

新中型マニュアルトランスミッションの開発

Development of New Manual Transmission for Middle-Torque Engine

横 山 孝 志*
Takashi YOKOYAMA
高 橋 匠*
Takumi TAKAHASHI

葛 原 敬 士*
Keiji KUZUHARA
中 村 明*
Akira NAKAMURA

萩 庭 正 大*
Masahiro HAGINIWA

要 旨

当社のマニュアルトランスミッションシリーズとしては中型に相当する、最大入力トルク 300 Nm まで使用可能な新型 6 速マニュアルトランスミッションを開発した。このトランスミッションは従来の 235 Nm までのトルクに適用されていたモデルに対し、同サイズで最大入力トルク 300 Nm まで対応可能とした。

さらに、燃費向上を目的として伝達効率向上を図り、クラストップレベルの効率を達成した。また、スリーブ先行歯およびオフセットギヤドグを採用し、滑らかで爽快なフィーリングを達成した。メインシャフトブレーキングシステム付き常噛みリバースシステムを採用し、リバースギヤ音の静粛化とリバース操作荷重を低減した。

ABSTRACT

A new 6-speed manual transmission has been developed that supports 300 Nm of maximum input torque, which corresponds to middle torque in the company's manual transmission series. This transmission supports maximum input torque of 300 Nm in the same size as the previous model used with torque of up to 235 Nm.

To improve fuel economy, it has furthermore increased transmission efficiency and thereby achieved top-level efficiency. It also uses a preceding sleeve tooth and offset gear dog to achieve a smooth and refreshing shift feeling. It uses a constant-mesh reverse system with main shaft braking system, which reduces reverse gear noise and mitigates the load when putting the shift lever into reverse.

1. はじめに

近年、ディーゼルエンジンはダウンサイジング化が主流となり、当社でも新小型ディーゼルエンジンを開発した。

このエンジンは欧州向けの車両に搭載される予定であるが、小型車両に搭載可能なサイズで、かつ 300 Nm のトルクに対応可能な強度、信頼性を有するトランスミッションが必要となったため、高トルク対応軽量コンパクトな新型 6 速マニュアルトランスミッション (新 6MT) を開発した。本稿では、本トランスミッションの技術的な特徴について紹介する。

*四輪 R&D センター

2. 開発のねらい

新 6MT 開発において、開発コンセプトを高トルク容量と軽量コンパクトの両立、高効率、商品性向上と設定した。これらを具現化するために、下記項目を開発のねらいとした。

- (1) 最大トルク容量を 300 Nm としながらも、新小型ディーゼルエンジンとの組合せで、フィットクラスの小型車に搭載可能とするため、従来の 2.4 L ガソリンエンジン用 6MT 同等以下のサイズとする。
- (2) クラストップレベルの伝達効率とする。
- (3) チェンジフィーリングおよびリバース商品性を向上する。

Table 1 Specifications of transmission

Transmission type		6-speed manual
Torque capacity (Nm)		300
Gear ratio	1st	3.642
	2nd	1.884
	3rd	1.179
	4th	0.869
	5th	0.705
	6th	0.592
	Reverse	3.671
Final		3.571

3. 基本構造と諸元

ギヤトレインは、平行2軸タイプで1速から6速までの常時噛合い式シンクロメッシュ構造とした。伝達効率向上のため、かき上げ式潤滑方式を採用し、デフサイドベアリングにはボールベアリングを採用した。全長短縮とリバース商品性の一つであるリバースギヤ音低減の両立を図れる常時噛合い式リバースシステムを採用した。リバースギヤはヘリカルギヤを採用した。さらに、リバース操作荷重低減およびシンクロ引きずりトルク低減のため、リバース操作時に3速のシンクロを使用するメインシャフトブレーキシステム (MBS) を採用した。主要諸元を Table 1 に、縦断面を Fig. 1 に示す。

