トルク コンバータと流体継手の作用と構造について*

石 原 智 男**

1. 緒 言

流体継手 (fluid coupling) およびトルク コンバータ (torque converter) はともに今世紀の初期に発明され、ここ10数年の間に各種用途に急激な発展をとげた動力伝達装置である。流体を媒体として動力を伝える方法には、容積型の油ポンプと油モータを組合せた静水力的なもの (液圧伝動装置) と、ターボ式のポンプとタービンを組合せた動水力的なものがある。ここに述べる流体継手やトルク コンバータは後者の組合せであって、前者に比べて比較的大容量の動力を簡単に伝達できることや、可撓性をもっていること等が特長となっている。なお前者は主として負荷の変動によらず任意の変速比に保つことを目的としているのに対し、後者は主として負荷の変動に応じてある傾向のもとに変速比が自動的に変わることを目的としている。

2. 流体継手の作用

流体継手は一般に直線放射状の羽根をもったポンプ羽根車とタービン羽根車とを向い合せに組合せて内部に油を満したもので、第1図はその回転軸を含む平面における断面図である。入力軸と出力軸の回転差によって生じ

(第1図) 流体継手断面

る圧力差のために、油は図の矢印の方向に流れて循環し、その際の角運動量の交換によってトルクを伝達する。ポンプが油に与える角運動量の変化を受けるのはタービンだけであるから、入力軸トルクは本質的に出力軸トルクに等しい。入力軸回転速度に対して出力軸回転速度が低いほど圧力差が大となって循環油量が増し、それにつれて伝達トルクが増大する。なお正規の運転状態では、出力軸が入力軸より速く回転することはない。したがって流体継手はなめらかなすべりを許す一種のクラッチである。入力軸回転速度を n (r.p.m.)、出力軸回転速度を n' (r.p.m.)、伝達トルクを T (m kg)、循環流速を c (m/s)、流路直径を D (m) とすれば、 c は nD に比例し、循環油量は nD^3 に比例する。トルクは循環油量と流速と直径との積に比例するので、 $T \propto n^2 D^5$ となる。これらの比例係数は流路の形状、油の性質、両軸回転速度の比すなわち速度比 $e = n'/n$ によって変化する。第2図は相似形の流体継手の性能例を示したもので、効率は

(第2図) 流体継手の性能

$\eta = Tn'/Tn = e$ により直線的になる。効率の点からみて速度比が1に近いところ (普通は $e = 0.95 \sim 0.98$ 程度) を設計点にするように流体継手の大きさを定めることが

* Principle and Constructions of Torque-Converters.

** T. Ishihara. Member. 東京大学生産技術研究所

(第3図) 原動機と流体継手の組合せの例

望ましい。第3図はこの流体継手を特定の原動機につけた場合の性能で、図中のスリップは $s = (1 - e) \times 100\%$ を表す。図より出力軸停止 ($e = 0$) における伝達トルクの値ができるだけ小さいことが望ましい。このトルクをドラッグ トルクとよぶ。常用運転範囲で原動機の性能と流体継手の性能とを合理的に合わせることが望ましいので、このような範囲で成立する性能計算式が用いられている。すなわち $s < 10\%$ に対して近似的に

$$N_1 = c_s (n/100)^3 D^5$$

ここに N_1 = 入力軸馬力 (IP), c は流路形状や油の性質および場合によっては挿入油量によって変化する係数である。第4図はその数値例を示す。

(第4図) 流体継手設計表の例

3. 一定充てん式流体継手

流体継手には、回路内の油を運転中に人為的に出し入れするものとし、一定充てん式は後者であって、この場合には設計点の伝達トルク容量を下げることなくドラッグ トルクを小さくする工夫が必要である。じやま板、貯油槽、環状弁、特殊回路形状等がこの目的のために用いられる。第5図はじやま板と貯油槽をつけた例、第6図は環状弁をつけた例、第7図は特殊回路形状の例である。一般にこのような流体継手の充て

(第5図) じやま板、貯油槽付流体継手

(第6図) 貯油槽、環状弁付流体継手

(第7図) 双子型流体継手

ん油量は回路に一部空気が残る程度に定めるのが普通である。スリップの小さい状態では循環流は外周に片寄り、じやま板は作用しないが、スリップが大きくなると循環流が内側にも流れてじやま板の抵抗を受け、それによってドラッグ トルクが低下する。貯油槽は流路内で作動する油量をスリップに応じて自動的に加減する作用をなし、100%スリップ付近では流路内にごくわずかの

(第8図) 貯油槽の影響

—貯油槽なし } $s = 3\%$ のトルクは同一
 ---貯油槽あり

T = トルク, T^* = スリップ 3% におけるトルク

N_1 = 入力, N_{1*} = スリップ 3% における入力

N_2 = 出力 (いずれも n = 一定の場合)

入力軸回転数 n (r.p.m.)

