

貨車用シリコン緩衝器の開発

早勢 剛* 深澤 香敏**
中橋 順一** 坂本 裕一郎**

Development of the New Buffer for Freight Train

Takeshi HAYASE Katoshi FUKASAWA
Junichi NAKAHASHI Yuichirou SAKAMOTO

In order to decrease longitudinal acceleration caused by the change of a freight train speed, a new buffer which is a part of the coupling device has been developed. For the purpose of preparing for taking a heavy impact load, the energy absorptive buffer of high performance is widely adopted for freight trains. On the other hand, such a buffer has large initial pressure and a long stroke. The new buffer for freight trains developed in this study has the same mechanism as that for passenger trains which require high ride quality. This mechanism enables the removal of the initial pressure and shows little reactional force against the given load when the load is small enough for the buffer. Furthermore, a damping element which consists of high viscosity silicon resin enclosed in the cylinder is built in the buffer in order to secure the same energy absorptive performance as the prevailing buffer without changing the installation size.

キーワード：列車編成，自連力，シリコン緩衝器，貨車，車体前後加速度

1. はじめに

貨物ヤードにおける連結時の衝撃緩和などに配慮し、貨車の連結装置にはエネルギー性能に優れたゴム緩衝器が採用されてきた。これらは旅客車用に比べ初圧が高い。一方、機関車の運転操作などに伴う連結器遊間の衝撃で貨車の車体に比較的頻繁に発生する前後加速度を抑えるためには、現行 100kN 程度の緩衝器初圧の低減が有効である。ただし、動力が機関車に集中すると共に、編成に引き通した空気管の減圧でブレーキ指令を伝達する貨物列車では、急制動などで生じる強い衝撃に備えて現行器並のエネルギー吸収性能を確保する必要がある。

緩衝器初圧の低減には、旅客車で主流となったダブルアクション構造の導入が有効である。ただし、引張用、圧縮用の緩衝ゴム 2 組を直列に配置するため、現行取り付け寸法のままではエネルギー性能が低下する。そこで、ゴムパッドと高粘度流体（シリコンゴム）の減衰要素を併用する貨車用のダブルアクション緩衝器を開発した。

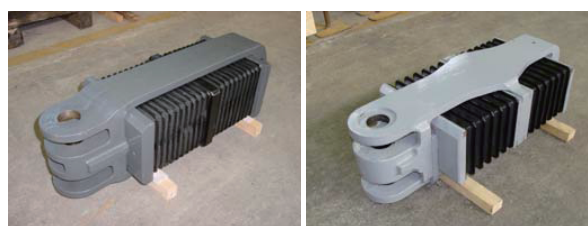
ここでは、現行器に代えコンテナ車に取り付け可能な開発器の概要と、その性能や導入効果を検証した結果について報告する。

2. 開発の概要

2.1 現行ゴム緩衝器の性能と課題

本件では、図 1 (a) などの現行器に代わる初圧のない同図 (b) のような貨車用緩衝器を開発した。図 1 (a) の RD19 は昭和 40 年に標準化されたゴムパッドを用いた緩衝器で、図 2 のような性能を有する。変位-荷重曲線（緩衝ゴム使用荷重曲線）の通り 98kN の初圧（変位 0 の荷重）があり、限られたストロークで吸収エネルギーを拡大している。一方で、自連力がこの初圧に満たないと緩衝器が作用せず、連結器遊間の衝撃などにより比較的頻繁に生じる車体前後加速度の低減効果は期待できない。

図 2 の変位-吸収エネルギー曲線は、使用荷重曲線を積分して得られる。最大吸収エネルギー（変位 73 mm）は 24kJ で、最大荷重（981kN）が等しい旅客車用緩衝



(a) 現行器 (RD19)

