

ボイラ給水ポンプの省エネルギー化に関する 可変速流体継手の最近の動向

Recent Trends of Adjustable Speed Fluid Couplings in the Saving of Running Cost of Boiler Feed Water Pumps

中間負荷火力用変圧運転プラントでの予備用ボイラ給水ポンプは、起動・停止頻度及び稼動時間の増大に伴って、従来の定圧運転プラントでの給水弁による絞り制御方式から、給水弁の損耗防止及び省エネルギー運転を目的とした流体継手による回転速度制御方式に移行しつつある。

このような情勢のなかで、火力発電所用機器として使用される流体継手には、高性能、高信頼性の確保という機器単独の問題と並行して、制御性、操作性を中心にした、プラントのトータルシステムとの調和が重要な課題となってきた。

本稿では、ニーズの変化に対応した、流体継手の最近の動向を明らかにするとともに、性能、信頼性の向上に関する留意点について説明した。更に、ボイラ誘引ファンへの適用例についても言及した。

黒岩 稔* Minoru Kuroiwa

片野一幸* Kazuyuki Katano

佐藤宗雄** Muneco Satô

1 緒言

近年、省資源・省エネルギー化気運の高まりのなかで、ポンプ、ファン、ブロワなど、風水力機械の消費動力節減を目的として、従来の弁やダンパによる絞り制御方式に代わって流体継手による回転速度制御方式が評価され、普及しつつある。この傾向は火力発電所でも例外ではなく、とりわけ、多量の電力を消費する電動機駆動ボイラ給水ポンプやガス再循環ファンなどで、この方式が国内外で多数、採用されてきている。

このような情勢のなかで、最近の火力発電所用流体継手には、最新の技術を駆使した制御性の向上、高信頼性策と同時に省力化のための保守点検の容易化など、多くの要求が課せられるようになった。本稿では、ボイラ給水ポンプ用流体継手に焦点を絞り、ニーズに対応した技術の進歩と最近の動向について述べ、次いで性能及び信頼性の向上に関する設計・製作上の主な留意点について紹介する。なお、ボイラ誘引ファンへの適用例についても言及する。

2 ボイラ給水ポンプ用流体継手の一般的動向

2.1 ニーズの推移

発電プラントの出力増大に伴い、ボイラ給水ポンプ(以下、給水ポンプと言う。)の駆動方式は、自動運転の速応性向上のための制御の高精度化、発電という公共性から事故は絶対に許されないため、入念な設計製作と強度耐久性の確認を必須とした信頼性の確保、大容量化の効果を最大限に発揮するための効率の向上など、経済性に関する厳しい要求に沿って幾多の進歩・改良が加えられてきた。

プラント出力がおおむね 250MW 以下であった昭和40年代前半までは、起動が容易で運転が行ないやすく、かつ運転経費が少ないなどの理由から、給水ポンプの駆動方式は、電動機を使用し、かつ流体継手による回転速度制御方式を採用する例が多かった。この時代は、火力発電所という公共性から実績が重視され輸入品が使われてきたが、国産品が開発され

稼動実績を得るに至り、火力発電所での需要の増大が期待された^{1),2)}

しかし、その後、プラントの出力増大に伴い、給水ポンプの容量が増大した結果、起動電流の上昇とそれに伴う付属電気設備の大形化により、電動機駆動方式は経済的にタービン駆動方式よりも不利となった。そのため常用の給水ポンプ駆動方式は、プラント出力が250~300MWを境にして電動機駆動方式から、容量が大きく、前述の制約がないタービン駆動方式へ移行するようになり、それに伴い流体継手は急速に我が国の火力発電所からニーズを失う結果となった³⁾

2.2 変圧運転化に伴うニーズの変化

近い将来、原子力発電所の建設が進み、電力供給形態は、ベースになる負荷を原子力発電に譲り、火力発電で中間になる負荷を、また水力発電やガスタービン発電などでピークになる負荷を分担する方向の検討が進められている⁴⁾ このため、我が国の電力各社は最近、従来の定圧運転プラントに比べて、全負荷範囲にわたり高効率を維持し、負荷応答特性及び起動停止特性に優れた中間負荷火力用変圧運転プラントの建設・計画を急速に進めるようになった。そして同時に、従来、ベースロード的役割を果たしてきた定圧運転プラントでの給水ポンプ駆動方式も再検討を迫られるようになった。すなわち、常時運転中の常用給水ポンプは、タービン駆動方式であり従来と変わらないが、常時待機中の電動機駆動の予備給水ポンプの給水弁による流量制御方式が、定圧運転プラントと変圧運転プラントとでは異なってくる。ベースロードの一部を分担する定圧運転プラントでは、電力需要に応じてプラントを夜間、停止したりすることが少ない。そのため、タービン駆動の常用給水ポンプが常時運転され、起動を兼ねた予備給水ポンプの起動・停止頻度は比較的少なく、稼動時間も短い。したがって、流量制御は、予備給水ポンプを効率よく運転し、運転経費を節減するために流体継手を使用することもなく、イニシャルコストを抑えるため給水弁による絞り制御であっ

