流体変速機の研究

(第2報 正転用多段トルクコンバータと逆転用1段トルクコンバータの性能)⁽¹⁾石 原 智 男⁽²⁾

Studies of Hydraulic Torque Converter

(The 2nd Report, Characteristics of Multi-Stage Torque Converter for Normal Operation and of Single-Stage Reversing Torque Converter)

by Tomo-o ISHIHARA

It has been clarified that the calculating method described in the previous Report is applicable to the cases of multi-stage torque converter and reversing one. Hence the numerical calculations have been carried out to make clear the quantitative tendencies of characteristics of two- and three-stage torque converter for normal operation, and to examine how the reversing torque converter may be put to practical use.

As a result, it has been concluded that:

- (1) Multi-stage torque converter may have higher stall torque ratio than single stage without depressing maximum efficiency.
- (2) Maximum efficiency of single-stage reversing torque converter may reach about 70 % or more, provided that the members are arranged in the order of Pump→Stator→Turbine and the blade angles are suitable.

1. 緒 言

本報は、前報で説明した流体変速機の系統的な性能計算法が多段型式の場合にも適用できることと、今後必要とされるであろう逆転用トルクコンバータの可能性について論じ、それぞれ数値例について性能の有様を明らかにしたものである。

計算の結果から、段数を増すほど効率を低下させずに失速点トルク比を増加させることや、逆転用トルクコンバータでも設計さえ適当にすれば十分実用されることが、ここにはじめて定量的に明白となった。

2. 正転用2段トルクコンバータ

ポンプ、タービン、ステータをそれぞれ P, T, S の略号で表わし、流れの通過する順に添字をつけて配置を示せば、正転用2段のものとして P-T₁-S-T₂ 型と P-T₁-S₁-T₂-S₂ 型とが考えられる。前者の型式が多く用いられているので、ここでは P-T₁-S-T₂ 型について述べる。一般には各隣接の羽根車間に自由流路が設けられているが、計算を簡単にするため、第1図に示すように羽根車間の自由流路はきわめて小さいものとする。なお自由流路を考慮しても以下の計算は同様な方法でおこなわれうる。前報の一般計算式を適用す

るため、基準としてポンプをとり、これを羽根車番号 $i=1$ とする。便宜上、速度比 $e=\omega'/\omega$ 、循環流速 $\beta=c/r_{1.2}\omega$ 、半径比 $\rho_1=r_{1.1}/r_{1.2}=r_{4.2}/r_{1.2}$ 、 $\rho_3=r_{3.1}/r_{1.2}=r_{2.2}/r_{1.2}$ 、 $\rho_4=r_{4.1}/r_{1.2}=r_{3.2}/r_{1.2}$ 、羽根角度数 $\alpha_{i.1}=\tan \alpha_{i.1}$ (入口)、 $K_{i.2}=\tan \alpha_{i.2}$ (出口)、トルク $\tau_i=T_i/\frac{\gamma}{g}ar_{1.2}^5\omega^2$ 、流路面積 $a=A/r_{1.2}^2$ の無次元量を用いる。ここに ω =原動軸回転角速度、 ω' =被動軸回転角速度、 c =循環流速の子午面成分、 r =回転軸からの平均流線上の半径、 α =平均流線上の羽根の矢線が子午面となす角、 T =羽根車が流体に与えるトルク、 γ =流体の比重量、 g =重力加速度、 A =流路面

第1図 P-T₁-S-T₂ 型回路断面

積, 前部添字 i = 羽根車番号, 後部添字 1 = 羽根入口, 2 = 羽根出口を表わす (第1図参照). 前報 (8) 式より

$$\text{ポンプ} \quad \tau_1 = \beta \{ (1 - \beta x_{1,2}) - (\rho_1 e - \beta x_{4,2}) \rho_1 \} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$\text{第1タービン} \quad \tau_2 = \beta \{ (\rho_3 e - \beta x_{2,2}) \rho_3 - (1 - \beta x_{1,2}) \} \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$\text{ステータ} \quad \tau_3 = \beta \{ -\beta x_{3,2} \rho_4 - (\rho_3 e - \beta x_{2,2}) \rho_3 \} \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$\text{第2タービン} \quad \tau_4 = \beta \{ (\rho_1 e - \beta x_{4,2}) \rho_1 + \beta x_{3,2} \rho_4 \} \quad \dots\dots\dots (4)$$