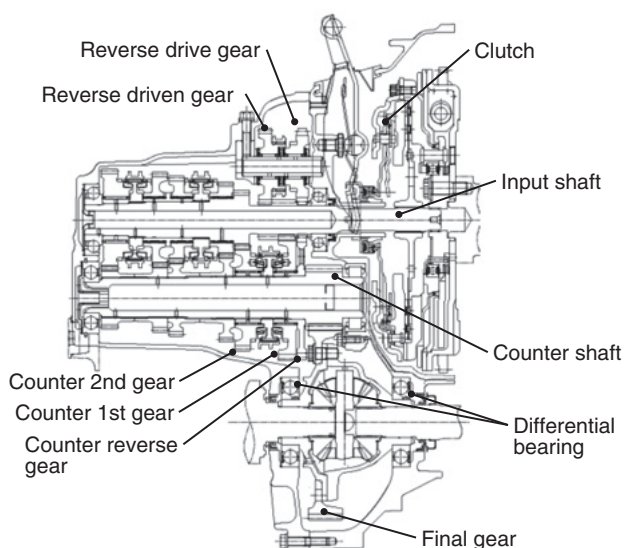


Fig. 1 Main section of transmission

4. 高トルク対応と軽量コンパクトの両立

4.1. 全長の短縮

重量増加を抑えるため、各軸間距離は据え置いた上で、全長短縮のため下記の変更をおこなった。その結果、トランスミッション全長を変えることなく高トルク対応を達

成した。Fig. 2 にトランスミッション許容トルクとギヤトレインが収まるトランスミッションケース長さの関係を示す。対トルク比で従来機種に対して短縮できた。

- (1) MBS 付常噛みリバースシステムの採用により、従来ギヤ端面に成形していたクラッチギヤをギヤの内側に潜り込ませることでリバースギヤを含む 1st から 2nd ギヤまでの全幅を短縮させた (Fig. 3)。
- (2) 1st, 2nd ギヤは衝撃荷重による歯元強度の向上とギヤ音への寄与の大きい噛合い率確保という課題を両立させる必要がある。新 6MT は軽量コンパクトを考慮し、小モジュール化で噛み合い率を確保しつつ、ウォータジェットピーニング処理で高応力対応を図り、ギヤ幅の増加を最小限とした。
- (3) ギヤのミスアライメント低減のため、メインシャフト、カウンタシャフト径を拡大し、剛性向上をおこなった。

4.2. 高トルク対応

従来の開発では、ギヤ歯形は理論歯形を用い、ギヤのミスアライメントは考慮しない条件で強度設計をおこない、過去のトランスミッション単体での耐久テスト結果と照らし合わせて評価をおこなっていた。しかし、この方法では実際のギヤ寿命は計算値よりも短くなる場合があった。その原因がミスアライメントによる歯当り率低下の影響であることは予想されていたが、235 Nm のトルク容量をトランスミッションの全長を増やさずに 300 Nm まで増やすためには、ギヤの強度をより精度良く予測する手法を確立することが必要であった。そのために Romax (Romax 製) を用いてギヤのミスアライメントを算出し、さらに歯形ばらつきによる強度低下を見込んだ条件でギヤ強度設計をおこない、ギヤ単体での歯元応力、歯面面圧寿命データと照らし合わせて、最小限の歯幅増加で目標トルク容量を確保した。

Fig. 4 に、ギヤ強度設計の考え方の模式図を示す。グラフの縦軸は歯元応力または歯面面圧、横軸はギヤの噛合い数を示している。S-N 線または P-N 線と目標ギヤ噛合い数、すなわち耐久サイクルの交点が、歯元応力または歯面面圧の限界値になり、歯形のばらつきを考慮した最大

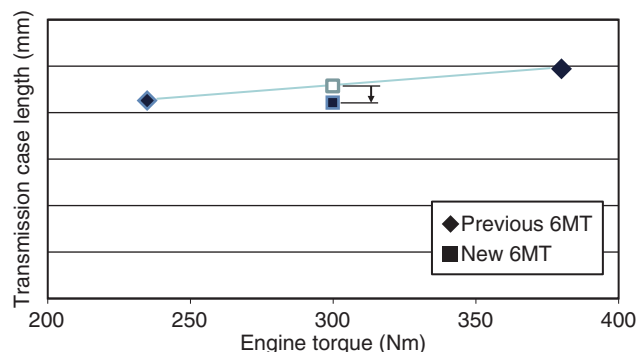


Fig. 2 Comparison of transmission case length

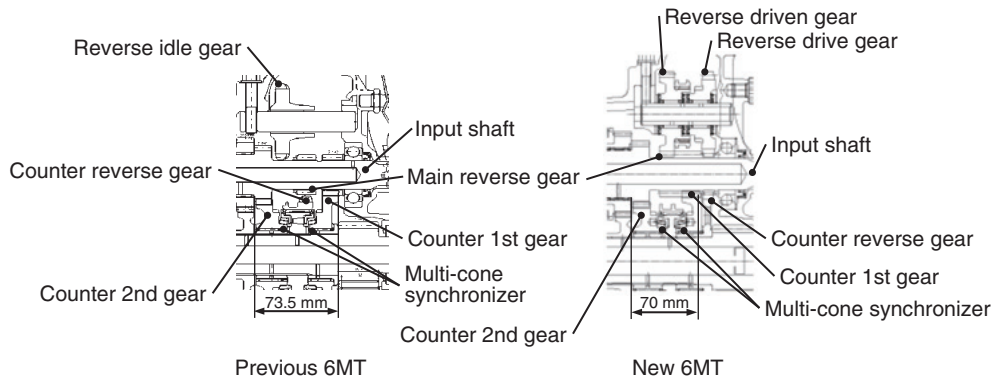


Fig. 3 Layout of 1st, 2nd and Reverse Gears

歯元応力、歯面面圧が限界値以下になるよう設定する必要がある。

Fig. 5 に 235 Nm から 300 Nm になった場合のギヤ強度成立の各要素の寄与度を 1st ギヤ歯元応力を例に示す。各速ギヤについて、ミスアライメントと歯形のばらつきによる強度低下を正確に予測することで、ギヤ幅の増加を必要最小限とした。その結果、1st ギヤは 1.5 mm、2nd ギヤは 0.5 mm、6th ギヤは 1.5 mm のギヤ幅増加となった。