(b) 開発器

図 1 現行器と開発器

* 車両構造技術研究部

** 車両構造技術研究部 車両運動研究室

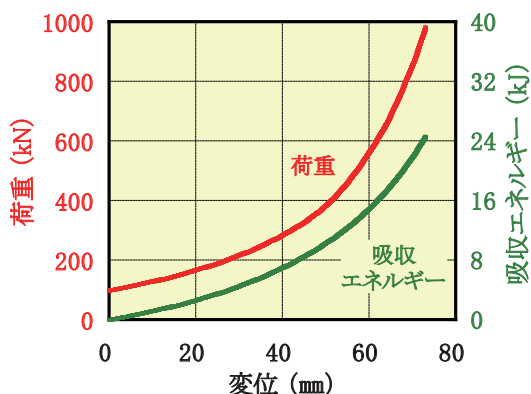


図2 RD19の緩衝ゴム性能

器の2倍を超える。開発器には、これと同程度のエネルギー性能が求められる。

2.2 開発器の構造と動作

2.2.1 開発器の概念

旅客車で実績のある緩衝器構造を採用して初圧のない特性を実現すれば、連結器遊間の衝撃などで生じる車体前後加速度を低減できる。ただし、緩衝器変位が δ まで増加する間のエネルギー吸収量が、図3(a)のE(緑)から同図(b)のE(赤)へ減少し、より強い衝撃が負荷された場合の自連力が増加する懸念が生じる。そこで、シリコンゴムの流動および変形抵抗を用いる減衰要素を付加し、衝撃の大きさに応じて同図(b)の E_0 (オレンジ)だけエネルギー性能を向上する。これによって、初圧を抑えながら現行器並みのエネルギー性能を実現するのが本件の開発器である。

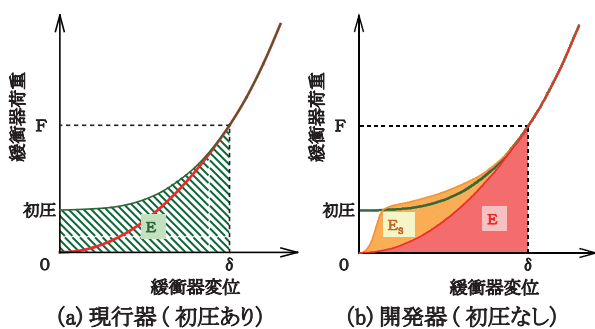


図3 現行器と開発器のエネルギー性能比較

2.2.2 開発器の構造

RD19と互換性のある開発器の構造を図4に示す。緩衝器枠は中央の仕切り部を挟み独立した2室に分かれ、各々に引張用と圧縮用の緩衝装置(以下では、「緩衝ユニット」と呼ぶ)が納められている。仕切り部の両側から作用する各ユニットの余圧縮力が相殺されて初圧が0になる点は、旅客車用と同じである。

連結器がピン結合される継ぎ手部に作用する自連力や

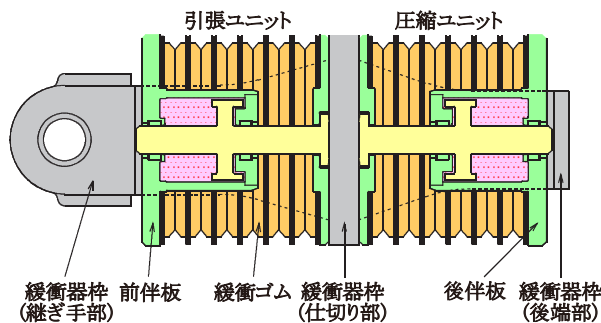


図4 開発器の構造

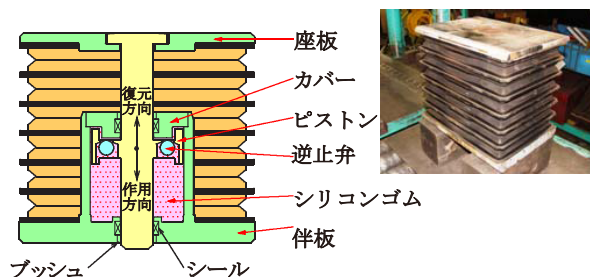


図5 緩衝ユニットの構造と外観

衝撃は枠の天板や底板(図1(b)参照)を介して仕切り部に伝わり、方向に応じて車体(伴板守)との間で引張、圧縮用何れかのユニットが動作する。

2.2.3 緩衝ユニットの構造

緩衝ユニットの構造および外観を図5に示す。引張用、圧縮用の区別はなく、筒状の緩衝ゴム内部に減衰要素を配置した。鋼板にゴムブロックを加硫接着したパッドを積層した緩衝ゴムの最大荷重は981kNで、この時の圧縮変位は車体取り付け状態から約60mmである。