したがって

$$\text{原動軸トルク} \quad \tau = \tau_1 = \beta \{ 1 - \rho_1^2 e - \beta (x_{1,2} - \rho_1 x_{4,2}) \} \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$\text{被動軸トルク} \quad \tau' = -\tau_2 - \tau_4 = \beta \{ 1 - (\rho_1^2 + \rho_3^2) e - \beta (x_{1,2} - \rho_3 x_{2,2} + \rho_4 x_{3,2} - \rho_1 x_{4,2}) \} \quad \dots\dots\dots (6)$$

循環流速は前報 (9) 式を用いて計算すれば, 摩擦損失係数を λ として

$$\begin{aligned} & \beta^2 \{ (\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \lambda_4) + \left(\lambda_1 \frac{x_{1,1}^2 + x_{1,2}^2}{2} + \lambda_2 \frac{x_{2,1}^2 + x_{2,2}^2}{2} + \lambda_3 \frac{x_{3,1}^2 + x_{3,2}^2}{2} + \lambda_4 \frac{x_{4,1}^2 + x_{4,2}^2}{2} \right) \\ & + (x_{1,1} - x_{4,2})^2 + (x_{2,1} - x_{1,2})^2 + (x_{3,1} - x_{2,2})^2 + (x_{4,1} - x_{3,2})^2 \} \\ & - 2\beta \{ \rho_1 x_{1,1} - x_{2,1} - (\rho_1 x_{1,1} - x_{2,1} + \rho_3 x_{3,1} - \rho_4 x_{4,1}) e \} \\ & - \{ 1 - \rho_1^2 - (1 - \rho_1^2 - \rho_3^2 + \rho_4^2) e^2 \} = 0 \quad \dots\dots\dots (7) \end{aligned}$$

となる. なお

$$\text{トルク比} \quad t = \tau' / \tau, \quad \text{効率} \quad \eta = t \times e \quad \dots\dots\dots (8)$$

である. 基準点 (速度比 e_0 , 循環流速 β_0) における関係は, 前報 (10), (11) 式より

$$\left. \begin{aligned} \rho_1 - \beta_0 x_{1,1} &= \rho_1 e_0 - \beta_0 x_{4,2}, \quad e_0 - \beta_0 x_{2,1} = 1 - \beta_0 x_{1,2} \\ -\beta_0 x_{3,1} &= \rho_3 e_0 - \beta_0 x_{2,2}, \quad \rho_4 e_0 - \beta_0 x_{4,1} = -\beta_0 x_{3,2} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$\begin{aligned} & \beta_0^2 \left\{ (\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \lambda_4) + \left(\lambda_1 \frac{x_{1,1}^2 + x_{1,2}^2}{2} + \lambda_2 \frac{x_{2,1}^2 + x_{2,2}^2}{2} + \lambda_3 \frac{x_{3,1}^2 + x_{3,2}^2}{2} + \lambda_4 \frac{x_{4,1}^2 + x_{4,2}^2}{2} \right) \right\} \\ & - 2\beta_0 \{ \rho_1 x_{4,2} - x_{1,2} + (x_{1,2} - \rho_3 x_{2,2} + \rho_4 x_{3,2} - \rho_1 x_{4,2}) e_0 \} \\ & - 2 \{ 1 - (1 + \rho_1^2) e_0 + (\rho_1^2 + \rho_3^2) e_0^2 \} = 0 \quad \dots\dots\dots (10) \end{aligned}$$

となる. 前報第3章で述べたのと同様な方法で, 羽根角度数 x を基準点の値 e_0, β_0 で表わすのであるが, それには上記 (9), (10) 式のほかに

$$\partial t_0 / \partial x_{1,1} = \partial t_0 / \partial x_{1,2} = \partial t_0 / \partial x_{2,2} = 0 \quad \dots\dots\dots (11)$$