* 日立製作所土浦工場 ** 日立製作所電力事業本部

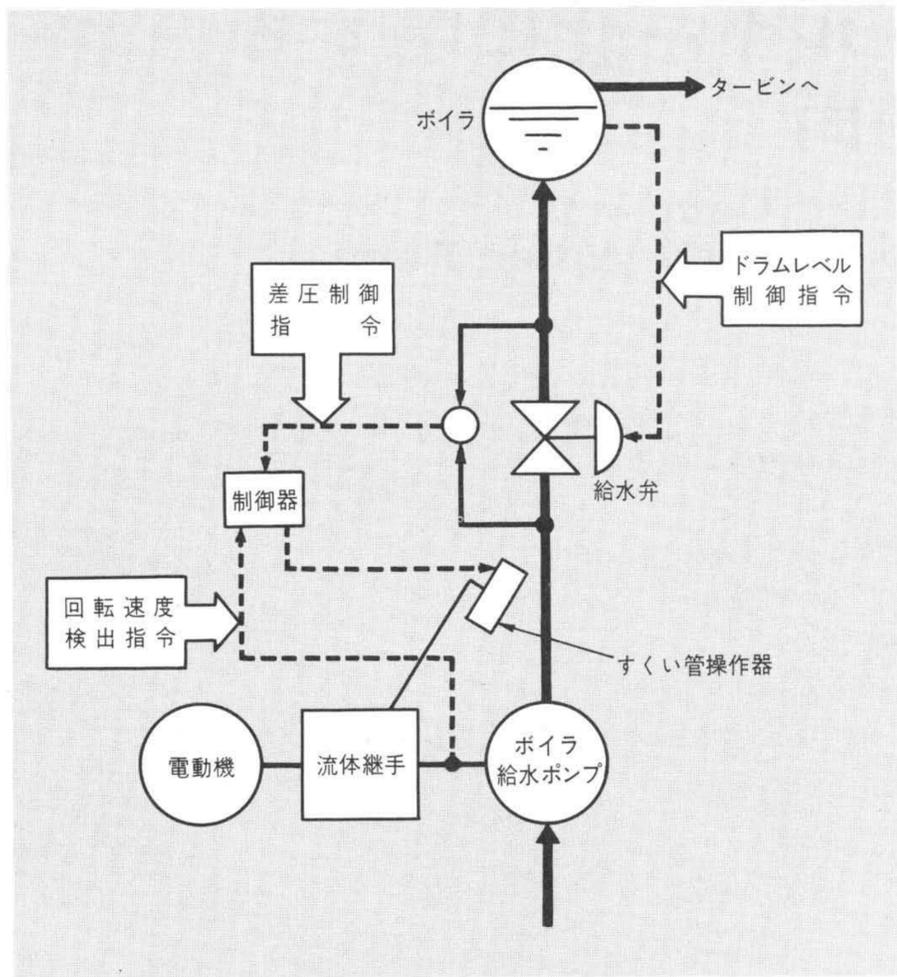


図1 流体継手による回転速度制御方式の系統の一例 ボイラ給水ポンプの微細な流量制御は給水弁で行ない、給水弁前後の差圧がほぼ一定になるように、流体継手による回転速度制御を行なう。

表1 定圧運転と変圧運転における予備ボイラ給水ポンプの流量制御方式の比較 変圧運転プラントで給水弁制御と流体継手による差圧一定制御を併用することにより、給水弁の損耗防止と省エネルギー化を図ることができる。

項目	定圧運転	変圧運転	
起動・停止頻度	少	多	
稼働時間	短	長	
給水量調節	弁	弁	弁+流体継手
弁前後の差圧	小	大	小(差圧一定制御)
弁の損耗	中	大	小(流量変化)
省エネルギー効果	—	なし	あり

た。この方式の欠点は、運転経費の上昇及び給水弁の損耗による保守点検費の増大であるが、流体継手設置に伴うイニシャルコストの増加と制御システムの複雑化に比較すれば、許容すべき性質のものであるとの考え方が支配的であった。

しかし、変圧運転プラントの場合、常用給水ポンプは電力需要に応じて夜間、停止し、朝、立ち上げることが多いため、起動の容易な電動機駆動の予備給水ポンプの起動頻度が増大する。その結果、予備給水ポンプは毎日の起動用が主目的となり、定圧運転プラントの場合の予備給水ポンプに比較して起動、停止の回数が増加した分だけ運転時間が増大する。また、変圧運転では発電機出力に比例させて主タービン入口の主蒸気圧力を変えるため、それに従ってボイラへ供給する給水ポンプ吐出し圧力を発電機の出力に応じて広範囲に調節する必要がある。その結果、給水ポンプの回転速度を一定にしたまま、給水弁を絞り込んでいくと給水弁前後の差圧が大き

くなり、エロージョンなどが促進され、給水弁の損耗が著しくなる。これを防ぐには、予備給水ポンプの微細な流量制御を従来のままの給水弁による絞り制御方式とし、弁の損耗を最小限にとどめるため、給水ポンプの回転速度制御により給水弁前後の差圧をエロージョンなどが生じにくい適切な値に一定に保つのがよい。図1に、流体継手を用いた回転速度制御方式の系統の一例を示す。また、表1に定圧運転と変圧運転での予備給水ポンプの流量制御方式の比較を示す。同表からも明らかなように、流体継手を予備給水ポンプに用いる傾向は、弁損耗防止、省エネルギー化の効果から変圧運転プラントで今後も続くと思われる。

3 性能・信頼性向上に関する技術的動向

前述のような長所を生かして、変圧運転プラントの予備給水ポンプ駆動用に流体継手が広く採用されつつあるが、最近の技術の高度化に伴い流体継手に要求される性能は、従来よりも厳しく、かつ多様化している。日立製作所はこれらのニーズに呼応するため、伝動効率、速度安定性、速度応答性などの性能向上に関する幅広い研究とともに、高速・大容量化に伴う羽根車など、高速回転体の振動、強度の解析、軸受性能の解析などの基礎研究を継続し、信頼性向上への努力を払ってきた。また、材料強度上、高い信頼性をもっている複雑な羽根車の加工技術の開発は、流体継手の高速・小形化を強力に推進する原動力となった。以下、性能・信頼性向上に関する最近の技術的動向について紹介するとともに、変圧運転プラント特有の問題に関する流体継手の対応策についても言及する。

3.1 高速・小形化

プラント容量の増大につれて、省資源・省エネルギーの見地から機器の高速・小形化は時代の趨勢である。給水ポンプ用流体継手も種々の技術的問題を解決しながらこの道をたどった。従来、電動機の出力側に流体継手単体を設置し、かつ歯車増速機を流体継手の出力側にタンデムに配置した、流体継手の低速駆動方式が一般的であった。流体継手の羽根車を低速駆動する結果、流体継手が大型化するとともに歯車増速機が別に配置されているため、全体寸法が増大する欠点があった。日立製作所ではこの欠点をなくすため、流体継手の入力側に歯車増速機を組み込み、両者を同一ケース内に収納す

