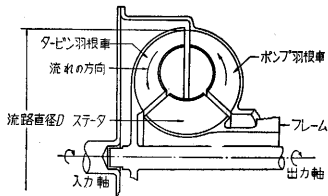


試作精密圧延機用トルクコンバータについて

石原 智男・荒瀬 晟

1. まえがき トルクコンバータは流体継手とともに今世紀の初期に発明された動水力的な動力伝達装置であるが、ここ 10 数年間の技術的な進歩によって高性能化され、自動車、建設機械等に数多く使用されるようになり、その応用範囲の増加は誠に目覚ましいものがある。その 1 例として、トルクコンバータと交流電動機を組み合わせ、精密圧延機や伸線機の主動力に使用する方法は、性能、価格の面からみて優れたものであり、わが国独自の考案として興味をもたれている。以下、トルクコンバータの概要と、今回試作された精密圧延機に使用されているトルクコンバータの具体的な事項について述べる。

2. トルクコンバータの作動と特長 トルクコンバータは一つのケーシング内におさめられたポンプ、タービン、ステータ(案内羽根)の各羽根車の組合せによって作られており、その中に作動流体としての油が充満されている。



第 1 図 1 段トルクコンバータの断面

第 1 図は最も簡単な構造の 1 段型(タービン羽根車が 1 個のもの)の断面を示したもので、入力軸に結合されたポンプ羽根車の回転によって油はエネルギーをえて外方に押し出され、これが出力軸に結合されたタービン羽根車内を流れて動力を出力軸に伝える。タービンを流出した油はステータを通過して再びポンプに入り循環する。入力軸から出力軸へのトルク伝達は、流れの角運動量変化にもとづいており、ステータが受け持つ角運動量変化の分だけ、出力軸トルクと入力軸トルクとの間に差を生じる。いま入力軸トルクを $T_1 \text{kgm}$ 、出力軸トルクを $T_2 \text{kgm}$ 、ステータの受け持つトルクを $T_3 \text{kgm}$ とすれば

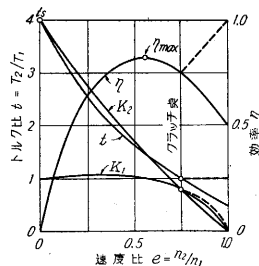
$$T_2 = T_1 + T_3$$

となる。形状が全く相似で、単に大きさ $D \text{m}$ だけが異なるトルクコンバータについて、その入力軸回転数を $n_1 \text{rpm}$ 、出力軸回転数を $n_2 \text{rpm}$ とすれば、動水力的な機械(ターボ機械)の性質として近似的に、流速は $n_1 \times D$ に比例し、循環流量は $n_1 \times D^3$ に比例する。したがって、角運動量の変化すなわちトルク T_1, T_2, T_3 は、すべて両者の積と大きさとの積 $n_1^2 \times D^5$ に比例する。その比例の係数は、近似的には羽根車形状と速度比 $e = n_2/n_1$ だけの関数となる。厳密には、油の性質、羽根表面の粗さ、運転

条件等によって多少変化するが、それは二次的な問題であるので

$$T_1 \doteq K_1(e) \times n_1^2 D^5, \quad T_2 \doteq K_2(e) \times n_1^2 D^5$$

と書くことが許される。 $K_1(e), K_2(e)$ をトルク係数とよぶ。入出力軸トルクの比であるトルク比は $t = T_2/T_1 = K_2/K_1$ 、伝達効率率は $\eta = T_2 n_2 / T_1 n_1 = t \times e$ となる。したがって、トルク係数、トルク比、効率は一種類のトルクコンバータについては速度比だけの関数で表わされ、これらの値の如何によってトルクコンバータの性能を評価することができる。当然のことながら、一般にトルク比、効率ともに高いものほど高性能であるといえる。第 1 図の形式の性能例を示したのが第 2 図の実線である。速度比零のときは出力軸が停止した状態で、これをストール点とよび、トルク比は最大 t_0 となる。速度比が増すにつれてトルク比は減じ、ある速度比で $t=1$ となる。この点をクラッチ点またはカップリング点とよぶ。それ以上速度比が増すとトルク比は 1 以下に低下する。したがって、効率曲線は放物線状となり、低高両速度比範囲で低下する。低速度比で効率が低くなるのは、この種の機械としてやむをえない性質であり、またこの範囲は主として起動時または過負荷時に短時間使用されるので、トルク比が必要とされる値であればあまり問題とならないが、高速度比範囲における効率の低下は、この範囲が一般に常用運転範囲となることから致命的である。クラッチ点以上の速度比では $t < 1$ となるが、これはステータのトルク T_3 が負になることを意味する。そこで $T_3 > 0$ のときステータが固定され、 $T_3 < 0$ のときステータが空転するようにしておけば、クラッチ点以上の速度比では



