

トランスミッション用外接はすば歯車の 歯元曲げ応力予測技術の実用化

Application of Helical Gear Tooth-Root Bending Stress Simulation for Automotive Transmission

卯月千秋* 平岡昌巳* 中田雅之*
Chiaki UZUKI Masami HIRAOKA Masayuki NAKADA
館野義和* 水野孝樹*
Yoshikazu TATENO Kohki MIZUNO

要 旨

ミスアライメントや歯面形状の影響を考慮してはすば歯車の歯元曲げ応力予測が出来る「久保プログラム」を導入し、トランスミッションの実機におけるはすば歯車の歯元曲げ応力を設計の初期段階に短時間で、精度よく予測出来る技術を構築した。このツールシステムを「GRANPLI」と名付けた。実機のミスアライメントは、駆動・被動歯車の各々の低回転での挙動を独自のギャップセンサーを用いて測定し、負荷に対するミスアライメントマップを作成した。特に、変速歯車の軸方向位置や最終減速歯車とデフケースの位相等に着目した。GRANPLIによる計算結果の妥当性は、実機の歯車にひずみゲージを貼り付けて測定したデータと比較することで確認した。

ABSTRACT

This technique adopted Professor Kubo's program, which is capable of simulating tooth-root bending stress in helical gears while taking account of the effects of misalignment and tooth surface modification. A technique was created that is capable of simulating helical gear tooth-root bending stress in an actual automotive transmission accurately and in a short time at the first stage of design. The resulting tool was named GRANPLI. Misalignment in actual transmissions was measured using independent gap sensors for drive gear and driven gear behavior at low revolution speeds, and a misalignment map was created with respect to the loads. Particular attention was paid to the position of the primary reduction gear with respect to shaft orientation, the phase angle of the final reduction gear and the differential case, and so on. The appropriateness of calculation results obtained by GRANPLI was confirmed through comparison with data from measurements by a strain gage attached to gear in an actual automotive transmission.

1. まえがき

近年の自動車用トランスミッション(以下トランスミッション)においては、静粛性の向上の要求と共に、燃費向上のための軽量・コンパクトの要求が高まってきている。

また、SUV(スポーツユーティリティークル)に代表されるセダン系の乗用車よりも高重量な車両の開発ニーズが増え、歯車をはじめとする伝達系部品への負荷もますます

高くなってきている。

現実にトランスミッションの実機における定負荷疲労耐久実験終了後の歯車歯面を確認すると、かみあい状態が片当たりの傾向を持つものも少なくなく、特に負荷が最も高い最終減速歯車では歯面形状の影響やミスアライメントを考慮して歯車の強度予測が出来る計算手法が求められている。

さらには、開発期間の短縮により、設計の初期段階から

*栃木研究所

歯車の早期熟成可能なツールが必要となってきた。

筆者らは、歯車のかみあい時におけるメカニズム解析を行い、トランスミッション用外接はすば歯車のかみあい変動解析の研究を進めてきた。

2. 従来歯車強度予測技術

従来、トランスミッションでは外接はすば歯車の歯元曲げ応力を予測するにあたり、機械学会式、AGMA式、BS式、ISO式、JGMA式、DIN式等が用いられているが、曲げ強さ計算式の基本思想は共通するものである⁽¹⁾。

これらの計算式を用いて歯車の応力を予測する場合、ミスアライメントや歯面形状を考慮することが出来ない。ミスアライメントとは、歯車の運転状態における歯車軸の平行度誤差のことをいい、トランスミッションの実機においては荷重の伝達方向やハウジング、軸受、軸、歯車の剛性やガタ等、数多くの要因により多種多様の変化をするため、歯元曲げ応力に大きな影響を与える。よって、把握しておかなければならない重要な項目の一つであるが、レイアウトの検討を行なう設計の初期段階からミスアライメント予測することは困難である。

そのため現状では、計算結果に対し判断基準に場合分けを設け運用しており、多くの時間を費やしている。

また、最近では有限要素法(Finite Element Method 以下FEM)を用いることによって入力条件としてミスアライメントを考慮する手法もあるが、設計の初期段階で用いるには計算時間を要するため最適とは言えない。

そこで、設計の初期段階からミスアライメントを予測する手法の一つとして、レイアウトや構成部品等条件別による負荷に対するミスアライメントマップを作成した。これを京都大学久保教授らが作成したプログラム(以下久保プログラム)に組み込み、ミスアライメントを考慮した歯元曲げ応力を予測出来るようにした。このツールシステムを「GRANPLI(Gear ANalyzing Program for Loading Influence)」と名付けた。

3. GRANPLI の開発

3.1. 久保プログラムの導入

駆動歯車の被動歯車に対する回転遅れをかみあい進行に伴い変化させ、ミスアライメントや歯面形状も考慮して、歯車に発生する各種応力等を求めることの出来る久保プログラムを、トランスミッション用外接はすば歯車で多く存在する駆動・被動歯車で歯たけが異なる諸元、歯幅方向にずれてかみあう諸元に対応出来るよう久保らと共同で改良し、導入した。

久保プログラムは、かみあい進行にともなう歯面荷重分布状態の変化については久保^{(2)~(4)}・梅澤^{(2), (5)~(8)}らの理

論と実験結果を基に作成された関数を用いている。また、歯車の歯元曲げ応力算出にはモーメントイメージ法と会田・寺内の式⁽⁹⁾を用いている。

3.2. プログラムの改良

このプログラムの基礎となるはすば歯車の1本の接触線上の荷重分布を表わす積分方程式は式(1)である⁽²⁾。

$$\int_0^{L(t)} K_b(x, \xi) p(\xi) d\xi + K_c(x) p(x) = \delta_0(x) = \{\Delta - e_{(x)}\} \cos \beta_g \quad (1)$$

t : 歯車の相対回転角度位置

$L(t)$: t の位置にある接触線の長さ

x : 接触線上のたわみ測定座標

ξ : 接触線上の荷重作用点の座標

$K_b(x, \xi)$: かみあう一対の歯の曲げせん断たわみの影響関数(以下たわみの影響関数)

