

二輪車の静粛ドライブチェーンシステムの開発

Development of a Silent Drive Chain System for Motorcycles

杉田 治 臣*
Haruomi SUGITA

関田 雅 彦*
Masahiko SEKITA

布施 知 洋*
Tomohiro FUSE

要 旨

二輪車走行騒音の一要因であるチェーン騒音のメカニズムは、チェーンの噛合い回数に基づくコーダルアクションによる低周波域とチェーンローラがスプロケット歯底に着座するときの衝撃による高周波域に大別できることがわかった。前者に対しては、駆動側スプロケットに取付けられたウレタン樹脂ダンパ形状の改良、後者に対しては、鉄ローラにウレタン樹脂ローラを併設したドライブチェーンの考案が騒音低減に有効であった。これらを組み合わせた新しいチェーンシステムは、従来のシステムに比べてチェーン騒音を半減できることが証明された。

ABSTRACT

A mechanism of chain noise that is one of the factors of motorcycles running noise can be classified into two: low frequency noise originated from cordal action according to engagement order of chain and high frequency noise generated by impact of when a chain roller contacts sprocket bottom. A shape improvement of urethane resin damper mounted on the drive sprocket and a drive chain of steel roller with urethane resin roller were effective for noise reduction, respectively. The new chain system that combined these new ideas has been proven to be capable of reducing the chain noise to half compared with a conventional system.

1. まえがき

二輪車の駆動方法には、チェーン、シャフト、およびベルトなどが一般的に採用されている。大型スポーツモデルの二輪車ではエンジンから後輪を駆動するために、Fig. 1に示すローラチェーン(以下、チェーンという)が広く採用されている。チェーン駆動はスポーツモデルで求められている運動性能、コスト、重量などを高い次元で実現できる唯一の駆動方法である。しかし、近年の環境騒音規制が強化される中で、二輪車の主な騒音源である吸気音、排気音が効果的に対策された結果、相対的にチェーン騒音の寄与率が増している。二輪車のチェーン騒音低減をチェーン駆動の信頼性を確保しながら実現することは大きな課題である。そこで、チェーン騒音のメカニズムを解析し、各要因の影響を確認した。その結果に基づき実車のチェーン騒音エネルギーを従来の半分にすることができるチェーンシステムを開発した。

別して、排気系、吸気系、エンジン、および駆動系である。これらの騒音源の中でも Fig. 2 に示すように駆動系騒音の大半がドライブチェーンを発生源とした騒音である。大型スポーツモデルのドライブチェーン騒音(以下、チェーン騒音という)は、車両全体騒音の20%以上の寄与率となっている。一般的にチェーン騒音は、チェーンローラがスプロケット歯底に衝突するときに発生する衝突音である。したがって、大型二輪車ではFig. 3に示すようにドライブスプロケット側面にウレタン樹脂の緩衝材(以下、樹脂ダンパという)を取り付け、チェーンローラとスプロケット歯底との衝突

