

軽自動車用新型 CVT の開発

Development of New CVT for K-car

中 村 敬*
Takashi NAKAMURA

羽 生 恵 一*
Keiichi HANYU

小 西 康 一*
Koichi KONISHI

要 旨

軽自動車用に、伝達効率に優れた平行軸歯車式 1 次減速機構を採用した CVT を開発した。入力軸と出力軸の前後方向距離を短縮し、油圧制御系を下方に一括配置することにより、エンジンルームの縮小に対応し、ひいては軽自動車の室内長拡大に貢献した。

自然吸気 (以下 NA) とターボチャージャ付 (以下 TC) の 2 種類の 0.66 L エンジンと 2WD, 4WD の駆動方式に、最小限の専用部品の設定で対応した。また、電動オイルポンプの追加のみで、アイドルストップにも対応した。

ABSTRACT

A continuously variable transmission (CVT) adopting a parallel-shaft, helical gear primary reduction mechanism for greater transmission efficiency was developed for K-car use. The distance between the input shaft and output shaft in the front-to-back direction was reduced and the hydraulic control system was positioned all together below the transmission. This supported the reduction of engine compartment size and, by extension, contributed to the extended length of the K-car cabin interior.

Two types of 0.66-L engine, naturally aspirated (NA) and turbocharged (TC), are supported, as well as two-wheel drive (2WD) and four-wheel drive (4WD) systems, with a minimum configuration of special parts. Idle stop was also supported with just the addition of an electric oil pump.

1. まえがき

近年、軽自動車の省燃費性能が大きく注目されている。Honda の軽自動車も一段の燃費向上を求められており、軽自動車用新型 CVT (以下、本 CVT) を開発した。

Honda の軽自動車で採用している軽量で廉価な 4 速 AT⁽¹⁾ に換えて搭載するために、軽量コンパクトな構造を採用した。従来の CVT では、入力軸上にドライブプーリを配置しているため、入力軸とディファレンシャルアッセンブリが配置される出力軸の距離を短縮することができなかった。平行軸歯車式 1 次減速機構を採用することで、ドライブプーリを入力軸の上方に配置すれば、入力軸と出力軸の距離を短縮できると考えた。

1 次減速機構を採用することにより、CVT の金属ベルトの回転数が下がり、伝達トルクが上がる。1 次減速比を最適に設定することにより、CVT の伝達効率が向上すると考えた。

従来の CVT ではギヤ噛合い周波数が高いため、歯車の高精度加工や軸支持方法への配慮等が必要であったが、本 CVT は平行軸歯車による 1 次減速機構を採用することにより、他の構造に比べギヤ噛合い周波数を低くすることができ、静粛性に対して、有利な構造となると考えた。

NA と TC の 2 種類のエンジンにはトルクコンバータと

1 次減速用ギヤの仕様違いで、2WD と 4WD の 2 種類の駆動方式にはトルクコンバーターケース (以下 T/C ケース) とデフケースの仕様違いで、アイドルストップ仕様には、電動オイルポンプの追加のみで対応できるようにし、極力専用部品を設定しないように考えた。

2. 開発のねらい

軽自動車用 CVT を新規開発するにあたって、下記の項目を開発のねらいと定めた。

- (1) クラストップの軽量コンパクト
- (2) クラストップの伝達効率
- (3) 静粛性向上のため、ギヤ噛合い周波数の低減
- (4) 部品の共用化

同一骨格で NA, TC 対応

最小限の部品変更で 4WD 対応

電動オイルポンプの追加のみでアイドルストップ対応

3. 基本レイアウトと主要諸元

本 CVT の主断面図と透視概観図を Fig. 1, Fig. 2 に、主要諸元を Table 1 に示す。

本 CVT の基本レイアウトの特徴は、

*四輪 R&D センター

- (1) 主変速部 (ベルト、プーリによる無段変速機構) の上流に、平行軸間のヘリカルギヤセットによる前後進切替機構兼 1 次減速機構を採用した。あわせて 2 次減速機構を廃止した。トルクフローは入力軸、ドライブプーリ軸、ドリブンプーリ軸、ディファレンシャル軸であり、4 軸構造とした。
- (2) NA と TC の 2 種類のエンジンに対し、トルクコンバータの流体特性と 1 次減速比を調整することで、主変速部以降の部品を共用化することができた。
- (3) エンジンルーム前後長短縮に対応した軸配置を採用した。
- (4) ケース構成は、シンプルな 2 点構成とした。
- (5) 4WD は、2WD に対して T/C ケースとディファレン

