

圧縮機駆動タービン

Turbines for Driving Compressors

最近の化学プラントは、その経済的見地より極めて大きな規模となるため、建設時のリスクの回避、運転中の安全性の確保などがプラント計画、運用上の重点課題とされる。

そのために、プラントの動力源となる圧縮機駆動用タービンの場合は、容積設計とロータ設計とを基本とするビルディングブロック方式による設計法の標準化を図り、機器の短納期、低コスト、更に高信頼性化を実現している。

この論文では、まず標準タービンの決定方法を紹介し、同時に運転信頼性の基となる基盤技術について概説する。

今井 鉄* Imai Tetsu

金子了市* Kaneko Ryôichi

池内和雄* Ikeuchi Kazuo

西村康文* Nishimura Yasubumi

1 緒 言

圧縮機は化学プラントの中核ともいわれる機器であるが、これを駆動する蒸気タービン¹⁾もプラント構成機器として重要で、高速、高出力更に高性能化が要求されている。

一般の化学プラントは、経済的運用上その規模は極めて大きく、建設に際し多大なリスクを伴うために、プラント全構成機器の機能、性能を十分に把握し、かつ信頼性、供給性の高いものを入手する必要がある。そのために、短納期、保守保全の容易さ、高信頼性、低価格などの諸条件は、これら諸構成機器にとって不可欠となる。

これらの要請に対し、圧縮機駆動タービンの場合は、容積設計とロータ設計とを基本とするビルディングブロック方式による標準設計法で対応される。

容積設計とは、タービンの運転及び蒸気条件から、タービン入口、排気部などの所要蒸気通過面積を求め、これに相応する各部のサイズを段階的に適正数準備し、所望の仕様にあったタービンをユーザーサイドで自動的に選定できる設計方式である。一方、ロータ設計は、容積設計に対する運転信頼性を保証するもので、圧縮機駆動機としての性格上、広い運転回転数範囲で負荷を担う必要があるため、所定の運転域で十分な機能が発揮できるように強度上の裏付けを与えることにあ

るが、高速、高出力更には高効率化の要請より、発電用大形タービンに匹敵する極めて高度の技術が必要となっている。

この論文では、標準設計されたタービンの自動選定法を紹介し、同時にロータ設計の基盤技術について概説する。

2 標準タービンの選定法

タービン形式、運転及び蒸気条件から、段落数が適正数あるものとすれば、タービンの性能、すなわち蒸気消費量が求められる。これは簡単に容積流量に換算されるから、タービンの入口、抽気及び抽気部の所要蒸気通過面積が得られる。したがって、タービン設計上の制限を付与すれば、図1に示すようにタービンを高圧、中間段落部(抽気部を含める)及び低圧の3セクションに分割し、各々のセクションに制限条件に従い標準サイズを適当数準備すれば、ビルディングブロック方式による標準仕様のタービンを容易に決定することができる。

図2、3には、上記手順での蒸気消費量及び各セクションのサイズを決定するためのノモグラム(中間段落部長決定に必要

な段落数計算用は、紙面の都合で割愛した)で、アンモニアプラント合成ガス圧縮機駆動タービンを好例とする抽気復水タービンの場合を例示した。

このようにして決定される標準タービンそれぞれに対し、外形寸法、重量、パッキングリスト、補機仕様及びユーティリティを準備すれば、ユーザーサイドでも所望仕様のタービンを簡単に選定することができる。

以上が容積設計に基づく標準タービンの選定法の概要であるが、日立製作所では、ユーザー層のプラント計画推進の便を図るために、背圧、抽気背圧、復水及び例示の抽気復水すべての形式について、既述の内容をまとめ総括資料としてユーザーの要求に応じ提供している。

3 ロータ設計

容積設計法により、所要タービンのアウトラインは簡単に決定されるが、タービンの心臓部であるロータは、静止体であるケーシングなどより安全性を左右する難しい問題が多い。

すなわち、広い運転回転数範囲を安全かつ安定に連続運転できるように、ロータを構成する車軸及び動翼の振動ないし振動強度に対する詳細な検討が必要である。

3.1 車軸設計

車軸の危険速度は、タービンの運転回転数が一定であれば、API規格(American Petroleum Institute Standard)に指定された範囲に比較的容易に設定可能であるが、圧縮機駆動の場合は、運転範囲が広く高速の場合が多いために、相対的に車軸のフレキシビリティの増大、及びスパン外、すなわちオーバハングの危険速度の低下、またオイルホワールなど軸系の不安定性の増加など、車軸の振動は極めて複雑となり、単に危険速度を算定するだけでは運転信頼性を確保することは困難である。

車軸振動は、車軸剛性、軸受油膜特性及び軸受台剛性、更にアンバランスの位置により大きく変化するから、車軸の振動特性を安定なものとするには、これら諸因子を有機的に結合する必要がある。これらの中で、車軸剛性は高速、高出力、更に高効率化の要請により設計上の裕度が減少するから、車軸剛性以外の諸因子の設計法も肝要となる。すなわち、軸・軸受系としての危険速度と車軸の振動応答感度を同時にサーベイすることによって、最終的に低振動感度の軸系を見いだす必

