

クロスグループタイプ CVJ の応力解析

Stress Analysis of Cross Groove Type Constant Velocity Joint

齋藤晴彦 H. SAITO 前田敏幸 T. MAEDA

The driveshaft is the part that transmits the vehicle's engine torque and rotation to the tires, and predicting the stress of each component in the CVJ, a major part within the driveshaft, is important to creating a strong CVJ design. However, because contact between each such component is complex, a formula for effectively calculating such stress has not been established. This paper introduces a stress analysis model that, with the aim of developing an effective design tool, we constructed utilizing the finite element method and taking contact between components into consideration. Validation results are also presented.

Key Words: constant velocity joint, computer aided engineering, finite element method, stress analysis, contact

1. はじめに

等速ジョイント (Constant Velocity Joint, 以下, CVJ と称す) はドライブシャフトの両端に配され, エンジントルクおよび回転をディファレンシャルギヤからタイヤへ伝達するとともに, 操舵による動力伝達軸の屈曲や, 軸方向変位を吸収するための伸縮の機能を持つなどの役割がある (図 1)。CVJ の強度設計においては, 車両走行中の構成部品の応力状態を予測する必要があるが, 各部品に働く接触荷重は動力伝達軸の回転に応じて変化するため, 最大負荷条件を明確にすることが設計の課題であり, 理論的な検討では, 部品間のすきまや, 弾性変形の影響が考慮できず, 実現象と合わないことが問題点となっていた。

一方, CAE の代表的な手法である有限要素法 (Finite Element Method, 以下, FEM と称す) は, 対象物の特性をいくつかの代表点で表す近似手法で, モデルの形状に制約が無く, 近年の計算技術の高度化により, 接触などの非線形問題にも対応できるようになってきた。

本報では, 設計課題である回転中の CVJ の負荷状態を模擬し, 各部品の応力を評価できる設計ツールの構築を狙いとして, FEM による接触応力解析に取り組んだ事例について紹介する。対象として, 当社ドライブシャフト製品から, 主に上級車の後輪に用いられるクロスグループタイプの VL シリーズを取り上げる。

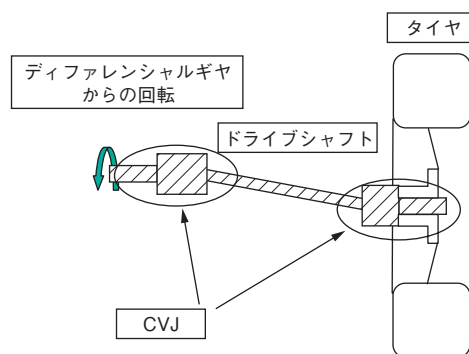


図 1 ドライブシャフト模式図
Schematic view of driveshaft

2. CVJの概要

解析対象である VL シリーズ CVJ の構成を図 2 に示す。VL シリーズは, 内輪・外輪ボール溝とボールの接触を介して外輪から内輪 (ディファレンシャルギヤ側), あるいは内輪から外輪 (タイヤ側) へトルク, 回転を伝達する。ボールが内輪・外輪ボール溝方向にしゅう動することで, 内輪軸と外輪軸が角度を取ることができ, 回転伝達軸の屈曲を可能としている。入力軸と出力軸の等速性は, 複数個あるボールの位置を, 回転伝達軸の屈曲角 (軸交差角) を 2 等分する平面上に保持することで維持される。図 3 に示すように, 軸交差角の 2 等分面上では, 軸交差角が変わっても, 入力軸に対する荷重作用点の距離 r_i と, 出力軸に対する荷重作用点の距離 r_o が常に等しくなり, 両軸の回転速度が等しく維持される。

