流 体 変 速 機 の 研 究

(第3報 P-T-S 型と P-S-T 型の比較と流路幅の影響)⁽¹⁾石 原 智 男⁽²⁾

Studies of Hydraulic Torque Converter

(The 3rd Report, (a) Comparison between Characteristics of P-T-S and P-S-T Type, (b) Effects of Width of Flow Path on Characteristics)

by Tomo-o ISHIHARA

In this Report it has been discussed that (a) any sort of composition of converter circuit is suitable to normal or reverse operation and (b) any distribution of blade angle at leading or trailing edge over the width of flow path brings high efficiency.

As the results of numerical calculation and theoretical consideration, it has been concluded that :

(a) Pump→Turbine→Stator type is suitable to normal operation use and Pump→Stator→Turbine type to reverse operation, so far as only the single stage is concerned.

(b) In order to guarantee that the efficiency of the whole flow path is equivalent to the value calculated on the design path, it is desirable that the condition of flow at the trailing edge of each member satisfies equation $(rv_\theta)_0 = \text{const.}$, where r is radius, v_θ is circumferential component of absolute velocity at any point of trailing edge and suffix 0 represents the reference point.

1. 緒 言

本報は 1, 2 報で述べた諸計算の吟味に相当するもので、正転用と逆転用に対していかなる羽根車の組合せが適当であるかということ、平均流線上の性能計算結果を設計資料にしようとする場合に流路幅の問題をどのように考えたらよいかということを論じたものである。

計算をおこなった結果は、1 段型式についてはポンプ→タービン→ステータの順の配置の P-T-S 型が正転用に、ポンプ→ステータ→タービンの順の配置の P-S-T 型が逆転用に適することがわかった。また流路幅の問題については、羽根角度の流路幅にわたっての分布を適当にとらないと、全体の性能が平均流線上のそれに比べて、きわめて低いものとなることがわかり、そこで理論解析の結果から、羽根角度の流路幅にわたっての合理的な定め方を算出した。

2. P-T-S 型と P-S-T 型の比較

第 1 図に示す両型式について、1, 2 報では正転用 1 段トルクコンバータには P-T-S 型が、逆転用 1 段トルクコンバータには P-S-T 型がすぐれているものとしてその性能を求めた。しかしその予想は常識的に

第1図 1 段基本型式

流れの模様から考えたものであって、具体的な検討はまだおこなっていない。そこで本章においてその吟味を定量的に求めてみる。

まず正転用の場合について、P-T-S 型の性能は 1 報に詳述してあるので、ここには P-S-T 型を正転用にした場合の性能を調べてみる。その系統的な計算としては、2 報 4 章の諸式で $e_0 > 0$ として羽根角度数を定め、速度比 e の正の範囲の性能を求めればよい。なぜならば、これらの諸式は逆転用に限定してたてられたものではなく、P-S-T 型の一般的な計算式であるからである。1 報 3 章の P-T-S 型と比較するために、摩擦損失係数を等しく $\lambda = 0.2$ とし、半径比は一例として $\rho_1 = 0.5$, $\rho_3 = 1.0$ とする。計算をおこなった結果は、この型式でも一応トルクコンバータとしての性

能をもってはいるが、効率が P-T-S 型に比べて低くなるのがわかった。ここに諸計算の詳細は省略し、正転用トルクコンバータとして最も重要な性能である最高効率 η_m と失速点トルク比 t_s の値を各性能曲線からとりだしてまとめ、その関係を掲げれば第2図のごとくなる。図中の破線は最大羽根角度数の限界 $|\alpha|_{\max} = 2.0$ および 2.5 を示しており、すでに1報で述べたように、製作法によって多少は異なるがこの限界線が一応の製作可能な限界をあたえ、この破線以下の性能

第2図 正転用の P-S-T 型 ($\lambda=0.2$, $\rho_1=0.5$, $\rho_3=1.0$) と P-T-S 型 ($\lambda=0.2$, $\rho_1=\rho_3=0.5$) の性能比較

