布基材フェノール樹脂積層材料を用いた 歯車における歯の曲げ疲労強度の算定法*

廣 垣 俊 樹^{*1}, 青 山 栄 一^{*1}, 片 山 傳 生^{*1}
杉 村 和 哉^{*2}, 岩 崎 伸 哉^{*3}, 矢 倉 吉 典^{*3}

The Method of Tooth Bending Strength Calculation for Gears Made of Phenolic Resin Reinforced by Cotton Woven Cloth

Toshiki HIROGAKI^{*4}, Eiichi AOYAMA, Tsutao KATAYAMA,
Kazuya SUGIMURA, Shinya IWASAKI and Yoshinori YAGURA

^{*4} Department of Mechanical Engineering, Doshisha University,
1-3 Miyakodani, Tatara, Kyotanabe shi, Kyoto, 610 0321 Japan

In this research, three steps were taken to reach the conclusion. At first, the influence of the anisotropy of the FRP material, difference of module and gear materials on the strength of tooth root was examined. And, the effect of fracture characteristics and fiber orientation of the gear made of laminated material on the strength is examined by the experiment. Second, until now, this research examines the method of making bending strength equation for isotropic materials such as the metal adjust to FRP gear. Finally, when the gear is used actually, the life of FRP gear is required. The fatigue test is performed in order to understand the life of FRP gear. In conclusion, this research is to establish the way of constructing a design technique for calculating fatigue strength on FRP gears. In this paper the process of calculating fatigue strength is shown.

Key Words: FRP, Gear, Fatigue strength, Anisotropy, Plain Woven Cloth, Design System

1. 結 論

プラスチック歯車を使用する利点として、軽量、トライボロジー特性、低騒音、組み付け誤差による影響の低減などが挙げられる^{①②}。そこで、プラスチック歯車の利点を生かし、かつ強度、剛性の問題を改善するために樹脂に主に短繊維を充填することにより強度を向上させた FRP 歯車が様々な分野において適用されている。

短繊維を用いた射出成形 FRP 歯車に関する研究については、塚本らによってポリアセタールやポリカーボネートに繊維を充填した歯車の実用性が検討され、その有益性が示されている^{③④}。また摩擦摩耗特性の運転による変化との関係においても歯車精度、摩耗量、歯形形状に着目することにより優位性を持った FRP 歯車の開発が行われている^⑤。しかしながら、射出成形法ではなくホブ切りを前提とした直交積層材料を

FRP 歯車に応用した研究は未だに非常に少ない。そのため、当該材料を FRP 歯車に応用する場合には明確な設計基準がないので金属歯車の設計手法を基に数少ないプラスチック歯車の実験データと経験から歯車設計を行うしかないのが現状である。

一方 FRP 歯車の応用は、今後条件の厳しい動力伝達用として期待されるところが大きい。回転伝達のみを行う場合に比べ、動力伝達では駆動時に歯に衝撃荷重がかかることを考慮して、耐衝撃性の良い材料を選ぶ必要がある。そのため、材料内の繊維は短繊維よりも繊維の強化効率の高い直交積層材料 (FRP 積層材料) を用いる必要が高くなるものと考えられる。

そこで、本研究では直交積層材料を用いた動力伝達用 FRP 歯車の設計システムを構築する事を目的とした。

動力伝達用 FRP 歯車の強度設計を行う場合、最も基本的な評価指標として歯の曲げ強さがある。設計を行う際には、歯元の繰り返し曲げ疲労による折損を防止するために、歯元に生じる応力を許容応力以下に設定する必要がある^⑥。しかしながら当該歯車の実際の歯に疲労試験を行った報告は無いようである。そこで

