

トルクコンバータの性能に関する研究

(第1報 作動に関する考察)

石垣大連* 濱 邦彦**

(昭和54年5月31日受理)

An Investigation on the Performance of a Hydraulic Torque Converter (1)

(A consideration on the operation)

Dairen ISHIGAKI and Kunihiko HAMA

A hydraulic torque converter is a hydraulic device that changes its output speed as the load torque changes. When the load torque increases, the output speed decreases, the input torque and speed remaining nearly constant. It is generally driven by a gasoline-engine. In this case, the input speed changes slightly as the load torque changes owing to the characteristic of the engine.

The author tried to clear up the mechanism of the occurrence of the load torque from the momentum theory and introduce new formulas to calculate the torque.

Next he tried to simulate this converter by a hydraulic power circuit consisting of a hydraulic pump and a hydraulic motor of variable volume type, which are both of a positive displacement type. The characteristics of a torque converter is very similar to that of a hydraulic power transmission device. Therefore, the transient characteristic of the device is referred to and compared with that of the torque converter at the end.

1 緒 言

トルクコンバータは主としてガソリンエンジンに装着して使用するものであり、入力側のトルクおよび回転数を一定に保ち、出力側の負荷トルクが大きくなるときには回転数を減少し、またそれが小さくなるときには回転数を増大する特性を持っている。近年トルクコンバータは数多く作られており、それに応じて幾つかの理論研究^{1)~3)}が発表され、また試作実験の結果^{4)~6)}も報告されているが、トルクと回転数の関係を定める流体的な機構が明確にされていない。

筆者は運動量理論を用いてトルク発生の機構を明らかにし、またトルクコンバータに類

* 機械工学教室 教授

** 機械工学教室 講師

似した特性を持つ油圧伝動装置に修正を施して、これと等価な回路を考案し、その応答特性に関して解析を試みた。その結果トルクコンバータは油圧回路では得難い種々の作用を、簡潔な一本化した形で行なわせうるものであることが判明した。

2 翼と力との関係

Fig. 1 はトルクコンバータの構造の原理を示す。㊸は入力側のポンプで㊹は出力側のタービンである。㊺は固定された案内羽根であり油は矢印のように循環する。

翼について吟味する。Fig. 2 はその取付の状況と流れのベクトル図である。㊸のような翼の取付方では最初に回転したときに油が㊹側に流れないような感じがする。Fig. 3 のように翼に対する相対流を考え流体がOからAに向かってきて、ここで静止したとすれば

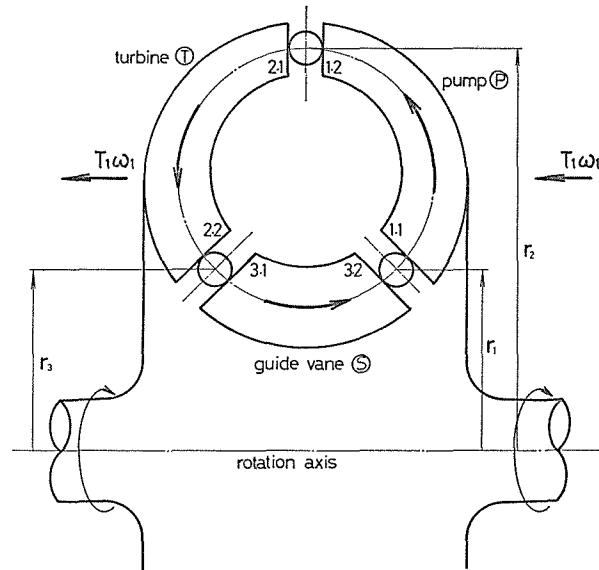


Fig. 1 The schematic view of a torque converter

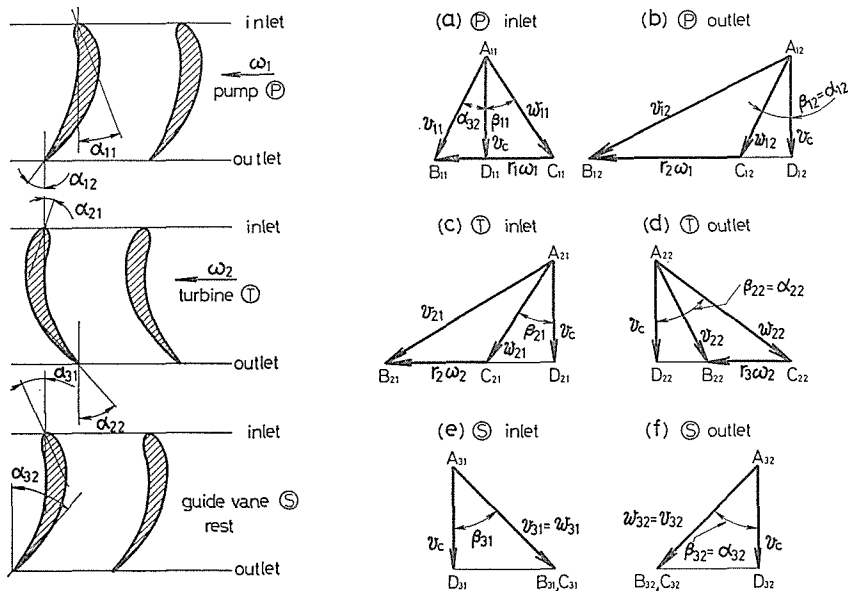


Fig. 2 The configuration of the blades and the flow pattern

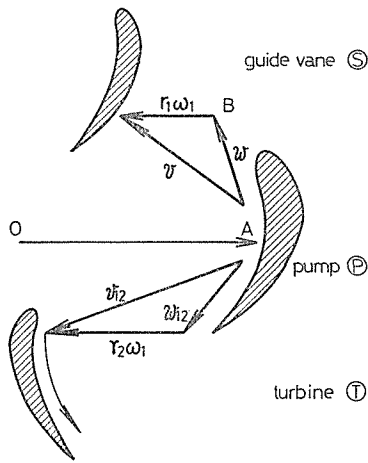


Fig. 3 The determination of the flow direction

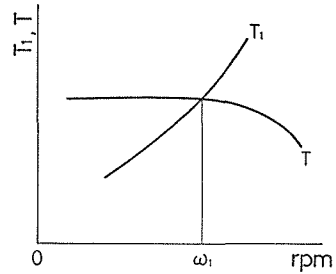


Fig. 4 The relation between the input rpm and the torques

P_A は高圧になり流体は上下に分れる。図の下向きに流れた流体は素直に①→⑤と流れるが、上向きに流れた流体は⑤の翼に直角にぶつかり大きな抵抗を生ずる。よって抵抗の少ない下側へ油は大量に流れ、油は循環して Fig. 2 のような流れになる。

