鉄道車両連結器用緩衝装置の高機能化に関する研究*

早 勢 剛^{*1}, 長 南 征 二^{*2}, 深 澤 香 敏^{*3}

Optimum Design of a High Functional Buffer for Railway Vehicles

Takeshi HAYASE^{*4}, Seiji CHONAN and Katoshi FUKAZAWA^{*4} Railway Technical Research Institute, 2-8-38, Hikari-cho, Kokubunji-shi, Tokyo, 185-8540 Japan

A new hydraulic draft gear, which has a function of controlling the coupler force, is studied in this paper. The purpose of design of the present device "relief buffer" is to lower the coupler force acting between the failed and the relief train set, which is a very important design factor for the structure of Sinkansen electric-car. The relief buffer assuming the idealized displacement-load characteristics is introduced into the coupling device of the failed train set consisting of 8 light weight new prototype Sinkansen electric-cars and the effect of the relief buffer on the system dynamics is investigated, from which the required specifications are determined on the buffer. Farther, an excitation test is conducted on the prototype buffer composed of a hydraulic cylinder, a servo valve and a feedback controller. The results obtained show that the basic performance of the buffer is satisfactory for the control of coupler force.

Key Words: Railway, Dynamics of Machinery, Damping, Coupler Force, Draft gear, Sinkansen

1. 緒 言

列車の加減速や連結時の打ち当てによる衝撃を吸収するため、鉄道車両の連結装置には緩衝器が備えられている。構造が簡単で安価なゴム緩衝器が一般的で、積載荷重が非常に大きい一部の貨車や急こう配区間に専用される電気機関車には油圧やシリコン流体の粘性抵抗を利用したものも実用化されている。これらは変位とともに剛性が漸増する非線形ばね特性や、ピストン速度に依存する変位-荷重特性を有する。

近年、鉄道車両に対するアクティブ制御技術の導入が進められ、例えば車体支持装置には高速走行時の乗心地改善を目的としたシステムが実用化されている⁽¹⁾。一方、連結装置については、乗心地の向上を目的としたゴム緩衝器の改良や衝突を想定した衝撃吸収要素の検討⁽²⁾などが進められている。しかし、車両の強度や列車編成の運動特性などについて、積極的な制御技術の応用により緩衝器特性の最適化を図るものは

少ない。

新幹線電車の強度設計においては、本線上で故障した場合にこれを救援する際の連結器作用力(以下では「自連力」と呼ぶ)が重要である⁽³⁾。したがって、緩衝器特性の最適化によりそのピーク値を低減できれば、救援列車の運転取扱いに対する規制の緩和や軽量、省力化に不可欠な車体構体の合理的強度設計に資することができる。そこで本研究では、もっぱら救援時に使用される固定編成先頭部の連結装置に着目し、緩衝器特性の最適化による自連力低減を検討している。従来に比較して構体端部の強度が大幅に抑えられた新幹線車両を想定し、先頭部緩衝器の大容量、高機能化について要求仕様や効果を数値解析により定量的に把握する。また、油圧緩衝装置を試作して定置試験による基本性能の確認を行う。

2. 新幹線の救援問題

2・1 併結救援時の自連力 故障や破損により本線上で走行不能となった新幹線電車の健全な編成を連結して救援する場合には、各部の強度や列車座屈に対する安全性確保の観点から自連力が問題とされ、東海道新幹線では開業後に車両各部の強化や緩衝器性能の改善が図られた⁽³⁾。自連力が特に増大するのは、故障

* 原稿受付 2000年3月27日。

^{*1} 正員、鉄道総合技術研究所(☎185-8540 東京都分寺市光町2-8-38)。^{*2} 正員、東北大学大学院(☎980-0845 仙台市荒巻字青葉)。^{*3} 鉄道総合技術研究所。

E-mail: hayase@rtori.or.jp

Fig. 1 The relief train conditions studying in this paper

編成のブレーキが作用せず救援編成が低速(20 km/h 以下)から強いブレーキを扱う場合で、これは制輪子摩擦係数の速度依存性などに起因する。例えば、図 1 (a) に示す編成で過去に実施された救援試験では、牽引運転で救援編成(1~12 号車)のみに常用最大ブレーキが作用した際、併結部(連結器番号 $i=12$)の圧縮自連力最大値が -500 kN(本研究では圧縮力を負とする)を超えた。

