

自動車用無段変速機(CVT)の騒音低減 Noise Reduction of Continuously Variable Transmission (CVT) for Automobile

精密工学専攻 1号 愛川 浩紀
Hiroki Aikawa

1. はじめに

近年、地球温暖化の影響により自動車からの二酸化炭素排出低減、燃費向上が重要視され、無段変速機(以下、CVT)を搭載する車両が増えている。CVTは従来のATと構造が異なり、CVTベルトに起因する騒音低減が課題となる場合がある。従来はトランスミッションケースの剛性を上げたり、ボデーに吸音材や遮音材を使用することによって対策が行われてきたが、本研究ではCVTベルトを構成しているエレメントに着目し振動・騒音を低減するエレメント形状の提案を行う。

研究内容として、有限要素解析を使用して実稼動中CVTベルトに加わる力を求め、実稼動応答予測のシミュレーション手法を提案する。シミュレーション及びCVT実機を用いて振動・騒音を低減するエレメントの検証を行う。

2. CVT 実稼動応答解析

CVTはプライマリプリー、セカンダリプリーとCVTベルトで構成され、更にCVTベルトは約400枚のエレメントとリングで構成されている。本研究で用いた試験機をFig. 1に示す。試験機はモータでプライマリプリーを駆動させ、CVTベルトを介してセカンダリプリーを駆動させブレーキにて減速を行う構造となっている。本モータで入力を与えられる回転数は0~200rpmの定常回転である。CVTの振動・騒音は一般に、CVTベルトの巻きかけ径の円周をエレメントの厚さで除した値の次数成分応答が大きくなる。本研究ではエレメント板厚1.5mm単一のCVTベルト使用により次数が約117次となる。また入力回転数は最大の200rpmで行ったことにより、基本周波数 $200/60 \times 117$ の約390Hzにおける振動騒音に着目する。

まずCVTベルトノイズの特性を把握するため、プライマリプリーとセカンダリプリー軸上のCVTベルトから3cm離れた位置にマイクを設置し、音圧の測定を行う。測定結果をFig. 2に示す。この結果より390Hzにベルトノイズのピークが確認できる。

次にCVT実稼動中の振動特性把握のため、ギャップセンサを使用してエレメント頭部を法線方向に5枚間隔にて変位測定を行う。その結果、Fig. 3に示すようにCVTベルトの応答はプリー吐き出し部にて大きくなる傾向が見られる。