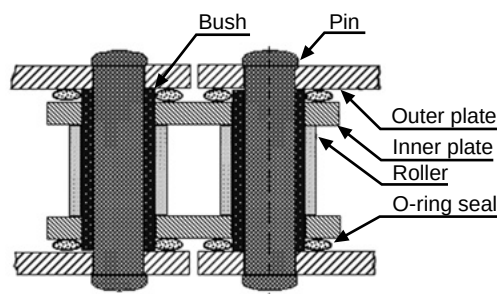


Fig. 1 Structure of conventional drive chain for motorcycles

1.1. 大型スポーツモデルのチェーン騒音と対策

チェーン駆動の大型スポーツモデルにおける騒音源は大

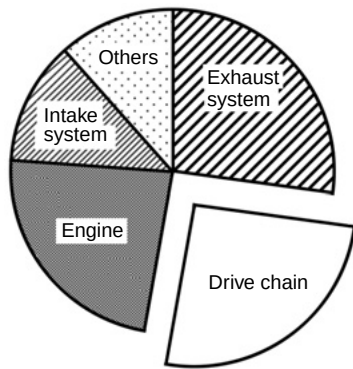


Fig. 2 Ratio of drive chain noise to others

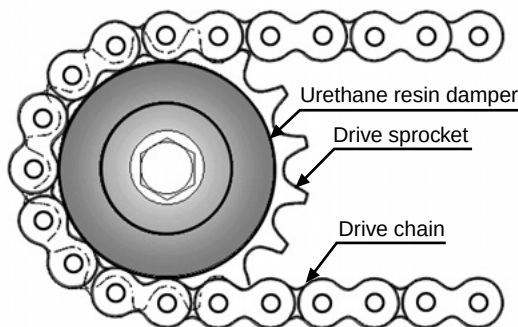


Fig. 3 Conventional drive sprocket and chain for motorcycles

速度を低減して、衝突打音を低減してきた。また、その音が直接放射しないようにドライブsprocket周辺をカバーで覆うという手法も行われてきた。

2. ローラチェーンの加振源解析

2.1. 加振源解析装置

実車全体の騒音から、チェーン騒音のみを精度よく解析することは困難である。しかし、実車でチェーン騒音を評価していたのではエンジンや排気系などの騒音源の影響を受けて、再現性の高い騒音解析ができない。そこで、実車条件にできるだけ近い条件でチェーン騒音を確認できるようにするため、Fig. 4に示すようなsprocketとチェーンの単体装置を考案した。この装置は、駆動軸をモータで駆動し、被駆動軸をダイナモで駆動力を吸収し、実車の走行条件を定常運転にて再現できる。モータ等補機類の騒音を遮断するために、駆動側装置は防音構造の別室に設置した。

2.2. 加振源解析結果

Fig. 5の単体装置を使ってチェーンがsprocketにどのような加振力を与えているかを Fig. 5 に示す装置で測定した、ドライブsprocketに加速度ピックアップを取付け、実車と同条件の 1186r/min、駆動力 137N・m で回転したときにドライブsprocketに発生する加速度を測定した。

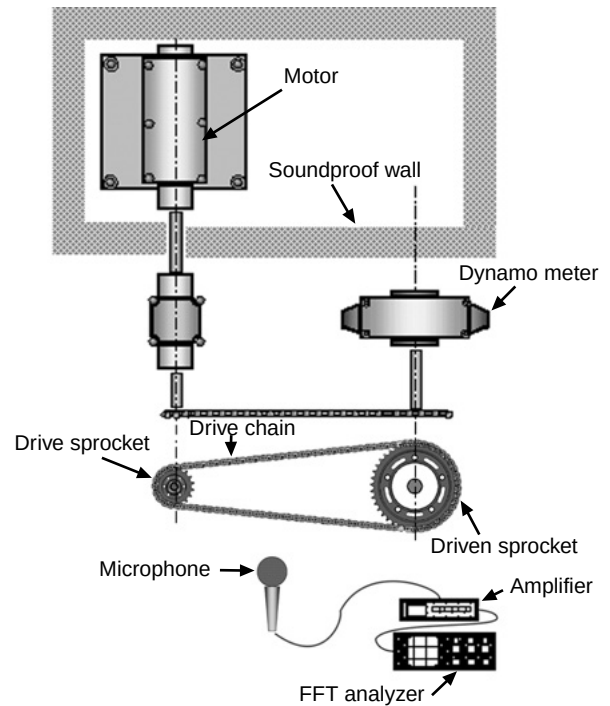


Fig. 4 Chain-separated test equipment

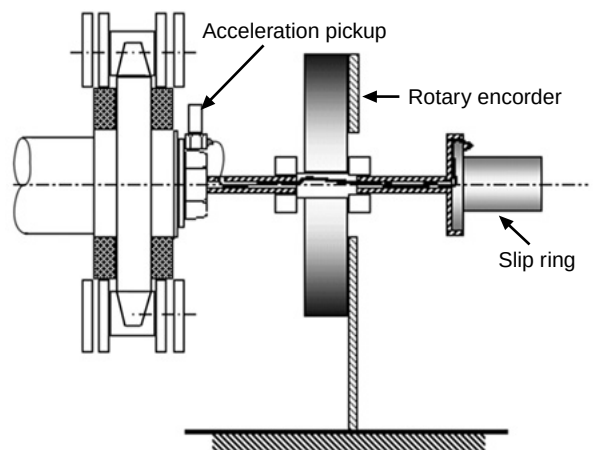


Fig. 5 Measurement equipment of drive sprocket acceleration

このとき、同時に樹脂ダンパなし、樹脂ダンパ硬度 84°と 95°についても測定を行った。Fig. 6の測定結果から、ドライブsprocketにローラが噛み込むごとに打音が発生していることが分かる。また、打音の大きさは樹脂ダンパ無し、硬度 84°、硬度 95°の順となった、樹脂ダンパ硬度 84°および 95°では樹脂ダンパ無しと比較して加速度の大きさは 1/10 にまで低減していることが確認できた。sprocket加速度測定と同時にを行った単体装置側方 1.5m での騒音測定結果でも、最大約 7dB の低減効果が得られた。そのときの周波数分析データを Fig. 7 に示す。このように樹脂ダンパの衝突緩和性能がチェーン騒音レベルに大きく影響を与えていることが確認できた。