トルクコンバータはガソリンエンジンに取付けることを主として考えたものであり、その回転数は一定範囲内に限られている。

Fig. 4 において T_1 をトルクコンバータへの入力トルクとすれば、安定で効率のよい運転を計るには入力トルク T_1 が負荷側出力トルク T_2 および回転数 ω_2 の変化にかかわらず一定に保たれることが必要である。

運動量の関係からトルクコンバータへの入力トルク T_1 、負荷側出力トルク T_2 および案内羽根の受けるトルク T_3 について考察する。単位時間当りポンプインペラが流体から受ける運動量は流体の密度を ρ 、循環流量を Q 、絶対流速の子午面成分を v_c とすれば

$$\rho Q v_c (\tan \beta_{11} + \tan \beta_{12}),$$

である。ここに β_{11} および β_{12} は Fig. 2 (a), (b) に示されるように β_{11} はポンプ入口における絶対速度の子午面成分 v_c と相対速度 w_{11} とのなす角であり、 β_{12} はポンプ出口における v_c と相対速度 w_{12} とのなす角である。この力が翼に平均に加わるものとして、インペラが油に与えるトルク T_1 は

$$T_1 = \rho Q v_c R_{12} (\tan \beta_{11} + \tan \beta_{12}), \quad (1)$$

となる。ここに R_{12} は回転軸に対するインペラの平均半径である。

同様にランナが油から受けるトルク T_2 は

$$T_2 = \rho Q v_c R_{23} (\tan \beta_{21} + \tan \beta_{22}), \quad (2)$$

となる。ここに R_{23} は回転軸に対するランナの平均半径である。また β_{21} および β_{22} は Fig. 2 (c), (d) に示す。

ステータが油から受けるトルク T_3 は

$$T_3 = -\rho Q v_c R_{31} (\tan \beta_{31} + \tan \beta_{32}), \quad (3)$$

となる. ここに R_{31} は回転軸に対するステータの平均半径である. また β_{31} および β_{32} は Fig. 2(e), (f) に示す.

ところでポンプ, タービン, 案内羽根の出口における子午面に対する羽根の傾きをそれぞれ α_{12} , α_{22} , α_{32} とすれば式 (1), (2), (3) における β_{12} , β_{22} , β_{32} はそれぞれ α_{12} , α_{22} , α_{32} に等しくこれは既知量である. また式 (1), (2), (3) よりおのおののトルクは各翼への流入角の関数となる.

つぎに Fig. 5 において流速が一定でポンプ①, タービン②および案内羽根③の幅が同じであれば単位体積あたり

$$F = \rho V \theta, \quad (4)$$

なる力 F が生ずる. ここに θ は偏向角である. Fig. 5 における F_1 は外部からの力, F_2 はランナに与える力, F_2' および F_3' は油の受ける力, F_3 はステータの受ける力を表わしている. 式 (4) から

$$\theta = \int_{t_1}^{t_2} \frac{F}{\rho V} dt, \quad (5)$$

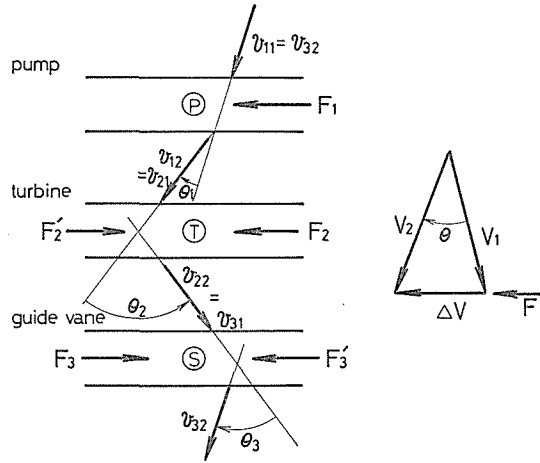


Fig. 5 The relation among the forces and the flow velocities

であり, 各帯を通過する時間は同じであるから各幅を通過する間にうける流れの方向の偏向角をポンプ, タービン, 案内羽根についてそれぞれ θ_1 , θ_2 , θ_3 とすると

$$\theta_1 + \theta_2 + \theta_3 = 0. \quad (6)$$

式 (6) が成立するならば油は一回まわって最初と同じ方向をとる. しかし回路の外側は断面積が大きく速度は遅く, 内側はその逆である. よって断面積に逆比例した力を与えてその和が偏向を相殺するようにすればよい. 断面積は半径に比例するから流速 V をつぎのようにおく. すなわち

$$V = K_1 \frac{Q}{r}, \quad (7)$$

とおく. ここに Q は流量を表わし一定である. また r は半径, K_1 は正の定数である. インペラ内における流速と偏向角は流入時点を t_1 , 流出時点を t_2 とすると式 (5) から

$$\theta_1 = \int_{t_1}^{t_2} \frac{Fr}{\rho Q K_1} dt = \frac{T_1 \Delta t}{\rho Q K_1}. \quad (8)$$

