

S2000用 6 速マニュアルトランスミッションの開発

Development of a High-revolution 6- Speed Manual Transmission for the HONDA S2000

北 島 恭 司*
Kyoji KITAJIMA
三 谷 真 一*
Shinichi MITANI

岡 田 靖 志*
Yasushi OKADA
有 働 秀 男*
Hideo UDOU

平 野 浩 司*
Koji HIRANO

要 旨

新世代リアルオープンスポーツS2000用の6速マニュアルトランスミッションを新規開発した。

変速比はエンジンの特性を引出すためクロスレシオとし、動力性能を重視して6速で最高速度を出すオーバーオールレシオとした。

独立出力側減速機構、高剛性なトランスミッションケース構造を開発することにより、9 000rpmという高回転に対応し、36mmという短いシフトストロークで軽快なシフトフィーリングのある、従来の5速マニュアルトランスミッション並みに軽量な6速マニュアルトランスミッションとすることができた。

ABSTRACT

HONDA S2000 has been developed with the key words “New Generation Real Open Sports”.

It provides with the newly developed 6-speed manual transmission which is expected to show supple feel of shifting with the extremely short transmission shift stroke 36mm while the higher engine revolution 9000rpm, which is unprecedented in the mass production cars, is available.

The IOR (Independent Output Reduction gear train) is employed in order to substantially reduce the equivalent inertia mass of synchronizer and allow the ultimate engine revolutions.

The construction of highly rigid transmission case allows the shift knob to be stiff and well control of vibration occurrence.

Consequently the basic construction of FR transmission has been successfully improved to the development objective.

1. まえがき

S2000用のトランスミッションに与えられた技術的な課題は、FR(Front engine Rear drive ; 以下FRと記す)車用のマニュアルトランスミッションで許容入力回転数9 000rpmに対応し、高回転まで軽快なシフトフィーリングを引出すことであった。この難度の高い技術的な課題を解決することは従来のFRに適用されている技術だけでは不可能であり、FR用の6速マニュアルトランスミッション(以下FR/6MTと記す)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。

2. 開発のねらい

新型FR/6MTを開発するに当たり、「新世代リアルオープンスポーツ」をコンセプトに開発したS2000の「軽快感」のひとつをトランスミッションで実現するために以下の項目を目標とした。

- ・「新世代リアルオープンスポーツ」の重要な要素であるドライバの思い通りの軽快なシフトができる。
- ・許容入力回転9 000rpmに対応できる。
- ・同クラスの他の5速マニュアルトランスミッションと同等の重量およびコストである。

3. 形式と仕様の設定

高回転高出力型エンジンの特性を活かすためにクロスレシオの6速マニュアルトランスミッションとした。ギヤトレインは、シンクロナイザ被同期側の等価慣性質量を低減するために、出力側減速機構を採用した。ギヤレシオの設定は、エンジンの最高回転数付近でシフトアップするたびにVTEC(Variable Valve Timing and Lift Electronic Control System：可変バルブタイミング・リフト機構)エンジンの良さである高回転域のトルク特性の範囲になるクロスレシオ(各変速段のギヤレシオが近接している)で、動力性能を最優先にするために6速で最高速度を出すオーバーオールギヤレシオとした。Fig.1にS2000の走行性能線図を示す。

