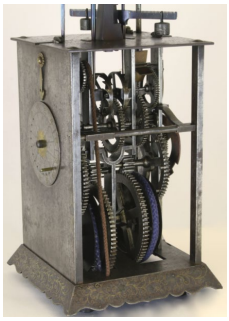
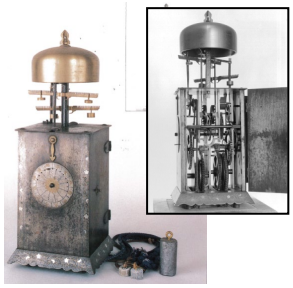
経　歴

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 30 号 プリオタワー4305
TEL/FAX	：	TEL 06-6577-1552　　FAX 06-6577-1554
URL	：	https://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	：	三井住友銀行 港支店 りそな銀行 難波支店
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･販売の沿革

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
2000 年 06 月	VGR ラックソフトウェア
2000 年 08 月	トロコイド曲線を用いた歯車のソフトウェア
2000 年 09 月	ハイポイドギヤ強度計算ソフトウェア
2000 年 12 月	ウォームギヤ歯形レンダリング
2001 年 01 月	金型用歯形出力ソフト GearPro2000
2001 年 02 月	ヒンドレーウォームギヤのソフトウェア
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ウェア
2001 年 04 月	新遊星歯車(Planet AGITΩ)
2001 年 05 月	3D 歯形応力，伝達誤差解析ソフト
2002 年 07 月	非接触歯車測定装置(G3-System)
2002 年 10 月	新サイクロイドギヤソフトウェア
2002 年 12 月	新楕円系歯車ソフトウェア
2003 年 03 月	新ベベルギヤソフトウェア
2003 年 04 月	ねじ歯車ソフトウェア
2004 年 05 月	L-Hypoid Gear ソフトウェア
2004 年 08 月	Gear Navigation System
2004 年 09 月	CT-FEM System ソフトウェア
2005 年 04 月	小歯数(1 歯)歯車ソフトウェア
2005 年 04 月	ウォームギヤの歯当り跡表示ソフト
2005 年 05 月	Hob chip Calculation software
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
2006 年 03 月	不思議遊星歯車を販売
2007 年 03 月	遊星歯車のダブルピニオン式ソフトウェア
2007 年 04 月	CT-FEM System Ver.4.0
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
2007 年 08 月	スプライン(JIS B 1603:1995) ソフトウェア
2007 年 10 月	不等配遊星歯車ソフトウェア
2007 年 12 月	斜傾ウォーム
2007 年 12 月	L-Niemann Worm Gear Design software
2008 年 02 月	左右異圧力角歯車設計ソフトウェア
2008 年 08 月	ピッチ誤差計算ソフトウェア
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
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
2009 年 09 月	歯車強度 JGMA6101-02:2007, JGMA6102-02:2009 ソフトウェア
2010 年 04 月	正弦歯車設計ソフトウェア
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 Σ iii(worm gear design system
2016 年 02 月　GearPro iii(involute gear profile design system)
2016 年 04 月　CT-FEM Opera iii
2017 年 05 月　**日経ものづくり誌 5 月号，p63～68 に「生産性 10 倍の新形状歯車」として** Linear bevel gear（IP-bevel gear）**記事が掲載される.**
2017 年 06 月　**大阪市港区弁天 1-2-30　プリオタワー4305 に住所移転**
2017 年 08 月　**ピン歯車ソフトウェア**
2017 年 10 月　**ピニオンカッタソフトウェア**
2017 年 12 月　**楕円系歯車ソフトウェア**(New)
2018 年 01 月　ISO6336 **強度計算ソフトウェア**
2018 年 03 月　Diamond **ねじ状砥石ソフトウェア**(New)
2018 年 04 月　Strain wave gearing design system（**波動歯車**）
2019 年 08 月　**ホブ刃形生成ソフトウェア**
2019 年 10 月　**ウォーム成形砥石歯形解析システム**
2020 年 08 月　CT-FEM Opera iii，**起振力解析オプション**
2020 年 11 月　**高減速比フェースギヤ**（Helicon®）**ソフトウェア**
2021 年 01 月　ANSI/AGMA2101-D04 **ソフトウェア**
2021 年 04 月　**対数らせん歯車**
2021 年 10 月　**ピニオンカッタ歯形設計システム**
2021 年 12 月　**セクターテーパギヤソフトウェア**
2022 年 04 月　**遊星歯車機構の起振力解析システム**
2023 年 06 月　**新しいベベルギヤとして** HP bevel gear **およびスキュー平面歯形ソフトウェアを開発**
2023 年 10 月　**創成歯切り用工具歯形生成ソフトウェア**
2024 年 02 月　**ピニオンカッタ歯形生成ソフトウェア**
2024 年 04 月　**対数らせん歯車ソフトウェア**
2024 年 06 月　**任意歯形用の成形研削砥石歯形ソフトウェア**
2024 年 10 月　**ステップドピニオン式遊星歯車ソフトウェア**
2024 年 12 月　**テーパ&セクタギヤ**
2025 年 02 月　**スピロイドギヤ，ヘリコンギヤソフトウェア**
2025 年 05 月　3K **遊星歯車ソフトウェア**



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

日本機械学会論文集　Vol. 83(2017) No. 847「和時計から日本の歯車の源流を探る」
https://www.jstage.jst.go.jp/article/transjsme/83/847/83_16-00295/_pdf
計算機や工作機械がない時代でもこのようなことができたという技術への取り組みの本質を見直すきっかけになれば良いのではないかと考えています.

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.19，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，下記までご連絡くださいますようお願い申し上げます．カタログに掲載しているソフトウェアは，順次，新しくしていますのでホームページでご確認ください.

E-mail: info@amtecinc.co.jp
URL: https://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.19）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) ISO6336 強度計算
[4]	involute ASM(high-intensity gear design system)
[8]	Tooth thickness converter（転位歯厚変換）
[12]	強度計算ソフトウェア（AGMA2101-D04）
[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 小歯数)
[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，曲げ応力，摩擦係数，フラッシュ温度，動力損失，起振力解）
[57]	テーパ&セクタギヤ

・ベベルギヤ関係

[2]	involute Σ iii(bevel gear design system)
[2]	involute Σ iii(bevel gear design)+AGMA2003-B97
[2]	HP^2 bevel gear
[20]	Face gear design system iii
[21]	L-Hypoid gear design system
[46]	Linear bevel gear design system
[55]	スピロイドギヤ
[56]	ヘリコンギヤ

・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)
[49]	遊星歯車機構の起振力解析システム
[54]	ステップドピニオン式遊星歯車
[58]	3K 遊星歯車

Software No.	ソフトウェア名
[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]	インボリュート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
[33]	ピン&ラック
[34]	Hypo-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
[47]	Strain wave gearing design system（波動歯車）
[52]	対数らせん歯車
[*]	スプロケット
[*]	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]	Electroplated wheel profile design system（ねじ状砥石）
[16]	成形砥石歯形解析
[23]	Hob Chip software（切粉形状シミュレーション）
[42]	Skiving cutter design system
[48]	ウォーム成形砥石歯形解析システム
[50]	創成歯切り用工具歯形
[51]	ピニオンカッタ歯形設計システム
[53]	任意歯形成形研削砥石歯形
[*]	切り上げ距離計算
[*]	成形研削盤

・検査関係

[25]	involute Gemma
[*1]	ピッチ誤差計算（作図例）
[*2]	歯車精度規格（無償ダウンロードソフトウェア）
[*3]	両歯面かみ合い検査（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.]

[1] **involute Σ iii (spur and helical gear design system)** ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 1
鋼歯車の強度式は，ISO に準拠した JGMA6101-02, 6102-02 を標準装備し，プラスチック歯車の強度計算は JIS B 1759(2013)に対応しています．また，ISO6336 (2006)および**小歯数歯車**をオプションとして追加しました．

[2] **involute Σ iii (bevel gear design system)** ・・ 14
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．

[3] **involute Σ iii (worm gear design system)** ・・ 26
ウォーム×ウォームホイールの寸法，歯形，強度，歯当たり跡，FEM，回転伝達誤差，周波数解析
ウォーム×ヘリカルギヤの寸法，歯形，強度，歯当たり跡，FEM，回転伝達誤差，周波数解析

[4] **involute ASM(high-intensity gear design system)** ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 35
非対称歯形歯車設計．非対称歯形歯車の特性については**付録[H]** をご覧ください．

[5] **Planetary gear design system（遊星＆不思議遊星）** ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 41
歯数の設定やトルク配分を自動決定します．寸法，歯形，効率，強度，etc.
ダブルピニオンタイプ遊星歯車，不等配遊星歯車

[6] **Hob Erase（歯車電極用エンドミル歯形解析）** ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 51
ホブを使用しないで歯車電極等をエンドミルで加工するためのソフトウェア

[7] **Differential change gear calculation system（有理数分解）** ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 51
小数点付き数値を 2 つの分数に分解するソフトで差動換え歯車計算に最適

[8] **Tooth thickness converter（転位歯厚変換）** ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 52
歯切り時の歯厚(またぎ，オーバーピン，弦)変化とピンの位置を表示

[9] **Elliptical gear design system（楕円系歯車）** ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 53
同じ葉数(1 葉×1 葉，2 葉×2 葉等)だけでなく異葉数(3 葉×5 葉等)も設計できます．
任意ピッチ曲線を持つ楕円系歯車ソフトウェア

[10] **Worm Bite2（ウォームバイト刃形解析）** ・・ 54
ウォーム歯形を 1 形に加工するための刃形解析ソフトウェア

[11] **Gear navigation systemV（歯切り，シェービング，ホーニング）** ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 55
ホブ切削，シェービング，ホーニング加工，バイアス修整を与えた歯数の異なるドレスギヤ

[12] **AGMA2101-D14** ・・ 63
ANSI/AGMA2101-D04 規格に基づいた強度計算ソフト．曲げ，面圧，寿命，フラッシュ温度，油膜厚さからスコーリングと摩耗の発生確率を計算
AGMA925-A03 規格に基づいて歯面損傷に対する潤滑効果の評価

[12a] **AGMA2001-C95** ・・・ 67
ANSI/AGMA2001-C95 規格に基づいた強度計算ソフト．曲げ，面圧，寿命，フラッシュ温度，油膜厚さからスコーリングと摩耗の発生確率を計算

[13] **Electroplated wheel profile design system（Diamond Tool，ねじ状砥石歯形）** ・・・・・・・・・・・・・・ 70
ねじ状砥石用の電着砥石（ダイヤモンドドレッサ）形状を出力
転位工具（ねじ状砥石）にも対応

[14] **GearPro iii (involute gear profile design system)（インボリュート歯形出力）** ・・・・・・・・・・・・ 73
射出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歯切り工具加工にも対応した歯形を生成

[15] **involute Σ iii (crossed helical gear design system)（ねじ歯車）** ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 77
ねじ歯車のかみ合い理論に基づいて寸法，歯形，接触軌跡を計算

[16] **平，はすば歯車加工用成形砥石歯形設計システム** ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 79

[16a] **複溝成形砥石歯形解析** ・・・ 81

[16b] **内歯車用成形砥石歯形解析** ····· 82
[17] **トロコイド曲線を使用した歯車（ポンプ用歯車）** ····· 84
歯数，アウターロータの歯底円，偏心量から歯形を生成し吐出量を計算
[18] **Adduction differential gear design system（愛称：ピンコイド歯車）** ····· 85
内歯車にピンを配置した内転差動式の減速機構
[19] **ステアリングラック（VGR, CGR）設計システム** ····· 87
VGR(Variable gear ratio)ラックと **CGR**(Constant gear ratio)ラックの設計ソフトウェア
VGR は．ギヤレシオカーブに基づいてラックの歯形を生成
[20] **Specific Face gear design system**iii ····· 93
軸角は 90°以外も計算でき，ピニオン歯数 1 歯（小歯数オプション）にも対応
[20a] **involute Face**iii **（小形フェースギヤ）** ····· 98
軸角は 90°で小旗フェースギヤ向け
[21] **involuteΣ**iii**（Spherical involute Hypoid gear design system）** ····· 102
ハイポイドギヤの寸法設計，歯形生成，強度計算が可能.
球面インボリュート歯形を持つギヤにオフセットを与えたピニオンの歯形を決定
[22] **CT-FEM ASM（非対称歯形歯車応力解析）** ····· 107
非対称歯形歯車の 3 次元歯面修整，摩擦係数，接触応力，フラッシュ温度，PV 値等
従来の歯車に比して 50%UP の負荷容量を得ることが可能． 詳しくは**付録[H]**をご覧ください.
[23] **Hob chip（切粉形状シミュレーション）** ····· 115
ホブ切削時における切粉の切取り形状や厚さのシミュレーションソフトウェア
[24] **抹消** （カタログ Vol.18 に掲載している小歯数歯車は，[1]のオプションに移行しています）
[25] **involute Gemma** ····· 119
歯形測定データによる歯当たりと回転伝達誤差解析のソフトウェア
[26] **抹消**（カタログ vol.18 では CGR を掲載していましたが vol.19 では[19]に移行）
[27] **インボリュートスプライン(JIS B 1603) 寸法設計** ····· 123
[28] **傾斜ウォームギヤ設計システム** ····· 125
軸角 90°と 90°以外のかみ合いで A 形，N 形，K 形，I 形，C 形と L-Niemann ウォームに対応
[29] **抹消**（カタログ vol.18 では L-Niemann を掲載していましたが vol.19 では[28]に移行）
[30] **Taper and crossed gear design system** ····· 130
軸交差角を持つインボリュート歯車の設計，歯形生成
[31] **抹消**（カタログ vol.18 では AGMA925-A03 を掲載していましたが vol.19 では[12]に移行）
[32] **正弦歯形歯車設計システム** ····· 134
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る.
[33] **ピン歯車＆ラック設計システム** ····· 139
ピニオンをピン歯車としてかみ合うラック歯形を生成
[33a] **ピン歯車＆円筒歯車** ····· 140
[33b] **円筒歯車＆ピンラック** ····· 140
[34] **Hypo-Trochoid gear design system** ····· 142
トロコイド曲線を持つ歯車は，かみ合い率はインボリュート歯形に比して数倍
[35] **K-H-V Differential gear design system** ····· 145
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）
[36] **Double enveloping worm gear design system（ヒンドレーウォーム）** ····· 149
[37] **鼓形ウォーム＆ヘリカルギヤ設計システム** ····· 151
鼓形ウォームとインボリュートヘリカルギヤのかみ合い
[38] **UTS（常時伝達変速システム設計）** ····· 156
歯車式変速機で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.
[39] **内歯ウォームギヤ設計システム** ····· 160
内歯車方式のウォームギヤ

[40] **多段歯車設計システム** ····· 164
総減速比を与えれば減速段数とその歯数比，寸法，強度，軸受荷重を一括計算
[41] **内歯ねじ歯車設計システム** ····· 159
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
[42] **Skiving cutter design system** ····· 172
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
[43] **円弧歯すじ歯車設計システム** ····· 177
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）することができる.
[44] **SS-Worm gear design system** ····· 180
ホブ加工したホイールとかみ合う鼓形ウォーム
[45] **CT-FEM Opera ⅲ（歯車かみ合い応力解析）** ····· 185
実績のある CT-FEM Opera を並列処理プログラムにバージョンアップし，動的起振力も追加しました.
解析例を**付録[I～K]**に示します.
[46] **Linear bevel gear design system (IP-bevel gear)** ····· 498
大歯車の歯形と歯すじを直線としたベベルギヤで内歯ベベル，オフセット，軸角変更も可能.
円盤形砥石で歯面研削が可能.
[47] **Strain wave gearing design system（波動歯車）** ····· 204
波動歯車（カップ型）の歯形生成を基準ラックまたは工具（ホブ）を基準にして歯形を生成.
リング型も設計可能
[48] **ウォーム研削砥石歯形設計** ····· 209
[49] **遊星歯車機構の起振力解析** ····· 212
[50] **Generating tool profile design system（逆創成歯形）** ····· 218
歯車歯形を基に工具歯形を生成することができます.
[51] **ピニオンカッタ歯形設計ソフトウェア** ····· 220
[52] **対数らせん歯車** ····· 224
[53] **任意歯形研削用砥石歯形生成** ····· 226
インボリュート歯形以外の歯形を成形研削するときの砥石歯形を生成することができます.
[54] **ステップドピニオン遊星歯車** ····· 228
プラネラリ型遊星機構に対しピニオン（星歯車）が 2 段となっているため大きな減速比を
得ることができる.
[55] **スピロイドギヤ** ····· 233
小歯車の歯数を 1 とすることで高減速を得ることができ，同時かみ合い歯数が 4 以上得る
ことができる.
[56] **ヘリコンギヤ（高減速フェースギヤ）** ····· 238
小歯車を 1 歯の円筒インボリュート歯車として高減速歯車対を得ることができる.
[57] **テーパ&セクタギヤ** ····· 244
歯車（外歯車対，内歯車対）を軸方向に移動することでバックラッシ調整が可能
[58] **3K 遊星歯車設計支援ソフトウェア** ····· 247
高減速比を得ることができる遊星歯車機構で転位係数の配分をすべり率，かみ合い率，歯形，効率の
グラフから簡単に決めることができます.
[101] **その他ソフトウェアの歯車作図例** ····· 253
[102] **抹消**
[103] **動作環境** ····· 254
[104] **機械の紹介** ····· 255

付録

[A] **CT-FEM System による「はすば歯車の歯元応力解析例」** ····· 256
[B] **Gear navigation system によるギヤホーニングシミュレーション** ····· 259
[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** ····· 262
[D] **歯元応力解析例（最弱断面歯厚が同じ場合）** ····· 264
[E] **正弦歯形歯車の動力損失低減の可能性** ····· 265
[F] **遊星歯車設計のポイント** ····· 270
[G] **歯車の歴史と和算** ····· 274
[H] **非対称歯形歯車の特性** ····· 276
[I] **歯車解析例（損傷歯車）** ····· 280
[J] **伝達誤差解析例** ····· 284
[K] **動力損失解析例** ····· 286
[L] **フラッシュ温度解析例** ····· 287
[M] **歯車歴史年表** ····· 289

価格表 ····· 292

■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 : https://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] involute Σiii(spur and helical gear design system)

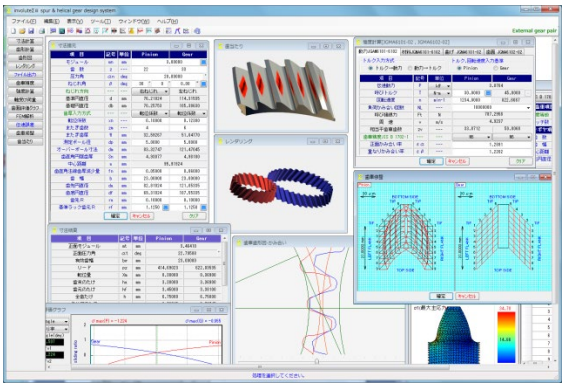


図 1.1　involute Σiii(spur and helical)

1.1　概要

involute Σ iii (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，involute Σ(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

involute Σiii の構成を表 1.1 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 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	○
2	寸法	1.4	○
3	推論	1.5	○
4	歯形創成図	1.6	○
5	かみ合い図	1.6	○
6	かみ合い回転機能	1.6	○
7	歯形レンダリング図	1.7	○
8	歯車精度	1.8	○
9	歯車強度計算（鋼）	1.9	○
10	歯車強度計算（樹脂）	1.10	○
11	金属×樹脂歯車強度	1.10	○
12	軸受け荷重	1.11	○
13	すべり率，ヘルツ応力	1.12	○
14	歯形出力（DXF, IGES）	1.17	○
15	HELP 機能	1.19	○
16	設計データ管理	1.20	○
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	◎
22	ISO6336	1.21	◎
23	小歯数歯車	1.22	◎
24	直径と作用線長さの変換	1.23	◎

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
　・ISO 6336:2006

の 3 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)にも対応しています．



図 1.2　基準ラック

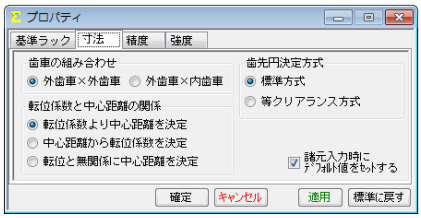


図 1.3　寸法

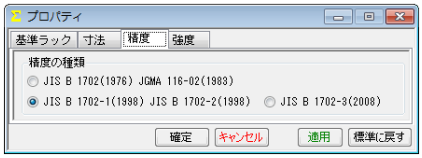


図 1.4　精度

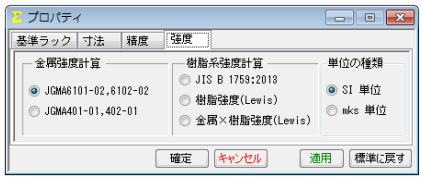


図 1.5　強度

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）

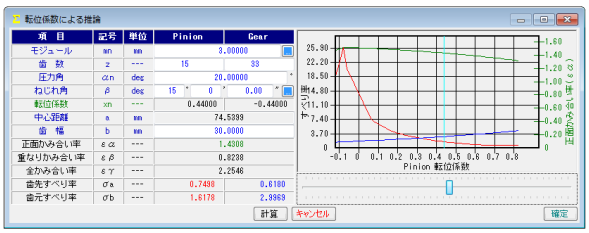


図 1.9　推論 2（転位係数）

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．

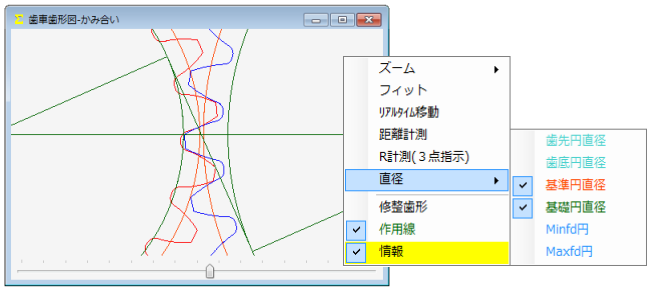


図 1.10　かみ合い図と補助フォーム

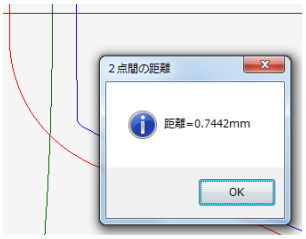


図 1.11　距離計測

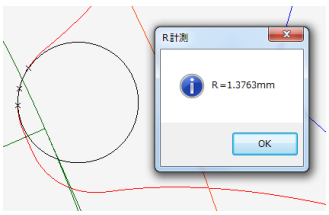


図 1.12　R 計測

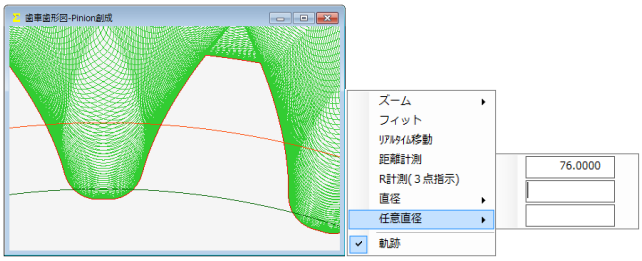


図 1.13　歯形創成（ピニオン）と補助フォーム

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．

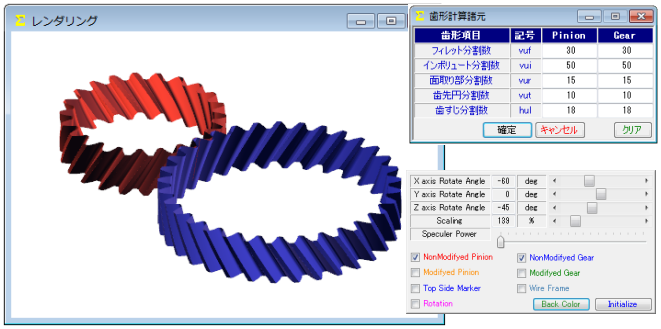


図 1.14　歯形レンダリング

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 による偏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．

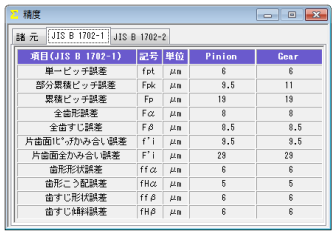


図 1.15　JIS B 1702-1



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．

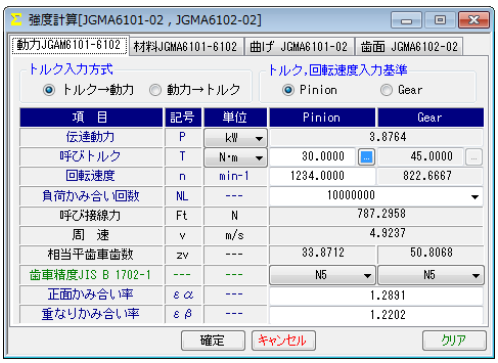


図 1.17　強度計算（動力設定）



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）

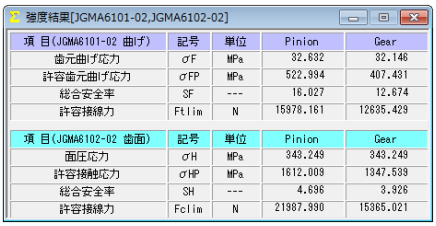


図 1.21　強度結果

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

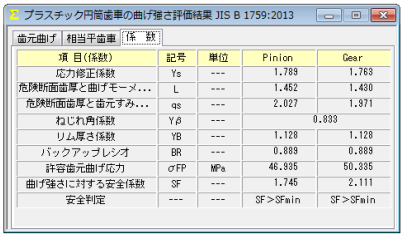


図 1.26　係数

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．

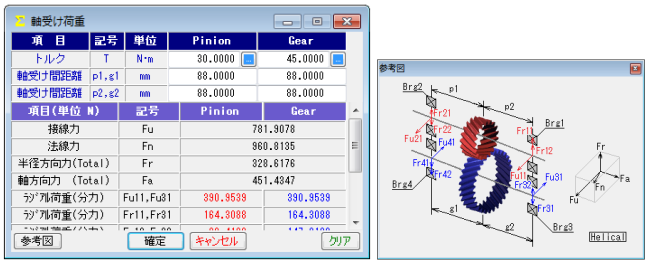


図 1.27　軸受荷重

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，合成油を選択できる 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）

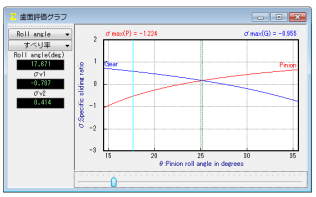


図 1.29　すべり率

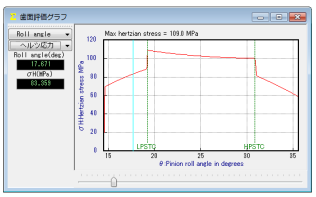


図 1.30　ヘルツ応力

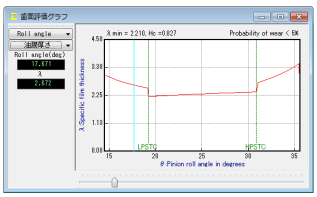


図 1.31　油膜厚さ

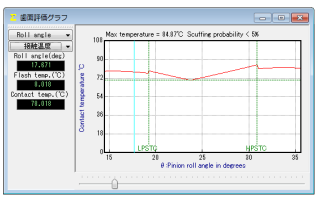


図 1.32　接触温度

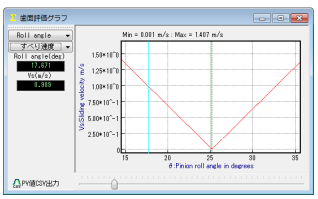


図 1.33　すべり速度

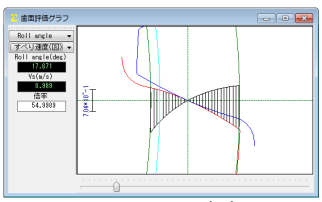


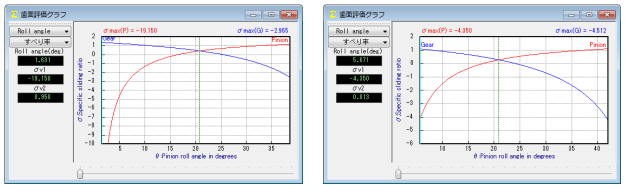
図 1.34　すべり速度図

*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．

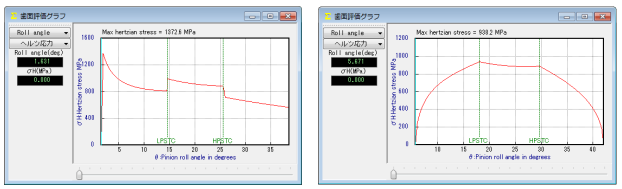
1.12a すべり率とヘルツ応力グラフ

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．

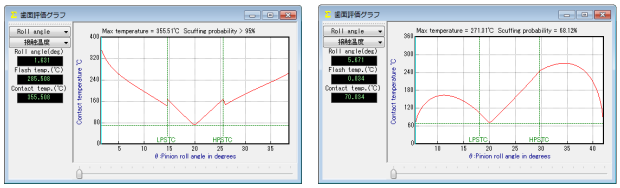
中心距離を変化させないで，転位係数を x_{n1}=0.24 , x_{n2}=-0.24 として歯形修整（スムースメッシング）を施した場合のすべり率とヘルツ応力そして歯面接触温度の変化を，図 1.36 に示します．この結果，図 1.35(c)のスカッフィング発生確率 90%から図 1.36(c)では 68%に低下し，摩耗の発生確率も 30%から 26%に低下していることが解ります．



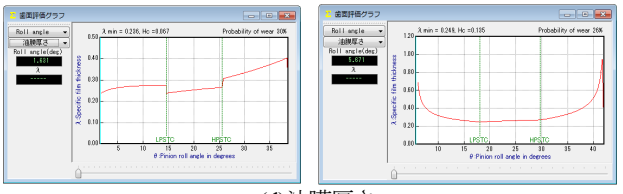
(a)すべり率



(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．

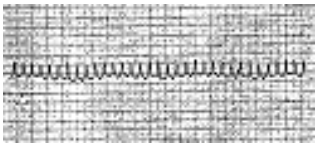


図 1.37　歯車試験結果(任意歯形)



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．



図 1.39　FEM 設定（2D）

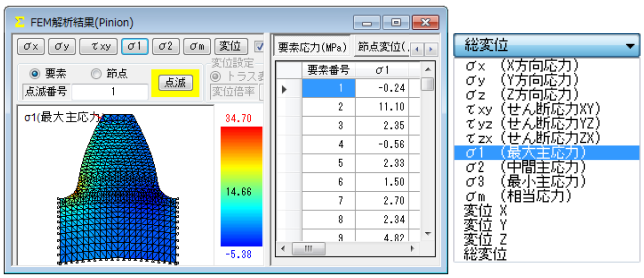


図 1.40　最大主応力 σ_1（ピニオン）

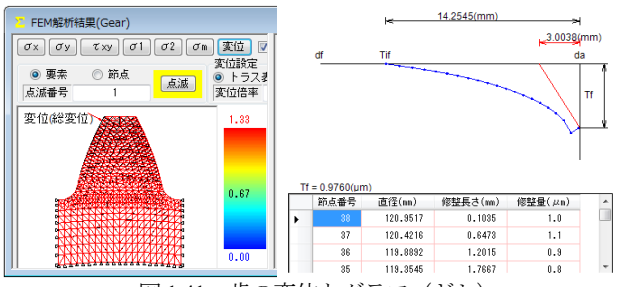


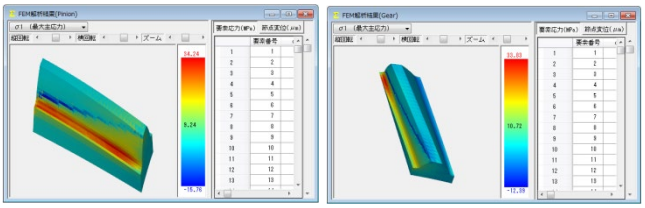
図 1.41　歯の変位とグラフ（ギヤ）

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，歯形偏差，ピッチ偏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．

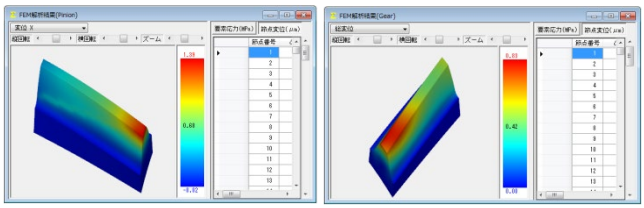


図 1.42　FEM 設定（3D）



(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．

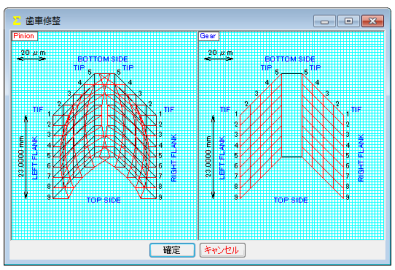


図 1.45　歯面修整（トポグラフ）

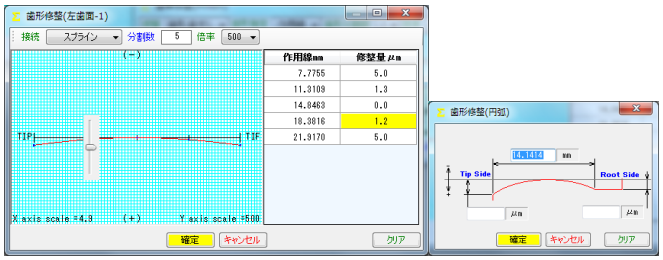


図 1.46　歯形修整

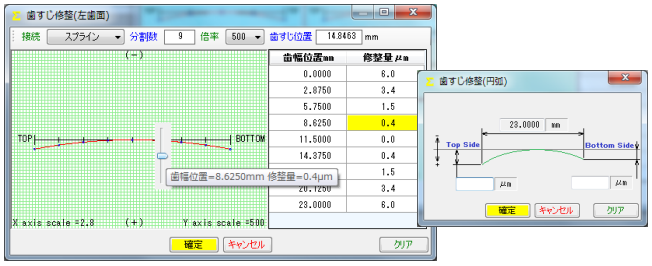


図 1.47　歯すじ修整

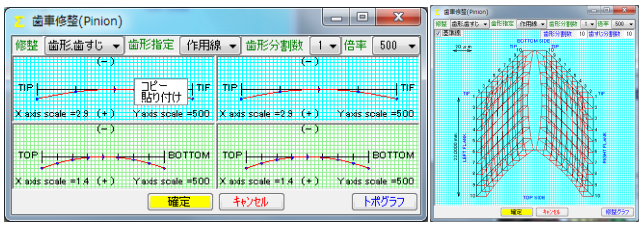


図 1.48　歯形修整＆歯すじ修整とトポグラフ

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

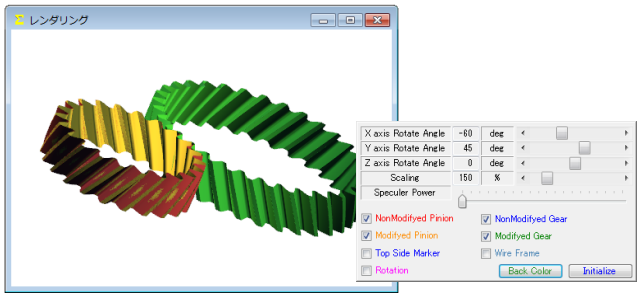


図 1.50　歯形レンダリング（歯面修整）

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

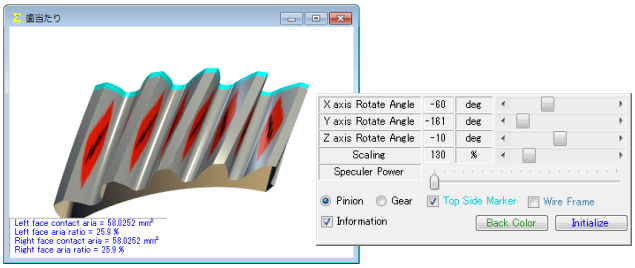


図 1.52　歯当たり（ピニオン）

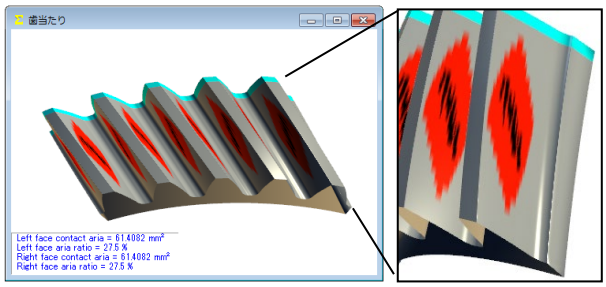


図 1.53　歯当たり（ギヤ）＆拡大

1.16 伝達誤差解析

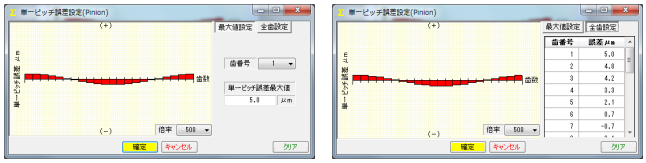
伝達誤差解析では，無修整歯形または図 1.45 で与えた歯形で無負荷時の回転伝達誤差試験をすることができます．図 1.54 に伝達誤差設定を示しますが，ここでは 2D 解析または 3D 解析の選択をすることができ，軸の振れ，回転速度を設定することができます．また，ピッチ偏差は図 1.55 のように最大値の設定または全歯のピッチ偏差を設定することができます．

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　ピッチ偏差設定

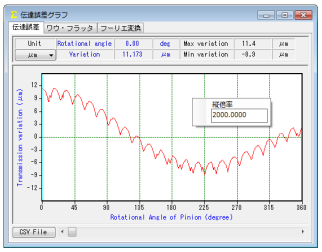


図 1.56　伝達誤差解析結果

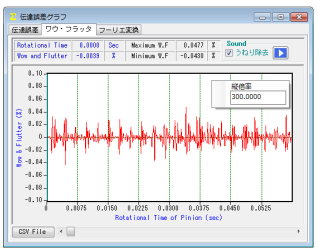


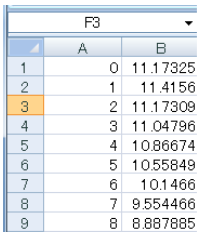
図 1.57　ワウ・フラッタ

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 Operaiii をお使いください．



図 1.58　フーリエ解析



	A	B
1	0	11.17325
2	1	11.4156
3	2	11.17309
4	3	11.04796
5	4	10.86674
6	5	10.55849
7	6	10.1466
8	7	9.554466
9	8	8.887885

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．

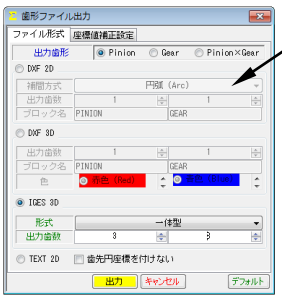


図 1.60　歯形ファイル形式

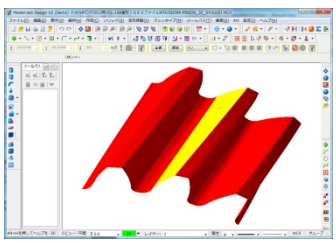


図 1.61　CAD 作図例



図 1.62　座標値補正設定

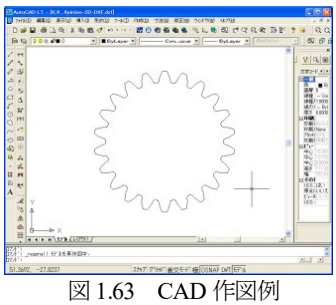


図 1.63　CAD 作図例

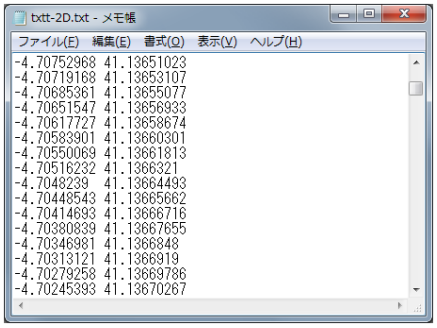


図 1.64　テキストファイル(.txt)

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．



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	225.16860
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

図 1.65　諸元（内歯車）



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）

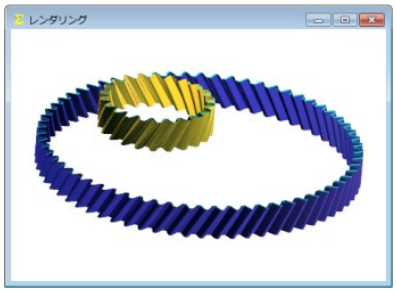


図 1.67　レンダリング

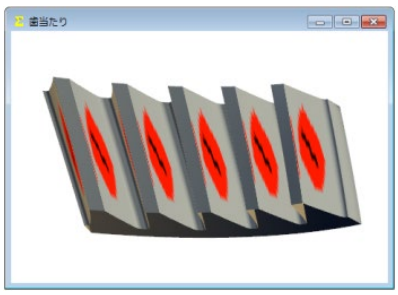


図 1.68　歯当たり（ギヤ）

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．

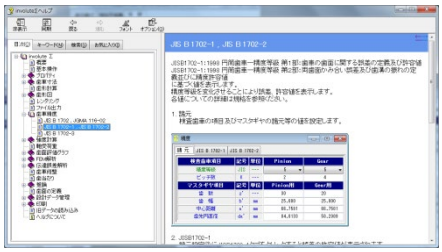


図 1.69　HELP 機能

1.20 設計データ管理（保存・読み込み）

データベースの設定は，図 1.70 のように選択することができます．また，設計データは図 1.71 のように保存することができ，図 1.72 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　データベースの設定

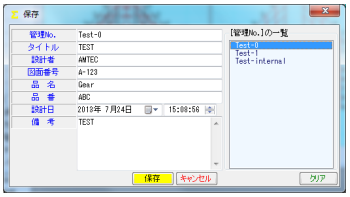


図 1.71　データ保存

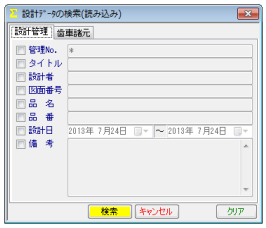


図 1.72　読み込み

1.21 ISO 6336(2006): International Standard

Calculation of load capacity of spur and helical gears

以下に，ISO 6336(2006)の計算例を示します.

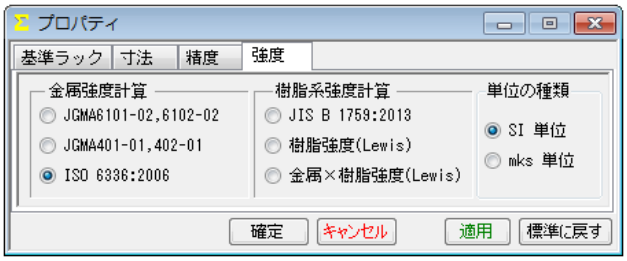


図 1.73　強度，ISO 6336 設定を追加

1.21.2 ISO 6336 規格

ISO 6336 の規格に基づいた計算例を以下に示します.



図 1.74　諸元設定（外歯車×外歯車）

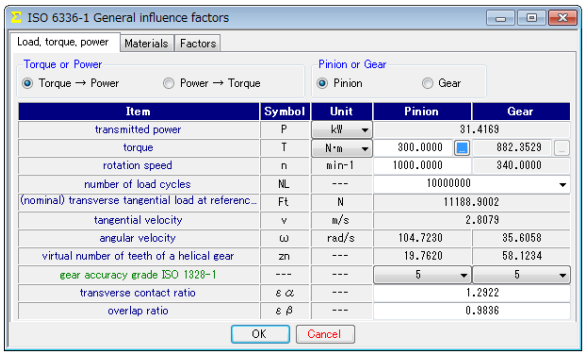


図 1.75　トルク，回転速度の設定，6336-1

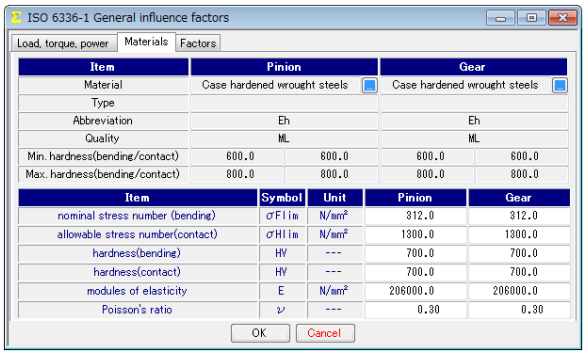


図 1.76　材料の設定

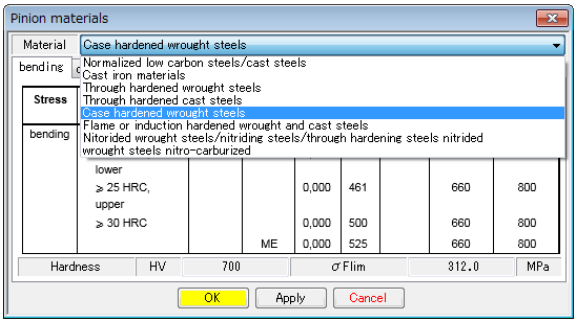


図 1.77　材料選択 1

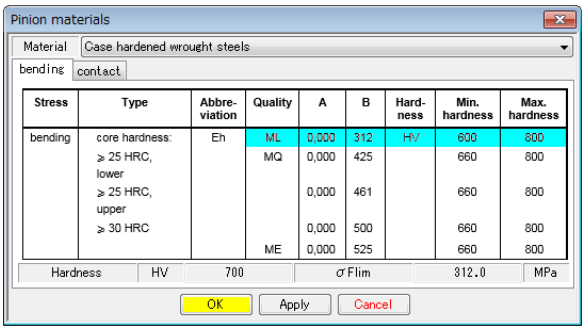


図 1.77a　材料選択 2（曲げの例）

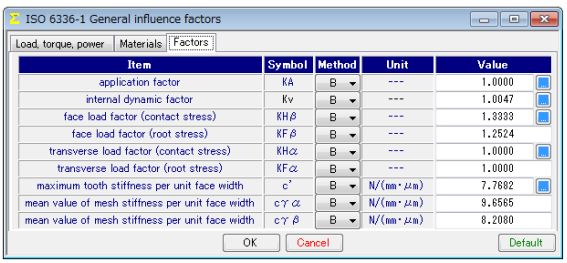


図 1.78　係数，6336-1

A，B，C 法を  ,  で選択することができます.

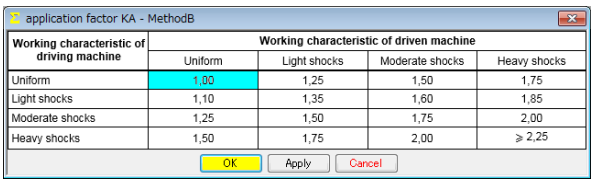


図 1.78a　係数 KA，6336-1

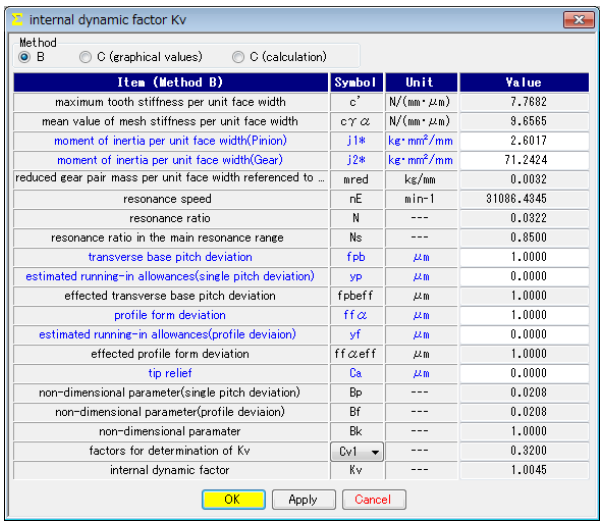


図 1.78b　係数 Kv，6336-1

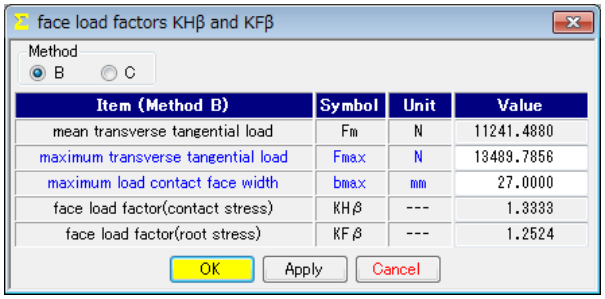


図 1.78c　係数 KHβ，6336-1

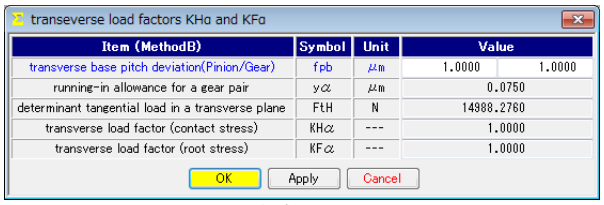


図 1.78d　係数 KHα，6336-1

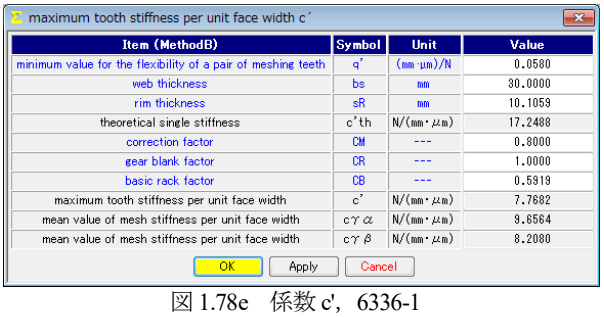


図 1.78e　係数 c'，6336-1

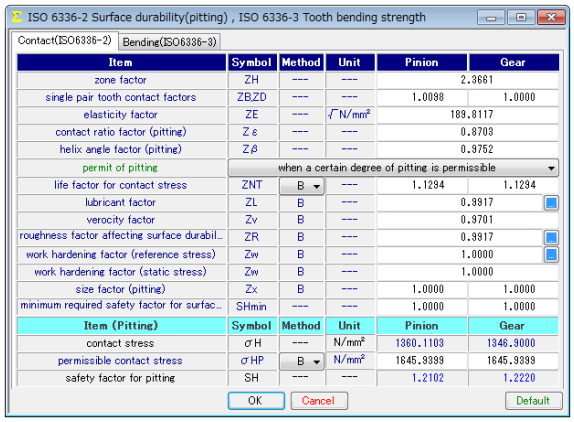


図 1.79　歯面強さ，6336-2

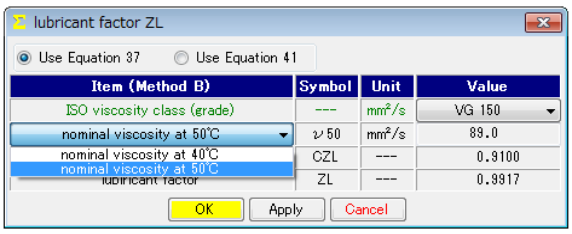


図 1.79a　歯面強さ，ZL

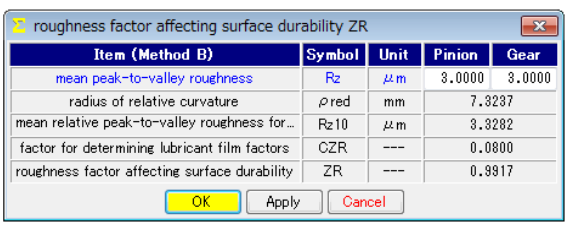


図 1.79b　歯面強さ，ZR

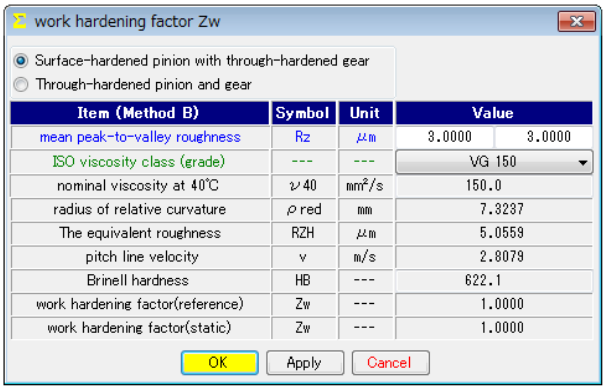


図 1.79c　歯面強さ，Zw

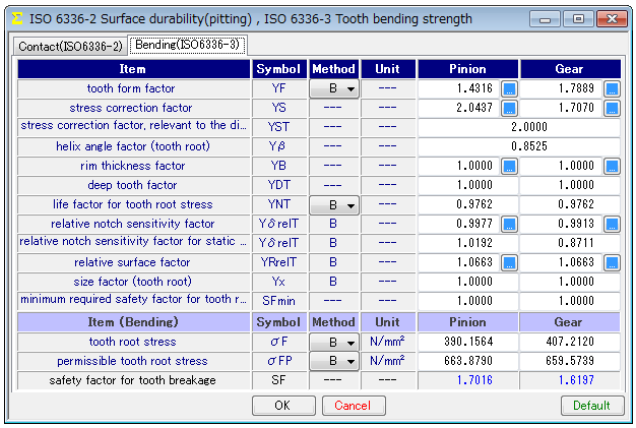


図 1.80　曲げ強さ 6336-3

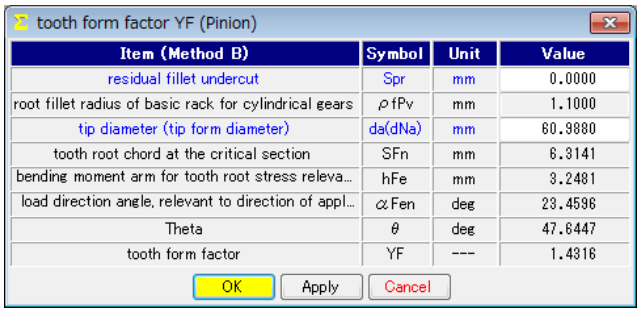


図 1.80a　曲げ強さ，YF

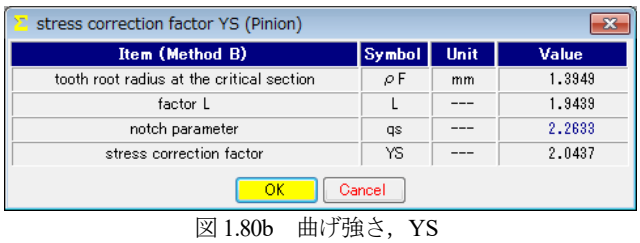


図 1.80b　曲げ強さ，YS

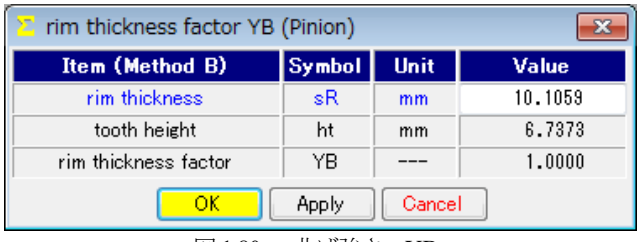


図 1.80c　曲げ強さ，YB

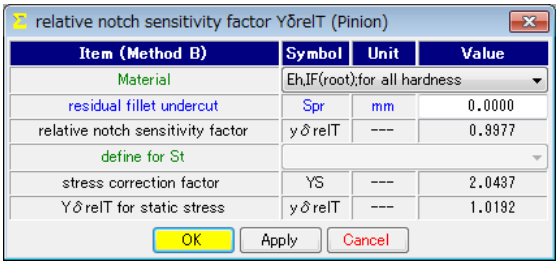


図 1.80d　曲げ強さ，YδrelT

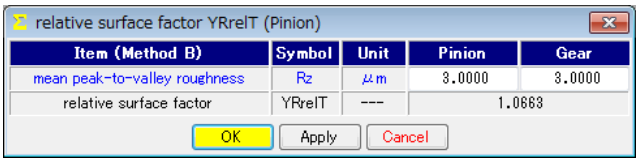


図 1.80e　曲げ強さ，YRrelT

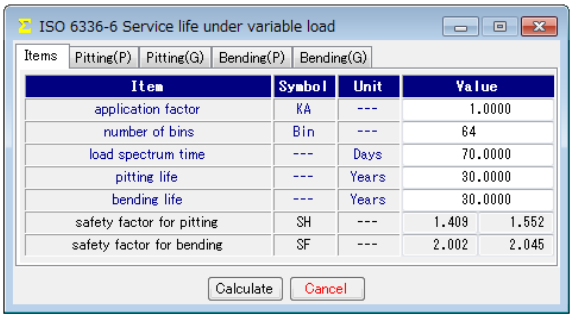


図 1.81　寿命，6336-6

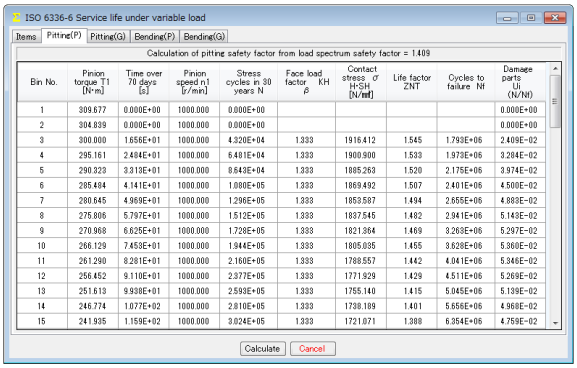


図 1.81a　寿命，Pinion(Pitting)

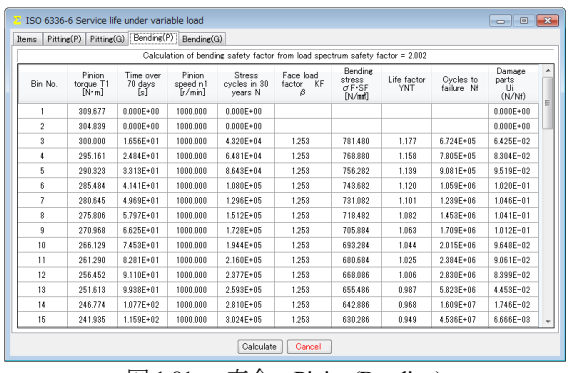


図 1.81a　寿命，Pinion(Bending)



図 1.82　諸元設定（外歯車×内歯車）

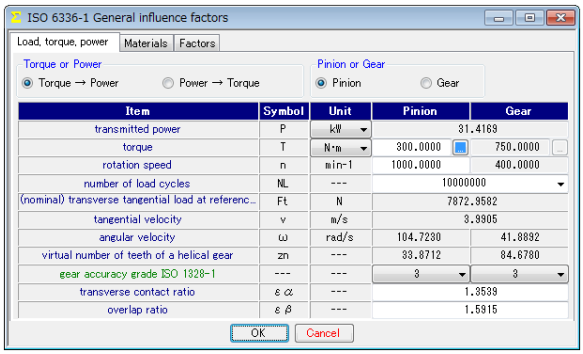


図 1.83　トルク，回転速度の設定，6336-1

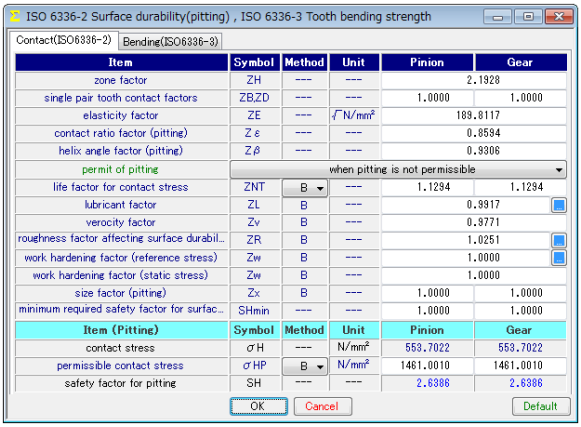


図 1.84　歯面強さ，6336-2

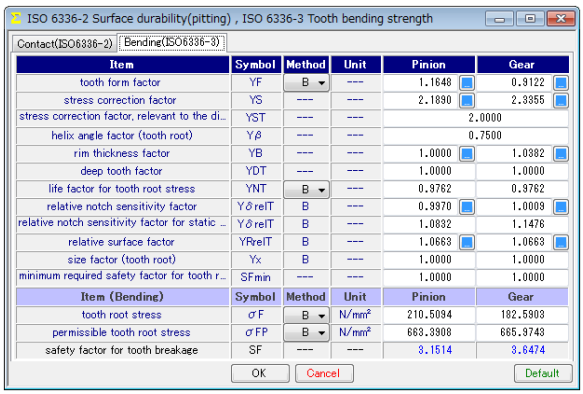


図 1.85　曲げ強さ 6336-3

1.22　小歯数歯車（オプション）

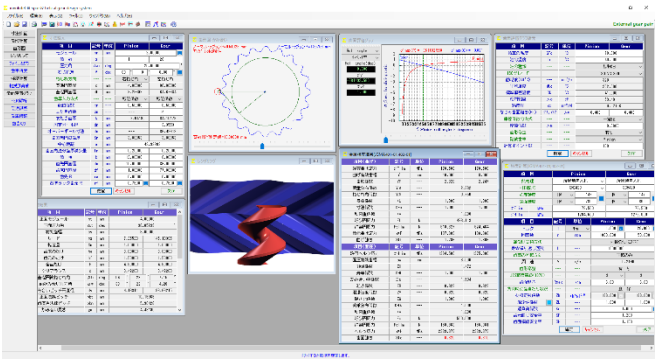


図 1.86　involuteΣiii(spur asn helical gear, 小歯数歯車)

1.22.1　概要

小歯数歯車は，歯数を 1 枚，2 枚の小歯数歯車に対応した設計が可能です．カタログ(Vol.18)までは，小歯数歯車別ソフトウェアとしていましたが，カタログ（Vol.19）では involuteΣiii(spur and helical gear)のオプションとしています．図 1.86 に全体画面を示します．

1.22.2　歯車寸法諸元（外歯車対）

例題諸元を図 1.87 としたときの寸法を図 1.88 に示します．

寸法諸元

項　目	記号	単位	Pinion	Gear
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 ′ 0.00 ″	
ねじれ方向	---	---	右ねじれ	左ねじれ
基準円直径	d	mm	4.00000	80.00000
基礎円直径	db	mm	3.23392	64.67834
歯厚入力方式	---	---	転位係数	転位係数
転位係数	xn	---	0.50000	0.50000
またぎ歯数	zm	---	---	14
またぎ歯厚	W	mm	9.04190	84.10178
測定ボール径	dp	mm	---	3.3553
オーバーボール寸法	dm	mm	---	86.42912
歯直角円弧歯厚	Sn	mm	3.86953	3.86953
中心距離	a	mm	43.92263	
歯直角法線歯厚減少量	fn	mm	0.20000	0.20000
歯　幅	b	mm	12.00000	8.00000
歯先円直径	da	mm	10.00000	86.00000
歯底円直径	df	mm	1.00000	77.00000
歯先 R	ra	mm	0.00000	0.00000
基準ラック歯元 R	rf	mm	0.7500	0.7500

確定　キャンセル　クリア

図 1.87　歯車諸元

寸法結果

項　目	記号	単位	Pinion	Gear
正面モジュール	mt	mm	4.00000	
正面圧力角	αt	deg	36.05239	
有効歯幅	bw	mm	8.00000	
リード	pz	mm	7.25520	145.1039
転位量	Xm	mm	1.00000	1.0000
歯末のたけ	ha	mm	3.00000	3.0000
歯元のたけ	hf	mm	1.50000	1.5000
全歯たけ	h	mm	4.50000	4.5000
クリアランス	c	mm	0.42263	0.4226
基礎円筒ねじれ角	βb	deg	54 ° 28 ′ 7.15	
正面かみ合い圧力角	αw	deg	39 ° 22 ′ 4.28	
かみ合いピッチ円直径	dw	mm	4.18311	83.6621
正面法線ピッチ	pbt	mm	10.15965	
歯直角法線ピッチ	pbn	mm	5.90426	
かみ合い長さ	ga	mm	4.49190	
正面かみ合い率	εα	---	0.44213	
重なりかみ合い率	εβ	---	1.10266	
全かみ合い率	εγ	---	1.54479	
すべり率（歯先）	σa	---	0.75558	0.8266
すべり率（歯元）	σb	---	-4.76819	-3.0913
設計またぎ歯厚	W	mm	---	83.9017
設計オーバーボール寸法	dm	mm	---	85.8778
設計歯直角円弧歯厚	sn	mm	3.656698	3.6566
正面円弧歯厚	st	mm	7.239066	7.2390

図 1.88　寸法結果

1.22.3　歯形，強度結果

歯形図を図 1.89～1.91 に示します．また，図 1.91 の歯形レンダリングでは，かみ合い接触線を観察することができます．歯車強度結果を図 1.92 に示します．

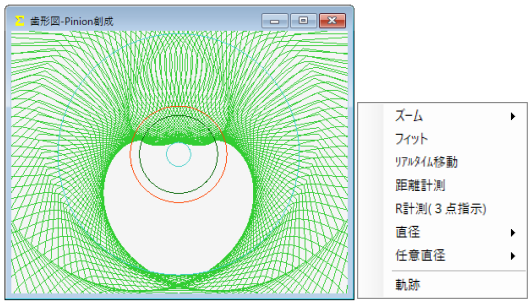


図 1.89　歯形創成

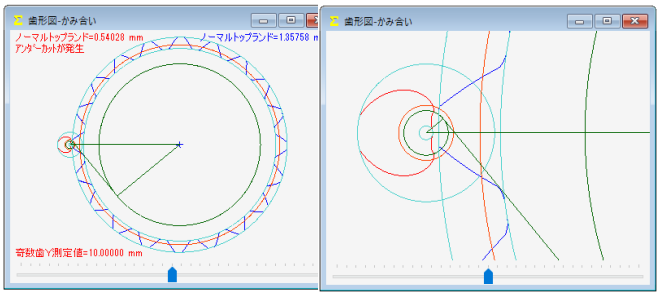


図 1.90　歯形かみ合い

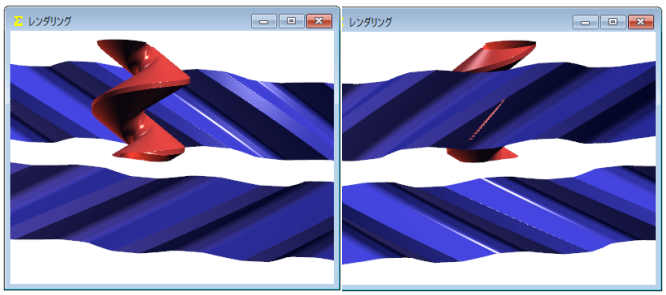
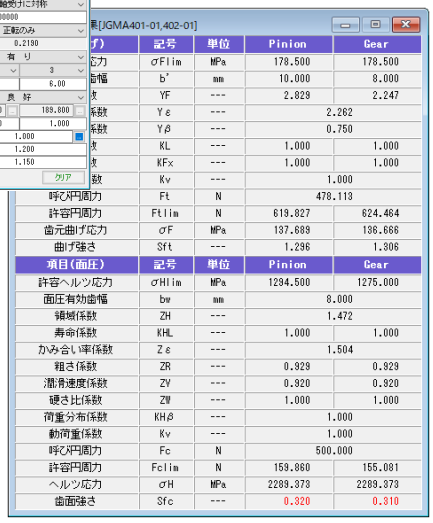


図 1.91　歯形レンダリング



(a) 強度諸元



(b) 強度結果

図 1.92　歯車強度

1.22.4 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，小歯数の場合，図 1.93 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 1.94 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．

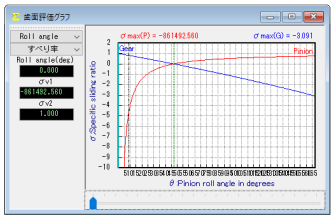


図 1.93　すべり率

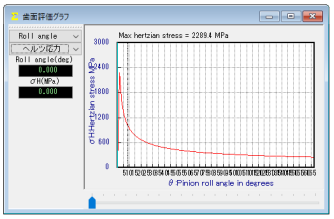


図 1.94　ヘルツ応力

1.22.5　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 1.95～1.97 に示します．

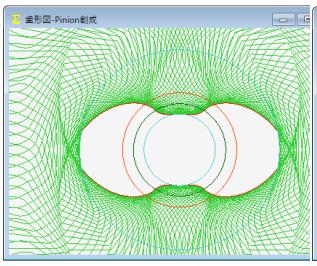


図 1.95　歯形創成

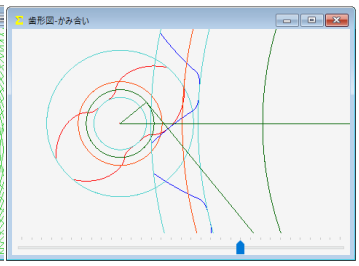


図 1.96　歯形かみ合い

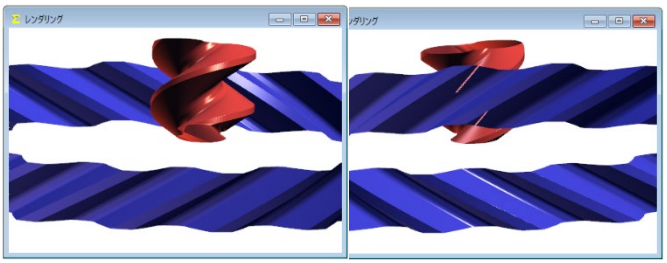


図 1.97　歯形レンダリング

1.22.6　歯車寸法諸元（内歯車）

ピニオン歯数を 2，内歯車歯数を 45 としたときの寸法結果および歯形などを図 1.98～図 1.103 に示します．

寸法諸元

項　目	記号	単位	Pinion	Gear
モジュール	mn	mm	2.00000	
歯　数	z	---	2	45
圧力角	αn	deg	20.00000	
ねじれ角	β	deg	60 ° 0 ′	0.00 ″
ねじれ方向	---	---	右ねじれ	右ねじれ
基準円直径	d	mm	8.00000	180.00000
基礎円直径	db	mm	6.46783	145.52626
歯厚入力方式	---	---	転位係数	転位係数
転位係数	xn	---	0.50000	0.50000
またぎ歯数	zm	---	---	30
またぎ歯厚	W	mm	9.91145	183.20773
測定ボール径	dp	mm	3.4787	3.3379
オーバーボール寸法	dm	mm	14.37727	177.42009
歯直角円弧歯厚	Sn	mm	3.86953	2.41365
中心距離	a	mm	86.00000	
歯直角法線歯厚減少量	fn	mm	0.05000	0.05000
歯　幅	b	mm	22.00000	22.00000
歯先円直径	da	mm	14.00000	178.00000
歯底円直径	df	mm	5.00000	187.00000
歯先 R	ra	mm	0.00000	0.00000
基準ラック歯元 R	rf	mm	0.7500	0.7500

確定　キャンセル　クリア

図 1.98　歯車諸元（内歯車）

寸法結果

項　目	記号	単位	Pinion	Gear
正面モジュール	mt	mm	4.00000	
正面圧力角	αt	deg	36.05239	
有効歯幅	bw	mm	22.00000	
リード	pz	mm	14.51039	326.48388
転位量	Xm	mm	1.00000	1.00000
歯末のたけ	ha	mm	3.00000	1.00000
歯元のたけ	hf	mm	1.50000	3.50000
全歯たけ	h	mm	4.50000	4.50000
クリアランス	c	mm	0.50000	0.50000
基礎円筒ねじれ角	βb	deg	54 ° 28 ′	7.15 ″
正面かみ合い圧力角	αw	deg	36 ° 3 ′	8.60 ″
かみ合いピッチ円直径	dw	mm	8.00000	180.00000
正面法線ピッチ	pbt	mm	10.15965	
歯直角法線ピッチ	pbn	mm	5.90426	
かみ合い長さ	ga	mm	5.56007	
正面かみ合い率	εα	---	0.54727	
重なりかみ合い率	εβ	---	3.03231	
全かみ合い率	εγ	---	3.57958	
すべり率（歯先）	σa	---	0.59322	0.71551
すべり率（歯元）	σb	---	-2.51511	-1.45831
設計またぎ歯厚	W	mm	---	183.257726
設計オーバーボール寸法	dm	mm	14.270086	177.564780
設計歯直角円弧歯厚	sn	mm	3.816324	2.360443
正面円弧歯厚	st	mm	7.739066	4.827304
正面またぎ歯厚	Wa	mm	---	315.337288
キャリパ歯たけ	hj	mm	3.11684	0.99897
キャリパ歯厚	Sj	mm	3.82992	2.30733
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	0.21284	
法線方向バックラッシ	jn	mm	0.08604	
最小かみ合い径	dcf	mm	6.59645	178.01337
最大かみ合い径	dca	mm	14.00000	184.64167

図 1.99　寸法結果

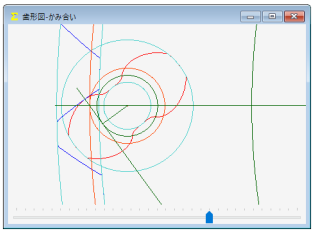


図 1.100　歯形かみ合い

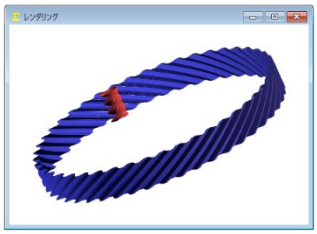


図 1.101　歯形レンダリング

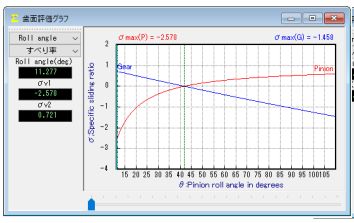


図 1.102　すべり率

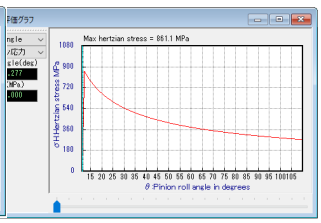


図 1.103　ヘルツ応力

※ 歯形出力（2D-DXF，3D-IGES）の説明は省略します．

1.24　作用線と直径の変換（オプション）

直径と作用線長さ，転がり角度の変換を図 1.24.1 で簡単に計算することができます．

作用線長さ変換

項　目	記号	単位	数値(Pinion)	数値(Gear)
直　径	d	mm	21.00000	28.23172
作用線長さ	L	mm	4.68484	3.86566
転がり角	φ	deg	28.56485	15.71337

閉じる

図 1.24.1　作用線と直径の変換

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

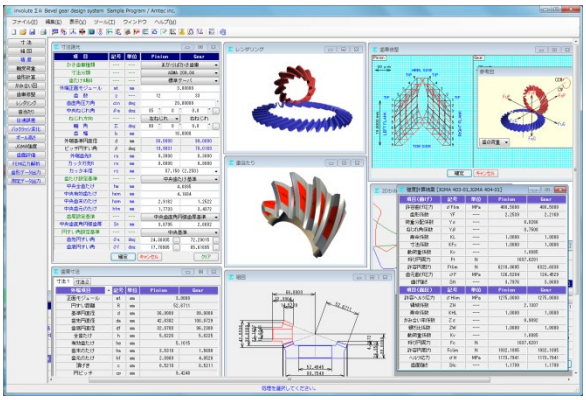


図 2.1　involute Σ iii (bevel gear design system)

2.1　概要

involute Σ iii (bevel gear design)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，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．新機能として，5 軸加工機で製作するする場合の生産性を考慮した歯車も追加しました（2.26 項，2.27 項参照）．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	◎
20	歯形出力時の歯幅延長	2.14	◎
21	スキュー平面歯形（New）	2.26	◎
22	HP²-bevel gear（New）	2.27	◎

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（最小歯数 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).

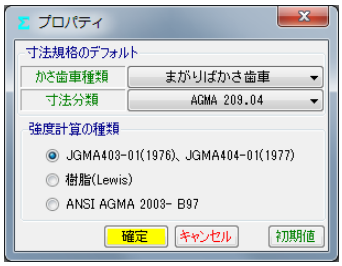


図 2.2　プロパティ

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．

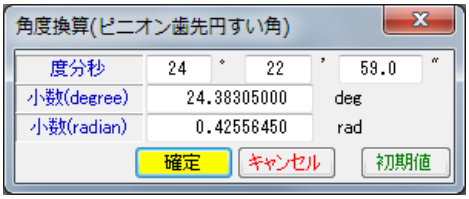
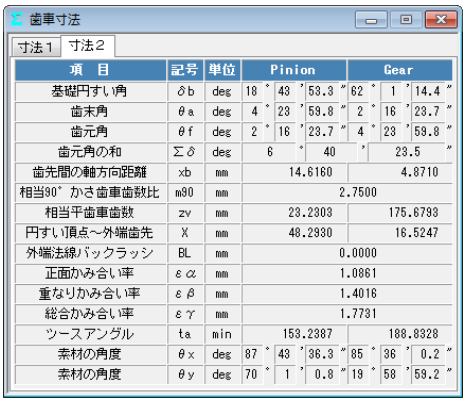


図2.4　角度変換



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
キャリバ歯たけ	hj	mm	3.5975	1.5767

図2.5　寸法結果1

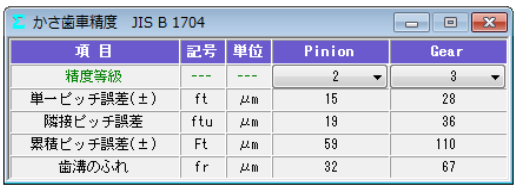


項　目	記号	単位	Pinion	Gear
基礎円すい角	δb	deg	18 ° 43 ' 53.3 "	62 ° 1 ' 14.4 "
歯末角	θa	deg	4 ° 23 ' 59.8 "	2 ° 16 ' 23.7 "
歯元角	θf	deg	2 ° 16 ' 23.7 "	4 ° 23 ' 59.8 "
歯元角の和	Σδ	deg	6 ° 40 ' 23.5 "	
歯先間の軸方向距離	xb	mm	14.6160	4.8710
相当90°かさ歯車歯数比	m90	mm	2.7500	
相当平歯車歯数	zv	mm	23.2303	175.6793
円すい頂点～外端歯先	X	mm	48.2930	16.5247
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．



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．

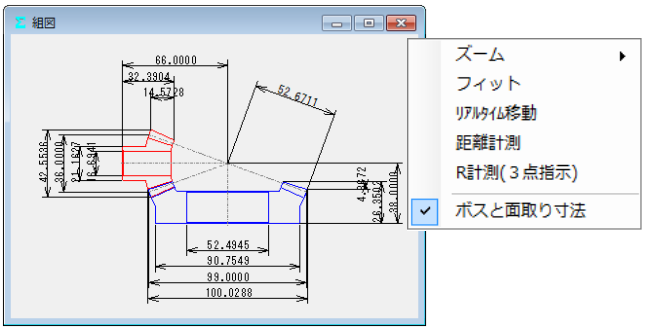
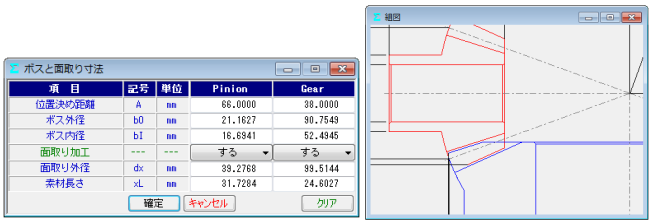


図2.8　組図1



項　目	記号	単位	Pinion	Gear
位置決め距離	A	mm	66.0000	38.0000
ボス外径	bO	mm	21.1627	90.7549
ボス内径	bI	mm	16.6841	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

図2.9　ボスと面取りの寸法設定と面取り図

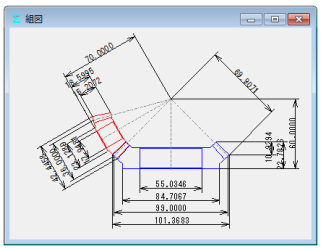


図2.10　軸角 Σ=60°　の例

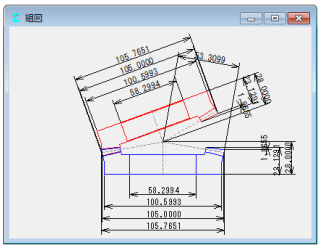


図2.11　Σ=160°　の例

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．

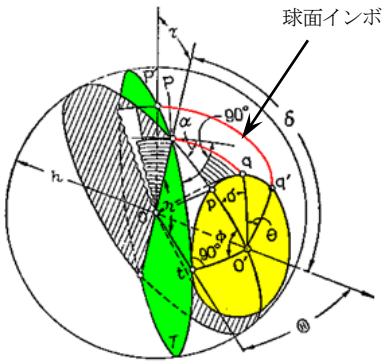


図 2.12　球面インボリュート歯形

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．歯すじ

を「**等リード**」とすることで金型から一定のリードで抜くことも可能ですし，大形歯車でも組み立てが容易です．

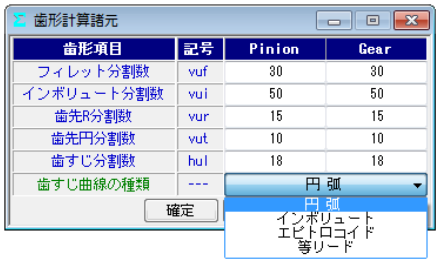


図2.13　歯形計算諸元

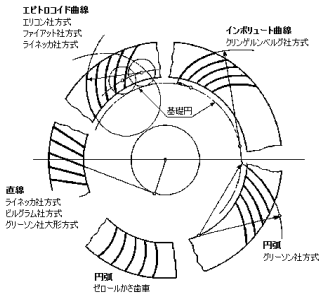


図2.14　歯すじ曲線

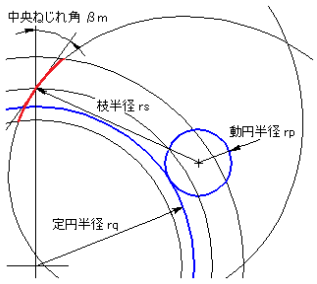


図2.15　エピトロコイド曲線

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．

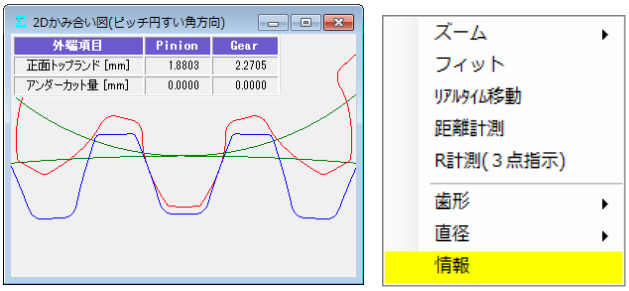


図2.16　歯形（外端），ピッチ円すい角方向

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．

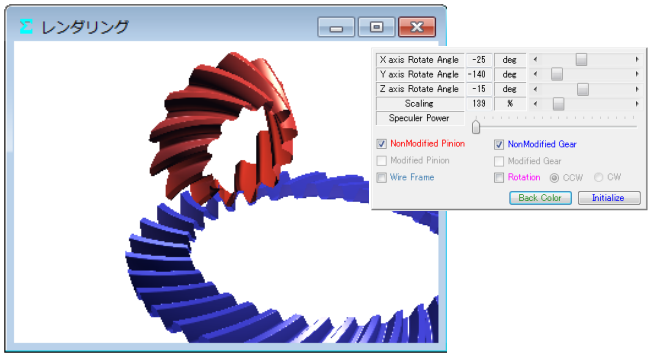


図2.17　歯形レンダリング1とコントロールフォーム

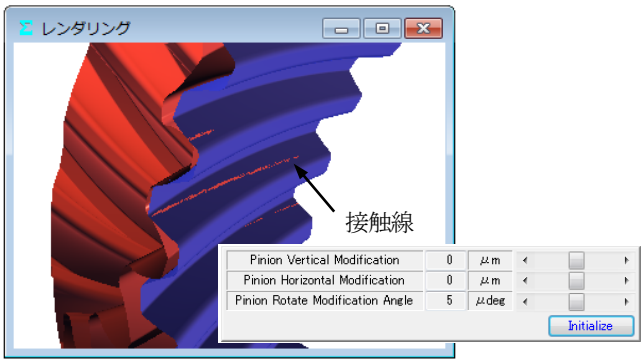


図2.18　歯形レンダリング2（無修整歯形の例）

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．

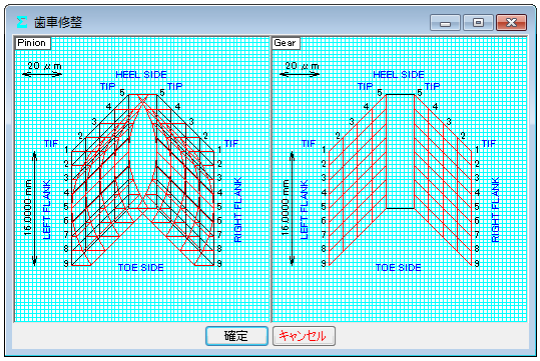


図2.19　歯形・歯すじ修整トポグラフ

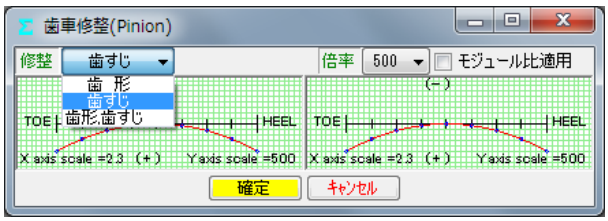


図2.20　歯すじ修整の例

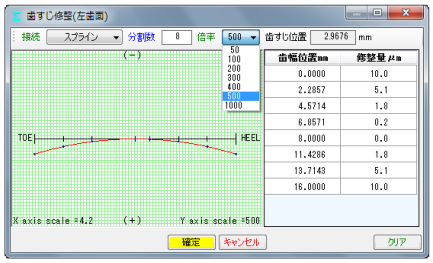


図2.21　歯すじ修整の入力1

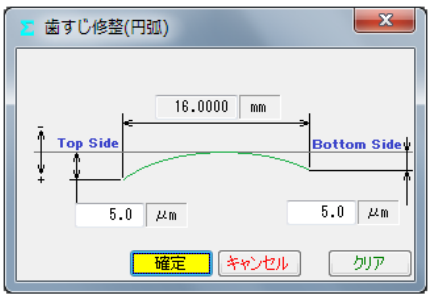


図2.22　円弧パターンの入力

歯形1本，歯すじ1本の修整の例を図2.23に示します．

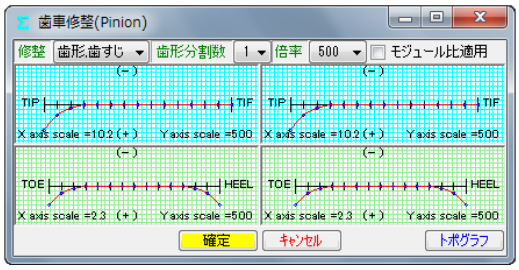


図2.23　歯形・歯すじ修整の入力

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．

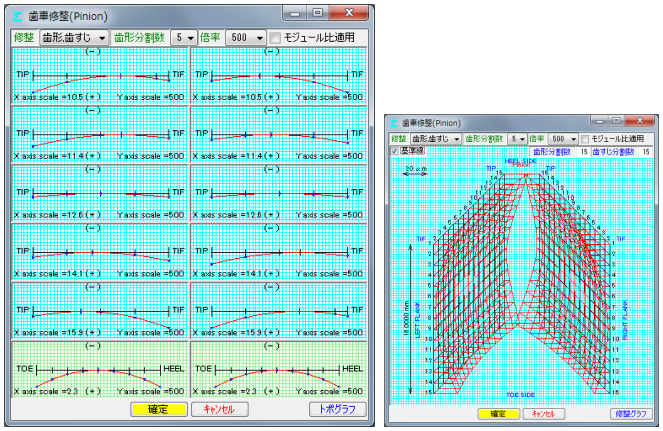


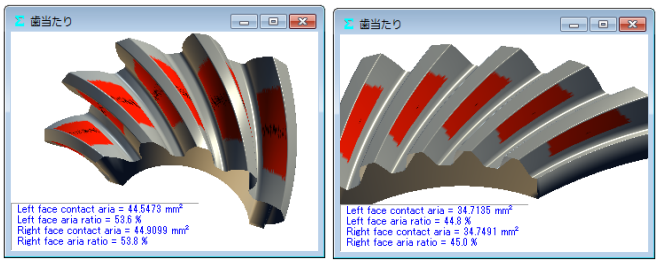
図2.24　歯形・歯すじ（バイアス）修整とトポグラフの例

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．

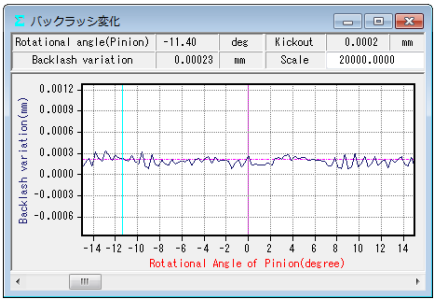
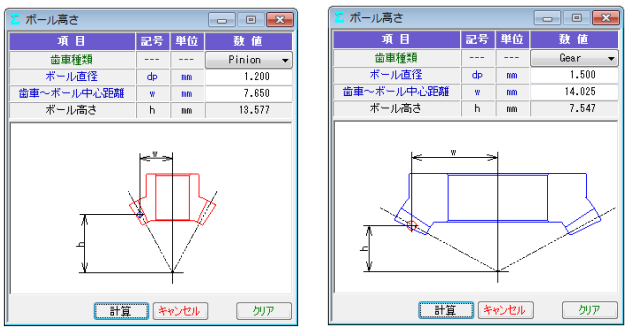


図2.27　バックラッシ変化

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．

3D-IGESファイル歯形生成時，歯幅を延長して出力したい場合は，図2.29(b)で対応可能です．CAD作図例を図2.31(b)に示します．

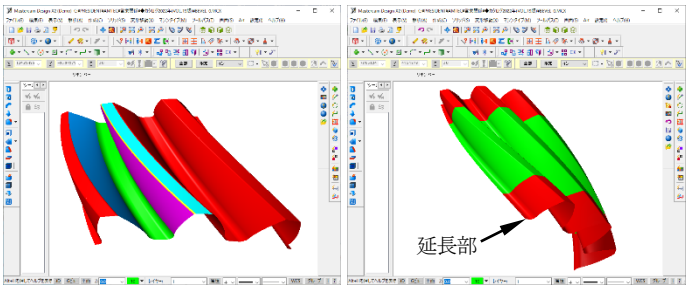


(a) 設計歯幅　　(b) 設計歯幅+歯幅延長

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）



(a) 設計歯幅　　(b) 設計歯幅と延長歯幅

図2.31　CAD作図例（ピニオン；分割型の例）

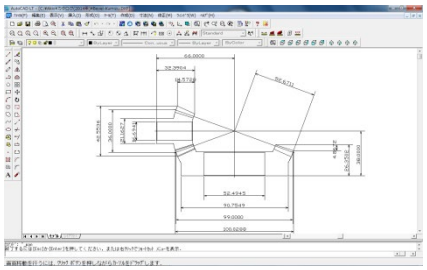


図2.32　CAD作図例（組図）

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　回転伝達誤差解析の設定

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．

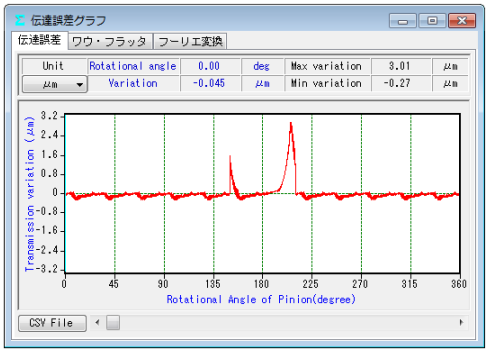


図2.34　伝達誤差結果

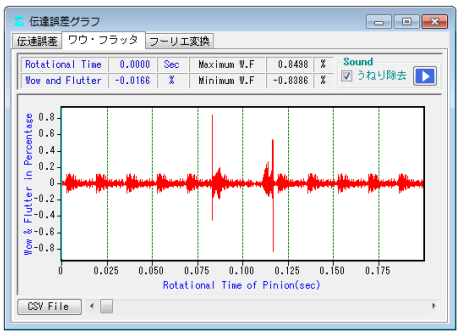


図2.35　ワウ・フラッタ

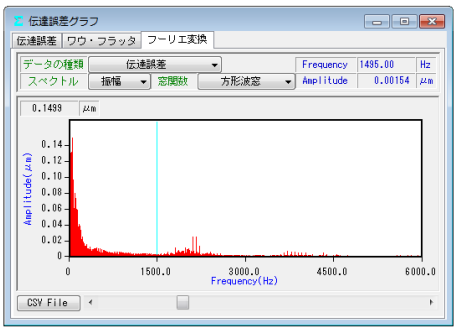


図2.36　フーリエ解析



図2.37　ピッチ誤差の設定（最大値設定）

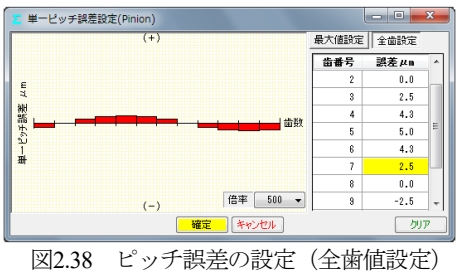


図2.38　ピッチ誤差の設定（全歯値設定）

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．

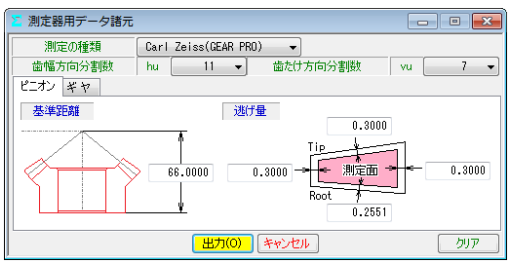


図2.39　測定データの設定（Carl Zeiss）

(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)

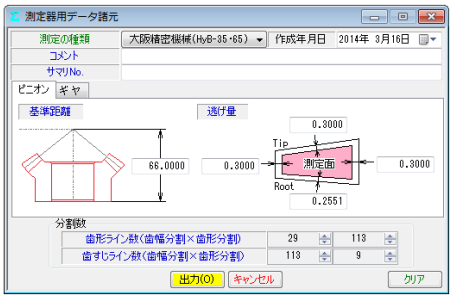


図2.40　測定データの設定（大阪精密機械）

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．」

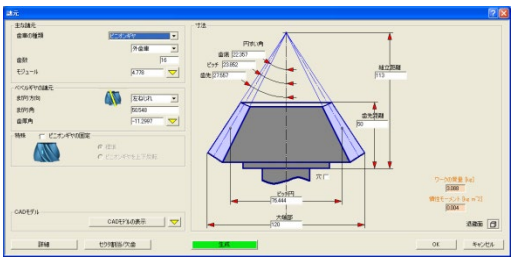


図 2.41　ベベルギヤ諸元（Carl Zeiss）

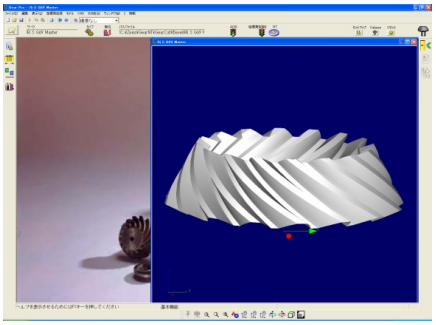
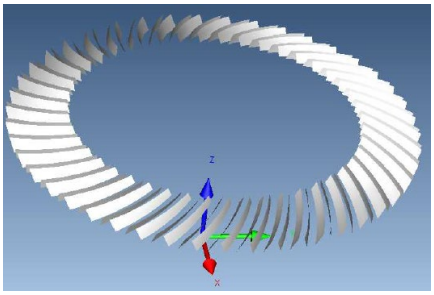


図 2.42　ベベルギヤ測定用画面（Carl Zeiss）



$m6, z_1$=11, z_2=45, α=20°, Σ=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.

