

DIE DYNAMISCHE SIMULATION DER PLANETENBETRIEBENEN, AUTOMATISCHEN WECHSELGETRIEBE

Sándor TÓTH

Institut für Konstruktionslehre
Technische Universität Budapest,
H-1521 Budapest, Ungarn

Eingegangen am 2 März 1995

Abstract

To increase the handling convenience parallel to the improvement of economic operation at vehicles with automatic gearboxes the task is to control the clutch so to fulfil both requirements.

To solve this problem the operation of clutch is controlled by computer on board. It is possible to optimize its soft-ware programme by simulation of real operational conditions. The simulation makes possible to take into consideration both the road and the field conditions as well. On the basis of principles summed up in this paper a simulation programme can be prepared suitable to determine the optimal operation of the clutch and any faulty operation of it can be eliminated. To support the theoretical statements of the paper operation of clutch determined by measurements and by calculations are presented as well.

Keywords: dynamic simulation, dynamic modell, automatic gearbox, planet gearbox, computer aided analysis.

Die planetenbetriebenen, automatischen Wechselgetriebe verwendet man in der Fahrzeugindustrie mit Vorliebe dort, wo der hydrodynamische Drehmomentwandler zwischen Motor und Wechsel eingebaut wird. Das Schema der Antriebskette veranschaulichen wir in der *Abb. 1*. Zu der Antriebskette schließen wir die reduzierte Masse des Fahrzeugs und das reduzierte Moment der Bewegungs-widerstände ein.

Von der Einschaltungsordnung der in der Abbildung gezeigten Bremsen B_1 bis B_f hängt die Übersetzung der Getriebe ab, ferner kann die Eintreibung durch eine der Kupplungen K_1 , K_2 geschehen, selbst auf direkten Gang durch alle beide.

Mit dem bis auf den Schaft der Gelenkwelle reduzierten Moment M_2 beachten wir den Widerstand des Fahrzeugs, der auch ein solches Glied beeinhaltend kann, welches im Vergleich zur Geschwindigkeit des Fahrzeugs um das Quadrat proportional ist. Der als Beispiel überprüfte Wechsler erlangt in einem solchen Fahrzeug Verwendung, welches sich mit einer Geschwindigkeit von höchstens 50 km/h vorwärts bewegt, darum ist hier

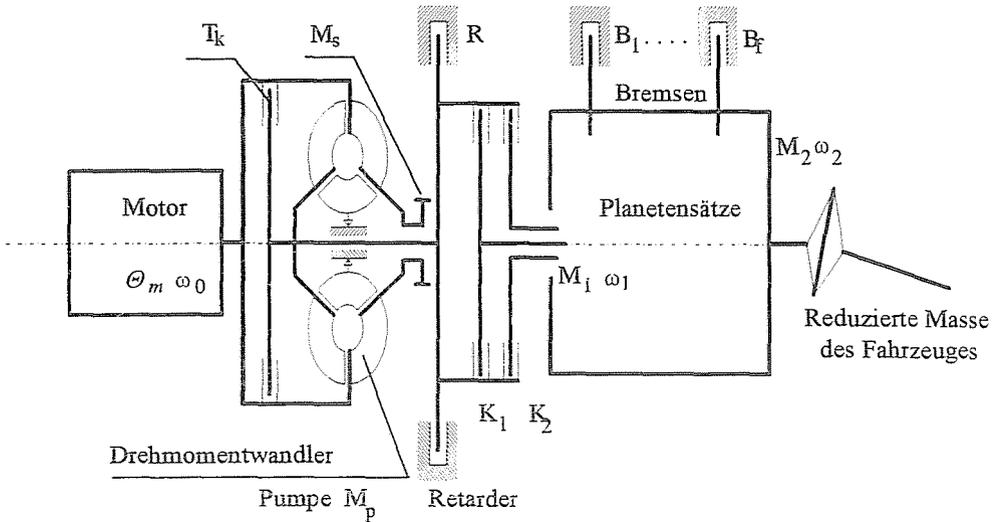


Abb. 1. Skizze der überprüften Antriebskette

das Moment M_2 unabhängig von der Geschwindigkeit des Fahrzeuges zu halten und ist Grundsätzlich von den Strecken- und Geländegegebenheiten abhängig. Im folgenden setzen wir als bekannt voraus die Funktion

$$M_2 = M_2(s), \quad (1)$$

wo s die durch das Fahrzeug zurückgelegte Strecke ist.

Die zurückgelegte Strecke berechnen wir aus der Winkelgeschwindigkeit der Abtriebswelle ω_2 wie folgt

$$s = i_{box} r \int \omega_2(t) dt \quad (2)$$

hier ist i_{box} die nachherige Gesamtübersetzung des Wechslers und r bezeichnet den Radius des Fahrzeugreifens.

