

自動車用トランスミッション歯車の小型化を実現する 非対称歯元形状の実用化

深野木 邦彦* 松尾 浩司* 鈴木 義友**

抄 録

自動車用トランスミッション歯車の歯元折損に対し、強度向上の設計手法を提案する。

歯元折損強度向上には、歯元の曲率半径を大きくすることで歯元に発生する応力を緩和できる。

歯元の曲率半径は、工具刃先の半径が Drive 歯面側と Coast 歯面側で対称形状である事により制約がある。

本研究では歯元に非対称形状を有する歯車設計手法と、安定した加工品質が得られる工具設計手法を提案し、有効性を検証するとともに、歯元折損寿命の高寿命化ができることを確認した。これらのことから、本提案設計手法を導入することにより歯元折損強度の高寿命化に対し有効であることが実証できた。

1. 現状

近年、自動車の燃費向上、衝突安全性の確保等の観点から、自動車用トランスミッションにはより一層の小型・軽量化が求められている。その結果、トランスミッション歯車には更に厳しい環境状態下での耐久信頼性が必要となっている。

本稿では自動車用トランスミッション歯車の損傷モードである歯元折損強度に焦点を当て、歯元折損強度を向上できる新しい歯車設計手法を提案する。従来の歯元折損強度の設計手法は、歯元折損疲労の S-N 線図を用いて、自動車市場の走行シーンにおける入力トルクとその入力回数（以下 市場負荷頻度）から、修正マイナ則を用いて目標サイクル数を設定し、これを満足する歯元曲げ応力を Criterion として設定する。そして、この Criterion を満たす歯車諸元の設計を行う。

歯元折損強度を向上するためには、歯元に発生する曲げ応力を小さくする必要がある。歯元の曲率半径を大きくすることで応力集中を緩和することが重要な因子となる。この歯元の曲率半径は、歯切り工具（以下 ホブ）の成立条件によりその大きさが制約され、この制約はホブ刃先の半径が Drive 歯面側と Coast 歯面側で対称形状である事に起因する。また、市場負荷頻度は Coast 側に比べて Drive 側が大きい場合、Drive 歯面側の歯元折損強度で歯車サイズ

が決定されることになる。したがって、歯元に非対称の曲率半径を有する歯車、すなわち、Drive 歯面側の曲率半径が大きく、Coast 歯面側の曲率半径が小さい歯車を実現できれば、歯車の小型化が可能となる。

そこで、本研究では歯元に非対称形状を有する歯車設計手法とこれを量産で安定した加工品質が得られるホブ設計手法を提案する。次に、本提案法で設計した歯車を用いた CVT ユニットの耐久実験により、本提案手法の有効性を検証し、歯元折損寿命の高寿命化ができることを確認する。最後に、非対称の曲率半径を有する歯車の量産実用化について報告する。

2. 非対称歯元 R 強度設計の考え方

先に述べたとおり、歯元折損強度は歯元曲げ応力が重要なファクタとなることは周知の事実である。著者らは、久保・梅沢の方法 Fig. 1⁽¹⁾ にて同時接触線上の荷重分布計算を行い、この荷重分布から歯元曲げ応力を計算し、歯元折損強度の設計を行っている。

* 部品システム開発部

** 技術統括部

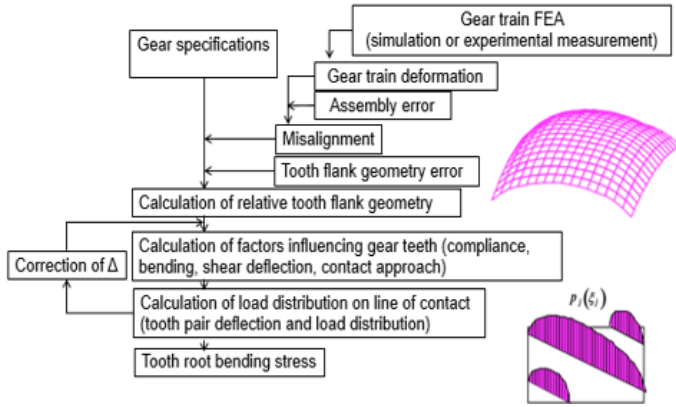


Fig. 1 Flow chart of the calculation of tooth root stress using the equation proposed by Kubo and Umezawa