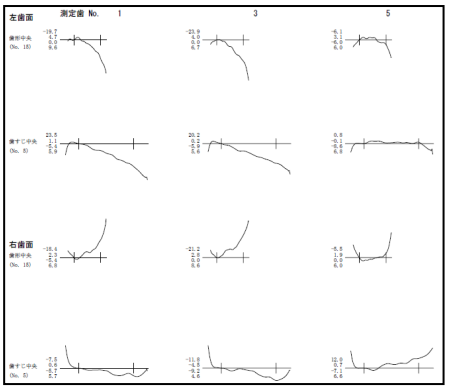


図 2.44　ストレートベベル歯形・歯すじ測定例

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.

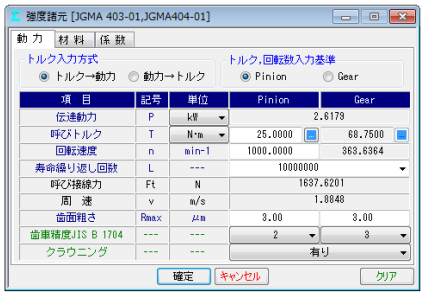


図2.45　動力設定

(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（σFlim, σHlim）および硬度は，任意に入力することができます.

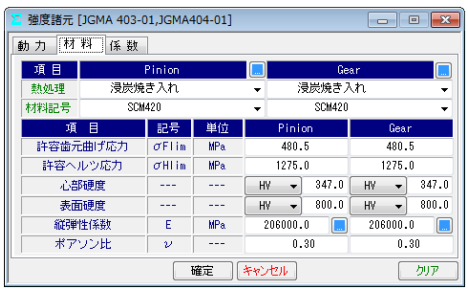


図2.46　材料設定

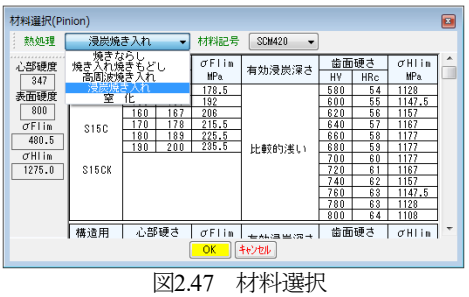


図2.47　材料選択

(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．



図2.48　強度計算の係数設定



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．



図 2.50　寸法諸元



図 2.51　強度諸元



図 2.52　強度計算結果（面圧）



図 2.53　強度計算結果（曲げ：ピニオン凹）

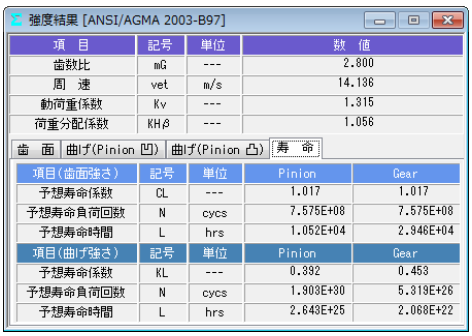
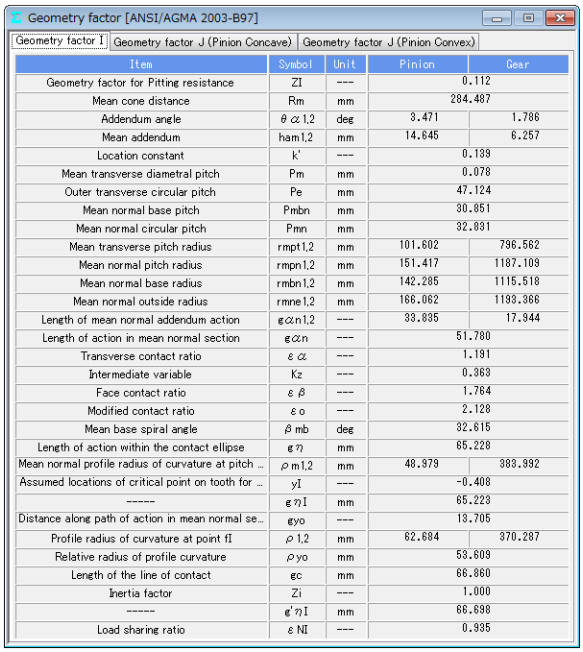
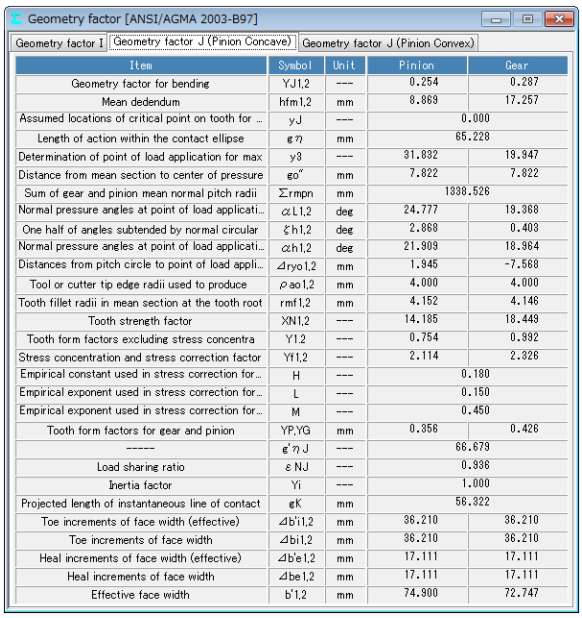


図 2.54　寿命計算結果



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	1188.366
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	
-----	gηI	mm	66.698	
Load sharing ratio	εNI	---	0.935	

図 2.55　幾何係数（I）



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	ζh1,2	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...	Δryo1,2	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	0.892
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
-----	gηJ	---	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)	Δb'i1,2	mm	36.210	36.210
Toe increments of face width	Δbi1,2	mm	36.210	36.210
Heal increments of face width (effective)	Δb'e1,2	mm	17.111	17.111
Heal increments of face width	Δbe1,2	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．



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．

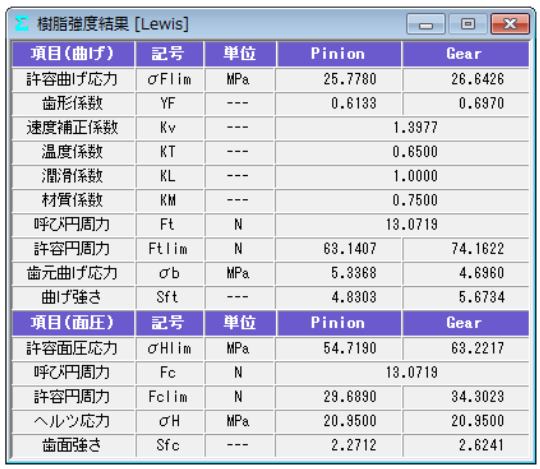
樹脂材料の許容応力値は，温度，寿命を考慮した樹脂材料の実験値を使用しています．適応材料は，M90，KT20，GH25，ナイロンです．これ以外の材料は，M90 比率係数（共通物性値との比）で計算することができます．



図 2.58　寸法諸元



図 2.59　強度諸元（樹脂歯車）

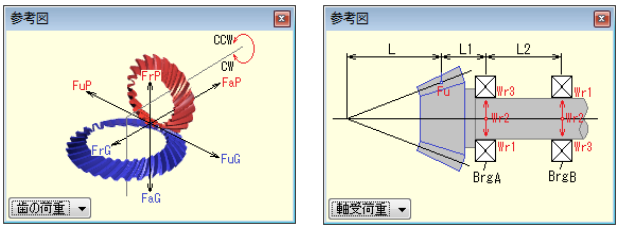


項目(曲げ)	記号	単位	Pinion	Gear
許容曲げ応力	σFlim	MPa	25.7780	26.6426
歯形係数	YF	---	0.6133	0.6970
速度補正係数	Kv	---	1.3977	
温度係数	KT	---	0.6500	
潤滑係数	KL	---	1.0000	
材質係数	KM	---	0.7500	
呼び円周力	Ft	N	13.0719	
許容円周力	Ftlim	N	63.1407	74.1622
歯元曲げ応力	σb	MPa	5.3368	4.6960
曲げ強さ	Sft	---	4.8303	5.6734
項目(面圧)	**記号**	**単位**	**Pinion**	**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

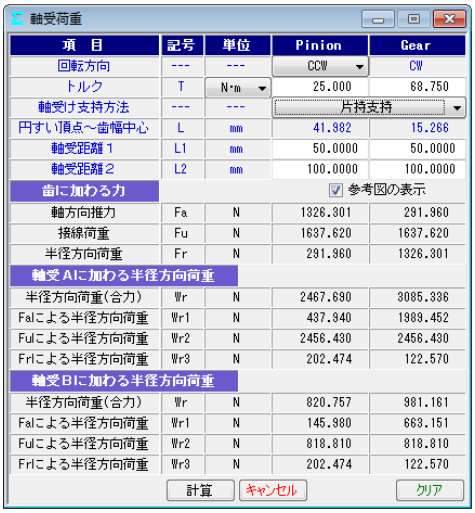


図 2.62　軸受荷重

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．



図 2.63　歯面評価グラフ

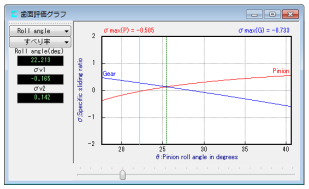


図 2.64　すべり率

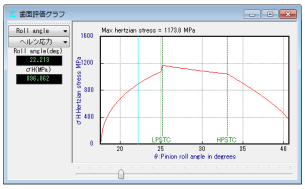


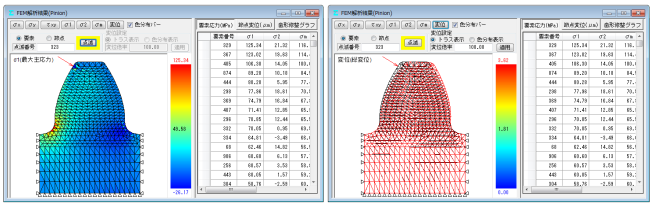
図 2.65　ヘルツ応力

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．



図 2.66　FEM 解析の設定



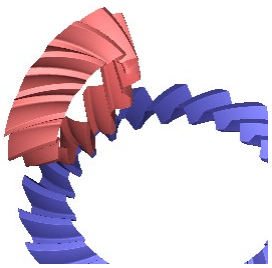
(a) ピニオン，σ_1　　(b) ピニオン，変位

図 2.67　FEM 解析結果

2.25　歯車作図例

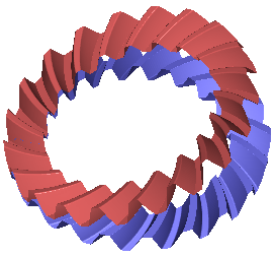
まがりばかさ歯車の歯すじを等リードで出力した歯形を図 2.68 に，軸角が 160° の例を図 2.69 に示します．デファレンシャルベベルギヤのように歯数が少ない歯車であっても球面インボリュート歯形であるため正しい歯当たりを示します．

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, β=35°, Σ=90°

図 2.68　等リードスパイラル



$m2, z_1 = z_2$=20, β=35°, Σ=160°

図 2.69　軸角 160°スパイラル



図 2.71　歯車加工例



$m1, z28, \alpha 20°, \beta 35°$

図 2.72　光造形モデル

2.26　大歯車；スキュー平面歯形（オプション）

5 軸加工機で歯車を加工する場合，曲面よりも平面の方が，加工能率が良いため大歯車の歯面を平面とし，小歯車は，これに共役面を持つ歯面を生成しています．

図 2.3 の歯車で，大歯車の歯すじを図 2.73 のように「スキュー（ギヤ直線歯）」を選択することで歯形を生成することができます．生成した歯形を確認すると大歯車の歯形は図2.74 のように直線であり歯すじも図2.75 のように直線となっていることが分かります．

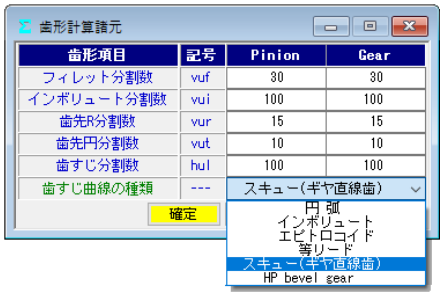


図 2.73　歯形計算諸元

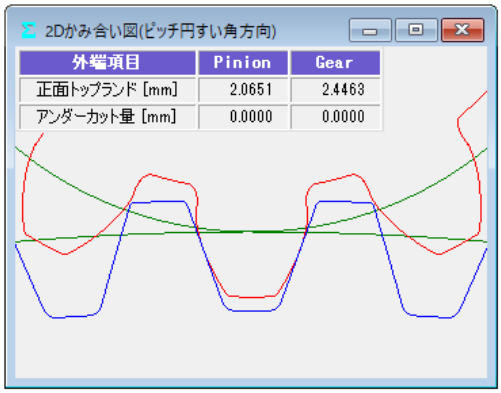
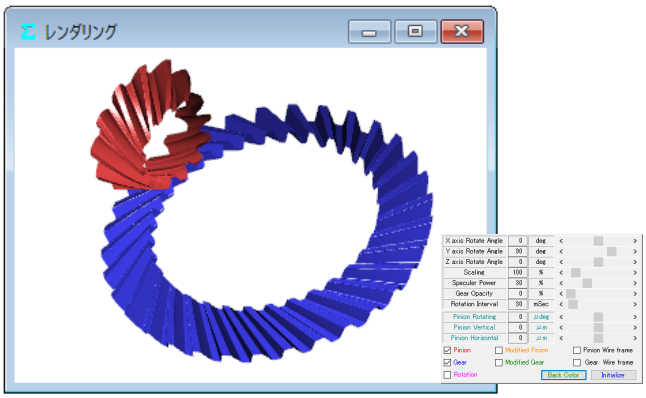


図 2.74　歯形（外端）



m=3, z_1=12, z_2=33, α20°, β=35°, b=16

図 2.75　レンダリング

歯面修整は, 図2.24 と同様に施すことができますが, ここでは, 小歯車に単純な歯すじ修整（図 2.76）のみ施した例を示します．

小歯車に歯すじ修整を施すことで図2.77 のレンダリングおよび図2.78 の歯当たり解析のように歯幅中央部での接触を確認することができます．図 2.76 では大歯車を無修整としていますが，修整は可能です．

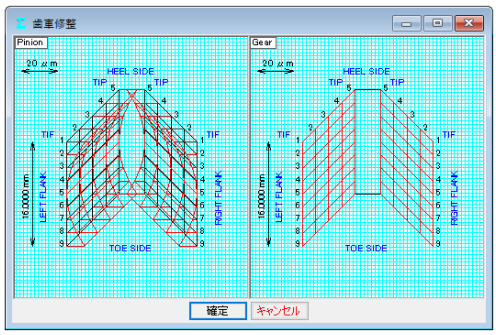


図 2.76　歯すじ修整（小歯車），大歯車は無修整

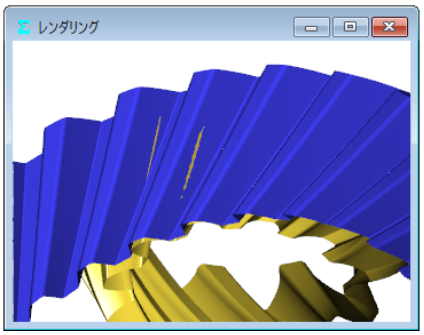
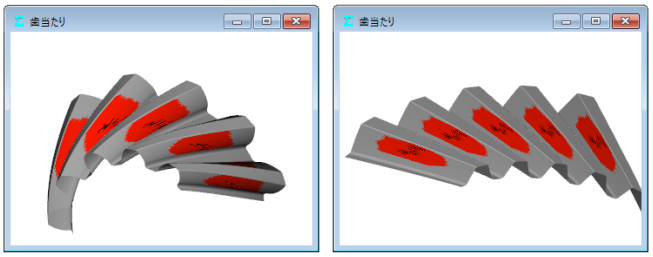


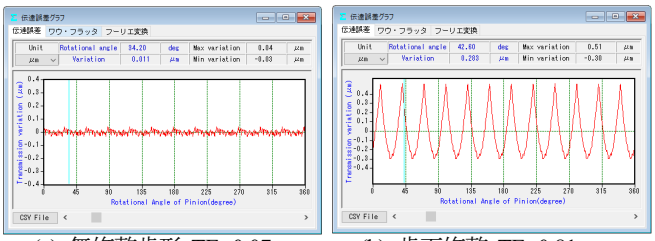
図 2.77　レンダリング（小歯車歯すじ修整）



(a)小歯車　　(b)大歯車

図 2.78　歯当たり

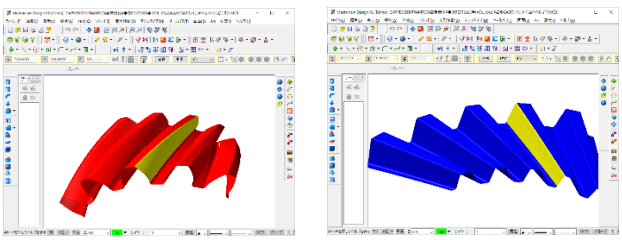
伝達誤差は図 2.79 のように無修整歯形の場合，TE=0.07μm であり図 2.76 の歯面修整を施した場合は TE=0.81μm です．



(a) 無修整歯形, TE=0.07μm　　(b) 歯面修整, TE=0.81μm

図 2.79　伝達誤差

歯形出力は図 2.29 と同様の手順で CAD データファイルを出力することができます．作図例を図 2.80 に示します．また，測定データも図 2.39 測定データの設定（Carl Zeiss）と同様です．



(a)小歯車　　(b)大歯車

図 2.80　CAD 作図例

2.27 HP²-bevel gear（オプション）

〈等リードスパイラルで大歯車の歯形が直線のかさ歯車〉

5 軸加工機で歯車を加工する場合，歯形が直線のほうが加工し易く，また，工具の共用も容易です．このことから大歯車の歯形を直線とし，且つ，歯すじをリード一定（等リード）のスパイラルベベルを **HP²-bevel gear**（High performance, High production-rate bevel gear）とします．

このリードが一定という特徴は，加工においても，また，組み立てにおいても非常に有用です．

歯形の生成は，図 2.3 の歯車の場合，図 2.81 の「HP² bevel gear」を選択することで歯形を生成することができます．この歯形を確認すると大歯車の歯形は図 2.82 のように直線であり，歯すじは，図 2.83 のように，スパイラルベベルとなっていることが分かります．

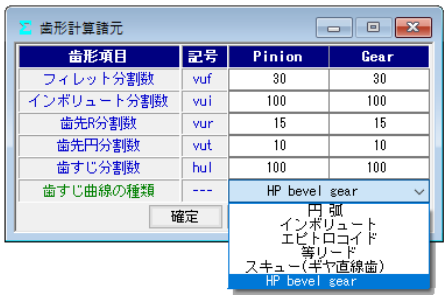


図 2.81　歯形計算諸元

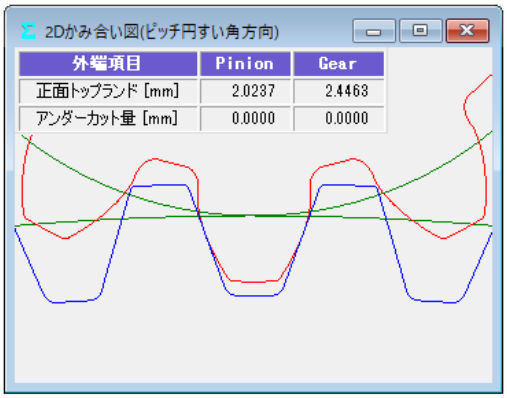
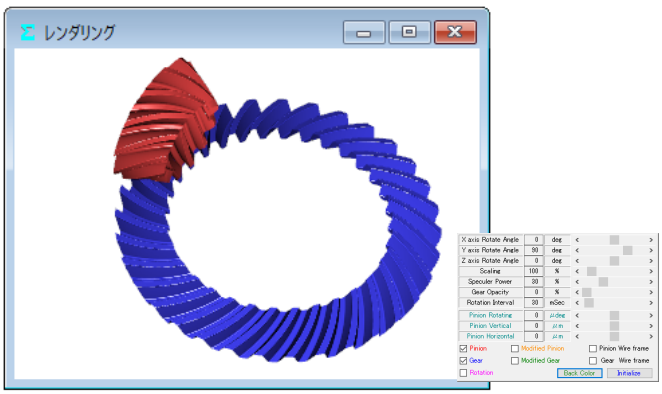


図 2.82　歯形（外端）



m=3, z_1=12, z_2=33, α20°, β=35°, b=16

図 2.83　レンダリング

歯面修整は，図2.24 と同様に施すことができますが，ここでは，小歯車に単純な歯すじ修整（図 2.84）のみ施した例を示します．

小歯車に歯すじ修整を施すことで図 285 のレンダリングおよび図2.86 の歯当たり解析のように歯幅中央部での接触を確認することができます．図 2.84 では大歯車を無修整としていますが，修整は可能です．

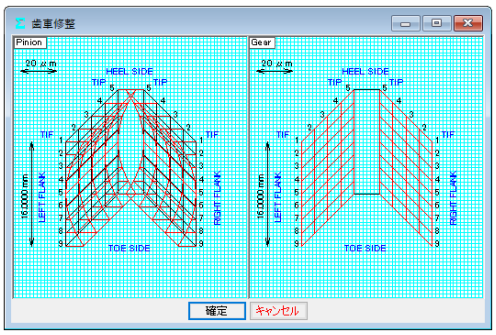


図 2.84　歯すじ修整（小歯車），大歯車は無修整

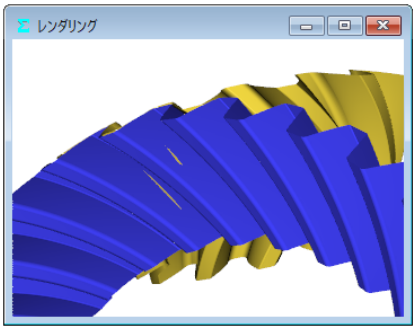
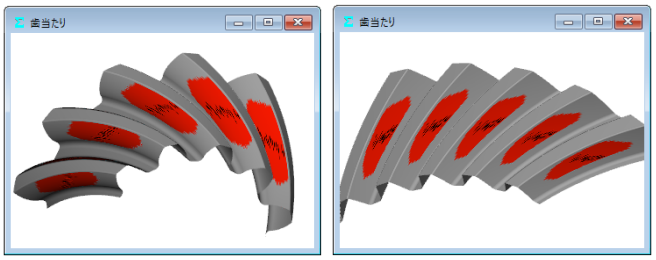


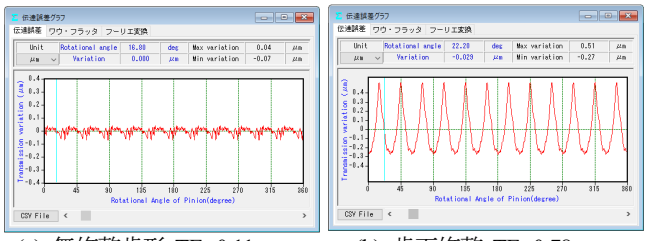
図 2.85　レンダリング（小歯車歯すじ修整）



(a)小歯車　　(b)大歯車

図 2.86　歯当たり

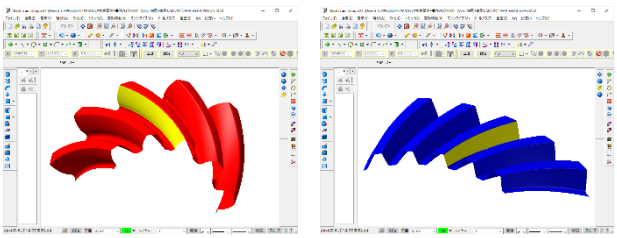
伝達誤差は図 2.87 のように無修整歯形の場合，TE=0.11μm であり図 2.84 の歯面修整を施した場合は TE=0.78μm です．



(a) 無修整歯形, TE=0.11μm　　(b) 歯面修整, TE=0.78μm

図 2.87　伝達誤差

歯形出力は図 2.29 と同様の手順で CAD データファイルを出力することができます．作図例を図 2.88 に示します．また，測定データも図 2.39 測定データの設定（Carl Zeiss）と同様です．

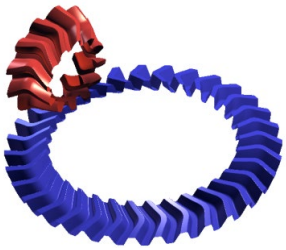


(a)小歯車　　(b)大歯車

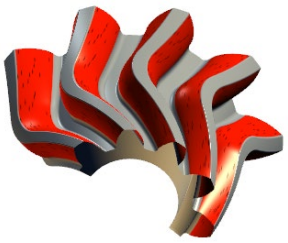
図 2.88　CAD 作図例

2.28 特殊かさ歯車

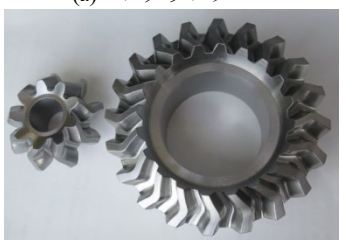
ソフトウェアの標準機能ではありませんが，図2.89のようなダブルスパイラルベベルギヤの歯形も生成することができます．この歯形に関しては別途お問い合わせください．



(a)レンダリング



(b)歯当たり



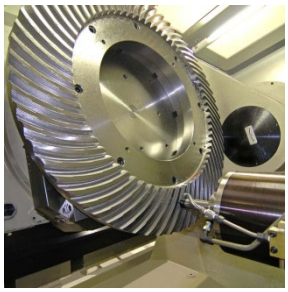
(c)加工例



(d) 3Dプリンタ製

図2.89　ダブルスパイラルベベルギヤ

2.29　マシニングセンタによるベベルギヤの加工例

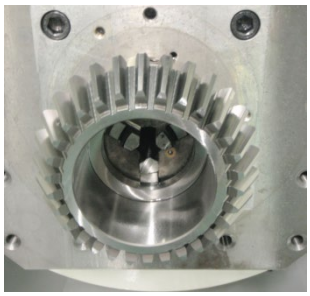




m15, z65, α20°, β=35°, d=975.0（三井精機工業(株)様ご提供)

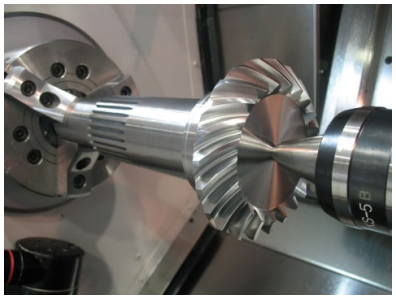
図 2.90　スパイラルベベルギヤ加工例, HU80A-5X（JIMTOF2008）





D500（m5, z30, α20°, β=0°）((株)牧野フライス製作所様　ご提供)

図 2.91　ストレートベベルギヤ加工例



m6, z22, α20°, β=35°, d=132，複合加工機 MULTUS B300C

（オークマ 株式会社様　ご提供)

図 2.92　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 2.93　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2.94　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 2.95　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 2.96　ブリスク加工例

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

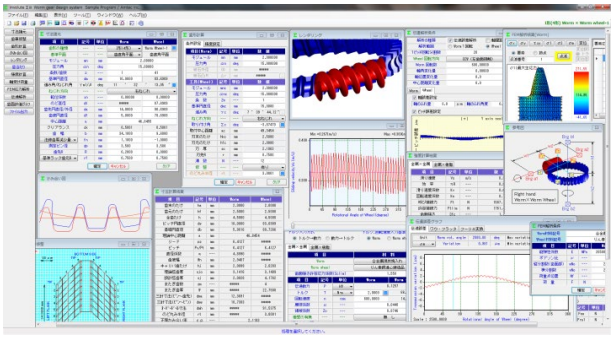


図 3.1　involute Σ iii (worm gear)

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．また，本カタログから JGMA4301-01 も追加しました．全体画面を図 3.1 に示します．

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		○
17	JGMA4301-01（強度）	3.10.2	------	◎

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．

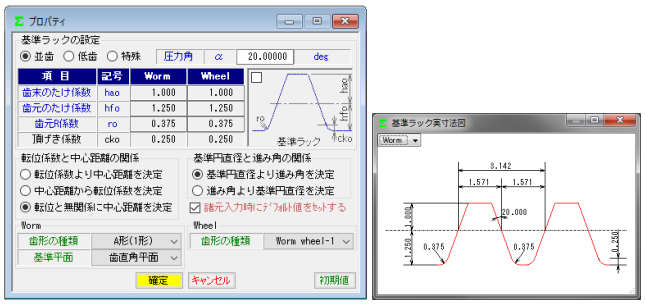


図 3.2　基準ラック（ウォームギヤ）

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．

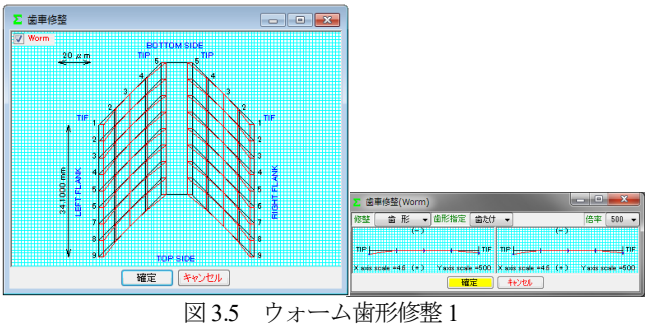


図 3.5　ウォーム歯形修整 1

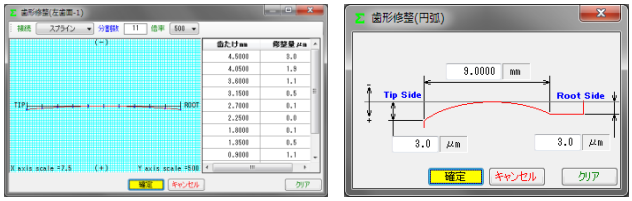


図 3.6　ウォーム歯形修整 2

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．



(a)条件設定　　(b)精度設定

図 3.7　歯形計算設定

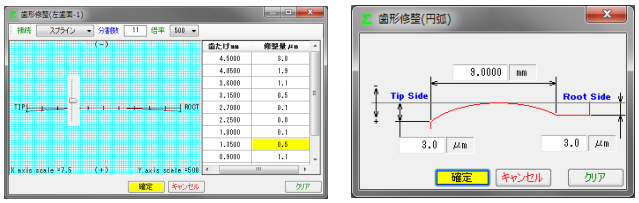


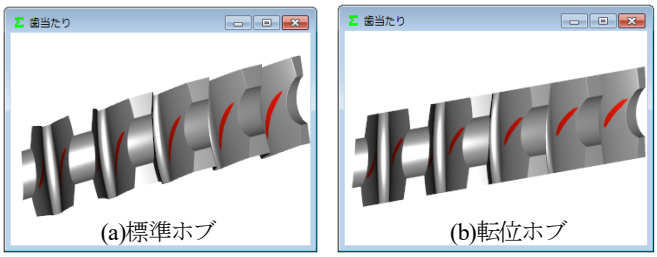
図 3.8　歯形修整

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．



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(ﾋﾟﾝ～歯先)	dma	mm	12.3691	*****
三針寸法(ﾋﾟﾝ～ﾋﾟﾝ)	dmw	mm	10.7383	*****
ｵｰﾊﾞｰﾎﾞｰﾙ寸法	dmh	mm	*****	91.5375
のどれみ半径	rt	mm	*****	3.0001
正面かみ合い率	ε α	---	2.1193	
軸/円周方向ﾊﾞｯｸﾗｯｼ	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．

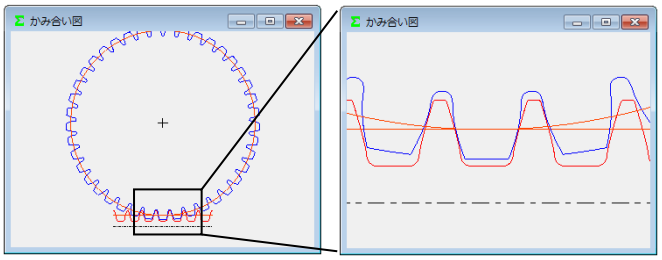


図 3.12　かみ合い図

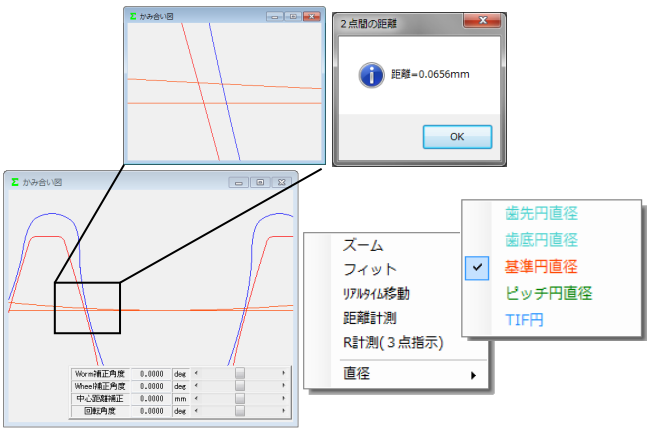


図 3.13　歯のかみ合いと補助フォーム

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．

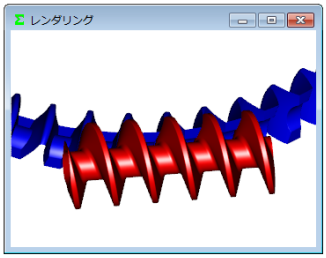


図 3.14　レンダリング

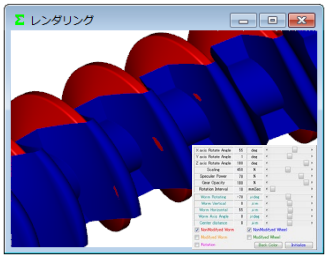


図 3.15　歯の接触

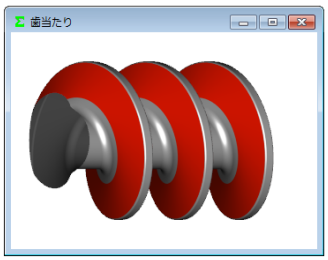
3.9　歯当たり（オプション）

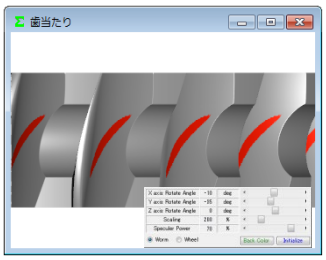
図 3.16 の歯当たり設定では，軸の取り付け誤差や接触最大クリアランス（光明丹厚さ）を設定することができます．本例では，接触最大クリアランスを c=3μm としたときの歯当たりを図 3.17 に示します．ウォームの歯形の種類や歯形修整，そしてホイールを転位ホブで加工したときや，取り付け誤差を与えたとき歯当たりがどのように変化するかを把握することができます．

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．



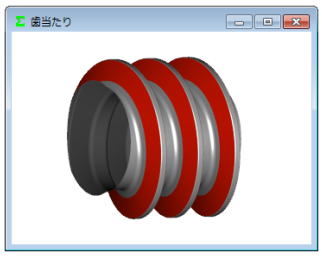
図 3.16　歯当たり設定

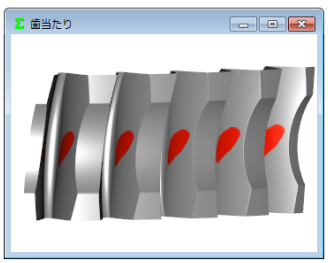




(a) ウォーム　　(b) ホイール

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（S_{Clim}）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）

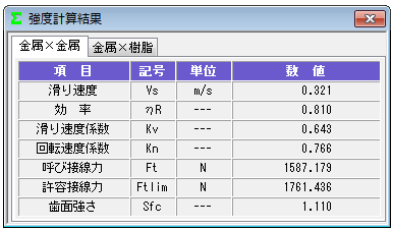


図 3.20　強度結果

3.10.2　金属×金属（JGMA4301-01:2017），（オプション）

JGMA4301-01 は，ISO/TR 14521 を基本にした円筒ウォームギヤの強度計算です．図 3.21～3.26 に計算例を示します．



図 3.21　動力などの設定

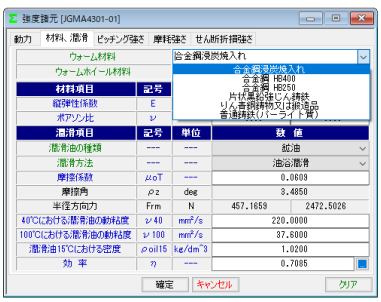


図 3.22　材料設定

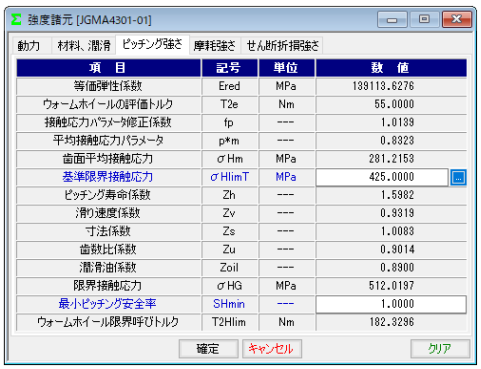


図 3.23　ピッチング強さの設定



図 3.24　摩耗強さの設定



図 3.25　せん断強さの設定

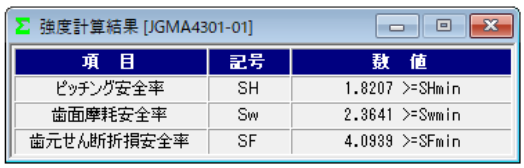


図 3.26　強度結果

3.10.3　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 3.27 に，強度計算結果を図 3.28 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 3.27　強度諸元（金属×樹脂）

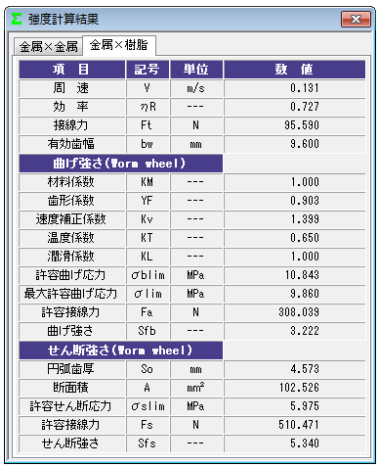


図 3.28　強度結果（金属×樹脂）

3.11　軸受荷重

軸受荷重の計算結果を図 3.29 に示します．

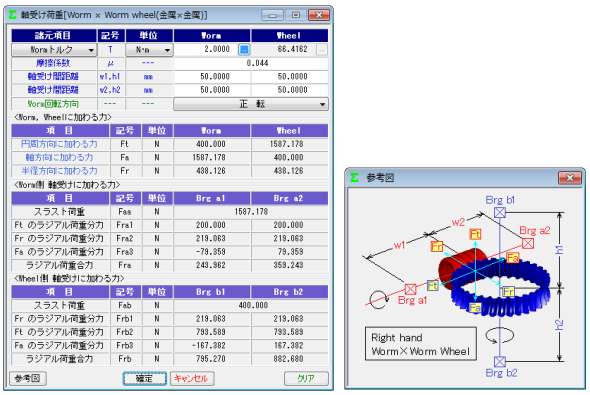


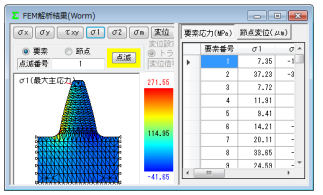
図 3.29　軸受荷重

3.12　2D-FEM 歯形応力解析（オプション）

図 3.30 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3.31および図3.32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．



図 3.30　FEM 解析の設定


(a)最大主応力（σ_1）

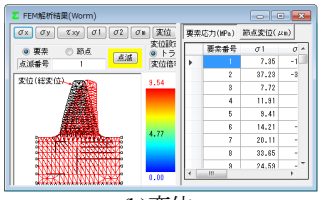
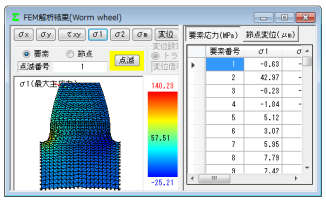

(b)変位

図 3.31　ウォーム


(a)最大主応力（σ_1）

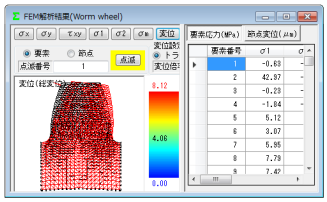

(b)変位

図 3.32　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 3.33 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 3.34 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 3.35 に，ワウ・フラッタ（回転むら）を図 3.36 に，フーリエ解析結果を図 3.37 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）

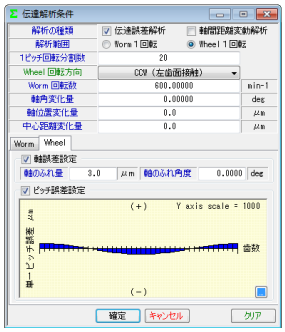
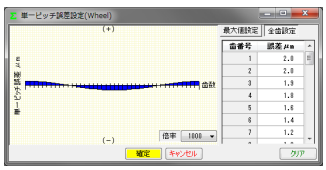
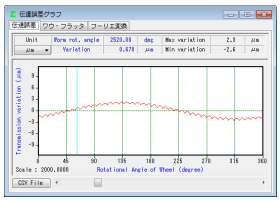
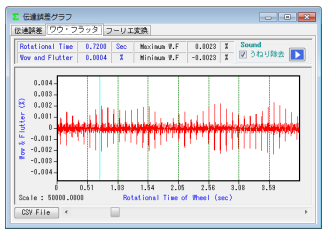
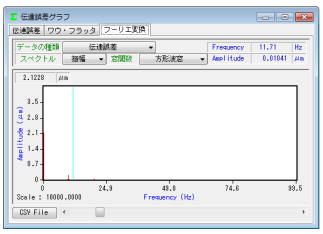

(b)ホイール（ピッチ誤差）

図 3.33　ピッチ誤差設定


図 3.34　ピッチ誤差(ホイール)

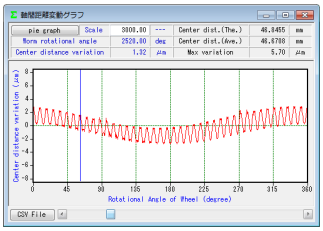

図 3.35　伝達誤差結果


図 3.36　ワウ・フラッタ


図 3.37　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 3.33 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 3.38 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

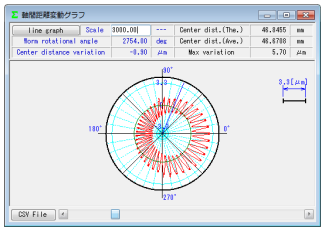
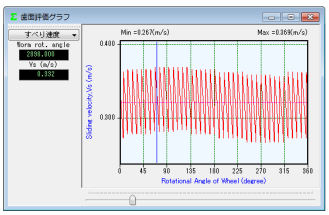
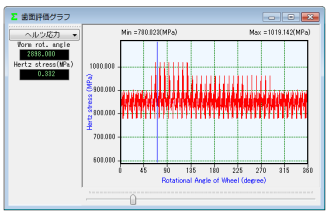

(b)グラフ 2

図 3.38　軸間距離変動解析

3.14　歯面評価（オプション）

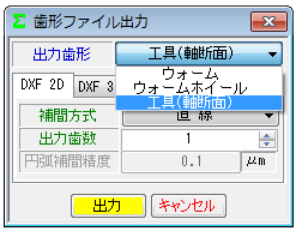
歯面評価には，すべり速度グラフ（図 3.39）とヘルツ応力グラフ（図 3.40）があります．すべり速度は，歯の接触位置における速度を計算し，ヘルツ応力も歯の接触位置における歯形（歯の変形は考慮していません）から計算しています．いずれも強度計算および伝達誤差解析後に有効です．


図 3.39　すべり速度グラフ


図 3.40　ヘルツ応力

3.15　歯形ファイル出力

歯形ファイルは図 3.41 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 3.42 に示します．

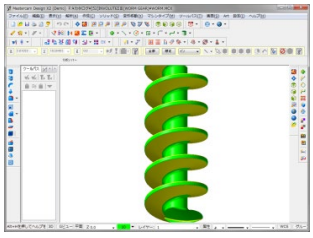


(a)出力歯形



(b)3D-IGES の例

図 3.41　歯形ファイル出力


(a)ウォーム

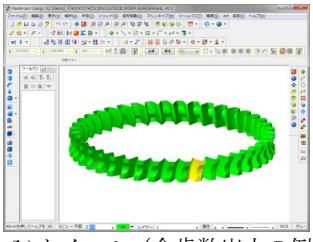

(b)ホイール（全歯数出力の例）

図 3.42　CAD 作図例

◆ウォームの相手歯車がヘリカルギヤの場合◆

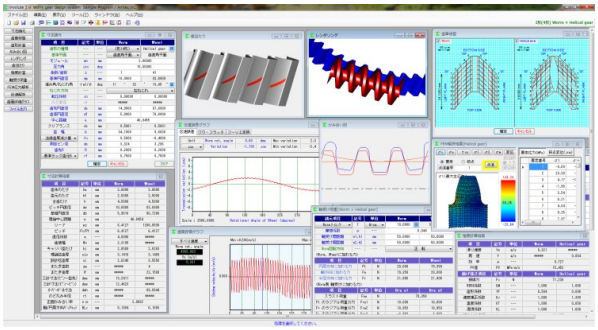


図 3.43　ウォームの相手歯車がヘリカルギヤの例

3.16　基準ラック

ウォームギヤの基準ラックを図 3.44 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．

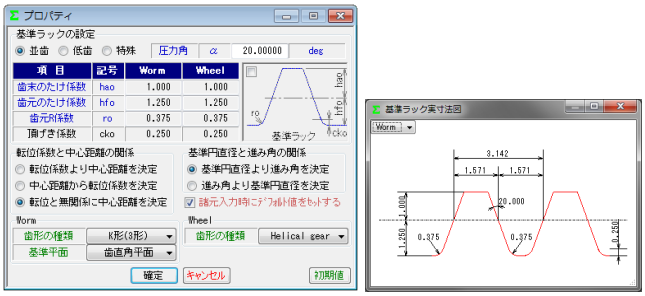


図 3.44　基準ラック（ウォーム&ヘリカルギヤ）

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3.45に示します．ウォームの歯形は図 3.46(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 3.46(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 3.45　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 3.46　補助フォーム

3.18　歯車修整（オプション）

図 3.47 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 3.48 および図 3.49 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．

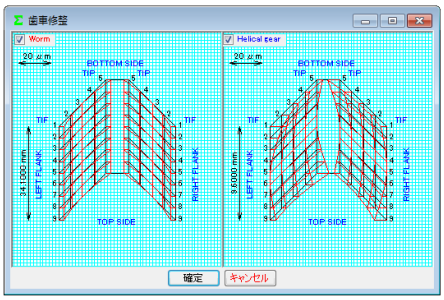


図 3.47　歯形修整（ウォームとヘリカルギヤ）

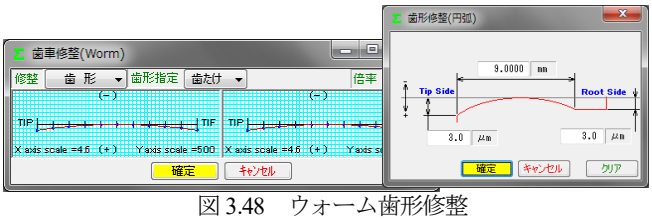


図 3.48　ウォーム歯形修整

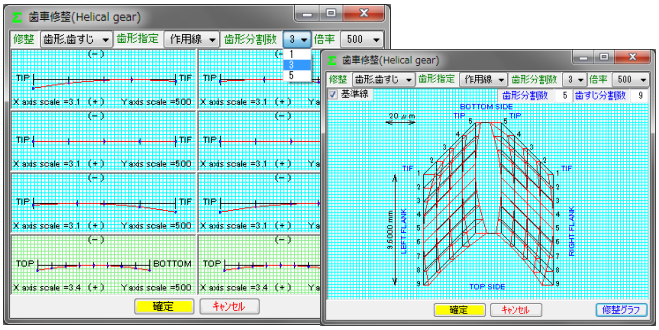


図 3.49　ヘリカルギヤ歯形・歯すじ修整とトポグラフ

3.19　歯形計算

歯形計算条件は図 3.50 (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 3.50 (b)で設定することができます．歯形計算終了後，図 3.51 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．なお，ヘリカルギヤは図 3.50 の工具に基づいて生成した歯形です．



(a)条件設定　(b)精度設定

図 3.50　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	---	4.0890	*****
歯底幅	Wn	mm	2.3195	*****
キャリバ歯たけ	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
のどれみ半径	rt	mm	*****	*****
正面かみ合い率	ε α	---	2.0662	
軸/円周方向ﾊﾞｯｸﾗｯｼ	BLx	mm	0.1094	0.1055

図 3.51　寸法結果

3.20　かみ合い図

歯形計算終了後，図 3.52 のように歯形を表示することができ，図 3.53 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．

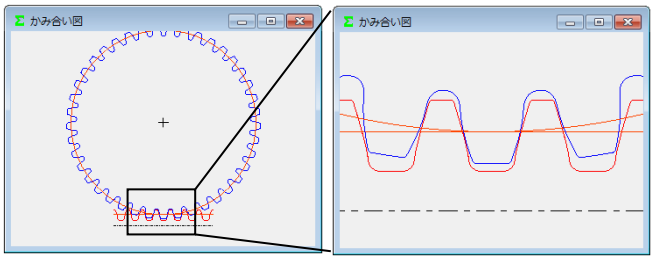


図 3.52　かみ合い図

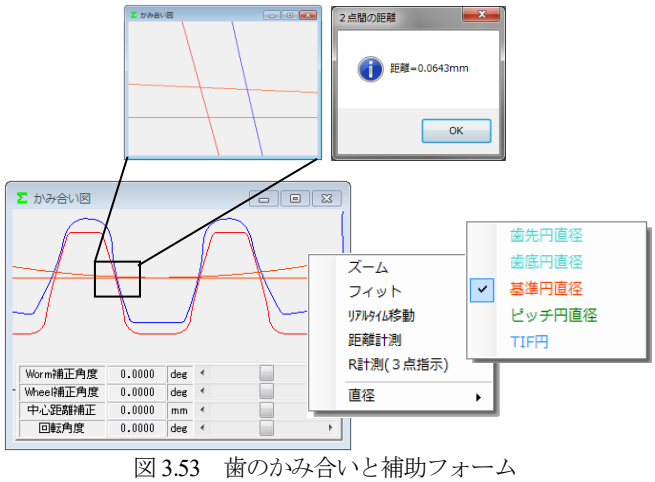


図 3.53　歯のかみ合いと補助フォーム

3.21　歯形レンダリング

歯形計算終了後，図 3.54 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 3.55 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．

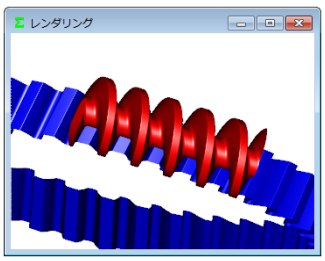


図 3.54　レンダリング

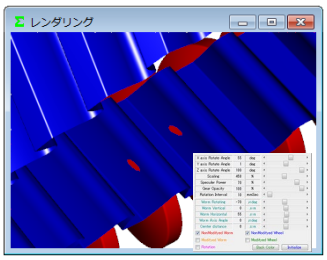


図 3.55　歯の接触

3.22　歯当たり（オプション）

図 3.56 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 3.57 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 3.57(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．

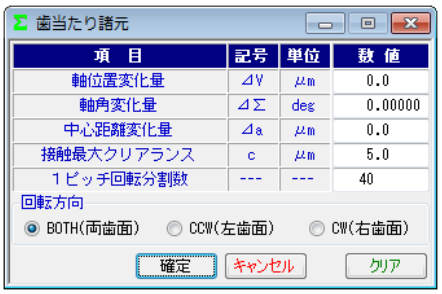
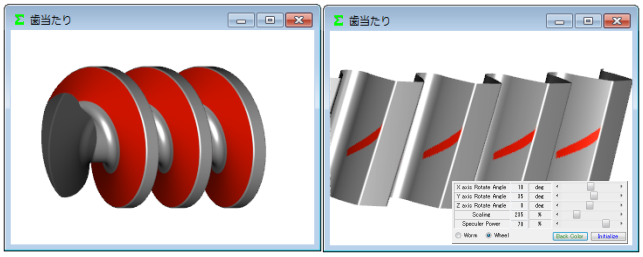


図 3.56　歯当たり設定



(a) ウォーム　　(b) ホイール

図 3.57　歯当たり

3.23　強度計算

強度諸元を図 3.58 に，強度計算結果を図 3.59 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 3.58a 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．



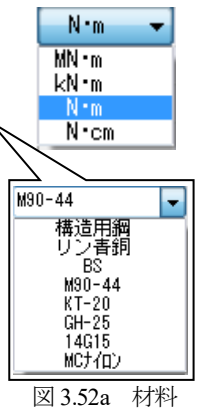


図 3.58　強度諸元

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	mm^2	*****	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 3.59　強度結果

3.24　軸受荷重

軸受荷重の計算結果を図 3.60 に示します.

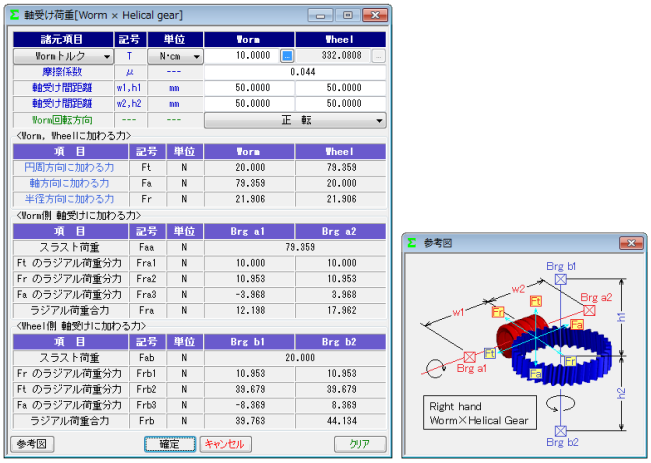


図 3.60　軸受荷重

3.25　2D-FEM 歯形応力解析（オプション）

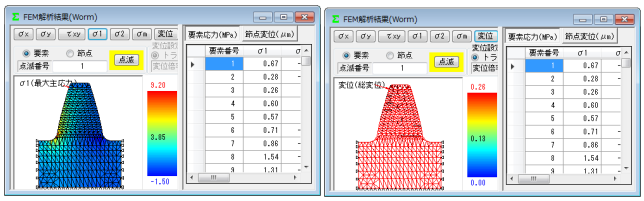
図 3.61 の FEM の設定画面では縦弾性係数，ポアソン比，分割数および荷重（例では円周力を ε で除した値）を設定します.

図3.62および図3.63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.



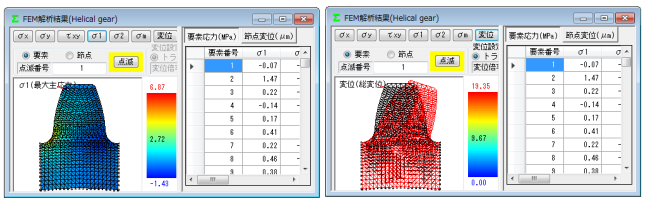
項　目	記号	単位	Worm	Wheel
縦弾性係数	E	MPa	205940.0	1721.1
ポアソン比	ν	---	0.30	0.35
縦分割数(歯面部)	mNo	---	21	21
横分割数	wNo	---	21	21
荷重点位置	Nf	---	2	2
荷　重	F	N	34.5000	

図 3.61　FEM 解析の設定



(a)最大主応力（σ_1）　(b)変位

図 3.62　ウォーム



(a)最大主応力（σ_1）　(b)変位

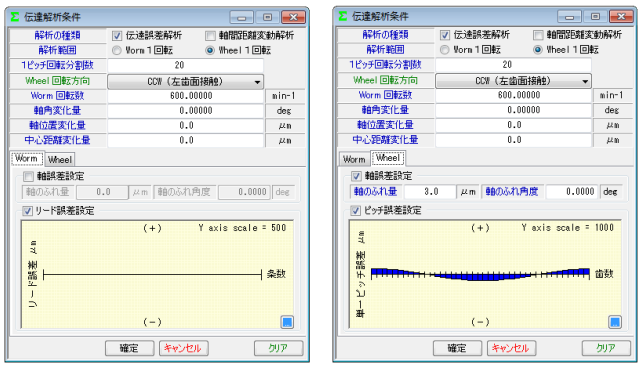
図 3.63　ヘリカルギヤ

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 3.64 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 3.64 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3.66に，ワウ・フラッタ（回転むら）を図 3.67 に，フーリエ解析結果を図 3.68 に示します．また，ワウ・フラッタを「音」に変換させる機



(a)ウォーム（リード誤差）　(b)ギヤ（ピッチ誤差）

図 3.64　ピッチ誤差設定

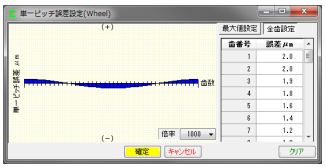


図 3.65　ピッチ誤差(ギヤ)

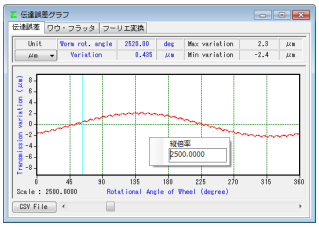


図 3.66　伝達誤差結果

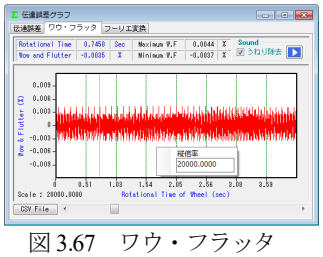


図 3.67　ワウ・フラッタ

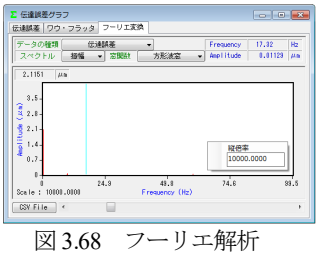
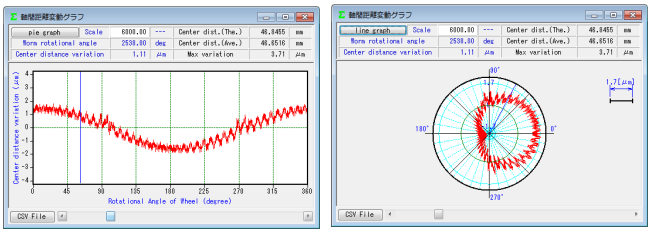


図 3.68　フーリエ解析

能もあり，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 3.64 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 3.69 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 3.69　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 3.70）とヘルツ応力グラフ（図 3.71）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．

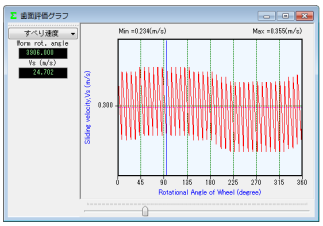


図 3.70　すべり速度グラフ

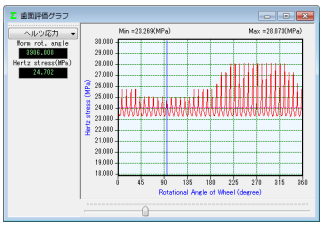


図 3.71　ヘルツ応力

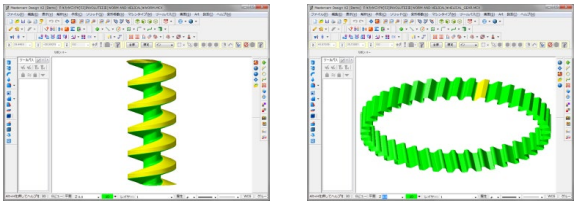
3.28　歯形ファイル出力

歯形ファイルは図 3.72 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 3.73 に示します．



(a)出力歯形　　(b)3D-IGES の例

図 3.72　歯形ファイル出力



(a)ウォーム　　(b)ギヤ（全歯数出力の例）

図 3.73　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 3.74 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 3.74　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 3.75 のように説明文を表示します．

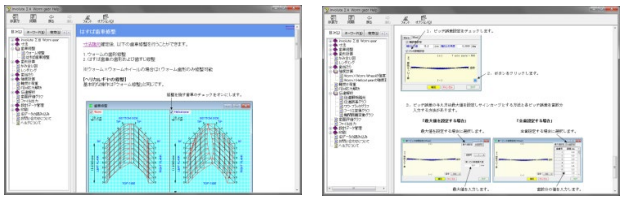


図 3.75　HELP 機能の例

3.31　ウォームギヤの種類

ウォームギヤの種類を図 3.76～3.83 に示します．なお，[　] 内数値はソフトウェア番号です．

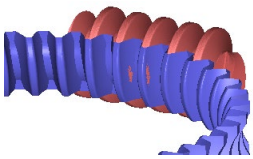


図 3.76　[3]円筒ウォームギヤ

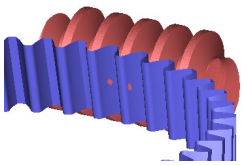


図 3.77　[3]ウォーム×ヘリカルギヤ

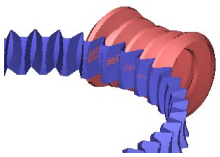


図 3.78　[36]ヒンドレーウォーム

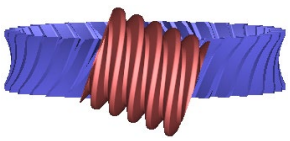


図 3.79　[28]傾斜ウォームギヤ

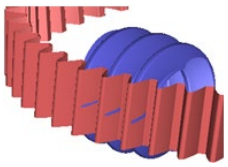


図 3.80　[39]内歯ウォーム

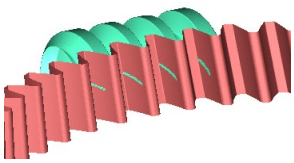
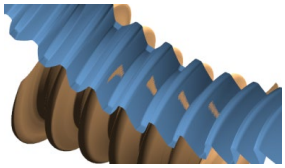
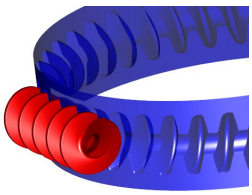


図 3.81　[37]LCCW ウォームギヤ



ホブ加工ホイールと鼓形ウォーム

図 3.82　[44]SS-Worm gear



ホイール歯幅が広い例

図 3.83　[3]円筒ウォームギヤ

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

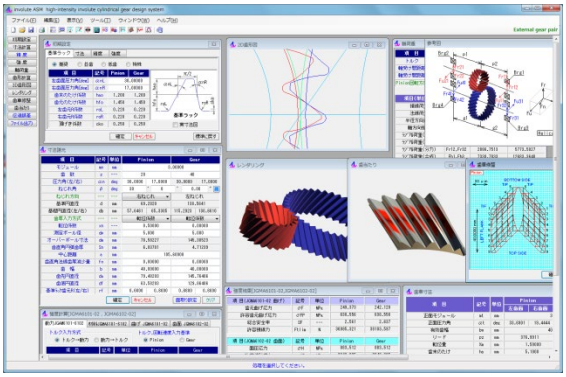


図 4.1　involute ASM(high-intensity gear)

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○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	○
<2>歯車寸法	○
<3>推論	○
<4>歯形創成図	○
<5>歯車かみ合い図	○
<6>かみ合い連続回転	○
<7>歯形 DXF ファイル	○
<8>歯形レンダリング図	○
<9>歯車精度	○
<10>設計データ管理	○
<11>JGMA6101,6102,　JGMA401,402	○
<12>樹脂歯車強度計算(JIS B 1759)	○
<13>軸受け荷重	○
<14>3D-IGES 歯形データ	○
<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	◎
<18>FEM 歯形応力解析	◎

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．

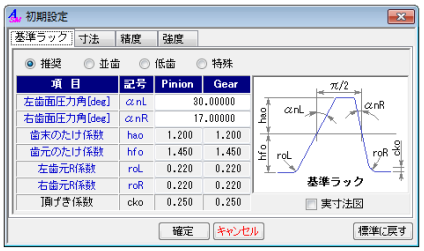


図 4.2　基準ラック(非対称)

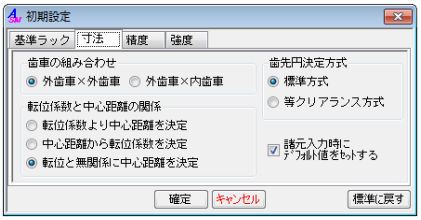


図 4.3　寸法

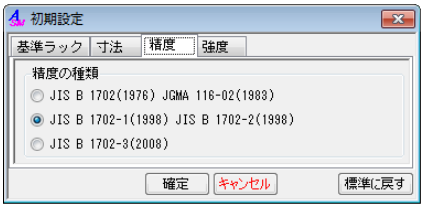


図 4.4　精度

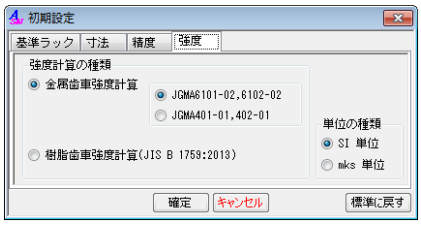


図 4.5　強度

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，また，歯先に丸みがある場合は歯先 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

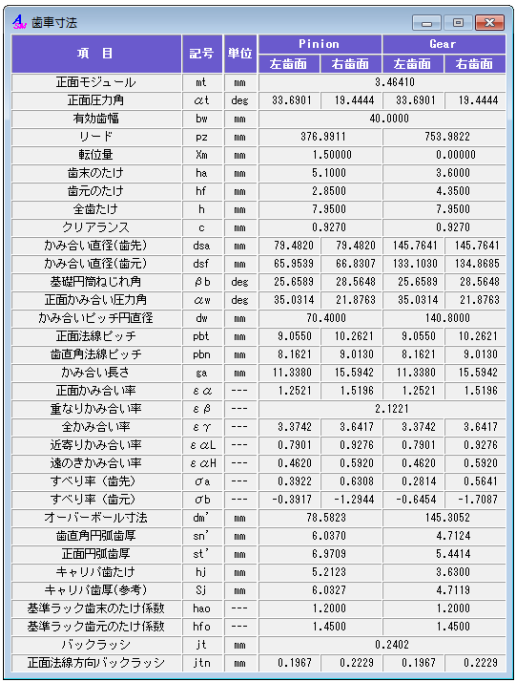


図 4.8　寸法結果

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 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 4.9　歯形計算諸元

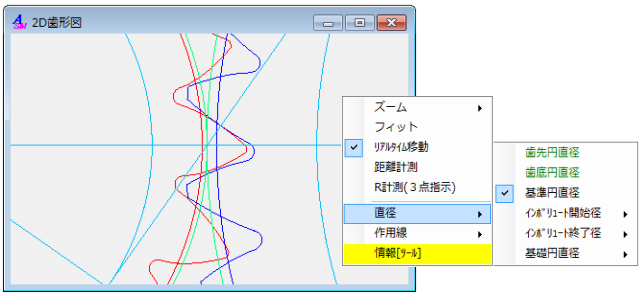


図 4.10　かみ合い図と補助フォーム

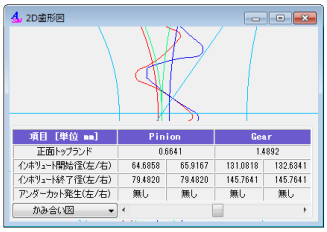


図 4.11　歯形情報

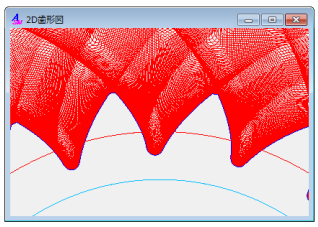


図 4.12　歯形創成

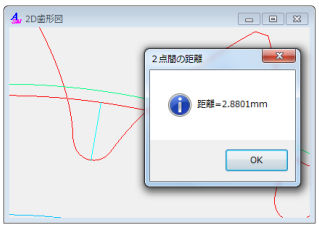


図 4.13　距離計測

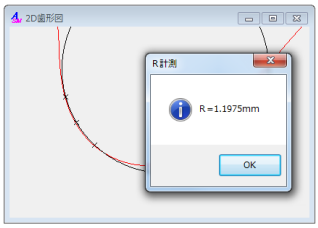


図 4.14　R 計測

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．

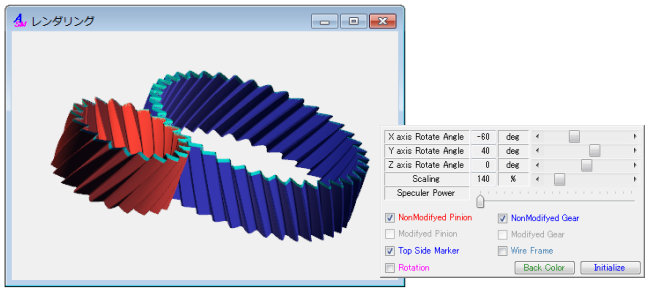


図 4.15　歯形レンダリングと補助フォーム

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．

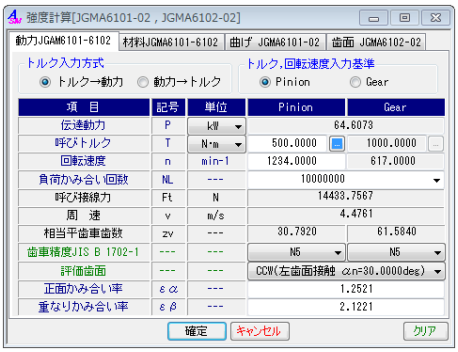


図 4.18　強度計算（動力設定）



図 4.19　強度計算（材料）

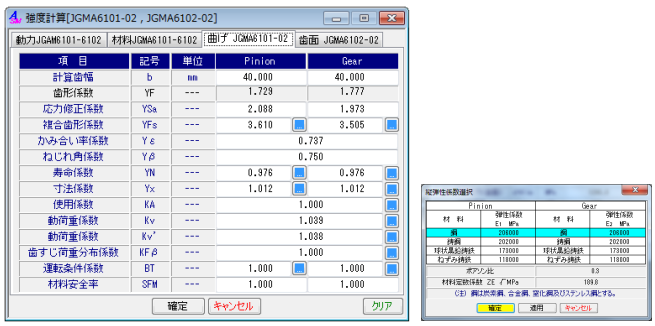


図 4.20　強度計算（曲げに関する係数）

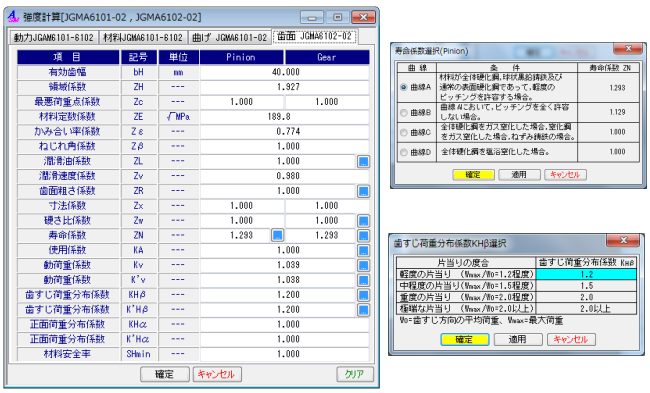


図 4.21　強度計算（面圧に関する係数）

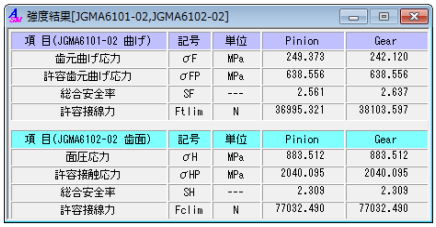
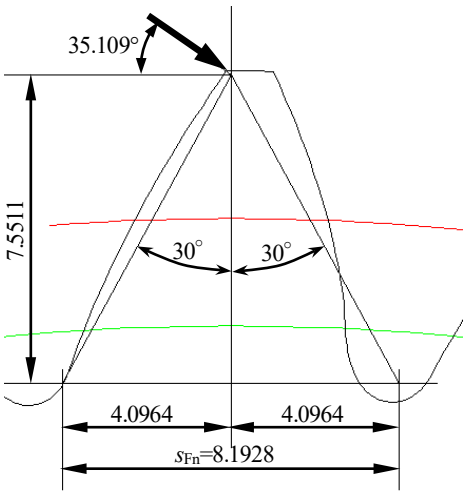


図 4.22　強度結果

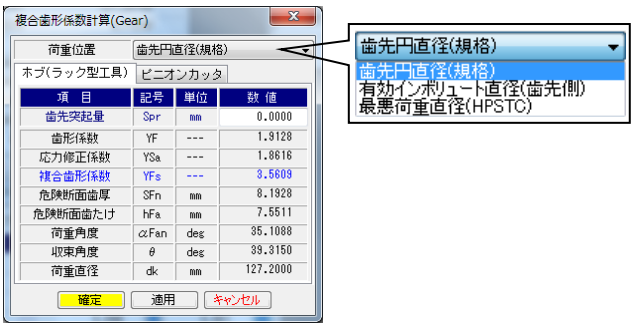
4.9a 歯形係数

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）



荷重位置は歯先，HPSTC を選択することができます．

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

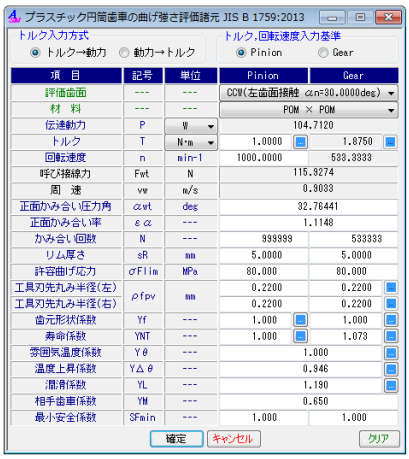


図 4.26　強度諸元

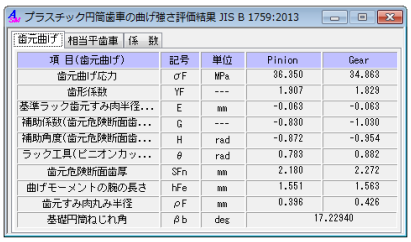


図 4.27　歯元曲げ



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

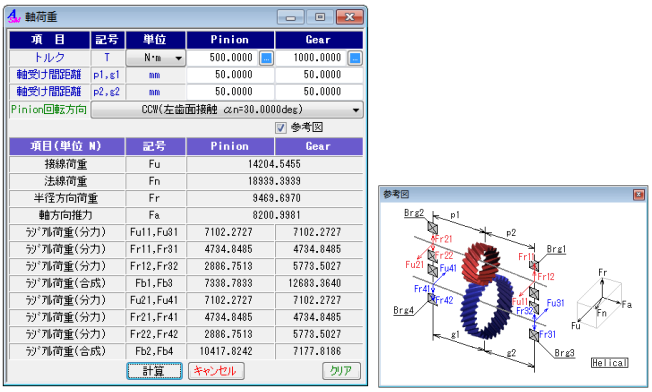


図 4.30　軸受荷重

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．

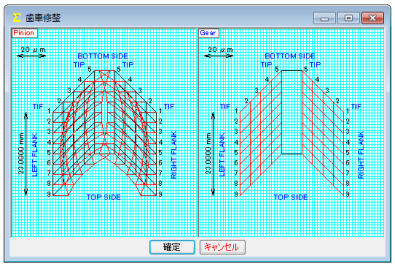


図 4.31　歯面修整（トポグラフ）

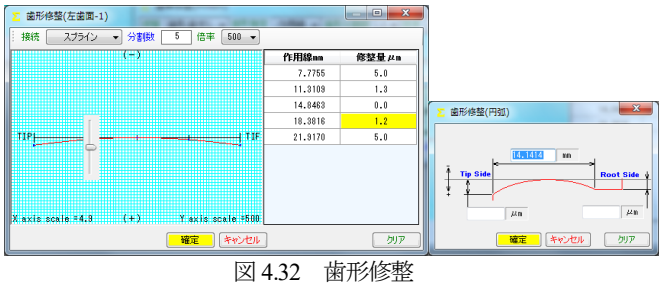


図 4.32　歯形修整

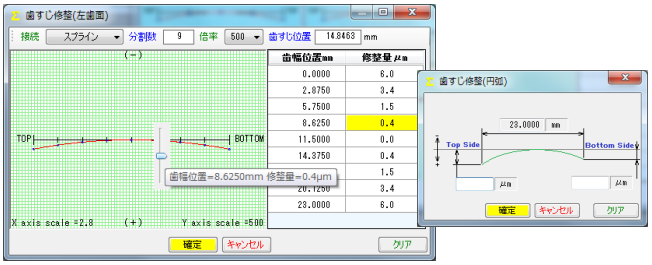


図 4.33　歯すじ修整

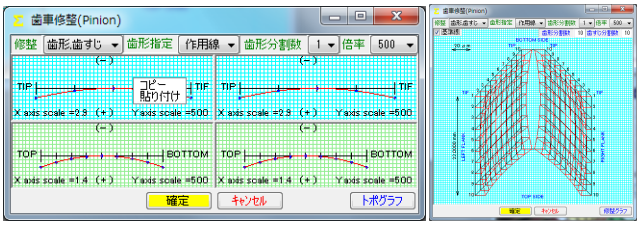


図 4.34　歯形&歯すじ修整とトポグラフ

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

確定　キャンセル　クリア

図 4.35　歯形計算諸元

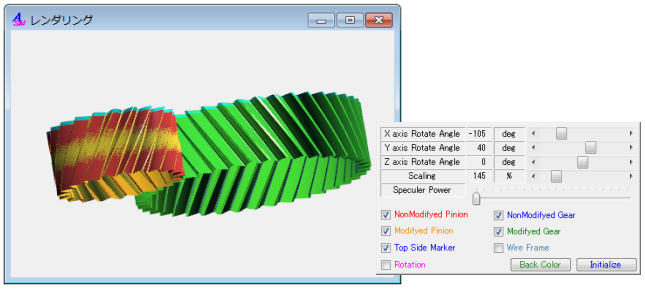


図 4.36　歯形レンダリング（歯面修整）

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

回転方向　BOTH(両歯面)　CCW(左歯面)　CW(右歯面)

確定　キャンセル　クリア

図 4.37　歯当たり設定

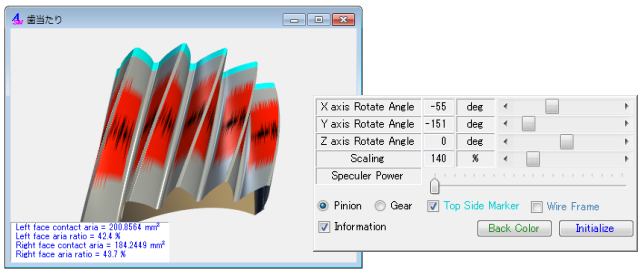


図 4.38　歯当たり（ピニオン）

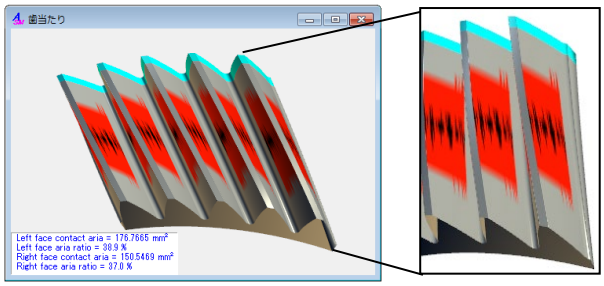
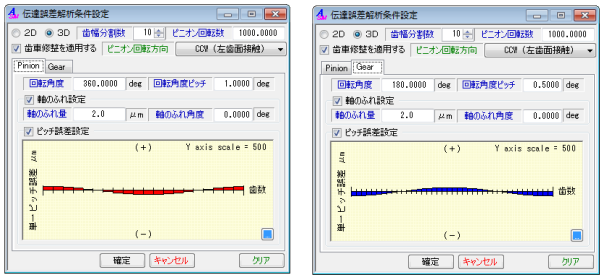


図 4.39　歯当たり（ギヤ）&拡大

4.14 伝達誤差

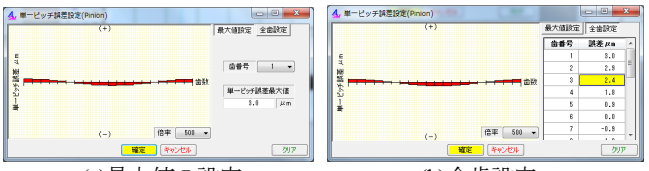
伝達誤差解析では，無修整歯形または図 4.31 で与えた歯形で無負荷時の回転伝達誤差解析をすることができます．図 4.40 に伝達誤差設定を示しますが，ここでは 2D 解析または 3D 解析の選択をすることができ，軸の振れ，回転速度を設定することができます．また，ピッチ誤差は図 4.41 のように最大値の設定または全歯のピッチ誤差を設定することができます．

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

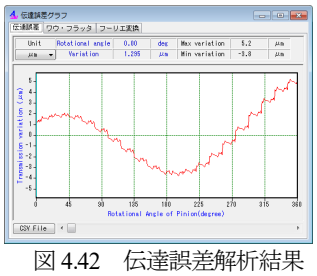


図 4.42　伝達誤差解析結果

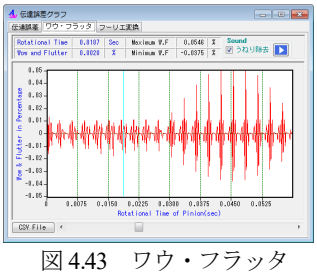


図 4.43　ワウ・フラッタ

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．

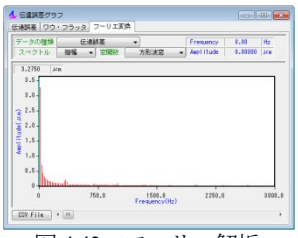
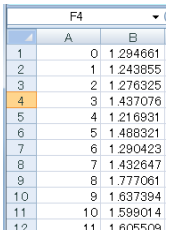


図 4.43　フーリエ解析



	A	B
1	0	1.294661
2	1	1.243855
3	2	1.276325
4	3	1.437076
5	4	1.216931
6	5	1.488321
7	6	1.290423
8	7	1.432647
9	8	1.777061
10	9	1.637394
11	10	1.599014

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．

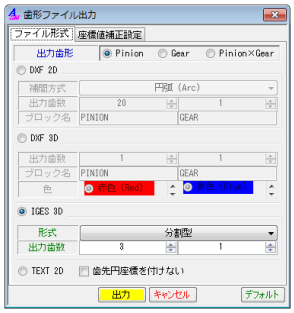


図 4.46　歯形ファイル形式

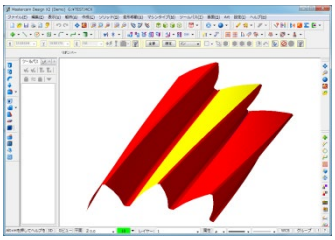


図 4.47　CAD 作図例



図 4.48　座標補助設定

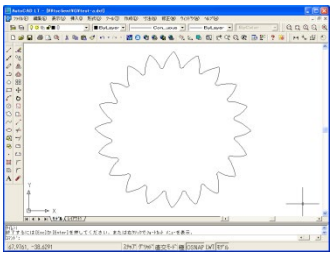


図 4.49　CAD 作図例

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 4.50～4.53 に示します．なお，図 4.52 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　かみ合い

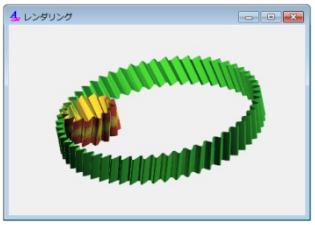
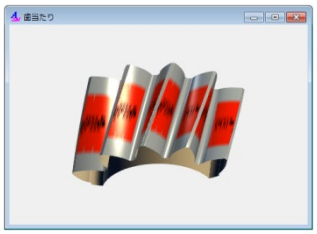
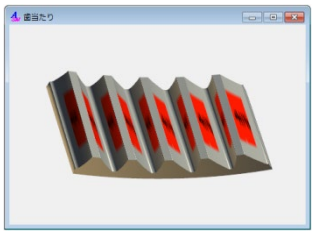


図 4.52　レンダリング



(a)ピニオン



(b)ギヤ

図 4.53　歯当たり

4. 17 FEM 歯形応力解析（オプション）

FEM 解析例を図 4.54，4.55 に示します．設定方法は **involute Σ iii(spur and helical gear design system)**と同様です．

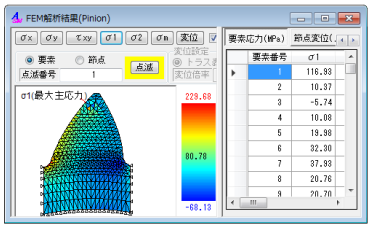


図 4.54　FEM(2D)解析例

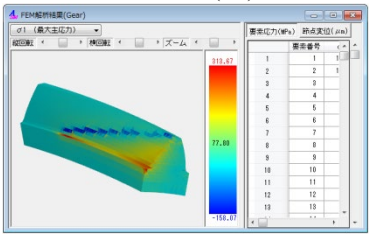


図 4.55　FEM(3D)解析例

4. 18 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 gear design system)**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 design system (遊星＆不思議遊星)

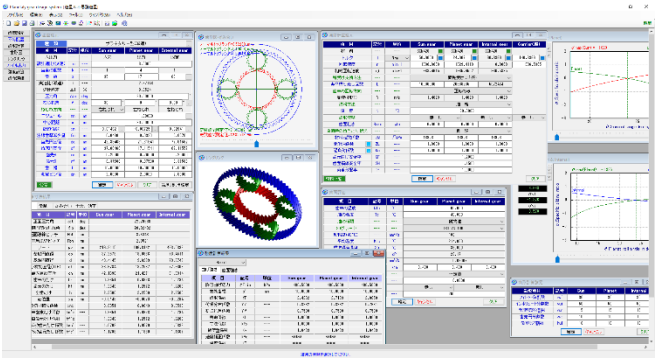


図 5.1　Planetary gear design system

5.1 概要

「**Planetary gear design system（遊星＆不思議遊星）**」を新しく開発しました. 本ソフトウェアは, 従来のソフトウェアと同様, 遊星歯車と不思議遊星を簡単に設計できるソフトで，歯数の組み合わせや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．

遊星歯車機構は，歯数の組み合わせや位相，歯形偏差や歯すじ偏差，そして負荷が作用したときの端部接触による影響も起振力に影響を及ぼします．遊星歯車機構がどれ程，安定しているかを知るためには起振力を知ることが重要です．また，転位係数と効率の関係も 1 つのグラフとして表す機能を持つ**[49]遊星歯車機構の起振力解析システム**も是非，ご覧ください．

5.2 適用

(1)型 式　　：等配置型
　　：遊星(プラネタリー，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)，小歯数，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 プロパティ（基準ラック）

図 5.2 のようにプロパティで，遊星の種類，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．

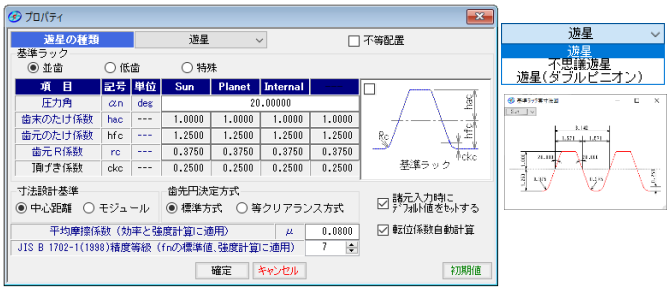


図 5.2　プロパティ

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，スター型の増減速，不思議 3K)．

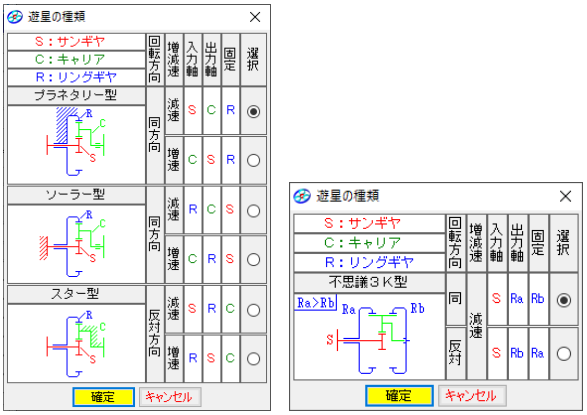


図 5.3　遊星歯車のタイプ



図 5.4　歯車諸元

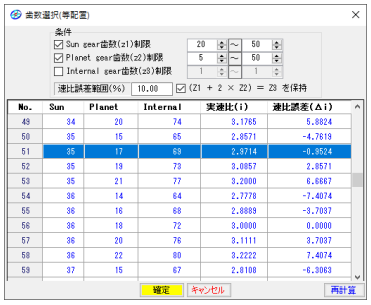


図 5.5　歯数選択

(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) 歯先円直径はプロパティ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，任意に変更は可能です．
(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 種を変更すると他の歯車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. 最適な転位係数決定のため図 5.4 右下の 歯厚,頂げき設定 で図 5.6 のように歯形，かみ合い率，すべり率，そして干渉発生の有無を確認することができます.

