

アルミホイールの耐衝撃設計

小西晴之(工博)*・藤原昭文(工博)*・桂 俊弘**・中田 守**・竹内浩二**・阪本正悟*

*アルミ・銅事業本部・技術部 **アルミ・銅事業本部・大安工場

Impact Strength of Aluminum Disk Wheel

Dr. Haruyuki Konishi • Dr. Akibumi Fujiwara • Toshihiro Katsura • Mamoru Nakata • Koji Takeuchi • Syogo Sakamoto

JWL automotive wheel impact strength was examined by FEM analysis. Typical aluminum wheels of various disk dimensions were analyzed. It was found that impact strength was characterized by rim flange thickness and spoke rigidity when rim flange failure occurred. To prove this, impact tests on forged aluminum wheels were performed, and the effect of disk dimension on strength was investigated. Based on these investigations it was shown that rim flange failure strength could be improved by decreasing spoke rigidity.

まえがき = 運輸省の乗用車用軽合金製ディスクホイールの技術基準 (JWL 基準) では軽合金製ホイールの衝撃強度評価方法を規定している。この衝撃試験は、タイヤおよびホイールが障害物と斜め衝突する際の安全性を評価するもので、主にリムフランジ部分の強度が問題となる。同衝撃試験時のホイールの挙動を定量的に評価した研究としては、尾崎ら¹⁾によるもの、日本自動車研究所での実験的検討²⁾などが報告されている。

ホイールのディスク面は通常意匠面となるため、多様で複雑なデザインがもちいられる。異なるディスクデザインごとに上記衝撃強度基準を満足する耐衝撃設計をすることになるが、乗用車用ホイールの場合、衝撃強度を決定する形状因子が明らかにされているとはいいがたい。このため過去の設計データを、新規のデザインに反映させることが困難で、デザインの異なるホイールごとに設計変更 試作 実験を繰り返す方法によらざるをえず、多くの手間と費用を要していた。こうしたことから複雑な意匠を施されたディスクホイールに対してその強度支配因子を抽出し、それらの影響を設計曲線化することは非常に有益なことと考えられる。

本研究では JWL 衝撃試験での負荷状態を模擬した有限要素解析によってホイールの衝撃強度推定を試みるとともに、結果より典型的な破壊形態であるリムフランジ破壊の場合における衝撃強度の支配因子の抽出をおこな