駆動方式	比較(当社比)	比較(当社比)		
		全長	全幅	重量
低速駆動方式		1.00	1.00	1.00
高速駆動方式		0.33	0.75	0.21

図2 低速駆動方式と高速駆動方式の寸法、重量の比較 入力動力4,000kW/1,500rpm、出力回転数7,000rpmの場合の比較(当社比)を示す。

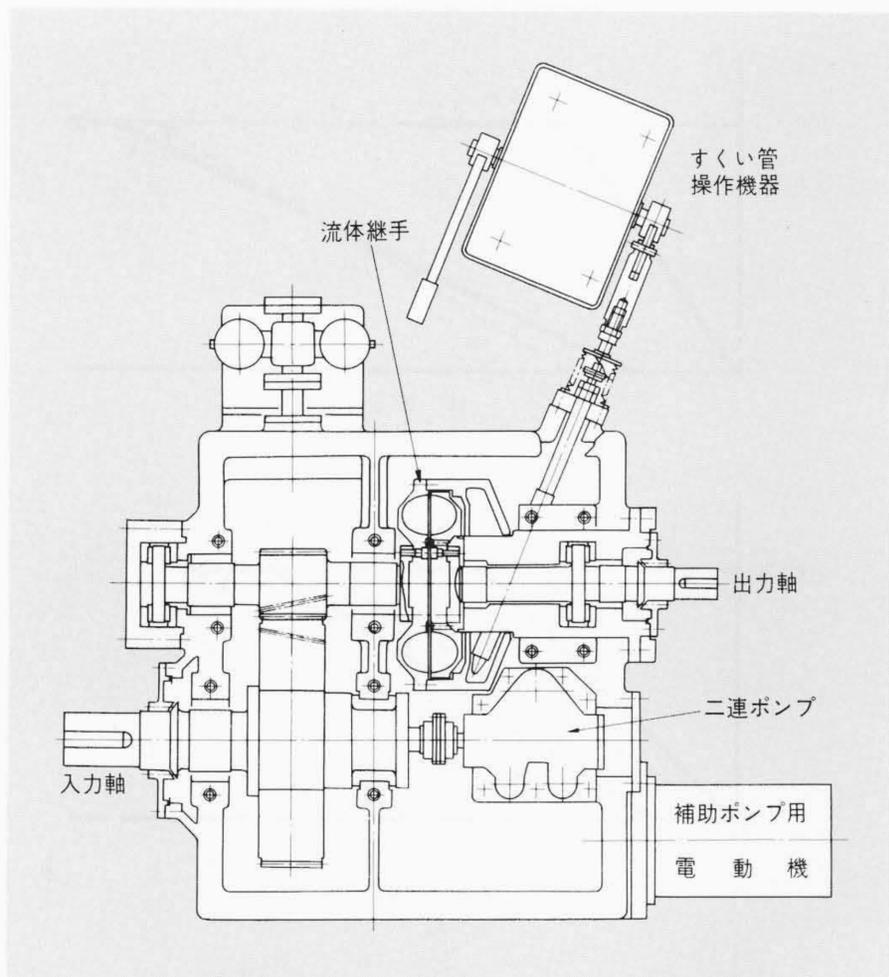


図3 増速形流体継手の構造例 作動油ポンプと潤滑油ポンプを同一ケース内に収納した二連ポンプの採用により、構造が簡素化されている。

る高速駆動方式の流体継手を開発した⁵⁾ 流体継手の羽根車を高速駆動した結果、流体継手自体が小形化し歯車増速機を内蔵するため、全体寸法を大幅に縮減できた。更に、軸受、給油設備などを共用するため、部品点数が減少し保守・信頼性が向上するとともに、伝動効率も改善されることになる。図2に、低速駆動方式と高速駆動方式の寸法比較を、また図3に、高速駆動方式である増速形流体継手の構造例を示す。以

