

日立ガス タービン発電機用減速機

Hitachi Reduction Gear for Generator Driven by Gas Turbine

日立ガス タービン発電機用減速機は、特にパッケージ形発電機用として、日立製作所が独自に開発したもので、昭和51年7月までの製作実績は約120台に及んでいる。本減速機は、垂直オフセット構造とし、歯車には浸炭焼入れ後マージン研削を施して精度の向上、小形化を図り、出力軸にはクイル軸を採用するなど、パッケージ形ガス タービン発電機用としての特長を十分に発揮できるようにしてある。本稿は、これらの特長についてその概要を述べた。

阿部勢武夫* Abe Semuo
村山孝夫* Murayama Takao
清水和巳** Shimizu Kazumi
川村 隆** Kawamura Takashi

1 緒 言

日立製作所は、世界最大のガス タービン メーカーであるアメリカのGE社との協同製作協定により、「日立-GEガス タービン」の製作を行なっている。「日立-GEガス タービン」の標準機種は、モデル3000、5000、7000の3種類の基本設計が基準¹⁾になっている。このなかで、モデル5000の発電機用には、日立製作所が独自に開発した日立ガス タービン用減速機が装備されている。

日立ガス タービン用減速機は、特にパッケージ形ガス タービン発電設備用として、発電機のパッケージ内組込を容易にするために垂直オフセット形とし、歯車には浸炭焼入研削歯車を採用して、軽量小形化を図っている。このモデルの1号機(21,000kW、5,100/3,600rpm)は昭和45年4月に中部電力株式会社西名古屋火力発電所に納入据付された。

引き続き、昭和46年には、28,000kWの開発を進め、翌47年に1号機をGeneral Petroleum Co.(シリア)に納入した。

図1は、昭和51年7月現在までの納入実績を示すものであるが、総製作台数は約120台、総伝達動力は2,980,000kWに及んでいる。

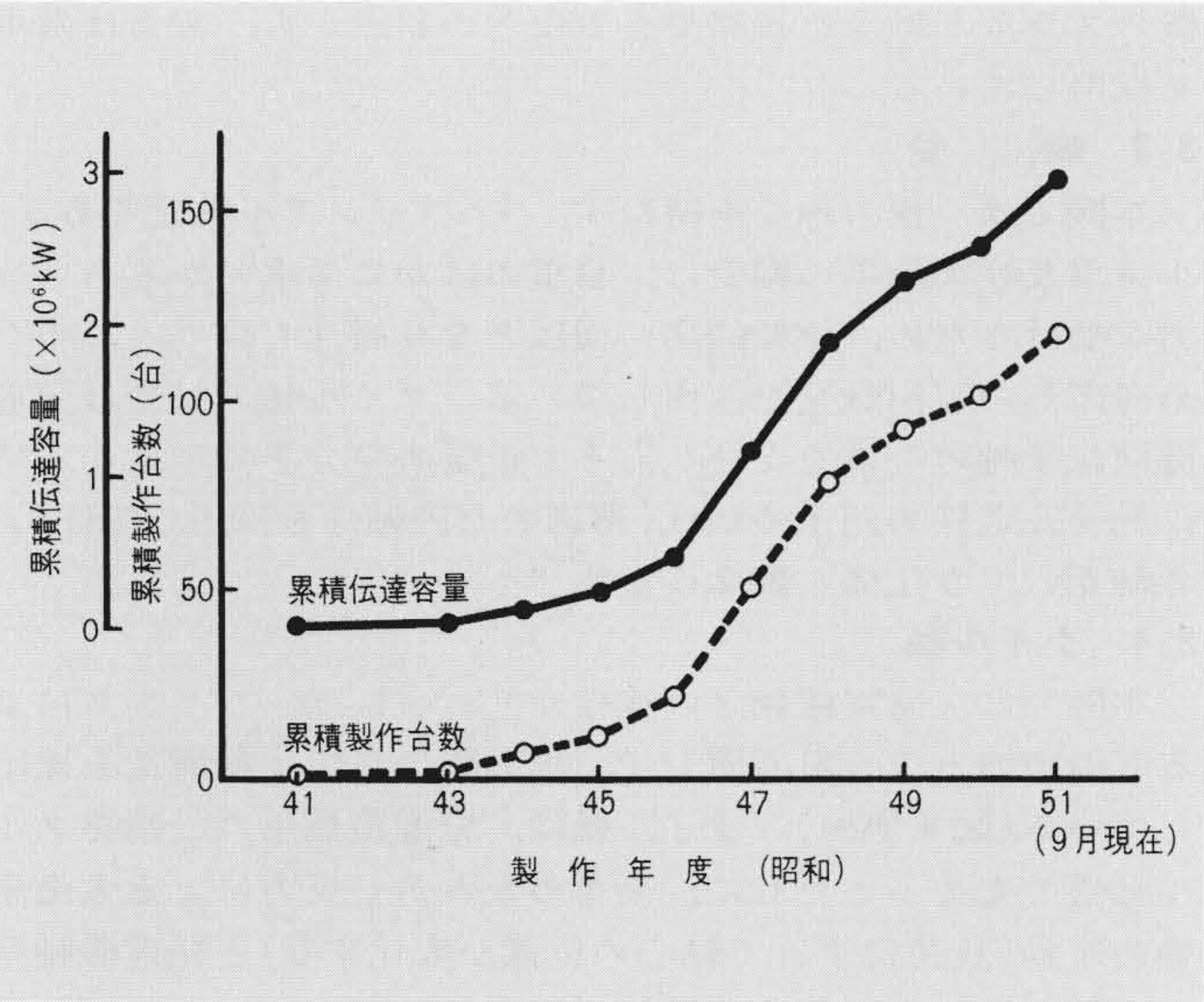


図1 日立ガス タービン用減速機製作実績 昭和45年に浸炭焼入研削歯車を採用したモデルチェンジ品開発後、ガス タービン発電機の需要増加に伴い、減速機の製作実績も急増している。

表1 モデル5000日立ガス タービン発電機用減速機の標準仕様
減速機の標準仕様は、据付地域の周波数に合わせ50Hz用、60Hz用の2種類がある。

形 式	CD565T(垂直オフセット形平行軸1段減速機)	
周 波 数(Hz)	50	60
伝 達 容 量(kW)	30,000	
入力軸回転数(rpm)	5,106	5,094
出力軸回転数(rpm)	3,000	3,600
減 速 比	1,702	1,415
給 油 量(l/min)	330	350
潤 滑 油 種	JIS K2213 添加タービン油 1号	

ガス タービン用減速機は、その主機であるガス タービン及び発電機と同等以上の高い信頼性が要求される。このため、減速機の開発に当たっては、日立製作所機械研究所での歯車のモデル試験及び実機相当仕様の軸受試験による研究成果が適用されている。また生産技術的には、コンポーネント試作による絶えざる改善が行なわれ、現在の実績を得るに至っている。

以下、モデル5000日立ガス タービン発電機用減速機の概要とその特長について述べる。

2 パッケージ形ガス タービン発電機用減速機の概要

日立製作所標準の発電機パッケージは、減速機、発電機、励磁機及び附属機器から構成されており、これらはすべて溶接鋼板製の共通ベース上に置かれている。その配置例を図2に示す。表1に減速機の標準仕様を示す。伝達動力30,000kWは、歯車装置としては大容量に属し、しかも高速回転であることはこの減速機の大きな特徴である。

3 減速機の構造とその特徴

減速機の入力軸の配置は、発電機パッケージのコンパクト化のため、上下垂直オフセットタイプ(本機では、大歯車の真上に小歯車が配置されている)を採用している。図3に減速

