



VベルトCVTのV-N特性予測ツール開発

Development of Shift Dynamic Simulation for Rubber V-belt CVT

技術論文

木村 哲也 平城 大典 小林 光司 坂本 和信

要旨

小型コンピュータ系車両の変速装置として用いられているVベルトCVTの変速特性を設計諸元から予測するシミュレーションモデルを開発した。ベルトの伸び・圧縮変形などを考慮し、駆動力による推力変化をモデルに組み込むことによって、全開加速時の変速特性を精度よく予測することが可能となった。また、定常走行時や中間加速時の変速特性についても計算できるようになり、様々な走行パターンでの変速特性を机上で検討することが可能になった。

Abstract

A simulation model has been developed for predicting variable speed characteristics based on design specifications for a V-belt type continuously variable transmission(CVT) of the type commonly used on smaller commuter-use powered two-wheeled vehicles. We found that a simulation model that includes thrust force variation produced by driving torque and elongation and compressive deformation of the V-belt, makes it possible to predict variable speed characteristics during full-throttle acceleration with a high degree of accuracy. We also were able to use this simulation model to calculate variable speed characteristics during normal driving pattern and mid-speed acceleration, thus making it possible to employ this simulation model to evaluate transmission performance characteristics in a variety of driving patterns during the design stage of vehicle development.

1 はじめに

スクーターなど小型コンピュータ系の車両では古くからゴムVベルトによる無段変速機(CVT)が用いられ、イーゼードライブを実現している。VベルトCVTは軽量・安価に無段変速を実現でき、コストと重量・性能などのトータルバランスに優れたシステムであるが、複合材料を用いた摩擦による伝動システムであるため、その特性を理論的に求めることが困難である。

CVTの変速特性評価には主に全開加速時の車速V(km/h)とエンジン回転数N(rpm)をグラフ化したV-N線図が用いられている。これまでの当社の開発ではVベルトCVTの設計手法に実測をベースとした計算手法を用い、多くの試行錯誤によって開発が行われていた。そのため、目標のV-N特性に到達するまで開発のやりなおし回数が多くなっていたが、これを設計諸元から予測できれば開発のやりなおし回数削減が可能となり、開発効率の向上が見込まれる。

そこで設計諸元から期待したV-N特性が得られているかどうか、数値シミュレーションによって確認するための計算モデルを開発した。

2 VベルトCVT概要

一般的なVベルトCVTの概略図を図1に示す。二対の可動シブがVベルトを挟み込む構造となっており、それぞれの軸

推力を制御することによって無段変速を実現する。この軸推力はエンジンの回転による遠心力やバネ力、駆動力によって制御されており、これらの設計によって変速特性が決定される。

駆動側のプライマリーシブはクランク軸に直結されておりエンジンと一体となって回転し、プライマリーシブ内のウエイトに発生する遠心力によって軸推力を発生し、エンジン回転数に応じて変速する機構となっている。

また、従動側のセカンダリーシブは減速ギアを介して後輪

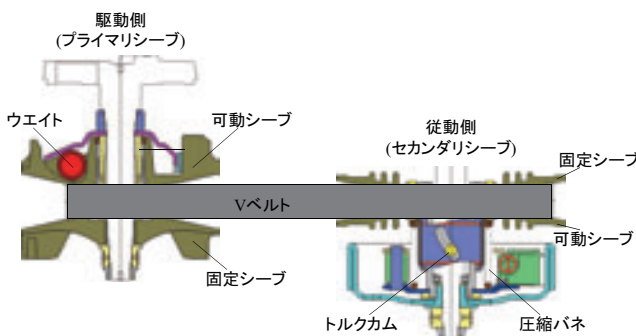


図1 VベルトCVT概略図

に接続されている。セカンダリーシブには圧縮バネが内蔵されており、これによってストローク比例の軸推力が発生する。また、ボス部に設けられたトルクカムによって駆動トルクが軸推力に変換され、駆動トルクに応じて変速する機構となっている。

