

信号交差点における自動車の発進挙動のモデル化*

A MAN-MACHINE SYSTEM MODEL OF STATING CARS
FROM SIGNALIZED INTER-SECTIONS.

河原 瑞將**, 入田 健一郎***, 角 知憲****, 渡辺 義則*****

BY MIZUMASA KAWAHARA, KENICHIROU IRITA, TOMONORI SUMI,
and YOSINORI WATANABE

This paper describes an attempt to find a model of departing cars from signalized inter-sections in order to predict acoustic power levels. The model expresses driver characteristics as transmission elements of an automatic control system, which consists of the driver and the car. The model provides reasonable predictions of acceleration behavior of stating cars.

1. はじめに

自動車交通の騒音の予測のために、さまざまなモデルが提案されている¹⁾²⁾。しかしながら、そのほとんどは自動車の定常走行を前提として開発されたもので³⁾⁴⁾⁵⁾、発進・停止を繰り返す市街地内の交通流にこれらを適用することは困難である。

市街地での自動車騒音に関して、第一に問題になるのはその音響出力の予測である。通常、音響出力は自動車の発進加速時において特に高いレベルを示

す。その特徴として、①比較的低速かつエンジン負荷が大きい状態であるときエンジン騒音が支配的である、②エンジン負荷の大部分を占める加速抵抗が車両重量で決まるために大型車の騒音が乗用車のそれよりはるかに大きく、その事情は定常走行の場合よりも著しい、③大型貨物車では運転性能上の余裕が小さいため積載重量の大小による運転操作が著しく変化する、などがある。また、音響出力は走行時のエンジンの運用状態（エンジンの運用状態は自動車挙動における速度・加速度として観測することができる。）によって複雑に変化する。そこで、的確な騒音予測を行うためには、エンジンの運用状態に応じた音響出力を予測するモデルを開発する一方、車両の重量・積載量、交差点における車両列中の停止位置、道路勾配などを初期値としてエンジンの運用状態を予測するモデルを開発する必要がある。

エンジンの運用状態を予測するモデルを開発する場合、エンジンなどの機械的性能を数量的に把握す

* キーワード：発進挙動

** 学生会員，九州大学土木工学科
（〒812 福岡市東区箱崎6-10-1）

*** 正会員 清水建設

**** 正会員，工博，九州大学助教授，工学部土木工学科
（〒812 福岡市東区箱崎6-10-1）

***** 正会員，工博，九州工業大学助教授，工学部設計生産工学科（〒804 北九州戸畑区仙水町1-1）

ることは、自動車に関するさまざまな資料から比較的容易に可能であるが、問題はドライバーの運転操作時における行動特性を把握することである。特に自動車が交差点から発進する際、その車が先頭である場合とそうでない場合では明らかに行動特性に違いが存在する。

本論文では、発進する車列先頭車のモデルと、そのモデルを修正した後続車のモデルを作成しようとするものである。

2. 自動制御モデル

ドライバーが自動車の速度を制御する行動は、自動車とドライバーを合わせた目標値制御型の自動制御システムとしてモデル化する事ができる。自動車交通流理論としてポピュラーな追従理論も、比較的単純な自動制御モデルで表すことができる。

ある時刻 t における先頭から k 番目の車の位置および速度を $x_k(t)$ および $\dot{x}_k(t)$ で表し、各運転車の反応時間は全て等しいとしてこれを L とおいて、 $\ddot{x}_{k+1}(t) = \lambda \{ \dot{x}_k(t-L) - \dot{x}_{k+1}(t-L) \}$... (1) とする²⁾。ここで λ は定数である。この式は、第 k 番目の自動車の速度を目標速度とする第 $k+1$ 番目の自動車について、次の自動制御モデルと等値である。