第 2 図 トルクコンバータの性能例

$T_3 = 0$ 、すなわち $T_1 = T_2$ 、 $t = 1$ となり、ステータを備えない流体継手と同様の性能がえられ、効率は $\eta = e$ となって高速度比の性能向上ができる。第 1 図の形式のトルクコンバータでは、その最高効率点はクラッチ点より幾らか低い速度比に現われるので、クラッチ点以上の速度比の効率が改善されれば、実用上の問題は解決されることになる。ステータの固定、空転の機構としては、一方向クラッチ(フリーホイール・クラッチ)を用いればよく、その交換は全く自動

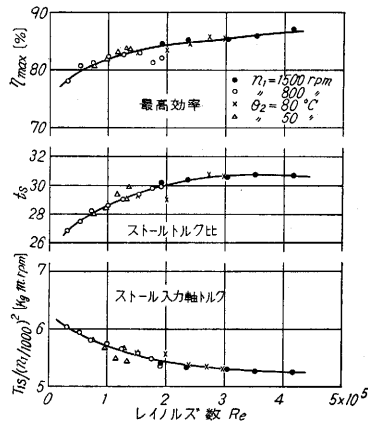
的に行なわれ、第 2 図破線のようになる。このような構造のものをトルクコンバータ継手とよぶ。

第 1 図の形式のトルクコンバータでは、合理的な設計を行なうことによって、ストール・トルク比 $t_s=4$ で最高効率 $\eta_{max}=80\%$ 、 $t_s=2\sim 3$ で $\eta_{max}=90\sim 80\%$ にすることができる。一般に t_s の高いものほど η_{max} が低く、その位置が低速度比に現われ、クラッチ点が低速度比に移行する。入力軸トルク係数の速度比に対する変化の有様は、これが原動機特性との結合性能において重要な要素となるので、その選定には十分な注意が必要である。第 2 図に示した一種の無次元性能は、すでに述べたように、近似的にはその大きさ、油の性質、運転条件等によらないものとしているが、厳密にはそれらの相違によって多少変化する。その変化の割合は、流体機械の性質として、流れのレイノルズ数によって支配される。したがって、一般には、大きさが大きいほど、入力軸回転数が高いほど、また油の動粘性係数 ν c. st が低いほど性能は良くなる。最高効率に関しては一応二種類の状態の比較として、

$$(1-\eta'_{max})/(1-\eta_{max})=C(D/D')^{1/2}(n_1\nu'/n_1\nu)^{1/4}$$

で表わされる。ここに ν の有無は状態の差異を示し、 C はトルクコンバータの形式、設計によって変化する係数である。上式は純水力効率の比較であり、機械効率は含まれていない。また大きさが変わっても相対粗さは等しいものと仮定している。したがって、一般に大きさが小さいものほど、回転数が低いものほど、全効率は上式の推定値より低下するのが普通である。第 3 図は第 1 図の形式のトルクコンバータの実験例であって、横軸には最高効率点におけるレイノルズ数 $Re=cD/\nu$ をとってある。ここに c は循環流速の子午面成分、 θ_2 は出口油温である。