プライマリーシブのカム形状やセカンダリシブのトルクカム形状、圧縮バネ力の釣合によって各シブストロークが決まり、ベルトの巻付径が変化することによって無段変速が実現される。

3 シミュレーションモデル

シミュレーションモデルの全体構成を図2に示す。CVTのモデルとして、プライマリーシブ、Vベルト、セカンダリシブをモデル化し、これにエンジンと車体のモデルを追加した5つのサブシステムによって構成した。

モデル化にはMATLAB/Simulinkを使用し、各サブブロック毎に運動方程式を導出することによってシミュレーションモデルを作成した。

3-1エンジンモデル

エンジンモデルはスロットル開度と負荷トルク(ベルト伝動トルク)を入力とし、エンジン回転数を出力とするサブシステムとして扱い、式(1)の運動方程式によってモデル化した。

$$\eta T_{EG} - T_P = I_{EG} \dot{\omega}_{EG} \quad \dots (1)$$

- η : ベルト伝動効率
- T_{EG} : エンジン出力トルク
- T_P : 負荷トルク(ベルト伝動トルク(プライマリ))
- I_{EG} : エンジン回転部慣性モーメント
- ω_{EG} : エンジン回転数

エンジン出力トルク T_{EG} はスロットル開度とエンジン回転数のマップで与える。ベルトの伝動効率 η は本来ベルトの負荷トルク T_P に組込まれるべきだが、現状ではエンジン出力を低減させることによって簡易的にモデル化している。

3-2車体モデル

車体モデルは車体の加減速による負荷のモデルである。減小ギアへの駆動トルクを入力とし、車速とセカンダリシブ回転数を出力とするサブシステムとして扱い、式(2)による運動方程式によってモデル化した。