(第9図) スリップ曲線の比較

(ドラッグトルクが等しくなるように設計;

$DA > DB > DC$ となる)

	貯油槽	じやま板
A	大	有
B	中	無
C	小	無

油しか残っていないので、ドラッグトルクがきわめて小さくなる。環状弁は流れを絞ることによってドラッグ

(第10図)

環状弁付流体継手の性能

トルクを下げるもので、その作動は外部から人為的に起こす。環状弁付流体継手はその弁の適当なる操作によって一種の変速機になりうる。第8, 9, 10図はこれら補助機構の効果を示す。

4. 可変充てん式流体継手

流体継手によって任意の変速作用をさせることは、環状弁付以外の一定充てん式のものでは不可能である。環状弁付でもその変速範囲には限度があるので、広範囲の連続的な変速作用をさせるためには、外部から回路内の作動油の量を調節してやる必要がある。このような装置をつけたものを可変充てん式流体継手とよぶ。第11図

(第11図) 可変充てん式流体継手

はその一例である。油量の調節には、スクープチューブを用いるものと、別に備えたポンプによるものがある。油を空の状態にすれば伝達トルクはほとんど0となり、スリップは100%に近くなる。油を一杯にすれば、全力でトルク伝達をおこなうのでスリップはほとんど0になる。ただ流体継手の本質として、どのようなスリップ状態でも入力軸と出力軸のトルクが等しいので、スリップの増加につれて効率が低下することは避けられない。しかし、例えばポンプ、送風機等を定速電動機で運転し、その流量を広範囲に調節しなければならないような場合には、流体継手を使用して変速させる方が絞り弁やバイパス弁による流量調節よりはるかに経済的である。第12図の定速電動機駆動ポンプ系で、回路抵抗が $H = KQ^2$ で与えられるとき、正規流量 Q_0 から Q_1 に変化させる場合、絞り弁によるときの全効率は $\eta_1 = \eta_{n1} (Q_1/Q_0)^2 (H_0/H_1)$ 、バイパス弁によるときの全効率は

(第12図) ポンプの性能

$\eta_{II} = \eta_{H2} (Q_1/Q_0) (Q_0/Q_2)$ となるのに対し、可変充てん式流体継手で減速すれば、その全効率は $\eta_{III} = \eta_{H0} (Q_1/Q_0) e_0$ となる。ここに e_0 は正規運転時の流体継手の速度比である。これより η_{III} が最も高いことが認められる。

5. 流体継手の特長その他

以上をまとめて各型式の特長を示したものが第1表である。共通の特長としては、過負荷に対する安全作用、ねじり振動や衝撃の吸収、故障が少ないこと等が挙げられる。

(第1表) 流体継手の特長

一定充てん式 (じやま板、貯油槽付を含む)	定速電動機、内燃機関と組合せて慣性モーメント大のものの起動に便利 ストール性能の利用ができる 機関の全力起動ができて加速がよい
環状弁付	ある程度の調速が可能。急激に負荷をかけられる。ドラッグトルクを下げて起動を容易にしエンジンストップをなくする
可変充てん式	定速電動機による無負荷起動が可能・連続広範囲の調速が可能

流体継手の動力損失に基く発熱は作動油の温度上昇となって現われるので、何らかの冷却を必要とする。一般に適当な鉱物油が使用されるので、油温上昇の限界は普通の油で大体 80°C 、特殊の油で大体 130°C である。一定充てん式は一般にスリップの小さいところで常用運転されるので、油温の上昇はあまり問題とならず、外面の空冷で間に合うことが多い。

6. トルク コンバータの作用

トルク コンバータは、流体継手の欠点である低速度比の効率低下を除いたもので、ポンプ、タービン羽根車のほかにステータとよばれる案内羽根を備えている。ステータの作用は、油に対してポンプと同方向の角運動量変化を与えることで、その結果低速度比範囲における出力軸トルクが入力軸トルクの数倍に高められる。したがって効率曲線は放物線状となり、高効率の自動変速装置となる。効率曲線の形状は、流路の断面形状、羽根車の配置、羽根の曲り具合等によって大巾に変化する。この点が流体継手と全く異なる点であって、その合理的な設計には豊富な資料を必要とする。第13、14図は最も簡単な構造のものの断面図と性能例を示す。図中 T = 入力