$K_c(x)$: かみあう一対の歯の接触による近寄りの影響関数

$p(\xi)$: 分布荷重

$\delta_0(x)$: x 点における歯の対のたわみ

Δ : 被動歯車の駆動歯車に対するおくれ角を、作用線上の距離に換算した値(軸直角)

$e_{(x)}$: かみあう一対の歯の x 点における合成誤差(軸直角)

β_g : 基礎円筒上ねじれ角

ここで、たわみの影響関数(K_b)は、梅澤らによる差分法による有限ラックの計算解及び実験をベースとした式(2)⁽⁶⁾で表わされる。

＜たわみの影響関数＞

$$K_b(x, y, \xi, \eta) = U \frac{v(r)}{\sqrt{F(|x-\xi|)G(|y-\eta|)}} \sqrt{F(x')} \sqrt{F(\xi')} \sqrt{G(y)} \sqrt{G(\eta)} \quad (2)$$

$$\bar{r} = \sqrt{\bar{x}^2 + \bar{y}^2}$$

x : 歯幅方向のたわみ測定座標

ξ : 歯幅方向の荷重作用点の座標

y : 歯たけ方向のたわみ測定座標

η : 歯たけ方向の荷重作用点の座標

U : たわみの絶対値

$v(r)$: たわみの特性関数

$F(x)$: 歯幅方向の荷重点直下のたわみ特性

$G(x)$: 歯たけ方向の荷重点直下のたわみ特性

$\bar{x}$: バーの付いた値は歯たけで基準化した値を示す
($\bar{x} = x/h$ h : 全歯たけ)

たわみの影響関数内の F , G 等の各式の内容は、久保プログラムでは、各種機械の歯車破損事例に合うように式及び数値共、実験を基に修正が加えられている。著者らは自動車用小歯車に限定し、さらに、以下の項目について実験や FEM により係数を見直した。

① 梅澤らの測定⁽⁶⁾では確認されていないトランスミッションで用いられる 20° 以下のような低圧力角歯車で
の補正係数。

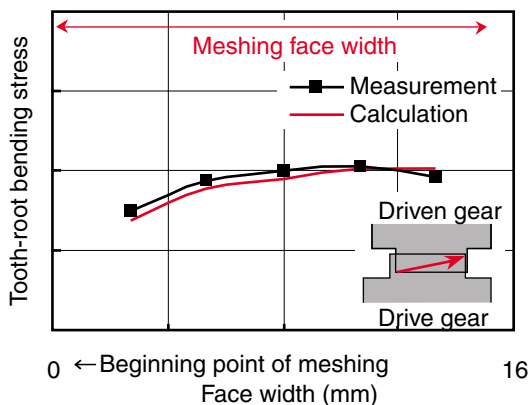
② 小歯幅歯車における歯端の不全部の剛性を示す係数。

これら係数を、ミスアライメントを無視できる剛性の高い歯車単体試験を用いて、歯車のかみあい幅を変化させた場合の歯元曲げ応力測定により検証を行なった。

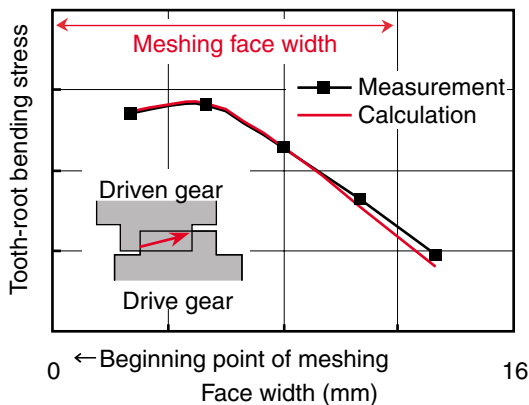
この試験に用いた歯車諸元を Table 1 に、歯車のかみあい幅を(a)15mm, (b)11mmと変化させたレイアウトにおける駆動歯車での検証結果を Fig.1 に示す。

Table 1 Specification of gears used in experiments

	Drive	Driven
Normal module	2.00	
Standard pressure angle ($^\circ$)	17.5	
Number of teeth	30	30
Face width (mm)	16.0	15.0
Helix angle ($^\circ$)	36.0	



(a) Meshing face width: 15mm



(b) Meshing face width: 11mm

Fig.1 Calculation result of tooth-root bending stress distribution

実測結果と計算結果は良い一致が得られ、係数の設定は妥当であることが確認出来た。

3.3. ミスアライメントマップの作成

3.3.1. 実機におけるミスアライメント測定条件

実際にトランスミッションの開発に本プログラムを活用していくためには、トランスミッションの実機におけるミスアライメントを予測する必要がある。

本報告では、供試体に当社で開発したFF車用のジアコーザ方式5速マニュアルトランスミッションを用いて行なった測定から、ミスアライメントマップを作成した手法について記す。

このトランスミッションでは、最終減速機構に、Fig.2のような外接はすば歯車とコンベンショナルデファレンシャルケース(以下デフケース)を使ったシステムが用いられており。このデフケースは、構造上、開口部と非開口部があるため両者は剛性が異なる。この剛性の違いにより回転位相によって最終減速歯車のミスアライメントが変動してくる。