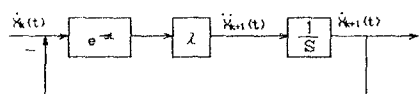


図-1 追従理論の自動制御モデル表示

このモデルが車群中の2番車以降の発進挙動に適用できる可能性を持つことは言うまでもないが、図-1で目標速度 $\dot{x}_k(t)$ の代わりに青信号の現示とともに立ち上がるステップ関数

$$V_p(t) = V_0 \cdot u(t) \quad \dots (2)$$

$$u(t) = \begin{cases} 1 & (t \geq 0) \\ 0 & (t < 0) \end{cases}$$

V_0 : 発進後の最終走行速度

$u(t)$: 単位ステップ関数

を与えれば、原理的には車群中の先頭車の発進挙動を表現する手がかりとすることができる。

しかしながら、発進の場合には運転性能の範囲で

速度変化が微小であるとは言えず、比例要素 λ のみを用いることは不十分である。追従理論自体は車群中の自動車の挙動を説明するために人の非線形的な挙動を考慮するような研究が進められているが³⁾、速度あるいはギアシフトとともに機械系の特性が極端に変化する発進挙動を考慮するためには、別の方向でモデルの改善を試みる必要がある。

このような発進挙動を考慮するため、本論文ではギアシフトとともにスイッチしていくことにより、比較的単純なモデルを自動車の機械的性能の変化を表し、人の行動特性についてより詳細な考察を可能にしようとするものである。

3. 先頭車の発進挙動

先頭車の発進挙動モデルを作成するため、信号交差点にて発進する瞬間から入力信号の流れとともに順を追って説明する。

- ① 大きさが目標速度であるステップ関数が入力される。
- ② 反応遅れ時間 L を e^{-sL} によって考慮する。
- ③ 目標速度 V_p と先頭車速度 V_L との速度差 $(V_p - V_L)$ を Hv によってアクセルペダルの踏み込み量に変換する。
- ④ ここで、人はアクセルペダルを踏み込む操作をステップ的ではなく緩やかに行うと考えられるので、 $G_2(s)$ によって二次遅れを考慮する⁴⁾。

二次遅れは図-2に示すように1つの静的状態からなめらかに別の状態に移行する行動を表すので、人がアクセルペダルを踏み込むという操作に適合すると考えられる。二次遅れを表す伝達関数 $G_2(s)$ は式(3)で表される。

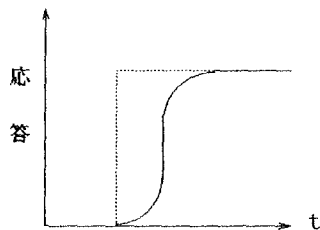
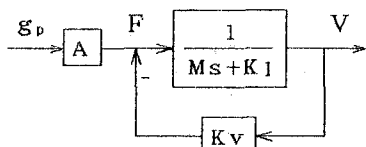


図-2 二次遅れ

$$G_2(s) = \frac{1}{(1+Ps)^2} \quad \dots(3)$$

- ⑤ このアクセルペダル踏み込み量はエンジンに供給される燃料消費量に変換され、結局図-3に示す自動車性能に関する要素によって先頭車速度に変換される。



A, Kv: 自動車性能に関する定数

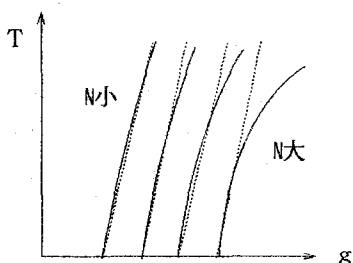
(車種変速段位によって異なる)

M: 自動車の質量 K_1 : 走行抵抗係数

F: 駆動力 g : 燃料消費量率 V: 速度

図-3 自動車性能に関する要素

図-3に関する説明をする。人がアクセルペダルを踏み込んだとき、その踏み込みによりある燃料流量 g がエンジンに流れ込むこのとき、 g によってエンジンが発生する軸トルク T との関係は図-4のようになる。



T: 軸トルク

g : 燃料消費量

N: エンジン回転数

図-4 燃料流量とトルク

図の曲線群は N とともにわずかに勾配を変えながら g 軸の右方へシフトしていく。そこで簡単のためこれら曲線群のうち運転範囲内で平均的なものを選んで直線で近似し、他の曲線も同じ勾配の直線に置き換え、 g 軸上のシフト量が N に比例するものとみなせば、図中に示した直線群が得られる。この直線

