角形を計算することができる。まず、軸流流速 C_{ax} を仮定する。

絶対流速

$$C = C_{ax} / \cos \alpha \quad (4.41)$$

静温

$$T_s = TS(T_t, C) \quad (4.42)$$

静圧

$$P_s = PS (P_t, T_t, T_s) \quad (4.43)$$

密度

$$\gamma = P_s / (RT_s) \quad (4.44)$$

軸流流速

$$C_{ax}' = G / (\gamma A) \quad (4.45)$$

C_{ax} と C_{ax}' の値を比較し、両者が一致するまで C_{ax} の仮定値を修正して収束計算を行う。以上で、断面の絶対流速と静状態が求まる。さらに 4.1 節の基礎式を用いて断面のすべての状態量と速度三角形を計算することができるが、その詳細についてはあとで説明する。

上記の断面計算を段落入口・出口断面について実施すれば、両断面の流量係数が求まるので、流量係数の計算値が段落の設計流量係数に一致するように、ボス比の仮定値を修正して計算を繰り返す。これにより、段落入口・出口断面のシュラウド・ハブ直径が決定される。

4. 2. 2 動翼入口の計算

動翼入口断面(断面3)は以下の手順で計算する。動翼入口の速度三角形は Fig.4.2 参照。

環状面積

$$A_3 = \pi / 4 (D_{3s}^2 - D_{3h}^2) \quad (4.46)$$

平均直径

$$D_3 = \{(D_{3s}^2 + D_{3h}^2) / 2\}^{0.5} \quad (4.47)$$

周速

$$U_3 = \pi D_3 N / 60 \quad (4.48)$$

流れの転向角 $\Delta\beta$ ($\equiv \beta_3 - \beta_4$) を仮定。

相対流れ角 β_3 を仮定。

絶対流れ角 α_3 を仮定。(4.41) 式～(4.45) 式の手順で軸流流速 C_{3ax} を求める。

絶対流速の周方向成分

$$C_{3u} = C_{3ax} \tan \alpha_3 \quad (4.49)$$

相対流速の周方向成分

$$W_{3u} = U_3 - C_{3u} \quad (4.50)$$

相対流れ角

$$\beta_3' = \tan^{-1}(W_{3u} / C_{3ax}) \quad (4.51)$$

β_3 と β_3' が一致するまで α_3 の仮定値を修正して収束計算を行う。

絶対流速

$$C_3 = (C_{3u}^2 + C_{3ax}^2)^{0.5} \quad (4.52)$$

静温

$$T_{3s} = TS(T_{3t}, C_3) \quad (4.53)$$

静圧

$$P_{3s} = PS(P_{3t}, T_{3t}, T_{3s}) \quad (4.54)$$

相対流速

$$W_3 = (W_{3u}^2 + C_{3ax}^2)^{0.5} \quad (4.55)$$

相対全温

$$T_{3rt} = TT(T_{3s}, W_3) \quad (4.56)$$

相対全圧

$$P_{3rt} = PT(P_{3s}, T_{3rt}, T_{3s}) \quad (4.57)$$

4. 2. 3 動翼出口の計算

動翼出口断面(断面4)は以下の手順で計算する。動翼出口の速度三角形は Fig.4.2 参照。

環状面積

$$A_4 = \pi/4 (D_{4s}^2 - D_{4h}^2) \quad (4.58)$$

平均直径

$$D_4 = \{(D_{4s}^2 + D_{4h}^2)/2\}^{0.5} \quad (4.59)$$

周速

$$U_4 = \pi D_4 N / 60 \quad (4.60)$$

相対流れ角

$$\beta_4 = \beta_3 - \Delta\beta \quad (4.61)$$

全温

$$T_{4t} = T_{2t} \quad (\text{仮定(3)}) \quad (4.62)$$

全圧

$$P_{4t} = P_{3t} \{ 1 + (T_{4t}/T_{3t} - 1) \eta_i \}^{\kappa/(\kappa-1)} \quad (4.63)$$

η_i は動翼のT-T効率で、4.3節の段落効率推定計算によって求める。

絶対流れ角 α_4 を仮定。(4.41)式～(4.45)式の手順で軸流流速 C_{4ax} を求める。

絶対流速の周方向成分

$$C_{4u} = C_{4ax} \tan \alpha_4 \quad (4.64)$$

相対流速の周方向成分

$$W_{4u} = U_4 - C_{4u} \quad (4.65)$$

相対流れ角

$$\beta_4' = \tan^{-1}(W_{4u}/C_{4ax}) \quad (4.66)$$

動翼出口絶対流れ角 α_4 の修正

β_4 と β_4' が一致するまで α_4 の仮定値を修正して収束計算を行う。

動翼入口相対流れ角 β_3 の修正

絶対流速の周方向成分 C_{4u} の値が設計段落負荷係数から決まる値 C_{4u}' に一致するよう、動翼入口相対流れ角 β_3 の仮定値を修正して収束計算を行う。

$$C_{4u}' = (U_3 C_{3u} + U_{34}^2 \mu) / U_4 \quad (4.67)$$

ここで U_{34} は U_3 と U_4 の平均値である。

絶対流速

$$C_4 = (C_{4u}^2 + C_{4ax}^2)^{0.5} \quad (4.68)$$

静温

$$T_{4s} = TS(T_{4t}, C_4) \quad (4.69)$$

静圧

$$P_{4s} = PS(P_{4t}, T_{4t}, T_{4s}) \quad (4.70)$$

相対流速

$$W_4 = (W_{4u}^2 + C_{4ax}^2)^{0.5} \quad (4.71)$$

相対全温

$$T_{4rt} = TT(T_{4s}, W_4) \quad (4.72)$$

相対全圧

$$P_{4rt} = PT(P_{4s}, T_{4rt}, T_{4s}) \quad (4.73)$$

反動度

$$\rho' = (T_{4s} - T_{3s}) / (T_{2t} - T_{3t}) \quad (4.74)$$

動翼轉向角 $\Delta\beta$ の修正

反動度 ρ' が設計反動度に一致するように、動翼轉向角 $\Delta\beta$ の仮定値を修正して収束計算を行う。

4. 2. 4 静翼入口の計算

動翼出口から静翼入口までの間の軸方向スペースでは、ハブ・シュラウド面上の境界層の発達、動翼のウェイクのミキシングなどによる全圧低下、流れ角の変化などが生じるが、本プログラムではこれらの効果をエンドウォール損失による段落効率の低下という形で考慮し、段落計算上は流れの状態は変化しないとおく。動翼と静翼の間に流路の急拡大や抽気等がないと仮定し(仮定(3))、静翼入口絶対状態は動翼出口の絶対状態に等しいとおく。

絶対流れ角

$$\alpha_1 = \alpha_4 \quad (4.75)$$

全圧

$$P_{1t} = P_{4t} \quad (4.76)$$

全温

$$T_{1t} = T_{4t} \quad (4.77)$$

静圧

$$P_{1s} = P_{4s} \quad (4.78)$$

静温

$$T_{1s} = T_{4s} \quad (4.79)$$

絶対流速

$$C_1 = C_4 \quad (4.80)$$

4. 2. 5 静翼出口の計算

各段落は repeating stage 設計であるとする(仮定(4))。静翼出口(断面2)の全状態は段落出口全状態に等しい。

絶対流れ角

$$\alpha_2 = \alpha_3 \quad (4.81)$$

(4.41)式～(4.45)式の手順で軸流流速 C_{2ax} を求める。

絶対流速の周方向成分

$$C_{2u} = C_{2ax} \tan \alpha_2 \quad (4.82)$$

絶対流速

$$C_2 = (C_{2u}^2 + C_{2ax}^2)^{0.5} \quad (4.83)$$

静温

$$T_{2s} = TS(T_{2t}, C_2) \quad (4.84)$$

静圧

$$P_{2s} = PS(P_{2t}, T_{2t}, T_{2s}) \quad (4.85)$$

4. 2. 6 段落設計の決定

以上の手順により、インプットデータによって与えた基本設計パラメータを満足する段落各断面の形状、速度三角形と状態量を計算することができる。

計算手順からわかるように、段落出口全圧の設定には段落効率の値が必要である。また、動翼出口全圧の設定には動翼効率の値が必要である。これらの値は、基本体格計算、段落配分設定計算、段落設計計算によって求めた段落各断面の直径、速度三角形、状態量と、次項の方法で設定される翼列形状とを用い、4.3 節で述べる段落効率推定計算(サブルーチン LOSS)を実施して求める。段落効率、動翼効率の値が一定値に収束するまで、繰り返し段落計算を実施する。以上で段落の設計が決定する。

4. 2. 7 翼列形状・性能パラメータの計算

(1) 翼列形状パラメータ

段落の性能推定や翼プロファイルの計画に必要となる翼列形状データの与えかたとしては、①インプットで与えるもの(4.1節参照)、②プログラム(サブルーチン LOSS)内で固定値を与えているもの、③インプットと速度三角形からプログラム内部で計算して求めるもの、の3タイプがある。

①インプットで与えるもの

- 1) ソリディティー : σ
- 2) チップクリアランス : tc (デフォルト値は翼ハイトの1%)
- 3) 翼列間平均軸方向ギャップ : s_{ax}/b (デフォルト値は0.25)
- 4) 無次元軸コード長 : b/D_m (デフォルト値は静翼:0.045、動翼:0.035)

②プログラム内で固定値を与えているもの

- 1) 翼最大厚さ/コード : t_{max}/c (=0.10 とする。NACA 65-010 翼の値)
- 2) 翼前縁厚さ/コード : t_{LE}/c (=0.013 とする。NACA 65-010 翼の値)
- 3) 翼表面粗さ(最大高さ) : k_{max} (=12 μ m とする。安全側の値)

③インプットと速度三角形から計算して求めるもの

翼スタック角 λ

段落計算によって求めたベクトル平均相対流れ角 β_m より、Fig.4.7 を用いて推定する。この図は、ソリディティー $\sigma = 1.25$ の場合について、 β_m と λ との平均的な関係をNACA 65翼の改良カーペット線図²⁵⁾から求めたものである。

翼枚数 N_B

$$N_B = \pi \sigma \cos \lambda / (b/D_m) \quad (4.86)$$

本プログラムでは、上式で計算される翼枚数が整数となるよう、インプットした b/D_m の値をプログラム内部で修正する。

翼ピッチ s

$$s = \pi D_m / N_B \quad (4.87)$$

翼コード長 c

$$c = \sigma s \quad (4.88)$$

翼軸コード長 b

$$b = (b/D_m) D_m = c \cos \lambda \quad (4.89)$$

(2) 翼列性能パラメータ

翼列有効度

翼列の有効静ヘッド(=理論静ヘッド-損失静ヘッド)を理論静ヘッドで割った値で、翼列をディフューザとみなした場合の圧力回復率または有効度に対応する²⁵⁾。

損失静ヘッド

$$\Delta h = C_p \{ T_{es} - T_{is} (P_{es}/P_{is})^{(\kappa-1)/\kappa} \} \quad (4.90)$$

動翼翼列有効度

$$\eta_{e,rotor} = 1 - \frac{\Delta h_{rotor}}{(W_3^2 - W_4^2)/2} \quad (4.91)$$

静翼翼列有効度 (under 100% reaction)

$$\eta_{e,stator} = 1 - \frac{\Delta h_{stator}}{(C_1^2 - C_2^2)/2} \quad (4.92)$$

静翼翼列有効度 (over 100% reaction)

$$\eta_{e,stator} = \frac{(C_2^2 - C_1^2)/2}{(C_2^2 - C_1^2)/2 + \Delta h_{stator}} \quad (4.93)$$

動翼 T-T 効率

$$\eta_t = \frac{(P_{4t}/P_{3t})^{(\kappa-1)/\kappa} - 1}{(T_{4t}/T_{3t}) - 1} \quad (4.94)$$

4. 2. 8 圧縮機全体の体格計算と段落配分設定計算

(1) 圧縮機入口・出口断面の設計

圧縮機入口では全圧、全温、絶対流れ角の設計値が既知であるので、圧縮機入口流量係数の設計値を与えれば、4.2.1項の断面計算を実施することによってハブ・シュラウドの直径を決定することができる。圧縮機出口でも全圧、全温(最初は圧縮機効率を仮定して求める)が既知であるので、圧縮機出口流量係数の設計値を与えれば、軸流流出として圧縮機出口のハブ・シュラウドの直径を決定することができる。

圧縮機の環状流路断面形状の代表的な設計法としては、平均径一定、ハブ径一定、シュラウド径一定の3つがあるが、本プログラムではハブ径一定の設計を採用し、各段落のハブ径を合わせる(仮定(7))。

(2) 段落配分の設定

各段落の設計計算を実施するためには、各段落の全温上昇量と主要な設計パラメータを決める必要がある。本プログラムでは、直接的には、下記の項目のうち、各段落の全温上昇量と出口(=入口)絶対流れ角の分布をプログラムの内部で設定している。

直径

ハブ径は初段から最終段まで一定(設計問題)または線形に変化する(性能推定問題)とする。設計問題では、圧縮機入口・出口のシュラウド直径は、圧縮機入口・出口の流量係数がインプットで指定した平均設計流量係数と等しくなるように決定する。性能推定問題では、入口・出口径は入力によって指定される。いずれの問題においても、中間の段落のシュラウド直径は、段落入口・出口の流路断面積の比が一定となるように決める。

全温上昇量

各段落の全温上昇量は一定とおいている。

段落出口絶対流れ角

圧縮機の間段には通常“repeating stage”(段落入口の速度三角形 \div 段落出口の速度三角形となるように設計された段落)が採用されるため、一般的に段落入口角 \div 段落出口角となる。本プログラムでは、段落入口角 $=$ 段落出口角とし、かつ各段落の出口角は一定とおいている。

段落負荷係数

各段落の段落負荷係数の値は、プログラム中で設定した全温上昇量配分と直径配分によって決まる。設計問題では、平均的にはインプットで指示した平均設計段落負荷係数の値と一致し、かつ全段落でほぼ一定の値となる。性能推定問題では、圧縮機入口から出口までの直径変化に応じて各段落の段落負荷係数の値は少しずつ変化するが、HTGR ヘリウム圧縮機の場合、一般にその変化量は小さい。

流量係数

中間段の流量係数の値は、プログラム中で設定した全温上昇量配分と直径配分によって決まる。設計問題では、平均的にはインプットで指示した平均設計流量係数の値と一致し、かつ全段落でほぼ一定の値となる。性能推定問題では、圧縮機入口から出口までの直径変化に応じて各段落の流量係数の値は少しずつ変化する。HTGR ヘリウム圧縮機の場合、一般にその変化量は小さいが、環状流路面積の変化の設定によっては流量係数が入口から出口までかなり変化するケースもある。

反動度

各段落の反動度の値は、プログラム中で設定した段落出口絶対流れ角配分などに対して、計算結果として求められる。設計問題では、平均的にはインプットで指示した平均設計反動度の値と一致し、かつ全段落でほぼ一定の値となる。性能推定問題では、段落ごとの変化量が設計問題の場合に比べて少し大きい、平均的にはインプットで指示した平均設計反動度の値と一致する値となる。

作動ガスがヘリウムの場合、圧縮機の入口から出口までのガスの体積変化は一般に小さいので、ハブ径を一定とおいて設計しても各段落の平均径の変化は小さい。したがって、段落の全温上昇量を一定とおいても各段落の段落負荷係数や流量係数の値は平均値に近い値となり、全段落の設計がほぼ同じとなる。しかし、空気など、より体積変化が大きい作動ガスを媒体とする圧縮機を設計する場合には、各段落の全温上昇量を一定とおく設計ではうまくいかない場合がある。そのような場合には、直径配分と全温上昇量配分の一方または両方を調節してやる必要がある(たとえば初段から最終段までの段落負荷係数の変化、または設定した段落負荷係数配分からの偏差が規定の割合以下となるように、全温上昇量配分をプログラム内部で自動調節するように設定することが考えられる)。反動度についても同様のことがいえる。

実際の圧縮機の設計では、部分負荷特性等を考慮して、初段(及びその近傍の段落)と最終段(及びその近傍の段落)の設計を、中間の段落とは若干変えることも多い。現在の本プログラムの配分設定では、そのような細かな、かつ自由度の大きな設計検討をダイレクトに実施することはできないので、そのような場合には、1段ずつの設計計算を実行する。

4. 3 段落効率推定計算

以下に、Wilsonによって修正された Koch and Smith の性能推定モデル¹⁾を使用した段落効率推定計算の内容と計算手順について説明する。Koch and Smith のオリジナルモデル²⁾は、NACA 65 系統翼および NGTE-C4 翼の翼列試験結果に基づく Lieblein の二次元翼列性能推定法³⁾を拡張したものである。Wilson の計算法は Koch and Smith のモデルにいくつかの単純化を施したもので、内容が若干異なる。以下、本報告書においては、Lieblein のモデルを L モデル、Koch and Smith のモデルを K & S モデル、Wilson による修正モデルを K, S & W モデルと表記することにする。

4. 3. 1 損失と効率

圧縮機段落入口の全圧、全温を各々 P_{01} 、 T_{01} 、等エントロピ変化時の段落出口状態を 2' th とする。2' th の状態から、流体摩擦に起因する損失(グループ 1 の損失)により、全圧損失 $\Sigma \Delta P_{0, \text{GROUP}1}$ とそれに対応するエントロピ増加 $\Delta S_{\text{GROUP}1}$ が発生し、段落出口状態が 2' となるものとする。さらにこの状態から円板摩擦など、軸入力を作動流体の全エンタルピ増加(熱)に変換する損失(グループ 2 の損失)により、全エンタルピの増加 $\Sigma \Delta h_{0, \text{GROUP}2}$ とそれに対応するエントロピ増加 $\Delta S_{\text{GROUP}2}$ が発生し、最終的に段落出口状態が 2 となるものとする(出口全圧は P_{02} とする)。

このとき、段落の断熱 $T_2 - T_1$ 効率 η_{stage} は、

$$\begin{aligned} \eta_{\text{stage}} &\equiv \frac{\text{断熱エンタルピ上昇量 } \Delta h_{0\text{ad}} / \text{実エンタルピ上昇量 } \Delta h_0}{(P_{02} / P_{01})^{(\kappa-1)/\kappa} - 1} \\ &= \frac{\Delta h_{0\text{ad}}}{(P_{02} / P_{01} + \Sigma \Delta P_{0, \text{GROUP}1} / P_{01})^{(\kappa-1)/\kappa} - 1 + \Sigma \Delta h_{0, \text{GROUP}2} / (C_p T_{01})} \end{aligned} \quad (4.95)$$

となる¹⁾。仮定(2)により、定圧比熱 C_p などは一定と仮定している。

本プログラムでは Wilson と同様、グループ 1 の損失のみを取り扱う。グループ 1 の損失は、次式の全圧損失係数 ω の形で表現される¹⁾。

$$\omega = \frac{\Delta P_0}{(\gamma_1 W_1^2 / 2)} \quad (4.96)$$

ここで、 γ_1 、 W_1 は翼列入口の密度及び流速である。

K & S または K, S & W のモデルには、全圧損失として、①主流の減速による翼面境界層損失と後縁厚み損失(ウエイクにおける混合損失)よりなるプロファイル損失、②エンドウオール(ハブ・シュラウドケーシング壁面)における境界層損失とクリアランス損失よりなるエンドウオール損失、③高マッハ数流入時の衝撃波損失、などが考慮されている。

次の項ではまず、K & SモデルやK, S & Wモデルのプロファイル損失推定法のベースとなっている Lieblein のプロファイル損失推定法について述べる。

4. 3. 2 Lieblein のプロファイル損失推定法 (Lモデル)

翼列の全圧損失は、流れの減速の度合いと密接な関係がある。Lieblein は、翼の空力的負荷が大なるほど翼の負圧面における減速の度合いが著しくなることに着目し、翼の入口・出口の平均流速 W_m に対する翼負圧面上の最大流速 $W_{s,max}$ から流出速度 W_2 までの減速の割合 $(W_{s,max} - W_2)/W_m$ を示す拡散係数 (diffusion factor) D_f ³⁶⁾ と、 $W_{s,max}$ と W_2 との比を示す等価拡散比 (equivalent diffusion ratio) D_{eq} ³⁷⁾ の2つの翼負荷パラメータを定義・導入し、NACA 65系統翼の二次元低速翼列試験結果を用いて、これらのパラメータと翼列出口におけるウエイク運動量厚さ θ_2 との相関を求めた。彼によれば、 D_f と D_{eq} は流れ角と翼列のソリディティ σ ($\equiv c/s$) によって表すことができ、

$$D_f = 1 - (\cos \beta_1 / \cos \beta_2) + (\cos \beta_1 / 2\sigma) (\tan \beta_1 - \tan \beta_2) \quad (4.97)$$

$$D_{eq} = (\cos \beta_2 / \cos \beta_1) [1.12 + k_a (\beta_1 - \beta_{1,opt})^{1.43} + 0.61 (\cos^2 \beta_1 / \sigma) (\tan \beta_1 - \tan \beta_2)] \quad (4.98)$$

となる。 β_1 、 β_2 は翼列入口及び出口の流れ角、 $\beta_{1,opt}$ は設計点(損失最小点)における流入角、 k_a は翼形によって決まる定数で、翼最大厚み比 $t_{max}/c = 10\%$ のNACA 65系統翼の場合、 $k_a = 0.0117$ ³⁷⁾である。

翼列のプロファイル損失は、翼の後縁における境界層の運動量厚さ θ_{TE} と形状係数 H_{TE} またはウエイクにおける運動量厚さ θ_2 と形状係数 H_2 によって表される。ウエイク損失を含んだプロファイル全圧損失係数 $\omega_{profile}$ と無次元境界層パラメータ θ_2/c 、 H_2 との間には

$$\omega_{profile} = 2(\theta_2/c)(\sigma/\cos \beta_2)(\cos \beta_1/\cos \beta_2)^2 [2H_2/(3H_2-1)] [1 - (\theta_2/c)(\sigma H_2/\cos \beta_2)]^{-3} \quad (4.99)$$

の関係が成立し、また一般に、 $H_2 = 1.08$ とおいてよい³⁷⁾。

翼列試験結果より得られた全圧損失係数と上式とを用いて無次元ウエイク運動量厚さ θ_2/c を算出し、 D_f および D_{eq} との関係プロットすると、 D_f や D_{eq} と θ_2/c との間に非常に良い相関関係が得られる^{38), 37)}。 D_{eq} と θ_2/c との関係は

$$\theta_2/c = 0.004 / [1 - 1.17 \cdot \ln(D_{eq})] \quad (4.100)$$

で良く近似される³⁷⁾。この式は半理論式であり、定数 0.004 と 1.17 の値はNACA 65系統翼の実験結果に合うように経験的に決められたものである。NGTE-C 4翼のデータも同じ式で整理することが可能で、この整理法がNACA 65系統翼以外の翼列にも適

用できることを示している。

以上より、翼列入口・出口の流れ角とソリディティの値から(4.97)式、(4.98)式を使って D_f または D_{eq} を求め、グラフまたは(4.100)式より θ_2/c を求めれば、(4.99)式より $\omega_{profile}$ の値を推定することができる。これが Lieblein の二次元翼列性能推定法である。

翼列試験結果より、 $D_f \approx 0.6$ および $D_{eq} \approx 2.0$ を超えると損失が著しく大きくなるので、Lieblein はこれらの値を翼列の失速限界とした^{38), 37)}。現在でもこれらの値は翼の失速限界の判定基準として翼列設計に適用される。これらの判定基準は、翼面の最大局所マッハ数が約 1.2 以下であれば一般的に適用可能であるとされる³⁹⁾。

生井・井上²⁵⁾によれば、圧縮機翼列の設計基準として、翼先端で $D_f = 0.4$ 、翼ルートで $D_f = 0.55$ (平均径で約 0.5) 程度に抑えることが多い。GGA の Adams ら⁴⁰⁾によれば、産業用ガスタービン圧縮機では、十分なサージマージンを確保するために $D_f = 0.4$ が設計値として採用される。1970 年代の GGA、GA の HTGR ヘリウム圧縮機の設計は $D_f = 0.4$ を採用している (実際にターボ機械を設計したのは、United Technologies Corporation の Pratt and Whitney Aircraft Division である)^{41), 42), 44), 45)}。

D_{eq} の式には、流入角 β_1 の設計値 $\beta_{1,opt}$ からのずれ、すなわちインシデンスの項が入っており、部分負荷時にも適用可能である。 $D_{eq} = 2.0$ となる条件を求めることにより、圧縮機の失速点あるいはサージ点を推定することができる^{25), 41)}。

D_{eq} は D_f の改良・拡張形として提案されたものである。検討の結果、いずれの反動度でも、 D_f に比べて D_{eq} の方が厳しい(安全側の)評価を与えることがわかった(4.1 節参照)。

4. 3. 3 K & S 及び K, S & W モデルの計算手順

K & S モデルでは、設計点における全圧損失として、①主流の減速による翼面境界層損失と後縁厚み損失(ウエイクにおける混合損失)よりなるプロファイル損失、②エンドウォール(ハブ・シュラウドケーシング壁面)における境界層損失とクリアランス損失よりなるエンドウォール損失、③高マッハ数(遷音速から超音速)流入時の衝撃波損失が考慮されている。off-design 作動時の損失、入口ダクトや出口ディフューザの損失の推定は含まれていない。

Lieblein のプロファイル損失推定法は実機レベルより低レイノルズ数(コード長と翼列入口流速によって定義されるレイノルズ数が約 2.5×10^5 ³⁷⁾)、低マッハ数で実施された二次元低速翼列試験の結果に基づいて作成されたもので、損失のレイノルズ数、マッハ数依存性を考慮することができない。K & S モデルのプロファイル損失推定法は、Lieblein の方法をベースとしているが、翼面流速分布を仮定し、パラメータを広い範囲にわたってふって実施した圧縮性乱流境界層計算の結果に基づいて、より高いレイノルズ数、マッハ数までの損失推定が可能のように拡張されている。さらに、翼列の流管高さ縮小率(環状流路面積比)や翼表面粗さの影響を評価することができる。また、上記②や③の損失の推定

モデルを導入することにより、実機圧縮機の効率推定が可能となっている。モデルの妥当性は、高速多段圧縮機試験の実測効率と推定効率との比較により確認されている。

以下に、K&Sモデルと、それを修正したK、S&Wモデルの計算手順を示す。

(1) 等価拡散比 D_{eq}

Koch and Smith²¹⁾は、翼最大厚み比 t_{max}/c 、流管面積縮小率 Aa_2/Aa_1 を含む D_{eq} の半理論式を導入した。この式は、①翼最大厚み比 t_{max}/c が 10% 以外の翼にも適用可能、②圧縮性、流管面積縮小の効果が近似的に考慮されている、③翼列入口・出口の半径変化の効果が近似的に考慮されている、の 3 点で(4.98)式の拡張・改良版とみなすことができ、より良好な精度が得られるものと考えられる¹⁾。導出の考え方や仮定の詳細については、文献²¹⁾の APPENDIX 1 を参照願いたい。 D_{eq} の計算手順を以下に示す。K&Sモデル、K、S&Wモデルとも、ほぼ同じ式を用いるが、本プログラムでは Wilson¹⁾ に従い、(4.104)式として密度比の項を省略した式を採用する。なお、以下の式において、添字 1 は翼列の入口、添字 2 は翼列の出口における値であることを表す。また、(4.103)式から(4.106)式までの各式における添字 p は、翼列のスロートにおける値であることを示す。

翼周りの無次元循環パラメータ Γ

$$\Gamma = (r_1 C_{u1} - r_2 C_{u2}) / (\sigma r_m W_1) \quad (4.101)$$

ここで、 $r_m \equiv (r_1 + r_2) / 2$ である。

流管面積縮小率 Aa_2 / Aa_1

本プログラムでは、流管面積縮小率 Aa_2 / Aa_1 は

$$Aa_2 / Aa_1 = (A_L / A_F)^{(1/2N_{stage})} \quad (4.102)$$

として求めた。ここに、 A_L 、 A_F は各々、最終段出口および初段入口の環状流路面積、 N_{stage} は段落数である。

翼列の無次元修正スロート面積 A_p^*

$$A_p^* = [1 - 0.4458 \sigma (t_{max}/c) / \cos \beta_m] [1 - (1 - Aa_2/Aa_1) / 3] \quad (4.103)$$

流速比 W_p / W_1

$$W_p / W_1 = [(\sin \beta_1 - 0.2445 \sigma \Gamma)^2 + (\cos \beta_1 / A_p^*)^2]^{0.5} \quad (4.104)$$

流速比 $W_{s, \max} / W_p$

$$W_{s, \max} / W_p = 1 + 0.7688(t_{\max} / c) + 0.6024 \Gamma \quad (4.105)$$

等価拡散比 D_{eq}

$$\begin{aligned} D_{eq} &\equiv W_{s, \max} / W_2 \\ &= (W_1 / W_2) \cdot (W_{s, \max} / W_p) \cdot (W_p / W_1) \end{aligned} \quad (4.106)$$

以上のモデルに含まれる4つの経験定数(0.4458, 0.2445, 0.7688, 0.6024)は、翼形状をふった(ソリディティーは0.5から2.0、スタッグ角は5°から67°、キャンバ角は0°から60°、翼最大厚み比は0.03から0.15)二次元非圧縮性ポテンシャル流れ解析の結果得られた翼面流速分布に最も合う値を、最小二乗法によって求めたものである。近似式より算出される速度比と解析結果とのあいだの誤差は±1.8%以内とのことである。また、このモデルは、強い衝撃波が生じたり翼列がチョークしたりして翼列間の流動がポテンシャル流れ解析結果から大幅に変わらない範囲内の高亜音速領域までは適用可能であると考えられている²¹⁾。

(2) 基準状態における無次元運動量厚さ $(\theta/c)_0$

K & Sモデルでは、①入口マッハ数 $M_1=0.05$ 、②流管高さ縮小比(入口流管高さ h_1 と出口流管高さ h_2 の比) $h_1/h_2=1.0$ 、③コード長と翼列入口流速に基づくコードレイノルズ数 $Re=1.0 \times 10^6$ 、④流体力学的に滑らかな翼表面を基準状態と定義し、まず、基準状態における翼面境界層の無次元後縁運動量厚さ $(\theta_{TE}/c)_0$ と後縁形状係数 $(H_{TE})_0$ を求める。これらの値は、Lモデルと同様等価拡散比 D_{eq} の関数として与えられている。次に、 $(\theta_{TE}/c)_0$ と $(H_{TE})_0$ の値に修正係数をかけることにより、上記の①から④のパラメータの値が実際の設計点では基準状態値からずれていることの影響を修正する。

Fig.4.8に、Lモデル、K & Sモデル、K, S & Wモデルにおける境界層パラメータの比較を示す。基準状態における無次元後縁運動量厚さ $(\theta_{TE}/c)_0$ は、次のようにして求める。

K & Sモデル

K & Sモデルでは、翼後縁以降で発生する損失は翼表面で発生する損失とは独立に評価する。そのため、境界層パラメータの値としては翼後縁における値を使用する。 $(\theta_{TE}/c)_0$ の値は Fig.4.8(a)を使用して求める。 $D_{eq} = 1.3 \sim 1.7$ の範囲における $(\theta_{TE}/c)_0$ の値は、翼面流速分布を仮定し、 D_{eq} をふった乱流境界層計算によって得られたものである。 D_{eq} が 1.7 より大の部分は、レイノルズ数を 2.5×10^5 に合わせたときの無次元ウエイク運動量厚さの推定結果が Lieblein のデータに合うように $(\theta_{TE}/c)_0$ と $(H_{TE})_0$ の値を調節して得たもので

ある。 D_{eq} が 1.7 より大の領域で乱流境界層計算の結果を使用していない理由は、計算の結果、 $D_{eq} = 1.79 \sim 1.85$ にて境界層のはく離が発生すると推定されたためである。最終的には、以上のようにして求めたカーブを、推定効率が実測効率に合うように、全 D_{eq} の範囲で +0.0025 上方にシフトしたカーブを採用している。同図に示したのは補正後のカーブである。このシフト値は経験的に決められたもので、推定効率を 1.0% から 1.5% 下げることに対応する²¹⁾。

レイノルズ数が高いにもかかわらず、K & S モデルのカーブの方が低 D_{eq} 領域で Lieblein のデータより高い損失を示すのは、彼らの計算が完全に乱流境界層を仮定しているためであると考えられている(実際の翼列の場合、低 D_{eq} 領域では翼前縁近傍に層流境界層が存在すると考えられる)²¹⁾。

K & S モデルでは、ウェイクで発生する後縁混合損失が別個に推定され、同図によって得られる後縁までのプロファイル損失に加算される。彼らの計算によれば、後縁混合損失は $D_{eq} \geq 1.7$ の高負荷領域で顕著に現われ、 $D_{eq} < 1.7$ ではほぼ 0 である。

K, S & W モデル

$(\theta_{TE}/c)_0$ の値は

$$(\theta_{TE}/c)_0 = 0.00138e^{1.1127D_{eq}} + 0.0025 \quad (4.107)$$

によって求める¹⁾。この式は K & S モデルの近似式である。 $D_{eq} = 1.0 \sim 1.7$ の範囲での近似精度は良好であるが、それ以上の領域では、K & S モデルや L モデルに比べてかなり低めの損失を与える。これは、Wilson が K & S モデルの簡略化を行う際、負荷に十分余裕をとった設計のみを行うことを前提としているためである。更に K, S & W モデルでは後縁混合損失の計算が省略されていることを考慮すれば、同モデルでは $D_{eq} \geq 1.7$ の高負荷翼列のプロファイル損失をかなり過小評価する可能性がある。

L モデル

(4.100) 式による計算結果である。ウェイク領域で発生する後縁混合損失を含んでいる。

(3) 基準状態における形状係数 H_0

Fig.4.8(b) に、3つのモデルにおける形状係数の比較を示す。

K & S モデル

形状係数も後縁における値を使用する。導出の方法は無次元運動量厚さと同じである。

平板の乱流境界層では、形状係数が 1.8 から 2.4 で流れがはく離することが知られている⁴⁶⁾。Koch and Smith の計算結果では $D_{eq} = 1.79 \sim 1.85$ ではく離が発生したが、そのとき

の形状係数の値は、ほぼ平板乱流境界層のはく離限界の値と一致している。また、計算上はく離が発生したときの D_{eq} の値は Lieblein の失速限界基準である 2.0 より低い。翼面境界層のはく離が生じて、それが局所的なものにとどまり、はく離領域が下流に向かって拡大するような状況に至らない間は翼の失速損失の急激な増加は生じないことを考えれば、納得できる結果である。

K, S & Wモデル

$$(H_{TE})_0 = 1.26 + 0.795 (D_{eq} - 1)^{1.681} \quad (4.108)$$

K & S モデルの近似式である¹⁾。運動量厚さの場合と同様、 $D_{eq} = 1.0 \sim 1.7$ の範囲での近似精度は良好であるが、それ以上の領域では、K & S モデルに比べてかなり低めの形状係数を与える。

(4) 境界層パラメータの修正係数 K_1, K_2, K_3

設計点の翼列入口マッハ数、流管高さ縮小比、コードレイノルズ数、翼表面粗さが基準状態からずれた時の無次元後縁運動量厚さと後縁形状係数の値は、基準状態における値に以下の修正係数をかけることによって計算する。K, S & WモデルはK & Sモデルとほぼ同じ修正を採用している。これらの修正係数は、翼表面粗さを除く上記3つのパラメータと等価拡散比 D_{eq} をふった圧縮性乱流境界層計算によって求めたもので、線図によって与えられている。パラメータサーベイの範囲は、翼列入口マッハ数 $M_1 = 0.05 \sim 1.6$ 、流管高さ縮小比 $h_1/h_2 = 0.6 \sim 1.7$ 、コードレイノルズ数 $Re = 2.5 \times 10^5 \sim 10^7$ 、等価拡散比 $D_{eq} = 1.0 \sim 1.7$ である²⁾。前述の理由により、各修正係数の計算結果は $D_{eq} = 1.7$ 以下の範囲でしか与えられていないが、HTGRヘリウム圧縮機の検討では、 D_{eq} が 1.7 より高くなるケースも検討する。そのような場合には、少々危険を伴うが、各修正係数算出用のグラフを外挿して使うことにする。なお、使用する線図については、原典²⁾を参照願いたい。

① 翼列入口マッハ数 M_1 による修正係数 K_{M1}, K_{H1}

文献²⁾の Fig.3 によって求める。 K_1 の値はパラメータサーベイの全範囲内で、 D_{eq} ごとにほぼ一本の線上にまとまった。すなわち、 h_1/h_2 や Re の値に依存しない。各ラインのまわりの計算点のばらつきは、 $\pm 5\%$ の範囲内であった²⁾。

