

貨車用シリコン緩衝器の開発

研究開発推進室 計画課

課長 早勢 剛

1. はじめに

連結器遊間の衝撃などで比較的頻繁に生じる車体前後動の低減による輸送品質の向上を目指し、貨車用のシリコン緩衝器を開発した。新形式コンテナ車向けの開発品について、加振試験と応答解析による基本性能の評価、構内試験による適用効果の実証や衝撃吸収性能の確認、列車編成の応答解析手法を用いた長大貨物列車導入時の検証を行い、実用化の目途を得た。

2. 開発器の概要

かつて貨物ヤードで行われていた突放連結作業時の衝撃や、列車編成内で希に発生する著大な前後動に対応するため、大型貨車には初圧の高いゴム緩衝器が採用されてきた。一方で、連結器遊間の衝撃などで比較的頻繁に生じる車体前後動を抑えるには、緩衝器初圧の低減が有効である。

そこで本件では、ダブルアクション構造を採用して初圧を無くした貨車用緩衝器を開発した。開発器の外観と構造を図1に示す。引張用、圧縮用2組の緩衝ゴムを直列に配置し、互いの組立余圧を相殺することで初圧を無くしている点は旅客車用と同様である。ただし、初圧低減によるエネルギー吸収量の減少を、シリンダにシリコンゴムを充填した減衰要素で補っている点が異なる。

3. 開発器単体の性能評価

開発器の基本性能は加振試験と応答シミュレーションで確認した。正弦波加振（振幅： $a=54\text{mm}$ 、振動数： $f=3.39\text{Hz}$ ）に対する開発器の変位-荷重応答波形を図2(a)に示す。シリンダにおけるシリコンゴムの流動を考慮したモデルによる組立品の解析波形は実測と良く一致し、その精度が確認された。緩衝ゴムと組立品（共に解析波形）の荷重差が減衰要素の発生力で、 $\delta=0$ の近傍では目標とした現行ゴム緩衝器の初圧（ 100kN ）程度となっている。

荷重が0から490、981kNに達するまでの吸収エネルギー解析結果を図2(b)に示す。減衰要素の発生力が増加するため、吸収エネルギーは原点近傍の加振速度 v_p と共に拡大する。実用域（ $0 \rightarrow 490\text{kN}$ ）の吸収量は $v_p \geq 70\text{mm/s}$ で現行器を上回る。一方、 v_p が 1m/s に近い領域では、最大吸収量（ $0 \rightarrow 981\text{kN}$ ）が現行器並となり、計画通りの性能が得られている。

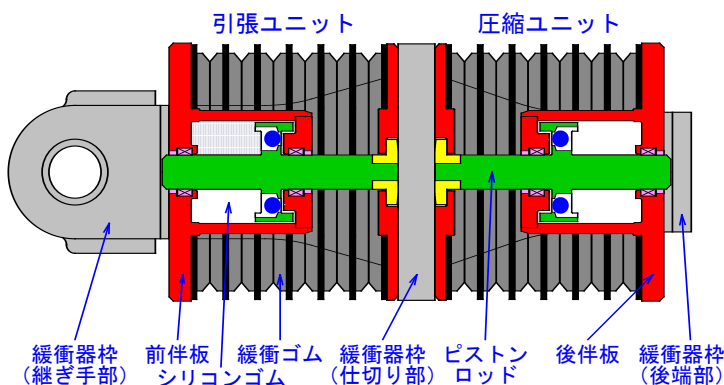
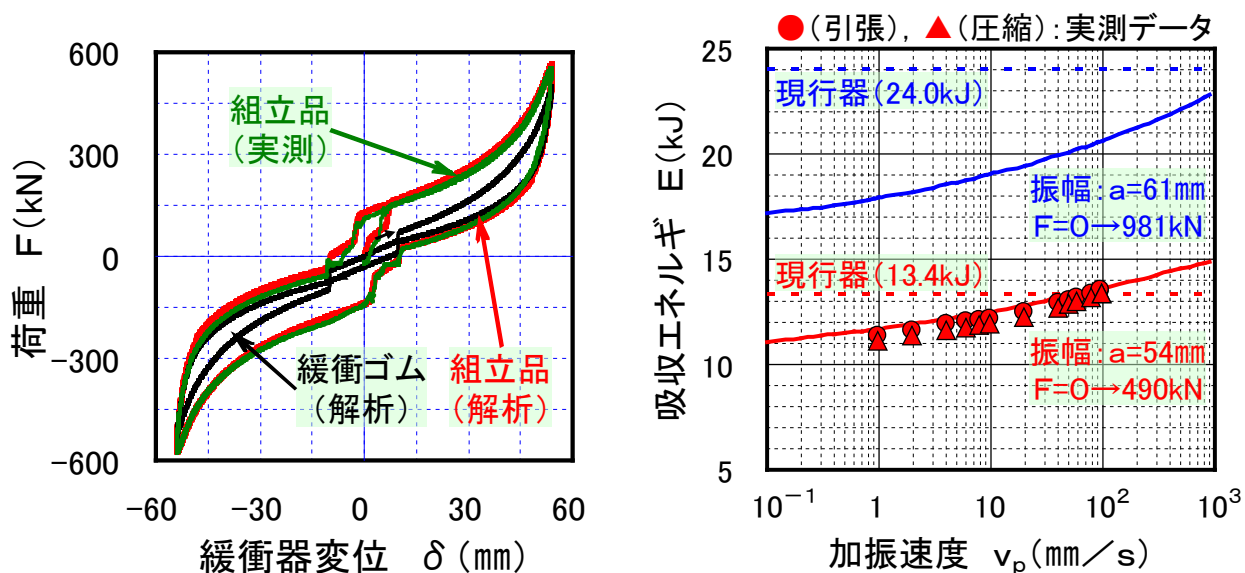