の条件, すなわち基準点の効率 η_0 , したがってトルク比 t_0 を極大にする条件を用いればよい. 計算の進め方⁽³⁾は省略し, その結果だけを記す. 簡単のため数値例, $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = \lambda_4 = 0.2, \rho_1 = 0.6, \rho_3 = 1.2, \rho_4 = 1.0$ とすれば, 羽根角度数を算出する式は結局

$$(3.56 - 3.24 e_0) \beta_0 x_{1,1} - 3.105 e_0 \beta_0 x_{2,2} - 0.69 + 2.244 e_0 + 0.456 e_0^2 - 1.2 \beta_0^2 = 0 \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$\begin{aligned} & 1.36 \beta_0^2 x_{1,1}^2 + 0.61 \beta_0^2 x_{2,2}^2 - (4.704 - 5.088 e_0) \\ & \beta_0 x_{1,1} + 2.862 e_0 \beta_0 x_{2,2} + 0.7128 \\ & - 2.6928 e_0 - 0.3528 e_0^2 = 0 \quad \dots\dots\dots (13) \end{aligned}$$

$$\beta_0 x_{1,2} = (1 - e_0) - \beta_0 x_{1,1} / 0.6 \quad \dots\dots\dots (14)$$

$$\beta_0 x_{3,2} = -\beta_0 x_{2,2} / 1.2 \quad \dots\dots\dots (15)$$

および (9) 式によってあたえられる. すなわち e_0, β_0 をパラメータとして, (12), (13) 式の組合せから $x_{1,1}, x_{2,2}$ を計算し, それを (14), (15), (9) 式に代入すれば残りの羽根角度数がすべて決定され, したがって (5)~(8) 式より代表トルクコンバータの性能が求められる. なお (12), (13) 式の解は2組あるが, ここには $\tau_0, \tau'_0 > 0$ の条件を満足する解を採用するのが正しい. 一般的にも同形の式になる.

上記数値例について, 基準点の値 (e_0, β_0) を種々変えて計算した結果の一部を示せば, 羽根角度数 x は第2図のごとく, 性能曲線は第3図のごとくなる. 図

は $e_0 = 0.2$ の例であるが, e_0 を変えた場合の性能曲

線の変化は前報の

1段の場合と同様

であって, e_0 の小

さいものなど失速

点トルク比 t_s は大

きく最高効率 η_m

は低くなる. β_0 に

ついても1段の場

合と同様で, β_0 の

小さいものほど t_s

η_m ともに一般に

大きくなる. 第4

図は数多くの計算

結果から $t_s \sim \eta_m$

曲線をまとめてみ

たもので図中の破

線は前報に述べた

理由から $|x|_{\max}$

$= 2.5$ の限界線を

示している.

この限界以下の性

能が一応実現可能

と考えられよう. 図を前報の1段の第6, 7, 8図と

第2図 正転用 P-T₁-S-T₂型の
羽根角度 ($\lambda = 0.2, \rho_1 = 0.6,$
 $\rho_3 = 1.2, \rho_4 = 1.0, e_0 = 0.2$)

と考えられよう. 図を前報の1段の第6, 7, 8図と

第3図 正転用 P-T₁-S-T₂ 型の性能曲線 ($\lambda=0.2$, $\rho_1=0.6$, $\rho_3=1.2$, $\rho_4=1.0$, $e_0=0.2$)

第4図 正転用 P-T₁-S-T₂ 型の $t_s \sim \eta_m$ 曲線 ($\lambda=0.2$, $\rho_1=0.6$, $\rho_3=1.2$, $\rho_4=1.0$)

$$\text{原動軸トルク } \tau = \tau_1 = \beta \{1 - \rho_1^2 e - \beta(x_{1,2} - \rho_1 x_{6,2})\} \quad (16)$$

$$\text{被動軸トルク } \tau' = -\tau_2 - \tau_4 - \tau_6 = \beta \{1 - (\rho_1^2 + \rho_3^2 + \rho_5^2) e - \beta(x_{1,2} - \rho_3 x_{2,2} + \rho_4 x_{3,2} - \rho_5 x_{4,2} + \rho_6 x_{5,2} - \rho_1 x_{6,2})\} \quad (17)$$

