

## 技術論文・解説

## ホイールローダ平行リンク車の作業機性能へのDSS活用 Application of DSS to Evaluate Performance of Work Equipment of Wheel Loader with Parallel Linkage

権名 徹

Toru Shiina

高橋 洋貴

Hirotaka Takahashi

ホイールローダ平行リンク車は、フロントアタッチメントの平行性が高いという優れた特長をもっており、欧米市場において小型ローダ売上台数の20~30%を占めている。今回の平行リンク車のモデルチェンジにおいて、従来の平行リンク車に対して作業機の大幅なコスト改善が見込まれる“ACリンク”を採用するために、“ダンプエンドショックが過大”というACリンク固有の技術的課題を解決する必要があった。そこで、動的解析ソフト“DSS”を活用して、油圧機器の最適化を行い、短期間にその技術的課題を克服し、平行リンク車のモデルチェンジ車を商品化することができた。

The wheel loader with parallel linkage has one remarkable advantage. Namely, it offers a high degree of parallelism to its front attachment. Loaders of this type account for 20% to 30% of the sales of small loaders in the U.S. and European markets. In the present model changeover of our wheel loader with parallel linkage, we decided to adopt AC linkage, in place of the conventional parallel linkage, because it was expected to contribute much to the reduction of cost of the work equipment. However, the AC linkage had a technical problem of its own: it caused a large dump-end shock. Therefore, we applied our dynamic system simulation software “DSS” to optimize the hydraulic system, and thereby we could solve the technical problem in a short time and successfully develop a new wheel loader with AC linkage.

*Key Words:* Parallel Linkage, AC Linkage, Dump Angular Velocity, Rap-out Angular Velocity, Dump Time, Dump-end Shock, Dynamic Analysis, DSS, Flow Force

### 1. はじめに

ホイールローダの平行リンク車は、Zバー車(ホイールローダで最も広く使用されている車両)に比べ、“フロントアタッチメント”の平行性が高いという優れた特長を持っており、欧米市場においては小型ローダ全体(WA100~WA320クラス)の売上台数の20~30%を占めている。し

かし、従来の平行リンク車は、作業機の構造が複雑で部品点数が多いため、製造コストが高く、収益性が悪かった。

そこで、今回のモデルチェンジでは、構造が簡素で、しかもフロントアタッチメントの平行性が高い“ACリンク”構造を作業機に採用し、低コスト化を図った。(写真1参照)



写真1 ACリンクの開発車

## 2. 従来の平行リンク車の特長と問題点

図1に、標準車と平行リンク車の平行性を比較した。平行性とは、フロントアタッチメント(図中ではバケットを表している)を地上に水平に置いた後、ブームを上昇させ、ブーム最上位でのフロントアタッチメントの傾きを指標としている。

図1の様に、Zバー車では、ブーム最上位でフロントアタッチメントが大きく傾くのにに対して、平行リンク車では、傾きがほとんどない。

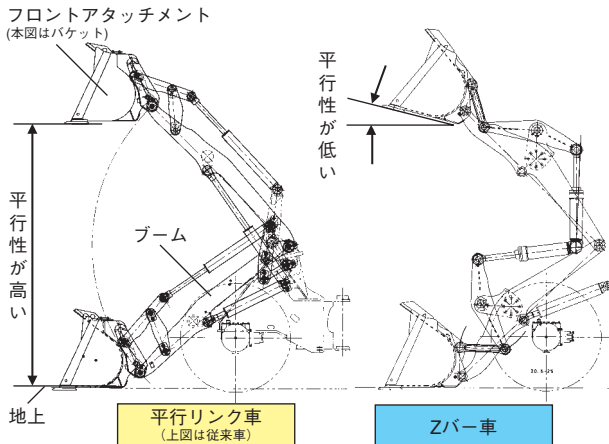


図1 Zバー車との平行性の比較

表1に、従来の平行リンク車とZバー車の特長と問題点をまとめた。従来の平行リンク車は、平行性が高いが、作業機リンク構造が複雑であるため、①部品点数が多く、製造コストが高い、②リンクピン数が多いため給脂箇所が多く、保守作業に工数がかかる、③構造が複雑なため、フロントアタッチメントの視界性が悪い、という問題点がある。一方、Zバー車は、構造が簡素であることから、①製造コストが低い、②保守性に優れている、③視界性が良い、といった特長があり、問題点は、前述のとおり、フロントアタッチメントの平行性が低いことである。

