

インバータ制御高速エレベーターにおける軽量化技術

Weight Reduction Techniques for Inverter Control High-speed Geared Elevators

近年、インバータ制御技術と歯車の加工技術の進歩により、高速エレベーターでも、従来の直流ギヤレス方式に代わり、誘導電動機と歯車減速機により駆動する交流ギヤード方式が実用化されるようになった。これにより、巻上機の小形・軽量化が可能となり、同時に省エネルギーのためエレベーター系の低慣性化、すなわち機械構造品のいっそうの軽量化が技術課題となってきた。

日立製作所では、従来から進めてきた歯車、構造物の強度及び振動騒音解析のCAE技術を駆使して、速度240m/minまでの高速エレベーターを対象に、はすば歯車減速機による高効率・低騒音巻上機を開発した。同時にかごの40%軽量化を図り、従来のギヤレス方式と同等の乗り心地性能を確保するとともに、建築への負担荷重の大幅低減を実現した新しいエレベーターシリーズを完成した。

奈良俊彦* *Toshihiko Nara*
太田正寿* *Masatoshi Ôta*
重田政之** *Masayuki Shigeta*
田中直行** *Naoyuki Tanaka*
伊藤正信*** *Masanobu Itô*
馬上裕正**** *Hiromasa Maue*

1 緒言

速度120m/min以上の高速エレベーターの巻上機には直流電動機によるギヤレス方式が使用されてきたが、低速回転のため大形となり、また、整流子やブラシをもっているため保守面でも改善の余地があった。しかし、近年、大容量パワートランジスタを使用したインバータ制御技術の進歩とあいまって、シンプルな交流誘導電動機を高速で回転させ、歯車減速機を介して駆動するギヤード方式の高速エレベーターが実用化¹⁾されるようになり、巻上機の大形な小形・軽量化が可能になった。

一方、制御面でも電動機トルクの低減、高加減速による輸送能力の向上のため、エレベーター系を低慣性とする必要がある。巻上機のほかにかごを含めた機械構造品のいっそうの軽量化と、合わせて振動騒音問題の解決が技術課題となってきた。

そこで今回、速度240m/minまでの高速エレベーターを対象に、はすば歯車減速機による高効率・低騒音巻上機の開発、並びに振動騒音解析技術に立脚した巻上機及びかごの軽量化を図り、エレベーターの省エネルギー化に寄与し、建築設計上の負担荷重の大幅な低減を実現した。本稿では、これらの概要について紹介する。

2 軽量化の必要性和問題点

エレベーターの運動エネルギーのほとんどは加減速時に発生する。この傾向は高速エレベーターになるほど顕著になる。そこで、省エネルギー化を図るために効率の良いインバータ制御の採用と、エレベーター系の軽量化により低慣性とする必要がある。また、エレベーター機器の軽量化は建築側のエレベーター機械室や昇降路軀体に与える負担荷重を低減できるなど、設置計画面での効果も大きい。

巻上機は従来の直流電動機によるギヤレス方式から、歯車減速機を介して高速回転の交流誘導電動機を採用するギヤード方式とすることにより大幅な小形・軽量化が可能であるが、

歯車や電動機から発生する振動騒音、歯車強度などの問題を解決しなければならない。

一方、かごの軽量化はつり合いおもり及びガイドレールなどの昇降路内機器の軽量化、巻上機の軸荷重低減による小形化、据付作業性の向上など波及効果が大い。しかし、幾つかの留意すべき点がある。第一は強度に関するもので、昇降中での非常止め装置や緩衝器の作動による異常荷重、更には通常の繰返し荷重に対する疲労などに対して、十分安全でなければならない。第二は振動剛性や遮音性の低下による振動騒音問題であり、従来のギヤレス方式と同等の乗り心地を確保しなければならない。第三はエレベーターの昇降は巻上機の駆動綱車とロープ間の摩擦によって行なっているため、かごを軽くすると摩擦伝動力が不足する場合がある。そこで、適切な摩擦伝動方式を確立する必要がある。

3 高効率・低騒音巻上機の開発

3.1 巻上機の構造

特に静粛性を要求されるエレベーター減速装置として、従来から中低速エレベーターにはウォーム歯車減速機が使用されている。しかし、減速比の大きさによっては効率が低くなるため電動機容量が大きくなる。そこで、最近の歯車の設計及び加工技術の進歩を背景として、効率の高いはすば歯車を採用した。図1に今回開発した巻上機の構造を示す。減速機は1段減速のはすば歯車を組み込んだコンパクトな構造(図2)とし、電動機とかごを昇降させる綱車とは減速機を挟んで配置した。綱車軸は軸受台と減速機で支持し、電動機は極力小形に設計して機械室の据付けスペースに容易に対応できるようにした。制動機は、高速エレベーターでは安全装置の動作による急激なトルク変動が、直接、歯車に作用しないように減速機の出力軸側に、従来のギヤレス方式と同様に綱車と一体に設けた。