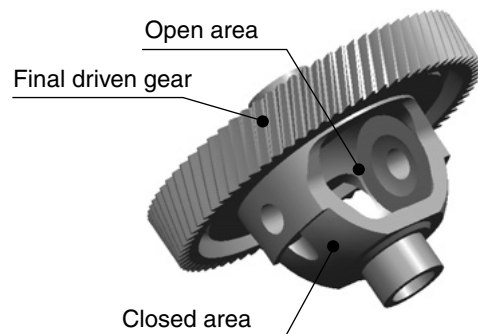


Fig.2 Conventional differential case

このように回転位相により変動するミスアライメントを把握するため、Fig.3のような、トルクコントローラで負荷を吸収する試験装置を用いて、極低回転で最終減速歯車の挙動を測定した。

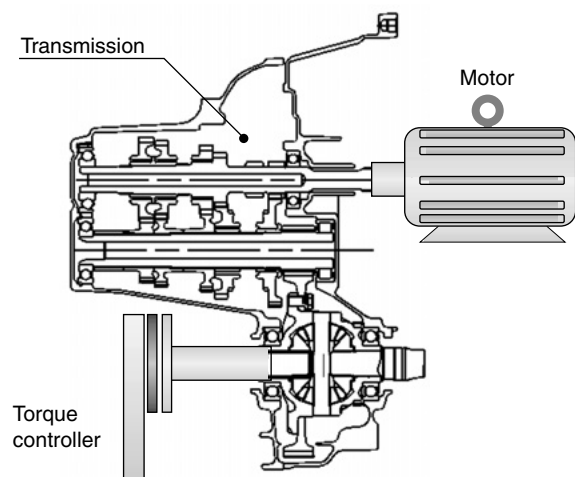


Fig.3 Conceptual figure of examination equipment

供試歯車は、Table 2 に示す諸元のものを用いた。

Table 2 Specification of gears used in experiments

	Drive	Driven
Normal module	2.25	
Standard pressure angle (°)	17.5	
Number of teeth	18	79
Face width (mm)	37.5	33.0
Helix angle (°)	29.0	