* 日立製作所土浦工場 ** 日立製作所日立工場

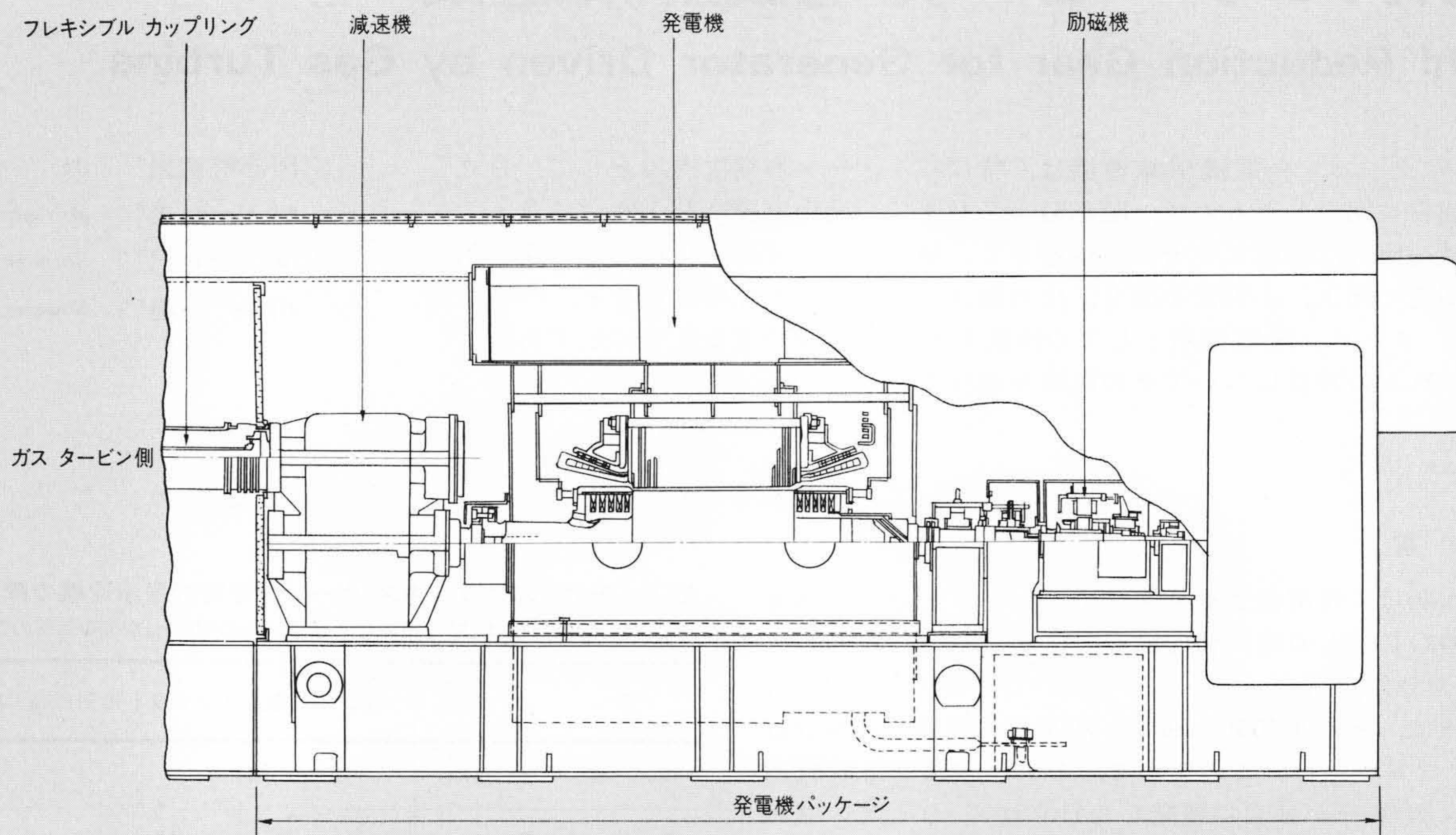


図2 発電機パッケージ内減速機配置図 減速機は工場内で発電機パッケージに組み込まれ、出荷される。したがって、現地での取組作業は、ガスタービンとの連結だけとなる。

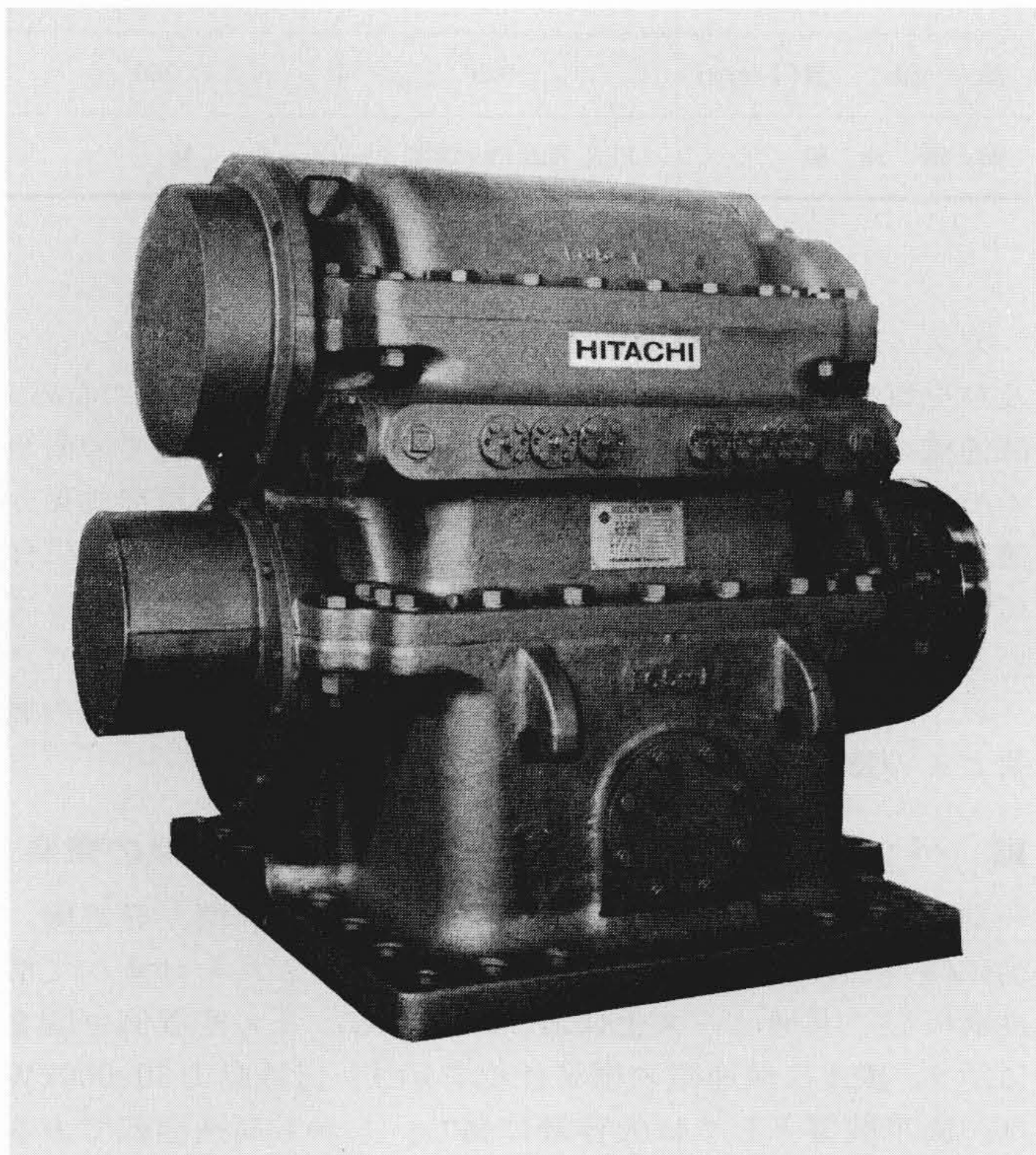


図3 日立ガスタービン用減速機 減速機だけの組立試験を完了し、発送梱包前の減速機の外観を示す。

機の外観を、図4にその断面構造を示す。

3.1 歯車箱

歯車箱は、鋳鉄（又は溶接鋼板）製で、小歯車の軸心と大歯車の軸心とを、それぞれ含む水平面で分割した上、中、下三つのケーシングから構成されている。それぞれのケーシング

は、歯車のかみあいにより生ずる反力と、高速回転軸受を支持するうえで、十分な剛性が要求される。

3.2 歯車

歯車は、伝達トルクに対して歯の強さが十分であること及び高速回転体（ピッチ円周速が約125m/s）としての高い精度が要求される。小歯車は軸と一体の鍛造、大歯車は軸と一体の鍛造若しくは鍛造のリム部と軸とを強固なしまりばめとした構造を採用し、浸炭焼入れ後マージン歯研削仕上げを施している。図5に大歯車の歯研削状況を示す。なお本機では減速機のスラスト軸受を省略できるなどの利点から、やまば歯車を採用している。

3.3 軸受

本機では、推力軸受を持たず、すべてラジアル軸受である。小歯車及び大歯車の軸受は、自重のほかに歯車のかみあい反力を受けるため、比較的高い面圧となり周速も高い。このため薄肉形の真円軸受を採用している。クイル軸の軸受は発電機回転子軸の一端を支持し、その重量の半分を受けるが、特に軸受安定性の向上のため、薄肉のだ円軸受を採用している。各軸受の主な仕様を表2に示す。

3.4 クイル軸

本機では、発電機軸との連結がリジットカップリングによる直結であることを考慮して、出力軸にクイル軸構造を採用している（図4参照）。クイル軸は、発電機軸重の一端をクイル軸受で支えるとともに、歯車のかみあい反力による大歯車軸の挙動（負荷によって軸心の位置が変化する）と発電機軸系との相互干渉を緩和する機能を担っている。