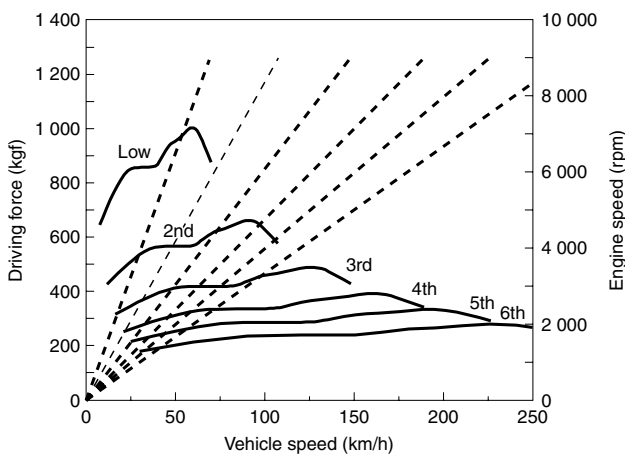


Fig.1 Driving force curve

4. 独立出力側減速機構の採用

4.1. 従来のギヤトレインの課題

ギヤトレインについて、Fig.2に示す従来のFR/6MTを検討したところ、下記課題が明らかになった。

- (1)従来のギヤトレインは入力側で減速(インプットリダクション)した後、各変速段に動力を伝達する。そのためシンクロナイザ被同期側の等価慣性質量は同等クラスのFF車用マニュアルトランスミッションと比較し大きい。そのため従来採用してきたマルチコーン(摩擦面が複数あるシンクロナイザ)の適用によるシンクロナイザ容量の増大だけでは、シフト時のノブ荷重の低減が不十分で軽快なシフトをおこなうことは困難である。
- (2)アイドリング時のガラ音(ガラガラと聞こえる音)及び直結走行時におけるザー音(ザーと聞こえる音)など、エンジン回転変動による歯打ち音の対策としては、インプットシャフトの回転変動の低減やアイドルギヤ(駆動力を伝達していないギヤ)の回転エネルギーの低減がある。デュアルマスフライホイールを採用しインプットシャフトの回転変動を低減する手法は、クラッチ慣性

質量が増加し、「軽快感」にとって重要であるエンジン回転レスポンスの低下を招くため、ギヤトレインによる何らかの対応が不可欠である。

- (3)従来のFR車のトランスミッション(Fig.2)は、いずれかの段で直結構造をとる。このギヤトレインにおいては、5速時の動力伝達方法は、他の変速段とは異なりインプットシャフトとアウトプットシャフトがスリーブにより結合し、ギヤによる動力伝達をおこなわない。このため、直結構造を採用しないギヤトレインに比べて、1セットのギヤが不要となり部品点数及び重量を低減できるが、シャフトの回転の影響が小さいシャフト端面からの軸内潤滑手法が採用できない。これに対し、インプットシャフトに設置したオイルパフルの回転による軸内潤滑の方法もあるが、9000rpmで成立させるには、オートマチックトランスミッションのように動力伝達用の油圧システムによる軸内潤滑などが必要であり重量およびコストが増加する。

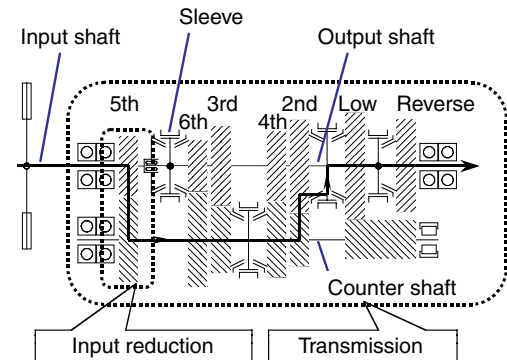


Fig.2 Outline of conventional FR/6MT gear train

4.2. 課題への対応

前節の(1)、(2)の課題に対しては、従来の入力側での減速機構を採用せず、Fig.3に示すように入力を直接各変速段に伝達した後出力側で減速を行なった。大容量のシンクロナイザを採用するために1速及び2速のシンクロナイザはカウンタシャフト軸上に設置した。

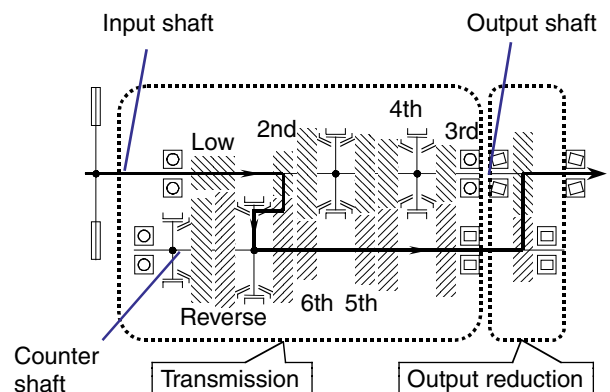


Fig.3 Outline of IOR (for S2000)