* 原稿受付 2003 年 12 月 22 日。

^{*1} 正員、同志社大学工学部 (〒610-0321 京田辺市多々羅都谷 1-3)。

^{*2} (株) イシダ (〒520-3026 栗東市下鈿 959-1)。

^{*3} 同志社大学大学院。

E-mail: thirogak@mail.doshisha.ac.jp

本報では、特に疲労限も考慮した歯の曲げ強度に着目した。

また本報では機械強度、加工性、耐衝撃性のよい布基材フェノール樹脂積層材料を用いて FRP 歯車を製作し、今後利用がより増大すると考えられる動力伝達を目指した FRP 歯車を製作する際の一般的な設計の指標を検討する。すなわち、FRP 積層材料を用いた歯車の持つ破壊特性や繊維配向が歯元の強度に及ぼす影響を調べるために試験片の引張強度や曲げ強度といった基礎的なデータを実験より算出し、試験片の破壊と実歯車での曲げ破壊挙動を比較して考察を行った。また、この材料を用いた場合の破壊形態の特徴なども明らかにした。さらに、金属などの等方性材料に用いられていた曲げ強度式の FRP 歯車への適用を検討した。さらに歯車を使用する場合に必要な歯車の疲労寿命を知るために実際に製作した歯車の歯面に繰り返し荷重をかける疲労試験を行い、試験片より求めた材料特性を考慮して疲労強度を算出する設計手法の一指針を示した。

2 実験装置および方法

2.1 実験対象歯車 FRP 歯車に使用した布基材フェノール樹脂積層材料はフェノール樹脂を綿布に含浸させて積層した直交異方性を持つ材料である。表 1 にその構成を示す。ここで、本実験で用いた歯車は表 2 に示す 7 種類の標準平歯車である。まず積層構成を [0/90]s とした布基材フェノール樹脂積層材料を用いた 5 種類の平歯車（以後、標準布強化歯車＝Standard gear と称す）を製作した。また比較のため同材料で [0/+30°/30]s と積層した積層材料からと紙基材フェノール樹脂積層材料（等方性材料）からも、平歯車（以後それぞれ改良布強化歯車＝Improved gear、紙強化歯車＝Paper gear と称す）をそれぞれ 1 種類ずつ製作した。

本研究で歯車に布基材フェノール樹脂積層材料を用いた利点として、フェノール樹脂のプリプレグは成形作業環境がよく歯切り前素材の成形能率が上がる、繊維量のコントロールが容易、製品の仕上がりが美しいなどの点が挙げられる⁽¹⁾。また強化繊維に綿布を使用した理由としては材料としての機械強度が高い、機械加工性、耐衝撃性が良い、また積層材を歯車に用いる場合には歯をホブ切りする必要があるが、その時の機械加工性が良いなどの点が挙げられる。また本材料は電気絶縁体として広く実用されており入手が容易で安価でもあるため、今後のホブ切りを前提とした歯車素材として有望と考えられる。

Table1 Material property

Material	Phenols		Cresol	25%
			Alkyphenol	25%
			Formalin	50%
Reinforced Fiber	Cotton			
Weave Type	Plain Weave			
Thickness of Cotton Yarn	[mm]	20		
Thickness of Ply	[mm]	0.25		
Fiber Concentration	[wt%]	50		

Table2 Dimension of gears

Laminate Configuration	Standard gear		Reformation gear		Paper gear
	[0/90]		[0/30/30]		
Module	3	4	5	4	
Standard Pressure Angle	20				
JIS Class	4				
Face Width	[mm]	25			
Tooth Depth	[mm]	6.75	9	11.25	9
Number of Teeth		48, 66, 84, 96	48, 66, 84	48	48
Diameter of Standard Pitch Circle	[mm]	147, 186, 198, 246	186, 246	186	186
Reference Diameter	[mm]	151, 201, 204, 258	204, 258	204	204
Fiber Concentration	[wt%]	50			

2.2 実験方法

2.2.1 引張試験 布基材フェノール樹脂積層材の基本的な特性を知るために使用した材料の引張試験を行った。本実験では積層構成 [0/90]s の材料において引張方向に対して繊維の方向が 0°, 15°, 30°, 45° の 4 種類の試験片を製作し引張試験を行った。また積層構成を [0/+30°/30]s とした積層材料においても同様の試験を行った。この場合、表面のプリプレグの繊維方向が引張り方向に対し 0° と 15° の 2 種類の材料において試験を行った。なお、本試験で使用した試験片の寸法は長さ：幅：厚さ＝100：20：5 [mm] である。

2.2.2 引張破壊挙動の観察 FRP 積層材料を用いた歯車の持つ破壊特性や繊維配向が歯元の強度に及ぼす影響を調べるために、まず単純な形状である試験片の引張破壊を観察することにより、基本的な破壊特性と繊維配向による影響を明らかにする必要がある。そこで 2.2.1 で行った引張試験後の試験片の写真撮影をし、観察と考察を行った。

