

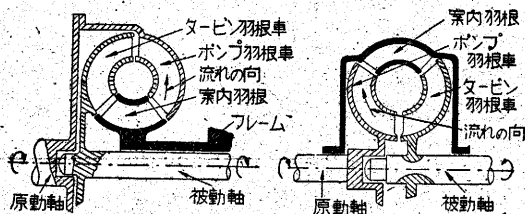
逆轉流體變速機の特性

石 原 智 男

原動機の動力を被動軸につたえる場合に、原動軸と被動軸の回転速度の関係を目的に應じていろいろに變え、しかも傳動効率を良好にしようという要求がしばしば行われる。たとえば自動車の動力傳達装置は、荷重の變化に應じて被動軸の回転速度が自動的に變化し、原動機に無理な條件がおきないことを要求し、船用タービンの逆轉装置は正轉から逆轉への轉換が容易に且無衝擊に行われることを要求している。これらの要求をみたすものとして各種のものが考案され、現在では主として機械的(齒車またはベルト傳動)および電氣的方法が採用されている。それらの方法には利點とともに幾多の缺點がふくまれており、まだまだ改良の餘地が殘されている。他方流體をエネルギーの媒介に利用して動力を傳達しようとする考案が 1900 年の初期になされ、現在では相當に發達して實用され、今後の研究とともにその將來性が期待されている⁽¹⁾。そこでここに流體を用いる動力傳達装置の中の一環である流體變速機 (Hydraulic Torque Converter) について筆者の試みた理論研究の概略を述べよう。

1. 流體變速機の作動の原理

原動軸に結合されたポンプ羽根車を回轉させることによつて内部の流體(油)に運動量をあたえることができる。その運動量をもつた流體を被動軸に結合されたタービン羽根車に送りこめば、流體が運動量を失うことによつて被動軸にトルクがつたえられる(第 1 圖參照)。運動



(a) 正轉用 (b) 逆轉用

第 1 圖

量授受の状態は羽根車の構造にもよるが、フレームに固定された案内羽根によつて適當に變えられる。そこでポンプ羽根車 (Pump Impeller, 以下 Impeller と略稱する)、タービン羽根車 (Turbine Runner, 以下 Runner と略稱する)、案内羽根 (Stator) の配置と構造を適當にとることによつて、流體變速機の特性をいろいろに變えることができる。すなわちそれに減速装置の特性をもたせることもまた逆轉装置の特性をもたせることもできるのである。

現在實用化されている流體變速機は自動車用のもの(減速機)が主であつて、米國では多數の車に使用されてその特徴を發揮している。その他船舶用の逆轉装置として逆轉流體變速機が二、三試作されたことがあるが、それはいまだ實用化の段階まで進んではいないやうであ

る。ここに古くから使用されている Fluid Coupling (Stator がなくて 1 對 1 のトルク傳達しかできない) については言及しないことにする。

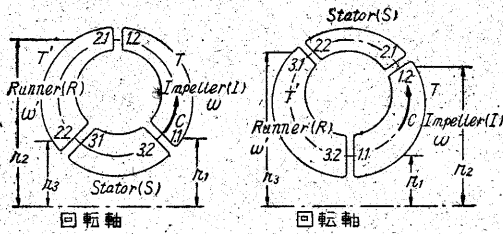
流體變速機が應用の廣い面白い特性をもつた装置であるにもかかわらず比較的進歩が遅いのは、その特性の解析が複雑でありしたがつて設計が面倒なことによるのであろう。筆者はさきに正轉減速機としての流體變速機の特性および設計法を發表⁽²⁾したが、その理論解析を應用すれば逆轉變速機の特性が求められるので以下その概略について述べてみる。

逆轉作用をする流體變速機 (Impeller と Runner の回轉方向が逆になる) の構造としては、正轉のものと同様にいろいろ考えられるのであるが、ここには簡單のために一段 (Impeller, Runner, Stator が各一個ずつで流れの回路を形成する) のものについてだけ考えることにする。