循環流速

$$\begin{aligned} & \beta^2 \left\{ (\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \lambda_4 + \lambda_5 + \lambda_6) + \left(\lambda_1 \frac{x_{1,1}^2 + x_{1,2}^2}{2} + \lambda_2 \frac{x_{2,1}^2 + x_{2,2}^2}{2} + \lambda_3 \frac{x_{3,1}^2 + x_{3,2}^2}{2} \right. \right. \\ & \quad \left. \left. + \lambda_4 \frac{x_{4,1}^2 + x_{4,2}^2}{2} + \lambda_5 \frac{x_{5,1}^2 + x_{5,2}^2}{2} + \lambda_6 \frac{x_{6,1}^2 + x_{6,2}^2}{2} \right) \right. \\ & \quad \left. + (x_{1,1} - x_{6,2})^2 + (x_{2,1} - x_{1,2})^2 + (x_{3,1} - x_{2,2})^2 + (x_{4,1} - x_{3,2})^2 + (x_{5,1} - x_{4,2})^2 + (x_{6,1} - x_{5,2})^2 \right\} \\ & \quad - 2\beta \{ \rho_1 x_{1,1} - x_{2,1} - (\rho_1 x_{1,1} - x_{2,1} + \rho_3 x_{3,1} - \rho_4 x_{4,1} + \rho_5 x_{5,1} - \rho_6 x_{6,1}) e \} \\ & \quad - \{ 1 - \rho_1^2 - (1 - \rho_1^2 - \rho_3^2 + \rho_4^2 - \rho_5^2 + \rho_6^2) e^2 \} = 0 \quad (18) \end{aligned}$$

効率 η , トルク比 t は (8) 式と同じになる。次に基準点 (e_0 , β_0) における無衝突流れの条件とエネルギー式および

$$\begin{aligned} \partial t_0 / \partial x_{1,1} &= \partial t_0 / \partial x_{1,2} = \partial t_0 / \partial x_{2,2} = \partial t_0 / \partial x_{3,2} \\ &= \partial t_0 / \partial x_{4,2} = 0 \quad (19) \end{aligned}$$

の関係とから、羽根角度数を算出する式を求めれば、計算方法⁽³⁾は省略して、その結果は次のようになる。なお簡単のため数値例, $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = \lambda_4 = \lambda_5 = \lambda_6 = 0.2$, $\rho_1 = 0.6$, $\rho_3 = 1.2$, $\rho_4 = 1.2$, $\rho_5 = 1.0$, $\rho_6 = 0.8$ にて示す。

比較すれば、2段型式にすることによって、到達可能な失速点トルク比を大きくしうることがわかるであろう。ここに述べた結果は1数値例にすぎないので、これ以上の詳細な検討をおこなうためには更に計算を補足せねばならないが、定性的な傾向は一応明白となったであろう。

3. 正転用3段トルクコンバータ

現用のトルクコンバータで最も段数の多いものは P-T₁-S₁-T₂-S₂-T₃ 型の3段である。そこで、前章と同様な整理計算によって、この型式の正転用3段トルクコンバータの性能を調べてみる。計算を簡単にするため、第5図のごとく隣接する羽根車間の自由流路はきわめて小さいものとし、基準の羽根車にはポンプをとってその番号を $i=1$ とする。記号は前述と同様にとり、半径比および羽根角度数の添字を図のようにとれば、前報 (8), (9) 式より

第5図 P-T₁-S₁-T₂-S₂-T₃ 型回路断面

$$\begin{aligned} & (1.78 - 1.62 e_0) \beta_0 x_{1,1} - 3.417 e_0 \beta_0 x_{4,2} \\ & - 0.345 + 1.122 e_0 + 0.897 e_0^2 - 0.9 \beta_0^2 = 0 \quad (20) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & 1.7 \beta_0^2 x_{1,1}^2 + 2.034 \beta_0^2 x_{4,2}^2 - (5.88 - 6.36 e_0) \beta_0 x_{1,1} \\ & + 8.055 e_0 \beta_0 x_{4,2} + 0.891 - 3.366 e_0 - 2.466 e_0^2 = 0 \quad (21) \end{aligned}$$

$$\beta_0 x_{1,2} = (1 - e_0) - \beta_0 x_{1,1} / 0.6 \quad (22)$$

$$\beta_0 x_{2,1} = \beta_0 x_{1,2} - (1 - e_0) = -\beta_0 x_{1,1} / 0.6 \quad (23)$$

$$\beta_0 x_{2,2} = 1.2 \beta_0 x_{4,2} \quad (24)$$

$$\beta_0 x_{3,1} = \beta_0 x_{2,2} - 1.2 e_0 = 1.2 (\beta_0 x_{4,2} - e_0) \quad (25)$$

