

[付録 : A]

CT-FEM System によるはずば歯車の歯元応力解析例

A1. はじめに

機論(C 編)52 巻 479 号¹⁾「はずば歯車の実用歯元曲げ応力計算式」の 1983 頁, 図 8 の各種曲げ強度計算式による歯元応力と実験結果を比較したグラフに興味を持ち CT-FEM System²⁾で解析した. その結果, 実験値と極めて近い解析結果を得たのでここに報告する.

A2. 概要

図 A.1 に示すように ISO・DIN, BS, AGMA の強度計算と実験結果は, ほぼ同等の値となっている. しかし注目すべき点は, 強度計算結果では, ねじれ角が増加するにつれ応力値が小さくなっているが実験結果では, ねじれ角が増加するとともに応力値が大きくなり強度計算と逆の結果となっている.

理論歯形による「FEM-1」の解析結果は JSME とほぼ同等となったが, 他の強度計算結果や実験値よりも 4 割程度小さい. しかし歯車の誤差を考慮した「FEM-2」の解析結果は, 実験値とほぼ同じ応力値となり更にねじれ角による傾向も実験と同じ結果となった.

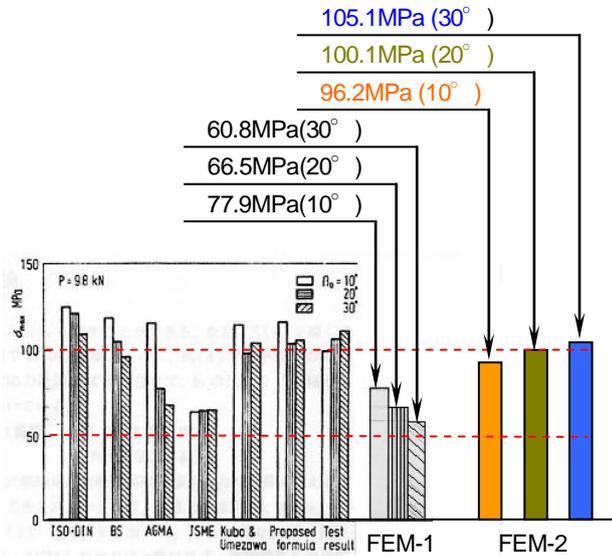


図 8 各種曲げ強度計算式による歯元応力の比較

図 A.1 実験結果と FEM 解析結果の比較

A3. 歯車諸元

原文³⁾には, 「歯元応力の測定に使用した歯車の諸元は表 A.1 であり, 歯車材料は SNC415, 浸炭焼入れ後研削したもので精度は(旧)JIS1 級であり, 静的負荷かみ合い試験機を用いて円周力 P=9.8kN のもとで, はずば歯車の負荷かみ合い時の歯元応力をひずみゲージを用いて測定した。」とある.

「FEM-1」では理論歯形で解析を行い, 「FEM-2」では図 A.2, 図 A.3 に示す試験歯車の歯形誤差および歯すじ誤差⁴⁾を 3 種類の歯車に適応させた. また, ピッチ誤差の検査表が無いため(旧)JIS1 級の誤差許容値である 10 μ m として解析した. 更に, かみ合い位置は図 A.4 に示す通りである.

表 A.1 歯元応力測定に用いた歯車の諸元

Gear sign	Mark	Unit	G.A	G.B	G.C
Tooth profile	---	---	Standard	Standard	Standard
Normal module	mn	mm	6	6	6
Normal pressure angle	α_n	deg	20	20	20
Helix angle	β	deg	10(R・L)	20(R・L)	30(R・L)
Number of teeth	z	---	36	36	36
Pitch circle diameter	d	mm	219.33	229.86	249.42
Face width	b	mm	40	40	40
Transverse contact ratio	ϵ_α	---	1.63	1.53	1.37
Overlap ratio	ϵ_β	---	0.37	0.73	1.06