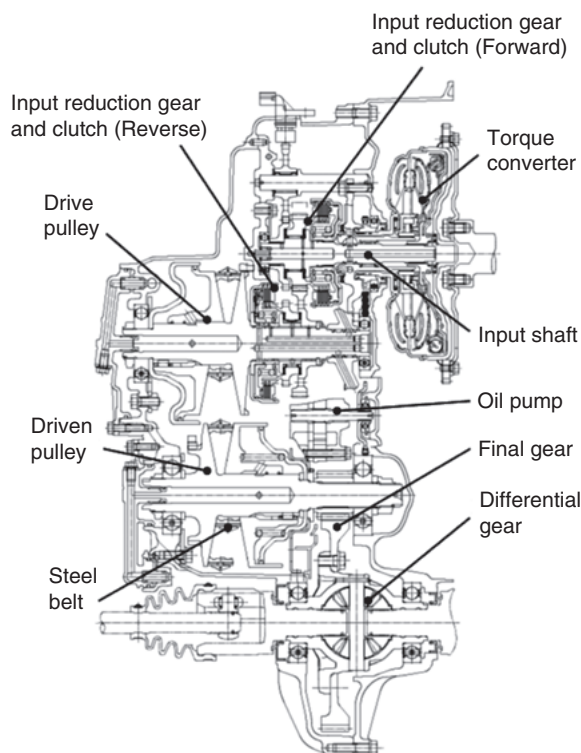


Fig. 1 Main section of developed CVT

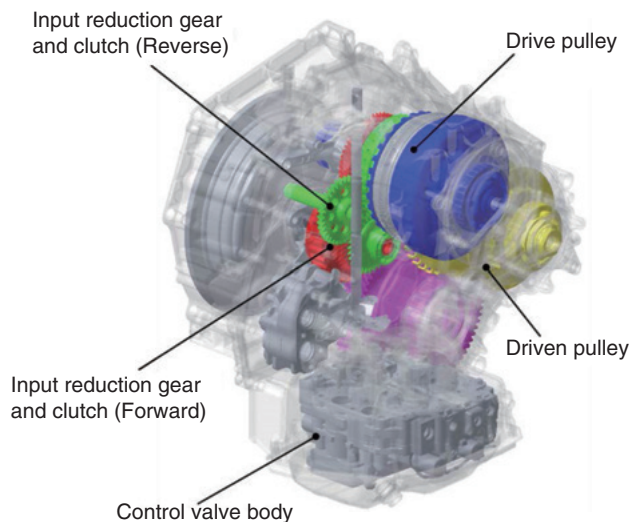


Fig. 2 Perspective view of developed CVT

Table 1 Specifications of developed CVT

Engine specifications	Type		0.66 L NA	0.66 L TC
	Max. power [kW/rpm]		43 /7300	47 /6000
	Max. torque [Nm/rpm]		65 /3500	104 /2600
Ratio	Primary reduction	Forward	1.605	1.375
		Reverse	1.187	
	Pulley (low-overdrive)		2.293-0.420	
	Final		5.176	
Dimensions	Overall length [mm]		348	
	Shaft axis distance [mm]	Input /Drive	87	
		Drive /Driven	147	
		Driven /Final	123.5	
Weight (wet) {Idle stop}	[kg]		58.5 {59.6}	58.6

シャルの仕様違いで対応した。

- (6) 油圧制御系をトランスミッション下部に一括配置すると同時に、油圧回路は 4WD 対応可能な回路を採用した。
- (7) 電動オイルポンプの追加のみで、アイドルストップに対応した。

4. 主要技術

4.1. 平行軸歯車式 1 次減速機構

今回、軽自動車用 CVT を新規開発するにあたり、新たに金属ベルトを開発することも考えられた。1 次減速をおこなわず、軽自動車の最大出力に合わせて、ベルト幅を縮小し、必要なレシオレンジに合わせて周長を調整した金属ベルトを開発することである。一方、従来の 24 mm 幅の金属ベルトを流用する場合は、許容入力トルクに余裕があるため、1 次減速をおこなって金属ベルトへの入力トルクを上げて使用することが可能である。本 CVT においては従来の 24 mm 幅の金属ベルトを流用することを選択した。

