経　歴

商　　号	:	アムテック有限会社(AMTEC INC.)
住　　所	:	〒552-0007 大阪市港区弁天 1 丁目 2 番 1 号 ベイタワー2510
TEL/FAX	:	TEL 06-6577-1552　FAX 06-6577-1554
URL	:	www.amtecinc.co.jp
E-mail	:	info@amtecinc.co.jp

設　　立	:	1983 年 4 月
資 本 金	:	300 万円
代表取締役	:	博士(工学)　上田 昭夫
取引銀行	:	りそな銀行 難波支店 三井住友銀行 港支店
業務内容	:	機械設計に関するエンジニアリング業務およびこれに関するコンピュータソフトウェアの開発と販売
所属団体	:	一般社団法人 日本機械学会　法人会員 公益社団法人精密工学会　成形プラスチック歯車研究専門委員会　正会員 一般社団法人日本歯車工業会　正会員 近畿歯車懇話会　会員

ソフトウェア開発の沿革

1985 年 11 月	日刊工業新聞に歯車ソフト 23 種を初期発表
1987 年 06 月	日刊工業新聞に遊星歯車ソフトウェアを発表
1989 年 10 月	楕円歯車ソフト発表
1990 年 03 月	はすば歯車の成形理論歯形解析ソフトを発表
1990 年 05 月	ベベルギヤ 3 次元歯形ソフト発表
1991 年 01 月	JGMA(日本歯車工業会)入会
1992 年 01 月	推論機能付き歯車設計ソフト involute α 開発
1992 年 06 月	3 次元干渉を考慮したウォーム解析ソフト発表
1992 年 09 月	ホブ研削時における 3 次元干渉解析ソフト開発
1992 年 10 月	米国 AGMA より ANSI/AGMA2001-B88 の開発許可を賜りプログラム開発に着手(1993 年 1 月完成)ANSI/AGMA 2003-A86 を 1993 年 3 月に完成
1993 年 08 月	樹脂歯車設計ソフト involuteγ を発表
1994 年 01 月	歯車設計システム DOS/V 機用「involuteΣ」を開発し韓国に販売開始
1994 年 10 月	「involuteΣ」を台湾に販売開始
1995 年 06 月	歯切り工具管理システム「Hob Pilot」を発表
1995 年 09 月	トロコイド歯車ソフトウェアを開発
1996 年 05 月	歯車設計ソフト involuteΣ for Windows 発表
1997 年 06 月	ヘリカルフェースギヤ歯形ソフトウェアを開発
1997 年 08 月	FEM 歯形応力解析＆歯形修整ソフト開発，発売
1998 年 02 月	複葉楕円系歯車ソフトウェア開発，発売
1998 年 04 月	歯車伝達誤差解析ソフトウェア開発，発売
1998 年 04 月	Hob Pilot for Windows を開発，発売
1998 年 08 月	ANSI/AGMA2001-C95 for Windows を開発，発売
1998 年 09 月	ANSI/AGMA2003-A86 for Windows を開発，発売
1998 年 10 月	歯形出力ソフト G-Caster を開発，発売
1998 年 12 月	ベベルギヤ３Ｄ歯形解析ソフトを開発，発売
1999 年 03 月	成形砥石歯形解析ソフトを開発，発売
2000 年 04 月	3D 歯形レンダリングソフトを開発
2000 年 05 月	New involuteΣ 販売開始
2000 年 05 月	円弧歯形歯車の歯形および応力解析ソフト開発
2000 年 06 月	VGR ラックソフトウェア開発
2000 年 08 月	トロコイド曲線を用いた歯車のソフト開発
2000 年 09 月	ハイポイドギヤ強度計算ソフトの開発
2000 年 12 月	ウォームギヤ歯形レンダリング開発
2001 年 01 月	金型用歯形出力ソフト GearPro2000 販売開始
2001 年 02 月	ヒンドレーウォームギヤのソフトウェア開発
2001 年 03 月	ウォームホイール切削歯形および工具歯形の解析ソフトの開発
2001 年 04 月	新遊星歯車(Planet AGITΩ) 販売開始
2001 年 05 月	3D 歯形応力，伝達誤差解析ソフト販売開始
2002 年 07 月	非接触歯車測定装置(G3-System)販売開始
2002 年 10 月	新サイクロイドギヤソフトウェアの販売開始
2002 年 12 月	新楕円系歯車ソフトウェアの販売開始
2003 年 03 月	新ベベルギヤソフトウェアの販売開始
2003 年 04 月	ねじ歯車ソフトウェアの販売開始
2004 年 05 月	L-Hypoid Gear ソフトウェアの販売開始
2004 年 08 月	Gear Navigation System 販売開始
2004 年 09 月	CT-FEM System ソフトウェアの販売開始
2005 年 04 月	少歯数(1 歯)歯車ソフトウェアの開発
2005 年 04 月	ウォームギヤの歯当り跡表示ソフトの開発
2005 年 05 月	Hob chip Calculation software の販売開始
2005 年 06 月	involute Gemma 測定データによる歯当たり，伝達誤差シミュレーションソフトウェア
2005 年 08 月	CT-FEM System Ver.2 の販売開始
2006 年 03 月	不思議遊星歯車を販売開始
2007 年 03 月	遊星歯車のダブルピニオン式を販売開始
2007 年 04 月	CT-FEM System Ver.4.0 を販売開始
2007 年 07 月	成形歯車研削盤 GT-30 機(YASDA)の完全バイアス対応ソフトウェアを開発
2007 年 08 月	スプライン(JIS B 1603:1995) ソフトウェアの販売開始
2007 年 10 月	不等配遊星歯車ソフトウェアの販売開始
2007 年 12 月	斜傾ウォームの販売開始
2007 年 12 月	L-Niemann Worm Gear Design software の販売
2008 年 02 月	左右異圧力角歯車設計ソフトウェアの販売開始
2008 年 08 月	ピッチ誤差計算ソフトウェア販売開始
2008 年 10 月	楕円系歯車（任意ピッチ曲線）ソフトウェア
2009 年 02 月	Taper and Crossed Gear Design System の販売
2009 年 01 月	AGMA925-A03:2003(Scoring) ソフトウェア
2009 年 05 月	複溝用成形砥石歯形解析ソフトウェアの販売
2009 年 09 月	歯車強度 JGMA6101-02:2007,JGMA6102-02:2009 ソフトウェアの販売開始
2010 年 04 月	正弦歯車設計ソフトウェアの販売開始
2010 年 06 月	ねじ状砥石（Diamond Tool）ソフトウェア
2010 年 11 月	ピンラック歯車ソフトウェア
2011 年 04 月	K-H-V Differential Gear Design System
2011 年 05 月	ハイポトロコイド歯形歯車ソフトウェア
2011 年 06 月	Double Enveloping Worm Gear Design System
2011 年 09 月	鼓形ウォーム×ヘリカルギヤ
2011 年 11 月	UTS（常時伝達変速システム設計）

2011 年 12 月　内歯ウォームギヤ設計システム
2012 年 05 月　多段歯車設計システム
2012 年 07 月　内歯ねじ歯車設計システム
2013 年 06 月　involute Σiii(spur and helical gear)
2013 年 06 月　involute ASM(high-intensity gear)
2014 年 03 月　CT-FEM OPERA
2014 年 03 月　CT-FEM ASM
2014 年 04 月　involute Σiii(bevel gear design system)
2014 年 12 月　Skiving cutter design system
2015 年 03 月　SS-Worm gear design system
2015 年 05 月　Linear bevel gear design system
2015 年 06 月　Face gear design system iii
2015 年 12 月　円弧歯すじ歯車設計システム
2016 年 01 月　involute Σiii(worm gear design system
2016 年 02 月　GearPro iii(involute gear profile design system)
2016 年 04 月　CT-FEM Opera iii

:

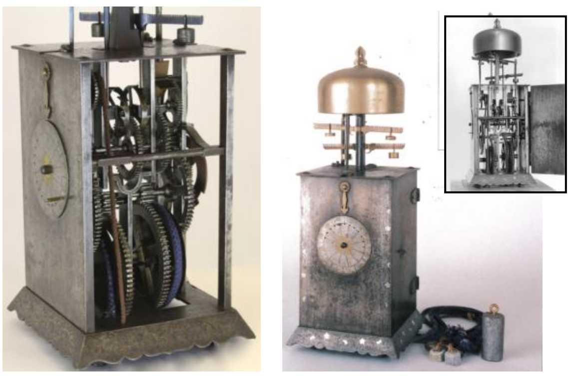
:

:

◆新しくなったソフトウェア◆

以下の①～⑨のソフトウェアは, 新ソフトウェアを販売しましたので旧ソフトウェアは廃版とさせていただきます. 新しいソフトウェアをご希望のお客様は別途お問い合わせください.

①involute Σ(Spur and Helical)
　→ 新ソフト：involuteΣiii(Spur and Helical)
②involute Σ(Bevel Gear)
　→ 新ソフト：involuteΣiii(Bevel Gear)
③involute Σ(Worm Gear Design)
　→ 新ソフト：involuteΣiii(Worm Gear)
④involute Σ(Worm and Helical Gear Design)
　→ 新ソフト：involuteΣiii(Worm Gear)
⑤CT-FEM Opera
　→ 新ソフト：CT-FEM Opera iii
⑥GearPro Master
　→ 新ソフト：GearPro iii
⑦Face Gear Design System
　→ 新ソフト：Face gear design system iii
⑧Tooth thickness converter（転位歯厚変換）
⑨Differential change gear calculation system（有理数分解）



二挺天符櫓時計
三代目津田助左衛門信貫　製作（1688 年）
セイコーミュージアム所蔵

Amalgamation Technology

人間が作り出した最も古い機械要素の一つといわれる歯車は, ギリシャのアリストテレス(紀元前 384～322 年)やアルキメデス(紀元前 287～212 年)の著書に記載されておりこの時代が歯車発達の第 1 世代といわれています. 15 世紀後半にレオナルド･ダ･ビンチが多くの歯車を考案した時代が第 2 世代であり 1674 年にデンマークの天文学者レーマーがエピサイクロイド歯形を提唱し更に 1841 年英国のウィルス教授が交換性歯車を実用化したのが第 3 世代といわれています.

現在主流となっているインボリュート歯車は, 1700 年頃フランスのフィリップ･ド･ライールが, エピサイクロイドの特殊な歯形曲線として論及したのが最初であり 1765 年スイスのオイラーがインボリュート歯車について論じこの歯形の開拓者といわれています.

我が国に伝来した最初の歯車は, 1551 年（安土桃山時代）にフランシスコ・ザビエルが, 時の周防探題大内義隆に献上した機械時計が最初とされています. 次に, 徳川時代に（1600 年初期）津田助左衛門が時計を製作したと記録があり, これが我が国における歯車製作最古の記録です. (カタログ Vol.15, 付録 G : 歯車の歴史年表参照)

近年, 歯車の精度は飛躍的に向上し機械加工による歯車だけではなく金型を使用した鍛造歯車や焼結歯車および成形プラスチック歯車が数多く生産されています. 歯車の第 5 世代を迎えている現在, アムテックは, ただ単に回る歯車ではなく

美しく回る歯車とするためにはどうするか

を基本理念としてソフトウェアを開発しています.

カタログは,

最後までお読みください. 思わぬヒントがあるかも知れません. また, カタログをご覧いただきお気づきの点やご意見やご希望などがございましたら, 下記まで連絡くださいますようお願い申し上げます.

E-mail : info@amtecinc.co.jp
URL: www.amtecinc.co.jp

日本機械学会　機素潤滑部門
功績賞　2011 年 4 月受賞

歯車の種類と適応ソフトウェア

ソフトウェア選択の際は，歯車の種類とソフトウェア[Software No.]からお選びください．
[Software No.]は，カタログ（vol.17）の番号です．旧カタログの番号とは異なりますのでご注意ください．

・円筒歯車関係

Software No.　　　　ソフトウェア名

- [1] involute Σ iii(spur and helical Gear)
- [4] involute ASM(high-intensity gear design system)
- [8] Tooth thickness converter（転位歯厚変換）
- [12] AGMA2001-C95
- [14] GearPro iii
- [15] ねじ歯車
- [22] CT-FEM ASM，非対称歯形歯車応力解析
- [24] involute Σ(spur and helical 少歯数)
- [30] Taper and crossed gear design system
- [31] AGMA925-A03 (Scoring)
- [32] 正弦歯形歯車設計システム
- [41] 内歯ねじ歯車設計システム
- [43] 円弧歯すじ歯車設計システム
- [45] CT-FEM Opera iii（歯車かみ合い応力解析）

・ベベルギヤ関係

- [2] involute Σ iii(bevel gear design system)
- [2] involute Σ iii(bevel gear design)+AGMA2003-B97
- [20] Face gear design system iii
- [21] L-Hypoid gear design system
- [46] Linear bevel gear design system

・ウォームギヤ関係

- [3] involute Σ iii(worm gear design system)
- [28] 傾斜ウォームギヤ設計システム
- [29] L-Niemann worm gear design system
- [36] Double enveloping worm gear (ヒンドレーウォーム)
- [37] 鼓形ウォーム&ヘリカルギヤ設計システム
- [39] 内歯ウォームギヤ設計システム
- [44] SS-Worm gear design system (鼓形ウォームギヤ)

・ラック関係

- [--] ラック＆ピニオン設計システム
- [19] VGR ラック設計システム
- [26] CGR ラック設計システム
- [33] ピン&ラック設計システム

・その他歯車

- [5] 遊星&不思議遊星
- [9] Elliptical gear design system (楕円系歯車)
- [17] トロコイド曲線を用いた歯車（ポンプギヤ）
- [18] Adduction Differential Gear Design System(ピンコイド)
- [27] スプライン寸法設計（JIS B 1603）
- [32] 正弦歯形歯車設計システム
- [34] Hyp-Trochoid gear design system
- [35] K-H-V Differential gear design system
- [38] UTS 設計支援システム
- [40] 多段減速歯車設計システム

- [*] スプロケット
- [*] 波動歯車
- [*] サイクロイド歯車
- [*] 三角セレーション
- [*] 円弧歯形歯車
- [*] インボリュート曲線図
- [--] ポンプギヤ歯形

・加工関係

- [2] ベベルギヤ加工写真
- [6] Hob Erase（歯車電極用エンドミル歯形解析）
- [7] Differential change gear calculation system（有理数分解）
- [10] Worm Bite2（ウォームバイト刃形解析）
- [11] Gear Navigation System
- [13] Diamond Tool (ねじ状砥石歯形)
- [16] 成形砥石歯形解析（外歯車）
- [16.A] 複溝成形砥石歯形解析（外歯車）
- [16.B] 成形砥石歯形解析（内歯車）
- [23] Hob Chip software（切粉形状シミュレーション）
- [42] Skiving cutter design system
- [*] ピニオンカッタ刃形設計システム
- [*] ウォーム I 形（4 形）用砥石設計システム
- [*] 切り上げ距離計算
- [**] 成形研削盤

・検査関係

- [25] involute Gemma
- [*] ピッチ誤差計算
- [***] 歯車精度規格
- [--] 両歯面かみ合い検査

[*]　：作図例
[**]　：機械の紹介
[***]　：無償ダウンロードソフトウェア
[--]　：別途お問い合わせください．

錦絵（女禮式四季之活花），時計は一挺天符台時計
セイコーミュージアム所蔵

INDEX

Software [No.]

■カタログに記載していないソフトウェアもございますのでお問い合わせください.
また，歯車だけでなく機械要素，干渉解析などのソフト開発も別途承っていますのでお問い合わせください.

URL ：www.amtecinc.co.jp　　E-mail：info@amtecinc.co.jp


[2] involute Σ ⅲ (bevel gear design)


[46] Linear bevel gear


[43] 円弧歯すじ歯車

[1] involuteΣiii(spur and helical gear design system)

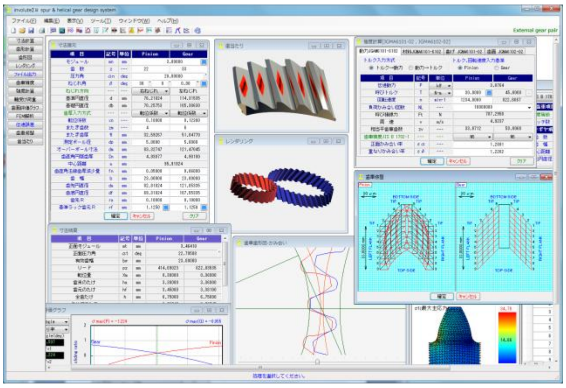


図 1.1　involuteΣiii(spur and helical)

1.1　概要

involuteΣiii(spur and helical)は，円筒歯車の寸法，強度（鋼，樹脂），軸荷重，歯面修整，伝達誤差，歯面評価，FEM 解析，歯形データ等の機能を備えており，効率よく的確に設計することができます．

本ソフトウェアは，involuteΣ(spur and helical)[Software No.1]をバージョンアップしたソフトウェアです．今までオプション扱いしていた機能も一部，基本ソフトウェアに含めました．図 1.1 に全体画面を示します．

1.2　ソフトウェアの構成

involuteΣiii の構成を表 1.1 に示します．表中の〇は，基本ソフトウェアに含まれ，◎はオプションです．

適応歯車：インボリュート平，はすば歯車（外歯車，内歯車）

表 1.1　ソフトウェアの構成

No.	項　　目	掲載項	構成
1	基準ラックの設定	1.3	〇
2	寸法	1.4	〇
3	推論	1.5	〇
4	歯形創成図	1.6	〇
5	かみ合い図	1.6	〇
6	かみ合い回転機能	1.6	〇
7	歯形レンダリング図	1.7	〇
8	歯車精度	1.8	〇
9	歯車強度計算（鋼）	1.9	〇
10	歯車強度計算（樹脂）	1.10	〇
11	金属×樹脂歯車強度	1.10	〇
12	軸受け荷重	1.11	〇
13	すべり率，ヘルツ応力	1.12	〇
14	歯形出力（DXF, IGES）	1.17	〇
15	HELP 機能	1.19	〇
16	設計データ管理	1.20	〇
17	FEM 歯形応力解析	1.13	◎
18	回転伝達誤差（フーリエ解析，ワウ・フラッタ，CSV 出力）	1.16	◎
19	歯面評価（歯面接触温度，油膜厚さ，すべり速度線図，PV 値）	1.12	◎
20	歯面修整（歯形, 歯すじ, バイアス）	1.14	◎
21	歯当たり	1.15	◎

1.3　プロパティ（基準ラック，精度，強度）

図 1.2〜1.5 に設定画面を示します．

・歯車の組み合わせ　：外歯車×外歯車，外歯車×内歯車
・基準ラック　　　　：並歯，低歯，特殊
・歯先円決定の方式　：標準方式，等クリアランス方式
・鋼歯車の強度計算規格は，図 1.5 に示すように
　・JGMA 401-02:1974, 402-02:1975
　・JGMA 6101-02:2007, 6102-02:2009

の 2 種類があり，プラスチック歯車の強度計算規格は，JIS B 1759(2013)に対応しています．

図 1.2　基準ラック

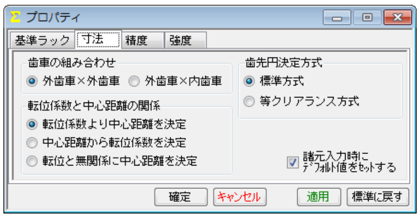


図 1.3　寸法

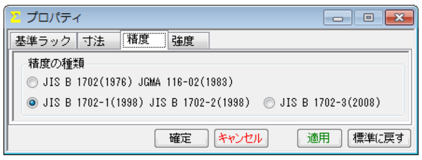


図 1.4　精度

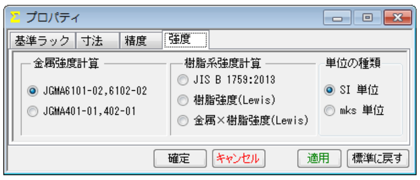


図 1.5　強度

1.4　寸法

歯車寸法は，各部寸法，かみ合い率，すべり率，歯厚などを計算します．アンダーカットが発生している歯車のかみ合い率は，TIF（True Involute Form）径を基準にかみ合い率を決定します．また，歯先に丸みがある場合は R を考慮したかみ合い率を算出します．

(1)中心距離と転位係数の関係は，以下の 3 種類です．
　<1>転位係数をピニオンとギヤに与え中心距離を決定
　<2>中心距離を基準として各歯車の転位係数を決定
　<3>転位係数を無視して任意に中心距離を決定

(2)転位係数の設定方式は，以下の 4 種類です．
　<1>転位係数を直接入力
　<2>またぎ歯厚を入力して転位係数を決定
　<3>オーバーピン寸法を入力して転位係数を決定
　<4>円弧歯厚を入力して転位係数を決定

図 1.6 に諸元設定画面を示します．また，転位係数入力時は，転位係数を直接入力する方法以外に，歯厚から転位係数を決定することもできます．図 1.7 に寸法結果画面を示します．

図 1.6 諸元設定

図 1.7 寸法結果

1.5 推論

推論 1 は，図 1.8 のように曲げ強さを基準としてモジュールと歯幅を決定します．ここで推論したモジュールと歯幅を有効にして次の設計に進むこともできます．強度を満足するモジュール，歯幅，材料の組み合わせは何通りもありますので，推論結果を基本として歯車の概略を決定する際には非常に有効な機能です．

推論 2 は，すべり率とかみ合い率を基準として最適な転位係数を決定するための機能です．図 1.9 に示すグラフは，ピニオンの最大すべり率を赤線で，ギヤの最大すべり率を青線で，正面かみ合い率を緑線で示しています．図 1.9 の場合，すべり率とかみ合い率から判断してピニオンの転位係数 0.3 が，歯形にとって最適な値ということができます．転位係数の決定理由は，アンダーカット防止や中心距離の変更，かみ合い圧力角の調整などが一般的ですが，この推論機能により，すべり率とかみ合い率の関係を基本とした転位係数を決定することができます．アンダーカットが発生している歯形では，すべり率の値が大きくなります．

図 1.8 推論 1（曲げ強さ）

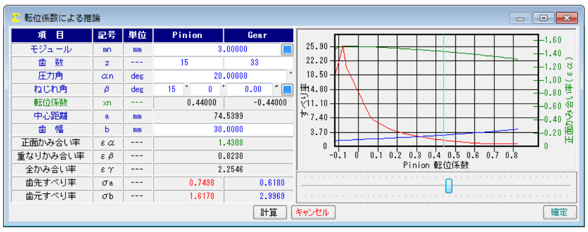


図 1.9 推論 2（転位係数）

1.6 歯形図

かみ合い図を図 1.10 に示します．補助フォームに示すようにズーム，距離計測（図 1.11），R 計測（図 1.12）機能および直径，修整歯形，作用線，歯先幅，奇数歯 Y 測定値の表示そして回転機能があります．歯形創成を図 1.13 に示します．

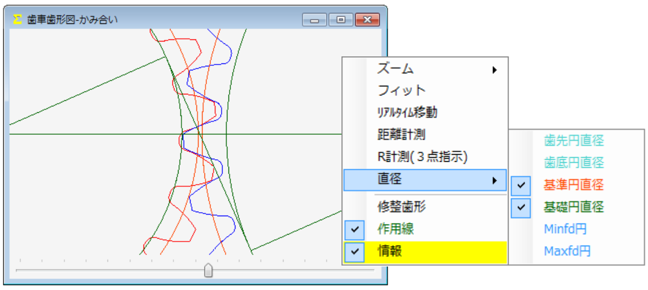


図 1.10 かみ合い図と補助フォーム

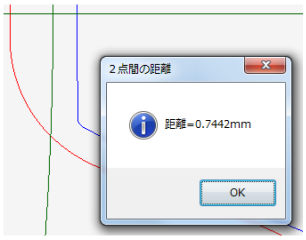


図 1.11 距離計測

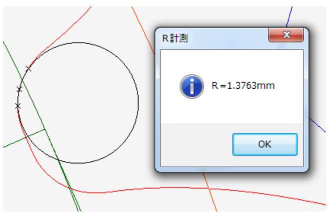


図 1.12 R 計測

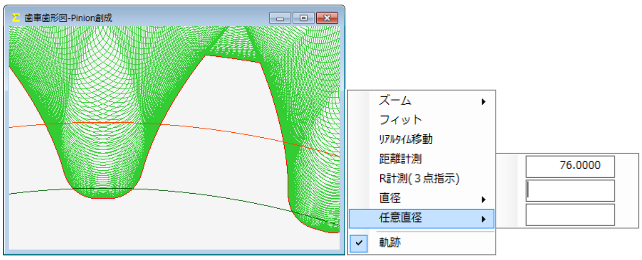


図 1.13 歯形創成（ピニオン）と補助フォーム

1.7 歯形レンダリング

3 次元歯形のかみ合いを図 1.14 のように作図することができ，かみ合い部分に接触線を観察することができます．コントロールフォームにより歯形の向きを自由に変えることができ，拡大，縮小が可能です．

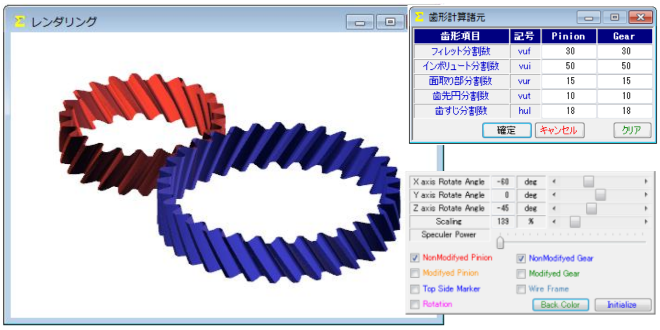


図 1.14　歯形レンダリング

1.8 歯車精度

図 1.15 と図 1.16 に新 JIS の歯車精度規格 JIS B 1702-1:1998 と JIS B 1702-2:1998 による誤差の許容値を示します．また，図 1.4 の設定により新 JIS と旧 JIS の切り換えが可能です．歯車精度規格は

・JIS B 1702-1:1998, JIS B 1702-2:1998, JIS B 1702-3:2008

・JIS B 1702:1976

・JGMA 116-02:1983

の 5 種類です．

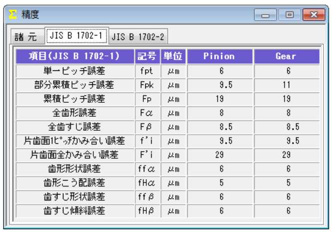


図 1.15　JIS B 1702-1

図 1.16　JIS B 1702-2

1.9 歯車強度計算(鋼)

歯車強度計算は，図 1.5 に示すように ISO6336:2006 規格に準拠した JGMA6101-02:2007 および JGMA 6102-02:2009 規格と JGMA401-01:1974, 402-01:1975 の 2 種類あり，設計単位は，SI 単位系，MKS 単位系を選択することができます．図 1.17 に強度計算の動力設定画面を示します．材料の選択は，図 1.18 に示すように「材料」と「熱処理」に適応した材料の選択フォームを表示します．また，図 1.19 に曲げに関する係数設定画面を，図 1.20 に面圧に関する係数の設定画面を示し，図 1.21 に強度計算結果を示します．

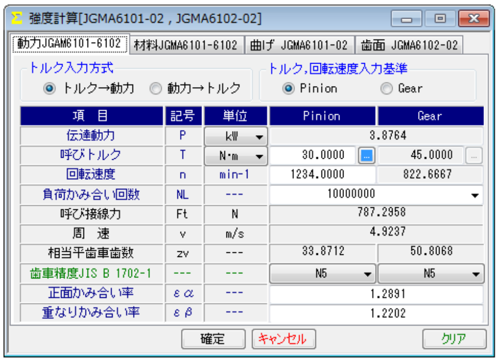


図 1.17　強度計算（動力設定）

図 1.18　強度計算（材料）

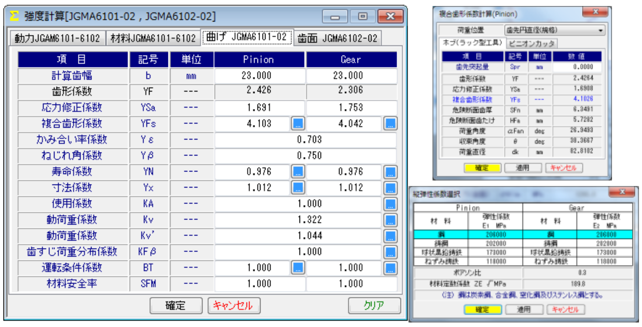


図 1.19　強度計算（曲げに関する係数）

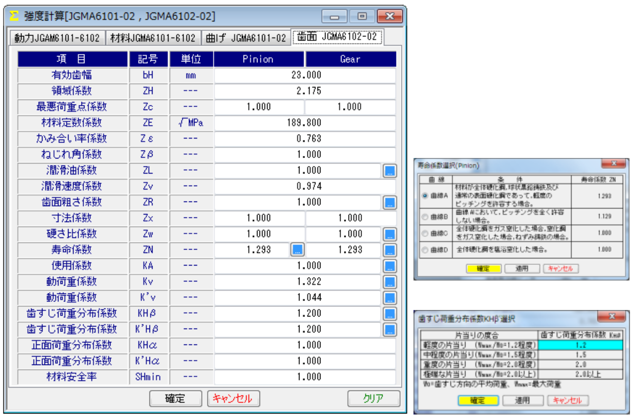


図 1.20　強度計算（面圧に関する係数）

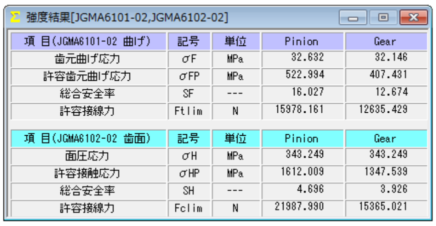


図 1.21　強度結果

1.10 歯車強度計算(樹脂)

プラスチック歯車の強度は，図 1.5 で JIS B 1759(2013)または Lewis の式を選択することができます．JIS B 1759「プラスチック円筒歯車の曲げ強さ評価方法」は，歯車の運転試験に基づいて歯車の許容曲げ応力を求める方法が規定されていて POM の許容曲げ応力は各所の実験結果から 80.0[MPa]と定まり，POM 以外の材料についても規格に基づいて独自に決定することができます．そして歯元曲げ応力と各種係数（歯元形状係数，寿命係数，雰囲気温度係数等）を考慮した許容歯元曲げ応力とを比較して安全か否かを判断します．詳しくは規格をご覧ください．

プラスチック歯車の強度計算の例として図 1.22 に歯車諸元を，図 1.23 に強度諸元を，図 1.24 に曲げ応力に関する値を図 1.25 に相当平歯車の値を図 1.26 に係数と安全率 SF を示します．

図 1.22　歯車諸元

図 1.23　強度諸元

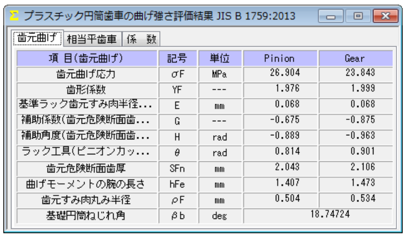


図 1.24　歯元曲げ

図 1.25　相当平歯車

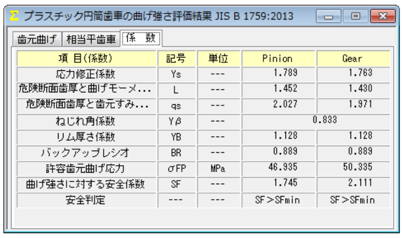


図 1.26　係数

1. 11 軸受け荷重

歯車に作用する荷重と，軸受けに作用する荷重を計算します．荷重の種類は，接線力，法線力など各軸受けに作用する荷重 20 種類を計算します．図 1.27 に計算結果を示します．

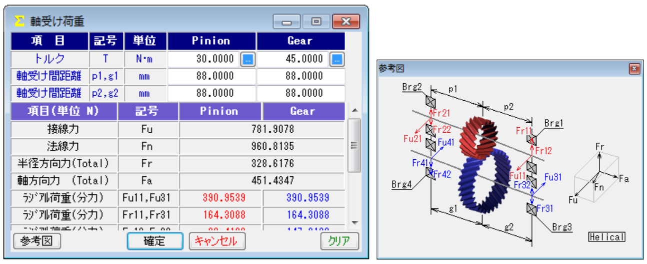


図 1.27　軸受荷重

1. 12 歯面評価 1)

歯面評価では，すべり率，ヘルツ応力，油膜厚さ，接触温度，すべり速度，すべり速度図（PV 値）を表示します．これらの計算結果は，歯面修整には適応していません．また油膜厚さ，接触温度（歯車温度+フラッシュ温度）は，AGMA2001-C95, Annex A による計算結果です．そのため歯面修整量や荷重分担などを考慮した厳密な解析は**[45]CT-FEM Opera iii**をお使いください．

図 1.28 の油の種類は，鉱物油，合成油を選択でき ISO グレードも選択（任意設定可）することができます．また，摩擦係数は，一定値，ISO，AGMA 方式の中から選択することができます．

図 1.29〜1.34 に，すべり率，ヘルツ応力グラフ等を示しますが，横目盛はロールアングルと作用線長さの切り換えができます．図 1.31 の油膜厚さから摩耗の発生確率を，図 1.32 の接触温度からスカッフィングの発生確率を計算します．

図 1.28　歯面評価（設定）

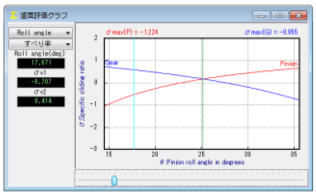


図 1.29　すべり率

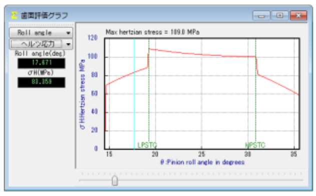


図 1.30　ヘルツ応力

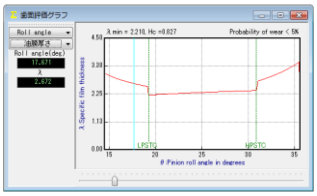


図 1.31　油膜厚さ

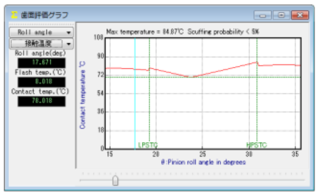


図 1.32　接触温度

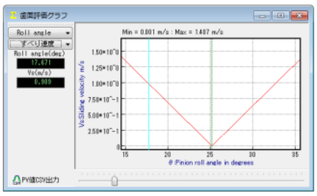


図 1.33　すべり速度

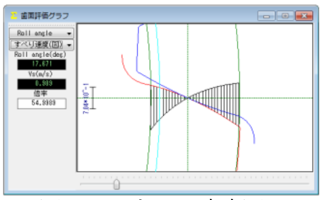


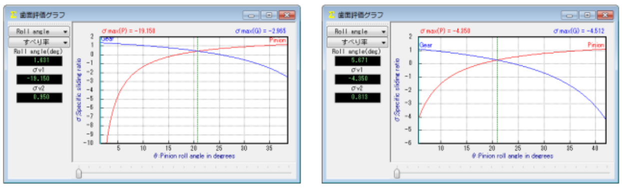
図 1.34　すべり速度図

*1) すべり率とヘルツ応力は標準機能で，他はオプションです．

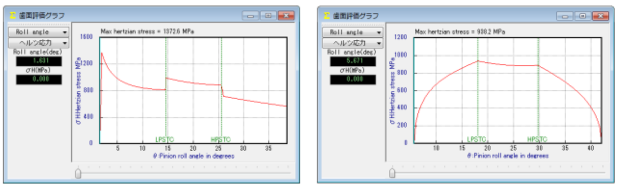
1.12a すべり率とヘルツ応力グラフ

インボリュート歯形の特徴としてかみ合いピッチ円ではころがり運動となりますが，これ以外ではすべりを伴う運動となります．例題歯車（m_n=2, z_1=15, z_2=24, α=20°の標準平歯車）のすべり率とヘルツ応力，歯面接触温度（歯車温度+フラッシュ温度）および油膜厚さグラフは，図 1.35（左列）となり，ピニオンの歯元のすべり率が大きいため，かみ合い始めに急激なヘルツ応力変化を示しています．このような場合，精度を良くしても問題解決にはなりません．かみ合い率だけでなく，すべり率およびヘルツ応力の変化を考慮して設計する必要があります．ヘルツ応力の変化を滑らかにするには，転位を調整するだけで簡単に解決する場合があります．また，樹脂歯車は，すべりによる熱の影響が大きいため十分注意して設計する必要があります．

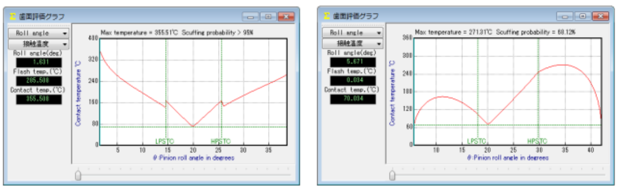
中心距離を変化させないで，転位係数を x_{n1}=0.24 , x_{n2}=-0.24 として歯形修整（スムースメッシング）を施した場合のすべり率とヘルツ応力そして歯面接触温度の変化を，図 1.36 に示します．この結果，図 1.35(c)のスカッフィング発生確率 90%から図 1.36(c)では 68%に低下し，摩耗の発生確率も 30%から 26%に低下していることが解ります．



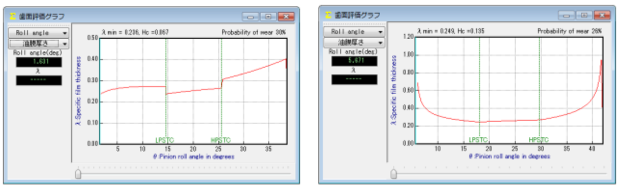
(a)すべり率



(b)ヘルツ応力



(c)歯面接触温度（歯車温度+フラッシュ温度）



(d)油膜厚さ

図 1.35　標準歯車　　　図 1.36　転位+歯形修整

1.12b　O 級歯車

歯車歯形のインボリュート面は重要ですが，これと同様に歯元形状も重要です．図 1.37 のグラフは，歯元曲線を任意Ｒで接続した歯形の試験結果（両歯面かみ合い）であり，図 1.38 のグラフは，理論トロコイド曲線歯形の試験結果を示しています．創成運動を基本に考えますと歯元の形状は①**圧力角**，②**基準ラック歯元のたけ**，③**基準ラック歯元Ｒ**，④**転位量**，⑤**歯数**によって決定される準トロコイド曲線となります．involuteΣiii(spur and helical)は，理論歯形曲線を出力します．また，歯元形状に対する応力の影響は**付録[D]**をご覧ください．

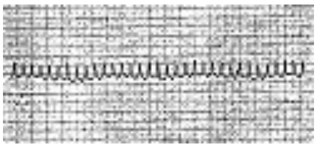


図 1.37　歯車試験結果(任意歯形)

図 1.38　歯車試験結果(理論歯形)

1.13 FEM 歯形応力解析

強度計算終了後，[FEM]アイコンをクリックするだけで簡単に応力解析を行うことができます．図 1.39 に，FEM 解析の設定画面を示します．縦弾性係数，ポアソン比，分割数および荷重点位置そして荷重（変更可能）を与えることで応力を解析（σ_x ,σ_y ,せん断応力 τ，主応力 σ_1, σ_2）します．歯車強度計算と歯に作用する実応力を評価する事により歯車強度の信頼性を高めることができます. 図 1.40 にピニオンの最大主応力 σ_1 の応力分布図を示します．また，歯形の変位（色分布表示も可能）と歯形修整量を図 1.41 に示します．

歯形修整は，歯車の運転性能を上げるための有用な方法であり精度の良い歯車であってもかみ合い時の歯のたわみにより駆動歯車と被動歯車の歯に法線ピッチの差が発生します．この法線ピッチの差によるかみ合いのずれが，[振動]や，[音]の原因となります．歯形修整はこれを解決する一つの方法です．弾性率が小さい樹脂材料は変位も大きくなりますので歯形修整の効果は大きいといえます. 図 1.41 のように 2D-FEM により歯のたわみから歯先修整を決定する際の歯のたわみ量を知ることができますが，3 次元歯面修整の決定は**[45]CT-FEM Opera　iii** をお使いください.

FEM解析諸元

項　目	記号	単位	Pinion	Gear
解析方式	---	---	2D-FEM 歯形応力解析	
材料記号	---	---	SCM415H	SMn443H
縦弾性係数	E	MPa	206000.0	206000.0
ポアソン比	ν	---	0.30	0.30
縦分割数(歯面部)	mNO	---	21	21
横分割数	wNO	---	21	21
荷重点位置	Nf	---	2	2
荷　重	F	N	787.2958	

確定　キャンセル　クリア

図 1.39　FEM 設定（2D）

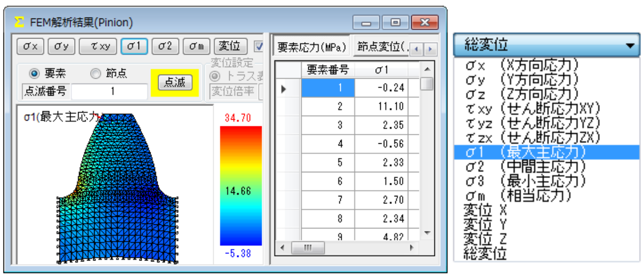


図 1.40　最大主応力 σ_1（ピニオン）

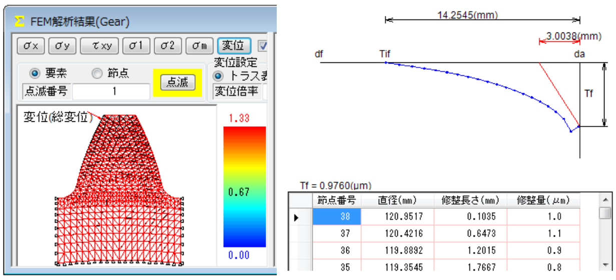
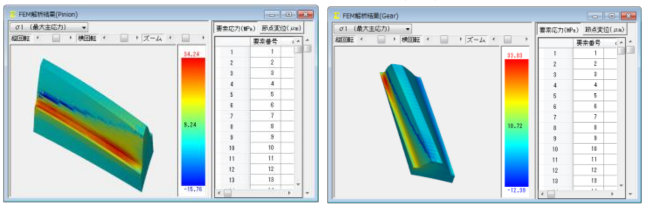


図 1.41　歯の変位とグラフ（ギヤ）

図 1.42 に 3D-FEM 解析条件設定画面を示します．図 1.43 にピニオンとギヤの応力分布図を，図 1.44 にピニオンとギヤの変位図を示します．また，図 1.43 および図 1.44 の画面上部のスクロールバーで縦回転，横回転機能で観察角度を変えることができ，ズーム機能で図の拡大，縮小ができます．

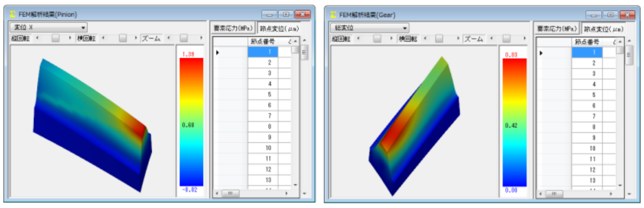
本ソフトウェアでは 1 歯に荷重が作用したときの歯の応力および変位を計算しますが，同時かみ合い歯に負荷が作用したときの応力，歯の変位，軸角誤差，歯形誤差，ピッチ誤差そして歯面修整などに対応した解析をしたい場合は**[45]CT-FEM Opera iii** をお使いください．

図 1.42 FEM 設定（3D）



(a)ピニオン (b)ギヤ

図 1.43 最大主応力 σ_1



(a)ピニオン (b)ギヤ

図 1.44 歯の変位

1.14 歯車修整（歯形，歯すじ，バイアス修整）

図 1.45 に歯面修整を与えた例を示します．この歯形を得るためには図 1.46 の歯形修整を数値入力で与えることもできますが，右側の図のようにパターン化した歯形に数値を入力して与えることもできます．同様に，歯すじ修整も図 1.47 のように設定することができます．この歯形修整と歯すじ修整の 2 つを図 1.48 のように表し，反対歯面にコピーすれば左右歯面同じ修整歯形となり，それを合成すると図 1.45 として表示することができます．

また，図 1.48 の画面上部のコンボボックスで「歯形」,「歯すじ」,「歯形・歯すじ」を選択することができ，歯形たけ方向は作用線または直径で指定することができます．また，歯形修整の倍率は最大 1000 倍で設定することができます．

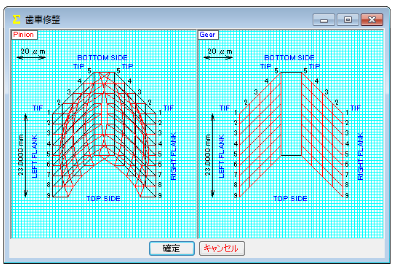


図 1.45 歯面修整（トポグラフ）

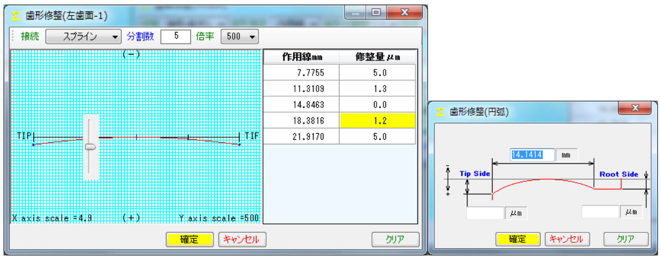


図 1.46 歯形修整

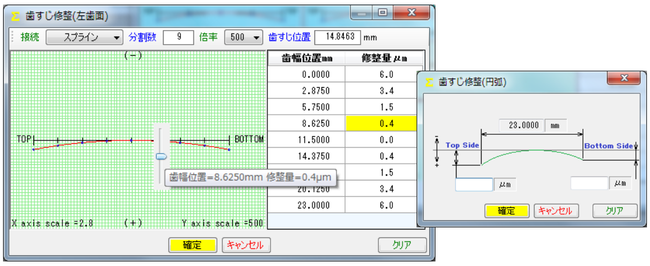


図 1.47 歯すじ修整

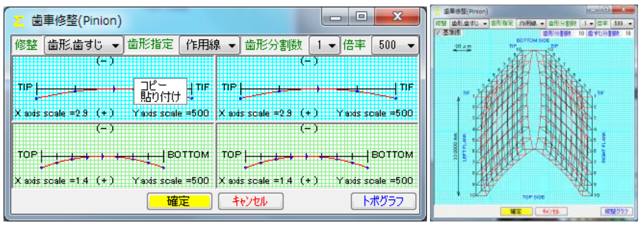


図 1.48 歯形修整&歯すじ修整とトポグラフ

歯面修整を与えた歯形は，図 1.49 の歯形計算諸元で設定することができます．ここで設定した歯形計算条件は，図 1.10～1.14 に示す歯形に有効で，図 1.14 の歯形レンダリングに重ね合わせることができるため図 1.50 のように表示することができます．ここでは，ピニオンに歯面修整を与えているため図中の赤色歯面の中に黄色歯面が表れています（ギヤは無修整）．

図 1.49 歯形計算諸元

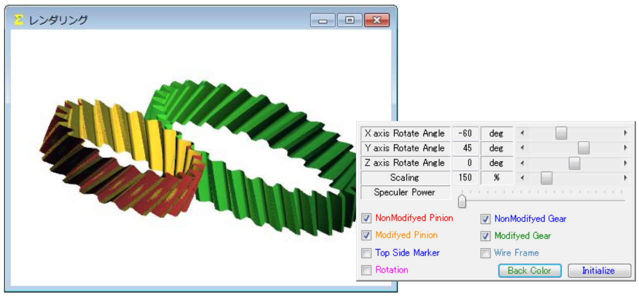


図 1.50 歯形レンダリング（歯面修整）

1.15 歯当たり

歯面修整（図 1.45）を与えた歯車に図 1.51 で歯当たり条件を設定し歯当たりを確認することができます．ここでは，平行度誤差および食い違い誤差を 0 とし，接触最大クリアランスを 2.0 μm としたときの歯当たりを図 1.52 および図 1.53 に示します．

図 1.51　歯当たり設定

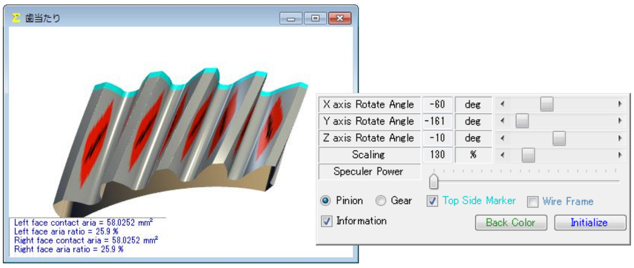


図 1.52　歯当たり（ピニオン）

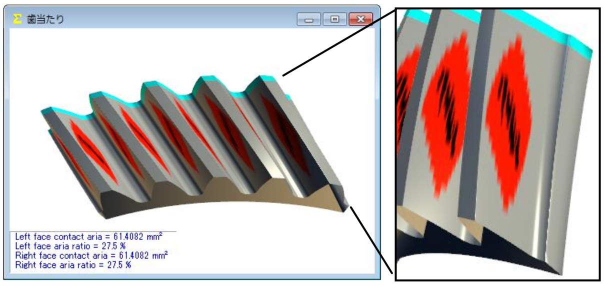


図 1.53　歯当たり（ギヤ）＆拡大

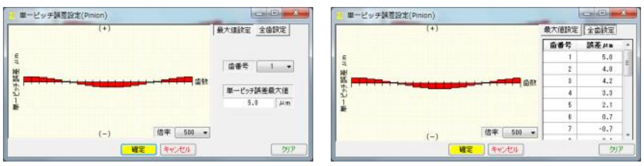
1.16 伝達誤差解析

伝達誤差解析では，無修整歯形または図 1.45 で与えた歯形で無負荷時の回転伝達誤差試験をすることができます．図 1.54 に伝達誤差設定を示しますが，ここでは 2D 解析または 3D 解析の選択をすることができ，軸の振れ，回転速度を設定することができます．また，ピッチ誤差は図 1.55 のように最大値の設定または全歯のピッチ誤差を設定することができます．

伝達誤差解析，ワウ・フラッタ（回転むら）そしてフーリエ解析結果を図 1.56〜1.58 に示します．図 1.57 の Sound うねり除去 で［音］を聞くことができます．

(a)ピニオン　(b)ギヤ

図 1.54　伝達誤差設定



(a)最大値の設定　(b)全歯設定

図 1.55　ピッチ誤差設定

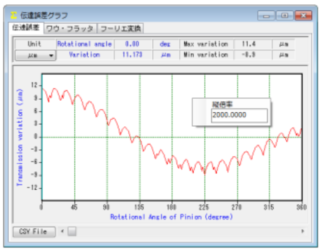


図 1.56　伝達誤差解析結果

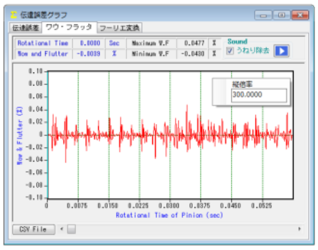


図 1.57　ワウ・フラッタ

伝達誤差解析，ワウ・フラッタ，フーリエ解析結果は，図 1.56〜1.58 の左下にある CSV File で図 1.59 のように csv ファイル（本例の場合 361 個のデータ）に出力することができます．

本ソフトウェアは無負荷での伝達誤差解析試験です．負荷や軸角誤差に対応した伝達誤差解析は**[45]CT-FEM Opera iii** をお使いください．

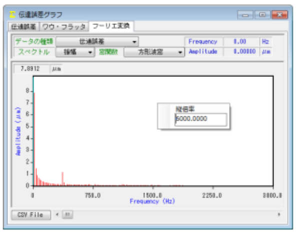


図 1.58　フーリエ解析

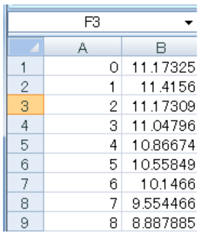


図 1.59　csv ファイル例

1.17 歯形出力

生成した歯形は，図 1.60 の歯形ファイル形式 で出力することができます．3D-IGES の場合，歯形を一体型と分割型を選択することができ，分割型の場合は歯元フィレット部，インボリュート歯面，歯先 R，歯先部に分割して図 1.61 のように出力します．

図 1.62 に示す座標補正設定では，金型用に使用することを考慮し，モジュール収縮率や圧力角補正，ねじれ角補正そして放電ギャップを考慮した歯形を出力することができます．例として図 1.63 にモジュール収縮率 20/1000 を考慮した歯形図(2D)を示します．また，歯形座標値を図 1.64 のようにテキストファイルで出力することができます．

(円弧 or 線分)

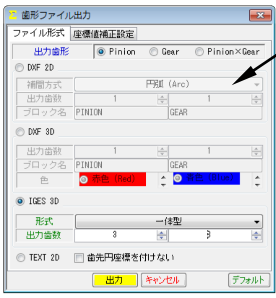


図 1.60　歯形ファイル形式

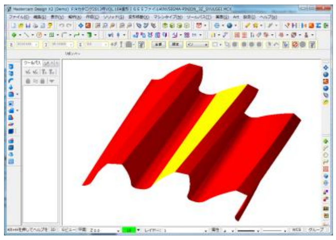


図 1.61　CAD 作図例

図 1.62　座標値補正設定

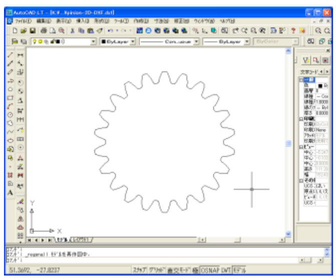
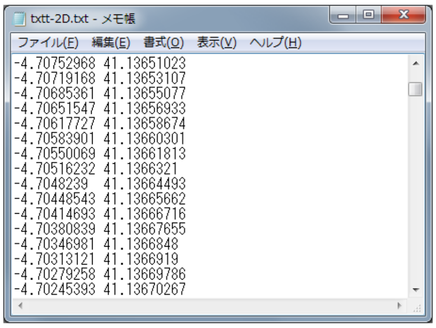


図 1.63　CAD 作図例



```
-4.70752968 41.13651023
-4.70719168 41.13653107
-4.70685361 41.13655077
-4.70651547 41.13656933
-4.70617727 41.13658674
-4.70583901 41.13660301
-4.70550069 41.13661813
-4.70516232 41.1366321
-4.7048239  41.13664493
-4.70448543 41.13665662
-4.70414693 41.13666716
-4.70380839 41.13667655
-4.70346981 41.1366848
-4.70313121 41.1366919
-4.70279258 41.13669786
-4.70245393 41.13670267
```

図 1.64　テキストファイル(.txt)

1. 18 内歯車

内歯車は図 1.3 で「外歯車×内歯車」を選択することで外歯車と同様に計算することができます．図 1.65 に歯車諸元を図 1.66 に寸法を示します. 図 1.67 に歯形レンダリングを図 1.68 に歯当たりを示します. なお, 図 1.68 のギヤにかみ合うピニオンは, 図 1.45 と同じ歯面修整を与えています. また, 強度計算, 伝達誤差解析, FEM 解析そして歯形出力などは「外歯車×外歯車」と同様です.

寸法諸元

項　目	記号	単位	Pinion	Gear
モジュール	mn	mm	3.00000	
歯　数	z	---	22	65
圧力角	αn	deg	20.00000 °	
ねじれ角	β	deg	30 ° 0 ′	0.00 ″
ねじれ方向	---	---	右ねじれ	右ねじれ
基準円直径	d	mm	76.21024	225.16660
基礎円直径	db	mm	70.25753	207.57907
歯厚入力方式	---	---	転位係数	転位係数
転位係数	xn	---	0.10000	0.12300
またぎ歯数	zm	---	4	11
またぎ歯厚	W	mm	32.59267	97.35160
測定ボール径	dp	mm	5.0000	5.0000
オーバーボール寸法	dm	mm	83.32747	219.15593
歯直角円弧歯厚	Sn	mm	4.93077	4.44378
中心距離	a	mm	74.54701	
歯直角法線歯厚減少量	fn	mm	0.05000	0.06000
歯　幅	b	mm	23.00000	23.00000
歯先円直径	da	mm	82.81024	219.90460
歯底円直径	df	mm	69.31024	233.40460
歯先Ｒ	ra	mm	0.10000	0.10000
基準ラック歯元Ｒ	rf	mm	1.1250	1.1250

確定　キャンセル　クリア

図 1.65　諸元（内歯車）

寸法結果

項　目	記号	単位	Pinion	Gear
正面モジュール	mt	mm	3.46410	
正面圧力角	αt	deg	22.79588 °	
有効歯幅	bw	mm	23.00000	
リード	pz	mm	414.69023	1225.22113
転位量	Xm	mm	0.30000	0.36900
歯末のたけ	ha	mm	3.30000	2.63100
歯元のたけ	hf	mm	3.45000	4.11900
全歯たけ	h	mm	6.75000	6.75000
クリアランス	c	mm	0.75017	0.75017
基礎円筒ねじれ角	βb	deg	28 ° 1 ′	27.55 ″
正面かみ合い圧力角	αw	deg	22 ° 55 ′	17.09 ″
かみ合いピッチ円直径	dw	mm	76.28066	225.37468
正面法線ピッチ	pbt	mm	10.03275	
歯直角法線ピッチ	pbn	mm	8.85639	
かみ合い長さ	ga	mm	14.05211	
正面かみ合い率	εα	---	1.40062	
重なりかみ合い率	εβ	---	1.22019	
全かみ合い率	εγ	---	2.62081	
すべり率（歯先）	σa	---	0.21134	0.37589
すべり率（歯元）	σb	---	-0.60227	-0.26797
設計またぎ歯厚	W	mm	32.542672	97.411604
設計オーバーボール寸法	dm	mm	83.198909	219.335224
設計歯直角円弧歯厚	sn	mm	4.877562	4.379928
正面円弧歯厚	st	mm	5.693564	5.131234
正面またぎ歯厚	Wa	mm	36.865179	110.350381
キャリパ歯たけ	hj	mm	3.35981	2.62037
キャリパ歯厚	Sj	mm	4.87578	4.36991
基準ラック歯末のたけ係数	hac	---	1.00000	1.00000
基準ラック歯元のたけ係数	hfc	---	1.25000	1.25000
バックラッシ	jt	mm	0.13529	
法線方向バックラッシ	jn	mm	0.10791	

図 1.66　寸法（内歯車）

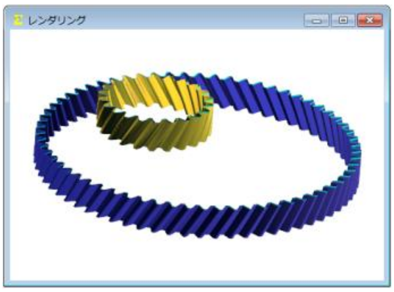


図 1.67　レンダリング

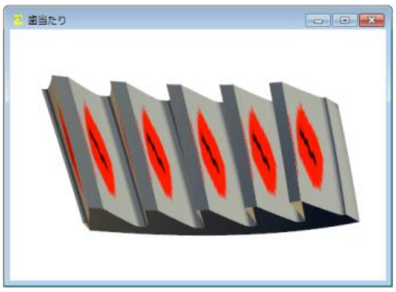


図 1.68　歯当たり（ギヤ）

1. 19 HELP 機能

操作方法を知りたい場合は[HELP]機能を使うことができます. 例えば，歯車精度について知りたい場合は,「精度」フォームをアクティブにして[F1]キーを押すことにより図 1.69 のように精度についての説明を表示します.

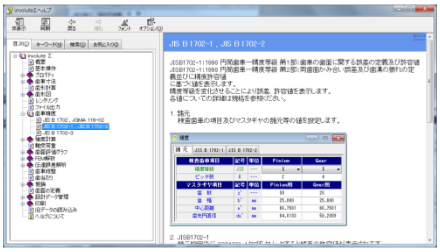


図 1.69　HELP 機能

1. 20 設計データ管理（保存・読み込み）

設計データは図 1.70 のように保存することができ, 図 1.71 のようにデータを読み込むことができます．データ読み込みは，管理番号やタイトルの他に歯車諸元（モジュール，歯数，圧力角，ねじれ角）からも検索することができます.

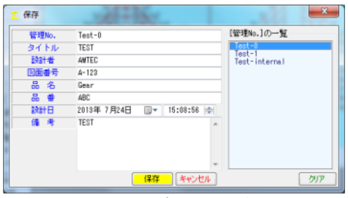


図 1.70　データ保存

図 1.71　読み込み

[2] involute Σ iii (bevel gear design system)

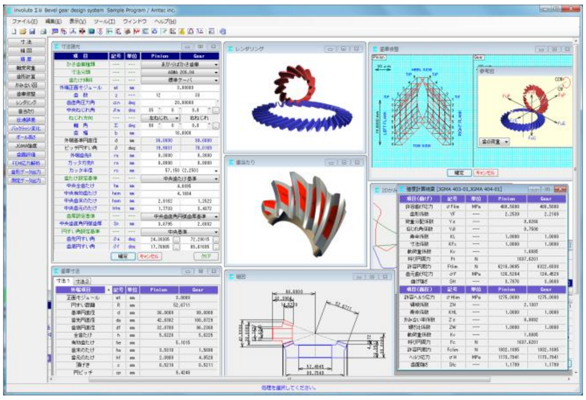


図 2.1　involute Σ iii (bevel gear design system)

2.1　概要

involute Σ iii (bevel gear)は，かさ歯車の寸法，強度（鋼，樹脂），組図，軸荷重，歯面修整，伝達誤差，歯面評価，FEM 解析，歯形データおよび測定データ等の機能を備えており，効率よく的確に設計することができます．

本ソフトウェアは，involute Σ (bevel gear)[Software No.2]をバージョンアップしたソフトウェアで，今までオプション扱いしていた機能も一部，基本ソフトウェアに含めました．図 2.1 に全体画面を示します．

2.2　ソフトウェアの構成

involute Σ iii (bevel gear)の構成を表 2.1 に示します．表中の○は基本ソフトウェアの機能で◎はオプション機能です．

表 2.1　ソフトウェアの構成

No.	項　　目	掲載項	構成
1	寸法	2.4	○
2	精度	2.5	○
3	軸受荷重	2.22	○
4	組図	2.6	○
5	かみ合い図	2.8	○
6	歯形レンダリング	2.9	○
7	バックラッシ変化	2.12	○
8	ボール高さ	2.13	○
9	強度計算 (鋼) JGMA403-01, 404-01	2.19	○
10	強度計算 (樹脂)	2.21	○
11	強度計算 (鋼) AGMA2003-B97	2.20	◎
12	歯車修整（歯形，歯すじ） および歯当たり	2.10 2.11	◎
13	伝達誤差解析	2.15	◎
14	歯面評価	2.23	◎
15	FEM 歯形応力解析	2.24	◎
16	歯形データ出力（すぐば）	2.14	◎
17	歯形データ出力（まがりば+ゼロールギヤ）	2.14	◎
18	測定データ出力（大阪精密機械）	2.16	◎
19	測定データ出力（Carl Zeiss）	2.16	◎

2.3　寸法設定（プロパティ）

かさ歯車の種類，寸法分類を以下に示します．また，図 2.2 に例題歯車の設定画面を示します．

(1)かさ歯車の種類

すぐばかさ歯車，まがりばかさ歯車，ゼロール

(2)寸法分類

(2.1)すぐばかさ歯車
- 標準
- 平行頂げき
- ANSI/AGMA 2005-D03
- AGMA 208.03（最少歯数 7 歯対応）
- グリーソン式自動車用

(2.2)まがりばかさ歯車
- ANSI/AGMA 2005-D03
- AGMA 209.04
- グリーソン式（1960）
- グリーソン式（11 歯以下）

(2.3)ゼロールベベルギヤ
- ANSI/AGMA 2005-D03
- AGMA 202.03

(3)歯たけの傾斜は，標準テーパ，等高歯，デュープレックステーパ，TRL に対応しています(AGMA).

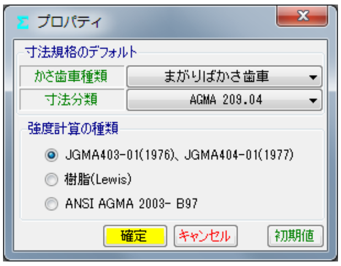


図 2.2　プロパティ

2.4　寸法

モジュール，歯数を入力することにより標準値が入力されます．軸角は標準90° で入力範囲はΣ=60°～160°且つ，冠歯車（ピッチ円すい角最大90°未満）に対応しています．

図2.3　寸法諸元入力画面

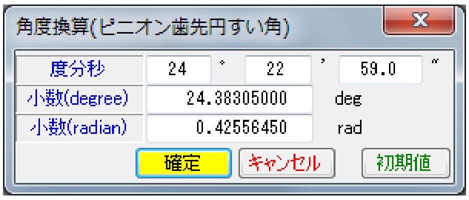
図2.3では，モジュール，歯数，軸角を設定すると，選択した寸法規格に基づき標準値が入力されます．また，入力操作において以下のような機能があります．

(1) プロパティでは，歯車の種類を設定していますが， 図2.3の歯車諸元でも変更することができます．

(2)歯たけ，歯厚および円すい角の設定基準は，外端基準または中央基準の選択をすることができます．

(3)歯先および歯底円すい角は，図2.4のように60進と10進を変換できる機能があります．

(4)図2.5には外端部の数値を表示していますが，中 央部，内端部の寸法も表示することができます．図2.6の寸法結果2にかみ合い率等を示します．



角度換算(ピニオン歯先円すい角)

度分秒	24	°	22	'	59.0 "
小数(degree)	24.38305000	deg			
小数(radian)	0.42556450	rad			

確定 キャンセル 初期値

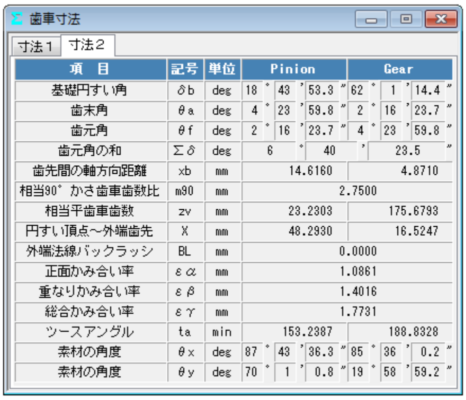
図2.4　角度変換

歯車寸法

寸法1 寸法2

外端項目	記号	単位	Pinion	Gear
正面モジュール	mt	mm	3.0000	
円すい距離	R	mm	52.6711	
基準円直径	d	mm	36.0000	99.0000
歯先円直径	da	mm	42.6382	100.0729
歯底円直径	df	mm	32.0700	96.2300
全歯たけ	h	mm	5.6226	5.6225
有効歯たけ	he	mm	5.1015	
歯末のたけ	ha	mm	3.5318	1.5698
歯元のたけ	hf	mm	2.0909	4.0528
頂げき	c	mm	0.5210	0.5211
円ピッチ	cp	mm	9.4248	
正面円弧歯厚	St	mm	5.5841	3.8406
正面円弧歯厚減少量	ft	mm	0.0000	0.0000
弦歯厚	sj	mm	3.1692	2.8354
キャリパ歯たけ	hj	mm	3.5975	1.5767

図2.5　寸法結果1



歯車寸法

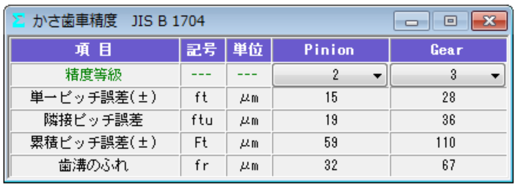
寸法1 寸法2

項　目	記号	単位	Pinion	Gear
基礎円すい角	δb	deg	18 ° 43 ' 53.3 "	62 ° 1 ' 14.4 "
歯末角	θa	deg	4 ° 23 ' 59.8 "	2 ° 16 ' 23.7 "
歯元角	θf	deg	2 ° 16 ' 23.7 "	4 ° 23 ' 59.8 "
歯元角の和	Σδ	deg	6 ° 40 ' 23.5 "	
歯先間の軸方向距離	xb	mm	14.6160	4.8710
相当90° かさ歯車歯数比	m90	mm	2.7500	
相当平歯車歯数	zv	mm	23.2303	175.6793
円すい頂点～外端歯先	X	mm	48.2930	16.5247
外端法線バックラッシ	BL	mm	0.0000	
正面かみ合い率	εα	mm	1.0861	
重なりかみ合い率	εβ	mm	1.4016	
総合かみ合い率	εγ	mm	1.7731	
ツースアングル	ta	min	153.2387	188.8328
素材の角度	θx	deg	87 ° 43 ' 36.3 "	85 ° 36 ' 0.2 "
素材の角度	θy	deg	70 ° 1 ' 0.8 "	19 ° 58 ' 59.2 "

図2.6　寸法結果2

2.5　精度

図2.7に，かさ歯車の精度(JIS B 1704:1978)を示します．



かさ歯車精度　JIS B 1704

項 目	記号	単位	Pinion	Gear
精度等級	---	---	2	3
単一ピッチ誤差(±)	ft	μm	15	28
隣接ピッチ誤差	ftu	μm	19	36
累積ピッチ誤差(±)	Ft	μm	59	110
歯溝のふれ	fr	μm	32	67

図2.7　かさ歯車精度（JIS B 1704）

2.6　組図

図2.8～2.11のように組立距離やボス径を設定し作図することができます．作図機能として拡大，距離計測などがあり，図2.8で面取り加工を「する」にすると小端部に面取りを与えた形状（図2.9）とすることができます．図2.10に軸角60° を，図2.11に軸角160° の組図例を示します．

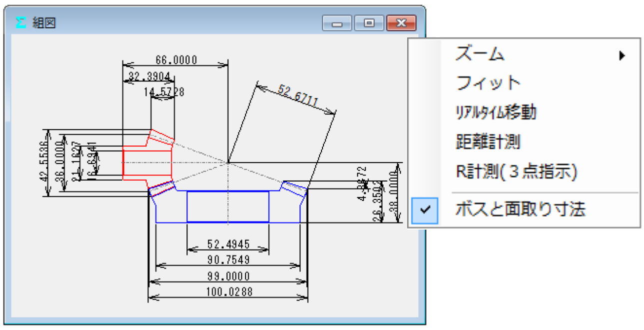
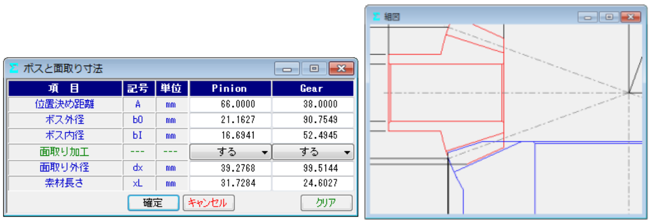


図2.8　組図1



ボスと面取り寸法

項　目	記号	単位	Pinion	Gear
位置決め距離	A	mm	66.0000	38.0000
ボス外径	b0	mm	21.1627	90.7549
ボス内径	bI	mm	16.6941	52.4945
面取り加工	---	---	する	する
面取り外径	dx	mm	39.2768	99.5144
素材長さ	xL	mm	31.7284	24.6027

確定 キャンセル クリア

図2.9　ボスと面取りの寸法設定と面取り図

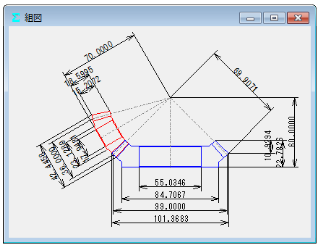


図2.10　軸角Σ=60° の例

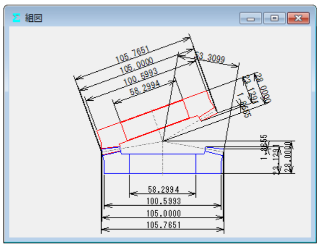


図2.11　Σ=160° の例

2.7　かさ歯車の歯形

involute Σ iii(bevel gear design)で生成する歯形は，図2.12に示す**球面インボリュート**であり，歯元は**球面トロコイド**曲線です．そのため，デファレンシャルベベルギヤなどの歯数の少ない歯車であっても正しいかみ合いを示します．

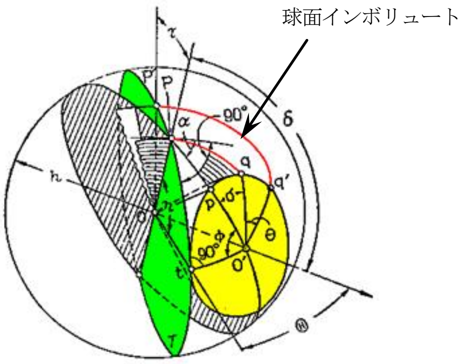


図 2.12　球面インボリュート歯形

歯形計算条件を図2.13に示します．また，まがりばかさ歯車の歯すじ（図2.14）は,「円弧」,インボリュート,「エピトロコイド（図2.15）」,「等リード」を選択することができます．

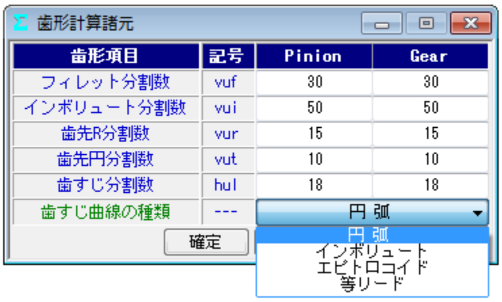


図2.13　歯形計算諸元

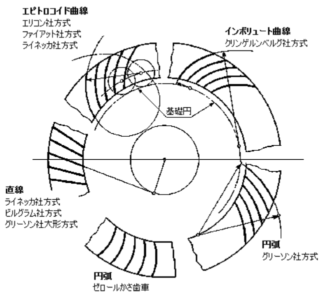


図2.14　歯すじ曲線

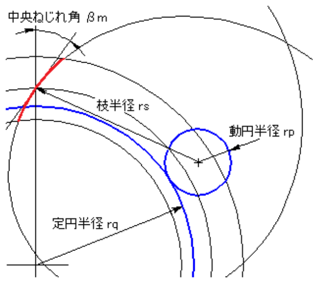


図2.15　エピトロコイド曲線

2.8　かみ合い図

正面歯形の作図機能として拡大，距離計測などがあり，外端，中央，内端部の歯形を表示します．

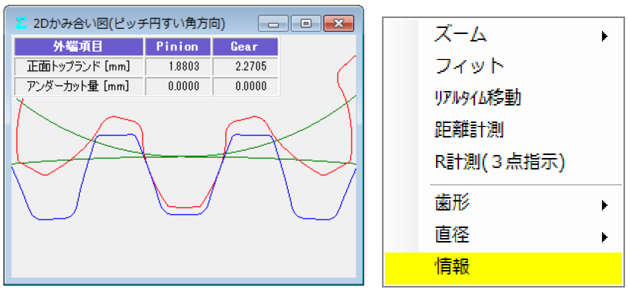


図2.16　歯形（外端），ピッチ円すい角方向

2.9　歯形レンダリング

歯形レンダリングを図2.17に示します．コントロールフォームで歯車の表示角度を変更でき，図の大きさを変えることもできます．また，歯面接触を確認するため角度変換した状態を図2.18に示します．ここでは，ピニオンを「水平」，「垂直」に移動することができますので誤差を与えたときのかみ合い接触線を容易に把握することができます．

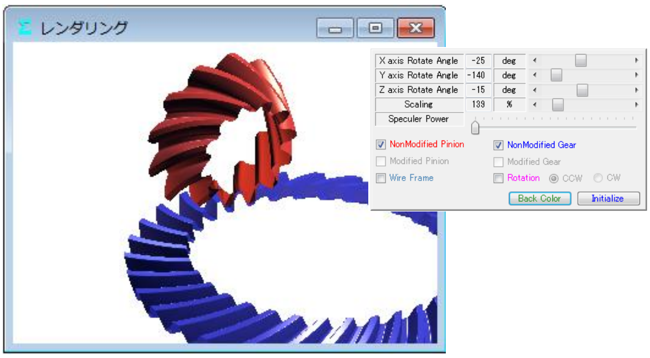


図2.17　歯形レンダリング1とコントロールフォーム

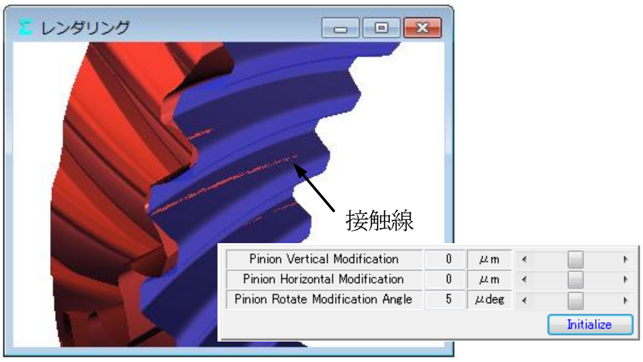


図2.18　歯形レンダリング2（無修整歯形の例）

2.10　歯形・歯すじ修整（オプション）

歯形修整，歯すじ修整をする場合，図2.19～2.23に示すように修整を与えることができます．図2.21では修整する指定点数（最大=50）を入力することができ，図2.22のように円弧パターンで入力することもできます．

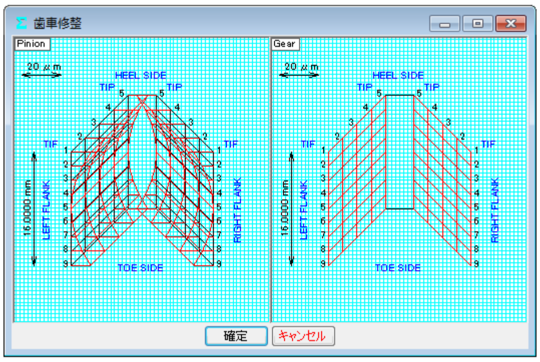


図2.19　歯形・歯すじ修整トポグラフ

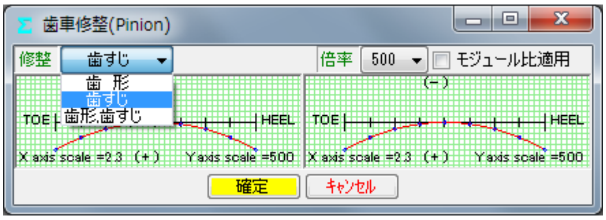


図2.20　歯すじ修整の例

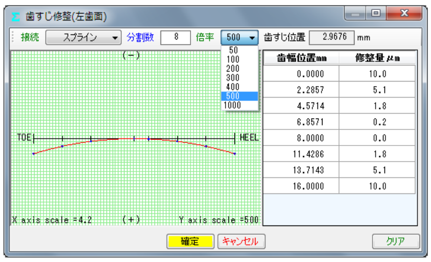


図2.21　歯すじ修整の入力1

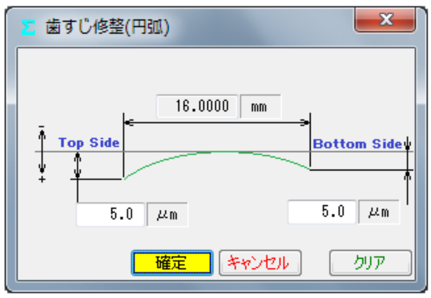


図2.22　円弧パターンの入力

歯形1本，歯すじ1本の修整の例を図2.23に示します．

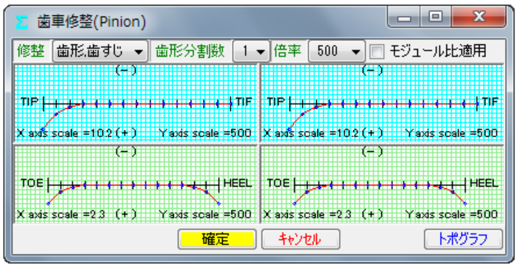


図2.23　歯形・歯すじ修整の入力

歯形断面分割を5，歯すじ1としたときの修整とトポグラフの例を図2.24に示します．トポグラフでは，歯形と歯すじの分割数をそれぞれ最大50まで設定することができます．

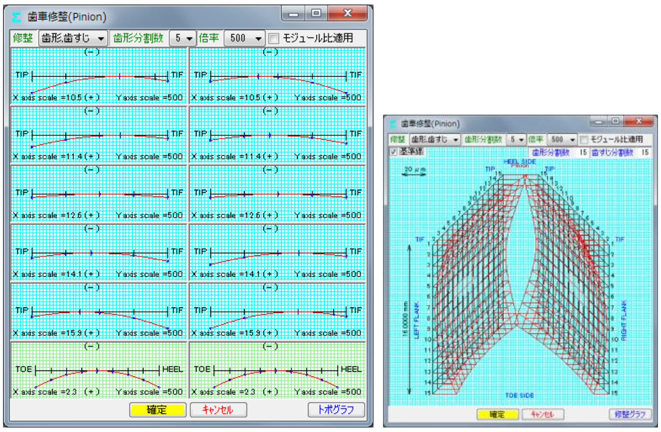
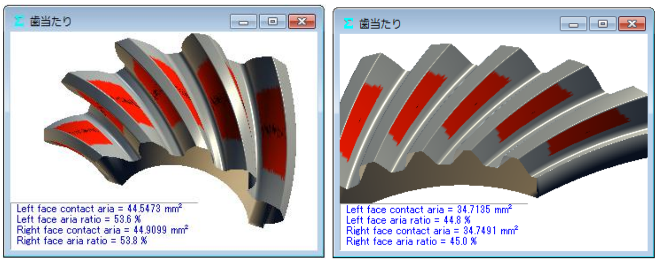


図2.24　歯形・歯すじ（バイアス）修整とトポグラフの例

2.11　歯当たり（オプション）

歯形・歯すじ修整を与えた歯車（無修整歯形を含む）の歯当たりを表示することができます．図2.25の歯当たり設定では取り付け誤差，接触最大クリアランス（光明丹厚さ）を設定することができます．例として図2.19の修整を与えたときの歯当たりを図2.26に示します．

図2.25　歯当たり設定



(a)ピニオン　　(b)ギヤ

図2.26　歯当たり

2.12　バックラッシ変化

図2.24の歯形・歯すじ修整を有する歯車のバックラッシの変化を図2.27に示します．図2.27よりこの歯車のキックアウトは0.2μmであることが解ります．

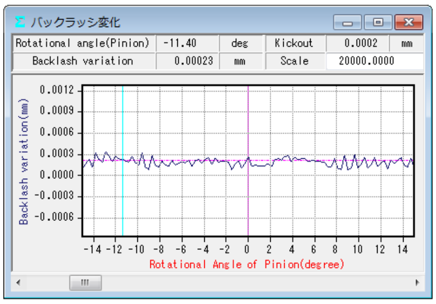
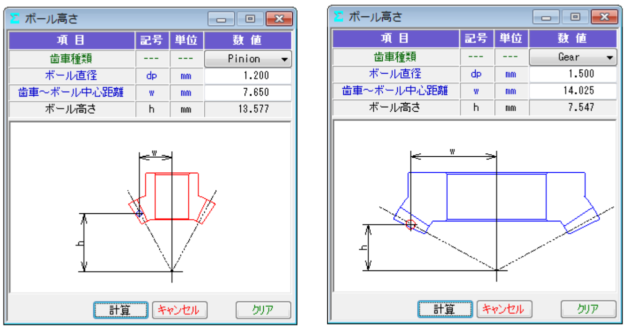


図2.27　バックラッシ変化

2.13　ボール高さ

歯厚管理をするため歯幅の中央付近にボールを配置し，その時のボール高さを計算（すぐばかさ歯車のみ）します．製造時の歯厚管理に適しています．図 2.28 に，かさ歯車のボール高さの例を示します．



(a)ピニオン　　(b)ギヤ

図2.28　ボール高さ

2.14　歯形データ出力（オプション）

歯形・歯すじ修整を与えた歯形（無修整歯形を含む）をCADデータで出力することができます．図2.29で歯形ファイル条件を設定し, 図2.31のように3D-IGESファイルを出力することができます（3D-DXFも出力可能）．また，かみ合い歯形の3D-IGESや，図2.30のように組図の2D-DXFファイルを出力することができます．なお，図2.30で歯形の分割数を変更することができます．

図2.29　歯形ファイルの設定

図2.30　歯形ファイルの設定（分割数）

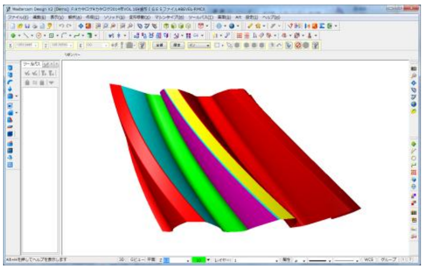


図2.31　CAD作図例（ピニオン；分割型の例）

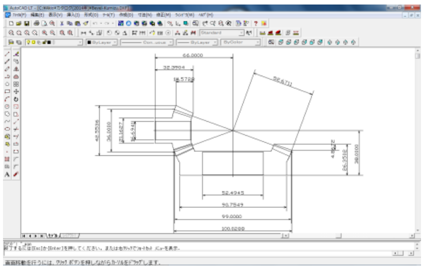


図2.32　CAD作図例（組図）

2.15　伝達誤差解析（オプション）

図2.19の歯形で無負荷における回転伝達誤差解析を行った例を以下に示します．取り付け誤差を図2.33のように与え，ピニオンのピッチ誤差（歯番号6のみ）として5μmを与えています．

図2.33　回転伝達誤差の設定

伝達誤差，ワウ・フラッタ，フーリエ解析の計算結果を図2.34～2.36に示します．図2.35のワウ・フラッタではこのグラフ波形を音で確認することができます（グラフ右上の Sound ▶ ）．

ピッチ誤差の設定は図2.37および図2.38 に示すように最大値で入力することも歯の誤差を個々に入力することもできます．

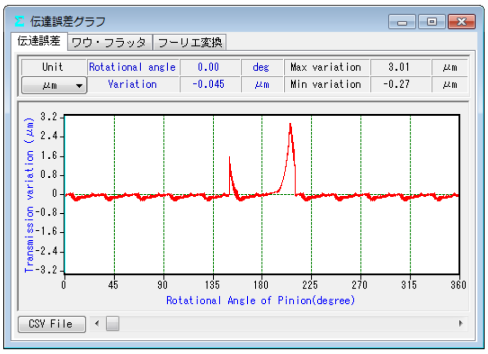


図2.34　伝達誤差結果

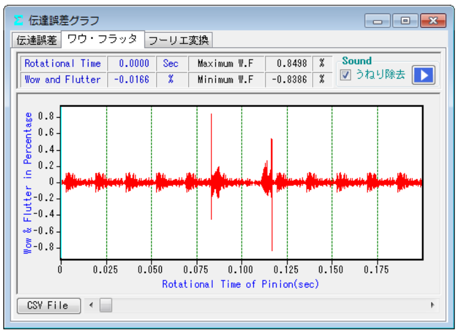


図2.35　ワウ・フラッタ

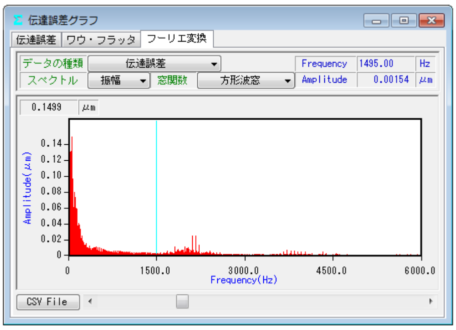


図2.36　フーリエ解析

図2.37　ピッチ誤差の設定（最大値設定）

図2.38　ピッチ誤差の設定（全歯値設定）

2.16　歯形測定データ出力（オプション）

Carl Zeiss 三次元測定機と大阪精密機械測定機の２種類の測定データ出力機能があります．

(1)三次元測定機（Carl Zeiss）用測定データ出力の概要

図 2.39 に測定データの設定画面を示します．歯形分割数と歯面の測定逃げ量および測定基準距離を設定することにより測定点座標と法線ベクトルをファイルに出力します．

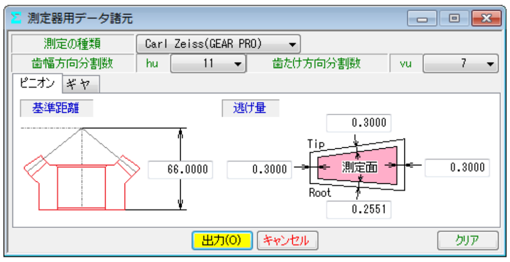


図2.39　測定データの設定（Carl Zeiss）

(2)大阪精密機械測定機の測定データ出力の概要

図2.40の測定データの設定をすることにより測定ノミナルデータをファイルに出力します.「測定機(HyB-35･65)は，測定歯面を，「点」ではなく「線」で測定するため精密な測定をすることができます．3 次元測定機のような格子点ではなく，線で歯のエッジまで測定することにより，騒音や振動の原因となる微妙な形状誤差をキャッチし，歯車の精度を追求します.」(大阪精密機械㈱様カタログより転載)

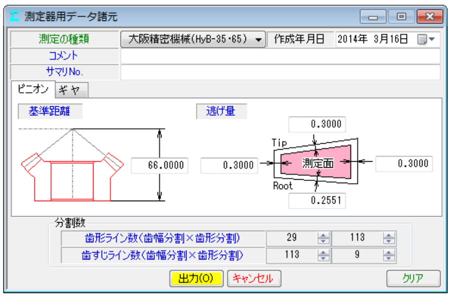


図2.40　測定データの設定（大阪精密機械）

2. 17　測定例 1

involuteΣiii(bevel gear design)で，かさ歯車測定用の歯形データと測定ベクトルを出力して Carl Zeiss 社の 3 次元測定機のベベルギヤ測定用ソフトウェア(*GearPro-Bevel*[1])で読み込み，表示した例を図 2.41～2.43 に示します.

*1)：「*GearPro*は，ドイツ・カール ツァイス社(Carl Zeiss IMT GmbH)の製品です．」

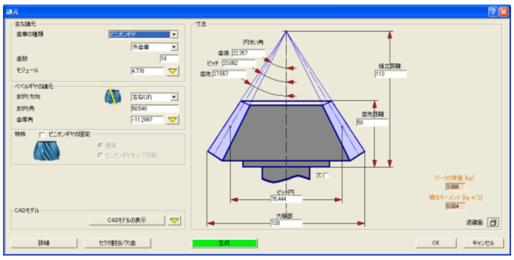


図 2.41　ベベルギヤ諸元（Carl Zeiss）

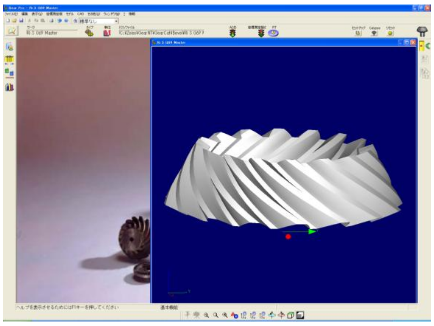
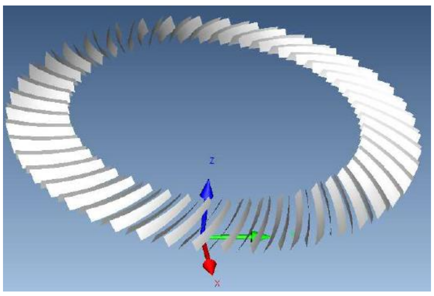


図 2.42　ベベルギヤ測定用画面（Carl Zeiss）



$m6, z_1=11, z_2=45, \alpha=20°, \Sigma=90°$

図 2.43　歯形測定点およびベクトルデータ（Carl Zeiss）

2. 18　測定例 2

involuteΣiii(bevel gear design)でベベルギヤ測定用の歯形データと法線ベクトルを出力して大阪精密機械測定機(HyB-35･65)で測定した例を図 2.44 に示します.

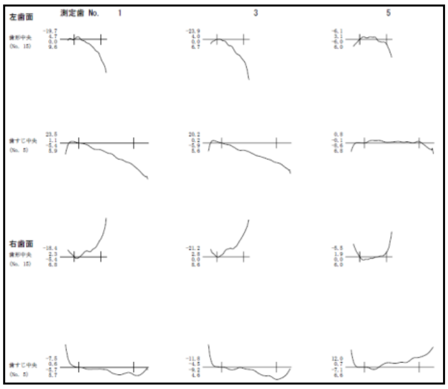


図 2.44　ストレートベベル歯形・歯すじ測定例

2. 19　歯車強度計算（JGMA）

JGMA 403-01:1976(曲げ),404-01:1977(面圧)に基いて計算します.

(1)動力設定：トルク設定（MN･m, kN･m, N･m, N･cm, N･mm, kgf･m, kgf･cm, gf･cm）と回転速度，クラウニングの有無などの設定画面を図 2.45 に示します.

図2.45　動力設定

(2)材料設定：図 2.46 の材料設定で許容応力等を設定します．材料の選択は，図 2.47 の中から硬度を参考にして材料の許容応力値を決定します．また，材料記号，材料の許容応力値（σ_{Flim}，σ_{Hlim}）および硬度は，任意に入力することができます.

図2.46　材料設定

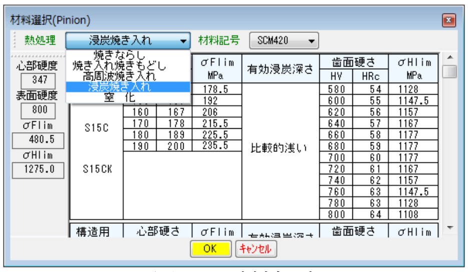


図2.47　材料選択

(3)係数設定：強度計算の係数設定画面を図2.48に示します．係数は補助フォームを表示しますのでその中から選択することも，直接入力することもできます．強度計算結果を図2.49に示します．


強度諸元 [JGMA 403-01,JGMA404-01]

動 力 | 材 料 | 係 数

曲げ項目	記号	数 値
工具直径影響係数	Yc	1.0000
歯すじ荷重分布係数	KM	1.2000
過負荷係数	Ko	1.0000
信頼度係数	KR	1.2000

歯面項目	記号	数 値
材料定数係数(√MPa)	ZM	189.8120
潤滑油係数	ZL	1.0000
粗さ係数	ZR	0.8393
潤滑速度係数	Zv	0.9643
寸法係数	KHX	1.0000
歯すじ荷重分布係数	KHβ	1.3000
信頼度係数	CR	1.1500

確定 キャンセル クリア

図2.48　強度計算の係数設定


強度計算結果 [JGMA 403-01,JGMA 404-01]

項目(曲げ)	記号	単位	Pinion	Gear
許容曲げ応力	σFlim	MPa	480.5000	480.5000
歯形係数	YF	---	2.2539	2.2169
荷重分配係数	Yε	---	0.8266	
ねじれ角係数	Yβ	---	0.7500	
寿命係数	KL	---	1.0000	1.0000
寸法係数	KFx	---	1.0000	1.0000
動荷重係数	Kv	---	1.0885	
呼び円周力	Ft	N	1637.6201	
許容円周力	Ftlim	N	6218.9695	6322.6838
歯元曲げ応力	σF	MPa	126.5284	124.4529
曲げ強さ	Sft	---	3.7976	3.8609
項目(面圧)	**記号**	**単位**	**Pinion**	**Gear**
許容ヘルツ応力	σHlim	MPa	1275.0000	1275.0000
領域係数	ZH	---	2.1307	
寿命係数	KHL	---	1.0000	1.0000
かみ合い率係数	Zε	---	0.9092	
硬さ比係数	ZW	---	1.0000	1.0000
動荷重係数	Kv	---	1.0885	
呼び円周力	Fc	N	1637.6201	
許容円周力	Fclim	N	1932.1895	1932.1895
ヘルツ応力	σH	MPa	1173.7941	1173.7941
歯面強さ	Sfc	---	1.1799	1.1799

図2.49　強度計算結果

2. 20 歯車強度計算（AGMA）（オプション）

AGMA 2003-B97:1997 に基いて計算します．図 2.2 のプロパティで強度計算「AGMA 2003-B97」を選択します．ここでは，図 2.51 の歯車についての強度計算例を図 2.52～2.56 に示します．


寸法諸元

項 目	記号	単位	Pinion	Gear
かさ歯車種類	---	---	まがりばかさ歯車	
寸法分類	---	---	AGMA 209.04	
歯たけ傾斜	---	---	標準テーパ	
外端正面モジュール	mt	mm	15.00000	
歯 数	z	---	15	42
歯直角圧力角	αn	deg	20.00000 °	
中央ねじれ角	βm	deg	35 ° 0 ′ 0.0 ″	
ねじれ方向	---	---	左ねじれ	右ねじれ
軸 角	Σ	deg	90 ° 0 ′ 0.0 ″	
歯 幅	b	mm	100.0000	
外端基準円直径	d	mm	225.0000	630.0000
ピッチ円すい角	δ	deg	19.65382	70.34618
外端歯先R	ra	mm	1.5000	1.5000
カッタ刃先R	ro	mm	4.0000	4.0000
カッタ半径	rc	mm	228.600 (9.000)	
歯たけ設定基準	---	---	中央歯たけ基準	
中央全歯たけ	hm	mm	23.5137	
中央有効歯たけ	hem	mm	20.9011	
中央歯末のたけ	ham	mm	14.6446	6.2565
中央歯元のたけ	hfm	mm	8.8691	17.2573
歯厚設定基準	---	---	中央歯直角円弧歯厚基準	
中央歯直角円弧歯厚	Sn	mm	19.4687	13.3626
円すい角設定基準	---	---	中央基準	
歯先円すい角	δa	deg	23.12519	72.13184
歯底円すい角	δf	deg	17.86816	66.87481

確定 キャンセル クリア

図 2.50　寸法諸元


強度諸元 [ANSI/AGMA 2003-B97]

諸 元 | 材 料

項 目	記号	単位	Pinion	Gear
定格伝達動力	P	kW	1000.0000	
呼びトルク	T1,2	N·m	7958.1000	22282.6815
回転速度	n1,2	min-1	1200.0000	428.5714
過負荷回数(1分当たり)	---	min-1	1	1
呼び接線力	Ft	N	83173.7963	
周 速	vet	m/s	14.1361	
回転方向	---	---	正 転	
寿命繰り返し数	nL	---	10000000	
歯車の使用状況	---	---	一 般	
荷重分布修正値	Kmb	---	1.0 (共に両端支持)	
過負荷係数	KA	---	1.000	
歯面安全率	SH	---	1.000	
曲げ安全率	SF	---	1.000	
歯面信頼度係数	ZZ	---	1.000	
曲げ信頼度係数	Yz	---	1.000	
温度係数	Kθ	---	1.000	
評価歯幅	b	mm	100.0000	
歯面粗さ	Ra1,2	μm	6.00	6.00
AGMA精度等級	---	---	9 (JIS= 3)	9 (JIS= 3)
クラウニング	---	---	有 り	

確定 キャンセル クリア

図 2.51　強度諸元


強度結果 [ANSI/AGMA 2003-B97]

項 目	記号	単位	数 値
歯数比	mG	---	2.800
周 速	vet	m/s	14.136
動荷重係数	Kv	---	1.315
荷重分配係数	KHβ	---	1.056

歯 面 | 曲げ(Pinion 凹) | 曲げ(Pinion 凸) | 寿 命

項 目	記号	単位	Pinion	Gear
寸法係数	Zx	---	0.930	
歯すじ修正係数	Zxc	---	1.500	
幾何係数	ZI	---	0.112	
応力繰り返し係数	ZNT	---	1.320	1.404
硬さ比係数	ZW	---	1.000	
歯面応力	σH	MPa	1403.436	
許容接触応力	σHP	MPa	1821.096	1937.545
許容伝達動力(単位)	Pazu	kW	1683.711	1905.923
許容伝達動力	Paz	kW	1683.711	1905.923
歯面強さの余裕率	SFc	---	1.684	1.906

幾何係数 I

図 2.52　強度計算結果（面圧）


強度結果 [ANSI/AGMA 2003-B97]

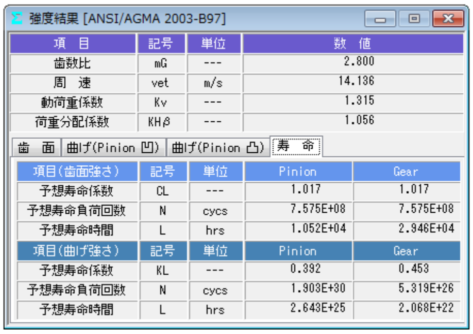
項 目	記号	単位	数 値
歯数比	mG	---	2.800
周 速	vet	m/s	14.136
動荷重係数	Kv	---	1.315
荷重分配係数	KHβ	---	1.056

歯 面 | 曲げ(Pinion 凹) | 曲げ(Pinion 凸) | 寿 命

項 目	記号	単位	Pinion	Gear
寸法係数	YX	---	0.613	
歯すじ曲線係数	Yβ	---	1.061	
応力繰り返し係数	YNT	---	1.018	1.036
幾何係数	YJ	---	0.254	0.287
曲げ応力	σF	MPa	148.938	131.841
許容曲げ応力	σFP	MPa	386.705	393.857
許容伝達動力(単位)	Payu	kW	2596.331	2987.272
許容伝達動力	Pay	kW	2596.331	2987.272
曲げ強さの余裕率	SFt	---	2.596	2.987

幾何係数 J

図 2.53　強度計算結果（曲げ：ピニオン凹）

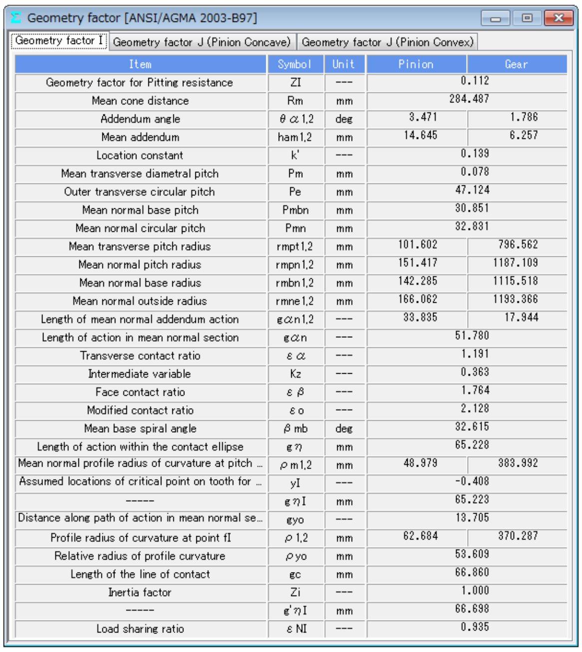

強度結果 [ANSI/AGMA 2003-B97]

項 目	記号	単位	数 値
歯数比	mG	---	2.800
周 速	vet	m/s	14.136
動荷重係数	Kv	---	1.315
荷重分配係数	KHβ	---	1.056

歯 面 | 曲げ(Pinion 凹) | 曲げ(Pinion 凸) | 寿 命

項目(歯面強さ)	記号	単位	Pinion	Gear
予想寿命係数	CL	---	1.017	1.017
予想寿命負荷回数	N	cycs	7.575E+08	7.575E+08
予想寿命時間	L	hrs	1.052E+04	2.946E+04
項目(曲げ強さ)	**記号**	**単位**	**Pinion**	**Gear**
予想寿命係数	KL	---	0.392	0.453
予想寿命負荷回数	N	cycs	1.903E+30	5.319E+26
予想寿命時間	L	hrs	2.643E+25	2.068E+22

図 2.54　寿命計算結果

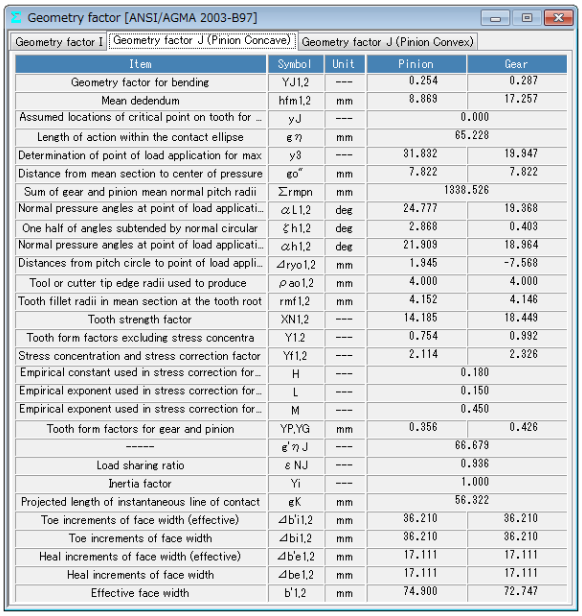


Geometry factor [ANSI/AGMA 2003-B97]

Geometry factor I | Geometry factor J (Pinion Concave) | Geometry factor J (Pinion Convex)

Item	Symbol	Unit	Pinion	Gear
Geometry factor for Pitting resistance	ZI	---	0.112	
Mean cone distance	Rm	mm	284.487	
Addendum angle	θα1,2	deg	3.471	1.786
Mean addendum	ham1,2	mm	14.645	6.257
Location constant	k'	---	0.139	
Mean transverse diametral pitch	Pm	mm	0.078	
Outer transverse circular pitch	Pe	mm	47.124	
Mean normal base pitch	Pmbn	mm	30.851	
Mean normal circular pitch	Pmn	mm	32.831	
Mean transverse pitch radius	rmpt1,2	mm	101.602	796.562
Mean normal pitch radius	rmpn1,2	mm	151.417	1187.109
Mean normal base radius	rmbn1,2	mm	142.285	1115.518
Mean normal outside radius	rmne1,2	mm	166.062	1193.366
Length of mean normal addendum action	gαn1,2	---	33.835	17.944
Length of action in mean normal section	gαn	---	51.780	
Transverse contact ratio	εα	---	1.191	
Intermediate variable	Kz	---	0.363	
Face contact ratio	εβ	---	1.764	
Modified contact ratio	εo	---	2.128	
Mean base spiral angle	βmb	deg	32.615	
Length of action within the contact ellipse	gη	mm	65.228	
Mean normal profile radius of curvature at pitch …	ρm1,2	mm	48.979	383.992
Assumed locations of critical point on tooth for …	yI	---	-0.408	
-----	gηI	mm	65.223	
Distance along path of action in mean normal se…	gyo	---	13.705	
Profile radius of curvature at point fI	ρ1,2	mm	62.684	370.287
Relative radius of profile curvature	ρyo	mm	53.609	
Length of the line of contact	gc	mm	66.860	
Inertia factor	Zi	---	1.000	
-----	g'ηI	mm	66.698	
Load sharing ratio	εNI	---	0.935	

図 2.55　幾何係数（I）



Geometry factor [ANSI/AGMA 2003-B97]

Geometry factor I | Geometry factor J (Pinion Concave) | Geometry factor J (Pinion Convex)

Item	Symbol	Unit	Pinion	Gear
Geometry factor for bending	YJ1,2	---	0.254	0.287
Mean dedendum	hfm1,2	mm	8.869	17.257
Assumed locations of critical point on tooth for …	yJ	---	0.000	
Length of action within the contact ellipse	gη	mm	65.228	
Determination of point of load application for max	y3	---	31.832	19.947
Distance from mean section to center of pressure	go"	mm	7.822	7.822
Sum of gear and pinion mean normal pitch radii	Σrmpn	mm	1338.526	
Normal pressure angles at point of load applicati…	αL1,2	deg	24.777	19.368
One half of angles subtended by normal circular	ξh1,2	deg	2.868	0.403
Normal pressure angles at point of load applicati…	αh1,2	deg	21.909	18.964
Distances from pitch circle to point of load appli…	⊿ryo1,2	mm	1.945	-7.568
Tool or cutter tip edge radii used to produce	ρao1,2	mm	4.000	4.000
Tooth fillet radii in mean section at the tooth root	rmf1,2	mm	4.152	4.146
Tooth strength factor	XN1,2	---	14.185	18.449
Tooth form factors excluding stress concentra	Y1,2	---	0.754	0.992
Stress concentration and stress correction factor	Yf1,2	---	2.114	2.326
Empirical constant used in stress correction for…	H	---	0.180	
Empirical exponent used in stress correction for…	L	---	0.150	
Empirical exponent used in stress correction for…	M	---	0.450	
Tooth form factors for gear and pinion	YP,YG	mm	0.356	0.426
-----	g'ηJ	---	66.679	
Load sharing ratio	εNJ	---	0.936	
Inertia factor	Yi	---	1.000	
Projected length of instantaneous line of contact	gK	mm	56.322	
Toe increments of face width (effective)	⊿b'i1,2	mm	36.210	36.210
Toe increments of face width	⊿bi1,2	mm	36.210	36.210
Heal increments of face width (effective)	⊿b'e1,2	mm	17.111	17.111
Heal increments of face width	⊿be1,2	mm	17.111	17.111
Effective face width	b'1,2	mm	74.900	72.747

図 2.56　幾何係数（J：ピニオン凹）

動力とトルクの関係を計算する補助機能画面を図2.57に示します．

定格伝達動力の計算

トルク,回転数入力基準　Pinion　Gear

項　目	記号	単位	Pinion	Gear
呼びトルク	T	N·m	7958.1000	22282.6815
回転速度	n	min-1	1200.0000	428.5714
定格伝達動力	P	kW	1000.0000	

確定　キャンセル　数値クリア

図 2.57　補助機能

2.21 歯車強度計算（樹脂歯車）

樹脂歯車の曲げ強さは Lewis の式，歯面強さは Hertz の式で計算します．図 2.2 のプロパティで「樹脂」を選択します．ここでは, 図 2.58 のすぐばかさ歯車についての強度計算例を図 2.59 および図 2.60 に示します．

樹脂材料の許容応力値は，温度，寿命を考慮した樹脂材料の実験値を使用しています．適応材料は，M90，KT20，GH25，ナイロンです．これ以外の材料は, M90 比率係数（共通物性値との比）で計算することができます．

寸法諸元

項　目	記号	単位	Pinion	Gear
かさ歯車種類	---	---	すぐばかさ歯車	
寸法分類	---	---	AGMA 208.03	
歯たけ傾斜	---	---	-----	
外端正面モジュール	mt	mm	1.00000	
歯　数	z	---	18	33
歯直角圧力角	αn	deg	20.00000 °	
中央ねじれ角	βm	deg	0 ° 0 ' 0.0 "	
ねじれ方向	---	---	-----	-----
軸　角	Σ	deg	90 ° 0 ' 0.0 "	
歯　幅	b	mm	5.6385	
外端基準円直径	d	mm	18.0000	33.0000
ピッチ円すい角	δ	deg	28.6105	61.3895
外端歯先R	ra	mm	0.1000	0.1000
カッタ刃先R	ro	mm	0.1200	0.1200
カッタ半径	rc	mm	0.000 (0.000)	
歯たけ設定基準	---	---	外端歯たけ基準	
外端全歯たけ	ho	mm	2.2380	
外端有効歯たけ	heo	mm	2.0000	
外端歯末のたけ	hao	mm	1.3231	0.6769
外端歯元のたけ	hfo	mm	0.9149	1.5611
歯厚設定基準	---	---	外端正面円弧歯厚基準	
外端正面円弧歯厚	St	mm	1.8060	1.3356
円すい角設定基準	---	---	外端基準	
歯先円すい角	δa	deg	33.35865	64.17626
歯底円すい角	δf	deg	25.82374	56.64135

確定　キャンセル　クリア

図 2.58　寸法諸元

樹脂強度諸元 [Lewis]

項　目	記号	単位	Pinion	Gear
材料記号	---	---	M90-44	M90-44 (M90-44 / KT-20 / GH-25 / ﾅｲﾛﾝ)
M90倍率	---	× M90	*****	
トルク	T	N·cm	10.000	
回転数	n	rpm	300.000	
寿命繰り返し回数	L	---	10000000.000	
周　速	V	m/s	0.283	
潤滑状態	---	---	グリス	
歯車周囲温度	Te	℃	60.000	
過負荷係数	Ko	---	1.000	
歯元曲げ安全率	SF	---	1.200	
歯面損傷安全率	SH	---	1.150	
弾性係数	E	MPa	1721.067	1721.067

確定　キャンセル　クリア

図 2.59　強度諸元（樹脂歯車）

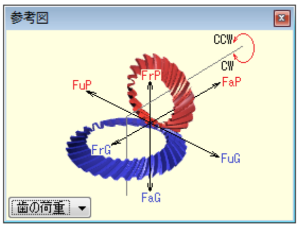
樹脂強度結果 [Lewis]

項目(曲げ)	記号	単位	Pinion	Gear
許容曲げ応力	σFlim	MPa	25.7780	26.6426
歯形係数	YF	---	0.6133	0.6970
速度補正係数	Kv	---	1.3977	
温度係数	KT	---	0.6500	
潤滑係数	KL	---	1.0000	
材質係数	KM	---	0.7500	
呼び円周力	Ft	N	13.0719	
許容円周力	Ftlim	N	63.1407	74.1622
歯元曲げ応力	σb	MPa	5.3368	4.6960
曲げ強さ	Sft	---	4.8303	5.6734
項目(面圧)	記号	単位	Pinion	Gear
許容面圧応力	σHlim	MPa	54.7190	63.2217
呼び円周力	Fc	N	13.0719	
許容円周力	Fclim	N	29.6890	34.3023
ヘルツ応力	σH	MPa	20.9500	20.9500
歯面強さ	Sfc	---	2.2712	2.6241

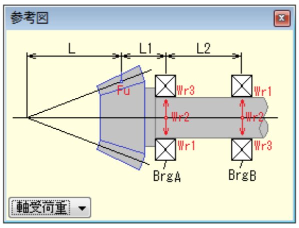
図 2.60　強度結果（樹脂歯車）

2.22　軸受荷重

歯と軸受に作用する荷重の計算をします．図 2.61 に歯に作用する荷重の方向と軸受位置の参考図を示します．図 2.62 でトルクと軸受距離を入力することにより軸受荷重を表示します．

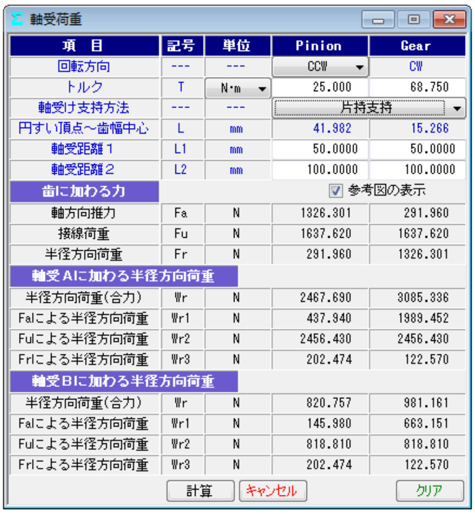


(a) 歯に作用する荷重の方向



(b)軸受位置

図 2.61　参考図



軸受荷重

項　目	記号	単位	Pinion	Gear
回転方向	---	---	CCW	CW
トルク	T	N･m	25.000	68.750
軸受け支持方法	---	---	片持支持	
円すい頂点～歯幅中心	L	mm	41.982	15.266
軸受距離１	L1	mm	50.0000	50.0000
軸受距離２	L2	mm	100.0000	100.0000
歯に加わる力			参考図の表示	
軸方向推力	Fa	N	1326.301	291.960
接線荷重	Fu	N	1637.620	1637.620
半径方向荷重	Fr	N	291.960	1326.301
軸受 Aに加わる半径方向荷重				
半径方向荷重(合力)	Wr	N	2467.690	3085.336
Faによる半径方向荷重	Wr1	N	437.940	1989.452
Fuによる半径方向荷重	Wr2	N	2456.430	2456.430
Frによる半径方向荷重	Wr3	N	202.474	122.570
軸受Bに加わる半径方向荷重				
半径方向荷重(合力)	Wr	N	820.757	981.161
Faによる半径方向荷重	Wr1	N	145.980	663.151
Fuによる半径方向荷重	Wr2	N	818.810	818.810
Frによる半径方向荷重	Wr3	N	202.474	122.570

計算　キャンセル　クリア

図 2.62　軸受荷重

2.23　歯面評価（オプション）

強度計算終了後，図 2.63 の歯面評価グラフ設定画面で歯形修整の有無，駆動歯車の種類，計算ポイント数を入力するとすべり率グラフ（図 2.64）とヘルツ応力グラフ（図 2.65）を表示します．

歯面評価グラフ諸元

項　目	記号	単位	Pinion	Gear
歯車の温度	GTc	℃	70.000	
油の温度	Tc	℃	40.000	
油の種類	---	---	鉱物油	
ISOグレード	---	---	ISO VG 320	
動粘度(40°C)	---	mm²/s	320	
平均温度	Mtc	℃	252.000	
標準偏差温度	SD	℃	41.000	
絶対粘度	μo	cP	53.48	
粘度圧	α	mm²/N	0.02156	
なじみ歯面粗さ(Ra)	σ1, σ2	μm	0.400	0.400
摩擦係数の方式	---	---	一定値	
摩擦係数	μm	---	0.0600	
歯形修整	---	---	有り	
駆動歯車	---	---	Pinion	
計算ポイント数	---	---	100	

確定　キャンセル　クリア

図 2.63　歯面評価グラフ

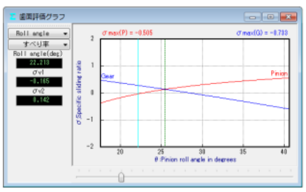


図 2.64　すべり率グラフ

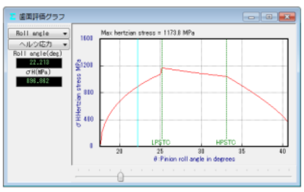


図 2.65　ヘルツ応力グラフ

2.24　FEM 歯形応力解析（オプション）

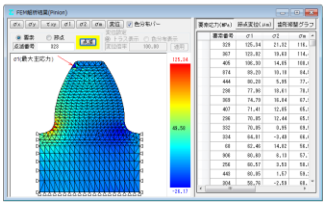
図2.66に示すFEM解析の設定画面で縦弾性係数, ポアソン比, 分割数および荷重位置そして荷重を入力することにより 5 種類の応力（σ_x ,σ_y ,せん断応力 τ，主応力 σ_1 ,σ_2）を計算します．歯車強度計算と共に歯に作用する実応力を評価する事ができますので歯車強度の信頼性を高めることができます．図 2.67 に最大主応力 σ_1 と変位図を示します．

FEM解析諸元

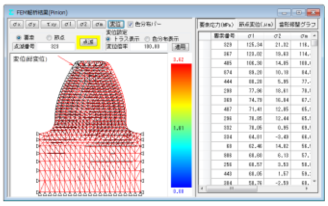
項　目	記号	単位	Pinion	Gear
計算位置	---	---	中　央	
材料記号	---	---	SCM420	SCM420
縦弾性係数	E	MPa	206000.0	206000.0
ポアソン比	ν	---	0.30	0.30
縦分割数(歯面部)	mNO	---	21	21
横分割数	wNO	---	21	21
荷重点位置	Nf	---	2	2
荷　重	F	N	1637.6201	

確定　キャンセル　クリア

図 2.66　FEM 解析の設定



(a) ピニオン，σ_1



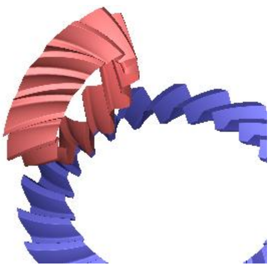
(b)　ピニオン，変位

図 2.67　FEM 解析結果

2.25　歯車作図例

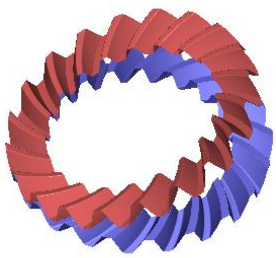
まがりばかさ歯車の歯すじを等リードで出力した歯形を図 2.68 に，軸角が 160°の例を図 2.69 に示します．デファレンシャルベベルギヤのように歯数が少ない歯車であっても球面インボリュート歯形であるため正しい歯当たりを示します．

歯形データを使用して，ボールエンドミルで機械加工した例を図 2.71 に示します．また，図 2.72 に光造形モデルの写真を示します．



$m2, z_1=12, z_2=23, \beta=35°, \Sigma=90°$

図 2.68　等リードスパイラル



$m2, z_1= z_2=20, \beta=35°, \Sigma=160°$

図 2.69　軸角 160°スパイラル

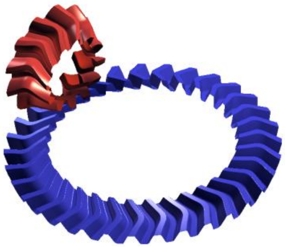
図 2.71　歯車加工例

$m1, z28, \alpha20°, \beta35°$

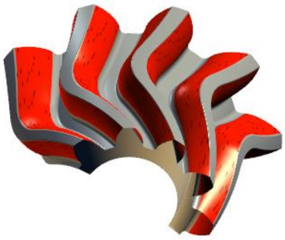
図 2.72　光造形モデル

2.26　特殊かさ歯車

ソフトウェアの標準機能ではありませんが，図2.73のようなダブルスパイラルベベルギヤの歯形も生成することができます．この歯形に関しては別途お問い合わせください．



(a)レンダリング



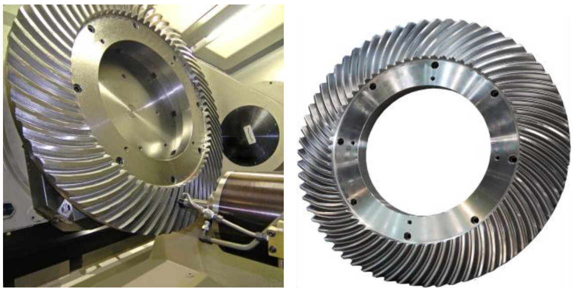
(b)歯当たり

(c)加工例

(d) 3Dプリンタ製

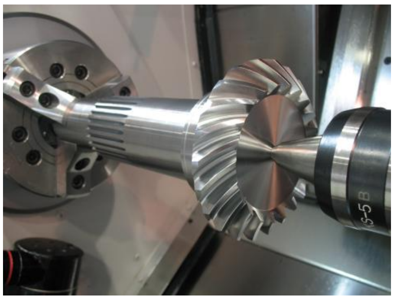
図2.73　ダブルスパイラルベベルギヤ

2.27　マシニングセンタによるベベルギヤの加工例



m15, z65, α20°, β=35°, d=975.0（三井精機工業 株式会社様ご提供)
HU80A-5X（JIMTOF2008）
図 2.74　スパイラルベベルギヤ加工例

D500（m5, z30, α20°, β=0°, d=150）
（株式会社 牧野フライス製作所様　ご提供)
図 2.75　ストレートベベルギヤ加工例



m6, z22, α20°, β=35°, d=132
インテリジェント複合加工機：MULTUS B300C
（オークマ 株式会社様　ご提供)
図 2.76　スパイラルベベルギヤ加工例

YBMVi40（m5, z20, α20°, β=35°, d=100.0）
（安田工業 株式会社様　ご提供)
図 2.77　スパイラルベベルギヤ加工例

HERMLE C-50U（m10, z47, α20°, β=35°, d=470）
（愛知産業 株式会社様　ご提供)
図2.78　スパイラルベベルギヤ加工例

NMV3000 DCG（m4, z40, α20°, β=35°, d=160）
（DMG 森精機 株式会社様　ご提供)
図 2.79　スパイラルベベルギヤ加工例

（GMT-630，大鳥機工 株式会社様　ご提供)
図 2.80　ブリスク加工例

[3] involute Σ iii (worm gear design system)

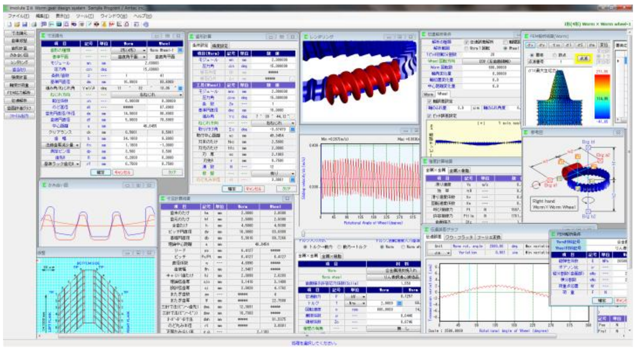


図 3.1　involute Σ iii (worm gear)

3.1　概要

本ソフトウェアは，今まで，別々にしていた involute Σ (worm gear) と involute Σ (worm and helical gear) を一体として新しく開発したソフトウェアです．また，今までオプション扱いしていた機能も一部，基本ソフトウェアに含めると共に種々新しい機能も追加しています．

3.2　ソフトウェアの構成

ソフトウェアの構成を表 3.1 に示します．表中の○は基本ソフトウェアに含まれ◎はオプションです．

involute Σ iii (worm gear)は，ウォームの相手歯車はウォームホイールですが，相手歯車をヘリカルギヤにすることもできます．相手歯車がヘリカルギヤの場合の説明は 3.16 以降をご覧ください．

ご注文時は，価格表から必要なソフトウェアをお選びください．

表 3.1　ソフトウェアの構成

No.	項　目	掲載項		構成
		WG	WH	
1	基準ラック	3.3	3.16	○
2	寸法諸元	3.4	3.17	○
3	歯車修整	3.5	3.18	○
4	歯形計算	3.6	3.19	○
5	かみ合い図	3.7	3.20	○
6	歯形レンダリング	3.8	3.21	○
7	歯当たり	3.9	3.22	◎
8	強度計算(金属×金属)	3.10	------	○
9	強度計算(金属×樹脂)	3.10	3.23	○
10	軸受荷重	3.11	3.24	○
11	FEM 歯形応力解析	3.12	3.25	◎
12	伝達誤差解析	3.13	3.26	◎
13	軸間距離変動解析	3.13	3.26	◎
14	歯面評価	3.14	3.27	◎
15	歯形ファイル出力	3.15	3.28	○
16	設計データ管理	3.29		○

WG：worm gear,　WH：worm and helical gear

3.3　基準ラック（プロパティ）

ウォームギヤの基準ラックを図 3.2 に示します．基準平面は，歯直角または軸平面を選択することができます．また，図 3.2 のように基準ラックの実寸法図を表示することができ，ウォームの基準円直径から進み角を決める方式と，進み角から基準円直径を決める方式を選択することができます．

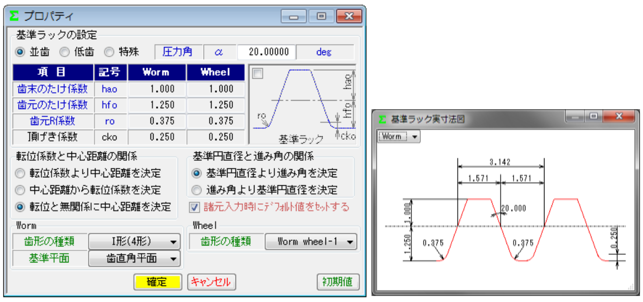
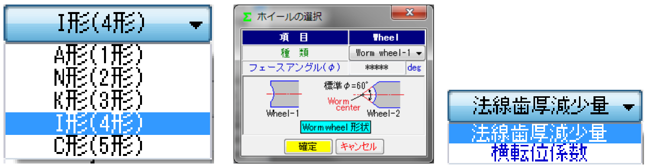


図 3.2　基準ラック（ウォームギヤ）

3.4　寸法諸元

ウォームギヤ寸法諸元の入力画面を図 3.3 に示します．ウォームの歯形は図 3.4(a)に示すように A 形，N 形，K 形，I 形，C 形の 5 種類を標準ソフトウェアに含めています．ただし，C 形は強度計算規格の適用外ですので寸法や歯形生成に留めています．また，諸元の入力範囲は，モジュールは 0.001～50，圧力角は 5～30°，条数は 1～15 です．歯厚を調整する方法は，図 3.4(c)のように歯厚減少量または横転位係数で設定することができます．本例ではウォームの歯厚を減少させウォームホイールの歯厚を増加させる例を示します．

図 3.3　寸法諸元入力



(a)歯形の種類　(b)ホイール型　(c)歯厚減少量

図 3.4　補助フォーム

3.5　歯車修整（オプション）

図 3.5 のようにウォームの歯形修整を設定します．ここでは，図 3.6 ウォーム歯形修整 2 のように歯先および歯元で 3μm の歯形修整を与えたウォームとします．

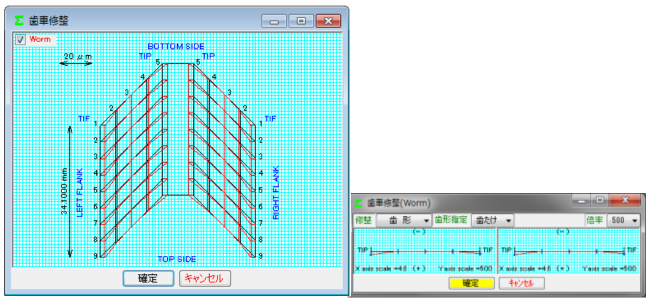


図 3.5　ウォーム歯形修整 1

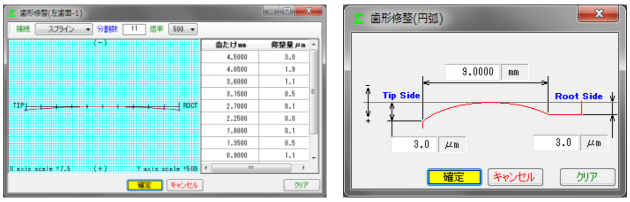


図 3.6　ウォーム歯形修整 2

3.6　歯形計算

歯形計算条件は図 3.7(a)のようにホイール加工用工具（ホブ）の諸元を設定することができます．また，歯形を表示する際の分割数は図 3.7(b)で設定することができます，

ホイール加工用工具に歯形修整を与える場合は，図 3.7 で「修整有り」として図 3.8 のように設定することができます．

歯形計算

条件設定　精度設定

項目(Worm)	記号	単位	数　値
モジュール	mn	mm	2.000000
圧力角	αn	deg	15.000000
砥石外径	OD	mm	*****
砥石凸R	Δr	mm	*****
工具(Wheel)	**記号**	**単位**	**数　値**
モジュール	mnc	mm	2.000000
圧力角	αnc	deg	15.000000
条　数	Zw	---	1
基準円直径	dmc	mm	15.0000
進み角	γc	deg	7 ° 39 ′ 44.12 ″
ねじれ方向	---	---	右ねじれ
取り付け角	Σc	deg	-3.87470
取付中心距離	ac	mm	49.3454
刃末のたけ	hkc	mm	2.5000
刃元のたけ	hfc	mm	2.0000
刃　厚	sc	mm	2.1063
刃先R	r	mm	0.7500
溝　数	N	---	12
修　整	---	---	無し
のど丸み半径	rt	---	3.0001

確定　キャンセル　クリア

歯形計算

条件設定　精度設定

Worm表示分割精度項目	数　値
歯底円分割数	30
歯元R分割数	50
歯面分割数	100
歯先R分割数	50
歯先円分割数	30
歯幅断面分割数	50
Wheel表示分割精度項目	**数　値**
フィレット分割数	50
インボリュート分割数	100
面取り部分割数	30
歯先円分割数	30
歯幅断面分割数	50
演算精度項目	**数　値**
砥石歯形演算精度	300

確定　キャンセル　クリア

(a)条件設定　(b)精度設定

図 3.7　歯形計算設定

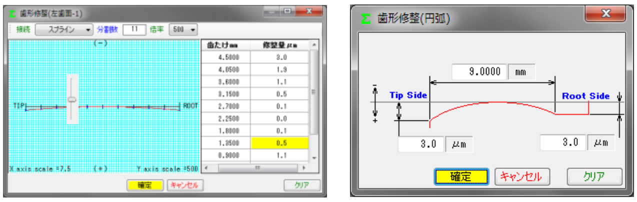


図 3.8　歯形修整

ホイール加工用ホブを図 3.9 のように転位ホブ（例：α=12°）として設定することもできます（α=12° とすることにより m_n=1.975 と定まる）．この方法は，歯当たり調整方式の一種として採用されています．

図3.10に標準ホブと転位ホブで加工したときの歯当たりを示しますが，転位ホブで加工した方の歯当たりが歯たけ中央に寄っていることが解ります．歯当たりに関しては 3.9 をご覧ください．

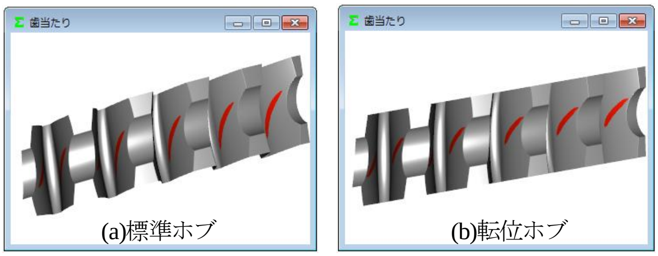
歯形計算

条件設定　精度設定

項目(Worm)	記号	単位	数　値
モジュール	mn	mm	2.000000
圧力角	αn	deg	15.000000
砥石外径	OD	mm	*****
砥石凸R	Δr	mm	*****
工具(Wheel)	**記号**	**単位**	**数　値**
モジュール	mnc	mm	1.975010
圧力角	αnc	deg	12.000000
条　数	Zw	---	1
基準円直径	dmc	mm	15.0000
進み角	γc	deg	7 ° 33 ′ 57.43 ″
ねじれ方向	---	---	右ねじれ
取り付け角	Σc	deg	-3.82491
取付中心距離	ac	mm	49.4149
刃末のたけ	hkc	mm	2.5695
刃元のたけ	hfc	mm	1.9305
刃　厚	sc	mm	2.0671
刃先R	r	mm	0.7406
溝　数	N	---	12
修　整	---	---	無し
のど丸み半径	rt	---	3.0001

確定　キャンセル　クリア

図 3.9　転位ホブの設定



(a)標準ホブ　(b)転位ホブ

図 3.10　歯当たり（無修整歯形）

歯形計算終了後，図 3.11 に寸法結果を表示します．なお，ウォームの三針寸法およびバックラッシは歯形修整を考慮した実歯形を基に計算しています．

寸法計算結果

項　目	記号	単位	Worm	Wheel
歯末のたけ	ha	mm	2.0000	2.0000
歯元のたけ	hf	mm	2.5000	2.5000
全歯たけ	h	mm	4.5000	4.5000
ピッチ円直径	dw	mm	10.0000	83.6909
基礎円直径	db	mm	5.9816	80.7266
理論中心距離	a	mm	46.8454	
リード	pz	mm	6.4127	*****
ピッチ	Px/Pt	mm	6.4127	6.4127
直径係数	q	---	4.8990	*****
歯底幅	Wn	mm	2.9407	*****
キャリパ歯たけ	hj	mm	2.0099	2.0283
理論弦歯厚	sjo	mm	3.1416	3.1409
設計弦歯厚	sj	mm	2.0028	4.1762
またぎ歯数	zm	---	*****	4
またぎ歯厚	W	mm	*****	22.7588
三針寸法(ピン～歯先)	dma	mm	12.3691	*****
三針寸法(ピン～ピン)	dmw	mm	10.7383	*****
オーバーボール寸法	dmh	mm	*****	91.5375
のど丸み半径	rt	mm	*****	3.0001
正面かみ合い率	εα	---	2.1193	
軸/円周方向バックラッシ	BLx	mm	0.1064	0.1026

図 3.11　寸法結果

3.7　かみ合い図

歯形計算終了後，図 3.12 のように歯形を表示することができ，図 3.13 のように歯形の拡大作図や距離計測，R 計測，そして回転機能などがあります．

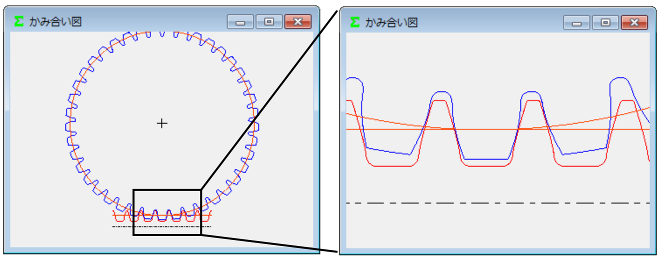


図 3.12　かみ合い図

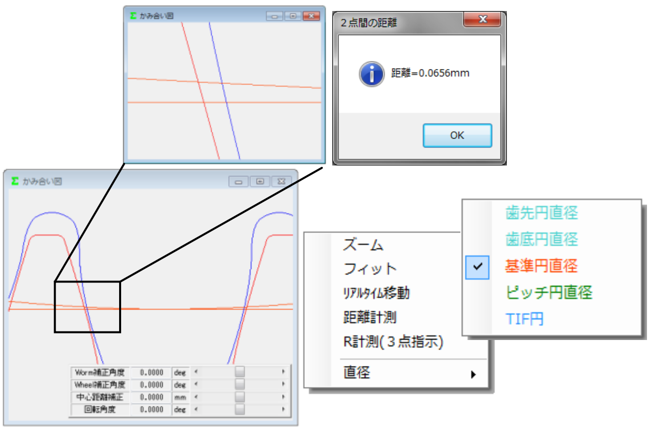


図 3.13　歯のかみ合いと補助フォーム

3.8　歯形レンダリング

歯形計算終了後，図 3.14 のように歯形レンダリングを表示することができます．図 3.13 では歯面が接触していませんが，これはピッチ円部分では歯面接触せず，図 3.15 のようにホイールの歯底と側面部付近で歯面接触しているからです．

図 3.15 の補助フォームは，観察角度や歯車の位置変更，拡大機能，そして自動回転機能などがあります．

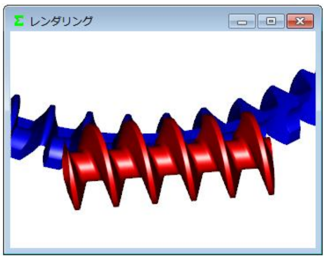


図 3.14　レンダリング

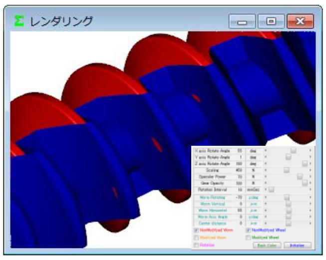


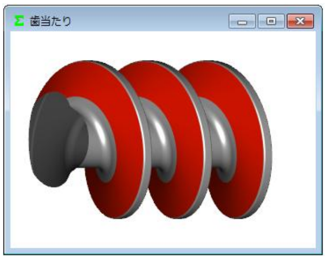
図 3.15　歯の接触

3.9　歯当たり（オプション）

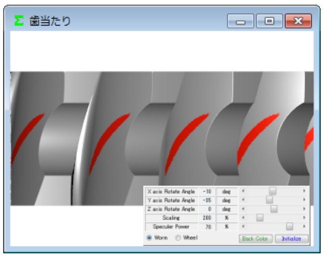
図 3.16 の歯当たり設定では，軸の取り付け誤差や接触最大クリアランス（光明丹厚さ）を設定することができます．本例では，接触最大クリアランスを c=3μm としたときの歯当たりを図 3.17 に示します．ウォームの歯形の種類や歯形修整，そしてホイールを転位ホブで加工したときや，取り付け誤差を与えたとき歯当たりがどのように変化するかを把握することができます．

また，図 3.17(b)右下の補助フォームで歯形を拡大することや観察角度を変更することができます．図 3.18 は，進み角を γ =5.74° としたときの歯当たりで歯当たり模様が大きく変わることが解ります．

図 3.16　歯当たり設定

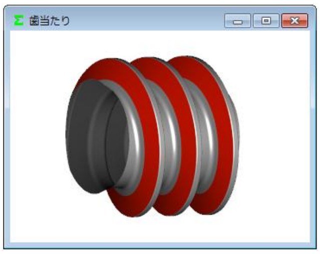


(a) ウォーム

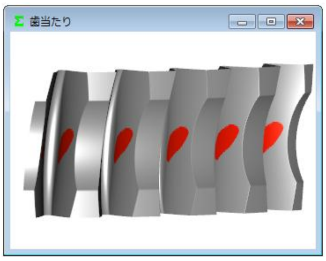


(b) ホイール

図 3.17　歯当たり 1（m_n=2,α=15°,γ=11.54°, I 形）



(a) ウォーム



(b) ホイール

図 3.18　歯当たり 2（m_n=2,α=15°,γ=5.74°, I 形）

3.10　強度計算

3.10.1　金属×金属

強度諸元を図 3.19 に，強度計算結果を図 3.20 に示します．強度計算は JGMA405-01:1978 に基づいて計算します．動力は kW と W，トルクは MN･m, kN･m, N･m, N･cm を選択することができます．また，歯面強さ許容応力係数（Sclim）は，任意に設定することができます．

各種係数は標準値を表示しますが，任意に変更可能ですし，規格適用外の歯車であっても設計者の判断で任意に入力することができます．

図 3.19　強度諸元（金属×金属）

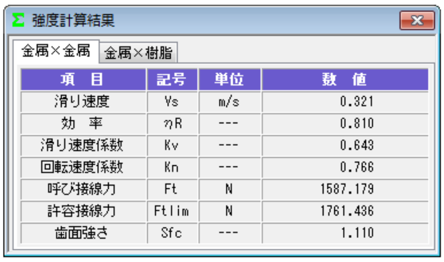


図 3.20　強度結果

3.10.2　金属×樹脂

ウォームが金属でホイールが樹脂の強度諸元を図 3.21 に，強度計算結果を図 3.22 に示します．強度計算は，Lewis の式に基づき歯面強さはヘルツの応力に基づいて計算します．

樹脂材料は M90-44 を標準としていますが，他の材料（KT-20, GH-25, MC ナイロン）を選択することができます．また，これ以外の材料では M90 比率係数（共通物性値との比）で対処することができます．

図 3.21　強度諸元（金属×樹脂）

強度計算結果

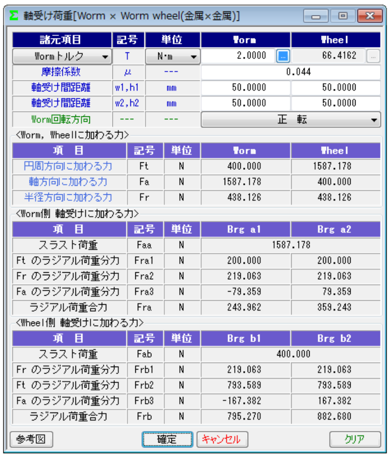
金属×金属 | 金属×樹脂

項　目	記号	単位	数　値
周　速	V	m/s	0.131
効　率	ηR	---	0.727
接線力	Ft	N	95.590
有効歯幅	bw	mm	9.600
曲げ強さ(Worm wheel)			
材料係数	KM	---	1.000
歯形係数	YF	---	0.903
速度補正係数	Kv	---	1.399
温度係数	KT	---	0.650
潤滑係数	KL	---	1.000
許容曲げ応力	σblim	MPa	10.843
最大許容曲げ応力	σlim	MPa	9.860
許容接線力	Fa	N	308.039
曲げ強さ	Sfb	---	3.222
せん断強さ(Worm wheel)			
円弧歯厚	So	mm	4.573
断面積	A	mm²	102.526
許容せん断応力	σslim	MPa	5.975
許容接線力	Fs	N	510.471
せん断強さ	Sfs	---	5.340

図 3.22　強度結果（金属×樹脂）

3.11　軸受荷重

軸受荷重の計算結果を図 3.23 に示します．



軸受け荷重[Worm × Worm wheel(金属×金属)]

諸元項目	記号	単位	Worm	Wheel
Wormトルク	T	N·m	2.0000	66.4162
摩擦係数	μ	---	0.044	
軸受け間距離	w1,h1	mm	50.0000	50.0000
軸受け間距離	w2,h2	mm	50.0000	50.0000
Worm回転方向	---	---	正　転	

<Worm，Wheelに加わる力>

項　目	記号	単位	Worm	Wheel
円周方向に加わる力	Ft	N	400.000	1587.178
軸方向に加わる力	Fa	N	1587.178	400.000
半径方向に加わる力	Fr	N	438.126	438.126

<Worm側 軸受けに加わる力>

項　目	記号	単位	Brg a1	Brg a2
スラスト荷重	Faa	N	1587.178	
Ft のラジアル荷重分力	Fra1	N	200.000	200.000
Fr のラジアル荷重分力	Fra2	N	219.063	219.063
Fa のラジアル荷重分力	Fra3	N	-79.359	79.359
ラジアル荷重合力	Fra	N	243.962	359.243

<Wheel側 軸受けに加わる力>

項　目	記号	単位	Brg b1	Brg b2
スラスト荷重	Fab	N	400.000	
Fr のラジアル荷重分力	Frb1	N	219.063	219.063
Ft のラジアル荷重分力	Frb2	N	793.589	793.589
Fa のラジアル荷重分力	Frb3	N	-167.382	167.382
ラジアル荷重合力	Frb	N	795.270	882.680

参考図　確定　キャンセル　クリア

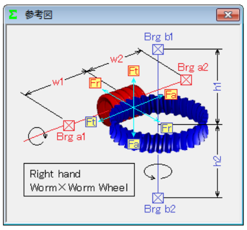


図 3.23　軸受荷重

3.12　2D-FEM 歯形応力解析（オプション）

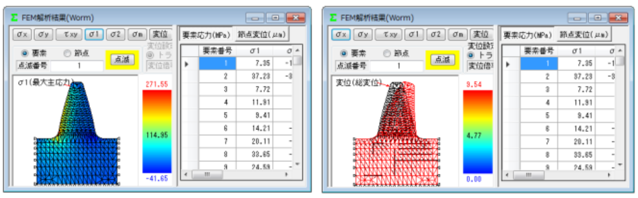
図 3.24 の FEM の設定画面では縦弾性係数，ポアソン比，分割数および荷重（例では円周力を ε で除した値）を設定します．図3.25および図3.26にウォームとホイールの解析結果を示します．また，最大値の節点や要素を点滅表示で示すこともできます．

FEM解析条件

Worm材料記号	合金鋼浸炭焼入れ			
Wheel材料記号	りん青銅遠心鋳造品			
項　目	記号	単位	Worm	Wheel
縦弾性係数	E	MPa	205800.0	80000.0
ポアソン比	ν	---	0.30	0.30
縦分割数(歯面部)	mNo	---	21	21
横分割数	wNo	---	20	20
荷重点位置	Nf	---	2	2
荷　重	F	N	750.0000	

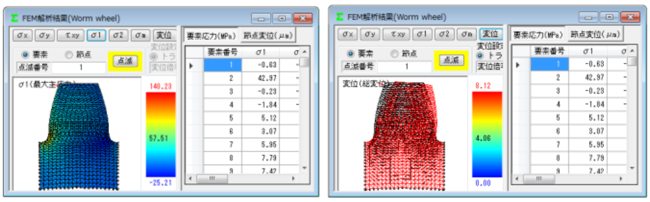
確定　キャンセル　クリア

図 3.24　FEM 解析の設定



(a)最大主応力（σ_1）　(b)変位

図 3.25　ウォーム



(a)最大主応力（σ_1）　(b)変位

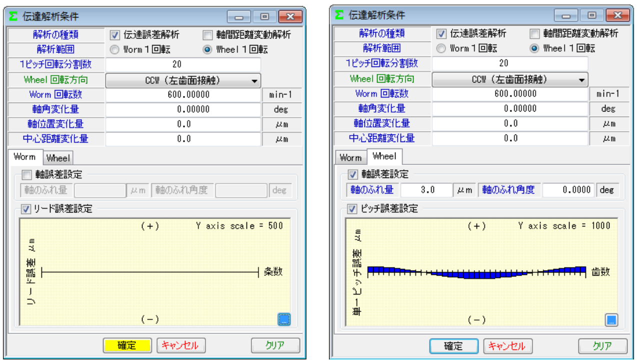
図 3.26　ホイール

3.13　伝達解析（オプション）

3.13.1　伝達誤差解析（オプション）

伝達誤差解析は図 3.27 に示すように，片歯面かみ合いによる伝達誤差解析と，両歯面かみ合いによる軸間距離変動解析ができ，ウォーム1回転時とホイール1回転時を選択することができます．例題では，ウォーム回転速度 600min^{-1} でホイール 1 回転とし，軸の取り付け誤差は無いものとして解析します．

ピッチ誤差は，図 3.28 のように設定（最大値設定または，歯ごとに設定可）することができます．伝達誤差解析結果を図3.29に，ワウ・フラッタ（回転むら）を図 3.30 に，フーリエ解析結果を図 3.31 に示します．また，ワウ・フラッタを「音」に変換させる機能もありますし，解析結果を CSV ファイルに出力することもできます．



(a)ウォーム（リード誤差）　(b)ホイール（ピッチ誤差）

図 3.27　ピッチ誤差設定

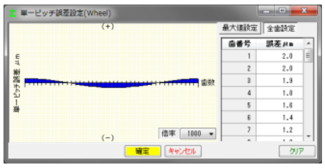


図 3.28　ピッチ誤差(ホイール)

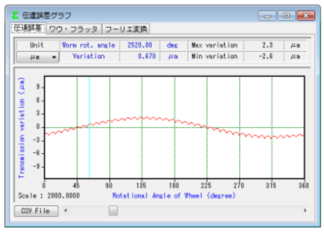


図 3.29　伝達誤差結果

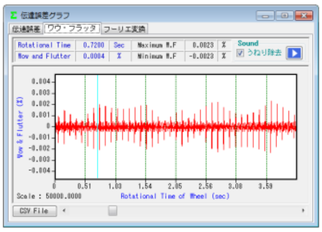


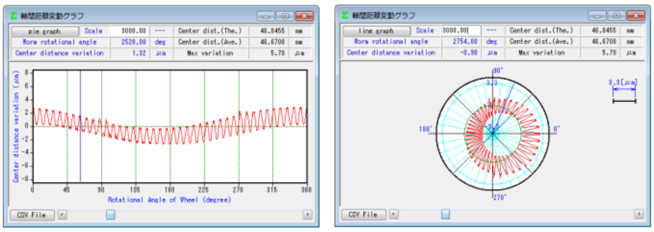
図 3.30　ワウ・フラッタ

図 3.31　フーリエ解析

3.13.2　軸間距離変動解析（オプション）

多くのウォームギヤは片歯面接触として使用しますが，装置によっては両歯面を接触させかみ合わせる場合があります．軸間距離変動解析は，図 3.27 で設定したピッチ誤差や取り付け誤差などを考慮して中心距離の変動を解析します．図 3.32 に解析結果を示