2.2.3 3 点曲げ試験 歯車の歯先には曲げ荷重がかかるので、材料自体の曲げ許容応力を知っておく必要がある。そこで、本実験では歯車に荷重がかかる状態を考え、積層方向に対して垂直に荷重がかかるように試験片を製作した。3 点曲げ試験の実験方法としては、FRP の曲げ試験として規定されている JIS K 7055 に従って、実験を行った⁽⁹⁾。なお、本試験で使用した試験片の寸法は引張り試験と同様であり、試験機の標点間距離は 90 [mm] とした。

2.2.4 横せん断試験 歯車の歯は stub 形状であるため、せん断の影響も無視できない。そこで、各試験片において横せん断試験を行った。荷重方向に関しては、3 点曲げ試験と同様に、積層方向に対して垂直に負荷する。なお、本試験で使用した試験片の寸法は引

張り試験と同様であり、試験機のスパンは 25[mm]とした。

2.2.5 歯車の曲げ破壊試験 歯車における強度の評価、および設計基準の設定を行う場合、歯にどの程度の負荷をかけると破損するかという基礎的データは非常に重要なものとなる⁽⁹⁾。そこで、歯車を固定し、先端部を丸めた加圧棒をインストロン試験機に取り付け、歯先に歯面と垂直な方向となるように線荷重〔負荷速度：5(mm/min)〕をかけ、破損時までの最大負荷の測定を行った。

今回実験に用いた FRP 歯車の場合、直交異方性を持つ積層材料を歯車材料として用いているため各歯により繊維の配向角度が異なる。そのため、各モジュールにおいて繊維配向が $\theta = 0^\circ$ となる歯を基準とし、各歯の位置を繊維の角度 θ で定義した。(図 1 参照) 標準布強化歯車については $\theta = 0^\circ \sim 90^\circ$ 、改良布強化歯車については $\theta = 0^\circ \sim 30^\circ$ の範囲で実験を行った。

2.2.6 歯の曲げ破壊形態 2.2.5 に示した曲げ破壊試験の際、等方性材料を用いた歯車の破壊挙動とは大きく異なることが予想される。そこで、歯の破壊形態を細かく観察するために接写にて亀裂の進行を調べた。

まず、標準布強化歯車の $\theta = 0^\circ \sim 90^\circ$ の繊維配向の範囲において各歯の破壊挙動を観察し、繊維配向の違いによる影響、等方性材料と直交異方性材料を歯車に用いた場合の破壊挙動の違いを観察する。そして、それぞれ比較考察を行い、各歯車の特性を明らかにする。また、積層構成の違う改良布強化歯車の破壊挙動の観察も行った。

2.2.7 疲労試験 実際に歯車を使用する場合、歯車同士のかみあいにより歯面に繰り返し負荷がかかる。そのため、本実験で使用した歯車を実機に用いた場合を想定し、歯面に一定の繰り返し片振り荷重を毎秒 2 回の周期で負荷させる疲労試験を各歯車において行った。歯車を実際に使用する場合、疲労試験 10^7 回の耐久性が要求されるので、測定は最大 10^7 回まで行った。

Fig.1 Fiber angle

3. FRP 歯車材料の特性

3.1 引張強さ 材料の引張試験の結果を図 2 に示す。この図より標準布強化材の $\theta = 0^\circ$ と紙強化材の引張強さがほぼ同じ 100MPa 程度であるということが分かる。また、標準布強化材に関しては $0 \sim 45^\circ$ まではほぼ直線的に引張強度が低下している。これは強化繊維の方向以外の引張では、その強化効果が低下するためと考えられる。すなわち直交異方性の傾向が顕著である。改良布強化材に関しては、積層構成の違う標準布強化材の平均的な引張強さを示しており、強化繊維の方向によるばらつき（異方性の傾向）の抑制が見られる。