3.3.2. ミスアライメント測定

ミスアライメントは、歯車の変位量を渦電流式のギャップセンサーを用いて測定する手法で行った。

また、測定は定盤基準で行い、ハウジング、軸受、軸、歯車をすべて含んだ状態での相対ミスアライメントとして測定を行った。

供試歯車である最終減速歯車とギャップセンサーはFig.4のようなレイアウトとなっている。

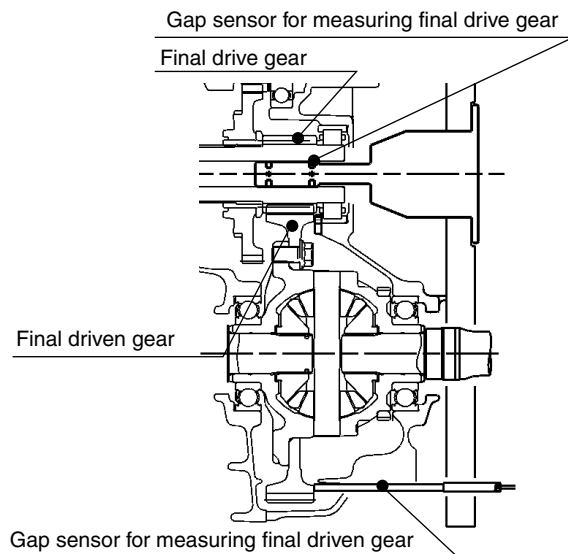


Fig.4 Detail view of final gears

最終減速駆動歯車の場合、本レイアウトでは歯車端面からの測定は不可能なため、軸内の挙動を測定した。

変位の測定箇所は軸方向にかみあい始め側とかみあい終わり側の2箇所について行ない、円管としての相対移動量をミスアライメントとした。

最終減速被動歯車に関しては、歯車の端面の変位を円周方向数箇所、特にかみあい部近辺は、歯車自身のたわみ成分を把握するために集中的に測定した。

これらのミスアライメント測定により、Fig.5のような最終減速駆動歯車、被動歯車それぞれの変位データが得られる。

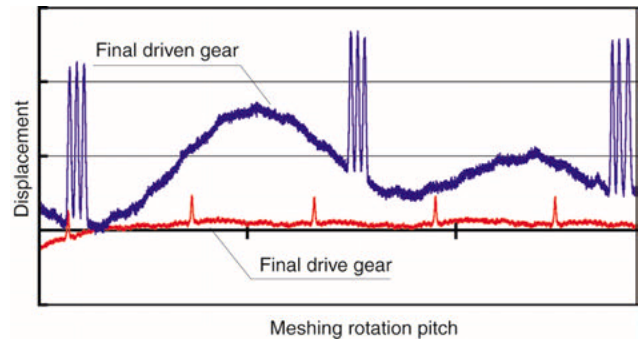


Fig.5 Displacement by meshing rotation pitch

波形の中のスパイク部は、それぞれの歯車の回転位相を特定するために設けたけがきである。このスパイク部によりデフケースの位相角を判断することが出来る。

3.3.3. ミスアライメントの座標系

ミスアライメントの座標系は、久保らによる定義を元にFig.6のように設定した。

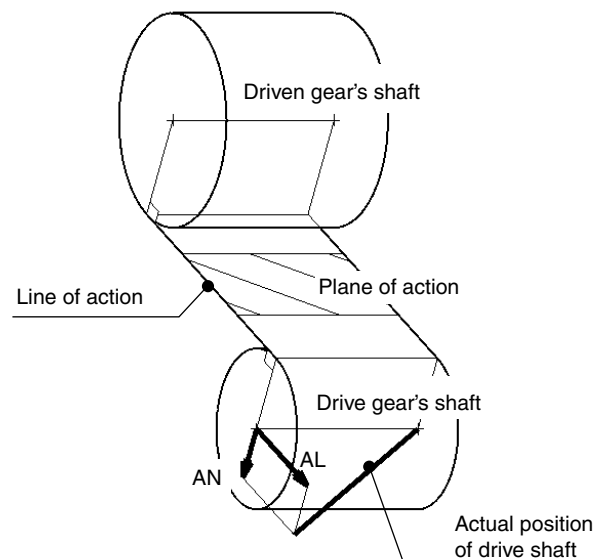


Fig.6 Definition of misalignment

被動歯車軸を基準として駆動歯車軸が偏心した時、駆動歯車軸のかみあい終わり側軸端から見たかみあい始め側軸端のかみあいの作用面方向成分をAL、作用面直角方向成分をANと表わされる。ただし、被動歯車軸より遠ざかる方向を正とする⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾。

次に、ALとANが噛み合いに与える影響を考える。理想歯面上のある点が歯車の回転によって作用面上に達したとき、実際の歯面上の対応する点が作用面上のあるべき位置から作用線の距離でどれだけ離れているかを、その点の誤差値と定め、作用面上の当該点においてこの誤差値を縦軸にとると、歯面全体の持つ誤差によって、ある一つの曲面が形成される。この作用面上で定められる曲面を、歯面

形状の誤差曲面とし、Table 2で示す最終減速歯車諸元で誤差曲面を計算すると Fig.7 のようになり、AL は誤差曲面へ与える影響が大きく、ANは誤差曲面へ与える影響は極端に小さい⁽¹¹⁾。

Fig.7 に、ALを50 μm としたときの誤差曲面を(a)、ANを50 μm としたときの誤差曲面を(b)に示す。ただし、歯面の修整がない形状で計算した。

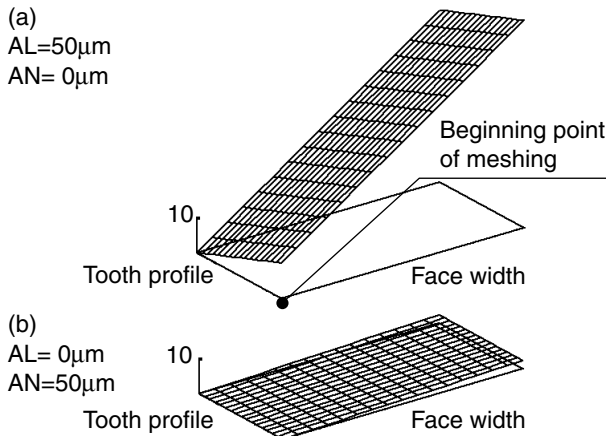


Fig.7 Error surface

実際のかみあい歯面の挙動を考えてみる。ALが変化することはかみあい歯面が歯幅方向に傾いてあたる、すなわち、片あたりを助長する挙動である。しかし、ANが変化することとは、かみあい歯面としてはほぼ平行を保ったままかみあい面積が減少する挙動となる。このことは強度の観点では、設計の初期段階において AN は十分無視出来るパラメータとなると考える。

3.3.4. 最終減速駆動歯車のミスアライメント

最終減速駆動歯車においては、変速歯車と最終減速歯車が同時にかみあっているため、各々の伝達荷重の比、軸の軸受支持間隔と各歯車の位置による荷重方向の違いが変位に与える影響が異なってくると考えられる。

そこで最終減速駆動歯車の変位を測定するにあたり、変速歯車が第1変速、第3変速、第5変速それぞれの場合に着目し試験を行なった。変速歯車は、Table 3に示す諸元のものを用いた。

Table 3 Specification of gears used in experiments

	1st gear	3rd gear	5th gear
Normal module	2.00	1.75	1.75
Standard pressure angle (°)	17.5	17.5	17.5
Gear ratio	3.266	1.212	0.738
Helix angle (°)	33.4	36.0	36.0

トランスミッション内での各変速歯車と最終減速歯車の配置を Fig.8 に記す。

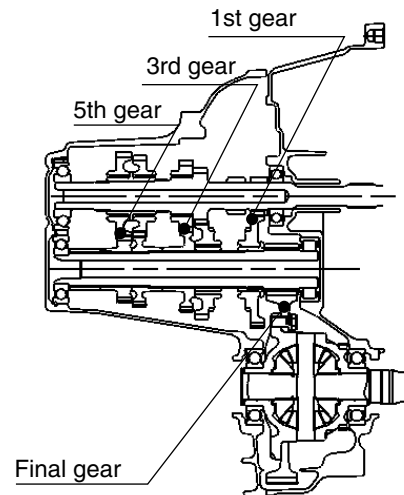


Fig.8 Position of the primary reduction gear

各変速歯車を動力伝達歯車としたときの軸内の挙動を測定結果と FEM による計算結果を Fig.9 に記す。

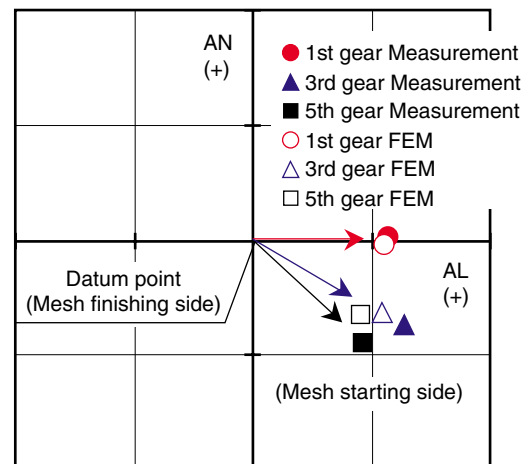


Fig.9 Final drive gear position which carried out displacement

これは、歯幅におけるかみあい終わり側位置を原点基準とした時のかみあい始め位置が相対移動した位置を示したものである。負荷に関しては減速駆動歯車上で一定となる条件で比較する。

