

CVTチェーンノイズ抑制手法の開発

李 敏庸* 早川 和宏** 崔 鍾允*
 長岡 文一** 上田 知*** 佐野 公紀***

抄 録

近年CVTではチェーンの採用が増えており、チェーンノイズ低減が重要な課題となっている。

本開発では、チェーン剛性とプーリクランプ力のバランスがチェーンノイズと相関のあることを明らかにし、ハードウェアを変更することなくノイズを抑制できる手法を構築した。

1. はじめに

無段変速機(以下 CVT)で変速機能を担っているバリエータはプーリとベルトで構成されている。ベルトはPull式チェーン(以下 チェーン)とPush式ベルト(以下 ベルト)の2種類があり、高トルク対応の車には主にチェーンを採用している(Fig. 1)。チェーンはベルトよりフリクションが小さい長所があるが、チェーンノイズが課題となるので、小ピッチ化及び遮音材の採用などで対応してきた。

近年、自動車業界の要求で高トルク対応の車にも小型化が必要となった為、今までより小さいプーリに大きいクランプ力を用いることが必要となった。従来より大きいクランプ力を使うことで従来のチェーンノイズと異なるマイクロリップによるチェーンノイズが課題となったが、ハードウェア変更無くチェーンノイズが抑制できる手法を開発したので紹介する。

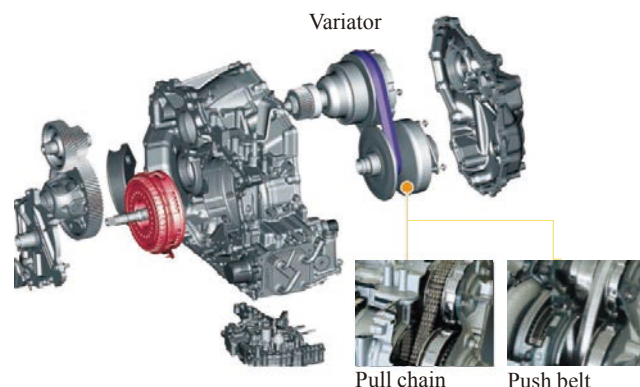


Fig. 1 Structural parts of CVT

2. チェーンの構造とノイズ

2.1 チェーンの構造

Fig. 2にチェーンの構造とチェーンが曲がる時の動きを示す。チェーンはピンとリンクプレートの2種類の部品で構成される。ピンを背中合わせに組み合わせた2本1対のピンを複数枚のリンクプレートでつなぐ構造である。チェーンを曲げる際にピン同士が転がり接触をする構造を採用して摩擦損失が低減できるのでフリクションが小さい長所がある。