ランナ，ステータに対しても同様に偏向角が得られる．

$$\theta_2 = -\frac{T_2 \Delta t}{\rho Q K_1}, \quad (9)$$

$$\theta_3 = -\frac{T_3 \Delta t}{\rho Q K_1}. \quad (10)$$

式(8)，(9)，(10)を式(6)に代入して

$$T_1 - T_2 - T_3 = 0. \quad (11)$$

Fig. 6 に示す \dot{m}_1 を単位時間当り検査面に入る運動量， \dot{m}_2 を単位時間当り検査面から出る運動量とすれば，翼に加わる力は F であり両面の圧力差は

$$\Delta P = \frac{F}{A} = \frac{\dot{m}_{1X} - \dot{m}_{2X}}{A}, \quad (12)$$

である．ここに \dot{m}_{1X} は運動量 \dot{m}_1 の X 方向成分， \dot{m}_{2X} は運動量 \dot{m}_2 の X 方向成分である．もし翼弦長 b が大きければ ΔP は小さくなる．偏向の作用は ΔP によるのであるから実際には偏向角度は F だけで定まり，幅 b には関係ない．

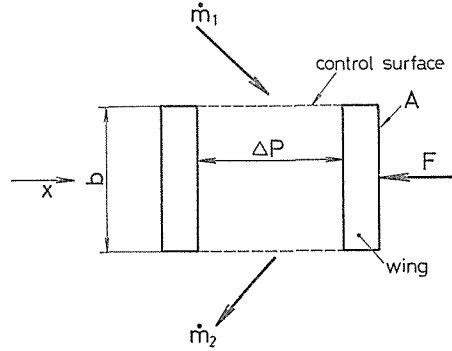


Fig. 6 The consideration for the momentum taking the space between two blades as the control volume

3 負荷の運動と動力との関係

Fig. 2 において示した速度三角形について

$$v_{11} = v_{32} = v_c \sec \alpha_{32}. \quad (13)$$

図(a)より

$$\tan \beta_{11} = \frac{\overrightarrow{C_{11}D_{11}}}{\overrightarrow{A_{11}D_{11}}} = \frac{\overrightarrow{C_{11}B_{11}} - \overrightarrow{D_{11}B_{11}}}{\overrightarrow{A_{11}D_{11}}} = \frac{r_1 \omega_1 - v_c \tan \alpha_{32}}{v_c}. \quad (14)$$

$$\therefore \beta_{11} = \tan^{-1} \left(\frac{r_1 \omega_1}{v_c} - \tan \alpha_{32} \right). \quad (15)$$

図(b)より

$$\angle B_{12}A_{12}D_{12} = \tan^{-1} \left(\frac{r_2 \omega_1}{v_c} + \tan \alpha_{12} \right), \quad (16)$$

であり，図(b)，(c)において $\triangle A_{12}B_{12}D_{12} \equiv \triangle A_{21}B_{21}D_{21}$ だから

$$\beta_{21} = \tan^{-1} \left\{ \frac{r_2(\omega_1 - \omega_2)}{v_c} + \tan \alpha_{12} \right\}. \quad (17)$$

同様に図 (d), (e) において $\triangle A_{22}D_{22}B_{22} \equiv \triangle A_{31}D_{31}B_{31}$ だから

$$\beta_{31} = \tan^{-1} \left(\tan \alpha_{22} - \frac{r_3 \omega_2}{v_c} \right). \quad (18)$$

式(15)において ω_1/v_c を一定と考えれば β_{11} は一定となり, 式(1)から T_1 は ω_1 のいかにかわらず一定である. ここで ω_1 を一定にしてつぎの T_2 および T_3 を考える. $\omega_1 > \omega_2$ で $(\omega_1 - \omega_2)$ が大きくなれば式(17)から β_{21} は大きくなり, したがって式(2)から T_2 は大きくなる. 一方 $\omega_1 < \omega_2$ で $|\omega_1 - \omega_2|$ が大きくなれば T_2 は減少する. ω_2 が大きくなれば式(18)から β_{31} は小さくなり, 式(3)の T_3 の絶対値は小さくなる. さらに ω_2 が大きくなれば β_{31} は負になってその絶対値を増す. したがって式(3)から $|T_3|$ は大きくなる. ω_2 が非常に小さくなると T_3 は負でその絶対値を増す.

これから見て分かるように式(17)と式(18)から ω_2 が大きくなれば β_{21} も β_{31} も小さくなる. これは $|T_2|$ および $|T_3|$ がともに小さくなったことを意味する. 図(a)にみるようにこのとき流路の抵抗が小さくなるので Q も v_c も増して v_{11} が増大すると β_{11} は小さくなる. 逆に ω_2 が小さくなりスリップが増大すれば β_{21} も β_{31} も増大する. このとき流路抵抗が増大し Q も v_c も減小する. よって v_{11} が小さくなり β_{11} は増大する.

翼の抗力は, Qv_c の増減と β_{11} の減小・増加とが丁度相殺されるような形状を選んでおけば, T_1 は T_2 , T_3 の状況のいかにかわらず ω_1^2 に比例した値をとらせることができる. ガソリンエンジンに結合して使用すれば Fig. 4 に示すように定速, 定トルク運転が可能になる.

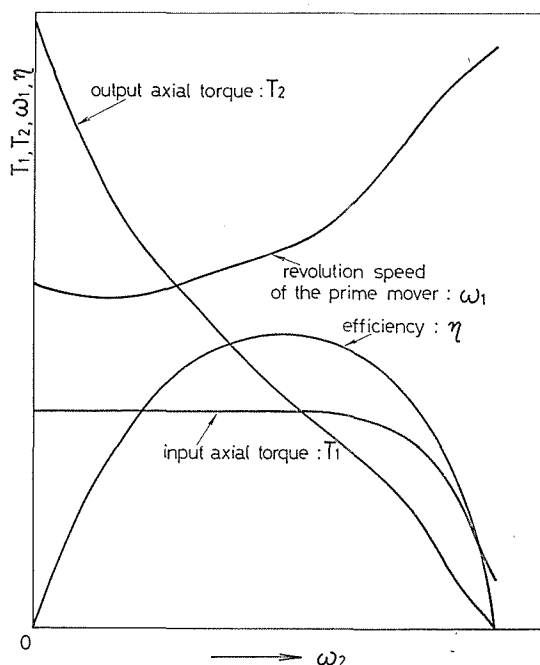


Fig. 7 The characteristic curve of an engine

可能になる.