FEMでの結果と整合が確認出来たため、妥当な結果と言える。

最後に、横軸にトルク、縦軸に第一変速歯車の誤差曲面へ大きく影響する AL の変化を Fig.10 に示す。

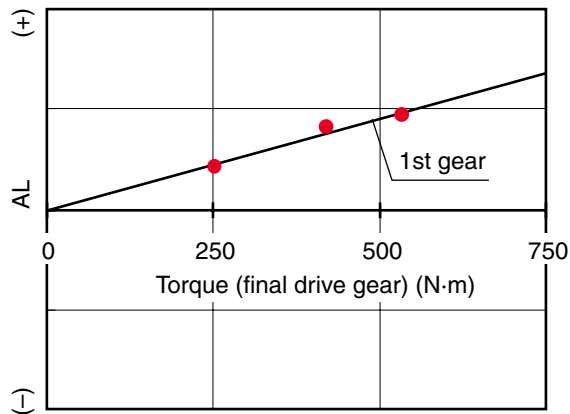


Fig.10 Misalignment map (Final drive gear)

これより、ミスアライメントは、本試験の測定トルク範囲において一次的に変化することがわかり、この線図を最終減速駆動歯車のミスアライメントマップとする。

3.3.5. 最終減速被動歯車のミスアライメント

デフケースの開口部中央、非開口部中央それぞれがかみあっているときの最終減速被動歯車端面の変位量を Fig.11 に記す。ここで 0° は、かみあい位置を示す。

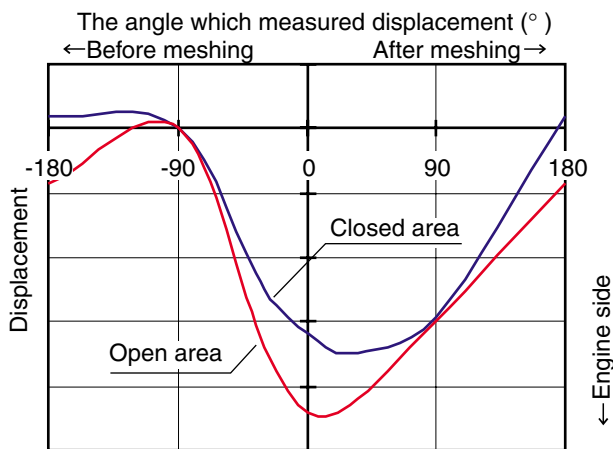


Fig.11 Final driven gear's displacement

これより、かみあいの前後で歯車が最も倒れていることが確認出来る。さらに、デフケースの開口部がかみあっている時と非開口部がかみあっている時とでは、両者の歯車端面の変位は異なることも確認出来る。

次に、デフケースの位相角による歯車端面の変位をALとして Fig.12 に記す。ここで、デフケース位相角 0° は開口部中央がかみあっているとき、符号正が回転進行方向の角度とし、線対称構造なので $\pm 90^\circ$ の範囲で表示する。

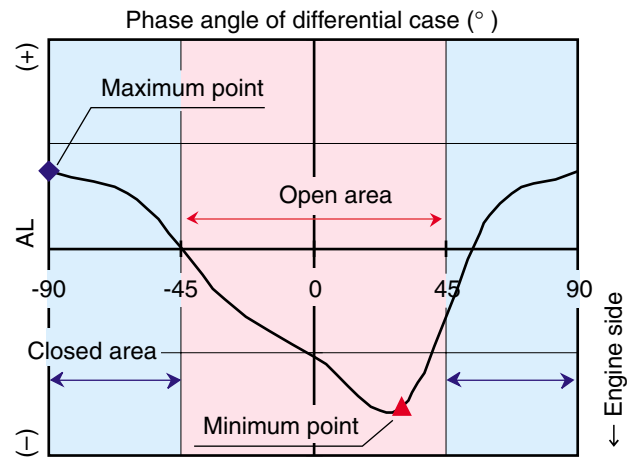


Fig.12 Misalignment of final driven gear by the phase angle of differential case

これより、ミスアライメントは、デフケースの回転位相によりに正負が逆転するほど変化することがわかる。また、このミスアライメントは、非開口部中央で最大、開口部の回転進行側端部で最小となる。

最後に、横軸をトルク、縦軸に AL の変化で表示し、最終減速被動歯車のミスアライメントマップにすると Fig.13 のようになる。

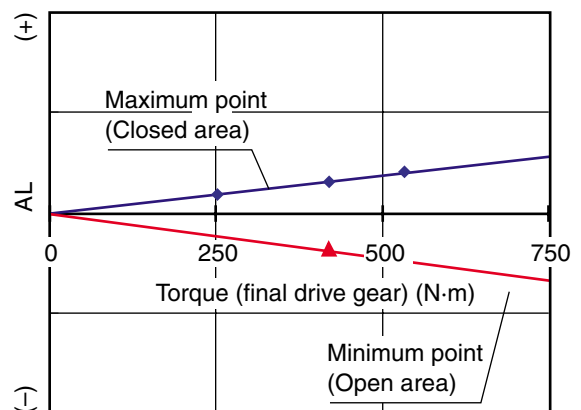


Fig.13 Misalignment map (Final driven gear)