4 減速機の信頼性と性能

パッケージ形ガスタービン発電機用減速機が、その特長を十分に発揮するために考慮すべきことは、高い信頼性と高性能の確保である。

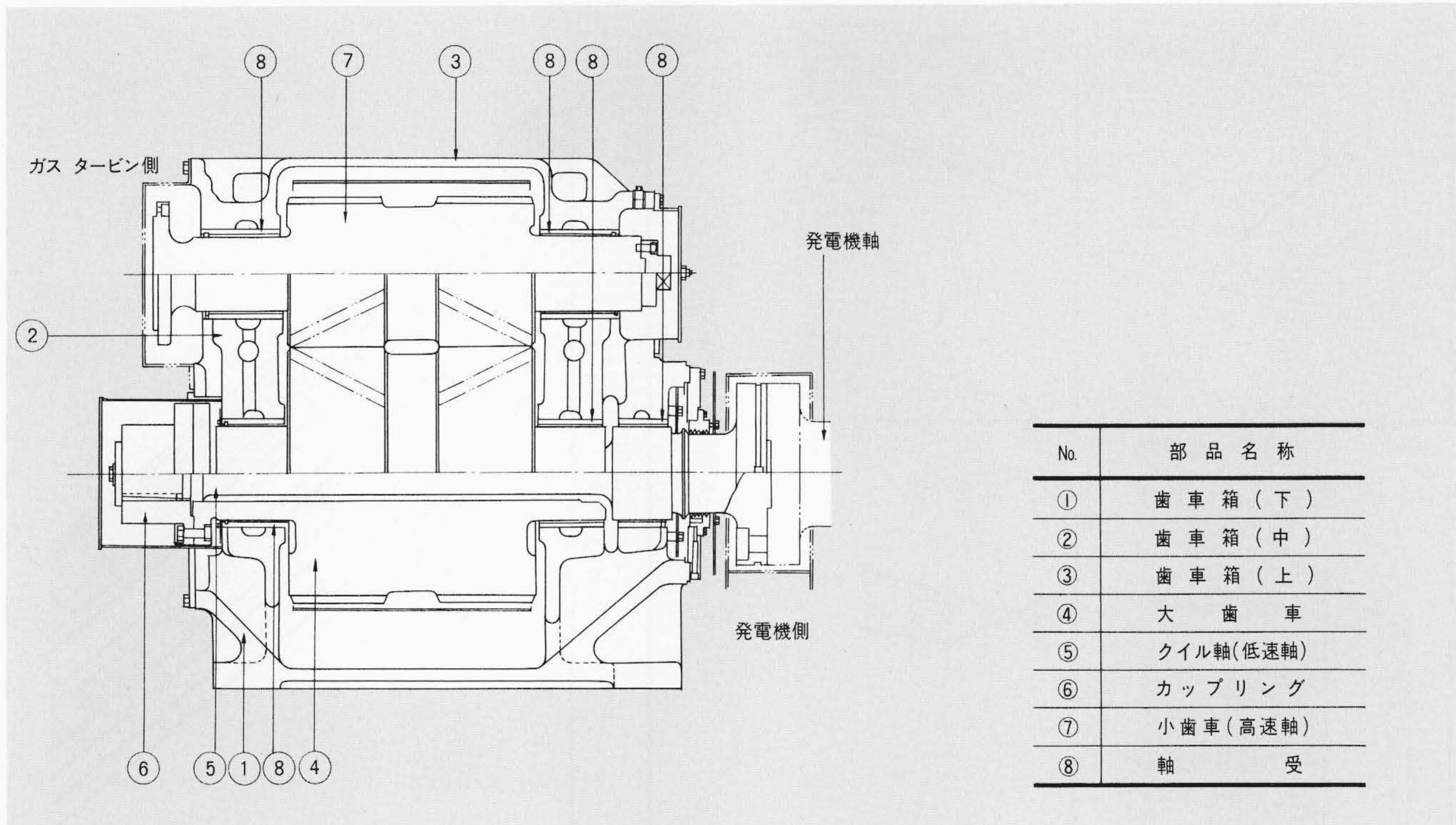


図4 減速機の構造 大歯車の上に小歯車を配置した垂直オフセット形で、内部には推力軸受がない。出力軸にはクイル軸を採用している。

No.	部 品 名 称
①	歯 車 箱 (下)
②	歯 車 箱 (中)
③	歯 車 箱 (上)
④	大 歯 車
⑤	クイル軸(低速軸)
⑥	カップリング
⑦	小歯車(高速軸)
⑧	軸 受

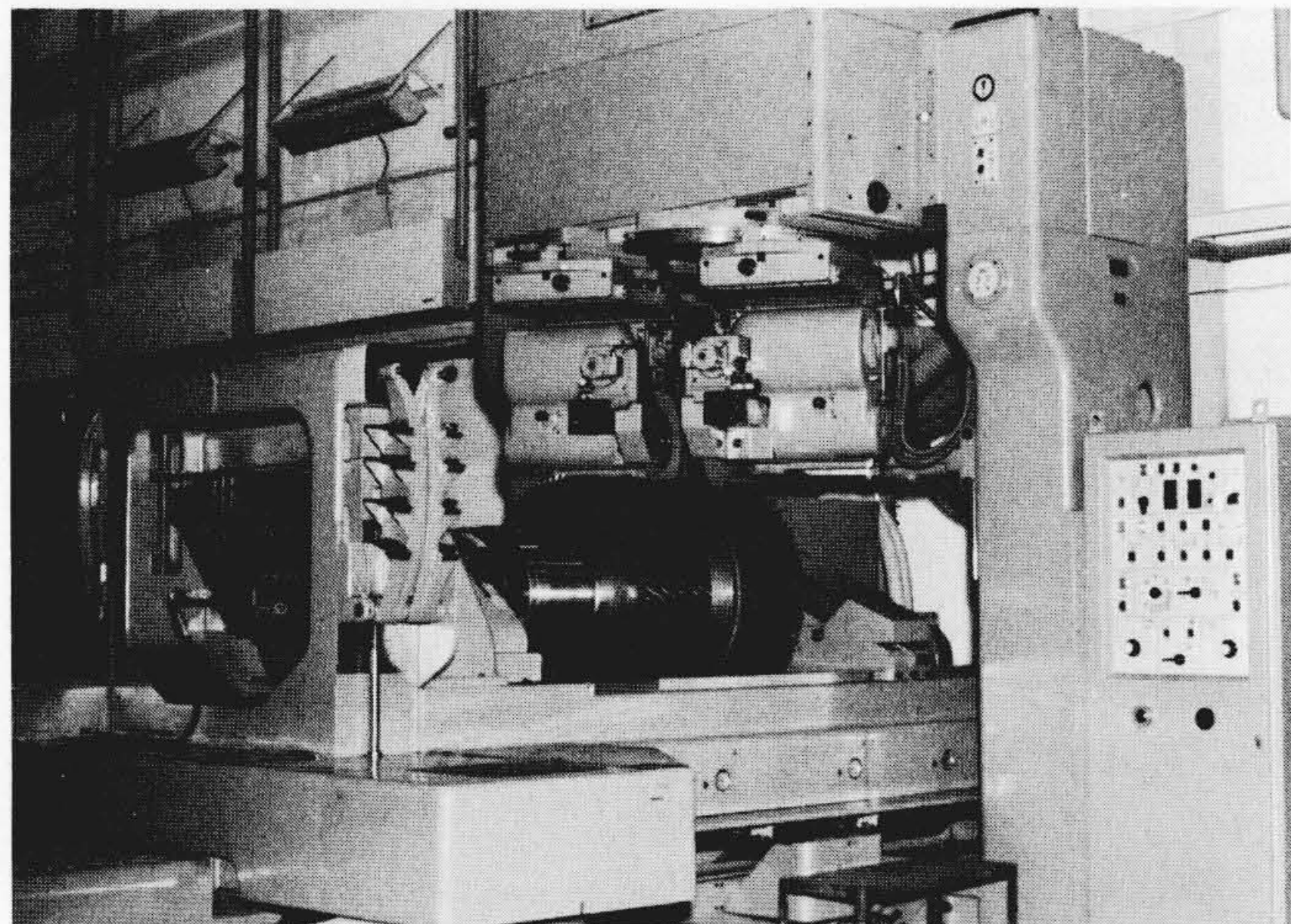


図5 大歯車の歯研削状況 マークSH90歯車研削盤(スイス、マーク社製)による大歯車の歯面研削状況を示す。

減速機を構成する部品のなかで、最も厳しい条件下にあるのは、直接的に動力の授受を担う歯車の歯そのものである。歯に加わる荷重は大まかに言って、伝達トルクによる静荷重と、歯車の誤差などに起因して運転中に発生する動荷重とに分けることができる。