以上による巻上機の小形・軽量化の結果として、従来の速

* 日立製作所水戸工場 ** 日立製作所機械研究所 *** 日立製作所日立研究所 **** 日立製作所日立工場

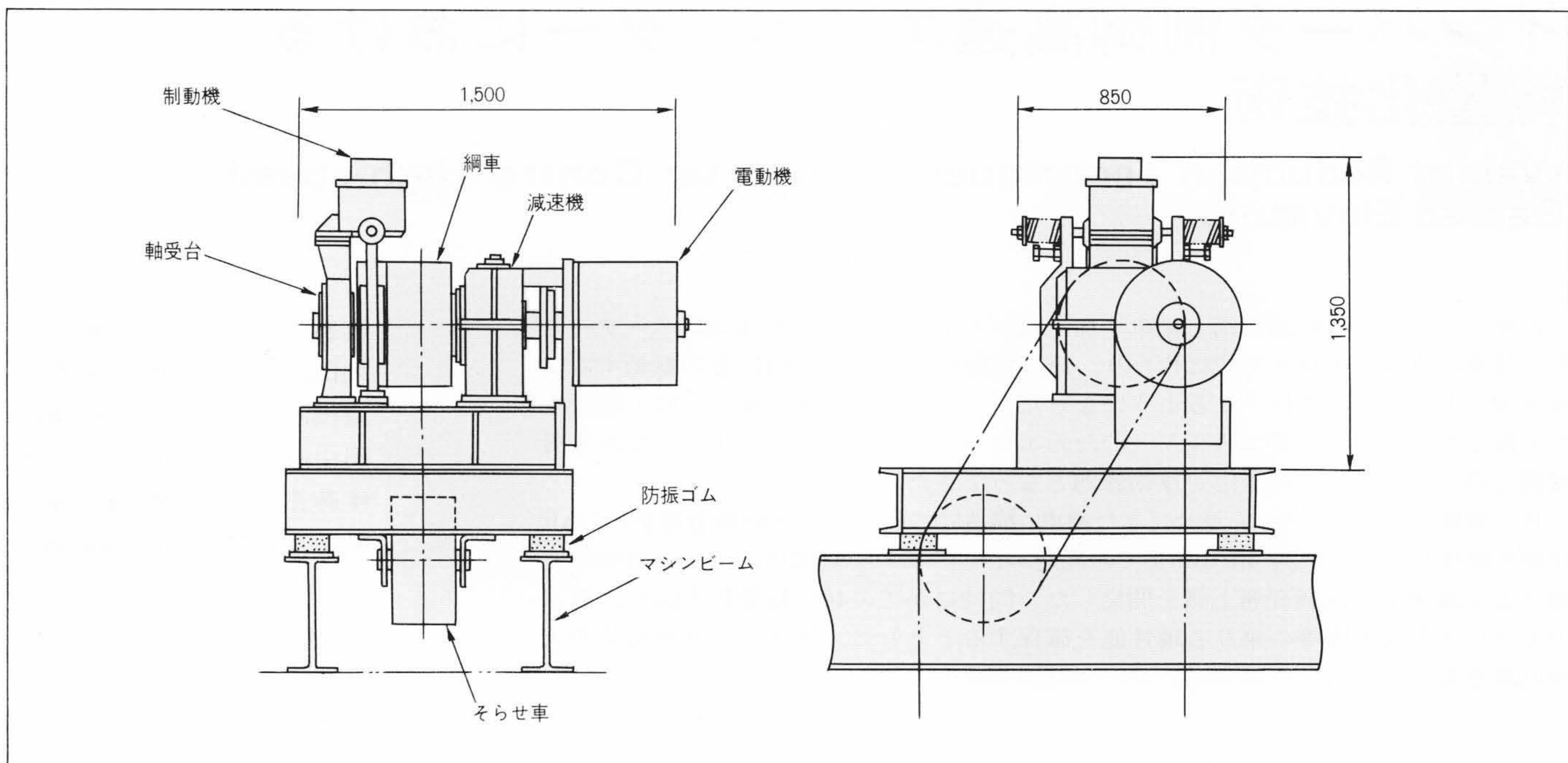


図1 高効率・低騒音巻上機の構造 低慣性の交流誘導電動機と高効率、低騒音のはすば歯車減速機を採用し、従来のギヤレス巻上機に対し40%軽量化した。また、巻上機本体とそらせ車を一体防振とし、建築への振動伝搬を防止した。

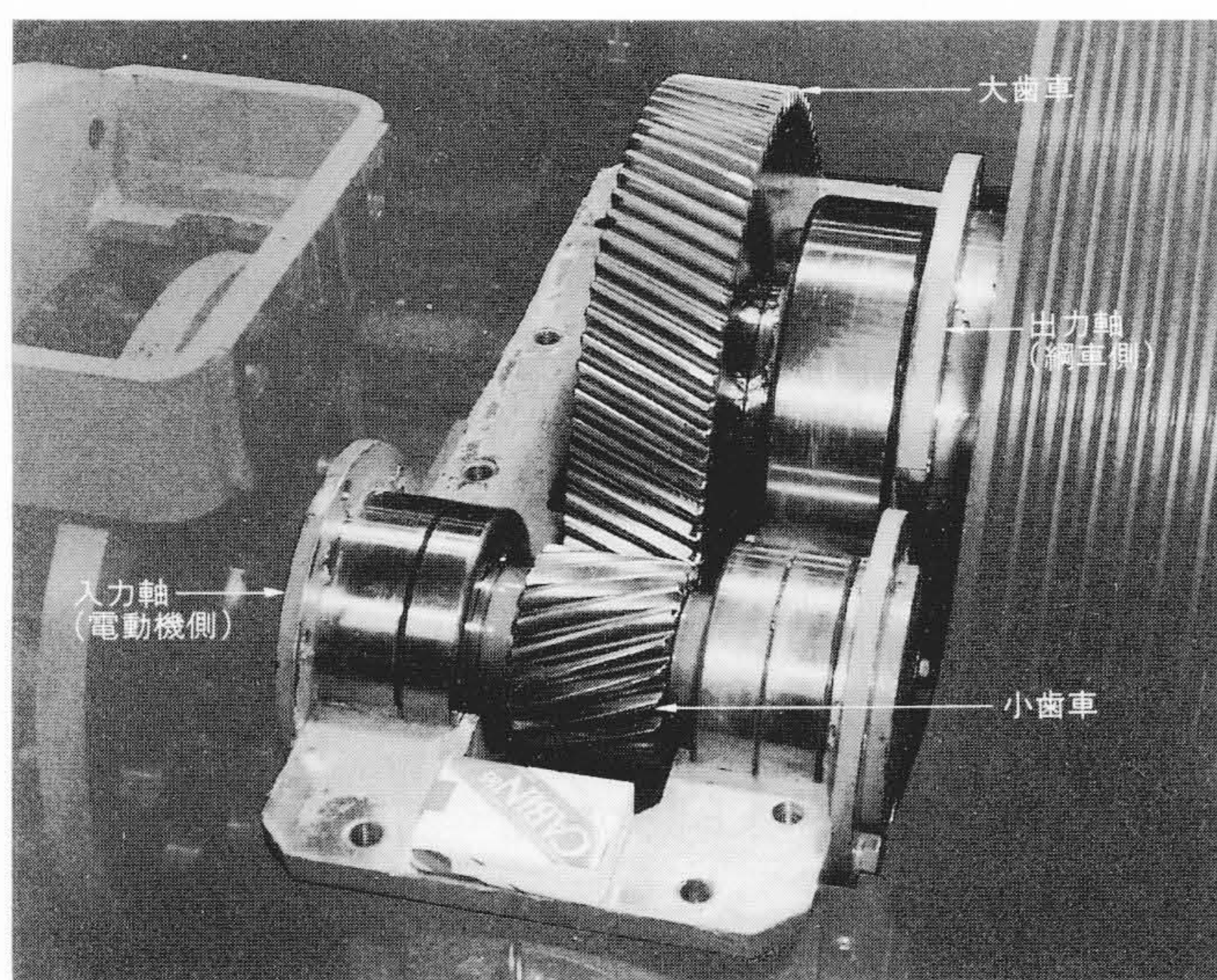


図2 はすば歯車減速機 巻上機の減速機には、精密研削加工による一組みの低騒音仕様のはすば歯車を採用した。

度150～240m/minのギヤレス巻上機に対して、約40%軽量化するとともに、巻上機本体を1種類に標準化した。

3.2 減速機の低騒音設計

減速機から発生する振動騒音の低減には、はすば歯車から生ずる振動の低減と、歯車箱から放射される騒音の低減が重要である。日立製作所では、昭和30年代から歯車の振動に関する研究を始め、最近では電子計算機技術を合わせ、歯車を含む全体軸系の非線形ねじり振動シミュレーションも行なえるようになってきている²⁾。これらの成果として、歯車の振動低減には一對の歯の平均ばね定数を小さくして、歯車誤差に起因する変動荷重を低減すること、及びばね定数変動の振幅を小さく、また波形を滑らかにすることが有効であるとの知見を得ている。

