

乗客の乗り心地を改善する緩衝器の開発

Development of Draft Gear for Improving Ride Quality



山本 剛

Tsuyoshi Yamamoto



西見 裕介

Yusuke Nishimi



間 輝之

Teruyuki Aida

要 旨

鉄道車両用緩衝器の緩衝材は、金属ばねからゴム緩衝器に置き換わって以来、数十年経過したが、天然ゴムと鋼板を加硫接着したゴムパッドの重ね合わせで使用する構造は、現在も変わっていない。その中で緩衝器は、寝台客車の乗り心地改善を目的として、シングル形緩衝器からダブル形緩衝器へと開発が進み、新幹線を始め、客車や電車と幅広く採用されてきた。一方、近年は駆動・制動力の制御に関する技術革新が進んでいるものの、例えば滑走再粘着制御等によるトルク変動が生じると、これに起因して生じる車体前後振動は、緩衝器を介して編成内を伝播する。この点から、編成内の前後振動を低減するためには緩衝器の性能向上が有効であると考えられる。

本稿では、小さな衝撃を吸収・緩和が可能なダブル形緩衝器の利点を生かしつつ、減衰要素を付与することにより前後振動減衰効果の増大を狙った旅客用緩衝器の性能試験について報告する。

— Synopsis —

It passed a few decades since draft gear's materials for train have been replaced metal springs with rubber, however, even now, the structure used for overlapping rubber pads made by vulcanizing and bonding natural rubber and steel plates have not been changed. In this history, draft gear has been advanced from Single-type to Double-type in order to improve comfort in sleeping car, and Double-type are using for many trains, such as Shinkansen car, passenger car and electric railcar. In recent years, technological innovations related to control of driving/braking force have been progressing. However, when torque fluctuation etc. occurs due to wheel slide re-adhesion control etc., the train body front-back vibration caused by torque fluctuation propagates through inside of the formation through the draft gear. In this regard, it is considered effective to improve performance of the draft gear in order to reduce the longitudinal vibration in the train set.

In this report, we describe the performance test of the passenger draft gear aiming at the increase of the front-back vibration damping effect by adding the damping element while taking advantage of the Double-type draft gear being capable of absorbing and relieving a small shock.

1. 緒 言

当社は、鉄道車両用機器である連結器・緩衝器を半世紀以上にわたり、製造販売してきた。連結器は、1950（昭和25）年の自動連結器を初号機として製造開始し、緩衝器についても1957（昭和32）年頃から金属緩衝器を手がけている。連結器・緩衝器は、図1に示す通り車両の端部2ヶ所に必ず装着され、連結器は「車両を連結・解放する」、緩衝器は連結器の尾端部にピン接合により

結合され「車両走行中の前後衝動を吸収・緩和する」という機能を有する。

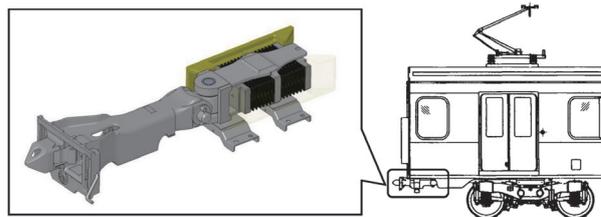


図1 連結器・緩衝器装着部位

当社は、連結器・緩衝器の国内トップメーカーとして、お客様のニーズを掴んだ新製品を生み出し、JR 各社(国鉄)を始め公民鉄各社と幅広い採用をいただき、国内 No.1 のシェアを確保してきた。

本稿では、当社緩衝器の歴史と取り組みを「乗り心地の改善」に着目して、報告する。

2. 鉄道車両用緩衝器

2.1 鉄道車両用緩衝器の役割

鉄道車両用緩衝器という言葉は、広義に解釈するならば振動緩和を行う懸架装置(軸ばね、枕ばね)、減衰機構を含める⁽¹⁾が、本稿での車両用緩衝器は連結器と共に装着される「車端緩衝器(以下、緩衝器)」を表す。