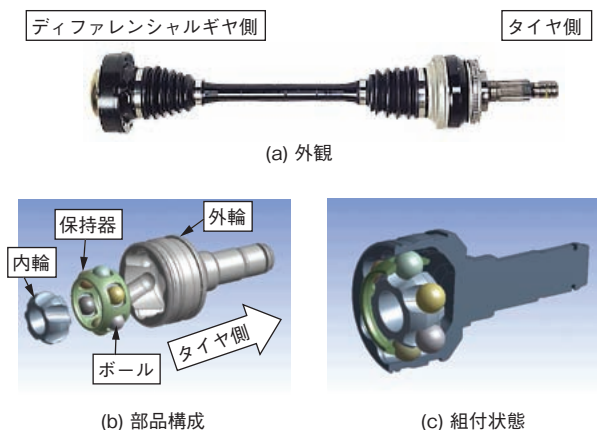


図2 VLタイプドライブシャフト
VL type driveshaft

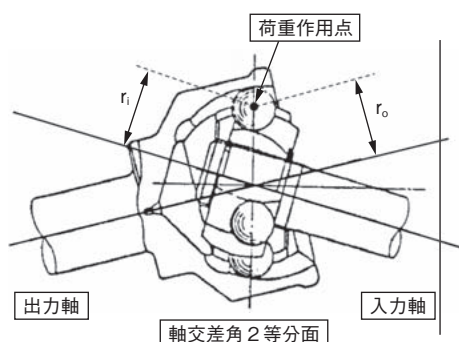


図3 CVJの等速性のメカニズム
CVJ constant velocity mechanism

今回対象とした VL シリーズは、ボール溝の方向が内輪・外輪軸に対してある角度で傾いた形状となっており、さらに内輪、外輪の各溝は、それぞれ隣り合った溝が逆方向に傾くようになっている。また、内輪と外輪の相対するボール溝も逆方向に斜交する形になっている(図4)。このようにボール溝を斜交させることによって、ボールは軸交差角が変わっても、その2等分面上に存在するよう、動きが制限される。

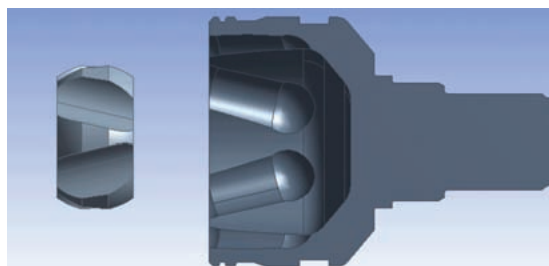


図4 内輪・外輪ボール溝
Inner ring and outer ring ball grooves

回転中、ボールと他の部品との間に生じている接触荷重は、図5の模式図に示す状態となる。回転によって発生する内輪・外輪ボール溝の接触荷重は、ボール溝が互いに傾いていることにより、それぞれがなす角を2等分する方向にボールを押し出すように作用する。そして、このボール押し出し荷重が保持器窓部に作用する。保持器に作用する荷重は、6組のボール溝が互いに斜交しているため、1つおきの窓で方向が変わり、結果的に方向が逆向きの2組の荷重が平衡することになる。CVJの各部品は、この荷重状態で回転を伝達している。

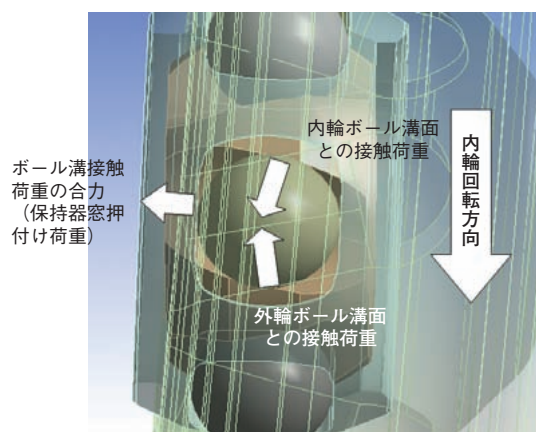


図5 CVJの接触荷重状態
CVJ contact load condition

3. 解析の概要

3.1 モデルの形状

FEMは近似手法であるため、計算で求められる解は、微小変形であることが前提で、回転のような大きな挙動を扱うことができない。そのため、本報での検討は静的な変形解析で行うこととした。解析モデルは図6に示すように、内輪、外輪、保持器、および6個のボールから成り、三次元CADで作成した形状を用いた。軸交差角は図中X軸に対し時計周りに5°とし、外輪を傾けて配置した。ボールはYZ面上に2個のボール中心が置かれるようにした上で、軸交差角の2等分面(XY面をX軸に対し時計周りに2.5°)上に等間隔で配置する。保持器はボールの位置に合わせ、やはりX軸周りに2.5°傾けている。