(3)の課題に対しては、変速部分と出力側減速機構を独立させ、インプットシャフトとアウトプットシャフトの端面から軸内潤滑が可能な構造とした。

この出力側減速機構を変速部分に対して独立させた方式をIOR(Independent Output Reduction gear train：独立出力側減速機構)と称する。

4.3. IORによる等価慣性質量低減効果

IOR方式のギヤトレインの採用により前記(1)、(2)の課題に対する効果を確認するため、従来のギヤトレインと比較検討した。対象としたギヤトレインの仕様をTable 1に示す。

Table 1 Simulation conditions

Gear train type		Input reduction (Conventional type)	IOR (S2000 type)
Gear ratio	Low	3.440	3.283
	2nd	2.243	2.182
	3rd	1.566	1.593
	4th	1.210	1.220
	5th	1.000	0.960
	6th	0.815	0.801
Inertia mass ($\times 10^{-3} \text{kg}\cdot\text{m}^2$)	Friction disk	4.90	4.90
	Input shaft	0.82	-
	Main shaft	3.68	2.63
	Counter low	1.82	1.61
	Counter 2nd	1.41	1.19
	Counter 3rd	1.00	-

代表的な検討結果として、各シフトダウン時の等価慣性質量の比較をFig.4に、アイドルギヤ時及び各変速段におけるアイドルギヤの回転エネルギーの比較をFig.5に示す。

(1)の課題についてはFig.4のように、IOR方式を採用している本ギヤトレインは入力側減速機構を持つギヤトレインに比べ、シンクロナイズ負荷である等価慣性質量が小さくなり、開発目標である軽快なシフトに大きく寄与している。

(2)の課題である歯打ち音の低減手法のひとつであるアイドルギヤの回転エネルギー低減については、従来のギヤトレインと比べIOR方式は各変速段でのアイドルギヤ数が少ないためにFig.5のように回転エネルギーが低速段では低く、

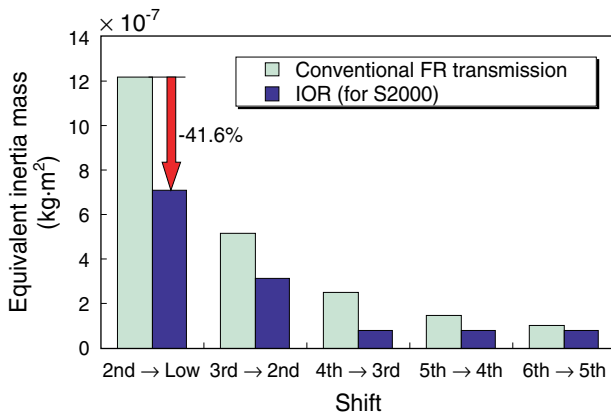


Fig.4 Evaluation of equivalent inertia mass

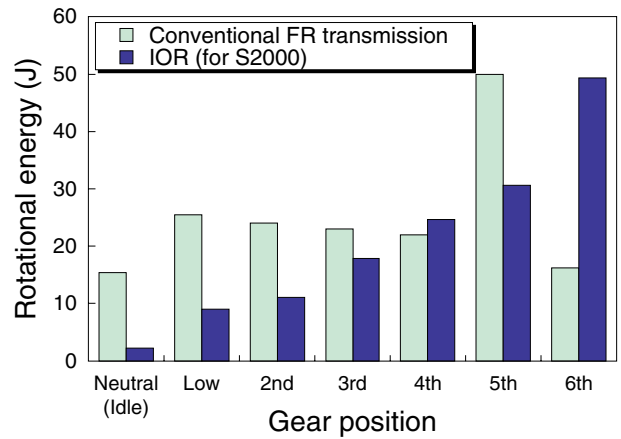


Fig.5 Evaluation of rotational energy

歯打ち音を低減しやすい。6速においてはアイドルギヤの増速により他の段に比較して回転エネルギーが大幅に増加するが、従来のギヤトレインにおける直結時と同等の回転エネルギー値となっている。