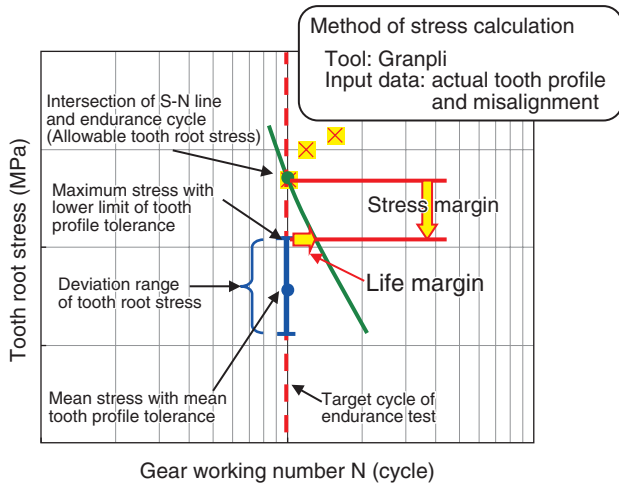


Fig. 4 Concept diagram of gear design

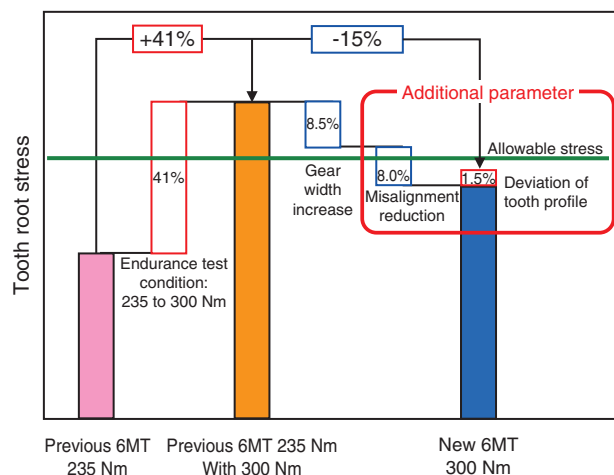


Fig. 5 Contribution to gear strength

4.3. 軽量化

高トルク化に伴うギヤのミスアライメント低減のためにメインシャフトおよびカウンタシャフトの軸外径を拡大したことで重量が増加するが、先に述べた手法で検証をおこない、ギヤ強度に影響しない限界まで軸内径を拡大し、かつ各ギヤの形状についても倒れを考慮した形状とすることで、軽量化を実施した。Fig. 6 にギヤとシャフト系の重量の従来機種との比較を示す。対トルク比で従来機種に対して軽量化を達成した。

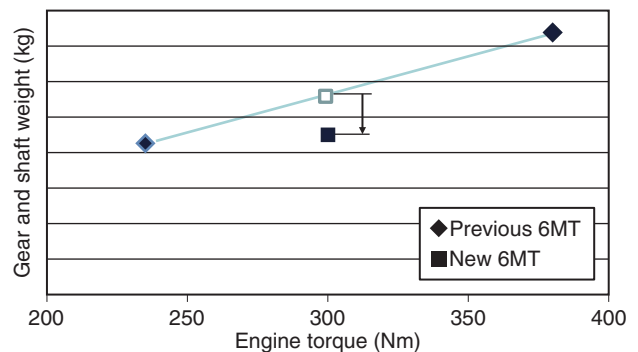


Fig. 6 Comparison of gear and shaft weight

5. 伝達効率向上

下記手法により、従来の 380 Nm 対応 6MT に対し、損失トルクを 15% 低減し、従来の 235 Nm 対応 6MT 同等以上の伝達効率を達成した。

- (1) かき上げ潤滑方式採用
- (2) シンクロナイザの引きずりトルク低減
- (3) デフベアリングにボールベアリング採用

5.1. かき上げ潤滑方式採用

最大許容トルク 300 Nm であるが、従来の 235 Nm 対応 6MT と同様のギヤかき上げ潤滑方式を採用した。ギヤかき上げ潤滑方式は、ギヤが低回転時に潤滑性が低下する課題があるが、カウンタリバースギヤの回転によってかき上げ

られたオイルを受けることで低回転時の潤滑性を向上させた。Fig. 7 に構造を示す。

5.2. シンクロナイザの引きずりトルク低減

従来はエンジン最大回転数時のシフト荷重低減を重視してシンクロナイザ容量を大きく設定していたが、ユーザの使用状況を調査し、シフト荷重の値そのものよりも、常用域でのシフト段ごとの荷重ばらつきが小さい方が好まれる結果が得られたので、目標荷重の見直しによりマルチコンを削減し、引きずりトルクの低減を図った (Fig. 8)。また、MBS の採用により、リバース用シンクロナイザを廃止した。