2. I-R-S 型と I-S-R 型との比較

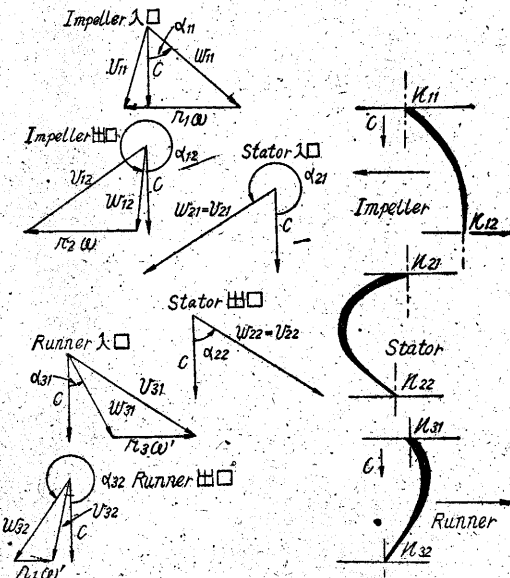
變速機の軸をふくむ平面できつた斷面(流れの回路)の模型の上半分を第 2 圖に示す。流體の流れの向き(矢印)に Impeller (略記 I)→Runner (略記 R)→Stator (略記 S) の順に配列されたものを I-R-S 型 (a)、Impeller (I)→Stator (S)→Runner (R) の順に配列されたものを I-S-R 型 (b) と假稱すれば、一段の變速機はすべてそのいずれかの型に分けられる。この二つの型について逆轉機としての特性を求めてみる。

第 2 圖において回轉軸の中心から Impeller の入口 (1.1) までの半徑を r_1 (I-R-S 型では Stator 出口 (3.2)、I-S-R 型では Runner 出口 (3.2) の半徑もこれに等しいとする)、Impeller の出口 (1.2) までの半徑を r_2 (I



(a) I-R-S 型 (b) I-S-R 型
第 2 圖

R-S 型では Runner 入口 (2.1); I-S-R 型では Stator 入口 (2.1) の半径もこれに等しいとする), I-R-S 型で Runner の出口 (2.2) (または Stator 入口 (3.1)) までの半径を r_3 , I-S-R 型で Stator の出口 (2.2) (または Runner 入口 (3.1)) までの半径を r_3 とする。また Impeller の入口および出口の羽根角度の正切* をそれぞれ $\kappa_{1.1}$, $\kappa_{2.2}$, 同様に Runner については I-R-S 型で $\kappa_{2.1}$, $\kappa_{2.2}$, I-S-R 型で $\kappa_{3.1}$, $\kappa_{3.2}$, Stator については I-R-S 型で $\kappa_{3.1}$, $\kappa_{3.2}$, I-S-R 型で $\kappa_{2.1}$, $\kappa_{2.2}$ とする。これらの値すなわち半径と羽根角度によつて變速機の形状が定められることになる。そこで Impeller の回轉角速度 ω および



第 3 圖 I-R-S 型速度三角形 (v は絶対速度, w は相対速度)

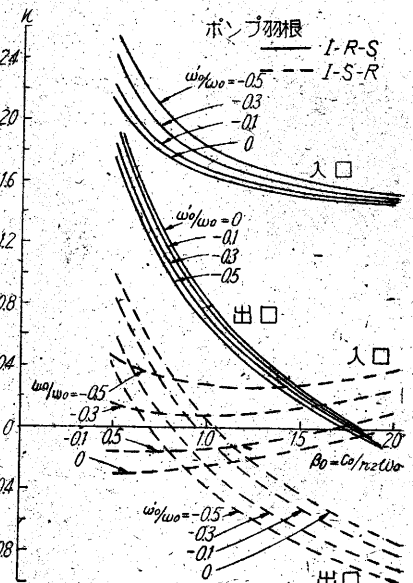
Runner の回轉角速度 ω' (逆轉の場合を考えるからこれは負である) を任意に定めれば, それに応じて流體が流路内を循環する速さしたがつて回轉軸をふくむ平面内の速度成分 c が定まり, その結果 Impeller を驅動するための原動軸の所要トルク T および Runner の受けるトルク T' (逆轉の場合を考えるからこれは負である) が計算される。そのときの効率 $\eta = (T'/T) \cdot (\omega'/\omega)$ であつ