5. パワープラント振動の低減

5.1. 高回転時の課題

FR車の動力伝達系の曲げ共振は、パワープラント、プロペラシャフトなどの動力伝達系各部の剛性のみでなく、系としての振動特性の相互関係など、さまざまな要素が複雑に影響する連成振動である¹⁾。従来のFR車のパワープラント上下曲げ共振周波数(以下、固有値と記す)と最大エンジン回転数の関係及び実車での音振動レベルを調査し分析した結果、S2000の動力伝達系で目標回転数9 000rpmにおいて騒音と振動を許容範囲内に抑制するために、固有値を大きくすることが効果的であることがわかった。従来のFR車における固有値を比較した結果とS2000での目標固有値の関係をFig.6に示す。

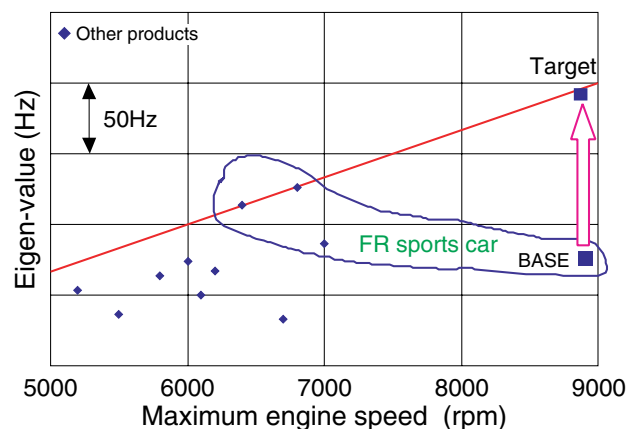


Fig.6 Test results of eigen-value by FR drivetrain (Vertical direction)

5. 2. 対策手法

動力伝達系全体及びパワープラント単体の加振による2次共振の変形モードを観察するとFig.7のようにトランスミッションの途中から折れ曲がっており、トランスミッションケース前方の剛性を上げる必要があることがわかった。パワープラントのシミュレーションモデルによる動解析をおこない、Fig.8に示すようにトランスミッションケース前方の断面形状を従来のFR車用のトランスミッションと比べ改善したことにより固有値を大きくできた。トランスミッションケースの形状の違いによる固有値の比較をFig.9に示す。

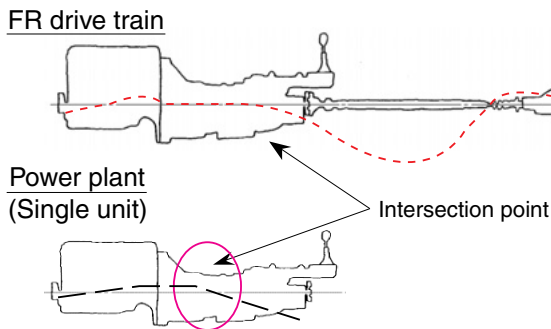


Fig.7 Test results of mode of vibration

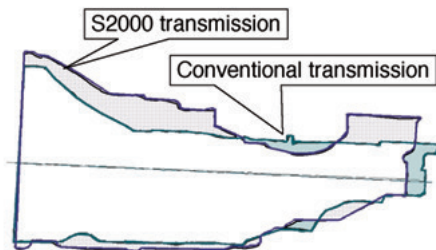


Fig.8 Comparison of external shape

5. 3. 振動低減効果

固有値を上げた上で、上下振動モードの節がトランスミッションマウント近傍となるように、トランスミッションケース後方の剛性の調整をおこなった。

これらの対策によるトランスミッションケース後方の上下振動の伝達特性変化量をFig.10に、振動低減量をFig.11に示す。これらの図より振動が大幅に低減されたことがわかる。

