

自動変速機の変速段切替時におけるトルク変動について

Torque Disturbances During Gear Ratio Change of Automatic Transmission

石原 智 男*

Tomo-o ISHIHARA

流体トルクコンバータと遊星歯車装置との組合せは、乗用車用自動変速機の主流として数多く実用されている。乗用車のなめらかな乗心地の要求に対して、この自動変速機の補助歯車変速段の切替時の出力軸トルク変動をできるだけ小さくする必要がある。変速段切替時の過渡現象はきわめて複雑であるが、ここにその現象を理論的に究明するための一手法を案出したので、その要点を解説する。

1. 結 言

流体トルクコンバータと遊星歯車装置とを組合せた乗用車用の自動変速機は約 20 年前米国において開発され、その後の普及はめざましく、最近の米国の乗用車の約 80% はこれを装備している。わが国では約 15 年前からその実用化の研究が進められ、約 10 年前にその最初の実用機が発表された。当時世界的に 2000 cc 以下の小型乗用車にこの種の自動変速機を採用することの可否が論じられていた折でもあり、その実用化の成功はその後の小型車の自動変速機化をうながしたものと見える。欧州では、この間遠心クラッチや電磁クラッチを用いた自動クラッチ方式がわずかながら実用に供されていたが、最近になってトルクコンバータ方式が自動変速機の主流として認められ、その普及が軌道にのってきた感がある。

このように、最近における乗用車用自動変速機はそのほとんどすべてがトルクコンバータ方式に統一されてきており、近い将来においてこれが他形式の自動変速機に移行することは考えられない。

トルクコンバータと遊星歯車装置とを組合せた自動変速機は他形式に比べて、(1)構造が比較的簡単で廉価なこと、(2)耐久性にすぐれており保守が容易であること、(3)高速範囲の効率が高いこと、(4)運転走行がなめらかでエンジンストップのおそれがないこと、(5)補助歯車(遊星歯車装置)変速段の切替の自動化が容易であること、(6)運転者の意志を加えた変速がある程度可能であり変速のフィーリングが良いこと、(7)軸系の振り振動の緩和に役立つことなどの長所がある。しかし、この反面今後解決しなければならない問題点も数多く残されており、そのおもなものとして、(1)全運転範囲の効率の向上と、(2)変速段切替時の不快なトルク変動の除去および時間遅れの低減とが挙げられよう。

当研究室において、かねてからトルクコンバータの性能向上に関する研究¹⁾やその非定常特性に関する研究²⁾をおこなってきたが、数年来上記(2)に示す補助歯車変速装置の変速段切替時における過渡特性の研究をおこなっている。この問題には影響する因子の数が多く、その系統的な解明は容易でない。筆者はその解明に役立つ

図式計算法を案出し、問題の本質を把握するための一手段を提供することができたので、ここにその概要を述べることとする。

2. 補助歯車変速装置

一般に乗用車用自動変速機に要求される性能を流体トルクコンバータ単体で満たすことは困難である。この不足を補うため、補助歯車変速装置として遊星歯車装置が使用されることが多い。一般に、エンジン、トルクコンバータおよび遊星歯車装置は図 1 に示すように直列に配

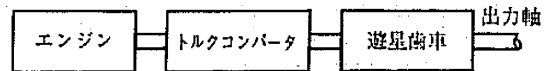


図 1 自動変速機の配列

置される。遊星歯車装置の機構として種々のものが案出されているが、現在最も多く実用されている例を図 2 に示す。図(a)は前進 2 段、後進 1 段の機構(これを 2 速変速機とよぶ)を、図(b)、(c)は前進 3 段、後進 1 段の機構(これを 3 速変速機とよぶ)を模型的に示したもので、図中 B はバンドブレーキを、C はクラッチを表わす。バンドブレーキとクラッチを作用(On)させたり遊ばせ(Off)たりすることによって、図に示すような変速段がえられる。1 速の場合が減速比が最も大きく、2 速、3 速となるにつれて減速比が減少する。中立時には入力軸と出力軸の縁が切れている。バンドブレーキやクラッチを On, Off させるために、一般に油圧サーボ機構が用いられ、車速とエンジン開度を検出して自動的に変速段の切替がおこなわれる。

