# [付録 || 非対称歯形歯車の特性

#### H.1 はじめに

非対称歯形歯車は、ギヤの大きさや材料を変更しないで負荷容 量を増大させることができることから図 H.1 に示すロシア製 An-70 の contra propeller 駆動の 14000PS ターボプロップの遊 星歯車装置に使用されており AirBus A400M の 1.4 倍の能力を有 している.また、ヘリコプターのメインドライブギヤにも採用さ れている<sup>1)</sup>. このように現在において用途は限定されているが、 一般産業機械にも徐々に採用される機運がある.非対称歯形歯車 は、創成歯切り加工も研削も可能なことから現在稼働中の歯車装 置にも容易に置き換えが可能である.

圧力角が 25°や 27°の歯車は、製鉄所の圧延機のような高負荷 歯車装置には曲げ強度の向上から採用されているが、非対称歯形 歯車は作用歯面に高圧力角(30°以上)を有する歯形である。両歯面 を高圧力角の対称歯形とすると歯先尖りとなるため歯形が成立 しない、そのため歯たけを保つためには必然的に非対称歯形にす る必要がある。その一例を図 H2 に示す. この例では、作用側圧 力角 ant=30°,反作用側圧力角 ant=17°,としている。高圧力角歯形 は、標準圧力角(20°)に比べ、ヘルツ応力は大きく低下し、摩擦係 数は小さく、すべり率は小さく、そしてフラッシュ温度を低く抑 えることができる。しかし、この効果の代償として正面かみ合い 率が低下したり軸受荷重が増加したりすることに留意する必要 がある。これらの特性を持つ非対称歯形歯車のヘルツ応力、フラ ッシュ温度、曲げ応力などについて解析した結果について述べる。



図H.1 An-70と遊星歯車機構<sup>1)</sup>

## H.2 高圧力角の効果

かみ合い圧力角を大きくすることでヘルツ応力などが、どのように変化するかを検討する。検討する歯車諸元は、モジュール m=1,歯数 $z_{1=22}=50$ ,ねじれ角 $\beta=0^{\circ}$ 転位係数 $x_{n1}=x_{n2}=0$ ,歯幅 b=10mm,トルク $T=100N\cdot m$ ,回転速度 $n=1000min^{-1}$ とし、作用側 圧力角 $a_{nR}$ だけを20~45°の範囲で変化させて計算した。反作用側 歯面の圧力角 $a_{nL}$ は無視している。その結果、図H.3~H.6に示すように、かみ合い圧力角20°のとき $\sigma_{H}=1899MPa$ のヘルツ応力が圧力 角35°では、 $\sigma_{H}=1573MPa$  (1/1.21倍)と低下し、すべり率も1/3.3 倍小さくなっているが、正面かみ合い率は1/1.34低下するととも に軸受荷重Frは1.9 倍に増すことに注意しなければならない。





#### H.3 フラッシュ温度

図H.2と同諸元で材料をSCM420 (熱伝達率60.0[W/mK]), 潤滑 油をISO VG100, 油温70°C, 歯面粗さRz2.5, Ra0.4, 回転速度1000 ~5000 min<sup>-1</sup>として図H.7のように設定し, 摩擦係数(松本の式)<sup>2)</sup> およびフラッシュ温度<sup>3)</sup>を計算すると図H.8, H.9のようにいずれ も圧力角  $a_n=20^\circ$ より $a_{nR}=30^\circ$ のほうが有利であることが解る.ま た,回転速度5000min<sup>-1</sup>においてフラッシュ温度は17.3°C低くなる. また,図H.10 に圧力角の違いによるフラッシュ温度分布<sup>4)</sup>を示す が,  $a_{nR}=30^\circ$ のほうが9.7°C低いことが解る.



AMTEC www.amtecinc.co.jp

# H.4 高圧力角による負荷容量の向上

## H.4.1 対称歯形歯車

対称歯形歯車 (a20°)の歯車諸元とかみ合い歯形を図H.11およ び図H.12に示す、歯形修整については図H.13のようにピニオンに 歯先修整とクラウニングを与え、ギヤには歯先修整のみ与えてい る.以下に、歯面応力、フラッシュ温度そして歯元応力を計算を した結果を示す.

解析条件は、図H.14のようにトルク300Nmとし、ピニオンに 10µmのピッチ誤差を与え、図H.15のように食い違い誤差0.02°(平 行度誤差0°)を与えている. 歯面解析の結果を図H.16に、フラッ シュ温度の設定と解析結果を図H.17およびH.18に示す.また、歯 元曲げ応力(回転角のp=-23.52°)の解析結果を図H.19に、そして 歯の変位(100倍)を図H.20に示す.