鉄道車両では、電車、客車の増結に伴う車両の連結時や、車両走行中の加速・減速、発車・停車の際に前後衝動が発生する。緩衝器は、これらの前後衝動を緩和して車体に伝わる衝動を軽減し、電車や客車の乗客に対して、できる限り不快を与えないよう、また、貨車の積荷の破損を防止する役割を果たす。さらに、連結器部に発生する著大な荷重を抑制し、列車の座屈を防止するのも緩衝器の役割である⁽²⁾。

2.2 当社緩衝器開発の歴史⁽³⁾

緩衝器は、鉄道開業から現在に至るまで、両側緩衝器(サイドバッファ)、コイルばね緩衝器、ゴム緩衝器等数多くの種類が開発され実用化されてきた。当社の緩衝器製造は、1957(昭和32)年に金属ばねを使用した渦巻きばね緩衝器(写真1)が始まりで、現在に至る。

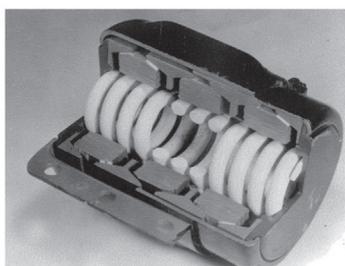


写真1 渦巻きばね緩衝器

1) シングル形緩衝器

国内の鉄道車両は、輸送量の増加、編成の長大化ならびに高速化が図られるに従い、渦巻きばね緩衝器での緩衝容量の不足、更にはメンテナンス性の改善が考慮され始め、金属ばねに変わる緩衝材の見直しが行われた。そこで当社は、国産形のゴム緩衝器の開発に着手した。1965(昭和40)年に、角型ゴムブロックのゴム緩衝器が国鉄に採用されたことで、電車、機関車、気動車や貨車と幅広く使用されることとなった。

この緩衝器は、図2に示すように、前後に壁のある緩衝器枠に1組のゴム緩衝器を圧縮した状態(この時の圧縮力を初圧と呼ぶ)で、伴板に挟み、組み込んでいる。車体へ取り付け易いよう緩衝器枠の寸法は車体取付寸法(伴板守寸法)より、わずかに短くしてある。この構造の緩衝器は、一般的にシングル形緩衝器と呼ばれる。

2) 低初圧形緩衝器

シングル形緩衝器は、ゴム緩衝器に初圧を与えて組み込まれるために、通常走行時の前後衝動をほとんど吸収、緩和できず、初圧以上の衝撃が生じて始めて作用する。そのため、昭和50年代の都市圏の通勤客増加による大量輸送時代への突入を受けて、乗客からも乗り心地を求める声が増加した。

1978(昭和53)年には、電車用としてゴムパッドのゴム形状を変更し初圧を低くして改良されたゴム緩衝器を、更に1987(昭和62)年には新幹線電車向けの低初圧形緩衝器を開発した。

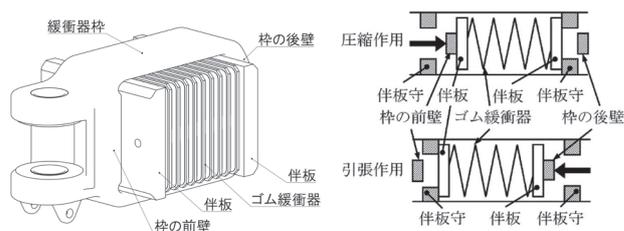


図2 シングル形緩衝器外観と構造

3) ダブル形緩衝器

乗り心地改善のための構造的な見直しも同時に行われ、1980(昭和55)年には、寝台客車にて衝撃が大きくて眠れないという苦情を解消すべく、新たな緩衝器の開発が進められた。

開発した緩衝器は図3に示すよう、2組のゴム緩衝器が組み込まれる構造より、ダブル形緩衝器と呼ばれる。構造は2組のゴム緩衝器を、前後に壁のない緩衝器枠の中央の仕切りの前後に組み込み、伴板を取り付けたものとなる。この構造により、緩衝器と伴板は、緩衝器枠に対しフリーな状態となっているため、シングル形で初圧以下の衝撃を吸収できないという問題を解決した。