(第13図) 1段トルク コンバータ断面

(第14図) トルク コンバータの性能例

軸トルク (m kg)、 T' = 出力軸トルク (m kg)、 e = トルク比 $= T'/T$ 、 η = 効率 $= T'e$ である。トルク コンバータも動水力的なものであるから、相似形につくられたもので作動油が類似であれば、循環流速 c は nD に、トルク T 、 T' は $n^2 D^5$ に比例する。その比例係数は速度比 e の関数となる。図よりわかるように、ある速度比

範囲にわたってトルク コンバータの入力軸トルク T は比較的变化が少なく、出力軸トルク T' が速度比の減少とともに増大する。すなわち広範囲の運転条件に対して原動機の最大出力が使用でき、しかも負荷に応じて全く自動的に変速がおこなわれることになる。なおトルク コンバータの各羽根要素は常に有効に働かねばならないので、油は流路を完全に満した状態で使用される。

7. トルク コンバータの段数とトルク比

トルク コンバータの性能を高めるということは、全範囲のトルク比をできるだけ高め、しかも入力軸トルク曲線の形状と最高効率の生じる速度比の位置とが適当に保たれるようにすることである。一般的な傾向として、速度比 0 の点（ストール点とよぶ）のトルク比すなわちストール トルク比（最大トルク比） t_s の値を大きくしようとすると、最高効率 η_m がどうしても低くなりやすい。また t_s を極端に大にすると入力軸トルク曲線の形が不適当になることが多い。例えば第 13 図の形式では最高効率を下げずに t_s を 4 以上にすることは容易でなく、入力軸トルク曲線から考えても、現状では大体のところ $t_s=4$ で $\eta_m=80\%$ 、 $t_s=2\sim 3$ で $\eta_m=90\sim 85\%$ 程度である。効率を下げずに t_s をこれ以上高くするためや、また入力軸トルク曲線を速度比によらずほとんど

2 段型 (4 要素) — 3 段型 (6 要素)

(第 15 図) 多段トルク コンバータの断面模型図

P = ポンプ, T = タービン, S = ステータ

F = フレーム, I = 入力軸, II = 出力軸

(第 16 図) 性能限界線

一定にするためには、特殊構造にするか、またはタービン羽根車を分割して多段型式にしなければならない。第 15 図は 2, 3 段の羽根車の配列を示したもので、第 16 図は段数を増すことによって最大トルク比を大きくとることのできる有様を示したものである。なお特殊構造のものや、入力軸トルク曲線の形状を問題にしないものには、この性能限界を越すものもある。

8. トルク コンバータ性能改善のための補助機構

トルク コンバータの効率曲線は第 14 図に示すように一般に放物線状をなしている。そこで最高効率の速度比付近だけを使用するような場合を除けば、一般に最高効率点前後の効率の低下は望ましくない。速度比の小さい範囲の効率の低下はトルク コンバータとして本質的に避けられないものであり、しかもその範囲は主として過負荷または起動時に使われるので、トルク比が必要とされる値以上であればそれほど問題とならない。これに反して速度比の大きい範囲での効率の低下は、その範囲が一般に常用運転の領域となることが多いので致命的な問題となる。そこで起動時および加速時にトルク コンバータのもつなめらかなトルク変換の利点を生かし、常用運転時には効率の良い機械式直結または流体継手伝動に切替えることがおこなわれている。その切替点としてはトルク比が $t=1$ になる速度比を選ぶのが最も合理的である。この点をクラッチ点とよぶ。多段型にはこの直結装置を備えたものが多い。第 17 図は直結装置および

(第 17 図) 直結装置付

Borgward トルク コンバータ

(第 18 図) Voith 式流体変速装置

ステータ空転装置を備えた例を、第 18 図は流体継手との組合せの例を示す。第 18 図の方法は、クラッチ点以下の速度比では流体継手の油を空にし、クラッチ点以上の速度比ではトルク コンバータの油を空にする。この方式のものは構造が複雑で高価になるので、大容量の特別な用途にだけ用いられる。