② 流管高さ縮小比 h_1/h_2 による修正係数 K_{M2}, K_{H2}

文献²⁾の Fig.4 によって求める。 K_{M2} は M_1, Re, D_{eq} に依存しない。 K_{H2} は M_1, Re に依

存しないが、 D_{eq} に依存し、減速比が厳しい高負荷条件ほど形状係数に及ぼす影響はシビアとなる。各ラインのまわりの計算点のばらつきは、 $\pm 5\%$ の範囲内であった²¹⁾。なお本プログラムでは、流管高さ縮小比 h_1/h_2 は

$$h_1/h_2 = (h_F/h_L)^{(1/2N_{stage})} \quad (4.109)$$

として求める。ここに、 h_L 、 h_F は各々、最終段出口および初段入口の翼ハイト、 N_{stage} は段落数である。

③ コードレイノルズ数 Re 、無次元等価砂粗さ k_{sand}/c による運動量厚さ修正係数 K_{M3} 文献²¹⁾ の Fig.5 によって求める。モデルについて以下に説明する。

○流体力学的に滑らかな面に対する無次元運動量厚さ修正係数 $K_{M3, smooth}$

Koch and Smith の計算は完全に乱流の翼面境界層を仮定しているため、運動量厚さの計算結果は、計算を実行した全レイノルズ数の範囲 ($2.5 \times 10^5 \sim 10^7$) で、乱流境界層の場合に妥当とされる -0.2 乗に近い、レイノルズ数の -0.166 乗に比例した²¹⁾。実際には、低レイノルズ数領域では翼面の境界層は層流の部分が主となると考えられるため、彼らは、 $Re \leq 2.0 \times 10^5$ では運動量厚さがレイノルズ数の -0.5 乗(この乗数は層流境界層理論より導かれる)に比例するモデルを採用した。このような扱いは厳密なものではないが、NACA の高速 8 段圧縮機について推定効率のレイノルズ数依存性を検討した結果は、試験結果と定性的に良い一致を示している。

○粗い面に対する無次元運動量厚さ修正係数 $K_{M3, rough}$

Koch and Smith は文献調査結果に基づき、等価砂粗さと翼列入口流速によって定義される粗さレイノルズ数が 90 以下の場合を、流体力学的に滑らかな圧縮機翼表面とした²¹⁾。HTGR ヘリウム圧縮機の場合、粗さレイノルズ数の値は 90 より高くなると推定される場合があるが、そのような場合、流体力学的に知られている粗い壁面の摩擦係数の場合と同様、運動量厚さ修正係数 K_{M3} は無次元等価砂粗さ k_{sand}/c のみの関数となる。

Fig.4.9 に、基準コードレイノルズ数を 1×10^6 としたときの無次元表面粗さと運動量厚さ比との関係を示す。同図には比較のために、粗い平板に関する Prandtl & Schlichting の平均摩擦係数の式によって求まる関係と、粗い円管に関する Colebrook の式において直径を翼列流路幅 B_k に置き換え、NACA 65 系列翼の形状より $c \approx 1.54B_k$ と仮定して求めた関係とを示す。

Koch and Smith の粗さ依存性のモデルは、大略平板や円管のデータと同程度の値及び傾向を示しているが、滑らかな面のレイノルズ数依存性として折れ線モデルを採用し、かつ臨界粗さレイノルズ数を一定と仮定しているために、損失の粗さ依存性も折れ線となっており、物理的には若干不自然なモデルとなっている。また、高レイノルズ数領域では平板や円管のデータからのずれが大きくなる。彼ら自身も述べているように、より高精度な推

定のためには、高レイノルズ数領域における翼列損失の粗さ依存性に関するデータの蓄積または調査が必要と考えられる。

なお、文献²¹⁾の Fig.5 に対応する Wilson の文献¹⁾の Fig.8.11(d)は、粗さの換算を間違えているものと考えられる。

本プログラムにおける運動量厚さ修正係数 K_{M3} の具体的な計算手順は以下による。

コードレイノルズ数

$$Re = c W_1 / (\mu_V / \gamma_1) \quad (4.110)$$

ここで、 W_1 : 翼列入口流速、 γ_1 : 翼列入口密度、 μ_V : 粘性係数 (Pa·s) である。粘性係数 μ_V の計算にはサザランドの式を用いた。ヘリウムガスの場合、

$$\mu_V = 18.68 \times 10^{-6} (273 + 81.1) / (T_s + 81.1) (T_s / 273)^{1.5} \quad (4.111)$$

上式中の定数 81.1 の適用範囲は $0^\circ\text{C} \sim 100^\circ\text{C}$ であるが、この式による推定結果は、Fig.3.8 に示したように、473 K (200°C) 程度までは文献⁴⁾ や文献⁷⁾ の物性データと良く一致する。従来の HTGR ヘリウム圧縮機の設計温度は入口で 300 K \sim 313 K ($27^\circ\text{C} \sim 40^\circ\text{C}$)、出口で 383 K \sim 447 K ($110^\circ\text{C} \sim 174^\circ\text{C}$ 。ほとんどのケースは $110^\circ\text{C} \sim 130^\circ\text{C}$) のレベルであるから、HTGR ヘリウム圧縮機の設計・性能推定計算には上式を十分適用することができる。

無次元等価砂粗さ k_{sand} / c

$$k_{\text{sand}} / c \doteq 6.2 k_{\text{CLA}} / c^{21)} \doteq 1.55 k_{\text{max}} / c \quad (4.112)$$

ここで、 k_{CLA} : 中心線平均粗さ、 k_{max} : 最大高さ (JIS B 0601-1976) である。前者は ASME の表面仕上げの規格に規定されている粗さの定義で、米国の図面ではこの粗さが通常表示されている²¹⁾。この粗さと等価砂粗さとの関係は、他の複数の研究者によるサンドペーパー表面粗さの計測データより導出されている²¹⁾。後者は日本の図面で良く使われる粗さの定義 (〇〇S と表示されるもの) である。この粗さと等価砂粗さとの関係は、JIS 規格における平均的な k_{CLA} と k_{max} の関係から求めた。JIS 規格では k_{CLA} についても規定しているが、本プログラムでは、最大高さ k_{max} の値をインプットによって与えることにする。

粗さレイノルズ数

$$Re_r = k_{\text{sand}} W_1 / (\mu_V / \gamma_1) = (k_{\text{sand}} / c) Re \quad (4.113)$$

臨界コードレイノルズ数

$$Re_{\text{cr}} = 90 / (k_{\text{sand}} / c) \quad (4.114)$$

滑らかな面に対する無次元運動量厚さ修正係数 $K_{M3, smooth}$

$$\begin{aligned} K_{M3, smooth} &= (R_e / 1 \times 10^6)^{-0.166} && (R_e \geq 2 \times 10^5) \\ &= 1.306 (R_e / 2 \times 10^5)^{-0.5} && (R_e < 2 \times 10^5) \end{aligned} \quad (4.115)$$

粗い面に対する無次元運動量厚さ修正係数 $K_{M3, rough}$

$$\begin{aligned} K_{M3, rough} &= (R_{e, cr} / 1 \times 10^6)^{-0.166} && (R_{e, cr} \geq 2 \times 10^5) \\ &= 1.306 (R_{e, cr} / 2 \times 10^5)^{-0.5} && (R_{e, cr} < 2 \times 10^5) \end{aligned} \quad (4.116)$$

無次元運動量厚さ修正係数 K_{M3}

$$\begin{aligned} K_{M3} &= K_{M3, rough} && (R_e \geq R_{e, cr}) \\ &= K_{M3, smooth} && (R_e < R_{e, cr}) \end{aligned} \quad (4.117)$$

④ コードレイノルズ数 R_e 、無次元等価砂粗さ k_{sand} / c による形状係数修正係数 K_{H3}

K & S モデル

Koch and Smith の乱流翼面境界層計算の結果、流体力学的に滑らかな翼の後縁における形状係数は、計算を実行した全レイノルズ数の範囲 ($2.5 \times 10^5 \sim 10^7$) で、コードレイノルズ数の -0.060 乗に比例した²¹⁾。彼らは、形状係数に関しては、境界層の遷移の影響はないと仮定した。この仮定もまた厳密なものではないが、NACA の高速 8 段圧縮機について圧縮機推定効率のレイノルズ数依存性を検討した結果は、試験結果と定性的に良い一致を示した。そのため、彼らは、自分たちのレイノルズ数依存性のモデルは実用可能であると判断している。翼表面粗さの影響を考慮した具体的な計算手順は、以下のようになる。

滑らかな面に対する形状係数修正係数 $K_{H3, smooth}$

$$K_{H3, smooth} = (R_e / 1 \times 10^6)^{-0.060} \quad (4.118)$$

粗い面に対する形状係数修正係数 $K_{H3, rough}$

$$K_{H3, rough} = (R_{e, cr} / 1 \times 10^6)^{-0.060} \quad (4.119)$$

形状係数修正係数 K_{H3}

$$\begin{aligned} K_{H3} &= K_{H3, rough} && (R_e \geq R_{e, cr}) \\ &= K_{H3, smooth} && (R_e < R_{e, cr}) \end{aligned} \quad (4.120)$$

K, S & Wモデル

K, S & Wモデルにおいては、レイノルズ数及び翼表面粗さによる形状係数修正係数は省略されている。すなわち、

$$K_{H3} = 1.0 \quad (4.121)$$

⑤ 修正境界層パラメータ

①から④で求めた運動量厚さ修正係数 K_{M1} 、 K_{M2} 、 K_{M3} および形状係数修正係数 K_{H1} 、 K_{H2} 、 K_{H3} により、基準状態の無次元運動量厚さと形状係数を修正する。基準状態における値を添字 0 で表せば、

$$\theta_{TE}/c = K_{M1} \cdot K_{M2} \cdot K_{M3} \cdot (\theta_{TE}/c)_0 \quad (4.122)$$

$$H_{TE} = K_{H1} \cdot K_{H2} \cdot K_{H3} \cdot (H_{TE})_0 \quad (4.123)$$

である。

(5) 主流のプロファイル全圧損失係数 $\omega_{profile}$

K & Sモデルでは、境界層理論に基づく Stewart の方法⁴⁷⁾ と類似の方法により、後縁混合損失を含む値として主流のプロファイル全圧損失係数 $\omega_{profile}$ を計算する。ここで主流 (free stream) とは、ハブ・シュラウドケーシング壁面やチップクリアランスの影響がない、二次元翼列試験において損失が翼高さ方向にほぼ一定となる、いわゆる最小プロファイル損失を示す領域を意味する。

K, S & Wモデルでは後縁混合損失の計算は省略されており、(4.99)式のウエイクにおける境界層パラメータの値を後縁における境界層パラメータの値に置き換えた式を使用して $\omega_{profile}$ を計算する。翼列入口の動圧は直前の翼列の計算により既に求まっているので、(4.96)式より、翼列主流のプロファイル全圧損失 $(\Delta P_0)_{profile}$ が求まる。

(6) 高マッハ数流入時の前縁損失 $(\Delta P_0)_{LE}$

K & Sモデルでは、マッハ数が大体 0.8 以上の高マッハ数流入時に発生する損失として、翼前縁の bluntness によるものと、翼列流路内に発生する斜め衝撃波によるものの2つを考慮している。

前者は GE 社の D.C.Prince によって作成されたモデルで、超音速流入時の翼列前縁近傍の流動を特性曲線法タイプの解析によって解析したときの翼前縁近傍におけるエントロピー増加の傾向をモデル化したものである。物理的には、翼列流路内に発生する前縁衝撃波が翼前縁の **bluntness** によって局部的に強化されることによって発生する損失と、翼前縁から上流に伝播する衝撃波によって発生する損失とを含んだものである。このモデルは Koch and Smith によって他の研究者の理論的研究結果や実験データと比較され、合理的な損失推定結果を与えると判断されている²¹⁾。

後者についてはモデルの詳細に関する記述がないが、おそらく、流体力学の教科書に載っている斜め衝撃波の式を使ったものと推測される。Wilson¹⁾はこの損失を無視している。その理由は明らかにされていないが、一つには、翼の設計法によって翼負圧面の最大マッハ数が変化し、斜め衝撃波によって発生する損失が、モデルによる推定値より大きくも小さくもなりうる²¹⁾ためであろうと推測される。本プログラムにおいても、後者の損失を省略することにする。HTGR へリウム圧縮機においては、翼列流入マッハ数が 0.8 より高くなることはまず考えられないので、斜め衝撃波損失の省略によって問題が発生することはないと考えられる。

翼前縁の **bluntness** によって発生する全圧損失は、次式によって計算される¹⁾。

$$(\Delta P_0)_{LE} \doteq P_{01} \ln \left[1 - (t_{LE}/c) \sigma / \cos \beta_1 \{ 1.28(M_1 - 1) + 0.96(M_1 - 1)^2 \} \right] \quad (4.124)$$

ここで t_{LE}/c は翼の無次元前縁厚さで、本プログラムでは最も標準的に使われる NACA 65 系統翼の値、0.013 を用いることにする。

(7) 段落主流効率 $\eta_{stage, fs}$

段落主流効率 $\eta_{stage, fs}$ は、(4.95)式に動翼と静翼のプロファイル全圧損失と高マッハ数流入時の前縁損失の和を代入して得られる。グループ 2 の損失は考慮せず、0 とおく。

K & S モデルでは、性能推定の精度を上げるため、さらに以下の 3 つのステップの計算を行う^{1), 21)}。

① 境界層の排除厚さによる流速の修正

(4.122)、(4.123)式で求めた無次元後縁運動量厚さ θ_{TE}/c と後縁形状係数 H_{TE} とから、後縁における境界層の排除厚さ δ^* を求める。翼後縁における流速は、翼と翼の間の流路幅が排除厚さの分狭くなることによって上昇するので、新しい後縁流速の値を使ってこれまでの計算を繰り返す。最終的に翼の後縁における流速と境界層パラメータが一定値に収束するまで繰り返し計算を行う。

② 後縁混合損失の計算

すでに述べたように、K&Sモデルでは、境界層理論に基づく Stewart の方法⁴⁷⁾により、後縁混合損失を含む値としてプロファイル全圧損失係数を計算する。彼らの計算によれば、等価拡散比 D_{eq} が 1.7 以上になると後縁混合損失が顕著に現れるようになる²¹⁾。

③ 翼高さ方向の損失の積分

以上に述べたプロファイル損失、前縁損失、後縁損失の推定計算を、翼列のハブ・ミーン・シュラウド各断面について行い、損失を翼高さ方向に面積平均し、その値を用いて段落主流効率を求める。その計算に必要なハブおよびシュラウドの速度三角形及び流れの状態量は、ミーン断面の速度三角形と状態量とから、全圧・全温・軸流流速・流れ角などの翼高さ方向の簡単な分布を仮定して概略値を推定する²¹⁾。

Wilson は、計算の簡便性、及び、低負荷の圧縮機では後縁混合損失が小さいことを考慮し、上記の①から③までのステップをすべて省略している¹⁾。本プログラムにおいても同じ扱いをする。

(8) エンドウォール損失

ボス比、チップクリアランス、翼列間の軸方向ギャップ、アスペクト比が段落効率に及ぼす影響は、エンドウォール損失モデルによって推定する。

Koch and Smith は、数ケースの低速試験用多段圧縮機内流動計測結果から求められた 2 つのエンドウォール(ケーシングのハブとシュラウド壁面)の境界層排除厚さの和、 $2\delta^*$ のデータ⁴⁸⁾を、段落の静圧力回復係数比(設計点における静圧力回復係数の値を段落としてとりうる最大の静圧力回復係数の値で割ったもの)に対してプロットした(文献²¹⁾の Fig.8)。また、翼列間の平均軸方向ギャップ s_{ax} による $2\delta^*$ の変化を同文献の Fig.9 に示している。横軸の s_{ax} は blade tangential spacing すなわち翼ピッチ s によって無次元化されている。Wilson の文献¹⁾に引用されている Fig.8.12(b)は、 s_{ax} を “average axial pitch” によって無次元化した図になっているが、これは Wilson の誤りであると思われる。以下、エンドウォール損失の計算手順、モデルの導出根拠等について述べる。

① 段落の静圧力回復係数比 $C_{pr} / (C_{pr})_{max}$

Koch and Smith はこの値をインプットとして与えるとしており、具体的な求めかたについて述べていない²¹⁾。使用する翼のインシデンス特性カーブがあれば、Wilson の文献¹⁾の (8.14)式によって計算することもできるが、多くの場合、一次元空力設計の段階では不可能である。

Wilson は、Koch and Smith のオリジナルモデルの単純化にあたって、失速に対して十分な余裕をとった低負荷設計のみを行うことを前提としており、その場合、段落の静圧力回復係数比 $C_{pr} / (C_{pr})_{max}$ の値としては 0.7 とおいて良いとしている¹⁾。

しかし、HTGR ヘリウム圧縮機のように高ボス比になりがちな場合については、エンドウオール損失が大となるため、できるだけ高精度で汎用性のある評価方法を採用することが必要である。本プログラムでは、最大圧力回復係数 $(C_{pr})_{max}$ の評価法として、静圧力回復係数を用いた Koch の失速限界推定法²²⁾を採用する。

この方法は、軸流圧縮機翼列を等価な二次元ディフューザとみなし、二次元ディフューザの整理法を適用したものである。まず、段落平均の減速流路長さ L_k と翼列出口流路幅 $s \cos \beta_2$ の比 $(L_k / s \cos \beta_2)_m$ を求め、同文献の Fig.15 より、基準状態における段落の失速(最大)静圧力回復係数 $(C_{pr})_{max,0}$ を求める。ここで添字 m は段落平均値を表し、各翼列の入口動圧で重み付けした静翼の値と動翼の値の重み付き平均値である。減速流路長さ L_k としてはキャンバを円弧としたときのキャンバライン長 l_c をとり、

$$l_c = (\theta_c / 2) c / \sin(\theta_c / 2) \quad (4.125)$$

で計算する。キャンバ角 θ_c は、本プログラムでは Howell の式⁴⁹⁾を変形した次式によって推定することにする。

$$\theta_c = (\Delta \beta + 2^\circ) / [1 - \{0.23 + 0.1(\beta_2^\circ / 50^\circ)\} \sigma^{-0.5}] \quad (4.126)$$

次に、コードレイノルズ数 Re 、無次元チップクリアランス $(tc / s \cos \lambda)_m$ 、無次元軸方向ギャップ s_{ax} / s の影響を同文献の Fig.4、Fig.5、Fig.6 より読み、これらの圧力回復係数比を基準値にかけることによって最終的な失速(最大)静圧力回復係数 $(C_{pr})_{max}$ を求める。

ここで使われる静圧力回復係数は、段落の静圧上昇をそれに等価な断熱エンタルピ上昇に変換したもので、次式で定義される²²⁾。

$$C_{pr} = \frac{C_p T_{s1,stage} [(P_{s2,stage} / P_{s1,stage})^{(\kappa-1)/\kappa} - 1] - (U_{2,rotor}^2 - U_{1,rotor}^2) / 2}{[F_{ef,rotor} \cdot W_{1,rotor}^2 + F_{ef,stator} \cdot C_{1,stator}^2] / 2} \quad (4.127)$$

ここで $T_{s1,stage}$ は段落入口静温、 $P_{s2,stage}$ は段落出口静圧、 $P_{s1,stage}$ は段落入口静圧である。 F_{ef} は、上流の翼列のウエイクやエンドウオール境界層による流れのひずみを考慮した動圧修正係数で、

$$F_{ef} = (V_1^2 + 2.5V_{1min}^2 + 0.5U_1^2) / (4.0V_1^2) \quad (4.128)$$

で計算される。 V_1 は翼列入口の主流の流速である。

V_{1min} は、上流の翼列のウエイクやエンドウオール境界層による流れのひずみを考慮した最小翼列流入速度で、

$$V_{1min} = V_1 \sin(\alpha_1 + \beta_1) \quad \text{if } (\alpha_1 + \beta_1) \leq 90^\circ$$

$$\begin{aligned}
 V_{1\min} &= V_1 && \text{if } (\alpha_1 + \beta_1) > 90^\circ \\
 V_{1\min} &= U_{1,\text{rotor}} \text{ for rotors} && \text{if } \alpha_1 < 0^\circ \\
 V_{1\min} &= U_{1,\text{stator}} \text{ for stators} && \text{if } \beta_1 < 0^\circ
 \end{aligned} \tag{4.129}$$

によって求める。(4.127)～(4.129)式によって設計点の静圧力回復係数を求め、静圧力回復係数比 $C_{pr} / (C_{pr})_{\max}$ を算出する。

② 基準無次元エンドウォール境界層排除厚さ $(2\delta^* / s \cos \lambda)_{m,0}$

文献²¹⁾の Fig.8 より静圧力回復係数比と無次元チップクリアランスの値に対する基準無次元エンドウォール境界層排除厚さ $(2\delta^* / s \cos \lambda)_{m,0}$ の値をよむ。この値は、翼列間平均の無次元軸方向ギャップ s_{ax}/s が 0.35 のときの値である。

③ 無次元エンドウォール境界層排除厚さ $(2\delta^* / s \cos \lambda)_m$

文献²¹⁾の Fig.9 から、実際の無次元軸方向ギャップに対する排除厚さ比 $2\delta^* / (2\delta^*)_0$ の値をよむ。修正された無次元エンドウォール境界層排除厚さ $(2\delta^* / s \cos \lambda)_m$ は、

$$(2\delta^* / s \cos \lambda)_m = (2\delta^* / s \cos \lambda)_{m,0} \cdot [2\delta^* / (2\delta^*)_0] \tag{4.130}$$

となる。

同図は、同一の圧縮機で無次元軸方向ギャップを 0.43 にした場合と非常に小さな値 (0.083) に詰めた場合の試験データ⁴⁸⁾に基づいて作成されたもので、軸方向ギャップを小さくしたときの効率及び圧力上昇量の向上がすべてエンドウォール境界層排除厚さの変化によって生じたと仮定している。

同図には軸方向ギャップの短縮とともにエンドウォール境界層排除厚さが薄くなる様子が示されているが、現象的には、翼列間の軸方向ギャップを非常に小さくすると、前後の翼列の相対運動により、エンドウォール境界層内の翼ウエイク領域などの軸流速度の小さいところで局所的に静圧が低下し、流速が上昇して境界層が薄くなり、その結果全圧損失が減少するものと考えられている²¹⁾。また、軸方向ギャップを小さくした場合、流れの非定常性が増し、翼列のウエイクの発達を遅らせることも損失が減少する原因として考えられる²¹⁾。

同図のカーブの形は、生じていると推測される現象を考慮したうえで、推定効率が試験結果に合うように決められている。また、文献²¹⁾の Fig.8 のデータは無次元軸方向ギャップが 0.3 から 0.4 の場合について得られたものであるため、横軸が 0.35 のときに縦軸の値が 1 になるようにしている。

なお、ギャップを大きくした場合には、ここでは考慮されていない別の現象が重要となるため、このモデルは無次元軸方向ギャップが 0.7 より大の場合には適用(外挿)できない。

(9) 段落断熱 T-T 効率 η_{stage}

エンドウオール損失を加味した段落断熱 T-T 効率は、

$$\eta_{\text{stage}} = \eta_{\text{stage, fs}} \cdot \frac{(h / s \cos \lambda)_m - (2\delta^* / s \cos \lambda)_m}{(h / s \cos \lambda)_m - K_v (2\delta^* / s \cos \lambda)_m} \quad (4.131)$$

となる^{21), 48)}。この式は、非圧縮、小ボス比(翼ハイトが十分高い)、入口速度三角形=出口速度三角形の段落について、理論的に導かれた式である。 $(h / s \cos \lambda)_m$ は、静翼の平均径における $h / s \cos \lambda$ の値と動翼の平均径における $h / s \cos \lambda$ の値の重み付き平均値で、重み関数は各翼列の入口動圧である。 $(2\delta^* / s \cos \lambda)_m$ は(4.130)式によって求めた無次元エンドウオール境界層排除厚さ、 K_v はエンドウオール境界層の接線力厚さ(翼に作用する周方向の力がエンドウオール境界層の存在によって、主流が充満したと仮定した場合に比べてどのくらい減少するかを表す境界層厚さ)と排除厚さの比である。K&Sのオリジナルモデルでは、文献⁴⁸⁾の実測データをもとに、 K_v を静圧力回復係数比の関数として与えているが、静圧力回復係数比に対する K_v の変化は小さいため、Wilson¹⁾はその平均的な値である 0.46 をとっている。 K_v の実測データはばらつきが大きく、さらに、データによっては静圧力回復係数比に対する傾向が他のデータと異なっているなど、 K_v を静圧力回復係数比の関数として与えるモデルには若干問題があると考えられる。本プログラムでは Wilson に従って $K_v=0.46$ とおく。

(10) エンドウオール損失モデルの適用範囲

エンドウオール損失の推定に使用する各線図及び式は、翼ハイトが十分高く、シュラウドケーシング境界層とハブ境界層との間に主流領域が存在する場合について導かれたものである。そのため、翼ハイトが低く、主流が存在しない場合には、このモデルを適用することができない可能性が考えられる。簡単な理論的考察及び実測効率と推定効率との比較検討の結果、Koch and Smith は、アスペクト比が大体 1 程度まではこのモデルを適用可能であると判断した。

彼らは更に、たとえシュラウドケーシング境界層とハブ境界層とがオーバーラップしたとしても、それによって損失が著しく減少することはないだろうと推測し、このモデルをアスペクト比が 1 以下の場合にも適用した。これに対しては、試験を実施してその妥当性を確認する必要があると述べている。

なお、内容からも明らかなように、K&Sのエンドウオール損失モデルでは、エンドウオール損失はレイノルズ数やマッハ数に依存しないと仮定されている。

4. 3. 4 プログラムの効率推定精度と適用限界

圧縮機で発生する損失を大別すると、二次元翼列損失とエンドウオール損失とに分けられる。

本プログラムに組み込んだ K,S&W の損失推定モデルは、NACA 65 系統翼と NGTE C 形翼の膨大かつ広範な低速(低レイノルズ数、低マッハ数)二次元翼列試験データに立脚して作成された Lieblein の二次元翼列プロフィール損失推定手法を高速(高レイノルズ数、高マッハ数)翼列の性能推定に適用できるように拡張し、さらにエンドウオール損失の推定モデルを付加して実機の性能推定を可能にしたものである。

効率の推定精度については、低速性能に関しては、General Electric 社で翼形状パラメータを系統的に変化させて実施された 41 ケースの低速多段圧縮機試験結果⁴⁸⁾との比較が実施されており、その結果、推定効率と実測効率との誤差は大体±1%以内に納まっている²¹⁾。また高速性能に関しては、NACA 及び NASA の 8 段高速圧縮機^{50), 51)}及びいくつかの未公表の試験データとの比較が実施され、最終的に、圧縮機効率の推定精度は大体±1%以内に納まっていると結論されている²¹⁾。

GE 社の試験用圧縮機は改良型の NACA 65 翼を採用しているほか、モデルの妥当性の検討に使われた圧縮機のほとんどは、翼形としては NACA 65 シリーズ翼を採用していると推測される。したがって、同モデルをこれらのスタンダードな亜音速設計翼を採用した圧縮機に適用する場合には、上述のようにかなり良い効率推定精度が期待できるが、これらベースとなった翼形とは別の翼形を採用した圧縮機の効率推定精度は若干落ちる可能性がある。

また、現在では、モデルが作成された当時に比べて圧縮機効率も向上していると考えられる。できれば本性能推定モデルによる推定効率と現在の実機の効率レベルとを比較することが望ましいが、そのためには、最近設計された圧縮機の詳細形状及び効率の実測データが必要である。

従来国内外の HTGR ヘリウム圧縮機計画について、本プログラムを用いて効率を推定した結果、設計負荷が低く、エンドウオール損失が大きいケースについては、推定効率は計画効率から大体±1.5%以内の範囲に納まり、ほぼ妥当と思われる結果を得た。また、本プログラムの二次元効率の推定値と二次元翼列理論や改良カーペット線図より求めた NACA 65 翼列の二次元翼列性能とを比較した結果、推定値は、翼列理論や翼列試験データの傾向と良く一致することが確認された。したがって、本プログラムをヘリウム圧縮機に適用した場合にも、二次元翼列性能の推定精度は良好であると判断される。

試算では、圧力回復係数比が約 0.9、Lieblein の等価拡散比 D_{eq} が約 1.75 を超える高負荷条件になると、壁面失速に近づくためにエンドウオール損失が急増し、推定効率が急激に低下しはじめる結果が得られた。Koch & Smith のエンドウオール損失モデルは、失速点近傍における圧縮機試験結果に基づいて作成されたものであるが、実機試験における失速点の定義の難しさ等を考慮すると、HTGR ヘリウム圧縮機の設計として限界負荷に近い高

負荷設計を採用せざるを得ない場合、壁面失速開始点近傍での性能低下の度合いについて、モデル試験による確認が必要となるであろう。

これらの損失推定計算の過程で得られる各種の数値は、最大圧力回復係数のレイノルズ数補正係数(文献²²⁾の Fig.4)を求めるときのレイノルズ数を除き、与えられた各種線図の範囲内にあり、計算の途中で不適切な外挿は行われていない。HTGR ヘリウム圧縮機のコードレイノルズ数は一般に高いので、プログラムでは、より高レイノルズ数まで外挿できるように、同図を直線的に延長した近似関数を与えた。また、基準無次元エンドウォール境界層排除厚さを求めるための文献²¹⁾の Fig.8 については、限界設計に近い高負荷設計の圧縮機についても検討できるように、圧力回復係数比が1を超える場合には、同図のカーブを直線的に延長した値を求めるようにした。

なお、もともと空気試験データに基づいて作成された K,S&W の手法をヘリウム圧縮機に適用した場合に、妥当な結果を与えるのかどうかを危ぶむ声も一部にあった。

この点については、等価拡散比の定義及び損失との相関等、いくつかの要確認事項が存在するが、たとえばヘリウムターボ冷凍機用ヘリウム圧縮機(多くの場合遠心タイプを採用)の空力設計の場合、空気圧縮機と異なる理論的配慮が必要であるとの報告は、筆者が知る限りにおいて見当たらない。また、HTGR ヘリウム圧縮機的设计手法は基本的には空気の場合と同じであることが、いくつかの文献に述べられている。今回の検討の範囲内で考えてみても、本性能推定法を HTGR ヘリウム圧縮機的设计や性能推定に適用しても特に問題となりそうな点は見当たらず、作動ガスがヘリウムであることによって大きな問題が発生することは無いと考える。

ただし、HTGR ヘリウム圧縮機のようにほとんど実績がないものに適用する場合、本手法を含め、既存の汎用的な性能推定手法によって得られる推定効率、あくまで達成される効率の目安と考えるべきものである。また、この損失推定モデルには、二次元翼列と環状翼列の違い、静止翼列と回転翼列の違い、翼列流人流れの非一様性の違い等、翼列作動条件の差異によって発生する損失や、漏れ損失、円盤摩擦損失や軸受摩擦損失等の熱的・機械的損失が含まれていない。圧縮機的设计においては、これらの損失については別途、十分な検討を実施する必要がある。

特に、K,S&W モデルでは、段落入口における流れのひずみの影響が評価されないことに注意すべきである。通常、多段軸流圧縮機では、下流の段落ほど段落内の流れのひずみが増大するため、段数を過度に増すと、効率が低下する、作動範囲が狭くなる、等の問題が生じるが、本プログラムでは、段数を増していても、効率の推定値が大きく下がることはない(段数増による圧力損失の増加分は評価される)。同じ理由で、本プログラムでは高比速度側の性能低下を予測することはできない。性能試験による確証が得られるまでは、圧縮機的设计段数は、従来のガスタービン用空気圧縮機や HTGR ヘリウム圧縮機的设计実績を参考にして、最大 18 段程度に抑えておいた方が良いと考える。

また、HTGR ヘリウム圧縮機の開発においては、翼列、試験機、実機の各段階でのヘリウムを使った性能確認試験が必須である。

5. ガスタービン設計条件の影響

5.1 設計条件とパラメータ

本章では、高温ガス炉ガスタービン発電システムのサイクル設計条件のうち出力とガス圧力がガスタービンの形状や性能に及ぼす影響を把握することを目的に、サイクルの圧力比及び温度条件は一定とし、原子炉熱出力(流量)と圧力を変えた場合の一軸式ガスタービンの概略設計検討を実施した結果について述べる。本検討はガスタービン単独の検討であり、ガスタービンの性能推定結果をサイクル計算にフィードバックすることはしていない。

原子炉熱出力3ケース(600 MWt、400 MWt、200 MWt)、タービン入口圧力3ケース(6 MPa、4 MPa、2 MPa)の組み合わせについて計算を実施する。ガスタービン流量は出力に比例して変化させる。ガスタービン各部の圧力はタービン入口圧力に比例して変化させる。Table 5.1 に代表として、原子炉熱出力 600 MWt、タービン入口圧力 6 MPa の場合の設計条件と基本設計パラメータを示す。

設計条件をふった時のタービン及び圧縮機の設計法としてはいろいろなバリエーションが考えられるが、今回は基本設計パラメータと翼列形状パラメータとを固定し、①段数を固定した(設計条件によってボス比が変化する場合と、②ボス比がだいたい一定となる様に段数を調節した場合とについて検討した。ここではおもに①の結果について示す。タービンと圧縮機の基本設計パラメータは、600 MWt 機⁵⁾や450 MWt 機⁴⁾の設計実績をもとに選定した。

空力的には、基本設計パラメータと翼列形状パラメータが一定故、平均径における速度三角形の形状、翼列の二次元性能は一定となり、設計条件による性能の変化は主としてエンドウォール損失の変化によって生じる。

翼の強度は、安全率 \equiv (材料の許容応力)/(遠心応力+空力曲げ応力)で評価した。材料の許容応力としては、タービンの場合は 10^5 時間クリープ破断強度、圧縮機の場合は0.2%耐力を採った。

ロータディスクの形状は、タービン側は文献⁵⁾の600 MWt ガスタービン用8段タービンのディスク形状と相似とし、圧縮機側については同ガスタービンの16段低圧圧縮機のディスク形状と相似とした。翼やディスクの材質も同文献と同じとした。同ガスタービンを基準とした場合のロータやディスクの形状・強度の相対比は次のようになる。

$$\text{ロータ長さ} \propto (\text{ハブ直径}) \cdot (\text{段数})$$

$$\text{ロータ質量} \propto (\text{ハブ直径})^3 \cdot (\text{段数})$$

$$\text{ロータ固有振動数} \propto (\text{ハブ直径})^{-1} \cdot (\text{段数})^{-2} \quad (\text{一様な単純はりの横振動を仮定})$$

またディスクに作用する最大応力は、回転円盤の式から求めた自重による遠心応力成分と文献⁵²⁾の方法によって求めた翼の質量による遠心応力成分の和として計算し、基準ガスタービンの値に対する比を求めた。

5. 2 検討結果

Fig.5.1 に、段数を 8 段に固定したときのタービンの検討結果(等高線図)を示す。

設計比速度が同じであれば、同一設計思想で設計されたターボ機械段落の形状及び性能は相似となる。今回の検討では、段数が一定の場合、出力/圧力=一定の直線上で作動ガスの体積流量、段落比速度がほぼ一定となるため、どのパラメータについても、等高線の形状は、だいたい出力/圧力=一定の直線に近い形になっている。特に出力 600 MWt、圧力 6 MPa の点と出力 200 MWt、圧力 2 MPa の点とを結ぶ直線上における設計は、ほぼ基準ガスタービンと同じとなる。その意味で、このラインを基準ラインと呼ぶことにする。

基準ガスタービンと同じ設計条件、すなわち出力 600 MWt、圧力 6 MPa で各種のパラメータ比が 1 となっていないのは、タービンの設計圧力比が 3.14 から 3.0 に、また設計理論速度比が 0.61 から 0.60 に変わっているためである。

出力が大かつ圧力が低なるほど、ガスの体積流量が大、したがってボス比が小(同図(2))となるため、効率が高くなる(同図(1))。また、翼ハイトが高くなるので、初段動翼の遠心応力が大となり、安全率は低下する(同図(3))。

段数が一定故、どの条件においても平均径は一定であるが、大出力、低圧側ではガスの体積流量が大となるため、ハブ径=ディスク外径は小さくなる(同図(4))。ディスクの自重による遠心応力はディスク外周速の 2 乗に比例するため、ディスク最大応力はディスク外径と同じ傾向を示すことが多いが(圧縮機側についてはそうになっている)、今回の検討条件では、大出力、低圧側の体積流量の増加が非常に大きいため、翼のハイト、質量、したがって翼によってディスクに作用する応力の成分の増加が自重成分の減少を上回る結果、同図(5)に示すように、ディスク最大応力は、大出力、低圧側で大となっている。