えられる。

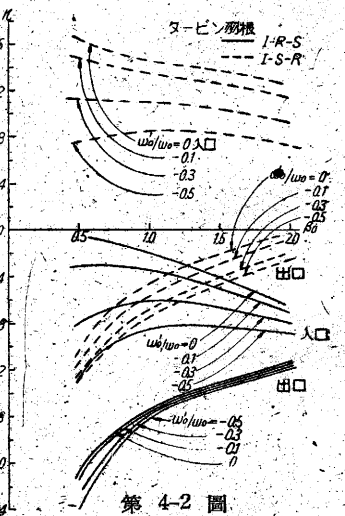
この場合に流路内の循環流速 c を解析的に求めるには流路内の流れの性質を定めるための假定としてつぎのものを用いた。すなわち (1) 流路内を循環する流速の回轉軸をふくむ平面内の成分 c は一定の運轉状態では回路内の場所により變化しない, (2) 流れは常に羽根にそつて流れる, (3) 流れの損失は流速の二乗に比例する摩擦損失と, 各羽根の入口において衝突速度の二乗に比例する衝突損失との和であるとする。

この衝突損失がある特定の運轉状態すなわち Impeller および Runner の回轉角速度がそれぞれ ω_0 , ω' , 循環流速が c_0 である場合に零となるように羽根角度を定める關係式をうる事ができる。そこで

このような運轉状態(基準點とよぶ)の効率 η_0 が最大になるように羽根角度 κ を決定すれば基準點を用いて特性を系統的に整理することができる。この基準點における効率 η_0 が最大になる羽根角度は $\omega_0, \omega', c_0, r_1, r_2, r_3$ の値によつて變化するが, これらの因子を $\omega_0/\omega', c_0/r_2, r_1/r_2$ としてすべて無次元量で整理したのが第 4 圖である。I-S-R 型では $r_1/r_2 = r_3/r_2 = 0.5$, I-R-S 型では $r_1/r_2 = 0.5, r_3/r_2 = 0.1$ とし, 流路の摩擦による損失係數* を $\lambda = 0.2$ とした。



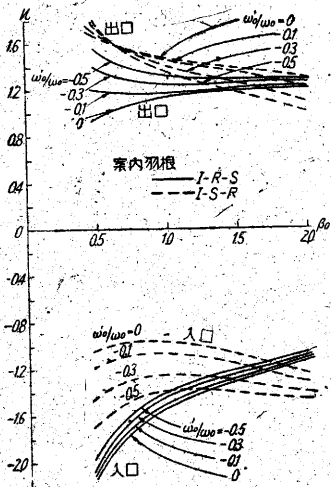
第 4-1 圖



第 4-2 圖

* 第 3 圖に示すように各羽根の入口, 出口での速度三角形の相対速度が流れの回路の軸となす角 α の正切 $\tan \alpha$ を κ とする。

* 摩擦損失水頭を各羽根について入口 (1), 出口 (2) の相対速度の二乗の平均に比例するものとし, $h_f = \lambda(\omega_1^2 + \omega_2^2)/2g$ とおいた。



第 4-3 圖

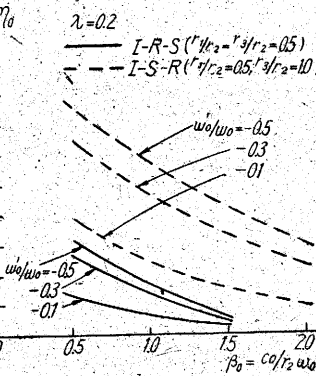
結論と逆に I-R-S の方が I-S-R 型よりはるかに優れていることをついでに附記しておく。

いずれの型式にしても $\beta_0 = c_0 / r_2 \omega_0$ を小さくするほど効率は大くなり、軸方トルク T, T' に比例する無次元量 τ, τ^* の絶対値は小さくなる。このことは一定馬力をつたえる装置の大きさから、一定の回転数のもとで大きくなることを意味する。第 7 圖はその状態を I-S-R 型について表わしたものである。