式(11)が示すように $T_1 = T_2 + T_3$ であり T_1 を一定と考えれば, A を定数として $T_2 = -T_3 + A$ である. T_2 は $\omega_2 \rightarrow 0$ にいたるまで増大させることができるが無限大とはなり得ない. このとき T_3 もその絶対値を増すが方向は逆である. $\omega_2 \rightarrow \omega_1$ とすれば T_2 は減少するが0にはならない. しかし T_3 はあるところで0になりここでは $T_1 = T_2$ となる. ω_2 が ω_1 より大きくなれば T_2 は0になることができる. ここでは $T_3 = A = T_1$ である. これらの関係から Fig. 7 の特性曲線を得る. 効率は ω_2 が0のときと最高速度のとき0になる.

4 油圧等価回路

Fig. 8 に示す油圧伝動装置はトルクコンバータに似た性質を持っている。ポンプは一定回転数とする。

ω_1 : ポンプ回転数 (一定), ω_2 : モータ回転数, D_1 : ポンプ 1 ラジアン回転当りの吐出量, D_2 : モータ 1 ラジアン回転当りの流入量, T_1 : ポンプ入力トルク, T_2 : モータ出力トルク, q_1 : ポンプ流量, q_2 : モータ流量, q : シャント流量, r : シャント抵抗とすれば

$$T_2 = D_2 P. \quad (19)$$

$$P = r q^2. \quad (20)$$

$$q_2 = D_2 \omega_2 = q_1 - q. \quad (21)$$

$$q_1 = D_1 \omega_1. \quad (22)$$

式(19)~(22)から

$$\begin{aligned} T_2 &= D_2 r q^2 = D_2 r (q_1 - q_2)^2 \\ &= D_2 r (D_1 \omega_1 - D_2 \omega_2)^2 \\ &= D_2^3 r \left(\frac{D_1}{D_2} \omega_1 - \omega_2 \right)^2. \end{aligned} \quad (23)$$

よって Fig. 9 に示す特性曲線を得る。

つぎに T_1 について考察する。ポンプ入力トルク T_1 は

$$T_1 = D_1 P, \quad (24)$$

であるから式(19)より

$$T_1 = \frac{D_1}{D_2} T_2 \quad \text{または} \quad T_2 = \frac{D_2}{D_1} T_1. \quad (25)$$

よって T_2 は T_1 に比例する。

効率 η に関しては式(23)から

$$\omega_2 = \frac{1}{D_2} \left(D_1 \omega_1 - \sqrt{\frac{T_2}{D_2 r}} \right), \quad (26)$$

となるから式(19), (24) および式(26)から

$$\eta = \frac{T_2 \omega_2}{T_1 \omega_1} = 1 - \frac{1}{D_1 \omega_1} \sqrt{\frac{T_2}{D_2 r}}. \quad (27)$$

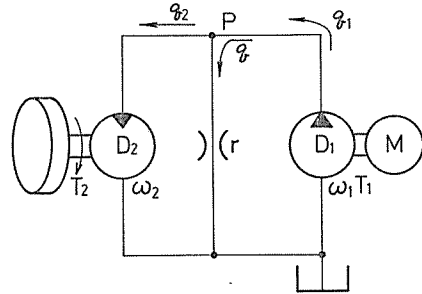


Fig. 8 The hydraulic transmission circuit

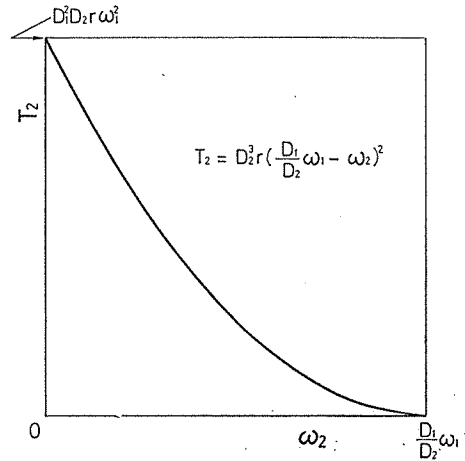


Fig. 9 The relation between the output rpm and the torque

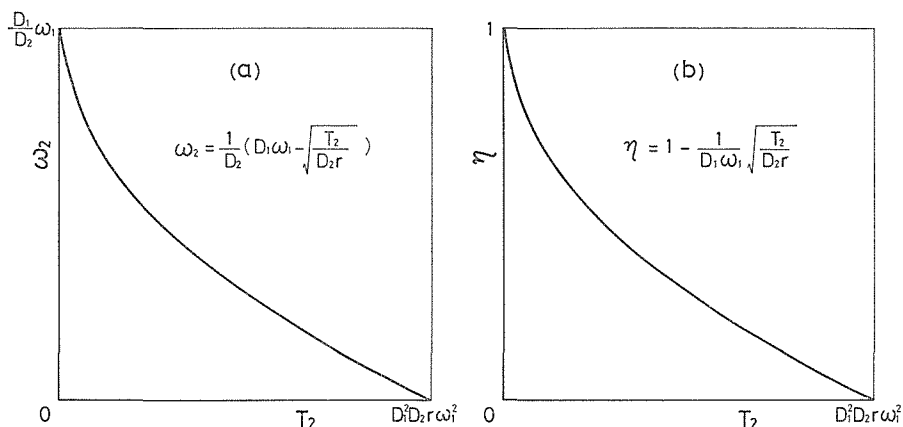


Fig. 10 The relation between the output rpm and the torque, and that between the efficiency and the torque

