233 新型レガシィ用5速AT開発におけるギヤ音改善PTの取り組み

Activities of Gear Noise Reduction Project Team in Development of 5-Speed Automatic Transmission for New LEGACY

○ 大西 康晴 (富士重工)
初鹿 智昭 (富士重工)

藤原 康弘 (富士重工)
渡辺 健 (富士重工)

纓田 勝司 (富士重工)
山崎 茂 (富士重工)

Yasuharu Ohnishi
Tomoaki Hajika

Yasuhiro Fujiwara
Takeshi Watanabe

Katsushi Oda
Shigeru Yamazaki

Fuji Heavy Industries Ltd. 1-1-1 Izumi, Oizumi-Machi Ohra, Gunma

The Gear Noise Reduction Project Team took two approaches to reduce gear noise of the 5-speed automatic transmission (5AT) for the New Legacy: one approach is the developments of the gear to reduce source of vibration, and the other is the development of a structure to control structure-borne noise. The team consisted of experts from the fields of Research, Engineering, and Manufacturing. The team achieved the targeted level of noise and vibration. An overview of their activities is introduced below.

Key Words: Helical Gear, Noise, Transmission Error, Heat Treatment, Structure, Resonance

1. 緒 言

トランスミッションによるギヤ音の発生メカニズムは、Fig.1 のように、(1)起振源である噛み合い伝達誤差、および(2)伝達系である各部品構成特性によって決定されると考えられる。⁽¹⁾

Fig.1 Mechanism of gear noise

ここでは、最初に新型レガシィ用5速オートマチック・トランスミッション（以下5ATと略す）で取り入れた伝達系の構造・形状・制振設計を紹介する。続いて当社のSTRCが提唱し⁽²⁾、起振源低減のため採用した小歯数、大モジュール歯車の歯車製造技術を述べ、最後に実験計測・解析評価および改善の例を示す。

2. 構造・形状の初期設計

Fig.2 に5ATの主断面⁽³⁾を示す。

5ATの構造を設計するに当たり、これまでのギヤ音開発の経験から、主に次の3点に留意した。

Fig.2 5AT for New LEGACY

(1) ドリブンギヤの支持構造

ドライブピニオン軸の曲げ振動などに誘起されるドリブンギヤの振動を抑えるため、ドリブンギヤを両持ち支持構造とした。

(2) ケースの加工

同時に、そのドリブンギヤの両軸受けの同軸度を確保するため、メインケースとエクステンションケースの間にインタミケースを新設し、軸受け穴をメインケースとインタミケースの同時加工とした。

(3) ドリブンギヤとドライブピニオン軸の接続

また、4ATで採用していたドリブンギヤとドライブピニオン軸とのロックナット締結を廃止し、スプライン嵌合のみとした。これにより、ドライブピニオン軸の曲げ振動を、ドリブンギヤへ伝達しない構造とした。

Fig.3 に、5AT リダクションギヤまわりの支持構造を示す。

Fig.3 Support structure of reduction gears

3. 小歯数、大モジュール歯車対応の製造技術

3. 1 伝達誤差シミュレーションによる開発目標の設定

ギヤ音開発において、歯車の歯面形状と噛み合い起振力の関係を定量的に把握することは非常に困難であり、従来のギヤ音開発の成否は、実務者の経験的ノウハウに頼る部分が多かった。

2000年に発売したNew Ageインプレッサに搭載した6速マニュアル・トランスミッションのギヤ音開発において、当社で開発した噛み合い伝達誤差シミュレーションシステム⁽⁴⁾⁽⁵⁾を初めて採用し、試作毎の歯車起振力解析とその定量化、及び次回試作へのフィードバックの精度向上により、ギヤ音開発の期間短縮、品質玉成に力を発揮した。

5ATの開発においては、試作時のフィードバックに加え、シミュレーションによりトランスミッション及び歯車加工精度の開発目標を設定した。

開発初期に、小歯数、大モジュール歯車の工程毎のバラツキを明確にした上で、歯車加工精度のバラツキ量の改善目標値を設定した。

また、歯車加工精度の改善を織り込んだ条件で、伝達誤差の下限値を設定し、下限の条件で車両としてギヤ音の開発目標を達成し得る設計仕様を造り込み、下限の条件を更に改善する製造面での取り組みを融合させることにより、現行ユニットの実力よりも1ランク高い開発目標の達成に挑んだ。

3. 2 歯車製造の重点課題

シミュレーションで設定した歯車加工精度の改善目標を達成するため、熱処理変形バラツキの低減を製造重点課題として取り組んだ。

歯車の大モジュール化による歯の容積及び表面積の増加により、熱処理変形のロット内でのバラツキが増大した。歯面修正の特性から、熱処理後の歯面加工を取り入れているドライブギヤにおいては、熱処理変形のバラツキ抑制が歯車品質の安定化に直結する。

ドライブギヤの熱処理治具への搭載状態をFig.4に示す。

従来の焼き入れ条件では、Fig.5(1)改善前に示す様に、熱処理の時の上下位置によって、変形のバラツキが大きかった。これは、ワーク位置毎に焼き入れの時の冷却速度が異なることにより生じるものである。この冷却速度の差を是正するため、焼き入れ油槽にワークを搬入するエレベータの搬入速度の設定と、焼き入れ油槽内で油を攪拌するアジテータの攪拌速度の設定を最適化する条件変更を実施した。その結果、Fig.5(2)改善後に示す様に、ロット内のバラツキを大幅に低減することができた。