上記配置が基準になるが、任意の軸交差角、Z軸に対する回転位相角に対応可能で、三次元CADの座標変換機能で形状データを作成すればよい。

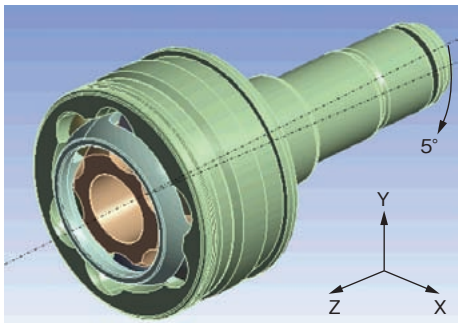
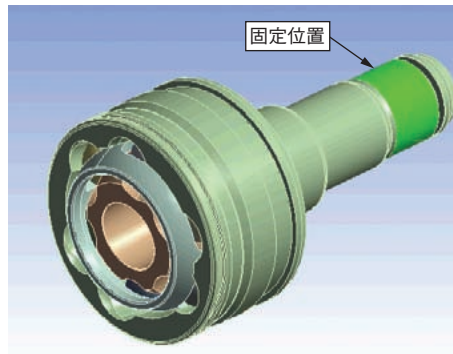
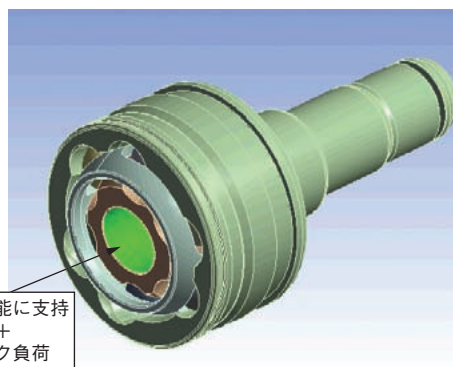


図6 解析モデル
Analysis model



(a) 外輪固定位置



(b) 内輪軸変位拘束およびトルク負荷位置

図8 解析条件
Boundary condition

3.2 接触部

内輪・外輪ボール溝とボール、および保持器窓とボールに摩擦を考慮した接触を定義する。図7に接触するペアとなる面の一列を示す。実際のモデル作成作業ではCADデータを読み込む際にCAEソフト側で近接面に自動的に接触を定義するようになっている。摩擦係数については次章で述べる応力測定結果との合わせ込みで調整した。

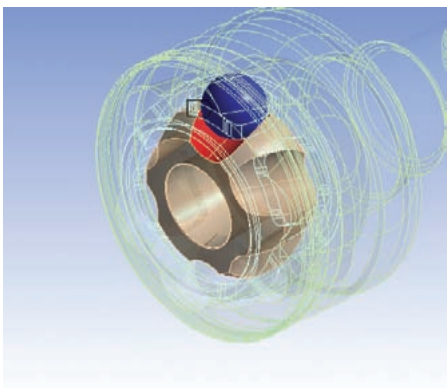


図7 内輪とボールの接触面
Inner ring and ball contact surface

3.4 要素分割

FEMで計算するため、モデルは図9のように分割した。将来、設計ツールとして利用し、CAEソフトの使用経験の浅い設計者でも対応しやすいように、CAEソフトの自動分割機能を用い四面体で分割し、解析精度を低下させないよう2次要素を用いている。2次要素とは、四面体の各頂点と、各辺の中央に特性点を持ち、その点で応力、変位などが計算されるものである。(1次要素は四面体の頂点のみに特性点を持つ。)