群は、

$$T = ag - bN \quad \dots(4)$$

と表される。ここに a は直線群の勾配、 b は N によるシフト量を与える定数である。

ところで、駆動力 $F(\text{kg})$ と軸トルク $T(\text{kg}\cdot\text{m})$ には

$$F = \frac{\eta_i E_i T}{r} \quad \dots(5)$$

の関係があり、速度 $V(\text{m/s})$ は回転数 $N(\text{r.p.m})$ と

$$V = \frac{2\pi r N}{60 E_i} \quad \dots(6)$$

の関係がある。ここに、 E_i は全減速比で変速比と最終減速比の積、 r はタイヤの有効半径、 η_i は動力伝達効率である。したがって、変速機の段位を与えれば、式(4)は F と g および V の関係に書き直すことができる。しかしここで g の値はエンジンのサイズにより大きく異なるため、エンジン固有の最大トルク時の燃料流量 $g_{\max}$ に対する比率 g_p により表すことにする。当然ながら、 $g = g_{\max} \times g_p$ と表される。式(4)を F および g_p の関係に書き直すと式(7)を得る。

$$F = A g_p - B V = A g_p - K v \cdot V \quad \dots(7)$$

ここに、

$$A = \frac{\eta_i E_i a}{r} g_{\max}, B = \frac{60 \eta_i E_i^2 b}{2\pi r^2}, K v = B$$

とおいた。

速度が大きい場合、駆動力 F に対する自動車の運動方程式は加速度を α とすると次式で与えられる。

$$F = M_1 \alpha + K_1 V \quad \dots(8)$$

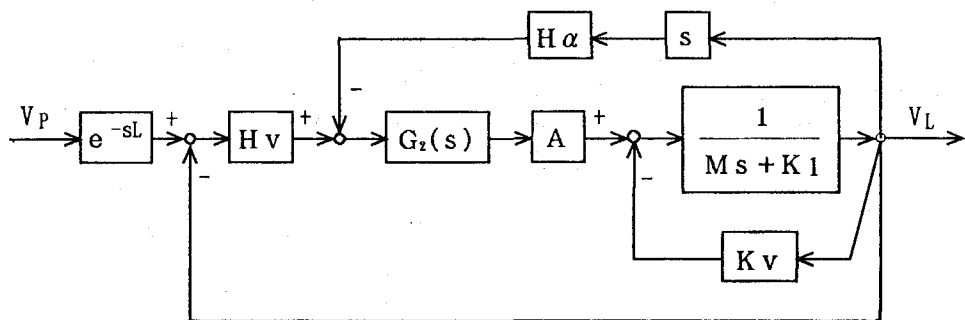
M_1 : 自動車の質量 K_1 : 走行抵抗係数

α : 加速度 V : 速度

式(7)と式(8)を合わせたものが図-3のブロック線図が得られる。

- ⑥ さらに、人は加速度の大きさに応答してアクセルを調整するフィードバック機能を持つものとする。この伝達特性を比例要素 $H \alpha$ で表す。

①から⑥までの信号の流れをブロック線図を用いて表すと、図-5のようになり、これが先頭車の発進挙動モデルである。



- | | | | |
|-----------|------------------|----------|-----------------|
| V_P | : 目標速度 | V_L | : 先頭車速度 |
| $H\alpha$ | : 加速度差に対する人の応答関数 | Hv | : 速度差に対する人の応答関数 |
| L | : 反応遅れ時間 | $G_2(s)$ | : 人の二次遅れを表す関数 |

図-5 先頭車の発進挙動モデル

4. 追従車の発進挙動

追従車は基本的には先頭車と同じモデルで表されるが、先行車との車間距離と相対速度にも応答する事を追加して考慮する必要がある。そこで次のようにモデルを考える。

先行車を追従する自動車において、追従車の運転手は現時点での先行車との車間距離を判断して将来(1sec~2sec後)の先行車の挙動を予測する。この予測は将来の車間距離が大きくなるか小さくなるかということに換言できる。従ってT秒後の車間距離 x_{t+T} は、

$$x_{t+T} = (x_L + TV_L) - (x_F + TV_F) \quad \dots(9)$$

と表される。 x_{t+T} が目標車間距離 x_P に達するま

で制御系は作動することを考えると、上式より

$$\begin{aligned} x_{t+T} - x_P &= \{(x_L + TV_L) - (x_F + TV_F)\} - x_P \\ &= \{(x_L - x_P) - x_P\} + T(V_L - V_P) \end{aligned}$$