Die Massenreduction des Fahrzeuges ist:

$$\Theta_2 = m \frac{r^2}{i_{box}^2}, \quad (3)$$

wo m die gesamte Masse des Fahrzeuges (Eigenmasse + Tracht) ist. Im folgenden werden wir in Θ_2 einige Teile des Trägheitsmomentes, die starr mit der Abtriebswelle des Wechslers verbunden sind, einschließen.

Zum allgemeinen Verständnis sei $n+1$ in der Antriebskette die unterschiedliche Umdrehungszahl der Achse, wo wir für die Trägheitsmomente

$$\Theta_0, \Theta_1, \Theta_2, \dots, \Theta_n \quad (4)$$

für die Winkelgeschwindigkeiten

$$\omega_0, \omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n \quad (5)$$

als Bezeichnung verwenden.

Die Antriebswelle wird mit Index 1 die Motorwelle mit Index 0 bezeichnet.

Zur Untersuchung der Bewegungsabläufe des Wechslers gehen wir von der Lagrange-Gleichung aus (Siehe [1]).

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial E}{\partial q_k} = Q_k \quad (k = 1, 2, \dots, m) \quad (6)$$

wo

q_k die generalisierte Koordinate, hier Winkelkoordinate ist,

Q_k die generalisierte Kraft, hier Drehmoment ist,

E die gesamte kinetische Energie,

t die Zeit ist

der Punkt bedeutet die Ableitung nach der Zeit,

m die Zahl der Freiheitsgrade.

Die kinetische Energie

Für die Winkelgeschwindigkeit der i -sten Achse der Planetengetriebe konnte man bisher immer die Form

$$\omega_i = \omega_1 a_i + \omega_2 b_i \quad (7)$$

verwenden, wo der Index 1 die Antriebswelle und der Index 2 die Abtriebswelle bedeutet.

Die gesamte kinetische Energie ist:

$$E = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \omega_i^2 \Theta_i \quad (8)$$

wobei n die voneinander abweichende Umdrehungszahl der Achsen ist.

In unserem Fall sind von den Freiheitsgraden dem Ziel nach zwei hervorzuheben, die hinein- und hinausführende Achse, daß heißt gilt dem Ziel nach untenstehende Aufschrift:

$$E = \frac{1}{2}\omega_1^2\Theta_1 + \frac{1}{2}\omega_2^2\Theta_2 + \frac{1}{2}\sum_{i=3}^n \omega_i^2\Theta_i \quad (9)$$

Einsatz der Gleichung (7) in die Formel ergibt:

$$E = \frac{1}{2}\omega_1^2\Theta_1 + \frac{1}{2}\omega_2^2\Theta_2 + \frac{1}{2}\sum_{i=3}^n (\omega_1 a_i + \omega_2 b_i)^2 \Theta_i \quad (10)$$

Laut der Gleichung (6) besteht für die Ableitung der kinetischen Energie nach $\dot{q}_k \equiv \omega_k$ die Notwendigkeit:

$$\frac{\partial E}{\partial \omega_1} = \omega_1 \Theta_1 + \sum_{i=3}^n a_i (\omega_1 a_i + \omega_2 b_i) \Theta_i \quad (11)$$

$$\frac{\partial E}{\partial \omega_2} = \omega_2 \Theta_2 + \sum_{i=3}^n b_i (\omega_1 a_i + \omega_2 b_i) \Theta_i \quad (12)$$

Durch eine kleine Umwandlung ergibt sich:

$$\frac{\partial E}{\partial \omega_1} = \omega_1 C_1 + \omega_2 C_{1,2} \quad (13)$$

$$\frac{\partial E}{\partial \omega_2} = \omega_1 C_{1,2} + \omega_2 C_2 \quad (14)$$

Wo C_1, C_2 und $C_{1,2}$ Konstanten beim Planetengetriebe sind, und nur davon abhängen, ob die K_1 oder K_2 -Kupplung angetrieben ist (bewegt sich das Fahrzeug vorwärts oder rückwärts?)

Führen wir die Ableitung der Gleichungen (13)–(14) nach der Zeit zu Ende, und fügen wir den immer negativen $C_{1,2}$ Absolutwert in die Form mit ein, es in [2] zu sehen ist:

$$|C_{1,2}| \equiv C_3$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial E}{\partial \omega_1} = \omega_1 C_1 - \omega_2 C_3 \quad (15)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial E}{\partial \omega_2} = \omega_1 C_3 + \omega_2 C_2 \quad (16)$$

Dies ergibt das erste Glied der Gleichung (6)

Das zweite Glied der Gleichung ist Null, weil die kinetische Energie nicht von der Winkelkoordinate abhängt, wenn wir ein starres Modell prüfen.