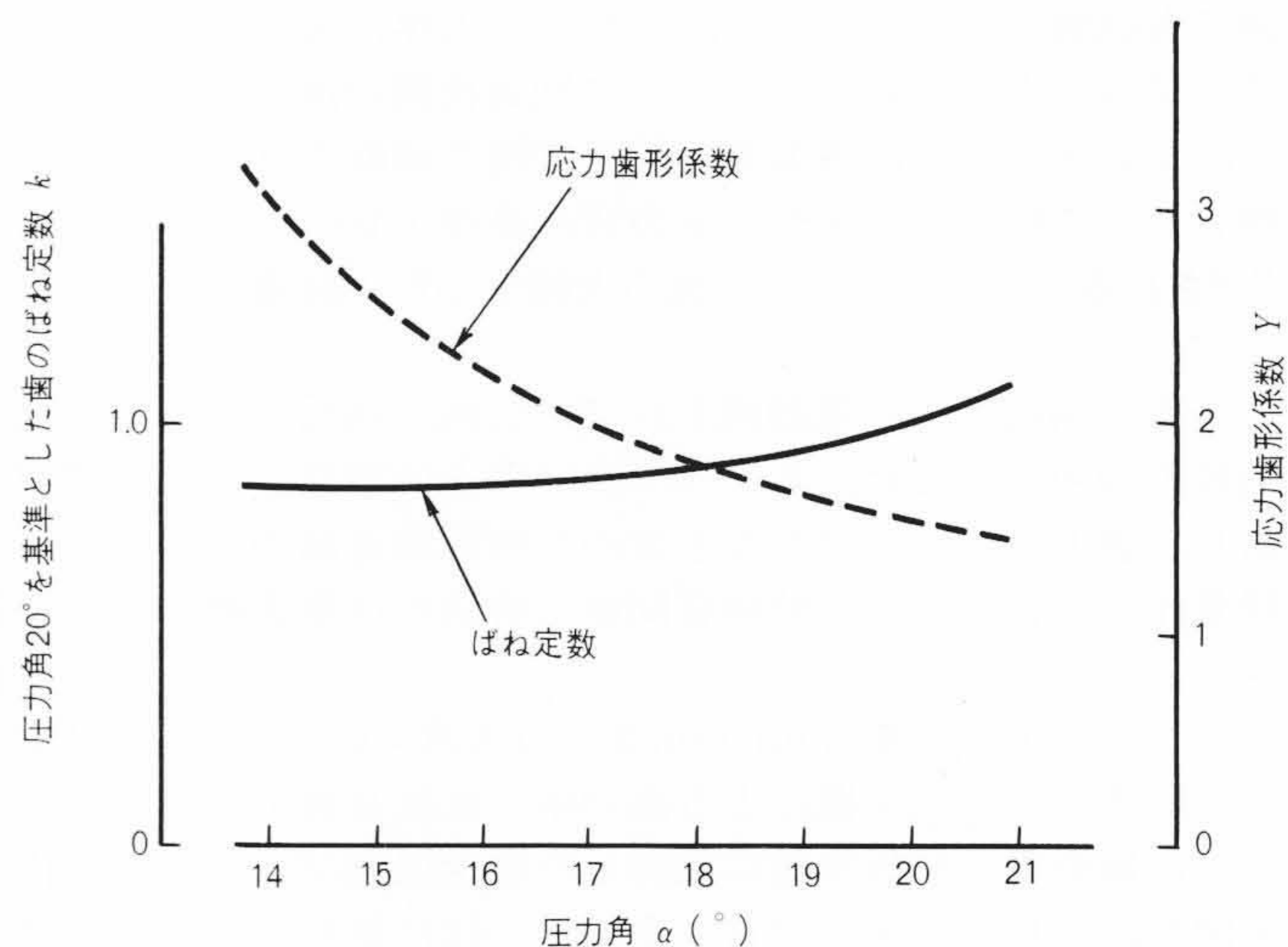


図3 はすば歯車の圧力角とばね定数の関係 圧力角を16～18度にすると、圧力角20度に対して、応力がそれほど高くならずにばね定数が小さくなり、変動荷重低減による騒音低減の効果がある。

これをエレベーターに適用するに際しては、歯車の強度を十分に確保しながら、加工精度、歯車基本仕様及び歯形歯すじ修整量を検討して低騒音仕様を決定した。歯の平均ばね定数を小さくするためには、圧力角を低くすることが有効で、ばね定数変動の振幅改善には歯たけを高くすることが有効なことから、これらのパラメータを歯車強度を確保しながら変化させて解析、試験を行ない、歯車騒音を低レベルにできる仕様範囲を見いだした。

図3は解析の一例として、並歯歯車の一対の歯の平均ばね定数と応力歯形係数の圧力角による変化を示したもので、並歯の場合、圧力角16～18度とすると圧力角20度に対し、歯の平均ばね定数は約9割に低減できるが、応力は約1.4倍となる。図4は圧力角20度並歯の歯車と、同等の精度、同一の歯数、