これより、最終減速被動歯車においてもミスアライメントは、本試験の測定トルク範囲において一次的に変化することがわかる。また、位相角が異なる時のミスアライメントは、この範囲で変動していることになる。

3.3.6. 最終減速歯車相対ミスアライメント

Fig.10 と Fig.13 で示した2つのミスアライメントマップを合成すると、Fig.14 のような最終減速歯車としての相対ミスアライメントマップが作成出来る。

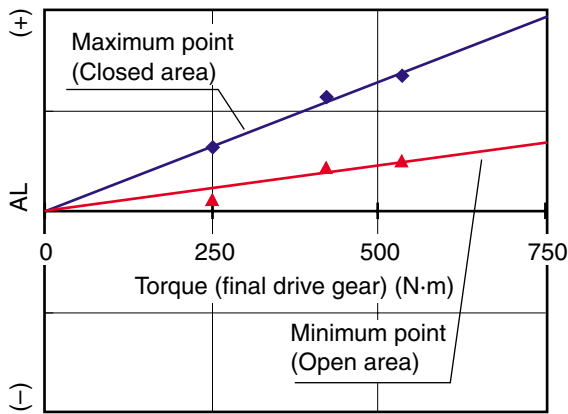


Fig.14 Misalignment map (Final gear)

4. GRANPLI の妥当性検証

4.1. GRANPLI の検証手法概要

GRANPLIの検証は、実測した歯元曲げ応力と比較することにより行なう。

実測にはミスアライメント測定と同時に行なった歯元曲げ応力測定結果を用い、GRANPLIによる計算結果は、ミスアライメントマップから得られた AL と実測した歯面の形状を考慮したものをを用いる。

4.2. 歯元曲げ応力測定

歯元曲げ応力は、実際にかみあう歯面の歯元にひずみゲージを貼り付け、引っ張り側の歯元曲げ応力を測定した。測定箇所は、かみあい歯面の歯たけ方向に関してはH.Hoferの30°接線法で決定される危険断面位置に、歯筋方向に関してはFig.15に示すように均等間隔に3枚、歯直角方向にゲージ長さ0.2mmのひずみゲージを貼り付けた。

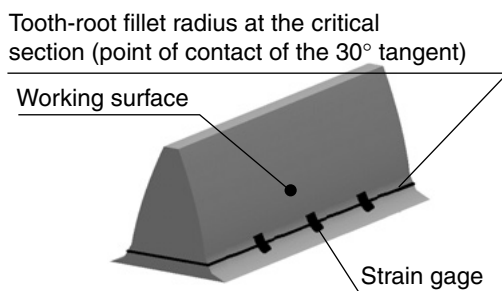


Fig.15 Strain gage attachment position at final drive gear

歯元曲げ応力測定のデータをFig.16に、同時に行なったミスアライメント測定データと併記する。

これら波形の回転進行による位置関係で、歯元曲げ応力測定時のデフケース位相角を特定することが出来る。

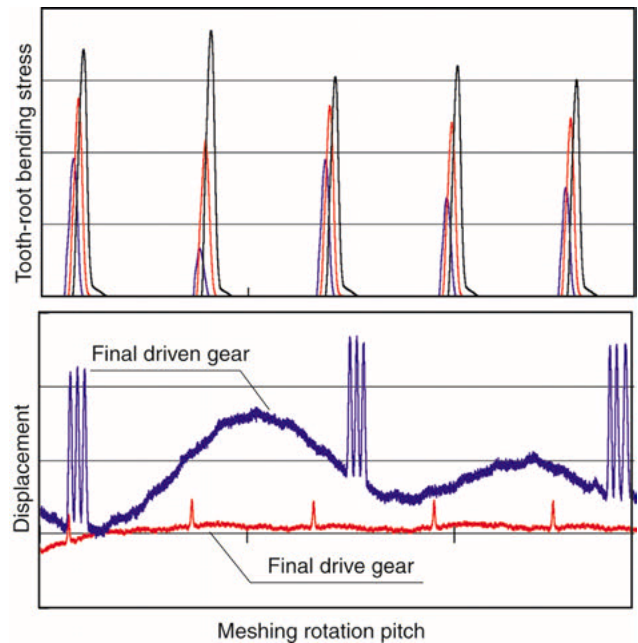


Fig.16 Displacement and bending stress at tooth-root by meshing rotation pitch

4.3. 計算条件

計算は以下の条件で検証を行なった。

ミスアライメントは、ミスアライメントマップより得られた歯元曲げ応力を測定した時のトルクでの値を用い、比較として、ミスアライメントがない条件でも計算を行なった。

また、歯面の形状についても、実測同等の条件で計算をする必要があるため、Fig.17に示す実測した歯面形状データ(a)最終減速駆動歯車、(b)最終減速被動歯車を用いた。

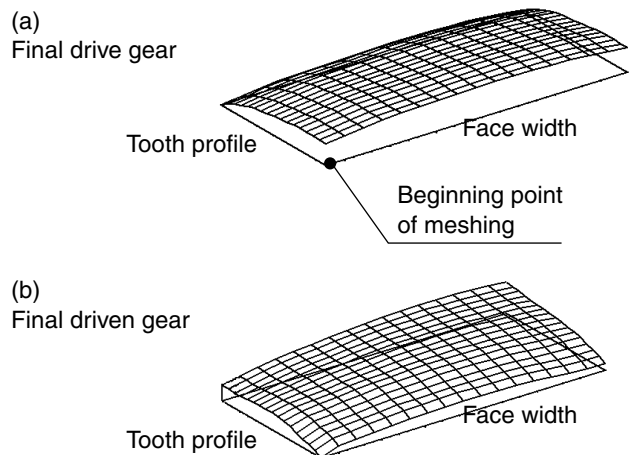


Fig.17 Modified tooth flank of test gear

4.4. 計算結果

同一負荷条件下における計算結果の歯元曲げ応力の歯幅に対する分布を駆動側について、ミスアライメント最大の時を Fig.18(a)、ミスアライメント最小の時を Fig.18(b) に表示する。

