有限要素解析による タイヤ耐久力予測法の考察

石 原 健*

1. は じ め に

それまで、薄膜理論等によってきた、自動車タイヤの構造解析の分野に、有限要素法を適用しようとする研究が内外のタイヤ業界で始まったのは、タイヤ産業の歴史からみて、さほど古いことではない。そのうち、タイヤの構造問題を特徴づける構造的、現象的な非線形性を取り扱うための解析技術が発達し、一方ではコンピュータの処理能力の向上も近年著しく、現在では、さまざまな力学場におけるタイヤの構造解析が有限要素法によって行われるようになってきた。これについて枚挙するのはここではできないが、例えば最近の文献 1)~4) 及び付録を参照されたい。

本稿は、タイヤのベルト端耐久性能を、有限要素解析によって定性的に予測するための方法について著者らが以前発表した論文⁵⁾に基づいて紹介するものである。ここでは、ベルト構造だけが異なる 3 種類のタイヤを選定し、それぞれについて三次元有限要素解析と実車耐久試験を行い、有限要素解析から得られる各種のストレスパラメータと耐久試験結果を対照とすることによって、耐久性に最も関連の深いパラメータを探し出し、それにより耐久性の相対評価に結びつくような有限要素解析の利用法に関する提案を行うものである。

2. タイヤの選定

ラジアルタイヤで耐久性が問題となる部位は、ベルト*1端部と、サイドウォールからビード部に

かけての 2 か所であるが、本稿ではベルト端部に注目して解析、実験を進める。選んだタイヤは、サイズが 175R14、ベルトはスチールベルト 2 枚、ボディプライはポリエステルプライ 1 枚という構造である。ベルト耐久性に大きく関与すると思われる設計パラメータとして、ベルト層、ベルトコード角度、ベルト間ゴム層の厚み、ベルト端パッドの厚みを取り上げ、モールド形状やサイド部以下の寸法、構造は同一にしたままで、それらのパラメータはおのおの 3 水準のバリエーションを考えることにした。すべての組合せについて実験と解析を行うことは莫大な時間とマンパワーを要するので、軸対称有限要素解析によってスクリーニングすることとした。

2.1 軸対称有限要素解析

タイヤに内圧をインフレートした状態や、回転による遠心力が加わった状態を解析する軸対称解析は、三次元解析に比べて計算時間は格段に少なく済み、かつ有用な情報を与えてくれる。ベルト材の材料構造に起因するカップリング効果を考慮するため、タイヤの軸対称解析では、1 節点当たり 3 自由度を持つ要素を使うのが常である¹¹⁾。す

* 東洋ゴム工業株式会社(〒664 兵庫県伊丹市天津字藤の木100)システム開発グループ CAE セクションマネージャ。同社において、数値解析、特に有限要素解析システムの研究、開発に携わる。
〈趣味〉旅行、音楽

*1 ラジアルタイヤの構造については図12を参照されたい。

図1 タイヤの軸対称有限要素モデル

なわちラジアル方向，メリディアン方向，周方向の3つの成分をもつ変位が各節点で許されている．非線形性については，大変形及びゴム弾性を考慮した解析を行った．内圧は430 kPa，遠心力は回転速度110 km/h相当を与えた．軸対称有限要素モデルの例を図1に示す．

2.2 スクリーニング・クライテリア

ベルト端部の故障は，ベルト間のセパレーションが多いという経験と，有限要素解析によるとベルト端部でベルト間のせん断ひずみが大きいという事象から，ベルト間での周方向せん断ひずみとメリディアン方向せん断ひずみを，ベルト構造選定のためクライテリアとした．特に，周方向せん断ひずみは，他の成分よりも値が大きく，ベルト端部にピーク位置を持つ¹¹⁾．

2.3 三つのベルト構造

前節で述べた方法によりスクリーニングし，最終的には三つのベルト構造に絞った．それらをおののグループA, B, Cと呼ぶことにする．図2にその詳細図を，表1にはベルトコード角，ベルト幅，ベルト間ゴム厚みを示す．表2には軸対称解析で得られたせん断ひずみの値の比較を表す．これによると，ベルト間周方向せん断ひずみの小さいほうから順に並べると，グループB, A, Cの順となる．これ以降に述べる三次元有限要素解析，実車試験は，これら三つのグループについて行った．

3. 三次元有限要素解析

前章で選定したベルト構造をもつタイヤを，更

に詳細に調べるために三次元有限要素解析を行った．解析プログラムの機能は，大変形，ゴム弾性を含む材料非線形，路面への接地をシミュレートするコンタクトアルゴリズム等を備えている．本研究では，外力条件とタイヤ構造のもつ斜対称性を利用してタイヤを赤道面で割った1/2モデルで解析した．表3は三次元有限要素モデルの規模を表わす．図3は要素分割の代表例を示す．