5.3. デフベアリングにボールベアリング採用

他社製の 300 Nm クラスのミッションではデフベアリングにテーパローラベアリングを採用しているが、テーパローラベアリングは小型で大容量が得られる一方、プリロードをかけるため、効率が低下する傾向にある。本トランスミッションでは従来の 235 Nm 対応 6MT と同様ボールベアリングを採用し、伝達効率向上を図った。

まず、ボールベアリングのサイズアップをおこない、さらにベアリングの能力を発揮するために、ファイナルギヤによりかき上げられた潤滑油を低回転時でも確実にベアリングに給油できるガタープレートを採用した。Fig. 9 に構造を示す。低回転、高回転時のいずれでも潤滑油を受ける

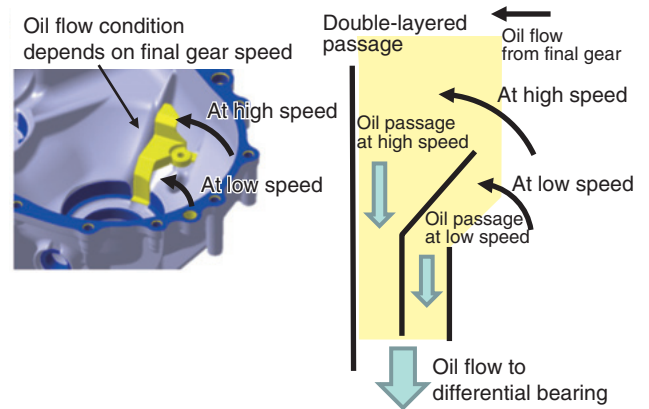


Fig. 9 Lubricating system 2
Details of gutter plate for differential bearing

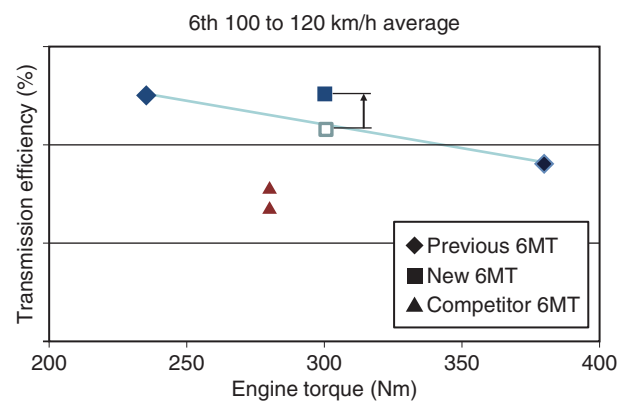


Fig. 10 Comparison of transmission efficiency

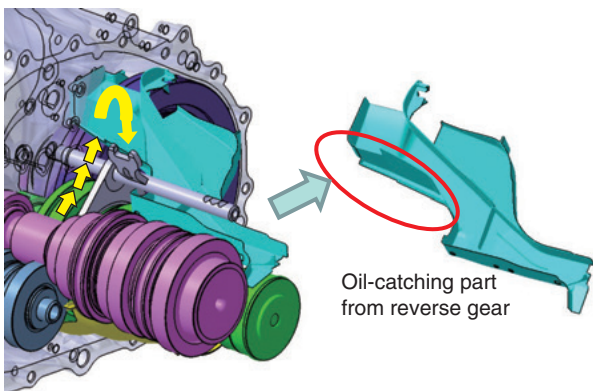


Fig. 7 Lubricating system 1
Details of main gutter plate

2段構造のガタープレートを取り付けることで、従来に対し 6.6 倍の給油量を達成した。

これらの技術により、対トルク比で従来機種に対して、トルク容量を上げながらも同等以上の伝達効率を達成した (Fig. 10)。

6. 商品性向上技術

6.1. チェンジフィール向上

チェンジ操作における感覚性能の観点として、以下の項目を軸としたフィーリング向上を図った。

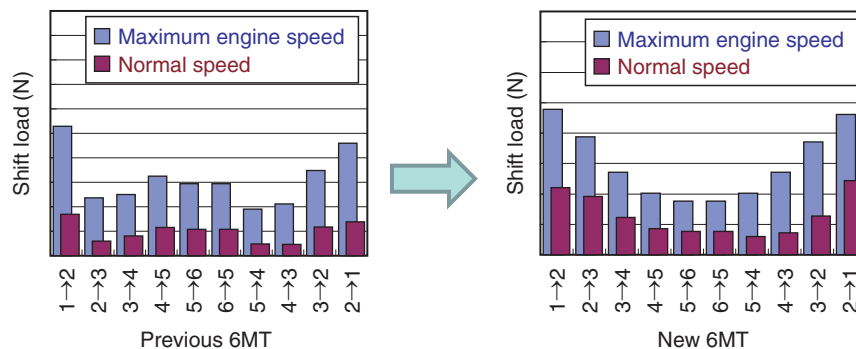


Fig. 8 Comparison of shift load

- (1) 吸い込まれ感
- (2) わかりやすい操作フィーリング
- (3) なめらかな操作フィーリング

6.1.1. 吸い込まれ感の向上