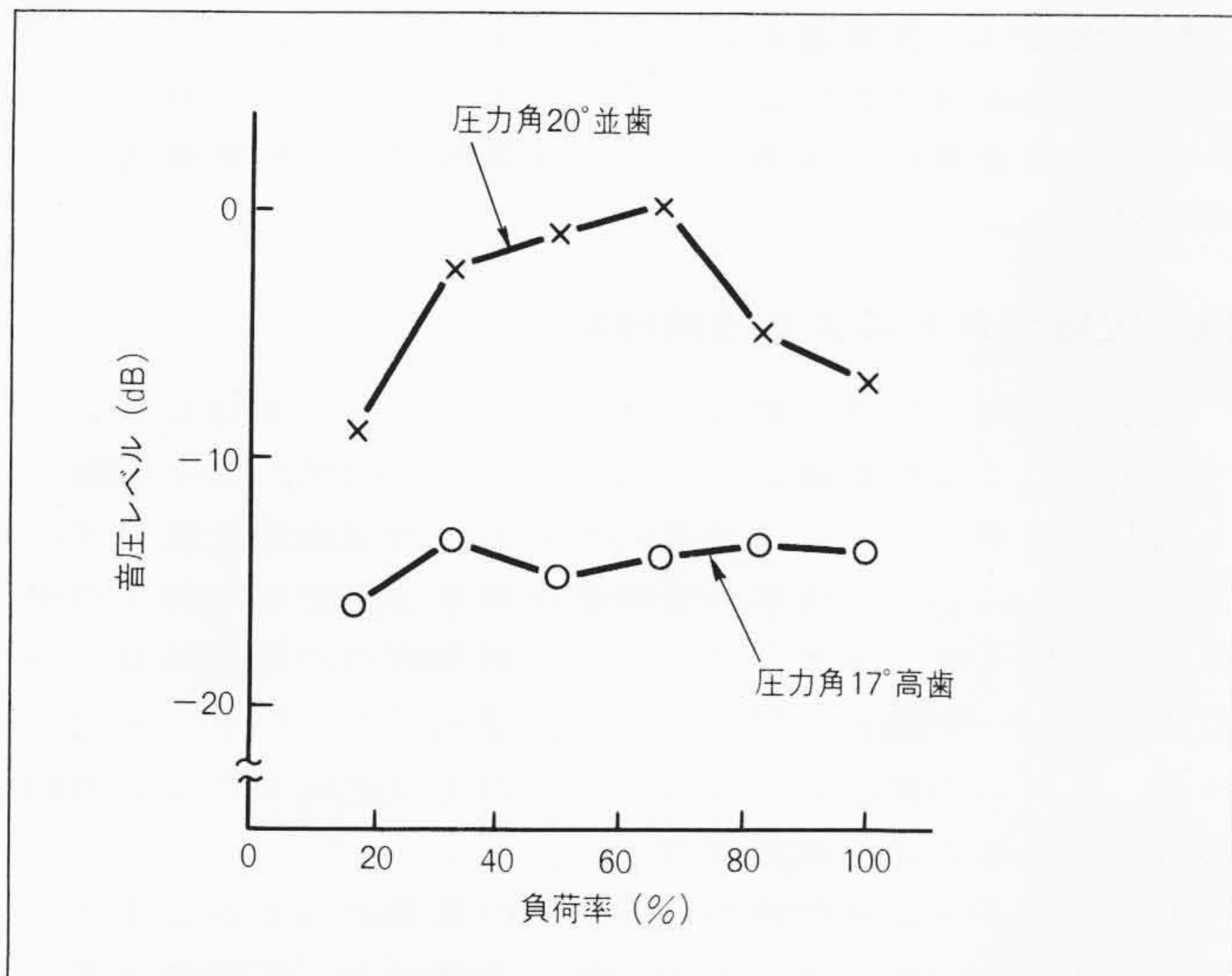


図4 巻上機の騒音測定結果 圧力角を17度とし、歯たけを高くすることにより、ばね定数変動の振幅が小さく、波形も滑らかとなり騒音低減の効果がある。

歯幅、ねじれ角などで圧力角17度高歯の歯車を同一の歯車箱に組み込み測定した騒音のかみあい周波数成分の音圧レベルを比較したもので、後者では10dB以上の低減が図れた。

また、歯車箱の振動特性についてもFEM(有限要素法)解析、モード解析を行ない、運転速度範囲でかみあい周波数と共振せず、その高調波に対しても応答倍率の小さい構造とした。

3.3 電動機の軽量化

電動機は4極の誘導電動機を使用することにしたが、インバータ制御により発熱が少なく、また、高速回転とすることにより小形・低慣性となり、重量も汎用機と同等にできた。更に、横フランジ形とし、図1に示すように巻上機全体の小形化を達成した。

4 かごの軽量化

4.1 基本設計条件の設定

エレベーターのかごは、乗客を安全かつ快適に昇降させる役割を担っている。そこで、軽量化設計に際しては荷重条件を正確に設定して、強度評価を行なう必要がある。かごに作用する荷重としては、乗客の乗り降りによる通常荷重と極端な偏荷重の状態、及び非常止め装置や緩衝器の作動時に作用する異常状態の荷重がある。また、乗り心地に関しては、巻上機からロープを介して伝わる振動、及び昇降中のガイドレールからの加振振動のほかに、機械室騒音の空気伝搬や高速走行によって発生するかご周りの渦流音などが対象となる。

以上の強度及び振動騒音問題に対して、CAE(Computer Aided Engineering)技術を駆使して、軽量化の最適構造を追究した。

4.2 かが枠の軽量化構造

エレベーターのかごは図5(a)に示すように、かご室、かご枠、かごの戸、戸開閉装置及びその他の付属機器から構成される。特にかご枠は、乗客を運ぶかご室を支える強度部材であり、重量的にも比率が高いためその構造を根本的に見直した。すなわち、付属機器の軽量化も考慮して各部材間の力の分布を正確に求め、部材の適正配置と薄肉化による軽量化を図ることにした。同図(b)は、今回開発したかご枠の軽量化構造を示すものである。床構造として床用軽量形鋼を採用し、

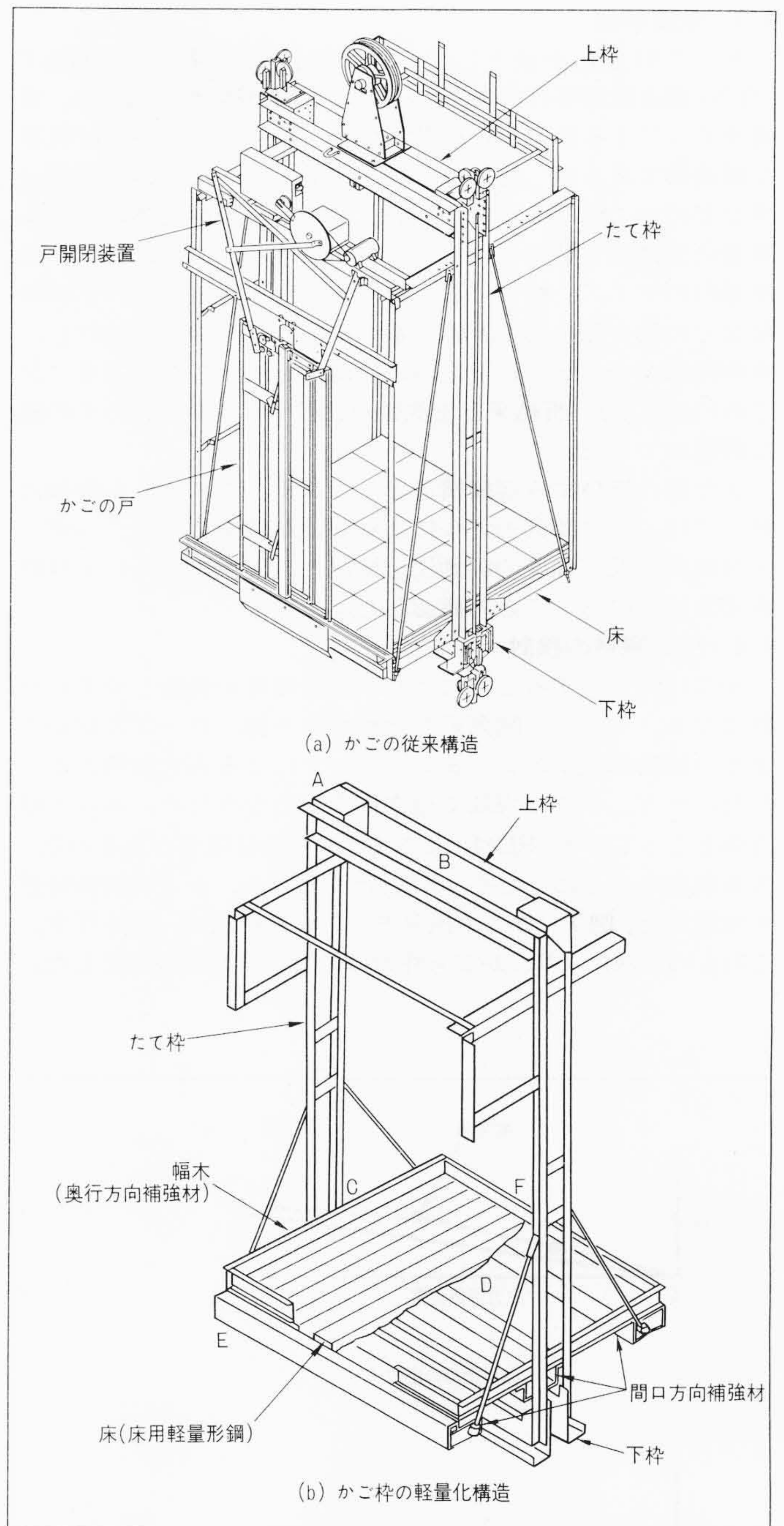


図5 エレベーターのかご構造 エレベーターのかごは、かご室(図示せず)、かご枠(上枠、たて枠、下枠)、かごの戸、戸開閉装置及びその他の付属機器から構成される。軽量化構造では、床に床用軽量形鋼を採用し、補強部材の適正配置と部材の薄肉化を図った。