減衰要素は、シリンダにシリコンゴムを充填したものである。微小変位から減衰力が得られるようにシリコンゴムの充填率を上げるため、容積変化のない両ロッド式とした。緩衝ゴムを圧縮する方向(図5、作用方向)へ変位すると、ピストンの伴板側からカバー側へシリコンゴムが流動する。この時は、シリンダとピストンの隙間のみが流路となるため、比較的大きな抵抗力が得られる。一方、これと逆方向(同、復元方向)へ変位する時は、ピストンに設けた鋼球に逆止弁が開いて流路が拡大し、抵抗力が減少する。これは、緩衝ゴムの復元力が低下する中立位置近傍において、各ユニットを枠に追従させるための機構である。

2.2.4 開発器の動作

開発器の動作を図6に示す。斜線部は車体(伴板守)である。なお、緩衝器の変位 δ や荷重(自連力)Fは、引張方向を正とする。

中立位置(図6(b)、 $\delta = 0$)で枠が静止した状態では、仕切り部を挟む両ユニットの予圧縮力が均衡して $F = 0$ となる。自連力が現行器初圧程度以下であれば、緩

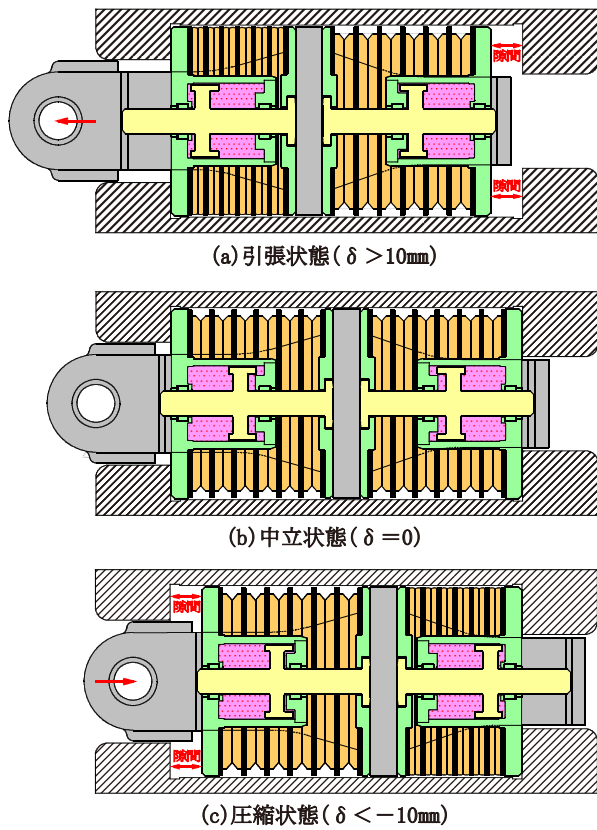


図6 開発器の動作

衝器変位は $|\delta| \leq 10 \text{ mm}$ にとどまり、両ユニットが伴板守に接触したまま比較的柔らかい特性が得られる。

引張方向に大きな衝撃や自連力が作用すると、図6 (a) に示す通り圧縮ユニットが枠に保持され伴板守から離れる。一方で、引張ユニットの変位が作用方向に増加して、衝撃エネルギーを吸収する。圧縮方向の動作では、図6 (c) の示す通り引張ユニットが保持され伴板守から離れ、圧縮ユニットの変位が増加する。いずれの場合においても、ピストンは常に枠と共に移動する。

