

日立DH形遠心圧縮機羽根車の信頼性向上

Improvement of Reliability of DH Type Centrifugal Compressor Impeller

高周速(350m/s)による高い遠心応力に振動応力が重畳し、更に腐食環境下で使用する必要がある遠心圧縮機羽根車の強度について総合的な検討を加えたものである。

有限要素法による遠心応力解析、強度理論及び実験によるマクロ変形条件、起動停止による低サイクル疲労の検討を加えて遠心強度を、軸との連成を考慮した振動解析、実働応力及び羽根車材の疲労強度の検討により振動強度をそれぞれ明らかにした。これらの成果を実機に適用し、好成績を収めている。

河合末男* *Kawai Sueo*
 坂田荘司* *Sakata Sôji*
 日置進** *Hioki Susumu*
 刑部一郎*** *Gyôbu Ichirô*

1 緒言

空気分離装置などに使用されている日立DH形(2軸4段形)遠心圧縮機羽根車は、高速回転による極めて高い遠心応力に回転によって誘起される振動応力が重畳するという過酷な応力条件下で使用されている。更に、設置場所によっては工場廃棄物による大気汚染のため、かなりの腐食環境に置かれている場合がある。そのため圧縮機羽根車の合理的な設計を行なうに当たっては、羽根車の遠心強度、振動強度などの詳細な検討が必要であり、更に、耐食性の優れた高強度材の開発、腐食環境強度に関する研究が要求される。

筆者らはこの日立DH形遠心圧縮機羽根車の合理的な強度設計方式を確立するため、多方面にわたる研究を行ない、羽根車の信頼性向上と高速小形化を図ってきた。本稿では、これらの研究の概略について述べる。

2 日立DH形遠心圧縮機の概要

日立DH形遠心圧縮機は容量10,000m³/h~330,000m³/hまでの空気、窒素などを吐出し圧力4~9kgf/cm²Gまで圧縮す

るものであって、電動機、増速機、羽根車、冷却器及び空気配管から構成されている。全体写真の一例を図1に示す。

羽根車は増速歯車の両側に配置されたピニオン軸の両端に取り付けられていて、4段で所定の圧力まで圧縮する。各段のうち、1段目の羽根車が最も大形で高周速であり、周速は最高350m/sにも達する。羽根車の後段では空気の相対湿度が高くなり、設置場所によっては空気自身が著しく汚染されているので強い腐食環境になる。

羽根車としては、図2の二次元羽根車、あるいは三次元羽根車が採用されている。また、羽根車はその製作方法により、リベット形、ムカデ形、溶接形及び精密鋳造形に分類される。

3 羽根車強度の検討項目

図3は、羽根車強度の評価を行なうに当たり筆者らが検討を加えた項目をまとめて示したものである。以下では、まず羽根車材料とその選択基準について触れ、続いて同図の各項目について述べる。