これらの関係式(26)および(27)を図示すれば Fig. 10 (a), (b) のようになる。 $T_2 = D_1^2 D_2 r \omega_1^2$ でモータは停止し効率も 0 になる。出力のみに注目して回転数が上がればトルクが下がる面ではトルクコンバータに似ているが、第 1 に入力に負荷トルクに応じて変化する点異なる。3 相モータに結合する場合にはこれでもよいがエンジンに結合する場合には不都合である。第 2 に ω_2 の値を ω_1 に比較して大きな範囲にとろうとすれば D_1/D_2 を大きくし

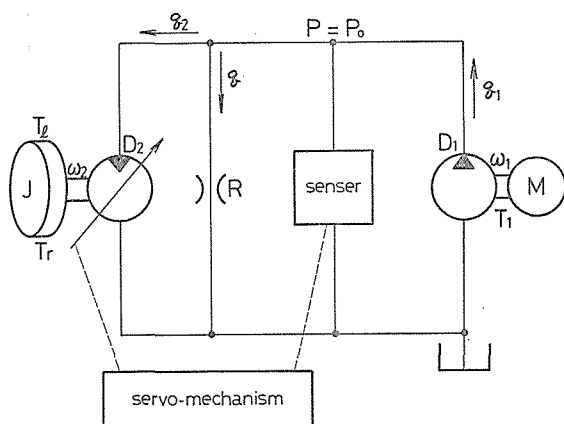


Fig. 11 The torque converter simulating hydraulic circuit with a servo-mechanism

なければならない。すると T_2 の大きなところでは P も大きくなり T_1 は非常に大きくなり不便である。これは Fig. 10 (b) で T_2 が大きくなれば η が小さくなることに起因する。

したがって等価回路としてはつぎのものを考える。 Fig. 11 に示すようにポンプおよびモータの圧力 P を測定するためのセンサを設置する。負荷トルク T_l が変化すると圧力 P も変化するが、サーボ機構を用いて D_2 を変化させ P を常に一定値に保つ

$$T_r = D_{20} P_0, \quad (28)$$

である。一方負荷トルク T_l が加えられた場合には

$$T_l + T_r = D_2 P_0 \quad \text{すなわち} \quad D_2 = \frac{T_l + T_r}{P_0}. \quad (29)$$

また

$$T_1 = D_1 P_0 = \text{一定}. \quad (30)$$

シャント抵抗 R を流れる流量 q は

$$Rq^2 = P_0 \quad \text{すなわち} \quad q = \sqrt{\frac{P_0}{R}}. \quad (31)$$

式 (21), (22) および式 (31) から

$$\omega_2 = \frac{1}{D_2} \left(D_1 \omega_1 - \sqrt{\frac{P_0}{R}} \right). \quad (32)$$

式 (29) を用いて

$$\therefore \omega_2 = \frac{P_0}{T_l + T_r} \left(D_1 \omega_1 - \sqrt{\frac{P_0}{R}} \right). \quad (33)$$

したがってこの場合の効率 η は

$$\eta = \frac{(T_l + T_r) \omega_2}{T_1 \omega_1} = 1 - \frac{1}{D_1 \omega_1} \sqrt{\frac{P_0}{R}}, \quad (34)$$

となり一定である。

5 模擬実験装置

トルクコンバータをエンジンに装着した場合を油圧回路で模擬するために Fig. 12 に示した回路について考える。

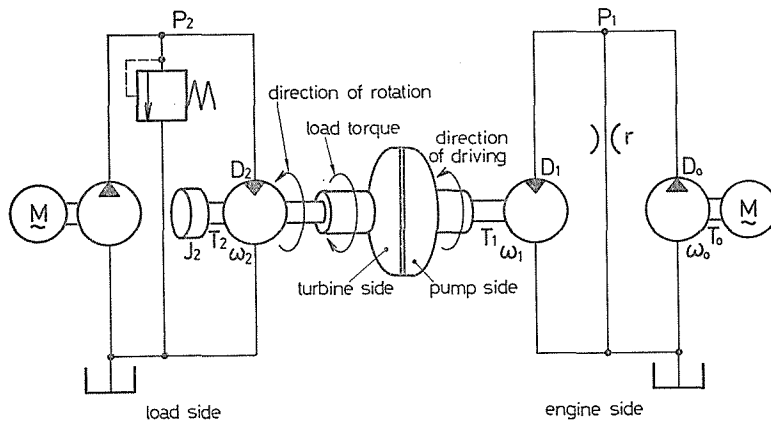


Fig. 12 The simulator for the torque converter driving unit, and that for the load driven by the torque converter

エンジン側について T_1 は ω_1^2 に比例すると考える. 式 (23) により

$$T_1 = D_1^3 r \left(\frac{D_0}{D_1} \omega_0 - \omega_1 \right)^2. \quad (35)$$

T_1 は ω_1^2 に比例するから K_2 を正の定数として

$$T_1 = K_2^2 \omega_1^2, \quad (36)$$

とおくことができる. 式 (35), (36) から

$$\omega_1 = \frac{\frac{D_0}{D_1}}{1 + \frac{K_2}{\sqrt{D_1^3 r}}} \omega_0. \quad (37)$$

一方, 式 (25) により

$$T_0 = \frac{D_0}{D_1} T_1 = D_0^3 r \omega_0^2 \left(\frac{K_2}{\sqrt{D_1^3 r} + K_2} \right)^2. \quad (38)$$

よって r を定めることによって T_0 , ω_0 は定まり, これから ω_1 および T_1 が定まる. このように ω_1 は負荷の状況には影響されない.

つぎに負荷側で考える. リリーフ弁を用いて圧力 P_2 は一定に保たれているので負荷トルク $T_2 = D_2 P_2$ で一定である. リリーフ弁の設定圧を変更することにより負荷を調節

することができる. トルクコンバータの特性を知るための実験方法としては階段状に P_2 の設定値を変更し, これに対する系の応答を見ればよい.