2 速変速機と 3 速変速機の長短は種々論じられているが、前者は(1)変速段切替の数が少ないこと、(2)中立時の性能がよいこと、(3)構造が簡単であることを特長とし、後者は(1)変速段切替時の状態変化が少ないこと、(2)低速および高速時の性能がよいことを特長としている。従来、遊星歯車装置として Ravigneaux 型が多く使用されていたが、最近では 2 速は Ravigneaux 型、3 速は Simpson 型に移行する傾向がみられる。Simpson 型は Ravigneaux 型に比べて小型化の面では多少不利であるが、生産面とスラストを減少させる面で有利である

* 東京大学生産技術研究所第 2 部

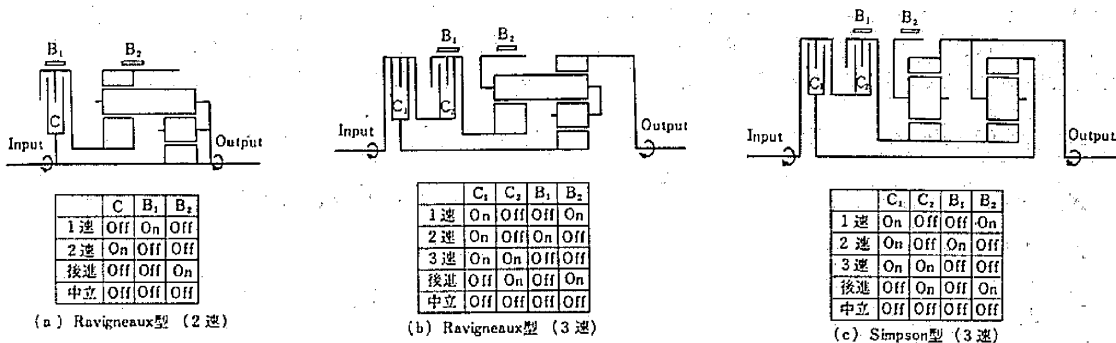


図2 遊星歯車装置

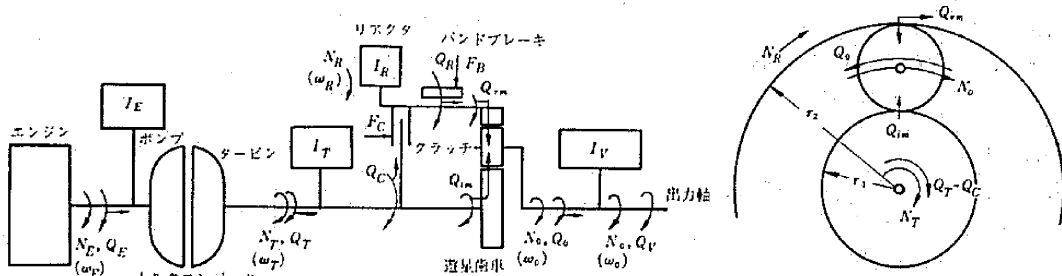


図3 自動変速機の機構模型

とされ、一部には伝達効率も高いようにいわれている³⁾。

3. 変速段切替時の基礎式

変速段切替時には、車両の大きな慣性のため車速の変化はほとんどなく、遊星歯車装置の減速比の変化に応じて入力側（エンジンおよびトルクコンバータ）の回転速度が急変する。このため出力側に急激なトルク変動を生じやすく、これがいわゆるショックとして乗員に不快感をもたらす。バンドブレーキやクラッチなどの摩擦部材への力の加え方あるいは減らし方の調節によってこのショックの大きさは大幅に変えられる。