が実現可能となる。比較のために P-T-S 型のこの限界線を1報第6図 ($\lambda=0.2$, $\rho_1=\rho_3=0.5$) から引用して示したものが図の上方の鎖線であり、これより P-S-T 型は P-T-S 型よりはるかに低い性能しか発揮しえないことが認められよう。もちろん、第2図は $\rho_1=0.5$, $\rho_3=1.0$ で羽根車間の自由流路のきわめて小さい P-S-T 型の一例にすぎないのであるが、 ρ_1 , ρ_3 をこれ以外に変化させてみてもそれほど性能の向上はみられず、ここに正転用としては P-T-S 型がすぐれ P-S-T 型は実用性がないというこれまでの予想が定量的に確認されたと考えてよいであろう。なお P-S-T 型の性能としては、P-T-S 型と同様に、 β_0 の小さいものほど良好となり、 e_0 の小さいものほど最高効率

は低いが、失速点トルク比は大きくなる傾向をもって

次に逆転用の場合について、P-S-T 型の性能は2報に詳述してあるので、ここには P-T-S 型を逆転用にした場合の性能を調べてみる。その系統的な計算としては、1報3章の諸式で $e_0 < 0$ として羽根角度数を定め、速度比 e の負の範囲の性能を求めればよい。なぜならば、これらの諸式は正転用に限定してたてられたものではなく、P-T-S 型の一般的な計算式であるからである。2報4章の P-S-T 型と比較するために、摩擦損失係数を等しく $\lambda=0.2$ とし、半径比は一例として $\rho_1=\rho_3=0.5$ にとる。計算をおこなった結果は、この型式でも一応逆転用トルクコンバータとしての性能をもってはいるが、効率が P-S-T 型に比べて低くなるのがわかった。ここに諸計算の詳細は省略し、比較用として前記と同様に $t_s \sim \eta_m$ 曲線のみを求めた

第3図 逆転用の P-S-T 型 ($\lambda=0.2$, $\rho_1=0.5$, $\rho_3=1.0$) と P-T-S 型 ($\lambda=0.2$, $\rho_1=\rho_3=0.5$) の性能比較

ものが第3図である。図中 P-S-T 型の曲線は2報4章の計算結果 ($\lambda=0.2$, $\rho_1=0.5$, $\rho_3=1.0$) をまとめて表わしたものである。図中の破線は、前述と同様の理由で、 $|\alpha|_{\max}=2.0$ の限界を示し、この限界線以下の性能が一応実現可能となる。図より $t_s \sim \eta_m$ 曲線に関する限りでは、P-S-T 型が P-T-S 型よりはるかに高性能となっていることがわかる。逆転用トルクコンバータとしては、失速点トルク比自体はそれほど重要なものではないかもしれないが、最高効率だけを単に比較して検討することは正確さを欠くことになるので、 $t_s \sim \eta_m$ 曲線を用いたのである。もちろん第3図は $\rho_1=\rho_3=0.5$, $\lambda=0.2$ という P-T-S 型の一例にすぎないのであるが、 ρ_1 , ρ_3 , λ をこれ以外に適当に変化させてみてもそれほど性能は向上されないで、ここに逆転用としては P-S-T 型がすぐれ P-T-S 型は実用性がないというこれまでの予想が定量的に確認されたと考えてよいであろう。なお P-T-S 型の定性的な性能は、2報4章に述べた P-S-T 型の逆転性能と全く同様である。

3. 流路幅の影響⁽³⁾

これまでの計算の取扱いはすべて平均流線（設計流線ともよばれる）に関するものであって、第4図に示す流路の幅 b の影響は全く考慮されていない。そこで平均流線に関する理論計算結果を実際に使用して設計をおこなうためには、この流路幅の影響がどのようなかをあらかじめ調べておく必要がある。なぜなら