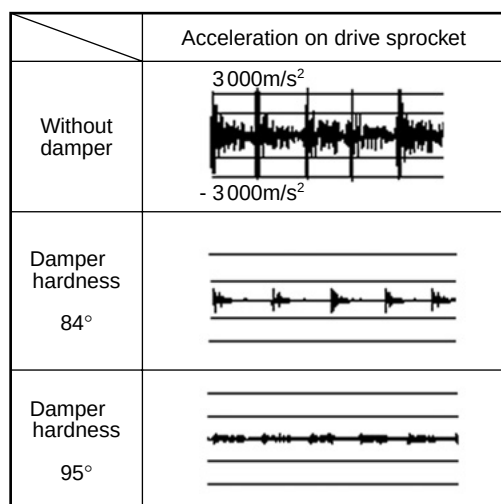


Fig. 6 Acceleration of time domain and frequency domain

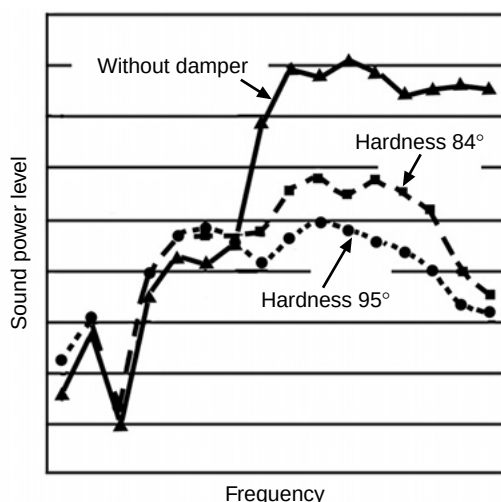


Fig. 7 Frequency analysis of noise from chain-separated test device using three types of urethane resin damper

3. 実車におけるチェーンローラとスプロケット歯底の衝突音低減対策

樹脂ダンパ硬度が加振力と騒音に大きく影響しているという単体装置による確認結果を実車にて検証した。Fig. 8に示すように実車では樹脂ダンパ無しに対して、硬度84°では明らかに騒音の低減が確認できたが、硬度95°ではむしろ騒音が上昇するという単体結果と異なる結果を示した。このときの騒音を周波数分析したものをFig. 9に示す。周波数分析の結果によると、硬度84°に比べ硬度95°は630Hzのレベルが高いために騒音値が上がったことが分かる。この音圧の増加が全体のレベルに影響を与え、単体結果と実車結果に違いが発生したことが明らかになった。

4. 実車による音源確認

実車と単体の音圧レベルの差異を明確にするために、単

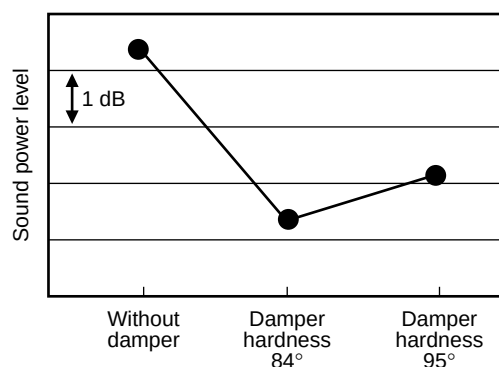


Fig. 8 Noise level of complete motorcycle using three types of drive sprocket

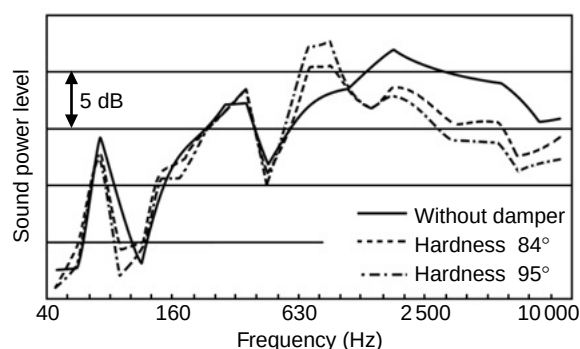


Fig. 9 Frequency analysis of noise from chain-separated test device with rear wheel using three types of urethane resin damper

体装置では問題とならなかった630Hzの音源特定を実車騒音の測定で行った。実車でこの周波数の音源として考えられる箇所は、ドライブスプロケットダンパによって振動伝達の影響を受けやすいエンジン、スイングアーム、リヤホイールなどである。実車における音源特定試験は、各箇所に鉛マスキング法を用いて行った。その結果、リヤホイールを鉛マスキングすることにより問題となっている630Hzの低減を確認することができた。この結果をFig. 10に示す。これらの確認によりドライブスプロケットに取付けた樹脂ダンパがリヤホイールからの放射音に影響を与え、実車全体の騒音を変化させていることが明らかになった。