3. 開発器単体の性能評価

開発器単体の性能は、定置加振試験により評価した。ただし、加振装置の性能に制約がある。また、実用化に向けて1,000tを超える長大貨物列車への適用効果などを検討する場合、実験的な手法には限界がある。そこで、開発器解析モデルによる時系列応答シミュレーションを可能とした。変位や荷重が大きい条件の性能評価には、この解析手法を用いている。

3.1 緩衝ユニットの解析モデル

緩衝ユニットの解析モデルを、図7に示す。ピストン変位 δ_p は車両取り付け状態を0、作用方向を正とする。緩衝ゴムの非線形ばね特性は、変位-荷重実測データを

Lagrange 多項式で補完して与えている¹⁾。981kN では概ね60mmとなり、緩衝ゴムのみで最大荷重を支えられる。

減衰要素は、シリコンゴムの圧縮性や流動特性を考慮してモデル化した。シリンダの内径は $\phi 120 \text{ mm}$ 、減衰力特性を調整する上で重要なパラメータとなるシリンダとピストンの隙間は $h = 2 \text{ mm}$ である。

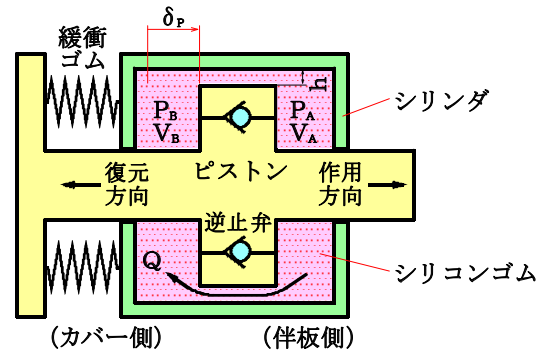


図7 緩衝ユニットの解析モデル

シリコンゴムは高粘度非ニュートン流体で、その流動特性は式(1)で近似される。同式の η は粘度、 n は剪断速度 $\dot{\gamma}$ に対する依存性を表す定数で、流体の種類により異なる。流れが強いほど流動し易くなるシリコンゴムは、 $n < 1$ (擬塑性流体) である²⁾。解析モデルの η 、 n は、減衰要素単体の加振試験データから同定した。

ピストンを挟む伴板側、カバー側のシリコンゴム圧力 P_A 、 P_B を状態変数とすると、それぞれの容積変化に関する式(2)、(3)が成立する。ただし、 $\dot{\gamma}$ に依存して粘度が変化する非ニュートン流体では、 Q の取り扱いが難しい。そこで、微小時間刻みの逐次計算により両式の時系列応答解を求める際は、平行壁間のニュートン流体(粘度一定)として Q を計算する。ピストン表面の剪断速度 $\dot{\gamma}_y = h$ を微小時間内一定の代表値と仮定し、隙間を流動するシリコンゴムの見掛けの粘度を式(4)で与え³⁾、 Q やピストンに作用するシリコンゴムの剪断力を求める。 μ は $\dot{\gamma}_y = h$ に応じて逐次計算毎に更新する。

$$\tau = \eta \cdot \dot{\gamma}^n \tag{1}$$

$$\dot{P}_A = \frac{K_A}{V_A} (\dot{\delta}_p \cdot A_c - Q) \tag{2}$$

$$\dot{P}_B = \frac{K_B}{V_B} (-\dot{\delta}_p \cdot A_c + Q) \tag{3}$$

$$\mu = \eta \cdot \dot{\gamma}_{y=h}^{n-1} \tag{4}$$

ここで

- τ : シリコンゴムの剪断応力
- η, n : シリコンゴムの流動特性に関する定数
- P_A, P_B : シリコンゴムの内圧 (状態変数)
- V_A, V_B : シリコンゴムの体積