します．また，解析結果を CSV ファイルに出力することができます．



(a)グラフ 1　　(b)グラフ 2

図 3.32　軸間距離変動解析

3. 14　歯面評価（オプション）

歯面評価には，すべり速度グラフ（図 3.33）とヘルツ応力グラフ（図 3.34）があります．すべり速度は，歯の接触位置における速度を計算し，ヘルツ応力も歯の接触位置における歯形（歯の変形は考慮していません）から計算しています．いずれも強度計算および伝達誤差解析後に有効です．

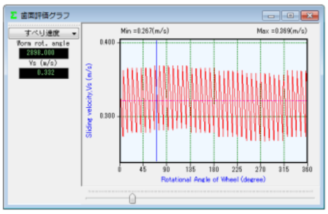


図 3.33　すべり速度グラフ

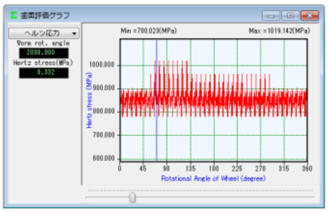


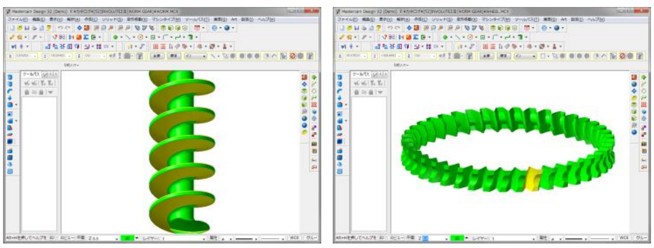
図 3.34　ヘルツ応力

3. 15　歯形ファイル出力

歯形ファイルは図 3.35 のようにウォーム，ホイールそして工具（ホブ）の歯形（任意歯数出力可）を生成します．ファイルの種類は DXF-2D，DXF-3D，IGES-3D の 3 種類です．CAD 作図例を図 3.36 に示します．

(a)出力歯形　　(b)3D-IGES の例

図 3.35　歯形ファイル出力



(a)ウォーム　　(b)ホイール（全歯数出力の例）

図 3.36　CAD 作図例

◆ウォームの相手歯車がヘリカルギヤの場合◆

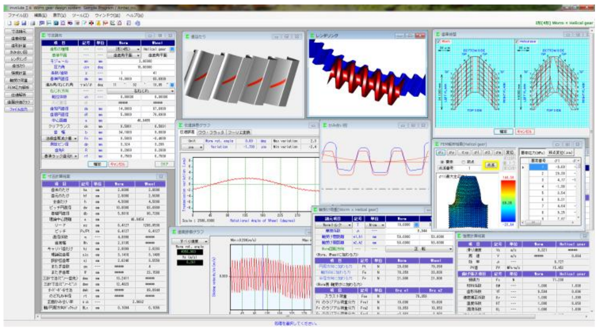


図 3.37　ウォームの相手歯車がヘリカルギヤの例

3. 16　基準ラック

ウォームギヤの基準ラックを図 3.38 に示します．基準平面は，歯直角または軸平面を選択することができます．

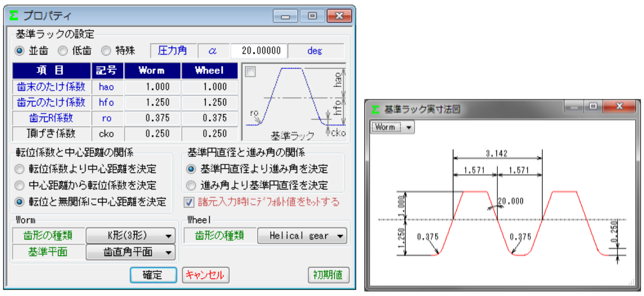
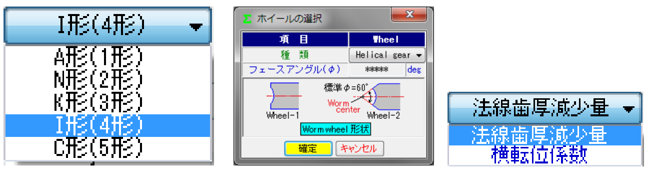


図 3.38　基準ラック（ウォーム&ヘリカルギヤ）

3. 17　寸法諸元

ウォーム&ヘリカルギヤ寸法諸元の入力画面を図3.39に示します．ウォームの歯形は図 3.40(a)に示すように A 形，N 形，K 形，I 形，C 形の 5 種類を標準ソフトウェアに含めています．ただし，C 形は強度計算規格の適用外ですので寸法や歯形生成に留めています．また，諸元の入力範囲は，モジュールは 0.001～50，圧力角は 5～30°，条数は 1～15 です．歯厚を調整する方法は，図 3.40(c)のように歯厚減少量または横転位係数で設定することができます．本例ではウォームの歯厚を減少させヘリカルギヤの歯厚を増加させる例を示します．

図 3.39　寸法諸元入力



(a)歯形の種類　　(b)ヘリカルギヤ　　(c)歯厚減少量

図 3.40　補助フォーム

3.18　歯車修整（オプション）

図 3.41 のようにウォームに歯形修整を，ヘリカルギヤに歯面修整を与えることができます．図 3.42 および図 3.43 にウォームの歯形設定とヘリカルギヤの歯面修整の例を示します．

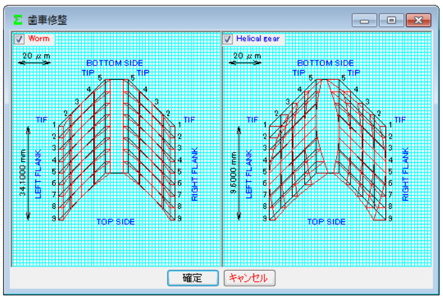


図 3.41　歯形修整（ウォームとヘリカルギヤ）

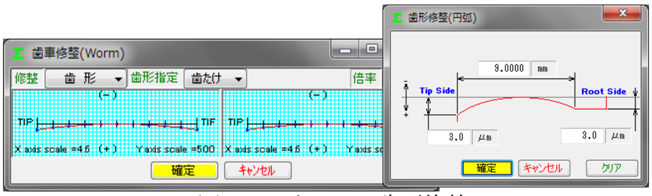


図 3.42　ウォーム歯形修整

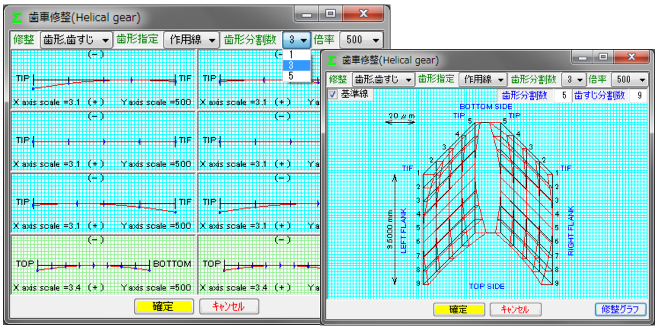


図 3.43　ヘリカルギヤ歯形・歯すじ修整とトポグラフ

3.19　歯形計算

歯形計算条件は図 3.44 (a)のようにヘリカルギヤ加工用工具（ホブ）の諸元を設定することができます．また，歯形を表示する際の分割数は図 3.44 (b)で設定することができます．歯形計算終了後，図 3.45 に寸法結果を表示します．なお，ウォームの三針寸法およびバックラッシは歯形修整を考慮した実歯形を基に計算しています．ヘリカルギヤは図 3.44 の工具に基づいて生成した歯形です．

項目(Worm)	記号	単位	数　値
モジュール	mn	mm	2.000000
圧力角	αn	deg	15.000000
砥石外径	OD	mm	*****
砥石凸R	Δr	mm	*****
工具(Wheel)	記号	単位	数　値
モジュール	mnc	mm	2.000000
圧力角	αnc	deg	15.000000
条　数	Zw	---	1
基準円直径	dmc	mm	15.0000
進み角	γc	deg	7 ° 39 ′ 44.12 ″
ねじれ方向	---	---	右ねじれ
取り付け角	Σc	deg	-3.87470
取付中心距離	ac	mm	49.3454
刃末のたけ	hkc	mm	2.5000
刃元のたけ	hfc	mm	2.0000
刃　厚	sc	mm	2.7275
刃先R	r	mm	0.7500
溝　数	N	---	12
修　整	---	---	無し

(a)条件設定

Worm表示分割精度項目	数　値
歯底円分割数	30
歯元R分割数	50
歯面分割数	100
歯先R分割数	50
歯先円分割数	30
歯幅断面分割数	50
Wheel表示分割精度項目	数　値
フィレット分割数	50
インボリュート分割数	100
面取り部分割数	30
歯先円分割数	30
歯幅断面分割数	50
演算精度項目	数　値
砥石歯形演算精度	300

(b)精度設定

図 3.44　歯形計算設定

項　目	記号	単位	Worm	Wheel
歯末のたけ	ha	mm	2.0000	2.0000
歯元のたけ	hf	mm	2.5000	2.5000
全歯たけ	h	mm	4.5000	4.5000
ピッチ円直径	dw	mm	10.0000	83.6909
基礎円直径	db	mm	5.9816	80.7266
理論中心距離	a	mm	46.8454	
リード	pz	mm	6.4127	1288.0530
ピッチ	Px/Pt	mm	6.4127	6.4127
直径係数	q	---	4.8990	*****
歯底幅	Wn	mm	2.3195	*****
キャリパ歯たけ	hj	mm	2.0099	2.0283
理論弦歯厚	sjo	mm	3.1416	3.1409
設計弦歯厚	sj	mm	2.6240	3.5550
またぎ歯数	zm	---	*****	4
またぎ歯厚	W	mm	*****	22.1588
三針寸法(ﾋﾟﾝ～歯先)	dma	mm	13.2411	*****
三針寸法(ﾋﾟﾝ～ﾋﾟﾝ)	dmw	mm	12.4823	*****
ｵｰﾊﾞｰﾎﾞｰﾙ寸法	dmh	mm	*****	89.0944
のど丸み半径	rt	mm	*****	*****
正面かみ合い率	εα	---	2.0662	
軸/円周方向ﾊﾞｯｸﾗｯｼ	BLx	mm	0.1094	0.1055

図 3.45　寸法結果

3.20　かみ合い図

歯形計算終了後，図 3.46 のように歯形を表示することができ，図 3.47 のように歯形の拡大作図や距離計測，R 計測，そして回転機能などがあります．

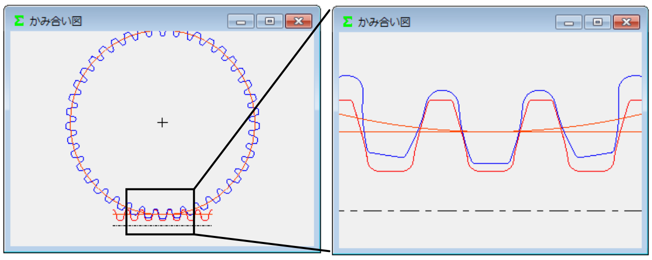


図 3.46　かみ合い図

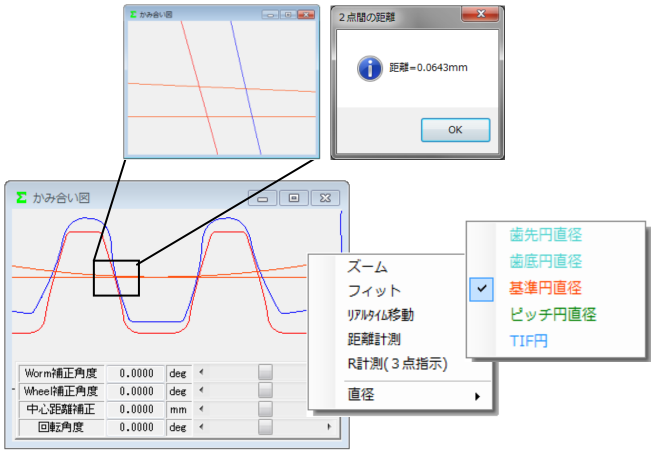


図 3.47　歯のかみ合いと補助フォーム

3.21　歯形レンダリング

歯形計算終了後，図 3.48 のように歯形レンダリングを表示することができます．図 3.49 の補助フォームは，観察角度や歯車の位置変更，拡大機能，そして自動回転機能などがあります．

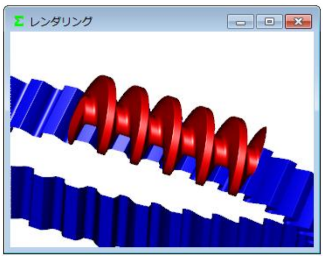


図 3.48　レンダリング

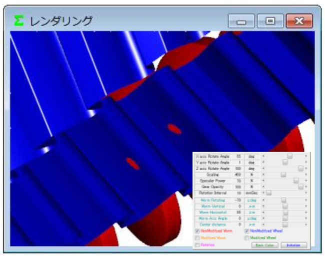


図 3.49　歯の接触

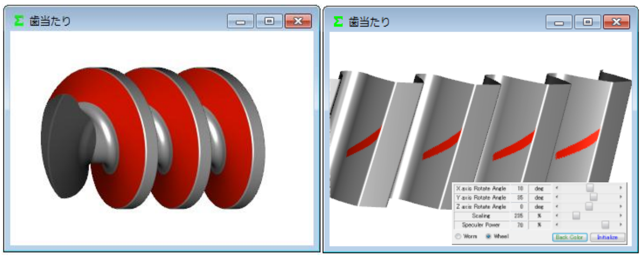
3.22　歯当たり（オプション）

図 3.50 の歯当たり設定では，軸の取り付け誤差や接触最大クリアランス（光明丹厚さ）を設定することができます．本例では，接触最大クリアランスを c=3μm としたときの歯当たりを図 3.51 に示します．ウォームの型式や歯形修整，そして軸の取り付け誤差を与えたとき歯当たりがどのように変化するかを把握することができます．

また，図 3.51(b)右下の補助フォームで歯形を拡大することや観察角度を変更することができます．

項　目	記号	単位	数 値
軸位置変化量	⊿V	μm	0.0
軸角変化量	⊿Σ	deg	0.00000
中心距離変化量	⊿a	μm	0.0
接触最大クリアランス	c	μm	5.0
１ピッチ回転分割数	---	---	40

図 3.50　歯当たり設定



(a) ウォーム　　(b) ホイール

図 3.51　歯当たり

3.23　強度計算

強度諸元を図 3.52 に，強度計算結果を図 3.53 に示します．曲げ強さは Lewis の式に基づき，歯面強さはヘルツの応力に基づいて計算します．動力は kW と W，トルクは MN･m，kN･m，N･m，N･cm を選択することができます．

材料の設定は，ウォームとヘリカルギヤ共に図 3.52a の材料を選択することができます．また，摩擦係数や各種係数は標準値を表示しますが，任意に変更することができます．

項　目	記号	単位	Worm	Helical gear
材　料	---	---	構造用鋼	M90-44
材料の種類	---	---	金　属	樹　脂
材料名	---	---	S45C	*****
応力比率	---	---	*****	*****
摩擦係数	μ	---	0.070	
伝達動力	P	kW	0.0063	
モータ停動トルク	Tmax	N･cm		*****
トルク	T	N･cm	10.0000	298.1013
回転速度	n	rpm	600.0000	14.6341
寿命繰り返し回数	L	---	410000000	10000000
潤滑状態	---	---	グリス	
周囲温度	t	℃	60.000	
弾性率	E	MPa	205940.000	*****
許容曲げ応力	σblim	MPa	196.000	*****
許容せん断応力	σslim	MPa	*****	*****
許容ヘルツ応力	σHlim	MPa	490.500	*****
曲げ安全率	SF	---	1.200	
面圧安全率	SH	---	1.150	
せん断安全率	SS	---	1.200	

図 3.52　強度諸元

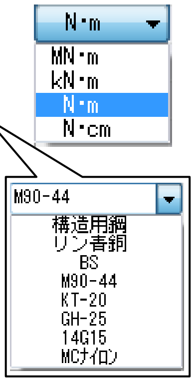


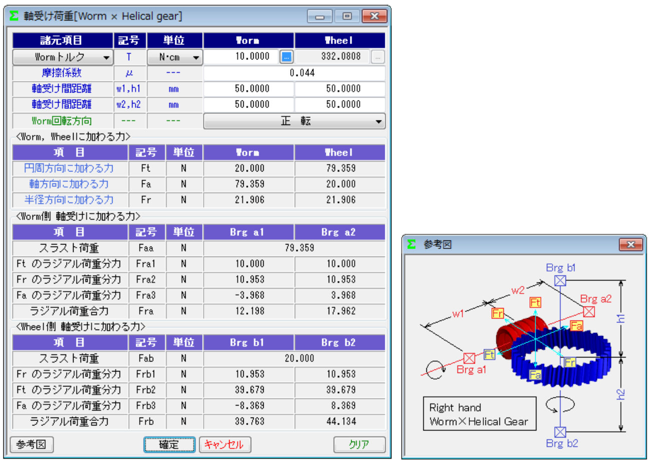
図 3.52a　材料

項　目	記号	単位	Worm	Helical gear
滑り速度	Vs	m/s	0.321	*****
周　速	V	m/s	*****	0.064
効　率	μ	---	0.727	
PV値	PV	MPa･m/s	15.452	
曲げ強さ項目	記号	単位	Worm	Helical gear
接線力	Fx	N	71.239	
材料係数	KM	---	1.000	1.000
歯形係数	YF	---	0.504	0.696
速度補正係数	Kv	---	1.000	1.399
温度係数	KT	---	1.000	0.650
潤滑係数	KL	---	1.000	1.000
複合有効歯幅	bw	mm	19.835	
許容曲げ応力	σblim	MPa	196.000	8.826
最大許容曲げ応力	σ	MPa	163.333	6.691
許容円周力	Fa	N	3268.407	184.838
曲げ応力	σb	MPa	3.560	2.579
曲げ強さ	Sft	---	45.880	2.595
歯面強さ項目	記号	単位	Worm	Helical gear
許容ヘルツ応力	σHlim	MPa	490.500	57.303
弾性率	E	MPa	205940.000	1721.067
許容円周力	Fh	N	7379.542	100.718
ヘルツ応力	σH	MPa	48.193	48.193
歯面強さ	Sfh	---	103.589	1.414
せん断強さ項目	記号	単位	Worm	Helical gear
円弧歯厚	So	mm	*****	3.564
断面積	A	mm²	*****	57.715
許容せん断応力	σslim	MPa	*****	4.863
許容円周力	Fs	N	*****	233.904
せん断応力	σs	MPa	*****	1.481
せん断強さ	Sfs	---	*****	3.283

図 3.53　強度結果

3.24　軸受荷重

軸受荷重の計算結果を図 3.54 に示します．



諸元項目	記号	単位	Worm	Wheel
Wormトルク	T	N･cm	10.0000	332.0808
摩擦係数	μ	---	0.044	
軸受け間距離	w1,h1	mm	50.0000	50.0000
軸受け間距離	w2,h2	mm	50.0000	50.0000
Worm回転方向	---	---	正　転	

<Worm, Wheelに加わる力>

項　目	記号	単位	Worm	Wheel
円周方向に加わる力	Ft	N	20.000	79.359
軸方向に加わる力	Fa	N	79.359	20.000
半径方向に加わる力	Fr	N	21.906	21.906

<Worm側 軸受けに加わる力>

項　目	記号	単位	Brg a1	Brg a2
スラスト荷重	Faa	N	79.359	
Ft のラジアル荷重分力	Fra1	N	10.000	10.000
Fr のラジアル荷重分力	Fra2	N	10.953	10.953
Fa のラジアル荷重分力	Fra3	N	-3.968	3.968
ラジアル荷重合力	Fra	N	12.198	17.962

<Wheel側 軸受けに加わる力>

項　目	記号	単位	Brg b1	Brg b2
スラスト荷重	Fab	N	20.000	
Fr のラジアル荷重分力	Frb1	N	10.953	10.953
Ft のラジアル荷重分力	Frb2	N	39.679	39.679
Fa のラジアル荷重分力	Frb3	N	-8.369	8.369
ラジアル荷重合力	Frb	N	39.763	44.134

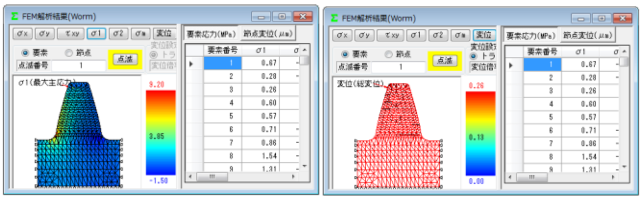
図 3.54　軸受荷重

3.25　2D-FEM 歯形応力解析（オプション）

図 3.55 の FEM の設定画面では縦弾性係数，ポアソン比，分割数および荷重（例では円周力を ε で除した値）を設定します．図3.56および図3.57にウォームとヘリカルギヤの解析結果を示します．また，最大値の節点や要素を点滅表示で示すこともできます．

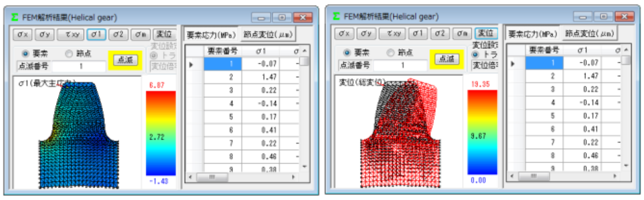
項　目	記号	単位	Worm	Wheel
Worm材料記号			構造用鋼	
Wheel材料記号			M90-44	
縦弾性係数	E	MPa	205940.0	1721.1
ポアソン比	ν	---	0.30	0.35
縦分割数(歯面部)	mNo	---	21	21
横分割数	wNo	---	21	21
荷重点位置	Nf	---	2	2
荷　重	F	N	34.5000	

図 3.55　FEM 解析の設定



(a)最大主応力（σ_1）　　　　　　(b)変位

図 3.56　ウォーム



(a)最大主応力（σ_1）　　　　　　(b)変位

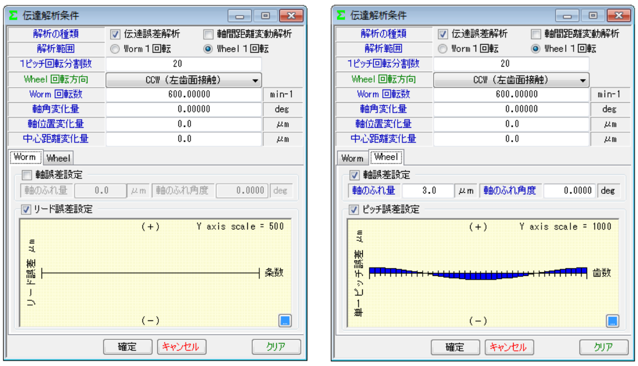
図 3.57　ヘリカルギヤ

3.26　伝達誤差（オプション）

3.26.1　伝達誤差解析

伝達誤差解析は図 3.58 上部に示すように，片歯面かみ合いによる伝達誤差解析と，両歯面かみ合いによる軸間距離変動解析ができ，ウォーム 1 回転時とヘリカルギヤ 1 回転時を選択することができます．例題では，ウォーム回転速度 600min^{-1} でヘリカルギヤ 1 回転とし，軸の取り付け誤差は無いものとして解析します．

ピッチ誤差は，図 3.58 のように設定（最大値設定または，歯ごとに設定可）することができます．伝達誤差解析結果を図 3.60 に，ワウ・フラッタ（回転むら）を図 3.61 に，フーリエ解析結果を図 3.62 に示します．また，ワウ・フラッタを「音」に変換



(a)ウォーム（リード誤差）　　(b)ギヤ（ピッチ誤差）

図 3.58　ピッチ誤差設定

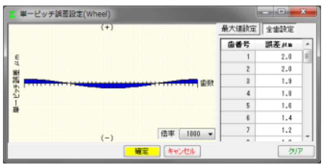


図 3.59　ピッチ誤差(ギヤ)

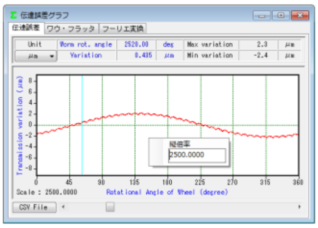


図 3.60　伝達誤差結果

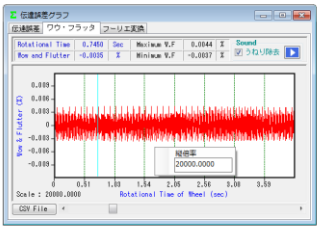


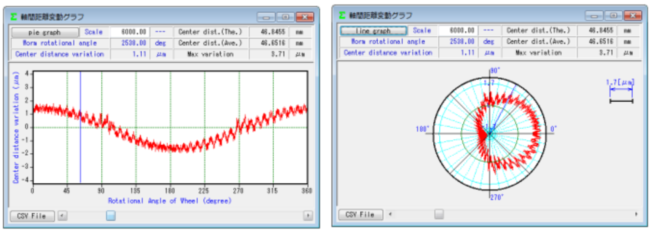
図 3.61　ワウ・フラッタ

図 3.62　フーリエ解析

させる機能もありますし，解析結果を CSV ファイルに出力することもできます．

3.26.2　軸間距離変動解析

多くのウォームギヤは片歯面接触として使用しますが，装置によっては両歯面を接触させかみ合わせる場合があります．軸間距離変動解析は，図 3.58 で設定したピッチ誤差や取り付け誤差などを考慮して中心距離の変動を解析します．図 3.63 に解析結果を示します．また，解析結果を CSV ファイルに出力することができます．



(a)グラフ 1　　　　　　(b)グラフ 2

図 3.63　軸間距離変動解析

3.27　歯面評価（オプション）

歯面評価には，すべり速度グラフ（図 3.64）とヘルツ応力グラフ（図 3.65）があります．すべり速度は，歯の接触位置における速度を計算し，ヘルツ応力も歯の接触位置における歯形（歯の変形は考慮していません）から計算しています．いずれも強度計算および伝達誤差解析後に有効です．

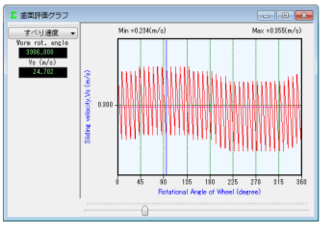


図 3.64　すべり速度グラフ

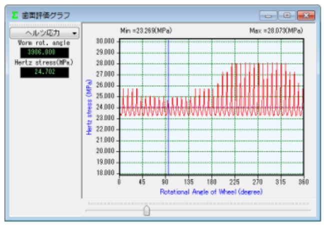


図 3.65　ヘルツ応力

3.28　歯形ファイル出力

歯形ファイルは図 3.66 のようにウォーム，ヘリカルギヤそして工具（ホブ）の歯形（任意歯数出力可）を生成します．ファイルの種類は DXF-2D，DXF-3D，IGES-3D の 3 種類です．CAD 作図例を図 3.67 に示します．

(a)出力歯形　　　　　　(b)3D-IGES の例

図 3.66　歯形ファイル出力

(a)ウォーム　　　(b)ギヤ（全歯数出力の例）

図 3.67　CAD 作図例

3.29　設計データ管理

データベースは，Microsoft Access Database，Microsoft SQL Server そして ORACLE MySQL Server に対応しています．また，旧ソフトウェアの involute Σ(Worm Gear)および involute Σ(Worm and Helical Gear)で作成した設計データの読み込みも可能です．データベースの設定画面を図 3.68 に示します．

※Microsoft SQL Server および ORACLE MySQL Server は，インストールされている必要があります．

図 3.68　データベースの設定

3.30　HELP 機能

操作途中で使い方が解らない場合は，アクティブ画面で[F1]キーを押すことで図 3.69 のように説明文を表示します．

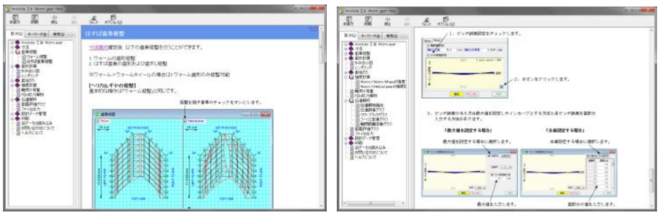


図 3.69　HELP 機能の例

3.31　ウォームギヤの種類

ウォームギヤの種類を図 3.70～3.76 に示します．なお，[　] 内数値はソフトウェア番号です．

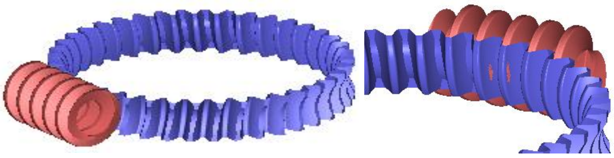


図 3.70　[3]円筒ウォームギヤ

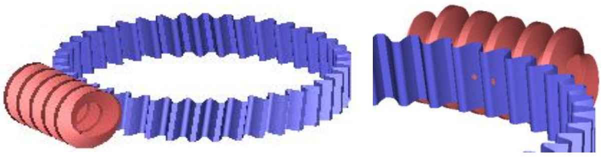


図 3.71　[3]ウォーム×ヘリカルギヤ

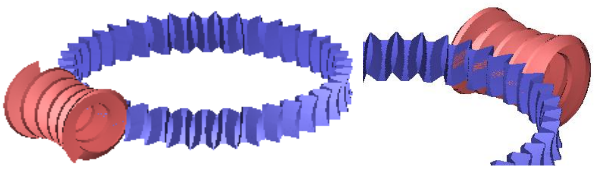


図 3.72　[36]ヒンドレーウォームギヤ

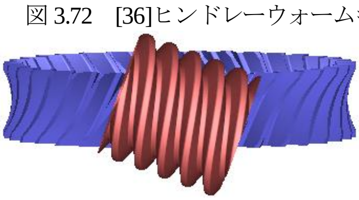


図 3.73　[28]傾斜ウォームギヤ

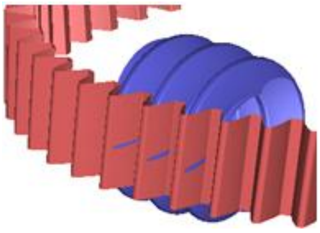


図 3.74　[39]内歯ウォーム

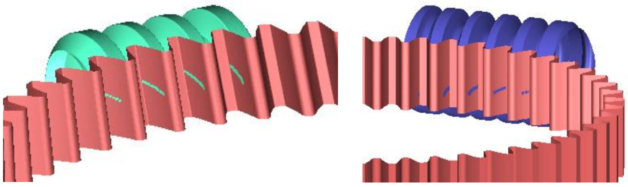
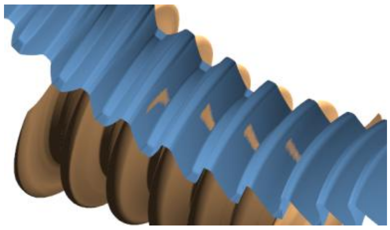


図 3.75　[37]LCCW ウォーム×ヘリカルギヤ



ホブ切削で加工したホイールとかみ合う鼓形ウォーム

図 3.76　[44]SS-Worm gear（鼓形ウォームギヤ）

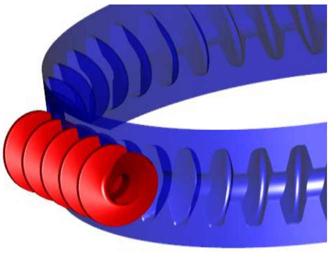


図 3.77　[3]円筒ウォームギヤ（ホイール歯幅が広い例）

[4] involute ASM(high-intensity gear design system)

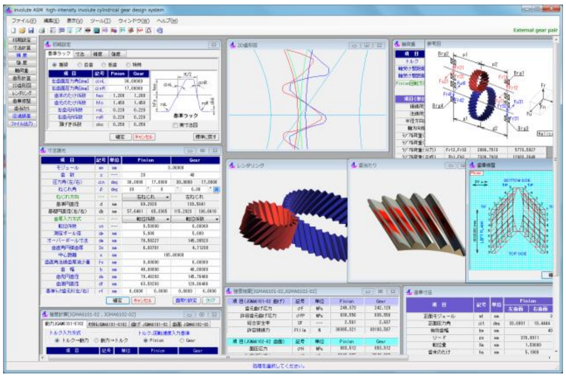


図 4.1　involute ASM(high-intensity gear)

4.1　概要

involute ASM(high-intensity gear)は，非対称圧力角インボリュート歯車（以後，非対称歯形歯車と言う）の設計支援ソフトウェアです．図 4.1 に全体画面を示します．

非対称歯形歯車は，ギヤの大きさや材料を変更しないで歯面負荷容量を増大させることができます．高圧力角歯形は標準圧力角に比べ，ヘルツ応力は低下し，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ます．

4.2　ソフトウェアの構成

involute ASM の構成を表 4.1 に示します．表中の〇は，基本ソフトウェアに含まれ，◎はオプションです．

適応歯車：インボリュート平，はすば歯車（外歯車，内歯車）

表 4.1　ソフトウェアの構成

項　　目	機能
<1>基準ラックの設定	〇
<2>歯車寸法	〇
<3>推論	〇
<4>歯形創成図	〇
<5>歯車かみ合い図	〇
<6>かみ合い連続回転	〇
<7>歯形 DXF ファイル	〇
<8>歯形レンダリング図	〇
<9>歯車精度	〇
<10>設計データ管理	〇
<11>JGMA6101,6102,　JGMA401,402	〇
<12>樹脂歯車強度計算(JIS B 1759)	〇
<13>軸受け荷重	〇
<14>3D-IGES 歯形データ	〇
<15>回転伝達誤差解析，フーリエ解析 ワウ・フラッタ，CSV	◎
<16>歯面修整(歯形, 歯すじ, バイアス修整)	◎
<17>歯当たり	◎

4.3　基準ラックの設定

図 4.2〜4.5 に設定画面を示します．

・歯車の組み合わせ　：外歯車×外歯車，外歯車×内歯車
・基準ラック　　　　：並歯，低歯，特殊
・歯先円決定の方式　：標準方式，等クリアランス方式
・鋼歯車の強度計算規格は，図 4.5 に示すように
　・JGMA 401-02:1974, 402-02:1975
　・JGMA 6101-02:2007, 6102-02:2009

の 2 種類があり，プラスチック歯車の強度計算規格は，JIS B 1759(2013)に対応しています．

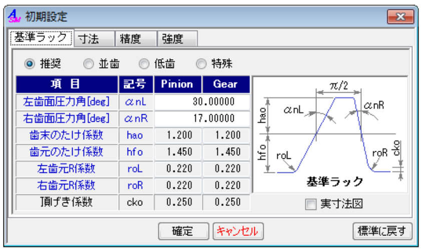


図 4.2　基準ラック(非対称)

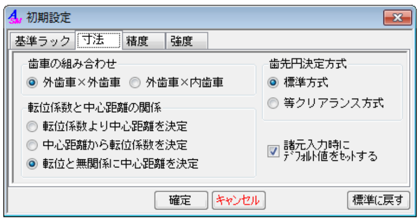


図 4.3　寸法

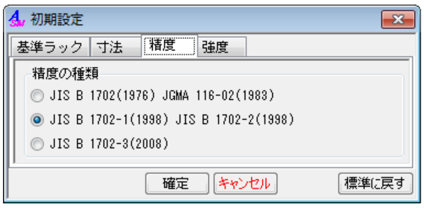


図 4.4　精度

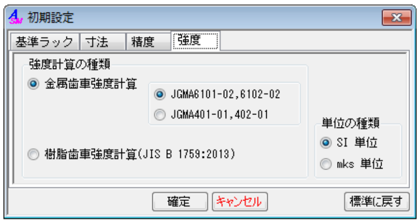


図 4.5　強度

4.4　歯車寸法

歯車寸法は，各部寸法，かみ合い率，すべり率，歯厚などを計算します．アンダーカットが発生している歯車のかみ合い率は，TIF（True Involute Form）径を基準にかみ合い率を決定します．また，歯先に丸みがある場合は R を考慮したかみ合い率を算出します．

(1)中心距離と転位係数の関係は，以下の 3 種類です．
　<1>転位係数をピニオンとギヤに与え中心距離を決定
　<2>中心距離を基準として各歯車の転位係数を決定
　<3>転位係数を無視して任意に中心距離を決定

(2)転位係数の設定方式は，以下の 4 種類です．
　<1> 転位係数を直接入力
　<2> オーバーピン寸法を入力して転位係数を決定
　　非対称歯形は，またぎ歯厚測定ができませんので選択できません．図 4.8 に示すまたぎ歯厚は参考値です．
　<3> 円弧歯厚を入力して転位係数を決定

図 4.6 に諸元設定画面を示します．また，転位係数入力時は，転位係数を直接入力方法以外に，歯厚から転位係数を入力することもできます．図 4.7 の面取り設定で歯先 R=0.2（C 面も可能）としたときの寸法結果画面を図 4.8 に示します．

図 4.6 諸元設定

図 4.7 面取り設定

図 4.8 寸法結果

4.6 歯形図

歯形計算は図 4.9 に示すように歯形各部に分割数を与えることができます．そして［歯形計算］で左右の歯形を計算し図 4.10

図 4.9 歯形計算諸元

のように歯形図を示します．歯形に関しての機能は補助フォームに示すように歯形情報（図 4.11），歯形創成（図 4.12），ズーム，距離計測（図 4.13），R 計測（図 4.14）機能および直径，修整歯形表示，作用線，歯先幅，奇数歯 Y 測定の表示そして回転機能があります．

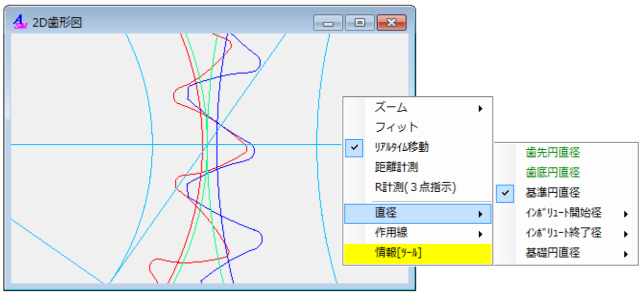
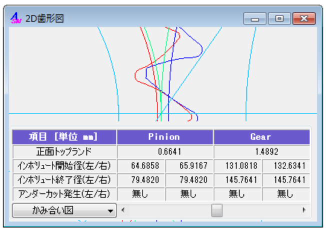


図 4.10 かみ合い図と補助フォーム



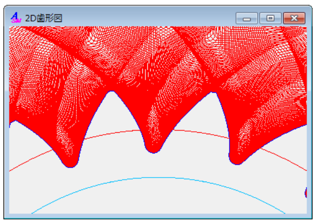
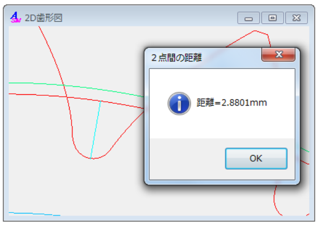


図 4.11 歯形情報　　図 4.12 歯形創成



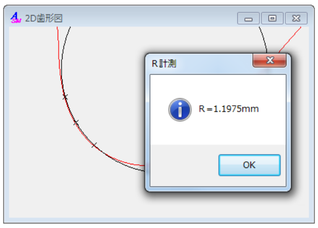


図 4.13 距離計測　　図 4.14 R 計測

4.7 歯形レンダリング

3 次元歯形のかみ合いを図 4.15 のように作図することができ，かみ合い部分に接触線を観察することができます．また，補助フォームにより歯形の向きを自由に変えることができ，拡大，縮小および歯車の回転表示をすることができます．

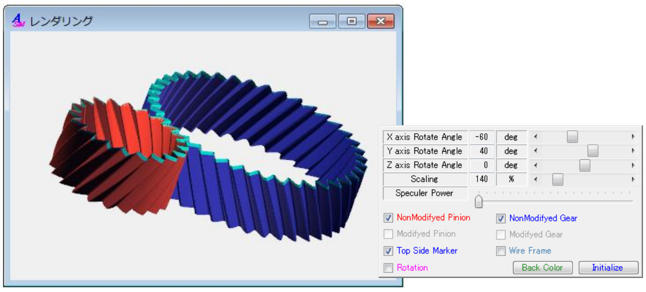


図 4.15 歯形レンダリングと補助フォーム

4.8 歯車精度

図 4.16 と図 4.17 に新 JIS の歯車精度規格 JIS B 1702-1:1998 と JIS B 1702-2:1998 による誤差の許容値を示します．また，図 4.4 の設定により新 JIS と旧 JIS の切り換えが可能です．歯車精度規格は

- JIS B 1702-1:1998, JIS B 1702-2:1998, JIS B 1702-3:2008
- JIS B 1702:1976
- JGMA 116-02:1983

の 5 種類です．

図 4.16　JIS B 1702-1,-2 の設定

図 4.17　精度許容値

4. 9 歯車強度計算（鋼）

歯車強度計算は，図 4.5 に示すように ISO6336:2006 規格に準拠した JGMA6101-02:2007 および JGMA 6102-02:2009 規格と JGMA401-01:1974，402-01:1975 の 2 種類あり，設計単位は，SI 単位系，MKS 単位系を選択することができます．図 4.18 に強度計算の動力設定画面を示します．本例では高圧力角側を作用歯面としますが，低圧力角側を作用歯面として強度計算をすることもできます．材料の選択は，図 4.19 に示すように「材料」と「熱処理」に適応した材料の選択フォームを表示します．また，図 4.20 に曲げに関する係数設定画面を，図 4.21 に面圧に関する係数の設定画面を示し，図 4.22 に強度計算結果を示します．

なお，画面中の □ は，数値換算や各種係数，そして係数選択をすることができる補助機能です．

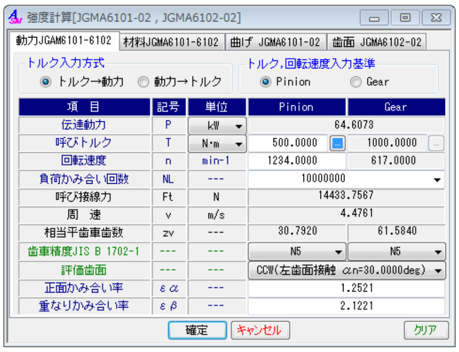


図 4.18　強度計算（動力設定）

図 4.19　強度計算（材料）

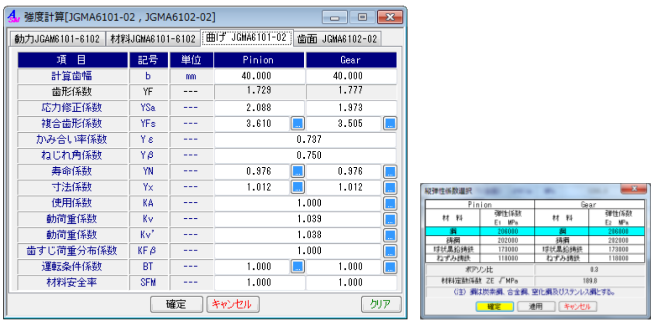


図 4.20　強度計算（曲げに関する係数）

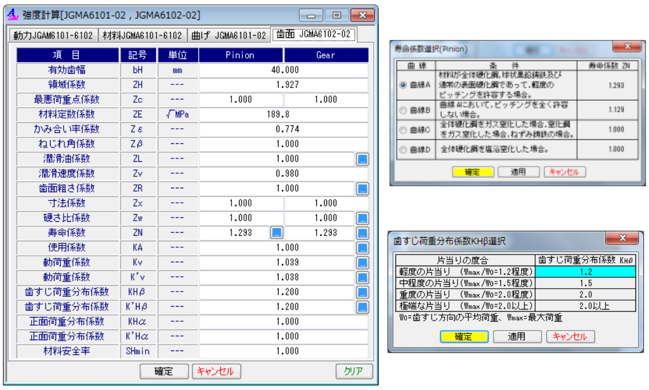


図 4.21　強度計算（面圧に関する係数）

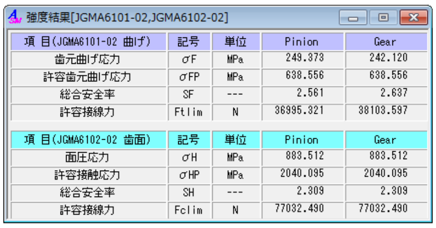
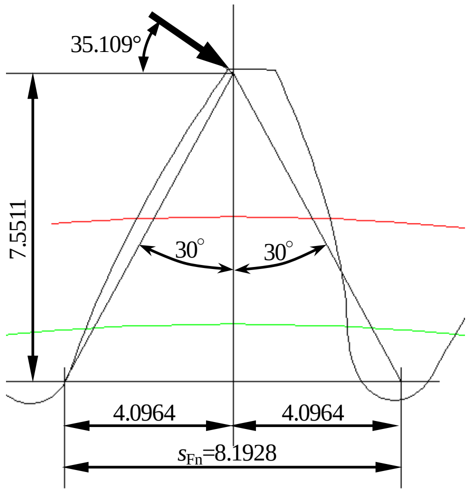


図 4.22　強度結果

4. 9a 歯形係数

対称歯形歯車の歯形係数を決定する際の危険断面歯厚の算出方法は，それぞれの規格で定義されていますが非対称歯形歯車の危険断面歯厚は定義されていません．本ソフトウェアでは図 4.23 および図 4.24 のように高圧力角側の危険断面距離を 2 倍にして危険断面歯厚としています．



(m_n=3, z=40, α=30°, β=0°, x=0)

図 4.23　危険断面歯厚（歯先荷重の例）

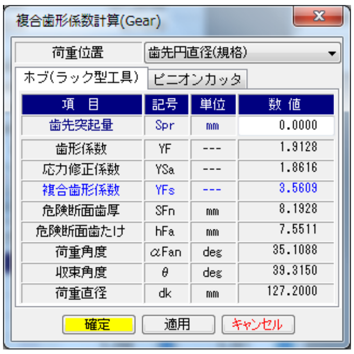


図 4.24　歯形係数の数値

4. 10 歯車強度計算（樹脂）

プラスチック歯車の強度は，図 4.5 で JIS B 1759(2013)を選択することで計算できます．JIS B 1759「プラスチック円筒歯車の曲げ強さ評価方法」は，非対称歯形歯車には適用していませんが，歯形係数を図 4.23 と同様として計算します．プラスチック材料の許容曲げ応力は歯車の運転試験に基づいて POM の許容曲げ応力は各所の実験結果から 80.0[MPa]と定まり，POM 以外の材料についても規格に基づいて独自に決定することができます．そして歯元曲げ応力と各種係数（歯元形状係数，寿命係数，雰囲気温度係数等）を考慮した許容歯元曲げ応力とを比較して安全か否かを判断します．詳しくは規格をご覧ください．プラスチック歯車の強度計算の例を図 4.25～4.29 に示します．

図 4.25　歯車諸元

図 4.26　強度諸元

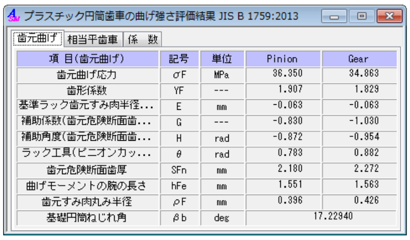


図 4.27　歯元曲げ

図 4.28　相当平歯車

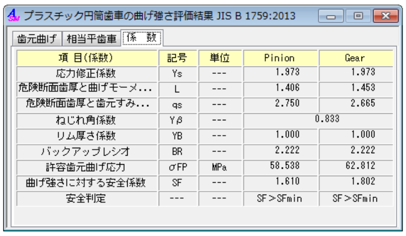


図 4.29　係数

4. 11 軸受け荷重

歯車に作用する荷重と，軸受けに作用する荷重を計算します．荷重の種類は，接線力，法線力など各軸受けに作用する荷重 20 種類を計算します．図 4.30 に計算結果を示します

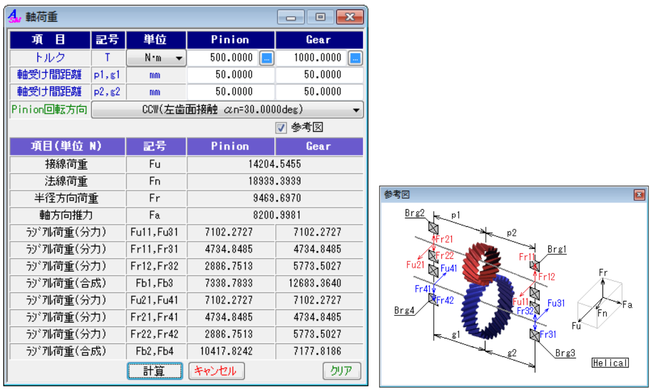


図 4.30　軸受荷重

4. 12 歯面修整（歯形，歯すじ，バイアス修整）

図 4.31 に歯面修整の例を示します．この歯形を得るためには図 4.32 のように歯形修整を数値入力で与えることもできますが，右側の図のようにパターン化した歯形に数値を入力して与えることもできます．同様に，歯すじ修整も図 4.33 のように設定することができます．この歯形修整と歯すじ修整の 2 つを図 4.34 のように表し，反対歯面にコピーすれば左右歯面同じ修整歯形となり，それを合成すると図 4.31 として表示することができます．

また，図 4.34 の画面上部のコンボボックスで「歯形」,「歯すじ」,「歯形・歯すじ」を選択することができ，歯形たけ方向は作用線または直径で指定することができます．また，歯形修整の倍率は最大 1000 倍で設定することができます．

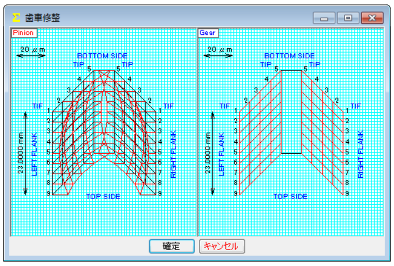


図 4.31　歯面修整（トポグラフ）

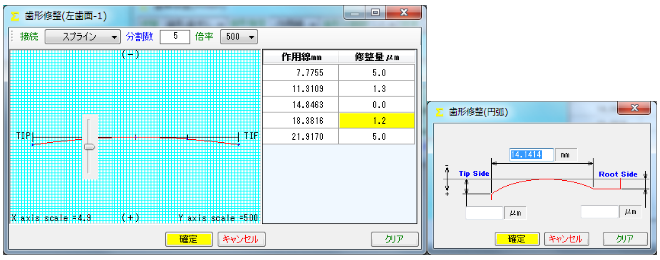


図 4.32　歯形修整

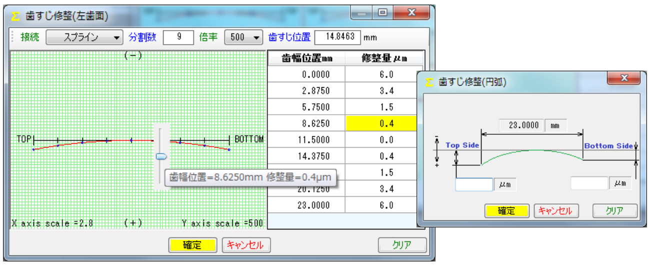


図 4.33　歯すじ修整

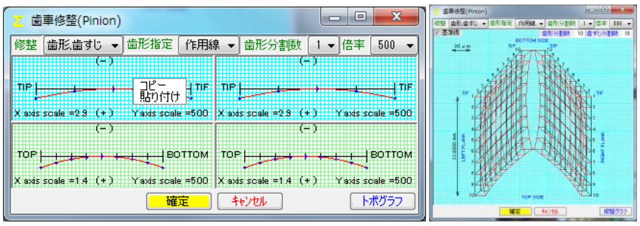


図 4.34　歯形&歯すじ修整とトポグラフ

歯面修整を与えた歯形は，図 4.35 の歯形計算諸元で設定することができます．ここで設定した歯形計算条件は，図 4.10～4.14 に示す歯形に有効で，図 4.14 の歯形レンダリングに重ね合わせることができるため図 4.36 のように表示することができます．ここでは，ピニオンに歯面修整を与えているため図中の赤色歯面の中に黄色歯面が表れています（ギヤは無修整）．

歯形項目	記号	Pinion	Gear
フィレット分割数	vuf	30	30
インボリュート分割数	vui	50	50
面取り部分割数	vur	15	15
歯先円分割数	vut	10	10
歯すじ分割数	hul	31	31

図 4.35　歯形計算諸元

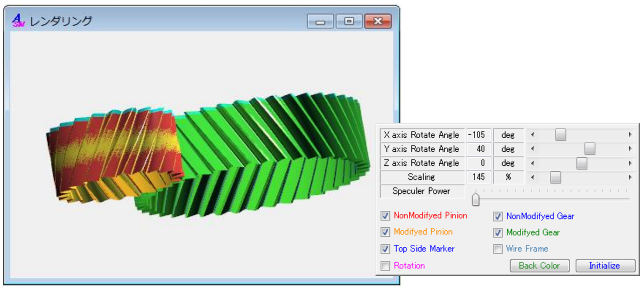


図 4.36　歯形レンダリング（歯面修整）

4. 13 歯当たり

歯面修整（図 4.31）を与えた歯車に図 4.37 で歯当たり条件を設定し歯当たりを確認することができます．ここでは，平行度誤差および食い違い誤差を 0 とし，接触最大クリアランスを 2.0μm としたときの歯当たりを図 4.38 および図 4.39 に示します．

項　目	記号	単位	数　値
中心距離	a	mm	105.6000
平行度誤差	p	deg	0.00000
食い違い誤差	di	deg	0.00000
歯すじ分割数	hul	---	18
歯形補間精度	ac	μm	0.0
回転分割数(1ピッチ当たり)	urP	---	50
接触最大クリアランス	c	μm	2.0

図 4.37　歯当たり設定

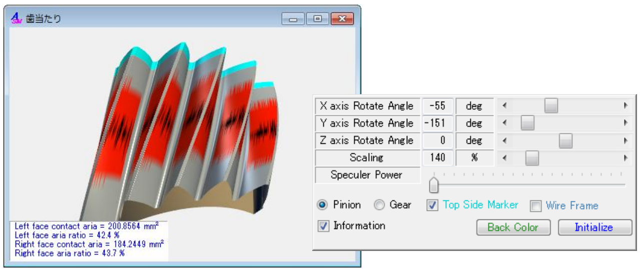


図 4.38　歯当たり（ピニオン）

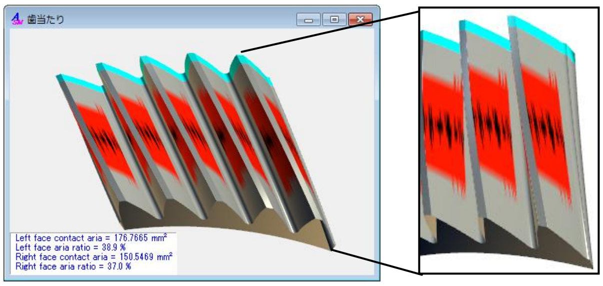


図 4.39　歯当たり（ギヤ）&拡大

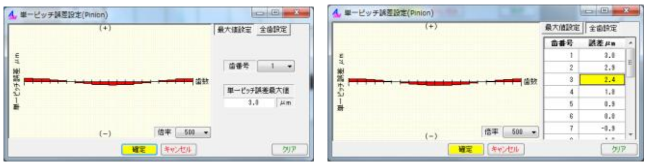
4. 14 伝達誤差

伝達誤差解析では，無修整歯形または図 4.31 で与えた歯形で無負荷時の回転伝達誤差解析をすることができます．図 4.40 に伝達誤差設定を示しますが，ここでは 2D 解析または 3D 解析の選択をすることができ，軸の振れ，回転速度を設定することができます．また，ピッチ誤差は図 4.41 のように最大値の設定または全歯のピッチ誤差を設定することができます．

伝達誤差解析，ワウ・フラッタ（回転むら）そしてフーリエ解析結果を図 4.42～4.44 に示します．図 4.42 の  で[音]を聞くことができます．

(a)ピニオン　(b)ギヤ

図 4.40　伝達誤差設定



(a)最大値の設定　(b)全歯設定

図 4.41　ピッチ誤差設定

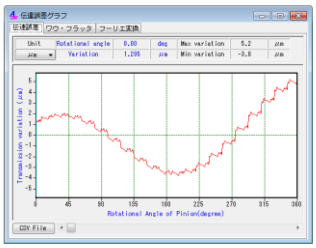


図 4.42　伝達誤差解析結果

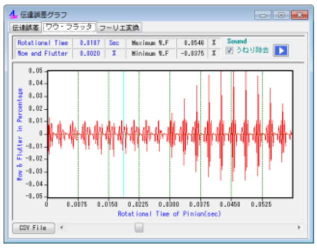


図 4.43　ワウ・フラッタ

伝達誤差解析，ワウ・フラッタ，フーリエ解析結果は，図 4.42 の左下にある CSV File で図 4.45 のように CSV ファイル（本例の場合 361 個のデータ）に出力することができます．

本ソフトウェアは無負荷での伝達誤差解析です．負荷や軸角誤差に対応した応力解析や伝達誤差解析，フラッシュ温度解析等は応力解析用の**[22]CT-FEM ASM** をお使いください．

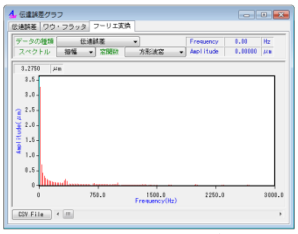


図 4.43　フーリエ解析

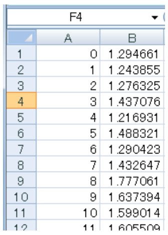


図 4.44　CSV ファイル例

4. 15 歯形出力

生成した歯形は，図 4.46 の歯形ファイル形式　で出力することができます．3D-IGES の場合，歯形を一体型と分割型を選択することができ，分割型の場合は歯元フィレット部，インボリュート歯面，歯先 R，歯先部に分割して図 4.47 のように出力します．

図 4.48 に示す座標補正設定では，金型用に使用することを考慮し，モジュール収縮率や圧力角補正，ねじれ角補正そして放電ギャップを考慮した歯形を出力することができます．例として図 4.49 にモジュール収縮率 20/1000 を考慮した歯形図(2D)を示します．また，歯形座標値を図 4.46 画面下方の TEXT 2D により テキストファイルで出力することができます．

図 4.46　歯形ファイル形式

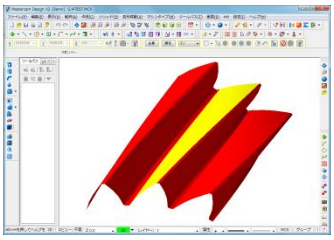


図 4.47　CAD 作図例

図 4.48　座標補助設定

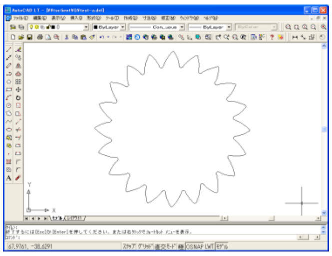


図 4.49　CAD 作図例

4. 16 内歯車の計算例

内歯車は図 4.3 の設定で「外歯車×内歯車」を選択することで計算をすることができます．歯車諸元，寸法，かみ合い図，歯形レンダリング，歯当たりの例を図 4.50～4.54 に示します．なお，図 4.53 のピニオンは，図 4.31 と同じ歯面修整を与えています．また，強度計算，伝達誤差解析そして歯形出力などは「外歯車×外歯車」と同様です．

図 4.50　諸元（内歯車）

図 4.51　寸法（内歯車）

図 4.52　かみ合い

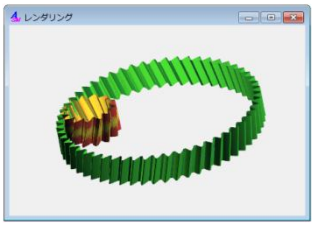
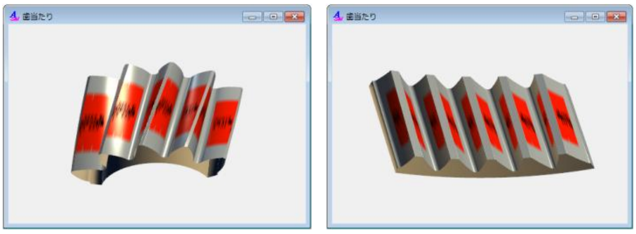


図 4.53　レンダリング



(a)ピニオン　　(b)ギヤ

図 4.54　歯当たり

4. 17 その他

印刷機能，[HELP]機能，設計データの保存･読み込み等は，**[1]involute Σ iii (spur and helical)**と同様です．

※非対称歯形歯車の 3 次元応力解析や歯面応力，フラッシュ温度などの解析は，**[22]CT-FEM ASM** をお使いください．

[5] Planetary gear and Mechanical paradox gear design system(遊星＆不思議遊星)

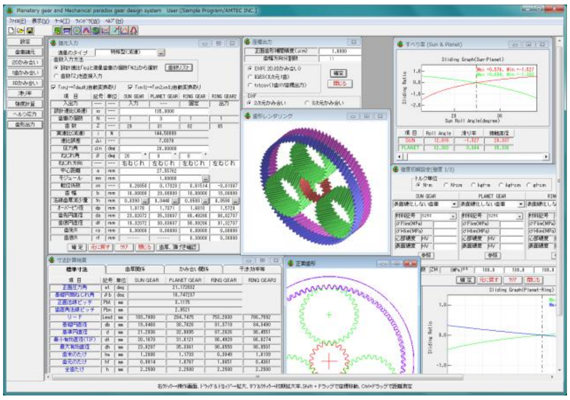


図 5.1　遊星＆不思議遊星歯車設計ソフトウェア

5.1 概要

いままでのPlanet AGITΩ は，「遊星&不思議遊星歯車設計ソフトウェア」に変わりました．

「遊星&不思議遊星歯車設計ソフトウェア」は，遊星歯車と不思議遊星を簡単に設計できるソフトです．歯数の組み合わせや最適中心距離などを自動決定し，歯車寸法および歯車強度を簡単に設計することができます．また遊星歯車の干渉チェックおよび，転位係数の決定, 効率計算なども簡単に計算することができます．図 5.1 に計算結果の全体画面を示します．

5.2 適用

(1)型 式　　　　：等配置型

　　　　　　　　：遊星(プラネタリ，ソーラ，スター)

(2)歯車材料　　　：金属，樹脂（金属と樹脂混同可能）

(3)歯車歯形　　　：インボリュート歯形

(4)オプション　　：不思議遊星(3K)，少歯数，ダブルピニオン，不等配置

上記，遊星歯車の歯車寸法，歯車強度，歯形設計に適用します．

5.3 初期設定

初期設定で，歯先円直径の決定方式，基準ラック，モジュールまたは中心距離基準，歯車精度，摩擦係数の設定をします．

図5.2に寸法初期設定の画面を示します．

図 5.2　寸法初期設定

5.4 遊星歯車機構の選択

図5.3に示す遊星歯車タイプの選択をします(プラネタリー型，ソーラー型，スター型，不思議 3K の増減速)．

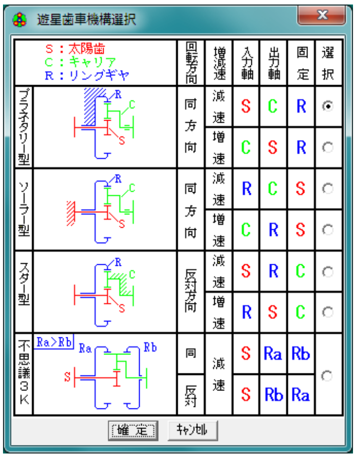


図 5.3　遊星歯車のタイプ

図 5.4　諸元入力

図 5.5　歯数一覧

(1) 遊星歯車の個数は，1～21 です．

(2) 歯数は，直接入力する方式と，速比から計算した歯数一覧(図 5.5)から選択する方式があります．

(3) 中心距離よりモジュールの計算，またはモジュールより中心距離の計算をすることができます．

(4) 転位係数の計算は，モジュールと中心距離からバックラッシが 0 になるように計算します．

(5) 法線歯厚減少量の入力．（デフォルト値として JIS バックラッシ標準中間値の 1/2 を表示します．）

(6) 歯先円直径は寸法初期設定で設定した基準ラックの歯たけと転位係数から標準値を計算しますが，変更が可能です．

(7) 外歯車の歯元部の形状は，基準ラックによる創成運動によって生成する歯形です．内歯車の歯元は，入力 R 接続です．

(8) 歯車の歯先は R で作成することができます．

(9) 転位係数は，1 種を変更すると残りの転位係数が連動して変化しますが，歯車それぞれ個別に入力することができます．最適なクリアランス(歯たけの調整)と歯厚(転位係数の調整)の決定のため**図** 5.6 の諸元入力補助画面によって歯形を確認することができます．また，この画面によって，転位係数や歯先円直径を変更したときの歯形形状やクリアランス，干渉の確認をすることができます．この時点での歯形は歯面のみであり歯元形状は含まれていません．

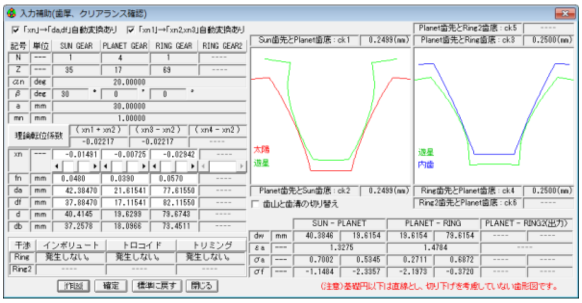


図 5.6　諸元入力補助

5.5 歯車寸法

歯車諸元を確定後, 各種計算結果を図 5.7～図 5.10 に示します. この画面で, 干渉, 効率, クリアランス, バックラッシの確認をすることができます.

図 5.7　結果(標準寸法)

図 5.8　結果(歯厚関係)

図 5.9　結果(かみ合い)

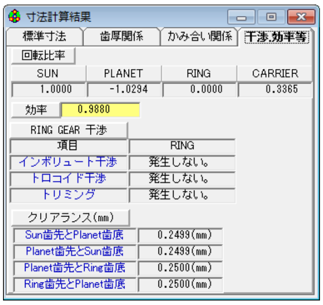


図 5.10　結果(干渉, 効率等)

5.6 歯形作図

5.6.1 歯形図 (2D)

歯車のかみ合い図を図 5.11, 図 5.12 のように 2 次元図で表示します. 操作画面によって, 補助円や共通法線を表示することができますので歯面の接触位置の確認が容易です. 歯車の回転角度を変え, 拡大表示することができます.

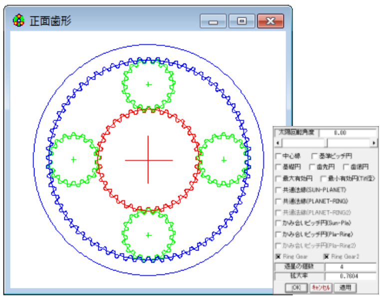


図 5.11　2D かみ合い図

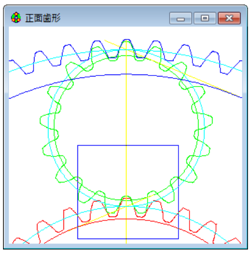


図 5.12　かみ合い拡大

5.6.2 1 歯かみ合い図

1 歯同士のかみ合いを図 5.13 の 2 次元図で確認することができます. この画面にて内歯車と外歯車の歯先と歯元部分の干渉をより詳しく確認することができます (2D かみ合い図ではキャリヤが公転するために確認が難しいことがあります). また, 歯車の回転角度を変え, 拡大表示することができます.

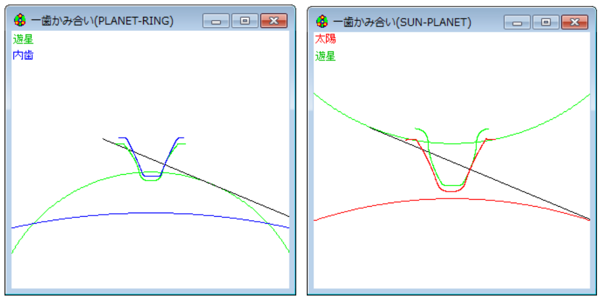


図 5.13　一歯かみ合い図

5.6.3 歯形図 (3D)

歯車のかみ合いを図 5.14, 図 5.15 のように 3 次元図で表示することができ X, Y, Z 方向に回転させることができ図 5.16 に歯形レンダリングのコントロールフォームを示します.

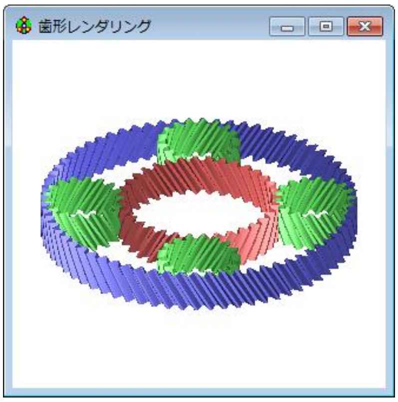


図 5.14　歯形レンダリング

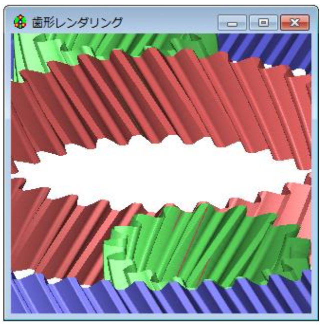


図 5.15　拡大図

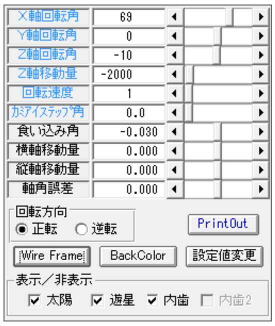


図 5.16　操作画面

5.7 すべり率グラフ

すべり率グラフ(図 5.17, 図 5.18)に, 各ロールアングル（または直径）によるすべり率を表示します.

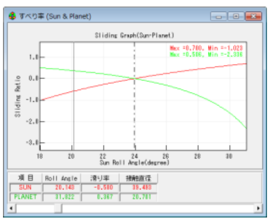


図 5.17　すべり率グラフ

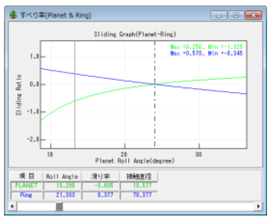


図 5.18　すべり率グラフ

5.8 歯車強度

5.8.1　強度初期設定

強度初期設定画面(図 5.19)で，金属材料と樹脂材料を選択することができます．許容応力の σ_{Flim} と σ_{Hlim} を表中(図 5.20)から選択します．または任意数値を入力することができます．

トルク単位は「N･m」「N･cm」「kgf･m」「kgf･cm」「gf･cm」から選択することができます．

図 5.19　強度初期設定

浸炭焼き入れ歯車

構造用炭素鋼	心部硬さ HB	心部硬さ HV	σFlim MPa	有効浸炭深さ	歯面硬さ HV	歯面硬さ HRc	σHlim MPa
S15C	140	147	178.5	比較的浅い	580	54	1128
	150	157	192		600	55	1147.5
	160	167	206		620	56	1157
	170	178	215.5		640	57	1167
	180	189	225.5		660	58	1177
	190	200	235.5		680	59	1177
S15CK					700	60	1177
					720	61	1167
					740	62	1157
					760	63	1147.5
					780	63	1128
					800	64	1108

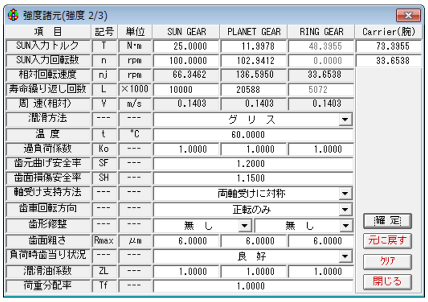
構造用合金鋼	心部硬さ HB	心部硬さ HV	σFlim MPa	有効浸炭深さ	歯面硬さ HV	歯面硬さ HRc	σHlim MPa
	220	231	333.5		580	54	1284.5
	230	242	353		600	55	1314

確定　キャンセル

図 5.20　鉄材料の許容値選択例

5.8.2　強度諸元入力

強度諸元入力画面(図 5.21)に各種数値を入力します．トルク，回転数は入力，出力のどちらでも設定可能です．



強度諸元(強度 2/3)

項目	記号	単位	SUN GEAR	PLANET GEAR	RING GEAR	Carrier(腕)
SUN入力トルク	T	N·m	25.0000	11.9978	48.3955	73.3955
SUN入力回転数	n	rpm	100.0000	102.9412	0.0000	33.6538
相対回転速度	nj	rpm	66.3462	136.5950	33.6538	
寿命繰り返し回数	L	×1000	10000	20588	5072	
周速(相対)	V	m/s	0.1403	0.1403	0.1403	
潤滑方法	---	---	グリス			
温度	t	℃	60.0000			
過負荷係数	Ko	---	1.0000	1.0000	1.0000	
歯元曲げ安全率	SF	---	1.2000			
歯面損傷安全率	SH	---	1.1500			
軸受け支持方法	---	---	両軸受けに対称			
歯車回転方向	---	---	正転のみ			
歯形修整	---	---	無し		無し	
歯面粗さ	Rmax	μm	6.0000	6.0000	6.0000	
負荷時歯当り状況	---	---	良好			
潤滑油係数	ZL	---	1.0000	1.0000	1.0000	
荷重分配率	Tf	---	1.0000			

確定　元に戻す　クリア　閉じる

図 5.21　強度諸元入力

5.8.3　強度計算結果

図5.22 と図5.23 に強度計算結果画面を表示します. 強度計算は,効率やかみ合い率も考慮しています. 金属歯車はJGMA401-01:1974, JGMA401-02:1975 に基づき強度計算を，樹脂材料の応力値は，温度，寿命などを考慮した材料の実験値を採用しています．

図 5.22　強度計算結果(曲げ)

図 5.23　強度計算結果(歯面)

5.9 ヘルツ応力グラフ

ヘルツ応力グラフを図 5.24 および図 5.25 に示します. かみ合いが 2 点接触と 1 点接触のヘルツ応力の違いを確認することができます.

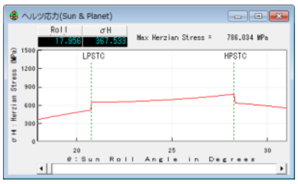


図 5.24　ヘルツ応力(太陽)

図 5.25　ヘルツ応力(遊星)

5.10 その他

(1) 歯車の歯形を出力することができます.

- DXF ファイル　　: 2D，3D 全歯かみ合い状態
- IGES ファイル　 : 3D(1 歯)
- TEXT ファイル　: 2 次元 1 歯座標

(2) 寸法計算結果，強度計算結果，2D 図，すべり率グラフ，ヘルツ応力グラフを印刷することができます.

(3) 設計データを保存し，読み込みができます.

5.11 不思議遊星(3K 型)

太陽，遊星，内歯 2 個の合計 4 つを使用した場合，減速比を大きくする機構として不思議遊星歯車機構がよく知られていますが不思議遊星歯車は計算が非常に面倒です．しかし，本ソフトウェアを使用することにより簡単に不思議遊星歯車を設計することができます.

入力は太陽歯車，固定は内歯車 1，出力は内歯車 2 のタイプの３K 形のみを対象としています．内歯車 1 と内歯車 2 の歯数の大小によって，同方向減速と逆方向減速が決まります．以下に設計例を示します.

5.11.1 歯車諸元の設定

(1) 寸法初期設定画面で，モジュール基準を選択します.

(2) 図5.3 の遊星歯車のタイプで遊星歯車機構のタイプを3K不思議型を選択し，図 5.26 の不思議遊星諸元に進みます.

(3) 設計減速比を 135，遊星歯車の個数を 3 個と入力します.

(4) 歯数一覧画面を表示し，適切と思われる歯数の組み合わせを選択します．(図 5.27 参照)

このときの選択条件として

- 実速比と設計速比の誤差
- 歯数が小さすぎず，大きすぎない
- 内歯車の歯数 z_3，z_4 の間に「z_1+2×z_2」の関係があるなどを考慮し選択します.

ここでは例として z_1=20，z_2=31，z_3=82，z_4=85 を選択します.

(5) 次に Tab キーを押し順に α20，β20，*m1* を入力します．モジュールを入力した時点で，図 5.2 初期設定の基準ラックに基づいて標準の中心距離と転位係数と歯先円直径と歯底円直径が決まります.

(6) 中心距離が 27.6686mm のために目的に応じて変更します.

（中心距離基準入力の場合はモジュールの標準値を計算しますので，その後 JIS 規格のモジュールに後から変更することがで

きます．）図 5.26 に諸元確定画面を示します．

(7) 中心距離とモジュールが決定したあとは，歯たけ(クリアランスに影響)や歯厚(強度やバックラッシに影響)の状態を確認し変更することができます．入力画面の「歯厚・頂げき確認」ボタンを押すと，図 5.28 の諸元入力補助画面を表示します．この画面で，歯形を確認しながら転位係数や歯先円直径を変更することができます．理論インボリュート歯形の接触や歯たけ，クリアランス，内歯車の干渉を確認し，問題がないためこのまま歯車寸法を確定します．

図 5.26　不思議遊星諸元入力

図 5.27　歯数一覧

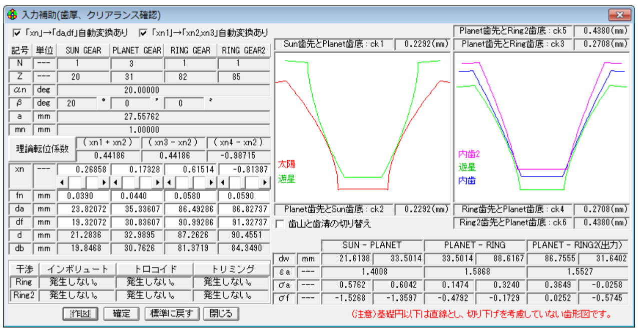


図 5.28　諸元入力補助

(8) 図 5.29～5.31 に示すように寸法計算結果画面の効率やかみ合い率やすべり率を確認します．本例の不思議遊星の効率は，図 5.32 に示すように 73.1%となります．

(9) また，外歯車と内歯車の干渉状態を実際に 1 歯かみ合いによってどの程度余裕があるかを確認します．

(10) 例題の場合，モジュール 1 の寸法が決まりましたが，強度計算により大きさを変えなければならない場合があります．その場合には歯幅を変更したり，転位係数はそのままでモジュールや中心距離や歯先円直径を n 倍するなどして対処します．回転比が大きくなるとトルクの比率も大きくなるために強度　計算は慎重に行う必要があります．

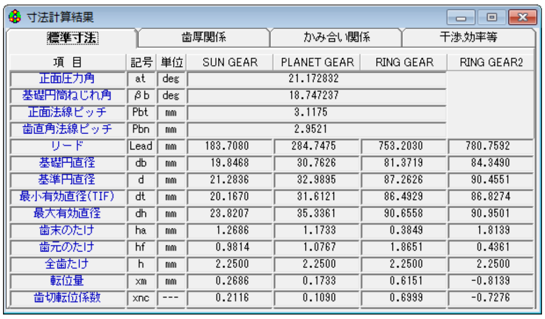


図 5.29　歯車寸法

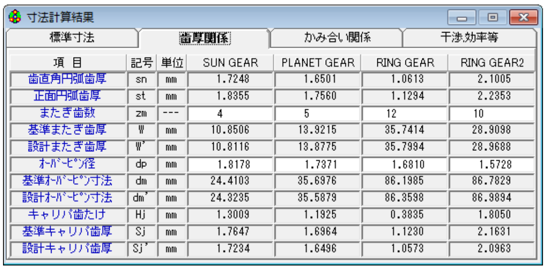


図 5.30　歯厚寸法

図 5.31　かみ合い

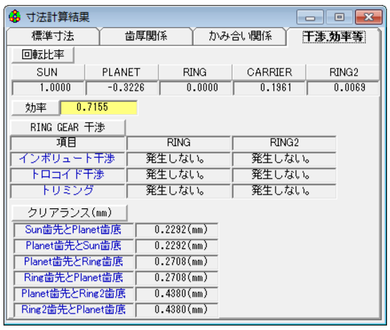


図 5.32　干渉関係

5.11.2 歯車かみ合い図

図 5.33 にかみ合い図を示します. 図 5.34 の拡大図で遊星歯車に 2 つの内歯車がかみ合っている様子が良く解ります. また, 図 5.35 に示す歯形レンダリングで不思議遊星のかみ合い回転の様子を観察することができます.

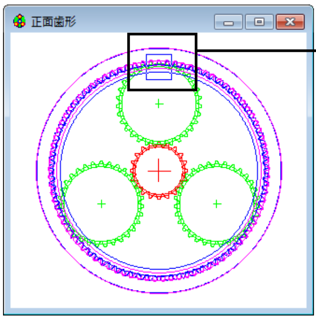


図 5.33　かみ合い図

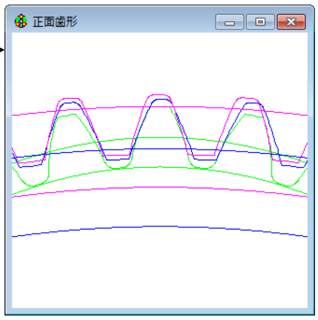


図 5.34　部分拡大

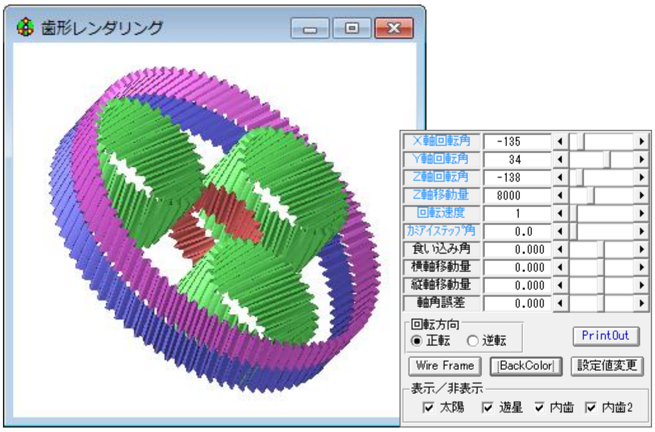


図 5.35　歯形レンダリング(減速比 144)

5.11.3 平歯車不思議遊星の例

(1) 歯車強度計算やすべり率そしてヘルツ応力グラフは, 遊星歯車と同様に計算することができます. (説明省略)

(2) 平歯車の不思議遊星歯車の作図例を図 5.36 に示します.

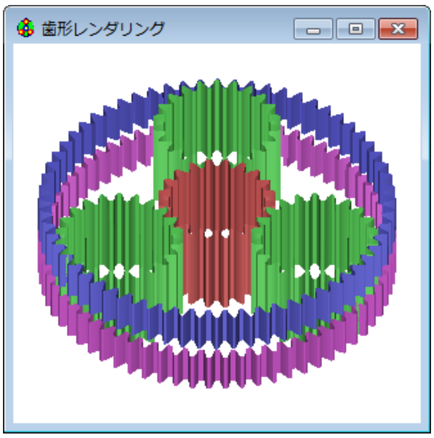


図 5.36　歯形レンダリング(平歯車, 減速比 93.8)

5.12 少歯数（オプション）

歯数が 4 歯以下の遊星歯車を設計することができます. 最小歯数は 1 歯です. 少歯数の場合は, 正面かみ合い率が小さくなるため, ねじれ角を大きくする必要があります. 以下に太陽歯数が 1, 遊星歯数が 2, 内歯車の歯数が 5 の遊星歯車の作図例を示します.

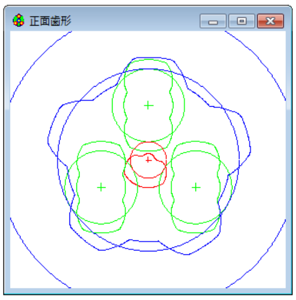


図 5.37　少歯数例(2D)

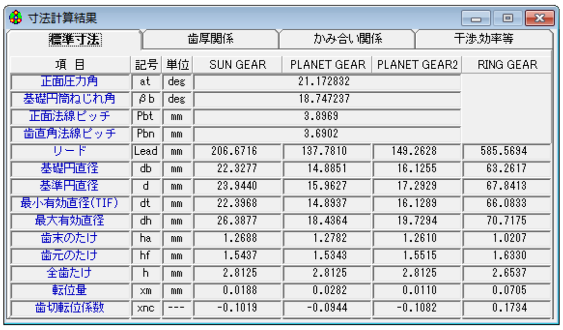
図 5.38　少歯数例(3D)

5.13 ダブルピニオン（オプション）

ダブルピニオンの設計例を以下に示します.

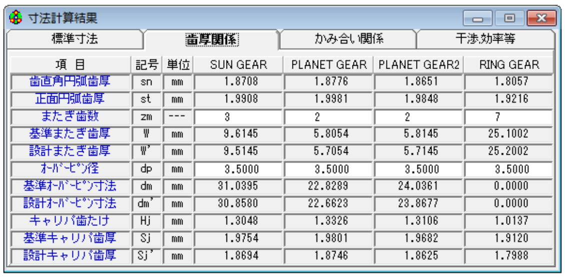
項　目	記号	単位	SUN GEAR	PLANET	PLANET2	RING GEAR
入出力	---	---	入力	出力	出力	固定
設計速比(減速)	io	---	---			
歯車の個数	N	---	1	3	3	1
歯 数	Z	---	18	12	13	51
実速比(減速)	i	%	-1.83333			
速比誤差	Δi	---	0.0000			
圧力角	αn	deg	20.00000			
ねじれ角	β	deg	20 °	0 '	0 "	
ねじれ方向	---	---	右ねじれ	左ねじれ	右ねじれ	右ねじれ
中心距離	a	mm	20.00000	16.66667	25.33333	
モジュール	mn	mm	1.25000			
転位係数	xn	---	0.01505	0.02258	0.00878	0.05643
歯 幅	b	mm	15.00000	15.00000	15.00000	15.00000
法線歯厚減少量	fn	mm	0.1000	0.1000	0.1000	0.1000
ｵｰﾊﾞｰﾋﾟﾝ径	dp	mm	3.5000	3.5000	3.5000	3.5000
歯先円直径	da	mm	26.48162	18.51912	19.81484	65.80000
歯底円直径	df	mm	20.85662	12.89412	14.18984	71.10741
歯先R	ra	mm	0.10000	0.10000	0.10000	0.20000
歯底R	rf	mm	-----	-----	-----	0.35000

図 5.39　諸元設定



項　目	記号	単位	SUN GEAR	PLANET GEAR	PLANET GEAR2	RING GEAR
正面圧力角	at	deg	21.172832			
基礎円筒ねじれ角	βb	deg	18.747237			
正面法線ピッチ	Pbt	mm	3.8969			
歯直角法線ピッチ	Pbn	mm	3.6902			
リード	Lead	mm	206.6716	137.7810	149.2628	585.5694
基礎円直径	db	mm	22.3277	14.8851	16.1255	63.2617
基準円直径	d	mm	23.9440	15.9627	17.2929	67.8413
最小有効直径(TIF)	dt	mm	22.3968	14.8937	16.1289	66.0833
最大有効直径	dh	mm	26.3877	18.4364	19.7294	70.7175
歯末のたけ	ha	mm	1.2688	1.2782	1.2610	1.0207
歯元のたけ	hf	mm	1.5437	1.5343	1.5515	1.6330
全歯たけ	h	mm	2.8125	2.8125	2.8125	2.6537
転位量	xm	mm	0.0188	0.0282	0.0110	0.0705
歯切転位係数	xnc	---	-0.1019	-0.0944	-0.1082	0.1734

図 5.40　寸法



項　目	記号	単位	SUN GEAR	PLANET GEAR	PLANET GEAR2	RING GEAR
歯直角円弧歯厚	sn	mm	1.8708	1.8776	1.8651	1.8057
正面円弧歯厚	st	mm	1.9908	1.9981	1.9848	1.9216
またぎ歯数	zm	---	3	2	2	7
基準またぎ歯厚	W	mm	9.6145	5.8054	5.8145	25.1002
設計またぎ歯厚	W'	mm	9.5145	5.7054	5.7145	25.2002
ｵｰﾊﾞｰﾋﾟﾝ径	dp	mm	3.5000	3.5000	3.5000	3.5000
基準ｵｰﾊﾞｰﾋﾟﾝ寸法	dm	mm	31.0395	22.8289	24.0361	0.0000
設計ｵｰﾊﾞｰﾋﾟﾝ寸法	dm'	mm	30.8580	22.6623	23.8677	0.0000
キャリパ歯たけ	Hj	mm	1.3048	1.3326	1.3106	1.0137
基準キャリパ歯厚	Sj	mm	1.9754	1.9801	1.9682	1.9120
設計キャリパ歯厚	Sj'	mm	1.8694	1.8746	1.8625	1.7988

図 5.41　歯厚

寸法計算結果

標準寸法 | 歯厚関係 | かみ合い関係 | 干渉.効率等

項　目	記号	単位	SUN GEAR	PLANET GEAR	PLANET GEAR2		PLANET2 And RING	
正面かみ合い圧力角	awt	deg	21.5154		21.5154		21.5153	
かみ合いねじれ角	βw	deg	20.0431		20.0431		20.0431	
かみ合いピッチ円直径	dw	mm	24.0000	16.0000	16.0000	17.3333	17.3333	68.0000
有効歯幅	bw	mm	15.0000		15.0000		15.0000	
クリアランス	ck	mm	0.3121	0.3121	0.3122	0.3122	0.3130	0.4717
かみ合い長さ	ga	mm	5.1359		5.0102		5.4228	
近寄りかみ合い率	εa1	---	0.6428		0.6429		0.6429	
遠のきかみ合い率	εa2	---	0.6751		0.6428		0.7487	
正面かみ合い率	εα	---	1.3179		1.2857		1.3916	
重なりかみ合い率	εβ	---	1.3064		1.3064		1.3064	
全かみ合い率	εγ	---	2.6244		2.5921		2.6980	
滑り率(歯先側)	σa	---	0.9353	0.7676	0.8857	0.9183	0.3284	0.8929
滑り率(歯元側)	σf	---	-3.3033	-14.4604	-11.2336	-7.7498	-8.3337	-0.4890
正面法線方向ﾊﾞｯｸﾗｯｼ	jnt	mm	0.2112		0.2112		0.2112	
ﾊﾞｯｸﾗｯｼ角度	jθ	deg	1.0839	1.6259	1.6259	1.5008	1.5009	0.3826
入力軸総ﾊﾞｯｸﾗｯｼ角度	Σjθ	deg	3.2518 (Sun)					
最大接触直径	dja	mm	26.3877	18.4364	18.4364	19.7294	19.7294	69.9929
最小接触直径	djf	mm	22.6474	14.8975	14.9098	16.1817	16.1340	66.0833

図 5.42　かみ合い

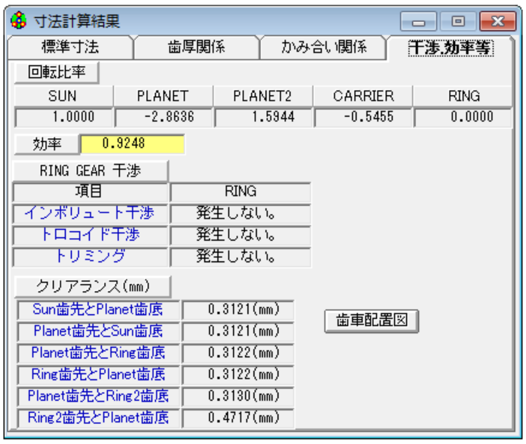


図 5.43　干渉&効率

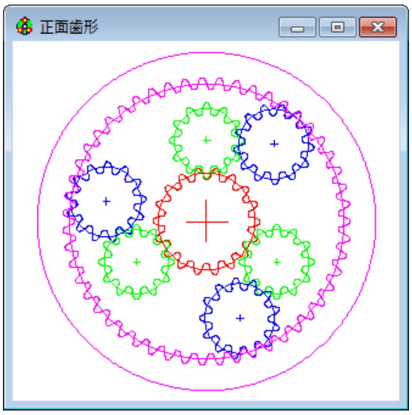


図 5.44　かみ合い 1(2D)

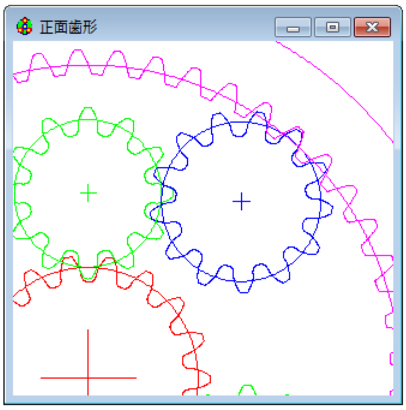


図 5.45　かみ合い 2(2D 拡大)

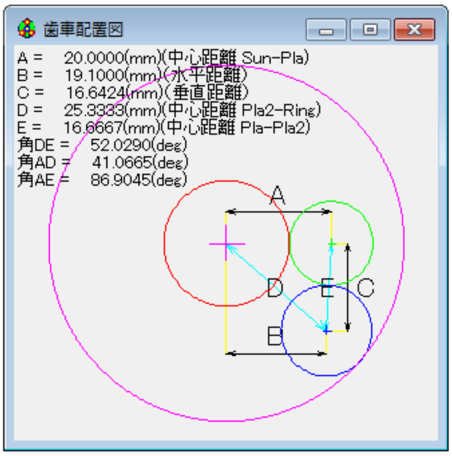


図 5.46　歯車の配置

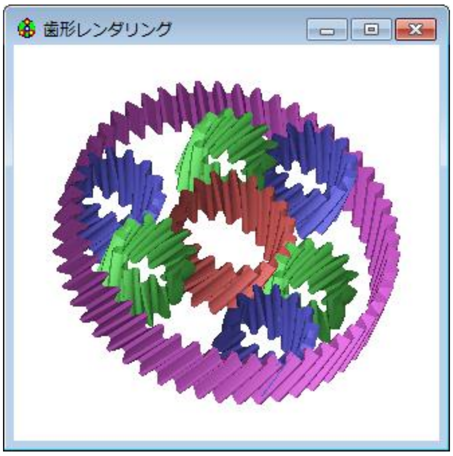


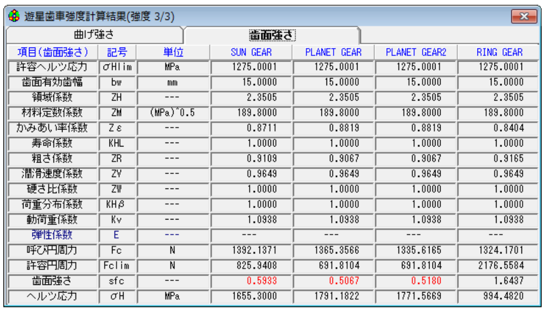
図 5.47　歯形レンダリング

遊星歯車強度計算結果(強度 3/3)

曲げ強さ | 歯面強さ

項目(曲げ強さ)	記号	単位	SUN GEAR	PLANET GEAR	PLANET GEAR2	RING GEAR
許容曲げ応力	σFlim	MPa	480.5000	480.5000	480.5000	480.5000
曲げ有効歯幅	b'	mm	15.0000	15.0000	15.0000	15.0000
歯形係数	YF	---	2.9455	3.3947	3.3171	2.0650
荷重分布係数	Yε	---	0.7588	0.7778	0.7778	0.7062
ねじれ角係数	Yβ	---	0.8333	0.8333	0.8333	0.8333
寿命係数	KL	---	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
寸法係数	KFx	---	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
動荷重係数	Kv	---	1.0942	1.0942	1.0942	1.0942
速度補正係数	KVo	---	---	---	---	---
温度係数	KT	---	---	---	---	---
潤滑係数	KLo	---	---	---	---	---
材質係数	KM	---	---	---	---	---
呼び円周力	Ft	N	1388.8890	1362.1706	1332.4998	1321.0805
許容円周力	Ftlim	N	3684.0584	3118.4115	3191.3266	5645.8627
曲げ強さ	Sft	---	2.6525	2.2893	2.3950	4.2737
歯元曲げ応力	σF	MPa	181.1484	209.8899	200.6270	112.4326

図 5.48　強度結果(曲げ)



遊星歯車強度計算結果(強度 3/3)

曲げ強さ | 歯面強さ

項目(歯面強さ)	記号	単位	SUN GEAR	PLANET GEAR	PLANET GEAR2	RING GEAR
許容ヘルツ応力	σHlim	MPa	1275.0001	1275.0001	1275.0001	1275.0001
歯面有効歯幅	bw	mm	15.0000	15.0000	15.0000	15.0000
領域係数	ZH	---	2.3505	2.3505	2.3505	2.3505
材料定数係数	ZM	(MPa)^0.5	189.8000	189.8000	189.8000	189.8000
かみあい率係数	Zε	---	0.8711	0.8819	0.8819	0.8404
寿命係数	KHL	---	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
粗さ係数	ZR	---	0.9109	0.9067	0.9067	0.9165
潤滑速度係数	ZV	---	0.9649	0.9649	0.9649	0.9649
硬さ比係数	ZW	---	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
荷重分布係数	KHβ	---	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
動荷重係数	Kv	---	1.0938	1.0938	1.0938	1.0938
弾性係数	E	---	---	---	---	---
呼び円周力	Fc	N	1392.1371	1365.3566	1335.6165	1324.1701
許容円周力	Fclim	N	825.9408	691.8104	691.8104	2176.5584
歯面強さ	sfc	---	0.5933	0.5067	0.5180	1.6437
ヘルツ応力	σH	MPa	1655.3000	1791.1822	1771.5669	994.4820

図 5.49　強度結果(歯面)

歯形データファイル出力や，すべり率グラフなどは基本ソフトウェアと同じです.

5.13 不等配置遊星歯車（オプション）

Planetary gear and Mechanical paradox gear design system

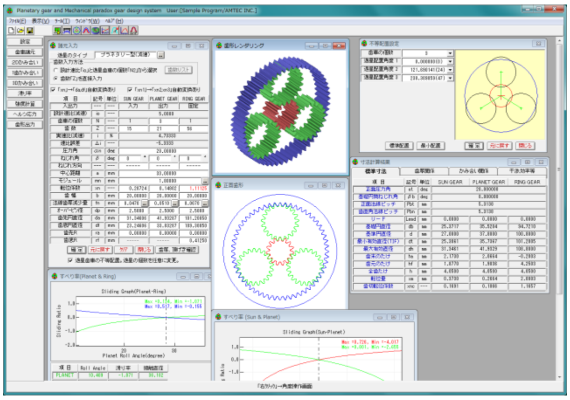


図 5.50　不等配置遊星設計例

5.13 不等配置遊星歯車の概要

「遊星＆不思議遊星歯車設計ソフトウェア」に「不等配置遊星歯車」のオプションを追加しました．等配置遊星歯車と同じ感覚で設計することができます．ただし,不思議遊星歯車，ダブルピニオンには適用していません．

5.14 不等配置遊星歯車の設計例

プラネタリー型(減速)の不等配置の設計例を以下に示します．図 5.51 の場合，等配置の条件では太陽歯数 15，遊星歯数 21，内歯車歯数 57 となります．ここで内歯車歯数を 56 とする場合は，図 5.51 に示す　**○歯数「Z」を直接入力 , □遊星歯車の不等配置. 遊星の個数を任意に変更.**　を有効にします．

諸元入力

遊星のタイプ　プラネタリー型(減速)

歯数入力方法
- ◉ 設計速比「io」と遊星歯車の個数「N2」から選択　［歯数リスト］
- ○ 歯数「Z」を直接入力

☑「xn」→「da,df」自動変換あり　☑「xn1」→「xn2,xn3」自動変換あり

項 目	記号	単位	SUN GEAR	PLANET GEAR	RING GEAR
入出力	---	---	入力	出力	固定
設計速比(減速)	io	---	5.0000		
歯車の個数	N	---	1	3	1
歯 数	Z	---	15	21	57
実速比(減速)	i	%	4.80000		
速比誤差	Δi	---	-4.0000		
圧力角	αn	deg	20.00000		
ねじれ角	β	deg	0 °	0 °	0 °
ねじれ方向	---	---	-----	-----	-----
中心距離	a	mm	33.00000		
モジュール	mn	mm	1.80000		
転位係数	xn	---	0.20724	0.14802	1.11125
歯 幅	b	mm	20.00000	20.00000	20.00000
法線歯厚減少量	fn	mm	0.0470	0.0510	0.0670
オーバーピン径	dp	mm	2.5000	2.5000	2.5000
歯先円直径	da	mm	31.34606	41.93287	101.20050
歯底円直径	df	mm	23.24606	33.83287	109.30050
歯先R	ra	mm	0.00000	0.00000	0.00000
歯底R	rf	mm	-----	-----	0.41250

［確 定］［元に戻す］［クリア］［閉じる］［歯厚、頂げき確認］

☐ 遊星歯車の不等配置。遊星の個数を任意に変更。

図 5.51　等配置遊星歯車の諸元

内歯車の歯数を 56 に変更した入力画面を図 5.52 に示します．モジュールは図 5.51 と同じく m_n1.8 にしていますので内歯車の転位係数が大きくなっています．例題は平歯車について示していますが，はすば歯車も設計することができます．

また，[歯厚・頂げき確認]の機能も使用可能ですが，ここでは説明を省略します．詳しくは図 5.6 をご覧ください．図 5.53～5.55 に寸法結果等を示します．

諸元入力

遊星のタイプ　プラネタリー型(減速)

歯数入力方法
- ○ 設計速比「io」と遊星歯車の個数「N2」から選択　［歯数リスト］
- ◉ 歯数「Z」を直接入力

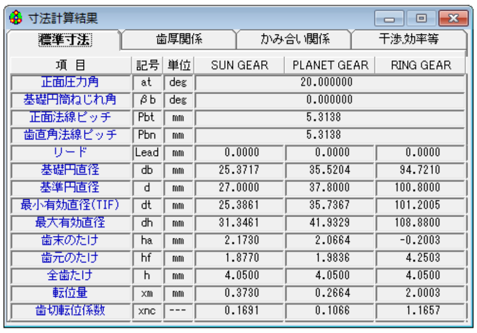
☑「xn」→「da,df」自動変換あり　☑「xn1」→「xn2,xn3」自動変換あり

項 目	記号	単位	SUN GEAR	PLANET GEAR	RING GEAR
入出力	---	---	入力	出力	固定
設計速比(減速)	io	---	5.0000		
歯車の個数	N	---	1	3	1
歯 数	Z	---	15	21	56
実速比(減速)	i	%	4.73333		
速比誤差	Δi	---	-5.3333		
圧力角	αn	deg	20.00000		
ねじれ角	β	deg	0 °	0 °	0 °
ねじれ方向	---	---	-----	-----	-----
中心距離	a	mm	33.00000		
モジュール	mn	mm	1.80000		
転位係数	xn	---	0.20724	0.14802	1.11125
歯 幅	b	mm	20.00000	20.00000	20.00000
法線歯厚減少量	fn	mm	0.0470	0.0510	0.0670
オーバーピン径	dp	mm	2.5000	2.5000	2.5000
歯先円直径	da	mm	31.34606	41.93287	101.20050
歯底円直径	df	mm	23.24606	33.83287	109.30050
歯先R	ra	mm	0.00000	0.00000	0.00000
歯底R	rf	mm	-----	-----	0.41250

［確 定］［元に戻す］［クリア］［閉じる］［歯厚、頂げき確認］

☑ 遊星歯車の不等配置。遊星の個数を任意に変更。

図 5.52　不等配置遊星歯車の諸元

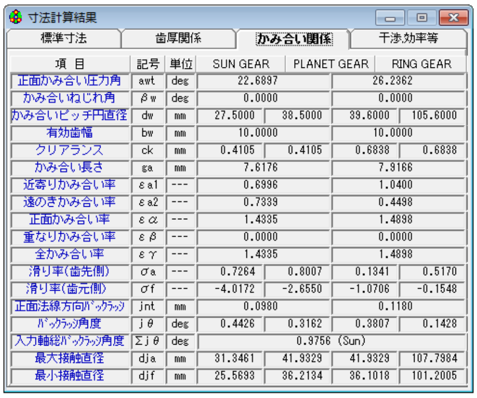


寸法計算結果

標準寸法 | 歯厚関係 | かみ合い関係 | 干渉.効率等

項 目	記号	単位	SUN GEAR	PLANET GEAR	RING GEAR
正面圧力角	at	deg	20.000000		
基礎円筒ねじれ角	βb	deg	0.000000		
正面法線ピッチ	Pbt	mm	5.3138		
歯直角法線ピッチ	Pbn	mm	5.3138		
リード	Lead	mm	0.0000	0.0000	0.0000
基礎円直径	db	mm	25.3717	35.5204	94.7210
基準円直径	d	mm	27.0000	37.8000	100.8000
最小有効直径(TIF)	dt	mm	25.3861	35.7367	101.2005
最大有効直径	dh	mm	31.3461	41.9329	108.8800
歯末のたけ	ha	mm	2.1730	2.0664	-0.2003
歯元のたけ	hf	mm	1.8770	1.9836	4.2503
全歯たけ	h	mm	4.0500	4.0500	4.0500
転位量	xm	mm	0.3730	0.2664	2.0003
歯切転位係数	xnc	---	0.1691	0.1066	1.1657

図 5.53　寸法結果[不等配置]

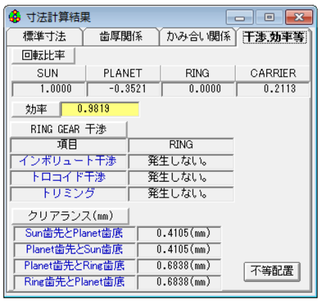


寸法計算結果

標準寸法 | 歯厚関係 | かみ合い関係 | 干渉.効率等

項 目	記号	単位	SUN GEAR	PLANET GEAR	PLANET GEAR	RING GEAR
正面かみ合い圧力角	awt	deg	22.6897		26.2362	
かみ合いねじれ角	βw	deg	0.0000		0.0000	
かみ合いピッチ円直径	dw	mm	27.5000	38.5000	39.6000	105.6000
有効歯幅	bw	mm	10.0000		10.0000	
クリアランス	ck	mm	0.4105	0.4105	0.6838	0.6838
かみ合い長さ	ga	mm	7.6176		7.9166	
近寄りかみ合い率	εa1	---	0.6996		1.0400	
遠のきかみ合い率	εa2	---	0.7339		0.4498	
正面かみ合い率	εα	---	1.4335		1.4898	
重なりかみ合い率	εβ	---	0.0000		0.0000	
全かみ合い率	εγ	---	1.4335		1.4898	
滑り率(歯先側)	σa	---	0.7264	0.8007	0.1341	0.5170
滑り率(歯元側)	σf	---	-4.0172	-2.6550	-1.0706	-0.1548
正面法線方向バックラッシ	jnt	mm	0.0980		0.1180	
バックラッシ角度	jθ	deg	0.4426	0.3162	0.3807	0.1428
入力軸総バックラッシ角度	Σjθ	deg	0.9756 (Sun)			
最大接触直径	dja	mm	31.3461	41.9329	41.9329	107.7984
最小接触直径	djf	mm	25.5693	36.2134	36.1018	101.2005

図 5.54　かみ合い数値[不等配置]



寸法計算結果

標準寸法 | 歯厚関係 | かみ合い関係 | 干渉.効率等

回転比率

SUN	PLANET	RING	CARRIER
1.0000	-0.3521	0.0000	0.2113

効率　0.9819

RING GEAR 干渉

項目	RING
インボリュート干渉	発生しない。
トロコイド干渉	発生しない。
トリミング	発生しない。

クリアランス(mm)

Sun歯先とPlanet歯底	0.4105(mm)
Planet歯先とSun歯底	0.4105(mm)
Planet歯先とRing歯底	0.6838(mm)
Ring歯先とPlanet歯底	0.6838(mm)

［不等配置］

図 5.55　干渉効率[不等配置]

図 5.55 の[不等配置]をクリックすると図 5.56 を表示します．不等配置をする場合，図 5.56 の[A1]歯車が基準歯車となります．また，不等配置角度は任意に入力することができませんので図 5.57 の[B]に示す角度表の中から選択します．遊星歯車の配置角度は，例題の場合，71 種類存在します．

図 5.57 の[最小配置]をクリックすると[A2]歯車と[A3]歯車の歯先円が接することがないように配置した図を表示します．

今，図 5.57 の[B]の角度の中から 2 番目の 10.1408 度を選択した場合の歯形かみ合いを図 5.58 に，[C]の拡大図を図 5.59 に，また，歯形レンダリングを図 5.60 に示します．

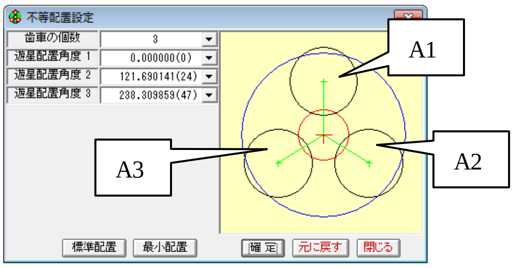


図 5.56　不等配置 1

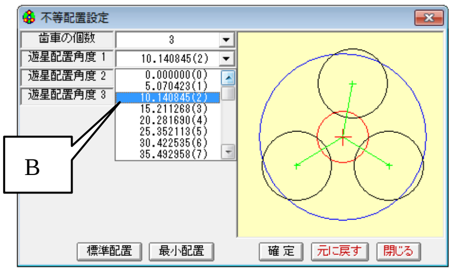


図 5.57　不等配置 2

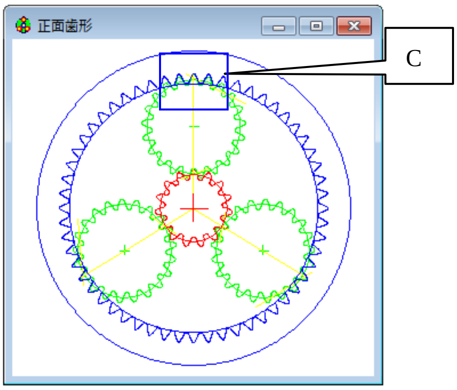


図 5.58　不等配置かみ合い

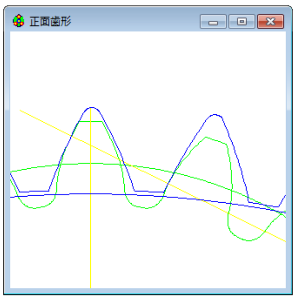


図 5.59　かみ合い([C]部)

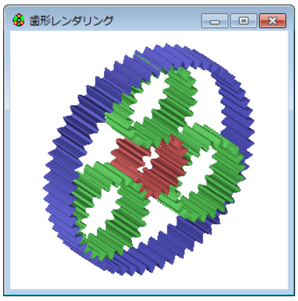


図 5.60　歯形レンダリング

その他，強度計算，歯形データファイル出力などは基本ソフトウェアと同じです．はすば歯車の不等配置設計例を図 5.61～5.63 に示します．

図 5.61　はすば歯車の不等配置設計例

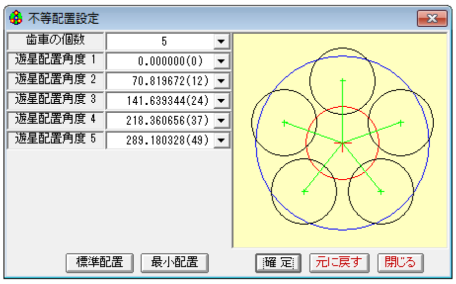


図 5.62　はすば歯車の不等配置角度

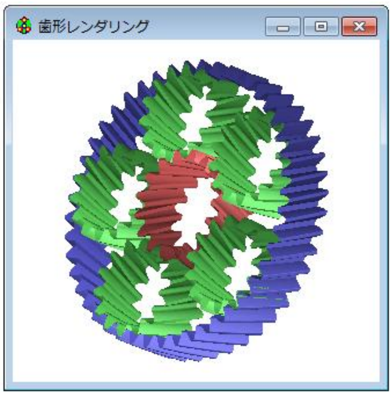


図 5.63　歯形レンダリング

[6] Hob Erase (歯車電極用エンドミル歯形解析)

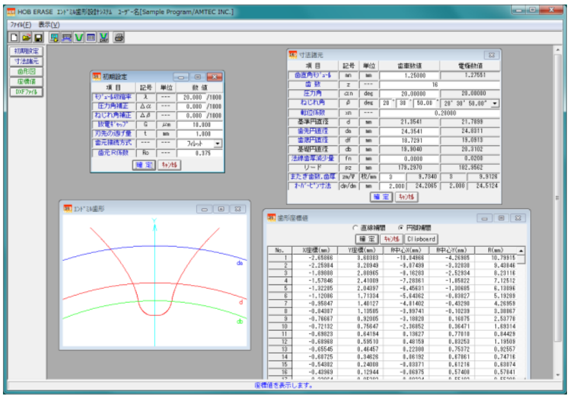


図 6.1　Hob Erase

6.1 概要

歯車電極用エンドミル歯形解析ソフトウェア Hob Erase(ホブイレーズ)は，収縮率，放電ギャップ，圧力角補正，ねじれ角補正を考慮し切削時の包絡線軌跡を解析したエンドミル歯形座標値を決定するソフトウェアです．図 6.1 に，全体画面を示します．

エンドミル歯形は，歯車の歯直角断面歯形ではなく切削時の包絡線軌跡を解析し座標値を決定しています．平歯車の場合は，歯車歯形とエンドミル歯形は一致しますが，はすば歯車の場合は歯数が少ない程，また，ねじれ角が大きいほどエンドミル歯形と歯車歯形の差は大きくなります．歯車のインボリュート面は歯形解析により決定し，歯底付近のフィレットカーブは創成運動に基づいて決定していますので完全な理論歯形となります．Hob Erase は，インボリュート平，はすば歯車(外歯車)に適用します．

6.2 初期設定

初期設定では，①モジュール収縮率，②圧力角補正率，③ねじれ角補正率，④放電ギャップ，⑤歯元R係数を設定します．収縮率を考慮したモジュールを入力する場合は，収縮率に 0 を入力します．

6.3 入力項目

歯車諸元の入力は，①モジュール，②歯数，③圧力角，④ねじれ角，⑤転位係数，⑥歯先円直径，⑦歯底円直径，⑧歯厚減少量を入力します．

6.4 出力項目

(1)エンドミル歯形を画面作図します．

(2)エンドミル歯形座標値を表示します．（円弧補間座標値）

(3)歯形 DXF ファイルを出力します．

理論座標値を 0.5μm の精度で円弧補間データに変換します．

(4)諸元を印刷します．

(5)歯形図を印刷します．

(6)設計データの登録(読込み)をします．

6.5 エンドミル加工による歯形試験結果例

図 6.2 の歯形試験結果 1 は，収縮率=2%，圧力角補正=0，ねじれ角補正=0 としてエンドミルの刃形を Hob Erase で求め製作した歯車の検査結果を示します．図 6.3 の歯形試験結果 2 は，相当平歯車歯形をエンドミルの刃形として製作した歯車の検査結果を示します．

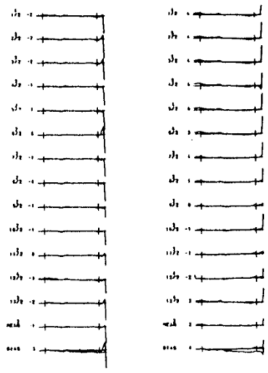


図 6.2　歯形試験結果 1

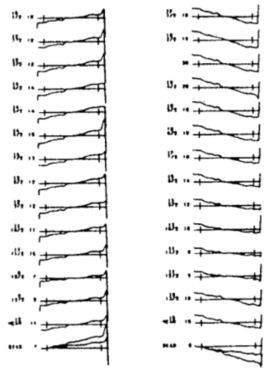


図 6.3　歯形試験結果 2

[7] Differential change gear calculation system (有理数分解)

図 7.1　有理数分解(差動換え歯車)

7.1 概要

(1) 有理数分解ソフトウェアは，小数点数値を 2 種類の分数に分解するソフトウェアです．全体画面を図 7.1 に示します．

(2) 分数に分解する数値は，図 7.2 のように小数点数値を直接入力する方法とホブ盤を登録（名称，定数，歯数最大，歯数最小）し，モジュール，ねじれ角を入力して計算する 2 種類の方法があります．図 7.3 にホブ盤の登録例を示します．

(3) 分解精度は，小数点以下 6 桁以上の精度で歯数の組み合わせ全てを表示します．また，図 7.2 のように同歯数を含まない表示とすることもできます．

(4) 減速歯車の歯数決定にも使用することができます．

図 7.2　リード数値入力方式の例

図 7.3　ホブ盤登録の例

[8] Tooth thickness converter（転位歯厚変換）

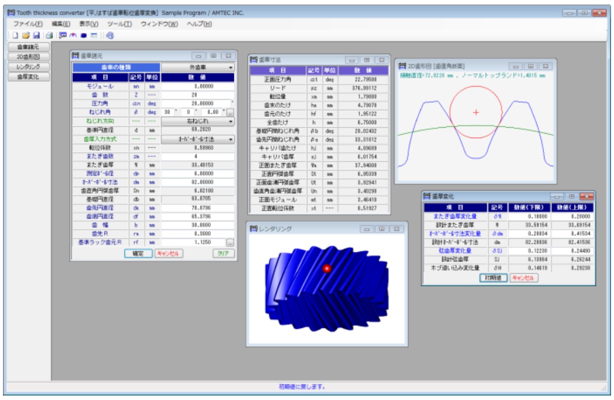


図 8.1　転位歯厚変換

8.1 概要

転位歯厚変換 (図 8.1)は，歯厚と転位係数の関係を計算するソフトウェアです.

(1) 歯車の種類:インボリュート歯車(外歯車，内歯車)

(2) 使用するピン（ボール）を歯形上に作図しますのでスプラインなどの歯たけが低い歯形には，Dカットピンの使用限界を知ることができます（図 8.4 および図 8.5 参照).

(3) またぎ歯厚，オーバーピン寸法，弦歯厚の変化量そしてホブの追い込み量の関係を計算します.

8.2 歯車諸元入力

モジュール，歯数，圧力角，ねじれ角を入力し，歯厚は，①転位係数，②またぎ歯厚，③オーバーボール寸法，④円弧歯厚の 4 種類あります．ここでは図 8.2 のようにオーバーボール寸法を基準に計算する例を示します．歯先円直径，歯底円直径は並歯の標準値が入力されますが，変更は可能です．諸元入力後，[確定]で図 8.3 の寸法結果を表示します.

歯車諸元

項　目	記号	単位	数　値
歯車の種類			外歯車
モジュール	mn	mm	3.00000
歯　数	Z	---	20
圧力角	αn	deg	20.00000
ねじれ角	β	deg	30 ° 0 ′ 0.00 ″
ねじれ方向	---	---	右ねじれ
基準円直径	d	mm	69.2820
歯厚入力方式	---	---	ｵｰﾊﾞｰﾎﾞｰﾙ寸法
転位係数	xn	---	0.59960
またぎ歯数	zm	---	4
またぎ歯厚	W	mm	33.49153
測定ﾎﾞｰﾙ径	dp	mm	6.00000
ｵｰﾊﾞｰﾎﾞｰﾙ寸法	dm	mm	82.00000
歯直角円弧歯厚	Sn	mm	6.02180
基礎円直径	db	mm	63.8705
歯先円直径	da	mm	78.8796
歯底円直径	df	mm	65.3796
歯　幅	b	mm	30.0000
歯先Ｒ	ra	mm	0.3000
基準ラック歯元Ｒ	rf	mm	1.1250

図 8.2　諸元

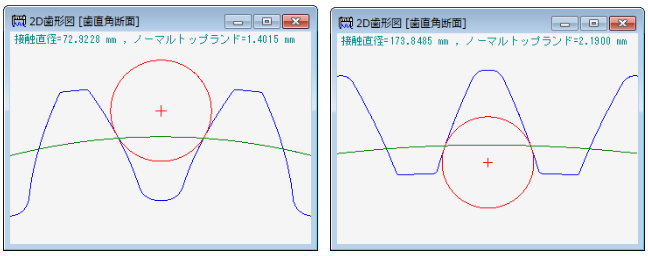
歯車寸法

項　目	記号	単位	数　値
正面圧力角	αt	deg	22.79588
リード	pz	mm	376.99112
転位量	xm	mm	1.79880
歯末のたけ	ha	mm	4.79878
歯元のたけ	hf	mm	1.95122
全歯たけ	h	mm	6.75000
基礎円筒ねじれ角	βb	deg	28.02432
歯先円筒ねじれ角	βa	deg	33.31812
キャリパ歯たけ	hj	mm	4.89689
キャリパ歯厚	sj	mm	6.01754
正面またぎ歯厚	Wa	mm	37.94008
正面円弧歯厚	St	mm	6.95339
正面歯溝円弧歯厚	Ut	mm	3.92941
歯直角歯溝円弧歯厚	Un	mm	3.40298
正面モジュール	mt	mm	3.46410
正面転位係数	xt	---	0.51927

図 8.3　寸法結果

8.3 2D 歯形図

図 8.4 に歯形と測定ボールの位置を示します．図 8.4(a)は図 8.2 の歯車ですが，図 8.4(b)は内歯車の例を示します.

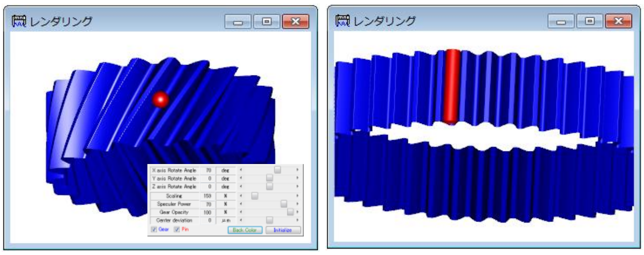


(a)外歯車　　(b)内歯車

図 8. 4　歯形と測定ボールの位置関係

8.4 レンダリング

図 8.5 に 3 次元歯形と測定ボールの位置を示します.



(a)はすば歯車（ボール）　(b)平歯車（ピン）

図 8.5　歯形と測定ボールの位置関係

8.5 歯厚変化

図 8.6 のように，またぎ歯厚，オーバーピン寸法，弦歯厚変化量のうちいずれか 1 種類を入力することにより他の 2 種類の歯厚変化量とホブ追い込み量を表示します.

歯厚変化

項　目	記号	数値(下限)	数値(上限)
またぎ歯厚変化量	δW	0.10000	0.20000
設計またぎ歯厚	W	33.59154	33.69154
ｵｰﾊﾞｰﾎﾞｰﾙ寸法変化量	δdm	0.20834	0.41534
設計ｵｰﾊﾞｰﾎﾞｰﾙ寸法	dm	82.20836	82.41536
弦歯厚変化量	δSj	0.12230	0.24490
設計弦歯厚	Sj	6.13984	6.26244
ホブ追い込み変化量	δH	0.14619	0.29238

図 8.6　歯厚変化

[9] Elliptical gear design system (楕円系歯車)

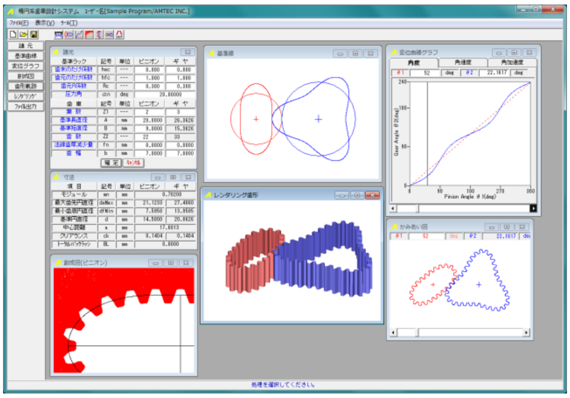


図 9.1　Elliptical gear design system

9. 1 概要

楕円系歯車設計システム(Eliptical gear design system)は，旧来の内容を一新しました．旧カタログ(VOL.10，18頁)の楕円系歯車は販売中止とさせていただきます．

新しい楕円系歯車ソフトウェアは，図9.1に示しますように同葉数だけでなく異葉数の設計も可能です．

非円形歯車はカムに比較して滑りが少なく，リンク機構に比較してコンパクトな設計ができます．また，確実に荷重を伝達することができるなど非常に有利な特徴を有しています．

9. 2 諸元入力画面

諸元入力画面を図 9.2 に示します．例題の場合，ピニオンの葉数を 2，ギヤの葉数を 3 としていますが，葉数は，1～10 の範囲で設定することができます．

諸元

基準ラック	記号	単位	ピニオン	ギ ヤ
歯末のたけ係数	hac	---	0.800	0.800
歯元のたけ係数	hfc	---	1.000	1.000
歯元R係数	Rc	---	0.300	0.300
圧力角	αn	deg	20.00000	
歯 車	記号	単位	ピニオン	ギ ヤ
葉 数	Z1	---	2	3
基準長直径	A	mm	20.0000	26.3626
基準短直径	B	mm	9.0000	15.3626
歯 数	Z2	---	22	33
法線歯厚減少量	fn	mm	0.0000	0.0000
歯 幅	b	mm	7.0000	7.0000

確 定　キャンセル

図 9.2　諸元入力

9. 3 寸法結果

図 9.3 に楕円系歯車の寸法結果を示します．

寸法

項 目	記号	単位	ピニオン	ギ ヤ
モジュール	mn	mm	0.70208	
最大歯先円直径	daMax	mm	21.1233	27.4860
最小歯底円直径	dfMin	mm	7.5958	13.9585
基準円直径	d	mm	14.5000	20.8626
中心距離	a	mm	17.6813	
クリアランス	ck	mm	0.1404	0.1404
トータルバックラッシ	BL	mm	0.0000	

図 9.3　楕円系歯車の寸法

9. 4 楕円系歯車の基準線

図 9.4 に楕円系歯車の基準線を示します．

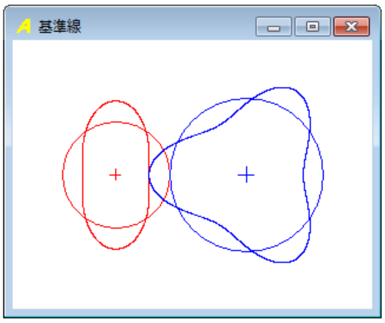


図 9.4　基準線

9. 5 変位曲線グラフ

角度変位，角速度変位，角加速度変位グラフを図 9.5～図 9.7 に示します．このグラフの角度カーソルと図 9.10 及び図 9.11 の歯形軌跡図のピニオン回転角と連動しています．

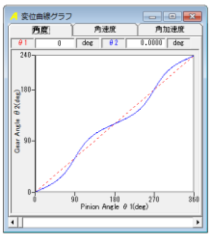


図 9.5　角度変位

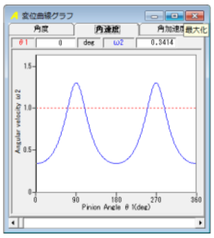


図 9.6　角速度変位

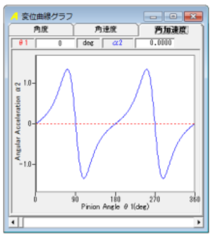


図 9.7　角加速度

9. 6 歯形創成図

図 9.8 及び図 9.9 に歯形創成図を示します．

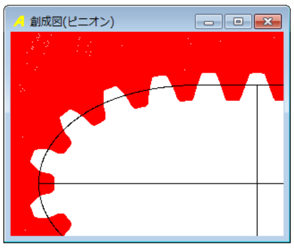


図 9.8　歯形創成図(P)

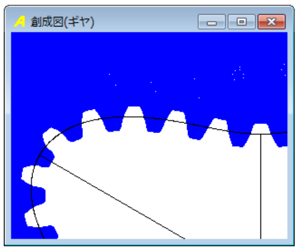


図 9.9　歯形創成図(G)

9. 7 歯形軌跡図

図 9.10 に歯形軌跡図を，図 9.11 に，歯形かみ合い部の拡大図を示します．

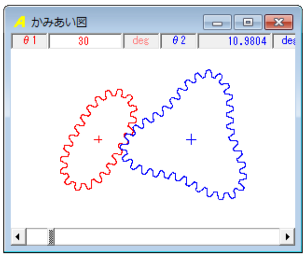


図 9.10　歯形軌跡図

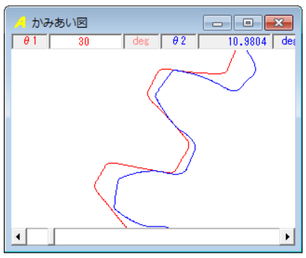


図 9.11　歯形軌跡拡大図

9.8 歯形レンダリング

楕円系歯車の歯形レンダリングを図 9.12 に示します．コントロールフォームにより視点や回転角を変更することができます．

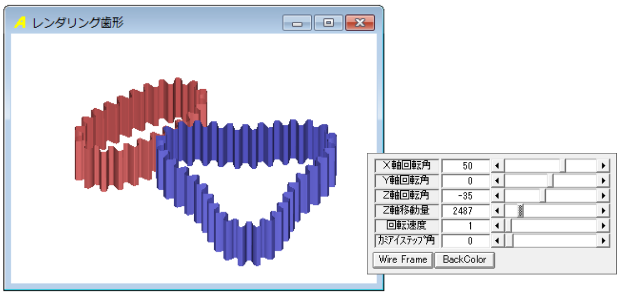


図 9.12　歯形レンダリング

9.9 歯形ファイル

楕円系歯車の歯形を DXF ファイルで出力することができます．図 9.13 に DXF ファイル出力フォームを示します．

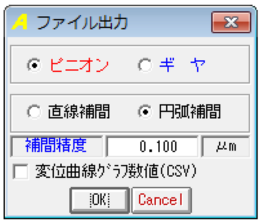
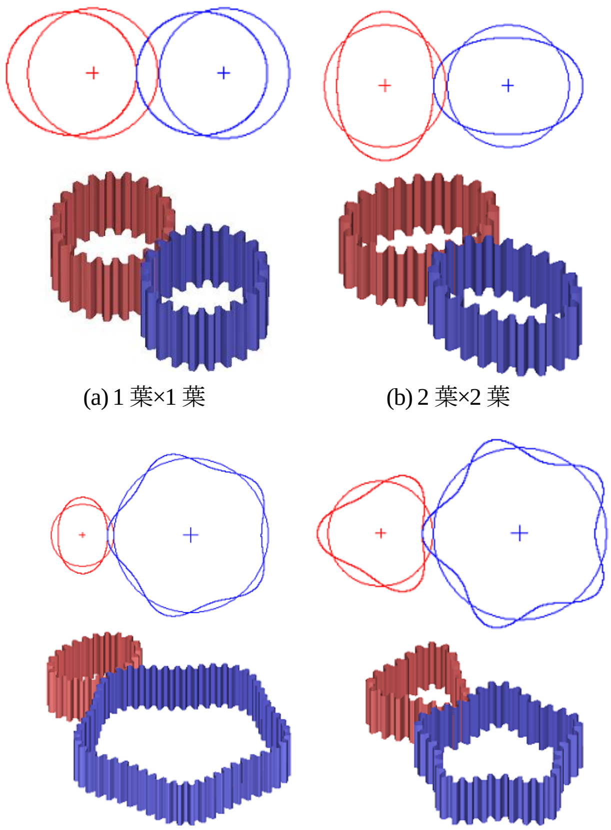


図 9.13　DXF ファイル出力フォーム

9.10 作図例



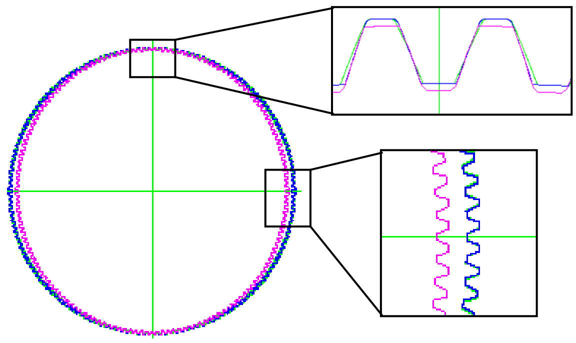
(a) 1 葉×1 葉　(b) 2 葉×2 葉

(c) 2 葉×5 葉　(d) 3 葉×5 葉

図 9.14　作図例

9.10 作図例

楕円系歯車ソフトウェアを用いて設計した波動歯車例を図9.15に示します．他の波動歯車作図例を[101]に示します．



Epi_z_1=164, Internal_z_2=160, Internal_z_3=164

図 9.15　波動歯車の作図例

※ CAM 曲線を与え，これに歯を生成するソフトウェアは，別途お問い合わせください．

[10] Worm Bite2（ウォームバイト刃形解析）

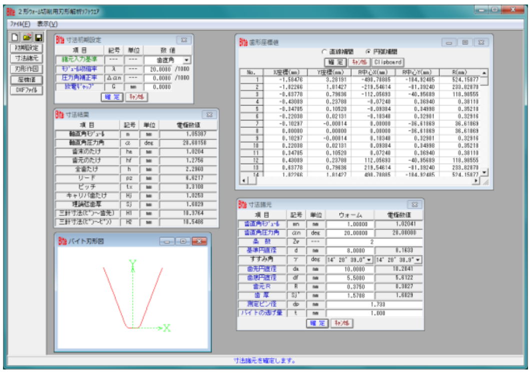


図 10.1　Worm Bite2

10.1 概要

ウォームの歯切り加工は，図 10.2 のようにフライスカッタ（または砥石）で加工する K 形（3 形）歯形が一般的ですが，小形のウォームや電極に使用されるウォームはバイトで切削されています. 加工方法として図 10.3 のようにバイトを軸方向に対し平行に取り付けて切削すればウォームの軸方向歯形は直線となります．しかし進み角が大きくなると一方の刃のすくい角が負となり反対側では逃げ角を大きくとらなければならないため切削が困難となります. このような場合には図 10.4 のようにバイトをねじ面に対し直角に取り付けて切削する事になります．

図 10.4 のようにバイトを歯直角に取り付けてウォームを切削する（N 形ウォーム）と切削後のウォーム軸方向歯形は直線とはなりませんが，Worm Bite2 は切削後のウォーム軸方向歯形が直線となるようにバイトの形状を生成するソフトウェアです．

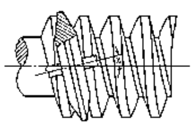


図 10.2　K 形ウォーム

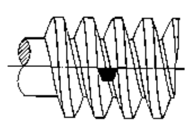


図 10.3　A 形ウォーム

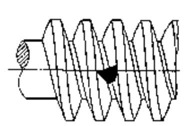


図 10.4　N 形ウォーム

[11] Gear navigation system

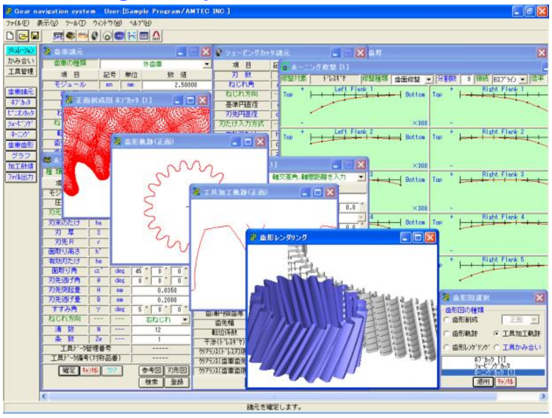


図 11.1　Gear navigation system

11. 1 概要

Gear navigation system は，ホブ，ピニオンカッタ，シェービングカッタ，ホーニングの各工具による歯車加工形状解析と，そのかみ合いのシミュレーションをすることができるソフトウェアです．また，データベースによる工具管理機能を有し，条件に見合う工具を共用計算することにより検索することができます．

歯車加工シミュレーションは，歯面，歯元，歯先，面取り形状と各数値の計算，特にホーニングでは，歯形修整，歯すじ修整，歯面修整後の形状を計算しグラフ表示します．更に，かみ合いシミュレーションでは，加工後の歯形をかみ合わせて歯当たりを観察することができます．図 11.1 に Gear navigation system の画面の様子を示します．

11. 2 適用歯車

・インボリュート平，はすば歯車

・外歯車，内歯車

11. 3 適用工具

3.1　ホブ

標準，セミトッピング，プロチュバランス，プロチュバランスセミトッピング，転位ホブ，刃先修整ホブ

(セミトッピングホブは刃底のR面およびC面が可能)

3.2　ピニオンカッタ

標準，セミトッピング，プロチュバランス，プロチュバランスセミトッピング (セミトッピングは刃底R面，C面が可能)

ピニオンカッタは，外歯車と内歯車に適用します．

3.3　シェービングカッタ

3.4　ホーニング

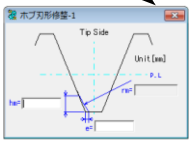
ドレスギヤには，歯形修整，歯すじ修整および歯面修整の設定が可能です．また被削歯車と諸元の異なるドレスギヤを設定することも可能です．

11. 4 歯車諸元設定

被削歯車の諸元設定を図 11.2 に示します．ここではホブ加工，シェービング加工，ホーニング加工を 1 回づつ行うものとしてドレスギヤに歯面修整を与えた場合の例を以下に示します．

図 11.2　歯車諸元設定

図 11.3　標準ホブ



11. 5 工具諸元設定

11.5.1 ホブ諸元設定

各種ホブの設定項目を図 11.3～11.6 に示します．ホブ諸元は，最大３工程まで設定することが可能です．入力したホブ数値の実刃形形状を[刃形図]で作図することができます．また，図 11.3 のようにホブの刃元を修整することもできます．ここでは図 11.6 のホブを使用してシミュレーションをします．

図 11.4　ｾﾐﾄｯﾋﾟﾝｸﾞﾎﾌﾞ

図 11.5　ﾌﾟﾛﾁｭﾊﾞﾗﾝｽ転位ﾎﾌﾞ

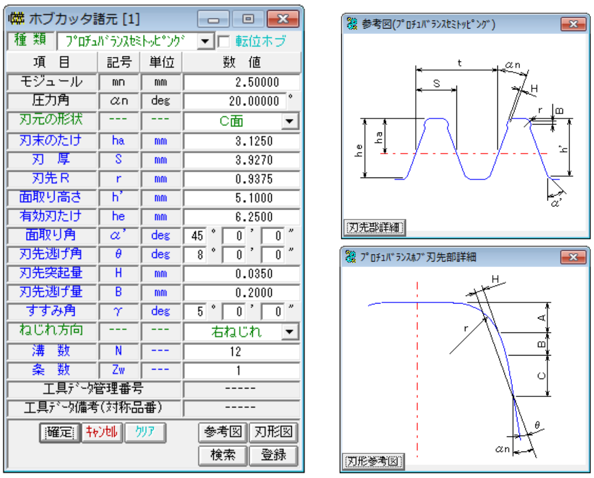


図 11.6 プロチュバランスセミトッピングホブ

11.5.2 ピニオンカッタ諸元設定

各種ピニオンカッタの設定項目を図 11.7～11.10 に示します．ピニオンカッタ諸元は，最大３工程まで設定することができます．ホブと同様に入力した数値の実刃形形状を**[刃形図]**で作図することができます．

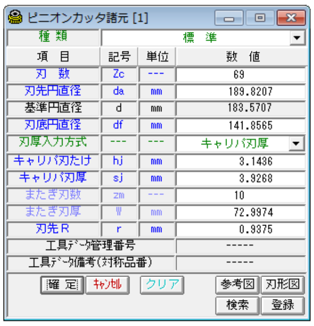


図 11.7　標準ﾋﾟﾆｵﾝｶｯﾀ

図 11.8　ｾﾐﾄｯﾋﾟﾝｸﾞﾋﾟﾆｵﾝｶｯﾀ

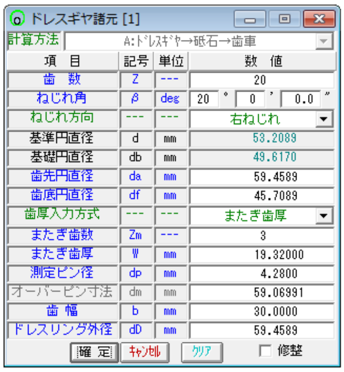
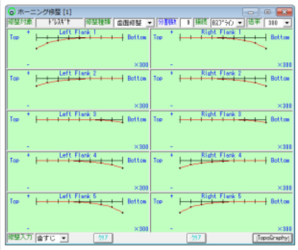


図 11.12　ドレスギヤ諸元



(歯面修整，歯すじ)

図 11.13　ドレスギヤ修整

図 11.9　ﾌﾟﾛﾁｭﾊﾞﾗﾝｽﾋﾟﾆｵﾝｶｯﾀ

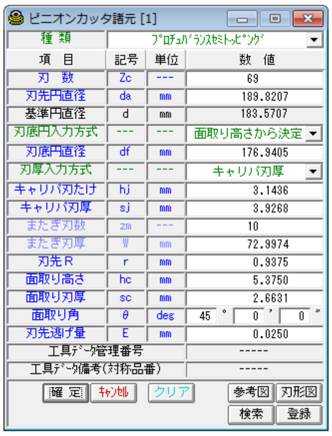


図 11.10　ﾌﾟﾛﾁｭﾊﾞﾗﾝｽｾﾐﾄｯﾋﾟﾝｸﾞﾋﾟﾆｵﾝｶｯﾀ

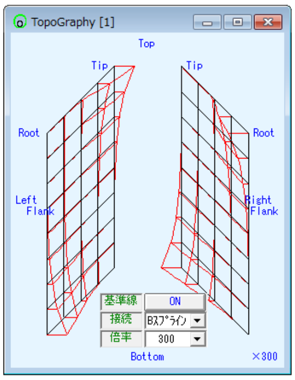


図 11.14　ドレスギヤ修整トポグラフ

図 11.15　ホーニング砥石

11.5.3 シェービングカッタ諸元設定

シェービングカッタ諸元設定例を図 11.11 に示します．

図 11.11　シェービングカッタ諸元

11.5.4 ホーニング諸元設定

ホーニング諸元設定は，ドレスギヤ諸元，ホーニング砥石諸元をそれぞれ設定します．ホーニングは，2 工程まで設定することができます．ドレスギヤ諸元項目を図 11.12，ドレスギヤの歯面修整設定を図 11.13，ドレスギヤ修整トポグラフを図 11.14，ホーニング砥石諸元項目を図 11.15 に示します．

11. 6 歯車仕上歯厚設定

各工具での歯車仕上歯厚は，またぎ歯厚，ピン寸法，円弧歯厚での設定が可能です．図 11.16 に歯車仕上歯厚設定画面を示します．本例ではホブ加工，シェービング加工，ホーニング加工を 1 回づつ行います．ホブでまたぎ歯厚 W_1=19.350mm の粗加工を行い，最終のホーニング加工で W_3=19.287mm に仕上げる手順を示しています．

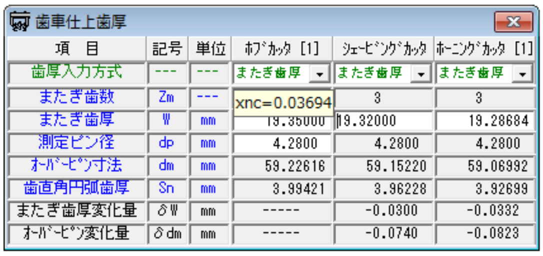


図 11.16　歯車仕上歯厚設定

11. 7 歯車歯形

諸元と加工条件を設定すると，歯車形状を表示します．歯形図では，各工具で加工した歯形形状の重ね合わせや直径，距離の計測，加工後の歯形などを容易に確認することができます．図 11.17 に歯形選択画面を，図 11.18～11.25 に解析後の歯形を示します．

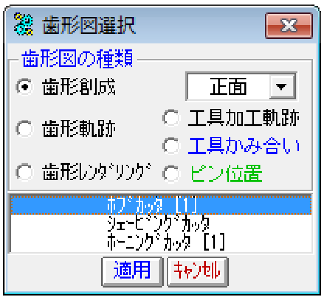


図 11.17　歯形選択

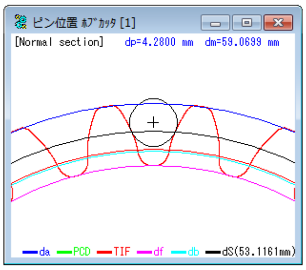
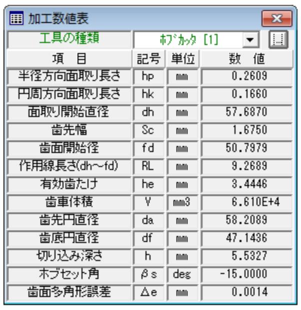
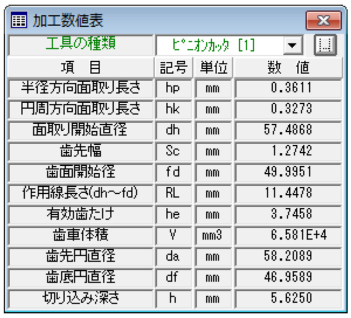


図 11.17a　ピン位置図


加工数値表

工具の種類	ﾎﾌﾞｶｯﾀ [1]		
項　目	記号	単位	数　値
半径方向面取り長さ	hp	mm	0.2609
円周方向面取り長さ	hk	mm	0.1660
面取り開始直径	dh	mm	57.6870
歯先幅	Sc	mm	1.6750
歯面開始径	fd	mm	50.7979
作用線長さ(dh~fd)	RL	mm	9.2689
有効歯たけ	he	mm	3.4446
歯車体積	V	mm3	6.610E+4
歯先円直径	da	mm	58.2089
歯底円直径	df	mm	47.1436
切り込み深さ	h	mm	5.5327
ホブセット角	βs	deg	-15.0000
歯面多角形誤差	Δe	mm	0.0014

図 11.26　ﾎﾌﾞ 加工数値


加工数値表

工具の種類	ﾋﾟﾆｵﾝｶｯﾀ [1]		
項　目	記号	単位	数　値
半径方向面取り長さ	hp	mm	0.3611
円周方向面取り長さ	hk	mm	0.3273
面取り開始直径	dh	mm	57.4868
歯先幅	Sc	mm	1.2742
歯面開始径	fd	mm	49.9951
作用線長さ(dh~fd)	RL	mm	11.4478
有効歯たけ	he	mm	3.7458
歯車体積	V	mm3	6.581E+4
歯先円直径	da	mm	58.2089
歯底円直径	df	mm	46.9589
切り込み深さ	h	mm	5.6250

図 11.27　ﾋﾟﾆｵﾝｶｯﾀ加工数値

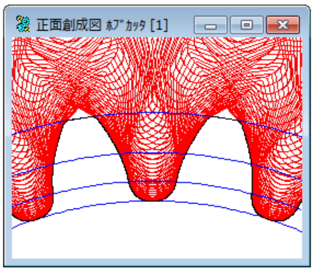


図 11.18　歯形創成図

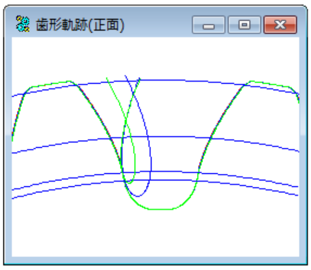
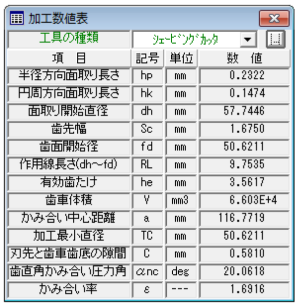


図 11.19　歯形軌跡図


加工数値表

工具の種類	ｼｪｰﾋﾞﾝｸﾞｶｯﾀ		
項　目	記号	単位	数　値
半径方向面取り長さ	hp	mm	0.2322
円周方向面取り長さ	hk	mm	0.1474
面取り開始直径	dh	mm	57.7446
歯先幅	Sc	mm	1.6750
歯面開始径	fd	mm	50.6211
作用線長さ(dh~fd)	RL	mm	9.7535
有効歯たけ	he	mm	3.5617
歯車体積	V	mm3	6.603E+4
かみ合い中心距離	a	mm	116.7719
加工最小直径	TC	mm	50.6211
刃先と歯車歯底の隙間	C	mm	0.5810
歯直角かみ合い圧力角	αnc	deg	20.0618
かみ合い率	ε	---	1.6916

図 11.28 ｼｪｰﾋﾞﾝｸﾞｶｯﾀ加工数値


加工数値表

工具の種類	ﾎｰﾆﾝｸﾞｶｯﾀ [1]		
項　目	記号	単位	数　値
半径方向面取り長さ	hp	mm	0.1976
円周方向面取り長さ	hk	mm	0.1269
面取り開始直径	dh	mm	57.8137
歯先幅	Sc	mm	1.6750
歯面開始径	fd	mm	50.2975
作用線長さ(dh~fd)	RL	mm	10.7144
有効歯たけ	he	mm	3.7581
歯車体積	V	mm3	6.594E+4
加工最小直径	TC	mm	50.2975

図 11.29　ﾎｰﾆﾝｸﾞ加工数値

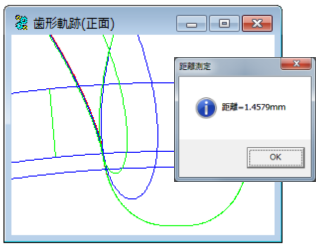


図 11.20　距離計測

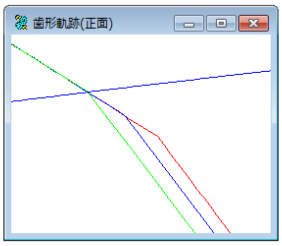


図 11.21　部分拡大

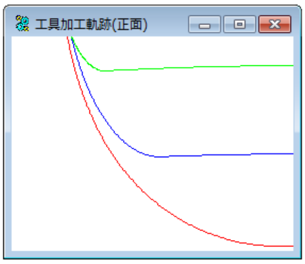


図 11.22　工具の加工軌跡

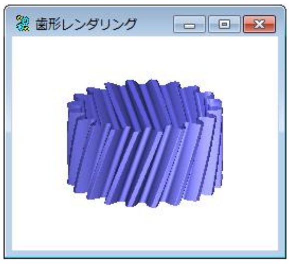


図 11.23　歯形レンダリング

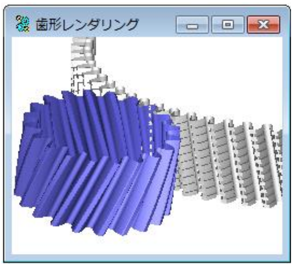


図 11.24　ｼｪｰﾋﾞﾝｸﾞｶｯﾀと歯車のかみ合い

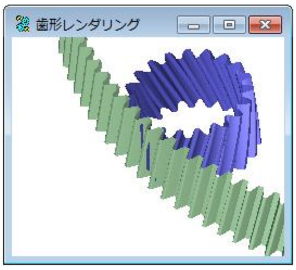


図 11.25　ﾎｰﾆﾝｸﾞ砥石と歯車のかみ合い

11.8 加工数値

各工具での加工数値を図 11.26～11.29 に示します．これらの表で面取り長さ，歯面直径，歯車体積，各直径などの詳細数値を確認することができます．

11.9 歯形誤差グラフ

加工後の歯形形状を示す歯形誤差グラフを図 11.30 に示します．特に，被削歯車と異なる諸元のドレスギヤや，バイアス修整等の複雑な修整を施したドレスギヤを使用した場合，正確に歯形が加工されるか否かの判断を容易にすることができるように各直径での修整量や歯形全体の傾向を示すトポグラフ，倍率の指定など豊富な機能を備えています．

図 11.31 は，ホーニング後の歯すじ誤差グラフ例であり，歯面形状と歯すじ形状を表したトポグラフを図 11.32 に示します．

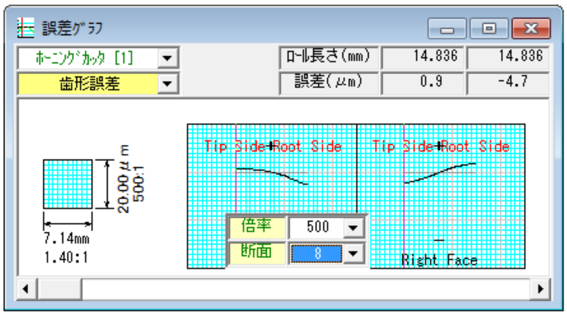


図 11.30　ホーニング後の歯形誤差グラフ例

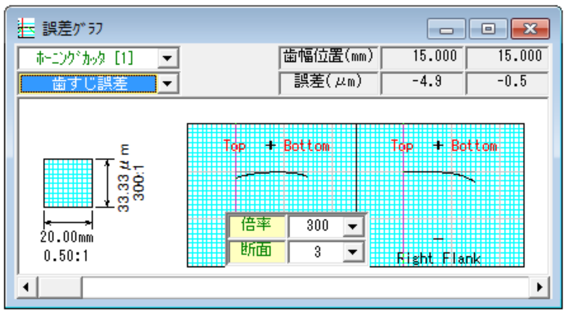


図 11.31　ホーニング後の歯すじ誤差グラフ例

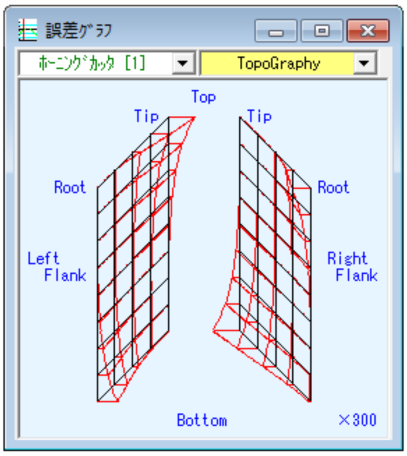


図 11.32 トポグラフ

11. 10 歯形座標値ファイル出力

加工後の歯形座標値を CAD データとして出力することができます．ファイル形式は DXF と IGES をサポートしています．図 11.33 に歯形座標値ファイル出力フォームを図 11.34 に CAD 作図例を示します．

図 11.33 歯形座標値ファイル出力

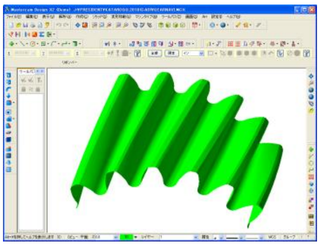


図 11.34 歯形作図例(IGES)

11. 11 歯車かみ合い

加工シミュレーションした歯形データを保存しておくことで任意の歯車歯形データ同士のかみ合いシミュレーションを行うことができます．図 11.35 にかみ合いシミュレーションの画面を示します．

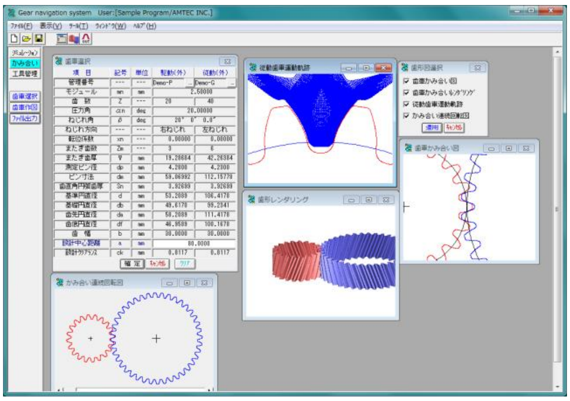


図 11.35 かみ合いシミュレーション

11. 12 歯車データの選択

登録したデータから，かみ合わせる歯車のデータを選択し設定します．図 11.36 にかみ合い歯車を選択した画面を示します．

図 11.36 かみ合い歯車歯形データ選択

11. 13 歯車かみ合い図

図 11.37 の歯形図選択で２Ｄ歯車かみ合い図，３Ｄかみ合いモデル，従動歯車の回転運動軌跡，連続回転図を表示します．２Ｄ歯車かみ合い図は，部分拡大，距離計測機能や円作図機能をサポートしていますので，かみ合いの状態を細部に渡り確認することができます．図 11.38～11.44 にかみ合い図および運動軌跡図を示します．

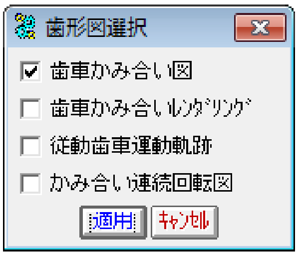


図 11.37 かみ合い歯形図選択

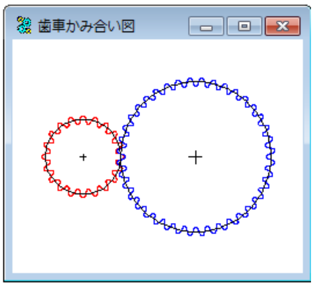


図 11.38 かみ合い図

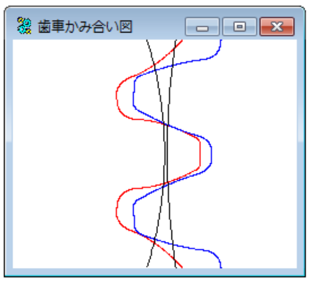


図 11.39 かみ合い図拡大

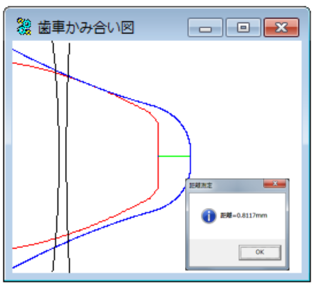


図 11.40 かみ合い図距離計測(トップクリアランスの測定)

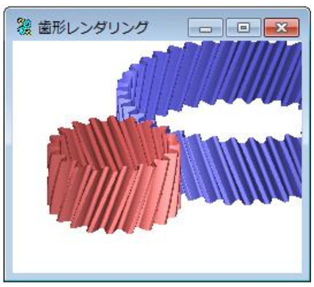


図 11.41 かみ合いﾚﾝﾀﾞﾘﾝｸﾞ

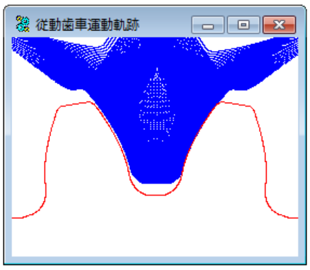


図 11.42　従動歯車運動軌跡

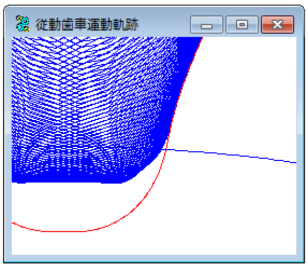


図 11.43　運動軌跡拡大

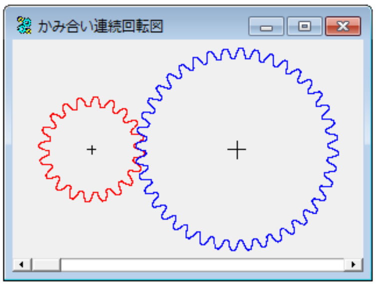


図 11.44　かみ合い連続回転

11. 14 かみ合い歯形ファイル出力

かみ合った状態の歯車歯形データを CAD データとして DXF および IGES 形式で出力することができます. 図 11.45 にかみ合い歯形ファイル出力フォームを示します.

