

補機駆動ベルト用オートテンションの開発

Development of Auto-tensioner for Accessory Drive

柳井邦夫 K. YANAI 川崎官治 K. KAWASAKI

Auto-tensioners are used for preventing tension fluctuation or flapping of a belt in serpentine accessory belt drive system. Recently required performance for auto-tensioners are getting high, so, higher damping performance may be expected. In that case, noise may sometimes be heard from an auto-tensioner in some actual conditions. It was effective for noise reduction to improve the sliding friction surfaces which are exciting sources and to prevent diffusion of the noise by adopting a damping mechanism.

Key Words: auto-tensioner, accessory belt drive, rolling bearing, noise

1. はじめに

補機駆動ベルトのサーペンタイン化により、ベルトの張力変動やばたつき防止の目的でオートテンションが採用されることが多い。オートテンションは種々の減衰機構のものが市場に投入されているが、摩擦減衰式が多く採用され、当社も低コスト化が可能な摩擦減衰式を採用している。

ところが最近エンジンの直噴化、ディーゼルエンジンの多用化により、オートテンションに求められる要求性能が高度なものとなり、高減衰のものも求められる場合がある。

この高減衰時には摩擦板の摩擦力を大きくする必要があり、使用条件によってはオートテンションより異音が発生する場合がある。本稿ではその原因の検討と対策品の開発結果について説明する。

- ・信頼性の向上：減衰トルクを任意に設定可能、および高減衰化によりベルト系の制振効果向上

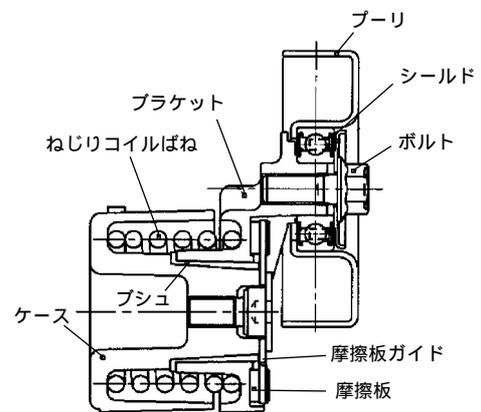


図1 構造図

Structure of auto-tensioner

2. オートテンションの構造と特徴

構造図と補機ベルトレイアウトの概略図を図1、図2に示す。

オートテンションの特徴を以下に示す。

- ・ねじりコイルばねのねじり荷重で、ベルトに張力を付与する。
- ・ねじりコイルばねの反力により摩擦板に圧縮荷重を付与し、減衰力を発生する。

設計コンセプトを以下に示す。

- ・コンパクト化：高 μ 摩擦材の採用で、小型かつ高減衰力を達成
- ・コスト低減：部品点数の削減、構造の簡素化

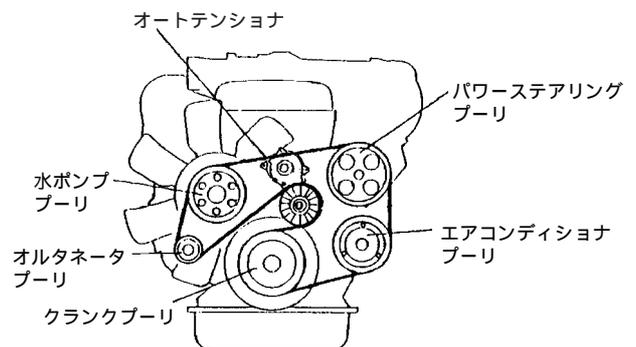


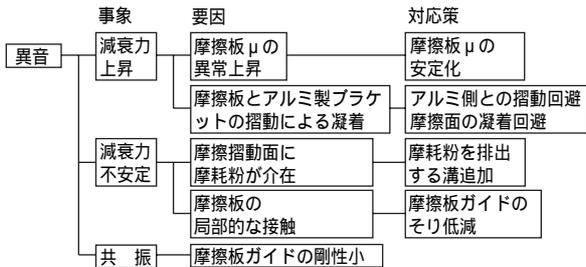
図2 レイアウト概略図

Belt layout

3. 異音の発生要因の検討

高減衰が必要でエンジンの回転変動が大きくオートテンションの揺動量大きい場合に、摩擦板は高面圧でしかも摺動の速度変化が大きい状態となる。このような場合に、摩擦板の摩擦摺動に起因する異音が問題となる場合がある。