この計算法で用いる歯元曲げ応力は、会田・寺内⁽²⁾の引張り側曲げ応力の計算式を用いて、

$$\sigma_t = \left(1 + 0.08 \frac{S}{\rho}\right) (0.66\sigma_{Nb} + 0.40\sqrt{\sigma_{Nb}^2 + 36\tau_N^2} + 1.15\sigma_{Nc}) \quad \dots (1)$$

で算出できる。

ここで、 S は危険断面位置における歯厚、 ρ は歯元曲率半径、 σ_{Nb} は公称曲げ応力、 τ_N は公称せん断応力、 σ_{Nc} は圧縮応力を意味する。この時、 ρ は工具刃先形状が成立する寸法で与える必要がある。

式 (1) は、対称の歯元曲率半径を有する歯車を基に導かれた式であるが、本研究では、歯のたわみが変わらなければ、非対称歯元形状を有する歯車であっても、式 (1) を適用できると考えた。具体的には、危険断面位置における歯厚 S を従来の対称歯元形状を有する歯車と同じにし、Drive 歯面側と Coast 歯面側の、各々の歯元曲率半径 ρ を式 (1) に適用し、非対称の歯元曲率半径を有する歯車の曲げ応力を計算する。

3. 非対称歯元形状を有する歯車の設計手法構築

本研究では、Fig. 2 に示す中・大型車向け CVT ユニットの 2 次減速歯車対を用いて、設計手法を構築することとした。Table 1 に歯車諸元を示す。

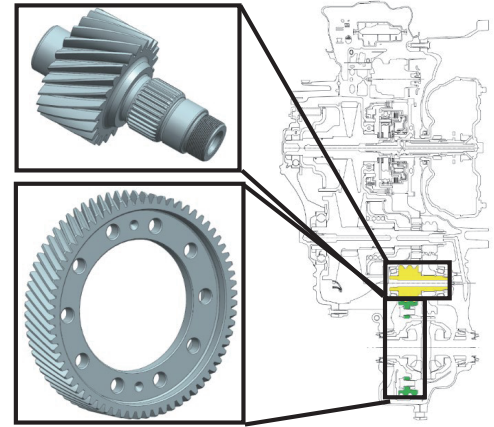


Fig. 2 Continuously variable transmission unit for medium to large passenger cars and a second reduction gear pair.

Table 1 Geometries of target gear pair

			Reduction gear	Final gear
Module	m_n	mm	2.48	←
Pressure angle	α_n	deg.	19	←
Helix angle	β	deg.	28(LH)	28(RH)
Number of teeth	z	-	23	68
Tip diameter	d_a	mm	71.9	195.3
Root diameter	d_f	mm	58.24	181.84
Facewidth	b	mm	38.9	38

自動車市場の走行時は一定の入力トルクで使用されることはなく、様々な入力トルクで、かつ、加速減速を繰り返しており、歯車に入力されるトルクは Drive 側、Coast 側で異なる。この市場負荷頻度の例を Fig. 3 に示す。

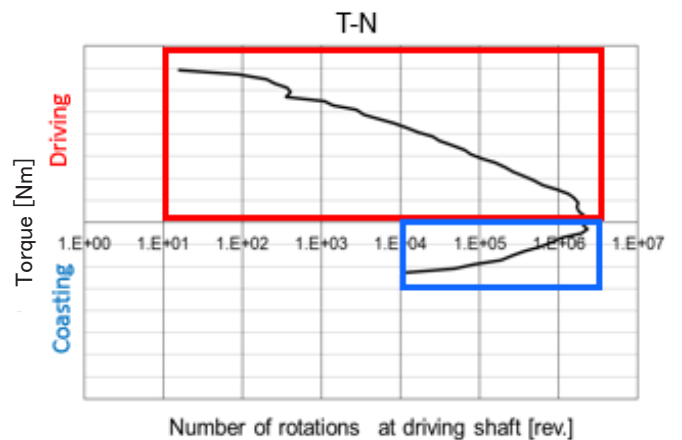


Fig. 3 Field loading frequency

この図より、Coast 側に比べて、Drive 側に入力される市場負荷頻度の占める割合が支配的である事がわかる。一方、Coast 側は市場負荷頻度が小さいために、この負荷頻度による Coast 歯面側の歯元折損強度は疲労限設計となっている。したがって、トランスミッション歯車は、Drive 歯面側と Coast 歯面側で、同一の歯元折損強度を有する必要はない。