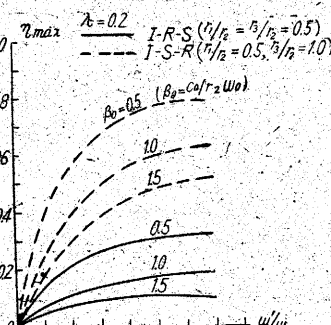
3. 逆轉變速機
の設計

前節の結果から逆轉變速機としては I-S-R 型が適當であるので、以下 I-S-R 型についてより詳細に検討しその設計資料を求めてみよう。

前節と同様に $\lambda = 0.2$ とし、 $r_1 / r_2 = 0.5, r_3 / r_1 = 0.8$



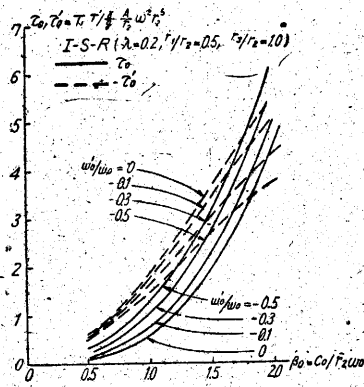
第 5 圖 基準點での効率



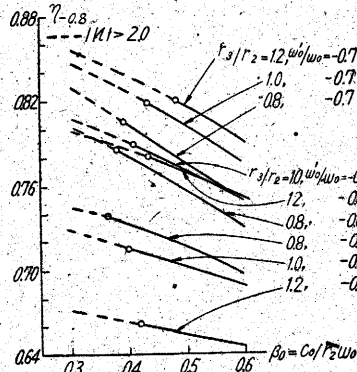
第 6 圖 最大効率

1.0, 1.2 について計算した結果を第 8, 9 圖に示す。第 8 圖は速度比 $\omega' / \omega = -0.8$ における効率 $\eta_{-0.8}$ を表わしたもので、 $r_3 / r_2, |\omega' / \omega_0|$ の大きい程、 β_0 の小さい程効率はよくなる。第 9 圖は各 ω' / ω でお設計されたものの最大効率を表わしたもので、その點の速度比はそれぞれ異つてゐる。傾向は $\eta_{-0.8}$ も η_{max} も同様であるが、 η_{max} の $r_3 / r_2, \omega' / \omega_0$ による變化は比較的小さく、兩圖

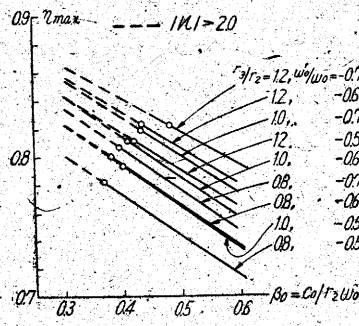
これらの羽根角度を用いた場合の特性を計算して、兩型を比較したものが第 5, 6 圖である。第 5 圖は基準點での効率を、第 6 圖は各 ω' / ω_0 に對する効率曲線の包絡線すなわち最大効率曲線を表わす。これらの結果から判断すると、逆轉用變速機としては I-S-R 型の方が I-R-S 型よりはるかに良好な特性をもつてゐることになる。正轉用の場合にはこの