動荷重は、一般に低速の減速機では無視できるが、高速の増・減速機では歯車の負荷が増大するだけでなく、振動、騒音の増大を招き、減速機の寿命を著しく縮めることになる。したがって、動荷重を定量的に把握して、その許容限界を十分にチェックする必要がある。

日立製作所では、古くから歯車の曲げ及びピッチングに対する強さ²⁾についてはもとより、動荷重³⁾などに関する研究が数多く行なわれており、その集大成としての歯車設計式が、

昭和42年に公表⁴⁾されている。その一端を紹介すると、歯車の摩耗(耐ピッチング)及び曲げに対する許容接線荷重は、

$$W_{tc} = C_{rc} \left[\lambda \cdot \varphi_c \left\{ \zeta_c \cdot S_{oc} \cdot f_z \left(\frac{m_s}{10} \right)^{0.8} b_c \cdot \epsilon_e \right\} - \varphi_{b(c)} \cdot k_t \cdot b_b \cdot \cos \beta_0 \cdot \cos^2 \alpha_c \times e^{\frac{f_f}{\sqrt{\varphi_{b(c)} \cdot f_n}}} \right] \dots\dots\dots (1)$$

$$W_{tb} = C_{rb} \left[\varphi_b \cdot \left\{ f_r \cdot \zeta_b \cdot S_{ob} \cdot Y \cdot \frac{m_s}{10} \cdot b_b \cdot \epsilon_e \right\} - \varphi_b \cdot k_t \cdot b_b \cdot \cos \beta_0 \cdot \cos^2 \alpha_c \times e^{\frac{f_f}{\sqrt{\varphi_b \cdot f_n}}} \right] \dots\dots\dots (2)$$

表2 軸受仕様 モデル日立5000ガス タービン発電機用減速機の定格伝達動力28,000kW伝達時における軸受仕様である。

軸受項目	小 歯 車 軸 軸 受	大 歯 車 軸 軸 受	ク イ ル 軸 軸 受
軸受形式	薄肉形真円軸受	薄肉形真円軸受	薄肉形だ円軸受
回転速度 (rpm)	5,100	3,600又は3,000	3,600又は3,000
面 圧 (kg/cm ²)	最大36.2	最大31.5	最大17.3
周 速 (m/s)	最大56.5	最大50	最大50
材 質	低炭素鋼＋ ホワイト メタル	低炭素鋼＋ ホワイト メタル	低炭素鋼＋ ホワイト メタル
潤 滑 油	JIS 添加タービン油Ⅰ号	JIS 添加タービン油Ⅰ号	JIS 添加タービン油Ⅰ号

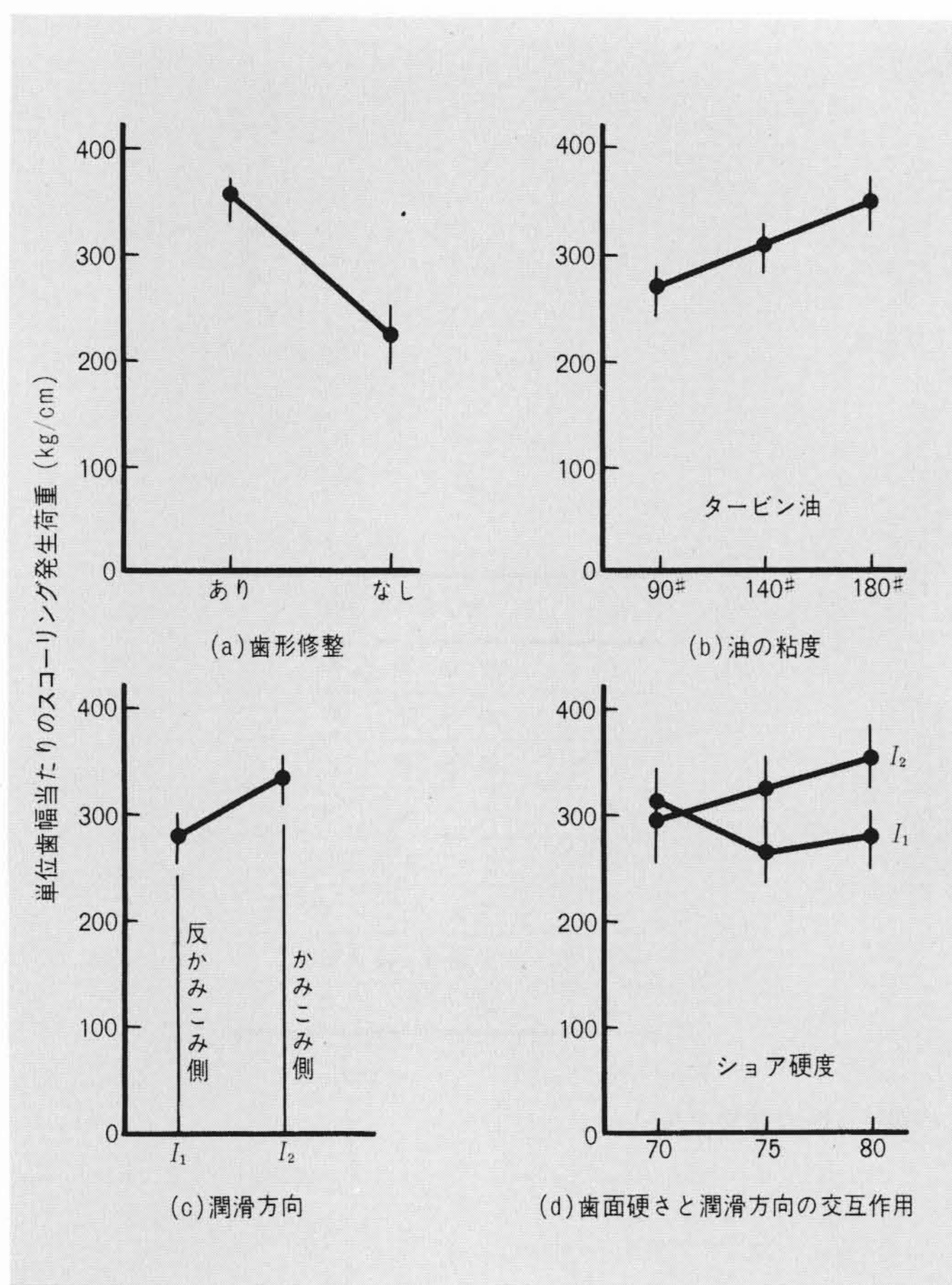


図6 スコーリング実験結果の一例⁵⁾ 本図は、歯形修整、油の精度、潤滑方向及び歯面の硬さを因子として耐スコーリング荷重した実験結果の一例を示す。

ここに、 W_{tc} 、 W_{tb} は、それぞれ摩耗及び曲げに対する許容接線荷重を示し、式(1)、(2)の右辺の第2項に当たる差の項が重荷重の算定項を示す(詳細は文献⁴⁾に譲る)。更に、耐スコーリング⁵⁾、振動及び騒音⁶⁾に関する実験研究の成果も、歯車の信頼性の向上に大いに寄与している。例えば、図6はスコーリング実験結果の一例であり、図7は騒音研究の成果の一例である。図8は日立製作所機械研究所の動力循環式歯車試験機、図9は歯車曲げ疲れ試験機である。

減速機の歯車が高速高負荷となるのに伴い、これを支える軸受も高速高面圧となる。上述のように(表2参照)軸受の p (kg/cm²)、 v (m/s)値は、従来の実績をはるかに超える値となった。このため、実機大の寸法形状の軸受を試作し、図10に示す3軸受式試験機により、実機相当の荷重及び周速を付加したコンポーネント試験を実施して、給油温度の変化に対する排油温度、軸受表面層の温度分布などを測定し、想定される厳しい使用条件(例えば、給油温度 $\approx 71^{\circ}\text{C}$)における耐久性及び性能の点で十分満足することを確認している。図11に軸受表面温度分布の実測例を示す。これらの実験データから、例えば軸受の最小油膜厚さとその近傍での軸受表面温度に対応する軸受排油温度との相関性が把握されたことにより、製品出荷前の工場内試験では排油温度のチェックだけで軸受の合否判定が可能となった。

歯車及び軸類など、動力伝達を担う強度メンバーとなる部品は、超音波探傷試験に合格した材料を使用し、各加工工程ステップでの検査を経て、部品加工完了時点では全部品の検査結果が記録され、あとあとの万一のトラブルに遭遇した場