そこで対象歯車の Drive 歯面側と Coast 歯面側の隅肉曲率半径を意図的に異なる大きさにする事で、それぞれ必要な強度を確保する。すなわち Drive 歯面側の曲率半径が大きく、Coast 歯面側の曲率半径が小さい歯車とする。この時、側の市場負荷頻度から、歯元曲げ応力を Criterion 以下となるように Drive 側の歯元曲率半径を決定し、Coast 側の市場負荷頻度から、疲労限度となる歯元曲げ応力以下となるように Coast 歯面側の曲率半径で設計する。

一方で、Drive 歯面と Coast 歯面の曲率半径が異なる歯車を加工するホブに関しては、工具寿命とホブ加工工程後の歯面加工工程の加工精度を考慮する。ホブ刃先半径 R が過度に小さい場合、ホブ刃先欠けや、早期クレータ摩耗が発生して大幅な寿命低下により、コスト UP を招くことが予測される。そのため、Coast 歯面側のホブ刃先半径 R は、ホブ製作上で必要な最小半径以上を確保することを考慮する。また、ホブの刃先半径 R が Drive 歯面と Coast 歯面で異なる場合、歯面仕上げ工程での左右歯面の歯元の取り代が同一とならないと、歯面仕上げ工程で用いる工具の左右刃先の切削負荷が異なり、振動が発生し、加工後の歯面にうねりが発生する事が予測される。そこで、Fig. 4 のように非対称の歯元曲率半径を有する歯車であっても歯元側の加工取代を同一とするために、ホブ加工後のアンダーカット開始径を統一できるプロチューバランス形状を設計した。

以上に述べた考え方に基づき、具体的な設計を行う。対称歯車を適用する車両の市場負荷頻度より、歯元曲げ応力の Criterion を Drive 歯面側は 1,220MPa, Coast 歯面側は疲労限設計とし、これを満足するための工具刃先半径 R を Drive 歯面側は 1.116mm, Coast 歯面側は 0.372mm に設計した。

この工具刃先半径 R であれば、歯元折損強度を満足し、かつ生産性も確保できる。また、歯面加工工程で安定した加工品質を得るために、対象歯車のアンダーカット開始径を統一するホブ設計手法も併せて織り込む。具体的な工具寸法と歯元形状を Fig. 5 と 6 に示す。

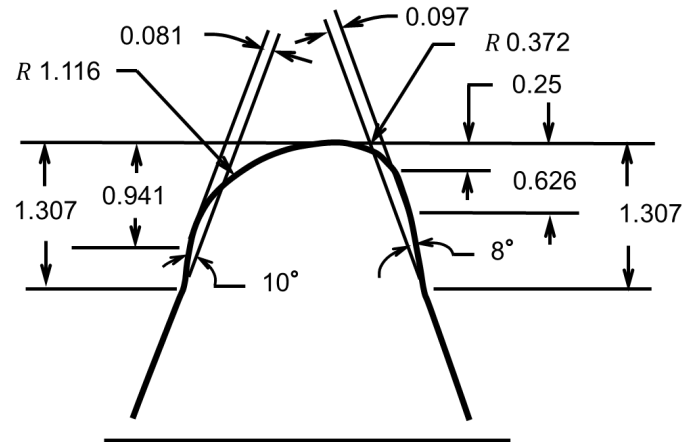


Fig. 5 The specific tool dimensions

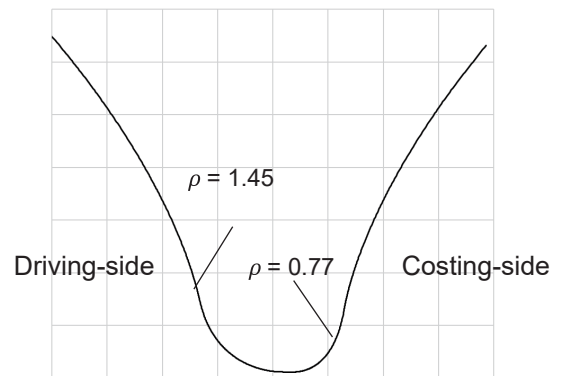


Fig. 6 Tooth root geometry

非対称歯元曲率半径を有する歯車の効果を予測する。ここでは、Table 1 に示した歯車諸元にて、歯元曲率半径を対称・非対称の 2 種類で、歯元曲げ応力の Criterion を満足する歯幅の設計を行い、この歯幅の差異から体積を算出する効果のイメージ図を

