F1用軽量コンパクトデファレンシャルの開発

Development of Lightweight and Compact Differential for Formula One Car

日吉俊男*　末永裕一*
Toshio HIYOSHI　Yuichi SUENAGA
横山晴紀*　勝政喜和*
Haruki YOKOYAMA　Yoshikazu KATSUMASA

要旨

F1用のデファレンシャルは差動機構および差動制限をおこなう LSD 機構(デフ機構)と，最終減速ギヤセット(ファイナル)とで構成されている．デファレンシャルは車体の後端付近に配置されるため，軽量化は車体マスの集中化で，コンパクト化は空力の向上で車体運動性能に寄与する．このため軽量，コンパクト化を目的としたデファレンシャルを開発した．開発初期には，マスの集中化に重点を置き，デフ機構を従来のファイナルドリブン軸上から同ドライブ軸内に配置し，低重心，低ヨー慣性モーメント化を達成した．デファレンシャルギヤは全ギヤが噛み合う全噛みプラネタリーとした．次に同機構の得失判断から新たにデファレンシャルギヤをファイナルドリブン軸上に配置可能な全噛みダブルピニオンプラネタリーとした Ultra Short Diff(USD)を開発し，コンパクト化と，1.2 kg の軽量化を達成する見通しを得た．

ABSTRACT

The differentials used in Formula One vehicles comprise a differential mechanism and a differential restriction device (LSD), which together form a bias-adjusting mechanism, and a final reduction gear set. Because the differential is positioned close to the rear end of the vehicle, it contributes to dynamic performance. Reducing the weight of the differential helps to centralize the mass of the vehicle, and increasing its compactness boosts aerodynamic performance. Development efforts were concentrated on the achievement of a lightweight and compact differential, with the focus in the initial stage on the centralization of mass. Previously mounted on the final driven shaft, the bias-adjusting mechanism was positioned on the final drive shaft, helping to reduce the center of gravity and the yaw moment of inertia. A full pinion engagement planetary gear was employed as the differential gear. A study of the merits and drawbacks of the mechanism resulted in the development of an ultra-short differential (USD) employing a full pinion engagement double pinion planetary gear positioned on the final driven shaft as the differential gear. It was predicted that this would increase the compactness of the unit and reduce its weight by 1.2 kg.

1．まえがき

通常，F1車両のデファレンシャルのデフ機構はファイナルドリブン軸上に配置され，変速機により最終減速された駆動力を左右駆動輪に伝達する．この伝達には，多くの構成部品と，大きなトルク伝達が必要なため，駆動系部品内でも重量の占める割合が大きい．また，ドライブシャフトの作動角度制限のため，ファイナルドリブンは車両後端付近の，タイヤセンタと同程度の高さに配置される．つまり，重量物が，車体重心から遠く，高い位置に配置されている．車体の低重心化と低ヨー慣性モーメント化は車体の旋回性能を向上し，デファレンシャルの軽量，コンパクト化は車体の低重心化と低ヨー慣性モーメント化に寄与する．またデフ機構には左右の差動制限トルクを制御するLSD機能もあり，この性能確保も重要である．

これらの機能と耐久性を両立したデファレンシャルの低重心化と軽量化への取り組みを紹介する．

2．開発のねらい

低重心，低ヨー慣性モーメントを達成するために初期の開発では下記をねらいとした．

＊四輪R&Dセンター

（1）重量物を，なるべく低く，重心に近い位置に置く．

ファイナルドリブン軸上にあるデフ機構を，より車体重心に近く，低い位置にあるファイナルドライブ軸上に配置することで，低重心，低ヨー慣性モーメントを達成することをねらいとした．

これに続く USD の開発では初期の開発から得た知見と得失判断より，下記とした．

（2）重心から遠く，高い場所にあるものを軽量化する．

デファレンシャルをコンパクト化することで軽量化し，低重心，低ヨー慣性モーメントを達成することをねらいとした．

車両総重量は，レギュレーションにより決められており，軽量化された重量相当のバラストを積むことによって，さらに低重心，低ヨー慣性モーメントが達成できる．本開発のねらいを，Fig. 1 に示す．

