

⑬大型車のプロペラシャフトのアンバランスがドライブトレインの振動特性に与える影響

自動車安全研究領域

細川成之 齊藤皓二

1. はじめに

大型車の事故は、その影響度が大きく、しばしば社会問題に至ることがある。その中で、走行駆動系の不具合は、人身事故件数こそ少ないものの、重大事故に至る可能性がある「インシデント」として注視する必要があると考えられる。近年でも、大型トラック等のプロペラシャフトの脱落、クラッチハウジングの破断などが発生しており、その故障パターンの中には、加振源としてプロペラシャフトのアンバランスが要因と考えられる事象がある。

そこで、大型車のプロペラシャフト加振源によるドライブトレイン各部の振動・応力特性について、事象解析・影響度把握を実施した。

2. 調査概要

本調査では、近年、比較的多く不具合事例が報告されている、プロペラシャフトの脱落及びクラッチハウジング破断について、不具合調査資料をもとに事象の解析を試み、また、車両から駆動系装置を分離して実験・計測するために当所に設置したドライブトレインテスターにより、プロペラシャフトのアンバランスによるドライブトレイン各部の振動特性とクラッチハウジング取付けフランジ部の応力特性把握を実施しその影響度について調査した。

市場での使用過程におけるユニバーサルジョイントのスパイダー部におけるスラスト摩耗とラジアル摩耗に起因するプロペラシャフト・アンバランスの回

転振動に着目し、それぞれの摩耗量をプロペラシャフト・アンバランスのパラメータとして設定した。

ドライブトレイン各部の振動加速度の測定位置は、エンジン、クラッチハウジング、トランスミッション、リアアクスルの上部に加速度計を設置して測定を行った。また、クラッチハウジング取付けフランジ部の応力は、クラッチハウジングおよび隣接するトランスミッションの上部、左右部および下部にひずみゲージを貼付して測定した。

3. プロペラシャフト脱落の事象解析

国土交通省が実施した、プロペラシャフトの脱落に関する調査の結果（3年間で330件）によると、原因不明とされるものが最も多かったが、整備ミスとされるものも約20%あった。プロペラシャフト等が破損に至るまでの要因と故障モードの関係を検討した結果を図1に示す。

プロペラシャフトが関係する要因としては、プロペラシャフト自体のアンバランスやユニバーサルジョイント交角が規定以上となる場合や、急発進時の衝撃トルク、過積載時の過大なトルクまた振幅変動が大きい場合などが考えられる。これに対して、故障モードは、調査結果からフランジボルト／センターナットの緩みやクラッチハウジング等に生じる過大な応力、スパイダー摩耗などから最終的にプロペラシャフトの脱落やハウジングの破断に至ることがある。

故障モードから脱落や破断に至るまでの過程で、疲

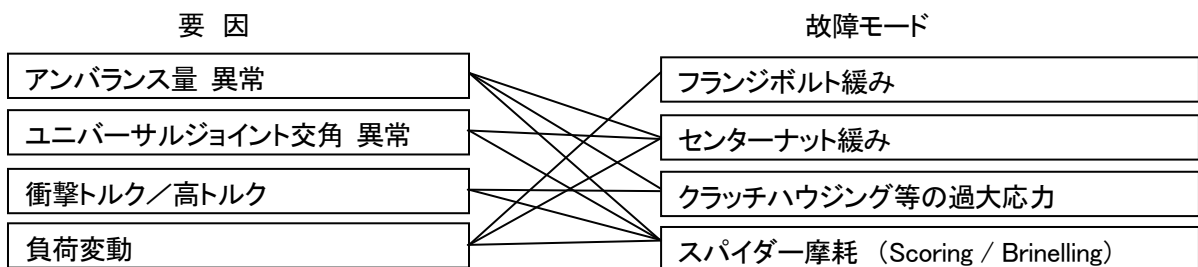


図1 プロペラシャフトに起因する故障モード

劣破損のように同一の故障モードが時間経過と共に促進される場合も多いが、プロペラシャフトのアンバランス量異常があるレベルを超えるに伴い、新たな振動が誘発され、最終的に共振が主要原因となり破損する事例もある。