間口方向の補強材を前側、中央、後側に配置するとともに、幅木に奥行方向の補強材としての機能をもたせた。部材接合にはひずみ発生を極力小さくするため、スポット溶接を採用した。また、上枠、たて枠及び下枠については、建築基準法施行令に定められている安全規定³⁾を満たしながら薄肉化を図った。なお、溶接、薄肉化については、スポット溶接、塑性加工などの生産技術面の改善を今回の開発と同時に行ない、軽量化に成功することができた。

以上による軽量化の効果として、付属機器を含め、かご全体として40%(速度240m/min、積載量1,600kg対象)の大幅な軽量化を実現することができた。

4.3 強度解析

かごの軽量化手法として、日立製作所で開発したHIST DYN(構造振動解析プログラム)によるFEM解析を行ない、実機モデルによる応力測定結果と比較、検討した。かごは複雑な構造物であるが、解析モデルとして上枠、たて枠、下枠、床などのかご枠ははり要素、かご室など薄板構造物はシェル要素に置換して解析を行なうことができる。これにより、強度部材のサイズ、補強位置、更にスポット溶接やボルト締結部などの接合部の荷重評価に基づく部材結合構造を検討し、実測結果と合わせ、軽量化の最適構造を決定した。図6にかごのFEM応力解析結果と実測値の比較を示すが、極めて的確な評価ができた。

また床の無ひずみ溶接構造として採用したスポット溶接に対しては、特に要素モデルによる基礎試験を行ない、スポット分担荷重及び強度の評価法を検討し、実機モデルにより許容応力以内にあることを確認した。

4.4 振動騒音の検討

かごは軽量化することにより、振動騒音が発生しやすい状態になる。そこで、制御系を含めた巻上機、ロープ及びかごまでの振動伝達系のシミュレーションによる入力を明らかにした。一方、かごは現地で組立作業を行なうため、ボルト結合体となっており、FEMによるモデル化には限界があるので、加振試験をもとにしたモード解析⁴⁾を行ない、かごの振動特性を検討した。図7にかごの振動モード解析結果の一例を示す。これらの手法により、かごを外力に対して非共振構造とした。

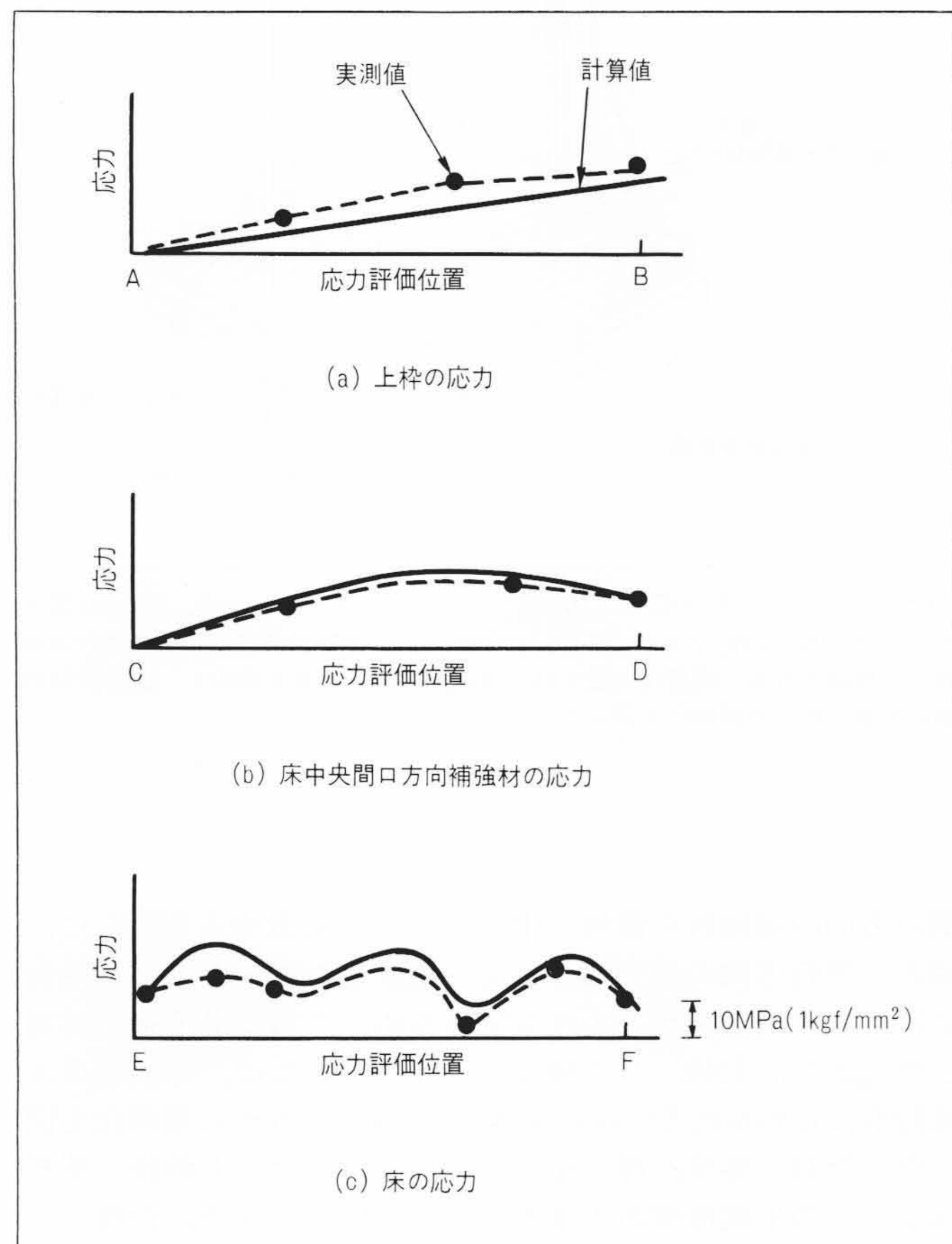


図6 かごのFEM(有限要素法)応力解析結果の例 かご枠ははり要素に、かご室など薄板構造物はシェル要素に置換して解析を行なった。結果は実測値とよく一致し、許容応力以内であることを確認した(図中のA～Fは、図5(b)参照)。

騒音面では、機械室からの空気伝搬によるものと、かご周りに発生する渦流音によるものとがあるが、前者に対してはかご室の遮音構造、後者については薄板部材の制振構造により対処した。

5 実機テストによる性能確認

新しく開発した巻上機及びかごを工場内の研究塔に据え付け、実機による性能確認を実施した。その結果、巻上機騒音は図8(a)に示すように、歯車のかみあい周波数成分はいずれも低レベルにあり、歯車の低騒音仕様及び精密研削加工の効果が確認できた。また、インバータ制御特有の電磁騒音も正弦波インバータ制御の開発により、極めて小さいレベルになった。これらの音圧レベルは、かご内では感知できない良好なものであることを確認した。

また、図8(b)に走行時の乗り心地の良否を示すかご床上の上下振動のオシログラムを示すが、人体にとって不快とされる低周波数の振動も10Gal以下と小さく、問題のない特性であることを確認した。