表1 従来の平行リンク車の特徴と問題点

	従来の平行リンク車	Zバー車
特長	フロントアタッチメントの平行性が高い	機構が単純 ① 低コスト ② 保守箇所が少ない (給脂箇所が少ない) ③ 視界性が良い
問題点	構造が複雑 ① 高コスト ② 保守箇所が多い (給脂箇所が多い) ③ 視界性が悪い	フロントアタッチメントの平行性が悪い

## 3. 開発のねらい(従来の問題点の解決)

今回の平行リンク車のモデルチェンジにおいて、前述の問題点を解決するために、“ACリンク構造”の作業機を採用した。従来の平行リンク車とACリンクの開発車との比較を図2に示す。

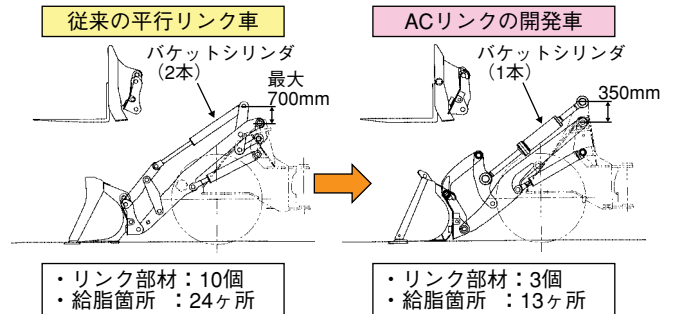


図2 平行リンクの従来車と開発車の比較

リンク数は、従来車では10個に対して、ACリンクの開発車は3個である。また、バケットシリンダは2本に対して1本である。リンク数およびバケットシリンダ数の減少により、大幅なコスト低減が見込まれる。

給脂箇所(ピン個数)は、24箇所から13箇所に減り、保守作業の大幅低減となる。

運転席から車体前方を見た視界性を図3に示す。

従来の平行リンク車は、左右にバケットシリンダが1本ずつ高い位置(図2参照)にあり、左右の視界性を悪くしている。図3はバケットの例だが、バケット両端部が見え難いことがわかる。ACリンク開発車はバケットシリンダ(1本)が中央にあり、左右の視界性が良いことがわかる。

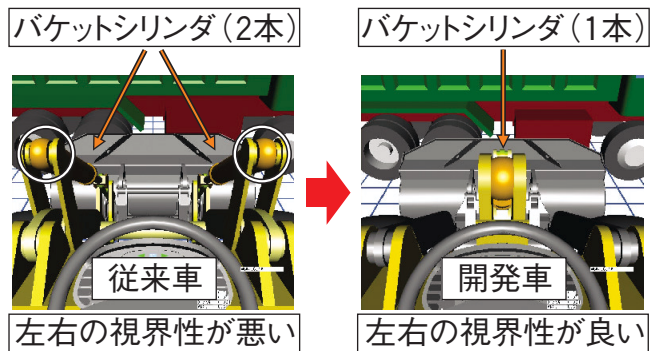


図3 視界性の比較(運転席から前方を見た場合)