3.2 引張破壊挙動の観察 標準布強化材の $\theta = 0 \sim 45^\circ$ における引張破壊形態を図 3 に示す。この図より $0 \sim 30^\circ$ では、繊維に沿って破壊しており、破壊強度は繊維方向の引張応力の影響を大きく受けていると考えられる。その理由としては引張方向の繊維の強度がガラス繊維などに比べて低く、マトリックスのフェノール樹脂との差が小さいために、引張に対して垂直方向（横繊維）での樹脂と繊維の剥離が支配的であるためと考えられる。 45° 方向に対しては、繊維に沿わずに引張方向に対して垂直な破壊であった。これは繊維の強化効率が低いために繊維と樹脂の剥離の前に繊維が破断したことが原因であると考えられる。また、改良布強化材においては、 45° と同様の破壊形態であった。

Fig.2 Results of tensile test

Fig.3 Tensile fracture behavior (Standard material)

3.3 曲げ強さ 歯車の歯元には曲げ応力が発生する。積層材料では層間の剥離なども考えられるため、曲げ許容応力も評価しておく必要がある。そこで、3 点曲げ試験により標準布強化材の許容曲げ応力を求めた。その結果を図 4 に示す。

本報の許容曲げ応力は、引張破壊強度と同様に繊維配向角が $\theta=0^\circ \sim 45^\circ$ までほぼ直線的に低下している。

3.4 横せん断強さ 横せん断試験の結果を図 5 に示す。また、横せん断試験後の状態を図 6 に示す。図 6 中で、紙面に垂直に負荷を加えている図 5 の結果より、紙強化材に比べ標準布強化材の横せん断強さが高いことがわかる。また図 6 より、紙強化材では Thickness 方向以外にも（層間はく離などに起因する）亀裂の進展が見られる。このことより横せん断試験における紙強化材の強度が低かった原因は積層材の層間強度の指標となるへき開強さ（直径 10mm の鋼球で試験片に加圧圧縮し、試験片がへき開したときの荷重）が影響していると考えられる。なぜなら紙強化材に関しては、へき開強度は 4~6N であり、布強化プラスチックのへき開強度である 7~11N よりも低い。このことが原因となり紙強化プラスチックは布強化プラスチックに比べ早い段階で層間に亀裂が発生し、その亀裂のために強度が低下し、結果としてせん断強度が布強化プラスチックよりも低くなったと考えられる。

Fig.4 result of bending test

Fig.5 Result of shearing test

Fig.6 Shearing fracture condition

4 FRP 歯車の特性

4.1 曲げ破壊強さ 単位歯幅あたりの荷重と各歯における繊維の配向角度との関係を図 7 に示す。標準布強化歯車はモジュールごとに破壊荷重が分かれており、どの歯車においても繊維の強化方向に対しての曲げ破壊強さの変化は、ほぼ同様の傾向を示している。しかし、モジュールごとに分かれていては設計を行う際に非常に手間がかかってしまうのでモジュールの項をなくして表す必要がある。また、図 7 に示されるように標準布強化材を用いた場合、最低値は $\theta=45^\circ$ で示し、 $\theta=45^\circ \sim 90^\circ$ での曲げ強度は $\theta=0^\circ \sim 45^\circ$ での曲げ強度に比べ高くなった。また改良布強化歯車の積層構成の違いによるばらつきの抑制も引張試験結果、3 点曲げ試験結果と同様の傾向を示した。

Fig.7 Results of bending fracture test

図 7 より、紙強化歯車に関しては、標準布強化歯車のどの繊維配向角度よりも低い強度を示した。破壊後の歯を観察すると標準布強化歯車は歯元から破断しているだけであるが、紙強化歯車に関しては歯幅方向に対して垂直な亀裂による破壊も見られた。このことより、紙強化歯車の曲げ破壊試験において強度が低下した原因については紙基材フェノール樹脂のへき開強さが影響していると考えられる。つまり、歯車の歯が stub という特異な形状のため、曲げ応力のほかにせん断応力が大きく影響し、歯元での曲げ強度で破壊する標準布強化歯車に比べ、紙強化歯車ではせん断によるへき開破壊が先に発生し、強度が急激に低下したものと考えられる。

また、2 次元 FEM 解析による直交異方性を考慮した歯元の応力解析結果を図 8 に示す。歯先に集中荷重を加え、歯車リム部を完全固定として計算した。この結果より、FRP 歯車においては材料異方性により歯元すみ内部（危険断面）だけではなく、歯元の広い範囲において応力が高くなっている。このことより FRP 歯車においては、歯元の広い範囲で破壊起点となる可能性があることがわかる。