$$\frac{2 \cdot T_S \cdot K_G}{D_T} - F_R = M\dot{V} \quad \dots (2)$$

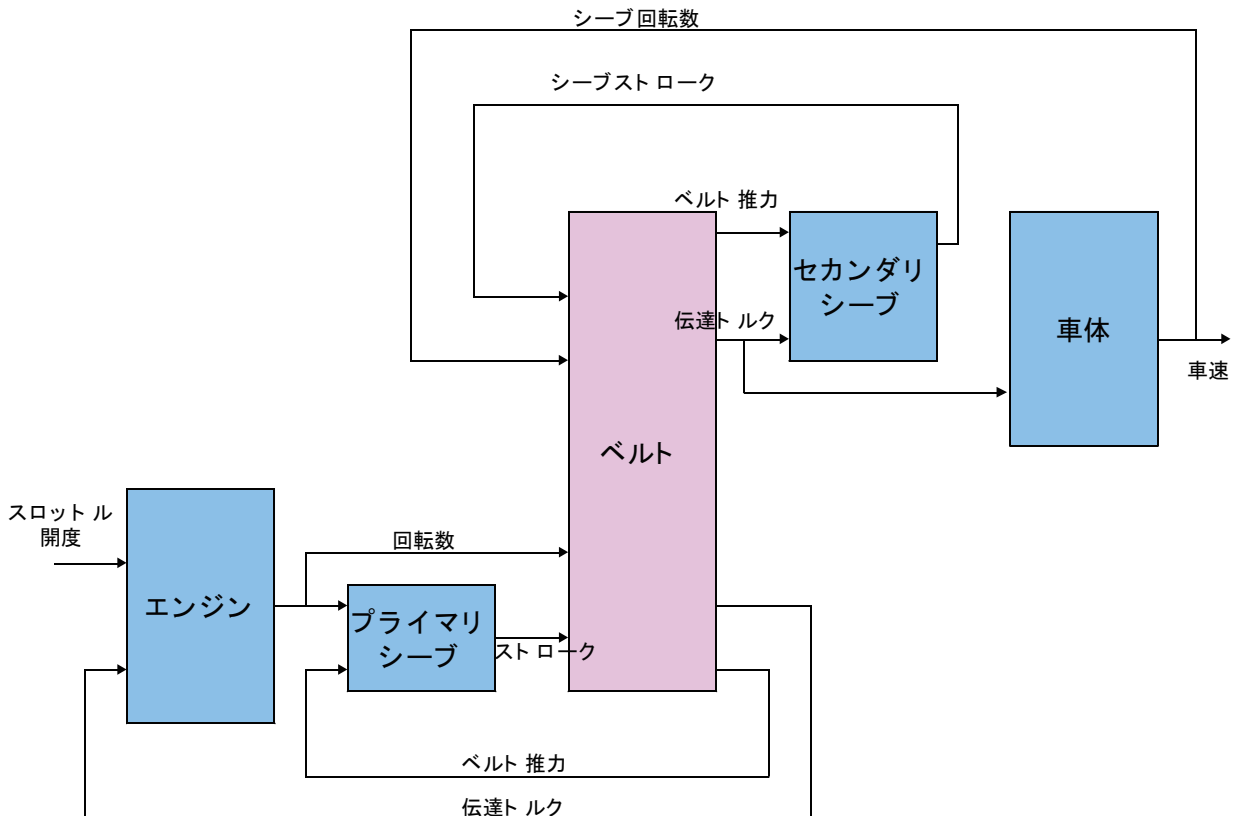


図2 シミュレーションモデル全体構成

- T_S : ベルト伝動トルク(セカンダリ)
- K_G : トランスミッション減速比
- D_T : タイヤ径
- F_R : 走行抵抗
- M : 車重
- V : 車速

また、走行抵抗 F_R はISOやEPAなどの規格に準じ、式(3)のように車速の関数として扱う。

$$F_R = a + bV + cV^2 \quad \dots (3)$$

a, b, c : 走行抵抗係数

車速はkm/hへの単位変換と、タイヤ径とトランスミッション減速比からセカンダリシブ回転数への変換を行い、それぞれ出力する。なお、セカンダリシブ上の遠心クラッチについては本シミュレーションには含まず、常に直結されているものとしてセカンダリシブ回転数は車速と減速比によって決まるものとしている。

3-3. プライマリシブモデル

プライマリシブの概略図を図3に示す。クランクシャフトの回転により可動シブ背面に設置されたウエイトに遠心力が加わり、シブ径方向に移動することによってシブストロークが変化する仕組みとなっている。そこで、ウエイト位置はカムプレートとプライマリスライディングシブのカム形状によって拘束されるものとし、シブストローク δ_p の関数となるものとして一自由度の運動方程式に落とし込んだ。

プライマリシブモデルはエンジン回転数とベルトからの推力を入力とし、シブストロークを出力とするサブシステム

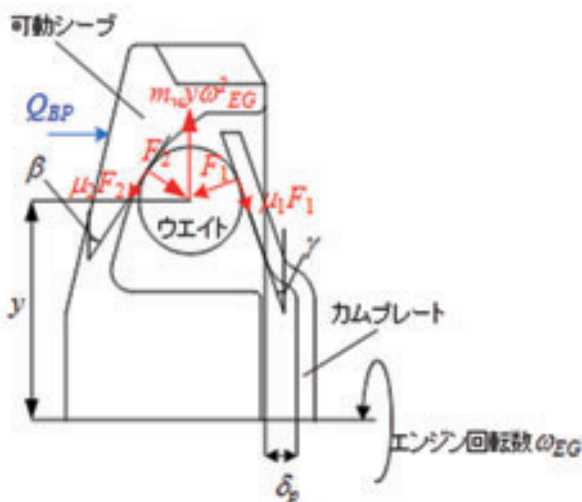


図3 プライマリシブ概要

として扱い、上記拘束条件から求まる式(4)の運動方程式によってモデル化した。

$$\frac{n_w m_w y \omega_{EG}^2}{\tan(\gamma + \rho_1) + \tan(\beta + \rho_2)} - Q_{BP} = \left[\frac{\{1 + \tan \gamma \tan(\gamma + \rho_1)\} n_w m_w}{(\tan \gamma + \tan \beta) \{\tan(\gamma + \rho_1) + \tan(\beta + \rho_2)\}} + m_p \right] \ddot{\delta}_p - c_p \dot{\delta}_p \quad \dots (4)$$