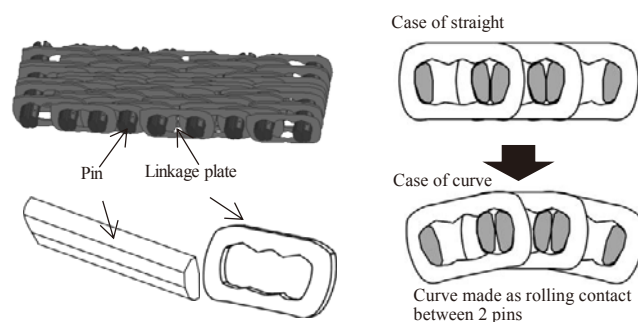


Fig. 2 Structural parts of chain

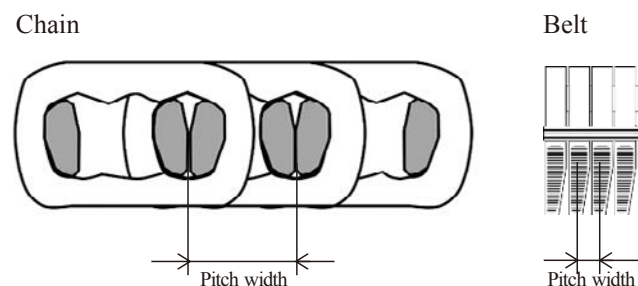


Fig. 3 Comparison of pitch width

* ジャヤトコ 韓国エンジニアリング社 部品開発室

** 部品システム開発部

*** ユニットシステム開発部

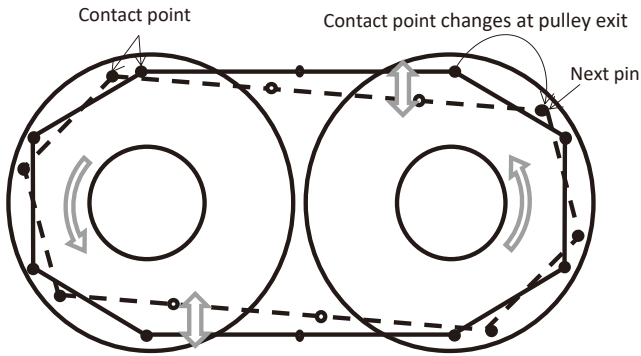


Fig. 4 String vibration due to polygonal motion

Fig. 3にチェーンとベルトのピッチ幅を示す。チェーンはベルトよりピッチ幅が大きい特徴がある。ピッチ幅が大きいとチェーンのピンがプーリに巻き付いた時、多角形巻き付きとなる。多角形巻き付き状態のピンがプーリから出た後はすぐ後ろの次のピンがチェーン張力を支えることになる。この動きを繰り返すことでチェーンの直線部の弦振動が発生し、ノイズに繋がる(Fig. 4)。このことからチェーンの方がベルトよりノイズに不利であるのが知られている。

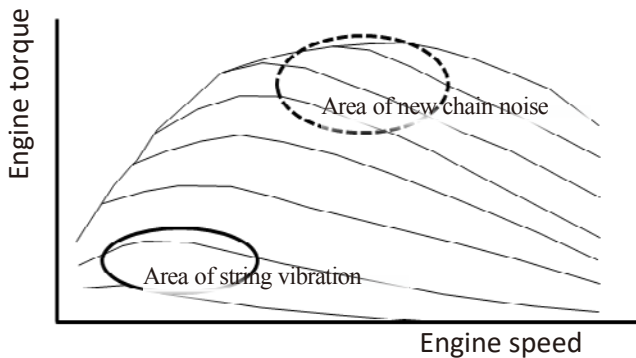


Fig. 5 Areas of chain noise occurring on an engine map

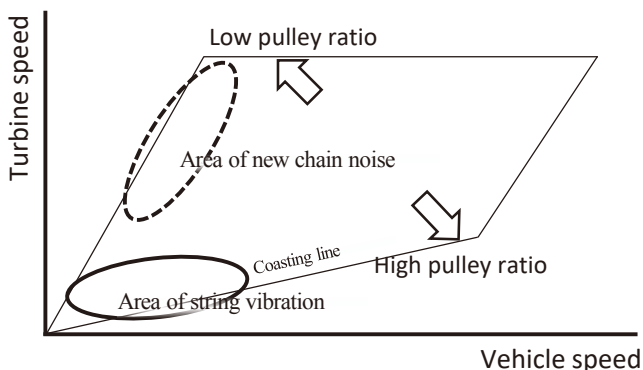


Fig. 6 Areas of chain noise occurring on a shift schedule

2.2 チェーンノイズ

Fig. 5にエンジン性能マップ上のチェーンノイズ発生領域を示す。実線の領域は従来のピッチ幅起因の弦振動によるチェーンノイズの発生領域である。このチェーンノイズはコースト走行、もしくは緩加速中で発生する(Fig. 5とFig. 6の実線の領域)。その理由は入力トルクが小さい場合はチェーンの張力が小さくなり弦振動が起きやすくなるためである。

今回の新たなチェーンノイズはLowプーリ比を使う急加速のシーンで発生した(Fig. 5とFig. 6の点線の領域)。急加速のシーンでは高いトルクが入力されるのでチェーンスリップを防ぐ為にクランプ力を上げているが、高いクランプ力が入力されるとチェーンのピンにはプーリの半径方向に弾性変形によるマイクロスリップが発生する。このマイクロスリップはチェーンの構造上、従来のCVTでも発生する現象であるが、プーリ小型化による走行半径の小径化に伴いマイクロスリップが大きくなることで、今回新たなチェーンノイズとして顕在化した。