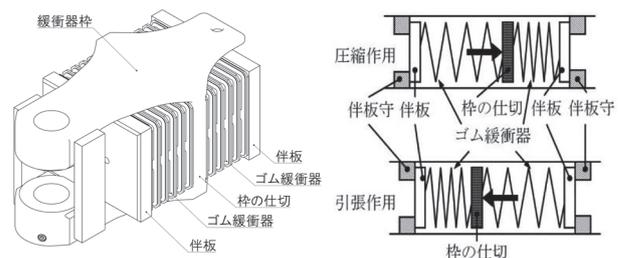


図3 ダブル形緩衝器外観と構造

4) 粘性・ゴム併用形緩衝器⁽⁴⁾

2006（平成18）年より、旅客車のみならず、貨物輸送の荷崩れ防止対策として、公益財団法人鉄道総合技術研究所と共同で粘性・ゴム併用形緩衝器の開発に取り組み始めた。

貨物輸送に用いられる従来のコンテナ貨車の緩衝器には、シングル形の緩衝器が採用されているが、初圧が高く、緩衝容量も他機種に比べ多い。粘性・ゴム併用形緩衝器は、ゴム緩衝器と粘性緩衝器（シリコンゴムを用いた減衰要素）を併用し、荷崩れ防止（乗り心地）向上を図るためダブル形構造とする一方で、急激な衝撃に対しても対応できる新規構造である。

本稿で報告する開発緩衝器は、粘性・ゴム併用形緩衝器で用いた粘性緩衝器のアイデアを基に、乗客の乗り心地向上を図ったものである。

3. 乗客の乗り心地を改善する緩衝器の開発

3.1 開発コンセプト

鉄道車両は走行時の転がり摩擦が非常に小さく、他の輸送機関に比べてエネルギー効率がよいが、摩擦係数も小さく滑りやすい特性がある。摩擦係数が小さいと、動輪に空転が生じやすくなり、空転によりレールが損傷する⁽⁵⁾。空転を防ぐため、車両側の対策として空転検知および再粘着制御を行うことは、鉄道業界では一般的に知られているが、制御によるトルク変動が生じると、これに起因して生じる車体前後振動は、緩衝器を介して編成内を伝播する。このことから、編成内の前後振動を低減し、更なる乗り心地向上を目指すには緩衝器の性能向上が有効であると考えられる。

一般に、減衰要素を導入した機械構造には振動を抑制する効果があり、減衰力による仕事によってエネルギー吸収量も大きくなる。本開発により、緩衝器に対して減衰要素を付与することで、編成中で励起される前後振動の抑制効果を狙った。

3.2 減衰要素検討

3.2.1 数値解析での要求性能の整理

前後振動軽減に必要な減衰力を検討するための出発点として、8両編成中の1箇所の駆動トルクが変動する条件の数値解析結果を、公益財団法人総合技術研究所殿よりご提供いただいた。

図4に、前後・上下連成運動の数値解析モデルを示す。車体・台車・輪軸を剛体とし、それらをばねと減衰要素で結合している。緩衝器については、旅客用緩衝器の中でも加減速性能が要求される通勤・近郊車用で広く採用

いただいているNRW60-5A形緩衝器（図5参照、以下、現行緩衝器）の特性を用いた。

この解析モデルに対し、電車の加速時に相当する駆動トルクを車輪に与え、試験条件の1つとして進行方向2両目についてのみ、滑走再粘着を模擬したトルク変動を与えた。

図6に、8両編成で数値解析を行った場合の車体前後加速度レベルを示す。実線が現行緩衝器、破線が現行緩衝器に仮の減衰要素（軸箱上下ダンパの2倍程度の減衰係数を持つ線形減衰要素）を並列に装着した結果である。数値解析の結果、減衰要素を並列に装着した場合、前後振動加速度レベルは、最も前後振動加速度レベルの高い2号車において2.5 dB程度低減することがわかる。また、トルク変動を与えた2号車から離れるに従い、振動加速度レベルの低減量が大きくなることが確認された。