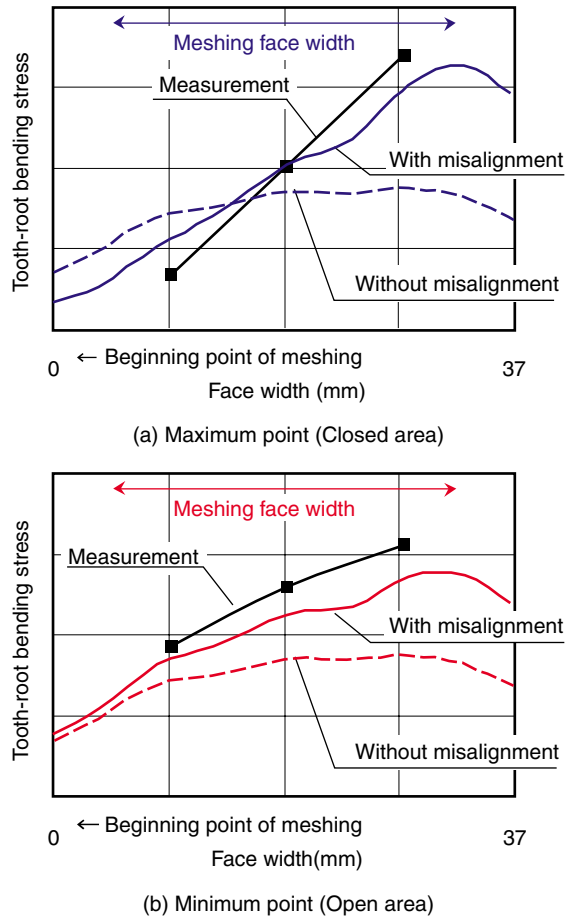


Fig.18 Calculation result of tooth-root bending stress distribution

ミスアライメントを考慮しない場合の計算歯元曲げ応力は、かみあっている範囲の歯幅に対して均等に分布しているのに対し、実測した応力分布はかみあい終わり側に最大歯元曲げ応力が発生している。しかし、ミスアライメントマップから得られたミスアライメント量を考慮すると、実測同様、かみあい終わり側で最大歯元曲げ応力が発生する分布となり、精度良く再現出来ることが確認出来た。

また、デフケースの開口部、非開口部を比較すると、両者のミスアライメントマップの傾きが歯元曲げ応力分布に反映されていることがわかる。

よって、このミスアライメントマップは妥当であることが確認出来た。

4.5. ミスアライメントマップの応用

次にミスアライメントマップの応用性について検証を行

なう。ミスアライメントマップの傾きは、トランスミッションの実機における剛性やガタ等の諸条件により変化する。状況に応じたミスアライメントマップを作成することで、レイアウトの異なるトランスミッションへの応用が可能となると考えられる。

ここで、既出の供試体とは異なる、FF車用のジアコーザ方式4速オートマチックトランスミッションの最終減速歯車を用いて行なった試験で検証する。本供試体は、最終減速被動歯車は既出の供試体と同一のシステム、剛性を有するためミスアライメントマップは同一のもの(Fig.13)を使用できるが、最終減速駆動歯車は軸の配置や各変速歯車の位置が異なるため、Fig.19 で示すミスアライメントマップとなり、最終減速歯車の相対ミスアライメントマップは Fig.20 のようになる。

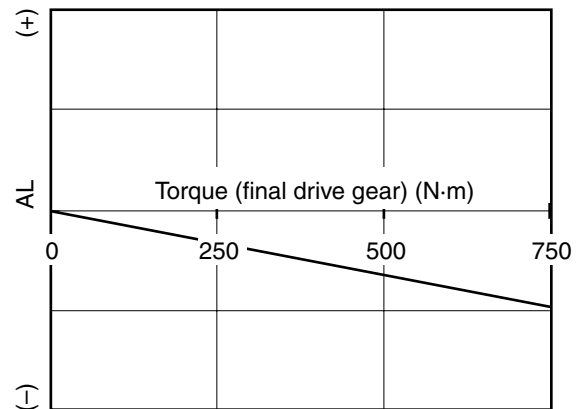


Fig.19 Misalignment map (Final drive gear)

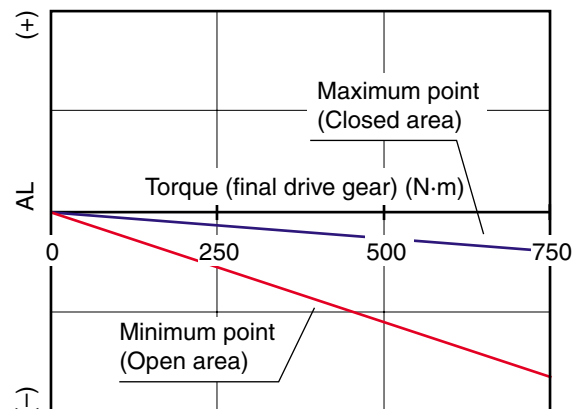


Fig.20 Misalignment map (Final gear)

このミスアライメントマップを用いた GRANPLI の計算結果を、最終減速被動歯車を用いて行なった歯元曲げ応力測定の結果と比較し、ミスアライメント最大の時を Fig.21(a)、ミスアライメント最小の時を Fig.21(b) に表示する。