- n_w : ウエイト数
- m_w : ウエイト質量
- y : ウエイト回転半径
- γ : カムプレート角度
- ρ_1, ρ_2 : カム接触摩擦角 ($\mu = \tan \rho$)
- β : カム接触角
- Q_{BP} : ベルト推力(プライマリ)
- m_p : プライマリスライディングシブ質量
- c_p : プライマリシブ摺動抵抗(減衰係数)
- δ_p : プライマリシブストローク

3-4. セカンダリシブモデル

セカンダリシブモデルはベルトからの伝動トルクと軸推力を入力とし、シブストロークを出力とするサブシステムとして扱い、式(5)の運動方程式によってモデル化した。

$$Q_{BS} - Q_{sp} - Q_C = m_S \ddot{\delta}_S + c_S \dot{\delta}_S \quad \dots (5)$$

- Q_{BS} : ベルト推力(セカンダリ)
- Q_{sp} : スプリング推力
- Q_C : トルクカム推力
- m_S : セカンダリスライディングシブ質量
- c_S : セカンダリシブ摺動抵抗(減衰係数)
- δ_S : セカンダリシブストローク

また、スプリング推力とトルクカム推力は式(6), (7)でモデル化した^[1]。

$$Q_{sp} = Q_{SET} + k_{sp} \delta_S \quad \dots (6)$$

$$Q_C = \frac{2}{D_C} \left\{ \frac{T_S}{2} + M_{n0} + k_t \xi \right\} \tan(\varphi + \rho_C) \quad \dots (7)$$

- Q_{SET} : スプリングセット荷重
- k_{sp} : スプリングばね定数
- D_C : トルクカム径
- T_S : ベルト伝動トルク(セカンダリ)
- M_{n0} : スプリングセットトルク
- k_t : スプリングねじりばね定数
- ξ : スプリングねじれ角
- φ : トルクカム角度
- ρ_c : トルクカム摩擦角

3-5. ベルトモデル

CVTに用いられる変速用VベルトはV型(台形)断面を持ち、外周にV型の溝をもつプリーと組み合わせて使用される。V型断面である特徴から、シーブのV溝幅を広げたり狭めたりすることでベルトの巻付径を変化させ、無段変速を実現できる。

変速用Vベルトには一般的にローエッジコグドVベルトが用いられる。ローエッジコグドVベルトの構造はおおむね図4のようになっており、心線の上下をゴム層で挟み、更にその外側にゴム層保護のための布を貼った構造となっている。ベルト側面はプリーとの摩擦力をかせぐため、ゴム層が剥き出しになっている。心線には直径1mm程度のポリエステルやアラミドの糸が用いられており、これによってベルトに加わる張力を受けもつ。ゴム層には異方性をもつ短繊維強化ゴムが用いられ、耐側圧性と耐摩耗性を向上させている。またコグと呼ばれる歯型形状をしており、これによって厚みのあるVベルトの屈曲性を向上させ、プリー巻付時の損失を低減させてい