このような変速段切替時の回転変化とトルク変化の基礎関係式を導くため、図3に示す模型を考える。図2の遊星歯車装置も、一つの変速段について考えれば、機能的に図3の模型に帰一させることができる。图中、 Q =トルク、 N =回転速度、 ω =回転角速度、 I =慣性モーメント、 F =摩擦部材に加える力、添字 E =エンジン、 P =ポンプ、 T =タービン、 o =出力軸系、 c =クラッチ、 B =バンドブレーキ、 R =リアクタ、 v =車軸、 rm =リングギヤ、 im =サンギヤ。低速度段から高速度段への切替を Up Shift、高速度段から低速度段への切替を Down Shift とよぶ。低速度段においてはバンドブレーキは On、クラッチは Off の状態にあって、遊星歯車装置前後の回転速度比は、減速比 $R = N_T/N_o = (r_1 + r_2)/r_1$ (図3参照) によって規定される。高速度段ではバンドブレーキは Off、クラッチは On の状態にあって、遊星歯車装置は一体となって回転し、 $N_T = N_o$ となる。したがって、Up Shift はバンドブレーキを On から Off に、クラッチを Off から On に変化させることによってえ

られ、Down Shift はバンドブレーキを Off から On にクラッチを On から Off に変化させることによってえられる。このような摩擦部材を On から Off または Off から On に変える過程は、外部から加える力 F_B (バンドブレーキに加える力) および F_C (クラッチに加える力) を時間的に変化させることによって与えられる。この過程において、摩擦部材がすべり摩擦の状態におかれる範囲が存在する。このようなすべり摩擦の状態では、摩擦部材を介して伝達されるトルクは、動摩擦係数 μ と、外部から加える力 F および作用半径 r の積で与えられる。摩擦部材の一方が固定された状態では、他方がすべり状態であっても、遊星歯車装置の回転速度比は変化しない。この状態をトルク相とよぶ。摩擦部材の両方もがすべり状態にあるときは、遊星歯車装置の回転速度比は変化状態にある。この状態をイナーシャ相とよぶ。

(1) Up Shift の基礎式

① 変速前 (低速度段に固定されている。添字を1つ付ける)

$$\left. \begin{aligned} N_{R1} &= 0, N_{T1} = R N_{o1}, F_C = 0, F_B = F_{B1} \\ Q_{C1} &= 0, Q_{R1} = (R-1)Q_{T1}, Q_{im1} = Q_{T1}, \\ Q_{rm1} &= Q_{R1}, Q_{o1} = R Q_{T1} \end{aligned} \right\} (1)$$

② トルク相 (バンドブレーキ固定、クラッチすべりの状態、 μ = 摩擦係数、 t = 時間、' はすべりの状態を表わす。)

$$\left. \begin{aligned} N_R &= 0, N_T = R N_o, F_C = \int_0^t (dF_C/dt) dt \\ F_B &= F_{B1} + \int_0^t (dF_B/dt) dt, Q_C' = \mu C F_C r c \\ Q_R &= (R-1)Q_T - R Q_C', Q_{im} = Q_T - Q_C' \\ Q_{rm} &= (R-1)(Q_T - Q_C'), Q_o = R(Q_T - Q_C') \end{aligned} \right\} (2)$$

③イナーシャ相 (バンドブレーキ, クラッチともにすべりの状態. この相は②のトルク相で Q_R がバンドブレーキの最大静摩擦トルクを越えてすべりだすときから始まる.)

$$\left. \begin{aligned} N_R &= \int_0^t (dN_R/dt) dt, \\ N_T &= N_{T1} + \int_0^t (dN_T/dt) dt, \\ N_T &= RN_0 - (R-1)N_R, \\ F_C &= \int_0^t (dF_C/dt) dt, \\ F_B &= F_{B1} + \int_0^t (dF_B/dt) dt, \quad Q_C' = \mu_C F_C r c, \\ Q_R' &= \pm \mu_B F_B r_B, \\ Q_{im} &= [Q_T + \{(I_T/I_R)(R-1) - 1\} Q_C' \\ &\quad + (I_T/I_R)(R-1)Q_R'] / \\ &\quad \{1 + (I_T/I_R)(R-1)^2\} \\ Q_{rm} &= (R-1)Q_{im} \\ Q_0 &= R[Q_T + \{(I_T/I_R)(R-1) - 1\} Q_C' \\ &\quad + (I_T/I_R)(R-1)Q_R'] / \\ &\quad \{1 + (I_T/I_R)(R-1)^2\} \end{aligned} \right\} (3)$$