### 4. 平行リンク車のダンプ角速度

#### (1) ダンプ角速度

図4に、Zバー車、従来の平行リンク車およびACリンクの開発車のダンプ角速度を示す。

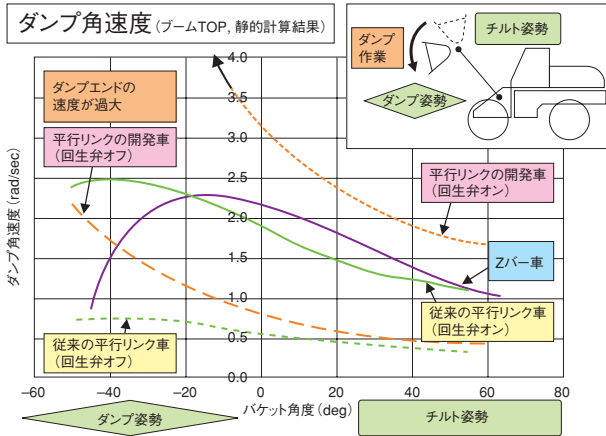


図4 ダンプ角速度

ブームが最上位にあり、バケットの姿勢がフルチルトからフルダンプに移動する過程の角速度を表して。図の横軸は、バケット角度(deg)を表し、縦軸は、ダンプ角速度(rad/sec)を表している。バケット角度が、正(+)である場合がチルト姿勢で、負(-)である場合がダンプ姿勢である。(図4の右上のイラスト参照)。ダンプとは、バケットがチルト姿勢からダンプ姿勢に移動することであり、図3のグラフにおいては、右側(バケット角度が正)から、左側(バケット角度が負)に角速度は経時変化する。

#### (2) ラップアウト角速度

バケットはダンプエンドでメカストップにより停止する構造となっており、ダンプエンド時のダンプ角速度を特に、“ラップアウト角速度”と呼ぶ。ラップアウト角速度が遅いとバケットからの荷の離れが悪くなる。一方、ラップアウト角速度が速いとダンプエンドショックが大きくなり、構造物の耐久性と運転者の居住性に悪影響を与える。

#### (3) ダンプ時間

また、フルチルトからダンプエンドまでの時間を、“ダンプ時間”と呼ぶ。ダンプ時間が長いと、作業の生産性が劣り、一方、ダンプ時間が短いと、フロントアタッチメントの操作性が悪くなる。

#### (4) WA250クラスの設計基準

WA250クラスのラップアウト角速度とダンプ時間の設計基準と、Zバー車、従来の平行リンク車およびACリンクの開発車の仕様値を表2に示す(ACリンクの開発車につ

表2 WA250クラスのラップアウト角速度とダンプ時間

No.	特性	設計基準	Zバー車	従来の平行リンク車		ACリンクの開発車	
				回生弁オフ	回生弁オン	回生弁オフ	回生弁オン
1	ラップアウト角速度	0.8~2.5 rad/sec	0.9 rad/sec	0.7 rad/sec	2.4 rad/sec	*2.2 rad/sec	*8.7 rad/sec
2	ダンプ時間	11~20秒	1.7秒	3.7秒	1.5秒	*2.8秒	*0.7秒

\* 静的計算結果であるため、参考値である。

いては、静的計算結果である)。設計基準は、今までのこのクラスのホイールローダの実績から決められた値である。

#### (5) Zバー車のラップアウト角速度とダンプ時間

表2より、Zバー車のラップアウト角速度とダンプ時間は、設計基準を満足していることがわかる。

#### (6) 回生弁

図4および表2において、従来の平行リンク車の特性値を、“回生弁オフ”と“回生弁オン”との2種類示しているが、その回生弁について、図5を使って説明する。

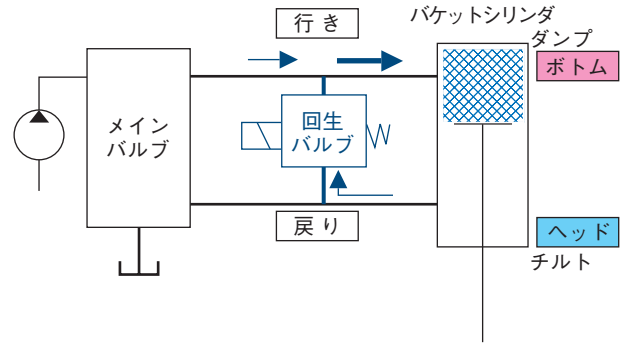


図5 回生弁

平行リンク車は、従来車もACリンク開発車もバケットシリンダが伸びる(シリンダボトム側に油が流入し、ヘッド側の油が流出すること)でダンプ動作となる(Zバー車は、逆の動作のシリンダが縮むことでダンプ動作となる)。平行リンク車は、標準車と同様な油圧回路の場合、リンク構造の違いからダンプ時間は長くなる。(図4と表2の“従来の平行リンク車<回生弁オフ>”を参照)

