Effects of Rim and Web Thickness on Bending Fatigue Strength of Thin-rimmed Helical Gears with Symmetric Web Arrangement

○ Daing Mohamad Nafiz Bin Daing Idris (鳥取大[院])

正 宮近 幸逸 (鳥取大)

正 小出 隆夫 (鳥取大)

Daing Mohamad N. B. D. I. Graduate School of Engineering, Tottori University

Kouitsu MIYACHIKA. Tottori University, 4-101 Minami, Koyama-cho, Tottori

Takao KOIDE Tottori University

This paper presents a study on effects of rim and web thickness on root stresses and bending fatigue strength of thin-rimmed helical gears with symmetric web arrangement of various rim and web thickness. Measurement of root stresses and bending fatigue test were carried out for thin-rimmed helical gears with symmetric web arrangement of various rim and web thickness. The changes of the root stresses from the beginning of engagement to the end of engagement, the meshing position (worst loading position), where the maximum root stress occurred, the effects of rim and web thickness on bending fatigue strength and bending fatigue cracks were clarified. Furthermore, the results obtained were compared with the solid helical gear results.

Key words: Helical Gear, Root Stress, Rim Thickness, Thin Web, Symmetric Web, Worst Loading Position, Strain Gauge

1. 緒言

はすば歯車は、歯すじが軸に対して傾いているため、平歯車に比べて、かみ合い率を大きくとることができ、動荷重が小さく、また振動・騒音も小さくできるなどの利点を有するので⁽¹⁾、自動車を始め多くの産業用機械の動力伝達装置に用いられている。近年、動力伝達装置の軽量化や高速化に伴い、リム厚さが薄く、薄いウェブ部を有する薄肉ウェブ構造はすば歯車が多く採用されている。しかし、それらの歯元曲げ強度設計は、厚肉はすば歯車の歯元応力計算法に基づいて行われているため、当初の軽量化が十分に達成できていないように思われる。このため、より精密な歯元曲げ強度設計法の確立が強く望まれている。また、薄肉平歯車や厚肉はすば歯車の場合、歯元応力や曲げ疲労強度について多くの研究結果が報告されている^{(2)~(11)}が、薄肉はすば歯車の場合についてはほとんど報告されていない。はすば歯車の場合には、接触線が歯すじに対して傾いているため、その歯元応力や曲げ疲労強度は平歯車の場合に比べて大きく異なり⁽²⁾⁽¹²⁾、また薄肉はすば歯車の歯元応力や曲げ疲労強度は、薄肉平歯車や厚肉はすば歯車の場合とは大きく異なることが考えられる。前報⁽¹³⁾⁽¹⁴⁾では、ねじれ角 $\beta_0=20^\circ$ の薄肉ウェブ構造はすば歯車のかみ合い進行に伴い歯元応力の変化、最悪かみ合い位置、について明らかにした。

本報では、ねじれ角 $\beta_0=20^\circ$ の種々の薄肉対称ウェブ構造はすば歯車に対して、曲げ疲労試験を行い、曲げ疲労強度・き裂に及ぼすリム・ウェブ厚さの影響について明らかにする。また、厚肉歯車の場合との比較も行っている。

Table 1 Dimensions of test helical gear pairs

Normal module	m_n	4
Normal pressure angle	α_n	20°
Number of teeth	z_2/z_1	24/36
Helix angle	β_0	20°
Face width	b mm	35*/30
Transverse contact ratio	ε_α	1.348
Overlap contact ratio	ε_β	0.817
Total contact ratio	ε_γ	2.165
Backlash	c_H μ m	640
Material		S45C

*: Face width of supporting gear

2. 実験方法および実験装置

2.1 試験歯車

曲げ疲労試験に用いたはすば(試験)歯車対の主諸元を表1に示す。試験歯車対はホブ切りのままで、それらの精度は旧 JIS 4 級(新 JIS N8 級)程度である。図1は、試験歯車の形状・寸法を示す。図1に示すように試験歯車を円周方向に 30° で一体歯車、残り 330° は図1中の表に示すリム厚さ l_w 、ウェブ厚さ b_w にエンドミル加工した。

