研究論文

パッシブ形電子油圧模擬負荷装置を用いたACサーボモータ駆動
バルブレス油圧パワーステアリングの性能試験*

佐藤 恭一**, 平野 謙一**, 田中 裕久**

Performance Test of an AC Servomotor Drive Valveless Hydraulic Power
Steering by Using a Passive Type Electro-hydraulic Load Simulator

Yasukazu SATO, Kenichi HIRANO, Hirohisa TANAKA

Recent passenger cars have been equipped with electric power steering (PS) for both energy conservation and safe cruise assistance such as lane maintenance and vehicle distance control. However heavy-duty commercial vehicles are still steered with hydro-mechanical PS because of their greater steering torque. It is necessary to develop high efficient electro-hydraulic control PS for hybrid commercial vehicles in order to conserve battery power. The authors present a new type of AC-servomotor drive pump control valveless PS and demonstrate improved efficiency in power consumption compared to current valve-control PS from 2.5kW to 340W at full slalom steering in 14s of a 4-ton payload vehicle. Following this study, steering feel, restoring performance and insensitivity against kickback torque are examined by using a passive type load simulator with maximum torque capacity of 1500Nm on the basis of the Fiala two-wheel tire model.

Key words : AC servomotor, Pump control, Hybrid vehicle, Load simulator

1. 緒 言

近年の乗用車では省エネ効果を高めるため、パワーステアリング（以下PSと記す）は、エンジンの動力の一部で油圧ポンプを駆動する従来の油圧機械式PSから、電動PSに移行している。一方、重負荷となる商用車では大きな操舵トルクが必要なため、油圧機械式PSが多用されている。しかしながら、近年は商用車でもハイブリッド車（HV）が開発されており、エンジン停止状態での操舵の必要性によるPSの電動油圧化と、PSのバッテリー消費量の低減が必要となっている。電動化には油圧機械式PS駆動用のポンプのみを電動駆動化する方法もあるが、従来の油圧機械式PSは弁の絞りにより流量を制御する方式であるため、弁の絞り損失が大きく、ポンプからアクチュエータまでの動力伝達効率が高々38%と低い。このため、HV用としてはバッテリー消費量が多いという問題があり、新しい方式のPSの開発が望まれている。

これまでに、著者らは、油圧機械式PSの動力損失の要因である流量方向制御弁を排除したACサーボモータ駆動のバルブレスPSを提案し¹⁾、4トン商用車のスラローム走行で従来のバルブ制御の電動油圧PSの消費動力が2.5kWで

あったのに対し、バルブレスPSでは340Wに大幅に低減できることを示した²⁾。本報では、この研究に続き、ACサーボモータ駆動バルブレスPSの実使用上の諸性能を明確にするため、セクタギヤシャフト上に1500Nmの負荷トルクをかけることができ、Fialaの二輪タイヤモデルを組み入れた装備が簡単な電子油圧パッシブ形PS模擬負荷装置を用いて、操舵感覚、ハンドルの復元特性、キックバックトルクに対する不感性などを調べたので、その結果を報告する。

2. 主な記号

F_f	: 前輪横力
F_r	: 後輪横力
g	: 重力加速度
I_x	: 車両のヨー慣性モーメント
K_a	: システムアンプゲイン
K_f	: 前輪コーナリングパワー
K_r	: 後輪コーナリングパワー
K_s	: サーボモータドライバゲイン
K_u	: ハンドルトルク・操舵角変換ゲイン
l	: ホイールベース
l_f	: 車両重心と前輪車軸間距離
l_r	: 車両重心と後輪車軸間距離
m	: 車体質量
M_s	: セルフアライニングトルク
P_L	: シリンダ負荷圧力
Q_L	: 負荷流量

*平成24年2月4日 原稿受付

**横浜国立大学大学院工学研究院

(所在地 神奈川県横浜市保土ヶ谷区常盤台79-5)

(E-mail : yasukazu@ynu.ac.jp)