9. トルク コンバータ継手

速度比がクラッチ点以上になると性能が低下する原因はステータにある。ステータが受持つトルクは出力軸トルクと入力軸トルクとの差に等しい。したがって、クラッチ点以上の速度比では $t < 1$ となりステータは全く無効な負のトルクを受持っていることになる。クラッチ点を境にしてステータに作用するトルクの向きが変化することを利用し、クラッチ点以下ではステータが固定され、クラッチ点以上ではステータが空転するようにしてやれば、第 18 図の場合と同様な性能が容易にえられる。

(第 19 図)

トルク コンバータ継手
(2 相)

それには第 19 図のようにステータとフレームの間に一方にしか回転できないクラッチ（一方クラッチ）を設けてやればよい。これがトルク コンバータ継手であって、クラッチ点で自動的にしかも衝撃なしにトルク コンバータと流体継手の切替がおこなわれる。しかも構造が比較的簡単であるため、一方クラッチの作動が確実におこなわれる程度の伝達動力の用途に対してはきわめてすぐれた変速機となる。図からわかるように、クラッチ点付近に効率曲線の谷がある。これを埋めるために、ステータを 2 個に分割し、それぞれを一方クラッチを介してフレームに結合したのが第 20 図である。これによって全速度比が 3 個の異なる性能範囲に分けられる。なおトルク コンバータ継手の継手範囲の性能すなわちトルク伝達容量が十分に高い値でないと実用性に乏しい。その意味からトルク コンバータ継手

(第 20 図)

トルク コンバータ継手
(3 相)

にできる羽根配列には制限があり、どのようなトルク コンバータでもトルク コンバータ継手になるとは限らない。

10. トルク コンバータの性能におよぼす諸影響

トルク コンバータの性能は羽根車の配列や羽根角度の変化によって大巾に変化する。第 21 図に示すように、

(第 21 図) トルク コンバータの型式と性能

(a) の羽根配列のものでは一般にその最高速度比は $e = 1$ でおさえられるが、(b) の羽根配列にすると羽根角度の組合せによって最高速度比を $e < 1$, $e > 1$ のいずれにすることもできる。また同一の羽根配列でも、羽根角度の選び方によって高トルク比型 (I) や低トルク比型 (II) にすることができる。一般に高トルク比型のものは最高効率点の速度比が低くなる。

近似的には、トルク コンバータの構造が相似であればその無次元性能は等しいものと考えられるが、厳密に

(第 22 図) レイノルズ数の影響

考えれば、大きさ、使用回転速度、油の種類、油温等の相違によって多少変化するのである。大きさが極端に違えば、小型のものほど性能低下が避けられないが、その相違の大部分は機械効率の影響であって、水力的な相違はそれ程でもない。機械効率の変化を除いて考えれば、性能変化は流れのレイノルズ数および羽根表面の相対粗度によって規定される。特に翼型使用

(第 23 図)

のトルク コンバータでは後者の影響が比較的大きく表われる。レイノルズ数の影響は、例えば第 22 図に示すような程度であって、ある程度以上のレイノルズ数では性能変化は小さくなる。ここにレイノルズ数は $Re = cD/\nu$ によって定義される。 c =循環流速、 D =ポンプ直径、 ν =油の使用温度における動粘性係数。

11. トルク コンバータの特殊運転性能その他

トルク コンバータそれ自体には可逆性がない。逆方向に回転させた場合には正転時と全く違った性能になることを注意せねばならない。第 23 図は第 13 図の 1 段トルク コンバータの完全特性を示したもので、図中 n_I =ポンプ回転速度、 n_{II} =タービン回転速度、 T_I =ポンプ軸トルク、 T_{II} =タービン軸トルクを示す。 $n_I, n_{II} > 0$ が正規運転範囲である。

トルク コンバータの流路内は常に油が一杯に満されている必要があり、これに気泡が混入したり、過熱によって蒸気が発生したりすると、性能低下をもたらす。そのため外部から油を加圧する必要がある。筆者の実験によれば、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% 減程度になるまでは多少気泡が混入しても差しつかえないようである。したがって不必要な高い圧力での加圧は無意味である。現在では大体 3 kg/cm^2 以下である。

12. 歯車変速装置との組合せと応用例

流体継手およびトルク コンバータ単体ではその性能が不満足の場合、これに補助の歯車変速装置を付加することがおこなわれている。特に車両用としては、最近各種の補助歯車装置が考案され、自動運転の効果を發揮している。流体継手およびトルク コンバータの応用としては、自動車、鉄道用ディーゼル機関車、同動車、掘削機械、運搬機械、荷役機械、圧延伸線機、流体機械等の広範囲にわたっており、その伝達馬力も数 IP から 1000 IP 以上におよんでいる。