4.2 曲げ破壊形態 FRP 積層材料を使用した標準布強化歯車は、歯の曲げ負荷破壊時の亀裂の発生・進展において積層材料特有の挙動を示す可能性が高い。そこで、実際の歯車の歯に対し曲げ破壊試験を行い破壊形態を観察し、比較考察を行った。

標準布強化歯車の $\theta = 0^\circ, 45^\circ, 51^\circ, 75^\circ$ と紙強化歯車、改良布強化歯車の亀裂進展を図 9 に示す。標準布強化歯車における破壊形態は、強化繊維に沿った亀裂と、沿わない亀裂がある。 $\theta = 0^\circ$ 付近の強度が低いことに関しては初期亀裂の伝播方向と繊維配向が一致するため、繊維に沿わない亀裂の場合亀裂の伝播を強化繊維が妨げるため強度が増大している。

次に、破断開始位置に関しては、紙強化歯車が金属歯車と同様に歯元すみ肉部付近（危険断面）で破断が開始しているのに対して、標準布強化歯車はそれよりも少し歯先側の位置で破壊している。破断開始位置が歯先側に上昇した原因は、歯面に対する繊維の配向角度が影響していると考えられる。歯面に対する繊維の配向角度は、歯元の位置が変化することによって異なるので、歯面の各部分で剛性が異なる。ここで、中心軸に対しての歯面の角度について考えると変曲点（インボリュート曲線と歯元すみ肉曲線のつなぎ目）で最も小さな角度となる。つまり、中心軸に対する繊維の配向角度が $0 \sim 45^\circ$ まで変化しても常にこの変曲点で歯面に対する繊維の配向角度が最も大きくなるのがわかる。そのため、標準布強化歯車の破断開始位置が、歯元すみ肉部からインボリュート曲線とすみ肉曲線の接線点へ上昇したものと考えられる。

Fig.8 Analytical result

4.3 疲労強度特性 疲労試験結果も先ほどの曲げ破壊試験結果と同様に単位歯幅あたりの荷重で表した。その結果をまとめたものを図 10 に示す。標準布強化歯車に関しては、曲げ破壊試験結果同様モジュールごとに破壊荷重が分かれている。図より、標準布強化歯車は紙強化歯車より明らかに疲労限界荷重が高く、同モジュールで比較すると、繰返し数において 100 倍程度の耐久性を持つことがわかる。改良布強化歯車に

関しては標準布強化歯車よりも高い疲労強度を示した。これは繊維が 30° ごとにあることにより亀裂の進展を妨げた効果と考えられる。

本実験ではどの歯車においても金属歯車同様疲労曲線はいまほ直線となるが 10^7 回までで明確な疲労限がなかった。一般に FRP において疲労限は明確に表現はできないので、 10^7 回以上の領域に関しては近似直線を延長して考えるべきであることもわかる。

Fig.9 Fracture condition

Fig.10 Results of fatigue test

5. FRP 歯車の曲げ強さ設計に関する指針

5.1 危険断面位置について Lewis は荷重線と歯の中心線の交点を頂点とし、すみ肉曲線に接する放物線の接線を危険断面位置とした⁽¹²⁾。しかしこれは手間がかかるので、実用的には中心線に対して $\phi = 30^\circ$ 傾い

た接線の接点を危険断面位置とする 30° 接線法が多く採用されている (図 12 中の角度 ϕ)⁽¹³⁾⁽¹⁴⁾.

標準布強化歯車においては、破断開始位置が歯元すみ肉部よりかなり歯先側の位置である (図 12 の $\theta = 45^\circ \sim 75^\circ$ 参照). これは、 30° 接線法、放物線接線法よりも歯先側の位置であるので、この 2 つの方法で危険断面の位置を算出することは設計を行ううえで誤差を大きくする原因となる. したがって、これ以外の方法を考えた.

まず、各歯車の破断開始位置を、歯先からの距離で測定した. そして、各モジュールの歯車のデータを全歯だけで除して位置を整理した. その結果を図 11 に示す. その結果、標準布強化歯車においては歯先から全歯だけの 8~9 割のところに破断開始位置が集中している. この破断開始位置が集まっている幅を実際の長さには直すと 1mm 程度で繊維径の約 3, 4 本分の差しかないので無視する. この幅を危険断面の位置を示す接線の傾き角度に直すと $\phi = 11 \sim 28^\circ$ で、平均での角度は約 15° 付近である. また、4.2 節より変曲点付近で強度が最も低くなることがわかっている. よって、標準布強化歯車における危険断面位置の決定法としては $\phi = 15^\circ$ 接線法が適切であると考えられる.