* 日立製作所日立工場

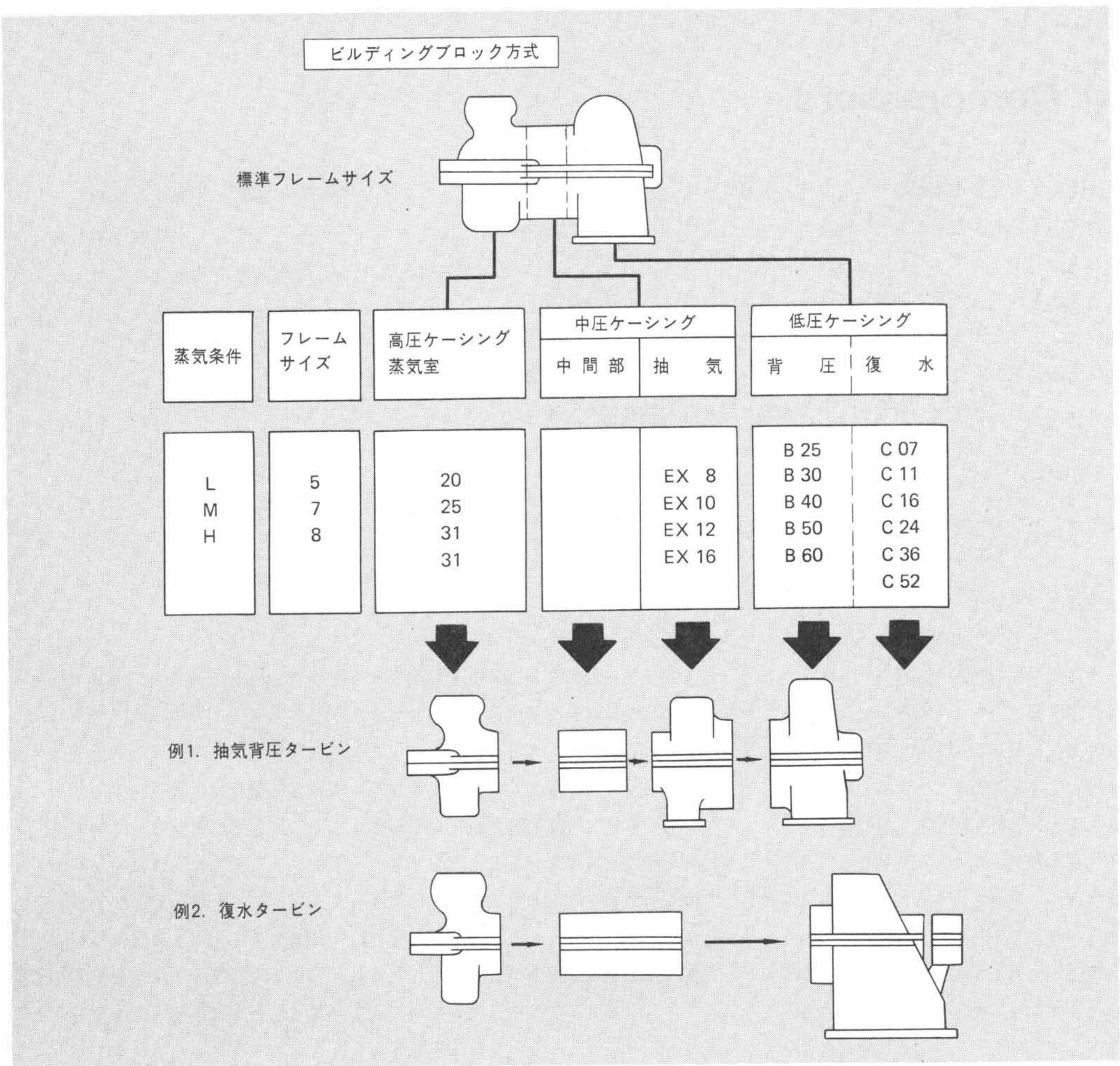


図1 標準フレームサイズ
タービンケーシングは、基本のコンポーネントを組み合わせて設計される。

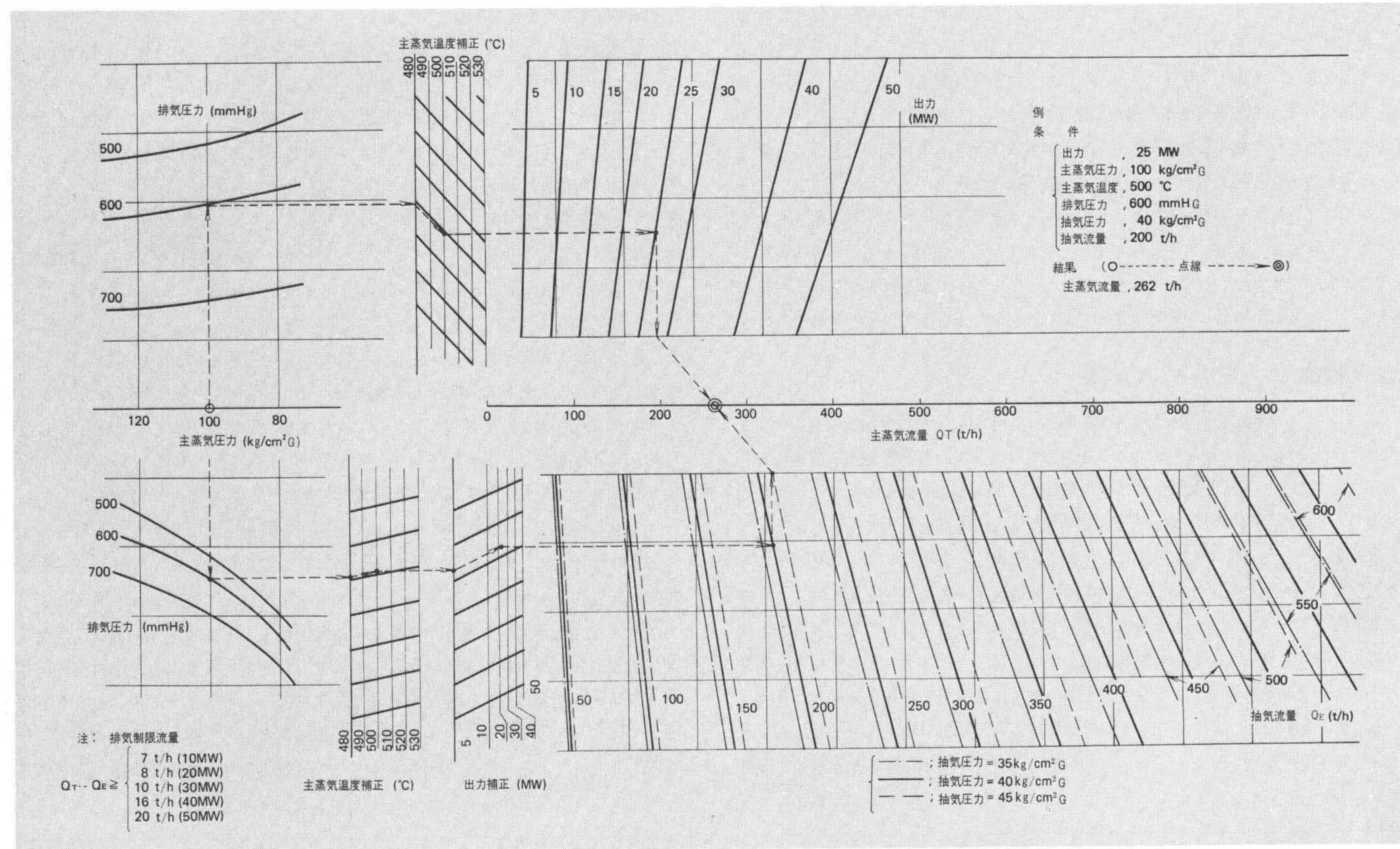