金属ベルトによる無段変速機構の上流に、ヘリカルギヤによる平行軸間の 1 次減速機構を設けた。前進用のギヤセットとクラッチ、後進用のギヤセットとクラッチを、互い違いに配置し、コンパクトな構造とした。後進用クラッチは平行軸の被駆動側に配置することにより、クラッチ内部の差回転を半減してフリクションを低減した。その構造を Fig. 3 に示す。

一般的に金属ベルトは、ベルトの許容入力トルク付近で運転する時が最も伝達効率がよく、入力回転数が高くなるにつれて伝達効率が低下する傾向がある。

NA エンジンにおいて、10・15 モードにおける 1 次減速無 (1 次減速比 1.0) の燃料消費量をベースにして、1 次減速比違いによる燃費向上率をシミュレートした。その結果を Fig. 4 に示す。NA においては、1 次減速比 1.45 から 2.0

において燃費向上効果が 1 % 以上得られる。

1 次減速比を大きくすると、ベルトを通過するトルクが大きくなる。ベルトを通過するトルクが増えるとトルクに合わせて軸推力が必要になるため、システム要求油圧が大きくなる。1 次減速比とシステム要求圧の関係を Fig. 5, Fig. 6 に赤線で示す。オイルポンプの発生圧力を大きくすれば、1 次減速比も大きくできるが、各部の耐圧強度も必要になることから、オイルポンプの容量等も考慮し、本 CVT では最大発生圧を 5 MPa とした。

また 2 次減速機構を廃止しているので総減速比は、金属ベルトによる無段変速比と 1 次減速比と最終減速比の積によって決まる。NA, TC それぞれに最適な総減速比を設定すると、1 次減速比によって最終減速比は決められる。1 次減速比と最終減速比の関係を Fig. 5, Fig. 6 に青線で示す。トランスミッションの前後長の制限から取りうる最終減速比の最大値（ファイナルギヤ径の最大値）には制約があり、結果として取りうる 1 次減速比には制限がある。本 CVT の最終減速比は 5.5 が上限である。

したがって Fig. 5, Fig. 6 の網かけ領域の 1 次減速比が設定可能であり、平行軸歯車式 1 次減速機構では、ギヤ比の設定が容易でもあるため、NA 1.605, TC 1.375 と別々の 1 次減速を採用した。この 1 次減速比と NA, TC それぞれのストール時の発生トルクとそれぞれのトルクコンバー

タのトルク比の積がベルト変速機構に入力される最大トルクとなる。NA 仕様と TC 仕様のベルト変速機構への最大入力トルクをほぼ等しく設定することにより、ベルト変速機構から下流の部品を共用とすることができた。

4.2. ギヤ噛合い周波数の低減

一般に、車の室内騒音は低周波数側の音圧が高く、高周波数側の音圧は低い。また、ギヤ音は室内騒音の音圧以下であれば、聞こえなくなる。ギヤの噛合い周波数が高い場合は、ギヤ音の音圧レベルは低くすることが要求され、ギヤの加工精度や支持剛性に配慮が必要になる。従来の CVT のトルクフローは、ベルトプーリー変速機構、2 次減速、最終減速であり、オーバードライブ時には、ベルトプーリー変速部で増速された後に減速するため、2 次減速ギヤの噛合い周波数が高くなり、高い歯形精度のギヤが必要となる。本 CVT では、1 次減速機構を採用し、2 次減速機構を廃止することで、ギヤ噛合い周波数を低く抑え、静粛性に対して有利な構造とした。また、従来の CVT は前後進切替機構に遊星歯車機構を採用しており、後進時に遊星歯車機構が作動する。その際、遊星歯車のギヤ噛合い周波数が高いので、ギヤ音の音圧を下げるために歯形精度を高くするなどの配慮も必要である。本 CVT は、後進用にも平行軸間のヘリカルギヤを設けた。ギヤ噛合い周波数が低く、歯形