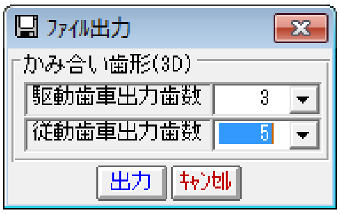


図 11.45　かみ合い歯形ファイル出力

11. 15 工具管理（オプション）

Gear navigation system は，保有の工具諸元をデータベースに登録しておくことにより，加工シミュレーション時に共用計算や加工後の面取り長さや有効歯面長さなどの条件に見合う適正工具を検索することができます．工具管理の画面の様子および設定項目を図 11.46～11.50 に示します.

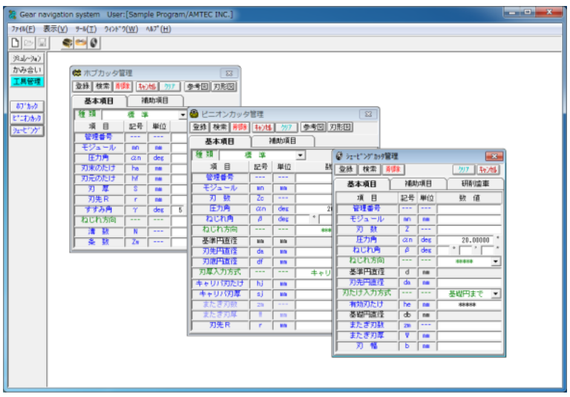


図 11.46　工具管理の画面

図 11.47　ホブ諸元

図 11.48　ﾋﾟﾆｵﾝｶｯﾀ諸元

図 11.49　ｼｪｰﾋﾞﾝｸﾞｶｯﾀ諸元

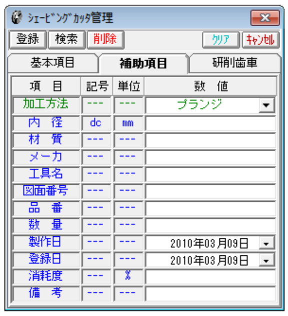


図 11.50　基礎円盤諸元

11. 16 その他の機能

16.1 ホブの取り付け角度計算（オプション），（図 11.51）

転位ホブのホブ取り付け角度を計算します.

図 11.51　ホブの取り付け角度

16.2 データベースの形式

Gear navigation system は，設計データの管理，工具管理などの情報，検索などは SQL サーバを使用して行います.

データベースを容易に構築，管理することができるように補助ツールが付属されています（図 11.52～11.53 参照）.

本ソフトウェアでは Microsoft SQL Server が必要です [1].

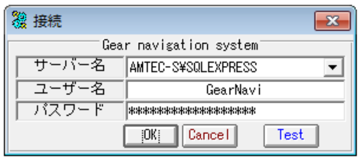


図 11.52　データベースへの接続

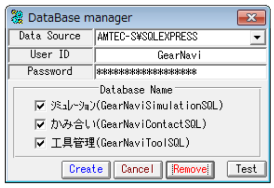


図 11.53　データベースマネージャー

1) SQL サーバを準備していない場合

データベースを mdb ファイルで管理するソフトウェアもございますのでご注文の際にお申し付けください.

※付録[B]のギヤホーニングシミュレーションをご覧ください.

[12] ANSI/AGMA2001-C95（歯車強度計算）

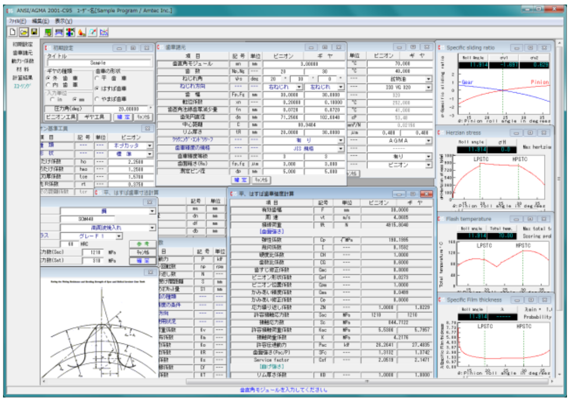


図 12.1　AGMA2001-C95

12. 1 概要

AGMA2001-C95 の規格に基づいて歯車の強度計算をします. 歯形の幾何係数(I , J)は，AGMA908-B89 に基づいています.

(1)適用規格

「ANSI/AGMA2001-C95」:Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth

「Annex A」:Method for Evaluating the Risk of Scuffing and Wear

「ANSI/AGMA 908-B89」:Geometry Factor for Determining the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur, Helical and Herringbone Gear Teeth

(2)歯車の種類

インボリュート平，はすば歯車(外歯車，内歯車)

(3)工具

ホブおよびピニオンカッタ(プロチュバランス含む)

(4)歯車の強さ

曲げ強さ，歯面強さ，寿命および幾何係数の詳細数値

(5)スカッフィング

すべり率，ヘルツ応力，油膜厚さ，フラッシュ温度のグラフと摩耗およびスカッフィング発生確率

12. 2 初期設定

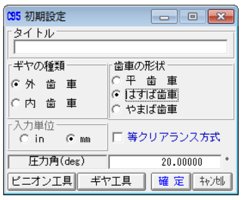


図 12.2　初期設定画面

図 12.3　工具設定画面

12. 3 歯車諸元入力

(1)歯車精度は，AGMA, JIS を選択することができます.

(2)歯面粗さは Ra(μm)で入力してください.

図 12.4　歯車諸元入力画面

12. 4 動力および係数入力

(1) 動荷重係数, 荷重分配係数などは[0][TAB]で理論値が入力されます.

(2) 平歯車の場合には歯先荷重または外の最悪荷重点を選択することができます.

(3) 入力する数値に関するグラフおよび表などは[表示]機能により参照する事ができます.

図 12.5 に動力および係数入力画面を示します. 図 12.6 および図 12.7 に係数，グラフの表示例を示します.

図 12.5　動力及び係数設定

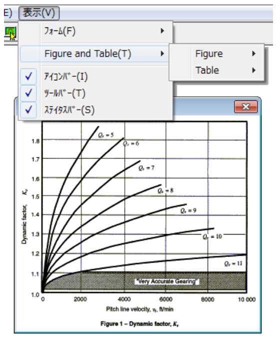


図 12.6　グラフの表示

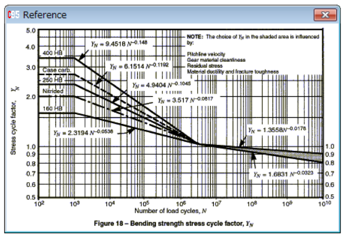


図 12.7　グラフの表示例

12. 5 材料入力

(1) 図 12.8 に材料の設定画面を示します.

(2) [参考]をクリックすると材料に適応した許容応力数の表を図 12.9 のように表示します.

図 12.8　ピニオン材料の設定

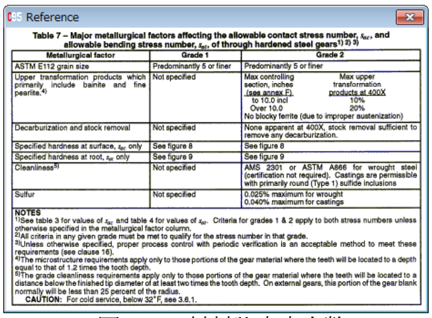


図 12.9　材料許容応力数

12.6 強度結果

図12.10に強度計算結果を示します.図12.11および図12.12に,幾何係数の詳細数値と係数を決定する際の歯形図を示します.

C95 平、はすば歯車強度計算

項 目	記号	単位	ピニオン	ギ ヤ
有効歯幅	F	mm	30.0000	
周 速	vt	m/s	4.0685	
接線荷重	Wt	N	4915.8040	
[歯面強さ]				
弾性係数	Cp	√MPa	190.1995	
幾何係数	I	---	0.1592	
硬度比係数	CH	---	1.0000	
歯数比係数	CG	---	0.6000	
歯すじ修正係数	Cmc	---	0.8000	
ピニオン形状係数	Cpf	---	0.0273	
ピニオン位置係数	Cpm	---	1.0000	
かみあい精度係数	Cma	---	0.0499	
かみあい修正係数	Ce	---	0.8000	
応力繰り返し係数	ZN	---	1.0000	1.0229
許容接触応力数	Sac	MPa	1210	1210
接触応力数	Sc	MPa	844.7122	
許容接触荷重係数	Kac	MPa	5.5386	5.7957
接触荷重係数	K	MPa	4.2176	
許容伝達動力	Pac	kW	26.2641	27.4835
歯面強さ(Pac/P)	SFc	---	1.3132	1.3742
Service factor	Csf	---	2.0519	2.1471
[曲げ強さ]				
リム厚さ係数	KB	---	1.0000	1.0000
幾何係数	J	---	0.5117	0.5082
応力繰り返し係数	YN	---	1.0176	1.0250
許容単位荷重	Uat	MPa	111.1384	111.1826
単位荷重	UL	MPa	54.6200	
許容曲げ応力数	Sat	MPa	310	310
曲げ応力数	St	MPa	124.0323	124.8811
許容伝達動力	Pat	kW	40.6951	40.7113
曲げ強さ(Pat/P)	SFt	---	2.0348	2.0356
Service factor	Ksf	---	2.5434	2.5445

図 12.10 曲げ,歯面強さ結果

C95 Geometry factor J

Symbol	Unit	Pinion	Gear	Symbol	Unit	Pinion	Gear
J	---	0.5117	0.5082	rnL	mm	13.1861	19.1736
Y	---	0.5254	0.5318	φns	deg	20.0226°	20.0226°
Kf	---	1.4886	1.5171	μno	deg	0.0124°	0.0159°
φnW	deg	31.2024°	27.5904°	hF	mm	1.8294	1.8042
ΔSn	mm	0.0255	0.0255	Ch	---	1.3512	
Xg	mm	0.1649	0.0649	Kψ	---	0.8762	
Sn	mm	1.6908	1.6181	ξnF	mm	0.9879	1.0104
φnL	deg	29.8682°	26.5478°	u	mm	0.5335	0.5659

Figure

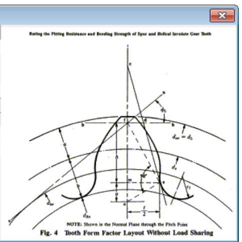


図 12.11 幾何係数(J)

C95 Geometry factor I

Symbol	Unit	Value	Symbol	Unit	Value
I	---	0.1592	mF	---	1.1147
φr	deg	22.7669°	ρm1	mm	4.3764
Cψ	---	1.0000	ρm2	mm	6.0644
ρ1	---	4.3764	pN	mm	2.9521
ρ2	---	6.0644	Z	mm	4.4127
d	mm	21.3522	pb	mm	3.1263
mN	---	0.6897	C1	mm	2.0692
Cr	mm	26.9801	C2	mm	3.3556
mG	---	1.5000	C3	mm	4.1763
Rm1	mm	10.8711	C4	mm	5.1955
Ro1	mm	11.8761	C5	mm	6.4819
Ro2	mm	17.1141	C6	mm	10.4408
Rb1	mm	9.9512			

Figure

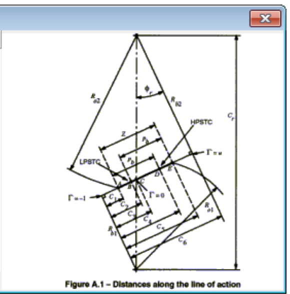


図 12.12 幾何係数(I)

12.7 寿命結果

負荷の回数と図12.7グラフより曲げ強さに対する寿命時間を計算します. 図 12.13 に寿命計算結果を示します.

C95 寿命結果

項 目	記号	単位	ピニオン	ギ ヤ
[歯面強さの寿命]				
予想応力繰り返し係数	ZN'	---	0.873	0.873
予想寿命負荷回数	Nc	cycs	3.740E+09	3.740E+09
予想寿命時間	Lc	hrs	5.194E+04	7.791E+04
[曲げ強さの寿命]				
予想応力繰り返し係数	YN'	---	0.500	0.504
予想寿命負荷回数	Nt	cycs	2.149E+24	1.465E+24
予想寿命時間	Lt	hrs	2.984E+19	3.052E+19

図 12.13 寿命結果

12.8 スカッフィング評価

(1) 油(ISO 粘度グレード)は VG46～VG1500 を選択することができます. また,範囲外の場合は動粘度,平均温度などを入力することができます. (図 12.14)
(2) 歯面粗さは Ra(μm)で入力してください.
(3) 摩擦係数の方式は, AGMA 方式,一定値, ISO 方式を選択する事ができます.
(4) すべり率,ヘルツ応力,フラッシュ温度,油膜厚さのグラフを表示します. (図 12.15～図 12.18)
(5) 摩耗とスカッフィングの発生する確率を表示します.

C95 スコーリング

項 目	記号	単位	ピニオン	ギ ヤ
歯車の温度	GTc	°C	70.000	
油の温度	Tc	°C	40.000	
油の種類	---	---	鉱物油	
ISOグレード	---	---	ISO VG 320	
動粘度(40°C)	---	---	320	
平均温度	Mtc	°C	252.000	
標準偏差温度	SD	°C	41.000	
絶対粘度	μo	cP	53.48	
粘度圧	α	mm²/N	0.02156	
なじみ歯面粗さ(Ra)	σ1, σ2	μm	0.400	0.400
摩擦係数の方式	---	---	AGMA	
摩擦係数	μm	---	-----	
歯形修整	---	---	有り	
駆動歯車	---	---	ピニオン	

確 定 キャンセル

図 12.14 スカッフィング評価の設定

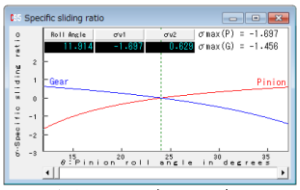


図 12.15 すべり率

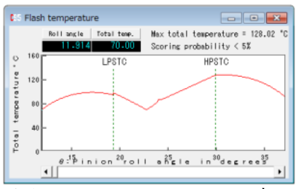


図 12.16 フラッシュ温度

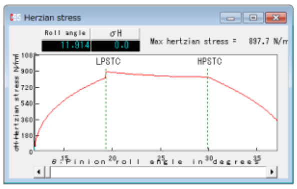


図 12.17 ヘルツ応力

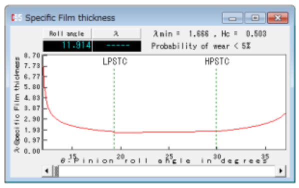


図 12.18 油膜厚さ

12.9 その他機能

(1) データ管理画面を図 12.19 に示します.
(2) 印刷(寸法,強度,寿命,スカッフィング,グラフ)日本語印刷と英語印刷(オプション)ができます.
(3) 係数などの図,表,グラフを表示します.
(4) 計算結果,グラフをクリップボードに出力することができます.

C95 設計データを開く

検索項目
整理番号 *
作成者名 *****
歯直角モジュール 0.00000
作成年月日 *****
圧 力 角 20.00000°
検索数： 12
検索開始

No.	整理番号	ギヤの種類	歯車の形状	歯直角モジュール	圧 力 角
1	Manual	外 歯 車	はすば歯車	3.00000	20.00000°
2	sa	内 歯 車	平 歯 車	2.00000	20.00000°
3	Yos	外 歯 車	平 歯 車	5.00000	20.00000°
4	Hira	外 歯 車	平 歯 車	4.00000	20.00000°
5	Hasuba	外 歯 車	はすば歯車	4.00000	20.00000°
6	AlphaSW	外 歯 車	平 歯 車	2.00000	20.00000°

読み込み 削 除 キャンセル

図 12.19 データ管理設定

[13] Diamond Tool (ねじ状砥石歯形)

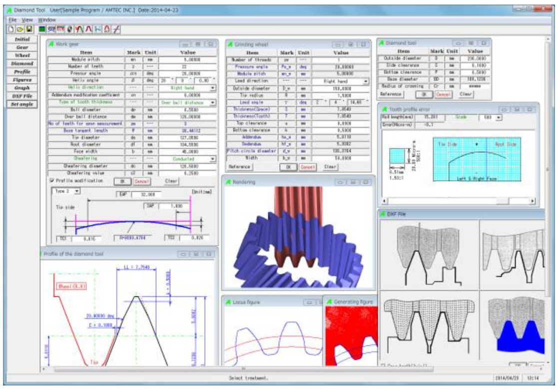


図13.1　Diamond Tool (ねじ状砥石歯形)

13. 1 概要

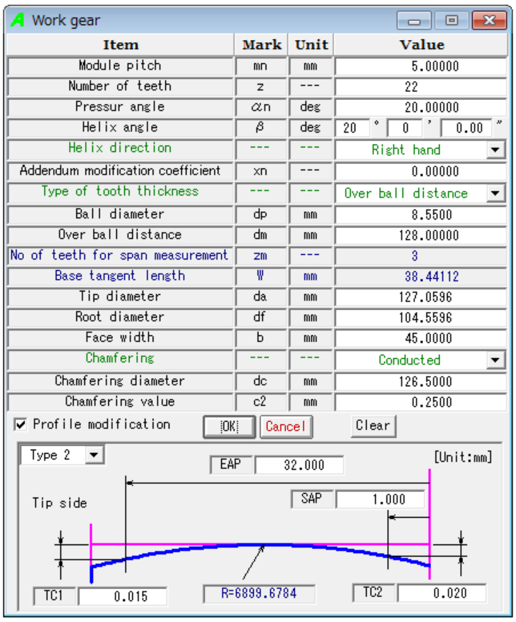
ねじ状砥石をドレスするためのダイヤモンド工具の歯形を生成することができるソフトウェアです．歯面修整を持つ歯車を研削する場合，ダイヤモンド工具の修整量は歯車と同じではありません．また，ねじ状砥石の歯厚や歯たけも重要です．図 13.1 に Diamond Tool の全体画面を示します．

13. 2 適用

(1)歯車の種類：円筒歯車(外歯車)
(2)歯形：インボリュート

13. 3　歯車諸元設定

図 13.2 のに歯車諸元を設定します．歯厚入力方式では，またぎ歯厚またはオーバーボール寸法から選択することができ，歯形修整は円弧クラウニングまたは歯先修整（図 13.3）を選択することができます．



Work gear

Item	Mark	Unit	Value
Module pitch	mn	mm	5.00000
Number of teeth	z	---	22
Pressur angle	αn	deg	20.00000
Helix angle	β	deg	20 ° 0 ' 0.00 "
Helix direction	---	---	Right hand
Addendum modification coefficient	xn	---	0.00000
Type of tooth thickness	---	---	Over ball distance
Ball diameter	dp	mm	8.5500
Over ball distance	dm	mm	128.00000
No of teeth for span measurement	zm	---	3
Base tangent length	W	mm	38.44112
Tip diameter	da	mm	127.0596
Root diameter	df	mm	104.5596
Face width	b	mm	45.0000
Chamfering	---	---	Conducted
Chamfering diameter	dc	mm	126.5000
Chamfering value	c2	mm	0.2500

図 13.2　諸元入力

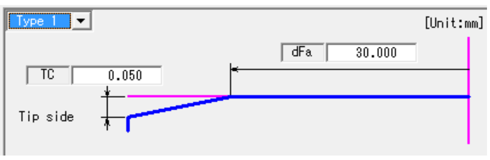
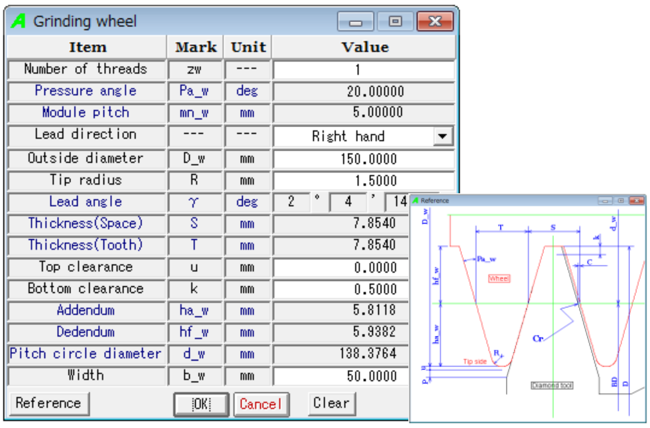


図 13.3　歯先修整設定(Type1)

13. 4 ねじ状砥石の設定

図 13.2 の歯車を研削するねじ状砥石の諸元設定画面を図 13.4 に示します．



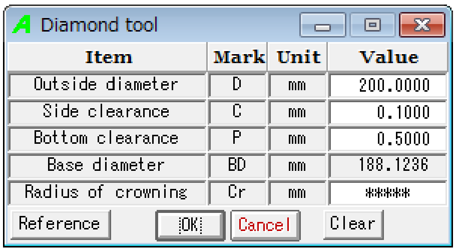
Grinding wheel

Item	Mark	Unit	Value
Number of threads	zw	---	1
Pressure angle	Pa_w	deg	20.00000
Module pitch	mn_w	mm	5.00000
Lead direction	---	---	Right hand
Outside diameter	D_w	mm	150.0000
Tip radius	R	mm	1.5000
Lead angle	γ	deg	2 ° 4 ' 14
Thickness(Space)	S	mm	7.8540
Thickness(Tooth)	T	mm	7.8540
Top clearance	u	mm	0.0000
Bottom clearance	k	mm	0.5000
Addendum	ha_w	mm	5.8118
Dedendum	hf_w	mm	5.9382
Pitch circle diameter	d_w	mm	138.3764
Width	b_w	mm	50.0000

図 13.4　ねじ状砥石の諸元設定

13. 5 ダイヤモンドツールの設定

図 13.4 のねじ状砥石をドレスするダイヤモンドツールの諸元設定画面を図 13.5 にダイヤモンドツールの形状図を図 13.6 に示します．



Diamond tool

Item	Mark	Unit	Value
Outside diameter	D	mm	200.0000
Side clearance	C	mm	0.1000
Bottom clearance	P	mm	0.5000
Base diameter	BD	mm	188.1236
Radius of crowning	Cr	mm	*****

図 13.5　ダイヤモンドツールの諸元設定

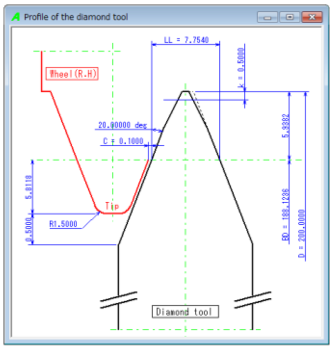


図 13.6　ダイヤモンドツール

13. 6 歯形グラフ

図 13.2 で与えた歯車の歯形修整が得られるように，ねじ状砥石の歯形を生成させ，次に，ねじ状砥石で創成運動をさせたときの歯車の歯形を歯形グラフとして図 13.7 に示します．

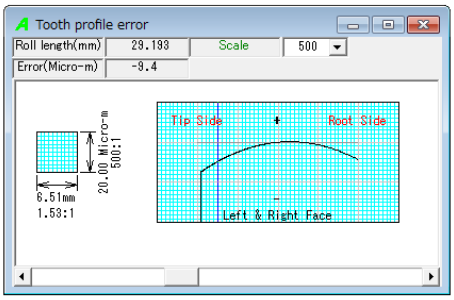


図 13.7　歯形グラフ

図 13.7 のスライダバーでは，作用線長さが 29.193mm で歯形修整量が 9.4µm であることを示しています．なお，面取りを与えているためグラフの歯先部で歯形が大きく逃げています．

13. 7 歯形生成

図 13.8 で表示する歯形を選択することができます．表示できる歯形は，①歯形創成図，②歯形軌跡図，③ねじ状砥石歯形，④ダイヤモンドツール歯形，⑤歯車とねじ状砥石の 3D かみ合い図，⑥ねじ状砥石とダイヤモンドツールの 3D かみ合い図の 6 種類です．図 13.8～13.18 にその図を示します．

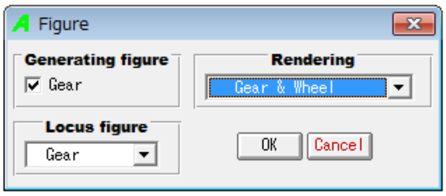


図 13.8　歯形生成

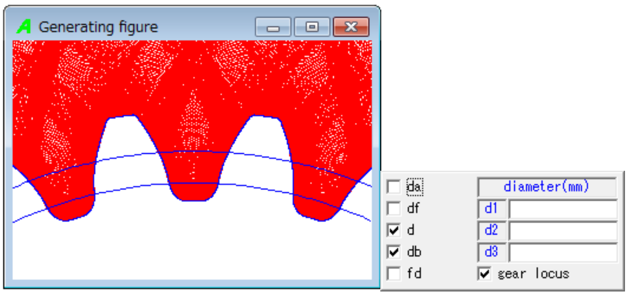


図 13.9　歯形創成

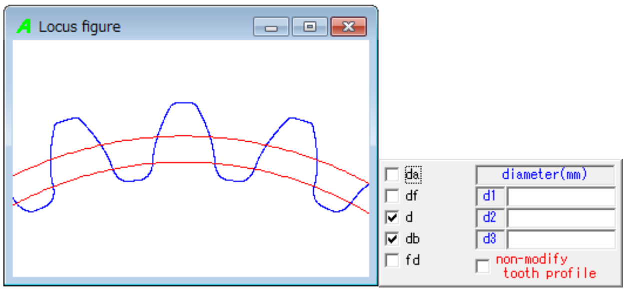


図 13.10　歯形軌跡（理論歯形）

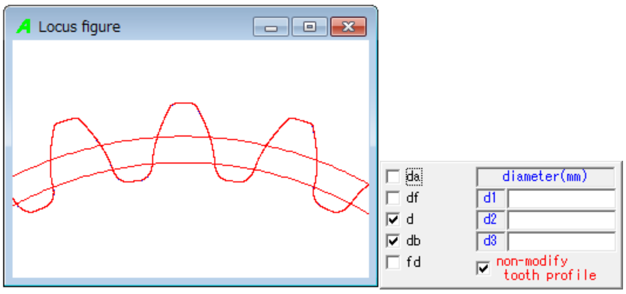


図 13.11　歯形軌跡（理論歯形+修整歯形）

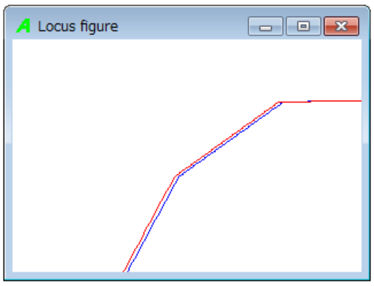


図 13.12　歯形軌跡拡大図（理論歯形+修整歯形）

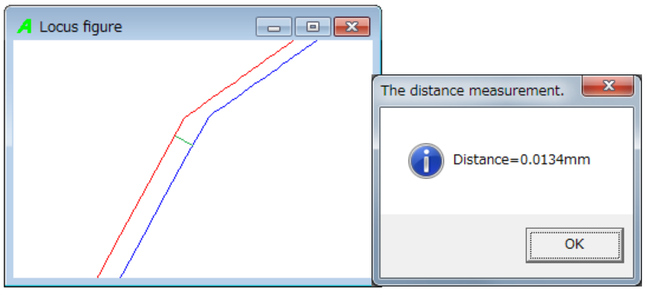


図 13.13　距離計測

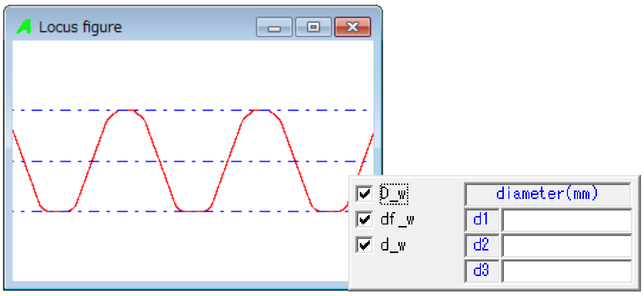


図 13.14　ねじ状砥石歯形

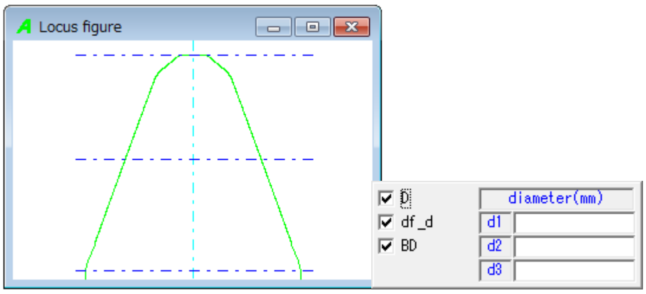


図 13.15　ダイヤモンドツール歯形

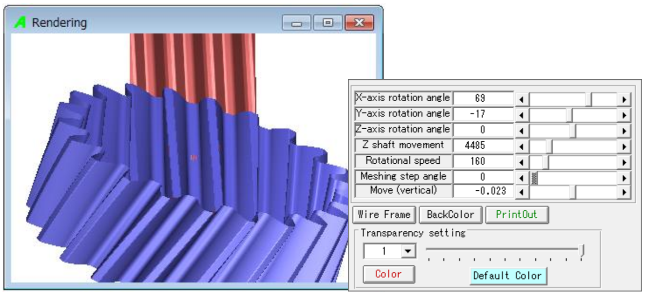


図 13.16　レンダリング（歯車とねじ状砥石）

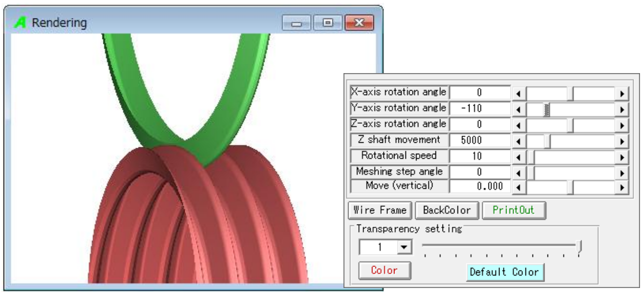
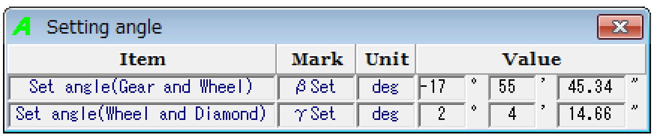


図 13.17　レンダリング（ねじ状砥石とダイヤモンドツール）


Setting angle

Item	Mark	Unit	Value		
Set angle(Gear and Wheel)	β Set	deg	-17°	55′	45.34″
Set angle(Wheel and Diamond)	γ Set	deg	2°	4′	14.66″

図 13.18　取り付け角度

13.8 ダイヤモンドツール DXF ファイル出力

ダイヤモンドツールの形状選択画面を図 13.19 に示します．ダイヤモンドツール形状を DXF ファイルで出力する場合，図 13.4 で設定したねじ状砥石の諸元により選択する形状が決まります．ここでは図 13.19 の左上のツール形状のダイヤモンドツール形状を出力した例を図 13.20 に示します．

ダイヤモンドツール歯形の 3 ヶ所の座標点を R で近似すると図 13.21 のように R=1091mm と表すことができます．ただし，指示位置によって R の大きさは変わります．また，図 13.22 のように歯車の正面歯形を出力することができます．

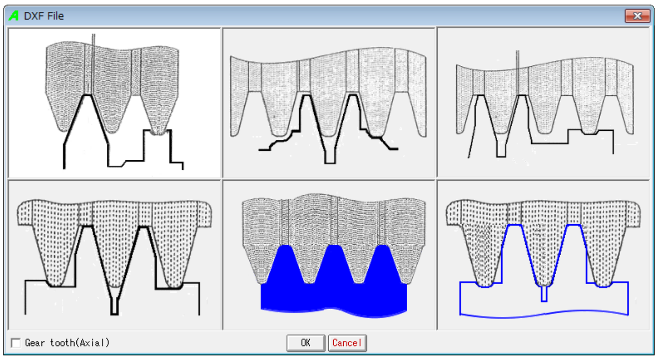


図 13.19　ダイヤモンドツールの形状選択

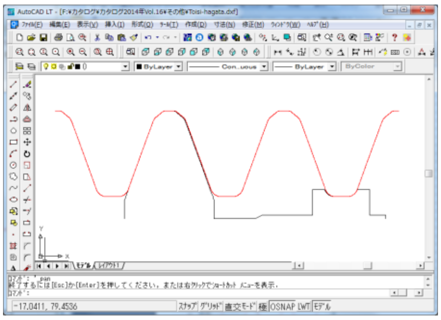


図 13.20　CAD 作図例（ダイヤモンドツール）

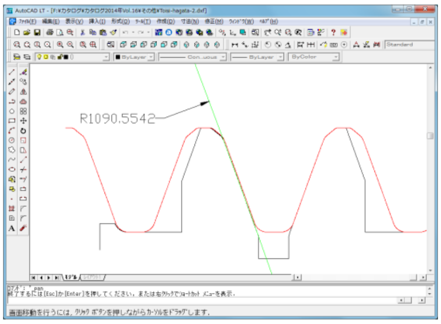


図 13.21　ダイヤモンドツールの歯形

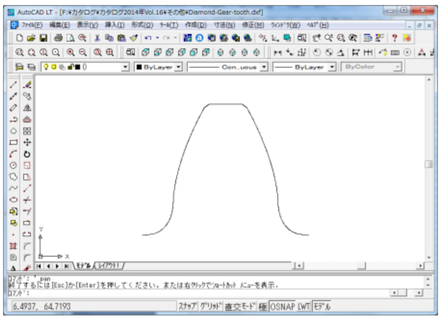


図 13.22　CAD 作図例（正面歯形）

※本ソフトウェアは英語版のみです．

[14] GearPro iii (involute gear profile design system)

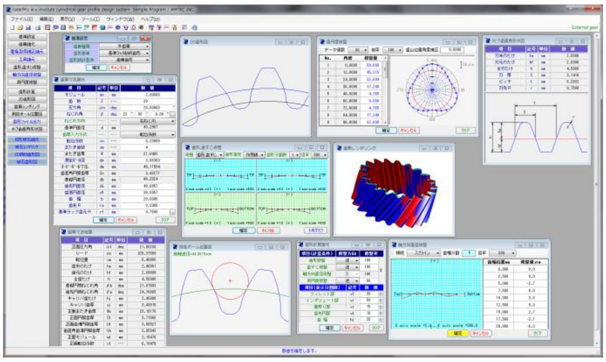


図 14.1 GearPro iii（インボリュート歯形出力）

14. 1 概要

本ソフトウェアは，GearPro Master を新しくしたソフトウェアです. 2016 年 2 月を以って GearPro Master の販売は終了し, GearPro iii の販売とさせていただきます.

本ソフトウェアは成形歯車にも考慮し真円ではない歯車の歯形も生成することができ，歯形・歯すじ修整，そして軸方向直径修整にも対応していますので成形歯車の製造には最適なソフトウェアといえます. また，工具（ホブ，ピニオンカッタ）加工にも対応した歯形を生成することができますので金属歯車の加工シミュレーションとしても使用することができます.

今までオプション扱いしていた機能も一部，基本ソフトウェアに含めると共に種々新しい機能も追加し， HELP 機能も設けています. 図 14.1 に GearPro iii の全体画面を示します.

14. 2 ソフトウェアの構成

GearPro iii の構成を表 14.1 に示します. 表中の○は基本ソフトウェアに含まれ◎はオプションです. また，△は，別途お問い合わせください.

表 14.1 ソフトウェアの構成

No.	項 目	掲載項	構成
1	基準ラック（JIS）	14.4	○
	BS 規格	14.4	◎
	DIN58400	14.4	◎
2	歯車諸元	14.5	○
3	工具諸元	14.6	◎
4	歯形，歯すじ修整	14.7	◎
5	軸方向直径修整	14.8	◎
6	真円度修整	14.9	◎
7	歯形計算	-----	○
8	2D 歯形図	14.10	○
9	測定ボール位置図	14.10	○
10	歯形レンダリング	14.11	○
11	歯形出力ファイル	14.12	○
12	カウンターラック歯形	14.13	◎
13	成形砥石歯形	-----	△
14	設計データ管理	14.14	○

14. 3 適用

(1) 歯車の種類：円筒歯車(外歯車，内歯車)
(2) 歯形：インボリュート
(3) 基準ラック：JIS, BS, DIN58400
(4) 工具
 (4.1) ホブ，転位ホブ：標準，セミトッピング，プロチュバランス，プロチュバランスセミトッピング
 (4.2) ピニオンカッタ：標準，セミトッピング，プロチュバランス，プロチュバランスセミトッピング
 (4.3) 工具による加工：外歯車はホブまたはピニオンカッタで加工し内歯車はピニオンカッタで加工します.
(5) 生成歯形：歯車歯形，電極歯形
(6) 修整：歯形，歯すじ，真円度，軸方向直径
(7) 成形研削用砥石歯形の生成

14. 4 基準ラック（プロパティ）

基準ラックを図 14.2 に示します. 基準ラックの種類は JIS 規格の他に，BS 規格（オプション）および DIN4158400 規格（オプション）による基準ラックも設定することができます. 図 14.3 に BS 規格と DIN58400 規格の基準ラックを示します.

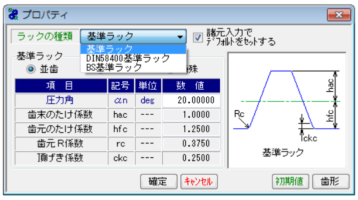
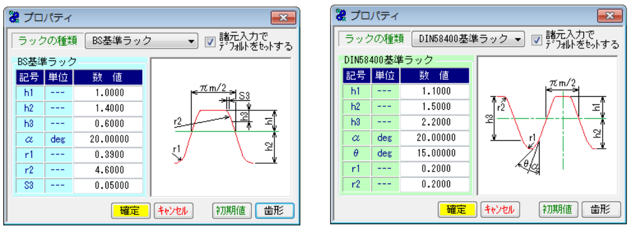


図 14.2 基準ラック 1（JIS）



(a)BS 規格 (b)DIN58400 規格

図 14.3 基準ラック 2

「基準設定」では図 14.4 のように歯車の種類（外・内歯車の選択)，歯形基準（基準ラック創成，工具切削，歯元 R 接続）そして歯形設計基準（歯車歯形，電極）を設定することができます. 歯形基準で歯元 R 接続を選択できますが，これは古い図面にも対応することを考慮して設けています.

(a)基準設定 (b)歯車の種類

(c)歯形基準 (d)歯形設計基準

図 14.4 基準設定

歯元を単一 R にすることの不具合は，歯数が少ない場合，相手歯車の歯先干渉の原因となります. また，強度計算は歯元形状がトロコイド形状であることを前提としていますのでそこに単一 R で歯車を製作すると強度計算の意味をなしません. そして，歯元単一 R 形状は，トロコイド形状に比して応力集中が大きくなります. このことは JIS B 1759(2013)「プラスチック円筒歯車の曲げ強さ評価方法」や成形プラスチック歯車研究専門委員会発行の「プラスチック歯車の設計指針」にも記載されています.

14.5　歯車諸元

図 14.5 に示すように歯車諸元を設定します. 歯厚入力方式では, ①転位係数, ②またぎ歯厚, ③オーバーボール寸法④円弧歯厚の内から 1 つを選択します. 図 14.6 に寸法結果を示します.

項　目	記号	単位	数　値
モジュール	mn	mm	2.00000
歯　数	Z	---	20
圧力角	αn	deg	20.00000
ねじれ角	β	deg	22 ° 30 ′ 0.00 ″
ねじれ方向	---	---	右ねじれ
基準円直径	d	mm	43.2957
歯厚入力方式	---	---	転位係数
転位係数	xn	---	0.20000
またぎ歯数	zm	---	4
またぎ歯厚	W	mm	21.64034
測定ﾎﾞｰﾙ径	dp	mm	3.56300
ｵｰﾊﾞｰﾎﾞｰﾙ寸法	dm	mm	49.11554
歯直角円弧歯厚	Sn	mm	3.43277
基礎円直径	db	mm	40.2824
歯先円直径	da	mm	48.0957
歯底円直径	df	mm	39.0957
歯　幅	b	mm	20.0000
歯先Ｒ	ra	mm	0.2000
基準ラック歯元Ｒ	rf	mm	0.7500

図 14.5　歯車諸元

項　目	記号	単位	数　値
正面圧力角	αt	deg	21.50238
リード	pz	mm	328.37509
転位量	xm	mm	0.40000
歯末のたけ	ha	mm	2.40001
歯元のたけ	hf	mm	2.09999
全歯たけ	h	mm	4.50000
基礎円筒ねじれ角	βb	deg	21.07593
歯先円筒ねじれ角	βa	deg	24.70885
キャリパ歯たけ	hj	mm	2.45806
キャリパ歯厚	sj	mm	3.43015
正面またぎ歯厚	Wa	mm	23.19176
正面円弧歯厚	St	mm	3.71560
正面歯溝円弧歯厚	Ut	mm	3.08527
歯直角歯溝円弧歯厚	Un	mm	2.85042
正面モジュール	mt	mm	2.16478
正面転位係数	xt	---	0.18478

図 14.6　寸法

今, 図 14.4(d)の設定で「電極」として収縮率を図 14.7 のように設定したとき, 歯車寸法および電極寸法は図 14.8 のように決まります.

項　目	記号	単位	数　値
モジュール収縮率	Sp	---	20.00
圧力角補正率	Sα	---	0.00
ねじれ角補正率	Sβ	---	3.00
放電ギャップ	δ	μm	20.00
歯　幅	b’	mm	20.0000

図 14.7　電極設定

項　目	記号	単位	数値(歯車)	数値(電極,型)
正面圧力角	αt	deg	21.50238	21.50238
リード	pz	mm	328.37509	336.02972
転位量	xm	mm	0.40000	0.40816
歯末のたけ	ha	mm	2.40001	2.42899
歯元のたけ	hf	mm	2.09999	2.16285
全歯たけ	h	mm	4.50000	4.59184
基礎円筒ねじれ角	βb	deg	21.07593	21.07593
歯先円筒ねじれ角	βa	deg	24.70885	24.69111
キャリパ歯たけ	hj	mm	2.45806	2.48823
キャリパ歯厚	sj	mm	3.43015	3.45774
正面またぎ歯厚	Wa	mm	23.19176	23.62177
正面円弧歯厚	St	mm	3.71560	3.74536
正面歯溝円弧歯厚	Ut	mm	3.08527	3.19431
歯直角歯溝円弧歯厚	Un	mm	2.85042	2.95116
正面モジュール	mt	mm	2.16478	2.20896
正面転位係数	xt	---	0.18478	0.18478

図 14.8　歯車と電極歯車の寸法

14.6　工具諸元（オプション）

歯切り工具は, ホブまたはピニオンカッタを選択することができます. 工具寸法入力画面を 14.9 に, 参考図を図 14.10 に, 入力した工具の実刃形を図 14.11 に示します. 設定した工具による創成歯形を図 14.12 および図 14.13 に示します. 工具の種類は, 14.2 の適用に示すように種々工具に対応しています.

図 14.9　工具寸法諸元入力

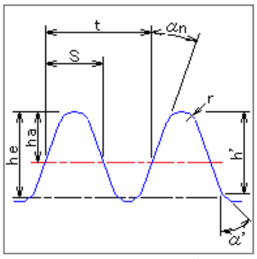


図 14.10　工具参考図

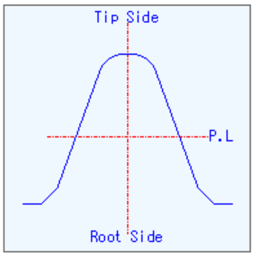


図 14.11　工具刃形

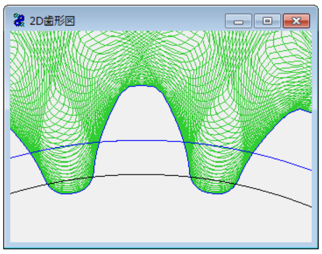


図 14.12　正面歯形

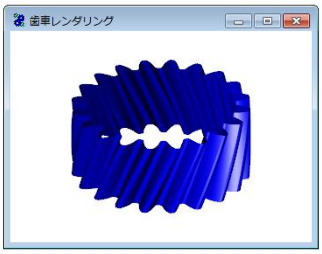


図 14.13　レンダリング

プロチュバランスセミトッピングピニオンカッタの入力画面を図 14.14 に, 設定した工具による創成歯形を図 14.12 および図 14.13 に示します.

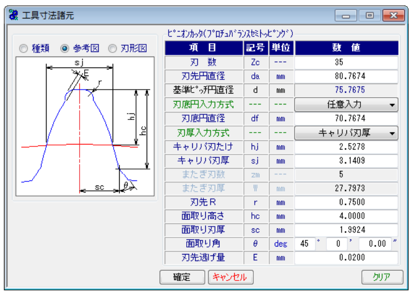


図 14.14　工具寸法諸元入力（ピニオンカッタ）

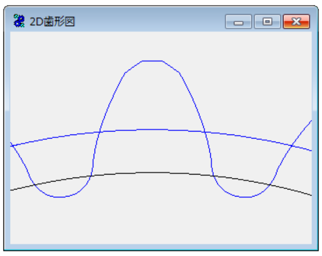


図 14.15　正面歯形

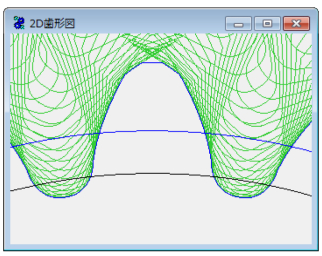


図 14.16　創成歯形

14. 7　歯形，歯すじ修整（オプション）

歯面修整を与える場合，図 14.17 で設定します．修整は，歯形修整，歯すじ修整，歯形・歯すじ修整の 3 通りを選択することができます．ここでは，歯形・歯すじ修整の例を示します．図 14.18 で歯形修整, 図 14.19 で歯すじ修整を与えた結果を図 14.20 に示します．修整量の与え方は，図 14.18 の場合，数値を直接入力することもパターン形状から入力することもできます．また，分割数は最大 50 点まで設定することができます.

図 14.17　歯形，歯すじ修整の設定

図 14.18　歯形修整の設定

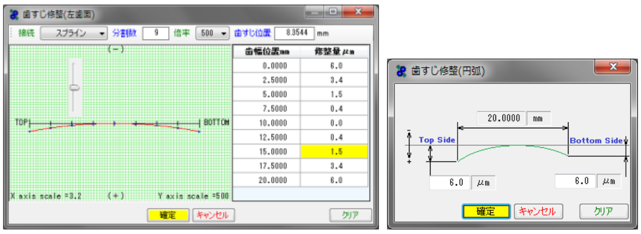


図 14.19　歯すじ修整の設定

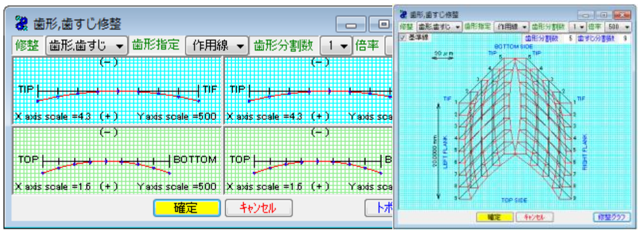


図 14.20　歯形・歯すじ修整の設定とトポグラフ

図 14.26 では歯形修整 1 本と歯すじ修整 1 本を与えた例を示していますが，バイアス修整の場合は，図 14.21 のように歯形 3 本（5 本も可能），歯すじ 1 本で設定することができます.

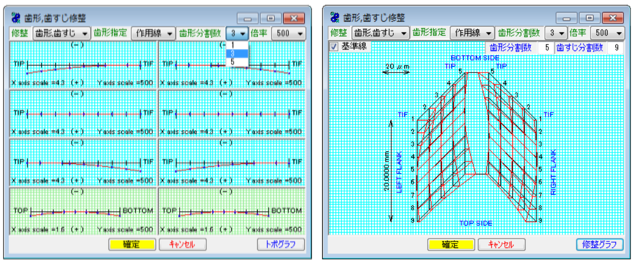


図 14.21　バイアス修整とトポグラフ

14. 8　軸方向直径修整（オプション）

軸方向直径修整は，例えば，2 段歯車を樹脂成型する場合，成形時の収縮による歯幅方向の直径変化を補正するための機能です．例として，図 14.22 のような直径変化があった場合の歯車は，図 14.23 のように表示することができます.

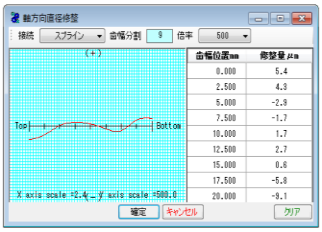


図 14.22　軸方向直径修整の設定の例

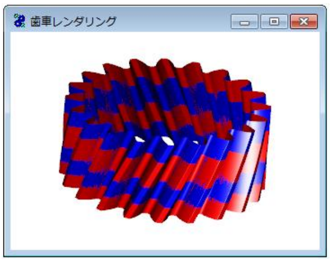


図 14.23　基準歯形(青色)と軸方向直径修整歯形(赤色)

14. 9　真円度修整（オプション）

射出成形プラスチック歯車は，ゲートの位置によって完成した歯車が真円形状になりません．対策としてゲート数を多くすれば解決する場合もありますが余分な工数が必要となります. そこで，本例では完成した歯車のゲート数が 3 ヶ所の成形歯車を想定し，図 14.24 の楕円形状の歯車を考え，その逆形状の歯形を出力すると成形完成時に真円歯車が出来上がるものとしています. 図 14.24 で修整量を 50μm，楕円の葉数，即ちゲート数を 3 として設定しています（変更は任意可，最大 20）. 図 14.25 に真円度修整のグラフを表示します.

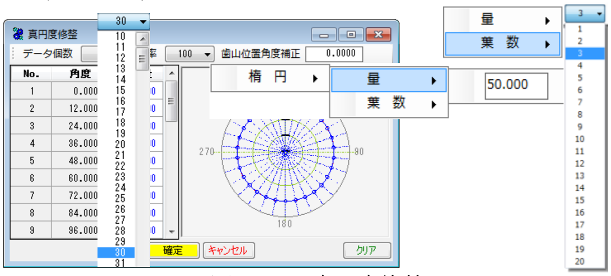


図 14.24　真円度修整 1

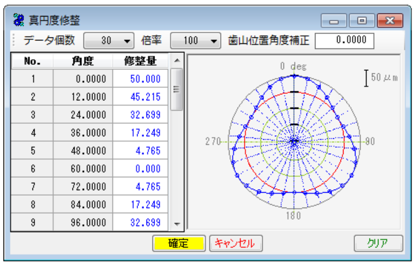


図 14.25　真円度修整 2

図 14.26 歯形生成 1 は，歯形修整，歯すじ修整，真円度修整を「正」としていますが，これは図 14.25 で設定した歯形をそのまま出力するということです．これに対し，図 14.27 歯形出力 2 は修整方向を**[逆]**としています．これは与えた修整量の逆形状を出力する意味です．即ち，この「逆」で金型を製作すれば完成時に真円となることを目的としています. ただし,「逆」としても 100% 予測した通りにはなりませんので収縮率の程度を設定することができます．例題では真円度のみ 80%とし，他は 100%としています.

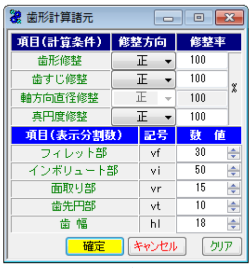


図 14.26　歯形生成 1

図 14.27　歯形生成 2

14. 10　2D 歯形図

図 14.28 は，図 14.20 の歯形・歯すじ修整を持つ歯形を図 14.25 で真円度修整を設定し，図 14.27 の[**逆**]で作図した歯形軌跡図です．歯先部分の拡大図を図 14.29 に示しますが，これら歯先のずれは，歯先修整と偏心により違いが現れ，図 14.29 の A の歯先のずれが大きく，B と C は大きくずれていません．この理由は図 14.25 の真円度修整量からも明らかです．図 14.28 の A 部のずれを図 14.30 のように距離計測すると 0.041mm の違いがあることが解ります．また，図 14.28 の補助フォームに示す R 計測機能は歯元形状の隅部の大きさなどを計測する際には非常に便利です．

図 14.31 に測定ボール位置図を示しますが，これは低歯などを測定する際，ボールと歯底が接触する場合があります．このようなとき事前に確認することができるため現場でも有効に活用することができます．

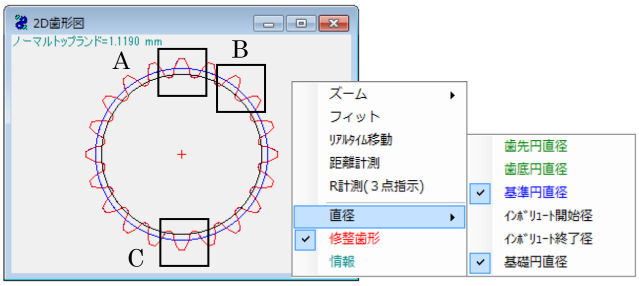


図 14.28　正面歯形

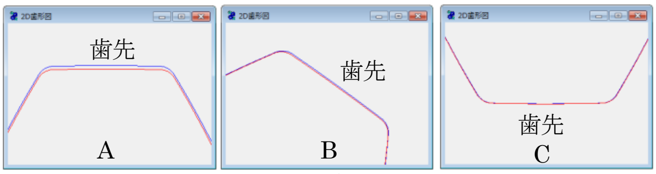


図 14.29　歯先部拡大

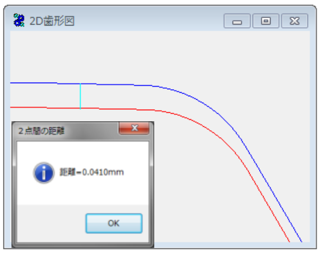


図 14.30　距離計測

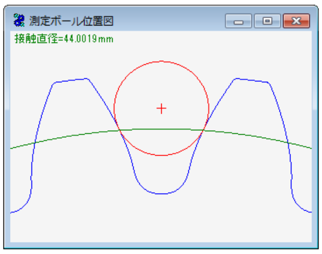
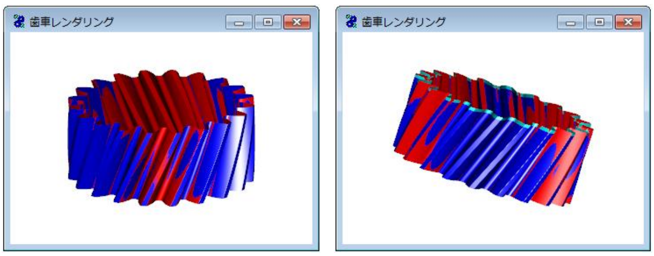


図 14.31　ボール位置

14. 11　歯形レンダリング

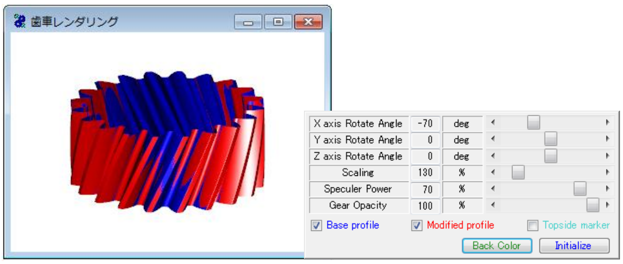
図 14.32 は，図 14.20 の歯形・歯すじ修整を持つ歯形を図 14.25 で真円度修整を設定し図 14.27 の[**逆**]で作図した歯形です．また，図 14.33 の歯形レンダリングは，図 14.26 の[**正**]で作図していますので図 14.32 と色合いが反転しています．



(a) 0°　方向観察　　(b) 90°　方向観察

修整方向[**逆**]の図

図 14.32　歯形レンダリング（基準歯形と修整歯形）



修整方向[**正**]の図

図 14.33　歯形レンダリングと補助フォーム

14. 12　歯形ファイル出力

歯形ファイルは，図 14.37 のように DXF-2D, DXF-3D, IGES-3D, TEXT 2D を生成（任意歯数出力可）することができます．また，工具刃形も出力できます．図 14.38 および図 14.39 に CAD 作図例を示します．

図 14.34　歯形ファイル出力

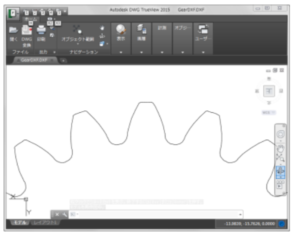


図 14.35　DXF-2D の例

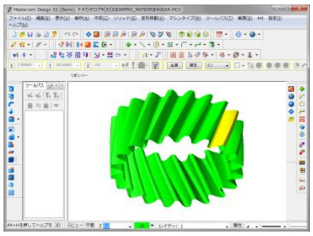


図 14.36　IGES-3D の例

14. 13　カウンターラック歯形

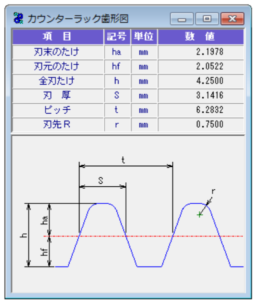
図 14.37 の歯車（基準ラック創成歯形）を加工する場合のホブ寸法を図 14.38 に示します．

歯車寸法諸元

項　目	記号	単位	数　値
モジュール	mn	mm	2.00000
歯　数	Z	---	20
圧力角	αn	deg	20.00000
ねじれ角	β	deg	22° 30′ 0.00″
ねじれ方向	---	---	右ねじれ
基準円直径	d	mm	43.2957
歯厚入力方式	---	---	転位係数
転位係数	xn	---	0.20000
またぎ歯数	zm	---	4
またぎ歯厚	W	mm	21.6403
測定ﾎﾞｰﾙ径	dp	mm	3.56300
ｵｰﾊﾞｰﾎﾞｰﾙ寸法	dm	mm	49.11554
歯直角円弧歯厚	Sn	mm	3.43277
基礎円直径	db	mm	40.2824
歯先円直径	da	mm	48.2000
歯底円直径	df	mm	39.7000
歯　幅	b	mm	20.0000
歯先Ｒ	ra	mm	0.0000
基準ラック歯元Ｒ	rf	mm	0.7500

確定　キャンセル　クリア

図 14.37　歯車諸元 2



カウンターラック歯形図

項　目	記号	単位	数　値
刃末のたけ	ha	mm	2.1978
刃元のたけ	hf	mm	2.0522
全刃たけ	h	mm	4.2500
刃　厚	S	mm	3.1416
ピッチ	t	mm	6.2832
刃先Ｒ	r	mm	0.7500

図 14.38　ホブ寸法

14. 14　設計データ管理

データベースは，Microsoft Access Database，Microsoft SQL Server そして ORACLE MySQL Server に対応しています．また，旧ソフトウェアの GearPro Master で作成した設計データの読み込みも可能です．

※Microsoft SQL Server および ORACLE MySQL Server は，インストールされている必要があります．

◆成形研削用の砥石歯形の生成も可能です．詳しくは，別途お問い合わせください．

[15] involute Σ (crossed helical gear design system)

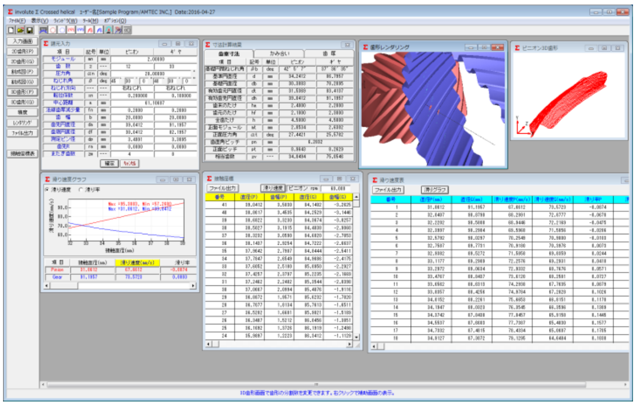


図 15.1　involuteΣ(ねじ歯車)

15. 1 概要

ねじ歯車寸法計算ソフトウェアは. ねじ歯車の寸法計算を行い，歯形かみ合いと2次元と3次元歯形のCADデータを出力します.

15. 2 初期設定

図 15.2 に設計基準の設定を示します.

(1)軸角の変更

転位を与えた場合や中心距離を変更した場合に，軸角を変更する方式と軸角を変更しない方式（Buckingham）を選択します.

(2)歯先円直径の決定方式：標準方式および等クリアランス方式

(3)基準ラックの設定：並歯．低歯．特殊

(4)中心距離と転位係数の関係は，以下の 3 種類です.

<1>転位係数をピニオンとギヤに与え中心距離を決定

<2>中心距離を基準として各歯車の転位係数を決定

<3>転位係数を無視して任意に中心距離を決定

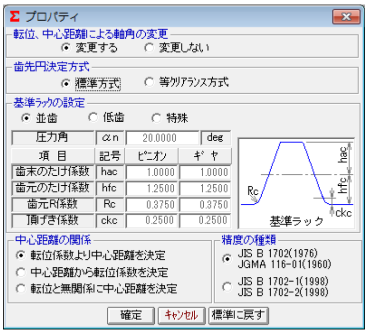


図 15.2　初期設定

15. 3 諸元入力画面

図 15.3 に諸元入力画面を示します.

諸元入力

項 目	記号	単位	ﾋﾟﾆｵﾝ	ｷﾞ ﾔ
モジュール	mn	mm	2.00000	
歯 数	z	---	12	33
圧力角	αn	deg	20.00000 °	
ねじれ角	β	deg	45 ° 30 ′ 0 ″	40 ° 30 ′ 0 ″
ねじれ方向	---	---	右ねじれ	右ねじれ
転位係数	xn	---	0.200000	0.100000
中心距離	a	mm	61.10687	
法線歯厚減少量	fn	mm	0.2000	0.2000
歯 幅	b	mm	20.0000	20.0000
歯先円直径	da	mm	39.0412	91.1957
歯底円直径	df	mm	30.0412	82.1957
測定ピン径	dp	mm	3.4991	3.3895
歯先R	ra	mm	0.0000	0.0000
またぎ歯数	zm	---	4	8

確定　キャンセル

図 15.3　諸元設定

15. 4 寸法結果

図 15.4～図 15.6 にねじ歯車の寸法，かみ合い，歯厚計算結果を表示します.

寸法計算結果

歯車寸法　かみ合い　歯 厚

項 目	記号	単位	ﾋﾟﾆｵﾝ	ｷﾞ ﾔ
基礎円筒ねじれ角	βb	deg	42° 5′ 7″	37° 36′ 35″
基準円直径	d	mm	34.2412	86.7957
基礎円直径	db	mm	30.3883	78.2895
有効歯元円直径	dt	mm	31.5369	83.4137
有効歯先円直径	dh	mm	39.0412	91.1957
歯末のたけ	ha	mm	2.4000	2.2000
歯元のたけ	hf	mm	2.1000	2.3000
全歯たけ	h	mm	4.5000	4.5000
正面モジュール	mt	mm	2.8534	2.6302
正面圧力角	αt	deg	27.4421	25.5782
歯直角ピッチ	pn	mm	6.2832	
正面ピッチ	pt	mm	8.9643	8.2629
相当歯数	zv	---	34.8494	75.0546

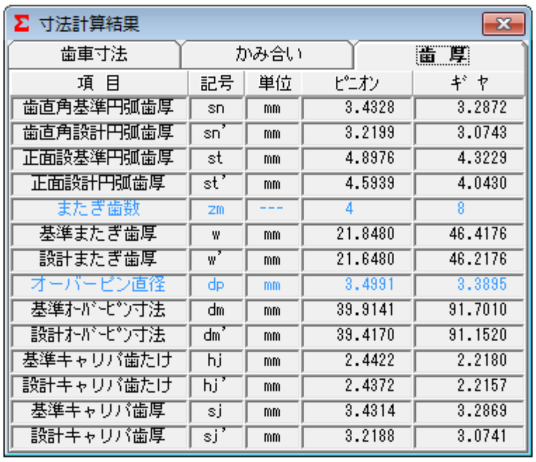
図 15.4　歯車寸法結果

寸法計算結果

歯車寸法　かみ合い　歯 厚

項 目	記号	単位	ﾋﾟﾆｵﾝ	ｷﾞ ﾔ
歯直角かみ合い圧力角	αwn	deg	20.8168	
正面かみ合い圧力角	αwt	deg	28.6106	26.6544
かみ合いピッチ円直径	dw	mm	34.6150	87.5987
かみ合いﾋﾟｯﾁ円筒ねじれ角	βw	deg	45° 48′ 39″	40° 45′ 38″
軸角	Σ	deg	86.5717	
クリアランス	c	mm	0.4884	0.4884
歯直角かみ合い率	εn	---	1.7042	
歯直角法線方向ﾊﾞｯｸﾗｯｼ	jnn	mm	0.400	
歯直角円周方向ﾊﾞｯｸﾗｯｼ	jtn	mm	0.428	
接触歯幅	bw	mm	7.1661	6.5251

図 15.5　かみ合い数値



寸法計算結果

歯車寸法　かみ合い　歯 厚

項 目	記号	単位	ﾋﾟﾆｵﾝ	ｷﾞ ﾔ
歯直角基準円弧歯厚	sn	mm	3.4328	3.2872
歯直角設計円弧歯厚	sn′	mm	3.2199	3.0743
正面設基準円弧歯厚	st	mm	4.8976	4.3229
正面設計円弧歯厚	st′	mm	4.5939	4.0430
またぎ歯数	zm	---	4	8
基準またぎ歯厚	w	mm	21.8480	46.4176
設計またぎ歯厚	w′	mm	21.6480	46.2176
オーバーピン直径	dp	mm	3.4991	3.3895
基準ｵｰﾊﾞｰﾋﾟﾝ寸法	dm	mm	39.9141	91.7010
設計ｵｰﾊﾞｰﾋﾟﾝ寸法	dm′	mm	39.4170	91.1520
基準キャリパ歯たけ	hj	mm	2.4422	2.2180
設計キャリパ歯たけ	hj′	mm	2.4372	2.2157
基準キャリパ歯厚	sj	mm	3.4314	3.2869
設計キャリパ歯厚	sj′	mm	3.2188	3.0741

図 15.6　歯厚数値

15. 5 歯形図

図 15.7 に正面歯形を，図 15.8 に 3D 歯形を示します.

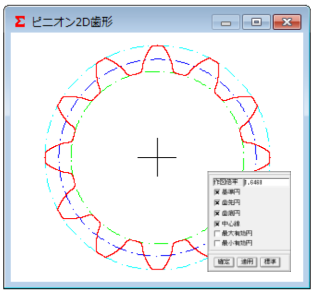


図 15.7　正面歯形

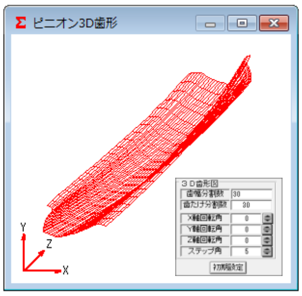


図 15.8　3D 歯形

図15.8の歯形レンダリングでかみ合い接触線が歯車の回転に伴い移動する様子を確認することができます．

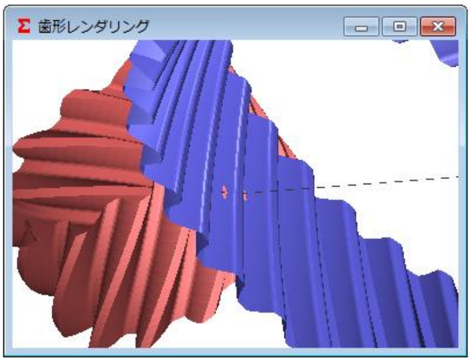


図 15.9　歯形レンダリング

15.6 歯形の接触軌跡（オプション）

図15.10に歯の接触軌跡を示し，図15.11に接触座標を示します．さらに，図 15.11 にすべり速度とすべり率数値を，図 15.13 および図 15.14 にすべり速度とすべり率グラフを示します．

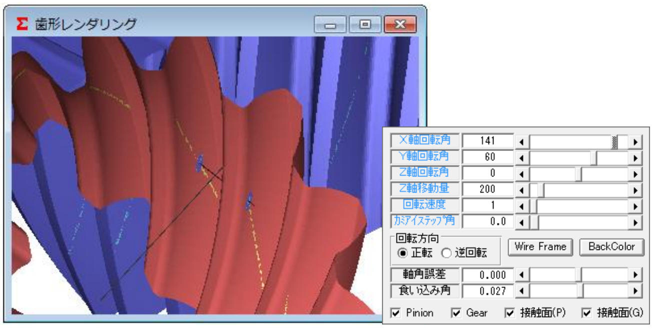


図 15.10　歯面の接触軌跡と補助フォーム

接触座標

ファイル出力　滑り速度　ピニオン rpm　60.000

番号	直径(P)	歯幅(P)	直径(G)	歯幅(G)
1	31.8612	-3.1610	91.1957	2.8782
2	32.0407	-2.8985	90.8790	2.6392
3	32.2202	-2.6489	90.5808	2.4119
4	32.3997	-2.4102	90.2984	2.1946
5	32.5792	-2.1811	90.0297	1.9860
6	32.7587	-1.9602	89.7731	1.7849
7	32.9382	-1.7467	89.5272	1.5905
8	33.1177	-1.5398	89.2909	1.4021
9	33.2972	-1.3387	89.0634	1.2190
10	33.4767	-1.1430	88.8437	1.0408
11	33.6562	-0.9522	88.6313	0.8670
12	33.8357	-0.7658	88.4256	0.6973
13	34.0152	-0.5835	88.2261	0.5313
14	34.1947	-0.4049	88.0323	0.3687
15	34.3742	-0.2298	87.8438	0.2093
16	34.5537	-0.0580	87.6603	0.0528
17	34.7332	0.1108	87.4815	-0.1009
18	34.9127	0.2768	87.3072	-0.2520

図 15.11　接触座標

滑り速度表

ファイル出力　滑りグラフ

番号	直径P(mm)	直径G(mm)	滑り速度P(mm/s)	滑り速度G(mm/s)	滑り率P	滑り率G
1	31.8612	91.1957	67.6612	73.5723	-0.0874	0.0803
2	32.0407	90.8790	68.2991	72.8777	-0.0670	0.0628
3	32.2202	90.5808	68.9446	72.2169	-0.0475	0.0453
4	32.3997	90.2984	69.5968	71.5856	-0.0286	0.0278
5	32.5792	90.0297	70.2549	70.9800	-0.0103	0.0102
6	32.7587	89.7731	70.9180	70.3976	0.0073	-0.0074
7	32.9382	89.5272	71.5858	69.8359	0.0244	-0.0251
8	33.1177	89.2909	72.2576	69.2931	0.0410	-0.0428
9	33.2972	89.0634	72.9332	68.7676	0.0571	-0.0606
10	33.4767	88.8437	73.6120	68.2581	0.0727	-0.0784
11	33.6562	88.6313	74.2938	67.7635	0.0879	-0.0964
12	33.8357	88.4256	74.9784	67.2828	0.1026	-0.1144
13	34.0152	88.2261	75.6653	66.8151	0.1170	-0.1325
14	34.1947	88.0323	76.3545	66.3596	0.1309	-0.1506
15	34.3742	87.8438	77.0457	65.9158	0.1445	-0.1689
16	34.5537	87.6603	77.7387	65.4830	0.1577	-0.1872
17	34.7332	87.4815	78.4334	65.0607	0.1705	-0.2055
18	34.9127	87.3072	79.1295	64.6484	0.1830	-0.2240

図 15.12　すべり速度，すべり率

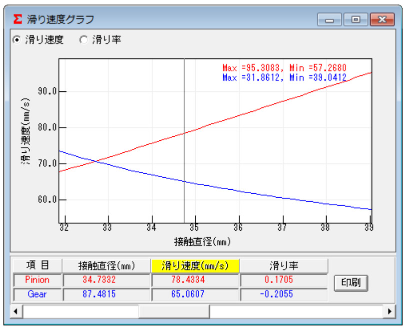


図 15.13　すべり速度

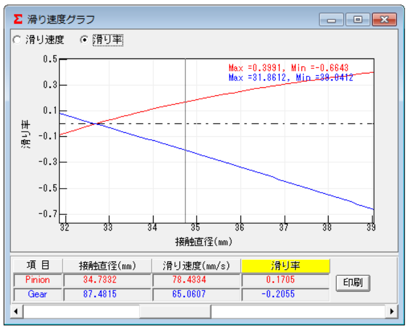


図 15.14　すべり率

15.7 歯形データ

ねじ歯車の歯形座標を DXF または 3D-IGES ファイルに出力することができます．（IGES ファイル出力は，オプションです）図 15.15 で設定し作図した例を図 15.16 に示します．

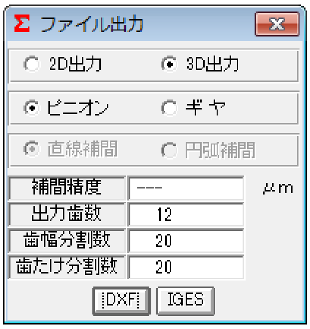


図 15.15　歯形データ出力

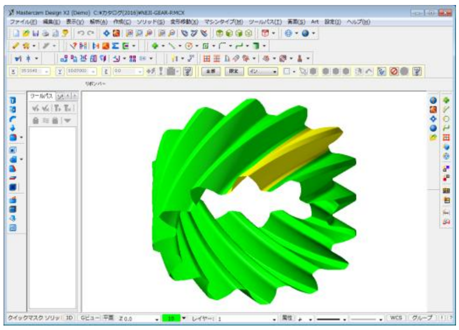


図 15.16　CAD 作図例

[16] 成形砥石歯形解析(単溝，複溝)

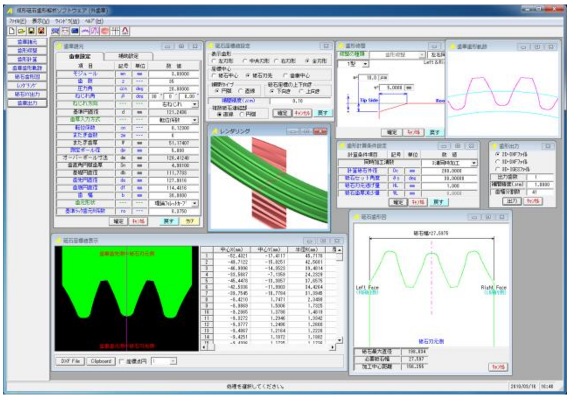


図 16.1　成形砥石歯形解析

16.1　概要

はすば歯車を成形研削する場合，3 次元干渉が発生し，ねじれ角や砥石の直径などによってその量は大きく変化します．本ソフトウェアは干渉解析を行い砥石歯形を決定するソフトウェアです．歯形解析は，インボリュート歯形部分は勿論のこと歯元のトロコイド曲線部分も解析しますので正しい砥石座標を得ることができます．

本ソフトウェアは，1 溝，2 溝または 3 溝の歯溝を同時に研削する砥石の歯形を出力するソフトウェアです．図 16.1 に全体画面を示します．

16.2　歯車の種類と歯形

(1)歯車の種類　：外歯車
(2)歯　　形　：インボリュート平歯車及びはすば歯車
(3)砥石の種類　：単溝加工用，複溝加工用（オプション）
(4)歯形修整　　：定型 5 種類+フレキシブルタイプ

16.3　歯車諸元入力

図 16.2 に，歯車諸元の入力画面を示します．歯厚入力は，転位係数，またぎ歯厚，オーバーボール寸法から入力することができ，歯元形状は，フィレット形状，単一 R 形状，PG ホブ（オプション），PG 歯形（オプション）に対応しています．

図 16.2　歯車諸元

補助設定機能は，図 16.3 に示すように歯先 R，歯先 C 面に対応しています．ただし，2 溝，3 溝用砥石には R 面，C 面を与えることができません．また，電極用歯車を研削することを考慮し，モジュール収縮率，圧力角補正も可能です．

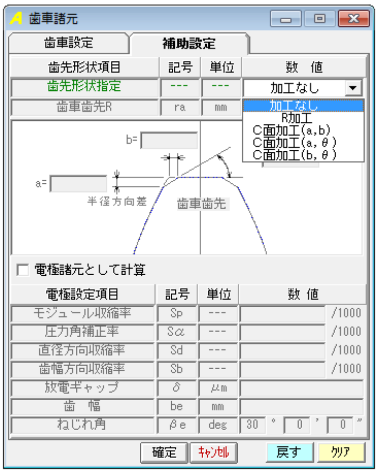


図 16.3　補助設定

16.4　歯形修整

歯形修整は図 16.4～16.7 に示すように 5 種類の修整およびフレキシブル修整に対応しています．本例では図 16.4 の歯形修整を持つ歯形を解析します．図 16.5 は図 16.4 の歯形修整量をグラフ表示した結果です．縦倍率の標準値は 500 倍ですが，任意に設定することができます．

図 16.6 に歯形修整 2 型～5 型を示し，図 16.7 に歯形修整フレキシブル型を示します．

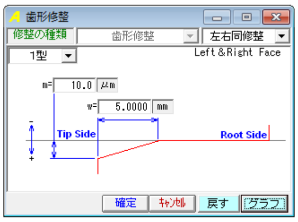


図 16.4　歯形修整(1 型)

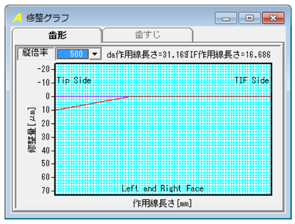
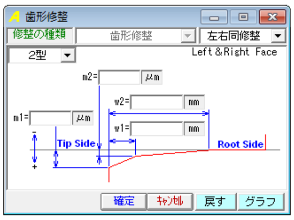
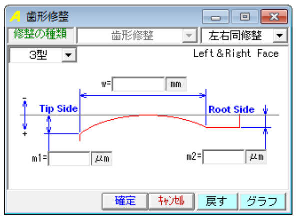


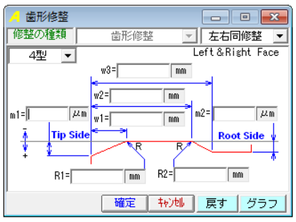
図 16.5　歯形修整グラフ



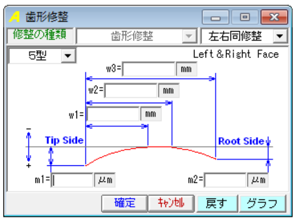
(a) 2 型



(b) 3 型



(c) 4 型



(d) 5 型

図 16.6　歯形修整 2～5 型

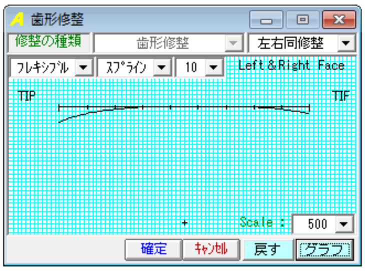


図 16.7　歯形修整フレキシブル型

16.5　歯形計算条件

砥石歯形解析の計算条件を図 16.8 に示します．同時加工歯溝数は，1 溝，2 溝，3 溝を選択することができます．ここでは一般的な加工法である 1 溝加工の例を示します．図 16.8 の[確定]で，砥石形状および歯車歯形を計算します．本ソフトウェアでは，歯車のねじれ角以外の傾け角で研削する場合の砥石の形状も決定することができます．

図 16.8　砥石歯形の計算条件

16.6　歯車歯形と砥石歯形

歯車諸元および歯形の計算条件に基づき砥石の歯形を生成します．そして，その砥石を用いて研削した場合の歯車歯形も計算します．図 16.9 は，理論歯形と修整を与えた歯形そして砥石で研削した歯形を表示しています．

図 16.9 は，研削後の歯形と無修整歯形を重ね合わせた図であり，図 16.10 で歯先部を拡大し，距離測定をすると歯先部で 10μm 修整されていることが解ります．

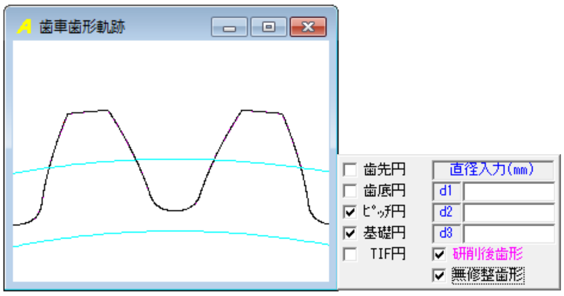


図 16.9　歯車歯形

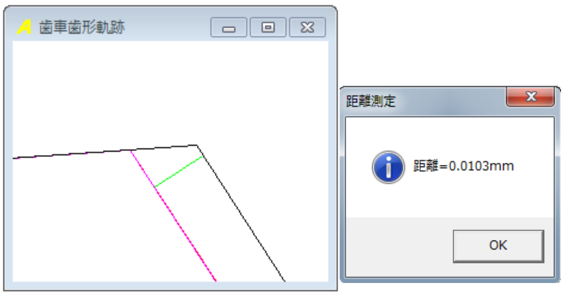


図 16.10　研削歯形と無修整歯形（距離測定）

図 16.11 に砥石歯形を，図 16.12 に砥石座標の設定を，図 16.13 に砥石座標を示します．砥石形状は DXF ファイルに，そして砥石座標値は図 16.14 のようにテキストファイル(.txt)に出力することができます．

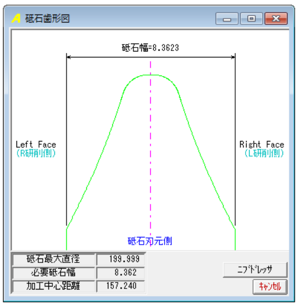


図 16.11　砥石歯形

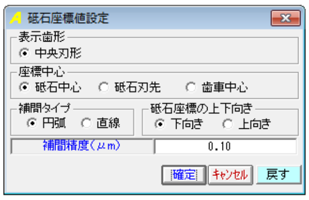


図 16.12　砥石座標の設定

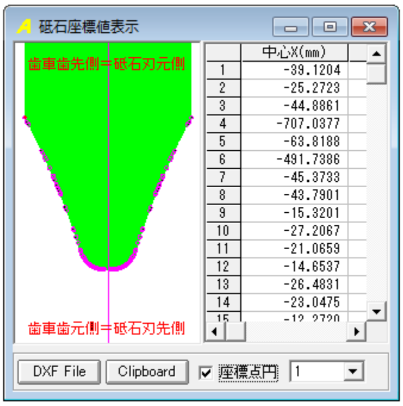
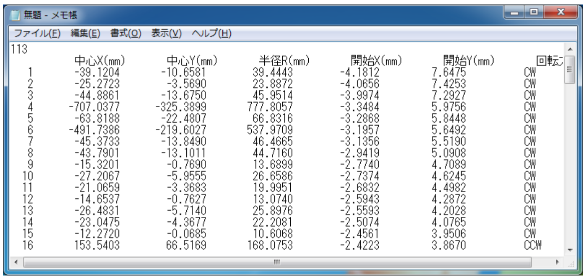


図 16.13　砥石座標


無題 - メモ帳

ファイル(F)　編集(E)　書式(O)　表示(V)　ヘルプ(H)

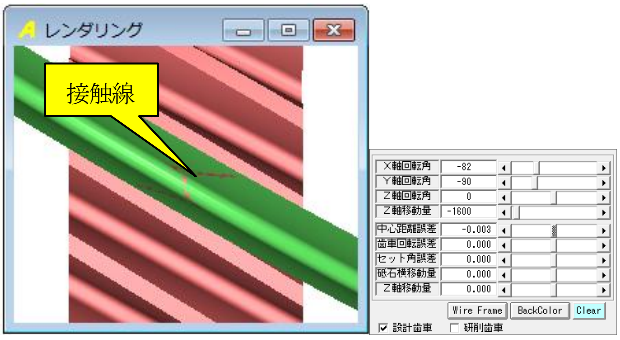
113

	中心X(mm)	中心Y(mm)	半径R(mm)	開始X(mm)	開始Y(mm)	回転
1	-39.1204	-10.6581	39.4443	-4.1812	7.6475	CW
2	-25.2723	-3.5690	23.8872	-4.0656	7.4253	CW
3	-44.8861	-13.6750	45.9514	-3.9974	7.2927	CW
4	-707.0377	-325.3899	777.8057	-3.3484	5.9756	CW
5	-63.8188	-22.4807	66.8316	-3.2868	5.8448	CW
6	-491.7386	-219.6027	537.9709	-3.1957	5.6492	CW
7	-45.3733	-13.8490	46.4665	-3.1356	5.5190	CW
8	-43.7901	-13.1011	44.7160	-2.9419	5.0908	CW
9	-15.3201	-0.7690	13.6899	-2.7740	4.7089	CW
10	-27.2067	-5.9555	26.6586	-2.7374	4.6245	CW
11	-21.0659	-3.3683	19.9951	-2.6832	4.4982	CW
12	-14.6537	-0.7627	13.0740	-2.5943	4.2872	CW
13	-26.4831	-5.7140	25.8976	-2.5593	4.2028	CW
14	-23.0475	-4.3677	22.2081	-2.5074	4.0765	CW
15	-12.2720	-0.0685	10.6068	-2.4561	3.9506	CW
16	153.5403	66.5169	168.0753	-2.4223	3.8670	CCW

図 16.14　砥石座標

16.7　歯形レンダリング

図 16.14 に示す歯車と砥石のかみ合いレンダリングに綺麗な接触線を確認することができます．表示画像は，コントロールフォームで回転角や観察位置を変更することができます．



設計歯車と砥石のかみ合い

図 16.14　歯形レンダリング

[16.A] 複溝成形砥石歯形解析

歯車諸元および歯形修整は，単溝と同様です．以下に 3 溝砥石の計算例を示します．

図 16.15　砥石歯形の計算条件（複溝）

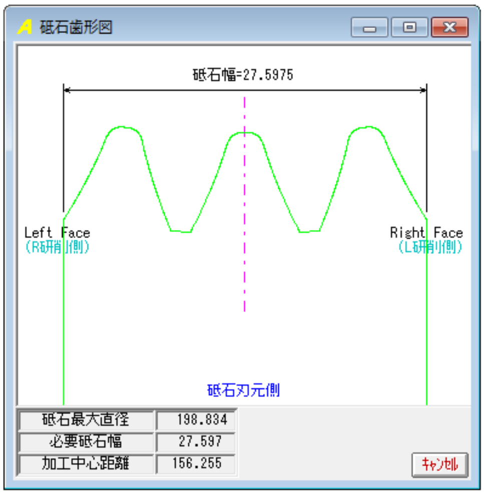


図 16.16　砥石歯形（複溝）

図 16.17　砥石座標（複溝）

設計歯車，研削歯車，砥石のかみ合い

図 16.18　歯形レンダリング（複溝）

[16.B]内歯車用成形砥石歯形解析

外歯車と同様に，3 次元干渉が発生し，ねじれ角や砥石の直径などによってその量は大きく変化します．本ソフトウェアは研削時の 3 干渉解析を行い砥石歯形を決定するソフトウェアです．

16. B. 1　歯車の種類と歯形

(1)歯車の種類　：内歯車

(2)歯　　形　：インボリュート平歯車及びはすば歯車

(3)砥石の種類　：単溝加工用

16. B. 2　歯車諸元入力

図 16.19 に，歯車諸元の入力画面を示します．歯厚入力は，転位係数，またぎ歯厚，ビトゥイーンピン寸法から入力することができます．

図 16.19　歯車諸元

補助設定機能は，図 16.20 に示すように歯先 R，歯先 C 面に対応しています．

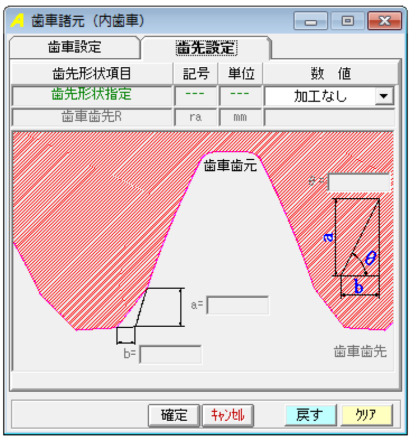


図 16.20　補助設定

16. B. 3　歯形計算条件

内歯車用砥石歯形解析の計算条件を図 16.21 に示します．

図 16.21　砥石歯形の計算条件

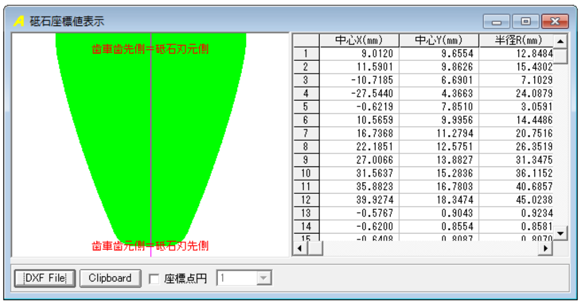


図 16.24　砥石座標

16. B. 3　歯車歯形と砥石歯形

歯車諸元および歯形の計算条件に基づき砥石の歯形を生成します．そして，その砥石を用いて研削した場合の歯車歯形も計算します．図 16.21 は，歯車諸元で修整を与えた歯形，無修整歯形そして砥石で研削した歯形を表示することができます．

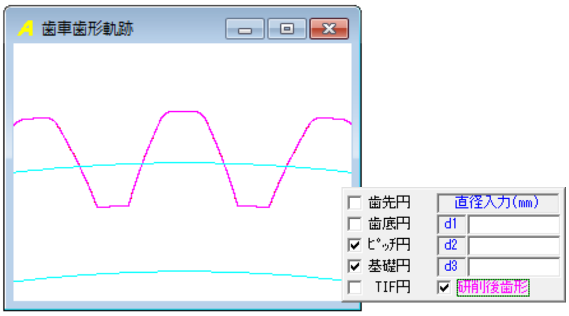


図 16.21　歯車歯形

図 16.22 に砥石歯形を，図 16.23 に砥石座標の設定を，そして図 16.24 に砥石座標を示します．砥石形状は DXF ファイルに，そして砥石座標値はテキストファイル（.txt）に出力することができます．

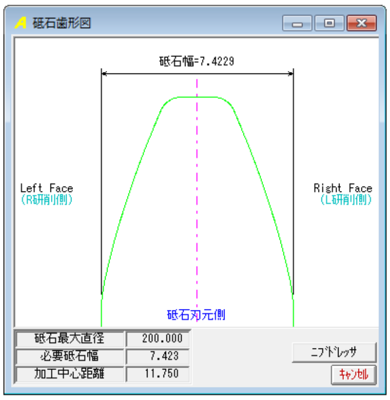


図 16.22　砥石歯形

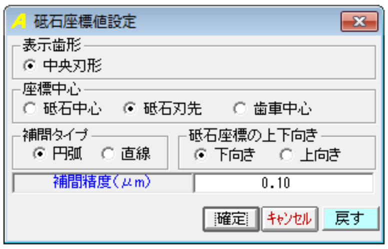
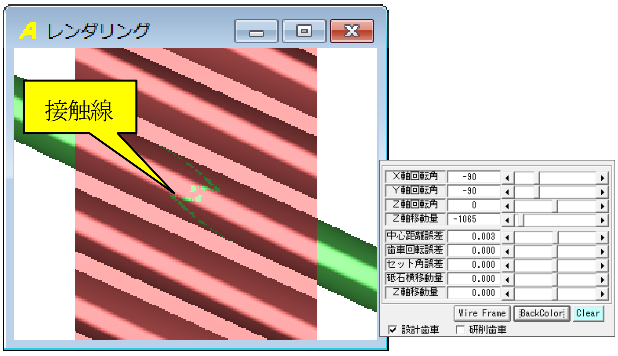


図 16.23　砥石座標の設定

16. B. 4　歯形レンダリング

図 16.24 に示す歯車と砥石のかみ合いレンダリングに綺麗な接触線を確認することができます．表示画像は，コントロールフォームで回転角や観察位置を変更することができます．



設計歯車と砥石のかみ合い

図 16.24　歯形レンダリング

16.　その他機能（外歯車，内歯車）

(1) 砥石で生成した歯車歯形を図 16.25 の「歯形出力」で DXF および IGES ファイルで出力することができます．

(2) データ管理

図 16.25　歯形出力

[17] トロコイド曲線を使用した歯車

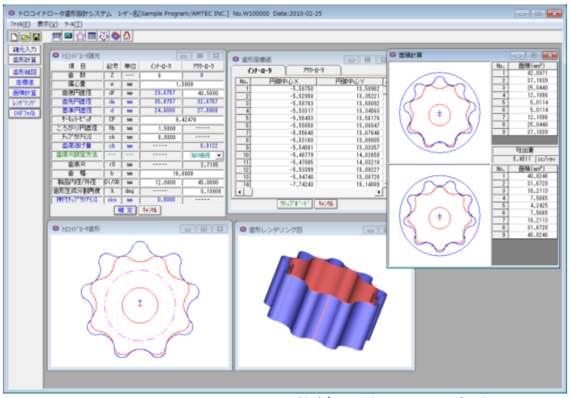


図 17.1　トロコイド曲線を使用した歯車

17. 1 概要

インナーロータの歯数，アウターロータの歯底円直径および偏心量を基準として，それぞれの歯形を決定します．歯形曲線は，ころがり円直径や偏心量によって変化し，生成した歯形から，各部屋の面積計算を行い吐出量(cc/rev)を算出します．また，3次元歯形で表示します．

17. 2 諸元入力画面

(1)　ロータ諸元の入力画面を図 17.2 に示します．

(2)　サーキュラーピッチの変更により歯の大きさを変更することができます．

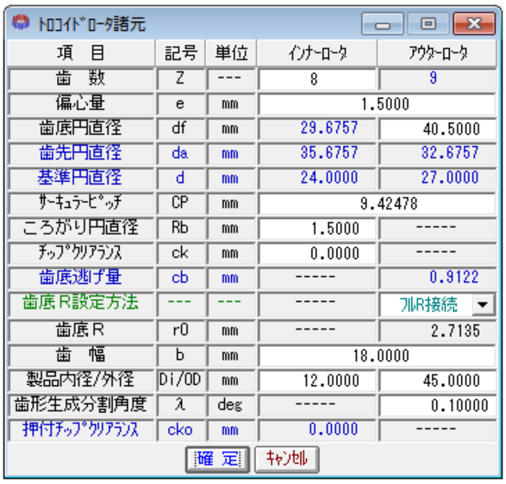
(3)　クリアランスを与えた歯形を生成することができます．

(4)　アウターロータの歯底部分はフルRまたは任意のRで接続することができます．

(5)　ころがり円直径により歯形曲線を変更することができます．

(6)　歯幅は吐出量の計算及び三次元の歯形表示に使用します．

(7)　歯形生成分割角度は，歯形の細かさの尺度です．



トロコイドロータ諸元

項　目	記号	単位	インナーロータ	アウターロータ
歯　数	Z	---	8	9
偏心量	e	mm	1.5000	
歯底円直径	df	mm	29.6757	40.5000
歯先円直径	da	mm	35.6757	32.6757
基準円直径	d	mm	24.0000	27.0000
サーキュラーピッチ	CP	mm	9.42478	
ころがり円直径	Rb	mm	1.5000	-----
チップクリアランス	ck	mm	0.0000	-----
歯底逃げ量	cb	mm	-----	0.9122
歯底R設定方法	---	---	-----	フルR接続
歯底R	r0	mm	-----	2.7135
歯　幅	b	mm	18.0000	
製品内径/外径	Di/OD	mm	12.0000	45.0000
歯形生成分割角度	λ	deg	-----	0.10000
押付チップクリアランス	cko	mm	0.0000	-----

確　定　キャンセル

図 17.2　ロータ諸元の設定

17. 3 ロータの歯形図

ロータのかみ合い組図を図 17.3 に示します．また，補助機能によりピッチ円の作図やインナーロータの回転角度を変更した図を作図（拡大図）することができます．図 17.4 にロータの歯形座標を表示します．

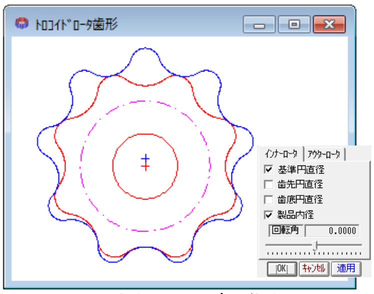
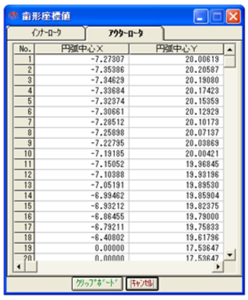


図 17.3　歯形図



歯形座標値

インナーロータ　アウターロータ

No.	円弧中心X	円弧中心Y
1	-7.27307	20.00619
2	-7.35386	20.20587
3	-7.34629	20.19080
4	-7.33684	20.17423
5	-7.32374	20.15359
6	-7.30661	20.12929
7	-7.28512	20.10173
8	-7.25898	20.07137
9	-7.22795	20.03869
10	-7.19185	20.00421
11	-7.15052	19.96845
12	-7.10388	19.93196
13	-7.05191	19.89530
14	-6.99462	19.85904
15	-6.93212	19.82375
16	-6.86455	19.79000
17	-6.79211	19.75833
18	-6.40802	19.61796
19	0.00000	17.53647
20	0.00000	17.53647

クリップボード　キャンセル

図 17.4　座標

17. 4 歯形 DXF 出力

①ロータ組図，②インナーロータ歯形，③アウターロータ歯形を円弧データ DXF ファイルで出力することができます．図 17.5 に設定フォームを，図 17.6 に CAD 作図例を示します．

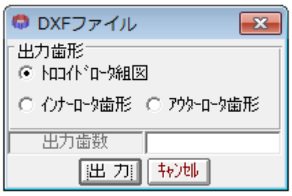


図 17.5　DXF ファイル設定

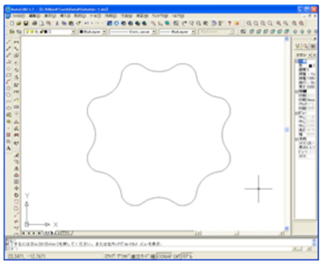
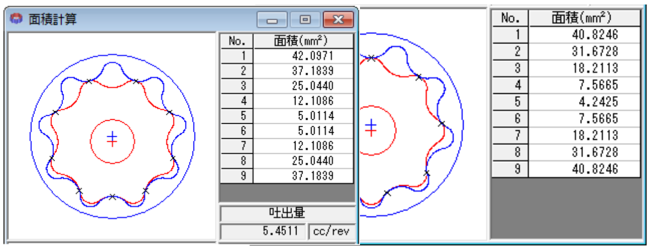


図 17.6　CAD 作図例

17. 5 面積計算

歯形計算後，各面積および吐出量を図 17.7 に示します．図中の×マークはロータ歯形の接点を示します．



面積計算

No.	面積(mm²)
1	42.0971
2	37.1839
3	25.0440
4	12.1086
5	5.0114
6	5.0114
7	12.1086
8	25.0440
9	37.1839

吐出量　5.4511　cc/rev

No.	面積(mm²)
1	40.8246
2	31.6728
3	18.2113
4	7.5665
5	4.2425
6	7.5665
7	18.2113
8	31.6728
9	40.8246

図 17.7　面積と吐出量

17. 6 レンダリング図

歯形レンダリングを図 17.8 に示します. 図 17.9 のコントロールフォームにより視点や回転角を変更することができ，歯形図に接触線を観察することができます．図 17.10，図 17.11 に作図例を示します．

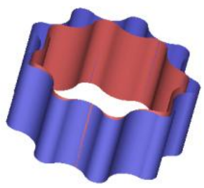


図 17.8　歯形レンダリング

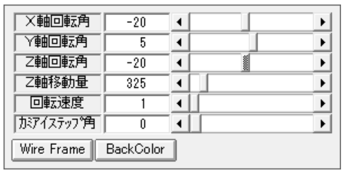


図 17.9　コントロールフォーム

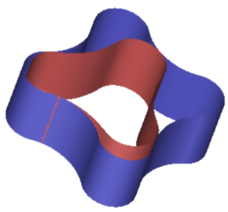


図 17.10　作図例 1

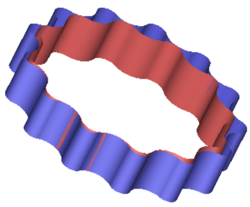


図 17.11　作図例 2

[18] Adduction differential gear design system

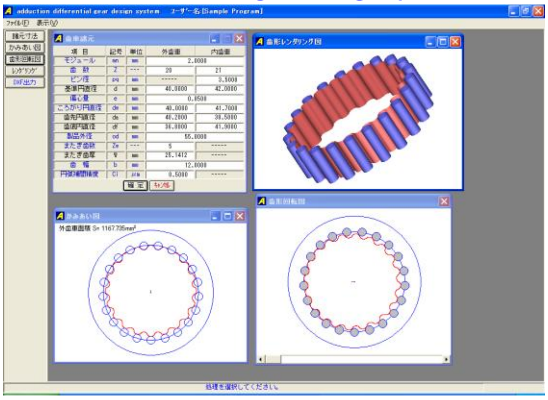


図 18.1　Adduction differential gear

18. 1 概要

Adduction differential gear（愛称：ピンコイド歯車）は，外歯車と内歯車に 1 歯差または 2 歯差を与えた内転差動式の歯車減速装置です．インボリュート歯形を用いて同じ機構を成立させることができますが，効率やかみ合い干渉の点からも内歯車にピンを配置する歯形が有利と言えます．

18. 2 諸元入力

(1) 歯車諸元の入力画面を図 18.2 に示します．
(2) 最大歯数差は，2 歯です．
(3) 外歯車の歯形は，内歯車のピン径と，ころがり円および偏心量から決定します．
(4) 外歯車の歯厚管理用に，またぎ歯数を設定します．
(5) 円弧補間精度は，CAD データ作成時の精度です．

歯車諸元

項 目	記号	単位	外歯車	内歯車
モジュール	mn	mm	2.0000	
歯 数	Z	---	20	21
ピン径	pq	mm	-----	3.5000
基準円直径	d	mm	40.0000	42.0000
偏心量	e	mm	0.8500	
ころがり円直径	dw	mm	40.0000	41.7000
歯先円直径	da	mm	40.2000	38.5000
歯底円直径	df	mm	36.8000	41.9000
製品外径	od	mm	55.0000	
またぎ歯数	Zw	---	5	-----
またぎ歯厚	W	mm	25.1412	-----
歯 幅	b	mm	12.0000	
円弧補間精度	Ci	μm	0.5000	-----

確 定　キャンセル

図 18.2　諸元入力

18. 3 かみ合い図

図 18.3 にかみ合い図を示します．部分拡大によりピンと外歯のかみ合いを確認することができます．

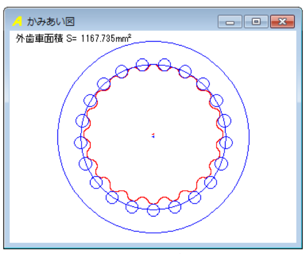


図 18.3　歯形図

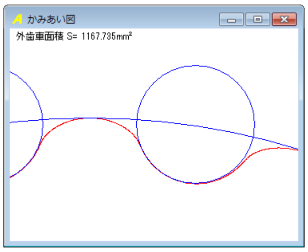


図 18.4　歯形拡大図

18. 4 回転図

図 18.5 に歯車回転図を示します．

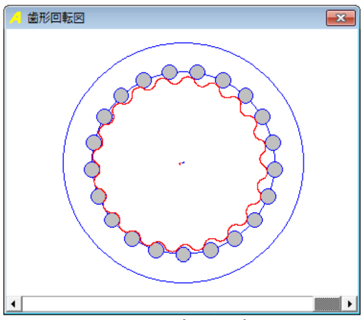


図 18.5　歯形回転図

18. 5 歯形レンダリング

図 18.6 に歯形レンダリングを示します．X,Y,Z 軸で観察角度の変更ができ，Z 軸移動量で拡大，縮小ができます．また，かみ合いステップ角により回転速度を変更することができます．

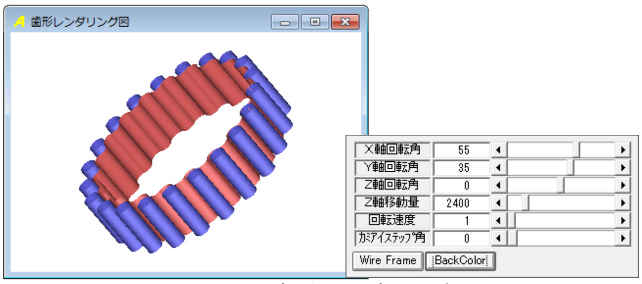


図 18.6　歯形レンダリング

18. 6 偏心量を変更した歯形

図 18.2 の歯車で偏心量を 1.3mm に変更した歯形を図 18.7 および図 18.8 に示します．

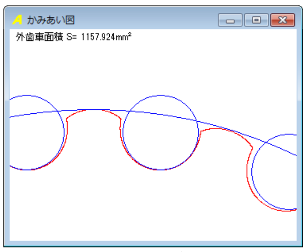


図 18.7　歯形図

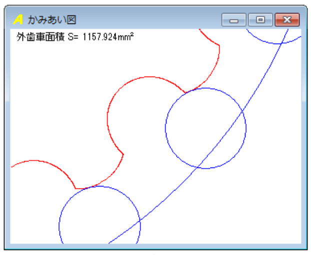


図 18.8　歯形拡大図

18. 7 DXF ファイル出力

図 18.9 に CAD 作図例を示します．

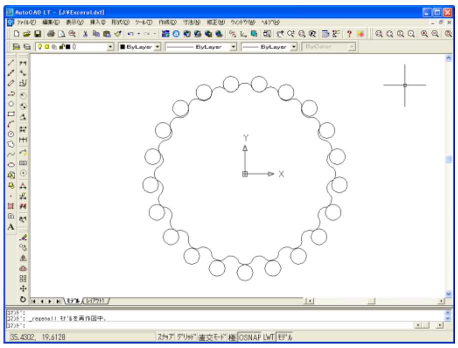


図 18.9　CAD 作図例

[19] VGR ラック設計システム

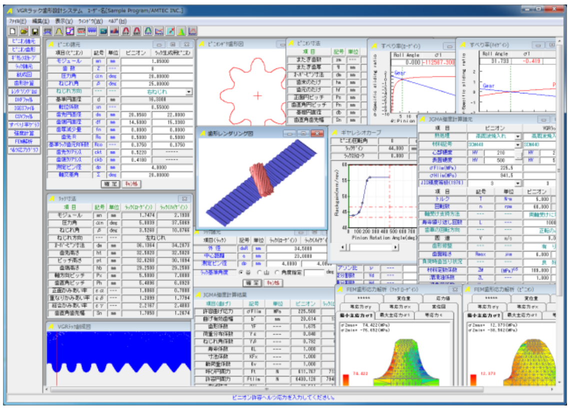


図 19.1　VGR ラック設計システム

19. 1 概要

VGR(Variable Gear Ratio)ラック設計システムは，ピニオンを基準にして，ギヤレシオカーブに基づいて運動するラックの歯形を生成し，強度計算，FEM歯形応力解析，すべり率グラフ，ヘルツ応力グラフを計算することができるソフトウェアです．

19. 2 ピニオンの諸元入力

ラックとかみ合うピニオンの諸元と，ラックを生成するためのピニオン諸元を入力します. 図19.2にピニオン諸元の入力画面を，図 19.3 にピニオンの寸法を示します.

ﾋﾟﾆｵﾝ諸元

項目(ﾋﾟﾆｵﾝ)	記号	単位	ピニオン	ﾗｯｸ生成用ﾋﾟﾆｵﾝ
モジュール	mn	mm	1.85000	
歯 数	Z	---	8	
圧力角	αn	deg	20.00000	
ねじれ角	β	deg	25.00000	
ねじれ方向	---	---	右ねじれ	
基準円直径	d	mm	16.3300	
転位係数	xn	---	0.55000	
歯先円直径	da	mm	20.9560	22.0000
歯底円直径	df	mm	14.5000	15.3360
歯厚減少量	fn	mm	0.0000	0.0000
歯先 R	Ra	mm	0.5000	0.5000
基準ﾗｯｸ歯元R係数	Rco	---	0.3750	0.3750
歯先ｸﾘｱﾗﾝｽ	ckt	mm	0.5220	-----
歯底ｸﾘｱﾗﾝｽ	ckb	mm	0.4180	-----
測定ピン径	dp	mm	4.0000	
軸交差角	Σ	deg	20.00000	

確 定　ｷｬﾝｾﾙ

図 19.2　ピニオン諸元の設定

ﾋﾟﾆｵﾝ寸法

項 目	記号	単位	ピニオン	ﾗｯｸ生成用ﾋﾟﾆｵﾝ
またぎ歯数	zm	---	2	2
またぎ歯厚	W	mm	9.1624	9.1624
ｵｰﾊﾞｰﾋﾟﾝ寸法	dm	mm	24.2471	24.2471
歯末のたけ	ha	mm	2.3130	2.8350
歯元のたけ	hf	mm	0.9150	0.4970
正面円ピッチ	Ps	mm	6.4128	
歯直角円ピッチ	Pn	mm	5.8119	
基礎円直径	db	mm	15.1537	
歯直角歯先幅	Sn	mm	0.9295	0.1006

図 19.3　ピニオンの寸法結果

19. 3 ピニオン歯形図

ピニオンの歯形図を図 19.4 に示します. 図 19.5 は，歯形の部分拡大図です.

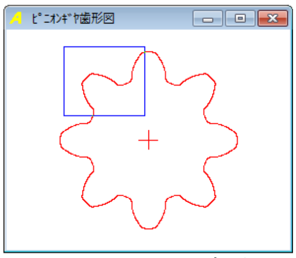


図 19.4　ピニオン歯形図

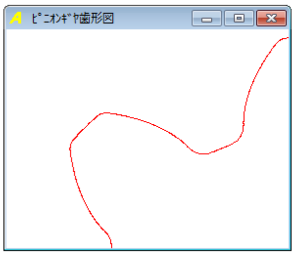


図 19.5　歯形拡大図

19. 4 ギヤレシオカーブ

ピニオンの回転角に対するラックゲイン(mm/rev)の数値を設定します. 図 19.6 は直線変化のグラフですが，図 19.7 は，スプライン曲線で接続しています.

(1)　ストッパ位置の入力
　　ピニオンの最大回転角度がラック長となります.
(2)　図中の一点鎖線は，
　　①ころがり円がピニオン歯先円のときのストロークゲイン
　　②ころがり円がピニオン基準円のときのストロークゲイン
　　③ころがり円がピニオン基礎円のときのストロークゲイン
　　　を示します.
(3)　グラフ表示後，スクロールバーをスライドさせると上部にピニオン回転角とラックストローク値を表示します.
　　図 19.6 および図 19.7 は，ピニオン回転角の増加に伴いラックゲインも増加していますが，ラックゲインを減少させることも可能です.

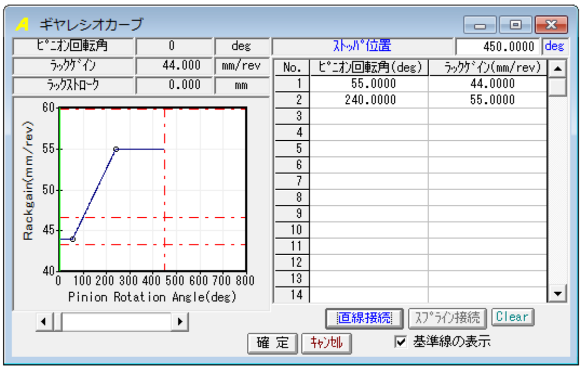


図 19.6　ギヤレシオカーブ(直線接続)

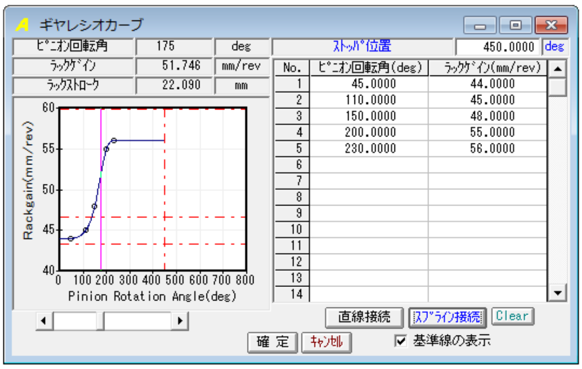


図 19.7　ギヤレシオカーブ(スプライン接続)

19.5 ラックの諸元設定

ラックの諸元設定画面を図 19.8 に示します．ラックの基準角度の設定により，ラックの基準位置(ピニオン回転角 0 deg 位置)における中央断面の歯形が，歯山または谷を選択します．ラック寸法の計算結果を図 19.9 に示します．

図 19.8　ラックの諸元設定


ﾗｯｸ寸法

項 目	記号	単位	ﾗｯｸ(ﾛｰｹﾞｲﾝ)	ﾗｯｸ(ﾊｲｹﾞｲﾝ)
モジュール	mn	mm	1.7474	2.1938
圧力角	αn	deg	5.8039	37.5869
ねじれ角	β	deg	3.5268	10.0766
ねじれ方向	---	---	左ねじれ	
ｵｰﾊﾞｰﾋﾟﾝ寸法	dm	mm	36.1364	34.2073
歯先高さ	ht	mm	32.5820	32.5820
ピッチ高さ	pt	mm	32.6268	30.1094
歯底高さ	hb	mm	29.2500	29.2500
軸方向ピッチ	Px	mm	5.5000	7.0000
歯直角ピッチ	Ph	mm	5.4896	6.8920
正面かみあい率	εα	---	1.0068	0.7088
重なりかみあい率	εβ	---	1.2099	1.7794
総合かみあい率	εγ	---	2.2167	2.4883
歯直角歯先幅	Sn	mm	1.7850	1.2674

図 19.9　ラック寸法

19.6 VGR ラックの歯形創成図

ラック歯幅中央断面歯形の創成図を図 19.10 に示します．図のAは, ラック軸の中央位置でありBは, ストッパ位置を示します．左右の歯形の変化を確認することができます．

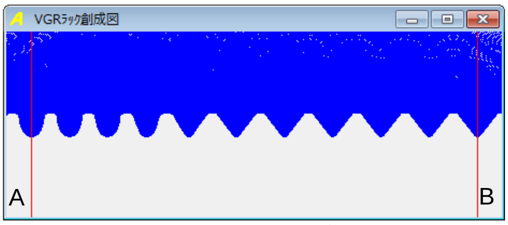


図 19.10　ラックの創成図

19.7 VGR ラックの３D 歯形計算

歯形計算の前に歯形の分割数を設定します(図 19.11).

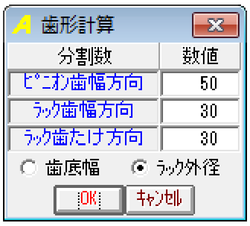


図 19.11　歯形計算の設定

19.8 レンダリング図

歯形計算終了後，[レンダリング図]ボタンを押すと，ピニオンとラックの歯形かみあい図を表示します．レンダリング図は，座標軸の角度を変更することにより，視点を変えて観察することができます．

図 19.12 にピニオン上面から観たレンダリング図を示します．また，図 19.13 のラック背面から観察したレンダリング図には，かみあい接触線を観察することができます．

図 19.13 の右に示すコントロールフォームで，

①座標軸の角度変更
②ズーム
③ワイヤフレーム，シェード表示切り換え
④背景色の設定
⑤ラックストロークチェック(ピニオンまたはラックの移動)

の機能があります．

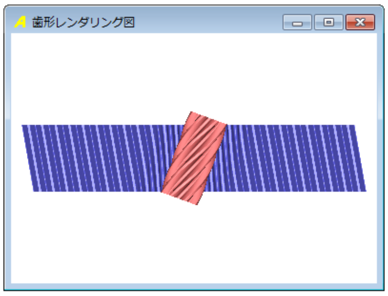


図 19.12　レンダリング(ピニオン上面から観察)

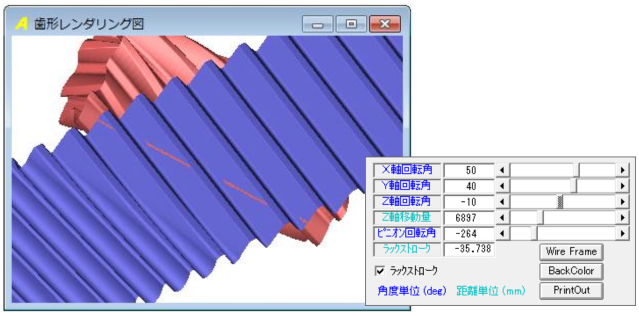


図 19.13　レンダリング(ラック背面から観察)

19.9 CAD ファイル出力

ピニオンと VGR ラックの歯形を DXF または IGES ファイルで出力することができます. 図 19.14 および図 19.15 にファイル出力設定を示します．CAD 作図例を，図 19.16～図 19.19 に示します．

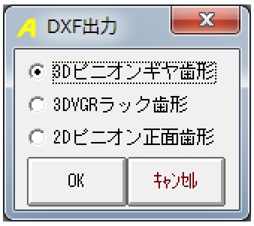


図 19.14　DXF 出力

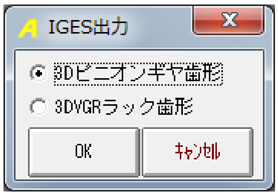


図 19.15　IGES 出力

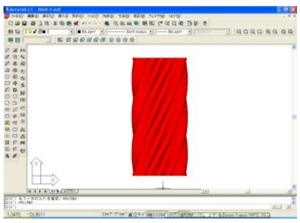


図 19.16　CAD 作図例(DXF)

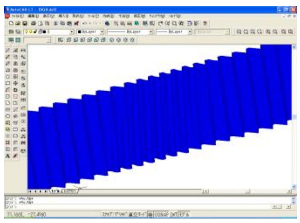


図 19.17　CAD 作図例(DXF)

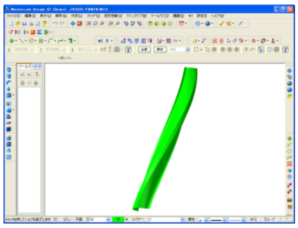


図 19.18　CAD 作図例(IGES)

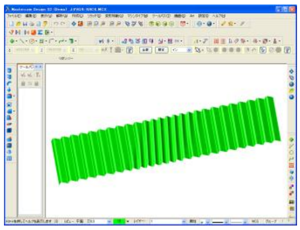


図 19.19　CAD 作図例(IGES)

19.10 すべり率グラフ

ラック軸中央のかみ合い位置とストッパ位置でのかみ合いにおけるすべり率グラフを図 19.20 及び図 19.21 に示します．図 19.20 のピニオン歯元で大きなすべりが発生しています．

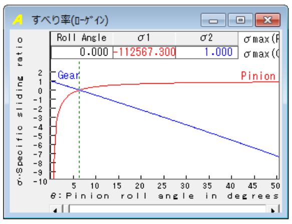


図 19.20　すべり率(Low)

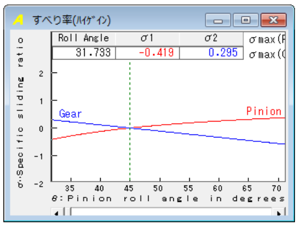


図 19.21　すべり率(High)

19.11 強度計算

JGMA 強度計算に基づいた計算結果を図 19.22 および図 19.23 に示します．ラックの強度は，Low Gain 側と High Gain 側の 2 箇所の歯形について強度計算をします．

※AGMA 強度計算は，別途お問い合わせ下さい．

JGMA強度計算諸元

項　目	ピニオン		VGRラック	
熱処理	高周波焼入れ		高周波焼入れ	
材料記号	SCM440		SCM440	
心部硬度	HV	242	HV	242
表面硬度	HV	500	HV	500
σFlim(MPa)	265.0		265.0	
σHlim(MPa)	1069.0		1069.0	
JIS精度等級(1976)	3		3	

項　目	記号	単位	ピニオン	VGRラック
トルク	T	N･m	5.000	-----
回転数	n	rpm	60.000	-----
軸受け支持方法	---	---	両軸受けに対称	
寿命繰り返し回数	L	---	10000000	
歯車の回転方向	---	---	正転のみ	
周　速	V	m/s	0.0514	
歯形修整	---	---	有　り	
歯面粗さ	Rmax	μm	6.00	6.00
材料定数係数	ZM	$(MPa)^{0.5}$	189.800	189.800
潤滑油係数	ZL	---	1.000	1.000
過負荷係数	Ko	---	1.000	
歯元曲げ安全率	SF	---	1.200	
歯面損傷安全率	SH	---	1.150	

確 定　キャンセル

図 19.22　強度計算設定

JGMA強度計算結果

項目(曲げ)	記号	単位	ピニオン	ラック(ローゲイン)	ラック(ハイゲイン)
許容曲げ応力	σFlim	MPa	265.000	265.000	
曲げ有効歯幅	b'	mm	20.614	13.775	21.217
歯形係数	YF	---	1.675	2.065	2.065
荷重分布係数	Yε	---	0.840	0.397	1.622
ねじれ角係数	Yβ	---	0.792	0.971	0.916
寿命係数	KL	---	1.000	1.400	1.400
寸法係数	KFx	---	1.000	1.000	1.000
動荷重係数	Kv	---	1.000	1.000	1.000
呼び円周力	Ft	N	611.767	713.253	560.397
許容円周力	Ftlim	N	7556.469	9341.765	4691.756
曲げ強さ	Sft	---	12.352	13.097	8.372
歯元曲げ応力	σF	MPa	21.454	20.233	31.652
項目(面圧)	**記号**	**単位**	**ピニオン**	**ラック(ローゲイン)**	**ラック(ハイゲイン)**
許容ヘルツ応力	σHlim	MPa	1069.000	1069.000	
面圧有効歯幅	bw	mm	18.764	13.775	21.217
領域係数	ZH	---	2.296	4.075	1.942
寿命係数	KHL	---	1.000	1.300	1.300
かみあい率係数	Zε	---	0.917	0.952	1.155
粗さ係数	ZR	---	1.008	1.004	1.010
潤滑速度係数	ZV	---	0.891	0.891	0.891
硬さ比係数	ZW	---	1.000	1.000	1.000
荷重分布係数	KHβ	---	1.000	1.000	1.000
動荷重係数	Kv	---	1.000	1.000	1.000
呼び円周力	Fc	N	612.370		
許容円周力	Fclim	N	1327.453	480.501	2241.640
歯面強さ	Sfc	---	2.168	0.785	3.661
ヘルツ応力	σH	MPa	726.064	1206.806	558.730

図 19.23　強度計算結果

19.12 ヘルツ応力グラフ

ラック軸中央のかみ合い位置とストッパ位置でのかみ合いにおけるヘルツ応力グラフを図 19.24 および図 19.25 に示します．

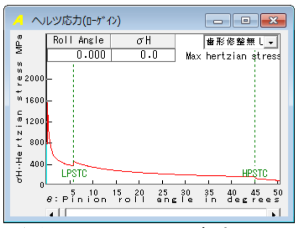


図 19.24　ヘルツ応力(Low)

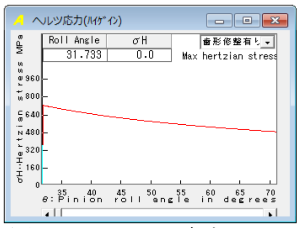
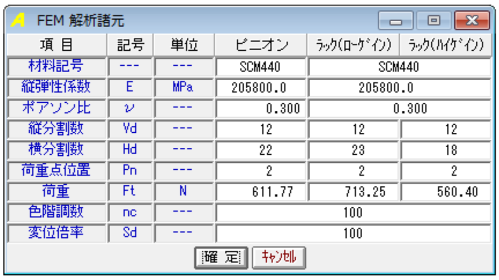


図 19.25　ヘルツ応力(High)

19.13 FEM 歯形応力

ピニオンと VGR ラックの 2 次元 FEM 歯形応力解析をします．図 19.26 に FEM 設定画面を，図 19.27 および図 19.28 に応力分布図を示します．



FEM 解析諸元

項 目	記号	単位	ピニオン	ラック(ローゲイン)	ラック(ハイゲイン)
材料記号	---	---	SCM440	SCM440	
縦弾性係数	E	MPa	205800.0	205800.0	
ポアソン比	ν	---	0.300	0.300	
縦分割数	Vd	---	12	12	12
横分割数	Hd	---	22	23	18
荷重点位置	Pn	---	2	2	2
荷重	Ft	N	611.77	713.25	560.40
色階調数	nc	---	100		
変位倍率	Sd	---	100		

確 定　キャンセル

図 19.26　FEM 解析諸元

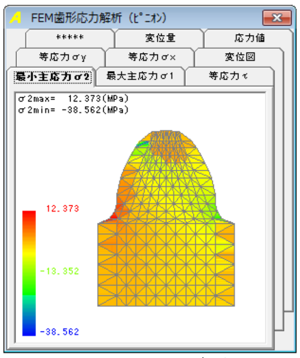


図 19.27　FEM 解析(P)

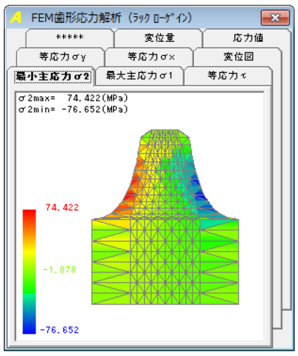


図 19.28　FEM 解析(R-Low)

※ ラックの修整などに関しては，別途お問い合わせください．

[20] Face gear design system ⅲ

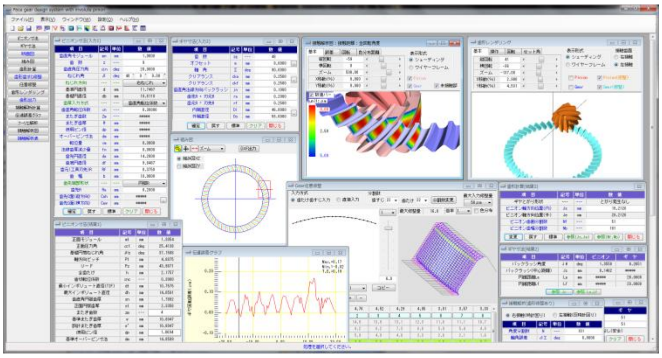


図 20.1　Face gear design system ⅲ

20.1　概要

本ソフトウェアは，Face Gear Design System を新しくした商品です．今までオプション扱いしていた機能も一部，基本ソフトウェアに含めています，また，軸角は 90° 以外も計算でき，ピニオン歯数 1 歯（少歯数オプション）にも対応しています．

本ソフトウェアは，ピニオンの歯形（インボリュート）を基にして，それにかみ合うフェースギヤの 3 次元歯形を決定し，軸角誤差を与えたときの，かみ合い時の歯当たり（接触距離）や実かみ合い率，伝達誤差，すべり速度，そして，すべり率の機能も追加しました．図 20.1 にソフトウェアの全体画面を示します．

20.2　ソフトウェアの構成

ソフトウェアの構成を表 20.1 に示します．表中の〇は基本ソフトウェアに含まれ，◎はオプションです．

表 20.1　ソフトウェアの構成

No.	項　　目	掲載項	構成
1	ピニオン寸法	20.3	〇
2	ギヤ寸法	20.4	〇
3	組み図	20.4	〇
4	断面図	20.5	〇
5	歯形計算	20.6	〇
6	歯形，歯すじ修整	20.7	〇
7	任意修整	20.7	〇
8	歯形レンダリング	20.8	〇
9	接触解析	20.9	〇
10	歯形出力	20.10	〇
11	少歯数	20.12	◎
12	設計データ管理	---	〇

20.3　ピニオン寸法

図 20.2 にピニオン諸元の設定画面を示します．ピニオン歯数は 6～99 入力できますが，少歯数対応機能（オプション）として 1～5 歯入力することができます．少歯数の設計例は 20.12 項に示します．

ねじれ角は 0° ～80° までを設定することができ，歯厚入力方式では，転位係数，またぎ歯厚，オーバーピンそして転位量から選択することができます．また，面取りは C 面と R 面で設定することができます．

図 20.3 にピニオン寸法の計算結果を示します．オーバーピン径は理論値を表示しますが，使用するピン径に合わせて変更することができます．

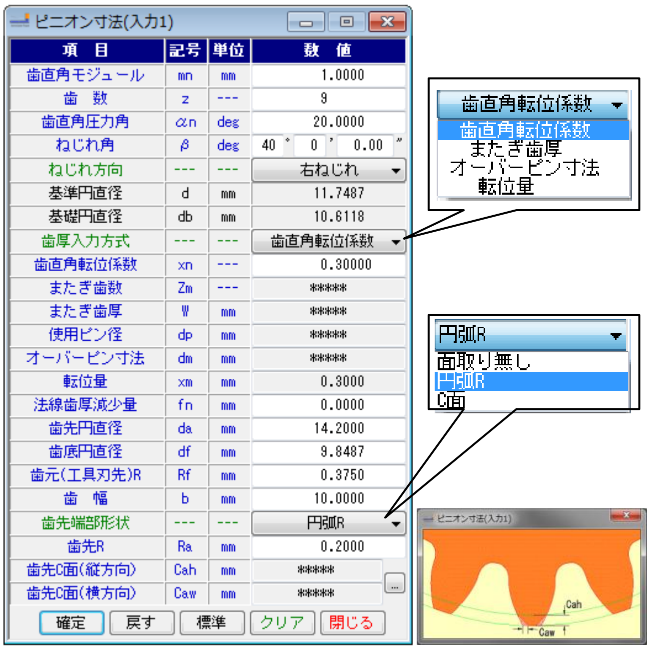


図 20.2　ピニオン諸元

図 20.3　ピニオン寸法

20.4　フェースギヤ寸法

図 20.4 にフェースギヤ諸元設定画面を示します．軸角入力範囲は 45° ～135° です．オフセットを与えるとフェースギヤの歯形生成に強く影響を及ぼすためフェースギヤの外径側には歯先尖りが，また，内径側にはアンダーカットが生じ易くなります．そのため，入力時には注意が必要ですが，標準値および制限値を示しますので入力は容易です．なお，「刃先 R」はフェースギヤを生成するときの工具の刃先 R を示しています．また，オフセットと内径，外径の定義を図 20.5 に示し，寸法結果と組み図を図 20.6 および図 20.7 に示します．なお，オフセットとねじれ角には制限があります．

図 20.4　フェースギヤ諸元

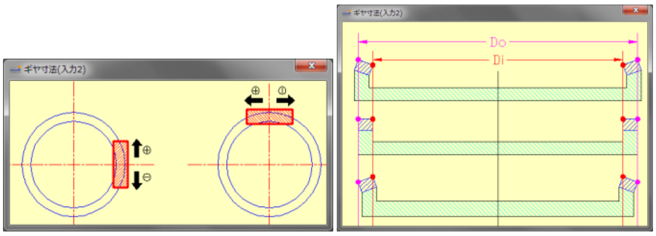


図 20.5　オフセットと内径，外径の定義

ギヤ寸法(結果2)

項　目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
バックラッシ角度	Jθ	deg	1.3550	0.2651
バックラッシ(中心距離)	Jc	mm	0.1462	---
円錐距離La	La	mm	---	28.0000
円錐距離Lf	Lf	mm	---	23.0000

参照 Jc　参照 La,Lf

図 20.6　ギヤ寸法

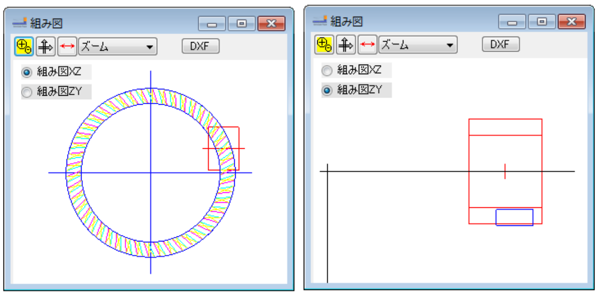


図 20.7　組み図

20. 5　断面図

図 20.8 にピニオン歯形を示します．ただし，ピニオンの赤線の歯形は図 20.2 で設定したピニオン諸元に基いた歯形で，緑線はギヤを加工する工具の刃形です．

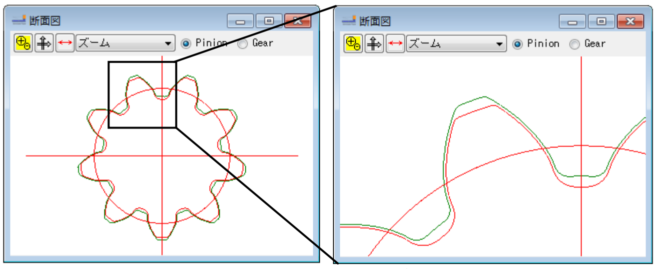
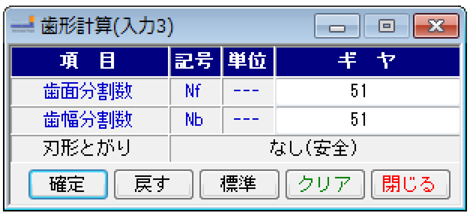


図 20.8　ピニオン歯形

20. 6　歯形計算

ギヤの歯形を計算する際，歯形分割数（図 20.9 参照）と歯幅分割数（図 20.11 参照）を設定します．このとき，図 20.9 に刃先とがりに発生の有無を表示します．刃先尖りが生じる場合は，フェースギヤの歯形を正しく生成することができません．



歯形計算(入力3)

項　目	記号	単位	ギ　ヤ
歯面分割数	Nf	---	51
歯幅分割数	Nb	---	51
刃形とがり			なし(安全)

確定　戻す　標準　クリア　閉じる

図 20.9　設定（フェースギヤ歯形）

歯形計算終了後，図 20.10 を表示します．ピニオンとギヤの位置（Js, Je）の定義を図 20.12 に示し，ギヤの歯形（断面）の例を図 20.13 に示します．

歯形計算(結果3)

項　目	記号	単位	数　値
ギヤとがり形状	---	---	とがり発生なし
ピニオン軸方向位置(内)	Js	mm	19.2126
ピニオン軸方向位置(外)	Je	mm	29.2126
ピニオン歯面分割数	Nf	---	51
ピニオン歯幅分割数	Nb	---	101

変更　戻す　標準　参照(Js,Je)　参照(Nf,Nb)　閉じる

図 20.10　歯形計算結果

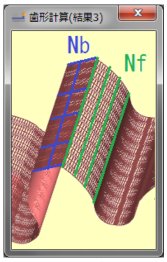


図 20.11　歯形分割

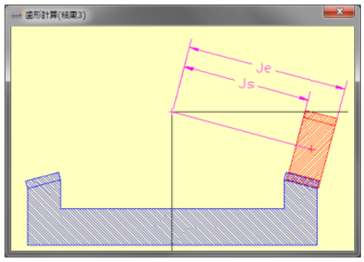
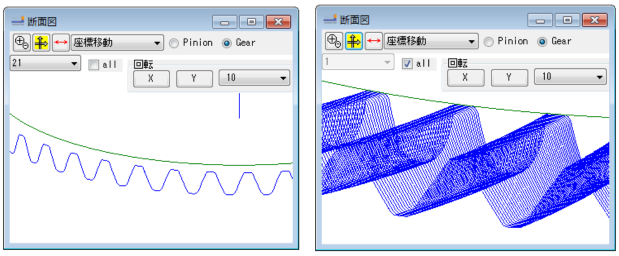


図 20.12　ピニオンの位置



(a) 断面 No.21 の歯形　　(b) 全断面歯形

図 20.13　ギヤ歯形（断面）

20. 7　歯形・歯すじ修整

歯形および歯すじ修整は図 20.14～20.16 のように定型で与えることができ，設定した修整を図 20.16 のように表示することができます．また，定型で設定した修整は図 20.17 のように任意修整にデータを引き継ぐことができます．

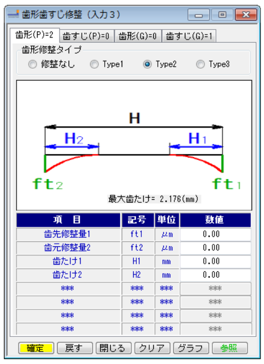


図 20.14　歯形修整（定型）

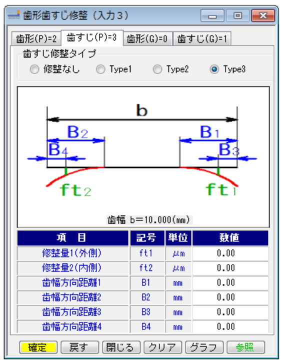


図 20.15　歯すじ修整（定型）

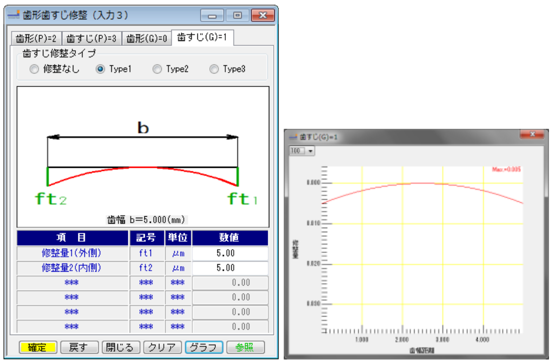
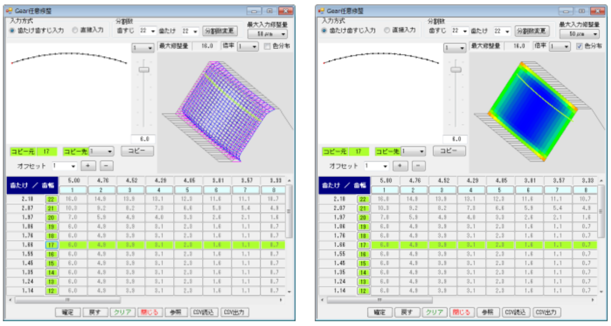


図 20.16　歯すじ修整の例

図 20.17 の任意修整では，歯面の分割や各位置でのデータの変更が容易であり図 20.17(b)のように修整を色分布で表すことができます．本例では，図 20.17 のようにピニオンは無修整とし，ギヤに歯面修整を与えるものとします. ここで設定した歯面修整は，CSV ファイルとして出力することができますし，他で作成した CSV ファイルを読み込むこともできます．

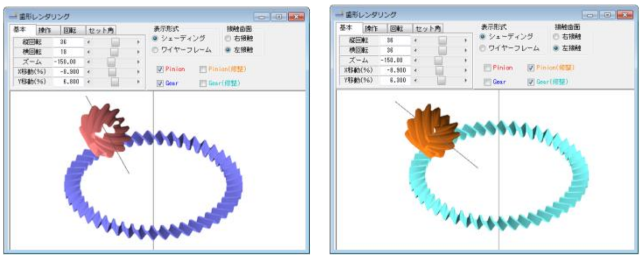


(a)歯面修整　　　　　　　　(b)色分布表示

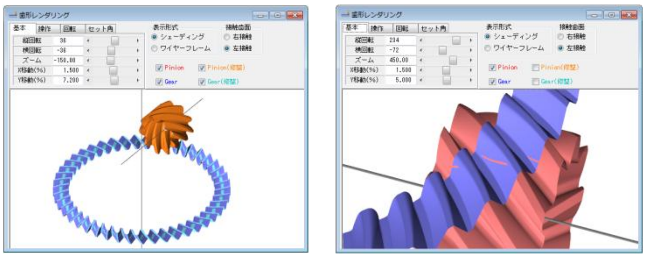
図 20.17　歯面修整（任意修整），ギヤの例

20. 8　歯形レンダリング

生成した歯形を図 20.18 のように表示することができます．歯の接触を確認するため自動回転機能や回転補正，そして軸角に誤差を与え歯の接触を確認することができます．



(a)無修整歯形　　　　　　　　(b)修整歯形



(c) 無修整歯形と修整歯形　　　　(d)歯面接触

図 20.18　歯形レンダリング

20. 9　接触解析

図 20.19 で接触解析の設定を行い[確定]すると生成した歯形の伝達誤差解析，歯当たり（接触距離）や，すべり速度を計算します.

図 20.19　接触解析設定

そして，歯面修整を考慮し，かみ合い接触を基にして全かみ合い率（本例では ε_γ=2.29）を計算します．伝達誤差解析結果（TE=0.19μm）を図 20.20 に，フーリエ解析結果を図 20.21 に示します.

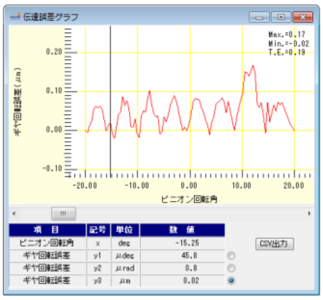
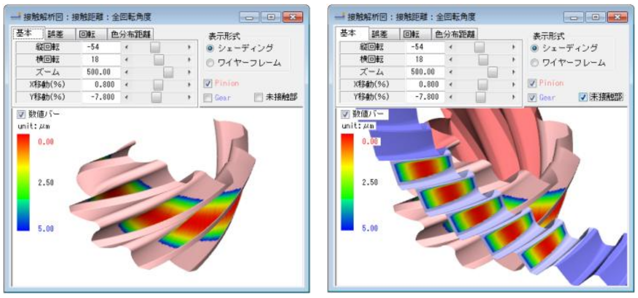


図 20.20　伝達誤差(TE=0.17μm)

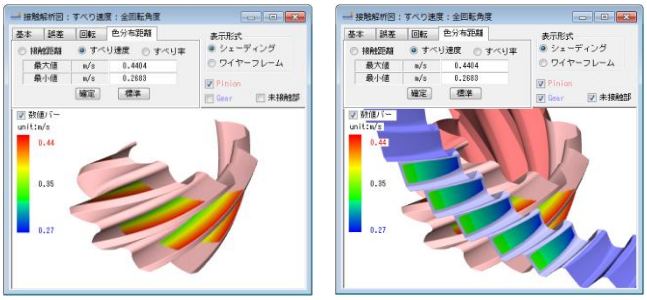
図 20.21　フーリエ解析

歯当たり解析（接触距離）とすべり速度，そして，すべり率を図 20.22～20.24 に示します．本例では，図 20.17 でギヤに歯面修整を与えていることから図 20.22 では歯面両端部で接触が弱くなっていることが解ります．また，フェースギヤは，ギヤの外側と内側で，すべりの差が大きくなることから図 20.23 や図 20.25 で，すべり速度を確認することができます．なお，伝達誤差や，すべり速度（率）は，軸の取り付け誤差を与えても解析することができ，これらは両歯面について解析可能です.