これと同一条件の数値解析結果を図 2 に示す。レベル線で起動加速後 $v_0=10$ km/h で力行を off し、同時に常用最大ブレーキ(ブレーキハンドル操作角度 $\phi_H=110^\circ$)を扱うものとした。図 2 (a) は各連結部の自連力解析波形(F_{ci} , $i=1\sim 23$)で、ブレーキ操作時を $t=0$ としている。加速性能の上限に近い牽引力で引張状態($F_{ci}>0$)にある各連結部は、ブレーキ操作から約 1 秒で併結部から編成両端に向かい順次圧縮状態になる。ブレーキシリンダ圧力の過渡上昇特性などに依存して救援編成の制動力が定常値となるのに約 2.5 秒かかることなどから、各部の圧縮自連力がピーク値($F_{ci\max}$)に達するのはブレーキ操作から 3~3.5 秒後である。各連結部の $F_{ci\max}$ を図 2 (b) に示す。救援試験における $F_{c12,14\max}$ の実測値(Δ)を併せてプロットした。圧縮自連力のピーク値は併結部が最も大きく、編成両端に向かってほぼ対称に減少している。

このように併結救援列車で問題となるのは、救援側の制動力が静定する前後に併結部などで生じる過渡的な自連力のピーク値である。これは、減速度が均衡する過程で両編成間に生じる相対運動エネルギーを各緩衝器が一時的に吸収して発生するもので、ピーク値の低減には緩衝器のエネルギー吸収容量拡大が有効とされる。

本研究で用いる数値解析手法は、列車編成に関する

(a) Response of Coupler Forces

(b) $F_{ci\max}$ at each coupling positionFig. 2 Numerical analysis of coupler Force. Level, Traction, $v_0=10$ km/h, $\phi_h=110$ deg

荷重(現行 980 kN⁽⁵⁾)を 490 kN に抑えて車体の軽量化を図った例がある⁽⁶⁾。本研究では、これと同等の質量諸元、構体強度を有する仮想の 8 両編成が救援されるケースを検討した。図 1 (b) に救援列車の編成を示す。力行および制動機能のない故障編成各車(17~24 号車)の空車質量は 36 t で、より厳しい条件を考慮して車体重心に現行営業車の定員乗車に相当する質量 6 t を付加する。救援編成は既存車両中で比較的重い 100 系(1~16 号車、編成質量 860 t)とした。垂直座屈を防止するため、実際の併結救援取扱いと同様に各車の空気ばねはパンク状態とし、車体上下支持剛性(図 3 の $k_{z21,2}$)は 20~30 MN/m である。

3.1.2 緩衝器条件 解析では救援編成各車に適用する緩衝器について、以下の 3 ケースを比較検討した。

- ・条件 A すべて RD 011 A ゴム緩衝器
- ・条件 B すべて RD 19 ゴム緩衝器
- ・条件 C 17 号車前位(故障編成先頭部)に救援用緩衝器、他は RD 011 A ゴム緩衝器

A は現行条件、B は各部の緩衝器容量を現行の約 2 倍とするケース、C は強度設計の合理化を図った仮想編成の先頭部に救援用緩衝器を適用するケースである。

3.1.2.1 ゴム緩衝器 RD 011 A は新幹線電車、RD 19 は大形貨車に用いられるゴム緩衝器で、おのこの変位-荷重特性曲線(緩衝ゴムの使用荷重曲線)を図 4 に示す。RD 011 A は初圧($\delta_{RD}=0$ の荷重)がなく、圧縮、引張荷重で作用する緩衝ゴムが異なるため非対称性があり、最大荷重は引張 784 kN、圧縮 980 kN である。初圧 78 kN の RD 19 はストロークが長く、同一最大荷重(980 kN)に対する吸収エネルギーは RD 011 A (圧縮)の約 2 倍である。

3.1.2.2 救援用緩衝器 本研究で提案する救援用緩衝器の構成を図 5 に、解析で用いた目標特性を図 6 に示す。これはシリンダ、ピストン復元ばね、サーボバルブなどで構成される油圧装置で、フィードバック

Fig. 4 Characteristics of rubber draft gears

ク制御により自連力(抵抗力 F_p)を任意の一定値に維持しながらピストンを変位させる機能を有する。連結器に引張、圧縮いずれの力が作用してもシリンダ内の油を制御弁を介してタンクに排出する方向にピストン変位 δ_p が生じる。 F_p は油圧による F_{hyd} とばね力 F_k の和である。タンクは δ_p に伴うピストンロッド分の容積変化を吸収する。