そこで、異音発生時の減衰トルクの変化・摺動面の観察結果より、発生要因を分析した。



異音発生は摩擦板がアルミ側と摺動し減衰力が異常に上昇した状態の時に認められ、起振源である摩擦板の摺動状態を改善することに着眼した。摺動面の摩耗粉が介在していること、局部的に高面圧であることも摺動状態を不安定とする要因であり、対策項目としてとり挙げた。

以上の摩擦摺動部改良だけで十分な対策とならない使用条件の場合には、摩擦板ガイドの共振を防止する方法が有効であると考えられた。

4. 摩擦板の摺動状態の改善

上記の検討結果に基づき摩擦板の摺動状態を改善し安定化させる為、～の対策を実施した。

- 摩擦材の樹脂配合量の低減、固体潤滑剤の増加(μの異常上昇の防止)
- 摩擦板をアルミダイカスト製ブラケット側に固定(アルミ摺動面の凝着防止)
- 摩擦摺動面側に摩耗粉排出の為の溝追加(μの安定化)
- 摩擦板ガイドの板厚アップ(剛性アップ)

図3に示す様に、なじみ時の減衰トルクの異常上昇が抑制されほぼ一定の減衰トルクに安定化し、アルミ摺動時の異音発生が低減できた¹⁾。

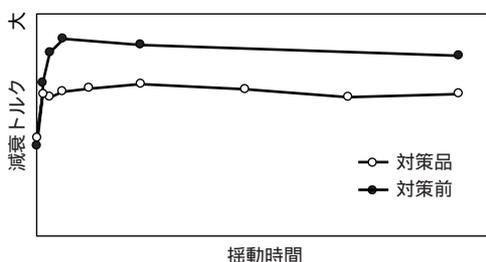


図3 減衰トルクの経時変化
Change of damping torque

5. 異音発生部位の対応策

しかし、高μの摩擦材では使用条件的に摩擦摺動に起因する異音を完全に抑えるのは難しく種々検討した結果、音(振動)の伝播を防止する方法が有効であると判明した。

異音発生時の摩擦板ガイドの周波数解析した結果を図4に示す。

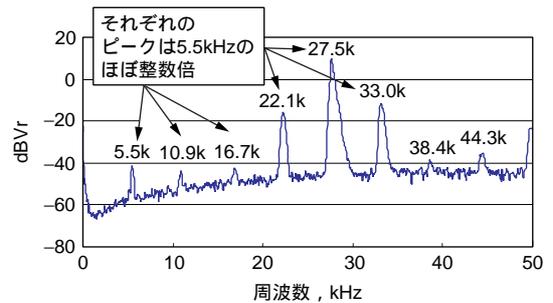


図4 摩擦板ガイドの周波数解析結果
Frequency analysis of friction plate guide

多数のピークは最も低いピーク(約5.5kHz)の高次成分で、約30kHzに一番大きなピークを持っている。

次に摩擦板ガイドの曲げ振動をCAE解析した結果を図5に示す。

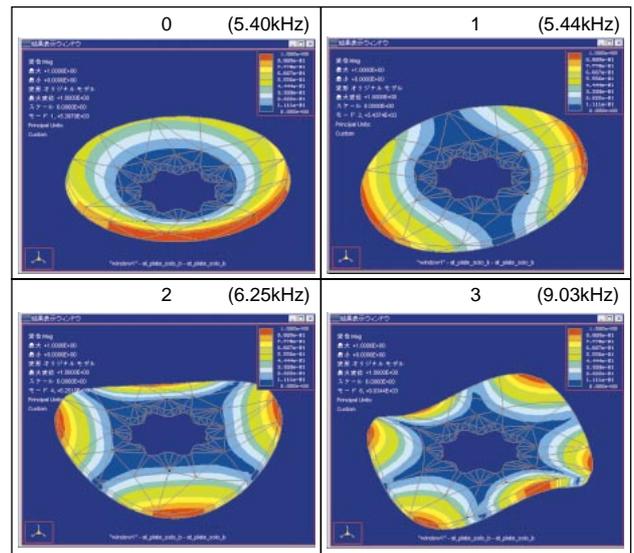


図5 曲げ振動のCAE解析結果
CAE analysis-flexural vibration

CAE解析結果より摩擦板ガイドの曲げ振動数が実測とほぼ一致したことより、ガイド板の曲げ方向振動との共振が異音発生の要因と考えられる。

この曲げ方向共振を回避する方法として、ガイド板の剛性アップすなわち板厚アップなどの形状

変更した場合のCAE解析を実施したが(図6),固有振動数は変化するが共振点が可聴領域内に存在すると考えられ有効な手段とはならなかった.