④トルク相 (バンドブレーキすべり, クラッチ固定の状態.)

$$\left. \begin{aligned} N_R &= N_0, \quad N_T = N_0, \quad F_C = \int_0^t (dF_C/dt) dt, \\ F_B &= F_{B1} + \int_0^t (dF_B/dt) dt \\ Q_C &= \{(R-1)Q_T - Q_R'\} / R, \\ Q_R' &= -\mu_B F_B r_B, \quad Q_{im} = (Q_T - Q_R') / R, \\ Q_{rm} &= (R-1)(Q_T + Q_R') / R, \quad Q_0 = Q_T + Q_R' \end{aligned} \right\} (4)$$

⑤変速後 (高速度段に到着いた状態. 添字 2 をつける.)

$$\left. \begin{aligned} N_{R2} &= N_{02}, \quad N_{T2} = N_{02}, \quad F_C = F_{C2}, \quad F_B = 0, \\ Q_{C2} &= (R-1)Q_{T2} / R, \quad Q_{R2} = 0, \\ Q_{im2} &= Q_{T2} / R, \quad Q_{rm2} = (R-1)Q_{T2} / R, \\ Q_{02} &= Q_{T2} \end{aligned} \right\} (5)$$

一般に Up Shift は上記①, ②, ③, ④, ⑤の順の経過をたどっておこなわれる.

(2) Down Shift の基礎式

①変速前 (高速度段に固定されている. 添字 1 をつける.)

$$\left. \begin{aligned} N_{R1} &= N_{01}, \quad N_{T1} = N_{01}, \quad F_C = F_{C1}, \quad F_B = 0, \\ Q_{C1} &= (R-1)Q_{T1} / R, \quad Q_{R1} = 0, \\ Q_{im1} &= Q_{T1} / R, \quad Q_{rm1} = (R-1)Q_{T1} / R, \\ Q_{01} &= Q_{T1} \end{aligned} \right\} (6)$$

②トルク相 (バンドブレーキすべり, クラッチ固定の状態.)

$$\left. \begin{aligned} N_R &= N_0, \quad N_T = N_0, \\ F_C &= F_{C1} + \int_0^t (dF_C/dt) dt, \\ F_B &= \int_0^t (dF_B/dt) dt, \\ Q_C &= \{(R-1)Q_T - Q_R'\} / R, \\ Q_R' &= -\mu_B F_B r_B, \quad Q_{im} = (Q_T + Q_R') / R \\ Q_{rm} &= (R-1)(Q_T + Q_R') / R, \quad Q_0 = Q_T + Q_R' \end{aligned} \right\} (7)$$

③イナーシャ相 (バンドブレーキ, クラッチともにすべりの状態. この相は②のトルク相で Q_C がクラッチの最大静摩擦トルクを越えてすべりだすときから始まる.)

$$\left. \begin{aligned} N_R &= N_{R1} + \int_0^t (dN_R/dt) dt, \\ N_T &= N_{T1} + \int_0^t (dN_T/dt) dt, \\ N_T &= RN_0 - (R-1)N_R, \\ F_C &= F_{C1} + \int_0^t (dF_C/dt) dt, \\ F_B &= \int_0^t (dF_B/dt) dt, \quad Q_C' = \mu_C F_C r c, \\ Q_R' &= \mp \mu_B F_B r_B, \\ Q_{im} &= [Q_T + \{(I_T/I_R)(R-1) - 1\} Q_C' \\ &\quad + (I_T/I_R)(R-1)Q_R'] / \\ &\quad \{1 + (I_T/I_R)(R-1)^2\} \\ Q_{rm} &= (R-1)Q_{im} \\ Q_0 &= R[Q_T + \{(I_T/I_R)(R-1) - 1\} Q_C' \\ &\quad + (I_T/I_R)(R-1)Q_R'] / \\ &\quad \{1 + (I_T/I_R)(R-1)^2\} \end{aligned} \right\} (8)$$