図 6 の目標特性に沿って救援用緩衝器の動作を概説する。 F_p が制御目標 F_{ref} に満たない時は、制御弁を閉鎖して作動油の圧縮性による高剛性のばね特性を示す。 F_{ref} に達すると制御弁を開き、 δ_p , δ_e に依らず F_p を F_{ref} に維持しながら δ_p が増加して衝撃エネルギーを吸収、消散する。 $\delta_p \geq \delta_e$ ではピストンがストッパに接触し、 $F_p > F_{ref}$ となれば制御弁は解放される。戻り行程では油がバイパスを介してシリンダ内へ流入するため、 $\delta_p \geq \delta_e$ では復元ばね k_r とストッパばね k_e が、 $\delta_p < \delta_e$ では k_r のみが作用する。

F_{ref} を強度や列車座屈に関する自連力目安値とすれば、これらに対する安全性を確保しながら緩衝容量をほぼ最大にできる。本研究ではこれを構体強度に関する自連力限度値(490 kN)として故障編成の先頭部に用い、併結部の自連力低減効果や他部位への影響などを検討した。解析に用いた救援用緩衝器の諸元を以下に示す。

Fig. 5 Composition of the relief buffer

Fig. 6 Idealized characteristics of the relief buffer

有効ストローク	$\delta_e=300$ mm
シリンダ内径	$d=140$ mm
復元ばね初圧	$F_0=9.8$ kN
制御目標荷重	$F_{ref}=490$ kN
最大荷重	$F_{max}=980$ kN
復元ばね剛性	$k_r=88.2$ kN/m
ストッパばね剛性	$k_e=49.0$ MN/m

δ_e は連結部の車体間距離 (通常 500 mm) や機器配置などに制約されるが、本研究では大容量化のため RD 011 A の取り付け長程度まで拡大した。実用化に際しては緩衝器支持部の構体構造変更や連結装置の長尺化が必要である。 d は大物車の油緩衝器で実績のある値、 k_r は d および δ_e を考慮して取付幅が一般的な伴板寸法 (300 mm) に収まるように設計したコイルばねの剛性である。

数値解析では作動油に一定の体積弾性係数 β を仮定し⁽⁷⁾、制御弁閉鎖時の剛性 k_h を式 (5) で計算する。 $\beta=1.37 \times 10^9$ N/m² とすれば、 $\delta_p=0$ において $k_h=70$ MN/m、図 6 の δ_i は約 7 mm である。

$$k_h = \frac{\beta}{\delta_p} \cdot \left[\frac{\pi \cdot d^2}{4} \right]^2 \dots\dots\dots (5)$$

目標特性に沿って δ_p が 0 から δ_e まで変位する際吸収されるエネルギーは、復元ばねによるものを含めて 145 kN・m で、その 96% は油圧回路で消散される。これは RD 011 A の 12 倍、RD 19 の 6 倍に相当する (いずれも最大荷重に対する値で比較)。

3.2 運転条件 本研究では救援編成 (100 系) が故障編成を牽引して走行中に、非常ブレーキを扱うケースを検討している。運転取扱いについては以下に示す 2 種類とした。

- ・条件 I レベル線上で惰行状態から非常ブレーキを扱う場合で、このとき各連結部は遊間の中立位置にあるものとする。
- ・条件 II 20% の上りこう配上で起動加速中に、力行 off と同時に非常ブレーキを扱う場合で、このとき各連結部は救援編成の牽引力による引張状態にある。

I では制動時の編成状態を同一とし、ブレーキ初速度 v_0 や緩衝器条件 (A~C) が自連力に及ぼす影響の把握を目的とする。各部が定常的な引張状態から圧縮へ移行して前後衝動が生じる II では、比較的厳しい運転取扱いで発生する自連力の上限や救援用緩衝器に対する要求仕様を推定する。したがって、起動牽引力は力行性能の上限に近い値 (100 系、約 400 kN) とし、これを連続して付加することから軌道条件は東海道新幹線の最急こう配としている⁽⁸⁾。

緩衝器条件 (A, B, C) および運転条件 (I, II) が異

なる $3 \times 2 = 6$ ケースについて、ブレーキ初速度 v_0 (5~20 km/h, 1 km/h 刻み) をパラメータとして応答解析を行った。