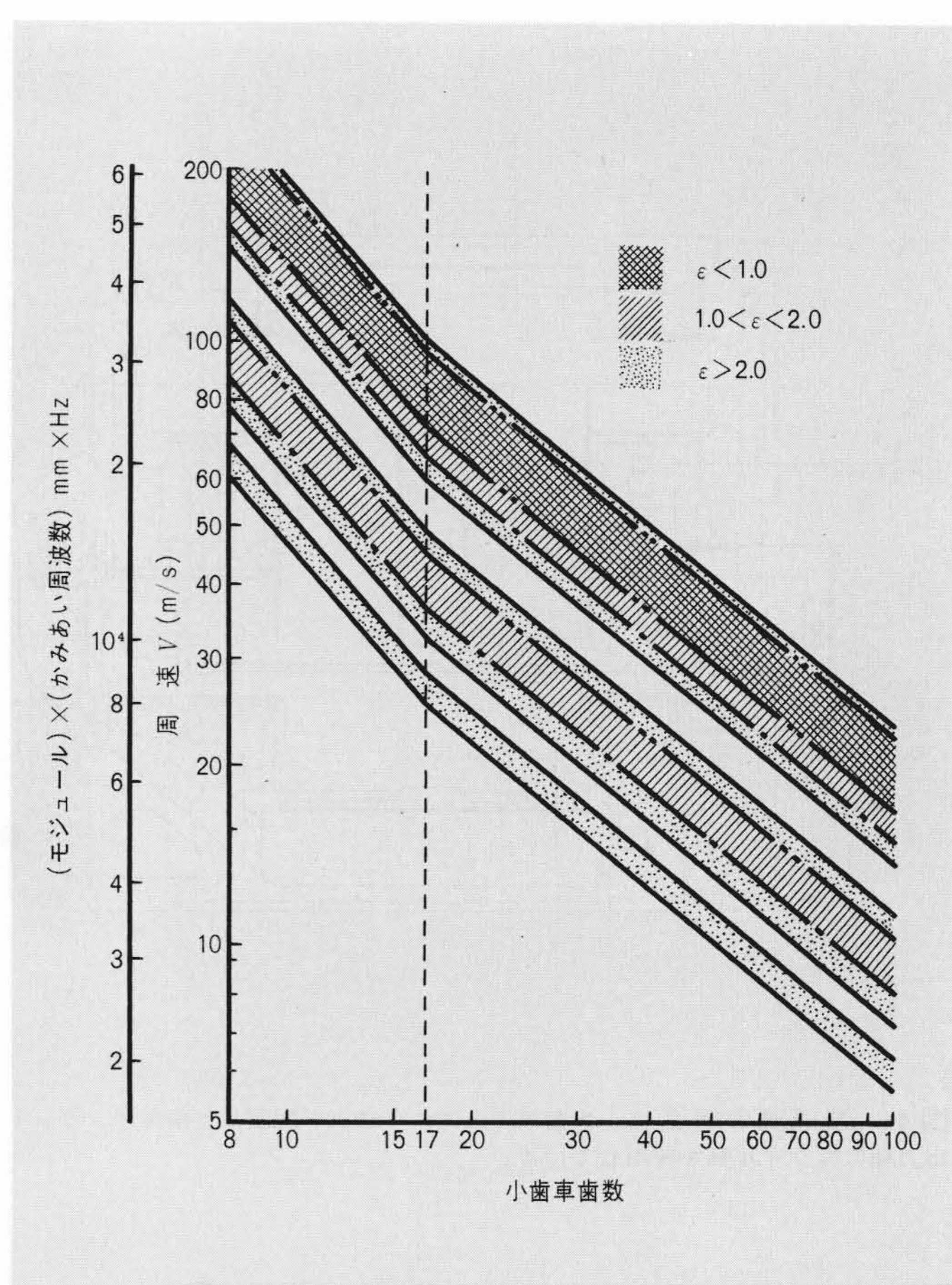


図7 歯車の共振範囲⁶⁾ 本図は、圧力角20度の標準歯車について共振を避ける歯数の選択範囲を示す。ハッチングの部分は歯幅の等しい歯車で歯数比が1の場合の共振範囲を示す。

合に備え、品質管理履歴を残すようにしている。

減速機としての品質レベルを決定する主なメジャーは、歯当たりであり、その良否は減速機の寿命を左右し、振動、騒音に及ぼす影響も大きい。良い歯当たり状態を確保するためには、歯車単品の精度、歯車箱の軸心間の相対精度及び軸受の精度がそれぞれ基準値を満足すべきことは必要条件であるが、最終的に歯車箱に組み込むまでの前工程の段階でのチェ