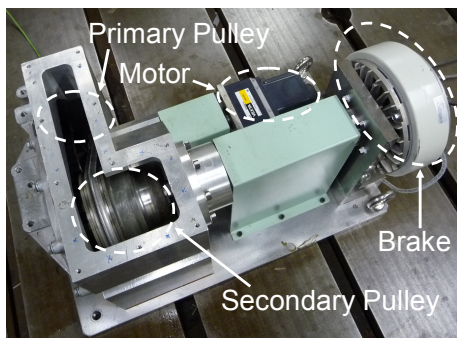


Fig. 1 Test machine of CVT

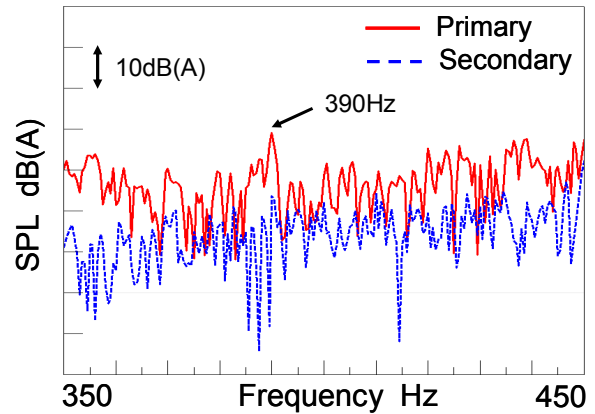


Fig. 2 SPL at 200rpm

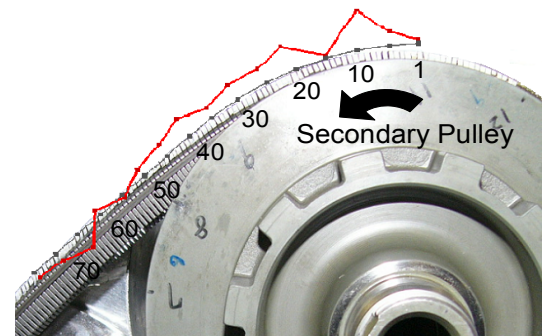


Fig. 3 Operational deflection shape at 200rpm

3. 簡易モデルを用いた入力の同定

3.1 入力同定手法

CVTベルトの構造変更予測を行うにあたり、実稼動中CVTベルトに加わっている入力を把握する必要がある。そのため以下の式を用いて入力の同定を行う。

モード座標において応答は下式のように各モードの線形結合で表すことができる。

$$\{x\} = [\phi]\{\xi\} \quad (1)$$

x [m]は応答、 ϕ は応答点の固有ベクトル行列、 ξ [m]がモードの重みである。また ξ [m]は以下の式で表すことができる。

$$\xi_r = \frac{1/m_r}{-\omega^2 + 2j\zeta_r\omega_r\omega + \omega_r^2} \{\phi_r\}^T \{F\} \quad (2)$$

m_r [kg]は r 次のモード質量、 ω [rad/s]は角振動数、 ω_r [rad/s]は r 次の固有角振動数、 ζ_r は r 次のモード減衰比、 ϕ_r は加振点の r 次固有ベクトルである。

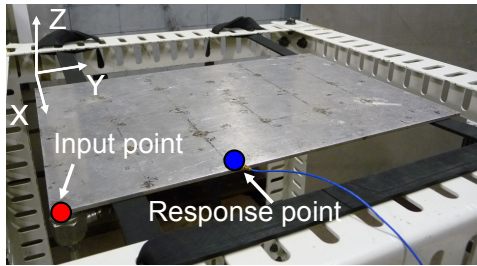
更に、CVTベルトの応答点は測定可能位置がセカンダリプリー吐き出し部のベルト上側のみと限定されるため、同定による入力精度の把握が必要である。そこで簡易モデルを用いて、既知の入力を応答点が限定される場合においても精度良

く求めることが可能であるか検証を行う。

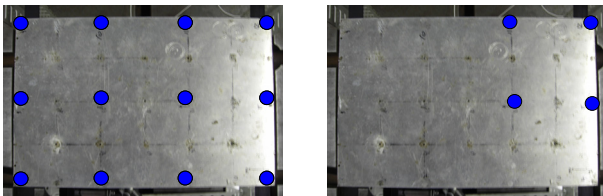
3.2 入力同定の検証

モータの入力回転数 200rpm 時の CVT 実稼動応答は複数のモードが影響していると考えられるため (Fig. 7 参照), 簡易モデルにおいても複数のモードが影響している周波数にて入力を精度良く求めることが可能か検証を行う。

まず入力周波数を決めるため, 平板である簡易モデルの実験モーダル解析を行う。実験セットアップは Fig. 4(a) に示すように加振器にて加振し, 加振信号はロードセルにより力を, 応答は加速度ピックアップにて加速度の測定を行う。Fig. 5 に実験で得た代表的な伝達関数を示す。図より低周波において 150Hz, 172Hz, 343Hz, 392Hz, 458Hz, 497Hz に振動モードを有することが確認できる。次に複数の振動モードが影響している周波数, 220Hz サイン波で加振した際の入力同定を行う。実験稼動実験の応答は CVT 測定時と同様にギャップセンサを使用する。入力の同定は応答点を 12 点全点使用した場合と, 加振点から離れた 4 点のみ使用した場合の比較を行う。それぞれの測定位置を Fig. 4(b), (c) に示す。Fig. 6 にロードセルにて実測した値, 応答点を全 12 点使用して求めた値, 応答点を 4 点使用して求めた値の比較を示す。図より実測値に対して応答点を全 12 点使用時で 90%, 応答点が限定される場合 50% の精度にて入力を求めることができる。



(a) Setup for measurement of FRF



(b) 12 point
(c) 4 point
Fig. 4 Setup of experiment (simple model)