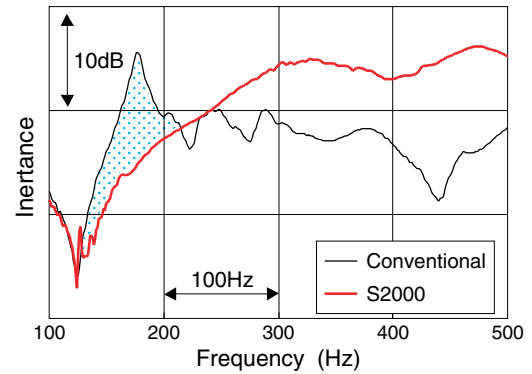


Fig.10 Reduction of inertiace by increasing of stiffness of transmission

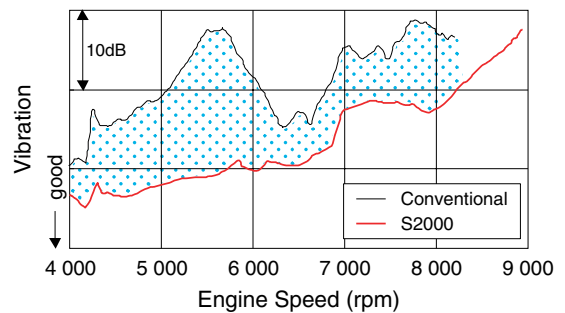


Fig.11 Reduction in vibration of transmission

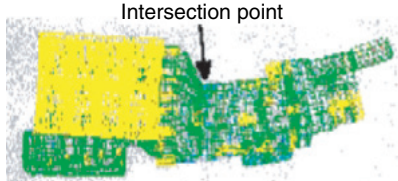
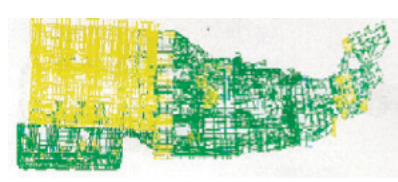
Eigen-value	
Base transmission	
Solution 1 +40Hz Compared with base transmission	
Solution 2 (Final) +60Hz Compared with base transmission	

Fig.9 Simulation models of finite element method

6. 軽快なシフトフィーリング

シフトフィーリング向上技術として、多くの研究や実施例についての報告^{2), 3)}がされている。本トランスミッションでも同様に、トリプルコーンシンクロナイザの採用やシフト終了時に発生する不快な荷重を低減するクラッチギヤのチャンファ形状の改良、操作時のシフトノブ軌跡、及び荷重特性等の各要素の改善をおこなったが、「軽快感」を実現するためには、前項4及び5で説明したIORの適用、トランスミッションケースの剛性向上、シフトノブに伝わる振動の低減に加え、シフトノブユニットを直接トランスミッションに設置するダイレクトチェンジ構造の採用が必要であった。これにより非常に単純なチェンジ構造となり、シフトノブ上のガタ(あそび)が低減し、荷重伝達効率が向上した。

これらの技術を適用した本トランスミッションの縦断面図をFig.12に、主要諸元をTable 2に示す。

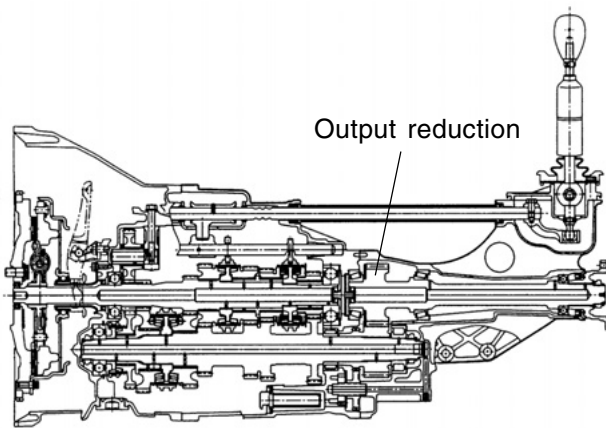


Fig.12 Sectional view of transmission

Table 2 Specification of transmission

Clutch size (mm)		ø212 × 150
Transmission type		Manual 6-speed
Gear train type		Independent output reduction
Allowable input revolution (rpm)		9 000
Transmissible torque (Nm)		216 OVER
Gear ratio	Low	3.634
	2nd	2.372
	3rd	1.718
	4th	1.347
	5th	1.125
	6th	0.940
	Reverse	3.248
Dry weight (kg)		55

シフトストロークとシフト荷重でシフトの軽快さを表現する手法を選択した。Fig.13にシフト前のエンジン回転数およびボーク時間を同一にした条件で3速から2速へシフトダウンした時のノブ上でのストロークと荷重を他の車種と比較して示す。同図より開発したトランスミッションではシフトの軽快さが向上していることがわかる。

