大形貨物自動車用リヤアクスルケースの応力解析* (リヤカバー取付けまわりの最適設計)

武田 信之*¹, 石田 信哉*², 吉川 英夫*³

Stress Analysis of Rear Axle Case for Heavy-Duty Truck (Optimum Design of Rear Cover Fixed Area)

Nobuyuki TAKEDA, Shinya ISIDA and Hideo YOSHIKAWA

A trunnion suspension system is usually adopted for a heavy-duty truck of the 6×2 or 6×4 drive system. A rear axle fixed to this suspension system takes vertical load and axial load of very complicated stress. Stress is created on the rear cover fixed area, resulting in fatigue. This paper deals with the optimum design of the rear axle case (rear cover fixed area) using the 3-factor & 3-level structure analysis of the finite-element method based on the comparison of experimental results with stress values obtained by the finite-element method.

Key Words: Structural Analysis, Experimental Stress Analysis, Optimum Design, Principle of Virtual Work, Finite-Element Method, Rear Axle Case, Automobile

1. 緒 言

大形貨物自動車は6×2, 6×4形駆動方式とトラニオン形懸架装置との組合せが最も多い。後車軸駆動歯車箱(以下リヤアクスルケース)は車軸と最終減速歯車および差動歯車を内包し, これら歯車類の外部からの保護と歯車潤滑油の確保のためリヤカバーが図1に示すように取付けられている。リヤアクスルケースは材料に溶接構造用圧延鋼材が多く用いられており, リヤカバーまわりの補強として補強リングが取付けられているものもある。このリヤカバーまわりに加わる外力は次の2種類に大別できる。

(1) 貨物荷台の荷重を懸架板ばねを介しての垂直方向静荷重および走行時の路面凹凸による垂直方向変動荷重。

(2) 走行中の垂直荷重によるリヤアクスルの上下回転変位や, 制動, 駆動トルクによるリヤアクスルの回転変位を拘束するために図1に示すトルクロッドによる車両前後方向荷重。

本論文は複雑な応力が生じるリヤアクスルケースのリヤカバー取付けまわり部に注目し, 上述(1), (2)の入力が各々単独に加わった場合の応力解析を行った。また有限要素法(FEM)による解析および実験値との比較を行いアクスルケース本体, リヤカバーおよび補強リングの各板厚を3因子, 3水準設定し, リヤカバー取付けまわりの最適設計を探ったものである。

2. 理 論 解 析

2・1 垂直方向荷重による応力 板ばねシート部に上下方向の垂直荷重が加わり, タイヤと路面間にて荷重を支える。アクスルへの垂直荷重反力はタイヤ中心線を通るスピンドル部で受け持つことになり, 単純モデルでは図2(a)に示すようになる。図3にリヤアクスルへの垂直荷重とその反力を示し, リヤカバー取付け部の応力分布を解析する。なお本節では理論解析モデルを単純化するため, リヤアクスルケースからデフキャリヤおよびリヤカバを取り除いた状態を扱うものとし, 上下, 左右は対称形とする。

曲げモーメントは図3のC点から上下の円弧状の枝に分かれる。枝部全体のひずみエネルギーを U とおき式(1)に示す。ここで I_θ は $a \sim e$ 間における θ 点の断面二次モーメント, P_θ は $a \sim e$ 間における θ 点の内

* 原稿受付 平成6年2月22日。

*¹ 正員, いすゞ自動車(株) (〒120 川崎市川崎区殿町3-25-1)。

*² いすゞ自動車(株)。

*³ 正員, 千葉工業大学 (〒275 習志野市津田沼2-17-1)。

力, M_θ は任意の θ 位置に作用する曲げモーメント, A_θ は $a \sim e$ 間における θ 点の断面積, E は縦弾性係数, $W/2$ はアクスルケースの片側のスプリングシート部に加わる垂直荷重, l はスピンドル支持点から荷重点までの距離, P は a 点および a' 点に作用する内力, T は a 点から a' 点に作用するモーメント, R は円中心から中立円までの距離, e_{θ_1} はアクスルケース内側の表面から中立円までの θ 部位の距離とする。

$$U = 2 \times \left\{ \int_{\theta_a}^{\theta_e} \frac{1}{2} \frac{M_\theta^2}{EI_\theta} R d\theta + \int_{\theta_a}^{\theta_e} \frac{1}{2} \frac{P_\theta^2}{EA_\theta} R d\theta \right\} \quad \dots\dots\dots (1)$$