5. リヤホイールの伝達関数測定

実車のリヤホイールは、近年のスポーツモデルで数多く採用されているアルミニウムダイカスト製である。リヤホイールの鉛マスキングによる騒音低減により、リヤホイール自体が振動していると考えられる。そこで、実車のリヤホイールの伝達関数測定を行った。加振ハンマによりドリブンスプロケット歯面から加振を行い、リヤホイールの伝達関数測定を行った。Fig. 11に示す結果から実車アルミニウム合金ダイカスト製リヤホイールは600Hzを中心とする固有振動数を持っており、この周波数で共振しやすいこと

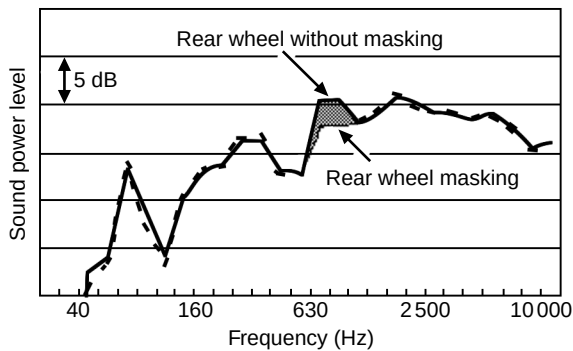


Fig. 10 Effectiveness of lead masking in rear wheel from the actual vehicle

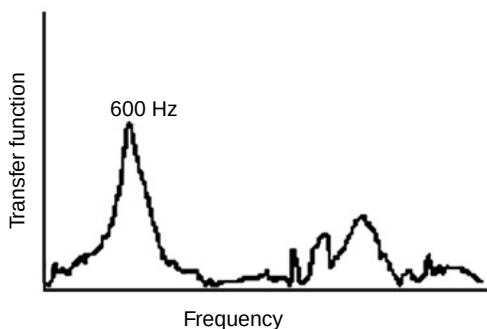


Fig. 11 Transfer function of rear wheel

が分かった。また、共振を起こしている箇所も実車鉛マスキングで低減したリム部であった。これは、600Hz 付近に固有振動数を持つリヤホイールが、これに近い周波数で加振されたことで共振を起こし、これが放射音となって実車騒音に影響を与えていたことが判明した。

6. リヤホイール付きチェーンドライブシステム試験

ドライブsprocketの樹脂ダンパ仕様とリヤホイール放射音との因果関係を明らかにするために、Fig. 4に示した単体装置に対しリヤホイールを実車同様に取り付けたFig.12に示すような装置を考案した。この装置でダンパ仕様を樹脂ダンパ無し、硬度84°および95°について騒音を測定した。また、同時にドライブ系とドリブン系の寄与を明確にするために、おのおのに鉛と吸音材で覆われた木箱でマスキングした確認も行った。測定結果をFig. 13に示す。これらリヤホイール付きチェーンドライブシステムによる実験結果から以下のことが明らかになった。

ドライブ系から発生している騒音は、ダンパ無し>硬度84°>硬度95°という序列となった。これは1.6kHz以上の衝突音の変化が影響していることが確認できる。一方、ドリブン系から発生している騒音は、硬度95°>硬度84°>

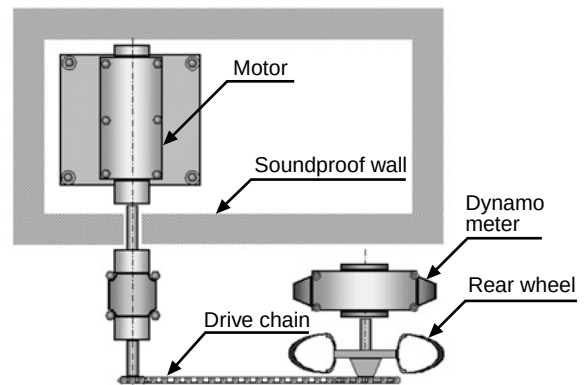


Fig. 12 Chain-separated testing device with rear wheel

ダンパ無しというドライブ系騒音の序列とは逆の結果となった。このときドリブン系騒音は630Hzを中心とした周波数が影響を与えていることが確認できる。これらの結果が合わさり全体騒音としては、ダンパ無し>硬度95°>硬度84°となることが確認できた。つまり、実車のチェーン騒音にはドライブ系からのローラとsprocket歯底との衝突音である高周波成分と、ホイール付きとなったときにホイール表面から放射される比較的低周波域の騒音が存在する。この二つの音がトレードオフの関係で、実車のチェーン騒音レベルを決定していたことがこの実験で明らかになった。ここで、従来から樹脂ダンパの変更によって、本来変わるはずのない630Hzや800Hzなどの周波数域が変化することがあるという原因不明であった現象が解明された。