図1 開発器の外観と構造



(a) 開発器の応答 (正弦波加振, $v_p=100$ mm/s) (b) 開発器のエネルギー吸収性能

図2 加振試験と応答解析による開発器単体の性能評価

4. 構内試験

開発器は、新製車2両(以下「供試車両」)に取り付けた。現行ゴム緩衝器と完全な互換性があることから車体に改造の必要はなく、取り付け時の作業性にも問題は認められなかった。

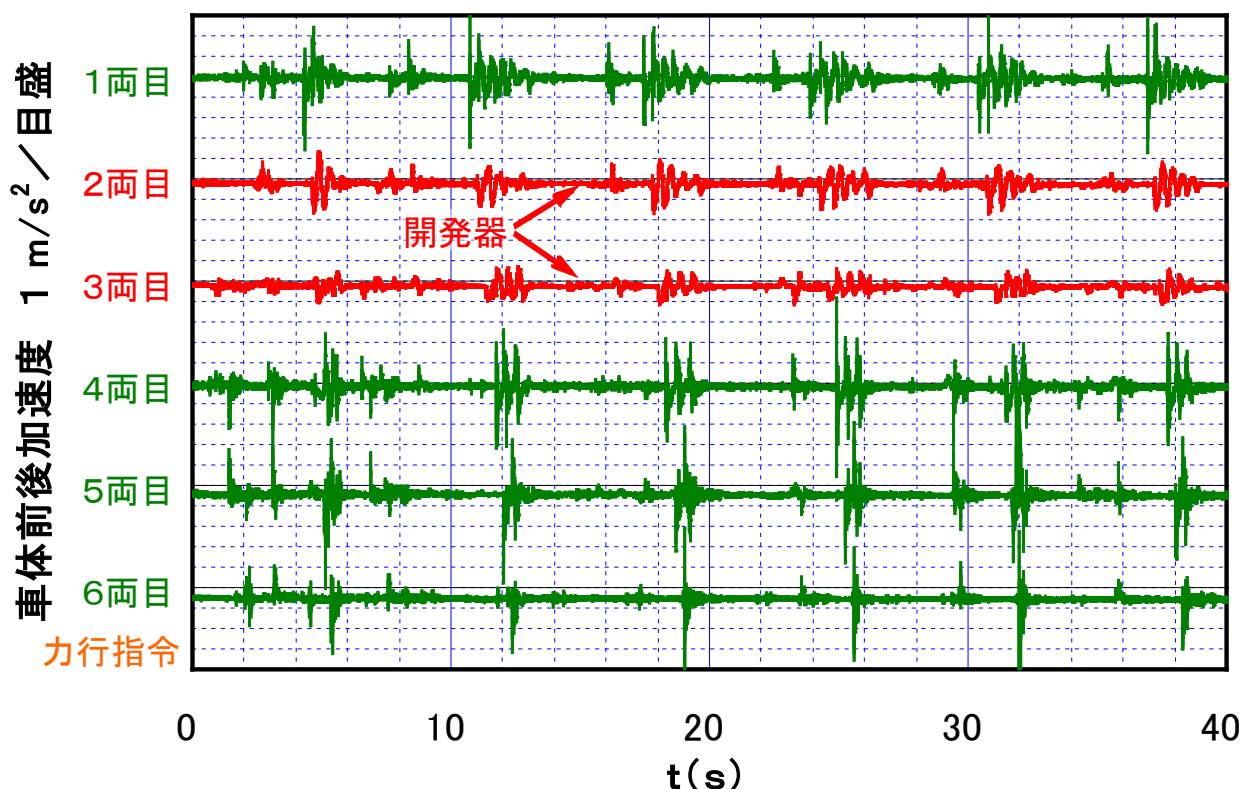


図3 車体前後加速度の比較 (H. 23. 1. 26.)