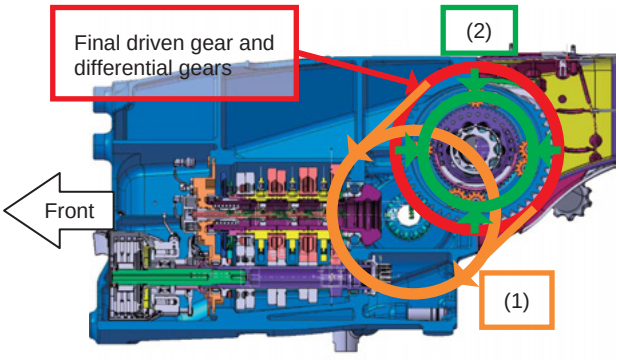


Fig. 1　Method of achievement of low center gravity and low yaw moment

3．達成手法

3.1. マスの集中化に向けた取り組み

最初の開発は車体の低重心，低ヨー慣性モーメント化に効果的なマスの集中化に重点をおいて，ギヤボックス部品の重量物である，デファレンシャルをファイナルドリブン軸上から車体重心に近いファイナルドライブ軸上へ配置する機構の開発をおこなった．

デファレンシャルをファイナルドライブ軸上に配置するにはファイナルギヤは二対必要となるが，ギヤ幅は左右輪それぞれのトルクを伝達できればよいため，従来構造の約半分の歯幅とした．

デフ機構は，従来のドリブン側から，より減速比の少ないドライブ側に配置したことにより，トルク容量を減らすことができ，コンパクト化できる．デフギヤはファイナルドライブのベベルギヤ内に組み込むため，コンパクトな構成が必要であった．隣り合うピニオンギヤ同士を全てかみ合わせ分担荷重を減らすことが可能な，全噛みプラネタリギヤ構造とした．

また，F1ギヤボックスにおいては，車体後部への気流の流れを阻害しないために，ケースの幅を狭くする必要がある．そのため，LSDピストンはクラッチの反対側に配置し，ロッドを介して契合させる構造とした．

このデフ機構の構造を Fig. 2 に示す．

この構造により，最終的には約 2.5 kg の重量をファイナルドライブ軸上に移動することができ，0.19%のヨー慣性モーメントの低減と 0.4 mm の重心高の低下を達成した．

Fig. 3 に重量移動のイメージを示す．

この機構は台上テストにおいて所定の耐久性が確認された．しかしながら，デファレンシャルをファイナルドライブ上へ移動するには，ギヤボックスケースの大きな構造変更を必要とし，これに伴う重量増加により，低重心化のメリットが相殺されたため，実車への適用を断念した．