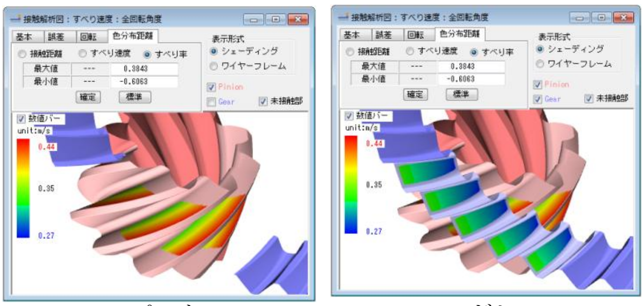
(a)ピニオン　　　　　　(b)ギヤ

図 20.22　歯当たり解析（接触距離）



(a)ピニオン　　　　　　(b)ギヤ

図 20.23　すべり速度



(a)ピニオン　　　　　　(b)ギヤ

図 20.24　すべり率

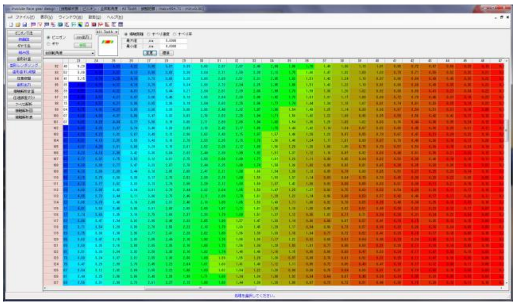
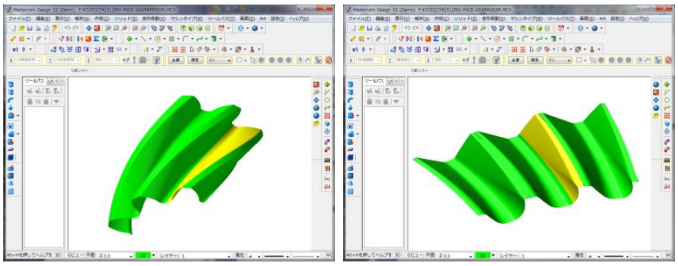


図 20.25　歯当たり解析（接触距離）のセル表示

20. 10　歯形出力

生成した歯形を図 20.26 で出力することができます．図 20.18 の歯形を 3D-IGES で出力し, CAD で作図した例を図 20.27 に示します．

図 20.26　歯形出力



(a)ピニオン　　(b)フェースギヤ

図 20.27　CAD 作図例

20. 11　軸角 Σ=120°および Σ=70°の例

ピニオンおよびギヤの諸元を同じとして図 20.28 のように軸角を Σ=120°としたときの計算例を図 20.29～20.31 に示します．

図 20.28　ギヤ諸元

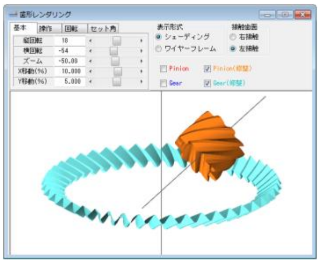


図 20.29　歯形レンダリング

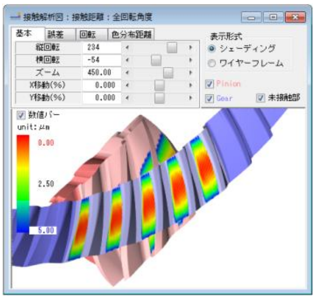


図 20.30　接触距離

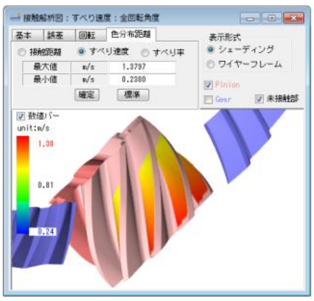


図 20.31　すべり速度

また，ピニオンおよびギヤの諸元を同じとして図 20.32 のように軸角を Σ=70°としたときの計算例を以下に示します．

図 20.32　ギヤ諸元

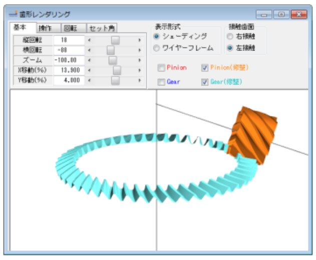


図 20.33　歯形レンダリング

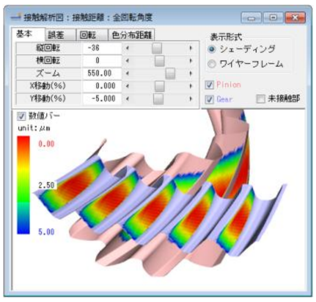


図 20.34　接触距離

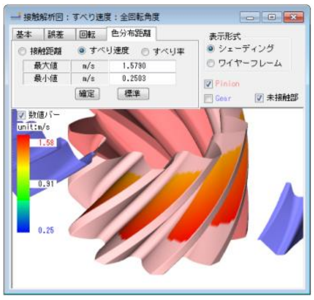


図 20.35　すべり速度

20. 12　少歯数（オプション）

高減速比を得るためピニオン歯数 z_1=1 を設定することができます．ここでは z_1=2 とし，ギヤ歯数を z_2=51 とした例を以下に示します．また，少歯数の場合でも図 20.28 のように軸角を 90°以外で設計することができます．

図 20.36　ピニオン諸元と寸法

図 20.37　ギヤ諸元

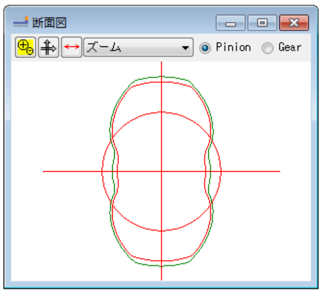


図 20.38　ピニオン歯形

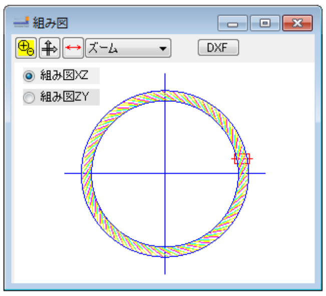


図 20.39　組み図

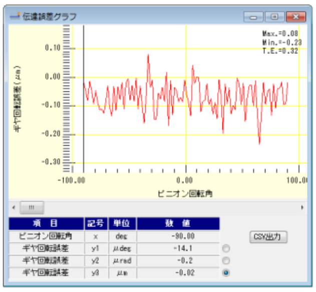


図 20.44　伝達誤差

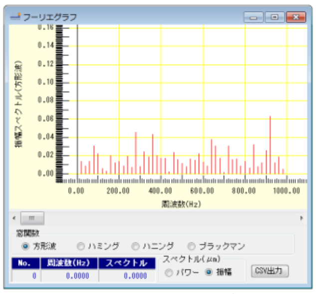


図 20.45　フーリエ解析

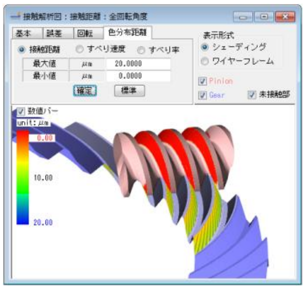


図 20.46　接触距離

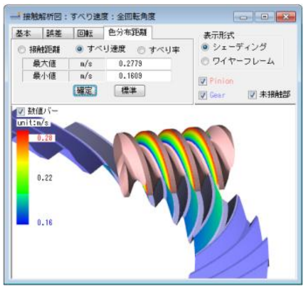
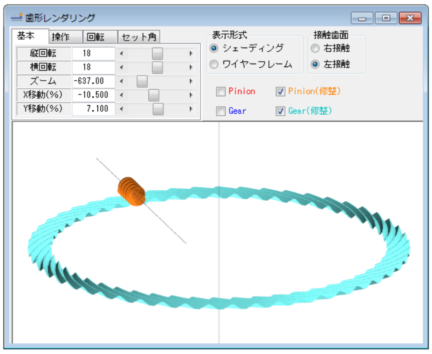


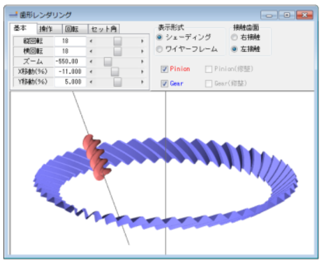
図 20.47　すべり速度



z_1=2, z_2=51, Σ=90°, Offset=15

図 20.40　歯形レンダリング

m_n=1, z_1=2, d_{a1}=5.80, d_{ai}=65.00, d_{f1}=1.611, z_2=51, d_{ao}=80, Σ=120°, e=12.0 としたときの計算結果を図 20.50〜20.53 に示します.



z_1=2, z_2=51, Σ=120°, Offset=12

図 20.48　歯形レンダリング

図 20.49　接触解析設定

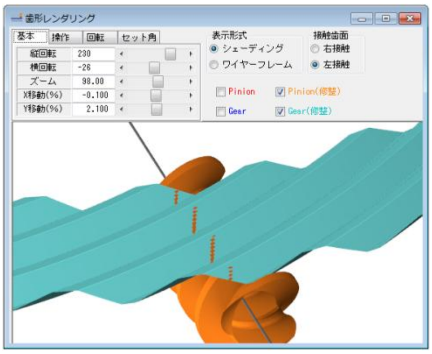
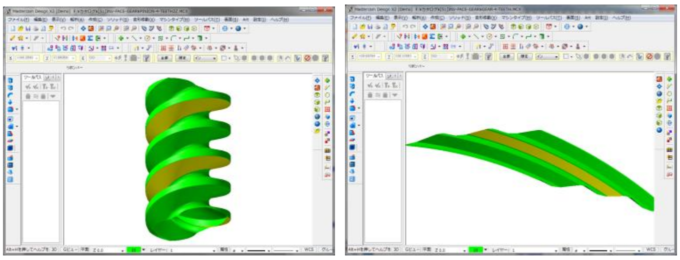


図 20.41　歯形レンダリング



(a)ピニオン　(b)フェースギヤ

図 20.42　CAD 作図例

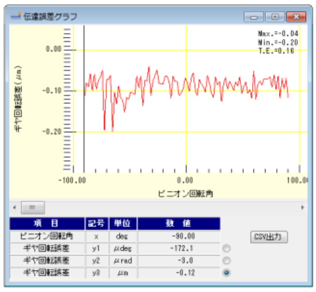


図 20.50　伝達誤差

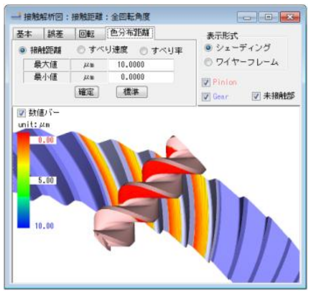


図 20.51　接触距離

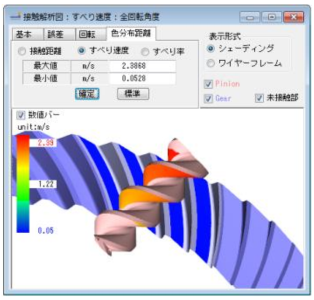


図 20.52　すべり速度

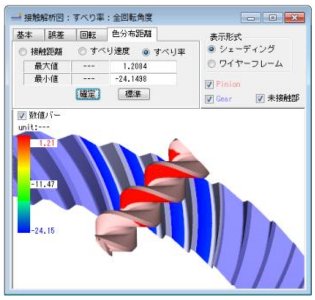


図 20.53　すべり率

図 20.43　接触解析設定

[21] L-Hypoid gear design system

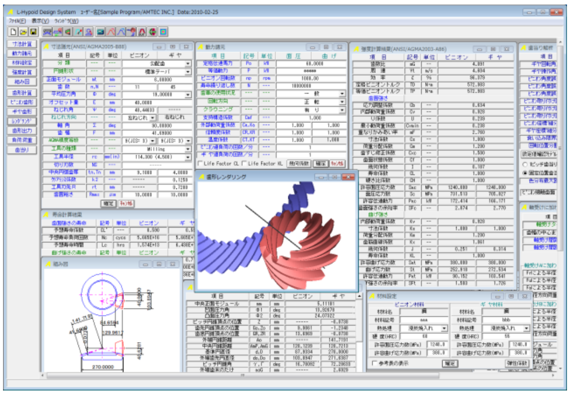


図 21.1　L-Hypoid gear design system

21. 1 概要

L-Hypoid gear design system は，寸法，歯形，強度計算をトータルに設計することができます. ハイポイドギヤの歯形, 歯すじは, 歯切り機械から生成されるものですが，本ソフトウェアでは，球面インボリュート歯形を持つスパイラルベベルギヤ(大歯車)にオフセットを与えピニオンの歯形を解析し 1 組の歯車としています. 図 21.1 に全体画面を示します.

21. 2 寸法設定

図 21.2 に寸法設定画面を示します．数値が不明な場合は，標準値を入力することができ，ねじれ角やオフセット量，工具半径などを自由に設定することができます. 図 21.2 では勾配歯を選択していますが，等高歯も設計することができます.

寸法諸元(ANSI/AGMA2005-B88)

項 目	記号	単位	ピニオン	ギ ヤ
分 類	---	---	勾配歯	
円錐形状	---	---	標準テーパ	
正面モジュール	mt	mm	6.00000	
歯 数	n,N	---	11	45
平均圧力角	Φ	deg	19.00000	
オフセット量	E	mm	40.0000	
ねじれ角	Ψ	deg	48.44633	-----
ねじれ方向	---	---	左ねじれ	右ねじれ
軸 角	Σ	deg	90.00000	
歯 幅	F	mm	41.69000	
AGMA精度等級	---	---	9(JIS= 3)	9(JIS= 3)
工具の種類	---	---	Milling	
工具半径	rc	mm(in)	114.300 (4.500)	
切り刃数	NS	---	-----	
中央円弧歯厚	tn,Tn	mm	9.1000	4.8000
ｸﾘｱﾗﾝｽ係数	k2	---	-----	0.1250
工具刃先Ｒ	rt	mm	-----	0.7200
歯面粗さ	Rmax	μm	10.0000	10.0000

確定　ｷｬﾝｾﾙ

図 21.2　寸法諸元設定

21. 3 寸法計算結果

AGMA2005-B88 規格に基づいてハイポイドギヤの各部寸法を計算します. 図 21.3 に寸法結果を示します. 図 21.4 の諸元修整で，歯形の解析精度を設定し，クラウニング，歯形修整，歯先円すい角，歯たけなどを変更することができます.

寸法結果(ANSI/AGMA2005-B88)

項 目	記号	単位	ピニオン	ギ ヤ
中央正面モジュール	mm	mm	5.11101	
凹面圧力角	Φ1	deg	13.92678	
凸面圧力角	Φ2	deg	24.07322	
ピッチ円錐頂点の位置	Z	mm	-----	-0.0738
歯先円錐頂点の位置	Go,Zo	mm	9.9861	-1.2348
歯底円錐頂点の位置	GR,ZR	mm	13.6969	-0.0738
外端円錐距離	Ao	mm	-----	141.7191
中央円錐距離	AmP,AmG	mm	128.1239	120.7213
基準円直径	d,D	mm	87.9334	270.0000
外端歯先円直径	do,Do	mm	103.8947	271.6387
ピッチ円錐角	γ,Γ	deg	16.78092°	72.28633°
外端歯末のたけ	aoG	mm	-----	2.6929
外端歯元のたけ	boG	mm	-----	9.2828
外端有効歯たけ	hk	mm	-----	10.8603
外端全歯たけ	ht	mm	12.1669	11.9757
中央歯末のたけ	a	mm	6.7945	2.1288
中央歯元のたけ	b	mm	3.2442	7.9099
クリアランス	c	mm	1.1154	1.1154
中央有効歯たけ	h	mm	8.9233	
中央全歯たけ	hm	mm	10.0387	
歯元角の和	Σδ	deg	5.28816°	
歯元角	δ	deg	1.46901°	3.74879°
歯末角	α	deg	3.58355°	1.53937°
歯底円錐角	γR,ΓR	deg	15.31191°	68.53754°
歯先円錐角	γo,Γo	deg	20.36446°	73.82570°
90° 相当歯数比	m90	---	3.1308	
中央円ピッチ	Pm	mm	16.0567	
Crossing Point～外端歯先	xo,Xo	mm	129.9617	40.6281
中央ピッチ円直径	dm	mm	73.9820	229.9956
中央歯直角円弧歯厚減少量	fn	mm	0.0836	0.0331
ギヤ外端ねじれ角	ΨoG	deg	-----	35.84757°
中央歯直角ｷｬﾘﾊﾟ歯厚	tnc	mm	8.9767	4.6993
中央歯直角ｷｬﾘﾊﾟ歯たけ	ac	mm	7.0624	2.1364
トータルバックラッシ	j	mm	0.1664	
中央ねじれ角	ΨP,ΨG	deg	48.44177°	29.19668°

図 21.3　寸法結果(標準値)

修整諸元入力

ﾋﾟﾆｵﾝ粗さ　密　粗

歯幅方向分割数(hu)　31　歯たけ方向分割数(vu)　40

項 目	記号	単位	☒ ピニオン	☒ ギ ヤ
歯車歯先Ｒ	Rtip	mm	0.6000	0.6000
外端部ｸﾗｳﾆﾝｸﾞ半径	Crwh	mm	500.0000	270.0000
外端部ｸﾗｳﾆﾝｸﾞ量	Crh	mm	0.1000	0.0000
内端部ｸﾗｳﾆﾝｸﾞ半径	Crwt	mm	500.0000	270.0000
内端部ｸﾗｳﾆﾝｸﾞ量	Crt	mm	0.0300	0.0000
外端部歯先修整量	Tr	mm	0.0000	0.0000
外端部歯先修整たけ	Th	mm	0.0000	0.0000
歯先円錐角	δa	deg	20.36446°	73.82570°
歯底円錐角	δf	deg	15.31191°	68.53754°
外端歯末のたけ	aoG	mm	---	2.6929
外端歯元のたけ	boG	mm	---	9.2828
外端歯先円直径	do	mm	103.8947	---

☐ 参考図の表示　確 定　ｷｬﾝｾﾙ　Reset

図 21.4　修整諸元設定

寸法結果(諸元変更後)

項 目	記号	単位	ピニオン	ギ ヤ
中央正面モジュール	mm	mm	5.11101	
凹面圧力角	Φ1	deg	13.92678°	
凸面圧力角	Φ2	deg	24.07322°	
ピッチ円錐頂点の位置	Z	mm	-----	-0.0738
歯先円錐頂点の位置	Go,Zo	mm	9.9862	-1.2350
歯底円錐頂点の位置	GR,ZR	mm	13.6969	-0.0707
外端円錐距離	Ao	mm	-----	141.7191
中央円錐距離	AmP,AmG	mm	128.1239	120.7213
基準円直径	d,D	mm	87.9334	270.0000
外端歯先円直径	do,Do	mm	103.8947	271.6387
ピッチ円錐角	γ,Γ	deg	16.78092°	72.28633°
外端歯末のたけ	aoG	mm	-----	2.6929
外端歯元のたけ	boG	mm	-----	9.2828
外端有効歯たけ	hk	mm	-----	10.8603
外端全歯たけ	ht	mm	12.1669	11.9757
中央歯末のたけ	a	mm	6.7945	2.1286
中央歯元のたけ	b	mm	3.2442	7.9070
クリアランス	c	mm	1.1154	1.1125
中央有効歯たけ	h	mm	8.9231	
中央全歯たけ	hm	mm	10.0387	
歯元角の和	Σδ	deg	5.21780°	
歯元角	δ	deg	1.46901°	3.74879°
歯末角	α	deg	3.58354°	1.53937°
歯底円錐角	γR,ΓR	deg	15.31191°	68.53754°
歯先円錐角	γo,Γo	deg	20.36446°	73.82570°
90° 相当歯数比	m90	---	3.1308	
中央円ピッチ	Pm	mm	16.0567	
Crossing Point～外端歯先	xo,Xo	mm	129.9617	40.6281
中央ピッチ円直径	dm	mm	73.9820	229.9956
中央歯直角円弧歯厚減少量	fn	mm	0.0836	0.0331
ギヤ外端ねじれ角	ΨoG	deg	-----	35.84757°
中央歯直角ｷｬﾘﾊﾟ歯厚	tnc	mm	8.9767	4.6993
中央歯直角ｷｬﾘﾊﾟ歯たけ	ac	mm	7.0624	2.1366
トータルバックラッシ	j	mm	0.1664	
中央ねじれ角	ΨP,ΨG	deg	48.44177°	29.19668°

図 21.5　寸法結果(修整諸元変更後)

21.4 組み図

図21.5の寸法計算結果に基づいたハイポイドギヤ寸法を図21.6に示します.

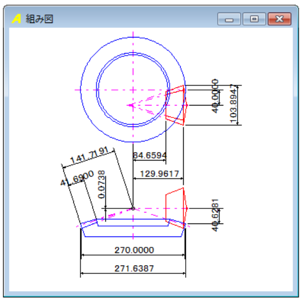


図 21.6　寸法図

21.5 強度計算

21.5.1 動力設定

ハイポイドギヤの強度計算は，ANSI/AGMA2003-A86 規格に基づいています. 図21.7に動力諸元設定を示します. 図21.8および図21.9に，Life Factor グラフを示します.

動力諸元

項 目	記号	単位	面 圧	曲 げ
定格伝達馬力	Po	kW	60.0000	
等価動力	P	kW	*****	
ピニオン回転数	np	rpm	1000.0000	
寿命繰り返し数	N	---	10000000	
歯車の使用状況	---	---	一 般	
回転方向	---	---	正 転	
クラウニング	---	---	有 り	
支持構造係数	Cmf	---	1.000	
外部動荷重係数	Ca,Ka	---	1.000	1.000
信頼度係数	CR,KR	---	1.000	1.000
温度係数	CT,KT	---	1.000	1.000
ピニオン過負荷の回数／分	---	---	1	
ギヤ過負荷の回数／分	---	---	1	

Life Factor CL　Life Factor KL　幾何係数　確定　ｷｬﾝｾﾙ

図 21.7　動力諸元設定

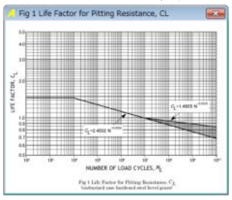


図 21.8　Life Factor(CL)

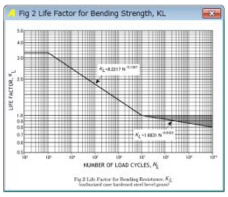


図 21.9　Life Factor(KL)

21.5.2 幾何係数

幾何係数(I , J)の標準値を図21.10に示しますが，図21.11および図21.12のグラフを参考にして任意に変更することができます.

幾何係数

項 目	記号	ピニオン	ギ ヤ
面圧用幾何係数	I	0.18698	
曲げ用幾何係数	JP,JG	0.25112	0.31410
オフセット係数	E/D	0.15	

Iのグラフ　Jのグラフ　確定　ｷｬﾝｾﾙ

図 21.10　幾何係数(標準値)

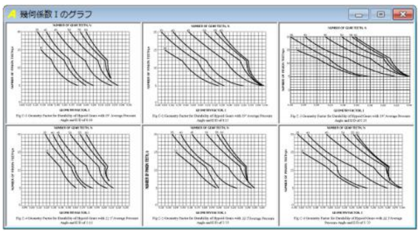


図 21.11　幾何係数(I)

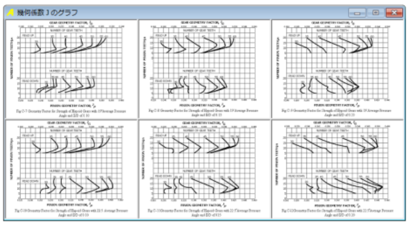


図 21.12　幾何係数(J)

21.5.3 材料設定

図21.13に材料，熱処理，硬度，許容応力数を設定します.

材料設定

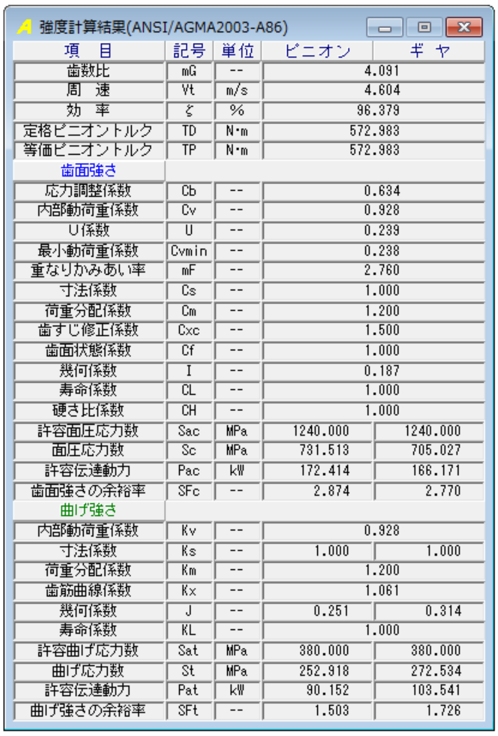
ピニオン材料		ギヤ材料	
材料名	鋼	材料名	鋼
材料記号	aaa	材料記号	bbb
熱処理	浸炭焼入れ	熱処理	浸炭焼入れ
硬 度(HRC)	60	硬 度(HRC)	55
許容面圧応力数(MPa)	1240.0	許容面圧応力数(MPa)	1240.0
許容曲げ応力数(MPa)	380.0	許容曲げ応力数(MPa)	380.0

参考表の表示　確定　弾性係数

図 21.13　材料設定

21.5.4 強度計算結果

ハイポイドギヤの強度結果を図21.14に示します.



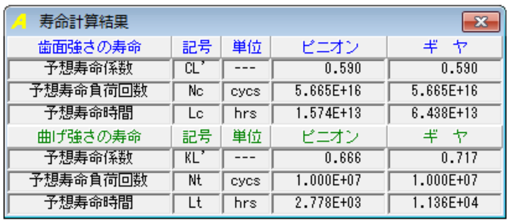
強度計算結果(ANSI/AGMA2003-A86)

項 目	記号	単位	ピニオン	ギ ヤ
歯数比	mG	--	4.091	
周 速	Vt	m/s	4.604	
効 率	ξ	%	96.379	
定格ピニオントルク	TD	N·m	572.983	
等価ピニオントルク	TP	N·m	572.983	
歯面強さ				
応力調整係数	Cb	--	0.634	
内部動荷重係数	Cv	--	0.928	
U係数	U	--	0.239	
最小動荷重係数	Cvmin	--	0.238	
重なりかみあい率	mF	--	2.760	
寸法係数	Cs	--	1.000	
荷重分配係数	Cm	--	1.200	
歯すじ修正係数	Cxc	--	1.500	
歯面状態係数	Cf	--	1.000	
幾何係数	I	--	0.187	
寿命係数	CL	--	1.000	
硬さ比係数	CH	--	1.000	
許容面圧応力数	Sac	MPa	1240.000	1240.000
面圧応力数	Sc	MPa	731.513	705.027
許容伝達動力	Pac	kW	172.414	166.171
歯面強さの余裕率	SFc	--	2.874	2.770
曲げ強さ				
内部動荷重係数	Kv	--	0.928	
寸法係数	Ks	--	1.000	1.000
荷重分配係数	Km	--	1.200	
歯筋曲線係数	Kx	--	1.061	
幾何係数	J	--	0.251	0.314
寿命係数	KL	--	1.000	
許容曲げ応力数	Sat	MPa	380.000	380.000
曲げ応力数	St	MPa	252.918	272.534
許容伝達動力	Pat	kW	90.152	103.541
曲げ強さの余裕率	SFt	--	1.503	1.726

図 21.14　強度計算結果(曲げ，面圧)

21.5.5 寿命計算結果

図21.15に寿命計算結果を示します.



寿命計算結果

歯面強さの寿命	記号	単位	ピニオン	ギ ヤ
予想寿命係数	CL'	---	0.590	0.590
予想寿命負荷回数	Nc	cycs	5.665E+16	5.665E+16
予想寿命時間	Lc	hrs	1.574E+13	6.438E+13
曲げ強さの寿命	記号	単位	ピニオン	ギ ヤ
予想寿命係数	KL'	---	0.666	0.717
予想寿命負荷回数	Nt	cycs	1.000E+07	1.000E+07
予想寿命時間	Lt	hrs	2.778E+03	1.136E+04

図21.15　寿命結果

21.6 歯形レンダリング

図21.4で設定した歯幅方向および歯たけ方向分割数に基づいて歯形を解析し表示します. 図 21.16 および図 21.17 に歯形レンダリングを示します. 図 21.18 の歯形レンダリングは, 図 21.17 に加工カッタを重ね合わせた図です.

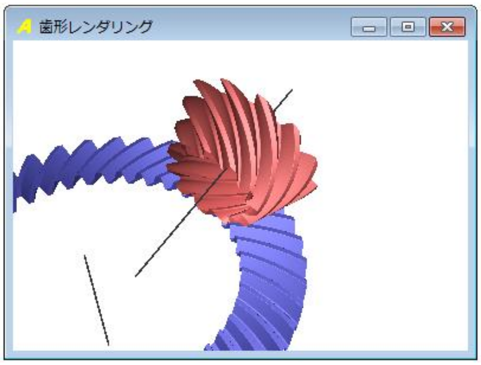


図 21.16　歯形レンダリング 1

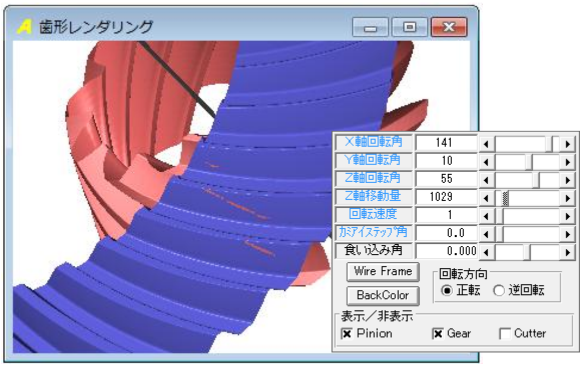


図 21.17　歯形レンダリング 2

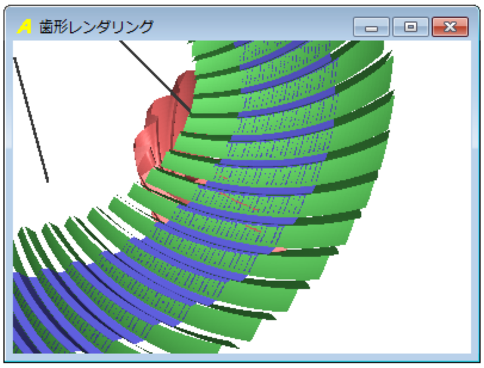


図 21.18　歯形レンダリング(カッタ表示)

ここで出力するハイポイドギヤの歯形は, 歯切盤によって得られた歯形ではありません. 両歯車の歯形は(1)～(3)で決定しています.

(1)　ギヤ(大歯車)を球面インボリュート歯形で出力します.

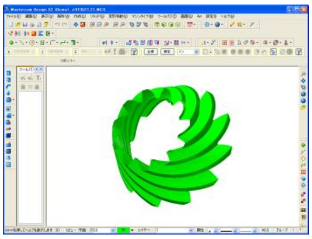
(2)　歯すじ曲線は, 諸元設定の工具半径で決定します.

(3)　ピニオン(小歯車)の歯形は, ピニオン軸にオフセットを与え, ギヤ歯形とかみ合うように歯形を決定しています.

21.7 CAD ファイル

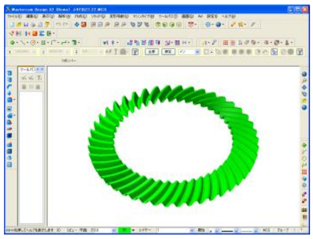
ピニオンとギヤの歯形は, DXF および IGES ファイルで出力することができます. 図 21.19 にファイル出力フォームを, 図 21.20 および図 21.21 に CAD 作図例を示します.

図 21.19　ファイル出力



(ピニオン)

図 21.20　CAD 作図例(IGES)



(ギヤ)

図 21.21　CAD 作図例(IGES)

21.8 歯当たり解析（オプション）

歯当たり解析例を以下に示します. 図 21.22 に歯当たり解析設定を, 図 21.23 に解析例を示します.

図 21.22　歯当たり設定

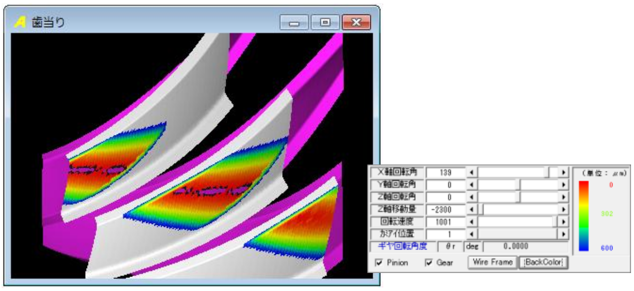


図 21.23　歯当たり

21.9 その他機能

(1)　軸受け荷重計算

(2)　設計データの保存, 読み込み

(3)　印刷(寸法, 強度計算, 組図)

オプション：歯形測定データの生成 (Zeiss 社 3 次元測定機用)

[22] CT-FEM ASM（非対称歯形歯車応力解析）

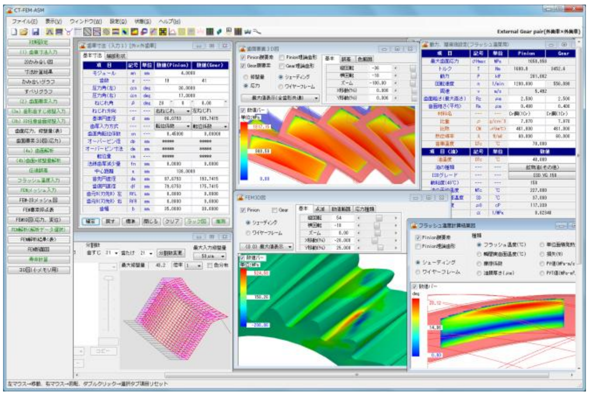


図 22.1　CT-FEM ASM

22.1　概要

非対称歯形歯車は，ギヤの大きさや材料を変更しないで歯面負荷容量を増大させることができます．高圧力角歯形は標準圧力角に比べ，ヘルツ応力は低下し，摩擦係数およびすべり率は小さく，そしてフラッシュ温度を低く抑えることができます．詳しくは **[付録 H]** をご覧ください．

CT-FEM ASM は，非対称歯形歯車（高強度歯車）の FEM 応力解析ソフトウェアです．**CT-FEM Opera iii** と同様フラッシュ温度，摩擦係数，油膜厚さ，スカッフィングや摩耗の発生確率そして寿命時間の計算ができ，また，歯面端部接触解析や最適歯面修整機能も付加しています．図 22.1 に全体画面を示します．

22.2　ソフトウェアの構成

CT-FEM ASM の構成を表 22.1 に示します．表中の○は，基本ソフトウェアに含まれ，◎はオプションです．

適応歯車：インボリュート平，はすば歯車（外歯車，内歯車）

表 22.1　ソフトウェアの構成

項　　目	機能
<1>基準ラックの設定（非対称歯形）	○
<2>歯車寸法	○
<3>歯車かみ合い図	○
<4>歯面修整	○
<5>3D 応力分布	○
<6>歯面評価(1) 摩擦係数，油膜厚さ，発熱量， 損失動力，PV 値，PVT 値	○
<7>スカッフィング発生確率(1)	○
<8>摩耗発生確率(1)	○
<9>寿命時間(1)	○
<10>効率(1)	○
<11>3D-FEM 歯形応力解析	○
<12>端部部当たり解析	◎
<13>回転伝達誤差解析，フーリエ解析，CSV	◎
<14>内歯車	◎
<15>最適歯面修整の生成機能	◎

(1)樹脂歯車には対応していません．

22.3　基準ラックの設定

図 22.2 に設定画面を示します．

・歯車の組み合わせ　：外歯車×外歯車，外歯車×内歯車
・基準ラック　　　　：並歯，低歯，特殊
・歯先円決定の方式　：標準方式，等クリアランス方式

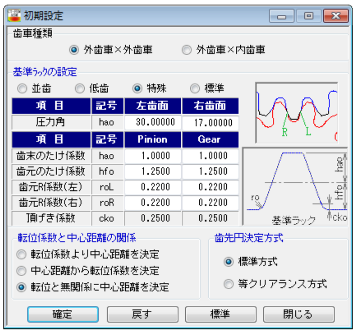


図 22.2　基準ラック

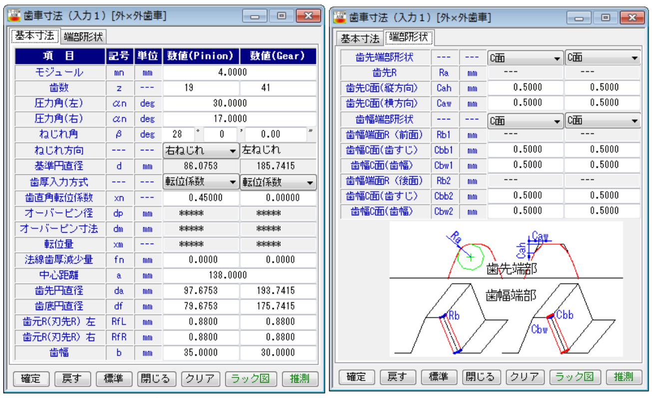
22.4　歯車寸法

歯車寸法は，各部寸法，かみ合い率，すべり率，歯厚などを計算します．アンダーカットが発生している歯車のかみ合い率は，TIF（True Involute Form）径を基準にかみ合い率を決定します．また，歯先に C 面や丸みがある場合は C または R を考慮したかみ合い率を算出します．

(1)中心距離と転位係数の関係は，以下の 3 種類です．
<1>転位係数をピニオンとギヤに与え中心距離を決定
<2>中心距離を基準として各歯車の転位係数を決定
<3>転位係数を無視して任意に中心距離を決定

(2)転位係数の設定方式は，以下の 3 種類です．
<1>転位係数を直接入力
<2>オーバーピン寸法を入力して転位係数を決定
<3>転位量を入力して転位係数を決定

転位係数の入力は，転位係数を直接入力方法以外に，歯厚を基準にして転位係数を逆算することもできます．なお，非対称歯形歯車の「またぎ歯厚」測定はできませんので転位係数の設定方式には含みません．図 22.3 に諸元設定画面を，図 22.4～22.6 に寸法結果を示します．図 22.7 に非対称歯形歯車のオーバーボール測定位置図を示します．



(a) 歯車諸元　　　(b) 面取り

図 22.3　諸元設定

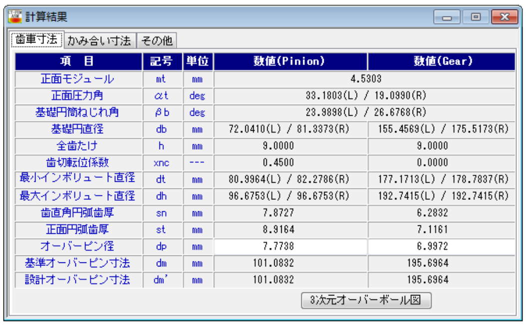
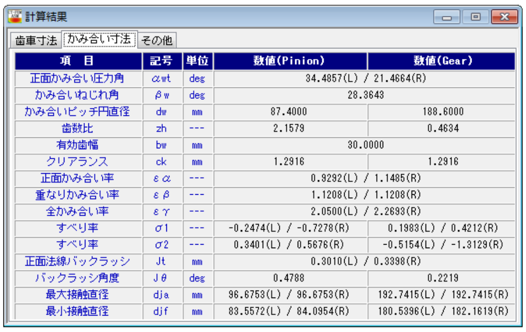


図 22.4　寸法結果 1

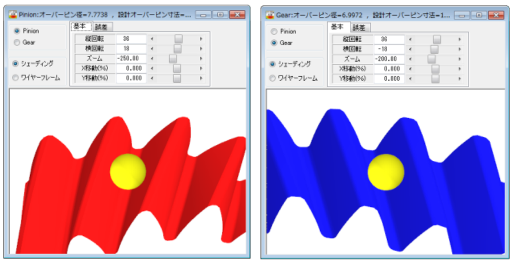


項　目	記号	単位	数値(Pinion)	数値(Gear)
正面かみ合い圧力角	αwt	deg	34.4857(L) / 21.4664(R)	
かみ合いねじれ角	βw	deg	28.3643	
かみ合いピッチ円直径	dw	mm	87.4000	188.6000
歯数比	zh	---	2.1579	0.4634
有効歯幅	bw	mm	30.0000	
クリアランス	ck	mm	1.2916	1.2916
正面かみ合い率	εα	---	0.9292(L) / 1.1485(R)	
重なりかみ合い率	εβ	---	1.1208(L) / 1.1208(R)	
全かみ合い率	εγ	---	2.0500(L) / 2.2693(R)	
すべり率	σ1	---	-0.2474(L) / -0.7278(R)	0.1983(L) / 0.4212(R)
すべり率	σ2	---	0.3401(L) / 0.5676(R)	-0.5154(L) / -1.3129(R)
正面法線バックラッシ	Jt	mm	0.3010(L) / 0.3398(R)	
バックラッシ角度	Jθ	deg	0.4788	0.2219
最大接触直径	dja	mm	96.6753(L) / 96.6753(R)	192.7415(L) / 192.7415(R)
最小接触直径	djf	mm	83.5572(L) / 84.0954(R)	180.5396(L) / 182.1619(R)

図 22.5　寸法結果 2

項　目	記号	単位	数値(Pinion)	数値(Gear)
最大面圧(膜要素応力)	σh	MPa	1817.41	
要素数	---	---	40479	32301
節点数	---	---	67718	54266
最大曲げ応力(σ1)	σ1	MPa	483.08	561.85
最大曲げ要素番号	---	---	21004	23668

図 22.6　計算結果 3



(a)ピニオン　　(b)ギヤ

図 22.7　非対称歯形歯車のオーバーボール測定位置

22.5　かみ合い図

図 22.8 に正面かみ合い図（左歯面接触）を示します．補助フォームで基準円直径や作用線を作図することができ，スクロールバーで歯車を回転させることができます．また，歯形を拡大することもできます．

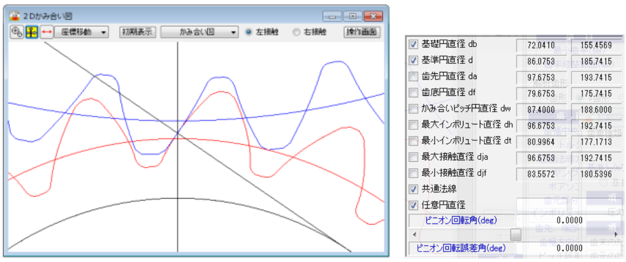
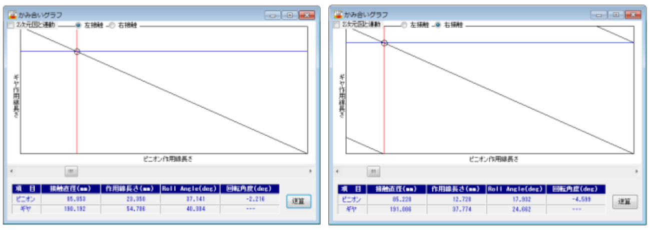


図 22.8　正面かみ合い図

22.6　かみ合いグラフおよびすべり率グラフ

図 22.9 にかみ合いグラフを示します．このグラフでは横軸にピニオンの作用線長さを，縦軸にギヤの作用線長さを示していますのでかみ合いの関係が良く解ります．図 22.9(a)の場合，ピニオンの接触直径が 85.853mm のときギヤの接触直径は 190.192mm です．また，そのときのピニオンの作用線長さは 23.350mm で，ギヤは 54.786mm です．さらに，図 22.8 の正面かみ合い図と連動させることができますので歯のかみ合いも把握することができます．

図 22.10 の回転角度計算（図 22.9 中の[逆算]ボタン）は，接触直径，作用線長さ，ロールアングルそして回転角度の関係を計算するための補助計算機能です．また，図 22.11 にすべり率グラフを示します．

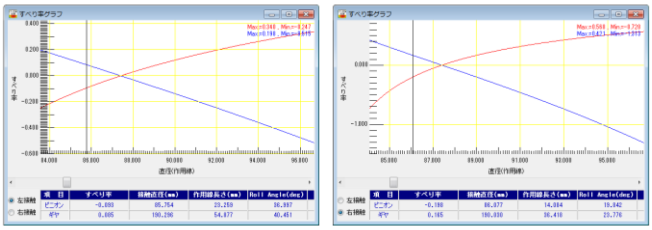


(a)左歯面　　(b)右歯面

図 22.9　かみ合いグラフ

項　目	記号	単位	数値(Pinion)	数値(Gear)
接触直径	d'	mm	87.4000	188.6000
作用線長さ	L	mm	24.7430	53.3927
ロールアングル	φ	deg	39.3572	39.3572
回転角度	θ	deg	0.0000	*****

図 22.10　回転角度計算（左歯面）



(a)左歯面　　(b)右歯面

図 22.11　すべり率グラフ

22.7　歯面要素（入力 2）

図 22.12 に歯面要素設定画面を示します．ここではトルクとヤング率, ポアソン比そして歯形の分割数を設定します. ヤング率，ポアソン比をプラスチック材料とすることによりプラスチック歯車も解析することができます．解析歯形は 1 歯，3 歯，5 歯を選択することができますので，例題歯車のように全かみ合い率が大きい場合には 5 歯を選択します．また，ピッチ誤差を与えることができますので例題歯車では，ピニオンに 6μm のピッチ誤差を与え解析する例を示します．

項　目	数値(Pinion)	数値(Gear)
最小曲率(mm)	---	---
曲率修整範囲(mm)	---	---

項　目	記号	単位	数値(Pinion)	数値(Gear)
歯幅中央位置	bm	mm	0.0000	0.0000
トルク	T	Nm	1600.0000	3452.6316
正面法線方向力	F	N	44419.2	
ヤング率	E	MPa	205800.0	205800.0
ポアソン比	ν	---	0.3000	0.3000
歯元部分割数	Nh1	---	20	20
インボリュート部分	Nh2	---	40	40
歯先、端部分割数	Nh3	---	10	10
歯幅方向分割数	Nb	---	40	40

Pinion	0.0	0.0	6.0	0.0	0.0
Gear	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

図 22.12　歯面要素設定(左歯面)

22.8　歯形歯すじ入力

定型の歯形修整および歯すじ修整は各々3 種類（Type1～3）あります．本例で与えるピニオンの歯形修整を図 22.13 に，歯すじ修整を図 22.14 に示します．ただし，ギヤは無修整とします．

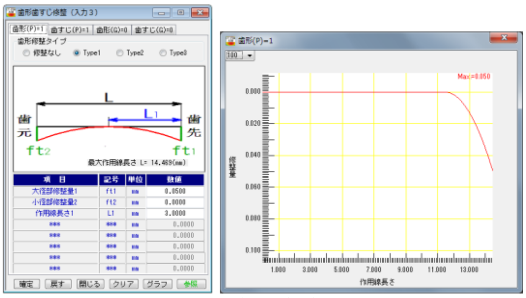


図 22.13　歯形修整とグラフ

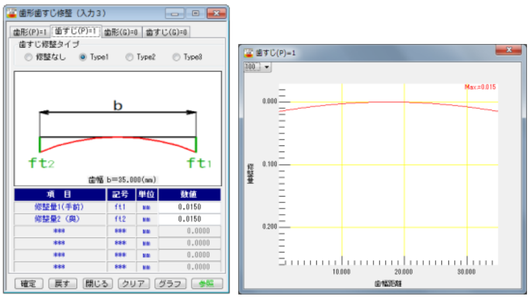
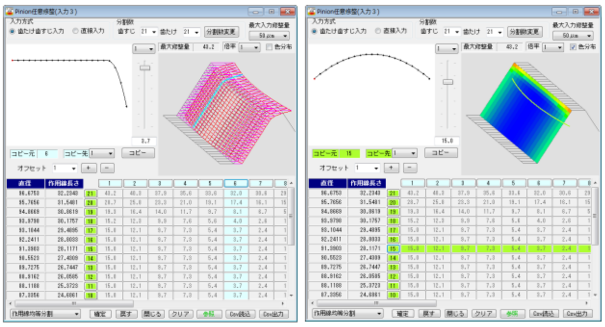


図 22.14　歯すじ修整とグラフ

22. 9　3D 任意歯面修整

3D 歯面修整は図 22.15 のように直接入力することもできますし，図 22.13 および図 22.14 で設定した修整を引き継ぐこともできます．図 22.15 は，図 22.13 と図 22.14 で設定した修整を 3D 表示したものです（ギヤは無修整のため省略）．また，この歯形を CSV ファイルで出力することも，歯車検査結果データ（CSV ファイル）を読み込むこともできます．

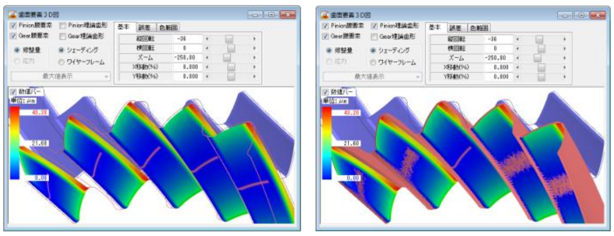


(a)歯形修整表示　　(b)歯すじ修整表示+色分布

図 22.15　歯面修整（ピニオン）

22. 10　歯面要素 3D 図

図 22.15 で設定した歯形を 3D 図で確認することができます．補助フォームでは歯車を回転，ズームさせることができ，中心距離誤差や組み立て誤差角度を設定し，歯当たりを確認することができます．図 22.16(a)は歯面修整を持つ歯形を表示したもので，(b)は，それに理論歯形（ピニオン赤色とギヤ青色）を重ねた合わせた図です．また，図 22.17 に歯面要素メッシュモデルを示します．



(a)歯面修整　　(b) 歯面修整+理論歯形

図 22.16　歯面要素

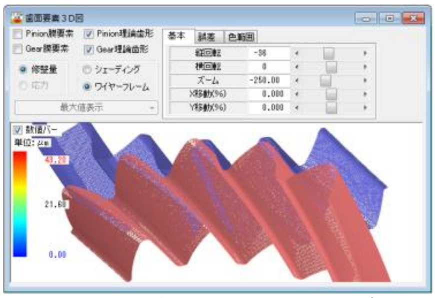


図 22.17　歯面要素メッシュモデル

22. 11　歯面解析

歯車諸元やトルクそして歯面修整を与えたときの歯面応力を解析します．解析角度は，1 ピッチ角度と最大接触角度の 2 種類あります．ここでは例題として図 22.18 のように最大接触角（θ_{max}=64.68°）を 60 分割し，食い違い角誤差を ϕ_1=0.01°，平行度誤差を ϕ_1=-0.001°として計算します．この軸角誤差は，負荷により軸受や歯車箱が歪んだときの誤差角であり，この原因により歯当たりが変化し応力分布に変化を生じさせます．

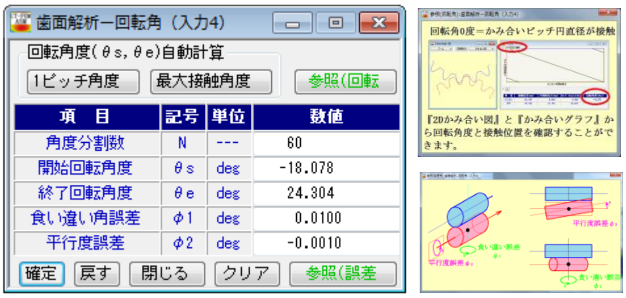
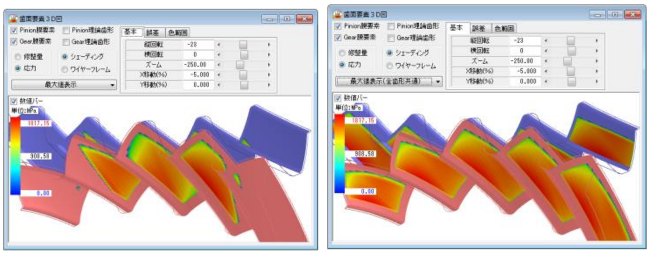


図 22.18　歯面解析設定画面と参照図

22. 12　歯面応力解析結果

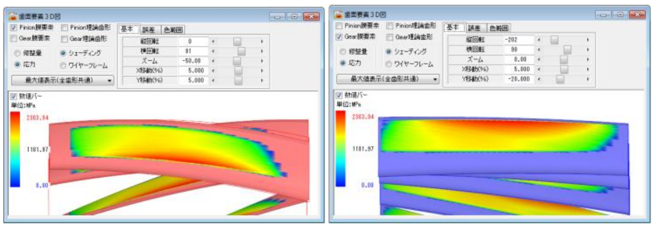
歯面応力解析結果を図 22.19 に示します．解析の結果，図 22.19(a)はピッチ誤差を与えているため同じ歯面応力分布となっていないことが解ります．同じく(b)は，最大応力を全歯に示したものです．



(a)ピッチ誤差考慮　　(b)全歯共通

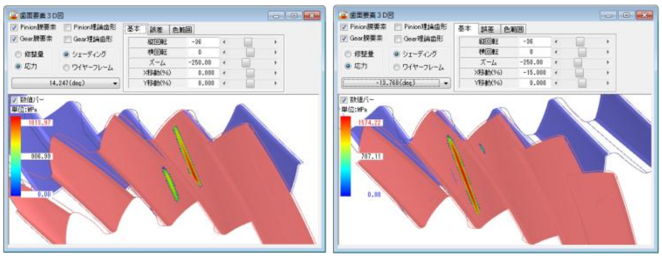
図 22.19　歯面応力（σ_{Hmax}=1817MPa）

歯面全体応力分布を図 22.20 に示します．図 22.21 は，歯面応力の最大と最小を示したものであり，最大歯面応力はピニオン回転角 θ_p=14.247° 時であることが解ります．



(a)ピニオン　　(b)ギヤ

図 22.20　歯面応力（σ_{Hmax}=2364MPa）

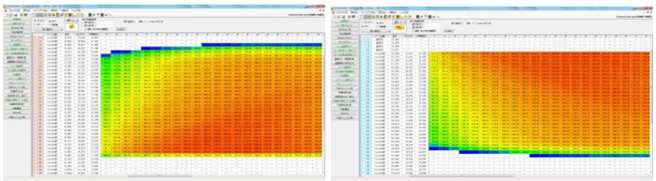


(a)σ_{Hmax}=1814MPa(θ_p=14.25°)　(b) σ_{Hmin}=1574MPa(θ_p=-13.77°)

図 22.21　歯面応力の最大と最小

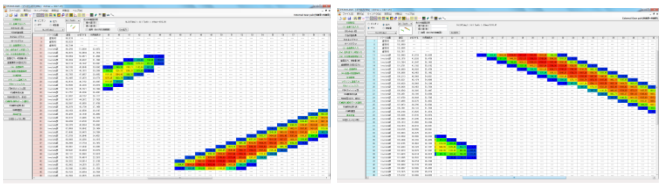
歯面全体の応力分布（セル表示）を図 22.22 に示します．例題の場合，歯幅方向に 98 個（歯幅面取り部含む），歯たけ方向に 70 個（歯先面取り含む）の領域の応力を表示しますので歯面位置における応力値が解ります．また，ここに表示している応力値は CSV ファイルで出力することができます．

各々の回転角時の応力は，図 22.23 のようにピニオン回転角に応じた応力分布を連続して表示することができますので応力変化と接触位置を把握することができます．



(a)ピニオン　(b)ギヤ

図 22.22　歯面応力（σ_{Hmax}=1817MPa）



(a)ピニオン　(b)ギヤ

図 22.23　θ_p=14.25°の応力（σ_{Hmax}=2364MPa）

22. 13　フラッシュ温度，摩擦係数，油膜厚さ　他

フラッシュ温度を計算するときの設定画面を図 22.24 に示します．ここでは，回転速度，歯面粗さの他に材料（熱伝導率）を選択します（図 22.25）．潤滑油の種類は鉱物油，合成油を選択することができますが，規格外の場合は，任意に動粘度や油の平均温度などを設定することができます．フラッシュ温度，摩擦係数，油膜厚さの計算結果を図 22.26～22.33 に示します．また，スカッフィング発生確率，摩耗の発生確率を図 22.34 に示します．

動力、潤滑油設定(フラッシュ温度用)

項　目	記号	単位	Pinion	Gear
最大歯面応力	σHmax	MPa	1658.958	
トルク	T	Nm	1600.0	3452.6
動力	P	kW	201.062	
回転速度	n	1/min	1200.000	556.098
周速	v	m/s	5.492	
歯面粗さ(最大高さ)	Rz	μm	2.500	2.500
歯面粗さ(平均)	Ra	μm	0.400	0.400
材料名	---	---		
比重	ρ	g/cm^3	7.870	7.870
比熱	CM	J/(kg℃)	461.000	461.000
熱伝導率	λ	W/mK	60.000	60.000
歯車温度	GTc	℃	70.000	
項　目（油）	記号	単位	数値	
油温度	OTc	℃	70.000	
油の種類	---	---	鉱物油(その他)	
ISOグレード	---	---	ISO VG 150	
動粘度(40℃)	---	---	150	
油の平均温度	MTc	℃	227.000	
油の標準偏差温度	SD	℃	37.000	
絶対粘度	μ0	cP	27.779	
粘度圧	α	1/MPa	0.01940	

図 22.24　フラッシュ温度設定画面

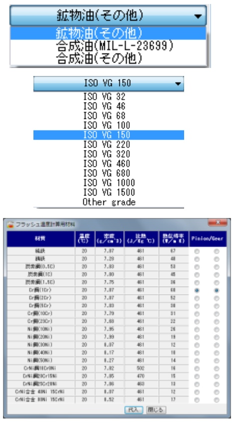
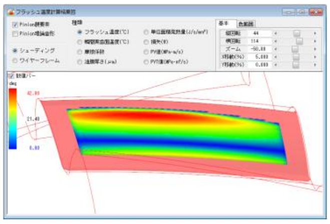
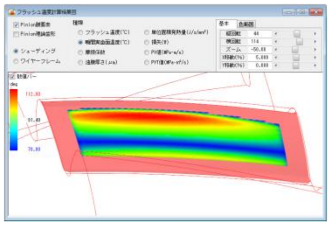


図 22.25　材料と潤滑油



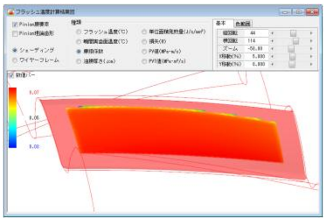
T_{fl}=42.8(℃)

図 22.26　フラッシュ温度



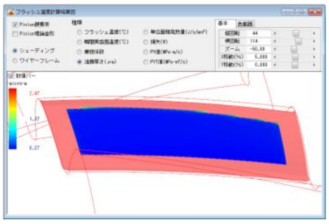
T_{flB}=112.8(℃)

図 22.27　瞬間実歯面温度



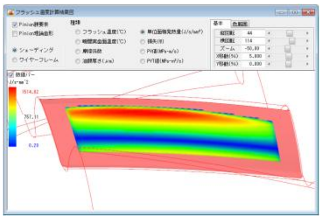
μ_{max}=0.070

図 22.28　摩擦係数



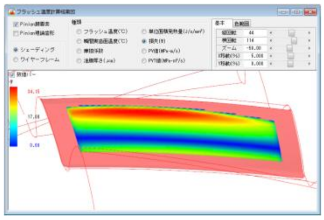
λ_{min}=0.270(mm)

図 22.29　油膜厚さ



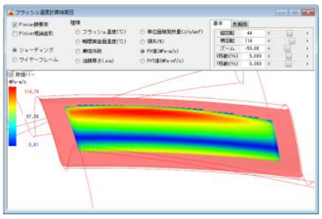
J_{max}=1514(J/s/mm^2)

図 22.30　発熱量



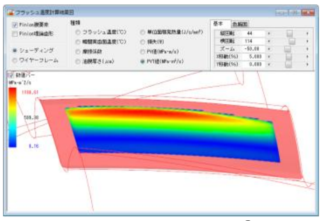
W_{max}=34.2(W)

図 22.31　損失動力



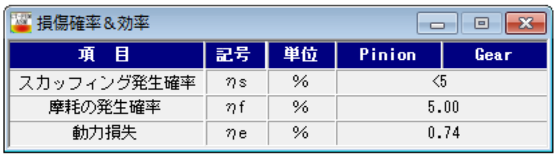
PV_{max}=114.7(MPa-m/s)

図 22.32　PV 値



PVT_{max}=1199(MPa-m^2/s)

図 22.33　PVT 値



損傷確率&効率

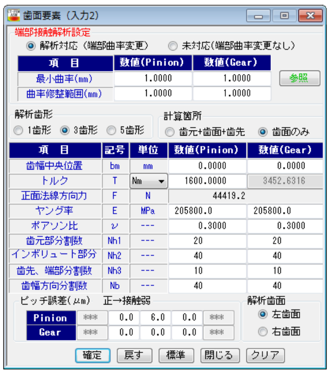
項　目	記号	単位	Pinion	Gear
スカッフィング発生確率	ηs	%	<5	
摩耗の発生確率	ηf	%	5.00	
動力損失	ηe	%	0.74	

図 22.34　損傷確率

22. 14　端部解析（オプション）

22.11～22.13 項ではインボリュート歯面について解析しましたが，ここでは歯先や側面部の端部解析（図 22.35）をした結果を示します．

解析の結果，図 22.36 のようにピニオン歯元とギヤ歯先に σ_{Hmax}= 4204MPa もの大きな応力が発生します．フラッシュ温度はインボリュート歯面の解析では図 22.26 のように歯先部で 42.8℃だったものが端部解析では図 22.37 のようにピニオン歯元で 172℃に大きく上昇していることが解ります．



歯面要素（入力2）

端部接触解析設定

◉ 解析対応（端部曲率変更）　○ 未対応(端部曲率変更なし)

項　目	数値(Pinion)	数値(Gear)
最小曲率(mm)	1.0000	1.0000
曲率修整範囲(mm)	1.0000	1.0000

解析歯形　○ 1歯形　◉ 3歯形　○ 5歯形

計算箇所　○ 歯元+歯面+歯先　◉ 歯面のみ

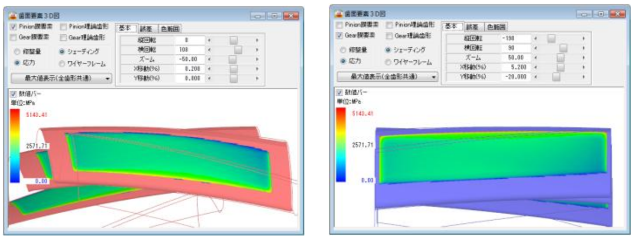
項　目	記号	単位	数値(Pinion)	数値(Gear)
歯幅中央位置	bm	mm	0.0000	0.0000
トルク	T	Nm	1600.0000	3452.6316
正面法線方向力	F	N	44419.2	
ヤング率	E	MPa	205800.0	205800.0
ポアソン比	ν	---	0.3000	0.3000
歯元部分割数	Nh1	---	20	20
インボリュート部分	Nh2	---	40	40
歯先、端部分割数	Nh3	---	10	10
歯幅方向分割数	Nb	---	40	40

ピッチ誤差(μm)　正→接触弱

Pinion	***	0.0	6.0	0.0	***
Gear	***	0.0	0.0	0.0	***

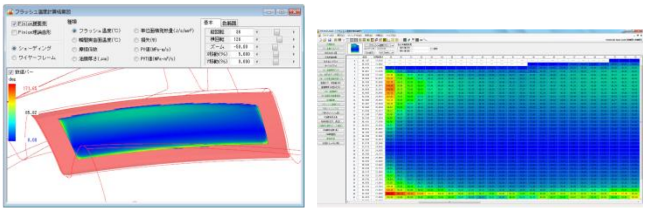
解析歯面　◉ 左歯面　○ 右歯面

図 22.35　歯面設定(端部解析)



(a)ピニオン　　　　　　　　(b)ギヤ

図 22.36　歯面応力（端部解析，σ_{Hmax}=5143MPa）



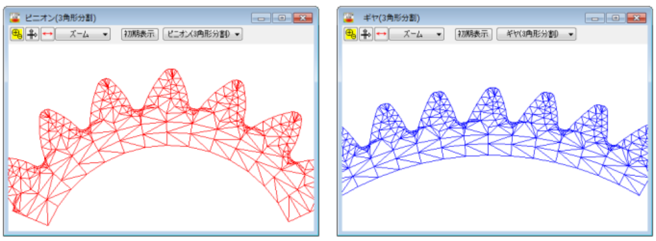
(a)歯形上表示　　　　　　　(b)セル表示

図 22.37　フラッシュ温度，T_{fl}=172(℃)

22. 15　FEM 解析

FEM 解析するため図 22.38 でメッシュモデルを作成します．ここでは標準モデルでメッシュを作成しますが，設定の方法は歯形を精度で決める方法と歯形を分割数で決める方法の 2 通りがあります．メッシュ分割した歯形は，図 22.39 のように 2D メッシュモデルや図 22.40 の 3D メッシュモデルで確認することができます．また，3D-FEM メッシュ要素は座標と節点を図 22.41 のように表示することができます．

図 22.38　メッシュモデル設定



(a)ピニオン　　　　　　　　(b)ギヤ

図 22.39　2D メッシュモデル

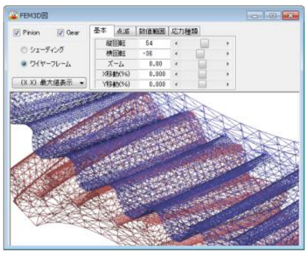


図 22.40　3D メッシュモデル

図 22.41　FEM メッシュ要素

メッシュモデルは図 22.42 のようにリム・ハブモデルとして生成することができますのでプラスチック歯車のような弾性率が小さい歯車には有効です．

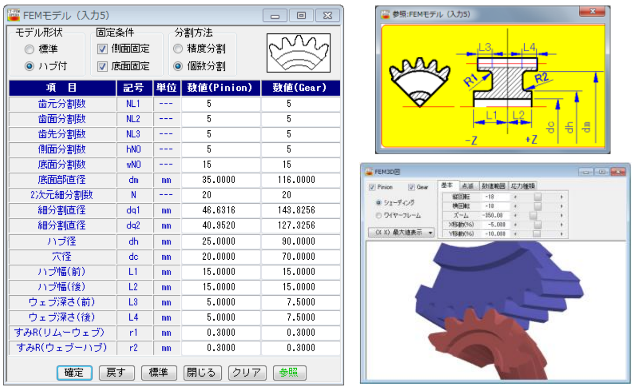


図 22.42　リム・ハブモデル

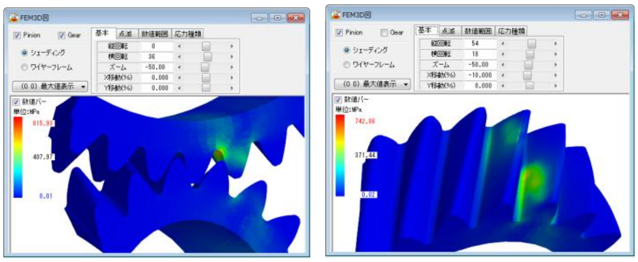
次に，図 22.38 で設定したメッシュモデルで FEM 解析をする例を以下に説明します．

図 22.18 の歯面解析設定で設定した角度（-28.578°～36.102°）を 60 分割していますので歯面応力が最も大きい θ_P=14.247°(図 22.21) の角度を選択し FEM 解析します．かみ合い角度内での曲げ応力の変化を知りたい場合は図 22.43 の□を全てチェックすれば 60 組の曲げ応力を計算することができます（解析数が多いため必要なかみ合い角度のみ選択し計算することが有効）．

解析する項目は，図 22.45 に示す応力，変位そしてひずみの 3 種類です．FEM 解析結果を図 22.45～22.48 に示します．

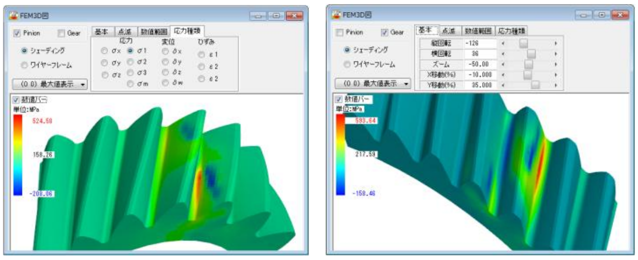
図 22.43　FEM 解析角度の設定

図 22.44　解析の種類



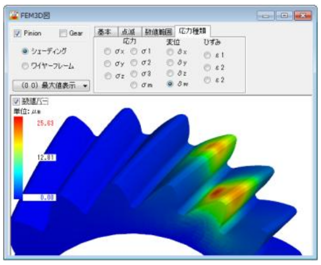
(a) 1 対歯車　　　　(b)ピニオン σ_{mmax}=743MPa

図 22.45　σ_m（ミーゼス応力）

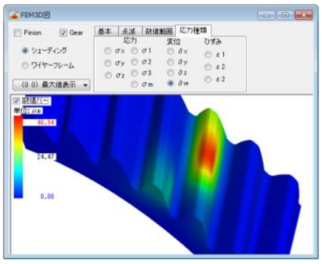


(a)ピニオン σ_{1max}=525MPa　　(b) ギヤ　σ_{1max}=594MPa

図 22.46　最大主応力

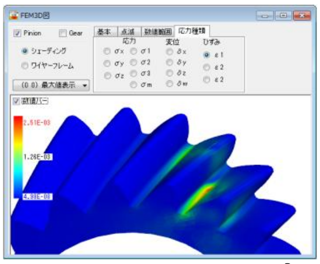


(a)ピニオン δ_{max}=25.6μm

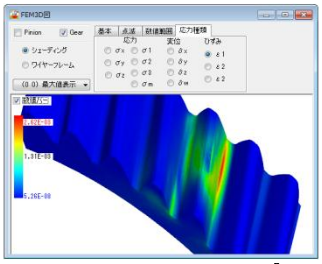


(b)ギヤ　δ_{max}=48.9μm

図 22.47　変位



(a)ピニオン ε_{1max}=2.51×10^{-3}



(b)ギヤ ε_{1max}=2.62×10^{-3}

図 22.48　ひずみ

図 22.49 の解析結果一覧表でピニオンの最大主応力の最大値 σ_{1max}= 525MPa の要素番号は 31695 ということが解りますので，この番号を図 22.50 の「点滅」に入力すると応力分布図（○印中で▲が点滅します）で確認することができます．

FEM 解析結果後，図 22.51 のように歯幅方向の任意の位置での応力を表示することができます．図 22.51 は歯幅中央位置(zd=-3mm)における応力を示しています．

図 22.49　解析結果一覧

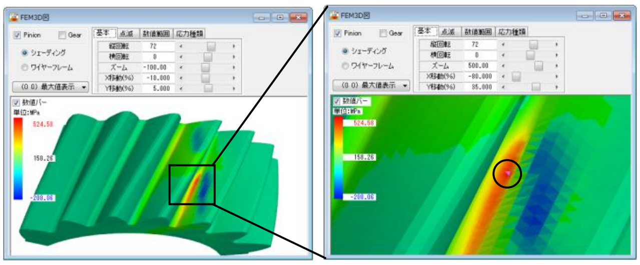
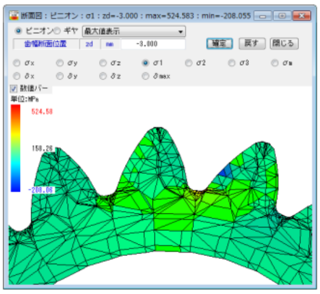
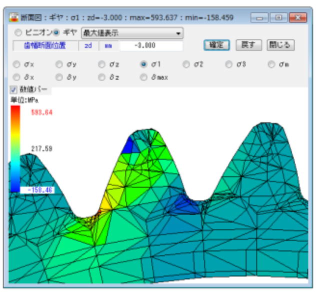


図 22.50　ピニオン σ_{1max} の位置



(a) ピニオン



(b) ギヤ

図 22.51　FEM 断面図

22. 16　寿命時間

歯面応力解析および FEM 解析後に寿命時間を計算します．ここでは材料の歯面強さに対する許容応力値 σ_{Hlim}=2000MPa とした寿命時間を図 22.52 に示します．

図 22.52　寿命時間

22. 17　回転伝達誤差（オプション）

図 22.18 の歯面解析設定画面で与えた回転角度内での回転伝達誤差を図 22.53 に，フーリエ解析結果を図 22.54 に示します．

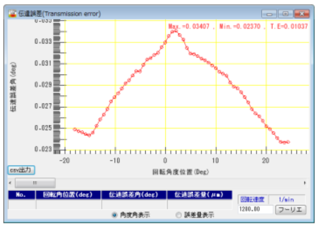


図 22.53　回転伝達誤差

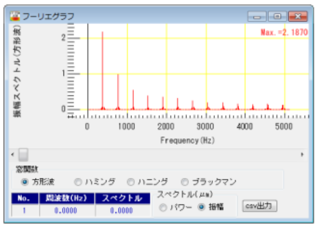


図 22.54　フーリエ解析

22. 18　内歯車の解析（オプション）

「外歯車×内歯車」の解析結果を図 22.55～22.66 に示します．ピニオンの歯面修整（図 22.14）もトルクも「外歯車×外歯車」の例（図 22.12）と同じにしています．

図 22.55　基準ラック

図 22.56　歯車諸元

図 22.57　寸法結果 1

項　目	記号	単位	数値(Pinion)	数値(Gear)
正面かみ合い圧力角	αwt	deg	32.0248(L) / 16.8193(R)	
かみ合いねじれ角	βw	deg	27.6948	
かみ合いピッチ円直径	dw	mm	84.9722	245.9722
歯数比	zh	---	2.8947	0.3455
有効歯幅	bw	mm	30.0000	
クリアランス	ck	mm	1.4451	1.4451
正面かみ合い率	εα	---	0.9269(L) / 1.2154(R)	
重なりかみ合い率	εβ	---	1.1208(L) / 1.1208(R)	
全かみ合い率	εγ	---	2.0477(L) / 2.3362(R)	
すべり率	σ1	---	-0.0413(L) / -0.1682(R)	0.0396(L) / 0.1439(R)
すべり率	σ2	---	0.1971(L) / 0.3466(R)	-0.2454(L) / -0.5304(R)
正面法線バックラッシ	Jt	mm	0.3467(L) / 0.3915(R)	
バックラッシ角度	Jθ	deg	0.5515	0.1905
最大接触直径	dja	mm	96.6753(L) / 96.6753(R)	256.7923(L) / 255.3544(R)
最小接触直径	djf	mm	83.5856(L) / 83.6565(R)	244.5654(L) / 244.5654(R)
インボリュート干渉	---	---	発生しません。Left/発生しません。right	
トリミング	---	---	発生しません。Left/発生しません。right	
トロコイド干渉	---	---	発生しません。Left/発生しません。right	
フィレット(歯元部)干渉	---	---	発生しません。Left/発生しません。right	

図 22.58　寸法結果 2

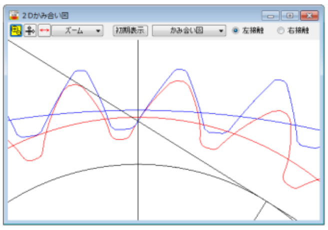


図 22.59　正面かみ合い図

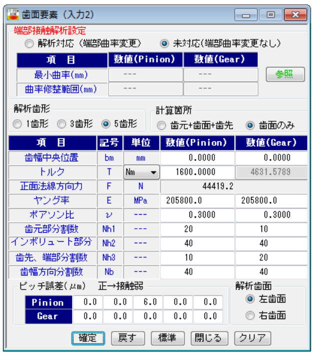


図 22.60　歯面要素設定

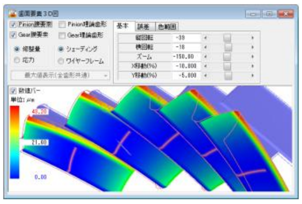


図 22.61　歯面要素（修整）

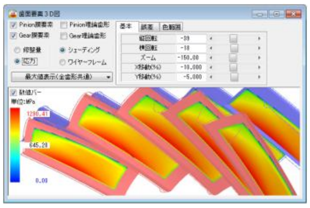
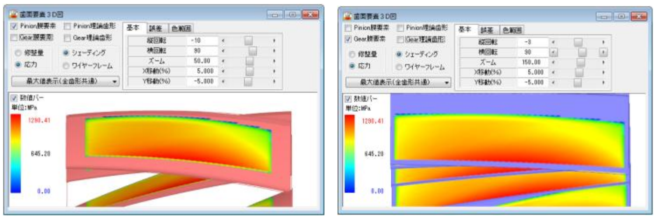
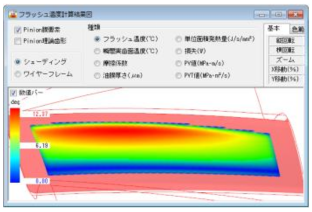


図 22.62　σ_{Hmax}=1290MPa



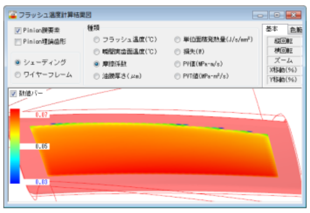
(a)ピニオン　　(b)ギヤ

図 22.63　歯面応力（σ_{Hmax}=1290MPa）



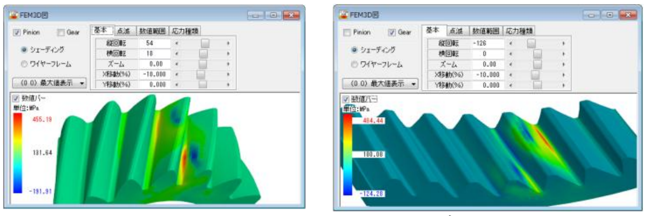
T_{fl}=12.4(℃)

図 22.64　フラッシュ温度



μ_{max}=0.070

図 22.65　摩擦係数



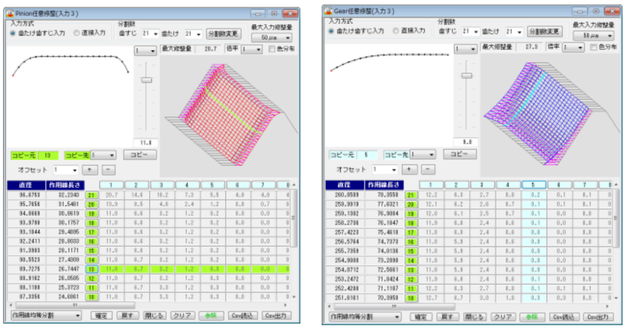
(a) ピニオン σ_1=455MPa　　(b) ギヤ σ_1=484MPa

図 22.66　最大主応力

22.19　最適歯面修整量解析（オプション）

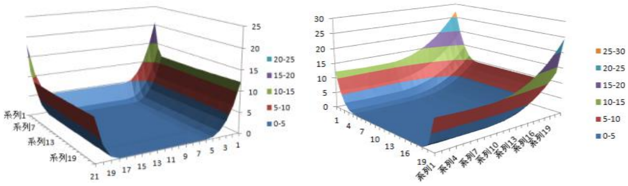
図 22.14 のように歯面修整を一様に決めるのではなくトルク，ピッチ誤差そして軸角誤差を考慮したとき歯面応力が最小となる修整量を決めることができる機能です．設計条件下での負荷容量を大きくすることができます．

例として，図 22.3 歯車で図 22.11 のトルクとピッチ誤差，図 22.18 の軸角誤差の条件で計算 (4b)歯面+修整量解析 した最適歯面修整を図 22.67 および図 22.68 に示します．



(a)ピニオン　　(b)ギヤ

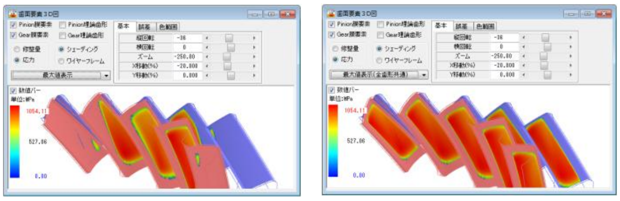
図 22.67　最適歯面修整



(a)ピニオン　　(b)ギヤ

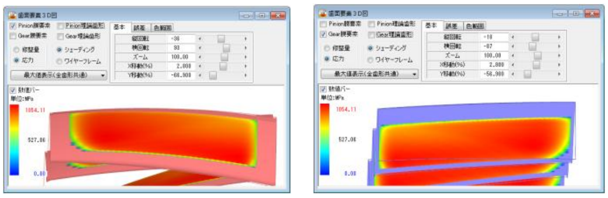
図 22.68　最適歯面修整（Excel 表示例）

次に，図 22.67 の歯形で解析した歯面応力の図 22.69 および図 22.70 は，図 22.20 の σ_{Hmax}=2364MPa に比べ 28%低下し，図 22.71 のフラッシュ温度も図 22.26 に比べ 3.6℃低下しています．



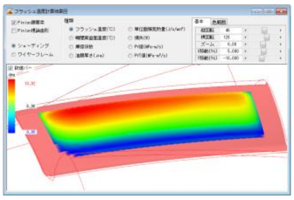
(a)ピッチ誤差考慮　　(b)全歯共通

図 22.69　歯面応力（σ_{Hmax}=1054MPa）



(a)ピニオン　　(b)ギヤ

図 22.70　歯面応力（σ_{Hmax}=1054MPa）



T_{fl}=13.9(℃)

図 22.71　フラッシュ温度

[23] Hob Chip (切粉形状シミュレーション)

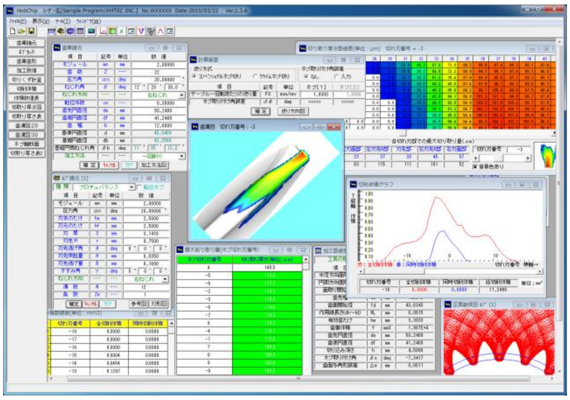


図 23.1　Hob Chip

23. 1 概要

Hob Chip は，ホブ切削時における切粉の切取り形状や切取り厚さの計算や，ホブ切れ刃位置における切取り量をシミュレーションすることができるソフトウェアです．図 23.1 に全体画面を示します．

23. 2 歯車諸元入力

歯車諸元を，図 23.2 に示します．加工方法は，図 23.3 に示すように「両歯面仕上げ」,「片歯面仕上げ」,「1 回削り」の 3 通りがありますが，本例では 1 回削りとして計算を進めます．加工歯厚は,「またぎ歯厚」,「オーバーピン寸法」,「円弧歯厚」の内から選択します．本例では，図 23.4 のように，またぎ歯厚を 21.734mm として計算を進めます．

図 23.2　歯車諸元入力

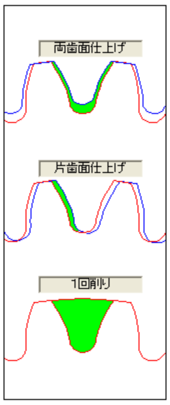


図 23.3　加工方法

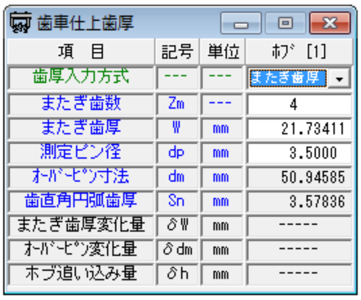


図 23.4　歯厚入力

23. 3 ホブ諸元入力

ホブの種類は,「標準」,「セミトッピング」,「プロチュバランス」,「プロチュバランスセミトッピング」と「転位ホブ」に対応しています．本例では「プロチュバランスホブ」を使用します．図 23.5 で設定するホブの各部寸法は，図 23.6 の[参考図](刃先部詳細)で，また，入力後の刃形形状は図 23.7 で確認することができます．

図 23.5　ホブ諸元入力

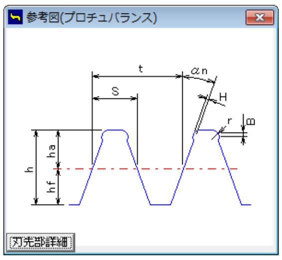


図 23.6　ホブ形状

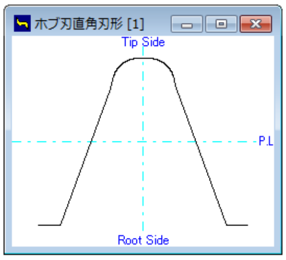


図 23.7　ホブ刃形図

23. 4 歯形図

ホブ加工後の歯形を図 23.8 の歯形選択画面で歯形創成図(図 23.9)，歯形軌跡図(図 23.10)，歯形レンダリング(図 23.11)の作図ができます．これらの歯形は，図 23.5 で設定したホブを使用して作図したものであり図 23.10 の歯形軌跡図からも明らかなようにホブのコブ形状を考慮した歯形図となっています．

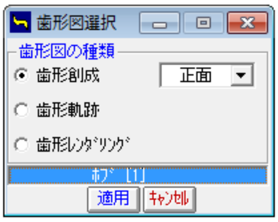


図 23.8　歯形図選択

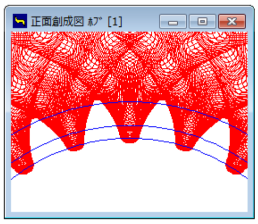


図 23.9　歯形創成図

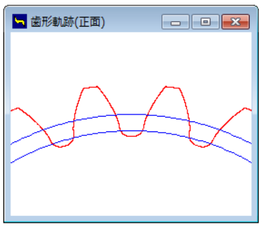
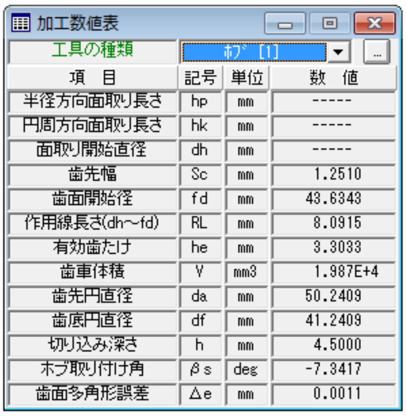


図 23.10　歯形軌跡図

図 23.11　歯形ﾚﾝﾀﾞﾘﾝｸﾞ

ホブ加工後の歯車寸法を図 23.12 に示します．本例の場合，面取りホブでないため面取りは発生していません．また，インボリュート開始径（歯面開始径）43.6343mm は，図 23.13 の歯形軌跡拡大図で確認することができます．



加工数値表			
工具の種類	ホブ [1]		
項　目	記号	単位	数　値
半径方向面取り長さ	hp	mm	-----
円周方向面取り長さ	hk	mm	-----
面取り開始直径	dh	mm	-----
歯先幅	Sc	mm	1.2510
歯面開始径	fd	mm	43.6343
作用線長さ(dh〜fd)	RL	mm	8.0915
有効歯たけ	he	mm	3.3033
歯車体積	V	mm3	1.987E+4
歯先円直径	da	mm	50.2409
歯底円直径	df	mm	41.2409
切り込み深さ	h	mm	4.5000
ホブ取り付け角	βs	deg	-7.3417
歯面多角形誤差	Δe	mm	0.0011

図 23.12　ホブ加工数値表

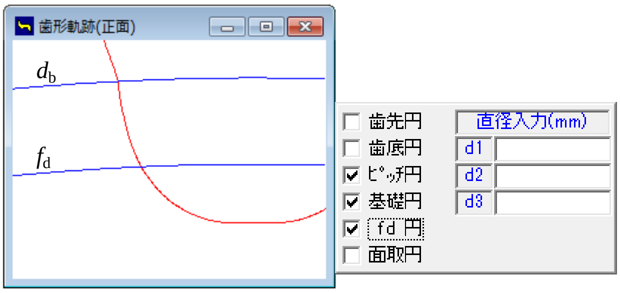


図 23.13　歯形軌跡拡大図

23. 5 ホブ加工

23.5.1 ホブ加工条件

ホブ加工の送り方向と送り量を図 23.14 で設定します．本例ではコンベンショナルカットとし，送り量は 1mm/rev としています．ここでホブの取り付け角度を変更（オプション）し，切り屑の形状の変化を計算することもできます．（23.6 参照）

図 23.14　加工条件

23.5.2 切削体積

ホブ加工後の全切削体積と同時切削体積のグラフを図 23.15 に示します．このグラフは，横軸を切れ刃番号，縦軸を切削体積 (mm^3)にしたグラフです．同時切削体積とはホブの左右の角部が同時に切削(ワークと接触)するときの切削体積です．ここでの切削体積は，ある 1 つの切れ刃がホブ 1 回転当たりに 1 溝を削る体積です．

切れ刃番号は,ホブの創成中心刃を 0 として負側の番号は先行刃(創成中心刃より前に存在する切れ刃)を意味し，正側の番号は後続刃(創成中心刃より後に続く切れ刃)を意味します．本例の場合，切れ刃番号は-18 から+17 までを検討切れ刃としています．

図 23.15 のグラフより，本例の場合には切れ刃番号-2 の刃が全切削体積も同時切削体積も最大となります．図 23.16 に切削体積表を示します．

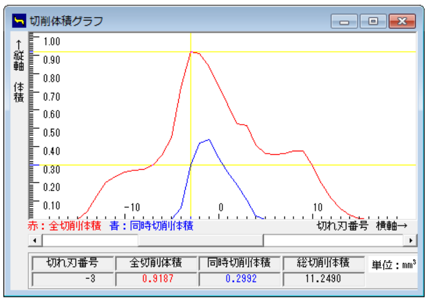


図 23.15　切削体積グラフ

番号	切れ刃番号	全切削体積	同時切削体積
18	-1	0.8382	0.4359
17	-2	0.9116	0.4202
19	0	0.7332	0.3392
16	-3	0.9187	0.2992
20	1	0.6296	0.2624
21	2	0.5231	0.1902

図 23.16　切削体積表

23.5.3 切取り厚さ

図 23.15 の切削体積で最大となる切れ刃番号である-2 に着目すると，切取り形状と切取り厚さは図 23.17 となり，最大切取り厚さは 114.3μm となります．しかし，切取り厚さが最大となるのは図 23.18 に示すように切れ刃番号が-5 であり，その厚さは 121.3μm です．

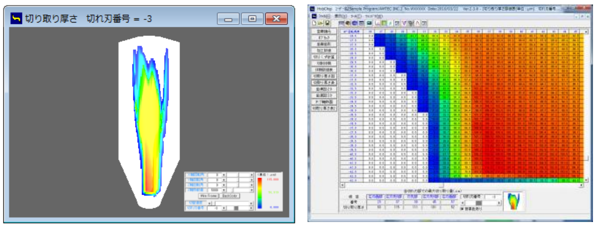


図 23.17　切取り厚さ形状と数値(切れ刃番号-3)

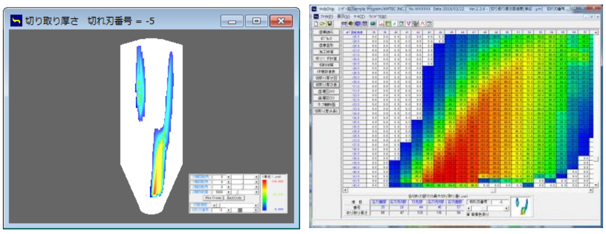


図 23.18　切取り厚さ形状と数値(切れ刃番号-5)

23.5.4 歯溝図

図 23.19〜23.26 に，歯溝を基準として切れ刃が削り取る形状を切れ刃番号-15 から+13 までを示します．切れ刃番号と切り粉(uncut chip)形状の変化が良く解ります．

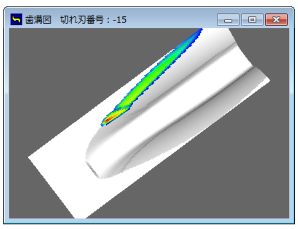


図 23.19　歯溝図(切れ刃-15)

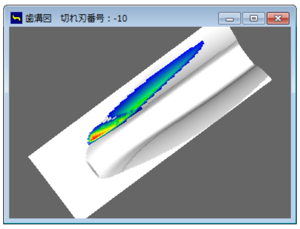


図 23.20　歯溝図(切れ刃-10)

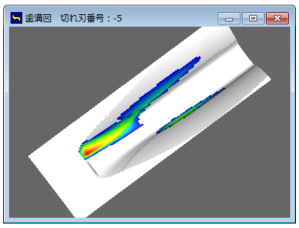


図 23.21　歯溝図(切れ刃-5)

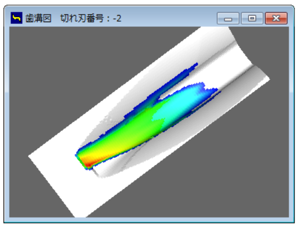


図 23.22　歯溝図(切れ刃-2)

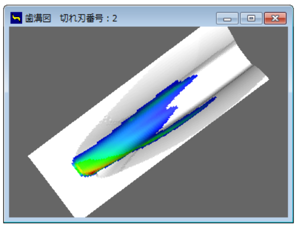


図 23.23　歯溝図(切れ刃+2)

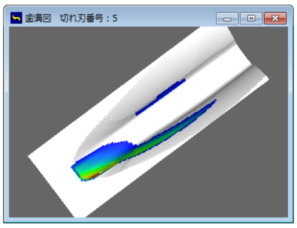


図 23.24　歯溝図(切れ刃+5)

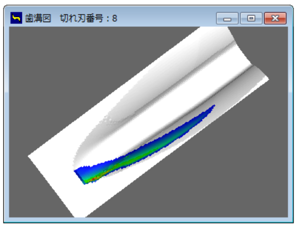


図 23.25　歯溝図(切れ刃+8)

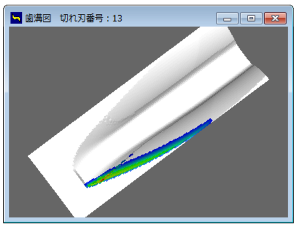
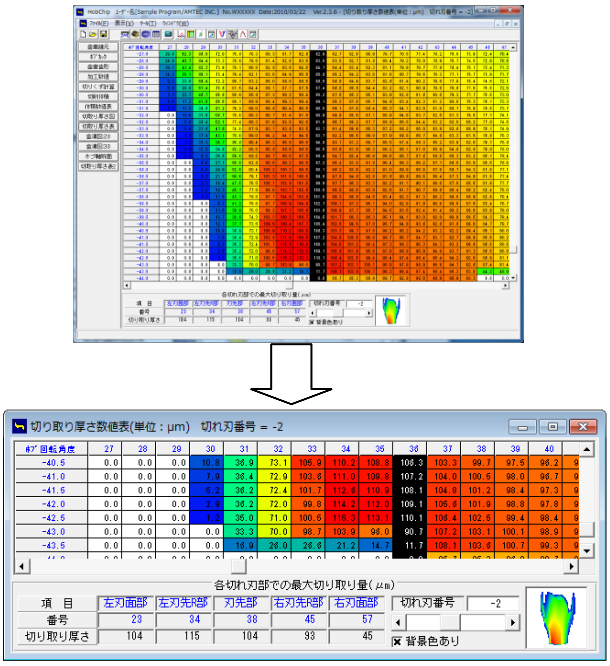


図 23.26　歯溝図(切れ刃+13)

23.5.5 ホブ刃形と切り粉の関係

切削体積が最大となる切れ刃番号-2 において切取り厚さの大きい切れ刃位置を図 23.27 で確認すると，表の最上段列に示すホブ座標番号の 35 番目となります．このホブ座標番号の 35 番目は，図 23.28 のホブ刃先の赤丸の点で示されます．また，切取り厚さが最大となる切れ刃番号が-5 では，ホブ座標番号の 43 番目となります．従って，本例では，切取り体積と切削厚さから推測すると，この位置(図 23.28，図 23.29)でホブの摩耗が大きくなることを予測することができます．



ﾎﾌﾞ回転角度	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
-40.5	0.0	0.0	0.0	10.8	36.9	73.1	105.9	110.2	108.8	106.3	103.3	99.7	97.5	96.2
-41.0	0.0	0.0	0.0	7.9	36.4	72.9	103.6	111.0	109.8	107.2	104.0	100.5	98.0	96.7
-41.5	0.0	0.0	0.0	5.2	36.2	72.4	101.7	112.6	110.9	108.1	104.8	101.2	98.4	97.3
-42.0	0.0	0.0	0.0	2.9	36.2	72.0	99.8	114.2	112.0	109.1	105.6	101.9	98.8	97.8
-42.5	0.0	0.0	0.0	1.2	35.0	71.0	100.5	115.3	113.1	110.1	106.4	102.5	99.4	98.4
-43.0	0.0	0.0	0.0	0.0	33.3	70.0	98.7	103.9	96.0	90.7	107.2	103.1	100.1	98.9
-43.5	0.0	0.0	0.0	0.0	16.9	26.0	26.6	21.2	14.7	11.7	108.1	103.6	100.7	99.3

項　目	左刃面部	左刃先R部	刃先部	右刃先R部	右刃面部
番号	23	34	38	45	57
切り取り厚さ	104	115	104	93	45

切れ刃番号　-2

図 23.27　切取り厚さ形状と数値(切れ刃番号-2)

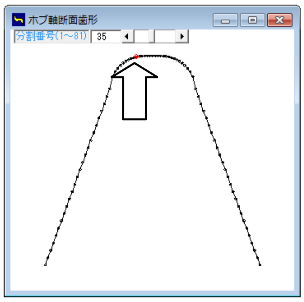


図 23.28　切れ刃-2

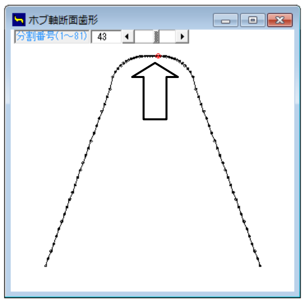


図 23.29　切れ刃-5

23.6 ホブ取り付け角度誤差（オプション）

ホブに取り付け角度誤差を与えて切りくず計算をすることができます．誤差角度の入力範囲は±2 度ですが，大きい誤差角度になると計算できないことがありますので適度な誤差角度を入力する必要があります．

ホブの取り付け角度を変更することにより切り屑の形状が変化するためドライカットの切削に有効です．

ホブの取り付け角度を変更しても，はすば歯車のリードが変化することはありません．ただし，加工後の歯形は圧力角が変化します．また，転位ホブ歯切りとは異なるため入力した歯車寸法とはなりません．図 23.30 にホブ取り付け角度誤差の設定画面を示します．

図 23.30　ホブ取り付け角度誤差の設定

23.7 ソフトウェアについて

Hob Chip は，元九州大学工学研究院知能機械システム部門の梅崎先生が開発した「ホブ切りにおける切取り厚さ数値解析プログラム」を計算プログラムとして使用しています．

[24]involute Σ (spur and helical 少歯数対応)

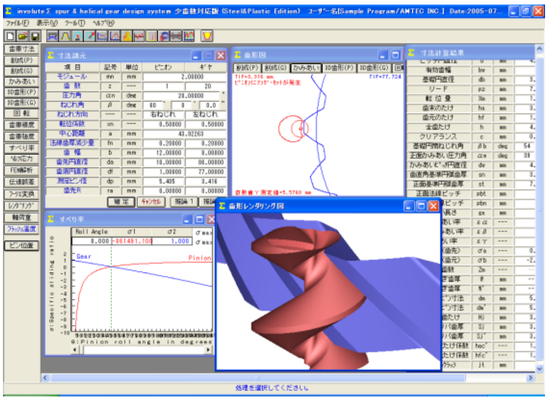


図 24.1　involuteΣ(少歯数歯車)

24. 1 概要

involuteΣ（少歯数歯車）は，歯数を 1 枚，2 枚の少歯数歯車に対応した設計が可能です．図 24.1 に全体画面を示します．

24. 2 歯車寸法諸元

例題数値を図 24.2 としたときの寸法を図 24.3 に示します．

寸法諸元

項 目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
モジュール	mn	mm	2.00000	
歯 数	z	---	1	20
圧力角	αn	deg	20.00000°	
ねじれ角	β	deg	60° 0' 0.0"	
ねじれ方向	---	---	右ねじれ	左ねじれ
転位係数	xn	---	0.50000	0.50000
中心距離	a	mm	43.92263	
法線歯厚減少量	fn	mm	0.20000	0.20000
歯 幅	b	mm	12.00000	9.00000
歯先円直径	da	mm	10.00000	86.00000
歯底円直径	df	mm	1.00000	77.00000
測定ピン径	dp	mm	5.000	4.000
歯先R	ra	mm	0.00000	0.00000

確 定　キャンセル　推論 1　推論 2

図 24.2　寸法諸元

寸法計算結果

正面かみあい圧力角	αw	deg	39° 22' 4"	
かみあいピッチ円直径	dw	mm	4.1831	83.6622
歯直角基準円弧歯厚	sn	mm	3.8695	3.8695
正面基準円弧歯厚	st	mm	7.7391	7.7391
正面法線ピッチ	pbt	mm	10.1596	
歯直角法線ピッチ	pbn	mm	5.9043	
かみあい長さ	ga	mm	4.3657	
正面かみあい率	εα	---	0.4297	
重なりかみあい率	εβ	---	1.2405	
全かみあい率	εγ	---	1.6702	
すべり率（歯先）	σa	---	0.7556	0.7340

図 24.3　寸法結果

24. 3 歯形

歯形図を図 24.4～24.7 に示します．図 24.7 にかみ合い接触線を観察することができます．

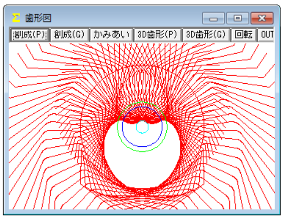


図 24.4　歯形創成

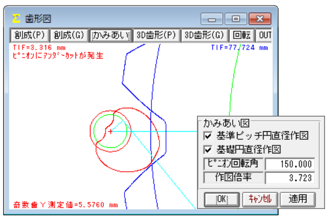


図 24.5　歯形かみ合い

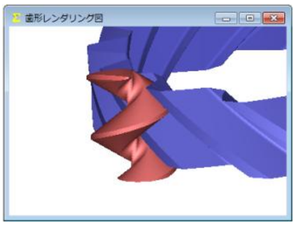


図 24.6 歯形レンダリング 1

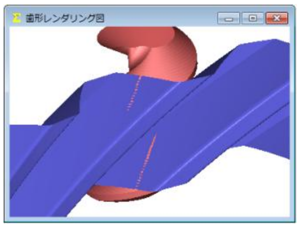


図 24.7 歯形レンダリング 2

24. 4 すべり率とヘルツ応力グラフ

ピニオン歯数を 1 とすれば高減速比を得ることができますが，少歯数の場合，図 24.8 のようにピニオン歯元で非常に大きなすべりが発生します．また，図 24.9 のようにピニオンの歯元で急激なヘルツ応力が発生しますので慎重な設計が必要です．

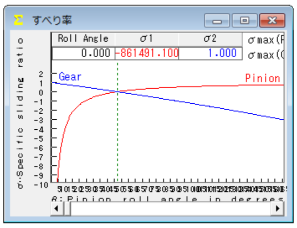


図 24.8　すべり率

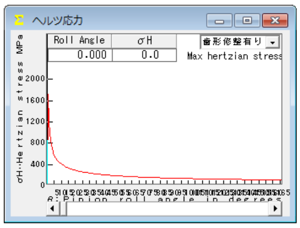


図 24.9　ヘルツ応力

24. 5 ピニオン歯数２のかみ合い

ピニオン歯数を 2 としたときの歯形を図 24.10～24.13 に示します．

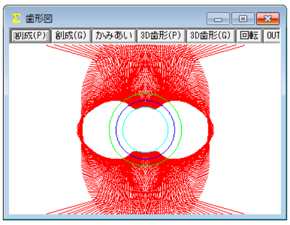


図 24.10　歯形創成

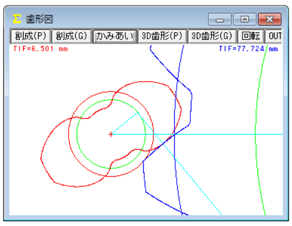


図 24.11　歯形かみ合い

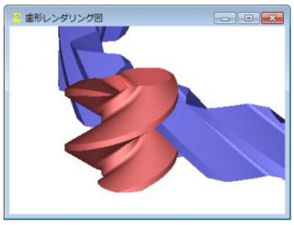


図 24.12　歯形レンダリング

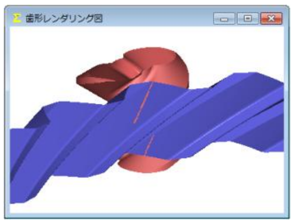


図 24.13　歯形レンダリング

24. 6 内歯車（ピニオン歯数２のかみ合い）

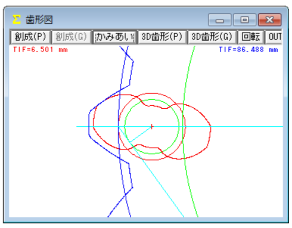


図 24.14　歯形かみ合い

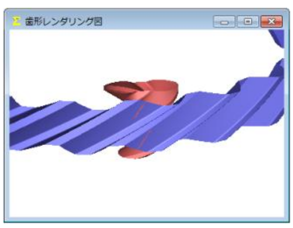


図 24.15　歯形レンダリング

※ 歯形出力（2D-DXF，3D-IGES），強度計算等の説明は省略します．詳細は別途お問い合わせください．

[25] involute Gemma

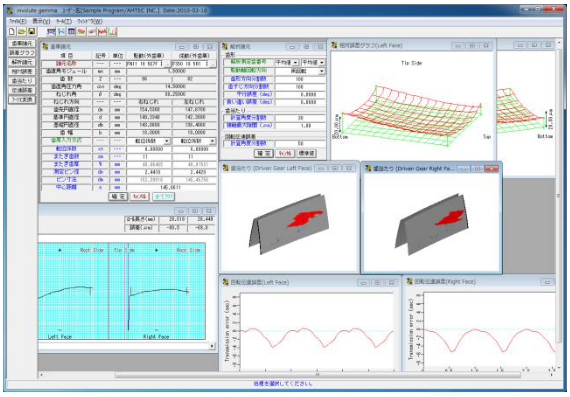


図 25.1　involute Gemma

25. 1 概要

　involute Gemma は，大阪精密機械㈱様の歯車測定機 CLP-35 / 65, GC-1HP)で測定した実データを使用して歯形相対誤差，歯当たり，回転伝達誤差をシミュレートすることができるソフトウェアです. 図 25.1 に involute Gemma の画面を，図 25.2 に CLP-35 の写真を示します.

図 25.2　歯車測定機(CLP-35:大阪精密機械(株)様ご提供)

25. 2 歯車諸元設定

　歯車諸元は，図 25.4 の測定データ検索画面から選択します．検索項目は，日付，歯車の種類(外歯車，内歯車)，モジュール，歯数，圧力角，歯幅などを検索することができます．駆動歯車と従動歯車の両歯車を選択して歯車諸元を確定することができますが，歯厚と中心距離は任意に変更することができます．歯厚は，転位係数，またぎ歯厚，オーバーピン寸法から選択して入力することができます.

　図 25.5 に示すように従動歯車に理論歯車を設定することにより理論歯車とのかみ合いシミュレーションも可能です.

図 25.3　歯車諸元

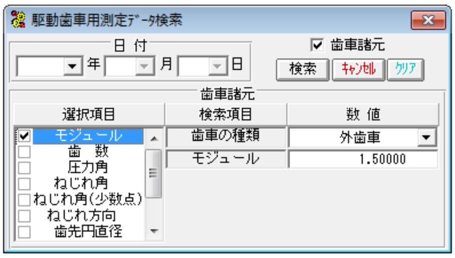


図 25.4　測定データの検索

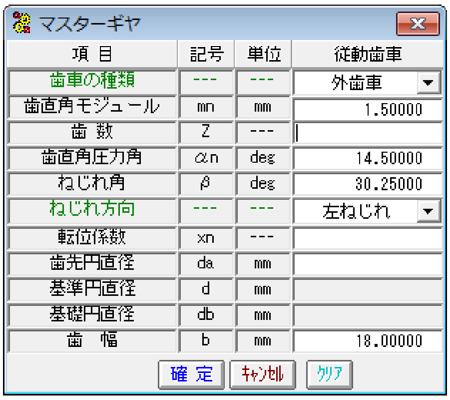


図 25.5　マスタギヤ設定画面

25. 3 誤差グラフ

　図 25.3 の「諸元名称」で読み込んだ歯形測定データ(歯形誤差，歯すじ誤差)をグラフで表示することができます．誤差倍率も任意に拡大することができ，測定番号を各々表示することができます．また，グラフ線上にマウスを置くと作用線長さ，直径，誤差を表示します.

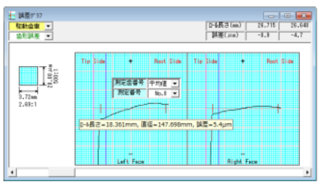


図 25.6　歯形誤差(駆動歯車)

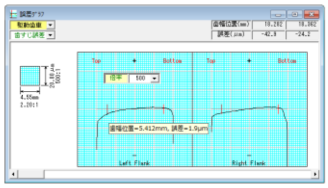


図 25.7　歯すじ誤差(駆動歯車)

25. 4 解析諸元

　シミュレーションをする際に必要な解析諸元を図 25.8 で設定します．例題の場合，解析測定歯番号は平均値を使用し，駆動軸回転方向は，両回転，右回転，左回転の内，両回転を選択します.

また，平行度誤差および食い違い誤差はともに 0 度とし，接触最大隙間を 1 μm として歯当たりシミュレーションをします．

図 25.8　解析諸元

25. 5 相対誤差

図 25.9 および図 25.10 に歯形の相対誤差を表示します．分割数は，Z 方向 X 方向ともに最大 30 分割の表示をすることができ，誤差倍率は任意に設定することができます. 図 25.9 および図 25.10 の分割数は 9×15 とし, 誤差倍率を 500 倍として表示しています．

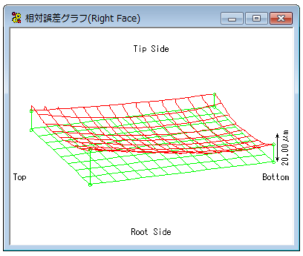


図 25.9　相対誤差(右歯面)

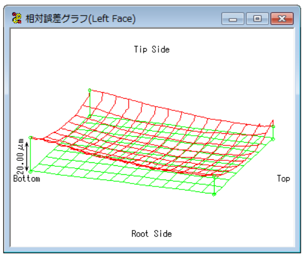


図 25.10　相対誤差(左歯面)

25. 6 歯当たり

図 25.8 の解析諸元で歯当たりシミュレーションした結果，右歯面の歯当たりを図 25.11 に, 左歯面の歯当りを図 25.12 に示します．この歯当たりは, 歯幅の中央部よりやや左側に位置していますが, 歯形誤差および歯すじ誤差グラフより妥当な位置であると判断することができます．また，歯当たり跡の面積は，図 25.8 の接触最大隙間数値を大きくすると広くなります．

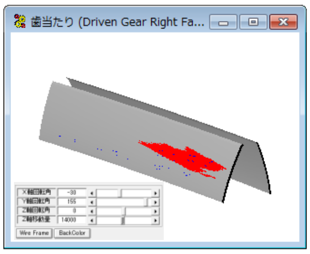


図 25.11　歯当たり(右歯面)

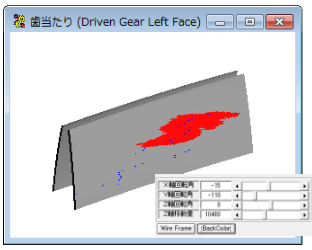
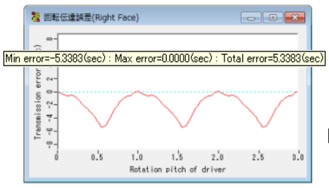


図 25.12　歯当たり(左歯面)

25. 7 回転伝達誤差

図 25.8 の解析諸元で回転伝達誤差を解析した結果，右歯面の回転伝達誤差は図 25.13 となり, 伝達誤差は 5.34(sec)となります．左歯面の回転伝達誤差は図 25.14 となり伝達誤差は 4.59(sec)となります．また，縦軸の単位は(sec)または(μrad)を選択することができます．



(右歯面)

T.error=5.34(sec)

図 25.13　回転伝達誤差

(左歯面)

T.error=4.59(sec)

図 25.14　回転伝達誤差

歯車の全歯測定を行い，回転伝達誤差を解析した例を図 25.15 にそしてフーリエ解析した例を図 25.16 に示します．

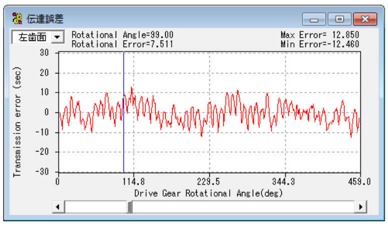


図 25.15　回転伝達誤差（全歯測定の例）

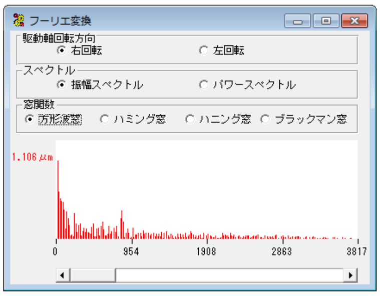
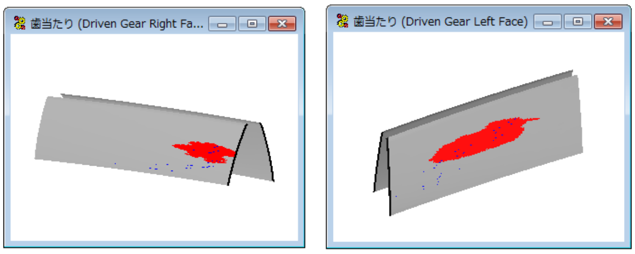


図 25.16　フーリエ解析（全歯測定の例）

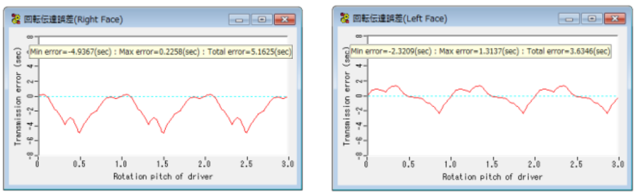
25. 8 食い違い誤差を与えた場合の歯当たりと回転伝達誤差

図 25.8 の解析諸元で解析諸元の食い違い誤差を 0.2 度として解析した結果を図 25.17 および図 25.18 に示します．解析結果より，左歯面の歯当たりは歯幅中央に移動し，回転伝達誤差は 4.59(sec)から 3.63(sec)に小さくなることが解ります．



(右歯面)　　(左歯面)

図 25.17　歯当たり(食い違い誤差 0.2 度)



(右歯面)　　(左歯面)

T.error=5.16(sec)　　T.error=3.63(sec)

図 25.18　回転伝達誤差(食い違い誤差 0.2 度)

25. 9 内歯車

図 25.19 の外歯車をマスタギヤとして内歯車の歯当たりと回転伝達誤差シミュレーションの結果を以下に示します.

図 25.20 に内歯車の歯形誤差グラフを, 図 25.21 に歯すじ誤差グラフを示します. 図 25.22～25.28 に解析諸元と解析結果を示します.

図 25.19　歯車諸元

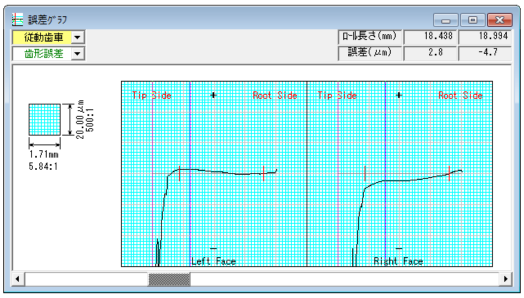


図 25.20　内歯車歯形誤差グラフ

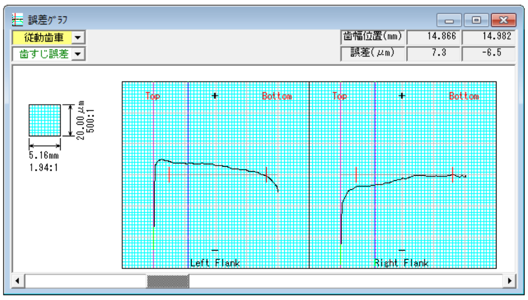


図 25.21　内歯車歯すじ誤差グラフ

図 25.22　解析諸元

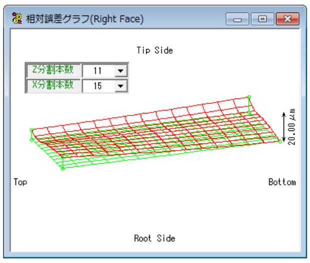


図 25.23 相対誤差(右歯面)

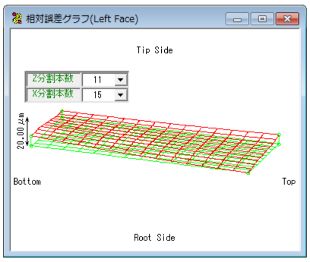


図 25.24 相対誤差(左歯面)

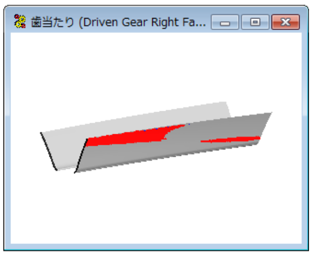


図 25.25 歯当たり(右歯面)

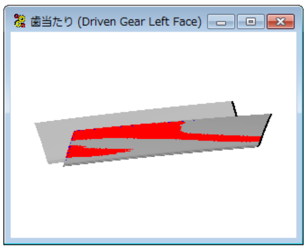


図 25.26 歯当たり(左歯面)

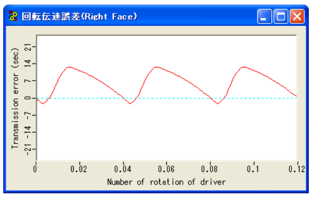


図 25.27 伝達誤差(右歯面)

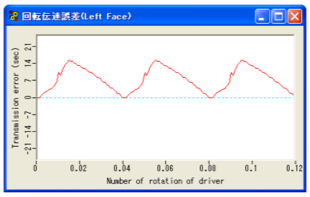


図 25.28 伝達誤差(左歯面)

25. 10 解析データ管理

図 25.29 に示しますように解析結果をデータベースに保存することができます. また, 図 25.30 で管理データ（名称, 歯車番号, 図面番号など）または歯車諸元（モジュール, 歯数, 圧力角など）で検索することができます.

図 25.29　データ保存

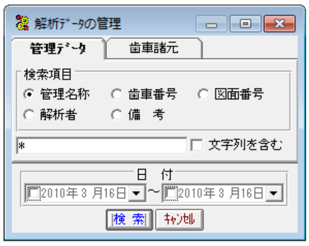


図 25.30　データ管理

25. 11 オプション

①1 歯かみ合いにおける歯当たりと回転伝達誤差

② ワウ&フラッタと「音」

③ 周波数解析

④ 回転伝達誤差の CSV 出力

⑤ ピッチ誤差を考慮した歯当たりと回転伝達誤差

⑥ ･･･

25. 12 その他

歯車測定機の測定プログラムによっては適応しない場合（旧タイプの測定プログラム, 特殊仕様など）があります.

[26] CGR ラック＆ピニオン設計システム

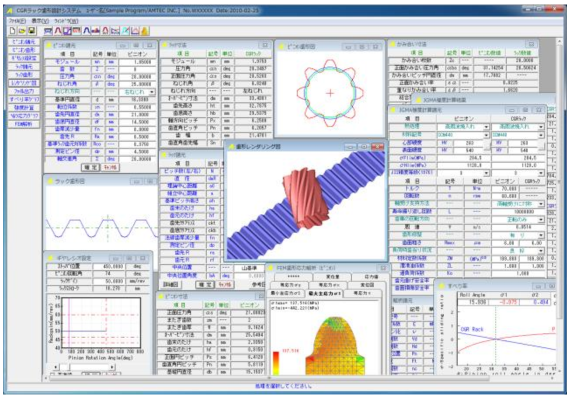


図 26.1　CGR ラック＆ピニオン設計システム

26. 1 概要

CGR(Constant Gear Ratio)ラック設計システムは，ギヤレシオに基づいて運動するピニオンとラックの歯形を生成し，強度計算，FEM歯形応力解析，すべり率グラフ，ヘルツ応力グラフを計算することができます．

26. 2 ピニオンの諸元入力

ラックとかみ合うピニオンの諸元と，ラックを生成するためのピニオン諸元を入力します．図26.2にピニオン諸元の入力画面を，図 26.3 にピニオンの寸法を示します．

ﾋﾟﾆｵﾝ諸元

項　目	記号	単位	ピニオン
モジュール	mn	mm	1.85000
歯　数	Z	---	8
圧力角	αn	deg	20.00000
ねじれ角	β	deg	25.00000
ねじれ方向	---	---	右ねじれ
基準円直径	d	mm	16.3300
転位係数	xn	---	0.55000
歯先円直径	da	mm	21.0000
歯底円直径	df	mm	14.5000
歯厚減少量	fn	mm	0.0000
歯先Ｒ	Ra	mm	0.5000
基準ﾗｯｸ歯元R係数	Rco	---	0.3750
測定ピン径	dp	mm	4.5000
軸交差角	Σ	deg	20.00000

確 定　ｷｬﾝｾﾙ

図 26.2　ピニオン諸元の設定

ﾋﾟﾆｵﾝ寸法

項 目	記号	単位	ピニオン
正面圧力角	αs	deg	21.88023
またぎ歯数	zm	---	2
またぎ歯厚	W	mm	9.1624
ｵｰﾊﾞｰﾋﾟﾝ寸法	dm	mm	25.5494
歯末のたけ	ha	mm	2.3350
歯元のたけ	hf	mm	0.9150
正面円ピッチ	Ps	mm	6.4128
歯直角円ピッチ	Pn	mm	5.8119
基礎円直径	db	mm	15.1537
基礎円筒ねじれ角	βb	deg	23.39896
TIF直径	TIF	mm	15.5779
歯直角歯先幅	Sn	mm	0.8969

図 26.3　ピニオンの寸法

26. 3 ピニオン歯形図

ピニオン歯形図を図 26.4 に示します．図 26.5 は，歯形の部分拡大図です．

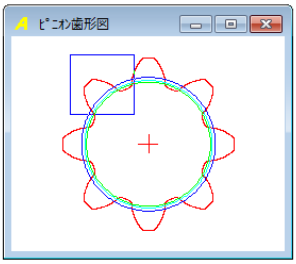


図 26.4　ピニオン歯形図

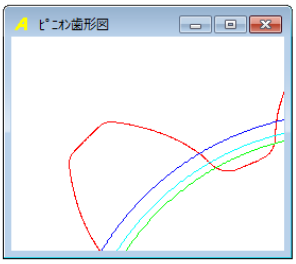


図 26.5　歯形拡大図

26. 4 ギヤレシオ

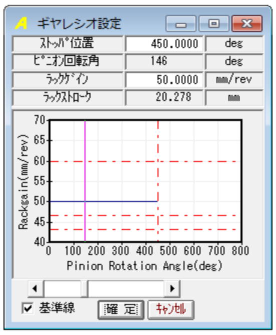
ピニオンの回転角に対するラックゲイン(mm/rev)の数値を設定します．図 26.6 にギヤレシオの設定グラフです．例題の場合，ラックゲインは 50(mm/rev)ですが任意に設定することができます．

(1)ストッパ位置の入力

ピニオンの最大回転角度がラック長です．

(2)図中の一点鎖線は，①ころがり円がピニオン歯先円のときのストロークゲイン，②ころがり円がピニオン基準円のときのストロークゲイン，③ころがり円がピニオン基礎円のときのストロークゲインを示します．

(3)グラフ表示後，スクロールバーをスライドさせると上部にピニオン回転角とラックストローク値を表示します．



ギヤレシオ設定

ｽﾄｯﾊﾟ位置	450.0000	deg
ﾋﾟﾆｵﾝ回転角	146	deg
ﾗｯｸｹﾞｲﾝ	50.0000	mm/rev
ﾗｯｸｽﾄﾛｰｸ	20.278	mm

図 26.6　ギヤレシオ

ﾗｯｸ諸元

項　目	記号	単位	数　値	
ピッチ数(左/右)	N	---	10	10
直　径	daR	mm	35.0000	
理論中心距離	a0	mm	23.0000	
組立中心距離	a	mm	23.0000	
基準ピッチ高さ	ph	mm	31.3175	
歯末のたけ	ha	mm	1.4700	
歯元のたけ	hf	mm	1.7800	
歯先ｸﾘｱﾗﾝｽ	ckt	mm	0.4625	
歯底ｸﾘｱﾗﾝｽ	ckb	mm	0.4625	
法線歯厚減少量	fn	mm	0.0000	
測定ピン径	dp	mm	3.090	
歯先Ｒ	ra	mm	0.2500	
歯元Ｒ	rf	mm	0.7000	
中央位置	---	---	山基準	
中央位置角度	bA	deg	0.0000	

詳細図　確 定　ｷｬﾝｾﾙ　参考図

図 26.7 ラックの諸元設定

26. 5 ラックの諸元設定

ラックの諸元設定画面を図 26.7 に示します．ラックの位置角度の設定によりラックの基準位置（ピニオン回転角 0°位置）における中央断面の歯形が決まります．また，歯山または谷を選択することができます．図 26.8 にラック参考図を，図 26.9 にラック寸法の計算結果を示します．

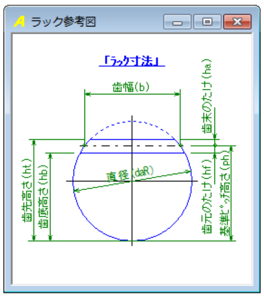
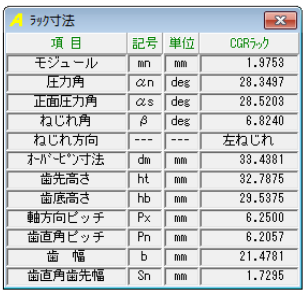


図 26.8　ラック参考図



ﾗｯｸ寸法

項 目	記号	単位	CGRﾗｯｸ
モジュール	mn	mm	1.9753
圧力角	αn	deg	28.3497
正面圧力角	αs	deg	28.5203
ねじれ角	β	deg	6.8240
ねじれ方向	---	---	左ねじれ
ｵｰﾊﾞｰﾋﾟﾝ寸法	dm	mm	33.4381
歯先高さ	ht	mm	32.7875
歯底高さ	hb	mm	29.5375
軸方向ピッチ	Px	mm	6.2500
歯直角ピッチ	Pn	mm	6.2057
歯　幅	b	mm	21.4781
歯直角歯先幅	Sn	mm	1.7295

図 26.9　ラック寸法

26.6 CGR ラックの歯形軌跡図

ラック歯幅中央断面の歯形軌跡図を図 26.10 に示します．

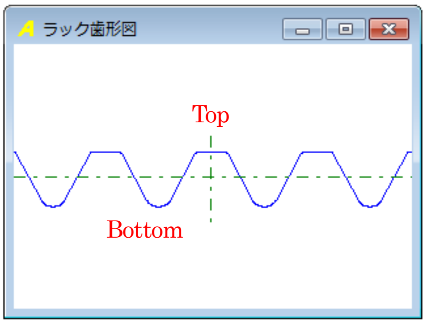


図 26.10　ラックの軌跡図

26.7 レンダリング図

歯形計算終了後，[レンダリング図]ボタンを押すと，ピニオンとラックの歯形かみあい図を表示します．レンダリング図は，座標軸の角度を変更することにより，視点を変えて観察することができます．

図 26.11 にピニオン上面から観たレンダリング図を示します．また，図 26.12 のラック背面から観たしたレンダリング図には，かみあい接触線を観察することができます．図 26.11 の右に示すコントロールフォームで，

①座標軸の角度変更
②ズーム
③ワイヤフレーム，シェード表示切り換え
④背景色の設定
⑤ラックストロークチェック(ピニオンまたはラックの移動)

の機能があります．

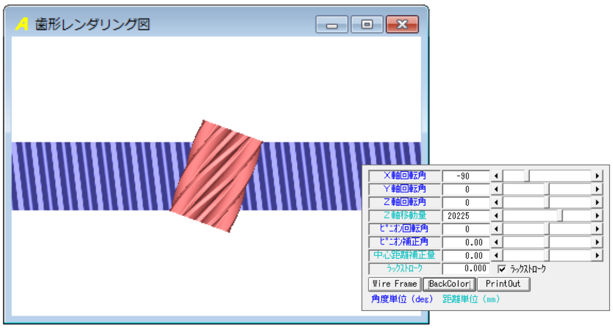


図 26.11　レンダリング(ピニオン上面から観察)

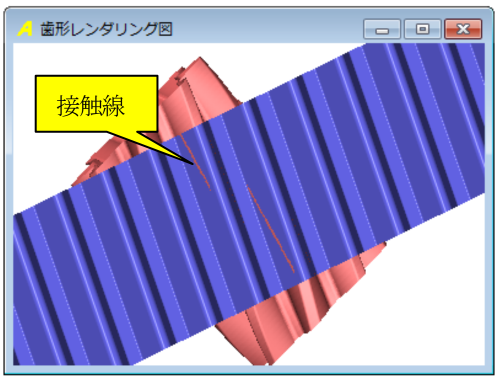


図 26.12　レンダリング(ラック背面から観察)

26.8 CAD ファイル出力

ピニオンと CGR ラックの歯形を DXF または IGES ファイルで出力することができます．図 26.13 にファイル出力設定を示します．CAD 作図例を，図 26.14，図 26.15 に示します．

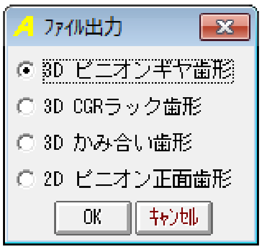
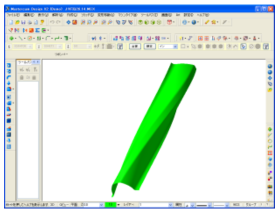
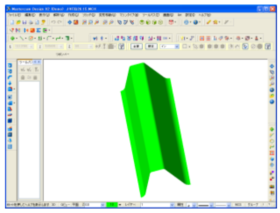


図 26.13　CAD ファイル出力



(ピニオン)

図 26.14　CAD 作図(IGES)



(ラック)

図 26.15　CAD 作図(IGES)

26.9 すべり率グラフ

ラックとピニオンのかみ合いにおけるすべり率グラフを図 26.19 に示します．

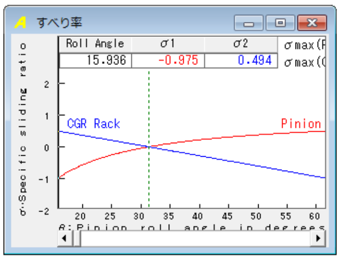


図 26.16　すべり率

26.10 強度計算

JGMA 強度計算に基づいた計算結果を図 26.17 に示します．

図 26.17　強度計算諸元

JGMA強度計算結果

項目(曲げ)	記号	単位	ピニオン	CGRラック
許容曲げ応力	σFlim	MPa	284.500	284.500
曲げ有効歯幅	b'	mm	23.328	21.478
歯形係数	YF	---	1.691	1.359
荷重分布係数	Yε	---	0.837	1.024
ねじれ角係数	Yβ	---	0.792	0.943
寿命係数	KL	---	1.000	1.400
寸法係数	KFx	---	1.000	1.000
動荷重係数	Kv	---	1.000	1.000
呼び円周力	Ft	N	8562.657	8784.804
許容円周力	Ftlim	N	9137.647	10725.229
曲げ強さ	Sft	---	1.067	1.221
歯元曲げ応力	σF	MPa	266.598	233.028
項目(面圧)	記号	単位	ピニオン	CGRラック
許容ヘルツ応力	σHlim	MPa	1128.000	1128.000
面圧有効歯幅	bw	mm	21.478	21.478
領域係数	ZH	---	2.294	2.086
寿命係数	KHL	---	1.000	1.300
かみあい率係数	Zε	---	0.915	1.005
粗さ係数	ZR	---	1.002	1.001
潤滑速度係数	ZV	---	0.891	0.891
硬さ比係数	ZW	---	1.000	1.000
荷重分布係数	KHβ	---	1.000	1.000
動荷重係数	Kv	---	1.000	1.000
呼び円周力	Fc	N	8573.178	
許容円周力	Fclim	N	1679.942	2841.275
歯面強さ	Sfc	---	0.196	0.331
ヘルツ応力	σH	MPa	2548.196	1959.401

図 26.18　強度計算結果

26.11 ヘルツ応力グラフ

　ラックとピニオンのかみ合いにおけるヘルツ応力グラフを図 26.19 に示します.

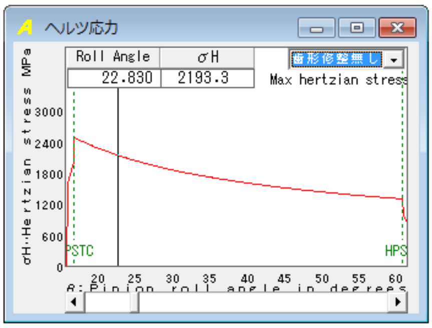


図 26.19　ヘルツ応力

26.12 FEM 歯形応力

　ピニオンと CGR ラックの 2 次元 FEM 歯形応力解析をします. 図 26.20 に FEM 設定画面を，図 26.21 および図 26.22 に応力分布図を示します.

FEM 解析諸元

項 目	記号	単位	ピニオン	CGRラック
材料記号	---	---	SCM440	SCM440
縦弾性係数	E	MPa	205800.0	205800.0
ポアソン比	ν	---	0.300	0.300
縦分割数	Vd	---	12	12
横分割数	Hd	---	22	20
荷重点位置	Pn	---	2	2
荷重	Ft	N	8562.66	8784.80
色階調数	nc	---	100	
変位倍率	Sd	---	100	

確 定　キャンセル

図 26.20　FEM 解析諸元

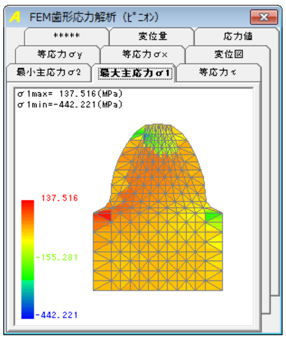


図 26.21　FEM 解析(P)

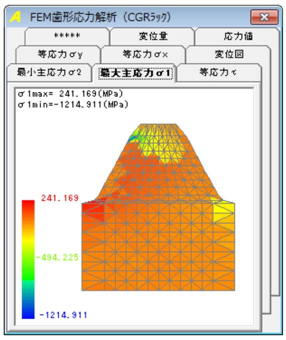


図 26.22　FEM 解析(R)

※強度計算は，AGMA2001-C95 規格にも対応可能です．別途お問い合わせ下さい.

[27]スプライン寸法設計 (JIS B 1603)

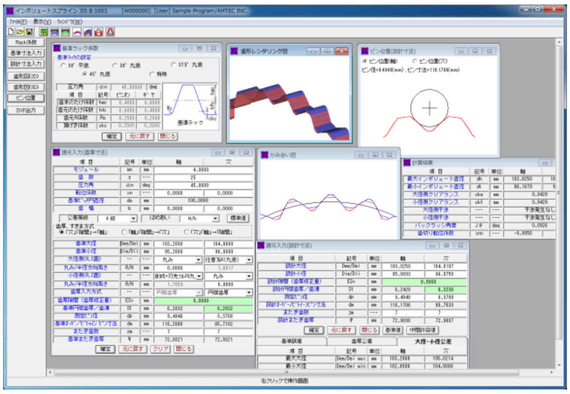


図 27.1　スプライン(JIS B 1603)

27.1 概要

スプライン寸法設計は，JIS B 1603:1995 規格に基づいています．スプライン形状や，歯厚，はめ合い公差も容易に決めることができ，設計した歯形をCADデータに出力することもできます．図27.1に全体画面を示します．

27.2 基準ラック

図 27.2 に基準ラックの設画面を示します．

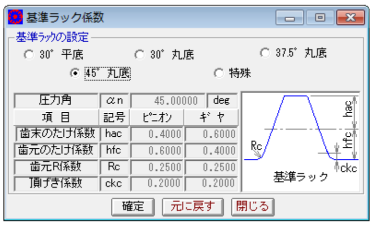


図 27.2　基準ラック

27.3 諸元入力

図 27.3 の諸元入力画面でモジュール，歯数，圧力角を入力し[標準値]をクリックすると全ての寸法を設定することができますが，任意に変更することもできます．歯先形状は，丸みおよび面取りのいずれかを選択することができ，スプラインの歯元形状はフィレット形状または任意 R を選択することができます．

図 27.3　諸元入力

27.4 スプライン寸法

図27.3 で設定した諸元に基づき誤差の許容値, 歯厚公差, 大径, 小径公差等を図 27.3 のように表示します．

(a) 誤差の許容値　　(b) 歯厚公差

(c) 大径，小径公差　　(d) 計算結果

図 27.3　スプライン寸法

27.5 歯形

図 27.4 に歯形を，図 27.5 にオーバーピン寸法（歯形とピンの位置）を示します．また，図 27.6 に歯形レンダリングを，図 27.7 に DXF ファイル出力画面を示します．

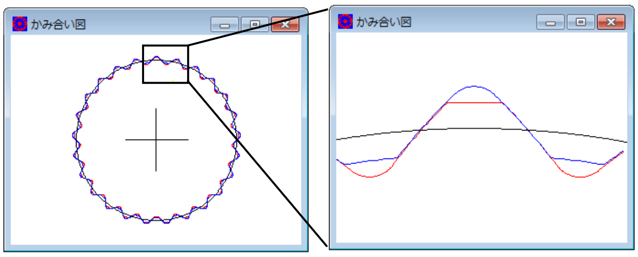
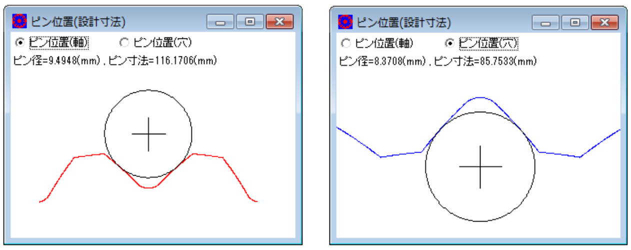


図 27.4　スプライン歯形



(a)　軸スプライン　　(b)　穴スプライン

図 27.5　オーバーピン寸法

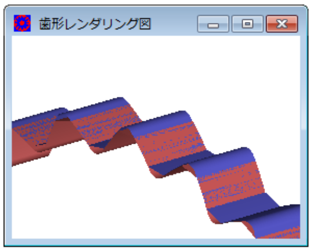


図 27.6　歯形レンダリング

図 27.7　ファイル出力

[28]傾斜ウォームギヤ設計システム

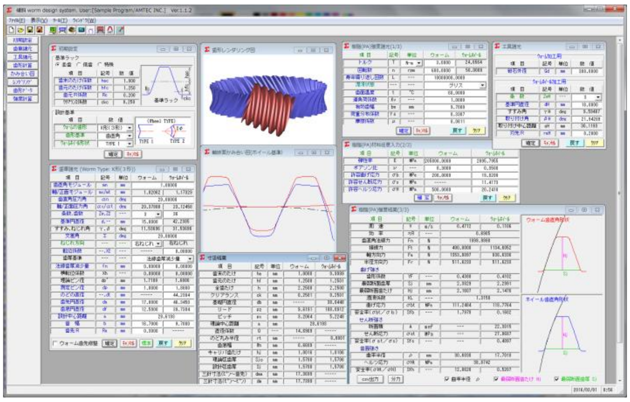


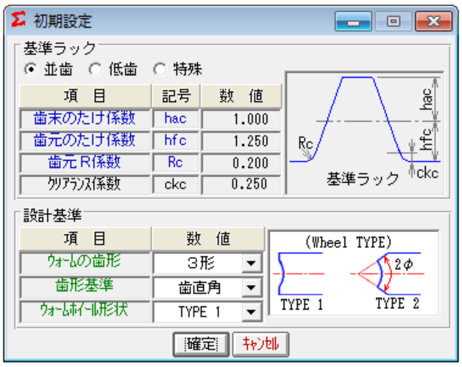
図 28.1　傾斜ウォームギヤ

28. 1 概要

一般のウォームギヤは，90 度直行型ですが，配置の制約からウォーム軸を若干傾けて取り付けなければならないことがあります．その場合，ホイールのねじれ角や歯形は大きく変わることになります．本ソフトウェアは，90 度直行型以外のウォームギヤの寸法および歯形の CAD データ出力，3D 歯形かみ合い，歯車寸法を計算・表示します．

28. 2 基準ラック

図 27.2 に基準ラックの設定画面を示します．歯たけは並歯，低歯，特殊たけに対応しています．また，歯形基準は歯直角および軸断面方向基準を選択することができます．ウォームの形式は，A 形（1 形），K 形（3 形：オプション），I 形（4 形：オプション）に対応しています．



初期設定

基準ラック　● 並歯　○ 低歯　○ 特殊

項　目	記号	数　値
歯末のたけ係数	hac	1.000
歯元のたけ係数	hfc	1.250
歯元 R係数	Rc	0.200
ｸﾘｱﾗﾝｽ係数	ckc	0.250

設計基準

項　目	数　値
ｳｫｰﾑの歯形	3形
歯形基準	歯直角
ｳｫｰﾑﾎｲｰﾙ形状	TYPE 1

図 27.2　初期設定

28. 3 歯車諸元設定

図 27.3 に歯車諸元の入力画面を示します．

(1) 最大モジュールは 25 です．

(2) ウォームの条数は 1～6 です．

(3) 軸交差角を設定することができます．(±45 度)

(4) 歯厚基準は，法線歯厚減少量または横転位を選択することができます．

(5) ウォームに歯先修整を与えることができます．

(6) 強度計算は 28. 6 項のように計算することができます．

歯車諸元 (Worm Type: 3形)

項　目	記号	単位	ウォーム	ｳｫｰﾑﾎｲｰﾙ
歯直角モジュール	mn	mm	1.00000	
軸/正面モジュール	mx/mt	mm	1.02062	1.17329
歯直角圧力角	αn	deg	20.00000	
軸/正面圧力角	αx/αt	deg	20.37880	23.12458
条数,歯数	Zw,Z2	---	3	36
基準円直径	d,--	mm	15.0000	42.2385
すすみ,ねじれ角	γ,β	deg	11.53696	31.53696
交差角	Σ	deg	20.00000	
ねじれ方向	---	---	右ねじれ	右ねじれ
転位係数	--,X2	---	-----	0.00000
歯厚基準	---	---	法線歯厚減少量	
法線歯厚減少量	fn	mm	0.00000	0.00000
横転位係数	Xh	---	0.00000	0.00000
理論ピン径	dp'	mm	1.7100	1.6886
測定ピン径	dp	mm	1.8000	1.8000
のどの直径	--,dt	mm	-----	44.2384
歯先円直径	da	mm	17.0000	46.3450
歯底円直径	df	mm	12.5000	39.7384
設計中心距離	a	mm	28.6193	
歯　幅	b	mm	16.7000	9.7000
歯先 R	Ra	mm	0.3000	-----

図 28.3　歯車諸元

28. 4 工具設定と寸法結果

ウォームホイール加工用のホブ諸元を設定します．ウォームが 3 型の場合，砥石直径を設定します．ホブの直径およびホブ取付角によりホイールの歯形は変化します．図 28.4 に工具諸元設定画面を，図 28.5 にウォームギヤの寸法を示します．

工具諸元

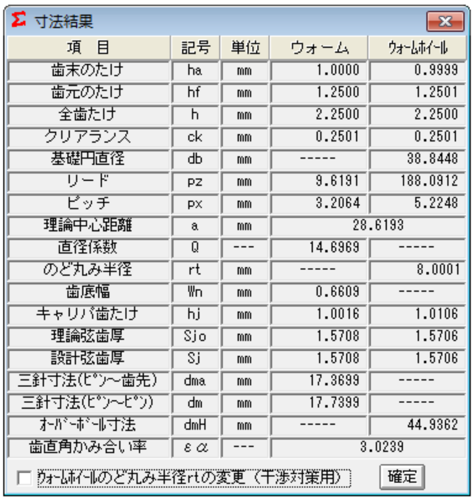
ｳｫｰﾑ加工用

項　目	記号	単位	数　値
砥石外径	Gd	mm	300.0000

ｳｫｰﾑﾎｲｰﾙ加工用

項　目	記号	単位	数　値
条　数	ZwH	---	3
基準円直径	dH	mm	18.0000
すすみ角	γH	deg	9.59407
取り付け角	βH	deg	21.94289
取り付け中心距離	aH	mm	30.1193
刃先 R	raH	mm	0.2000

図 28.4　工具諸元



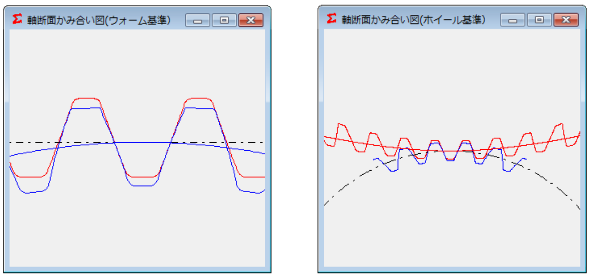
寸法結果

項　目	記号	単位	ウォーム	ｳｫｰﾑﾎｲｰﾙ
歯末のたけ	ha	mm	1.0000	0.9999
歯元のたけ	hf	mm	1.2500	1.2501
全歯たけ	h	mm	2.2500	2.2500
クリアランス	ck	mm	0.2501	0.2501
基礎円直径	db	mm	-----	38.8448
リード	pz	mm	9.6191	188.0912
ピッチ	px	mm	3.2064	5.2248
理論中心距離	a	mm	28.6193	
直径係数	Q	---	14.6969	-----
のど丸み半径	rt	mm	-----	8.0001
歯底幅	Wn	mm	0.6609	-----
キャリパ歯たけ	hj	mm	1.0016	1.0106
理論弦歯厚	Sjo	mm	1.5708	1.5706
設計弦歯厚	Sj	mm	1.5708	1.5706
三針寸法(ﾋﾟﾝ～歯先)	dma	mm	17.3699	-----
三針寸法(ﾋﾟﾝ～ﾋﾟﾝ)	dm	mm	17.7399	-----
ｵｰﾊﾞｰﾎﾞｰﾙ寸法	dmH	mm	-----	44.9362
歯直角かみ合い率	εα	---	3.0239	

図 28.5　ウォームギヤの寸法

28.5 歯形

歯形かみ合い図を図 28.6 に, 歯形レンダリングを図 28.7 および図 28.8 に示します. 図 28.8 ではかみ合い接触線を歯面中央に確認することができます.



(a) ウォーム基準　　(b) ホイール基準

図 28.6　歯形かみ合い

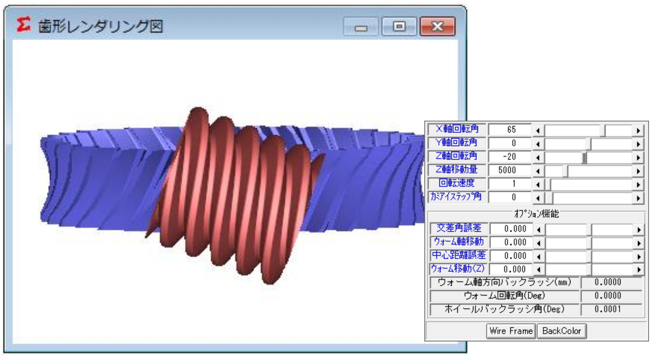


図 28.7　歯形レンダリング 1 と補助フォーム

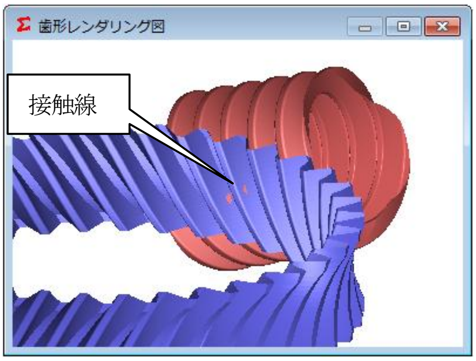


図 28.8　歯形レンダリング 2

28.6 CAD 作図例

生成した歯形を CAD データに出力することができます. 図 28.9 に出力画面を, 図 27.10～27.12 にウォームとホイールの CAD 作図例を示します.

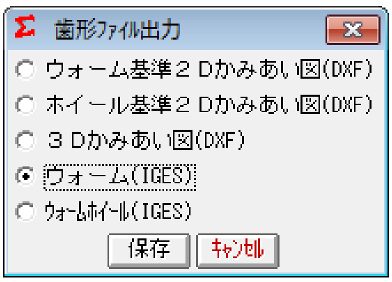
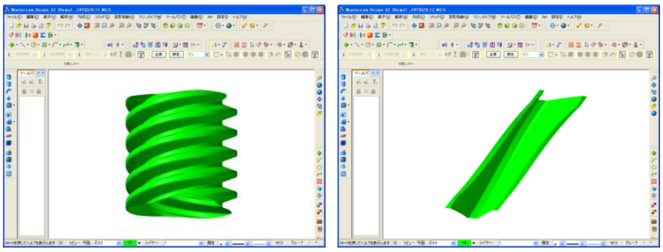


図 28.9　歯形データファイル出力



(a) Worm　　(b) Wheel

図 28.11　CAD 作図例(3D-IGES),

28.6 強度計算

トルク設定を図 28.12 で設定し, 図 28.13 で材料に応じた許容応力を設定することにより図 28.14 のように強度結果を表示します.