う。これら強度支配因子の影響を鍛造アルミホイールの実体試験により実証し、それらを設計曲線化することで、実用的な設計技術として提案する³⁾。

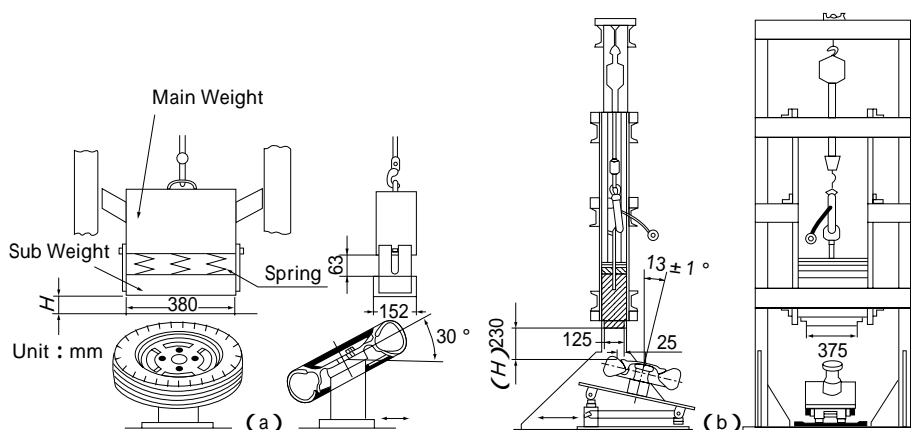
1. 衝撃試験

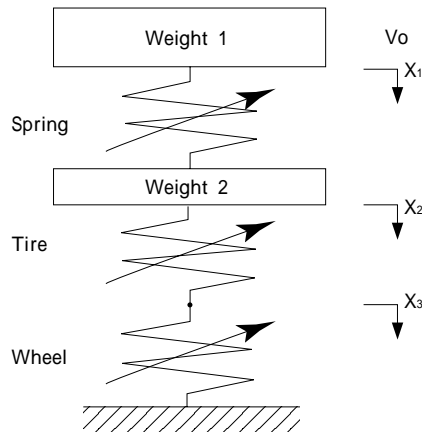
乗用車用ホイールの衝撃試験は運輸省基準 (乗用車用軽合金製ディスクホイールの技術基準) に基づいて実施されてきた。運輸省規定は 1992 年 3 月に変更され、従来基準 (30°法) から ISO 基準 (13°法) に移行している。両試験法の概略を第 1 図に示すが、両者でホイールの取り付け角度、錘の重量や落下位置などが異なっている。しかしホイールへの負荷形態に本質的な違いはなく、ここでは従来基準での衝撃試験を想定する。この試験では、タイヤを装着したホイールを水平より 30 度の角度で固定し、コイルバネにより接続された大小 2 個の錘体 (合計重量 1 010kg) を所定の落錘高さ h から落下させる。落下後、有害なき裂ないし、タイヤの空気もれの有無により試験結果を判断する。落錘高さ h はホイールのリム径によって決まり、本報で対象とするリム径が 40.6cm (16in.) の場合で、 h は 22.9cm (9in.) である。

2. 落錘衝撃強度の推定

ホイールの衝撃試験時の力学状態を把握するとともに、衝撃強度に対するディスク各部の形状の影響を調べ

第 1 図 衝撃試験：
(a) 従来基準 (b) ISO 基準
Fig. 1 Wheel impact test :
(a) previous standard (b) ISO





第2図 衝撃試験のモデル化
Fig. 2 Dynamic simulation model of impact test

る目的で、有限要素法による強度推定をおこなう。ここで考える落錘式衝撃試験では衝突速度は2(m/s)程度と低速であることから、静的な弾塑性解析に基づく次のような手法をもちいる。

衝撃試験時の境界条件を模擬した静的な有限要素解析によりホイール単体の変形挙動や発生応力、歪みなどを作用荷重に対する履歴として求める。

落錘衝撃試験を第2図のように非線形バネと質点でモデル化し、過渡応答解析⁴⁾をおこなうことで落錘高さに対する最大衝撃荷重を求める。この際ホイールに相当する非線形バネには、の解析でえられた荷重-変位関係をもちいる。またタイヤに相当するバネ特性には、静的な剛性試験結果により推定した値をもちいる。

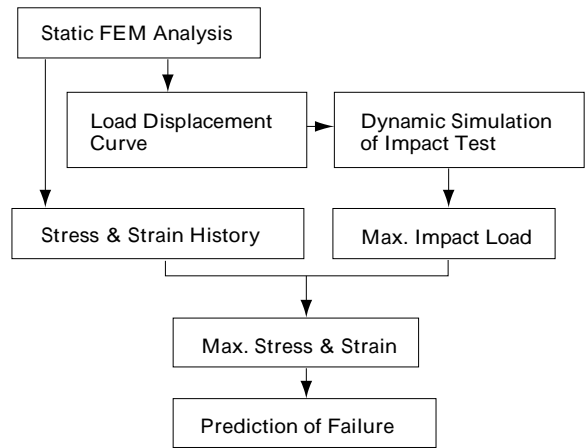
最大荷重作用時の歪み状態、応力状態をの解析結果より算定し、破壊の有無を判断する。

これらの処理のフローを第3図に示す。なおのホイール単体の解析では汎用有限要素法ソフトをもちいる。破壊部位となりやすいアウター側リムフランジ付近の局部的な応力状態は、落錘とリムフランジとの接触状態に強く影響される。そこでではホイールを三次元ソリッド要素をもちいて詳細に要素分割し、剛体で近似した落錘との接触を組み込んだ解析をおこなう。またの衝撃解析では落錘高さ h 相当の初速を主副二つの落錘に与え、各 h に対するホイールへの最大作用荷重を求める。

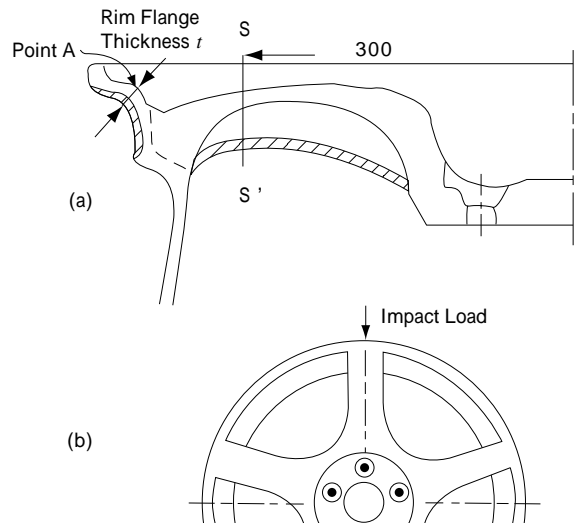
解析対象としては、後に述べる衝撃試験でもちいる鍛造アルミホイール(16×8JJ)を選ぶ。その概形を第4図に示すが、ディスク形状は代表的なデザインの一つである5本スポークである。