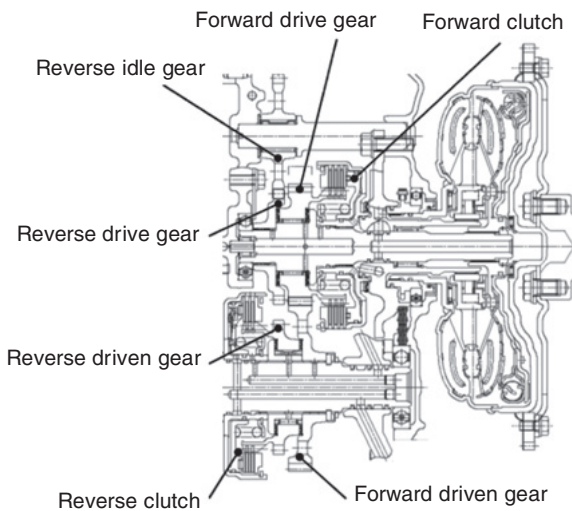


Fig. 3 Structure of helical gear input reduction

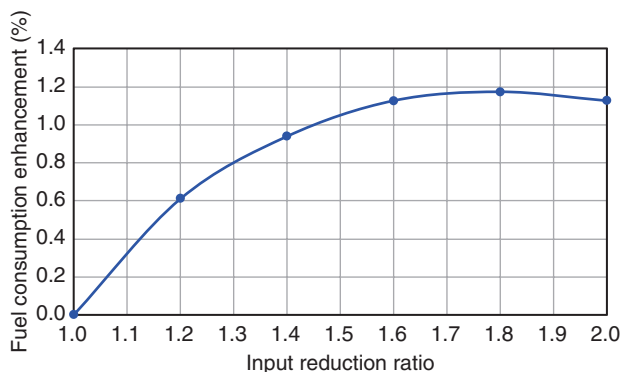


Fig. 4 Input reduction effect for fuel consumption of NA

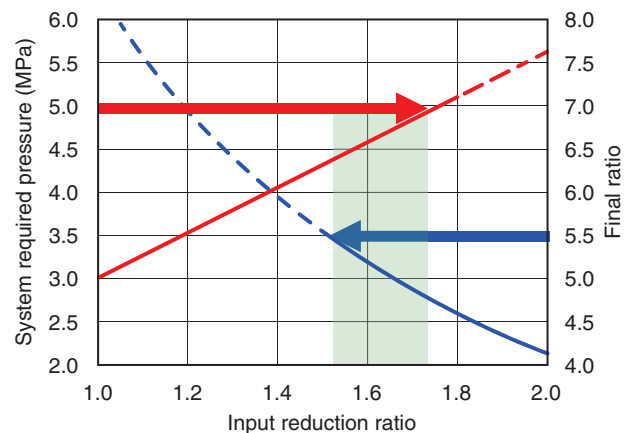


Fig. 5 Input reduction ratio for NA

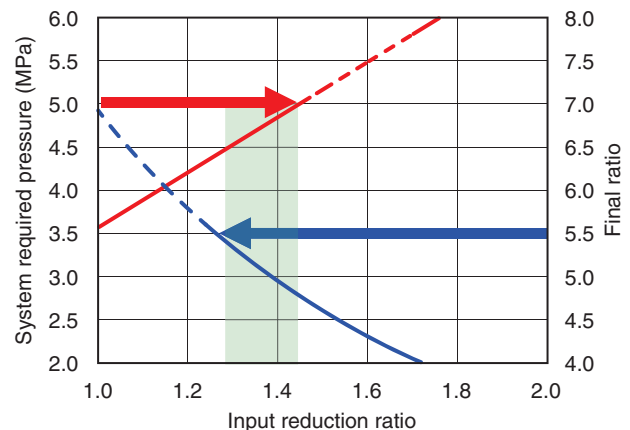


Fig. 6 Input reduction ratio for TC

の調整も容易な構造となっている。

軽自動車用のレシオ設定で、従来の2次減速機構付きCVT(従来配置)と遊星歯車機構を用いて1次減速をおこなうCVT(遊星歯車式1次減速)を想定した場合のギヤ噛合い周波数を計算した。その結果をFig. 7に示す。前進60 km/h クルーズ時において、本CVTは、従来配置CVT、遊星歯車1次減速CVTに比べてギヤ噛合い周波数を1000 Hz以上低く抑えることができる。