...(10)

が成り立つ。式(10)より図-6 制御系が考えられる。

したがって、図-6 の入力制御系を先行車の発進挙動モデルに組み合わせて、本論文で提案する追従車の発進挙動モデルを図-7 に示す。このモデルは、先行車と追従車の目標速度 V_P が等しいものとする、追従車は先行車と目標車間距離 x_P を保ちながら目標速度 V_P に達するまでフィードバックを繰り返す。

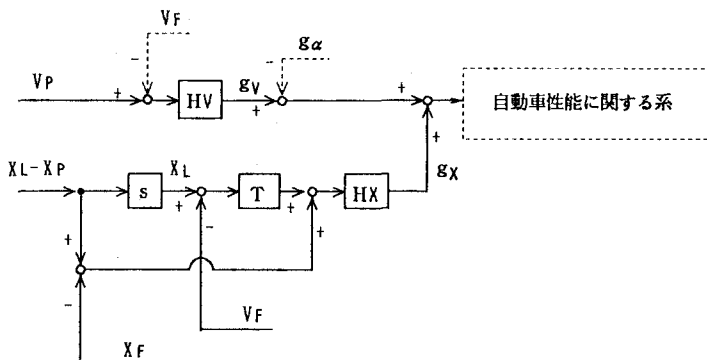


図-6 追従車発進挙動の入力系

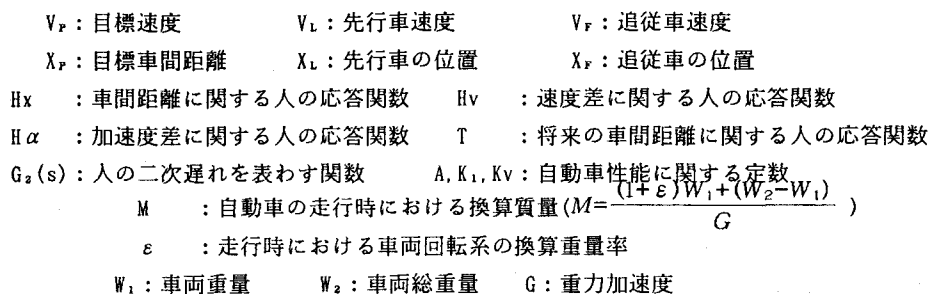


表-1 供試車諸元

エンジン排気量	2000cc
最高出力	120 PS/5400rpm
最高トルク	17.6kg・m/4000rpm
車両重量	1020kg
全重量	1295kg
タイヤサイズ	185/70R13
有効半径	0.298m
トランスミッション	

変速段位	変速比	動力伝達力
1	3.538	12.56
2	2.041	7.246
3	1.322	4.693
4	0.945	3.355
最終減速比	3.550	

6. パラメータの推定

図-5による先頭車のモデルはラプラス変換を用いて、全体の伝達関数が陽に求められる。入力をステップ関数として扱い、モデルの伝達関数にかけたうえで、これをラプラス逆変換すれば信号青現示後の発進挙動が陽に記述される。そのさいヒューマンファクターとしてのパラメータを決定する必要がある。そこで逐次探索法でパラメータの値を変化させ、理論によって導き出された理論加速度と実験によって得られた加速度との誤差の自乗の総和を最小とするパラメータの値を採用した。

また図-7による追従車のモデルでは入力データとしてステップ関数のほかに車間距離、先行車速度があり、これは数値データである。数値データをラプラス変換する事はできないため、以下のような方法をとった。

まずにラプラス変換に変わり、 $s = j\omega$ とにおいて、モデルの伝達関数をフーリエ変換で置き換える。次に入力をFFT (Fast Fourier Transform) を使用して周波数領域での入力データを作成し、次にパラメータを与え求めた伝達関数にかけて周波数領域での応答値を出力する。さらにその結果を逆FFTすることにより時間領域での値に直す。後は先頭車のときと同様に得たパラメータを変化させ理論値と観測値との誤差を最小とするパラメータを探索、決定する。このときFFT計算は繰り返し入力を前提とし