Die generalisierte Kraft auf der rechten Seite der Gleichung können wir dem aufgeschriebenen Zusammenhang [1] des Bildes auf Seite 88 entnehmen, wo gleichzeitig höchstens vier außen eingebrachte Kräfteinführungen des Wechslers existieren.

$$Q_k = \sum_{i=1}^4 M_i \frac{\partial \varphi_i}{\partial \varphi_k} \quad (17)$$

Merken wir uns, daß unter den Bremsen B_1 bis B_f jede aktiv sein kann. Im Zeitpunkt des Wechsels können aber nur höchstens zwei aktiv sein, wenn die eine Bremse die Achse losläßt, die andere wiederum die dazugehörige Achse angreift. In der vorherigen Deutung bezeichnen wir die loslassende Bremse mit Index I, die angreifende Bremse mit II.

Die auf die antreibende Achse wirkende generalisierte Kraft

$$Q_1 = M_1 \frac{d\varphi_1}{d\varphi_1} + M_I \frac{d\varphi_I}{d\varphi_1} + M_{II} \frac{d\varphi_{II}}{d\varphi_1} - M_2 \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \quad (18)$$

wobei

- M_I, M_{II} die Bremsenmomente,
- φ_I, φ_{II} die relative Winkelumdrehung der Bremsen,
- M_1 das eingeführte Drehmoment,
- M_2 das ausführende Drehmoment ist.

Die Gleichung soll gültig sein, wenn beliebige Winkelkoordinaten eingesetzt werden, d. h. auch bei den Werten $\varphi_1 = 0$ und $\varphi_2 = 0$.

Die Winkelkoordinaten kann man in die Form

$$\begin{aligned} \varphi_I &= a_I \varphi_1 \\ \varphi_{II} &= a_{II} \varphi_1 \end{aligned} \quad (19)$$

bringen, wo a_I und a_{II} aufgrund des Zusammenhanges (7) bekannte Konstanten sind.

Dies verwendend ergibt sich

$$Q_1 = M_1 + M_I a_I + M_{II} a_{II} \quad (20)$$

In analoger Weise erhalten wir die zweite, generalisierte Kraft

$$Q_2 = -M_2 + M_I b_I + M_{II} b_{II} \quad (21)$$

Das negative Vorzeichen von M_2 drückt den Abtrieb aus.

Die Gleichungen (15),(16),(20),(21) in die Gleichung (7) einsetzend und den Nullwert des zweiten Gliedes beachtend bekommen wir die Differenzialgleichung:

$$\begin{aligned}\dot{\omega}_1 C_1 - \dot{\omega}_2 C_3 &= M_1 + M_I a_I + M_{II} a_{II} \\ \dot{\omega}_1 C_3 - \dot{\omega}_2 C_2 &= -M_2 + M_I b_I + M_{II} b_{II}\end{aligned}\quad (22)$$

woraus wir die Gleichungsform

$$\begin{aligned}\dot{\omega}_1 &= \frac{M_1 C_2 - M_2 C_3 + M_I(a_I C_2 + b_I C_3) + M_{II}(a_{II} C_2 + b_{II} C_3)}{C_1 C_2 - C_3^2} \\ \dot{\omega}_2 &= \frac{M_1 C_3 - M_2 C_1 + M_I(a_I C_3 + b_I C_1) + M_{II}(a_{II} C_3 + b_{II} C_1)}{C_1 C_2 - C_3^2}\end{aligned}\quad (23)$$

erhalten, oder kürzer

$$\begin{aligned}\dot{\omega}_1 &= \frac{\sum M_1}{C_x} \\ \dot{\omega}_2 &= \frac{\sum M_2}{C_x}\end{aligned}\quad (24)$$

Im Zähler ist die Schritt für Schritt berechenbare Drehmomentsumme, im Nenner dagegen eine von vornherein berechenbare Konstante.

Zur Berechnung der Drehmomentsumme ist die gesamte Systemüberprüfung notwendig. Im folgenden behandeln wir dies.

Die Modellierung des Motors

Das durch den Motor ausgelöste Moment ist mit der Funktion von zwei Veränderlichen

$$M_m = M_m(\omega_0, k)\quad (25)$$

gut aufzuschreiben, wobei

- ω_0 die Winkelgeschwindigkeit des Motors,
- k die entsprechende Zahl der Brennstoffdosierung ist.

Aus den Ergebnissen der Versuchsmessungen kann man die Funktion mit Regressionsanalyse bestimmen.