また、同様に後進20 km/h 走行時のギヤ噛合い周波数をFig. 8に示す。本CVTは遊星歯車機構を作動させるCVTに比べ、1次減速機構のギヤ噛合い周波数を半分以下とできた。

4.3. ケース構成

4.3.1. 軸配置

軽自動車の限られたスペースの中で、できる限りのキャピンスペースを得るために、入力軸と出力軸の前後方向の寸法を可能な限り近づけ、トランスミッションの前後長を従来の軽自動車用4速AT⁽¹⁾から4 mm 短縮した。また、油圧制御用ソレノイドをトランスミッションの前方から下方配置とすることと、ダッシュボード形状に合わせた外径形状とすることで、衝突時のストロークを捻出し、室内長70 mm 拡大に貢献をした。本CVTのサイドビューをFig. 9に示す。

4.3.2. 2ピースケース構成

ドライブ、ドリブンプーリシャフトの両端支持構造を採用し、ケース基本構成をT/Cケースとトランスミッションケース(以下、T/Mケース)の2ピースとした。ケース間

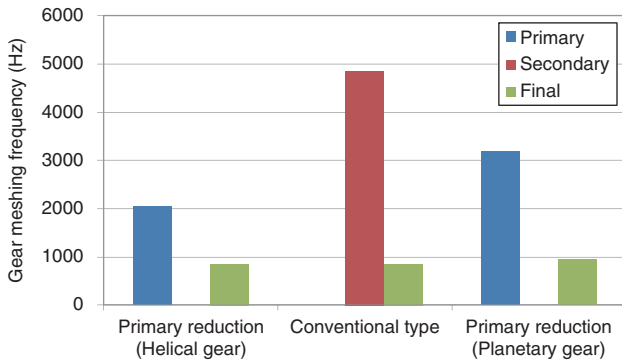


Fig. 7 Gear meshing frequency at 60 km/h cruise

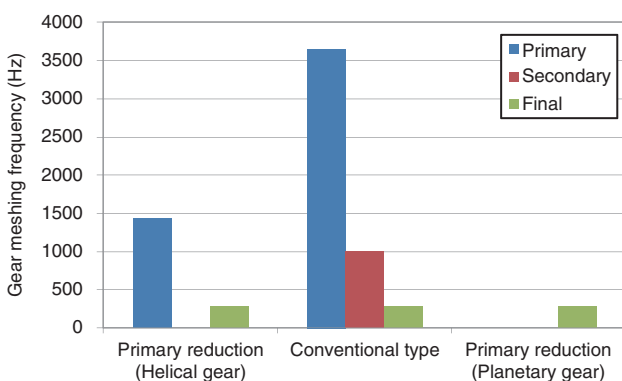


Fig. 8 Gear meshing frequency at reverse 20 km/h

の隔壁とフランジ合せ面の削減が可能となり軽量化を実現した。ケース構成をFig. 10に示す。

4.3.3. 4WD 対応

今回、ディファレンシャルケースとトランスファドライブギヤをスプラインで結合するディファレンシャル同軸トランスファを開発した。CVTにおける4WD専用部品は、T/Cケース、デフケースのみである。2WD用T/Cケースと4WD用T/Cケースの仕様差を最小化し、製造工程における加工および鋳造方案を共通化し、製造コストと品質で有利な構造とした。その構造をFig. 11に示す。

4.3.4. Formed In Place Gasket

ケースの軽量化とコストダウンを目的に、従来の紙製のガスケットに換えてCVT用Formed In Place Gasket(以下、FIPG)を適用した。FIPGからCVTフルードへのシリコン溶出により、CVTフルードの金属 μ 低下や消泡性低下が課題となるため、成分の見直しをおこない、CVTフルードへの影響がないガスケット材を新規開発し採用した。FIPGを採用することでケース合わせ面の口開きやずれにガスケットが追従することが可能になるため、従来の紙製のガスケットのボルト軸力に依存した設計から締結剛性を最適化することが可能となり、ボルト長さの短縮と使用本数の低減が図れた。紙製ガスケットを使用した場合に比べて、1100 gの軽量化と低コスト化を実現した。