図2 抽気復水タービンの性能推算ノモグラム(参考用) 蒸気条件、及び運転条件から蒸気消費量が直ちに求められる。

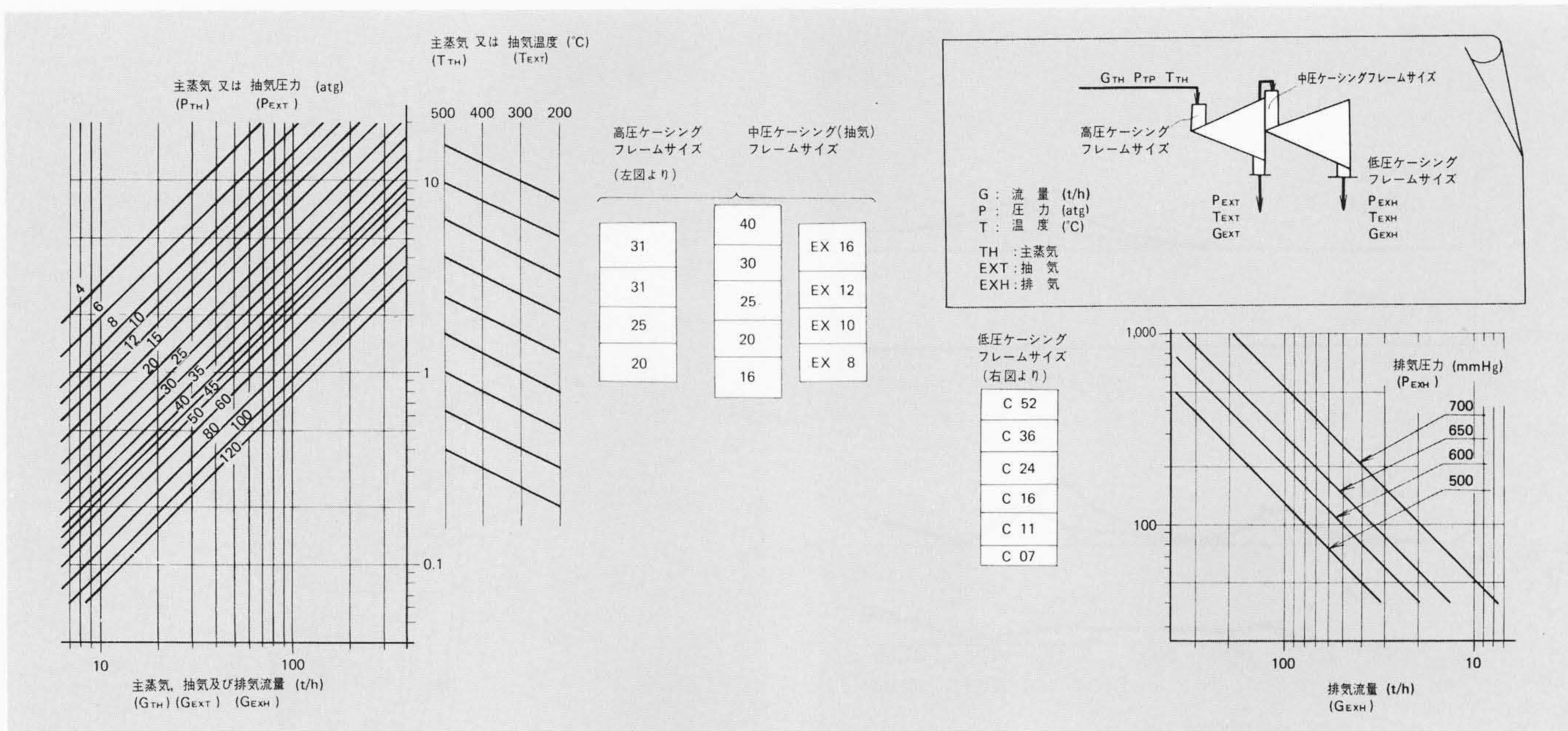
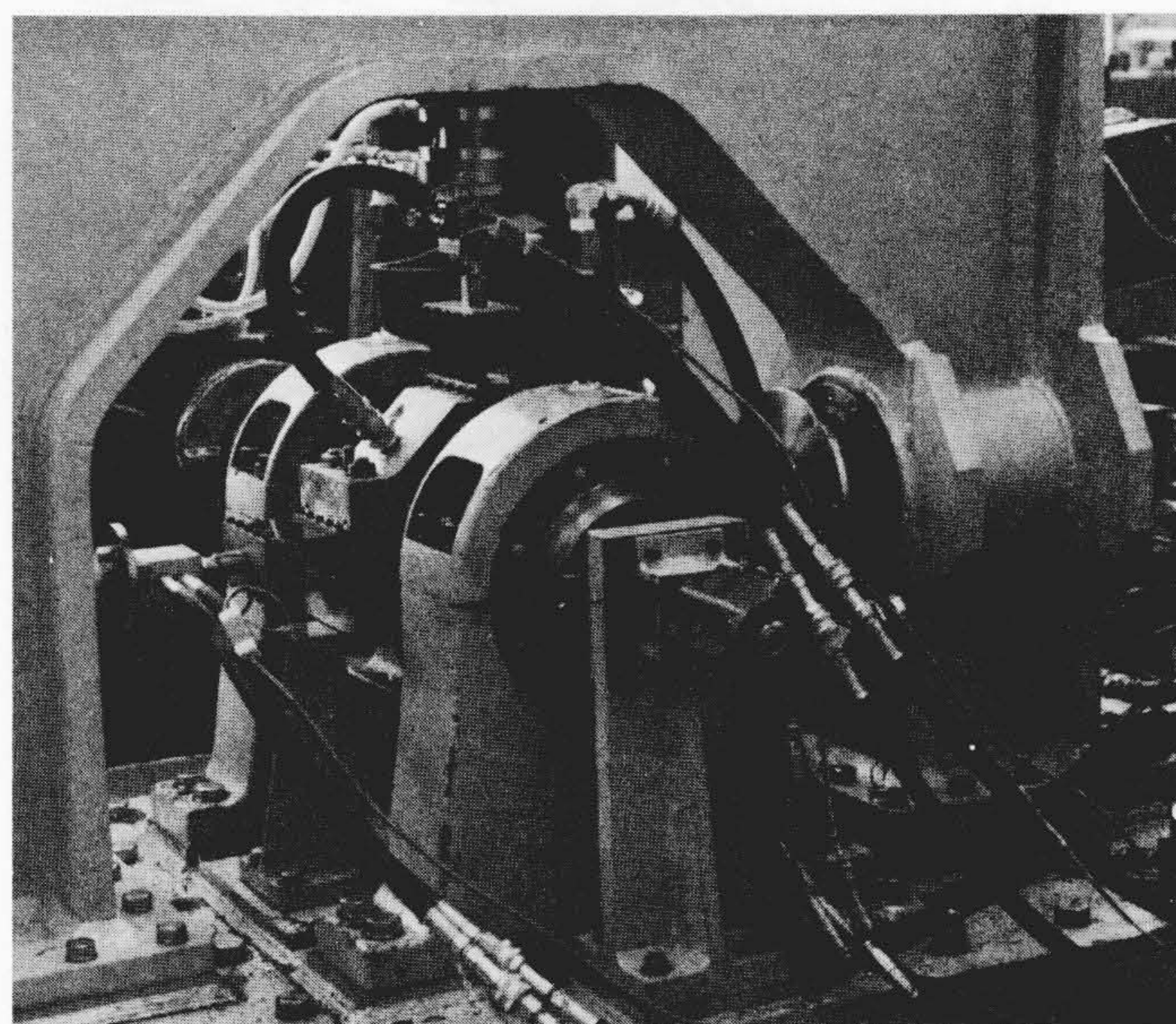