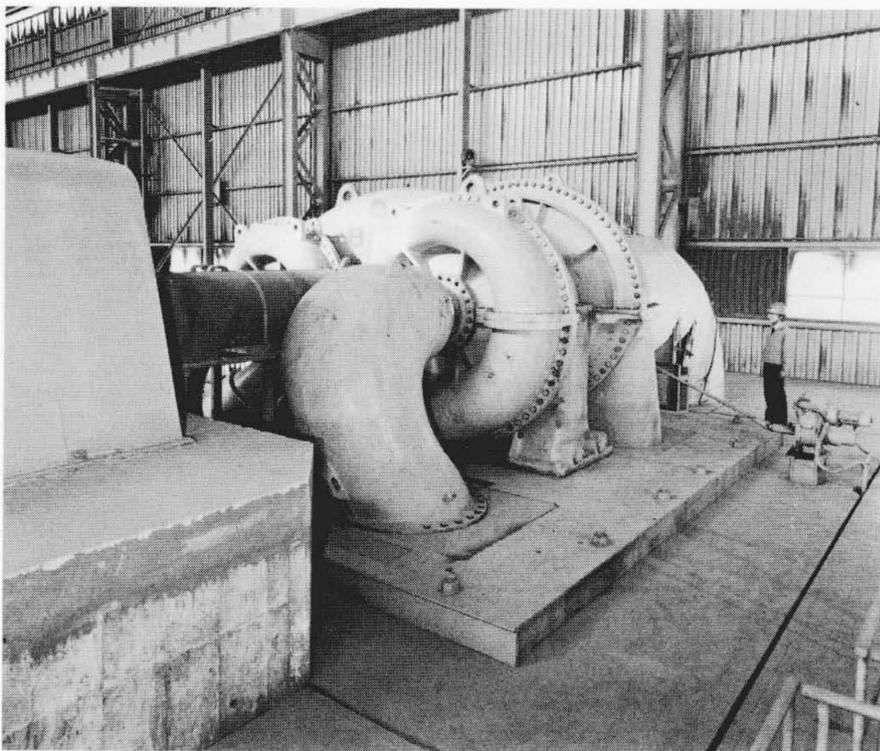


図1 日立DH形遠心圧縮機 電動機出力1,500kWの新形機種で、冷却器は地下に設置されている。

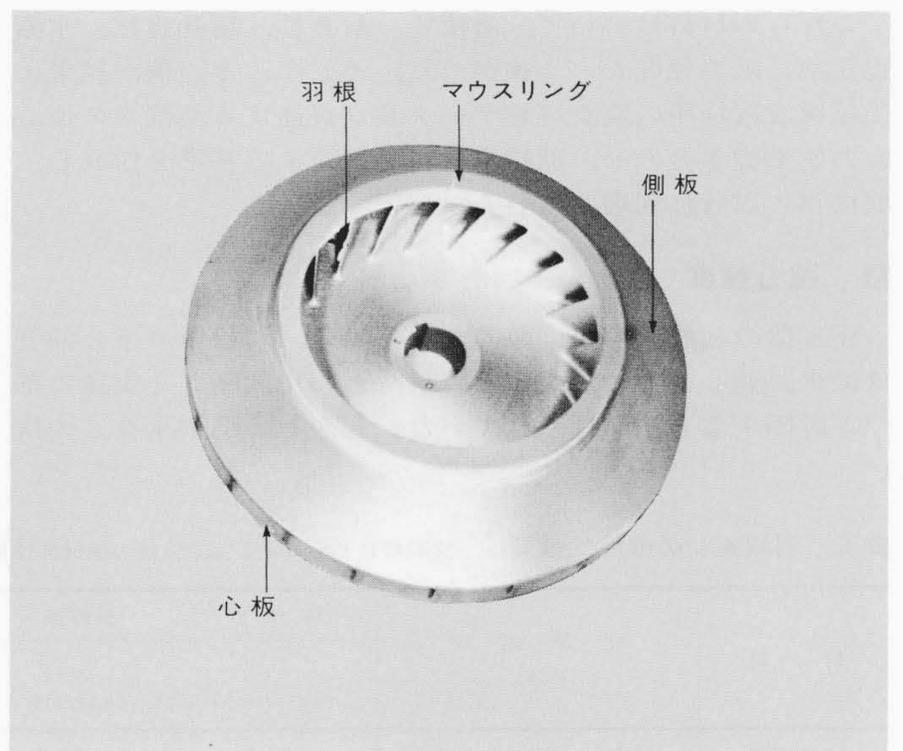


図2 二次元羽根車 羽根と心板、側板を溶接した溶接羽根車である。

* 日立製作所機械研究所 ** 日立製作所機械研究所 工学博士 *** 日立製作所土浦工場

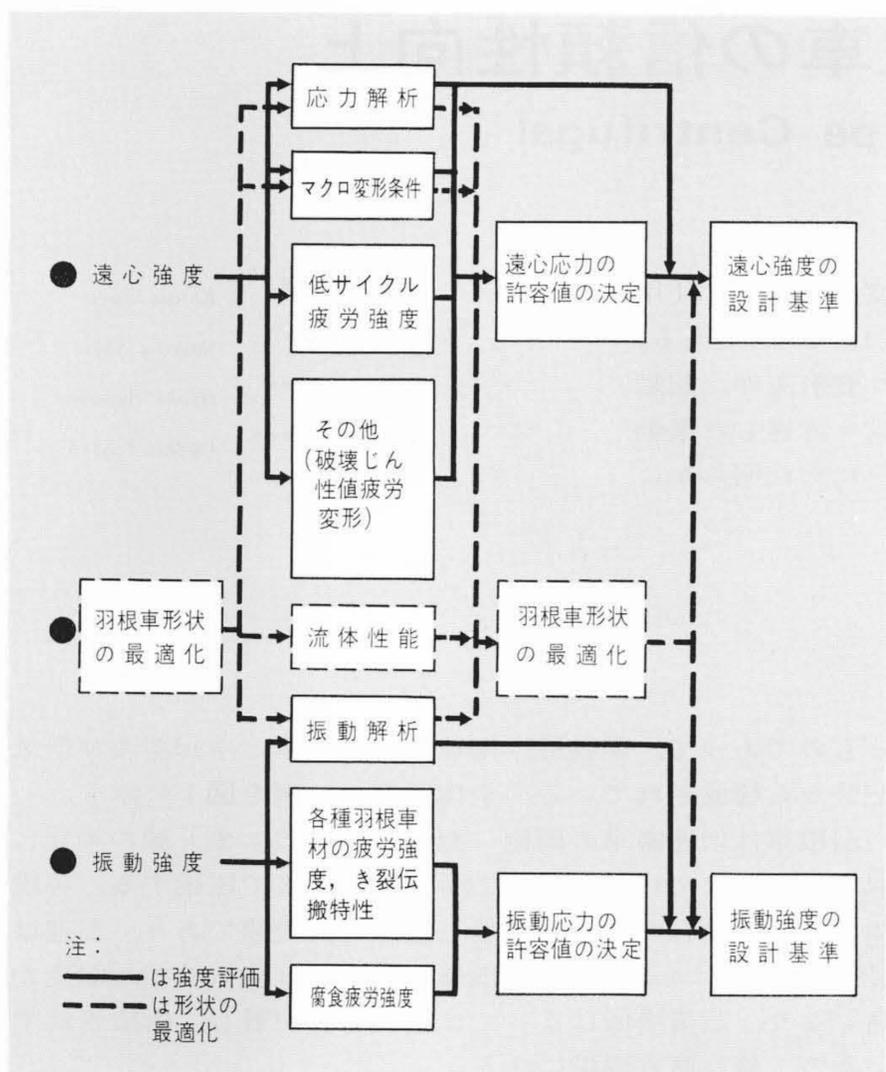


図3 羽根車強度の検討項目 羽根車強度に関し、総合的な検討を加えた。

4 羽根車材料とその選択基準

日立DH形遠心圧縮機羽根車に使用される材料の種類と実物羽根車から切り出した試験片の機械的性質を表1に示す。HUS60, HUS80, HUS100及び13Cr鋳鋼はいずれもステンレス鋼で日立製作所で開発されたものである。いずれも、焼もどし温度を高く、強度レベルを低目に抑えている。

これらの材料について、溶接性、耐食性、耐孔食性、水素脆化割れ限界強度などを検討した。そして、その検討結果と圧縮機設置場所の腐食環境データ及び後述する羽根車の遠心応力値を突き合わせ、羽根車材料を選定する基準を作成し、羽根車の設計に利用している。

5 遠心強度

圧縮機の起動、停止回数の少ない場合、羽根車の遠心強度は従来、遠心応力の最大値と降伏点との相関関係を実績に基づき評価する方法が採られていた。しかし、羽根車などの複

表1 羽根車材の機械的性質 実羽根車から採取した試験片の機械的性質である。

| 材 質 | 化 学 組 成 (%) | 降 伏 点 | 引 張 強 さ | 真 破 断 強 さ | 伸 び | 絞 り | か た さ | 衝 撃 値 |
|---------|------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|---------------|------------|-------|---|
| | | σ_y (kgf/mm ²) | σ_u (kgf/mm ²) | σ_T (kgf/mm ²) | λ (%) | ϕ (%) | Hv | uE ₂₀ (kgf·m/cm ²) |
| HUS60 | 13Cr, 1Ni, 0.5Mo | 69.8 | 80.8 | — | 19.5 | 56.6 | 244 | 19.5 |
| HUS80 | 13Cr, 2Ni, 1Mo | 86.2 | 91.7 | — | 19.5 | 57.4 | 280 | 22.0 |
| HUS100 | 13Cr, 5Ni, 1Mo | 107.0 | 108.7 | 191.1 | 19.4 | 67.0 | 333 | 21.0 |
| SNM2 | 1Cr, 3Ni, 0.3Mo | 95.6 | 101.2 | — | 17.4 | 57.7 | 309 | 23.4 |
| 13Cr 鋳鋼 | 13Cr, 4Ni, 0.5Mo | 92.8 | 102.5 | — | 15.8 | 40.5 | — | 7.4 |

雑な構造体では発生する応力には幾つかの種類があり、強度評価に際しても、応力の種類を分類し、それぞれに対して妥当な評価基準を設定するのがより合理的である。したがって、このような観点より、羽根車の遠心強度を検討した。

5.1 応力解析

羽根車の遠心応力の解析には、筆者らは解析的遠心応力解析プログラムRUNNER及び有限要素法による応力解析プログラムSTARを利用している¹⁾。図4はこれらの応力計算プログラムによる計算値と実物大モデル羽根車による実測値とを比