平行リンク車では、ダンプ時間を短縮する手段として、回生弁を使用する方法を採用している(図5参照)。シリンダヘッド側からの“戻り”ラインの油の一部を、回生弁を通して、“行き”ラインに合流させ、シリンダのボトム側に流入する油を増量させ、ダンプ角速度を速くする手段である。

#### (7) 従来の平行リンク車のラップアウト角速度とダンプ時間

従来の平行リンク車は、この回生弁を使用することによって、ラップアウト角速度とダンプ時間が設計基準を満足している。(表2参照)

## 5. ACリンク開発車の問題点と解決手段

### (1) ACリンク開発車の問題点

表2より、今回のACリンク開発車においても、従来の平行リンク車と同様に、回生弁オフではダンプ時間が長く、設計基準を満足できないため、回生弁を使用した。

しかし、表2より、回生弁を使用するとラップアウト角速度が過大になることがわかる。ダンプエンドショックが大きく、バケット、作業機およびフレーム等の構造物の耐久性と、ダンプエンド時に発生する振動による運転席の居住性の低下が心配される。

### (2) ACリンク開発車の解決手段

この問題点を解決するために、“ダンプ作業途中で回生弁を遮断し、ラップアウト角速度を低速にする”というアイデアを提案した。

### (3) 最適化項目と不明点

しかし、このアイデアを実現するためには、幾つか最適化が必要な数値と不明な箇所がある。(図6参照)

**<最適化項目、不明点>**

- ① “回生回路の遮断タイミング”
  - ・切替早過ぎ:ダンプ総時間が長くなる。
  - ・切替遅過ぎ:ダンプエンドのショックが大きくなる。
- ② “回生弁スプール開口面積”
  - ・面積過小:ダンプ総時間が長くなる。
  - ・面積過大:ダンプエンドのショックが大きくなる。
- ③ 遮断後挙動、加速度  
遮断後の過渡的な速度変化がわからない。

図6 解析項目

### ① 遮断タイミング

まず、“遮断タイミング”を最適化する必要がある。遮断タイミングが早過ぎるとダンプ時間が長くなり、遅過ぎるとラップアウト角速度を十分に減速できず、ダンプエンドショックを軽減できない。

### ② 回生弁のスプール開口面積

次に、“回生弁のスプール開口面積”を最適化する必要がある。面積が過小ではダンプ時間が長くなり、面積過大ではダンプエンドショックを抑えきれない。

### ③ 遮断後の挙動

また、回生弁遮断後のダンプ角速度の過渡的挙動が不明である。不安定な速度変化は車体に悪影響を与える。

上記の最適化項目と不明点の把握のためには、静的な解析手段では不十分で、動的な解析手段“DSS”の活用が必要であると判断した。

## 6. 動的解析手法“DSS”の活用

### (1) DSSの紹介

DSSとは、コマツで開発された動的性能解析ソフトであり、Dynamic System Simulationの頭文字から名付けられている。機構系だけでなく油圧系および制御系を含む複合システムを扱うことができ、モデルの作成に図形を使用することも特徴の一つである。(図形入力方式、図7参照)。今回のホイールローダ作業機の解析だけでなく、油圧ショベルの作業機性能やブルドーザの走行性能などに広く使われ、数多くの実績を上げている。