図3 標準フレームサイズ選定ノモグラム 図2の蒸気消費量から、タービンのフレームサイズが決定される。

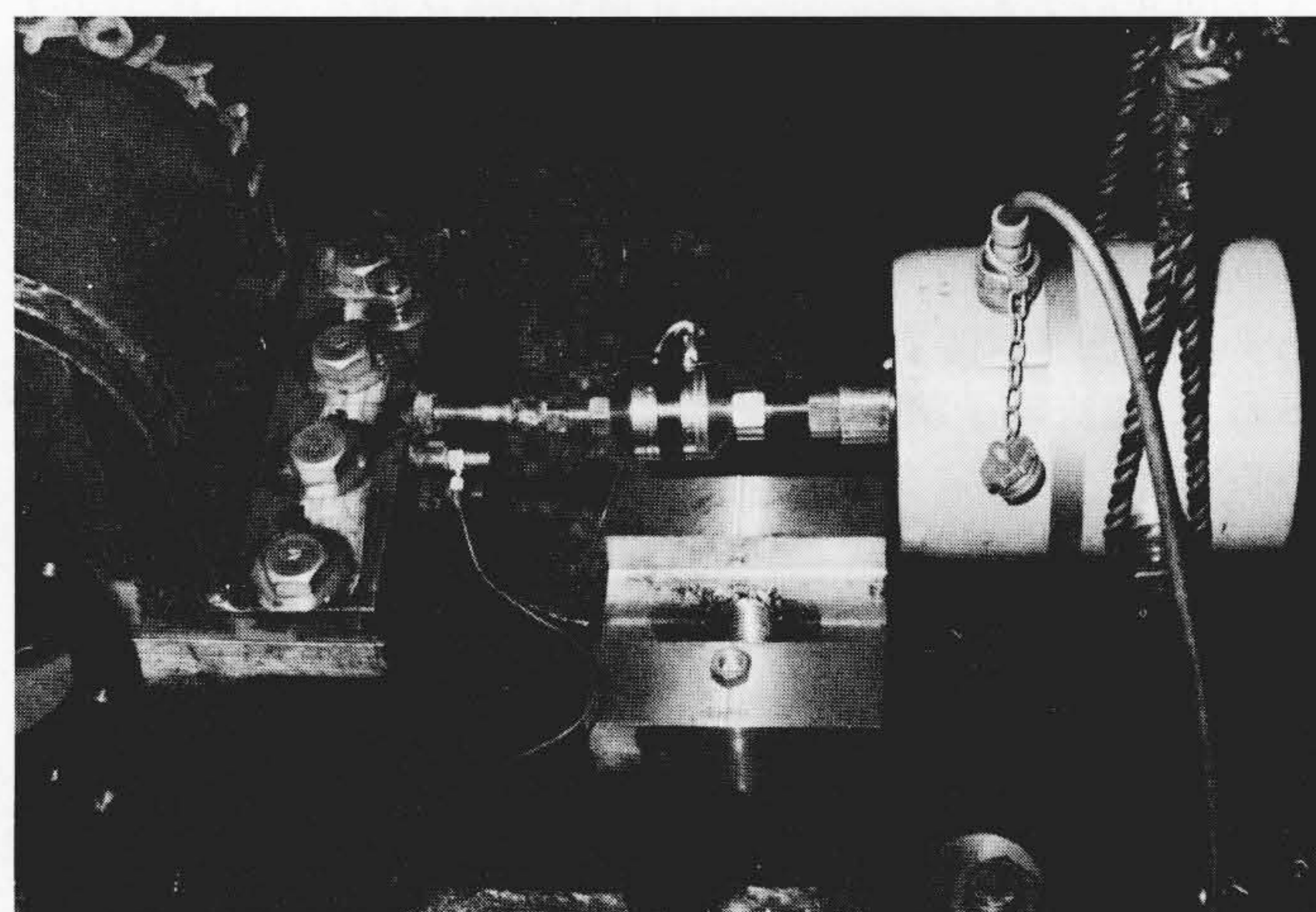
要がある。

図4にオイルホール防止に効果のあるティルティングパッド軸受の油膜特性を示した。図5の(a)に、この種軸受の動的油膜特性を確認するための軸受油膜インピーダンスの測定装置を、(b)に、軸受台剛性の測定状況をそれぞれ示した。

図6には、図4に示す特性の軸受をもつ車軸の振動解析例を示した。水平、垂直方向の危険速度(ピーク値の回転数)は、車軸支持剛性の差から水平方向が低下している(この差は、明示していないが軸受台の剛性差の影響が大きい)。また、ロータのアンバランスの位置により危険速度の現われ方が異なり、(c)の場合はNo. 2軸受側のオーバハングの危険速度が顕著になっている。更に、アンバランス位置により応答感度の相違も明らかで、これに予想される最大アンバランス量から車軸の最大振動値を計算して許容振動値と対比し、軸