Fig. 7ではチェーンにクランプ力を入れた場合にピンに入る力とその力によるピンの弾性変形を示す。プーリのピンとの接触面をシーブ面と呼び、シーブ面とピンは角度 θ をもって接触しているので、クランプ力を掛けるとクランプ力と張力の反力となる f_a と f_b が発生する。この力の影響でピンはプーリの半径方向に変形され、シーブ面とピンの間にマイクロスリップ V が発生する。その時プーリとピンの接触点もプーリの半径方向に移動する為、可変プーリの軸方向変位 X が発生する。プーリが回転するとチェーンのピンがシーブ面に連続的に接触を繰り返す為、可変プーリの軸方向変位 X も繰り返し変動し、可変プーリの振動となる。

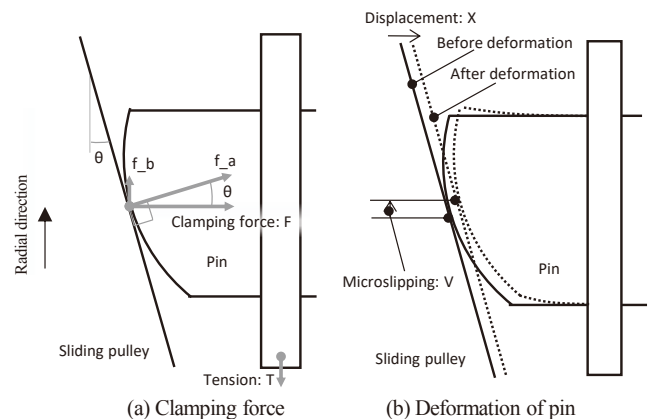


Fig. 7 Pin deformation under clamping force

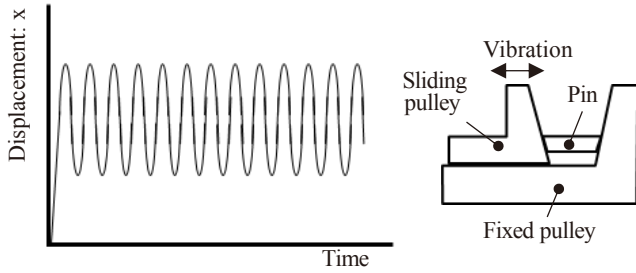


Fig. 8 Vibration of sliding pulley

今回プーリの小型化に伴い従来よりチェーンの最小走行半径を小さくした。最小走行半径が小さくなるとプーリに接触されるピンの本数も少なくなる。この理由で従来のチェーンよりピン一本当たりに入力されるクランプ力が大きくなった。その結果、Fig. 8のイメージのように可変プーリの軸方向振動が大きくなることで新たなチェーンノイズの発生に繋がったと推定される。

3. チェーンノイズに関係あるパラメータ選定

上記の2.2章で記述したとおり、今回顕在化したチェーンノイズはマイクロスリップを起因として可変プーリの振動が大きくなることでノイズに繋がるメカニズムである。従って、このマイクロスリップを小さくすることでチェーンノイズ

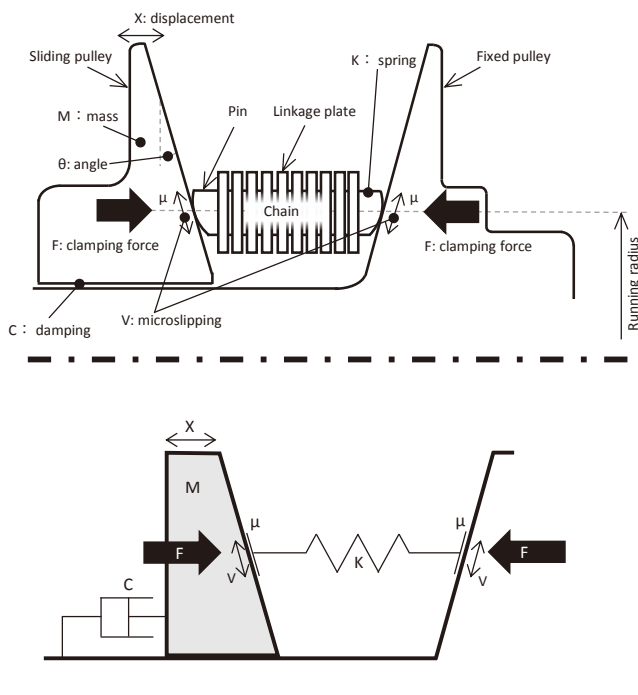


Fig. 9 Modeling of CVT variator

は抑制できると考えた。マイクロスリップに関係あるパラメータを抽出する為、バリエータのモデル化を行った。

3.1 バリエータのモデル化

このマイクロスリップに関係あるパラメータを抽出する為、バリエータを減衰振動系としてモデル化した図を示す(Fig. 9)。振動が発生する可変プーリのマスを M 、プーリに巻き付いているピンのトータル剛性のバネ定数を K 、可変プーリの動きに伴う摺動抵抗をダンパー C 、可変プーリとピンの間の摩擦係数を μ 、クランプ力を F 、その時のマイクロスリップによる可変プーリの変位を X で定義した。