④トルク相 (バンドブレーキ固定, クラッチすべりの状態.)

$$\left. \begin{aligned} N_R &= 0, \quad N_T = RN_0, \\ F_C &= F_{C1} + \int_0^t (dF_C/dt) dt, \\ F_B &= \int_0^t (dF_B/dt) dt, \quad Q_C' = \mu_C F_C r c, \\ Q_R &= (R-1)Q_T - RQ_C', \quad Q_{im} = Q_T - Q_C', \\ Q_{rm} &= (R-1)(Q_T - Q_C'), \\ Q_0 &= R(Q_T - Q_C') \end{aligned} \right\} (9)$$

⑤変速後 (低速度段に到着いた状態. 添字 2 をつける.)

$$\left. \begin{aligned} N_{R2} &= 0, \quad N_{T2} = RN_{02}, \quad F_C = 0, \quad F_B = F_{B2}, \\ Q_{C2} &= 0, \quad Q_{R2} = (R-1)Q_{T2}, \quad Q_{im2} = Q_{T2}, \\ Q_{rm2} &= Q_{R2}, \quad Q_{02} = RQ_{T2} \end{aligned} \right\} (10)$$

一般に Down Shift は上記①, ②, ③, ④, ⑤の順の経過をたどっておこなわれる.

上記の基礎式の誘導にあたって, 軸系の剛性は無限大, 車両の慣性モーメントは無限大, 遊星歯車の摩擦はゼロであることを仮定している.

(3) 入力側の基礎式

変速段切替時, 特にイナーシャ相において, エンジンおよびトルクコンバータを含む入力側の状態変化が問題となる. 図 3 から, 入力側の基礎式として

$$\left. \begin{aligned} I_E d\omega_E/dt &= Q_E - Q_P \\ I d\omega_T/dt &= (R-1)Q_T - RQ_C' - Q_R' \end{aligned} \right\} (11)$$

がえられる. ここに $I = (R-1)I_T + I_R / (R-1)$

上記 2 式と前節の諸式を用い, F_C と F_B を時間の関数として与えれば, 変速切替時の特性を理論的に求めることができる. しかし, その計算課程はきわめて複雑となり, 諸因子の影響を系統的に解明することは容易でな

い。そこで、入力側基礎式を近似化することを試みる。すなわち、トルクコンバータの変速時における過渡特性を定常特性の連続的变化として取扱うことができる²⁾ことから、 $Q_T = I_* Q_E$ とおく。ここに I_* はトルクコンバータのトルク比であって速度比 $e = \omega_T / \omega_E$ の関数として与えられる。またイナーシャ相における諸量の変化が変速前後の諸量の間の直線の変化で近似できると仮定すれば、式 (11) から次式がえらる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\omega_E}{dt} &= \frac{K\{(R-1)\dot{I}_* Q_E - (RQ_C' + QR')\}}{\{(R-1)I_M + I_R/(R-1)\}} \\ \frac{d\omega_T}{dt} &= \frac{\{(R-1)\dot{I}_* Q_E - (RQ_C' + QR')\}}{\{(R-1)I_M + I_R/(R-1)\}} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

ここに、

$$\begin{aligned} K &= 2R(R'-1)/\{a(R-1)(R+R')\}, \\ I_M &= I_T + I_E \dot{I}_* K, \\ R' &= \omega_{E1}/\omega_{E2} \text{ (Up Shift)}, \\ R' &= \omega_{E2}/\omega_{E1} \text{ (Down Shift)} \end{aligned}$$

—をつけた記号は変速前後の平均値を示す。このような近似的な処理をおこなった場合のトルクの関係は、式 (3)、(8) の Q_T の代わりに $\dot{I}_* Q_E$ を、また I_T の代