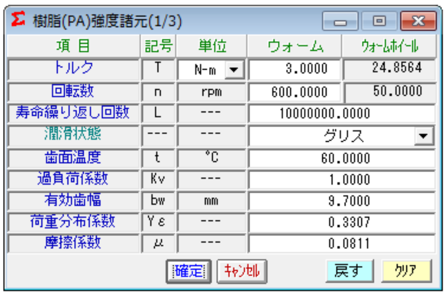


図 28.12　トルク，回転数設定

図 28.13　許容応力設定

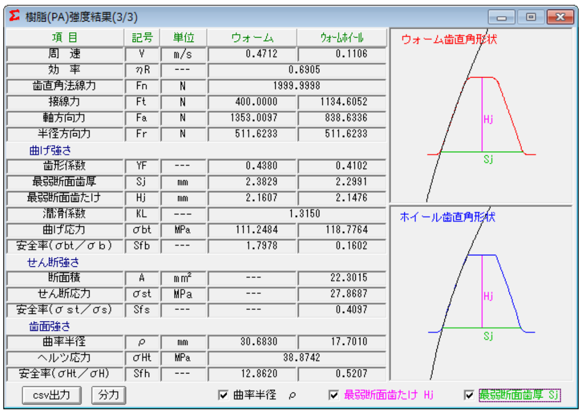


図 28.14　強度結果

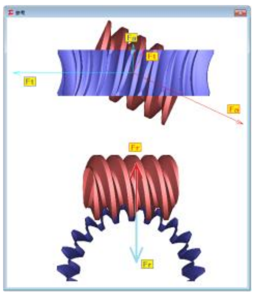


図 28.15　分力記号

[29] L-Niemann worm gear design system

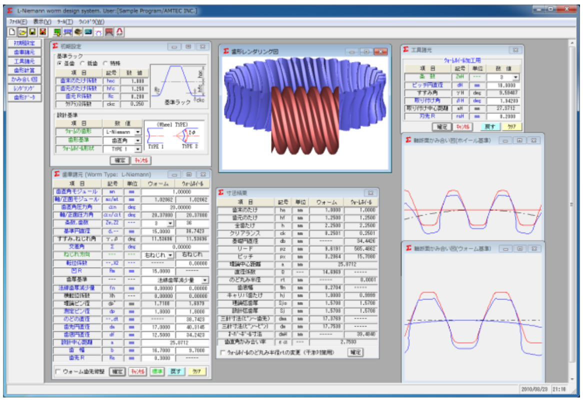


図 29.1 L-Niemann worm gear design system

29. 1 概要

ウォームの歯形は，直線または凸歯形が多く使用されていますが，Niemann は凹歯形を提唱しました．そして台形ウォーム，インボリュートウォームおよび凸歯形ウォームに比較して凹円弧歯形のウォームの許容円周力はかなり大きくなることを Heyer は比較実験を行いこのことを証明しています．本ソフトウェアは，Niemann が提唱した歯形だけでなく任意に歯形半径を与えることができ，その歯形の CAD データ出力，3D 歯形かみ合い，歯車寸法を計算・表示します．

29. 2 基準ラック

図 29.2 に基準ラックの設定画面を示します．歯たけは並歯，低歯，特殊たけに対応しています．また，歯形基準は歯直角および軸断面方向基準を選択することができます．

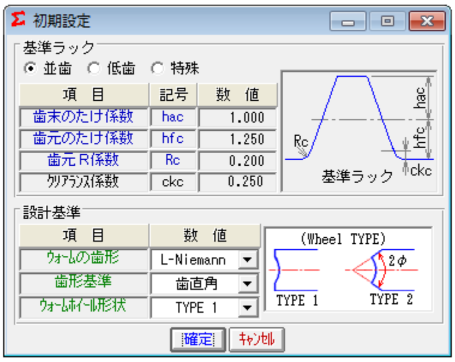


図 29.2 初期設定

29. 3 歯車諸元設定

図 29.3 に歯車諸元の入力画面を示します．

(1) 最大モジュールは 25 です．

(2) ウォームの条数は 1～6 です．

(3) 軸交差角を設定することができます．(オプション)

(4) ウォームの凹半径を任意に与えることができます．

(5) 歯厚基準は，法線歯厚減少量または横転位を選択することができます．

(6) ウォームに歯先修整を与えることができます．

図 29.3 歯車諸元

29. 4 工具設定と寸法結果

ウォームホイール加工用のホブ諸元を設定します．ホブ取付角の標準値は軸方向ピッチを合わせた角度です．ホブの直径およびホブ取付角によりホイールの歯形は変化します．図 29.4 に工具諸元設定画面を，図 29.5 に L-Niemann ウォームギヤの寸法を示します．

図 29.4 工具諸元

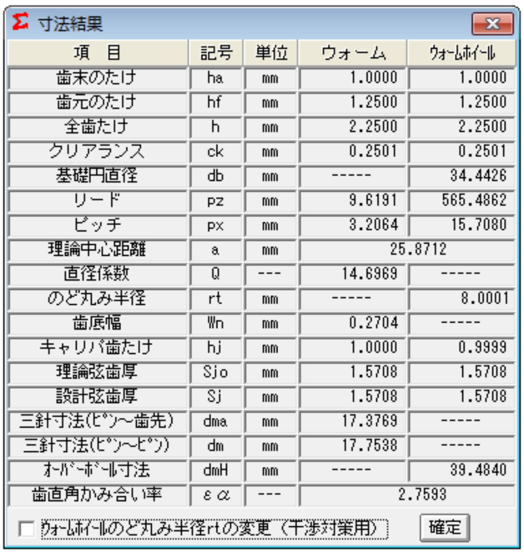
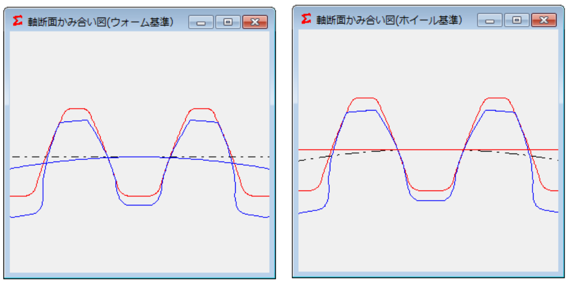


図 29.5 L-Niemann ウォームギヤの寸法

29.5 歯形

歯形かみ合い図を図 29.6 に, 歯形レンダリングを図 29.7 および図 29.8 に示します. 図 29.8 ではかみ合い接触線を歯面中央に確認することができます.



(a) ウォーム基準　　(b) ホイール基準

図 29.6　歯形かみ合い

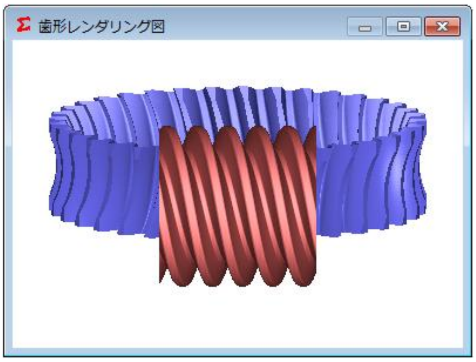


図 29.7　歯形レンダリング 1

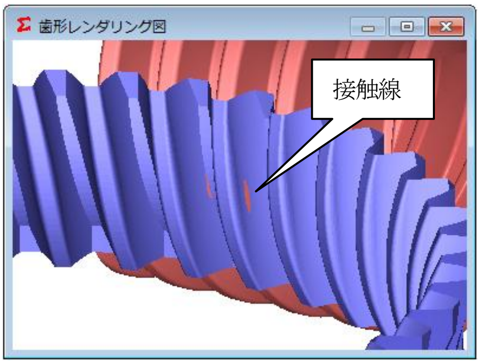


図 29.8　歯形レンダリング 2

29.6 CAD 作図例

生成した歯形を CAD データに出力することができます. 図 29.9 に出力画面を, 図 29.10 にウォームとホイールの CAD 作図例(IGES)を示します.

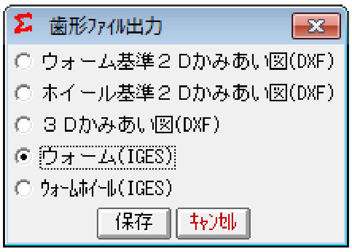
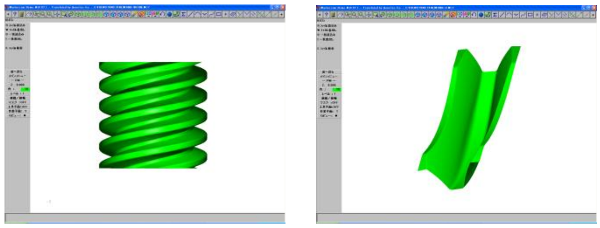


図 29.9　歯形データファイル出力



(a) ウォーム　　(b) ホイール

図 29.10　CAD 作図例(3D-IGES)

29.7 軸交差角対応 L-Niemann worm gear（オプション）

軸交差角を 20 度とした場合の設計例を図 29.11 および図 29.12 に示します．また，歯形図を図 29.13～29.15 に，CAD 作図例を図 29.16～29.17 に示します．軸交差角は±45 度まで入力可能です.

歯車諸元 (Worm Type: L-Niemann)

項　目	記号	単位	ウォーム	ｳｫｰﾑﾎｲｰﾙ
歯直角モジュール	mn	mm	2.00000	
軸/正面モジュール	mx/mt	mm	2.01008	2.13858
歯直角圧力角	αn	deg	18.00000	
軸/正面圧力角	αx/αt	deg	18.08479	19.15889
条数,歯数	Zw,Z2	---	1	35
基準円直径	d,--	mm	20.0000	74.8501
すすみ,ねじれ角	γ,β	deg	5.73917	20.73917
交差角	Σ	deg	15.00000	
ねじれ方向	---	---	右ねじれ	右ねじれ
転位係数	--,X2	---	-----	0.00000
凹R	Rm	mm	20.0000	-----
歯厚基準	---	---	法線歯厚減少量	
法線歯厚減少量	fn	mm	0.80000	-0.80000
横転位係数	Xh	---	-0.42058	0.42058
理論ピン径	dp’	mm	3.3220	3.3447
測定ピン径	dp	mm	3.0000	3.0000
のどの直径	--,dt	mm	-----	78.8503
歯先円直径	da	mm	24.0000	82.3351
歯底円直径	df	mm	15.0000	69.8503
設計中心距離	a	mm	47.4251	
歯　幅	b	mm	32.8000	15.2000
歯先Ｒ	Ra	mm	0.2000	-----

☐ ウォーム歯先修整　確定　ｷｬﾝｾﾙ　標準　戻す　ｸﾘｱ

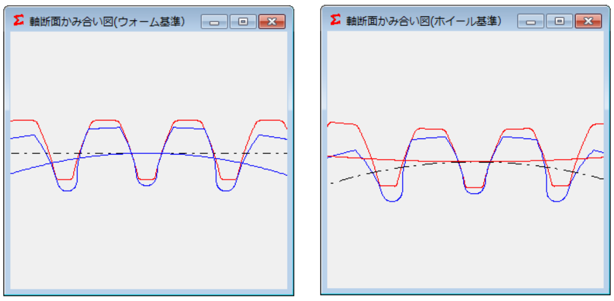
図 29.11　歯車諸元 1

寸法結果

項　目	記号	単位	ウォーム	ｳｫｰﾑﾎｲｰﾙ
歯末のたけ	ha	mm	2.0000	2.0001
歯元のたけ	hf	mm	2.5000	2.4999
全歯たけ	h	mm	4.5000	4.5000
クリアランス	ck	mm	0.4999	0.4999
基礎円直径	db	mm	-----	70.7043
リード	pz	mm	6.3149	583.7049
ピッチ	px	mm	6.3149	16.6773
理論中心距離	a	mm	47.4251	
直径係数	Q	---	9.9499	-----
のど丸み半径	rt	mm	-----	9.0000
歯底幅	Wn	mm	1.4352	-----
キャリパ歯たけ	hj	mm	2.0000	2.0001
理論弦歯厚	Sjo	mm	3.1416	3.1416
設計弦歯厚	Sj	mm	2.3004	3.9828
三針寸法(ﾋﾟﾝ～歯先)	dma	mm	22.4528	-----
三針寸法(ﾋﾟﾝ～ﾋﾟﾝ)	dm	mm	20.9056	-----
ｵｰﾊﾞｰﾎﾞｰﾙ寸法	dmH	mm	-----	80.3518
歯直角かみ合い率	εα	---	3.1098	

☐ ｳｫｰﾑﾎｲｰﾙのど丸み半径rtの変更（干渉対策用）　確定

図 29.12　歯車寸法



(a) ウォーム基準　　(b) ホイール基準

図 29.13　歯形かみ合い

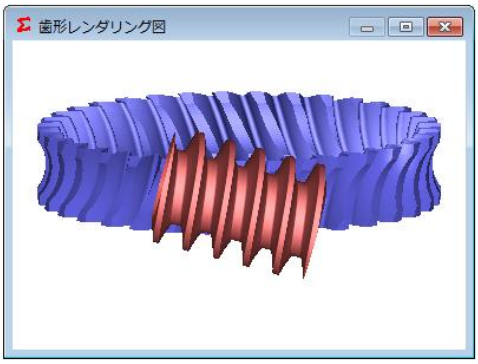


図 29.14　歯形レンダリング 1

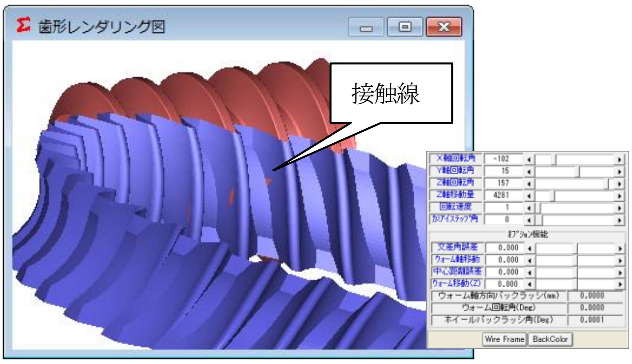
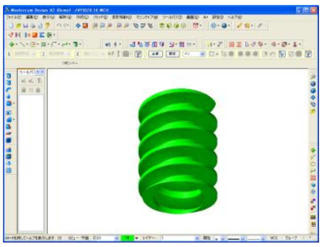
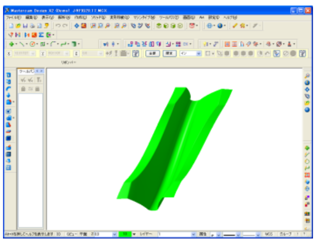


図 29.15　歯形レンダリング 2



ウォーム(3D-IGES)

図 29.16　CAD 作図例



ホイール(3D-IGES)

図 29.17　CAD 作図例

29. 7 傾斜角度が-20 度の設計例

軸交差角を-20 度とした場合の諸元設定を図 29.18 に，工具諸元と寸法を図 29.18，図 29.20 にそして歯形レンダリングを図 29.21 に示します．ウォームねじれ方向と交差角を逆にすると接触線は同方向に比べ長くなっていることが解ります．

歯車諸元 (Worm Type: L-Niemann)

項　目	記号	単位	ウォーム	ｳｫｰﾑﾎｲｰﾙ
歯直角モジュール	mn	mm	1.00000	
軸/正面モジュール	mx/mt	mm	1.02062	1.01101
歯直角圧力角	αn	deg	20.00000	
軸/正面圧力角	αx/αt	deg	20.37880	20.20246
条数,歯数	Zw,Z2	---	3	36
基準円直径	d,--	mm	15.0000	36.3963
すすみ,ねじれ角	γ,β	deg	11.53696	-8.46304
交差角	Σ	deg	-20.00000	
ねじれ方向	---	---	右ねじれ	左ねじれ
転位係数	--,X2	---	-----	0.00000
凹R	Rm	mm	15.0000	-----
歯厚基準	---	---	法線歯厚減少量	
法線歯厚減少量	fn	mm	0.00000	0.00000
横転位係数	Xh	---	0.00000	0.00000
理論ピン径	dp'	mm	1.7100	1.6987
測定ピン径	dp	mm	2.0000	2.0000
のどの直径	--,dt	mm	-----	38.3964
歯先円直径	da	mm	17.0000	39.9348
歯底円直径	df	mm	12.5000	33.8964
設計中心距離	a	mm	25.6982	
歯　幅	b	mm	16.7000	9.7000
歯先R	Ra	mm	0.3000	-----

ウォーム歯先修整　確定　ｷｬﾝｾﾙ　標準　戻す　ｸﾘｱ

図 29.18　歯車諸元 2

工具諸元

ｳｫｰﾑﾎｲｰﾙ加工用

項　目	記号	単位	数　値
条　数	ZwH	---	3
基準円直径	dH	mm	16.0000
すすみ角	γH	deg	10.80692
取り付け角	βH	deg	-19.26996
取り付け中心距離	aH	mm	26.1982
刃先R	raH	mm	0.3000

確定　ｷｬﾝｾﾙ　戻す　ｸﾘｱ

図 29.19　工具諸元

寸法結果

項　目	記号	単位	ウォーム	ｳｫｰﾑﾎｲｰﾙ
歯末のたけ	ha	mm	1.0000	1.0001
歯元のたけ	hf	mm	1.2500	1.2500
全歯たけ	h	mm	2.2500	2.2500
クリアランス	ck	mm	0.2500	0.2500
基礎円直径	db	mm	-----	34.1571
リード	pz	mm	9.6191	-775.7791
ピッチ	px	mm	3.2064	-21.5494
理論中心距離	a	mm	25.6982	
直径係数	Q	---	14.6969	-----
のど丸み半径	rt	mm	-----	7.0000
歯底幅	Wn	mm	0.2728	-----
キャリパ歯たけ	hj	mm	1.0000	1.0000
理論弦歯厚	Sjo	mm	1.5708	1.5708
設計弦歯厚	Sj	mm	1.5708	1.5708
三針寸法(ﾋﾟﾝ～歯先)	dma	mm	17.7893	-----
三針寸法(ﾋﾟﾝ～ﾋﾟﾝ)	dm	mm	18.5786	-----
ｵｰﾊﾞｰﾎﾞｰﾙ寸法	dmH	mm	-----	39.8937
歯直角かみ合い率	εα	---	2.7426	

ｳｫｰﾑﾎｲｰﾙのどの丸み半径rtの変更（干渉対策用）　確定

図 29.20　歯車寸法

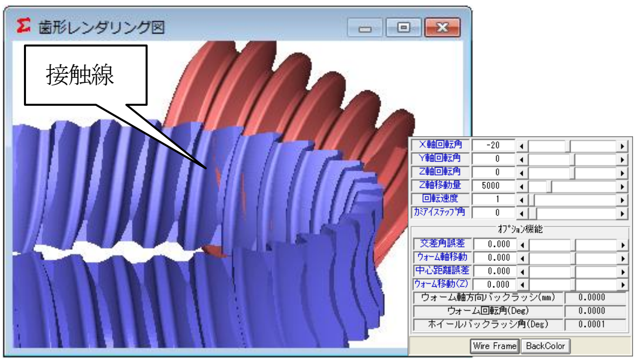


図 29.21　歯形レンダリング

[30] Tapered and crossed gear design system

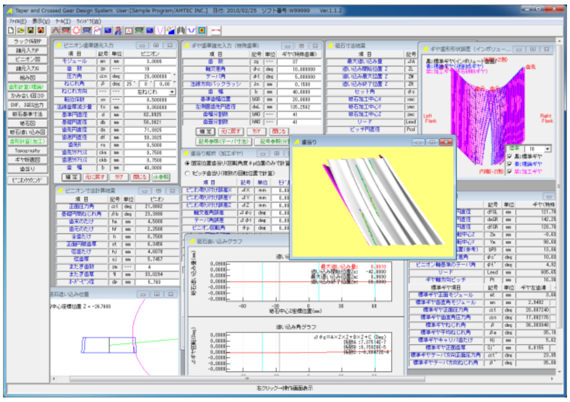


図 30.1　Tapered and crossed gear

30.1 概要

Tapered and crossed gear design system は，平行軸歯車の組み合わせではなく，軸交差角を持つインボリュート歯車を設計するソフトウェアです．ピニオンは修整を与えない歯車であり，これに軸角を持つ相手歯車の理論歯形の生成と，ねじ状砥石で研削することを前提として，砥石歯形の決定および砥石の運動を決め研削後の歯形を解析します．そして，ピニオン歯形と研削後の歯形またはギヤの理論歯形をかみ合わせることにより，かみ合い接触線や歯当たりを確認することができます．図 30.1 に全体画面を示します．

30.2 歯車諸元入力

図 30.2 に，歯車諸元(ピニオン)の入力画面を，図 30.3 にピニオンの歯形を示します．諸元入力は，円筒歯車と同じです．

ピニオン歯車諸元入力

項 目	記号	単位	ピニオン
モジュール	mn	mm	3.0000
歯 数	zp	---	19
圧力角	αn	deg	20.000000 °
ねじれ角	β	deg	25 ° 0 ' 0.00 "
ねじれ方向	---	---	左ねじれ
転位係数	xn	---	0.500000
法線歯厚減少量	fn	mm	0.050000
基準円直径	d	mm	62.8925
基礎円直径	db	mm	58.3621
歯先円直径	da	mm	71.8925
歯底円直径	df	mm	58.3925
歯先R	ra	mm	0.5000
歯先クリアランス	cka	mm	0.7500
歯底クリアランス	ckb	mm	0.7500
歯 幅	b	mm	40.0000

確 定　元に戻す　クリア　閉じる　ck参照

図 30.2　歯車諸元入力

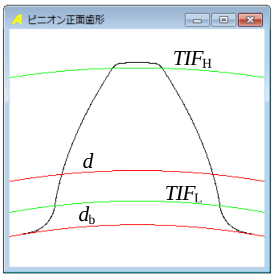


図 30.3　ピニオン歯形

30.3 ギヤ諸元の設定

図 30.4 に，ギヤ諸元の入力画面を示します．図 30.2 で与えたピニオンに，かみ合うギヤの諸元を設定します．ここで入力するバックラッシは一対歯車としてのバックラッシです．図 30.3 で与えたピニオンの歯厚減少量を考慮してギヤの歯厚減少量を決定します．なお，入力諸元項目および基準歯幅位置は「記号参照」ボタンで確認することができます．

図 30.4 に，ギヤの歯形を決定する際に基準とする歯形分割数と歯幅分割数を示します．例題では歯形，歯幅ともに 41 分割としてピニオンとかみ合うギヤの理論歯形を計算します．

ギヤ歯車諸元入力（特殊歯車）

項 目	記号	単位	ギヤ(特殊歯車)
歯 数	zg	---	37
軸交差角	φc	deg	10.000000
テーパ角	φt	deg	5.000000
法線方向バックラッシ	Jn	mm	0.1500
歯 幅	b	mm	40.0000
基準歯幅位置	bG0	mm	20.0000
左側面歯先円直径	daL	mm	135.2562
歯幅分割数	bNO	---	41
歯面分割数	hNO	---	41

確 定　元に戻す　クリア　閉じる
記号参照(テーパ寸法)　記号参照(分割数)

図 30.4　ギヤ歯車諸元入力

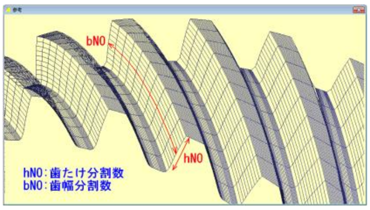
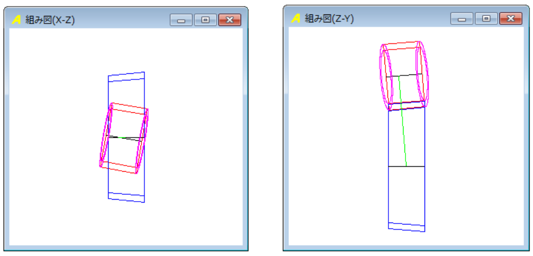


図 30.5　分割数

30.4 組み図

図 30.6 に歯車組図を示します．

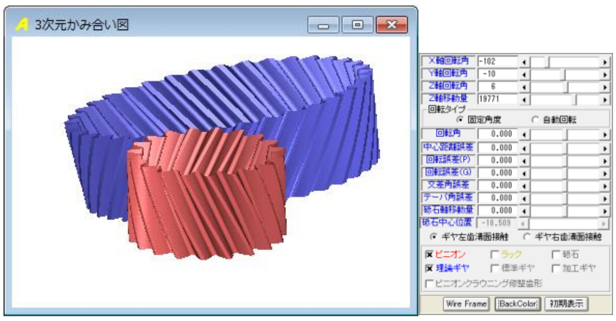


(a) X-Z 基準　　(b) Z-Y 基準

図 30.6　組図

30.5 歯形レンダリング

図 30.7 に歯形レンダリング画面を示します．この画面のギヤの歯形は，理論歯形ですが，図 30.8 は研削後のギヤとピニオンのかみ合いです．図中に綺麗な接触線を確認することができます．表示画像は，コントロールフォームで回転角や観察位置を変更することができ，ねじ状砥石とギヤを研削している歯形レンダリング画面(図 30.9)では，ねじ状砥石とギヤの研削線を確認することができます．



ピニオンとギヤ(理論歯形)のかみ合い

図 30.7　歯形レンダリング 1

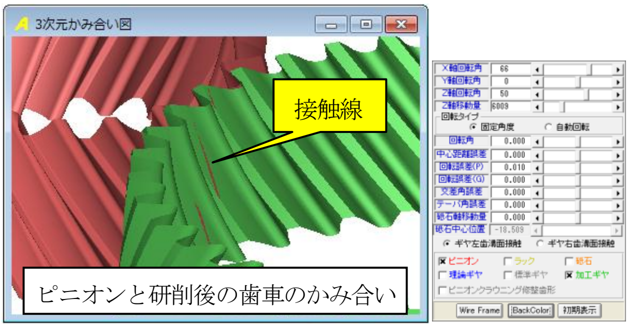


図 30.8　歯形レンダリング 2

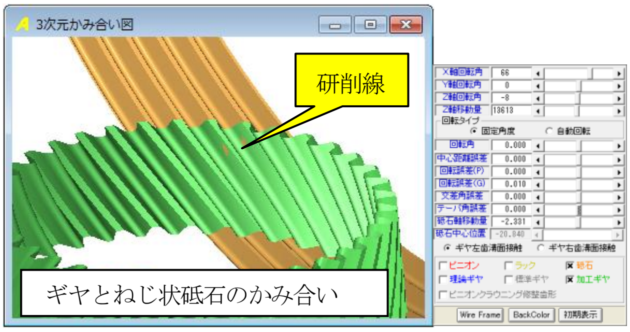


図 30.9　歯形レンダリング 3

30.6 砥石基準寸法入力

図 30.10 に，ねじ状砥石の設定画面を示します．ここでは，ねじ状砥石形状および加工基準を設定します．画面に示す「⊿ギヤ回転」とは，ピニオン歯面とかみ合うギヤの歯面を研削する際，歯車（テーブル）に微小な回転調整を与える方法を採用することを意味します．また，砥石の追い込みは，歯車と砥石の軸間調整を行いギヤの歯面を仕上げます．

ピニオンにかみ合うギヤの理論歯形を，ねじ状砥石で研削するため図 30.10 の条件から砥石の歯形は図 30.11 に示す形状となり，砥石歯形は DXF ファイルで出力することができます．

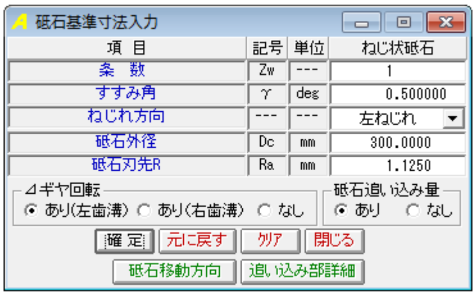


図 30.10　砥石設定

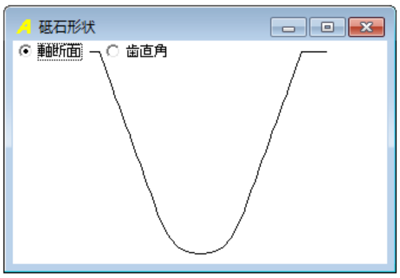


図 30.11　砥石歯形

30.7 砥石追い込み線図

図 30.12 に砥石の追い込み線図を示します．例題の場合，⊿ギヤ回転(テーブル回転)と砥石と歯車の軸間調整を許可していますので両者の運動でギヤの歯面を仕上げます．また，図 30.12 の線図は，Z 方向位置(歯幅方向)が，-31.872mm のとき砥石追い込み量は，-0.0004mm でありテーブル規定の回転角に-0.0027(deg)を与え研削していることになります．この線図と歯車および砥石の位置関係は，図 30.12 下方のスライドバーを移動することにより，図 30.13 のギヤと砥石の位置関係図で確認することができます．また，砥石の追い込み量とギヤの⊿回転角は[CSV]ファイルに出力することができます．

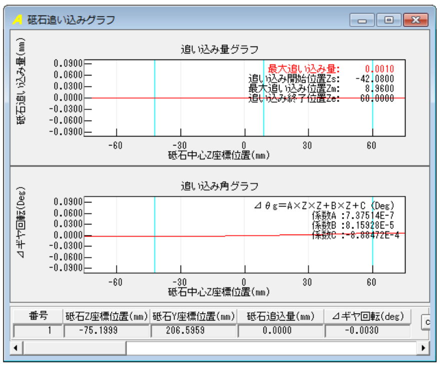


図 30.12　砥石追い込み線図

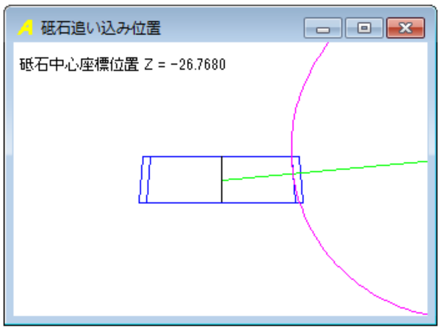


図 30.13　ギヤと砥石の位置関係

30.8 研削後の歯形

研削後の歯幅中央の歯形(No.21)を図 30.14 に示します．歯幅端部の歯形と，歯幅中央の歯形はわずかですが変化します．図 30.14 のピッチ円部を拡大すると理論歯形と加工後の歯形に 0.0044mm の差がありますが，理論歯形と研削後の歯形を重ねた図 30.15 に示すように両者の歯形は，ほぼ同じです．

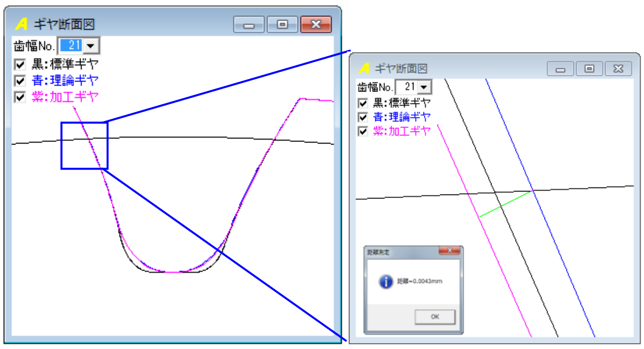


図 30.14　研削後の歯形と理論歯形(No.21)

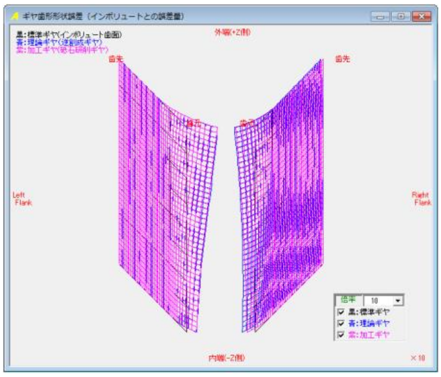


図 30.15　歯形(Topography)

30. 9 歯当たり

歯当たり解析の設定画面を図 30.16 に，歯当たり解析結果を図 30.17 に示します．そして図 30.18 に接触距離を色分布表示した画面を示します．例題歯車の場合，この歯当たり解析結果から，平行軸はすば歯車のように両端部まで接触線を確保することができます．

以上のように，ねじ状砥石を図 30.12 の線図に従って研削すると，平行軸はすば歯車のように長い接触線を持つテーパギヤを設計（製造）することができます．また，ギヤの理論歯形を金型で製造する方法でも良好な歯当たりを持つ歯車が得られます．

図 30.16　歯当たり解析(設定)

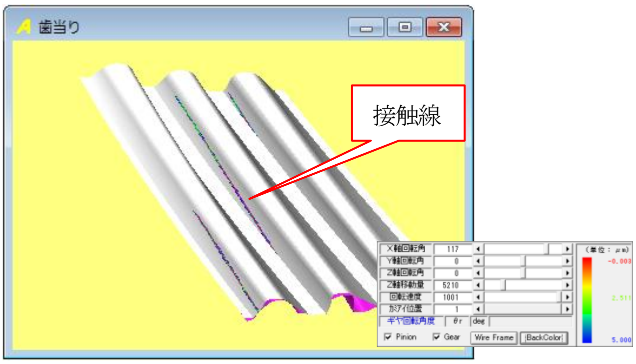
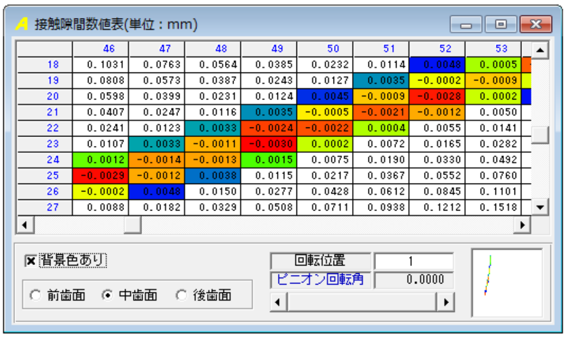


図 30.17　歯当たり解析(歯の接触)


接触隙間数値表(単位：mm)

	46	47	48	49	50	51	52	53
18	0.1031	0.0763	0.0564	0.0385	0.0232	0.0114	0.0048	0.0005
19	0.0808	0.0573	0.0387	0.0243	0.0127	0.0035	-0.0002	-0.0009
20	0.0598	0.0399	0.0231	0.0124	0.0045	-0.0009	-0.0028	0.0002
21	0.0407	0.0247	0.0116	0.0035	-0.0005	-0.0021	-0.0012	0.0050
22	0.0241	0.0123	0.0033	-0.0024	-0.0022	0.0004	0.0055	0.0141
23	0.0107	0.0033	-0.0011	-0.0030	0.0002	0.0072	0.0165	0.0282
24	0.0012	-0.0014	-0.0013	0.0015	0.0075	0.0190	0.0330	0.0492
25	-0.0029	-0.0012	0.0038	0.0115	0.0217	0.0367	0.0552	0.0760
26	-0.0002	0.0048	0.0150	0.0277	0.0428	0.0612	0.0845	0.1101
27	0.0088	0.0182	0.0329	0.0508	0.0711	0.0938	0.1212	0.1518

背景色あり
前歯面　中歯面　後歯面
回転位置 1
ピニオン回転角 0.0000

図 30.18　歯当たり解析(接触数値)

30. 10 歯形出力

歯形出力は，砥石歯形，理論歯形(ピニオン，ギヤ)そしてねじ状砥石で研削したギヤの歯形を DXF または IGES ファイルで出力することができます．図 30.19 に，ねじ状砥石で研削した歯形を 3D-IGES 出力し CAD で作図した例を示します．

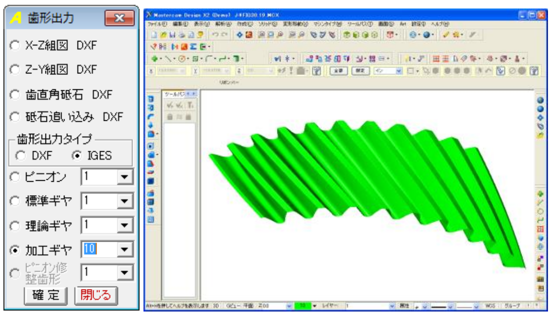
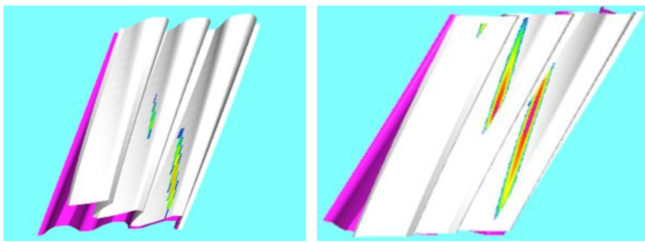


図 30.19　　CAD 作図例(3D-IGES)

30. 11 計算例

本ソフトウェアを用いて ASME DETC2003･PTG-48089 で発表された自動車用歯車（欧州メーカ）の歯当たりを検証すると図 30.20 のように B 社のほうが良好な歯当たりを有していることが解ります．



*m*3, *z*1=27, *z*2=27, *α*=20°, *β*=28°, Σ=8.0°

(a) A 社

*m*2.5, *z*1=31, *z*2=29, *α*=17.5°, *β*=29.5°, Σ=8.6°

(b) B 社

図 30.20　歯当たり確認

[31]AGMA925-A03 (Scoring)

Effect of Lubrication on Gear Surface Distress

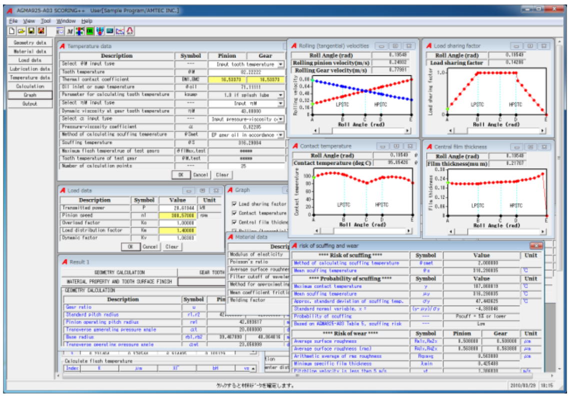


図 31.1　AGMA925-A03

31. 1 概要

AGMA925-A03:2003:2003 の規格に基づいて歯車歯面損傷に対する潤滑効果を評価します.

(1)適用規格

AGMA925-A03　Effect of Lubrication on Gear Surface Distress

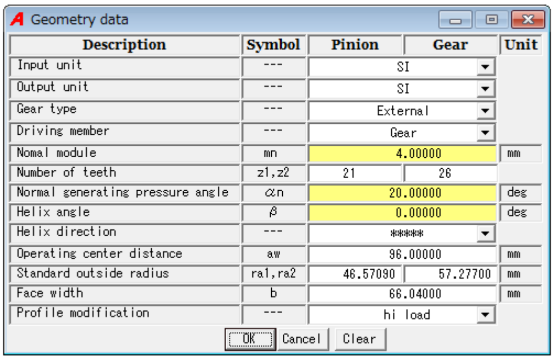
(2)歯車の種類

インボリュート平，はすば歯車（外歯車，内歯車）

31. 2 歯車諸元入力

図 31.2 に歯車諸元入力の画面を示します.

歯車諸元入力は，AGMA925-A03 の[Annex A Flow chart for evaluating scuffing risk and oil film thickness] に基づいています.



Geometry data

Description	Symbol	Pinion	Gear	Unit
Input unit	---	SI		
Output unit	---	SI		
Gear type	---	External		
Driving member	---	Gear		
Nomal module	mn	4.00000		mm
Number of teeth	z1,z2	21	26	
Normal generating pressure angle	αn	20.00000		deg
Helix angle	β	0.00000		deg
Helix direction	---	*****		
Operating center distance	aw	96.00000		mm
Standard outside radius	ra1,ra2	46.57090	57.27700	mm
Face width	b	66.04000		mm
Profile modification	---	hi load		

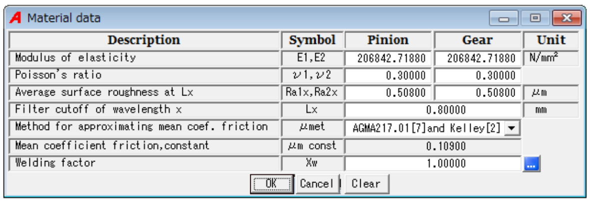
OK　Cancel　Clear

図 31.2　歯車諸元入力

31. 3 材料データ設定

図 31.3 に材料データ設定画面を示します.

使用する材料，ヤング率，ポアソン比，歯面粗さなどを設定します.



Material data

Description	Symbol	Pinion	Gear	Unit
Modulus of elasticity	E1,E2	206842.71880	206842.71880	N/mm²
Poisson's ratio	ν1,ν2	0.30000	0.30000	
Average surface roughness at Lx	Ra1x,Ra2x	0.50800	0.50800	μm
Filter cutoff of wavelength x	Lx	0.80000		mm
Method for approximating mean coef. friction	μmet	AGMA217.01[7]and Kelley[2]		
Mean coefficient friction,constant	μm const	0.10900		
Welding factor	Xw	1.00000		

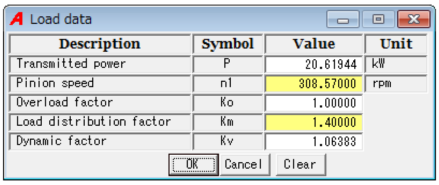
OK　Cancel　Clear

図 31.3　材料データ設定

31. 4 荷重データ設定

図 31.4 に荷重データ設定画面を示します.

かみあいにおける伝達動力，回転数及び係数を設定します.



Load data

Description	Symbol	Value	Unit
Transmitted power	P	20.61944	kW
Pinion speed	n1	308.57000	rpm
Overload factor	Ko	1.00000	
Load distribution factor	Km	1.40000	
Dynamic factor	Kv	1.06383	

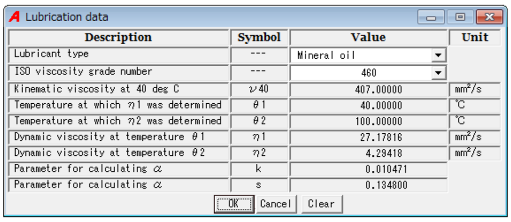
OK　Cancel　Clear

図 31.4　荷重データ設定

31. 5 潤滑条件設定

図 31.5 に潤滑条件設定画面を示します.

歯車の潤滑条件として潤滑油の種類、ISO グレード番号を選択し設定します.



Lubrication data

Description	Symbol	Value	Unit
Lubricant type	---	Mineral oil	
ISO viscosity grade number	---	460	
Kinematic viscosity at 40 deg C	ν40	407.00000	mm²/s
Temperature at which η1 was determined	θ1	40.00000	℃
Temperature at which η2 was determined	θ2	100.00000	℃
Dynamic viscosity at temperature θ1	η1	27.17816	mm²/s
Dynamic viscosity at temperature θ2	η2	4.29418	mm²/s
Parameter for calculating α	k	0.010471	
Parameter for calculating α	s	0.134800	

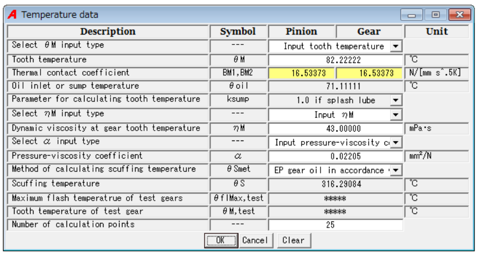
OK　Cancel　Clear

図 31.5　潤滑条件設定

31. 6 温度条件設定

図 31.6 に温度条件設定画面を示します.

歯車の歯の温度，オイルの温度などの諸条件及び計算方式を設定します.



Temperature data

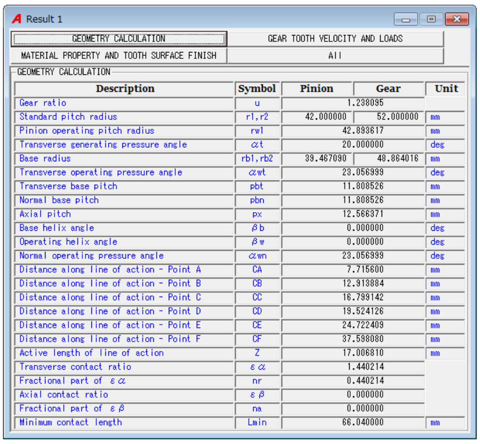
Description	Symbol	Pinion	Gear	Unit
Select θM input type	---	Input tooth temperature		
Tooth temperature	θM	82.22222		℃
Thermal contact coefficient	BM1,BM2	16.53373	16.53373	N/[mm s^.5K]
Oil inlet or sump temperature	θoil	71.11111		℃
Parameter for calculating tooth temperature	ksump	1.0 if splash lube		
Select ηM input type	---	Input ηM		
Dynamic viscosity at gear tooth temperature	ηM	43.00000		mPa･s
Select α input type	---	Input pressure-viscosity c		
Pressure-viscosity coefficient	α	0.02205		mm²/N
Method of calculating scuffing temperature	θSmet	EP gear oil in accordance		
Scuffing temperature	θS	316.29084		℃
Maximum flash temperatrue of test gears	θflMax,test	*****		℃
Tooth temperature of test gear	θM,test	*****		℃
Number of calculation points	---	25		

OK　Cancel　Clear

図 31.6　温度条件設定

31. 7 計算結果 1(Geometry)

図 31.7 に Geometry 計算結果を示します.



Result 1

GEOMETRY CALCULATION　GEAR TOOTH VELOCITY AND LOADS

MATERIAL PROPERTY AND TOOTH SURFACE FINISH　All

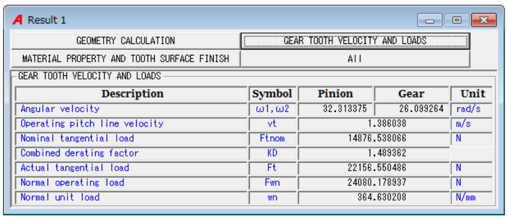
GEOMETRY CALCULATION

Description	Symbol	Pinion	Gear	Unit
Gear ratio	u	1.238095		
Standard pitch radius	r1,r2	42.000000	52.000000	mm
Pinion operating pitch radius	rw1	42.893617		mm
Transverse generating pressure angle	αt	20.000000		deg
Base radius	rb1,rb2	39.467090	48.864016	mm
Transverse operating pressure angle	αwt	23.056999		deg
Transverse base pitch	pbt	11.808526		mm
Normal base pitch	pbn	11.808526		mm
Axial pitch	px	12.566371		mm
Base helix angle	βb	0.000000		deg
Operating helix angle	βw	0.000000		deg
Normal operating pressure angle	αwn	23.056999		deg
Distance along line of action - Point A	CA	7.715600		mm
Distance along line of action - Point B	CB	12.913884		mm
Distance along line of action - Point C	CC	16.799142		mm
Distance along line of action - Point D	CD	19.524126		mm
Distance along line of action - Point E	CE	24.722409		mm
Distance along line of action - Point F	CF	37.598080		mm
Active length of line of action	Z	17.006810		mm
Transverse contact ratio	εα	1.440214		
Fractional part of εα	nr	0.440214		
Axial contact ratio	εβ	0.000000		
Fractional part of εβ	na	0.000000		
Minimum contact length	Lmin	66.040000		mm

図 31.7　Geometry の計算結果

31. 8 計算結果 1(Gear tooth velocity and loads)

図 31.8 に Gear tooth velocity and load 計算結果を示します.



Result 1

GEOMETRY CALCULATION	GEAR TOOTH VELOCITY AND LOADS
MATERIAL PROPERTY AND TOOTH SURFACE FINISH	All

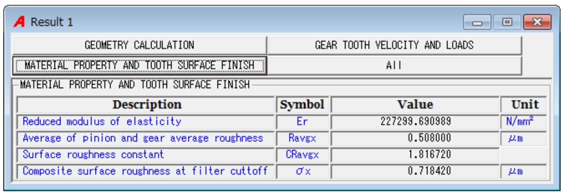
GEAR TOOTH VELOCITY AND LOADS

Description	Symbol	Pinion	Gear	Unit
Angular velocity	ω1,ω2	32.313375	26.099264	rad/s
Operating pitch line velocity	vt	1.386038		m/s
Nominal tangential load	Ftnom	14876.538066		N
Combined derating factor	KD	1.489362		
Actual tangential load	Ft	22156.550486		N
Normal operating load	Fwn	24080.178937		N
Normal unit load	wn	364.630208		N/mm

図 31.8　Gear tooth velocity and load 計算結果

31. 9 計算結果 1(Material property and tooth surface finish)

図 31.9 に Material property and tooth surface finish 計算結果を示します.



Result 1

GEOMETRY CALCULATION	GEAR TOOTH VELOCITY AND LOADS
MATERIAL PROPERTY AND TOOTH SURFACE FINISH	All

MATERIAL PROPERTY AND TOOTH SURFACE FINISH

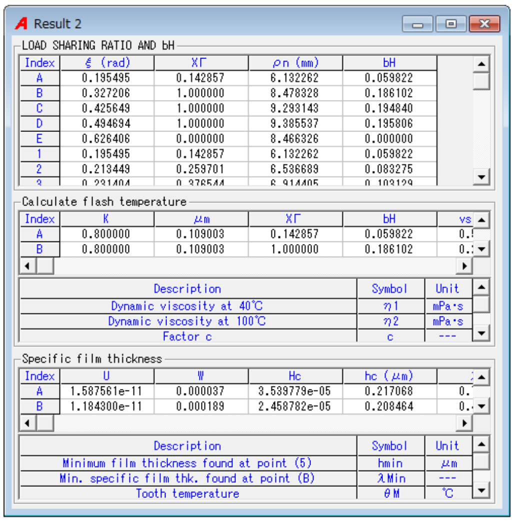
Description	Symbol	Value	Unit
Reduced modulus of elasticity	Er	227299.690989	N/mm²
Average of pinion and gear average roughness	Ravgx	0.508000	μm
Surface roughness constant	CRavgx	1.816720	
Composite surface roughness at filter cuttoff	σx	0.718420	μm

図 31.9　Material property and tooth surface finish

31. 10 計算結果 2

図 31.10 に計算結果 2 を示します.

各かみ合い点における Load sharing ratio，Flash temperature および Film thickness の数値を表で出力します.



Result 2

LOAD SHARING RATIO AND bH

Index	ξ (rad)	XΓ	ρn (mm)	bH
A	0.195495	0.142857	6.132262	0.059822
B	0.327206	1.000000	8.478328	0.186102
C	0.425649	1.000000	9.293143	0.194840
D	0.494694	1.000000	9.385537	0.195806
E	0.626406	0.000000	8.466326	0.000000
1	0.195495	0.142857	6.132262	0.059822
2	0.213449	0.259701	6.536689	0.083275
3	0.231404	0.376544	6.914405	0.103129

Calculate flash temperature

Index	K	μm	XΓ	bH	vs
A	0.800000	0.109003	0.142857	0.059822	0.[illegible]
B	0.800000	0.109003	1.000000	0.186102	0.[illegible]

Description	Symbol	Unit
Dynamic viscosity at 40℃	η1	mPa･s
Dynamic viscosity at 100℃	η2	mPa･s
Factor c	c	---

Specific film thickness

Index	U	W	Hc	hc (μm)	
A	1.587561e-11	0.000037	3.539779e-05	0.217068	0.[illegible]
B	1.184300e-11	0.000189	2.458782e-05	0.208464	0.[illegible]

Description	Symbol	Unit
Minimum film thickness found at point (5)	hmin	μm
Min. specific film thk. found at point (B)	λMin	---
Tooth temperature	θM	℃

図 31.10　計算結果 2

31. 11 グラフ(Load sharing factor)

図 31.11 にグラフ(Load sharing factor)を示します.

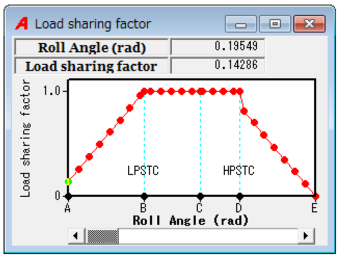


図 31.11　Load sharing factor

31. 12 グラフ(Contact temperature)

図 31.12 にグラフ(Contact temperature)を示します.

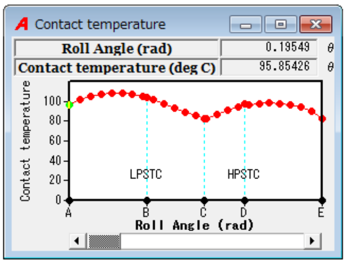


図 31.12　Contact temperature

31. 13 グラフ(Central film thickness)

図 31.13 にグラフ(Central film thickness)を示します.

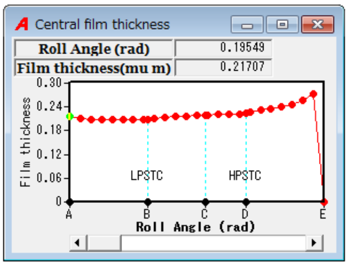


図 31.13　Central film thickness

31. 14 グラフ(Rolling velocities)

図 31.14 にグラフ(Rolling velocities)を示します.

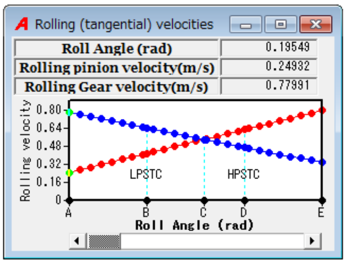
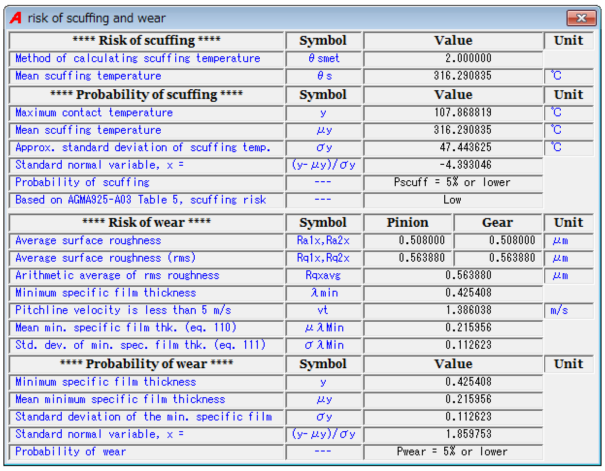


図 31.14　Rolling velocities

31. 15 計算結果(Scuffing と摩耗の確率)

図 31.15 に Scuffing と摩耗の確率を示します.



risk of scuffing and wear

**** Risk of scuffing ****	Symbol	Value		Unit
Method of calculating scuffing temperature	θsmet	2.000000		
Mean scuffing temperature	θs	316.290835		℃
**** Probability of scuffing ****	Symbol	Value		Unit
Maximum contact temperature	y	107.868819		℃
Mean scuffing temperature	μy	316.290835		℃
Approx. standard deviation of scuffing temp.	σy	47.443625		℃
Standard normal variable, x =	(y-μy)/σy	-4.393046		
Probability of scuffing	---	Pscuff = 5% or lower		
Based on AGMA925-A03 Table 5, scuffing risk	---	Low		
**** Risk of wear ****	Symbol	Pinion	Gear	Unit
Average surface roughness	Ra1x,Ra2x	0.508000	0.508000	μm
Average surface roughness (rms)	Rq1x,Rq2x	0.563880	0.563880	μm
Arithmetic average of rms roughness	Rqxavg	0.563880		μm
Minimum specific film thickness	λmin	0.425408		
Pitchline velocity is less than 5 m/s	vt	1.386038		m/s
Mean min. specific film thk. (eq. 110)	μλMin	0.215956		
Std. dev. of min. spec. film thk. (eq. 111)	σλMin	0.112623		
**** Probability of wear ****	Symbol	Value		Unit
Minimum specific film thickness	y	0.425408		
Mean minimum specific film thickness	μy	0.215956		
Standard deviation of the min. specific film	σy	0.112623		
Standard normal variable, x =	(y-μy)/σy	1.859753		
Probability of wear	---	Pwear = 5% or lower		

図 31.15　Scuffing と摩耗の確率

※表示桁数は，規格に準じています.

[32]正弦歯形歯車設計システム

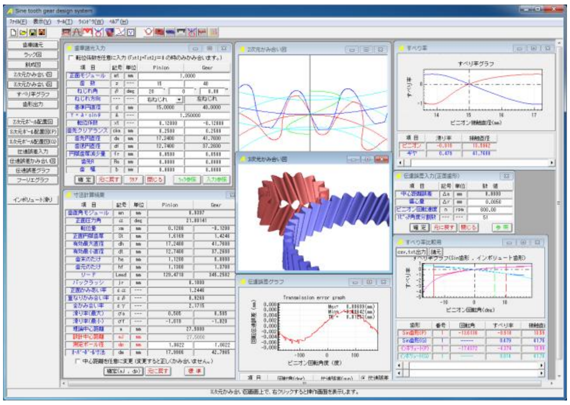


図 32.1　正弦歯形歯車設計システム

32. 1 概要

古くからポンプギヤ用として提案されてきた正弦曲線で構成される歯形を基準ラックとする歯車（以下，正弦歯形歯車）は，インボリュート歯車に比べすべり率が小さいため動力損失が小さくなります．そのため，かみ合い時の摩擦発熱量が減少し，歯の温度上昇も押さえられると考えることができる．このことから，プラスチック歯車の温度上昇に伴うプラスチック材料の許容曲げ応力の低下も小さくなりプラスチック歯車の負荷容量も大きくなると期待できます．

また, 正弦歯形歯車のかみ合いは, インボリュート歯車に比べ, かみ合い点における相対曲率が小さく，歯の幾何形状についても危険断面における歯厚が大きいことなどから歯面接触応力，歯元曲げ応力の低下をもたらし，負荷容量増加に有利に働くことも期待できます．以上の理由により用途によっては有効な歯形であると考えています．

32. 2 歯車の種類と歯形

(1)歯車の種類　：外歯車（平歯車およびはすば歯車）

(2)歯　　形　　：正弦曲線歯形

32. 3 基準ラック

正弦歯形歯車の基準ラックを図 32.2 に示します．基準ラックの歯溝を切れ刃とするカウンタラック（ホブ等）が創成する歯形を歯数毎に求めることができ，このカウンタラックによって創成した正面歯形を基に成形研削も容易に可能です．

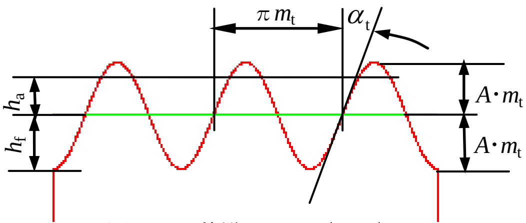


図 32.2　基準ラック（正面）

32. 4 歯車諸元入力

図 32.3 に，歯車諸元の入力画面を示します．正弦歯形歯車の転位係数の和は常に 0 でなければなりません．

歯車諸元入力

転位係数を任意に入力（「xt1」+「xt2」=0 の時のみかみ合います。）

項　目	記号	単位	Pinion	Gear
正面モジュール	mt	mm	1.0000	
歯　数	z	---	15	40
ねじれ角	β	deg	20 ° 0 ' 0.00 "	
ねじれ方向	---	---	右ねじれ	左ねじれ
基準円直径	d	mm	15.0000	40.0000
Y = A・sinθ	A	---	1.250000	
転位係数	xt	---	0.12000	-0.12000
歯先クリアランス	cka	mm	0.2500	0.2500
歯先円直径	da	mm	17.2400	41.7600
歯底円直径	df	mm	12.7400	37.2600
円弧歯厚減少量	fr	mm	0.0500	0.0500
歯先R	Ra	mm	0.0000	0.0000
歯　幅	b	mm	8.0000	8.0000

確 定　元に戻す　ｸﾘｱ　閉じる　ﾗｯｸ参照　入力参照

図 32.3　歯車諸元

32. 5 歯車寸法

歯車寸法，かみ合い率，すべり率の計算結果を図 32.4 に示します．正弦歯形歯車のような非インボリュート歯車は，理論中心距離でのみ正しくかみ合いますが，本ソフトウェアでは故意に中心距離を変更することもできます．

寸法計算結果

項　目	記号	単位	Pinion	Gear
歯直角モジュール	mn	mm	0.9397	
正面圧力角	α	deg	21.80141	
転位量	xm	mm	0.1200	-0.1200
正面円弧歯厚	St	mm	1.6169	1.4246
有効最大直径	dh	mm	17.2400	41.7600
有効最小直径	dt	mm	12.7400	37.2600
歯末のたけ	ha	mm	1.1200	0.8800
歯元のたけ	hf	mm	1.1300	1.3700
リード	Lead	mm	129.4718	345.2582
バックラッシ	jr	mm	0.1000	
正面かみあい率	εα	---	1.2446	
重なりかみ合い率	εβ	---	0.9268	
全かみ合い率	εγ	---	2.1715	
滑り率(最大)	σa	---	0.505	0.505
滑り率(最小)	σf	---	-1.019	-1.020
理論中心距離	a	mm	27.5000	
設計中心距離	aJ	mm	27.5000	
測定ボール径	dp	mm	1.8622	1.8622
ｵｰﾊﾞｰﾎﾞｰﾙ寸法	dm	mm	17.9986	42.7965

中心距離を任意に変更（変更すると正しくかみ合いません。）

確定(aJ , dp)　元に戻す　標 準

図 32.4　歯車寸法

32. 6 歯形

図 32.5 に正弦歯形歯車のかみ合いを示します．インボリュート歯車の場合，接触線は直線となりますが，正弦歯形歯車の接触線は S 字線となります．そのため，かみ合い始めの点 p からかみ合い終わりの点 q までが，かみ合い角度となります．従って，インボリュート歯車の場合，相手歯車の歯数が多くなるとかみ合い率は増加しますが，正弦歯形歯車のかみ合い率は，大きな増加はありません．図 32.6 の歯形レンダリングの歯面中央に接触線を確認することができます．また，図 32.7 および図 32.8 に CAD 作図例を示します．

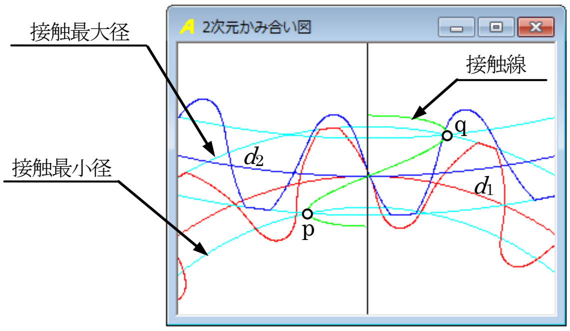


図 32.5　歯形

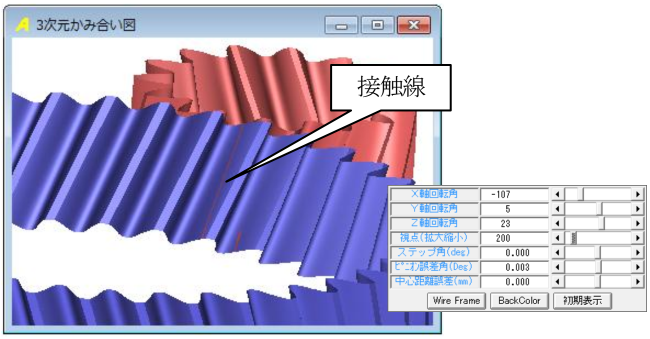


図 32.6　歯形レンダリング

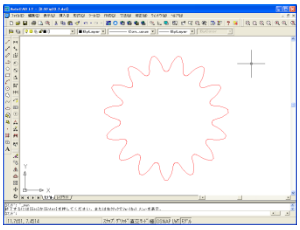


図 32.7　CAD 作図例(DXF)

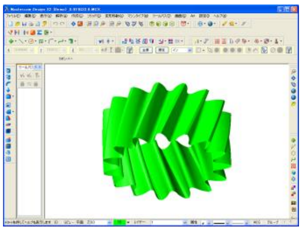


図 32.8　CAD 作図例(3D-IGES)

32. 7 すべり率

図 32.9 に正弦歯形歯車のすべり率を，図 32.10 にインボリュート歯車のすべり率と正弦歯形歯車のすべり率を重ね合わせた図を示します．ただし，インボリュート歯車の諸元は正弦歯形歯車と同じとしています．

図 32.10 より，正弦歯形歯車(ピニオン)のすべり面積は，インボリュートに比べ 1/3.5 と小さく，正弦歯形歯車(ギヤ)のすべり面積は， 1/1.90 と小さいことが解ります．

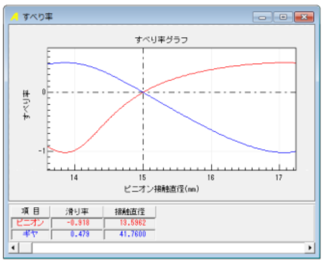


図 32.9　正弦歯形歯車のすべり率

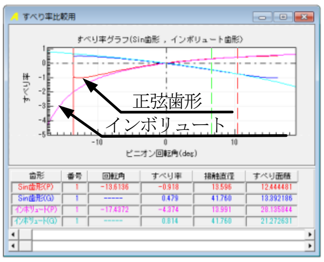


図 32.10　インボリュート歯車と正弦歯形歯車のすべり率

表 32.1　すべり面積

	最大すべり率	すべり面積
正弦歯形歯車(P)	-0.918	12.4
正弦歯形歯車(G)	0.479	13.4
インボリュート歯車(P)	-10.1	43.4
インボリュート歯車(P)	0.910	25.7

32. 8 かみ合い率の変化

インボリュート歯車(図32.11)と正弦歯形歯車(図32.12)のかみ合い率の変化を示します．ピニオンの歯数を 18 に固定してギヤの歯数を 18,25,30,50,100 と変化させたときのかみ合い率を図 32.13 および表 32.2 に示します．その結果，インボリュート歯車は，ギヤ歯数が増加するとともにかみ合い率も大きくなりますが，正弦歯形歯車は，ほとんど変化がありません．

図 32.11　インボリュート

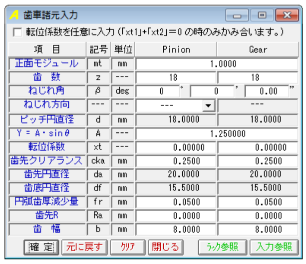


図 32.12　正弦歯形歯車

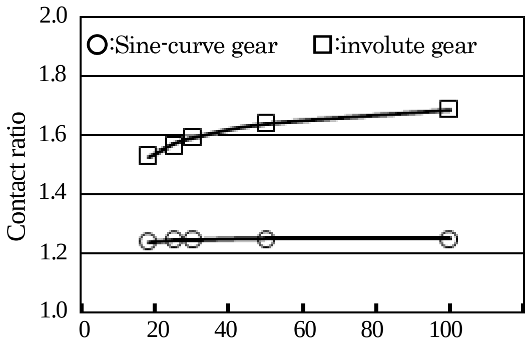


図 32.13　かみ合い率の変化

表 32.2　かみ合い率

z_1	z_2	a	$\varepsilon_{\alpha(\mathrm{Involute})}$	$\varepsilon_{\alpha(\mathrm{Sine})}$
18	18	18.000	1.5298	1.2422
18	25	21.500	1.5707	1.2473
18	30	24.000	1.5916	1.2487
18	50	34.000	1.6422	1.2498
18	100	59.000	1.6911	1.2498

32. 9 伝達誤差

伝達誤差解析結果を図 32.14 および図 32.15 に示します．

図 32.14　伝達誤差設定

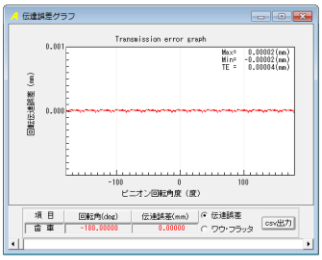


図 32.15　伝達誤差解析結果

32. 10 さいごに

正弦曲線歯車の正面かみ合い率は，インボリュート歯車に比して小さいですが，すべり率がインボリュート歯車より小さいため発熱量の低下と効率向上が期待できます．

◆プラスチック歯車（$m1, z48$）の実験例では同諸元のインボリュート歯車に比して効率が向上しています．詳細は，**付録[E]**をご覧ください．

[33] ピン&ラック設計システム

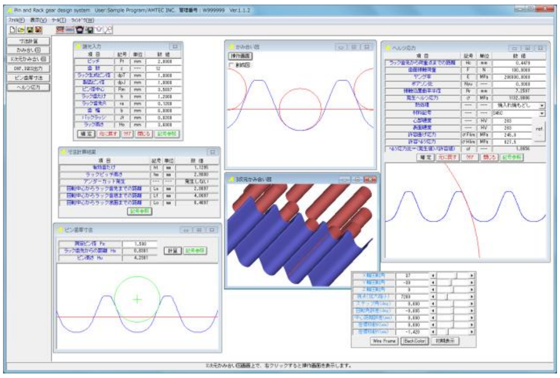


図 33.1　ピン&ラック設計システム

33.1 概要

ラック&ピニオンは，カタログ[19]の VGR ラック，[26]の CGR ラック，[41]に示す一般ラックがありますが，本ソフトウェアは，ピニオンをピン歯車としてかみ合うラックを生成することができます．図 33.2 に示す入力画面でラック歯形生成用ピン径と製品ピン径を同じとすることでバックラッシをゼロとするラックを得ることができます．

33.2 歯車諸元入力

図 33.2 に，歯車諸元の入力画面を示します．また，図 33.3 に寸法を，図 33.4 に記号の補助画面を示します．

図 33.2　歯車諸元

図 33.3　歯車寸法

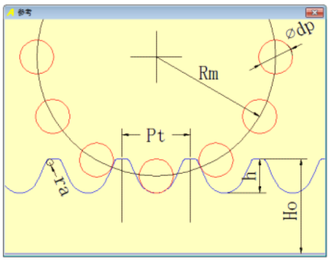


図 33.4　記号

33.3 歯形

図 33.2 でバックラッシを与えていますので図 33.5 では図中の右側のピンのみ接触しています．　また，図 33.6 にラックのピン寸法を示します．

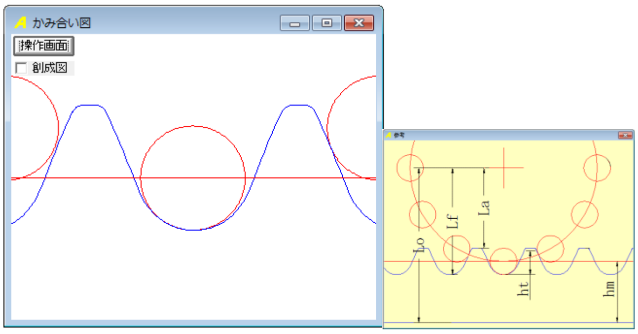


図 33.5　歯形

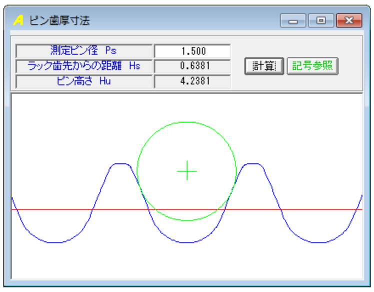


図 33.6　ピン寸法

33.4 強度計算

図 33.7 に強度結果を示します．

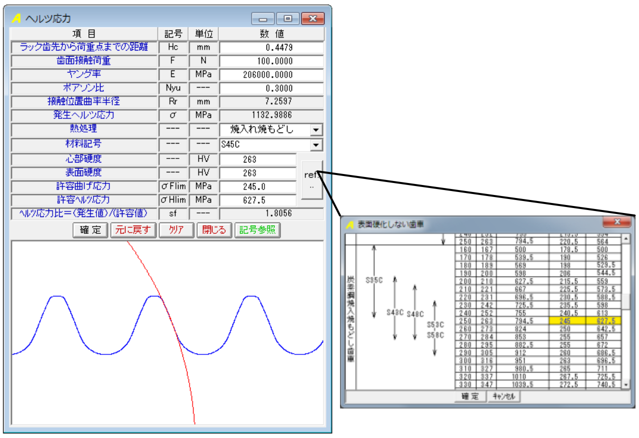


図 33.7　強度結果

33.5 CAD 作図例

図 33.8 にファイル出力設定を，図 33.9 に CAD 作図例を示します．

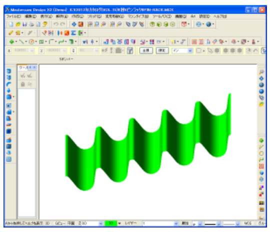


図 33.8　ファイル出力　　図 33.9　CAD 作図例

[34] Hyp-Trochoid gear design system

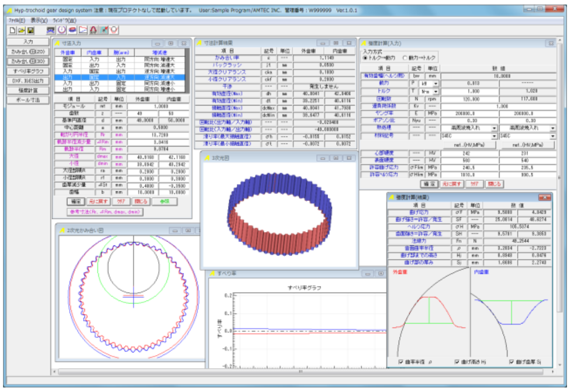


図34.1　Hyp-Trochoid gear design system

34. 1 概要

Hyp-Trochoid gear design system は，トロコイド曲線歯車（外歯車×内歯車）を設計するソフトウエアです．かみ合い率はインボリュート歯形に比して数倍あり，歯形設計，歯のかみ合いを計算することができます．この歯車の歯形はトロコイド曲線であるため，すべり率はインボリュート歯形に比べて小さく，且つ，ほぼ一定であるため動力損失の低減に有効です．また，本例 (図 34.3) のようにピニオンを自公転させてかみ合う歯車とすれば，1 対の歯車で高減速比（本例 $i = 1/49$）とすることができます．

34. 2 設計・歯形

内転トロコイド歯形を図 34.2 の考え方で生成します．ピッチ円半径（R_p）に接しながら滑りなく転がり円半径（R_r）を回転させ，運動する軌跡半径（R_m）上の 1 点が描く軌跡を歯形座標としています．なお，$R_m=R_r$ とすると，内転サイクロイド曲線です．

歯数差を小さく（1～2 歯差）してピニオン（外歯車）の自公転を利用して速比を大きくすることができます．しかし，かみ合い率を 1 以上とする設計とするための数値を直接入力することは非常に困難であるため，本ソフトウエアではモジュールと歯数の入力後，かみ合い率を基準にして設計基準値を表示する機能を有しています．

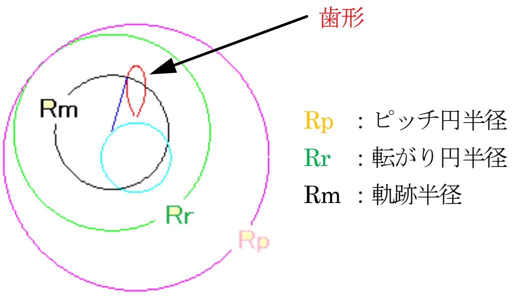


図 34.2　内転トロコイド歯形

34. 3 寸法設定

本例では，ピニオンを自公転させてかみ合う歯形の生成例を示します．図 34.3 上部の青抜き枠の組み合わせ（外歯車；出力，内歯車；固定，腕；入力）として，モジュール 1，外歯車歯数（z_1=50），内歯車歯数（z_2=51）としたとき，かみ合い率を満足させ，且つ，内転トロコイド歯形の転がり円半径（R_r）や軌跡半径（R_m）を設定する場合，図 34.3 でモジュール，歯数入力後，参考寸法(Rr、⊿Rm、dmax、dmin) により設計基準値を決定することができます．図 34.4 は，最小かみ合い率を 3.0 としたときの組み合わせであり，この中から 11 番目の寸法を選択すると図 34.3 の紫色の項目は，図 34.5 に示す値となります．

図 34.3　寸法設定

図 34.4　寸法一覧

図 34.5　寸法設定

図 34.5 の大径部丸み半径（r_a）や小径部の丸み半径（r_f）そして歯厚減少量（$\bigtriangleup S_t$）を与えることにより歯形や各部寸法が決まります．その結果を図34.6に示しますが，歯先Rを与えることにより，かみ合い率は ε=2.425 に低下します．また，外歯車の歯厚を小さ

く（0.20mm）し，内歯車の歯厚を大きく（0.18mm）してバックラッシ j_t=0.02mm を与えています．回転比（本例の場合 1/50）やクリアランス，干渉発生の有無を表示します．

項 目	記号	単位	外歯車	内歯車
かみ合い率	ε	---	2.4246	
バックラッシ	jt	mm	0.0200	
大径クリアランス	cka	mm	0.1000	
小径クリアランス	ckf	mm	0.2000	
干渉	---	---	発生しません	
有効直径(Max)	dh	mm	34.0433	35.2191
有効直径(Min)	dt	mm	32.5267	33.7301
接触直径(Max)	dcMax	mm	34.0433	34.9902
接触直径(Min)	dcMin	mm	32.9116	33.7301
回転比(出力軸／入力軸)	---	---	-0.020000	
回転比(入力軸／出力軸)	---	---	-50.000000	
滑り率(最大接触直径)	σh	---	-0.0695	0.0650
滑り率(最小接触直径)	σt	---	-0.0192	0.0188

図 34.6　寸法計算結果

34. 4 歯形図

図34.5で設定した歯車諸元に基づき内転トロコイド歯形を生成し図 34.7 のように作図します．図 34.8 は，図 34.7 のかみ合い部 A の拡大図（図中〇の 3 歯が同時接触）であり，図 34.9 は同じく B の拡大図です．かみ合い図(2D)では，図 34.10 のように距離計測（歯先間距離が 0.096mm）をすることができます．

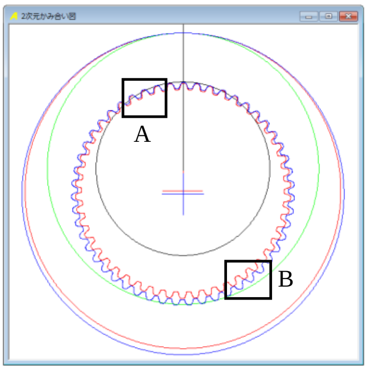


図 34.7　かみ合い（2D）

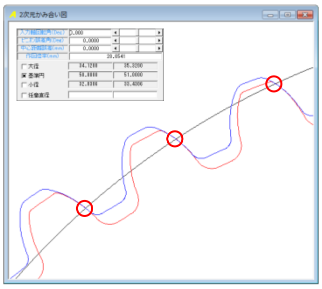


図 34.8　かみ合い(A)

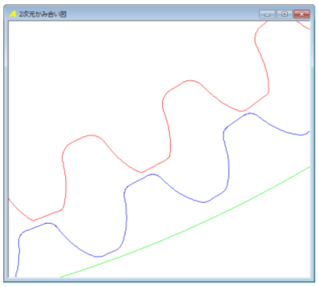


図 34.9　かみ合い(B)

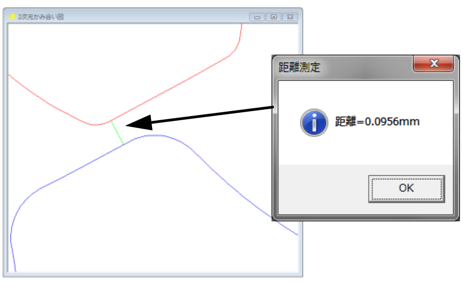


図 34.10　かみ合い（距離計測）

図 34.11 および図 34.12 に歯形レンダリングを示します．この図では図34.3で設定した歯車の組み合わせに応じて歯車が回転します．また，図 34.12 に示すように接触線を観察することができます．

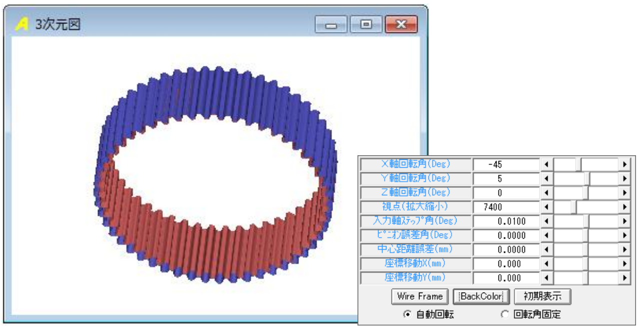


図 34.11　歯形レンダリング 1

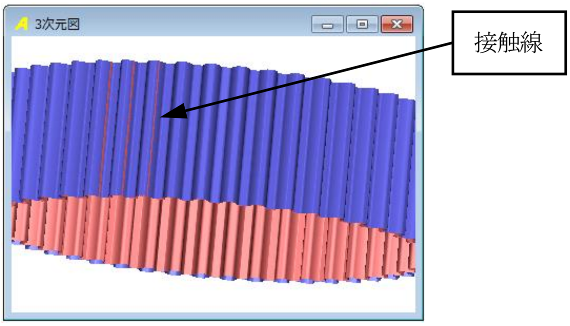


図 34.12　歯形レンダリング 2

34. 5 オーバーボール寸法

生成した歯形の管理のためオーバーボール（ビトイーン）寸法を図 34.13 および図 34.14 のように計算することができます．

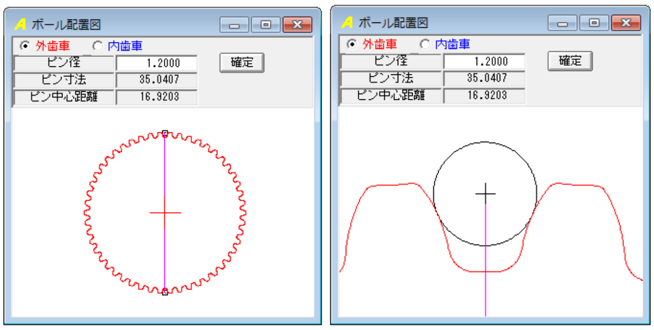


図 34.13　オーバーボール寸法（外歯車）

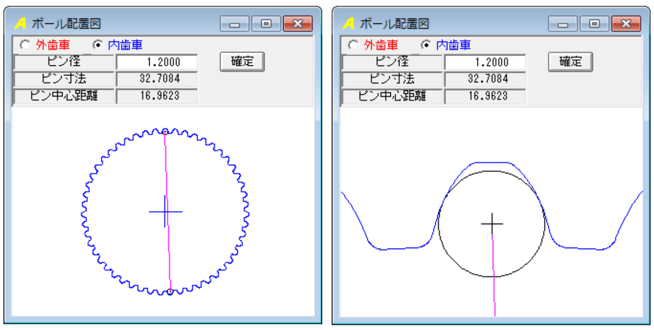


図 34.14　ボール寸法（内歯車）

34. 6 すべり率

本例の内転トロコイド歯形のすべり率は，図 34.6 の寸法計算

結果に示すように最大接触直径では σ_h=0.0695 であり，最小接触直径では σ_i=0.0192 で，歯形位置（直径）におけるすべり率の変化は，図 34.15 で知ることができます．この図から本例の内転トロコイド歯形のすべり率は，ほぼ一定であることが解ります．

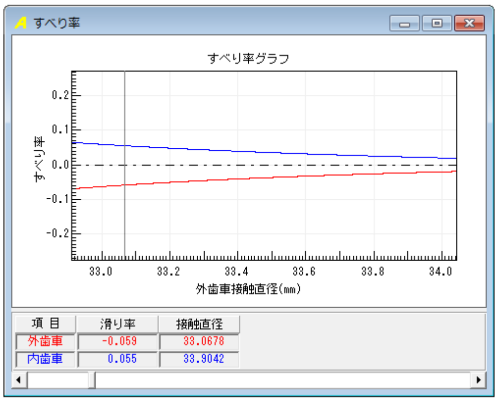


図 34.15　すべり率

34. 7 強度計算

強度計算は, 図 34.16 に示す強度設定画面でトルク, 回転速度, 過負荷係数等を入力します. 材料の許容応力は, 直接入力するか, または, 図34.16の材料選択表を用いて設定することができます.

図 34.15　強度設定

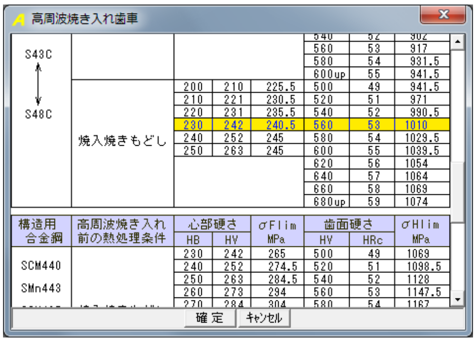


図 34.16　材料選択

歯の曲げ強さは，歯たけ中央位置における歯形の曲率半径を基本とします．また，最弱断面歯厚は 30 度接線法（内歯は 60 度接線法）により決定し，歯先に荷重が作用するものとして歯元に発生する応力を計算します．さらに，曲率半径，曲げ高さそして最弱断面歯厚は，図 34.17 の歯形図で確認することができます．

歯面強さも曲げ強さと同様に歯たけの中央位置における歯形の曲率半径を基本とし，発生ヘルツ応力を計算します．曲げ強さおよび歯面強さは，材料の許容応力と発生する応力の比としています．図 34.17 に強度計算結果例を示します．

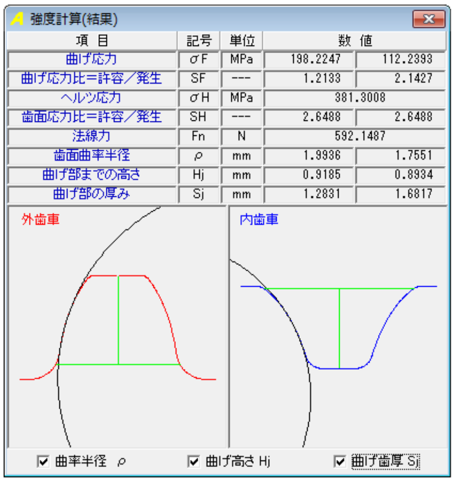


図 34.17　強度計算結果

34. 8 歯形出力

生成した歯形は, 図 34.18 の歯形出力機能により CAD ファイルとして出力することができます．作図例を図 34.19～34.20 に示します.

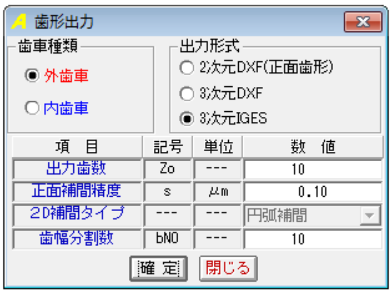
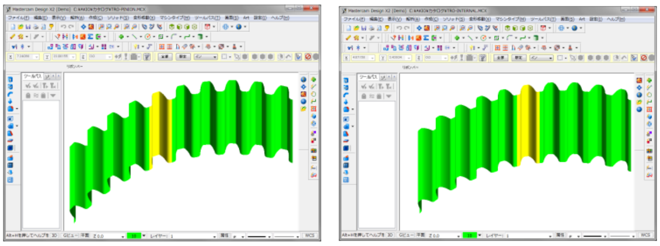
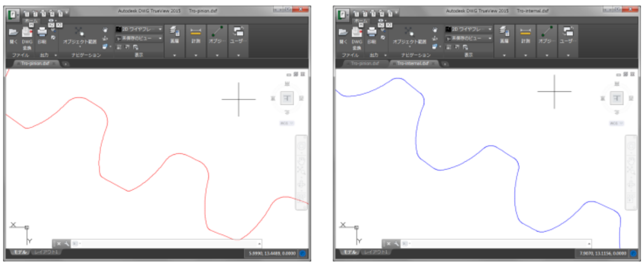


図 34.18　歯形出力



(a) 外歯車　　(b) 内歯車

図 34.19　CAD 作図例(3D)



(a) 外歯車　　(b) 内歯車

図 34.20　CAD 作図例(2D)

[35] K-H-V Differential gear design system

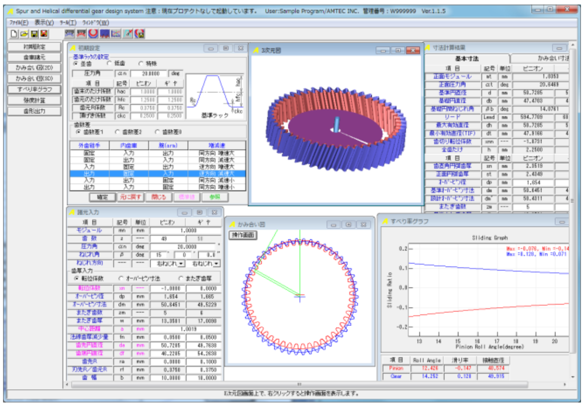


図35.1　K-H-V Differential gear design system

35. 1 概要

K-H-V Differential gear design system は，インボリュート歯車の差動減速（増速）機構設計（歯数差 0，1，2 の 3 種類）ソフトウエアであり，歯形設計，歯のかみ合い，すべり率，強度計算をすることができます．歯数差が小さい場合，転位係数 0 の標準歯車で設計するとインボリュート干渉等が発生しますが，本ソフトウエアでは，かみ合い率が 1 以上で且つ，干渉が発生しない転位係数の組み合わせの歯車を計算することができます．なお，トロコイド曲線を有する差動歯車ソフトウエアは，カタログ[34]をご覧ください．

35. 2 初期設定

図 35.2 に示すように，基準ラックの設定と歯数差（1 歯差，2 歯差，0 歯差）を選択し，次に，組み合わせ（腕の固定／入力／出力）を選択します（図 35.2）．歯数差が 0 の場合は，腕（arm）を固定として歯形を作図します．

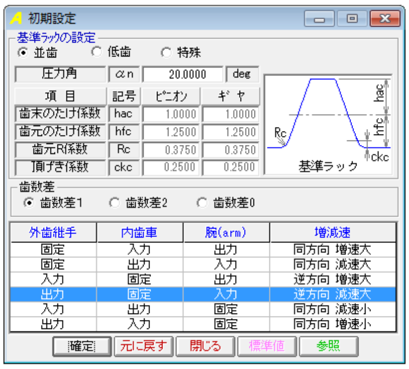


図 35.2　初期設定

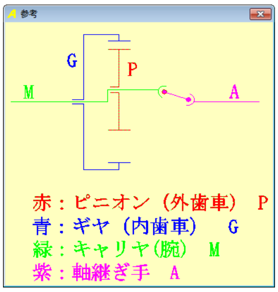


図 35.3　K-H-V 型減速機構

35. 3 寸法設定

図 35.4 の m_n，z，α_n，β 入力後，転位係数（x_n）の与え方は無数に存在しますので 参考値 補助機能を使用して，かみ合い率 1 以上で且つ，インボリュート干渉が発生しない組み合わせを図 35.5 に示します（図中の○印）．本例の場合，55 個を表示しますが，この中から No.27 の転位係数（x_{n1}=-0.6，図中の ● 丸）を選択すると，図 35.7 ように諸元が決まります．

また，転位係数とかみ合い率そして歯車寸法は，図 35.6 の表からも選択することができます．

図 35.4　諸元設定 1

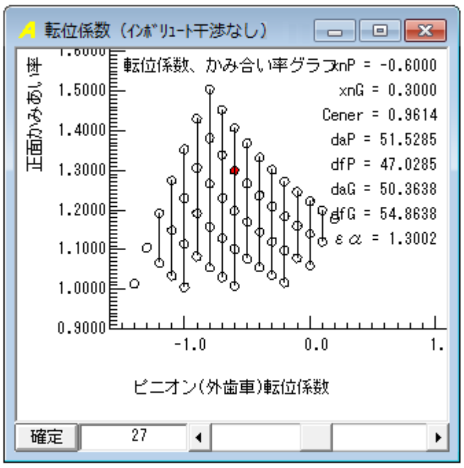


図 35.5　補助機能（転位係数とかみ合い率）

寸法一覧(ダブルクリックで代入)

番号	転位係数XnP	転位係数XnG	中心距離	歯先円直径daP	歯底円直径dfP	歯先円直径daG	歯底円直径dfG	正面かみ合い率
19	-0.8000	0.3000	1.0420	51.1285	46.6285	50.3638	54.8638	1.1577
20	-0.8000	0.4000	1.0816	51.1285	46.6285	50.5638	55.0638	1.0551
21	-0.7000	0.1000	0.9202	51.3285	46.8285	49.9638	54.4638	1.4523
22	-0.7000	0.2000	0.9614	51.3285	46.8285	50.1638	54.6638	1.3379
23	-0.7000	0.3000	1.0019	51.3285	46.8285	50.3638	54.8638	1.2301
24	-0.7000	0.4000	1.0420	51.3285	46.8285	50.5638	55.0638	1.1279
25	-0.7000	0.5000	1.0816	51.3285	46.8285	50.7638	55.2638	1.0304
26	-0.6000	0.2000	0.9202	51.5285	47.0285	50.1638	54.6638	1.4076
27	-0.6000	0.3000	0.9614	51.5285	47.0285	50.3638	54.8638	1.3002
28	-0.6000	0.4000	1.0019	51.5285	47.0285	50.5638	55.0638	1.1984
29	-0.6000	0.5000	1.0420	51.5285	47.0285	50.7638	55.2638	1.1012
30	-0.6000	0.6000	1.0816	51.5285	47.0285	50.9638	55.4638	1.0081
31	-0.5000	0.3000	0.9202	51.7285	47.2285	50.3638	54.8638	1.3680
32	-0.5000	0.4000	0.9614	51.7285	47.2285	50.5638	55.0638	1.2666
33	-0.5000	0.5000	1.0019	51.7285	47.2285	50.7638	55.2638	1.1698
34	-0.5000	0.6000	1.0420	51.7285	47.2285	50.9638	55.4638	1.0770
35	-0.4000	0.4000	0.9202	51.9285	47.4285	50.5638	55.0638	1.3327
36	-0.4000	0.5000	0.9614	51.9285	47.4285	50.7638	55.2638	1.2363
37	-0.4000	0.6000	1.0019	51.9285	47.4285	50.9638	55.4638	1.1439

図 35.6　補助機能（No.27 の x_n と ε）

項 目	記号	単位	ピニオン	ギ ヤ
モジュール	mn	mm	1.0000	
歯 数	z	---	49	50
圧力角	αn	deg	20.0000	
ねじれ角	β	deg	15 ° 0 ′ 0.0 ″	
ねじれ方向	---	---	右ねじれ	右ねじれ

歯厚入力 ◉ 転位係数 ○ オーバーピン寸法 ○ またぎ歯厚

項 目	記号	単位	ピニオン	ギ ヤ
転位係数	xn	---	-0.6000	0.2000
オーバーピン径	dp	mm	1.654	1.674
オーバーピン寸法	dm	mm	51.6395	49.9088
またぎ歯数	zm	---	5	7
またぎ歯厚	w	mm	13.6318	20.0987
中心距離	a	mm	0.9202	
法線歯厚減少量	fn	mm	0.1000	0.0000
歯先円直径	da	mm	51.5285	50.1638
歯底円直径	df	mm	47.0285	54.6638
歯先R	ra	mm	0.0500	0.0500
刃先R／歯元R	rf	mm	0.3750	0.3750
歯 幅	b	mm	10.0000	10.0000

確定 元に戻す クリア 閉じる 参考値 参照

図 35.7　諸現設定 2

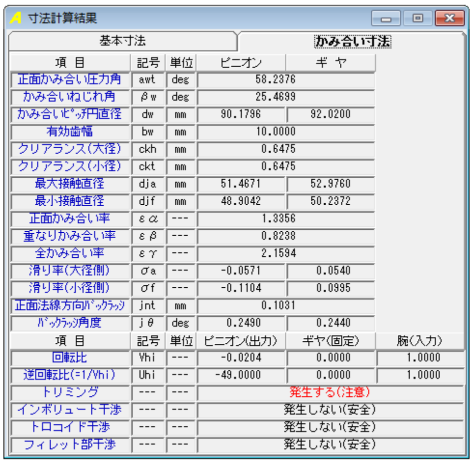
図 35.7 の諸元を［確定］すると図 35.8 および図 35.9 のように寸法が決まります．本例の場合，トリミングが発生していますが，かみ合いには影響がないためこのまま計算を進めます．

寸法計算結果 — 基本寸法 / かみ合い寸法

項 目	記号	単位	ピニオン	ギ ヤ
正面モジュール	mt	mm	1.0353	
正面圧力角	αt	deg	20.6469	
基準円直径	d	mm	50.7285	51.7638
基礎円直径	db	mm	47.4703	48.4391
基礎円筒ねじれ角	βb	deg	14.0761	
リード	Lead	mm	594.7709	606.9091
最大有効直径	dh	mm	51.4671	54.2473
最小有効直径(TIF)	dt	mm	48.2779	50.2372
歯切り転位係数	xnn	---	-0.7462	0.2000
全歯たけ	h	mm	2.2500	2.2500
項 目	記号	単位	ピニオン	ギ ヤ
歯直角円弧歯厚	sn	mm	2.1140	1.7164
正面円弧歯厚	st	mm	2.1886	1.7769
オーバーピン径	dp	mm	1.654	1.674
基準オーバーピン寸法	dm	mm	51.6395	49.9088
設計オーバーピン寸法	dm’	mm	51.3014	49.9088
またぎ歯数	zm	---	5	7
基準またぎ歯厚	W	mm	13.6318	20.0987
設計またぎ歯厚	W’	mm	13.5318	20.0987

参照

図 35.8　寸法



寸法計算結果 — 基本寸法 / かみ合い寸法

項 目	記号	単位	ピニオン	ギ ヤ	
正面かみ合い圧力角	awt	deg	58.2376		
かみ合いねじれ角	βw	deg	25.4699		
かみ合いピッチ円直径	dw	mm	90.1796	92.0200	
有効歯幅	bw	mm	10.0000		
クリアランス(大径)	ckh	mm	0.6475		
クリアランス(小径)	ckt	mm	0.6475		
最大接触直径	dja	mm	51.4671	52.9760	
最小接触直径	djf	mm	48.9042	50.2372	
正面かみ合い率	εα	---	1.3356		
重なりかみ合い率	εβ	---	0.8238		
全かみ合い率	εγ	---	2.1594		
滑り率(大径側)	σa	---	-0.0571	0.0540	
滑り率(小径側)	σf	---	-0.1104	0.0995	
正面法線方向バックラッシ	jnt	mm	0.1031		
バックラッシ角度	jθ	deg	0.2490	0.2440	
項 目	記号	単位	ピニオン(出力)	ギヤ(固定)	腕(入力)
回転比	Vhi	---	-0.0204	0.0000	1.0000
逆回転比(=1/Vhi)	Uhi	---	-49.0000	0.0000	1.0000
トリミング	---	---	発生する(注意)		
インボリュート干渉	---	---	発生しない(安全)		
トロコイド干渉	---	---	発生しない(安全)		
フィレット部干渉	---	---	発生しない(安全)		

図 35.9　かみ合い寸法

35. 4 歯形

歯車諸元（図 35.7）の歯形を図 35.10 のように作図することができます．図 34.11 は，かみ合い部（A），（B）の拡大図です．また，図 35.12 のように距離計測も可能です．歯形レンダリング（図 35.13）は，歯車の組み合わせに応じて歯車が回転します．

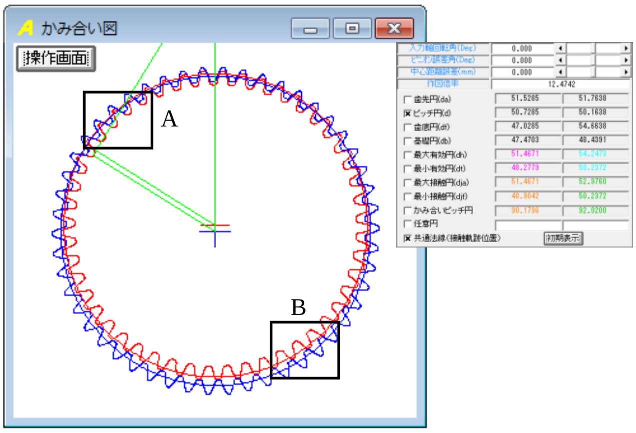
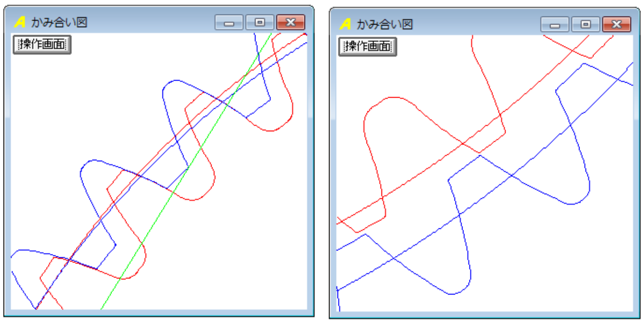


図 35.10　かみ合い図



A 部　　B 部

図 35.11　かみ合い図（拡大）

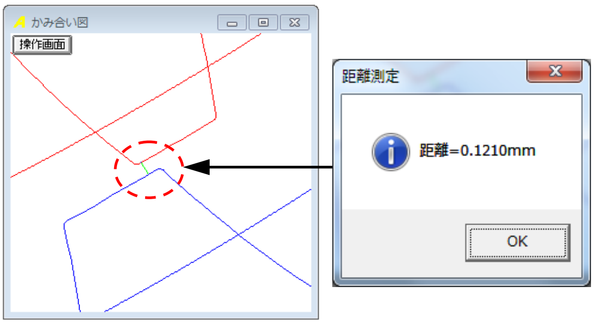


図 35.12　かみ合い図（距離計測）

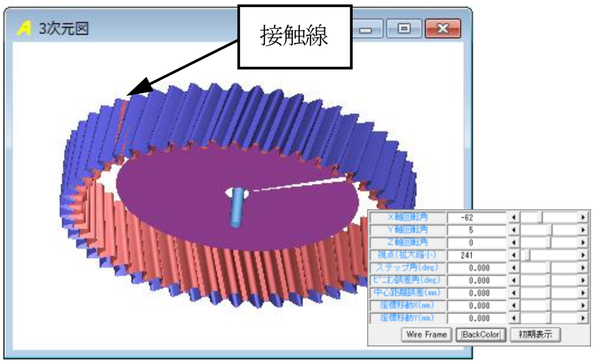


図 35.13　歯形レンダリング

35.5 すべり率

本例のすべり率は，図 35.9 の寸法計算結果に示していますが，歯形位置（Roll angle）におけるすべり率の変化を図 35.14 で知ることができます．

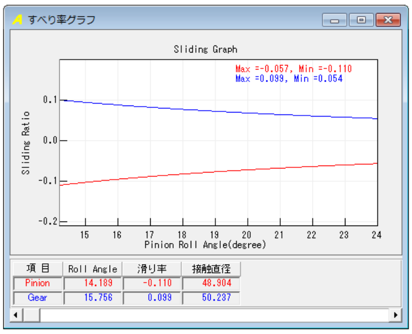
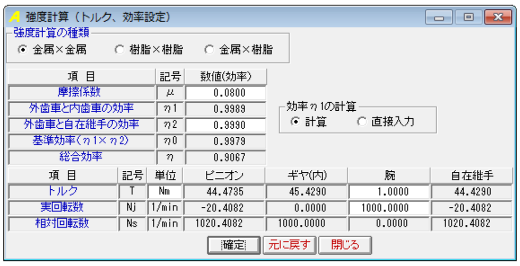


図 35.14　すべり率

35.6 強度計算

強度計算は, 図 35.15 に示す強度設定画面で摩擦係数，トルク，回転速度を入力します．本例の場合，摩擦係数を 0.08，腕の入力トルクが 1(Nm)，回転速度が 1000min^{-1} とすると［確定］ボタンによりピニオンとギヤのトルク，回転速度を計算し表示します．そして，図 35.16 の強度諸元（材料，係数）画面を表示します．材料選択は, 図 35.17 の表から選択することもできますが, σ_{Flim}, σ_{Hlim} を直接入力することもできます. 図35.18 に強度結果を示します．



項 目	記号	数値(効率)
摩擦係数	μ	0.0800
外歯車と内歯車の効率	η1	0.9989
外歯車と自在継手の効率	η2	0.9990
基準効率(η1×η2)	η0	0.9979
総合効率	η	0.9067

項 目	記号	単位	ピニオン	ギヤ(内)	腕	自在継手
トルク	T	Nm	44.4735	45.4290	1.0000	44.4290
実回転数	Nj	1/min	-20.4082	0.0000	1000.0000	-20.4082
相対回転数	Ns	1/min	1020.4082	1000.0000	0.0000	1020.4082

図 35.15　強度計算（動力設定）

項 目	ピニオン		ギヤ(内)	
熱処理	浸炭焼入れ		浸炭焼入れ	
材料記号	SCM415		SCM415	
心部硬度	HV	295	HV	295
表面硬度	HV	700	HV	700
σFlim(MPa)	431.5		431.5	
σHlim(MPa)	1353.5		1353.5	
JIS精度等級(1976)	3		3	

項 目	記号	単位	ピニオン	ギヤ(内)
トルク	T	Nm	44.474	45.429
回転数	n	rpm	1020.408	1000.000
軸受け支持方法	---	---	両軸受けに対称	
寿命繰り返し回数	L	---	10000000	
歯車の回転方向	---	---	正転のみ	
周 速	V	m/s		
歯形修整	---	---	有 り	
歯面粗さ	Rmax	μm	6.00	6.00
負荷時歯当り状況	---	---	良 好	
材料定数係数	ZM	$(MPa)^{0.5}$	189.800	189.800
潤滑油係数	ZL	---	1.000	1.000
過負荷係数	Ko	---	1.000	
歯元曲げ安全率	SF	---	1.200	
歯面損傷安全率	SH	---	1.150	

図 35.16　強度計算（強度諸元）

構造用合金鋼	心部硬さ HB	心部硬さ HV	σFlim MPa	有効浸炭深さ	歯面硬さ HV	歯面硬さ HRc	σHlim MPa
					740	62	1157
					760	63	1147.5
					780	63	1128
					800	64	1108
SCM415	220	231	333.5	比較的浅い	580	54	1284.5
	230	242	353		600	55	1314
	240	252	372.5		620	56	1343.5
	250	263	382.5		640	57	1353.5
	260	273	402		660	58	1353.5
	270	284	417		680	59	1353.5
SCM420	280	295	431.5		700	60	1353.5
	290	305	441.5		720	61	1343.5
	300	316	451		740	62	1333.5
	310	327	461		760	63	1314
	320	337	470.5		780	63	1294.5
SNC420	330	347	480.5		800	64	1275
	340	358	490.5		580	54	1530

図 35.17　材料選択

項目(曲げ)	記号	単位	ピニオン	ギヤ(内)
許容曲げ応力	σFlim	MPa	431.500	431.500
曲げ有効歯幅	b'	mm	10.000	10.000
歯形係数	YF	---	3.067	2.065
荷重分布係数	Yε	---	0.749	
ねじれ角係数	Yβ	---	0.875	
寿命係数	KL	---	1.000	1.000
寸法係数	KFx	---	1.000	1.000
動荷重係数	Kv	---	1.145	
呼び円周力	Ft	N	986.343	
許容円周力	Ftlim	N	1562.482	2320.439
曲げ強さ	Sft	---	1.584	2.350
歯元曲げ応力	σF	MPa	272.392	183.608
項目(面圧)	記号	単位	ピニオン	ギヤ(内)
許容ヘルツ応力	σHlim	MPa	1353.500	1353.500
面圧有効歯幅	bw	mm	10.000	
領域係数	ZH	---	1.171	
寿命係数	KHL	---	1.000	1.000
かみあい率係数	Zε	---	0.890	
粗さ係数	ZR	---	0.842	0.842
潤滑速度係数	ZV	---	0.984	0.984
硬さ比係数	ZW	---	1.000	1.000
荷重分布係数	KHβ	---	1.000	
動荷重係数	Kv	---	1.086	
呼び円周力	Fc	N	1753.412	
許容円周力	Fclim	N	567217.747	578793.578
歯面強さ	Sfc	---	323.494	329.751
ヘルツ応力	σH	MPa	75.253	74.536

図 35.18　強度結果

35.7 歯形出力

生成した歯形を，CAD データとして出力することができます．図 35.19 の歯形出力機能により出力した CAD データの作図例を図 35.20 および図 35.21 に示します．

図 35.19　歯形出力

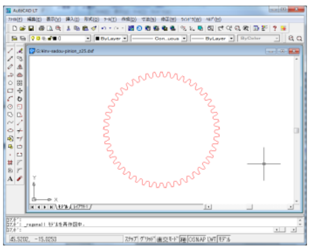


図 35.20　CAD 作図例（2D）

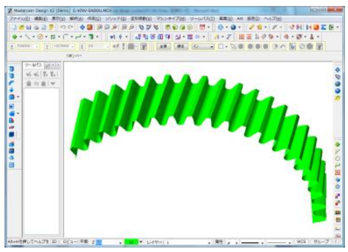


図 35.21　CAD 作図例（3D）

35.8 歯数差 0 の設計例

2 段連結した歯車機構例（K-H-V+0）を図 35.22 に示します．1 段目は 1 歯差の外・内歯車です（内歯固定，外歯出力，腕入力）．2 段目（従動側）は 0 歯差の外・内歯車です．1 段目の外歯車と 2 段目の内歯車を連結すると，入力軸と同じ軸上で出力することができます．

図 35.22 では 2 段目の 0 歯差の外歯車，内歯車，腕のいずれも固定していません．緑の従動側（差動の外歯車+0 歯差の内歯車）と赤の外歯車（出力）の回転比は同じです．従って，差動歯車の減速比を同軸上で取り出すことができます．以下に 0 歯差歯車の設計例を示します．

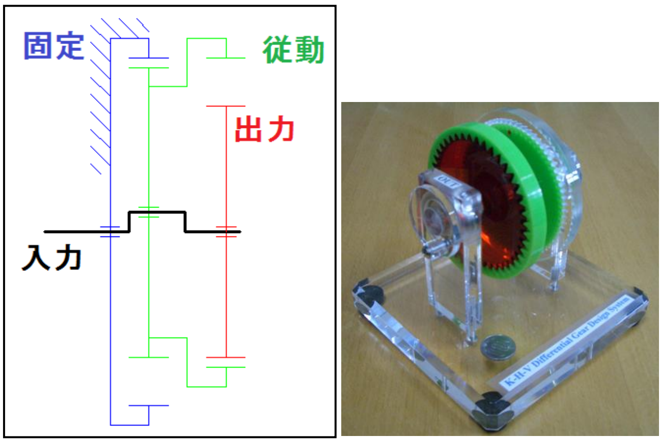


図 35.22　機構例（1 段目差動，2 段目 0 歯差）

図 35. 2 の初期設定で，歯数差 0 を選択します．次に，図 35.23 の諸元設定でモジュール，歯数，圧力角，ねじれ角を設定し，参考値 により図 35.24 を表示します．そして適合する 25 個の中から No.25 を選択し，図 35.23 の諸元を確定すると図 35.25 の歯形を得ることができます．図 35.25 のかみ合い部 C と反対側を拡大した歯形拡大図を図 35.26 に示します．また，歯形レンダリングを図 35.27 に示します．

項 目	記号	単位	ﾋﾟﾆｵﾝ	ｷﾞﾔ
モジュール	mn	mm	1.5000	
歯 数	z	---	30	30
圧力角	αn	deg	20.0000 °	
ねじれ角	β	deg	0 ° 0 '	0.0 "
ねじれ方向	---	---	---	---
歯厚入力 ◉ 転位係数	○ ｵｰﾊﾞｰﾋﾟﾝ寸法		○ またぎ歯厚	
転位係数	xn	---	-0.3000	1.4937
ｵｰﾊﾞｰﾋﾟﾝ径	dp	mm	1.654	1.674
ｵｰﾊﾞｰﾋﾟﾝ寸法	dm	mm	0.0000	47.9930
またぎ歯数	zm	---	5	7
またぎ歯厚	w	mm	20.2493	30.9462
中心距離	a	mm	0.9202	
法線歯厚減少量	fn	mm	0.1000	0.0000
歯先円直径	da	mm	48.2570	44.0974
歯底円直径	df	mm	41.5070	50.8474
歯先R	ra	mm	0.0500	0.0500
刃先R／歯元R	rf	mm	0.5625	0.3750
歯 幅	b	mm	10.0000	10.0000

図 35.23　諸元設定

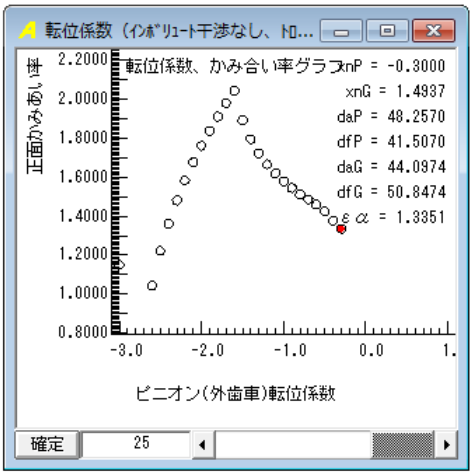


図 35.24　補助機能（転位係数とかみ合い率）

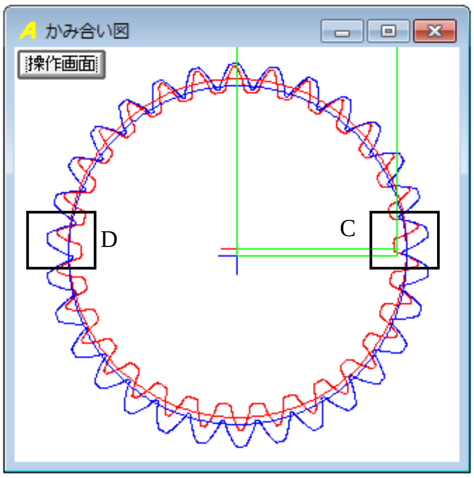
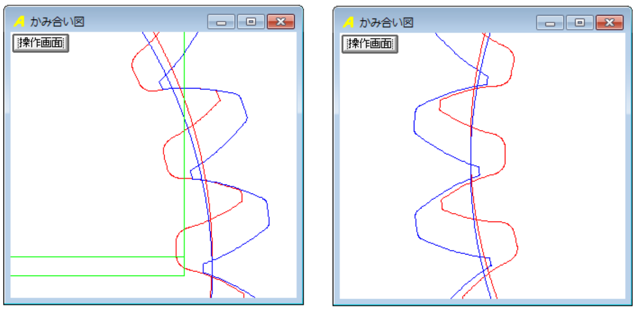


図 35.25　かみ合い図（歯数差 0）



C 部　D 部

図 35.26　かみ合い図（拡大）

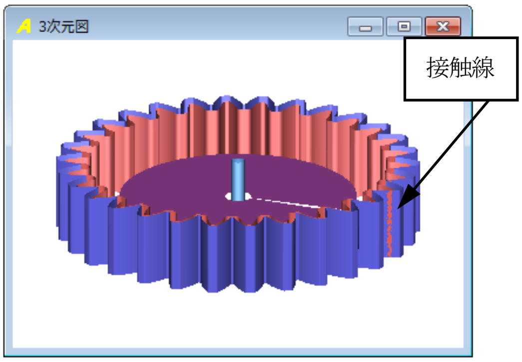


図 35.27　歯形レンダリング

[36] Double enveloping worm gear design system

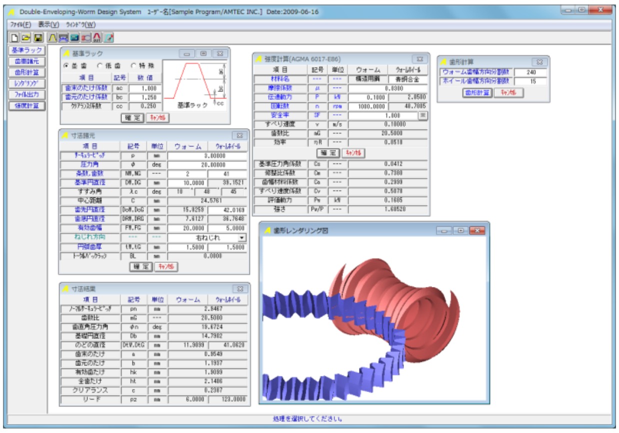


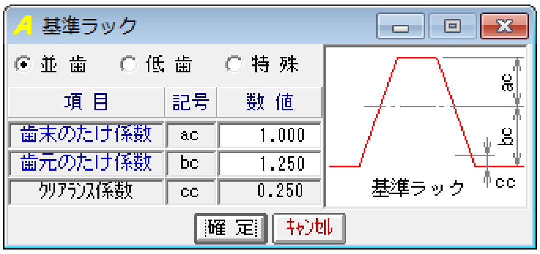
図 36.1　Double enveloping worm gear design system

36. 1 概要

このウォームギヤは，ヒンドレーウォームギヤと呼ばれ鼓形ウォームギヤとして最も古い歴史を持ちます．ウォームホイールの中央断面とウォームは共に同じ歯形を持ち一般の円筒ウォームギヤに比して，かみ合い接触線が長くなることから歯面強さに対して有利です．本ソフトウェアは，歯車寸法，歯形計算，強度計算をすることができ，歯形は CAD データとして出力することができます．

36. 2 基準ラック

図 36.2 に基準ラックの設定画面を示します．歯たけは並歯，低歯，特殊たけに対応しています．

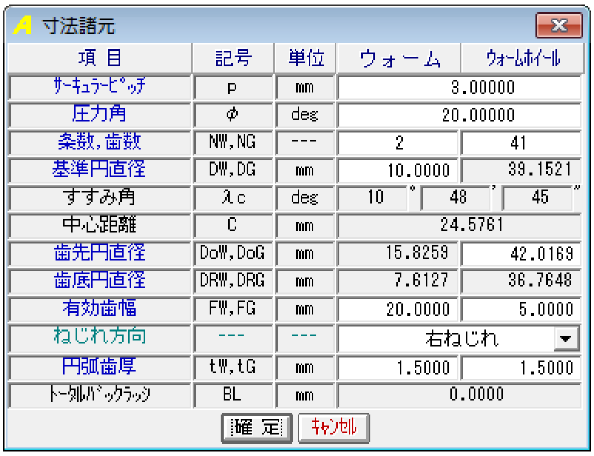


項 目	記号	数 値
歯末のたけ係数	ac	1.000
歯元のたけ係数	bc	1.250
ｸﾘｱﾗﾝｽ係数	cc	0.250

図 36.2　初期設定

36. 3 歯車諸元設定

図 36.3 に歯車諸元の入力画面を示します．



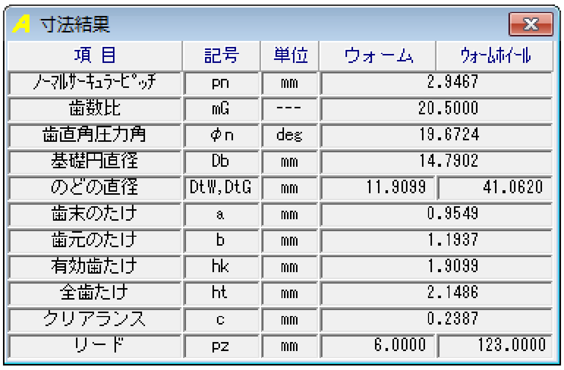
項 目	記号	単位	ウォーム	ｳｫｰﾑﾎｲｰﾙ
ｻｰｷｭﾗｰﾋﾟｯﾁ	p	mm	3.00000	
圧力角	φ	deg	20.00000	
条数,歯数	NW,NG	---	2	41
基準円直径	DW,DG	mm	10.0000	39.1521
すすみ角	λc	deg	10 ° 48 ′ 45 ″	
中心距離	C	mm	24.5761	
歯先円直径	DoW,DoG	mm	15.8259	42.0169
歯底円直径	DRW,DRG	mm	7.6127	36.7648
有効歯幅	FW,FG	mm	20.0000	5.0000
ねじれ方向	---	---	右ねじれ	
円弧歯厚	tW,tG	mm	1.5000	1.5000
ﾄｰﾀﾙﾊﾞｯｸﾗｯｼ	BL	mm	0.0000	

図 36.3　歯車諸元

入力する数値は，円筒ウォームギヤと同様です．

(1) 最大サーキュラーピッチは 1000mm
(2) ウォームの条数は 1～10
(3) 歯厚は，円弧歯厚を入力することができます．

図 36.4 に Double enveloping worm gear の寸法を示します．



項 目	記号	単位	ウォーム	ｳｫｰﾑﾎｲｰﾙ
ﾉｰﾏﾙｻｰｷｭﾗｰﾋﾟｯﾁ	pn	mm	2.9467	
歯数比	mG	---	20.5000	
歯直角圧力角	φn	deg	19.6724	
基礎円直径	Db	mm	14.7902	
のどの直径	DtW,DtG	mm	11.9099	41.0620
歯末のたけ	a	mm	0.9549	
歯元のたけ	b	mm	1.1937	
有効歯たけ	hk	mm	1.9099	
全歯たけ	ht	mm	2.1486	
クリアランス	c	mm	0.2387	
リード	pz	mm	6.0000	123.0000

図 36.4　ウォームギヤの寸法

36. 4 歯形

図 36.3 に示す Double enveloping worm gear の歯形を計算する際，図 36.5 のように歯形の分割数を設定し，この分割数に従って歯形を計算します．歯形レンダリングを図 36.6 および図 36.7 に示します．図中に歯のかみ合い接触線を確認することができます．

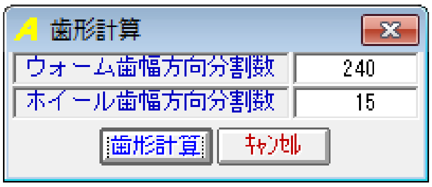


図 36.5　歯形計算の設定

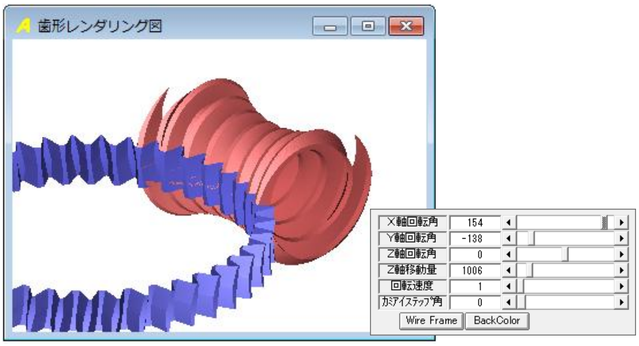


図 36.6　歯形レンダリング 1

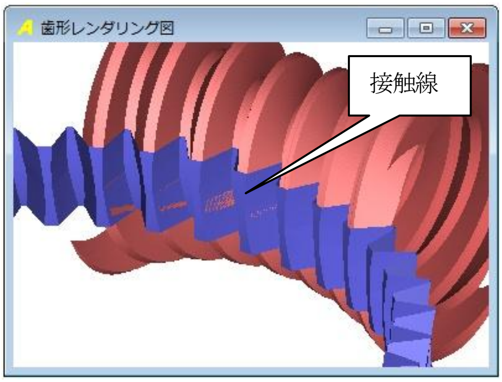


図 36.7　歯形レンダリング 2

36.5 CAD 作図例

生成した歯形を CAD データに出力することができます．ウォームとホイールの CAD 作図例（IGES）を図 36.8 に示します．

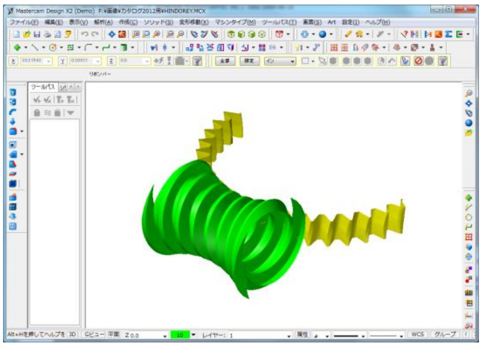


図 36.8　CAD 作図例(3D-IGES)

36.6 強度計算

Double enveloping worm gear の強度計算は，AGMA 6035-A02 に基づいて計算します．強度計算画面を図 36.9 に示します．

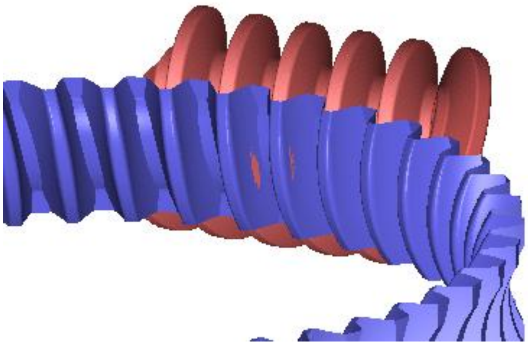
強度計算(AGMA 6017-E86)

項 目	記号	単位	ウォーム	ｳｫｰﾑﾎｲｰﾙ
材料名	---	---	構造用鋼	青銅合金
摩擦係数	μ	---	0.0300	
伝達動力	P	kW	0.1000	2.0500
回転数	n	rpm	1000.0000	48.7805
安全率	SF	---	1.000	※
すべり速度	v	m/s	0.10000	
歯数比	mG	---	20.5000	
効率	ηR	---	0.8518	
確 定	ｷｬﾝｾﾙ			
基準圧力角係数	Cs	---	0.0412	
修整比係数	Cm	---	0.7380	
歯幅材料係数	Ca	---	0.2999	
すべり速度係数	Cv	---	0.5078	
評価動力	Pw	kW	0.1685	
強さ	Pw/P	---	1.68528	

図 36.9　強度計算結果

36.7 円筒ウォームギヤとの比較

円筒ウォームギヤの接触線は，図 36.10 に示すようにホイールの歯幅方向に伸びています．しかし，Double enveloping worm gear の接触線は，図 36.7 に示すようにホイールの歯たけ方向に伸びています．更に，円筒ウォームギヤのかみ合い歯数は，2 歯の接触ですが，Double enveloping worm gear は，4 歯が接触しています．このことから，Double enveloping worm gear の歯の負荷容量は，円筒歯車より大きいと言えます．



m_n=0.955, z_1=2, z_2=41, α=20°，d_1=10

図 36.10　円筒ウォームギヤ

ウォームギヤは大きな滑りを伴うため歯面間の潤滑油膜の形成が重要です．円筒ウォームギヤは，図 36.10 の接触線からも解るように接触線とすべり方向が 0° に近いところもありますが，Double enveloping worm gear の接触線は歯面の滑り方向に対して，ほぼ直角です．そのため，潤滑油膜の保持に非常に有利です．

Double enveloping worm gear は，ウォームの歯幅を図 36.11 のように小さくしても 3 歯がかみ合いますのでコンパクトな設計が可能です．しかし，Double enveloping worm gear の形状は複雑であるため加工が容易ではありません．本来，Double enveloping worm gear は，専用機で加工されていますが，本ソフトウェアから生成する CAD データを用いてマシニングセンタで容易に加工することができます．

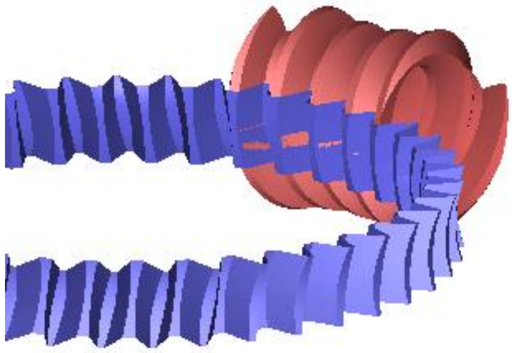


図 36.11　Double enveloping worm gear (b_1=12, b_2=5)

[37] 鼓形ウォーム&ヘリカルギヤ設計システム

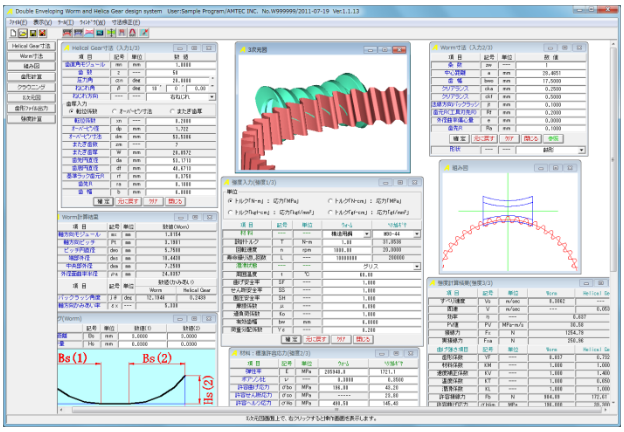


図 37.1　鼓形ウォーム&ヘリカルギヤ

37. 1 概要

鼓形ウォームギヤは，ヒンドレーウォームギヤ(カタログ[36])に代表されますが，ホイール歯形の複雑さからヘリカルギヤをホイールとした鼓形ウォームギヤがあります.鼓形ウォームギヤは，円筒ウォームギヤに比して同時かみ合い歯数が多く，且つ，ホイールの歯たけ方向のかみ合い接触線を持つことから潤滑や歯面強さに対して非常に有利といえます．本ソフトウェアは，鼓形ウォーム×ヘリカルギヤを設計することができるソフトウェアです.

ウォームギヤの体系は，以下に示すように大別することができます.

(1) 円筒ウォームギヤ
- (1.1)　円筒ウォームギヤ，24 頁
- (1.2)　Niemann worm gear，99 頁
- (1.3)　ウォーム×ヘリカルギヤ，19 頁
- (1.4)　LCCW ウォーム×ヘリカルギヤ，119 頁
- (1.5)　傾斜ウォームギヤ，97 頁

(2) 鼓形ウォームギヤ
- (2.1)　ヒンドレーウォームギヤ，117 頁
- (2.2)　鼓形ウォーム×ヘリカルギヤ，119 頁

(3) 内歯車ウォームギヤ
- (3.1)　樽形ウォームギヤ，127 頁

ウォームギヤと言えば, (1.1)の円筒ウォームギヤのことですが，ホイールがプラスチック歯車の場合，(1.1)円筒ウォームギヤの代用品として(1.2)の円筒ウォーム×ヘリカルギヤが大多数を占めます．しかし，この歯車は，点接触であるため負荷容量の増大を望むことができませんが，これを解決するのが(2.2)鼓形ウォーム×ヘリカルギヤであると考えています．鼓形ウォーム×ヘリカルギヤは，円筒ウォーム×ヘリカルギヤに対し，同時かみ合い歯数が多く（円筒ウォームの 2~3 倍），また，歯たけ方向のかみ合い線接触であるため負荷容量は増大し, 且つ, 潤滑に有利です. なお,ホイールはインボリュートヘリカルギヤをそのまま用いることができ，円筒ウォームギヤの諸元や中心距離に合わせた設計が可能です．そのため，円筒ウォーム×ヘリカルギヤの中心距離を変更することなく円筒ウォームを鼓形ウォームに変更するだけで済みます.

本ソフトウェアは, 上記(2.2) 鼓形ウォーム×ヘリカルギヤの歯車寸法計算，歯形計算，強度計算をすることができ，歯形は CAD データとして出力することができます.

37. 2 ヘリカルギヤ諸元入力

図37.2にヘリカルギヤの諸元入力画面を示します. 入力範囲は, $0.1 \leqq m_n \leqq 50$, $10 \leqq z_2 \leqq 500$, $5^\circ \leqq \alpha_n \leqq 30^\circ$, $0^\circ < \beta \leqq 20^\circ$ です. 図 37.2 のヘリカルギヤ諸元を確定すると, 寸法を図 37.3 のように表示します.

Helical Gear寸法（入力1/3）

項 目	記号	単位	数 値
歯直角モジュール	mn	mm	1.0000
歯 数	z	---	50
圧力角	αn	deg	20.0000 °
ねじれ角	β	deg	10 ° 0 ' 0.00 "
ねじれ方向	---	---	右ねじれ

歯厚入力　◉ 転位係数　○ オーバーピン寸法　○ またぎ歯厚

項 目	記号	単位	数 値
転位係数	xn	---	0.2000
オーバーピン径	dp	mm	1.722
オーバーピン寸法	dm	mm	53.5386
またぎ歯数	zm	---	7
またぎ歯厚	W	mm	20.0572
歯先円直径	da	mm	53.1713
歯底円直径	df	mm	48.6713
基準ラック歯元R	rf	mm	0.3750
歯先R	ra	mm	0.1000
歯 幅	b	mm	6.0000

確 定　元に戻す　クリア　閉じる

図 37.2　ヘリカルギヤ諸元

Helical歯車寸法計算結果

項 目	記号	単位	数 値
正面モジュール	mt	mm	1.0154
正面圧力角	αt	deg	20.2836
基準円直径	d	mm	50.7713
かみ合いピッチ円直径	dw	mm	51.1713
正面かみ合い圧力角	αwt	deg	21.4626
基礎円直径	db	mm	47.6229
基礎円筒ねじれ角	βb	deg	9.3913
リード	Lead	mm	904.5856
歯末のたけ	ha	mm	1.2000
歯元のたけ	hf	mm	1.0500
全歯たけ	h	mm	2.2500
Tif径	Tif	mm	49.3566

図 37.3　ヘリカルギヤ寸法

37. 3 ウォーム諸元入力

図 37.4 に鼓形ウォームの諸元入力画面を示します. 条数の入力範囲は，$1 \leqq z_w \leqq 3$ です．中心距離は，理論値の他に，円筒ウォーム×ヘリカルギヤで設計した中心距離を設定することも可能ですので軸間距離を変えることなく鼓形ウォーム×ヘリカルギヤに変更することができます.

Worm寸法（入力2/3）

項 目	記号	単位	数 値
形状	---	---	鼓形
条 数	zw	---	1
中心距離	a	mm	28.4651
歯 幅	bwo	mm	17.5000
クリアランス	cka	mm	0.2500
クリアランス	ckf	mm	0.5000
法線方向バックラッシ	jt	mm	0.1000
歯元R(工具刃先R)	Rf	mm	0.2000
外径曲率偏心量	e	mm	0.0000
歯先R	Ra	mm	0.1000

確 定　元に戻す　クリア　閉じる　参照

図 37.4　鼓形ウォーム諸元

図 37.5 に鼓形ウォーム寸法を示します．円筒ウォーム×ヘリカルギヤのかみ合い率　ε =1.71　に対し，本例の鼓形ウォーム×ヘリカルギヤでは ε =5.34 となり約 3 倍に増加します．また，諸元設定完了後，図 37.6 に組図を作図することができますので，鼓形ウォームの歯幅や全体のバランスを確認することができます．

項　目	記号	単位	数値(Worn)	
軸方向モジュール	mx	mm	1.0154	
軸方向ピッチ	Pt	mm	3.1901	
基準円直径	dwo	mm	5.7588	
端部外径	das	mm	10.4438	
中央部外径	dam	mm	7.2589	
外径面曲率半径	ρa	mm	24.8357	
項　目	記号	単位	数値(かみあい)	
			Worm	Helical Gear
バックラッシ角度	jθ	deg	12.1946	0.2439
軸方向かみあい率	εx	---	5.338	

図 37.5　鼓形ウォーム寸法

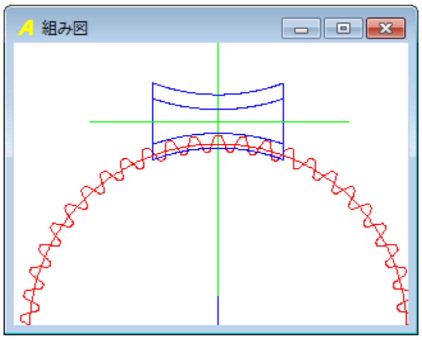
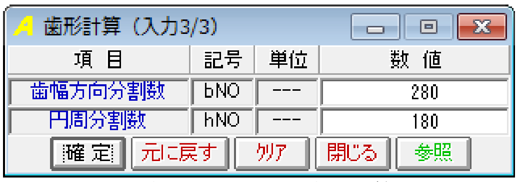


図 37.6　組み図

37. 4 歯形計算

鼓形ウォームの歯形分割数を図 37.7 で設定します．ここで設定する分割数で生成する鼓形ウォームの歯形の細かさが決まります．また，ウォームにクラウニングおよびウォーム歯先修整を与える場合は，図 37.8 で設定することができます．



項　目	記号	単位	数　値
歯幅方向分割数	bNO	---	280
円周分割数	hNO	---	180

図 37.7　鼓形ウォームの歯形計算の設定

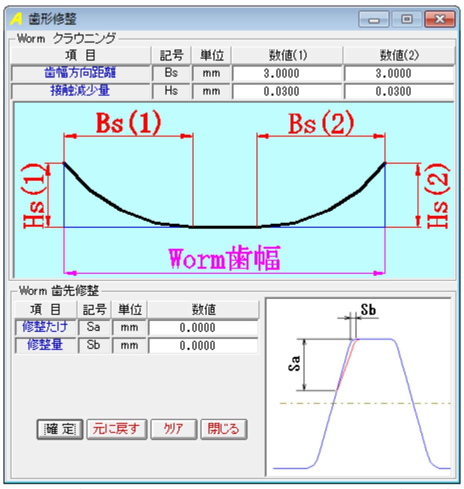


図 37.8　鼓形ウォームのクラウニングと歯先修整

歯形計算後の鼓形ウォームとヘリカルギヤの 3D かみ合いを図 37.9 および図 37.10 に示します．図 37.9 は，クラウニングを与えていないかみ合いのためウォームの両端部で接触線を観察することができます．一方，図 37.10 は，ウォームにクラウニング（解り易くするため大きなクラウニング）を与えているため 4 歯の接触線となっています．

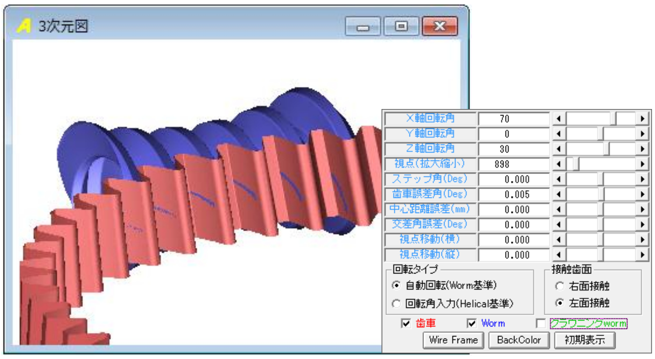


図 37.9　歯形レンダリング（理論ウォーム）

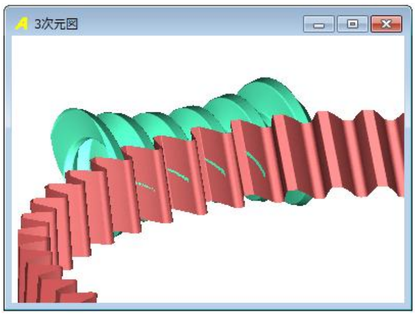


図 37.10　歯形レンダリング（クラウニング）

37. 5 歯形出力

生成した歯形を CAD データとして出力することができます．図 37.11 で出力した歯形の作図例を図 3.7.12 に示します．

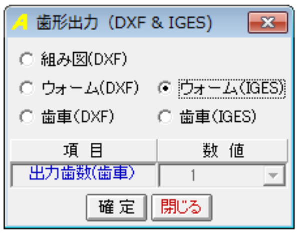
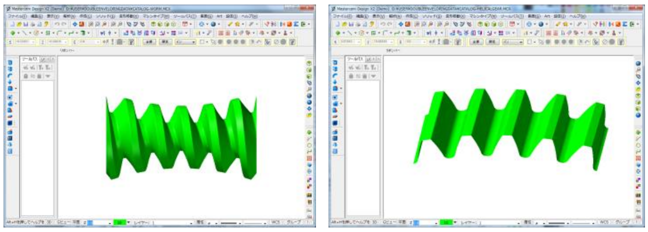


図 37.11　歯形出力



(a) Catalog-Worm.IGS　(b) Catalog-HelicalGear.IGS

図 37.12　CAD 作図例(3D-IGES)

37. 6 強度計算

鼓形ウォームとヘリカルギヤの強度計算画面を図 37.13～37.15 に示します．歯車材料は，図 37.13a に示すようにウォーム，ヘリカルギヤ共に 8 種類から選択することができ，且つ，任意材料記号を設定することができます．また，図 37.14 では任意の許容応力値を設定することができます．

強度入力(強度1/3)

単位
- ◉ トルク「N-m」：応力「MPa」
- ○ トルク「N-cm」：応力「MPa」
- ○ トルク「kgf-cm」：応力「kgf/mm²」
- ○ トルク「gf-cm」：応力「gf/mm²」

項 目	記号	単位	ウォーム	ヘリカルギヤ
材 料	---	---	構造用鋼	M90-44
設計トルク	T	N-m	1.00	31.8536
回転速度	n	rpm	1000.00	20.0000
寿命繰り返し回数	L	---	10000000	200000
潤滑状態	---	---	グリス	
周囲温度	t	℃	60.00	
曲げ安全率	SF	---	1.000	
せん断安全率	SS	---	1.000	
面圧安全率	SH	---	1.000	
摩擦係数	μ	---	0.090	
過負荷係数	Ko	---	1.000	
有効歯幅	bw	mm	6.0000	
荷重分配係数	Yε	---	0.200	

確 定　元に戻す　クリア　閉じる

図 37.13　強度計算入力

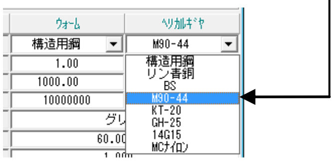


図 37.13a　強度計算（材料）

材料：標準許容応力(強度2/3)

項 目	記号	単位	ウォーム	ヘリカルギヤ
弾性率	E	MPa	205940.0	1721.1
ポアソン比	ν	---	0.3000	0.3500
許容曲げ応力	σbo	MPa	196.00	43.20
許容せん断応力	σso	MPa	-----	23.80
許容ヘルツ応力	σHo	MPa	490.50	145.43

確 定　元に戻す　クリア　閉じる

図 37.14　許容応力の設定

強度計算結果(強度3/3)

項 目	記号	単位	Worm	Helical Gear
すべり速度	Vs	m/sec	0.3062	---
周速	V	m/sec	---	0.0532
効率	η	---	0.637	
PV値	PV	MPa-m/s	30.58	
接線力	Fx	N	1254.79	
実接線力	Fxa	N	250.96	
曲げ強さ項目	記号	単位	Worm	Helical Gear
歯形係数	YF	---	0.837	0.732
材料係数	KM	---	1.000	1.000
速度補正係数	KV	---	1.000	1.400
温度係数	KT	---	1.000	0.650
潤滑係数	KL	---	1.000	1.000
許容接線力	Fb	N	984.89	172.61
許容曲げ応力	σblim	MPa	196.000	39.300
発生曲げ応力	σb	MPa	49.942	57.140
曲げ強さ	Sft	---	3.925	0.688
せん断強さ項目	記号	単位	Worm	Helical Gear
せん断円弧歯厚	So	mm	---	2.039
円周歯幅	Sb	mm	---	7.063
断面積	Sab	mm²	---	9.599
許容接線力	Fs	N	---	228.447
許容せん断応力	σslim	MPa	---	23.800
発生せん断応力	σs	MPa	---	26.145
せん断強さ	Sfs	---	---	0.910
歯面強さ項目	記号	単位	Worm	Helical Gear
領域係数	ZH	---	2.388	
材料定数係数	ZM	√MPa	24.879	
接触歯たけ	hm	mm	1.750	
許容接線力	Fh	N	6054.316	532.225
許容ヘルツ応力	σHlim	MPa	490.500	145.430
発生ヘルツ応力	σH	MPa	99.863	99.863
歯面強さ	Sfh	---	24.125	2.121

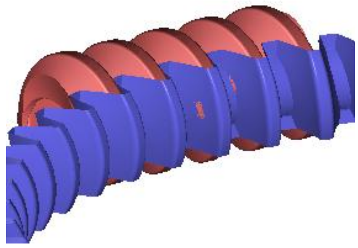
図 37.15　強度結果

37.7 円筒ウォーム×ヘリカルギヤとの比較

図37.16の円筒ウォームギヤおよび図37.17の円筒ウォーム×ヘリカルギヤの歯当たり接触は2歯のかみ合いに留まっていますが，鼓形ウォーム×ヘリカルギヤの接触線は，図37.10および図37.18に示すように歯たけ方向に4歯（クラウニングを与えている）接触しています．このことから，鼓形ウォーム×ヘリカルギヤの歯の負荷容量は，接触線および接触歯数から考えて円筒ウォームギヤや円筒ウォーム×ヘリカルギヤより大きいと言えます．そのためウォームの歯幅を図37.18のように12.5mmと小さくしても3～4歯がかみ合いますのでコンパクトな設計が可能です．

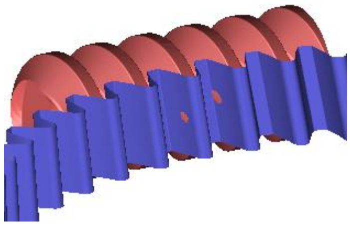
また，ウォームギヤは滑りを伴う運動のため歯面間の潤滑油膜の形成が重要です．円筒ウォームギヤの場合，歯当たりは，ホイールの歯すじ方向に伸びるため歯当たりの回転方向の出口側の潤滑が危険な場合がありますが，鼓形ウォーム×ヘリカルギヤの接触線は歯面の滑り方向に対して，ほぼ直角です．そのため，潤滑油膜の保持に非常に有利です．

鼓形ウォームの歯形は複雑であるため円筒ウォームに比して加工が容易ではありませんが，本ソフトウェアから生成するCADデータを用いてマシニングセンタで容易に加工することができます．



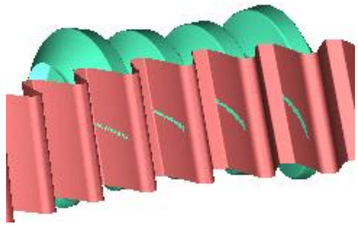
m_n=1, z_1=1, z_2=50, α=20°　,d_1=5.76, γ=10°, b_1=17.5

図 37.16　円筒ウォームギヤ



m_n=1, z_1=1, z_2=50, α=20°,d_1=5.76, γ=10°, b_1=17.5

図 37.17　円筒ウォーム×ヘリカルギヤ

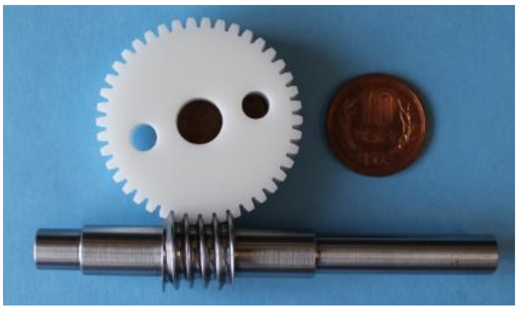


m_n=1, z_1=1, z_2=50, α=20°, d_1=5.76,　γ=10°,b_1=12.5

図 37.18　鼓形ウォーム×ヘリカルギヤ

37.8 鼓形ウォームの製作例

図37.19に示す鼓形ウォーム品は，インボリュートヘリカルギヤに合わせて設計し，マシニングセンタにより鼓形ウォームの歯形を加工したものです．なお，ヘリカルギヤは，プラスチック材料（POM）のため歯厚を大きくしています．



m_n=1, z_1=1, z_2=42, α_n=14.5°, β=4.13°

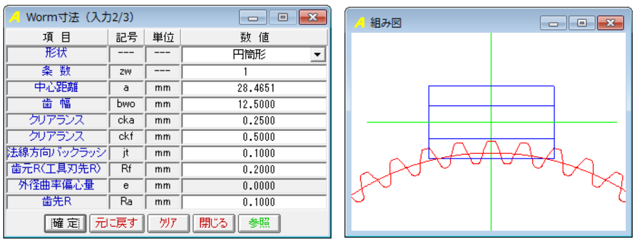
図 37.19　鼓形ウォーム×ヘリカルギヤ

37.9 歯たけ方向に線接触を持つ円筒ウォーム(オプション)

一般の円筒ウォーム（図 37.16 及び図 37.17）と以下に示す歯たけ方向に線接触を持つ円筒ウォームは，どちらも外径は円筒形状ですのでこれを区別するため，歯たけ方向に線接触を持つ円筒ウォームギヤを，**LCCW**（Line Contact Cylindrical Worm Gear）と名付けます．

上述した鼓形ウォームは両側面部でも接触するため同時かみ合い歯数は多くなりますが，同時かみ合い歯数が 3 以上あれば良いということであれば，外径を鼓形にする必要はなく円筒でも十分であると考えることができます．

そこで，図 37.4 の「形状」設定で，ウォームの形状を図 37.20 で円筒形として設定し，計算した結果を以下に示します．その結果，図 37.21 のようにウォームの外径は，円筒となり，歯当たりは鼓形とほぼ同様に同時 4 歯接触していることが解ります. また，図 37.22 に示す円筒ウォームの CAD 作図例のように外径が円筒形であることから転造による製造が容易であると考えることができます．



(a)ウォーム諸元　　(b)組図

図 37.20　LCCW（線接触円筒ウォームギヤ）

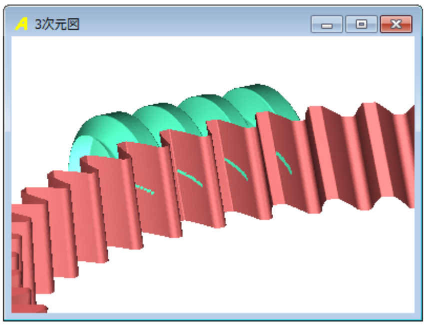


図 37.21　LCCW 歯形レンダリング

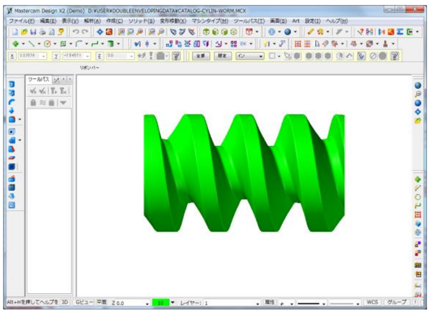


図 37.22　円筒ウォームの CAD 作図例

37.10 ホイールが平歯車の場合

ホイールを平歯車とした場合の計算例を図 37.23～37.25 に示します．ホイールがヘリカルギヤの場合，ホイールの歯幅中央に接触線を確認することができますが, ホイールが平歯車の場合には，接触線はホイール歯幅の下方に寄っていることが解ります.