第4図 P-T-S 型模型断面

ば、平均流線上で定められた各羽根車出入口の羽根角度数 α の値をそのまま流路幅にわたって等しく適用して設計をおこなうことは危険であり、そのようにすると、各羽根車出入口の流路幅にわたって各場所の半径（回転軸中心からの）が平均流線の半径と異なっているために、性能は予定のものからひどくはずれてしまう結果になるからである。たとえば 1 報 3 章の正転用 1 段 P-T-S 型トルクコンバータで、平均流線の半径比が $\rho_1 = \rho_3 = 0.5$ 、羽根の厚さを無視した流路面積の無次元量が $a = 0.794$ とすれば、内側と外側の流線における半径比は、第 4 図を参照して $\rho_{1i} = 0.62$, $\rho_{10} = 0.38$, $\rho_{2i} = 0.94$, $\rho_{20} = 1.06$, $\rho_{3i} = 0.62$, $\rho_{30} = 0.38$ となる。したがって、たとえば内側の流線では、平均流線の ρ_1 , ρ_3 に相当する半径比は ρ_{1i}/ρ_{2i} , ρ_{3i}/ρ_{2i} となり、平均流線について羽根角度数 α を定めた基準点の無次元循環流速 β_0 は、この内外側には適用できず、上記のように羽根角度数を流路幅にわたって一定にとった場合には、基準点においても内外側では衝突損失が現われることになる。参考のために上記の正転用 1 段トルクコンバータで、 $\lambda = 0.2$, $e_0 = 0.5$, $\beta_0 = 0.27$ によって計算された羽根角度数をそのまま内外側の羽根角度数にとり、内側 ($\rho_1 = \rho_3 = 0.66$) と外側 ($\rho_1 = \rho_3 = 0.36$) の流線について部分トルクコンバータの性能を計算してみると第 5 図のごとくなる。こ

第 5 図 平均流線以外の性能、羽根角度一定の場合 ($\lambda = 0.2$, $\rho_1 = \rho_3 = 0.5$, $e_0 = 0.5$, $\beta_0 = 0.27$; $\lambda_i = \lambda_0 = 0.2$)

こに内外側の摩擦損失係数は一応 $\lambda_i = \lambda_0 = 0.2$ としてある。図には平均流線上の性能を併記してあり、これよりこのような簡単な流路幅の考え方ではトルクコンバータ全体の性能がきわめて低くなることがわかる。もちろんこの計算は数値例であり、 λ_i , λ_0 の値や、流路幅にわたっての流速分布の問題など未知の事項が残されているが、一応の参考にはなる。

以上のことから、流路幅の影響は無視されえないことが明白となったが、これを厳密に検討して合理的な設計法を定めることは容易でない。一般に水車などでおこなわれているように、流路を幾つかに分割して、

それぞれの分割コンバータの性能が良くなるようにすることも考えられるが、部分流路の摩擦損失係数や流路幅にわたっての流速分布が明白になっていないと、計算ばかり複雑であって、しかもその結果には信用がかけない。トルクコンバータの流路幅は、高速フランシス水車などと異なって、比較的狭いので、筆者は次のごとき簡単な理論から、一応合理的と考えられる流路幅にわたった羽根角度数の計算法を求めてみた。

第 6 図 羽根車出口模型

第 6 図のように羽根車出口を模型化して考え、出口面 $P_i - P_o$ 間の任意の点 P を通る流れの速度三角形が図のごときものであるとする。点 P の圧力を p 、絶対流速を v 、流体の比重量を γ 、重力の加速度を g とすれば、この点のエネルギー・ヘッドは $E = p/\gamma + v^2/2g$ であり、これはその流線が羽根車にはいる直前におけるエネルギー・ヘッド E_0 と、羽根車から与えられるエネルギー・ヘッド $\Delta E = \Delta(r\omega \cdot v_\theta)/g$ との和から、羽根車内の損失ヘッド h_L を引いたものに等しく

$$p/\gamma + v^2/2g = E_0 + \Delta(r\omega \cdot v_\theta)/g - h_L \quad \dots\dots\dots (1)$$

となる。ここに r は流線の回転軸中心からの半径、 ω は羽根車回転角速度、 v_θ は絶対流速の円周方向成分である。 E_0 , h_L の値であるが、これを予想して定めることは困難であり、また特殊な場合を除けば流線によってそれほど変化するとは考えられないので、ここに $E_0 - h_L = \text{一定}$ と仮定する。 $\Delta(r\omega \cdot v_\theta) = (r\omega \cdot v_\theta)_2 - (r\omega \cdot v_\theta)_1$ で、右辺第 1 項は該羽根車出口、右辺第 2 項は手前の羽根車出口を表わす。前者はこれから求める量であるが、後者は一応何らかの形で表わしておかねばならない。そこで試みの方法として $(r\omega \cdot v_\theta)_1 = \text{一定}$ とおいてみる。したがって (1) 式は

$$p/\gamma + v^2/2g - (r\omega \cdot v_\theta)_2/g = \text{一定} \quad \dots\dots\dots (2)$$