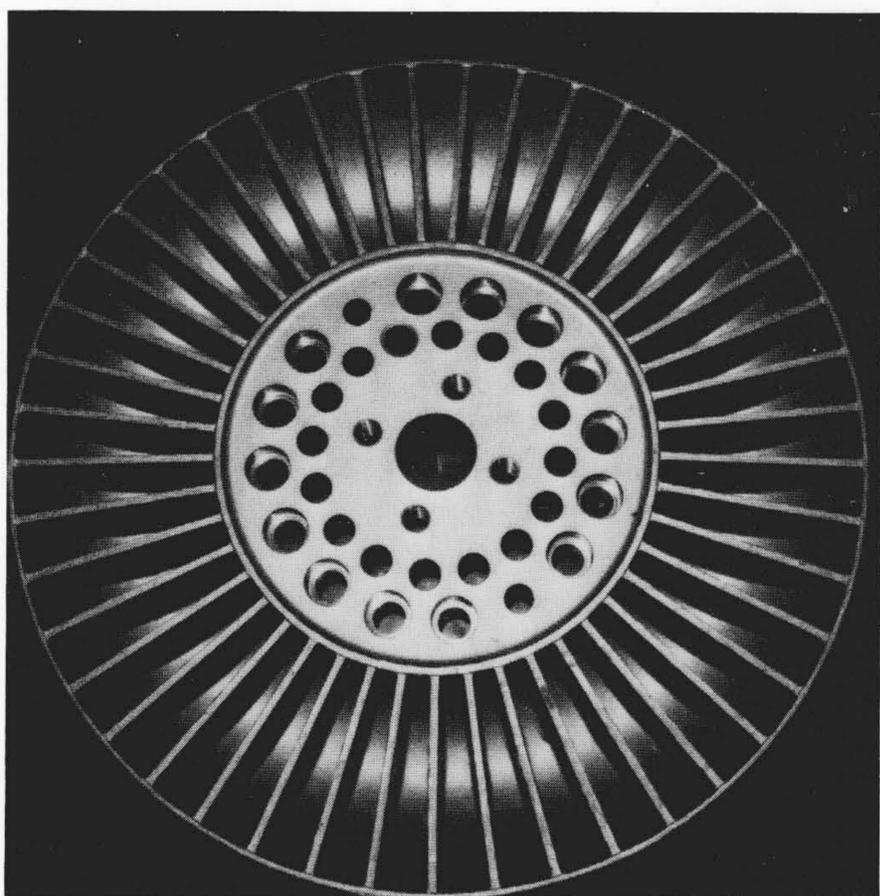


図4 一体成形による羽根車の外観 羽根車の回路最大有効径が475mmであり、精度良く仕上がっている。

下に、高速・小形化を可能にした技術的項目について述べる。

(1) 羽根車加工技術の進歩

流体継手の羽根車は形状が複雑なため、従来、中速(周速:70m/s以下)のものはアルミニウム合金鋳物又は鋳鉄、高速(70~100m/s)のものは鋳鋼というように、主に鋳物を使用してきた。低速(70m/s以下)の大形のものには溶接構造を採用することもあったが、最近では溶接技術の著しい進歩により、小・中形まで溶接構造が可能となり、自動溶接を採用して作業能率の良い安定した品質の羽根車が製作できるようになった。

しかし、給水ポンプ駆動用の増速形流体継手の場合は、羽根車周速が200m/s近くになり、高い遠心強度が必要である。そのため、高張力鍛鋼を使用して電解加工や放電加工、あるいは削り出しにより羽根車を一体成形する製作技術を開発し、羽根車の実体強度を大幅に向上させた結果、高速・小形化が実現できるようになった。図4に、放電加工で製作した羽根車の外観を示す。

(2) 強度解析技術の進歩

羽根車は周速の増加に伴って遠心応力も増大し、過酷な応力状態にさらされる。有限要素法による応力計算プログラムの発達により詳細な応力解析が可能になり、更にFMテレメータなどによる応力実測技術の進歩とあいまって、実働応力の正確な把握と評価ができるようになった。

最近では、羽根一枚一枚の側面にかかる流体振動応力を高速流体にさらされた厳しい条件下で実測する技術も確立し、強度面での信頼性向上に大きく寄与するようになった。図5に、羽根にかかる流体振動応力を測定することを目的として、ひずみゲージを装着した状況を示す。

(3) 振動解析技術の進歩

図3に示した構造図からも明らかのように、羽根車をオーバハンクして高速駆動するので、曲げ振動の詳細な解析が重要である。また、回転速度制御を行なうためには、羽根車内充填油量を無段階に調節する必要があり、各々の油充填状態

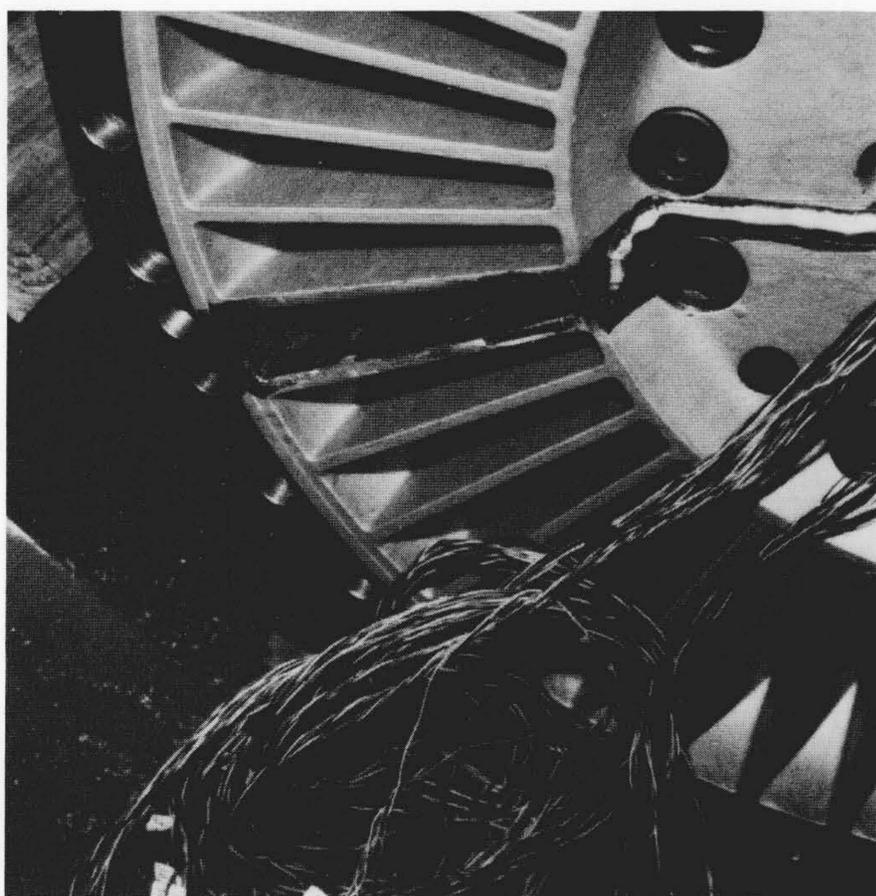


図5 羽根面の流体振動応力測定用ひずみゲージの装着状況 ひずみゲージは高速流体にさらされるので、ステンレスはくにより完全に被覆・防護される。

での振動状況の解析、及び実測が不可欠である。これらについても、コンピュータによる詳細な振動解析プログラムが発達した結果、正確な事前予測が可能となり、高速化への道が開かれた。

(4) 作動油の開発

流体継手の動力媒介物である作動油は、羽根車内を高速で循環するため、油と空気との二液混相流となり、激しい攪拌状態に常時さらされている。その結果、高速駆動する増速形流体継手の場合には、特に泡が立ちやすく、かつ劣化しやすい。そのため、消泡性に富み耐久性のある専用の油を開発し、安定した動力伝達を可能とした。この油は高度の精製油に各種の添加剤を加えたもので、歯車かみ合い部や軸受などの潤滑にも適するように調合したものである。

3.2 性能の向上

(1) 伝動効率の向上

プラント容量の増大により、弁による絞り制御よりも効率の良い流体継手が採用されるようになったわけであるが、この流体継手に対しても伝動効率向上の要求が厳しく課せられるようになった。