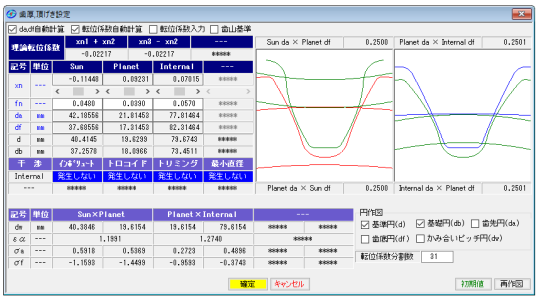
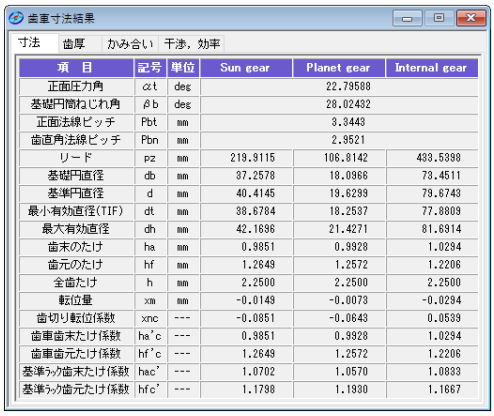


図 5.6　歯厚，頂げき確認（補助設定）

5.5 歯車寸法

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



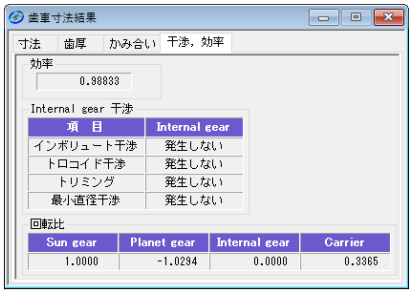
項　目	記号	単位	Sun gear	Planet gear	Internal gear
正面圧力角	αt	deg	22.79508		
基礎円筒ねじれ角	βb	deg	28.02432		
正面法線ピッチ	Pbt	mm	3.3443		
歯直角法線ピッチ	Pbn	mm	2.9521		
リード	pz	mm	219.9115	106.8142	433.5398
基礎円直径	db	mm	37.2578	18.0966	73.4511
基準円直径	d	mm	40.4145	19.6299	79.6743
最小有効直径(TIF)	dt	mm	38.6784	18.2537	77.8809
最大有効直径	dh	mm	42.1696	21.4271	81.6914
歯末のたけ	ha	mm	0.9851	0.9928	1.0294
歯元のたけ	hf	mm	1.2649	1.2572	1.2206
全歯たけ	h	mm	2.2500	2.2500	2.2500
転位量	xm	mm	-0.0149	-0.0073	-0.0294
歯切り転位係数	xnc	---	-0.0851	-0.0843	0.0539
歯車歯末たけ係数	ha'c	---	0.9851	0.9928	1.0294
歯車歯元たけ係数	hf'c	---	1.2649	1.2572	1.2206
基準ラック歯末たけ係数	hac'	---	1.0702	1.0570	1.0833
基準ラック歯元たけ係数	hfc'	---	1.1798	1.1930	1.1667

図 5.7　寸法



項　目	記号	単位	Sun gear	Planet gear	Internal gear
歯直角円弧歯厚	sn	mm	1.5089	1.5240	1.5315
正面円弧歯厚	st	mm	1.7423	1.7598	1.7685
またぎ歯数	zm	---	6	3	12
基準またぎ歯厚	W	mm	16.9637	7.7334	35.3827
設計またぎ歯厚	W'	mm	16.9157	7.6944	35.4397
測定ピン径	dp	mm	2.0000	2.0000	2.0000
基準オーバーピン寸法	dm	mm	43.7525	22.8483	75.9536
設計オーバーピン寸法	dm'	mm	43.6320	22.7603	76.1442
キャリパ歯たけ	hj	mm	0.8964	1.0162	1.0253
基準キャリパ歯厚	Sj	mm	1.5597	1.5646	1.5921
設計キャリパ歯厚	Sj'	mm	1.5087	1.5233	1.5221

図 5.8　歯厚関係



効率 0.98833

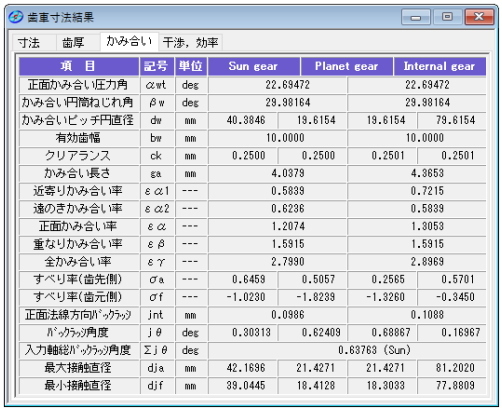
Internal gear 干渉

項　目	Internal gear
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
最小直径干渉	発生しない

回転比

Sun gear	Planet gear	Internal gear	Carrier
1.0000	-1.0294	0.0000	0.3365

図 5.9　効率，干渉等



項　目	記号	単位	Sun gear	Planet gear	Internal gear
正面かみ合い圧力角	αwt	deg	22.69472		22.69472
かみ合い円筒ねじれ角	βw	deg	29.98164		29.98164
かみ合いピッチ円直径	dw	mm	40.3846	19.6154	19.6154 79.6154
有効歯幅	bw	mm	10.0000		10.0000
クリアランス	ck	mm	0.2500	0.2500	0.2501 0.2501
かみ合い長さ	ga	mm	4.0379		4.3653
近寄りかみ合い率	ε α1	---	0.5839		0.7215
遠のきかみ合い率	ε α2	---	0.6236		0.5839
正面かみ合い率	ε α	---	1.2074		1.3053
重なりかみ合い率	ε β	---	1.5915		1.5915
全かみ合い率	ε γ	---	2.7990		2.8969
すべり率(歯先側)	σa	---	0.8459	0.5057	0.2565 0.5701
すべり率(歯元側)	σf	---	-1.0230	-1.8239	-1.3260 -0.3450
正面法線方向バックラッシ	jnt	mm	0.0986		0.1088
バックラッシ角度	jθ	deg	0.30313	0.62409	0.68867 0.16967
入力軸経バックラッシ角度	Σjθ	deg	0.63763 (Sun)		
最大接触直径	dja	mm	42.1696	21.4271	21.4271 81.2020
最小接触直径	djf	mm	39.0445	18.4128	18.3033 77.8809

図 5.10　かみ合い

5.6 歯形作図

5.6.1 かみ合い図

歯車のかみ合いを図 5.11 および図 5.12 のように 2 次元図で表示します. 操作補助画面で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ることや拡大表示することができます.

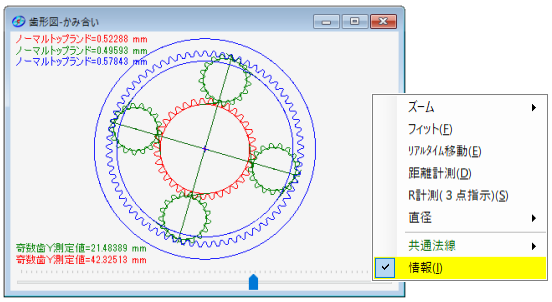


図 5.11　かみ合い図

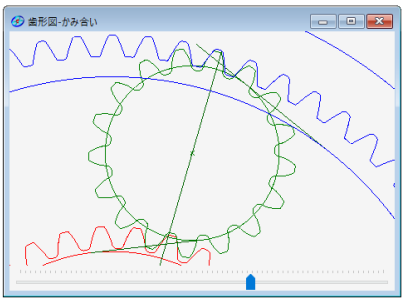


図 5.12　かみ合い拡大

5.6.2 レンダリング

歯車のかみ合いを図 5.13 のように 3 次元図で表示することができ歯車を回転させることができます.

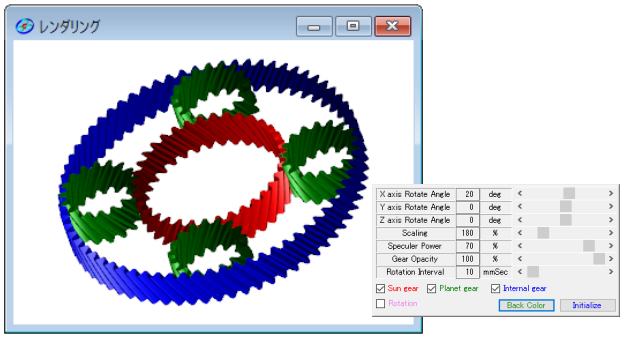


図 5.13　歯形レンダリング

5.7 寸法公差（オプション）

寸法公差を図5.14で設定することにより図5.15のように正面かみ合い率，すべり率，干渉などを計算し表示します．

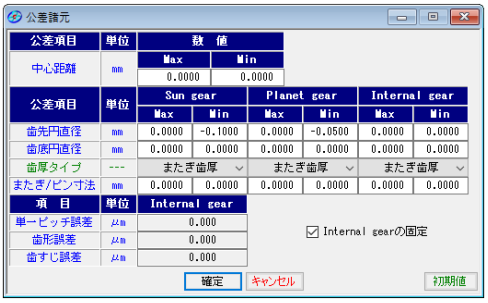


図 5.14　寸法公差設定

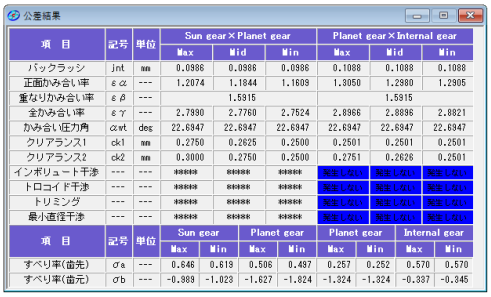


図 5.15　公差を含む寸法など

5.8 歯車強度

5.8.1 強度初期設定

図 5.16 の強度諸元設定画面と図 5.17 で，金属材料と樹脂材料を選択することができます．鋼材料の場合，図 5.18 のように許容応力の σ_{Flim} と σ_{Hlim} を表中から選択することができます．また，樹脂材料も任意材料（オプション）で設定することができます．図 5.19 に入力した材料一覧を示します．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，トルク，回転速度は入力側，出力側のどちらでも入力可能です．



図 5.16　強度諸元入力



図 5.17　材料設定

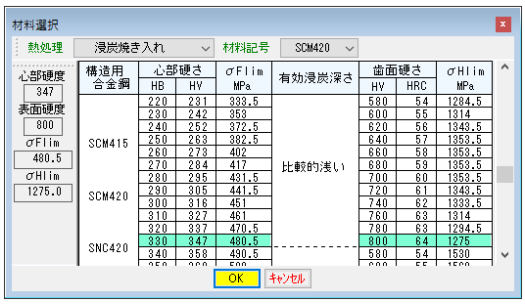


図 5.18　材料選択

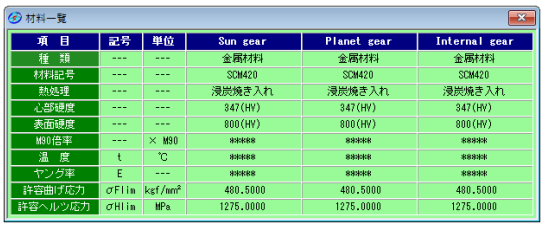


図 5.19　材料一覧

強度計算結果画面を図 5.20 および図 5.21 に示します．強度計算は効率やかみ合い率を考慮し，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．

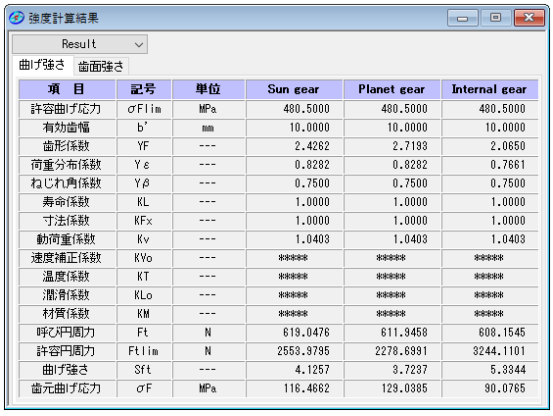


図 5.20　強度計算結果（曲げ）



図 5.21　強度計算結果（歯面）

5.9 歯面評価

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

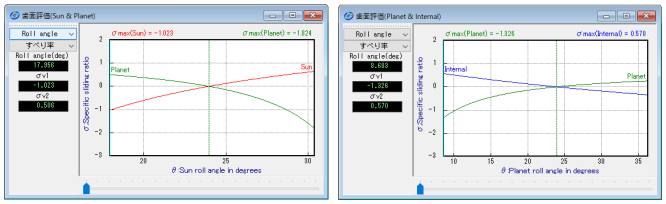
温度+フラッシュ温度）は，AGMA2001-C95, Annex A に基づく計算結果です．そのため歯面修整量や荷重分担などを考慮した厳密な解析は[45]CT-FEM Opera iii をお使いください．

図 5.22 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 5.23～5.28 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．また，図 5.25 の油膜厚さから摩耗の発生確率を，図 5.26 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．

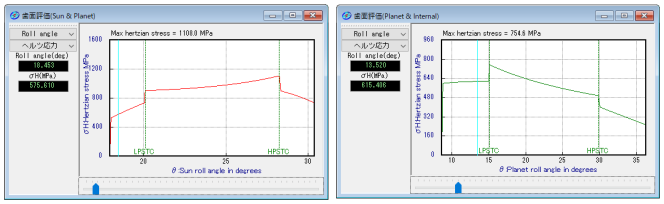


図 5.22　歯面評価（設定）



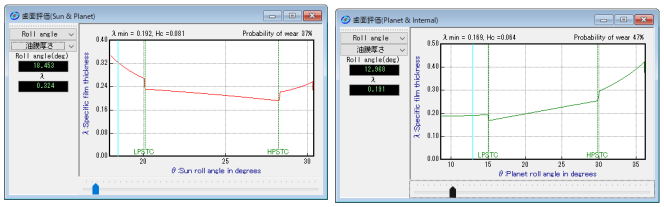
(a) sun×planet　(b) planet×ring

図 5.23　すべり率



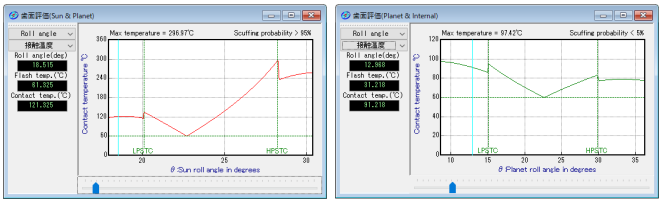
(a) sun×planet　(b) planet×ring

図 5.24　ヘルツ応力



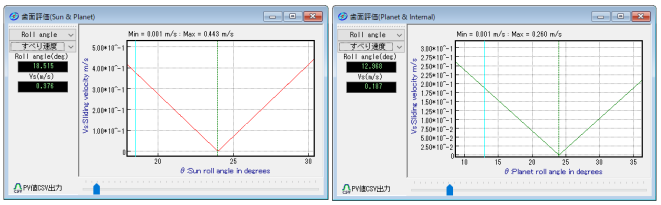
(a) sun×planet　(b) planet×ring

図 5.25　油膜厚さ



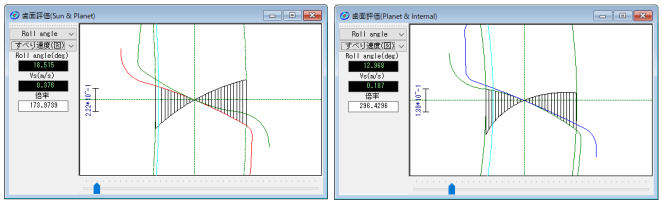
(a) sun×planet　(b) planet×ring

図 5.26　接触温度（歯車温度+フラッシュ温度）



(a) sun×planet　(b) planet×ring

図 5.27　すべり速度 1



(a) sun×planet　(b) planet×ring

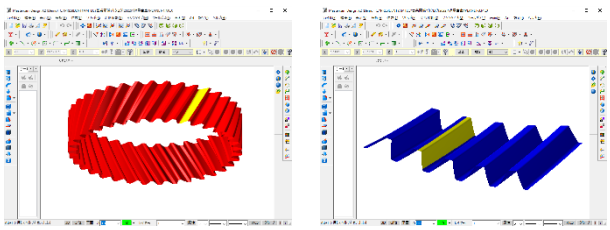
図 5.28　すべり速度 2

5. 10 歯形出力

生成した歯形は，図 5.29 の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，歯先部に分割して出力します．図 5.30 および図 5.31 に CAD 作図例を示します．



図 5.29　歯形ファイル形式



(a) 太陽歯車　(b) 内歯車

図 5.30　CAD 作図例（3D-iges）

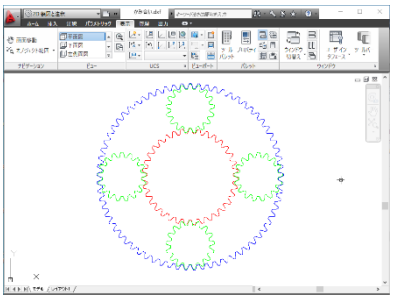


図 5.31　CAD 作図例（dxf）

5. 11 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，レンダリング表示について知りたい場合は，レンダリング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 5.32 のように説明画像を表示します．また，「ヘルプ」，目次，インデックスでも説明画像を表示することができます．

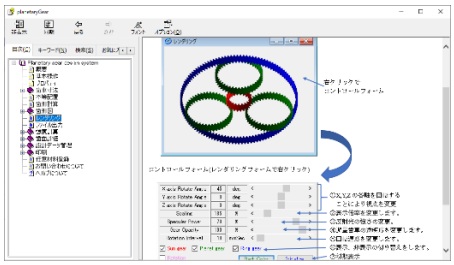


図 5.32　HELP 機能

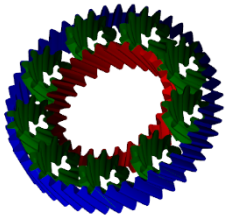


図 5.32a 星歯車 9 個例

5.12 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 型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．

5.12.1 歯車諸元の設定

(1) プロパティで，モジュール基準を選択します．

(2) 図 5.2 の遊星歯車のタイプで遊星歯車機構のタイプを不思議 3K 型を選択し，図 5.33 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 5.34 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 α=20，β=20，m=1 を入力します．モジュールを入力した時点で，図 5.2 プロパティ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し，任意モジュールにも変更することができます．図 5.33 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，歯たけや歯厚の状態を確認し変更することができます．

入力画面右下の [歯厚,頂げき設定] ボタンを押すと，図 5.35 の歯厚，頂げき設定（補助設定）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後，歯車寸法を確定します．

(8) 図 5.36～5.39 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 5.39 に示すように 71.5%となります．

(9) 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 5.33　不思議 3K 遊星諸元入力

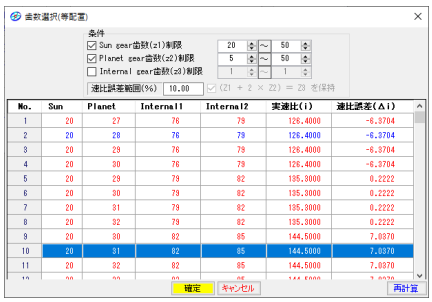


図 5.34　歯数選択

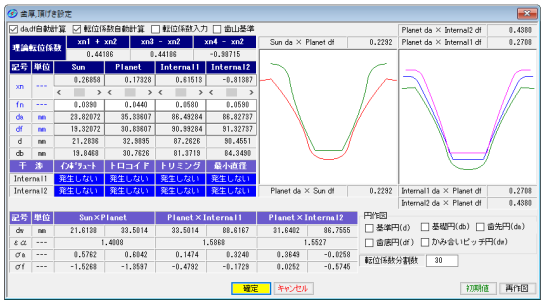


図 5.35　歯厚，頂げき設定（補助設定）

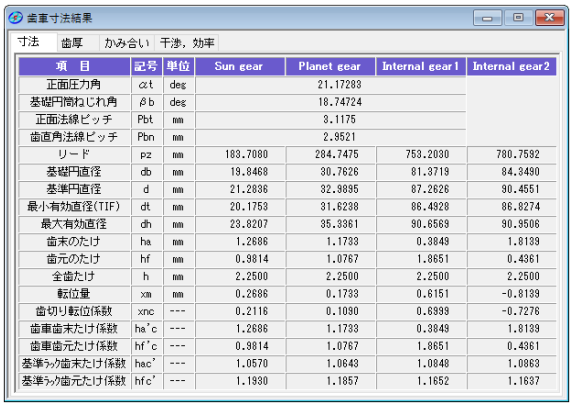


図 5.36　歯車寸法

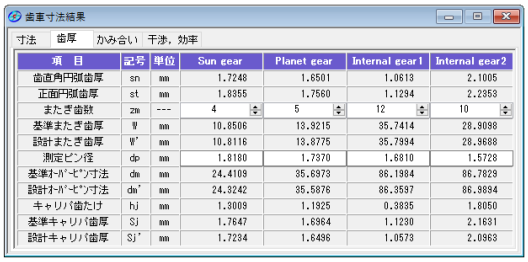


図 5.37　歯厚

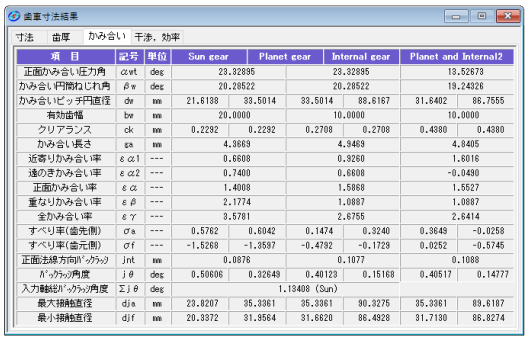


図 5.38　かみ合い

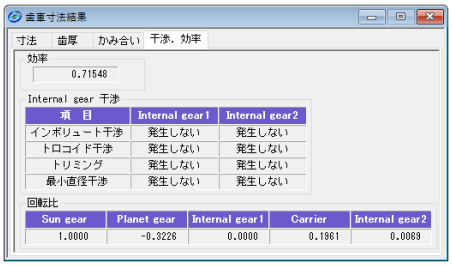


図 5.39　干渉関係

5.12.2 歯車かみ合い図

図 5.40 にかみ合い図を示します. 図 5.41 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や回転による歯のかみ合いが良く解ります．また，図 5.42 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.

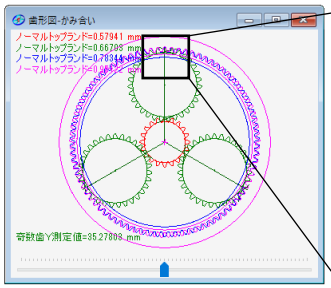


図 5.40　かみ合い図

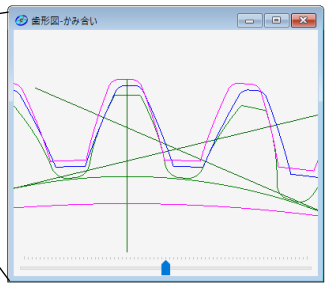


図 5.41　部分拡大

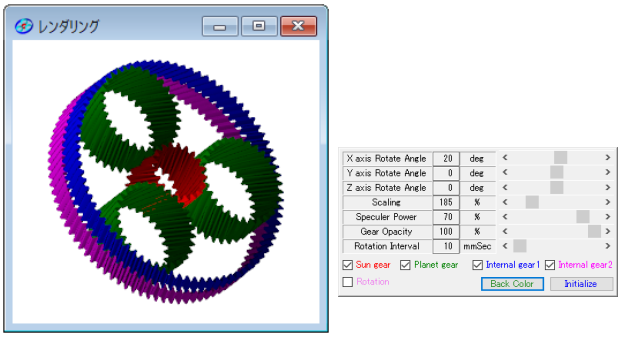
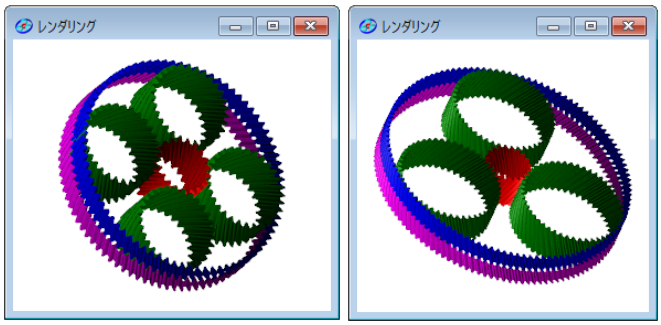


図 5.42　レンダリング(減速比 135)

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）．また，不思議遊星歯車の作図例を図 5.43 に示します.



i=105　　*i*=278

図 5.43　不思議遊星レンダリング作図例

5.13 小歯数（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．小歯数の場合は，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図 5.44 および図 5.45 に示します.

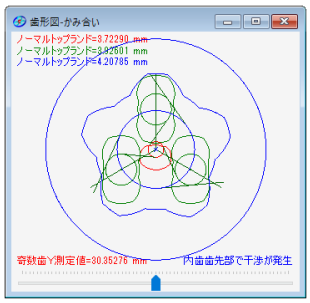


図 5.44　小歯数例(2D)

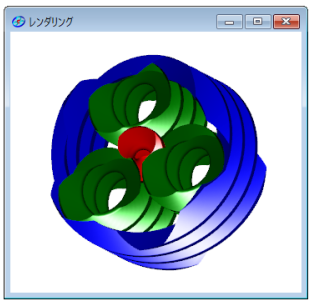


図 5.45　小歯数例(3D)

5.14 ダブルピニオン（オプション）

図 5.2 プロパティで「ダブルピニオン」を設定します．以下に設計例を示します（図 5.46～5.57 参照）.



図 5.46　諸元設定

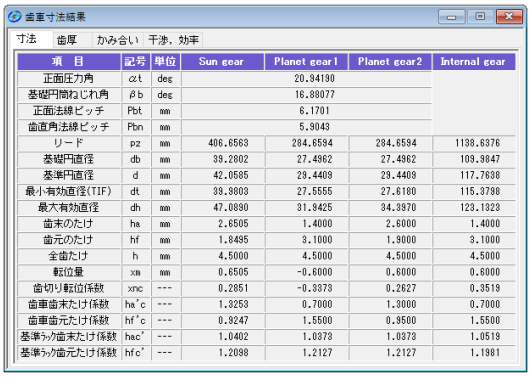


図 5.47　寸法

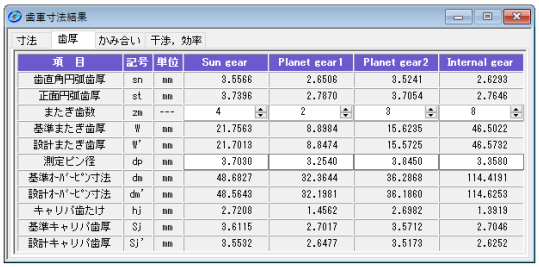


図 5.48　歯厚

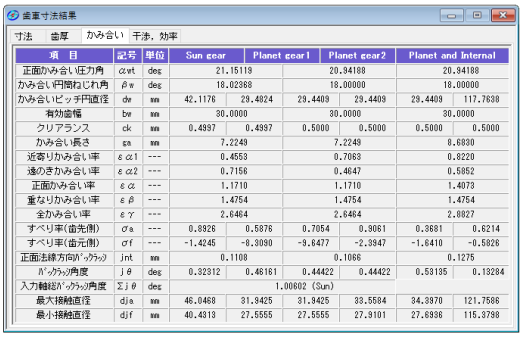


図 5.49　かみ合い

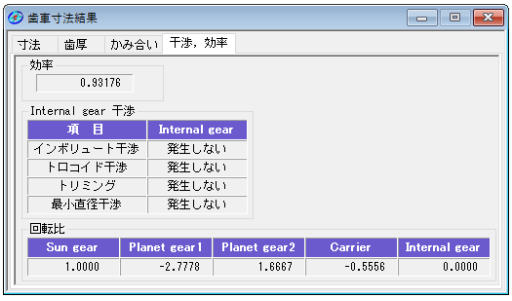


図 5.50　干渉&効率

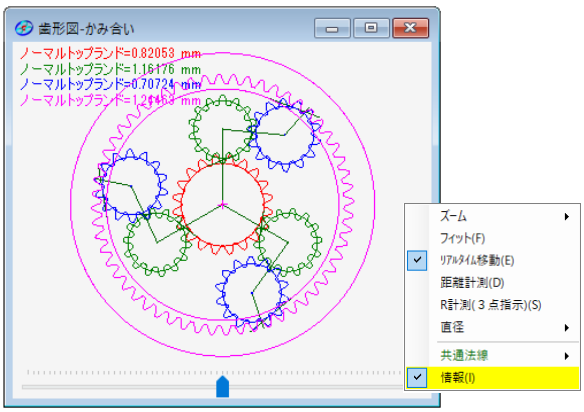


図 5.51　かみ合い 1(2D)

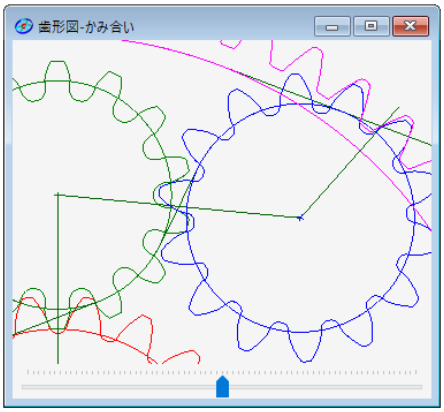


図 5.52　かみ合い 2(2D 拡大)

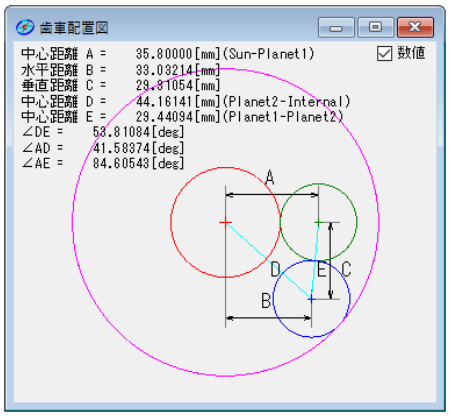


図 5.53　歯車の配置

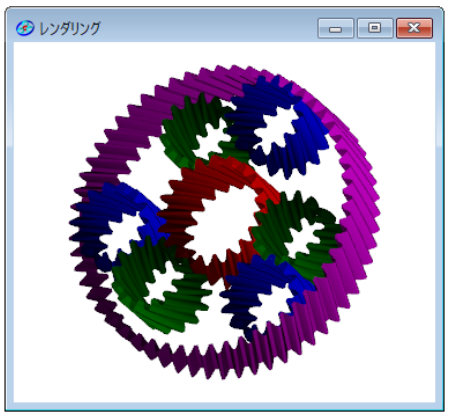


図 5.54　歯形レンダリング

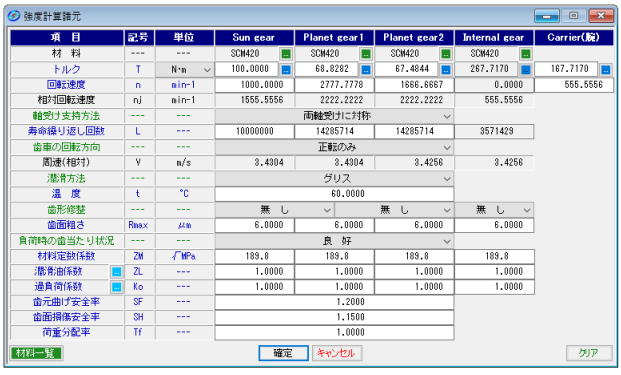
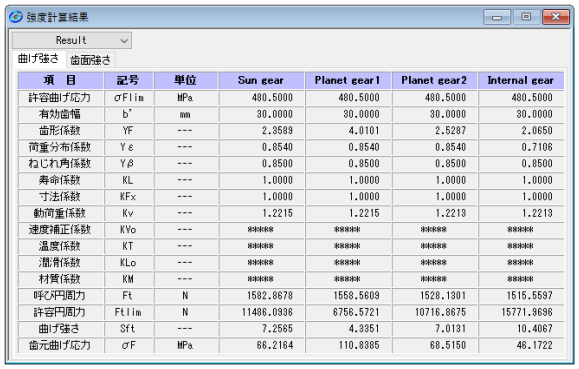
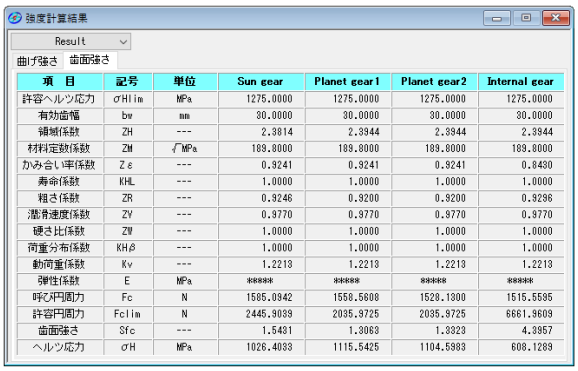


図 5.55　強度諸元入力



項　目	記号	単位	Sun gear	Planet gear1	Planet gear2	Internal gear
許容曲げ応力	σFlim	MPa	480.5000	480.5000	480.5000	480.5000
有効歯幅	b'	mm	30.0000	30.0000	30.0000	30.0000
歯形係数	YF	---	2.3589	4.0101	2.5287	2.0650
荷重分布係数	Yε	---	0.8540	0.8540	0.8540	0.7106
ねじれ角係数	Yβ	---	0.8500	0.8500	0.8500	0.8500
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	---	1.2215	1.2215	1.2213	1.2213
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	1582.8678	1558.5609	1528.1301	1515.5597
許容円周力	Ftlim	N	11488.0938	6756.5721	10716.8675	15771.9698
曲げ強さ	Sft	---	7.2585	4.3351	7.0131	10.4067
歯元曲げ応力	σF	MPa	66.2164	110.8385	68.5150	46.1722

図 5.56　強度結果（曲げ強さ）



項　目	記号	単位	Sun gear	Planet gear1	Planet gear2	Internal gear
許容ヘルツ応力	σHlim	MPa	1275.0000	1275.0000	1275.0000	1275.0000
有効歯幅	bw	mm	30.0000	30.0000	30.0000	30.0000
領域係数	ZH	---	2.3814	2.3944	2.3944	2.3944
材料定数係数	ZM	√MPa	189.8000	189.8000	189.8000	189.8000
かみ合い率係数	Zε	---	0.9241	0.9241	0.9241	0.8430
寿命係数	KHL	---	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
粗さ係数	ZR	---	0.9246	0.9200	0.9200	0.9296
潤滑速度係数	ZV	---	0.9770	0.9770	0.9770	0.9770
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	---	1.2213	1.2213	1.2213	1.2213
弾性係数	E	MPa	*****	*****	*****	*****
呼び円周力	Fc	N	1585.0942	1558.5608	1528.1300	1515.5595
許容円周力	Fclim	N	2445.9039	2035.9725	2035.9725	6661.9609
歯面強さ	Sfc	---	1.5431	1.3063	1.3323	4.3957
ヘルツ応力	σH	MPa	1026.4033	1115.5425	1104.5983	608.1289

図 5.57　強度結果（歯面強さ）

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．

5.15 不等配置遊星歯車（オプション）

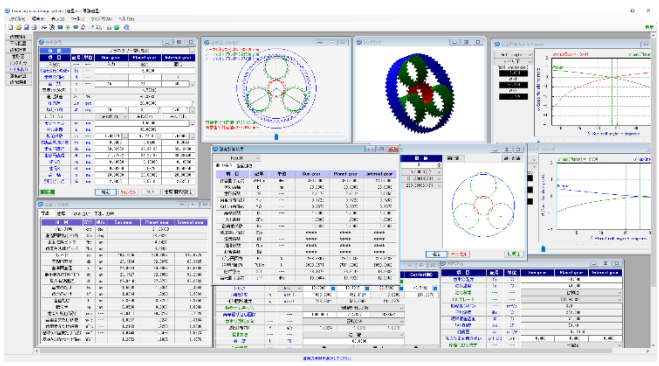


図 5.58　不等配置遊星設計例

5.15.1　不等配置遊星歯車の概要

Planetary gear design systemのオプションとして「不等配置遊星歯車」を設けました．

5.15.2　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 5.59 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となりますが，ここで内歯車歯数を56とする場合は，図 5.2 の不等配置の設定を ☑ 不等配置 とすることで計算可能となります．

内歯車の歯数を 56 に変更した場合の入力画面を図 5.60 に示します．モジュールは図 5.59 と同じく m_n1.5 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．例題では，はすば歯車について示していますが平歯車も設計することができます．

また，歯厚,頂げき設定 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．また，図 5.61～5.64 に寸法結果等を示します．



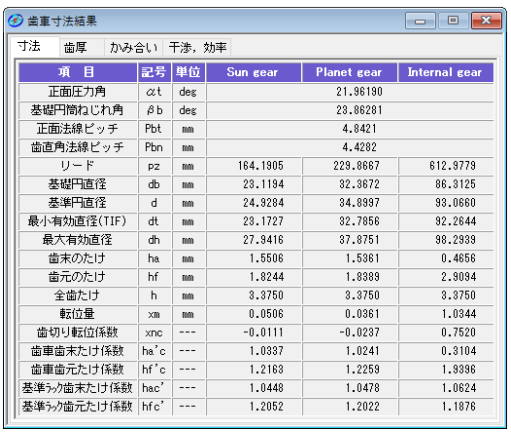
項　目	記号	単位	Sun gear	Planet gear	Internal gear
入出力	---	---	入力	出力	固定
設計速比(減速)	io	---	5.0000		
歯車の個数	N	---	1	3	1
歯　数	z	---	15	21	57
実速比(減速)	i	---	4.80000		
速比誤差	Δi	%	-4.0000		
圧力角	αn	deg	20.00000		
ねじれ角	β	deg	26 °	30 °	0.00 ″
ねじれ方向	---	---	右ねじれ	左ねじれ	左ねじれ
モジュール	mn	mm	1.50000		
中心距離	a	mm	30.16981		
転位係数	xn	---	0.00000	0.00000	0.00000
法線歯厚減少量	fn	mm	0.0460	0.0500	0.0640
歯先円直径	da	mm	28.14151	38.19811	92.53773
歯底円直径	df	mm	21.39151	31.44811	89.28773
歯先R	ra	mm	0.10000	0.10000	0.10000
歯元R	rf	mm	0.56250	0.56250	0.56250
歯　幅	b	mm	20.00000	20.00000	20.00000
測定ピン径	dp	mm	2.5830	2.5600	2.4900

図 5.59　等配置遊星歯車の諸元



項　目	記号	単位	Sun gear	Planet gear	Internal 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	26 °	30 °	0.00 ″
ねじれ方向	---	---	右ねじれ	左ねじれ	左ねじれ
モジュール	mn	mm	1.50000		
中心距離	a	mm	30.00000		
転位係数	xn	---	0.03371	0.02408	0.68962
法線歯厚減少量	fn	mm	0.0460	0.0490	0.0640
歯先円直径	da	mm	28.02952	37.97199	92.13488
歯底円直径	df	mm	21.27952	31.22199	88.88488
歯先R	ra	mm	0.10000	0.10000	0.10000
歯元R	rf	mm	0.56250	0.56250	0.56250
歯　幅	b	mm	20.00000	20.00000	20.00000
測定ピン径	dp	mm	2.6050	2.5710	2.5250

図 5.60　不等配置遊星歯車の諸元



項　目	記号	単位	Sun gear	Planet gear	Internal gear
正面圧力角	αt	deg	21.96190		
基礎円筒ねじれ角	βb	deg	23.86281		
正面法線ピッチ	Pbt	mm	4.8421		
歯直角法線ピッチ	Pbn	mm	4.4282		
リード	pz	mm	164.1905	229.8667	612.9779
基礎円直径	db	mm	23.1194	32.3672	86.3125
基準円直径	d	mm	24.9284	34.8997	93.0660
最小有効直径(TIF)	dt	mm	23.1727	32.7856	92.2644
最大有効直径	dh	mm	27.9416	37.8751	98.2939
歯末のたけ	ha	mm	1.5506	1.5361	0.4656
歯元のたけ	hf	mm	1.8244	1.8389	2.9094
全歯たけ	h	mm	3.3750	3.3750	3.3750
転位量	xm	mm	0.0506	0.0361	1.0344
歯切り転位係数	xnc	---	-0.0111	-0.0237	0.7520
歯車歯末たけ係数	ha'c	---	1.0337	1.0241	0.3104
歯車歯元たけ係数	hf'c	---	1.2163	1.2259	1.9396
基準ラック歯末たけ係数	hac'	---	1.0448	1.0478	1.0624
基準ラック歯元たけ係数	hfc'	---	1.2052	1.2022	1.1876

図 5.61　寸法[不等配置]



図 5.62　歯厚[不等配置]

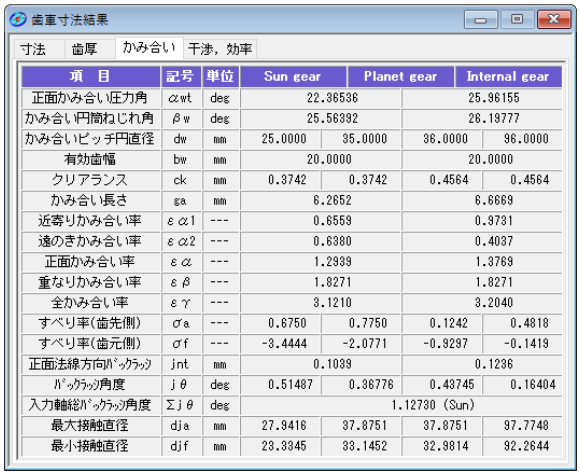


図 5.63　かみ合い[不等配置]

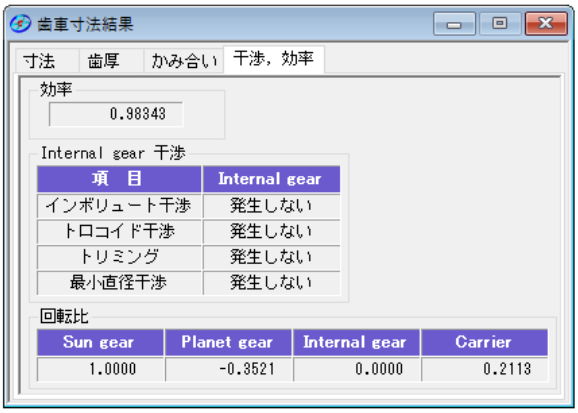


図 5.64　干渉効率[不等配置]

ツールバーの　不等配置　をクリックすることで図5.65を表示します．不等配置の表示は，図 5.65 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 5.66 に示す角度表の中から選択します．図 5.68 では，不等配置 1 とした場合の歯形かみ合いを示します．

図5.65の　最小配置　をクリックすると 3 個の遊星歯車の歯先円が接することがないように配置したかみ合いを図5.67に示します．

遊星歯車と内歯車のかみ合い部[B]の拡大図を図 5.69 に，また，歯形レンダリングを図 5.70 に示します．

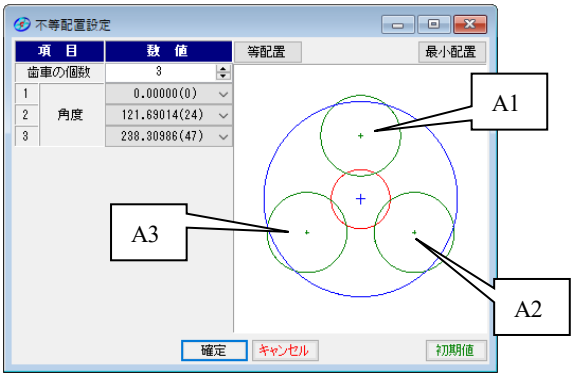


図 5.65　不等配置 1

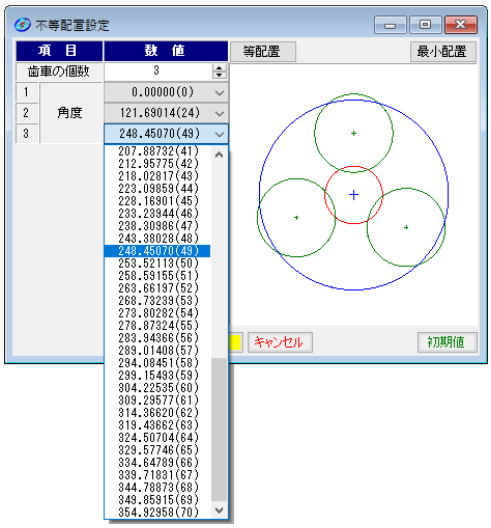


図 5.66 不等配置 2

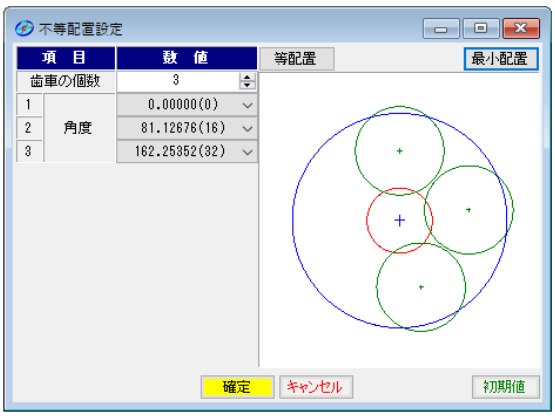


図 5.67　不等配置 3

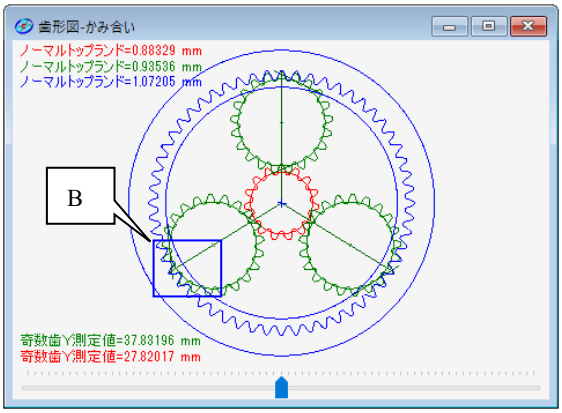


図 5.68　不等配置かみ合い（不等配置 1）

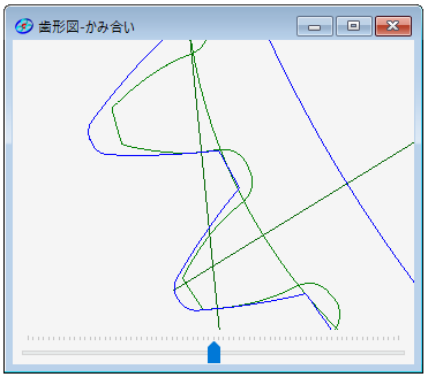


図 5.69　かみ合い([B]部)　[不等配置 1]

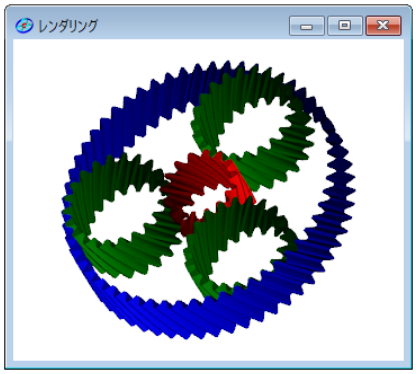


図 5.70　レンダリング[不等配置]

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．遊星歯車を 5 個としたときの計算例を図 5.71～5.76 に示します．



図 5.71　不等配置設計例 2

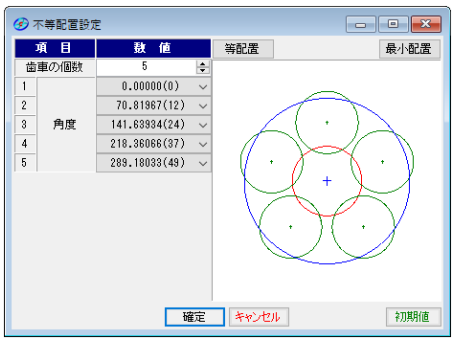


図 5.72　不等配置 2

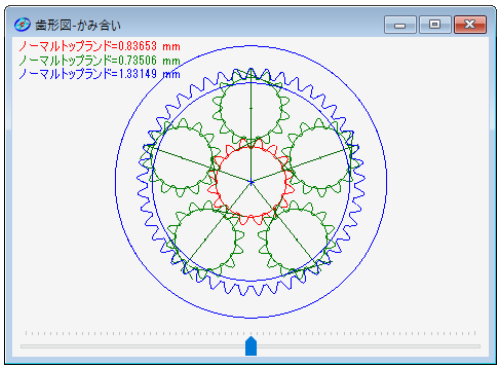


図 5.73　歯形かみ合い[不等配置 2]

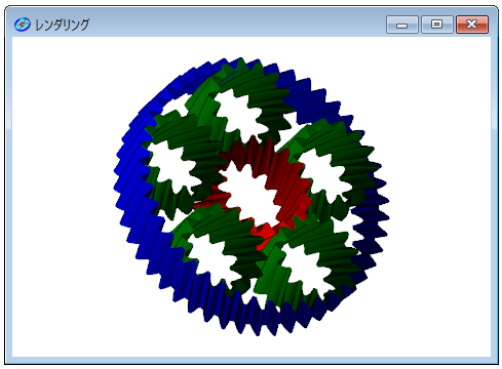


図 5.74　レンダリング[不等配置 2]

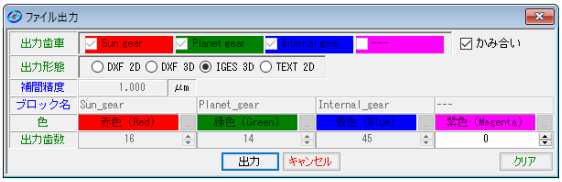


図 5.75　歯形ファイル形式（全歯車出力）

0

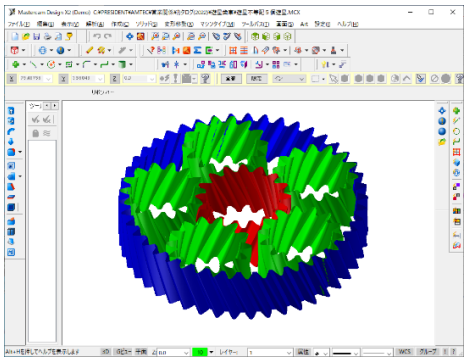


図 5.76　CAD 作図例（全歯車出力）

※ 遊星歯車の起振力を解析する場合は，[49]遊星歯車機構の起振力解析システムをお使いください．

※ ステップドピニオン式遊星歯車は，[54]をご覧ください．

※ 3K 遊星歯車は，[58]をご覧ください．

[6] Hob Erase iii (歯車電極用エンドミル歯形解析)

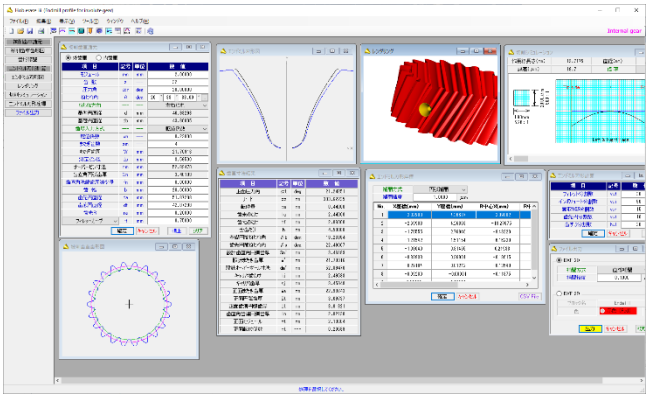


図 6.1　Hob Erase

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 iii（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 iii は，インボリュート平，はすば歯車（外歯車および内歯車）に適用します．ただし，内歯車はオプションです．

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 で歯形を決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．

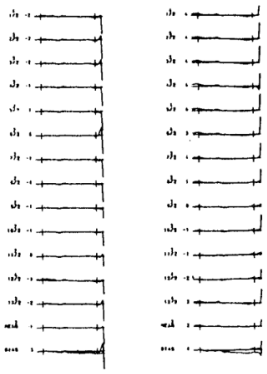


図 6.2　歯形試験結果 1

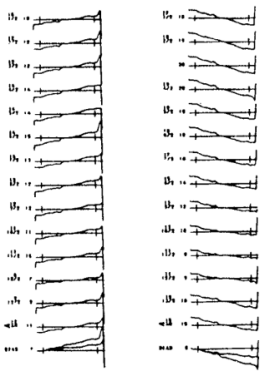


図 6.3　歯形試験結果 2

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

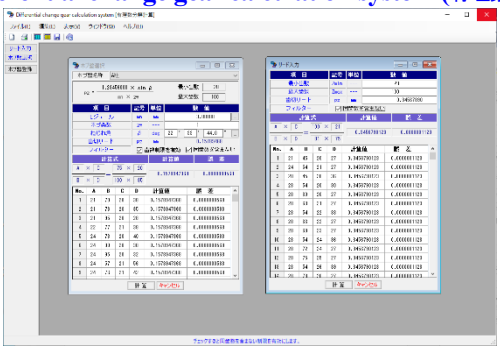


図 7.1　有理数分解(差動換え歯車)

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

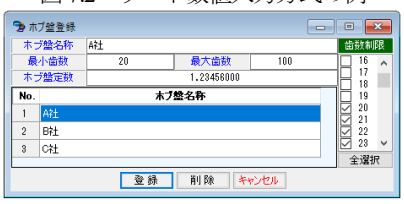


図 7.3　ホブ盤登録の例

[8] Tooth thickness converter（転位歯厚変換）

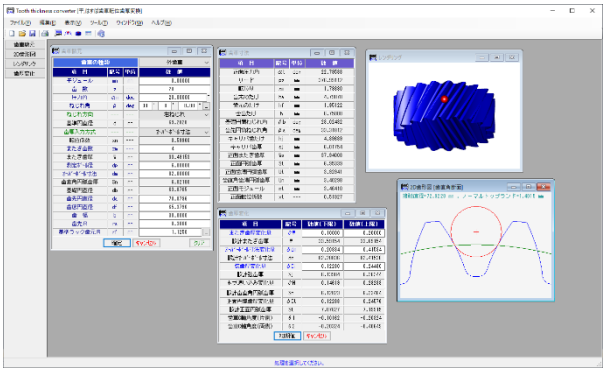


図 8.1　転位歯厚変換

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．



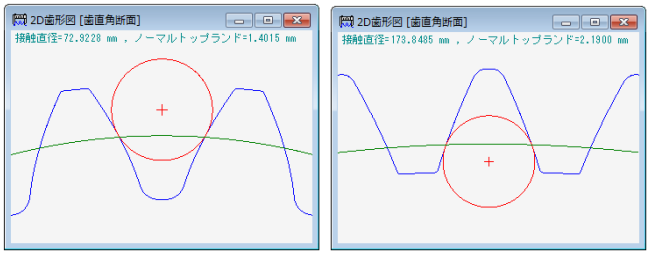
図 8.2　諸元



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．

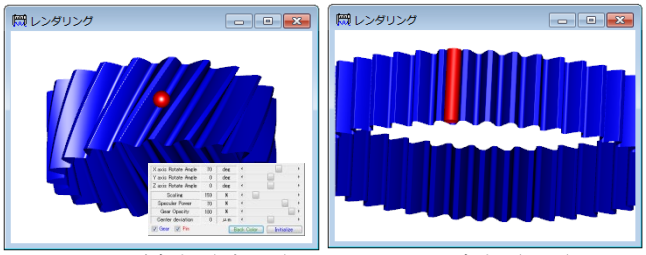


(a)外歯車　　(b)内歯車

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．



図 8.6　歯厚変化

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

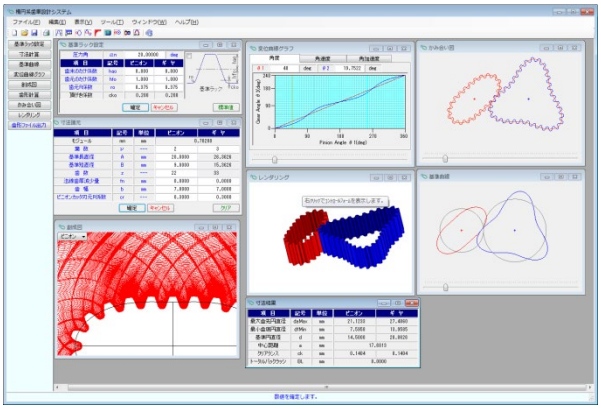


図 9.1　Elliptical gear design system

9. 1 概要

非円形歯車はカムに比較して滑りが小さく，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．

楕円系歯車設計システム(Eliptical gear design system)は，作図例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．

9. 2 諸元入力画面

基準ラックを図 9.1 に，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．



図 9.2　基準ラック



図 9.3　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．



項 目	記号	単位	ピニオン	ギ ヤ
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 9.4　楕円系歯車の寸法

9. 4 楕円系歯車の基準線

図 9.5 に楕円系歯車の基準線を示します．

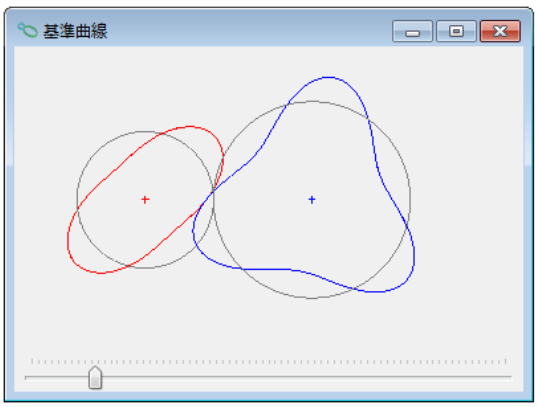
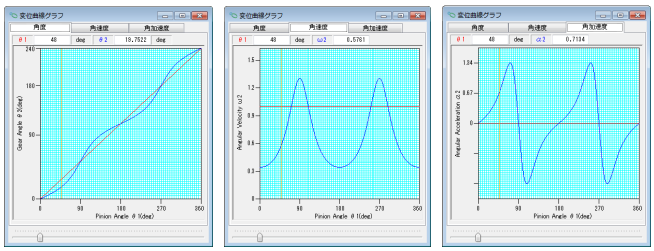


図 9.5　基準線

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 9.6 に示します．このグラフの角度カーソルと図 9.5 及び図 9.9 の歯形軌跡図のピニオン回転角と連動しています．



(a) 角度変位　(b) 角速度変位　(c) 角加速度

図 9.6　変位曲線

9. 6 歯形創成図

図 9.7 及び図 9.8 に歯形創成図を示します．

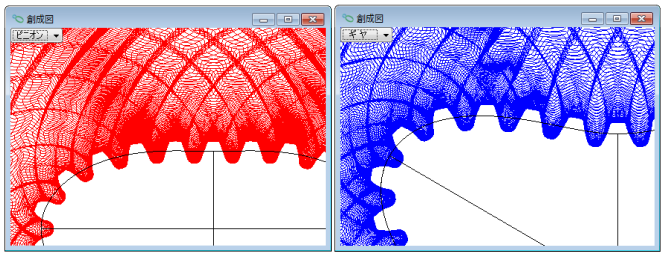


図 9.7　歯形創成図(P)　図 9.8　歯形創成図(G)

9. 7 歯形軌跡図

図 9.9 に歯形軌跡図をを示します．

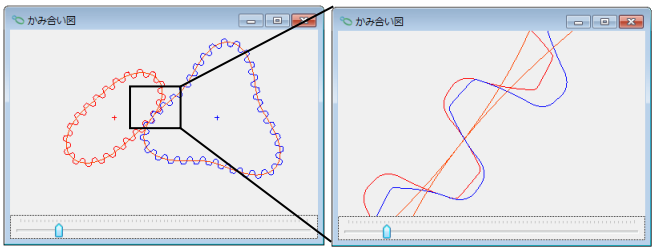


図 9.9　歯形軌跡図

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 9.10 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．

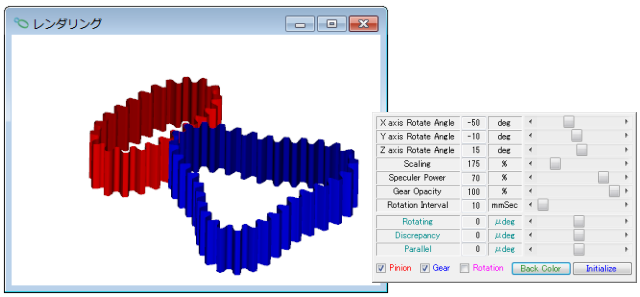


図 9.10　歯形レンダリング

9.9 歯形ファイル

楕円系歯車の歯形を CAD ファイル（DXF, 3D-IGES）で出力することができます．図 9.11 にファイル出力例を示します．

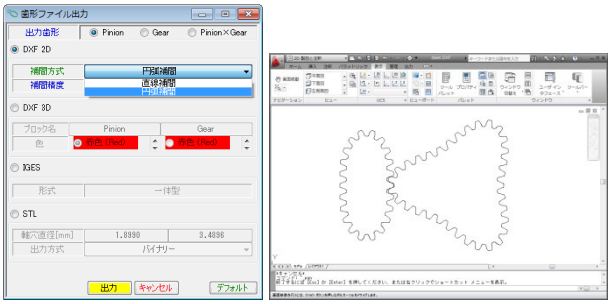
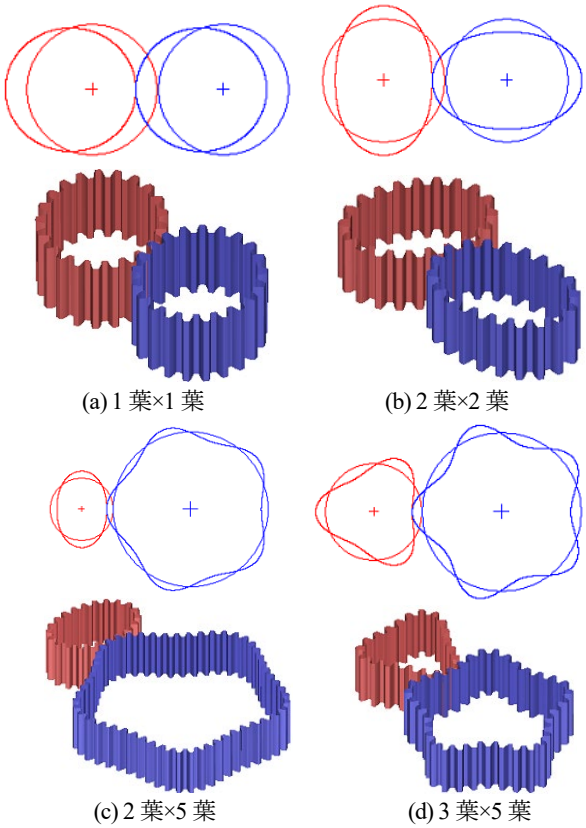


図 9.11　2D-DXF ファイル出力と作図例

9.10 作図例



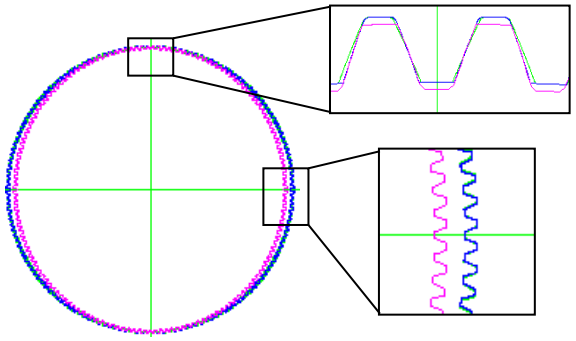
(a) 1 葉×1 葉　(b) 2 葉×2 葉

(c) 2 葉×5 葉　(d) 3 葉×5 葉

図 9.12　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 9.13 に示します．他の波動歯車作図例を[101]，図 101.13 に示します．



Epi_z_1=164, Internal_z_2=160, Internal_z_3=164

図 9.13　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 Bite iii （ウォームバイト刃形解析）

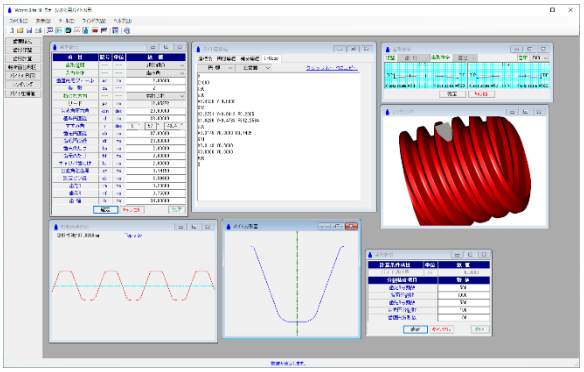


図 10.1　Worm Bite iii

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歯形の加工は可能ですが，すす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．

Worm Bite iii は，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ときのバイトの刃形を生成するソフトウェアです．

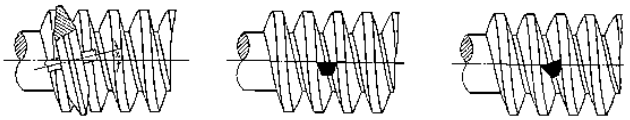


図 10.2　K 形ウォーム　図 10.3　A 形ウォーム　図 10.4　N 形ウォーム

[11] Gear navigation systemV

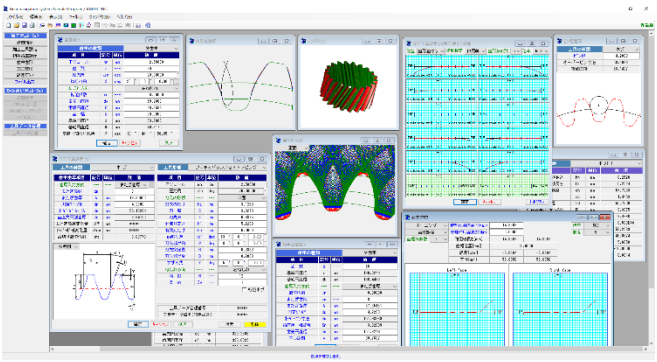


図 11.1　Gear navigation systemV

11. 1 概要

Gear navigation systemV を新しく開発しました．本ソフトウェアは，従来と同様，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 systemV の画面を示します．

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面及び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（オプション）

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，ドレスギヤは，被削歯車と異なる諸元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，ホーニング加工をそれぞれ 1 回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

11. 5 工具諸元設定と加工歯厚

11.5.1 ホブ諸元設定

各種ホブの設定項目を図 11.3～11.10 に示します．ホブとピニオンカッタを混在させ最大 3 工程まで設定することが可能です．入力したホブの実刃形形状を[刃形図]で作図することができますし，図 11.3 のようにホブの刃元を修整することもできます．更に図 11.5 のように転位ホブとして設定することができます．加工歯厚は，またぎ歯厚，ピン寸法，円弧歯厚での設定が可能です．

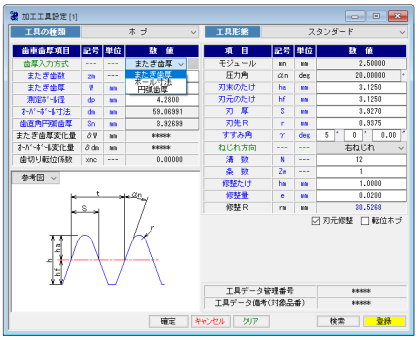


図 11.3　標準ホブの例

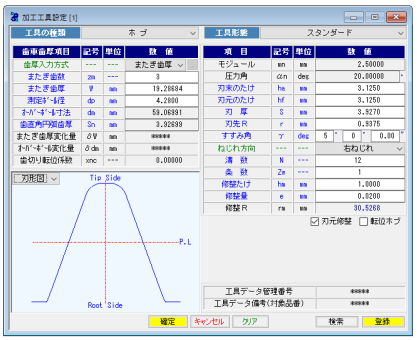


図 11.4　標準ホブ（刃元修整の例）

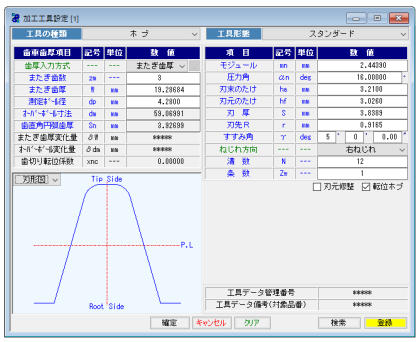


図 11.5　標準ホブ（転位ホブの例）

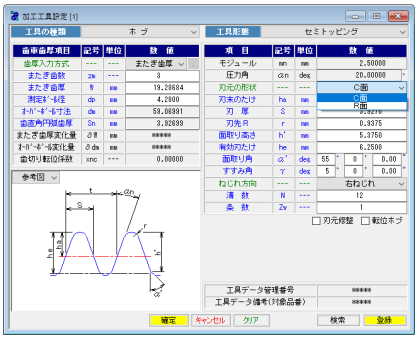


図 11.6　セミトッピングホブ（C 面の例）

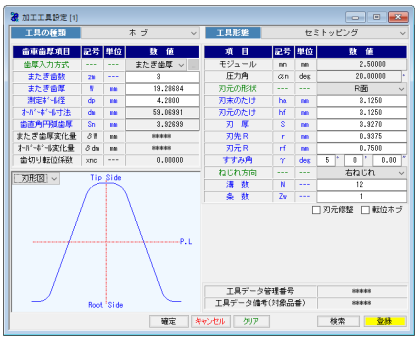


図 11.7　セミトッピングホブ（R 面の例）

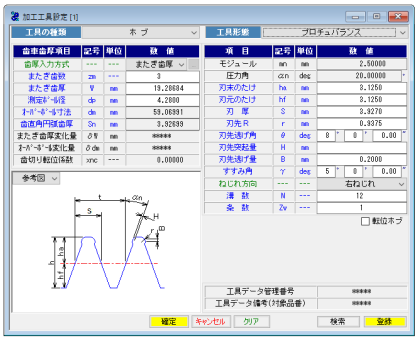


図 11.8　プロチュバランスホブ

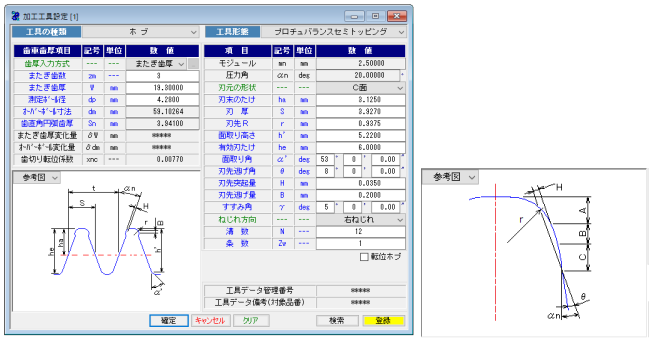


図 11.9　プロチュバランスセミトッピングホブ

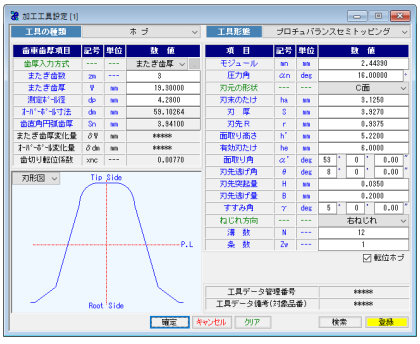


図 11.10　プロチュバランスセミトッピングホブ（転位ホブ）

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 11.10～11.13 に示します．ホブと同様に，入力した数値の実形形状を[刃形図]で作図することができ画面右下 登録 でホブを登録することができます（11.5 項へ）．また，ホブとピニオンカッタを混在させ最大 3 工程まで設定することができます．

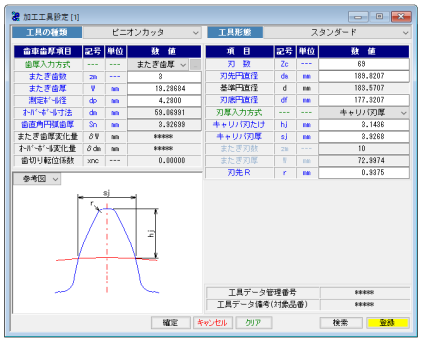


図 11.11　標準ピニオンカッタ

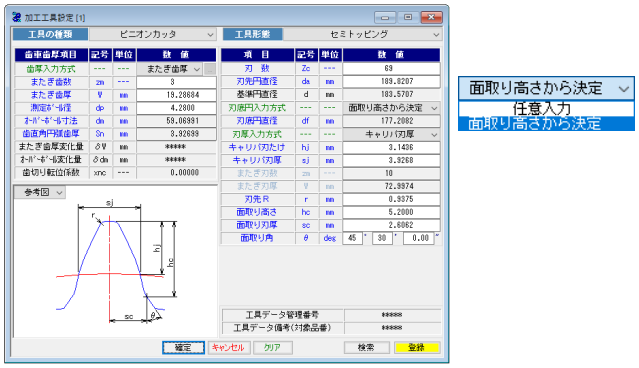
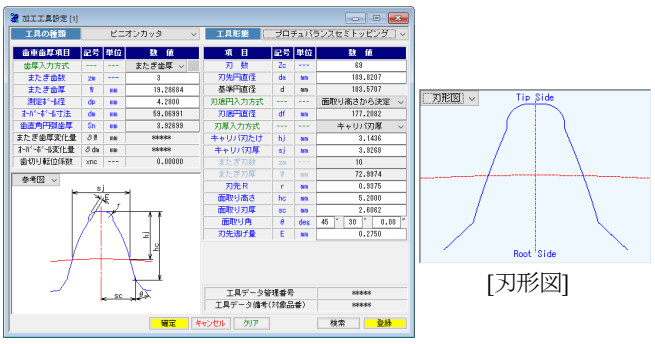


図 11.12　セミトッピングピニオンカッタ



[刃形図]

図 11.13　プロチュバランスセミトッピングピニオンカッタ

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 11.14 に示します．



図 11.14　シェービングカッタ諸元

11.5.4 ホーニング（オプション）諸元設定

ホーニングシミュレーションは，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 11.15 に，ドレスギヤの歯面修整設定を図 11.16 に，ドレスギヤ歯面修整を図 11.16 に，そしてホーニング砥石諸元項目を図 11.18 に示します．なお，ドレスギヤは被削歯車諸元以外の例を示しています．

ホーニングシミュレーションでは，軸交差角または，ねじれ角を基準として軸間距離を決定する方式がありますが，本例では，軸交差角を基準として軸間距離を決定する例を示します．



図 11.15　ドレスギヤ諸元（仕上げ歯厚）

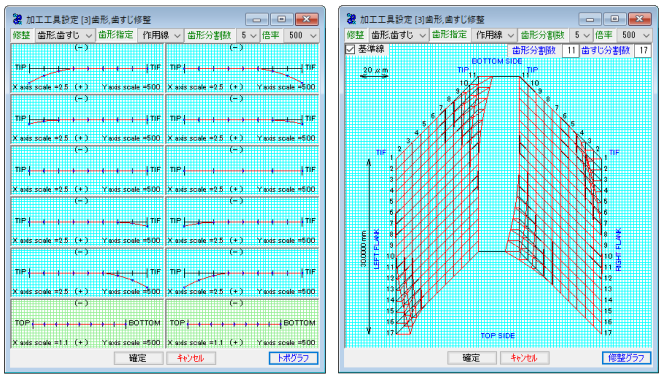


図 11.16　ドレスギヤ歯面修整とトポグラフ（11×17 の例）

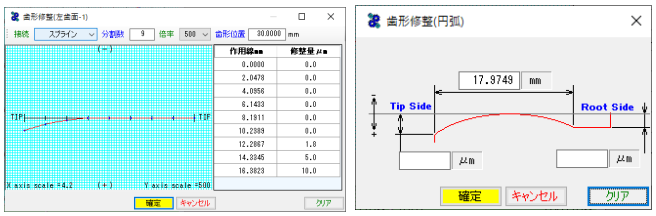


図 11.17　歯形修整補助機能



図 11.18　ホーニング砥石

11.6 相手歯車諸元

歯切り加工した歯形とかみ合う相手歯車の諸元を図 11.19 で設定すると図 11.19 のように被削歯車とのかみ合い径やかみ合い率を計算し表示します．



図 11.19　相手歯車諸元



図 11.19　相手歯車との値

11.7 歯車歯形

本例では，ホブ加工（図 1110）の歯厚を W=19.287，シェービング加工（図 11.14）歯厚を W=19.200，ホーニング加工（図 11.18）の歯厚を W=19.100 として加工したときの歯形を図 11.20 で計算します．ホブ，シェービング，ホーニング加工の歯形図を図 11.21～11.31 に示します．創成図の補助フォームでは，図 11.21 のように歯形を拡大，縮小，距離計測，直径表示などの機能があります．

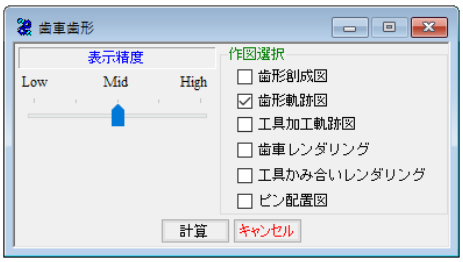


図 11.20　歯形計算

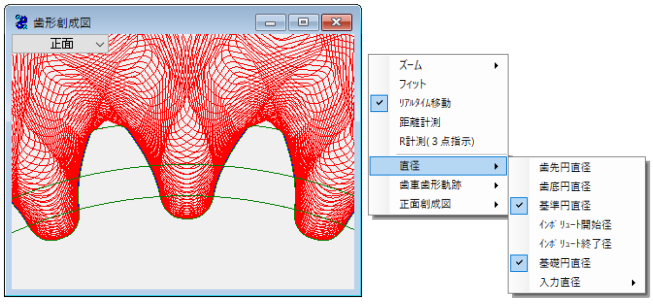
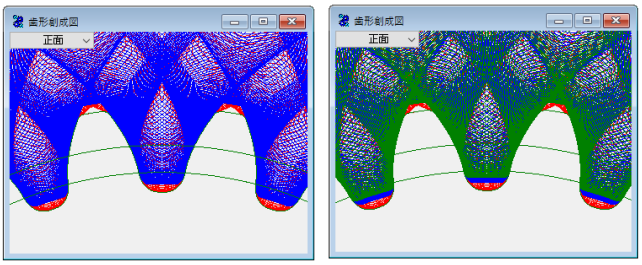


図 11.21　創成歯形（HOB）



(a) HOB+SHV　　(b) HOB+SHV+ホーニング

図 11.22　創成歯形

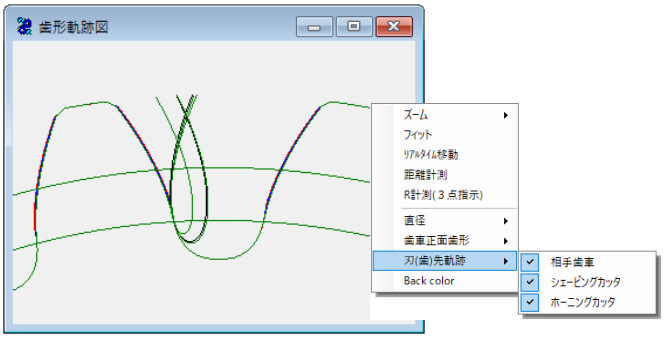


図 11.23　歯形軌跡図

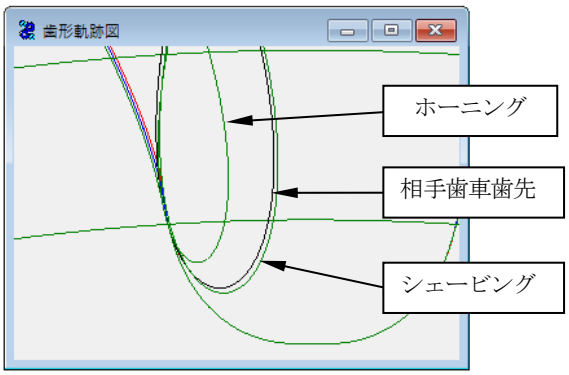


図 11.24　歯形（拡大）と工具運動軌跡

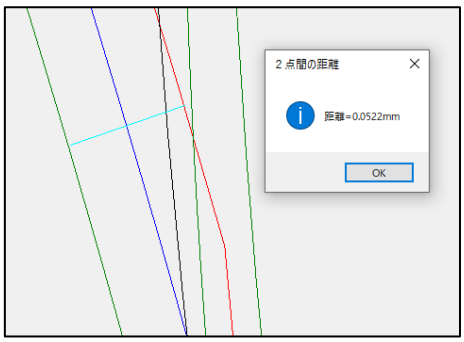


図 11.25　距離計測の例

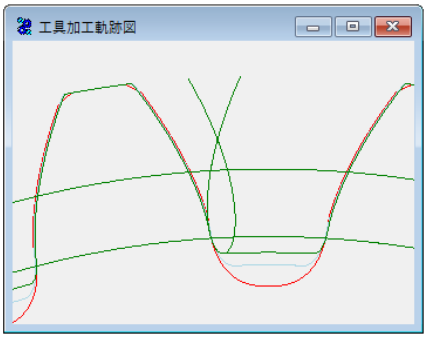


図 11.26　工具加工軌跡

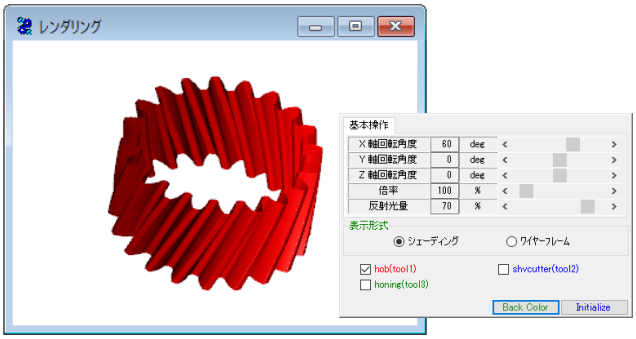


図 11.27　レンダリング（HOB）

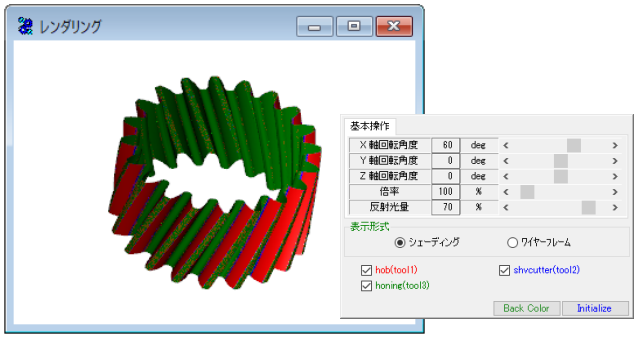


図 11.28　レンダリング（HOB+SHV+ホーニング）

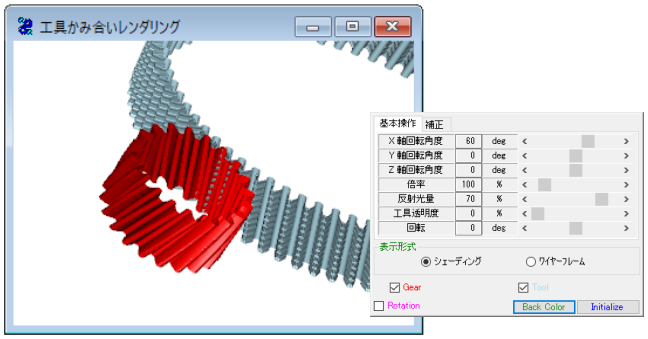


図 11.29　工具かみ合い（SHV）

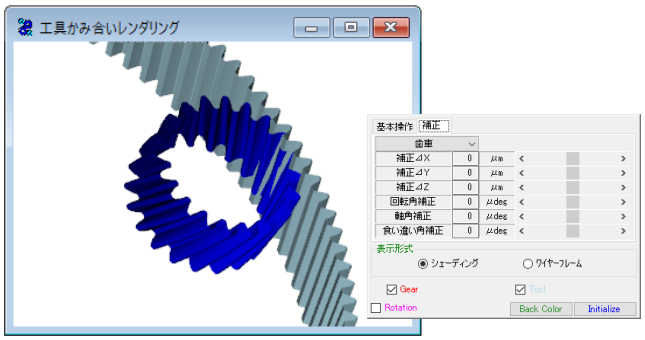


図 11.30　工具かみ合い（ホーニング）

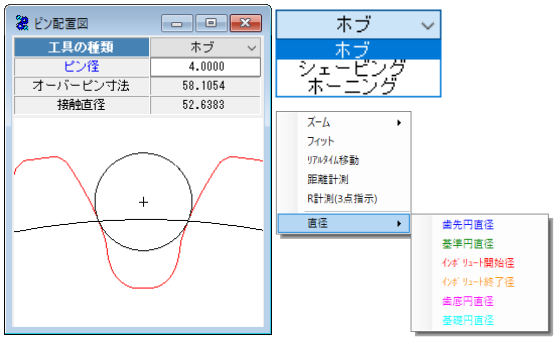


図 11.31　ピン配置図

11. 8 加工数値

各工具での加工数値を図 11.32～11.34 に示します．これらの数値で面取り長さ，歯面直径，歯車体積，そして，各直径などを確認することができます．



項　目	記号	単位	数　値
半径方向面取り長さ	hp	mm	0.2528
円周方向面取り長さ	hk	mm	0.2524
面取り開始直径	dh	mm	57.7033
歯先幅	sc	mm	1.4403
歯面開始径	fd	mm	50.7500
作用線長さ(dh～fd)	RL	mm	9.3975
有効歯たけ	he	mm	3.4768
歯車体積	V	mm^3	6.580E+4
歯先円直径	da	mm	58.2089
歯底円直径	df	mm	46.9974
切り込み深さ	h	mm	5.6058
ホブセット角	βs	deg	-15.0000
歯面多角形誤差	Δe	mm	0.0014

図 11.32　加工数値（HOB）



項　目	記号	単位	数　値
半径方向面取り長さ	hp	mm	0.2221
円周方向面取り長さ	hk	mm	0.2214
面取り開始直径	dh	mm	57.7647
歯先幅	sc	mm	1.4403
歯面開始径	fd	mm	50.0094
作用線長さ(dh～fd)	RL	mm	11.6633
有効歯たけ	he	mm	3.8777
歯車体積	V	mm^3	6.568E+4
かみ合い中心距離	a	mm	116.6696
加工最小直径	TC	mm	50.4080
刃先と歯車歯底の隙間	C	mm	0.5518
歯直角かみ合い圧力角	αnc	deg	19.9308
かみ合い率	ε	---	1.7321

図 11.33　加工数値（SHV）



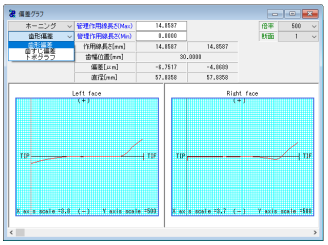
項　目	記号	単位	数　値
半径方向面取り長さ	hp	mm	0.1861
円周方向面取り長さ	hk	mm	0.1904
面取り開始直径	dh	mm	57.8368
歯先幅	sc	mm	1.4403
歯面開始径	fd	mm	49.9839
作用線長さ(dh～fd)	RL	mm	14.8597
有効歯たけ	he	mm	4.1841
歯車体積	V	mm^3	6.554E+4
加工最小直径	TC	mm	49.4687

図 11.34　加工数値（ホーニング）

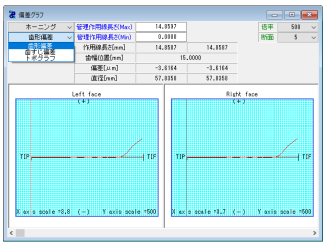
11. 9 歯形偏差グラフ

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とき，正確に歯形が加工されるか否かの判断を容易に確認することができるよう作用線長さや各直径での修整量を知ることができます．また，歯形全体の傾向を示すトポグラフを表示することや倍率の指定などの機能を備えています．

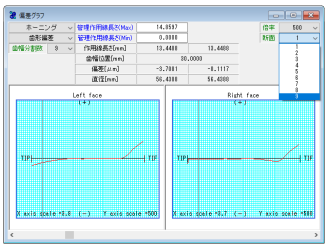
本例では，ドレスギヤ（図 11.16：ドレスギヤ歯面修整とトポグラフ）を図 11.18 のホーニング砥石設定で加工したときの歯形偏差グラフを図 11.35 に示します．歯形偏差，歯すじ偏差グラフは断面ごとに表示することができますが，ここでは断面 1，断面 5，断面 9（図 11.16 で歯すじ方向を 9 断面で設定）の歯形偏差グラフを示しています．



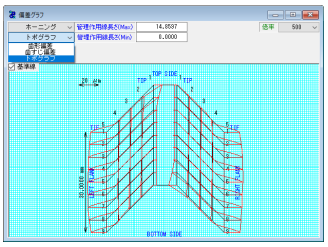
(a) 断面 1



(b) 断面 5



(c) 断面 9



(d) トポグラフ

図 11.35　歯形偏差とトポグラフ

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 3D-IGES をサポートしています．図 11.36 にファイル出力フォームを，図 11.37 および図 11.38 に CAD 作図例を示します．



図 11.36　ファイル出力

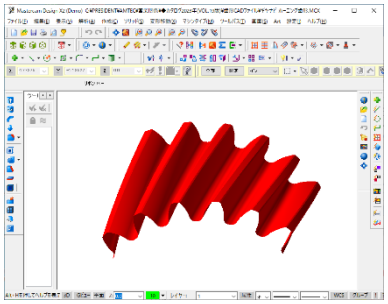


図 11.37　CAD 作図例（IGES）

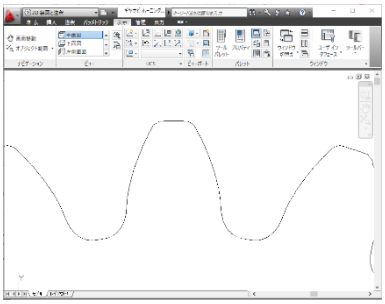


図 11.38　CAD 作図例（dxf）

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歯車歯形データのかみ合いシミュレーションを行うことができます．



でモードの切り替えをします．

図 11.39 の管理番号の駆動歯車および被動歯車を読み込むことで歯切り加工した対歯形かみ合いを確認することができます．

項　目	記号	単位	駆動数値	従動数値
管理番号	---	---	...	...