2.2 曲げ疲労試験

油圧式静的荷重かみ合い・曲げ疲労試験機⁽¹⁴⁾を用いて、曲げ疲労試験を行った。歯元応力測定結果⁽¹⁴⁾から得られた最悪かみ合い位置にて試験歯をかみ合わせて曲げ疲労試験を行うために曲げ疲労試験を行う前に試験歯車の一体部分の歯元応力測定を行う。歯元応力測定は、図2に示すように、かみ合う歯の圧縮側歯元すみ肉部において、接線角度 $\theta=30^\circ$ (θ : 歯の中心線と歯元すみ肉曲線の接線のなす角)のHoferの危険断面位置にゲージ長さ0.3 mmのひずみゲージを12 mmの間隔で3枚(ゲージ1, 3は歯幅端より3 mm中央寄り)接着して、円周力 $F/b=196, 392, 588$ N/mm($b=30$ mm: 歯幅)が作用する場合に対して行っ

Gear part sign	GA0	GA1	GA2	GA3
Gear structure	Solid	Symmetric web		
Rim thickness	l_w mm	∞^*	$2m_n^{**}$	$1.5 m_n$
Web thickness	b_w mm	-	7.5	5

* ∞ : solid gear** m_n : normal module

Fig.1 Shapes and dimensions of test gears

た。図3は、歯元応力測定を行った各かみ合い位置を作用平面上で示す。歯元応力測定を行ったかみ合い位置は図3に示すように歯幅中央でピッチ点かみ合いになる位置(⑦)付近では1° 間隔、それらよりも離れたかみ合い位置では2° 間隔とした。

図4は、試験歯車(駆動)の一体部分に、 $F_t/b = 196, 392, 588 \text{ N/mm}$ が作用する場合のかみ合い始めからかみ合い終わりまでの歯元応力の測定結果を示す。図4中の横軸は、かみ合い位置を、縦軸は歯元応力をとっている。歯幅端の歯面とのなす角が鋭角になる歯幅端を Acute side (A. side), 鈍角になる歯幅端を Obtuse side (Ob. side) としている。計算値は久保・梅澤の方法⁽²⁾を用いて求めたもので、測定値は測定された歯元ひずみにヤング率 $E = 206 \text{ GPa}$ を乗じて求めたものである。図4より、かみ合いの進行にともなう歯元応力の測定値は、計算値とほぼ一致していることが分かる。最大歯元応力が発生するかみ合い位置(最悪かみ合い位置)は、図3に示す位置⑦であることがわかる。試験歯車対の一体歯車対になる部分が図4に示す歯元応力になる状態を基準(片当たりがない状態)として、薄肉歯車対の部分になる GA1~GA3 の曲げ疲労試験を行っている。試験歯車(駆動歯車)は、トルク発生部と同一軸に取り付けられ、相手歯車(支持歯車)の軸端を固定し、試験歯車軸に脈動油圧によるねじりトルクを加えることによって、試験歯車の歯に繰返し負荷を与え曲げ疲労試験を行うことができる。曲げ疲労試験を用いた試験において荷重繰返し数 N が 5×10^6 を超えても歯が損傷しないときの荷重をもって曲げ疲労限度荷重とした。

3. 薄肉対称ウェブ構造はすば歯車の歯元応力

図5は、リム厚さ $l_w = 2m_n$ (m_n : 歯直角モジュール), ウェブ厚さ $b_w/b = 0.25$ (b : 歯幅), $l_w = 1.5m_n$, $b_w/b = 0.25$ および $l_w = 1.5m_n$, $b_w/b = 0.17$ の薄肉対称ウェブ構造はすば歯車に、 $F_t/b = 588 \text{ N/mm}$ が作用する場合のかみ合い始めからかみ合い終わりまでの歯元応力の測定結果を示す。○, □, △は最大歯元応力発生位置を表す。図5より、最大歯元応力の発生するかみ合い位置(最悪かみ合い位置)は、一体歯車の場合には、ピッチ点かみ合い位置付近になるが、薄肉歯車の場合には、ピッチ点よりも少し戻ったかみ合い位置(約1~2°の回転角)になることがわかる。

図6は各リム厚さ、ウェブ厚さのはすば歯車に、円周力 $F_t/b = 392 \text{ N/mm}$ が作用する場合の最悪かみ合い位置の歯元応力分布の測定結果を示す。図6より、 l_w , b_w の減少とともに、両歯幅端の歯元応力の差が増大することがわかる。