Up Shift

$$\text{変速前: } Q_C/Q_T=0, Q_R/Q_T=R-1, Q_0/Q_T=R \quad (1)'$$

$$\left. \begin{aligned} \text{トルク相: } Q_C'/Q_T &= \mu_C F_C r_c / Q_T, Q_R/Q_T = (R-1) - R \mu_C F_C r_c / Q_T \\ Q_0/Q_T &= R(1 - \mu_C F_C r_c / Q_T) \end{aligned} \right\} \quad (2)'$$

$$\left. \begin{aligned} \text{イナーシャ相: } Q_C'/(\dot{I}_* Q_E) &= \mu_C F_C r_c / (\dot{I}_* Q_E), Q_R'/(\dot{I}_* Q_E) = \pm \mu_B F_B r_B / (\dot{I}_* Q_E) \\ Q_0/(\dot{I}_* Q_E) &= \frac{R\{1 + \{(I_M/I_R)(R-1) - 1\}\{\mu_C F_C r_c / (\dot{I}_* Q_E)\} \pm (I_M/I_R)(R-1)(\mu_C F_C r_c) / (\dot{I}_* Q_E)\}}{1 + (I_M/I_R)(R-1)^2} \end{aligned} \right\} \quad (3)'$$

$$\left. \begin{aligned} \text{トルク相: } Q_C/Q_T &= \{(R-1) + \mu_B F_B r_B / Q_T\} / R, Q_R'/Q_T = -\mu_B F_B r_B / Q_T \\ Q_0/Q_T &= 1 - \mu_B F_B r_B / Q_T \end{aligned} \right\} \quad (4)'$$

$$\text{変速後: } Q_C/Q_T = (R-1)/R, Q_R/Q_T = 0, Q_0/Q_T = 1 \quad (5)'$$

Down Shift

$$\text{変速前: } Q_C/Q_T = (R-1)/R, Q_R/Q_T = 0, Q_0/Q_T = 1 \quad (6)'$$

$$\left. \begin{aligned} \text{トルク相: } Q_C/Q_T &= \{(R-1) + \mu_B F_B r_B / Q_T\} / R, Q_R'/Q_T = -\mu_B F_B r_B / Q_T \\ Q_0/Q_T &= 1 - \mu_B F_B r_B / Q_T \end{aligned} \right\} \quad (7)'$$

$$\left. \begin{aligned} \text{イナーシャ相: } Q_C'/(\dot{I}_* Q_E) &= \mu_C F_C r_c / (\dot{I}_* Q_E), Q_R'/(\dot{I}_* Q_E) = \mp \mu_B F_B r_B / (\dot{I}_* Q_E) \\ Q_0/(\dot{I}_* Q_E) &= \frac{R\{1 + \{(I_M/I_R)(R-1) - 1\}\{\mu_C F_C r_c / (\dot{I}_* Q_E)\} \mp (I_M/I_R)(R-1)(\mu_B F_B r_B) / (\dot{I}_* Q_E)\}}{1 + (I_M/I_R)(R-1)^2} \end{aligned} \right\} \quad (8)'$$

$$\left. \begin{aligned} \text{トルク相: } Q_C'/Q_T &= \mu_C F_C r_c / Q_T, Q_R/Q_T = (R-1) - R \mu_C F_C r_c / Q_T \\ Q_0/Q_T &= R(1 - \mu_C F_C r_c / Q_T) \end{aligned} \right\} \quad (9)'$$

$$\text{変速後: } Q_C/Q_T = 0, Q_R/Q_T = R-1, Q_0/Q_T = R \quad (10)'$$

となる。

変速切替時にエンジン開度が開いている場合を一般に Power On Shift、閉じている場合を一般に Power Off Shift とよぶ。Power Off Shift の場合には回転変化が複雑となり、その解析も困難になりがちであるが、Power On Shift の場合には回転変化が比較的単純で、その解析も比較的容易である。いま、簡単のため、Power On Shift を例にとり、そのトルク変化の模様を図式に解いてみよう。上記の無次元式をもとに図 4 に示す変速線