この開発により，全噛みプラネタリギヤを採用することで，デフ機構をコンパクト化できることを学んだ．

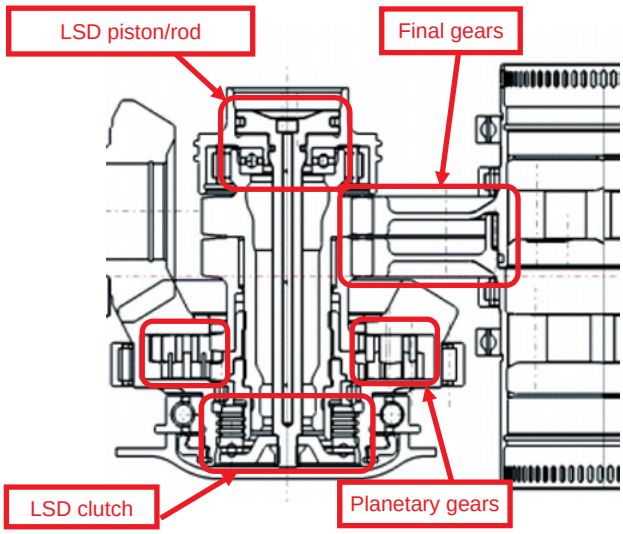


Fig. 2　Bias-adjusting mechanism on final drive shaft

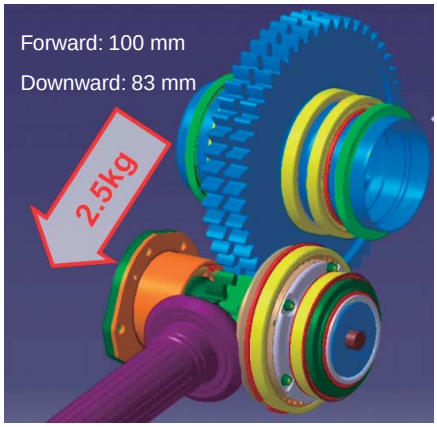


Fig. 3　Image of movement of weight

3.2. 軽量化に向けた取り組み(USD)

ファイナルギヤおよびデファレンシャルをコンパクト化し軽量化を図るために，デフ機構をファイナルドリブン軸上の左右のドライブシャフトジョイント部の間(軸の内部)に配置することを考案した．

従来のレイアウトは一般的なプラネタリー式デフ機構でこれを Fig. 4 に示す．デファレンシャルギヤとして互いに噛み合う四対のシングルピニオンギヤと，これと噛み合う並列に配置した左右のドライブシャフト駆動ギヤと，同機構をファイナル軸の外径側とファイナルドリブンギヤの内側(Diff area)に配置しピニオンギヤを駆動するシングルピニオンプラネタリーデフ構造となっている．また，油圧制御によって左右の差動制限トルクを発生する LSD 機構(LSD area)を備えている．

ドライブシャフトのジョイント部は強度上，現状より外径を小さくすることはできない．また，ファイナルドリブンギヤの内側にデファレンシャル機構を収めているため，現状機構のままコンパクト化(ファイナルギヤの小径化)するには，デファレンシャル全体幅を増加せざるを得ない．また同時にLSD機構部は複雑な構造になり，軽量化のメリットが出せない．

これを解決し，デフ機構をドライブシャフトジョイント部間(Drive shaft joint area)に配置し小径化するために，ダブルピニオンプラネタリーのデフ機構を採用した．

従来のシングルピニオンプラネタリーでは，ギヤの噛み合い位置は，L側サンギア－ピニオンギヤ，ピニオンギヤ－ピニオンギア，ピニオンギヤ－R側サンギヤと，並列方向に3ヶ所並ぶ．これに対し，ダブルピニオンプラネタリでは，リングギヤ－ピニオンギヤ，ピニオンギヤ－ピニオンギヤ，ピニオンギヤ－サンギヤと，3ヶ所の噛み合い位置が縦に並び，並列方向では一列の噛み合いとなるため，デフ機構の幅を狭くできる．またダブルピニオンプラネタリーのギヤ幅をさらに，狭く，小径化するために，ピニオンギヤの数を従来の四対から六対にし，分担荷重を下げた．しかし，ピニオンギヤの数を六対に増やすと，隣り合うピニオンギヤの干渉を防ぐ必要がある．干渉を防ぐためにピニオンギヤの径を小さくすると，強度確保するために歯幅を広げなくてはならない．また，干渉を防ぐために，内側のピニオンギヤと外側のピニオンギヤの配置角度を大きくとると，リングギヤの径が大きくなってしまう(Fig. 5)．リングギヤを小さくし，その外側に配置されるファイナルギヤを小さくするために，ピニオンギヤを全噛みとした．これを Fig. 6 に示す．

これらの結果，Assembly全体の幅は従来と同等のまま，ファイナルギヤ軸間を，従来の 125 mm から 100 mm とし，軽量化とコンパクト化を達成した．これを，Fig. 7に示す．