図 11.39　対象とする歯車の選択

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 11.40 にかみ合い歯車を選択した画面を示しますが，中心距離を a=99.700 に変更したときの例を示します．この歯車対の 2D歯車かみ合い図（図 11.41）および，従動歯車の回転運動軌跡（図 11.42）を選択することができます．この図の補助フォームで部分拡大，距離計測機能などの補助機能でかみ合い状態を確認することができます．



図 11.40　かみ合い歯車歯形データ選択

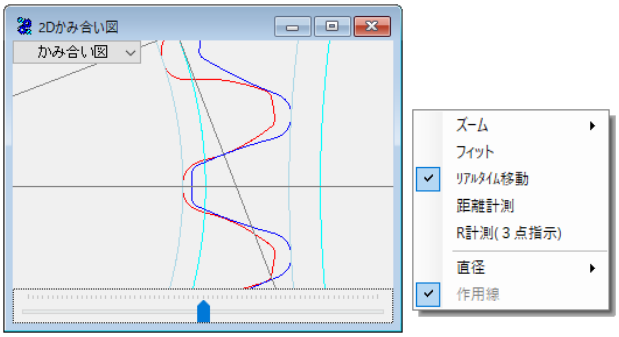


図 11.41　歯車かみ合い

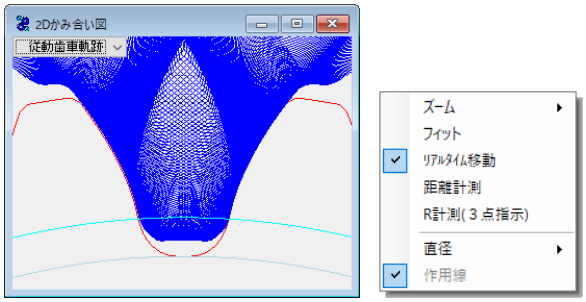


図 11.42　従動歯車の回転運動軌跡

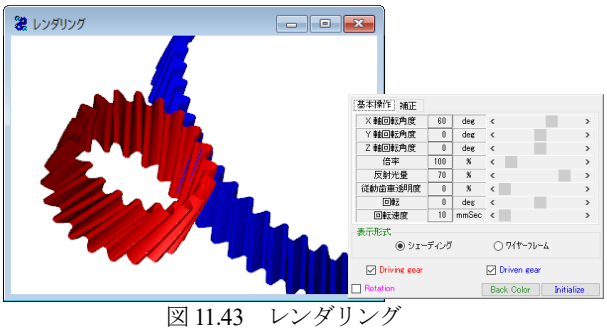


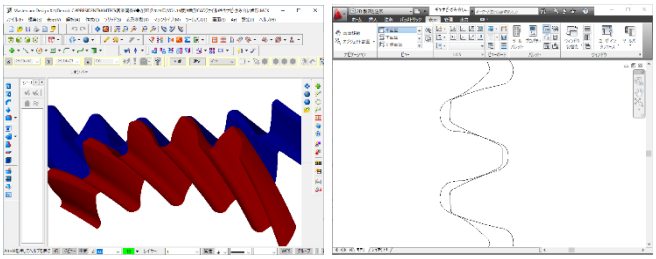
図 11.43　レンダリング

11. 12 かみ合い歯形ファイル出力

対歯車の歯形データを CAD データとして DXF および D-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 11.44　ファイル出力



(a) 3D-IGES　　(b) DXF

図 11.45　CAD 作図例

11. 13 工具管理（オプション）

Gear navigation systemV 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．また，図 11.6 などの画面（右下）の 登録 ボタンでも工具を登録することができます．登録工具の種類を図 11.46 に，工具管理の画面および設定項目を図 11.47～11.52 に示します．

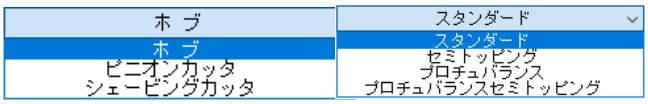


図 11.46　登録工具の種類

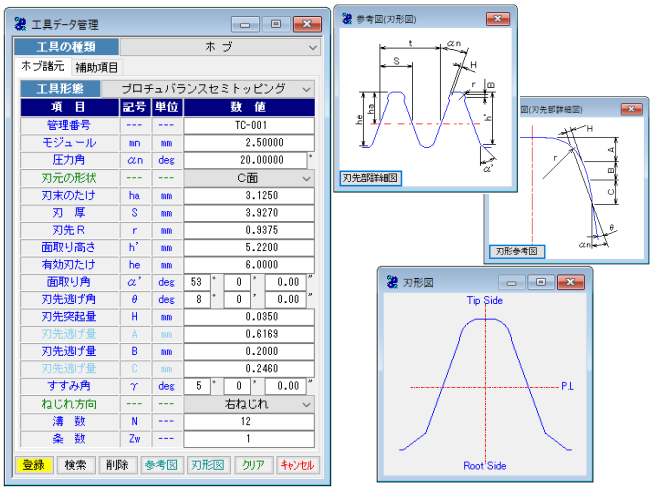


図 11.47　PGSP ホブの登録画面（諸元）

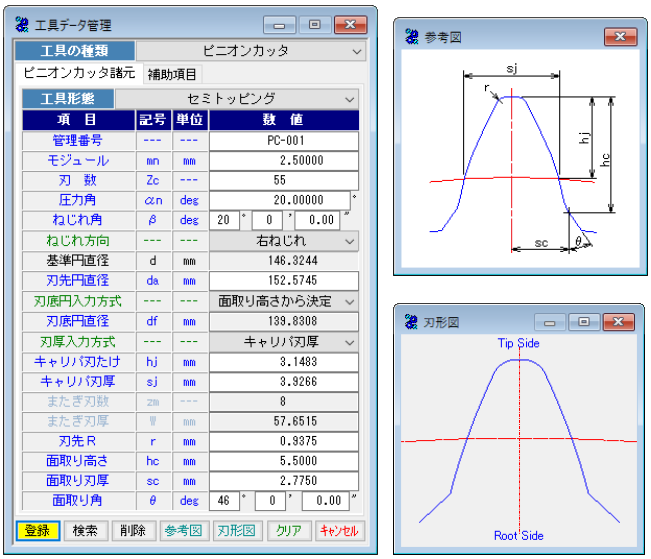


図 11.48　ピニオンカッタ登録画面（諸元）



(a) ホブ　　(b) ピニオンカッタ

図 11.49　ホブとピニオンカッタ補助項目入力画面



(a) 諸元　　(b) 補助項目

図 11.50　シェービングカッタ登録画面

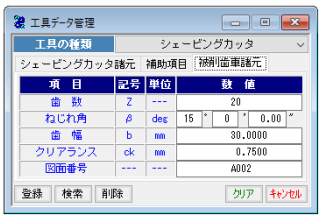


図 11.51　SHV，被削歯車



図 11.52　基礎円盤

登録工具の中から目的の工具を検索する場合，$m1$～2 のホブを検索する場合，図 11.53 で 検索 を押すことで図 11.54 を表示します．そして，CSV出力 で図 11.55 の登録工具一覧のように出力することができます．



図 11.53　工具検索（読み込み）

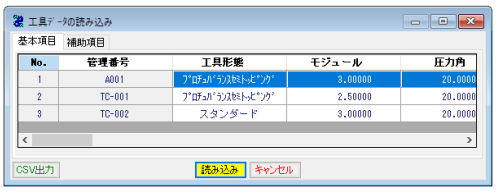


図 11.54　検索結果

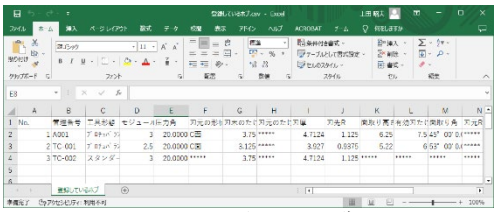


図 11.55　登録工具一覧

11.14 その他の機能

11.14.1 工具共用計算（工具管理オプション機能）

例えば，セミトッピングホブで面取りが共用できるかを登録工具の中から検索する場合，図 11.9 の 検索 で図 11.56 を表示します．ここで面取りの大きさを 0.1～0.3mm として工具の共用計算をすると図 11.57 のように工具共用結果を表示します．本例では登録ホブが少ないため 1 件のみの表示ですが，検索条件に合致する登録工具を全て表示します．

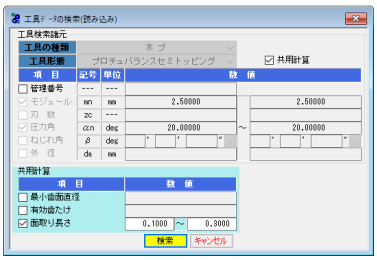


図 11.56　工具共用

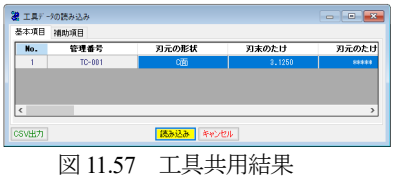


図 11.57　工具共用結果

11.14.2　転位ホブ取り付け角度（オプション）

転位ホブの場合，ホブの取り付け角は歯車ねじれ角とホブの進み角の差ではなく図 11.58 の転位ホブで加工する場合，ホブ取り付け角は図 11.59 のようになります．



図 11.58　転位ホブ（m=3, z=22, α_n20, β=25°20’30”）



図 11.59　転位ホブの取り付け角

11.14.3　転位ホブ圧力角の算出（オプション）

転位ホブ圧力角の算出は，図 11.60 で最大径（歯先円）と最小径（TIF，歯形管理径など）を入力することで転位ホブ圧力角を表示します．この圧力角 α_H は，最大径(d_{Mmax})と最小径(d_{Mmin})の歯面位置が同時接触する工具圧力角です．そして，図 11.61 でホブ創成角を入力することで図 11.62 のように確認することができます．



図 11.60　転位ホブ圧力角の算出



図 11.61　歯形創成図（補助）

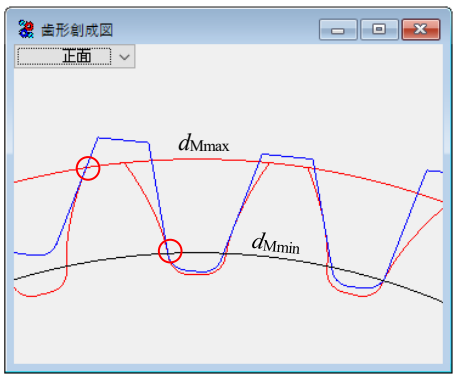


図 11.62　歯形と工具の位置確認図

11.14.4　旧ソフトウェアで登録した工具の読み込み

旧ソフトウェア（Gear Navigation system）で登録した工具データを使用する場合は，本ソフトウェア（Gear Navigation systemV）で読み込むことができます．例えば，旧データベースの中からホブを選択すると図 11.63 のように登録したホブ一覧を表示することができます．ただし，旧データベースの登録内容と新データベースの項目に若干の違いがあるため個々のホブを読み込み保存する必要があります．



図 11.63　旧データの読み込み



(a) 旧データ登録データ　　(b) 新登録データ

図 11.64　工具登録

11.14.5 データベースの形式

Gear navigation systemV は，図 11.65 のように設計データの管理，工具管理などの情報，検索などは，Microsoft Access Database, Microsoft SQL Server, ORAVLE MySQL Server で行うことができます．また，mdb ファイルで管理することもできます．

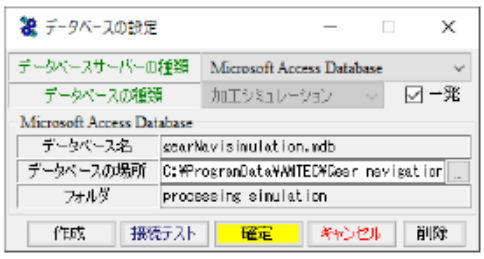


図 11.65　データベースの設定

※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/AGMA2101-D04（歯車強度計算）

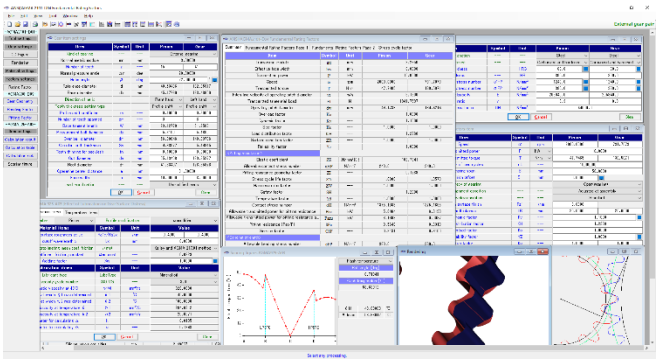


図 12.1　AGMA2101-D04

12. 1 概要

ANSI/AGMA2001-C95 の上位版として ANSI/AGMA2101-D04 ソフトウェアを開発しました. 本ソフトウェアは, ANSI/AGMA 2101-D04 の規格に基づいて歯車強度計算をします. また, 歯形の幾何係数（ZI ,YJ）は, AGMA908-B89 に基づき, フラッシュ温度などの計算は AGMA925-A03 に基づいています.

(1)適用規格

「ANSI/AGMA2101-D04」:Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth

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

「AGMA 925-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)

(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

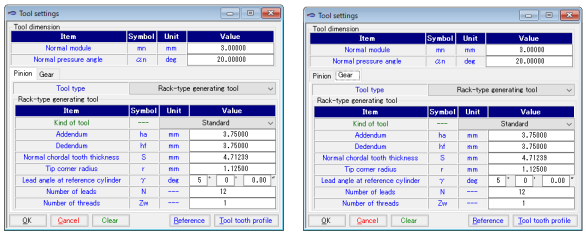
すべり率, ヘルツ応力, 油膜厚さ, フラッシュ温度のグラフと摩耗およびスカッフィング発生確率などを計算します.

12. 2 初期設定

図 12.2 で基準ラックの設定を行い, 図 12.3 で工具の設定をします. 工具の種類は, ホブとピニオンカッタを選択することができます.



図 12.2　基準ラックの設定



(a)　ピニオン　　(b)　ギヤ

図 12.3　工具設定

12. 3 歯車諸元

歯車諸元入力画面を図 12.4 に, 歯車計算結果を図 12.5 に示します.

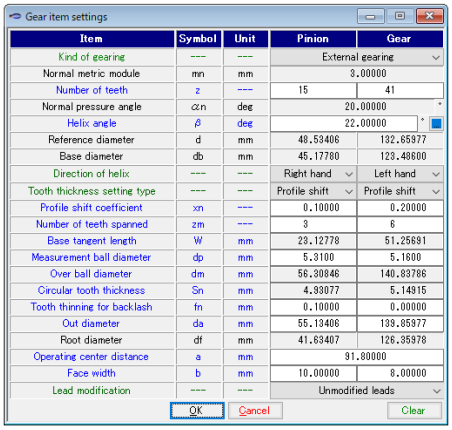


図 12.4　歯車諸元入力画面

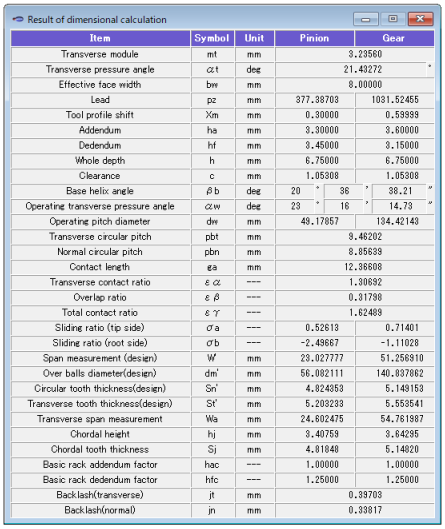


図 12.5　歯車寸法

12. 4 歯形図

歯形かみ合いを図 12.6 にレンダリングを図 12.7 に示します.

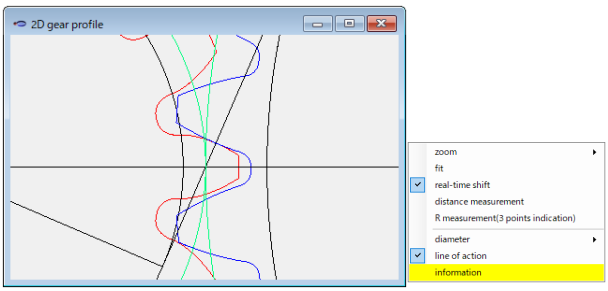


図 12.6　歯形かみ合い

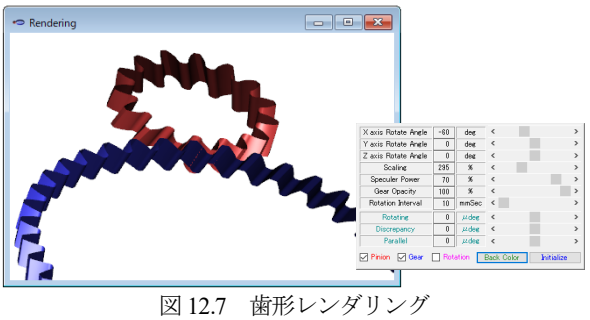


図 12.7　歯形レンダリング

12. 5 材料入力

図 12.8 に材料設定画面を示します. 硬度や許容応力値は, 図 12.9 で入力できますが, 任意に設定することができます.

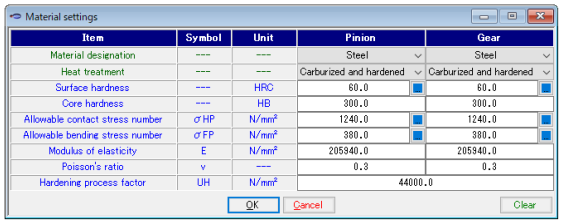


図 12.8　材料設定

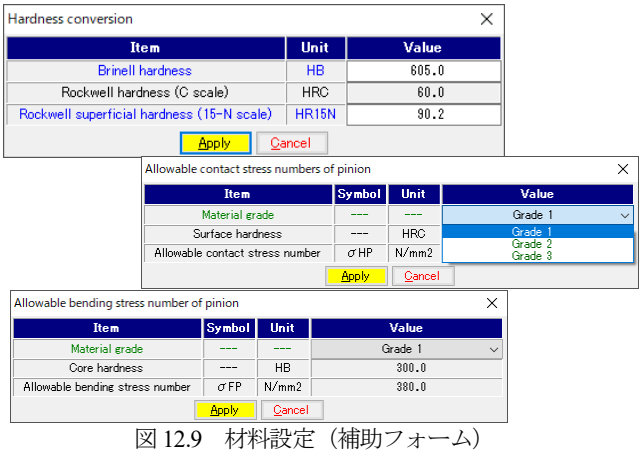


図 12.9　材料設定（補助フォーム）

12. 6 動力および係数入力

(1) 動荷重係数，荷重分配係数などは[TAB]で理論値が入力されます.

(2) 荷重の作用位置は, 歯先荷重または外の最悪荷重点 (HPSTC) を選択することができます.

(3) 係数の意味や図およびグラフは規格原本をご覧ください.

図 12.10 に動力および係数入力画面を示します.

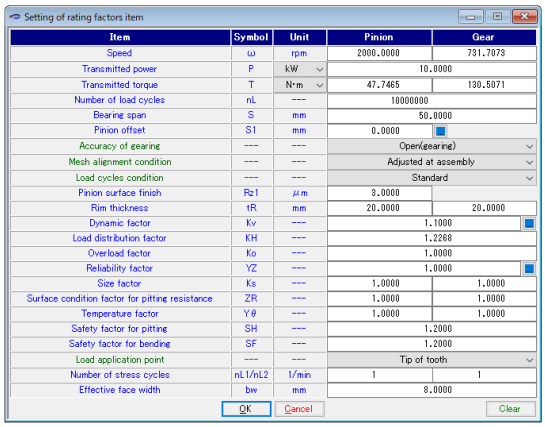


図 12.10　動力及び係数設定

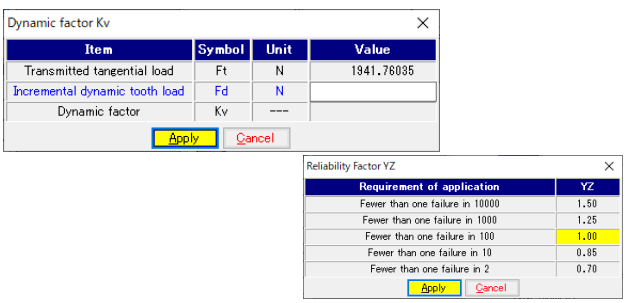


図 12.11　補助フォームの例

12. 7 強度結果

強度計算結果を図 12.12～12.15 に示します. 強度結果の一覧は, 図 12.12 で解りますが, 詳細数値については図 12.13 および図 12.14 をご覧ください. 図 12.15 の寿命は，負荷かみ合い数と Z_N および Y_N の関係から計算しています.

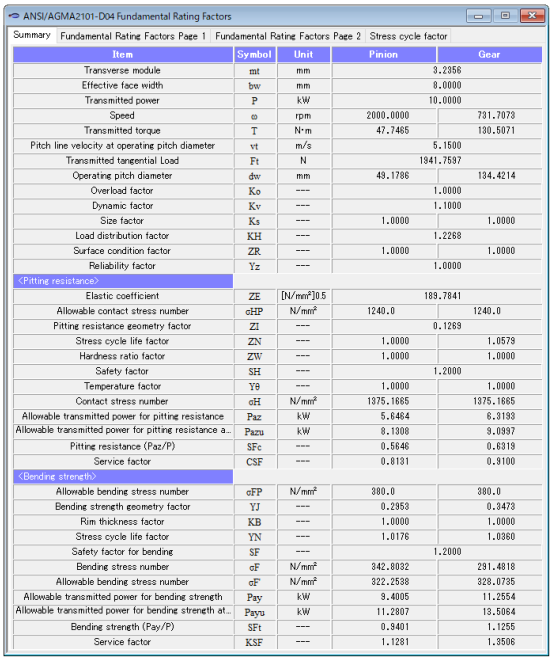


図 12.12　強度計算結果

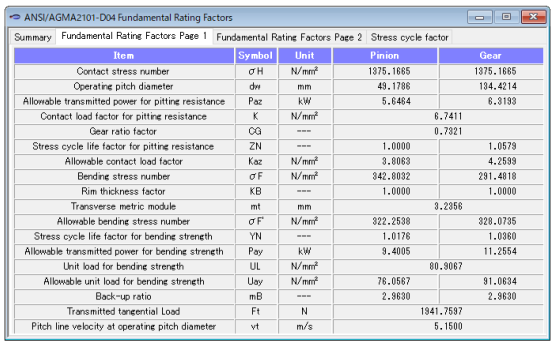


図 12.13　強度計算結果（詳細 1）

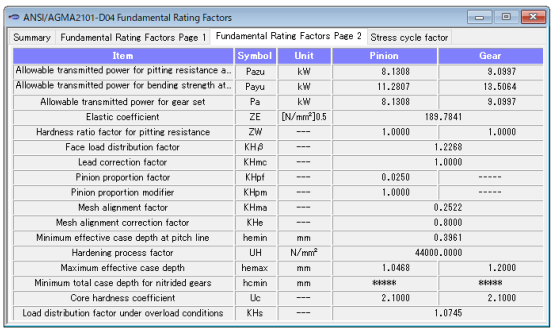


図 12.14　強度計算結果（詳細 2）

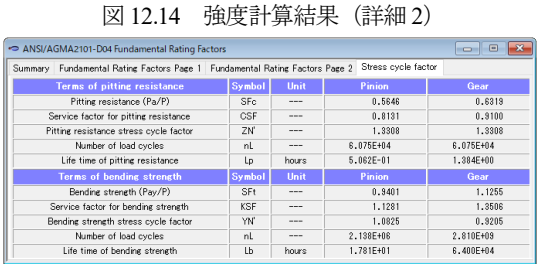


図 12.15　強度計算結果（寿命）

幾何係数（YJ，ZI）の計算結果を図 12.16～12.18 に示します．

AGMA908-B89 Basic Gear Geometry

Terms of basic gear geometry	Symbol	Unit	Value
Gear Ratio	mG	---	2.7333
Pinion reference pitch radius	R1	mm	8.0890
Gear reference pitch radius	R2	mm	22.1100
Standard transverse pressure angle	Φ	deg	21.4327
Pinion base radius	Rb1	mm	7.5296
Gear base radius	Rb2	mm	20.5810
Operating transverse pressure angle	Φr	deg	23.2708
Transverse base pitch	pb	mm	3.1540
Normal base pitch	pN	mm	2.9521
Base helix angle	Ψb	deg	20.6106
First distance along line of action	C1	mm	1.1451
Second distance along line of action	C2	mm	2.1131
Third distance along line of action	C3	mm	3.2382
Fourth distance along line of action	C4	mm	4.2991
Fifth distance along line of action	C5	mm	5.2671
Sixth distance along line of action	C6	mm	12.0893
Active length of line of contact	Z	mm	4.1220
Transverse contact ratio	mp	---	1.3069
Axial pitch	Px	mm	8.3864
Axial contact ratio	mF	mm	0.3180
Fractional part of mF	na	mm	0.3180
Effective face width at mn = 1.0	F	mm	2.6667
Minimum length of contact Lines	Lmin	mm	2.8490
Load sharing ratio	mN	---	1.0000
Operating helix angle	Ψr	deg	22.2638
Operating normal pressure angle	Φnr	deg	21.7026

図 12.16　幾何係数（AGMA925-A03）

AGMA908-B89 Bending Strength Geometry Factor

Bending Strength Geometry Factor Page 1 | Bending Strength Geometry Factor Page 2

Terms of Bending strength geometry factor	Symbol	Unit	Pinion	Gear
Bending strength geometry factor	YJ	---	0.2953	0.3473
Virtual spur number	n	---	18.8189	51.4983
Reference pitch radius of virtual spur gear	rn	mm	9.4094	25.7191
Virtual base radius	rnb	mm	8.8420	24.1681
Virtual outside radius	rna	mm	10.5094	28.9191
Pressure angle at load application point	ΦnW	deg	32.7184	26.1282
First distance along line of action of virtual spur gear	Cn1	mm	1.2829	7.4576
Fourth distance along line of action of virtual spur gear	Cn4	mm	4.2351	10.4087
Sixth distance along line of action of virtual spur gear	Cn6	mm	13.1381	13.1381
Generating rack shift coefficient	xg	---	0.0513	0.2000
Amount gear tooth is thinned for backlash	Δsn	mm	0.0355	0.0000
Normal circular tooth thickness measured on reference...	sn	mm	1.6081	1.7164
Load angle	ΦnL	deg	31.0592	25.3394
Virtual load radius	rnL	mm	10.3218	26.7408
Virtual tooth number of tool	no	---	12545.8172	12545.9172
Reference pitch radius of virtual tool	rno	mm	6272.9586	6272.9586
Virtual base radius of tool	rnbo	mm	5894.6529	5894.6529
Addendum modification coefficient of tool	xo	---	0.0000	0.0000
Nominal tool addendum	hao	mm	1.2500	1.2500
Outside diameter of tool	Roc	mm	5001.2500	5001.2500
Standard pitch radius of tool	Rc	mm	5000.0000	5000.0000
Stock allowance per side of gear tooth	us	mm	0.0000	0.0000
Amount of effective protuberance tool	δao	mm	0.0000	0.0000
Radius to center "S" of tool tip radius	rsno	mm	6273.8336	6273.8336
Pressure angle at point "S" on tool	Φns	deg	20.0219	20.0219
Angle to center "S" of tool tip radius	λns	deg	0.0012	0.0012

図 12.17　幾何係数（YJ, 1/2）

AGMA908-B89 Pitting Resistance Geometry Factor

Terms of pitting resistance geometry factor	Symbol	Unit	Value
Pitting resistance geometry factor	ZI	---	0.1269
Pinion operating pitch diameter	d	mm	16.3929
Mean radius of pinion	Rm1	mm	8.2395
Radius of curvature of the pinion profiles at point of contact stress ca...	ρ1	mm	2.1131
Radius of curvature of the gear profiles at point of contact stress cal...	ρ2	mm	9.9762
Helical overlap factor	CΨ	---	1.1394
Radius of curvature of pinion profile at mean radius of the pinion	ρm1	mm	3.3458
Radius of curvature of gear profile at mean radius of the gear	ρm2	mm	8.7435

図 12.18　幾何係数（ZI）

12. 8 スカッフィング評価

AGMA925-A03 に基づいてフラッシュ温度や油膜厚さなど，また，スカッフィング発生確率の計算をします．計算結果を図 12.19～12.24 に示します．

(1) 歯面粗さは Ra(μm)で入力してください．

(2) 潤滑油（ISO 粘度グレード）は VG32～VG3200 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．

(3) 摩擦係数の方式は，AGMA217.01，Benedict and Kelley，任意を選択する事ができますが，ここでの計算は歯面上の摩擦係数は一定としています．

(4) 摩耗とスカッフィングの発生確率を図 12.23 および図 12.24 に示します．

(5) すべり率，ヘルツ応力，フラッシュ温度，油膜厚さなどのグラフを図 12.25 に示します．

Items of AGMA 925-A03 [Effect of Lubrication on Gear Surface Distress]

Material, Lubrication items | Temperature items

Driving member: Pinion　Profile modification: unmodified

Material items	Symbol	Unit	Value
Average surface roughness at Lx	Ra1x/Ra2x	μm	0.4000 / 0.4000
Filter cutoff wavelength x	Lx	mm	0.8000
Method for approximating mean coef. friction	μmet	---	Kalley and AGMA 217.01 method
Mean coefficient friction,constant	μm const	---	0.0929
Welding factor	Xw	---	1.0000
Lubrication items	**Symbol**	**Unit**	**Value**
Lubricant type	iLubeType		Mineral oil
ISO viscosity grade number	ISO VG	---	320
Kinematic viscosity at 40℃	ν40	mm²/s	320.0000
Temperature at which η1 was determined	θ1	℃	40.0000
Temperature at which η2 was determined	θ2	℃	100.0000
Dynamic viscosity at temperature θ1	η1	mm²/s	284.6312
Dynamic viscosity at temperature θ2	η2	mm²/s	20.6071
Parameter for calculating α	k	---	0.0105
Parameter for calculating α	s	---	0.1348

OK　Cancel　Clear

図 12.19　スカッフィング評価なの設定

Calculation table AGMA925-A03

Load sharing ratio and bH | Flash temperature | Specific film thickness

Index	ξ [deg]	XΓ	ρn[mm]	bH[mm]
A	8.71341	0.33333	3.32254	0.06666
B	16.07945	1.00000	5.58900	0.14974
C	24.64080	1.00000	7.59889	0.17461
D	32.71341	1.00000	8.87920	0.18874
E	40.07945	0.33333	9.52674	0.11287
1	8.71341	0.33333	3.32254	0.06666
2	10.02032	0.39247	3.76093	0.07695
3	11.32724	0.45162	4.18367	0.08707
4	12.63416	0.51076	4.59077	0.09699
5	13.94108	0.56990	4.98223	0.10673
6	15.24800	0.62904	5.35805	0.11629
7	16.55492	1.00000	5.71823	0.15147
8	17.86184	1.00000	6.06276	0.15596
9	19.16875	1.00000	6.39166	0.16014
10	20.47567	1.00000	6.70491	0.16401
11	21.78259	1.00000	7.00252	0.16761
12	23.08951	1.00000	7.28449	0.17095

図 12.20　計算結果（荷重分担）

Calculation table AGMA925-A03

Load sharing ratio and bH | Flash temperature | Specific film thickness

Description	Symbol	Unit	Value
Dynamic viscosity at 40℃	η1	mPa･s	284.631200
Dynamic viscosity at 100℃	η2	mPa･s	20.607090
Factor c	c	---	9.092998
Factor d	d	---	-3.487058
Factor k	k	---	0.010471
Factor s	s	---	0.134800
μmet - use Kelly and AGMA 217.01	μmet	---	1
Surface roughness constant	CRavgx	---	1.547945
Mean coefficient of friction,const. (Eq85)	μmconst	---	0.092877
The max. flash temp. occurs at point (2)	θflmax	℃	57.864859
Dynamic viscosity at the gear tooth temperature	ηM	mPa･s	284.631200
Pressure-viscosity coefficient	α	mm²/N	0.022500

Index	K	μm	XΓ	bH	vs[m/s]
A	0.80000	0.09288	0.33333	0.06666	1.79630
B	0.80000	0.09288	1.00000	0.14974	0.96556
C	0.80000	0.09288	1.00000	0.17461	0.00000
D	0.80000	0.09288	1.00000	0.18874	0.91043

図 12.21　計算結果（フラッシュ温度）

Calculation table AGMA925-A03

Load sharing ratio and bH | Flash temperature | Specific film thickness

Description	Symbol	Unit	Value
Minimum film thickness found at point (2)	hmin(2)	μm	1.341018
Min. specific film thickness found at point (B)	λmin	---	4.421926
Tooth temperature	θM	℃	40.000000
Maximum flash temperature	θflmax	℃	57.864859
Minimum film thickness	hmin	μm	1.341018
Maximum contact temperature	θBmax	℃	97.864859

Index	U	W	Hc	hc[μm]	λ2bH
A	6.123398e-10	0.00016	3.843412e-04	1.27699	5.52986
B	4.074215e-10	0.00028	2.738399e-04	1.53049	4.42193
C	3.967590e-10	0.00021	2.476043e-04	1.88152	5.03425
D	3.181383e-10	0.00018	2.418106e-04	2.14708	5.52548
E	3.219743e-10	0.00006	2.740540e-04	2.61084	8.68838
1	6.123398e-10	0.00016	3.843412e-04	1.27699	5.52986
2	5.524064e-10	0.00016	3.565658e-04	1.34102	5.40471
3	5.068745e-10	0.00017	3.348829e-04	1.40104	5.30863
4	4.713000e-10	0.00018	3.175230e-04	1.45768	5.23299
5	4.429071e-10	0.00018	3.033550e-04	1.51139	5.17230

図 12.22　計算結果（油膜厚さ）

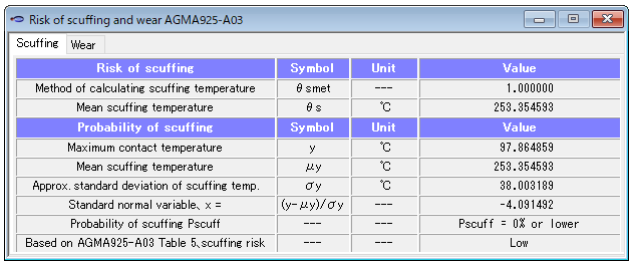


図 12.23　計算結果（スカッヒング発生確率）

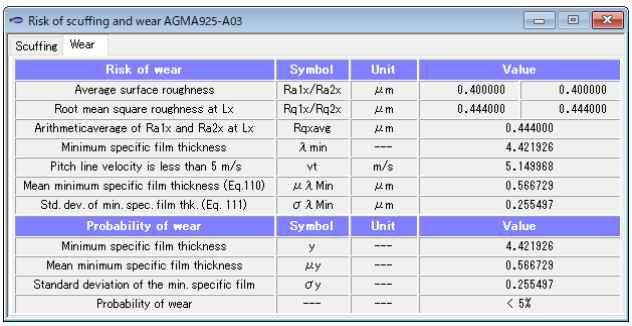
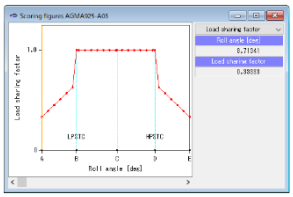
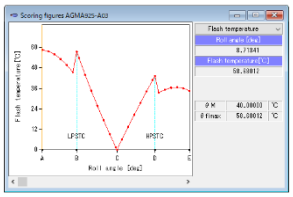


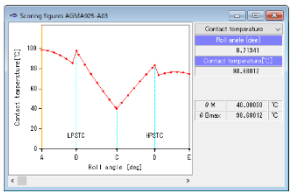
図 12.24　計算結果（摩耗発生確率）



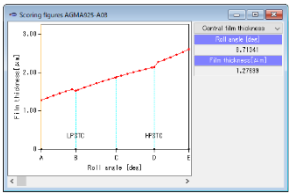
(a) 荷重分担



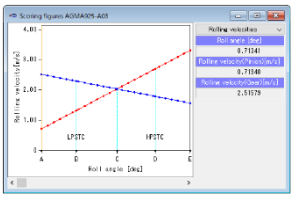
(b) フラッシュ温度



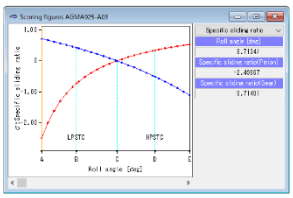
(c) 接触温度



(d) 油膜厚さ



(e) ころがり速度



(f) すべり率

図 12.25　計算結果（グラフ表示）

12. 9 その他機能

(1) データ管理画面を図 12.26～12.28 に示します.

(2) 印刷選択画面を図 12.29 に示します.

(3) 計算結果をクリップボードに出力することができます.

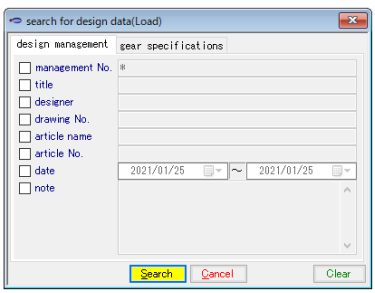


図 12.26　データ検索(1)

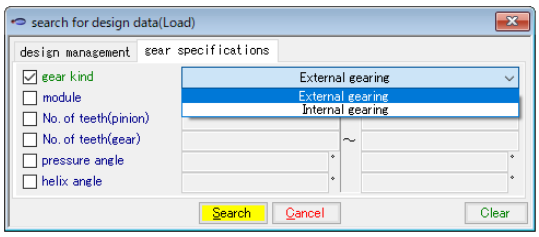


図 12.27　データ検索



図 12.28　設計データの選択

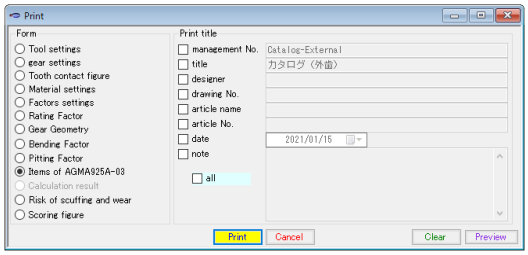


図 12.29　印刷選択画面

(4) HELP 機能

操作で不明な場合，対象画面をアクティブにして[F1]キーを押すことで図 12.30 のような画面を表示します.

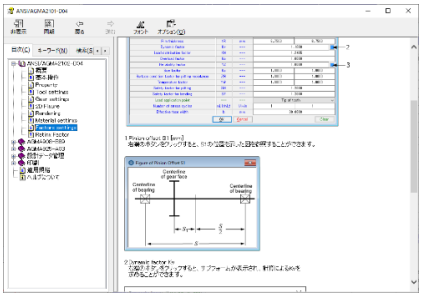


図 12.30　HELP 画面の例

(5) ソフトウェアを改正した場合などは，新しいソフトウェアをクラウドに置きますので図 12.31 のように「Download」で更新することができます.

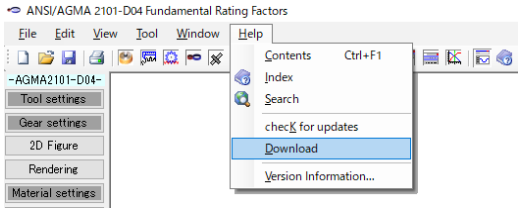


図 12.31　Download の例

(6) 内歯車の計算例は省略します.

[12a] ANSI/AGMA2001-C95（歯車強度計算）

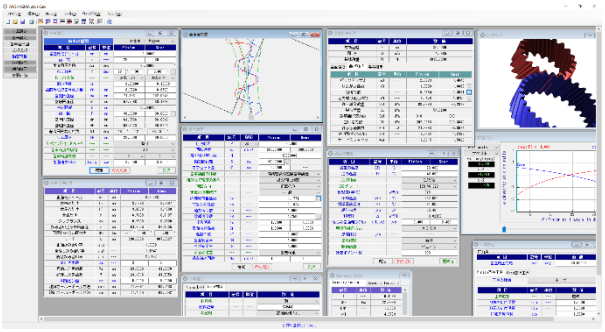


図 12a.1　AGMA2001-C95

12a. 1 概要

AGMA2001-C95 の規格に基づいて歯車の強度計算をします. なお, 歯形の幾何係数 (I, J) は, AGMA908-B89 に基づいています. また, AGMA2001-C95 の改訂版規格の AGMA2101-D14 は, [12] に示します.

(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

(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

(6)　軸受け荷重

12a. 2 プロパティ

図 12a.2 のプロパティで歯先円直径決定方式，入力単位，そして，やまば歯車の選択設定をします.

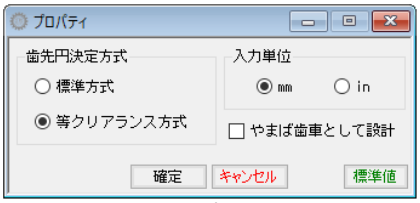


図 12a.2　プロパティ

12a. 3 工具設定

加工工具（ホブまたはピニオンカッタ）を選択し，工具寸法を設定します（図 12a.3 および図 12.4）. 工具は，標準タイプとプロチュバランスを選択することができます.



図 12a.3　ホブ設定画面



図 12a.4　ピニオンカッタ

12a. 4 歯車諸元入力

歯車諸元入力画面を図 12a.5 に示します. 歯車精度は，AGMA および JIS を選択することができます.



図 12a.5　歯車諸元入力画面

12a. 5 歯形

かみ合い図，歯形創成図および歯形レンダリングを図 12a.6～12a.8 に示します.

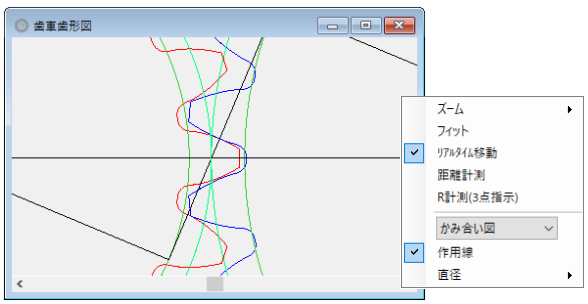
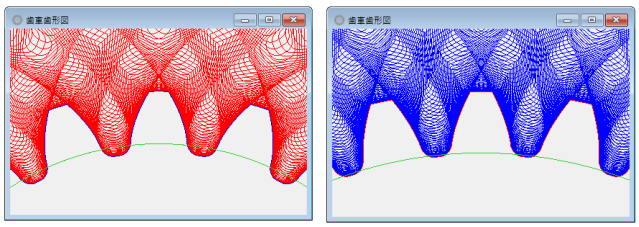


図 12a.6　かみ合い図と補助フォーム



(a) ピニオン　　(b) ギヤ

図 12a.7　歯形創成

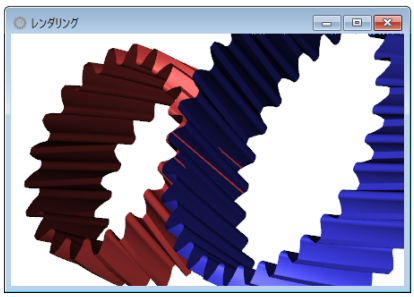


図 12a.8　歯形レンダリング

12a. 6 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 12a.9 に計算結果を示します.

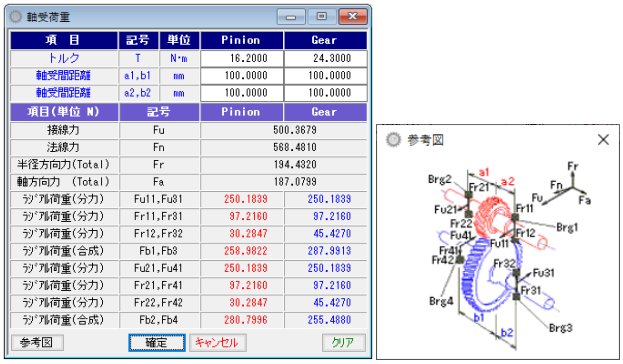


図 12a.9　軸受け荷重

12a. 7 動力および係数入力

(1) 図 12a.10 に動力および係数入力画面を示します. 動荷重係数, 荷重分配係数などは[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図 12a.11 のように参照する事ができます.

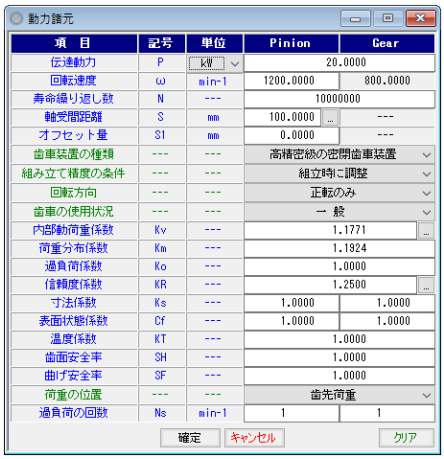


図 12a.10　動力及び係数設定

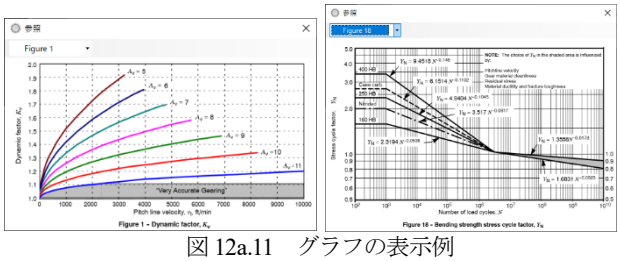


図 12a.11　グラフの表示例

12a. 8 材料入力

(1) 図 12a.12 に材料の設定画面を示します.

(2) [参照]をクリックすると材料に適応した許容応力数の表を図 12a.13 のように表示します.



図 12a.12　材料の設定（ピニオンの例）

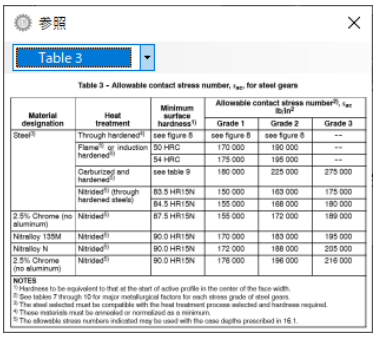


図 12a.13　材料許容応力数

12a. 9 強度結果

強度計算結果を図 12a.14～12a.16 に示します. 幾何係数の詳細数値を図 12a.17 に示します.



図 12a.14　歯面強さ結果

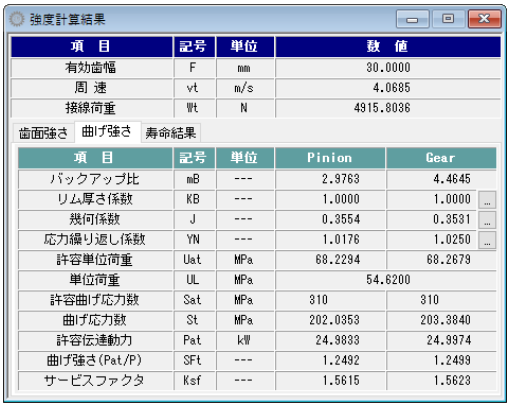


図 12a.15　曲げ強さ結果

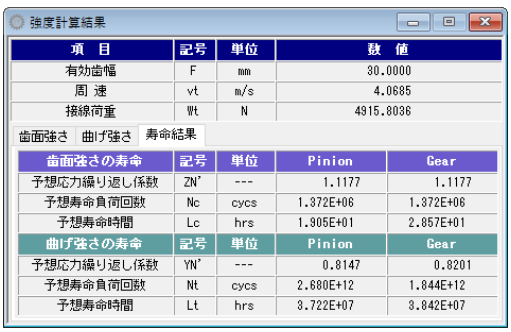
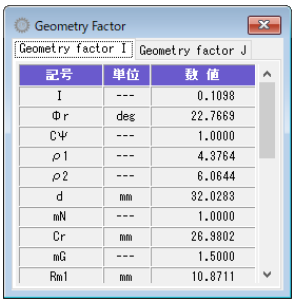
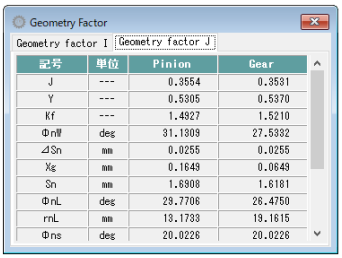


図 12a.16　寿命結果





(a) 幾何係数 I　　(b) 幾何係数 J

図 12a.17　幾何係数

12a. 10 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 12a.18）.

(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 12a.19～図 12a.22）.

(5) 摩耗とスカッフィングの発生確率を表示します.



図 12a.18　スカッフィング評価の設定

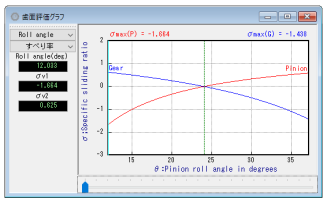


図 12a.19 すべり率

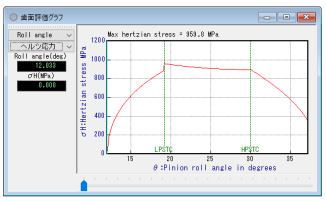


図 12a.20　フラッシュ温度

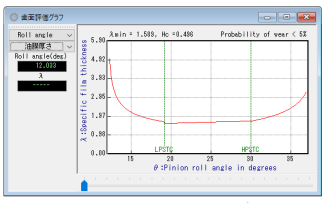


図 12a.21　ヘルツ応力

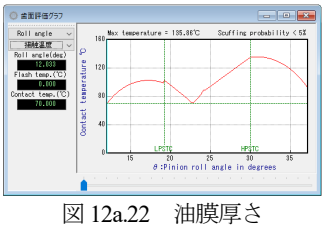


図 12a.22　油膜厚さ

12. 11 その他機能

(1) ファイルデータ管理を図 12a.23 に示します.

(2) 寸法，強度，寿命，スカッフィング，グラフの印刷ができます.

(3) 係数などの図，表，グラフを表示します.

(4) 計算結果をクリップボードに出力することができます.

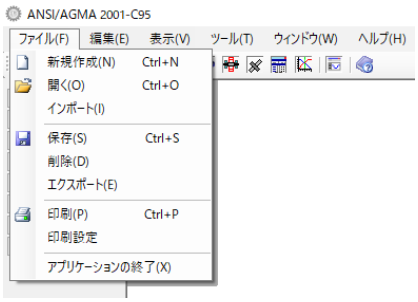


図 12a.23　ファイル

(5) 印刷設定画面を図 12a.24 に示します.

旧ソフトウェアでは英語印刷をオプションとしていましたが，新ソフトウェアではこの機能はありません．必要な場合は，AGMA2001-C95 の英語版をお使いください（カタログ省略）.

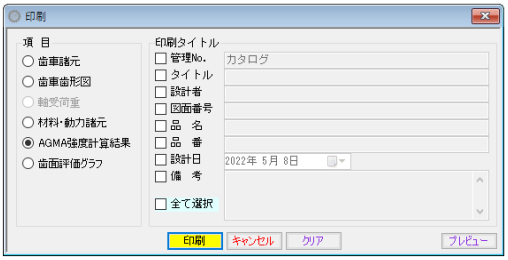


図 12a.24　印刷

(6) HELP 機能

操作で不明な場合，対象画面をアクティブにして[F1]キーを押すことで図 12a.25 のような画面を表示します.

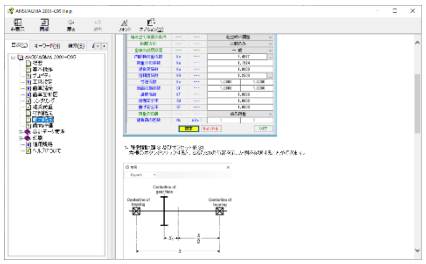


図 12a.25　HELP 画面の例

(7) ソフトウェアを改正した場合などは，新しいソフトウェアをクラウドに置きますので図 12a.26 のように「最新版をダウンロード(D)」で更新することができます.

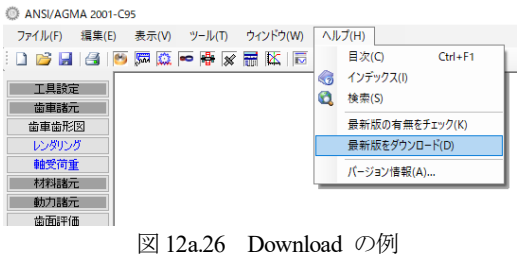


図 12a.26　Download の例

(8) 内歯車の計算例は省略します.

[13] Electroplated wheel profile design system (Diamond tool ねじ状砥石歯形)

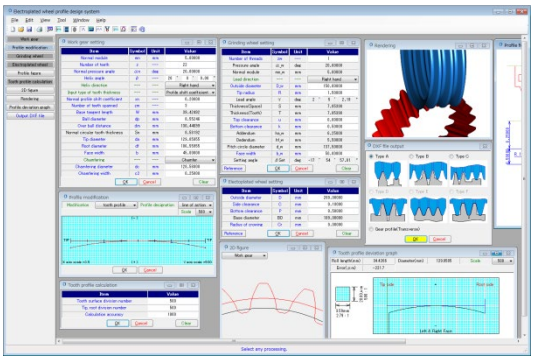


図13.1　Electroplated wheel profile design system

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，本ソフトウェアでは 13. 4 項のように歯形修整を充実させています．図 13.1 に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 に歯車諸元を設定します．転位係数は，またぎ歯厚，またはオーバーボール寸法からも入力することができます．砥石を転位工具（オプション）とする場合は，13. 11 項をご覧ください．

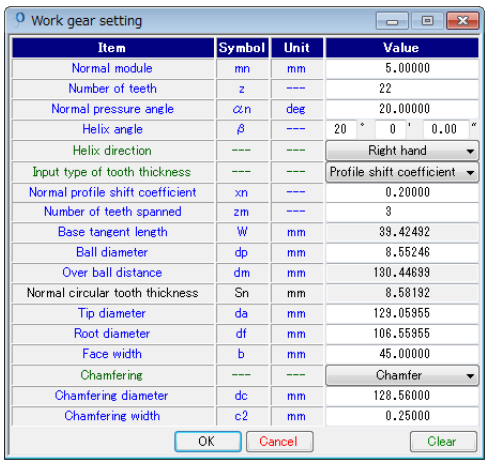


図 13.2　諸元入力

13. 4　歯形修整

歯形修整（図 13.3）は歯形方向に最大 50 分割まで設定することができ，画面右側の数値を任意に設定することができます．

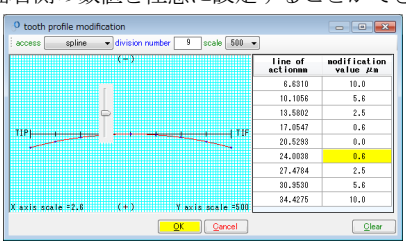


図 13.3　歯形修整

旧バージョンでの歯形修整は 2 種類でしたが，今回，図 13.4 のように 5 種類を揃えています．本例では，type3（円弧）の例を示します．

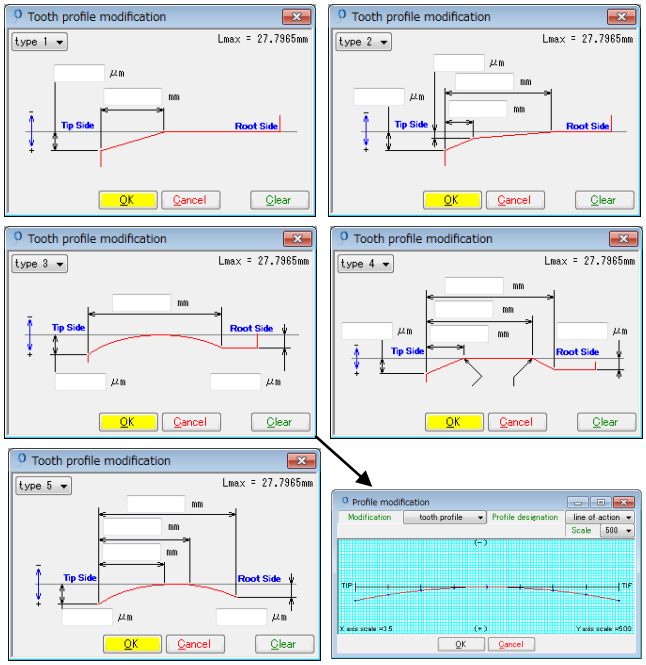


図 13.4　歯先修整設定

13. 5 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 13.5 に示します．なお，歯車とねじ状砥石と取り付け角は，Lead angle であり，ねじ状砥石と電着砥石の取り付け角は，Setting angle です．

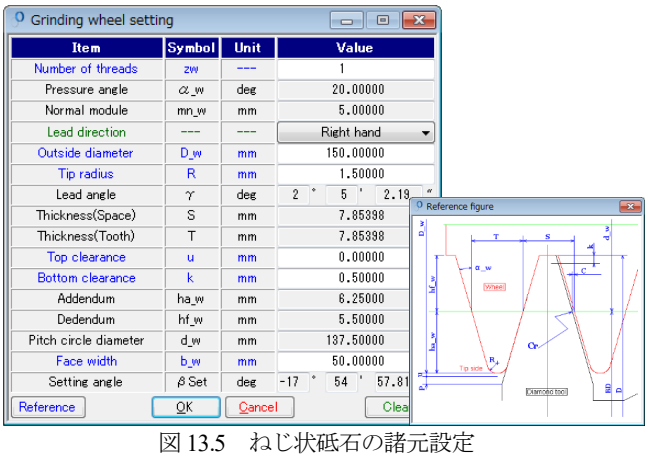


図 13.5　ねじ状砥石の諸元設定

13. 6 電着砥石（ダイヤモンドツール）の設定

図 13.5 のねじ状砥石をドレスする電着砥石（ダイヤモンドツール）の諸元設定画面を図 13.6 に，電着砥石寸法を図 13.7 に示します．

歯車，ねじ状砥石，電着砥石諸元を設定した後に，図 13.8 で歯形計算条件（分割数）を設定し，計算に進みます．

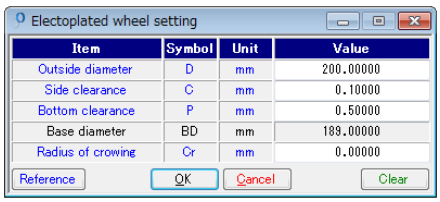


図 13.6　電着砥石の諸元設定

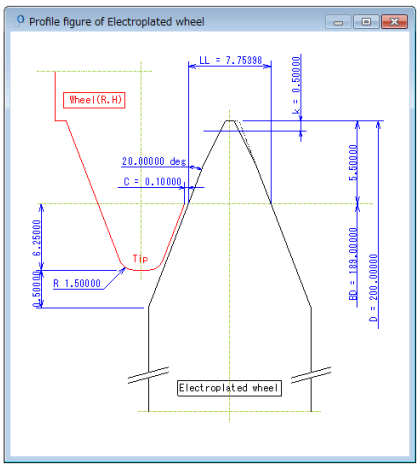


図 13.7　電着砥石寸法

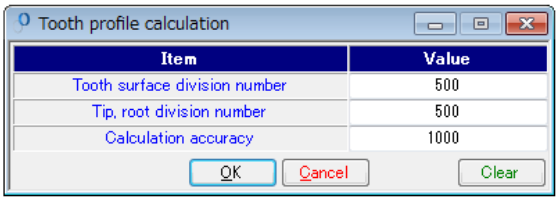


図 13.8　歯形計算設定

13. 7 歯形図

図 13.9～図 13.12 に歯車歯形，ねじ状砥石で研削後の歯形，ねじ状砥石歯形，電着砥石歯形を示します．そして図 13.13 および図 13.14 にレンダリングを示します．

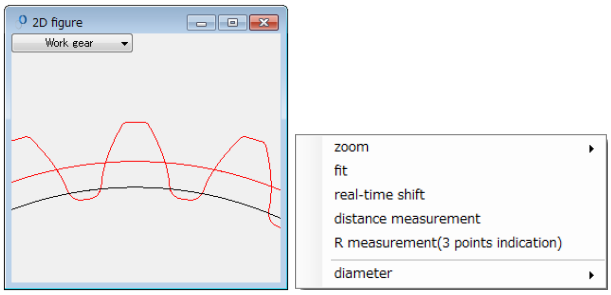


図 13.9　歯車歯形

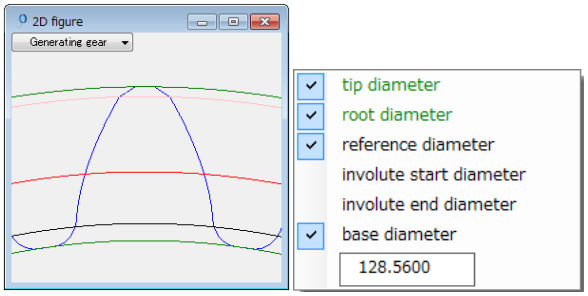


図 13.10　創成後の歯形

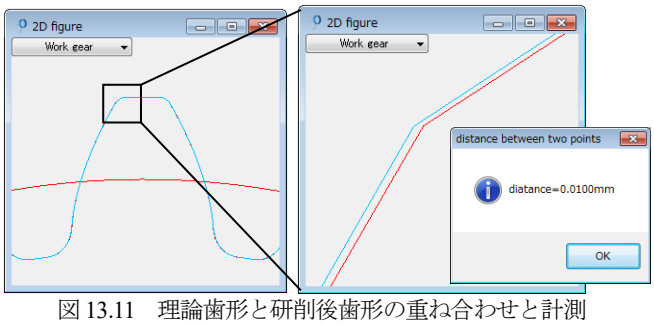


図 13.11　理論歯形と研削後歯形の重ね合わせと計測

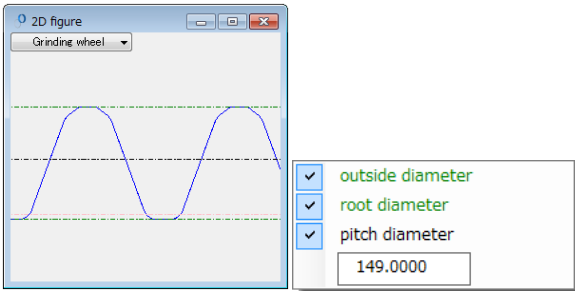


図 13.11　ねじ状砥石歯形

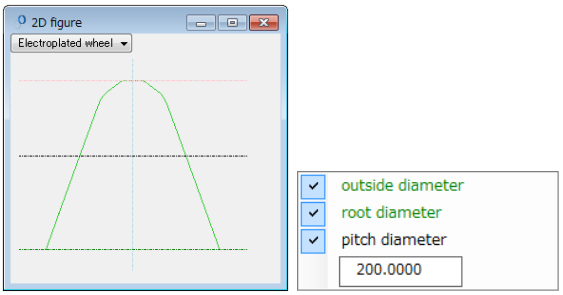


図 13.12　電着砥石歯形

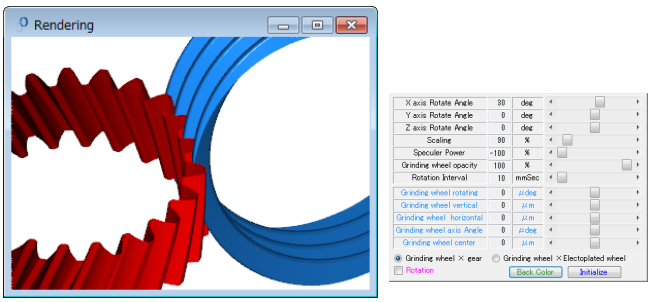


図 13.13　レンダリング（歯車とねじ状砥石）

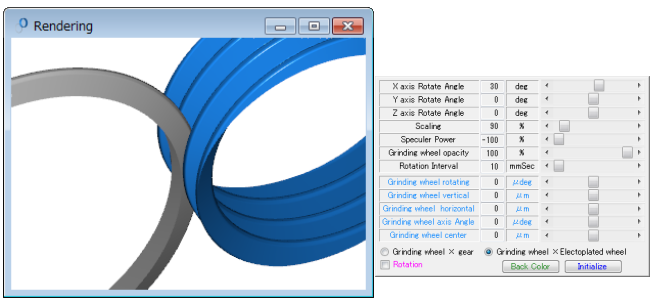


図 13.14　レンダリング（ねじ状砥石と電着砥石）

13. 8 歯形グラフ

図 13.3 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 13.15 に示します．

図 13.15 のスライダバーでは，作用線長さが 32.098mm で歯形修整量が 7.1μm 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．

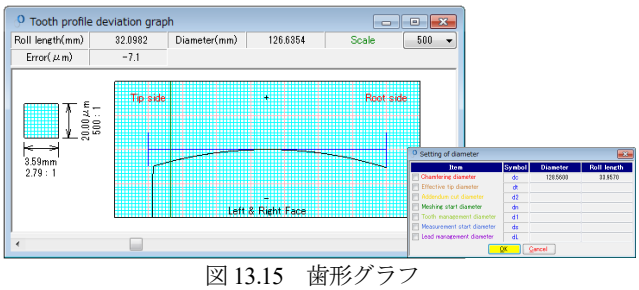


図 13.15　歯形グラフ

13.9 電着砥石（ダイヤモンドツール）DXF ファイル出力

電着砥石の形状選択画面を図 13.16 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 13.5 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 13.16 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 13.17 に示します．

電着砥石歯形の 3 ヶ所の座標点を R で近似すると図 13.18 ように R=970.4mm であることが解ります．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 13.19 のように歯車の正面歯形（歯形修整を含む）を出力することができます．

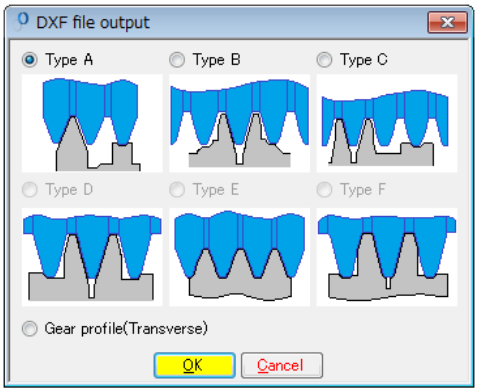


図 13.16　ダイヤモンドツールの形状選択

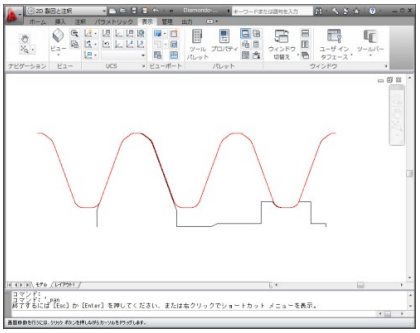


図 13.17　CAD 作図例（ダイヤモンドツール）

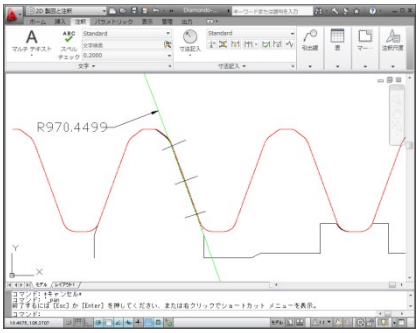


図 13.18　ダイヤモンドツールの歯形

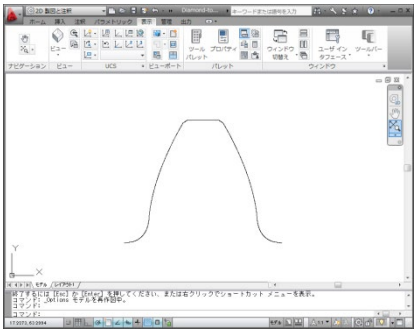


図 13.19　CAD 作図例（正面歯形）

13.10 HELP 機能

本ソフトウェアはの操作説明は，図 13.20 のように HELP 機能を有しています．入力時，不明な項目や操作が解らないときは，その画面をアクティブとして[F1]キーを押すことで図 13.21 のように説明画面を表示します．

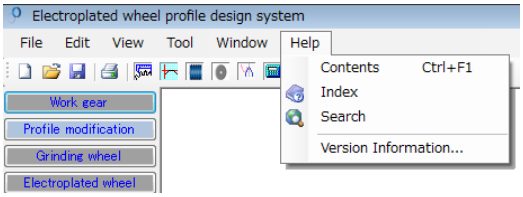


図 13.20　HELP 機能

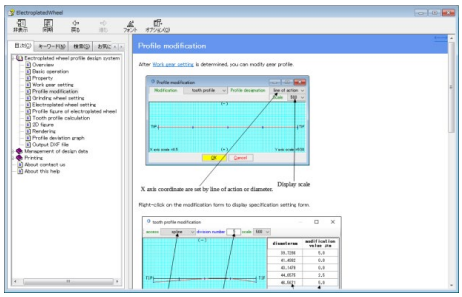


図 13.21　歯形修整の説明

13.11 転位工具（オプション）

図 13.5 のねじ状砥石の諸元設定では歯車と砥石のモジュールと圧力角は等しいですが，転位工具対応とするためオプションを追加しました．砥石圧力角を 14.5°としたときの設定画面を図 13.22 に示し，歯形レンダリングを図 13.23 および図 13.24 に示します．

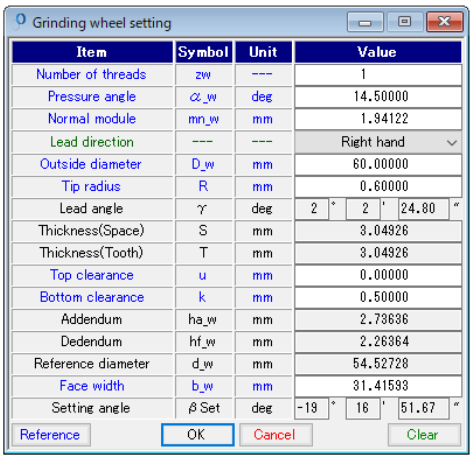


図 13.22　ねじ状砥石の諸元設定

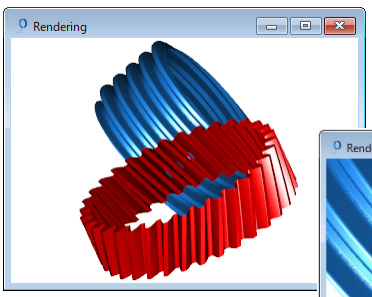


図 13.23　歯車とねじ状砥石

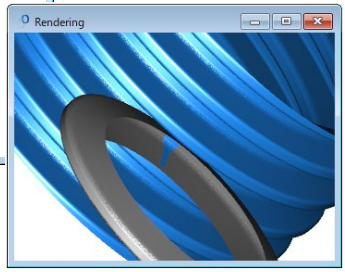


図 13.24　ねじ状砥石と電着砥石

※本ソフトウェアは英語版のみです．

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

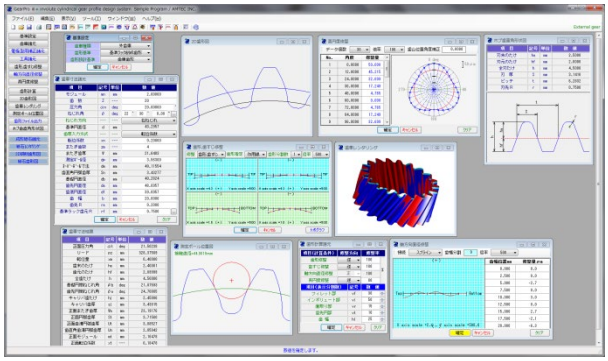


図 14.1　GearPro iii（インボリュート歯形出力）

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

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.

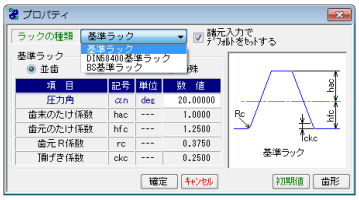
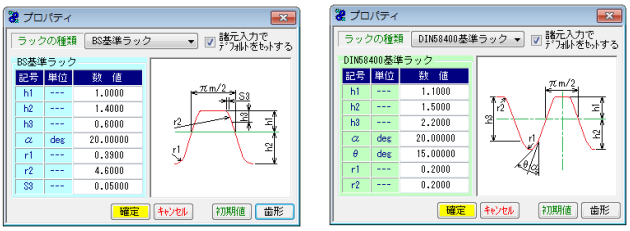


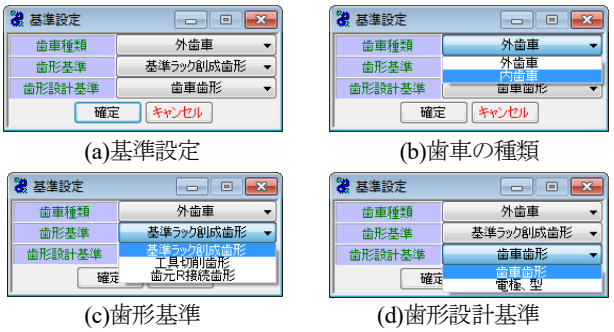
図 14.2　基準ラック 1（JIS）



(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.



図 14.5　歯車諸元



図 14.6　寸法

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.



図 14.7　電極設定



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

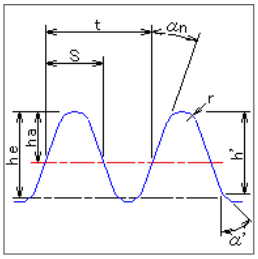


図 14.10　工具参考図

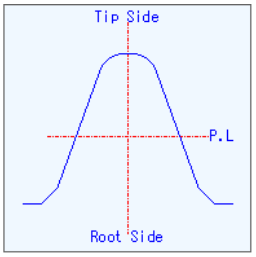


図 14.11　工具刃形

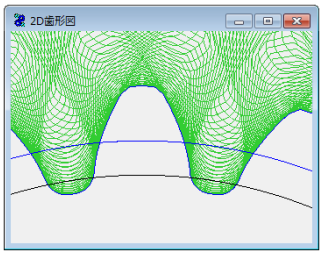


図 14.12　正面歯形

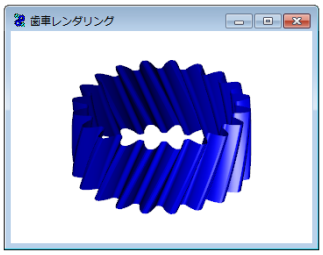


図 14.13　レンダリング

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.

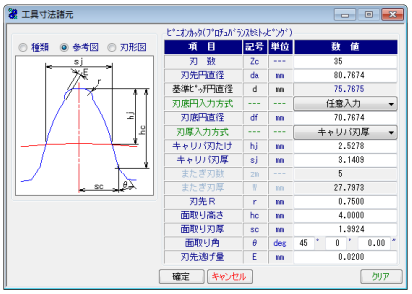


図 14.14　工具寸法諸元入力（ピニオンカッタ）

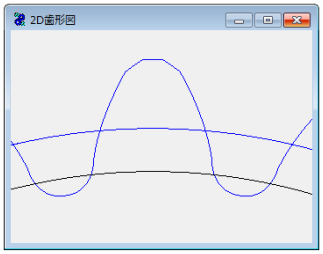


図 14.15　正面歯形

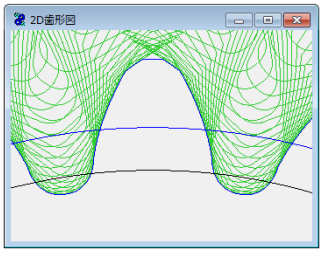


図 14.16　創成歯形

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

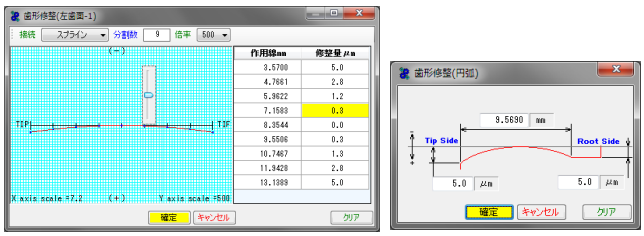


図 14.18　歯形修整の設定

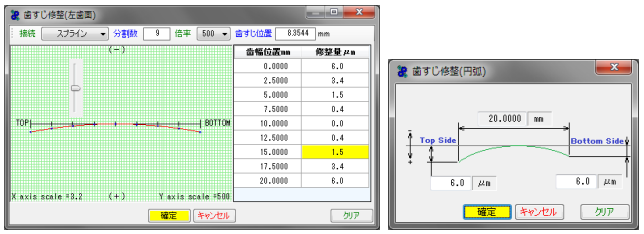


図 14.19　歯すじ修整の設定

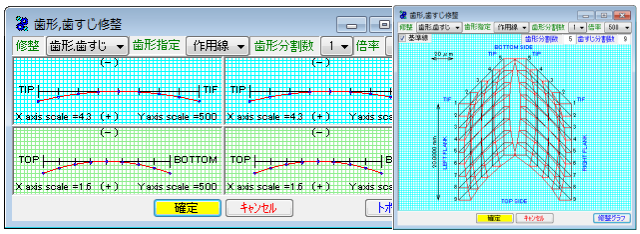


図 14.20　歯形・歯すじ修整の設定とトポグラフ

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．

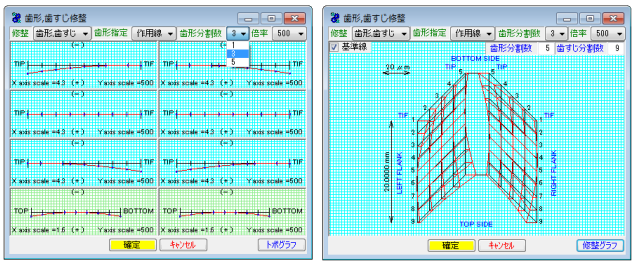


図 14.21　バイアス修整とトポグラフ

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

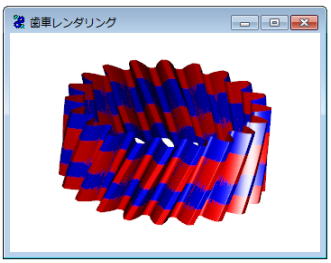


図 14.23　基準歯形(青色)と軸方向直径修整歯形(赤色)

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

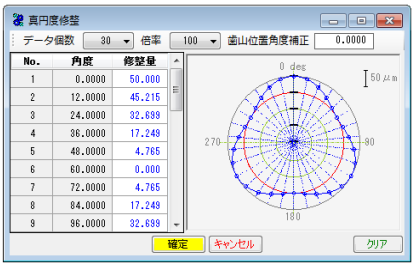


図 14.25　真円度修整 2

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．

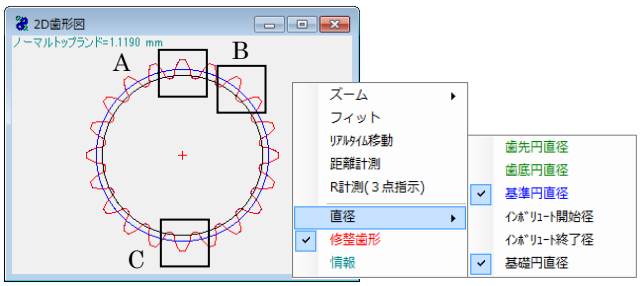


図 14.28　正面歯形

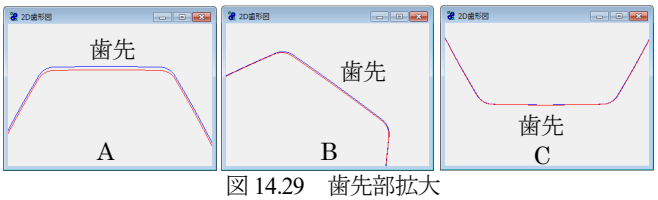


図 14.29　歯先部拡大

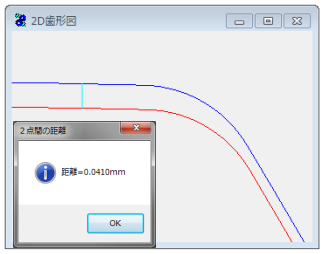


図 14.30　距離計測

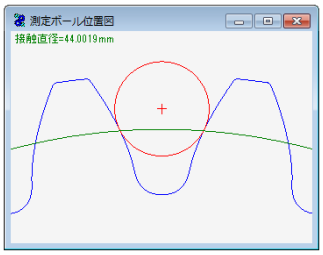
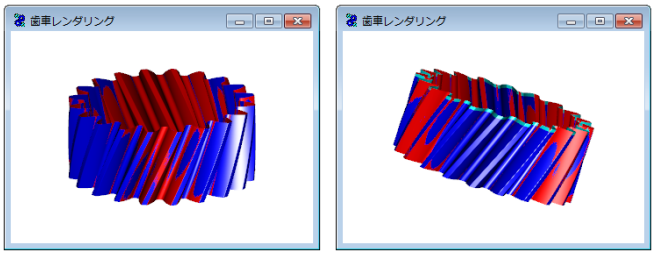


図 14.31　ボール位置

14. 11 歯形レンダリング

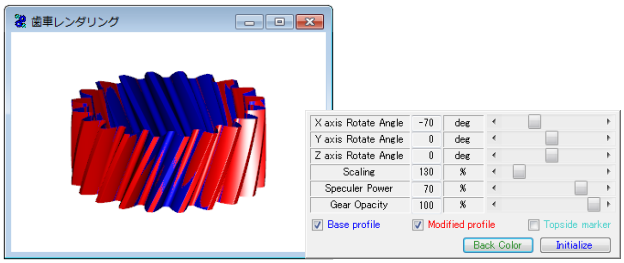
図 14.32 は，図 14.20 の歯形・歯すじ修整を持つ歯形を図 14.25 で真円度修整を設定し図 14.27 の[**逆**]で作図した歯形です．また，図 14.33 の歯形レンダリングは，図 14.26 の[**正**]で作図していますので図 14.32 と色合いが反転しています．



(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

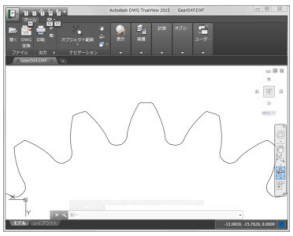


図 14.35　DXF-2D の例

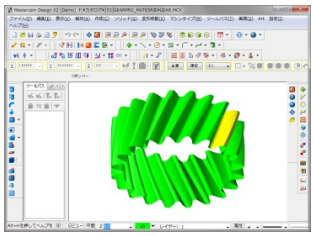


図 14.36　IGES-3D の例

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．



図 14.37　歯車諸元 2

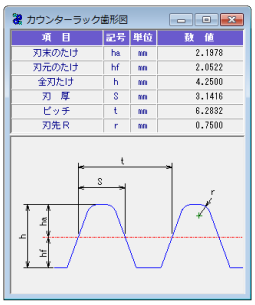


図 14.38　ホブ寸法

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 iii (crossed helical gear design system)

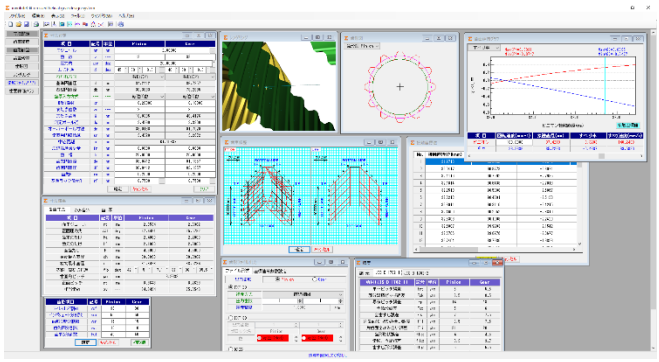


図 15.1　involuteΣiii(ねじ歯車)

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.
図 15.1 に全体画面を示します.
本ソフトウェアは以下の設計基準とします.

(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

15. 2 初期設定

図 15.2 に基準ラックの設定を示します.

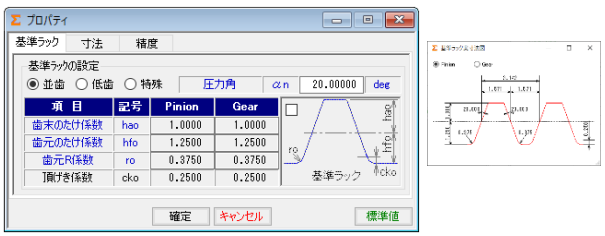


図 15.2　プロパティ（基準ラック）

15. 3 諸元入力画面

図 15.3 に諸元入力画面を示します.



図 15.3　諸元設定

15. 4 寸法結果

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



図 15.4　歯車寸法結果



図 15.5　かみ合い数値



図 15.6　歯厚数値

15. 5 歯車精度

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図 15.7 および図 15.8 に示します．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.

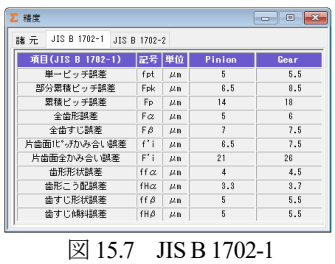


図 15.7　JIS B 1702-1



図 15.8　JIS B 1702-2

15. 6 歯車修整（歯形，歯すじ，バイアス修整），オプション

歯面修整を与えた例を図 15.9～15.11 に示します．歯面修整は，図 15.10 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.

歯形を設定するためには，図 15.11 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. 歯面修整を与えた歯形は，図 15.14 の歯形レンダリングで重ね合わせることができます.

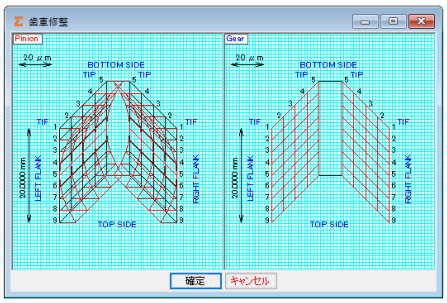


図 15.9　歯面修整（トポグラフ）

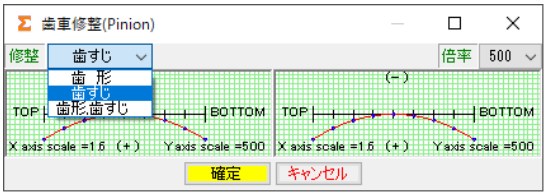


図 15.10　歯面修整

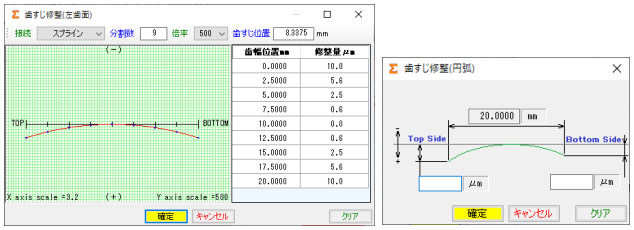


図 15.11　歯すじ修整の例

15. 7 歯形図

ピニオンの正面歯形を図 15.12 に，創成図を図 15.13 に示します.

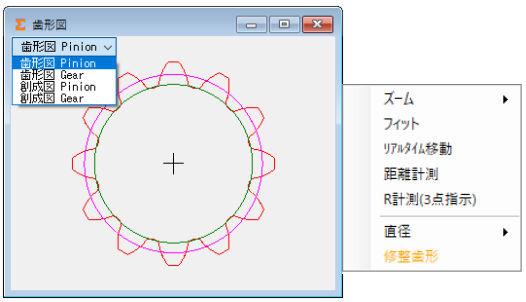
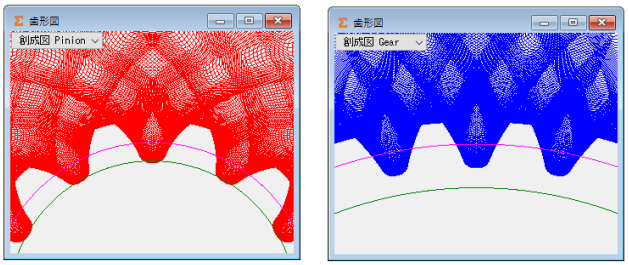


図 15.12　正面歯形（ピニオン）



(a) ピニオン　　(b) ギヤ

図 15.13　歯形創成図

図 15.14 の歯形レンダリングでは，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．また，歯の接触軌跡（オプション）を示すことができます．そして，接触軌跡の歯形座標は図 15.15 のように表示することができます.

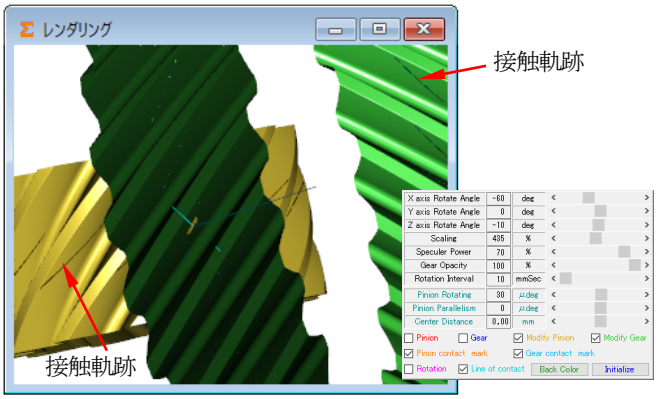


図 15.14　歯形レンダリング（ピニオン歯面修整歯形）

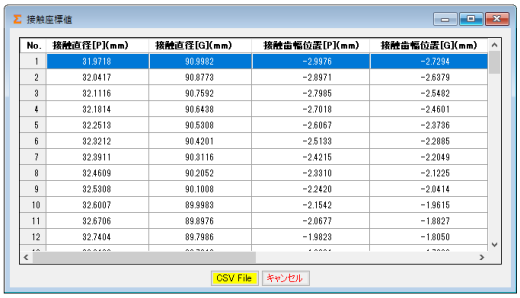


図 15.15　歯面の接触軌跡座標（csv ファイル出力）

15. 8 歯面評価（オプション）

すべり率とすべり速度を図 15.16 および図 15.17 に示します.

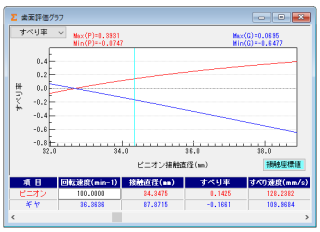


図 15.16　すべり率

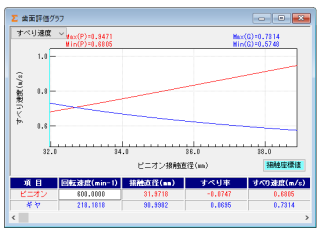


図 15.17　すべり速度

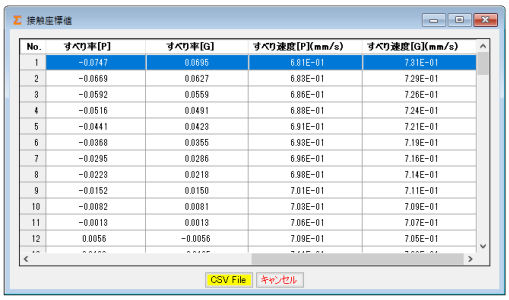


図 15.18　すべり率とすべり速度（csv ファイル出力）

15. 9 歯形データ

ねじ歯車の歯形を 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）. CAD 作図例を図 15.19 および図 15.20 に示します.