図 37.23　平歯車諸元

図 37.24　ウォーム諸元

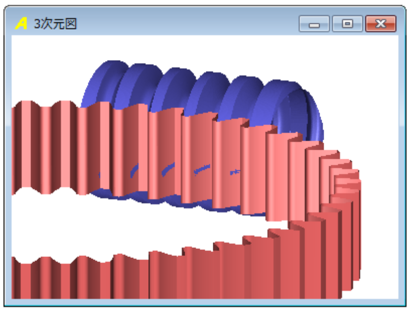


図 37.25　LCCW（ホイールが平歯車）

37.11 オプション

(1) LCCW，(2)歯当たり(予定)

37.12 LCCW に期待するもの

大型のウォームギヤも LCCW として製作できるものと考えていますが，小型でホイールがプラスチック歯車として使用される用途に期待しています．現在，図 37.17 に示す円筒ウォームとプラスチックヘリカルギヤは，自動車用の補機や小型モータ減速用として数多く使用されていますが，円筒ウォームとプラスチックヘリカルギヤは，点接触であるため大きな負荷容量を望むことができません．この円筒ウォームとプラスチックヘリカルギヤの負荷容量を大きくするために切削や射出成形によるプラスチックウォームホイール(図 37.16)が実用化されていることもありますが，ウォームホイールを射出成型で製造するためにはホイールの金型精度や多額のコストを要します.

そこで，インボリュートヘリカルギヤの諸元を変えずにそのまま用い, 円筒ウォームを LCCW とすることにより歯車箱の大きさを変更することなく負荷容量の増大を望むことができます.

[38] UTS（常時伝達変速システム設計）

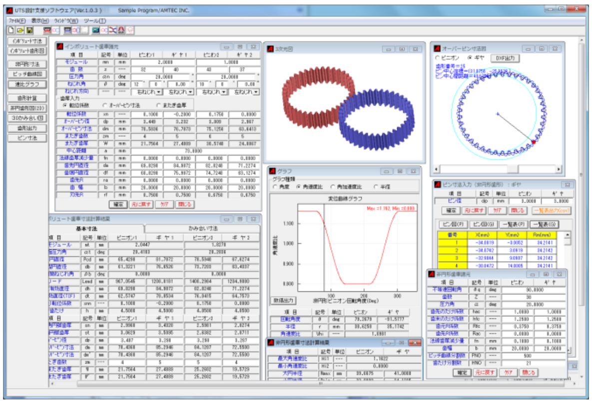


図38.1　UTS（常時伝達変速システム設計）

38. 1 概要

UTS[Uninterrupted Transmission System] は，非円形歯車を用いた常時伝達変速システムです．

自動車などで広く使用されている歯車式変速機は，減速比を変える変速作業の際に駆動力を伝達できないという現象が発生するが，小森雅晴（京都大学大学院　工学研究科　機械理工学専攻）は，変速前後の歯車の両方の形状を兼ね備えた非円形歯車を用いることにより，変速の際に生じる“駆動力抜け”をゼロにできる常時伝達変速システム UTS を開発した．

UTS は，このシステムを簡単に設計することができるソフトウェアです．

38. 2 UTS の概要

図 38.2 に示す UTS の構造図において各クラッチを締結する

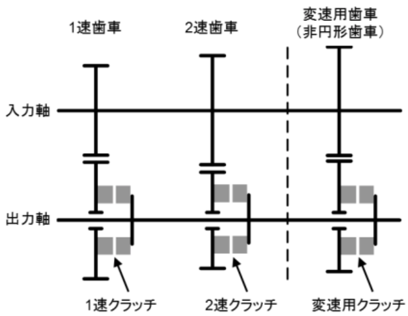


図 38.2　UTS の構造図

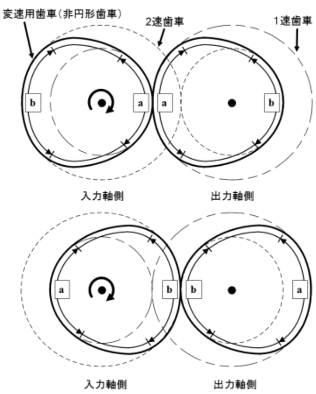


図 38.3　変速用歯車（非円形歯車）

とそれに相当する歯車が入出力軸間に駆動力を伝える．変速用歯車の非円形歯車は，図 38.3 に示す形状を持ち，区間[a]では 1 速歯車と区間[b]では 2 速歯車と一致する．この非円形歯車が，図 38.3 上に示す区間[a]でかみ合う場合は，1 速歯車と同じかみ合い状態となり，同じ減速比となる．一方，図 38.3 下でかみ合う場合は，2 速歯車と同じ状態となる．図 38.3 の矢印方向に非円形歯車が回転する場合，1 速状態から 2 速状態に変化し，その後，1 速状態に戻る．

1 速から 2 速に変速する場合は，変速用歯車が区間[a]でかみ合い，1 速状態となるときに変速用クラッチを締結する．次に 1 速クラッチを解放し，変速用歯車だけが駆動力を伝達する状態とする．その後，回転が進むと，変速用歯車のかみ合いは，区間[a]から区間[b]に移り，1 速状態から 2 速状態に変化する．ここで 2 速クラッチを締結し，変速用クラッチを解放する．これにより 2 速状態となり 1 速から 2 速への変速プロセスが完了する．また，2 速から 1 速への変速も同様である．UTS は変速中でも変速用歯車が駆動力を伝達しているため，駆動力が抜けることがない．

◆UTS の効果

(1)加速性能を良くしつつ燃費も良くする

現在の歯車式変速機では変速時にタイヤに駆動力が伝わらないため無駄にエネルギーが消費されるとともに速度低下を引き起こすが，本システムでは変速時にも非円形歯車が駆動力を伝達しながら減速比を滑らかに変化させるためエネルギーを有効に利用でき，高い加速性能も実現できる．

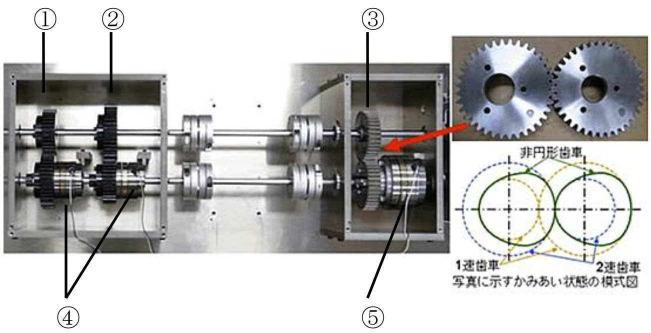
(2)正確な回転伝達が可能

現在の変速機では，変速時に入力軸と出力軸が遮断された空転状態となるため回転を正確に伝達することができない．しかし，本システムでは回転角度を正確に制御することが可能となるため，精密位置決め装置やロボットなど機械に正確な動作が要求される分野で本システムの応用が可能である．

(3) 変速システムの適用範囲の拡大

本変速システムであればこれまで変速機を使用できなかった分野でも利用可能であり，これにより駆動源の小型化や共通化，高い速度と大きな駆動力を実現できる．

図 38.4 に UTS の実験装置を示します．



①1 速歯車，②2 速歯車，③非円形歯車，④1 速，2 速クラッチ，⑤変速用クラッチ

図 38. 4　UTS の実験装置

38.3 初期設定

図 38.5 に示す初期設定では，基準ラック（並歯，低歯，特殊）を設定することができます．高歯の場合は，歯末のたけ係数，歯元のたけ係数そして適宜に歯元 R 係数を設定してください．

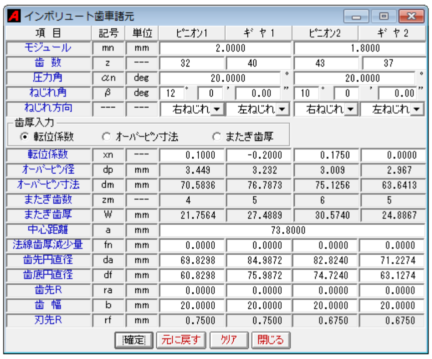
項 目	記号	ﾋﾟﾆｵﾝ1	ｷﾞﾔ1	ﾋﾟﾆｵﾝ2	ｷﾞﾔ2
歯末のたけ係数	hac	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
歯元のたけ係数	hfc	1.2500	1.2500	1.2500	1.2500
歯元R係数	Rc	0.3750	0.3750	0.3750	0.3750
頂げき係数	ckc	0.2500	0.2500	0.2500	0.2500

図 38.5　初期設定

38.4 インボリュート歯車の諸元設定

インボリュート歯車諸元（1 速，2 速）の設定画面を図 38.6 に示します．1 速，2 速歯車の中心距離は共通です．

図 38.6 のインボリュート歯車諸元確定後，図 38.7 および　図 38.8 に示すインボリュート歯車寸法の計算画面を表示しますので，かみ合い数値やバックラッシなどを確認することができます．また，インボリュート歯車の歯形かみ合いを図 38.9 に示します．

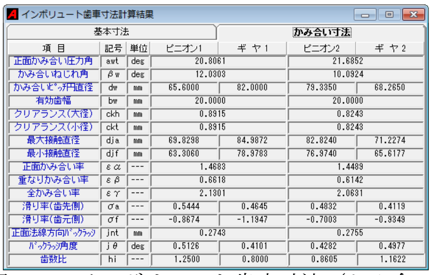


項 目	記号	単位	ﾋﾟﾆｵﾝ1	ギ ヤ 1	ﾋﾟﾆｵﾝ2	ギ ヤ 2
モジュール	mn	mm	2.0000		1.8000	
歯 数	z	---	32	40	43	37
圧力角	αn	deg	20.0000 °		20.0000 °	
ねじれ角	β	deg	12 ° 0 ' 0.00 "		10 ° 0 ' 0.00 "	
ねじれ方向	---	---	右ねじれ	左ねじれ	右ねじれ	左ねじれ
転位係数	xn	---	0.1000	-0.2000	0.1750	0.0000
ｵｰﾊﾞｰﾋﾟﾝ径	dp	mm	3.449	3.232	3.009	2.967
ｵｰﾊﾞｰﾋﾟﾝ寸法	dm	mm	70.5836	76.7873	75.1256	63.6413
またぎ歯数	zm	---	4	5	6	5
またぎ歯厚	W	mm	21.7564	27.4889	30.5740	24.8867
中心距離	a	mm	73.8000			
法線歯厚減少量	fn	mm	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
歯先円直径	da	mm	69.8298	84.9872	82.8240	71.2274
歯底円直径	df	mm	60.8298	75.9872	74.7240	63.1274
歯先R	ra	mm	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
歯 幅	b	mm	20.0000	20.0000	20.0000	20.0000
刃先R	rf	mm	0.7500	0.7500	0.6750	0.6750

図 38.6　インボリュート歯車諸元

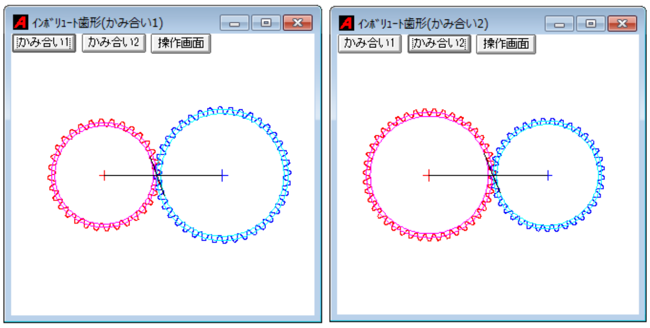
項 目	記号	単位	ピニオン1	ギ ヤ 1	ピニオン2	ギ ヤ 2
正面モジュール	mt	mm	2.0447		1.8278	
正面圧力角	αt	deg	20.4103		20.2836	
基準円直径	Pcd	mm	65.4298	81.7872	78.5940	67.6274
基礎円直径	db	mm	61.3221	76.6526	73.7203	63.4337
基礎円筒ねじれ角	βb	deg	0.0000		0.0000	
リード	Lead	mm	967.0545	1208.8181	1400.2984	1204.9080
最大有効直径	dh	mm	69.8298	84.9872	82.8240	71.2274
最小有効直径(TIF)	dt	mm	62.5747	78.0534	76.0415	64.7573
歯切り転位係数	xnn	---	0.1000	-0.2000	0.1750	0.0000
全歯たけ	h	mm	4.5000	4.5000	4.0500	4.0500
項 目	記号	単位	ピニオン1	ギ ヤ 1	ピニオン2	ギ ヤ 2
歯直角円弧歯厚	sn	mm	2.9960	3.4328	2.5981	2.8274
正面円弧歯厚	st	mm	3.0629	3.5095	2.6382	2.8711
ｵｰﾊﾞｰﾋﾟﾝ径	dp	mm	3.407	3.298	3.298	3.287
基準ｵｰﾊﾞｰﾋﾟﾝ寸法	dm	mm	70.4360	85.2946	84.1207	72.5500
設計ｵｰﾊﾞｰﾋﾟﾝ寸法	dm'	mm	70.4360	85.2946	84.1207	72.5500
またぎ歯数	zm	---	4	5	5	4
基準またぎ歯厚	W	mm	21.7564	27.4889	25.2602	19.5729
設計またぎ歯厚	W'	mm	21.7564	27.4889	25.2602	19.5729

図 38.7　インボリュート歯車寸法（基本寸法）



項 目	記号	単位	ピニオン1	ギ ヤ 1	ピニオン2	ギ ヤ 2
正面かみ合い圧力角	awt	deg	20.8061		21.6852	
かみ合いねじれ角	βw	deg	12.0303		10.0924	
かみ合いﾋﾟｯﾁ円直径	dw	mm	65.6000	82.0000	79.3350	68.2650
有効歯幅	bw	mm	20.0000		20.0000	
クリアランス(大径)	ckh	mm	0.8915		0.8243	
クリアランス(小径)	ckt	mm	0.8915		0.8243	
最大接触直径	dja	mm	69.8298	84.9872	82.8240	71.2274
最小接触直径	djf	mm	63.3060	78.9783	76.9740	65.6177
正面かみ合い率	εα	---	1.4683		1.4489	
重なりかみ合い率	εβ	---	0.6618		0.6142	
全かみ合い率	εγ	---	2.1301		2.0631	
滑り率(歯先側)	σa	---	0.5444	0.4645	0.4832	0.4119
滑り率(歯元側)	σf	---	-0.8674	-1.1947	-0.7003	-0.9349
正面法線方向ﾊﾞｯｸﾗｯｼ	jnt	mm	0.2743		0.2755	
ﾊﾞｯｸﾗｯｼ角度	jθ	deg	0.5126	0.4101	0.4282	0.4977
歯数比	hi	---	1.2500	0.8000	0.8605	1.1622

図 38.8　インボリュート歯車寸法（かみ合い）



(a) 1 速歯車　　　(b) 2 速歯車

図 38.9　インボリュート歯車のかみ合い

38.5 非円形歯車の諸元設定

図 38.10 に非円形歯車の諸元設定画面を，また，図 38.11 に非円形歯車の寸法結果を示します．図 38.10 で設定する不等速回転角（θ_q）は，図 38.12 に示すように，2 つの速比を滑らかに接続するための回転角度幅です．この範囲が大きいほど緩やかに回転比が変化します．これを基に決定した非円形歯車のピッチ曲線を図 38.13 に示します．

項 目	記号	単位	ﾋﾟﾆｵﾝ	ｷﾞ ﾔ
不等速回転角	θq	deg	90.0000	
歯数	Z	---	38	
圧力角	α	deg	20.0000	
歯先のたけ係数	hac	---	1.0000	1.0000
歯末のたけ係数	hfc	---	1.2500	1.2500
歯元R係数	Rfc	---	0.3750	0.3750
歯先R係数	Rac	---	0.0000	0.0000
法線歯厚減少量	fn	mm	0.1000	0.1000
歯幅	b	mm	20.0000	20.0000
ピッチ曲線分割数	PNO	---	500	
歯たけ分割数	HNO	---	21	

図 38.10　非円形歯車の諸元設定

項 目	記号	単位	ピニオン	ギ ヤ
最大角速度比	Hi1	---	1.1622	
最小角速度比	Hi2	---	0.8000	
大円半径	Rmax	mm	39.6675	41.0000
小円半径	Rmin	mm	32.8000	34.1325
角速度比境界角	θs	deg	54.4030	-----
角速度比境界角	θe	deg	144.4030	-----
ピッチ円周距離	L	mm	231.4356	
モジュール	mt	mm	1.9386	

図 38.11　非円形歯車の寸法

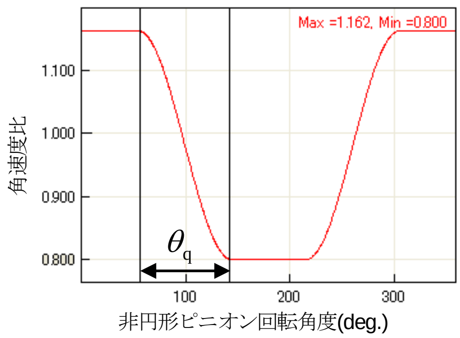


図 38.12　不等速回転角(θ_q)，（角度速比グラフ）

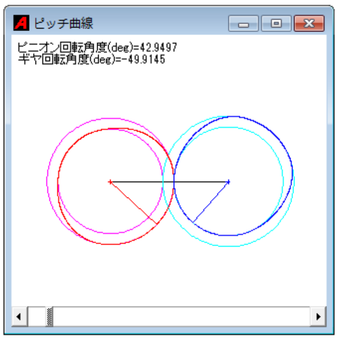
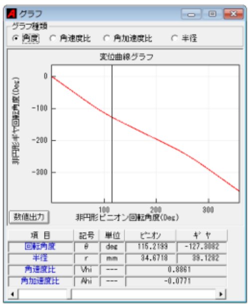


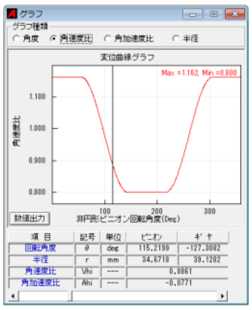
図 38.13　非円形歯車のピッチ曲線

38. 6 速比グラフ

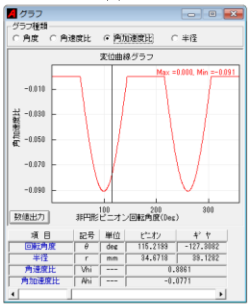
非円形歯車の速比グラフ(a)角度, (b) 角速度比, (c)角加速度比, (d)半径を図 38.14 に示します．なお，変速切り換え可能範囲は，図 38.15 に緑色で示す円筒歯車の範囲であり θs～θe が，角速度比が変化している部分です．この(b)角速度比から図 38.13 のピッチ曲線が決まりますので角速度比グラフが正しく描かれていることが重要です．また，ここで表示したグラフ数値は csv ファイルに出力することができます．



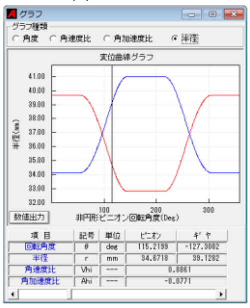
(a)角度



(b)角速度比



(c)角加速度比



(d)半径

図 38.14　非円形歯車の速比グラフ

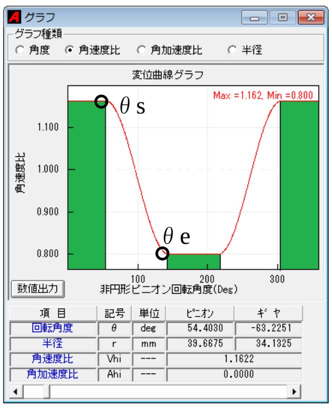


図 38.15　角速度比

38. 7 非円形歯車の歯形図（2D）

非円形歯車の歯形を図 38.16 のように表示することができます．また，歯形の拡大や距離測定の機能もあり，画面下のスクロールバーで歯車の回転角度を変更することができます．

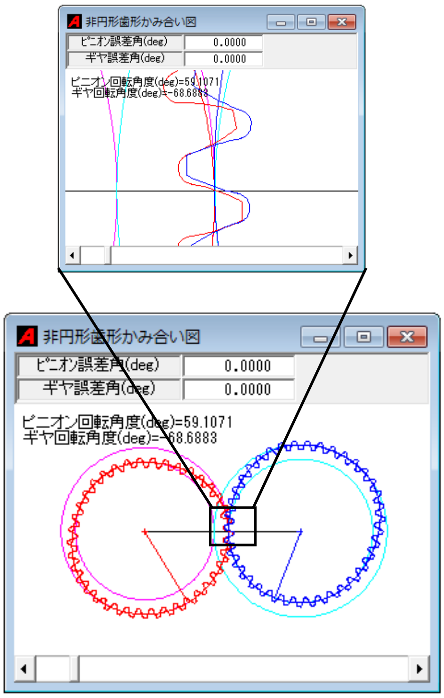


図 38.16　非円形歯車の歯形

38. 8 歯形レンダリング

図 38.17 に非円形歯車の歯形レンダリングおよびコントロールフォームを示します．また，図 38.18 は，非円形歯車にピッチ円を描いています．

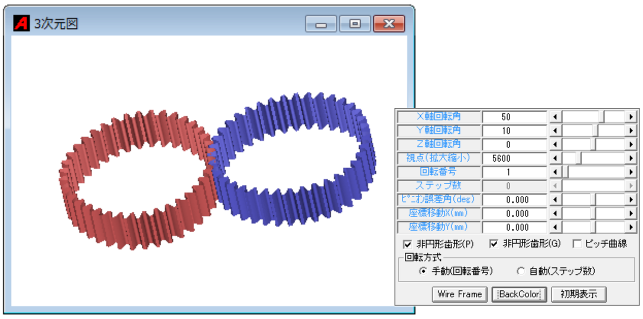


図 38.17　非円形歯車の歯形レンダリング

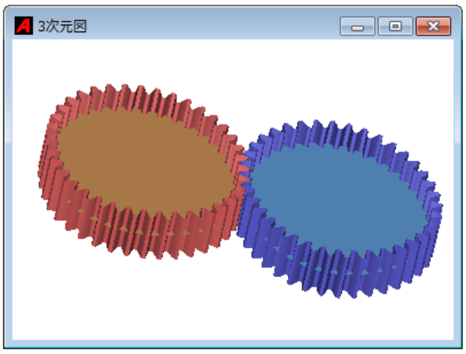


図 38.18　非円形歯車+ピッチ円

38.9 オーバーピン寸法

非円形歯車はそれぞれの歯形が異なりますので 1 歯ごとのオーバーピン寸法を図 38.19 に示します．また，図 38.20 に歯形とピンの位置を，また，図 38.21 にピン配置の CAD 作図例を示します．

番号	X(mm)	Y(mm)	Rm(mm)
1	-34.0819	-3.0052	34.2141
2	-34.0742	3.0919	34.2142
3	-32.9844	9.0907	34.2142
4	-30.8472	14.8005	34.2141
5	-27.7306	20.0406	34.2142
6	-23.7331	24.6444	34.2141
7	-18.9822	28.4653	34.2140
8	-13.6345	31.3938	34.2267
9	-7.9187	33.5195	34.4421
10	-1.9704	34.8623	34.9180
11	4.1033	35.4003	35.6373
12	10.1933	35.1179	36.5673
13	16.1842	33.9945	37.6505
14	21.9395	31.9938	38.7937
15	27.2771	29.0624	39.8581

図 38.19　非円形歯車のオーバーピン寸法

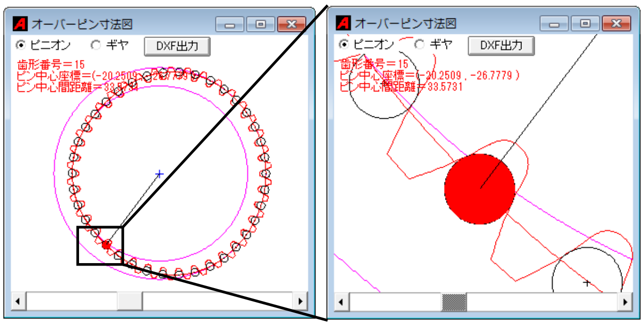


図 38.20　非円形歯車のオーバーピン寸法図

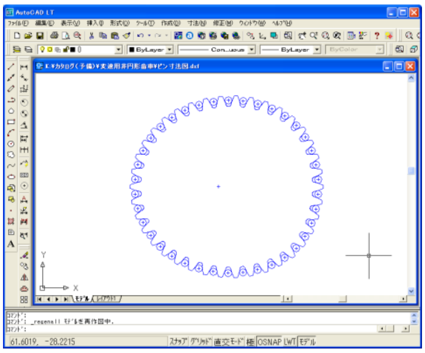


図 38.21　非円形歯車のオーバーピン CAD 作図例

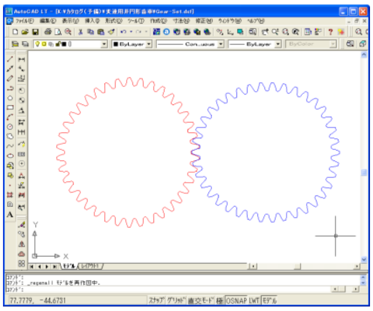


図 38.23　非円形歯車の CAD 作図例（DXF）

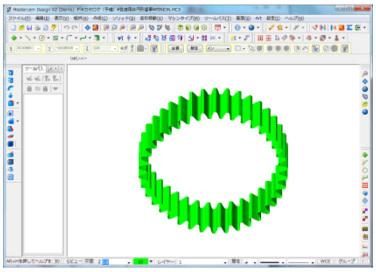


図 38.24　非円形歯車の CAD 作図例（3D-IGES）

38.10 歯形出力

非円形歯車の歯形を図 38.22 で出力することができます．
CAD 歯形作図例を図 38.23 および図 38.24 に示します．

図 38.22　非円形歯車の歯形出力

[39] 内歯車ウォームギヤ設計システム

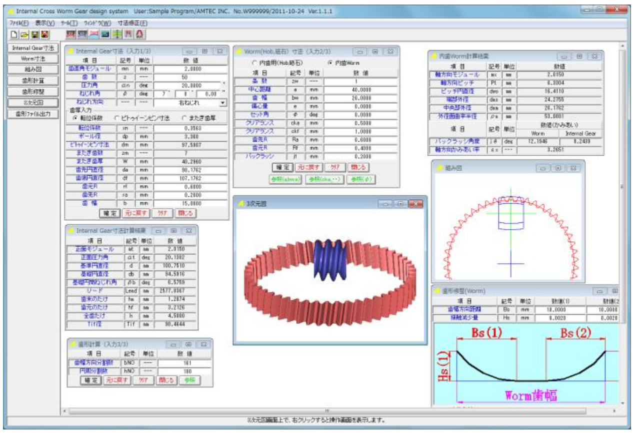


図 39.1　内歯ウォームギヤ設計システム

39. 1　概要

ウォームギヤの体系は，以下に示すように分類することができます．この中で，(1)および(2)のホイールは外歯車ですが，本件のソフトウェアは，(3)の内歯車ウォームギヤです．なお，**LCCW** ウォームギヤは，カタログ[37]で示している「歯たけ方向に線接触を持つ円筒ウォームギヤ」のことです．

(1) 円筒ウォームギヤ
- (1.1)　円筒ウォームギヤ，24 頁
- (1.2)　Niemann worm gear，99 頁
- (1.3)　ウォーム×ヘリカルギヤ，19 頁
- (1.4)　LCCW ウォーム×ヘリカルギヤ，119 頁
- (1.5)　傾斜ウォームギヤ，97 頁

(2) 鼓形ウォームギヤ
- (2.1)　ヒンドレーウォームギヤ，117 頁
- (2.2)　鼓形ウォーム×ヘリカルギヤ，119 頁

(3) 内歯車ウォームギヤ
- (3.1)　樽形ウォームギヤ，127 頁

内歯車ウォームギヤの樽形ウォームは，鼓形ウォームのように同時かみ合い歯数が多く，且つ，ホイールの歯たけ方向のかみ合い接触線を持つことから潤滑に対して非常に有利といえます．本ソフトウェアは，(3.1)樽形ウォームギヤを設計するソフトェアですが，バックラッシおよびクリアランスを 0 にすればホブやねじ状砥石の歯形として使用することができます．また，内はすば歯車の軸とウォーム軸を直交させることができる歯形とすることができますので，この樽形ウォーム（ホブ，砥石）の支持軸を内はすば歯車に接触させない位置に配置させることができます（ただし，ねじれ角の制限があります）．

これらを整理しますと

(a) 本ソフトウェアは内歯車用樽形ウォームのソフトウェアですが，バックラッシと歯先クリアランスを 0 にすることによりホブおよびねじ状砥石の刃形を生成することができます．

(b) ウォーム（ホブ，砥石）の取り付け角を歯車のねじれ角に合わせることなく歯（刃）形を決定することができます．

(c) ホブの取り付け角を，歯車の軸方向に対して直角にすることもできるため，ホブ（砥石）の切削時の移動は，内歯車の形状に遮られることなく内歯車を重ね合わせて複数個同時に加工することができます．

39. 2　内歯車諸元入力

図 39.2 に内歯車の諸元入力画面を示します．諸元の入力範囲は，$0.1 \leqq m_n \leqq 50$, $10 \leqq z_2 \leqq 500$,　$5^\circ \leqq \alpha_n \leqq 30^\circ$，$0^\circ \leqq \beta \leqq 30^\circ$ です．図 39.2 の内歯車諸元を確定すると，寸法を図 39.3 のように表示します．

Internal Gear寸法（入力1/3）

項 目	記号	単位	数 値
歯直角モジュール	mn	mm	2.0000
歯 数	z	---	50
圧力角	αn	deg	20.0000
ねじれ角	β	deg	7° 0′ 0.00″
ねじれ方向	---	---	右ねじれ

歯厚入力　◉ 転位係数　○ ピトイーンピン寸法　○ またぎ歯厚

項 目	記号	単位	数 値
転位係数	xn	---	0.3563
ボール径	dp	mm	3.368
ピトイーンピン寸法	dm	mm	97.5907
またぎ歯数	zm	---	7
またぎ歯厚	W	mm	40.2960
歯先円直径	da	mm	98.1762
歯底円直径	df	mm	107.1762
歯元R	rf	mm	0.6000
歯先R	ra	mm	0.2000
歯 幅	b	mm	15.0000

確 定　元に戻す　クリア　閉じる

図 39.2　内歯車諸元

Internal歯車寸法計算結果

項 目	記号	単位	数 値
正面モジュール	mt	mm	2.0150
正面圧力角	αt	deg	20.1382
基準円直径	d	mm	100.7510
基礎円直径	db	mm	94.5916
基礎円筒ねじれ角	βb	deg	6.5759
リード	Lead	mm	2577.8367
歯末のたけ	ha	mm	1.2874
歯元のたけ	hf	mm	3.2126
全歯たけ	h	mm	4.5000
Tif径	Tif	mm	98.4644

図 39.3　内歯車寸法

39. 3　ウォーム諸元入力

図 39.4 に内歯ウォーム（ホブ，砥石）の諸元入力画面を示します．条数の入力範囲は，$1 \leqq z_w \leqq 3$ です．中心距離は，理論値の他に，任意に設定することも可能ですのでウォームの直径を変更することができます．また，偏心量を与えると図 39.5(a)に示すようにウォームの形状が変化し，ウォーム側面部で逃げを大きくすることができます．

Worm(Hob,砥石）寸法（入力2/3）

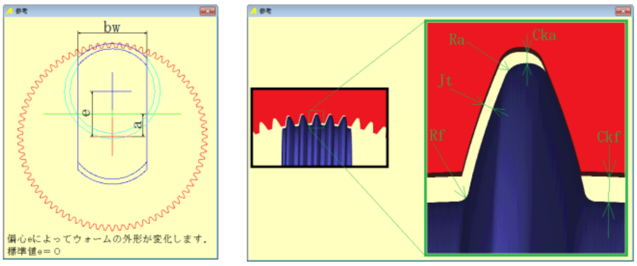
○ 内歯用(Hob,砥石)　◉ 内歯Worm

項 目	記号	単位	数 値
条 数	zw	---	1
中心距離	a	mm	40.0000
歯 幅	bw	mm	20.0000
偏心量	e	mm	0.0000
セット角	φ	deg	0.0000
クリアランス	cka	mm	0.5000
クリアランス	ckf	mm	1.0000
歯先R	Ra	mm	0.6000
歯元R	Rf	mm	0.4000
バックラッシ	jt	mm	0.2000

確 定　元に戻す　クリア　閉じる

参照(a,bw,e)　参照(cka_‥)　参照(φ)

図 39.4　内歯-樽形ウォーム諸元



(a) 偏心量　　(b) クリアランス
図 39.5　内歯-樽形ウォームの機能

図 39.6 に内歯-樽形ウォーム寸法を示します．また，諸元設定完了後，図 39.7 に組図を作図することができますので，樽形ウォームの歯幅や全体のバランスを確認することができます．

◉ 内歯用(Hob,砥石) の計算例は，39. 6 に示します．


内歯Worm計算結果

項 目	記号	単位	数値	
軸方向モジュール	mx	mm	2.0150	
軸方向ピッチ	Pt	mm	6.3304	
基準円直径	dwo	mm	16.4110	
端部外径	das	mm	24.2755	
中央部外径	dam	mm	26.1762	
外径面曲率半径	ρa	mm	53.0881	
項 目	記号	単位	数値(かみあい)	
			Worm	Internal Gear
バックラッシ角度	jθ	deg	12.1946	0.2439
軸方向かみあい率	εx	---	3.2651	

図 39.6　内歯-樽形ウォーム寸法

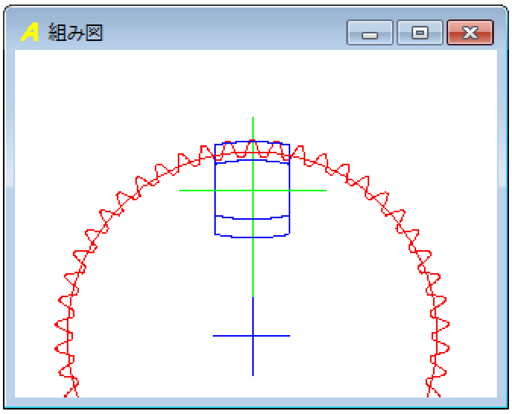
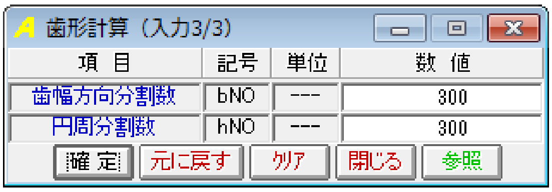


図 39.7　組図（ウォームと内歯車）

39. 4　歯形計算

樽形ウォームの歯形分割数を図 39.8 で設定します．ここで設定する分割数で生成する樽形ウォームの歯形の細かさが決まります．また，ウォームにクラウニングや歯先修整を与える場合は，図 39.9 で設定することができます．

歯形計算後の樽形ウォームと内歯車の 3D かみ合いを図 39.10 および図 39.11 に示します．図 39.11 の(a)は，理論歯形のかみ合いであるため明確に 3 同時かみ合い線を確認することができますが，図 39.11(b)は，図 39.9 でクラウニングを与えているため右端の接触線は薄く同時かみ合い接触線は 2.5 歯です．


歯形計算（入力3/3）

項 目	記号	単位	数 値
歯幅方向分割数	bNO	---	300
円周分割数	hNO	---	300

図 39.8　樽形ウォームの歯形計算の設定

なお，本例は，内歯車とウォームの軸角は図 39.4 で，セット角 $\phi=0°$ としていますので 90° で組み立てることができるウォーム歯形ですが，内歯車のねじれ角に合わせた軸角としたウォームの歯形を生成することも可能です．

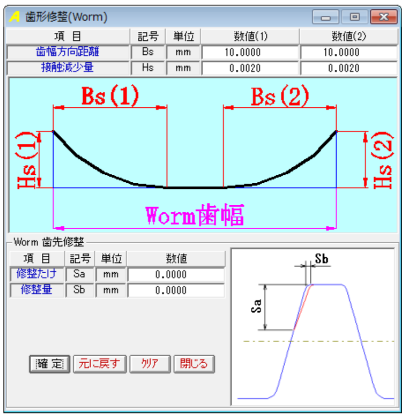


図 39.9　樽形ウォームのクラウニング

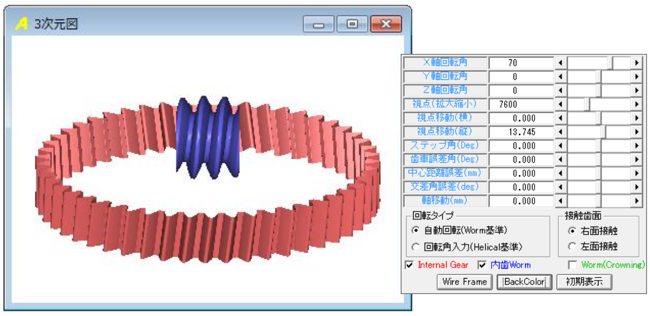
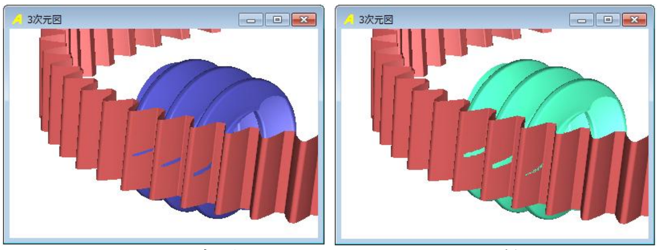


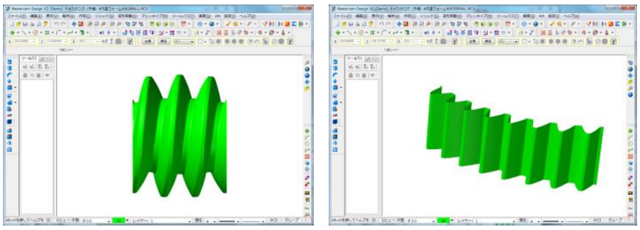
図 39.10　歯形レンダリング（理論ウォーム）


(a) 理論歯形　　(b) クラウニング付ウォーム
図 39.11　歯形レンダリング（接触線）

39. 5　歯形出力

生成した歯形を CAD データとして出力することができます．図 39.11 の歯形を図 39.12 の歯形ファイル出力により作図した例を図 39.13 に示します．

図 39.12　歯形ファイル出力



(a) Worm.IGS　　　　(b) Internal Gear.IGS

図 39.13　CAD 作図例(3D-IGES)

39. 6　ホブ(ねじ状砥石)

図 39.2 の内歯車を加工する内歯用ホブ（砥石）の諸元入力画面を図 39.14 に示します．条数の入力範囲は，1　≦z_w≦3 です．中心距離は，理論値の他に，任意に設定することも可能ですのでホブの直径を変更することができます．ウォームの場合はクリアランスおよびバックラッシを与えることができますが，ホブの場合は設定できません．

図 39.15 に内歯-樽形ホブ寸法を示します．また，諸元設定完了後，図 39.16 に組図を作図することができますので，樽形ホブの歯幅や全体のバランスを確認することができます．

図 39.14　内歯-樽形ホブ諸元

図 39.15　内歯-樽形ホブ寸法

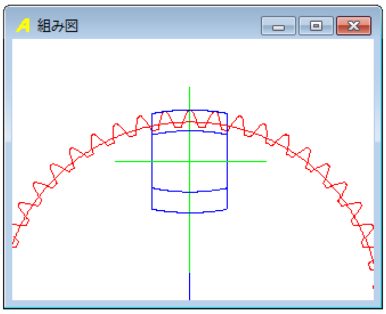


図 39.16　組図（ホブと内歯車）

39. 7　歯形計算

樽形ホブの歯形分割数を図 39.17 で設定します．ここで設定する分割数で生成する樽形ホブの歯形の細かさが決まります. また，ウォームにはクラウニングを与えることができますが，ホブにはクラウニングを与えることができません．

図 39.17　樽形ホブの歯形計算の設定

図 39.18 に樽形ホブと内歯車およびコントロールフォームを示します．また，図 39.19 に示す拡大図では内歯車の歯面と歯先にホブの刃形接触線を確認することができます．

内歯車とホブの軸角は図 39.14 でセット角　φ=0°　としていますので歯車とホブの軸角を 90°　で加工することができるホブの刃形です．

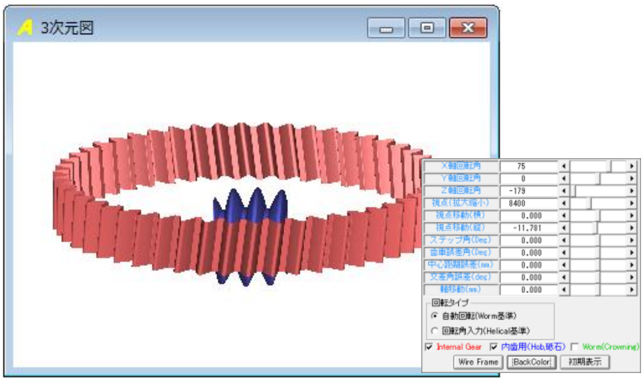


図 39.18　樽形ホブと内歯車

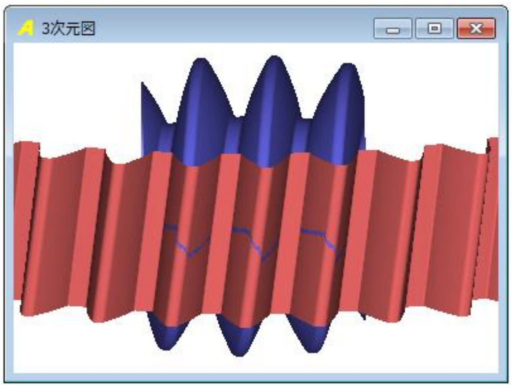


図 39.19　樽形ホブと内歯車（拡大図）

図 39.10 は，ウォームセット角をφ=0°　としていますが，内歯車のねじれ角（β=15°　）に合わせた作図例（φ=15°　）を図 39.20 に示します．ただし，ねじれ角とセット角は同じとする必要はありません．ウォームの歯形が成立する範囲であればφを自由に決めることができます．

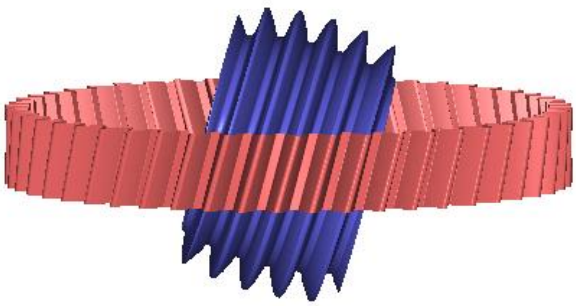


図 39.20　セット角φ=15°　の例

[40] 多段減速歯車設計システム

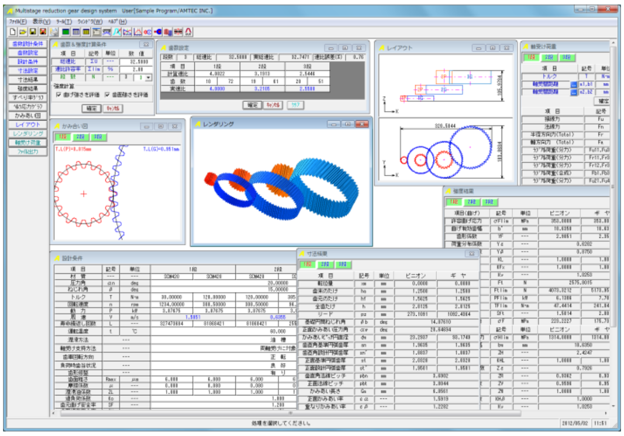


図 40.1　多段減速歯車設計システム

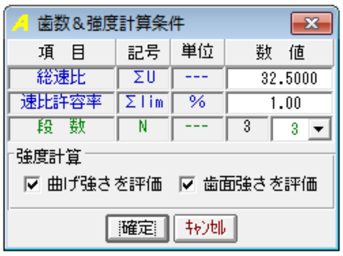
40. 1　概要

減速機を設計する際，総減速比に対する減速段数とその歯数比を決め，寸法計算，強度計算，軸受荷重計算をするには計算が非常に面倒です．例えば，全ての歯車の計算を終えた後で，初期段の歯車の変更が生じた場合，後列の歯車を再度計算し直す必要が生じます．

本ソフトウェアは，総減速比，段数そして動力を設定することにより歯車寸法，歯車強度計算を一括で行うことができます．そして，歯車列の配置図を表示し，さらに歯車配置を自由に変更することができます．

40. 2　歯数＆強度計算条件

図 40..2 に歯数と強度計算条件の画面を示します．総減速比の入力範囲は，1<ΣU<10,000 で，段数は 1～10 で設定することができます．また，強度計算を規準に歯車寸法を決定しますが，その際，曲げ強度と歯面強度の両方で歯車の大きさを決めることや曲げ強度あるいは歯面強度だけで歯車の大きさを決めることができます．本カタログではΣU=32.5，3 段歯車の例を示します．



歯数＆強度計算条件

項　目	記号	単位	数　値	
総速比	ΣU	---	32.5000	
速比許容率	Σlim	%	1.00	
段　数	N	---	3	3

強度計算

☑ 曲げ強さを評価　☑ 歯面強さを評価

確定　ｷｬﾝｾﾙ

図 40.2　歯数と強度計算条件の設定

40. 3　歯数設定

歯数設定は，総減速比と段数により自動計算（AMTEC 独自のアルゴリズム）します．例題では，総減速比 32.50 に対し，計算による総減速比は 32.7 であり，その誤差は 0.76 %です．なお，自動計算により決まった歯数は任意に変更が可能です．

歯数設定

段数　3　総速比　32.5000　実総速比　32.7474　速比誤差(%)　0.76

項　目	1段		2段		3段	
計算速比	4.0022		3.1913		2.5446	
歯　数	18	72	19	61	20	51
実速比	4.0000		3.2105		2.5500	

確定　ｷｬﾝｾﾙ　ｸﾘｱ

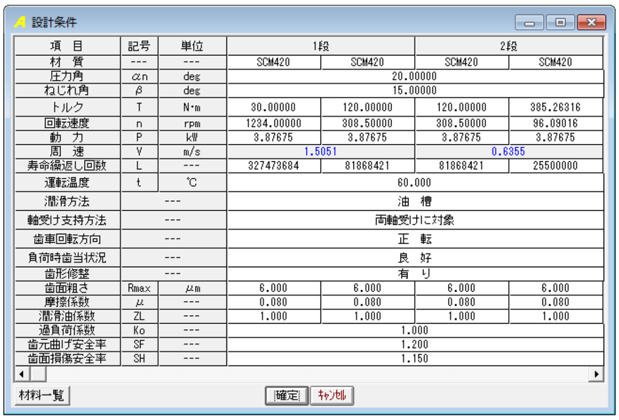
図 40.3　歯数設定

40. 4　設計条件

図 40.4 に設計条件設定画面を示します．材料の設定は，図 40.5 に示すように「熱処理」に適応した材料の選択フォームを表示し，設定することができます. また, 各段歯車の材料を設定した後は，図 40.6 のように材料一覧で確認することができます.

図 40.4 の場合，圧力角およびねじれ角は全段共通（プロパティで設定：図 40.24 参照）ですが，各段の歯車で任意に設定することができます．図 40.7 に各段歯車の圧力角とねじれ角を変更した例を示します．

運転温度および摩擦係数は，プラスチック歯車（今後に対応予定）の強度計算のために設けていますので鋼歯車の場合は強度計算に影響しません.



設計条件

項　目	記号	単位	1段		2段	
材　質	---	---	SCM420	SCM420	SCM420	SCM420
圧力角	αn	deg	20.00000			
ねじれ角	β	deg	15.00000			
トルク	T	N･m	30.00000	120.00000	120.00000	385.26316
回転速度	n	rpm	1234.00000	308.50000	308.50000	96.09016
動　力	P	kW	3.87675	3.87675	3.87675	3.87675
周　速	V	m/s	1.5051		0.6355	
寿命繰返し回数	L	---	327473684	81868421	81868421	25500000
運転温度	t	℃	60.000			
潤滑方法	---		油　槽			
軸受け支持方法	---		両軸受けに対象			
歯車回転方向	---		正　転			
負荷時歯当状況	---		良　好			
歯形修整	---		有　り			
歯面粗さ	Rmax	μm	6.000	6.000	6.000	6.000
摩擦係数	μ	---	0.080	0.080	0.080	0.080
潤滑油係数	ZL	---	1.000	1.000	1.000	1.000
過負荷係数	Ko	---	1.000			
歯元曲げ安全率	SF	---	1.200			
歯面損傷安全率	SH	---	1.150			

材料一覧　確定　ｷｬﾝｾﾙ

図 40.4　設計条件の設定 1

1段目(ﾋﾟﾆｵﾝ)材料

項　目	記号	単位	数　値
材　質	---	---	構造用鋼
熱処理	---	---	浸炭焼入れ
材料記号	---	---	SCM420
心部硬度	HV	---	242
表面硬度	HV	---	600
許容曲げ応力	σFlim	MPa	353.00
許容ヘルツ応力	σHlim	MPa	1314.00
材料定数係数	ZM	$(MPa)^{0.5}$	189.80
弾性係数	E	MPa	205940
ポアソン比	ν	---	0.300

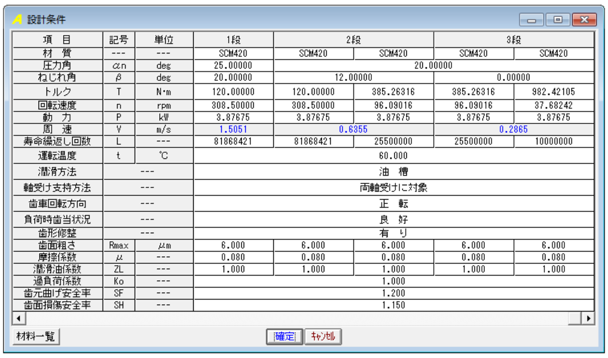
確定　ｷｬﾝｾﾙ

図 40.5　材料設定の例

材料一覧

項　目	記号	単位	1段		2段	
材　質	---	---	構造用鋼	構造用鋼	構造用鋼	構造用鋼
熱処理	---	---	浸炭焼入れ	浸炭焼入れ	浸炭焼入れ	浸炭焼入れ
材料記号	---	---	SCM420	SCM420	SCM420	SCM420
心部硬度	HV	---	HV 242	HV 242	HV 242	HV 242
表面硬度	HV	---	HV 600	HV 600	HV 600	HV 600
許容曲げ応力	σFlim	MPa	353.00	353.00	353.00	353.00
許容ヘルツ応力	σHlim	MPa	1314.00	1314.00	1314.00	1314.00
材料定数係数	ZM	√MPa	189.80	189.80	189.80	189.80
弾性係数	E	MPa	205940	205940	205940	205940
ポアソン比	ν	---	0.300	0.300	0.300	0.300

図 40.6　材料一覧



設計条件

項　目	記号	単位	1段	2段		3段	
材　質	---	---	SCM420	SCM420	SCM420	SCM420	SCM420
圧力角	αn	deg	25.00000	20.00000			
ねじれ角	β	deg	20.00000	12.00000		0.00000	
トルク	T	N･m	120.00000	120.00000	385.26316	385.26316	982.42105
回転速度	n	rpm	308.50000	308.50000	96.09016	96.09016	37.68242
動　力	P	kW	3.87675	3.87675	3.87675	3.87675	3.87675
周　速	V	m/s	1.5051	0.6355		0.2865	
寿命繰返し回数	L	---	81868421	81868421	25500000	25500000	10000000
運転温度	t	℃	60.000				
潤滑方法	---		油　槽				
軸受け支持方法	---		両軸受けに対象				
歯車回転方向	---		正　転				
負荷時歯当状況	---		良　好				
歯形修整	---		有　り				
歯面粗さ	Rmax	μm	6.000	6.000	6.000	6.000	6.000
摩擦係数	μ	---	0.080	0.080	0.080	0.080	0.080
潤滑油係数	ZL	---	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
過負荷係数	Ko	---	1.000				
歯元曲げ安全率	SF	---	1.200				
歯面損傷安全率	SH	---	1.150				

材料一覧　確定　ｷｬﾝｾﾙ

(各段の圧力角とねじれ角を変更した例)

図 40.7　設計条件の設定 2

40.5　歯車寸法の設定

寸法結果 で，図 40..8 を表示します．ここで表示する歯車諸元は，上記で設定した減速比や動力などを規準にして強度計算を行い，安全率（本例の場合，曲げと歯面強さ）が満足する歯車諸元を自動計算し表示しています．

ここでは，モジュール，歯数，圧力角，ねじれ角，歯幅などを変更することができます．また，ここで表示している歯幅は強度計算を規準に自動決定した値のため整数ではありませんので製品の歯幅に変更可能です．今，歯幅を 18.6mm を 10mm に変更すると，再度強度計算を行い図 40.9 のように強度不足の数値を赤字で表示します．

例題の場合，1～3 段の歯車諸元数値を[確定]すると図 40.10 のように歯車寸法結果を表示します．


寸法設定
1段 2段 3段

項　目	記号	単位	ピニオン	ギ　ヤ
モジュール	mn	mm	1.25000	
歯　数	z	---	18	72
圧力角	αn	deg	20.00000	
ねじれ角	β	deg	15.00000	
ねじれ方向	---	---	左ねじれ	右ねじれ
基準円直径	d	mm	23.2937	93.1749
転位係数	xn	---	0.00000	0.00000
中心距離	a	mm	58.2343	
歯直角法線歯厚減少量	fn	mm	0.0750	0.0750
基礎円直径	db	mm	21.7976	87.1904
歯先円直径	da	mm	25.7937	95.6749
歯底円直径	df	mm	20.1687	90.0499
歯　幅	b	mm	18.6350	18.6350
基準ﾗｯｸ歯元Ｒ係数	ro	---	0.3750	0.3750
歯先Ｒ	ra	mm	0.0000	0.0000
クリアランス	c	mm	0.3125	0.3125
法線方向ﾄｰﾀﾙﾊﾞｯｸﾗｯｼ	jn	mm	0.1500	
全かみあい率	εγ	---	2.8201	
すべり率(歯先)	σa	---	0.5055	0.8296
すべり率(歯元)	σb	---	-4.8673	-1.0223
トルク	T	N･m	30.0000	120.0000
回転速度	n	rpm	1234.0000	308.5000
曲げ強さ	sft	---	1.5814	2.0087
歯面強さ	sfc	---	1.0414	1.0414
材　質	---	---	SCM420	SCM420

確定　ｷｬﾝｾﾙ

図 40.8　歯車寸法の設定 1


寸法設定
1段 2段 3段

項　目	記号	単位	ピニオン	ギ　ヤ
モジュール	mn	mm	1.25000	
歯　数	z	---	18	72
圧力角	αn	deg	20.00000	
ねじれ角	β	deg	15.00000	
ねじれ方向	---	---	左ねじれ	右ねじれ
基準円直径	d	mm	23.2937	93.1749
転位係数	xn	---	0.00000	0.00000
中心距離	a	mm	58.2343	
歯直角法線歯厚減少量	fn	mm	0.0750	0.0750
基礎円直径	db	mm	21.7976	87.1904
歯先円直径	da	mm	25.7937	95.6749
歯底円直径	df	mm	20.1687	90.0499
歯　幅	b	mm	10.0000	18.6350
基準ﾗｯｸ歯元Ｒ係数	ro	---	0.3750	0.3750
歯先Ｒ	ra	mm	0.0000	0.0000
クリアランス	c	mm	0.3125	0.3125
法線方向ﾄｰﾀﾙﾊﾞｯｸﾗｯｼ	jn	mm	0.1500	
全かみあい率	εγ	---	2.2510	
すべり率(歯先)	σa	---	0.5055	0.8296
すべり率(歯元)	σb	---	-4.8673	-1.0223
トルク	T	N･m	30.0000	120.0000
回転速度	n	rpm	1234.0000	308.5000
曲げ強さ	sft	---	0.8486	1.2126
歯面強さ	sfc	---	0.4650	0.4650
材　質	---	---	SCM420	SCM420

確定　ｷｬﾝｾﾙ

図 40.9　歯車寸法の設定 2


寸法結果
1段 2段 3段

項　目	記号	単位	ピニオン	ギ　ヤ
転位量	xm	mm	0.0000	0.0000
歯末のたけ	ha	mm	1.2500	1.2500
歯元のたけ	hf	mm	1.5625	1.5625
全歯たけ	h	mm	2.8125	2.8125
リード	pz	mm	273.1091	1092.4364
基礎円筒ねじれ角	βb	deg	14.07610	
正面かみあい圧力角	αw	deg	20.64694	
かみあいﾋﾟｯﾁ円直径	dw	mm	23.2937	93.1749
歯直角基準円弧歯厚	sn	mm	1.9635	1.9635
歯直角設計円弧歯厚	sn'	mm	1.8837	1.8837
正面基準円弧歯厚	st	mm	2.0328	2.0328
正面設計円弧歯厚	st'	mm	1.9501	1.9501
歯直角法線ピッチ	pbn	mm	3.6902	
正面法線ピッチ	pbt	mm	3.8044	
かみあい長さ	Ga	mm	6.0561	
正面かみあい率	εα	---	1.5919	
重なりかみあい率	εβ	---	1.2282	
またぎ歯数	zm	---	3	9
基準またぎ歯厚	W	mm	9.5733	32.7579
設計またぎ歯厚	W'	mm	9.4983	32.6829
測定ピン径	dp	mm	2.156	2.105
基準ｵｰﾊﾞｰﾋﾟﾝ寸法	dm	mm	26.2665	96.0191
設計ｵｰﾊﾞｰﾋﾟﾝ寸法	dm'	mm	26.0824	95.8095
キャリパ歯たけ	Hj	mm	1.2886	1.2597
基準キャリパ歯厚	Sj	mm	1.9615	1.9634
設計キャリパ歯厚	Sj'	mm	1.8820	1.8836
基準ﾗｯｸ歯末のたけ	hao'	---	1.0000	1.0000
基準ﾗｯｸ歯元のたけ	hfo'	---	1.2500	1.2500
ﾄｰﾀﾙﾊﾞｯｸﾗｯｼ	jt	mm	0.1653	

図 40.10　歯車寸法

40.6　強度計算結果

強度結果 で，図 40..11 に強度計算結果を表示します．なお，歯車強度計算は，JGMA401-01:1974,402-01:1975 に基づいています．また，図 40.8 の歯車諸元は図 40..11 に示すように曲げ強さ，歯面強さ全てが満足する歯車諸元です．

各段歯車の強度結果は 1段 2段 3段 で選択することができます．


強度結果
1段 2段 3段

項目(曲げ)	記号	単位	ピニオン	ギ　ヤ
許容曲げ応力	σFlim	MPa	353.0000	353.0000
曲げ有効歯幅	b'	mm	18.6350	18.6350
歯形係数	YF	---	2.9851	2.3501
荷重分布係数	Yε	---	0.6282	
ねじれ角係数	Yβ	---	0.8750	
寿命係数	KL	---	1.0000	1.0000
寸法係数	KFx	---	1.0000	1.0000
動荷重係数	Kv	---	1.0253	
呼び円周力	Ft	N	2575.8015	
許容円周力	Ftlim	N	4073.3212	5173.9595
許容馬力	PFlim	kW	6.1306	7.7871
許容トルク	TFlim	N･m	47.4414	241.0415
曲げ強さ	Sft	---	1.5814	2.0087
歯元曲げ応力	σF	MPa	223.2227	175.7374
項目(面圧)	記号	単位	ピニオン	ギ　ヤ
許容ヘルツ応力	σHlim	MPa	1314.0000	1314.0000
面圧有効歯幅	bw	mm	18.6350	
領域係数	ZH	---	2.4247	
寿命係数	KHL	---	1.0000	1.0000
かみあい率係数	Zε	---	0.7926	
粗さ係数	ZR	---	0.9362	0.9362
潤滑速度係数	ZV	---	0.9596	0.9596
硬さ比係数	ZW	---	1.0000	1.0000
荷重分布係数	KHβ	---	1.0000	
動荷重係数	Kv	---	1.0253	
呼び円周力	Fc	N	2575.8022	
許容円周力	Fclim	N	2682.3126	2682.3126
許容馬力	Pclim	kW	4.0371	4.0371
許容トルク	Tclim	N･m	31.2405	31.2405
歯面強さ	Sfc	---	1.0414	1.0414
ヘルツ応力	σH	MPa	1287.6473	1287.6473

図 40.11　強度計算結果

40.7 すべり率とヘルツ応力のグラフ

インボリュート歯形の特徴としてかみ合いピッチ円ではころがり運動となりますが，これ以外ではすべりを伴う運動となります．各歯車段のすべり率とヘルツ応力の変化グラフを図 40.12 および図 40.13 に示します．

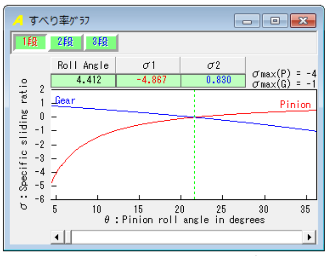


図 40.12　すべり率

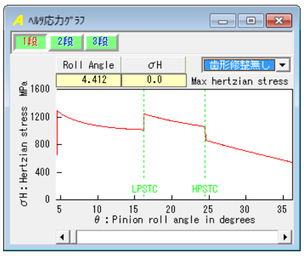


図 40.13　ヘルツ応力

40.8 歯形かみ合い図

図 40.14 に各段歯車のかみ合い図を示します．コントロールフォームで歯車を回転させることもでき，また，距離計測もできます．

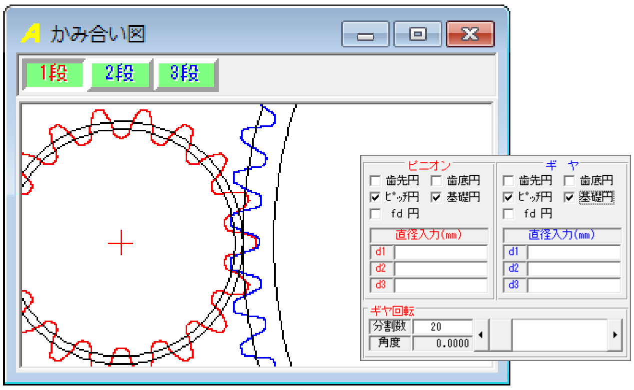


図 40.14　歯形かみ合い図

40.9 歯形かみ合い図と歯形レンダリング

図 40.14 に各段歯車のレイアウトを示します．コントロールフォームにより寸法線や歯形を表示することができます．また，図 40.16 のように歯車を軸方向に移動して歯車側面に隙間を与えることや，歯車軸を Y 軸方向に移動することもできます．この歯形レンダリング（オプション）を図 40.17 に示します．

また，歯車軸を移動する処理は，小型の歯車装置（小型モータ減速機等）に適しています．図 40.18 および図 40.19 に 8 段減速歯車を示します．

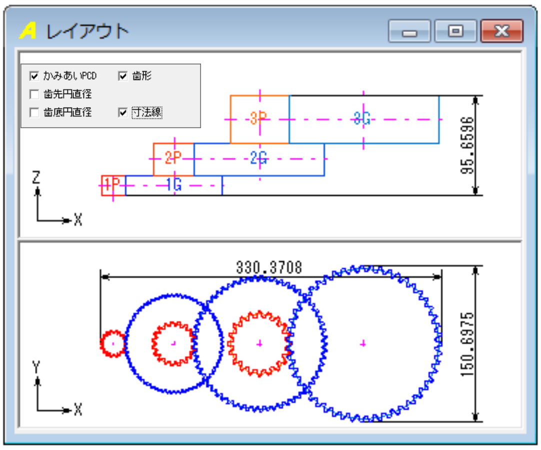


図 40.15　歯車のレイアウト 1

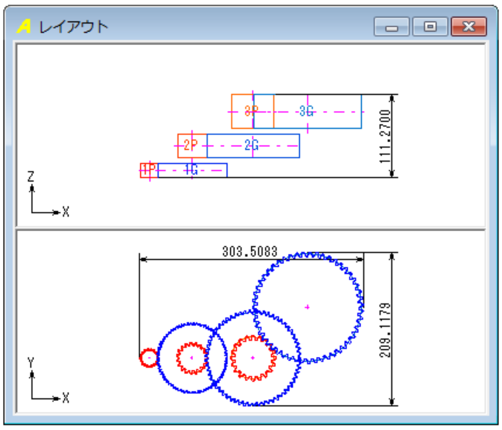


図 40.16　レイアウト 2

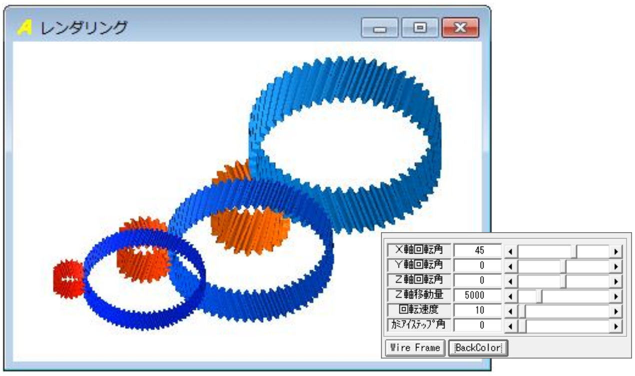


図 40.17　歯形レンダリング 1

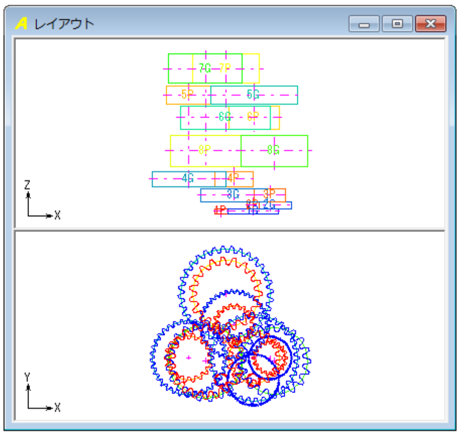


図 40.18　レイアウト 3（8 段減速の例）

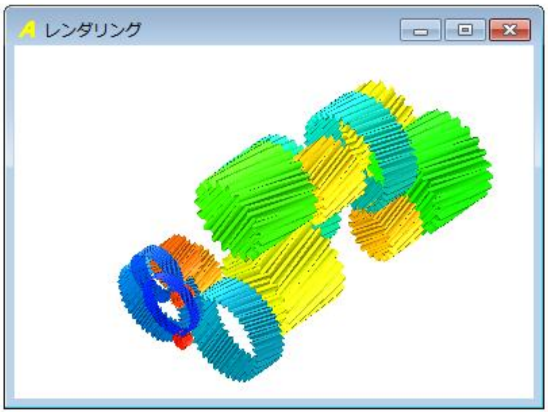


図 40.19　歯形レンダリング 2（8 段減速の例）

40.10　軸受荷重（オプション）

歯車に作用する荷重と，軸受けに作用する荷重を計算します．荷重の種類は，接線力，法線力など各軸受けに作用する荷重を 20 種類計算します．図 40. 20 に計算結果を示します．

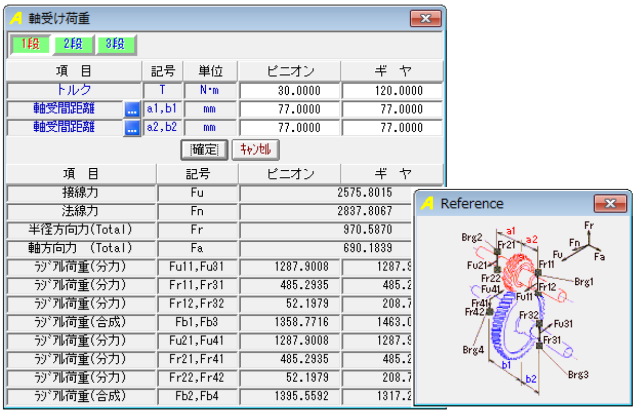


図 40.20　軸受荷重

40.11　ファイル出力（オプション）

生成した歯形とレイアウトは，図 40.21 で出力することができます．図 40.21 にレイアウトの CAD 作図例を，図 40.22 に歯車列の CAD 作図例を示します．

図 40.21　ファイル出力

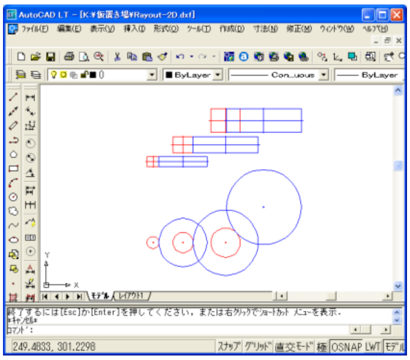


図 40.22　CAD 作図例（レイアウト）

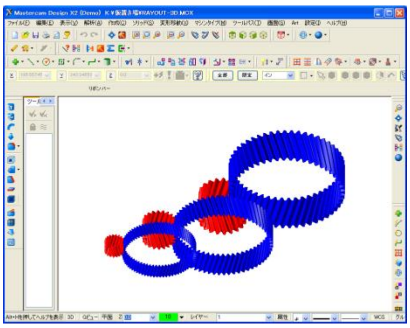


図 40.23　CAD 作図例（歯車列）

40.11　プロパティ

(1)規準ラックと標準値

図 40.24 に規準ラックと標準値の設定画面を示します．歯幅の設定範囲や歯幅決定係数で減速機の大きさを決めることができます．

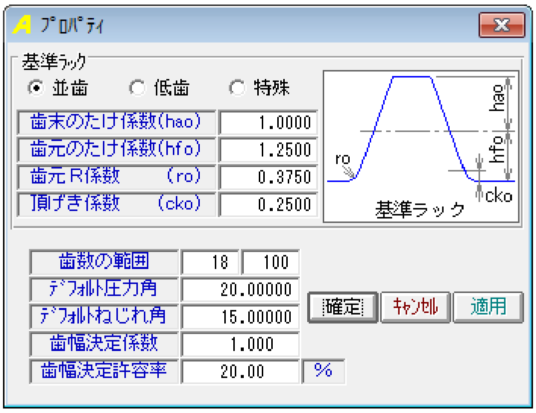


図 40.24　規準ラックと標準値

(2)任意材料の登録

任意材料を図 40.25 で設定することができます．図 40.5 の材料選択で「任意材料」を選択することができます．

図 40.25　任意材料の設定

[41] 内歯ねじ歯車設計システム

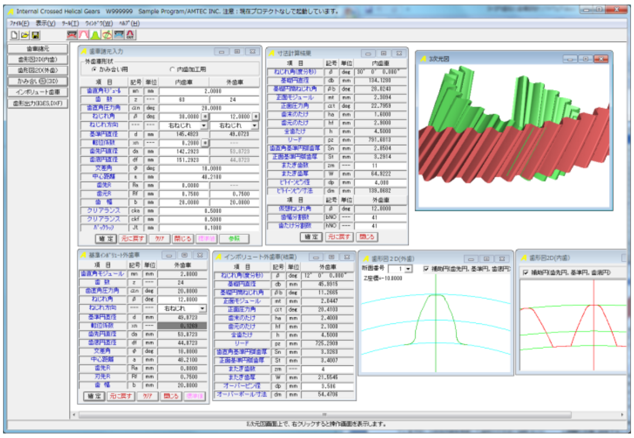


図 41.1　内歯ねじ歯車設計システム

項　目	記号	単位	内歯車
ねじれ角(度分秒)	β	deg	30°　0′　0.000″
基礎円直径	db	mm	134.1280
基礎円筒ねじれ角	βb	deg	28.0243
正面モジュール	mt	mm	2.3094
正面圧力角	αt	deg	22.7959
歯末のたけ	ha	mm	1.6000
歯元のたけ	hf	mm	2.9000
全歯たけ	h	mm	4.5000
リード	pz	mm	791.6813
歯直角基準円弧歯厚	Sn	mm	2.8504
正面基準円弧歯厚	St	mm	3.2914
またぎ歯数	zm	---	11
またぎ歯厚	W	mm	64.9222
ﾋﾟﾄｲｰﾝﾋﾟﾝ径	dp	mm	4.000
ﾋﾟﾄｲｰﾝﾋﾟﾝ寸法	dm	mm	139.0682
項　目	記号	単位	外歯車
仮想ねじれ角	βv	deg	12.0000
歯幅分割数	bNO	---	41
歯たけ分割数	hNO	---	41

確 定　元に戻す　閉じる

図 41.3　内歯車寸法

41.1　概要

外歯車同士のねじ歯車対は，両歯車ともインボリュート歯形であればかみ合いは成立しますが，内歯車と外歯車に軸交差角を与え，ねじ歯車としてかみ合わせた場合，内歯車と外歯車がともにインボリュート歯形であれば歯面に大きな 3 次元干渉が発生するため，かみ合いが成立しません．しかし，本ソフトウェアは，内歯車と外歯車に任意の軸角を与えた場合であってもかみ合いが成立する外歯車の歯形を生成することができますので内歯ウォームギヤ（カタログ vol.15[39]）と同様に外歯車を工具として扱うこともできます．また，本ソフトウェアは，内歯ウォームギヤと類似のものですが，内歯のねじ歯車として設計できるようにしたものです．

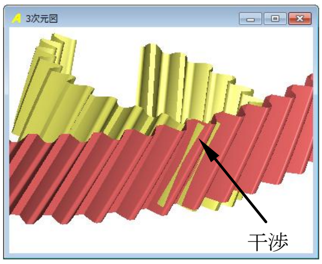


図 41.4　内歯ねじ歯車のかみ合い(外歯がインボリュート歯形)

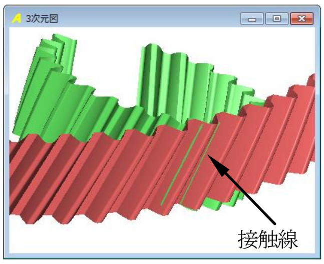


図 41.5　内歯ねじ歯車のかみ合い(干渉を考慮した外歯車歯形)

41.2　内歯ねじ歯車

図 41.2 に歯車諸元の入力画面を示します．諸元の入力範囲は，$0.1 \leqq m_n \leqq 50$, $10 \leqq z_2 \leqq 999$, $5^\circ \leqq \alpha_n \leqq 40^\circ$, $0^\circ \leqq \beta \leqq 50^\circ$です．転位係数入力後に[標準値]ボタンをクリックすると歯先円直径からバックラッシまで標準値が入力されます．そして[確定]ボタンで図 41.3 を表示します．

図 41.4 に内歯ねじ歯車のかみ合いを示しますが，この外歯車の歯形はインボリュート歯形のため大きな 3 次元干渉が発生しています．しかし，3 次元干渉を考慮した歯形のかみ合いは図 41.5 に示すように綺麗な接触線が表れています．そして，生成した外歯車の歯形は CAD ファイルに出力することができます．

項　目	記号	単位	内歯車	外歯車
歯直角ﾓｼﾞｭｰﾙ	mn	mm	2.0000	
歯　数	z	---	63	24
歯直角圧力角	αn	deg	20.0000	
ねじれ角	β	deg	30.0000	12.0000
ねじれ方向	---	---	右ねじれ	右ねじれ
基準円直径	d	mm	145.4923	49.0723
転位係数	xn	---	0.2000	---
歯先円直径	da	mm	142.2923	53.8723
歯底円直径	df	mm	151.2923	44.8723
交差角	φ	deg	18.0000	
中心距離	a	mm	48.2100	
歯先R	Ra	mm	0.0000	---
歯元R	Rf	mm	0.7500	0.7500
歯　幅	b	mm	20.0000	20.0000
クリアランス	cka	mm	0.5000	
クリアランス	ckf	mm	0.5000	
ﾊﾞｯｸﾗｯｼ	Jt	mm	0.1000	

確 定　元に戻す　ｸﾘｱ　閉じる　標準値　参照

図 41.2　内歯車諸元

41.3　内歯ねじ歯車（工具）

(1)　図 41.2 のクリアランスやバックラッシが 0 であれば外歯車を工具(または，ラッピング用歯車)と見立てることができます．本例では内歯車のねじれ角が 20°，外歯車(工具)のねじれ角が 30°の歯車諸元を図 41.6 に示しますが，クリアランス cka は，歯車の歯先と工具の隙間を 0.5mm として与えています．また，本ソフトウェアではねじれ角から決まる交差角に対し±10° の補正角度を与えることができますので本例では交差角を 15° としています．さらに，中心距離も任意に設定することができます．図 41.6 の[確定]ボタンを押すと図 41.7 の内歯車寸法を表示します．

項　目	記号	単位	内歯車	外歯車
歯直角ﾓｼﾞｭｰﾙ	mn	mm	2.0000	
歯　数	z	---	63	24
歯直角圧力角	αn	deg	20.0000	
ねじれ角	β	deg	20.0000	30.0000
ねじれ方向	---	---	右ねじれ	右ねじれ
基準円直径	d	mm	134.0864	55.4256
転位係数	xn	---	0.2000	---
歯先円直径	da	mm	130.8864	60.8864
歯底円直径	df	mm	139.8864	50.8864
交差角	φ	deg	-15.0000	
中心距離	a	mm	39.5000	
歯先R	Ra	mm	0.0000	---
歯元R	Rf	mm	0.7500	0.7500
歯　幅	b	mm	20.0000	20.0000
クリアランス	cka	mm	0.5000	
クリアランス	ckf	mm	*****	
ﾊﾞｯｸﾗｯｼ	Jt	mm	*****	

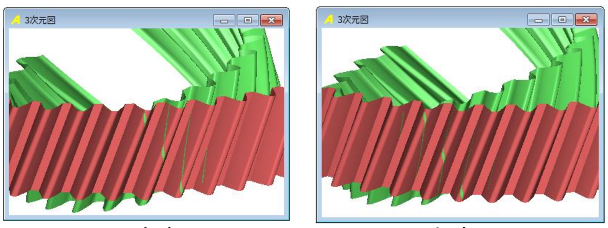
確 定　元に戻す　ｸﾘｱ　閉じる　標準値　参照

図 41.6　内歯車諸元（工具）

項　目	記号	単位	内歯車
ねじれ角(度分秒)	β	deg	20°　0′　0.000″
基礎円直径	db	mm	125.0349
基礎円筒ねじれ角	βb	deg	18.7472
正面モジュール	mt	mm	2.1284
正面圧力角	αt	deg	21.1728
歯末のたけ	ha	mm	1.6000
歯元のたけ	hf	mm	2.9000
全歯たけ	h	mm	4.5000
リード	pz	mm	1157.3607
歯直角基準円弧歯厚	Sn	mm	2.8504
正面基準円弧歯厚	St	mm	3.0333
またぎ歯数	zm	---	9
またぎ歯厚	W	mm	52.5666
ピトイーンピン径	dp	mm	3.000
ピトイーンピン寸法	dm	mm	131.6942
項　目	記号	単位	外歯車
仮想ねじれ角	βv	deg	35.0000
歯幅分割数	bNO	---	41
歯たけ分割数	hNO	---	41

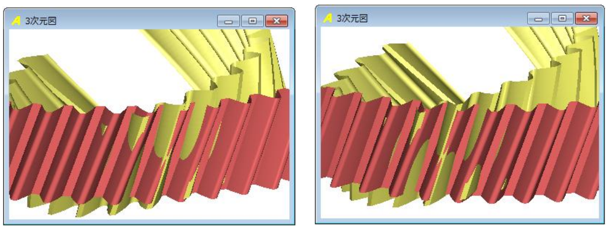
図 41.7　内歯車寸法

(2)　3 次元干渉を考慮した外歯車（工具）の歯形と内歯車のかみ合いは，図 41.8 のように左右歯面において綺麗な接触線を確認することができます．もし，3 次元干渉を考慮していない歯形であれば，図 41.9 のように大きな干渉が発生しますので，かみ合いません．



(a)右歯面　　(b)左歯面

図 41.8　内歯ねじ歯車のかみ合い (干渉を考慮した外歯車)



(a)右歯面　　(b)左歯面

図 41.9　内歯ねじ歯車のかみ合い (外歯がインボリュート)

(3)　図 41.10 に外歯車（工具）の断面歯形を示します．図 41.11 に外歯車を工具と見立てた加工後歯形（青色）と内歯（赤色）の重ね合わせ図を示します．また，正面歯形で確認すると図 41.12 のように綺麗に重なっていることが解ります．

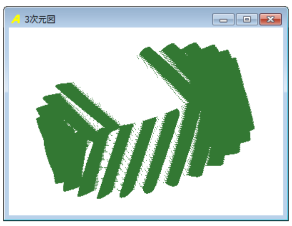


図 41.10　断面歯形

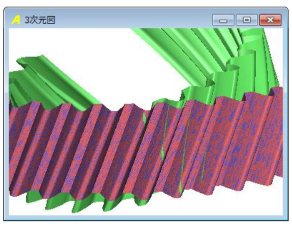


図 41.11　加工後歯形と内歯

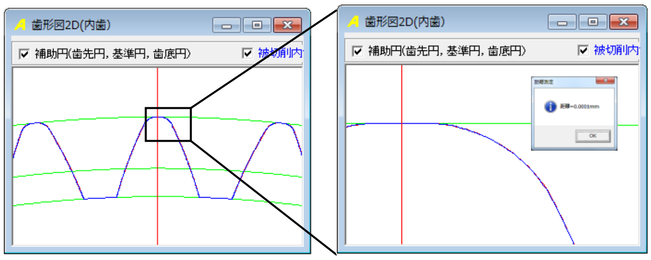
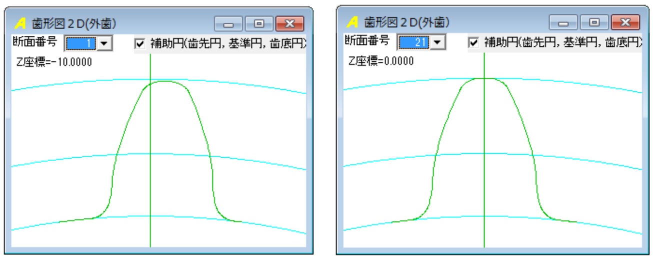


図 41.12　加工後歯形と内歯の重ね図と距離計測

(4)　外歯車（工具）の歯形を計算する際，歯幅方向に 41 分割としたため，断面 1 の歯形と歯幅中央の断面 21 の歯形を図 41.13 に示します．両者の違いは歯先円直径が異なり，また，断面 1 の歯形は，左右非対称歯形です．



(a)断面 1　　(b)断面 21

図 41.13　外歯車（工具）の正面歯形

(5)　生成した歯形を CAD データとして出力することができます．図 41.14 の歯形出力により作図した 3D 歯形の例を図 41.15 に示します．また，外歯車（インボリュート）と断面 21 の歯形の重ね合わせを図 41.16 に示しますが，インボリュート歯形と工具歯形には大きな違いがあることが解ります．

図 41.14　歯形出力

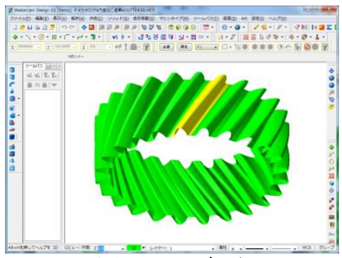


図 41.15　歯形(3D)

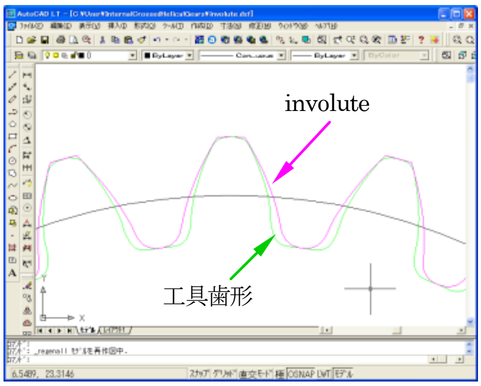
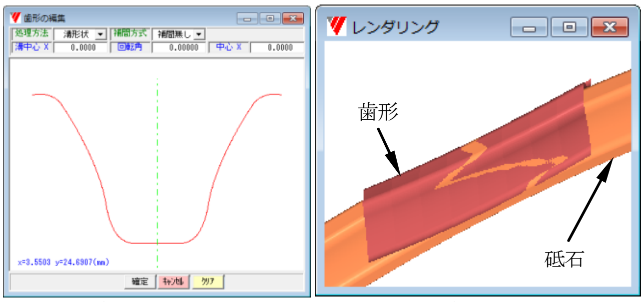


図 41.16　工具歯形（断面 21）とインボリュート歯形

(6)　生成した外歯車（工具）の歯形（断面 21 など）を研削する場合，図 41.14 の「2 次元歯溝 text」で歯形ファイルを出力し，図 41.17 のように YASDA GT-30（カタログ 116 頁，[104]，機械の紹介）で研削することができます．



(a) 砥石歯形(砥石径 250mm)　　　(b) 歯形と砥石

図 41.17　成形研削(YASDA GT-30)

(7)　次に，外歯車（工具）の歯幅を 1mm（図 41.6 の外歯車の歯幅）としたときのかみ合いを図 41.18 に示します．また，外歯車（工具）を軸方向に移動したときの歯当たりを図 41.19 に示しますが，歯幅の位置の違いに関わらず同じ接触模様を示しています．

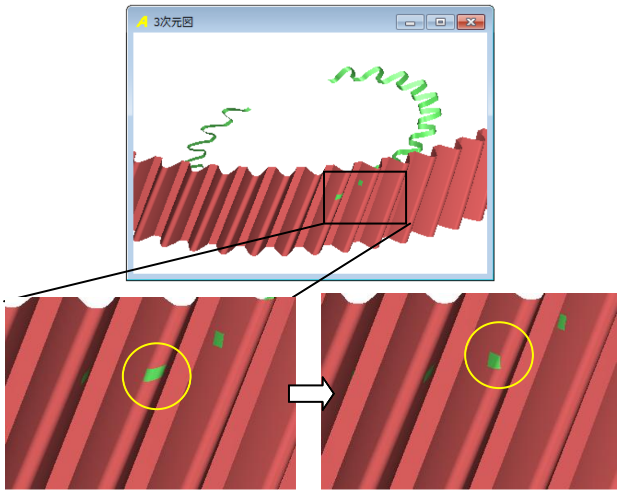

θ_2=0°　　　θ_2=2°

図 41.18　回転角を与えた場合の歯当たり

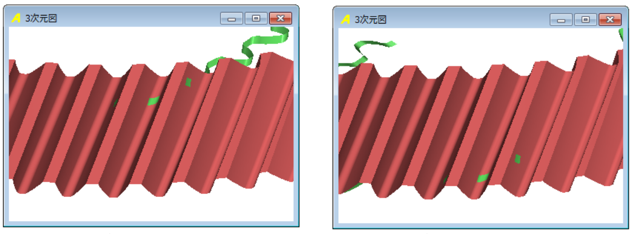

(a) 軸位置=+6mm　　　(b) 軸位置=−6mm

図 41.19　軸方向に移動したときの歯当たり（θ_2=0°）

(8)　内歯車が平歯車の場合も，はすば歯車と同様に計算することができます．内歯ねじ歯車（m_n=2, z_1=130, z_2=35, α=20, β=0, x_1=0.2, d_{a1}=256.8, d_{f1}=265.8）のかみ合いを図 41.20 に示します．また，外歯車をインボリュート歯車とした場合のかみ合いを図 41.21 に，3 次元かみ合いとコントロールフォームを示します．

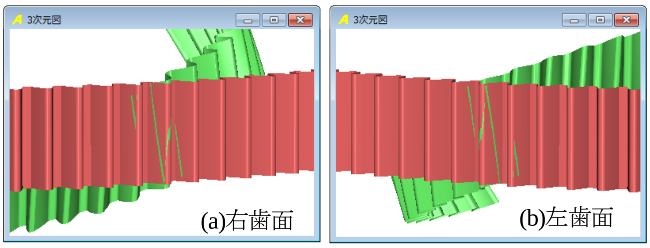

(a)右歯面　　　(b)左歯面

図 41.20　内歯ねじ歯車のかみ合い（干渉を考慮した外歯車）

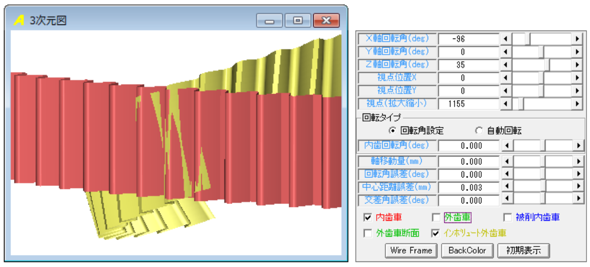


図 41.21　内歯ねじ歯車のかみ合い (外歯がインボリュート)

41.4　外歯車（工具）の測定（オプション）

図 41.16 に示す工具歯形（断面 21：緑線）を図 41.17 のように成形研削した場合，歯形検査を行う必要があります．そこで，歯車測定機を用いて外歯車（工具）の各断面の歯形を測定する方法を以下に示します．

図 41.16 の工具歯形（断面 21）の歯形はインボリュート歯形に近い形状をしていますので m_n と β は設定値とし，α_n が解れば歯車測定機で歯形誤差を測定することができます．その計算画面を図 41.22 に示します．

ただし，本例の場合，歯たけ中央の歯形はインボリュート歯形に一致していますが，歯先および歯元付近の外歯車（工具）歯形はインボリュート歯形と比較して約 5μm の違いがあります．この歯形の違いは，図 41.23 に示すように距離計測で確認することができますので検査結果で配慮する必要があります．さらに，外歯車（工具）の歯先部は内歯車の歯底部を生成しますので外歯車（工具）の歯先部は除外する必要があります．なお，断面 21 は，左右対称歯形ですが，これ以外の断面は，図 41.24 に示すように左右非対称歯形です．

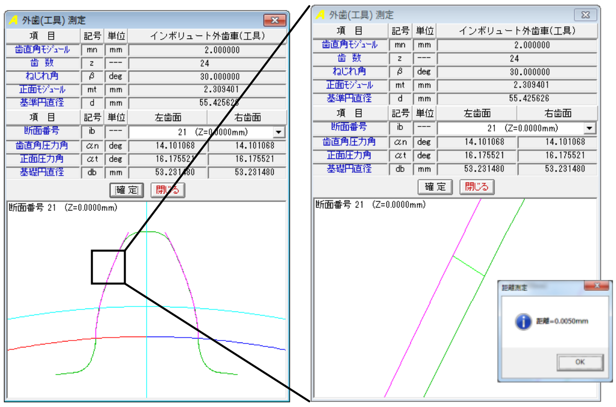


図 41.22　外歯車(工具)の測定　　　図 41.23　距離計測

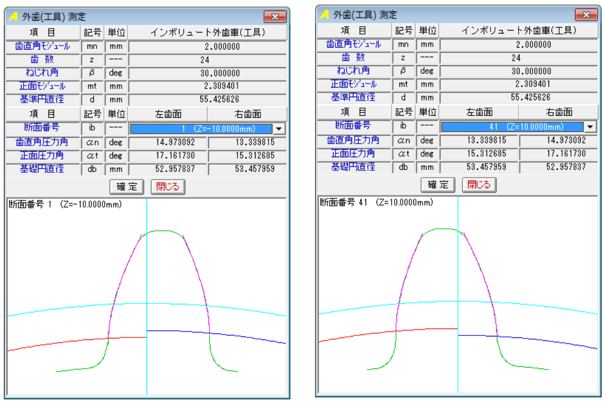

(a) 断面 1　　　(b) 断面 41

図 41.24　外歯車(工具)の測定

[42] Skiving cutter design system

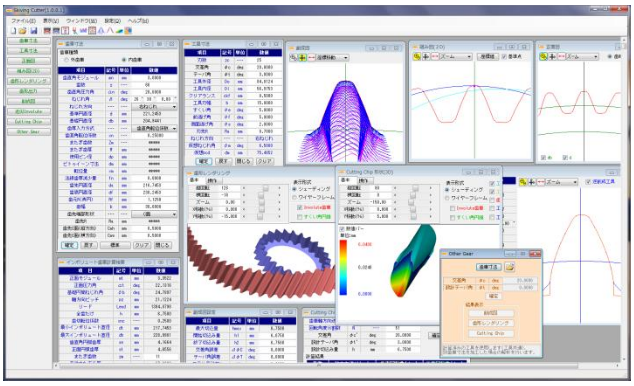


図 42.1　Skiving cutter design system

42. 1　概要

円筒歯車（外歯車，内歯車）の歯切り工法の一種であるパワースカイビングは1910年に特許が成立して100年が経過しましたが，近年，この工法が見直され国内外で専用機が上市されるようになりました．また，歯車加工も歯切り盤ではなく近年，マシニングセンタでスパイラルベベルギヤなどや特殊な歯車も加工されるようになっています（カタログ(vol.16)，41 頁写真）．

パワースカイビングは，工具の取り付け角（交差角，テーパ角）と工具の歯形さえ決まれば高機能のマシニングセンタで加工することができます．Skiving cutter design system は，歯車諸元と工具の取り付け角から工具（ピニオンカッタ）の歯形を生成することができるソフトウェアです．また，生成した刃形を近似インボリュート刃形として生成することができます．図 42.1 に全体画面を示します．

42. 2　ソフトウェアの構成

Skiving cutter design system の構成を表 42.1 に示します．表中の○は基本ソフトウェアに含まれ，◎はオプションです．
適応歯車：インボリュート平，はすば歯車（外歯車，内歯車）

表 42.1　ソフトウェアの構成

No.	項　　目	掲載項	構成
1	歯車寸法	42.3	○
2	工具寸法	42.4	○
3	歯形（歯車，工具）	42.5	○
4	組図（2D）	42.6	○
5	歯形レンダリング	42.7	○
6	歯形創成	42.8	○
7	歯形出力	42.9	○
8	近似インボリュート刃形	42.10	○
9	設計データ管理	---	○
10	切り屑形状	42.12	◎
11	Other Gear	42.13	◎
12	面取り（R，C）	42.14	◎

○：標準ソフトウェア
◎：オプション

42. 3　歯車寸法

被削歯車を内歯車としたとき歯車諸元は図42.2のように設定します．転位係数は，直接入力する方法と転位量，またぎ歯厚，オーバーボール（ビトウイーンボール）寸法があります．なお，外歯車の例は 42. 11 に示します．

項目	記号	単位	数値
歯直角モジュール	mn	mm	3.0000
歯数	z	---	66
歯直角圧力角	αn	deg	20.0000
ねじれ角	β	deg	26 ° 30 ′ 0.00 ″
ねじれ方向	---	---	右ねじれ
基準円直径	d	mm	221.2453
基礎円直径	db	mm	204.9441
歯厚入力方式	---	---	歯直角転位係数
歯直角転位係数	xn	---	0.25000
またぎ歯数	Zm	---	*****
またぎ歯厚	W	mm	*****
使用ピン径	dp	mm	*****
ビトゥイーン寸法	dm	mm	*****
転位量	xm	mm	*****
法線歯厚減少量	fn	mm	0.0000
歯先円直径	da	mm	216.7453
歯底円直径	df	mm	230.2453
歯元R(真円)	Rf	mm	1.1250
歯幅	b	mm	30.0000
歯先端部形状	---	---	C面
歯先R	Ra	mm	*****
歯先C面(縦方向)	Cah	mm	0.5000
歯先C面(横方向)	Caw	mm	0.5000

項　目	記号	単位	数値
正面モジュール	mt	mm	3.3522
正面圧力角	αt	deg	22.1316
基礎円筒ねじれ角	βb	deg	24.7897
軸方向ピッチ	pz	mm	21.1224
リード	Lead	mm	1394.0798
全歯たけ	h	mm	6.7500
歯切転位係数	xnc	---	0.2500
最小インボリュート直径	dt	mm	217.7453
最大インボリュート直径	dh	mm	228.9901
歯直角円弧歯厚	sn	mm	4.1664
正面円弧歯厚	st	mm	4.6556
またぎ歯数	zm	---	11
基準またぎ歯厚	w	mm	97.3066
設計またぎ歯厚	w'	mm	97.3066
使用ピン径	dp	mm	5.0256
基準ビトゥイーン寸法	dm	mm	215.9721
設計ビトゥイーン寸法	dm'	mm	215.9721

図 42.2　歯車諸元（内歯車の例）

42. 4　工具寸法

加工工具（ピニオンカッタ）の諸元を図 42.3 に示します．ここでは，歯車のねじれ角 26.5°に対し，加工時の公差角を ϕc=20°としたときの例を示します．また，カッタの形状，位置，逃げ角の参考図を図 42.4～42.6 に示します．

本ソフトウェアでは，交差角 ϕc，テーパ角 ϕt で工具を取り付け，図 42.2 の歯車を加工するときの工具刃形をすくい角や側面逃げ角を考慮して生成します．なお，はすば歯車加工時のピニオンカッタには，刃付け研磨が容易となるよう横すくい角（刃付け角）は与えないものとします．

項目	記号	単位	数値
刃数	zc	---	25
交差角	φc	deg	20.0000
テーパ角	φt	deg	3.0000
工具外径	Do	mm	84.0124
工具内径	Di	mm	56.9753
クリアランス	ckf	mm	0.5000
工具刃幅	b	mm	15.0000
すくい角	θe	deg	5.0000
前逃げ角	θf	deg	5.0000
側面逃げ角	θs	deg	2.0000
刃先R	Ra	mm	0.7000
ねじれ方向	---	---	右ねじれ
仮想ねじれ角	βm	deg	6.5000
仮想pcd	dm	mm	75.4852

図 42.3　工具諸元

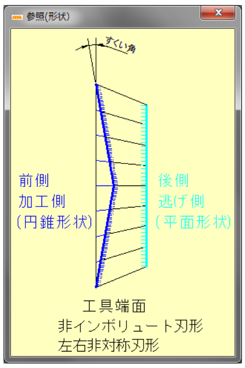


図 42.4　形状

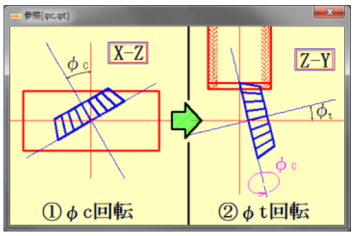


図 42.5　位置

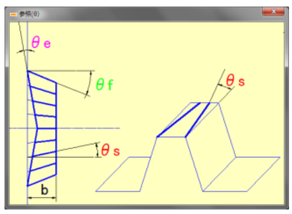


図 42.6　逃げ角

42.5　歯形（歯車，工具）

歯車歯形を図 42.7 に，ピニオンカッタの刃形を図 42.8 に示します．図 42.8 の青線刃形は，図 42.9 に示すピニオンカッタの加工端面の刃形であり水色線はピニオンカッタの上面の刃形を示します．歯形図には拡大，縮小，距離計測機能があります．

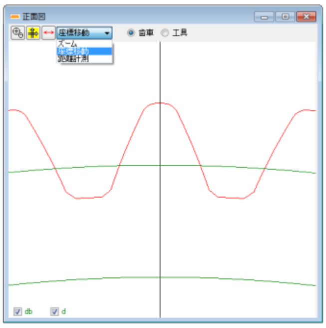


図 42.7　歯車歯形

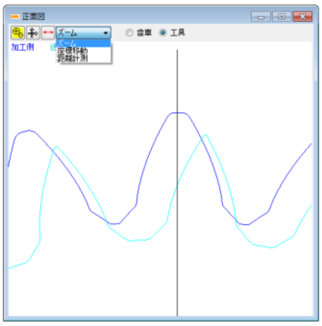


図 42.8　ピニオンカッタ

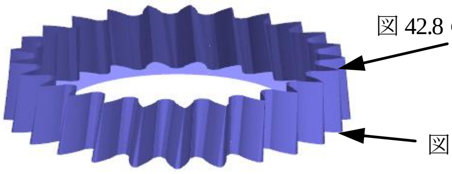


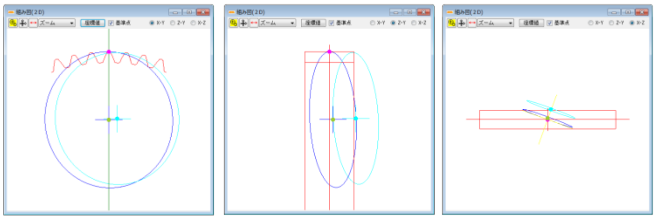
図 42.8 の水色線歯形

図 42.8 の青線歯形

図 42.9　ピニオンカッタ（歯形レンダリング機能）

42.6　組図（2D）

組図を図 42.10 に示します. 加工座標値の工具ポイント(A, B, C)は図 42.11 に示すように歯車の中心を(0,0,0)原点としています.



(a) X−Y　　(b) Z−Y　　(c) X−Z

図 42.10　組図

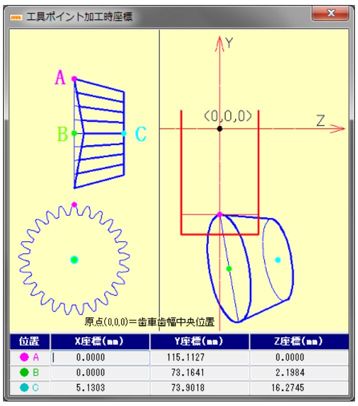


図 42.11　加工座標値

42.7　歯形レンダリング

歯形レンダリング（図 42.12〜42.15）では歯車とピニオンカッタのかみ合いを確認することができます．補助機能として工具のX,Y,Z 方向の移動や回転機能がありますので図 42.13 のように工具と歯車のかみ合い（切削）の関係を工具刃を回転させながら確認することができます．また，図 42.15 のようにピニオンカッタのみを表示することもできます．

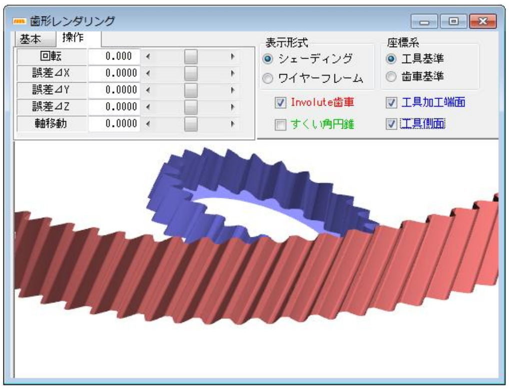


図 42.12　歯形レンダリング

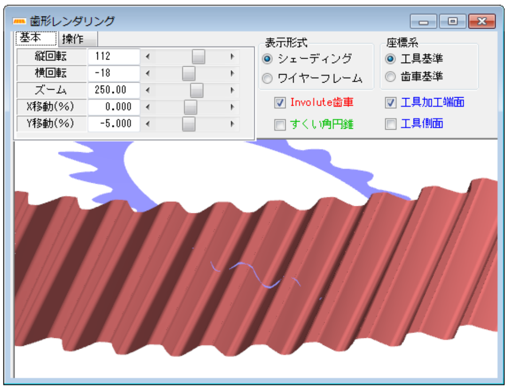


図 42.13　工具加工端面（切り刃）と歯車

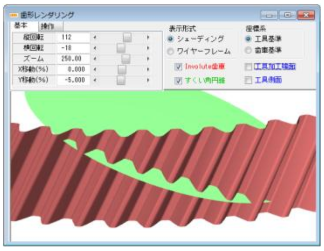


図 42.14　すくい角断面と歯車

図 42.15　ピニオンカッタ

42.8　歯形創成図

歯形創成図の設定画面を図 42.16 に示します．ここでは，粗加工時の工具切り込み量を 5mm，仕上げの切り込み量を 6.75mm としたときの歯形創成図を図 42.17 に示します．

図 42.16　歯形創成図設定

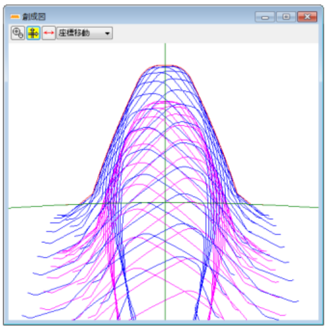


図 42.17　歯形創成

42.9　歯形出力

歯車歯形と工具刃形を DXF ファイルおよび IGES ファイルで出力することができます．図 42.18 に歯形出力設定画面を，図 42.19 に工具の CAD 作図例を示します．

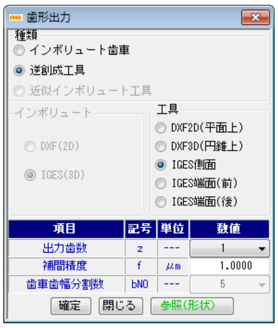
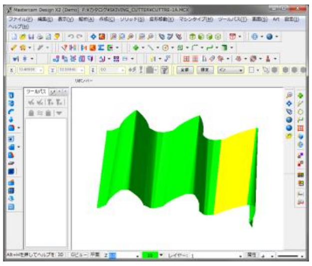
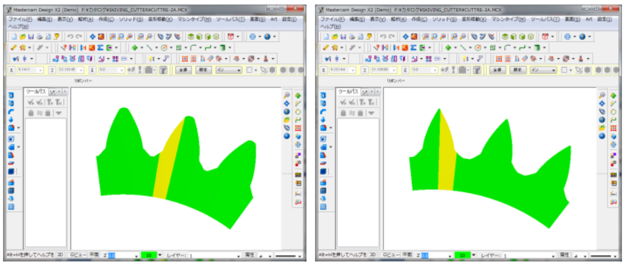


図 42.18　歯形出力設定



(a) 刃側面



(a) 刃（前）　(b) 刃（後）

図 42.19　CAD 作図例

42. 10　近似インボリュート刃形

図 42.19 で生成した刃形をインボリュートとして近似することができますので，工具を発注（製造）する際，容易に扱えることができます．本例の図 42.19 の刃形は，図 42.20 のように左刃面の場合，圧力角は α_n=20.6265°，ねじれ角は β =8°30'で近似することができます．近似した刃形と理論刃形との違いは，図 42.21 に示すようにカッタ刃先付近で 0.0007mm と僅かです．

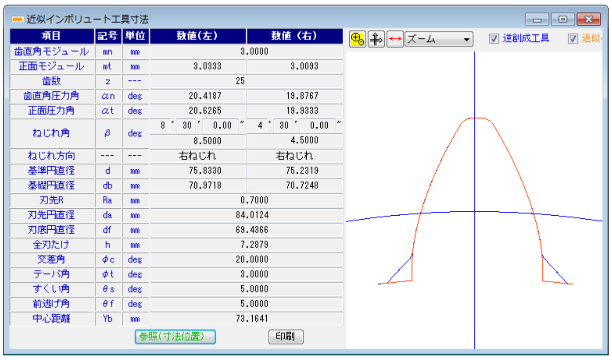


図 42.20　インボリュート近似刃形

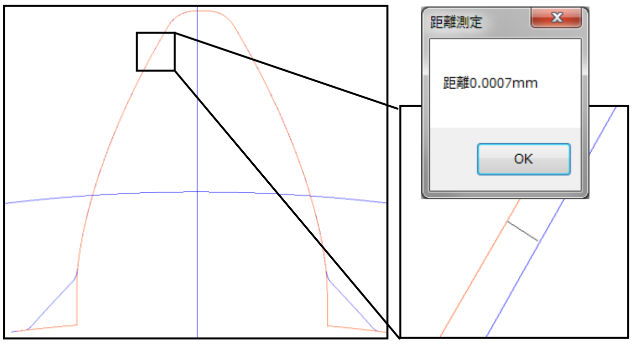


図 42.21　インボリュート近似刃形の違い（計測）

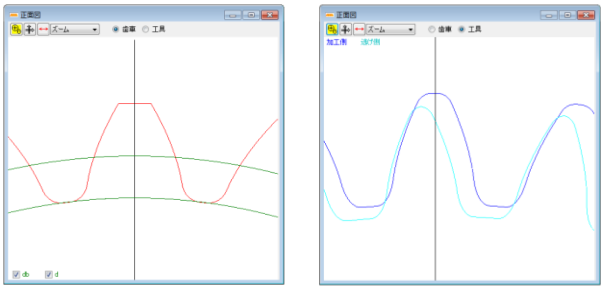
42. 11　外歯車の例

外歯車の計算例を図 42.22～42.32 に示します．

図 42.22　諸元

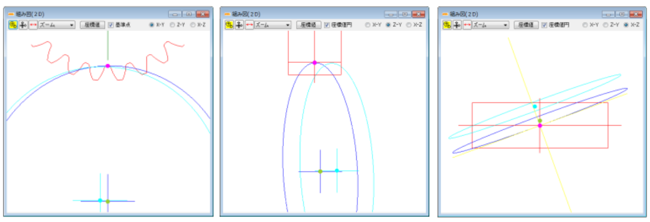
図 42.23　寸法

図 42.24　工具諸元



(a)歯車歯形　(b)ピニオンカッタ

図 42.25　歯形



(a) X-Y　(b) Z-Y　(c) X-Z

図 42.26　組図

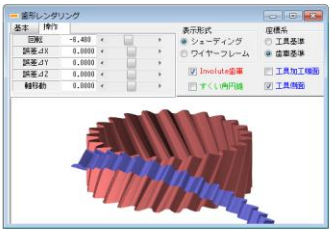


図 42.27　歯形レンダリング

図 42.28　切り刃と歯車

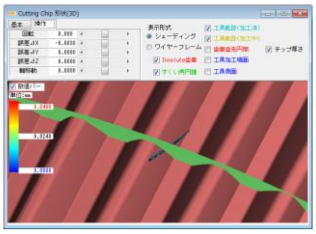


図 42.36　歯車と切り屑形状とすくい角面

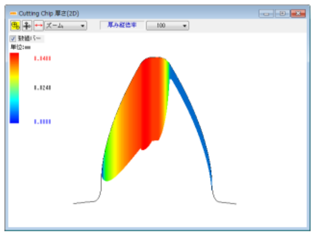


図 42.37　切削厚さ（100 倍）

図 42.29　すくい角断面と歯車

図 42.30　歯形創成図設定

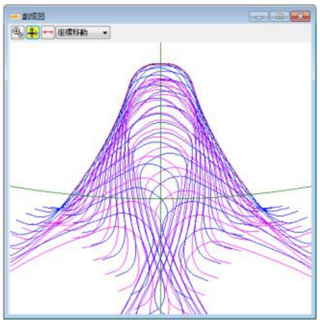


図 42.31　歯形創成

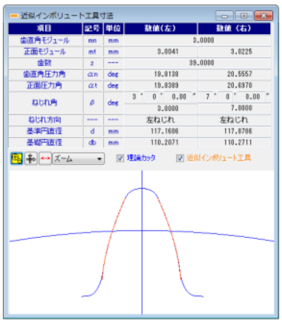


図 42.32　involute 近似刃形

42. 12　切り屑形状（オプション）

図 42.2 の内歯車を図 42.3 の工具を用い，図 42.34 の加工条件ででスカイビング加工したときの切り屑形状を図42.35～42.37に示します．図 42.33 の加工条件では工具の送り量，交差角および切り込み量を任意に設定することができます．

図 42.34 の切り屑形状は，工具の 1 刃が，切削を初めてから終わるまでの形状を示しています．図 42.35 には歯車と切り屑形状をワイヤフレームで示し，図 42.36 に歯車と切り屑形状とすくい角面の状態を示します．更に，図 42.37 には 2D 切削厚さを 100 倍で示しています．

図 42.33　加工条件

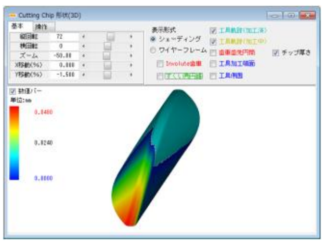


図 42.34　切り屑形状

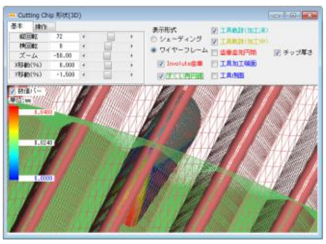


図 42.35　歯車と切り屑形状（ワイヤフレーム）

図 42.33 加工条件の 切削厚さ値(csv) で切り屑形状を図 42.38 のように csv ファイルに出力することができます．

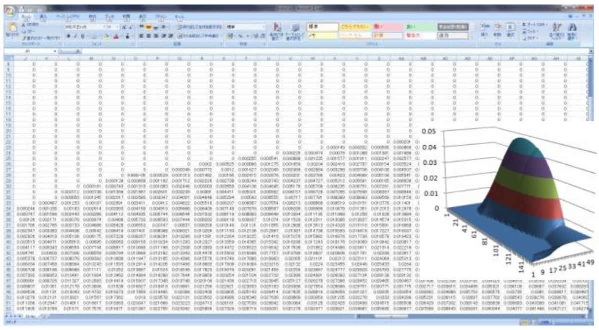


図 42.38　切削厚さ（csv）

42. 13　Other Gear（オプション）

図 42.24 の工具（外歯車）で図 42.22 と異なる歯車（図 42.40）を加工するとき，この工具でどこまで兼用できるかを計算します．図 42.40 の歯車は，図 42.22 の歯車とモジュール，圧力角は同じですが，歯数とねじれ角が異なります．

工具の取り付け角を図 42.24 工具諸元と同じとすると，図 42.40 の歯形は生成できませんので，図 42.42 のように交差角を ϕ_c=-30°，テーパ角を ϕ_t=2.1° として計算を進めます．

図 42.39　工具の兼用確認設定画面

図 42.40　兼用検討歯車諸元

図 42.41　兼用検討歯車の寸法

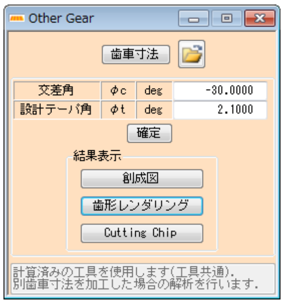


図 42.42　交差角とテーパ角の設定

図 42.43 のように終了切り込み深さを基準の h2=6.75 を h2=6.76 として基準より 0.01mm 深く加工するとき，図 42.40 の歯車歯形と極めて良く一致した歯形を得ることができます．図 42.44 の創成図の左歯面の□部分を拡大し，理論歯形と創成歯形を計測すると図 42.45 のように，その差は 2.9μm しかありません．同様に右歯面を計測すると 3.2μm です．

以上に示したように対象歯車と異なる工具であっても交差角とテーパ角を調整することにより，歯形誤差を微小に抑えることができますので工具の兼用が可能です．ただし，本例の場合，極めて良く一致していますが，諸元や条件によっては良く一致しない場合もあります．そして，図 42.42 で設定したときの歯形レンダリング表示（図 42.46）や，加工条件（図 42.47）に基づく切り屑形状（図 42.48）も解析することができます．

ここでは外歯車の例題を示しましたが，内歯車も同様に計算することができます．

図 42.43　歯形創成図の設定

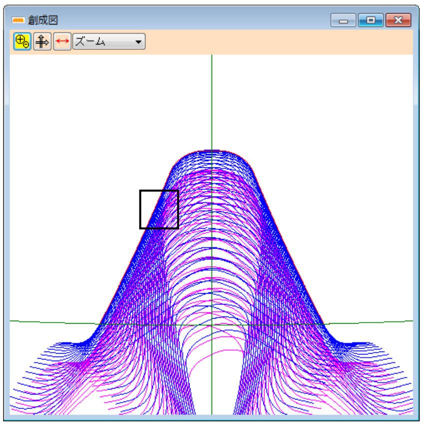


図 42.44　歯形創成図

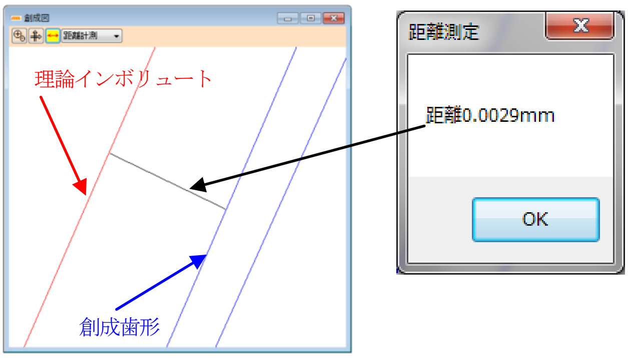


図 42.45　歯形計測

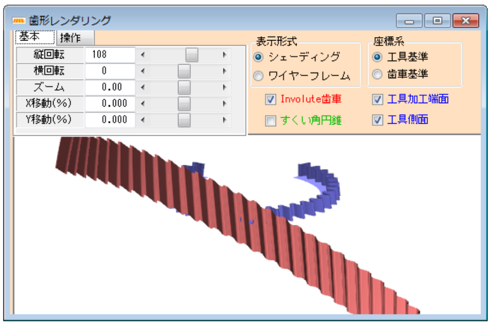


図 42.46　歯形レンダリング

図 42.47　加工条件

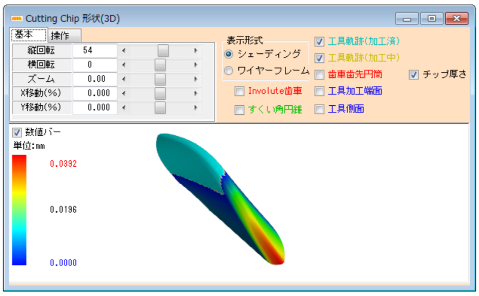


図 42.48　切り屑形状

42. 14　面取り C, R（オプション）

歯車の歯先面取りが必要な場合は，工具に面取り形状を与えることができます．図 42.2 の歯車諸元の面取り設定は，図 42.49 のように C 面，R 面を選択することができます．

図 42.49　面取り設定

[43] 円弧歯すじ歯車設計システム

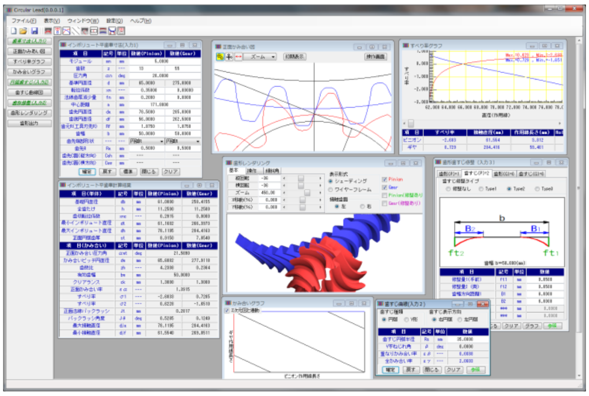


図 43.1　円弧歯すじ歯車設計システム

43. 1　はじめに

円弧歯すじを持つ歯車はスラスト荷重がなく，歯の位置合わせ能力があり，かみ合い率を大きく（平歯車に対して）することができます．この歯車は古くから知られていますが広く採用されて来ませんでした．それは，図 43.2 の方法では歯すじの曲率は工具半径で決まるため自由度が制限されてしまうからだと推察することができます. 例えば, 小歯車と大歯車が同じ歯数であれば図 43.2 のカッタ直径は同じで良いのですが，歯数比が異なる場合は同じ工具を使用することができません．また，良好な歯当たりを得るためには大歯車に合わせた適切な直径（楕円となるので難しい）を持つ工具が必要です.

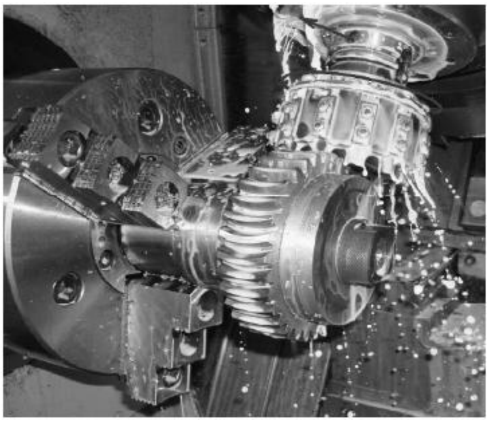


図 43.2　円弧歯すじ歯車の加工 [1)]

43. 2　概要

本ソフトウェアでは円弧歯すじ（半径）を任意に設定することができますので図 43.2 のような歯すじ（平歯車に近い）ものから小さな曲率まで自由（歯幅に対する制限はあります）に設定することができます．また，円弧だけでなく V 字歯すじの歯形も生成する機能も有しています．更に，歯形修整，歯すじ修整機能を有していますので歯幅中央部のかみ合い（歯当たり）とすることもできます.

ソフトウェアで歯車諸元設定後は，正面かみ合い図，すべり率グラフ，かみ合いグラフを表示し，歯すじ入力，歯形・歯すじ修整入力（無修整も可能）をすると歯形を生成します．歯形レンダリングで，かみ合い接触線を確認することができます．そして，生成した歯形は DXF, 3D-IGES ファイルで出力することができますのでマシニングセンタなどで容易に加工することができます.
図 43.3 に全体画面を示します.

43. 3　ソフトウェアの構成

円弧歯すじ歯車設計システムの構成を表 43.1 に示します．表中の○は基本ソフトウェアに含みます.
適応歯車：インボリュート歯車（外歯車）

表 43.1　ソフトウェアの構成

No.	項　　目	掲載項	構成
1	歯車寸法	43.4	○
2	正面かみ合い図	43.5	○
3	すべり率グラフ	43.5	○
4	かみ合いグラフ	43.5	○
5	歯すじ曲線（円弧，Ｖ字）	43.6	○
6	歯形修整，歯すじ修整	43.7	○
7	歯形レンダリング	43.8	○
8	歯形出力	43.9	○
9	設計データ管理	---	○

43. 4　歯車寸法

歯車諸元は平･はすば歯車と同様で図 43.3 のように設定します. 数値設定後, [確定]すると歯車寸法を図 43.4 のように表示します. ここでのかみ合い率は，正面かみ合い率を示しますが，図 43.8 で歯すじ曲線を設定した後で重なりかみ合い率を計算します.

インボリュート平歯車寸法(入力1)

項　目	記号	単位	数値(Pinion)	数値(Gear)
モジュール	mn	mm	5.0000	
歯数	z	---	13	55
圧力角	αn	deg	20.0000	
基準円直径	d	mm	65.0000	275.0000
転位係数	xn	---	0.35000	0.00000
法線歯厚減少量	fn	mm	0.2000	0.0000
中心距離	a	mm	171.8000	
歯先円直径	da	mm	78.5000	285.0000
歯底円直径	df	mm	56.0000	262.5000
歯元R(工具刃先R)	Rf	mm	1.8750	1.8750
歯幅	b	mm	50.0000	50.0000
歯先端部形状	---	---	円弧R	円弧R
歯先R	Ra	mm	0.5000	0.5000
歯先C面(縦方向)	Cah	mm	---	---
歯先C面(横方向)	Caw	mm	---	---

図 43.3　諸元

インボリュート平歯車計算結果

項　目(単体)	記号	単位	数値(Pinion)	数値(Gear)
基礎円直径	db	mm	61.0800	258.4155
全歯たけ	h	mm	11.2500	11.2500
歯切転位係数	xnc	---	0.2915	0.0000
最小インボリュート直径	dt	mm	61.1602	266.3973
最大インボリュート直径	dh	mm	78.1195	284.4163
正面円弧歯厚	st	mm	8.9150	7.8540
項　目(かみ合い)	**記号**	**単位**	**数値(Pinion)**	**数値(Gear)**
正面かみ合い圧力角	αwt	deg	21.5890	
かみ合いピッチ円直径	dw	mm	65.6882	277.9118
歯数比	zh	---	4.2308	0.2364
有効歯幅	bw	mm	50.0000	
クリアランス	ck	mm	1.3000	1.3000
正面かみ合い率	εα	---	1.3915	
すべり率	σ1	---	-2.6833	0.7285
すべり率	σ2	---	0.6228	-1.6510
正面法線バックラッシ	Jt	mm	0.2817	
バックラッシ角度	Jθ	deg	0.5285	0.1249
最大接触直径	dja	mm	78.1195	284.4163
最小接触直径	djf	mm	61.5540	269.8511

図 43.4　寸法

43.5　歯形図，すべり率

図 43.3 で設定した歯車の正面歯形は図 43.5 のように表示することができます．歯形の拡大や回転角度などは図 43.5 に示すコントロールフォームで操作することができます．

図 43.6 のかみ合いグラフは，ピニオンとギヤの作用線の関係を示すもので図 43.6 の歯形図と連動することができます．また，図 43.7 にすべり率グラフを示します．

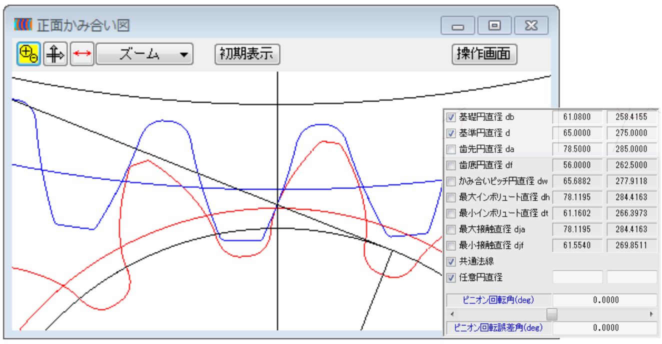


図 43.5　歯形

図 43.6　かみ合いグラフ

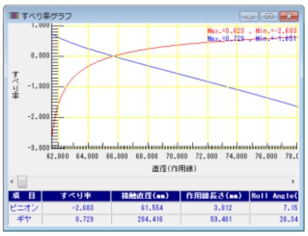


図 43.7　すべり率

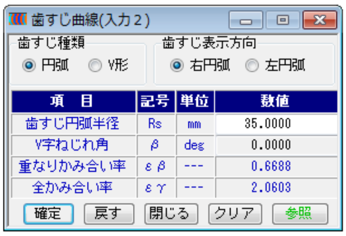
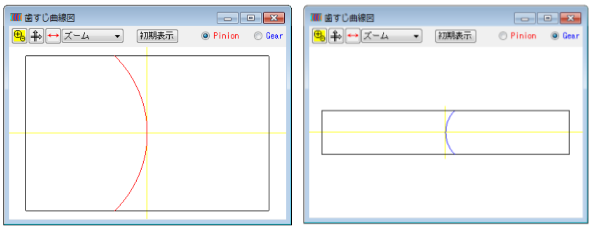


図 43.8　歯すじ曲線設定

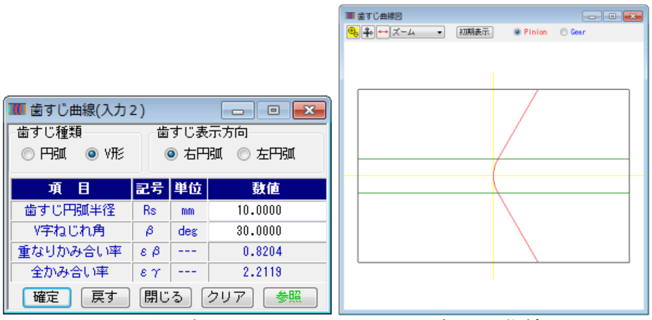
43.6　歯すじ曲線

歯すじ曲線を図 43.8 で設定します．ここでは，歯すじの種類（円弧と V 字の 2 種類）と円弧の方向（ピニオンを基準として歯車中心軸に対して右側に位置する場合，右円弧とする）を選択します．ここでは「円弧」を選択し，歯すじ半径を R_s=35mm（歯すじ半径の最小値は $R_{smin}=b/2$）とすると，重なりかみ合い率は ε_β=0.669 となることから全かみ合い率は ε_γ=2.060 となります．歯車正面を観察したときの円弧歯すじ図を図 43.10 に示します．また，歯すじ曲線を V 形とするとき，図 43.11 のように円弧（R_s）とねじれ角(β)を設定します．設定例と歯すじ曲線図を図 43.11 に示します．



(a)ピニオン　　(b)ギヤ

図 43.10　歯すじ曲線図（円弧）



(a)V 形設定　　(b)歯すじ曲線図

図 43.11　歯すじ曲線(V 形)

43.7　歯形･歯すじ修整

歯形･歯すじ修整は，図 43.12 で選択し，歯形修整を図 43.13 で，歯すじ修整を図 43.14 で設定することができます．図 43.15 に歯形･歯すじ修整の参照図を示します．

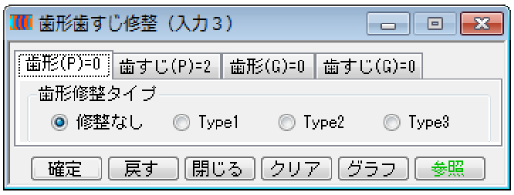
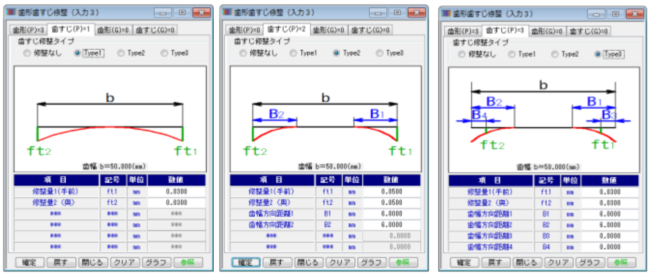


図 43.12　歯形･歯すじ修整

(a)Type1　　(b)Type2　　(c)Type3

図 43.13　歯形修整



(a)Type1　　(b)Type2　　(c)Type3

図 43.14　歯すじ修整

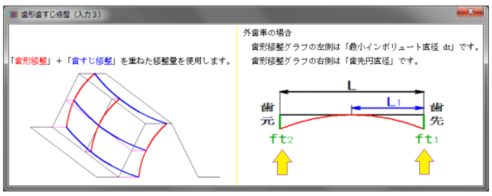


図 43.15　歯形･歯すじ修整の参照図

例として，図 43.14(b)のようにピニオンに歯すじ修整を与えたとき，図 43.14 の グラフ で図 43.16 を示しますので与えた修整量を確認することができます．

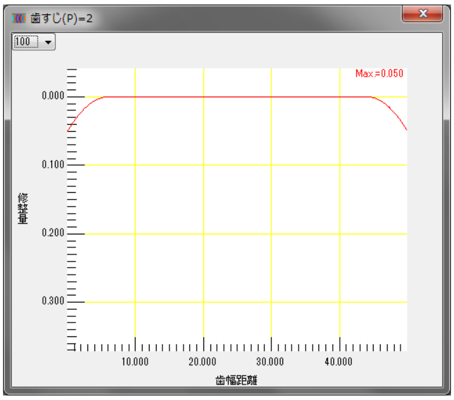


図 43.16　歯すじ修整（100 倍）

43.8　歯形レンダリング

図 43.17 の無修整の歯形レンダリングでは，歯幅両端まで接触線を確認することができますが，図 43.18 の歯すじ修整を与えた歯形では，歯幅両端部で接触線を認めることができません．また，図 43.19 では食い違い誤差（⊿z=0.02°）を与えた場合の歯形レンダリングでは接触線が歯幅の片方に寄っているいることが解ります．図 43.20 に V 形歯すじの歯形レンダリングを示します．

歯形レンダリングでは，観察角度，回転角度，軸誤差，接触歯面を任意に設定することができます．また，自動回転機能で接触線を連続して観察することができます．

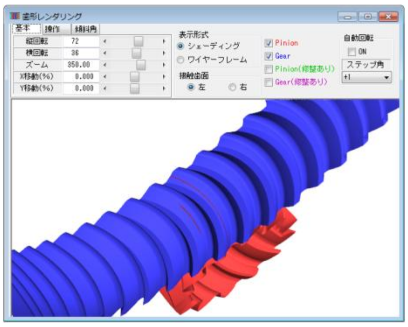


図 43.17　歯形レンダリング（無修整）

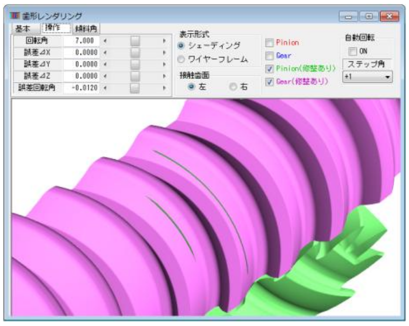


図 43.18　歯形レンダリング（歯すじ修整）

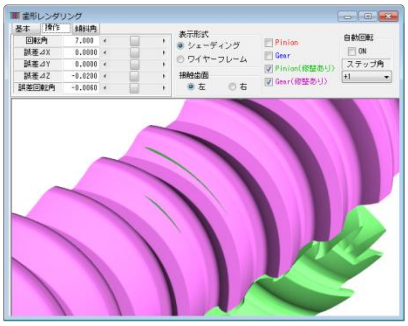


図 43.19　歯形レンダリング（軸角誤差=0.02°）

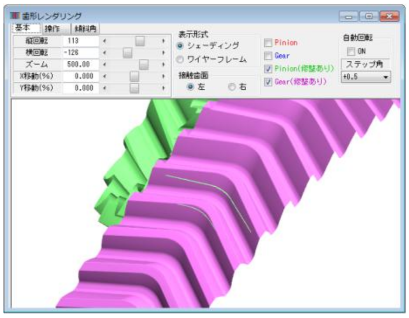


図 43.20　歯形レンダリング（V 形）

43.9　歯形出力

図 43.21 に歯形ファイル出力設定画面を示します．ソフトウェアでは 2D-DXF と 3D-IGES ファイルを出力することができます．例として図 43.22 にピニオンの歯形を生成し，CAD で表示した図を示します．

図 43.21　歯形ファイル出力設定

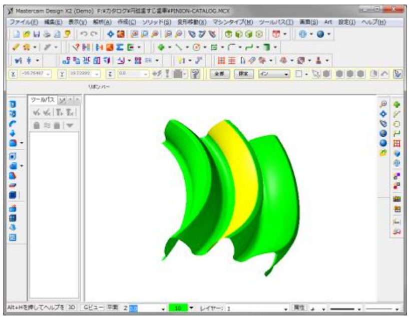


図 43.22　CAD 作図例（ピニオン）

参考文献

1) A. N. Parshin,　Arched Toothed Cylindrical Gears Manufacture on CNC Lathes and Experience of their inculcation, "Thory and Ptactice of Gearing", Russia, pp.151,2014

[44] SS-Worm gear design system

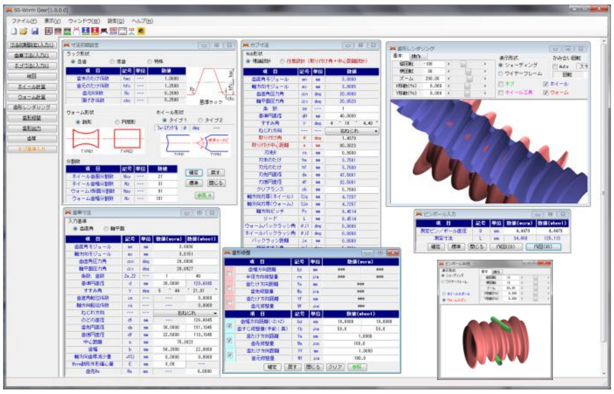


図 44.1　SS-Worm gear design system

44. 1　概要

一般に使用されている円筒ウォームギヤは，図 44.35 ように接触歯数が少ないため大きな負荷容量を得ることができません．これを解決するため図 44.37 のようなヒンドレーウォームギヤや，図 44.39 のようにホイールをインボリュート歯形とした鼓形ウォームギヤがあります．しかし，ヒンドレーウォームギヤは，ウォームもホイールも歯形が特殊であり，また，図 44.40 ではかみ合い歯数を多くするということは可能ですが，ホイールの歯たけ方向の線接触ですから大きな歯面応力に耐えるには限度があります．

そこで，図 44.35 のホイールで，かみ合い歯数を多くできるウォームであれば，接触面積が広くすることができるため歯面負荷容量の増大を見込めることができます．このようなウォームギヤとして，ホブ加工を施したホイールとかみ合うウォームの歯形を持つ SS-Worm gear（Standard wheel and Special worm）ソフトウェアを開発しました．図 44.1 にソフトウェアの全体画面を示します．

44. 2　ソフトウェアの構成

SS-Worm gear design system の構成を表 44.1 に示します．表中の○は基本ソフトウェアに含まれ，◎はオプションです．

表 44.1　ソフトウェアの構成

No.	項　目	掲載項	構成
1	初期設定	44.3	○
2	歯車寸法	44.4	○
3	ホブ寸法	44.5	○
4	組図	44.6	○
5	歯形修整	44.7	○
6	歯形レンダリング	44.8	○
7	歯厚	44.11	○
8	歯形出力	44.12	○
9	ホブ基準入力	44.13	◎
10	回転伝達誤差	44.14	◎
11	設計データ管理	---	○

44. 3　初期設定

図 44.2 に初期設定画面を示します．ここで設定するウォーム形状は，鼓形と円筒形を選択することができますが，この形状は．外形を表しているもので歯形ではありません．

歯形計算時の分割数は，図 44.2 の参考図ようにホイール歯面，ホイール歯幅，ウォーム断面，ウォーム歯幅の分割数を設定することができます．分割数を大きくすることで歯形を密に生成することができますが，その分，計算時間を要することになります．

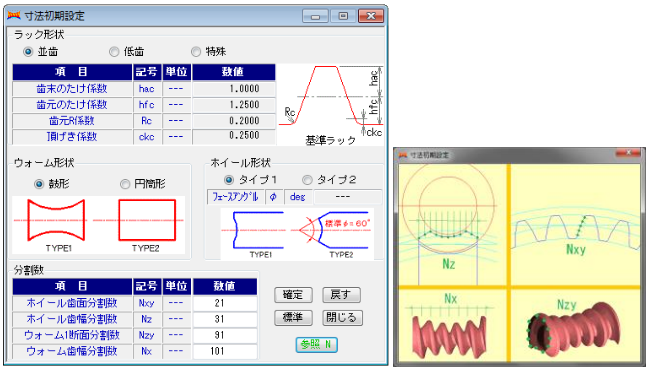


図 44.2　初期設定

44. 4　歯車寸法

図 44.3 に歯車寸法の設定画面を示します．まず，入力基準は歯直角と軸平面基準を選択することができますが，ここでは，歯直角基準での例を示します．モジュールから歯厚減少量までは円筒ウォームと変わりはありません．

Worm 鼓形外形偏心量（E）は，図 44.4 に示すようにウォームを鼓形とするときウォーム外形を調整するためのものです．

図 44.3　歯車寸法

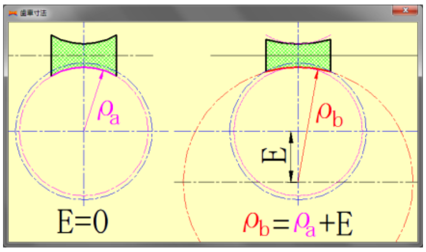


図 44.4　Worm 鼓形外形偏心量（E）

44. 5　ホブ寸法

ホイールの歯形を生成するためのホブを設定します．ホブ寸法は，図 44.5(a)のようにホブ条数とホブ基準円直径を設定することによりホブの取り付け角や取り付け中心距離が決まりますので，クリアランス（ホイールとホブ刃底）を変更するとホブの刃元のたけ，およびホブ刃底円直径が変化します．

一方，図 44.5(b)の任意設計では，取り付け角や取り付け中心距離を任意に設定することができますので，ホイールの歯形，歯すじを変更することができます．この操作により歯当たり調整をすることができます．

(a)理論設計　　　(b)任意設計

図 44.5　ホブ寸法

44. 6　組図

図 44.6 にホブとウォームとホイールの組図を, 図 44.7 にホブとホイールのかみ合いを示します. また, 図 44.8 にウォーム外形寸法（鼓形状）を示します.

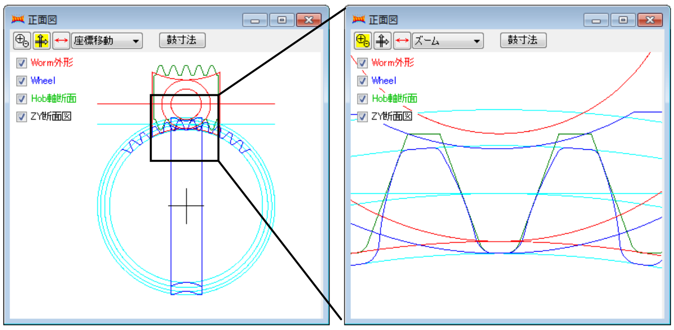


図 44.6　組図（Hob, Worm, Wheel）

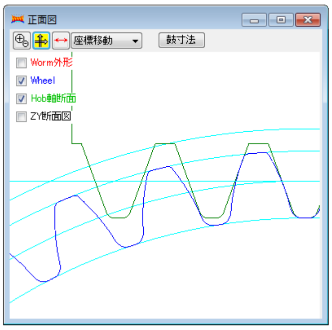


図 44.7　組図（Hob, Wheel）

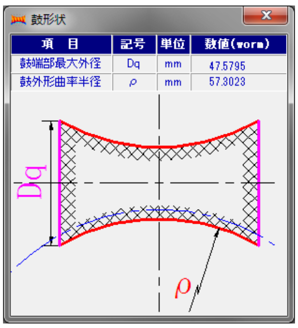


図 44.8　worm　寸法

44. 7　歯形修整

歯の接触を 44. 8 歯形レンダリングで確認し, 歯当たりを調整したい場合に歯形修整を行います. 歯形修整は, 図 44.9 及び図 44.10 のようにウォームとホイールそれぞれに歯形方向, 歯すじ方向の修整を設定することができます.

例えば, 図 44.11 の A 部ではホイールの側端部まで接触していますが, これを図 44.9 でホイールの歯形修整, 歯すじ修整を施すことにより図 44.13 のようにホイール歯幅中央に接触させることができます. また, 歯面修整を与えないで歯当たりを調整する方法は, 図 44.5(b)でホブの取り付け角を変更することで, 歯当たり位置を調整することが可能です. 詳しくは 44. 10 歯当たり調整をご覧ください.

図 44.9　歯形修整の設定

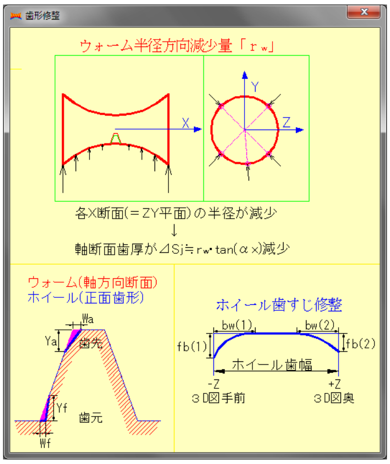


図 44.10　歯形修整の説明図

44. 8　歯形レンダリング

歯形レンダリングでは, 歯のかみ合いやホイール加工ホブを確認することができます.

無修整歯形の歯形レンダリングを図 44.11 に示しますが, この図の方向や拡大, 縮小を図 51.12 で行うことができます. また, かみ合い誤差（X, Y, Z 軸）や回転誤差, そして交差角誤差を与え, そのときの歯当たりを確認することができます. また, 図 51.12 の右上にある, かみ合い回転機能では, 歯車を連続回転させることができますので, かみ合い変化を把握することができます.