特集：車両技術

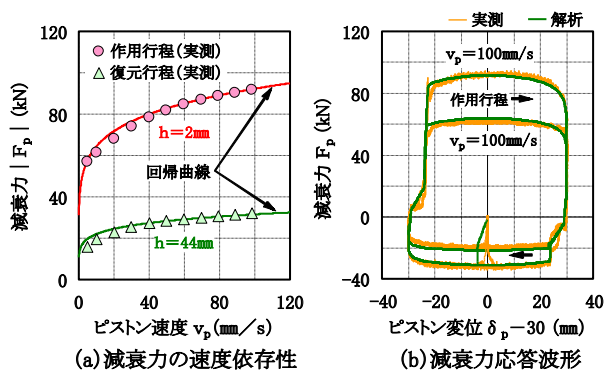


図8 減衰力特性 ($\delta_p = 30$ mm周りで正弦波加振)

κ_A, κ_B : シリコンゴムの体積弾性係数
 A_c : シリンダ断面積
 $\dot{\delta}_p$: ピストン速度
 Q : シリコンゴムの体積流量

※ A, B は伴板側, カバー側を示す添字

定常加振によって得られた減衰力特性を図8に示す。 $\delta_p = 30$ mm周りで、ピストンに片振幅30 mmの正弦波強制変位を与えた。同図(a)は、加振中心におけるピストン速度 v_p と減衰力 F_p の関係である。モデルの η, n を作用行程の実測データ(O)に基づき同定したことから、これらは解析に用いた計算値(回帰曲線)と一致する。この回帰曲線を外挿すると、現行器初圧(98kN)程度の減衰力が得られるのは $v_p > 150$ mm/sと推定される。一方、逆止弁が開く復元行程の減衰力実測値は作用行程の30%程度となり(Δ)、解析モデルでは隙間 h を44 mmに拡大してこれを模擬している。

図8(b)ではピストン変位-減衰力の応答解析波形を実測波形と比較した。 $v_p = 10, 100$ mm/sの解析結果は、実測波形と良く一致しており、減衰力の定式化は妥当と考えられる。

3.2 定置加振による開発器の性能評価

開発器の定置加振試験では、伴板守相当の縦型治具に組立品を固定し、枠に強制変位を与えた。正弦波加振に対する変位-荷重応答波形例を図9に示す。同一条件の解析波形が実測結果と一致し、その精度が確認できる。組立品と緩衝ゴムの荷重差が粘性要素の抵抗力である。緩衝ゴムの波形には非作用側のユニットが枠に保持され伴板守から離れる際($\delta \approx \pm 10$ mm)に、ステップ状の荷重変化が見られるが、組立品では減衰力の作用によりこれが平滑化される。

正弦波加振に対する吸収エネルギー解析結果を図10に示す。加振振幅 $a = 54, 61$ mmで、 v_p を変えて得られる図9のような波形を積分し、荷重が490kN($a = 54$ mm)あるいは981kN($a = 61$ mm)に達するまでのエネルギー吸収量を求めた。概ね実用域と考えられる490kNまで

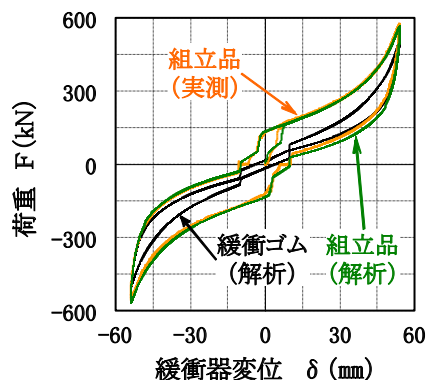


図9 開発器の正弦波加振応答波形例
 片振幅 $a = 54$ mm, $v_p = 100$ mm/s

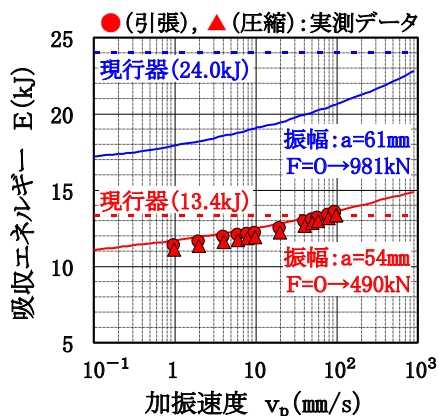


図10 吸収エネルギー解析結果(正弦波加振)