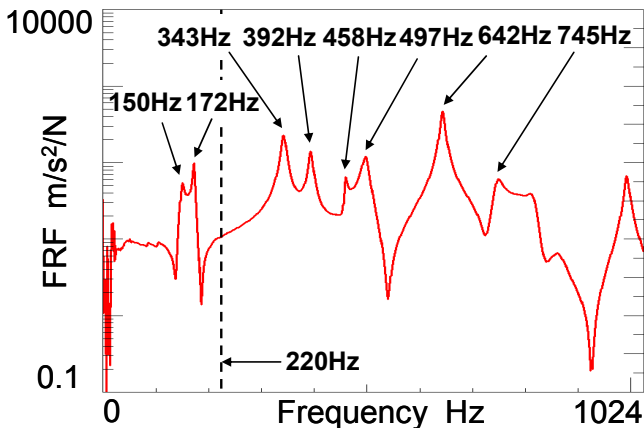


Fig. 5 FRF of simple model

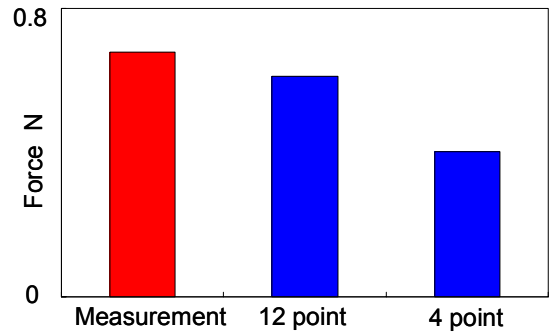


Fig. 6 Comparison of measured and calculated force

4. CVT モーダル解析および応答予測

4.1 モーダル解析

CVT 実稼動応答に寄与している振動モードの把握を行うため, CVT の実験モーダル解析を行う。モーダル解析はセカンダリプリー部を加振器で加振し, 応答はエレメント 1 枚 1 枚の振動を測定できるようレーザー Doppler にてエレメント頭部法線方向の加速度の測定を行う。Fig. 7 に実験で得た代表的な伝達関数を示す。結果より, CVT は 127Hz, 297Hz, 384Hz, 400Hz, 441Hz, 485Hz に振動モードを有することが分かる。また 390Hz に振動モードを有しないことより, 実稼動応答は複数の振動モードの影響を受けていると考えることができる。各振動モードの実稼動応答への寄与を把握するため, 式 (1) の両辺に左から固有ベクトルの逆行列を掛けモードの重みを求める。その結果を Fig. 8 に示す。この結果より入力回転数 200rpm 時の実稼動応答を再現するには複数の振動モードを考慮しなくてはならないことが分かる。

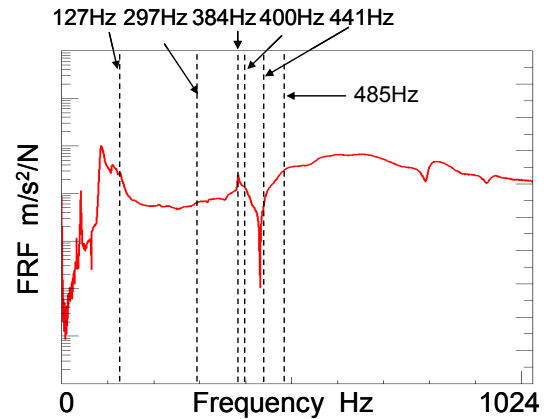


Fig. 7 FRF of CVT

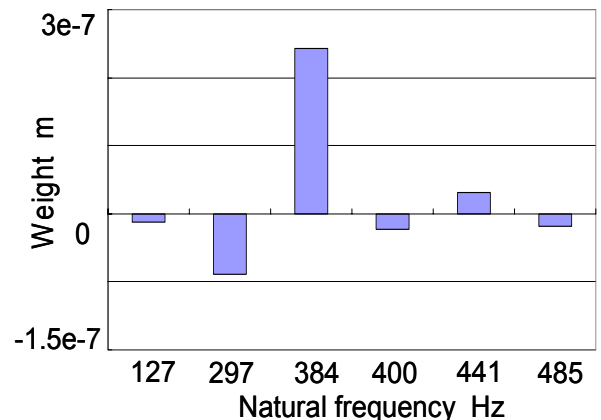


Fig. 8 Modal weight of CVT at 200rpm

4.2 CVT 実稼動応答シミュレーション

振動・騒音を低減するエレメント形状を考案する際、新しい形状をその都度試作することはコストと時間がかかってしまい効率的な手法とはいえない。そこでシミュレーションを用いてエレメント形状変更時の実稼動応答を予測する手法が有効であると考えられる。実際に解析モデルを使用して実稼動応答シミュレーションを行う。モデルはCVTベルトを一体構造、CVTベルトとプーリーをバネ結合、プーリー支持部をバネ支持として作成する (Fig. 9 参照)。プーリーの解析モデルは実機のモーダル解析を行い、振動特性が同じになるようヤング率等パラメータの設定を行う。プーリー支持部のバネ定数についても同様にプーリーを試験機に取付けた状態にてモーダル解析を行い、振動特性が一致するようにパラメータの設定を行う。