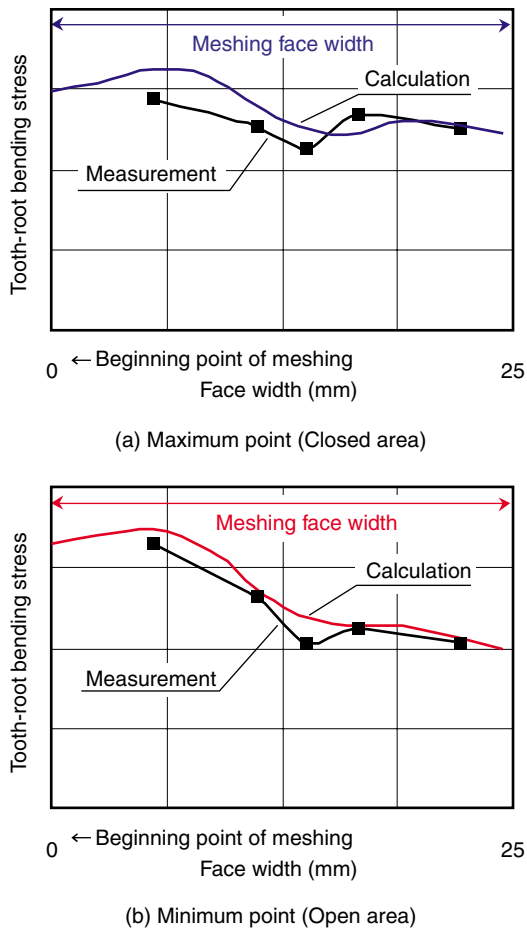


Fig.21 Calculation result of tooth-root bending stress distribution

ミスアライメントマップを用いた応力分布の計算結果は、実測を精度良く再現できていることから、レイアウトの異なるトランスミッションにおいても応用が可能であることが確認出来た。

5. まとめ

ミスアライメントや歯面形状の影響を考慮して歯車の歯元曲げ応力予測が出来る久保プログラムを、自動車用諸元に対応出来るように久保と共同で改良し、導入した。歯元曲げ応力に大きく影響してくるミスアライメントについては、歯車の挙動を測定することで、負荷に対するミスアライメントマップを作成した。このミスアライメントマップを用いることで、設計の初期段階に短時間で、精度よく歯車の歯元曲げ応力を予測出来るようにし、このツールシステムを「GRANPLI」と名付けた。

GRANPLIによる計算結果の妥当性は、実測した歯元曲げ応力のデータと比較することで確認した。

また、諸条件によりミスアライメントマップの傾きは変化するが、状況に応じた最適なミスアライメントマップを

用いることでレイアウトの異なるトランスミッションへの応用も可能である。

今後は、トランスミッションの設計の初期段階から歯車の諸元や歯面の修整量を早期熟成するためのシステムとして活用していく。

6. 謝辞

本研究を進めるに当たり、プログラムの改良や多大なる助言をいただいた京都大学工学部久保愛三教授をはじめとする久保研究室の方々に深く感謝の意を表します。また、多大なる助言をいただいた東京工業大学精密工学研究所故梅澤清彦教授、北條春夫教授をはじめとする北條研究室の方々に深く感謝の意を表します。

参考文献

- (1) 日本機械学会：歯車強さ設計資料，東京，日本機械学会，昭 54，205p
- (2) 久保愛三，梅沢清彦：誤差を持つ円筒歯車の荷重伝達特性に関する研究(第1報，基礎的考察)，日本機械学会論文集(第3部)，43 巻，371 号，p.2771-2783，(昭 52-7)
- (3) 久保愛三：誤差を持つ円筒歯車の荷重伝達特性に関する研究(第2報，歯車の精度が静的歯元応力に及ぼす影響)，日本機械学会論文集(第3部)，44 巻，378 号，p.701-711，(昭 53-2)
- (4) 久保愛三，上野拓，金晶立，有浦泰常，中西勉：歯当たりと歯車の性能に関する基礎的研究(第1報，基礎的考察)，日本機械学会論文集(C編)，51 巻，467 号，p.1559-1567，(昭 60-7)
- (5) 梅澤清彦，石川二郎：歯車の歯面接触による近寄り，日本機械学会論文集(第3部)，38巻，315号，p.2979-2987，(昭 47-11)
- (6) 梅澤清彦：はすば歯車の負荷かみあい試験(第1報，たわみの近似式)，日本機械学会論文集(第3部)，38巻，308 号，p.896-904，(昭 47-4)
- (7) 梅澤清彦：はすば歯車の負荷かみあい試験(第2報，曲げモーメント分布の近似式)，日本機械学会論文集(第3部)，38 巻，310 号，p.1602-1608，(昭 47-6)
- (8) 梅澤清彦：はすば歯車の負荷かみあい試験(第3報，被動歯車の遅れ)，日本機械学会論文集(第3部)，40巻，330 号，p.576-584，(昭 49-2)
- (9) 会田俊夫，寺内喜男：平歯車の曲げ応力について，日本機械学会論文集(第3部)，27巻，178号，p.853-876，(昭 36-6)
- (10) 久保愛三，野中鉄也，今村隆昭：はすば歯車のアライメントの狂いによる等価歯面形状誤差と振動励振力，

日本機械学会通常総会講演会講演論文集, Vol.68th,
No.Pt C. p.149-151, (1991)

- (11) 今村隆昭：歯車のアライメント変化に起因する合成誤差曲面の変化，及び，歯車運転状態に対するその影響，
京都大学 工学部 精密工学教室 学士論文(昭 62-3)

■ 著 者 ■



卯月千秋



平岡昌巳



中田雅之



館野義和



水野孝樹