$$\beta_0 x_{3,2} = -1.2 \beta_0 x_{4,2} \dots\dots\dots (26)$$

$$\beta_0 x_{4,1} = \beta_0 x_{3,2} + 1.2 e_0 = 1.2 (e_0 - \beta_0 x_{4,2}) \dots\dots (27)$$

$$\beta_0 x_{5,1} = \beta_0 x_{4,2} - e_0 \dots\dots\dots (28)$$

$$\beta_0 x_{5,2} = -0.8 \beta_0 x_{4,2} \dots\dots\dots (29)$$

$$\beta_0 x_{6,1} = \beta_0 x_{5,2} + 0.8 e_0 = 0.8 (e_0 - \beta_0 x_{4,2}) \dots\dots (30)$$

$$\beta_0 x_{6,2} = \beta_0 x_{1,1} - 0.6 (1 - e_0) \dots\dots\dots (31)$$

すなわち (20), (21) 式より $x_{1,1}$, $x_{4,2}$ が, (22)~(31) より残りの羽根角度数が e_0 , β_0 をパラメータとして決定され, したがって (16), (17), (18) 式より代表トルクコンバータの性能が求められる. なお (20), (21) 式の解のうちで τ_0 , $\tau'_0 > 0$ の条件を満足する羽根角度数を採用せねばならない.

上記数値例について, 前章と同様に計算した結果を示せば, 羽根角度数および性能曲線の 1 例は第 6, 7 図のごとく, 数多くの計算結果をまとめた $t_s \sim \eta_m$ 曲

線は第 8 図のごとくなる. e_0 , β_0 を変えた場合の性能の変化は 1 段, 2 段と同様である. しかし第 8 図を前報の第 6, 7, 8 図および前章の第 4 図と比較してみればわかるように, 段数を増すことによって, 到達可能な失速点トルク比が大きくなっている. なお図中の破線は比較のために $|x|_{\max} = 2.5$ の限界線を表わしたもので, この限界以下の性能が一応実現可能と考えられよう.

前章および本章によって, 多段トルクコンバータの整理された性能計算法が比較的容易に求められることと, 数値例ではあるが段数を増すことによる性能変化の模様がはっきり示されたであろう. なお $\lambda = 0.2$ の数値自体については今後の実験研究によって吟味すべき問題が含まれている.

4. 逆転用 1 段トルクコンバータ

ここに逆転用という意味は, ポンプとタービンとが互いに異なった方向に回転する型式のことであって, これは流体継手と組合されて, たとえば逆転不能高速大馬力の原動機の逆転装置に使用される. 船用としての案はすでに幾つか発表されているが, 現在までのところ完全に実用化された例はほとんどないようである. その理由は逆転用トルクコンバータの性能がいまだはっきりと把握されておらず, したがって高性能のものがえられていないことによるのであろう. そこで前記の正転用の計算方法と類以の取扱いによって, 逆転用トルクコンバータの性能を系統的に整理計算し, その結果を吟味してみる.

まず最も簡単な 1 段の型式で考えることとし, 筆者の計算⁽⁴⁾から逆転用にすぐれていると見なされる P-S-T 型について論じる. 前報の一般計算式を適用するため, 第 9 図のごとくポンプを基準 $i=1$ にとり,

第 6 図 正転用 P-T₁-S₁-T₂-S₂-T₃ 型の羽根角度 $(\lambda=0.2, \rho_1=0.6, \rho_3=\rho_4=1.2, \rho_5=1.0, \rho_6=0.8, e_0=0.2)$

第 7 図 正転用 P-T₁-S₁-T₂-S₂-T₃ 型の性能曲線 $(\lambda=0.2, \rho_1=0.6, \rho_3=\rho_4=1.2, \rho_5=1.0, \rho_6=0.8, e_0=0.2)$

第 8 図 正転用 P-T₁-S₁-T₂-S₂-T₃ 型の $t_s \sim \eta_m$ 曲線 $(\lambda=0.2, \rho_1=0.6, \rho_3=\rho_4=1.2, \rho_5=1.0, \rho_6=0.8)$

第 9 図 P-S-T 型回路断面

一般的記号を簡単化して第 1 表のごとくする. 同表以外の記号はこれまで用いてきた一般的記号に従う. なお相隣る羽根車間の自由流路はきわめて小さいものとする.