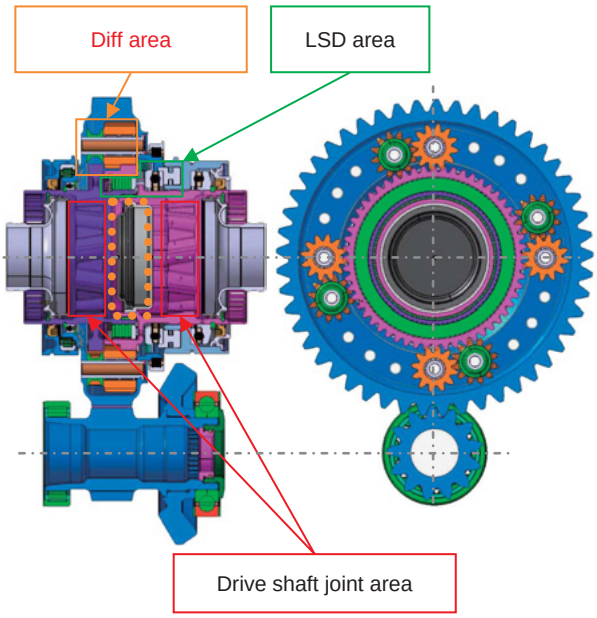


Fig. 4　Standard differential

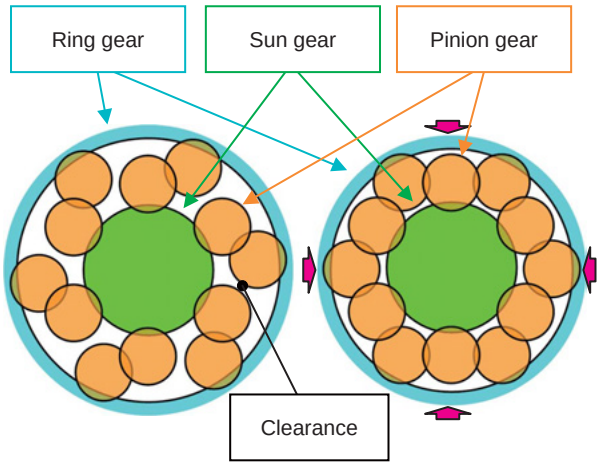


Fig. 5　Standard double pinion planetary gear

Fig. 6　Full pinion engagement double pinion planetary gear

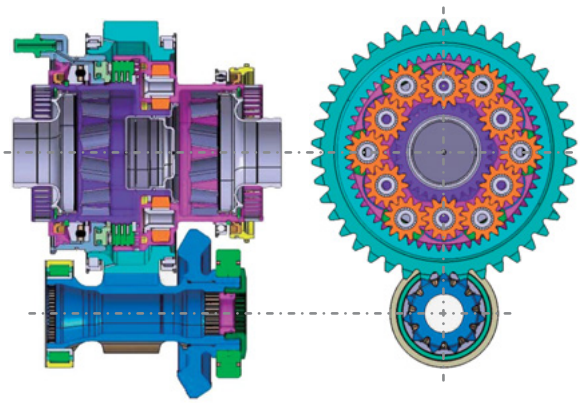


Fig. 7　USD

4．機能と耐久性の検証

4.1. 差動フリクション

油圧制御デファレンシャル機構の目的は，走行状態に応じて左右輪の差動を制限することにある．駆動力の無い定常旋回状態で差動制限トルクがあるとアンダーステアが発生し，ドライバビリティに支障をきたす．デフ機構自体にフリクションがあるため，油圧を完全に抜いてもこのフリクション分の差動制限がかかってしまうことになる．そのため，実績のある2008年仕様のデファレンシャルの差動フリクションを目標とし，ほぼ同等の性能を得た．