図 15.19　データ出力の設定

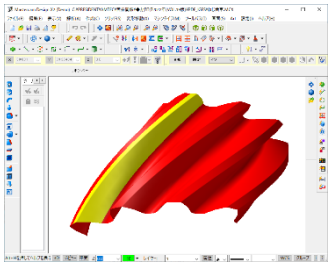


図 15.20　CAD 作図例

[16] 平，はすば歯車加工用成形砥石歯形設計システム

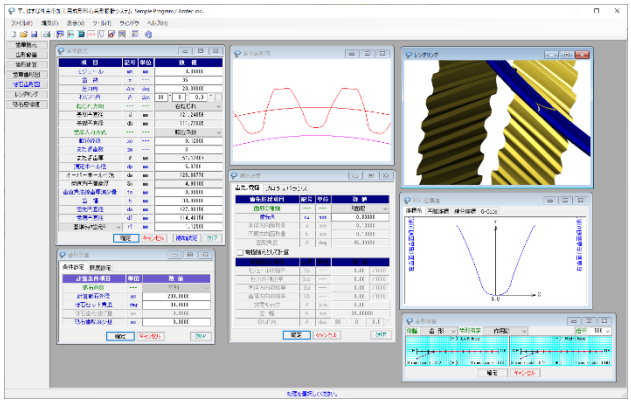


図 16.1　成形砥石歯形解析（外歯車）

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考慮して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砥石座標を決定します．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. なお，内歯車用砥石ソフトウェアは，[16a]をご覧ください.

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.

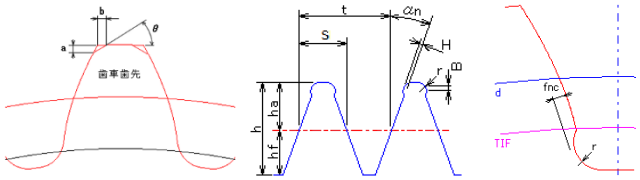


図 16.2　歯車諸元

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．更に，下切り歯形のプロチュバランスホブ（図 16.3d）で加工したときの歯形や，切り下げ（図 16.3e）を与えたときの砥石歯形も生成可能です.



(a) 歯先面取り　　(b) プロチュバランス

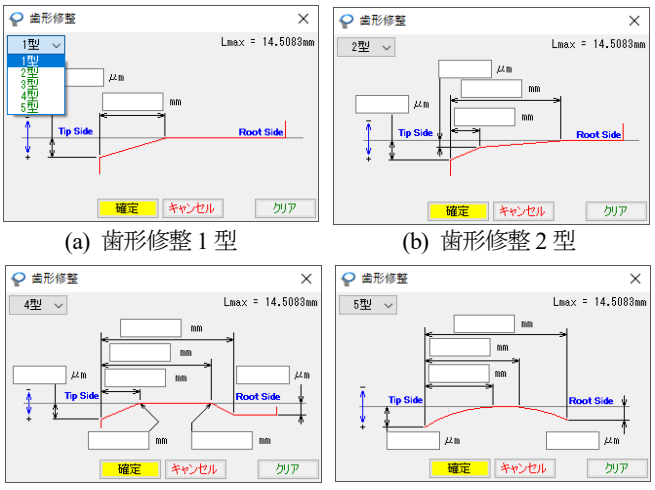


(c) 歯先面取り　　(d) PG ホブ　　(e) 切り下げ

図 16.3　補助設定

16.4 歯形修整

歯形修整は図 16.4 に示すように定型 5 種類があり，図 16.5 のようにフレキシブル修整にも対応しています．本例では図 16.6 の歯形修整を持つ歯形の砥石歯形について説明します.



(a) 歯形修整 1 型　　(b) 歯形修整 2 型

(c) 歯形修整 4 型　　(d) 歯形修整 5 型

図 16.4　歯形修整

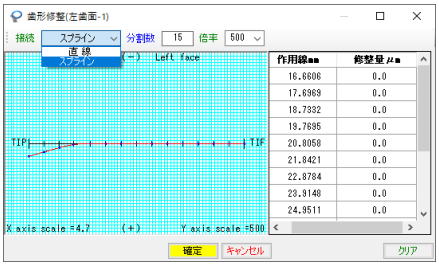


図 16.5　歯形修整（フレキシブル修整）

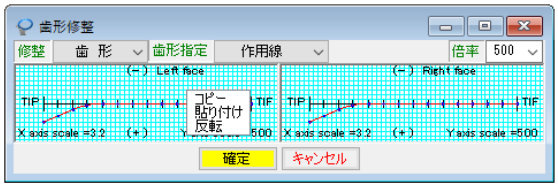


図 16.6　歯形修整グラフ

16.5 歯形計算条件

砥石歯形解析の計算条件を図 16.7 に示します．面取りがない場合は，同時加工歯溝数 2 溝，3 溝を選択することができますが，本例では，歯先 R を与えていますので単列砥石（1 溝）の例を示します．図 16.7 では，砥石セット角を歯車ねじれ角としていますが，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 では，歯形分割数や演算精度を設定します．



図 16.7　砥石歯形の計算条件



図 16.8　精度設定

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逆計算し確認します．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重ねて表示しています．

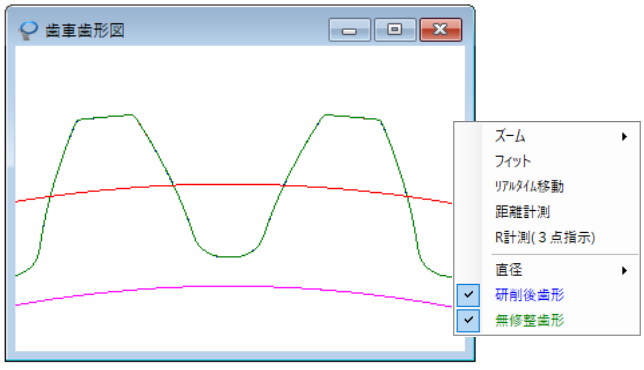
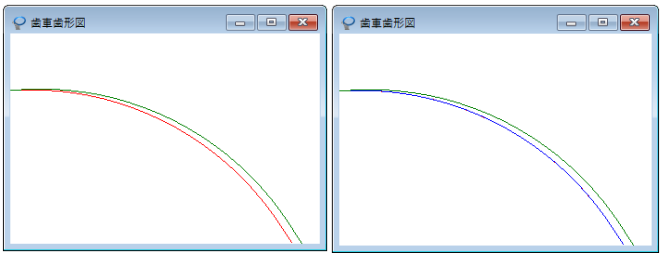


図 16.9　歯車歯形

歯先部を拡大した図 16.10a では，修整歯形（赤線）と無修整歯形（緑線）．図 16.10b では，研削後歯形（青線）と無修整歯形（緑線）を示します．修整歯形（赤線）と研削後歯形（青線），重なっています．



(a) 修整歯形と無修整歯形　(b) 研削後歯形と無修整歯形

図 16.10　歯形拡大（歯先部）

16.6 砥石歯形

砥石歯形を図 16.11 に示します．本例の場合，歯先 R 部まで研削するため砥石の最小幅は 7.7604mm 必要です．

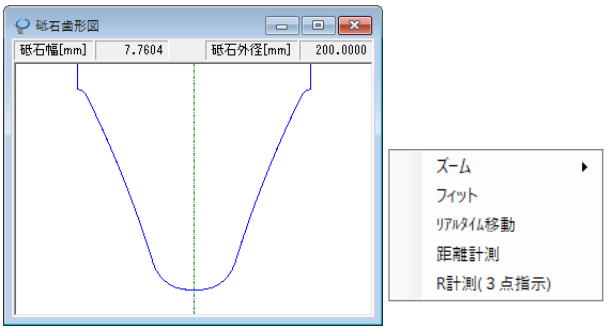


図 16.11　砥石歯形

砥石座標に関して，図 16.12 に座標系，図 16.13 に円弧座標系，図 16.14 に線分座標系，そして図 16.15 に G-Code を表示します．砥石座標と G-Code は，クリップボードにコピーすることができます．

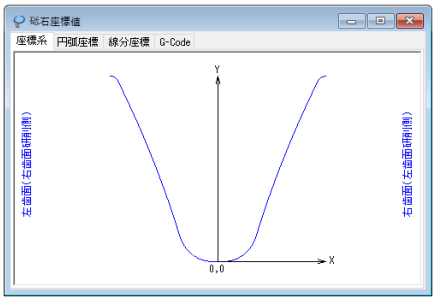


図 16.12　砥石座標系



図 16.13　砥石座標（円弧）

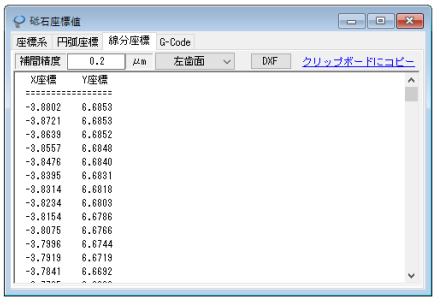


図 16.14　砥石座標（線分）

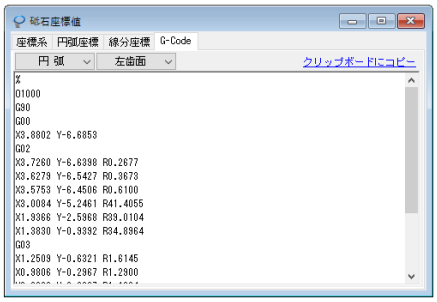


図 16.15　砥石座標（G-Code）

円弧座標と線分座標画面では砥石座標を DXF ファイルに出力することができます．CAD 作図例を図 16.16 に示します．

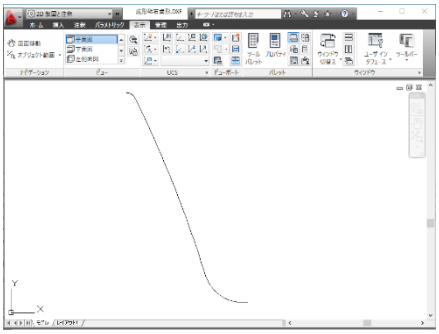
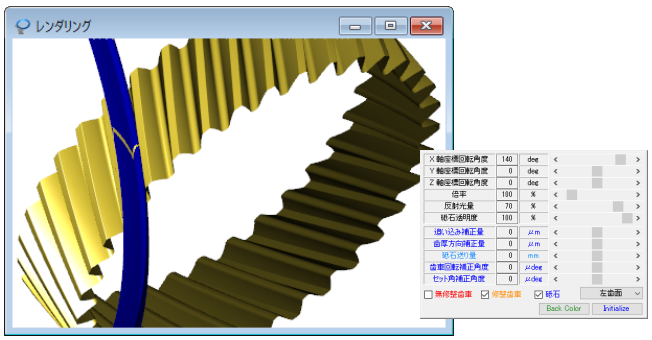


図 16.16　砥石座標（G-Code）

16. 7 歯形レンダリング

図 16.17 のレンダリングでは歯車（歯形修整）と砥石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，そして補正量や補正角度を設定することができます．



設計歯車と砥石のかみ合い

図 16.17　歯形レンダリング

[16a] 複溝成形砥石歯形解析（オプション）

歯車諸元および歯形修整は，単溝と同様（面取りなし）として 3 溝砥石の計算例を以下に示します．

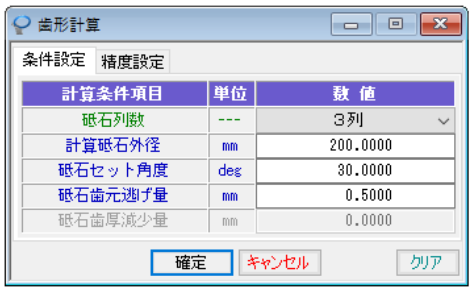


図 16.18　砥石歯形の計算条件（複溝）

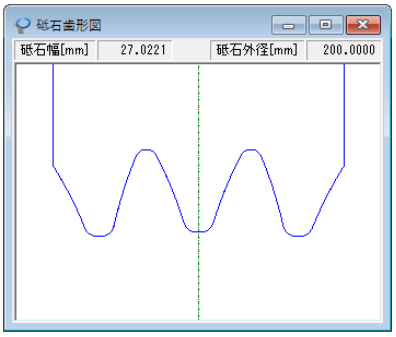


図 16.19　砥石歯形（3 溝）

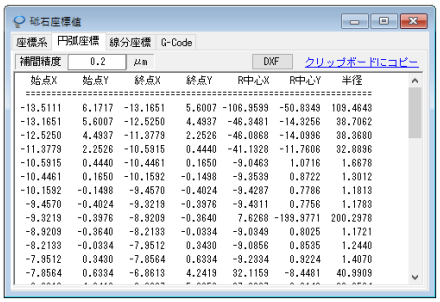


図 16.20　砥石座標（円弧，3 溝）

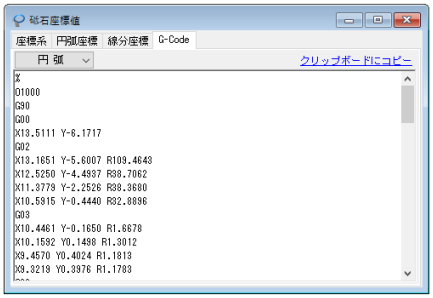


図 16.21　砥石座標（G-Code，3 溝）

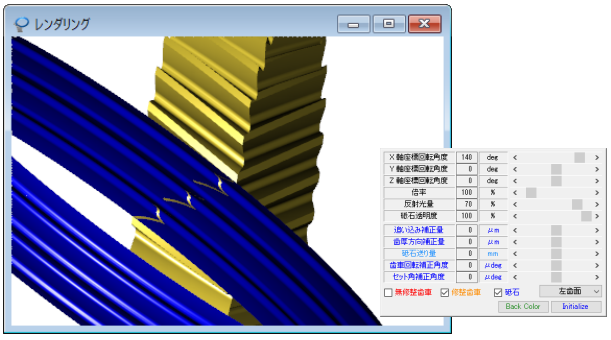


図 16.22　歯形レンダリング（3 溝）

[16b] 内歯車用成形砥石歯形解析

外歯車と同様に，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．

16b. 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
(4)歯形修整　　：定型 5 種類+フレキシブルタイプ

16b. 2 歯車諸元入力

図 16.23 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．ここでは，ビトゥイーンピン寸法を基準とした例を示します．面取りは，図 16.24 に示すように歯先 R，歯先 C 面に対応しています．



図 16.23　歯車諸元



図 16.24　歯先面取り

16b. 3 歯形修整

歯形修整は外歯車と同様，定型 5 種類（図 16.4）があり，図 16.5 のようにフレキシブル修整にも対応しています．本例では図 16.25 歯形修整（2 型）で設定した図 16.26 の歯形修整を持つ歯形の砥石歯形について説明します．

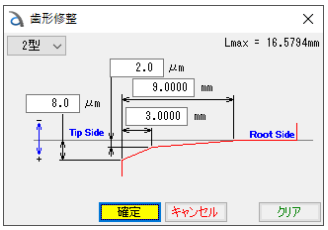


図 16.25　歯形修整（2 型）

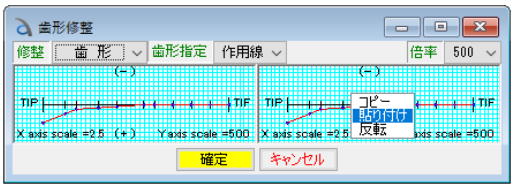


図 16.26　歯形修整グラフ

16b. 4 歯形計算条件

内歯車用砥石歯形解析の計算条件を図 16.27 に示します．



図 16.27　砥石歯形の計算条件

16b. 5 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逆計算し確認します．図 16.28 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重ねて表示しています．

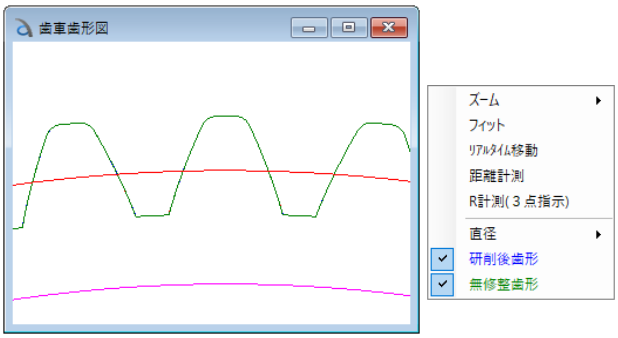


図 16.28　歯車歯形

砥石歯形を図 16.22 に示します．本例の場合，砥石の最小幅は 7.3955mm 必要です．

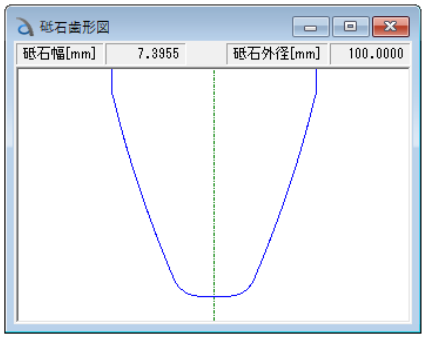


図 16.22　砥石歯形

砥石座標に関して，図 16.23 に座標系，図 16.24 に円弧座標系，図 16.25 に線分座標系，そして図 16.26 に G-Code を表示します．砥石座標と G-Code はクリップボードにコピーすることができ，円弧座標と線分座標画面では砥石座標を DXF ファイルに出力することができます．CAD 作図例を図 16.27 に示します．

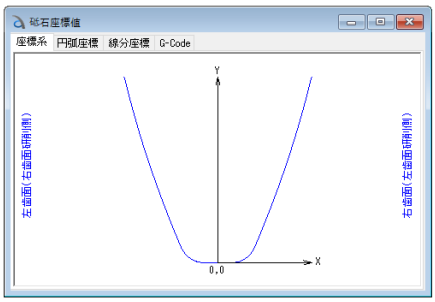


図 16.23　砥石座標系



図 16.24　砥石座標（円弧）



図 16.25　砥石座標（線分）



図 16.26　砥石座標（G-Code）

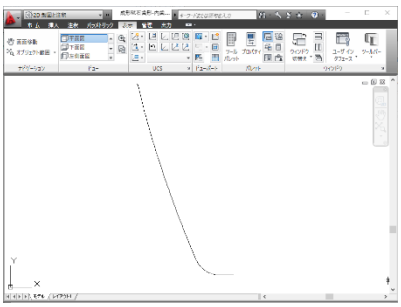
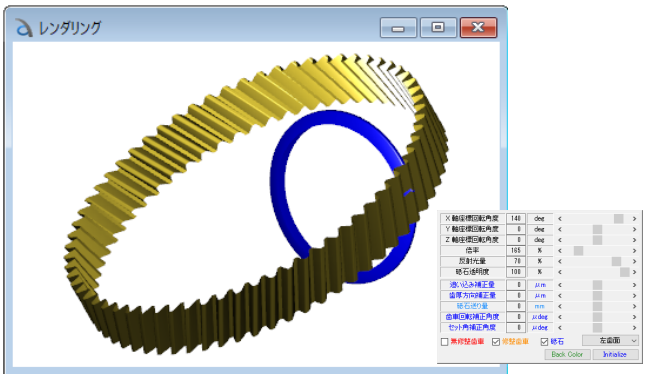


図 16.27　砥石座標（G-Code）

16b. 6 歯形レンダリング

図 16.28 のレンダリングでは歯車（歯形修整）と砥石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，そして補正量や補正角度を設定することができます．



設計歯車と砥石のかみ合い

図 16.28　歯形レンダリング

17. 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 16.29 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．図 16.30 に CAD 作図例を示します．

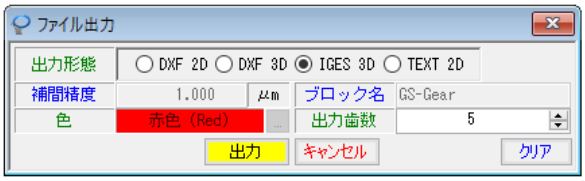


図 16.29　歯形出力

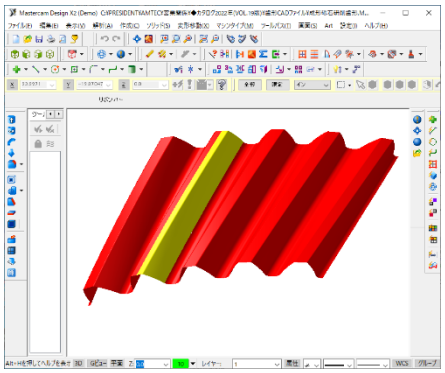


図 16.30　CAD 作図例

[17] トロコイド曲線を使用した歯車

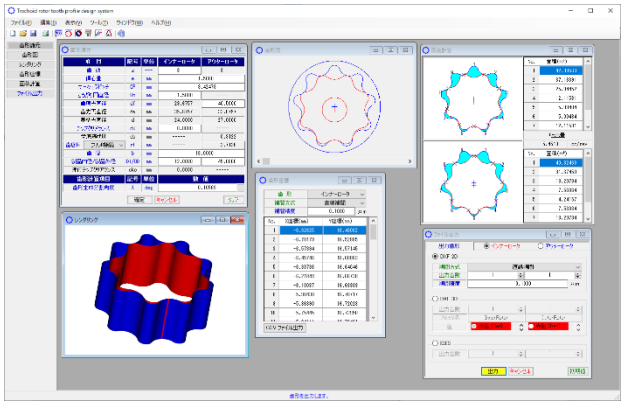


図 17.1　トロコイド曲線を使用した歯車

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．

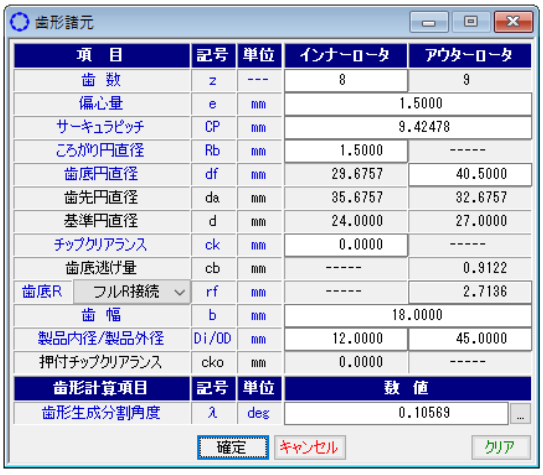


図 17.2　ロータ諸元の設定

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．

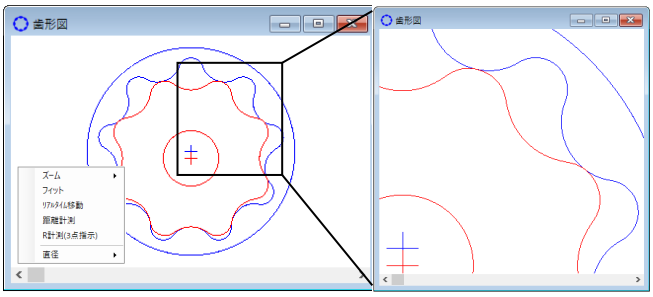


図 17.3　歯形図

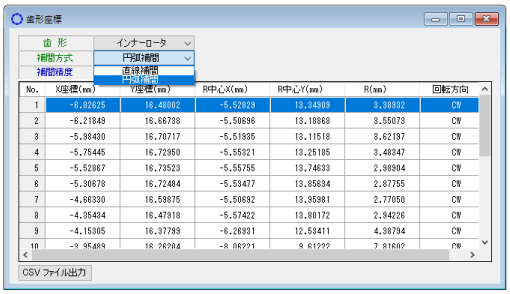


図 17.4　座標

17.4 面積計算

歯形計算後，各面積および吐出量を図 17.5 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．

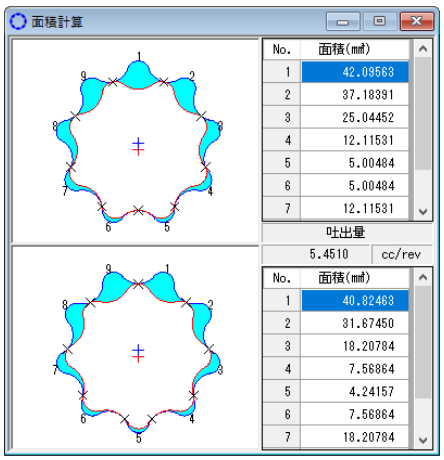


図 17.5　面積と吐出量

17.5 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．

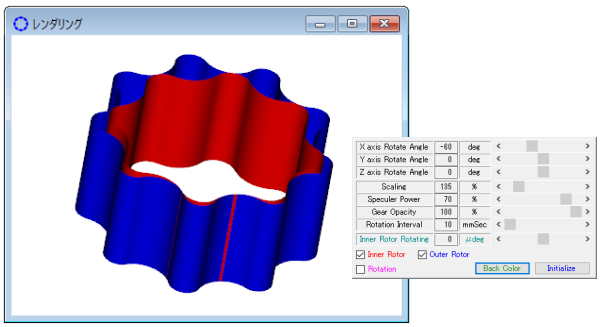


図 17.6　歯形レンダリング

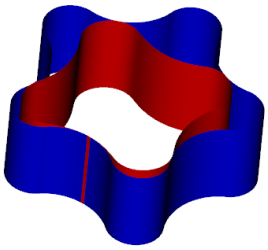


図 17.7　作図例 1

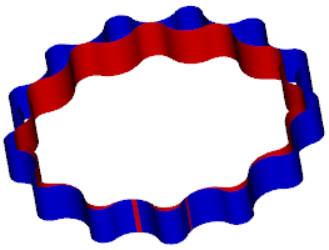


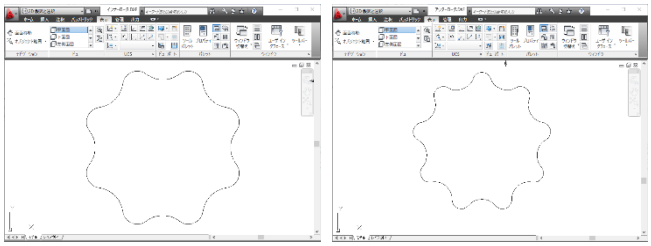
図 17.8　作図例 2

17. 6 歯形 DXF 出力

①インナーロータ歯形，②アウターロータ歯形を DXF ファイルでおよび 3D-IGES ファイルで出力することができます. 図 17.8 に設定フォームを，図 17.9 および図 17.10 に CAD 作図例を示します.

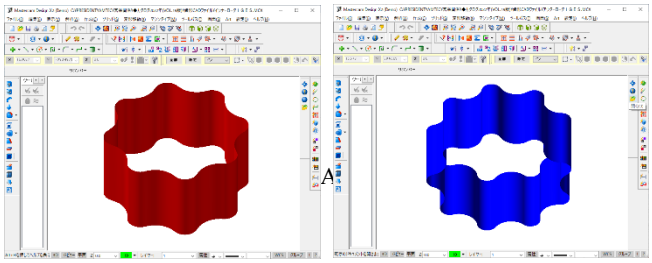


図 17.8　CAD ファイル出力設定



(a) インナーロータ　　(b) アウターロータ

図 17.9　CAD 作図例（DXF）



(a) インナーロータ　　(b) アウターロータ

図 17.10　CAD 作図例（3D-IGES）

[18] Adduction differential gear design system

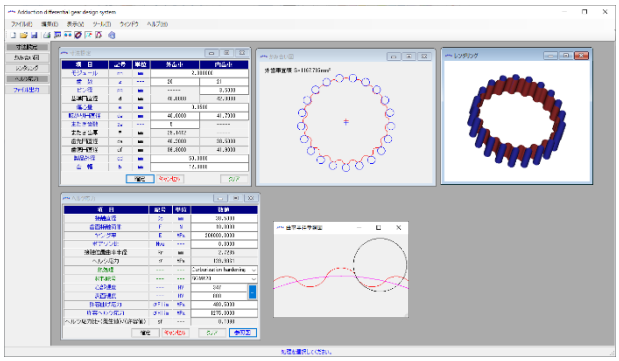


図 18.1　Adduction differential gear

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.



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（図 18.4）でピンと外歯のかみ合いの接触位置を確認することができます.

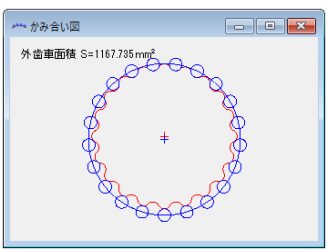


図 18.3　歯形図

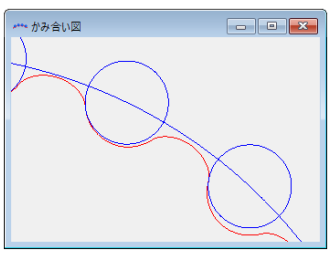


図 18.4　歯形拡大図

18.4 歯形レンダリング

図 18.5 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，レンダリングを ☐ Rotation で回転させることができます．

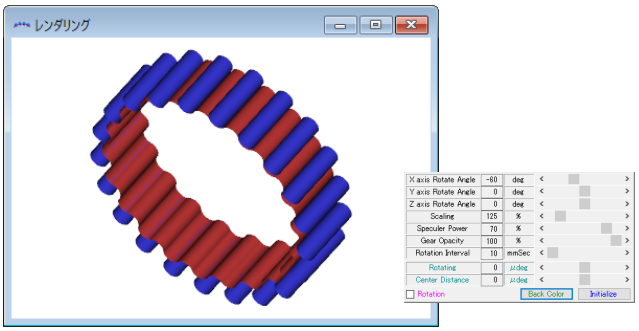


図 18.5　歯形レンダリング

18.5 偏心量を変更した歯形

外歯車の歯形は，偏心量および転がり円直径で変化します．ここでは図 18.2 の歯車で偏心量を 1.3mm に変更した歯形を図 18.6 に示しますが，僅かな偏心量の違いで歯形が大きく変わっています（悪い歯形の例です）．

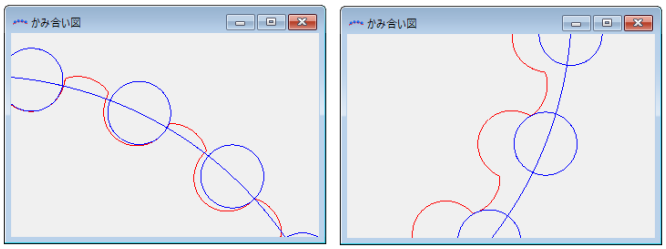


図 18.6　歯形図（e=1.3mm）

18.6 DXF ファイル出力

図 18.7 に CAD データ出力設定を示します．また，CAD 作図例を図 18.8 および図 18.9 に，歯形 txt データを図 18.10 に示します．



図 18.7　CAD データ設定

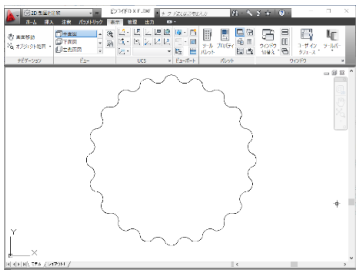


図 18.8　CAD 作図例（DXF）

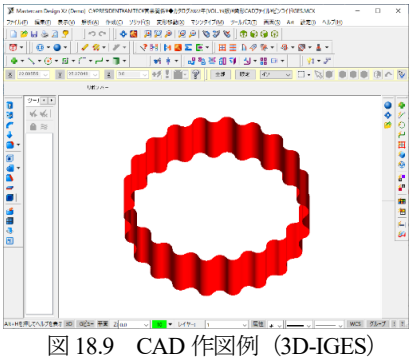


図 18.9　CAD 作図例（3D-IGES）

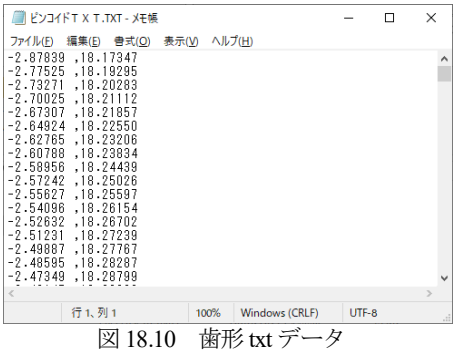


図 18.10　歯形 txt データ

18.7 強度計算

歯面に発生するヘルツ応力を図 18.11 で計算します．本例では，外歯車歯形の接触直径が Dc=38.5mm（図 18.12）のヘルツ応力が σ_H=44.3MPa となりヘルツ応力と許容ヘルツ応力の比を示します．なお，歯車材料の許容応力は，図 18.13 のように表の中から選択することができますが，図 18.11 で任意に設定することもできます．



図 18.11　歯面応力

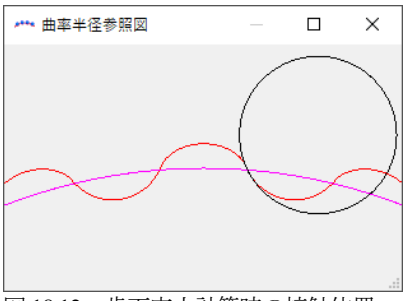


図 18.12　歯面応力計算時の接触位置

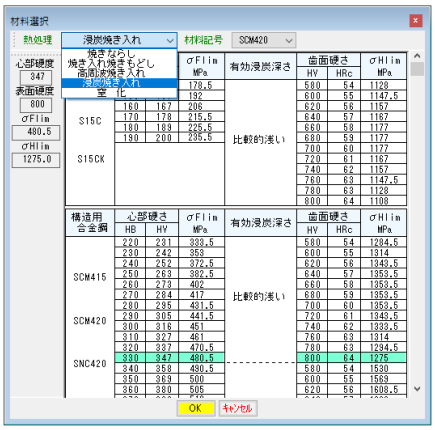


図 18.13　歯車材料の許容応力表

[19] VGR ラック設計システム

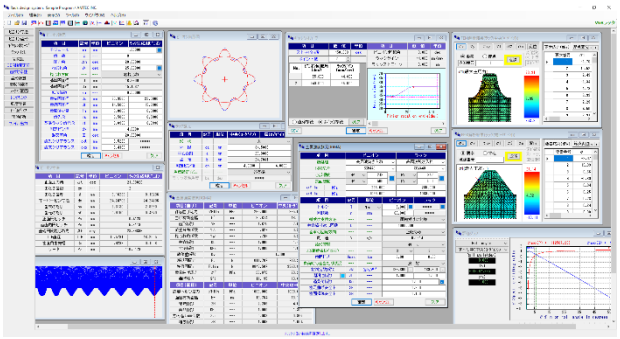


図 19.1　VGR ラック設計システム

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，すべり率グラフなど，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．全体画面を図19.1に示します．

CGR（Constant Gear Ratio）ラック設計システムは19.17に示します．

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．



図 19.2　ピニオン諸元の設定

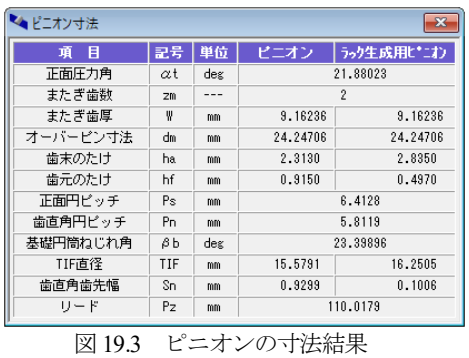


図 19.3　ピニオンの寸法結果

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．図中，赤線は，ピニオンで青線はラック生成用ピニオンの歯形です．

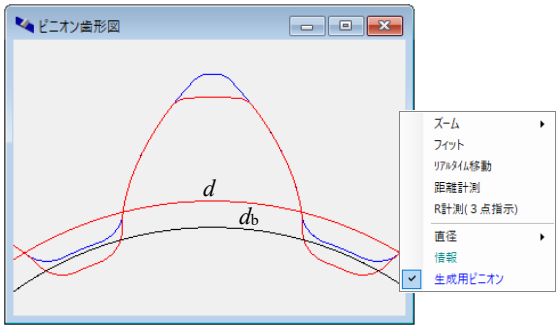


図 19.4　ピニオン歯形図

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 19.5 はスプライン曲線で，図 19.6(a)は直線接続グラフです．また，図 19.5(b)は，多点スプライン接続で回転角増加に伴いラックゲインが減少する設定例を示しています．

(1)　ストッパ位置
　　ピニオンの最大回転角度をラック長としています．
(2)　図中の一点鎖線は，ころがり円がピニオン歯先円，基準円，基礎円のラッ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ピニオン回転角とラックゲイン，ラックストローク値を表示します．
(4)　ギヤレシオを一定とすればCGR ラックとして設計可能です．

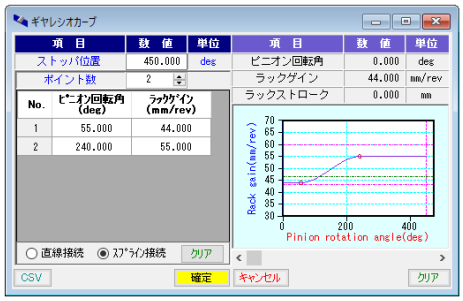
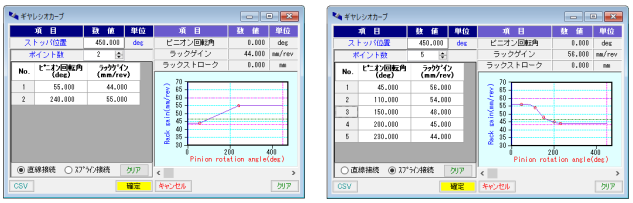


図 19.5　ギヤレシオカーブ（スプライン接続）



(a) 直線接続　　(b) 多点スプライン接続

図 19.6　ギヤレシオカーブ

19.5　ラックの諸元設定

ラックの諸元設定画面を図 19.7 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 19.8 に示します．



図 19.7　ラックの諸元設定



項　目	記号	単位	中央(ﾛｰｹﾞｲﾝ)	端(ﾊｲｹﾞｲﾝ)
モジュール	mn	mm	1.74739	2.15813
圧力角	αn	deg	5.80390	36.33868
ねじれ角	β	deg	3.52676	9.53842
ねじれ方向	---	---	左ねじれ	
ｵｰﾊﾞｰﾋﾟﾝ寸法	dm	mm	36.1366	34.2657
歯先高さ	ht	mm	32.5820	32.5820
ピッチ高さ	pt	mm	32.6268	30.3279
歯底高さ	hb	mm	29.2500	29.2500
軸方向ピッチ	Px	mm	5.5000	6.8750
歯直角ピッチ	Ph	mm	5.4896	6.7800
歯直角歯先幅	Sn	mm	1.7850	1.3490
正面かみ合い率	εα	---	1.0068	0.7263
重なりかみ合い率	εβ	---	1.2099	1.7409
総合かみ合い率	εγ	---	2.2167	2.4672

図 19.8　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 19.9 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．この図左右の歯形の違いを確認することができます．

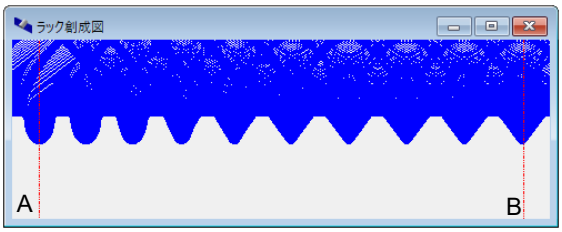


図 19.9　ラックの創成図

19.7　VGR ラックの 3D 歯すじ修整（オプション）

運転時の軸交差角誤差を考慮して図 19.10 のようにラックに歯すじ修整を与えることができます．ただし，図 19.10 はラック生成用ピニオンに歯すじ修整を与えています．

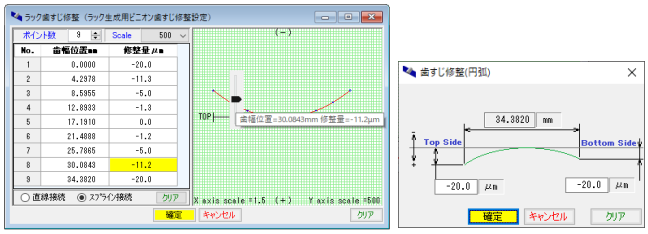


図 19.10　ラックの歯すじ修整

19.8　VGR ラックの 3D 歯形計算

歯形計算は，図 19.11 のように歯形の分割数を設定します．



図 19.11　歯形計算の設定

19.9　歯形 R 接続（オプション）

ラック歯形は運動から決まる図 19.9 の歯形となりますが，加工を容易とするため歯先および歯元を単一半径として与えることができます．ここでは，図 19.12 のように与えた例を示します．



図 19.12　歯先 R，歯元 R の設定

VGR ラック歯形を図 19.13 に示します．そして，図中の□部を拡大した歯幅分割位置 1, 7, 15, 20 の歯形を図 19.14 に示します．この拡大図の歯先および歯元部は，理論歯形 ☑ Rack と図 19.12 で与えた単一半径（r_a=r_f=0.5mm）☑ R-Rack を重ねて表示しています．

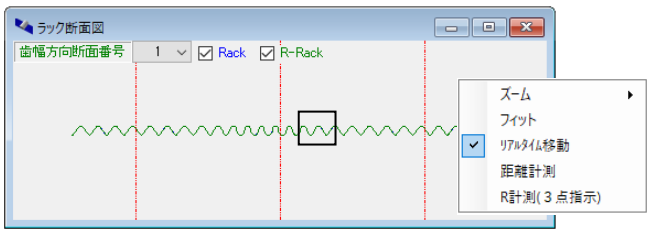
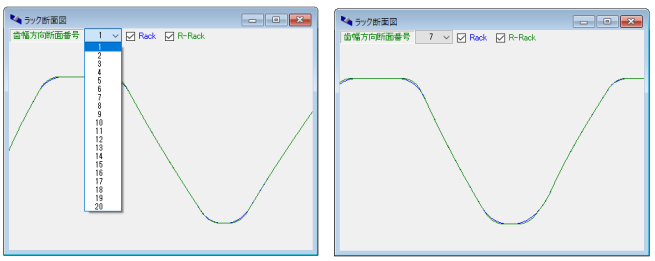
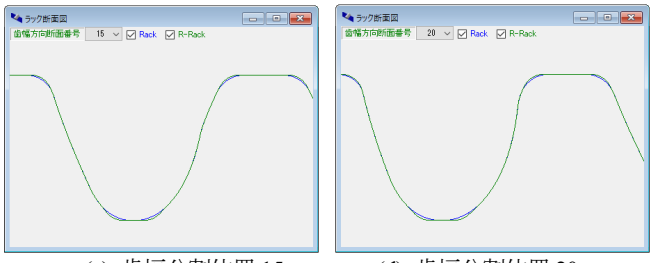


図 19.13　VGR ラック歯形（歯幅中央）



(a) 歯幅分割位置 1　(b) 歯幅分割位置 7



(c) 歯幅分割位置 15　(d) 歯幅分割位置 20

図 19.14　VGR ラック歯形拡大（図 19.13□部）

19.10　歯形レンダリング

歯形計算終了後，[レンダリング]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 19.15 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 19.16 のラック背面から観察したレンダリングでは，かみあい接触線を観察することができます．また，図 19.16 の右に示すコントロールフォームでは①座標軸の角度変更，②ズーム，③背景色の設定，④ラックストロークチェックの機能があります．

ラックに図 19.10 の歯すじ修整を施した場合，図 19.16 のように歯幅中央部に接触線を確認することができます．

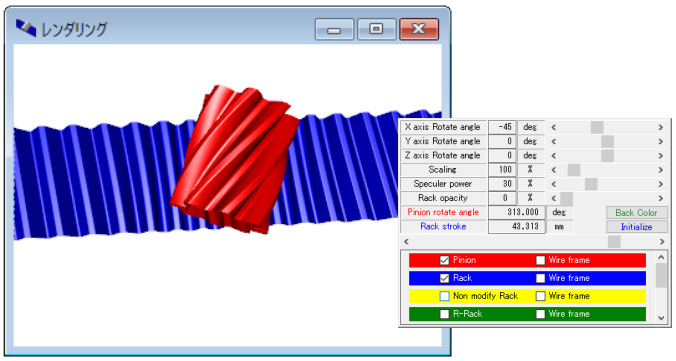


図 19.15　レンダリング（ピニオン上面から観察）

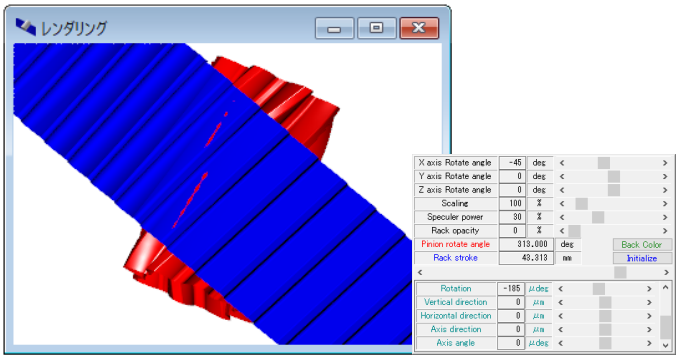
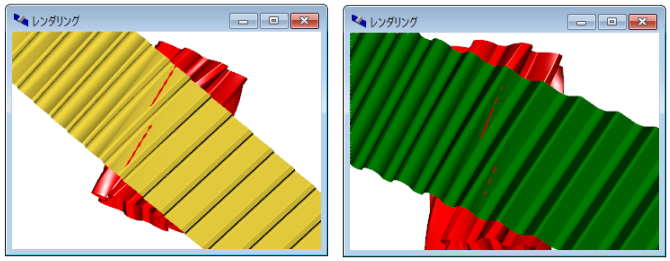


図 19.16　レンダリング（ラック歯すじ修整）

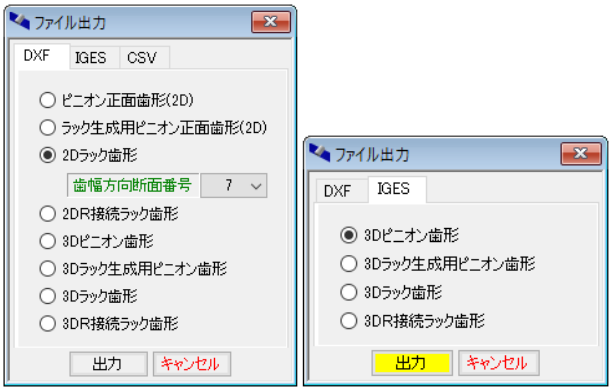


(a) ラック無修整　　(b) ラック修整，歯元 R

図 19.17　レンダリング

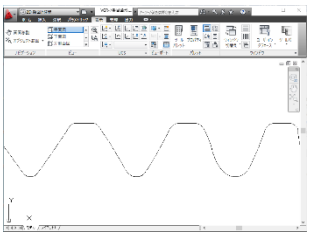
19.11　ファイル出力

ピニオンと VGR ラックの歯形を DXF，CSV，IGES ファイルで出力することができます．ラック歯幅分割位置 7 歯形（DXF）を図 19.19(a)に，ラック歯形全断面座標（CSV）を図 19.19(b)に，ピニオン歯形の CAD 作図例を図 19.19(c)に，ラック歯形の CAD 作図例を図 19.19(d)に示します．

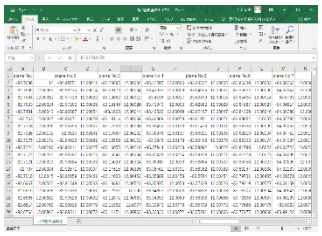


(a) DXF, CSV　　(b) IGES

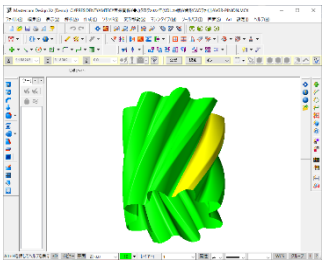
図 19.18　CAD ファイル出力



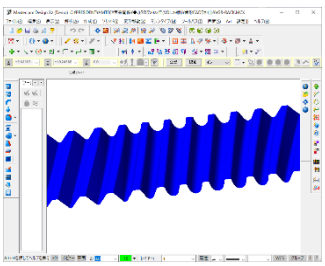
(a)歯幅分割位置 7 歯形（DXF）



(b) ラック歯形全断面座標



(c) ピニオン（IGES）



(d) ラック（IGES）

図 19.19　CAD 作図例および CSV ファイル

19.12　強度計算（JGMA，AGMA）

JGMA401-01，402-01 強度規格に基づいた計算結果を図 19.20～19.22 に示します．ラックの強度は，ラック中央部と端部の 2 箇所の歯形について強度計算をします．



図 19.20　強度計算設定



図 19.21　強度計算結果（ラック中央部）

金属強度結果[JGMA]

項目(曲げ)	記号	単位	ピニオン	端(ｶｲﾀﾞｲﾝ)
許容曲げ応力	σFlim	MPa	265.000	265.000
曲げ有効歯幅	b'	mm	20.614	20.730
歯形係数	YF	---	1.675	2.065
荷重分布係数	Yε	---	0.927	1.520
ねじれ角係数	Yβ	---	0.792	0.921
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	
呼び円周力	Ft	N	611.767	570.585
許容円周力	Ftlim	N	6848.507	4786.970
歯元曲げ応力	σF	MPa	23.672	31.587
曲げ強さ	Sft	---	11.195	8.390
項目(面圧)	**記号**	**単位**	**ピニオン**	**端(ｶｲﾀﾞｲﾝ)**
許容ヘルツ応力	σHlim	MPa	1069.000	1069.000
面圧有効歯幅	bw	mm	18.764	20.730
領域係数	ZH	---	2.296	1.954
寿命係数	KHL	---	1.000	1.300
かみ合い率係数	Zε	---	0.963	1.124
粗さ係数	ZR	---	1.012	1.016
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	612.370	
許容円周力	Fclim	N	1212.877	2310.481
ヘルツ応力	σH	MPa	758.585	550.343
歯面強さ	Sfc	---	1.981	3.773

図 19.22　強度計算結果（ラック端部）

AGMA2001-C95 強度規格に基づいた計算結果を図 19.23～19.26 に示します．ラックの強度は，ラック中央部と端部の 2 箇所の歯形部について強度計算をします．



図 19.23　強度計算設定

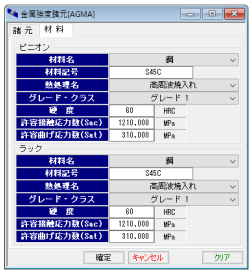


図 19.24　材料設定

金属強度結果[AGMA]

項 目	記号	単位	ピニオン	中央(ﾛｰﾀﾞｲﾝ)
有効歯幅	F	mm	24.7841	24.7841
周 速	vt	m/s	0.0514	
接線荷重	Wt	N	611.7397	
歯面強さ	**記号**	**単位**	**ピニオン**	**中央(ﾛｰﾀﾞｲﾝ)**
弾性係数	Cp	√MPa	190.1995	
幾何係数	I	---	0.2382	0.1973
硬度比係数	CH	---	1.0000	
歯数比係数	CG	---	0.9921	
歯すじ修正係数	Cmc	---	0.8000	
ピニオン形状係数	Cpf	---	0.1266	
ピニオン位置係数	Cpm	---	1.0000	
かみ合い精度係数	Cma	---	0.0799	
かみあい修正係数	Ce	---	0.8000	
応力繰り返し係数	ZN	---	1.0000	1.3104
許容接触応力数	Sac	MPa	1210	1210
接触応力数	Sc	MPa	497.7698	713.3990
許容接触荷重係数	Kac	MPa	5.7562	3.8093
接触荷重係数	K	MPa	1.5221	2.0690
許容伝達動力	Pac	kW	0.1188	0.0993
歯面強さ(Pac/P)	SFc	---	3.7818	3.1617
サービスファクタ	Csf	---	1.5625	2.6832
曲げ強さ	**記号**	**単位**	**ピニオン**	
リム厚さ係数	KB	---	1.0000	1.0000
幾何係数	J	---	0.5416	0.2528
応力繰り返し係数	YN	---	1.0176	1.2635
許容単位荷重	Uat	MPa	111.5093	58.6711
単位荷重	UL	MPa	13.3420	16.4689
許容曲げ応力数	Sat	MPa	310	310
曲げ応力数	St	MPa	30.1966	87.9591
許容伝達動力	Pat	kW	0.2626	0.1119
曲げ強さ(Pat/P)	SFt	---	8.3578	3.5625
サービスファクタ	Ksf	---	1.2766	1.2791

図 19.25　強度計算結果（ラック中央部）

金属強度結果[AGMA]

項 目	記号	単位	ピニオン	端(ｶｲﾀﾞｲﾝ)
有効歯幅	F	mm	24.7841	24.7841
周 速	vt	m/s	0.0514	
接線荷重	Wt	N	611.7397	
歯面強さ	**記号**	**単位**	**ピニオン**	**端(ｶｲﾀﾞｲﾝ)**
弾性係数	Cp	√MPa	190.1995	
幾何係数	I	---	0.2382	0.1245
硬度比係数	CH	---	1.0000	
歯数比係数	CG	---	0.9921	
歯すじ修正係数	Cmc	---	0.8000	
ピニオン形状係数	Cpf	---	0.1266	
ピニオン位置係数	Cpm	---	1.0000	
かみ合い精度係数	Cma	---	0.0799	
かみあい修正係数	Ce	---	0.8000	
応力繰り返し係数	ZN	---	1.0000	1.3104
許容接触応力数	Sac	MPa	1210	1210
接触応力数	Sc	MPa	497.7698	718.5885
許容接触荷重係数	Kac	MPa	5.7562	2.4027
接触荷重係数	K	MPa	1.5221	1.3241
許容伝達動力	Pac	kW	0.1188	0.0979
歯面強さ(Pac/P)	SFc	---	3.7818	3.1162
サービスファクタ	Csf	---	1.5625	2.6832
曲げ強さ	**記号**	**単位**	**ピニオン**	
リム厚さ係数	KB	---	1.0000	1.0000
幾何係数	J	---	0.5416	1.0404
応力繰り返し係数	YN	---	1.0176	1.2635
許容単位荷重	Uat	MPa	111.5093	244.4112
単位荷重	UL	MPa	13.3420	10.6872
許容曲げ応力数	Sat	MPa	310	310
曲げ応力数	St	MPa	30.1966	13.6764
許容伝達動力	Pat	kW	0.2626	0.7198
曲げ強さ(Pat/P)	SFt	---	8.3578	22.3124
サービスファクタ	Ksf	---	1.2766	1.2807

図 19.26　強度計算結果（ラック端部）

19. 13　評価グラフ（すべり率，ヘルツ応力）

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およびヘルツ応力を図 19.27～19.30 に示します．図 19.27 のピニオン歯元で大きなすべりが発生しています．

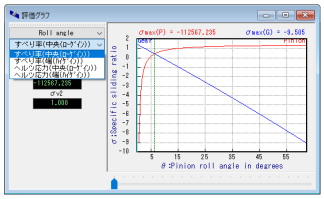


図 19.27　すべり率（中央）

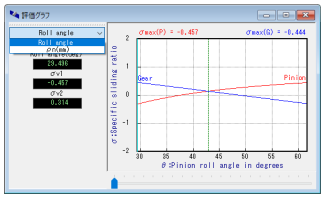


図 19.28　すべり率（端部）

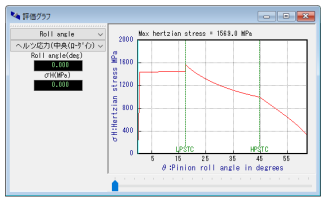


図 19.29　ヘルツ応力（中央）

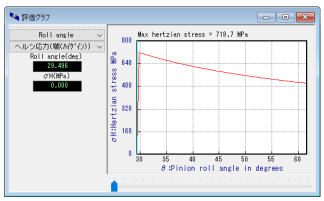


図 19.30　ヘルツ応力（端部）

19. 14　FEM 歯形応力

強度計算終了後，ピニオンと VGR ラックの 2 次元 FEM 歯形応力解析を行うことができます．図 19.31 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．

ピニオンの最大主応力 σ_1 の応力分布図を図 19.32 に，VGR ラックの応力分布図を図 19.33 および図 19.34 に示します．

FEM解析諸元

項 目	記号	単位	ピニオン	中央(ﾛｰﾀﾞｲﾝ)	端(ｶｲﾀﾞｲﾝ)
材料記号	---	---	SCM440	SCM440	
縦弾性係数	E	MPa	205800.0	205800.0	
ポアソン比	ν	---	0.30	0.30	
縦分割数(歯面部)	mNO	---	21	21	21
横分割数	wNO	---	20	20	20
荷重点位置	Nf	---	5	10	5
荷 重	F	N	611.767	713.257	570.585

確定　キャンセル　クリア

図 19.31　FEM 解析諸元

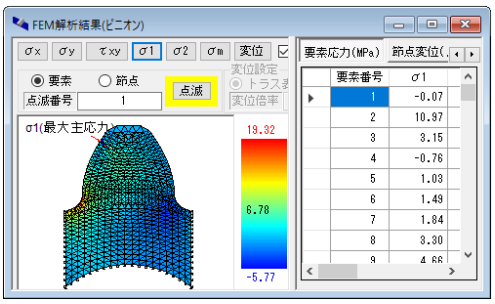


図 19.32　FEM 解析（ピニオン），σ_{1max}=19.3MPa

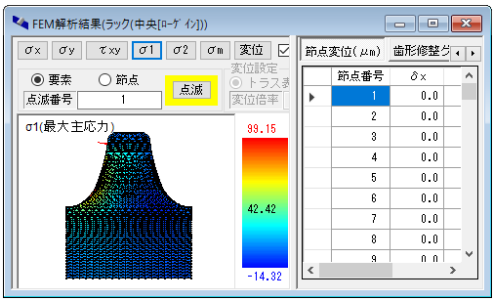


図 19.33　FEM 解析（ラック，中央），σ_{1max}=99.2MPa

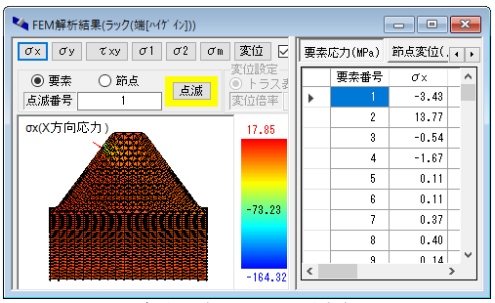


図 19.34　FEM 解析（ラック，端部），σ_{xmax}=17.9MPa

19.15　OBR 軸間変位（オプション）

ラック製造時，ラックのオーバーボール寸法（OBR）が，図 19.35 のように変化したときのラック歯形を生成します．なお，図 19.35 の歯溝番号は，図 19.36 のように回転角 0° を歯溝番号 1 としています．

図 19.5 のギヤレシオカーブ基準の歯形と図 19.35 ラックのオーバーピン寸法変化による歯形を重ね合わせた歯形を図 19.37 に示します．

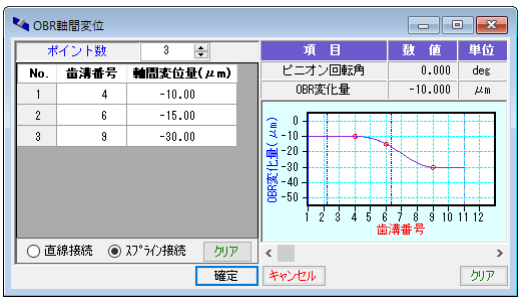


図 19.35　ラックのオーバーピン寸法変化

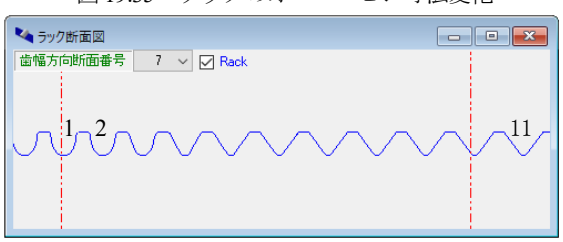
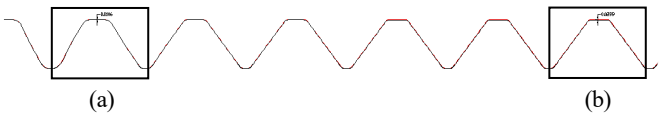


図 19.36　VGR ラック歯形（歯幅 7 番目）

基準歯形と OBR 調整歯形の重ね合わせを図 19.37 に示します．そして図中の(a)と(b)部分の拡大歯形を図 19.38 および図 19.39 に示します．図 19.39 では基準歯形と OBR 調整歯形の違いは歯先で 0.03mm ありますが，この大きさは図 19.35 ラックのオーバーピン寸法変化で 9 溝目の OBR 変化量と一致しています．



基準歯形と OBR 調整歯形の重ね合わせ

図 19.37　VGR ラック歯形（歯幅 7 番目）

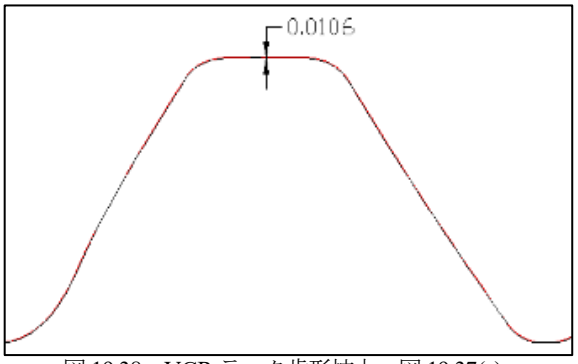


図 19.38　VGR ラック歯形拡大，図 19.37(a)

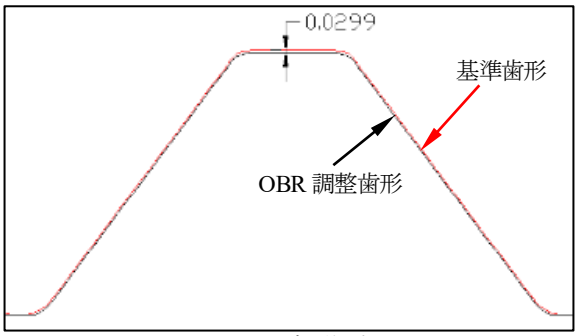


図 19.39　VGR ラック歯形拡大，図 19.37(b)

19.16　その他機能

図 19.40 にヘルプ機能，図 19.41 に操作説明を示します．

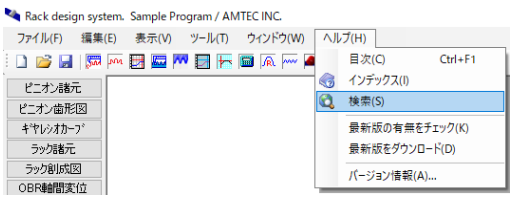


図 19.40　ヘルプ

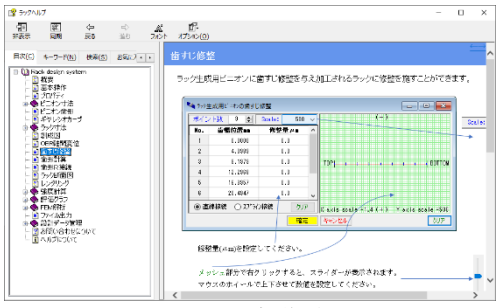


図 19.41　操作説明

19. 17　CGR ラック設計システム

ピニオン諸元を図19.2としたときピニオンの寸法と歯形は同じでラックゲインの与え方が VGR ラックと異なります．今，ラックゲインを図 19.42 および図 19.43 のように RG=46.673mm/rev としたときの計算結果を図 19.44～19.46 に示します

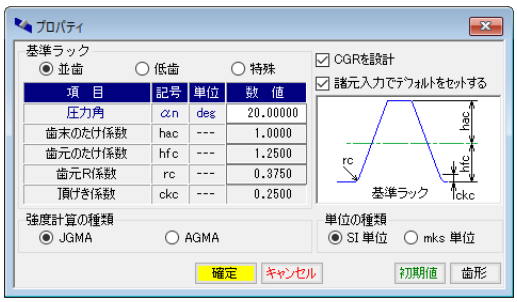


図 19.42　プロパティ（CGR ラックの設定）



図 19.43　ラックゲインと諸元設定

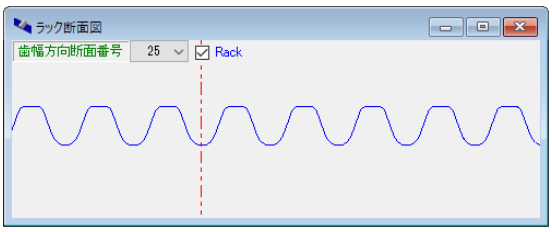


図 19.44　CVGR ラック歯形

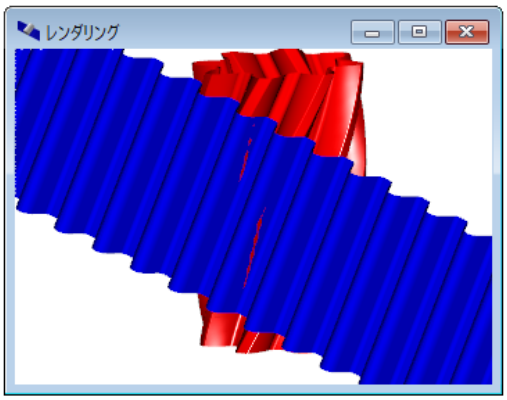


図 19.45　レンダリング

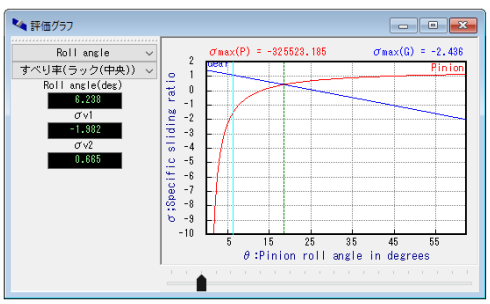


図 19.46　すべり率

ラックゲインを RG=55mm/rev としたときの計算結果を図 19.47～19.50 に示します. ラックゲインを変更することで歯形やすべり率が大きく変化していることが判ります.

CGR ラックのラックゲインの与え方は，図 19.5 のギヤレシオカーブで与えることも可能です.



図 19.47　ラックゲインと諸元設定

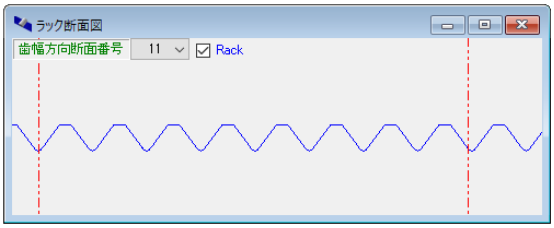


図 19.48　CGR ラック歯形

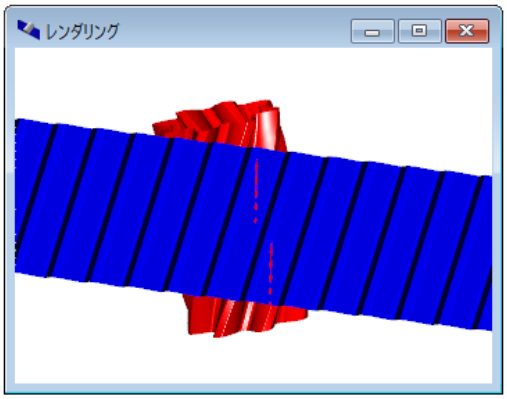


図 19.49　レンダリング（無修整）

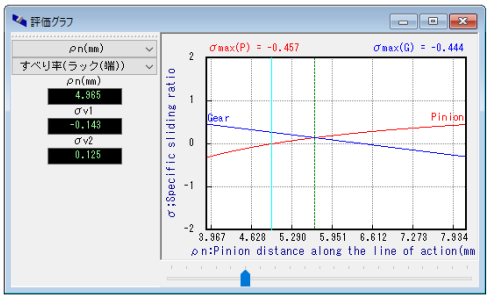


図 19.50　すべり率

その他の機能は VGR ラックと同じため省略します.

[20] Specific Face gear design system iii

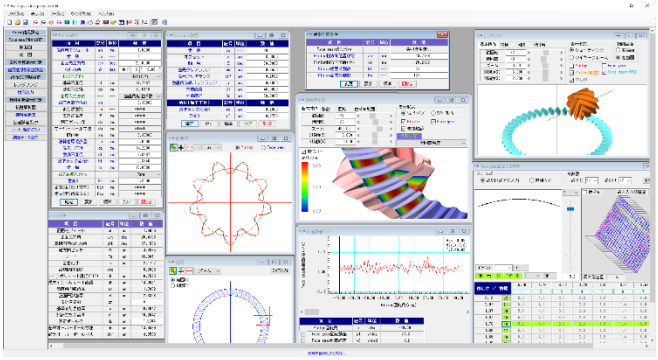


図 20.1　Face gear design system　iii

20. 1　概要

本ソフトウェアは，旧カタログの Face Gear Design System を新しくした製品です．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（小歯数オプション）にも対応しています．ここで **Specific Face gear** と命名した理由については 20.14 項をご覧ください．

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．

モジュール　：　$0.1 \leqq m_n \leqq 40$

歯数　：　$1 \leqq z_1 \leqq 100$,　$10 \leqq z_2 \leqq 999$

ねじれ角　：　$0° \leqq \beta \leqq 80°$　（ピニオン）

軸角　：　45° ～135°

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○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	○
2	フェースギヤ寸法	20.4	○
3	組み図	20.4	○
4	断面図	20.5	○
5	歯形計算	20.6	○
6	歯形，歯すじ修整	20.7	○
7	任意歯面修整	20.7	○
8	歯形レンダリング	20.8	○
9	接触解析	20.9	○
10	歯形出力	20.10	○
11	測定データ出力	20.11	◎
12	小歯数（ピニオン）	20.13	◎
13	設計データ管理	----	○

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，小歯数対応機能（オプション）として 1～5 歯入力することができます．小歯数の設計例は 20.13 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．

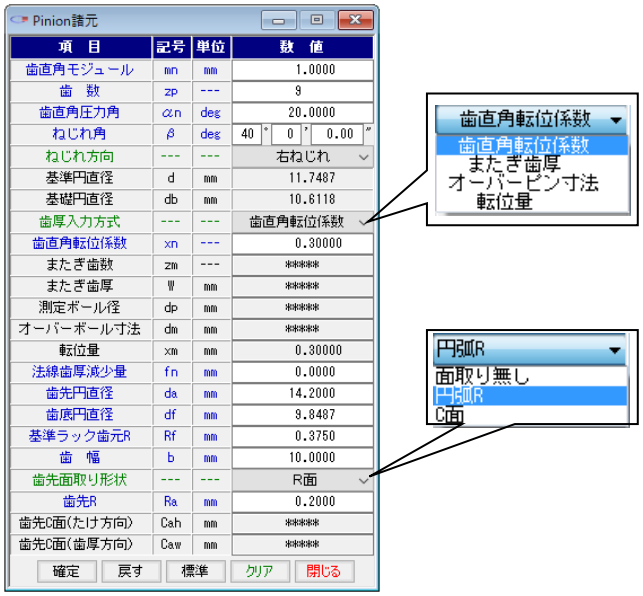


図 20.2　ピニオン諸元



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 20.6～20.7 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

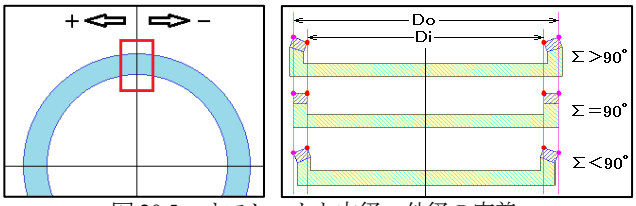


図 20.5　オフセットと内径，外径の定義

Face gear寸法

項　目	記号	単位	Pinion	face gear
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	*****
円すい距離	La	mm	*****	28.0000
円すい距離	Lf	mm	*****	23.0000

図 20.6　ギヤ寸法

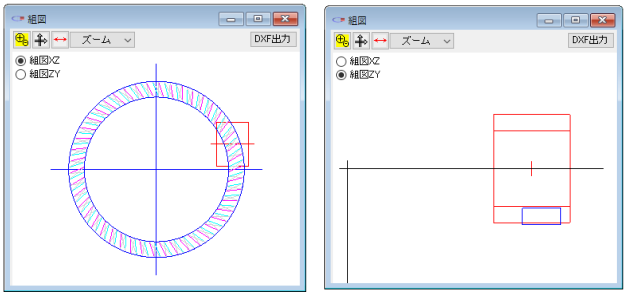


図 20.7　組み図

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．

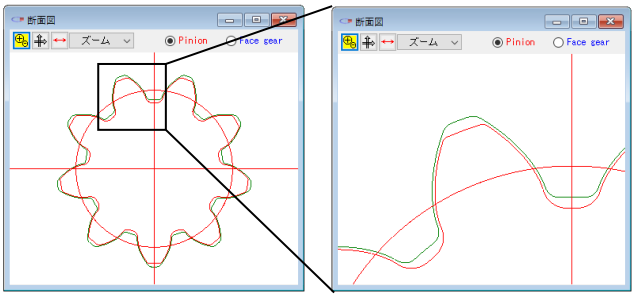


図 20.8　ピニオン歯形

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．



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．



図 20.10　歯形計算結果

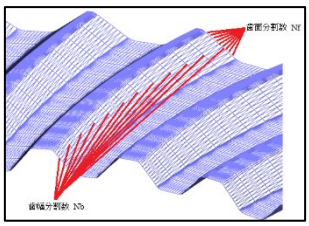


図 20.11　歯形分割

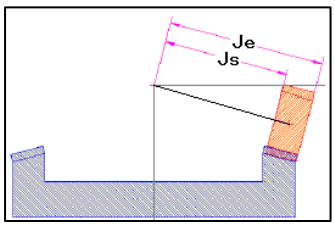
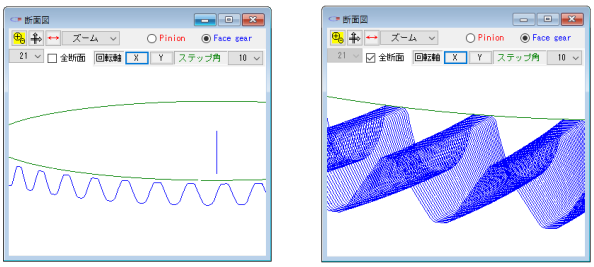


図 20.12　ピニオンの位置



(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．

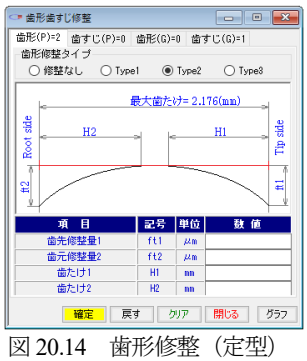


図 20.14　歯形修整（定型）

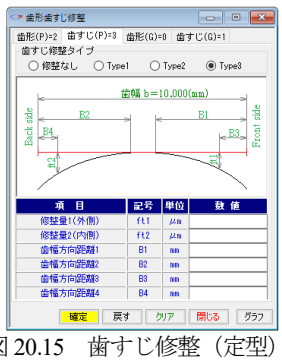


図 20.15　歯すじ修整（定型）



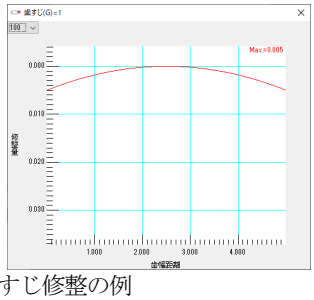
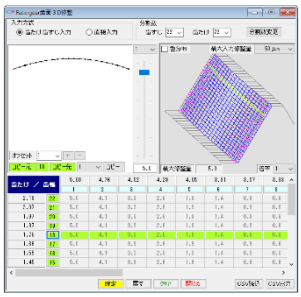


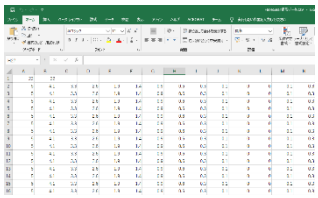
図 20.16　歯すじ修整の例

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，他で作成した図 30.17(b)の CSV ファイルを読み込むこともできます．



(a)歯面修整

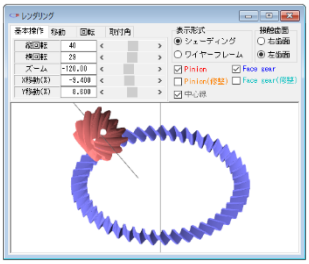


(b) 歯形データ

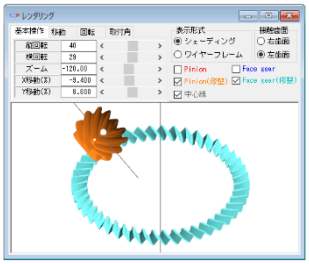
図 20.17　歯面 3D 修整設定，ギヤの例

20. 8　歯形レンダリング

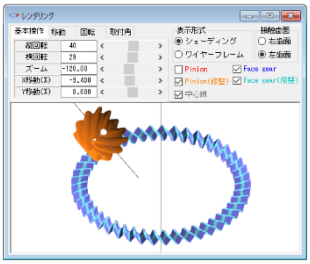
生成した歯形を図 20.18 のように表示することができます．歯の接触を確認するため自動回転機能や回転補正，そして軸角に誤差を与え歯の接触を確認することができます．



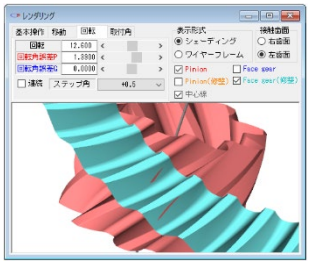
(a)無修整歯形



(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．



項　目	記号	単位	数　値
角度分割数	N	---	101
軸角誤差	⊿Σ	deg	0.0000
セット角誤差	⊿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
Pinion回転数	n	min-1	600.000
最大接触距離	L	μm	5.00
全かみ合い率	εγ	---	2.48

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=2.48)を計算します．伝達誤差解析結果を図20.20に，フーリエ解析結果を図 20.21 に示します．

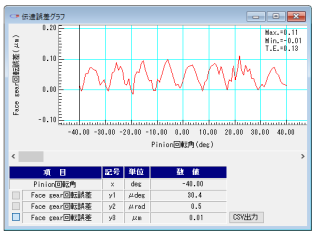


図 20.20　伝達誤差(TE=0.13μm)

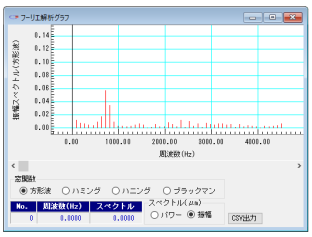
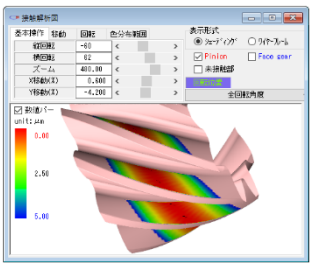
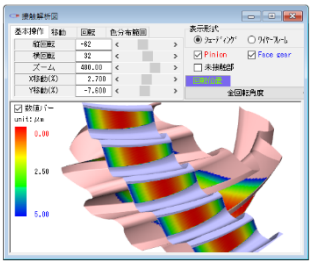


図 20.21　フーリエ解析

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．

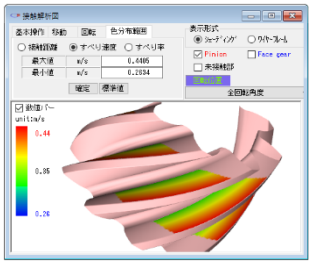


(a)ピニオン

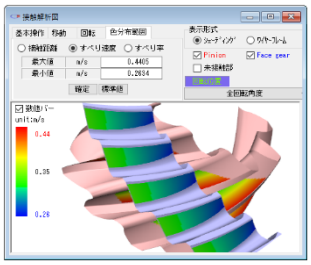


(b)ギヤ

図 20.22　歯当たり解析（接触距離）

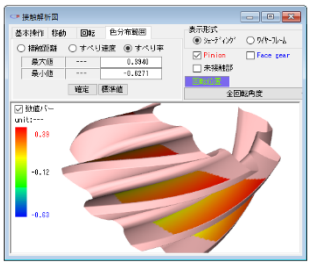


(a)ピニオン

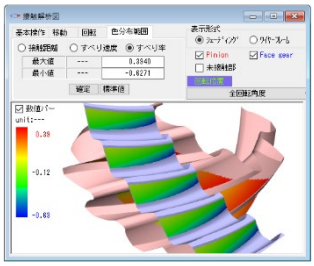


(b)ギヤ

図 20.23　すべり速度



(a)ピニオン



(b)ギヤ

図 20.24　すべり率

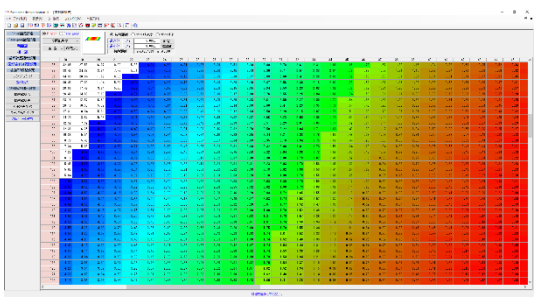


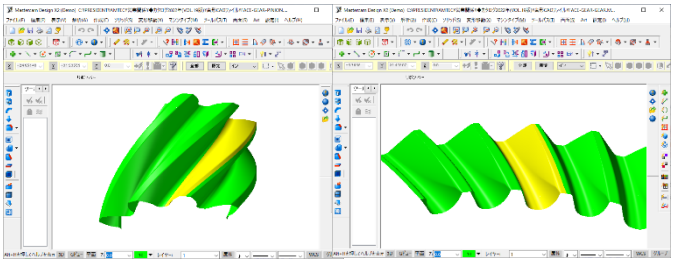
図 20.25　歯当たり解析（接触距離）のセル表示

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　測定データ出力

生成した歯形は Carl Zeiss 三次元測定機用の測定データとして出力することができます．測定データ生成の設定画面を図 20.28 に，測定データファイル（.TXT）を図 20.29 に示します．

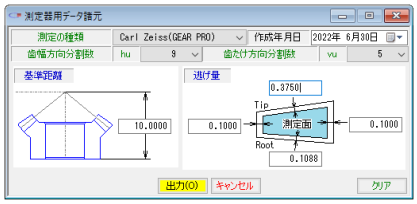


図 20.28　測定データ生成の設定画面

```
*------------------------------------------------------------------------------*
* DRAWING-NO.  :                                  NO. OF TEETH  % Z ! 46   *
* PART-NO.     :                                                           *
* TOOTH THICKNESS  % DEDI !   0.0000    [DEG]          % (J,I) ! ( 5, 3)   *
*------------------------------------------------------------------------------*
* NO. OF COLUMNS  % NSPG !         9   ;   NO. OF LINES % NZLG !          5   *
*------------------------------------------------------------------------------*
* DATE       : 06.30.2022                      TIME  : 10:01:41              *
*******************************************************************************
* C   I        XP          YP          ZP          NX          NY          NZ        R   *
*==============================================================================
  1   1    23.100892   -0.637785   -0.957269 -0.29212  0.82345  0.48642
  1   2    23.106274   -0.856180   -0.584318 -0.35346  0.90742  0.22728
  1   3    23.108992   -0.959704   -0.166775 -0.38602  0.92026  0.06408
  1   4    23.108815   -0.990448    0.261670 -0.40563  0.91294 -0.04487
  1   5    23.098705   -0.972946    0.691068 -0.31983  0.94642 -0.04462
  2   1    23.647601   -0.443840   -0.957269 -0.32141  0.83496  0.44671
  2   2    23.655318   -0.644001   -0.577589 -0.38058  0.90538  0.18826
  2   3    23.659357   -0.729401   -0.158719 -0.41080  0.91115  0.03250
  2   4    23.657876   -0.745292    0.268043 -0.37400  0.92370  0.08303
  2   5    23.647837   -0.707340    0.691068 -0.28729  0.85379  0.08805
  3   1    24.191619   -0.234427   -0.957269 -0.35100  0.84443  0.40464
```

図 20.29　測定データファイル（.TXT）

20.12　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 20.30 のように軸角を Σ=120°としたときの計算例を図 20.31～20.33 に示します．

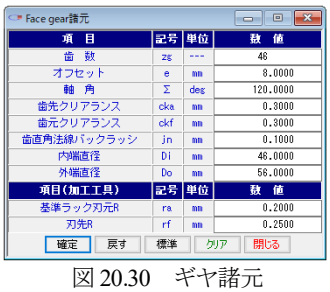


図 20.30　ギヤ諸元

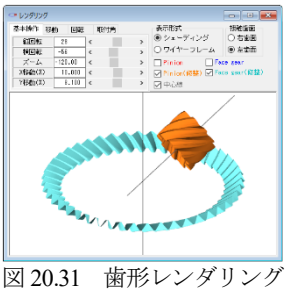


図 20.31　歯形レンダリング

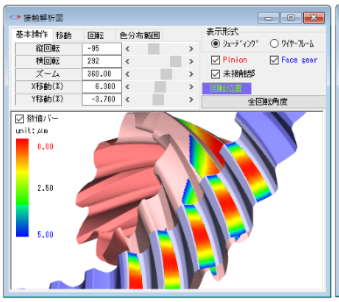


図 20.32　接触距離

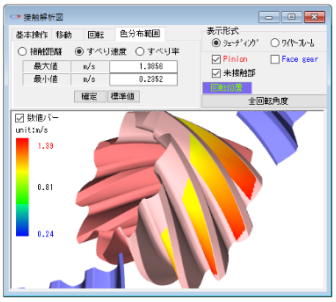


図 20.33　すべり速度

また，ピニオンおよびギヤの諸元を同じとして図 20.34 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 20.34　ギヤ諸元

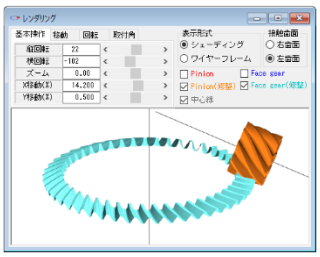


図 20.35　歯形レンダリング

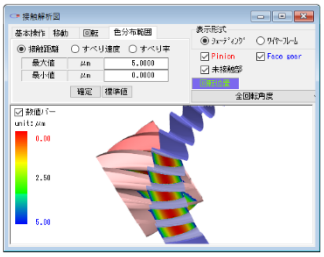


図 20.36　接触距離

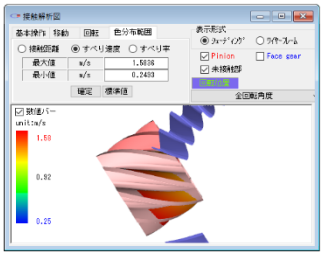


図 20.37　すべり速度

20.13　小歯数（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，小歯数の場合でも図 20.30 のように軸角を 90°以外で設計することができます．





図 20.38　ピニオン諸元と寸法



図 20.39　ギヤ諸元

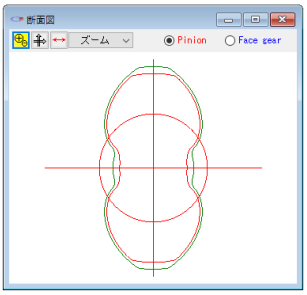


図 20.40　ピニオン歯形

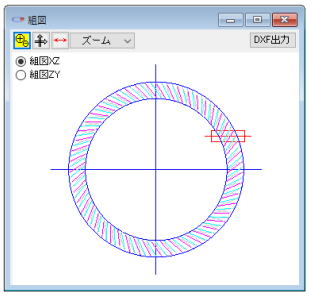


図 20.41　組み図

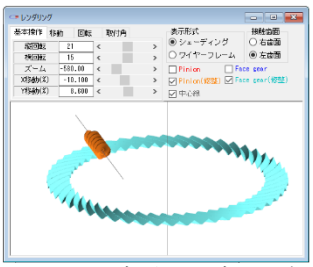


図 20.42　歯形レンダリング

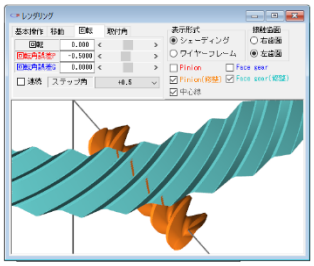
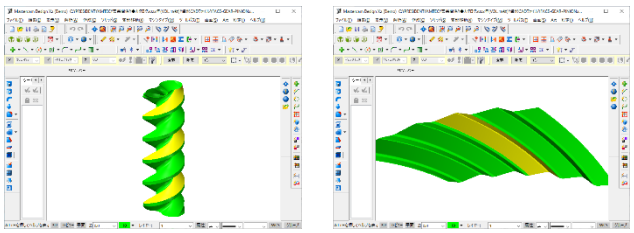


図 20.43　接触



(a)ピニオン　(b)フェースギヤ

図 20.44　CAD 作図例



図 20.45　接触解析設定

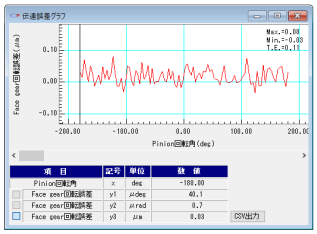


図 20.46　伝達誤差

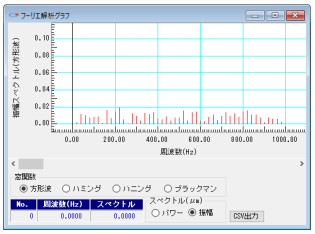


図 20.47　フーリエ解析

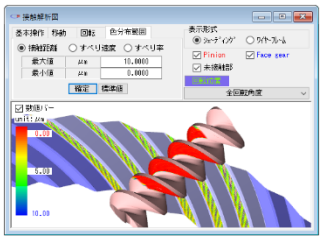


図 20.48　接触距離

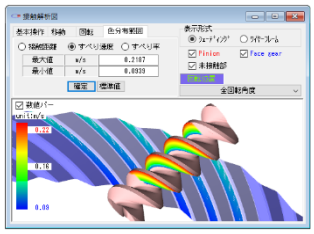


図 20.49　すべり速度

歯数が少ない場合でも軸角は 90° 以外にも対応しています (計算例省略).

20. 14　フェースギヤについて

フェースギヤの幾何形状に関する定義は，**ISO 1122-1**:1998 に基づいて制定された **JIS B 0102-1**:2013 があり，ここには

4.1.6.2　フェースギヤ (face gear,　contrate gear)

歯先及び歯底円すい角が 90°のかさ歯車

4.2.1.4　フェースギヤ対 (face gear pair, contrate gear pair)

フェースギヤとそれとかみ合う小歯車からなる軸角 90°の交差軸歯車対. **注記 :** 食い違い軸歯車対として用いられる場合もある. と規定している.

また，機械工学事典[1]には「contrate gear, 傘歯車で，歯先円すいと歯元円すい角がともに 90°の歯車，したがって，歯たけは半径に依存しないで一定となる．これにかみ合うのは平歯車やはすば歯車で，二つの軸のなす角は 90°であるが，交差せずにねじれている場合もある.」としている. さらに, 機械工学便覧[2]では「face gear, 円筒歯車と円盤状歯車がかみ合う歯車対, 食違い軸歯車の場合もある」としている.

上記のようにフェースギヤは，軸角が 90°のみとして規定，定義されているため軸角が 90°以外の歯車ではフェースギヤと呼べないことになる．例えば，円筒歯車でねじれ角が 0°の歯車を「平歯車」と呼び，ねじれ角を持つ歯車を「はすば歯車」と呼ぶが，フェースギヤの場合，規格や便覧の定義から軸角が 90°以外のフェースギヤには名前が無いことになっている.

一方，歯車の機能面から言えば，「かさ歯車で小歯車（平，はすば歯車）の軸方向変位が性能に何ら影響を及ぼさない歯車対」と考えれば軸角は 90°以外もフェースギヤと呼ぶことができる．その一例として，Litvin は Gear Geometry and Applied Theory[3]に軸角 70°程度のフェースギヤ (Figure 18.1.1 : Face-gear drive in 3D-space) を掲載している．この機能面の考え方から以前のカタログでは軸角が 90°以外でもフェースギヤとしていたが，本カタログからは規格を尊重し，**Specific Face gear** と命名している.