ロータ長さ(同図(6))、ロータ質量(同図(7))は、ディスク外径(同図(4))と同じ傾向を示している。大出力、低圧側でロータが短くかつ軽くなるため、ロータの固有振動数(ディスク部のみ)も相対的に上昇すると予想される(同図(8))。

以上をまとめると、タービンについては、大出力、低圧側の設計条件ほど効率やロータ固有振動数の点で有利であるが、他方では翼の強度が厳しくなり、翼の冷却を余儀なくされるために、冷却損失の分だけタービン及びシステムの効率が低下する方向となる。一方、小出力、高圧側の設計条件では、タービンの効率が低下する点が問題となる。

それでは大出力、低圧側の翼強度の問題を解決するために、ボス比を一定にして段数を変えて設計したらどうなるであろうか。結果は図示しないが、ボス比を約 0.9 とした場合、段数が減少するためにディスクの直径が増加し、たとえば出力 600 MWt、圧力 4 MPa のケースではディスク応力比が 1.46 となってしまう(初段動翼の安全率は 0.89)。文献⁵⁾によれば、本検討の基準としている 600 MWt ガスタービンは、初段動翼の強度もディスクの強度もともに、強度設計クライテリアぎりぎりの設計となっていることを考えると、ディスク応力比が 1.46 では設計が難しいことが予想される。ちなみに段数は 5 段でかなり小となり、ロータの固有振動数も上がる方向であるが、効率は 0.918 に下がり、無理にこの点(を含む、基準ラインより大出力、低圧側の条件)で設計するメリットはないように思われ

る。

次に、段数 16 段一定で検討した低圧圧縮機の検討結果を Fig.5.2 に示す。なお、全体的な傾向はタービンの場合と同じなので、同図には、タービンと傾向が異なる効率、ディスク応力と、圧縮機特有の評価項目である圧力回復係数比(≡失速点における最大圧力回復係数/設計点における圧力回復係数。この比が約 0.9 以上になると、エンドウォール壁面近傍の流れのひずみが大となり、効率が低下するとともに、設計点が失速開始点に近くなるため、失速サージマージンを十分確保できなくなる)の計算結果のみを示す。

効率(同図(1))は、基準ラインより小出力、高圧側の効率低下がタービンの場合より著しい。また、基準ラインより大出力、低圧側では、タービンのように飽和傾向を示しながら徐々に高くなっていくのではなく、あるところを境に逆に低下しはじめている。これは、翼ハイトが大となるために、翼列のピッチに対するチップクリアランスの大きさの割合が大となり、失速しやすくなる、すなわち圧力回復係数比が 1 に近づき(同図(2)参照)、エンドウォール損失が急増するためである。

ディスク応力(同図(3))の傾向も、タービンの場合と異なる。圧縮機の場合、タービンに比べて翼が薄く、翼質量による遠心応力の成分がディスク自重の成分に比べて相対的に小さいため、ディスク応力はディスク外径が小となるほど小となっている。

以上より、圧縮機側についても、効率や失速マージンの点から、基準ラインよりあまり小出力、高圧側及び大出力、低圧側での設計条件では問題が発生することがわかる。

高圧圧縮機の各種パラメータの傾向は低圧圧縮機の場合と全く同じなので、検討結果は省略する。

最後に、Fig.5.3 に、タービンと圧縮機を総合した場合の検討結果(段数一定の検討)を示す。同図(1)は、(ガスタービンの発電機端出力)/(原子炉熱出力)で定義したサイクル効率、同図の(2)及び(3)は、ディスク部のみを考慮したロータ長さ及びロータ質量である。

基準ラインより小出力、高圧側の設計条件では、効率の低下が著しい。また、ロータ長さやロータ質量も相対的に大となり、ロータ及び軸受の設計の点からも不利である。

基準ラインより大出力、低圧側の設計条件では、効率が高く、ロータ及び軸受の設計上も有利なようにみえるが、タービンの翼の強度(段数一定の設計を採用した場合)またはディスク強度(ボス比一定の設計を採用した場合)のどちらか一方が設計クライテリアをオーバーする、圧縮機の失速マージンが確保できないと推定される、などの問題が発生する。

5. 3 まとめ

HTGR ガスタービン発電システムのサイクル条件がガスタービンの形状や性能に及ぼす影響を把握することを目的として、サイクルの圧力比及び温度条件は一定で、出力(流量)と圧力を変えた場合の一軸式ガスタービンの概略設計検討を実施した。

原子炉熱出力 600 MWt、400 MWt、200 MWt、タービン入口圧力 6 MPa、4 MPa、2 MPa

の組み合わせについて計算を実施した。ガスタービン流量は出力に比例して変化させた。またガスタービン各部の圧力はタービン入口圧力に比例して変化させた。設計においては、タービン及び圧縮機の基本設計パラメータは一定とし、段数を一定としてボス比を変化させた場合と、段数を変えてボス比をほぼ一定とした場合の2通りの設計法について検討した。検討結果をまとめると、以下のようになる。

- ① 段数一定、ボス比一定のどちらの設計法でも、600 MWt/6 MPa、400 MWt/4 MPa、200 MWt/2 MPa の出力/圧力=一定の出力と圧力の組み合わせを結んだライン上で、設計形状、強度、性能がほぼ一定となり、かつ、設計の基準として参照した、平成9年度に検討された600 MWt ガスタービンとほぼ同等となる。上記の条件ラインを基準ラインと呼ぶことにする。
- ② 基準ラインより小出力、高圧側の条件では、効率、ロータ長さ、ロータ質量の点で不利な設計となる。
- ③ 基準ラインより大出力、低圧側の条件では、タービンの翼とディスクの強度、圧縮機の失速マージンの点で不利な設計となる。基準タービンの翼及びディスクの強度がともに設計クライテリアぎりぎりの設計になっていたことを考慮すると、基準タービンと同じ材料、設計法では設計が成立しない可能性が高い。
- ④ 段数や基本設計パラメータの選定によって、各設計パラメータの値は少しずつシフトするが、全体的な傾向は変わらない。
- ⑤ 適切な段数及び基本設計パラメータの選択幅は広くないことを考慮すれば、妥当な設計が可能な設計条件は、基準条件ラインのまわりの、あるバンド幅をもった領域になると考えられる。

なお、本検討はガスタービン単独の検討であり、ガスタービンの性能推定結果をサイクル計算にフィードバックすることはしていない。また本検討は軸受や軸系の技術的成立性について考慮しておらず、今後、これらの面から、現存技術で設計が成立するための条件の見極めが必要であるように思われる。また作動ガス圧力については、いくつかの圧力レベルについてシステム構成機器の設計、プラント全体のコスト評価を一通り実施し、比較した上で最適値を選定する必要があるだろう。

6. 100 MWe HTGR ガスタービンの設計検討

6. 1 目的

文献⁵⁾で検討された 600 MWt HTGR ヘリウムガスタービン(計画発電機端電気出力 277 MWe)、文献⁴⁾で検討された 450 MWt HTGR ヘリウムガスタービン(計画発電機端電気出力 195 MWe)の検討結果によれば、これら大出力機においてはガスタービンロータの長さ及び質量が過大となり、軸受に対する要求が現在の磁気軸受設計技術の範囲を超える可能性があること、ターボ発電機及び熱交換器の収納容器の大きさと質量が過大となり、製作、搬送、据付上の問題が生じる可能性があることが指摘されている。そこで今回、より小出力(原子炉熱出力 200 MWt、発電機端電気出力 100 MWe)の HTGR ヘリウムガスタービンの基本空力計画を実施した。

6. 2 計画条件

計画におけるガスタービン各部の圧力・温度条件は、Fig.2.1 と同じである。なお、各部の圧損の仮定値の妥当性については、今後の機器設計を通じての検討が必要である。原子炉熱出力 200 MWt 時のガス流量 G は 98.8 kg/s となる。回転数と圧力比が同じままで出力、すなわち流量を小とすると、相対的に段数、ロータ長さが大となり、同図のような 1 軸式を採用すると、既に計画済の 600 MWt 機や 450 MWt 機よりさらに軸系設計が困難となつて、この絶対圧力のレベルでは成立性はほとんどないと考えられるため、軸形式は 2 軸式とする。

計画の前提条件は、2 章と同じである。設計パラメータの選定、ターボ機械の配置(軸形式)、形状と性能、翼の形状と強度、ロータディスクの形状と強度、軸受とロータの設計について検討する。

6. 3 軸形式

Fig.6.1 に示す 2 つの軸形式について比較検討する。(a) の TYPE 1 は 1970 年代における HHT 計画の 630 MWe G/T、GEC 社の 300 MWe G/T、OECD-DRAGON 計画の 250 MWe G/T、GGA 社の 250 MWe G/T の計画(以上、文献⁵³⁾ 参照)、1990 年代に実施された MIT 167 MWe G/T⁵⁴⁾、GCRA/MIT の '92 年の間接サイクル用 152 MWe G/T²⁾、日本機械学会 P-SC 242 分科会の 195 MWe G/T⁴⁾ の計画で採用されている方式である。EVO のガスタービンはこ

れの変形とみなすことができる。

(b)のTYPE 2を採用した例としては、Bammertの100 MWe G/T計画⁶⁾、MITの160 MWe G/T計画⁵⁵⁾、GCRA/MITの'93年の間接サイクル用215 MWe G/T計画³⁾、変形型としてMHI社の208 MWe G/T計画⁵⁶⁾(中空シャフト、遠心圧縮機を採用)がある。

TYPE 1では高速軸起動用モータSが必要であるが、TYPE 2では低圧圧縮機LPCが発電機直結の低速軸側に設置されており、これによって高速軸起動用モータSが不要となるメリットがある。TYPE 2の起動方法を簡単に説明すると、まず同期発電機GEによって低速軸を起動し、LPCによって系内のヘリウムを昇圧する。高速軸が自立できる圧力レベルに到達後、高圧タービンHPTにガスを流して高速軸を起動する。この起動方法は、Yanにより開発された動特性シミュレーションプログラムGTSimによる解析に基づいて考案されたものである⁵⁷⁾。

6. 4 設計パラメータ

タービンや圧縮機の空力設計に先立ち、Fig.6.1における圧縮機中間圧力、すなわちLPC出口圧力 P_{mid} の値を決める必要がある。HPTとLPTの間の圧力は、各ターボ機械の効率を仮定すれば、パワーバランスがとれる条件から、 P_{mid} の値が決まれば自ずと決まる。

LPC出口圧力の検討において設定したターボ機械の設計パラメータの値をTable 6.1に示す。タービン及び圧縮機の基本設計パラメータの選定については、以下に説明する。機械効率、発電機効率、システムの圧力損失は、600 MWt機の検討における値を使用した。

6. 4. 1 タービンの基本設計パラメータ

性能を重視し、反動タービン設計とする。これまでの600 MWt機等の設計経験に基づき、初期検討の段階では、高圧タービンの理論速度比 U/C_0 を0.55(負荷係数 Ψ = 約1.45)、流量係数 Φ を0.4とする。また低圧タービンについては、 $U/C_0=0.60$ (負荷係数 Ψ = 約1.2)、 $\Phi=0.40$ とする。効率は、これまでの計画実績をベースに、各々0.92及び0.93と仮定する。以前実施した予備設計の結果によると、 $U/C_0=0.60$ の場合、 $U/C_0=0.55$ の場合と比べて効率は約0.5%上昇し、ロータ長さ*は約9.5%増加、ロータ質量*は約46%増加すると推定される(*:翼、ディスクが存在する部分のみ考慮)。

6. 4. 2 圧縮機の基本設計パラメータ

発電機負荷喪失時や急速停止時等においてガスタービンの圧縮機をバイパス制御する場合には、システムの安定性を確保するために、圧縮機がサージやチョークを起こさない

ように制御する必要がある。低圧圧縮機と高圧圧縮機とでは、そのために要求される作動マップ(圧力-流量線図=P-Qカーブ)の性質が異なり、低圧圧縮機には、流量レンジは狭くても良いが圧力レンジが広い、低反動度形の特徴が要求される一方、高圧圧縮機には、圧力レンジは狭くても良いが流量レンジが広く、フラットな、高反動度形の特徴が要求される⁸⁾。したがって、初期検討の段階では、低圧圧縮機の反動度を50%、高圧圧縮機の反動度を75%と設定した。低圧圧縮機の基本設計パラメータは、失速余裕が十分とれ、効率も高くなると予測される、文献⁴⁾の2軸式低圧圧縮機の設計点における値を採用した。高圧圧縮機の場合は、ロータ質量及び段数の低減を重視し、段落負荷係数は高めに、流量係数は設計負荷が適正となり、かつ良好な失速特性を確保できると予想される値を選定した。効率は、これまでの計画実績をベースに、各々0.90及び0.89と仮定した。以前実施した予備設計の結果によると、75%反動度設計の場合、50%反動度設計に対して効率は約-1%、ロータ長さは約-13%、ロータ質量は約30%となる。

6. 4. 3 中間圧力・回転数・周速の選定

基本設計パラメータ及びチップクリアランス比を含む翼列の基本形状パラメータを一定とすれば、平均径における速度三角形と翼列形状は相似となり、性能差は主としてボス比と段数の違いによって生じる(中間圧力によるマッハ数、レイノルズ数の変化及びそれによる性能変化は微小)。そこで、タービンと圧縮機のボス比がともにほぼ0.9近傍となり、かつ段数が適切な範囲内に納まる中間圧力を選定する。

Fig. 6.2に、中間圧力をふったときのターボ機械の形状及びサイクル効率(発電機端出力/原子炉熱出力)の変化の様子を示す。サイクル効率は、各機器の効率を一定と仮定すれば、圧力配分のみによって決まる。一方、ターボ機械の形状は周速と回転数の設計値によって変化し、段落負荷係数と流量係数の設計値が与えられているとき、ターボ機械の平均径とボス比は周速と回転数、段数は周速の設計値によって決まる。そこで、サイクル効率が最高となる中間圧力の近傍で段数とボス比が適正な値となるように、各タービン及び圧縮機の周速と回転数を設定した(低速軸の回転数は3600 rpm固定)。

TYPE 1は、当初、高速軸の回転数を6000 rpmで計画していたが、高速軸と低速軸の直径を近づけるために、5500 rpmに変更した。高速軸と低速軸を同一の収納容器に入れることを想定して計画しており、その場合高圧タービンと低圧タービンの直径差が大きいと両者を接続する配管に半径差が生じ、余計な圧力損失が発生するためである。

この形式では、タービン側の形状は中間圧力の値によってほとんど変化しない。これは、高圧タービンの出力は低圧圧縮機と高圧圧縮機の入力の和であるが、圧縮機全体の圧力比は一定であるから、圧縮機の入力の合計、したがって高圧タービンの出力がほとんど一定となるためである。

TYPE 1については、サイクル効率が最高となる中間圧力、3.6 MPaを選定し、圧縮機のボス比が0.9を超えた分は、設計の微調整によって修正した。

TYPE 2 では低速軸側に低圧タービンと低圧圧縮機の2つの機器が付き、これらの機器の直径が大となるため、中間圧力が約 2.75 MPa 以上の領域では、TYPE 1 に比べてターボ機械の総質量が大となる。また、低速側と高速側の直径、質量のアンバランスが大で、サイクル効率が高いところを狙うと低速側の質量が大きくなり、軸受等の設計が困難になる可能性がある。これを避けるためには、中間圧力を下げる必要がある。たとえば、計画条件は本計画と異なるが、MIT の 160 MWe ガスタービンの計画⁵⁵⁾では、中間圧力を低くとり、低圧・低速軸側の圧力配分を小さくしている(というより、高圧タービンと低圧タービンの出力バランスを 1 : 1 に近づけている)。高圧・高速軸側の圧力配分がふえるために高圧圧縮機の段数が増える方向となるが、高速軸側の各機器の周速を 400 m/s 以上と高くすることによって高圧圧縮機(実際は中間冷却 2 段の計画なので、高圧圧縮機 + 中圧圧縮機)の段数を減らし、回転数を 11000 rpm と高くすることによって、ボス比が適正になるように設計している。しかし、このような設計にすると、サイクル効率が下がるとともに、軸受周速の面からより小径の磁気軸受を採用することになるため、軸受部の曲げ剛性が下がり、また、翼及びディスクの応力も厳しくなるなど、別の面から設計が難しくなると考えられる。

TYPE 2 については今後、より詳細な中間圧力の最適化検討を実施する必要性が生じる可能性があるが、今回は、各ターボ機械のバランスを考慮して、サイクル効率が最高となる値よりわずかに低めの中間圧力、3.4 MPa を選定した。

なお、TYPE 2 では、低圧圧縮機が低速軸側に付くため、50%反動度設計では段数が多くなり過ぎるので、圧縮機効率とサイクル効率を犠牲にして(各々 1%及び 0.2%)、低圧圧縮機の設計反動度を 75%に変更した。

以上の概略検討の結果、TYPE 1、TYPE 2 の両方の形式について、個々のターボ機械の段数が 18 段以下、1 個の軸についているターボ機械の段数の合計が 40 段以下、各ターボ機械のボス比が 0.9 近傍以下になるように設計できることがわかった。次に、個々の機器について、一次元設計・性能推定を実施する。

6. 5 空力設計

ターボ機械の空力設計・性能推定には、3 章及び 4 章で説明した一次元設計・性能推定プログラムを使用した。

空力設計の結果を Table 6.2 に、また翼列の空力設計パラメータを Table 6.3 に示す。翼のチップクリアランスは、タービン、圧縮機とも、ガスタービン設計における平均的な値 - 翼ハイトの 1%⁵⁸⁾とした。

TYPE 1 の低圧圧縮機の基本設計は、中間圧力検討時のままである。高圧圧縮機は、流量係数のみを 0.75 から 0.65 に変更した。これは、ボス比を稼ぐ(下げる)ためと、翼列の空力負荷を高めにして効率を稼ぐためである。最終的に TYPE 1 の低圧圧縮機以外の圧縮

機はすべて 75%反動度とし、同じ理由により流量係数を 0.65 とした。

TYPE 1 の高圧タービンは、理論速度比を 0.55 から 0.60 に変更した。これは、平均径を低圧タービンに近づけるため、効率を稼ぐため、初段動翼の強度が厳しかったので、ボス比を上げて強度を稼ぐため、の 3 つの理由によるものである。その結果、高圧タービンのロータは最初より重く、長くなるが、段数が 5 段と少ないので、低速ロータ全体に対する影響は小さい。

TYPE 1 の低圧タービンは、段数を 2 段増して 11 段に変更した。これは、ボス比をさげ、ハブ径を小さくして高圧タービンのハブ径に近づけるためである。この結果、低圧タービンのハブ径すなわちロータディスク外径は 1316 mm となり、高圧タービンのハブ径すなわちロータディスク外径 1295 mm とほぼ一致した (+1.6%)。この程度の直径差なら、鋳物は共通にし、外周仕上げ加工を変えるだけで良い。あるいは全く同じディスク形状にしてしまうことも可能である。9 段の時に比べてロータ長さは 7%長くなるが、もとのロータ長さが十分短いこと、ロータ質量が 17%減少することにより、問題はない。また、ボス比が下がるが、ガスの温度は十分低いので、翼強度上の問題も発生しない。

TYPE 2 の高圧圧縮機の設計は、TYPE 1 の高圧圧縮機と同じ理由により、流量係数のみを変更している。高圧タービンは、TYPE 1 と同じ理由により、 U/C_0 を 0.55 から 0.60 に変更した。この変更により、ロータは長く、重くなるが、TYPE 1 と同じ理由により、問題はない。低圧タービンと低圧圧縮機については、中間圧力の検討時に設定した設計パラメータどおりの設計である。

以上に述べた設計により、Table 6.2 に示すように、各機器の効率としてはほぼ初期設定値どおりの高い値を得ることができた。

圧縮機のサージマージンについては、実機との対照データがないため、正確なことは言えないが、設計点における Koch の圧力回復係数の値は、失速時の圧力回復係数の 0.8 倍強と推定され、かつ翼列の負荷係数 (Lieblein の拡散係数 D_f や等価拡散比 D_{eq}) も妥当な値と考えられるため、悪い設計にはなっていないと考える。

6. 6 翼列設計

6. 6. 1 形状設計

翼列の形状データを Table 6.3 に示す。

タービンと圧縮機の翼列の主要形状パラメータ (ピッチ/コード比またはソリディティ、スタック角、無次元軸コード長 b/D_m 、無次元翼列間隔 s_{ax}/b) の値は、従来の設計実績やディスク形状に基づいて選定し、初期設定ではすべてのタービンあるいは圧縮機で一定として計画した。その後、性能計算結果等をみながら、必要に応じて修正した。

圧縮機については、TYPE 1 の低圧圧縮機以外は、ソリディティ、スタック角、無次

元軸コード長、無次元翼列間間隔は同じ値で計画している。TYPE 1 の低圧圧縮機のみは設計反動度が 50% であるため、スタガ角の値が他と異なっており、また効率を稼ぐために、 b/D_m を約 8% 短縮している。

翼枚数は 99～132 となっており、妥当な範囲内である。アスペクト比は 1.3 から 1.9 の範囲にあり、通常的设计で採用される 1～3³⁵⁾ の範囲に入っている。

タービンのピッチ/コード比とスタガ角は、文献⁵⁾の計画値と同じ値にしている。当初、 b/D_m の値も同文献と同じ値を想定していたが、少なくとも低圧タービン側は温度が低く、ディスクの強度が同文献の計画ほどは厳しくないことが予想されたので、低圧タービンについては、段落の軸方向長さが長くない範囲内で動翼の b/D_m を大きくし、動翼の翼枚数が妥当となる方向に近づけた(ガスタービンの標準的な翼枚数は文献¹⁾によれば 11 枚から 110 枚程度)。後述するように、低圧タービンディスクの最大応力は十分低いと推定されるので、さらに動翼の b/D_m を大きくし、その分翼列間の間隔を詰めることによって、段落の長さを増すことなく動翼の枚数を減らすことが可能であると思われる。アスペクト比の値は 1.0～2.9 となっており、設計のめやすである 1 以上をクリアしている。

6. 6. 2 強度設計

本タービンの入口全温は 850°C で、翼の材料として Ni 基耐熱合金 Mar M247 を用いれば、翼については無冷却とすることが可能である。強度計算においては、翼は冷却しないものとし、翼のメタル温度は作動ガスの相対全温に等しいとする。

翼の強度については、熱応力や振動応力は無視し、平均定常応力(=遠心応力⁵³⁾+周方向曲げモーメント成分のみを考慮した空力曲げ応力^{4), 15)})と材料の許容静応力との比によって定義した安全率の値をチェックする。静翼には定常応力として空力曲げ応力のみが作用すると仮定する。応力集中係数は 1 とした。

翼材は Mar M247 であるとする。密度は 8530 kg/m³⁵⁹⁾、許容応力としては、翼のメタル温度(=ガスの相対全温)における、0.2%耐力⁶⁰⁾と 10⁵時間クリープ破断強度のばらつき下限値⁴⁾の低い方の値を使用する。

Table 6.3 には、翼の温度、材料強度、空力曲げ応力、遠心応力、定常応力、安全率の値を示している。

TYPE 1 の場合、最も高温となる高圧タービンが最も強度的に厳しいが、全ターボ機器について、安全率は 1 を超えている。

TYPE 2 では、高圧タービン動翼の安全率が 1 を切っている。遠心応力の値が高く、単独で材料の許容応力を超えているため、初段動翼のみ翼角を大きくし、翼ハイトを下げたり、翼テーパを付けたりして遠心応力を下げる必要が有る。場合によってはさらに、翼の軸コード長延長による曲げ応力低減を同時に実施する必要が有るかもしれない。

6. 7 ディスク設計

6. 7. 1 形状設計

ロータディスクは、タービンについては、文献⁵⁾で計画された8段タービン用ディスク、圧縮機については同文献の16段低圧圧縮機用ディスクとそれぞれ相似な形状をベースとし、翼幅に応じたディスク幅の修正が必要な場合にのみ寸法を修正した。ディスク寸法の定義図を Fig.6.3 に、ディスクの寸法を Table 6.4 にそれぞれ示す。

6. 7. 2 強度設計

タービンについては材料の強度に対して安全率 $=1.7$ ⁴⁾(応力集中係数 $1.2 \times$ (過回転数率 1.2 の2乗))をとった値、圧縮機については 339 MPa ⁵⁾を設計許容応力とし、Manson法によって計算される応力の最大値が設計許容応力以下であることを確認する。

ボイラや蒸気タービンなど、長時間にわたって高温高压下で使用される構造物においては、設計の際の許容応力はクリープ破断強度によって、たとえば「 10^5 時間クリープ破断強度の平均値の67%」あるいは「 10^5 時間クリープ破断強度の最小値の80%」などのように規定される³⁰⁾。上記の安全率をとることにより、これらの設計基準も満足されることになる。

ディスク外周に、翼の質量による遠心応力が一様に作用するものとする。外周応力の見積もりは、文献⁵²⁾の方法による。その際必要となる翼植え込み部の形状データは、従来例をもとに単純なモデルで与える。

ディスク周囲の温度条件の正確な予想は難しいと考えられるので、ディスク温度、材料物性は半径方向に一定とし、熱応力なし、遠心応力のみの計算とする。タービン側は、シールガスをディスク部に供給することにより、ディスク温度は 450°C に保たれると仮定する^{4), 5)}。圧縮機側ディスク温度については当面、各ターボ機器間の断熱が十分確保されると仮定し、圧縮機における作動ガスの最高全温と同程度、すなわち 130°C 程度となると考える。

応力の推定には、文献⁵²⁾に基づいて作成した、Manson法による一次元軸対称ディスク応力計算プログラムを使用した。入力は、ディスクの回転角速度、外周に作用する半径方向応力、各半径位置におけるディスク厚み、温度、密度、ヤング率、ポアソン比、熱膨張係数、出力は各半径位置における半径方向応力と接線方向応力の値である。軸方向応力分布は無視されている。なお、今回作成・使用したプログラムを用いて、平成9年度に設計されたタービン及び圧縮機のディスク⁵⁾について、同一条件での応力計算を実施し、応力の計算結果が、同文献に提示された計算結果と良く一致することを確認している。

タービン側のロータディスク材としては、Ni 基耐熱鋳造合金 Inco 706 を想定した^{4),5)}。材料データを以下のように設定する。

設計許容応力 : ディスク設計温度を 450°C とし、450°C における 0.2%耐力⁶¹⁾と 10⁴時間クリープ破断強度⁶¹⁾の低い方の値=927 MPa に対して安全率 1.7 をとった値、545 MPa を使用する。

密度 : 8080 kg/m³⁶¹⁾

ヤング率 : 450°C におけるカタログ値(=1.85×10⁵ MPa)⁶¹⁾ を使用。

ポアソン比 : 0.30 を仮定する。

圧縮機側のロータディスク材は、作動ガス温度が低いことを考慮して Ni-Cr-Mo-V 鋼を想定した⁵⁾。材料データは以下のように設定する。

設計許容応力 : 339 MPa⁵⁾

密度 : 7708 kg/m³ (炭素鋼相当)

ヤング率 : 2.05×10⁵ MPa (炭素鋼相当)

ポアソン比 : 0.30

各タービンまたは圧縮機ごとにディスクの形状は一定であり、熱応力は考慮していないから、外周応力が最大となる段落のディスク応力が最も厳しくなる。Table 6.4 に、強度的に最も厳しい段落のディスク最大応力の計算結果を示す。

TYPE 1、TYPE 2 とも、ディスクの周速、外周応力が高い高圧タービンのディスクが強度的に厳しくなるものの、設計許容応力に対してはまだ 3 割程度以上余裕がある。温度勾配による熱応力が発生しても十分対応可能であろう。また、動翼の軸方向長さを増して動翼の枚数を減らすこともある程度可能であると考えられる(このとき、動翼の質量が増すために、ディスク外周に作用する遠心応力は増加する)。

TYPE 1 については、周速が他の圧縮機より若干高目の低圧圧縮機のディスクも若干応力が高くなるが、まだ設定した設計許容応力に対して 2 割程度の余裕がある。

残りの機器については、応力は十分低いため、ディスクの薄肉化や圧縮機の場合には Inco 706 製中空ディスクの採用により、ディスクの軽量化が可能であると考えられる。今回の検討では、安全側をみて、Table 6.4 のディスク形状を使用してロータ・軸受の計画を行う。

6. 8 ロータ・軸受設計

6. 8. 1 ロータ全体図

Fig. 6.4 に、ロータ全体の概略計画図を示す。以下に、計画の概要について説明する。

本図を描くにあたっては、軸受のスペースと、各ターボ機械入口・出口の流路のアルがとれることに留意した。

軸受の寸法は、あとで説明するように、S2M 社または日本磁気ベアリング(株)の既製品のカタログ寸法から割り出している。本計画図では、軸受を含めて、ロータの組み立ての手順・方法については特に検討していない。もうすこし詳細に設計をするときに検討すれば十分であろう。

一つ一つの軸の長さ、軸受スパンが 600 MWt 機⁵⁾等に比べて十分短いので、ターボ機械の間にダイアフラムカップリングを設ける必要はないだろう。図示していないが、TYPE 1 の場合には図の左側に起動用モータが付き、また両タイプとも、図の右側には発電機が付く。これら起動用モータや発電機との間には、熱伸びの吸収、ロータ振動モードの縁を切るために、ダイアフラムカップリングを設けることになる。

ロータの全長は長くないので、Bammert⁶⁾のように、高速軸と低速軸を共通のケーシング内に納めることを想定している。発電機と、寸法にも依るが、起動用モータとは、ターボ機械とはケーシングを別にする。

6. 8. 2 ロータ質量の計算

ディスク質量は、Manson 法による応力計算の入力データを使用し、中空円盤の積み重ねとして算出する。翼は、平均翼厚がコード長の 12%(タービン)及び 6.5%(圧縮機)と仮定して質量を算出する。

ロータ質量の評価には、シール・冷却ガス流路構成部材等の質量は考慮していない。また、各ターボ機械を接続する部分(軸受部含む)の質量も計算していない。これらの未確定要素を含めるために、ジャーナル軸受の計画においては、ロータ質量(=ディスク質量+翼質量)を 1.5 倍した値を使用した。これは十分に安全側の見積もりであろうと思われる。

6. 8. 3 軸受の計画

ジャーナル軸受は、Fig. 6.4 の左側から順に JB1、JB2、...、JB6 と定義する。計画には S2M 社または日本磁気ベアリング(株)のカタログ⁶²⁾を使用した(既製品にて対応可能と考えられる)。

Table 6.5 に、採用したモデルの寸法や諸元を示す。

各ジャーナル軸受には、ロータの剛性を高めるために、ターボ機械入口・出口流路との

とりあいから許されると考えられる限界まで径が大きいモデルを選定しているが、TYPE 1ではその結果、平均的に、軸受軸方向長さの軸径に対する比が理想的とされる値 $1^{62)}$ の約半分になっている。この程度で問題が生じるとは思えないが、もし問題があるようなら、軸受のスペックを1ランク落とせばよい。

TYPE 2のJB5(低压タービン-低压圧縮機間)の軸受荷重は 1.1×10^5 Nと600 MWt機用軸受⁵⁾と同程度に大きい。その結果として図面上は軸受の軸方向長さが長いようにみえるが、軸方向長さの軸径に対する比はむしろ理想的とされる値1を少し超えた程度で、軸受自体がロータの振動を束縛して悪影響を及ぼすようなことがなければ、軸受としては一応成立すると考えられる。

スラスト軸受は、高速軸側と低速軸側に一個ずつ設けている。スラスト計算を実施していないため、スラスト軸受のスペックについては検討をしていないが、カタログに記載されている最大負荷能力を有するモデル、PA800の負荷容量は 1.77×10^5 N (18000kgf)であり、ロータ質量に対する軸受負荷能力の比率は450 MWt(195 MWe)機や600 MWt(277 MWe)機に比べるとかなり余裕がある。さらに、スラスト力を受ける面の面積、流体反力がともに小さくなるため、軸スラスト力は基本的にはかなり大出力機より小さくなる。これらのことを考えると、スラスト軸受についても、既製品にて十分対応可能ではないかと考えられる。また、バランスピストンもなくすことができるのではないかと考えている。なお、文献⁵⁾には、スラスト軸受については、水平置きロータであれば、600 MWt機でも既存技術にて対応可能であると述べられている。

以上のように200 MWt(100 MWe)機では、大出力機に比べてロータの質量も長さも小となるため、軸受設計上の問題は大幅に低減され、概略検討の段階では、既存の軸受を適用できるのではないかと予想される。

6. 8. 4 軸形式の比較

Table 6.6に、今回のロータ計画の比較を示す。

効率(発電機出力)やターボの最大直径は同等であるが、TYPE 2の方がTYPE 1に比べてロータ全体の長さ、質量が大となっている。一方、TYPE 1では高速軸起動用のモータが必要で、その寸法次第ではTYPE 2の方が有利という結論になる。

今回の計画では、サイクル効率がほぼ最高になるように、低压圧縮機と高压圧縮機の圧力比がほぼ等しくなる中間圧力を選定した。その結果、TYPE 2では低速軸のロータ長さや質量がやや大となるものの、軸受は既存のモデルで一応カバーできることが分かった。もし、起動用モータが過大となってTYPE 1が選択できず、TYPE 2では軸受の設計に問題が生じるということになれば、MITの160 MWeガスタービン計画のように、圧縮機中間圧力を下げ、低压側の圧力配分を小さくする方向に設計を変更することになるだろう(中間圧力の検討の項参照)。

6.9 検討課題

今回検討しなかった項目、今後検討しておくべき項目として、以下のようなものがある。

- ① TYPE 1 の起動用モータ、TYPE 1、2 の発電機(共通)の検討。以前実施された計画の例では、起動用モータの軸方向長さは、小出力のテスト機用でも意外なほど長くなっていた⁵⁷⁾。あまり長くなるようなら、TYPE 1 にとっては大きなデメリットとなる。
- ② タービンロータディスクの冷却方法、メタル温度分布の検討。Inco 706 の材料強度は 550°C 程度以上にて急激に低下するため、ロータディスク温度が局所的に 550°C を超える可能性がないように設計する必要がある。現在、シールガスを兼ねた冷却ガスをロータから主流に吹き出させることによって主流ガスの混入を防ぎ、ロータ雰囲気温度を 450°C にキープする計画であるが、噴出するガスは微量であり、完全なシールが達成されるかどうかをチェックする必要がある。また、翼側からの伝熱も懸念される。
- ③ ロータの断熱構造の検討。HTGR ガスタービンではタービンと圧縮機が一つの密閉容器に格納されるが、ロータ等から圧縮機流路部に熱が伝わると圧縮機入力が増加するので、ガス流路部の断熱の確保が必要と考えられる。
- ④ 磁気軸受適用可能性。従来の S2M 社製磁気軸受の実機への適用実績は出力にして 30 MW のレベルである(3600 rpm 機。年度不明。また、オープンサイクル用と思われる)⁶³⁾。面圧、軸受周速(強度)、負荷容量さえクリアすれば設計上の問題はないのか?たとえば、200 MWt 機ではタービン及び圧縮機のハブ径が下がり、軸受の外径が制限されてくる。
- ⑤ 軸系設計基準の明確化と軸系成立性検討。軸系設計基準、例えば軸系振動の 3 次(曲げ 1 次)モードの固有振動数を定格回転数または最大過回転数の上にもってくる必要があるのかどうか、などについては、磁気軸受の制御性の問題とともに、いまだ十分な議論がなされていない。資料⁶⁴⁾には 600 MWt 機に関して、楽観案(フレキシブルカップリングにて軸を完全に分離したモデル)と悲観案(フレキシブルカップリングを剛性が低いリンク要素でモデル化した連結モデル)が示されている。どちらが現実に近いと考えて検討を進めるかによって設計の方針も変わることになるだろう。相対的には、2 軸式の 200 MWt 機では、ロータの質量、長さ、軸方向の質量や剛性の分布などが大出力機より小のため、軸系設計は相当楽になる。また、ディスク強度にまだ余裕があるため、例えばディスク締結部の半径位置を現在の計画より上げたり、ディスクを軽量化したりすることにより、ロータの曲げ剛性を上げられる余地がある。

6. 10 まとめ

原子炉熱出力 200 MWt のプラント用として、発電端出力 100 MWe、タービン入口圧力 6 MPa、タービン入口温度 850°C、タービン圧力比 3 の条件で、タービン・圧縮機の空力設計、ディスク設計、ロータ・軸受設計を実施した。出力(流量)が小さいため、ターボ機械を 2 軸化することによって段数増加を抑え、既存技術レベルにて成立性が高いガスタービンを設計することができた。