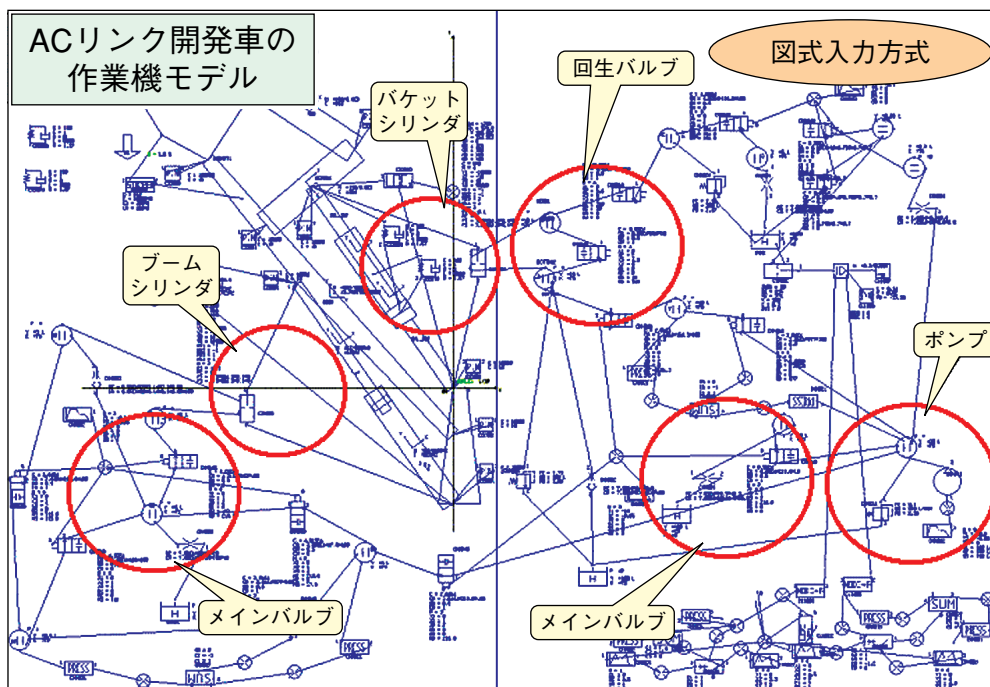


図7 DSSモデル

(2) 解析条件

DSSの解析条件を図8のとおりに設定した。  
判定基準は、表2の設計基準と同一である。

解析条件は、以下のとおり。

1. パラメータ
  - 回生弁のスプール開口面積
  - 回生弁の遮断タイミング
2. 判定基準（設計基準と同じ）
  - ラップアウト角速度：0.8～2.5rad/sec
  - ダンプ時間：1.1～2.0秒

図8 解析条件

(3) 解析結果

① スプール開口面積

最適なスプール開口面積を調べるために、スプール開口面積をパラメータとした場合の解析結果を図9-1、図9-2に示す。なお、本図は回生弁が常時開口状態(途中遮断しない)状態での解析結果である。

図9-1は、スプール開口面積(mm<sup>2</sup>)をパラメータとし、横軸をバケット角度(deg)、縦軸をダンプ角速度(rad/sec)としている。図を見てわかるように、開口面積が大きい方がダンプ角速度は速い。図9-2は、スプール開口面積(mm<sup>2</sup>)をパラメータとし、横軸をダンプ時間(sec)、縦軸をダンプ角速度(rad/sec)としたグラフである。図9-1、9-2を見てわかるように、開口面積20mm<sup>2</sup>を除き全ての水準が、ダンプ時間は判定基準を満足しているが、ダンプ角速度は2.5(rad/sec)を上回っている。

② 遮断タイミング

次に、図9-1、9-2の結果の内、ダンプ時間が判定基準を満足し、ラップアウト角速度が最も遅い(ダンプエンドショックが最も低減できる)水準“60mm<sup>2</sup>”について、遮断タイミングの最適化を検討した。(図10-1、10-2)

図10-1は、回生弁の遮断タイミングをパラメータとし、横軸をバケット角度(deg)、縦軸をダンプ角速度(rad/sec)としている。遮断タイミングをバケット角度で表している。例えば、“遮断-4°”とは、バケット角度-4°で回生弁を遮断した場合のことである。また、“途中遮断なし”とは、回生弁を途中で遮断することなしでダンプエンドまで到達する場合のことである。

図10-1を見てわかる様に、“-4°遮断”の場合、バケット角度-4°付近でダンプ角速度は減速し、バケット角度-10°付近で加速に転じている。ダンプエンド時の角速度は、1.7(rad/sec)で、判定基準を満足しているが、ダンプ時間は、2.1秒で判定基準を満足していない。

“遮断-20°”と“遮断-34°”の場合、ラップアウト角速度とダンプ時間は、判定基準を満足している。一方、“遮断-45°”の場合、ダンプ角速度とダンプ時間は、“途中遮断なし”とほぼ同じ挙動であり、判定基準を満足していない。