7. 巻付き半径の差

ドライブsprocketに取り付けた樹脂ダンパが衝突音低減と同時に、ホイール放射音の周波数を上げてしまうことが実車とホイール付単体装置試験で検証できた。さらに、これがどのようなメカニズムで発生するのかを確認する。ローラチェーンには原理的にチェーンの巻付き半径変化が存在する。ローラチェーンはローラがsprocketに巻付くとき、ローラの位置により巻付き半径がFig. 14のようにRからrへと変化する。半径が変化することによりチェーンラインに上下動が発生する。これをコーダルアクションと呼び、巻付き半径の差は式(1)で表される。

$$r = R \cos(\pi / N) \quad (1)$$

N: sprocket歯数

この現象により、ドライブsprocketの角速度が一定でもチェーンの回転速度は一定ではなくなる。Fig. 15は歯数16のドライブsprocketを実車条件の1186r/minで回転させたときのチェーンの速度変動である。この速度変

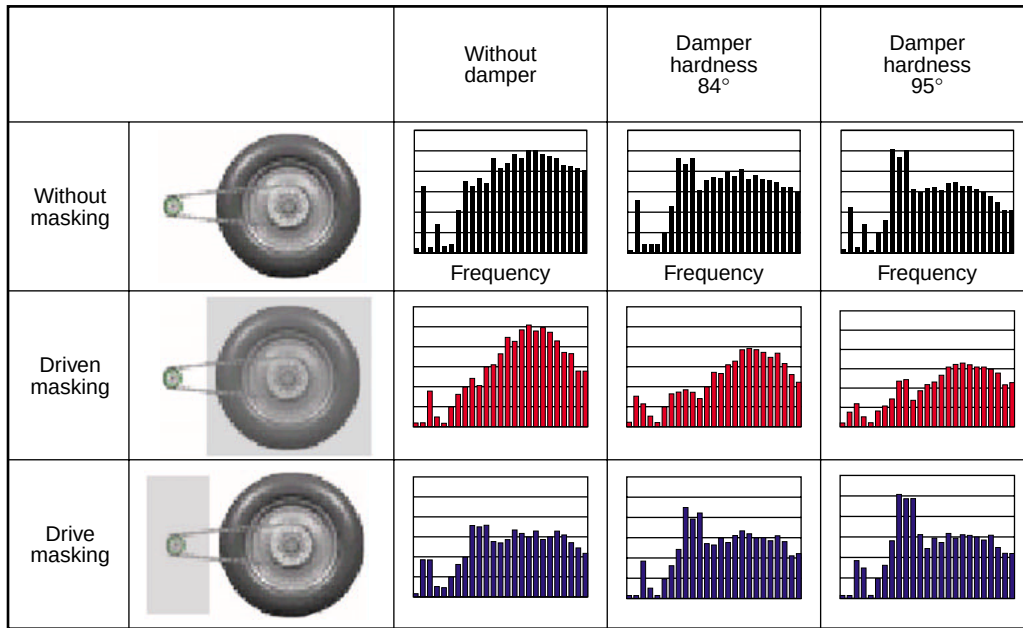


Fig. 13 Comparison of sound frequency from chain-separated testing device using three types of urethane resin damper