そこで、ドライブトレインテスターを用いて、スパイダー摩耗の模擬的増大にともなう振動を再現し、実験的調査を行った。

4. プロペラシャフトのアンバランスが ドライブトレインの振動特性に与える影響

4. 1. 実験概要

本実験では、ドライブトレインテスターを用い、主要な加振源であるプロペラシャフトのアンバランスに起因されたドライブトレイン各部の振動特性とクラッチハウジング取付けフランジ部の応力特性把握を実施した。プロペラシャフトのアンバランスは、市場での使用過程におけるスパイダー部におけるスラスト摩耗とラジアル摩耗による回転振動に着目し、それぞれの摩耗量をパラメータとして設定した。

4. 2. 実験装置及び供試プロペラシャフトの仕様

ドライブトレインテスター外観図を図2に示す。



図2 ドライブトレインテスター

本ドライブトレインテスターは、大型車 (GVW 20トン) のエンジン、トランスミッション、プロペラシャフト、リヤアクスルの各装置を車両レイアウトに準じベンチに支持・搭載し、エンジンの燃焼振動や外部要因の影響を回避するために、後車軸部より電動機で駆動する方式を採用した。

今回使用したプロペラシャフトは、取付け全長が約1155mm (実験装置にセット時)、質量が42.02kgの鋼鉄製である。実験に使用したプロペラシャフトのアンバランス測定結果を表1に示す。また、図3にプロペラシャフトのアンバランス量の設定方法を示す。

表1 供試プロペラシャフトのアンバランス量

	プロペラシャフトの設定	アンバランス量 (実測値)
No.1	新品相当	45 g - cm
No.2	使用限界 (800g-cm 目標)	661 g - cm
No.3	使用過程上の異常値 (1200g-cm 目標)	1296 g - cm
No.4	スパイダー部ラジアル摩耗1 (トランスミッション側 0.8 mm)	714 g - cm
No.5	スパイダー部ラジアル摩耗2 (トランスミッション側 1.2 mm)	849 g - cm
No.6	スパイダー部スラスト摩耗1 (トランスミッション側 0.4 mm)	852 g - cm
No.7	スパイダー部スラスト摩耗2 (トランスミッション側 0.6mm)	1136 g - cm

※測定時のプロペラシャフト回転数：2000rpm

図3 プロペラシャフトのアンバランス量の設定方法

重錘貼付による アンバランス設定	スパイダー部摩耗によるプロペラシャフトのアンバランス設定	
	ラジアル方向摩耗	スラスト方向摩耗

表中の No. 1 は新品のプロペラシャフトをアンバランス量が 50 g-cm 以下となるように調整したものであり、正規に整備された車両を想定した供試体である。

No. 2, 3 は、プロペラシャフトに重錘を貼付してアンバランス量を調整した供試体であり、No. 2 はメーカー指定の使用限界値 (800g-cm)、No. 3 は異常値とした (使用限界値からさらに 50%増加)。これらにより、プロペラシャフトのアンバランスとドライブトレイン各部の振動等の影響について確認を行うこととした。

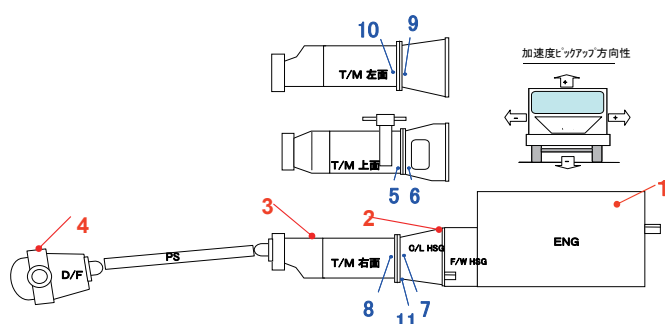
No. 4 ~ 7 は、市場において起こりうるプロペラシャフトのスパイダー部摩耗によるアンバランスを想定した供試体である。摩耗する場所については、ラジアル方向とスラスト方向の2種類を設定した。No. 4, 5 はスパイダー部のラジアル方向に摩耗を生じた場合を模擬した供試体、No. 6, 7 はスパイダー部のスラスト方向に摩耗を生じた場合を模擬した供試体である。