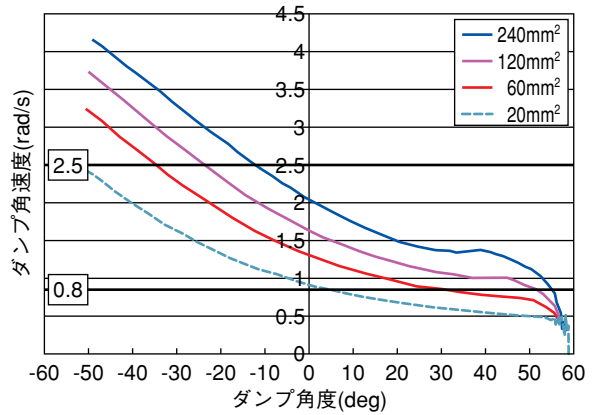


図9-1 スプール位開口面積とダンプ角速度

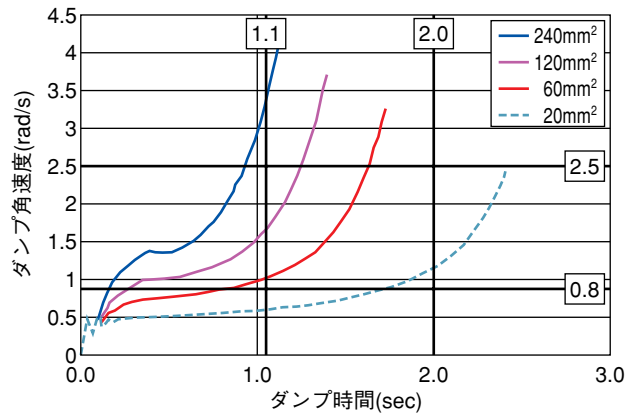


図9-2 スプール位開口面積とダンプ角時間

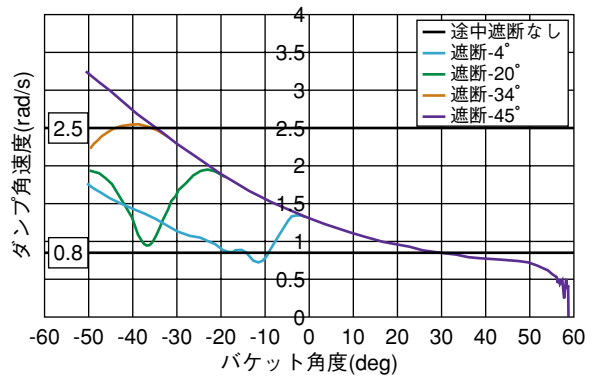


図10-1 遮断タイミングとダンプ角速度

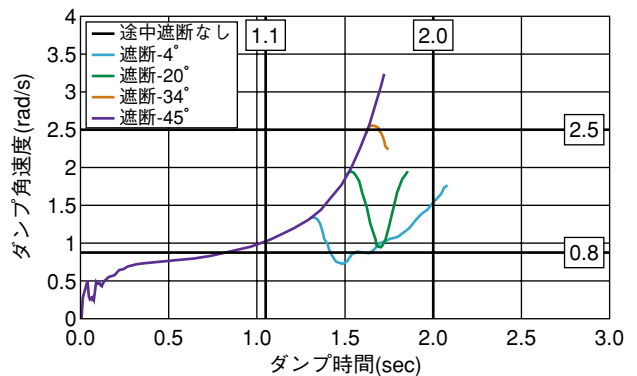


図10-2 遮断タイミングとダンプ角時間

③ 加速度

ダンプの加速度を表したグラフが図11である。回生弁の遮断タイミングをパラメータとし、横軸をバケット角度(deg)，縦軸をダンプ加速度(G)とした。

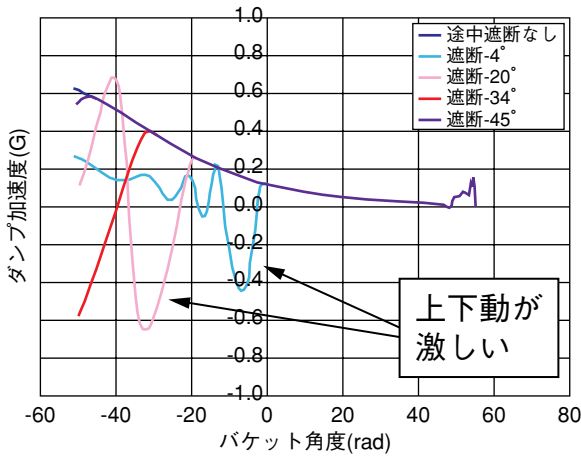


図11 切替タイミングとダンプ加速度

図11を見てわかるように、“遮断-4°”，“遮断-20°”の場合では、回生弁遮断後の加速度が、激しく上下動していることがわかる。車体振動が発生し、運転者の居住性の悪化が予想される。

一方、“遮断-34°”の場合、回生弁遮断後の加速度の変化は一方向で、車体振動の恐れがない。

以上のことから、ダンプ時間、ラップアウト角速度の判定基準および加速度の挙動から“スプール開口面積60mm<sup>2</sup>”と“遮断-34°”の組み合わせが、最適であると判断し、その水準の実車テストを行なった。

7. 実車テスト

(1) ダンプエンドショック(G)

実車テストの測定結果を表3に示す。解析結果と実測値の欄に“ダンプエンドショック”を追加した。これは、ダンプエンドでメカストップに接触した際の加速度を表している。この値が大きいとバケット、作業機およびフレーム等の構造物の耐久性が低下する。

実車計測において、計測の容易なダンプエンドショック(G)をラップアウト角速度に代わって計測した。ダンプエンドショックの設計基準は3～10Gである。

表3 解析結果と実測値

No.	項目	解析結果			実測	
		ダンプ時間	ラップアウト角速度	ダンプエンドショック	ダンプ時間	ダンプエンドショック
-	目標 (判定基準)	1.1～2.0秒	0.8～2.5 rad/sec	3～10G	1.1～2.0秒	3～10G
1	途中遮断 (遮断:-34°, スプール60mm <sup>2</sup> )	1.7秒	2.2 rad/sec	10G	2.2秒	8.8G