タービン及び圧縮機の断熱効率は各々 92~93%及び 89~90%となり、システムからの要求性能を満足する。大出力機と比べると、ロータの長さ、質量、軸方向の剛性の分布等がいずれも小となるため、軸受及び軸系の設計は楽になる。ジャーナル磁気軸受には、既存の製品を適用することが可能と考えられる。スラスト磁気軸受の設計は、ターボ機械のスラスト設計に依存するが、おそらくこれも既製品で対応できるだろう。軸振動解析は実施していないが、相対的には大出力用 1 軸機よりかなり楽な方向である。

保守的な立場からいうと、今回の計画でもターボ機械の段数はかなり多い。したがって、ガスタービンの設計圧力をこれ以上上げる方向は好ましくない。逆に圧力を下げれば、段数を減らしたり、ボス比をかせいで効率を上げたりすることができる(ただし効率の稼ぎ代はさほど大きくないだろう)。また、たとえば熱出力 50 MWt のシステムでは、流量は 1/4 になるが、圧力も 1/4 にすれば、今回の形状をほぼそのまま適用することができる。流量と圧力をともに 1/3 にすれば、ほぼ 1997 年 5 月に検討した HTTR の IHX(中間熱交換器)撤去案と同じ条件となり、HTTR を使用した性能確認試験が可能となると思われる。

従来の高温発電システムの計画出力をみると、大出力側では単位出力あたりのコスト低減の見地から最大 600 MWt 程度までが、小出力側では、たとえば南ア連邦の例にみられるように、立地環境や電力需要等の面から、200 MWt 規模のもの、さらには 50 MWt 規模のものまでの様々な出力のプラントが検討されている。

このシステムを将来商業ベースに乗せることを想定すると、プラント出力を 1 種類に絞ることはできず、数種類の出力バリエーションが発生するだろう。プラントを輸出することを考えるとき、プラントの絶対的なコストが高すぎれば、市場が限定されてしまう。したがって、小出力プラントについても検討する必要があるだろう。

一方、システムのコストを下げ、コスト競争力をつけるには、システムの単純化の他に、各構成機器の標準化(相似設計の導入)、工場製作化による製作期間短縮、製作数量確保による工場稼働率向上、競争原理の導入、等によるコスト低減が必要である⁴⁾。

コスト的には、設計出力が変わってもサイクルの温度・圧力条件はできるだけ一定とした方が有利であろう。その場合、システムの出力的にもなって設計流量が変化する。

このとき、炉、熱交換器、配管類は、設計条件による伝熱特性の変化等の二次項や製作可能性からくる制限などを無視すれば、基本的には相似設計が可能と考えられる。一方タ

ターボ機械は、発電機と直結する軸の回転数が 3600 rpm に固定される限り、相似設計は不可能である。しかし出力バリエーション毎にガスタービンを個別設計していたのでは非効率的であり、ガスタービンについても設計を標準化することが望ましい。そこで、ターボ機械については、プラント出力の増加とともに基数を増やす案が考えられる。たとえば発電機端出力 100 MWe のガスタービンを標準型とし、熱出力が 200 MWt、400 MWt、600 MWt のプラントには、ガスタービンをそれぞれ 1 基、2 基、3 基、並列に設置する方法である。より小出力のレンジに対する需要が大きければ、出力が 1/10 の標準系列を並行して準備すればよい。

このようにすれば、ガスタービンの設計は 1 種類または 2 種類ですみ、ものが比較的小さいため、製作できるメーカーの数も増えて競争原理が作用し、製作数量が増えてコストが下がる可能性が生じる。また、どのプラント出力でもガスタービンの性能は同じとなる。大容量 1 軸機の検討も重要であるが、以上のように考えて、今回の 100 MWe 2 軸機の検討を実施した。

なお、このような展開に持っていくためには、システムの設計温度条件(炉心形式、炉の冷却構造などとコストとの関係)、設計圧力条件(絶対圧力レベルと機器設計上の制約やコストとの関係)について、最適に近い解を、できるだけ早い段階で出しておく必要がある。

7. 結 言

高温ガス炉ガスタービン発電システムのタービン及び圧縮機について、Craig, Cox & Wilson 及び Koch, Smith & Wilson の損失推定モデル¹⁾に基づく設計・性能推定プログラムを作成し、それらを用いて、システムの出力(流量)と作動ガス圧力を系統的に変えた3600 rpm一軸式ガスタービンの概略設計検討を実施した。出力3ケース(600 MWt、400 MWt、200 MWt)とタービン入口圧力3ケース(6 MPa、4 MPa、2 MPa)の組み合わせについて検討を実施した。この検討により、設計条件によるガスタービンの形状や性能の変化が明らかになった。また、空力的・強度的に妥当な設計が可能となる出力と圧力の範囲が存在することが明らかになった。

ただし本検討は軸受や軸系の技術的成立性について考慮しておらず、今後、これらの面から、現存技術で設計が成立するための条件の見極めが必要であると思われる。また将来システム設計条件の最適化検討を実施する場合、作動ガス圧力の選定については、いくつかの圧力レベルについてシステム構成機器の設計、プラント全体のコスト評価を一通り実施し、比較した上で最適値を選定する必要があるだろう。

さらに、一軸式ではガスタービンの設計が困難な、比較的小出力・高圧の条件における設計の見通しを得るために、電気出力100 MWe、入口圧力6 MPaの二軸式ガスタービンの計画を実施した。その結果、既存技術レベルにて成立性が高く、かつシステムからの要求効率を満足する高性能のガスタービンを設計することができた。このケースでは、磁気軸受も現在の設計技術にて設計が可能と考えられる。

なおこのガスタービンの流量と圧力をともに1/3にすれば、ほぼ1997年5月に検討したHTTRのIHX(中間熱交換器)撤去案と同じ作動条件となり、そのままの形状でHTTRを使用した性能確認試験が可能となる可能性がある。

参考文献

- [1] Wilson, D. G., "The Design of High-Efficiency Turbomachinery and Gas Turbines," The MIT Press, 1984.
- [2] GCRA, "Initial Evaluation of the Gas-Turbine Modular High-Temperature Gas-Cooled Reactor," Final Report EP 91-19, 1992.
- [3] GCRA, "Evaluation of the Gas Turbine Modular Helium Reactor," DOE-HTGR-90380 FINAL DRAFT, 1993.
- [4] 日本機械学会 動力エネルギーシステム部門 P-SC 242 分科会, "高温ガス炉ガスタービン発電システム調査研究分科会報告書", 1996。
- [5] 堤 雅徳、田沼 唯士、岸部 忠晴、武藤 康、石山 新太郎, "HTGR-GT 直接サイクル予備設計-ガスタービン設計", 第6回動力エネルギー技術シンポジウム, 1998。
- [6] Bammert, K., Twardziok, W., "Kernkraftwerke mit Heliumturbinen für große Leistungen," Atomkernenergie, Vol.12, No.9/10, pp.305-326, 1967.
- [7] 日本機械学会, "技術資料 流体の熱物性値集", 1983。
- [8] Frutschi, H. U., "Ensuring Stable Circuit Conditions of Direct Cycle Helium Gas Turbine System," Trans. ASME, Journal of Engineering for Power, Vol.96, pp.435-439, 1974.
- [9] Craig, H. R. M., Cox, H. J. A., "Performance Estimation of Axial Flow Turbines," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol.185, No.32, pp.407-424, 1971.
- [10] 内部資料 (内海亮二、武藤康, "高温ガス炉用ヘリウムガスタービンの空力設計に関する検討 (軸流タービン設計・性能推定プログラム)", 1998)。
- [11] Ainley, D. G., Mathieson, G. C. R., "A Method of Performance Estimation for Axial-Flow Turbine," Aeron. Research Comm. Technical Report R.&M., No.2974, 1957.
- [12] Kacker, S. C., Okapuu, U., "A Mean Line Prediction Method for Axial Flow Turbine Efficiency," Trans. ASME, J. of Engineering for Power, Vol.104, pp.111-119, 1982.
- [13] Balje, O. E., Binsley, R. L., "Axial Turbine Performance Evaluation. Part A - Loss-Geometry Relationships," Trans. ASME, J. of Engineering for Power, Vol.90, pp.341-348, 1968.
- [14] ベ・エム・トロヤノフスキー著、永島俊三郎訳, "原子力タービン", タービン研究会。
- [15] 西野宏, "ガスタービン - およびジェットエンジン -", 朝倉書店, 1973。
- [16] Horlock, J. H., "Axial Flow Turbines," Butterworth and Company Ltd., 1966.
- [17] Macchi, E., Perdichizzi, A., "Efficiency Prediction for Axial-Flow Turbines Operating with

- Nonconventional Fluids,” Trans. ASME, J. of Engineering for Power, Vol.103, pp.718-724, 1981.
- [18] Smith, S. F., “A Simple Correlation of Turbine Efficiency,” J. of the Royal Aeronautical Society, Vol.69, pp.467-470, 1965.
- [19] 松尾栄人、“小形ターボチャージャーの設計”、東京工業大学講義資料。
- [20] Roelke, R. J., “Miscellaneous Losses,” in “Turbine Design and Application. Vol.2,” edited by Glassman, A. J., NASA SP-290, pp.127-128, 1973.
- [21] Koch, C. C., Smith, L. H., Jr., “Loss Sources and Magnitudes in Axial-Flow Compressors”, Trans. ASME, Journal of Engineering for Power, Vol.98, pp.411-424, 1976.
- [22] Koch, C. C., “Stalling Pressure Rise Capability of Axial Flow Compressor Stages,” Trans. ASME, Journal of Engineering for Power, Vol.103, pp.645-656, 1981.
- [23] 内部資料（内海亮二、武藤康、“高温ガス炉用ヘリウムガスタービンの空力設計に関する検討(軸流圧縮機設計・性能推定プログラム)”、1998）。
- [24] 安井澄夫、“ターボ機械 I 理論と設計の実際”、実教出版株式会社、1977。
- [25] 生井武文、井上雅弘、“ターボ送風機と圧縮機”、コロナ社、1988。
- [26] Discussion by P. Schwaar in ref. [39].
- [27] de Haller, P., “Comparison of the Performances of an Axial Compressor and the Corresponding Cascade Tests,” Bulletin de la Société Française des Mécaniciens, Special Cascade Symposium Issue, 1952.
- [28] Wilson, D. G., “Patterning Stage Characteristics for Wide-Range Axial Compressors,” ASME Paper 60-WA-113, 1960.
- [29] Baljé, O. E., “A Study on Design Criteria and Matching of Turbomachines : Part B - Compressor and Pump Performance and Matching of Turbocomponents,” Trans. ASME, Journal of Engineering for Power, Vol.84, pp.103-114, 1962.
- [30] 日本機械学会編、“機械工学便覧 基礎編 応用編”、1987。
- [31] Taylor, E. S. 著、日本航空工業会編、“ガスタービン及びジェットエンジン”、共立出版株式会社、1955。
- [32] Keller, C., “The Theory and Performance of Axial-Flow Fans,” McGraw-Hill, 1937.
- [33] 今井兼一郎監修、浜島操著、“ガスタービン設計”、近代工学出版、1965。
- [34] Reid, L., Moore, R. D., “Experimental Study of Low-Aspect-Ratio Compressor Blading,” ASME Paper No.80-GT-6, 1980.

- [35] 日本機械学会、“機械図集 送風機・圧縮機”。
- [36] Lieblein, S., Schwenk, F. C., Broderick, R. L., “Diffusion Factor for Estimating Losses and Limiting Blade Loadings in Axial-Flow Compressor Blade Elements,” NACA RM E53D01, 1953.
- [37] Lieblein, S., “Loss and Stall Analysis of Compressor Cascades,” Trans. ASME, Journal of Basic Engineering, Vol.81, pp.387-400, 1959.
- [38] Members of the Compressor and Turbine Research Division, “Aerodynamic Design of Axial Flow Compressors, II,” NACA E56 B03a, 1956, または NASA SP-36, 1965.
- [39] Lieblein, S., Johnsen, I. A., “Résumé of Transonic-Compressor Research at NACA Lewis Laboratory,” Trans. ASME, Journal of Engineering for Power, Vol.83, pp.219-234, 1961.
- [40] Adams, R. G., Bell, F. R., McDonald, C. F., Morse, D. C., “HTGR Gas Turbine Power Plant Configuration Studies,” Gulf-GA A12651, 1973.
- [41] GGA Project, “HTGR Gas Turbine Power Plant Control, Safety, and Maintenance Studies Phase II,” Gulf-GA-A12700, 1973.
- [42] McDonald, C. F., Adams, R. G., Bell, F. R., Fortescue, P., “Component Design Considerations for Gas Turbine HTGR Power Plant,” ASME Paper 75-GT-67, 1975.
- [43] Adams, R. G., Boenig, F. H., “The Design of Turbomachinery for the Gas Turbine (Direct Cycle) High Temperature Gas Cooled Reactor Power Plant,” ASME Paper 77-GT-38, 1977.
- [44] McDonald, C. F., “The Closed-Cycle Turbine - Present and Future Prospectives for Fossil and Nuclear Heat Sources,” ASME Paper 78-GT-102, 1978.
- [45] McDonald, C. F., “The Nuclear Closed-Cycle Gas Turbine (GT-HTGR) — A Utility Power Plant for the Year 2000,” GA-A15184, presented at the American Institute of Aeronautics and Astronautics 17th Aerospace Sciences Meeting, New Orleans, Louisiana, January 15-17, 1979.
- [46] 生井武文、井上雅弘、“粘性流体の力学”、理工学社、1982。
- [47] Stewart, W. L., “Analysis of Two-Dimensional Compressible-Flow Loss Characteristics Downstream of Turbomachine Blade Rows in Terms of Basic Boundary-Layer Characteristics,” NACA TN 3515, 1955.
- [48] Smith, L. H., Jr., “Casing Boundary Layers in Multistage Axial-Flow Compressors,” Flow Research on Blading, L. S. Dzung, ed., Elsevier Publishing, Amsterdam, Netherlands, 1970.
- [49] Howell, A. R., “The Present Basis of Axial Flow Compressor Design,” Aeron. Res. Council, Technical Report, R.& M., No.2095, 1942.
- [50] Geyer, R. P., Lucas, J. G., “Investigation of Effects of Reynolds Number on Over-All Performance

- of an Eight-Stage Axial-Flow Compressor with Two Transonic Inlet Stages,” NACA RM E56L11a, 1957.
- [51] Sievers, G. K., Geyc, R. P., Lucas, J. G., “Investigation of Reynolds Number Effects on Performance of an Eight-Stage Axial-Flow Research Compressor with Long- and Medium-Chord Lengths in the Two Transonic Inlet Stages,” NACA RM E57J30, 1958.
- [52] 須之部量寛、藤江邦男、“ガスタービン”、共立出版株式会社、1967。
- [53] 社団法人 日本電機工業会 ヘリウムタービン調査委員会、“直接サイクルヘリウムタービン発電システムに関する調査報告書”、1974。
- [54] Lidsky L. M., Yan, X. L., “Modular Gas-Cooled Reactor Gas Turbine Power Plant Designs,” JAERI-M 92-215, 1992.
- [55] Yan, X. L., “Design of Closed-Cycle Helium Turbine MGR Power Plants,” MIT NPI-TR-47, 1993.
- [56] Matsuo, E., Tsutsumi, M., Ogata, K., Nomura, S., “Conceptual Design of Helium Gas Turbine for MHTGR-GT,” IAEA-TECDOC-899, Proceedings of a Technical Committee meeting, Beijing, China, 30 October – 2 November, 1995.
- [57] 堤雅徳、緒方寛、猪狩敏秀、“450 MWT ヘリウムタービン発電モジュール試設計”、私信、1994。
- [58] 川池和彦、“特集・「高温・高効率化の歩みと展望」 (1)総論”、日本ガスタービン学会誌、Vol.25、No.97、pp.2-8、1997。
- [59] 服部博、“ガスタービン材料の最近の動向 — 航空エンジンの事例 — ”、日本ガスタービン学会誌、Vol.25、No.98、pp.71-79、1997。
- [60] 原田広史、山縣敏博、“金属材料技術研究所におけるガスタービン用超耐熱合金研究”、日本ガスタービン学会誌、Vol.25、No.98、pp.110-113、1997。
- [61] 三菱マテリアル(株)、“耐熱合金データ集”、1994。
- [62] 日本磁気ベアリング(株)、“能動型磁気軸受 工業用回転機への応用”。
- [63] 横山英二、磯貝登、大嶋仁一郎、“能動型磁気軸受の技術と応用”、日本ガスタービン学会誌、Vol.24、No.94、pp.25-30、1996。
- [64] 三菱重工業(株) 長崎造船所、長崎研究所、“高温発電 軸系設計”、第5回高温発電システム検討専門部会資料、No. 5-4-3、1998。
- [65] 竹中豊、井出朗、前田禎彦、“高温ガス炉核熱利用プラント概念の検討”、火力原子力発電、Vol.47、No.9、pp.60-70、1996。

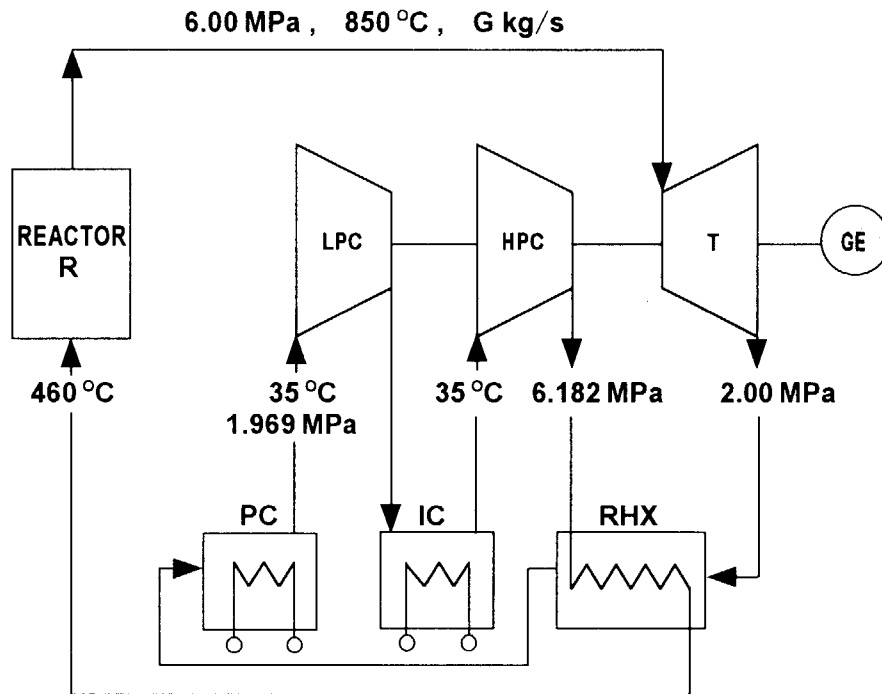
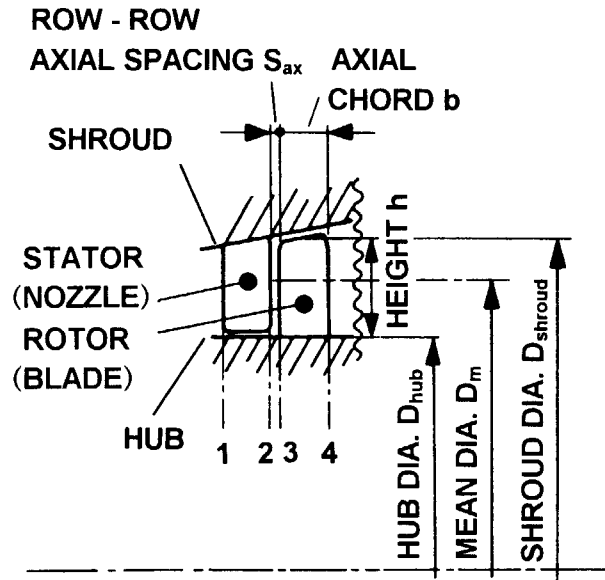
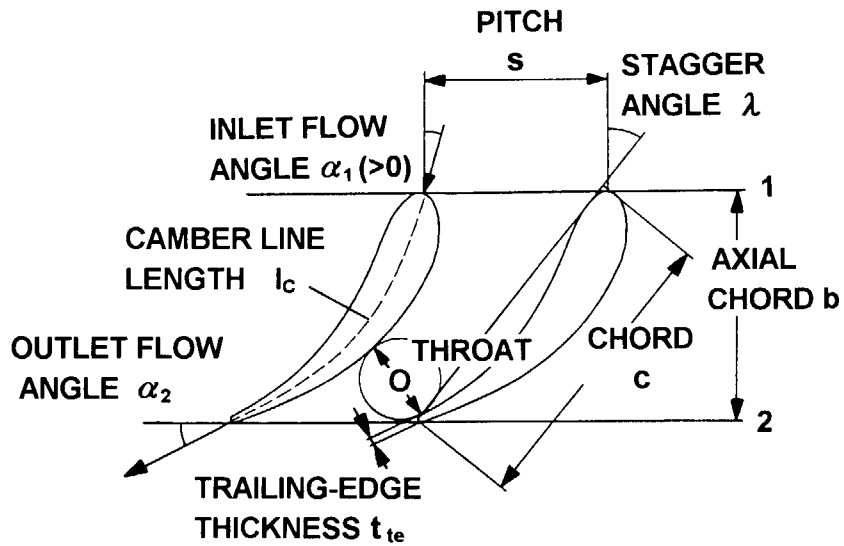


Fig. 2.1 Direct cycle HTGR-G/T power generation system .

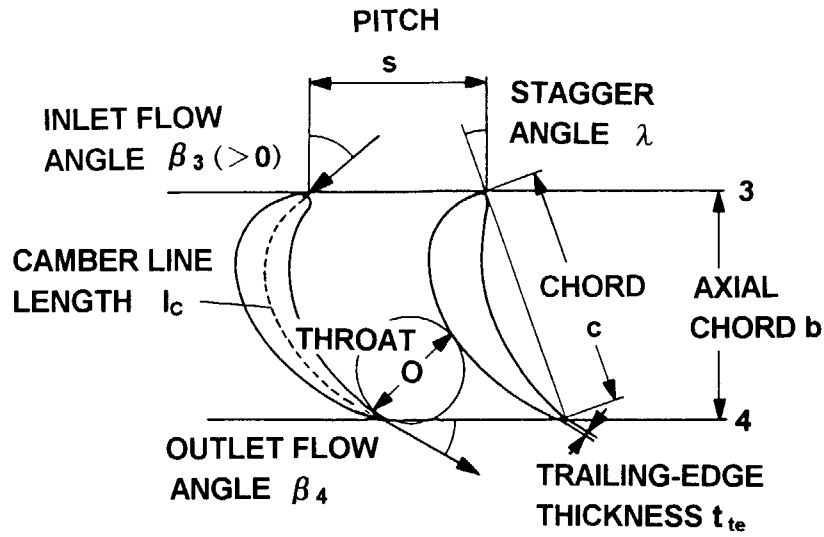


(a) MERIDIONAL VIEW



(b) STATOR BLADE ROW

Fig. 3.1 Notation for turbine stage .



(c) ROTOR BLADE ROW

Fig. 3.1 Notation for turbine stage (continued).

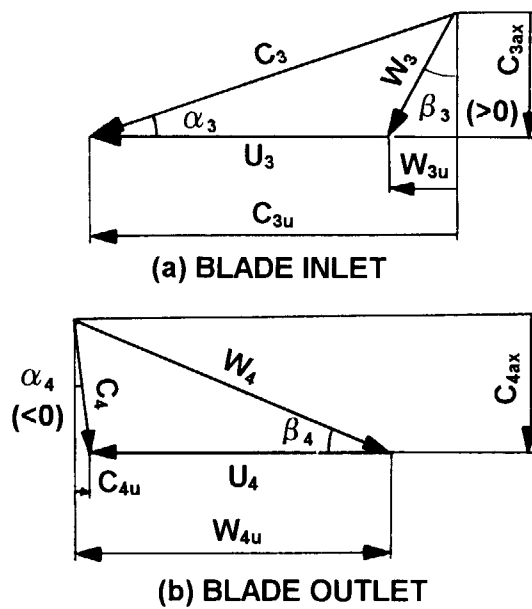


Fig. 3.2 Turbine rotor velocity diagram .

Table 3.1 List of input data .

行	変数名	書式	意味	単位	備考	
1 - 2	TITLE	36A4	タイトル	—		
3	DFHI	G12.5	初段ハブ直径	mm	性能推定問題の場合のみ入力。	
	DFSI	G12.5	初段シュラウド直径	mm		
	DEHI	G12.5	最終段ハブ直径	mm		
	DESI	G12.5	最終段シュラウド直径	mm		
	NSTAGE	G12.5	段数	—	単段計算の場合は 1	
4	UCOM	G12.5	設計理論速度比	—	UCOM は設計問題の場合のみ入力。	
	ROHI	G12.5	設計反動度 (☆)	—		
	FAII	G12.5	設計流量係数 (☆)	—		
5	FAINI	G12.5	静翼速度係数	—	入力しない場合、C,C&W*モデルによって計算される。	
	FAIBI	G12.5	動翼速度係数	—		
	BE4I	G12.5	動翼出口角 (☆)	°	入力しない場合、プログラム内部で計算される (軸流流出)。	
6	K	G12.5	比熱比	—	設計仕様。	
	R	G12.5	気体定数	kJ/kgK		
7	PIT	G12.5	入口全圧	MPa		
	TIT	G12.5	入口全温	K		
	PES	G12.5	出口静圧	MPa		
	RPM	G12.5	回転数	rpm		
	GDI	G12.5	質量流量	kg/s		
8	TCS	G12.5	静翼チップクリアランス (半径)	mm		入力しない場合、翼ハイトの 1% に設定される。
	TCR	G12.5	動翼チップクリアランス (半径)	mm		
	BBDMS	G12.5	静翼の無次元軸コード長 b/D_m	—		入力しない場合、静翼は 0.050、動翼は 0.035 に設定される。
	BBDMR	G12.5	動翼の無次元軸コード長 b/D_m	—		
	PBCS	G12.5	静翼のピッチ/コード	—	入力しない場合、A&M**の最適値に設定される。	
	PBCR	G12.5	動翼のピッチ/コード	—		
9	STGS	G12.5	静翼のスタック角	°	入力しない場合、K&O***の値に設定される。	
	STGR	G12.5	動翼のスタック角	°		

注 1) * Craig, Cox and Wilson, ** Ainley and Mathieson, *** Kacker and Okapuu

注 2) ☆のデータは、ROHI と FAII 入力または BE4I のみ入力のいずれか一方とすること。

注 3) 8、9 行目は入力しなくても良い (入力しない場合、デフォルト値を使用)。

注 4) 10 行目には必ず空白行を入れておくこと。

Table 3.2 Input data .

200MW SINGLE SHAFT TURBINE
 (DESIGN, C, C&W, Pr=2.5, TOT=950C, 16STG, U/CO=0.60)

0.	0.	0.	0.	16.
0.60	0.	0.		
0.	0.	22.0		
1.664	2.072			
6.00	1223.15	2.40	3600.	114.2

```

C-----+-----+-----+-----+-----+
C INPUT OF TURB. FOR ( TURB. DAT )
C
C READ(5,500) (TITLE(1), I=1, 36)
C READ(5,502) DFHI, DFSI, DEHI, DESI, NSTAGE
C READ(5,502) UCOM, ROHI, FAII
C READ(5,502) FAINI, FAIBI, BE4I
C READ(5,502) K, R
C READ(5,502) PIT, TIT, PES, RPM, GDI
C READ(5,502) TCS, TCR, BBDMS, BBDMR, PBCS, PBCR
C READ(5,502) STGS, STGR
C-----+-----+-----+-----+
    
```

(a) For design calculation .

TOSHIBA SINGLE SHAFT TURBINE
 (DESIGN ANALYSIS, C, C&W)

2282.	2408.	2282.	2492.	5.	
0.	0.	0.			
0.	0.	0.			
1.664	2.072				
7.03	1123.15	2.63	3600.	240.34	
0.40	0.40	0.043	0.026	0.	0.

```

C-----+-----+-----+-----+
C INPUT OF TURB. FOR ( TURB. DAT )
C
C READ(5,500) (TITLE(1), I=1, 36)
C READ(5,502) DFHI, DFSI, DEHI, DESI, NSTAGE
C READ(5,502) UCOM, ROHI, FAII
C READ(5,502) FAINI, FAIBI, BE4I
C READ(5,502) K, R
C READ(5,502) PIT, TIT, PES, RPM, GDI
C READ(5,502) TCS, TCR, BBDMS, BBDMR, PBCS, PBCR
C READ(5,502) STGS, STGR
C-----+-----+-----+
    
```

(b) For performance prediction .

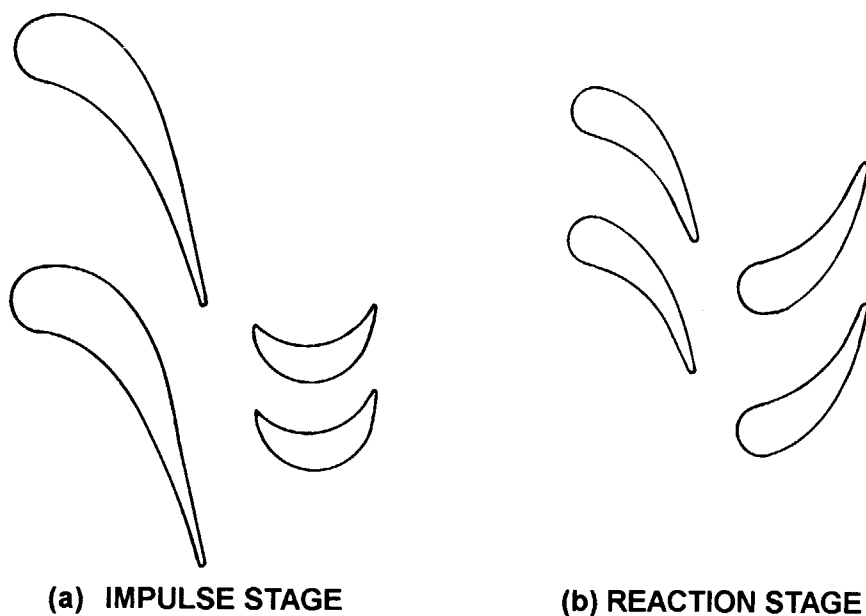


Fig. 3.3 Types of turbine stage.

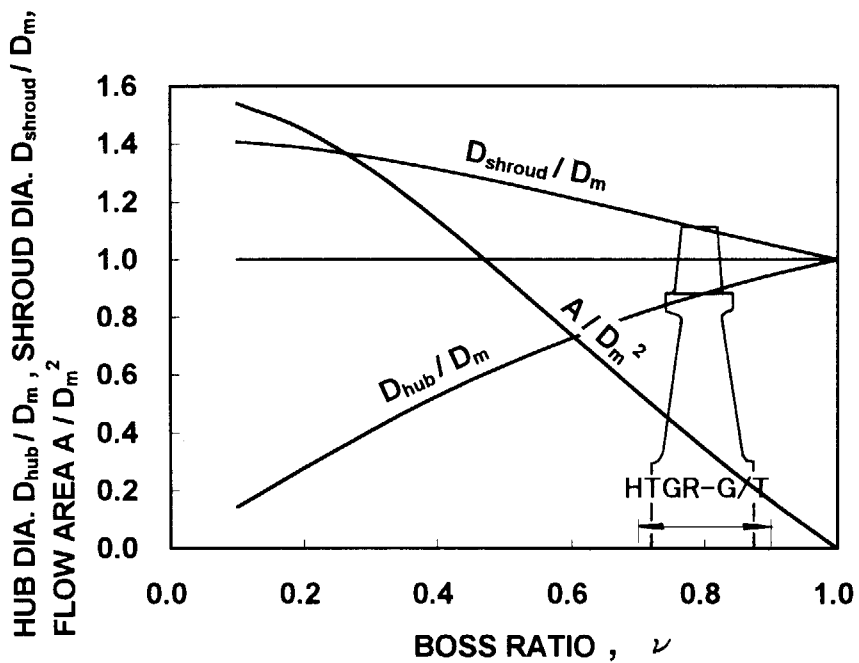


Fig. 3.4 Variation of stage diameters and flow area with boss ratio.

Table 3.3 Output list (input data echo, loss calculation results) .

INPUT DATA (MEAN LINE DESIGN/ANALYSIS : TURB. FOR)

200MW SINGLE SHAFT TURBINE
 (DESIGN, C, C&W, Pr=2.5, TOT=950C, 16STG, U/CO=0.60)

.0000	.0000	.0000	.0000	16.0000
.6000	.0000	.0000		
.0000	.0000	22.0000	.0000	.0000
1.6640	2.0720			
6.0000	1223.1500	2.4000	3600.0000	114.2000 .0000
.0000	.0000	.0000	.0000	.0000 .0000
.0000	.0000			
0	0	0	0	0

200MW SINGLE SHAFT TURBINE
 (DESIGN, C, C&W, Pr=2.5, TOT=950C, 16STG, U/CO=0.60)

===== ENERGY LOSS (STAGE NO. = 0) =====

CRAIG, COX & WILSON MODEL
 S/C = A&M , STAGGER = K&O

			NOZZLE	BLADE
INLET FLOW ANGLE	AL in, f (deg)		.00	27.63
OUTLET FLOW ANGLE	ALout, f (deg)		-71.76	-68.00
FLOW TURNING ANGLE	ALturn (deg)		71.76	95.63
STAGGER ANGLE	LAMDA (deg)		56.20	43.07
NUMBER OF BLADE	Nblade (-)		51.00	100.00
THROAT	0 (mm)		31.13	19.00
AXIAL CHORD / DM	b/Dm (%)		4.98	3.49
PITCH / AXIAL CHORD	s/b (%)		123.77	89.90
PITCH / CHORD	s/c (%)		68.86	65.67
CAMBER / CHORD	lc/c (-)		1.08	1.20
PITCH / CAMBER	s/lc (-)		.63	.55
ASPECT RATIO	h/b (-)		1.30	1.85
TANG. LIFT COEFF.	CLzweifel (-)		.74	.75
T. E. THICKNESS/PITCH	Tte/s (%)		2.90	3.05
TIP CLEARANCE	tc (mm)		1.05	1.05
LIFT PARAMETER	CLx (-)		12.44	13.14
MODIFIED LIFT PARAM.	CLx(s/lc) (-)		7.90	7.16
CONTRACTION RATIO	CR (-)		2.51	2.09
BASIC PROF. LOSS PAR.	Xpro, para (-)		.61	.66
BASIC PROFILE LOSS	Xpro, base (%)		3.07	3.26
THROAT REYNOLDS NO.	Re, throat (-)		46949E+06	24079E+06
AX. C. REYNOLDS NO.	Re, b (-)		12118E+07	71503E+06
REYNOLDS NO. EFFECT	Xpro, re (-)		.81	.89
T. E. EFFECT	Xpro, te (-)		1.13	1.12
T. E. LOSS	dXte (%)		.07	.08
TOTAL PROFILE LOSS	Xpro, tot (%)		2.87	3.33
SECONDARY LOSS	Xsec (%)		1.93	1.98
TIP CLEARANCE LOSS	Xcl (%)		2.18	2.17
DESIGN POINT LOSS	Xdes (%)		6.98	7.48
ENERGY COEFFICIENT	FAI2 (-)		.9348	.9304
VELOCITY COEFFICIENT	FAI (-)		.9668	.9646
T-T STAGE EFFICIENCY (WILSON)	(-)		.9243	

Table 3.4 Output list (results of stage calculation).