以上のように、従来のギヤレス方式と同等の乗り心地を確保することができた。

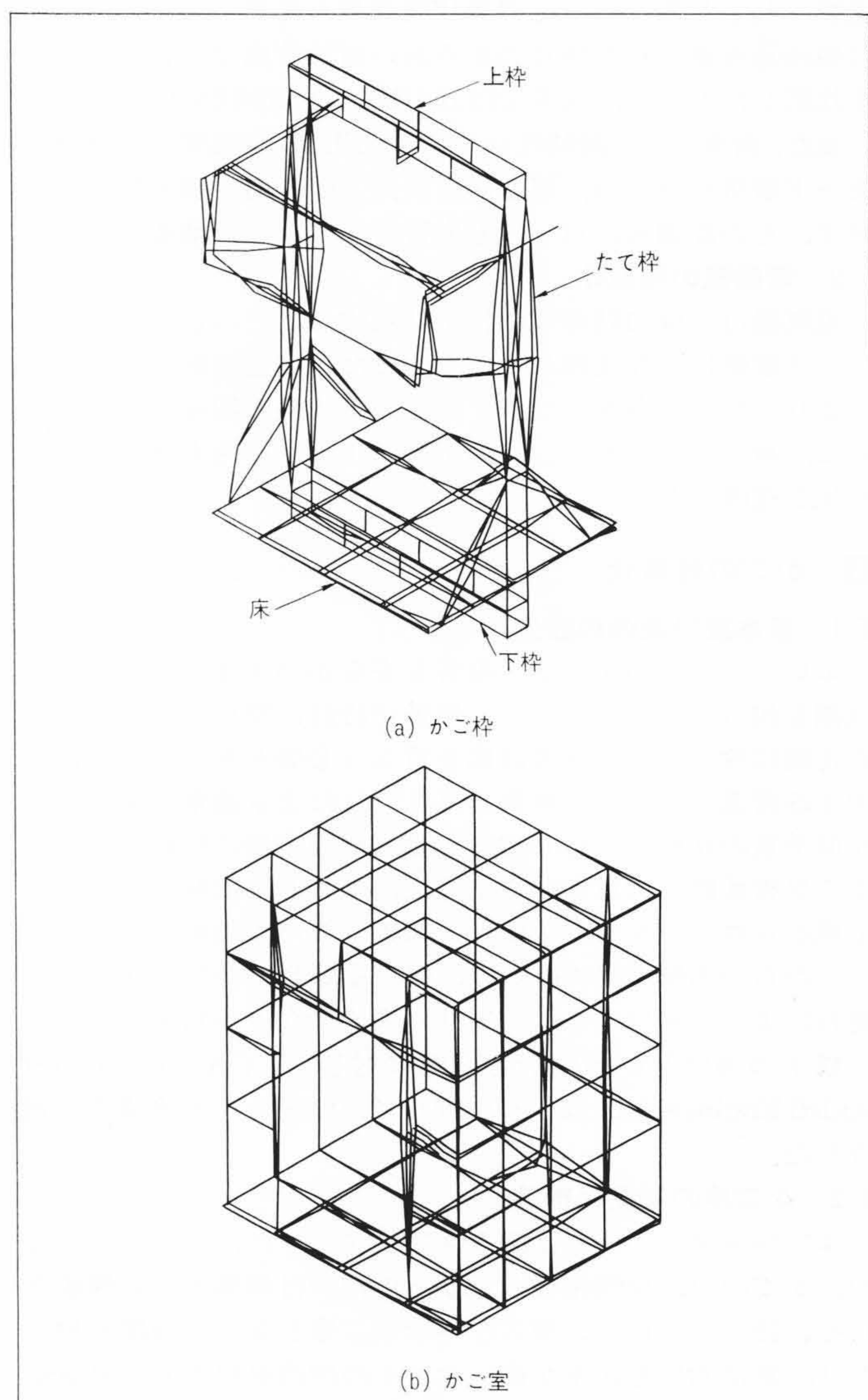


図7 かごの振動モード解析結果(40Hz) 実験的対応モード解析法により、かごの振動モードを明らかにし、外力に対して非共振構造とした。

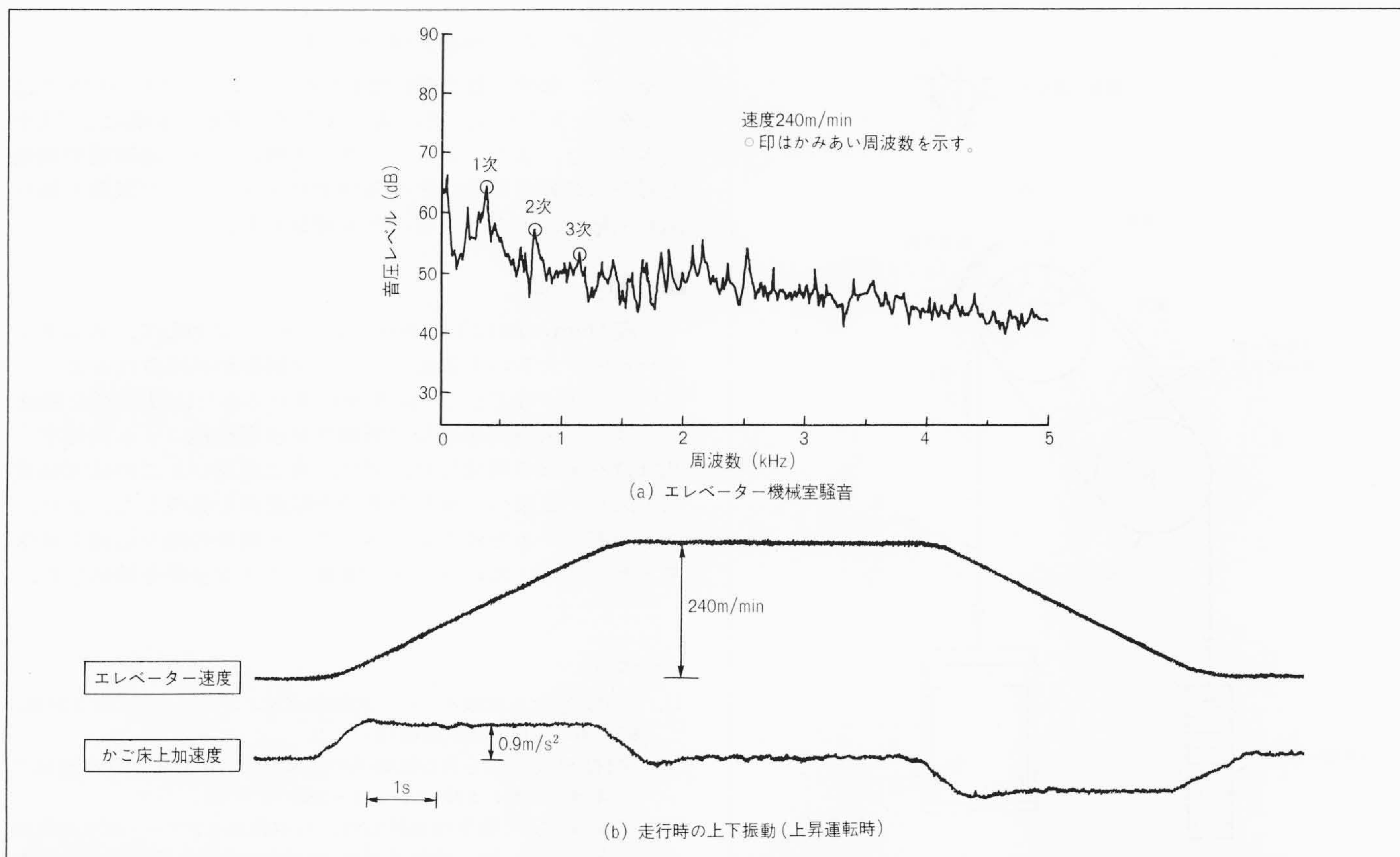


図8 実機テストによる振動騒音 (a)では歯車騒音、電磁騒音とも低レベルにあり、(b)では滑らかな速度制御に対応して床振動として感知できないレベルとなり、従来のギヤレス方式と同等の乗り心地を確保できた。