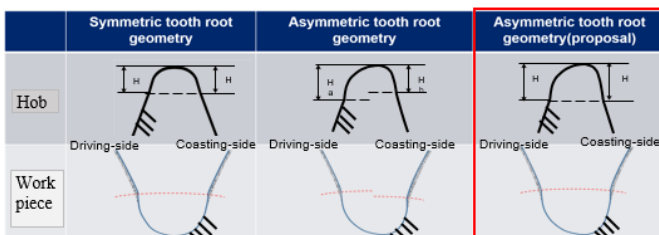


Fig. 4 Comparison of hob and workpiece

Fig. 7 に示す．結果として 9.5% の小型化が見込まれ小型化に大きく貢献できる．

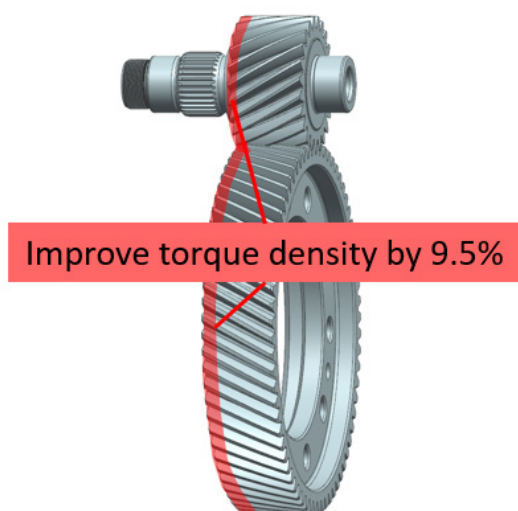


Fig. 7 Concept for improving torque density

耐久実験を行う上で，その耐久に用いる対象歯車の精度を把握することが耐久評価では重要である．本研究では，歯元折損強度に着目していることから，歯元形状の測定を行った．

本研究で設計したホブを用いて加工した歯車の歯元形状が，設計意図どおりに加工されていることを評価するためには幾何学的に示す必要があり，歯元形状は軸直角断面上で評価する事となる．したがって，ホブ歯形寸法から，歯車の軸直角断面上の歯元隅肉曲線の式を算出し，Fig. 8 のようにシミュレーションを可能とした上で，机上と実形状の重ねあわせを実施した．

Fig. 9 に示すように，実形状がシミュレーションと一致し，予測通りの歯元形状を有した歯車を獲得できた．

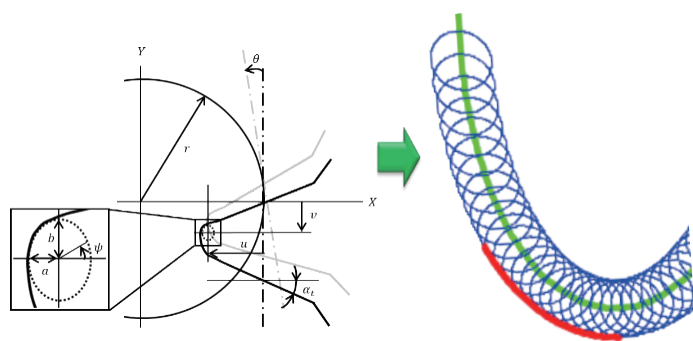


Fig. 8 Simulation for calculating the tooth root geometry in the perpendicular cross section