アクスルケースの端の荷重で生じる曲げモーメントを M_0 とすると, $M_0 = (W/2)l = 2T + 2PR$ とおくと M_θ は式(2)で示される。

$$M_\theta = T + P(1 - \cos \theta)R$$

図 1 リヤアクスルケース

(a) 垂直方向荷重

(b) 前後方向荷重

図 2 アクスルケースへの代表的入力

$$= \frac{1}{2} \frac{W}{2} l - P R \cos \theta \quad \dots\dots\dots (2)$$

式(2)より式(1)は次のようになる。

$$U = \frac{1}{EI_\theta} \int_{\theta_a}^{\theta_e} \left(\frac{1}{2} \frac{W}{2} l - P R \cos \theta \right)^2 R d\theta + \frac{1}{EA_\theta} \int_{\theta_a}^{\theta_e} (-P \cos \theta)^2 R d\theta \quad \dots\dots\dots (3)$$

式(3)において内力 P が未知数なので仮想仕事⁽¹⁾の定理を用いて $\partial U / \partial P = 0$ とおくと P が求まる。

枝部の応力 σ は式(4)となる。

$$\sigma = (M_\theta e_{\theta_1} / I_\theta) + (-P \cos \theta / A_\theta) \quad \dots\dots\dots (4)$$

式(4)を数値計算することにより図 5(a)の応力分布が求まる。

2・2 前後方向荷重による応力 トルクロッドからの前後方向荷重による応力解析モデルは 2・1 節と同じくリヤアクスルケースからデフキャリアおよびリヤカバーを取り除いたモデルで考える。前後方向への入力トルクロッド(アッパ)からとし、反力のアクスル回転トルクを図 2(b)に示すようにブレーキ取付けフランジ部が受け持ちその回転反力が解析モデル図 4 に示すようにリヤカバー取付け部 A 点に作用するものとする。

W はトルクロッド(アッパ)による前後方向荷重, l はアクスル中心からトルクロッドまでの距離, T_A は A 点でのねじりモーメントで Castigliano の定理を用いて求める。 M_ξ は中心角 ξ の位置にある任意断面 P

図 3 垂直方向荷重による入力と反力

図 4 前後方向荷重による入力と反力

に作用する曲げモーメント, T_ζ は同位置におけるねじりモーメント, G と E は各々横弾性係数と縦弾性係数である。 I_ζ と I_{P_ζ} は ζ 点での断面二次モーメントおよび断面極二次モーメントである。なおさらに簡便のため通常 $R \gg L$ なので $l=R$ において解析する。

$$M_\zeta = \frac{W}{2} R \cos \zeta - T_A \sin \zeta - \frac{W}{2} R \sin \zeta \cdots \cdots (5)$$

$$T_\zeta = \frac{W}{2} R \sin \zeta - T_A \cos \zeta - \frac{W}{2} R (1 - \cos \zeta) \cdots \cdots (6)$$

ひずみエネルギーを U とすると

$$U = 2 \times \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \left(\frac{M_\zeta^2}{2EI_\zeta} + \frac{T_\zeta^2}{2GI_{P_\zeta}} \right) R d\zeta \cdots \cdots (7)$$

Castigliano の定理⁽²⁾ より $\partial U / \partial T_A$ は断面 A の T_A 方向の回転角を与えるから, これを Θ_A とおくと, 式(8)を得る。

$$\frac{\partial U}{\partial T_A} = 2 \times \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \left(\frac{M_\zeta}{EI_\zeta} \frac{\partial M_\zeta}{\partial T_A} + \frac{T_\zeta}{GI_{P_\zeta}} \frac{\partial T_\zeta}{\partial T_A} \right) R d\zeta = \Theta_A \cdots \cdots (8)$$

式(5), (6)より

$$\frac{\partial M_\zeta}{\partial T_A} = -\sin \zeta, \quad \frac{\partial T_\zeta}{\partial T_A} = -\cos \zeta \cdots \cdots (9)$$

式(8)に式(5), (6), (9)を代入して T_A が求まる。

リヤカバー取付けまわりのアクスルケース円周方向の相当曲げモーメント M_e は式(10)となる。

$$M_e = \frac{1}{2} (M_\zeta + \sqrt{M_\zeta^2 + T_\zeta^2}) \cdots \cdots (10)$$

応力 σ は式(11)となる。

$$\sigma = M_e / Z \cdots \cdots (11)$$

Z は断面係数であり, 数値計算による応力分布を図5(b)に示した。さらに図5(a), (b)に FEM の結果および実験結果を示した。これら三者を比較して応力分布の形と応力値がほぼ一致しているので今回提案した簡易モデルでの応力評価は可能と考える。なお