引用文献

(1) 機械工学事典，社団法人日本機械学会，p.1126 , (1997), 丸善

(2) 機械工学便覧 デザイン編 β4，社団法人日本機械学会，p.72, (2005), 丸善

(3) Faydor L. Litvin, Gear Geometry and Applied Theory second Edition, p.509, (2004)

[20a] involute Face iii（小形フェースギヤ）

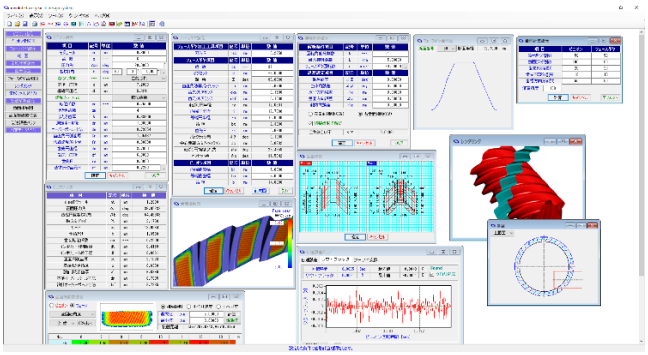


図 20a.1　involute Face gear iii

20a. 1　概要

本ソフトウェアは，小形フェースギヤを対象としたソフトウェアです．[20]Face Gear design system iii の軸角は，90°以外も可能ですが，本ソフトウェアは 90°のみです．しかし，左右歯面に歯面修整を施すことができますので両駆動機器（例えばリール用歯車など）に適しています．

[20] Specific Face Gear design system iii と同様，フェースギヤの 3 次元歯形を基に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，すべり率解析機能も含みます．図 20a.1 にソフトウェアの全体画面を示します．

モジュール　：　0.1 ≦ m_n ≦ 40
歯数　：　4 ≦ z_1 ≦ 100,　8 ≦ z_2 ≦ 999
ねじれ角　：　0° ≦ β ≦ 80°　（ピニオン）
軸角　：　90°
歯面修整　：　両歯面設定可能

20a. 2　ソフトウェアの構成

ソフトウェアの構成を表 20a.1 に示します．

表 20a.1　ソフトウェアの構成

No.	項　　目	掲載項
1	ピニオン寸法	20a.3
2	フェースギヤ寸法	20a.4
3	ピニオン歯形図	20a.5
4	断面図	20a.6
5	歯形計算	20a.7
6	歯面修整	20a.8
7	フェースギヤ歯形図	20a.9
8	レンダリング	20a.10
9	歯形ファイル出力	20a.11
10	歯面接触解析	20a.12
11	測定データ出力	20a.13
12	設計データ管理	省略

20a. 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．歯厚入力方式は，転位係数，またぎ歯厚，オーバーピンそして円弧歯厚から選択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．

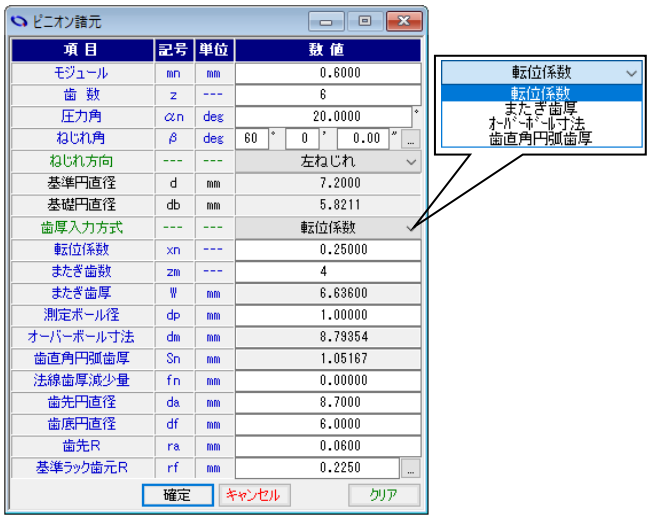


図 20a.2　ピニオン諸元



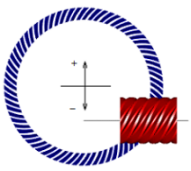
図 20a.3　ピニオン寸法

20a. 4　フェースギヤ寸法

図 20a.4 にフェースギヤ諸元設定画面を示します．軸角は 90°固定です．オフセットを与えるとフェースギヤの歯形に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．内径の最小半径は，転がり円半径が最小値です．なお，転がり円半径は，ピニオンのねじれ方向およびオフセットの方向により限界値が変わります．

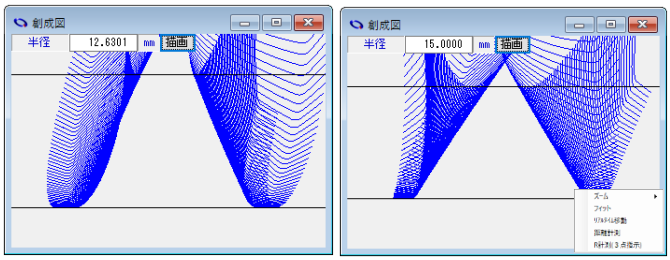


図 20a.4　フェースギヤ諸元



オフセット

フェースギヤ諸元画面の最下段にある「創成図」でフェースギヤ創成歯形を描くことができます. 図 20a.5 (半径 12.63mm) では, 左歯面で大きくアンダーカットが発生していることが判ります.



(a) 半径 12.63mm　　(b) 半径 15.00mm

図 20a.5　フェースギヤ歯形創成図

20a. 5　ピニオン歯形図

ピニオン（図 20a.2）の正面歯形を図 20a.6 に示します.

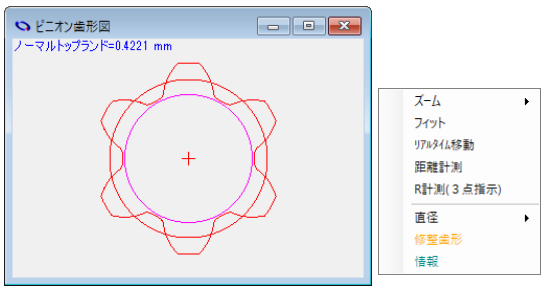
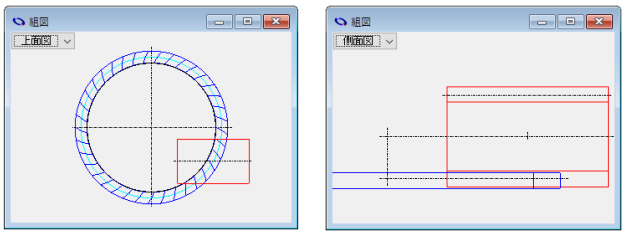


図 20a.6　ピニオン歯形図

20a. 6　断面図

断面図を図 20a.7 に示します.



(a) 上面図　　(b)　側面図

図 20a.7　断面図

20a. 7　歯形計算諸元

歯形計算諸元を図 20a.8 に示します. 歯形計算する際の分割数および演算精度（運動の細かさ）の変更が可能です.



図 20a.8　歯形計算諸元

20a. 8　歯面修整

歯面修整は，図 20a.9 のように(a)歯形，(b)歯すじ，(c)歯形・歯すじ，(d)データ読み込みを選択することができます. 歯形修整の場合，図 20a.10 のように，この画面で修整を与えることができますし, 図 20a.11 のように円弧として与えることができます. また, 歯形・歯すじ修整は, 図 20a.12 のように設定することができます.

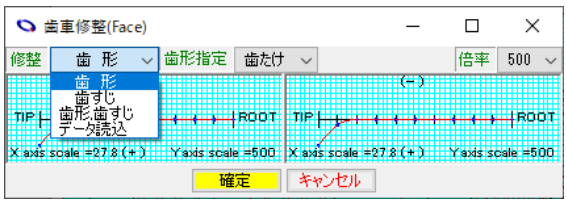


図 20a.9　歯面修整の選択

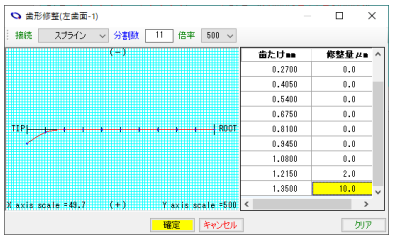


図 20a.10　歯先修整

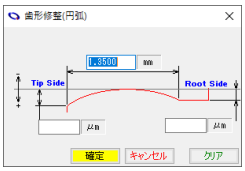


図 20a.11　修整

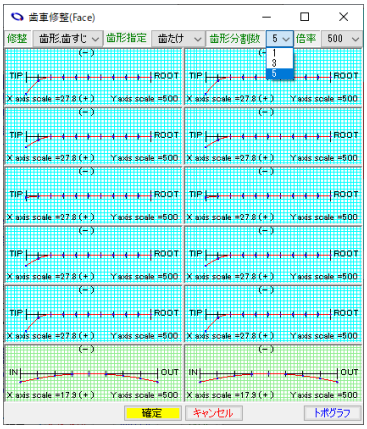


図 20a.12　歯形・歯すじ修整（歯形 5 の例）

歯形修整データを図 20a.13 のように作成し，これを読み込むことで理論歯形に歯面修整を施すことができます. 図 20a.14 の最下段の左右にある「左データ」および「右データ」ボタンで図 20a.13 の csv ファイルを読むことで図20a.14 のトポグラフを表示します. なお，本例では左右同じ修整としていますが，左右歯面の修整は任意に設定することができます. また，図 20a.14 で読み込んだデータを図 20a.15 で編集することも可能です.

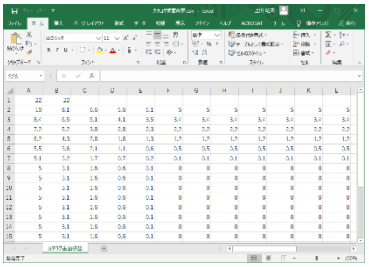


図 20a.13　歯形修整データ（csv）分割 22×22 の例

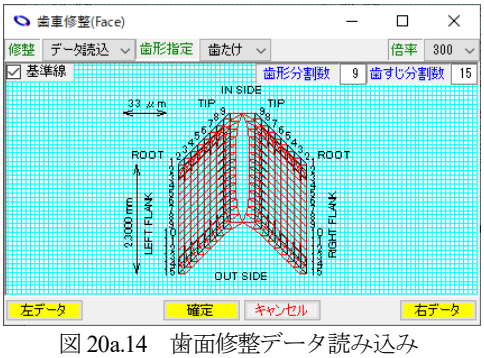


図 20a.14　歯面修整データ読み込み

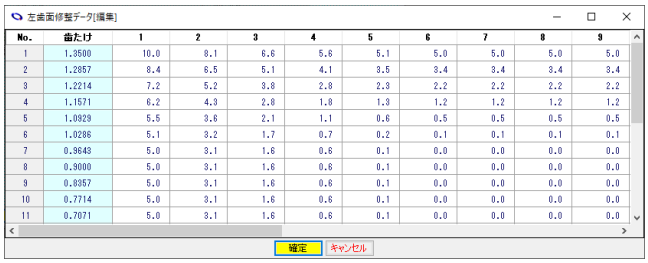


図 20a.15　歯形修整データの編集画面

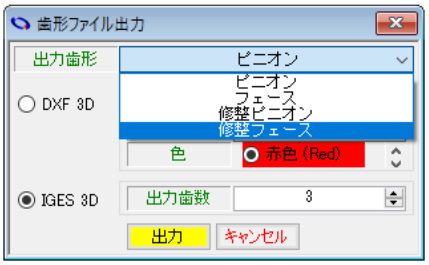
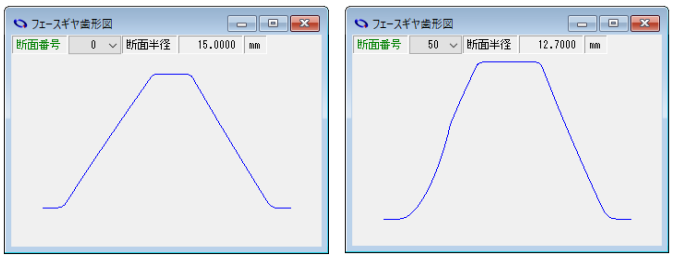


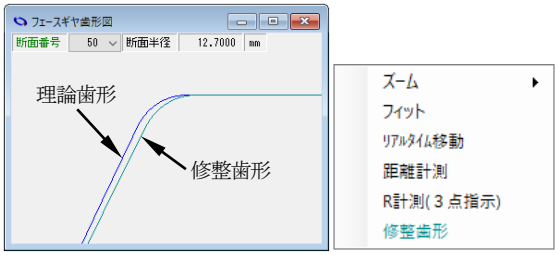
図 20a.18　歯形出力

20a. 9　フェースギヤ歯形図

フェースギヤの歯形（断面半径方向）を図 20a.16 のように表示することができます．



(a) 外径側（r=15.00）歯形　(b) 内径側（r=12.70）歯形



(c) 内径側（r=12.70）歯形と修整歯形の重ね合わせ

図 20a.16　フェースギヤ歯形

20a. 10　レンダリング

生成した歯形を図 20a.17 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．なお，詳細な歯面接触距離，かみ合い率，そして伝達誤差などは，20a. 12 で解析することができます．

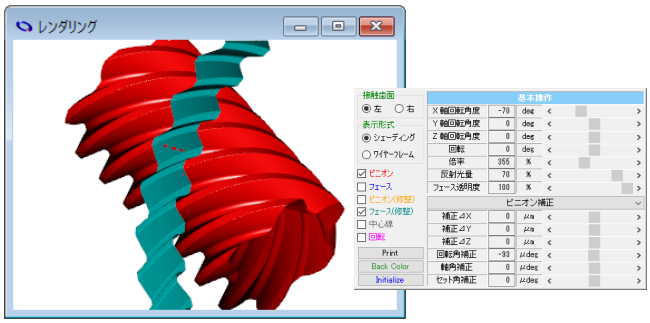
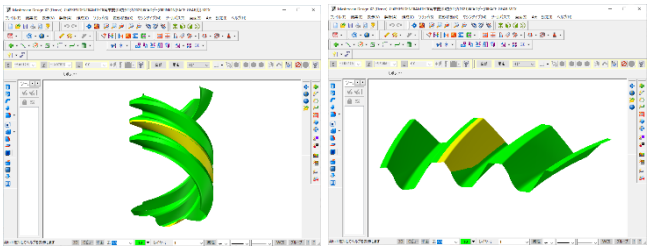


図 20a.17　レンダリング

20a. 11　歯形ファイル出力

生成した歯形を図 20a.18 の歯形出力画面で設定し，ピニオンおよびフェースギヤの理論歯形と修整歯形を出力することができますが，ここでは例としてピニオン理論歯形とフェースギヤ修整歯形を 3D-IGES で出力し，CAD で作図した例を図 20a.19 に示します．



(a)ピニオン　(b)フェースギヤ

図 20a.19　CAD 作図例

20a. 12　歯面接触解析

図 20a.20 で接触解析の設定を行い[確定]すると生成した歯形の全かみ合い率，伝達誤差，歯当たり（接触距離），そして，すべり速度を解析します．

図 20a.20(a)の左歯面では全かみ合い率 ε_γ=1.794（理論歯形では ε_γ=2.014）と表示していますが，これは図 20a.14 の歯面修整を持つ歯形で接触距離を 5μm としたときの結果です．また，右歯面では図 20a.20(b)のように ε_γ=2.020（理論歯形では ε_γ=2.282）です．



(a) 左歯面接触（CCW）　(b) 右歯面接触（CW）

図 20a.20　接触解析設定

右歯面（CW）について歯面接触，すべり速度，すべり率を解析した結果を図 20a.21～20a.24 に示します．すべり速度やすべり率は，図 20a.21 のコントロールフォームで切り替えます．また，角度回転や観察角度も自在に変更することができます．

図 20a.25 の数値表では歯面上の接触距離などの数値を表示し，これを csv ファイルで出力することができます．

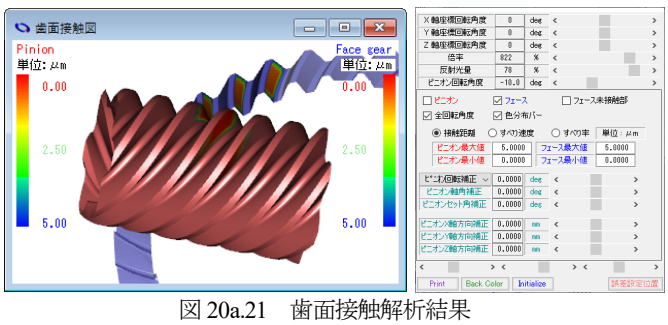
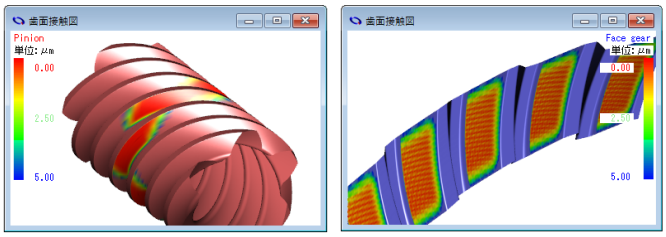


図 20a.21　歯面接触解析結果



(a) ピニオン　　(b) フェースギヤ

図 20a.22　歯面接触解析結果

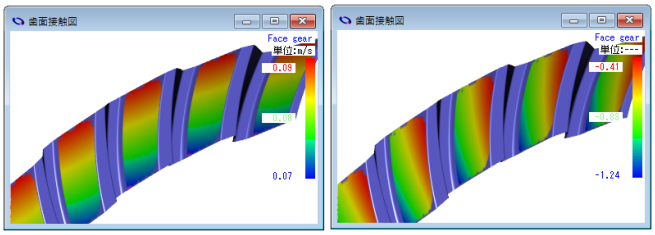
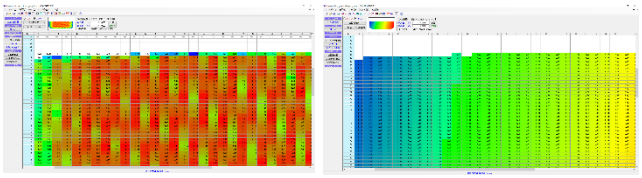


図 20a.23　すべり速度　　図 20a.24　すべり率



(a) 歯面接触　　(b) すべり速度



(c) すべり率　　(d) [CSV 出力]

図 20a.25　数値表

伝達誤差，ワウ・フラッタ（回転むら）そして，フーリエ解析結果を図 20a.26～20a.28 に示します．解析結果は，図 20a.14 の歯面修整を持つ歯車のものですが，伝達誤差は TE=0.09μm でありワウ・フラッタも WF=0.01%と非常に小さく，うねり波形は現れていません．これらの解析結果は，図 20a.20(b)のように取り付け誤差を 0 として与えていますが，運転時の誤差を考慮して解析することが可能です．

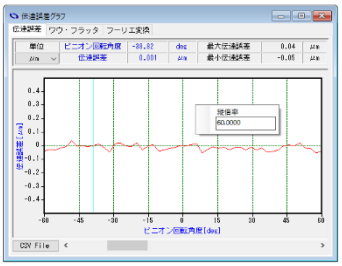


図 20a.26　伝達誤差，TE=0.09μm

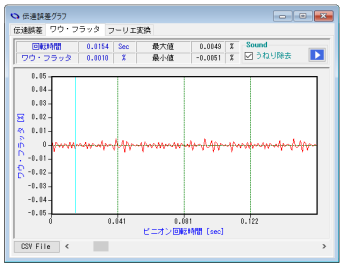


図 20a.27　ワウ・フラッタ，WF=0.01%



図 20a.28　フーリエ解析

20a. 13　測定データ

三次元測定機（Carl Zeiss）用の測定データを図 20a.29 の設定で出力することができます．本例では歯幅方向 9，歯たけ方向 5 として設定していますが，最大 301×301 として出力することができます．分割数 9×5 の測定データを図 20a.30 に示します．

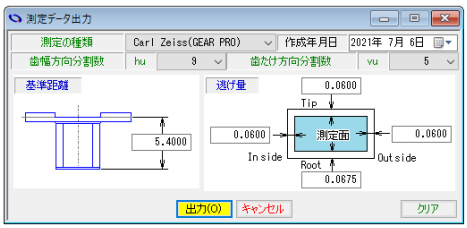


図 20a.29　測定データ出力

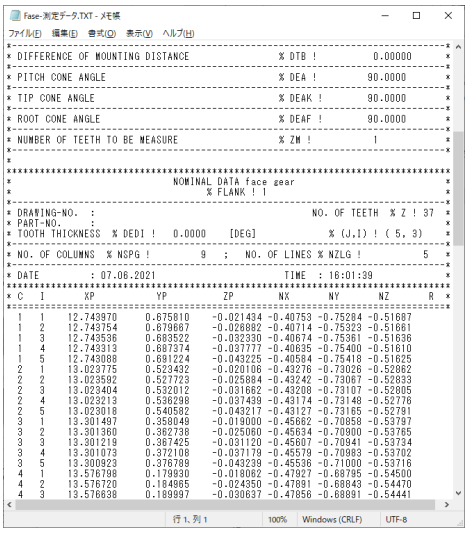


図 20a.30　測定データ（Carl Zeiss）(TXT ファイル)

[21] involute Σ iii （Spherical involute Hypoid gear design system）

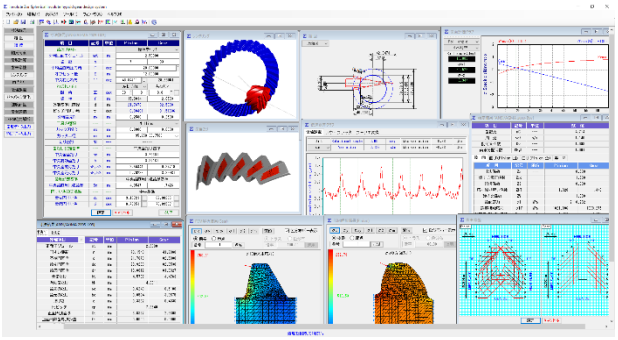


図 21.1　Spherical Hypoid gear design system

21. 1 概要

Spherical 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　ソフトウェアの構成

Spherical Hypoid gear design system の構成を表 21.1 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 21.1　ソフトウェアの構成

No.	項　　目	掲載項	構成
1	寸法	21.2	○
2	組図	21.4	○
3	精度	21.5	○
4	軸受荷重	21.6	○
5	歯形，歯すじ修整	21.7	○
6	歯形レンダリング	21.9	○
7	歯当たり	21.10	◎
8	伝達誤差	21.11	○
9	バックラッシ変化	21.12	○
10	強度計算（AGMA2003-B97）	21.13	○
11	FEM 歯形応力解析	21.15	○
12	歯形データ出力	21.16	○
13	測定データ出力（Carl Zeiss）	21.17	◎

21. 3　寸法設定

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．モジュール，歯数，オフセット量を入力することにより標準値が入力されます．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．軸角は標準90°で入力範囲はΣ=10°～170°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．また，歯先円すい角，歯たけなどを変更することができます．図21.2に寸法設定を，図21.3，21.4に寸法結果を示します．

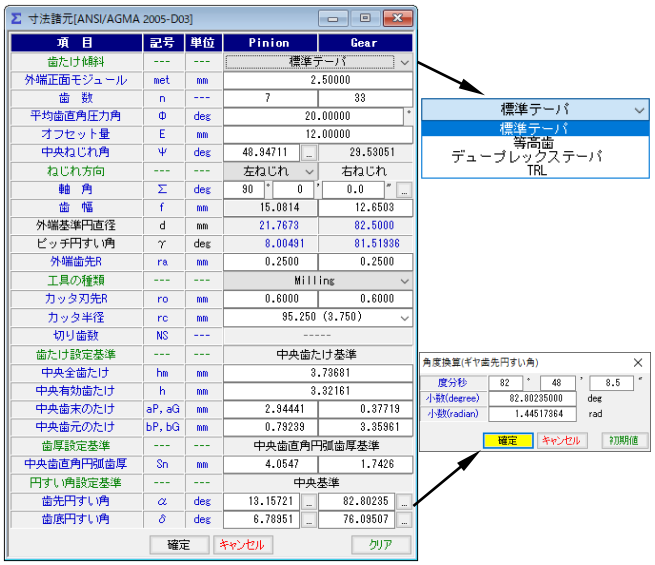


図21.2　寸法諸元入力画面



図 21.3　寸法結果 1

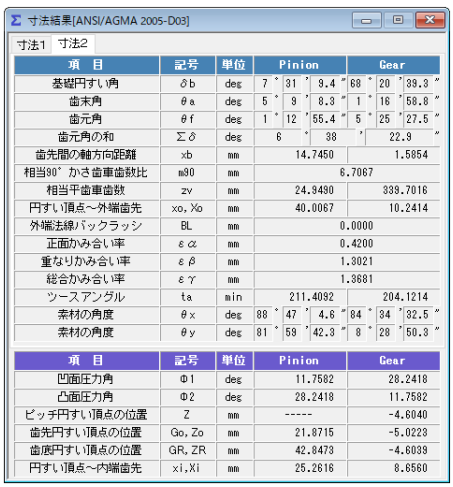
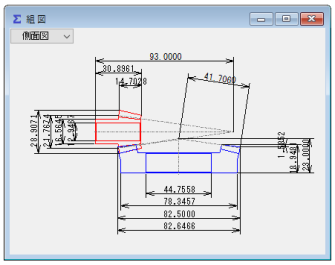


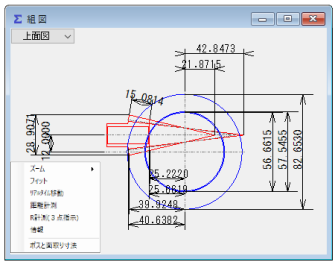
図 21.4　寸法結果 2

21. 4　組図

図21.5～21.8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21.6で面取り加工を「する」にすると端部に面取りを与えた形状とすることができます．図21.7に軸角60°を，図21.8に軸角160°の組図例を示します．



(a) 側面図



(b) 上面図

図21.5　組図



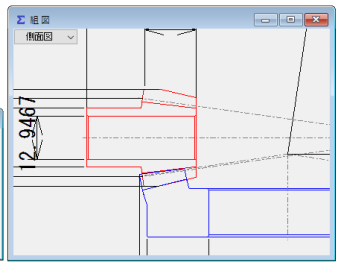


図21.6　ボスと面取りの寸法設定と面取り図

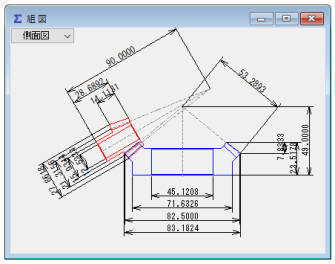


図21.7　軸角 Σ=60° の例

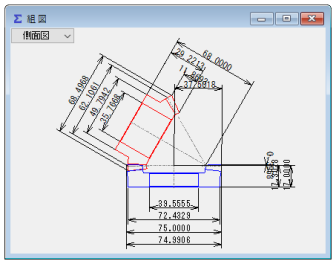


図21.8　Σ=160° の例

21.5　精度

図21.9に，かさ歯車の精度（JIS B 1704:1978）を示します．

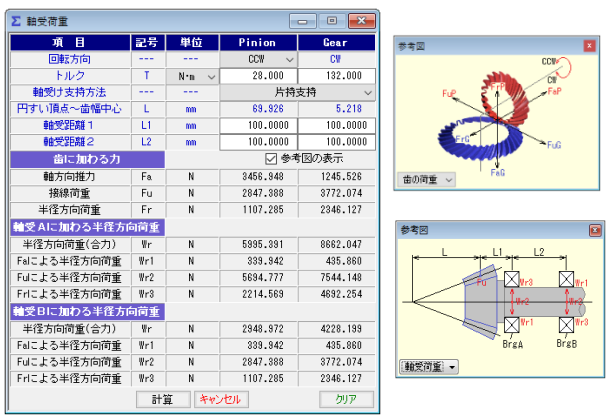


項　目	記号	単位	Pinion	Gear
精度等級	---	---	3	3
単一ピッチ誤差(±)	ft	μm	24	
隣接ピッチ誤差	ftu	μm	31	
累積ピッチ誤差(±)	Ft	μm	97	
歯溝のふれ	fr	μm	33	

図21.9　かさ歯車精度（JIS B 1704）

21.6　軸受荷重

歯と軸受に作用する荷重の計算をします．図 21.10 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．



項　目	記号	単位	Pinion	Gear
回転方向	---	---	CCW	CW
トルク	T	N·m	28.000	132.000
軸受け支持方法	---	---	片持支持	
円すい頂点～歯幅中心	L	mm	69.926	5.218
軸受距離 1	L1	mm	100.0000	100.0000
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	3456.848	1245.526
接線荷重	Fu	N	2847.388	3772.074
半径方向荷重	Fr	N	1107.285	2346.127
軸受Aに加わる半径方向荷重				
半径方向荷重(合力)	Wr	N	5995.391	8862.047
Faによる半径方向荷重	Wr1	N	339.942	435.860
Fuによる半径方向荷重	Wr2	N	5694.777	7544.148
Frによる半径方向荷重	Wr3	N	2214.569	4692.254
軸受Bに加わる半径方向荷重				
半径方向荷重(合力)	Wr	N	2948.972	4228.199
Faによる半径方向荷重	Wr1	N	339.942	435.860
Fuによる半径方向荷重	Wr2	N	2847.388	3772.074
Frによる半径方向荷重	Wr3	N	1107.285	2346.127

図 21.10　軸受荷重

21.7　歯形

歯形を生成するために図21.11の歯面や歯すじ分割数と歯すじ曲線の種類を選択し，最後に歯すじ基準をピニオンとするかギヤとするかを選択します．そして，歯すじの種類は，「円弧」，「インボリュート」，「エピトロコイド」，「等リード」を選択することができます．指定した歯形は，ベベルギヤカタログの図2.12のように**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．



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
歯先R分割数	vur	15	15
歯先円分割数	vut	10	10
歯すじ分割数	hul	40	40
ピニオン内端歯幅補正	bi	0.0000 mm	
ピニオン外端歯幅補正	bo	0.0000 mm	
歯すじ曲線の種類	---	円弧	
歯すじ曲線基準	---	ギヤ	

円弧
インボリュート
エピトロコイド
等リード

図21.11　歯形計算諸元

21.8　歯形，歯すじ修整

歯形修整，歯すじ修整をする場合，図21.12～21.15に示すように修整を与えることができます．図21.14では修整する指定点数（最大=50）を入力することができ，図21.15のように円弧パターンで入力することもできます．

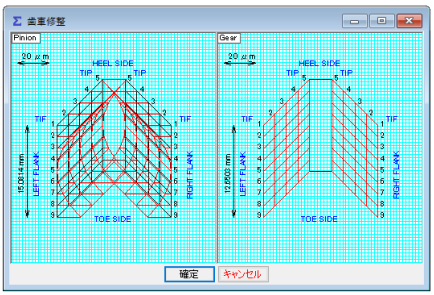


図21.12　歯形・歯すじ修整トポグラフ

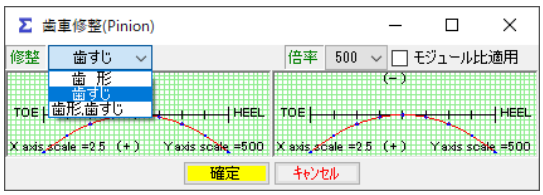


図21.13　歯すじ修整の例

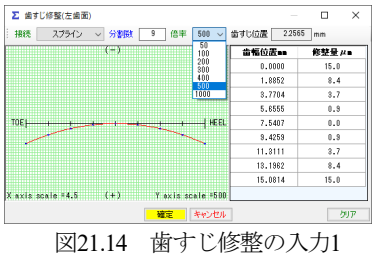


図21.14　歯すじ修整の入力1

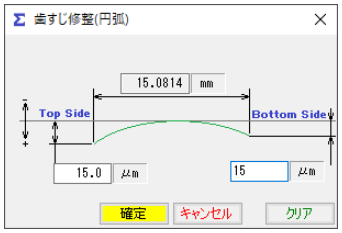


図21.15　円弧パターンの入力

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21.16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．

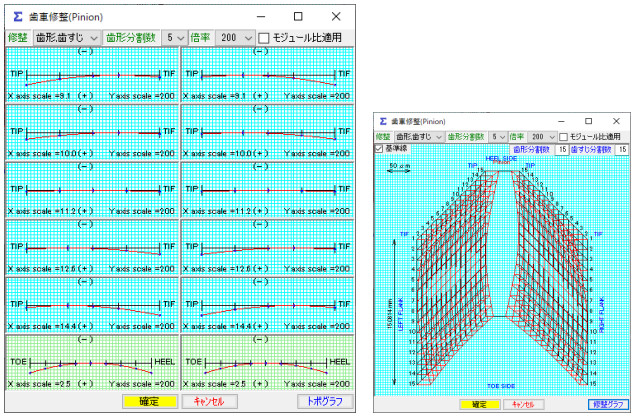


図21.16　歯形・歯すじ（バイアス）修整とトポグラフの例

21.9　歯形レンダリング

歯形レンダリングを図21.17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，歯面修整（図21.12）を施したときの歯面接触を確認するため背面から観察した歯形を図21.18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．

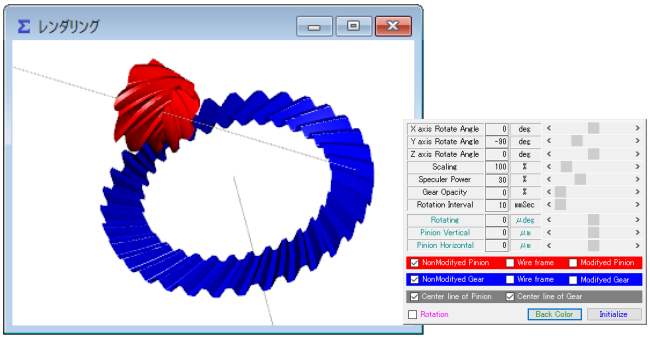


図21.17　歯形レンダリング1とコントロールフォーム

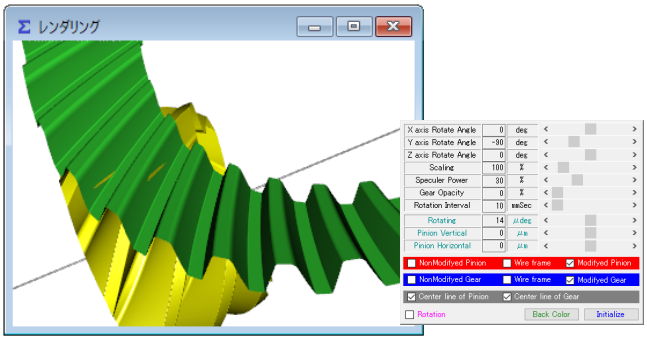


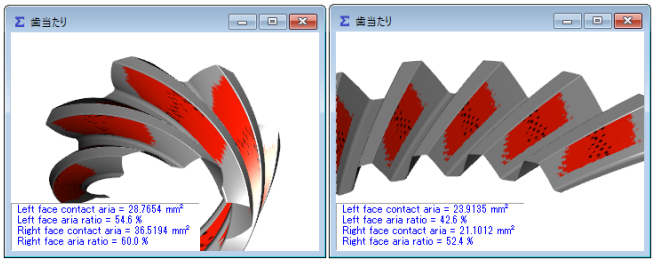
図 21.18　歯形レンダリング（歯面修整歯形）

21.10　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21.19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21.12の修整を与えたときの歯当たりを図21.20に示します．



図21.19　歯当たり設定



(a)ピニオン　　(b)ギヤ

図21.20　歯当たり

21.11　伝達誤差解析

図21.18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21.21のように与え，ピニオンのピッチ偏差を0μmとしたときの伝達誤差，ワウ・フラッタ，フーリエ解析の計算結果を図21.22～21.24に示します．図21.23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 ▶ ）．

ピッチ偏差の設定は最大値で入力することも歯の偏差を個々に入力することもできます（説明省略）．



図21.21　回転伝達誤差解析の設定

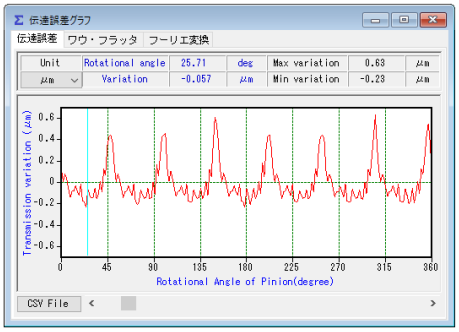


図21.22　伝達誤差結果，TE=0.86μm

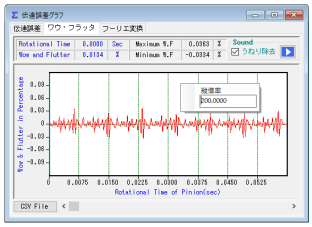


図21.23　ワウ・フラッタ

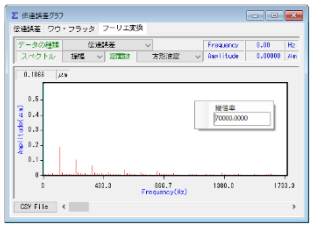


図21.24　フーリエ解析

21.12　バックラッシ変化

図21.18の歯車のバックラッシの変化は図21.25のように解析することができ，キックアウトは0.4μmであることが解ります．

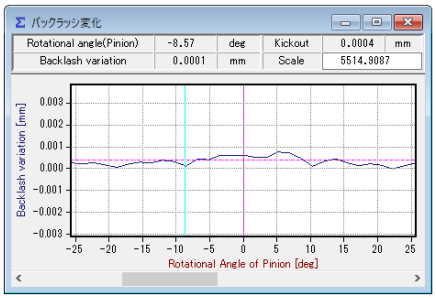


図21.25　バックラッシ変化

21.13 歯車強度計算（AGMA 2003-B97）

歯車の強度は，AGMA 2003-B97:1997 に基いて計算します．ここでは図 21.2 の歯車についての強度計算例を図 21.26～21.32 に示します．また，動力とトルクの関係の補助機能画面を図 21.26 に示します．

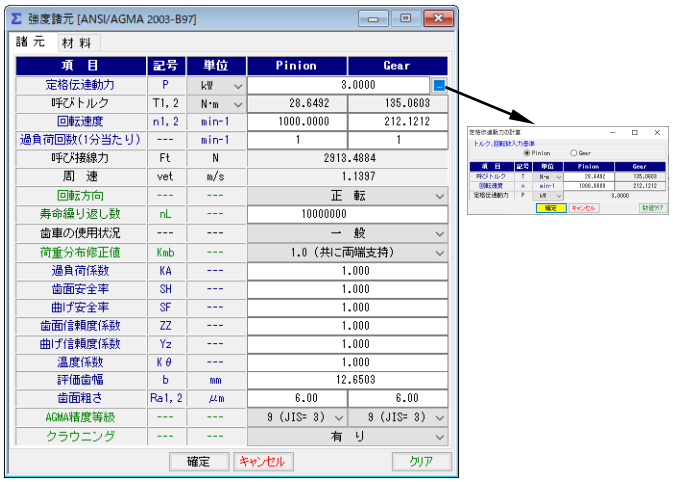


図 21.26　強度諸元

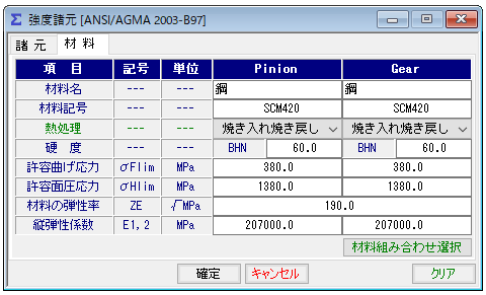


図 21.27　材料設定



図 21.28　強度計算結果（面圧）

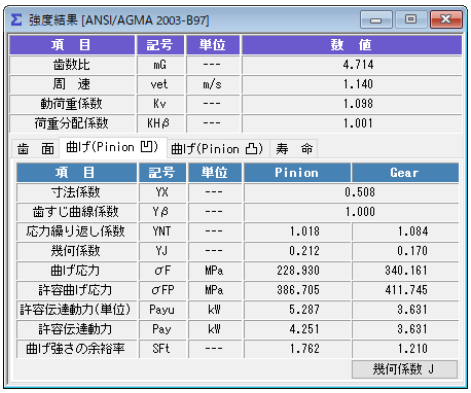


図 21.29　強度計算結果（曲げ：ピニオン凹）

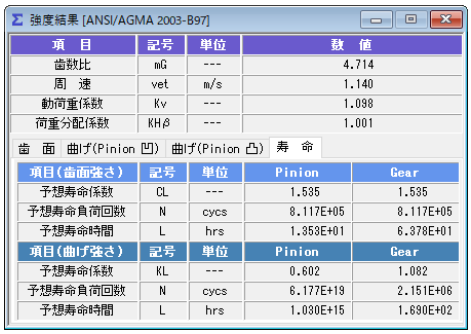


図 21.30　寿命計算結果

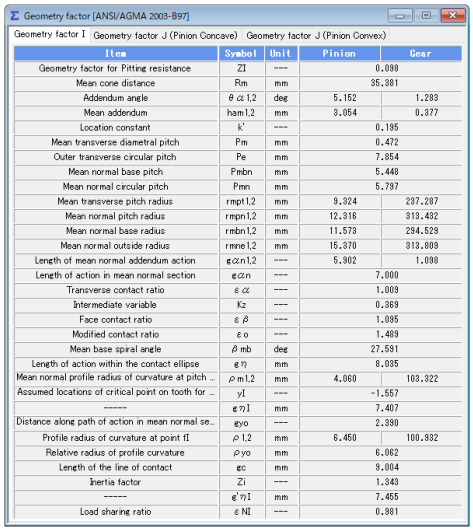
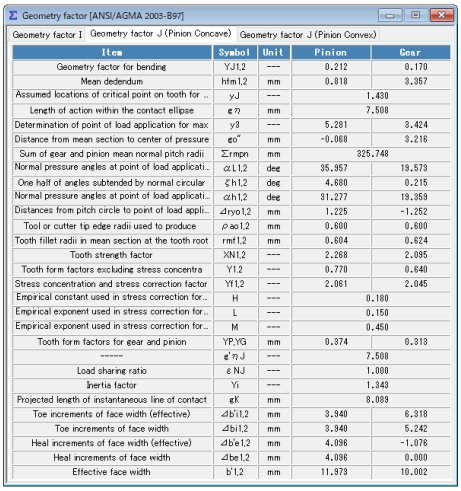


図 21.31　幾何係数（I）



Item	Symbol	Unit	Pinion	Gear
Geometry factor for bending	YJ1,2	---	0.212	0.170
Mean dedendum	hfm1,2	mm	0.818	3.357
Assumed locations of critical point on tooth for ..	yJ	---	1.430	
Length of action within the contact ellipse	εγ	mm	7.508	
Determination of point of load application for max	y3	---	5.281	3.424
Distance from mean section to center of pressure	e0"	mm	-0.068	3.216
Sum of gear and pinion mean normal pitch radii	Σrmpn	mm	325.748	
Normal pressure angles at point of load applicati..	αL1,2	deg	35.957	19.579
One half of angles subtended by normal circular	ξh1,2	deg	4.680	0.215
Normal pressure angles at point of load applicati..	αh1,2	deg	31.277	19.359
Distances from pitch circle to point of load appli..	Δryo1,2	mm	1.225	-1.252
Tool or cutter tip edge radii used to produce	ρao1,2	mm	0.600	0.600
Tooth fillet radii in mean section at the tooth root	rmf1,2	mm	0.604	0.624
Tooth strength factor	XN1,2	---	2.268	2.095
Tooth form factors excluding stress concentra	Y1,2	---	0.770	0.640
Stress concentration and stress correction factor	Yf1,2	---	2.061	2.045
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	0.374	0.318
-----	εγJ	---	7.508	
Load sharing ratio	ε NJ	---	1.000	
Inertia factor	Yi	---	1.343	
Projected length of instantaneous line of contact	gK	mm	8.089	
Toe increments of face width (effective)	Δb'i1,2	mm	3.940	6.318
Toe increments of face width	Δbi1,2	mm	3.940	5.242
Heal increments of face width (effective)	Δb'e1,2	mm	4.096	-1.076
Heal increments of face width	Δbe1,2	mm	4.096	0.000
Effective face width	b'1,2	mm	11.973	10.002

図 21.32　幾何係数（J：ピニオン凹）

21.14　歯面評価

強度計算終了後，図 21.33 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 21.34）とヘルツ応力グラフ（図 21.35）を表示します．



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℃)	---	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	---	---	スムースメッシング	
駆動歯車	---	---	Pinion	
計算ポイント数	---	---	100	

確定　キャンセル　標準値

図 21.33　歯面評価グラフ

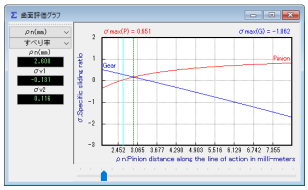


図 21.34　すべり率

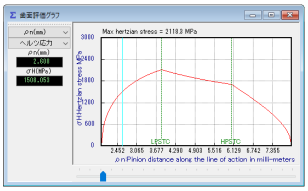


図 21.35　ヘルツ応力

21.15　FEM 歯形応力解析

図21.36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 21.37 および図 21.38 にピニオンとギヤの最大主応力 σ_1 を示します．



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	207000.0	207000.0
ポアソン比	ν	---	0.30	0.30
縦分割数(歯面部)	nNO	---	21	21
横分割数	wNO	---	21	21
荷重点位置	Nf	---	2	2
荷　重	F	N	5384.1338	
かみ合い歯面	---	---	左歯面	

確定　キャンセル　標準値

図 21.36　FEM 解析の設定

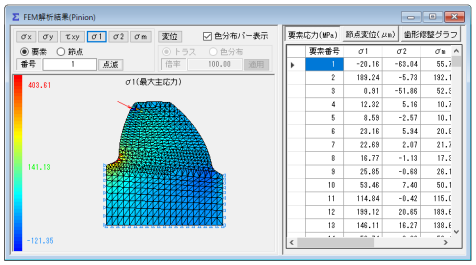


図21.37　FEM解析結果，ピニオン，σ_1

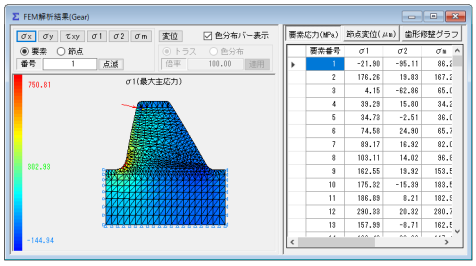


図21.38　FEM解析結果，ギヤ，σ_1

21.16　歯形データ出力

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21.39で歯形ファイル条件を設定し，図21.40および図21.41のように3D-IGESファイルを出力することができます．



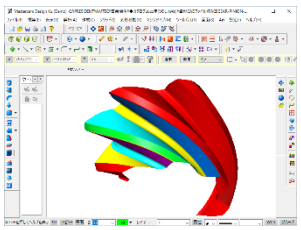
(a) 歯形ファイルの設定



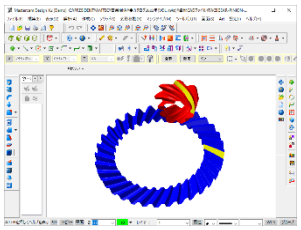
項　目	記号	Pinion	Gear
フィレット分割数	vuf	30	30
インボリュート分割数	vui	50	50
面取り部分割数	vur	15	15
歯先円分割数	vut	10	10
歯すじ分割数	hul	40	40

(b) 分割数

図21.39　歯形ファイルの設定



(a) ピニオン；分割型の例



(b) 歯車対

図21.40　CAD作図例

21.17　歯形測定データ出力（オプション）

三次元測定機（Carl Zeiss）用測定データを出力します．出力方法は, [2] involute Σ iii(bevel gear design)の図 2.39 測定データの設定（Carl Zeiss）と同じです．

[22] CT-FEM ASM（非対称歯形歯車応力解析）

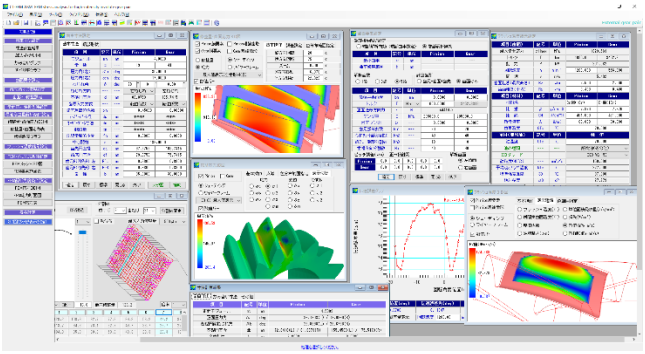


図 22.1　CT-FEM ASM

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

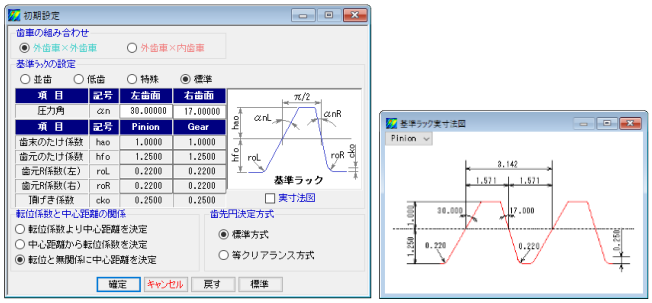


図 22.2　基準ラック

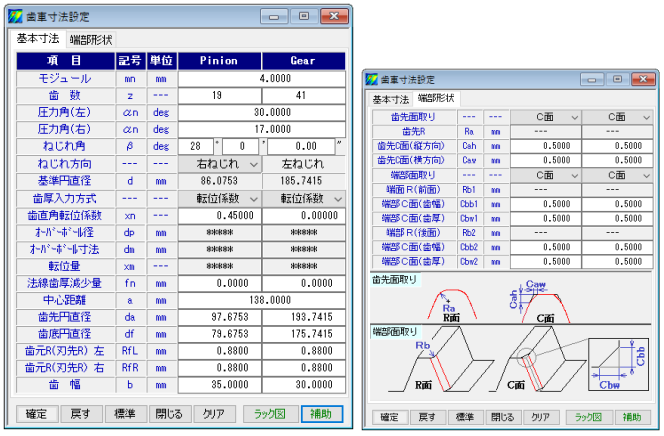
22. 4　歯車寸法

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 22.3～22.3b に諸元設定画面を示します．また，補助機能の図 22.3b では，圧力角を変更（スライドバー操作）したときの歯形を表示します．



(a) 歯車諸元　　(b) 面取り

図 22.3　諸元設定

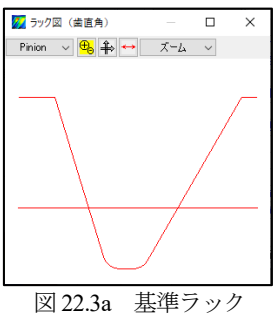


図 22.3a　基準ラック

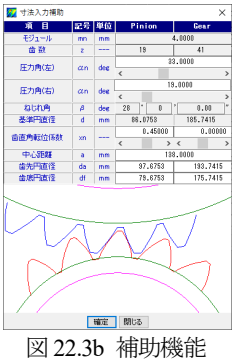
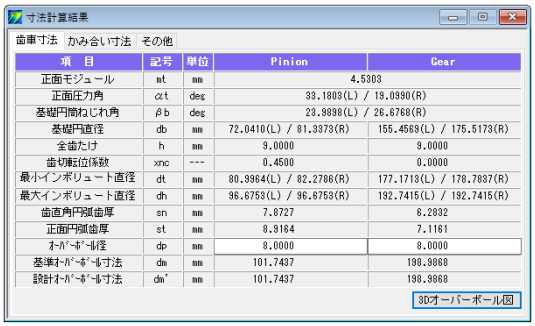


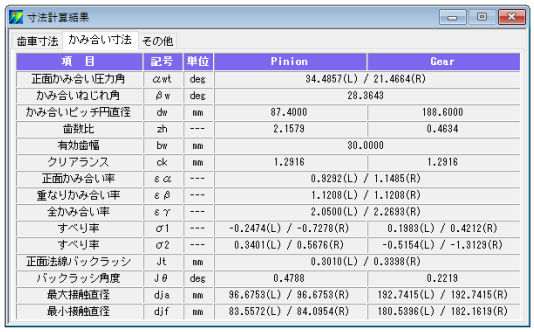
図 22.3b 補助機能

図 22.4～22.6 に寸法結果を示します．また，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．



項 目	記号	単位	Pinion	Gear
正面モジュール	mt	mm	4.5303	
正面圧力角	αt	deg	33.1803(L) / 19.0990(R)	
基礎円筒ねじれ角	βb	deg	23.9898(L) / 26.6768(R)	
基礎円直径	db	mm	72.0410(L) / 81.3373(R)	155.4569(L) / 175.5173(R)
全歯たけ	h	mm	9.0000	9.0000
歯切転位係数	xnc	---	0.4500	0.0000
最小インボリュート直径	dt	mm	80.9964(L) / 82.2786(R)	177.1713(L) / 178.7837(R)
最大インボリュート直径	dh	mm	96.6753(L) / 96.6753(R)	192.7415(L) / 192.7415(R)
歯直角円弧歯厚	sn	mm	7.8727	6.2832
正面円弧歯厚	st	mm	8.9164	7.1161
ｵｰﾊﾞｰﾎﾞｰﾙ径	dp	mm	8.0000	8.0000
基準ｵｰﾊﾞｰﾎﾞｰﾙ寸法	dm	mm	101.7437	198.8868
設計ｵｰﾊﾞｰﾎﾞｰﾙ寸法	dm'	mm	101.7437	198.8868

図 22.4　寸法結果 1



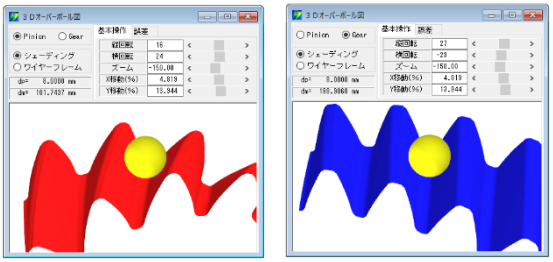
項 目	記号	単位	Pinion	Gear
正面かみ合い圧力角	αwt	deg	34.4857(L) / 21.4664(R)	
かみ合いねじれ角	βw	deg	28.8643	
かみ合いピッチ円直径	dw	mm	87.4000	188.6000
歯数比	zh	---	2.1579	0.4634
有効歯幅	bw	mm	30.0000	
クリアランス	ck	mm	1.2916	1.2916
正面かみ合い率	εα	---	0.9292(L) / 1.1485(R)	
重なりかみ合い率	εβ	---	1.1208(L) / 1.1208(R)	
全かみ合い率	εγ	---	2.0500(L) / 2.2693(R)	
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	Pinion	Gear
最大面圧(膜要素応力)	σh	MPa	1836.32	
要素数	---	---	55754	45402
節点数	---	---	93433	76279
最大曲げ応力(σ1)	σ1	MPa	490.59	556.56
最大曲げ要素番号	---	---	36125	29417

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．

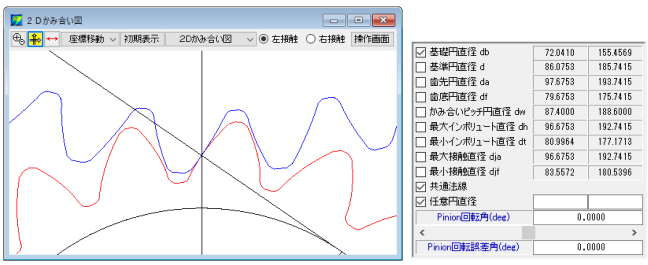
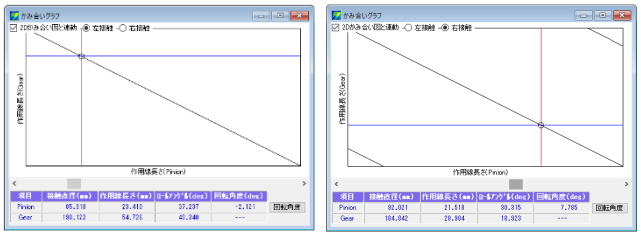


図 22.8　正面かみ合い図

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 85.918mm のときギヤの接触直径は 190.122mm です．また，そのときのピニオンの作用線長さは 23.410mm で，ギヤは 54.726mm 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．図 22.11 にすべり率グラフを示します．



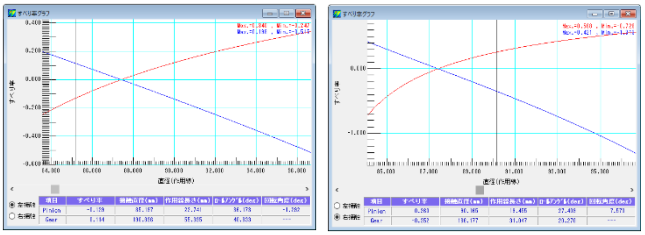
(a) 左歯面　　(b) 右歯面

図 22.9　かみ合いグラフ



項 目	記号	単位	Pinion	Gear
接触直径	d'	mm	85.9183	190.1225
作用線長さ	L	mm	23.4097	54.7260
ロールアングル	φ	deg	37.2364	40.3400
回転角度	θ	deg	-2.1208	******

図 22.10　回転角度計算（左歯面）

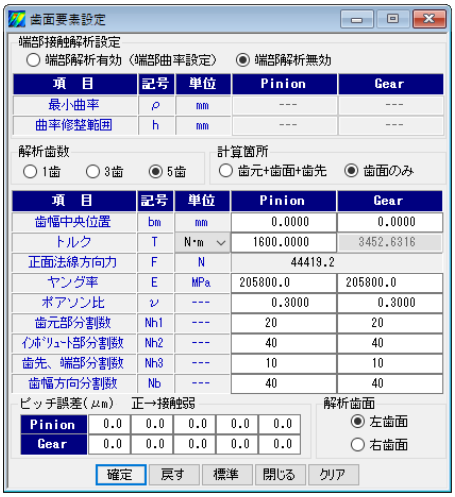


(a)左歯面　　(b)右歯面

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，



項 目	記号	単位	Pinion	Gear
最小曲率	ρ	mm	---	---
曲率修整範囲	h	mm	---	---
歯幅中央位置	bm	mm	0.0000	0.0000
トルク	T	N·m	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	0.0	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）

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が，例題歯車ではピッチ誤差を 0 として解析します．

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 に示しますが，本例のギヤは無修整とします．

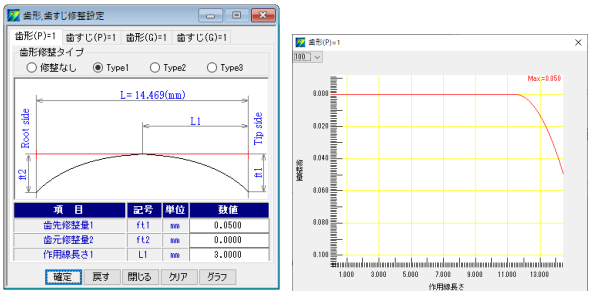


図 22.13　歯形修整とグラフ

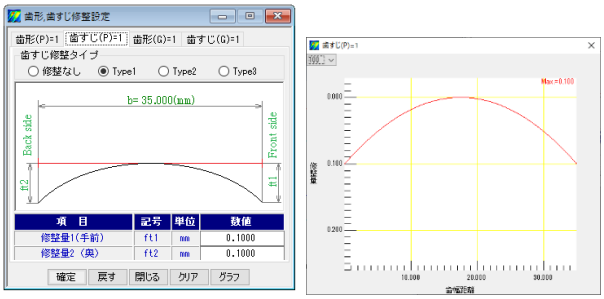
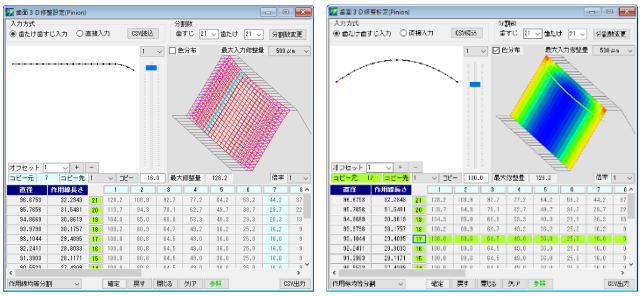


図 22.14　歯すじ修整とグラフ

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．

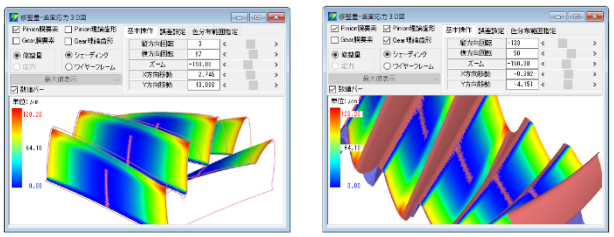


(a)歯形修整表示　　(b)歯すじ修整表示+色分布

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

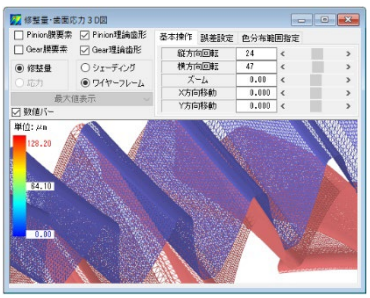


図 22.17　歯面要素メッシュモデル

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を 60 分割し，食い違い角誤差と平行度誤差共に 0°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．

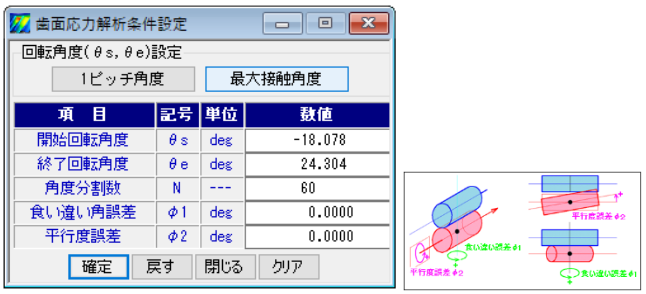
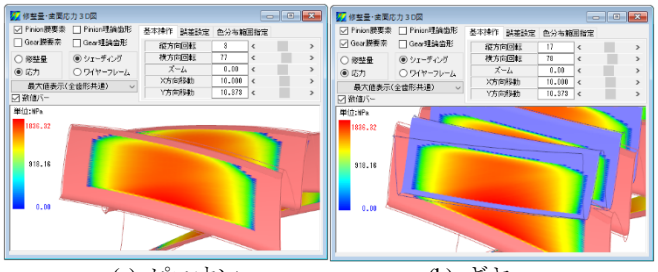


図 22.18　歯面解析設定

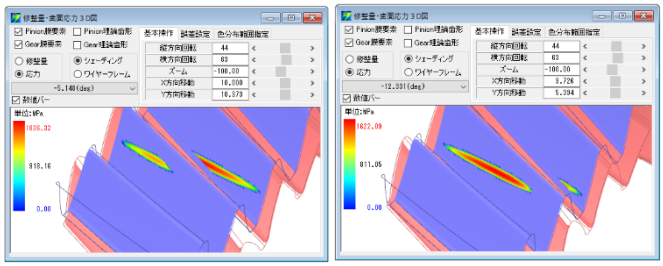
22. 12　歯面応力解析結果

歯面応力解析結果を図 22.19 に示しますが，図 22.15 で歯面修整を施していることから歯幅側面領域で応力が小さくなっていることが解ります．また，本例の場合，歯面応力の最大，最小値は，図 22.20 のように歯面最大応力（σ_{Hmax}=1836MPa）は，ピニオン回転角 θ_p=-5.148°のときであり，最小歯面応力（σ_{Hmin}=1622MPa）は，ピニオン回転角 θ_p=-12.33°のときということが解ります．



(a) ピニオン　　(b) ギヤ

図 22.19　歯面応力（σ_{Hmax}=1836MPa）

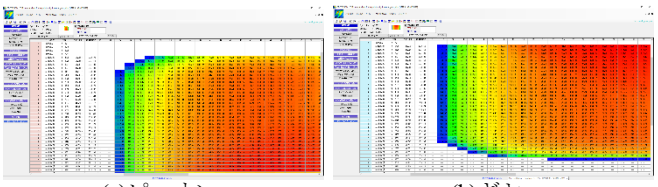


(a) σ_{Hmax}=1836MPa(θ_p=-5.148°)　(b) σ_{Hmin}=1622MPa(θ_p=-12.33°)

図 22.20　歯面応力の最大と最小

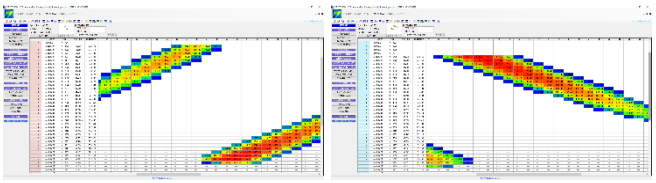
歯面全体の応力分布（セル表示）を図 22.21 に示します．例題の場合，歯幅方向に 98 個（歯幅面取り部含む），歯たけ方向に 70 個（歯先面取り含む）の領域の応力を表示しますので歯面位置における応力値が解ります．また，ここに表示している応力値は CSV ファイルで出力することができます．

各々の回転角時の応力は，図 22.22 のようにピニオン回転角に応じた応力分布を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 22.21　歯面応力（σ_{Hmax}=1836MPa）



(a)ピニオン　(b)ギヤ

図 22.22　θ_p=-5.148°の応力（σ_{Hmax}=1836MPa）

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 22.23 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 22.24）．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，油膜厚さなどの計算結果を図 22.25～22.32 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 22.33 に示します．

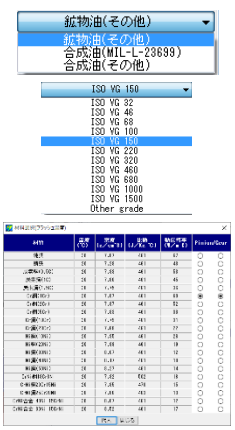


項目(歯面)	記号	単位	Pinion	Gear
最大歯面応力	σHmax	MPa	1823.563	
トルク	T	Nm	1600.0	3452.6
動　力	P	kW	201.062	
回転速度	n	min-1	1200.000	556.098
周　速	v	m/s	5.492	
歯面粗さ(最大高さ)	Rz	μm	2.500	2.500
歯面粗さ(平均)	Ra	μm	0.400	0.400
項目(材料)	記号	単位	Pinion	Gear
材料名	---	---	Cr鋼(1Cr)	Cr鋼(1Cr)
比　重	ρ	g/cm^3	7.870	7.870
比　熱	CM	J/(kg℃)	461.000	461.000
熱伝導率	λ	W/mK	80.000	80.000
歯車温度	θTc	℃	70.000	
項目(潤滑油)	記号	単位	数　値	☐ 物性入力
油温度	θTc	℃	70.000	
油の種類	---	---	鉱物油(その他)	
ISOグレード	---	---	ISO VG 150	
動粘度(40℃)	---	mm^2/s	150.000	
平均ｽｶｯﾌｨﾝｸﾞ温度	MTc	℃	227.000	
標準偏差温度	SD	℃	37.000	
絶対粘度	μ0	cP	27.779	
粘度圧	α	MPa-1	0.01940	

確定　キャンセル　戻す　クリア　材料選択

フラッシュ温度諸元設定

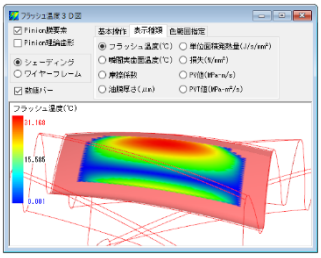
図 22.23　フラッシュ温度設定画面



鉱物油(その他)
合成油(MIL-L-23699)
合成油(その他)

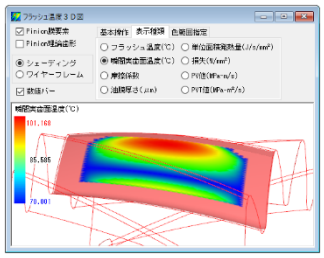
ISO VG 150
ISO VG 32
ISO VG 46
ISO VG 68
ISO VG 100
ISO VG 150
ISO VG 220
ISO VG 320
ISO VG 460
ISO VG 680
ISO VG 1000
ISO VG 1500
Other grade

図 22.24　材料と潤滑油



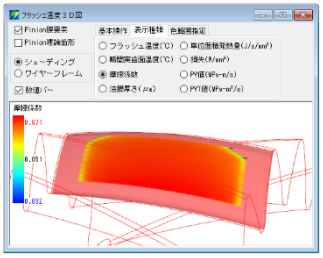
T_{fl}=31.2(℃)

図 22.25　フラッシュ温度



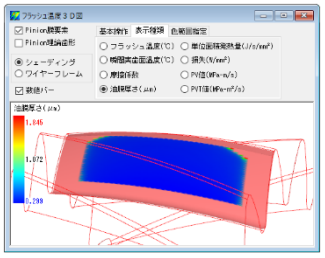
T_{flB}=101.2(℃)

図 22.26　瞬間実歯面温度



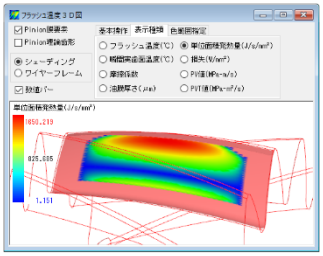
μ_{max}=0.071

図 22.27　摩擦係数



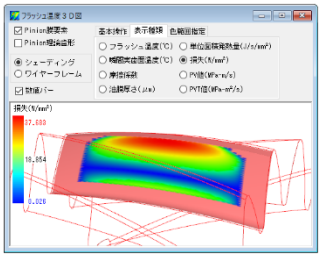
λ_{min}=0.299(μm)

図 22.28　油膜厚さ



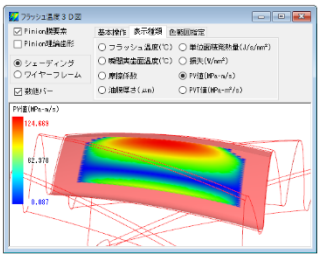
J_{max}=1650(J/s/mm^2)

図 22.29　発熱量



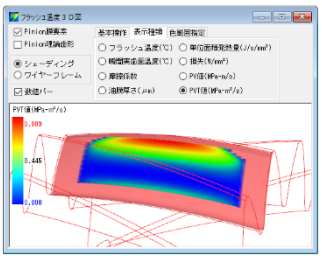
W_{max}=37.7(W)

図 22.30　損失動力



PV_{max}=125(MPa-m/s)

図 22.31　PV 値



PVT_{max}=0.889(MPa-m^2/s)

図 22.32　PVT 値

損傷確率・損失

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	%	0.79	

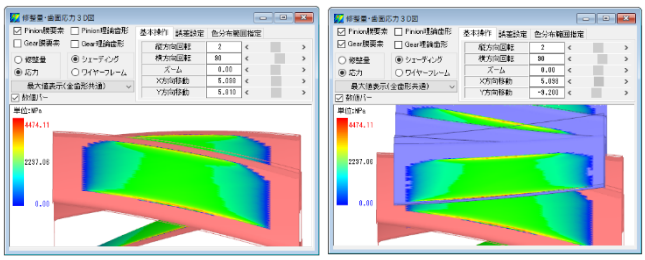
図 22.33　損傷確率

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 22.34）をした結果を示します．解析の結果，図 22.35 のようにピニオン歯元とギヤ歯先に σ_{Hmax}=4474MPa 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 22.25 のように歯先部で 31.2℃だったものが端部解析では図 22.36 のようにピニオン歯先部で 147℃に上昇していることが解ります．

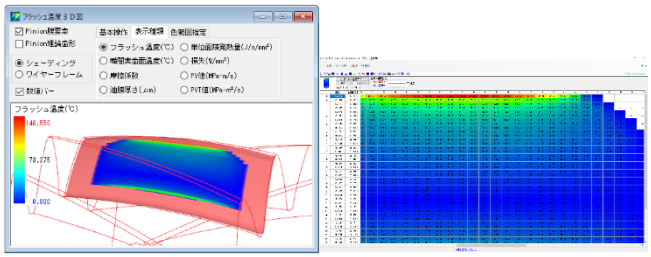


図 22.34　歯面設定（端部解析）



(a) ピニオン　　(b) ギヤ

図 22.35　歯面応力（端部解析，σ_{Hmax}=4474MPa）



(a) 歯形上表示　　(b) セル表示

図 22.36　フラッシュ温度，T_{fl}=147(℃)

22.15　FEM 解析

FEM 解析するため図 22.37 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 22.38 のように 2D メッシュモデルや図 22.39 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 22.40 のように表示することができます．また，メッシュモデルは図 22.41 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．

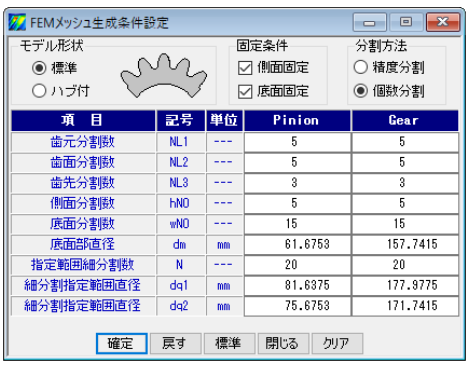
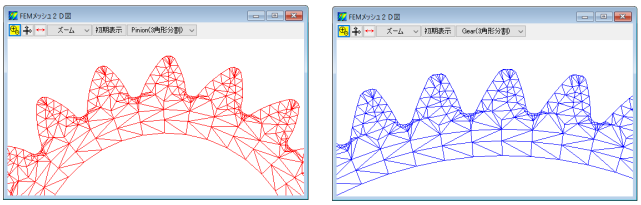


図 22.37　メッシュモデル設定



(a)ピニオン　　(b)ギヤ

図 22.38　2D メッシュモデル

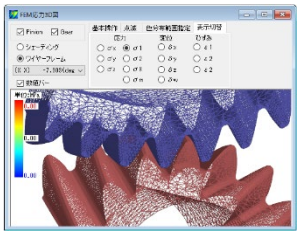


図 22.39　3D メッシュモデル



図 22.40　FEM メッシュ要素

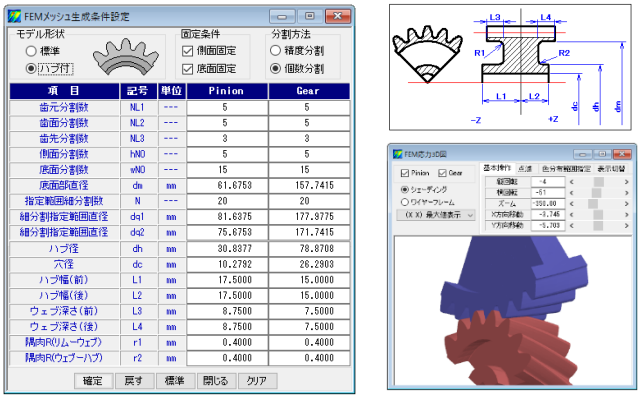


図 22.41　リム・ハブモデル

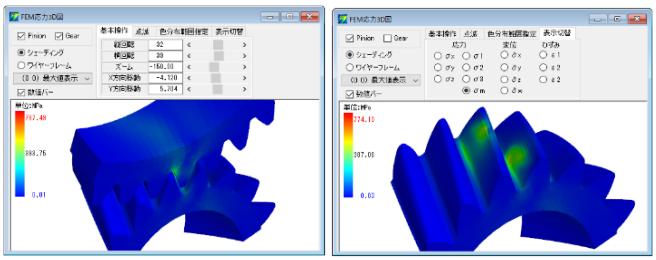
次に，図 22.37 で設定したメッシュモデルで FEM 解析をする例を以下に説明します．図 22.18 の歯面解析設定で設定した角度（-18.078°～24.304°）を 60 分割していますので歯面応力が最も大きい θ_P=-5.148°（図 22.22）の角度を選択し FEM 解析します．かみ合い角度内での曲げ応力の変化を知りたい場合は図 22.42 の□を全てチェックすれば良いのですが，解析数が多いため時間とメモリを圧迫しますので必要なかみ合い角度（例えば，最悪荷重点）付近の計算をすることが有効です．解析する項目は，図 22.43 に示す応力，変位そしてひずみです．FEM 解析結果を図 22.44～22.47 に示します．



図 22.42　FEM 解析角度の設定

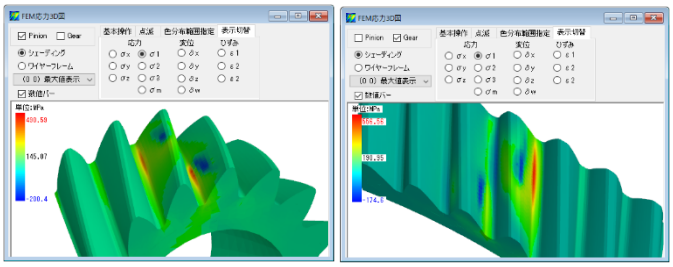


図 22.43　解析の種類



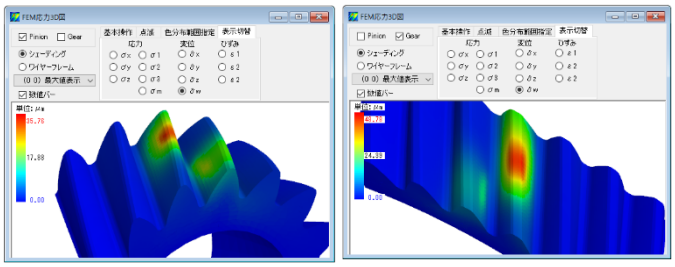
(a) 1 対歯車　　(b) ピニオン σ_{mmax}=774MPa

図 22.44　ミーゼス応力



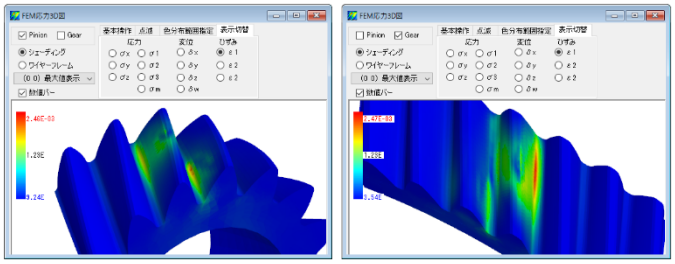
(a) ピニオン　σ_{1max}=491MPa　　(b) ギヤ σ_{1max}=557MPa

図 22.45　最大主応力



(a) ピニオン　δ_{max}=35.8μm　　(b) ギヤ　δ_{max}=48.8μm

図 22.46　変位



(a) ピニオン ε_{1max}=2.46×10^{-3}　　(b) ギヤ ε_{1max}=2.47×10^{-3}

図 22.47　ひずみ

図 22.48 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}=491MPa の要素番号は 36125 ということが解りますので，この番号を図 22.49 の「点滅」に入力すると応力分布図（〇印中で▲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 22.50 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22.50 は歯幅断面位置 zd=-3mm の応力を示しています。

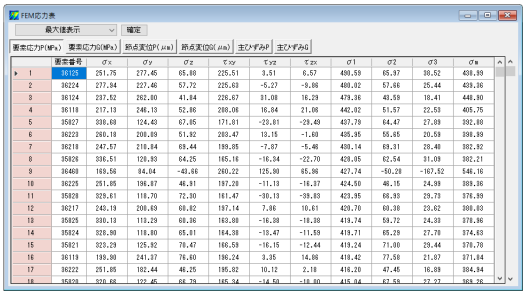


図 22.48　解析結果一覧

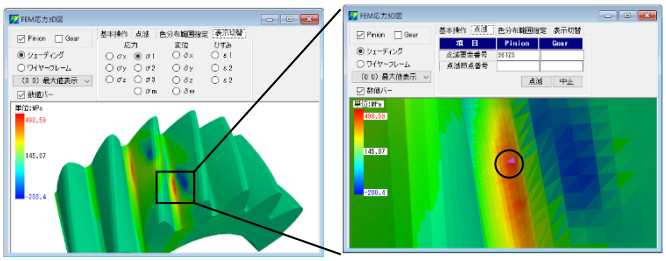
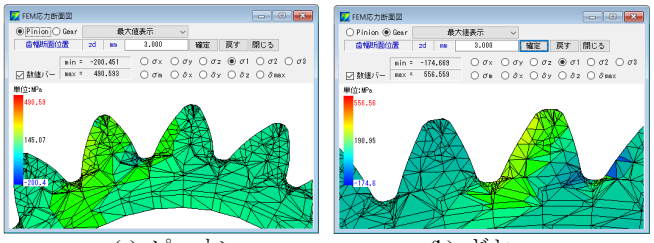


図 22.49　ピニオン σ_{1max} の位置

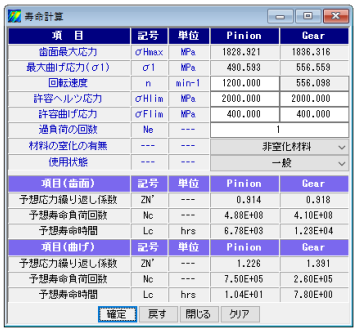


(a) ピニオン　　(b) ギヤ

図 22.50　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 22.51 に示します．



項　目	記号	単位	Pinion	Gear
歯面最大応力	σHmax	MPa	1828.921	1836.316
最大曲げ応力(σ1)	σ1	MPa	490.593	556.559
回転速度	n	min-1	1200.000	556.098
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'	---	0.914	0.918
予想寿命負荷回数	Nc	---	4.88E+08	4.10E+08
予想寿命時間	Lc	hrs	6.78E+03	1.23E+04
項目(曲げ)	**記号**	**単位**	**Pinion**	**Gear**
予想応力繰り返し係数	ZN'	---	1.226	1.391
予想寿命負荷回数	Nc	---	7.50E+05	2.60E+05
予想寿命時間	Lc	hrs	1.04E+01	7.80E+00

確定　戻す　閉じる　クリア

図 22.51　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 22.52 に，フーリエ解析結果を図 22.53 に示します．

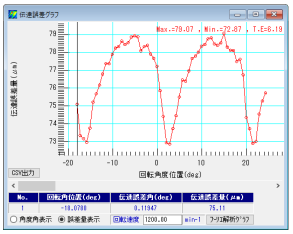


図 22.52　回転伝達誤差

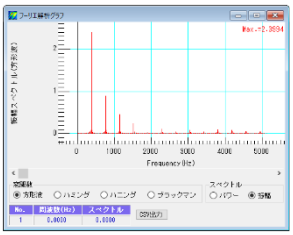


図 22.53　フーリエ解析

22.18　最適歯面修整量解析（オプション）

図 22.13 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

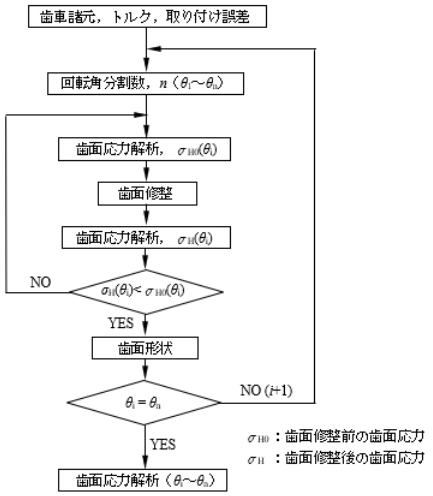


図 22.54　歯面応力が最小となる歯面修整フローチャート

修整量を決めることができる機能です．ここでは，トルクなどを図 22.12 の条件としたとき，図 2.54 のフローチャートに基づいて歯面応力が最小となる歯面形状を生成します．

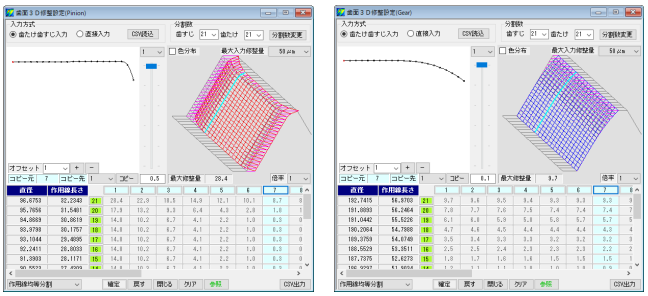
本例は，最適修整量解析条件設定 で，図22.55 の食い違い誤差，および並行度誤差を 0 とし，回転分割数と繰り返し計算回数を共に 5 として更に，修整量振り分け比をピニオン 1.0，ギヤを 0 としています（標準の修整量振り分け比は 0.5, 0.5）．

最適歯面修整解析の結果，図 22.56 の歯面形状を得ることができ，この歯面で応力解析をすると図 22.57 のように歯面応力は，σ_{Hmax}=1435MPa となり，図 22.19 の歯面応力（σ_{Hmax}=1836MPa）より 400MPa 低下することが解ります．また，フラッシュ温度は図 22.23 と同じ条件で解析すると図 22.58 のように T_{fl}=27.4℃となり図 22.25 より 3.8℃低下します．



(a) 設定値　　(b) 解析終了後

図 22.55　最適歯面修整設定



(a) ピニオン　　(b) ギヤ

図 22.56　最適歯面修整

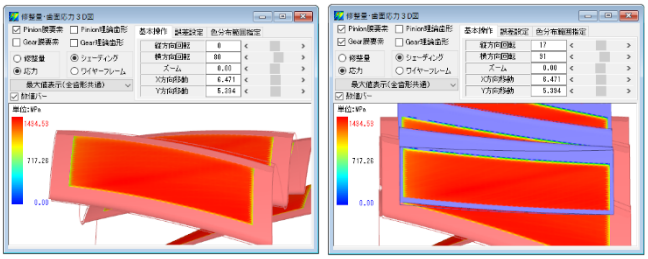


図 22.57　歯面応力，σ_{Hmax}=1435MPa

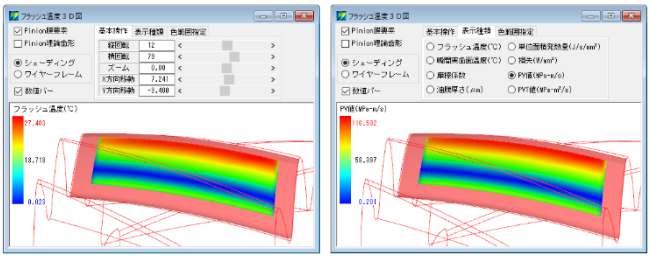
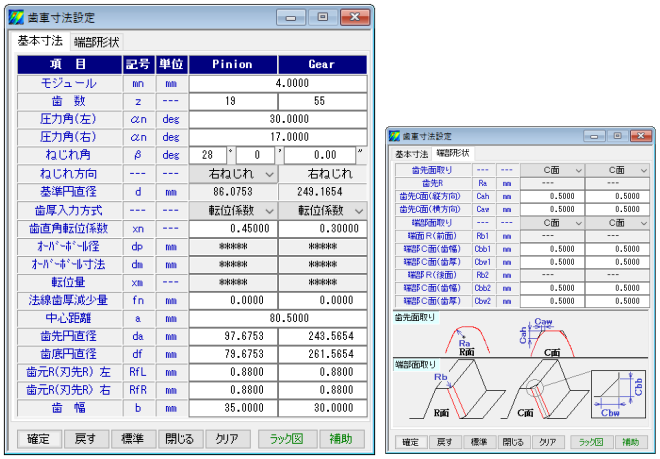


図 22.58　フラッシュ温度

図 22.59　PV 値

22. 19　内歯車の解析（オプション）

図 22.2 で「外歯車×内歯車」を選択し，図 22.60 で歯車諸元を設定し，外歯車対と同様に解析します．解析結果を図 22.60～22.73 に示します．ピニオンの歯面修整は「外歯車×外歯車」の図 22.15 と同じにしています．



(a) 歯車諸元　　(b) 面取り

図 22.60　諸元設定

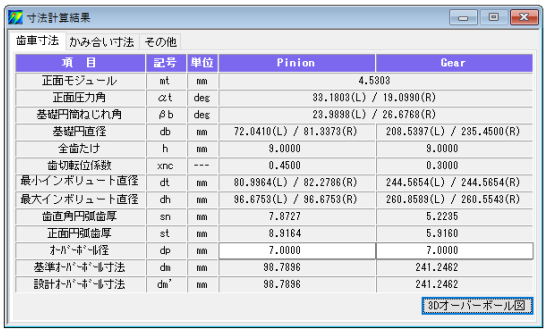


図 22.61　寸法結果 1



図 22.62　寸法結果 2

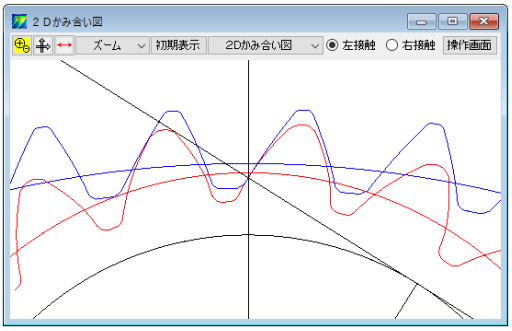
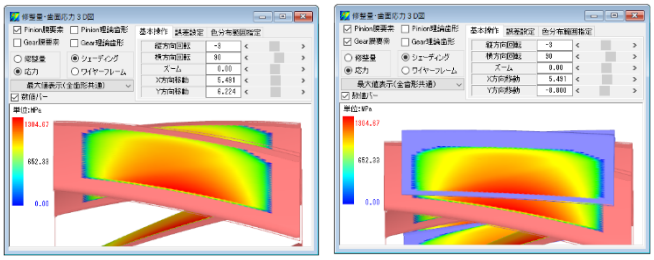


図 22.63　正面かみ合い図

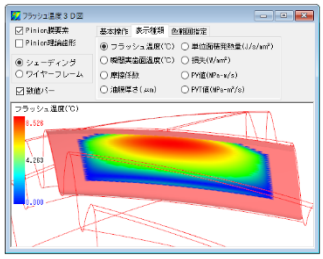


図 22.64　歯面要素設定



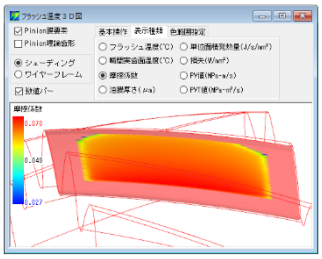
(a)ピニオン　　(b)ギヤ

図 22.65　歯面応力，σ_{Hmax}=1305MPa



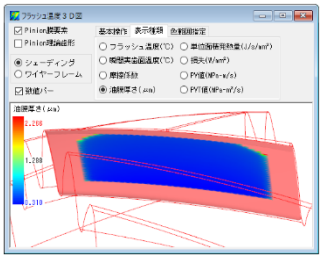
T_{fl}=8.53(℃)

図 22.66　フラッシュ温度



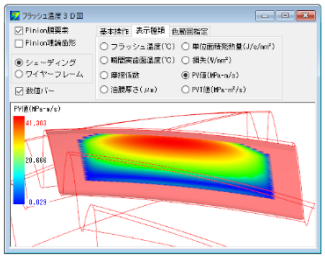
μ_{max}=0.070

図 22.67　摩擦係数



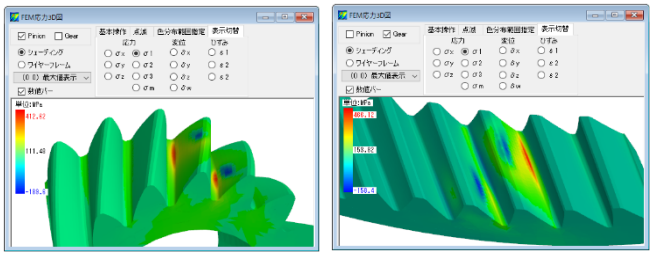
λ_{min}=0.310(μm)

図 22.68　油膜厚さ



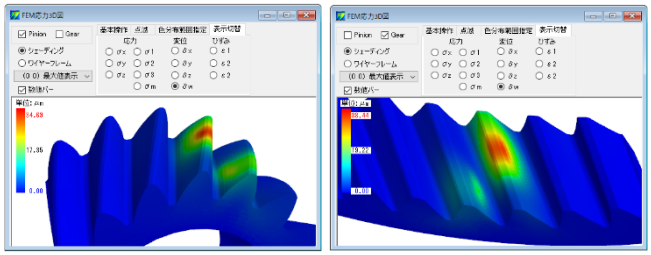
PV_{max}=41.3(MPa-m/s)

図 22.69　PV 値



(a) ピニオン　σ_{1max}=413MPa　　(b) ギヤ σ_{1max}=466MPa

図 22.70　最大主応力



(a) ピニオン　δ_{max}=34.6μm　　(b) ギヤ　δ_{max}=88.4μm

図 22.71　変位

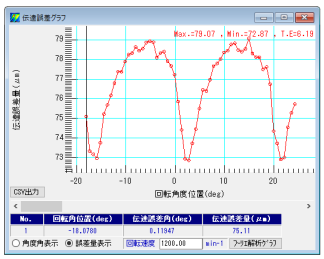


図 22.72　回転伝達誤差

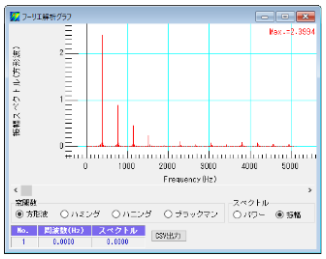


図 22.73　フーリエ解析

22. 20　潤滑油特性（オプション）

図 22.23 のフラッシュ温度設定画面において ☑ 物性入力 とすることで図22.74の潤滑油特性を設定することができ図22.25のフラッシュ温度などの計算をすることができます.