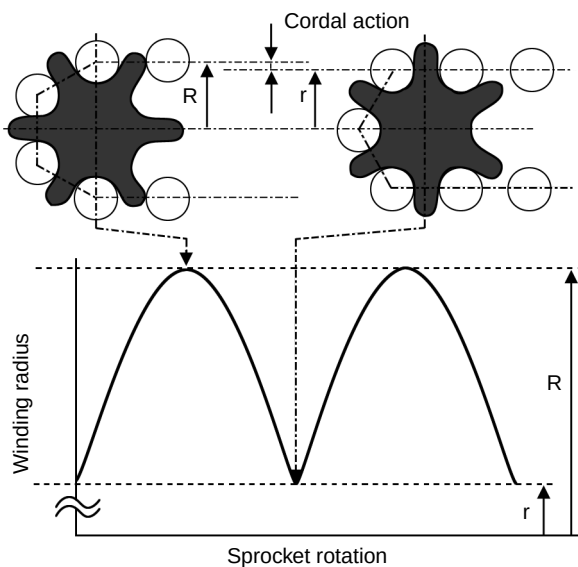


Fig. 14 Relation between winding radius and rotation of sprocket

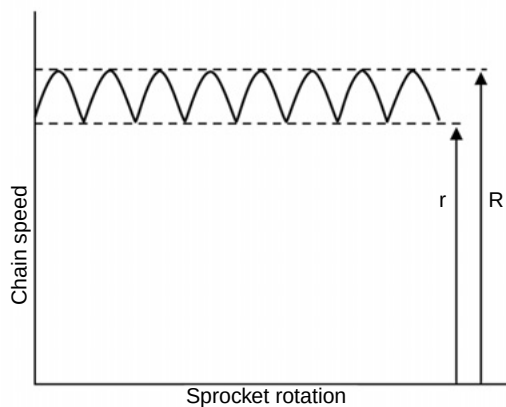


Fig. 15 Fluctuation in chain speed

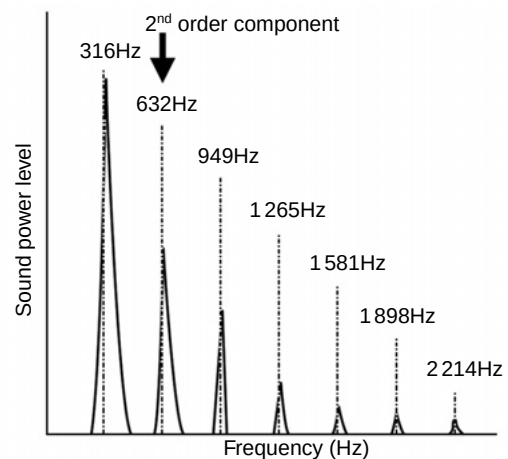


Fig. 16 FFT output of fluctuation in chain speed

動を FFT 処理した結果が Fig. 16 である。つまり、ドライブsprocketの巻付き半径の変化がコーダルアクションを発生させ、これによりチェーンに速度変動が発生する。結果的にドライブsprocketに噛合い次数成分から成る回転変動を発生させ、これがドライブ系への加振力となり、チェーン騒音に影響を与えているわけである。

8. 樹脂ダンパ付きsprocketが巻付き半径変化を悪化させる理由

衝突音を低減するために取付けている樹脂ダンパはダンパ無しに比べて、噛合い次数成分を悪化させる理由を検証する。

樹脂ダンパ付ドライブsprocketにチェーンが巻付く

様子を Fig. 17 および Fig. 18 に示す, Fig. 17 の●印で示すローラ巻付き初めでは, プレートが樹脂ダンパとの潰し代があり, この時点ではローラがスプロケット歯底に完全に着座できていない. やがて巻付きが進み Fig. 18 の状態になり, チェーンが完全にスプロケットに巻付き, 半径 r となり●印で示すローラはスプロケット歯底に完全に着座する. これにより, 樹脂ダンパの潰し代分だけ巻付き半径 R が大きくなってしまっていたのである. つまり, 巻付き半径差 ($R - r$) がダンパー無しの状態より大きくなり, ドリブンの回転変動が増加し回転次数成分も増加し, 結果的にホイールへの加振力が増し放射音レベルを悪化させチェーン騒音が上昇していたのである.

8.1. 二種類の音の対策

チェーン騒音がドライブおよび, ドリブンのトレードオフの関係であることから, その低減手法もドライブおよびドリブン系を含むトータルのチェーンシステムとして低減手法を考えなければならないことが明らかになった. つまりドライブ系の衝突音とドリブン系ホイール放射音という二種類の対策が必要であることが判明したわけである. ここでは初めにドリブン系からの放射音対策に注目する.

8.2. 巻付き半径の変化を低減させる樹脂ダンパ

巻付き半径変化を樹脂ダンパ無しの状態まで近づけ, かつ, 衝突音低減もできる噛合いを検討した. 巻付き半径変化が噛合い次数成分を増大させていることから, 巻付き半径