$t = 0$ において P_2 を P_{20} から P_{21} に変更した場合について考える. このとき負荷トルクは $D_2 P_{20}$ から $D_2 P_{21}$ に変化する. 慣性負荷 J_2 に関する運動方程式は

$$J_2 \dot{\omega}_2 = T_2(\omega_2) - D_2 P_{21}, \quad (39)$$

となる. ここで Fig. 13 において $t = 0$ のとき $\omega_2 = \omega_{20}$ とすれば

$$T_2(\omega_2) = (\omega_{2l} - \omega_2) \tan \alpha,$$

$$\text{ただし } \alpha = \tan^{-1} \frac{T_l}{\omega_{2l}}. \quad (40)$$

式 (39) と式 (40) から

$$J_2 \dot{\omega}_2 + (\tan \alpha) \omega_2 = \omega_{2l} \tan \alpha - D_2 P_{21}. \quad (41)$$

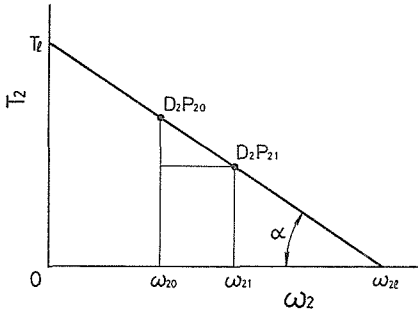


Fig. 13 The relation between the output torque and the output rpm of a torque converter

$$\therefore \omega_2 = \left(\omega_{2l} - \omega_{20} - \frac{D_2 P_{21}}{\tan \alpha} \right) \left(1 - e^{-\frac{\tan \alpha}{J_2} t} \right) + \omega_{20}. \quad (42)$$

式(42)から明らかなようにこの場合の時定数は $J_2/\tan \alpha$ である。したがって α が大きくなるほどすなわち負荷トルク T_l が大きくなるほど時定数は小さくなる。

6 油圧伝動装置の応答

Fig. 14 に示す油圧伝動装置において摩擦負荷トルク T_r を T_{r0} から T_{r1} に階段状に変えた場合の系の応答を考える。この系ではつぎの関係が成立する。この場合に使用する記号は4節で用いた記号であり、関係式もそのまま適用できる。

$$T_2 = D_2 P. \quad (19)$$

$$P = R q^2. \quad (20)'$$

$$q_2 = D_2 \omega_2 = q_1 - q. \quad (21)$$

$$q_1 = D_1 \omega_1. \quad (22)$$

$$T_2 = J \dot{\omega}_2 + T_r. \quad (43)$$

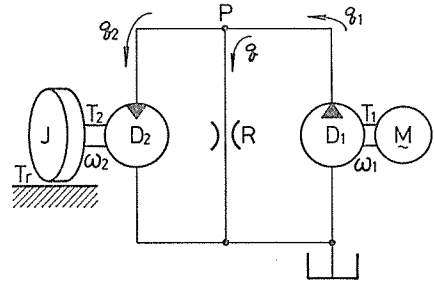


Fig. 14 A hydraulic power transmission

上式の関係から

$$J \dot{\omega}_2 - R D_2 (q_1 - D_2 \omega_2)^2 + T_r = 0. \quad (44)$$

ここで式(21)から $q_1 - D_2 \omega_2 = q$ であるから

$$\dot{\omega}_2 = -\frac{1}{D_2} \dot{q}. \quad (45)$$

よって式(44)はつぎのようになる。

$$\dot{q} + \frac{R D_2^2}{J} q^2 = \frac{D_2 T_r}{J}. \quad (46)$$

この式は q の増大とともに \dot{q} が減少することを示す Riccati の微分方程式である。

ここで $t = 0$ までは定常運転をしていたとし、 $t = 0$ における q を q_0 、 T_r を T_{r0} 、 T_2 を T_{20} 、 ω_2 を ω_{20} 、 P を P_0 とすれば式(19)、(20)'、(43)はそれぞれつぎのようになる。

$$T_{20} = D_2 P_0. \quad (47)$$

$$P_0 = R q_0^2. \quad (48)$$

$$T_{20} = T_{r0}. \quad (49)$$

式(47)～(49)の関係から

$$q_0 = \sqrt{\frac{Tr_0}{RD_2}}. \quad (50)$$

$$\therefore \omega_{20} = \frac{q_1 - q_0}{D_2} = \frac{D_1}{D_2} \omega_1 - \sqrt{\frac{Tr_0}{RD_2^3}}. \quad (51)$$

したがって摩擦負荷トルク Tr を Tr_0 から Tr_1 に階段状に変えた場合の $t \rightarrow \infty$ における最終値 ω_{21} は

$$\omega_{21} = \frac{D_1}{D_2} \omega_1 - \sqrt{\frac{Tr_1}{RD_2^3}}, \quad (52)$$

となる。すなわち流量 q の最終値 q_∞ は

$$q_\infty = \sqrt{\frac{Tr_1}{RD_2}}, \quad (53)$$

である。

続いてこの間の変化の状況について考える。 ω_2 は ω_{20} の回転より出発して式(46)の変化を行ない最終的に ω_{21} となる。

このとき Riccati の微分方程式(46)はつぎのようになる。

$$\dot{q} = \frac{RD_2^2}{J} \left(\frac{Tr_1}{RD_2} - q^2 \right). \quad (54)$$

ここで $RD_2^2/J = K_3$ とおき、式(53)の置換えを行なって

$$\dot{q} = K_3(q_\infty^2 - q^2). \quad (55)$$

このとき K_3 および q_∞ は正の定数である。この微分方程式の解はつぎのようになる。

$$q = q_\infty \left\{ 1 - \frac{2}{1 + \frac{q_\infty + q_0}{q_\infty - q_0} e^{2K_3 q_\infty t}} \right\}. \quad (56)$$

Fig. 15 はこの変化の状況を示す。

ここで $q_1 - D_2 \omega_2 = q$ であるから式(56)を用いて ω_2 の変化について考えてみる。

$$\omega_2 = \frac{q_1 - q}{D_2} = \frac{D_1}{D_2} \omega_1 - \frac{q_\infty}{D_2} \left\{ 1 - \frac{2}{1 + \frac{q_\infty + q_0}{q_\infty - q_0} e^{2K_3 q_\infty t}} \right\}. \quad (57)$$