3. 解析結果

過去に実施したホイールの設計事例より、破壊形態としてはリムフランジ部分に周方向にき裂が発生するケースがもっとも多く、かつ耐衝撃性に対して、ディスク部の剛性が影響することが経験的に認められた。こうしたことからスポーク断面二次モーメント I ならびに破壊部位となるリムフランジ板厚 t を変化させた第1表のcase 1~case 5に示すような五つのケースについて検討する。なお、第1表中の実験ケースについては後述する。また、



第3図 ホイール衝撃強度推定のフロー
Fig. 3 Prediction of impact strength



第4図 鍛造アルミホイールの形状概略
Fig. 4 Forged aluminum disk wheel

第1表 解析ケースおよび実験ケース

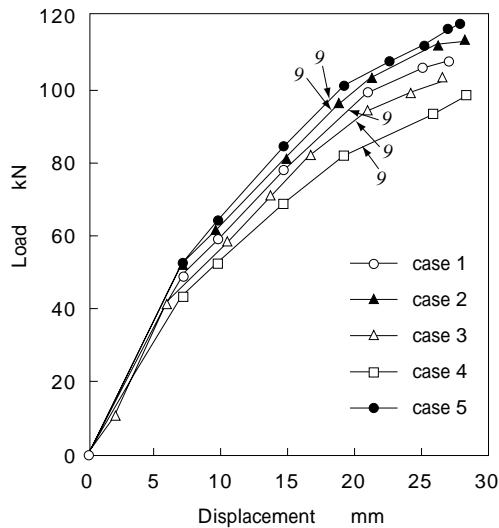
Table 1 Dimensions of aluminum disk wheel used for FEM analysis and impact test

FEM Analysis Case	Experimental Case	Moments of Inertia of Spokes I mm ⁴	Thickness of Rim Flange t mm
case 1	No. 1	117 000	4.2
case 2	No. 2	117 000	5.0
case 3	No. 3	77 000	4.2
case 4	No. 5	47 000	4.2
case 5		209 000	4.2
	No. 4	77 000	5.0
	No. 6	47 000	5.0
	No. 7	150 000	4.2

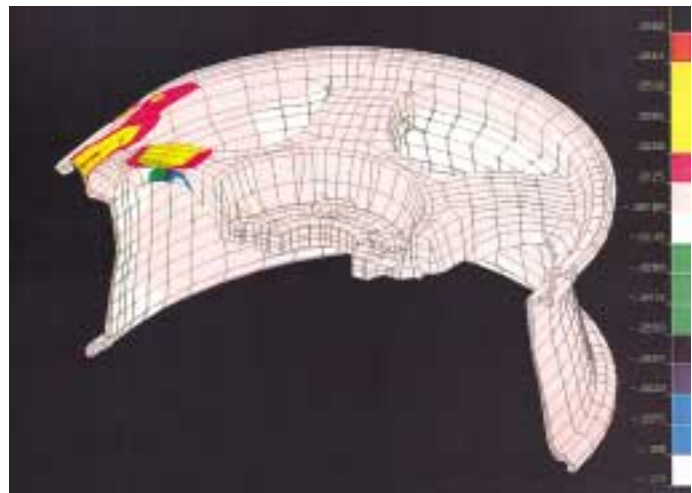
I と t は第4図の斜線で示した部分の肉厚を増減することで変化させるものとする。

3.1 有限要素解析結果

各ケースでの荷重-変位関係を第5図に示す。これらの荷重-変位関係をバネ特性として過渡応答を計算し、落錘高さ相当の最大発生荷重を求める。第5図中の9と記した位置は、落錘高さ9インチ(22.9cm)に相当する最大発生荷重を示す。case 1での9インチ落下相当の



第5図 解析によってえられた荷重 - 変位関係
Fig. 5 Relations between load and displacement obtained by FEM analysis



第6図 case 1 の試験体の9インチ落下相当の荷重作用時の相当塑性歪み分布
Fig. 6 Equivalent plastic strain distribution for case 1 under 9 inch height impact load

荷重作用時における相当塑性歪み分布を第6図に示す。

第6図において曲げ応力を受ける載荷部近傍のスポーク表面と OUTER 側のリムフランジの R 部分(第4図中に示す A 部)に歪み集中が認められ,最大の引張り歪みを生じるのは A 部であった。なお解析結果ではスポークの高歪み部の裏面側にも高い歪みが生じている。また各落錘高さに相当する最大荷重作用時の,リムフランジ部の最大歪みを計算した結果を第7図に示す。