第 1 表中逆転用のために、被動軸トルク T' , $\tau' \leq 0$, タービン回転速度 $\omega' \leq 0$, したがってトルク比 $t \leq 0$ 速度比 $e \leq 0$ である. 前報 (8), (9), (15) 式より

第 1 表 P-S-T 型の記号

	ポンプ ($i=1$)	ステータ ($i=2$)	タービン ($i=3$)
回転角速度	$\omega_1 = \omega$	$\omega_2 = 0$	$\omega_3 = \omega'$
流体に与えるトルク	$T_1 = T$	$T_2 = T''$	$T_3 = -T'$
速度比	$e_1 = 1$	$e_2 = 0$	$e_3 = e$
無次元トルク	$\tau_1 = \tau$	$\tau_2 = \tau''$	$\tau_3 = -\tau'$
羽根車入口半径比	$\rho_{1,1} = \rho_1$	$\rho_{2,1} = 1$	$\rho_{3,1} = \rho_3$
羽根車出口半径比	$\rho_{1,2} = 1$	$\rho_{2,2} = \rho_3$	$\rho_{3,2} = \rho_1$

$$\text{原動軸トルク } \tau = \beta \{1 - \rho_1^2 e - \beta(x_{1,2} - \rho_1 x_{3,2})\} \quad (32)$$

$$\text{被動軸トルク } \tau' = \beta \{-\rho_1^2 e - \beta(\rho_3 x_{2,2} - \rho_1 x_{3,2})\} \quad (33)$$

循環流速

$$\beta^2 \left\{ (\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3) + \left(\lambda_1 \frac{x_{1,1}^2 + x_{1,2}^2}{2} + \lambda_2 \frac{x_{2,1}^2 + x_{2,2}^2}{2} + \lambda_3 \frac{x_{3,1}^2 + x_{3,2}^2}{2} \right) + (x_{1,1} - x_{3,2})^2 + (x_{2,1} - x_{1,2})^2 + (x_{3,1} - x_{2,2})^2 \right\} - 2\beta \{ \rho_1 x_{1,1} - x_{2,1} - (\rho_1 x_{1,1} - \rho_3 x_{3,1}) e \} - \{ 1 - \rho_1^2 - (\rho_3^2 - \rho_1^2) e^2 \} = 0 \quad (34)$$

$$\text{トルク比 } t = \tau' / \tau, \quad \text{効率 } \eta = t \times e \quad (35)$$

となり, 半径比 ρ , 羽根角度数 x , 摩擦損失係数 λ が既知であれば, これまでの各型式と同様に上記諸式によって速度比 e (負の値) に対する性能が計算される. 羽根角度数の決定法をこれまでのやり方と同様にすれば, 基準点の値 e_0, β_0 をパラメータとして次の諸式が求められる. ここに式の導出法は前報の正転用 1 段の場合と類似であるので省略する. なお簡単のため $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 \equiv \lambda$ とする.