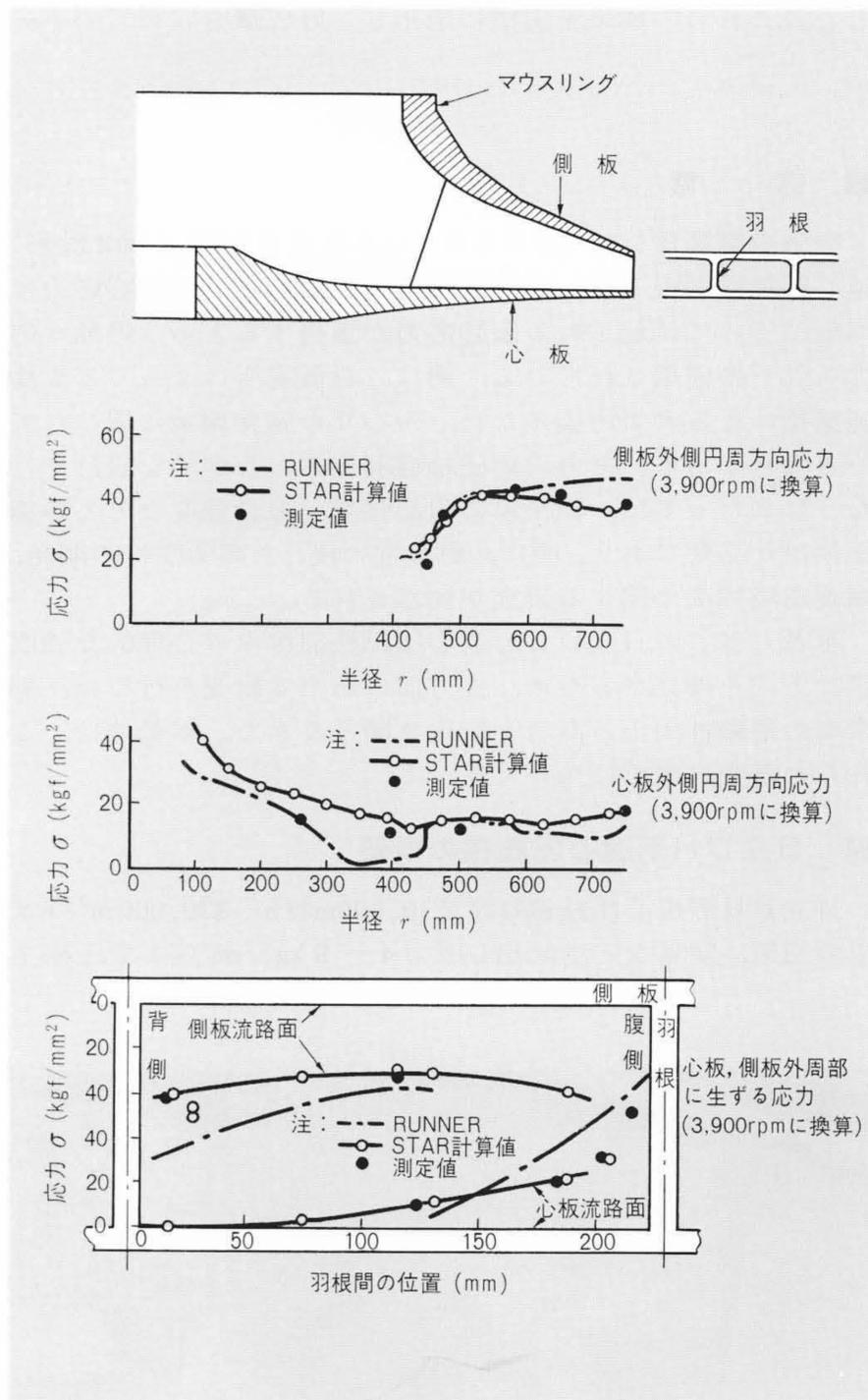


図4 羽根車各部の遠心応力の計算値と実測値との比較 STARによる計算値と実測値は応力集中部を除き良く一致している。

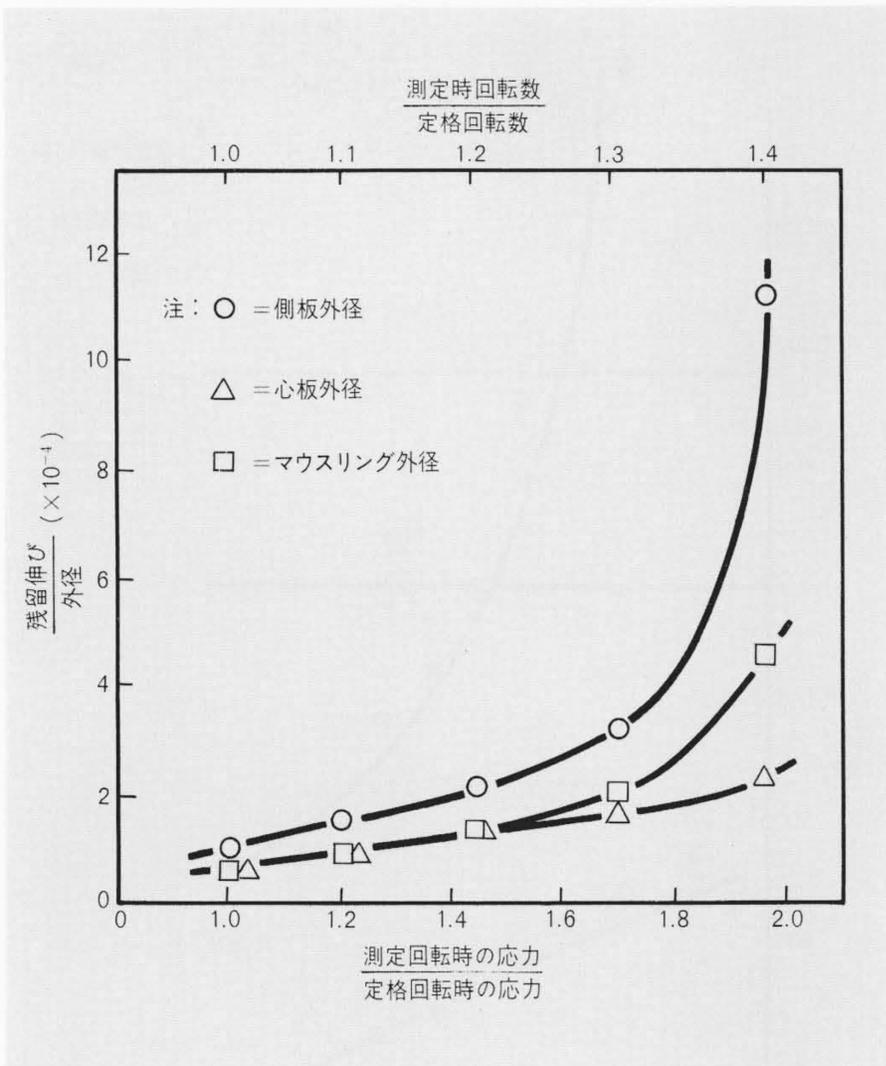


図5 羽根車のマクロ変形 (測定時回転数)/(定格回転数)が1.3から1.4の間で、側板の変形が急激に増加している。

較したものである。同図より、STARによる計算値は応力集中部を除いて実測値とよく一致し、RUNNERによる値は若干精度が悪い。しかし、RUNNERはプログラムが小さく、計算時間が短いため、設計の初期段階で利用している。

