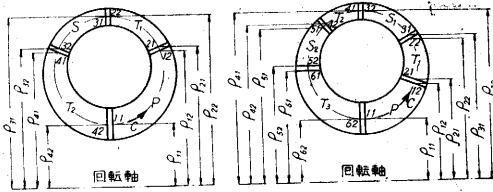


# 多段流体変速機の性能計算法について

石原 智 男

流体変速機 (Hydraulic Torque Converter) の性能を理論計算によって系統的に整理し、使用目的に応じて最良の型式を選定してその設計を行うことは容易でない。特に変速機を構成しているタービン羽根車の数すなわち変速機段数が多くなればなるほど、その困難さが増してくる。筆者が1段の流体変速機について行った性能の系統的理論計算法<sup>(1)</sup>と、その結果からえられる設計法とが、試作実験の結果からみて一応妥当であると考えられたので、同様な計算法を多段の変速機に適用してみた。

流体変速機の性能はポンプ、タービン、ステーター各羽根車の形状によって異り、羽根車の出入口の回転軸からの半径位置および羽根車の出入口における羽根角度によって主として左右される。そこで羽根車半径位置と羽根角度とをいろいろに変えてみて、それぞれの場合について性能を理論的に計算し、その結果を比較検討することが必要である。ところが第1,2図に模型化して示した

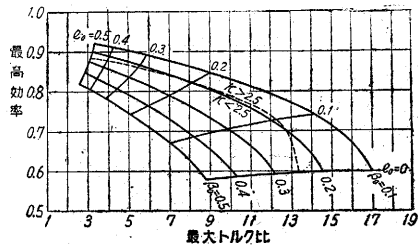


第1図 2段変速機断面 第2図 3段変速機断面  
P = ポンプ羽根車, T = タービン羽根車,  
S = ステーター羽根

2段, 3段のものになると、羽根車半径位置として( $\rho$ で表わす) 2段が6個, 3段が12個, 羽根角度として( $\kappa$ で表わす,  $\kappa = \tan \alpha$ ,  $\alpha$ は回転軸を含む平面と羽根の出入口における切線とのなす角) 同数だけ, すなわち2段が計12個, 3段が計24個の変量をもっている。これらの未知量を系統的に組合せるために、筆者はある回転速度比 $e_0 = (\text{被動軸回転速度}) / (\text{原動軸回転速度})$ と、そこでの羽根車で形式される循環回路内の油の流速 $\beta_0 = (\text{循環流速 } C) / (\text{ポンプ羽根車出口の回転周速})$ とをパラメータとし、各( $e_0, \beta_0$ )の組合せにおいて $e_0$ における伝動効率が最大になるように羽根角度を選定した。この方法を用いれば、羽根車半径位置だけを予め定めておくことによって、羽根角度が( $e_0, \beta_0$ )の函数として一義的に決定されるので、系統的な整理が比較的容易に行われうる。

数値例として、3段で流れの摩擦損失係数 $\lambda = 0.2$ ,  
 $\rho_{11} = \rho_{62} = 0.6$ ,  $\rho_{21} = \rho_{12} = 1.0$ ,  $\rho_{31} = \rho_{22} = 1.2$ ,  $\rho_{41} = \rho_{32} = 1.2$ ,  $\rho_{51} = \rho_{42} = 1.0$ ,  $\rho_{61} = \rho_{52} = 0.8$ とした場合の羽根角度計算式は

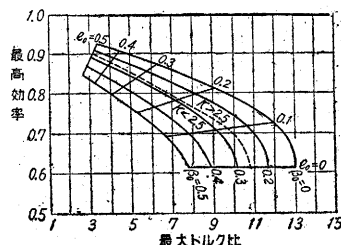
$$\begin{aligned} \kappa_{62} &= \kappa_{11} - 0.6(1 - e_0) / \beta_0, & \kappa_{21} &= \kappa_{12} - (1 - e_0) / \beta_0, \\ \kappa_{31} &= \kappa_{22} - 1.2e_0 / \beta_0, & \kappa_{41} &= \kappa_{32} + 1.2e_0 / \beta_0, \\ \kappa_{51} &= \kappa_{42} - e_0 / \beta_0, & \kappa_{61} &= \kappa_{52} + 0.8e_0 / \beta_0, \\ (1.78 - 1.62e_0)\beta_0\kappa_{11} - 3.417e_0\beta_0\kappa_{42} - 0.345 \\ &+ 1.122e_0 + 0.897e_0^2 - 0.9\beta_0^2 = 0, \\ 1.7\beta_0^2\kappa_{11}^2 - 11.22(1 - e_0)\beta_0\kappa_{11} + 2.034\beta_0^2\kappa_{42}^2 \\ &+ 18.306e_0\beta_0\kappa_{42} + 1.926 - 6.732e_0 - 5.157e_0^2 \\ &+ 2.7\beta_0^2 = 0, \\ \kappa_{11} &= 0.6\kappa_{12} + 0.6(1 - e_0) / \beta_0, & \kappa_{22} &= 1.2\kappa_{42}, \\ \kappa_{32} &= -1.2\kappa_{42}, & \kappa_{52} &= -0.8\kappa_{42} \end{aligned}$$



第3図 2段変速機性能

の12式となる。これより $\kappa$ を算出し、その場合の性能を求め、最高効率と最大トルク比

(被動軸が



第4図 3段変速機性能

静止した場合の被動軸トルクを原動軸トルクで除した値)との関係を示したものが第4図である。第3図は同様な方法で2段のもの( $\lambda = 0.2$ ,

$$\rho_{11} = \rho_{42} = 0.6, \rho_{21} = \rho_{12} = 1.0, \rho_{31} = \rho_{22} = 1.2, \rho_{41} = \rho_{32} = 1.0)$$

について計算した結果を表わす。図中破線で示した限界は、 $\kappa = 2.5$ を示す。この意味は $\kappa$ が2.5程度以上になると製作上または設計上に困難をきたし、そのために性能が急低下するのである。そこで破線が一応得られる性能の最高限界線と考えられるわけで、第3, 4図から高トルク比では3段が、低トルク比では2段が好適であるということ、その定量的な限界が一応判然とされたことがわかる。

以上これまで困難視されていた多段流体変速機の系統的性能整理計算法を求めることができたのでここに報告する。現在これらの資料を実験的に裏付けるべく研究中である。(1953.5.6)

註(1) 筆者, 自動車技術会論文集 No.2 (1951)