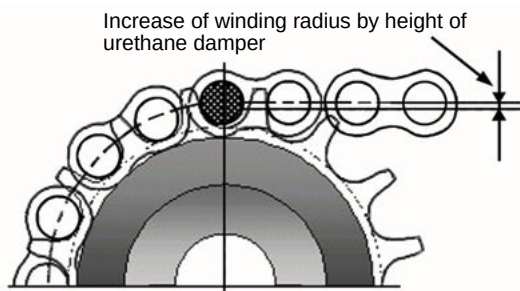


Fig. 17 Condition of meshing start

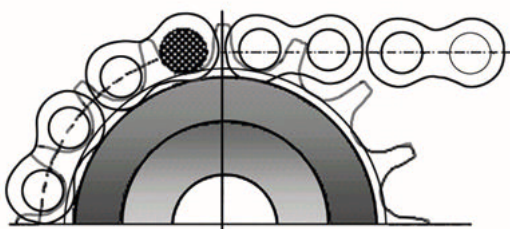


Fig. 18 Condition of completely meshing

差を小さくすることに注目した. チェーンとスプロケットの噛合いの改善は樹脂ダンパ側で行うことを検討した. Fig. 14 に示した巻付き半径の最大部の山を小さくすることは, ローラとスプロケット歯底との噛合いを浅くし, 運転中のチェーン脱落が心配される. そこで谷部を持ち上げることに注目した. ひょうたん形のチェーンプレートの側面視形状に合わせて巻付き半径谷部を持ち上げるために, Fig. 14 に示した巻付き半径の最小部の谷に相当する箇所の樹脂ダンパ側に突起形状を設ける. これにより, 巻付き半径の変化による谷部への落ち込みを小さくすることができる. このときの突起は本来の動力伝達機能に影響の無い範囲とするために, 従来の樹脂ダンパ潰し代相当の突起量とした. このようにローラチェーンが持っている原理的な欠点である巻付き半径差を小さくするという視点で, ダンパ樹脂形状をチェーンの側面視形状に対し一致させるという初めての試みを行った. 以上により, 今回明らかになったドリブン系放射音の原因となっている巻付き半径変化差を緩和できることになる. これらの結果に基づき考案した突起付樹脂ダンパを Fig. 19 に示す.

8.3. 突起形状を設けた樹脂ダンパの効果確認

突起形状とその量を検討した結果, 衝突音低減と動力伝達機能を両立する新しい突起付き樹脂ダンパで確認した結

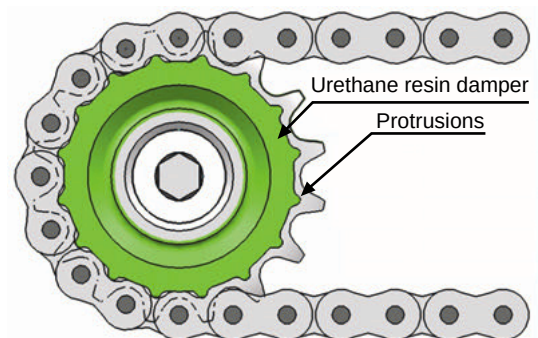


Fig. 19 New form urethane resin damper with protrusion attached

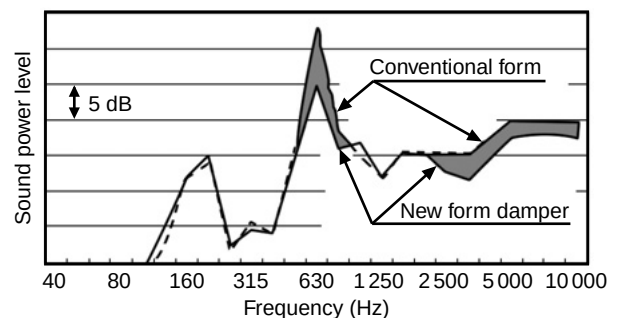


Fig. 20 Effectiveness of new urethane resin damper by chain-separated testing device

果を Fig. 20 に示す。ホイール付単体装置及び実車確認においても 630Hz の音圧レベル上昇も無く、1.6kHz 以上の衝突音低減も従来の樹脂ダンパ形状と同様に確認できた。また、今回新たに考案されたこの樹脂ダンパはチェーンのプレート形状に合わせた形状としたことにより、樹脂が噛合い時に受ける荷重が分散され、樹脂ダンパの初期性能が維持され、静音効果の持続性の向上が確認できた。また、ドライブスプロケットの多角形運動を減少したことにより、ライダーが受ける「ごつごつ」した感覚が低減し、走行振動の向上にも貢献できることが確認できた。

9. 衝突音低減手法

9.1. 静音チェーン

更なるチェーン騒音低減のためには、衝突音の低減効果向上も必要である。しかし、ドライブスプロケットに取付けた樹脂ダンパで、これ以上衝突音低減効果を上げることは駆動力伝達の信頼性低下と先に述べたトレードオフ現象での悪化を招く心配がある。したがって、これ以上の衝突音対策はスプロケット側ではなくドライブチェーン側で検討した。従来から、チェーンローラやスプロケット歯面のような衝突箇所に直接衝突緩和機能を付加する検討は行われてきた。しかし、駆動伝達と衝突緩和という別機能を同部品に同時に要求することは、機能矛盾が発生し実現できなかった。今回、駆動伝達機能と静音機能をチェーンローラの中で分離することで、新たな機能を付加したローラチェーンを考案した。

9.2. 静音チェーンの構造

新たに考案した静音チェーンの構造を Fig. 21 に示す。今回考案した静音チェーンは、本来駆動力伝達のための鉄ローラ長さ(円筒方向)の約 15% をウレタン樹脂ローラ(以下樹脂ローラ)とし、その樹脂ローラ外径寸法を鉄ローラの約 1.2 倍とした。こうすることで樹脂ローラが先にスプロケット歯底に着座し、樹脂ローラの弾性変形後に鉄ローラが着座する。このとき鉄ローラ衝突速度は低減することでチェーン騒音低減を行うという構造である。構造上の特徴