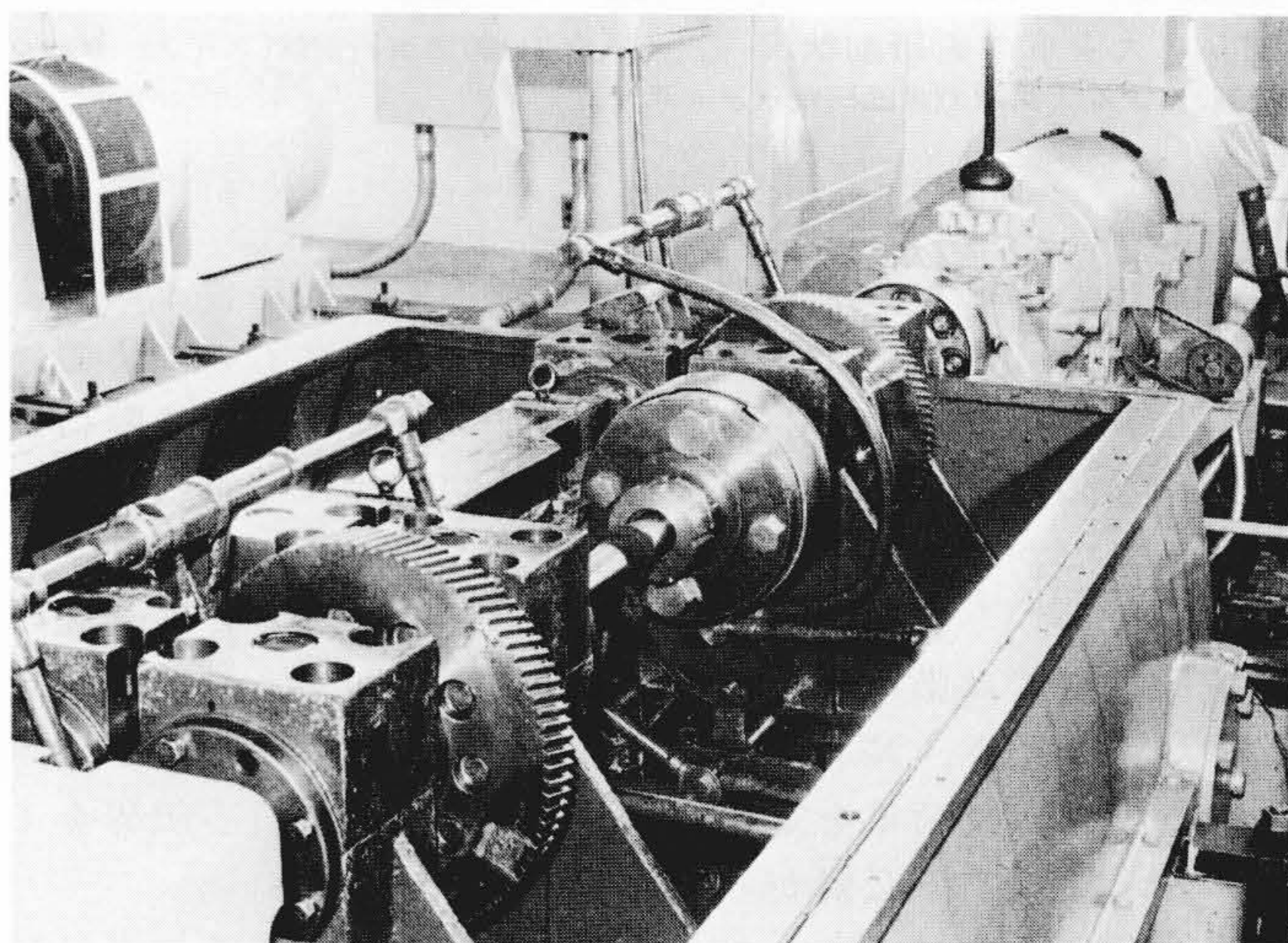


図8 動力循環式歯車試験機 日立製作所機械研究所の歯車実験棟での歯車試験機の一つで、歯車の曲げ疲れ、ピッチング、スコーリングなどの試験ができる。

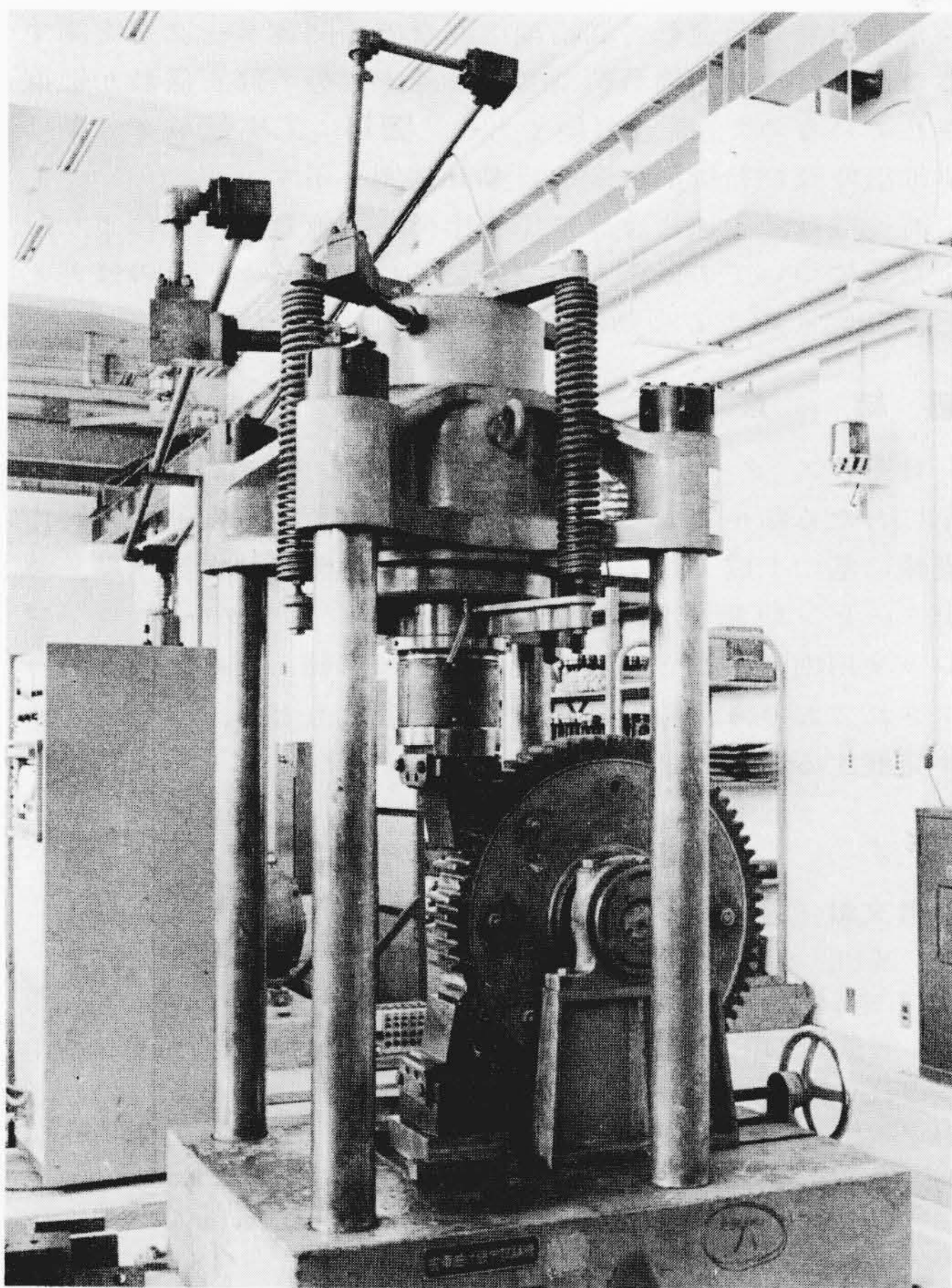


図9 歯車曲げ疲れ試験機 100 t油圧パルセータにより、歯面に繰返し負荷が可能で、主として大形歯車(モジュール5～15)の曲げ疲れ試験に使用される。

ックが重要である。図12に、歯面の最終仕上研削段階での一対の歯車としての歯当たりチェック状態を示す。

ガス タービン用減速機として信頼性が高いことに加えて要求されることは、熱損失(Heat Rejection)の低減である。減速機の損失は、回転体の摩擦損失(軸受損失)、歯車のかみあい損失及び回転体の攪拌損失に分けられるが、このなかで高速歯車として特に影響力の大きい要因は、軸受損失と攪拌

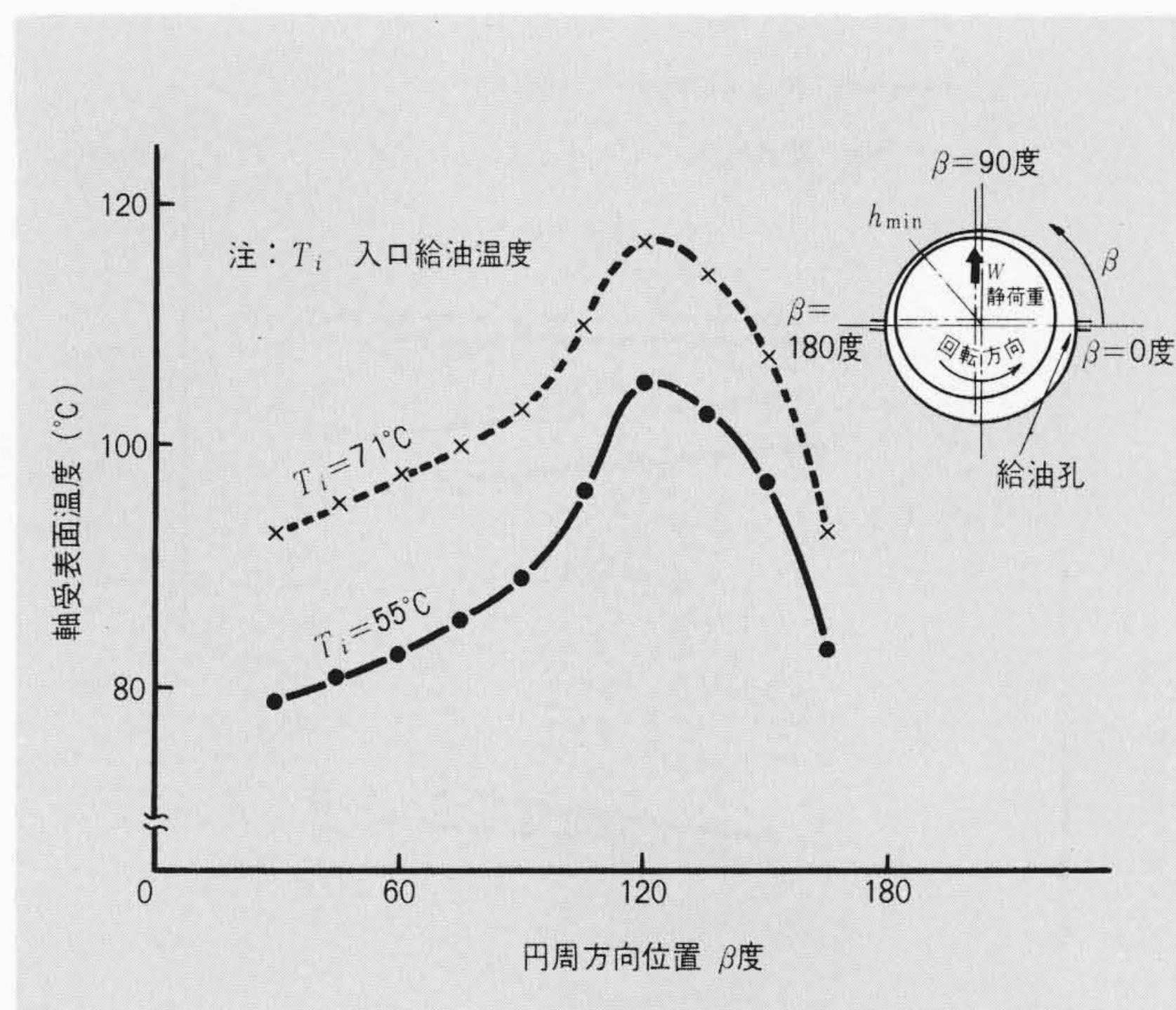


図11 軸受表面の温度分布(実験結果の一例) 実機相当(軸受寸法、周速、面圧)の条件下での実験結果の一例である。最悪の条件($T_i=71^\circ\text{C}$)での最高表面温度は 120°C 以下であり、ジャーナル軸受バビットの限界温度^{7),8)} 150°C と比較して十分安全であることが確認される。