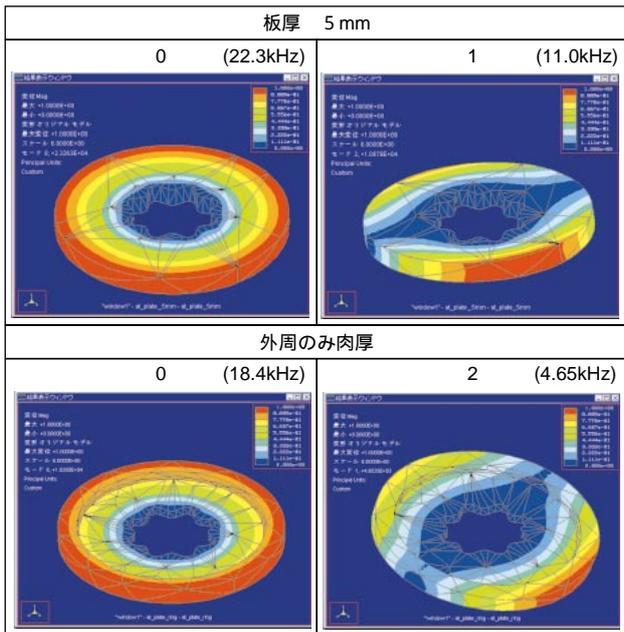


図6 形状変更品のCAE解析結果
CAE analysis-other shapes

そこで摩擦板ガイド自身の共振を遮断する方法として,図7の制振構造を考案した.制振のメカニズムは,摩擦板からの加振力によりサンドイッチされた樹脂層にも繰り返しの曲げせん断が発生するが,樹脂の分子間摩擦により振動エネルギーが熱エネルギーとして散逸し¹⁾,振動が減衰する.

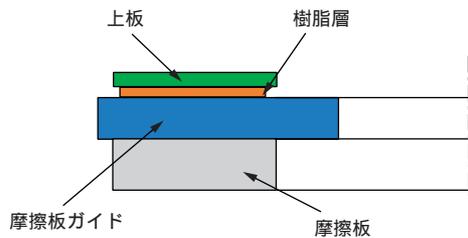


図7 制振構造の摩擦板ガイド

Vibration damping structure of friction plate guide

図8に制振構造の摩擦板ガイドに変更したときの摩擦板ガイドの周波数解析した結果を示す.

制振構造とすることで摩擦板ガイドの共振がなくなり,異音発生を防止する効果が確認できた.

異音発生に対し起振源である摩擦摺動部の改良により効果は認められたが,使用条件の厳しい場合には異音の発生を完全に抑えるのは難しかった.

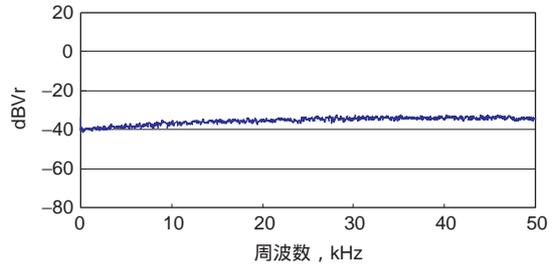


図8 制振構造ガイド品の周波数解析結果
Frequency analysis of vibration damping guide

一般的に周知である免振,制振の機構を,摩擦摺動による音(振動)の伝播を防止する方法として採用する(摩擦板ガイドを制振構造とする)ことが,非常に有効な対応策であることが確認できた.

6. おわりに

摩擦減衰式オートテンシヨナの懸念事項である摩擦摺動に起因する異音に対し,起振源である摩擦摺動部の改良を進めてきた.最終的に音の伝播を防止する方向で対策し,その効果が確認できた.

これにより市場の幅広い条件下での適用が可能となったが,オートテンシヨナはエンジンの低燃費化に伴い,更に高い機能が要求されてきており,尚一層の高性能品の開発に取り組んでいきたい.

参考文献

- 1) 新田隆行:自動車技術, vol. 32, no. 12(1982) 1287.

筆者



柳井邦夫*
K. YANAI



川崎官治**
K. KAWASAKI

* 軸受事業本部 軸受技術センター
自動車ユニット技術部

** 軸受事業本部 軸受技術センター
軸受技術実験部