6 安全性・信頼性の確認

6.1 巻上機の強度確認

エレベーターは起動、停止が頻繁にあり、かつ負荷変化が大きく長寿命が要求される。また、安全装置の動作により急激なトルク変動が生じることがある。これらの諸条件を考慮して、高強度のはずば歯車及び歯車箱や綱車軸など各部を設計し、実動荷重による疲労寿命試験を実施した。更に、大形振動台により剛構造ビル及び柔構造ビルの床応答を考慮して耐震性実証試験を行ない、1Gの地震力にも十分耐えられることを確認した。

6.2 軽量かごの強度確認

かごは通常荷重に対しては十分な強度をもっているが、非常止め装置や緩衝器の作動時に作用する異常状態の荷重に対しても安全を確保しなければならない。そこで、場内の落下試験装置を用いて、速度240m/minの最大定格に対する条件でかごの強度試験を実施し、安全であることを確認した。

一方、軽量構造として各部を薄肉化し、スポット溶接を各部に採用したので、図9に示す試験設備により無負荷及び最大荷重の繰り返しによる疲労強度試験を実施し、問題のないことを確認した。

6.3 摩擦伝動の確認

かごが軽くなると巻上機の駆動綱車とロープ間の摩擦伝動力が低下し、ロープスリップが生じやすくなる。図10に綱車とロープ間の摩擦伝動の状態を示す。摩擦伝動力 F は、送り出される側のロープ張力 T_2 、綱車とロープ間の摩擦係数 μ 、ロープ巻付角 θ 及びロープ溝の形状係数 k により、次式で求められる。