Für die Momentenfolge des als Beispiel angezeigten Motors war die Funktionsform

$$M_m = e^\alpha \omega_0^\beta k^\gamma\quad (26)$$

gut zu verwenden, wo wir die Konstanten zum oberen Bereich von k und zum unteren Bereich extra zählen.

Damit bleibt die Abweichung des durch Messungen und Regressionen gezählten Motorenmoments unter 5%.

Für die simulierte Auszählung setzen wir voraus, daß wir die Funktion $k = k(t)$ kennen. Die Funktion

$$\omega_0 = \omega_0(t) \quad (27)$$

wird gesucht, wo α, β, γ bekannte Konstanten sind.

Zum Schluß, aber nicht letztendlich ist das aus der Funktion erhaltene Moment aufgrund der Regulierungen nicht unbeschränkt gültig, deshalb muß das in (26) berechnete Moment mit der aufgenommenen Grenzkurve, welche die Form

$$M_{mH} = M_{mH}(\omega_0) \quad (28)$$

hat.

Das durch den Motor abgegebene Moment ist

$$M_m = e^{\alpha} \omega_0^{\beta} k^{\gamma}$$

oder $M_{mH} = M_{mH}(\omega_0)$, wenn der letztere kleiner ist.

Mit der untenstehenden Gleichgewichtsgleichung kann man die Motorachse erfassen:

$$M_{mot} - \Theta_m \dot{\omega}_0 - M_{Tk} - M_s - M_p = 0, \quad (29)$$

wo

M_{Tk} der Überbrückungskupplungs-

M_s der Hilfsmaschinen-,

M_p der durch die Pumpe des Momentenwandlers aufgenommene Moment ist.

Θ_m ist der Motor und die auf der Hauptachse fest angebrachten Ersatzteile mitsamt dem Trägheitsmoment.

Daraus entsteht die Winkelbeschleunigung des Motors :

$$\dot{\omega}_0 = \frac{M_{mot} \Theta_m - M_{Tk} - M_s - M_p}{\Theta_m} \quad (30)$$

Zur einheitlichen Bezeichnung verwenden wir die Form

$$\dot{\omega}_0 = \frac{\sum M_0}{\Theta_m}. \quad (31)$$

Das Moment der Überbrückungskupplung T_k

Bei den Kupplungen und bei den Bremsen müssen wir voraussetzen, daß der Druck der funktionierenden, hydraulischen Arbeitszylinder in der Zeitfunktion bekannt ist, bzw. - die hydraulische Kapazität und die Charakteristika der zurückschiebenden Feder beachtend - die Zeitfunktion des Druckes einstellbar, bzw. deren Temperierung änderbar ist. Bekannt ist die Funktion

$$p = p(t) \quad (32)$$

desweiteren kennen wir von Augenblick zu Augenblick die Umdrehungszahl des Arbeitszylinders.

Daraus ist die zusammendrückende Kraft der Reibungsplatten

$$F_{ax} = \frac{d_2 - d_1}{4} \pi p(t) + \pi \rho \omega^2 \int_{\frac{d_1}{2}}^{\frac{d_2}{2}} (r^2 - r_{bc}^2) r dr, \quad (33)$$

wo

d_1, d_2 die Durchmesser des Arbeitszylinders sind,

ρ die Dicke des Öls,

ω die Winkelgeschwindigkeit des Arbeitszylinders.

r_{bc} der Radius der Öleinführung ist.

Der durch die Kupplung übertragbare Moment ist

$$M_S = \mu z R_m (F_{ax} - F_R), \quad (34)$$

wobei

R_m der mittlere Radius der Reibungsfläche,

z die Anzahl der Reibungsflächenpaare,

μ der Reibungskoeffizient,

F_R die Kraft der zurückdrückenden Federn ist.

Der Reibungskoeffizient μ — aufgrund von Meßergebnissen ermittelt — der hier gebrauchten Oberflächenpaare hängt in geringem Maße von der Rutschgeschwindigkeit ab.

Auf dem üblichen Gebiet der Flächenpressung und der Temperatur ist die Funktion

$$\mu = \mu(\nu) \quad (35)$$

aufgrund der abgeschlossenen Messungen konstruierbar.

Hier ν ist die relativ Geschwindigkeit der Lamellen.

Das durch die reibenden Kupplungen und Bremsen real übertragene Moment kann natürlich kleiner sein, das immer von der jeweiligen Belastung abhängt, oder aber von (36)

$$M_k \leq M_s. \quad (36)$$

Bei der Überbrückungskupplung kommt $M_k < M_s$ in zwei Fällen vor:

$M_k = 0$, wenn die Kupplung offen ist,
 $\omega_0 = \omega_1$, der Fall der vollständig eingeschalteten Kupplung,
 wenn die Kupplung nicht rutscht.