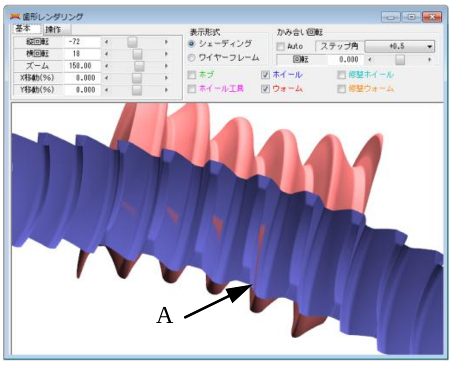


図 44.11　歯形レンダリング（無修整）

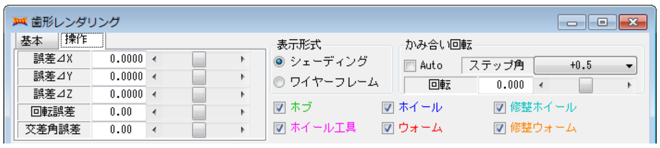
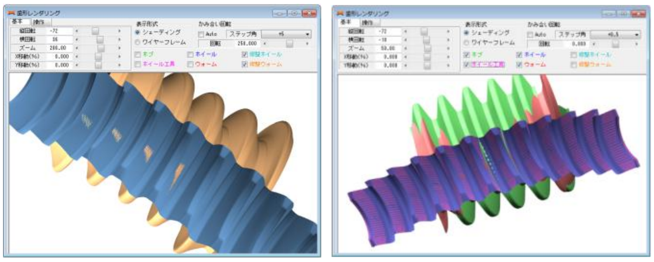


図 51.12　歯形レンダリング操作

歯形修整を与えたホイールとのかみ合いは，図 44.13(a)に示すようにホイール歯幅中央での歯当たりを呈しています．また，図 44.13(b)は，ウォームとホイール，そしてホイール加工用ホブ（運動軌跡）を全て表示したものです．



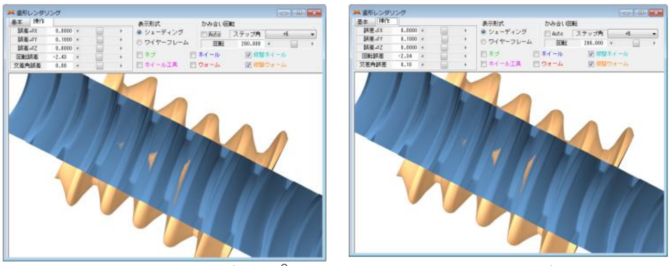
(a) a=75.302mm, ⊿φ =0°　　　(b) ウォーム+工具

図 44.13　歯形レンダリング

44. 9　中心距離変化の影響

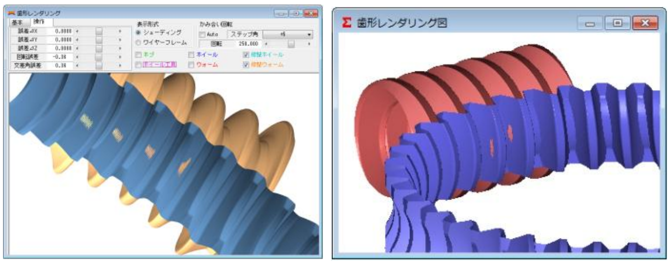
円弧系歯形は中心距離の変化に敏感であることから，図 44.13(a)のかみ合いが，中心距離変化および軸角変化に対し，どの程度影響を及ぼすかを確認します．

図 44.13(a)は，理論中心距離で且つ，軸角誤差（⊿φ）が無い場合の歯当たりで 4～5 歯接触していますが，中心距離を+0.1mm とした図 44.14(b)および図 44.14(b)（⊿a=+0.1mm, ⊿φ =+0.1°）では 2～3 歯しか接触していません．しかし，図 44.15(a)のように軸角を⊿φ =+0.36° としても歯当たりには大きな変化はありません．このことより SS-Worm gear は，中心距離変化には敏感ですが，軸角誤差には鈍感であることが解ります．一方，図 44.15(b)の円筒ウォームギヤ（歯車諸元は図 44.3 と同じ，K 形ウォーム砥石直径=300mm）の接触歯数は，1～2 歯です．また，接触模様を見ると，円筒ウォームギヤは，ホイールの歯すじ方向ですが，SS-Worm gear は，ホイールの歯たけ方向の接触であるため，潤滑には有利な接触であると言えます．



(a) $a=a_0$+0.1mm, ⊿φ =0°　　　(b) $a=a_0$+0.1mm, ⊿φ =+0.1°

図 44.14　歯当たり 1



(a)a=75.302mm, ⊿φ =+0.36°　　　(b)円筒ウォーム（⊿φ =0°）

図 44.15　歯当たり 2

44. 10　歯当たり調整（任意設計の例）

歯面修整を施さないで歯当たりを調整する方法として図 44.16 のようにホブ（φ50mm）の取り付け角を故意に θ=2° として加工し，ウォームのみに歯形･歯すじ修整を与えた例を示します．

ウォームの歯形･歯すじ修整は，図 44.17 のようにウォームの右側だけに修整（図 44.10 参照）を与えると，図 44.18 のようにホイールに歯面修整を与えたような歯当たりを得ることができます．

ホブ寸法

Hob形状

○ 理論設計　◉ 任意設計（取り付け角＋中心距離設計）

項　目	記号	単位	数値
歯直角モジュール	mn	mm	3.0000
軸方向モジュール	mx	mm	3.0054
歯直角圧力角	αn	deg	20.0000
軸平面圧力角	αx	deg	20.0332
条　数	zw	---	1
基準円直径	dH	mm	50.0000
すすみ角	γ	deg	3 ° 26 ′ 23.33 ″
ねじれ方向	---	---	右ねじれ
取り付け角	θ	deg	2.0000
取り付け中心距離	a	mm	85.3023
刃先R	ra	mm	0.9000
刃末のたけ	ha	mm	3.7501
刃元のたけ	hf	mm	3.7500
刃先円直径	da	mm	57.5001
刃底円直径	df	mm	42.5001
クリアランス	ck	mm	0.7500
軸方向刃厚(ホイール)	Sjg	mm	4.7209
軸方向刃厚(ウォーム)	Sjp	mm	4.7209
軸方向ピッチ	Px	mm	9.4418
リード	L	mm	9.4418
ウォームバックラッシ角	θj1	deg	0.0000
ホイールバックラッシ角	θj2	deg	0.0000
バックラッシ	ja	mm	0.0000
相当すすみ角	γ'	deg	5.4398
ホブ交差形状	---	---	---
のどの丸み半径	rt	mm	22.0001

確定　戻す　標準　閉じる　クリア　参照 刃厚Sj

図 44.16　ホブ寸法（任意設計）

歯形修整

	項　目	記号	単位	数値(worm)	
☑	歯幅方向距離	bz	mm	1.0000	40.0000
	半径方向修整量	rw	μm	0.0	140.0
☑	歯たけ方向距離	Ya	mm	0.6750	
	歯先修整量	Wa	μm	10.0	
☐	歯たけ方向距離	Yf	mm	***	
	歯元修整量	Wf	μm	***	
	項　目	**記号**	**単位**	**数値(wheel)**	
☐	歯幅方向距離(-Z:+Z)	bz	mm	***	***
	歯すじ修整量(手前：奥)	fb	μm	***	***
☐	歯たけ方向距離	Ya	mm	***	
	歯先修整量	Wa	μm	***	
☐	歯たけ方向距離	Yf	mm	***	
	歯元修整量	Wf	μm	***	

確定　戻す　閉じる　クリア　参照

図 44.17　ホイールの歯形･歯すじ修整

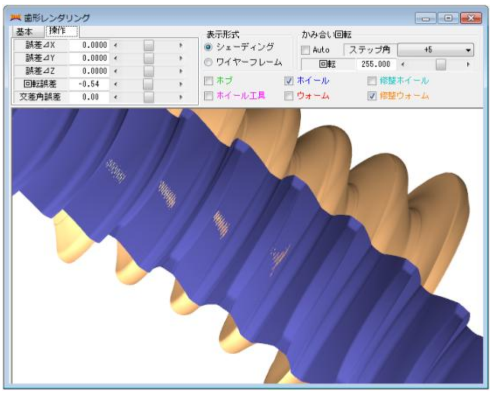
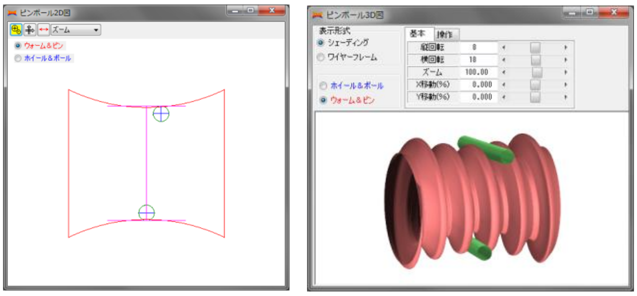


図 44.18　歯当たり 3（a=75.302mm, ⊿φ =0）

44. 11　歯厚

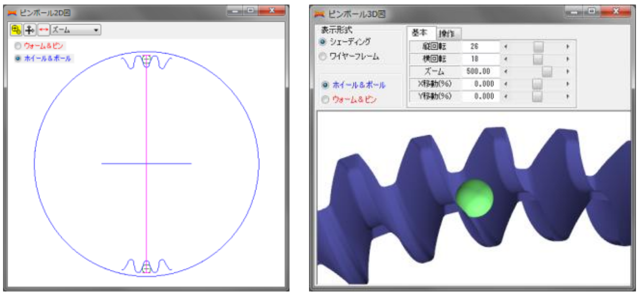
SS-Worm gear の歯厚は，図 44.19 で計算することができます．測定ピン（球）は，標準値を表示しますが，任意に設定可能です．ウォームの歯厚測定には図 44.20(b)のようにピンを用い，ピンからピンまでの距離を計測します．また，ホイールは，図 44.21(b)のように球を用い球から球までの距離を計測します．

図 44.19　歯厚



(a) 2D 図　(b) 3D 図

図 44.20　歯厚（ウォーム）



(a) 2D 図　(b) 3D 図

図 44.21　歯厚（ホイール）

44. 12　歯形出力

SS-Worm gear の歯形は図 44.22 の歯形出力フォームでウォームとホイールの歯形（3D-IGES）を出力することができます．

図 44.23 に CAD 作図例を示します．また，ホブ歯形も 2D-DXF ファイルで出力することができます．

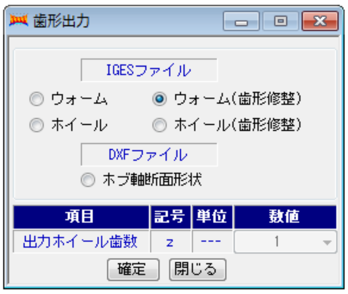
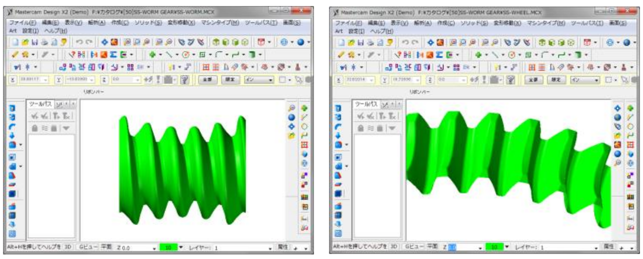


図 44.22　歯形出力フォーム



(a)SS-Worm　(b) SS-Wheel

図 44.23　CAD 作図例（3D-IGES）

44. 13　ホブを基準とした設計（オプション）

既存のホブで SS-Worm gear を設計する場合，図 44.24 でホブを与えます．ここでは，例題として，ホイール（樹脂）とかみ合うウォームの例を示しますが，ホイールが樹脂でウォームが鋼のため強度バランスを考慮してホイールの歯厚を太く，ウォームの歯厚を薄くしています．

歯車寸法（図 44.25）およびホブ寸法（図 44.26）の設定は，標準設定方法と同じです．

図 44.24　既存ホブの設定

図 44.25　歯車寸法

図 44.26　ホブ寸法

ここでは，ウォームの形状を，図 44.2 初期設定で円筒形としていますので，図 44.27 の組図や図 44.28 歯形レンダリングでウォームの外形は円筒形状となっています．また，図 44.29 に CAD 作図例を，図 44.30 および図 44.31 に歯厚計算結果を示します．

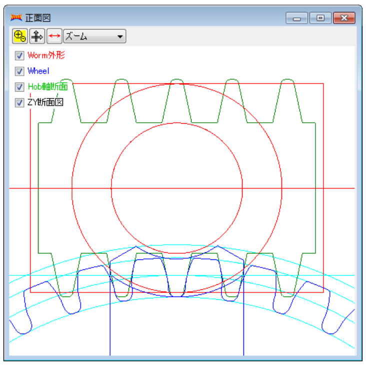
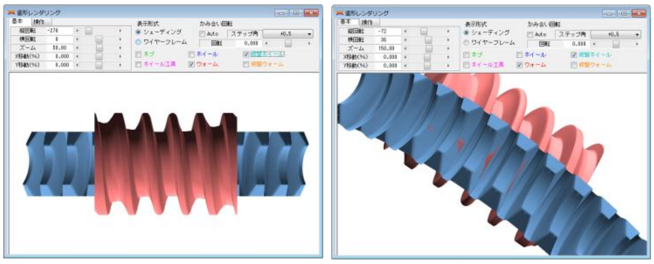
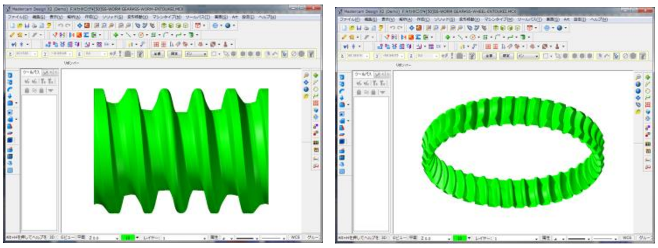


図 44.27　組図



(a)正面　　　　　　　　(b)歯当たり

図 44.28　歯形レンダリング



(a)SS-Worm　　　　　　　　(b) SS-Wheel

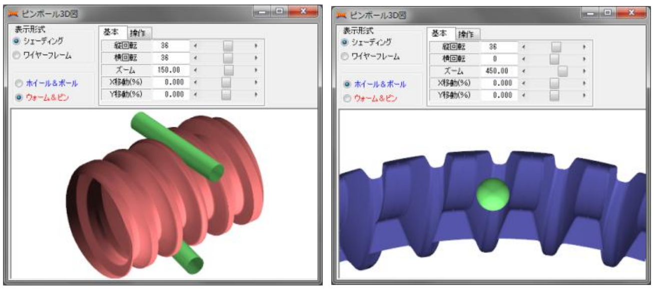
図 44.29　CAD 作図例

ピンボール入力

項　目	記号	単位	数値(worm)	数値(wheel)
測定ピン／ボール直径	D	mm	6.0000	5.0000
測定寸法	L	mm	36.952	131.105

確定　標準　閉じる　作図(2D)　作図(3D)

図 44.30　歯厚



(a)SS-Worm　　　　　　　　(b) SS-Wheel

図 44.31　歯厚

44. 14　回転伝達誤差解析

SS-Worm gear の伝達誤差解析の設定を図 44.32 で行い，図 44.33 および図 44.34 のように回転伝達誤差，フーリエ解析をすることができます．

中心距離誤差と交差角誤差を共に 0 とした場合の回転伝達誤差は TE=0.98μm ですが，図 44.32 のように中心距離を 0.03mm 離し，交差角誤差を+0.01° としたとき，回転伝達誤差は TE=1.43μm となります．ただし，伝達誤差解析は，歯形の分割数に影響を受けるため図 44.2 の分割数を約 1.5 倍にして解析しています．

回転伝達誤差(歯形修整あり)

◉ 左接触(時計回り)　○ 右接触(反時計回り)

項　目	記号	単位	数値
角度分割数	N	---	100
中心距離誤差	⊿a	mm	0.0300
交差角誤差	⊿β	deg	0.0100
回転数	rpm	1/min	600.0

確定　戻す　クリア　閉じる　参照

伝達誤差グラフ　フーリエ解析

図 44.32　伝達誤差の設定

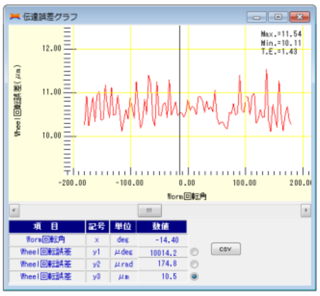


図 44.33　伝達誤差の設定

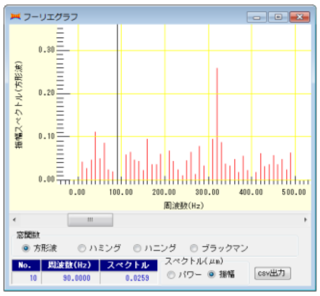


図 44.34　フーリエ解析

44. 14　その他のウォームギヤ

ウォームギヤは，[44]SS-Worm gear の他に，図 44.35～44.42 のものがあり種々使い分けをすることができます．

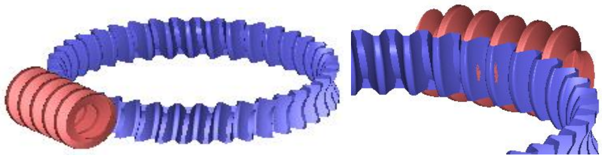


図 44.35　円筒ウォームギヤ

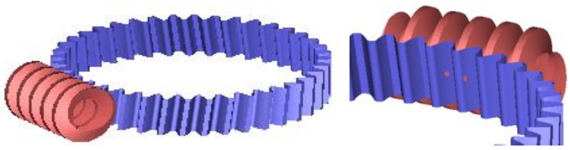


図 44.36　ウォーム×ヘリカルギヤ

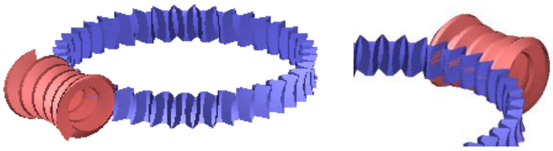


図 44.37　ヒンドレーウォームギヤ

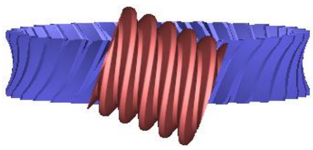


図 44.38　傾斜ウォームギヤ

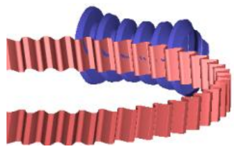


図 44.39　鼓形ウォーム

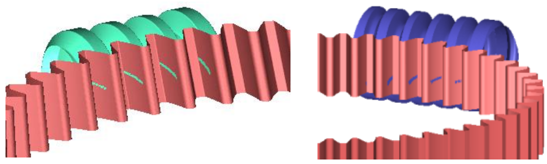


図 44.40　LCCW ウォーム×ヘリカルギヤ

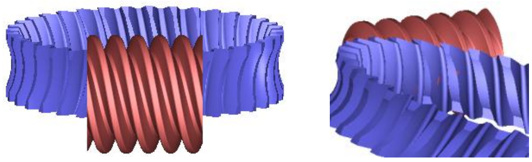


図 44.41　L-Niemann worm gear

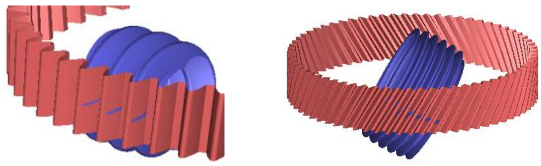


図 44.42　内歯ウォームギヤ

[45] CT-FEM Opera iii（歯車かみ合い応力解析）

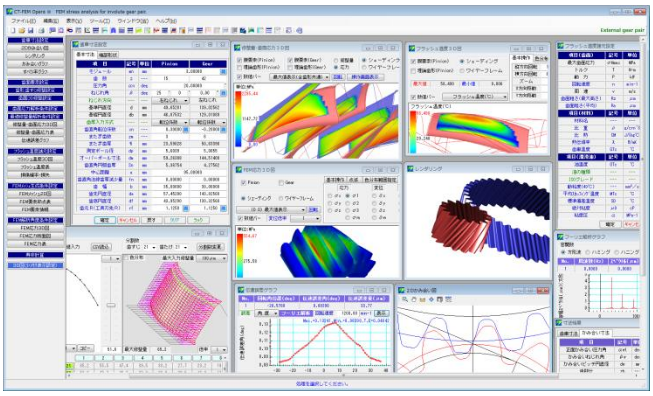
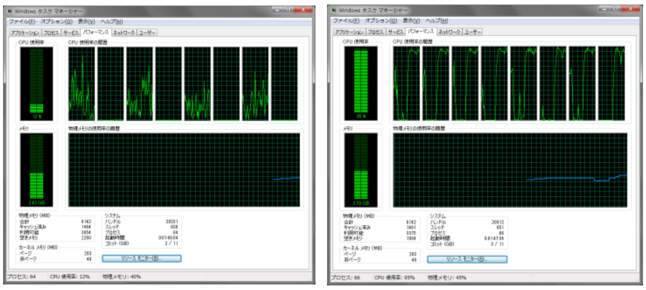


図 45.1　CT-FEM Opera　iii

45.1　概要

2014 年に発売した **CT-FEM Opera** は数々の検証を行い，数多くの実績を持つソフトウェアですが，今回，演算速度を上げるため並列処理プログラム化とした **CT-FEM Opera iii** に生まれ変わりました．

例えば，m_n=2,z_1=z_2=20, α=20°, β=11°, b_1=b_2=10 の歯車を 3D-FEM 解析（要素数 18335，節点数 29638）する場合，ピニオン回転角 θ_1=-9°～+9°を 20 分割して解析すると 40 個の歯車を計算することになるため **CT-FEM Opera** では 1 分 45 秒×40=70 分要します．しかし，**CT-FEM Opera iii** では CPU 数が 4 個（コア数 2）を持つ PC であれば 40 個計算しても 13 分 43 秒で完了します. CPU の稼働状況は, 図 45.2 のように並列処理をしていない場合は 12%の稼働率ですが，並列処理をしている場合は 95%です．ただし，使用したコンピュータは，Microsoft Surface Pro3 (CPU: Intel® Core™ i7-4650U, Memory, 8.0GB です.



(a) 並列処理していない　　(b) 並列処理をしている

図 45.2　CPU 稼働状況（タスクマネージャ）

CT-FEM Opera iiiは，歯面解析を充実させフラッシュ温度，摩擦係数，油膜厚さ，伝達誤差解析，フーリエ解析，スカッフィングや摩耗の発生確率そして寿命時間も計算することができます．また，歯面端部接触解析や最適歯面修整機能（組み立て条件下における歯面応力が最小となる歯面形状を生成）も付加していますので，端部損傷やトロコイド干渉による損傷や騒音が発生している歯車に適正な歯面修整を施すことにより解消することができます．また，アニメーション機能（応力や変位の動画）も追加していますので回転角度における応力や変位の変化を観察することができます．そのため，損傷が発生した歯車の諸元で解析すると応力分布現象を容易に把握することができますので，現状歯車の改善やユーザーへの説得には非常に有効です．更に，ソフトウェア使用時に不明な内容があれば**[F1]**キーを押すことでその説明が表示されますので初心者でも容易に使いこなすことができます．図 45.1 にソフトウェアの全体画面を示します.

歯面損傷実験の解析事を**付録[I]** に，伝達誤差解析例を**付録[J]** に，そして動力損失解析例を**付録[K]** に示しますので是非ご覧ください.

45.2　ソフトウェアの構成

CT-FEM Opera iiiの構成を表 45.1 に示します．表中の○は，基本ソフトウェアに含まれ，◎はオプションです．

適応歯車：インボリュート平，はすば歯車（外歯車，内歯車）

表 45.1　ソフトウェアの構成

項　　目	機能
‹1›基準ラックの設定	○
‹2›歯車寸法	○
‹3›歯車かみ合い図	○
‹4›歯面修整	○
‹5›3D 応力分布	○
‹6›歯面評価(1) 摩擦係数，油膜厚さ，発熱量, 損失動力，PV 値，PVT 値	○
‹7›スカッフィング発生確率(1)	○
‹8›摩耗発生確率(1)	○
‹9›寿命時間(1)	○
‹10›効率(1)	○
‹11›3D-FEM 歯形応力解析	○
‹12›端部解析	◎
‹13›回転伝達誤差解析，フーリエ解析，CSV	◎
‹14›内歯車	◎
‹15›最適歯面修整の生成機能	◎

(1)樹脂歯車には対応していません.

45.3　基準ラックの設定（ツール，プロパティ）

図 45.3 に設定画面を示します.

- 歯車の組み合わせ　：外歯車×外歯車，外歯車×内歯車
- 基準ラック　　　　：並歯，低歯，特殊
- 歯先円決定の方式　：標準方式，等クリアランス方式
- 転位係数と中心距離の関係の選択
- 並列処理を有効にするスイッチ
- 歯形誤差の影響を考慮するスイッチ

図 45.3　基準ラック

45.4　歯車寸法設定

歯車寸法は，各部寸法，かみ合い率，すべり率，歯厚などを計算します．アンダーカットが発生している歯車のかみ合い率は, TIF（True Involute Form）径を基準にかみ合い率を決定します．また，歯先に C 面や丸みがある場合は C または R を考慮したかみ合い率を算出します.

(1)中心距離と転位係数の関係は，以下の 3 種類です．

<1>転位係数をピニオンとギヤに与え中心距離を決定

<2>中心距離を基準として各歯車の転位係数を決定

<3>転位係数を無視して任意に中心距離を決定

(2)転位係数の設定方式は，以下の 4 種類です．

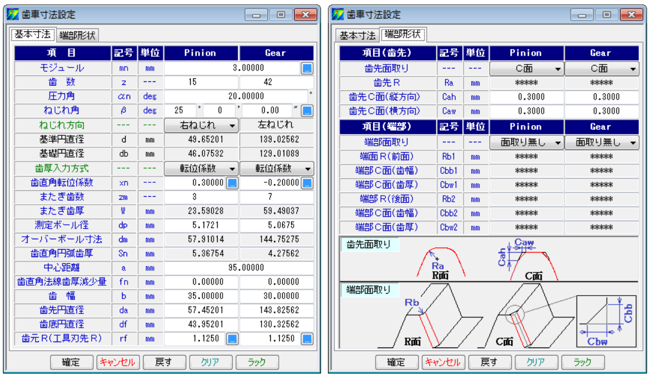
<1>転位係数を直接入力

<2>またぎ歯厚を入力して転位係数を決定

<3>オーバーピン寸法を入力して転位係数を決定

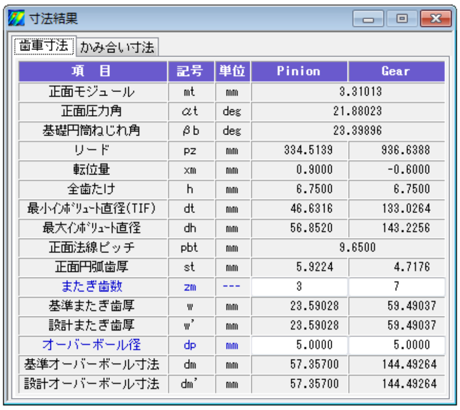
<4>転位量を入力して転位係数を決定

転位係数の入力は，転位係数を直接入力方法以外に，歯厚を基準にして転位係数を逆算することもできます．図 45.4 に諸元設定画面を図 45.5～45.6 に寸法結果を示します．



(a) 歯車諸元　　(b) 面取り

図 45.4　諸元設定



歯車寸法 | かみ合い寸法

項　目	記号	単位	Pinion	Gear
正面モジュール	mt	mm	3.31013	
正面圧力角	αt	deg	21.88023	
基礎円筒ねじれ角	βb	deg	23.39896	
リード	pz	mm	334.5139	936.6388
転位量	xm	mm	0.9000	-0.6000
全歯たけ	h	mm	6.7500	6.7500
最小ｲﾝﾎﾞﾘｭｰﾄ直径(TIF)	dt	mm	46.6316	133.0264
最大ｲﾝﾎﾞﾘｭｰﾄ直径	dh	mm	56.8520	143.2256
正面法線ピッチ	pbt	mm	9.6500	
正面円弧歯厚	st	mm	5.9224	4.7176
またぎ歯数	zm	---	3	7
基準またぎ歯厚	w	mm	23.59028	59.49037
設計またぎ歯厚	w'	mm	23.59028	59.49037
オーバーボール径	dp	mm	5.0000	5.0000
基準オーバーボール寸法	dm	mm	57.35700	144.49264
設計オーバーボール寸法	dm'	mm	57.35700	144.49264

図 45.5　寸法結果 1

歯車寸法 | かみ合い寸法

項　目	記号	単位	Pinion	Gear
正面かみ合い圧力角	αwt	deg	22.85269	
かみ合いねじれ角	βw	deg	25.15362	
かみ合いピッチ円直径	dw	mm	50.0000	140.0000
歯数比	zh	---	2.8000	0.3571
有効歯幅	bw	mm	30.0000	
クリアランス	ck	mm	1.1112	1.1112
正面かみ合い率	εα	---	1.1256	
重なりかみ合い率	εβ	---	1.3452	
全かみ合い率	εγ	---	2.4708	
すべり率(歯先)	σa	---	0.5659	0.4787
すべり率(歯元)	σb	---	-0.9183	-1.3035
正面法線バックラッシ	Jt	mm	0.2797	
バックラッシ角度	Jθ	deg	0.69561	0.24843
最大接触直径	dja	mm	56.8520	143.2256
最小接触直径	djf	mm	47.5086	135.2138

図 45.6　寸法結果 2

45. 5　2D かみ合い図，レンダリング

図 45.7 に正面かみ合い図を示します．補助フォームで基準円直径や作用線を作図することができ，スクロールバーで歯車を回転させることができます．また，歯形を拡大することも計測することもできます．また，歯形レンダリングを図 45.8 に示します．

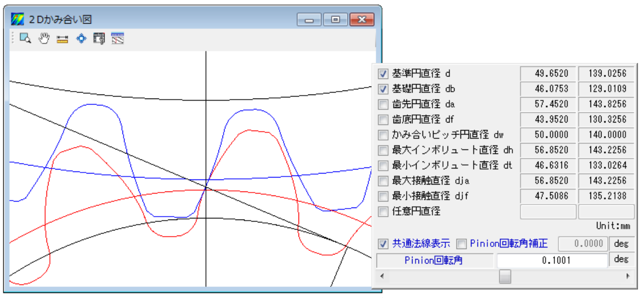


図 45.7　正面かみ合い図

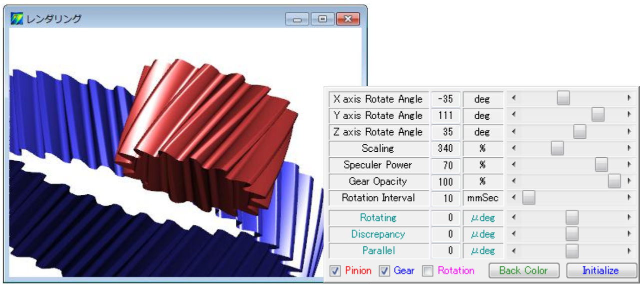


図 45.8　歯形レンダリング

45. 6　かみ合いグラフおよびすべり率グラフ

図 45.8 にかみ合いグラフを示します．このグラフでは横軸にピニオンの作用線長さを，縦軸にギヤの作用線長さを示していますのでかみ合いの関係が良く解ります．図 45.9 の場合，ピニオンの接触直径が 50.030mm のときギヤの接触直径は 139.969mm です．また，そのときのピニオンの作用線長さは 9.749.657mm で，ギヤは 27.145mm です．さらに，図 45.7 の正面かみ合い図と連動させることができますので歯のかみ合いも把握することができます．

図 45.10 の回転角度計算（図 45.9 中の[回転角度計算]ボタン）は，接触直径，作用線長さ，ロールアングルそして回転角度の関係を計算するための補助計算機能です．また，図 45.11 にすべり率グラフを示します．

図 45.9　かみ合いグラフ

図 45.10　回転角度計算

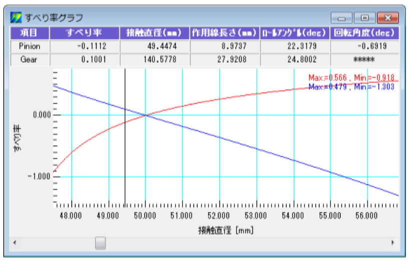


図 45.11　すべり率グラフ

45. 7　歯面要素設定

図 45.12 に歯面要素設定画面を示します．ここではトルクとヤング率, ポアソン比そして歯形の分割数を設定します. ヤング率, ポアソン比をプラスチック材料とすることによりプラスチック歯

車も解析することができます．解析歯形は1歯，3歯，5歯を選択することができますので，例題歯車のように全かみ合い率が大きい場合には5歯を選択します．また，ピッチ誤差を与えることができますので例題歯車では，ピニオンに6μmのピッチ誤差を与えて解析する例を示します．

項目	記号	単位	Pinion	Gear
最小曲率	ρ	mm	---	---
曲率修整範囲	h	mm	---	---

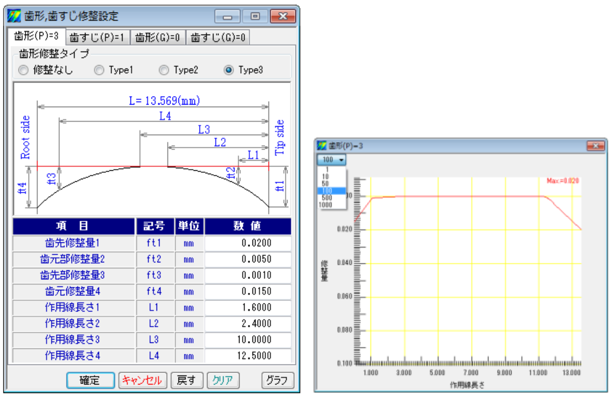
項目	記号	単位	Pinion	Gear
歯幅中央位置	bm	mm	0.0000	0.0000
トルク	T	N·m	500.0000	1400.0000
正面法線方向力	F	N	21703.6	
ヤング率	E	MPa	205800.0	205800.0
ポアソン比	ν	---	0.3000	0.3000
歯元部分割数	Nh1	---	20	20
インボリュート部分割数	Nh2	---	40	40
歯先,端部分割数	Nh3	---	10	10
歯幅方向分割数	Nb	---	40	40

Pinion	0.0	0.0	6.0	0.0	0.0
Gear	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

図 45.12　歯面要素設定

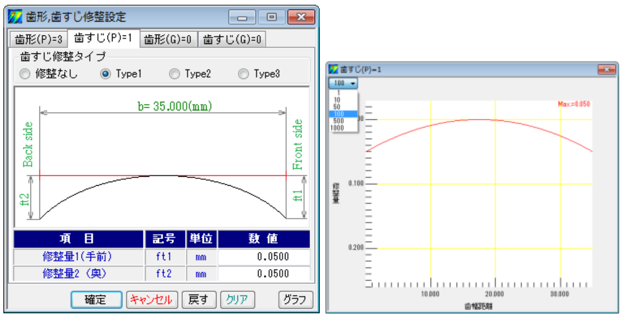
45. 8　歯形歯すじ修整設定

定型の歯形修整および歯すじ修整は各々3 種類（Type1～3）あります．本例で与えるピニオンの歯形修整を図 45.13 に，歯すじ修整を図 45.14 に示します．ただし，ギヤは無修整とします．



項目	記号	単位	数値
歯先部修整量1	ft1	mm	0.0200
歯元部修整量2	ft2	mm	0.0050
歯先部修整量3	ft3	mm	0.0010
歯元部修整量4	ft4	mm	0.0150
作用線長さ1	L1	mm	1.6000
作用線長さ2	L2	mm	2.4000
作用線長さ3	L3	mm	10.0000
作用線長さ4	L4	mm	12.5000

図 45.13　歯形修整とグラフ(×100)の例

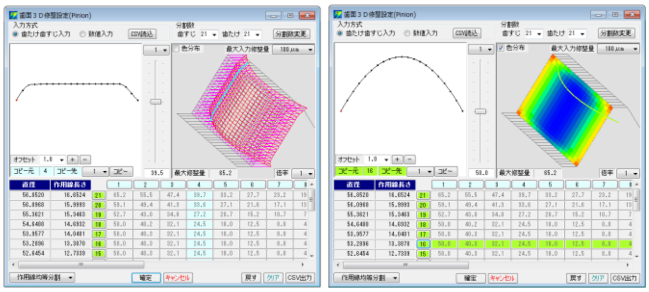


項目	記号	単位	数値
修整量1(手前)	ft1	mm	0.0500
修整量2（奥）	ft2	mm	0.0500

図 45.14　歯すじ修整とグラフ(×100)の例

45. 9　歯面 3D 修整設定

3D 歯面修整は図45.15のように直接入力することもできますし，図45.13および図45.14で設定した修整を引き継ぐこともできます．図 45.15 は，図 45.13 と図 45.14 で設定した修整を 3D 表示したものです（ギヤは無修整のため省略）．また，この歯形を CSV ファイルで出力 CSV出力 することも，歯車検査結果データ（CSV ファイル）を読み込む CSV読込 こともできます．

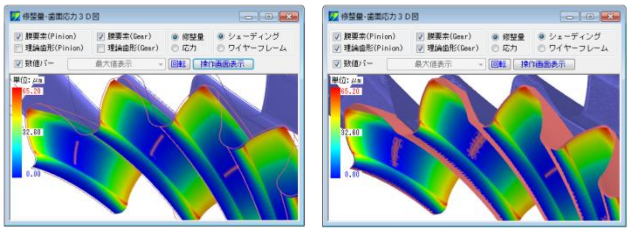


(a) 設定＆表示画面　　(b)色分布

図 45.15　歯面修整

45. 10　修整量・歯面応力 3D 図

図 45.15 で設定した歯形を 3D 図で確認することができます．補助フォームで歯車を回転，ズームすることができ，中心距離誤差や組み立て誤差角度を与えたときの歯当たりを確認することができます．図 45.16(a)は歯面修整を持つ歯形を表示したもので，(b)は，それに理論歯形（ピニオン赤色とギヤ青色）を重ねた合わせた図です．また，図 45.17 に歯面要素メッシュモデルを示します．



(a)歯面修整　　(b) 歯面修整+理論歯形

図 45.16　歯面要素

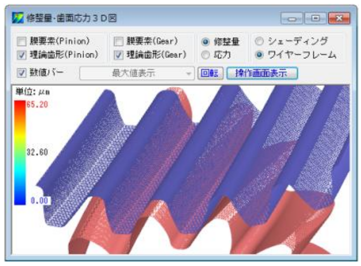


図 45.17　歯面要素メッシュモデル（図 45.12 での分割）

45. 11　歯面応力解析条件設定

歯車諸元やトルクそして歯面修整を与えたときの歯面応力を解析します．解析角度範囲の設定は，1 ピッチ角度と最大接触角度の 2 種類あります（任意の角度設定は可能）．ここでは例題として図 45.18 のように開始角度 θ_S=-28.578°，終了角度 θ_e=36.102°（最大接触角度 θ_{max}=64.68°）を 60 分割し，食い違い角誤差を ϕ_1=0.01°，平行度誤差を ϕ_1=-0.001°と想定し計算します．この軸角誤差は，負荷により軸受や歯車箱が歪んだときの誤差角であり，この原因により歯当たりが変化し応力分布に変化を生じさせます．

解析角度項目	記号	単位	数値
開始角度	θs	deg	-28.578
終了角度	θe	deg	36.102
角度分割数	N	---	60

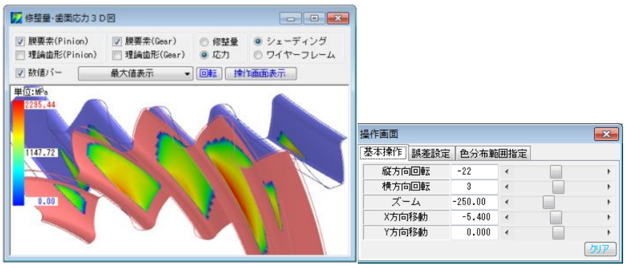
誤差項目	記号	単位	数値
食い違い誤差	φ1	deg	0.0100
平行度誤差	φ2	deg	-0.0010

図 45.18　歯面解析設定画面と ϕ_1 と ϕ_2

45.12　歯面応力解析結果（修整量・歯面応力 3D 図）

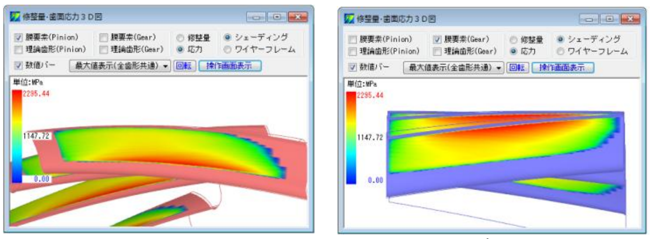
ピッチ誤差を図 45.12 で与えているため歯面応力解析結果は，図 45.19 のように歯によって応力分布が変わりますが，図 45.20 は，最大応力を全歯に示していますので全歯同じ応力分布です．

図 45.21 は，歯面応力の最大と最小を示したものであり，最大歯面応力はピニオン回転角 θ_p=14.177° 時であることが解ります．



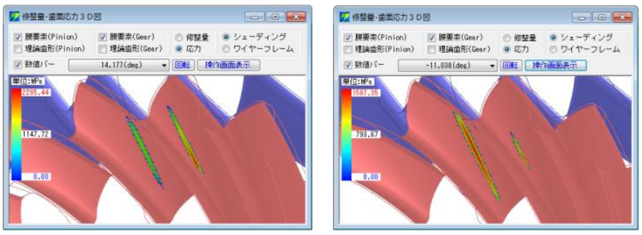
ピッチ誤差考慮，補助フォーム

図 45.19　歯面応力（σ_{Hmax}=2295MPa）



(a)ピニオン　(b)ギヤ

図 45.20　歯面応力（σ_{Hmax}=2295MPa）

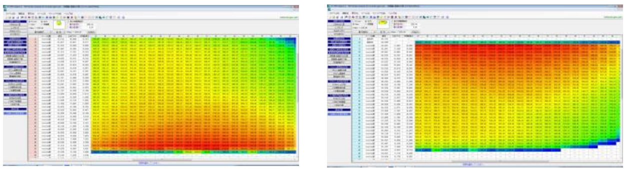


(a)σ_{Hmax}=2295MPa(θ_p=14.177°)　(b) σ_{Hmin}=1587MPa(θ_p=-11.04°)

図 45.21　歯面応力の最大値と最小値

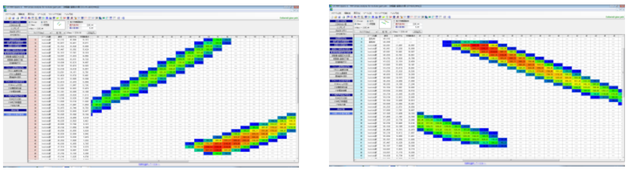
歯面全体の応力分布（セル表示）を図 45.22 に示します．ピニオンの場合，歯幅方向に 98 個（歯幅面取り部含む），歯たけ方向に 90 個（歯先面取り含む）の領域の応力を表示しますので歯面位置における応力値が解ります．また，ここに表示している応力値は CSV ファイル CSV出力 で出力することができます．

各々の回転角時の応力は，図 45.23 のようにピニオン回転角に応じた応力分布を連続して表示することができますので応力変化と接触位置を把握することができます．



(a)ピニオン　(b)ギヤ

図 45.22　歯面応力（σ_{Hmax}=2295MPa）



(a)ピニオン　(b)ギヤ

図 45.23　θ_p=14.177°の応力（σ_{Hmax}=2295MPa）

45.13　フラッシュ温度，摩擦係数，油膜厚さ　他

フラッシュ温度を計算するときの設定画面を図 45.24 に示します．ここでは，回転速度，歯面粗さの他に材料（熱伝導率）を選択します（図 45.25）．潤滑油の種類は鉱物油，合成油を選択することができますが，規格外の場合は，任意に動粘度や油の平均温度などを設定することができます．フラッシュ温度，摩擦係数，油膜厚さの計算結果を図 45.26～45.33 に示します．また，スカッフィング発生確率，摩耗の発生確率を図 45.34 に示します．

図 45.24　フラッシュ温度設定画面

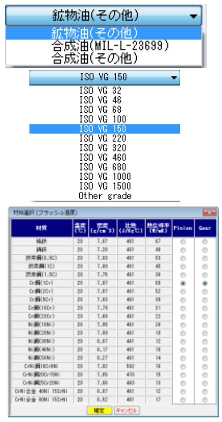
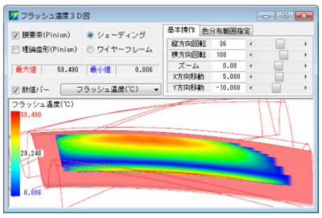
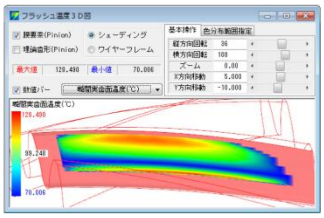


図 45.25　材料と潤滑油



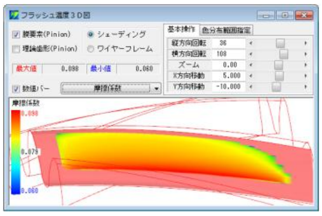
T_{fl}=58.5(℃)

図 45.26　フラッシュ温度



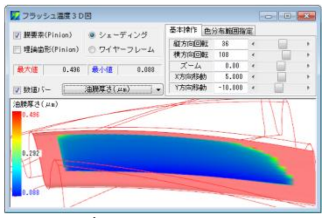
T_{flB}=128.5(℃)

図 45.27　瞬間実歯面温度



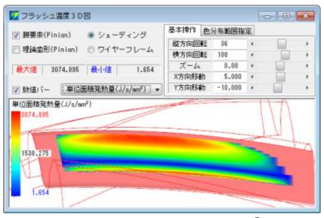
μ_{max}=0.098

図 45.28　摩擦係数



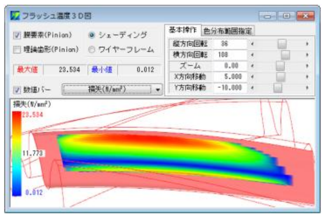
λ_{min}=0.088(mm)

図 45.29　油膜厚さ



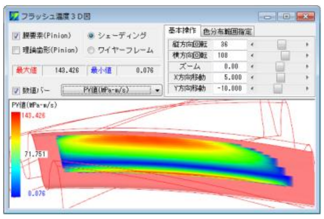
J_{max}=3075(J/s/mm^2)

図 45.30　発熱量



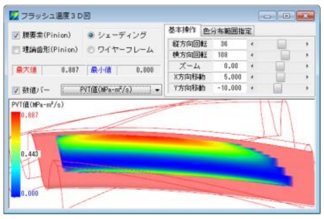
W_{max}=23.5(W/mm^2)

図 45.31　損失動力



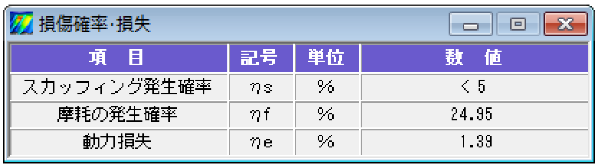
PV_{max}=143(MPa-m/s)

図 45.32　PV 値



PVT_{max}=0.887(MPa-m^2/s)

図 45.33　PVT 値



損傷確率･損失

項　目	記号	単位	数　値
スカッフィング発生確率	ηs	%	＜5
摩耗の発生確率	ηf	%	24.95
動力損失	ηe	%	1.39

図 45.34　損傷確率

45. 14　端部解析（オプション）

45.11～45.14 項ではインボリュート歯面について解析しましたが, ここでは歯先や側面部の端部解析（図 45.35,　端部を R=1.0mm と設定）をした結果を示します.

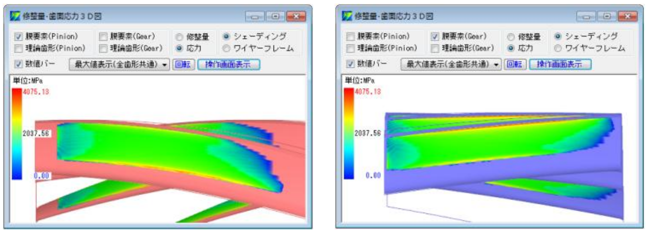
解析の結果, 図 45.36 のようにピニオン歯元とギヤ歯先に σ_{Hmax}=4075MPa もの大きな応力が発生します. フラッシュ温度はインボリュート歯面の解析では図 45.26 のように歯先部で 58.5℃だったものが端部解析では図 45.37 のようにピニオン歯元で 182℃に大きく上昇していることが解ります.

歯面要素設定

項　目	記号	単位	Pinion	Gear
最小曲率	ρ	mm	1.0000	1.0000
曲率修整範囲	h	mm	1.0000	1.0000

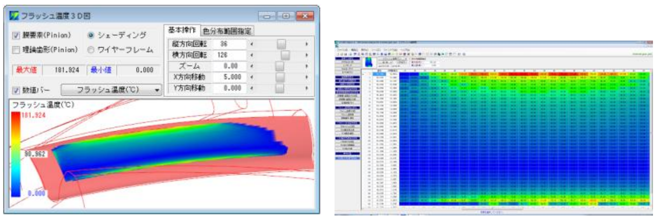
項　目	記号	単位	Pinion	Gear
歯幅中央位置	bm	mm	0.0000	0.0000
トルク	T	N･m	500.0000	1400.0000
正面法線方向力	F	N	21703.6	
ヤング率	E	MPa	205800.0	205800.0
ポアソン比	ν	---	0.3000	0.3000
歯元部分割数	Nh1	---	40	40
インボリュート部分割数	Nh2	---	40	40
歯先,端部分割数	Nh3	---	10	10
歯幅方向分割数	Nb	---	40	40

図 45.35　歯面要素設定（端部解析）



(a)ピニオン　　(b)ギヤ

図 45.36　歯面応力（端部解析, σ_{Hmax}=4075MPa）



(a)歯形上表示　　(b)セル表示

図 45.37　フラッシュ温度, T_{fl}=182(℃)

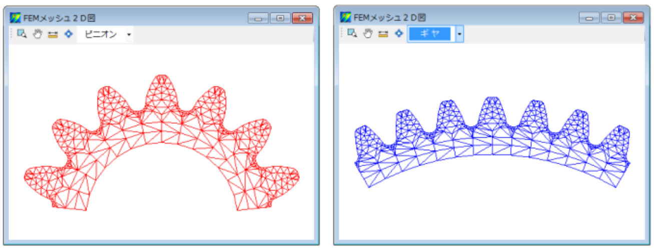
45. 15　FEM 解析

図 45.12 の解析条件で, FEM 解析するため図 45.38 でメッシュモデルを作成します. ここでは標準モデルでメッシュを作成しますが, 設定の方法は歯形を精度で決める方法と歯形を分割数で決める方法の 2 通りがあります. メッシュ分割した歯形は, 図 45.39 のように 2D メッシュモデルで確認することができます. また, 3D-FEM メッシュ要素は要素数と節点数を図 45.40 に, 節点座標を図 45.41 のように表示することができます.

FEMメッシュ生成条件設定

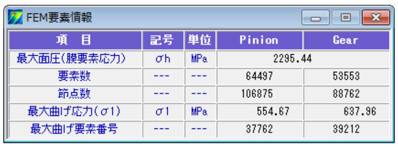
項　目	記号	単位	Pinion	Gear
歯元分割数	NL1	---	5	5
歯面分割数	NL2	---	5	5
歯先分割数	NL3	---	3	3
側面分割数	hNO	---	5	5
底面分割数	wNO	---	15	15
底面部直径	dm	mm	30.4520	116.8256
指定範囲細分割数	N	---	20	20
細分割指定範囲直径	dq1	mm	46.6316	143.2256
細分割指定範囲直径	dq2	mm	40.9520	127.3256

図 45.38　メッシュモデル設定



(a)ピニオン　　(b)ギヤ

図 45.39　2D メッシュモデル



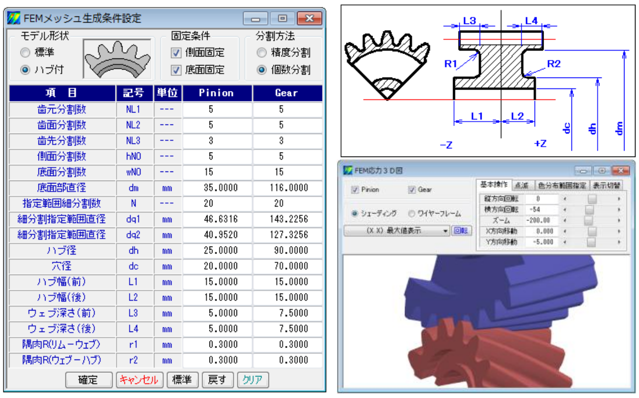
FEM要素情報

項　目	記号	単位	Pinion	Gear
最大面圧(最要素応力)	σh	MPa	2295.44	
要素数	---	---	64497	53553
節点数	---	---	106875	88762
最大曲げ応力(σ1)	σ1	MPa	554.67	637.96
最大曲げ要素番号	---	---	37762	39212

図 45.40　FEM 要素情報

図 45.41　要素節点表

メッシュモデルは図 45.42 のようにリム・ハブモデルとして生成することができますのでプラスチック歯車のような弾性率が小さい歯車には有効です.



FEMメッシュ生成条件設定

項　目	記号	単位	Pinion	Gear
歯元分割数	NL1	---	5	5
歯面分割数	NL2	---	5	5
歯先分割数	NL3	---	3	3
側面分割数	hNO	---	5	5
底面分割数	wNO	---	15	15
底面部直径	dm	mm	35.0000	116.0000
指定範囲細分割数	N	---	20	20
細分割指定範囲直径	dq1	mm	46.6316	143.2256
細分割指定範囲直径	dq2	mm	40.9520	127.3256
ハブ径	dh	mm	25.0000	90.0000
穴径	dc	mm	20.0000	70.0000
ハブ幅(前)	L1	mm	15.0000	15.0000
ハブ幅(後)	L2	mm	15.0000	15.0000
ウェブ深さ(前)	L3	mm	5.0000	7.5000
ウェブ深さ(後)	L4	mm	5.0000	7.5000
隅肉R(リム－ウェブ)	r1	mm	0.3000	0.3000
隅肉R(ウェブ－ハブ)	r2	mm	0.3000	0.3000

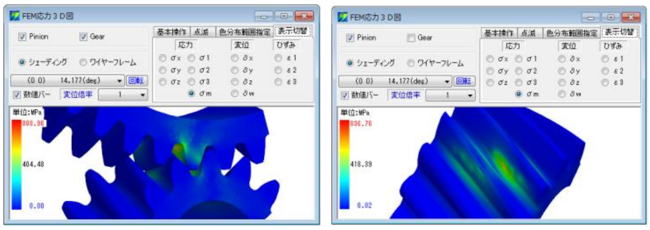
図 45.42　リム・ハブモデル

次に, 図 45.38 で設定したメッシュモデルで FEM 解析をする例を以下に説明します. 図 45.18 の歯面解析設定で設定した角度（-28.578°～36.102°）を図 45.43 のように設定して（角度飛ばし選択）FEM 解析します. この☐のチェックには歯面応力が最も大きい θ_P=14.177°（図 45.21）の角度も含めています. また, 60 分割全てを解析するとメモリ消費と時間を費やしますので必要なかみ合い角度のみ選択し計算することが有効です.

FEM で解析する項目は, 図 45.44 に示す応力と変位そしてひずみの 3 種類です. FEM 解析結果を図 45.45～45.49 に示します. 変位図は, 図 45.48 のように 100 倍（倍率選択：1, 5, 10, 50, 100, 200, 500 倍）で表示することができます.

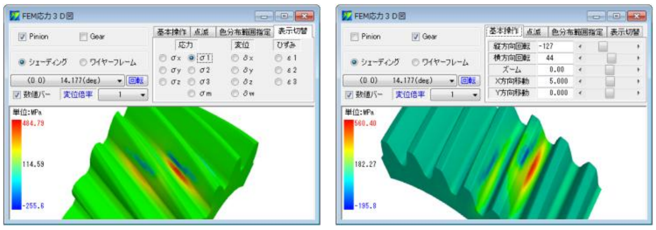
図 45.43　FEM 解析角度の設定

図 45.44　解析の種類



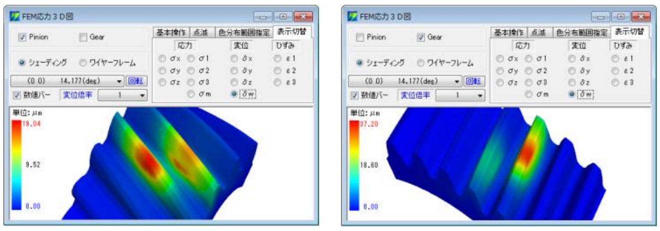
(a) 1 対歯車　(b)ピニオン σ_{mmax}=837MPa

図 45.45　σ_m（ミーゼス応力）, θ_p=14.177°



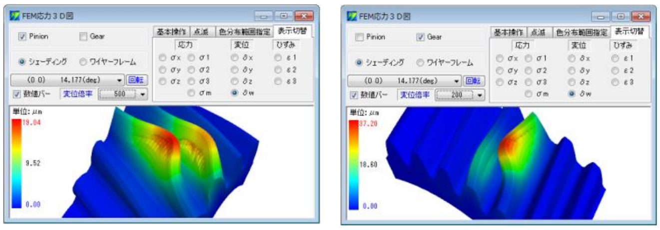
(a)ピニオン σ_{1max}=485MPa　(b)ギヤ　σ_{1max}=560MPa

図 45.46　最大主応力, θ_p=14.177°



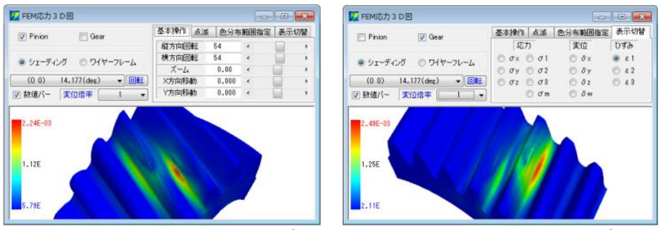
(a)ピニオン δ_{max}=19.0μm　(b)ギヤ　δ_{max}=37.2μm

図 45.47　変位, θ_p=14.177°



(a)ピニオン，500 倍　(b)ギヤ，200 倍

図 45.48　変位（拡大作図）, θ_p=14.177°



(a)ピニオン ε_{1max}=2.24×10^{-3}　(b)ギヤ ε_{1max}=2.49×10^{-3}

図 45.49　ひずみ, θ_p=14.177°

図 45.43 ではピニオン回転角度を θ_p=−28.578～36.102°(図 45.18)として解析していますのでこれを整理すると図 45.50 のようにピッチ誤差（図 45.12，6μm）を与えていることから歯元応力が大きく変化していることが解ります．図 45.50 で最大値を示す角度は θ_p=20.75° で，その最大応力は $\sigma_{1max(P)}$=555MPa と $\sigma_{1max(G)}$=638MPa です．この角度での解析一覧表を図 45.51 に示します．

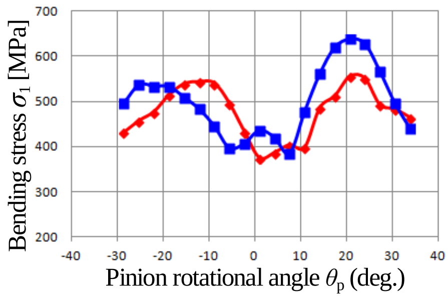


図 45.50　歯元応力変化

FEM応力表

回転角　20.754(deg)

要素応力P(MPa) | 要素応力G(MPa) | 節点変位P(μm) | 節点変位G(μm) | 主ひずみP | 主ひずみG

	要素番号	σx	σy	σz	τxy	τyz	τzx	σ1
1	37762	493.50	100.02	134.76	159.41	-31.99	-35.76	554.67
2	37761	486.38	95.79	127.94	161.85	-28.69	-28.38	547.90
3	37763	487.13	93.59	131.44	155.80	-33.62	-43.35	547.84
4	37760	483.32	94.42	125.53	158.94	-27.89	-26.82	542.88
5	38117	402.66	172.57	104.80	226.34	-4.83	8.02	541.56
6	37764	482.32	95.51	133.32	149.09	-35.40	-45.84	540.51
7	37759	478.00	104.60	126.19	159.45	-22.90	-17.52	538.27
8	38118	403.12	162.92	104.28	222.14	-8.90	3.26	535.55
9	38115	392.20	175.23	107.06	223.98	0.66	21.43	533.39
10	37765	471.07	85.89	129.21	144.29	-33.35	-53.21	528.47
11	38116	388.37	168.37	106.70	222.37	-2.72	16.44	526.83

図 45.51　解析結果一覧

解析結果一覧表でピニオンの最大主応力の最大値 σ_{1max}=555MPa の要素番号は 37762 ということが解りますので，この番号を図 45.52 の「点滅」に入力すると応力分布図（○印中で▲が点滅します）で確認することができます．また，FEM 解析完了後，図 45.53 のように歯幅方向の任意の位置での応力を表示することができます．図 45.53 は歯幅中央断面位置（zd=0mm）における応力分布を示しています．参考のため，解析角度範囲における歯元応力分布を図 45.54 に示します．

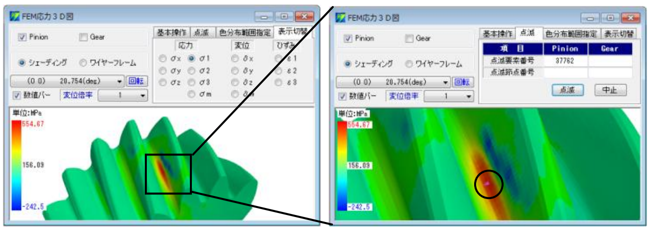
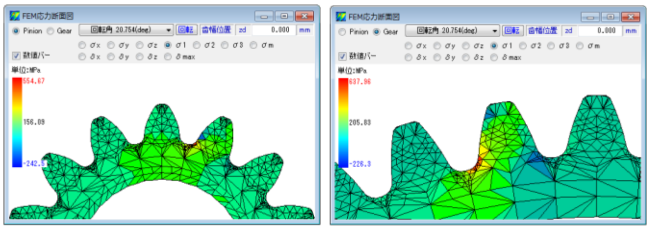
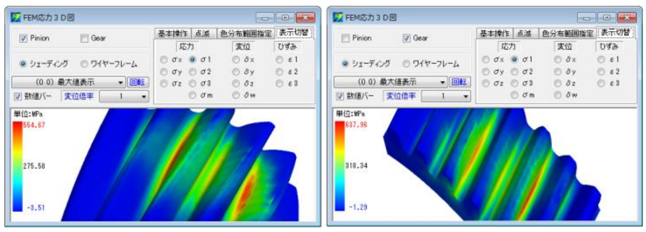


図 45.52　ピニオン σ_{1max} の位置, σ_{1max}=555MPa



(a)　ピニオン, σ_{1max}=555MPa　(b)　ギヤ, σ_{1max}=638MPa

図 45.53　FEM 断面図(zd=0mm)

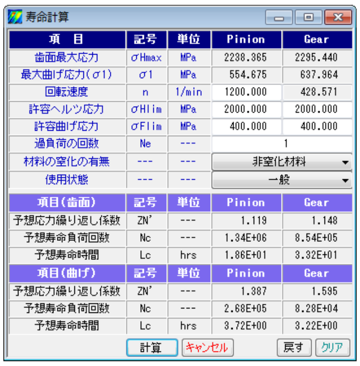


(a)ピニオン　σ_{1max}=555MPa　(b)　ギヤ　σ_{1max}=638MPa

図 45.54　解析角度範囲における歯元応力

45.16　寿命時間

歯面応力解析および FEM 解析後に寿命時間を計算します．ここでは材料の歯面強さに対する許容応力値を σ_{Hlim}=2000MPa，曲げ強さに対する許容応力値を σ_{Flim}=400MPa としたときの寿命時間を図 45.55 に示します．


寿命計算

項　目	記号	単位	Pinion	Gear
歯面最大応力	σHmax	MPa	2238.365	2295.440
最大曲げ応力(σ1)	σ1	MPa	554.675	637.964
回転速度	n	1/min	1200.000	428.571
許容ヘルツ応力	σHlim	MPa	2000.000	2000.000
許容曲げ応力	σFlim	MPa	400.000	400.000
過負荷の回数	Ne	---	1	
材料の窒化の有無	---	---	非窒化材料	
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'	---	1.119	1.148
予想寿命負荷回数	Nc	---	1.34E+06	8.54E+05
予想寿命時間	Lc	hrs	1.86E+01	3.32E+01
項目(曲げ)	記号	単位	Pinion	Gear
予想応力繰り返し係数	ZN'	---	1.387	1.595
予想寿命負荷回数	Nc	---	2.68E+05	8.28E+04
予想寿命時間	Lc	hrs	3.72E+00	3.22E+00

計算　キャンセル　戻す　クリア

図 45.55　寿命時間

45.17　回転伝達誤差（オプション）

図 45.18 の歯面解析設定画面で与えた回転角度内での回転伝達誤差を図 45.56 に，フーリエ解析結果を図 45.57 に示します．

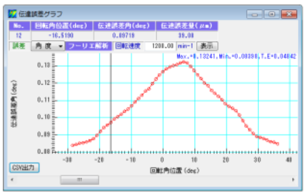


図 45.56　回転伝達誤差

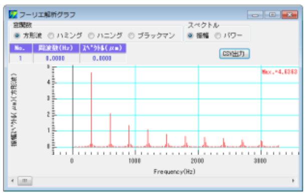


図 45.57　フーリエ解析

45.18　最適歯面修整量解析（オプション）

図 45.14 のように歯面修整を一様に決めるのではなくトルク，ピッチ誤差そして軸角誤差を考慮したとき歯面応力が最小となる修整量を決めることができる機能です．適切な歯面修整を施すことにより発生する歯面応力を低減させることができます．

例として，図 45.4 歯車で図 45.58 のトルクで図 45.59 のように軸の食い違い誤差を ϕ_1=0.01°，平行度誤差を ϕ_2=-0.001° として修整振り分け比を 0.5 としたとき歯面修整は図 45.60 のような歯面修整（最適歯面修整で生成した歯面形状を微調整済み）を得ることができます．この歯面修整を基に歯面応力，フラッシュ温度，摩擦係数などを計算した結果を図 45.61～45.65 に，歯元応力を図 45.67 に，そして寿命時間を図 45.68 に示します．

その結果，歯面応力は σ_{Hmax}=2295MPa（図 45.20）から σ_{Hmax}=1637MPa に低下しているため歯面に対する寿命時間も大幅に延びています．


歯面要素設定

端部接触解析設定
端部解析有効（端部曲率設定）　端部解析無効

項　目	記号	単位	Pinion	Gear
最小曲率	ρ	mm	---	---
曲率修整範囲	h	mm	---	---

解析歯数　1歯　3歯　5歯
解析箇所　歯元+歯面+歯先　歯面のみ

項　目	記号	単位	Pinion	Gear
歯幅中央位置	bm	mm	0.0000	0.0000
トルク	T	N·m	500.0000	1400.0000
正面法線方向力	F	N	21703.6	
ヤング率	E	MPa	205800.0	205800.0
ポアソン比	ν	---	0.3000	0.3000
歯元部分割数	Nh1	---	40	40
インボリュート部分割数	Nh2	---	40	40
歯先,端部分割数	Nh3	---	10	10
歯幅方向分割数	Nb	---	40	40

ピッチ誤差(μm)

Pinion	0.0	0.0	6.0	0.0	0.0
Gear	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

正：弱接触
負：強接触

確定　キャンセル　標準　戻す　クリア

図 45.58　トルク設定


最適修整量解析条件設定

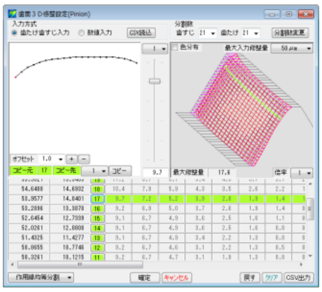
ずれ量→誤差角　誤差角→ずれ量　直接入力

項　目	記号	単位	数　値	
食い違い誤差	φ1	deg	0.0100	
端面ずれ量(0.5 b sinφ1)	⊿v	mm	0.0031	
平行度誤差	φ2	deg	-0.0010	
歯先干渉量(0.5 da sinφ2)	⊿u	mm	-0.0005	
1ピッチ角度分割数	N	---	5	
項　目	記号	単位	Pinion	Gear
繰り返し計算回数	N	---	5	
修整量振り分け比	η	---	0.5000	0.5000
修整量（下辺）	fts	mm	0.0001	0.0001
修整量（左辺）	ftw	mm	0.0091	0.0091
修整量（右辺）	fte	mm	0.0058	0.0058
修整量（上辺）	ftn	mm	0.0033	0.0235
修整比（下辺）	His	---	0.8000	0.3433
修整比（左辺）	Hiw	---	0.4500	0.4417
修整比（右辺）	Hie	---	0.4500	0.4417
修整比（上辺）	Hin	---	0.1000	0.5838
修整曲線タイプ	Cu	---	中	

修整量振り分け比率変更
「修整量解析」→Pinion,Gearの修整量比率変更→「歯面応力解析」
修整量振り分け比率変更

修整量解析　歯面応力解析　キャンセル　戻す　クリア　境界図

図 45.59　最適歯面設定


(a)ピニオン

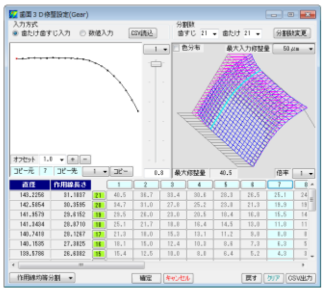

(b)ギヤ

図 45.60　最適歯面修整

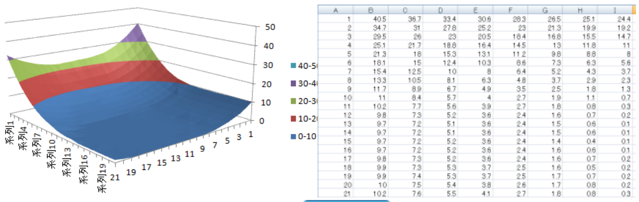
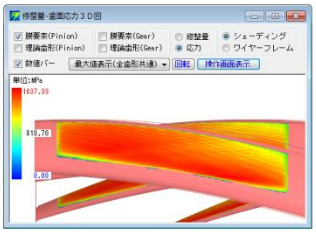


図 45.60(b)の CSV出力 で出力

図 45.61　最適歯面修整（Excel 表示例）


(a)ピニオン

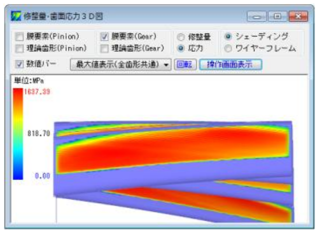

(b)ギヤ

図 45.62　歯面応力（σ_{Hmax}=1637MPa）

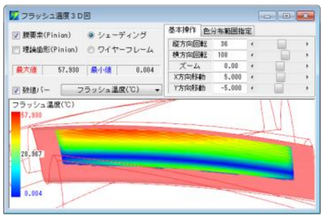

T_{fl}=57.9(℃)

図 45.63　フラッシュ温度

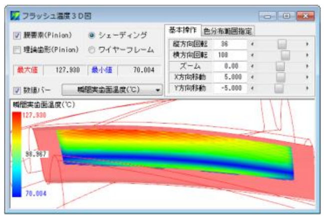

T_{flB}=128(℃)

図 45.64　実歯面温度

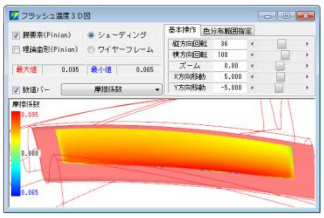

μ_{max}=0.095

図 45.65　摩擦係数

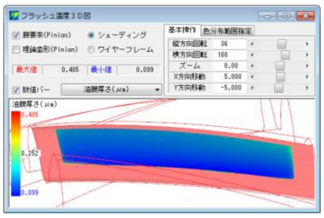
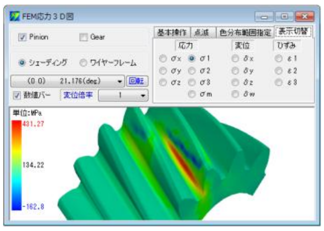

λ_{min}=0.099(mm)

図 45.66　油膜厚さ


(a)ピニオン　σ_{1max}=485MPa

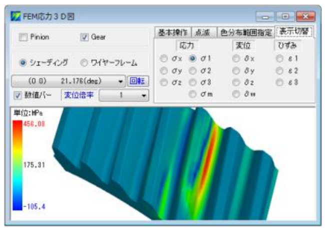

(b)　ギヤ　σ_{1max}=560MPa

図 45.67　最大主応力, θ_p=21.18°

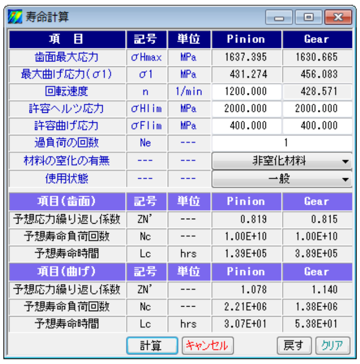


図 45.68　寿命時間

45. 19　内歯車の解析（オプション）

「外歯車×内歯車」の解析結果を図 45.69～45.84 に示します.

図 45.69　基準ラック

図 45.70　歯車諸元

図 45.71　寸法結果 1

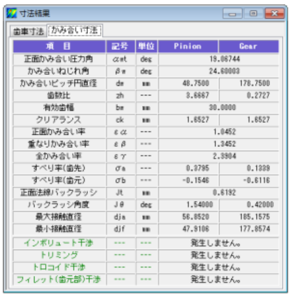


図 45.72　寸法結果 2

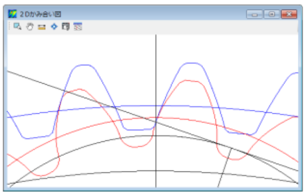


図 45.73　正面かみ合い図

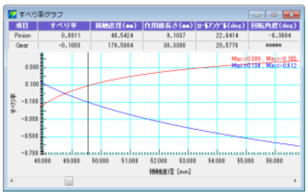
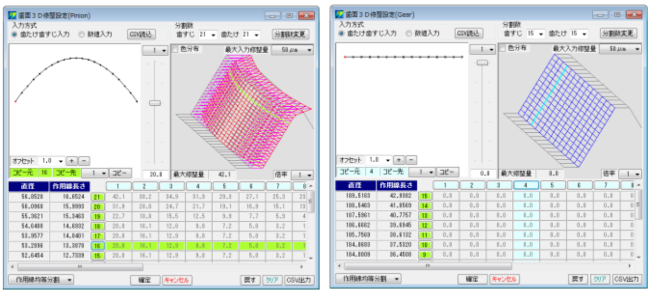


図 45.74　すべり率

図 45.75　歯面要素設定



(a) ピニオン　　(b)ギヤ

図 45.76　歯面修整

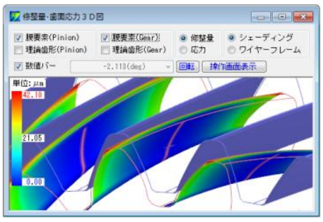


図 45.77　歯面要素（修整）

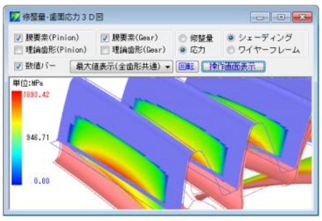
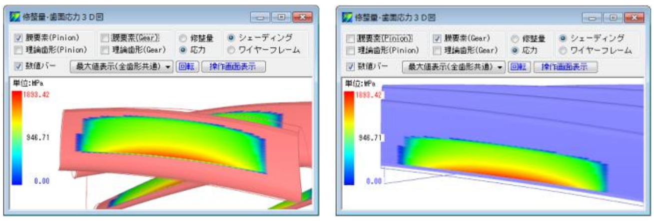
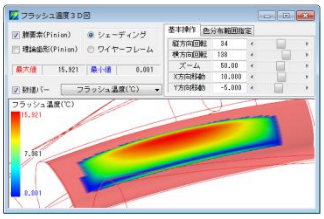


図 45.78　σ_{Hmax}=1893MPa



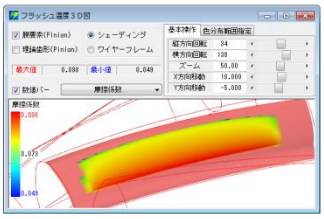
(a)ピニオン　　(b)ギヤ

図 45.79　歯面応力（σ_{Hmax}=1893MPa）



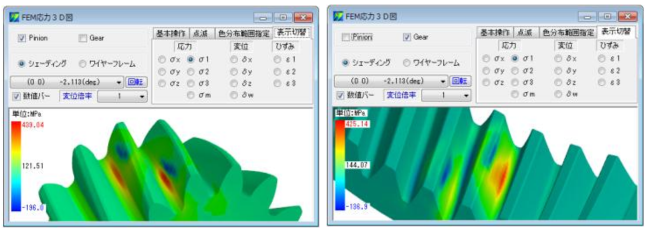
T_{fl}=15.9(℃)

図 45.80　フラッシュ温度



μ_{max}=0.098

図 45.81　摩擦係数



(a) ピニオン σ_{1max}=439MPa　　(b) ギヤ　σ_{1max}=425MPa

図 45.82　最大主応力

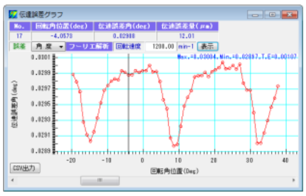


図 45.83　回転伝達誤差

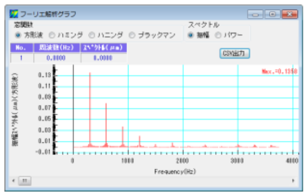


図 45.84　フーリエ解析

付録[I] に実験と解析例を，伝達誤差解析例を付録[J] に，そして動力損失解析例を付録[K] に示しますのでご覧ください.

[46] Linear bevel gear design system

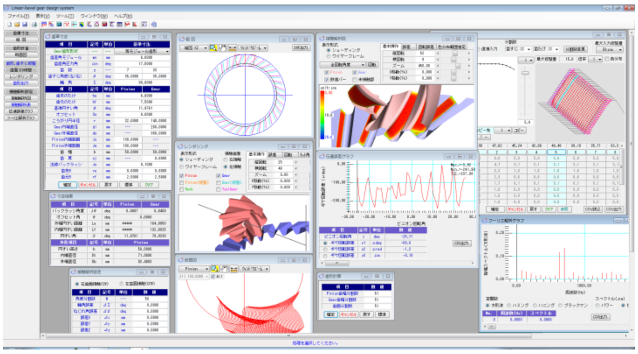
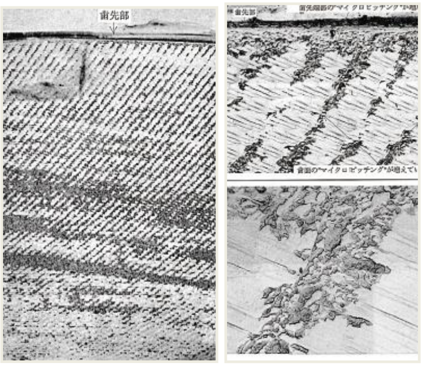


図 46.1　Linear bevel gear

46. 1　概要

現在, ベベルギヤは Gleason 社や Klingelnberg 社の専用歯切り盤で加工されていますが，近年，球面インボリュート歯形（カタログ 10 頁，図 2.12 参照）を持つベベルギヤをマシニングセンタで加工することも一般化し，小形ベベルギヤの金型や大型ベベルギヤでは目新しいことではなくなってきています．特に大型のベベルギヤでは専用歯切り盤が製造されていないことからマシニングセンタで加工せざるを得ない状況下にあります.

小さな歯車では，工具の摩耗も少なく，ツールパスを細かく運動させることができ，また金型では磨きをすることにより上質な歯面粗さを得ることができます．しかし，大型歯車の場合はエンドミル工具を使用すると工具摩耗や切削(研削)状況などにより，目視観察では問題にならない歯面であっても運転後には図 46.2 のように歯面に鱗模様が生じてしまいマイクロピッチングが発生する原因となります．このような現象を回避するためには円盤状の砥石で歯面研削しなければなりません.



（応用科学研究所カタログより）

図 46.2　マシニングセンタ加工歯面のマイクロピッチングの例

スパイラルベベルギヤの場合，凸面側歯面は小さな直径を持つ円盤形砥石であれば研削することも可能（隣の歯に接触する可能性がある）ですが，凹面側歯面は研削することができません.

しかし，本ソフトウェアでは，円盤形砥石で歯面研削することができるよう大歯車の歯形と歯すじを直線として，これにかみ合う小歯車の歯形を決定しています（歯面修整も可）．そのため，大歯車の歯面研削はエンドミル形状の工具（スワーフ加工も含む）に比べ大幅な時間短縮が可能です．また，大歯車を内歯ベベルとすること，小歯車にオフセットを与えること，軸角を 90° 以外とすること，そして，小歯車の歯数を少歯数（1～5 歯）とすることができますので大減速で且つ，自由度の高い歯車対を設計することができます．すなわち，この **Linear bevel gear** は,「設計と加工の多様性」を持つ歯車であると言えます.

46. 2　ソフトウェアの構成

Linear bevel gear design system の構成を表 46.1 に示します．表中の○は，基本ソフトウェアに含まれ，◎はオプションです.

表 46.1　ソフトウェアの構成

項　　目	掲載項	機能
‹1›基準ラックの設定	46.3	○
‹2›歯車寸法	46.4	○
‹3›組図	46.5	○
‹4›断面図	46.7	○
‹5›歯形，歯すじ修整	46.8	○
‹6›歯面 3D 修整	46.9	○
‹7›レンダリング	46.10	○
‹8›歯形出力	46.11	○
‹9›接触解析設定	46.12	○
‹10›接触解析図	46.12	○
‹11›接触解析表	46.12	○
‹12›伝達誤差グラフ	46.13	○
‹13›フーリエ解析グラフ	46.13	○
‹14›少歯数	46.14	◎

46. 3　基準ラックの設定（ツール，プロパティ）

基準ラック（並歯，低歯，特殊）を図 46.3 で設定し，その基準ラックの形状を表示することができます．本例では，歯たけを「並歯」とし，圧力角を 17.5° とした例を示します.

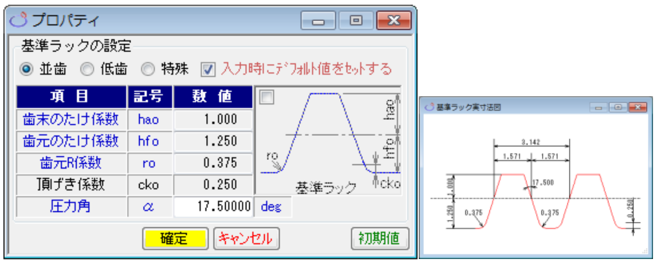


図 46.3　基準ラックと形状

46. 4　歯車寸法設定

図 46.4 に諸元入力画面を示します．Gear 歯形形状は,「等モジュール歯形」と「比モジュール歯形」の 2 種類があります.「等モジュール歯形」は，大歯車の歯形を内端部から外端部まで同じモジュールで生成しますが,「比モジュール歯形」(46.15 項参照) は，円すい距離に比例するモジュールで歯形を生成します.

図 46.4　諸元

歯車寸法は，モジュール，圧力角，歯数，歯すじ角度，軸角を設定すれば，それ以下の歯末のたけ，歯元のたけなどの数値は，[TAB]キーで標準値を設定することができます．例題では，歯すじ角度を左右とも 35° としていますが，異なる角度を設定することもできます．また，本例では，ころがり円の標準値を使用するのではなくアンダーカットを避けるため，ころがり円を r_1=32.00, r_2=140.00 としています．さらに，大歯車の内端直径と外端直径を変更することができますので歯幅位置での歯形使用範囲を自由に設定することができます．図 46.4 を[確定]すると，図 46.5 の寸法結果を表示します．寸法結果 1 のピニオン内端直径と外端直径は，歯形計算後の寸法結果 2（図 46.11）に表示します．

項　目	記号	単位	Pinion	Gear
バックラッシ角度	Jθ	deg	0.0087	0.0409
オフセット角	θ	deg	0.0000	
外端円すい距離	La	mm	*****	184.0050
内端円すい距離	Lf	mm	*****	132.8925
円すい角	δ	deg	11.9761	78.0239
外形項目	記号	単位	Pinion	
円すい高さ	b	mm	50.0000	
内端直径	Dt	mm	*****	
外端直径	Db	mm	*****	

図 46.5　寸法結果 1

46.5　組図

正面図を図 46.6 に，側面図を図 46.7 に，基準ラックを図 46.8 に示します．これらの図は，縮小，拡大，そして距離計測することができ，DXF ファイルを出力することができます．図 46.9 に CAD 作図例を示します．

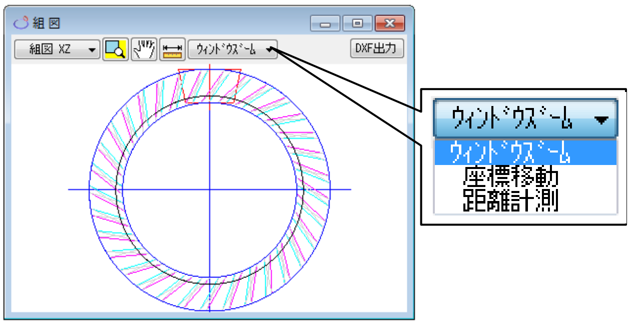


図 46.6　組図（XZ）

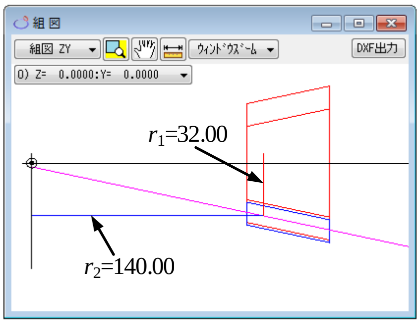


図 46.7　組図（ZY）

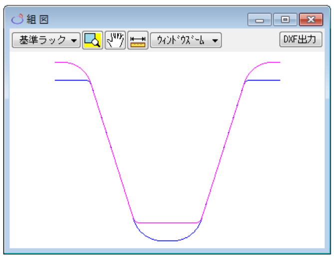


図 46.8　基準ラック

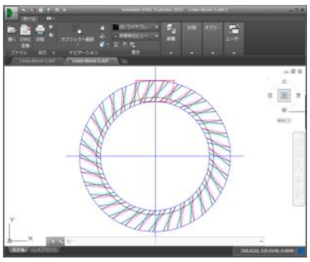
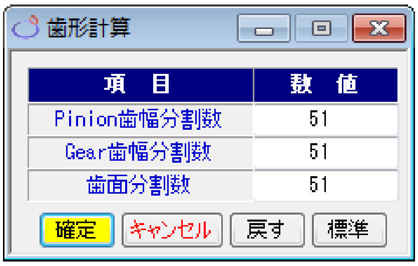


図 46.9　CAD 作図例

46.6　歯形計算

本例では歯形を図 46.10 のように歯形分割数を 51 として計算します．計算結果後，図 46.11 の寸法結果 2 を表示します．



項　目	数　値
Pinion歯幅分割数	51
Gear歯幅分割数	51
歯面分割数	51

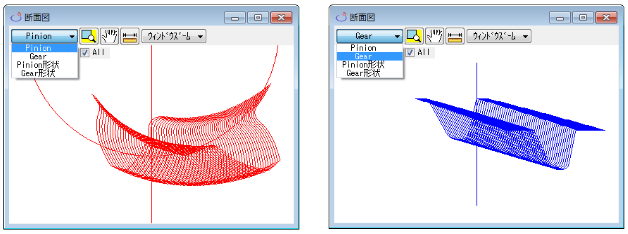
図 46.10　歯形計算の設定

項　目	記号	単位	Pinion	Gear
バックラッシ角度	Jθ	deg	0.0087	0.0409
オフセット角	θ	deg	0.0000	
外端円すい距離	La	mm	*****	184.0050
内端円すい距離	Lf	mm	*****	132.8925
円すい角	δ	deg	11.9761	78.0239
外形項目	記号	単位	Pinion	
円すい高さ	b	mm	50.0000	
内端直径	Dt	mm	71.9890	
外端直径	Db	mm	92.4083	

図 46.11　寸法結果 2

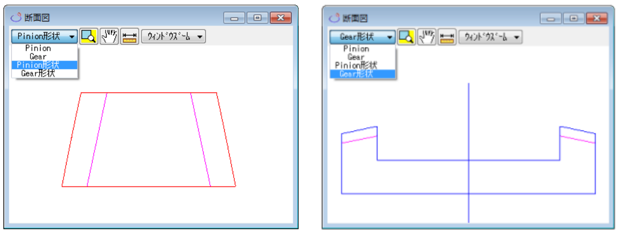
46.7　断面図

歯形断面を図 46.12 に形状断面を図 46.13 に示します．これらの図も縮小，拡大，そして距離計測することができます．



(a)Pinion　　(b) Gear

図 46.12　断面図（歯形）



(a)Pinion　　(b) Gear

図 46.13　断面図

46.8　歯形，歯すじ修整

図 46.14 で定型の歯形修整量と歯すじ修整量を与えることができます．本例では図 46.15(b), Type2 のようにピニオンにのみ歯面修整（図 46.15b）と歯すじ修整（図 46.16）を与えギヤは無修整とします．ただし，ピニオン歯すじ修整図の Type1 と Type3 およびギヤの修整はピニオンと同様のため省略します．

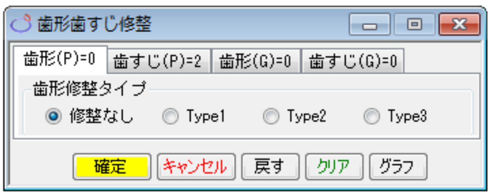
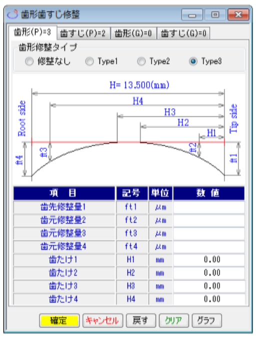
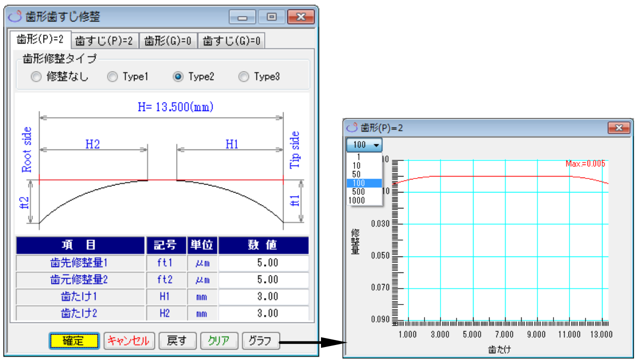


図 46.14　歯形，歯すじ修整（設定）

(a)Type 1



(c) Type 3



(b) Type 2

図 46.15　歯形修整（Pinion）

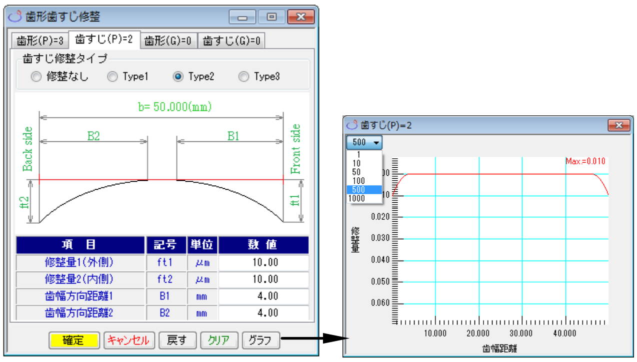
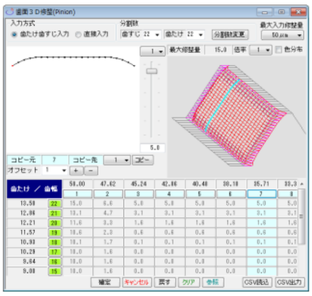


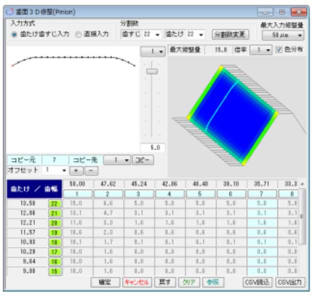
図 46.16　歯すじ修整（Pinion）

46. 9　歯面 3D 修整

図 46.15 および図 46.16 で設定した歯面，歯すじ修整を図 46.17 のように 3 次元で表現することができます．また，この歯面修整の分割は任意に設定することができ，図 46.17 の画面で修整量の変更や倍率も変更することができます．また， CSV出力 で歯面修整量を CSV 出力することができ，Excel で作成したデータを CSV読込 で読み込むことができます．本例では定型の修整を 3 次元修整に引き継ぎましたが，直接 3 次元修整値を入力することができます．なお，ギヤは無修整のため省略します．



(a)22×22 分割の例

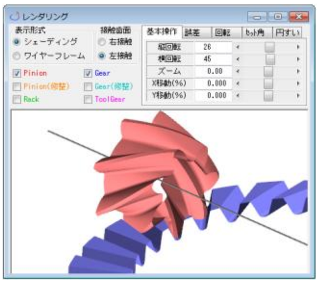


(b)色分布表示

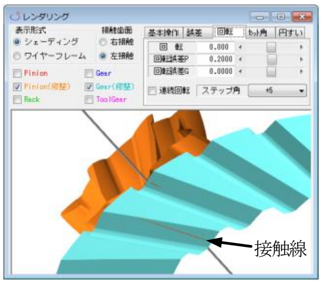
図 46.17　歯面修整（Pinion）

46. 10　レンダリング

生成した歯形を図 46.18 のように表示することができ，修整歯形に接触線を図 46.18(b)のように確認することができます．また，図を表示する際の機能は，図 46.19 のように組み立て誤差や回転角度（誤差）を与えることができますので歯のかみ合いを容易に観察することができます．なお，この歯車の円すい形状は図 46.20 のように表すことができます．

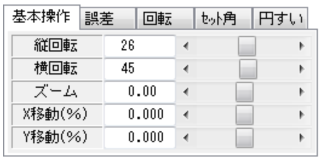


(a)無修整歯形



(b)修整歯形

図 46.18　レンダリング



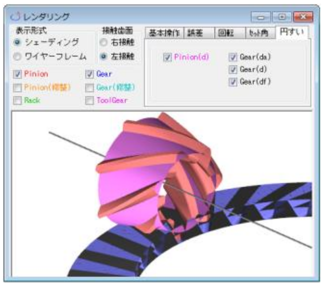
(a)基本操作

(b)誤差設定

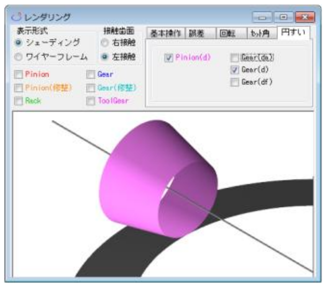
(a)回転

(b)角度

図 46.19　補助機能



(a)歯形と円すい



(b)円すい

図 46.20　円すい

46. 11　歯形出力

生成した理論歯形または，修整歯形を図 46.21 で 3D-IGES ファイルに出力することができます．出力歯数は任意に与えることができますので，ピニオンを全歯（7 歯），ギヤを 5 歯出力し，CAD で作図した例を図 46.22 に示します．

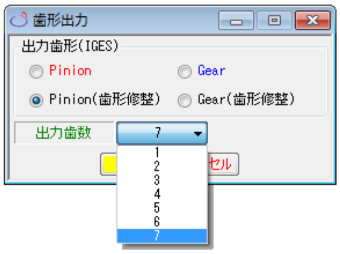
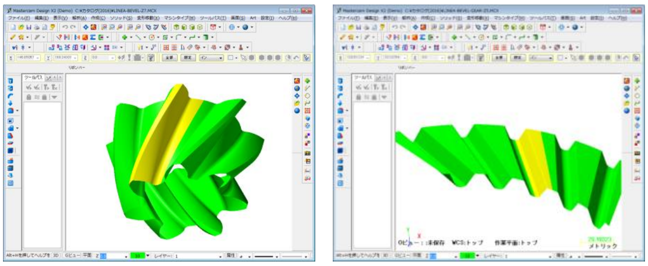


図 46.21　歯形出力



(a)Pinion　　(b)Gear

図 46.22　CAD 作図例

46. 12　歯面接触解析

生成した歯形の接触距離やすべり速度，そして，すべり率を解析することができます．図 46.23 では 1 ピッチ角度の分割数（本例では 50）を設定し，組み立て誤差などを 0 とし，最大接触距離を 20μm としたときの解析結果を図 46.24～46.27 に示します．

歯面修整を考慮して接触距離から全かみ合い率を計算しますので本例では全かみ合い率は ε_γ=2.12 となります．また，図 46.24 の接触距離解析結果では，ピニオンに歯面修整を与えていますので歯先，歯元そして歯幅端部で接触距離が小さくなっていることが解ります．

接触距離やすべり速度，すべり率の解析後，図 46.27 のように回転させることができますので角度位置における数値を把握することができます．また，図 46.28 のように，数値範囲を指定して表示（例：2.50～2.87m/s）することもできます．図 46.28 では，すべり速度を示していますが，接触距離およびすべり率も同様に表示することができます．

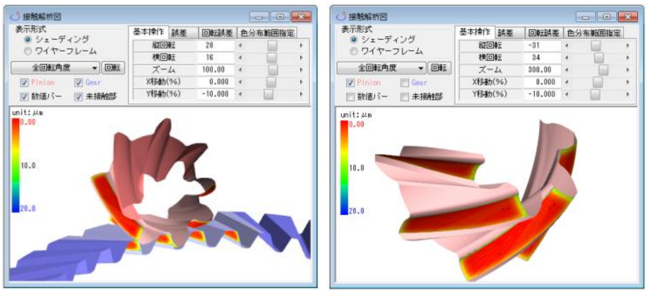
接触解析設定

◉ 右歯面接触(CW)　○ 左歯面接触(CCW)

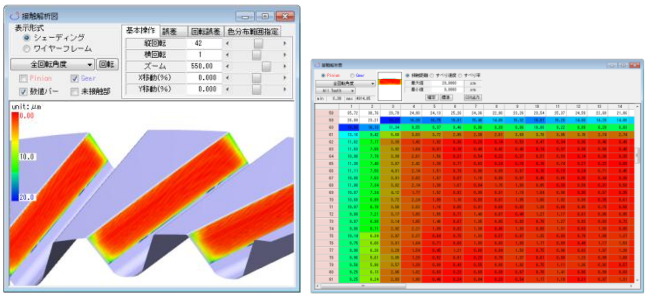
項　目	記号	単位	数　値
角度分割数	N	---	50
軸角誤差	⊿Σ	deg	0.0000
ねじれ角誤差	⊿β	deg	0.0000
誤差X	⊿x	mm	0.0000
誤差Y	⊿y	mm	0.0000
誤差Z	⊿z	mm	0.0000
回転数	n	min-1	600.000
最大接触距離	L	μm	20.00
全かみ合い率	εγ	---	2.1200

確定　キャンセル　戻す　クリア

図 46.23　接触解析の設定

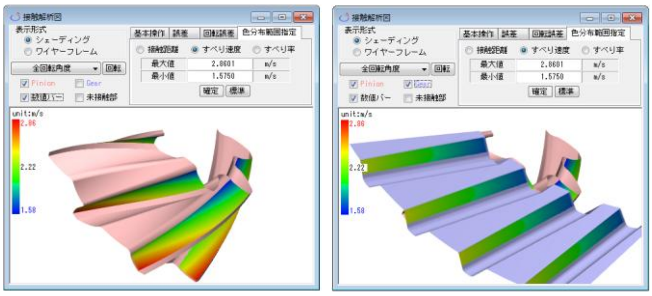


(a)歯車対　　(b)Pinion



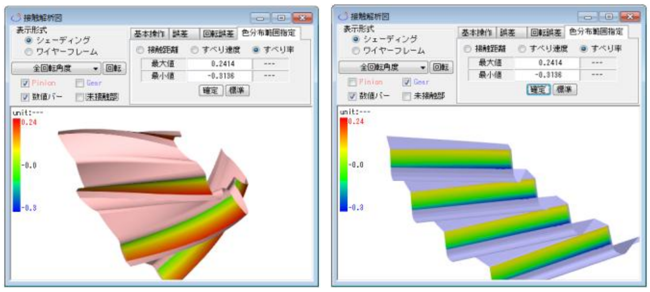
(c)Gear　　(d)接触解析表

図 46.24　接触距離



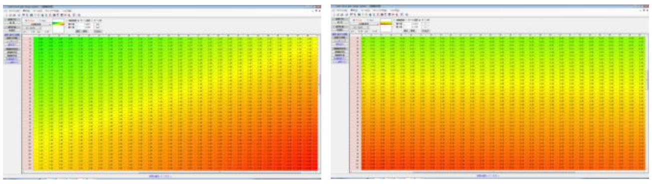
(a)Pinion　　(b)Gear

図 46.25　すべり速度



(a)Pinion　　(b)Gear

図 46.26　すべり率



(a)すべり速度　　(b)すべり率

図 46.27　解析結果（表）

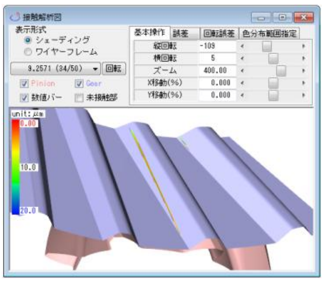
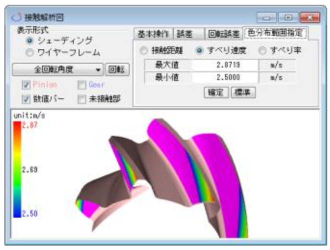


図 46.27　回転



すべり速度の例

図 46.28　色分布範囲指定

46. 13　伝達誤差

伝達誤差解析結果を図 46.29 に，フーリエ解析結果を図 46.30 に示します．本例の歯車の伝達誤差は TE=0.65μm であることが解ります．

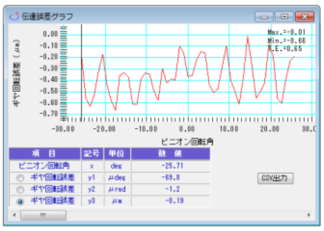


図 46.29　伝達誤差

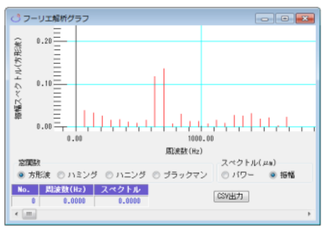


図 46.30　フーリエ解析

46.14　少歯数（オプション）

ピニオン歯数を z_1=2，オフセットを 50mm としたときの計算例を図 46.31～46.38 に示します．本例の場合，ピニオンの歯形を内端側と外端側を揃えるため歯すじ角度は，ギヤ左歯面側を 45°，右歯面側を 48° にしています．また，ピニオンの歯幅は，内端側と外端側を広くしてかみ合いに余裕を持たせています．


歯車寸法

項　目	記号	単位	基準寸法	
Gear歯形形状	---	---	等モジュール歯形	
歯直角モジュール	mn	mm	3.0000	
歯直角圧力角	αn	deg	15.0000	
歯　数	z	---	2	55
歯すじ角度(左/右)	β	deg	45.0000	48.0000
軸　角	Σ	deg	90.0000	
項　目	記号	単位	Pinion	Gear
歯末のたけ	ha	mm	3.0000	
歯元のたけ	hf	mm	3.7500	
基準円すい角	φ	deg	2.0826	
オフセット	Xo	mm	50.0000	
ころがり円半径	r	mm	12.0000	119.8510
Gear内端直径	di	mm	---	220.0000
Gear外端直径	do	mm	---	260.0000
Pinion内端距離	Js	mm	94.0000	---
Pinion外端距離	Je	mm	125.0000	---
歯　幅	b	mm	31.0000	20.0000
歯　厚	sj	mm	---	4.7124
法線バックラッシ	Jn	mm	0.0000	
歯先R	ra	mm	0.3000	0.3000
歯元R	rf	mm	1.1250	1.1250

確定　キャンセル　戻す　標準　クリア

図 46.31　諸元


寸法結果

項　目	記号	単位	Pinion	Gear
バックラッシ角度	Jθ	deg	0.0000	0.0000
オフセット角	θ	deg	24.6570	
外端円すい距離	La	mm	*****	130.0859
内端円すい距離	Lf	mm	*****	110.0727
円すい角	δ	deg	2.0826	87.9174
外形項目	記号	単位	Pinion	
円すい高さ	b	mm	31.0000	
内端直径	Dt	mm	28.9713	
外端直径	Db	mm	31.0256	

図 46.32　寸法結果

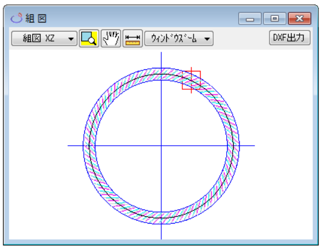


図 46.33　組図（XZ）

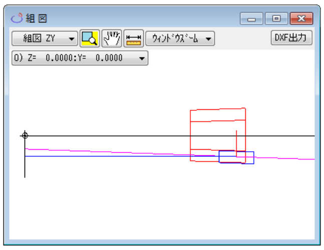


図 46.34　組図（ZY）

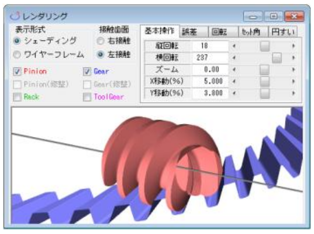


図 46.35　レンダリング

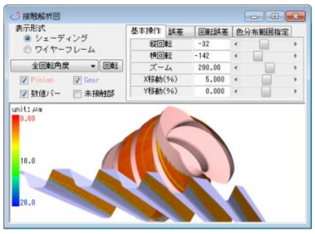


図 46.36　接触　(ε_γ=3.49)

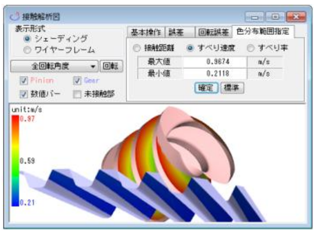


図 46.37　すべり速度

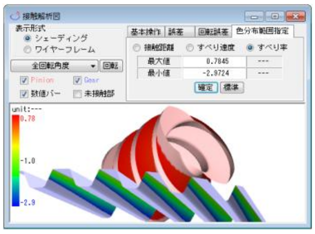


図 46.38　すべり率

46.15　比モジュール歯形

比モジュール歯形は，円すい距離に比例するモジュールで歯形を生成します．比モジュール歯形の計算例を図 46.39～46.46 に示します．比モジュール歯形の場合，歯すじ角度を与えることはできません．この機能は，すぐばかさ歯車の形状とほぼ同じで，ギヤの歯形を直線としてピニオンの歯形を生成しています．


歯車寸法

項　目	記号	単位	基準寸法	
Gear歯形形状	---	---	比モジュール歯形	
歯直角モジュール	mn	mm	3.0000	
歯直角圧力角	αn	deg	20.0000	
歯　数	z	---	10	37
歯すじ角度(左/右)	β	deg	*****	*****
軸　角	Σ	deg	90.0000	
項　目	記号	単位	Pinion	Gear
歯末のたけ	ha	mm	3.0000	
歯元のたけ	hf	mm	3.7500	
基準円すい角	φ	deg	15.1240	
オフセット	Xo	mm	0.0000	
ころがり円半径	r	mm	16.0000	55.5000
Gear内端直径	di	mm	---	93.0000
Gear外端直径	do	mm	---	129.0000
Pinion内端距離	Js	mm	46.5000	---
Pinion外端距離	Je	mm	64.5000	---
歯　幅	b	mm	18.0000	18.0000
歯　厚	sj	mm	---	4.7124
法線バックラッシ	Jn	mm	0.1000	
歯先R	ra	mm	0.1000	0.1000
歯元R	rf	mm	1.1250	1.1250

確定　キャンセル　戻す　標準　クリア

図 46.39　諸元


寸法結果

項　目	記号	単位	Pinion	Gear
バックラッシ角度	Jθ	deg	0.0279	0.1032
オフセット角	θ	deg	0.0000	
外端円すい距離	La	mm	*****	66.8142
内端円すい距離	Lf	mm	*****	48.1684
円すい角	δ	deg	15.1240	74.8760
外形項目	記号	単位	Pinion	
円すい高さ	b	mm	18.0000	
内端直径	Dt	mm	32.1164	
外端直径	Db	mm	44.5485	

図 46.40　寸法結果

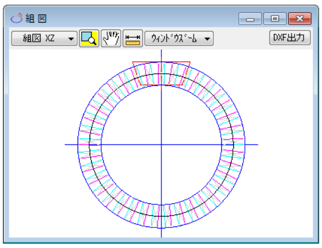


図 46.41　組図（XZ）

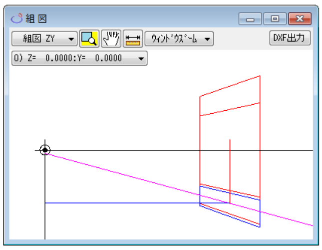


図 46.42　組図（ZY）

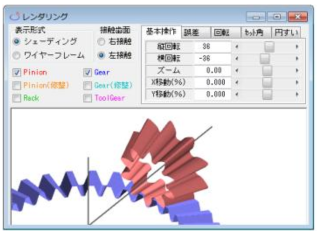


図 46.43　レンダリング

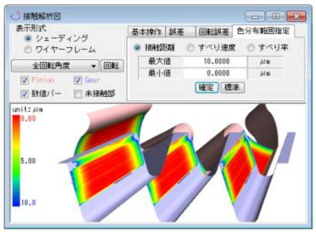


図 46.44　接触　(ε_γ=1.57)

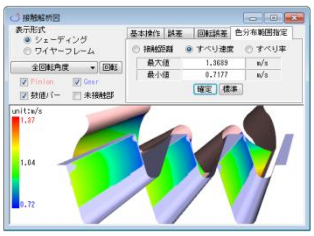


図 46.45　すべり速度

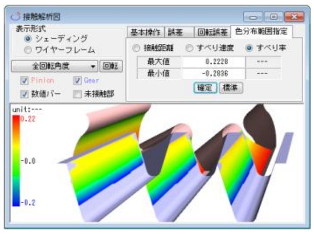


図 46.46　すべり率

46.17　内歯ベベル+オフセットの例

内歯ベベルにオフセットを与え，軸角をΣ=110°とした設計例（図 46.47～46.55）と模型（図 46.56）を示します．内歯車ベベルギヤでオフセットを持つ歯車は，従来のかさ歯車加工専用機では加工が不可能であったことから設計概念としても一般化していませんでした．しかし，**Linear bevel gear** は「設計と加工の多様性」を持っていますので自由な発想で設計することができます．

歯車寸法

項　目	記号	単位	基準寸法	
Gear歯形形状	---	---	等モジュール歯形	
歯直角モジュール	mn	mm	2.5000	
歯直角圧力角	αn	deg	20.0000	
歯　数	z	---	7	34
歯すじ角度(左/右)	β	deg	30.0000	30.0000
軸　角	Σ	deg	110.0000	
項　目	**記号**	**単位**	**Pinion**	**Gear**
歯末のたけ	ha	mm	2.5000	
歯元のたけ	hf	mm	3.1250	
基準円すい角	φ	deg	-8.2434	
オフセット	Xo	mm	15.0000	
ころがり円半径	r	mm	14.5000	50.0000
Gear内端直径	di	mm	---	100.0000
Gear外端直径	do	mm	---	124.0000
Pinion内端距離	Js	mm	45.4805	---
Pinion外端距離	Je	mm	57.8422	---
歯　幅	b	mm	12.3617	12.0000
歯　厚	sj	mm	---	3.9270
法線バックラッシ	Jn	mm	0.1000	
歯先R	ra	mm	0.2500	0.2500
歯元R	rf	mm	1.0000	1.0000

確定　キャンセル　戻す　標準　クリア

図 46.47　諸元

寸法結果

項　目	記号	単位	Pinion	Gear
バックラッシ角度	Jθ	deg	0.0236	0.1146
オフセット角	θ	deg	17.4576	
外端円すい距離	La	mm	*****	62.6473
内端円すい距離	Lf	mm	*****	50.5220
円すい角	δ	deg	11.7566	98.2434
外形項目	**記号**	**単位**	**Pinion**	
円すい高さ	b	mm	12.3617	
内端直径	Dt	mm	32.3922	
外端直径	Db	mm	37.8074	

図 46.48　寸法結果

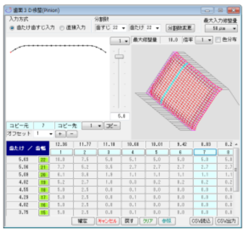


図 46.49　歯面修整

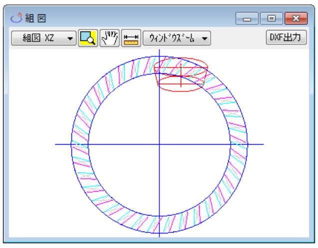


図 46.50　組図（XZ）

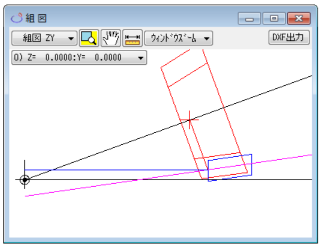


図 46.51　組図（ZY）

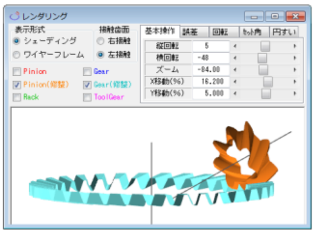


図 46.52　レンダリング

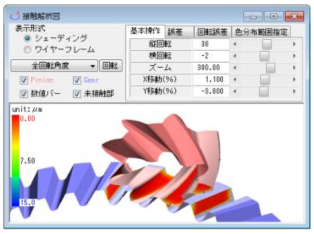


図 46.53　接触　(ε_γ=2.20)

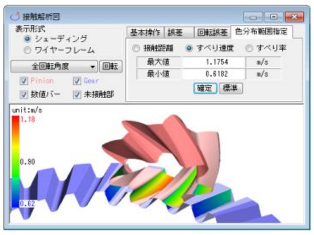


図 46.54　すべり速度

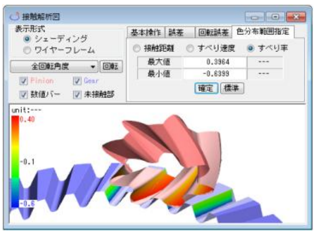


図 46.55　すべり率

図 46.56　内歯ベベル+オフセットの模型

46.18　まとめ

Linear bevel gear は「設計と加工の多様性」を持つことから，

(1) ベベルギヤの外歯，内歯，そしてオフセットも自由に設計することができます．そのため，従来の考えにとらわれない歯車の使用や組み合わせが可能です（ex. Σ≠90°で容積小）．

(2) 歯形データさえあればマシニングセンタなどで加工が可能であるため歯車加工専用機の制約を受けません．そのため，ピニオンを少歯数歯車とすることも大歯車を内歯とすることもできます．

(3) マシニングセンタなどの加工は一般化技術として定着しているため今後，歯車加工専用機以外の加工法としての利用が進むと考えています．

(4) 大歯車の歯形および歯すじを直線としているため円盤形砥石での研削が加工です．このためエンドミル形工具（砥石）に比べ生産性が非常に高く，加工面も上質となります．

(5) スパイラルベベルを円盤形砥石で研削する場合，図 45.57 のように砥石と歯面が干渉するため研削が困難(不可能)です．（図 45.58 の片テーパ形砥石でも研削は不可能）
しかし，図 45.58 の **Linear bevel gear** のピニオンは円盤形砥石で研削できることが解ります．

(6) そもそも，スパイラルベベルの歯すじが，なぜ図 45.57 のようになっているのかというと，円盤外部の平面に刃物を置き，これを運動させ歯形を作っているからであって，この歯すじ形状を当然のこととして我々は認識しています．しかし，上述したように歯面を円盤形砥石で研削できるという大きな特徴を持つこの方式のベベルギヤは，近い将来，多くの採用が進むもの（特に大型歯車）と考えています．

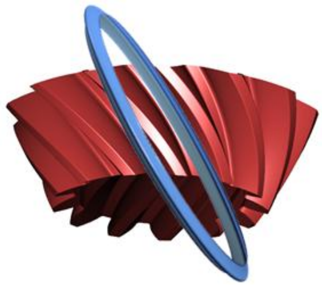


図 45.57　スパイラルベベルと円盤形砥石

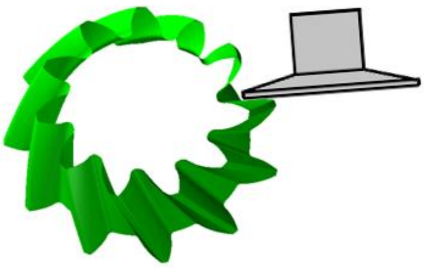


図 45.58　**Linear bevel gear** のピニオンと片テーパ形砥石

[101] その他ソフトウェアの作図例

図 101.1～101.13 のソフトウェアは本カタログでは詳しく説明していませんので別途お問い合わせください.

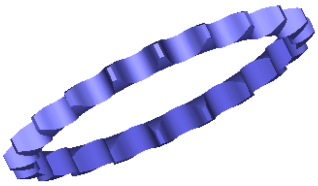


図 101.1　スプロケット

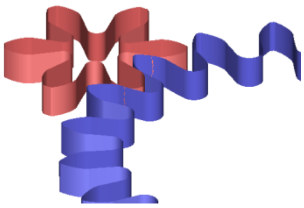


図 101.2　サイクロイド歯車

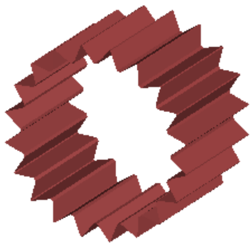
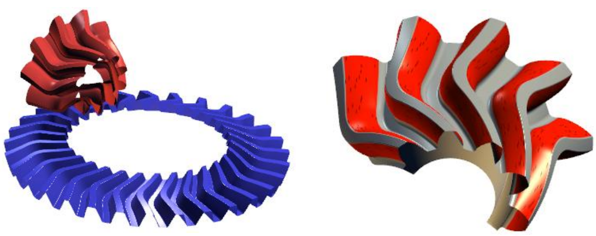


図 101.3　三角セレーション

図 101.4　円弧歯形歯車



(a)レンダリング　(b)歯当たり

図 101.5　ダブルスパイラルベベル(Soft No.[2]に一部記載)

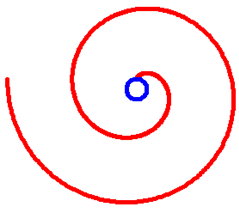


図 101.6　インボリュート曲線

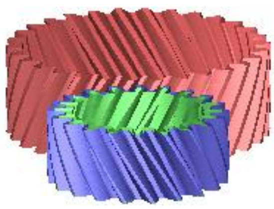
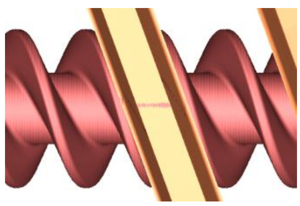


図 101.7　ピニオンカッタ



I 形(4 形)砥石

図 101.8　ウォーム砥石

図 101.9　ピッチ誤差計算

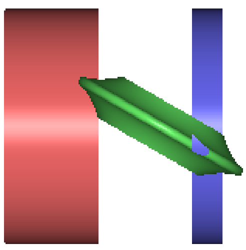
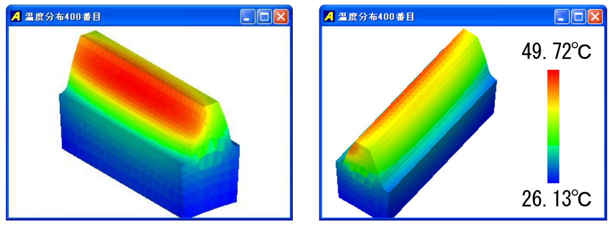


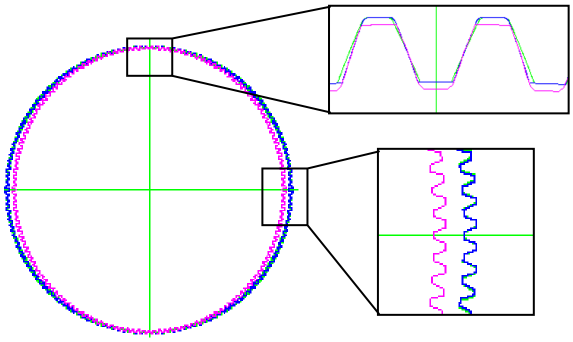
図 101.10　切り上げ距離

図 101.11　成形研削砥石



発熱・熱伝導解析ソフト(定常・非定常解析)

図 101.12　プラスチック歯車の温度分布図



Epi_z_1=164, Internal_z_2=160, Internal_z_3=164

楕円系歯車ソフトウェア[9]と内歯車歯形で設計

図 101.13　波動歯車の設計例 1

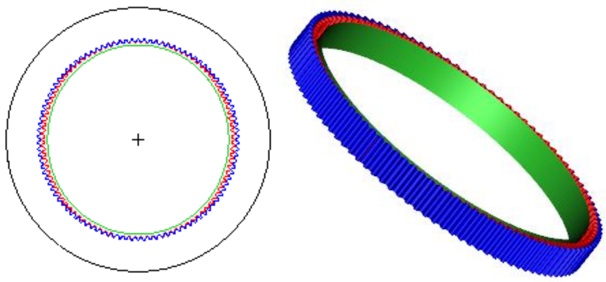


図 101.14　波動歯車の設計例 2（Epi_z_1=100, Internal_z_2=102）

[102] 歯車精度規格ソフトウェア

1998 年 3 月 20 日に JIS B 1702-1,2(1998)が制定されことにより，JIS B 1702(1976)は廃止となりました．永年に渡って親しんできた規格を，急激に新しい規格基準に変更することは色々な障害を伴うことになりますが，いつまでも旧規格を使用し続けることはできません．設計者や製造担当者が困ることは，旧規格と新規格の相関関係であると予想することができるため，「歯車精度規格ソフトウェア」(図 102.1)を作成し無償配布することと致しました．旧規格から新規格に移行する際の手助けになれば幸いです．このソフトウェアは，弊社のホームページ(www.amtecinc.co.jp)からダウンロードすることができますのでご活用ください．

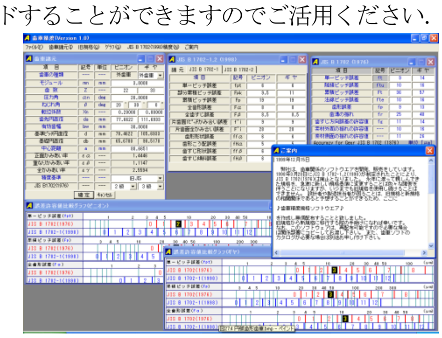


図 102.1　歯車精度規格

[103]動作環境

103.1　必要システム

表 103.1　動作環境

	ソフトウェア番号 [1], [2], [3], [4], [7], [8], [14], [20], [22] [42]～[46]	ソフトウェア番号 [5], [6], [9]～[13], [15]～[19], [21] [23]～[41]
①コンピュータ本体	1.6 GHz 以上	1 GHz 以上
②オペレーティングシステム	Windows® 7 , Windows® 8, Windows® 8.1, Windows 10	
③CD-ROM ドライブ	必要	
④ディスプレイ	Windows®対応の解像度 1024×768 以上のディスプレイ	
⑤実装メモリ	2GB 以上	1GB 以上
⑥ハードディスク	4GB 以上の空き領域 5400rpm 以上のハードディスク	1GB 以上の空き領域
⑦マウスなど	Windows® 対応のマウスまたは他の適切なポインティングデバイスが必要	
⑧プリンタ	Windows®対応のプリンタが必要	
⑨ビデオボード	DirectX®10 以上に対応した ビデオボードが必要	Open GL Ver.1.5 以上に対応した ビデオボードが必要

＊ Windows® 7,　Windows® 8, Windows® 8.1 は，米国 Microsoft 社の登録商標です.

＊ DXF ファイルのバージョンは，Release 12J です.

＊ IGES ファイルは，一般的な CAD では確認していますが未確認の CAD もあります.

103.2 コンピュータ仕様の注意事項

歯車ソフトウェアにおいて 32bit，64bit 機でも計算は全く問題ありませんが，レンダリング（3D 図）を正しく表示しない PC があります．Core i3 や Core i5 などに搭載されているビデオチップは 32bit なのですが，そのドライバは PC メーカ各社が 機種ごとに開発しており 32bit に対応しているものや，していないものが混在しているのが現状です．これは市販されている CAD においても，また，ゲームソフトでも問題になっています．

確実に表示するには nVIDIA GeForce が搭載されているデスクトップ PC であれば問題なく表示します．PC を導入する場合はドライバが 32bit に対応しているかどうか確認することをお勧めします．また一般には，レンダリングは 3D ゲームなどで使用され歯面の 1μm の接触を確認するような用途に使用されることは稀であるため PC メーカも 32bit 対応ドライバを開発していないことが多いと推測します.

動作確認済みビデオボード: NVIDIA Quadro 2000, Ver 267.45，NVIDIA Quadro K600 Ver 354.56，NVIDIA Quadro FX 2800M Ver 341.49, intel(R) HD Graphics 4000 Ver 10.18.10.3958，intel(R) HD Graphics 4600 Ver 9.18.10.3272

103.3 ネットワークでの使用について

歯車ソフトウェアをネットワーク上で複数台で使用する場合（フローティングライセンス），別途対応させていただきますのでお問い合わせ（**info@amtecinc.co.jp**）ください.

◆フローティングライセンスは，同一セグメント域での使用とさせていただきます.

さいごに

日々，歯車に関連したソフトウェアを開発し，種々取り揃えておりますが，更に充実したソフトウェアを開発する所存です．また，カタログに掲載していないソフトウェアもございます．お気づきの点やご意見，ご希望などがございましたら下記までご連絡くださいますようお願い申し上げます.

E-mail ： info@amtecinc.co.jp
URL ： www.amtecinc.co.jp

[104]機械の紹介

104.1 歯車成形研削盤

最大直径=300mm

図 104.1　GT-30 ver II (YASDA)

最大直径=1300mm

図 104.2　GT-130（YASDA，外歯，内歯）

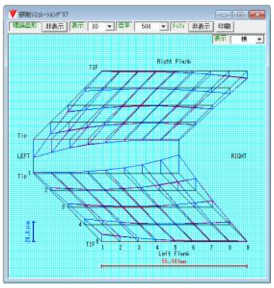


図 104.3　歯面修整

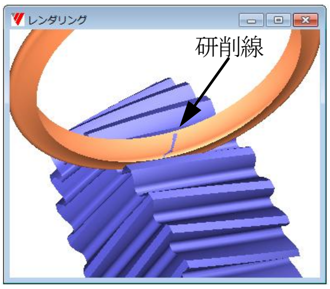


図 104.4　レンダリング(研削)

表 104.1　成形研削システム

	GT-30	GT-130
インボリュート歯車成形研削システム	GT-30	GT-130
インボリュート歯車の歯面 3 次元修整	○	○
任意歯形歯車の成形研削システム	○	○
インボリュートねじ歯車成形研削	○	×
ウォームのねじ面の成形研削	○	×
内歯車の成形研削	×	○

安田工業㈱　www.yasda.co.jp
〒719-0303　岡山県浅口郡里庄町浜中 1160
TEL 0865-64-2511　　FAX 0865-64-4535

104.2 歯車成形研削盤（GT30）による研削例

図 104.1 に示す歯車成形研削盤で，はすば歯車(m_n=3, z=20, α=20, β=30, x_n=0.5, b=25）に歯面修整（図 104.5：最大修整量=100μm）を持つ歯車を研削した．この歯車の写真を図 104.6 に示す．この歯車の歯面は 1 パスで研削されていて歯元はトロコイコイド形状である．また，歯面粗さは Ra0.15～0.20μm，Rz0.89～1.55μm で歯車精度は JIS B 1702-1 N1 級（累積ピッチ誤差：2.5μm）である．検査表を図 104.7～104.9 に示す．このように研削できるのは機械の性能は元より成形研削するためのソフトウェア，そしてこの精度に作り上げる歯車研削作業者の技量が必要であることは言うまでもない．なお，図 104.9 からも解るようにピッチ誤差を検査して悪い歯面のみ再研削するようなことはしていない．

累積ピッチ誤差がこのような高精度（2.5μm）で研削でき，歯元がトロコイド形状で，しかも大きな 3D 歯面修整が 1 パスで研削できる研削盤は国内外の研削盤について調査したが，図 104.1 および図 104.2 の研削盤が唯一の機械であった．

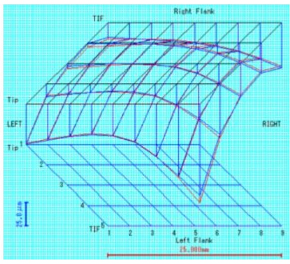


図 104.5　歯面修整

図 104.6　研削歯車

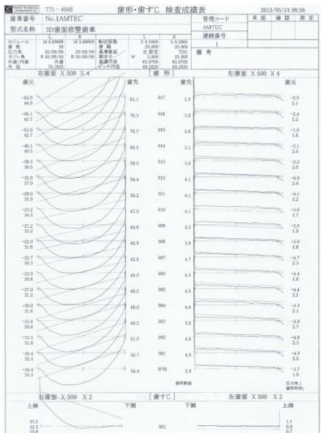


図 104.7　検査結果（歯形）

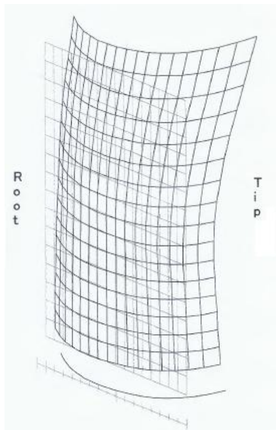


図 104.8　トポグラフ


TTi - 450E　　ピッチ・歯溝振レ　検査成績表　　2013/05/23 16:31

歯車番号　No.1AMTEC　　管理コード　AMTEC
型式名称　3D歯面修整歯車　　連続番号　1

［左歯面］　　Unit um

単一ピッチ
隣接ピッチ
累積ピッチ

JIS B1702 (1976)

図 104.9　検査結果（ピッチ誤差，左歯面）

［付録：A］
CT-FEM System によるはす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]「はす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 System[2]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．

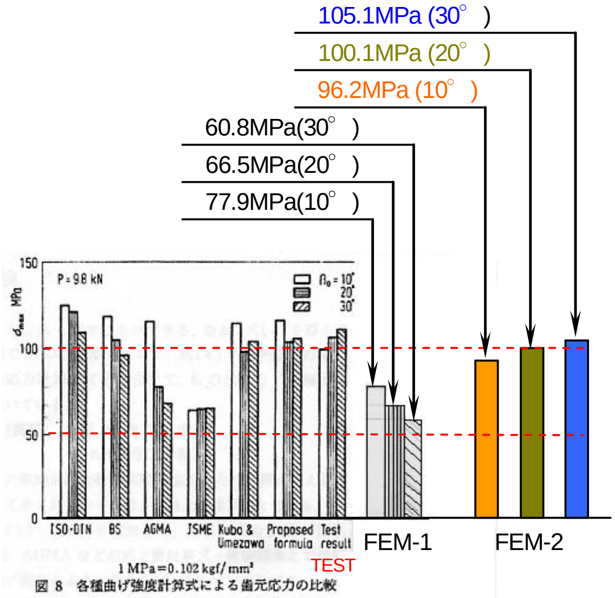


図 A.1 実験結果と FEM 解析結果の比較

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，はす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 10μm 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	m_n	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

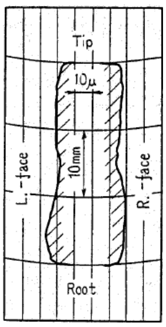


図 A.2 歯形誤差

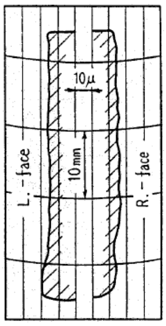


図 A.3 歯すじ誤差

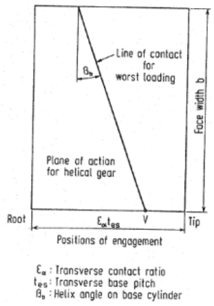


図 A.4 負荷位置

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°の解析結果を，図 A.10 と図 A.11 にねじれ角 30°の解析結果を示す．ねじれ角 20°は省略する．

図 A.5 諸元設定

図 A.6 メッシュ作成諸元

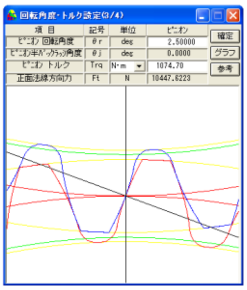


図 A.7 かみ合い

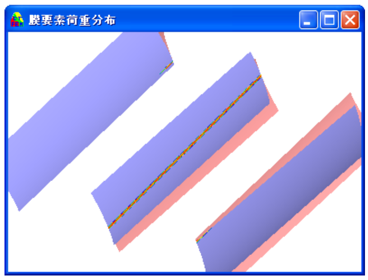


図 A.8 歯面(646.9MPa，β=10°)

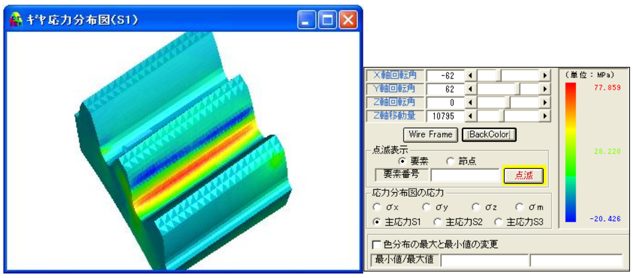


図 A.9 歯元最大引張応力(77.9MPa，β=10°)

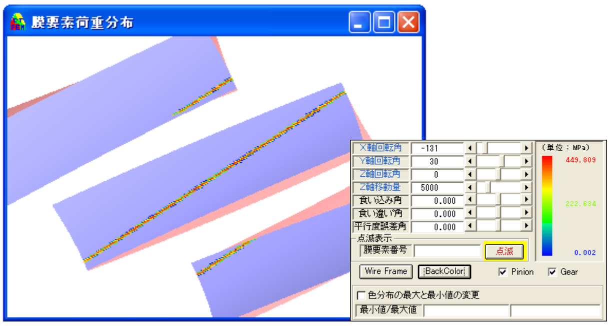


図 A.10　歯面応力(449.8MPa，β=30°)

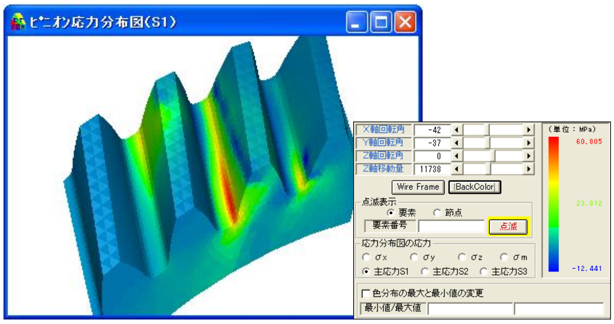


図 A.11　歯元最大引張応力(60.8MPa，β=30°)

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．

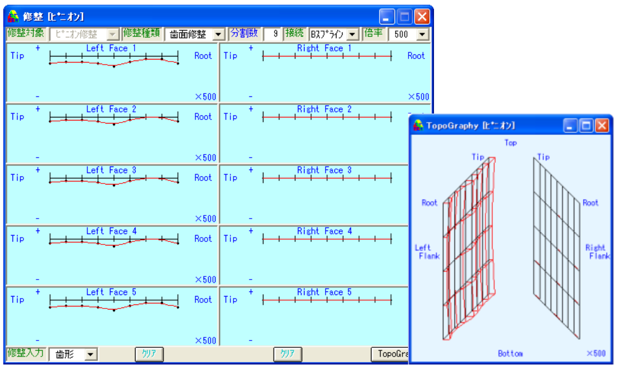


図 A.12　ピニオン歯形(反作用面は理論歯形)

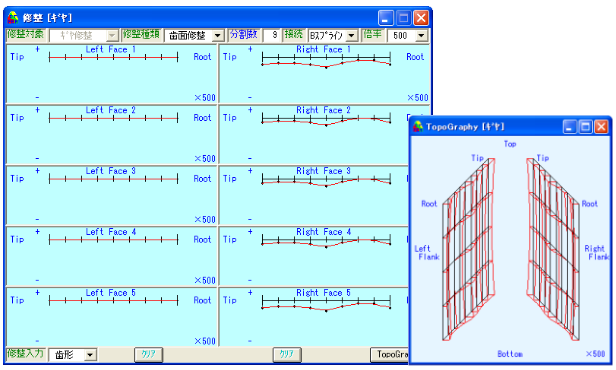


図 A.13　ギヤ歯形(反作用面は理論歯形)

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．

項 目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
モジュール	mn	mm	6.00000	
歯 数	z	---	36	36
圧力角	αn	deg	20.0000	
ねじれ角	β	deg	10° 0' 0"	
ねじれ方向	---	---	右ねじれ	左ねじれ
転位係数	xn	---	0.00000	0.00000
中心距離	a	mm	219.33215	
法線歯厚減少量	fn	mm	0.2000	0.2000
歯 幅	b	mm	40.0000	40.0000
歯先円直径	da	mm	231.3321	231.3321
歯底円直径	df	mm	204.3321	204.3321

図 A.14　諸元設定

図 A.15　メッシュ

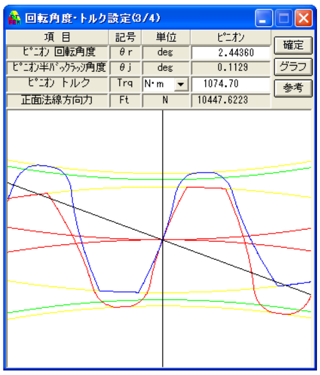


図 A.16　かみ合い

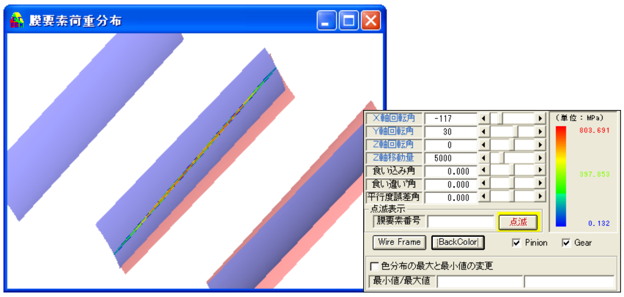


図 A.17　歯面応力(803.7MPa)

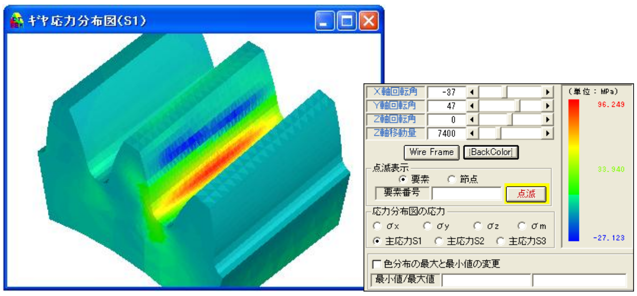


図 A.18　歯元最大引張応力(96.2MPa)

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．

項 目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
モジュール	mn	mm	6.00000	
歯 数	z	---	36	36
圧力角	αn	deg	20.0000	
ねじれ角	β	deg	20° 0' 0"	
ねじれ方向	---	---	右ねじれ	左ねじれ
転位係数	xn	---	0.00000	0.00000
中心距離	a	mm	229.86240	
法線歯厚減少量	fn	mm	0.2000	0.2000
歯 幅	b	mm	40.0000	40.0000
歯先円直径	da	mm	241.8624	241.8624
歯底円直径	df	mm	214.8624	214.8624

図 A.19　諸元設定

図 A.20　メッシュ

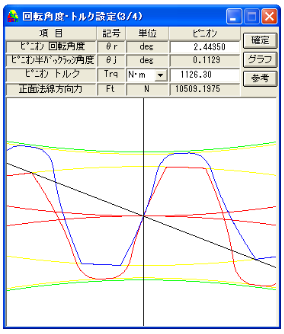


図 A.21　かみ合い

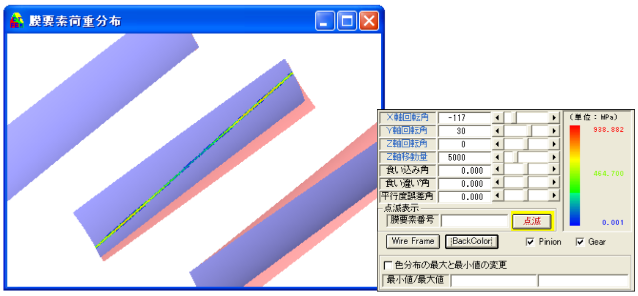


図 A.22　歯面応力(938.9MPa)

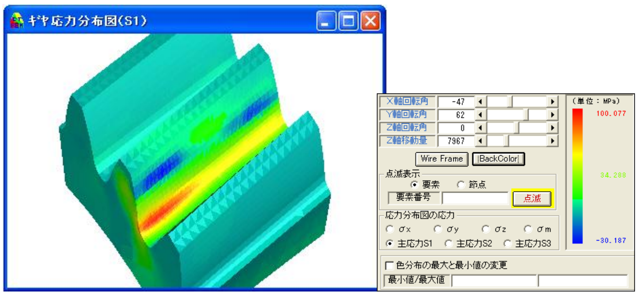


図 A.23　歯元最大引張応力(100.1MPa)

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

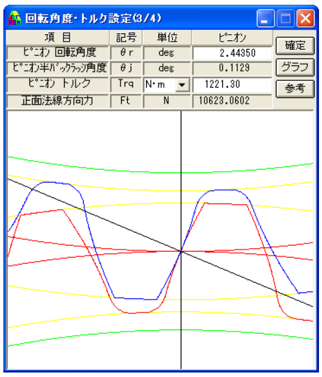


図 A.26　かみ合い

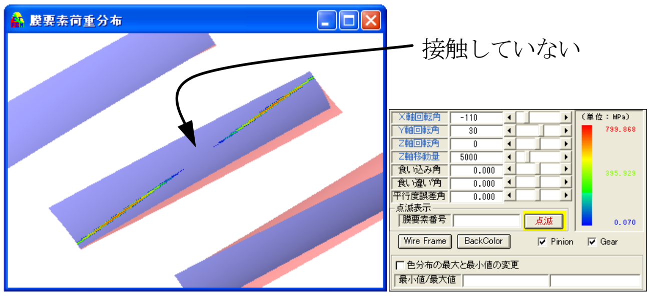


図 A.27　歯面応力(799.9MPa)

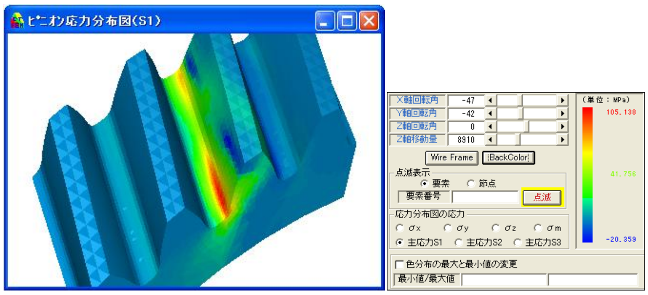


図 A.28　歯元最大引張応力(105.1MPa)

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 β=30°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)

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

［付録：B］

Gear Navigation System によるホーニングシミュレーション

B1. はじめに

ホーニング加工において被削歯車と異なる諸元のドレスギヤや，バイアス修整等の複雑な修整を施したドレスギヤを使用する場合があるが，正確に歯形が加工されるか否かは実際に加工してから検査をして判断しているのが現状である．

今回，被削歯車と諸元の異なるドレスギヤを用いたときの歯形を Gear Navigation System でシミュレーションした結果を報告する．

B2. Gear navigation system の概要

Gear Navigation System は，ホブカッタ，ピニオンカッタ，シェービングカッタ，ホーニングの各工具による歯車加工形状解析と，そのかみ合いのシミュレーションをすることができる．また，データベースによる工具管理機能を有し，条件に見合う工具を共用計算することにより検索することができる．

歯車加工シミュレーションは，歯面，歯元，歯先，面取り形状と各数値の計算，特にホーニングでは，歯形修整，歯すじ修整，歯面修整後の形状を解析しグラフ表示することができる．更に，かみ合いシミュレーションでは，加工後の歯形をかみ合わせて歯当たりを観察することができる．図 B.1 に Gear Navigation System の画面を示す．

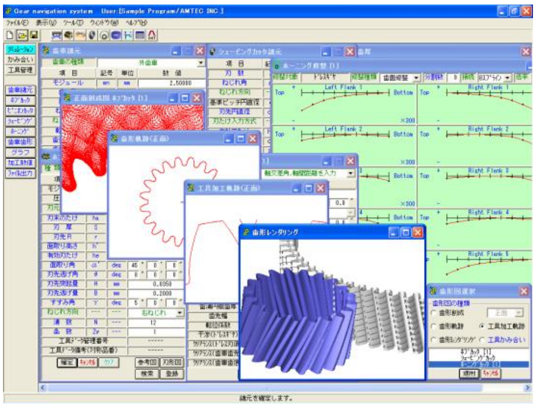


図 B.1 Gear Navigation System

B3. 加工手順

被削歯車は，モジュール 2.5，歯数 15，圧力角 20°，ねじれ角 30°のはすば歯車であり，歯車をホブ切削後にホーニング加工を行うものとした．ホーニング用砥石ドレス用のドレスギヤの歯数を，被削歯車と同じ 15 枚(ドレスギヤ S)の場合と，歯数を 29 枚(ドレスギヤ K)とした場合のシミュレーションを行う．

ドレスギヤには S，K ともに同じ歯面修整を与えホーニング砥石をドレスした後にホーニング加工した．

B4. 歯車とドレスギヤ諸元

被削歯車の歯車諸元を図 B.2 に，ホブ諸元を図 B.3 に示す．加工時の歯厚は，図 B.4 に示すようにホーニング仕上げ代は，またぎ歯厚で 0.1mm とし，ドレスギヤ S および K には図 B.7 の歯面修整を与えている．

図 B.2 被削歯車諸元

図 B.3 ホブ諸元

図 B.4 加工歯厚

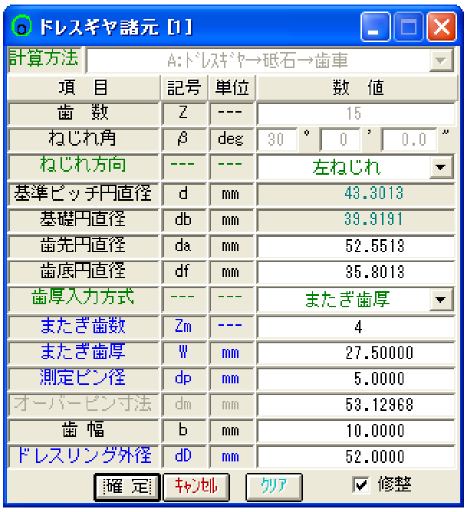


図 B.5 ドレスギヤ(S)諸元

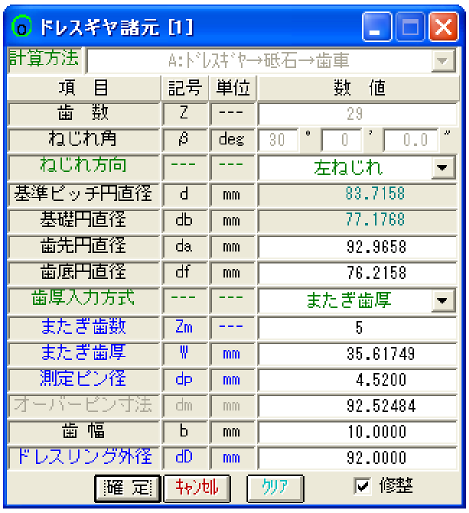


図 B.6 ドレスギヤ(K)諸元

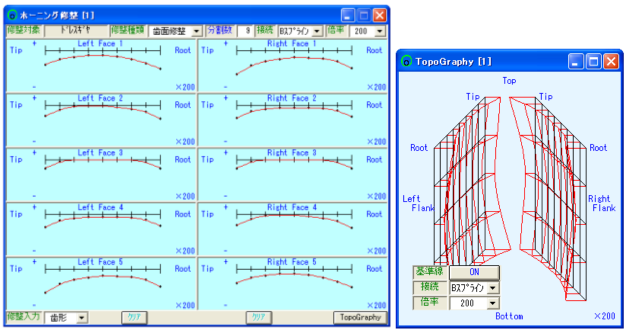


図 B.7 ドレスギヤの歯面修整とトポグラフ

B5. ホーニング砥石諸元

ホーニング砥石の諸元は 79 歯の 1 種類のみであるがドレスギヤが 2 種類あるためドレスギヤの軸間距離に違いがある．砥石の諸元とドレスギヤ(S，K)とホーニング砥石をかみ合わせた場合の数値表を図 B.8 および図 B.9 に示す．なお，図 B.8 および図 B.9 の軸間距離(ドレスギヤ)は，ねじ歯車のかみ合いを基準に計算した値を採用している．

図 B.8 ﾎｰﾆﾝｸﾞ砥石諸元(S)

図 B.9 ﾎｰﾆﾝｸﾞ砥石諸元(K)

B6. ホーニング加工後の歯形(修整量)

ホーニング加工後の被削歯車の歯形グラフを図 B.10～B.17 に示す. 歯形グラフは, トポグラフの全階層の表示が可能であるが, 今回の評価では 1,3,5 階層の歯形誤差を比較した.

ドレスギヤ(S)(K)に同じ修整量を与えてもドレスギヤの歯数によりホーニング後の歯形修整量に差が発生することが解る．表 B.1 は被削歯車と同じ諸元を持つドレスギヤを使用してホーニング加工した結果であり，この場合は，ホーニング加工後の歯形とドレスギヤ(S)の修整量はほぼ一致している．しかし，ドレスギヤ(K)では，表 B.2 に示すようにドレスギヤ修整量の 80%程度が被削歯車の修整量となる．

表 B.1 歯形修整量の比較(μm)

	ドレスギヤ(S)		ホーニング後の歯形	
	左面	右面	左面	右面
端面 1	18	33	20.0	32.1
端面 3	16	16	16.6	16.6
端面 5	33	18	32.1	20.0

表 B.2 歯形修整量の比較(μm)

	ドレスギヤ(K)		ホーニング後の歯形	
	左面	右面	左面	右面
端面 1	18	33	15.4	26.0
端面 3	16	16	13.3	13.3
端面 5	33	18	26.0	15.4

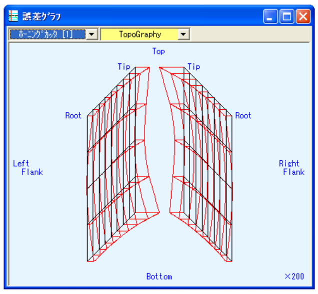


図 B.10 トポグラフ(S)

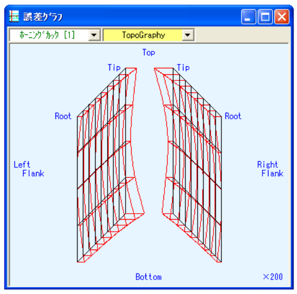


図 B.11 トポグラフ(K)

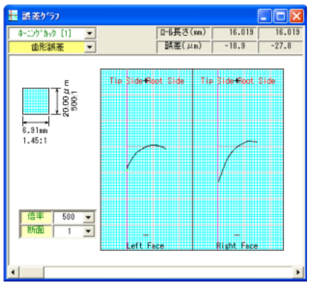


図 B.12 歯形グラフ 1(S)

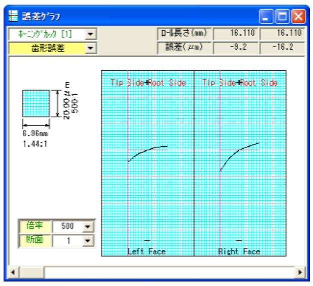


図 B.13 歯形グラフ 1(K)

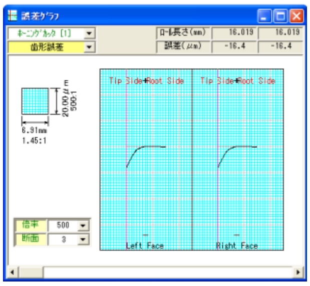


図 B.14 歯形グラフ 3(S)

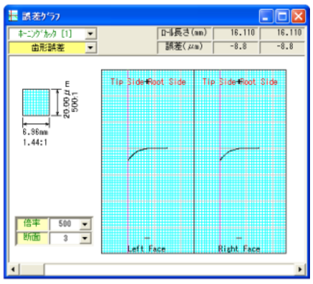


図 B.15 歯形グラフ 3(K)

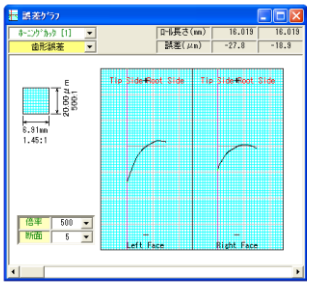


図 B.16 歯形グラフ 5(S)

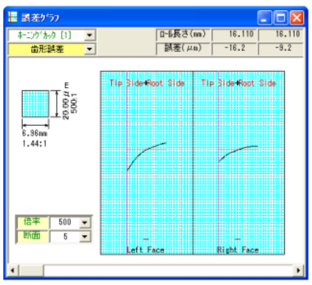


図 B.17 歯形グラフ 5(K)

B7. 歯形シミュレーション

ホブ加工～ホーニング加工までの歯形シミュレーションを図 B.18～B.27 に示す. 図 B.28 および図 B.29 は, ホーニング代を 1μm としたときの歯形レンダリングであり，接触線が顕著に現れている．

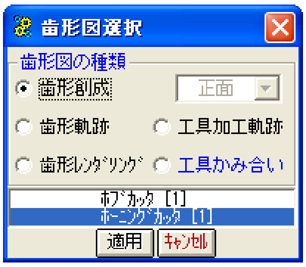


図 B.18 歯形図選択

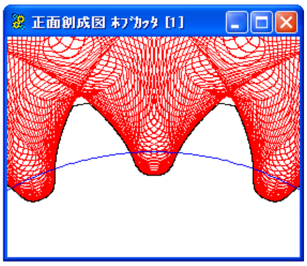


図 B.19 ホブ創成図 1

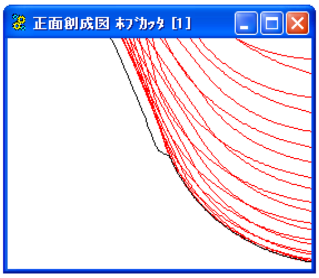


図 B.20 ホブ創成図 2

歯元付近の拡大

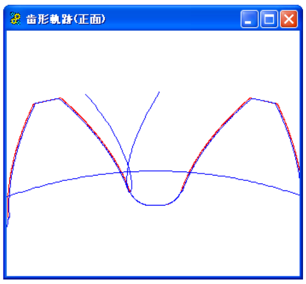


図 B.21 歯形軌跡 1

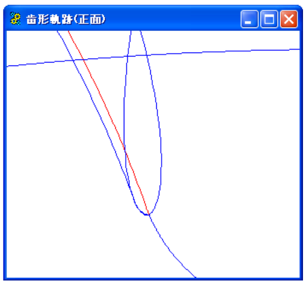


図 B.22 歯形軌跡 2

歯元付近の拡大

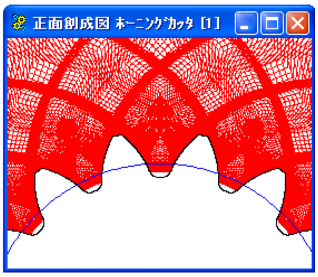


図 B.23 砥石創成図 1

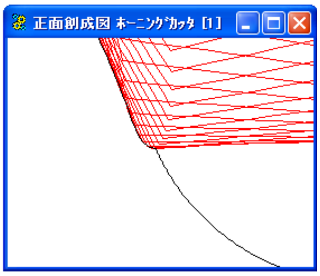
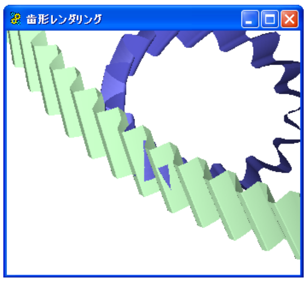
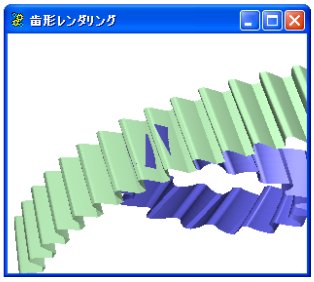


図 B.24 砥石創成図 2

歯元付近の拡大

図 B.25 歯形レンダリング

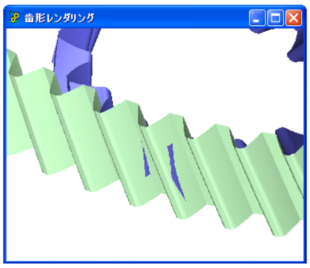


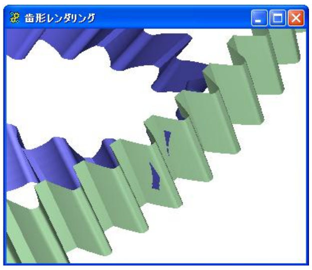


ホブ加工した歯車と砥石のかみ合い

ホーニング：片面 0.05mm

図 B.26 歯形ﾚﾝﾀﾞﾘﾝｸﾞ 1　　図 B.27 歯形ﾚﾝﾀﾞﾘﾝｸﾞ 2





ホーニング代：片面 1μm

図 B.28 歯形ﾚﾝﾀﾞﾘﾝｸﾞ 3　　図 B.29 歯形ﾚﾝﾀﾞﾘﾝｸﾞ 4

B8. まとめ

被削歯車とドレスギヤを同じ諸元とした場合とドレスギヤの歯数を約 2 倍とした場合についてシミュレーションした.

