

[付録：I]

歯面解析例（損傷歯車）

I1. はじめに

歯車の歯面応力を解析するとき、近年、歯面修整が複雑化していることから歯面メッシュは、より細密化が必要とされる。そのためFEM-3D 詳細モデルで解析しようとするモデル作成、解析時間の問題から設計段階で使うには非現実的な解析法と言える。しかし、3D-FEM モデルと歯面膜要素⁽¹⁾を融合した解析法を採用することにより歯面修整を持つ歯車であっても短時間で容易に応力解析をすることが可能となる。

そこで、本編では歯形と歯幅方向をそれぞれ 17 断面の測定データで定義し、歯面粗さや潤滑油を考慮して歯面全域に渡っての摩擦係数や油膜厚さ、そしてフラッシュ温度などを計算した例を示す。更に、端部に着目した解析を行うことにより歯先端部やトロコイドかみ合い部のフラッシュ温度や端部を応力解析した例を示し、JGMA プロジェクトの A 歯車の実験による損傷写真と比較検証した。その結果、実際の歯面損傷状況に対応した結果が得られたので報告する。

I.2 歯車解析ソフトウェアの概要

歯車解析ソフトウェアの構成は 図 I.1 に示すように歯面応力、摩擦係数、フラッシュ温度、発熱量そして歯元曲げ応力などを解析することができる。歯のかみ合い時に作用する荷重は、図 I.2 のように歯の交差量⁽²⁾から決定している。

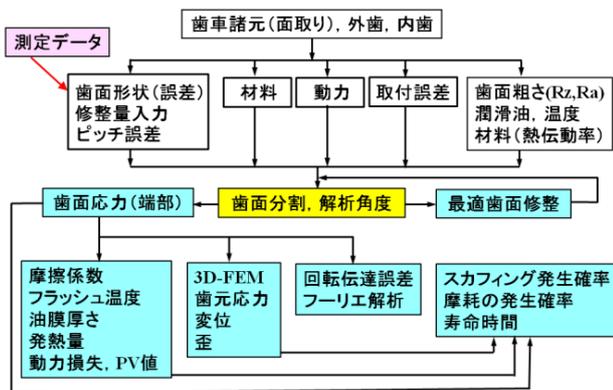


図 I.1 解析ソフトウェア (CT-FEM Opera) の構成

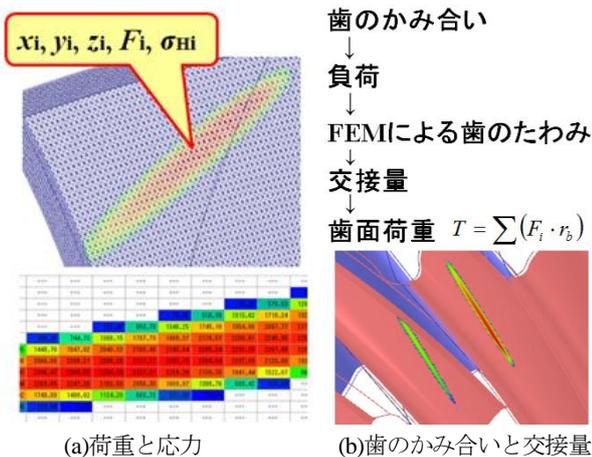


図 I.2 歯面荷重

歯面間の摩擦係数⁽³⁾は、式(I.1)~(I.3)に従って細分化した歯面位置で決定している。

$$f = f_L(1-\alpha) + f_s \cdot \alpha \tag{I.1}$$

$$\alpha = 0.5 \log D \tag{I.2}$$

$$D = (R_{z1} + R_{z2}) / h_0 \tag{I.3}$$

f_s : 境界潤滑部分の摩擦係数 (鉱油, $f_L=0.01$, $f_s=0.11$)

f : 摩擦係数 f_L : 流体潤滑負荷分担部分の摩擦係数

α : 接触域での境界潤滑部分の割合

D : 潤滑状態 ($1 < D$)