Im letzteren Fall ist $M_p = 0$ und $M_t = 0$, weil der Drehmomentwandler im Fall

$$q \equiv \frac{\omega_0}{\omega_1} < 1 \quad (37)$$

das Moment überträgt.

In der Reihe der Überprüfung des Systems muß man auf zwei Fälle eingehen, insbesondere auf den Einschaltprozeß, obwohl es am einfachsten ist, weil mit

$$M_k = M_s$$

der Schaltvorgang unmittelbar berechenbar ist.

Das Moment der Pumpe M_p

Aufgrund der Charakteristika des Drehmomentwandlers ist das durch die Pumpe aufgenommene Moment

$$M_p = M_p(\omega_0, q) \quad (38)$$

berechenbar. Das ist auch durch

$$M_p = K \left(\frac{\omega_0}{\omega_1} \right) \omega_0^2 \quad (39)$$

ausdrückbar, wo K von ω_0/ω_1 abhängig und aufgrund der Charakteristika auf dem Drehmomentwandler bestimmbar ist.

Das durch Hilfsgeräte aufgenommene Moment

Die Hilfsgeräte nehmen gewöhnlich das zur Umdrehungszahl quadratisch proportionale Moment auf. Mit der Messung des Motors ist die Größe des aufgenommenen Moments ermittelbar

$$M_S = M_S(\omega_0^2) \quad (40)$$

Die Bestimmung des Eingangsmomentes des Getriebes

Die zwei Grundfälle des Momentes M_1 sind durch den einen berechenbar.

- 1) Die Kupplung T_k ist vollkommen geschlossen, das bedeutet den Fall $\omega_0 = \omega_1$. Dann ist

$$M_1 = M_{mot} - M_S - M_R, \quad (41)$$

wobei M_R das Moment des Retarders ist. (Meistens $M_R = 0$, da der Retarder arbeitet nur im Falle wenn man den Fahrzeug mit dem Retarder bremst.)

Die Analyse geschieht mit der Gleichung (23), wo man zur Konstante C_1 die Konstante C_0 geben muß, oder man muß zu einem starren Körper die zur Winkelgeschwindigkeit ω_0 und ω_1 gehörenden Massen vereinigen. Die Zählungen mit den Aufnahmen gelegentlich ausgewählter kleiner Zeitschritte können wir von Schritt zu Schritt mit berechneten, endlichen Differenzen auf ω_1 und ω_2 bringen. Bei jedem Schritt muß man die Voraussetzung

$$M_S \geq M_{mot} - \Theta_m \dot{\omega}_0 \quad (42)$$

überprüfen. Trivial gesagt muß das, was aus dem Motor "rauskommen will", auch über die Kupplung T_k gehen. Im übrigen rutscht die Kupplung. Und das ist zugleich der andere Fall.

- 2) Die Kupplung T_k rutscht oder ist ausgeschaltet.

Dann ist die Momentensumme $\sum M_0$ genauestens berechenbar und mit der durch schrittweise ausgeführte Integration vereinigten Gleichung aus (31) und (23) (z.B. mit Hilfe der Runge-Kutta Methode) zu lösen.

Der vorkommende Moment M_1 , der Momentensumme $\sum M_1$ ergibt sich aus der Gleichung

$$M_1 = M_T + M_k - M_R. \quad (43)$$

Für das Turbinenmoment M_T ist der Wert ω_0 notwendig, wonach gilt

$$M_T = dM_p \quad (44)$$

wobei

$$d = d(\omega_0, \omega_1/\omega_0) \quad (45)$$

die bekannte Funktion mit den Daten des Drehmomentwandlers ist.

Die die Momentensummen beinhaltenden Gleichungen (31) bzw (23) kommen hier durch die Werte ω_0 und ω_1 zusammen.

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_0 &= \frac{\sum M_0(\omega_0, \omega_1, t)}{C_0} \\ \dot{\omega}_1 &= \frac{\sum M_1(\omega_0, \omega_1, \omega_2, t)}{C_x} \\ \dot{\omega}_2 &= \frac{\sum M_2(\omega_0, \omega_1, \omega_2, t)}{C_x} \end{aligned} \quad (46)$$

Die Gleichungen können wir demnach so lösen, daß wir den aufgenommenen, bekannten Zustand des Anfangswertes durch schrittweise Lösungen verändern:

$$\begin{aligned} \omega_{0,i+1} &= \frac{\sum M_0(\omega_{0,i}, \omega_{1,i}, t_i)}{C_0} \Delta t + \omega_{0,i} \\ \omega_{1,i+1} &= \frac{\sum M_1(\omega_{0,i}, \omega_{1,i}, \omega_{2,i}, t_i)}{C_x} \Delta t + \omega_{1,i} \\ \omega_{2,i+1} &= \frac{\sum M_2(\omega_{0,i}, \omega_{1,i}, \omega_{2,i}, t_i)}{C_x} \Delta t + \omega_{2,i} \end{aligned} \quad (46)$$

Die Berechnungsgenauigkeit hängt von der Größe von Δt ab, die mit einem ausreichend kleinen Wert aufgenommen werden muß. Bei den durchgeführten Simulationsberechnungen wählten wir für Δt einen Wert von 0,01 Sekunde.