5.2 羽根車のマクロ変形条件

回転数を徐々に増加させた場合の羽根車の破壊進行過程を考えると、現在の日立DH形遠心圧縮機の羽根車ではマクロ変形を起こした後、延性破壊に至ると考えられる。そこで、まずマクロ変形条件を検討してみることにした。すなわち、直径φ480の羽根車を用い、定格回転数から回転数を10%ずつ上昇させ、それぞれの回転数を与えた後の心板、側板及びマウスリング部外径の残留伸びを測定した。図5がその結果を示すものであるが、これによると、定格回転数の1.3倍から1.4倍の間で側板及びマウスリング外径が急激に伸びており、マクロな変形を生じている。

次に、マクロな羽根車の変形と遠心応力との関連を明らかにするため、心板、側板及び羽根の最も応力の高くなる点の応力を応力計算結果を基に推定し、それらの値を用いて一次応力が主体となる心板、側板の応力は膜応力と曲げ応力とに分類し、二次応力が大部分である羽根では最大応力だけを取り出して材料の降伏点 σ_y でそれらの応力を除して図6(a), (b)に示した*1)。同図中で最大ひずみ ϵ_{max} は降伏後の羽根車材の

* 1) 心板、側板の応力は、それ自身の応力が高くなって永久伸びを生じはじめると、それ自身の応力が更に高くなる。いわゆる自己制限的でない応力がかなりの部分を占めるのに対し、羽根ではその大部分は心、側板の伸び差に基づく応力、いわゆる自己制限的な応力である。以下、自己制限的でない応力を一次応力、自己制限的な応力を二次応力と呼ぶ。

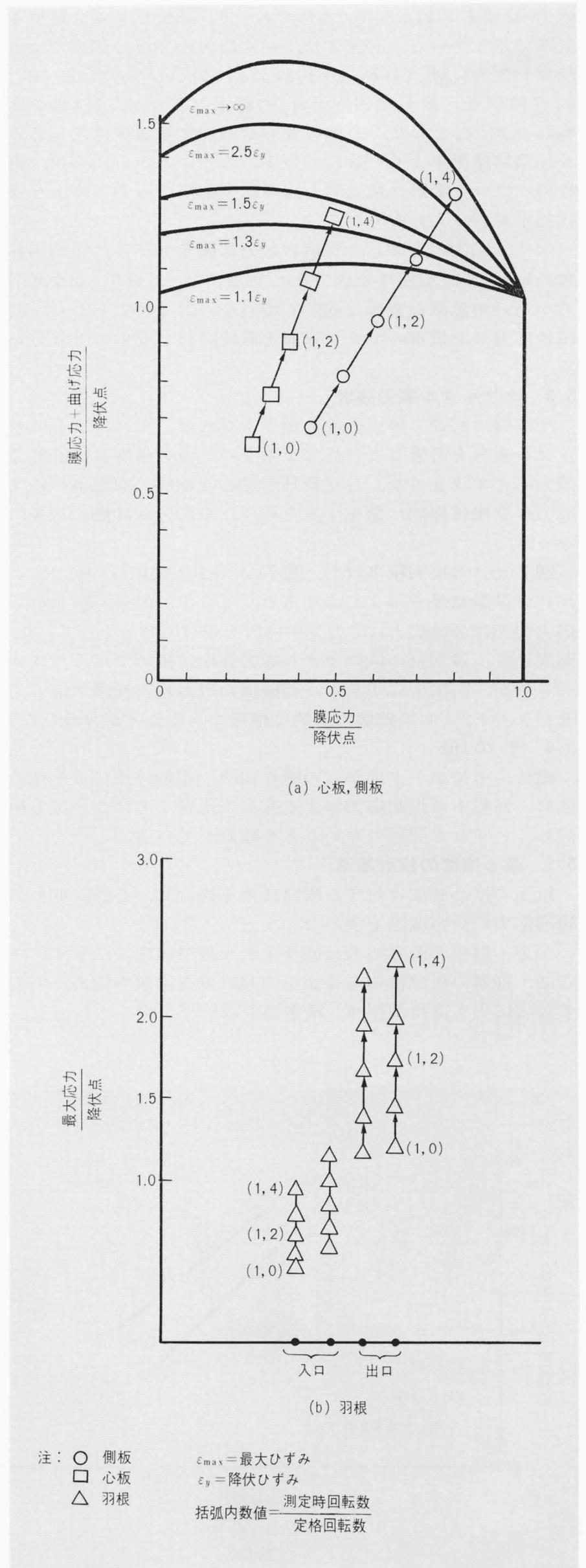


図6 計算値より推定した羽根車のマクロ変形 側板ひずみは(測定時回転数)/(定格回転数)が1.3から1.4の間で急激に増大しており、図5の実測結果と良く一致している。

応力-ひずみ挙動より得たものであって、降伏ひずみに対する倍率で示している。同図より、一次応力の心板、側板では定格回転数の1.3倍では $\epsilon_{max} = 1.2\epsilon_y$ (ϵ_y : 降伏ひずみ($=\sigma_y/E$), σ_y : 降伏点, E : 縦弾性係数)の線上にあるが、1.4倍では $\epsilon_{max} > 2.5\epsilon_y$ となり、急激に変形が増加する領域に入っており、実験結果とよく一致している。このことから、心板、側板のマクロな変形は最大応力点の応力を用いることによりほぼ推定できることが分かる。

次に、二次応力である羽根の応力は図6(b)から、定格回転数の1.3倍で、羽根外周部で $2\sigma_y$ 程度になっており、かなり応力が高いが急激な変形は起こっていない。このことから、羽根の応力は羽根車のマクロ変形と直接関係しないことが分かる。

5.3 低サイクル疲労強度

圧縮機の起動、停止の回数が多くなれば、それによる低サイクル疲労を考慮しなければならない。疲労強度は局部的な最大応力で決まるが、日立DH形遠心圧縮機の羽根車の最大応力は羽根付根部に発生するため、この部分が評価の対象になる。

図7(a)は溶接羽根車材の、図7(b)は13Cr鋳鋼材の低サイクル疲労試験結果を示すものである。ここで、溶接羽根車材の応力範囲は公称応力に応力集中係数を掛けた値をとっている。同図より、鋳鋼材の低サイクル疲労強度は極めてばらつきが大きいのが、同図中に示すように破面に現われた初期欠陥寸法をパラメータとして破壊力学的に整理できることが分かった。