(構築) (数22)年 (株22)年 (株22)年 ズーム (XFM(M)(G)) (XFM(M)(G))

(b)ギヤ

Gear

875.00

411.429

2.500

0.400

7 870

461.000

60.000

Cr鋼(1Cr)



(b)ギヤ, σ1max=491MPa

図H.19 歯元曲げ応力, *θ*p=23.52°

277

AMTEC www.amtecinc.co.jp

基本 点法 数1億利用
加田田 - 144
秋田田 - 33
ズーム 8.00
X目45(56) 10.000
ソ目40(56) 7.000



(a)ビニオン,  $\partial_{\max}$ =19./µm (b)キヤ,  $\partial_{\max}$ =31.8µm 図H.20 歯の変位 (100倍),  $\theta$ p=23.52°

## H.4.2 非対称歯形歯車

非対称歯形歯車の諸元を図H.21のように非対称圧力角(作用面 ant=30°,反作用面ane=17°)として与えたときの歯のかみ合いを図H.22に示す.図H.23は、歯面応力が最も小さくなる歯面修整をソフトウェア機能の「歯面+修整量解析」から求めたものである.この歯形で歯面応力解析をした結果を図H.24に、フラッシュ温度を図H.25に示す.なお、歯面要素設定およびフラッシュ温度計算の設定は、図H.14、図H.17と同じである.また、歯元曲げ応力(ピニオン:回転角6p=-15.35°、ギヤ:6p=19.63°)の解析結果を図H.26に、そして歯の変位(100倍)を図H.27に示す.



図H.23 歯面修整



図H.24 歯面応力 (o<sub>Hmax</sub>=1898MPa)



図H.25 フラッシュ温度 (Tfmax=40.9°C)

· 21-7





(a)ピニオン, *σ*<sub>lmax</sub>=463MPa 図H.26

=463MPa (b)ギヤ, σ<sub>imax</sub>=404MPa 図H.26 歯元曲げ応力





(a)ピニオン, δ<sub>max</sub>=29.0µm
(b)ギヤ, δ<sub>max</sub>=19.1.0µm
図H.27 歯の変位 (100倍), θp=-15.35°

## H.4.3 対称歯形歯車と非対称歯形歯車の比較

H4.1項およびH4.2項で計算した結果を図H.28に示す. これらを 比較すると歯面応力,フラッシュ温度,そして歯元曲げ応力にお いても対称歯形より非対称歯形のほうが優位であることが解る.



AMTEC www.amtecinc.co.jp

図H.29に、かみ合い角度範囲内(図H.15)での歯元曲げ応力(最 大主応力の最大値:σ<sub>lmax</sub>)を示す. なお、回転角-10°~+20°付近 で応力が小さくなっているのは、図H.14でピッチ誤差(10µm) を与えているためである.



次に,寿命計算を図H.30に示すが,対称歯形 (a20°)のピニオンの歯面寿命L(a20°)=1.36×10<sup>6</sup>に対し非対称歯形 (a30°)のピニオンの歯面寿命はL(a30°)=8.14×10<sup>8</sup>と大きく寿命が延びていることが解る.



#### H.5 まとめ

本例の非対称歯形(a30°)と、対称歯形(a20°)の歯面強さ、 フラッシュ温度そして曲げ強さを比較すると

(1)歯面応力	: <i>о</i> нтах=1897/2348=1/1.24
(2)フラッシュ温度	: <i>Tf</i> <sub>max</sub> =56.4-40.9=15.5℃低下
(3)ピニオン曲げ	: $\sigma_{\text{lmax}}$ =463/491=1/1.07
(4)ギヤ曲げ	: $\sigma_{1max}$ =404/491=1/1.22

のように非対称歯形のほうが優位であることが解る.ただし、対 称歯形 (a20°)の歯面修整は、単純なクラウニングと歯先修整を 与えただけであり非対称歯形歯車の歯面修整とは大きく異る.そ のため、歯面応力やフラッシュ温度は歯面修整の効果も影響して いる.

# H.6 補足1 (無修整歯形)

図H.11と図H.21の歯車で、歯面修整が無い歯車の歯面応力は、 図H.31および図H.32のように対称歯形(a20°)のほうが1.2倍大き な応力が発生し、ピニオン歯元に大きな歯面応力が表れている. また、フラッシュ温度も図H.33のように対称歯形(a20°)のほう が18℃高い温度が発生し、その分布を見ると図H.33(a)ではピニオ ン歯先に大きな発熱部があり、また、歯元では歯すじに沿って発熱していることが解る.これは、ピニオン歯元でトロコイド干渉が発生することを示唆している.



(a)a20°, *Tf*<sub>max</sub>=73.7°C (b)a30°, *Tf*<sub>max</sub>=55.7°C 図H.33 フラッシュ温度

## H.7 補足2(非対称歯形歯車の例)

非対称歯形歯車の例を 図H.34に示す.この歯車対 は、ロシアのAsymmetrical gears - some of the TV7-117S turboprop engine gearbox components and assemblies であり実際に稼働している 歯車である.



図H.34 非対称歯形歯車の例<sup>5)</sup>

◆Webにも資料を掲載していますのでご覧ください.

#### 参考資料

- 1) 久保愛三, 日本歯車工業会説明会資料(2012)
- 2) 松本將, 混合潤滑状態にある転がり-すべり接触面の摩擦係数 推定式, トライボロジスト(日本トライボロジー学会誌), 56 巻, 10 号(2011-10) pp.632-638
- AGMA2001-C95, Fundamental Rating Factors and Calculation Method for Involute Spur and Helical Gear Teeth, p.46
- 4) CT-FEMASM, Gear design software,  $T \Delta \overline{\tau} y D$ , (2014)
- 5) A.S. Novikov, V.V. Golovanov, D.V. Dorofeyev, "Desgn of Optimal Geometry, Stress, Stiffness, Vibaration and Terminology of Asymmetrical and HCR Gears for Aircraft", IFToMM), pp.139, (2014)