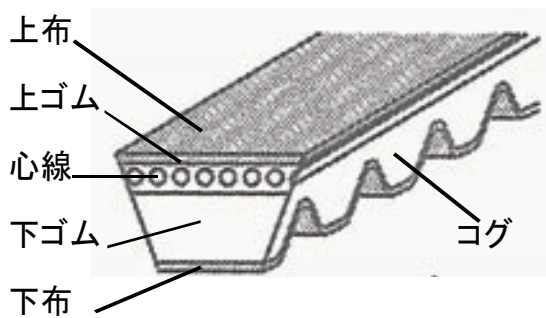


図4 ローエッジコグドVベルト

る。

このように変速用Vベルトは伸び剛性・幅方向圧縮剛性・厚さ方向圧縮剛性がそれぞれ異なる異方性材料であり、かつ摩擦伝動によって動力を伝達しているため厳密なモデル化は非常に複雑である^[2]。しかし、過去の研究から実用的な計算式が提案されており^[3]、本シミュレーションでもこれに基づいてモデル化を行った。

ベルトモデルは大きく分けると以下の6つのサブシステムによって構成されている。

- ① 巻付径の算出
- ② 平均張力の算出
- ③ スリップ率・有効張力の算出
- ④ 接触角の算出
- ⑤ 駆動トルクと張り側張力・緩み側張力の算出
- ⑥ 推力の算出とベルト圧縮変形による巻付径変化の算出

以下、これらのサブシステムの計算内容の詳細について記述する。

3-5-1 巻付径と平均張力の算出

ベルトの巻付径を心線の位置で代表させると巻付径比と速比が等しくなり、巻付径を算出することでCVTの速比がわかる。巻付径の算出はシーブストロークによる幾何学的な変化と、ベルトの変形による変化を求め、二つの和から求めているが、ここではまず幾何学的に巻付径とベルト周長を求めることにより速比と平均張力を求めている。

ベルトの圧縮変形を無視した巻付径はシーブの溝幅とベルト幅から決まり、図5のようにシーブストローク δ におけるベルト巻付半径 R は式(8)のようになる。

$$R = \frac{D_0}{2} + \frac{\delta}{2 \tan \alpha} \quad \dots (8)$$

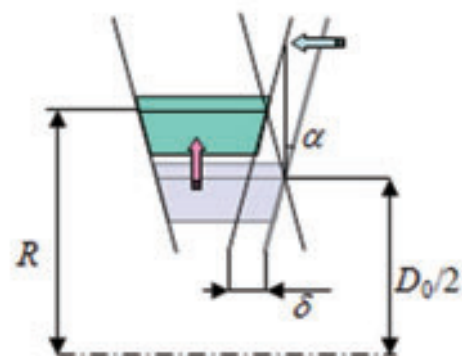


図5 シーブストロークと巻付半径

式(8)を用いてプライマリーシーブ・セカンダリーシーブの巻付半径 R_p 、 R_s がそれぞれ求まると軸間距離 L_c から式(9)によりベルト周長 L が幾何学的に求まる^[4]。

$$L = 2L_C + \pi(R_p + R_s) + \frac{(R_p - R_s)^2}{L_C} \quad \dots (9)$$

このベルト周長 L と自由長 L_{B0} との差からベルトの伸び歪み ε を求め、ベルトの伸び剛性 k_{Be} を乗じることによって平均張力 T_m を求めている{式(10)}。

$$\varepsilon = \frac{L - L_{B0}}{L_{B0}}, \quad T_m = k_{Be}\varepsilon \quad \dots (10)$$

3-5-2 スリップ率・有効張力の算出

ベルトによって動力伝達を行なう場合、プーリーの入口と出口で張力が変化することによって動力が伝達される。この、入口と出口での張力の差を有効張力と呼び、ベルトが伝達する動力と同義である。また、一般に負荷が増加するとベルトに剪断歪みが生じ、負荷にはほぼ比例してスリップ率が大きくなる^[5]。この関係を利用して有効張力を算出し、ベルトが伝動する駆動力を求めている。