吸い込まれ感とは、シフト操作時に抵抗や凹凸を感じず、インギヤポジションに吸い寄せられるような操作感を指している。この性能向上のため、トランスミッション各部 (Fig. 11) のディテントスプリング荷重とディテント溝形状を見直し、シフト操作時の荷重が反転する操作感 (吸い込まれ) を強調させる特性とした。従来機種に対しシフトアームディテントが寄与する荷重を大きく、それ以外を小さくするように設計することで、従来機種に対し、吸い込まれ発生ストロークを 6 mm 短縮し、同ストローク時での吸い込まれ荷重を 4 N 増大させ、吸い込まれ感の向上を実現した (Fig. 12)。

6.1.2. わかりやすい操作フィーリング

わかりやすい操作フィーリングとは、各インギヤポジションが手の感覚で明確に区別ができ、容易に変速操作ができる操作性を指している。この性能向上のため、チェンジ操作パターンを構成する、シフトピース、インターロック、フォークピースの形状 (Fig. 13) を見直し、インギヤ後のセレクト方向のガタ (ゲート幅) を小さくすると共に、2nd から 3rd 等の斜めにシフトする際の間口 (斜めシフト幅) を広げたチェンジパターンとした。トランスミッション内部のセレクトストロークを増やし、ノブまでのレシオを小さくすることで内部のガタの影響を減らすことができた。

その結果、従来機種に対し、ゲート幅を 3 mm 低減、斜めシフト幅を 5 mm 拡大させ、わかりやすい操作フィーリングを実現した (Fig. 14)。

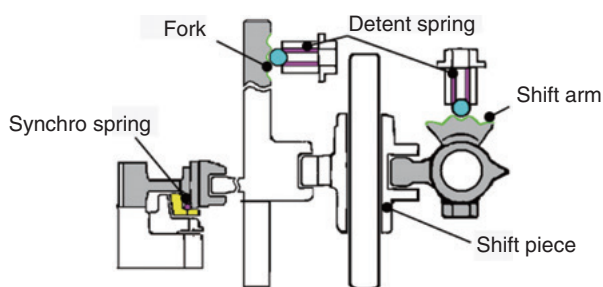


Fig. 11 Detent system

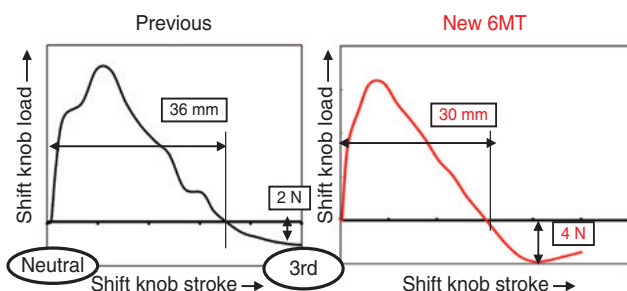


Fig. 12 Characteristic of shift feeling

6.1.3. なめらかな操作フィーリング

なめらかな操作フィーリングとは、動的シフト時のゴツゴツと感じる 2 段入り現象の発生を抑制した操作性を指している。2 段入りを抑制させるための既知の着目点は、駆動系ねじり振幅の抑制とスリーブ噛み込み時間の短縮である。従来のトランスミッション開発においてもさまざまな取り組みをおこなってきた⁽¹⁾⁻⁽³⁾。ソフトウェア AMESim (LMS 製) を使用して 2 段入り現象の可視化と動的シミュレーションによる挙動解析をおこない、各パラメータの影響を定量的に評価することが可能となった。Fig. 15 にシ