透明モデルを用いて、油膜法⁶⁾やタフト法⁷⁾により流体継手の羽根車内部の流れを観察し、流れ損失の少ない回路形状を開発してきた。更に、すくい管の流体力学的挙動の把握により流れ損失低減策の研究を行なうなど、一連の基礎研究をもとに伝動効率の向上に努力してきた。

一方、流れ損失の研究と並行して、回転体風損や軸受損失などの細かい低減にもメスを入れ、高効率流体継手の実現に向かって各種の施策を講じつつある。

(2) 速度安定性の向上

一般に、回転速度の安定性の向上は、自動運転されるプラントでは、運転操作性能の向上、制御性の向上の面からも重要な課題である。給水ポンプの場合、流体継手のすくい管を

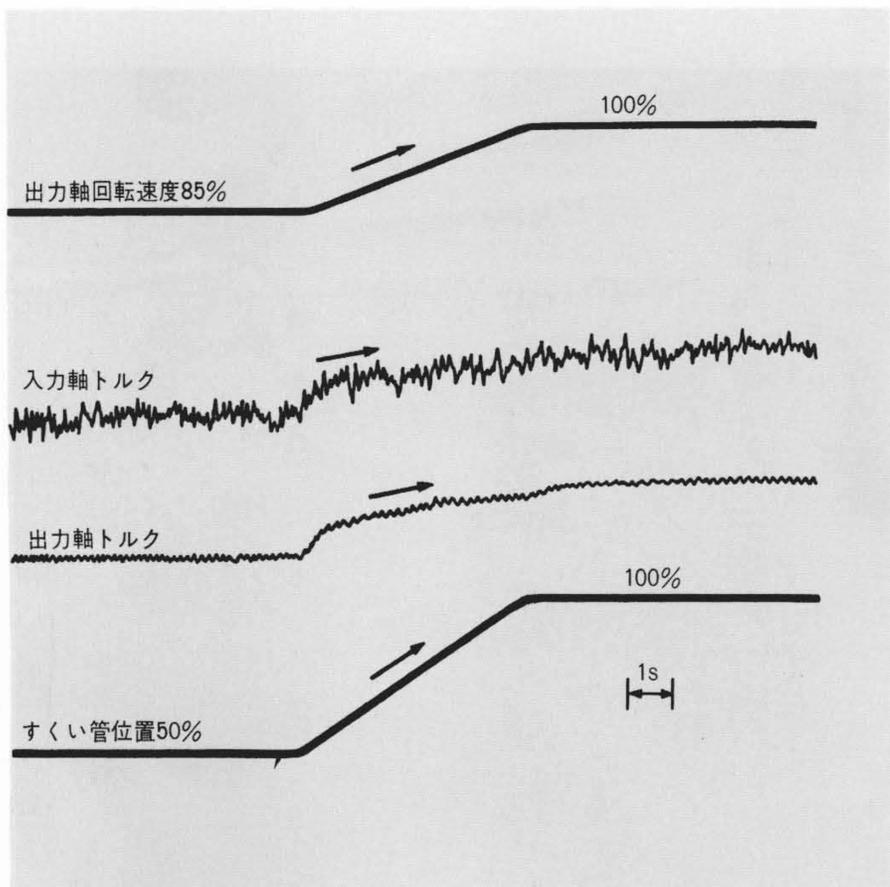


図6 速度応答特性の一例 85→100%回転速度上昇時の速度応答特性をオシログラフに記録した一例である。応答時間は、すくい管操作所要時間とほとんど一致している(当社形式GSS42, 入力動力1,650kW/1,500rpm, 出力定格回転数5,400rpm)。