ただし、この方法は $\theta = 0 \sim 45^\circ$ の繊維に沿った破壊の場合のみに適応し、 $\theta = 45 \sim 90^\circ$ の繊維に沿わない破壊の場合は含まない. また、その範囲では強度が高いので設計を行う上で評価する必要性も少ない. 一方紙強化、改良布強化歯車について同様に調べると両者ともに通常の危険断面位置 ($\phi = 30^\circ$) であった.

Fig.11 Position of critical cross section

5.2 歯元応力の式 歯元応力を算出するにあたって、次の諸点を考慮しなければならない. まず、荷重点の選定に関しては、標準布強化歯車はたわみのため金属歯車のように厳密なかみ合いを期待できないので、荷重は歯先にかかるものとする^{(15) (16)}. 危険断面は、 $\phi = 15^\circ$ 接線法で決定する. 破損に関与する応力は、曲げ応力 σ_b にせん断応力 τ 、圧縮応力 σ_c を考慮して

計算を行った. 平歯車の曲げ強度計算に必要な諸寸法は図 12 に示す⁽¹⁷⁾. また、等方性材料における $\phi = 30^\circ$ よりかなり危険断面位置は歯先側にあるので、せん断応力 τ が大きく影響しているものと考えられる. そこで危険断面の位置によって変化する歯元応力は歯形係数を用いずに算出する. そこで本報では、 15° 接線法で決定された危険断面位置での繊維配向方向 θ での相当応力を次式によって求める.

$$\sigma_b = \frac{6P_n \times \cos \alpha' h}{b \times m \times S_F^2} \quad (1)$$

$$\sigma_c = -\frac{P_n \cdot \sin \alpha'}{b \cdot S_F} \quad (2)$$

$$\tau = \frac{P_n \cdot \cos \alpha'}{b \cdot S_F} \quad (3)$$

$$\sigma = \frac{\sigma_b + \sigma_c}{2} - \frac{\sigma_b + \sigma_c}{2} \cos 2\theta + \tau \sin 2\theta \quad (4)$$

$$\tau_{15} = \frac{\sigma_b + \sigma_c}{2} \sin 2\theta + \tau \cos 2\theta \quad (5)$$

$$\sigma_{15} = \sqrt{(\sigma)^2 + (\tau_{15})^2} \quad (6)$$

ここで、 σ_{15} は 15° 接線法で求めた歯元応力である. a はせん断応力定数で、 $a=2.5$ とする⁽¹⁾. 標準布強化歯車の場合強化繊維とマトリックス樹脂が混在しているため、ひずみゲージを用いて歯元の実応力を正確に測定することが困難なので、4.1 節で用いた FEM により歯元の応力解析を行い、その解析結果を実応力として、上記の計算結果と比較を行った. 解析によって求められた歯元応力 σ_a を σ_{15} と比較するために表 3 に σ_a と σ_{15} をまとめたものを示す. この 2 つを比較して、式 (6) で算出した公称歯元応力 σ_{15} と解析から求めた歯元実応力 σ_{max} より

$$\beta = \frac{\sigma_a}{\sigma_{15}} \quad (7)$$

を用いて応力集中度を求めると $\beta = 1.30$ となった. この値は通常の等方性材料を用いた歯車よりかなり低いものである. この原因は、 $\phi = 15^\circ$ で決定される危険断面位置が歯元すみ肉曲線より離れているためと考えられる. この応力集中度を用いて 15° 接線法で算出した歯元応力を実応力に変換して曲げ破壊試験結果をまとめる. その結果を表 3 に示す. 表より両者が良く一致している様子がわかる. この結果、歯車の各角度における歯元の実応力を把握することができる. これにより、この歯車を用いた実験の際にも結果を応力で整理するという一般的な手法が可能となった.