R_{z1}, R_{z2} : 歯面粗さの最大高さ

h_0 : 2 面間の弾性流体潤滑最小油膜厚さ (油温)

フラッシュ温度⁽⁴⁾の AGMA の基本式を式(I.5)~(I.7)に示すが、解析ソフトウェアで使用する際、摩擦係数は、式(I.7)を使うのではなく、式(I.1)で決定した f を細分化した歯面の位置に適用させ用いる。また、材料の熱伝達係数 (λ_M) も使用する歯車材料で決定しなければならない。

$$t_f = K \cdot \mu_m \frac{X_\Gamma \cdot w_{Nr}}{B_M (b_H)^{0.5}} \left[(v_{r1})^{0.5} - (v_{r2})^{0.5} \right] \tag{I.5}$$

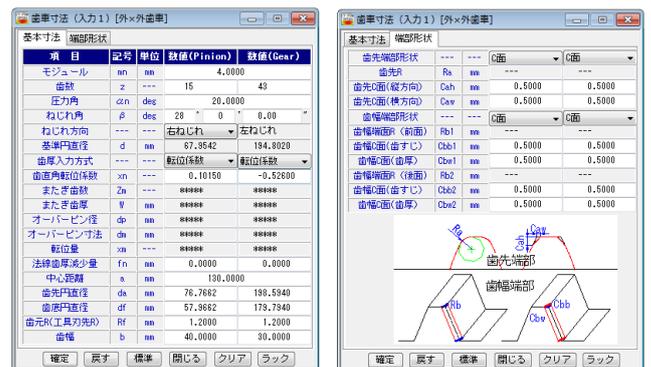
$$B_M = (\lambda_M \cdot \rho_M \cdot c_M)^{0.5} \tag{I.6}$$

$$\mu_m = 0.06 \frac{1.13}{1.13 - Ra} \tag{I.7}$$

K : flash temperature constant, μ_m : mean coefficient of friction
 X_Γ = load sharing factor, w_{Nr} ; normal unit load, v_{r1} ; rolling velocity of the pinion, v_{r2} ; rolling velocity of the gear, B_M ; thermal contact coefficient, b_H ; semi-width of Hertzian contact band, X_M ; thermal-elastic factor, λ_M ; heat conductivity, ρ_M ; density, c_M ; specific heat per unit mass

I.3 検討歯車諸元と歯面データ

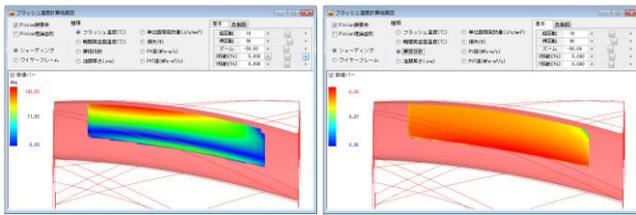
検討する歯車⁽⁵⁾を図 I.3~図 I.7 に示す。歯面修整は、図 I.8 に示すように単純な歯形・歯すじ修整を持つ歯車である。



(a) 歯車諸元

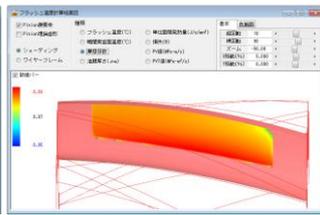
(b) 面取り

図 I.3 歯車諸元と面取り



$T_{f\max}=144^{\circ}\text{C}$

図 I.19 フラッシュ温度



$\mu_{\max}=0.093$

図 I.20 摩擦係数

寿命計算				
項目	記号	単位	Pinion	Gear
歯面最大応力	$\sigma_{H\max}$	MPa	2354.386	2346.954
最大歯げ応力(σ_1)	σ_1	MPa	***	***
回転速度	n	1/min	1375.000	479.851
許容ヘルツ応力	$\sigma_{H\lim}$	MPa	2100.000	2100.000
許容歯げ応力	$\sigma_{F\lim}$	MPa	***	***
過負荷の有無	No	---	1	---
塗化材料の有無	---	---	非塗化材料	---
使用状態	---	---	一般	---