2	途中遮断 (遮断:-34°, スプール240mm <sup>2</sup> )	1.2秒	3.1 rad/sec	12G	2.0秒	5.9G

(2) 最適化水準の実測結果

前項のDSS解析で最適と判断した“スプール開口面積60mm<sup>2</sup>”と“遮断-34°”の組み合わせの実測値は、表3のNo.1である。ダンプ時間は、“2.2秒”で設計基準から外れ、この特性値のままでは商品化はできない。

(3) 対策水準

対応策として、開口面積240mm<sup>2</sup>の水準スプールを実車に搭載した結果、ダンプ時間が“2.0秒”，ダンプエンドショックが“5.9G”で設計基準を満足した(表3のNo.2)。この水準を量産車に採用した。

(4) 解析結果との差異

前述のとおり、実車において最適化は実現できたが、DSS解析においては、解析結果と実測値との差異が大きく、実用レベルあると言えない(表3参照)。この要因を調べ対応策を検討した。

### 8. DSS 解析精度の向上

解析結果と実測値に差異が発生した推定要因を表4に列記した。“背圧”，“流量係数”および“フローフォース”の3つが要因として考えられる。

表4 推定原因

No.	推定原因
1	背圧が実測値と異なる。
2	流量係数Cが適正でない。 (流量算出式： $Q = C \times A \times \sqrt{\Delta P}$ )
3	フローフォースの影響が大きい。 (フローフォースとは、制御弁切換え時のスプールに作用する軸方向流体力)

#### (1) 背圧

“背圧”については、背圧の実測値と計算に使用した数値に差異はなく、背圧が要因とは言えない。

#### (2) 流量係数

流量係数を見直した結果が表5である。

表5 流量係数を見直した解析結果

No.	項目	解析結果			実測	
		ダンブ時間	ラップアウト角速度	ダンブエンドショック	ダンブ時間	ダンブエンドショック
-	目標 (判定基準)	1.1~2.0秒	0.8~2.5 rad/sec	3~10G	1.1~2.0秒	3~10G
1	途中遮断 (遮断:-34°, スプール60mm <sup>2</sup> )	2.2秒	1.5 rad/sec	8.6G	2.2秒	8.8G
2	途中遮断 (遮断:-34°, スプール240mm <sup>2</sup> )	1.5秒	1.2 rad/sec	8.4G	2.0秒	5.9G