5.4 その他

更に、溶接ボンド部からの脆性破壊、起動停止による疲労変形、回転中の振動応力による変形の進行などについても検討し、いずれも問題のないことを確認している。

5.5 遠心強度の設計基準

以上の遠心強度に対する検討結果を総合し、心板、側板の遠心応力の許容線図を決めた。

一方、羽根の許容応力は低サイクル疲労強度で決まる。そこで、通常の圧縮機の全寿命中の起動停止回数を定め、羽根の許容応力を溶接羽根車、精密鋳造羽根車に対して与えた。

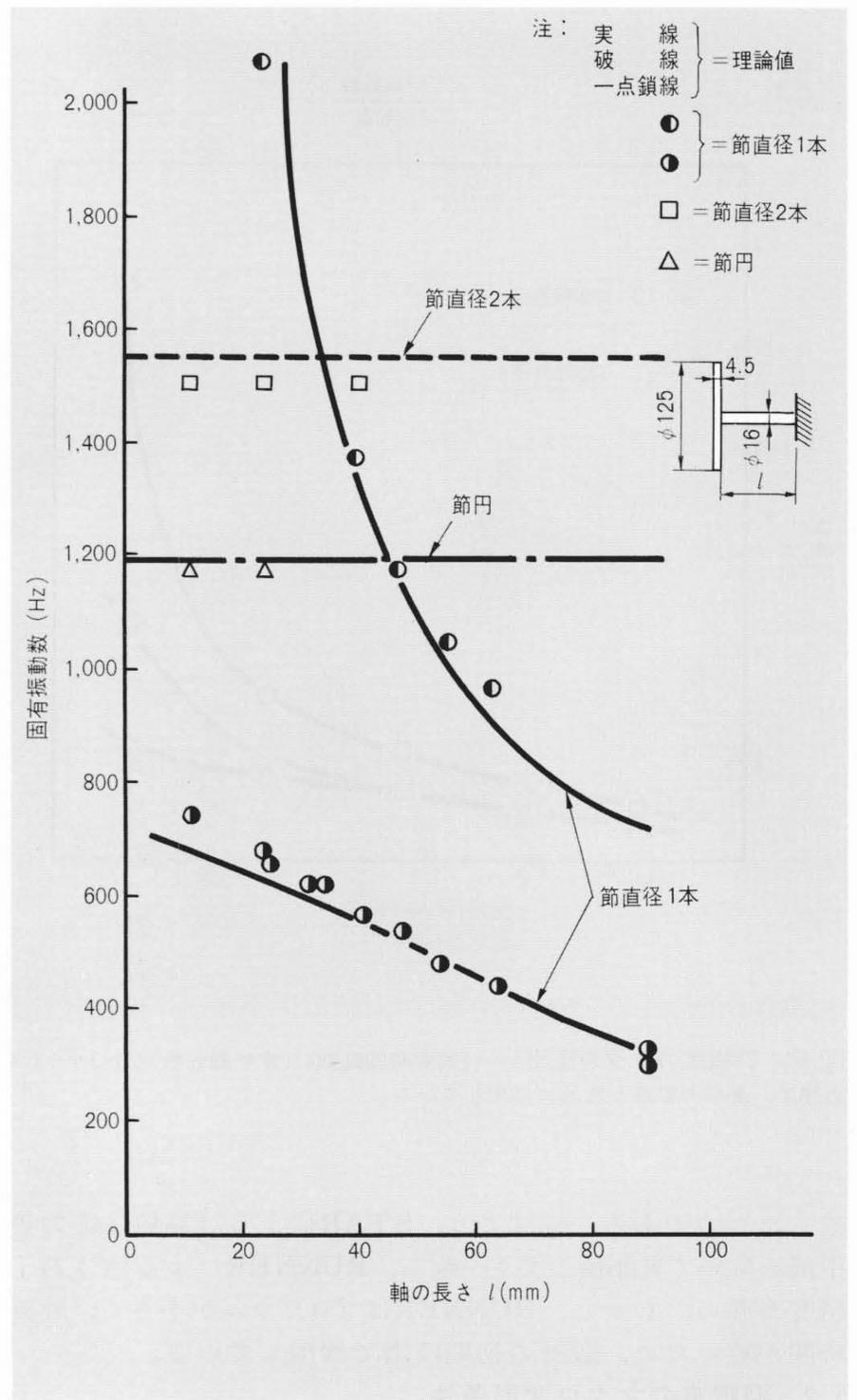


図8 軸-円板系固有振動数の理論値と実験値の比較(静止中) 節直径1本のモードの固有振動数は、軸の長さにより変化している。

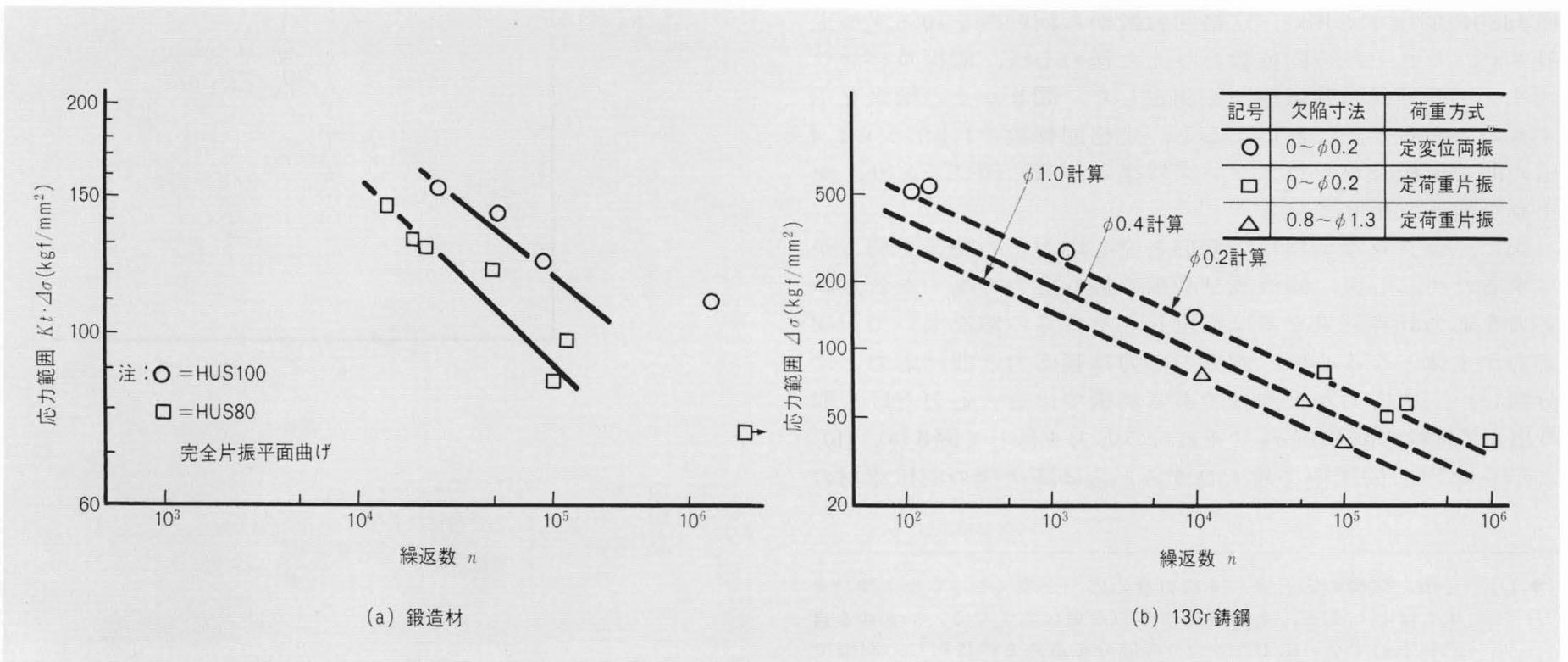


図7 羽根車材の低サイクル疲労強度 13Cr鋳鋼の疲労強度は、破壊力学的な整理法でよく説明できる。

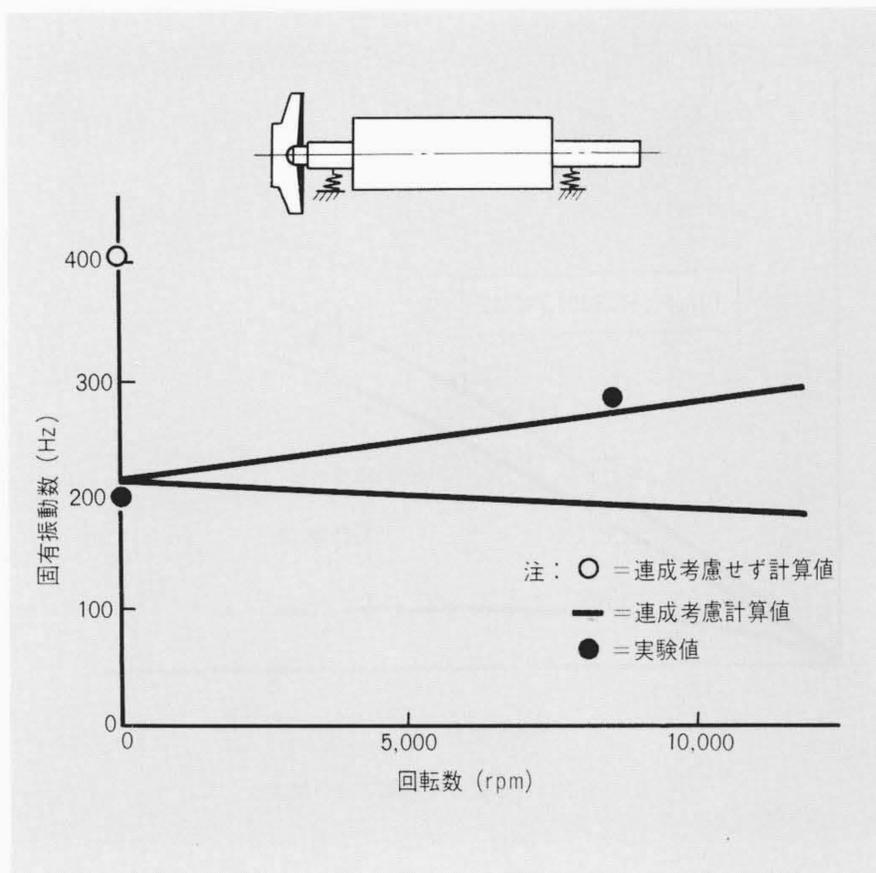


図9 羽根車固有振動数の計算値と実験値の比較 軸との連成を考慮した計算値と実験値は、良く一致している。