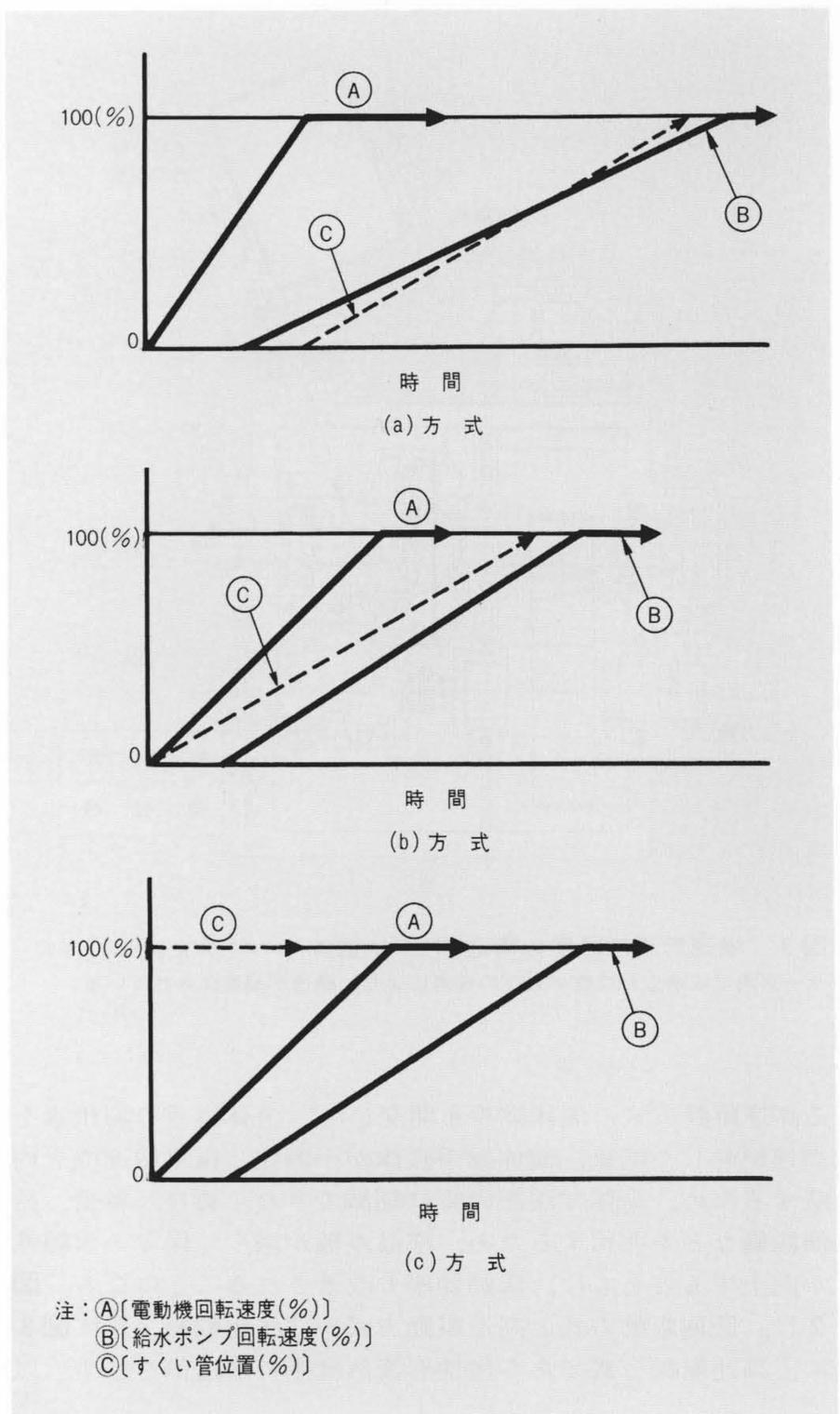


図7 起動方式の比較 回転速度は実際には直線では上昇しないが、3種類の起動方式の概念を説明するために直線とした。(a)方式よりも(b),(c)方式のほうが、起動時間短縮の点から有利である。

一定位置に保持しているにもかかわらず、給水ポンプ回転速度が所定精度外に変動すると、給水ポンプの吐出し圧・吐出し流量が脈動し、ボイラ出力制御に悪影響を及ぼす。

この現象の安定化を究明するために前述した透明モデルを有効な手段として、流れの解析に活用した。バツフルプレート、コアリング、羽根車回路形状、羽根枚数、羽根ピッチ、すくい管形状、羽根車回路圧、羽根車回路循環油量、作動油内空気含有量などの影響を究明して、速度脈動の少ない流体継手を開発するに至った⁸⁾最近、定格回転数に対する速度変動率が0.3%(両振幅)以内という極めて速度安定度の高い流体継手を原子力発電所向けに開発した⁹⁾

(3) 速度応答性の向上

中間負荷用変圧プラントでは、負荷応答特性、起動・停止特性に優れた機器が要求される。予備給水ポンプ用流体継手もこの要求に沿って、起動及び運転時で速度応答性が優れたものでなければならない。

通常の負荷変化時は、予備給水ポンプを駆動する電動機回転数は一定であり、速度応答特性は流体継手出力羽根車と給

水ポンプ羽根車の慣性、すくい管操作時間及び羽根車室内への作動油充填速度に左右される。増速形流体継手の場合、給水ポンプをも含めて出力側慣性が無視できるほど小さく、かつ羽根車室内への作動油充填速度は、すくい管操作速度と同等以上になるように作動油供給ポンプ容量を決定しているので、速度応答時間はすくい管操作所要時間に若干の時間遅れを加味した値となる。図6に、速度応答特性の一例をオシログラフに記録したものを示す。

次に、タービン駆動の常用給水ポンプがトリップした場合、急速に予備給水ポンプを起動する必要がある。この緊急時には、電動機の起動時間短縮も含めて給水ポンプの起動時間を最短にする起動方式を検討しなければならない。起動方式としては、次の3種類が考えられる。

- (a) すくい管位置を0%（羽根車室内の作動油充填量がほぼ零の動力しゃ断状態）にし、電動機をほぼ無負荷起動して定格回転数に達した後、すくい管位置を100%（羽根車室内の作動油充填量が最大の全動力伝達状態）に上昇させる。
- (b) すくい管位置を0%にして電動機を起動すると同時に、すくい管位置を100%に上昇させる。
- (c) すくい管位置を100%にして電動機を起動する。

電動機の円滑な起動を可能にさせるためには、通常(a)方式が採用されるが、給水ポンプの起動時間は(b)、(c)方式と比較して長くなるため、急速起動を重視する場合には(b)、(c)方式が望ましい。図7に、3種類の起動方式の定性的比較を示す。

3.3 信頼性・保守性の向上

信頼性の向上を図るため、前述の振動、強度面からの解析とそれの実測、確認は不可欠であるが、それ以外にも種々の配慮を払っている。

(1) 構造の合理化による部品点数の低減

部品点数の低減は、信頼性向上への最善の手段である。増速形流体継手の場合、作動油系統と潤滑系統とは別々の独立した回路になっているため、作動油ポンプと潤滑ポンプとが必要である。従来、両者を各々独立して設けていたので入力軸から駆動する場合、いずれかのポンプを入力軸から心をず