荷重条件は，内圧230 kPa，回転速度112 km/h相当の遠心力，縦荷重5600 Nである．

図2 グループA, B, Cのベルト端部詳細図

表1 グループA, B, Cのベルト構造

	A	B	C
ベルトコード角度(度)	23	18	27
ベルト幅 #1(mm)	132	147	122
ベルト幅 #2(mm)	117	140	113
端部でのベルト間厚み(mm)	1.5	1.9	0.6

表2 せん断ひずみの軸対称解析結果

	せん断ひずみ(%)			
	ベルト端		最大値	
	子午面	周方向	子午面	周方向
グループA	3.6	15.4	5.9	19.1
グループB	1.2	5.2	2.5	9.3
グループC	2.8	34.6	8.5	34.6

表3 三次元有限要素モデルの概要

	グループ A	グループ B	グループ C
節点数	6,080	6,496	5,952
自由度数	17,664	18,912	17,280
要素数	2,544	2,720	2,480

図3 三次元有限要素モデル

図4 荷重—たわみ線図(グループ A)

実測のフットプリント
(230 kPa, 5600 N)

図5 接地面形状(実測)

3.1 実測値との比較

耐久性を議論する前に、有限要素解析が与える解析値と、実際に測定した値とは、どのくらい合致しているかを検証しておく必要がある。

まず、荷重—たわみ線図を図4に示す。見てわかるように極めて良く合致しているのが読みとれる。この線図はグループAの結果であるが、他のB, Cグループについても同様な合致を見た。接地面の形については、実測を図5に、解析結果を図6に示すが、グループ間の違いを解析結果はよく表しているといえよう。

ベルト端部の周方向せん断ひずみは、タイヤのショルダー部のトレッドゴムを一部分取り去り、ベルト端部を露出させて測定した。図7はグループAのタイヤについてインフレート後と縦荷重を与えた後のせん断ひずみの解析値と測定値を比較したもので、測定値がベルト端を露出させたためトレッドゴムによる拘束が減り、タイヤ内における常態よりもせん断ひずみは大きく評価されることを加味すれば、解析値はベルト端せん断ひず

みをよくシミュレートしていると判断できる。グループ間の違いは解析値が図8に、実測値が図9に表してある。この両図から、実測によるひずみの値から行うグループの順位付けは、解析によるそれと一致しており、有限要素解析によって耐久性相対評価をするための実測的裏付けは整っていると判断できる。

3.2 ストレスパラメータ

周方向せん断ひずみの他にも、三次元有限要素解析により縦荷重をうけるタイヤのベルト端部におけるベルト間要素で各種のパラメータを計算してみた。すなわち、ひずみエネルギー密度^{*2}、ミーゼス等価応力^{*3}、最大せん断応力^{*4}、最大せん断ひずみ^{*4}、静水圧^{*5}である。このうちミーゼス等価応力は金属材料の破壊の評価に使われる測度でありゴム部材にそのまま適用できるかどうかは異論もあるが、これはせん断エネルギーの測度であるので計算してみた。静水圧は、ある種のゴム破壊に関連していると指摘する文献もあり¹⁰⁾、また体積変化成分に関与しており、せん断成分と対

図6 接地面形状(FEM)

図7 周方向せん断ひずみの周方向分布図(グループA)

図8 周方向せん断ひずみの解析結果

*2 ひずみエネルギー密度とは、物体が変形することにより内部に生じるひずみエネルギーの単位体積当りの値である。

*3 ミーゼス等価応力は、本来金属材料の塑性変形における降伏条件として用いられる値であり、応力の苛酷度を表すもの。

*4 三軸応力、ひずみ状態では、せん断成分が方向により変化しているのだが、そのうち最大の値が最大せん断応力、ひずみである。

*5 静水圧とは、物体の体積を圧縮させようとする応力の大きさである。

図9 周方向せん断ひずみの測定結果(実測値)

図10 表4～6のストレスパラメータを計算した要素位置 a, b, c

比させる意味で表に載せた。表4, 5, 6は図10のそれぞれ a, b, c の要素における値をまとめたものである。実際にはこれらのパラメータは要素内で分布しているが、ここでは要素内の平均値を記した。

これらの表に見ると、2番目ベルト端の下要素つまり図10のbにおいて、ほとんどパラメータは最も大きい。そして、値の大小を比べると、グループAが最も小さく、次いでC, Bの順に大きくなる。