図 22.74　潤滑油特性設定の例

※ 非対称歯形歯車の検討例は，付録[H]の「非対称歯車の特性」をご覧下さい.

[23] Hob Chip (切粉形状シミュレーション)

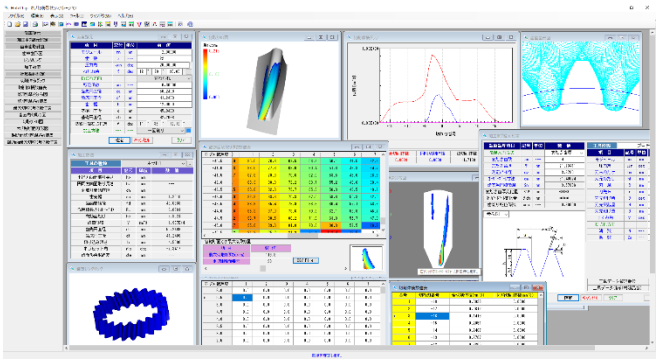


図 23.1　Hob Chip

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．



図 23.2　歯車諸元入力

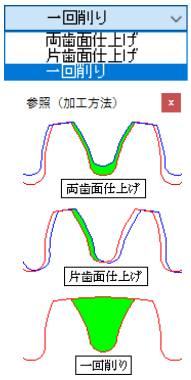


図 23.3　加工方法

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「プロチュバランスセミトッピングホブ」を使用します．図 23.4～23.5 でホブの各部寸法および歯車歯厚（またぎ歯厚，オーバーボール寸法，円弧歯厚）を設定します．ここでは，またぎ歯厚を 21.734mm として計算を進めます．

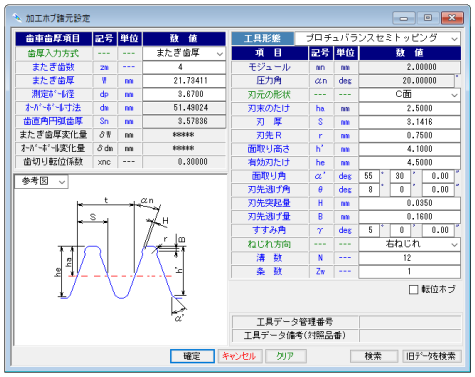


図 23.4　ホブ諸元入力（ホブ参考図），歯厚設定

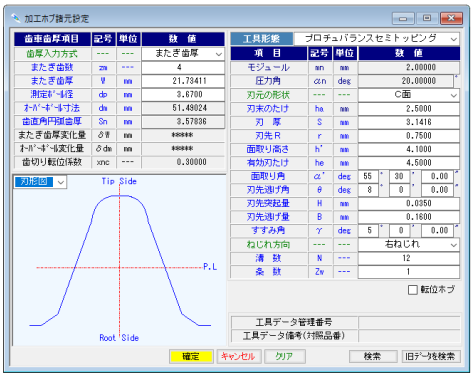


図 23.5　ホブ諸元入力（ホブ刃形図），歯厚設定

23. 4 歯形図

ホブ設定後，図 23.6 の歯形計算をすることで歯形軌跡図（図 23.7），歯形創成図（図 23.8），歯形レンダリング（図 23.9）を描くことができ，歯形軌跡図および歯形創成図の補助フォームでは図の拡大，縮小，距離計測などの機能を持っています．そして，使用ホブでの加工数値表を図 23.10 に示します．

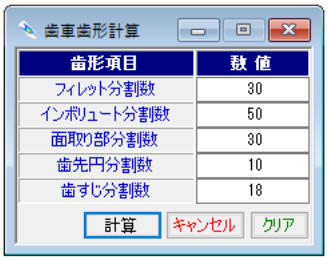


図 23.6　歯形計算

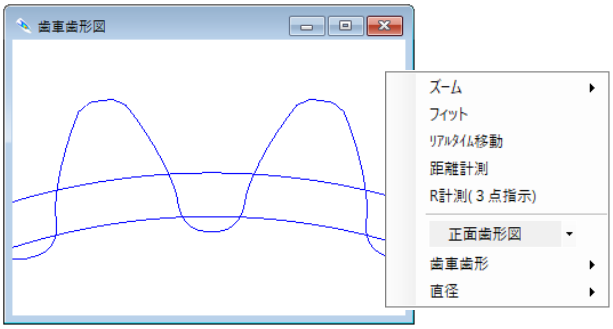


図 23.7　歯形軌跡図

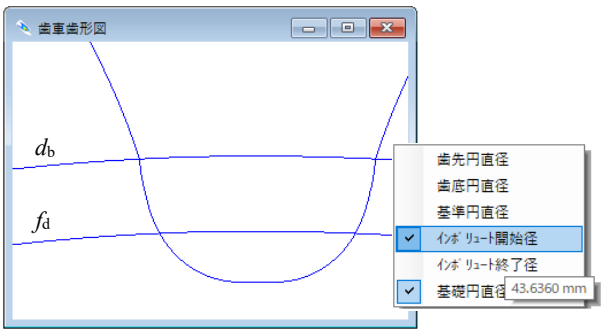


図 23.8　歯形軌跡拡大図

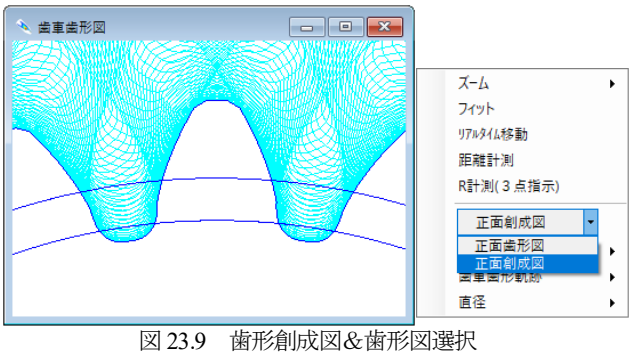


図 23.9　歯形創成図＆歯形図選択

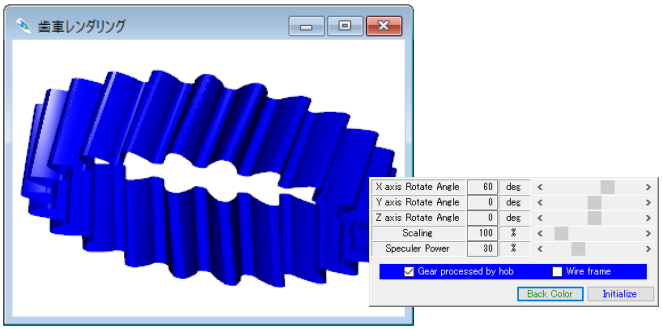


図 23.10　歯形レンダリング



図 23.11　加工数値

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 23.12 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 23.12　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 23.13 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)としています．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 23.13 のグラフより，本例の場合には切れ刃番号-3 の刃が全切削体積で最大となり，切れ刃番号-1 が同時切削体積最大となります．図 23.14 に切削体積表を示します．

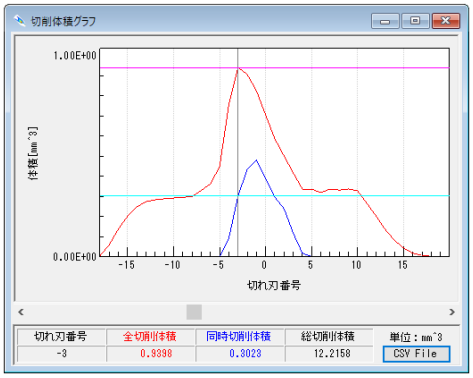


図 23.13　切削体積グラフ



図 23.14　切削体積表

23.5.3 切取り厚さ

図 23.13 の切削体積で最大となる切れ刃番号-3 に着目すると，切削体積は 0.9398mm^3 となり，切取り形状と切取り厚さを図 23.15 に，切り取り厚さを表 23.16 に示します．そして，図 23.16 で出力した CSV ファイルを図 23.17 に示します．

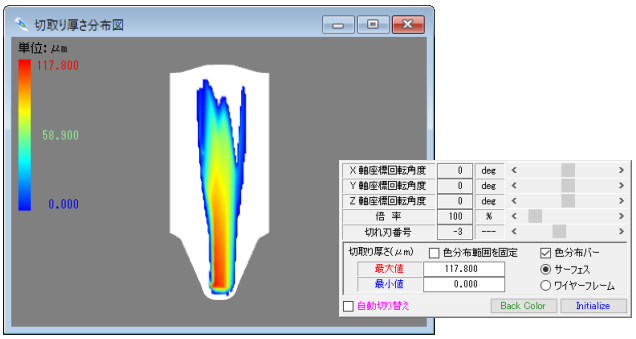


図 23.15　切取り厚さ形状（切れ刃番号：-3）

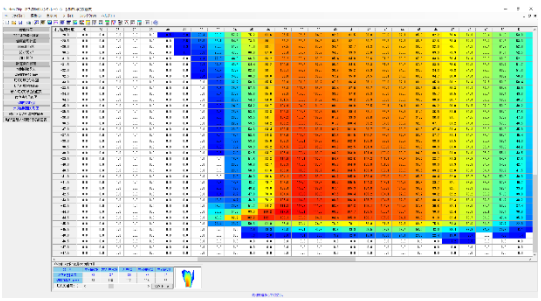


図 23.16　切り取り厚さ（切れ刃番号：-3）

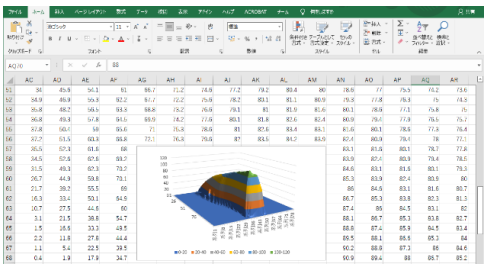


図 23.17　切り取り厚さ（切れ刃番号-3），csv

最大切取り厚さは図 23.18 のように刃番号 5 で厚さは 137.9μm です．切取り形状を図 23.19 に，セル表示を図 23.20 に示します．



ホブ切れ刃番号	切取り厚さ(単位：μm)
5	137.900
-6	129.700
-7	127.600
-8	127.500
-9	127.200
-10	125.500
-5	122.800
-2	121.300

図 23.18　最大切り取り厚さ

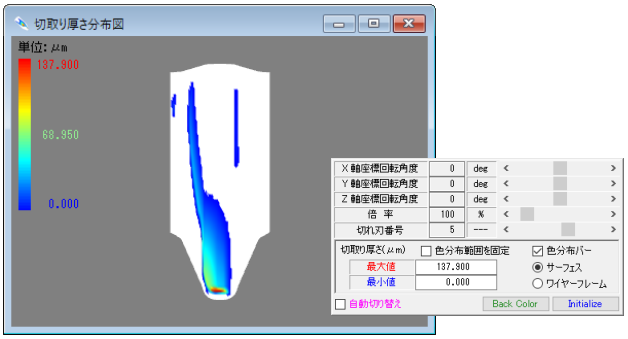


図 23.19　切取り厚さ形状（切れ刃番号：5）

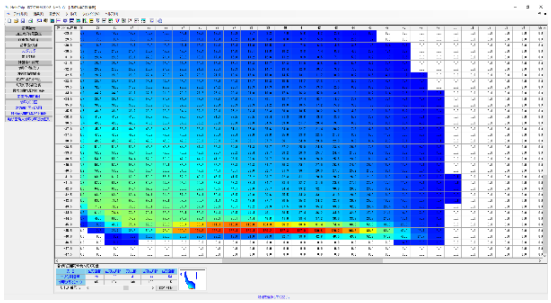


図 23.20　最大切り取り厚さ（切れ刃番号：5）

23.5.4 歯溝図

図 23.21～23.28 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．

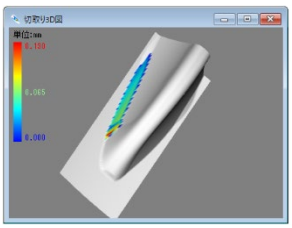


図 23.21　歯溝図(切れ刃-15)

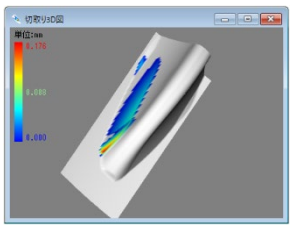


図 23.22　歯溝図(切れ刃-10)

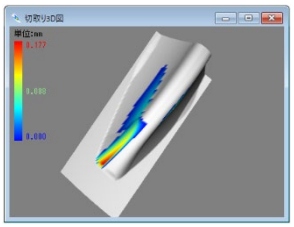


図 23.23　歯溝図(切れ刃-5)

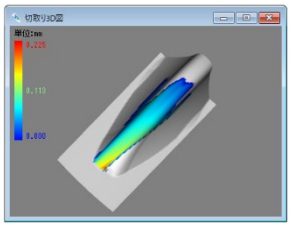


図 23.24　歯溝図(切れ刃-2)

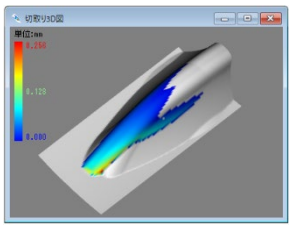


図 23.25　歯溝図(切れ刃+2)

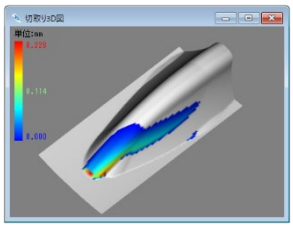


図 23.26　歯溝図(切れ刃+5)

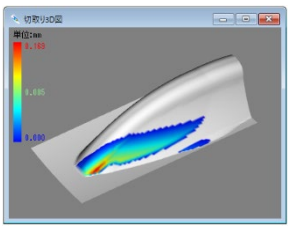


図 23.27　歯溝図(切れ刃+8)

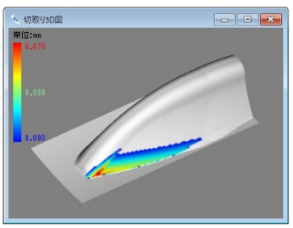
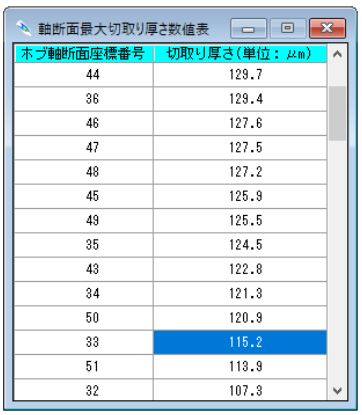


図 23.28　歯溝図(切れ刃+13)

23.5.5 ホブ切刃と切粉

図 23.29 に示すように切取り厚さが大きくなるホブ軸断面座標番号は 33～41 であり，図 23.30 のようにホブ刃先付近であることが解ります．そして，ホブ断面刃形分割番号の切取り厚さと数値は，図 23.31 で知ることができます．



ホブ軸断面座標番号	切取り厚さ(単位：μm)
44	129.7
36	129.4
46	127.6
47	127.5
48	127.2
45	125.9
49	125.5
35	124.5
43	122.8
34	121.3
50	120.9
33	115.2
51	113.9
32	107.3

図 23.29　切取り厚さ

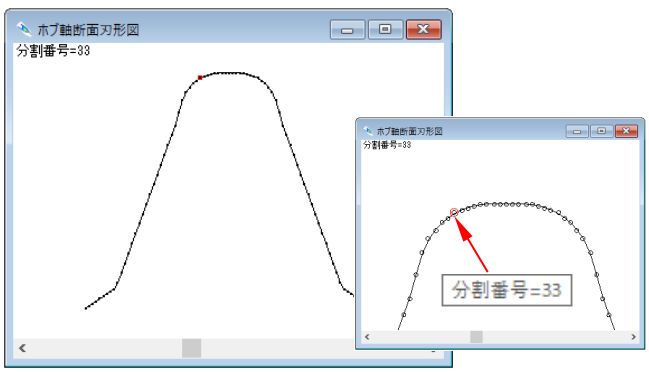


図 23.30　ホブ断面刃形

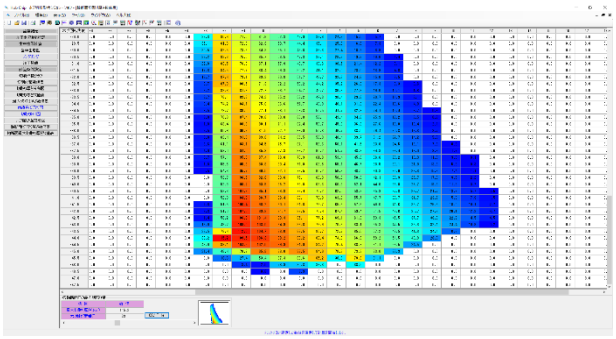


図 23.31　切取り厚さ形状と数値（ホブ断面刃番号：33)

23.6 ホブ取り付け角度誤差

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 23.31 にホブ取り付け角度誤差の設定画面を示します．



図 23.31　ホブ取り付け角度誤差の設定

23.7 仕上げ加工後の切粉の切り取り形状

図 23.2 の歯車を 2 回加工したときの計算例を以下に示します．まず，図 23.3 の加工方法で両面仕上げを選択し，1 回目の加工を図 23.4 のホブでまたぎ歯厚を W_1=22.30 とします．次に仕上げ加工を図 23.32 のように W_1=21.30 とし，解析結果を図 23.33～38 に示します．

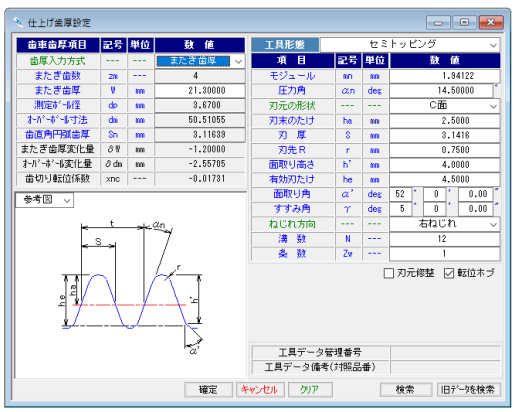


図 23.32　ホブ諸元入力，2 回目の加工

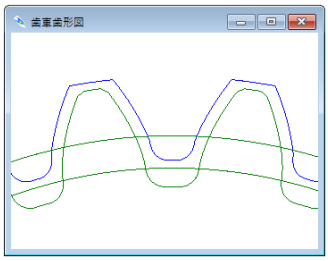


図 23.33　歯形軌跡図

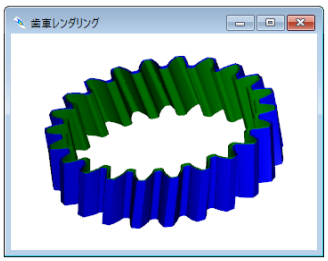


図 23.34　歯形レンダリング

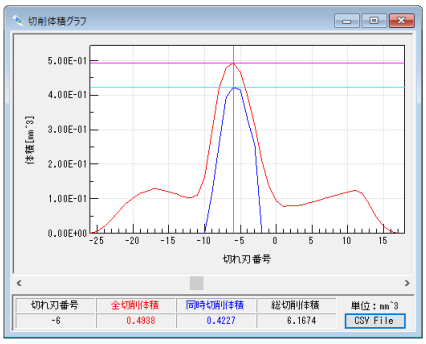


図 23.35　切削体積グラフ

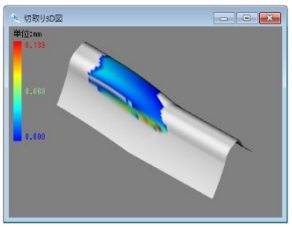


図 23.36　歯溝図(切れ刃-3)

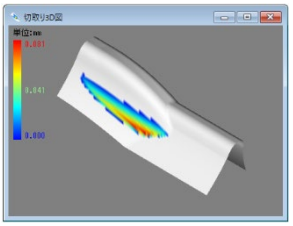


図 23.37　歯溝図(切れ刃 3)

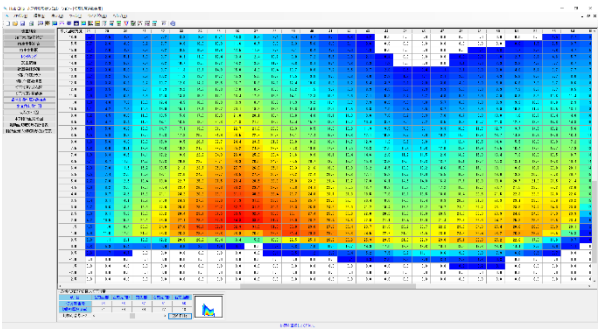


図 23.38　最大切り取り厚さ（切れ刃番号：-3)

23.8 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．

[25] involute Gemma iii

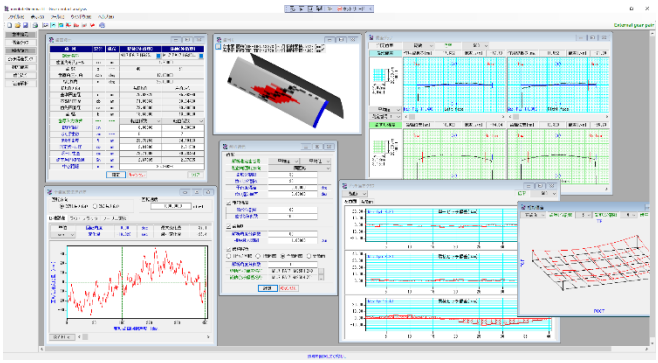


図 25.1　involute Gemma iii

25. 1　概要

involute Gemma iii 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偏差，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 iii の画面を，図 25.2 に CLP-3500S-F の写真を示します．



図 25.2　歯車測定機（CLP-3500S-F:TPR 大阪精密機械(株)様）

25. 2　歯車諸元設定

歯車諸元は，図 25.4 の諸元名称の [...] で図 25.3a の測定データ検索画面から選択することができます．検索項目は，図 25.4 のように日付，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．

理論歯車とのかみ合いシミュレーションをする場合は，駆動歯車または，従動歯車に理論歯車諸元を図 25.5 のように設定することができます．



図 25.3a　測定データの選択



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　歯形，歯すじ偏差グラフ

図 25.3 の「諸元名称」で読み込んだ歯形測定データ（歯形偏差，歯すじ偏差）を図 25.6 および図 25.7 のように，また，ピッチ偏差を図 25.8 のように表示することができます．偏差グラフの偏差倍率も変更可能で，測定番号を各々表示することができます（本例は平均値を表示）．また，カーソルを移動することで作用線長さと偏差を表示します．

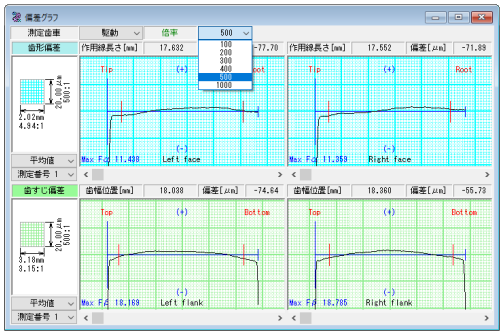


図 25.6　歯形，歯すじ偏差（駆動歯車），平均値の例

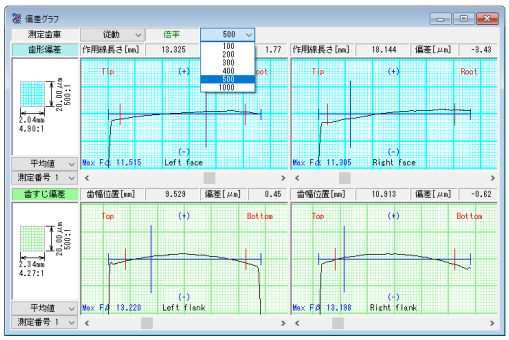


図 25.7　歯形，歯すじ偏差（従動歯車），平均値の例

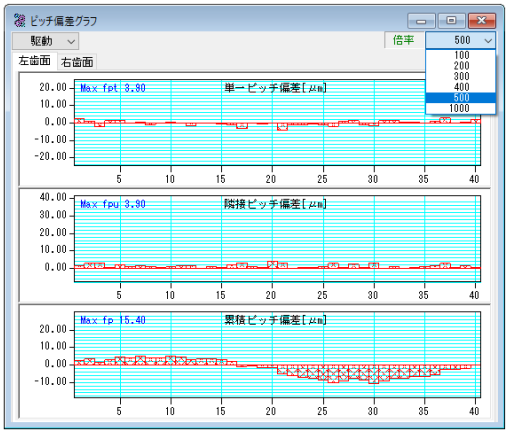


図 25.8　ピッチ偏差（駆動歯車，左歯面）

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 25.9 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．

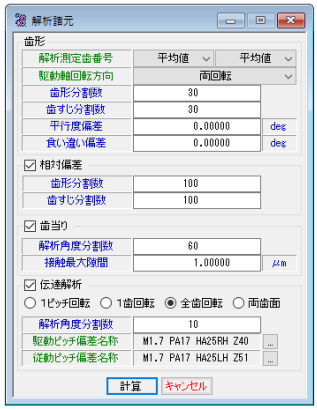


図 25.9　解析諸元

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．分割数は歯たけ分割数および歯すじ分割数をともに最大 30 分割の表示をすることができ，偏差倍率は 1000 倍まで設定することができます．図 25.10 は，歯たけ分割数を 22，歯すじ分割数を 15 としていますが，図 25.11 の分割数は 9×15 とし，偏差倍率を 500 倍として表示しています．

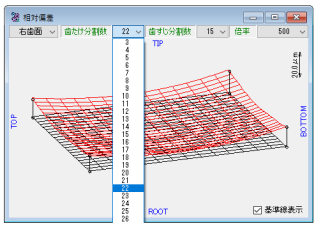


図 25.10　相対誤差(右歯面)

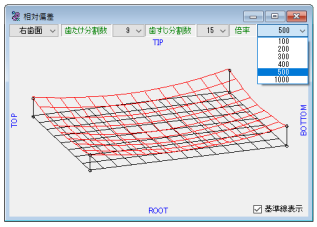


図 25.11　相対誤差(左歯面)

25.6　歯当たり

図 25.9 の解析諸元で歯当たりシミュレーションした結果，左歯面の歯当たりを図 25.12 に，右歯面の歯当りを図 25.12 に示します．この歯当たりは，歯幅のほぼ中央部に位置していますが，歯形偏差および歯すじ偏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 25.9 の接触最大隙間数値を大きくすると広くなります．

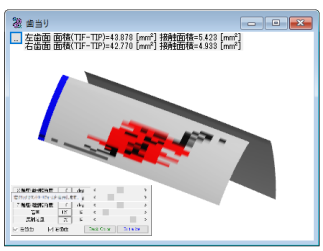


図 25.12　歯当たり(左歯面)

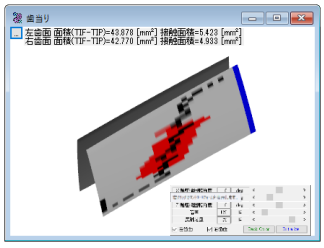
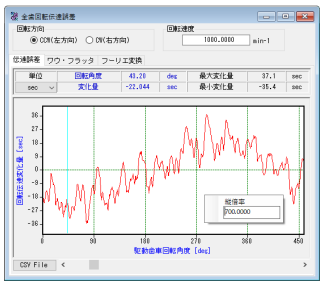


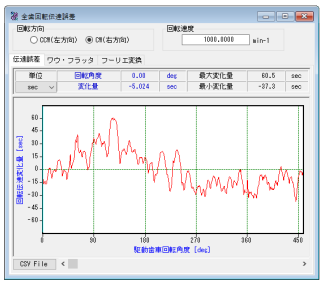
図 25.13　歯当たり(右歯面)

25.7　回転伝達誤差

図 25.9 の解析諸元で回転伝達誤差を解析した結果（**全歯測定オプション**）を図 25.14 に示します．左歯面の回転伝達誤差は 72.5sec，右歯面の回転伝達誤差は 97.8sec 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．そしてワウ・フラッタを図 25.15 に，フーリエ解析結果を図 25.16 に示します．

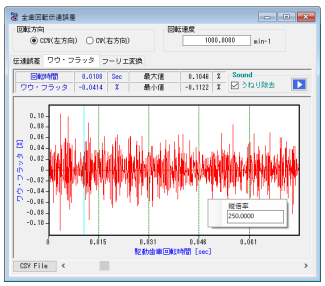


(a) 左歯面，TE=72.5sec

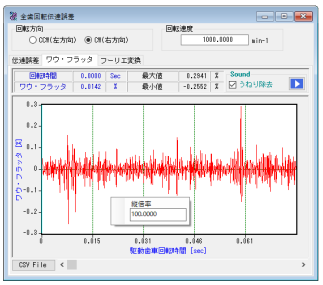


(b) 右歯面，TE=97.8sec

図 25.14　回転伝達誤差（全歯測定の例），全歯回転

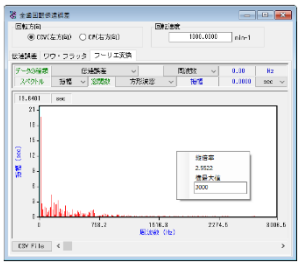


(a) 左歯面

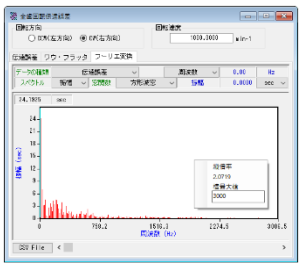


(b) 右歯面

図 25.15　ワウ・フラッタ（全歯測定の例），全歯回転



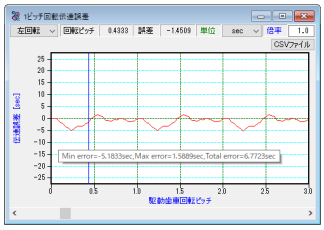
(a) 左歯面



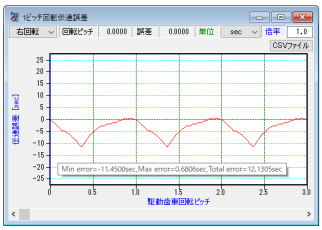
(b) 右歯面

図 25.16　フーリエ解析（全歯測定の例），全歯回転

解析諸元で「1 ピッチ回転」を選択したときの伝達誤差解析結果を図 25.17 に示します．また，解析諸元（図 25.9）で「1 歯回転」を選択したときの伝達誤差解析結果を図 25.18 に示します．

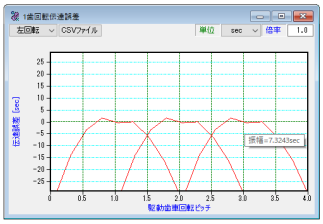


(a) 左回転

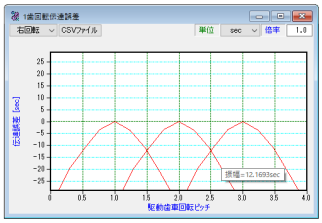


(b) 右回転

図 25.17　回転伝達誤差（1 ピッチ回転）



(a) 左回転

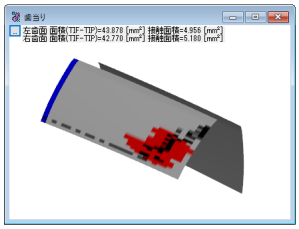


(b) 右回転

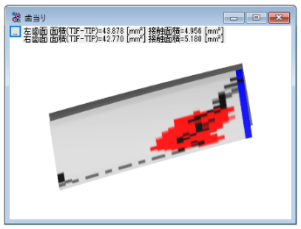
図 25.18　回転伝達誤差（1 歯回転）

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 25.9 の解析諸元で食い違い誤差を 0.1°として解析した結果を図 25.19 および図 25.20 に示します．食い違い誤差を 0.1°とすると歯当たりは歯幅端部側に移動しますが，回転伝達誤差はほぼ同じであることが解ります．

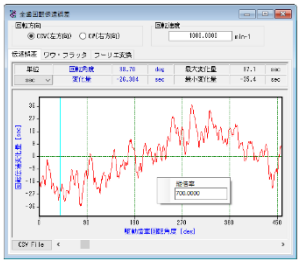


(a) 左歯面

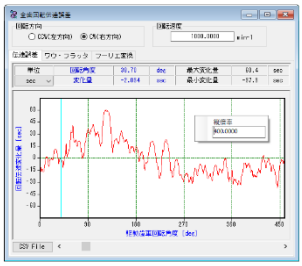


(b) 右歯面

図 25.19　歯当たり（食い違い誤差 0.1°）



(a) 左歯面，TE=72.5sec



(b) 右歯面，TE=97.7sec

図 25.20　回転伝達誤差（全歯測定の例），全歯回転

25.9　両歯面かみ合い解析（オプション）

歯形検査結果を元にした歯車と相手歯車を理論歯車として両歯面かみ合い試験をすることができます．図 25.21～25.26 に解析例を示します．



項　目	記号	単位	駆動(外歯車)	従動(外歯車)
諸元名称	---	---	マスターギヤ	M1.7 PA17 HA25…
歯直角モジュール	mn	mm	1.70000	
歯　数	z	---	26	40
歯直角圧力角	αn	deg	17.00000	
ねじれ角	β	deg	25.00000	
ねじれ方向	---	---	左ねじれ	右ねじれ
基準円直径	d	mm	48.76930	75.02970
基礎円直径	db	mm	46.21083	71.09360
歯先円直径	da	mm	52.16930	79.40000
歯　幅	b	mm	18.50000	18.50000
歯厚入力方式	---	---	転位係数	転位係数
転位係数	xn	---	0.00000	0.00000
またぎ歯数	zm	---	4	5
またぎ歯厚	W	mm	18.38240	23.76258
測定ボール径	dp	mm	2.83300	2.81800
ボール寸法	dm	mm	52.49107	78.71006
歯直角円弧歯厚	Sn	mm	2.67035	2.67035
中心距離	a	mm	61.89950	

確定　キャンセル　クリア

図 25.21　両歯面かみ合い試験の諸元

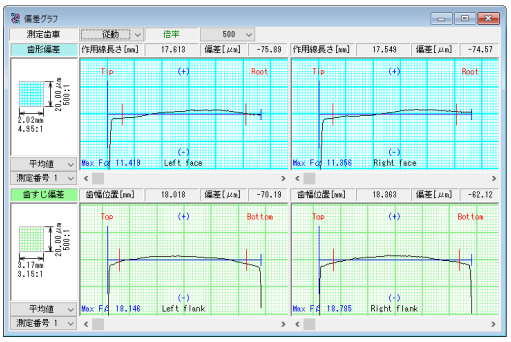


図 25.22　歯形，歯すじ偏差（従動歯車），平均値の例

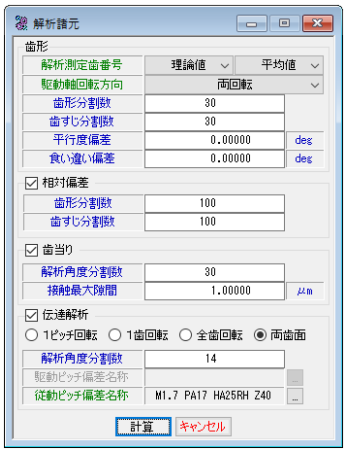
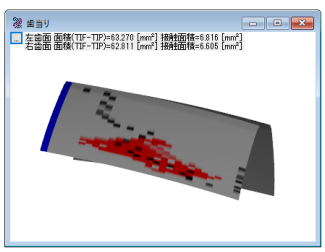
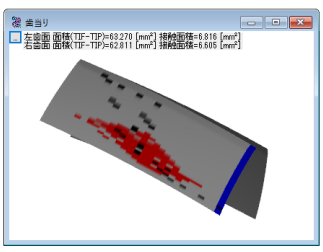


図 25.23　解析諸元，伝達誤差：両歯面



(a) 左歯面



(b) 右歯面

図 25.24　歯当たり

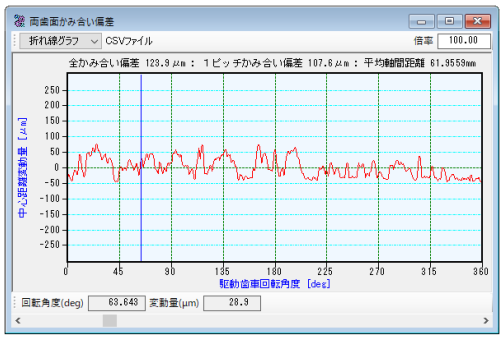


図 25.25　両歯面かみ合い試験結果（折れ線）

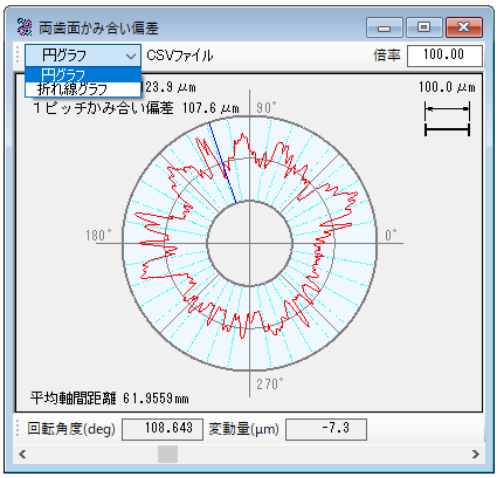


図 25.26　両歯面かみ合い試験結果（円グラフ）

25. 9　内歯車

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図 25.19～25.25 に示します.



図 25.19　歯車諸元

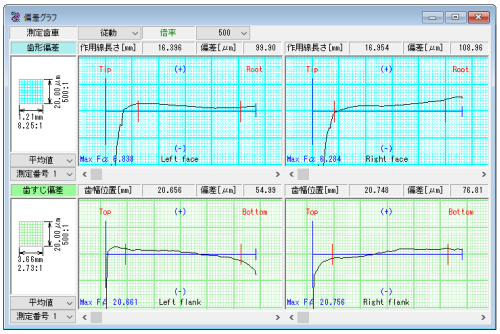
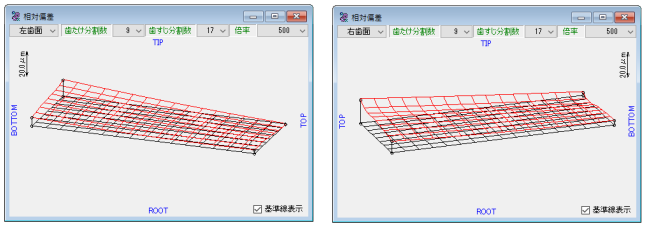


図 25.20　内歯車歯形，歯すじ偏差グラフ



(a) 左歯面　　(b) 右歯面

図 25.21　相対誤差

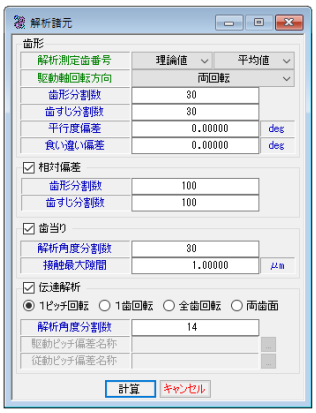


図 25.22　解析諸元

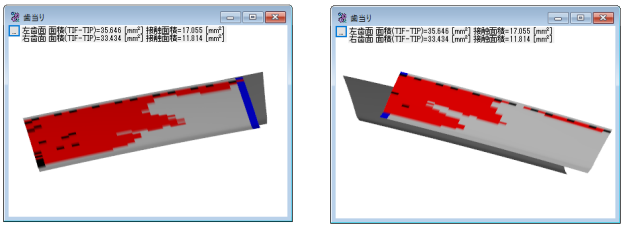
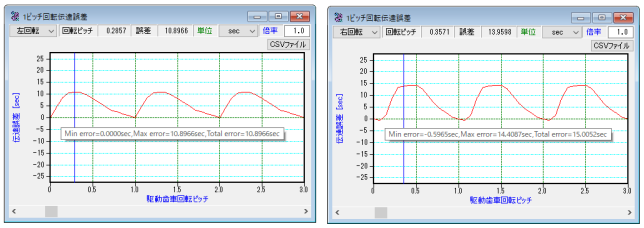


図 25.23　歯当たり（左歯面）　　図 25.24　歯当たり（右歯面）



(a) 左回転　　(b) 右回転

図 25.25　回転伝達誤差（1 ピッチ回転）

25. 10　その他

(1)　図 25.26 のようにヘルプ機能を有しています.

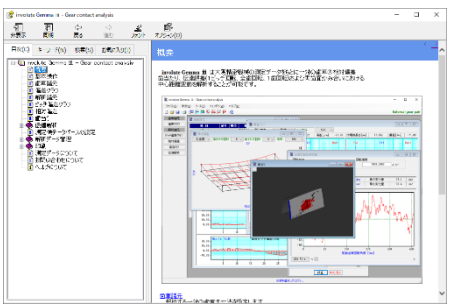


図 25.26　HELP 機能

(2)　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.

[27]インボリュートスプライン寸法設計 (JIS B 1603)

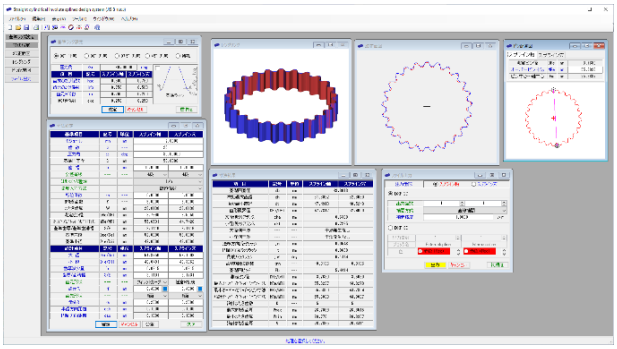


図 27.1　インボリュートスプライン(JIS B 1603)

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．

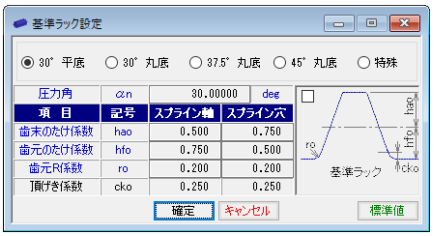


図 27.2　基準ラック

27. 3 諸元入力

図 27.3 の諸元入力画面の [基準項目] でモジュール，歯数，圧力角等を入力し，[はめあいの種類] H/h とした計算例を以下に示します．[設計項目] では，大径や小径，そして歯厚等は[TAB]で標準値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，R 面 C 面のいずれかを選択することができ，軸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（内スプラインの歯元形状は単一半径のみ）．



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 27.4～27.6 に表示します．

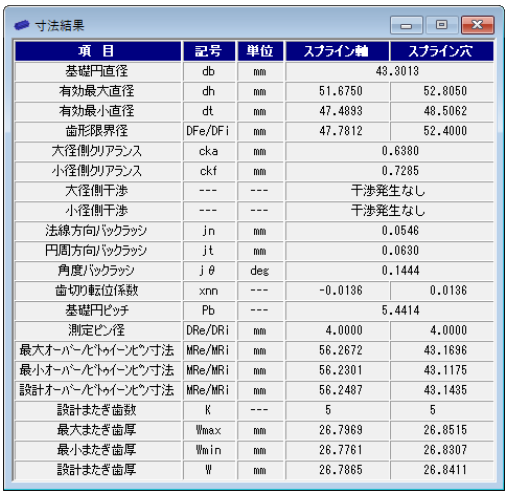


図 27.4　寸法



図 27.5　歯厚公差

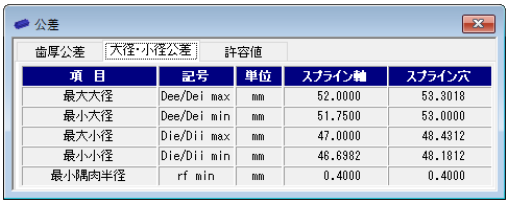


図 27.6　大径，小径公差



図 27.7　許容値

27. 5 歯形

図 27.8 に歯形を，図 27.9～27.10 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 27.11 に歯形レンダリングを，図 27.12 および図 27.13 に DXF ファイル出力と作図を示します．

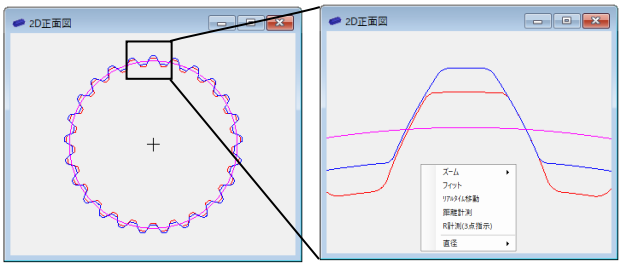


図 27.8　スプライン歯形

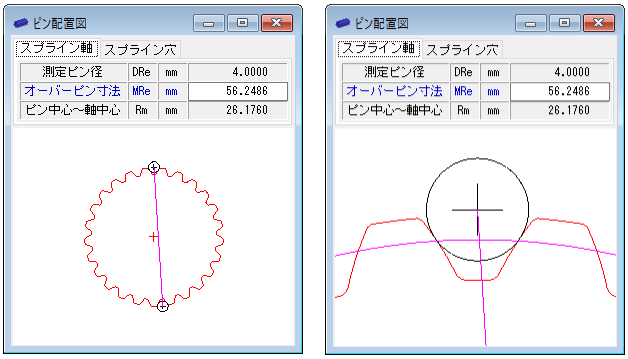


図 27.9　オーバーピン寸法（軸スプライン）

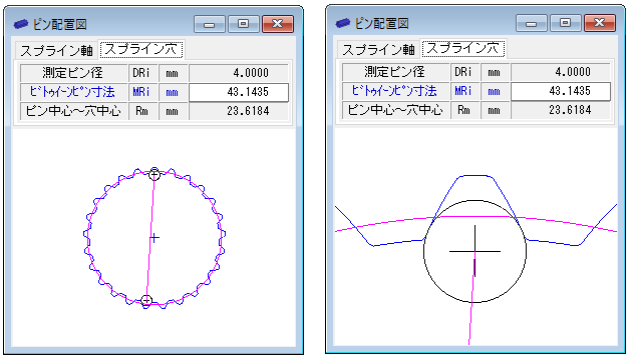


図 27.10　ビトゥイーンピン寸法（穴スプライン）

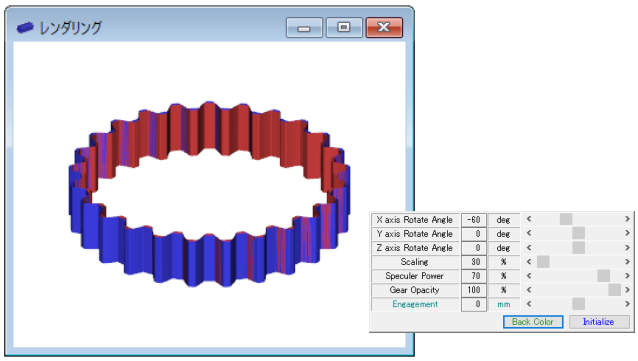


図 27.11　歯形レンダリング



図 27.12　ファイル出力

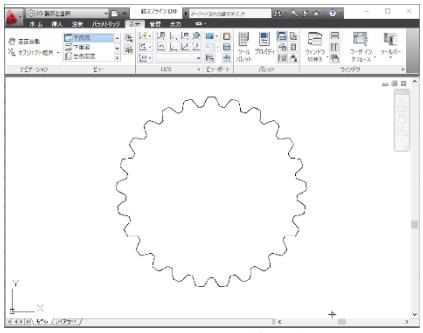


図 27.13　CAD 作図例

[28] 傾斜ウォームギヤ設計システム

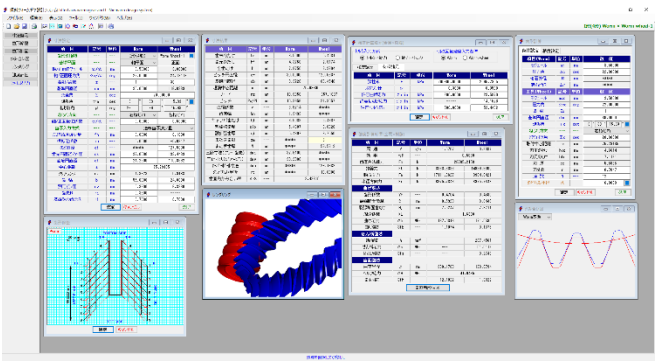


図 28.1　傾斜ウォームギヤ

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 度および 90 度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，そして強度計算をすることができます．

28. 2　ソフトウェアの構成

傾斜ウォームギヤ設計システムの構成を表 28.1 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 28.1　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	28.3	○
2	諸元設定	28.4	○
3	歯形修整	28.5	○
4	歯形	28.6	○
5	歯形レンダリング図	28.7	○
6	強度計算	28.8	○
7	歯形データファイル出力	28.9	○
8	設計データ管理	---	○
9	ウォーム歯形（A, N, K, I）	28.10	○
10	ウォーム歯形（L-Niemann）	28.11	◎
11	ウォーム歯形（C 形）	28.12	◎

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平面基準を選択することができます．ウォームの形式は，標準機能として A 形，N 形，K 形，I 形があり，オプションとして C 形と L-Niemann 歯形に対応しています．また，転位係数と中心距離の関係は，

(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

を選択することができます．



図 27.2　プロパティ（基準ラック他）

28. 3 歯車諸元設定

図27.3に歯車諸元の入力画面を，図27.4に寸法結果を示します．

(1)　モジュール　　：0.001～25
(2)　ウォーム条数　：1～21
(3)　軸交差角範囲　：±45 度
(4)　歯厚基準：法線歯厚減少量または横転位係数の設定



図 28.3　歯車諸元



図 28.4　ウォームギヤ寸法

28.4 歯形計算（ホイール加工用ホブ）

ウォームホイール加工ホブ諸元の設定画面を図 28.5 に示します．ウォームギヤの歯当たりを調整する際，ホブ径を若干大きくする方法やホイール加工ホブのモジュール（または圧力角）を僅か変更（**転位ホブ扱い**）として歯当たり調整することができます．

ここではウォーム径と同じホブ径で且つ，ホイールとホブのモジュールを等しくしたときの例を示します．



図 28.5　ウォームホイール加工ホブ諸元

28.5 歯形修整（ウォーム）

ウォームの歯形修整を図 28.6～28.8 のように設定することができます．なお，ホイールはホブの運動で決めるため歯形修整には対応していません．

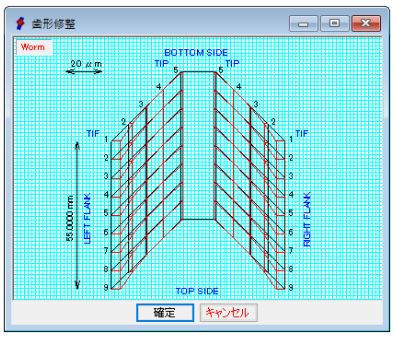


図 28.6　ウォーム歯形修整（トポグラフ）

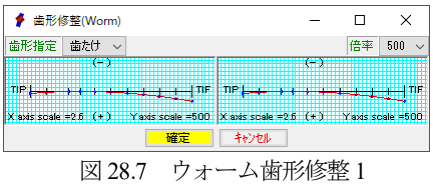


図 28.7　ウォーム歯形修整 1

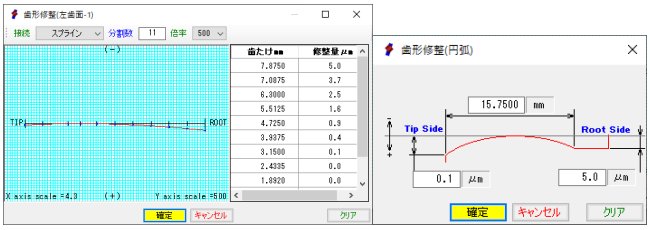
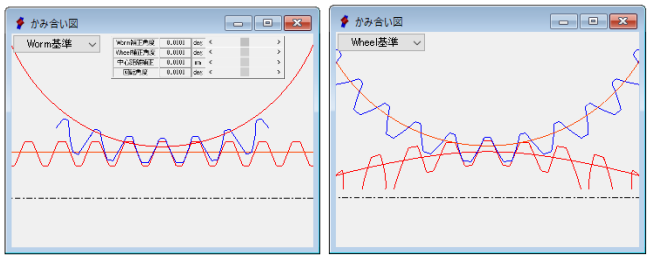


図 28.8　ウォーム歯形修整 2

28.6 かみ合い図，レンダリング

ウォームギヤのかみ合いを図 28.9 に示します．また，歯形レンダリング（図 28.10 および図 28.11）では，歯のかみ合い接触線を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 28.9　かみ合い図

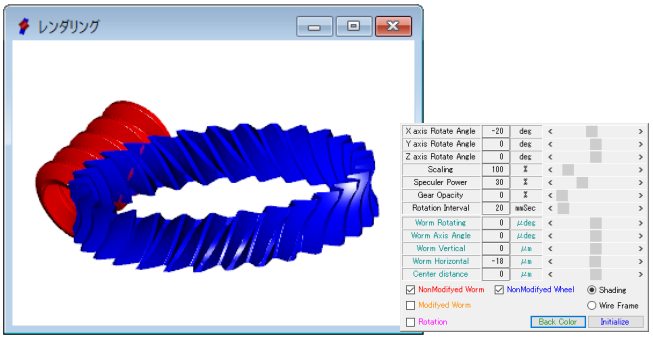


図 28.10　レンダリング（ウォーム無修整）

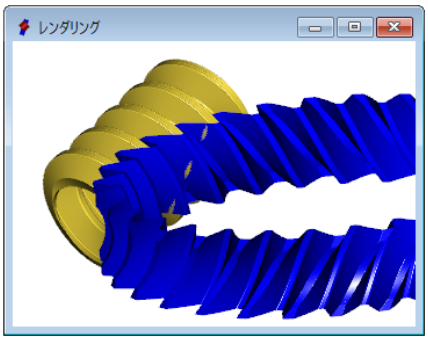


図 28.11　レンダリング（ウォーム歯形修整）

28.7 強度計算

ウォームギヤの強度諸元を図 28.12 で設定し，材料に応じた許容応力を図28.13で設定することにより図28.14のように強度結果を示します．また，[歯直角形状図]で最弱断面位置と歯形の曲率半径を図 28.15 に示します．



図 28.12　強度諸元（トルクなど）



図 28.13　強度諸元（材料）

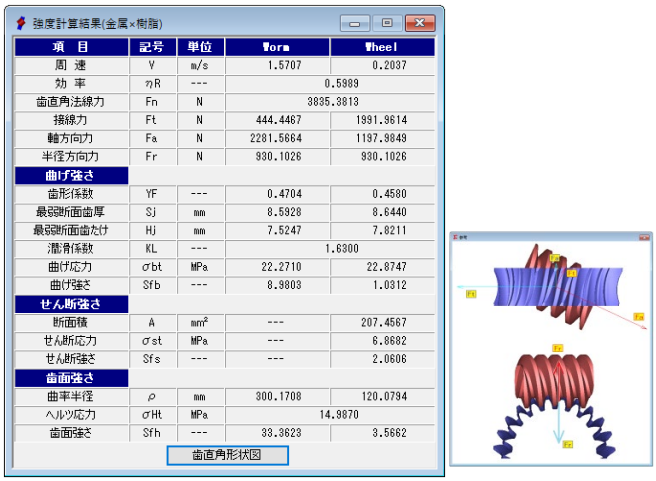


図 28.14　強度結果

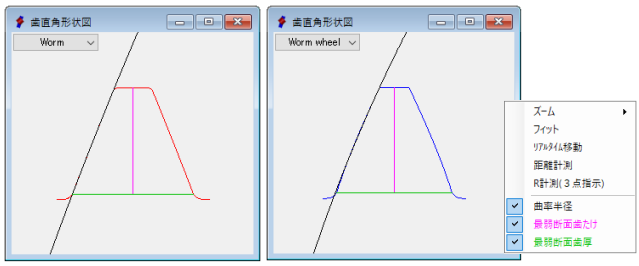


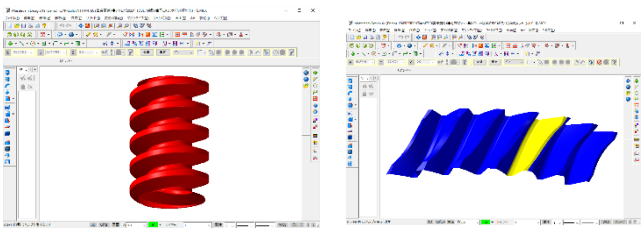
図 28.15　歯直角断面（最弱断面）

28. 8 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．歯形データファイル出力画面を図 28.16 に，CAD 作図例を図 27.17 に示します．



図 28.16　歯形データファイル出力



(a) Worm　　(b) Wheel

図 28.17　CAD 作図例(3D-IGES),

28. 9 L-Niemann 歯形

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 が提唱した歯形ではなくウォーム歯形に任意の曲率半径を与えることができます．そして，その歯形の CAD データ出力，3D 歯形かみ合い，歯車寸法計算をします．なお，L-Niemann 歯形の強度計算は未対応です．

図 27.2 でウォーム歯形を L-Niemann としたときの計算例を以下に示します．ここではウォームの凹半径を 30mm としていますが，任意に設定することができます．

ウォームを研削する砥石歯形は，研削時に 3 次元干渉が発生するため砥石歯形は，凸半径 30mm とはなりません．研削時の砥石歯形や NC コード出力などは，**[48]ウォーム研削砥石歯形設計** をご覧ください．



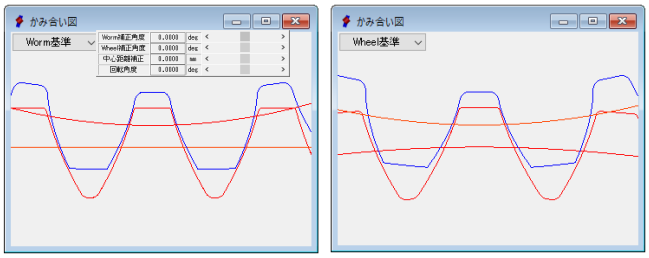
図 28.18　歯車諸元（L-Niemann）



図 28.19　ウォームギヤ寸法



図 28.20　ウォームホイール加工ホブ諸元



(a) ウォーム基準　　(b) ホイール基準

図 28.21　かみ合い図

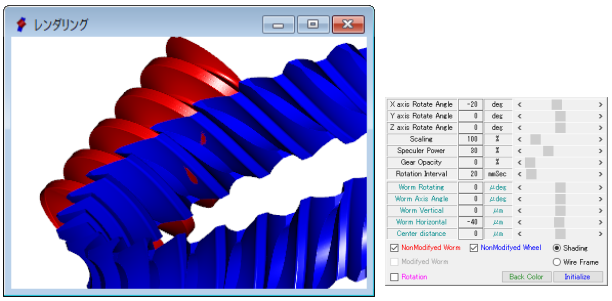


図 28.22　レンダリング（ウォーム歯形無修整）

L-Niemann 歯形で軸角 90°の例を以下に示します.



図 28.23　歯車諸元（L-Niemann, Σ=90°）

ウォームホイール加工ホブ諸元を図 28.24 に示しますが，ここでは歯当たり調整のためホブの圧力角を α_{xc}=21.8°（転位ホブ）としています．なお，C 形の強度計算は未対応です.



図 28.24　ウォームホイール加工ホブ諸元

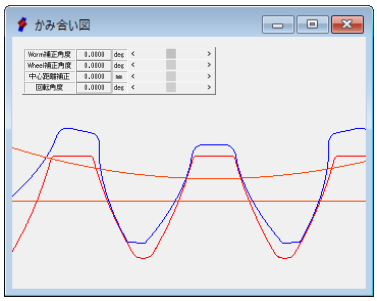


図 28.25　かみ合い図

L-Niemann 歯形の歯面を計測すると図 28.26 のように凹量は約 0.3mm であることが解ります．ただし，図中の緑線は本図に書き入れたものであり本ソフトウェアの機能ではありません．正しくは CAD で計測してください.

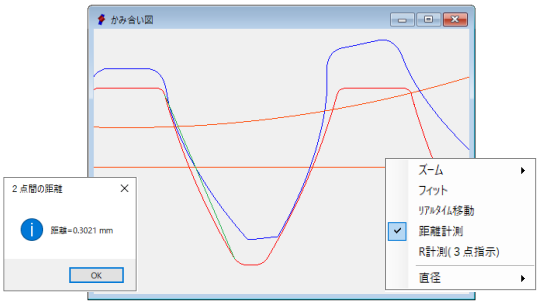


図 28.26　かみ合い図（距離計測）

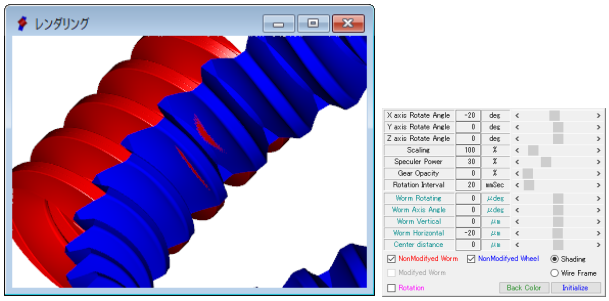


図 28.27　レンダリング（ウォーム歯形無修整）

28.10 ウォームC形

ウォームの歯形をC形とし軸角 Σ=90°（Σ≠90°も可能）の例を以下に示します．なお，C形の強度計算は未対応です．



図 28.28　歯車諸元（C形）



図 28.29　ウォームギヤ寸法



図 28.30　ウォームホイール加工ホブ諸元

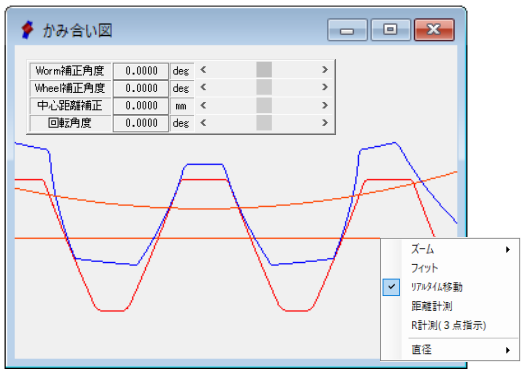


図 28.31　かみ合い図

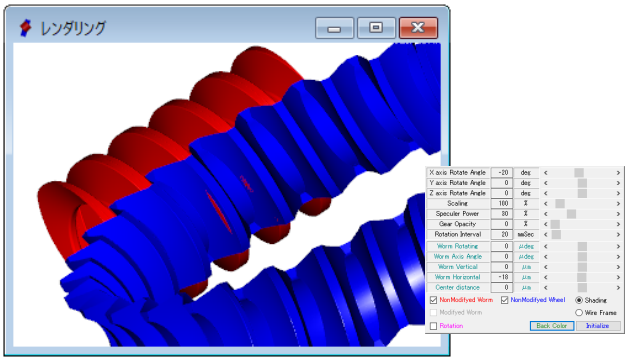


図 28.32　レンダリング（ウォーム歯形無修整）

[30] Tapered and crossed gear design system

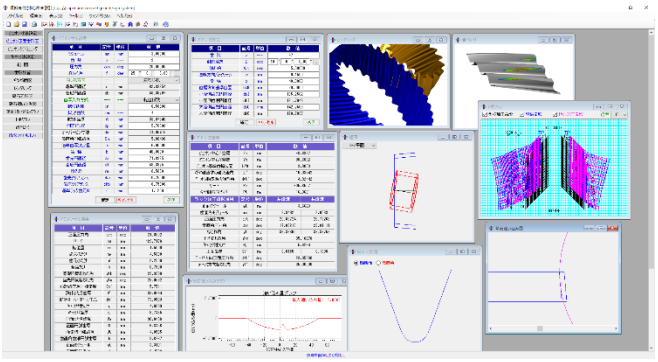


図 30.1　Tapered and crossed gear

30. 1 概要

傾斜角付きねじ歯車設計システム（Tapered and crossed gear design system）は，平行軸歯車の組み合わせではなく，軸交差角を持つ歯車の歯形を設計するソフトウェアです．ピニオン（インボリュート歯形）と，これに軸角を持つ相手歯車の歯形を生成し，この歯車を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，平，はすば歯車と同じです．



図 30.2　歯車諸元入力

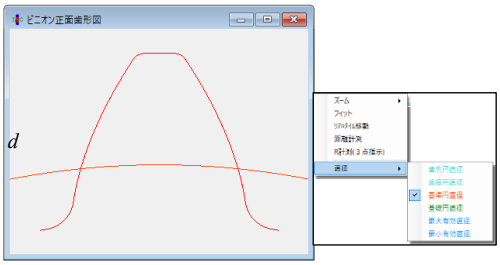


図 30.3　ピニオン歯形

図 30.3 のようにピニオンに歯すじ修整を施すことができます．

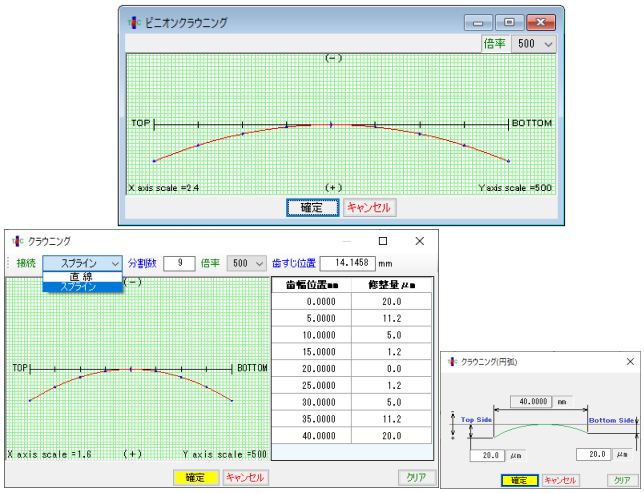


図 30.3　歯すじ修整

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 30.2 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．図 30.4 で[確定]を押すと，図 30.5 にギヤの寸法を示します．



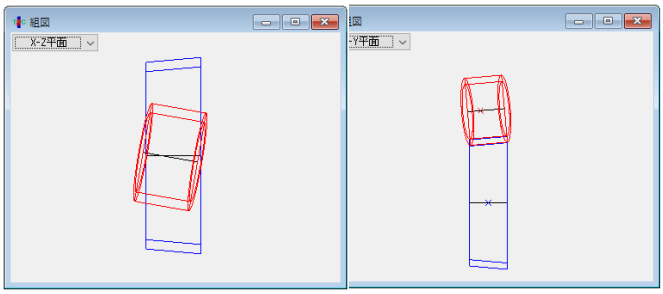
図 30.4　ギヤ諸元入力



図 30.5　ギヤ寸法

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 歯形計算

図 30.7 で歯形計算時の分割数を設定し，図 30.8 で，ねじ状砥石諸元を設定しますが，本例では，砥石でこの歯車を研削するとき，[回転補正]を〇両歯面とし，と[□砥石追い込み補正あり]を無効として計算を進めます．



図 30.7　歯形計算（分割数）



図 30.8　歯形計算（砥石項目）

30. 6 ギヤ断面図

歯車歯形（歯幅中央）を図 30.9 に示しますが，理論歯形と砥石研削後歯形の違いは，図 30.10 のようにその差は 6.4μm であり両者には大きな違いが無いことが解ります．

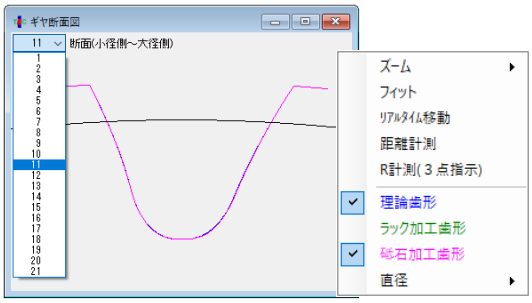


図 30.9　歯車歯形（断面 11，歯幅中央）

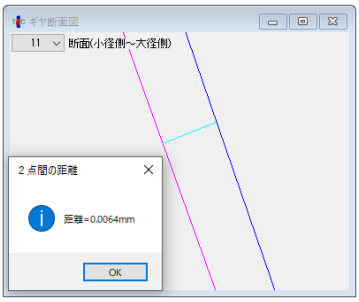


図 30.10　距離計測（理論歯形と砥石研削歯形）

30. 7 歯形レンダリング

図 30.11 および図 30.12 に歯形レンダリングを示します．これらの図で歯のかみ合い接触線やねじ状砥石とギヤの研削線を確認することができます．

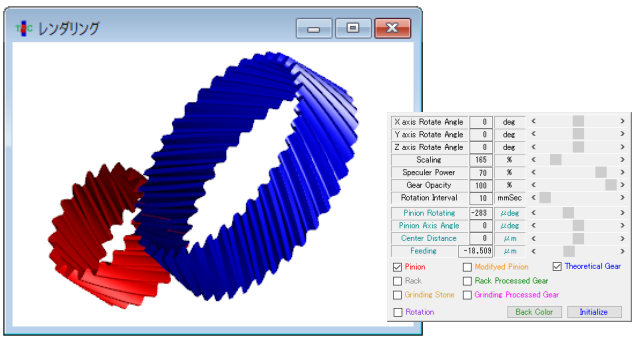
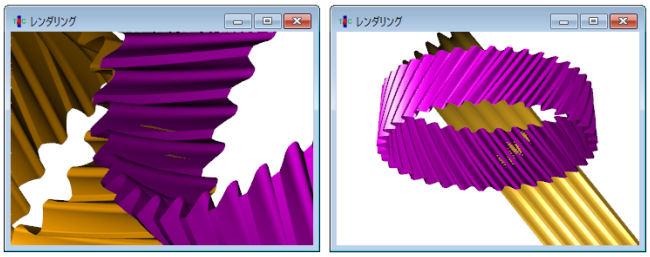


図 30.11　歯形レンダリング 1（理論歯形）



(a) 理論歯形の接触線　　(b) 歯すじ修整歯車の接触線



(c) 研削後歯車との接触線　　(d) 研削砥石と歯車

図 30.12　歯形レンダリング 2

30. 8 砥石歯形図

本件歯車を研削するときの砥石歯形を図 30.13 に示します.

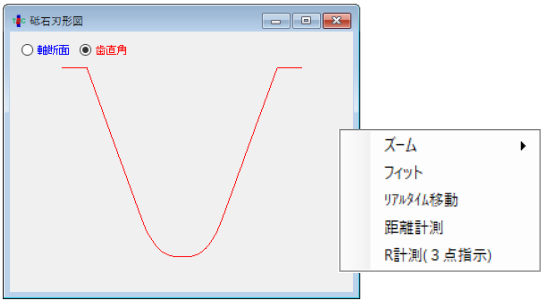


図 30.13　砥石歯形

30. 9 砥石追い込み図と砥石追い込みグラフ

本例では，図 30.8 歯形計算（砥石項目）で[□砥石追い込み補正あり]を無効としているため図 30.15 では砥石の移動に変化はありません.

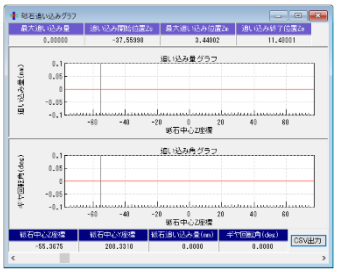


図 30.14　砥石追い込みグラフ

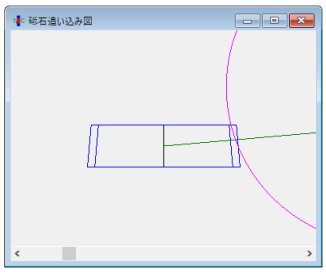


図 30.15　砥石追い込み図

図 30.16 のように[□砥石追い込み補正あり]を有効にすると砥石追い込みは図 30.17 のように変化します．この砥石の移動変化量は，最大で 0.3μm と非常に小さく現実的ではない動きと言えます．また，このように砥石を運動させて研削した歯車は，図 30.18 のような接触線となります．このことから本例歯車の場合には，[□砥石追い込み補正あり]を有効にしても無効にしても大きな違いは生じないということが解ります．また，砥石の追い込み量とギヤの補正回転角は[CSV]ファイルで図 30.19 のように出力することができます.

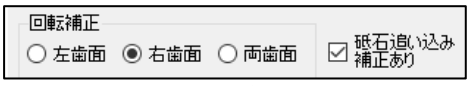


図 30.16　歯形計算（砥石項目）

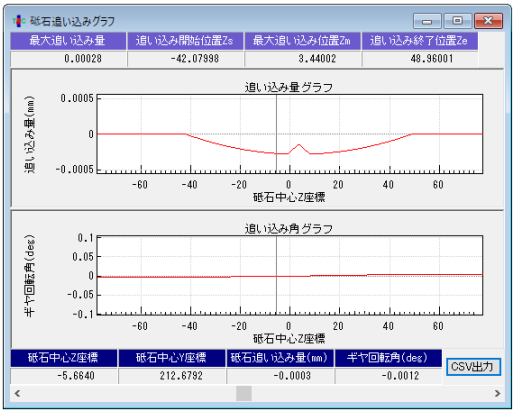


図 30.17　砥石追い込みグラフ，[□砥石追い込み補正あり]

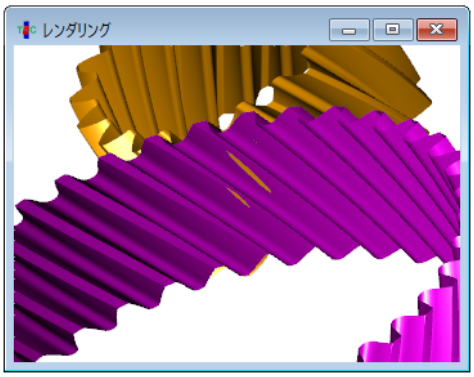


図 30.18　ピニオンと研削後歯車との接触線

	A	B	C	D
13	-54.586273	0	-0.003288	
14	-52.50189	0	-0.003288	
15	-50.417507	0	-0.003288	
16	-48.333125	0	-0.003288	
17	-46.248742	0	-0.003288	
18	-44.164359	0	-0.003288	
19	-42.079976	0	-0.003288	
20	-40.700582	-0.000017	-0.003235	
21	-39.321189	-0.000033	-0.00318	
22	-37.941795	-0.000049	-0.003123	
23	-36.562401	-0.000064	-0.003064	
24	-35.183007	-0.000079	-0.003003	
25	-33.803614	-0.000093	-0.00294	

図 30.19　砥石の追い込み量とギヤの補正回転角

30. 10 トポグラフ

図 30.8 歯形計算で解析したラック加工歯形と理論歯形，そして砥石加工歯形のトポグラフを図 30.20 に示します．また，理論歯形と砥石加工歯形の拡大図を図 30.21 に示しますが両者には大きな違いはありません.

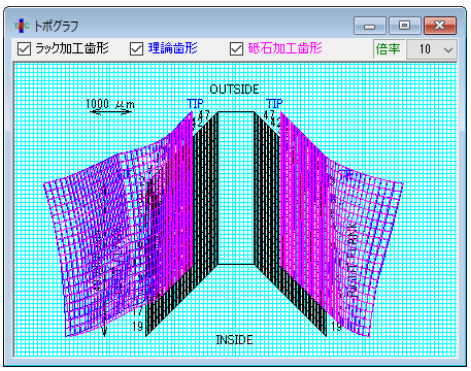


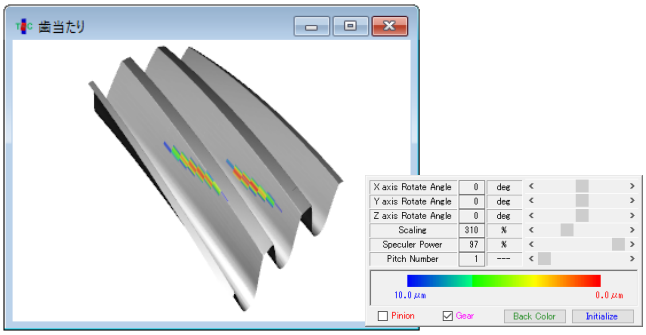
図 30.20　トポグラフ（回転補正なし）

30. 11 歯当たり

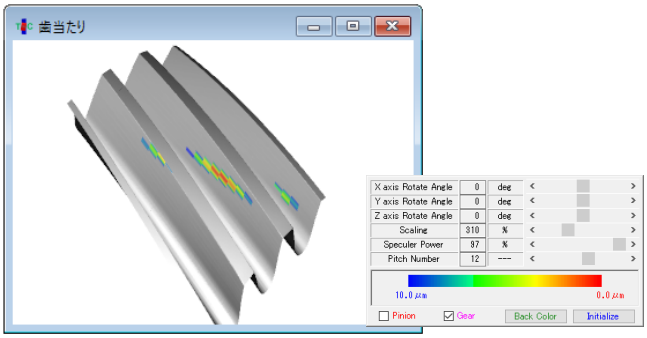
歯当たり解析の設定画面を図 30.21 に示します．ここでは 1 ピッチ当たりの回転分割数を 20 として歯当たり解析した結果を図 30.22 に示しますが，補助フォームで回転角（分割番号）の歯当たりを確認することができます．本例では，図 30.3 でピニオンに歯すじ修整を与えているため歯すじ両端部では接触していないことが分かります．このように，ねじ状砥石で研削しても，平行軸はすば歯車のように良好な接触線を持つテーパギヤを設計（製造）することができます．また，ギヤの理論歯形を金型で製造する方法でも良好な歯当たりを持つ歯車が得ることができます.



図 30.21　歯当たり解析設定



(a) ピッチ番号 1（2 歯接触）



(b) ピッチ番号 2（3 歯接触）

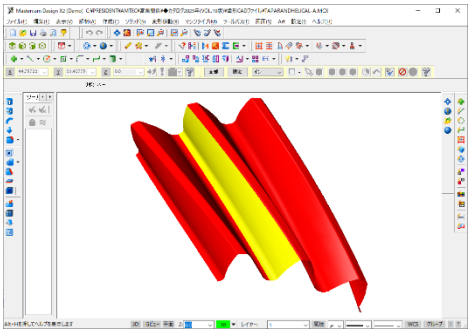
図 30.22　歯当たり解析（回転補正なし）Pitch No.13

30. 12 歯形出力

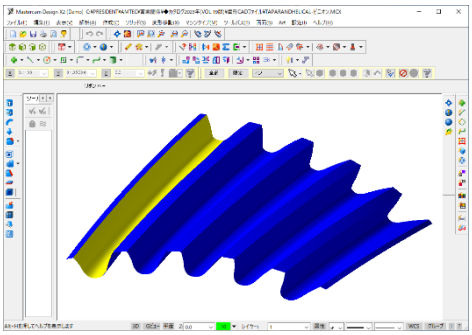
歯形出力は，砥石歯形，理論歯形（ピニオン，ギヤ），そしてねじ状砥石で研削したギヤの歯形を DXF と 3D-IGES ファイルで出力することができます．図 30.23 で出力歯形の種類を設定し，ピニオン理論歯形とねじ状砥石で研削したギヤ歯形の CAD 作図例を図 30.24 に示します．



図 30.23　歯形ファイル出力設定



(a) ピニオン理論歯形

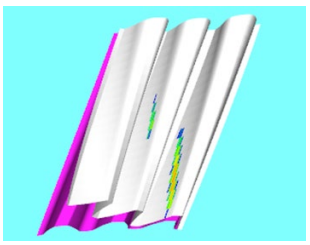


(b) ねじ状砥石で研削したギヤ歯形

図 30.24　CAD 作図例(3D-IGES)

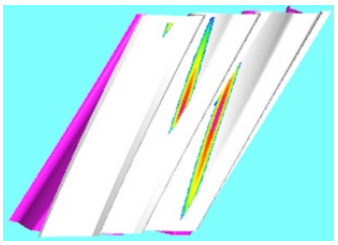
30. 13 計算例

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 30.25 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, z1=27, z2=27, α=20°, β=28°, Σ=8.0°

(a) A 社



*m*2.5, z1=31, z2=29, α=17.5°, β=29.5°, Σ=8.6°

(b) B 社

図 30.25　歯当たり確認

[32]正弦歯形歯車設計システム

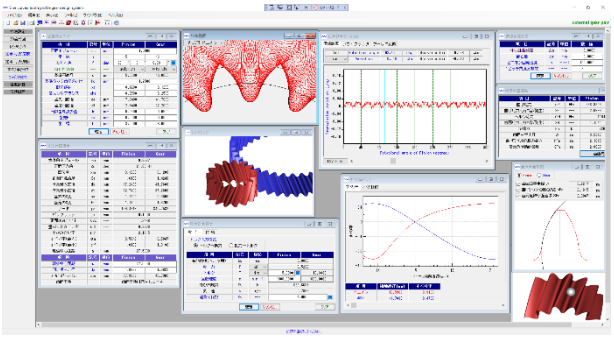


図 32.1　正弦歯形歯車設計システム

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ます．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　：外歯車対，内歯車対（平歯車，はすば歯車）
(2) 歯　形　　：正弦曲線歯形（基準ラック）
(3) 歯　数　　：z=6～999
　　小歯数対応オプション：z_1=2～6

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可能です．

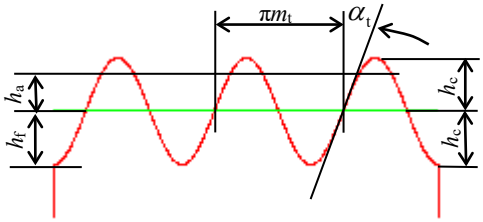


図 32.2　基準ラック（正面）

32. 4 プロパティ

歯車対の組み合わせおよび歯たけ係数設定画面を図32.3に示します．外歯車対と内歯車対（オプション）の歯車設計が可能です．

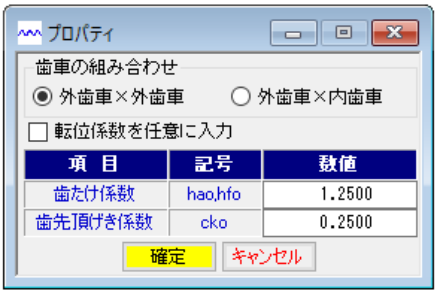


図 32.3　プロパティ

32. 5 歯車諸元入力

図 32.4 に，歯車諸元の入力画面を示します．図 32.3 で[□転位係数を任意に入力]することもできますが，正弦歯形歯車の転位係数の和は常に 0 でなければ，かみ合いません．



図 32.4　歯車諸元

32. 6 歯車寸法

歯車寸法，かみ合い率，すべり率の計算結果を図 32.5 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．また，測定ボール径も任意に設定することができます．



図 32.5　歯車寸法

32. 7 歯形図

図 32.6～32.8 に正弦歯形歯車の基準ラック，歯形創成図，かみ合いを示します．インボリュート歯車の場合，接触線は直線です

が, 正弦歯形歯車の接触線はS字線となります. そのため, 図 32.9 のように, 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く増加しません. 詳しくは[**付録 E**]をご覧ください. また, 歯面上のかみ合い接触線は, 図 32.10 の歯形レンダリングの歯面中央に確認することができます.

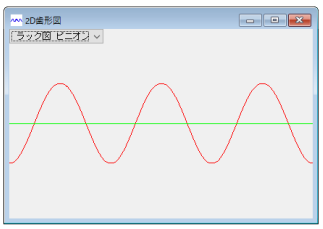


図 32.6　基準ラック歯形

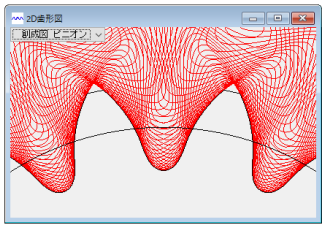


図 32.7　歯形創成

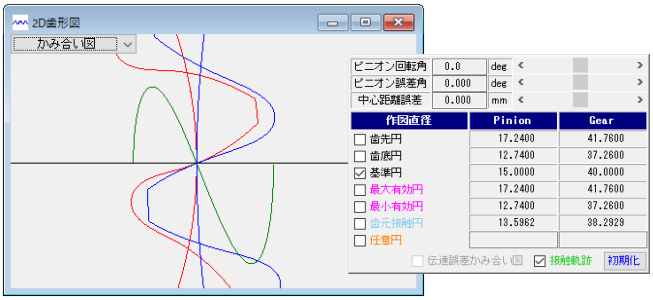


図 32.8　かみ合い図

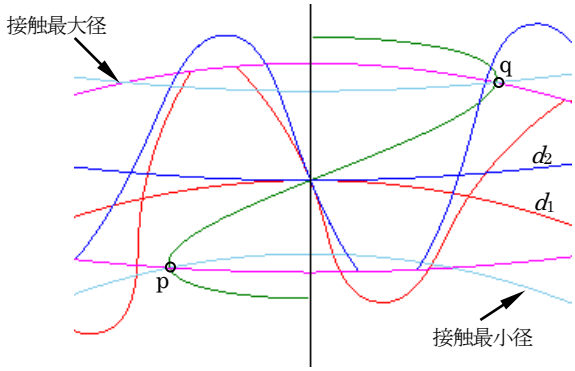


図 32.9　正弦歯形歯車のかみ合い

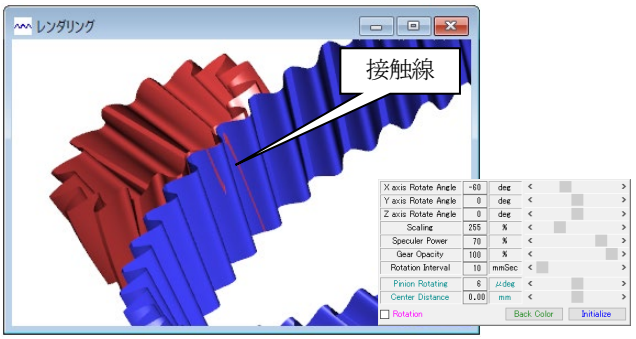


図 32.10　レンダリング（接触線）

正弦歯形歯車の歯厚は, インボリュート歯車と同様, 図 32.11 および図 32.12 のようにオーバーボール寸法で管理することができます. ここで使用するピン径は, 適宜変更することが可能です.

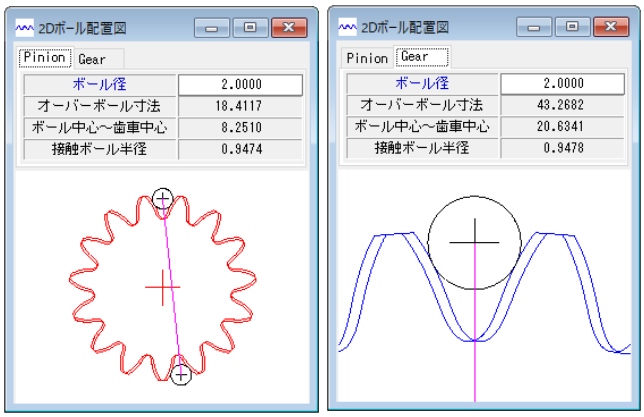


図 32.11　オーバーピン寸法（2D）

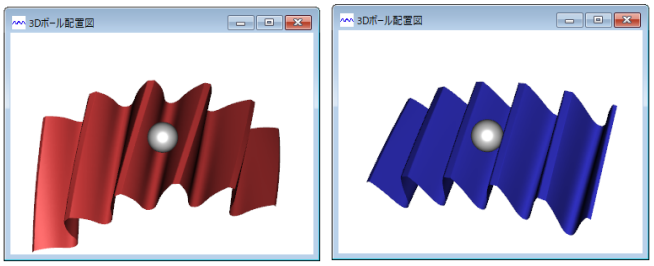


図 32.12　オーバーピン寸法（3D）

32.8 すべり率

図 32.13 に正弦歯形歯車のすべり率を, 図 32.14 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. なお, 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 32.13 り, 正弦歯形歯車ピニオンのすべり面積は, 表 32.1 のように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. また, 図 32.15 のすべり速度でも正弦歯形歯車のほうが小さいことが解ります.

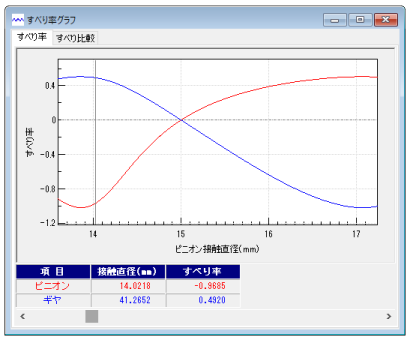


図 32.13　正弦歯形歯車のすべり率

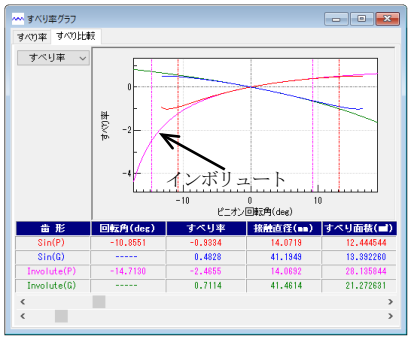


図 32.14　インボリュート歯車と正弦歯形歯車のすべり率

表 32.1　最大すべり率とすべり面積

	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

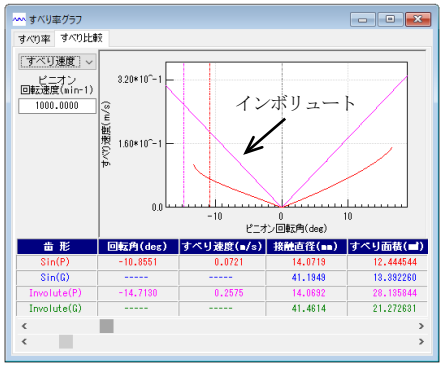


図 32.15　すべり速度比較

32. 9 伝達誤差

伝達誤差解析結果を図 32.16 および図 32.17 に示します.

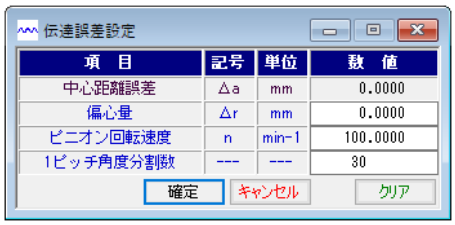


図 32.16　伝達誤差設定

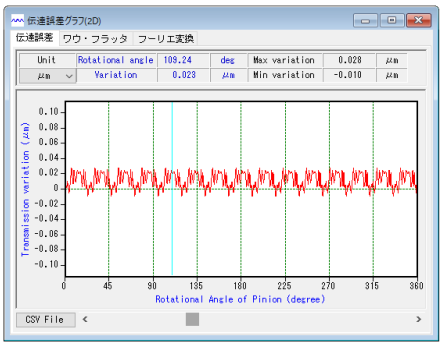


図 32.17　伝達誤差解析結果

32. 10 強度計算

強度計算結果を図 32.18～32.21 に示します.