Fig.2 Positions of strain gauges

Fig.3 Measured meshing positions on plane of action

Fig.4 Measured root stresses ($l_w = \infty$, $b_w/b = 1$)

Fig.5 Measured root stresses results

4. 曲げ疲労試験結果および考察

4.1 曲げ疲労強度とリム・ウェブ厚さの関係

図 7 は本試験に用いた薄肉はすば歯車の曲げ疲労試験結果を示す。図 7 の縦軸はピッチ円周上の円周力 F_t 、横軸は荷重繰り返し数 N を示す。 $l_w = 1.5 m_n$, $b_w/b = 0.25$ の結果①から⑥の場合は、最悪かみ合い位置ではないかみ合い位置にて試験歯車対をかみ合わせて曲げ疲労試験を行ったため、歯の寿命が延びた。また、 $l_w = 2 m_n$, $b_w/b = 0.25$ の結果⑦や⑧の場合は、荷重が高いため、歯のたわみ量が大きくなり、歯の寿命が延びたと考えられる。図 8 は曲げ疲労試験結果より求めた曲げ疲労限度円周力 F_{tu} を示す。図 8 より、一体はすば歯車に比べて薄肉対称ウェブ構造はすば歯車の曲げ疲労限度荷重は、リムまたはウェブ厚さを薄くなると曲げ疲労限度荷重が低下する。

4.2 曲げ疲労き裂に及ぼすリム・ウェブ厚さの影響

図 9 は本試験に用いた薄肉はすば歯車の曲げ疲労き裂を示す。き裂はかみ合い始め側の歯幅端の歯元付近から生じることが分かる。これは、図 5 に示すように薄肉ウェブ

Fig.6 Root stress distributions at worst loading position ($F_t/b = 392$ N/mm)

Fig.7 S-N Curves

Fig.8 Bending fatigue limit circumferential load

Fig.9 Illustration of bending fatigue cracks comparison

Fig.10 Photographs of bending fatigue cracks

構造はすば歯車（駆動歯車）の場合には、リム部の変形が大きくなるため、かみ合い始めよりも前から、かみ合い始め側の歯幅端から歯幅中央の広い範囲にわたって応力が生じるが、反対側の歯幅端の歯元にはほとんど生じないためと考えられる。

図 9(a), (b), (c)を比べると $l_w = 2m_n, b_w/b = 0.25$ の場合、き裂は歯幅方向のどの位置でも接線角度 $\theta = 30^\circ$ (θ : 歯の中心線と歯元すみ肉曲線の接線のなす角) の Hofer の危険断面位置付近にあるが、リムまたはウェブ厚さを薄くなるとかみ合い始め側の歯幅端（鋭角側，A. side）から歯幅中央にわたって反対側の歯幅端（鈍角側，Ob. side）に向かって接線角度 $\theta = 30^\circ$ 付近から徐々に歯底へ移動する。

図 10 は本試験に用いた薄肉はすば歯車の曲げ疲労き裂写真を示す。図 10(b)より $l_w = 1.5m_n, b_w/b = 0.25$ の薄肉はすば歯車のかみ合い始め側の歯幅端のき裂は、リムを切断する方向に伝ばするのに対し、反対側の歯幅端のき裂は歯を切断する方向に伝ばする。一方、図 10(a), (c)の場合は、 $l_w = 2m_n, b_w/b = 0.25$ および $l_w = 1.5m_n, b_w/b = 0.17$ の薄肉はすば歯車の歯幅端のき裂は、いずれの歯幅端でもき裂は歯を切断する方向に伝ばする。

4. 結 言

本報で得られたおもな点を要約すると次の通りである。

- (1) 一体はすば歯車に比べて薄肉対称ウェブ構造はすば歯車の曲げ疲労限度荷重は、リム厚さ $l_w = 2m_n$ (m_n : 歯直角モジュール)、ウェブ厚さ $b_w/b = 0.25$ (b : 歯幅) の場合は約 9.7%低下し、さらに l_w, b_w を薄くなると曲げ疲労限度荷重が低下する。 $l_w = 1.5m_n, b_w/b = 0.25$ 及び $l_w = 1.5m_n, b_w/b = 0.17$ の曲げ疲労限度荷重は一体はすば歯車に比べ