Fig.4 Heat-treatment jigs

Fig.5 Dispersion of heat-treatment distortions

4. 騒音・振動計測と解析による改善対策

4. 1 リダクションギヤ音の問題点

5ATの開発初期の試作品を用いて、メインケース側面のリダクションギヤ付近で計測した振動加速度をFig.6に示す。この計測は、振動試験ベンチ上でギヤ歯面に一定トルクをかけた状態で、ギヤ回転数をスイープさせたときの、リダクションギヤ噛み合い1次成分をトラッキングしたものである。

1100~1200Hz、1300~1400Hz、2300~2400Hz 付近に、実車で問題となる主要なピークが発生していると判断した。

これらの振動モードを把握し、原因を推定するために振動解析を行った。

Fig.6 Vibration acceleration at main case

4. 2 振動解析

まず、主要な回転部分の軸系の振動に注目するため、トランスミッションケースを除いた簡易解析モデルを用いて振動解析を行った。⁽⁶⁾

Fig.7 Vibration mode by simple simulation

簡易解析モデルを用いた振動解析の結果を Fig.7 に示す。実車でギヤ音が問題となっていた 1100Hz 付近で2つの振動モードが確認された。また、2500Hz 付近でリダクションギヤの振動モードが確認された。

次に、トランスミッションケースの振動モードに注目するため、トランスミッション全体の FEM 解析モデルを用いて振動解析を行った。

5AT 全体の振動解析の結果を Fig.8 に示す。振動振幅の大きい部分が赤く示されている。実車でギヤ音が問題となっていた 1300Hz 付近でメインケース側面の振動モードが確認された。

Fig.8 Vibration mode by simulation(1320Hz)

4. 3 実験検証と設計改善効果の確認

4. 3. 1 1100~1200Hz付近の2つの共振

(1) インタミシャフト曲げ振動

インタミシャフト曲げモードに関し、ハンマリングによる実機モーダル解析を行った。結果を Fig.9 に示す。

Fig.9 Experimental modal analysis of intermediate shaft

Fig.7(1)に示した振動解析結果の振動モードとほぼ一致することを確認した。

このモードに対して、(i)軸そのものの剛性を上げる、(ii)軸の支持剛性を上げる、の2つ対策を試みた。

(i)に対しては、軸の曲げ剛性を上げた。(ii)に対しては、更に2つの対策を行った。

まず、モーダル解析の結果より、インタミシャフトの支持点の1つとなっているブッシュ位置を後方に移動し、振動の腹に近づけた。

更に、この位置において、機能を満足させながらブッシュのクリアランスを縮小した。

これらの対策により、Fig.10 に示す効果を得た。

(2) ドライブギヤのアキシヤル振動

Fig.7(2)に示したドライブギヤのアキシヤル振動モードは、ドライブギヤとプラネタリキャリア部分が、変形を伴いながら全体で変位している。

この対策としては、ドライブギヤとプラネタリキャリア

本体の剛性の向上が困難であった為、ドライブギヤを支持するベアリングの内部隙間を縮小することにより、支持剛性を向上させた。

Fig.11 に示す通り、共振周波数が上昇することを確認した。

Fig.10 Vibration reduction effects by improving the intermediate shaft

Fig.11 Vibration reduction effects by decreasing the bearing clearance

4. 3. 2 1300~1400Hz付近の共振の対策

モータリング試験により、ケース表面の振動加速度を多点計測して求めた結果の振動変位コンターを Fig.12 に示す。振動振幅の大きい部分が赤く示されている。

Fig.8 に示す振動解析結果とほぼ一致して、メインケース側面の裾付近が赤く表示されており、振動の腹があることが分かった。この対策としては、この部分にリブを追加して剛性を向上した。

4. 3. 3 2300~2400Hz付近の共振の対策

Fig.7(3)にみられるギヤ倒れの対策としては、前述 4.3.1 の対策により、ギヤの支持剛性向上の効果も期待された。ここでは更に、減衰効果をもたらすアイテムを2つ投入した。

1つは、リダクションドリブングヤとドライブピニオン軸とをつなぐスプラインに、クラウニング加工を施すもの

である。これにより、接続部分の曲げ振動を減衰させるものである。Fig.13 にその結果を示す。

もう1つは、リダクションギヤに、制振スナップリングを追加するものである。Fig.14 にその効果を示す。

Fig.12 Vibration mode by multipoint measurement

Fig.13 Effects of improved spline

Fig.14 Effects of the snap rings

5. 結 言

上述を含む全てのギヤ音改善設計と、生産技術による歯形の造り込みとの相乗効果を入れた試作品で、生産バラツキを考慮した評価試験を行った。

Fig.15 に、計測結果を示す。

ギヤ音に関連する各要素を公差上から考えられるバラツキの最悪条件においても、振動レベルが、目標範囲内に納まることが確認された。

このようにして、5AT は、目標とするギヤ音を確保して商品力を向上することができた。

Fig.15 Final results of gear noise development

文 献

- (1) 古本昌司、他：自動車用変速機のギヤノイズ解析、スバル技報、No. 29(2002)、P. 111
- (2) 斎木康平、他：トランスミッションギヤの小歯数化、自動車技術会 2004 年春季学術講演会前刷集 No. 40-04、20045068(2004)、P. 1
- (3) 藤原康弘、他：新型レガシィ用5速AT開発におけるギヤ音改善PTの取り組み、スバル技報No. 30(2003)、P. 137
- (4) 斎木康平、他：任意負荷条件におけるはすば歯車対の啮合伝達誤差解析、スバル技報、No. 28(2001)、P. 81
- (5) 斎木康平、他：ヘリカルギヤ歯面誤差形状評価システムの開発、自動車技術会論文集、Vol. 34、No. 2、20034185(2003)、P. 73
- (6) 狩野正樹、他：トランスミッションの実用的な放射音解析、自動車技術会論文集、Vol. 35、No. 3、20044608(2004)、P. 163