Der andere Fall der Analyse des Getriebes tritt ein, wenn keine Schaltung stattfindet, sondern das Fahrzeug bewegt sich in irgendeinem Gang. Das ist dem Ziel nach übrigens als bekannter Startzustand der Simulation aufzunehmen. Im Bewegungszustand ist in der Gleichung (23) eines der Schaltmomente 0, während das andere unbekannt ist. Dieses unbekannte Moment können wir aus den beiden Gleichungen eliminieren, sobald wir aufarbeiten, daß

$$\dot{\omega}_1 = i\dot{\omega}_2, \quad (48)$$

wobei i die aktuelle Übersetzung ist.

Unter den Gleichungen (46) blieben nur zwei übrig, die Anzahl der Unbekannten ist auch zwei.

Dieser Fall ist nach der Gleichung (47) zu lösen. Die Lösungsreihe muß bei jedem einzelnen Schritt darauf geprüft werden, ob die untenstehende Voraussetzung erfüllt ist

$$M_{sI} \leq M_2 + \Theta_2 \dot{\omega}_2 - M_1, \quad (49)$$

wo Θ_2 die auf die ausführende Welle des Getriebes reduzierte Fahrzeugmasse ist.

Wenn die Voraussetzung nicht erfüllt ist, bedeutet dies das Wegrutschen der Welle. Das Wegrutschen verlangt eine sofortige Maßnahme (z.B. muß man in einen niedrigeren Gang schalten).

Die besonderen Funktionszustände

Am Anfang des Wechsels vermindert sich der hydraulische Druck des Zylinders mit der Bremse I. Die dem Zweck nach eingestellte Zeitüberschneidung oder Zeitverzögerung läßt den Druck von Bremse II wachsen. Der tatsächliche Einschaltvorgang bedeutet, daß die Bremse I fängt an zu rutschen. Die Voraussetzung dafür ist:

$$M_I \leq M_2 + \Theta_2 \dot{\omega}_2 - M_{II} - M_1. \quad (50)$$

Ein besonderer Zustand ist das Beenden des Wechsels. Die Formulierung der Voraussetzung ist wesentlich einfacher:

$$\omega_1 = i_2 \omega_2 \quad (51)$$

wo i_2 die Übersetzung für den Zielgang ist.

Schwierigkeit verursacht das Berechnungsmerkmal, da zwischen den berechneten Werten mathematisch nie genau die obige Voraussetzung besteht. Mit gutem Ergebnis benutzten wir den Test der Rutschgeschwindigkeit für dessen Vorzeichenänderung.