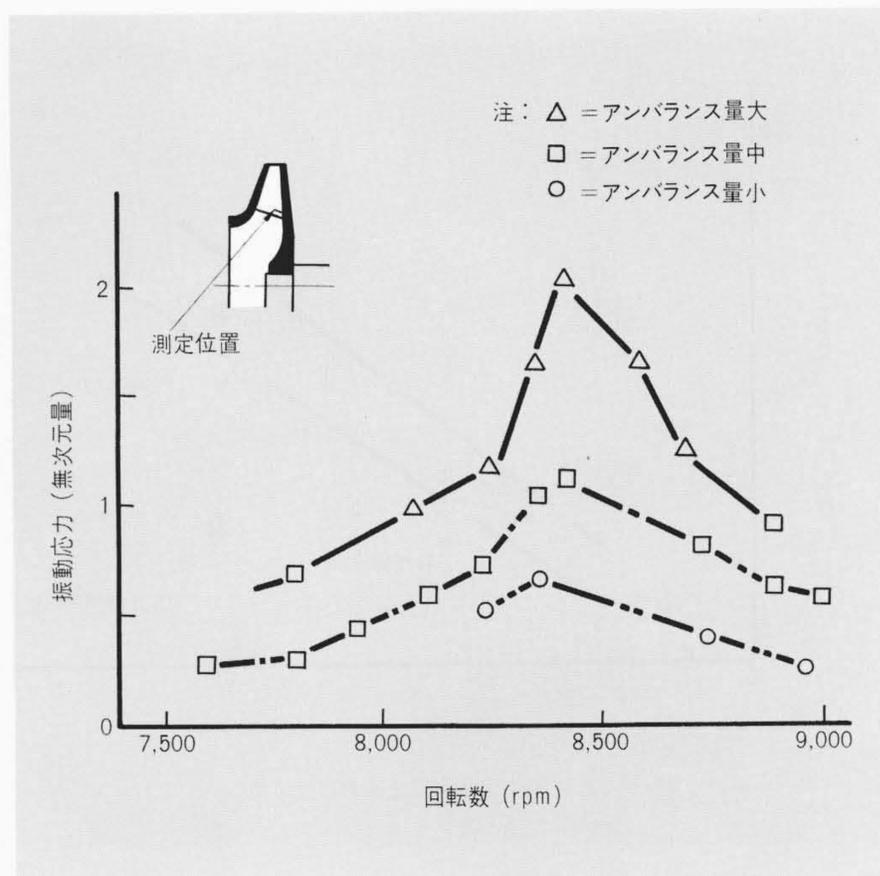


図10 アンバランス量の違いによる振動応力の変化 アンバランス量の違いにより、振動応力は大幅に変化する。

6 振動強度

羽根車の固有振動数解析では、新たに軸との連成を考慮した計算プログラムを開発し、振動応力の許容値の決定には破壊力学的な手法を導入した。

6.1 振動解析

羽根車の固有振動数解析には軸との連成を考慮する必要がある。そこで、静止中で円板と軸の系について軸も考慮した解析を行ない、実験値と比較した。結果の一例を図8に示す。これより計算値と実験値はよく一致し、節直径が1本のモード以外の固有振動数は軸の長さにより変化しないが、節直径が1本のモードだけ軸の長さに影響され、しかも軸と円板の変形の位相関係から振動モードが2種類存在することが分かる。したがって、筆者らは羽根車の共振回転数の計算にも軸との連成を考慮した振動解析プログラムを開発し、使用している。その一例が図9に示すものであり、このプログラムによる計算値と実験値は良く一致している。