FEM と実験の方法は 4 章に示す。

2・3 リヤカバーの応力 2・2 節までの解析ではリヤアクスルケースにデフキャリア, リヤカバーが取付いてない状態を想定したが, 実際には, リヤカバーの強度が問題となる場合が多い。リヤカバーの応力を解析するには, リヤカバーの形状を回転対称かくとみなし線形かく理論で解くのが一般的である。図6に示すように r_1 を子午線断面での主曲率半径, r_2 を子午線に垂直な断面での主曲率半径, P_θ は θ 方向の単位面積当たりの外荷重成分, P_n は n 方向の単位面積当たりの外荷重成分, C を積分定数(一端縁での N_θ 値で求まる)とおくと, 式(12)で子午線方向の内力 N_θ は示される。

$$N_\theta = \left\{ \int r_1 r_2 (P_n \cos \theta - P_\theta \sin \theta) \sin \theta d\theta + C \right\} / r_2 \sin^2 \theta \cdots \cdots (12)$$

式(12)には Kirchhoff-Love の仮説⁽³⁾ によるものであるが, 実際にはリヤカバーやデフキャリアの剛性がアクスルケースの変形, 応力に影響を与えると考えるので, より複雑なモデルとなる。

2・4 理論解析のまとめ 簡易モデルによるこれまでの結果からリヤアクスルケースの枝部(リヤカバー取付けまわり)の断面係数を上げておくことが, 垂直方向荷重, 前後方向荷重に対して最も効果的にアクスルケースのリヤカバーまわりの応力を下げる手段となる。式(4)および式(11)の断面係数を上げるにはアクスルケース全体の板厚を増加させるよりも, リヤカバー取付けまわりに厚い補強リングを取付けるほうがわずかな重量増加で大幅な応力低減が期待できる。

3. 実験方法と供試品

3・1 垂直方向荷重応力測定実験装置 図7(a)に示すようにリヤアクスルケースの垂直荷重は板ばね

図5 リヤカバー取付け部円周方向応力分析

図6 リヤカバーの応力解析

から加わるので板ばねシート部に荷重を加えアクスルスピンドル部にハブを取付けハブベアリングを可動支点とした。

3・2 前後方向荷重応力測定実験装置 アクスルケース上側のトルクロッドから荷重が加えられるので図7(b)に示す装置で行いブレーキフランジ部に固定した。

3・3 実験装置の精度について 垂直荷重および前後荷重ともに $\pm 3\%$ 以下の誤差範囲で加えられる。

3・4 ひずみ測定位置 図8の立体断面図に示すようにリヤアクスルケースのリヤカバー取付け部の内側円周方向とリヤカバーの子午線方向にひずみゲージ(2 mm, 120 Ω)を各々10枚ずつ円周片側に連続貼付

表 1 実験に用いたリヤアクスルケース主要寸法

No.	Test Axle Dimension (mm)	Sign	Axle Case A	Axle Case B
1	Axle case thickness	t ₁	10	(same Axle A)
2	Reinforcement Ring thickness	t ₂	0	20
3	Rear cover thickness	t ₃	4.6	←
4	Axle case width	b	142	←
5	Axle case inside Circuler radius	r	206.4	←
6	Torque rod Hight	ΔL	48.6	←
		L	100	←
7	Load Point distance	ℓ	425.5	←

図 7 実験装置

図 8 アクスルケースひずみゲージ貼付位置

して測定した。

3・5 供試アクスルケース ひずみ(応力)測定実験に用いたリヤアクスルケースの主要寸法を表1に示した。また供試リヤアクスルケースは左右対称であり寸法とその部位を図9に示した。

4. 実験結果および FEM 解析

4・1 FEM 解析 FEM と実験値の比較は二軸応力状態での実験解析から最大値を示す応力分布で行った。解析に用いた FEM モデルは図10に示すハーフモデルでソリッド要素を示した。プログラムは NAS-TRAN, 使用コンピュータは CRAY, 節点数 3804, 要素数 1863 で行った。荷重とアクスルケースの拘束条件を表2に示す。

4・2 実験結果と FEM の比較 実験と FEM による応力値を図11にまとめた。垂直荷重によるアクスルケース円周方向を(a), リヤカバー子午線方向応力を(b), 前後荷重によるアクスルケース円周方向応力(c), リヤカバー子午線方向応力を(d)に示した。

表 2 荷重拘束条件

Load Direction	Load Point	Binding Point	Binding Direction	Load
Vertical	Spring Seat	Spindle	Y, Z axis	$3 \times 10^5 \text{ N}$
Back and Forth	Torque rod(upper)	Brake flange	X, Y, Z axis	$0.6 \times 10^5 \text{ N}$

図 9 供試リヤアクスルケース主要寸法

(a) 垂直方向荷重

(b) 前後方向荷重

図 10 FEM モデル

これらの図からわかるように実験値と FEM の応力分布の形状や値が最大差異 6% 程度ではほぼ一致している。ケース B とケース A は 20 mm 板厚の補強リングの有無の違いであり、補強リング付はなしに比べ垂直、前後方向荷重においてケース応力とリヤカバー応力はいずれも約 50% 低減しており、効果は極めて大きい。