Fig. 1 AC Servomotor drive pump control PS and passive type hydraulic simulator

Fig. 2 Control system of AC servomotor drive pump control valveless PS

Fig. 3 Schematic diagram of hydraulic load simulator

- T_h : 操舵ハンドル操作トルク
- T_{hv} : 車速による補償トルクを含むハンドル操作トルク
- T_L : 負荷トルク
- T_v : 車速による補償トルク
- u : x 軸方向の速度成分
- v : y 軸方向の速度成分
- V : 車両速度
- β : 車両横すべり角
- β_f : 前輪車両横すべり角
- β_r : 後輪車両横すべり角
- γ : 車両ヨーレート
- θ : セクタギヤ角度 (操舵角)
- θ_h : ハンドル操作角度
- θ_0 : セクタギヤ指令角度
- μ : 乾燥路面摩擦係数

φ : 無次元横すべり角

3. 電子油圧模擬負荷装置とACサーボモータ駆動油圧ポンプ制御バルブレスPS

模擬負荷装置は、操舵機構系と同一の油圧式のインテグラル形パワーステアリング (IPS) の制御弁を取り除いたもので、負荷となるシリンダの圧力を電子油圧圧力比例弁で制御するものである。この圧力比例弁は、タイヤモデルを組み込んだ模擬負荷制御器 (Personal Computer: PC) で操作される。本模擬負荷装置の構成をFig. 1に示す。試験対象となるACサーボモータ駆動油圧ポンプ制御のPS (ACサーボモータ定格出力1.3kW, 斜板式アキシャルピストンポンプ押しのけ容積10cm³/rev) は、模擬負荷とセクタギヤを介して結合している。ハンドル操作により供試PS内のシリンダが作動すると、セクタギヤ出力軸で結合した模擬負荷側シリンダも作動し、制御器 (PC) により模擬負荷側シリンダの油圧が圧力比例弁 (リリーフ弁) で制御され、供試PSに負荷が働く。当装置では、最大1500Nm (負荷圧力6.5MPa) の負荷トルクをかけることができる。

供試PSの制御系をFig. 2に示す。ハンドルを操作するとPS内のトーションバーを介して操舵ハンドル操作トルクが発生する。このトルクが指令角変換部を経てセクタギヤの角度指令値 θ_0 を形成し、これに基づきACサーボモータが駆動され、セクタギヤ角度 (操舵角) θ が、指令値 θ_0 に等しくなるようなサーボ系となっている。ハンドルとセクタギヤとの回転数比は、約17:1の減速関係である。ここで、ハンドル操作角度 θ_h とセクタギヤ角度 θ は、ハンドル軸とセクタギヤ出力軸にそれぞれ平行設置したポテンショメータの回転軸に、歯付ベルトで回転を伝えて計測している。

供試PSの出力軸にはトルク計が接続され、500Nmまでは負荷トルク T_L をこのトルク計で計測したが、これ以上ではトルク計を用いず、負荷シリンダの圧力から負荷トルクを算出した。模擬負荷装置の制御部と油圧回路をFig. 3に示す。

本模擬負荷装置は外部動力源をもたないパッシブ形の試験装置で、セクタギヤの作動によりピストンが動いて流量が発生し、このピストンに圧力比例弁で油圧負荷を与える構造になっている。ここで、模擬負荷油圧回路内の小形ポンプは、負荷シリンダが油を吸込みやすくするための

Fig. 4 Two wheel vehicle motion model³⁾

 Fig. 5 Cornering force and side slip angle $\beta_f^{(6)}$

チャージポンプで、その供給圧力は0.2MPaとしてある。制御器（PC）は、セクタギヤ角度（操舵角） θ と車速 V を取り込み、車両のタイヤ特性に基づいた負荷信号を形成し、圧力比例弁を制御している。

4. セルフアライニングトルクのモデル化と試験結果

4.1 セルフアライニングトルクのモデル化

車の旋回運動をFig. 4の二輪モデルおよびFig. 5の前輪部の横すべりモデルで表す。車両の急加速、急減速や、急激に大きなハンドル操作をする場合を除く通常の走行では、車速 V はほぼ一定で、横すべり角 β は小さいとみなせるので、旋回運動は、横方向への並進運動とヨー軸に関する回転運動として、以下の運動方程式で表せる^{3), 4)}。

$$mV \left(\frac{d\beta}{dt} + \gamma \right) = -2K_f \beta_f - 2K_r \beta_r \quad (1)$$