たものである事を考慮し、一つの周期の入力に対する応答が次の次の周期にも残留しないよう十分にながい周期の入力を与えるよう考慮した。図-9および図-10はそれぞれ先頭車および追従車のモデルについて、求められたパラメータで計算される加速度変化と実験で得られた測定結果とを合わせたものである。

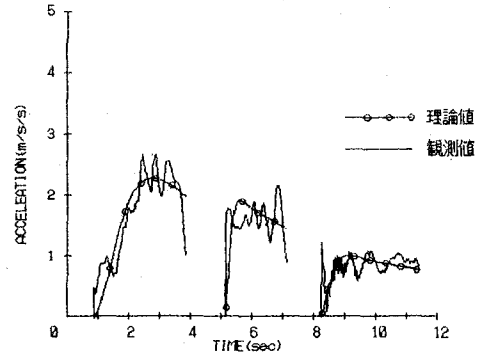


図-9 加速度変化の計算結果 (先頭車モデル)

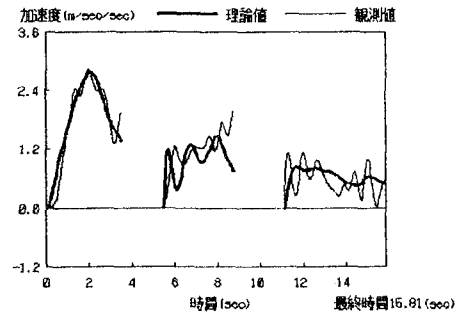


図-10 加速度変化の計算結果 (追従車モデル)

表-2 パラメータの平均値及び相関

	Hv	Ha/Hv	P(1速)	P(2,3速)
Hv	—	0.101	-0.245	0.032
Ha/Hv	*	—	-0.478	-0.750
P(1速)	*	*	—	*
P(2,3速)	*	*	*	—
平均	0.054	1.55	0.70	0.34

(先頭車モデル)

	Hv	Ha/Hv	P(1速)	P(2,3速)	Hx	T
平均	0.042	2.01	0.438	0.177	0.051	1.49

(追従車モデル)

本論文で提案した追従車発進挙動モデルは、自動車の機械的性能を数量化し、運転者の行動特性をヒューマンファクターとしての複数の比例要素で表現している。理論加速度は概ね観測加速度を再現した。

両者のモデルとも半クラッチを考慮する要素を導入していない。しかし、1速における特徴的な速度の立ち上がりについては、パラメータPの値を1速においては2，3速のPの値より大きく取ることでより表現できるものとする。（表-2参照）

本論文で示した観測加速度は第五輪式速度計の出力を数値微分したもので、フィルタリングを行ったにもかかわらず雑音が多い。そのためモデルの計算がこの雑音成分をも表示しようとして複雑な加速度波形をもたらしている。今後速度計のほかに加速度計を搭載し、より精密な測定を行う予定である。

またこのモデルの目的は、自動車の機械工学的条件が変化したときの運転者・自動車システムの性質の変化を知ることであるので、大型車やオートマチック車など他の車種への適応やあるいは道路勾配の異なる交差点を選んでモデルの適応性を検討する必要がある。

- 1) 安東武夫，大塚保，村上孝行，森茂：実走行状態と等価な単純走行モデルによる自動車騒音の測定法に関する研究，環境保全研究成果集(Ⅱ)昭和57年度，pp.102-1102-8, 1980.
- 2) 渡辺義則，坂口裕司：発進加速車からの騒音の音響パワーレベルについて（第2報），土木学会西部支部研究発表会概要集，PP530～PP531，1988年
- 3) 石井聖光：道路交通騒音予測計算方法に関する研究（その1）－実用的な計算式について－，日本音響学会誌，31-8，PP507～PP517，1975年
- 4) 池谷和男：道路交通騒音予測計算方法に関する研究（その2）－数学モデルと評価量について－，日本音響学会誌，31-9，PP559～PP565，1975年
- 5) Nelson.P.A: A Computer Model for Determining the Temporal Distribution of Noise from Road Traffic, TRRL Report LR 611, 1973年
- 6) 交通工学研究会：交通工学ハンドブック，PP152，
- 7) 越 正毅：高速道路のボトルネック容量，PP1～PP.7，土木学会論文集 第371号，1986年
- 8) 稲葉正太郎：交通事故と人間工学，PP101，コロナ社，1988年