スリップ率 s とは負荷を加えたときに生じる速比の変化率を表わすもので、式(11)で定義されている^[4]。

$$s = \frac{I_0 - I_t}{I_0} \quad \dots (11)$$

ここで、 I_0 は無負荷時の速比、 I_t は負荷時の速比である。無負荷時の速比は巻径比に等しく、負荷時の速比は入力として与えられるプライマリシートの角速度 ω_p とセカンダリシートの角速度 ω_s から算出され、式(11)は角速度が負の場合も考慮すると次のように変形できる

$$s = \frac{R_p\omega_p - R_s\omega_s}{|R_p\omega_p|} \quad \dots (11')$$

求めたスリップ率 s に比例定数 k_{Bd} を乗じることにより、有効張力 F_e を求める{式(12)}。

$$F_e = k_{Bd} \cdot s \quad \dots (12)$$

なお、スリップ率の発生から有効張力の発生には一次遅れによって動特性を持たせている。

3-5-3 接触角の算出

接触角とはベルトがプーリーに巻き付いている角度であり、後述する推力の計算に使用される。これもベルトの曲げ剛性を無視すれば巻付半径と軸間距離から幾何学的に求め、プライマリシートの接触角を θ_p 、セカンダリシートの接触角を θ_s とするとそれぞれ式(13)、(14)から求まる^[4]。

$$\theta_p = \pi + 2 \sin^{-1} \left(\frac{R_p - R_s}{L_C} \right) \quad \dots (13)$$

$$\theta_s = \pi - 2 \sin^{-1} \left(\frac{R_p - R_s}{L_C} \right) \quad \dots (14)$$

3-5-4 駆動トルクと張り側張力・緩み側張力の算出

有効張力 F_e と巻付半径 R_p 、 R_s から、式(15)、(16)によりプライマリシートの駆動トルク T_p とセカンダリシートの駆動トルク T_s が求まり、これを出力する。

$$T_p = R_p \cdot F_e \quad \dots (15)$$

$$T_s = R_s \cdot F_e \quad \dots (16)$$

また、有効張力 F_e と平均張力 F_m から、式(17)、(18)により張り側張力 F_t と緩み側張力 F_s が求まる。

$$F_s = \frac{2F_m - F_e}{2} \quad \dots (17)$$

$$F_t = 2F_m - F_s \quad \dots (18)$$

3-5-5 推力の算出とベルト圧縮変形による巻付径変化の算出

CVTの変速は可動シートに加える推力によって行われるため、設計どおりの速比を実現するためには、必要となる推力の予測が不可欠である。そのため、過去に様々な理論式の提案や実験・数値解析による検証が行われている^[3]。これらの研究成果からシンプルかつ実測に近い推力が得られる実験式として、駆動側推力 F_{zDR} はWorleyによる式(19)^[6]、従動側推力 F_{zDN} はMiloiulによる式(20)^[7]が用いられている。

$$\frac{F_{zDR}}{F_t + F_s} = \frac{\theta_{DR}}{2 \tan(\alpha + \rho_R)} \frac{F_t}{F_t + F_s}$$

… (19)

$$\frac{F_{zDN}}{F_t + F_s} = \frac{\theta_{DN} - \theta_0}{\tan(\alpha + \rho_R)} \frac{F_s}{F_t + F_s} + \frac{\cos \alpha}{2 \mu_T} \frac{F_t - F_s}{F_t + F_s}$$

… (20)

ここで、

$$\theta_0 = \frac{\sin \alpha}{\mu_T} \ln \left(\frac{F_t}{F_s} \right), \quad \mu_R = \tan \rho_R$$

であり、 μ_T はベルトとシーブの周方向の摩擦係数、 μ_R は径方向の摩擦係数である。また、 θ_{DR} 、 θ_{DN} は駆動側・従動側の接触角、 θ_0 はEulerの摩擦伝動理論におけるクリープ角(Active Arc)である。

式(19)、(20)を駆動時と被駆動時で場合分けすることにより、プライマリシーブ・セカンダリシーブそれぞれに加わる推力を求めている。

さて、ベルトに推力・張力が加わると、その伸びや圧縮変形にともなう巻付径の変化を生じるが、ゴムベルトの場合にはその影響が無視できない。ベルトの変形は主として三つの成分からなり、伸びによるポアソン効果、推力による幅方向の圧縮変形、巻き付き向心力による厚さ方向の圧縮変形がある^[2]。