川崎貨物方へ牽引, 速度15km/h, P4ノッチを概ね3秒周期でON⇔OFF

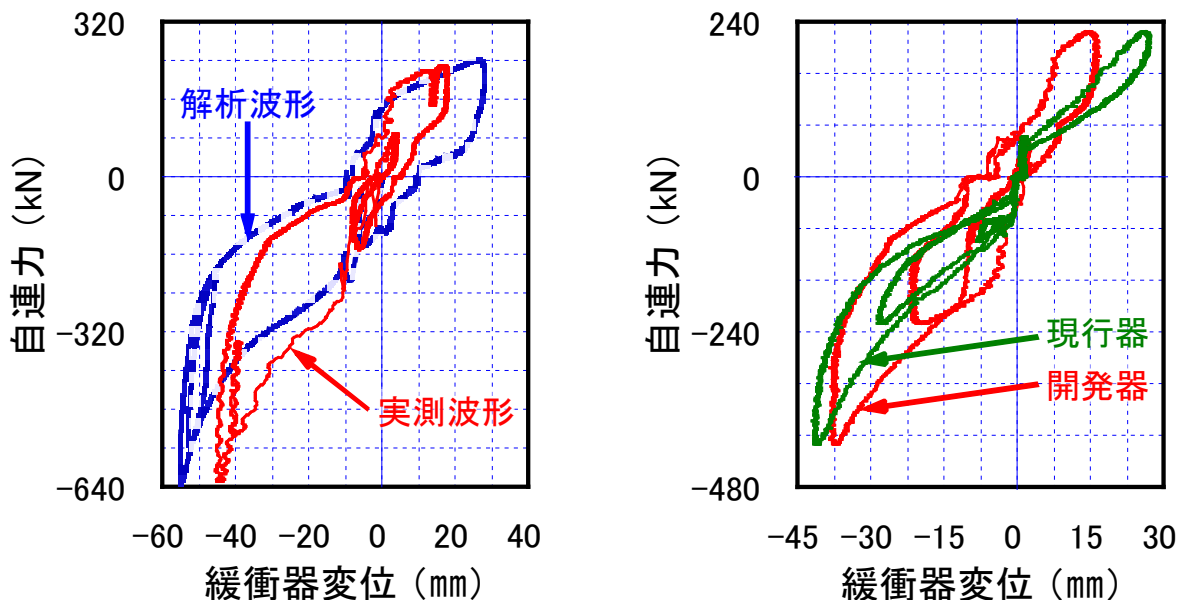
貨物ターミナルの着発線で実施した構内試験では供試車両を含むコンテナ車6両編成を用い、様々な条件で開発器の応答や前後動低減効果、衝撃吸収性能などを確認した。図3は約15km/hで牽引走行中、機関車のマスコンを概ね3秒周期で入切した際、1～6両目の貨車で得られた車体前後加速度波形である。力行指令が切れるタイミングで各車の加速度波形に重畳する衝撃成分は、開発器を取り付けた供試車両（2，3両目）が他より小さく、これが開発器の適用効果である。

図4は、機関車と1両目を2～6両目に速度を変えて連結する試験で測定された緩衝器変位－自連力応答波形例である。機関車を含む2両（150t）を6km/h弱で連結した箇所では、同図(a)に示す通り自連力が630kNに達した。当該箇所のシリコン緩衝器ではピストン速度が600mm/sを超えたと推定されるが、滑らかに動作している。同図(b)は、3～4両目間で向き合う現行器と開発器の応答比較である。同じ自連力に対するエネルギー吸収量や、一旦吸収した衝撃エネルギーの消散性能（負荷、除荷行程間のヒステリシス）は、開発器の方が優れている。なお、図2(a)に示した同一条件の解析波形は変位が若干小さいものの実測と概ね整合しており、シリコンゴムの流動を考慮して新たに構築した開発器解析モデルの妥当性が確認できる。

5. 長大貨物列車の応答解析

開発器の実用化を検討する上では営業列車に適用した場合の検証が不可欠であるが、1,000tを超える列車で全ての貨車に開発器を取り付けて走行試験を実施することは難しい。そこで、数値解析による検討を行った。