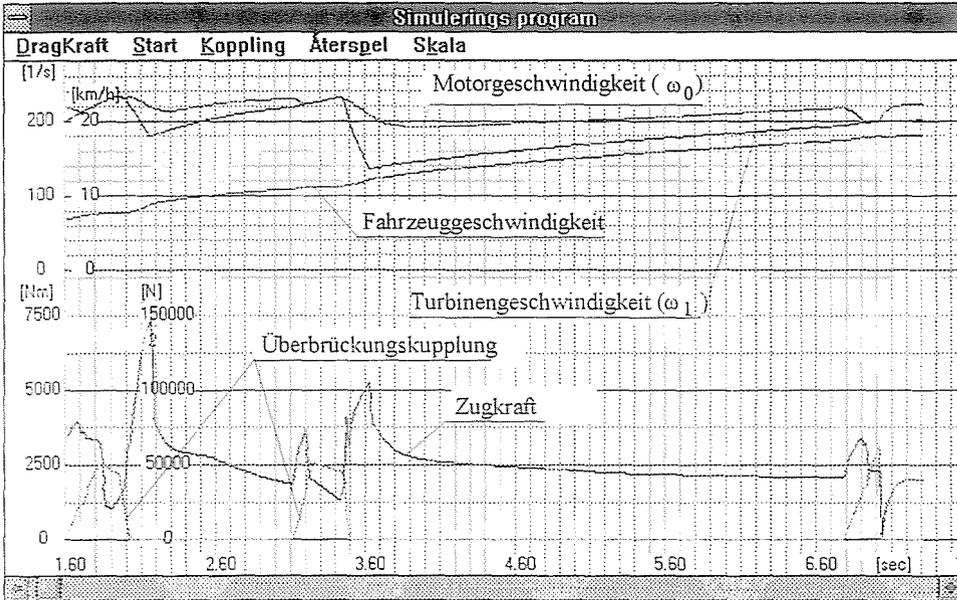
Die Verlustleistung

Die Verlustleistung ist durch die Addierung der bestimmten Teilverluste berechenbar, oder aber durch die Aufstellung der gesamten Energiewaage. Mit der vorherigen Methode als Grundlage erhält man folgende Gleichung:

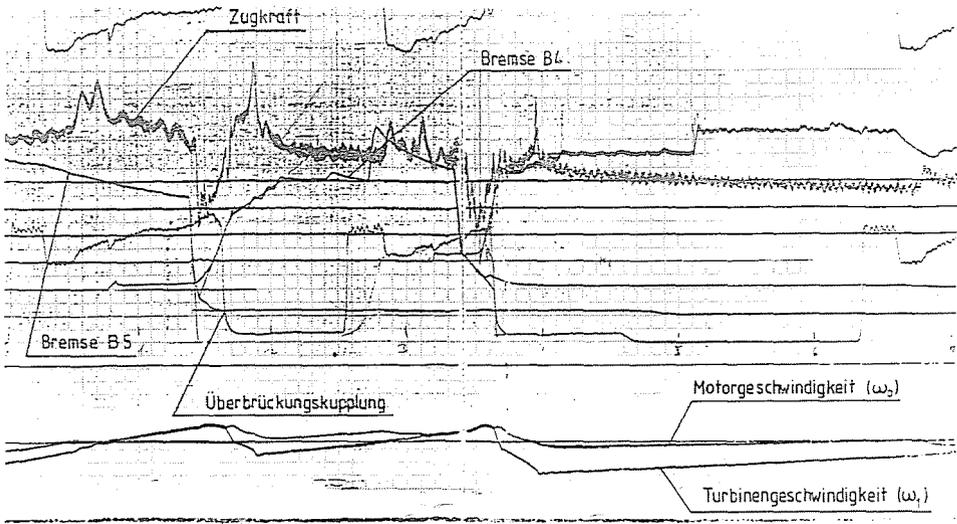
$$P_v = \sum M_k \Delta \omega + M_p \omega_0 - M_T \omega_1 + M_R \omega_1, \quad (52)$$

wo unter \sum die unter irgendeiner Last rutschende Bremse bzw. Kupplung aufgenommen werden muß.

Bei der Berechnung der Verlustleistung haben wir den Reibungsverlust der Verzahnung, die Verluste der eingebauten Lager nicht beachtet. Die aus der Vernachlässigung stammende Fehlergrößenordnung – Qualitätsproduktion voraussetzend – liegt voraussichtlich in der Größenordnung der Berechnungsfehler.