3.2 パラメータ選定

Fig. 6に示す領域でマイクロスリップによるチェーンノイズが発生していることから、この領域内の様々な運転シーンを想定してこのマイクロスリップを抑えるのが必要である。Fig. 9で示したバリエータモデルの中で運転中にコントロールできるパラメータは走行半径によって変わるピンのトータル剛性 K とその時のクランプ力 F である。

●クランプ力 F ：バリエータがトルクを伝達する時ピンとプーリ間のクランプ力でトルク容量をコントロールしているが、このクランプ力を下げるとトルク伝達容量が不足する。また、クランプ力を上げすぎると2.2章で説明した通りマイクロスリップの増加により可変プーリの振動 X も大きくなる(Fig. 8)。そのため、トルク伝達容量が確保でき、かつマイクロスリップ抑制が両立できるクランプ力を設定する必要がある。

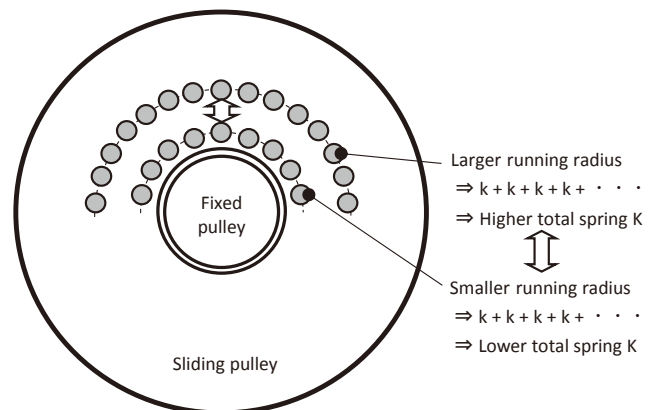


Fig. 10 Total spring K according to running radius

•ピンのトータル剛性K：運転条件によってプーリ比が変化する場合、Fig. 10のようにチェーンの走行半径が大きくなるとプーリに巻き付くピンの本数も増えていく。ピン1本の剛性をkとすると巻き付いているピンは並列バネに置き換えることができる。この並列バネから構成されるピンのトータル剛性Kは走行半径が大きくなると共に増加する。このピンのトータル剛性Kが高いほど可変プーリの変位Xは抑制される。

4. パラメータ感度確認

4.1 クランプ力Fと振動レベルの感度

ある運転条件におけるクランプ力と振動レベルの感度取得実験を行った。ここで、振動レベルはCVTユニットのサイドカバーに加速度センサを配置することで振動レベルを計測した。実験の結果、クランプ力Fと振動レベルは正の一次相関であることが確認できた (Fig. 11)。

4.2 ピンのトータル剛性Kと振動レベルの感度

ある運転条件における走行半径と振動レベルの感度取得実験を行った。走行半径を大きくすると3.2章に記述した通りプーリに巻き付くピンの本数が多くなりピンのトータル剛性Kも大きくなる。実験の結果、ピンのトータル剛性Kと振動レベルは負の一次相関であることが確認できた (Fig. 12)。

5. 管理式の提案と検証

クランプ力Fとピンのトータル剛性Kに対するそれぞれのチェーンノイズ感度は上記実験で確認できたが、車の運転条件下では二つのパラメータがお互いに連動されてコントロールしている。一つの関数で判断できるようにする為、摩擦係数とクランプ力の関係式(ストライベック式)にピンのトータル剛性を掛けた式を判断式として提案する。また、この値をSEV (Self Exciting Vibration) 値と呼ぶ。

$$\text{SEV値} = (\eta * V / F) * K$$

ここで η はピン-プーリシーブ間の油の粘度である。上記で提案したSEV値を変化させた場合のサイドカバー振動レベルの感度確認を行った (Fig. 13)。実験の結果、SEV値を大きくするとサイドカバーの振動レベルが低減出来ることを確認した。このことからFig. 6に示す領域内の