(a) 軸受の油膜特性測定装置



(b) 軸受台剛性測定状況

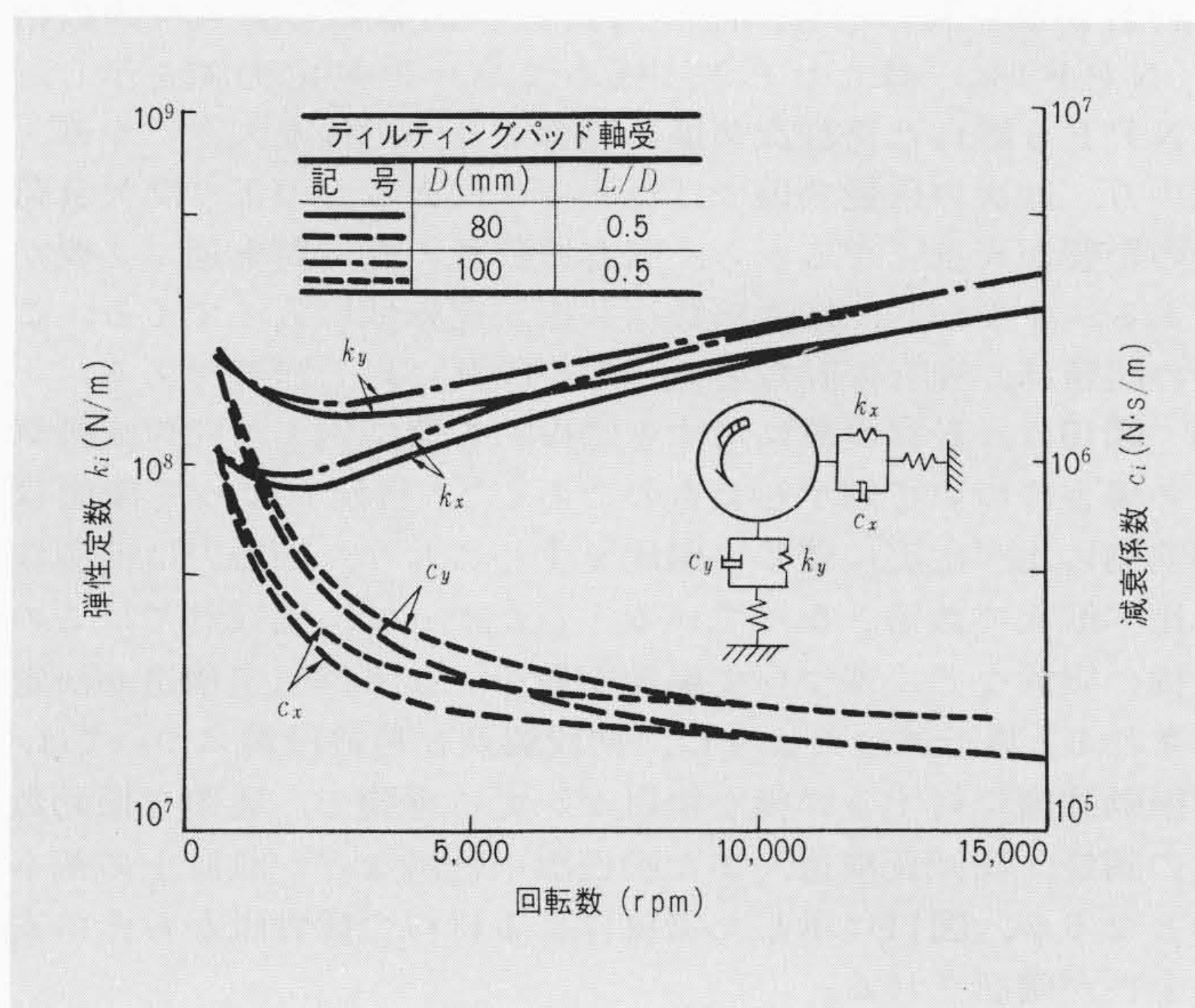


図4 ティルティングパッド軸受の油膜特性 5パッド、非センタサポート形の軸受で、油膜の連成項は現れない。

図5 軸受特性の測定 軸受油膜、軸受台特性は実測により計算精度の確認が行なわれる。

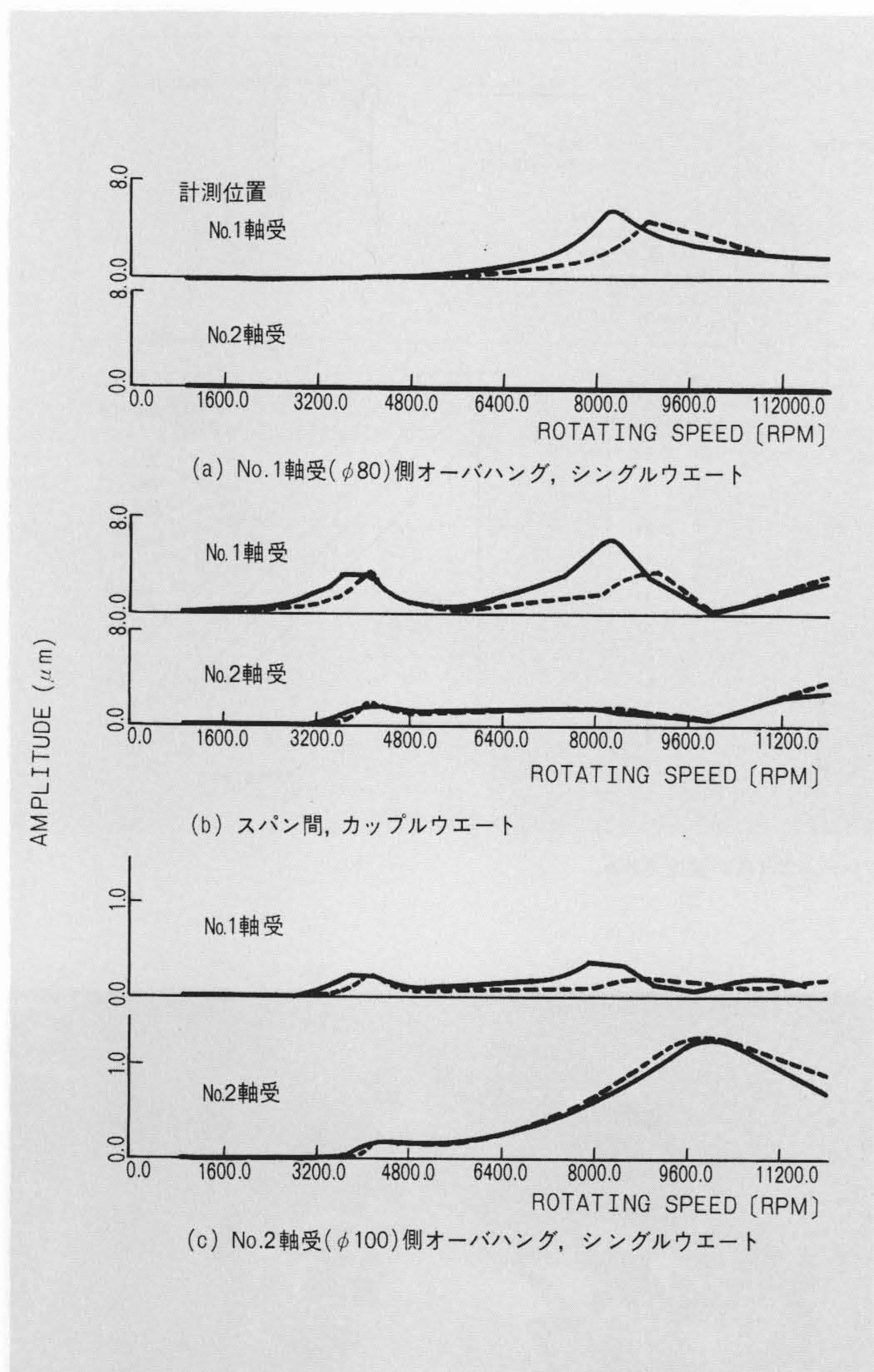


図6 車軸のアンバランス応答 振動感度の低いロータ系の設計には、アンバランス応答解析が必要である。

系の振動感度を評価する。以上のサーベイを総括し、安定な低振動感度の軸系を決定する。

3.2 動翼の設計

動翼はタービン設計上最も重要な部分で、遠心力、蒸気力などによる静的応力は、図7のねじれ翼の遠心応力の解析例、また図8のアキシアルエントリ翼²⁾の植込部の遠心応力の1体解析例に示されるように、大形コンピュータによる精密計算から実応力を高い精度で評価が可能である。

しかし、振動に基づく動的応力は³⁾、翼の固有振動数及び励振源を正しく把握しなければ精度の高い応力評価は困難である。実機又は等価モデル試験によれば、実際の翼破壊は、SEM(走査電子顕微鏡)などの破断面の分析から疲労破壊であることが明確になっており、励振力の軽減、共振の回避、また耐疲労強度の向上策が動翼設計の基盤となる。

励振要因は、部分噴射による間欠負荷、ノズル後縁のウェークにより生ずる噴口衝撃[NPF衝撃(Nozzle Passing Frequency Shock)],及び流れの偏流に基づく翼負荷変動などが主であるが、前二者は出力密度の高い初段翼に、残りは最終段翼に大きな影響を及ぼす。

図9は初段翼の部分噴射による翼振動応力を示したもので、実測値とウェーク実測に基づくウェーク形状を仮定した計算結果とはよく一致しており、解析的に部分噴射、ノズルウェ