4.2. LSD の制御性

レース中に要求されるデファレンシャルの差動制限トルクは車両の走行状態によって刻々と変化する．意図する車体挙動に制御するには，トルクの要求指令から実際に差動制限トルクが発生するまでの応答時間が，十分短い必要がある．

デファレンシャルにおいて，クラッチアセンブリの剛性が異なる２種の仕様にて，クラッチアセンブリの変形量と，トルクの応答時間を比較したものを，Fig. 8 に示す．なお，エンゲージ側は油圧立ち上がりから最大要求トルクの 80% に到達するまで，ディスエンゲージ側は油圧下げはじめから同トルクの５%まで低減するまでの時間を評価した．グラフの縦軸はあるクランプ荷重を与えたときのクラッチアセンブリの軸方向の変位量を表し，値が大きいほど剛性が低いことを示している．エンゲージの応答性は2008年仕様以下の応答時間となり目標を満足した．ディスエンゲージについては２仕様とも目標を満たさなかったが，剛性との相関が確認できた．従って剛性の目標が明確になったことで見通しが立った．

4.3. 耐久性

ギヤボックスはレギュレーションによって四レース連続で使用することが義務付けられているため，その耐久性を保証しなければならない．そこでデファレンシャルの使用頻度が最も高いモナコ GP の四レース分に相当する負荷の台上試験をおこなった．最初の耐久試験では目標の約60%でリングギヤが疲労破壊した．次の耐久試験に向けて以下の二点を対策とした．

（1）歯底形状の見直し

（2）ショットピーニング処理

歯底形状は単一Rで歯面と歯面をつないだ形状とする．これを Fig. 9 に示す．

破損したファイナルギヤのダメージ率は 100%となるため，これまでのファイナルギヤの台上試験結果推定した本開発のリングギヤの S-N 線図は Fig. 10 となる．

USDでは構造上，ファイナルギヤの歯幅を従来のファイナルギヤに比較し，狭くするメリットが少なく，結果として歯元応力に余裕があった．これを作りやすさに振り分けたが，これによる強度低下により所定の耐久性を確保できなかった．

歯型形状を単一Rとした効果は過去のファイナルギヤでおこなった台上試験でその効果が確認されている．また歯底部へショットピーニングを追加すると，単一Rと同様，過去の経験より寿命が15%延びることも確認されている．これらの結果を USD に適用すると，寿命を保証する必要のある四レース相当のギヤダメージ率は 2.5%になる．よって，歯底の単一R化とリングギヤの歯底にショットピーニ