$$\begin{aligned} & \rho_1 \left[\left\{ \left(\frac{1}{\lambda} + \frac{1}{2} \right) + \left(\frac{1}{\lambda} - \frac{1}{2} \right) \left(\frac{\rho_3}{\rho_1} \right)^2 \right\} e_0 - \left(\frac{1}{\lambda} - \frac{1}{2} \right) \right] \\ & \beta_0 x_{1,1} + \left[\left(\frac{1}{\lambda} - \frac{1}{2} \right) \rho_3^2 e_0 + \left(\frac{1}{\lambda} + \frac{1}{2} \right) \right] \beta_0 x_{1,2} \\ & + \left[\left(\frac{\rho_1^2}{2} + \frac{\rho_3^2}{\lambda} \right) e_0^2 - \left\{ \left(\frac{1}{\lambda} + \frac{1}{2} \right) \rho_1^2 + \left(\frac{1}{\lambda} - \frac{1}{2} \right) \rho_3^2 \right\} e_0 \right. \\ & \left. - \frac{1}{\lambda} (1 - \rho_1^2) + 3\beta_0^2 \right] = 0 \quad (36) \\ & \left(1 + \frac{\rho_3^2}{\rho_1^2} \right) \beta_0^2 x_{1,1}^2 + (1 + \rho_3^2) \beta_0^2 x_{1,2}^2 + 2 \frac{\rho_3^2}{\rho_1} \beta_0^2 x_{1,1} x_{1,2} \\ & - \left[\left\{ 2 - \left(1 + \frac{2}{\lambda} \right) e_0 \right\} \frac{\rho_3^2}{\rho_1} + \left(1 + \frac{2}{\lambda} \right) (1 - e_0) \rho_1 \right] \beta_0 x_{1,1} \\ & - \left[\left\{ 2 - \left(1 + \frac{2}{\lambda} \right) e_0 \right\} \rho_3^2 - \left(\frac{2}{\lambda} - 1 \right) \right] \beta_0 x_{1,2} \\ & - \left[\left(\frac{2}{\lambda} - \frac{1}{2} \right) (1 - \rho_1^2) - (\rho_1^2 + \rho_3^2) \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & + \left(1 + \frac{2}{\lambda} \right) (\rho_1^2 + \rho_3^2) e_0 - \frac{1}{2} \left(\rho_1^2 + \rho_3^2 + \frac{4}{\lambda} \rho_3^2 \right) e_0^2 \\ & - 3\beta_0^2 \Big] = 0 \quad (37) \end{aligned}$$

$$\beta_0 x_{2,1} = \beta_0 x_{1,2} - 1 \quad (38)$$

$$\beta_0 x_{2,2} = \rho_3 (1 - e_0) - \beta_0 \{ (\rho_3 / \rho_1) x_{1,1} + \rho_3 x_{1,2} \} \quad (39)$$

$$\beta_0 x_{3,1} = \rho_3 - \beta_0 \{ (\rho_3 / \rho_1) x_{1,1} + \rho_3 x_{1,2} \} \quad (40)$$

$$\beta_0 x_{3,2} = \beta_0 x_{1,1} - \rho_1 (1 - e_0) \quad (41)$$

すなわち λ, ρ_1, ρ_3 をあらかじめ定めておき, e_0, β_0 をパラメータにとれば, (36), (37) 式より $x_{1,1}, x_{1,2}$ が算出され, したがって (38)~(41) 式より残りの羽根角度数が求められる. そこで (32)~(35) 式から代表トルクコンバータの性能がまとめられる. なお (36), (37) 式の解のうちで $\tau_0 > 0, \tau'_0 < 0$ の条件を満足する羽根角度数を採用せねばならない.

摩擦損失係数 λ に関する逆転用トルクコンバータの実験資料がないので, ここに正転用の場合と同様な数値例として $\lambda = 0.2$ とし, 半径比は $\rho_1 = 0.5$ に対して $\rho_3 = 0.8, 1.0, 1.2$ と変えて数多くの数値計算をおこなった結果をまとめて示せば次のごとくなる. 第 10 図は羽根角度数 x , 第 11 図は最高効率 η_m , 第 12 図は失速点トルク比 t_s で, 図中の○印は羽根角度数の限界 $|x|_{\max} = 2.0$ を表わし, その点以下の性能が一応実現可能ということになる. 一般的な傾向は正転用のものと同様で, たとえば最高効率 η_m は $|e_0|$ が大で β_0 が小さいほど高く, 本数値例の範囲では ρ_3 の大きいものほど η_m 大となっている. 一方失速点トルク比 t_s は $|e_0|$ が小で β_0 が小さいほど $|t_s|$ が大きく, 本数値例の範囲では ρ_3 の大きいものほど $|t_s|$ 小となっている. このことは, ρ_3 の大きいものは最高効率は高いが速度比 e に対する効率曲線がやせており, ρ_3 の小さいものは最高効率は低いが効率曲線が太っていることを表わしている. 次に伝達トルクの容量を示す原動軸トルク τ の値は, $\rho_3, |e_0|, \beta_0$ を小さくするほど一般に小さくなる.