わりに I_M を用いることによって与えられる。

変速切替時の特性はつぎの手順で求められる。まず変速前と変速後の状態を式 (1)、(5) または (6)、(10) から算出する。トルク相の状態では回転変化をほとんど考慮する必要がなく、式 (2) または (7) に F_B, F_C を時間の関数として与えることによって求められる。 F_B, F_C の関数形は油圧回路の動特性を考慮して理論的または実験的に求めればよい。イナーシャ相の状態では、一般に回転変化を考慮する必要がある。 F_B, F_C の値から Q_B', Q_C' を時間の関数で表わし、さらにエンジン特性から Q_E を ω_E の関数で表わし、これらの関数を式 (12) に代入して ω_E, ω_T の時間的な変化を求める。ついでその結果から Q_E の時間的な変化を求め、その値からえられる $\dot{I}_* Q_E$ を式 (3) または (8) の Q_T の代わりに用いればよい。引続いて現われるトルク相の状態は式 (4) または (9) から求められる。

4. 変速線図

前章の基礎式を無次元化することによって、式の一般化をはかる。すなわち、トルクを Q_T (イナーシャ相では $\dot{I}_* Q_E$) で除して無次元化をはかれば

図を作製する。横軸はクラッチに作用するトルクの無次元量 (イナーシャ相では Q_T の代わりに $\dot{I}_* Q_E$ を用いる) を、縦軸はバンドブレーキ (リアクタ) に作用するトルクの無次元量 (イナーシャ相では Q_T の代わりに $\dot{I}_* Q_E$ を用いる) を表わす。式 (11) または (12) から、回転変化のない条件は

$$R(Q_C'/Q_T) + Q_R'/Q_T = R-1 \quad (13)$$

で与えられる。この条件はトルク相を表わし、図 4 に於いて直線 AD または EH で示される。

(1) Power On Up Shift

変速前の状態は式 (1)' から A 点で表わされ、変速後の状態は式 (5)' から B 点で表わされる。図中に $Q_c'/Q_T \sim Q_R'/Q_T$ の関係すなわち $\mu_c F_c r_c / Q_T \sim \mu_B F_B r_B / Q_T$ の関係を破線で与える。この曲線は前述のように油圧回路の特性から定められる。変速はまず A 点から始まり、トルク相の直線 AD 上を進んで破線と交わる J 点に到る。J 点でトルク相からイナーシャ相に移行し、イナーシャ相では破線上を進んで K 点に到る (K 点は破線上にあればよく、図に示すように横軸上にあるのは特殊な場合である)。イナーシャ相の終点は式 (12) の計算によって求められる。K 点がイナーシャ相の終点であり、しかも第 2 のトルク相が生じない場合には K 点から B 点に瞬間的に移行して変速が終了する。図中、縦軸に平行な直線群は式 (2)' によって与えられるトルク相の $Q_0/Q_T = \text{一定}$ の条件を表わし、これと直線 AJ の交点からトルク相における出力軸トルクの変動が読みとられる。また、右下りの直線群は式 (3)' によって与えられるイナーシャ相の $Q_0/(I_* Q_E) = \text{一定}$ の条件を表わし、これと曲線 JK の交点からイナーシャ相における出力軸トルクの変動が読みとられる。なお、油圧回路の特性から与えられる破線の一部が、ABC よりも左方に存在するような場合には変速時にリアクタの逆転すなわちエンジンの過回転をもたらすおそれがある。