摩耗量の設定方法は、スパイダー部のスラスト面を切削しアンバランスが 1200g-cm 程度となる摩耗量

(0.6mm)を最大摩耗量とした。ラジアル方向摩耗量は、スパイダーのラジアル面を半径方向にスラスト方向と同じく0.6mm(直径で1.2mm)切削し最大摩耗量とした。

変速機のギヤーは7速とした。これは、変速機の攪拌抵抗を利用して駆動系全体の遊動ガタを防ぐためである。また、クラッチ断とすることにより、エンジンの過回転域での条件設定を容易にした。

本実験では、プロペラシャフト最高回転数を4550rpmとした。これは、供試エンジンの最高回転数(2200rpm)に約30%の過回転を想定したものである(変速段7速)。過回転域までの事象を調査することにより、実走行時における降坂惰行やミスシフト等による過回転事象把握に加えて、振動強度的余裕度についても考えることができる。図4に各計測項目及び計測位置を示す。



No. 1~4: 振動加速度測定位置 No. 5~11: 応力測定位置

図4 加速度及び応力測定位置

4. 3. 実験結果と考察

4. 3. 1. ドライブトレインの振動・応力特性

ドライブトレイン各部の振動特性把握のために、実験回転数全域における回転トラッキング解析を行った。オーバーオール値に対する寄与率が最も高かったのは、プロペラシャフトの1次振動であった。また、エンジン部は加振源(プロペラシャフト)から離れた位置にあることと、慣性質量が大きいため振動レベルが低く、リアアクスル部については加振源に近い位置ではあるが、他の測定部位と異なり一次振動のオーバーオール値に対する寄与率が低く、駆動用電動機、駆動用ベルトおよび支持系の高次振動の重量がみられた。このため、トランスミッション上部の左右方向の一次振動に着目して解析を行うこととした。

図5に新品相当のプロペラシャフト(No. 1)と重錘

貼付によりアンバランス量を調整したプロペラシャフト(No. 2, No. 3)の比較を示す。プロペラシャフト回転数が3700rpm(エンジン回転数:約2300rpm)付近までは振動加速度は比較的低い値であったが、これ以降の回転数では急激に増大し、4500rpm(エンジン回転数:約2800rpm)では、3500rpm時のNo. 1の振動加速度と比較すると、No. 1では15倍程度であったが、No. 2では約40倍、No. 3では80倍以上とアンバランス量が増大するにすぎない、振動加速度は急激に増大する結果となった。振動加速度の急激な上昇により、供試ドライブトレインの共振点は4500rpm付近(75Hz)であると推定される。

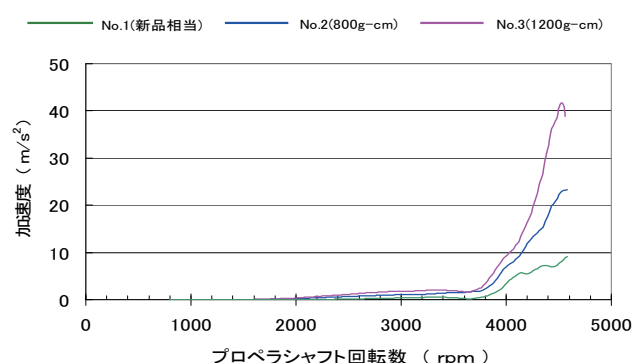


図5 振動加速度のトラッキング解析結果
(トランスミッション上部左右方向)

また、応力特性把握のため、不具合事例(クラッチハウジング破断)として報告のあったクラッチハウジングとトランスミッションの接合部周辺にひずみゲージを貼付し、実験回転数全域における最大応力を計測した。その結果、測定点のなかでクラッチハウジング上部の応力が最も顕著であった。図6にNo. 1, 2, 3のクラッチハウジング上部の応力を示す。

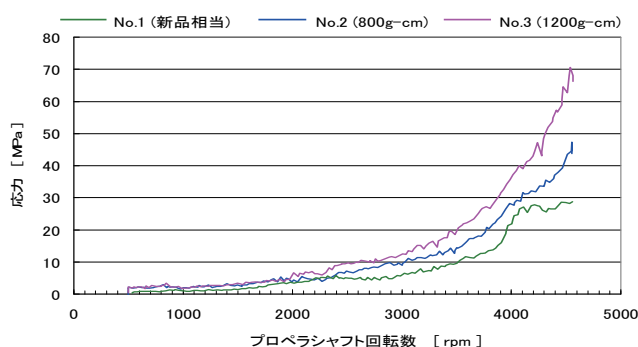


図6 振動加速度のトラッキング解析結果
(クラッチハウジング上部)