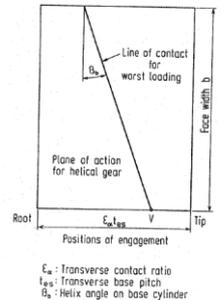
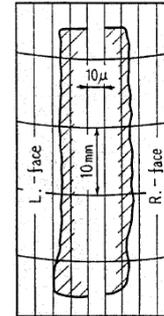
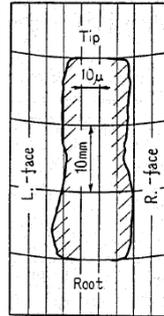


図 A.2 歯形誤差

図 A.3 歯すじ誤差

図 A.4 負荷位置

A4. FEM-1 の解析結果

「FEM-1」は, 理論歯形の解析である. 図 A.5~A.7 は設定画面であり, 図 A.8 と図 A.9 に, ねじれ角 10 $^\circ$ の解析結果を, 図 A.10 と図 A.11 にねじれ角 30 $^\circ$ の解析結果を示す. ねじれ角 20 $^\circ$ は省略する.

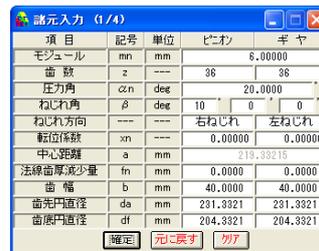


図 A.5 諸元設定



図 A.6 メッシュ作成諸元



図 A.7 かみ合い

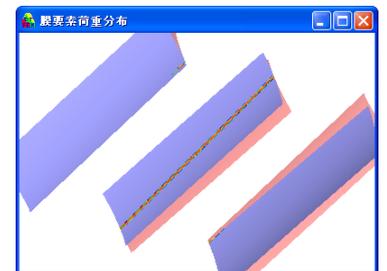


図 A.8 歯面(646.9MPa, $\beta=10^\circ$)

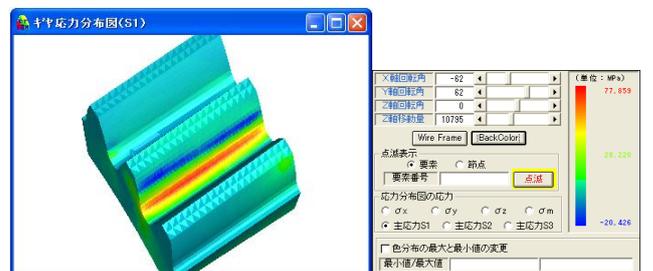


図 A.9 歯元最大引張応力(77.9MPa, $\beta=10^\circ$)

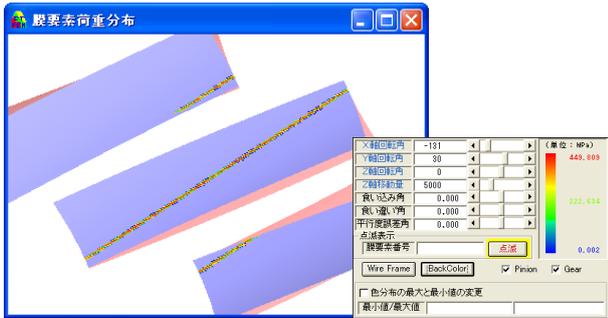


図 A.10 歯面応力(449.8MPa, $\beta=30^\circ$)

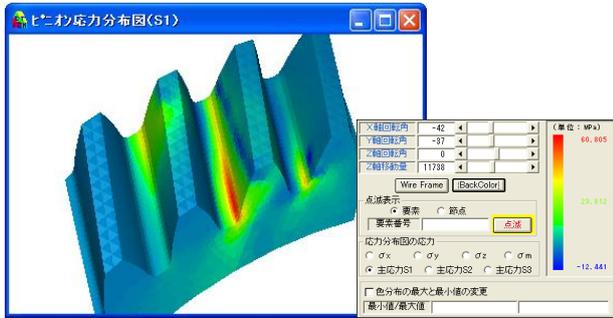


図 A.11 歯元最大引張応力(60.8MPa, $\beta=30^\circ$)