4. 実車試験

グループA, B, Cのタイヤを実際に試作し、実車での耐久試験を行った。解析では横力を負荷していないので、走行中にもできる限り横力が加わらないよう、バンク付きのコースを選び、内圧は241 kPa、縦荷重5600 N、走行速度112 km/hの条件でテストコースを走行し、各グループ2本ずつテストした。走行距離3000 kmごとにタイヤを車両からとりはずし、ホログラフィによりベルト端の故障発生を調べると同時に、前輪と後輪のタイヤをXパターンでローテーションした。走行距離は2万7000 kmを目標にしたが、グループBタイヤは1本が1万6000 km、もう1本が1万7000 km走行した時にホログラフィでセパレーションが検出されたので走行を打ち切った。グループA, Cは目標の距離を走行した。

走行後、タイヤを切断し断面を調べて見ると、グループAには故障は見られなかったが、グループB, Cのタイヤには図11に示すようなセパレーションや割れが観察された。まずグループBは、2番ベルトのコード上側がベルト端からベルトに沿って最大28 mm、コード下側がベルトに沿

って8 mmの割れ、そして1番ベルトの端部にも割れが見つかった。

グループCタイヤは、1番ベルトと2番ベルトの間で、1番ベルトの端から15 mmのセパレーションが観察された。これらの故障形態を見ると、カットはベルトのまさに端点に始まり、それがベルトの中央側へ伝播していくものと考えられ、したがってベルト端での何らかの物理量がこれを支配していることが確認できる。

グループBとCを比べると、上述の議論から、割れの大きくしかもベルト端付近数箇所に割れの散見できるグループBのほうがCよりも耐久性の面からは悪いといえる。

表4 図10の位置aでのストレスパラメータ

		グループ		
		A	B	C
ひずみエネルギー密度 ($\times 10^{-6} \text{ J/mm}^3$)	最大	189	253	113
	振幅	172	249	81
ミーゼス等価応力 ($\times 10^{-2} \text{ N/mm}^2$)	最大	200	237	152
	振幅	142	215	76
最大せん断応力 ($\times 10^{-2} \text{ N/mm}^2$)	最大	112	131	85
	振幅	79	119	42
最大せん断ひずみ (%)	最大	33	38	25
	振幅	23	35	12
静水圧 ($\times 10^{-2} \text{ N/mm}^2$)	最大	4	7	-10
	振幅	33	52	50

表5 図10の位置bでのストレスパラメータ

		グループ		
		A	B	C
ひずみエネルギー密度 ($\times 10^{-6} \text{ J/mm}^3$)	最大	314	501	419
	振幅	303	499	350
ミーゼス等価応力 ($\times 10^{-2} \text{ N/mm}^2$)	最大	260	338	300
	振幅	214	319	187
最大せん断応力 ($\times 10^{-2} \text{ N/mm}^2$)	最大	148	190	170
	振幅	122	180	104
最大せん断ひずみ (%)	最大	44	56	50
	振幅	36	53	30
静水圧 ($\times 10^{-2} \text{ N/mm}^2$)	最大	14	12	-10
	振幅	32	16	110
ベルト端周方向せん断ひずみ (%)	最大	53	70	67
	振幅	48	71	46

図11 実車走行試験後の各グループタイヤの故障状態

5. 考 察

まず、グループ B タイヤで 2 番ベルト端上で実走後に比較的大きな割れが観察されたことについては、三次元有限要素解析からは、この部分では表4～6に記したようなストレスパラメータは、ベルト間に比べそれほど大きな値は得られなかった。この大きな原因は、図2の要素分割図を見てわかるように、要素の分割がベルト上部で粗すぎたことにより、この部分で集中していたと思われるストレスがつかめなかったことであろうと推察できる。これは本研究が当初からベルト間故障だけに集中して議論を進めようとしたことの帰結であり、それ以外の故障形態も想定して進めるべきであったかもしれない。

さて、表4～6にあげた、耐久性に関連しそうなパラメータのうち、まず静水圧について見ると、いずれの位置、タイヤについても最大値、振幅ともにゴムのモジュラスよりも2桁くらいは小さく、このことから、少なくともここで取り上げたベルトの耐久性に関する限りの静水圧はほとんど関与しないといえる。これ以外のパラメータはすべてせん断変形モードに関するものである。ひずみエネルギー密度は一般にはせん断モードも体

表6 図10の位置 c でのストレスパラメータ

		グループ		
		A	B	C
ひずみエネルギー密度 ($\times 10^{-6} \text{ J/mm}^3$)	最大	176	371	242
	振幅	172	370	205
ミーゼス等価応力 ($\times 10^{-2} \text{ N/mm}^2$)	最大	175	272	180
	振幅	148	262	106
最大せん断応力 ($\times 10^{-2} \text{ N/mm}^2$)	最大	100	156	104
	振幅	85	151	61
最大せん断ひずみ (%)	最大	29	46	30
	振幅	25	44	18
静水圧 ($\times 10^{-2} \text{ N/mm}^2$)	最大	44	68	133
	振幅	36	64	85