の吸収量は $v_p > 70$ mm/sで現行器(13.4kJ)を超え、この結果は実測データ(図10のO, Δ)で概ね裏付けられた。最大荷重である981kNまでの吸収量は、 $v_p > 50$ mm/sで20kJを超え、強い衝撃を受けてピストン速度が拡大するケースでは現行器(24kJ)並みの性能が期待できる。

4. 構内走行試験

4.1 供試編成

車両装架条件で開発器の応答、適用効果、耐衝撃性能などを確認するため、貨物駅構内で走行試験を行った。機関車と6両のコンテナ車で組成した供試編成の概要を図11に示す。以下では、各貨車と各連結部に付した番号(1~6両目ならびに連結部1~7)で各々を区別する。開発器は、2, 3両目の両端に取り付けた。計測機器を仮設した測定コンテナ(10.5 t)を搭載した2両目と、これに質量を合わせた5両目を除く各貨車はコンテナを5個ずつ搭載して満車条件とした。

供試編成は連結部4を挟んで貨車の形式や荷重条件を前後対称とし、その両端に機関車を付け替えて上り方と

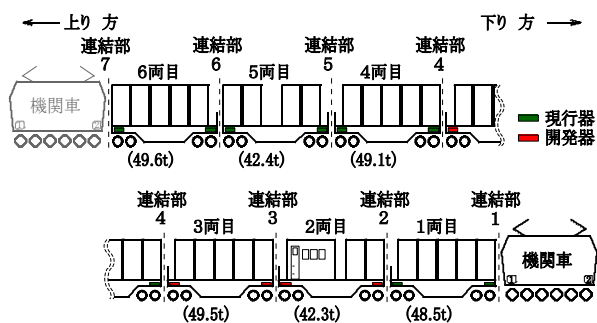


図 11 構内走行試験供試編成の概要

下り方に牽引してデータを収集した。これは、2両目と5両目ならびに3両目と4両目のデータを比較する際、連結位置による影響の有無を判断するためである。

4.2 車体前後動低減効果

開発器による車体前後加速度低減効果を評価するため、以下に示す3種類の運転操作を機関車でいった。

- ①機関車だけのブレーキで25 km/hから5 km/hずつ減速
- ②15 km/hで走行中、概ね3秒周期で力行ON/OFF
- ③起動、加速中に25 km/hからブレーキを扱い停止

上記操作に伴って各車の車体前後加速度波形に重畳した衝撃成分の相関を、2-5両目と3-4両目で検討した結果を図12に示す。ハンドル操作毎に発生する衝撃分のp-p最大値を測定波形から読み取り、開発器(2,3両目)の値を横軸、現行器(4,5両目)の値を縦軸に取ってプロットした。

図12(a)の運転操作条件①については、緩衝器種別による明確な差が認められない。これは、各部に作用する自連力が現行器の初圧を超えて現行器、開発器とも動作したためである。

図12(b)の条件②では、進行方向に依らず開発器装架車両のデータが現行器のものより小さい。これは、力

行ON/OFFで各部に生じる自連力ピーク値が概ね60kN以下で、現行器がほとんど作用しないためである。下り方へ走行しながらP4ノッチのON/OFFを繰り返したケースの測定波形例を図13に示す。同図(a)は1~6両目の車体前後加速度波形である。力行指令が切れる際には1両目から6両目に向かい衝撃が伝播し、その振幅は2,3両目が常に他より小さい。同図(b)は連結部4を挟む現行器と開発器の変位-荷重応答波形である。開発器が圧縮2mm~引張6mmの範囲を往復するのに対し、現行器の変位はほとんど認められない。

図12(c)の条件③でも、②と同様の傾向が見られる。力行中に連結部4より進行方向前側の4両にブレーキが作用するこの条件では、編成全体が引張状態から圧縮へ急速に移行する際に、開発器が連結器遊間の衝撃などを柔らかく受け止めた。

以上のように、自連力が現行器初圧程度以下に止まる場合や、各連結部が引張から圧縮へ急速に移行する場合などで、開発器による車体前後加速度の抑制効果が確認された。

4.3 衝撃吸収性能

通常作用するものより大きな衝撃が負荷された場合の性能を確認するため、機関車+1両目あるいは機関車+6両目を2~6両目あるいは5~1両目に速度を変えて連結する試験を行った。