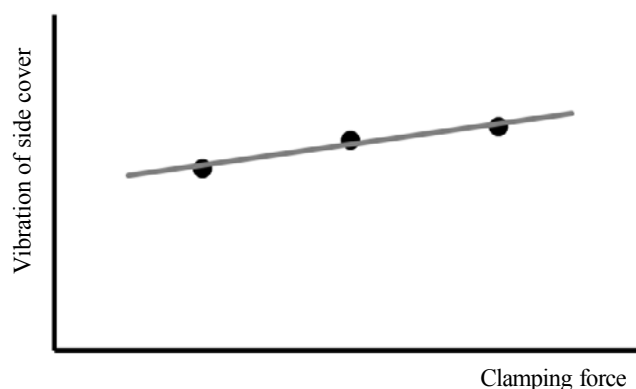


Fig. 11 Clamping force vs. vibration of side cover

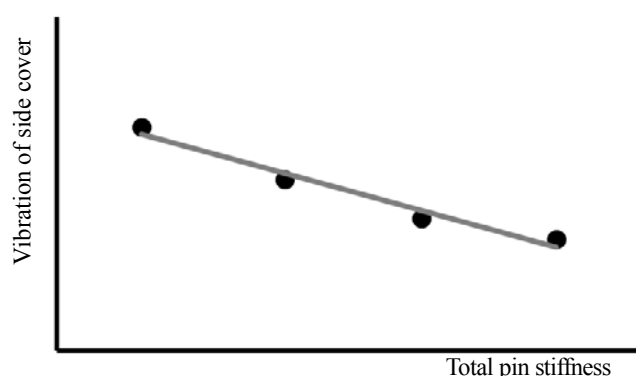


Fig. 12 Total pin stiffness vs vibration of side cover

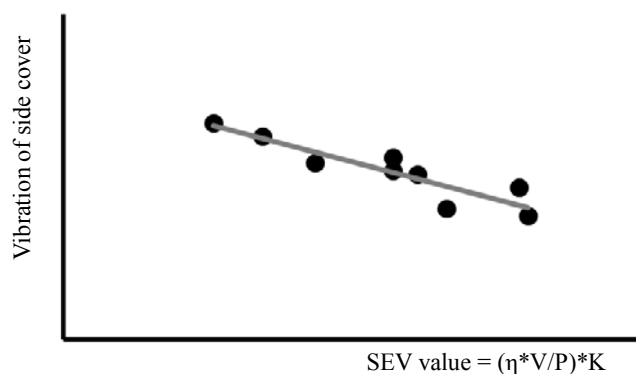


Fig. 13 Validation results for SEV value

様々な運転シーンにおいてもSEV値を用いることで振動レベルを抑制できることが分った。

6. まとめ

今回プーリの小型化に伴い従来よりチェーンの最小走行半径を小さくした。このことから従来のチェーンノイズと異なるマイクロスリップによるチェーンノイズが課題となった

が、ハードウェア変更無くチェーンノイズが抑制できる手法について以下にまとめる。

- (1) プーリ小型化によりピン一本当たりに入力されるクランプ力が大きくなった。その結果、可変プーリの軸方向振動が大きくなることで新たなチェーンノイズの発生に繋がったと推定される。
- (2) サイドカバーの振動レベルはクランプ力 F と正の一次相関であり、ピンのトータル剛性 K とは負の一次相関であることが確認できた。
- (3) (2)で得られた結果を一つの管理式で判断できるSEV値を提案、SEV値とサイドカバーの振動レベルは高い相関関係があることが確認できた。

今回得られた結果を実車に適用、クランプ力とピンのトータル剛性をSEV値管理式で適切にコントロールすることでマイクロスリップによるチェーンノイズを抑えることができた。

7. 参考文献

- (1) 幸書房(2014)『トライボロジー入門』
- (2) 理工学社(2003)『トライボロジー』
- (3) グランプリ出版(2004)『無段変速機CVT入門』

■ 著者 ■



李 敏庸



早川 和宏



崔 鍾允



長岡 文一



上田 知



佐野 公紀