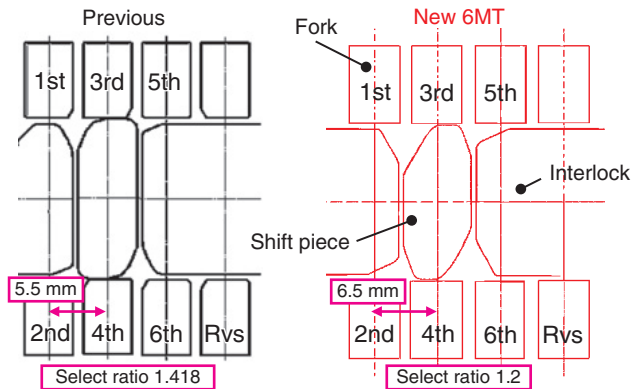


Fig. 13 Change piece layout

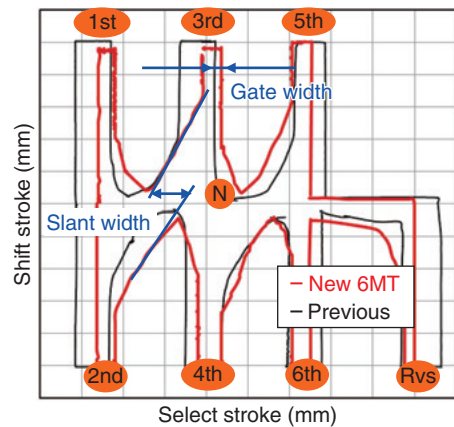


Fig. 14 Change pattern

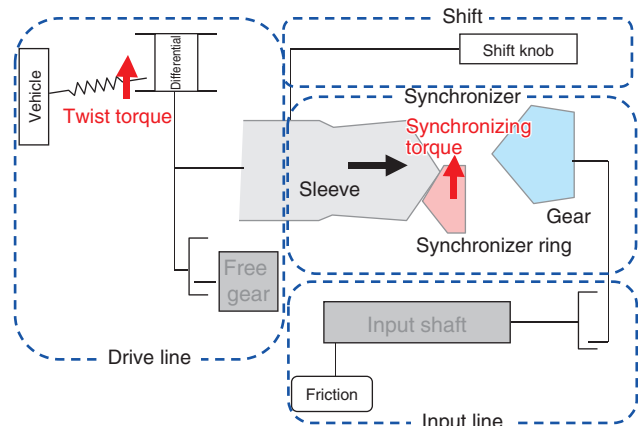


Fig. 15 Outline of dynamic simulation

ミュレーションモデル概略図と Fig. 16 にシミュレーション結果の一例を示す。スリーブ先行歯とギヤドグオフセット量により、2段入りの指標である2段入り荷重比が変化する様子がわかる。

(1) 駆動系ねじり振幅の抑制 2段入り現象が発生する要因として、駆動系ねじり振幅が影響していることは広く知られているが、シンクロナイザ同期トルク（以下同期トルク）および構成部品の寄与がそれぞれどの程度であるか不明確であったため、従来機種の諸元での検討と官能評点との比較、およびパラメータ変化による影響確認をおこなった。その結果、同期トルク、ドライブシャフト剛性、ギヤレシオ、トランスミッションイナーシャ、シンクロ容量などの条件差によって2段入り現象の発生の仕方に差があること、1-2UP、2-3UP シフトに対し改善が必要であることが確認できた (Fig. 17)。

この結果を踏まえて、以下を採用した。

- (a) ユーザの使い方を考慮したシンクロナイザサイズの適正化 (5.2. 節参照)
- (b) スリーブストローク低減によるトランスミッション内レバレシオの見直し。従来の6MTに対し、新6MTではスリーブ先行歯 (Fig. 18) などの採用によりスリーブストロークを8% 短縮した。

これらにより同期トルクの過大発生を抑え、駆動系ねじり振幅を低減することができた。

(2) スリーブ噛み込み時間の短縮 同期トルクがスリーブの進行により消滅した時に、出力軸側のねじれが戻ることにより回転差が発生して同期崩れが起きるが、ス

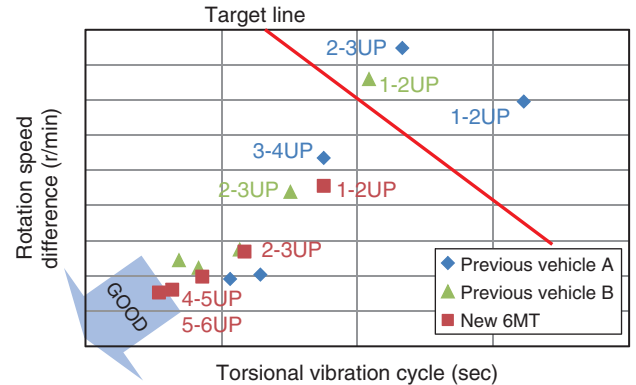


Fig. 17 Relationship of rotation speed difference and torsional vibration cycle of drivetrain