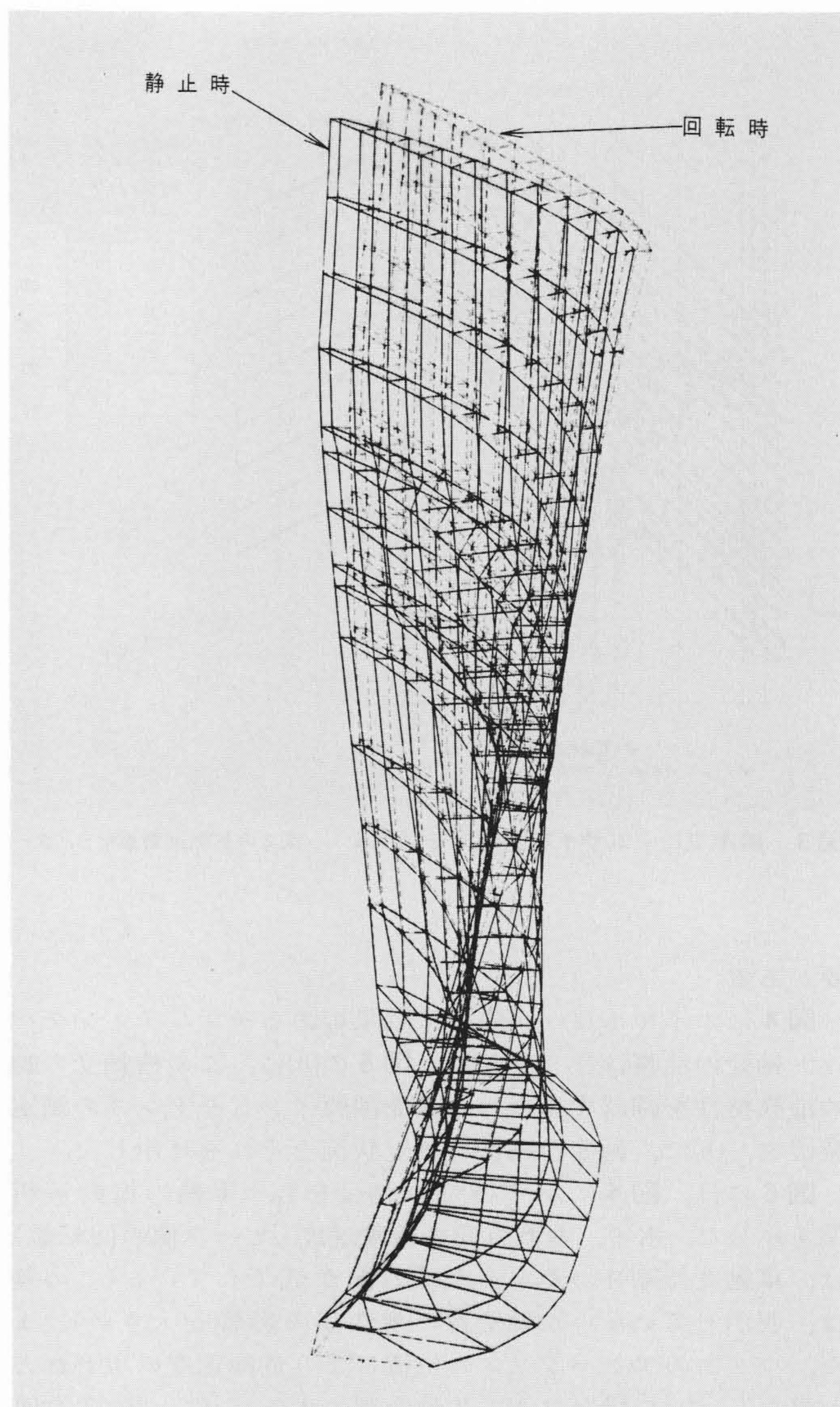


図7 回転中の翼応力、変形の解析例 高速ねじれ翼は、回転中の応力及び変形(主にアンツイスト)の解析により、強度評価の基礎ができる。

ークの影響が推定可能となっている。初段翼のように固有振動数が高い翼の場合、固有振動数が回転数のノズル個数倍(NPF)に一致したとき、極めて高い振動応力値を示し、NPFと離れた倍数次共振の場合より一桁程度大きくなる。一方、低次の倍数共振ではウェークによるものより間欠負荷の影響が大きくなるから、固有振動数の高い翼を選ぶ必要がある。すなわち、低次倍数次共振が運転域に入ってくる。この問題は、固有振動数の低い最終段翼に対し顕著である。

図10は、最終段翼に対する励振力の典型例を対向複流排気の場合について例示したものである⁴⁾。複流によって後側は前側に比べ主流に著しい偏流を生じており、励振力は前側に比べ低次で数倍となっている。したがって、実設計ではこの種の実験などに基づいて偏流が最少となる排気室構造が決定される。以上述べたように、初段翼及び最終段翼については、振動強度に対する詳細な検討が殊更に重要で、翼固有振動数の調整、高減衰構造、また励振源の軽減などが設計上の基本となるが、図11に示した実翼による材料の疲労限からその安全性が確認される。