3.3 解析結果

3.3.1 自連力最大値 牽引運転で制動力が救援編成のみに作用するため、図 2 のケースと同様各部の自連力最大値 F_{cimax} はブレーキ操作直後に生じる圧縮のピーク値である。運転条件 II, $v_0=10$ km/h の場合について、緩衝器条件 A~C で F_{cimax} を比較した結果を図 7 に示す。構体強度に関する自連力の限度は救援側 ($i=1 \sim 15$) が -980 kN、併結部を含む故障側 ($i=16 \sim 23$) が -490 kN である。

全車を現行の RD 011 A とした条件 A では故障側の $i=16 \sim 18$ で F_{cimax} が限度を超過する。また、緩衝容量に余裕が少ないため $i=9 \sim 15$ で F_{cimax} が併結部より増加する。これに対し全車を RD 19 とした条件 B では、救援編成中の F_{cimax} が併結部から離れる程単調に減少してゴム緩衝器の容量拡大効果が認められる。しかし、 $i=16 \sim 18$ では F_{cimax} が限度を超過する。一方、故障編成の先頭部に救援用緩衝器を用いた条件 C では併結部が限度値に、故障編成中の各部はこれ以下に抑えられる。救援側でも条件 A に比較して最大 200 kN 程度 F_{cimax} が低減される。

図 7 に示したケースを含め故障編成の各部を通じてはいずれも併結部の自連力 (F_{c16max}) が最も大きく、これとブレーキ初速度 v_0 の関係を図 8 に示す。(a) はブレーキ操作時の編成状態を同一とした運転条件 I の場合で、緩衝器条件 A, B にはばらつきの小さい緩やかな速度依存性が認められる。これはブレーキキライニング摩擦係数の速度依存性に起因するもので、 v_0 が低いほど制動初期の減速度が高く F_{c16max} は大きい。ただし、 v_0 が過小になると自連力が極大値に達する前

Fig. 7 F_{cimax} at each coupling position. Operating condition case II + 20 %, Traction, $v_0=10$ km/h, Emergency break

(a) Operating condition case I Level, Traction, Emergency break

(b) Operating condition case II +20 %, Traction, Emergency break

Fig. 8 F_{c16max} dependence of v_0

に編成が停止するため、 $v_0 < 10$ km/h にピークがあり、 $v_0 \leq 20$ km/h における F_{c16max} の変化は 100 kN 未満である。条件 A, B-I のデータがほとんど限度値 ($F_{cr} = -490$ kN) を越えるのに対し、救援用緩衝器を用いた C-I のデータは v_0 に依らず F_{cr} に抑えられている。

図 8 (b) はこう配起動後速度が v_0 となるまで救援編成が力行する条件 II の場合で、A, B-II には I と同様の速度依存性が認められる。 v_0 によりブレーキ操作のタイミングが異なって編成状態に差が生じるため、データが若干ばらつく。緩衝器条件および v_0 同一で F_{c16max} を比較するとおおむね I より II が大きく最大値は -688 kN (A-II, $v_0 = 7$ km/h) である。救援用緩衝器ではこれが約 200 kN 低減されて F_{cr} に抑えられる (C-II, $v_0 = 7$ km/h)。 $v_0 = 11 \sim 14, 16$ km/h では C-II でも F_{c16max} が F_{cr} を超過する。これは、 v_0 の上昇により制動時間とともに圧縮自連力の作用時間が増加し、 δ_p が伸びてピストンがストッパに接触するためである。 $v_0 \geq 17$ km/h ではライニング摩擦係数の低下でストッパの接触が回避される。

3.3.2 救援用緩衝器の所要性能 救援用緩衝器のピストン変位最大値 δ_{pmax} とブレーキ初速度 v_0 の関係を図 9 に示す。C-I では 10 km/h 付近にピークが認められ、 $\delta_e (= 300$ mm) に対して余裕がある。一方、C-II ではストッパが接触する 11~16 km/h において δ_{pmax} が頭打ちとなり、自連力が増加する極端な運転条件で有効ストローク δ_e が不足する可能性が考えられる。

ストッパ接触により F_{c16max} が -600 kN を超えたケース (C-II, $v_0 = 12$ km/h) の解析波形例を図 10 に示す。1, 24 号車の速度 $v_{1,24}$ 、ピストン変位 δ_p 、併結

Fig. 9 δ_{pmax} dependence of v_0 Fig. 10 Response of the relief buffer. +20 %, Traction, $v_0 = 10$ km/h, Emergency break