200MW SINGLE SHAFT TURBINE
(DESIGN, C, C&W, Pr=2.5, TOT=9500, 16STG, U/CO=0.60)

STAGE NO. 0

	1	2	3	3R	4	4R
PRESSURE (Pa)	t 3968784.	3959131.	3959131.	3840870.	3751684.	3833702.
	s 3955964.	3824180.	3824180.	3824180.	3738397.	3738397.
TEMPERATURE (K)	t 1050.795	1050.795	1050.795	1038.167	1029.255	1038.167
	s 1049.440	1036.366	1036.366	1036.366	1027.800	1027.800
SPE. VOLUME (m3/kg)	.549	.561	.561	.561	.569	.569
VELOCITY (m/s)	118.628	387.165	387.165	136.781	122.940	328.183
FLOW ANGLE (deg)	.000	18.241	18.241	27.625	.000	22.000
MACH NUMBER (---)	.062	.205	.205	.072	.065	.174
MASS FLOW (kg/s)	114.1993	114.1999	114.1999	114.1998	114.1967	114.1957
CuR (m2/s)	.000	296.795	296.795		.000	
HUB DIA. (mm)	1506.402	1506.402	1506.402		1506.402	
SHROUD DIA. (mm)	1715.404	1715.404	1715.404		1715.404	
BOSS RATIO (---)	.878	.878	.878		.878	
MEAN DIA. (mm)	1614.289	1614.289	1614.289		1614.289	
PERIF. SPEED (m/s)	.000	.000	304.286		304.286	
TIP CLEARANCE (mm)	.000	.000	.000		.000	

NUMBER OF STAGES = 16.000 (-)

T-T PRESS. RATIO = 1.058 (-) T-S PRESS. RATIO = 1.062 (-)

THEORETICAL VEL. CO = 507.144 (m/s) CO RATIO (CO/COavg) 2 = 1.058 (-)

THEO. VEL. RATIO U/CO = .600 (-) SPEED N = 3600.000 (rpm)

REACTION = .377 (-)

SPECIFIC SPEED = .071 (-)

FLOW COEFFICIENT = .404 (-)

WORK COEFFICIENT = 1.208 (-)

T-T EFFICIENCY = .924 (-) T-S EFFICIENCY = .870 (-)

INTERNAL WORK Lt = 12.777 (MW)

NOZZLE VEL. COEFF. = .967 (-) BLADE VEL. COEFF. = .965 (-)

TURNING = 71.759 (deg) TURNING = 95.625 (deg)

===== LOSS BREAKDOWN =====

NOZZLE PROFILE LOSS (%)	1.67	
NOZZLE SECONDARY LOSS (%)	1.12	
NOZZLE CLEARANCE LOSS (%)	1.27	((tc)n = 1.05 (mm))
VANELESS NOZZLE LOSS (%)	.00	
BLADE PROFILE LOSS (%)	1.39	
BLADE SECONDARY LOSS (%)	.83	
BLADE CLEARANCE LOSS (%)	.91	((tc)b = 1.05 (mm))
EXHAUST LOSS (%)	5.88	
T-S EFFICIENCY (%)	86.93	

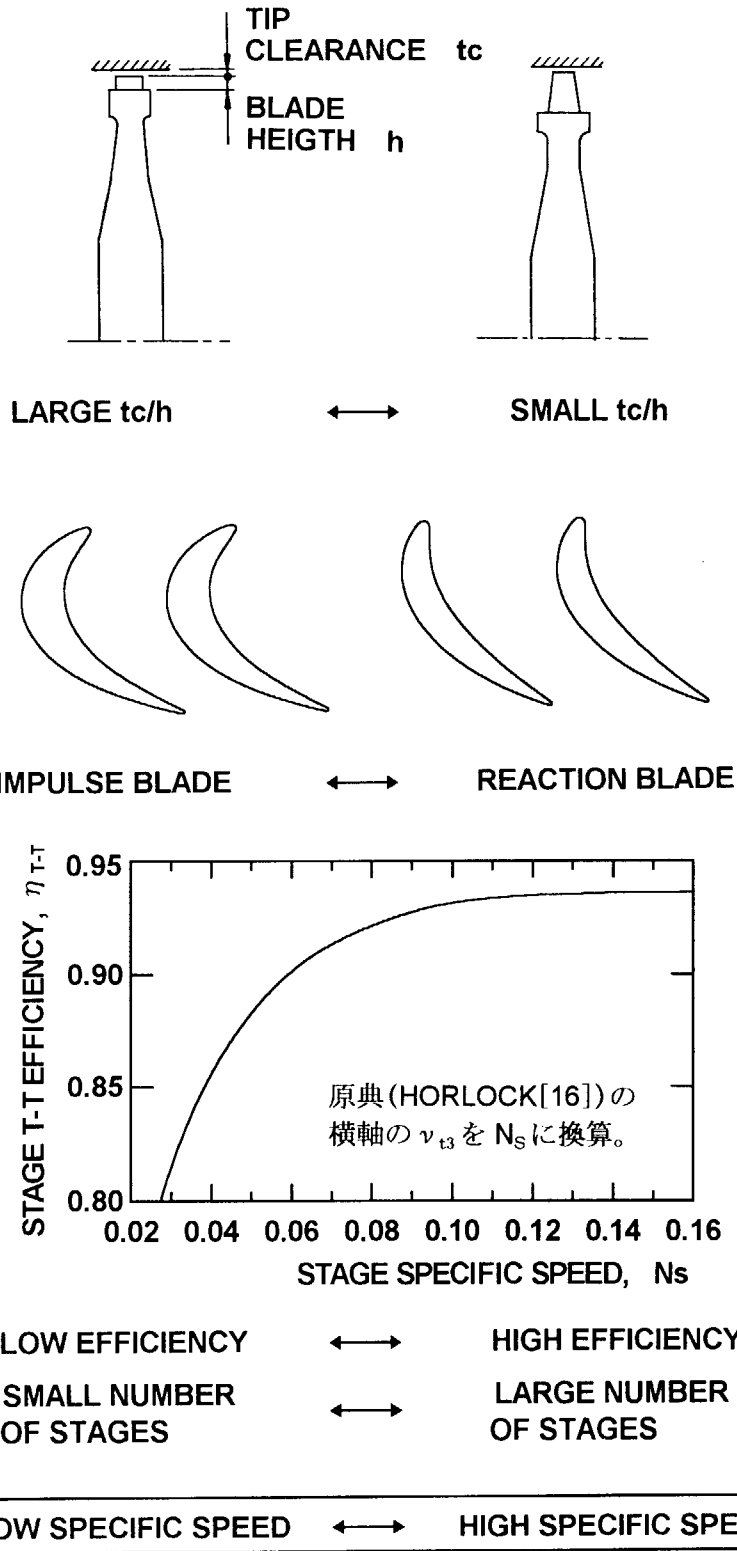


Fig. 3.5 Geometry variation with stage specific speed .

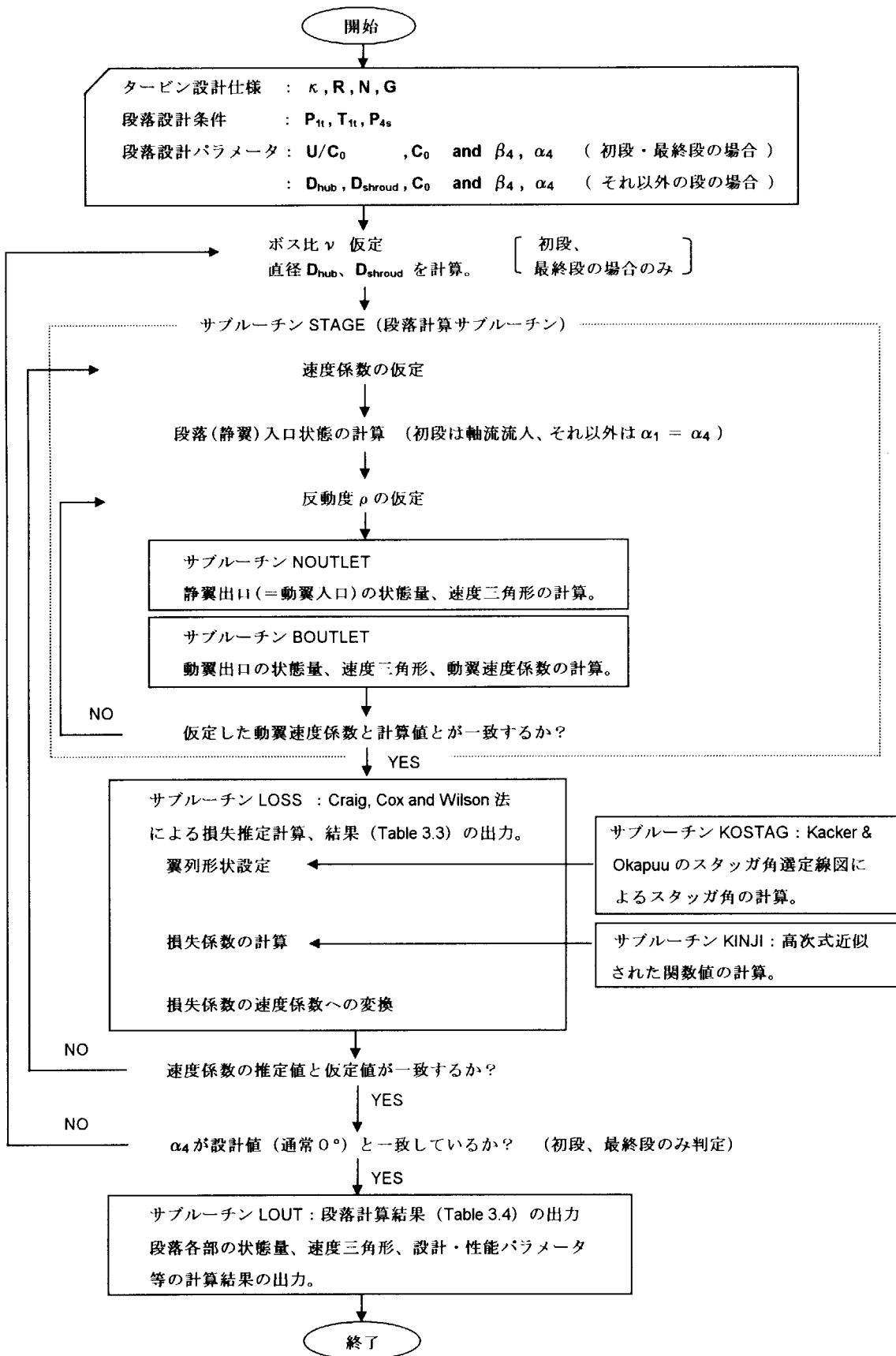


Fig. 3.6 Flow chart of the stage design calculation (β_4, α_4 input).

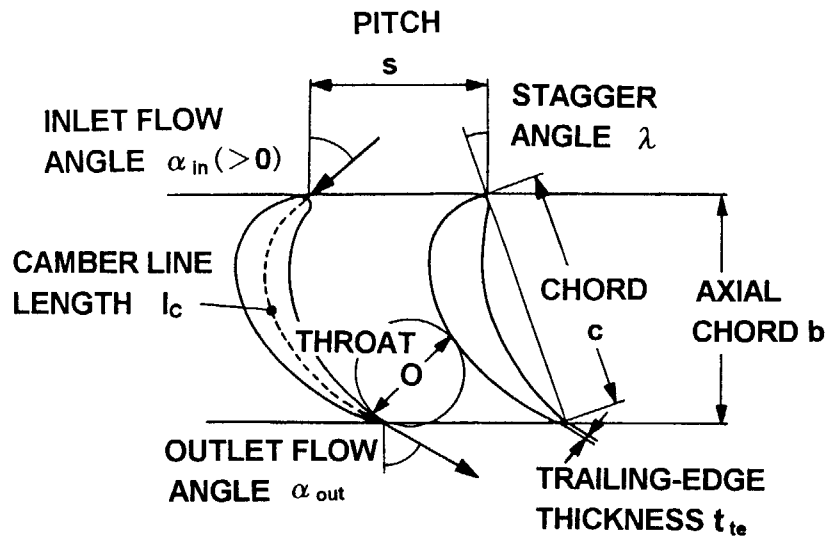


Fig. 3.7 Turbine blade row (rotor) .

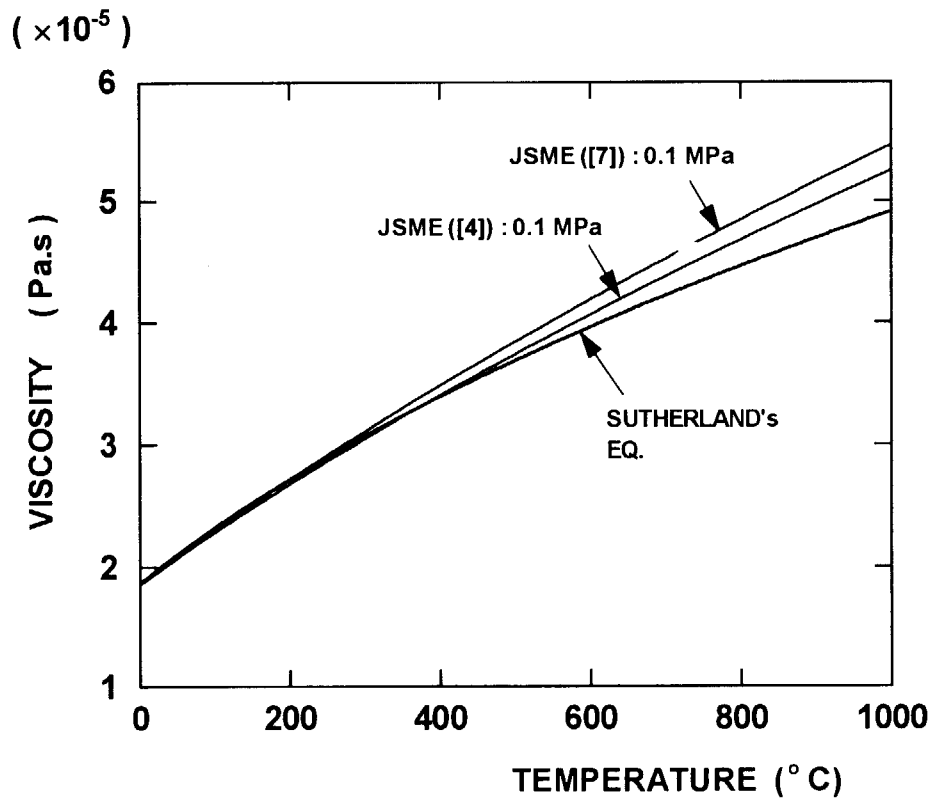
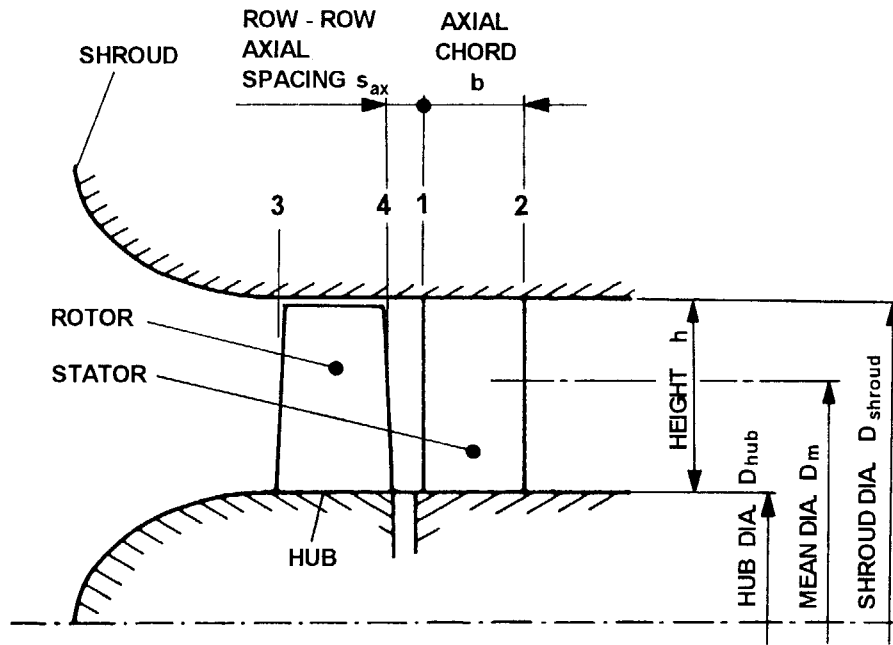
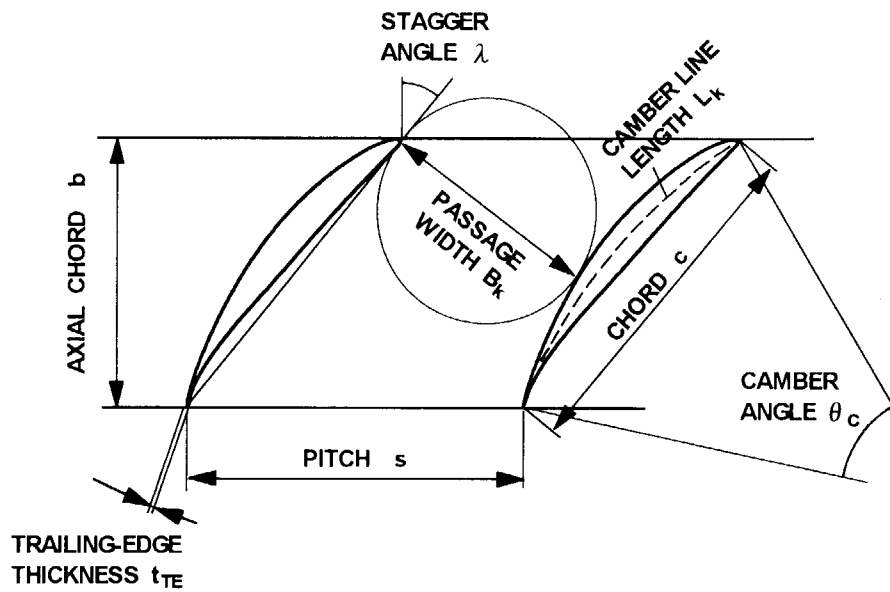


Fig. 3.8 Viscosity of helium gas.



(1) MERIDIONAL VIEW



(2) BLADE ROW

Fig. 4.1 Compressor stage and blade row.

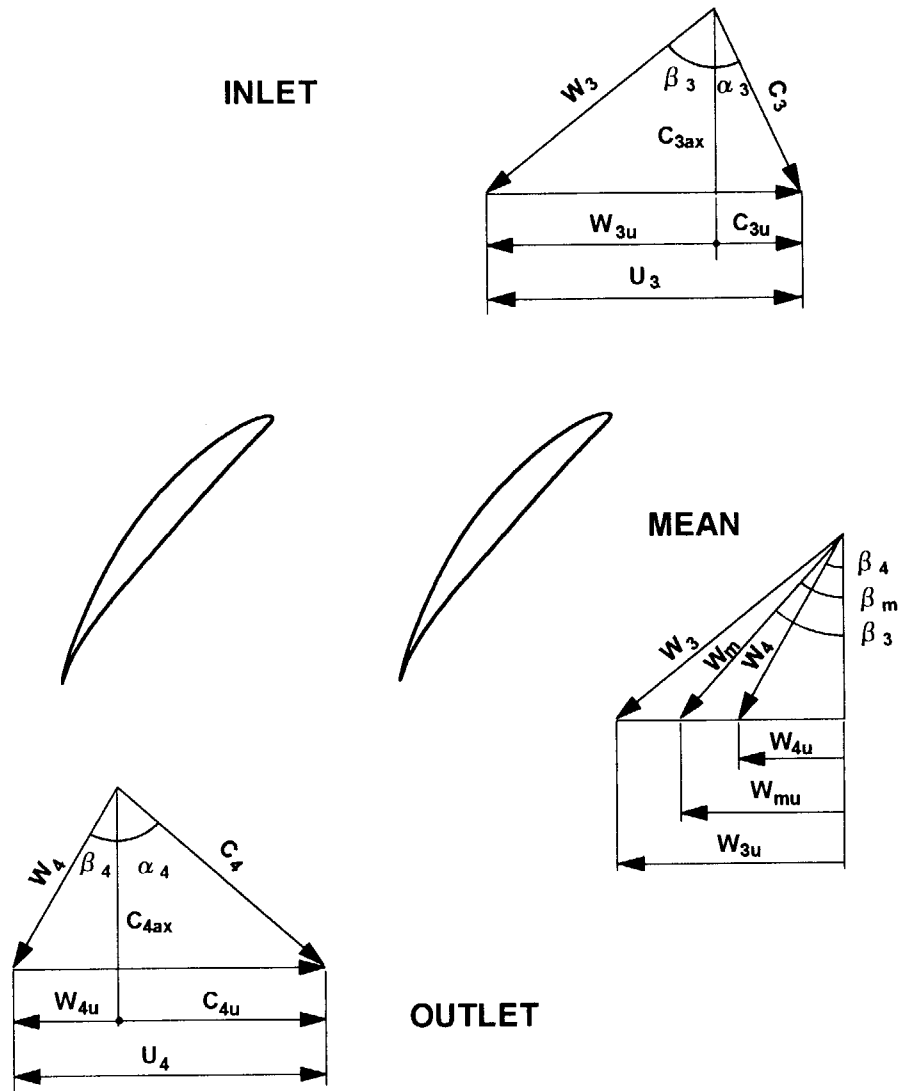


Fig. 4.2 Velocity diagram (rotor).

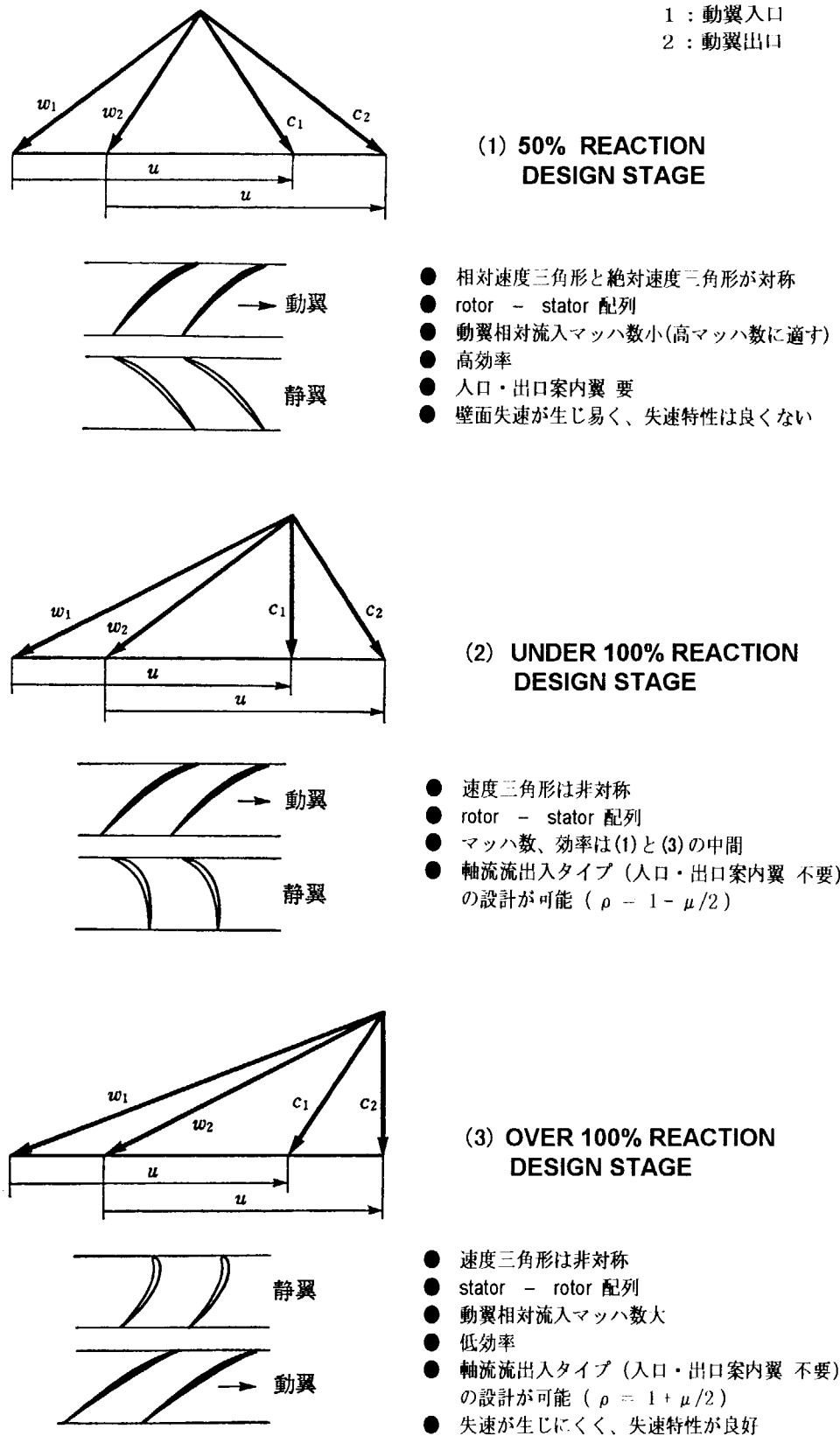


Fig. 4.3 Stage arrangement and velocity diagram variation with stage reaction ²⁵⁾.

Table 4.1 List of input data .

行	変数名	書式	意味	単位	備考
1-2	TITLE	36A4	タイトル	—	
3	DFHI	G12.5	初段ハブ直径	mm	性能推定問題の場合にのみ入力。
	DFSI	G12.5	初段シュラウド直径	mm	
	DEHI	G12.5	最終段ハブ直径	mm	
	DESI	G12.5	最終段シュラウド直径	mm	
	NSTAGE	G12.5	段数	—	単段計算の場合は1
4	ROHI	G12.5	設計反動度	—	☆は設計問題の場合にのみ入力。
	MYUTI	G12.5	設計段落負荷係数(☆)	—	
	FAII	G12.5	設計流量係数(☆)	—	静翼速度係数は反動度が100%以上の場合にのみ必要。
	FAINI	G12.5	静翼速度係数	—	
5	K	G12.5	比熱比	—	設計仕様。
	R	G12.5	気体定数	kJ/kgK	
6	PIT	G12.5	入口全圧	MPa	
	TIT	G12.5	入口全温	K	
	PET	G12.5	出口全圧	MPa	
	RPM	G12.5	回転数	rpm	
	GD	G12.5	質量流量	kg/s	
7	SOLIDS	G12.5	静翼ソリディティ	—	
	SOLIDR	G12.5	動翼ソリディティ	—	
8	TCS	G12.5	静翼チップクリアランス(半径)	mm	入力しない場合、翼ハイトの1%に設定される。
	TCR	G12.5	動翼チップクリアランス(半径)	mm	
	SAXBB	G12.5	翼列間隔 S_{ax} /軸コード長 b	—	入力しない場合、0.25に設定される。
	BBDMS	G12.5	静翼の無次元軸コード長 b/D_m	—	入力しない場合、静翼は0.045、動翼は0.035に設定される。
	BBDMR	G12.5	動翼の無次元軸コード長 b/D_m	—	

注1) 8行目は入力しなくても良い(入力しない場合、デフォルト値を使用)。

注2) 9行目には必ず空白行を入れておくこと。

Table 4.2 Input data .

```

200MW HTGR-G/T LP COMPRESSOR
( Pr=1.62, ROH=0.75, MYUT=0.5, FAI=0.7 )
.0000 .0000 .0000 .0000 20.0000 .0000
.7500 .5000 .7000 .0000 .0000 .0000
1.6670 2.0770
2.3600 306.1500 3.8200 3600.0000 114.2000
1.2500 1.2500
.0000 .0000 .0000 .0000 .0000
-----+-----+-----+-----+-----+-----+
C INPUT OF COMP. FOR ( C.DAT )
C
C READ(5,500) (TITLE(I), I=1,36)
C READ(5,502) DFHI, DFSI, DEHI, DESI, NSTAGE
C READ(5,502) ROHI, MYUTI, FAII, FAINI
C READ(5,502) K, R
C READ(5,502) PIT, TIT, PET, RPM, GD
C READ(5,502) SOLIDS, SOLIDR
C READ(5,502) TCS, TCR, SAXBB, BBDMS, BBDMR
C-----+-----+-----+-----+-----+

```

(1) for design calculation .

```

HITACHI 3600rpm LPC
( ROH=0.50, SOLIDITY=1.20, K, S&W )
1352.0000 1502.0000 1352.0000 1502.0000 14.0000 .0000
.5000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000
1.6670 2.0770
2.5900 306.1500 4.3300 3600.0000 240.3000
1.2000 1.2000
.7500 .7500 .3700 .0290 .0220
-----+-----+-----+-----+-----+
C INPUT OF COMP. FOR ( C.DAT )
C
C READ(5,500) (TITLE(I), I=1,36)
C READ(5,502) DFHI, DFSI, DEHI, DESI, NSTAGE
C READ(5,502) ROHI, MYUTI, FAII, FAINI
C READ(5,502) K, R
C READ(5,502) PIT, TIT, PET, RPM, GD
C READ(5,502) SOLIDS, SOLIDR
C READ(5,502) TCS, TCR, SAXBB, BBDMS, BBDMR
C-----+-----+-----+-----+-----+

```

(2) for performance prediction .

Table 4.3 Output list (results of stage calculation).

HITACHI 3600rpm LPC
(ROH=0.50, SOLIDITY=1.20, K, S&W)

STAGE NO. 0

	3	3R	4	4R	1	2
PRESSURE (Pa) t	3343302.	3408730.	3474042.	3402587.	3474042.	3468307.
	s 3271713.	s 3271713.	s 3333018.	s 3333018.	s 3333018.	s 3398260.
TEMPERATURE (K) t	342.156	344.820	347.696	344.816	347.696	347.696
	s 339.206	s 339.206	s 341.978	s 341.978	s 341.978	s 344.869
SPE. VOLUME (m3/kg)	.215	.215	.213	.213	.213	.211
VELOCITY (m/s)	175.020	241.424	243.640	171.661	243.640	171.316
FLOW ANGLE (deg)	28.438	50.352	51.309	27.480	51.309	28.438
MACH NUMBER (--)	.161	.223	.224	.158	.224	.157
MASS FLOW (kg/s)	240.2994	240.5262	240.2999	240.2797	240.2999	240.3002
CuR (m2/s)	59.548		135.871		135.871	58.288
HUB DIA. (mm)	1352.000		1352.000		1352.000	1352.000
SHROUD DIA. (mm)	1502.000		1502.000		1502.000	1502.000
BOSS RATIO (--)	.900		.900		.900	.900
MEAN DIA. (mm)	1428.970		1428.970		1428.970	1428.970
PERIF. SPEED (m/s)	269.354		269.354		269.354	269.354
TIP CLEARANCE (mm)	.750		.750		.750	.750

NUMBER OF STAGES =	14.000 (-)	FLOW COEFF. (OUT) =	.492 (-)
FLOW COEFF. (IN) =	.661 (-)	SHROUD DIA. (OUT) =	1502.000 (mm)
SHROUD DIA. (IN) =	1502.000 (mm)		
T-T PRESS. RATIO =	1.037 (-)	T-S PRESS. RATIO =	1.016 (-)
TOTAL TEMP. RISE =	77.552 (deg)	DT RATIO DT/DTM =	1.000 (-)
TEMP. RISE COEFF. =	.397 (-)	SPEED N =	3600.000 (rpm)
REACTION =	.501 (-)		
SPECIFIC SPEED =	.208 (-)	T-T EFFICIENCY E _{imp} =	.955 (-)
FLOW COEFF. (AVG) =	.565 (-)	T-T EFFICIENCY E _{stg} =	.914 (-)
T-T EFFICIENCY E _c =	.901 (-)	INTERNAL WORK L _{stg} =	6.910 (MW)
INTERNAL WORK L _c =	96.737 (MW)		

STATOR PRES. COEFF. =	.463 (--)	ROTOR PRES. COEFF. =	.447 (-)
TURNING ANG. =	22.871 (deg)	TURNING ANG. =	22.871 (deg)
EQ. IN. ANG. =	51.461 (deg)	EQ. IN. ANG. =	50.512 (deg)
EQ. OU. ANG. =	28.306 (deg)	EQ. OU. ANG. =	27.346 (deg)
EQ. AV. ANG. =	41.892 (deg)	EQ. AV. ANG. =	40.873 (deg)
STAGGER ANG. =	36.902 (deg)	STAGGER ANG. =	35.776 (deg)
(b/Dm) _s =	.029 (-)	(b/Dm) _r =	.022 (-)
SOLIDITY =	1.200 (-)	SOLIDITY =	1.200 (-)
NO. OF BLADE =	104.000 (-)	NO. OF BLADE =	139.000 (-)
LIEBLEIN DF =	.478 (-)	LIEBLEIN DF =	.469 (-)
LIEBLEIN DQ =	1.783 (-)	LIEBLEIN DQ =	1.764 (-)
EFFECTIVNES =	.921 (-)	EFFECTIVNES =	.912 (-)
T. P. L. COEFF. =	.041 (-)	T. P. L. COEFF. =	.045 (-)
EFF. LOSS =	.041 (-)	EFF. LOSS =	.044 (-)
STAGE EFFICIENCY =	.914 (-)		

Table 4.4 Output list (results of loss calculation).

HITACHI 3600rpm LPC

(ROH=0.50, SOLIDITY=1.20, K, S&W)

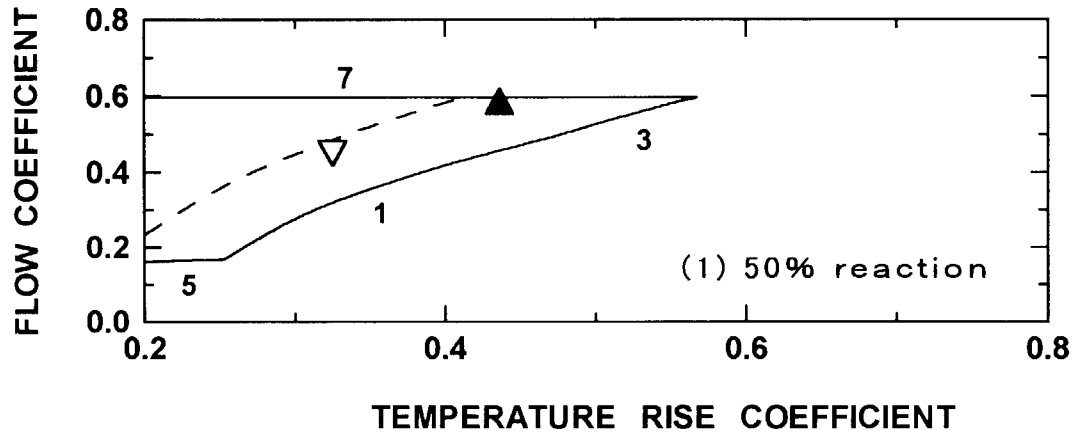
===== ENERGY LOSS (STAGE NO. = 0) =====

KOCH, SMITH & WILSON MODEL

				STATOR	ROTOR
AVERAGE FLOW ANGLE	AL, m	(deg)		41.83	40.81
STAGGER ANGLE	LAMDA	(deg)		36.83	35.70
MAX. BLADE THICKNESS	tmax/c	(%)		10.00	10.00
L. E. BLADE THICKNESS	t _{le} /c	(%)		1.30	1.30
BLADE SURFACE ROUGH.	kmax	(micr)		12.00	12.00
AXIAL CHORD/MEAN DIA.	b/Dm	(%)		2.90	2.20
NUMBER OF BLADE	Nblade	(-)		104.00	139.00
BLADE PITCH	s	(mm)		43.17	32.30
BLADE CHORD	c	(mm)		51.80	38.76
BLADE ASPECT RATIO	h/c	(-)		1.45	1.94
TIP CLEARANCE	tc	(mm)		.75	.75
STRAMTUBE CONT. RATIO	Aa2/Aa1	(-)		1.000	1.000
EQUIVALENT DIFF. RATIO	Deq	(-)		1.757	1.740
T. E. MOMENTUM THICK.	(THTE/c)0	(-)		.123E-01	.121E-01
T. E. SHAPE FACTOR	(Hte)0	(-)		1.758	1.740
INLET MACH NUMBER	M1	(-)		.224	.223
HTE CORR. FACTOR (M1)	KH1	(-)		1.009	1.009
THTE CORR. FACTOR (M1)	KM1	(-)		.981	.981
STRAMTUBE CONT. RATIO	h1/h2	(-)		1.000	1.000
HTE CORR. FACTOR (Hr)	KH2	(-)		1.000	1.000
THTE CORR. FACTOR (Hr)	KM2	(-)		1.000	1.000
VISCOSITY	MYU	(Pas)		.219E-04	.218E-04
CHORD REYNOLDS NUMBER	Re	(-)		.270E+07	.199E+07
HTE CORR. FACTOR (Re)	KH3	(-)		1.000	1.000
THTE CORR. FACTOR (Re)	KM3	(-)		1.258	1.349
T. E. MOMENTUM THICK.	THTE/c	(-)		.151E-01	.160E-01
T. E. SHAPE FACTOR	Hte	(-)		1.773	1.755
PROFILE PRESSURE LOSS	(dP)pr	(Pa)		2699.78	2830.34
L. E. PRESSURE LOSS	(dP)le	(Pa)		.00	.00
ENDWALL PRESSURE LOSS	(dP)ew	(Pa)		2492.83	2422.00
T. C. PRESSURE LOSS	(dP)tc	(Pa)		638.55	817.28
INLET DYNAMIC PRESS	(q)in	(Pa)		141024.00	137017.00
PROFL PRESS LOSS COEF	(OMEGA)pr	(-)		.0191	.0207
TOTAL PRESS LOSS COEF	(OMEGA)tot	(-)		.0413	.0443
STAGE PRESSURE RATIO	Pr	(-)		1.037	
STAGE FS EFFICIENCY	Estg, fs	(-)		.958	
ROTOR FS EFFICIENCY	Errot, fs	(-)		.979	
MAX. PRESS-RISE COEFF.	(Cpr)max0	(-)		.460	(Lk/g2 = 1.378)
CORRECTION FACTOR (Re)	KRE	(-)		1.052	(Re, m = .235E+07)
CORRECTION FACTOR (tc)	KTC	(-)		1.073	(tc/gm = .025)
CORRECTION FACTOR (Sax)	KSAX	(-)		1.002	(Sax/S = .358)
MAX. PRESS-RISE COEFF.	(Cpr)max	(-)		.520	
PRS-RISE COEFF. RATIO	(Cpr)ratio	(-)		.876	((Cpr) design = .455)
ENDWALL DISP. THICK.	(2DEL/g)0	(-)		.206	
ENDWALL DISP. THICK.	2DEL/g	(-)		.206	((DELTA)ratio = 1.000)
STAGE EFFICIENCY	Estage	(-)		.914	(h/gm = 2.510)
ROTOR EFFICIENCY	Errotor	(-)		.955	
COMPRESOR EFFICIENCY	Ecomp	(-)		.901	

Table 4.5 Design criteria for compressor blade row .