車両の乗り心地評価の指標として「乗り心地レベル」が定義されている。これは、車体の振動加速度の実効値を、基準値で割ったものであり、乗り心地レベルが小さいほど乗り心地が良いことを示す。一般に、乗り心地レベルは3 dB程度低減した場合に乗り心地の差が体感できるとされているので、数値解析で算出された2.5 dB程度の低減は、目指す前後振動の抑制効果があると考えられる。

次に、現行緩衝器と並列に装着した減衰要素の発生力を求めた。この発生力は、開発・製造段階では評価が困難な振動加速度レベルに代わる製造の目標値となる。結果を図7に示す。加振車両に近い1-2号車間において減衰要素発生力が最大となり、約1.5 kNであった。したがって、車体前後振動を2.5 dB低減するためには、緩衝器に1.5 kN以上の抵抗力を持つ減衰要素を付与する必要があるといえる。



図4 車両の数値解析モデル

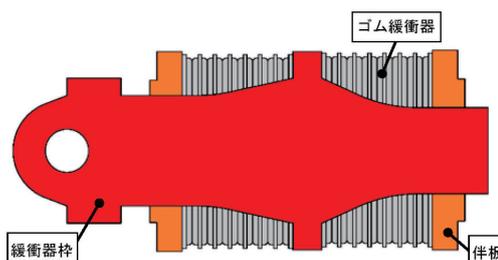


図5 現行緩衝器概略図

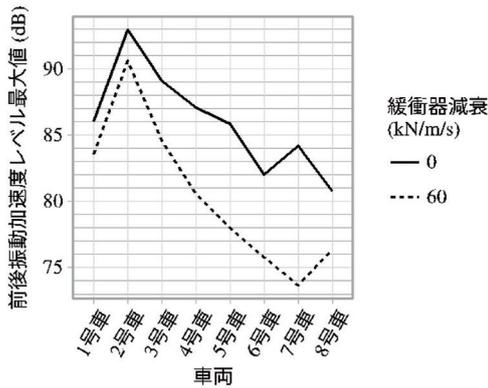


図6 加振周波数と車体前後振動加速度レベルの関係

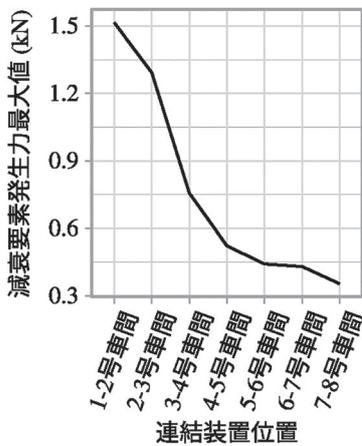


図7 緩衝器に付与した減衰要素の発生力

3.2.2 減衰要素構造について

減衰要素にはシリコンゴムを用いる。シリコンゴムを用いた緩衝器は、国鉄時代に開発された緩衝器(瀬野ー八本松間の急勾配を走行する貨物列車の後補機(EF67)で採用)などで実績があり、油圧と比べて漏れが少なく、構造が簡素といった特徴がある。本稿では、これを旅客車に应用することを念頭に、緩衝器変位が小さい領域から抵抗力を得るため、容量変化のない複ロッド式シリンダにシリコンゴムを充填した構造(図8参照)を採用した。

シリンダ内には、ピストンおよびシリコンゴムが組み込まれており、ピストンがシリンダに対して相対的に摺動すると、シリンダとピストンの隙間のみがシリコンゴムの流路となるため、比較的大きなせん断抵抗力を得られる構造となる。

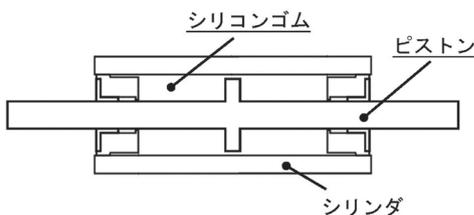


図8 減衰要素の構造

3.3 減衰要素の選定

過去にも、減衰要素にシリコンを用いた粘性・ゴム併用形緩衝器が開発された例(2.1項4)参照)はあるが、求められる減衰要素の抵抗力は貨車用と旅客車用では異なる。減衰要素の特性把握および仕様決定に供するため、現行緩衝器に導入可能な寸法を考慮し、減衰要素を模擬した供試体の製作および定置加振試験を実施した。