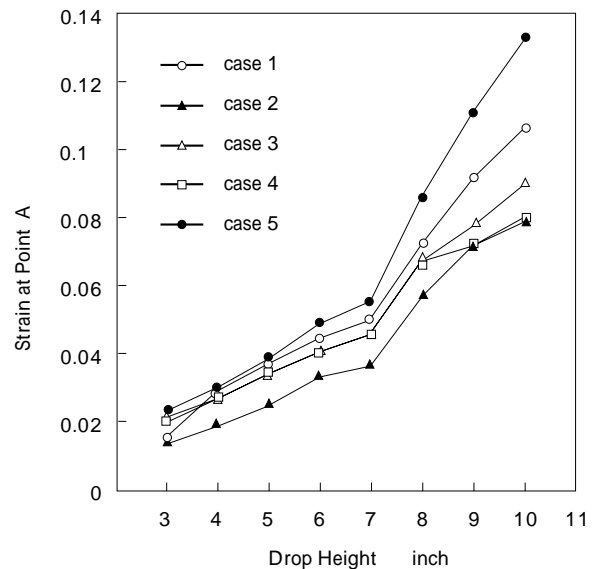
case 1 と case 2 の比較から破断部であるリムフランジ部の板厚増加が歪みの低減に寄与すること,ならびに case 5 から case 1, case 3, case 4, と順にスポーク断面二次モーメント I が低下するにしたがって,リムフランジ部歪みが低下することがわかる。後者はスポークが低剛性化されることで衝撃荷重が低減されるとともに,ディスク部全体がたわむことでリムフランジへの歪み集中が緩和されることによると考えられる。

3.2 落錘衝撃強度の推定

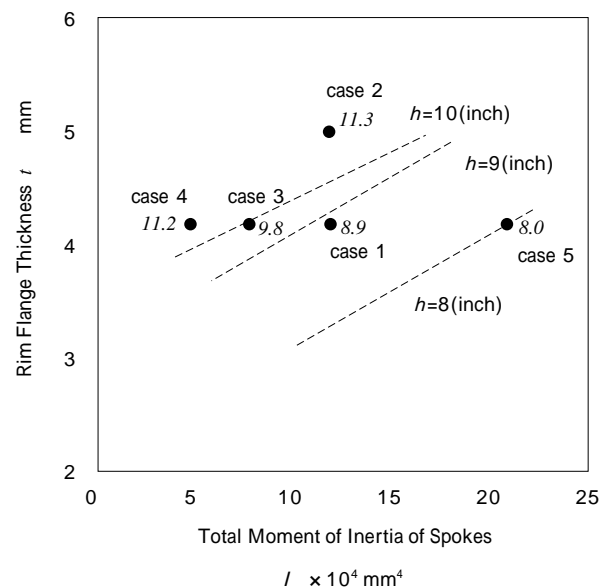
実体ホイールの衝撃試験時における,リムフランジ部分の子午線方向歪みを歪みゲージで測定した結果,この部位の歪み速度は約 $70s^{-1}$ と推測された。この速度域における鍛造材の高速引張試験をおこなった結果,その破断伸びは約 9%, 静的な結果とほぼ一致した。

先の解析結果より限界落錘高さを推定するため,破壊条件を歪み支配と仮定し,破断伸び $\epsilon = 9\%$ をそれとする。このとき第7図の歪み - 落錘高さ関係における,9%歪みでの横軸の値を限界落下高さとして求める。ただし第7図に示した計算結果の範囲において case 2, 4 では歪み量 9% に達しないため,これらのケースにおいては外挿により限界落錘高さを推定する。えられた限界落錘高さを,縦軸にリムフランジ板厚 t ,横軸にスポーク断面二次モーメント I をとって示した各ケースの位置に書き示すと第8図のようになる。

すなわち,等しい I をもち, t のみが異なる Case 1 と Case 2 の比較から, t を増加させることで限界落錘高さが増加することがわかる。また $t = 4.2mm$ の4ケースにおいて, I が減少するにしたがい,限界落錘高さが増加



第7図 歪み集中部 A における歪み量と落錘高さの関係
Fig. 7 Relations between strain at point A and drop height



第8図 各ケースに対する限界落錘高さの予測結果
Fig. 8 Results of critical drop height estimation of forged Aluminum wheel shown in t - I diagram