部の自連力 F_{c16} おおのの時間応答波形で、ブレーキ操作時を $t=0$ とした。ブレーキ操作から約 2.3 秒で F_{c16} が -490 kN に達すると、これを維持しながら δ_p が増加する。 δ_p は約 3.5 秒で δ_e を超え、ストoppが接触して F_{c16} がステップ状に立ち上がる。このタイミングは併結部から伝ばした衝撃により v_1 が一時的に増加した後であり、各部の圧縮状態はすでにピークを過ぎていることから所要ストロークは 300 mm を大幅には超えないと推定される。仮に $\delta_e=400$ mm とすればストopp接触はなくなり、 δ_{pmax} の最大値は 361 mm ($v_0=14$ km/h) となることなどから、比較的厳しい運転条件を考慮しても所要ストロークは 400 mm 程度と考えられる。

図 10 で F_{c16} が一定値に維持される約 1.2 秒間のピストン速度 $\dot{\delta}_p$ は 300 mm/s 程度である。条件 II の各ケースは v_0 によらずこれとほぼ同様、条件 I の各ケースはいずれも 200 mm/s 程度であることから、油圧制御系には 300 mm/s 程度のピストン速度を許容する流量性能および応答特性が必要と考えられる。

救援編成が故障編成を後押しする推進運転の場合には、ブレーキ操作直後に発生する引張自連力ピーク値の抑制が問題となる。構体強度に関する自連力限度を $+490$ kN とすれば、救援用緩衝器の所要性能や動作は牽引時とほぼ同一と考えられる。ただし、圧縮と引張で RD 011 A の特定が異なるため(図 4 参照)、自連力絶対値やピストン変位が増加する可能性がある。そこで、推進条件について C-II、10 km/h のケースを解析した結果、牽引条件に比べ δ_{pmax} は約 15 mm 増加したが F_{c16max} は $+490$ kN に抑えられ、故障編成の自連力絶対値は牽引とほとんど変わらなかった。

4. 試作緩衝器による定置特性試験

4.1 試験概要 3.1.2 項で述べた特殊な油圧緩衝装置によって実際に得られる特性や制御ロジックの検討を行うため、試作器を製作して定置特性試験を実施した。有効ストローク δ_e を縮小した場合に在来線電車へ装架できる構造とするため、復元ばねの初圧や剛性を低く抑えた点を除き油圧シリンダ部はおおむね数値シミュレーションの諸元を満たす。制御目標荷重やピストン速度の要求仕様を考慮し、油圧系には 34.3 MPa、0.3 m³/min まで制御可能なサーボバルブ [カヤバ工業(株)製、IPVS-E 30] を採用している。試作器ではタンクを含むバルブユニットと油圧シリンダを別置の構成とした。

本研究では図 11 に示す簡易な出力フィードバック制御系を構成し、ピストンに強制変位 δ_p (三角および

Fig. 11 Control system for bench test

Fig. 12 Effect of the control system. Triangular wave, $a_0=50$ mm, $f=0.05\sim0.3$ Hz

正弦波)を与えて抵抗力 F_p などを測定した。復元ばね剛性 k_r に依存する戻り行程の追従性から、 $\dot{\delta}_p$ を 100 mm/s 以下に抑えるため、強制変位は ± 50 mm、0.05~0.3 Hz としている。制御目標荷重 F_{ref} は指令電圧 v_r で設定し、 F_p による出力電圧 v_p との偏差に一定のゲイン G を乗じてバルブの開度指令電圧 v_c を決定する。 $v_c=1.0\sim 8.2$ V に対して閉鎖から全開まで開度(ポペット変位 0~12 mm)がリニアに調整されるサーボバルブを用いることから、実際には v_c を式(6)で求める。

$$v_c = \begin{cases} (v_p - v_r) \cdot G + 1.0 & : v_p > v_r \\ 0 & : v_p \leq v_r \end{cases} \quad (6)$$

4.2 定置試験結果 $\dot{\delta}_p$ 一定の三角波強制変位では、圧縮行程においてピストン抵抗力が一定値 F_{pst} に収束することが確認された。収束後の残留偏差 e_{st} ($=F_{pst} - F_{ref}$) と $\dot{\delta}_p$ の関係を図 12 に示す。 G および F_{ref} の異なる 4 ケースごとに e_{st}/F_{ref} をプロットした。 e_{st} は $\dot{\delta}_p$ とともに増加する傾向を示し、フィードバックゲインを大きくすればある程度改善される。 F_{ref} が小さいほどその効果は明確であるが、 $G > 4$ とすると安定性が損なわれることから、偏差の積分値に比例する制御動作などによる e_{st} の抑制が必要と考えられる⁽⁹⁾。