内部に満たされた油には常にある程度の圧力を加えておく必要がある。トルクコンバータは過負荷時に低速度比範囲で使用されるので、その際の油温上昇は無視でき

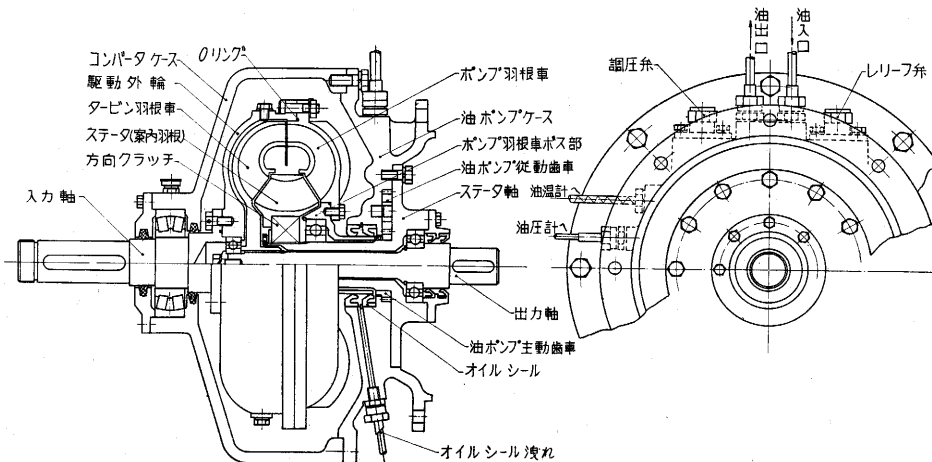


第 3 図 レイノルズ数の影響の例

ず、相当の高温になることがある(トルクコンバータ油として作られたものは、短時間なら 130°C 近くまで使用に耐えるが、普通は $70^\circ\sim 80^\circ\text{C}$ 前後を常用とする)。したがって加圧しておかないと、内部にキャピテー

ーション(気泡の分離や水分の蒸発を含めて)を発生して性能が急激に低下する。普通は 2 kg/cm^2 前後の圧力を加えておけばよい。また油に気泡が混入すると性能低下をもたらすが、1例では、トルクコンバータ内の最低圧力部における油の比重量が気泡を含まない油の比重量の 3% 減以上になると、急激な性能低下が現われる。

トルクコンバータの特長をまとめれば、(1) 負荷の変化に対して自動的に出力軸回転数が変化し、しかもそれが原動機にあまり影響をおよぼさないこと、(2) 軸系の振り振動や衝撃を緩和吸収すること、(3) 過負荷時にストール性能が現われ、安全であること、(4) 相当広範囲の速度比にわたって高効率であり、その範囲で出力馬力一定に近い性能を示すこと、等が挙げられる。一方精密な作業を行なう機種に適用する場合には、(1) 機械摩擦をできるだけ小さくすること、(2) 油中に気泡の混入するのを完全に防止すること、(3) 油温をできるだけ一定に維持すること、等の注意を払って、性能のパラツキを防がねばならない。特に数台のスタンドによって連続操作を行なう場合には、各機の性能の統一と上記の注意事項の厳守を行なわ

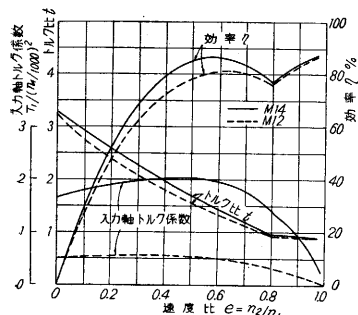


第 4 図 M14 型トルクコンバータ継手

ねばならず、これはなかなか難しい問題である。

3. 使用トルクコンバータの構造 試作圧延機に使用されたトルクコンバータはKK岡村製作所製の1段型トルクコンバータ継手で、第1, 2, 3スタンド(圧延部)にはM14型を、巻取機にはM12型を用いている。M14型、M12型ともその構造はほとんど同じで、単に大きさだけが異なっているに過ぎないので、以下M14型について述べる。第4図はその構造断面図である。入力軸に結合されたポンプ羽根車のボス部によって駆動される油ポンプが備えられ、これによって油タンクからトルクコンバータに油を送入し、トルクコンバータ内の加圧と、冷却用の循環を行なう。油圧の調整は、油出口部に設けられた調圧弁と、油ポンプに直属したレリーフ弁とによって行なう。油圧を上げるためには、レリーフ弁の効きを小にしておいて調圧弁を閉めてゆけばよい。油出口部にある油圧計で1~2kg/cm²(最高)が適当である。軸受の潤滑は、入力軸支持の軸受だけがグリース潤滑で、他はすべてコンバータ油によって潤滑を行なう。油の洩れ止めとして、固定部にはOリングを、回転部にはオイルシールを使用している。オイルシールは2個併用して洩れ止めを厳重にしているが、径の大きいポンプ羽根車ボス部は、オイルシールにかかる圧力の過大を防ぐため、中間から油を抜いてタンクに戻し、シール部の抵抗の減少と寿命の増加をはかっている。このトルクコンバータは、ポンプ羽根車外面に冷却フィンをもち、空冷となっているので、軽負荷時には油を外部冷却する必要はないが、一般に安全のため、冷却器を備えておいてもよい。使用油は80°Cで4c.stかそれより多少高目のトルクコンバータ油がよい。