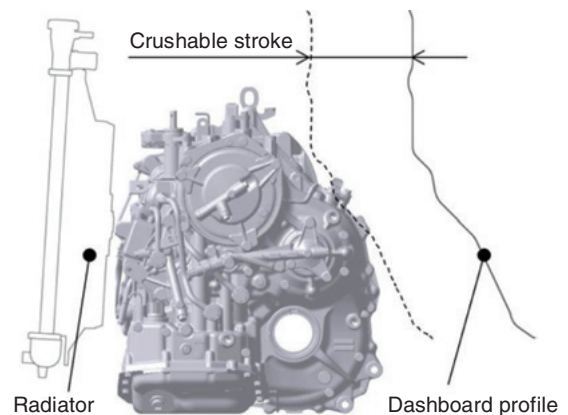


Fig. 9 Side view of developed CVT

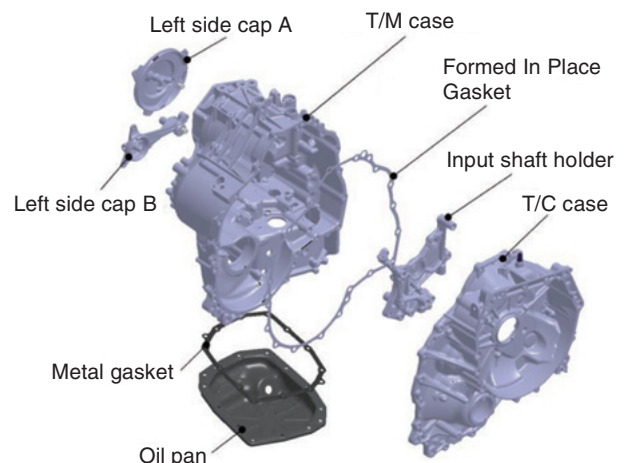


Fig. 10 Case construction

4.3.5. メタルガスケット

メンテナンス性とコンパクト化を目的にバルブボデー等の制御系をトランスミッション下方に一括配置した。銅板製オイルパンとアルミケースの間のシール用にメタルガスケットを採用することで、アルミ製のオイルパンより安価な銅板製オイルパンを採用することができた。その構造を Fig. 12 に示す。

4.4. 制御系

制御系については、ソレノイド数が少ない廉価な油圧回路構成とした。また突発的な過大入力トルクを前進クラッチで遮断する制御を新たに採用した。さらにアイドルストップ対応として電動オイルポンプを追加設定した。

4.4.1. 油圧回路

従来の油圧回路は、3 個のリニアソレノイドと 2 個の ON/OFF ソレノイドの構成としていた。そのうちの 1 個のリニアソレノイドは前後進クラッチ制御とロックアップクラッチ制御を切り替えて使用していたため、ロックアップ