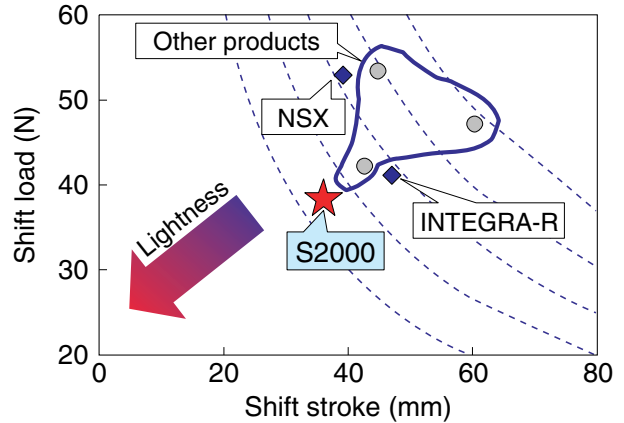


Fig.13 Shift performance chart
(Shift down from 3rd to 2nd)

7. 軽量化とコスト削減

Fig.14にトランスミッション重量を他の車種と比較して示す。IOR方式のトランスミッションは直結構造を持たないため、従来のFR車のトランスミッションと比較してギヤが1セット多く、重量及びコストが大きくなりがちであるが、チェンジ部品など点数の削減と部品一点一点の軽量化の結果、6MTでありながら他社の同クラスのFR/5MTと同等の重量となった。

コスト削減のためには、各部品の加工工程削減、部品点数の削減、小型化をおこなった。加工程削減の例としては、セカンダリギヤのバックラッシュ低減のために採用したセラシギヤを焼結材とし、ねじれ角31°という大きな角度にも関わらず歯面加工の省略やシフトフォークを鍛造加工からプレス加工に変更することで大幅にコストを低減させた。

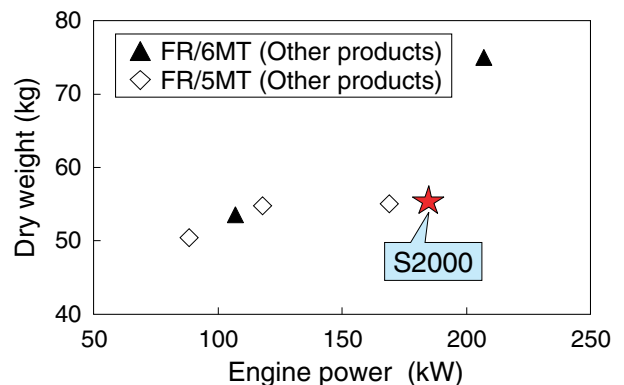


Fig.14 Comparison of transmission weight

8. まとめ

S2000のために新規に開発した6速マニュアルトランスミッションは以下の技術である。

- (1) 独立出力側減速機構の採用により、シンクロナイザ被同期側の等価慣性質量を低減した。
- (2) 高剛性なトランスミッションケース構造とすることで、パワープラントの振動を低減した。
- (3) ダイレクトチェンジ構造の採用及びチェンジの各要素を改善することにより、軽快なシフトフィーリングを得た。
- (4) 各部品の加工工程削減、部品点数の削減、小型化により、軽量化及びコストを削減させた。

最後に、本トランスミッションを開発するにあたり多大なるご協力を頂いた関連メーカーの関係者の方々に深く感謝いたします。

参考文献

- 1) 矢野史朗ほか：高速時における動力伝達系の曲げ振動（第一報），日産技報，第3号(昭43-1)，p.24-36 (1968)
- 2) 山口敏之ほか：新型マニュアルトランスミッションの開発，自動車技術会，学術講演会前刷集NO.75-98，p.9-12 (1998)
- 3) 加藤昇二ほか：マニュアルトランスミッションの2段入り現象改善の検討，スバル技報，第24号，p.9-12 (1997)

■ 著 者 ■



北島 恭司



岡田 靖志



平野 浩司



三谷 真一



有働 秀男