いま目標値の63%に達するまでの時間を相当時定数と名付け T_{e1} で表わすと

$$[q]_{t=T_{e1}} = q_0 + 0.63(q_\infty - q_0). \quad (58)$$

ここに $[q]_{t=T_{e1}}$ は式(56)から

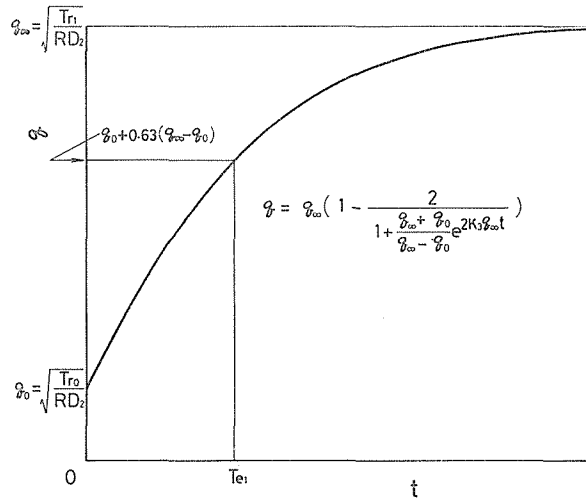


Fig. 15 The response of the flow rate

$$[q]_{t=T_{e1}} = q_\infty \left\{ 1 - \frac{2}{1 + \frac{q_\infty + q_0}{q_\infty - q_0} e^{2K_3 q_\infty T_{e1}}} \right\}. \quad (59)$$

式 (58), (59) から相当時定数 T_{e1} が得られつぎのようになる.

$$T_{e1} = \frac{0.74}{K_3 q_\infty} = \frac{0.74 J}{\sqrt{RD_2^3 T_{r1}}}. \quad (60)$$

以上のように出力速度の応答は慣性能率 J が大きいほど遅く, $RD_2^3 T_{r1}$ の値が大きいほど速い.

7 油圧等価回路の応答

Fig. 11 に示した等価回路の負荷トルク T_l のステップ状変化に対する系の応答について考察する.

まず摩擦負荷トルク T_r と圧力 P との間には式 (19) および式 (43) の T_r の代りに $T_l + T_r$ とおけばそのまま成立する. すなわち

$$D_2 P = J \dot{\omega}_2 + T_l + T_r. \quad (61)$$

ここで P は P_0 に保持されている. また D_2 は $(J \dot{\omega}_2 + T_l + T_r)$ の変化に対して一次遅れの追従を行なうものとするれば

$$D_2(s) = \frac{T_l + T_r + Js\Omega_2(s)}{P_0(1 + \tau_1 s)}. \quad (62)$$

したがって上式 (62) より

$$P_0 D_2 + P_0 \tau_1 \dot{D}_2 = T_l + T_r + J \dot{\omega}_2. \quad (63)$$

ここで負荷トルク T_l が T_{l0} から T_{l1} にステップ状に変化するものとする. $t=0$ までは定常状態であるからこのときのモータ 1 ラジヤン当りの流入量を D_{20} とすれば式 (63) から

$$P_0 D_{20} = T_{l0} + T_r \quad \text{すなわち} \quad D_{20} = \frac{T_{l0} + T_r}{P_0}. \quad (64)$$

したがって $t=0$ における ω_2 を ω_{20} とすれば式 (33) と同様にして

$$\omega_{20} = \frac{1}{D_{20}} \left(D_1 \omega_1 - \sqrt{\frac{P_0}{R}} \right) = \frac{P_0}{T_{l0} + T_r} \left(D_1 \omega_1 - \sqrt{\frac{P_0}{R}} \right). \quad (65)$$

$t \rightarrow \infty$ における ω_2 を ω_{21} とすれば

$$\omega_{21} = \frac{P_0}{T_{l1} + T_r} \left(D_1 \omega_1 - \sqrt{\frac{P_0}{R}} \right). \quad (66)$$

ここで ω_{20} という定常状態からのわずかの偏差について考える. Fig. 11 から流量に関してつぎの関係式が成立する.

$$D_2 \omega_2 = q_2 = q_1 - q = q_1 - \sqrt{\frac{P}{R}}. \quad (67)$$

q_1 は一定であるから

$$D_{20} \dot{\omega}_2 + \dot{D}_2 \omega_{20} = \dot{q}_2 = -\frac{1}{2\sqrt{RP_0}} \dot{P}. \quad (68)$$

ところで式 (61) から $\dot{P} = (J/D_{20}) \ddot{\omega}_2$ となるから式 (68) は

$$D_{20} \dot{\omega}_2 + \dot{D}_2 \omega_{20} = -\frac{J}{2D_{20}\sqrt{RP_0}} \ddot{\omega}_2, \quad (69)$$

となる. 式を簡単にするために右辺 $\ddot{\omega}_2$ の係数を $-A$ とおく. すなわち

$$A = \frac{J}{2D_{20}\sqrt{RP_0}}. \quad (70)$$

$$\therefore \quad \Omega_2(s) = -\frac{\omega_{20}}{D_{20} + As} D_2(s). \quad (71)$$

式 (63) をラプラス変換した式に式 (71) の $\Omega_2(s)$ を代入して

$$P_0 D_2(s) + P_0 \tau_1 s D_2(s) = (T_{l1} + T_r) - \frac{J \omega_{20} s}{D_{20} + As} D_2(s). \quad (72)$$

ここで変化のみについて考えるために定数項 $(T_{l1} + T_r)$ を省略すれば特性方程式はつぎ

のようになる.

$$AP_0\tau_1s^2 + (AP_0 + P_0D_{20}\tau_1 + J\omega_{20})s + P_0D_{20} = 0. \quad (73)$$

このように D_2 の応答は2次系となる.