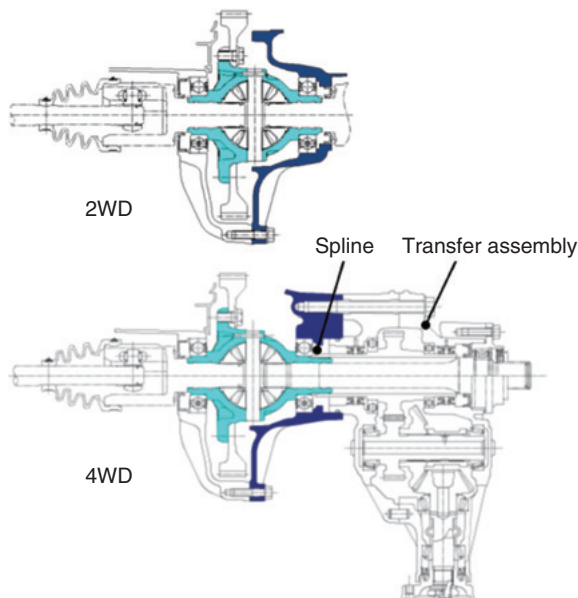


Fig. 11 Configuration of transfer coaxial with differential

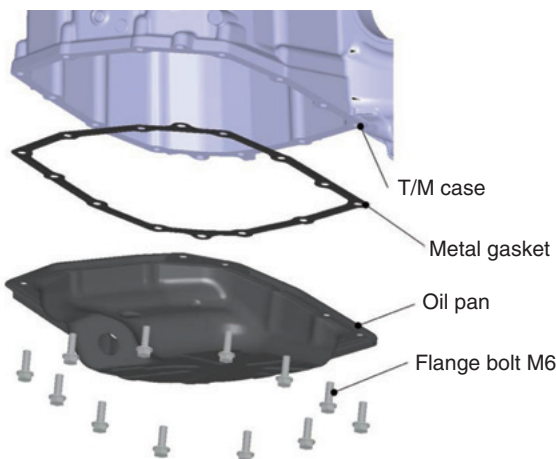


Fig. 12 Metal gasket of oil pan

クラッチ容量のコントロール中は前進クラッチ容量をコントロールすることができない回路構成であった。従来の油圧回路を Fig. 13 に示す。

本 CVT の油圧回路は、前進クラッチ容量とロックアップクラッチ容量を単独で制御するため、それぞれ専用のリニアソレノイドを設けた。前進クラッチ用のリニアソレノイドは常時前進クラッチ容量をベルト伝達容量以下になるように制御する。ロックアップクラッチ制御はロックアップクラッチ ON/OFF 回路の切り替えとロックアップクラッチ容量制御をリニアソレノイドの調圧範囲でおこなえる構成とし、切替ソレノイドを廃止した。

プーリ油圧制御回路は従来の制御回路を踏襲し、ドライブとドリブンのプーリ圧を 2 個のリニアソレノイドバルブで各々個別に制御すると共にライン圧を常時必要最小限に制御するダイレクト制御方式を採用した。以上により高機能化と小型軽量化を両立した。Fig. 14 に本 CVT の油圧回路を示す。

4.4.2. 4WD 対応制御

常時クラッチ容量制御を採用したことにより、ベルトへの入力トルクは 2WD/4WD で差がなくなり構成部品を共用することができた。また、リヤデファレンシャルへの入力トルク特性に応じた発進トルク協調制御を新たに採用

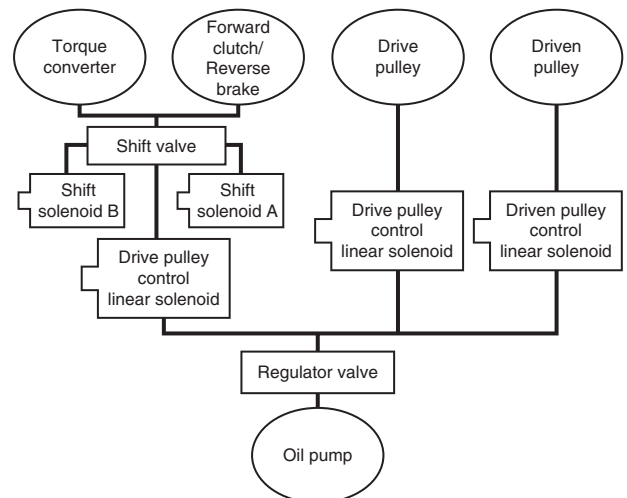


Fig. 13 Hydraulic circuit of previous CVT

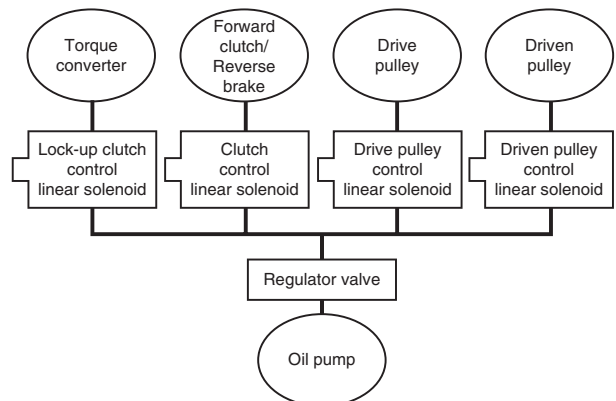


Fig. 14 Hydraulic circuit of developed CVT

し、スムーズな発進特性を実現した。

4.4.3. アイドルストップ対応制御

電動オイルポンプを採用し、アイドルストップ中も前進クラッチの締結を完全には遮断しないことで、再始動時における高応答かつスムーズな発進を実現した。アイドルストップからの発進応答性を Fig. 15 に示す。