することもわかる。これらの結果をもとに等限界落錘高さ線を求めると、第8図中の破線で示す右上がりの線図がえられる。

4. 実体鍛造ホイールの衝撃試験

前章でえられたホイールの衝撃強度に関する計算結果を検証し、リムフランジ板厚 t とスポーク断面二次モーメント I を設計変数として耐衝撃性が整理できるかを検討する目的で、実体のアルミ鍛造ホイールをもちいた衝撃試験を実施した。試験体は先に解析で検討したもの(第4図)と同一形状で、リムサイズ16×8JJ、ディスク部は5本スポークタイプのデザインで、材質は6151FD-T6相当材である。試験体は機械加工により形状を変化させた第1表中のNo.1~No.7とした。ただしNo.1,2,3,5は解析ケースcase1,2,3,4と同一形状である。

写真1にき裂発生部の観察結果の一例を示す。いずれの試験体においてもこのようにリムフランジ部分に円周方向のき裂が発生する結果となった。この部位でき裂発生することは、3章で述べたFEM解析結果と一致する。

1インチ(2.54cm)刻みで落錘高さを変化させた衝撃試験結果を第8図と同様にプロットすると第9図のようになる。一定のリムフランジ板厚ではスポーク剛性を小さくするほど衝撃強度は高まる。破壊が生じる限界の落錘高さは第8図と比較してやや異なる結果となるが、 t を増加ないし I を減少させることでリムフランジ破壊に対する衝撃強度が向上し、先の解析結果と定性的には一致する。

等限界落下高さ線を第9図中に求めるとすると、限界落錘高さが異なる試験体間の中間点を結ぶことにより図中の破線のように右上がりの限界線となる。スポークを低剛性化することでリムフランジ部の歪み集中を緩和し、衝撃強度を向上させる設計指針が結論づけられる。

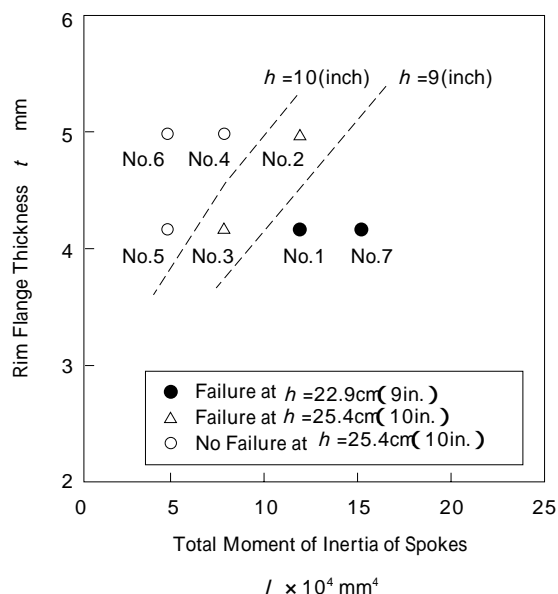
むすび=5本スポークタイプの自動車用ホイールの衝撃強度について、有限要素法による応力解析ならびに実体の衝撃試験から検討をおこない次のような結論をえた。

- 1) リムフランジ破壊に対して、スポーク断面二次モーメント I とリムフランジ板厚 t を強度支配因子と考えることができ、両者によって耐衝撃性を整理することができた。 I を減少させることで衝撃強度を向上できる。
- 2) 弾塑性有限要素法による応力解析と、衝撃試験を模擬した過渡応答解析による衝撃強度の推定は、リムフランジ破壊を生じるようなホイールに対して実用的な精度の予測を与え、計算結果に基づいてホイールの耐衝撃性に対する設計線図を作ることができた。

乗用車用ホイールのディスクデザインは多様なため、それらの強度特性と形状因子の関係を一般化した形で整理することが従来十分におこなわれて来なかった。本報での検討結果はホイールの耐衝撃設計を一般化し、過去



写真1 鍛造ホイールにおけるリムフランジ破壊
Photo.1 Crack observed at the rim flange



第9図 t と I で整理した鍛造ホイールの臨界落錘高さの実験結果
Fig. 9 Critical drop height of forged aluminum wheel (by experiment)

の事例の利用による設計効率化をはかる上で有効なものとする。

なお現在では軽合金製ホイールに対する強度基準は従来の30°法からISO基準に移行しているが、ディスク部分に斜め衝突荷重を加える負荷形態には両者で大きな差異はなく、本報での設計概念はISO基準でも成立するものと考えている。

参考文献

- 1) 尾崎幸一ほか：R&D 神戸製鋼技報，Vol.32，No.2(1982)，p.13.
- 2) 日本自動車研究所：軽合金製ディスクホイールの衝撃試験法に関する研究，(1992).
- 3) 小西晴之ほか：日本機械学会論文集C編，Vol.62，No.599(1996)，p.2884.
- 4) 頭井 洋ほか：日本機械学会論文集C編，Vol.52，No.483(1976)，p.2814.