4.3 FEM による最適設計 リヤアクスルケー

図 11 実験値と FEM の比較

表 3 直交表 L 18 への割りつけ

Factor Analysis Case NO.	Axle Case Thickness (mm)			Reinforcement Ring Thickness (mm)			Rear Cover Thickness (mm)		
	7	10	13	0	20	40	3	4.5	6
1	○			○			○		
2	○			○	○			○	
3	○					○			○
4		○					○		
5		○			○			○	
6		○				○			○
7			○	○				○	
8			○		○				○
9			○			○	○		
10	○			○					○
11	○				○		○		
12	○					○		○	
13		○		○					○
14		○			○				○
15		○				○	○		
16			○	○					○
17			○		○		○		
18			○			○		○	

スの各荷重方向に対する実験値と FEM による応力値がほぼ一致したので、アクスルケース、補強リングおよびリヤカバーの板厚を因子として各々 3 水準の板厚値による応力値をすべて FEM で求めた。3 因子 3 水準を表 3 に示す直交表 L 18 の田口メリットに基づいて割付け、アクスルケースおよびリヤカバーの応力は 0 MPa が理想であるから望小特性のパラメータ設計として扱った。目標値零からの差の二乗の平均を分散 σ^2 として SN 比 η 式 (13) を評価特性とした。

$$\eta = -10 \log_{10} \sigma^2 \dots \dots \dots (13)$$

SN 比 η は高いほど望小特性となる。結果を図 12 に示す。図 12 の図中数値はアクスルケース、リヤカバーに各板厚が及ぼす寄与率を表す。各 η は FEM による応力値のうちいちばん大きな応力値で整理したものである。

5. 結果および考察

SN 比 η の分析結果より次のようにまとめられる。

5.1 リヤアクスルケースの板厚 アクスルケー

(a) 垂直方向荷重

(b) 前後方向荷重

図 12 各板厚違いによる SN 比

図 13 リヤカバーの応力と繰返し寿命

ス内側円周方向応力は垂直、前後方向荷重に対してともに板厚の厚いほうが応力は低減される。ただしリヤカバーへの応力低減効果は少なく寄与率も零である。

5・2 補強リングの板厚 アクスルケース内側円周方向応力およびリヤカバー子午線方向応力への低減に垂直、前後方向荷重に対しても大きな効果がある。寄与率も高い。

5・3 リヤカバーの板厚 アクスルケース内側円周方向応力に対して、リヤカバーの板厚の寄与率は、垂直、前後方向荷重ともに零であり効果はない。ただしリヤカバーの子午線方向への応力低減に、板厚の薄いほうが垂直、前後方向荷重ともに有効である。特に前後荷重方向に対する応力低減寄与率 60%と高い。

5・4 リヤアクスルケースの最適設計 式(13)の SN 比から応力を求めることができるので、各部の板厚の増加による質量の増加と応力低減がトレードオフできるようになり、最適設計が可能となった。リヤアクスルの故障モードは疲労破壊であるから、本研究による応力解析に基づいて図 13 に示す応力と寿命線図を利用することで、市場入力の把握により寿命設計まで進めることができる。

5・5 理論解析について 本論文の理論解析のまとめで断面係数を上げておくのが応力低減になり、補強リングが効果的であるとの結果であったが、実験、

FEM により結果が裏付けられた。

6. 結 言

本研究ではリヤアクスルケースに加わる垂直、前後方向荷重に対してリヤカバー取付けまわりのアクスルケース内側円周方向応力、リヤカバー子午線方向応力について各部材の板厚の応力低減への値と寄与率が判明した。その結果、補強リングが最も効果的であることがわかった。ただし本検討の適用範囲は板物溶接構造のリヤアクスルケースであり、補強リング内外周ともにケースに確実に溶接され、リヤカバーもケースに確実に溶接された構造物として扱っている。

実験やまとめにあたり、いすゞ自動車(株)羽行常光氏、メイテック(株)斉藤隆史氏の協力をいただいた。ここに記して謝意を表す。

文 献

- (1) 田辺・山川, トラックの構造, 自動車技術会構造強度部門委員会, 自動車強度資料前編, (1971), 58.
- (2) 鶴戸田・山本・ほか 5 名, 材料力学演習, (1990), 183, 培風館.
- (3) 日本機械学会編, 機械工学便覧, 改定第 6 版, (1982), 4-14, 日本機械学会.
- (4) 田口・吉沢, 品質工学講座 1, (1988), 73, 日本規格協会.