まず、ベルトの伸びによるポアソン効果で生じる巻付径変化 ΔR_1 とすると、ポアソン比0.5として式(21)によって求まる。

$$\Delta R_1 = \frac{0.5 w_B}{2 \tan \alpha} \cdot \varepsilon \quad \dots (21)$$

次に、推力によるベルトの圧縮変形による巻付径変化を求める。図6のように推力を F_z 、ベルト厚さを h_B 、幅を w_B 、巻付半径を R 、接触角を θ とし、幅方向のヤング率を E_z 、推力による圧縮変形を δ_z とすると、Hookeの法則により式(22)、(23)が成り立つ。

$$\frac{F_z}{h_B R \theta} = E_z \frac{\delta_z}{w_B} \quad \dots (22)$$

$$\delta_z = \frac{F_z w_B}{E_z h_B R \theta} \quad \dots (23)$$

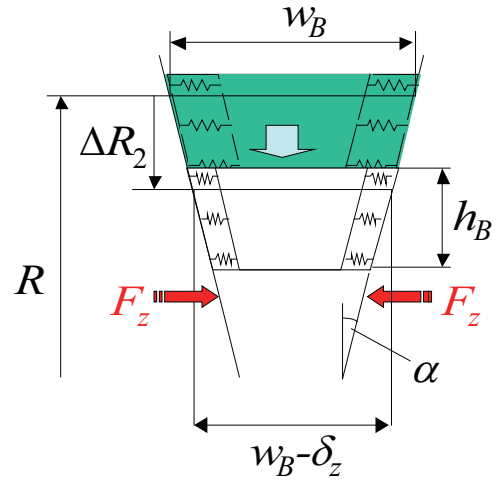


図6 ベルト圧縮変形モデル

圧縮変形 δ_z によって生じる巻付径変化を ΔR_2 とすると、式(24)のように求まる。

$$\Delta R_2 = \frac{\delta_z}{2 \tan \alpha_1} \quad \dots (24)$$

最後にベルトの巻き付き向心力による径方向の圧縮変形を求める。半径 R の円筒に張力 F のベルトが巻き付くと単位長さあたり F/R の向心力がはたらく。径方向のヤング率を E_y とするとHookeの法則により、張力による巻付半径の変化量 ΔR_3 が式(25)のように求まる。

$$\Delta R_3 = \frac{h_B}{w_B E_y} \frac{F}{R - \Delta R_2} \quad \dots (25)$$

式(21)、(24)、(25)の和からベルトの変形による巻付径の変化量を求め、変形の動特性を一次遅れとして幾何学的な巻付径の変化量にフィードバックすることによって、ベルトの巻付径を求めている。

4 実測との検証

以上のようなモデル化により開発したCVTの変速特性シミュレーションの計算結果を実測のV-N特性と比較・検証を行った。代表的な事例として、排気量115ccスクータおよび排気量500ccスクータでの結果を図7、8に示す。いずれも変速特性の特徴をよく表しており、生産車18機種での検証を実施したところ、 $\pm 10\%$ 以内の精度で予測可能であることがわかった。

また、本シミュレーションでは負荷に応じた過渡状態での計算も可能であり、これまで机上では検討できなかった緩加速などの準定常走行(Road Load 定常)での特性や、一定車速