No.	PARAMETERS	DESIGN LIMIT	STALL LIMIT	説明
1	OUTLET/INLET VELOCITY RATIO W_2/W_1	0.72 ²⁷⁾	0.632 ³¹⁾	4.1 節参照。Taylor の条件 ³¹⁾ は壁面はく離限界を示す。流量係数の下限を制限する。
2	LIEBLEIN'S DIFFUSION FACTOR D_f	0.50 ²⁵⁾	0.60 ³⁸⁾	翼面失速及び設計基準。4.3 節参照。流量係数の下限を制限する。
3	LIEBLEIN'S EQUIVALENT DIFFUSION RATIO D_{eq}	1.75	2.00 ³⁷⁾	翼面失速及び設計基準。4.3 節参照。流量係数の下限を制限する。
4	KELLER'S LIFT PARAMETER $C_{L,th \sigma}$	1.00 ³²⁾	1.20 ²⁵⁾	送風機の設計に良く用いられる翼面失速及び設計基準。重要度はやや低い。流量係数の下限を制限する。
5	INLET FLOW ANGLE β_1		75°	NACA 65 翼の改良カーベット線図の適用範囲より。流量係数の下限を制限する。
6	FLOW TURNING ANGLE $\Delta\beta$		5°	NACA 65 翼の性能は、 $\Delta\beta$ が 5°以下では急激に低下する。流量係数の下限を制限する。
7	MEAN FLOW ANGLE β_m		40°	スタック角が 35°以下 (β_m が約 40°以下) では、失速特性、壁面失速限界ともに悪化。4.1 節参照。流量係数の上限を制限する。



Numbers in the figure are denoted in Table 4.5 .

- STALL LIMIT
- - DESIGN LIMIT
- ▲ MAX. EFF. POINT OF NACA65 BLADE
- ▽ POINT AT MINIMUM DYNAMIC HEAD SOLIDITY = 1.25

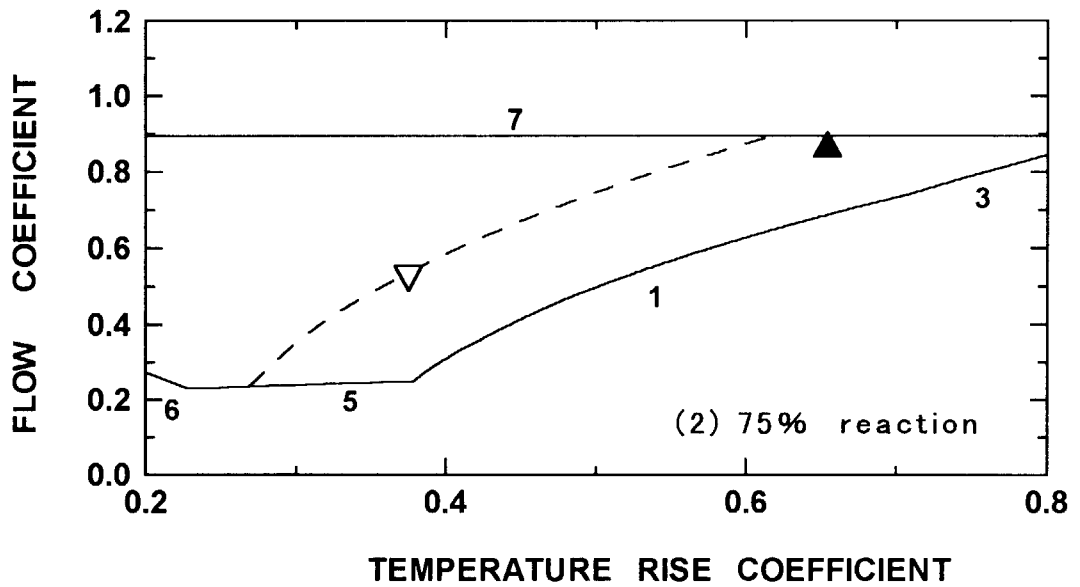
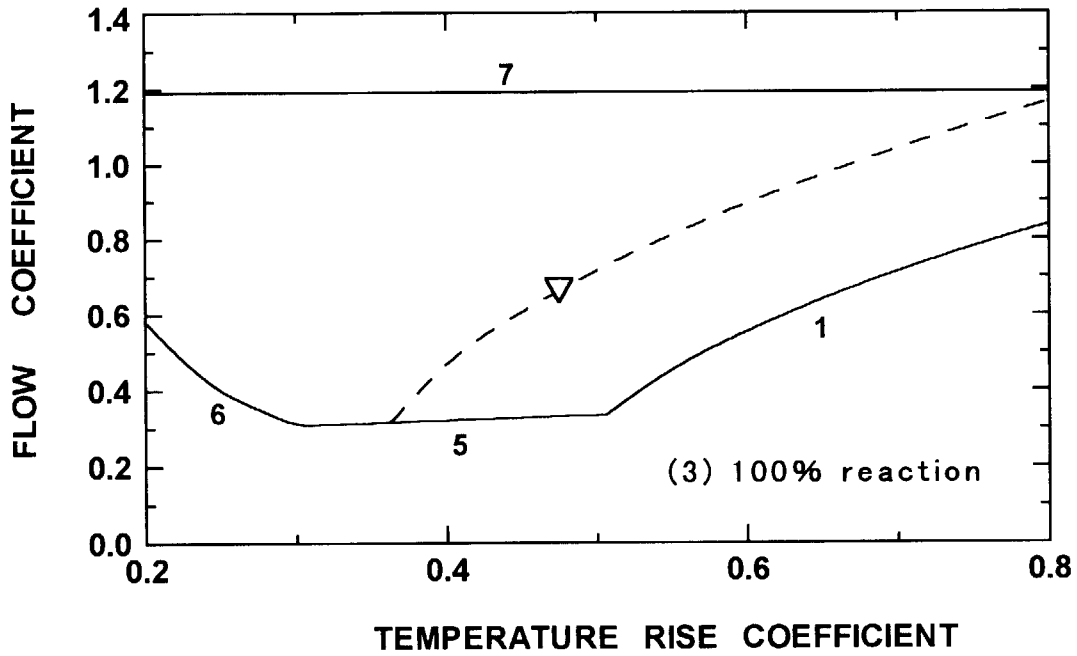


Fig. 4.4 Range of design parameters .



- Numbers in the figure are denoted in Table 4.5 .
- STALL LIMIT
 - - DESIGN LIMIT
 - ▲ MAX. EFF. POINT OF NACA65 BLADE
 - ▽ POINT AT MINIMUM DYNAMIC HEAD
- SOLIDITY = 1.25

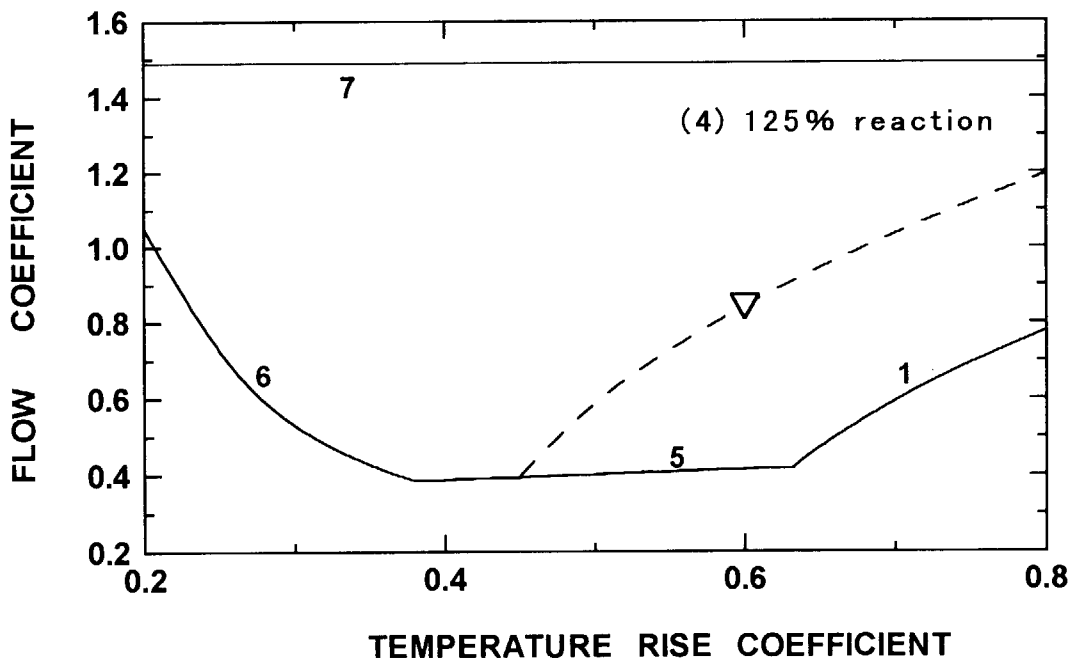
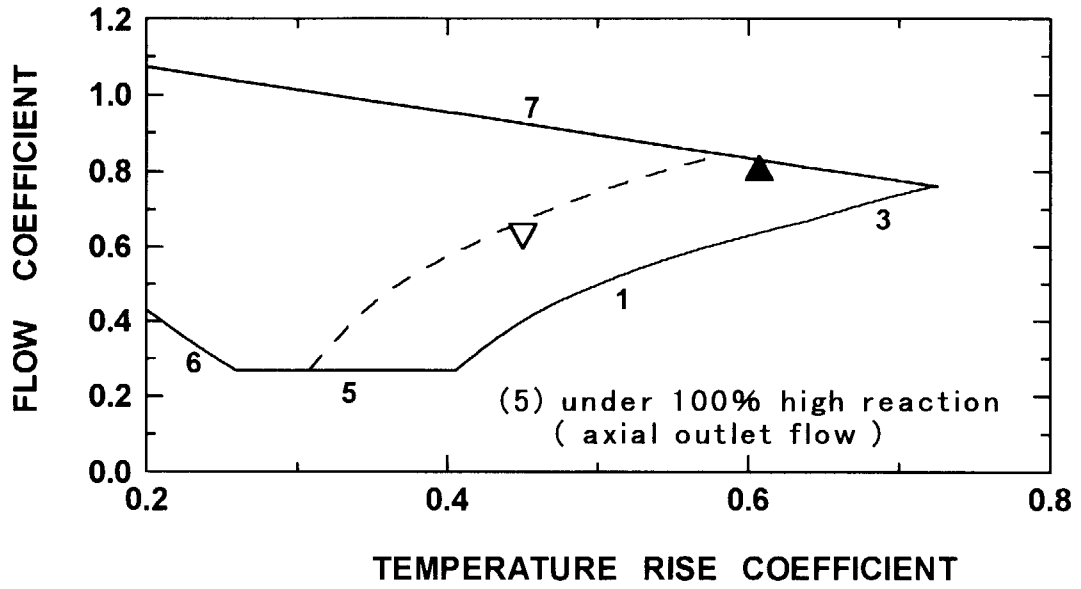


Fig. 4.4 Range of design parameters (continued).



Numbers in the figure
are denoted in Table 4.5 .

- STALL LIMIT
- - DESIGN LIMIT
- ▲ MAX. EFF. POINT OF NACA65 BLADE
- ▽ POINT AT MINIMUM DYNAMIC HEAD
SOLIDITY = 1.25

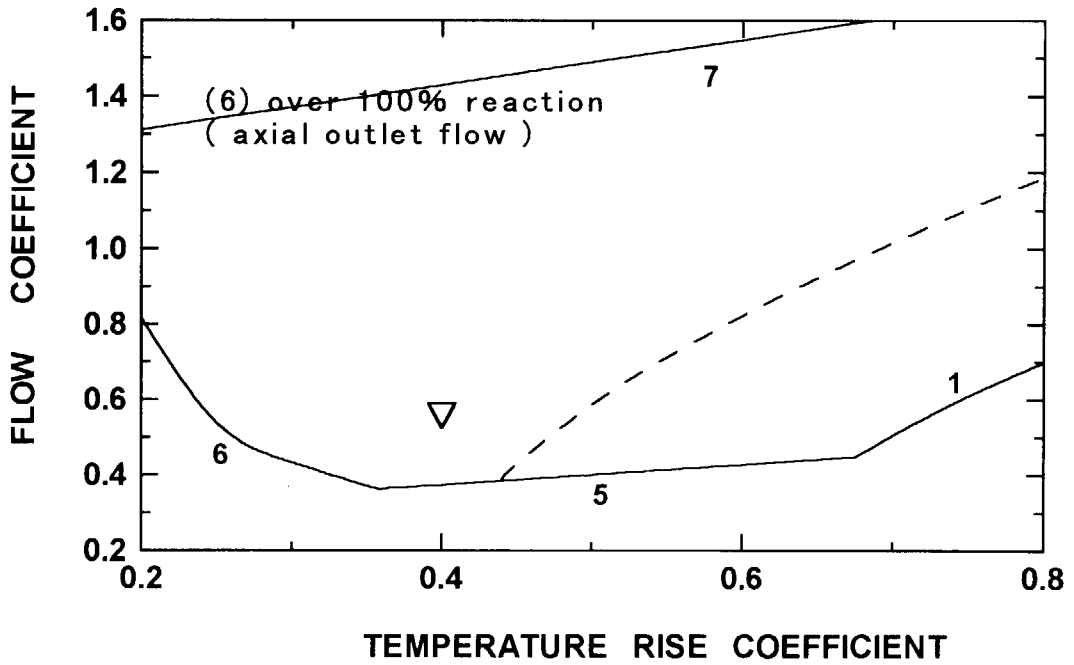


Fig. 4.4 Range of design parameters (continued).

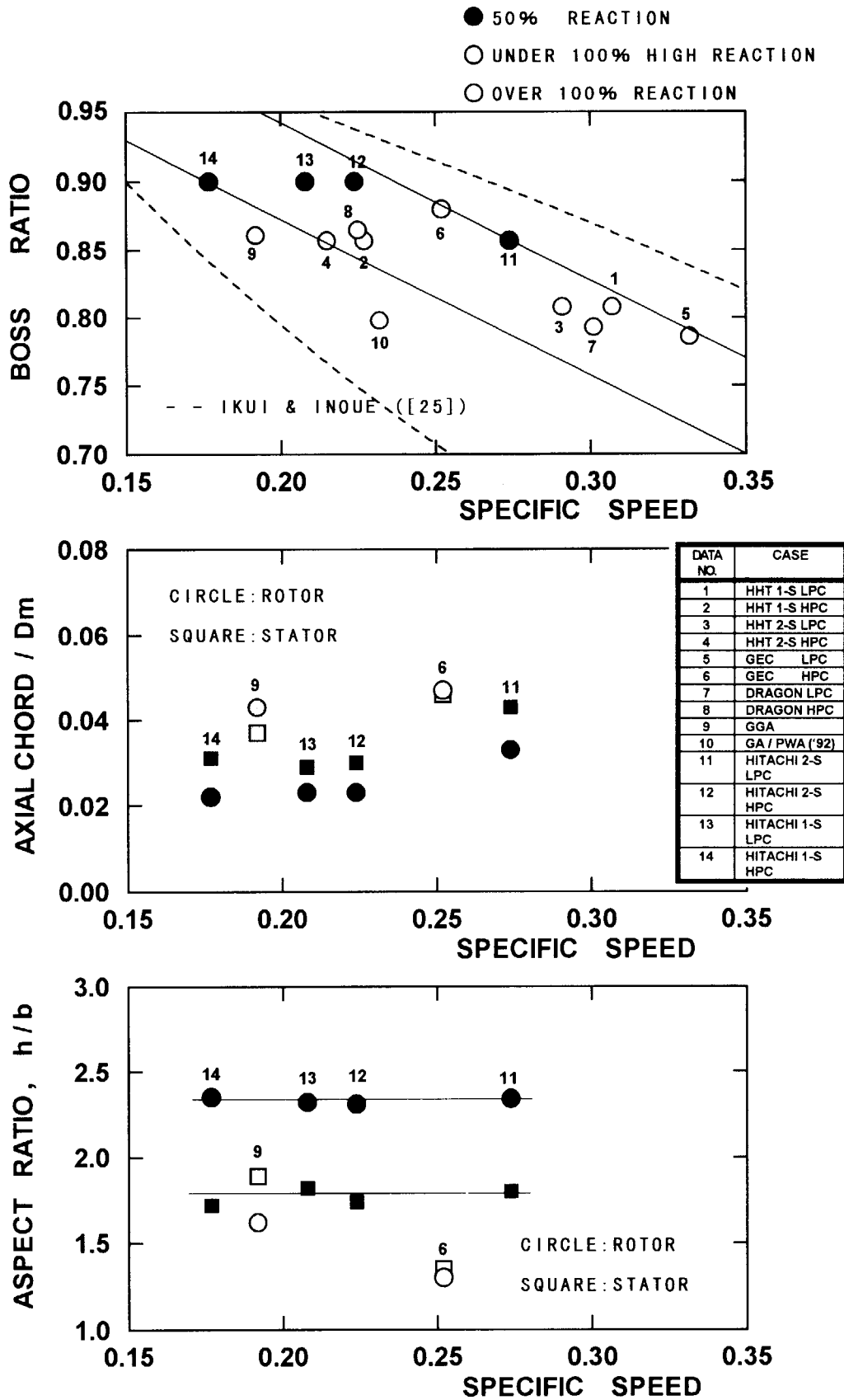


Fig. 4.5 Stage meridional geometry of HTGR helium compressors .

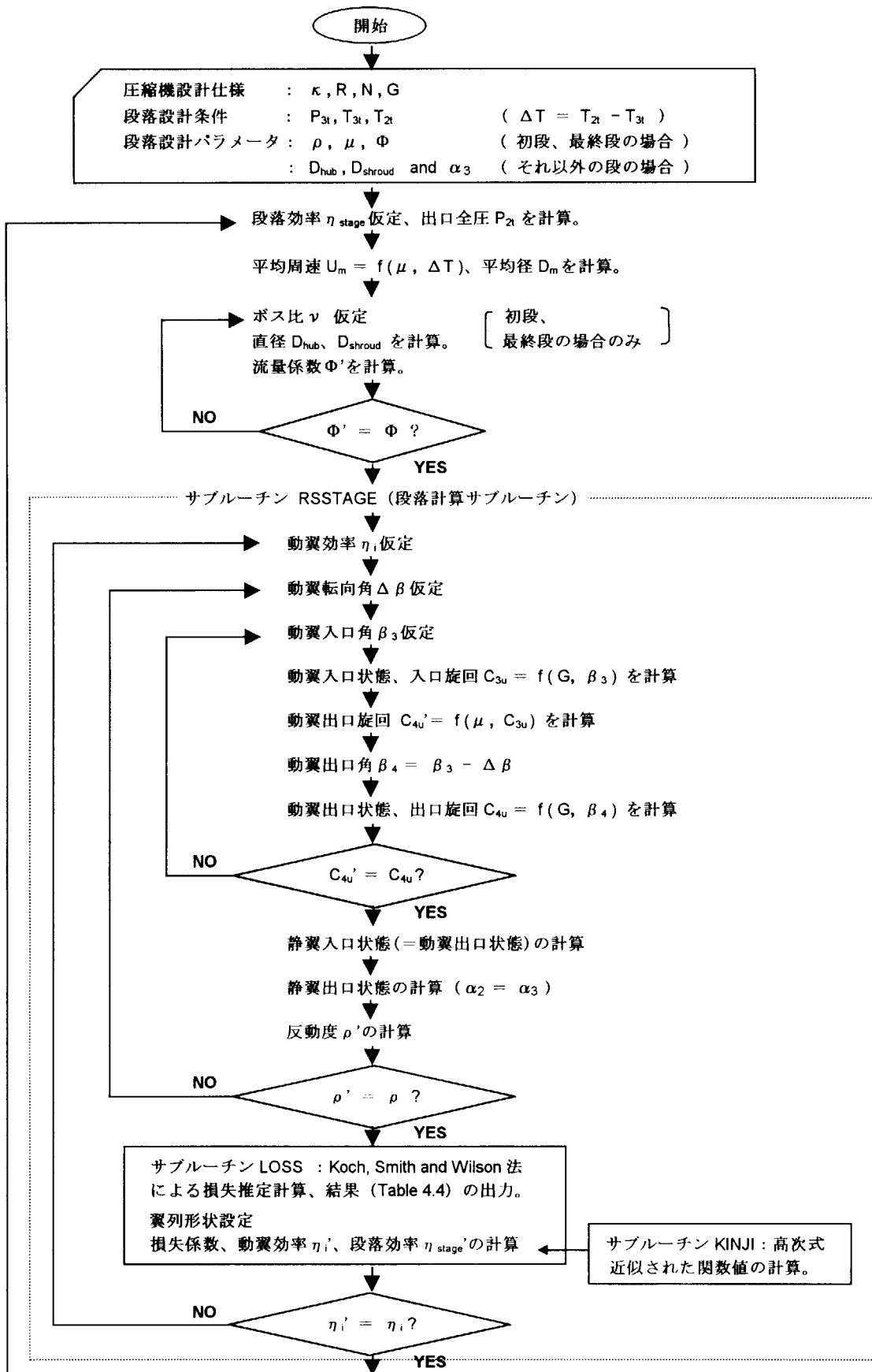


Fig. 4.6 Flow chart of the stage design calculation (1/2).

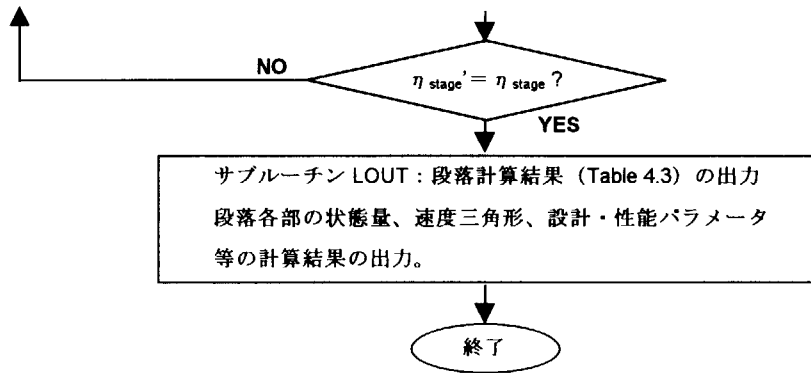


Fig. 4.6 Flow chart of the stage design calculation (2/2).

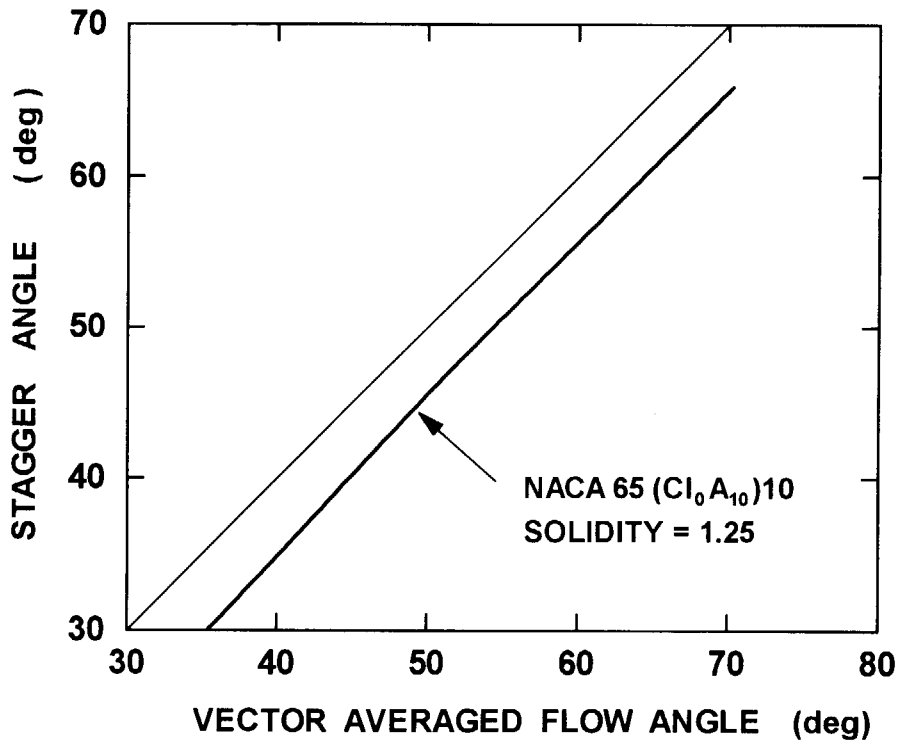


Fig. 4.7 Blade stagger angle.

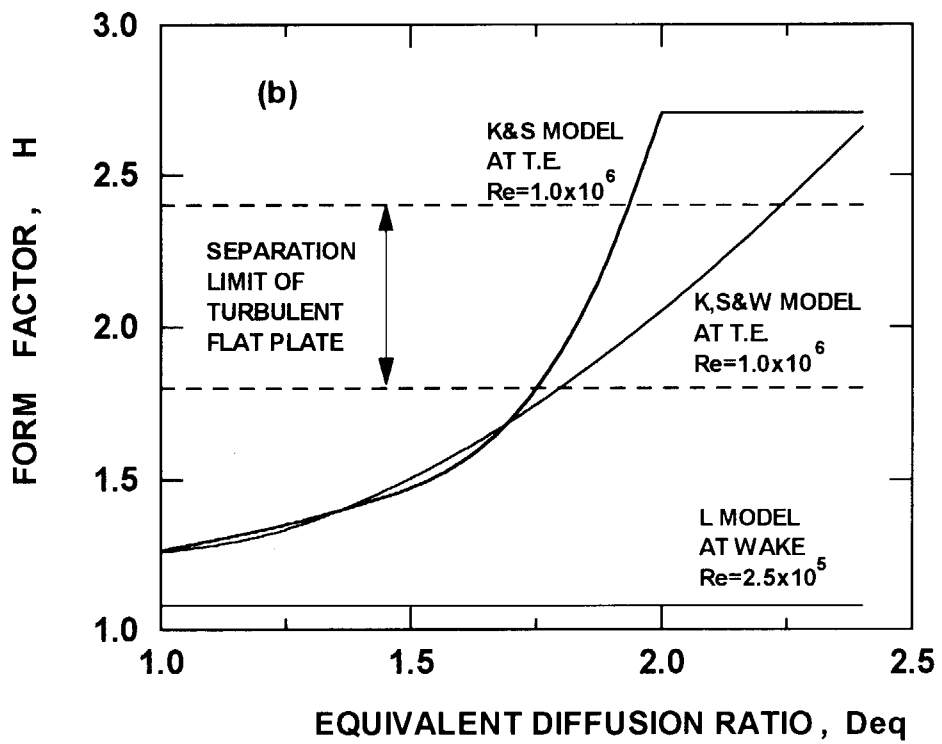
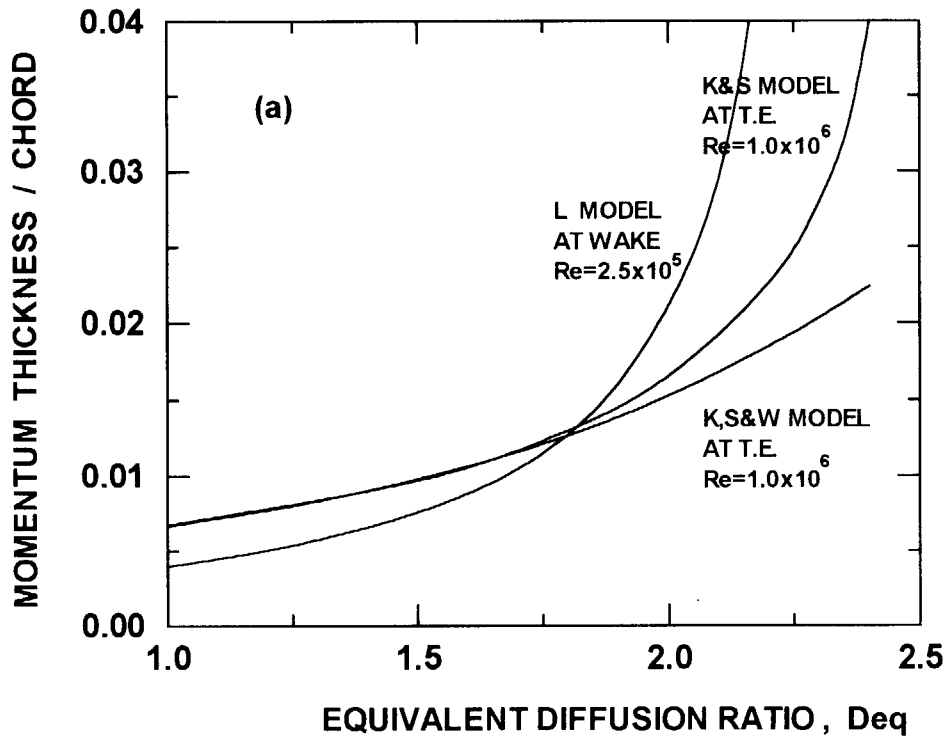


Fig. 4.8 Blade boundary layer parameters .

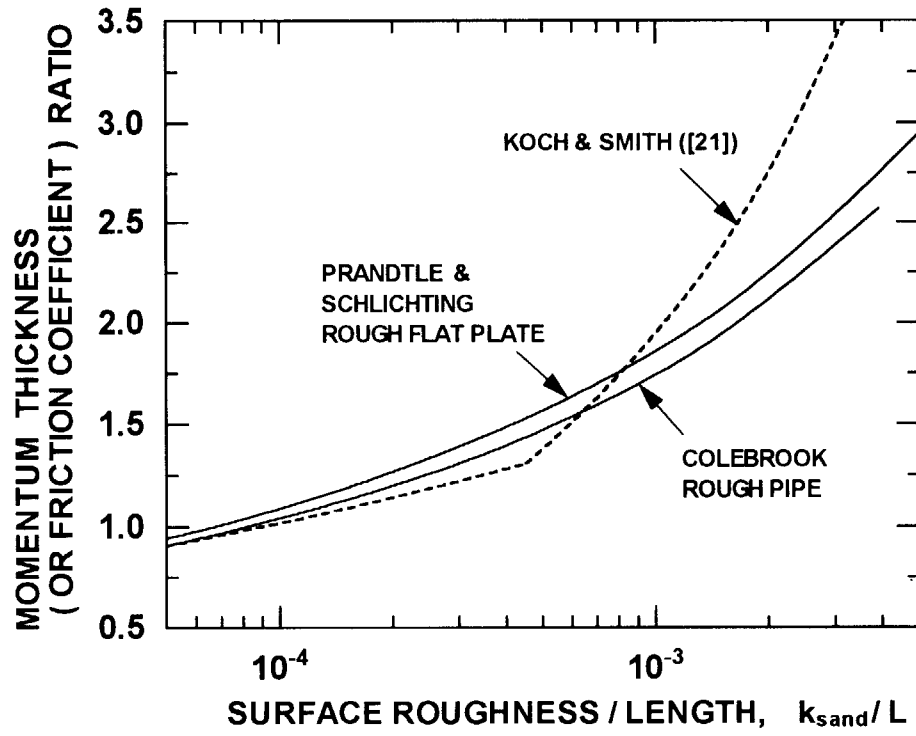


Fig. 4.9 Effect of surface roughness on momentum thickness or mean friction coefficient.

Table 5.1 Summary of turbomachine design specifications and design parameters for 1-SHAFT HTGR-G/T (600 MWt / 6 MPa CASE).

	T	LPC	HPC
INLET PRESSURE (MPa)	6.00	1.969	3.482
INLET TEMPERATURE (K)	1123.	308.	308.
OUTLET PRESSURE (MPa)	2.00	3.496	6.182
PRESSURE RATIO	3.00	1.78	1.78
MASS FLOW RATE (kg/s)	296.3	←	←
ROTATIONAL SPEED (rpm)	3600	←	←
NUMBER OF STAGES	8	16	17
REACTION	0.4	0.50	0.75
STAGE LOADING COEFF.	1.2 (0.60) *	0.35	0.50
STAGE FLOW COEFF.	0.40	0.50	0.65
TIP CLEARANCE/BLADE HEIGHT	1%		
MECHANICAL EFFICIENCY	0.990		
GENERATOR EFFICIENCY	0.985		
GAS LEAK LOSS	0%		
COOLING LOSS	0%		
REL. PRESS. LOSS(T → LPC)	1.59%		
REL. PRESS. LOSS(LPC→HPC)	0.40%		
REL. PRESS. LOSS(HPC → T)	2.95%		

* : ()内は U/C_0

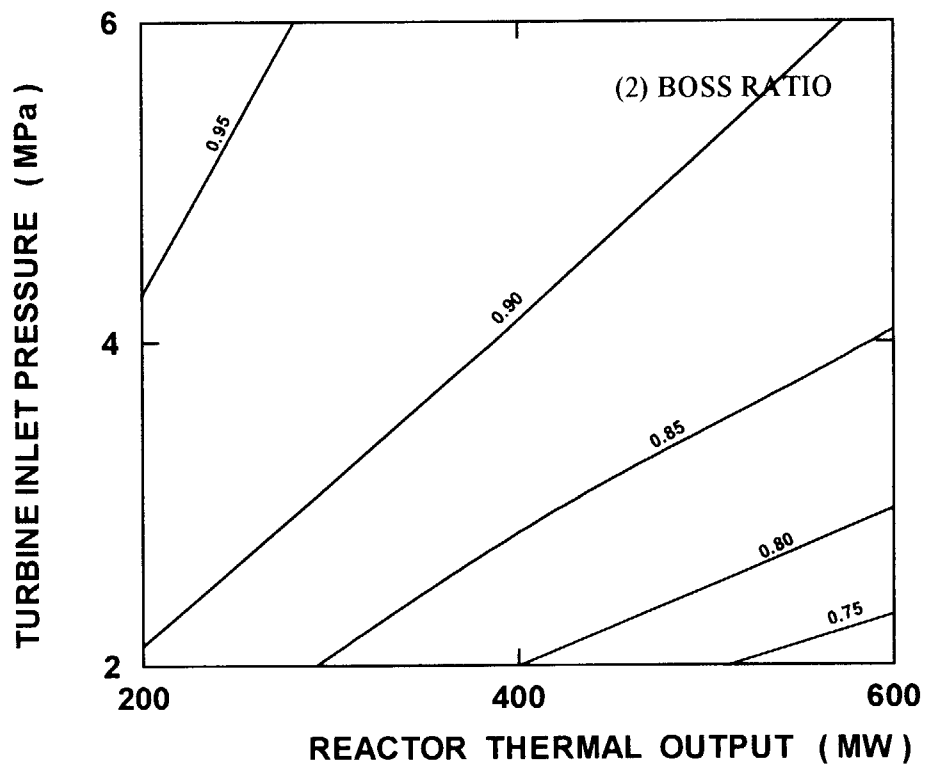
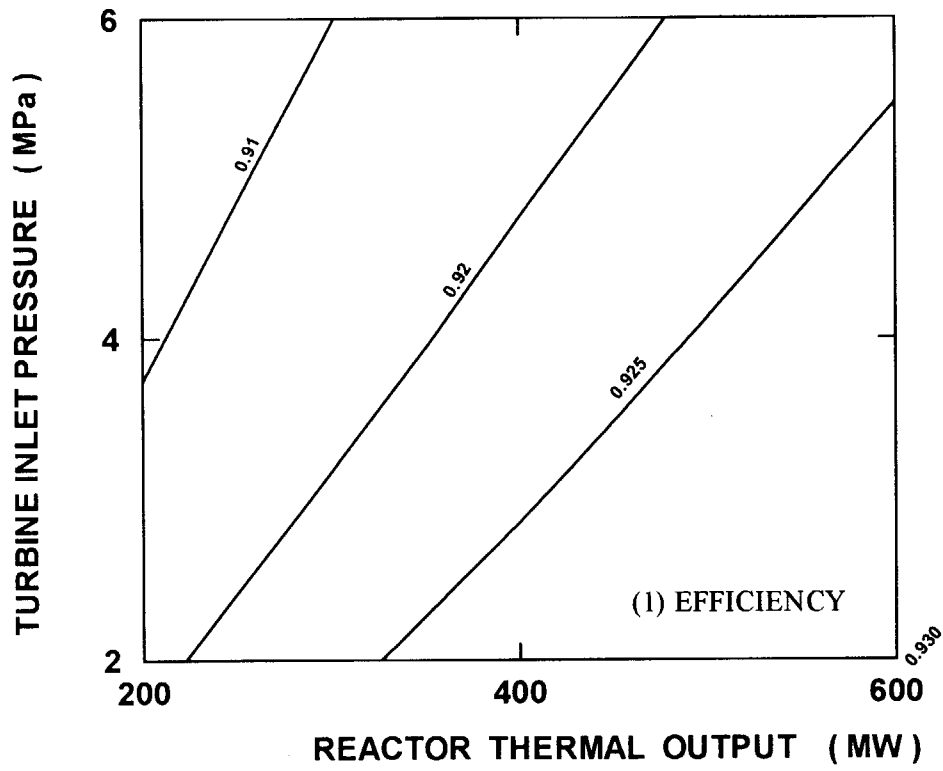


Fig. 5.1 Variation of design with design condition (turbine) .