(2) Power On Down Shift

変速前の状態は式 (6)' から F 点で表わされ、変速後の状態は式 (10)' から E 点で表わされる。図中に $Q_c'/Q_T \sim Q_R'/Q_T$ の関係を前節と同様に破線で与える。変速はまず F 点から始まり、トルク相の直線 FH 上を進んで破線と交わる L 点に到る。L 点でトルク相からイナーシャ相に移行し、イナーシャ相では破線上を進んで M 点に到る。イナーシャ相の終点 M は式 (12) の計算によって求められる。第二のトルク相は M 点から瞬間的に N 点に移行した後に始まり、直線 FE 上を進んで E 点に至り変速が終了する。図中、横軸に平行な直線群は式 (7)' によって与えられるトルク相の $Q_0/Q_T = \text{一定}$ の条件を表わし、これと直線 FL の交点からトルク相における出力軸トルクの変動が読みとられる。また右下りの直線群は式 (8)' によって与えられるイナーシャ相の $Q_0/(I_* Q_E) = \text{一定}$ の条件を表わし、これと曲線 LM の交点からイナーシャ相における出力軸トルクの変動が読みとられる。なお、油圧回路の特性から与えられる破線の一部が EFG よりも左方に存在し、イナーシャ相の終点の中にはいるときは変速時にリアクタの逆転すなわちエンジンの過回転をもたらすおそれがある。なお、

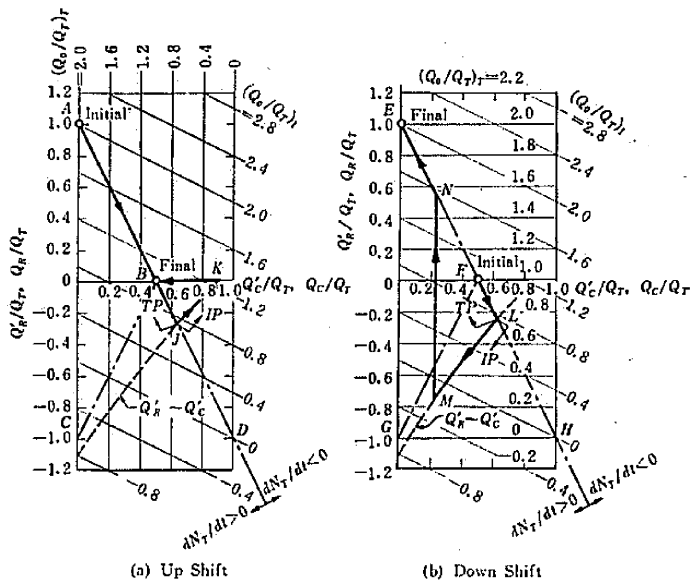


図 4 Power on Shift の例

この場合リアクタの逆転とともに Q_R'/Q_T は負の値から正の値に急変する。

図 4 (a), (b) において、変速切替の時間的経過およびイナーシャ相の終点の時刻を求めるためには、 $Q_c'/Q_T \sim Q_R'/Q_T$ 曲線 (破線) 上に時刻を記入し、それを読みとる必要がある。上例はきわめて簡単な変速切替時の状態を示したもので、実際には摩擦部材の摩擦係数の変化 (静摩擦係数を含めて) や回転変化の影響を考慮して線図を修正する必要がある。また、Power Off Shift の場合には、無次元線図を用いなくて、 $Q_R(Q_R')$ と $Q_c(Q_c')$ を縦軸と横軸とった次元をもつ線図を用いる方が便利である。いずれにしても、このような変速線図の使用により、変速切替時の現象が直観的に理解され、また出力軸トルクの変動を減らすための手段が容易に見いだされるであろう。

5. 結 語

トルクコンバータと遊星歯車装置とを組合せた乗用車用自動変速機について、変速段切替時に生じる出力軸トルク変動の解析法について述べた。ここにはごく基本的な事項だけを述べ、具体的な問題にはほとんど触れていない。しかし、従来複雑視されていた変速段切替時の現象も、ここに述べた変速線図の利用と入力側の回転変化に関する近似式の採用とにより、比較的容易に理解されよう。具体的な問題についてはいずれ詳細に報告する予定である。

(1967 年 11 月 13 日受理)

文 献

- 1) 石原: 東大生産技術研究所報告, 5 巻, 7 号 (1955).
- 2) 石原, 江守, 斎藤: 東大生産技術研究所報告, 18 巻, 1 号 (1967).
- 3) H. J. Förster, ATZ, 68, 10 (1966), S. 333.