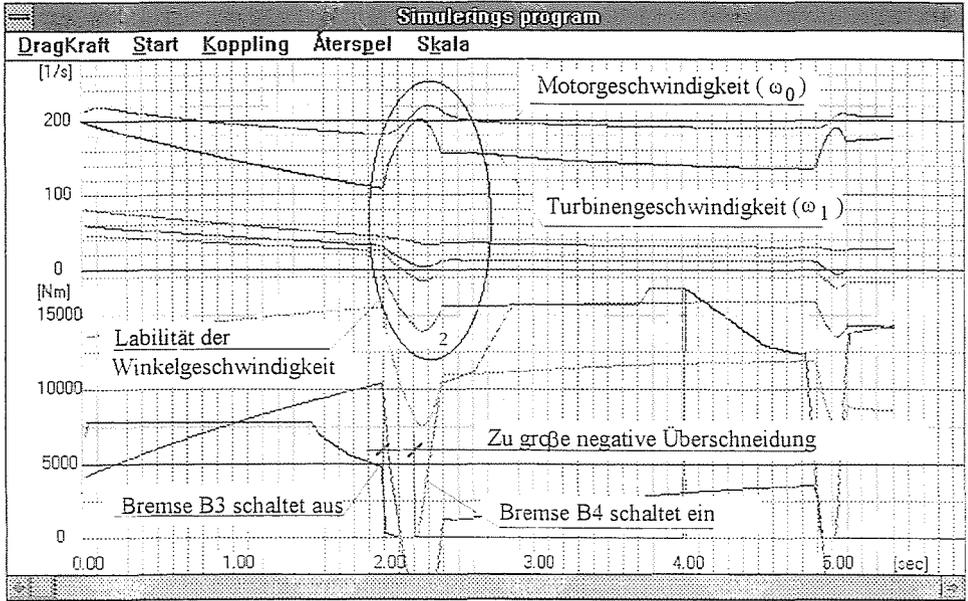


a.) Rechnungsdiagramm

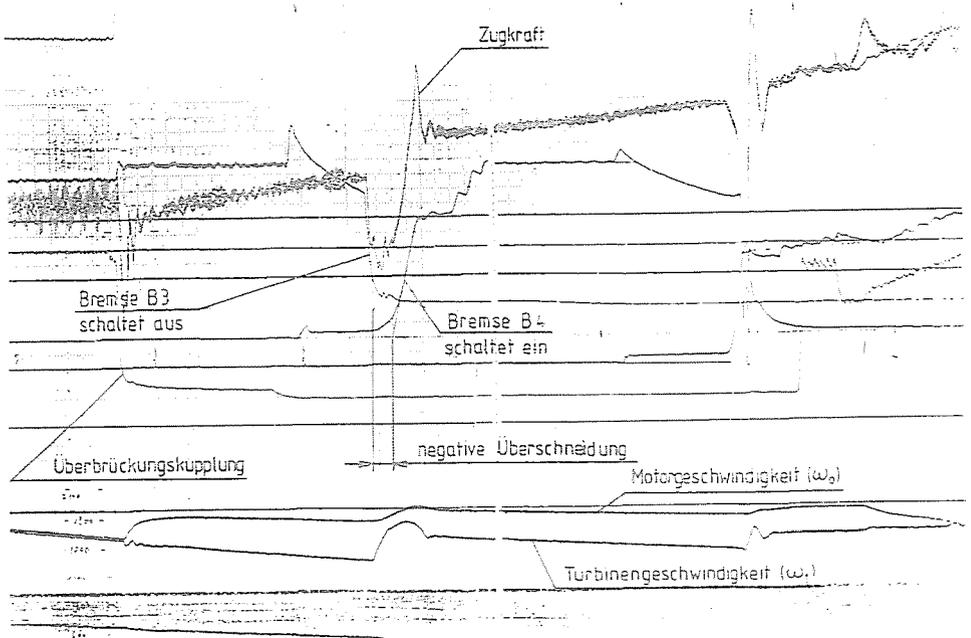


b.) Meßdiagramm

Abb. 2. Wirkung der Überbrückungskupplung



a.) Rechnungsdiagramm



b.) Meßdiagramm

Abb. 3. Fehlerhafte Schaltung

Beispiele

Aufgrund der in den vorherigen Abschnitten erfaßten Prinzipien ist die Erstellung eines Simulationsprogramms möglich, mit welchem die Schaltoptima bestimmbar und die Schaltungsfehler ausschließbar sind, wie es die folgenden Schaltbeispiele zeigen.

In der *Abb. 2* können wir die Wirkung der Überbrückungskupplung sehen. Die Überbrückungskupplung muß man wegen der dynamischen Kraft ausschalten. Man muß sie aber die ganze Zeit über geschlossen halten, um den Verlust des Drehmomentwandlers auszuschließen.

In der *3. Abbildung* zeigen wir eine fehlerhafte Schaltung. Aufgrund der Verspätung der Bremse B4 (einer zu großen negativen Überschneidung) tritt der labile Zustand der Winkelgeschwindigkeit der Glieder der Planetensätze ein. Mit dem Einschalten der Bremse B4 erfahren wir einen großen dynamischen Stoß.

Zusammenfassung

Zur Erhöhung des Fahrkomforts und zur wirtschaftlichen Ausnutzung des Fahrzeuges wird von den automatischen Wechslern gefordert, daß der Schaltfluß beiden Anforderungen entspricht. Deshalb steuert der in das Fahrzeug eingebaute Rechner das Schalten. Die optimale Einstellung des Rechnerprogramms ist nur mit einer Rechnersimulation möglich. Die Simulation macht es möglich, die Straßen- und Geländeverhältnisse zu berücksichtigen. Aufgrund der in der Arbeit erfaßten Prinzipien ist die Erstellung eines solchen Simulationsprogramms möglich, mit welchem die Schaltoptima bestimmbar und die Schaltungsfehler ausschließbar sind, wie es die gezeigten Schaltbeispiele beweisen.

Literatur

1. SZABÓ, I.: Höhere Technische Mechanik. Springer-Verlag, Berlin - Göttingen — Heidelberg, 1964.
2. FRIEDRICH KRAFT, K.: Zugkraftschaltungen in automatischen Fahrzeuggetrieben, Diss. Karlsruhe 1972.