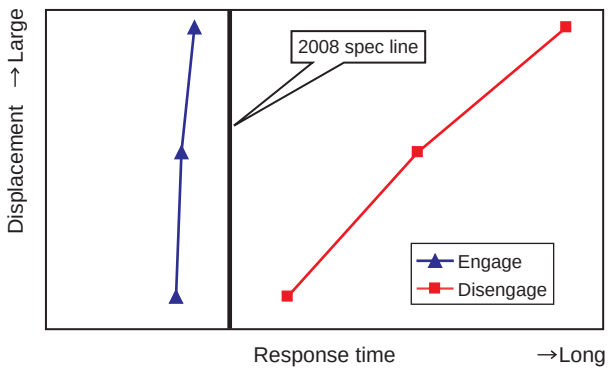


Fig. 8　Torque response time

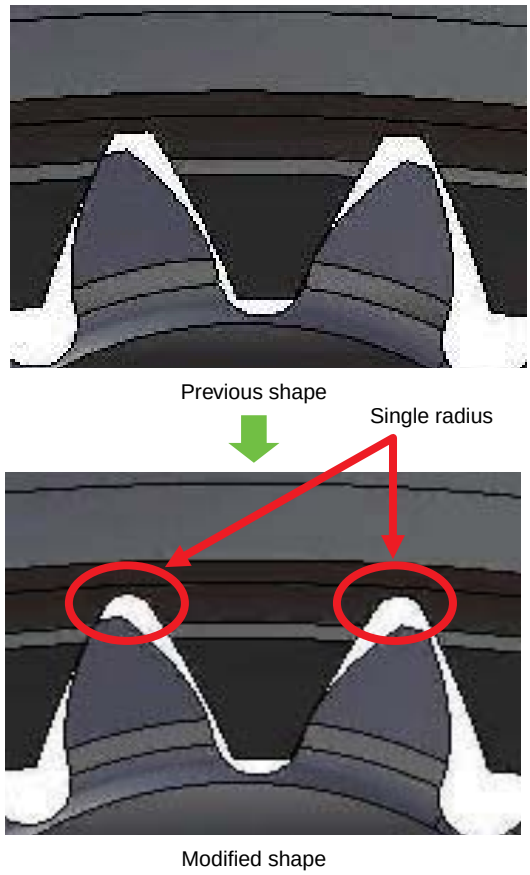


Fig. 9　Modification of root shape

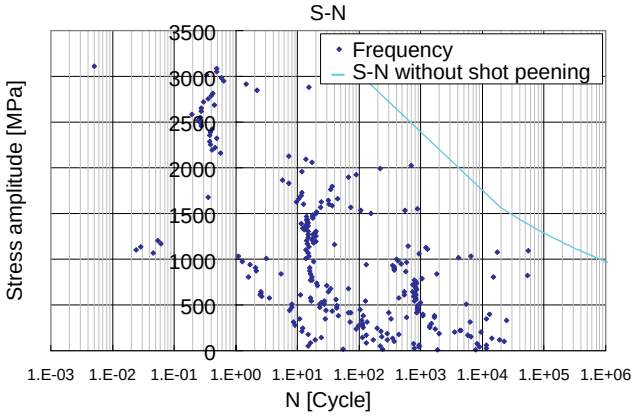


Fig. 10　Until fatigue destruction

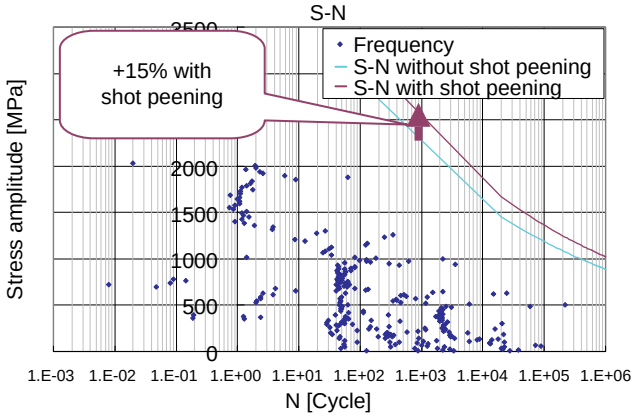


Fig. 11　4 races with large root R and shot peening

ングを追加することで，耐久性の見通しが得られた．これを Fig. 11 に示す．

対策の結果は開発中止で未確認となった．

5．まとめ

軽量化，低重心化，低ヨー慣性モーメント化のために，全噛みのダブルピニオンプラネタリーをデファレンシャル機構に使用することで，次のことが達成された．

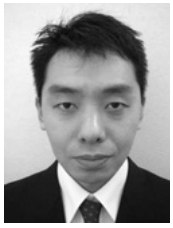
（1）2008 年仕様と比較し，軽量化効果は 1.2 kg（重量比にて約−14%），低重心，低ヨー慣性モーメントの効果として，0.30%の車体慣性モーメントの低減と1.1 mmの重心高の低下を，達成した．

（2）ファイナル軸間を 125 mm から 100 mm に短縮した．

（3）LSD 性能は，2008 年仕様同等を達成できる見通しが立った．

（4）四レース無交換と定められたレギュレーションに対し，信頼性が確保できる見通しが立った．

■著　者■



日吉俊男

末永裕一

横山晴紀

勝政喜和