プロペラシャフト回転数と最大応力の関係は、振動加速度ほど急激ではなかったが、4500rpmでは3500rpm時の応力と比較すると、No.1では約2倍、No.2では約3倍、No.3では約6倍とアンバランス量が増大するにしたい、応力も増大する結果となった。

4. 3. 2. スパイダー部摩耗がプロペラシャフトのアンバランスに及ぼす影響

次に、スパイダー部摩耗がプロペラシャフトのアンバランス及び振動特性に与える影響について検討を行った。図7にプロペラシャフトのアンバランス条件No.1～No.7における振動加速度の値を示す。なお、プロペラシャフト回転数は、ドライブトレインの共振回転数(4500rpm)ではなく、4200rpmでの値を使って比較した。これは、共振回転数付近では振動加速度が大きく変動する場合があったためである。

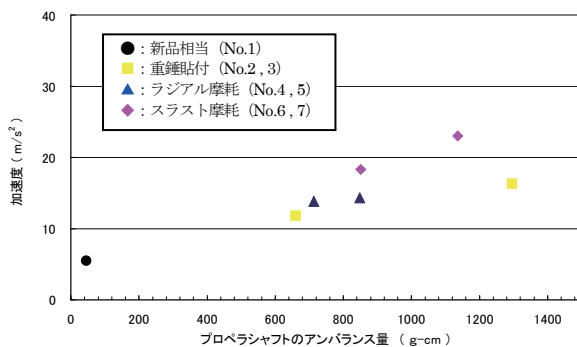


図7 プロペラシャフトのアンバランス量と振動加速度の関係（トランスミッション上部：一次成分）

スパイダー部が摩耗した場合では、特にアンバランス量が多い場合でラジアル摩耗、スラスト摩耗ともに、重錘貼付によるプロペラシャフトに比べて同程度のアンバランス量の場合に振動加速度が顕著となる傾向を示した。これは、スパイダー部の摩耗によりプロペラシャフト・アンバランスが生じた場合には、スパイダー部とスパイダー部を支持するニードルベアリングとの接触状態が変化し、振動が助長されたことが考えられる。つまり、重錘貼付の場合では、スパイダー部の円筒面と頭頂面で支持部（ニードルベアリングおよびスラスト軸受）との間隔は一定に保たれるが、スパイダー部のラジアル方向またはスラスト方向に摩耗が生じると、摩耗量分のガタが生じるだけでなく、接触状態が一様でなくなるため、プロペラシャフ

トの回転に伴い振動加速度が大きくなるものと推察される。この傾向は、摩耗量が増加するにしたがい顕著になると考えられる。

5. まとめ

当所のドライブトレインテスターを用い、主要な加振源であるプロペラシャフトのアンバランスに起因するドライブトレインの振動特性を把握するとともに、市場実態を考慮したプロペラシャフトを製作して実験を行った。以下に本実験実施により得た結果についてまとめる。

- ドライブトレインテスターの利点を生かして、市場実態（スパイダー部の摩耗）に対応し、かつ実車実験では難しいプロペラシャフトの過回転までの広範囲の回転領域における実験を実施することができた。
- ドライブトレインにおける共振現象を実験的に確認できた。
- 市場におけるプロペラシャフト・アンバランス量の増加経過は、「新品プロペラシャフト」→「市場での使用限界値」→「規定値や機能的限界値超過」のような段階をたどると推定されるが、これらの各段階での振動特性のレベル変化について把握できた。
- スパイダー部の摩耗等によるプロペラシャフトのアンバランスがプロペラシャフトの脱落やクラッチハウジング破断の要因となる可能性について確認できた。

よって、プロペラシャフトのアンバランスを適正に点検・整備することにより、これらが要因となる不具合の低減に寄与できる可能性がある。

最後に、ドライブトレイン実験においてご協力いただいたリコール技術検証部の関係各位、特に実験及び計測を担当した益子仁一氏、加藤秀人氏、鈴木栄一氏、伊藤富士根氏に謝意を表す。