実稼動応答シミュレーションでは実稼動応答に寄与している振動モード及び実稼動中CVTベルトへ加わる入力を考える必要がある。実験で得た振動モードと有限要素解析の対応する振動モードの代表例を Fig. 10 に示す。CVTベルトへの入力の大きさは入力位置と方向の仮定を行えば式(2)より求めることが可能である。入力位置は Fig. 11(a) に示すように、エレメントがプライマリプーリーへ噛み込む位置2点に集中して加わっていると仮定し入力の同定を行う (Fig. 11(b) 参照)。ただし入力方向は、X成分、Y成分、Z成分に分けて同定を行う。

構造変更前のモデル (以下、オリジナルモデル) にて実稼動応答シミュレーションを行った結果と、2章で測定した390Hz変位応答の結果を Fig. 12 に示す。図より実測値と予測値は同様の傾向を示しており、実稼動応答シミュレーションを用いることにより実稼動応答を再現できることがいえる。

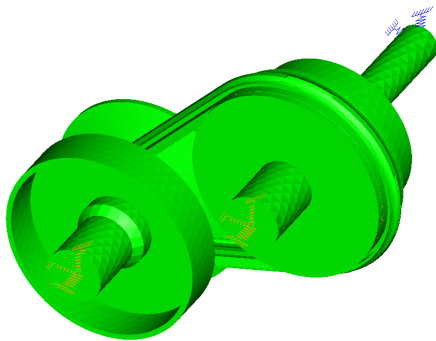
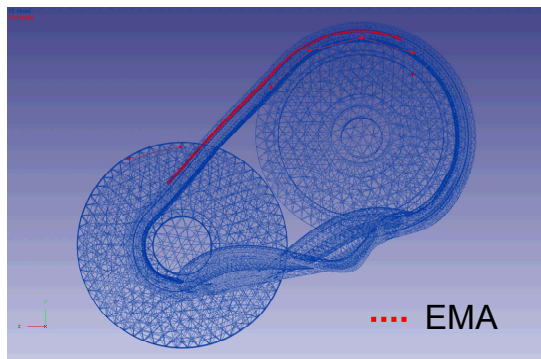
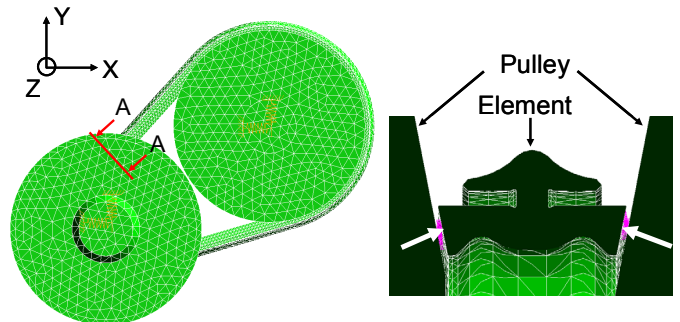