3.3.1 試験方法

図9に示す供試体は、減衰要素同様にシリンダ、ピストンおよびシリコンゴムにより構成され、ピストンを組み替えることで、ピストン幅 L_p および隙間 h を変更した試験が可能である。ピストン幅 L_p および隙間 h は、粘性・ゴム併用形緩衝器に用いた減衰要素を参考に、目標とした1.5 kN程度の抵抗力を得られるよう設定した。ピストン幅 L_p を2種類($A < B$)、隙間 h を3種類($a < b < c$)に変化させた6通りの試験条件を準備した。試験は、各試験条件に対して加振波形、振幅およびピストン速度を変化させ変位と粘性抵抗力の測定を実施した。

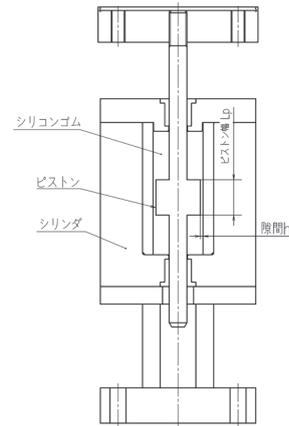


図9 供試体概略図

3.3.2 試験結果

試験条件ごとに変位と粘性抵抗力を整理した。結果を図10にまとめる。

詳細な試験条件については割愛するが、粘性抵抗力は隙間 h が狭いほど、ピストン幅 L_p が長いほど大きい値となり、いずれの結果も減衰要素として求められる抵抗力1.5 kNは満足する。

減衰要素に求められる性能の整理および減衰要素選定のため実施した定置試験結果より、以下のことがわかった。

- ・減衰要素を模擬した試験体の定置加振試験により、減衰要素の特性を把握した。
- ・試験結果から、ピストン幅 L_p が大きいほど、隙間 h が小さいほど粘性抵抗力は大きくなることがわかった。

上述の結果より、発生力が乗り心地を阻害しないこと

および編成内を伝播する前後振動が適度に減衰することを勘案し、以下ではピストン幅 $L_p = B$ 、隙間 $h = c$ として開発緩衝器を試作した。

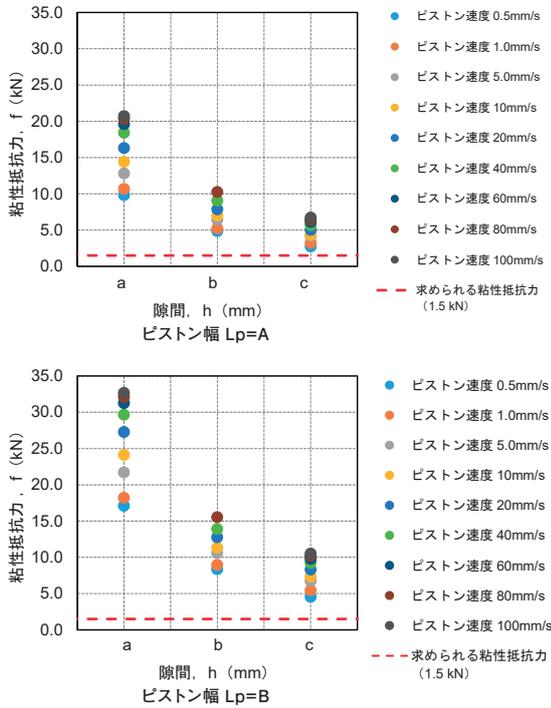


図10 粘性抵抗力和隙間 h およびピストン幅 L_p の関係

3.4 ゴム緩衝器の構造

開発緩衝器では新たに減衰要素部品を付与するため、現行緩衝器のゴム緩衝器と比較して、減衰要素を設置するスペースが構造的に必要となる。一方で、緩衝器に負荷が掛かった場合の最大荷重値は、車両を安全に運用するため重要である。ゴム緩衝器の特性は、現行緩衝器(最大たわみ 約 ± 40 mm、最大荷重 588 kN)と同等とした。