その結果，同一諸元の場合は，ドレスギヤの修整量がそのまま被削歯車に転写されているが，歯数を約 2 倍にした場合にはドレスギヤに与えた修整量の約 80%が転写された結果となった.

本ソフトウェアでは，諸元を任意に変更してシミュレーションすることが可能であるため高価なドレスギヤの諸元および修整量の決定に有効であると考えている.

［付録：C］
ゲート位置変形を考慮したプラスチック歯車の成形歯形

C1. はじめに

射出成形プラスチック歯車は一般に 3〜6 点ゲートで成形されるが，主に分子配向や繊維配向の影響を受けてゲート領域とウェルド領域で収縮差がでるため成形後の歯車は真円にならない．特に繊維補強した材料を使用する場合はその傾向が強く出る．これはゲート数を多くしてもその傾向は同じでありゲート配置(数と位置)や肉盗み形状など度々金型を調整して精度を良くする方法を採用しているのが現状である．

このような非効率的な方法を解決するため 1 回目成形時の歯形を基本にして，その逆の変形歯形を与えれば収縮後の歯車が真円となると考え，逆変形歯形を与える機能を持つソフトウェア(GearPro Master)を開発した．本ソフトウェアを使用して成形実験した結果，非常に有効な結果が認められたのでここに報告する．

C2. 試験歯車

試験歯車の材質は，PPS/AF(アラミドファイバー)であり歯車諸元は表 C.1 に示す平歯車である．ゲート位置は図 C.1 に示すようにボス部に 3 点配置とした．

表 C.1 試験歯車諸元

Gear Type	---	---	Spur / Standard
Module	mn	mm	0.8
Number of teeth	z	---	60
Pressure angle	α	deg	20
Addendum Mod.	x_n	---	0
Pitch diameter	d	mm	48.00
Tip diameter	d_a	mm	50.00
Root diameter	d_f	mm	46.40
Face width	b	mm	10.2

表面　　裏面

図 C.1 射出成形歯車

C3. 成形 1 回目の結果

1 回目の成形は，図 C.2 の両歯面かみ合い試験結果に示すように 3 ヶ所のピークが顕著に現れ全かみ合い誤差は 73μm となっている．

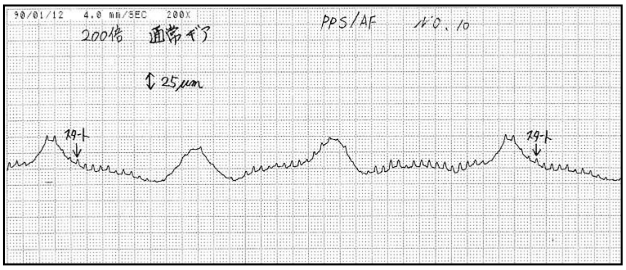


図 C.2 両歯面かみ合い試験結果(その 1)
全かみ合い誤差=73μm，1 ピッチかみ合い誤差=25μm

C4. 成形 2 回目の準備

成形 1 回目の結果(図 3.1)を基準として全かみ合い誤差が低減するように金型の歯形を変更する．まず最初，図 C.2 のグラフを読み取り図 C.3 の真円度修整フォームの「修整量」に数値を入力する．このとき分割数は最大 360 まで設定可能であるが今回は 24 とした．また，真円度修整率は，逆に与えた修整量が全て戻るものと想定して 100%とし，逆歯すじ修整は設定しないものとした．

図 C.3 の真円度修整値を基準として図 C.4 の真円度修整[逆]とすることにより成形後の歯車が真円となる歯形を生成することができ，真円度修整[正]とすると図 C.3 の非円形の歯形を出力することができる．図 C.5 は，歯形レンダリングであり，青色が「逆歯形」，赤色が「理論歯形」を示している．次に図 C.3 の(A)部分の歯形を拡大した図 C.6 の赤線が「逆歯形」であり黒線が「理論歯形」である．図 C.6 の歯先部分(B)で逆歯形と理論歯形の差は 0.038mm であり歯底部分(C)の差は 0.041mm である．

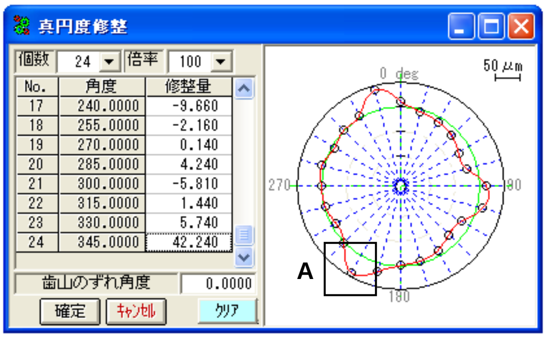


図 C.3 真円度修整

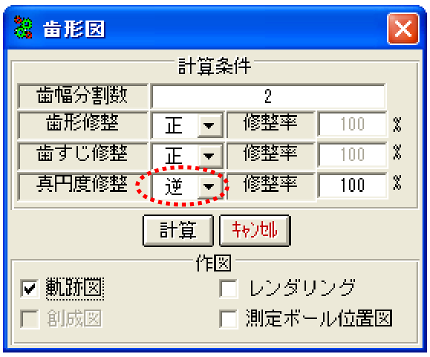


図 C.4 歯形図選択

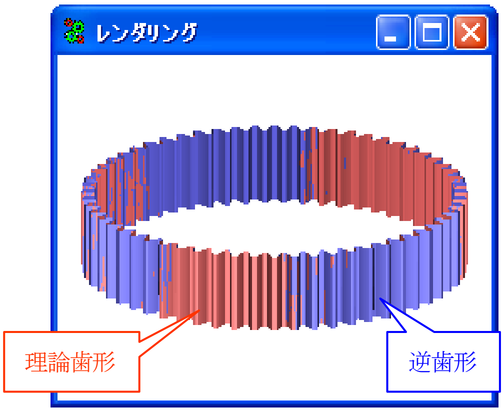


図 C.5 歯形レンダリング

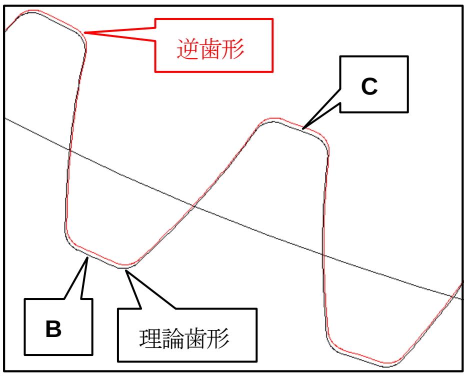


図 C.6 拡大歯形(図 C.3 の[A])

C5. 成形 2 回目の結果

図 C.6 の「逆歯形」で金型を製作し，射出成形した歯車の両歯面かみ合い試験結果を図 C.7 に示す．この結果，図 C.2 のゲート位置の 3 ヶ所のピークは滑らかになり全かみ合い誤差は 73μm から 42μm に低減した．

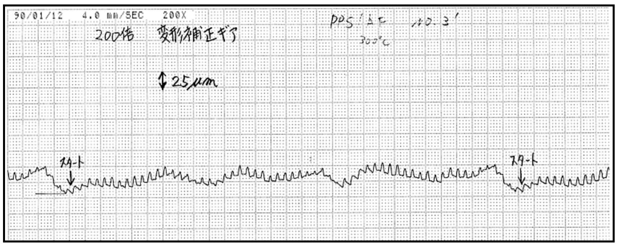


図 C.7 両歯面かみ合い試験結果(その 2)
全かみ合い誤差=42μm，1 ピッチかみ合い誤差=15μm

C6. 成形前と成形後歯形の比較

図 C.7 は真円度修整前後の両歯面かみ合い試験グラフを重ね合わせたグラフであり，修整前のピーク(D～F)は修整後低減している．しかし，2 回目成形グラフの(D)部のピークが下がりすぎているため図 C.4 の修整率は 80～90%程度で良いかもしれない．

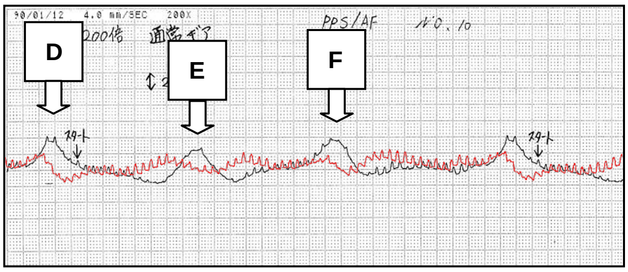


図 C.8 修整前後の両歯面かみ合い試験の重ね合わせ

表 C.2 修整前後の歯車誤差

誤　差	記号	修整前	修整後
全かみ合い	F_i''	73	42
1 ピッチかみ合い	f_i''	25	15
全歯形誤差(左)	F_α	38.6	32.9
全歯形誤差(右)	F_α	45.2	32.9
歯すじ誤差(左)	F_β	43.9	31.7
歯すじ誤差(右)	F_β	43.4	37.3
単一ピッチ誤差(左)	f_{pt}	15.1	7.7
単一ピッチ誤差(右)	f_{pt}	14.0	12.9
累積ピッチ誤差(左)	f_{tp}	48.4	36.2
累積ピッチ誤差(左)	f_{tp}	55.34	35.7

Unit:μm

C7. まとめ

(1) 使用した金型の収縮率が PPS 材料(ファイバー入り)用ではないもの使用したため思ったほど効果は出ていないが，逆歯形法によって図 C.8 の D～F のピークがキャンセルされ成 形による歯車精度が向上することが確認された．

(2) 今回は，真円度修整において 24 分割して本法が有効であるか否かを評価したが分割をもっと細かくすることで更に精度が向上するものと思われる．

(3) さらに，修整量を手入力するのではなく歯車試験機のデータ自動取り込みとすれば更に簡便に高精度歯車を製造できるものと考えている．

［付録：D］
歯元応力解析例（最弱断面歯厚が同じ場合）

D1. はじめに

歯形係数は, 歯元のフィレットカーブと 30 度接線の交点を最弱断面歯厚として決定するが，図 D.1 のようにフィレットカーブの最弱断面位置の R と単一 R が同じである場合, 歯形係数は同じとなるため強度式では強さに差はでない．しかし，発生応力は歯元形状に違いがあるため同じとはならないはずである．ここでは，並歯，歯数 20 の歯車について歯元応力解析をした結果を示す.

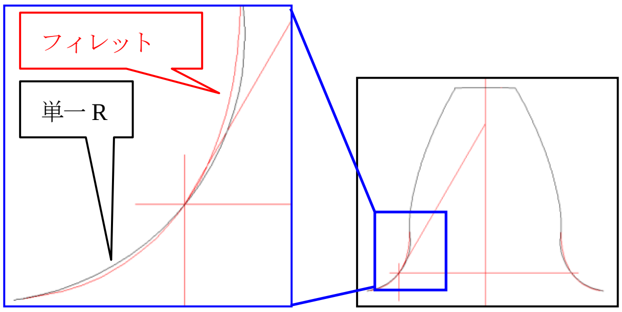


図 D.1 歯元形状（フィレット形状と単一 R）

D2. 検討歯車

検討歯車の諸元を図 D.2 に，歯形かみ合いを図 D.3 に示す.


寸法諸元

項 目	記号	単位	ﾋﾟﾆｵﾝ	ｷﾞﾔ
モジュール	mn	mm	1.00000	
歯 数	z	---	20	20
圧力角	αn	deg	20.00000 °	
ねじれ角	β	deg	0 ° 0 ' 0.0 "	
ねじれ方向	---	---	-----	-----
転位係数	xn	---	0.00000	0.00000
中心距離	a	mm	20.00000	
法線歯厚減少量	fn	mm	0.00000	0.00000
歯 幅	b	mm	5.00000	5.00000
歯先円直径	da	mm	22.00000	22.00000
歯底円直径	df	mm	17.50000	17.50000
測定ピン径	dp	mm	1.800	1.800
歯先R	ra	mm	0.00000	0.00000

確 定　キャンセル　推論 1　推論 2

図 D.2 検討歯車

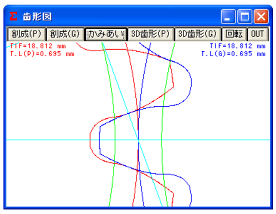


図 D.3 歯形かみ合い

基準ラックの歯元 R を 0.375(ホブの刃先 R_c =0.375)として創成運動させた歯形の最弱断面歯厚(30°接線法)は図 D.4 に示すように 1.9944 となり，P 点におけるフィレット R は 0.5319mm となる．次に, P 点を通る単一 R=0.5815 を持つ歯形を重ね合わせると単一 R とフィレットカーブとの差はごく僅かであるが最大で 0.0169mm の違いがある.

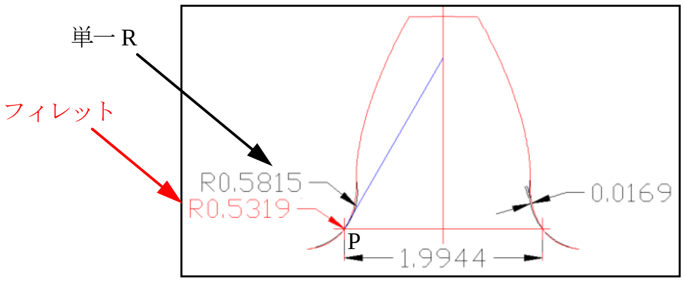
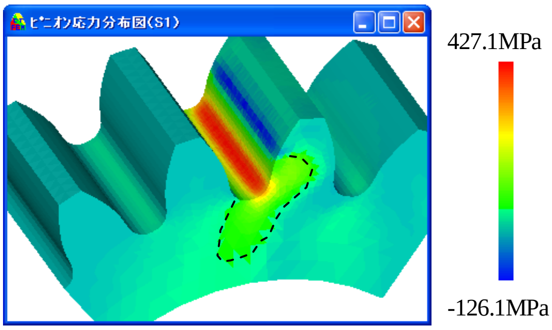


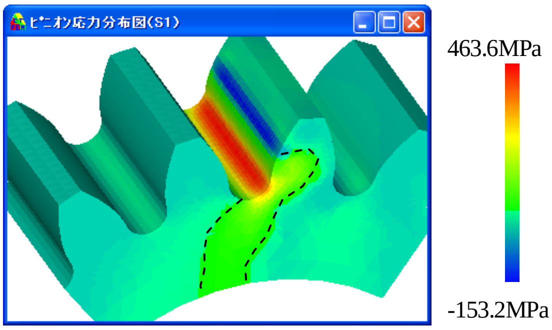
図 D.4 歯形

D3. 応力解析

CT-FEM System で応力解析（E=205800MPa，ν=0.3）をした．その結果を図 D.5 および図 D.6 に示す.



S_1=427.1MPa，トルク 10Nm
図 D.5 応力分布図（フィレット）



R=0.5815, S1=463.6MPa，トルク 10Nm
図 D.6 応力分布図（単一 R）

D4 まとめ

(1) フィレットカーブのほうが単一 R に比べて 8%程度発生応力が小さくなる．また，単一 R の応力は，リム部に伝播していることが解る(図 D.6 参照).

(2) 歯元曲線は創成運動を元にして簡単に得ることができるため単一 R で接続するメリットは無い.

(3) 今回，歯数を 20 としたが，更に少ない歯数であればその差はより大きくなると思われる.

[付録：E]
正弦歯形歯車の動力損失低減の可能性

E.1　緒　言

1980 年代初め頃より AV 機器などに盛んに使われ始めたプラスチック歯車は，鋼歯車の設計基準に倣ってインボリュート歯形が採用されている．プラスチック歯車を低トルク領域での動力伝達や回転伝達のみを目的とする場合はインボリュート歯形を採用することに全く異論は無い．しかしながら，ある程度大きなトルク領域での動力伝達に用いられた場合は，プラスチック材料の弾性率が鋼材料の 1/70 ～ 1/100 と小さいことに起因するかみ合い時の歯の大きな変形のため，幾何学的なインボリュート歯車のかみ合いから，鋼歯車に比べて大きく外れているものと思われる．したがって，インボリュート歯車の最大の長所の一つ，中心距離鈍感性の優位性はそれほど期待できず，インボリュート歯形に固執する必要はないのではないだろうか．一方，地球環境問題は言うに及ばず，機器の小型化や軽量化，多機能化に伴い，駆動系の電力配分が制限されている現状を考慮すると，たとえ僅かであってもエネルギ損失の低減が期待できるならば，インボリュート以外の歯形の採用も十分検討に値するものと思われる[1]．

そこで, 正弦曲線で構成される歯形を基準ラックとする歯車(以下，正弦歯形歯車[sine-rack gear]と呼ぶ）が，インボリュート歯車（直線ラック歯車)に比べ, すべり率が小さくなることに着目し，正弦プラスチック歯車による動力損失低減の可能性について検討する．さらに，動力損失が小さくなるとかみ合い時の発熱量が減少し，歯の温度上昇も押さえられる．したがって，温度上昇に伴うプラスチック材料の許容曲げ応力の低下も小さくなり，結果として，プラスチック歯車の負荷容量の増加も期待できる．また，同時に，正弦ラック歯車のかみ合いは，インボリュート歯車に比べ，かみ合い点における相対曲率が小さく，また，歯の幾何形状についても歯元のすみ肉部の歯厚が大きいことなどが歯面接触応力，歯元曲げ応力の低下をもたらし，負荷容量増加に有利に働くことも期待できる．本稿では，正弦歯形歯車の発熱や効率について検討し，運転試験を行い検証した結果について述べる．

E.2 正弦曲線で構成される基準ラック

本件では，正弦曲線で構成される基準ラック（正弦[曲線基準]ラックと呼ぶ）を図 1 のように定義する．データムは，歯形および歯底を構成する正弦曲線の対称軸に一致させ，ピッチを πm（m:正面モジュール) とする. 歯末のたけ h_a を m, 頂げきを cm(c：頂げき係数 0.25)として歯元のたけ h_f を $(1+c)\,m$ とする．また，正弦歯形歯車は，インボリュート歯車と異なり，幾何学的には中心距離を調整することによりバックラッシを与えることができない．したがって，基準ラックの左右両歯面をそれぞれデータム線に沿って逆方向にシフトさせる（以後，横転位という）ことによって与える必要がある．そこで，歯厚減少量（これが基準円上のバックラッシとなる）を $c_j m$（c_j：歯厚減少係数と呼び 0.1 を標準とする）とする．このように定義し，図 1 のように座標系をとると，歯先面および歯底面部分を除いて，θ（左歯面は $-1.5\pi m \leqq \theta \leqq 0$，右歯面は，$0 < \theta \leqq 1.5\pi m$）をパラメータ（$-\pi/2 \leqq \theta \leqq 2\pi$）とすると基準ラック歯面の座標は，式(1)および式(2)で，また，データム線上の正面圧力角は，式(3) で表すことができる．

$$x = m(\theta/2 \pm c_j/2) \quad \text{[mm]} \tag{1}$$

$$y = m(1+c)\cdot\sin(\theta+\pi/2) \quad \text{[mm]} \tag{2}$$

$$\alpha = \pi/2 - \tan^{-1}(2h_f/m) \quad \text{[rad]} \tag{3}$$

ただし，式(1)の復号の上は左歯面，下が右歯面を表す．このように，歯元フィレット部を含めてそれぞれ一つの正則関数で表すことができることも一つの特徴であり，かみ合い機構解析が容易に行えることを示唆している．一方，歯数 z の基準円 d，すなわち歯切りピッチ円直径を，これもインボリュート歯車に倣い正弦基準ラックのピッチを πm としているので，

$$d = z\,m \tag{4}$$

と定まる．正弦ラックでも，当然，転位は可能である．しかしながら，転位（rack shift）すると歯切りピッチ線がラックのデータムに一致しなくなる．従って，正弦曲線基準ラックはインボリュート歯車の基準ラックである直線歯形とは異なるため任意の歯切りピッチ線に対して対称となる歯形とはならない．そのため，対となる歯車の歯切りピッチ線の位置を一致させるためには対となる歯車の転位係数の和は常に0でなければならない．

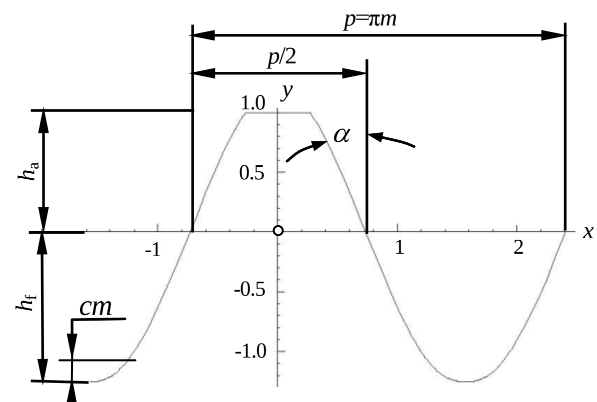


Fig.1　Sine-curve basic rack (transverse)

E.3　正弦歯形歯車とインボリュート歯車の歯形比較

表1に示すインボリュート歯車と正弦歯形歯車について歯形[2]の比較を行う．両歯車の諸元（m, z, d_a, d_f）を一致させるため正弦歯形歯車の歯元のたけ係数をh_f=1.250とした. そのため正弦歯形歯車の圧力角は21.801°である．なお，正弦歯形はインボリュート歯形と同様，正面を基準とする．インボリュート歯車と正弦歯形歯車は図2 に示すように正弦歯形歯車のほうが歯元で0.0951mm大きく, 歯先では0.0686mm小さい. また, 基準円直径付近の歯厚は, 直径d_x=48.250mmでは正弦歯形歯車のほうが0.0042mm小さくd_x = 47.750mmでは0.0044mm大きい．しかし，正弦歯形歯車の歯元のたけ係数をh_f=1.3737として正弦歯形歯車の圧力角を20°とした場合はd_x=48.250mmでその差は0.0002mmと微小である．

Table 1　Gear data

Item	Pinion	Gear
Tooth profile	involute(Sine-rack)	
Gear type	Standard / Spur	
Module [mm]	1	
Number of teeth	48	48
Pressure angle [deg]	20(21.801)	
Reference diameter [mm]	48.00	
Tip diameter [mm]	50.00	
Root diameter [mm]	45.50	
Facewidth [mm]	8.0	
Center distance [mm]	48.00	
Backlash [mm]	0.2	
Contact ratio	1.748 (1.258)	

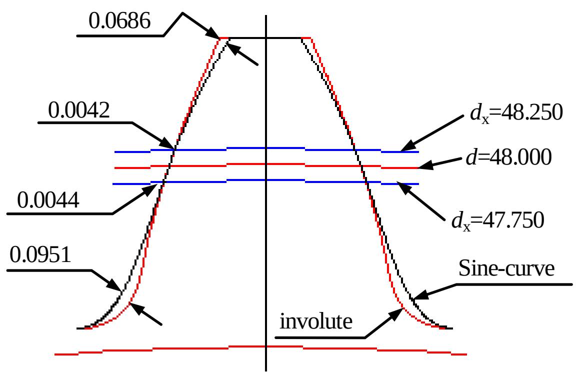


Fig.2　Tooth profiles (involute and sine-rack gear)

E. 4 すべり率

かみ合う二つの歯車の歯面間に生じるすべり速度 v_s は，接触点の軌跡上の任意の点におけるそれら二つの仮想ラック（基準ラック）に対する相対速度 v_p 及び v_g の和で与えられる．したがって，すべり率 ξ_p 及び ξ_g は，それぞれ，

$$\xi_p = \frac{|\mathbf{v}_p + \mathbf{v}_g|}{|\mathbf{v}_p|} \tag{5}$$

および

$$\xi_g = \frac{|\mathbf{v}_p + \mathbf{v}_g|}{|\mathbf{v}_g|} \tag{6}$$

で与えられる．

表 1 の正弦歯形歯車とインボリュート歯車のすべり率を図 3 に示すが，インボリュート歯車の最大すべり率は，グラフの両端，すなわち，かみ合い始めと，かみ合い終り（ピニオン回転角 $\phi = \pm 6.22°$）で最大値となるが，正弦歯形歯車は，かみ合い始めと，かみ合い終り（ピニオン回転角 $\phi = \pm 4.72°$）ではなく，それより小さい $\phi = \pm 4.38°$で最大値を示す．また，インボリュート歯車と正弦歯形歯車のすべり率を比較すると，インボリュート歯車の最大すべり率は 0.745 であり，正弦歯形歯車の最大すべり率は 0.371 であるであるため正弦ラック歯車の最大すべり率はインボリュート歯車の 50%である．

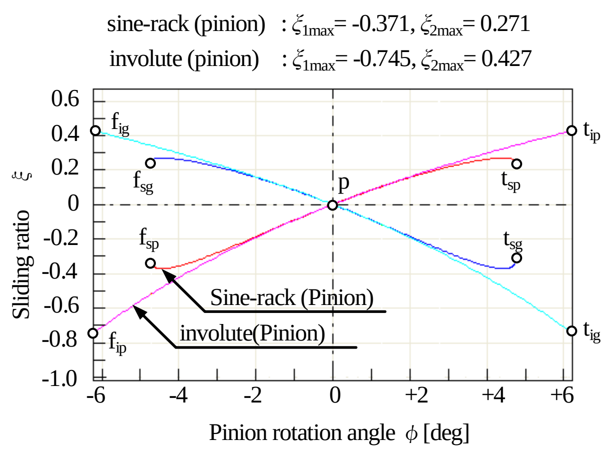


Fig.3　Sliding ratio of sine-rack gear and involute gear

E. 5 かみ合い率

正弦ラック歯車のかみ合い率 ε_α は，図 4 に示すように

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\widehat{B_p O_i B_g}}{\theta_{zi}} \tag{7}$$

で求められる．ただし，θ_{zi} は，歯数 z_i を用いて

$$\theta_{zi} = \frac{2\pi}{z_i} \tag{8}$$

であり，B_p，B_g は，それぞれピニオンおよびギヤの歯先と接触点軌跡の交点である．また O_i は，ピニオンおよびギヤの回転中心である．

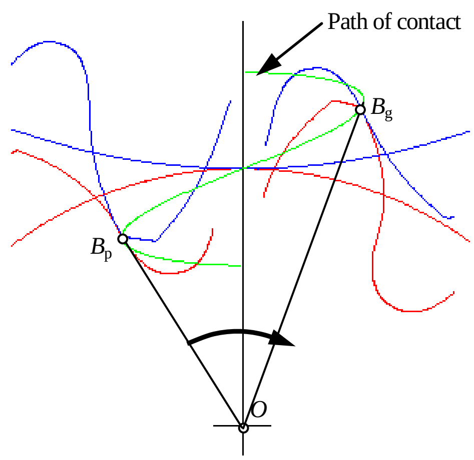


Fig.4　Contact on tooth tip position

図 5 は，ピニオンの歯数を 18 と固定してギヤ歯数を変化させたときのかみ合い率の変化の様子をインボリュート歯車のそれと比較して示したものである．値を見ると正弦ラック歯車のかみ合い率は，歯数にかかわらず大きく変化せず，インボリュート歯車のかみ合い率よりも小さくなることが分かる．試みに，$z_1 = z_2 = 999$ として計算したところ，その正面かみ合い率は ε=1.258 とほとんど変化しない．なお，かみ合い率の計算に用いる中心距離は，$a = (d_1+d_2)/2$ としている．

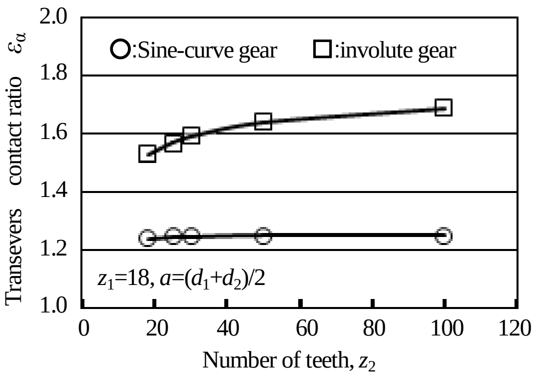


Fig.5　Contact ratio of sine-rack gear and involute gear

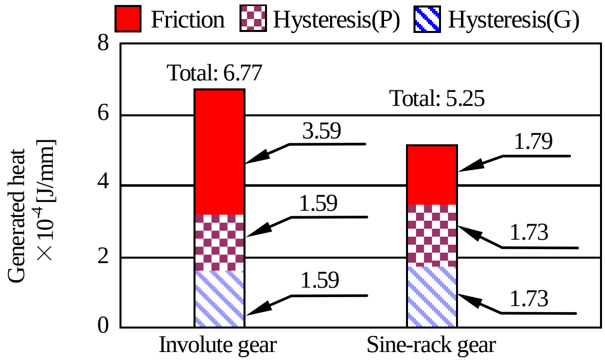


Fig.6　Specific heat generation on tooth surface

E. 6　発熱量

プラスチック歯車の発熱[3]は，負荷かみ合い時において歯面間の摩擦による発熱と材料が粘弾性体故のヒステリシス発熱を熱源とし，歯の温度は，負荷の大きさ，回転速度そして歯面間のすべり速度の影響を受け，運転時の平衡温度は，モジュール，歯幅そして回転速度による熱伝達係数により決まることになる．このことより，表 1 のインボリュート歯車および正弦歯形歯車の発熱量について検討すると，インボリュート歯車の発熱量は表 2 の計算条件下では図 6 に示すように摩擦発熱量は 3.59×10^{-4} J/mm であり，ヒステリシス発熱はピニオン，ギヤそれぞれ 1.59×10^{-4} J/mm であることから総発熱量は 6.77×10^{-4}J/mm となる．また，正弦歯形歯車の摩擦発熱は 1.79×10^{-4} J/mm であり，ヒステリシス発熱量は，かみ合い率が小さいためインボリュート歯車より多くなり 1.73×10^{-4} J/mm となる．このことより正弦歯形歯車の発熱量は 5.25×10^{-4} J/mm と見積ることができるため，正弦歯形歯車はインボリュート歯車の 77.5%の発熱量であると推定することができる．そして，図 6 に示す発熱量と表 2 の計算条件から負荷運転時の歯の平衡温度を 3 次元発熱・熱伝導解析ソフトウェア[4]で計算すると，図 7 に示すようにインボリュート歯車の歯面最大温度 304.5K に対し，正弦歯形歯車の歯面最大温度は 302.9K となり 1.6K 低下することが分かる．

Table 2　Calculation conditions

Item	Unit	Value
Material	-----	POM-C
Room temperature	℃	23
Young modulus	MPa	2550
Poisson ratio	-----	0.35
Specific torque	Nm/mm	0.125
Rotational speed	min^{-1}	300
Density	kg/cm^3	1410
Thermal conductivity	N/s・K	0.28
Specific heat	J/(kg・K)	1330
Heat transfer coeficient	W/(m^2・K)	30.0
Lubrication	-----	No grease

E. 7　実験による検証

E. 7. 1　試験歯車および実験装置

表 1 および図 8 のインボリュート歯車および正弦歯形歯車（共に射出成形品，材料はポリアセタールコポリマ）を図 9 に示す動力吸収式歯車試験機と試験歯車を用いて運転試験を行った．

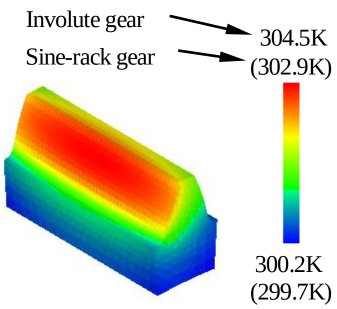
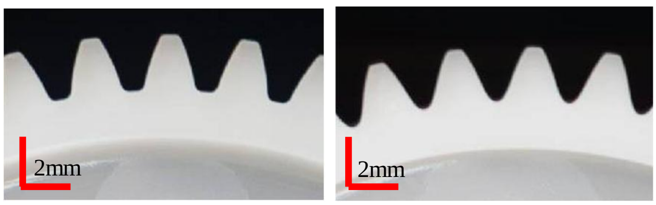


Fig.7　Temperature distribution

実験は，いずれの歯車に対しても負荷トルク 1Nm，回転速度 300 min^{-1}，バックラッシ 0.2mm，無潤滑およびグリス潤滑の条件下で行った．運転中の歯の表面温度は赤外線放射温度計（キーエンス社製：IT2-02 型）を用いて，上方と水平方向からの 2 ヶ所で測定した．また，効率計測のための駆動および被動軸のトルクはトルクメータ（小野測器社製：SS-200 型）で測定した．



(a) involute　　(b) sine-rack gear

Fig.8　Test gears (Table 1)

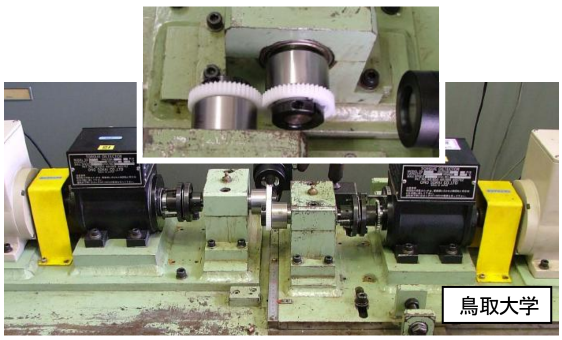


Fig.9　Photographs of test rig and test gears

E. 7. 2　実験結果

無潤滑での歯面温度を図 10 に効率の測定結果を図 11 に示す．図 7 の温度上昇の計算では 1.6K 低下すると見積もったが，図 10

の実験結果では正弦ラック歯車の温度上昇は，インボリュート歯車より 2.4K 低下し, 効率は図 11 のように 0.4% 良くなっている．また，グリス潤滑の測定結果を図 12 および図 13 に示す．

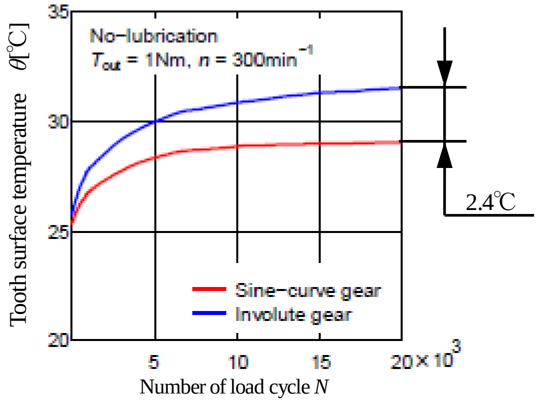


Fig.10 Cange in tooth surface temperature (no-lubrication)

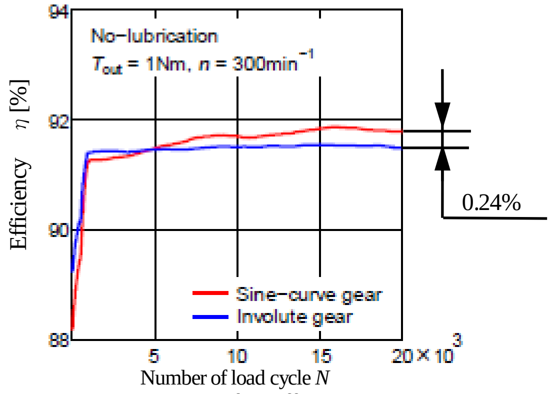


Fig.11 Cange in tooth surface efficiency (no-lubrication)

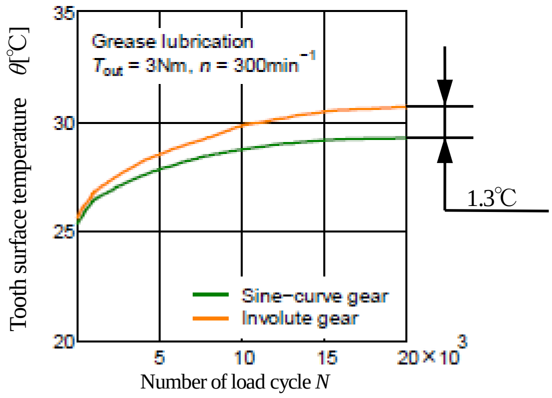


Fig.12 Cange in tooth surface temperature (Grease lubrication)

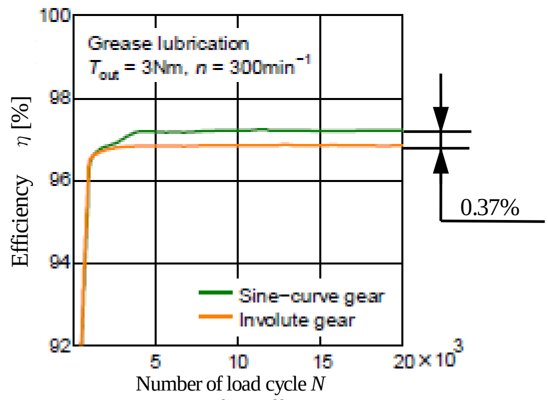


Fig.13 Cange in tooth surface efficiency(Grease lubrication)

E. 8 片歯面かみ合い試験

表 1 の正弦歯形歯車を鋼製歯車で製作（成形研削）し，中心距離を理論よりも+0.1mm 離した 48.100mm とし，図 14 の伝達誤差試験機（小笠原プレシジョン，MEATA-3 型）で回転伝達誤差を評価した．その結果は図 15 に示すように，精度等級は，JIS N1 級（JIS B 1702-1:1998）であり非常に高精度であることが解る．

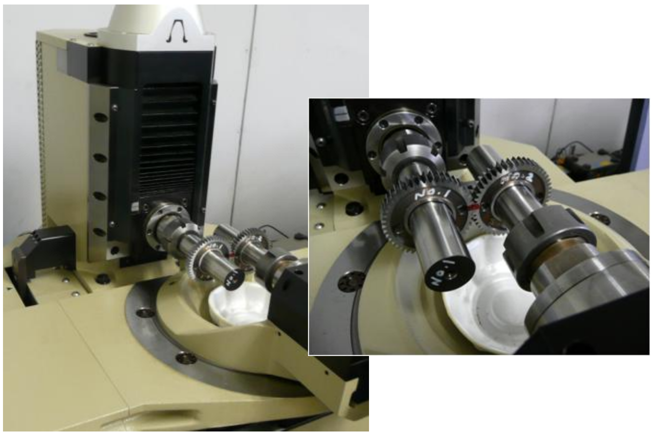


Fig.14 Transmission error measuring instrument

片歯面かみ合い試験	JIS B 1702-1(1998) 等級
1 ピッチかみ合い誤差：2.36μm	誤差許容値 2.4μm N 1 級
全かみ合い誤差：2.85μm	誤差許容値 4.1μm N 0 級

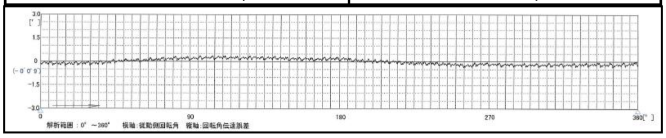


Fig.15 Test result (transmission error)

この歯車を正弦歯形歯車ソフトウェア（カタログ[32]）で回転伝達誤差を解析（a=48.100mm）すると図 16 および図 17 のように評価することができる．

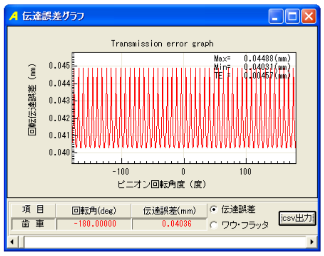


Fig.16 Transmission error analysis

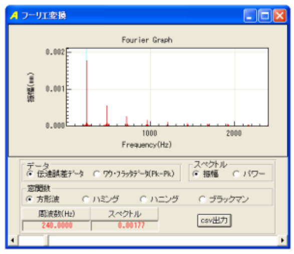


Fig.17 Fourier analysis

E. 9 歯車検査

インボリュート歯形（m_n1, z=48, α_n= 21.801° ）として計測した結果を図 18 に示す．この歯形誤差グラフは，インボリュート歯形を基準としているため S 字のように表されるが，正弦歯形の座標値が既知であるため，インボリュート歯形との差異から JIS B 1757-2（球基準器又は円筒基準器を用いた歯形測定）のように考えることにより評価が可能である（図 19 参照）．

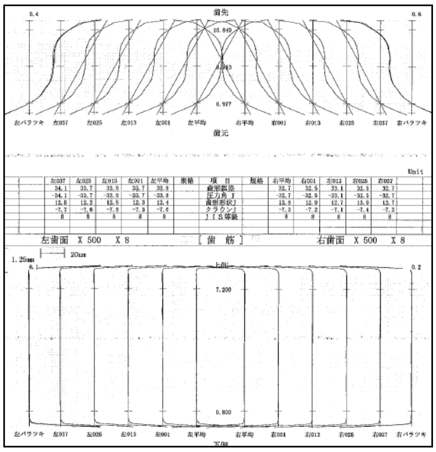


Fig.18　Gear inspection

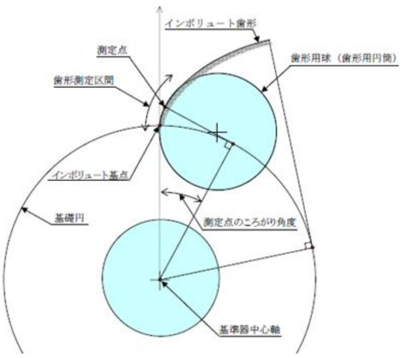


Fig.19　Gear inspection

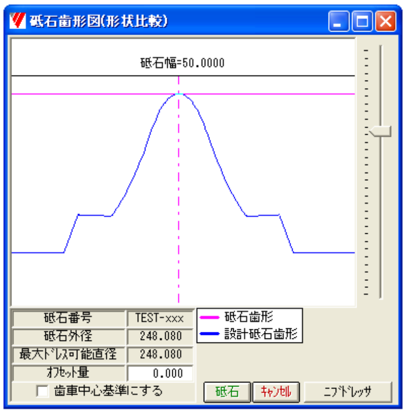


Fig.22　Tooth profile of grinding stone (normal)

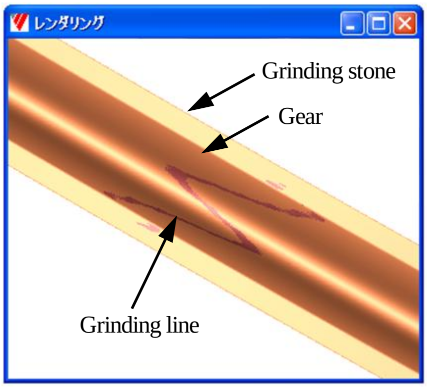


Fig.23　Tooth rendering

E. 10　正弦歯形はすば歯車の研削

正弦歯形はすば歯車（図 20 参照）の研削は，図 21 のように正面歯形が既知であれば，成形研削盤（カタログ[44.1]）により研削が可能である．図 22 に 3 次元干渉を考慮した成形研削用砥石形状を，図 23 に砥石と歯形の重ね合わせ図を示す．

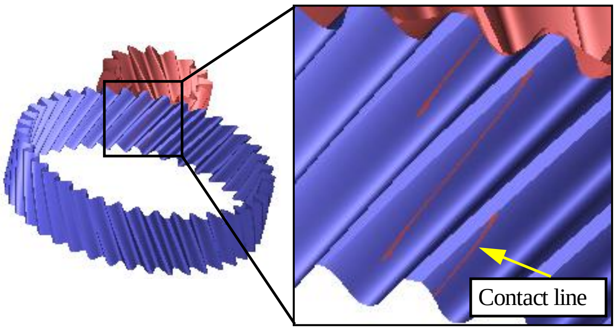


Fig.20　Helical sine gear（$m1$, z_1=15, , z_2=40, $\beta 30°$）

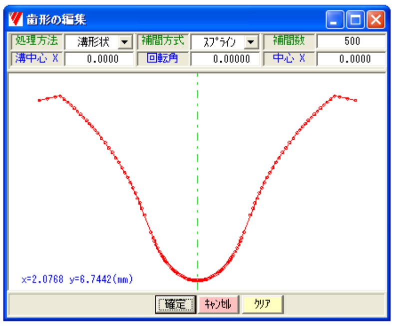


Fig.21　Tooth profile (transverse)

E. 11　結　言

(1) 実験結果より潤滑の有無に関わらず正弦歯形歯車はインボリュート歯車より発熱量が小さいため動力損失を低減できる可能性を持つことが解った．

(2) 本稿で示した実験結果は，初期実験のみであるため，今後は多くの実験数で検証する必要がある．また，中心距離変動に対する回転伝達誤差や，負荷容量の実験検証を計画している．

E. 12 参考文献など

(1) 上田昭夫，吉原正義，中村守弘，森脇一郎，正弦曲線で構成される歯形を基準ラックとするプラスチック歯車，日本機械学会，第 10 回機素潤滑設計部門 講演会講演論文集，pp.123 -126

(2) Gear Design Software Manual, Sine-Gear Design Software, (2009), アムテック

(3) 上田昭夫，吉原正義，高橋秀雄，森脇一郎，“プラスチック歯車のかみ合い発熱コンピュータシミュレーション” 日本機械学会論文集 C 編，, Vol. 73, No. 732(2007), p. 2361

(4) 上田昭夫，高橋秀雄，中村守弘，森脇一郎，“プラスチック歯車のかみ合い発熱コンピュータシミュレーション”，（歯の温度上昇に及ぼすモジュールと回転速度の影響），日本機械学会論文集 C 編， Vol. 75, No. 752(2009), p. 1074

［付録：F］

遊星歯車設計のポイント

F1. はじめに

遊星歯車は，サンギヤと複数個のピニオンおよびリングギヤから成る一種のギヤシステムであり，各ピニオン位置のかみ合いに位相を持たせることで，振動あるいはノイズ特性をコントロールすることができる．このかみ合い位相は，サンギヤ歯数，リングギヤ歯数とピニオン個数によって決まる．

ここでは，かみ合い位相の種類とそれによる遊星歯車の振動騒音の特徴を整理して説明する．遊星歯車設計時の検討ポイントとして活用いただければ幸いである．

F2. 概要

遊星歯車機構は，シングルピニオン式遊星歯車(図 F.1)とダブルピニオン式遊星歯車(図 F.2)が基本となっている．自動車用自動変速機は，これらを組み合わせた複合遊星歯車として多段変速を実現している．この基本となるシングルピニオン式遊星歯車とダブルピニオン式遊星歯車について，サンギヤ歯数，リングギヤ歯数とピニオン個数とかみ合い位相の関係およびかみ合い位相と遊星歯車の起振力の関係を以下に整理する．なお，遊星歯車の起振力は，図 F.3 に示すように回転方向(Rotational)，半径方向(transverse)，軸方向(Axial)と倒れ方向(Tilting)の 4 つの方向の成分を持つ．かみ合い位相によりこれら 4 つの方向の成分がそれぞれ影響を受けることになる．

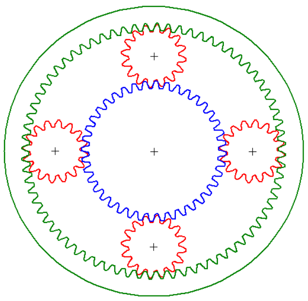


図 F.1 シングルピニオン式遊星歯車

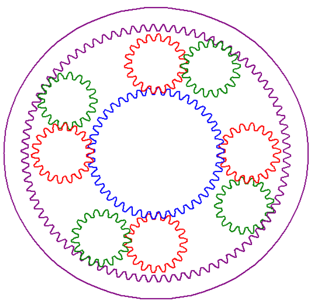


図 F.2 ダブルピニオン式遊星歯車

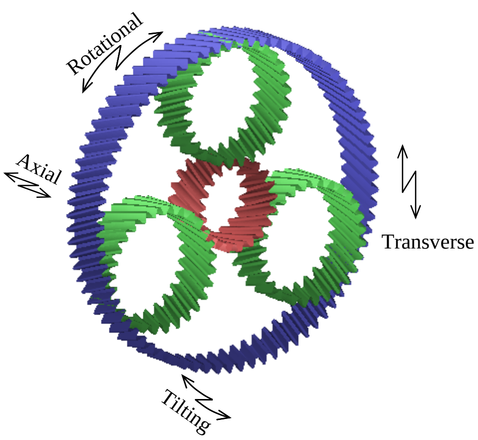


図 F.3 遊星歯車の起振力成分

F3. 遊星歯車の基本運動式とギヤ比

本論に入る前に，遊星歯車の基本運動式とギヤ比について示す．遊星歯車の３つの回転要素の回転（サンギヤ回転N_s，キャリア回転N_c，リングギヤ回転N_r）は，次式により関係づけられる．これが基本運動式である．

①シングルピニオン式遊星歯車

$$(1+\lambda)N_c = N_r + \lambda N_s \tag{F.1}$$

②ダブルピニオン式遊星歯車

$$(1-\lambda)N_c = N_r - \lambda N_s \tag{F.2}$$

ここに，λはサンギヤ歯数Z_sとリングギヤ歯数Z_rの比で$\lambda = Z_s / Z_r < 1$である．

式(F.1)，(F.2)から 3 つの回転要素のいずれかを固定，いずれかを入力，残りを出力とすることであるギヤ比が求まる．表 F.1 および表 F.2 は，シングルピニオン式遊星歯車とダブルピニオン式遊星歯車のギヤ比を運転条件に合わせて整理したものである．

F4. 遊星歯車の配置角

ピニオンの配置角δは，サンギヤ歯数Z_s，リングギヤ歯数Z_rと

表 F.1 シングルピニオン式遊星歯車のギヤ比一覧

	Ring gear / Carrier / Sun gear	条件 駆動	条件 従動	条件 固定	減速比 $i = N_1/N_2$
A	N_1 N_2	Sun gear	Carrier	Ring gear	$i = 1 + \frac{1}{\lambda}$
B	N_1 N_2	Carrier	Sun gear	Ring gear	$i = \frac{\lambda}{1+\lambda}$
C	N_1 N_2	Sun gear	Ring gear	Carrier	$i = -\frac{1}{\lambda}$
D	N_1 N_2	Ring gear	Sun gear	Carrier	$i = -\lambda$
E	N_1 N_2	Carrier	Ring gear	Sun gear	$i = \frac{1}{1+\lambda}$
F	N_1 N_2	Ring gear	Carrier	Sun gear	$i = 1 + \lambda$

表 F.2 ダブルピニオン式遊星歯車のギヤ比一覧

	Ring gear / Sun gear / Carrier	条件 駆動	条件 従動	条件 固定	減速比 $i = N_1/N_2$
A	N_1 N_2	Sun gear	Carrier	Ring gear	$i = 1 - \frac{1}{\lambda}$
B	N_1 N_2	Carrier	Sun gear	Ring gear	$i = -\frac{\lambda}{1-\lambda}$
C	N_1 N_2	Sun gear	Ring gear	Carrier	$i = \frac{1}{\lambda}$
D	N_1 N_2	Ring gear	Sun gear	Carrier	$i = \lambda$
E	N_1 N_2	Carrier	Ring gear	Sun gear	$i = \frac{1}{1-\lambda}$
F	N_1 N_2	Ring gear	Carrier	Sun gear	$i = 1 - \lambda$

ピニオン個数k_pで決まる．その基本となるのが最小かみ合い角θ_{min}で式(F.3)で表される．

$$\theta_{min} = \frac{360}{Z_s \pm Z_r} \qquad \text{(F.3)}$$

ここに，符号＋；シングルピニオン，－；ダブルピニオンである．

ピニオンの配置角δは，最小かみ合い角θ_{min}の整数倍となる．したがって，

$$\delta = n \cdot \theta_{min} = 360/k_p$$ （nは整数），すなわち，

$$\frac{Z_s \pm Z_r}{k_p} = n \qquad \text{(F.4)}$$

のとき，ピニオンは等配置となる．

$$\frac{Z_s \pm Z_r}{k_p} \neq n \qquad \text{(F.5)}$$

のとき，ピニオンは不等配置となる．

F5. かみ合い位相の定義

かみ合い位相とは，各ピニオン位置でのかみ合いのタイミングのずれのことである．たとえば，図 F.4 において，サンギヤの歯元とピニオン＃1 の歯先がかみ合っているとき(点a)，i番目のピニオン＃iもサンギヤの歯元とピニオンの歯先がかみ合っていれば(点b')，かみ合いのタイミングのずれ，すなわち，かみ合い位相はないということになる．しかし，実際にはサンギヤの歯は等間隔に配置されているのでピニオン＃iはサンギヤと点bでかみ合うことになる．ピニオン＃iの点bでのかみ合いは，ピニオン＃1 の点aのかみ合いに対して$\Delta\theta$進んでいることになる．

$$\Delta\theta = \delta_i - \theta_i = \delta_i - \frac{360}{Z_s} n_i \quad (n_i \text{は整数}) \qquad \text{(F.6)}$$

$$n_i = \mathrm{int}\left(\delta_i \Big/ \frac{360}{Z_s} \right)$$

$\Delta\theta$をサンギヤのピッチ$360/Z_s$で正規化して，

$$\Delta P_i = \delta_i \Big/ \frac{360}{Z_s} - \mathrm{int}\left(\delta_i \Big/ \frac{360}{Z_s} \right) \quad \text{(pitch)} \qquad \text{(F.7)}$$

となり，ピニオン＃1 のかみ合いに対する各ピニオンのかみ合いの位相ΔP_i(pitch)を求めることができる．

図 F.4 とは逆方向にかみ合いが進行する場合は，ピニオン＃iの点bでのかみ合いは，ピニオン＃1 の点aでのかみ合いに対して$\Delta\theta$遅れていることになる．言い換えると，

$$1 - \Delta\theta \Big/ \frac{360}{Z_s} \quad \text{(pitch)}$$

進んでいることになる．よって，この場合のかみ合い位相ΔP_iは，

$$\Delta P_i = 1 - \delta_i \Big/ \frac{360}{Z_s} + \mathrm{int}\left(\delta_i \Big/ \frac{360}{Z_s} \right) \quad \text{(pitch)} \qquad \text{(F.8)}$$

と表される．

なお，上記は，サンギヤとピニオンのかみ合いに置ける位相であるが，ピニオンとリングギヤのかみ合いにける各ピニオン位置での位相もこれと同一となる．

F6. かみ合い位相と起振力特性

各ピニオン位置でのかみ合いの位相は，サンギヤ歯数Z_s，リングギヤ歯数Z_rとピニオン個数k_pの設定で決まり，以下の 5 つのパターンに分類される．位相のパターンにより，回転方向(Rotational)，半径方向(Transverse)，軸方向(Axial)および倒れ方向(Tilting)それぞれの起振力特性が影響を受ける．

① ピニオン位置のかみ合いに位相差がない場合 (In phase)；位相差がなく各ピニオン位置でのかみ合いは同一のタイミングとなるので，回転方向および軸方向の起振力はピニオン個数倍となり，その変動成分は大きくなる．一方，半径方向および倒れ方向の起振力は釣り合うので，変動成分は小さくなる．

この状態は以下のギヤ構成条件で作り出される．

$(Z_s + Z_r)/k_p = integer$（整数） ---- ピニオン等配置

$Z_s/k_p = integer$（整数）

例：$Z_s = 33$，$Z_r = 75$，$k_p = 4$の遊星歯車(図 F.5)

②各ピニオン位置でのかみ合いの位相が$1/k_p$ピッチずつ順番に

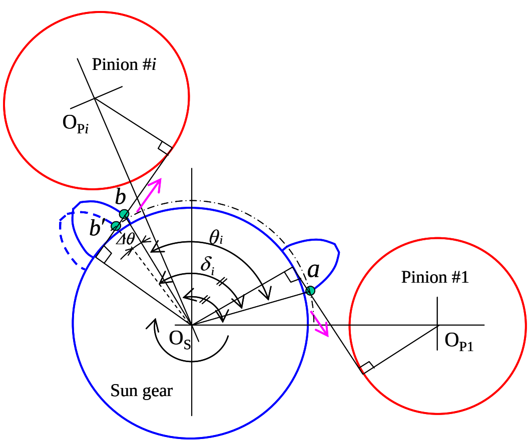


図 F.4 かみ合い位相の定義

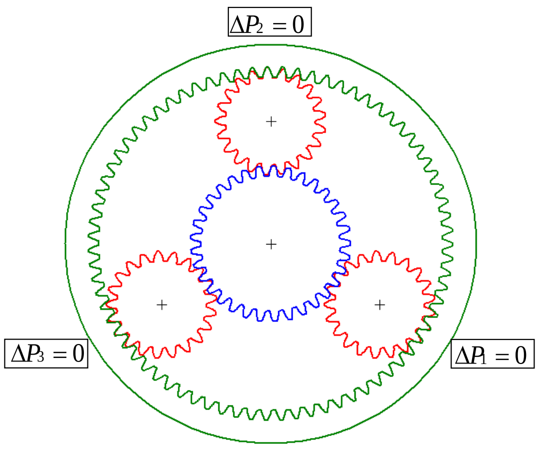


図 F.5 In phase(同位相)遊星歯車

ずれる場合 (Sequentially phased)；各ピニオン位置でのかみ合いの位相が等間隔に順番にずれていくので，回転方向および軸方向の起振力は相殺され，その変動成分は小さくなる．一方，半径方向および倒れ方向の起振力は釣り合わなくなるので，その変動成分は大きくなる．この状態は以下のギヤ構成条件で作り出される．

$(Z_s + Z_r)/k_p = integer$（整数） ---- ピニオン等配置

$Z_s/k_p \neq integer$ で，小数点以下が $1/k_p$ or $1-1/k_p$

例：$Z_s = 33$，$Z_r = 75$，$k_p = 4$ の遊星歯車(図 F.6)

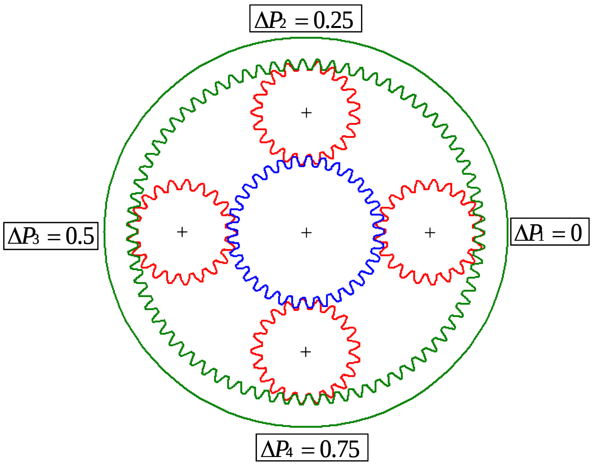


図 F.6 Sequentially phased 遊星歯車

③対向するピニオン位置のかみ合いは同位相，隣り合うピニオン位置のかみ合いの位相が $1/2$ ピッチずれる場合

(Counter phased)；隣り合うピニオン位置のかみ合いの位相が $1/2$ ピッチずれているので，回転方向および軸方向の起振力は隣り合うピニオン同士で相殺され，その変動成分は小さくなる．

また，半径方向および倒れ方向の起振力は対向するピニオン同士で相殺され，その変動成分は小さくなる．すなわち，すべての方向の起振力を小さくすることができる．ただし，対向するピニオン 2 個あるいは隣り合うピニオン 2 個での相殺のため，歯面誤差や組付け誤差により起振力の相殺度合いが影響を受けやすい．この状態は以下のギヤ構成条件で作り出される．

$(Z_s + Z_r)/k_p = integer$（整数） ---- ピニオン等配置

$Z_s/k_p \neq integer$ で，小数点以下が 0.5

例：$Z_s = 30$，$Z_r = 74$，$k_p = 4$ の遊星歯車(図 F.7)

④各ピニオン位置でのかみ合いの位相が $2/k_p$ or $1-2/k_p$ ピッチずつ順番にずれる場合(Optimum phase)；ピニオン個数が 5 or 6 の場合この条件も存在する．

$k_p = 5$ の場合，回転方向，軸方向，半径方向および倒れ方向すべての起振力が，5 つのピニオン位置すべてのかみ合いで相殺されるので，その変動成分を小さくすることができる．また，歯面誤差や組付け誤差による起振力の相殺度合いは影響されにくくなる．

$k_p = 6$ の場合，対向するピニオン位置のかみ合いは同位相となるので，3 つのピニオンのかみ合いで回転方向，軸方向，半径方向および倒れ方向それぞれの起振力が相殺されることになる．

これら状態は以下のギヤ構成条件で作り出される．

$(Z_s + Z_r)/k_p = integer$（整数） ---- ピニオン等配置

$Z_s/k_p \neq integer$ で，小数点以下が $2/k_p$ or $1-2/k_p$

例：$Z_s = 37$，$Z_r = 78$，$k_p = 5$ の遊星歯車(図 F.8)

例：$Z_s = 38$，$Z_r = 82$，$k_p = 6$ の遊星歯車(図 F.9)

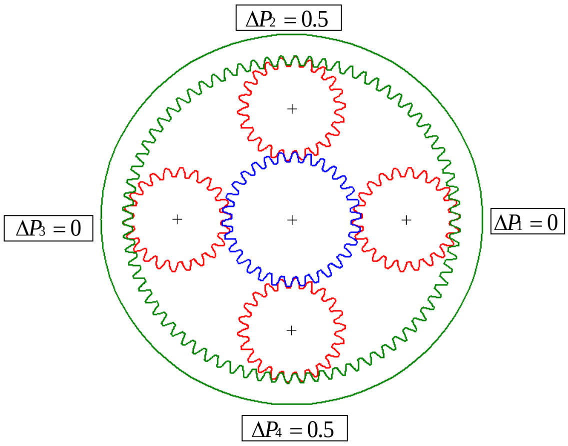


図 F.7 Counter phased 遊星歯車

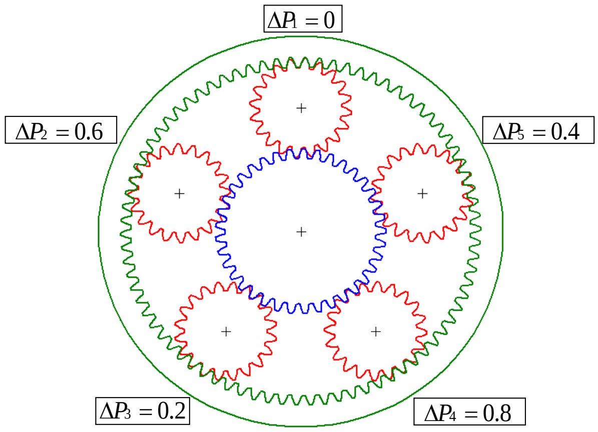


図 F.8 5 ピニオン遊星歯車の最適位相

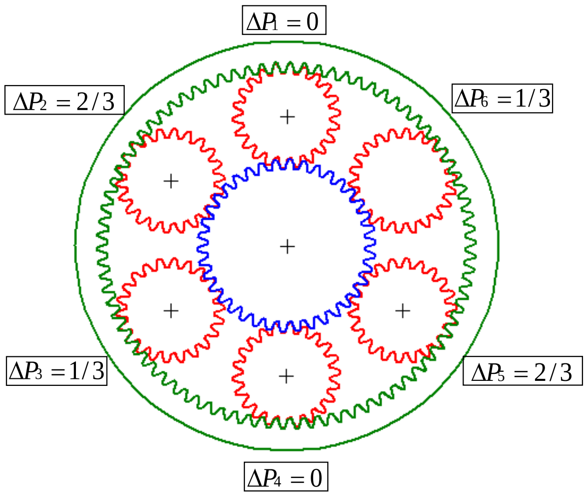


図 F.9 6 ピニオン遊星歯車の最適位相

⑤ピニオンが不等配置となる場合(Unequally spaced)；ピニオンが不等配置になることで，各ピニオン位置におけるかみ合いに位相が生じる．各位相は，ギヤ構成条件によって異なるので，式(F.6)，(F. 7)によって求める．この位相差により，各方向の起振力はパターン①と②の中間的な特性を示すことになる．この状態は以下のギヤ構成条件で作り出される．

$(Z_s + Z_r)/k_p \neq integer$　----　ピニオン不等配置

例：$Z_s = 42$，$Z_r = 75$，$k_p = 4$の遊星歯車(図 F.10)

最小かみ合い角θ_{min}は,

$$\theta_{\min} = \frac{360}{Z_s + Z_r} = \frac{360}{117} = 3.077$$

$$\therefore \delta_1 = \delta_2 = \delta_3 = 89.23°,\ \delta_4 = 92.31°$$

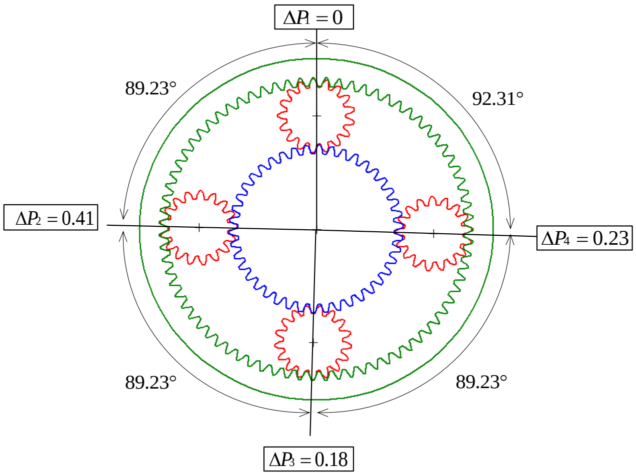


図 F.10 Unequally spaced　遊星歯車

F7. まとめ

以上，説明したかみ合い位相のパターンとそれによる起振力のコントロール状況をまとめると表 F.3 のようになる．

ギヤトレインの振動伝達特性に応じて，位相パターンを選択すれば，効果的なギヤノイズの低減が可能となる

たとえば，回転方向の起振力に対して振動伝達特性が敏感なギヤトレインに対しては，②の Sequentially phased 遊星歯車が有効であり，半径方向の起振力に対して敏感なギヤトレインに対しては①の In phase 遊星歯車が有効となる．

歯数の決定段階では，ギヤトレインの伝達特性が不明な場合が多い．このような場合には，各方向の起振力を相殺できる③の Counter phase 遊星歯車を選択するのも一つの方法である．

5 ピニオンあるいは 6 ピニオンが許されるのであれば，④の条件を満たす遊星歯車を選択したい．

表 F.3　かみ合い位相の起振力コントロール効果

	Rotational, Axial	Transverse, Tilting
①In Phase	×	◎
②Sequentially phased	◎	×
③Counter phased	○	○
④Optimum phase	◎	◎
⑤Unequally spaced	△	△

◎；すべてのピニオンのかみ合いで相殺
○；対向するピニオンと隣り合うピニオンのかみ合いで相殺
△；不等ピッチの位相で相殺
×；相殺されずに増幅

（寄稿　　森川　邦彦）

[付録 G] 歯車の歴史と和算

G.1　緒　言

歯車の歴史についてアリストテレス(Aristoteles)はその著書「機械の問題」で，くさび，曲輪，ころ，車輪，滑車などとともに回転運動を伝達する青銅製や鉄製の歯車をあげている．これが記録に残っている歯車に関する最初の記事 [1]と考えられる．また，アルキメデス（Archimedes）には歯車についてアリストテレスが言及していないウォームギヤについての業績もある. そして，図 G.1 に示すように 15 世紀後半にはレオナルド・ダ・ヴィンチ（Leonardo da Vinci）による歯車に関するスケッチで歯車の地位が確立したと言える．このように生まれた歯車が，技術的な変遷を経て現代に至っているが，本稿では歯車の歴史とともに現在の日本ではどの程度の歯車を作ることができるかについて述べる．

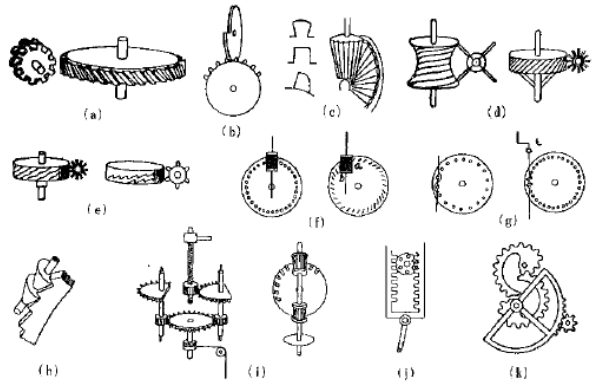


図 G.1　各種歯車装置のスケッチ [2]

G.2 歯車の歴史

歯車歯形の第 1 世代は，原始的な歯車装置に見られる，いわゆるひっかかり歯車の時代であり第 2 世代は理論的には正しい歯形ではないが，経験によってかなり正確に回転運動を伝える歯形とピッチを持つ歯車が使用されていた世代であり 18 世紀頃まで続いた. 第 3 世代は歯形の理論的研究が始まりサイクロイド歯形が用いられた時代である. デンマークの天文学者オラフ・レーマー（Olaf Roemer）が 1674 年に歯車が等速運動を行うには，エピサイクロイド歯形が適当であると提唱したのを最初に 1694 年にはフランスのフィリップ・ド・ライール（Philips de La Hire）がエピサイクロイドを論じた. またフランスのカミュー（M. Camus）は，時計歯車の歯形について研究し 1733 年にカミュの定理を発表している. これは今日，歯形のかみ合いに関する基本原理になっている. このことより 19 世紀中頃，イギリスのウイリス教授（Robert Willis）は複合サイクロイド歯形を発表し交換性歯車が得られることを明らかにし，交換性複合サイクロイド歯車が広く世界に普及することになる．

インボリュート歯形はその普及が遅れるが1765年スイスの数学・物理学者レオンハルト・オイラー（Leonhard Euler）らによって次第にその長所が明らかにされ，特にウイリスによって圧力角 14.5°の標準歯車が選定され，次第にその優位性が認められるようになるが，本格的にサイクロイド歯形にとって代わって代表的歯形として優位を占めるに至るのは20世紀に入って創成歯切り法が開発され実用に及んでからのことである. これより第4世代に入る. 創成方式によるホブ盤は1835年のウイットウォース（J. Whitworth）によるホブ盤の特許が最初の記録とされているが，その後，1900 年のファウター（Herman Pfauter）の差動歯車装置を持つ，はすば歯車の歯切りが容易な万能ホブ盤が発表され，ここにホブ盤による円筒歯車の歯切り方式が圧倒的優位を占めるに至りインボリュート歯形が広く世界に普及することになる．

G.3 歯車と和算

1549 年（天文 12）にフランシスコ・デ・ザビエル（Francisco de Xavier）が周防国大内義隆に機械式時計を献上したのが最初の歯車機構と言われている. その後，1591 年にはローマ法王へ派遣した使節が帰朝した際，宣教師ワリヤニが秀吉に時計を献上し，1612 年にはメキシコ総督がスペイン製の置時計を献上した. この時計は，静岡県久能山東照宮に保存され，これが日本に現存する最古の時計である. そして，1600 年初期，津田助左衛門が時計を製作したのが日本最古の歯車製作記録である. このように歯車は，「時計」として伝来しているが，1775 年（安永 4）には若井源大衛門が歯車を利用した盃運人形を製作している. しかし上述したように欧州のような歯形に関しての研究はなされておらず，万年自鳴鐘を製作した「からくり義衛門」（田中久重）でさえ歯形はヤスリで製作していたようである.

一方，欧州の歯車の世界ではサイクロイド歯形が採用され，オイラーがインボリュート歯形を論じていることから歯車理論に関しては到底追いつくことができないほど遅れていたと言える．また，我が国においてホブ盤が開発されるのは 1936 年，濱井次郎による H70 ホブ盤 [3]まで待たなければならない．

次に，「スイス」，「時計」，「オイラー」 というキーワードから我が国で創成歯切りに思い至ったかもしれない可能性について述べたい．オイラーと言えば 1737 年に発見したとされている式(1)に示す「円周率自乗の公式」があるが，これより 15 年も早く和算家の建部賢弘（たけべかたひろ）が発見し，1722 年（享保 7 年）吉宗に綴術算経 [4]を献上している．この建部の考え方は西洋数学のロングバーグ法と同等の累遍増約術という加速法を編み出し成し得たものであり小数点以下 41 桁まで正しい結果を求めている事実は驚嘆に値する．

$$\pi^2 = 9\left(1 + \frac{1^2}{3\cdot 4} + \frac{1^2\cdot 2^2}{3\cdot 4\cdot 5\cdot 6} + \frac{1^2\cdot 2^2\cdot 3^2}{3\cdot 4\cdot 5\cdot 6\cdot 7\cdot 8} + \cdots\right) \quad (1)$$

π=3.14159265358979323846264338327950288419746

時計歯車を製作するとき図 G.2 の「歯ざらえ機」（スイス製）という機械がある．これは，近江神宮の近江時計眼鏡宝飾専門学校で実際に使っているものを撮影したものである．図 G.2 のハンドルを回すことにより図 G.3 の歯車とカッタ（1 巻きホブのような形で歯車に応じた種類がある）が連動して回転するためヤスリなどで加工した歯溝にカッタの刃が入り込み歯の分割を正しくする装置，すなわちピッチ誤差除去装置と言えるものである．この加工を施すことにより時計歯車のピッチ精度は格段に向上する．この装置は，まさしくホブの創成加工原理そのものであり，スイス人のオイラーが，図 G.2 の機械を使っている時計職人を見たとき創成歯切り法を思いついたのではないだろうか．歴史に，もし，は禁句だが，我が国で時計を製作するとき，職人が図 G.2 のような機械を使っていてそれを建部賢弘が見ていたならば，もしかして創成歯切り法を日本人が発明したのではないだろうかと思いを巡らせている．

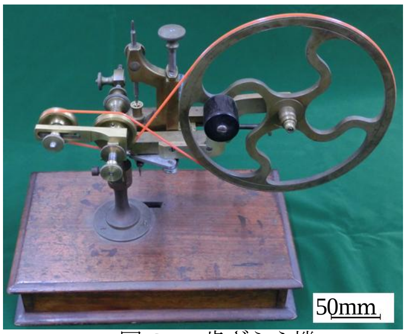


図 G.2　歯ざらえ機

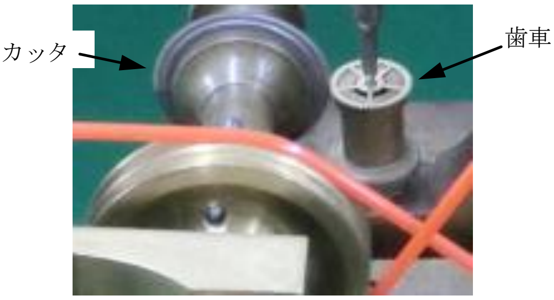


図 G.3　歯車と工具

欧州においてサイクロイドやインボリュート歯形論が盛んに研究されたが，我が国においてはどうだったのだろうか．江戸時代，和算が隆盛を極めた頃，数多くの算額が神社に奉納されている．その中にインボリュートやサイクロイドに関するものが無いかを調査した．その結果，1796 年，岡山県備中國吉備郡眞金村宮内　官幣中社吉備津神社拝殿（寛政八年丙辰春三月）にサイクロイド曲線に関する算額が図 G.4 のように奉納されていることが解った．

この記述は，大阪中之島図書館で所有している社寺奉納算額集（巻の下）にあり，昭和 17 年，清水義雄が以下のように整理している．「“サイクロイド”ノ一端ト動円ガ“サイクロイド”ノ中点ニ於テ基線ニ垂直ナ直線ト基線ニ接スル時，動円ガ“サイクロイド”トノ交点ノ内，一端ヨリ近イ点マデノ距離 S ナルトキ，コノ円ニ外切シ“サイクロイド”ニ内切，基線ニ切スル円ノ直径近似値(d)ヲ求ム」．そして答日如左術とあり，式(2)で d を求めることができる．

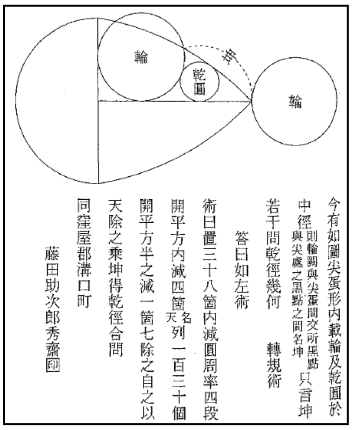


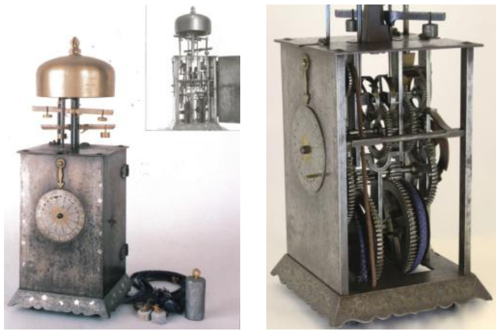
図 G.4 サイクロイドの算額

$$d = \frac{(67 - 2\sqrt{130})S}{98(\sqrt{38 - 4\pi} - 4)} \qquad (2)$$

このようにサイクロイドに関しては算額として残っているが，インボリュートに関しては残念ながら見つけ出すことができなかった．また，和算が天文学や暦に利用されたように機械要素や機構学にも利用されていたならば，また違った発展を遂げていたように思えてならない．いずれにしても和算の世界では歯形論が発展しなかったのは少し残念な気持ちが残る．なお，歯車に関する歴史に関しては一覧表[5] に整理しているので参照されたい．

G.4 和時計に使用されている歯車の一例

1688 年に三代目津田助左衛門信貫が製作した図 G.5 の二挺天符櫓時計（セイコーミュージアム所蔵）に使用されている歯車の一例を表 G.1 および図 G.6 に示すが，手作りとは思えないほど上質な歯車である．



三代目津田助左衛門信貫　製作（1688 年）
図 G.5　二挺天符櫓時計（セイコーミュージアム所蔵）

表 G.1　歯車諸元（1 段歯車）

Item	unit	1st gear pair	
Gear type	----	pinion	gear
Gear No.	----	P1	G1
Module	mm	1.142	
Number of teeth	----	13	72
Pressure angle	deg	18.5	
Reference diameter	mm	14.846	82.224
Base diameter	mm	14.079	77.975
Tip diameter	mm	16.00	84.8
Root diameter	mm	10.00	78.0
Tip radius	mm	0.50	0.30
Bottom radius	mm	0.40	0.45
Facewidth	mm	9.2	4.2
Center distance	mm	48.65	
Contact ratio	----	0.307	
Backlash	mm	1.00	

図 G6.　Pinion(z=13)

図 G.7　Gear(z=72)

参考文献

1) 会田俊夫　他：歯車の設計(1)，大河出版，(1971)，1
2) 会田俊夫　他：歯車の設計(1)，大河出版，(1971)，4
3) (社)日本歯車工業会，歯車技術の半世紀，その発達と 将来，大日本印刷，1993,58
4) 鳴海風，江戸の天才数学者 -世界を驚かせた和算家たち- ，新潮選書，2012，87
5) 歯車ソフトウェアカタログ(vol.16)，アムテック，(2014)，72-74

[付録H] 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 [1)]．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 α_{nR}=30°，反作用側圧力角 α_{nL}=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[1)]

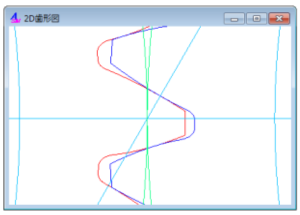
H.2 高圧力角の効果

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=z_2=50，ねじれ角 β=0° 転位係数 x_{n1}=x_{n2}=0，歯幅 b=10mm，トルク T=100N･m，回転速度 n=1000min^{-1} とし，作用側圧力角 α_{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 α_{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 σ_H=1899MPaのヘルツ応力が圧力角35°では，σ_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．

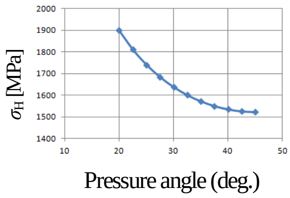

寸法諸元

項　目	記号	単位	Pinion		Gear	
モジュール	mn	mm	1.00000			
歯　数	z	---	50		50	
圧力角(左/右)	αn	deg	30.0000	17.0000	30.0000	17.0000
ねじれ角	β	deg	0	0	0.00	
ねじれ方向	---	---	*****		*****	
基準円直径	d	mm	50.00000		50.00000	
基礎円直径(左/右)	db	mm	43.3013	47.8152	43.3013	47.8152
歯厚入力方式	---	---	転位係数		転位係数	
転位係数	xn	---	0.00000		0.00000	
測定ボール径	dp	mm	2.000		2.000	
オーバーボール寸法	dm	mm	53.33355		53.33355	
歯直角円弧歯厚	Sn	mm	1.57080		1.57080	
中心距離	a	mm	50.00000			
歯直角法線歯厚減少量	fn	mm	0.00000		0.00000	
歯　幅	b	mm	10.00000		10.00000	
歯先円直径	da	mm	52.00000		52.00000	
歯底円直径	df	mm	47.50000		47.50000	
基準ラック歯元R(左/右)	rf	mm	0.350	0.350	0.350	0.350

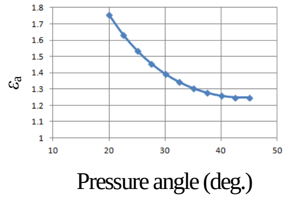
確定　キャンセル　面取り設定　クリア



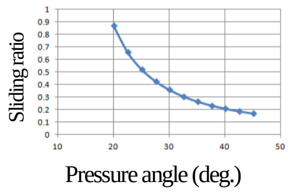
図H.2 非対称歯形歯車の諸元と歯形



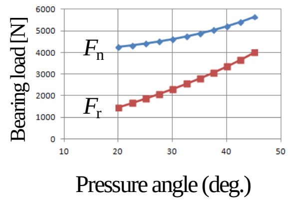
図H.3 ヘルツ応力の変化



図H.4 正面かみ合い率



図H.5 すべり率



図H.6 軸受荷重

H.3 フラッシュ温度

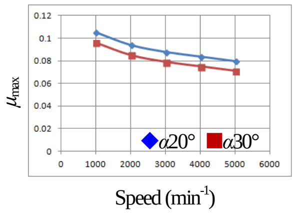
図H.2と同諸元で材料をSCM420（熱伝達率60.0[W/mK]），潤滑油をISO VG100，油温70℃，歯面粗さRz2.5, Ra0.4，回転速度1000～5000 min^{-1}として図H.7のように設定し，摩擦係数(松本の式)[2)]およびフラッシュ温度[3)]を計算すると図H.8，H.9のようにいずれも圧力角 α_n=20°より α_{nR}=30°のほうが有利であることが解る．また，回転速度5000min^{-1} においてフラッシュ温度は17.3℃低くなる．また，図H.10 に圧力角の違いによるフラッシュ温度分布[4)]を示すが，α_{nR}=30°のほうが9.7℃低いことが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


動力、潤滑油設定(フラッシュ温度用)

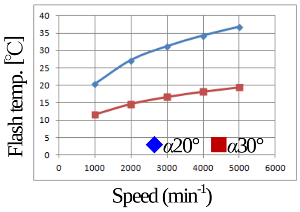
項　目	記号	単位	Pinion	Gear
最大歯面応力	σHmax	MPa	1441.112	
トルク	T	Nm	100.0000	100.0000
動力	P	kW	10.472	
回転速度	n	1/min	1000.000	1000.000
周速	v	m/s	2.618	
歯面粗さ(最大高さ)	Rz	μm	2.500	2.500
歯面粗さ(平均)	Ra	μm	0.400	0.400
材料名	---	---	Cr鋼(1Cr)	Cr鋼(1Cr)
比重	ρ	g/cm^3	7.870	7.870
比熱	CM	J/(kg℃)	461.000	461.000
熱伝導率	λ	W/mK	60.000	60.000
歯車温度	GTc	℃	70.000	
項　目（油）	**記号**	**単位**	**数値**	
油温度	OTc	℃	70.000	
油の種類	---	---	鉱物油(その他)	
ISOグレード	---	---	ISO VG 100	
動粘度(40℃)	---	---	100	
油の平均温度	MTc	℃	214.000	
油の標準偏差温度	SD	℃	35.000	
絶対粘度	μ0	cP	20.373	
粘度圧	α	1/MPa	0.01882	

確定　戻す　閉じる　クリア　材料選択

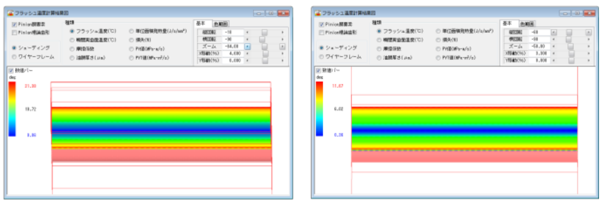
図H.7 フラッシュ温度条件設定



図H.8 摩擦係数



図H.9 フラッシュ温度



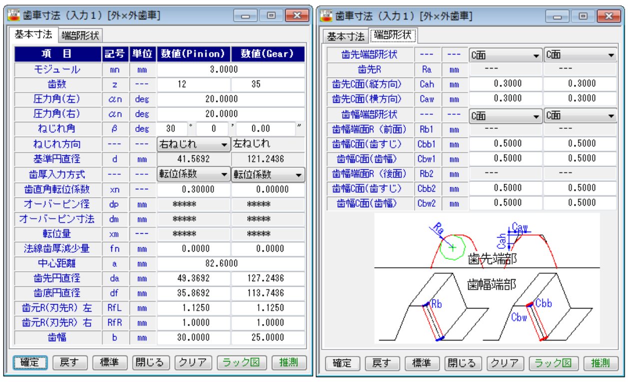
(a)α=20°，Tf_{max}=21.4℃　(b)α=30°，Tf_{max}=11.7℃

図H.10 フラッシュ温度(1000min^{-1})

H.4 高圧力角による負荷容量の向上

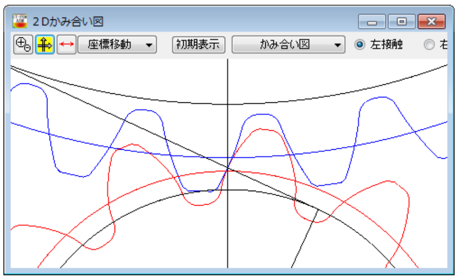
H.4.1　対称歯形歯車

対称歯形歯車（α20°）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．

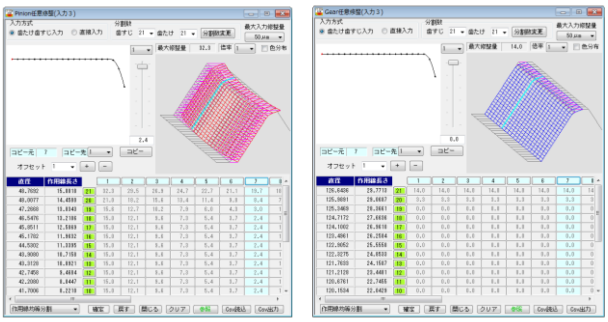


(a) 諸元　　　　(b) 面取り設定

図H.11　歯車諸元

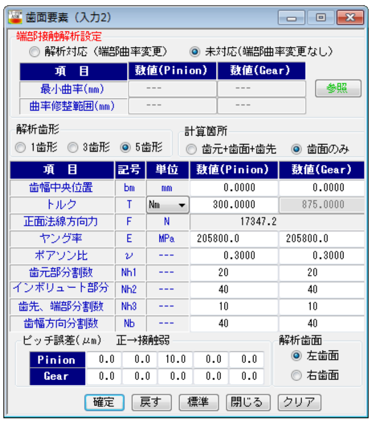


図H.12　かみ合い歯形



(a)ピニオン　　　　(b)ギヤ

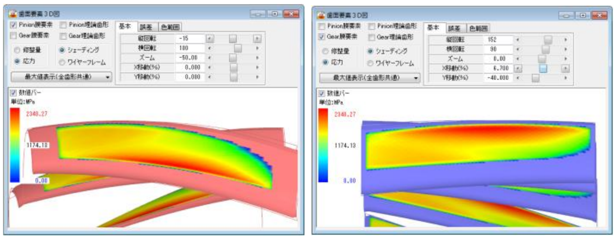
図H.13　歯面修整



図H.14　歯面要素設定

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θp=−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．

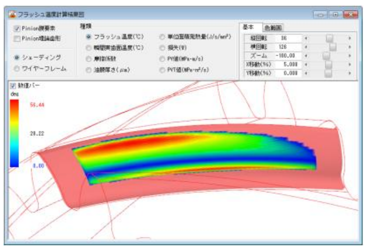
図H.15　歯面解析角度



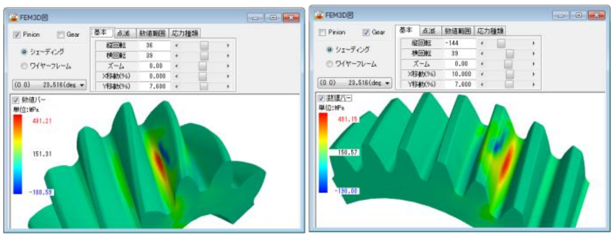
(a)ピニオン　　　　(b)ギヤ

図H.16　歯面応力（σ_{Hmax}=2348MPa）

図H.17　フラッシュ温度計算の設定

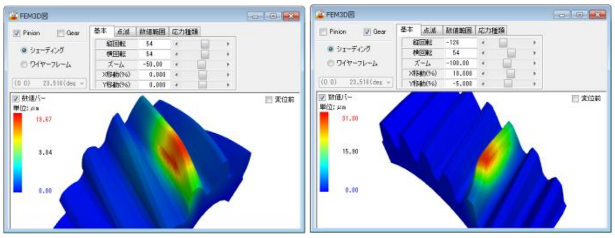


図H.18　フラッシュ温度（Tf_{max}=56.4℃）



(a)ピニオン，σ_{1max}=491MPa　　(b)ギヤ，σ_{1max}=491MPa

図H.19　歯元曲げ応力，θp=23.52°

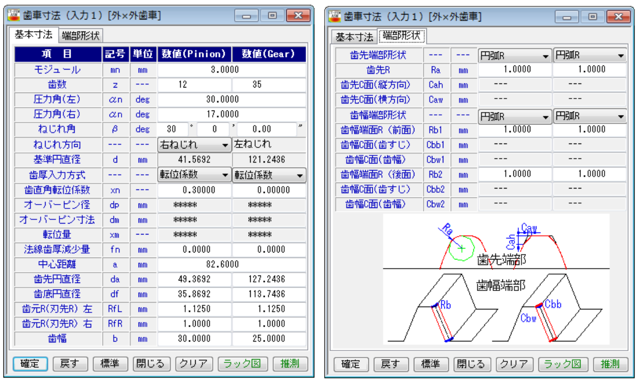


(a)ピニオン，δ_{max}=19.7μm　　(b)ギヤ，δ_{max}=31.8μm

図H.20　歯の変位（100倍），θp=23.52°

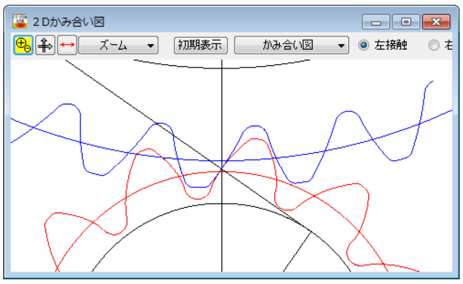
H. 4. 2　非対称歯形歯車

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α_{nL}=30°，反作用面α_{nR}=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θp=-15.35°，ギヤ：θp=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．

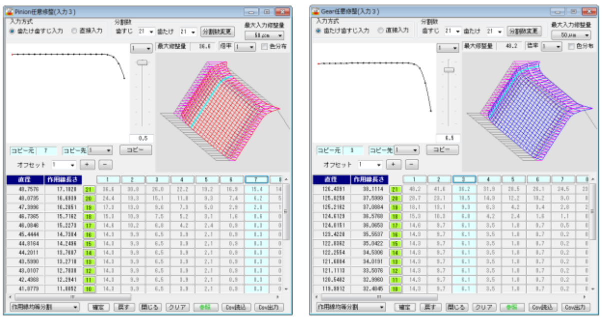


(a)　諸元　　(b)　面取り設定

図H.21　歯車諸元

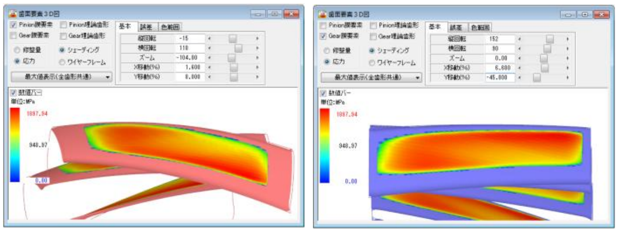


図H.22　かみ合い歯形



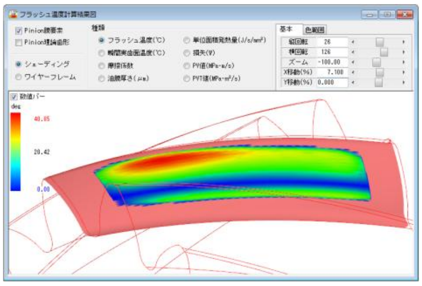
(a)ピニオン　　(b)ギヤ

図H.23　歯面修整

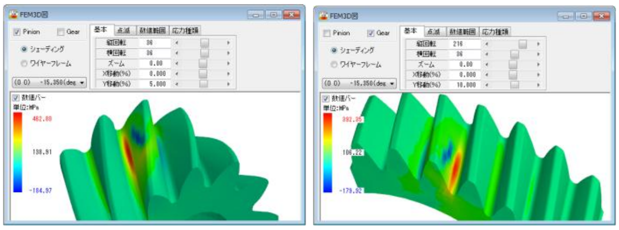


(a)ピニオン　　(b)ギヤ

図H.24　歯面応力（σ_{Hmax}=1898MPa）

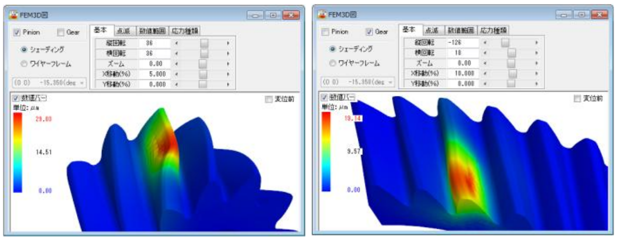


図H.25　フラッシュ温度（Tf_{max}=40.9℃）



(a)ピニオン，σ_{1max}=463MPa　　(b)ギヤ，σ_{1max}=404MPa

図H.26　歯元曲げ応力

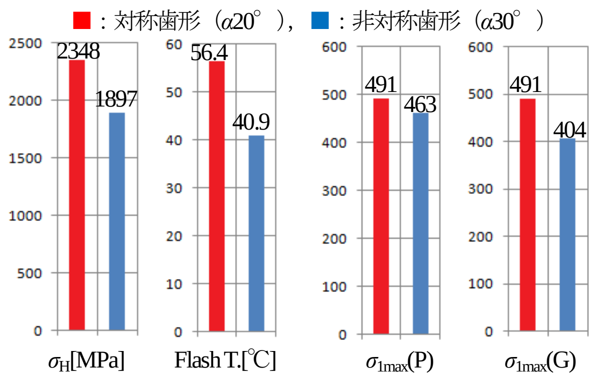


(a)ピニオン，δ_{max}=29.0μm　　(b)ギヤ，δ_{max}=19.1.0μm

図H.27　歯の変位（100倍），θp=-15.35°

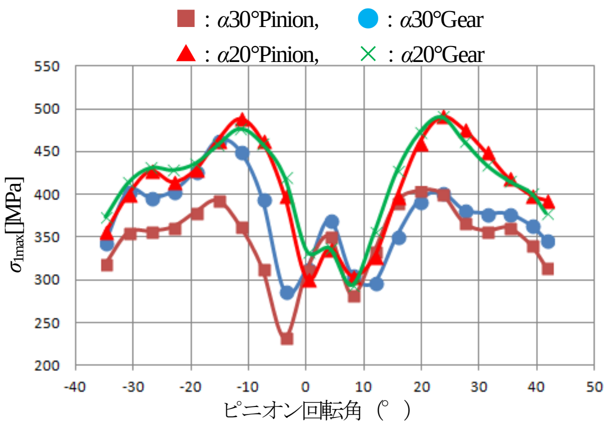
H. 4. 3　対称歯形歯車と非対称歯形歯車の比較

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．



図H.28　対称歯形と非対称歯形の比較

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_{1max}）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．



図H.29　かみ合い角度範囲内の歯元応力（σ_{1max}）

次に，寿命計算を図H.30に示すが，対称歯形（α20°）のピニオンの歯面寿命L(α20°)=1.36×10^6に対し非対称歯形（α30°）のピニオンの歯面寿命はL(α30°)=8.14×10^8と大きく寿命が延びていることが解る．

寿命計算

項　目	記号	単位	Pinion	Gear
歯面最大応力	σHmax	MPa	2348.269	2323.444
最大曲げ応力(σ1)	σ1	MPa	491.212	491.146
回転速度	n	1/min	1200.000	411.429
許容ヘルツ応力	σHlim	MPa	2100.000	2100.000
許容曲げ応力	σFlim	MPa	500.000	500.000
過負荷の回数	Ne	---	1	
窒化材料の有無	---	---	非窒化材料	
使用状態	---	---	一般	

確定　戻す　閉じる　クリア

項　目(歯面)	記号	単位	Pinion	Gear
予想応力繰り返し係数	ZN'	---	1.118	1.106
予想寿命負荷回数	Nc	---	1.36E+06	1.64E+06
予想寿命時間	Lc	hrs	1.89E+01	6.66E+01
項　目(曲げ)	**記号**	**単位**	**Pinion**	**Gear**
予想応力繰り返し係数	ZN'	---	0.982	0.982
予想寿命負荷回数	Nc	---	7.23E+07	7.29E+07
予想寿命時間	Lc	hrs	1.00E+03	2.95E+03

(a) 対称歯形（α20°）

寿命計算

項　目	記号	単位	Pinion	Gear
歯面最大応力	σHmax	MPa	1897.939	1888.759
最大曲げ応力(σ1)	σ1	MPa	462.799	403.798
回転速度	n	1/min	1200.000	411.429
許容ヘルツ応力	σHlim	MPa	2100.000	2100.000
許容曲げ応力	σFlim	MPa	500.000	500.000
過負荷の回数	Ne	---	1	
窒化材料の有無	---	---	非窒化材料	
使用状態	---	---	一般	

確定　戻す　閉じる　クリア

項　目(歯面)	記号	単位	Pinion	Gear
予想応力繰り返し係数	ZN'	---	0.904	0.899
予想寿命負荷回数	Nc	---	8.14E+08	1.01E+09
予想寿命時間	Lc	hrs	1.13E+04	4.07E+04
項　目(曲げ)	**記号**	**単位**	**Pinion**	**Gear**
予想応力繰り返し係数	ZN'	---	0.926	0.808
予想寿命負荷回数	Nc	---	2.06E+09	1.00E+10
予想寿命時間	Lc	hrs	2.86E+04	4.05E+05

(b) 対称歯形（α30°）

図H.30　寿命計算結果

H.5　まとめ

本例の非対称歯形（α30°）と，対称歯形（α20°）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　：σ_{Hmax}=1897/2348=1/1.24

(2)フラッシュ温度　：Tf_{max}=56.4-40.9=15.5℃低下

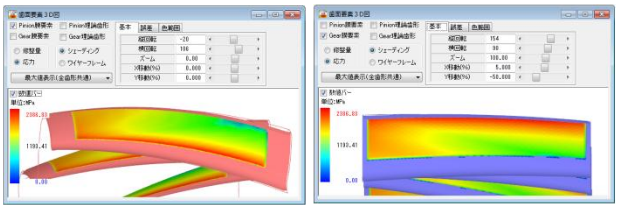
(3)ピニオン曲げ　：σ_{1max}=463/491=1/1.07

(4)ギヤ曲げ　：σ_{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（α20°）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．

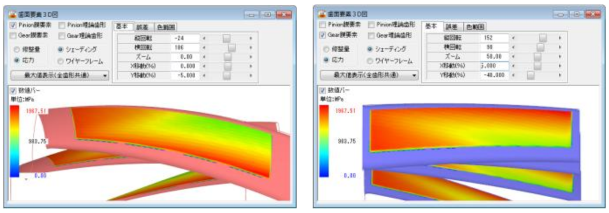
H.6　補足１（無修整歯形）

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（α20°）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（α20°）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．



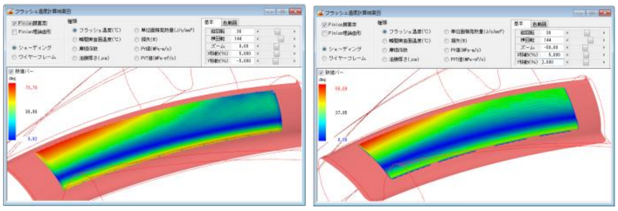
(a)ピニオン　(b)ギヤ

図H.31　歯面応力（α20°，σ_{Hmax}=2386MPa）



(a)ピニオン　(b)ギヤ

図H.32　歯面応力（α30°，σ_{Hmax}=1968MPa）



(a)α20°，Tf_{max}=73.7℃　(b)α30°，Tf_{max}=55.7℃

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 theTV7-117S 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[5]

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

3) AGMA2001-C95, Fundamental Rating Factors and Calculation Method for Involute Spur and Helical Gear Teeth, p.46

4) CT-FEM ASM, Gear design software, アムテック, (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)

［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とモデル作成，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 のように歯の交接量[(2)]から決定している．

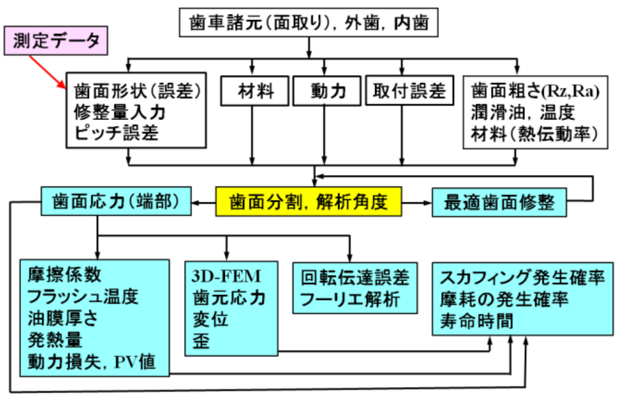
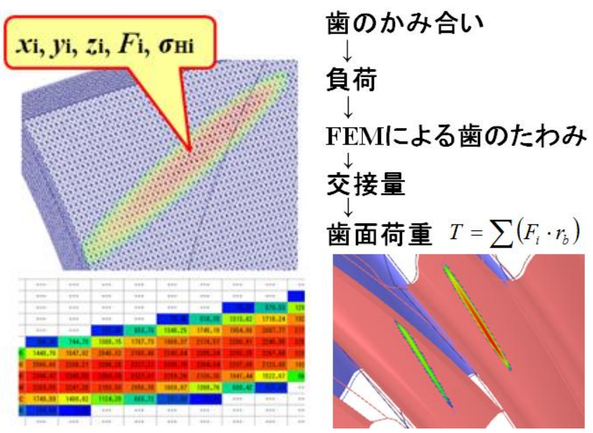


図 I.1　解析ソフトウェア（CT-FEM Opera）の構成



(a)荷重と応力　　(b)歯のかみ合いと交接量

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．

$$f = f_{\mathrm{L}}(1-\alpha) + f_{\mathrm{S}}\cdot\alpha \tag{I.1}$$

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

$$D = (R_{\mathrm{Z1}} + R_{\mathrm{Z2}})/h_0 \tag{I.3}$$

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．

$$t_{fl} = K\cdot\mu_{\mathrm{m}}\frac{X_{\Gamma}\cdot w_{\mathrm{Nr}}}{B_{\mathrm{M}}(b_{\mathrm{H}})^{0.5}}\left|(v_{\mathrm{r1}})^{0.5}-(v_{\mathrm{r2}})^{0.5}\right| \tag{I.5}$$

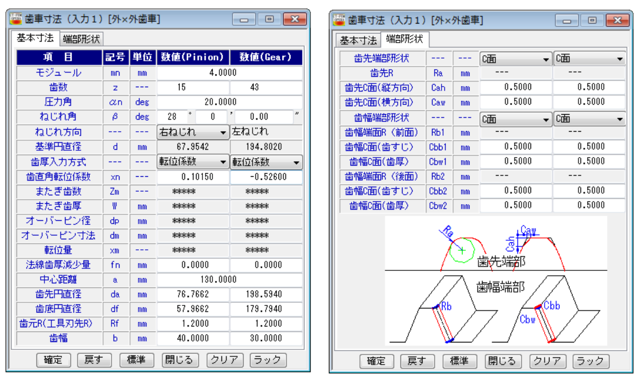
$$B_{\mathrm{M}} = (\lambda_{\mathrm{M}}\cdot\rho_{\mathrm{M}}\cdot c_{\mathrm{M}})^{0.5} \tag{I.6}$$

$$\mu_{\mathrm{m}} = 0.06\frac{1.13}{1.13-Ra} \tag{I.7}$$

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

図 I.4　寸法

図 I.5　かみ合い寸法

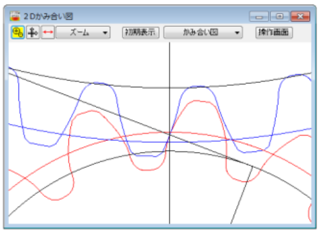


図 I.6　歯形

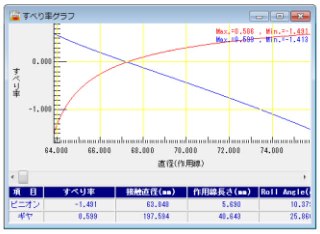


図 I.7　すべり率

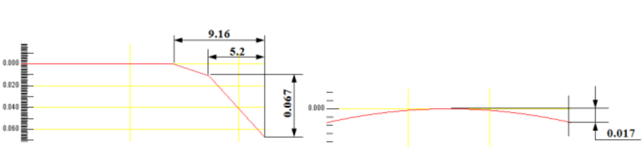


図 I.8　歯形・歯すじ修整（設計値）

研削した歯形は，図 I. 9 のように歯車測定機(大阪精密機械：CLP-35)で歯形方向(かみ合い最小径から歯先まで)，歯すじ方向それぞれ 17 本測定したデータである．ただし，ソフトウェア(6)ではかみ合い最小径からインボリュート開始径まで延長しているためデータ数は 23 となっている. この測定データをソフトウェアで読み込むと図 4.2.8d-10 のように表示することができる．ただし，ピニオンには歯面修整を与えず図 I. 11 のようにピッチ誤差(17.9μm)のみ与えている．そして，図 I. 11 でトルク，弾性率，ポアソン比を設定し，図 I. 12 で軸の食い違い誤差(ϕ_1=0.02°)を与え歯面解析を行う．

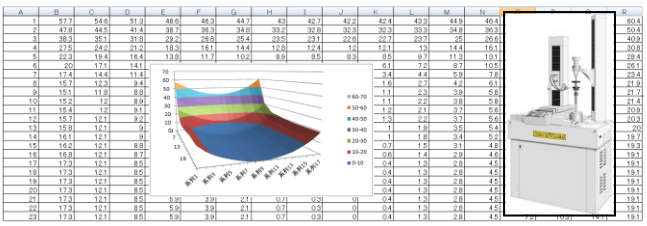


図 I.9　歯形・歯すじ修整（実測）

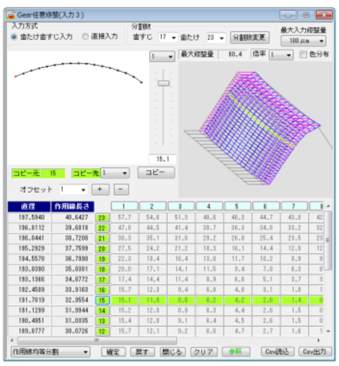


図 I.10　歯面データ(ギヤ)

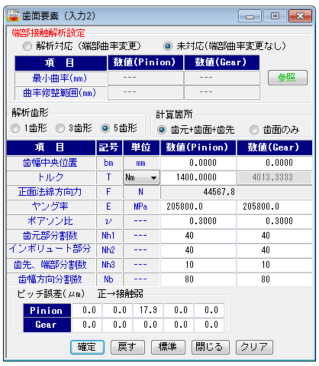
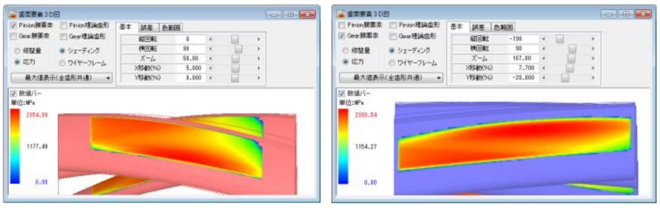


図 I.11　設定

図 I.12　解析角度

I. 4 歯面応力の解析結果

図 I.12 に示すように最大接触角（θ=64.107°）を 60 分割した角度で解析した結果，最大歯面応力は図 I. 14 のように σ_{Hmax}=2355MPa である．



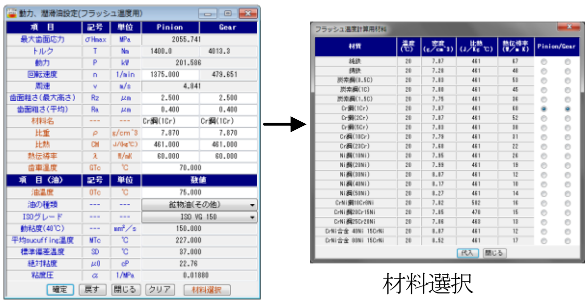
(a) Pinion　　(b) Gear

図 I. 14　歯面応力，σ_{Hmax}=2355MPa

I. 5 フラッシュ温度，摩擦係数，油膜厚さなど

図 I.17 でフラッシュ温度計算などに必要な項目を設定し，(a)フラッシュ温度，(b)摩擦係数，(c)油膜厚さ，そして(d)発熱量を計算した結果を図 I.18～図 I.21 に示す．

図 I. 17(b)は，材料の熱伝導率を選択するための表であり，同じく(c)は，潤滑油の一覧表である．フラッシュ温度は，歯面粗さはもちろんのこと，材料の熱伝導率や潤滑油に大きく影響を受けるため正しく設定しなければならない．もし，検討している歯車（測定データ歯形）にピッチ誤差が無く，軸角誤差も無いとすれば，歯面応力は，図 I.20 のように最大ヘルツ応力は σ_{Hmax}=2113MPa に低下し，最大フラッシュ温度も Tf_{max}=112℃となり 32℃も低下することが解る．

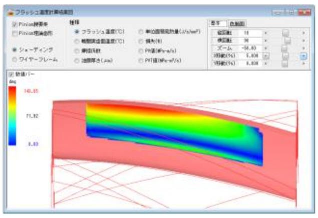


材料選択

図 I.17　設定画面（歯面粗さ，潤滑油）

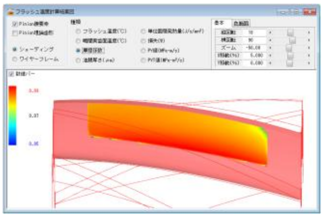
ISO VG	AGMA Lube No.	Mean Scuffing Temperature °F	°C	Standard Temperature Deviation °F	°C
32	- -	351	177	53	12
46	1	372	189	56	13
68	2	395	202	59	15
100	3	418	214	63	17
150	4	441	227	66	19
220	5	464	240	70	21
320	6	486	252	73	23
460	7	507	264	76	24
680	8	530	277	80	27
1000	8A	553	289	83	28
1500	- -	577	303	87	31

図 I.18　潤滑油(7)



Tf_{max}=144℃

図 I.19　フラッシュ温度



μ_{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	σHmax	MPa	2354.986	2346.954
最大曲げ応力(σ1)	σ1	MPa	***	***
回転速度	n	1/min	1375.000	479.651
許容ヘルツ応力	σHlim	MPa	2100.000	2100.000
許容曲げ応力	σFlim	MPa	***	***
過負荷の回数	Ne	---	1	
窒化材料の有無	---	---	非窒化材料	
使用状態	---	---	一般	

確定　戻す　閉じる　クリア

項　目(歯面)	記号	単位	Pinion	Gear
予想応力繰り返し係数	ZN'	---	1.121	1.118
予想寿命負荷回数	Nc	---	1.29E+06	1.37E+06
予想寿命時間	Lc	hrs	1.57E+01	4.77E+01

項　目(曲げ)	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

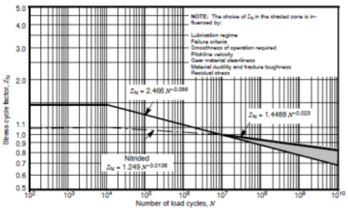


図 I.22　Pitting resistance stress cycle factor, Z_N[8]

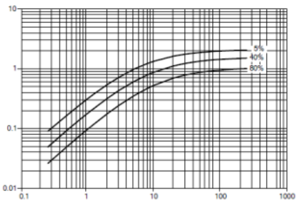


図 I.23　Probability of wear distress[9]，(%)

損傷確率＆効率

項　目	記号	単位	Pinion	Gear
スカッヒング発生確率	ηs	%	36.11	
摩耗の発生確率	ηf	%	23.58	
動力損失	ηe	%	1.39	

図 I.24　損傷発生確率

$$K_{\alpha} = \frac{T_{f\,max} - M_{TC}}{S_D} \tag{1.8}$$

$T_{f\,max}$: 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 σ_{Hmax}=7423MPa 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 Tf_{max}=984℃の高温となる．

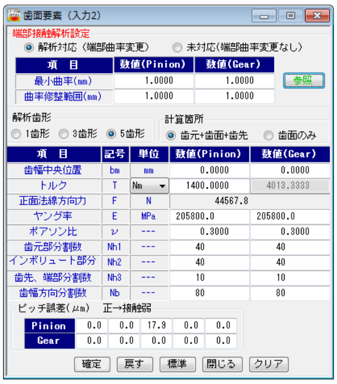
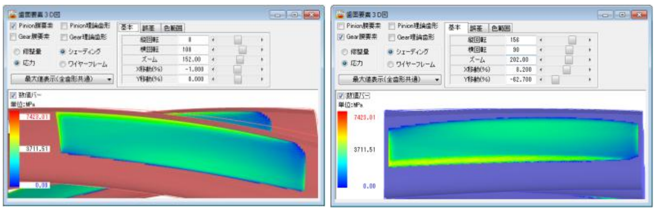


図 I.25　端部解析（設定）



(a) Pinion　　(b) Gear

図 I.26　歯面応力（端部解析），σ_{Hmax}=7423MPa

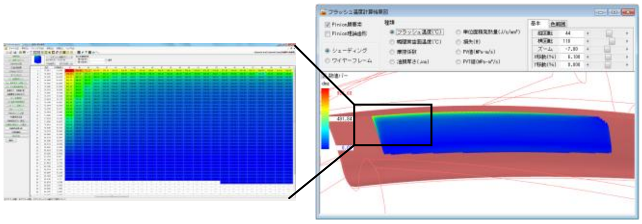


図 I.27　フラッシュ温度（端部解析），Tf_{max}=984℃

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 Tf_{max}=984℃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．

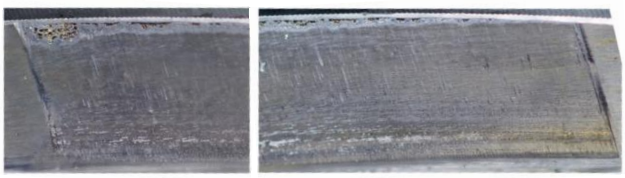


図 I.28　歯面損傷写真[10]（N_P=1×10^6，ピニオン歯面，歯-14）

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=1.0×10^6

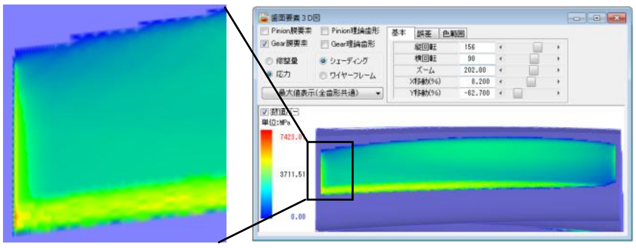


図 I.31　解析結果（ギヤ），端部解析, σ_{Hmax}=7423MPa

I. 10 歯元応力解析

図 I.12 の解析角度（θ=−29.41°～34.70°）の範囲で歯元応力（最大主応力最大値 σ_{1max}）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 θ_P=−7.68°での歯元応力と変位を図 I.34 および図 I.35 に示す．

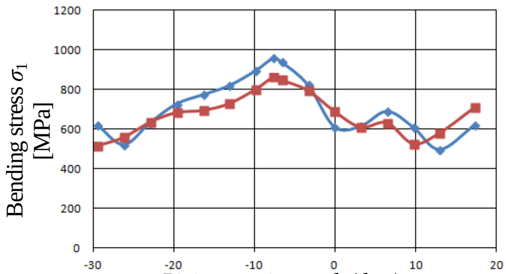


図 I.32　歯元曲げ応力 σ_{1max}(MPa)

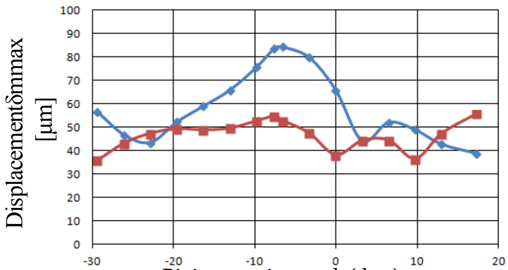
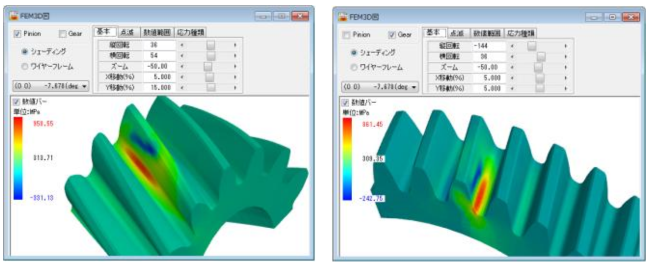
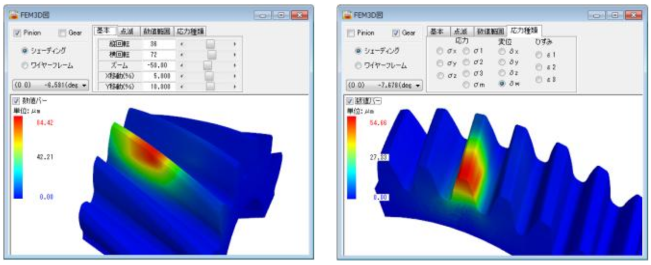


図 I.33　歯形変位 δ_{mmax}(μm)



(a)ピニオン，σ_{1max}=959MPa　　(b)ギヤ，σ_{1max}=861MPa

図 I.34　歯元応力（θp=-7.68°）



(a)ピニオン，δ_{mmax}=84.4μm　　(b)ギヤ，δ_{mmax}=54.7μm

図 I.35　歯形変位（θ_P=−7.68°）

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

(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）

ここで使用した CT-FEM Opera は，本カタログから新しくなりました．カタログ(vol.17)，[45] CT-FEM Opera iii をご覧ください．

［付録：J］

伝達誤差解析例

J. 1　実験装置

黒河，有浦の研究「歯車の負荷時高精度かみ合い誤差測定に関する研究」[1]の成果と CT-FEM Opera の解析結果を比較した.

実験装置は，図 J.1 に示す動力循環式歯車運転試験機であり，伝達誤差計測用のエンコーダは分解能 1 秒を有している.

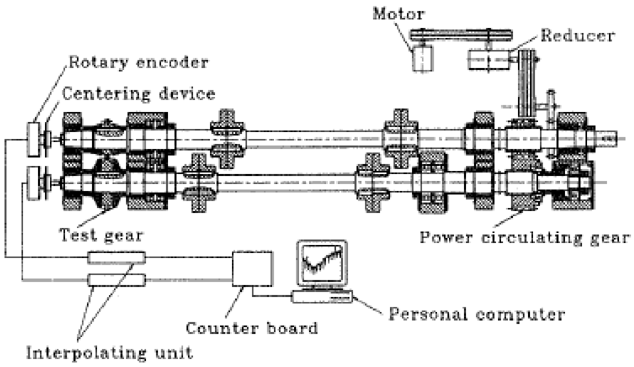


図 J.1　実験装置

J. 2　実験結果と伝達誤差解析結果の比較

実験に供した歯車は図 J..2 の諸元を持つ歯車であり歯車精度は，JIS B 1702(1998) 0 級の歯研削歯車である．伝達誤差は，単位歯幅当たりの荷重を 8～784 (N/mm)として 7 種類の負荷を与え，そのときの伝達誤差を計測している．図 J.3 は 147(N/mm)の例を示している.

図 J.2　歯車諸元

図 J.3　トルク設定

CT-FEM Opera ソフトウェアで解析する際, 図 J.1 の試料歯車を支持する軸受間距離が 240mm あることから負荷が作用する際，軸変位が発生することを想定し解析した．トルクと軸変位，そして伝達誤差の実験値と解析結果を表 J.1 および図 J.4 に示す.

図 J.4 の荷重 200(N/mm)より大きい領域では歯実験と解析は良く一致している．しかし，これより小さい領域では実験と解析結果は一致していない．この理由は，実験の負荷が 8(N/mm)においてTE=4(sec) である理由は，歯形誤差や歯面粗さが表れていると考えられる.

表 J.1　伝達誤差解析結果

No.	単位荷重(N/mm)	トルク (Nm)	実験値(sec)	軸変位(sec)	解析結果(sec)
<1>	8	18.7	4.0	7.42	0.76
<2>	98	229.5	4.7	8.06	5.94
<3>	147	344	5.6	12.1	6.62
<4>	196	459	7.9	16.1	7.13
<5>	392	918	8.8	32.1	9.11
<6>	637	1492	11.2	52.2	11.7
<7>	784	1836	13.0	64.1	13.2

図 J.5 に実験結果と解析結果の伝達誤差を重ね合わせた図を示すが，両者は良く一致した結果となっている．図中に示す赤色の縦線は，実験の目盛 20sec に合わせている.

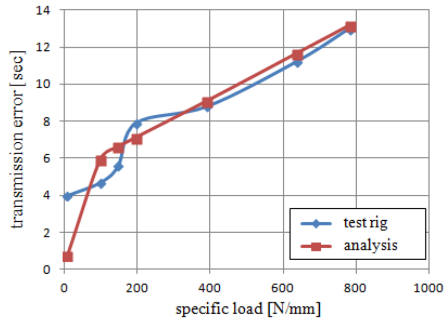


図 J.4　伝達誤差最大値（実験と解析）

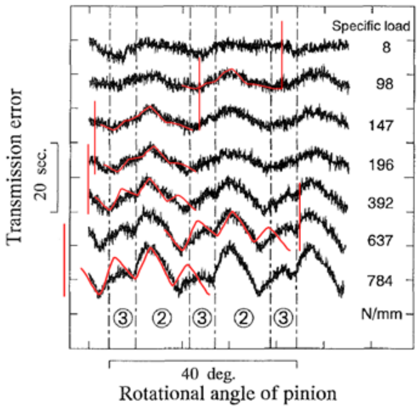


Fig.9　Transmission errors under several loads

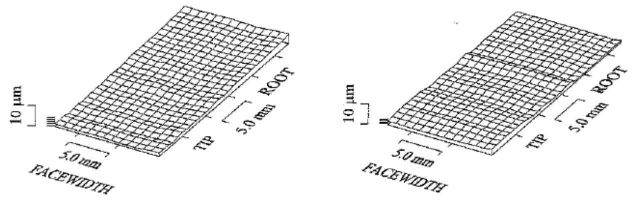
図 J.5　伝達誤差（実験と解析）

J. 3　歯面形状と歯面粗さを考慮した伝達誤差

J. 3. 1　平歯車（無修整）

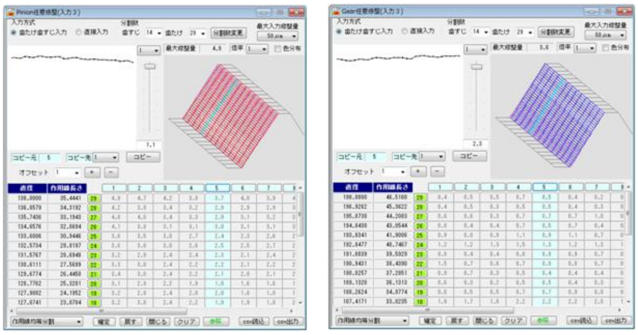
実験に供した歯車諸元を図 J.6 に歯面形状を図 J.7 に示す．伝達誤差は, 単位歯幅当たりの荷重を 22～392 (N/mm)として 7 種類の負荷を与えている．伝達誤差解析をする際は，歯面形状を図 J.8 のように与えた．実験と解析による伝達誤差結果を図 J.9 に示すが，両者は良く一致している.

図 J.6　歯車諸元



駆動歯車　　　　被動歯車

図 J.7　歯面形状



(a)ピニオン　　　　(b)ギヤ

図 J.8　歯形誤差（Excel データ読み込み）

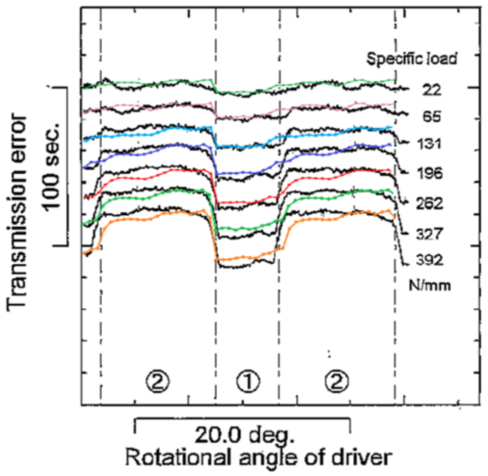
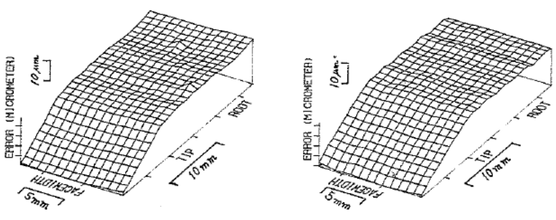


図 J.9　伝達誤差（実験と解析）

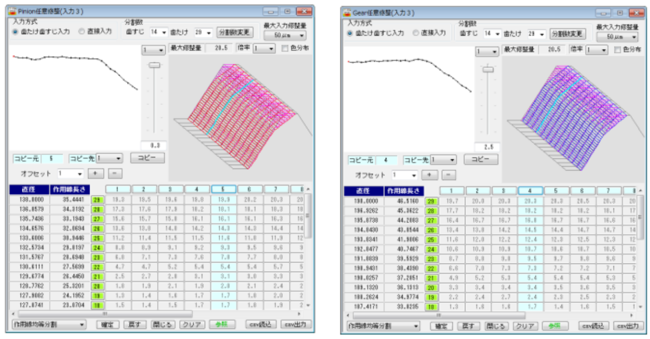
J. 3. 2　平歯車（歯先修整）

歯車諸元は，図 J.6 と同じであり，伝達誤差は，単位歯幅当たりの荷重を 22～654 (N/mm)として 11 種類の負荷を与えている．伝達誤差解析をする際は，歯面形状を図 J.10 のように与えた．実験と解析による伝達誤差結果を図 J.12 に示すが，両者は良く一致している．



駆動歯車　　　　被動歯車

図 J..10　修整歯形



(a)ピニオン　　　　(b)ギヤ

図 J.11　歯形誤差（Excel データ読み込み）

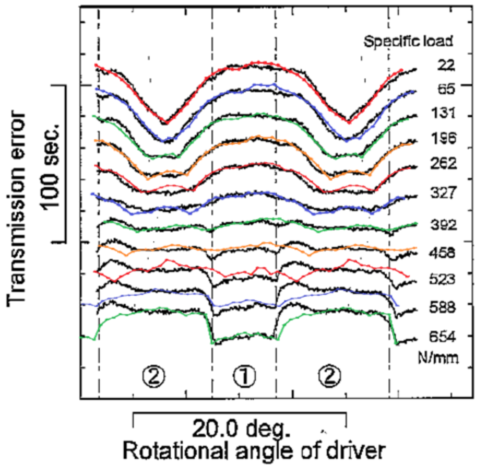
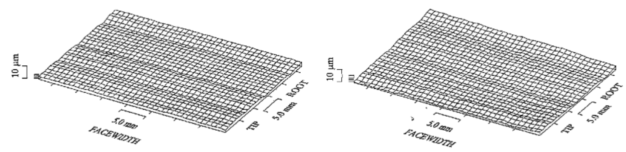


図 J.12　伝達誤差（実験と解析）

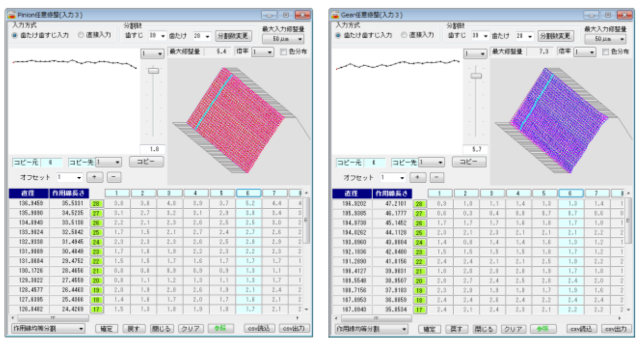
J. 3. 3　はすば歯車（無修整）

歯車諸元は，図 J.2 と同じであり，伝達誤差は，単位歯幅当たりの荷重を 8～650 (N/mm)として 16 種類の負荷を与えている．伝達誤差解析時の歯面形状を図 J.14 のように与えた．実験と解析による伝達誤差結果を図 J.15 に示すが，両者は良く一致している．また，図 J.16 に拡大波形を示すが，実験と解析結果は良く一致し



駆動歯車　　　　被動歯車

図 J.13　歯面形状



(a)ピニオン　　　　(b)ギヤ

図 J.14　歯形誤差（Excel データ読み込み）

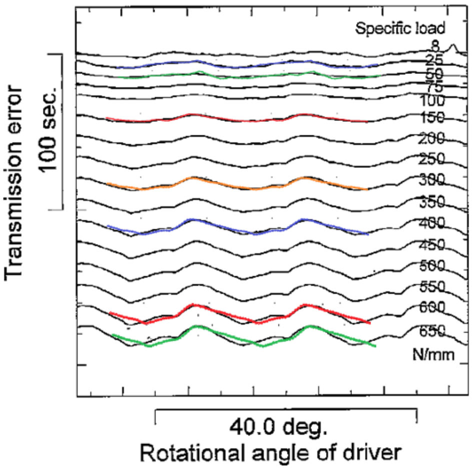


図 J.15　伝達誤差（実験と解析）

ている．ただし，負荷による影響を考慮し表 J.2 のように食い違い誤差を与えている．

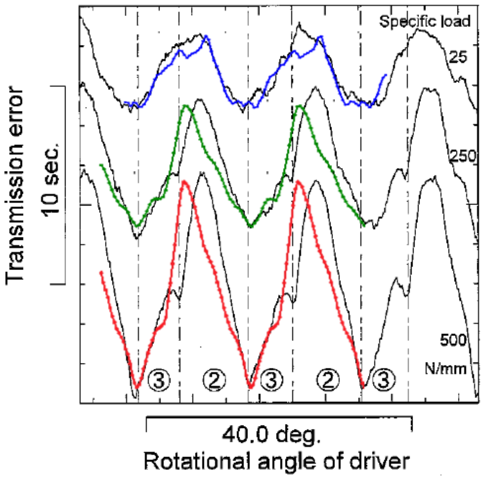


図 J.16　伝達誤差（実験と解析）

表 J.2　伝達誤差解析結果

	TE_{max}		食い違い
N/mm	実験値(s)	解析(s)	ϕ_1(deg)
25	3.92	3.31	0.001
250	7.06	6.23	0.003
500	10.7	10.4	0.005

J. 4　まとめ

(1) 伝達誤差の実験と解析結果は，良く一致した．

(2) ソフトウェア解析により，ほぼ確かな伝達誤差を予測することができた．

参考文献

(1) 黒河，有浦，歯車の負荷時高精度かみ合い誤差測定に関する研究，機論 C，1998-7, pp.408-415

(2) CT-FEM Opera，歯車応力解析ソフトウェア，アムテック，（2014）

［付録：K］　動力損失解析例

K. 1　概要

歯車の基礎と設計（成瀬著）[1]に掲載されている平歯車のかみ合い損失率と平均滑り速度との関係の実験を基に，CT-FEM Opera[2]で解析した．その結果を以下に示す．


歯車寸法（入力１）[外×外歯車]

基本寸法　端部形状

項　目	記号	単位	数値(Pinion)	数値(Gear)
モジュール	mn	mm	2.7500	
歯数	z	---	33	33
圧力角	αn	deg	20.0000	
ねじれ角	β	deg	0 ° 0 ' 0.00 "	
ねじれ方向	---	---	-----	-----
基準円直径	d	mm	90.7500	90.7500
歯厚入力方式	---	---	転位係数	転位係数
歯直角転位係数	xn	---	0.14100	0.14100
またぎ歯数	Zm	---	*****	*****
またぎ歯厚	W	mm	*****	*****
オーバーピン径	dp	mm	*****	*****
オーバーピン寸法	dm	mm	*****	*****
転位量	xm	---	*****	*****
法線歯厚減少量	fn	mm	0.0000	0.0000
中心距離	a	mm	91.5026	
歯先円直径	da	mm	97.0255	97.0255
歯底円直径	df	mm	84.6505	84.6505
歯元R(工具刃先R)	Rf	mm	1.0313	1.0313
歯幅	b	mm	20.0000	20.0000

確定　戻す　標準　閉じる　クリア　ラック

図 K.1　歯車諸元


動力、潤滑油設定(フラッシュ温度用)

項　目	記号	単位	Pinion	Gear
最大歯面応力	σHmax	MPa	959.425	
トルク	T	Nm	300.00	300.00
動力	P	kW	65.345	
回転速度	n	1/min	2080.000	2080.000
周速	v	m/s	9.965	
歯面粗さ(最大高さ)	Rz	μm	1.000	1.000
歯面粗さ(平均)	Ra	μm	0.200	0.200
材料名	---	---	Cr鋼(1Cr)	Cr鋼(1Cr)
比重	ρ	g/cm^3	7.870	7.870
比熱	CM	J/(kg℃)	461.000	461.000
熱伝導率	λ	W/mK	60.000	60.000
歯車温度	GTc	℃	70.000	
項　目（油）	記号	単位	数値	
油温度	OTc	℃	70.000	
油の種類	---	---	鉱物油(その他)	
ISOグレード	---	---	ISO VG 220	
動粘度(40℃)	---	mm²／s	220.000	
油の平均温度	MTc	℃	240.000	
油の標準偏差温度	SD	℃	39.000	
絶対粘度	μ0	cP	37.30	
粘度圧	α	1/MPa	0.02046	

確定　戻す　閉じる　クリア　材料選択

図 K.2　設定

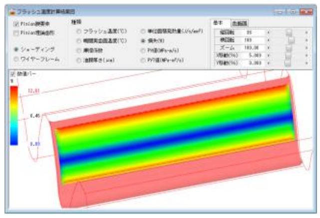
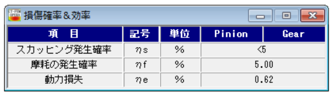
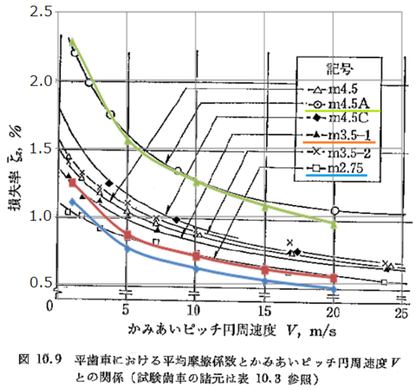


図 K.3　動力損失


損傷確率＆効率

項　目	記号	単位	Pinion	Gear
スカッヒング発生確率	ηs	%	<5	
摩耗の発生確率	ηf	%	5.00	
動力損失	ηe	%	0.62	

図 K.4　損傷確率，動力損失



m	mm	2.75	3.5	4.5
z_1	---	33	26	16
z_2	---	33	26	24
α	deg		20	
β	deg	0		
x_1	---	0.141	0.0073	0.8635
x_2	---	0.141	0.0073	-0.500
b	mm	20		
a	mm	91.5		

図 K.6　実験と解析

K. 2　まとめ

(1) 図 K.6 のように実験結果と解析結果は良く一致している．

(2) ソフトウェア解析により，ほぼ確かな動力損失を予測することができた．

参考文献

(1) 成瀬，「歯車の基礎と設計」，養賢堂，2001．P.132-133

(2) CT-FEM Opera，歯車応力解析ソフトウェア，アムテック，（2014）

ここで使用した CT-FEM Opera は，本カタログから新しくなりました. カタログ(vol.17), [45] CT-FEM Opera iii　をご覧ください.

[付録] 歯車に関する主要史実年表

西暦	外国史実		和暦	日本国内史実
384〜322 BC [古 代]	ギリシャ	アリストテレスが著書の中に歯車について記載した(世界最古の歯車の記事)		
	中 国	古代中国で動力用歯車が使用されていたらしい		
287〜212 BC	ギリシャ	アルキメデスがウォームギヤと平歯車を組み合わせて巻上機を製作した		
400〜200 BC 頃	中 国	中国山西黄河の沿岸から青銅製の歯車出土，測量器や天体観測に使用		
100 BC 頃	エジプト アラブ	ヘロンが歯車について論文発表，照準儀にウォーム歯車使用		
46 BC 頃	ローマ	ヴィトルヴィウスが動力伝達用として使用する最初の歯車付水車を発表		
50〜200 [中 世]	ローマ	ローマ時代の遺跡から鉄製歯車が出土，現存する最も古い動力伝達用歯車		
850 頃	イタリア	法王シルベスタ2世が歯車時計を発明したといわれる	[大和時代] 610	推古天皇時代に僧「曇徴」が水車を作った(日本書記)
	イスラム	天体観測器に歯車を使用		
1000〜1100	中 国	宋代の渾儀，指南車，記里鼓車に歯車が使用された	670	天智天皇時代に水車を利用して製鉄を行った(日本書記)
1100〜1200	スウェーデン	古城から石製はすば歯車が出土した	[平安時代]	
1200 年代	西 欧	ヨーロッパの各地で機械時計が製作され歯車が使用された	[鎌倉室町]	
1370 [15 世紀]	フランス	パリの宮廷にビックが製作した機械時計が設置され現存している		
1430 頃	西 欧	馬力利用の歯車装置付製粉機や箱形風車の歯車増速装置等の記録が残っている		
1484	ドイツ	ワルテラスが天体観測に機械時計を利用(科学上の研究に機械時計を用いた最初の記録)		
1452〜1519 [16 世紀]	イタリア	レオナルド・ダ・ヴィンチが各種の歯車装置を考案し機械要素としての歯車が確立した	[安土桃山]	鉄砲が伝来し西欧との関係が始まった
1556	ドイツ	アグリコラが採鉱冶金に関する著書を出版， その中で多数の歯車装置について詳細説明をした	天文 12(1549) 天文 20(1551)	フランシスコ・ザビエルが周防国大内義隆に機械時計を献上した(日本に伝来した最初の歯車機構)
1500 年代	西 欧	西欧各地に塔時計が普及した	天正 9(1591) [徳川時代]	ローマ法皇へ派遣した使節が帰朝し宣教師ワリヤニが秀吉に時計を献上した
			慶長 11(1606)	宣教師が家康に時計を献上した
1637	中 国 (崇禎 10)	明の学者宋応星が天工開物を出版，その中で歯車装置について説明	慶長 17(1612)	メキシコ総督がスペイン製の置時計を献上，静岡県久能山東照宮に現存，日本に現存する最古の歯車
			1600 年代初期	津田助左衛門が時計を製作，日本最古の歯車製作記録
1655	ドイツ	シュテファンファルフレルが手動歯車装置付3輪車，4輪車を製作		
1600 年代後半		B. パスカルと G.W.ライブニッツが歯車式計算機械を考案した		
1674	デンマーク	レーマーが歯車の等角速度運動を論じエピサイクロイド歯形を推奨した(歯形の理論的研究に関する最初の文献)	[徳川時代] 元禄 3(1690)	人倫訓蒙図彙に時計の歯車を製作中の図がある．歯車製作を示す日本最初の文献

西　暦	外　国　史　実		和　暦	日本国内史実
1694 ［18 世紀］	フランス	ライールがエピサイクロイド曲線を論じインボリュート曲線についても述べた		
1700 年代初期	スウェーデン	C.ポルハムが時計歯車歯切機械を製作（ストックホルム博物館に現存）	正保 1(1704)	徳川家光に懐中時計が献上された
1724	ドイツ	J.レオポルドが著書に各種の歯形と歯の寸法について記載	享保 11(1726)	古今図書集成にオランダ風車(歯車装置付)の図がある
1732	フランス	J.ヴォサンソンが歯切用カッタを製作した．現存最古の歯切工具		
1733		M.カミューが歯車歯形について論文発表しエピサイクロイド歯形のかみ合いを詳しく述べた		
1740	イギリス	ヒンドレー（時計製造業者）が鼓形ウォームを考案		
1765	スイス	L.オイラーが歯形の解析に関する論文を発表しインボリュート歯形を論じた		
1769	イギリス	スメルトンが減速歯車付シリンダー中ぐり盤を製作した．またグラスゴーのキャロン鉄工所で鋳出歯車を製作した	安永 4(1775)	若井源大衛門が歯車を利用して盃運人形を製作した（現存）
1781		J.ワットが蒸気機関の遊星歯車機構について英特許を取得した		
1785 頃	イギリス	J.ワットとJ.レニーが初めて歯車の曲げ強度計算を行なった	寛政 8(1796)	土佐・細川半蔵が機巧図彙を著し時計製作法に関連し歯車について詳しく述べた
1800		H.マウズレーが換歯車付旋盤を製作した	寛政 12(1800)	伊能忠敬が地図作成に量程車を使用した，時計の歯車機構利用の一例（現存）
1807	アメリカ	R.フルトンが最初の蒸気船にはずみ車駆動用歯車装置を採用		
1818		E.ホイットニィがフライス盤を製作した		
1822	イギリス	J.ウーズラムがはすば歯車について特許を取得した	文政 5(1822)	大蔵永常が農具便利論を出版しその中で牛力駆動歯車装置付水車を説明した
1829	アメリカ	クラベット・ソーン社が倣式歯切盤の特許を取得した		
1833		ブラウンシャープ社創立		
1835	イギリス	J.ウィットウォースがウォームホィールホブ盤の特許を取得	天保 7(1836)	水戸斉昭が雲霓機纂を編纂しその中でスプロケット式バケット水揚機を説明した
1837		R.ウィリスがインボリュート歯車の利点，中心距離の変化，交換性歯車等を強調し，オドントグラフを発明，圧力角 14.5° を採用しインボリュート歯車の実用化に大きく貢献した		
1839		ボドマーが，DP システムを創始した パフがウォームホィールの切削に初めてホブを使用した		
1850		E.サングが歯車の交換性に関する論文を発表した	嘉永 3(1850)	田中久重が万年自鳴鐘を完成した
1853		ホワイトヘッドが歯車の切削に初めてホブを使用した	嘉永 6(1853) 安政 3(1856)	ペルリが来航した オランダ人機械技術者が長崎製鉄所に技術指導に来日，歯車製造技術も指導した
1856	ドイツ	C.シーレがホブによる歯切法を発明し英国の特許を取得した	安政 3〜5 (1856〜1858)	薩摩藩が大型木製歯車増速装置で織機を運転した
1859	ドイツ	ライネッカー社創立		
1860	イギリス	ダビッドブラウン，P&H 社創立		

西暦	外国史実	
1865	アメリカ	グリーソン社創立
1866	ドイツ	シース社創立
1872		ハーゲントルンが初めて平歯車とかさ歯車の創成歯切法を発表
1873		ホッペが初めて転位歯車方式を発表した
1874	アメリカ	グリーソンが倣式かさ歯車歯切盤を製作した
1877		グールド・エバーハート社創立 自動歯切盤を製作した
1882		ビルグラムがすぐばかさ歯車の創成歯切盤を製作した
1885	ドイツ	ベンツがガソリン機関付3輪自動車製作
1886	アメリカ	W.ハークネスが歯車強度計算式に速度係数の考え方を入れた
1887		G.B.グラントが特許によりホブ盤を製作した
1892		W.ルイスが歯車の曲げ強度計算式を発表
1894	ドイツ	ライネッカー社がホブ盤を製作した
1896	アメリカ	フェロー社創立
1897	ドイツ	H.ファウターが差動装置付万能ホブ盤を発明した. これによりホブ盤が著しく進歩した
1900		ファウター社創立
1908	オーストリア	ヴィデキーが歯面強さにヘルツの接触応力の考え方を導入した
1908	スイス	M.マーグが転位歯車方式を発表した
1908	イギリス	S.サンダーランドがやまば歯車形削盤について特許を取得した
1909		C.A.パーソンが世界最初の減速歯車装置付タービン船を完成
1910	アメリカ	ウェスチングハウス社で 6000HP船用タービン減速歯車装置建造
1914	スイス	マーグ歯車研削盤 1 号機が完成した ミクロン社創立
		DIN37“歯車の表示”が制定された
1923	ドイツ	クリンゲルンベルグ社設立
		DIN780“モジュール系列”が制定された
1928	アメリカ	E.バッキンガムが“Spur Gear”を出版した
1932	イギリス	BSS“平及びはすば歯車”規格が制定された
1935	アメリカ	J.O.アルメンがスコーリング強さの計算法を発表した
1942	イギリス	H.E.メリットが“Gear”を出版した
1949	アメリカ	E.バッキンガムが“Analytical Mechanics of Gears”を出版
1954		D.W.ダッドレイが “Practical Gear Design”を出版した
1960	西ドイツ	G.ニーマンが“Maschinenelemente”を出版
		エッセンにて国際歯車会議開催
1966		ミュンヘンにて歯車会議開催
1969	ハンガリー	ブタペストにて歯車会議開催

和暦	日本国内史実
文久 3(1863)	鹿児島集成館にオランダ製工作機械輸入
慶応 3(1867)	横須賀造船所にフランス製工作機械を輸入した
[明治時代]	
明治 8(1875)	田中久重が日本最初の民間機械工場を創立した
明治 14(1881)	大阪鉄工所が開業した
明治 22(1889)	池貝鉄工所創立. 民間工場として初の国産旋盤を製作し, 換歯車も国産した
明治 27(1894)	日清戦争勃発
明治 30(1897)	日本機械学会が創立され第1巻第1号の学会誌に井口の歯車の強さに関する論文が発表された
明治 33(1900)	溝口歯車歯切工場が創立された
明治 37(1904)	日露戦争勃発
明治 42(1909)	唐津鉄工所創設
[大正時代]	
大正 3(1914)	園池製作所設立
大正 6(1917)	園池製作所が 40 インチホブ盤を製作した
大正 7(1918)	池貝鉄工所が 24 インチホブ盤を製作した
大正 9(1920)	樫藤鉄工所が 40 インチホブ盤を製作した
大正 10(1921)	溝口歯車工場にシース社製6メートル大型ホブ盤設置
大正 12(1923)	唐津鉄工所が6フィートホブ盤を製作した
大正 14(1925)	成瀬政男が歯形に関する論文を発表
[昭和時代]	
昭和 4(1929)	岡本工作機が歯車検査機を製作した
昭和 5(1930)	岡本工作機が 24 インチ歯車研削盤製作
昭和 6(1931)	和栗明らが歯車の精度に関する論文を発表した
昭和 7(1932)	小野鑑正が歯車軸の振動に関する論文を発表した
昭和 12(1937)	JES B73 “インボリュート歯車歯形” が制定された
昭和 13(1938)	日本学術会議に歯車に関する研究分科会が発足した
昭和 17(1942)	日立精機、岡本工作機、唐津鉄工、大阪製鎖等でかさ歯車歯切盤, かさ歯車研削盤等が完成した
昭和 24(1949)	中田　孝が転位歯車を出版 近畿歯車懇話会が創立された
昭和 28(1953)	仙波正荘が“歯車”第 1 巻を出版した
昭和 29(1954)	成瀬政男が“歯車の話”を出版した
昭和 35(1960)	JIS B1702 平歯車及びハスバ歯車の精度規格制定