項目(歯面)	記号	単位	Pinion	Gear
予想応力繰り返し係数	ZN'	---	1.121	1.119
予想寿命負荷回数	Nc	---	1.29E+08	1.37E+08
予想寿命時間	Lc	hrs	1.57E+01	4.73E+01

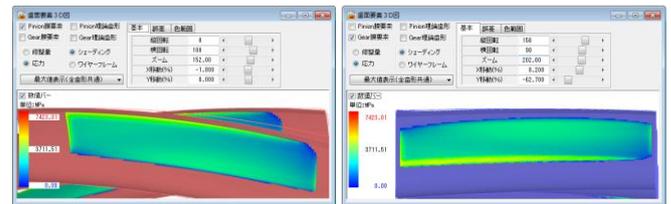
項目(歯げ)	記号	単位	Pinion	Gear
予想応力繰り返し係数	ZN'	---	***	***
予想寿命負荷回数	Nc	---	---	---
予想寿命時間	Lc	hrs	---	---

図 I.21 寿命時間

項目	数値(Pinion)	数値(Gear)
最小歯半(m)	1.0000	1.0000
歯半径差(mm)	1.0000	1.0000

項目	記号	単位	数値(Pinion)	数値(Gear)
歯面中央位置	b _m	mm	0.0000	0.0000
トルク	T	Nm	1400.0000	4019.3333
正面法線方向力	F	N	44667.8	---
ヤング率	E	MPa	205800.0	205800.0
ボアソン比	ν	---	0.3000	0.3000
歯元部分割数	N _{H1}	---	40	40
インボリュート部分	N _{H2}	---	40	40
歯先・歯部分割数	N _{H3}	---	10	10
歯幅方向割数	N _b	---	80	80

図 I.25 端部解析 (設定)



(a) Pinion

(b) Gear

図 I.26 歯面応力 (端部解析), $\sigma_{H\max}=7423\text{MPa}$

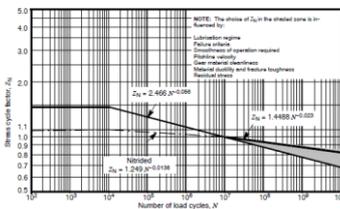


図 I.22 Pitting resistance stress cycle factor, $Z_N^{(8)}$

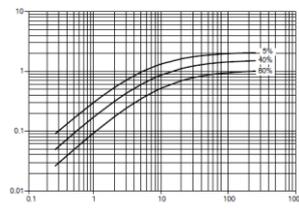


図 I.23 Probability of wear distress⁽⁹⁾, (%)

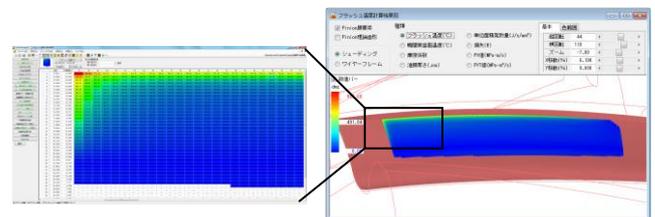


図 I.27 フラッシュ温度 (端部解析), $T_{f\max}=984^{\circ}\text{C}$

損傷確率&効率				
項目	記号	単位	Pinion	Gear
スカッピング発生確率	η_s	%		36.11
摩耗の発生確率	η_f	%		23.58
動力損失	η_e	%		1.39

図 I.24 損傷発生確率

$$K_{\alpha} = \frac{T_{f\max} - M_{TC}}{S_D} \quad (1.8)$$

$T_{f\max}$: Flash temperature

M_{TC} : Mean scuffing temperature

S_D : Standard temperature deviation

I.8 歯面応力 (端部解析)