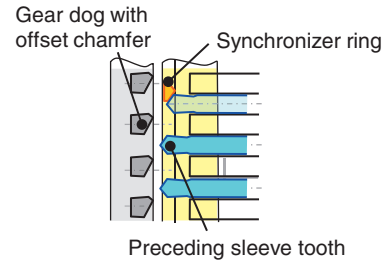


Fig. 18 Preceding sleeve tooth and gear dog with offset chamfer

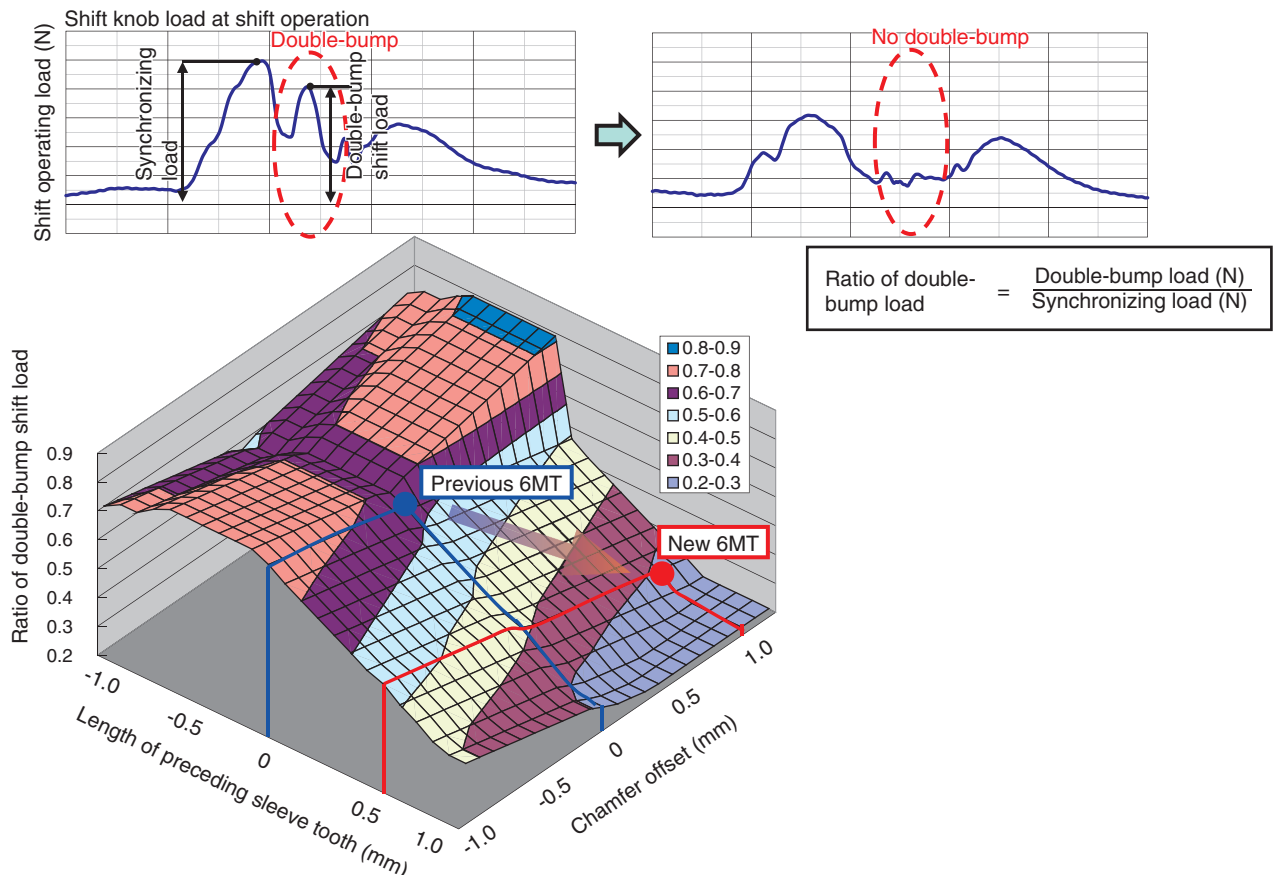


Fig. 16 Example of AMESim simulation output

リープ噛み込み時間の短縮は、この同期崩れの時間を短縮することであり、2段入り発生頻度を減少させる効果がある⁽¹⁾。スリーブとギヤドグの噛み込みタイミングを早期に完了させるチャンファ形状の諸元検討をおこなった。

新6MTのチャンファ形状は従来機種に対し、2ndは、スリーブを0.7 mm 先行歯に、ギヤドグオフセットを0.3 mmとし、3rdは、スリーブを0.7 mm 先行歯に、ギヤドグオフセットを1 mmとした。特に2ndにおいてはトランスミッションの等価慣性マスが高いため (Fig. 19)、シフトダウン時のドグ掻き分け荷重も考慮して仕様を決定した。

これらの適用技術により、大幅な2段入り荷重の低減ができ、なめらかなシフト操作性を実現できた。Fig. 20に発生頻度低減効果を示す。

6.2. リバース商品性

リバースシステムを常噛み化することで、リバースギヤにヘリカルギヤを採用し、ギヤ音を低減した。

従来の常噛みリバースギヤ機構において、リバースギヤ鳴り防止機構は、リバースアイドルギヤの同軸上に配置したリバース専用シンクロ (φ 44 シングル) を採用していた (Fig. 21)。しかし、リバースアイドルギヤ同軸上のシンクロナイザはレイアウト上サイズに制限があるため、リバースシフトが重くなっていた。