となり、これを第 6 図を参照して相対流速 w で書き表わせば

$$p/\gamma + v^2/2g - r^2\omega^2/2g = \text{一定} \quad \dots\dots\dots (3)$$

となる。これは相対流のエネルギー式の定数を流線によらず一定とみなしたものにほかならない。次に流れの運動方程式であるが、羽根車出口線は流れに垂直であると仮定すれば、その部分を第 7 図のごとく表わすことができ、回転軸を z 軸とする絶対空間の円とう座標 (r, θ, z) を用いて

$$v_r \partial v_r / \partial r - v_\theta^2 / r + v_z \partial v_z / \partial z = -(1/\rho) \partial p / \partial r \quad \dots\dots\dots (4)$$

かを調べるため、上例について、 $\lambda_i = \lambda_o = 0.2$ にとったときの内外側の流線の性能を求めてみたものが第 9 図である。図は第 5 図と対比さるべきもので、ここに求めた羽根角度数決定法がすぐれていることを示している。なお図中の破線は平均流線の性能を表わしており、上記の計算法を用いて設計すれば、全体の性能が平均流線で考えた性能にだいたい一致するようになることがわかる。なお部分コンバータに分割して、各要素の最良設計をおこなってみると、だいたい第 8 図と同様な羽根角度数がえられることが確認されたが、その一般性を論ずるまでにはいたっていないので、ここには詳しく述べないことにする。

以上流路幅の問題を解いてみたが、今後実験研究によって修正さるべき点が多々含まれており、これで解決されたわけではない。

4. 結 言

1, 2, 3 報にわたって、筆者がこれまでにこなっ

た理論研究の要点を述べたが、これによっていまだ求められていなかった系統的な性能計算が可能になり、設計を理論的におこないうる資料がえられた。もちろん以上によって流体変速機の理論研究がつくされているわけではなく、今後より微視的な面での研究を必要とするであろう。

なお、本研究に当り、終始御指導と御鞭達とを賜わった生産技術研究所兼重教授、宮津教授、工学部鈴木教授に深く感謝申し上げます。また、研究を援助された、いすゞ自動車会社および石川島重工業会社の関係各位に御礼申し上げます。論文中の計算、図表の作製については、井田、河西、大矢、古屋各氏の助力のあったことを記し感謝する。

注：一

- (1) 昭和 26 年 12 月 2 日 第 531 回講演会および昭和 27 年 4 月 3 日第 29 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) 一部は石原、機械学会誌、54 巻 395 号、504 ページ (昭 26) に発表。

621.928.6

単流式サイクロン型粒子選別器の性能について (第 2 報)⁽¹⁾

村上泰蔵⁽²⁾ 福永節夫⁽³⁾

On the Characteristics of a Uniflow Cyclone Type Classifier (2nd Report)

by Taizō MURAKAMI and Setsuo FUKUNAGA

In the first report, we mentioned about the classifying characteristics and its analytical method of our new designed classifier by using the cement powder which is passed through the sieve of 200 mesh Tyler Standard screen. In the above test, the cement powder was classified into four classes. But in the present paper, in order to make clear the fundamental principle with respect to classifying characteristics of our classifier, we further studied and introduced a theoretical formula concerning to the efficiency of classification and separable diameter of limit size of dust particle in most simplest case such that the cement powder to be classified into two classes; the coarse and fine.

The experimental results showed that the classifying characteristics of our 2 stages classifier was influenced by the lap of inner and outer pipes of classifier and their diameters, the fixed position of inlet guide vanes, the velocity of upward dust-laden air current, and the mixed ratio of dust-content to air.

1. 結 言

著者らは第 1 報⁽⁴⁾において試作単流式サイクロン型粒子選別器について、タイラー標準型ふるい 200 メッシュ通過のセメント粉末を使用して 4 段階の粒度に選別分級したときの実験結果、ならびにその結果より選

別器の分級性能を理論的に解析する方法について報告した。本報は選別器の性能を基本的に検討するために粒子をもっとも簡単な粗細 2 群に分級し、選別器の分級効果を表わす分級効率、ならびに分級室内において粒子が分級される限界粒子径について論ずるとともに、これらに影響を持つと考えられる分級室の内外両