図 I.14 に示した歯面応力分布は、図 I.11 で設定したかみ合い歯面の応力解析であるため、歯先や側端部の応力解析はしていない。そのため、ここでは端部接触部分の応力や発生するフラッシュ温度について解析する。

図 I.25 の端部解析の設定において歯先および側端部の接触半径を 1mm と仮定して解析すると歯面応力 (端部) の最大接触応力は、図 I.26 のように $\sigma_{H\max}=7423\text{MPa}$ となる。また、フラッシュ温度は、図 I.27 のようにピニオンかみ合い終わり側の歯先部で $T_{f\max}=984^{\circ}\text{C}$ の高温となる。

I.9 解析と実験の比較

実験によるピニオン歯面の損傷写真 (図 I.28~I.30) と図 I.31 の解析結果を比較すると図 I.29 ギヤの歯面応力分布は歯元付近で大きく、また、損傷写真のかみ合い終わり側の歯先部の歯面の一部が溶けたような損傷は、図 I.27 のフラッシュ温度での歯先端部の $T_{f\max}=984^{\circ}\text{C}$ の温度分布と良く一致しているといえる。

次に、図 I.30 のギヤの損傷拡大写真と図 I.31 の解析結果を比較すると、かみ合い終わり側の歯元損傷位置とトロコイド損傷位置の実験結果と解析結果は良く一致している。また、図 I.30 の拡大写真では、歯元の一部で溶融している跡が見られるが、この損傷場所と図 I.31 の応力分布とは良く一致している。

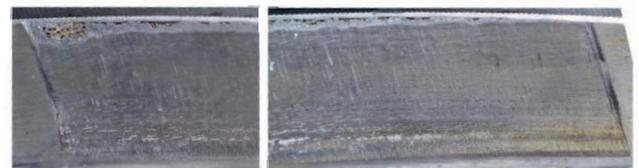


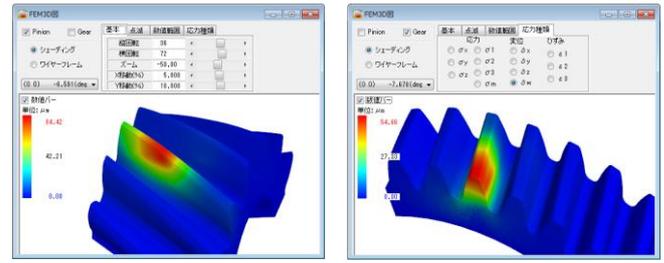
図 I.28 歯面損傷写真⁽¹⁰⁾ ($N_p=1 \times 10^6$, ピニオン歯面, 歯-14)



図 I.29 ギヤ歯面損傷⁽¹⁰⁾



図 I.30 ギヤ歯面損傷端部拡大写真, 歯 14, $N_p=1.0 \times 10^6$



(a)ピニオン, $\delta_{\text{max}}=84.4\mu\text{m}$ (b)ギヤ, $\delta_{\text{max}}=54.7\mu\text{m}$

図 I.35 歯形変位 ($\theta_p=-7.68^\circ$)

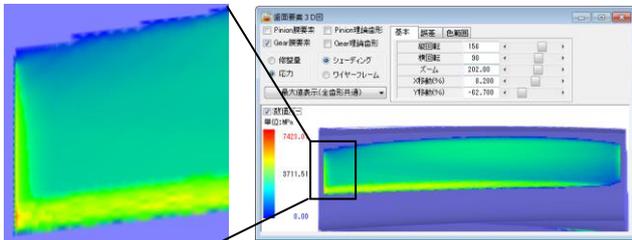


図 I.31 解析結果 (ギヤ), 端部解析, $\sigma_{\text{Hmax}}=7423\text{MPa}$

I.10 歯元応力解析

図 I.12 の解析角度 ($\theta=-29.41^\circ \sim 34.70^\circ$) の範囲で歯元応力 (最大主応力最大値 σ_{imax}) と歯形変位を図 I.32 および図 I.33 に示す。また, 最大値を示す $\theta_p=-7.68^\circ$ での歯元応力と変位を図 I.34 および図 I.35 に示す。