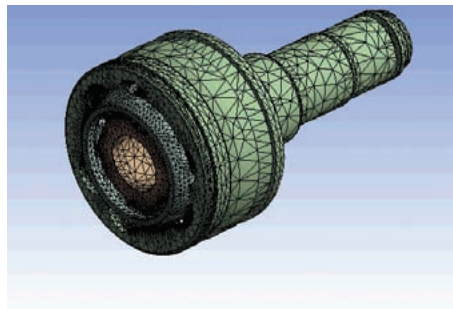


図9 要素分割
Finite element mesh

3.3 荷重・拘束条件

モデルの固定は外輪端部の円筒面を完全拘束とし、内輪内周面を回転可能に拘束した。同時に内輪拘束面にトルクを負荷している(図8)。

保持器、ボールは接触によって位置が決まるためCAEモデル上でも拘束はしていない。そのため、三次元CAD上で、どの部品とも接していない状態や逆に過大な干渉のある状態に配置すると、計算が収束しにくくなる。これを回避するため、三次元CADで形状を作成する際、干渉チェックなどを行って形状データを作成している。

4. 解析結果

実機応力集中部位での値をほぼ同等とするために図10に示す試験装置を用い、図中に示す位置にひずみゲージを貼り付け、ねじり負荷時のひずみを測定した。保持器柱部は CVJ の最弱部位の1つで、最も破損しやすい箇所となっている。

負荷トルクに対する保持器内周面の応力分布を図11に示す。また、ひずみゲージ位置の応力は、前章で述べた摩擦係数によって調整した結果、図12のようになり、高トルク域で若干の誤差が見られるが、おおむね一致していることが分かる。

図13にボールと、保持器窓との接触によって発生する面圧分布を示す。ボール中央のわずかに色が変わっている点が、保持器との接触によって面圧が高くなっている部位で、第2章で述べたとおり、6個のボールが1個おきに対向する保持器窓面と接触し、それぞれの接触荷重が保持器柱を引っ張り合う状態になっている。この結果からも本モデルが、クロスグループタイプ CVJ の接触状態を模擬できているといえる。

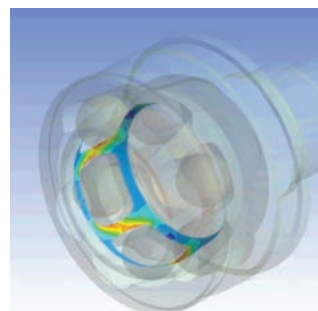


図11 保持器内周応力分布
Retainer stress distribution

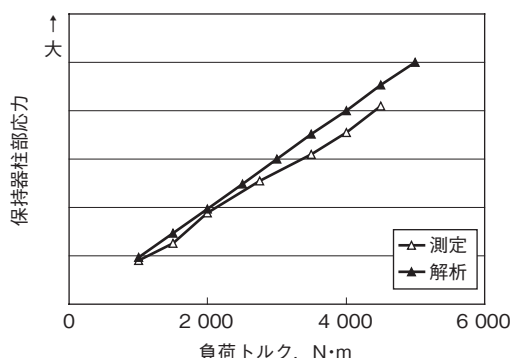


図12 負荷トルクと保持器柱部応力
Loaded torque and retainer bar stress

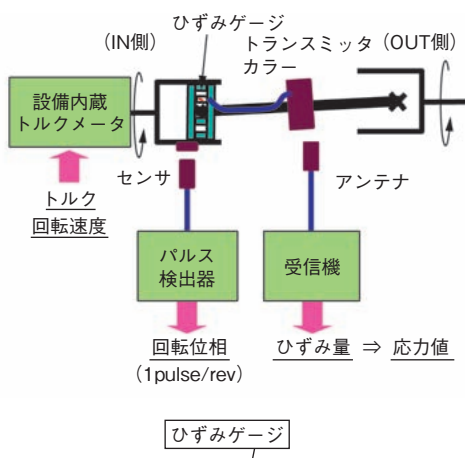
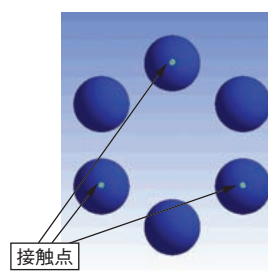
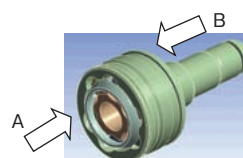
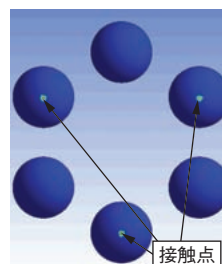