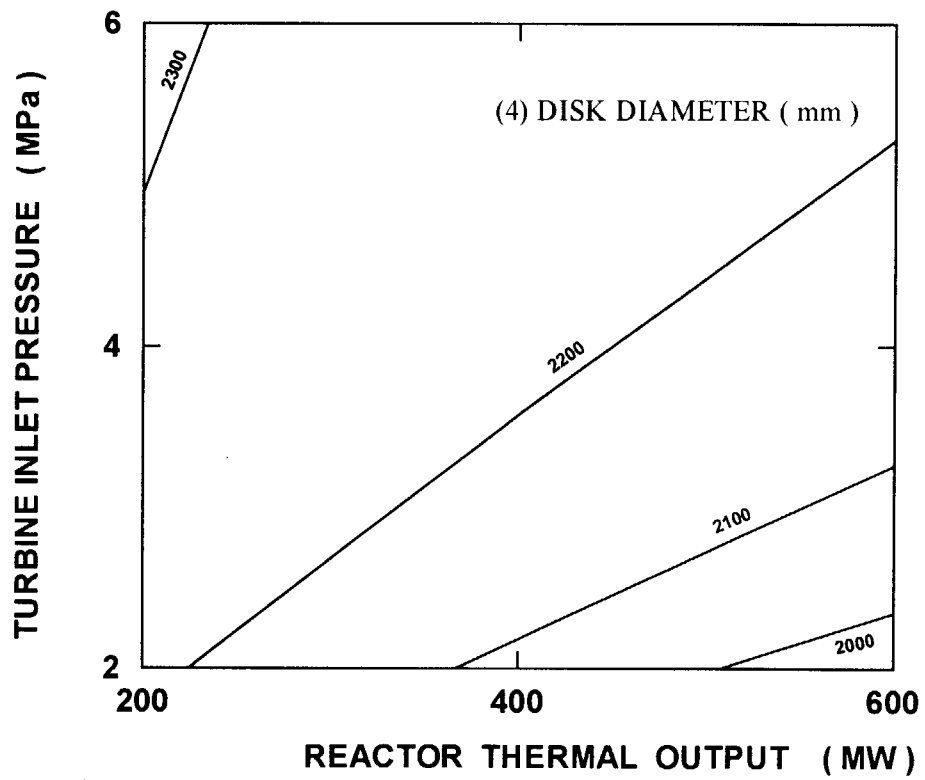
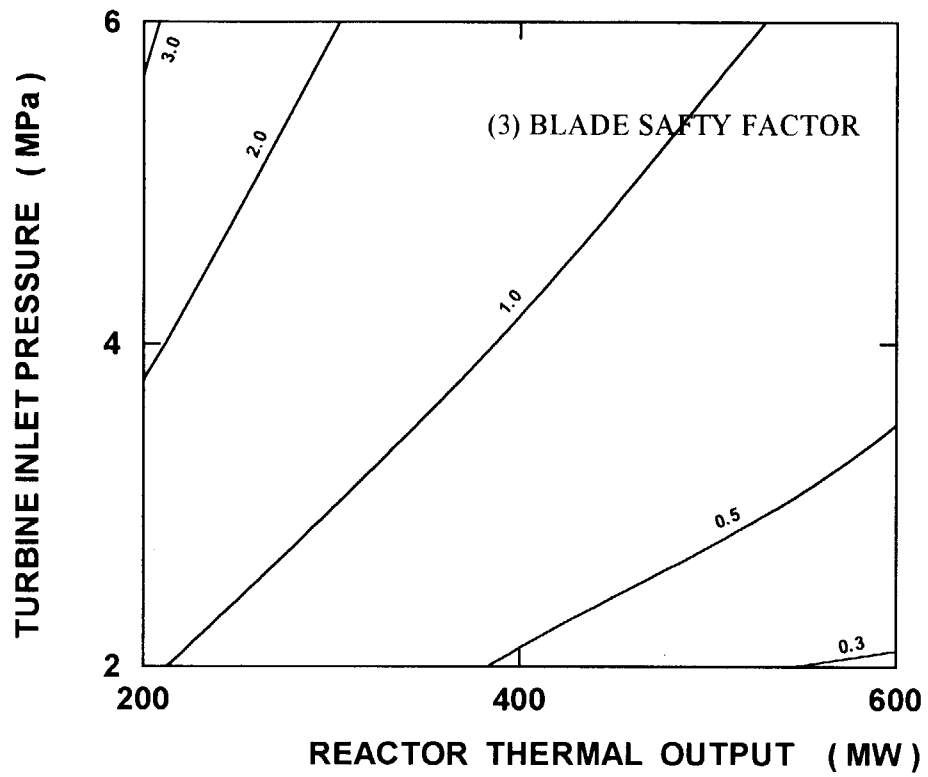


Fig. 5.1 Variation of design with design condition (turbine).

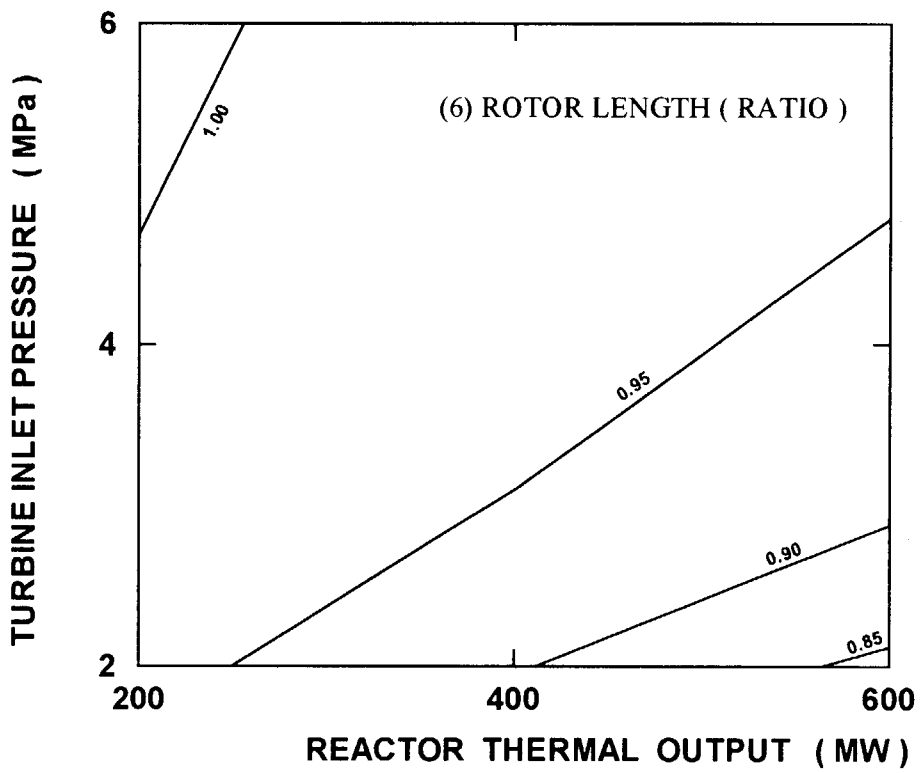
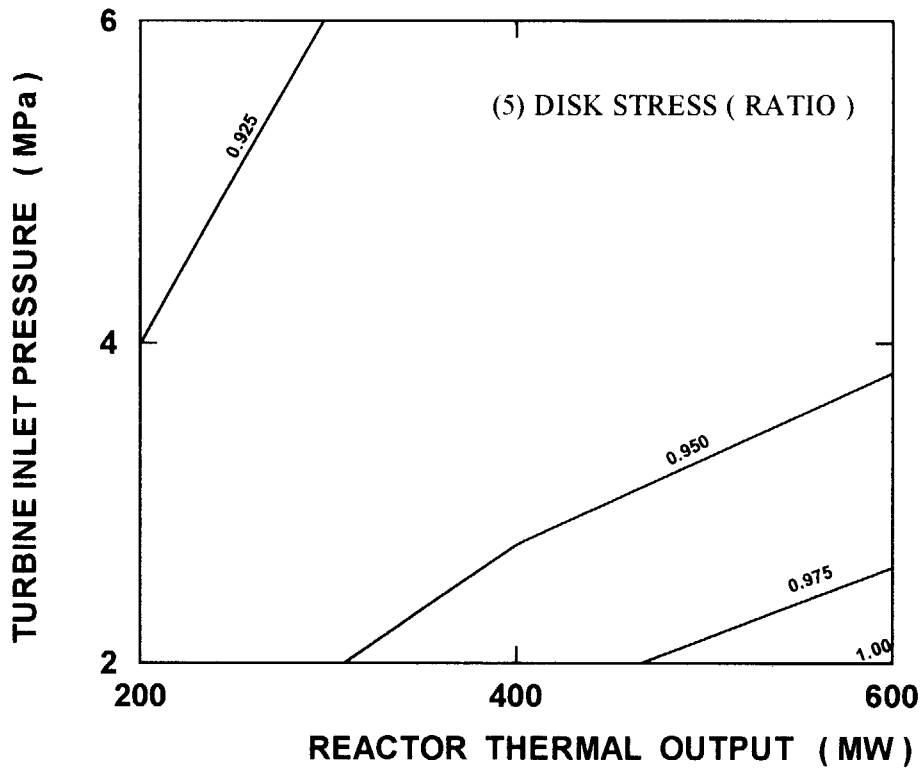


Fig. 5.1 Variation of design with design condition (turbine) .

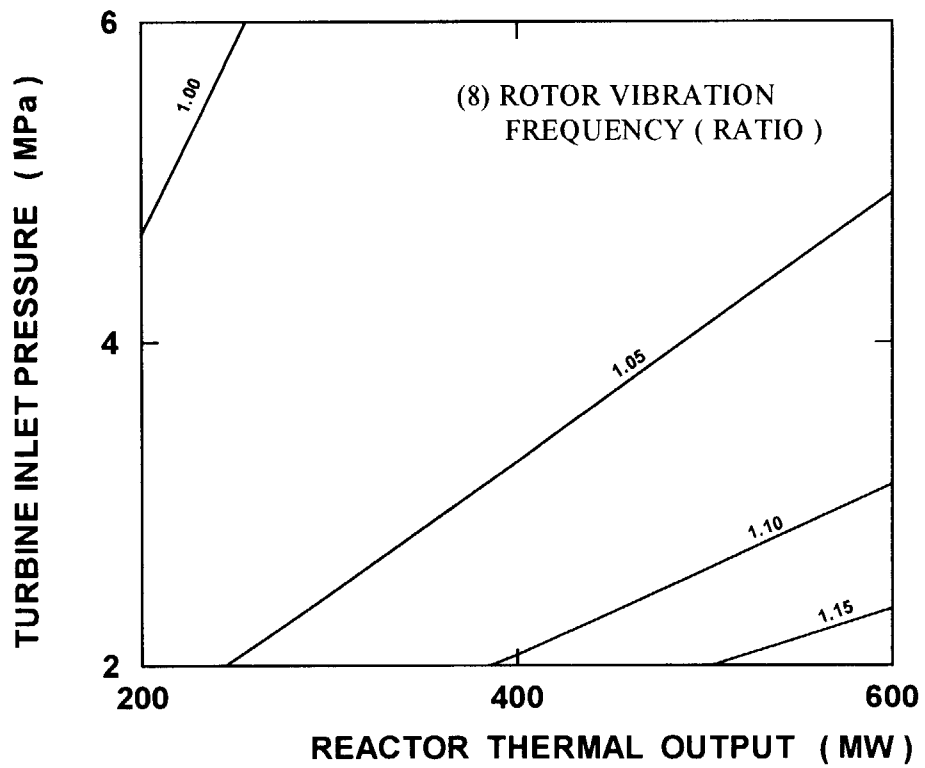
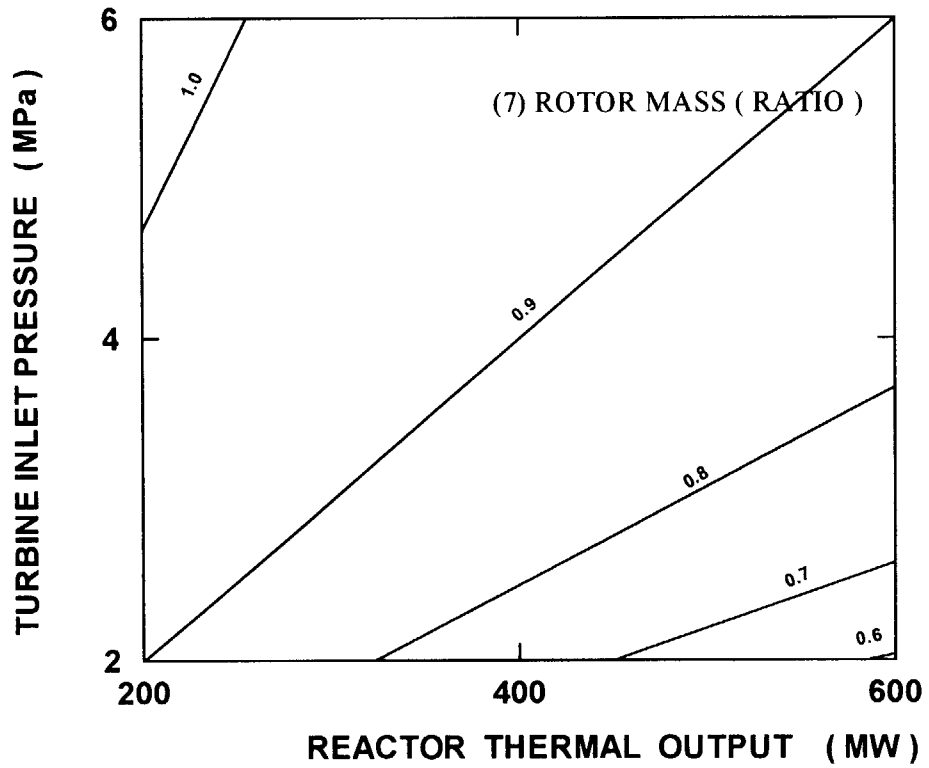


Fig. 5.1 Variation of design with design condition (turbine) .

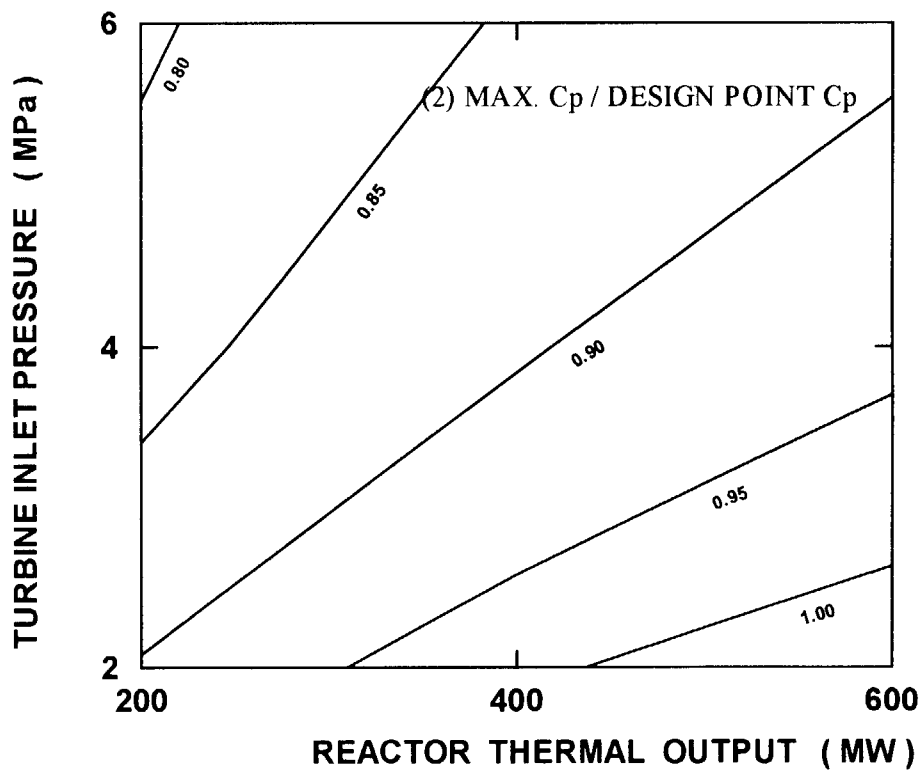
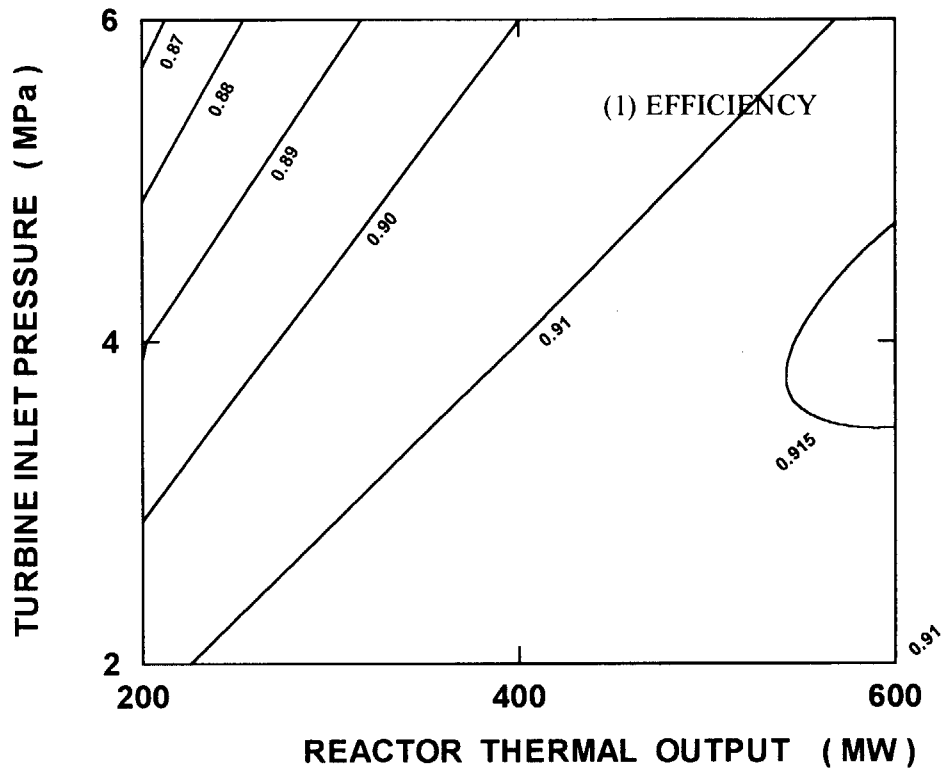


Fig. 5.2 Variation of design with design condition (LPC) .

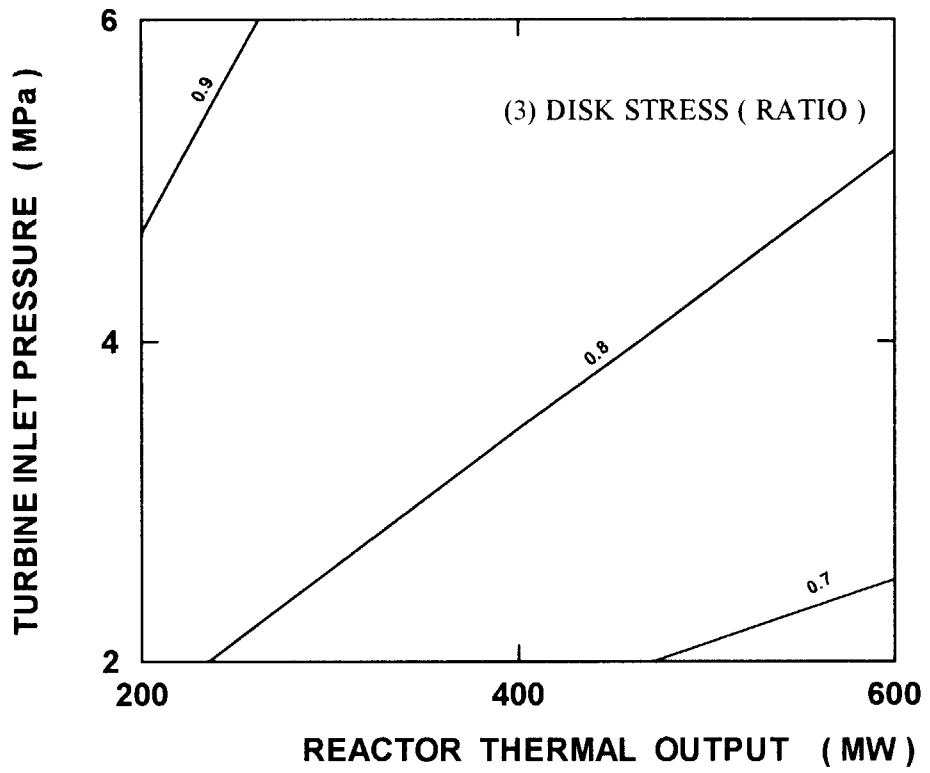


Fig. 5.2 Variation of design with design condition (LPC) .

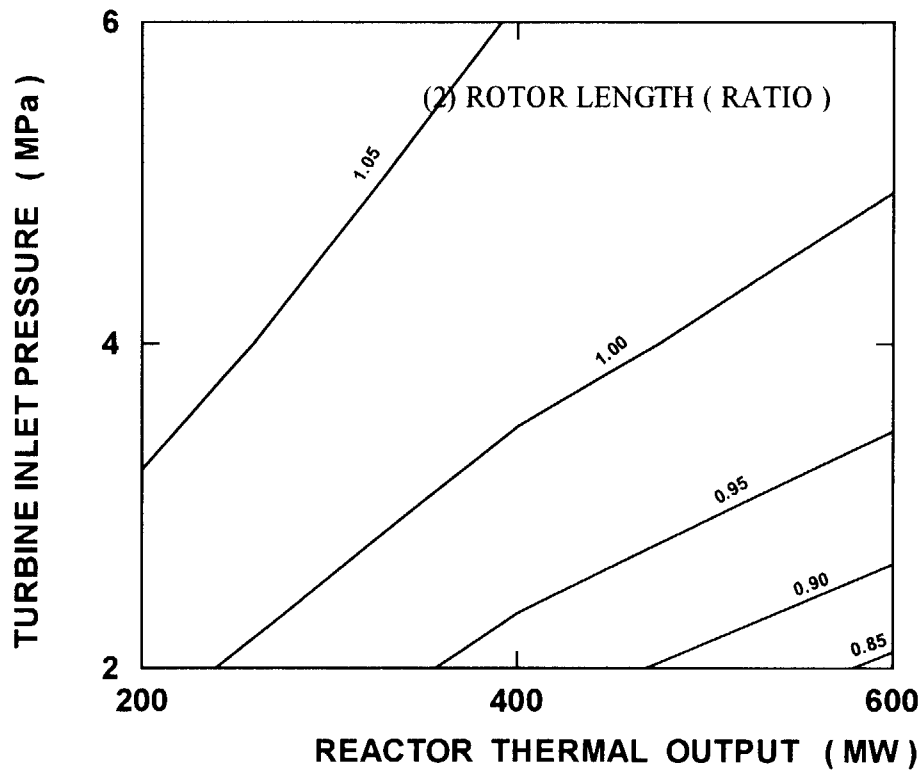
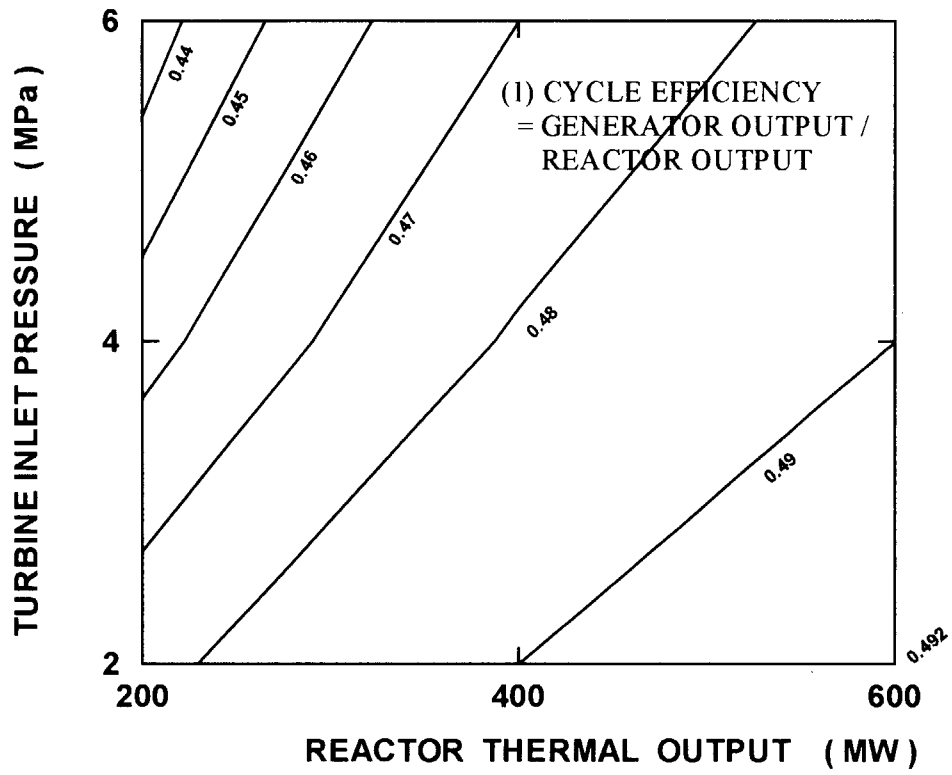


Fig. 5.3 Variation of design with design condition (T & C).

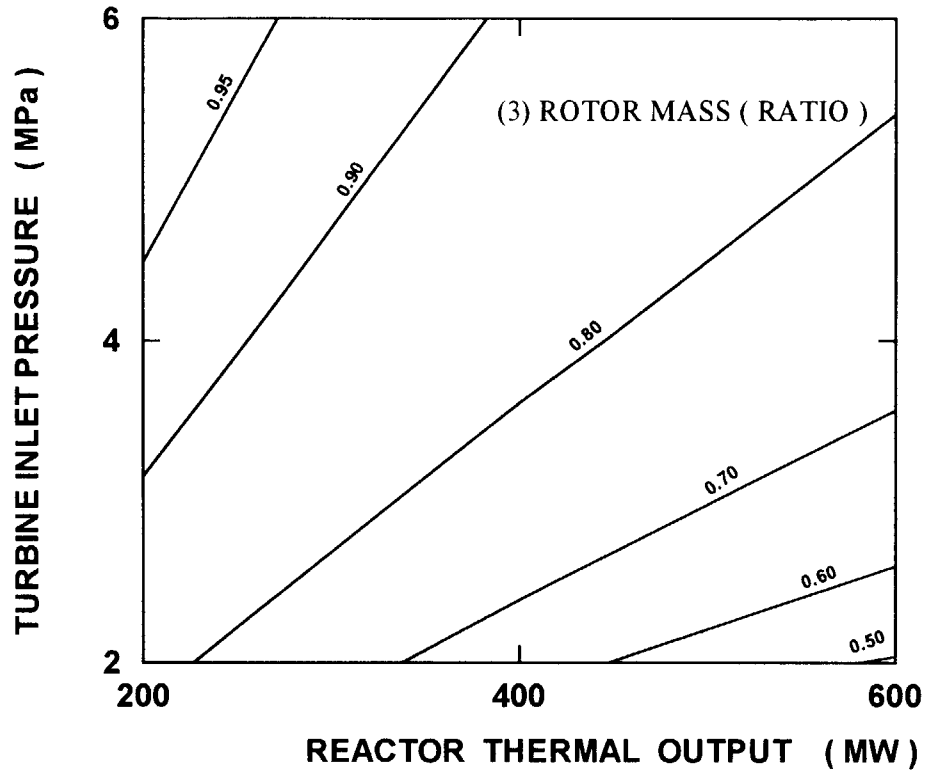
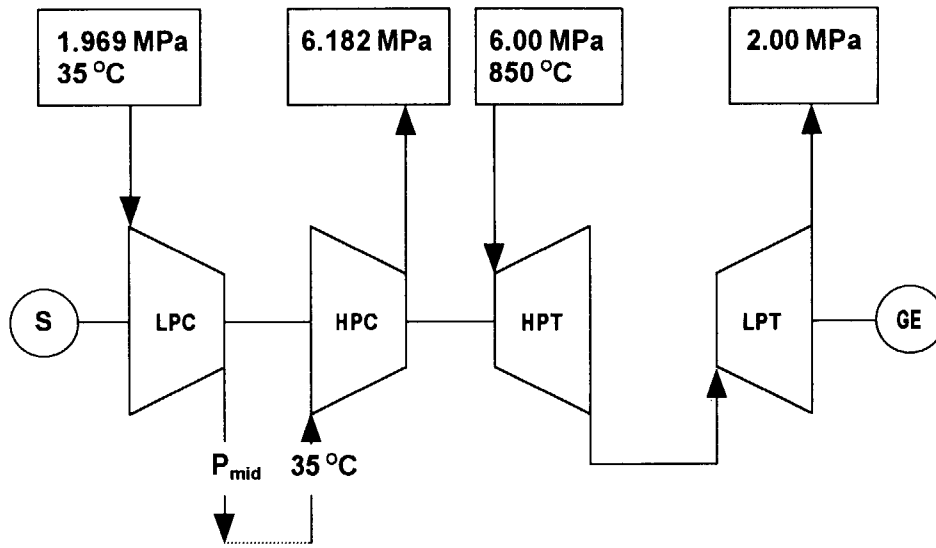
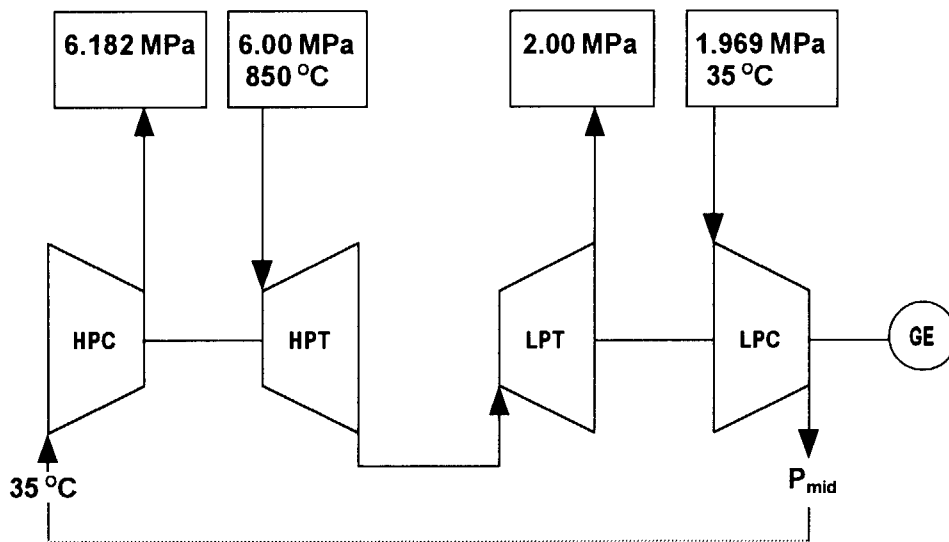


Fig. 5.3 Variation of design with design condition (T & C) .



(a) TYPE 1 ARRANGEMENT



(b) TYPE 2 ARRANGEMENT

Fig. 6.1 Turbomachine arrangement .

Table 6.1 Summary of initially assumed turbomachine aerodynamic design parameters .

	TYPE 1 ARRANGEMENT	TYPE 2 ARRANGEMENT
[HPT]		
THEORETIC. VEL. RATIO	0.55	←
FLOW COEFFICIENT	0.40	←
EFFICIENCY	0.92	←
PERIPHERAL SPEED (m/s)	370	330
[LPT]		
THEORETIC. VEL. RATIO	0.60	←
FLOW COEFFICIENT	0.40	←
EFFICIENCY	0.93	←
PERIPHERAL SPEED (m/s)	300	255
[LPC]		
REACTION	0.50	0.75
LOADING COEFFICIENT	0.33	0.50
FLOW COEFFICIENT	0.505	0.65
EFFICIENCY	0.90	0.89
PERIPHERAL SPEED (m/s)	300	220
[HPC]		
REACTION	0.75	←
LOADING COEFFICIENT	0.50	<
FLOW COEFFICIENT	0.75	<
EFFICIENCY	0.89	←
PERIPHERAL SPEED (m/s)	220	232
MECHANICAL EFFICIENCY	0.990	
GENERATOR EFFICIENCY	0.985	
REL. PRESS. LOSS(HPT→LPT)	0.20%	
REL. PRESS. LOSS(LPT→LPC)	1.59%	
REL. PRESS. LOSS(LPC→HPC)	0.40%	
REL. PRESS. LOSS(HPC→HPT)	2.95%	

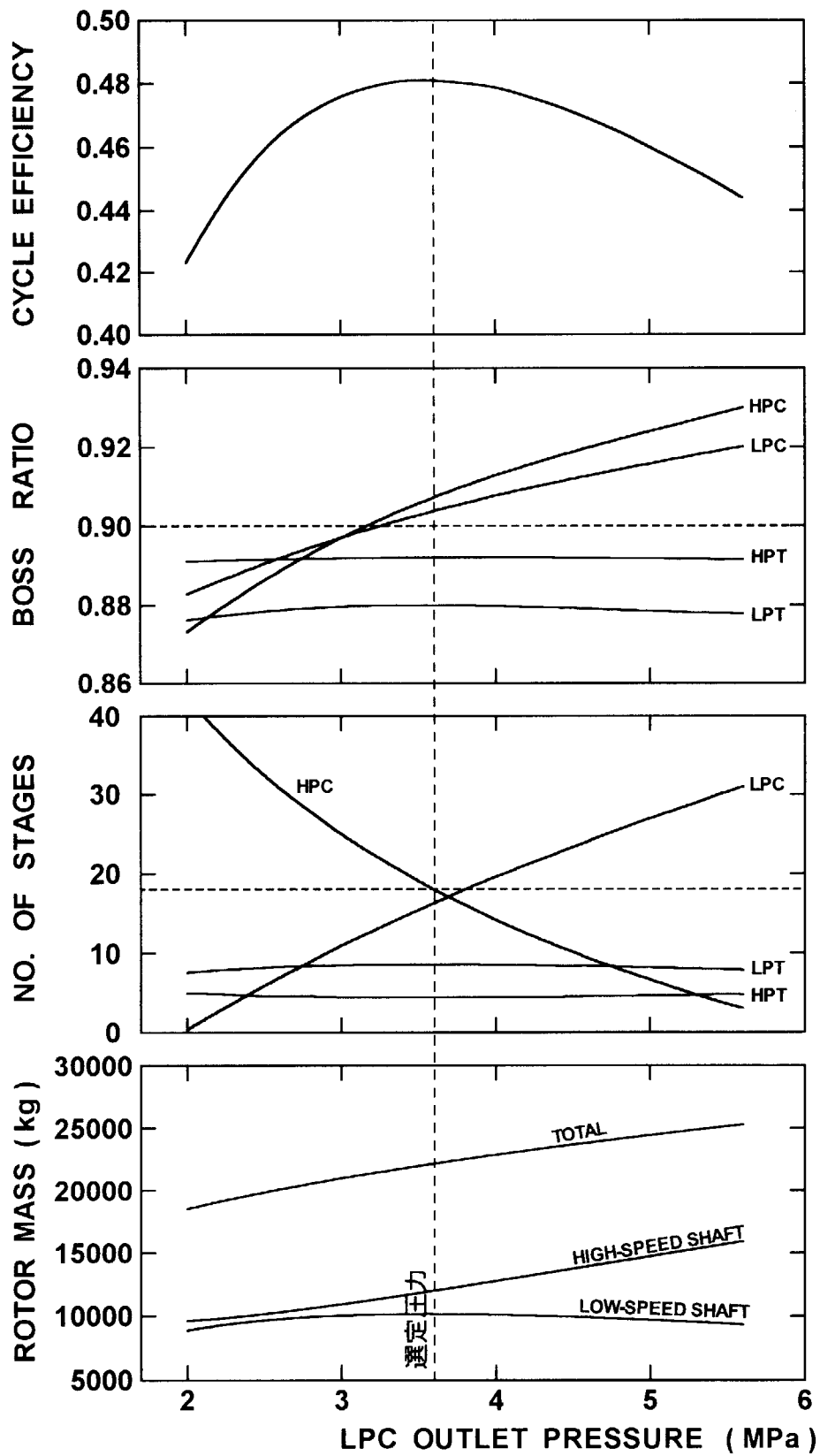


Fig. 6.2 Effects of LPC outlet pressure (TYPE 1).