$$I_z \frac{d\gamma}{dt} = -2K_f \beta_f l_f + 2K_r \beta_r l_r \quad (2)$$

ここで、前後輪の横すべり角 β_f , β_r は近似的に次式のように表せる⁴⁾。

$$\beta_f = \beta + \frac{l_f}{V} \gamma = \theta \quad (3)$$

Table 1 Main parameters of vehicle and road friction

m	vehicle mass at no load	2,000kg
	vehicle mass at full load	4,000kg
K_f	cornering power of front wheel at no load	42,000N/deg
	cornering power of front wheel at full load	84,000N/deg
l	length of wheel base	4.6m
μ	friction coefficient of dry asphalt road	0.8

$$\beta_r = \beta - \frac{l_r}{V} \gamma \quad (4)$$

商用車では通常の旋回運動中に横すべり角 β とヨーレイトル γ に急激な変化はないとして $\frac{d\beta}{dt} = 0$, $\frac{d\gamma}{dt} = 0$ の近似を導入し、式(1), (2)を解くと次式が得られる。

$$\beta = \frac{1 - \frac{m}{2l} \frac{l_f}{l_r K_r} V^2}{1 + AV^2} \frac{l_f}{l} \theta \quad (5)$$

$$\gamma = \frac{1}{1 + AV^2} \frac{V}{l} \theta \quad (6)$$

ただし、 $A = \frac{m}{2l^2} \frac{l_f K_f - l_r K_r}{K_f L_r}$ である。

式(3)に式(5), (6)を代入すれば前輪横すべり角 β_f と操舵角 θ の関係が求まる。 A の値は旋回中の車両の挙動に影響する⁴⁾が、本報では、操舵角 θ に対する模擬負荷装置が発生するべき負荷トルクを算出することが目的なので、 $l_f = l_r$, $K_f = K_r$ としてモデルを単純化する。これにより $A = 0$ となり、 β_f と θ の関係は

$$\beta_f = -\frac{m}{4l K_f} V^2 \theta \quad (7)$$

で表される。

セルフアライニングトルク M_s は、Fialaの理論^{5), 6)}に従い、操舵角 θ と M_s は反時計まわりを正として $\theta \geq 0$ であれば

$$M_s = -\frac{\mu m g l}{2} \left(\frac{1}{6} \theta - \frac{1}{6} \theta^2 + \frac{1}{18} \theta^3 - \frac{1}{162} \theta^4 \right) \quad (8)$$

$\theta < 0$ であれば

$$M_s = -\frac{\mu m g l}{2} \left(\frac{1}{6} \theta - \frac{1}{6} \theta^2 + \frac{1}{18} \theta^3 - \frac{1}{162} \theta^4 \right) \quad (9)$$

ここで、 $\varphi = \frac{4K_f}{\mu m g} \tan |\beta_f| = \frac{4K_f}{\mu m g} \tan \left| \frac{m}{4l K_f} V^2 \theta \right|$ である。

 Fig. 6 Measurement of self-aligning torque M_s of simulator at $m=2,000\text{kg}$, $V=50\text{km/h}$

 Fig. 7 Measurement of self-aligning torque M_s of simulator at $m=4,000\text{kg}$, $V=50\text{km/h}$

4.2 セルフアライニングトルクの測定

セルフアライニングトルク M_s の算定を、Table1に示す商用車の諸元をもとに行った。この結果を、Fig.3の制御器に組み込み、模擬負荷装置の負荷トルク T_L を発生させた。

セルフアライニングトルク M_s の算定値と模擬負荷装置における発生トルクについて、速度 $V=50\text{km/h}$ 、積荷の有無による2例（車体質量 $m=2000\text{kg}$ 、 $m=4000\text{kg}$ ）について比較した結果をFig.6とFig.7に示す。模擬負荷装置の発生トルクは M_s の算定値をよく再現しており、また、 $V=10, 30, 70\text{km/h}$ 等の他の車速で積荷条件を変えた場合でも、結果の掲載は割愛するが同様に M_s の算定値を再現できていることから、当模擬負荷装置は多様な車速、積荷条件における負荷状態を供試PSに付与できることが確認できた。なお、走行を想定した模擬負荷圧力は、Fig.7の M_s の最大値でも 0.5MPa であり、据切り操舵時の模擬負荷トルク（別途実車試験値での測定トルク値より設定したトルク）を与える負荷圧力 5MPa に比べて大きくない。