図10 保持器のひずみ測定
Retainer strain measurement



(a) 矢視A



(b) 矢視B

図13 ボールと保持器窓の接触面圧
Contact surface pressure between ball and retainer

5. 他サイズCVJによる確認

摩擦係数を調整することで、ねじり試験結果と、ほぼ10%程度の誤差で実機応力状態を表すモデルが構築できた。このモデルが他サイズのVLにも適用できることを確認すると同時に、本解析手法の設計での利用方法として、以下の検討を行った。ねじり疲労試験により、負荷トルクと、保持器が破損した時点の負荷回数（T-N線図）を調べ、本解析によるトルクと発生応力の関係と対応させて、発生応力と破損回数をプロット（S-N線図）した。その結果を図14に示す。T-N線図ではサイズの小さいモデルAが、大きいモデルBより低いトルクで破損しており強度が低いことを表しているが、S-N線図では、モデルA、Bの応力が、ほぼ同一の直線にあり、サイズの異なる2種のCVJで実機と同じ応力状態が計算できていると考えられる。

本解析手法で応力を求め、図14のS-N線図に当てはめて、保持器の疲労強度限界を推定すれば、試作・試験を繰り返すことなく、より最適な設計が可能となり、小型・軽量化に結び付けられる。

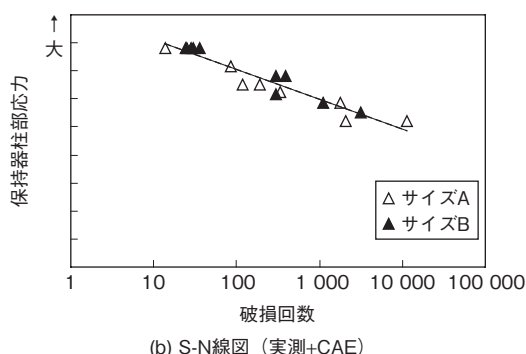
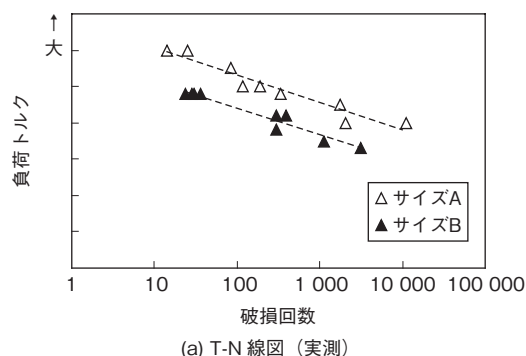


図14 VLタイプのT-N、S-N線図
VL type driveshaft T-N and S-N diagrams

6. 今後の取組み

前章の検討は低サイクル領域について実施したが、今後は高サイクル領域についても、実機挙動を確認し検証していく。

また、今回はクロスグループタイプのCVJを対象としたが、今後はより一般的なCVJである、ボールジョイントタイプを対象としていきたい。ボールジョイントタイプは、ボール溝が回転伝達軸と平行で、クロスグループタイプより大きい軸交差角が取れる構造になっており、主としてFF車の前輪に用いられる。軸交差角が大きくなると、保持器の応力が高くなることが経験上分かっているため、CAEによる評価の要求はより強くなってきている。

7. おわりに

保持器の応力解析は、これまでは単体で、理論的に推定した荷重条件の下で行われ、結果についても、性能評価で合格となった製品の解析結果との比較評価が主流であった。

今回アッセンブリモデルで、部品間の荷重伝達を正確に考慮し、実機試験と整合を取ることで、CAEによる応力の絶対値評価への足がかりとすることができた。今後も計算環境の充実を進めながら、CVJを含めた駆動系製品の特性を評価する解析手法を確立していきたい。

筆者



齋藤晴彦*
H. SAITO



前田敏幸*
T. MAEDA

* 軸受・駆動事業本部 実験解析技術部