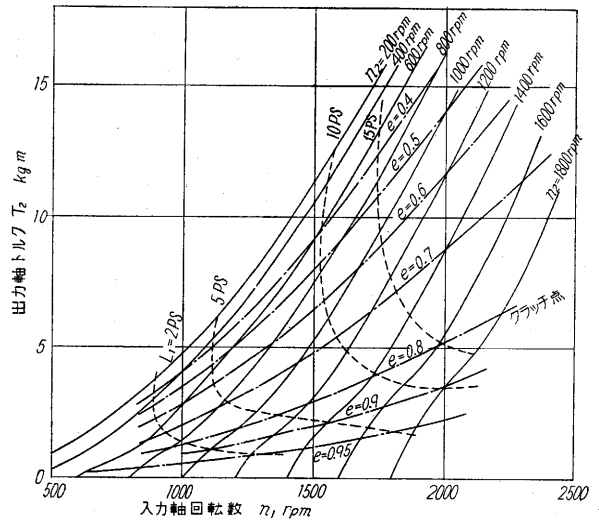
4. 使用トルクコンバータの性能



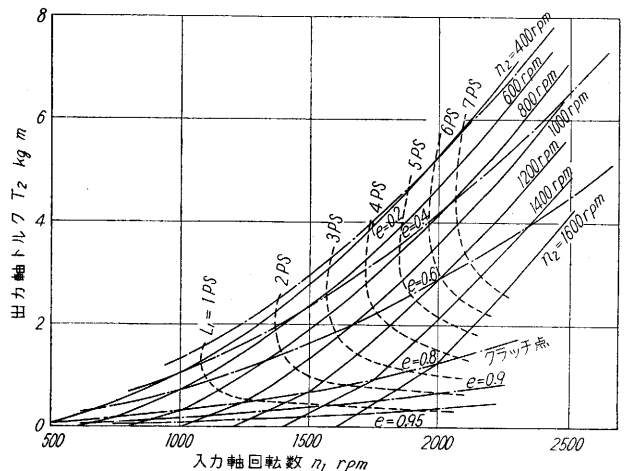
第5図 M14, M12型トルクコンバータ継手の性能曲線

い難い。そこで、第5図から逆算して使用に便利な線図にしたのが第6, 7図である。図の実線は出力軸回転数をパラメータに、破線は入力軸動力(原動機出力)をパラメータに、鎖線は速度比をパラメータにとったものである。出力軸回転数は圧延速度に、出力軸トルクは圧延

第5図は、M14, M12両型の性能を示したもので、大型のM14の方が多少高性能となっている。圧延機の設計計画や使用条件の設定等のためには、このような無次元表示の性能曲線は使



第6図 M14型性能曲線



第7図 M12型性能曲線

力にそれぞれ比例するので、例えば圧延速度と圧延力を与えれば、その際にトルクコンバータを回転さす速さが直ちに読み取れ、所要動力と運転時の速度比(効率)が求められる。なお、常用運転は、効率の面からみて、 $e \geq 0.4$ の速度比で行なうことが望ましい。図の曲線は、第5図の無次元性能から画いたものであるから、入力軸回転数の低い範囲で多少高目の性能を示しているおそれがある。

5. むすび 精密圧延機の運転操作を円滑にし、作業の安定をはかるためには、トルクコンバータの性能が安定したものであることはもちろん必要であるが、これに付属する各種の装置、特に補助変速機構の性能にバラツキの無いことが絶対必要であり、これが不完全であると、トルクコンバータの欠点が誇張されてしまう怖れがある。いずれにしても、トルクコンバータを圧延機に应用する問題は、興味深いものであるが、それには高度の技術を必要とするので、今後引き続き大いに研究を行なう必要がある。(1959. 9. 16)