開発を行ったゴム緩衝器単品の合成特性(実線)を図11に示す。ゴム緩衝器の合成特性とは、引張側ゴム緩衝器と圧縮側ゴム緩衝器の自由長から最大荷重まで圧縮した際に得られる変位-荷重曲線データを机上で足し合わせたものである。図11には、現行緩衝器のゴム緩衝器単品の合成特性(破線)も併せて示す。中央部に円形の穴が開いたことによるゴムの受圧面積の違いにより、ゴム特性の傾きに若干の差異はあるが、特性を満足する結果となった。

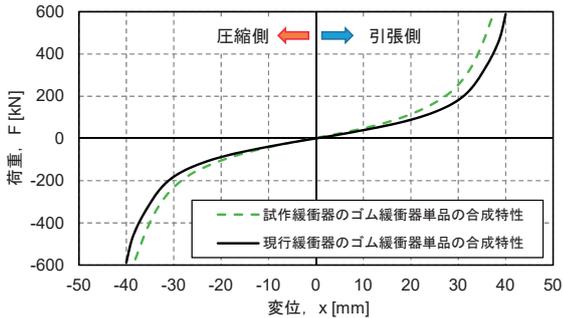


図11 ゴム緩衝器単品の特性比較

3.5 開発緩衝器の試作評価

3.2節、3.3節で検討した減衰要素および3.4節で開発したゴム緩衝器を、現行緩衝器と互換性のある構造の試作緩衝器に搭載し、その性能を確認するため定置加振試験を実施した。

試作緩衝器の外観を写真2に、概略断面図を図12に示す。現行緩衝器は緩衝器枠(赤色)、ゴム緩衝器(灰色)および伴板(橙色)により構成されているのに対して、試作緩衝器はこれらに減衰要素部品(水色)を追加している。現行緩衝器および開発緩衝器に構成されるゴム緩衝器は、一般的に組み立てた際のピン部側を引張側ゴム緩衝器、反対側を圧縮側ゴム緩衝器と呼び、その特性は同じである。緩衝器枠および伴板部品は現行緩衝器と同じものを使用した。減衰要素の配置を緩衝器中央部とするため、緩衝器枠仕切板に穴加工を施し、減衰要素シリンダ部と緩衝器枠をボルト締結可能な構造とした。



写真2 試作緩衝器外観

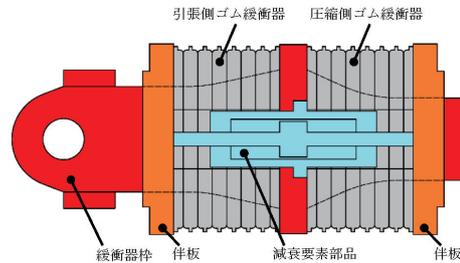


図12 試作緩衝器概略断面図

3.5.1 試験方法

試作緩衝器の性能試験を当社保有の200TON疲労試験機にて実施した。写真3に取付状況を示す。事前の予備試験として、中立位置から最大ストローク長まで荷重を漸増させることで、図11に示した特性を大きく逸脱しないこと、および内部構造の破裂といった極端な荷重増加が生じないことを確認した。



写真3 試験実施状況

定置加振試験は、加振波形、振幅およびピストン速度を変化させ実施した。また、減衰要素の付与効果を確認するため、減衰要素部品内のシリコンゴムを抜いた状態の試作緩衝器(以下、試作緩衝器β)を用いて同様の試験を実施した。

3.5.2 試験結果

変位-荷重曲線として整理した試験結果の一例を図13に示す。定置加振試験では図に示す①行程→②行程→③行程→④行程→①行程の順に変位を繰り返した。図に示す赤矢印は、荷重負荷の行き行程、青矢印は荷重負荷の戻り行程と整理し、変位のプラス側を引張側、マイナス側を圧縮側と呼ぶ。