第 7 圖 基準點におけるトルク



第 8 圖 $\omega' / \omega = -0.8$ における
効率 I-S-R $r_1 / r_2 = 0.5$

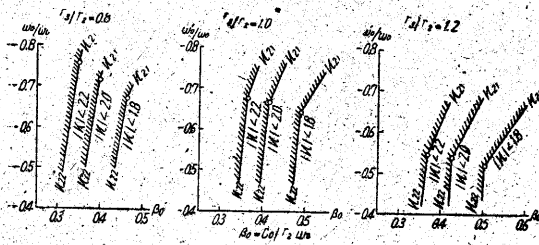


第 9 圖 最大効率 (I-S-R)
 $r_1 / r_2 = 0.5$

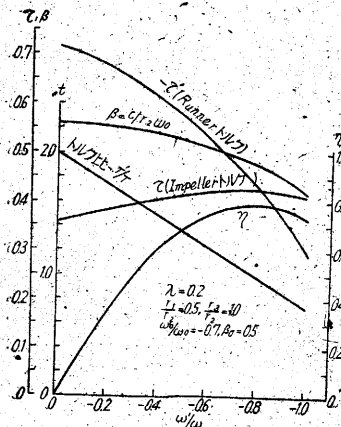
を比較することによつて効率曲線のふくらみの模様が想像されよう。すなわち r_3 / r_2 の大きいものは最大効率は大であるが効率曲線は冪せており、その小さいものは最大効率は小であるが効率曲線は太つてゐることがわかる。

β_0 を小さくすれば効率は大になるようであるが、第 4 圖からわかるように $|κ|$ の値が相當に大きくなり、製作上の困難をもたらすだけでなく、この理論の假定がみたされなくなる怖れがある。したがつて、 β_0 の最小限度が存在するはずである。その條件を求めたものが第 10 圖である。圖中の實線は $κ$ の絶対値がそれそれ限度に達したときの β_0 と ω' / ω_0 との關係を表わし、斜線を附した部分が限度外となる。圖よりわかるように、羽根角度としては $|κ_{21}|$ か $|κ_{22}|$ が最も大きくなり、それ以外のもものは圖の範圍では問題にならない。 $|κ|$ の限度として一應 1.8, 2.0, 2.2 をとつたが、これは筆者の減速機設計における経験にもとづくもので、深い根據のあるものではない。第 8, 9 圖中の破線部分は $|κ| < 2.0$ の條件を満足しない範圍であつて、これより各曲線の最大効率が求められる(圖中○印)。以上の結果から比較的良好な特性をもつとみなされるもの一例を第 11 圖に示す。

* 流路の斷面積を A 、液體の比重量を τ 、重力の加速度を g として、
 $\tau = T / \frac{\tau}{g} \frac{A}{r_2^2} \omega^2 r_2^2$ 、 $\tau' = T' / \frac{\tau}{g} \frac{A}{r_2^2} \omega^2 r_2^2$ を用いて整理した。



第 10 圖



第 11 圖

4. 比較回轉度*

ポンプ又は水車の特性を整理するのに良く
用いられる比較回轉度を流體變速機
の特性整理に用いてみる。回轉數を r.p.m.,
流量を m³/s, ヘッドを m, 水動力を HP
で表わしたときのポンプおよび水車
の比較回轉度 n_s, n_s' を流體變速機
の Impeller および Runner
に適用すれば, 基準點で

$$n_s = 52.9(A/r_2^2)^{1/2}(C_0/r_2\omega_0)^{5/4}(\tau_0\eta_{IO})^{-3/4} \quad (\text{m}^3/\text{s}, \text{m}, \text{r.p.m.})$$

$$n_s' = n_s(\omega_0'/\omega_0)\sqrt{\frac{\tau_0'RO}{75}} \quad (\text{HP}, \text{m}, \text{r.p.m.})$$

となる。ここに η_{IO} は Impeller 効率, η_{RO}
は Runner 効率, $\eta_0 = \eta_{IO} \times \eta_{RO}$, $\tau_0 = T_0$
 $/ (r_1 A / r_2^2 \omega_0^2 r_2^5)$ (トルク) である。添字 0 は基
準點で考へていることを表わす。便宜上案内
羽根をタービン側に入れて考へ, 前節の計算
結果から n_s, n_s' と 効率との關係を求めた
ものが第 12, 13 圖である。前節の計算範圍が Impeller
の n_s はボリュートポンプとタービンポンプの範圍**
にあり, Runner の $-n_s'$ は低速のフランシス水車
の範圍***にあることがわかる****。 n_s および $-n_s'$ 對
して既存のポンプおよび水車の資料を有効に使用
すれば, 流體變速機の特性をより良好なものに
することができる