A5.1 ねじれ角 10° の解析結果

ねじれ角 10° の解析結果を図 A.14~A.18 に示す。



図 A.14 諸元設定



図 A.15 メッシュ

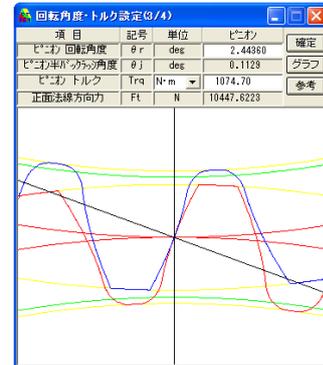


図 A.16 かみ合い

A5. FEM-2 の解析結果

「FEM-2」は、歯車の誤差を考慮した解析である。歯形誤差と歯すじ誤差は、図 A.2 および図 A.3 を読み取りピニオンとギヤの誤差を図 A.12 および図 A.13 のように設定した。

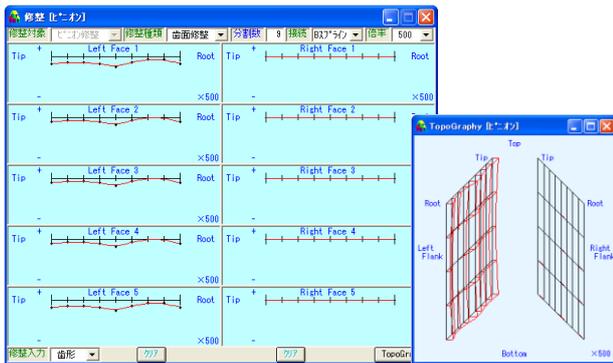


図 A.12 ピニオン歯形(反作用面は理論歯形)

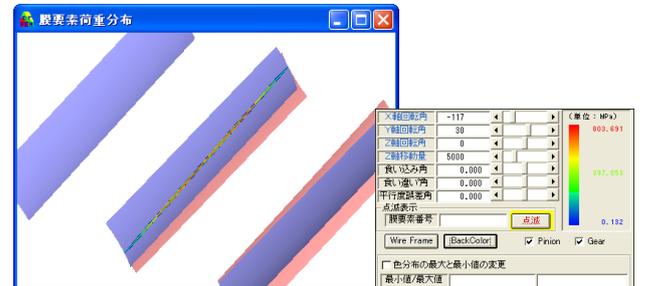


図 A.17 歯面応力(803.7MPa)

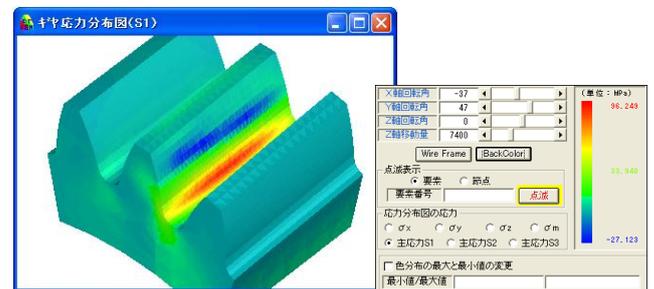


図 A.18 歯元最大引張応力(96.2MPa)

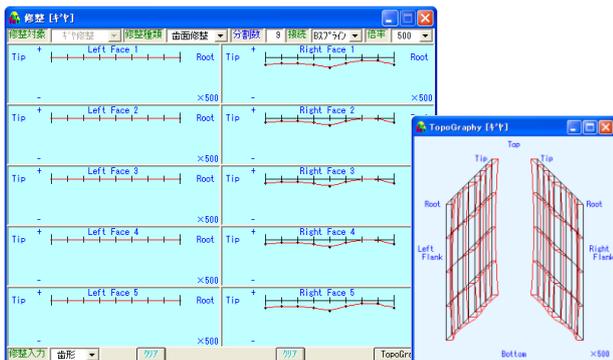


図 A.13 ギヤ歯形(反作用面は理論歯形)