からの全開加速した場合の中間加速特性など様々な検討が可能となった(図9)。

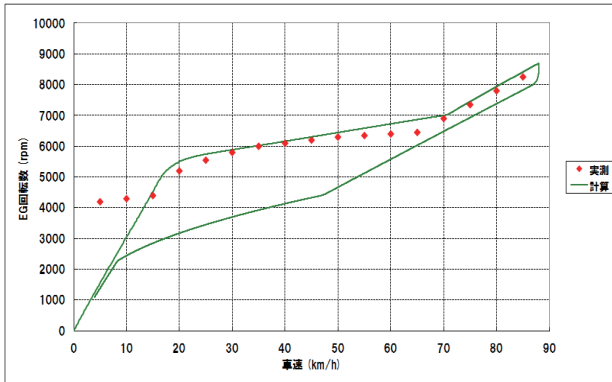


図7 115cc スクータ V-N 特性

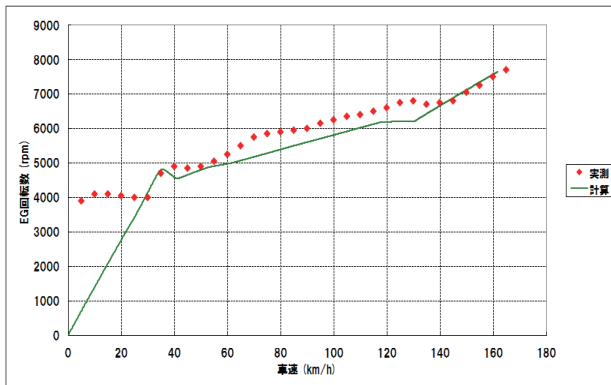


図8 500cc スクータ V-N 特性

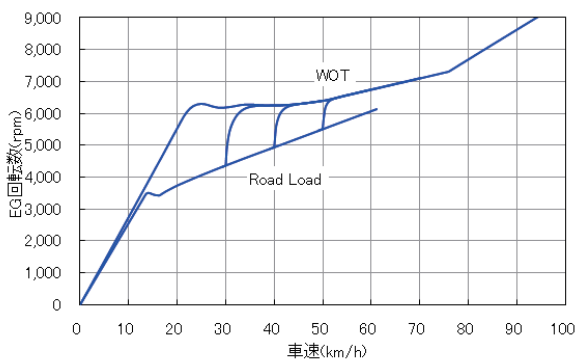


図9 緩加速性能や中間加速の検討例

5 おわりに

これまで開発やりなおし回数の多かったCVTの変速特性開発であるが、本シミュレーションにより開発効率の大幅な向上が期待される。また、動的な変速特性が計算できるようになったことにより、様々な走行パターンでの変速特性が机上で検討できるようになり、加速性能や燃費性能などの予測にも応用が可能となった。今後ますます厳しくなる環境性能向上への貢献も期待される。

6 参考文献

- [1]L. R. Oliver, K. G. Hornung, J. E. Swenson, H. N. Shapiro, "Design Equations for a Speed and Torque Controlled Variable Ratio V-Belt Transmission", SAE Paper No. 730003.
- [2]B. G. Gerbert, "Force and Slip Behavior in V-belt Drives", Acta Polytechnica Scandinavica, Mechanical Engineering Series No.67, 1-101, 1972
- [3]B. G. Gerbert, "Some Notes on V-Belt Drives", Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design Vol. 103(1), 8-18, 1980
- [4]ベルト伝動技術懇話会編, 新版ベルト伝動・精密搬送の実用設計, 養賢堂
- [5]G.Gerbert, "Belt Slip --- A Unified Approach", Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design Vol. 118, 432-438, 1996
- [6]W. S. Worley, "Designing Adjustable-Speed V-Belt Drives for Farm Implements", SAE Transactions, Vol. 63, 321-333, 1955
- [7]G. Miloiu, "Die Druckkraft in stufenlosen Getrieben II. Riemen-, Ketten- und harmonische Getriebe", Antribstechnik 8, No. 2, 450-459, 1969

■著者



木村 哲也
Tetsuya Kimura
技術本部
NVHプロジェクト推進グループ



平城 大典
Daisuke Hirajo
技術本部
NVHプロジェクト推進グループ



小林 光司
Kouji Kobayashi
ME事業部
開発統括部
エンジニアリング部



坂本 和信
Kazunobu Sakamoto
技術本部
研究開発統括部
要素技術研究部