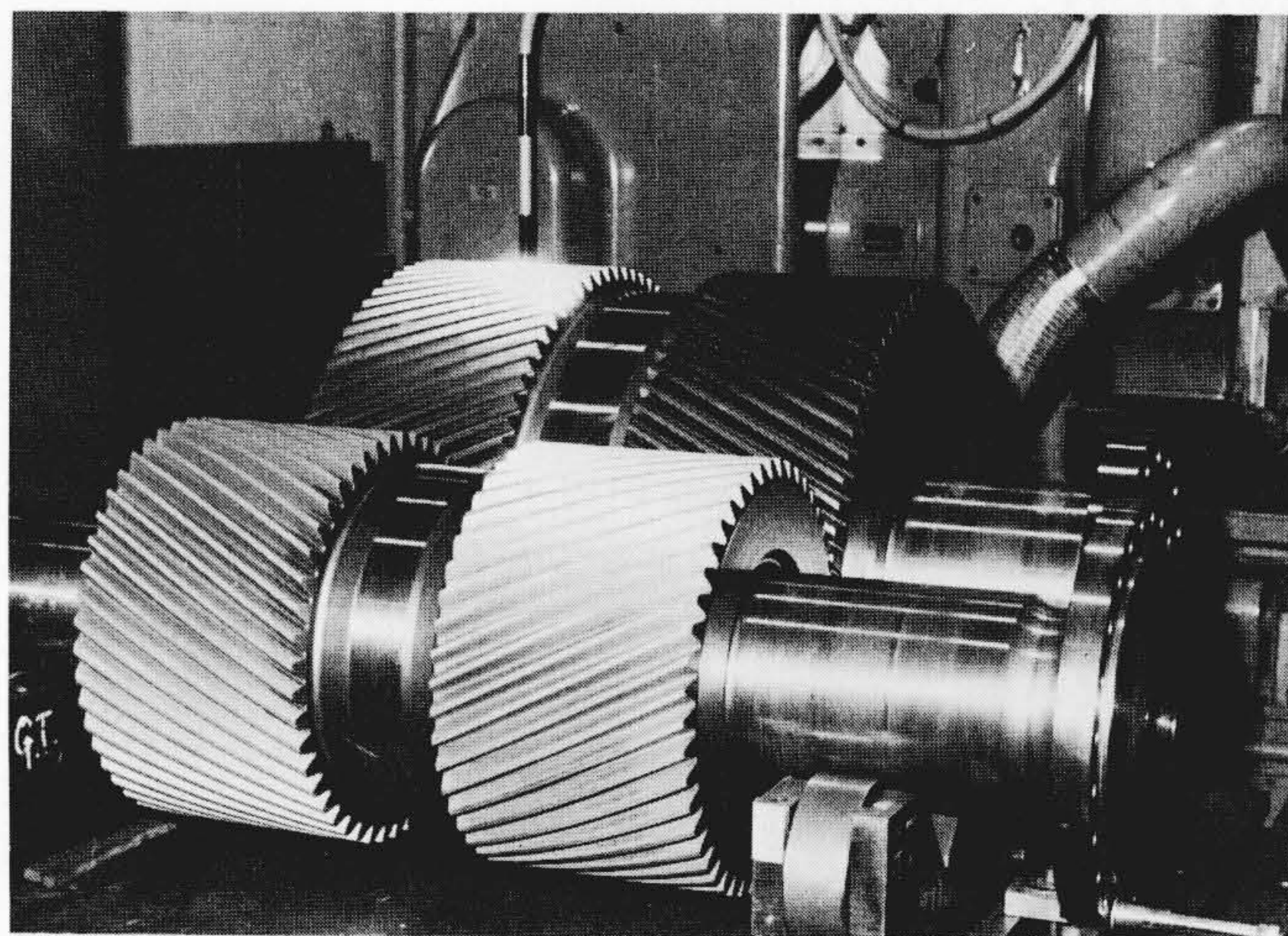


図12 小歯車と大歯車 歯面研削仕上加工後、組立前の段階で歯当たりチェックが行なわれる。

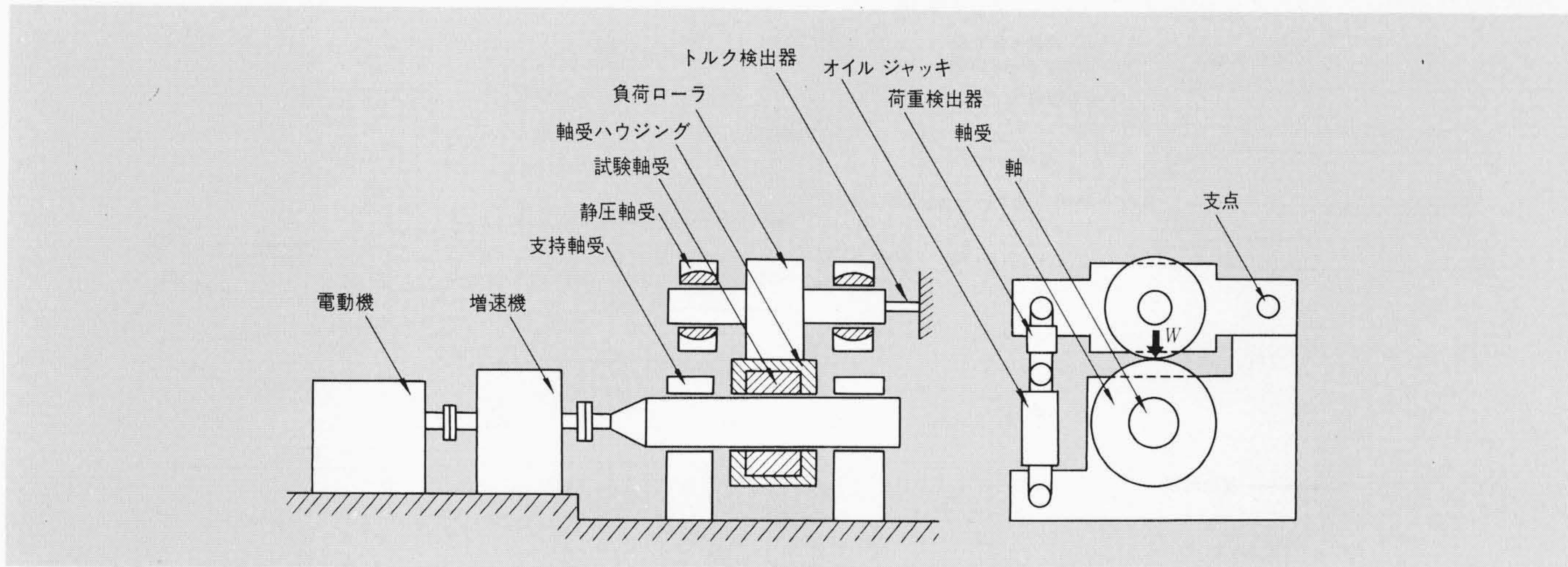


図10 3軸受式軸受試験機の構造 本試験機は油圧シリンダで任意の荷重を加えることができる。また軸受損失をトルクメータを介して精度良く測定が可能である。

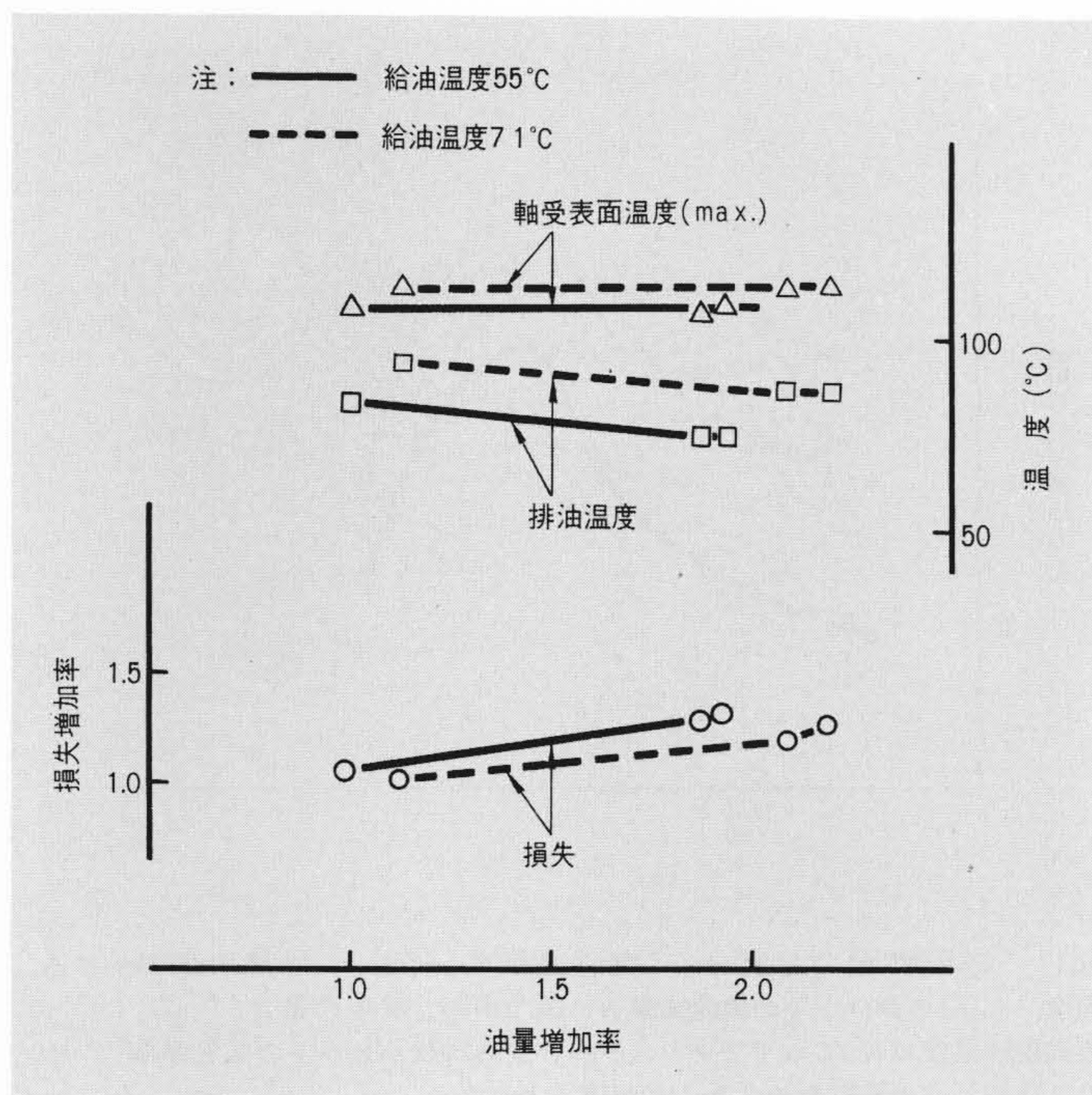


図13 給油量の変化に対する軸受温度と損失の関係(実験結果の一例⁸⁾) 実機相当の条件下での、給油量増加に対する損失及び軸受表面温度の変動を示す。

損失である。軸受損失を小さくするには(寸法形状が決定された後の課題としては)、潤滑油を高い温度の範囲で使用すること、供給油量を少な目に絞ることなどが効果的であり、その適正仕様を、図10に示す軸受試験機により確認した。図13に、給油量の変化に対する軸受損失実測の例を示す。本減速機のように、歯車のピッチ円周速が125m/sという高速の場合は、特に攪拌損失を低減することが肝要であり、潤滑油量の縮減と併せ、歯車外周をカバーで覆うなど、風損防止策が施されている。

高速大容量の歯車装置では、歯車箱表面からの放熱量は無視⁹⁾できるので、潤滑油の流量と歯車箱入口と出口との油量(供給潤滑油の入口と出口の温度差)とから、熱損失を算定することができる。したがって、実機の効率、工場での減速

機単独の無負荷運転で潤滑油温度などの関連データを実測することにより、(定格負荷時での排油上昇分の修正係数が把握されているので)推定可能である。図14に工場試験での軸受排油温度及び給排油温度の自動計測例を示す。

減速機は、上述のように工場出荷時の無負荷運転により、全台数についての効率が実測確認されているが、そのほとんどが99%を超える高効率である。

5 結 言

日立ガス タービン発電機用減速機は、日立製作所での永年にわたる歯車などの研究及び高速高負荷歯車変速機の製作実績に基づく成果である。一方、本減速機の製作実績は、蒸気タービン駆動発電機、ボイラ給水ポンプやターボコンプレッサ用増速機などの設計製作技術にも絶えずフィードバックされており、一般産業用歯車変速機ともども、今後ますます発展することが期待される。