そこで新6MTでは、リバースシフト時に3rdシンクロナイザ (φ 66 シングル) を作動させるギヤ鳴り防止機構を

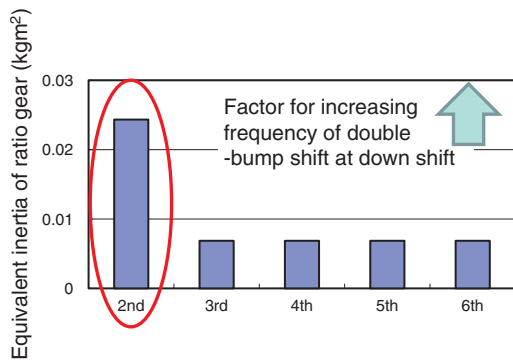


Fig. 19 Comparison of equivalent inertia of each speed ratio

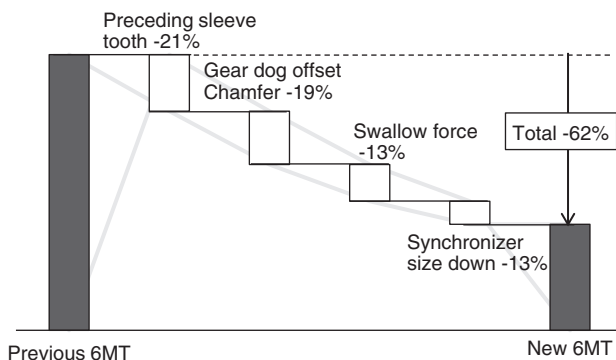


Fig. 20 Contribution to reducing frequency of double-bump shift

Table 2 Achievement of reverse system performance

Reverse system performance	Reverse gear noise	Reverse shift load
New 6MT	60 dB	59 N
Previous reverse system	60 dB	97 N
Previous sliding type	75 dB	63 N

採用した (Fig. 22)。その結果、シンクロナイザの容量増加によりシフト荷重の低減を達成し、リバースギヤ音との両立を図れた。Table 2に従来構造との比較を示す。

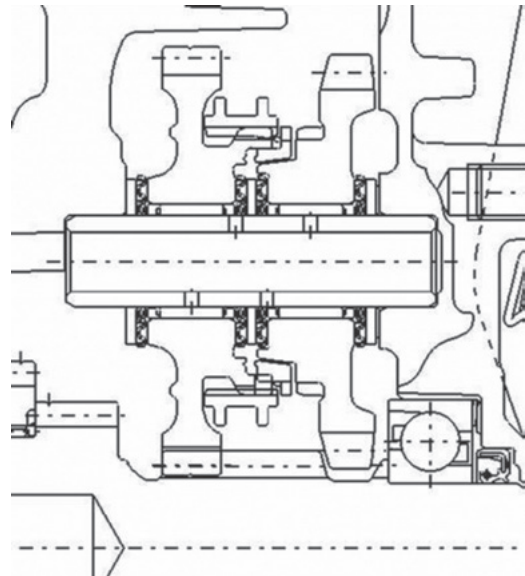


Fig. 21 Previous reverse system

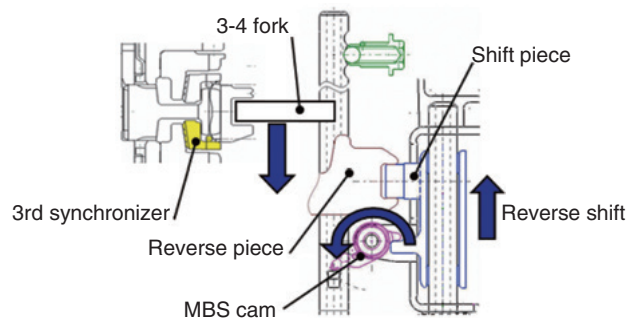


Fig. 22 Main shaft braking system

7. まとめ

下記を特徴とする新中型マニュアルトランスミッションを開発した。

- (1) ミスアライメントを考慮した新ギヤ強度評価手法を用い、トルク容量 300 Nm を達成した。
- (2) 新ギヤ強度評価手法により、メインシャフト、カウンタシャフトの内径拡大とギヤ形状の最適化により軽量化を達成した。

- (3) かき上げ式潤滑システムの採用, シンクロナイザの引きずりの低減, デフサイドベアリングにボールベアリングを採用することにより, クラストップレベルのトランスミッション効率を達成した.
- (4) ディテント機構の最適化, チェンジパターンの最適化, スリーブ先行歯およびギヤドクオフセットチャンファ採用により, 吸いこまれ感のある, わかりやすく, スムースなチェンジフィーリングを達成した.
- (5) 常噛み式リバース機構により, リバースギヤ音を低減するとともに, リバース操作荷重を低減した.

参考文献

- (1) 村井章文, 岡崎功二, 奥野勝則: S2000 におけるスポーティチェンジフィーリング, HONDA R&D Technical Review, Vol. 11, No. 2, p.73-78
- (2) 藤本真二, 有働秀男, 北島恭司, 小林省吾, 岡崎功二: 3Lクラス新型マニュアルトランスミッションの開発, Honda R&D Technical Review, Vol. 14, No. 2, p.37-44
- (3) 松田健司, 真仁田満, 横溝幸治, 岩崎徹, 萩庭正大: 軽量コンパクト6速マニュアルトランスミッションの開発, Honda R&D Technical Review, Vol. 18, No. 1, p.28-33

■ 著 者 ■



横山 孝志



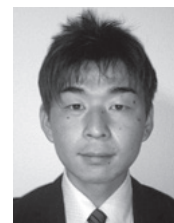
葛原 敬士



萩庭 正大



高橋 匠



中村 明