差異が大      差異が大

- ① “60mm<sup>2</sup> & 34° 遮断” のダンブ時間とダンブエンドショックの実測結果(表5のNo.1)から流量係数を逆算して求めた。
- ② その逆算によって求めた流量係数を用いて，“240mm<sup>2</sup> & 34° 遮断” 水準の解析を行なった結果が、表5のNo.2である。
- ③ ダンブ時間が3.1秒と2.0秒で、大きな差異が未だある。
- ④ 従って、実測値からの流量係数の最適化だけでは、解析精度は向上しないと云える。

#### (3) フローフォース

次に、フローフォースの影響を考慮した解析結果を表6に示す。なお、前節の流量係数の最適化も同時に織り込んでいる。

表6 フローフォースを考慮した解析結果

No.	項目	解析結果			実測	
		ダンブ時間	ラップアウト角速度	ダンブエンドショック	ダンブ時間	ダンブエンドショック
-	目標 (判定基準)	1.1~2.0秒	0.8~2.5 rad/sec	3~10G	1.1~2.0秒	3~10G
1	途中遮断 (遮断:-34°, スプール60mm <sup>2</sup> )	2.2秒	1.9 rad/sec	9.0G	2.2秒	8.8G
2	途中遮断 (遮断:-34°, スプール240mm <sup>2</sup> )	2.0秒	1.1 rad/sec	6.1G	2.0秒	5.9G

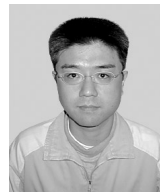
差異なし      差異が小

- ① 回生弁のスプールに働く軸力に、フローフォースを加えた。フローフォースとはスプール切替時に発生する軸方向の流体力のことである。
- ② フローフォースの算出式の係数を “60mm<sup>2</sup> & 34° 遮断” のダンブ時間とダンブエンドショックの実測結果(表6のNo.1)から逆算して求めた。
- ③ その逆算によって求めたフローフォース算出式の係数を用いて “240mm<sup>2</sup> & 34° 遮断” 水準の解析した結果が表6のNo.2である。
- ④ ダンブ時間とダンブエンドショックとも、解析結果と実測値との差異が非常に小さいことがわかる。
- ⑤ 流量係数を最適化し、かつ、フローフォースを加えることで、DSSの精度が向上すると言える。

### 9. まとめ

- (1) 新構造の平行リンク車の技術的課題であった“ダンブショックの低減”を、動的解析手法“DSS”を活用することによって短時間で実現できた。(コストと保守作業の大幅な低減となる新構造の平行リンク車のモデルチェンジを実現した。)
- (2) 流量係数を最適化し、かつ、フローフォースを考慮することで、DSSの精度向上が可能である。
- (3) 今後の平行リンク車系列拡大の開発において、今回の解析条件を活用することによって開発期間の短縮が図れる。

#### 筆者紹介



Toru Shiina  
しいな とおる  
**椎名 徹** 1992年、コマツ入社。  
現在、コマツ 開発本部 建機第二開発センター 所属。



Hirotaka Takahashi  
たか はし ひろ たか  
**高橋 洋貴** 2001年、コマツ入社。  
現在、コマツ 開発本部 建機第二開発センター 所属。

#### 【筆者からひと言】

今回の平行リンク車のモデルチェンジは、技術的課題を抱えた状態での出発であっただけでなく、私達自身がローダ開発に携わって間もなかったこともあり、“暗中模索”の言葉が当てはまる、大きな不安の中での開発でありました。本稿で記述した課題以外にも、いくつもの課題を克服し、今思えばよく商品化に漕ぎ着けたものだと少し感心しております。

今回新たに身につけた技術的スキルと、1つの仕事を終えた自信を持って、今後もローダ開発に従事していきたいと考えております。