満車のコンテナ車（自重＋荷重：50.0t）を26両連結した1,300t牽引列車が30km/h・惰行から非常停止する場合について、各部の自連力と車体前後加速度（共にo-p最大値）の解析結果を図5に示す。電磁ブレーキのフェイルを想定した通常より厳しい条件で、全ての貨車の緩衝器がRD19（参考）、現行器、開発器の場合を比較した。RD19は、昭和40年代から大型貨車に幅広く採用されてきたゴム緩衝器で、初圧やエネルギー吸収量が他に比較して大きい。

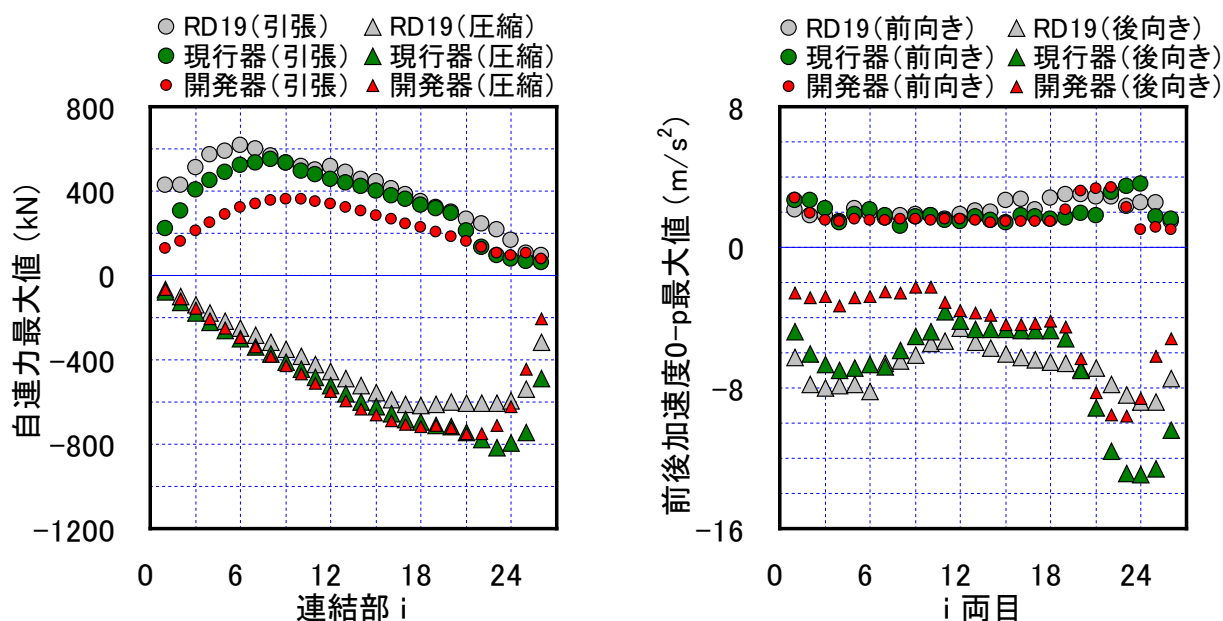


(a) 開発器（1・2両目間，連結箇所）

(b) 開発器と現行器の比較（3・4両目間）

図4 緩衝器の変位－自連力応答（H. 23. 1. 28.）

機関車＋1両目を留置した2～6両目に5.8km/hで連結



(a) 各連結部の自連力最大値

(b) 各貨車の車体前後加速度最大値

図5 1,300t牽引列車の自連力、車体前後加速度0-p最大値解析結果
(30km/h・惰行→非常, 電磁ブレーキフェイル)

同図(a)に示す通り、編成後寄りで生じる各部を通じての圧縮力最大値は、現行器>開発器>RD19の順で大きい。これらは、編成前寄りの貨車から順にブレーキが作用する過程で次第に拡大する衝撃的なピーク値で、緩衝器のエネルギー吸収性能が高いほど小さい。一方、編成全体が圧縮状態となった反動で生じる引張力最大値は、吸収したエネルギーの消散性能に優れた開発器がほとんどの部位で他より小さい。なお、同図(b)の車体前後加速度については、特に制動初期の衝撃値(後向きのデータ)に開発器の適用効果が見られる。

1,200t, 1,300t牽引列車に関するこのような応答解析結果から、長大貨物列車に開発器を導入しても現行器より自連力が増加しないこと、起動・制動時に車体前後動が低減されることなどが確認された。

6. まとめ

以上のような検討により、新形式コンテナ車向けに開発したシリコン緩衝器について、前後動低減効果や現行器より優れた衝撃エネルギー吸収・散逸性能が確認された。このように、性能面で実用化の目処が得られたことから、本件の開発器については営業車両による長期運用試験を継続している。今後はその結果を踏まえ、開発器の耐久性や今後の保守体制を見極める予定である。