4.5. 高効率化

1次減速比の最適化に加えて、各部を見直して、さらに効率向上を図った。

4.5.1. オイル攪拌抵抗の低減

1次減速機構の採用によりドライブプーリを油面から上方に配置し、プーリ回転による攪拌抵抗を低減した。あわせて大径のファイナルドリブンギヤの攪拌抵抗を低減するバッフルプレートを採用した。

4.5.2. 油圧センサ

油圧制御システム内に油圧センサを設置し、CVTの作動油圧を常時センシングして、フィードバックする学習制御を採用した。これにより余剰油圧を低減でき、オイルポンプ駆動トルクおよびベルトのフリクションが低減できた。

4.5.3. クルーズ効率結果

本CVTおよび他車CVTのクルーズ効率比較を Fig. 16 に示す。車速40km/hから100km/hにおいてほぼ2%の優位性がある結果が得られた。

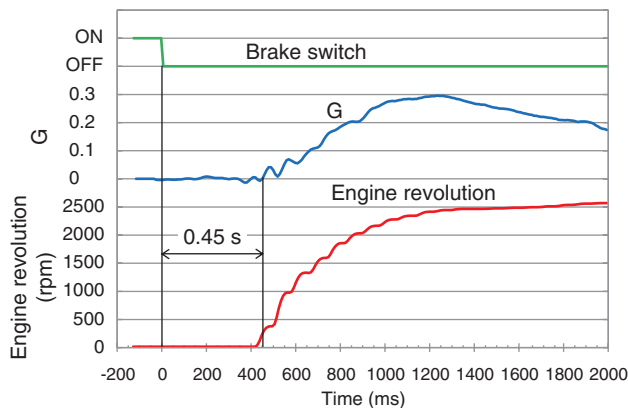


Fig. 15 Response time from idle stop

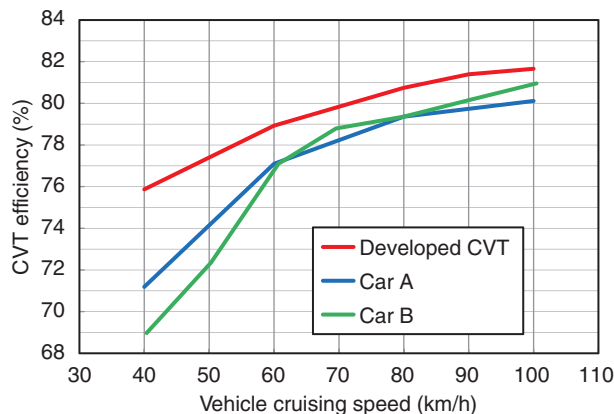


Fig. 16 CVT efficiency at cruise

5. まとめ

軽自動車用の新型CVTを開発して下記の結果が得られた。

- (1) 平行軸歯車式1次減速機構の採用により、許容入力トルク110 NmクラスでトップクラスのCVT重量を達成した。
- (2) 1次減速比の最適な設定により、軽自動車用CVTでトップクラスのクルーズ伝達効率を達成した。
- (3) 従来CVTに対して、60 km/hクルーズ時において、噛合い周波数を1000 Hz以上低くでき、静粛性を向上した。
- (4) トルクコンバータ、前進用ギヤセットの2部品の仕様分けてNAとTCに対応した。T/Cケースと4WD用デフケースと専用トランスファで4WDに対応した。電動オイルポンプの追加のみでアイドルストップに対応した。

参考文献

- (1) 内田代志春, 宮本修秀, 大谷哲也, 丸山哲郎, 酒井和明, 谷本誠司: LIFE用新コンパクト4速自動変速機の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.2, p.79-86
- (2) 山口正明, 大瀧光郎, 伊藤敬介, 荏澤英夫, 戸塚博彦: 新型FIT用トルクコンバータ付きCVTの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.20, No.2, p.11-16
- (3) 佐藤洋一, 浦野純司, 大橋章人, 佐久間信次, 山口正明: 新型Odyssey用CVTの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.2, p.87-94

著者



中村 敬



羽生 恵一



小西 康一