機関車+1両目を5.8 km/hで連結したケースの緩衝器変位-自連力応答波形例を図14に示す。2両目下り側の開発器で観測された圧縮ピーク値(-692kN, -45mm)は一連の試験を通じて最も大きいデータだった。ピストン速度は600 mm/sを超えたと推定されるが、開発器は問題なく作用している。連結部4で開発器と現行器の波形を比較すると、衝撃エネルギーの吸収量ならびに消散効率(荷重負荷・除荷行程間のヒステリシス)とも開発器が現行器より優れている。

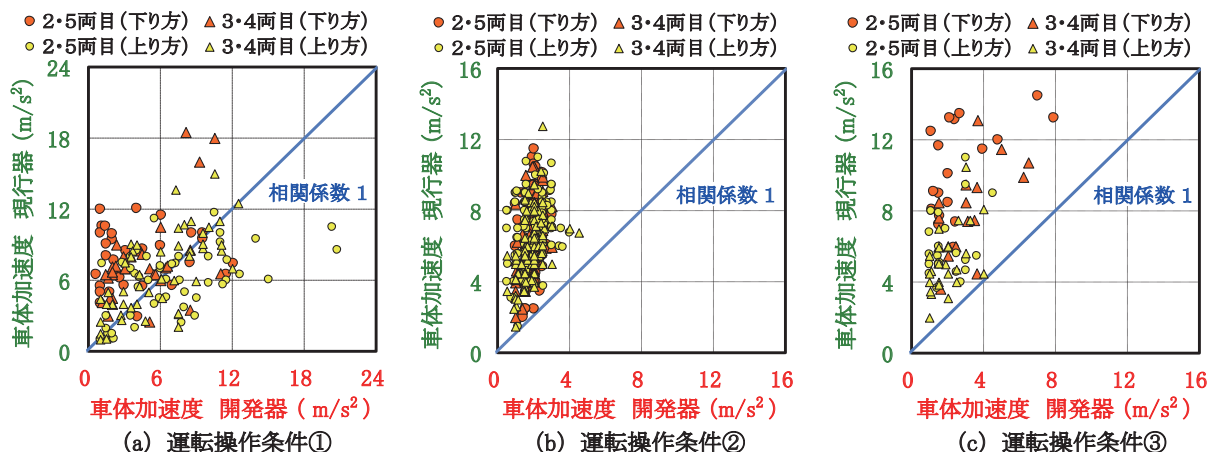


図 12 緩衝器種別による車体前後加速度 p - p 最大値の相関 (上り方, 下り方は進行方向)