Fig. 9 Analysis model



EMA:384Hz FEM:390Hz

Fig. 10 Mode shape pair



(a) Over view

(b) Section A-A

Fig. 11 Assumed input position

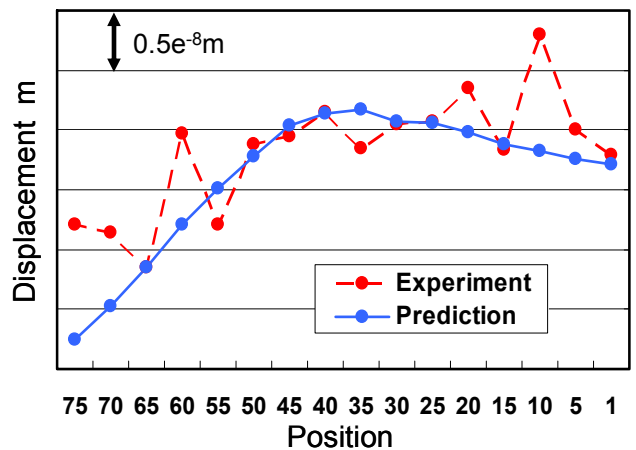


Fig. 12 Comparison of displacements

5. シミュレーションによる構造変更予測

5.1 エレメント構造変更による実稼動応答シミュレーション

前章にて提案を行った実稼動応答シミュレーションを用いて構造変更後の応答予測を行う。形状は構造変更に伴いCVTベルトの動力伝達性能に変化が生じないこと、実機を作成する際に新規金型を必要としないことを考慮する必要がある。そのためエレメントとプーリーの接触面は変更せず、頭部と下部を削ったモデル (以下、構造変更モデル1) の作成を行う。構造変更箇所を Fig. 13 に示す。構造変更モデル1を使用して実稼動応答シミュレーションを行った結果とオリジナルモデル実稼動応答解析の比較を Fig. 14 に示す。結果より構造変更モデル1の応答はオリジナルモデルに対してどの測定点においても大きくなると予測でき、それに伴いベルトノイズも大きくなると考えることができる。

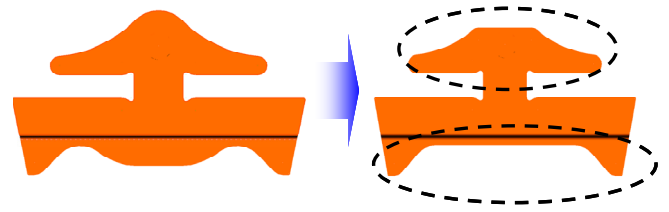


Fig. 13 Structural modification1

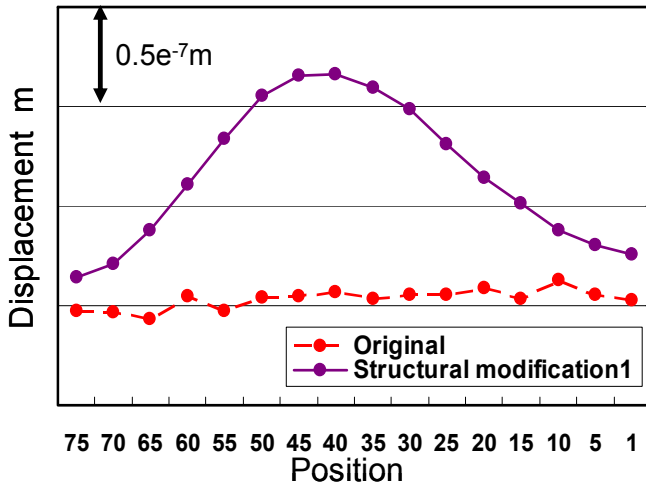


Fig. 14 Comparison of displacements

5.2 構造変更モデル1のエレメント実機による検証

前節の実稼動応答シミュレーション結果の検証を行うため、構造変更を行った CVT ベルト実機を用いて音圧測定を行う。実験条件はオリジナル CVT ベルト実機での実稼動応答解析と同様に、プライマリプーリとセカンダリプーリ軸上の CVT ベルトから 3cm 離れた位置にマイクを設置し測定を行う。プライマリプーリ軸上で測定したオリジナルモデルと構造変更モデル 1 の音圧の比較を Fig. 15 に示す。結果より、構造変更モデル 1 ではオリジナルモデルに対して 2dB(A) 音圧が大きくなること分かる。