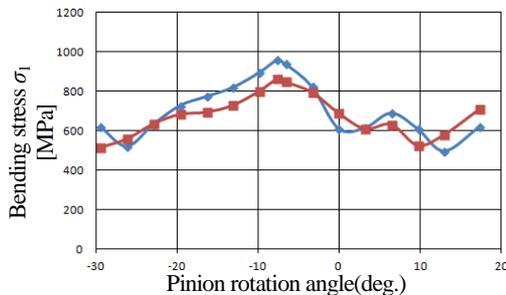


図 I.32 歯元曲げ応力 σ_{imax} (MPa)

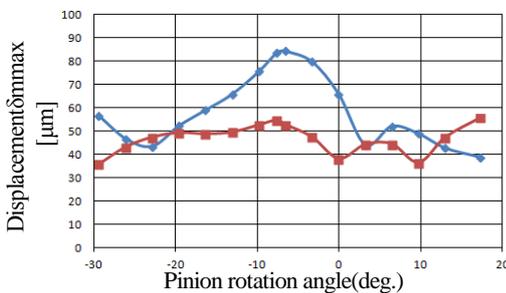
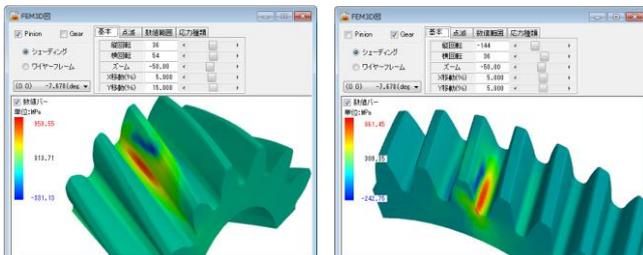


図 I.33 歯形変位 δ_{max} (μm)



(a)ピニオン, $\sigma_{\text{imax}}=959\text{MPa}$ (b)ギヤ, $\sigma_{\text{imax}}=861\text{MPa}$

図 I.34 歯元応力 ($\theta_p=-7.68^\circ$)

I.11 まとめ

- (1) 歯面応力分布と損傷写真そして寿命時間は良く一致したと言える。また, 測定データを使用することにより僅かな応力分布の違いも把握できた。
- (2) 強度計算式では, 歯形形状や軸誤差には対応できないため, 係数で処理しているのが実情である。従って, 歯車の真の実力を知るためには既に一般化した道具である解析ソフトウェアが有効である。

本稿は, 日本機械学会 RC261 に投稿した内容を編集したものであり, 検討した歯車は, 日本歯車工業会が実施したプロジェクトで実験したものである (掲載承認済)。

参考文献

- (1) Moriwaki, Finite element analysis of gear tooth stress with tooth flank film elements, VDI-2005 International Conference on Gears, (2005) p.39-53
- (2) 久保・梅沢, 誤差を持つ円筒歯車の荷重伝達特性に関する研究 (機論 43 巻 371 号, (1977), pp.2771-2783
- (3) 松本将, 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
- (4) AGMA2001-C95, Fundamental Rating Factors Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth, (1995), pp.46 - 47
- (5) 上田, RC261, 第 6 回分科会, WG2 関連報告, 歯車測定データを用いた応力解析 (測定技術の進歩が解析技術をこう変える)
- (6) CT-FEM Opera, 歯車応力解析ソフトウェア, アムテック, (2014)
- (7) AGMA2001-C95, Fundamental Rating Factors Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth, TableA-3, Mineral Oil Mean Scuffing Temperature, (1995), p.50
- (8) AGMA2001-C95, Fundamental Rating Factors Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth, (1995), p.37
- (9) AGMA2001-C95, Fundamental Rating Factors Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth, (1995), p.53
- (10) 久保, JGMA-ProjectX 報告, (2012)

カタログ(vol.18), [45] CT-FEM Operaiii をご覧ください。