5. ACサーボモータ駆動油圧ポンプ制御バルブレスPSの操舵ハンドル操作トルク特性試験

5.1 操舵ハンドル操作トルク特性の設定

供試PSは、操舵特性となるハンドル操作角度と操舵ハン

ドル操作トルクの関係は任意の関数で設定できる。その基本パターンとしてFig.8に示す関数形を設定した。Fig.9に、操作者がハンドルの操舵速度がほぼ 30deg/s となるように手動操作した時のハンドルに働く操舵トルク特性を測定した結果を示す。ACサーボモータの制御性がよく、所定のトルク特性が得られている。

5.2 操舵ハンドル操作トルクの車速感応化

操舵感覚として、低速時には軽いが高速時には適度な重さとなることが望ましい⁷⁾。当PSシステムでは、基本となるハンドル操作角度と操舵ハンドル操作トルクのパターン（Fig.8）に、中立点の剛性を車速に応じて可変とする補正トルクを加える方式とした。この剛性は中立状態から 90deg までのハンドル操作角度に対する操舵ハンドル操作トルクの比 T_h/θ_h であらわし、 90deg における補償トルクを $T_h=T_v$ とし、 T_v を車速 V に応じて、Fig.10のように設定した。さらに、ハンドル操作角度 90deg 以降は基本パターンに従って操舵ハンドル操作トルクが上昇するようにした。

ハンドルの操舵範囲を約 $\pm 200\text{deg}$ とし、車速が低速の例として $V=20\text{km/h}$ 、高速の例として $V=80\text{km/h}$ に設定した試験例をFig.11、Fig.12に示す。両図において、車速に応じて補正トルクを加えた操舵ハンドル操作トルクを T_{hv} で表す。Fig.11では車速が低いいため補償トルクはなく、 T_{hv} はFig.8の中立部を拡大したものと同じである。一方、車速 $V=$

Fig. 8 Set up of steering feeling characteristics; handle operating angle θ_h and handle wheel steering torque T_h

Fig. 10 Vehicle speed compensation torque T_v that gives variable stiffness around the neutral position

Fig. 9 Measured handle wheel steering torque characteristics of AC servomotor pump control PS; handle operating angle θ_h to handle wheel steering torque T_h at an operating speed of 30deg/s

Fig. 11 Measured characteristics of handle wheel steering torque T_{hv} including vehicle speed compensation torque at low speed of $V=20\text{km/h}$

Fig. 12 Measured characteristics of handle wheel steering torque T_{hv} including vehicle speed compensation torque at high speed of $V=80\text{km/h}$

80km/hのときは、3 Nm/90degの剛性をもつ補償トルクが中立点から90degの区間において基本特性 (Fig. 8) に加算され、 T_{hv} はFig. 12に示す特性となる。

5.3 操舵ハンドルの復元特性

操舵終了後にハンドルが中立状態に戻る速度が遅いと運転者は不安に感じ好ましくないため⁸⁾、模擬負荷装置を用

Fig. 13 Measured and simulated transients of handle wheel restoring to neutral position from 720deg at 20km/h of vehicle speed

Fig. 14 Measured and simulated transients of handle wheel restoring to neutral position from 360deg at 20km/h of vehicle speed

いてハンドルの復元性を調べた。Fig. 13とFig. 14に、初期ハンドル角度720degと360degの二例について、車速20km/hを想定したハンドルの復元試験の結果を示す。いずれの初期ハンドル角においても、3秒程度で中立状態に戻ることが見られるが、対象とした4トン商用車としては標準的な戻り時間である。これとタイヤからの負荷特性を含む操舵系のモデルを用いたシミュレーション結果と比較すると、両者はよく一致していることが確認できる。

5.4 キックバックトルクに対する不感性試験

タイヤの脱輪やバースト時の急激なトルク変動に対するハンドルトルクへの不感性を調べるため、模擬負荷装置に急激なトルク変化を与えて操舵ハンドルトルクの変化の有無を調べた。

本模擬負荷装置は、負荷側ピストン室の圧力を外部動力源をもたずに制御する受動形の試験装置であるため、急激な負荷変動を与えるためには、負荷圧力を高圧状態からステップ状に下げする方法しかない。この時生じるトルク変化をキックバックトルクとした。実験方法は、ハンドル操作角 θ_h を反時計方向に2回転させ保持した時生じる負荷状態から、ハンドルを時計方向に緩やかに戻す途中で、負荷圧力を4.8MPaから0.3MPaにステップ状に下げ、ハンドル操作角度 θ_h と操舵ハンドルトルク T_h の挙動を調べた。その結果をFig. 15に示す。この負荷圧力変化は、操舵系のセクタギヤ軸に約1,029Nmの外乱トルクを加えたことに相当する。