以上の実験結果は実稼動応答シミュレーションにて予測した結果と一致しており、実稼動応答シミュレーションを使用した構造変更の有効性を確認することが出来る。

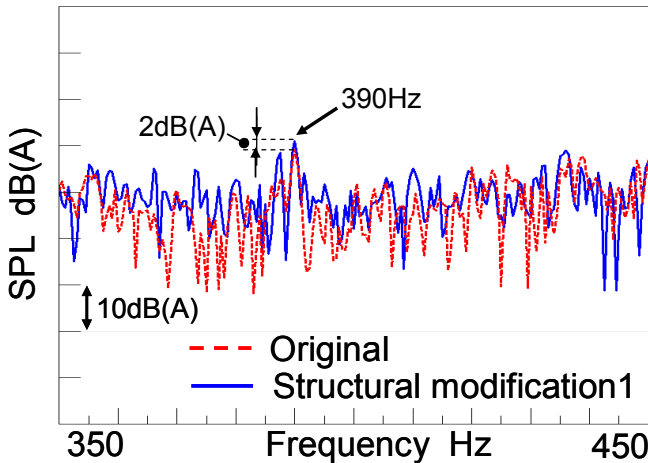


Fig. 15 Comparison of SPL at Primary Pulley

5.3 振動低減エレメントの考案

前節の結果より、実稼動応答シミュレーションを使用した構造変更予測の有効性を確認することができる。振動低減モデルとして、エレメント頭部を約 1mm 大きくしたモデル(以下、構造変更モデル 2)とオリジナルモデルの比較を Fig. 16 に示す。構造変更の制約は 5.1 節と同様に、エレメントとプーリの接触面は変更しないことである。構造変更モデル 2 を使用して実稼動応答シミュレーションを行った結果と、オリジナルモデル実稼動応答解析の比較を Fig. 17 に示す。結果より、構造変更モデル 2 の変位応答の最大振幅はオリジナル

モデルの最大振幅より小さくなると予測でき、それに伴いベルトノイズも小さくなると予測することができる。

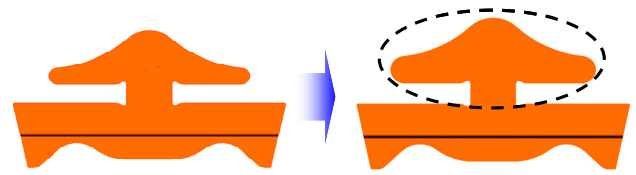


Fig. 16 Structural modification2

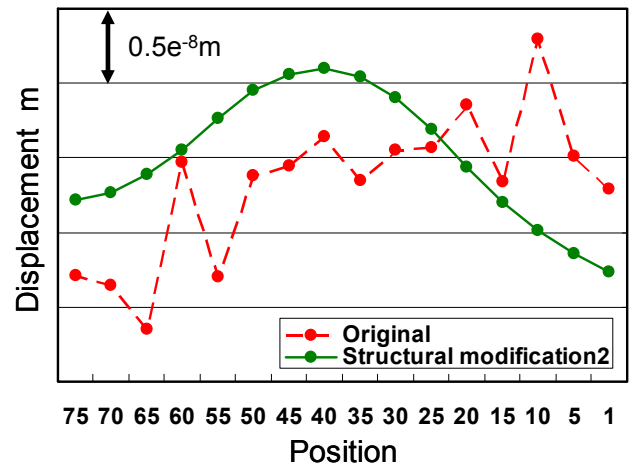


Fig. 17 Comparison of displacements

6. 研究結果

- (1) 実稼動中に CVT ベルトより発生する騒音を確認した。
- (2) 簡易モデルを用いて、応答点が限定される場合でも複数の振動モードが影響している周波数において力を同定することが分かった。
- (3) 有限要素モデルを用いて複数の振動モードを考慮することにより、CVT 騒音低減のための実稼動応答シミュレーションを行うことができた。
- (4) エレメント構造変更後の CVT ベルト実機を用いて音圧測定を行い、実稼動応答シミュレーションの有効性を確認することができた。

参考文献

- (1) Kazumichi Tsukuda, et al, "Toyota' s New Belt-drive Continuously Variable Transaxle for 1.3-liter FWD cars", SAE Technical Paper 2006-01-1305.
- (2) Hirofumi TANI, et al, "A Study on the Behavior of a Metal V-belt for CVTs", CVT・HYBRID 2007 Yokohama.
- (3) 清水宏文他, "金属 V ベルトの動的挙動に関する 3 次元数値解析手法開発", 自動車技術会 学術講演会前刷集 No. 8-99.
- (4) Masami Hodate, et al, "Develop of a Method for Analyzing CVT Casing Radiated Noise Induced by Belt Excitation Forces", 2005 SAE International 2005-01-1460.
- (5) 大久保信行, "機械のモーダル・アナリシス", 中央大学出版部, (1982).