逆転用トルクコンバータの実例がほとんどないことから設計の参考資料として, 上記のポンプおよびタービンの比較回転度がどのような値になるかを調べてみる. 簡単のため基準点で考えることにすれば, ポンプ部のトルクは $T_0 = \tau_0 (\gamma/g) \alpha r_2^5 \omega_0^2$, 動力は $P_0 = T_0 \omega_0 = \tau_0 (\gamma/g) \alpha r_2^5 \omega_0^3$, 流量は $Q_0 = \beta_0 \alpha r_2^2 \omega_0$, ヘッドは $H_0 = \eta_{P0} P_0 / (\gamma Q_0) = \eta_{P0} (\tau_0 / \beta_0) (r_2^2 \omega_0^2 / g)$; タービン部のトルクは $T'_0 = \tau'_0 (\gamma/g) \alpha r_2^5 \omega_0^2$, 動力は $P'_0 = T'_0 \omega_0 e_0 = \tau'_0 e_0 (\gamma/g) \alpha r_2^5 \omega_0^3$, 流量は $Q'_0 = Q_0 = \beta_0 \alpha r_2^2 \omega_0$, ヘッドは $H'_0 = H_0 = P'_0 / (\eta_{T0} \gamma Q_0) = (1/\eta_{T0}) (\tau'_0 e_0 / \beta_0) (r_2^2 \omega_0^2 / g)$ となる. そこで γ を kg/m^3 の単位, $g = 9.8 \text{ m/s}^2$ で表わせば, ポンプ部およびタービン部の比較回転度 n_s (rpm, m, m³/s), n'_s (rpm, m, HP) はそれぞれ

第 10 図 逆転用 P-S-T 型の羽根角度
($\lambda=0.2$, $\rho_1=0.5$)

$$\left. \begin{aligned} n_s &= 52.9 a^{1/2} \beta_0^{5/4} (\tau_0 \eta_{P0})^{-3/4} \\ n_s' &= 6.1 (\gamma a \eta_{T0})^{1/2} \beta_0^{5/4} (\tau_0 \eta_{P0})^{-3/4} |e_0| \\ &= n_s |e_0| (\gamma \eta_{T0} / 75)^{1/2} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (42)$$

となる。ここに η_{P0} , η_{T0} はそれぞれポンプ部、タービン部の効率で $\eta = \eta_{P0} \times \eta_{T0}$ である、計算の便のため、ポンプ羽根車をポンプ部、ステータとタービン羽根車の組合せをタービン部とすれば

$$\left. \begin{aligned} \eta_{P0} &= 1 - (\lambda/2) \{1 + (x_{1.1}^2 + x_{1.2}^2)/2\} (\beta_0^3 / \tau_0) \\ \eta_{T0} &= 1 / [1 + (\lambda/2) \{2 + (x_{2.1}^2 + x_{2.2}^2 + x_{3.1}^2 + x_{3.2}^2)/2\} (\beta_0^3 / \tau_0 |e_0|)] \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (43)$$

となる。(42), (43) 式に前述の数値例を適用して計算してみると、結果として $n_s/\sqrt{a}$ は 35~60 の範囲に、 $n_s'/\sqrt{a}$ は 70~110 の範囲となり、 $a=0.7 \sim 1.2$ 程度と考えれば、 n_s はだいたいタービンポンプとボリュートポンプの範囲に、 n_s' は低速フランシス水車

第11図 逆転用P-S-T型の最高効率
($\lambda=0.2$, $\rho_1=0.5$)

第12図 逆転用 P-S-T 型の失速点トルク比
($\lambda=0.2$, $\rho_1=0.5$)

の範囲にはいる。これより羽根車の設計に際しては、水ポンプと水車の資料が一応参考にされうることがわかる。

以上本報においては、正転用多段トルクコンバータの系統的な性能計算法とその数値例、逆転用1段トルクコンバータの性能計算結果の要点を述べた。なお本研究に関連して、正転用には文部省科学試験研究費の補助と、いすゞ自動車KKよりの研究委託が、逆転用には石川島重工業KKよりの研究委託があったことを記す。

注:一

- (1) 昭和26年12月2日第531回講演会および昭和28年4月4日第30期定時総会講演会において講演、原稿受付 昭和29年5月28日
- (2) 正員、東京大学生産技術研究所。
- (3) 計算式の導き方は相当複雑となるが、前報3章の式の変化を参照しておこなえばよい。
- (4) 1段型式では P-T-S 型が正転用に、P-S-T 型が逆転用に適する。第3報に詳述する。