(a) Load pressure change generating kickback torque

(b) Insensitivity test of the handle operating angle θ_h and handle wheel steering torque T_h against kickback torque

Fig. 15 Insensitivity of the handle wheel operation against kickback torque on the sector gear shaft from 1,029 Nm ($P_L=4.8\text{MPa}$) to 64Nm ($P_L=0.3\text{MPa}$)

Fig. 15より、操舵ハンドル操作トルクへの大きな変動はみられない。これは、当PSのセクタギヤの角度制御系が高い制御剛性をもっており、負荷変動に強いサーボ機構が構成されているためである。

6. 結 言

本報告では、ハイブリッド商用車向けに大幅な省エネルギー化がはかれるACサーボモータ駆動バルブレス油圧PSについて、各種条件下でPSに作用する負荷を模擬できる受動式の模擬負荷装置を用い、ハンドルに働く操舵トルク特性を調べた。

模擬負荷装置は供試PSと同一のIPSのシリンダを利用したもので、供試PSとセクタギヤ軸で結合するだけの単純な装置で、高性能な模擬負荷装置⁹⁾に比べ、廉価でコンパクトであるという特徴を持つ。その制御器ではFialaのタイヤ二輪モデルに基づくセルフアライニングトルク特性や試験内容に応じた多様な負荷トルク特性を再現するよう、負荷シリンダの油圧圧力を電子油圧圧力比例弁で制御する。この模擬負荷装置を用いた供試PSの性能試験により以下の結果が得られた。

- (1) ACサーボモータ指令信号の設定により、ハンドル操作特性であるハンドル操作角度と操舵ハンドル操作トルクの間接関係を任意の関数で設定できることを確認し、操舵ハンドル操作トルクを車速感応にすることにより、所望の操舵感覚となるように調整できる性能を有することを示した。
- (2) ハンドルの中立状態への復元特性を測定し、初期ハンドル角度720degと360deg、車速20km/hを想定した場合、戻り時間はおおよそ3秒程度となり、タイヤからの負荷特性を含む操舵系のモデルを用いたシミュレーション結果とよく一致した。
- (3) キックバックトルクに対するハンドル操舵の不感性を

測定し、供試PSのセクタギヤの角度制御系が負荷変動に強いサーボ機構を構成していることにより、操舵ハンドル操作トルクには大きな変動は生じないこと示した。

最後に実験に協力を得た本学学生の横井省吾氏に感謝するとともに、ACサーボモータ駆動油圧ポンプの供試を得た油研工業株式会社に感謝する。

参 考 文 献

- 1) K. Hirano, H. Tanaka : Performance of AC servomotor Control Electro-hydraulic Valve-less Servomechanism, Proceedings of 7th JFPS Int. Symposium on Fluid Power, TOYAMA, P 2-08, p. 623-628 (2008)
- 2) 平野謙一, 田中裕久 : 商用車用バルブレス電子油圧パワーステアリングに関する研究, フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 40, No. 6, p. 111-116 (2009)
- 3) 自動車技術会 : 自動車技術ハンドブック第2分冊 設計編, p. 540-543 (1991)
- 4) 安部正人 : 自動車の運動と制御, 東京電機大学出版局, p. 10-74 (2008)
- 5) E. Fiala : Seitenkräften am rollenden Luftreifen, V.D.I., Bd. 96, Nr. 29, 11, Okt., p. 973-979 (1954)
- 6) 酒井秀男 : タイヤ工学, グランプリ出版, p. 159-194 (1987)
- 7) カヤバ工業株式会社 : 自動車の操舵系と操安性, 山海堂, p. 85-102 (1996)
- 8) T. Miyamoto, F. Momiyama and T. Fujioka : Steer-Restoring Torque Controlled Driving Simulator for Developing Steering Road Feel, SAE paper No. 912690, p. 549-554 (1991)
- 9) 瀬川雅也, 東真康, 中野史郎, 小竹元基, 永井正夫 : ステアリング評価用シミュレータの開発, Koyo Engineering Journal, No. 168, p. 31-34 (2005)