図12には、以上の検討に基づいて超高速タービン用として設計された最終段のキャンベル図を示した。

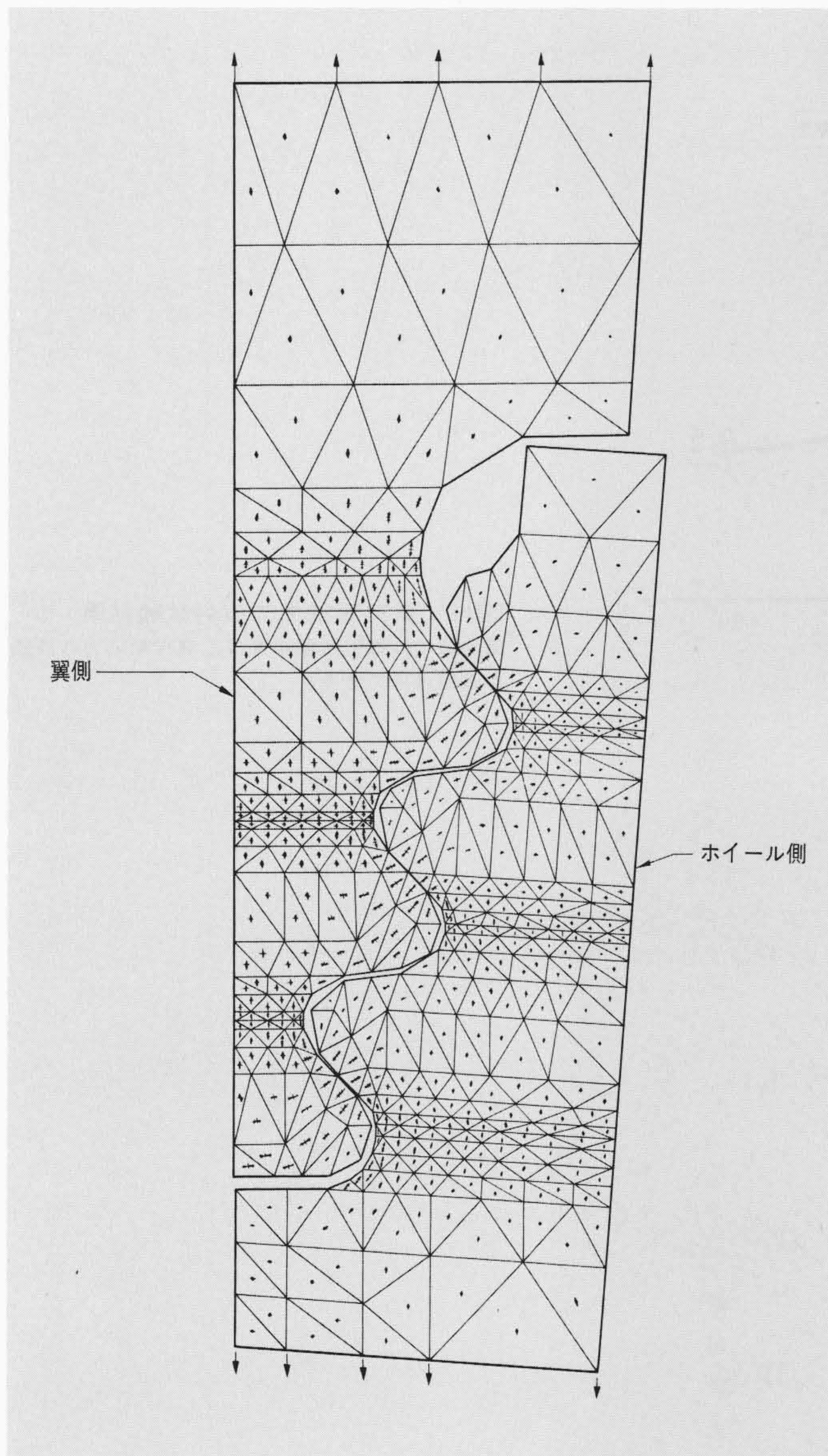


図8 アキシャルエントリ翼の植込部の遠心強度解析 翼の植込部の応力分布は、FEM(有限要素法)により精度よく知ることができる。

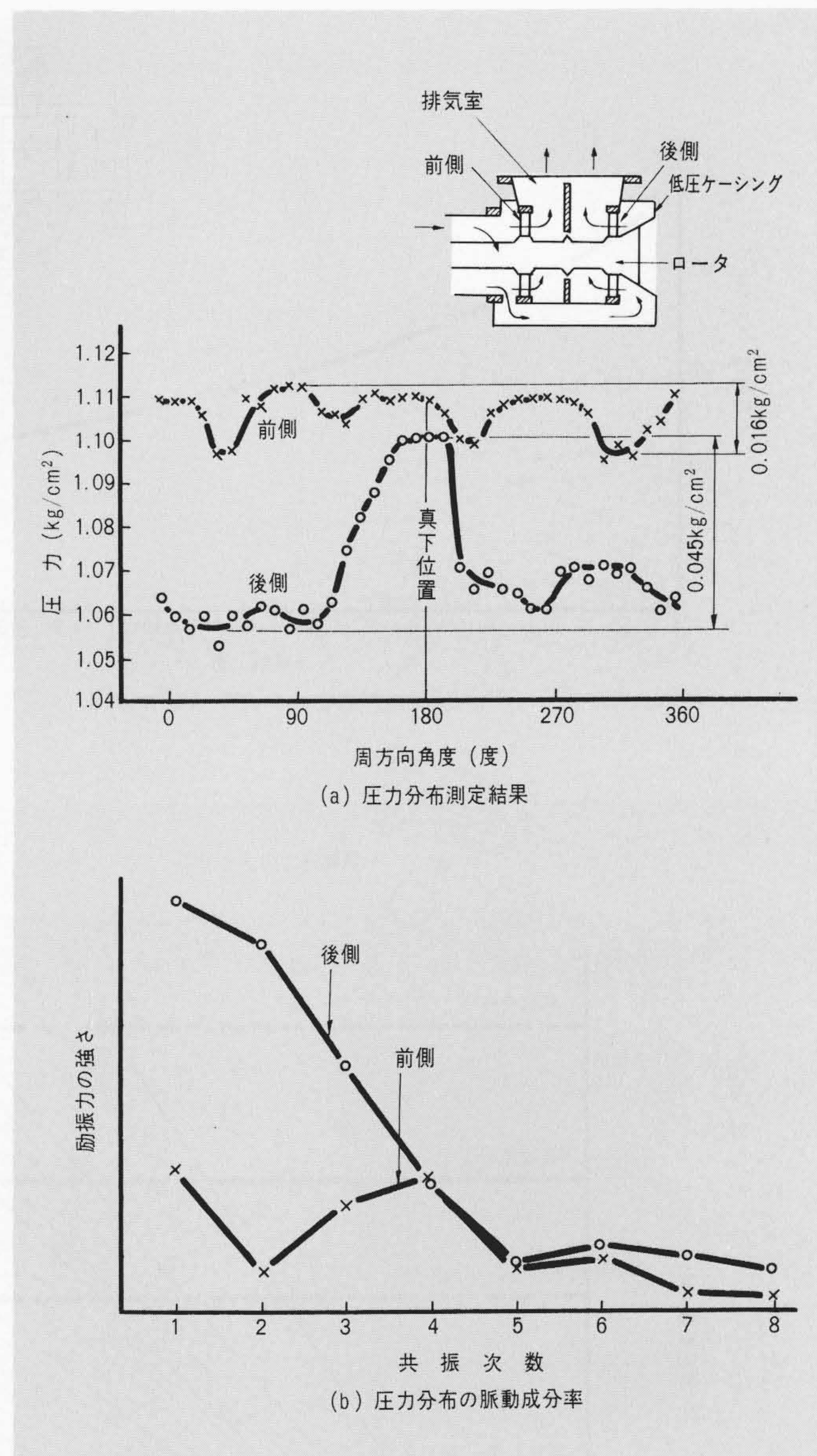


図10 対向複流形最終段の励振力 最終段翼の励振力は、排気室形状及びノズル前蒸気の偏流により大きく変化する。

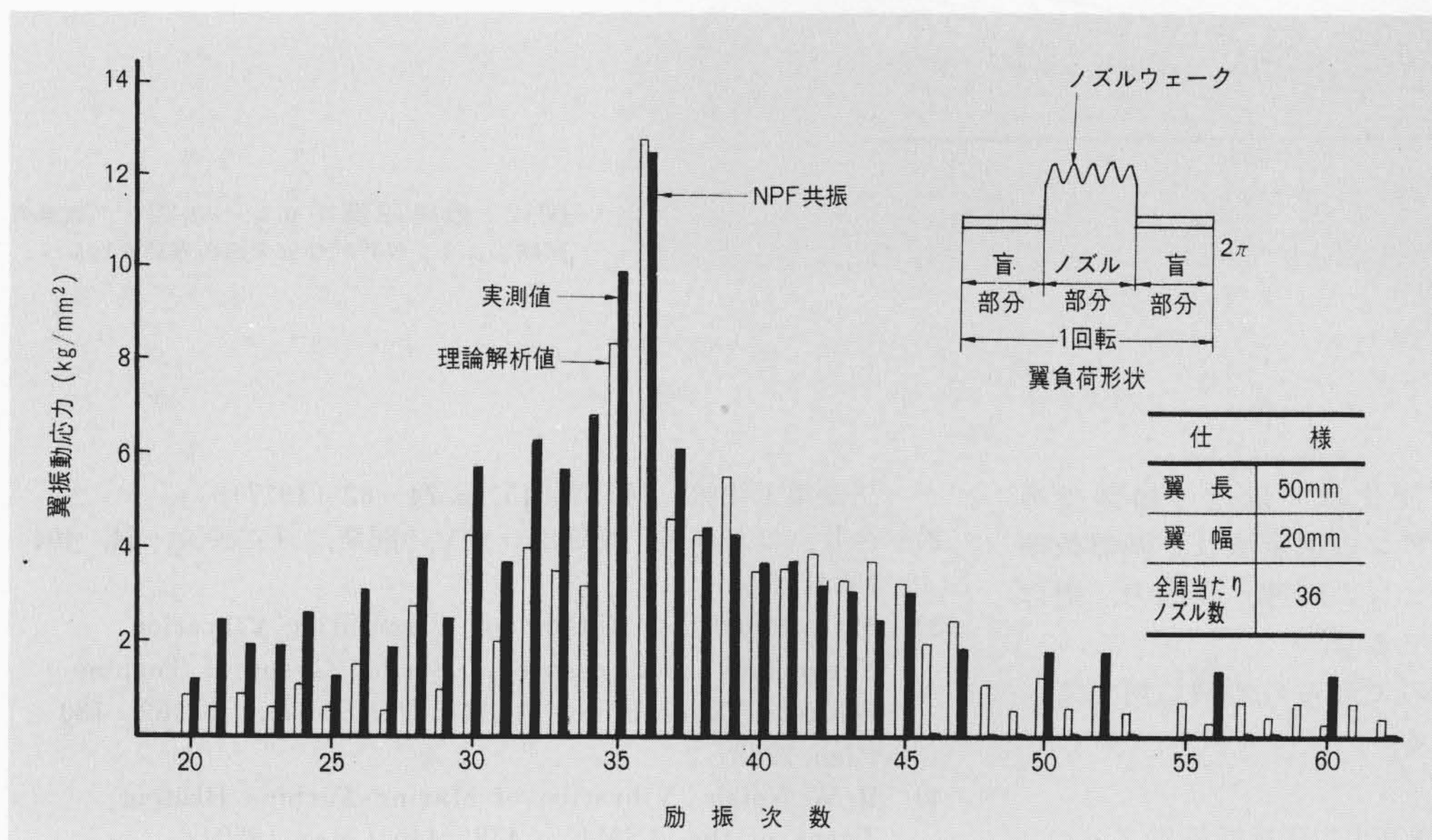


図9 部分噴射段の翼振動応力 翼の振動応力はフーリエ解析により、ノズルウェーク、パースシャルアークの影響を含めて求められる。

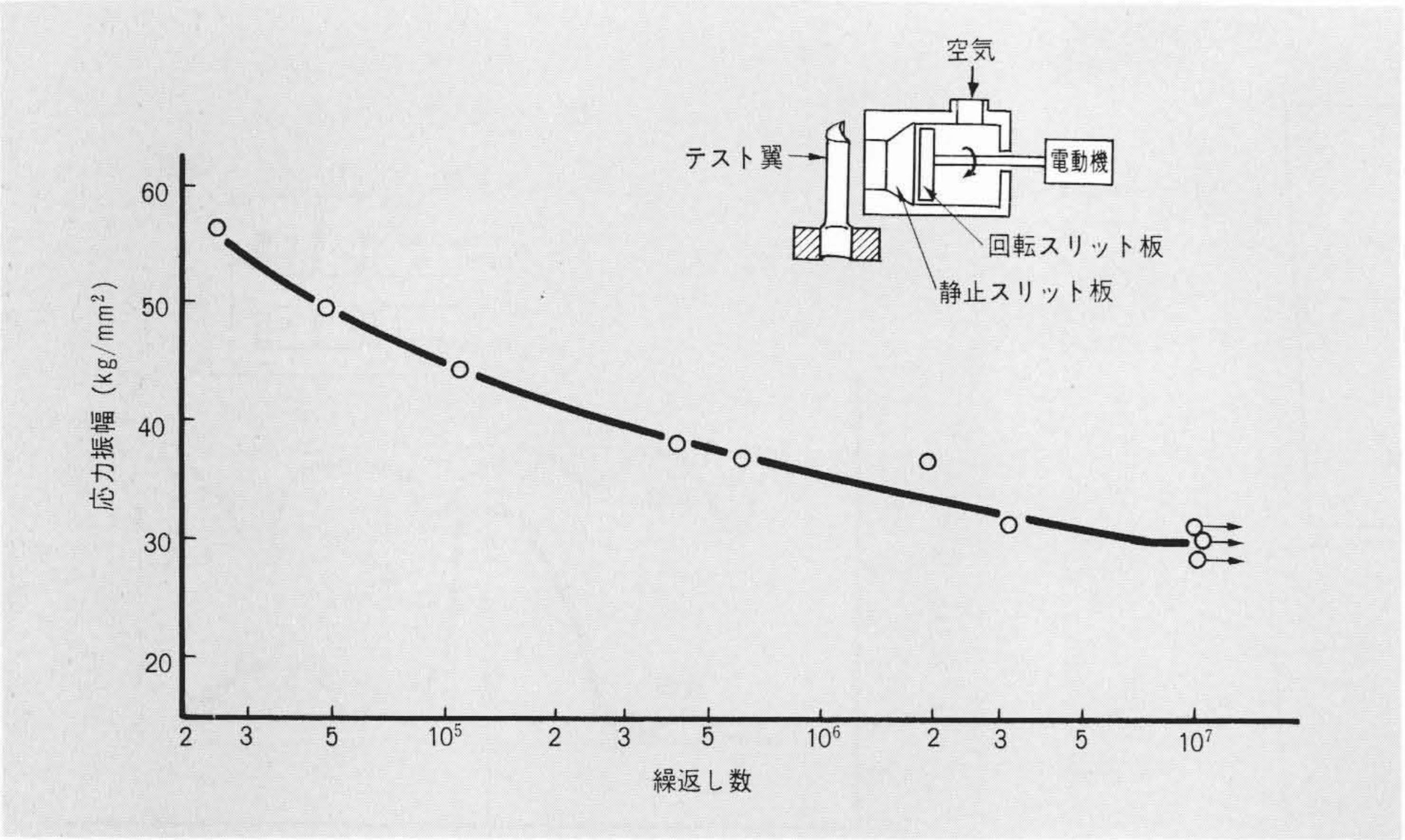


図11 翼実形状での疲労試験結果
実物翼での疲労試験結果は、翼振動応力の評価に直接適用できる。

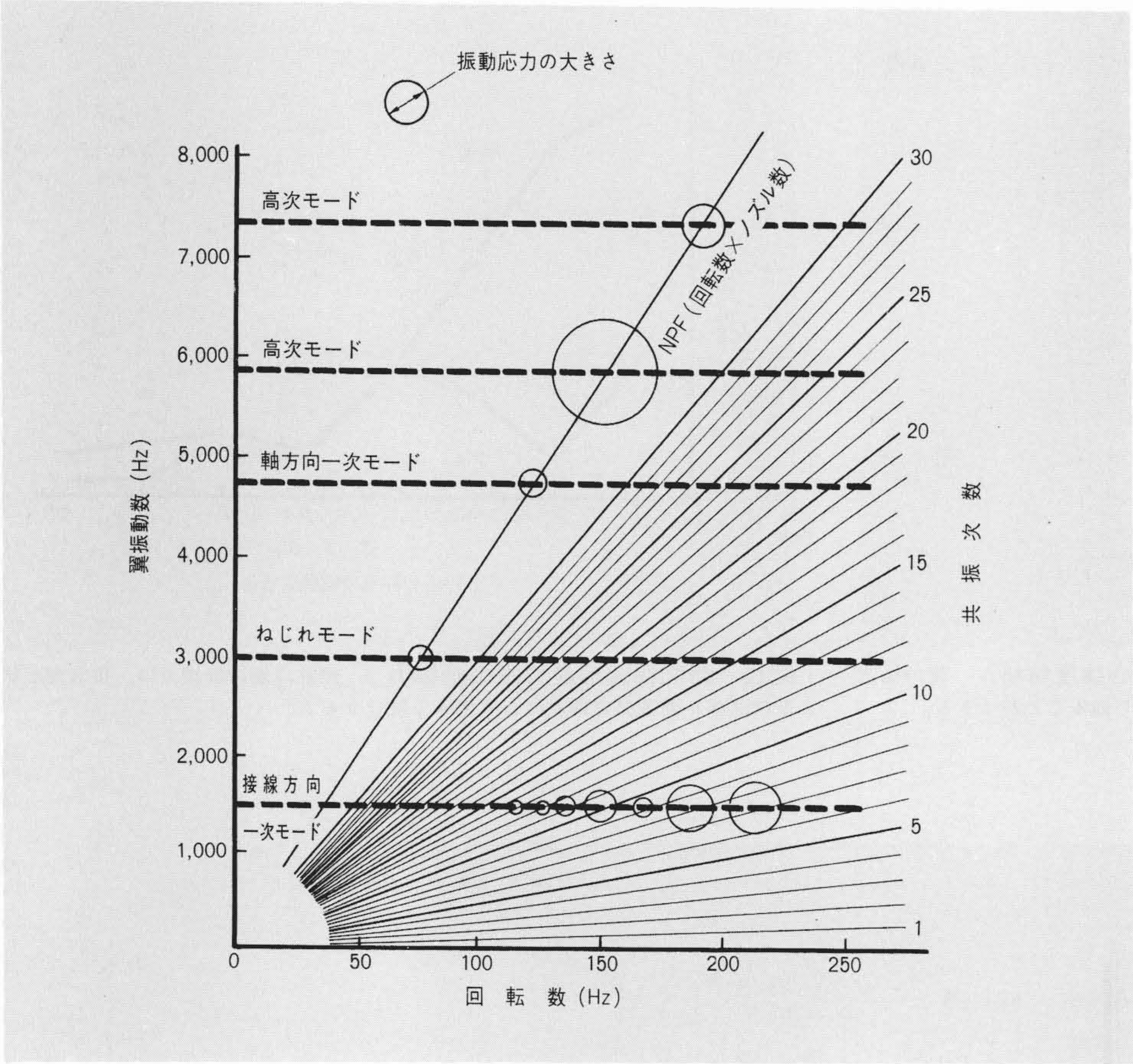


図12 最終段翼キャンベル図 実負荷試験により、最終的な安全性の確認を行なう。

4 結 言

化学プラントの大形化及び高性能化は、最近の趨勢である。この論文に概説した標準タービンの選定法及び基盤技術は、これに伴う圧縮機駆動用タービンの高速、高出力、更に高性能化を常に対象として推進してきた。

したがって、日立製作所は将来のこれらの要請に対して、十分即応できるものと確信している。

参考文献

1) 寺本，片山：化学プラント用高速高出力圧縮機駆動タービン

三菱重工技報，14，No.15，p.74～82（1977-9）
2) 今井，ほか5名：高速タービンの開発，日立評論，54，494（昭47-6）
3) M. A. Prohl：A Method for Calculating Vibration Frequency and Stress of a Banded Group of Turbine Buckets, Trans. of the ASME Vol.80 No.1 p.169～180（Jan.1958）
4) R. W. Nolan：Vibration of Marine-Turbine Blading, Trans. of the ASME p.439～446（May.1950）