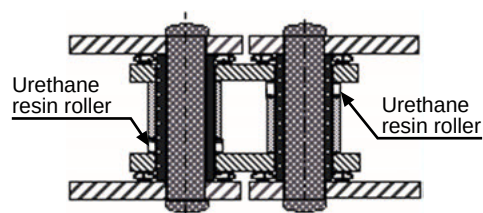


Fig. 21 Structure of developed silent chain

としては、片側配置された樹脂ローラが交互配置をしており、チェーンラインが片寄り状態や鉄ローラの偏磨耗対策に対応している。樹脂ローラ幅の決定に関しては、限られた幅の中での鉄ローラ幅との関係で、静音性と耐久性の両立する幅にて決定を行った。また樹脂ローラ外径寸法決定に関しても、樹脂ローラの外径寸法は大きいほど静音性を向上することが確認できたが、本来の駆動系機能を低下させず、静音性との両立する範囲で寸法決定を行った。また、今回考案した樹脂ローラチェーンは、ドライブスプロケット樹脂ダンパと併用することでいままです以上の衝突打音低減を達成した。さらに樹脂ローラを交互配置したことによる偶数歯数のスプロケット歯面の偏磨耗対策としては、ドライブチェーンを半周で組替えることで対応を行なった。開発した静音チェーンは大型二輪車で使用されている 530 サイズチェーンで実現した。

9.3. 静音チェーン効果

新たに考案した静音チェーンの騒音低減効果を Fig. 22 に示す。測定結果から、1.6kHz 以上の周波数低減が確認できた。また、噛合い次数成分の 630Hz の上昇も無いことが確認できた。また、静音効果は 20 000km 走行でも確実に認められ、静音効果の持続性もあることが確認できた。これは、駆動力の伝達機能と静音機能を 1 つのローラの中で鉄と樹脂とに分離させることで可能となった。また、チェーン本体側に衝突音対策を行ったことにより、ドリブンスプロケットから発生するチェーン騒音にも有効であることが確認された。

大型二輪車用チェーンシステムとして、新しいドライブスプロケット樹脂ダンパと静音チェーンを組み合わせた新しいチェーンシステムとすることで、従来から考えられてきたローラ衝突打音だけでなく、そのメカニズムが解明された噛合い次数成分によるドリブンスプロケットの放射音対策も同時に対策することができた。本研究成果であるこれら二つの成果を組み合わせることで、従来のドライブチェーンシステムに比べチェーン騒音エネルギーを 50% 以上低減することができた。

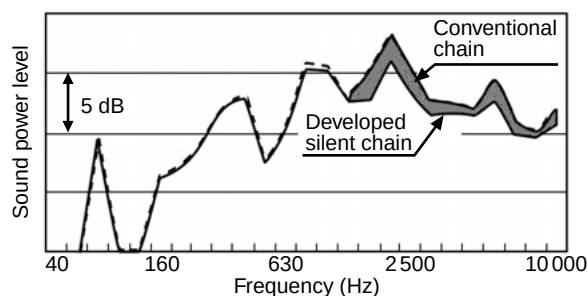


Fig. 22 Effectiveness of developed silent chain

10. 結論

大型スポーツモデル二輪車に採用されている後輪駆動方式であるローラチェーン駆動の騒音低減にあたり、チェーン騒音の加振力、コーダルアクション、駆動系放射音に注目し、各要因の基本事象を実車と単体装置で確認した結果、以下の成果を得た。

- (1) ローラチェーンの騒音には、1.6kHz 以上の衝突音と、チェーンの角速度変動を起振力として発生する音の二種類あることが分かった。
- (2) チェーンの角速度変動を起振力として発生する音はローラチェーンが原理的に持っているコーダルアクションが原因となって発生していることが明らかになった。
- (3) 衝突音低減のために取付けられていたドライブsprocket樹脂ダンパがコーダルアクションを更に悪化させていることがわかった。
- (4) 新たに開発した静音チェーンと樹脂ダンパを組合せたチェーンシステムにより、チェーン騒音エネルギーを従来の 1/2 以下とすることができた。
- (5) 本研究で考案されたりやホイール付単体装置により、実車と相関性の高いチェーン騒音解析が可能になった。

謝 辞

ドライブチェーン騒音低減の研究にあたり、社内外の関係者の方々に紙面を借りて厚く御礼申し上げます。特に、「樹脂ローラ付き静音チェーン」の開発にあたり、ご協力いただいた大同工業株式会社の方々に感謝いたします。

参考文献

- (1) 中込昌孝：ローラーチェーンの安全設計，東京，養賢堂，p.111, 1989
- (2) 志村幸雄：機械要素活用マニュアル・チェーン，東京，工業調査会，p.242, 1995

■ 著 者 ■



杉田 治臣



関田 雅彦



布施 知洋