ところで、高い信頼性をもっている羽根車を設計するには共振を避けるだけでなく、外からの加振力に対して振動応力の発生しにくい羽根車構造を採用すべきであろう。

図10は実物大羽根車を用いて共振点付近での振動応力を測定した結果の一例を示すものである。振動応力にはアンバランス量の影響の大きいことが分かる。これ以外にも、ボス長さ、ボス締付面圧などが振動応力に影響する。

6.2 各種羽根車材の疲労強度

平滑試験片の完全片振疲労限度を求め、素材の引張強さとの関連を調べた結果を図11(a)に示す²⁾。これより、SNCM2、HUS60、HUS80及びHUS100では引張強さに見合った疲労強度をもっているが、精密鋳造材では鋳造条件により、疲労強度は大きく変化している。

図11(b)は切欠きがある場合の疲労強度を求め、応力集中係数と疲労強度低下率との関連をみた結果を示すものであり、精密鋳造材では外部切欠きに対する強度の低下率が小さい。

この他、各種羽根車材の空气中及び腐食環境下のき裂伝搬特性、き裂材の疲労限度の平均応力依存性など³⁾を求めた。

図12は、実物羽根車のすみ肉溶接部分を模擬した試験片を用い、圧縮機のドレーン分析結果を参考にして決めた腐食液中で腐食疲労強度を求めた結果を示したものである。腐食液は実際のものより濃度を高くしているが、このような腐食環境下では疲労強度は相当低下する。

6.3 振動強度の設計基準

回転中の振動による羽根車の破壊を防止するためには、まず第一に共振を避ける必要がある。筆者らは羽根車軸連成振動プログラムによる節直径1本のモードの共振回転数の計算値に対し、運転回転数を離すことにしている。更に、振動応力を小さくするため、アンバランス量、ボス長さ、ボス締付面圧などの設計基準を作成し、利用している。

このようにして設計した実物羽根車の振動応力の測定値を図12中に示しているが、羽根車の振動強度に対してかなりの安全率をもっていることが分かる。

7 新形式羽根車の開発

従来使用されていたリベット、ムカデ(羽根と心板、側板をリベットで締結した構造)は、負荷に対する変形の挙動が複雑で強度の推定が困難なため廃止した。これに代わり、以上述べた研究の成果を適用し、信頼性の向上を図った新形式羽根車を開発した。すなわち新形式羽根車は、

- (1) 溶接後熱処理した羽根車及び精密鋳造羽根車の2種類だけとした。これらはいずれも従来品に比べ信頼性が高い。
- (2) 二次元羽根車から三次元羽根車にして外径を約24%小さくすると同時に、形状に工夫を加えて遠心応力を従来品より約20%低くした(流体効率は約3%向上)。
- (3) ボス長さ及びボス締代を大きくとって、振動応力を極力抑えた。
- (4) 羽根車の材料、形状寸法は上述した新設計基準に基づき設計した。