つぎに $\tau_1 = 0$ の場合について考える. この場合には式(62)から

$$D_2 = \frac{T_l + T_r + J\omega_2}{P_0}. \quad (74)$$

また式(67)から

$$D_2 = \frac{1}{\omega_2} \left(q_1 - \sqrt{\frac{P_0}{R}} \right). \quad (75)$$

式(74), (75)から

$$J\omega_2 = \frac{P_0}{\omega_2} \left(q_1 - \sqrt{\frac{P_0}{R}} \right) - (T_l + T_r). \quad (76)$$

$$\begin{aligned} \therefore t = & -\frac{J}{T_l + T_r} \left[\frac{P_0}{T_l + T_r} \left(q_1 - \sqrt{\frac{P_0}{R}} \right) \right. \\ & \left. \times \ln \left\{ \frac{P_0}{T_l + T_r} \left(q_1 - \sqrt{\frac{P_0}{R}} \right) - \omega_2 \right\} + \omega_2 \right] + K_4, \end{aligned} \quad (77)$$

となる. ここに K_4 は積分定数である. $t=0$ のとき ω_2 は ω_{20} であるから, この初期条件を考慮して積分定数 K_4 はつぎのようになる.

$$\begin{aligned} K_4 = & \frac{J}{T_l + T_r} \left[\frac{P_0}{T_l + T_r} \left(q_1 - \sqrt{\frac{P_0}{R}} \right) \ln \left\{ \frac{P_0}{T_l + T_r} \left(q_1 - \sqrt{\frac{P_0}{R}} \right) \right. \right. \\ & \left. \left. - \omega_{20} \right\} + \omega_{20} \right]. \end{aligned} \quad (78)$$

$$\begin{aligned} \therefore t = & \frac{J}{T_l + T_r} \left[\frac{P_0}{T_l + T_r} \left(q_1 - \sqrt{\frac{P_0}{R}} \right) \ln \left\{ \frac{\frac{P_0}{T_l + T_r} \left(q_1 - \sqrt{\frac{P_0}{R}} \right) - \omega_{20}}{\frac{P_0}{T_l + T_r} \left(q_1 - \sqrt{\frac{P_0}{R}} \right) - \omega_2} \right\} \right. \\ & \left. + (\omega_{20} - \omega_2) \right]. \end{aligned} \quad (79)$$

$t \rightarrow \infty$ における ω_2 は最終値 ω_{21} であるから

$$\omega_{21} = \frac{P_0}{T_l + T_r} \left(q_1 - \sqrt{\frac{P_0}{R}} \right), \quad (80)$$

となる. これは式(66)と比較すると T_l が T_{l1} のときである. これを用いて式(79)を書換えると

$$\begin{aligned}
 t &= \frac{J}{T_{l1} + T_r} \left\{ \omega_{21} \ln \left(\frac{\omega_{21} - \omega_{20}}{\omega_{21} - \omega_2} \right) + (\omega_{20} - \omega_2) \right\} \\
 &= \frac{J\omega_{21}}{T_{l1} + T_r} \left\{ \ln \left(\frac{\omega_{21} - \omega_{20}}{\omega_{21} - \omega_2} \right) + \frac{(\omega_{20} - \omega_2)}{\omega_{21}} \right\}, \quad (81)
 \end{aligned}$$

となる. ここで ω_2 が $(\omega_{21} - \omega_{20})$ の 63% になるまでの時間を相当時定数 T_{e2} とすれば, 式(81)において $\omega_2 = \omega_{20} + 0.63(\omega_{21} - \omega_{20})$ のとき $t = T_{e2}$ となる. すなわち

$$\begin{aligned}
 T_{e2} &= \frac{J\omega_{21}}{T_{l1} + T_r} \left(0.36 + 0.63 \frac{\omega_{20}}{\omega_{21}} \right) \\
 &= \frac{JP_0 \left(q_1 - \sqrt{\frac{P_0}{R}} \right)}{(T_{l1} + T_r)^2} \left\{ 0.36 + 0.63 \frac{T_{l1} + T_r}{T_{l0} + T_r} \right\}. \quad (82)
 \end{aligned}$$

このように相当時定数 T_{e2} は $(T_{l0} + T_r)$ および $(T_{l1} + T_r)$ の関数であり, 慣性能率 J が大きくなるほど相当時定数も大きくなる.

8 結 論

油圧伝動装置は回路抵抗が大きく, 出力トルクおよび出力回転数の変化範囲には制限があってこれを大きくすることはできない. また入力トルクが負荷の状況に応じて変化するという欠点がある. このままではエンジンに装置して作動させることは困難であるので本文中 Fig. 11 に示す可変容量形の等価回路を考案するに至った.

トルクコンバータは以上のような性質を兼ね備えたものであり, ポンプとタービンが一体となって作られているので抵抗による損失が少ないと考えられる. また流量が油圧伝動装置に比較して極度に大きく, かつ受圧面積も非常に大きいので圧力上昇が少なくてすむという長所がある.

トルクコンバータおよび油圧伝動装置のいずれの場合にも応答の速さを定めるものは主として負荷の慣性能率である.

文 献

- 1) 石原智男ほか: 流体変速機, pp. 44~68, オーム社, (昭和36年).
- 2) 斎藤清一: 小型水力接手の研究 (第1報 可動案内羽根流体変速機接手の理論的研究), 東北大学高速力学研究所報告, 第6巻, 第60号, pp. 155~162, (1952).
- 3) E. Martyrer: Über das Anfahrverhalten von Föttinger-Drehmomentwandlern, Z. VDI, Bd. 94, Nr. 5, S. 127~134. (1952).
- 4) 石原智男: 流体変速機の特性, 日本機械学会誌, 第54巻, 第395号, pp. 504~510, (1951).
- 5) 石原智男: 流体トルクコンバータの実験, 日本機械学会誌, 第57巻, 第430号, pp. 700~707, (1954).
- 6) E. Ziebart: Untersuchungen an einem Föttinger-Getriebe, Z. VDI, Bd. 95, Nr. 30, S. 1027~1036, (1953).