て、それぞれ約 14.6%と 18.9%低下する。

- (2) 薄肉対称ウェブ構造はすば歯車の各歯幅位置での曲げ疲労き裂発生位置は、 $l_w = 2m_n, b_w/b = 0.25$ の場合には歯幅方向のどの位置でも接線角度 $\theta = 30^\circ$ (θ : 歯の中心線と歯元すみ肉曲線の接線のなす角) の Hofer の危険断面位置付近にあるが、 $l_w = 1.5m_n, b_w/b = 0.25$ 及び $l_w = 1.5m_n, b_w/b = 0.17$ の場合にはかみ合い始め側の歯幅端（鋭角側，A. side）から歯幅中央にわたって反対側の歯幅端（鈍角側，Ob. side）に向かって接線角度 $\theta = 30^\circ$ 付近から徐々に歯底側へ移動する。

- (3) $l_w = 1.5m_n, b_w/b = 0.25$ の薄肉対称ウェブ構造はすば歯車のかみ合い始め側の歯幅端のき裂は、リムを切断する方向に伝ばするのに対し、反対側の歯幅端のき裂は歯を切断する方向に伝ばする。一方、 $l_w = 2m_n, b_w/b = 0.25$ および $l_w = 1.5m_n, b_w/b = 0.17$ の薄肉対称ウェブ構造はすば歯車の歯幅端のき裂は、いずれの歯幅端でもき裂は歯を切断する方向に伝ばする。

なお、本研究の一部は、日本学術振興会の科学研究費（基盤研究(c)）によって行ったことを付記し謝意を表す。

文 献

- (1) 日本機械学会編：機械工学便覧 デザイン編β4 機械要素・トライボロジー，日本機械学会(2005)，β4-72.
- (2) 久保愛三，梅澤清彦：誤差をも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，43，371 (1977)，2771.
- (3) 小田 哲，佐山武英，島富泰司：溶接構造歯車に関する研究（第1報，歯元応力分布および曲げ疲労強度に及ぼすリム厚さの影響），日本機械学会論文集 C 編，45，393 (1979)，575.
- (4) 小田 哲，島富泰司：はすば歯車の曲げ疲労強度に関する研究（第1報，曲げ疲労強度に及ぼすねじれ角の影響），日本機械学会論文集，45，395 (1979)，826.
- (5) 小田 哲，永村和照，青木浩二：有限要素法による薄肉平歯車の歯元応力解析，日本機械学会論文集 C 編，46，411 (1980)，1432.
- (6) 鄭・鈴木・会田・藤尾・久保，薄肉リム歯車の歯元応力に関する研究（第2報，歯元応力の近似式），機論，48-432，C(1982)，1217.
- (7) 小田・宮近・小出・水根，境界要素法による薄肉平歯車の歯元応力解析，機論，51-466，C(1985)，1312.
- (8) 小田・小出，はすば歯車の実用歯元曲げ応力計算式，機論，52-479，C(1986)，1979.
- (9) 小田・宮近・佐藤・久保，薄肉スポーク平歯車の歯元応力，機論，56-532，C(1990)，3380.
- (10) 小田・宮近，種々の負荷条件下における薄肉平歯車の曲げ疲労強度，機論，59-567，C(1993)，3520.
- (11) 宮近・小田・小出・藤原，薄肉平歯車の曲げ強度評価，機論，61-582，C(1995)，386.
- (12) 会田・寺内，平歯車の曲げ応力について（第2報，歯の応力集中係数と曲げ応力計算式），機論，21-178，(1961)，862.
- (13) 安藤和彰，宮近幸逸，Imaduddin Helmi Bin Wan Nordin，小出隆夫，難波千秋：薄肉対称ウェブ構造はすば歯車の歯元応力，日本機械学会中国四国支部講演論文集，47，(2009)，321.
- (14) 宮近幸逸，Daing Mohamad Nafiz Bin Daing Idris，小出隆夫，Imaduddin Helmi Bin Wan Nordin，安藤和彰：薄肉はすば歯車の歯元応力に及ぼすリム・ウェブ厚さの影響，日本機械学会論文集 C 編，775，77 (2011)，597.