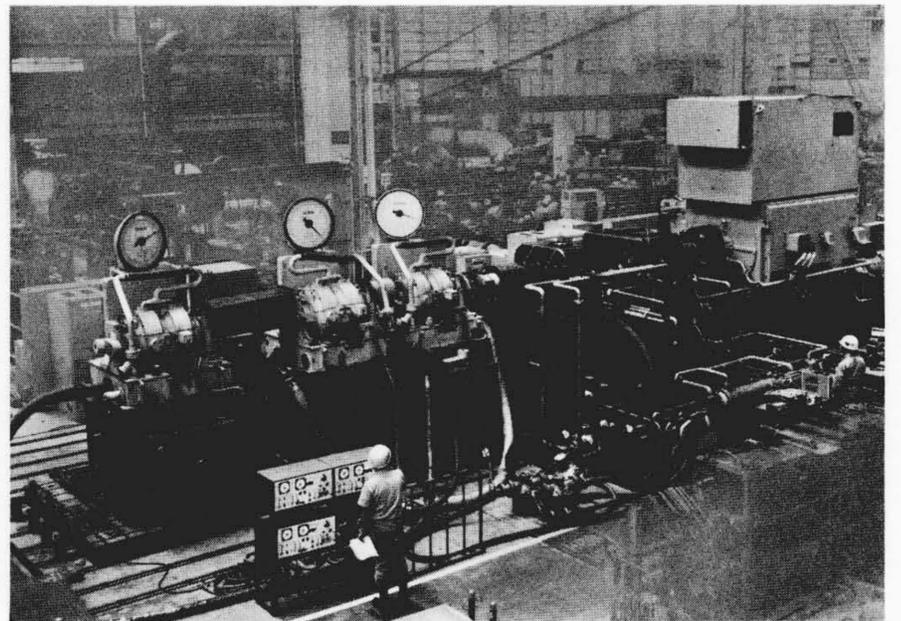


図8 全負荷試験状況 動力計を使用して、性能試験、耐久試験などを全負荷条件で実施し、信頼性を確認する。

らしてギヤにより駆動する必要があるため、構造的に複雑であった。最近、両者を同一軸に配置して同一ケースに収納する、いわゆる二連ポンプを使用した結果、図3に示したように駆動ギヤが不要となり、構造が簡素化されるとともに保守点検が容易となった。また、鋳物ケース内に鋳穴又は機械加工により油通路を施すことによって内部配管部材を全廃し、部品点数の低減を試みている。更に、すくい管操作機器をケース外部に設けて保守点検を容易にする工夫も行なっている。

(2) 全負荷試験による実働状態の把握

現地プラントの稼動状況と全く同一の試験条件で、動力計又は実機給水ポンプを負荷として性能試験、耐久試験を実施し、実働状態を事前予測することは信頼性確保の上で有効な手段である。図8に全負荷試験状況を示す。

予備給水ポンプが毎日起動・停止する変圧運転プラントの場合には、電動機の起動・停止に伴う回転軸、羽根車、すくい管などの低サイクル疲労が問題となるが、この課題を合理的に解決するため、疲労強度解析と並行して、すくい管の0

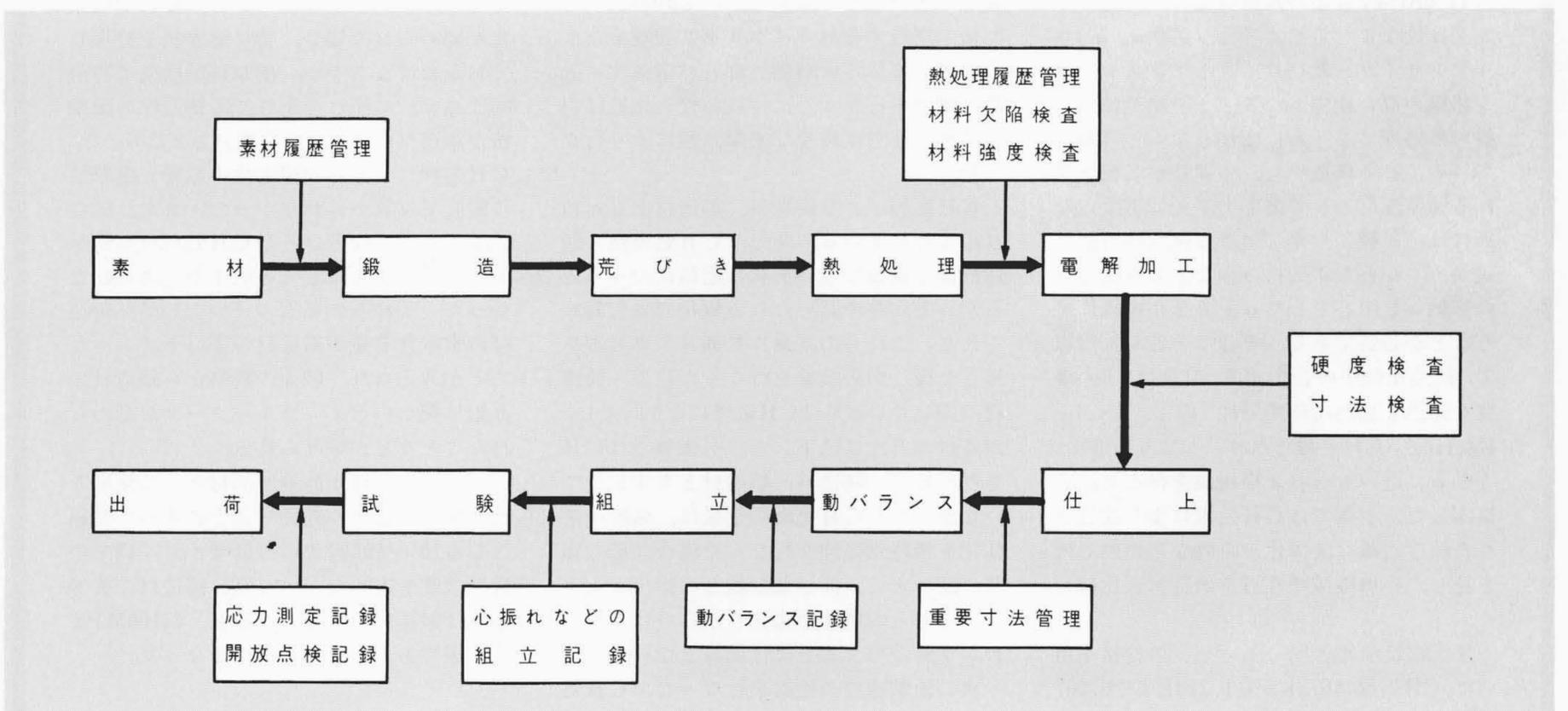


図9 羽根車のプロセスコントロールの一例 次工程に進む前に、必要な検査記録が作成され、基準に合格しているかどうかを系統的にチェックされる。

%↔100%オンオフ耐久試験を行なっている。

(3) 品質管理の徹底

各部品の製作工程ごとに検査項目を明確化し、検査に合格しないと次工程に移らないという、いわゆるプロセスコントロールの普及は部品自体の信頼性を向上するのに役立っている。一例として、羽根車のプロセスコントロールの流れを図9に示す。