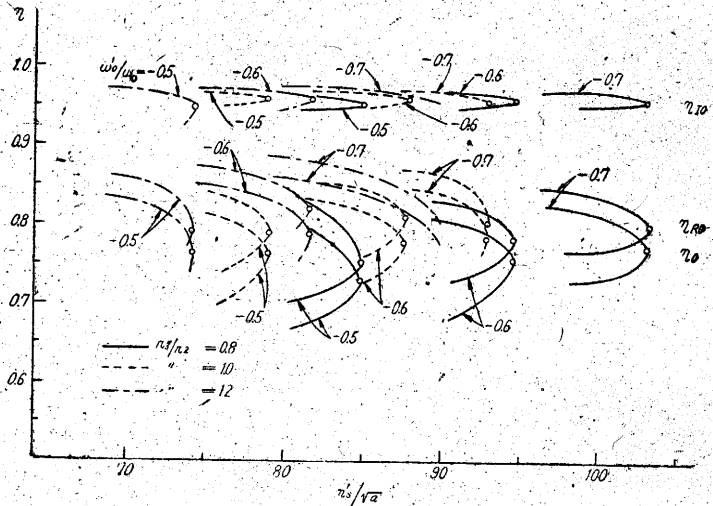
と考へて, 便宜上案内羽根をタービン側に入れて考へ, 前節の計算結果から n_s, n_s' と 効率との關係を求めたものが第 12, 13 圖である。前節の計算範圍が Impeller の n_s はボリュートポンプとタービンポンプの範圍** にあり, Runner の $-n_s'$ は低速のフランシス水車の範圍***にあることがわかる****。 n_s および $-n_s'$ 對して既存のポンプおよび水車の資料を有効に使用すれば, 流體變速機の特性をより良好なものにすることができる

* 比較回轉度とはポンプ又は水車の羽根車および運轉狀態を相似に持つて變化して, ポンプの場合は 1m の水頭對して 1m³/s を揚水するときの回轉數をいい, 水車の場合は 1m の落差對して 1HP を出すときの回轉數をいう。

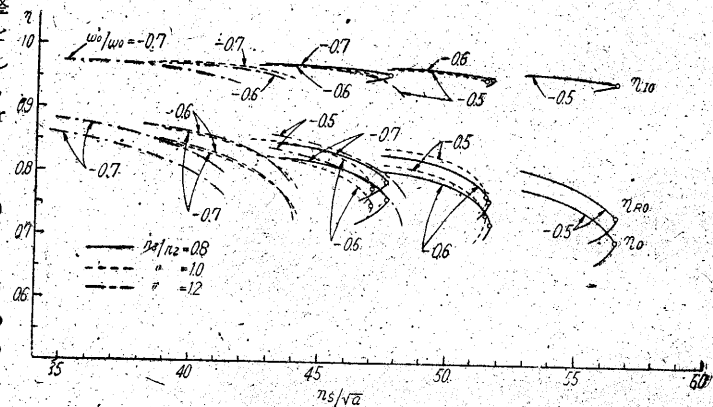
であろう。第 14, 15 圖から, 各 $r_3/r_2, \omega_0'/\omega_0$ の組に對して最大の n_s および $-n_s'$ が存在することがわかる。このことは注意すべき事柄であり, 設計にあつて低効率を避ける資料になるであろう。

5. 結 言

以上逆轉流體變速機の特性および設計資料について述べたが, 理論に使用した假定にはまだ論議すべき點が多々存在すると思う。今後試作實驗をおこなつて十分な検討を加へてゆくつもりである。終りに本研究にあつて石川島重工業株式會社より委託研究の補助のあつたことを記す。



第 12 圖 I-S-R $r_1/r_2=0.5$



第 13 圖 I-S-R $r_1/r_2=0.5$

文 献

- (1) 石原, 生産研究, 3 卷, 2 號 (昭 26-2).
- (2) 石原, 自動技術會論文集, No. 2 (1951)

** ボリュートポンプは $n_s=25\sim 80$, タービンポンプは $n_s=15\sim 60$.

*** フランシス水車は $n_s=30\sim 400$ であり, その中低速は $50\sim 135$ である。

**** 第 12, 13, 14, 15 圖では $a=A/r_2^2$ 大體 $0.7\sim 1.1$ である。従つて $\sqrt{a}=L_0$ と考へて差支えない。