正弦波強制変位に対する対応波形例を図 13 に示す。ピストンをあらかじめ圧縮した状態を原点 ($\delta_p=0$) とする 3 周期の $\delta_p - F_p$ 軌跡である。 $f=0.1$ Hz の(a)

(a) Sine wave, $F_{ref}=392$ kN, $G=4$, $a_0=50$ mm, $f=0.1$ Hz, $\dot{\delta}_{pmax}=31.4$ mm/s

(b) Sine wave, $F_{ref}=392$ kN, $G=4$, $a_0=50$ mm, $f=0.3$ Hz, $\dot{\delta}_{pmax}=94.2$ mm/s

Fig. 13 δ - F response of the relief buffer

では F_p が静定するまでにピストンが約 13 mm 変位する(以下ではこれを「無効変位」と呼ぶ)。 $\dot{\delta}_p$ がピークとなる原点付近を中心に残留偏差がやや増加するが、 $\dot{\delta}_p \leq 31.4$ mm/s の強制変位に対してほぼ一定のピストン抵抗が得られ、戻り行程ではこれが速やかに減少している。一方、 $f=0.3$ Hz の (b) では無効変位が 40~50 mm に拡大し、 $\dot{\delta}_p \leq 94.2$ mm/s の強制変位に対して F_p に発散が見られる。 $G=2$ として発散を抑えると、原点近傍の残留偏差が 100 kN を超え、偏差の微分値に比例する制御動作などによる帰還制御系の安定化が必要と考えられる⁽⁹⁾。

ピストン速度の増加に伴う無効変位の拡大は、三角波強制変位の条件でも見られ、戻り行程におけるシリンダ内への作動油吸い込み不足が一因と考えられる。したがって、バイパス回路(図 5 参照)の容量拡大が必要である。

5. 結 論

新幹線電車の強度設計において重要な救援時の連結器作用力(自連力)低減を目的とし、編成先頭部の連結器緩衝装置に着目して大容量、高機能化を検討した。多自由度非線形モデルによる救援列車の自連力解析と、試作緩衝装置の定置特性試験により得られた結果を以下にまとめる。本研究では、強度設計の合理化により車体構体の強度に対する自連力限度が 490 kN に抑えられた仮想の編成(空車質量 36 t, 8 両)を、在来編成(100 系, 空車質量 48~56 t, 16 両)が救援する場合を検討した。

・自連力を限度値に抑えながらピストンが変位して衝撃を吸収する救援用油圧緩衝装置の目標特性を仮想編

成先頭部に適用すると、現行のゴム緩衝器に比較し最大で 200 kN 自連力が低減される。

・本研究の救援用緩衝装置を編成先頭部に用いれば、全車に大形貨車用のゴム緩衝器を装架する以上に自連力を低減できる可能性がある。

・自連力が増加する極端な運転条件を考慮すれば、救援用緩衝装置のストロークは 400 mm, ピストン速度は 300 mm/s で設計する必要がある。

・簡易な出力フィードバック制御による試作緩衝装置の定置試験では、100 mm/s 以下の強制変位に対してピストン抵抗力が一定値に収束することが確認できた。

今後は PID 制御器の適用や油圧回路の改善によって所要性能の実現を図り、現車装架条件で性能を確認するとともに信頼性の向上などを検討していく。

最後に、試作緩衝装置の設計製作および定置試験にご尽力を賜った、カヤバ工業(株)相模工場制振装置部 露木保男室長はじめ関係各位に深く感謝する。

文 献

- (1) 牧寛司・ほか 3 名, カヤバ技報, 第 19 号 (1999), 43-47.
- (2) 大西登喜夫・ほか 4 名, 機構, 920-98 (1992), 86-89.
- (3) 鉄道技術研究所, 高速鉄道の研究 (1967), 197-198, 研友社.
- (4) 早勢剛・ほか 1 名, 機論, 66-646, C (2000), 1943-1951.
- (5) 日本規格協会, 日本工業規格「鉄道車両構体の荷重試験方法」(JIS E 7105).
- (6) 石津一正・ほか 4 名, 車両技術, 207 号 (1995), 3-19, (社) 日本鉄道車輛工業会.
- (7) 石田弘明・ほか 4 名, 機構, 920-55 (1992), 586-591.
- (8) 新幹線研究会, 詳解新幹線 (1975. 12.), 219-221, (社) 日本鉄道運転協会.
- (9) 長屋幸助・ほか 3 名, メカトロニクスと運動制御入門 (1996), 108-110, 養賢堂.