参考文献

- 1) 浦田, 小島:「ガスタービンの応用」, 日立評論, 51, 252 (昭44-3)
- 2) 吉武, 早山:「電気機関車用高周波焼入歯車の曲げ疲れ強さ」, 日立評論, 49, 1238 (昭42-12)
- 3) 歌川:「平歯車の動荷重」, 機械学会誌, 61, 296 (昭33-6)
- 4) T. Takanishi: "On the Design of Power Transmission Gears", Papers of J. E. M. E. Semi-International Symposium-Gearing, 27 (1967)
- 5) T. Matsunaga: "Influence of Profile Modification and Lubricant Viscosity on Scoring of Helical Gears", Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Industry 71 (February 1974)
- 6) 中村, 谷川:「動力伝達用歯車の騒音」, 日立評論, 49, 1256 (昭42-12)
- 7) 日本機械学会編:「機械工学便覧」, 7-69 (改訂第4版)
- 8) E. R. BOOSER & C. L. LINKINHOKER: "Maximum Temperature for Hydrodynamic Bearings Under Steady Load", July, 1970 Lubrication Engineering
- 9) 高西, 阿部ほか:「高速大容量遊星歯車変速機の性能」, 日立評論, 49, 1260 (昭42-12)

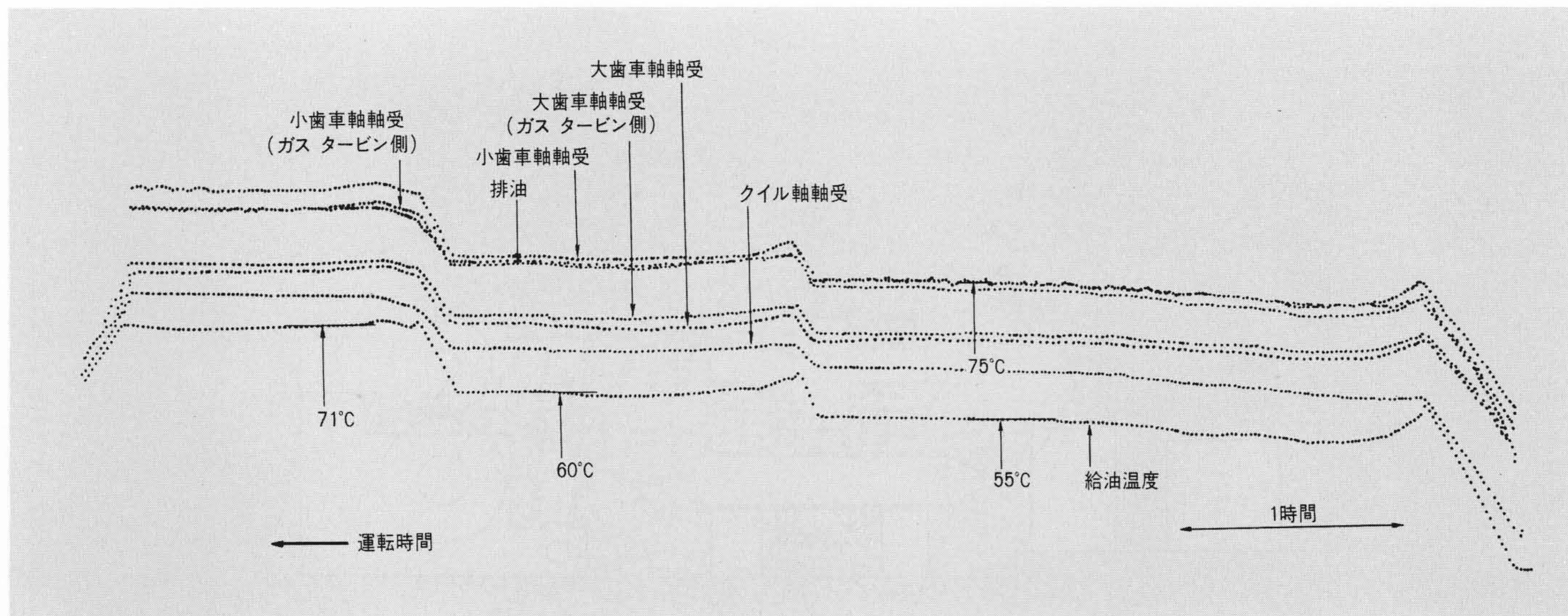


図14 軸受排油温度などの計測例 実機の工場試験における自動運転時の軸受排油温度などの計測例である。