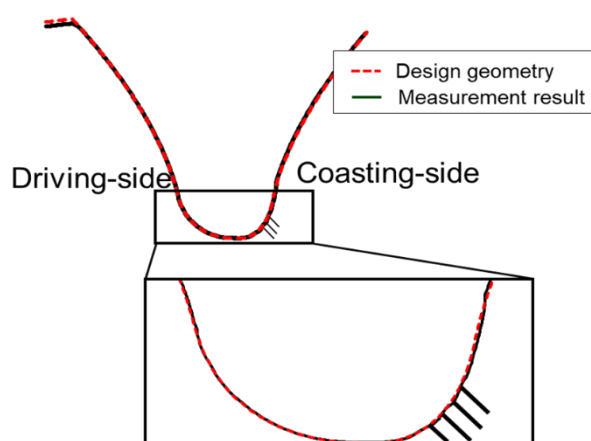


Fig. 9 Comparison of calculated and measured geometries

4. 実験検証

歯元折損強度の評価は，Fig. 10 に示す設備（以下モータダイナモ）で行った．実験スタンバイ写真を Fig. 11 に示す．

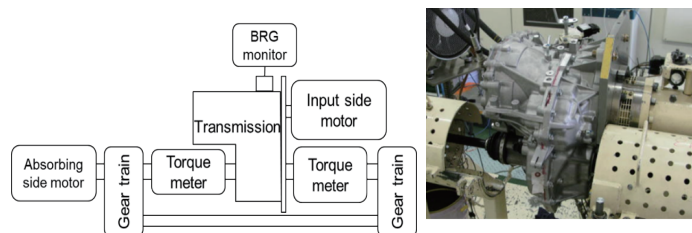


Fig. 10 Outline of test stand Fig. 11 Photo of test stand

対称歯車を CVT ユニットに組み込み，モータダイナモにセッティングし，入力側モータで回転を与えて，この吸収側モータでブレーキをかけることで，所定の入力トルクを発生させ，回転数とトルクを一定の条件下で，歯元折損が発生するまで耐久実験を行った．

4.1 実験結果

歯元折損のサイクル数と算出した歯元応力を S-N 線図にまとめた。Fig. 12 にその結果を示す。図中の赤丸は非対称歯元曲率半径を有する歯車を示し、黒丸は対称の歯元曲率半径を有する歯車を示す。

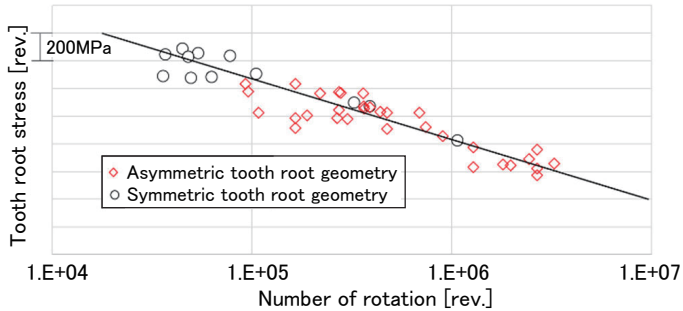


Fig. 12 S-N diagram

本結果から、対称の歯元形状、非対称の歯元形状であっても、同一の S-N 線上に実験結果がプロットされていることを確認できる。したがって歯元応力計算法は、非対称歯元曲率半径を有する歯車にも適用できる事を確認できた。

また、歯元形状を非対称化する事により、対象歯車の応力比、対象歯車対の体積比についての計算値と実験結果から算出したこれらの比較を Table 2 示す。

Table 2 Comparison of estimated and experimental results for calculating size effect accurately

	Volume reduction ratio [%]
Estimated	9.5
Experimental result	10

本結果から、両者の差が小さい事から非対称歯元形状の小型化に対する有効性が立証できた。

5. 結論

自動車用トランスミッション歯車の歯元折損強度向上による小型化を目的に、自動車の市場負荷頻度を考慮して非対称の歯元曲率半径を有する歯車を設計する手法の検討を行った。

これにより、従来の設計手法による歯車重量から 10% の小型・軽量化を達成し、非対称歯元曲率半径を有する歯車を導入した CVT ユニットの量産化することができた。

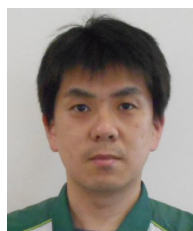
6. 参考文献

- (1) Kubo, A. and Umezawa, K., On the Power Transmitting Characteristics of Helical Gears with Manufacturing and Alignment Errors (1st Report): Fundamental Consideration, Transactions of the JSME (in Japanese), Vol. 43, No. 73, (1977), pp. 2271-2783.
- (2) Aida, T., and Terauchi, Y., On the Bending Stress of Spur Gears (2nd Report): The Stress Concentration Factor and the Equation for the Calculation of Bending Stress of Gear Teeth), Transactions of the JSME (in Japanese), Vol. 27, No. 178, (1961), pp. 868-876.
- (3) Fukanoki, K., "Practical application of asymmetric tooth root geometry for downsizing automotive transmission gears," VDI International Conference on Gears 2022, September 12-14, 2022, Germany, pp. 197-213.

■ 著者 ■



深野木 邦彦



松尾 浩司



鈴木 義友