4 ボイラ用ファンへの流体継手の応用

ボイラ給水ポンプへの応用を主体に、流体継手の概要について述べたが、火力発電所で多大の動力を消費する機器であるファンにも流体継手を採用することは、省エネルギーの面から極めて有効な手段である。既に、ガス再循環ファンでの実機採用が図られているが、今後予想される大容量石炭火力では、ファン類もますます大形化し、特に平行通風方式での誘引ファンなど、ガス+生状や温度面でも過酷な運転を行なうファンでは、回転数制御による部分負荷効率の向上が図れる流体継手駆動方式は、信頼性の面からも極めて有利な方式といえる。

従来、誘引ファンの風量制御は、ファンに設けたダンパによる絞り制御が一般的であったが、ボイラ煙風道系の詳細なシミュレーション解析の結果、火炉内のフリッジ（微小圧力変動）の吸収は、速度応答性の面から流体継手では追従しきれないため、応答性が優れたダンパにより行ない、通常の負荷変化には流体継手による回転速度制御で対応することにより、ダンパよりも優れた運転効率を得ることが可能となる。

今後、このダンパと流体継手との併用方式は、ますます増加するものと思われる。

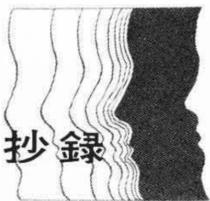
5 結 言

今後、ボイラ給水ポンプやボイラ誘引ファンに、省エネルギーを目的として流体継手による回転速度制御方式の採用がますます増加する気運にある。流体継手の性能、信頼性の向上が必要なことはもちろんであるが、これらと並行して流体継手が使用されるプラントのトータルシステムとの調和を、制御性、操作性、安全性、経済性などあらゆる面から追求していく必要がある。ハードウェア、ソフトウェアの両面から、流体継手を最も有効に活用できるシステムを開発することが、今後に残された重要な課題である。

参考文献

- 1) 関：ボイラ給水ポンプ用流体継手，火力発電，17,12,1008～1014（昭37-10）
- 2) 畑：大容量可変速流体継手，日立評論，47，1239～1242（昭40-7）
- 3) 小林，外：高压ポンプの最近の動向，日立評論，58，533～538（昭51-7）
- 4) 上野，外：中間負荷火力用変圧運転プラント，日立評論，59，265～268（昭52-4）
- 5) 黒岩，外：高速・大容量複合形可変速流体継手，日立評論，58，395～400（昭51-5）
- 6) 内山：ターボ機械，3-3，36～40（昭50-5）
- 7) 内山，外：フローパターンの予測，日本機械学会講演論文集，No.760-18，p.229（昭51-11）
- 8) 川村，外：再循環ポンプ用可変周波数電源MGセット，日立評論，53，1107～1111（昭46-11）
- 9) 黒岩，外：流体機械用歯車装置と流体継手，日本機械学会誌80，706，972～977（昭52-9）

論文抄録



鑄造組織を改良したTi-6Al-4V合金の組織と機械的性質に関する検討

日立製作所 茨木善朗・佐々木敏美・他1名
日本金属学会誌 44-3, 311 (昭55-3)

Ti-6Al-4V合金の鑄造組織は、鑄造のまま又は焼なましのままでは、針状 α 、 α' （マルテンサイト）及びウィッドマンステッテン組織の混合組織となる。この組織は、一般の熱処理によっては変化しないと言われている。この鑄造材を、強靱性が必要とされる強度部材として高応力下で使用するためには、一般の熱処理による強化が可能な組織、すなわち鍛造材の焼なまし組織に近い等軸 α を中心とした $\alpha+\beta$ 2相組織にすることが必要である。そこで著者らは前報で、鑄造組織中の合金元素(Al及びV)の濃度を繰返し加熱冷却熱処理（以下、Cyclic Heating：CH処理と称す。）により移動し、等軸 α に近い $\alpha+\beta$ 2相組織を得る方法を提案した。本報ではCH処理により改良された鑄造組織に溶体化+時効などの熱処理を施し、その機械的性質を鍛造材と比較した。

供試材は前報と同一チャージの材料を用いた。CH処理は673Kから1,213Kまで0.067

K/sの加熱速度で加熱し、7,200秒保持した後、空冷する熱サイクルを2回与えた。その後、溶体化+時効処理及び溶体化+過時効処理を行なった。材料特性の比較は引張試験、疲労試験及び衝撃試験により行なった。

CH処理により鑄造材、鍛造材とも α 粒は粗大化している。また、CH処理後の鑄造材は等軸 α に近い形状の組織になっているが、方向性の認められる板状の α も認められた。これらの試験片に通常の熱処理を施した後、引張試験を行なった結果、鑄造材の伸び及び絞りはCH処理により向上し、鍛造材のそれは低下した。引張強さはCH処理前後で、鑄造材、鍛造材とも変化していなかった。CH処理の効果は、処理後溶体化+過時効処理を行なった場合に最も顕著に認められ、伸び及び絞りの回復が大きく、それらの値は引張強さが高いにもかかわらず鑄造のままとほぼ同等となった。

次に衝撃特性の検討を行なった。CH処

理のように高温にさらされ、 α 粒の粗大化が認められた場合、特に衝撃値を把握しておかねばならない。衝撃試験結果で特徴的な点は、いずれの条件でも鑄造材の衝撃値が鍛造材のそれよりも高いことであった。CH処理による α 粒粗大化の影響も衝撃値に関しては認められなかった。また、低温試験でも鑄造材及びそのCH処理材の衝撃値は、77Kまでほとんど低下が認められなかった。これらの原因の一つとして、鑄造材の水素含有量が鍛造材の $\frac{1}{2}$ 以下であったことが考えられ、破面の観察から鑄造材の β 相に細かいディンプルパターンが認められたことなどが挙げられる。

次に、鑄造材が高強度部材として使用された場合、製品の起動・停止に伴って問題となる $10^2\sim 10^4$ 回程度の低サイクル側での疲労強度を求めた。その結果、鑄造材の疲労強度は鍛造材のそれと比較し、約100MPa低い値であることが明らかとなった。