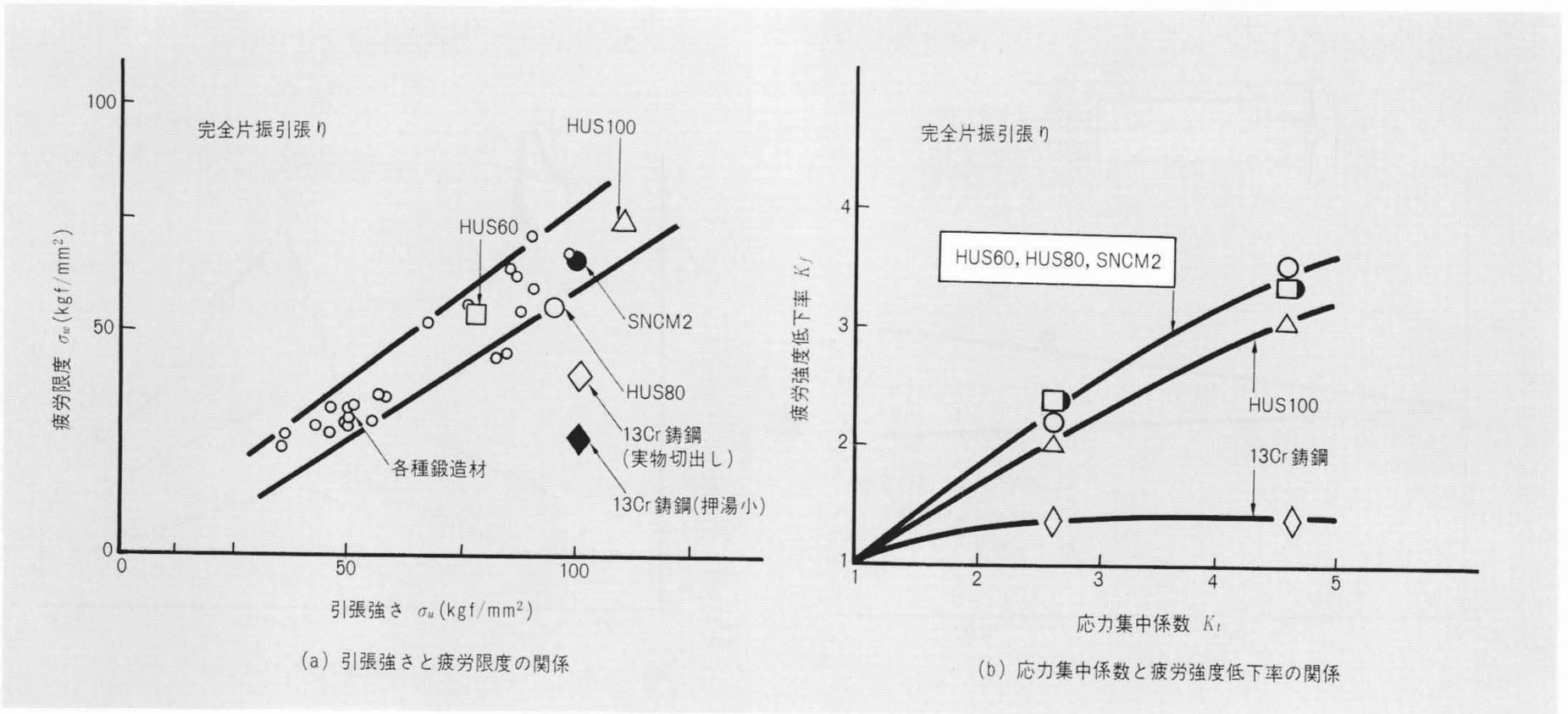


図11 各種羽根車材の疲労強度特性 13Cr 鋳鋼は、平滑材では低い疲労限度であるが、応力集中があっても強度はあまり低下しない。

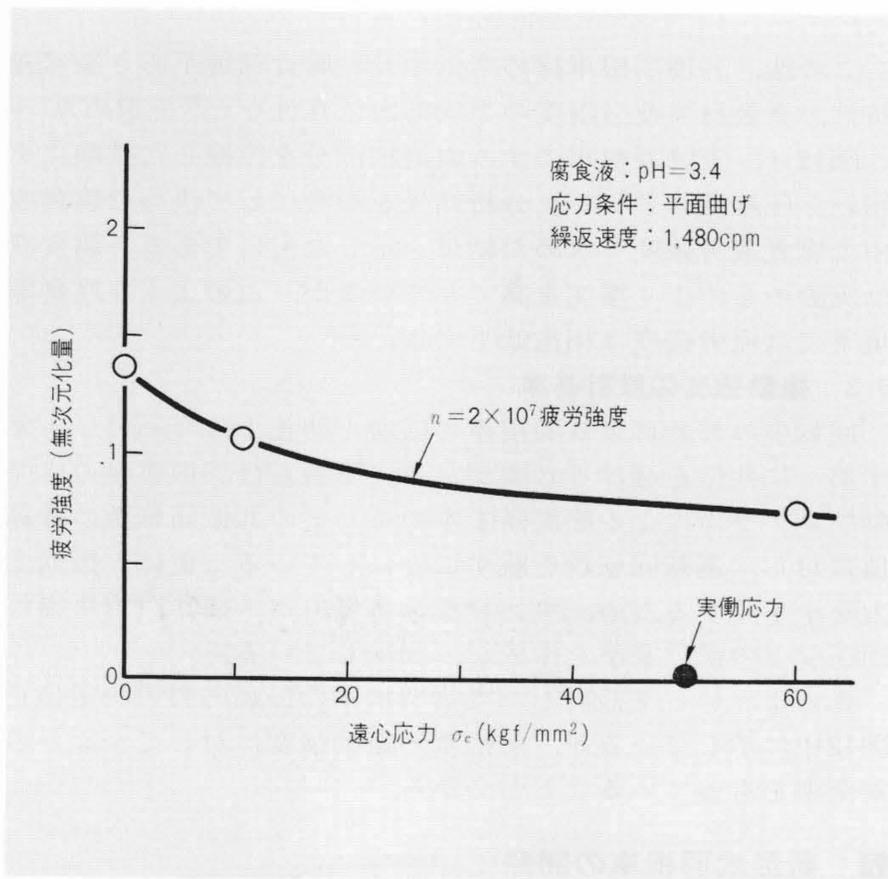


図12 すみ肉部模擬試験片の腐食疲労強度(HUS100) 実働応力値に比べて、腐食疲労強度はかなり高い。

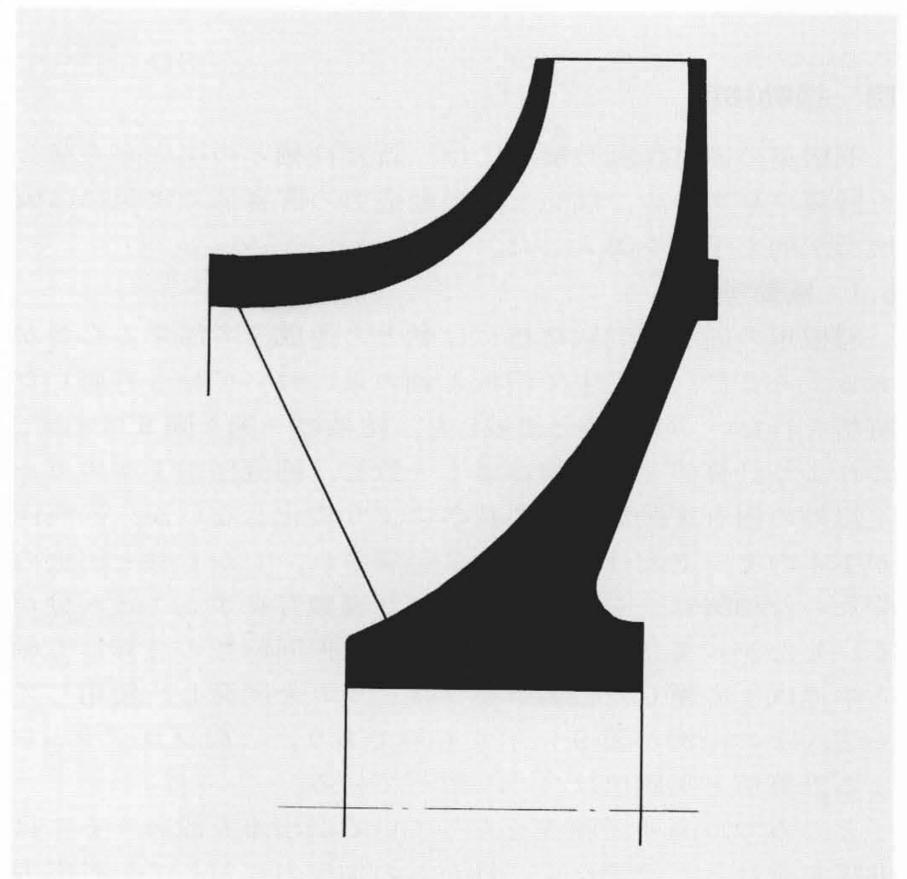


図13 三次元羽根車 形状に工夫を加えて遠心応力を下げ、ボス長さを長くして安定性を増した。

新形式羽根車の形状の一例を図13に示す。

8 結 言

日立DH形遠心圧縮機羽根車の信頼性を向上させるため、多方面にわたる検討を加え、これらを総合して羽根車の強度設計基準を作成した。更に、検討項目に基づいて羽根車に改良を加え、信頼性の高い羽根車にすることができた。

今後は加振力の正確な把握と振動応答の解析、実環境下での振動強度の把握に努めたいと考えている。

最後に、本報告に関し、御協力をいただいた関係各位に対

し深謝する。

参考文献

- 1) 大西：ターボ羽根車の強度計算 ターボ機械, 2, 2, 11 (昭49-5)
- 2) 河合, 鯉淵：100kg/mm²級ステンレス鋳鋼の疲労強度 材料, 25, 268 (昭51-1)
- 3) 河合：疲労き裂の伝ば挙動に及ぼす平均応力および応力履歴の影響 機械学会論文集, 43, 368 (昭52-4)