図13に示す試験と同様の加振を試作緩衝器βに対して実施した引張側の結果を図14に示す。減衰要素を付与した試作緩衝器(実線)と減衰要素が無い試作緩衝器β(破線)を比較すると、試作緩衝器の方が、同じ変位における荷重が大きくなり、減衰要素の付与による効果が確認された。

減衰要素の試作緩衝器への付与および試作緩衝器の定置試験結果より、以下のことがわかった。

- ・本緩衝器はサイズ、最大変位、最大荷重の点で現行緩衝器と互換性がある。
- ・減衰要素を付与した試作緩衝器と、減衰要素を付与しない試作緩衝器βを比較すると、減衰要素を付与した方が加振中の同じ変位における荷重が大きくなり、減衰要素の付与による効果が確認された。

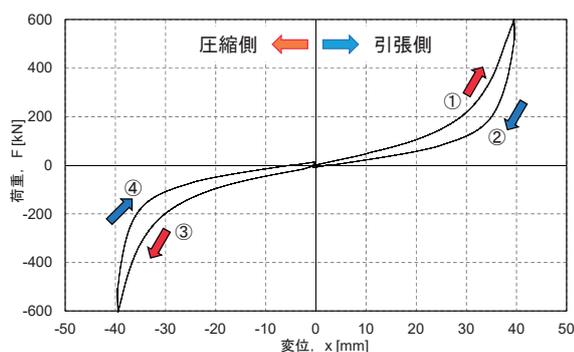


図13 試験結果の整理方法

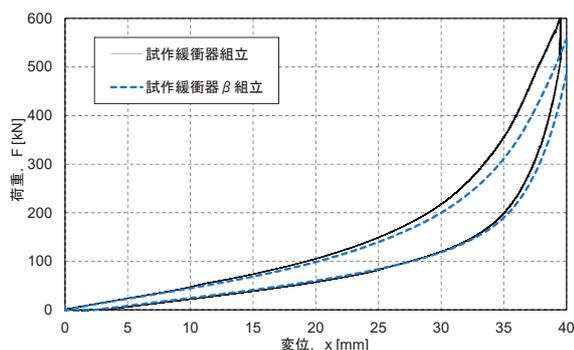


図14 減衰要素有無による変位-荷重曲線の比較

3.6 まとめ

車体前後振動抑制のための試作緩衝器を検討した。本試作緩衝器は、前後振動を抑制のための1.5 kNの抵抗力を持つ減衰要素の確立と現行緩衝器と互換性のある構造検討まで完了した。今後、この緩衝器については、車体に搭載した際の付与効果の検証、耐久性確認、走行試験を経て実車にご採用いただけるよう、開発を進めていく。

4. 結 言

当社における緩衝器の歴史と取り組みを「乗り心地の改善」に着目して、報告した。

当社は、2.2節で紹介した乗り心地改善を図ったダブル形緩衝器の採用を皮切りに、新幹線電車、在来線電車と幅広く採用され、2020年3月までに約70,000組の納入実績を持ち、国内緩衝器市場の約7割を確保するに至った。

今後も乗客、乗員の安全を確保するための緩衝器開発に努めていく所存である。

謝 辞

本件の実施に当たりご指導と多大なるご協力をいただいた、公益財団法人鉄道総合技術研究所、西日本旅客鉄道株式会社の関係各位に改めて謝意を表す。

参 考 文 献

- (1) 藤田, 村上: “鉄道車両用ゴム緩衝器”, 日本ゴム協会誌, 第64巻2号(1991), pp. 146-157
- (2) 藤田, 上西: 月刊「電車」, “鉄道車両用緩衝器”, 交友社(1989)
- (3) 間, 西見, 上西, 山口, 山本: “鉄道製品の歩みと将来展望”, 日本製鋼所技報, No.66(2015), pp. 43-49
- (4) 早勢, 深澤, 中橋, 坂本: “貨車用シリコン緩衝器の開発”, 鉄道総研報告, 第29巻2号(2015), pp. 41-46
- (5) 山下: “空転再粘着制御”, RRR, 第71巻8号(2014), pp. 28-31