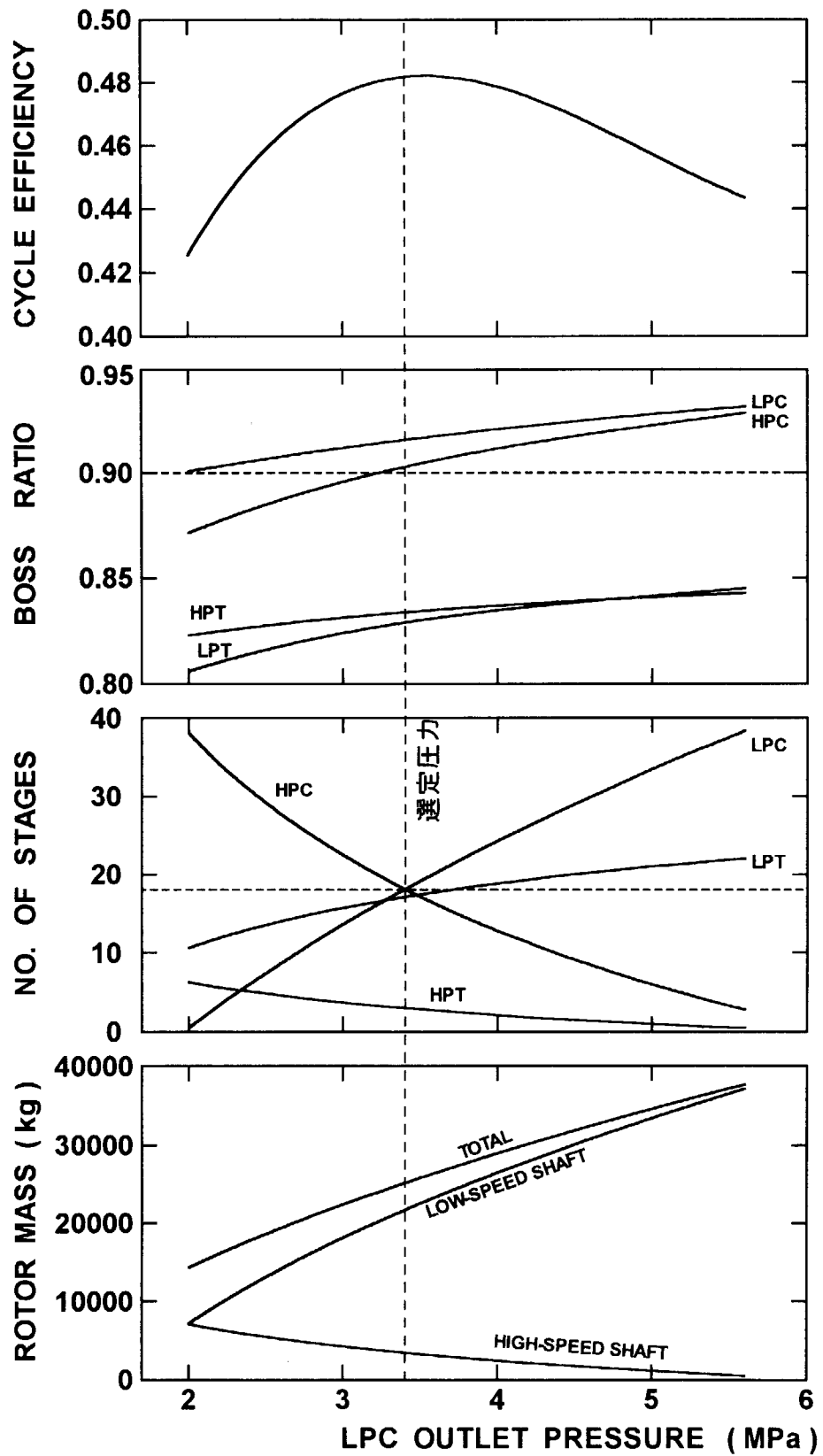


Fig. 6.2 Effects of LPC outlet pressure (TYPE 2).

Table 6.2 Summary of turbomachine aerodynamic designs for 100 MWe HTGR-G/T (type 1).

	LPC	HPC	HPT	LPT
INLET PRESSURE (MPa)	1.969	3.586	6.00	3.717
INLET TEMPERATURE (K)	308.	308.	1123.	944.
OUTLET PRESSURE (MPa)	3.60	6.182	3.724	2.00
OUTLET TEMPERATURE (K)	402.	392.	944.	752.
PRESSURE RATIO	1.83	1.72	1.61	1.86
MASS FLOW RATE (kg/s)	98.8	←	←	←
ROTATIONAL SPEED (rpm)	5500	←	←	3600
NUMBER OF STAGES	16	18	5	11
STAGE TEMP. RISE (deg)	5.9	4.7	35.8	17.4
REACTION	0.50	0.75	0.38	0.38
STAGE LOADING COEFF.*	0.35	0.50	1.20 (0.60)	1.21 (0.60)
STAGE FLOW COEFF.	0.50	0.65	0.40	0.40
STAGE SPECIFIC SPEED	0.22	0.20	0.063	0.084
INLET HUB DIAMETER (mm)	1079.	721.	1295.	1316.
INLET SHROUD DIAMETER (mm)	1098.	821.	1416.	1536.
OUTLET HUB DIAMETER (mm)	1079.	721.	1295.	1316.
OUTLET SHROUD DIAMETER (mm)	1065.	799.	1446.	1615.
BOSS RATIO	0.895	0.892	0.903	0.836
PERIPHERAL SPEED (m/s)	295.	221.	393.	273.
ADIABATIC T-T EFFICIENCY	0.895	0.887	0.921	0.926
POWER (MW)	48.1	43.3	92.0	98.2
LIEBLEIN'S DIFF. FAC. D_f	0.46	0.48	—	—
LIEBLEIN'S EQ. DIFF. RATIO D_{eq}	1.75	1.79	—	—
C_{pr} RATIO $C_{pr} / (C_{pr})_{max}$	0.86	0.82	—	—
TIP CLEARANCE/BLADE HEIGHT	1%			
EFFICIENCY (GENERATOR END)	0.479			

* : ()内は U/C_0

Table 6.2 Summary of turbomachine aerodynamic designs for 100 MWe HTGR-G/T (type 2).

	HPC	HPT	LPT	LPC
INLET PRESSURE (MPa)	3.386	6.00	4.704	1.969
INLET TEMPERATURE (K)	308.	1123.	1028.	308.
OUTLET PRESSURE (MPa)	6.182	4.713	2.00	3.40
OUTLET TEMPERATURE (K)	403.	1028.	752.	392.
PRESSURE RATIO	1.83	1.27	2.35	1.73
MASS FLOW RATE (kg/s)	98.8	←	←	←
ROTATIONAL SPEED (rpm)	6000	←	3600	←
NUMBER OF STAGES	18	3	17	18
STAGE TEMP. RISE (deg)	5.3	31.7	16.2	4.7
REACTION	0.75	0.38	0.38	0.75
STAGE LOADING COEFF.*	0.50	1.21 (0.60)	1.21 (0.60)	0.50
STAGE FLOW COEFF.	0.65	0.40	0.40	0.65
STAGE SPECIFIC SPEED	0.20	0.073	0.084	0.17
INLET HUB DIAMETER (mm)	698.	1094.	1266.	1116.
INLET SHROUD DIAMETER (mm)	801.	1242.	1471.	1236.
OUTLET HUB DIAMETER (mm)	698.	1094.	1266.	1116.
OUTLET SHROUD DIAMETER (mm)	776.	1256.	1583.	1208.
BOSS RATIO	0.887	0.874	0.833	0.915
PERIPHERAL SPEED (m/s)	234.	369.	264.	220.
ADIABATIC T-T EFFICIENCY	0.884	0.924	0.926	0.891
POWER (MW)	48.5	48.9	141.3	43.2
LIEBLEIN'S DIFF. FAC. D_f	0.48	—	—	0.48
LIEBLEIN'S EQ. DIFF. RATIO D_{eq}	1.79	—	—	1.79
C_{pr} RATIO $C_{pr} / (C_{pr})_{max}$	0.83	—	—	0.82
TIP CLEARANCE/BLADE HEIGHT	1%			
EFFICIENCY (GENERATOR END)	0.478			

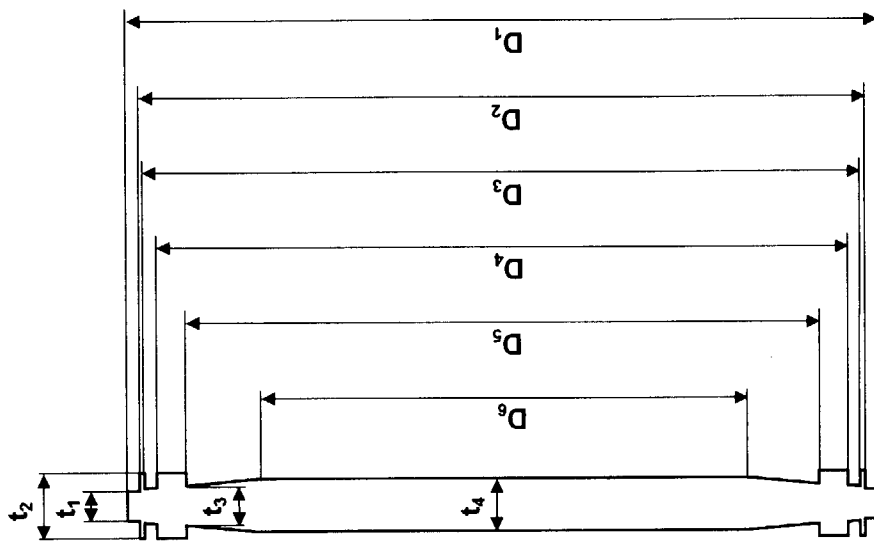
* : ()内は U/C_0

Table 6.3 Summary of turbomachine blade designs for 100 MWe HTGR-G/T (type 1).

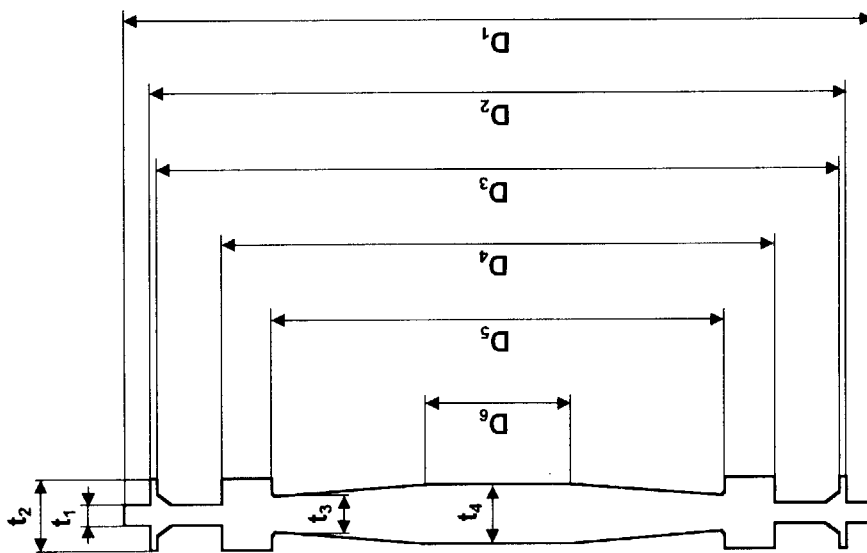
	LPC	HPC	HPT	LPT
[STATOR]				
AXIAL CHORD / MEAN DIA. (%)	3.01	3.29	4.10	3.49
PITCH/CHORD or SOLIDITY	1.25	1.25	0.658	0.658
STAGGER ANGLE (deg)	40.6	11.4	38.6	38.6
NUMBER OF BLADES	99	117	91	107
ASPECT RATIO	1.4	1.7	1.0	1.8
MATERIAL	MarM247	←	←	←
TEMPERATURE (K)	358	353	1123	944
MATERIAL STRENGTH (MPa)	811	811	118	471
AERODYNAMIC BENDING STRESS (MPa)	9.2	15.7	15.6	19.8
CENTRIFUGAL STRESS (MPa)	0.0	0.0	0.0	0.0
STATIC STRESS (MPa)	9.2	15.7	15.6	19.8
STRENGTH/STATIC STRESS	88	52	7.5	24
[ROTOR]				
AXIAL CHORD / MEAN DIA. (%)	2.30	2.50	2.06	2.59
PITCH/CHORD or SOLIDITY	1.25	1.25	0.550	0.550
STAGGER ANGLE (deg)	39.5	44.0	35.6	35.6
NUMBER OF BLADES	132	113	225	179
ASPECT RATIO	1.9	1.6	2.0	2.8
MATERIAL	MarM247	←	←	←
TEMPERATURE (K)	355	353	1102	934
MATERIAL STRENGTH (MPa)	811	811	143	499
AERODYNAMIC BENDING STRESS (MPa)	12.1	15.2	27.0	25.0
CENTRIFUGAL STRESS (MPa)	82.3	47.4	116.1	95.3
STATIC STRESS (MPa)	94.4	62.6	143.1	120.3
STRENGTH/STATIC STRESS	8.6	13	1.0	4.1
AXIAL SPACING/AXIAL CHORD	0.35	0.35	0.447	0.40
STAGE AXIAL LENGTH (mm)	73.4	59.9	121.7	123.8
MATERIAL DENSITY (kg/m ³)	8530	←	←	←
TOTAL MASS OF BLADES (kg)	63	35	115	679

Table 6.3 Summary of turbomachine blade designs for 100 MWe HTGR-G/T (type 2).

	HPC	HPT	LPT	LPC
[STATOR]				
AXIAL CHORD / MEAN DIA. (%)	3.29	4.10	3.49	3.29
PITCH/CHORD or SOLIDITY	1.25	0.658	0.658	1.25
STAGGER ANGLE (deg)	11.5	38.6	38.6	11.6
NUMBER OF BLADES	117	91	107	117
ASPECT RATIO	1.8	1.3	1.9	1.3
MATERIAL	MarM247	←	←	←
TEMPERATURE (K)	358	1123	1028	353
MATERIAL STRENGTH (MPa)	811	118	271	811
AERODYNAMIC BENDING STRESS (MPa)	17.9	24.4	19.3	7.9
CENTRIFUGAL STRESS (MPa)	0.0	0.0	0.0	0.0
STATIC STRESS (MPa)	17.9	24.4	19.3	7.9
STRENGTH/STATIC STRESS	45	4.8	14	102
[ROTOR]				
AXIAL CHORD / MEAN DIA. (%)	2.50	2.06	2.59	2.50
PITCH/CHORD or SOLIDITY	1.25	0.550	0.550	1.25
STAGGER ANGLE (deg)	44.0	35.6	35.6	43.9
NUMBER OF BLADES	113	225	179	113
ASPECT RATIO	1.7	2.7	2.9	1.3
MATERIAL	MarM247	←	←	←
TEMPERATURE (K)	358	1104	1019	352
MATERIAL STRENGTH (MPa)	811	140	291	811
AERODYNAMIC BENDING STRESS (MPa)	17.3	42.1	24.4	7.7
CENTRIFUGAL STRESS (MPa)	55.4	145.6	85.0	36.9
STATIC STRESS (MPa)	72.7	187.7	109.4	44.6
STRENGTH/STATIC STRESS	11	0.75	2.7	18
AXIAL SPACING/AXIAL CHORD	0.35	0.42	0.40	0.35
STAGE AXIAL LENGTH (mm)	58.1	102.9	119.1	91.4
MATERIAL DENSITY (kg/m ³)	8530	←	←	←
TOTAL MASS OF BLADES (kg)	34	59	981	99



(b) COMPRESSOR DISK



(a) TURBINE DISK

Fig. 6.3 Rotor disk configuration .

Table 6.4 Summary of turbomachine rotor disk designs for 100 MWe HTGR-G/T (type 1) .

		LPC	HPC	HPT	LPT
DIAMETER	D ₁ (mm)	965.3	721.0	1294.6	1316.0
	D ₂ (mm)	933.8	697.5	1204.4	1224.3
	D ₃ (mm)	921.2	688.1	1180.3	1199.8
	D ₄ (mm)	889.7	664.5	956.4	972.2
	D ₅ (mm)	814.1	608.0	782.4	795.3
	D ₆ (mm)	630.0	470.6	253.6	257.8
THICKNESS	t ₁ (mm)	37.0	27.7	35.5	40.0
	t ₂ (mm)	73.4	59.9	121.7	123.8
	t ₃ (mm)	50.4	37.7	60.9	61.9
	t ₄ (mm)	66.2	49.4	101.5	103.1
MATERIAL NAME		Ni-Cr-Mo-V		INCO 706	
DENSITY	(kg/m ³)	7708		8080	
YOUNG'S MODULUS	(MPa)	2.05 × 10 ⁵		1.85 × 10 ⁵	
POISSON'S RATIO		0.3		0.3	
DESIGN TEMPERATURE	(K)	403		723	
CREEP RUPTURE STRENGTH	(MPa)	-		927	
DESIGN ALLOWABLE STRESS	(MPa)	339		545	
PERIPHERAL SPEED	(m/s)	278	208	373	248
STRESS ON PERIPHERY	(MPa)	55.1	45.9	86.5	68.6
MAXIMUM STRESS	(MPa)	265	158	385	188
M. S. / D. A. S. *		0.78	0.47	0.71	0.34
MASS (1 DISK)	(kg)	341.4	145.0	761.2	816.2

* M. S. = MAXIMUM STRESS

D.A.S. = DESIGN ALLOWABLE STRESS

Table 6.4 Summary of turbomachine rotor disk designs for 100 MWe HTGR-G/T (type 2).

		HPC	HPT	LPT	LPC	
DIAMETER	D ₁ (mm)	697.8	1094.1	1266.3	1115.9	
	D ₂ (mm)	675.0	1017.9	1178.1	1079.5	
	D ₃ (mm)	665.9	997.5	1154.5	1064.9	
	D ₄ (mm)	643.1	808.3	935.5	1028.5	
	D ₅ (mm)	588.5	661.2	765.2	941.0	
	D ₆ (mm)	455.5	214.4	248.1	728.4	
THICKNESS	t ₁ (mm)	26.8	30.0	40.0	42.8	
	t ₂ (mm)	58.1	102.9	119.1	91.4	
	t ₃ (mm)	36.4	51.4	59.5	58.3	
	t ₄ (mm)	47.8	85.7	99.2	76.5	
MATERIAL NAME		Ni-Cr-Mo-V	INCO 706		Ni-Cr-Mo-V	
DENSITY	(kg/m ³)	7708	8080		7708	
YOUNG'S MODULUS	(MPa)	2.05 × 10 ⁵	1.85 × 10 ⁵		2.05 × 10 ⁵	
POISSON'S RATIO		0.3	0.3		0.3	
DESIGN TEMPERATURE	(K)	403	723		403	
CREEP RUPTURE STRENGTH	(MPa)		927			
DESIGN ALLOWABLE STRESS	(MPa)	339	545		339	
PERIPHERAL SPEED	(m/s)	219	344	239	210	
STRESS ON PERIPHERY	(MPa)	53.1	92.8	69.4	30.9	
MAXIMUM STRESS	(MPa)	178	335	179	153	
M. S. / D. A. S. *		0.53	0.61	0.33	0.45	
MASS (1 DISK)		(kg)	131.5	459.5	733.1	535.8

* M. S. = MAXIMUM STRESS

D.A.S. = DESIGN ALLOWABLE STRESS

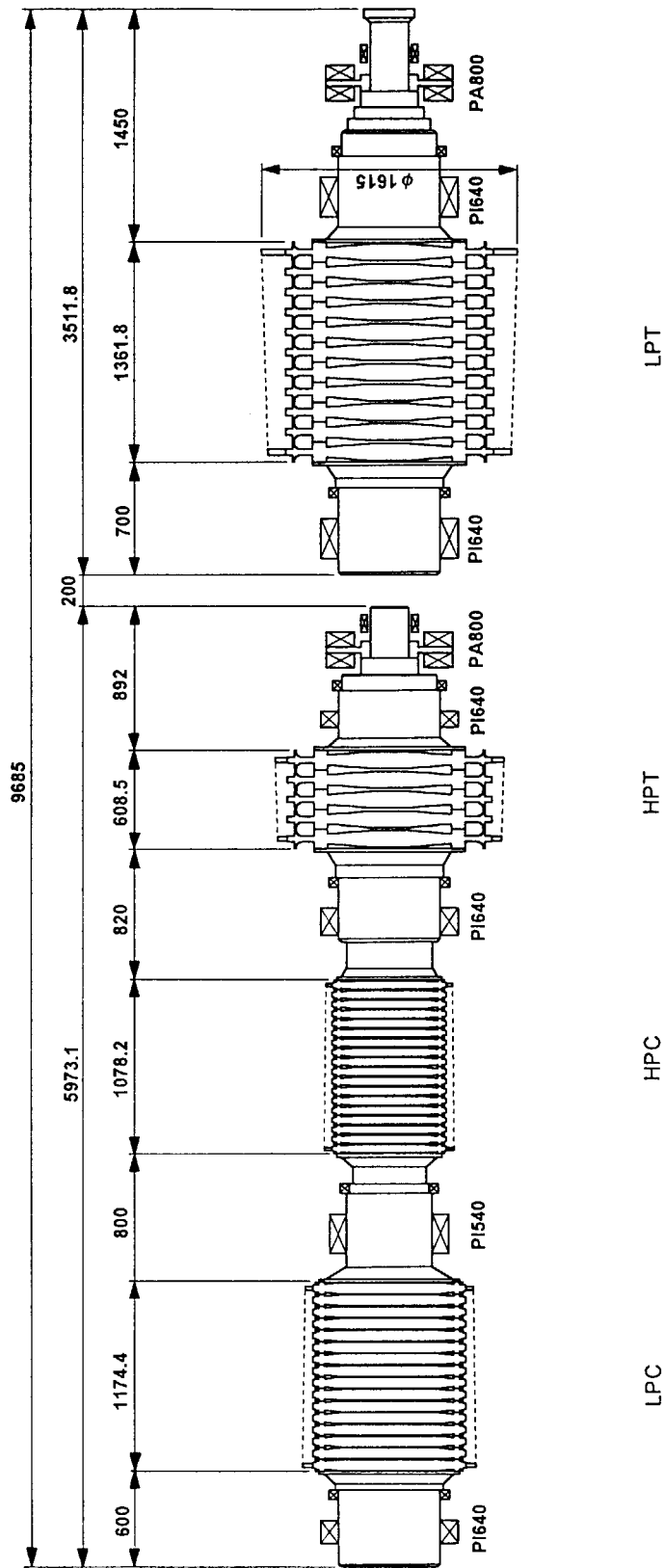


Fig. 6.4 100MWe gas turbine rotor (TYPE 1).

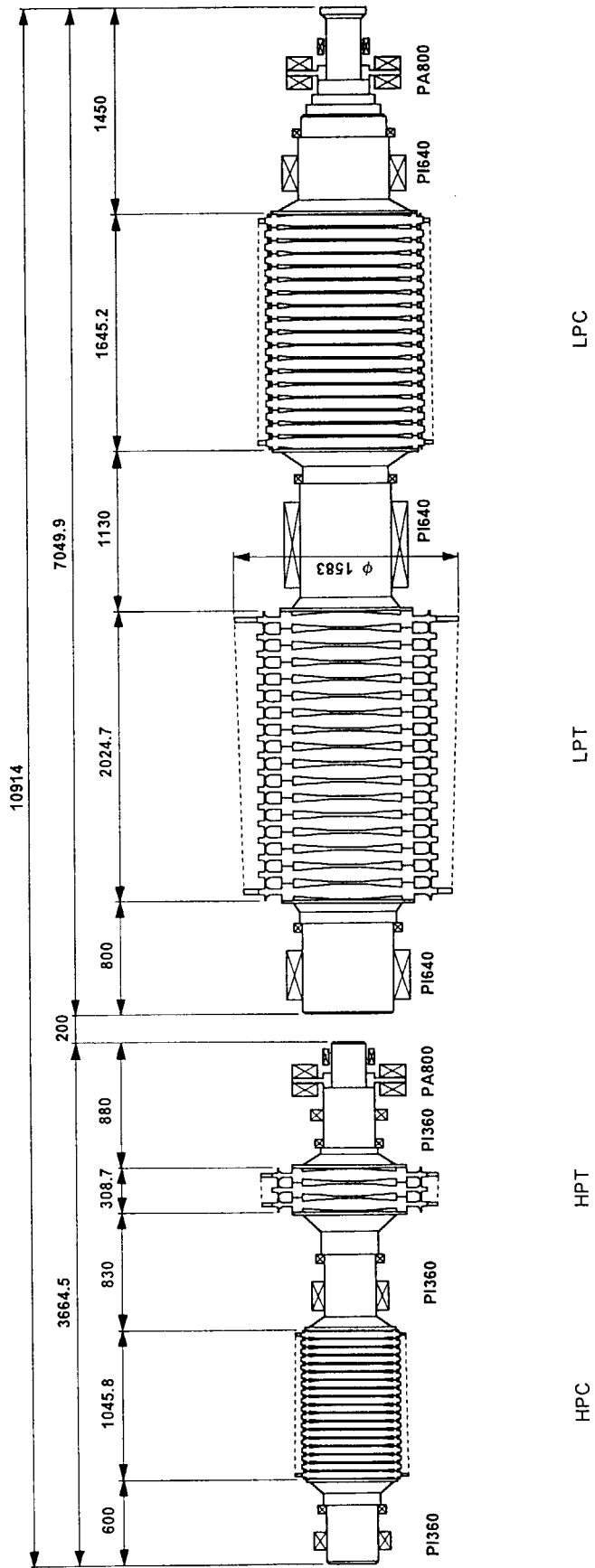


Fig. 6.4 100MWe gas turbine rotor (TYPE 2).

Table 6.5 Summary of turbomachine bearing designs for 100 MWe HTGR-G/T (type 1).

	JB1	JB2	JB3	JB4	JB5	JB6
MODEL	PI640	PI540	PI640	PI640	PI640	PI640
STATOR OUTER DIA. (mm)	870	750	870	870	870	870
STATOR INNER DIA. (mm)	640	540	640	640	640	640
LOAD CAPACITY/LENGTH (N/mm)	284	245	284	284	284	284
NOMINAL PRESSURE (MPa)	0.141	0.145	0.141	0.141	0.141	0.141
LOAD CARRYING (N)	2.71×10^4	4.01×10^4	3.22×10^4	1.92×10^4	4.74×10^4	4.74×10^4
STATOR LENGTH (mm)	143	245	170	102	250	250
PERIPHERAL SPEED (m/s)	184	156	184	184	121	121

Table 6.5 Summary of turbomachine bearing designs for 100 MWe HTGR G/T (type 2).

	JB1	JB2	JB3	JB4	JB5	JB6
MODEL	PI360	PI360	PI360	PI640	PI640	PI640
STATOR OUTER DIA. (mm)	540	540	540	870	870	870
STATOR INNER DIA. (mm)	360	360	360	640	640	640
LOAD CAPACITY/LENGTH (N/mm)	142	142	142	284	284	284
NOMINAL PRESSURE (MPa)	0.126	0.126	0.126	0.141	0.141	0.141
LOAD CARRYING (N)	1.18×10^4	1.88×10^4	0.71×10^4	6.69×10^4	1.14×10^5	4.78×10^4
STATOR LENGTH (mm)	125	199	75	348	600	252
PERIPHERAL SPEED (m/s)	113	113	113	121	121	121

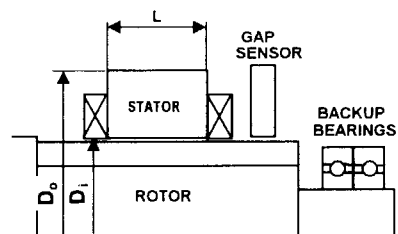


Table 6.6 Comparison of two rotor designs .

	TYPE 1		TYPE 2	
	HIGH SPEED SHAFT	LOW SPEED SHAFT	HIGH SPEED SHAFT	LOW SPEED SHAFT
MACHINE ARRANGEMENT	S-LPC HPC-HPT	LPT-G	HPC-HPT	LPT-LPC-G
ROTATIONAL SPEED (rpm)	5500	3600	6000	3600
TOTAL NUMBER OF STAGES	39	11	21	35
	50		56	
TOTAL LENGTH (mm)	9685		10914 (+13%)	
TOTAL MASS (DISK + BLADES) (ton)	12.1	9.7	3.8	23.2
	21.8		27.1 (+24%)	
MAXIMUM DIAMETER OF TURBOMACHINE (mm)	1615		1583 (-2%)	
STARTER MOTOR	REQUIRED		NO NEED	
BEARING DESIGN	MAYBE NO PROBLEM EXISTS		FEASIBILITY OF THE JOURNAL BEARING BETWEEN LPT & LPC SHOULD BE CHECKED	
CYCLE EFFICIENCY AT GENERATOR END	0.479		0.478	

This is a blank page.

国際単位系 (SI) と換算表

表1 SI基本単位および補助単位

量	名称	記号
長さ	メートル	m
質量	キログラム	kg
時間	秒	s
電流	アンペア	A
熱力学温度	ケルビン	K
物質	モル	mol
光度	カンデラ	cd
平面角	ラジアン	rad
立体角	ステラジアン	sr

表3 固有の名称をもつSI組立単位

量	名称	記号	他のSI単位による表現
周波数	ヘルツ	Hz	s ⁻¹
力	ニュートン	N	m·kg/s ²
圧力, 応力	パスカル	Pa	N/m ²
エネルギー, 仕事, 熱量	ジュール	J	N·m
工率, 放射束	ワット	W	J/s
電気量, 電荷	クーロン	C	A·s
電位, 電圧, 起電力	ボルト	V	W/A
静電容量	ファラド	F	C/V
電気抵抗	オーム	Ω	V/A
コンダクタンス	ジーメンズ	S	A/V
磁束	ウェーバ	Wb	V·s
磁束密度	テスラ	T	Wb/m ²
インダクタンス	ヘンリー	H	Wb/A
セルシウス温度	セルシウス度	°C	
光度	ルーメン	lm	cd·sr
照射度	ルクス	lx	lm/m ²
放射能	ベクレル	Bq	s ⁻¹
吸収線量	グレイ	Gy	J/kg
線量当量	シーベルト	Sv	J/kg

表2 SIと併用される単位

名称	記号
分, 時, 日	min, h, d
度, 分, 秒	°, ', "
リットル	l, L
トン	t
電子ボルト	eV
原子質量単位	u

1 eV = 1.60218 × 10⁻¹⁹ J
 1 u = 1.66054 × 10⁻²⁷ kg

表4 SIと共に暫定的に維持される単位

名称	記号
オングストローム	Å
バ	b
バル	bar
ガリ	Gal
キュリー	Ci
レントゲン	R
ラド	rad
レム	rem

1 Å = 0.1 nm = 10⁻¹⁰ m
 1 b = 100 fm² = 10⁻²⁸ m²
 1 bar = 0.1 MPa = 10⁵ Pa
 1 Gal = 1 cm/s² = 10⁻² m/s²
 1 Ci = 3.7 × 10¹⁰ Bq
 1 R = 2.58 × 10⁻⁴ C/kg
 1 rad = 1 cGy = 10⁻² Gy
 1 rem = 1 cSv = 10⁻² Sv

表5 SI接頭語

倍数	接頭語	記号
10 ¹⁸	エクサ	E
10 ¹⁵	ペタ	P
10 ¹²	テラ	T
10 ⁹	ギガ	G
10 ⁶	メガ	M
10 ³	キロ	k
10 ²	ヘクト	h
10 ¹	デカ	da
10 ⁻¹	デシ	d
10 ⁻²	センチ	c
10 ⁻³	ミリ	m
10 ⁻⁶	マイクロ	μ
10 ⁻⁹	ナノ	n
10 ⁻¹²	ピコ	p
10 ⁻¹⁵	フェムト	f
10 ⁻¹⁸	アト	a

(注)

- 表1-5は「国際単位系」第5版, 国際度量衡局 1985年刊行による。ただし, 1 eV および 1 uの値は CODATAの1986年推奨値によった。
- 表4には海里, ノット, アール, ヘクトールも含まれているが日常の単位なのでここでは省略した。
- barは, JISでは流体の圧力を表わす場合に限り表2のカテゴリーに分類されている。
- EC閣僚理事会指令では bar, barn および「血圧の単位」mmHgを表2のカテゴリーに入れている。

換算表

力	N (=10 ⁵ dyn)	kgf	lbf
	1	0.101972	0.224809
	9.80665	1	2.20462
	4.44822	0.453592	1

粘度 1 Pa·s(N·s/m²) = 10 P(ポアズ) (g/(cm·s))
 動粘度 1 m²/s = 10⁴ St(ストークス) (cm²/s)

圧	MPa (=10 bar)	kgf/cm ²	atm	mmHg(Torr)	lbf/in ² (psi)
	1	10.1972	9.86923	7.50062 × 10 ³	145.038
力	0.0980665	1	0.967841	735.559	14.2233
	0.101325	1.03323	1	760	14.6959
	1.33322 × 10 ⁻⁴	1.35951 × 10 ⁻³	1.31579 × 10 ⁻³	1	1.93368 × 10 ⁻²
	6.89476 × 10 ⁻³	7.03070 × 10 ⁻²	6.80460 × 10 ⁻²	51.7149	1

エネルギー・仕事・熱量	J (=10 ⁷ erg)	kgf·m	kW·h	cal(計量法)	Btu	ft·lbf	eV	1 cal = 4.18605 J(計量法)
	1	0.101972	2.77778 × 10 ⁻⁷	0.238889	9.47813 × 10 ⁻⁴	0.737562	6.24150 × 10 ¹⁸	= 4.184 J (熱化学)
	9.80665	1	2.72407 × 10 ⁻⁶	2.34270	9.29487 × 10 ⁻³	7.23301	6.12082 × 10 ¹⁹	= 4.1855 J (15 °C)
	3.6 × 10 ⁶	3.67098 × 10 ⁵	1	8.59999 × 10 ⁵	3412.13	2.65522 × 10 ⁶	2.24694 × 10 ²⁵	= 4.1868 J(国際蒸気表)
	4.18605	0.426858	1.16279 × 10 ⁻⁶	1	3.96759 × 10 ⁻³	3.08747	2.61272 × 10 ¹⁹	仕事率 1 PS(仏馬力)
	1055.06	107.586	2.93072 × 10 ⁻⁴	252.042	1	778.172	6.58515 × 10 ²¹	= 75 kgf·m/s
	1.35582	0.138255	3.76616 × 10 ⁻⁷	0.323890	1.28506 × 10 ⁻³	1	8.46233 × 10 ¹⁸	= 735.499 W
	1.60218 × 10 ⁻¹⁹	1.63377 × 10 ⁻²⁰	4.45050 × 10 ⁻²⁶	3.82743 × 10 ⁻²⁰	1.51857 × 10 ⁻²²	1.18171 × 10 ⁻¹⁹	1	

放射能	Bq	Ci
	1	2.70270 × 10 ⁻¹¹
	3.7 × 10 ¹⁰	1

吸収線量	Gy	rad
	1	100
	0.01	1

照射線量	C/kg	R
	1	3876
	2.58 × 10 ⁻⁴	1

線量当量	Sv	rem
	1	100
	0.01	1

高温ガス炉用ヘリウムガスタービンの空力設計に関する検討（ガスタービン設計条件の影響に関する検討）