積モードも両方含んでいるものなのだが、本解析ではゴム弾性を考慮した修正ムーニー・リブリン材料モデルを採用しており、それによると、ゴムの非圧縮条件は自動的に満たされ、したがって体積変形によるエネルギーは零であり、これはせん断ひずみエネルギー密度ともいえるものである。周方向せん断ひずみ、最大主せん断応力、最大主せん断ひずみは、せん断変形の一方のみに関した測度であり、ひずみエネルギー密度、ミーゼス等価応力が3方向の応力を考慮したものであることと対照的である。それら、一方向性せん断変形測度は、表から見て、耐久性能の相対評価に使えとはいいい難い。すなわちいいかえるならば、タイヤのベルト耐久性を予測するためには、体積変形モードではなく、せん断モードの、しかも三軸方向の応力を反映した測度が必要であることを示唆している。ミーゼス等価応力も、この意味では該当するのだが、これは元来線形弾性の考えに基づいて導かれたものであり、ゴム弾性にそのまま適用することは本研究結果を見る限りは、ふさわしい基準とはいえない。結局のところ、ひずみエネルギー密度が、その最大値、振幅値ともに実験結果と良く対応しており、三次元有限要素解析を使って、適切に材料モデリング、形状モデリングをするならば、解析から得られるひずみエネルギー密度を見ることにより、ベルト耐久性の相対評価ができると結論づけることができる。

実際に走行するタイヤでは、回転するたびにベルト端部は繰り返しせん断変形を受け、ヒステリシス効果も相乗して疲労し故障に至ると察せられるが、粘弾性、発熱、伝熱、疲労、破壊といった

複雑なメカニクスにまで言及するのではなく、むしろ最も簡単な静的三次元状態を有限要素法で解析し、そこから耐久性予測につなげるには何を評価すればいいのかということが著者らの研究の主題であった。導かれたひずみエネルギー密度という尺度は、ゴムの三軸せん断状態を包括的に表すものであり、耐久性の尺度として評価できることを示すことができた。

6. お わ り に

タイヤの耐久試験は従来よりドラム試験などで行われているが、結果を得るまでにかなりの日数を要する。有限要素解析は文中で述べたように、適切なモデリングと解析プログラムとコンピューティングパワーさえあれば、実機試験よりずっと早く評価することができる。耐久性に限らず他の性能にも敷衍していうと、実機試験の不可能な、又は実機試験からは直接とり出すことのできないような重要評価項目を物理量としてとらえ、それによって机上で設計を評価しようとするのが有限要素解析に代表される CAE の狙いの一つだが、タイヤ業界でも CAE 利用技術の深耕と解析能力の向上は着実に進行している。タイヤにまつわる現象のうち、性能と評価項目の関係が従来の実験手法からは説明し切れないことがまだまだ多く、そういった領域を解明していくのも別の狙いであり、CAE にかける期待は大きい。

付 録

1. 有限要素法

有限要素法一般に関するテキストブックは多数出版されているが、例えば参考文献 6)～8)を参照されたい。

本稿では三次元解析と軸対称解析を使ったが、本文中にも述べたように、三次元解析が一般的な形状、境界条件、外力条件に対応できる解析であるのに対し、軸対称解析は、リング状の構造物が

図12 ラジアルタイヤの構造

すべての子午面において同一の挙動を示すような条件下で成り立つ解析である。

タイヤでいえば、内圧だけのかかる解析は軸対称解析であり、路面に接地した状態の解析は三次元解析に相当する。

2. ラジアルタイヤの構造

ラジアルタイヤの構造を、参考文献 9) から引用して図12に示す。

参 考 文 献

- 1) Gardner, I., Theves, M.: *Tire Science and Technology*, 17, 86 (1989)
- 2) Ogawa, H., et al.: *ibid.*, 18, 236 (1990)
- 3) Tseng, N. T., et al.: *ibid.*, 19, 2 (1991)
- 4) Ishihara, K.: *ibid.*, 19, 23 (1991)
- 5) DeEskinazi, J., Ishihara, K., Volk, H., et al.: Presented at the eighth meeting of the Tire Society, Akron, March 21-22, 1989; *Tire Science and Technology*, 18, 216 (1990).
- 6) Zienkiewicz, O. C.: "The Finite Element Method", McGraw-Hill (1977)
- 7) Bathe, K. J.: "Finite Element Procedures in Engineering Analysis", Prentice-Hall (1982)
- 8) 鷲津ら編：有限要素法ハンドブック，培風館 (1981)
- 9) 酒井：タイヤ工学，グランプリ出版 (1987)
- 10) Gent, A.: Private Communication
- 11) Turner, J., et al.: *Rubber Chemistry and Technology*, 55, 1078 (1982)