A5.2 ねじれ角 20° の解析結果

ねじれ角 20° の解析結果を図 A.19~A.23 に示す。

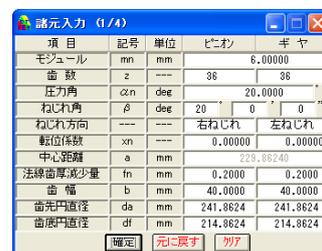


図 A.19 諸元設定



図 A.20 メッシュ

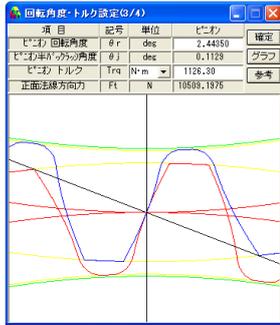


図 A.21 かみ合い

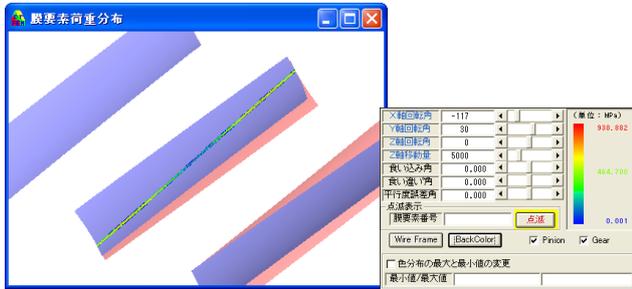


図 A.22 歯面応力(938.9MPa)

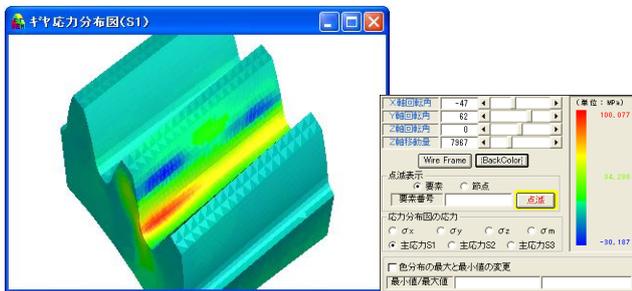


図 A.23 歯元最大引張応力(100.1MPa)



図 A.27 歯面応力(799.9MPa)

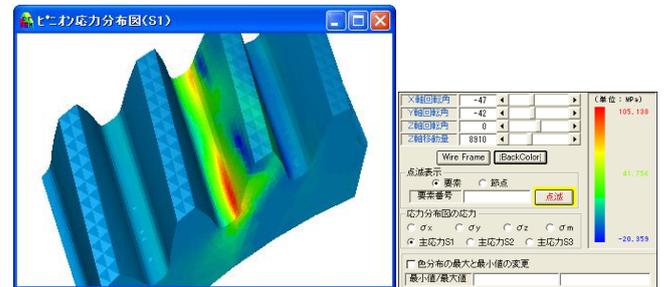


図 A.28 歯元最大引張応力(105.1MPa)

A6. まとめ

- (1) 誤差を考慮した「FEM-2」の解析結果と実験値は、ほぼ同じ応力値であり、更に、ねじれ角と応力値の傾向も同じ結果となった。
- (2) 理論歯形に歯形誤差とピッチ誤差を与えると、ねじれ角30°の歯車では歯元応力は1.7倍にもなる。
- (3) 図 A.27 の $\beta=30^\circ$ では歯形・歯すじ誤差の影響により二段当りが顕著に現れていることが解る。

A7. その他

歯面修整を与え、更に軸角誤差を与えた場合の歯面応力も数%の誤差で解析することができた。(別報告)

A5.3 ねじれ角 30° の解析結果

ねじれ角 30° の解析結果を図 A.24~A.28 に示す。



図 A.24 諸元設定



図 A.25 メッシュ



図 A.26 かみ合い

参考文献など

- 1) 小田, 小出, 機論(C編)52巻479号(昭61-7), はすば歯車の実用歯元曲げ応力計算式
- 2) CT-FEM System Ver.3.0, アムテック, 歯車応力解析ソフトウェア
- 3) 小田, 島富, 機論(C編)621.833.2/6, 827 ページ
- 4) 小田, 島富, 機論(C編)621.833.2/6, 827 ページ, 図 3