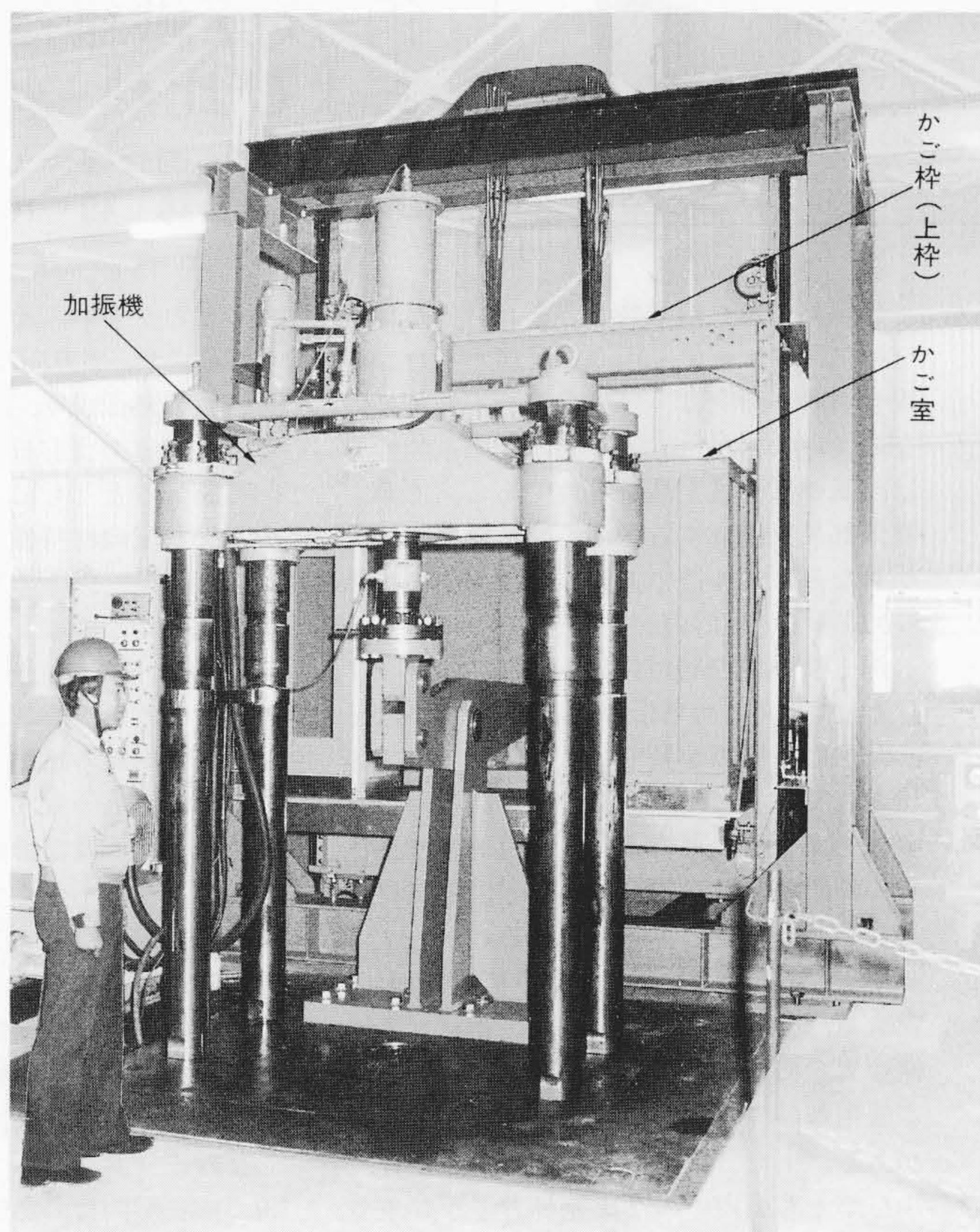


図9 軽量化かごの疲労強度試験 無負荷及び定格荷重を繰り返しかごの床に加え、軽量化かごの安全性及び信頼性を確認した。

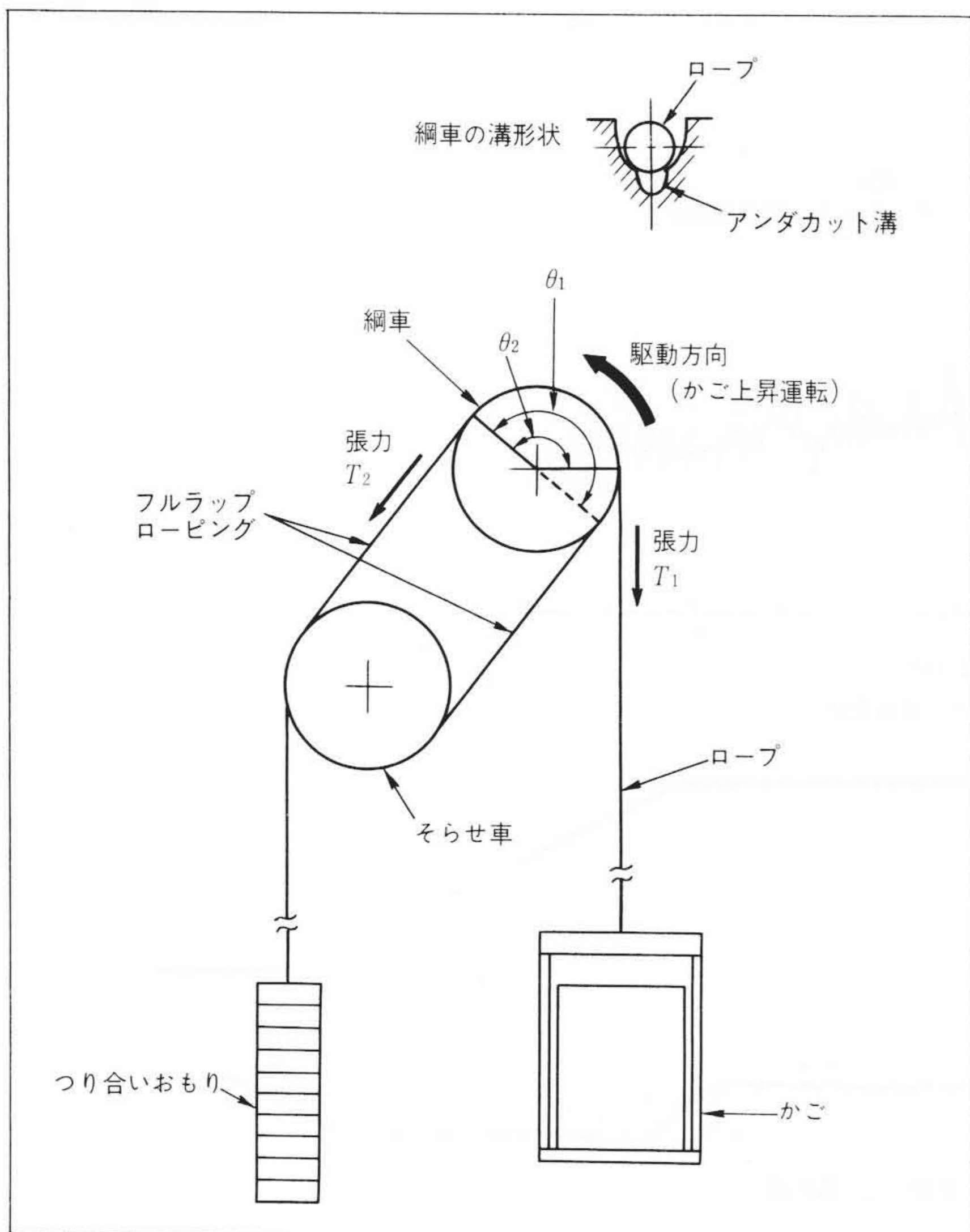


図10 綱車とロープ間の摩擦伝動 かごの軽量化により摩擦伝動力が低下するが、フルラップローピングと綱車の溝形状をアンダカット溝とすることにより、所定の摩擦伝動力を確保した。ここでロープ巻付角 $\theta = \theta_1 + \theta_2$ となる。

$$F = T_2 \{ \exp(\mu \cdot k \cdot \theta) - 1 \}$$

そこで、摩擦伝動力 F を増すためにフルラップローピングにして θ を大きくとり、更に溝形状をアンダカット溝にして k を大きくした。また、エレベーター実機により、過荷重や高速走行からの非常停止などの条件でロープスリップ試験を繰り返し実施し、安全であることを確認した。

7 結 言

速度240m/min以下の高速エレベーターに対して、省エネルギー効果の大きい正弦波インバータ制御が採用されるようになり、これに対応して、従来から進めてきたCAE技術を駆使してはすば歯車減速機及び低慣性交流電動機による高効率・低騒音巻上機を開発した。更に、巻上機及びかごの40%軽量化を図り、建築への負担荷重の大幅低減を実現した。また、従来のギャレス方式のエレベーターと同等の乗り心地を確保するとともに、エレベーター実機により安全性を確認した。

参考文献

- 1) 三井, 外: 正弦波インバータ制御高速エレベーター, 日立評論, 68, 6, 495~500(昭61-6)
- 2) 中村, 外: 歯車を含む伝動系の振動騒音(第3報), 日本機械学会講演論文集, 830-8, 281~286(昭58-8)
- 3) 建設省住宅局建築指導課監修, 日本建築センター・日本昇降機安全センター編: 建築基準法及び同法施行令昇降機の技術基準の解説, 日本エレベータ協会(昭59-3)
- 4) 佐藤: 昇降機の軽量化手法, 日本機械学会第597回講習会教材, 53~62(昭60-6)

論文抄録

銅-炭素繊維複合材料の熱伝導率, 導電率および比熱

日立製作所 国谷啓一・荒川英夫・他2名

日本金属学会誌 49-10, 906~912(昭60-10)

軽量高強度, 耐熱性などをねらった構造材料に比べ, 電気的用途を目標とした繊維複合材料の研究は, ほとんど行なわれていない。電気材料にとって必要な基本的性質は, 高熱伝導性と高導電性である。また, 電気部品を構成する各材料間の熱膨脹係数が異なると, 製造中あるいは使用中の加熱-冷却過程で熱応力が発生してしまう。

銅-炭素繊維複合材料は, 銅をマトリックスとしているため熱伝導性と導電性に優れ, また熱膨脹係数が負で小さい炭素繊維で強化されているため, 繊維の種類あるいは含有量を変えることによって, 目的とする任意の熱膨脹係数が得られるなど, 電気材料として適していると考えられる。

他方, 繊維複合材料は用いる繊維の種類, 含有量, 配向構造などにより, 得られる特性は異なってくる。したがって, 目的とする適用製品に応じた組合せを選択する必要がある。また, 電気部品に適用する場合, 少なくとも面内での2次元等方性が要求さ

れることが多い。そこで2次元等方性が得られる渦巻, 2方向及び網状銅-炭素繊維複合材料の熱伝導率, 導電率及び比熱特性に及ぼす繊維の含有量, 配向構造の影響について調べるとともに, 1方向配向材の特性から網状配向材特性を計算し, 実測値と比較した結果, 以下の知見が得られた。

(1) 比熱は, 繊維配向構造に関係なく炭素繊維量だけに依存しており, 繊維量の増加とともに大きくなる。またこの測定値は, 銅と炭素繊維の比熱の質量比の和から得られる計算値と一致する。

(2) 熱伝導率及び導電率は, 炭素繊維量の増加とともに小さくなっていく。繊維配向構造を比較すると, 1方向配向材の繊維平行方向が最も大きく, 次いで渦巻状, 網状配向材の順に小さくなる。また, 測定方向の影響をみると, 繊維平行方向が最も大きく, 次いで45度方向, 直角方向の順に小さくなる。

(3) 網状配向材の熱伝導率及び導電率は,

1方向配向材の繊維直角方向と屈曲角を考慮した式で計算できる。

なお, 繊維平行方向と直角方向とでは繊維複合材料の特性に大きな差があるため, 各種電気部品に組み込まれたとき, 実効的な特性は繊維直角方向と比べ, かなり違うことが予想される。このため, 一例としてパワートランジスタに適用したときの実効的な熱伝導率をコンピュータシミュレーションによって求めた結果, この実効的な熱伝導率は, 繊維直角方向のものに比べ向上することが分かった。

また, 銅-炭素繊維複合材料は, 銅と炭素繊維という異質材料の組合せから成るため, 各種電気部品に適用された場合に長期間の使用による材料劣化が懸念された。そこで, 半導体素子の寿命試験を模擬した高温放置, 及び温度サイクル試験を実施して導電率の変化を調べたが, その特性に変化が生じないことが判明した。