Fig.12 Dimension for stress calculation

Table.3 Tooth root stress

m	m3		m4		m5	
θ	0deg	45deg	0deg	45deg	0deg	45deg
Analyzed Value σ_{max} [MPa]	223	194.8	203.4	179.8	215.5	183.3
Calculated Value σ_{15} [MPa]	171.6	149.9	158.5	138.3	165.8	141
Rate of Stress Concentration	1.30	1.30	1.30	1.30	1.30	1.30

Fig.13 Bending fatigue strength ($\theta = 45^\circ$)

5.3 曲げ疲労強度の算定 曲げ破壊試験結果と同様の応力換算の式を用いて 4.3 節で示した S-N 曲線での負荷を実応力に変換した。その結果をまとめたものを図 13 に示す。許容負荷でまとめた場合と異なり、多少のばらつきはあるものの曲げ破壊試験結果同様モジュール、歯数によらず、ほぼ同じような傾向を示した。すなわち 5.2 節の評価法を用い、これらのデータをモジュールに関係なくこの標準布強化歯車の曲げ疲労強度としてまとめて近似直線を引けることがわかった。この近似直線を標準布強化歯車の曲げ疲労強度とすることによって、布基材フェノール樹脂積層材料で歯車を設計する上での曲げ疲労強度を容易に算出できることが判明した。

FRP 積層材料を用いた歯車の曲げ試験および疲労試験を行い、その結果を本報で提案した。15° 接線法による実歯元応力の算定結果で整理することにより、曲げ強度および疲労強度を求めておけば、15° 接線法により強度設計が可能となることがわかった。

また、今後は単純引張や曲げ、せん断試験結果と本分析で求めた歯の曲げおよび疲労強度の関係を詳細に調べる必要がある。

6. 結 言

電気絶縁材料などに多用される直交積層材料を動力伝達用歯車に応用するために歯の曲げ疲労強度および歯車材料の強度特性を算出し、比較・検討を行った。その結果、以下のことがわかった。

- (1) 布基材フェノール樹脂積層材料を用いて製作した歯車は、破断開始位置が変曲点（インポリュート曲線と歯元すみ肉曲線の接続部）部となる。
- (2) 積層材料を歯車に使用した場合、歯車の歯の歯元強度は層間の剥離強さの指標であるへき開強さも考慮する必要がある。
- (3) 布基材フェノール樹脂の FRP 積層材料を用いた歯車の危険断面の位置を決定する方法は $\phi = 15^\circ$ 接線法が適切である。また、危険断面の位置が高いので歯元すみ肉部の曲率に起因する応力集中係数は小さい。
- (4) FRP 積層材料を使用した歯車の歯の歯元強度設計をする場合、金属歯車のように引張試験の結果だけでなく、曲げ試験、せん断試験の結果も考慮する必要がある。

文 献

- (1) Y.K.Chen, 4 World Congress on Gearing and Power Transmission, (1999-3), 735
- (2) Giuseppe Crippa, 4 World Congress on Gearing and Power Transmission, (1999), 764
- (3) Clifford M. Denry, Testing of Plastic Gears, (1998), 3020
- (4) 塚本 尚久他, 機論, 63-610, C(1997), 2118
- (5) 塚本 尚久他, 機論, 59-568, C(1993), 3866
- (6) 森脇 一郎他, 機論, 60-575, C(1994), 2462
- (7) 小川 正明, 成形加工, Vol.5, No.11, (1993), 821
- (8) 宮本 宗治・他, 日本機械学会第 74 期通常総会講演会講演論文集(IV), 2211, (1997), 615
- (9) 宮入 裕夫, FRP 試験, (1989), 91
- (10) 小田 哲他, 機論, 45-395, C(1979-7), 826
- (11) 網島 貞男他, 材料, 21-221, (1971), 76
- (12) W. Lewis, Investigation of the Strength of Gear Teeth, (1893), Amer. Macht, 16
- (13) 仙波正荘, 歯車, 旧第 3 巻, 日刊工業新聞社, (1956), 593
- (14) 仙波正荘, 歯車, 新刊第 3 巻, 日刊工業新聞社, (1985), 84
- (15) 戸部俊美他, 精密機械, 34, (1968), 21
- (16) 寺島健一他, 機論, 51-468, C(1985-8), 2161
- (17) 塚本尚久他, 機械設計, 15-8, (1971), 68