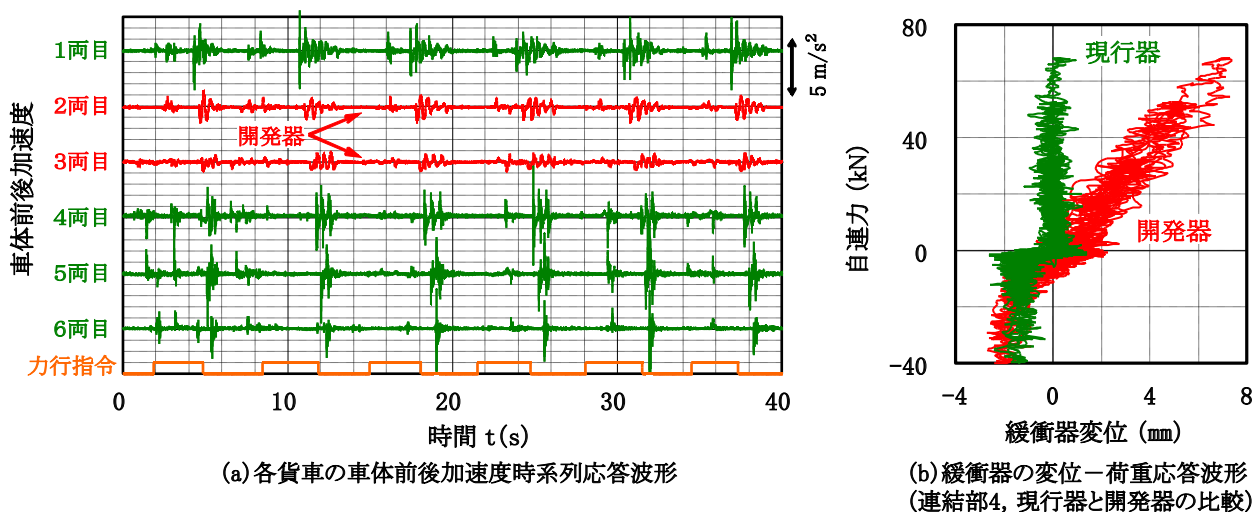
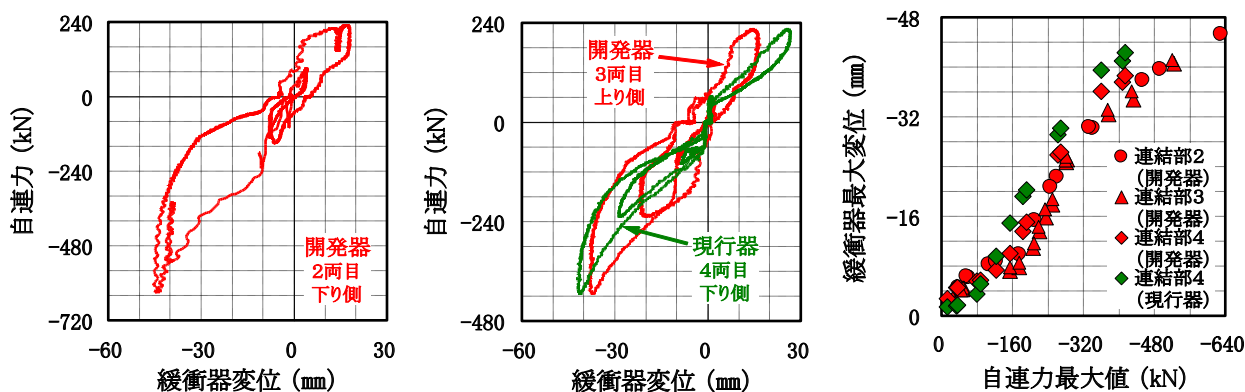


図 13 構内走行試験の測定波形例 (下り方へ走行, 15 km/h で P4 ノッチを概ね 3 秒周期で ON/OFF)



連結部 2, 3, 4 の開発器と現行器について、自連力最大値と最大変位の関係を図 15 に示す。圧縮力最大値が現行器初圧に満たない領域では開発器の、それを越える領域では現行器の変位が大きい傾向にある。このように、負荷される衝撃が小さい場合は柔軟に作用する一方で、大きい場合はエネルギー吸収量が拡大する、目標通りの特性が得られている。

5. 結論

車体前後加速度を抑えつつ、現行器並みのエネルギー吸収性能を確保した貨車用の新しい緩衝器を開発した。旅客車で主流となったダブルアクション構造を導入して初圧を無くした緩衝ゴムと高粘度流体の減衰要素を併用した本件開発器について定置加振試験、応答解析、構内走行試験などを実施して性能を確認した。この開発器に

ついては、引き続き営業車両による耐久性能確認試験を実施しながら、今後の検修体制を検討している。

謝辞

貨車用緩衝器の開発についてご指導、ご協力を賜った日本貨物鉄道株式会社と株式会社日本製鋼所の関係各位に改めて謝意を表する。

文献

- 1) 早勢剛, 長南征二: 列車座屈に関する数値解析, 日本機械学会論文集 C 編, 66 巻 646 号, pp.1943-1951, 2000
- 2) 伊藤英寛・本田睦: 流体力学, 丸善, p.10-11, 1981
- 3) 機械工学便覧 基礎編, 日本機械学会, A5-35, 1989