図 32.18　強度計算（動力設定）



図 32.19　強度計算（材料設定）

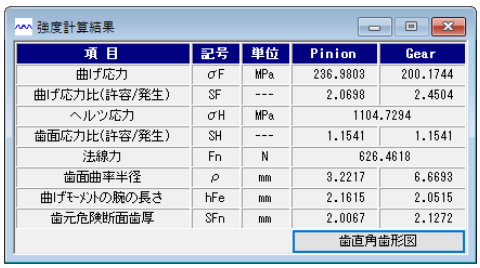


図 32.20　強度計算結果

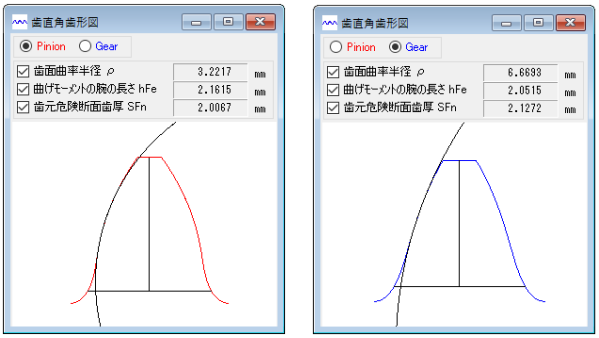


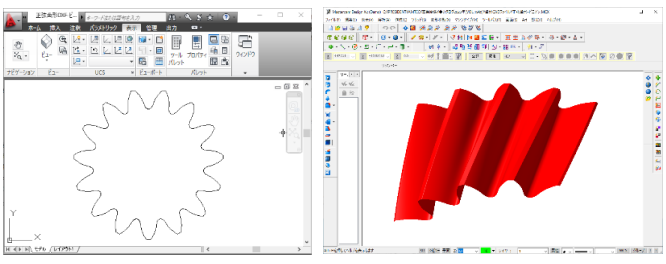
図 32.21　歯形（強度計算）

32. 11 ファイル出力

生成した歯形は，図 32.22 で歯形データの種類を選択し図 32.23 のように出力することができます.



図 32.22　CAD データ出力画面



(a) 2D-DXF　　(b) 3D-IGES

図 32.23　CAD 作図例

32.12 かみ合い率の変化

インボリュート歯車（図 32.24）と正弦歯形歯車（図 32.25）の小歯車の歯数を 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 32.26 および表 32.2 に示します．このように，インボリュート歯車は，大歯車の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．



項　目	記号	単位	Pinion	Gear
モジュール	mn	mm	1.00000	
歯　数	z	---	18	18
圧力角	αn	deg	20.00000	
ねじれ角	β	deg	0 ° 0 ′ 0.00 ″	
ねじれ方向	---	---	*****	*****
基準円直径	d	mm	18.00000	18.00000
基礎円直径	db	mm	16.91447	16.91447
歯厚入力方式	---	---	転位係数	転位係数
転位係数	xn	---	0.00000	0.00000
またぎ歯数	zm	---	3	3
またぎ歯厚	W	mm	7.63243	7.63243
測定ボール径	dp	mm	1.7310	1.7310
オーバーボール寸法	dm	mm	20.39409	20.39409
歯直角円弧歯厚	Sn	mm	1.57080	1.57080
中心距離	a	mm	18.00000	
歯直角法線歯厚減少量	fn	mm	0.00000	0.00000
歯　幅	b	mm	8.00000	8.00000
歯先円直径	da	mm	20.00000	20.00000
歯底円直径	df	mm	15.50000	15.50000
歯先R	ra	mm	0.00000	0.00000
基準ラック歯元R	rf	mm	0.3750	0.3750

図 32.24　インボリュート歯車諸元



項　目	記号	単位	Pinion	Gear
正面モジュール	mt	mm	1.0000	
歯　数	z	---	18	18
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	18.0000	18.0000
基準ラック歯元のたけ	hc	mm	1.2500	
転位係数	xt	---	0.0000	0.0000
歯先クリアランス	cka	---	0.2500	0.2500
歯先円直径	da	mm	20.0000	20.0000
歯底円直径	df	mm	15.5000	15.5000
円弧歯厚減少量	fr	mm	0.0000	0.0000
歯先R	ra	mm	0.0000	0.0000
歯　幅	b	mm	8.0000	8.0000

図 32.25　正弦歯形歯車諸元

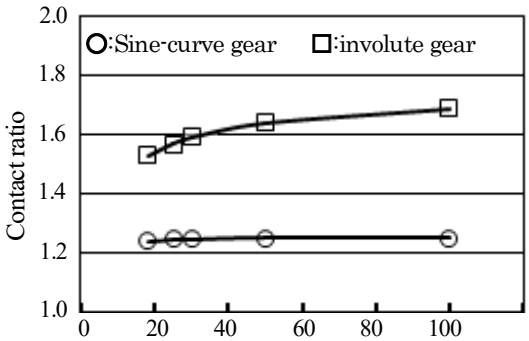


図 32.26　かみ合い率の変化

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

32.13 内歯車

内歯車対の計算例を以下に示します．



項　目	記号	単位	Pinion	Gear
正面モジュール	mt	mm	2.0000	
歯　数	z	---	19	55
ねじれ角	β	deg	25 ° 0 ′ 0.00 ″	
ねじれ方向	---	---	右ねじれ	右ねじれ
基準円直径	d	mm	38.0000	110.0000
基準ラック歯元のたけ	hc	mm	2.5000	
転位係数	xt	---	0.0000	0.0000
歯先クリアランス	cka	---	0.5000	0.5000
歯先円直径	da	mm	42.0000	106.0000
歯底円直径	df	mm	33.0000	115.0000
円弧歯厚減少量	fr	mm	0.0000	0.0000
歯先R	ra	mm	0.0000	0.0000
歯　幅	b	mm	20.0000	20.0000

図 32.27　歯車諸元（内歯車）



項　目	記号	単位	Pinion	Gear
歯直角モジュール	mn	mm	1.8126	
正面圧力角	α	deg	21.80141	
転位量	xm	mm	0.0000	0.0000
正面円弧歯厚	St	mm	3.1415	3.1416
有効最大直径	dh	mm	42.0000	115.0000
有効最小直径	dt	mm	33.0000	106.0000
歯末のたけ	ha	mm	2.0000	2.0000
歯元のたけ	hf	mm	2.5000	2.5000
リード	pz	mm	256.0124	741.0884
バックラッシ	jn	mm	0.0000	
正面かみ合い率	εα	---	1.2510	
重なりかみ合い率	εβ	---	1.4843	
全かみ合い率	εγ	---	2.7353	
すべり率(最大)	σa	---	0.1855	0.2998
すべり率(最小)	σf	---	-0.4282	-0.2277
理論中心距離	a	mm	36.0000	
項　目	記号	単位	Pinion	Gear
設計中心距離	aJ	mm	36.0000	
測定ボール径	dp	mm	3.6094	3.6094
ｵｰﾊﾞｰﾎﾞｰﾙ寸法	dm	mm	43.8187	103.3929
歯面干渉	---	---	歯面干渉は発生しません。	

図 32.28　歯車寸法

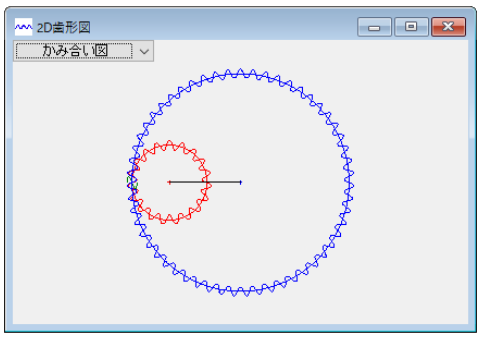


図 32.29　かみ合い図

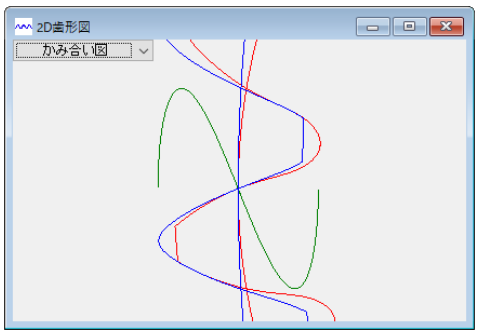


図 32.30　かみ合い図（接触線）

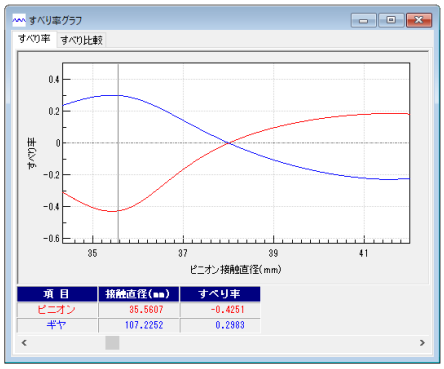


図 32.31　すべり率

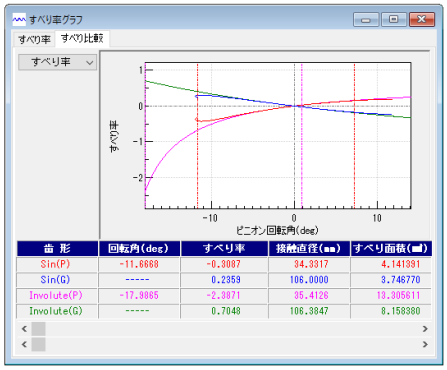


図 32.32　インボリュート歯車と正弦歯形歯車のすべり率

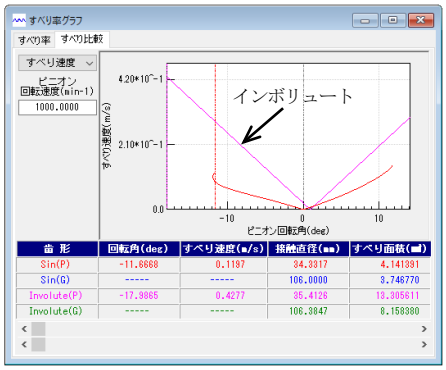


図 32.33　すべり速度比較

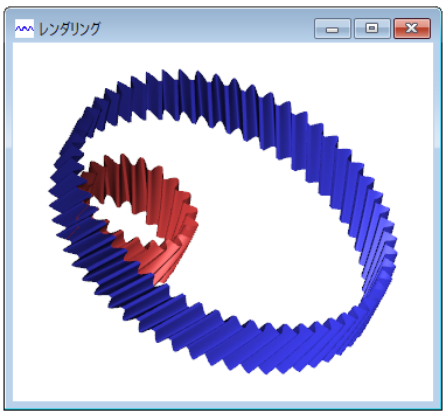


図 32.34　レンダリング（接触線）



図 32.35　強度計算（動力設定）



図 32.36　強度計算（材料設定）



図 32.37　強度計算結果

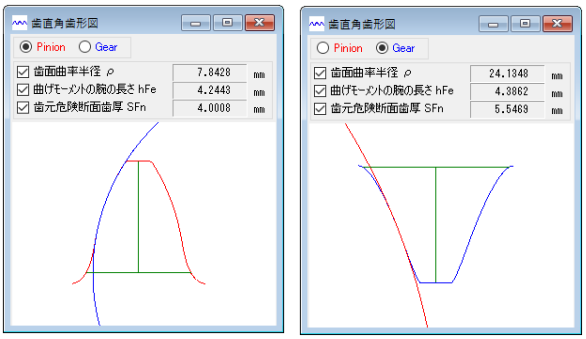


図 32.37　歯形（強度計算）

32. 14 さいごに

正弦曲線歯車のすべり率は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] ピン歯車＆ラック設計システム

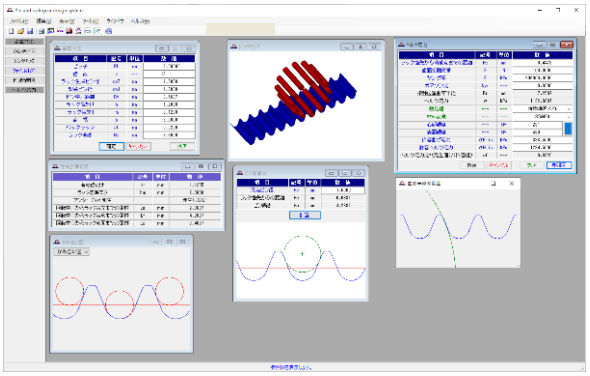


図 33.1　ピン歯車&ラック設計システム

33. 1 概要

ラック&ピニオンは，カタログ[19]のように VGR ラック，CGR 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．

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 に寸法を示します．

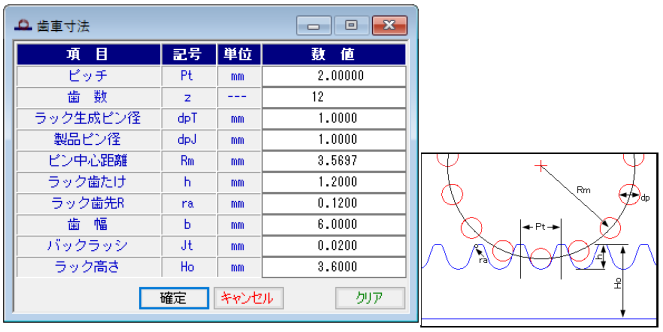


図 33.2　歯車諸元と記号



図 33.3　歯車寸法

33. 3 歯形

図33.2でバックラッシを与えていますので図33.4では図中の右側のピンのみ接触しています．また，補助フォームでピニオンを回転させ，かみ合いを確認することができます．図 33.5 のレンダリング図ではピン歯車の垂直方向，水平方向や設定角度を変更することで歯の接触を把握することができます．

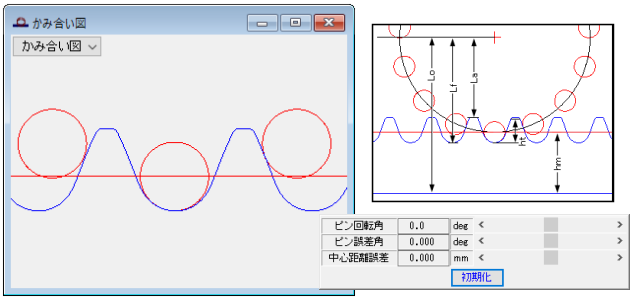


図 33.4　歯形

図 33.6 にラックのピン寸法を示します. 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．

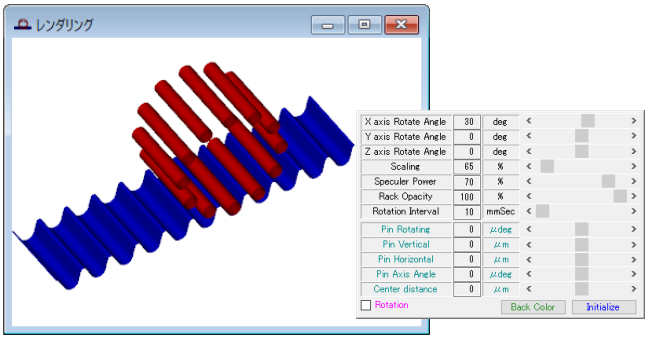


図 33.5　レンダリング

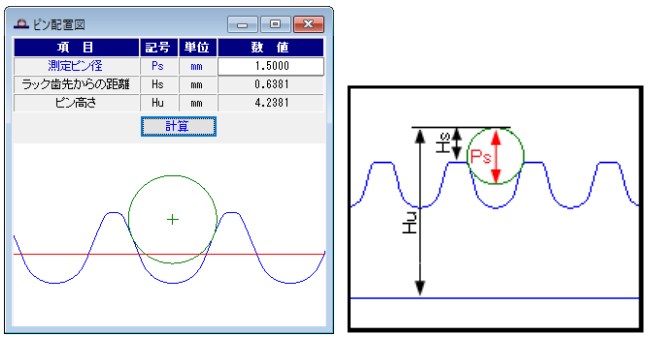
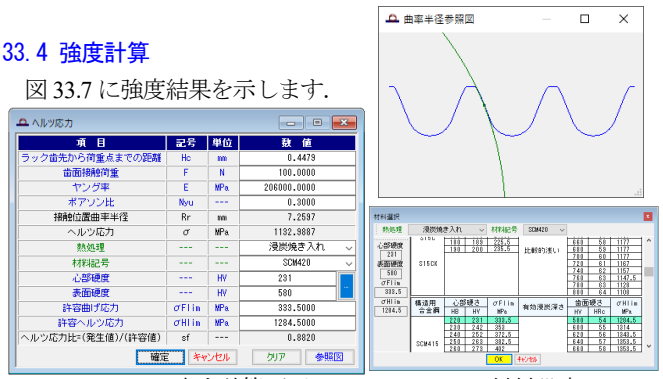


図 33.6　ピン寸法

33. 4 強度計算

図 33.7 に強度結果を示します．



(a) ヘルツ応力計算画面　　(b) 材料設定

図 33.7　強度計算

33. 5 CAD 作図例

図 33.8 および図 33.9 に CAD 作図例を示します．

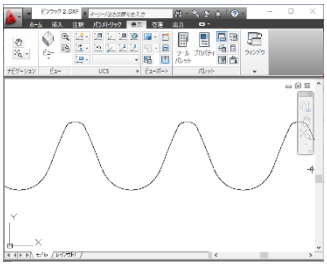


図 33.8　CAD 作図例（DXF）

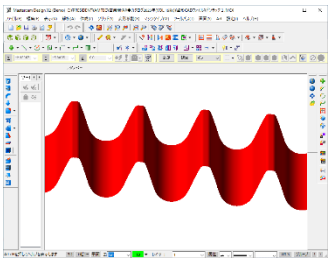


図 33.9　CAD 作図例（IGES）

[33a] ピン歯車＆円筒歯車設計システム

ピニオンをピン歯車として相手円筒歯車とするときの相手歯車の歯形を生成します．歯形データ出力は[33]と同様です．計算画面を図 33a.1～33a.5 に示します．



図 33a.1　歯車諸元

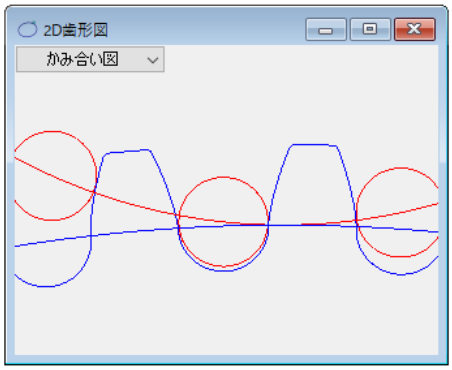


図 33a.2　かみ合い図

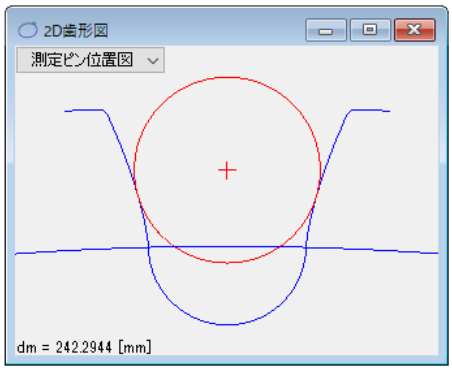


図 33a.3　測定ピン配置図

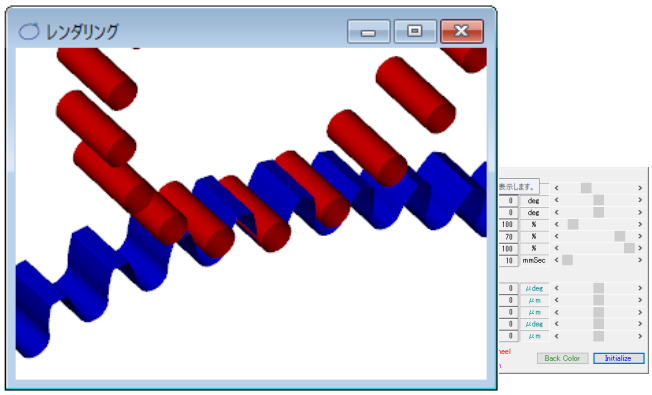


図 33a.4　レンダリング

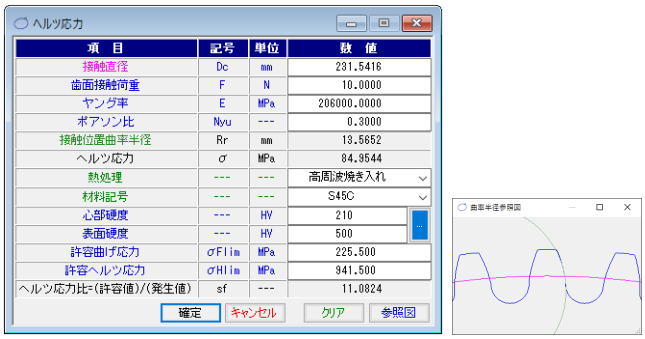


図 33.5　強度計算

[33b] 円筒歯車&ピンラック設計システム

ピニオンをピン歯車として相手円筒歯車とするときの相手歯車の歯形を生成します．歯形データ出力は[33]と同じです．歯車諸元および歯形諸元を図 33a.1，33a.2 に示します．



図 33b.1　歯車諸元

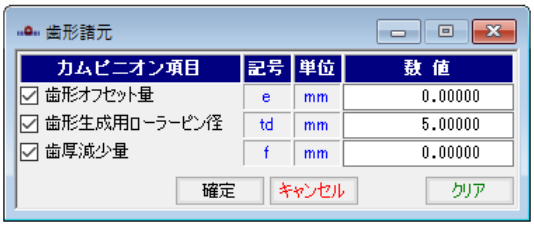


図 33b.2　歯形諸元

円筒歯車には歯形修整，歯すじ修整，歯形・歯すじ修整を施すことができます．歯すじ修整設定画面を図 33b.3 に，両歯面に同じ歯面修整を施した例を図 33b.4 に示します．

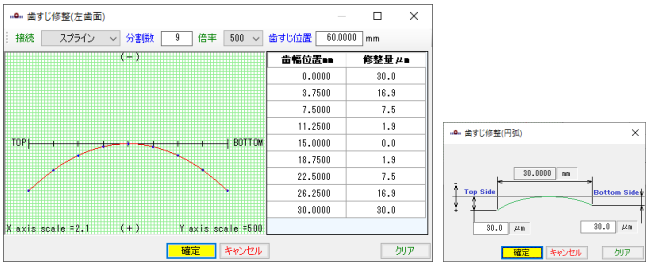


図 33b.3　歯すじ修整

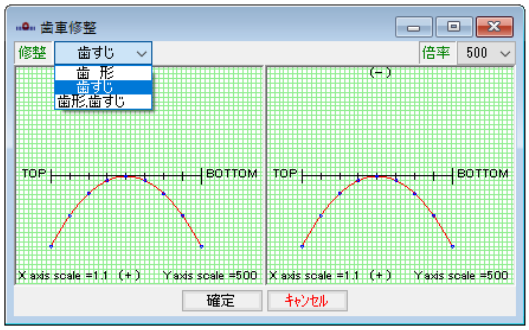


図 33b.4　歯すじ修整

歯形創成を図 33b.5 に，かみ合いを図 33b.6 に示します．かみ合い図では，画面下のスライドバーで歯車を回転させ歯のかみ合いを知ることができます．また，オーバーピン寸法は，図 33b.7 のように測定することができます（ピン径の変更も可能です）．

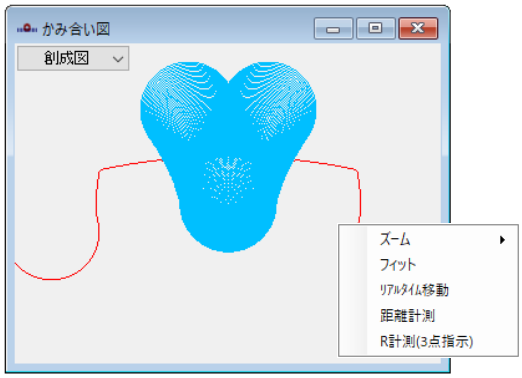


図 33b.5　歯形創成

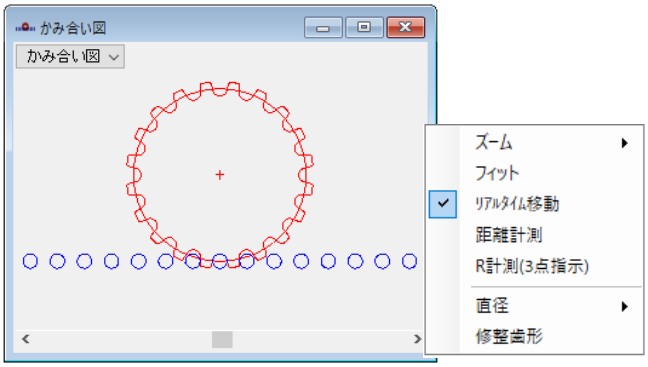


図 33b.6　かみ合い図

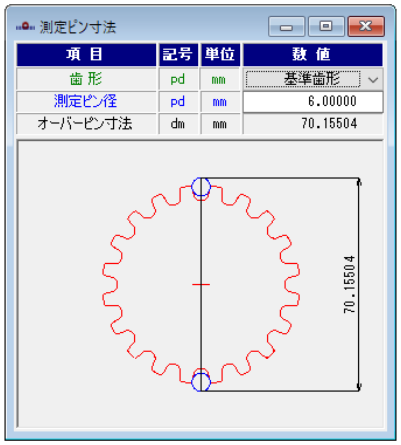


図 33b.7　オーバーピン測定

レンダリングを図 33b.8 に示します．円筒歯車の色合いで赤色は無修整歯形をオレンジ色は修整歯形を示します．図 33b.9 では歯面修整を施した歯車とピンラックのかみ合いを示します．

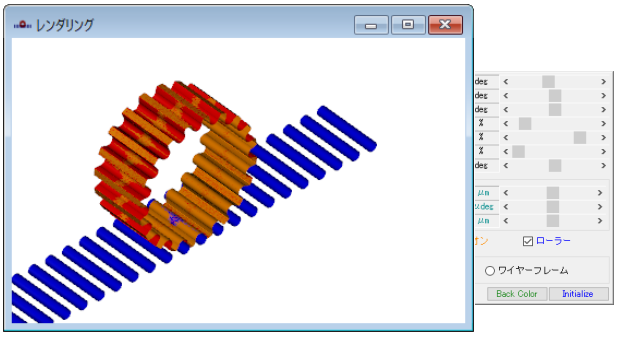


図 33b.8　レンダリング

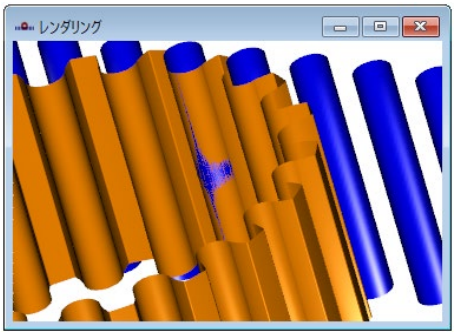


図 33b.9　レンダリング，歯面修整

図 33b.10 に強度結果を示します．

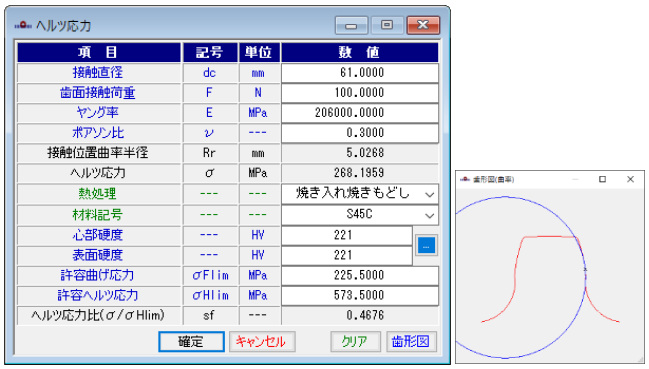
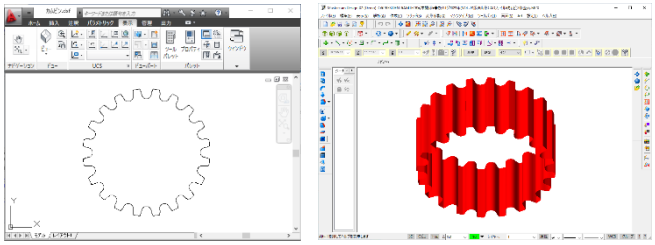


図 33b.10　図 33.5　強度計算

図 33b.11 に CAD 作図例を示します．



(a)　DXF　　(b) IGES

図 33b.11　CAD 作図例

[34] Hypo-Trochoid gear design system

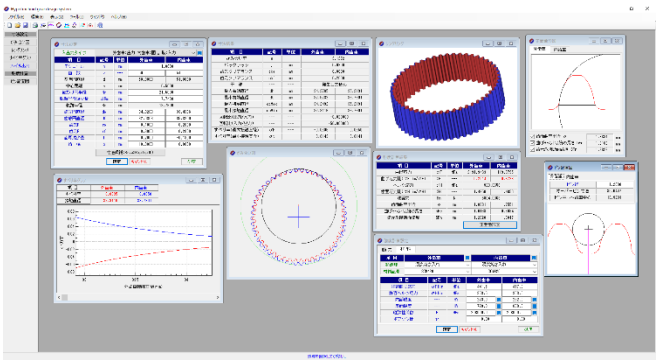


図34.1　Hypo-Trochoid gear design system

34. 1 概要

Hypo-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．

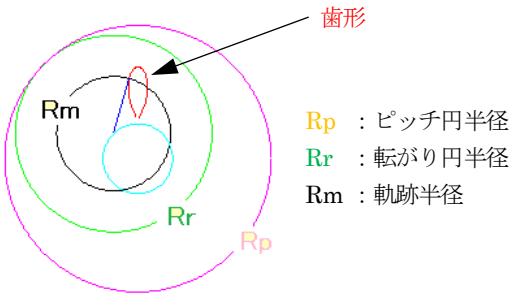


図 34.2　内転トロコイド歯形

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 外歯車:出力 内歯車:固定 腕:入力 で入出力タイプの選択（図 34.4），モジュール，歯数入力と進みます．

ここでは（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，寸法候補(Rr,⊿Rm,da,df) により設計基準値を決定することができます．

図 34.5 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 の歯先円直径や歯底円直径などの基準値を決定することができます．

図 34.3 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（⊿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．



図 34.3　寸法設定

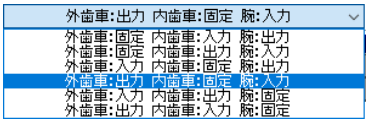


図 34.4　入出力タイプの選択



図 34.5　寸法候補一覧

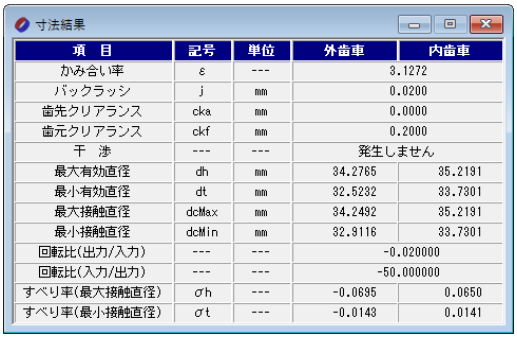


図 34.6　寸法計算結果

34. 4 歯形図

図 34.3 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○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．また，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 0.102mm）をすることができます．

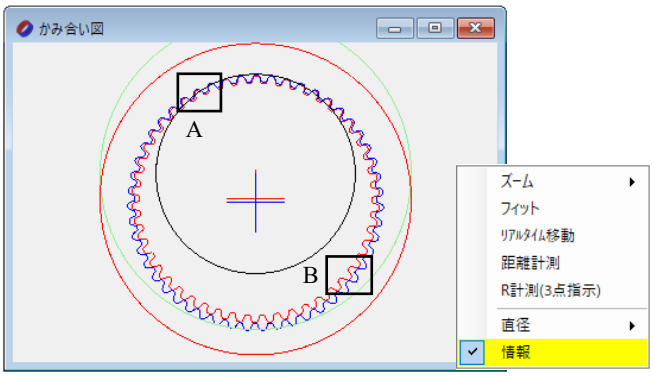


図 34.7　かみ合い（2D）

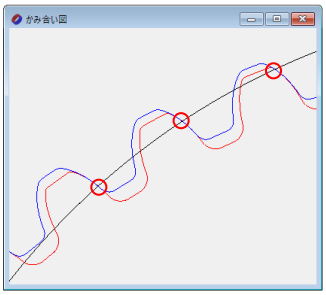


図 34.8　かみ合い(A)

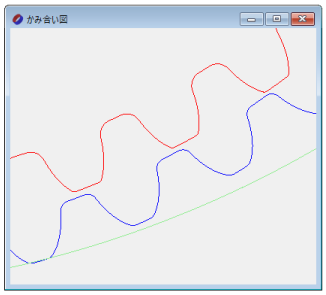


図 34.9　かみ合い(B)

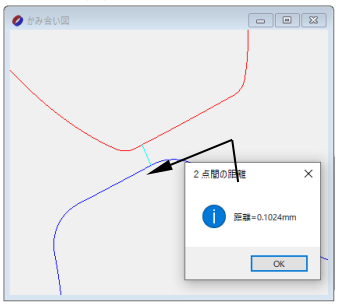


図 34.10　かみ合い（距離計測）

図 34.11 及び図 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．

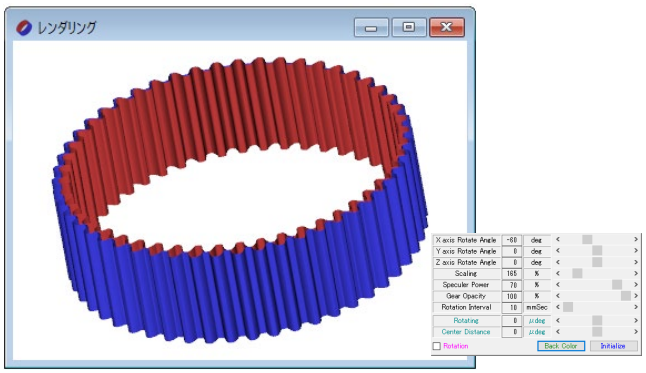


図 34.11　歯形レンダリング 1

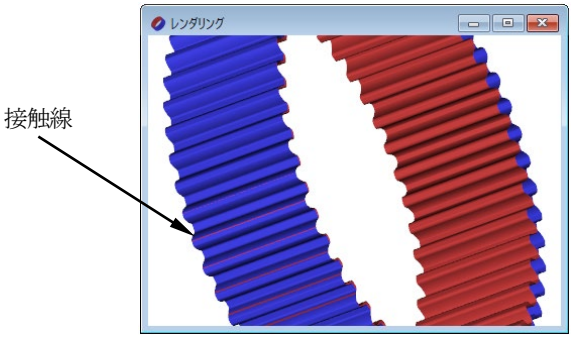


図 34.12　歯形レンダリング 2

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．

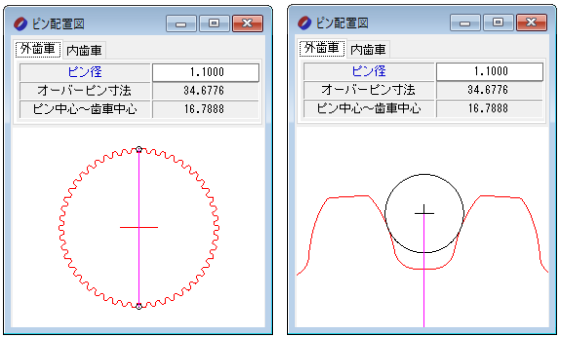


図 34.13　オーバーボール寸法（外歯車）

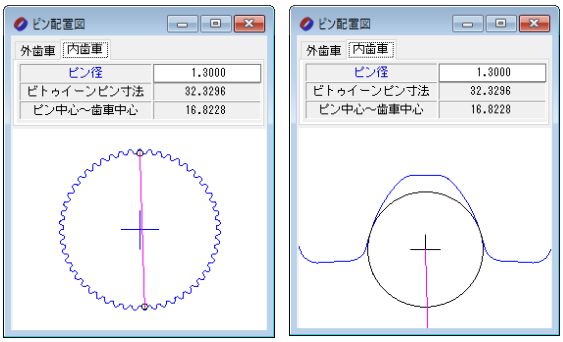


図 34.14　ボール寸法（内歯車）

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_t=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．

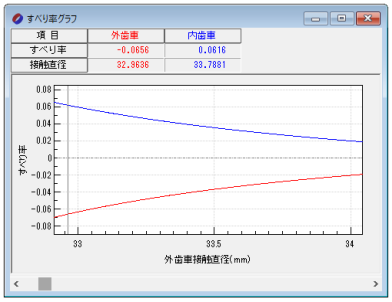


図 34.15　すべり率

34.7 強度計算

強度計算は，図 34.15 の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．図 34.16 の材料設定では，材料の許容応力は直接入力するか，または，図 34.17 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　材料設定

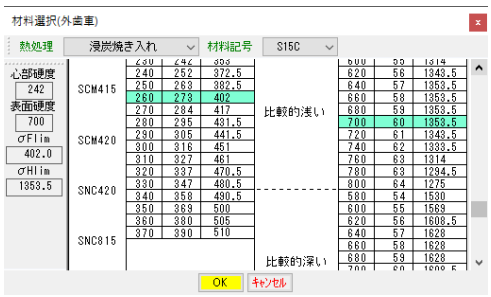


図 34.16　材料選択

強度計算結果は，図 34.17 のように表示しますが， 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 34.18 の歯形図で確認することができます．



図 34.17　強度計算結果

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．

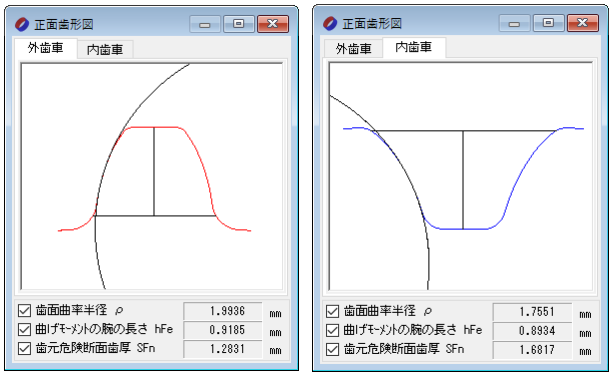


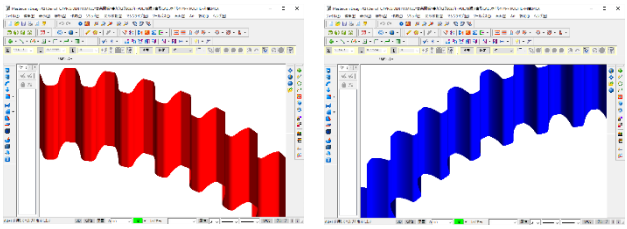
図 34.18　強度計算用歯形

34.8 歯形出力

生成した歯形は，図 34.19 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 34.20～34.21 に示します．

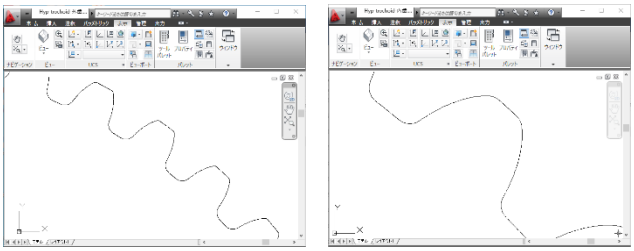


図 34.19　歯形ファイル出力



(a) 外歯車　　(b) 内歯車

図 34.20　CAD 作図例（iges）



(a) 外歯車　　(b) 内歯車

図 34.21　CAD 作図例（dxf）

[35] K-H-V Differential gear design system

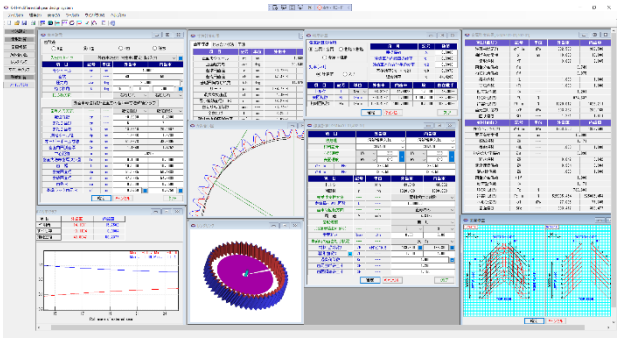


図35.1　K-H-V Differential gear design system

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や転位係数 0 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] Hypo-Trochoid gear design system をご覧ください．

歯車機構は，図 35.2 に示すように腕の固定／入力／出力で構成されており図 35.3 の「入手力タイプ : 図 35.4」で選択することができます．ここでは，腕（arm）が入力，内歯車が固定で外歯車を出力の例を示します．なお，歯数差が 0 の場合は，腕を固定として歯のかみ合いを計算します．

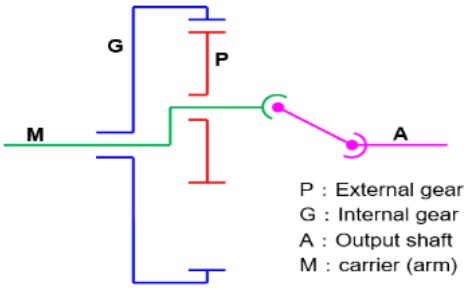


図 35.2　K-H-V 型減速機構

35. 2 諸元設定

図 35.3 の基準ラックを設定し，図 35.4 の歯車諸元で，歯数差(本例では歯数差 1）を入力し，入手力タイプ（図 35.5）を確定します．次に，m_n，z，α_n，β 入力後，転位係数（x_n）を入力しますが，転位係数の与え方は無数に存在しますので図35.6の補助機能を使い転位係数を決定することができます．

この図 35.6 の機能では，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.26 の転位係数（x_{n1}=-0.6，図中の ● 印）を選択すると図 35.4 の諸元が決まります．また，転位係数とかみ合い率そして歯車寸法は，図 35.7 の表からも選択することができます．



図 35.3　プロパティ（基準ラック）



図 35.4　歯車諸元

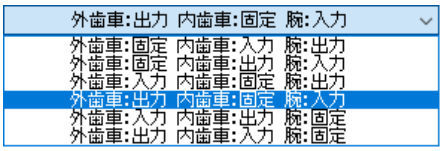


図 35.5　入手力タイプ

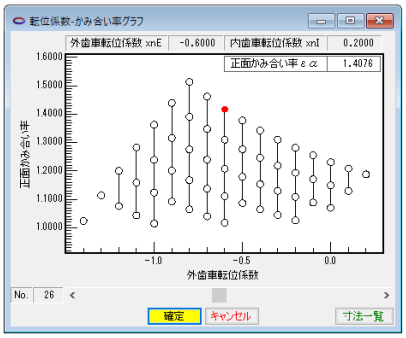


図 35.6　補助機能（転位係数とかみ合い率）



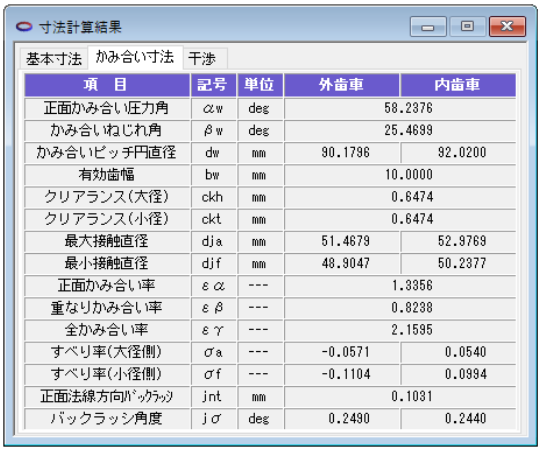
図 35.7　寸法一覧

図35.4 の諸元を [確定] すると図35.8～35.10 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．



項　目	記号	単位	外歯車	内歯車
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	pz	mm	594.7709	606.9091
最大有効直径	dh	mm	51.4669	54.2477
最小有効直径(TIF)	dt	mm	48.2724	50.2370
歯切り転位係数	xnc	---	-0.7462	0.2000
全歯たけ	h	mm	2.2500	2.2500
設計歯直角円弧歯厚	sn'	mm	1.0276	1.4252
設計オーバーピン寸法	dm'	mm	51.2996	49.9096
設計またぎ歯厚	W'	mm	13.5318	20.0987

図 35.8　基本寸法



項　目	記号	単位	外歯車	内歯車
正面かみ合い圧力角	αw	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	0.6474	
クリアランス(小径)	ckt	mm	0.6474	
最大接触直径	dja	mm	51.4679	52.9769
最小接触直径	djf	mm	48.9047	50.2377
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	---	2.1595	
すべり率(大径側)	σa	---	-0.0571	0.0540
すべり率(小径側)	σf	---	-0.1104	0.0994
正面法線方向バックラッシ	jnt	mm	0.1031	
バックラッシ角度	jσ	deg	0.2490	0.2440

図 35.9　かみ合い寸法



項　目	記号	単位	外歯車(出力)	内歯車(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 35.10　干渉

35.4 歯形

歯車諸元（図 35.4）の歯形を図 35.11 のように作図することができます．図 34.12 は，かみ合い部（A），（B）の拡大図です．また，図 35.13 のように距離計測も可能です．歯形レンダリング（図 35.14）は，歯車の組み合わせに応じて歯車が回転します．

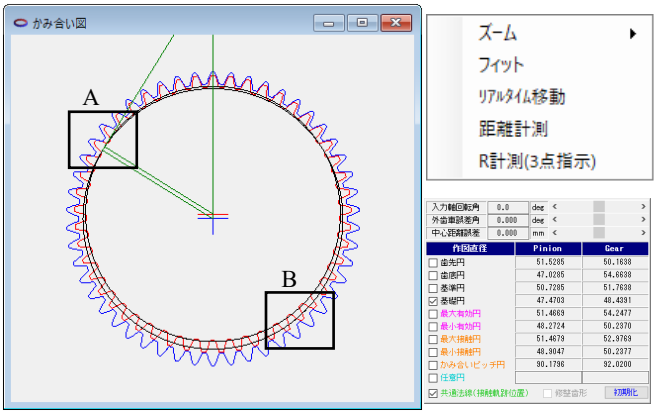
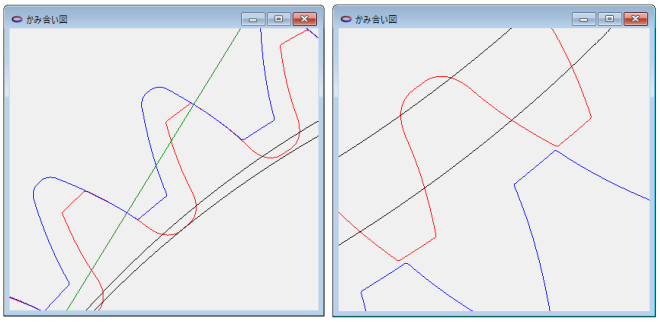


図 35.11　かみ合い図



A 部　　B 部

図 35.12　かみ合い図（拡大）

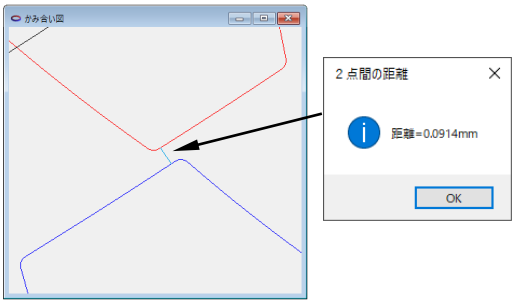


図 35.13　かみ合い図（距離計測）

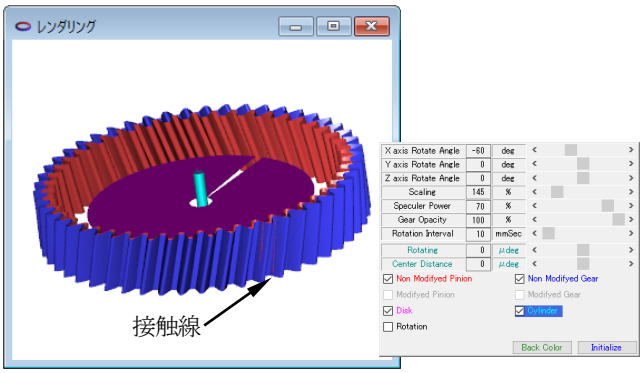


図 35.14　歯形レンダリング

35.5 歯車修整（歯形，歯すじ，バイアス修整）

図 35.15 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35.16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 35.17 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 35.15 のように表示することができます．

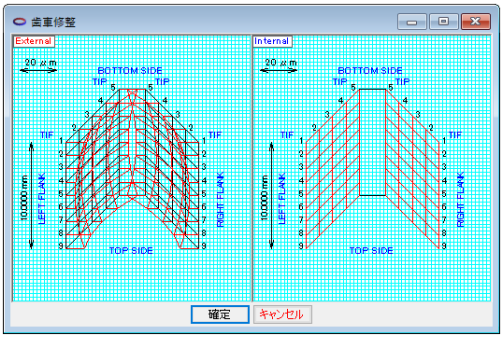


図 35.15　歯面修整（トポグラフ）

また，図 35.17 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．そして，歯面修整を施した歯形は，図 35.18 のように表示することができます．

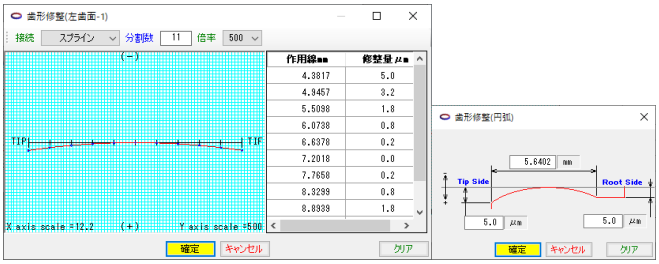


図 35.16　歯形修整

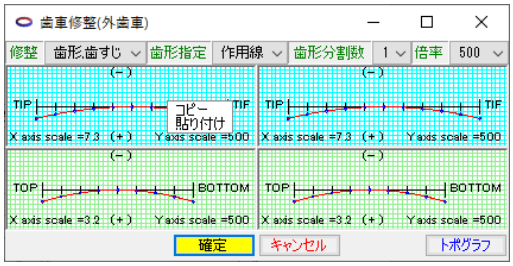


図 35.17　歯形修整＆歯すじ修整

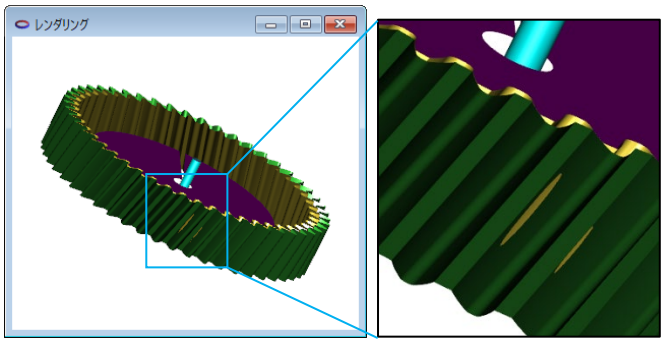


図 35.18　歯形レンダリング（歯面修整歯形）

35. 6 すべり率

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（作用角）におけるすべり率の変化を図 35.19 で知ることができ，本例歯車のすべり率は極めて小さいことが分かります．

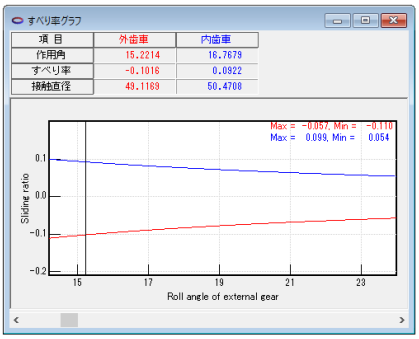


図 35.19　すべり率

35. 7 強度計算

強度計算は，図 35.20 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，腕の入力トルクを 1Nm，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 35.21 の強度諸元（材料，係数）での材料選択は，図 35.22 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 35.23 に強度結果を示します．



図 35.20　強度計算（トルク設定）



図 35.21　強度計算（強度諸元）

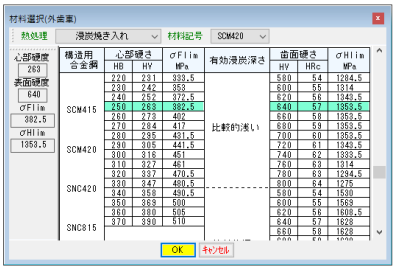


図 35.22　材料選択



図 35.23　強度結果

35. 8 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 35.24 の歯形ファイル出力により出力した CAD データ作図例を図 35.25 および図 35.26 に示します．



図 35.24　歯形ファイル出力設定

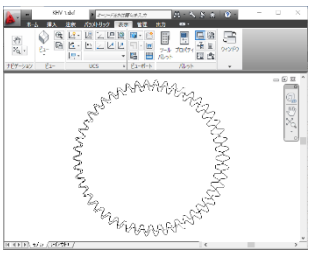


図 35.25　CAD 作図例（2D）

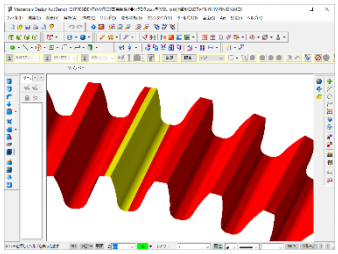


図 35.26　CAD 作図例（3D）

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 35.27 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，入力軸と同軸上で出力することができます．図 35.27 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．

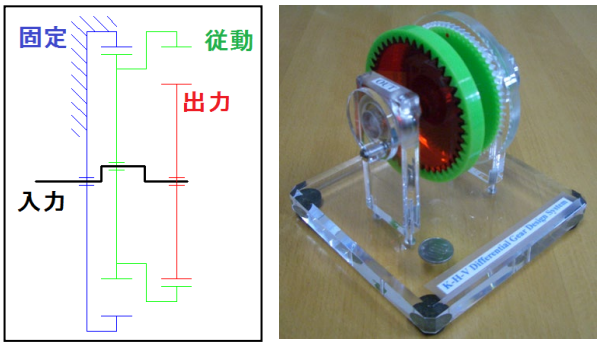


図 35.27　機構例（1 段目差動，2 段目 0 歯差）

図 35.28 の歯車諸元設定で歯数差 0 を選択します．次に，モジュール，歯数，圧力角，ねじれ角を設定し，図 35.29 の補助機能で No.23 を選択し，歯車諸元を確定すると図 35.30 の歯形を得ることができます．図 35.30 のかみ合い部 C と反対側 D を拡大した歯形拡大図を図 35.31 に示します．また，また，歯形レンダリングを図 35.32 に示します．



図 35.28　諸元設定

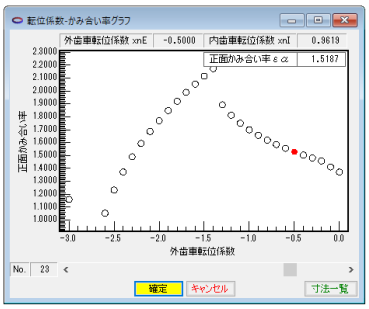


図 35.29　補助機能（転位係数とかみ合い率）

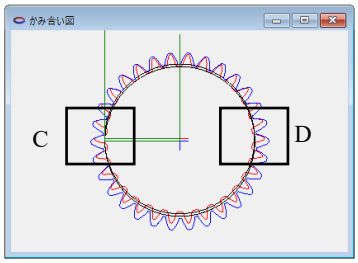


図 35.30　かみ合い図（歯数差 0）

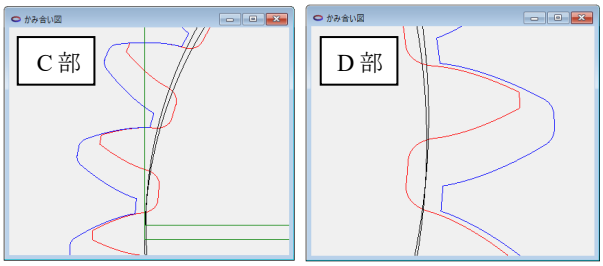


図 35.31　かみ合い図（拡大）

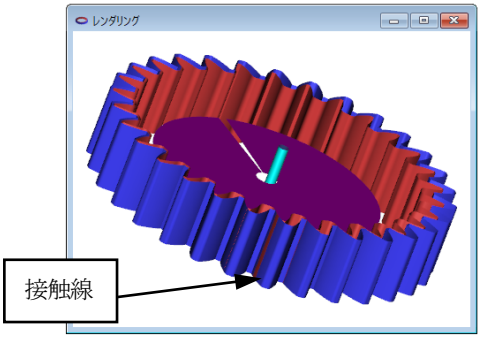


図 35.32　歯形レンダリング

[36] Double enveloping worm gear design system

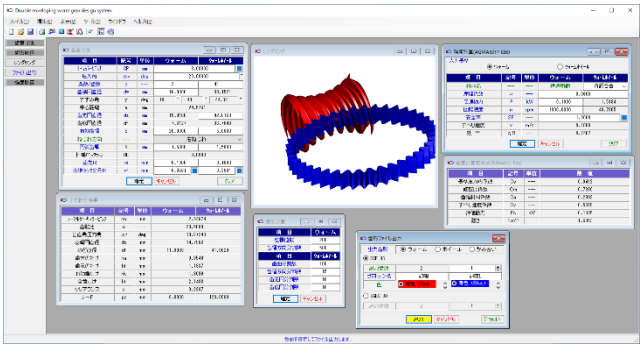


図 36.1　Double enveloping worm gear design system

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．



図 36.2　プロパティ（基準ラック）

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．



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．

Double enveloping worm gear の寸法を図 36.4 に示します．



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．

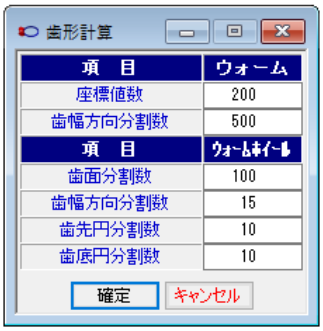


図 36.5　歯形計算の設定

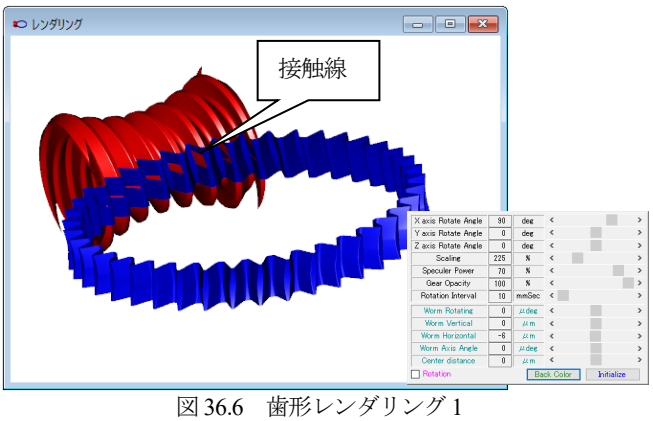


図 36.6　歯形レンダリング 1

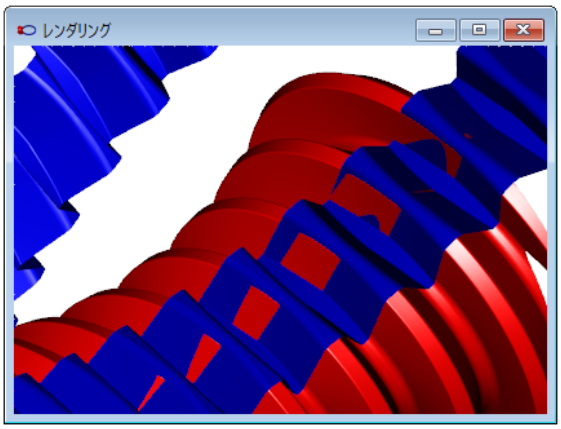


図 36.7　歯形レンダリング 2

36. 5 CAD 作図例

生成した歯形を図 36.8 で CAD データに出力することができます．CAD 作図例を図 36.9～36.10 に示します．

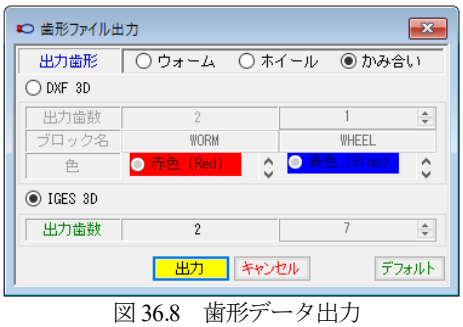


図 36.8　歯形データ出力

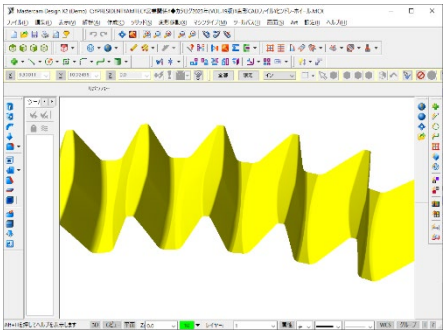


図 36.9　CAD 作図例（ホイール）

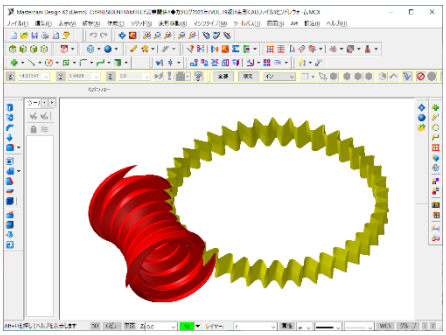


図 36.10　CAD 作図例（3D-IGES）

36. 6 強度計算

Double enveloping worm gear の強度計算は，AGMA 6017-E86 に基づいて計算します．強度計算画面を図 36.10 および図 36.12 に示します．



図 36.11　強度計算（設定）

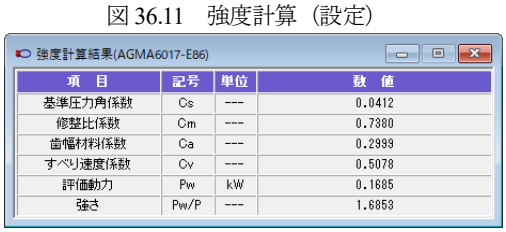
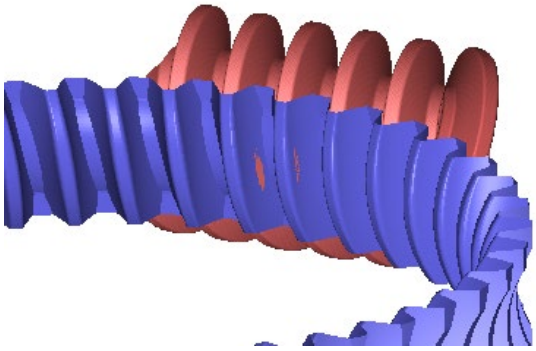


図 36.12　強度計算結果

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 36.13 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同時かみ合い歯数は，2 歯ですが，Double enveloping worm gear は 4 歯が同時接触しています．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 36.13　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 36.13 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 36.14 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．旧来，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．

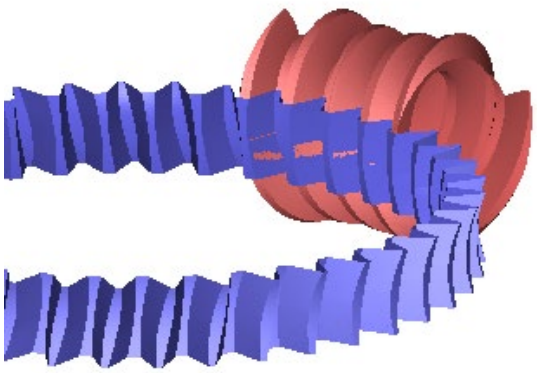


図 36.14　Double enveloping worm gear (b_1=12, b_2=5)

[37] 鼓形ウォーム＆ヘリカルギヤ設計システム

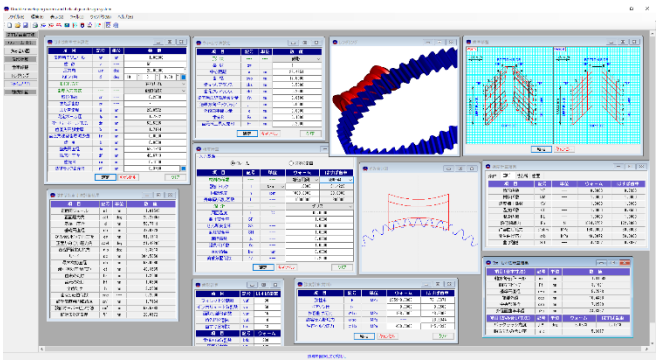


図 37.1　鼓形ウォーム&ヘリカルギヤ

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，26 頁
- (1.2)　Niemann worm gear，127 頁
- (1.3)　ウォーム×ヘリカルギヤ，26 頁
- (1.4)　LCCW ウォーム×ヘリカルギヤ，153 頁
- (1.5)　傾斜ウォームギヤ，127 頁

(2) 鼓形ウォームギヤ
- (2.1)　ヒンドレーウォームギヤ，151 頁
- (2.2)　鼓形ウォーム×ヘリカルギヤ，153 頁

(3) 内歯車ウォームギヤ
- (3.1)　樽形ウォームギヤ，162 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）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，$0.1 \leqq m_n \leqq 50$, $10 \leqq z_2 \leqq 500$, $5^\circ \leqq \alpha_n \leqq 30$, $0^\circ \leqq \beta \leqq 20^\circ$ 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．



図 37.2　ヘリカルギヤ諸元



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．



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(基本寸法)	記号	単位	数 値	
軸方向モジュール	mx	mm	1.01543	
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(かみ合い寸法)	**記号**	**単位**	**ウォーム**	**はすば歯車**
バックラッシ角度	jθ	deg	6.0973	0.1219
軸方向かみ合い率	εx	---	5.3377	

図 37.5　鼓形ウォーム寸法

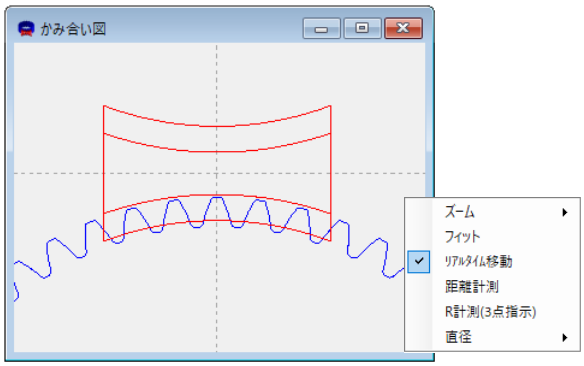


図 37.6　組図

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	はすば歯車
フィレット分割数	vuf	30
インボリュート分割数	vui	50
面取り部分割数	vur	15
歯先円分割数	vut	10
歯すじ分割数	hul	18
項　目	**記号**	**ウォーム**
歯幅方向分割数	bNo	280
円周分割数	hNo	180

確定　キャンセル　クリア

図 37.7　鼓形ウォームの歯形計算の設定

37.5 歯形修整

歯すじ修整を施した例を図 37.8～37.10 に示します．この歯形を得るためには図 37.9 の歯すじ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．

図 37.10 では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，ヘリカルギヤでは歯形の歯たけ方向は作用線で指定することができます．左右歯面が同じ修整であれば反対歯面に修整歯形をコピーすれば左右歯面同じ修整歯形となります．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．

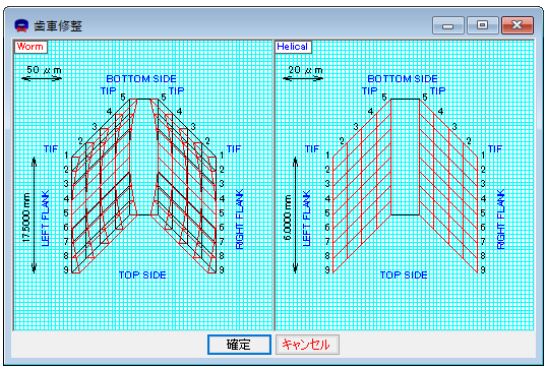


図 37.8　鼓形ウォームのクラウニングと歯先修整

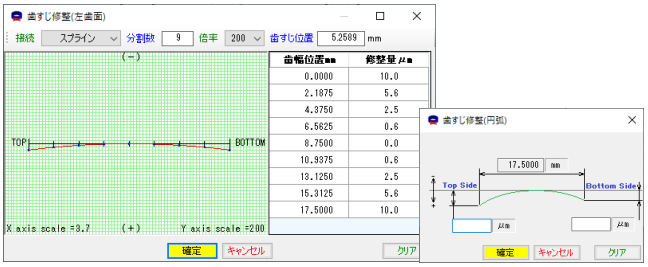


図 37.9　歯すじ修整 1

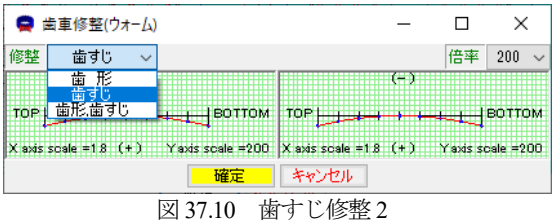


図 37.10　歯すじ修整 2

37.6 レンダリング

歯形計算後の3Dかみ合いを図37.9および図37.10に示します．図 37.11 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37.12は，ウォームにクラウニング（図 37.8）を与えているため 4 歯の接触線となっています．

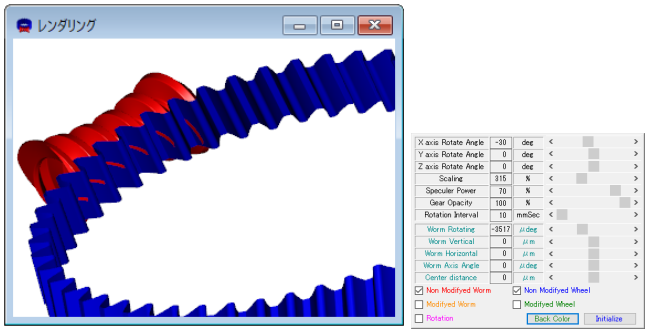


図 37.11　歯形レンダリング（理論ウォーム）

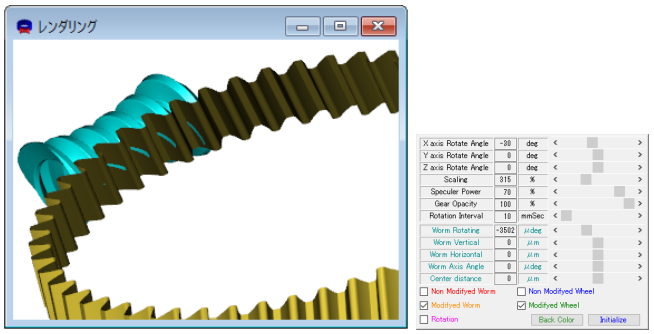


図 37.12　歯形レンダリング（クラウニング）

37.7 歯形ファイル出力

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 37.13 で出力した歯形の作図例を図 3.7.14 に示します.

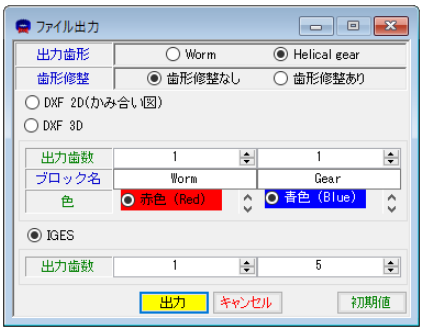
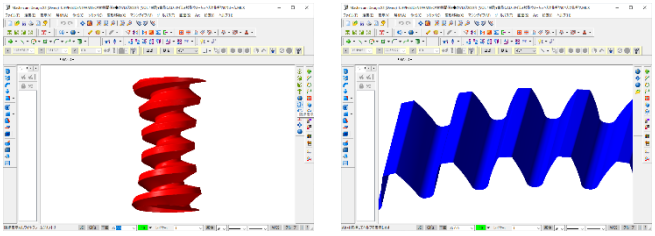


図 37.13　歯形ファイル出力



(a) worm　　(b) helical gear

図 37.14　CAD 作図例（3D-IGES）

37.8 強度計算

強度計算画面を図 37.15～37.20 に示します. 歯車材料は, 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. 任意材料の許容応力を設定することができます.



図 37.15　強度計算入力



図 37.16　強度計算（材料）

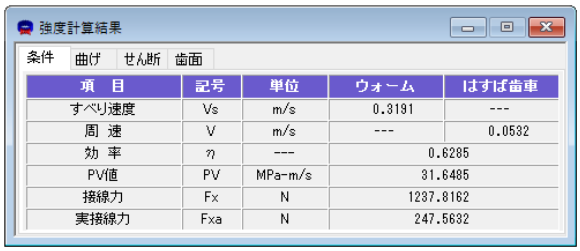


図 37.17　強度計算（条件）

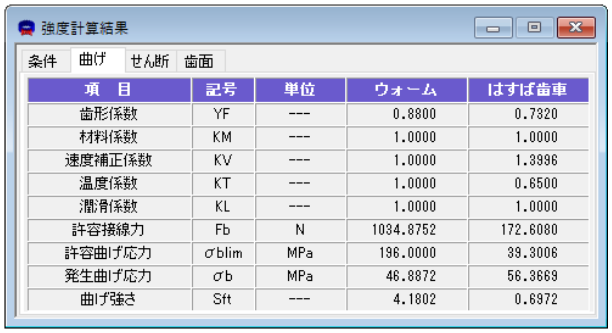


図 37.18　強度計算（曲げ）



図 37.19　強度計算（せん断）

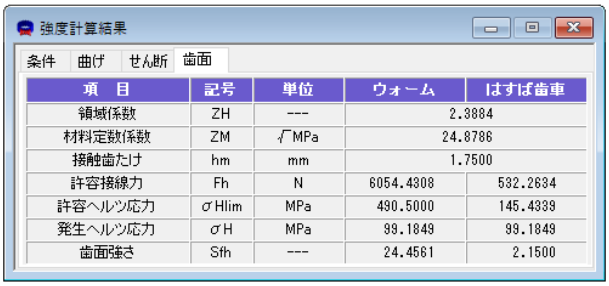


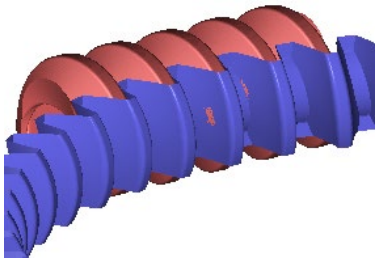
図 37.20　強度計算（歯面）

37.9 円筒ウォーム×ヘリカルギヤ対との比較

図 37.20 の円筒ウォームギヤおよび図 37.21 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 37.12 および図 37.22 のように歯たけ方向に 4 歯が同時接触しています. 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 37.22 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.

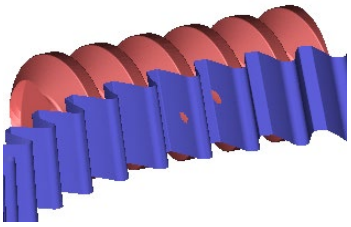
また, ウォームギヤは大きな滑りを伴う運動のため歯面間の潤滑油膜の形成が重要です. 円筒ウォームギヤの場合, 歯当たりは, ホイールの歯すじ方向に伸びるため歯当たりの回転方向の出口側の潤滑が危険な場合がありますが,「鼓形ウォーム×ヘリカルギヤ」の接触線は歯面の滑り方向に対して, ほぼ直角です. そのため潤滑油膜の保持に非常に有利です.

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.



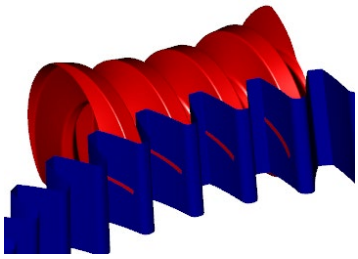
m_n=1, z_1=1, z_2=50, α=20°, d_1=5.76, γ=10°, b_1=17.5

図 37.20　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 37.21　円筒ウォーム×ヘリカルギヤ

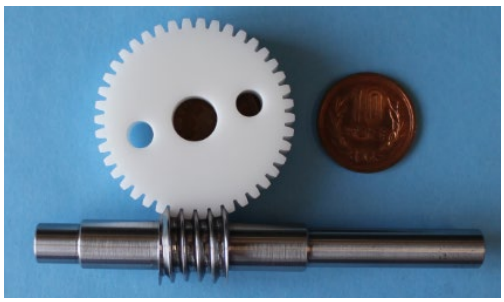


m_n=1, z_1=1, z_2=50, α=20°, d_1=5.76,　γ=10°, b_1=12.5

図 37.22　鼓形ウォーム×ヘリカルギヤ

37. 10 鼓形ウォームの製作例

図 37.23 に示す鼓形ウォームは，既存の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．そして，この歯車対の運転試験を実施しています．



m_n=1, z_1=1, z_2=42, α_n=14.5°, β=4.13°

図 37.23　鼓形ウォーム×ヘリカルギヤ

37. 11 円筒ウォーム形状（オプション）

円筒ウォーム（図 37.20 及び図 37.21）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のため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．しかし，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問題はないと考えることができます．

図 37.4 の「形状」設定で，ウォームの形状を図 37.24 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 37.25 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 37.27 に示す LCCW 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（歯面は難しい）であると考えることができます．



図 37.24　LCCW（外径が円筒ウォーム）

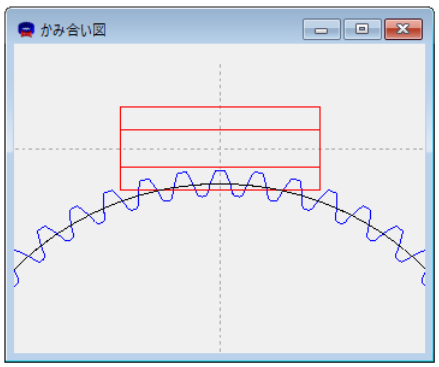


図 37.25　LCCW 組図（外径が円筒ウォーム）

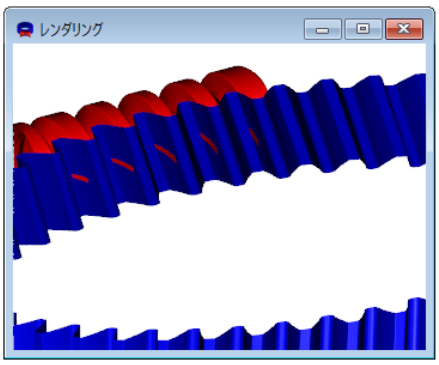


図 37.26　LCCW 歯形レンダリング

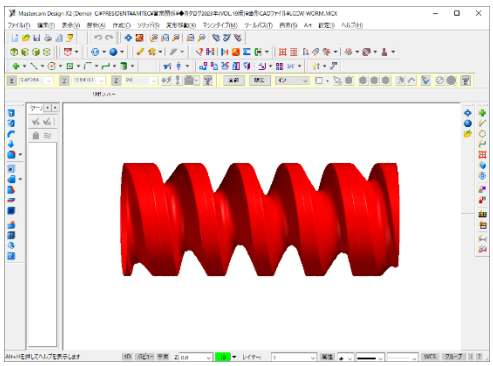


図 37.27　円筒ウォームの CAD 作図例

37.12 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 37.28～37.34 に示します．ホイールを平歯車とすることで製造も容易となり，また，スラスト荷重もなくなることから非常に有用と考えられます．



項　目	記号	単位	数　値
歯直角モジュール	mn	mm	2.00000
歯　数	z	---	50
圧力角	αn	deg	20.00000
ねじれ角	β	deg	0 ° 0 ' 0.00 "
ねじれ方向	---	---	****
歯厚入力方式	---	---	転位係数
転位係数	xn	---	0.0000
またぎ歯数	zm	---	6
またぎ歯厚	W	mm	33.8740
測定ボール径	dp	mm	3.3830
オーバーボール寸法	dm	mm	104.5900
歯直角円弧歯厚	Sn	mm	3.1416
歯直角法線歯厚減少量	fn	mm	0.0000
歯　幅	b	mm	20.0000
歯先円直径	da	mm	104.0000
歯底円直径	df	mm	95.0000
歯先R	ra	mm	0.0000
基準ラック歯元R	rf	mm	0.7500

図 37.28　平歯車諸元



項　目	記号	単位	数　値
正面モジュール	mt	mm	2.00000
正面圧力角	αt	deg	20.00000
基準円直径	d	mm	100.0000
基礎円直径	db	mm	93.9693
かみ合いピッチ円直径	dw	mm	100.0000
正面かみ合い圧力角	αwt	deg	20.00000
基礎円筒ねじれ角	βb	deg	0.0000
リード	pz	mm	∞
最大有効直径	dh	mm	104.0000
最小有効直径(TIF)	dt	mm	96.6271
歯末のたけ	ha	mm	2.0000
歯元のたけ	hf	mm	2.5000
全歯たけ	h	mm	4.5000
歯切り転位係数	xnc	---	0.0000
設計歯直角円弧歯厚	sn'	mm	3.1416
設計オーバーピン寸法	dm'	mm	104.5900
設計またぎ歯厚	W'	mm	33.8740

図 37.29　歯車寸法



項目(基本寸法)	記号	単位	数　値	
軸方向モジュール	mx	mm	2.00000	
軸方向ピッチ	Pt	mm	6.2832	
基準円直径	dwo	mm	2.0000	
端部外径	das	mm	29.3808	
中央部外径	dam	mm	23.0000	
外径面曲率半径	ρa	mm	48.5000	
項目(かみ合い寸法)	**記号**	**単位**	**ウォーム**	**はすば歯車**
バックラッシ角度	jθ	deg	6.0973	0.1219
軸方向かみ合い率	εx	---	5.3979	

図 37.30　ウォーム諸元

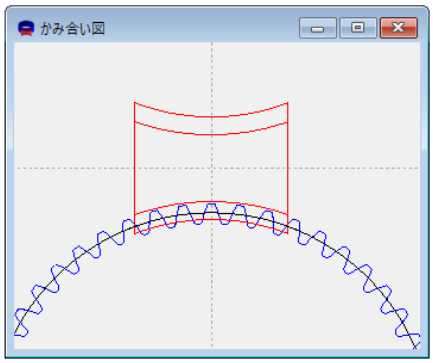


図 37.31　組図

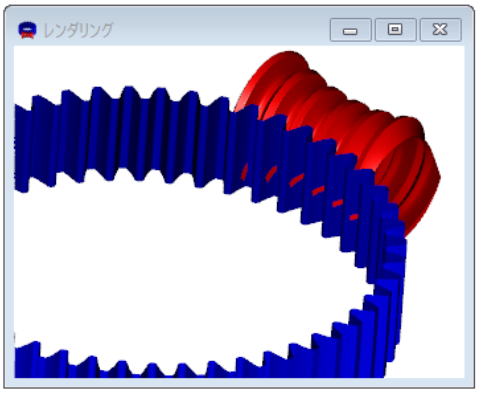


図 37.32　ウォーム諸元

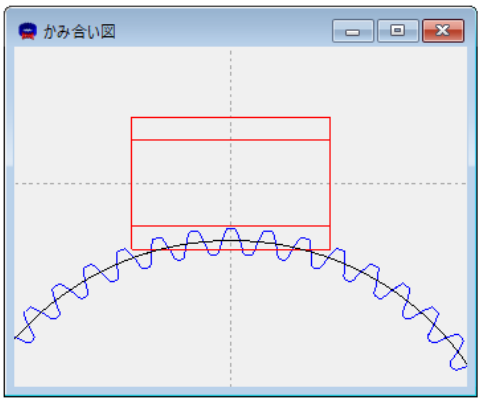


図 37.33　LCCW 組図（外径が円筒ウォーム）

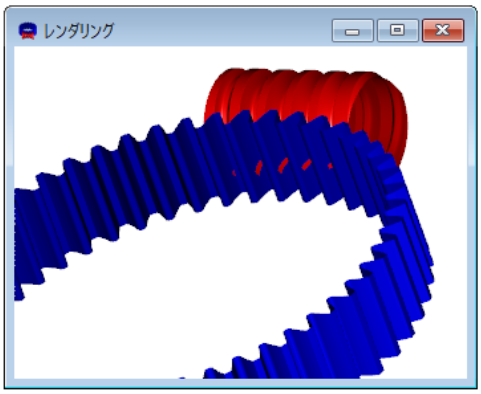


図 37.34　LCCW（ホイールが平歯車）

37.13 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 37.21 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ると考えています．

[38] UTS（常時伝達変速システム設計）

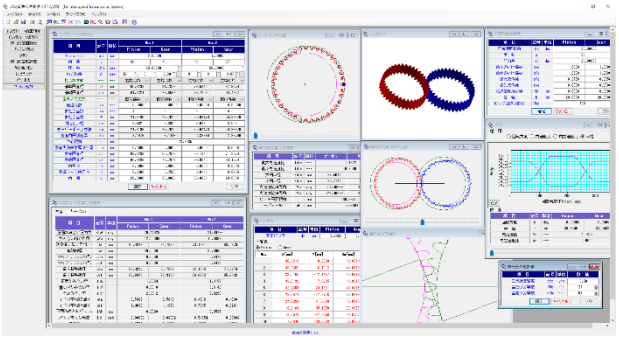


図38.1　UTS（常時伝達変速システム設計）

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．

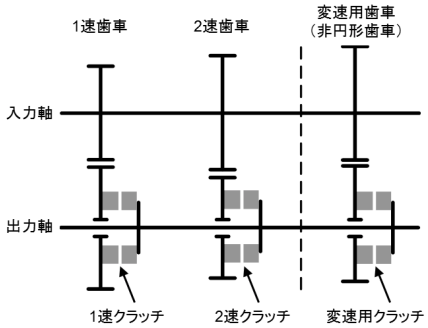


図 38.2　UTS の構造図

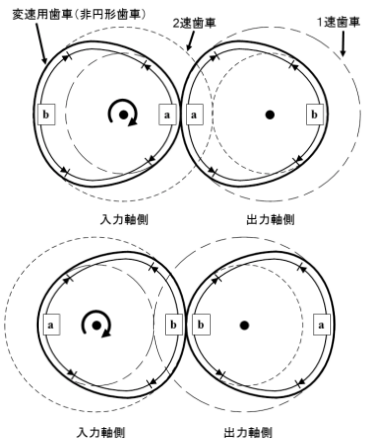


図 38.3　変速用歯車（非円形歯車）

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

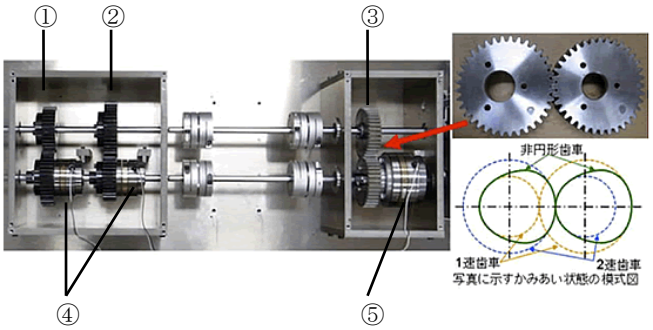
現在の歯車式変速機では変速時にタイヤに駆動力が伝らないため無駄にエネルギーが消費されるとともに速度低下を引き起こすが，本システムでは変速時にも非円形歯車が駆動力　を伝達しながら減速比を滑らかに変化させるためエネルギーを有効に利用でき，高い加速性能も実現できる．

(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

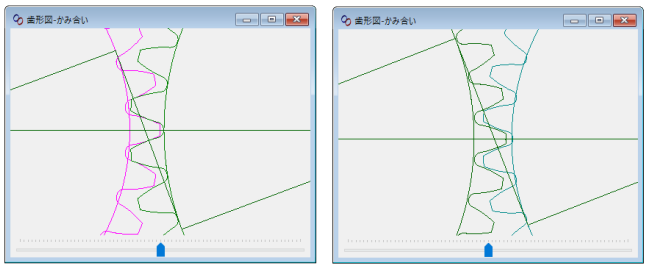
図 38.4　UTS の実験装置

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．



図 38.5　初期設定



(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. 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．



図 38.6　インボリュート歯車諸元

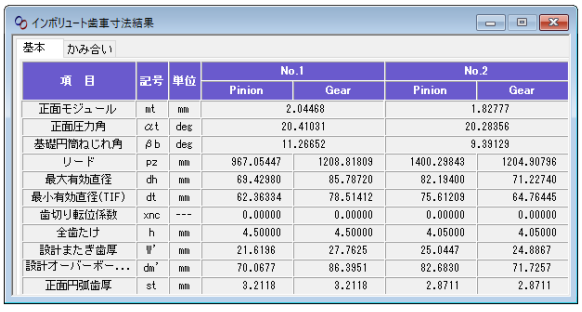


図 38.7　インボリュート歯車寸法（基本寸法）



図 38.8　インボリュート歯車寸法（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 38.15 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 38.12 に示します．



図 38.10　非円形歯車の諸元設定



図 38.11　非円形歯車の寸法

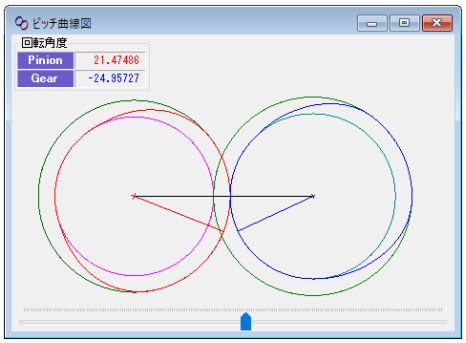
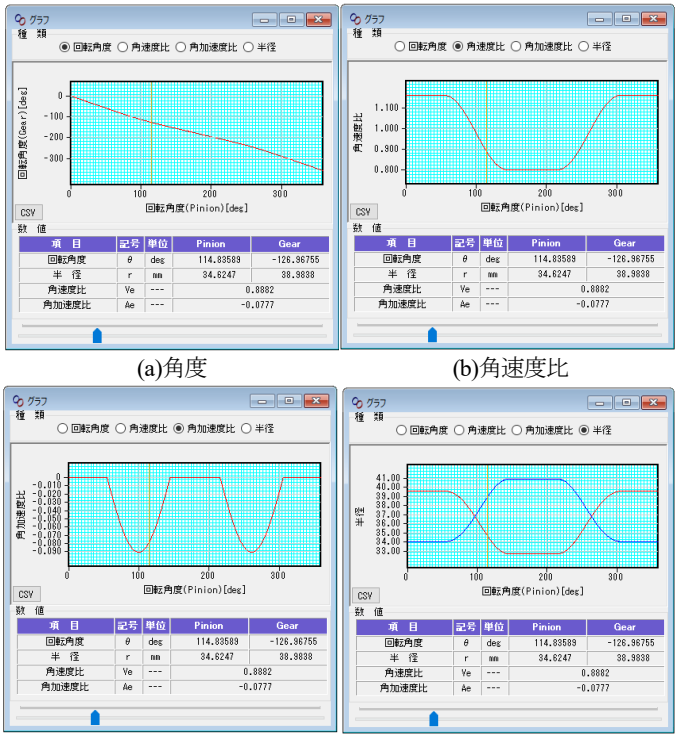


図 38.12　非円形歯車のピッチ曲線

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 38.13 に示します．なお，変速切り換え可能範囲は，図38.14 に緑色で示す円筒歯車の範囲であり θs～θe が角速度比変化している部分です．この(b)角速度比から図 38.12 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 38.13　非円形歯車の速比グラフ

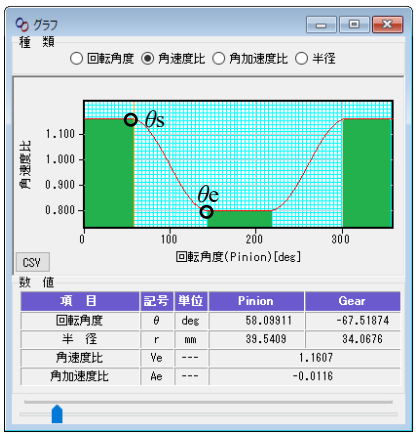


図 38.14　角速度比

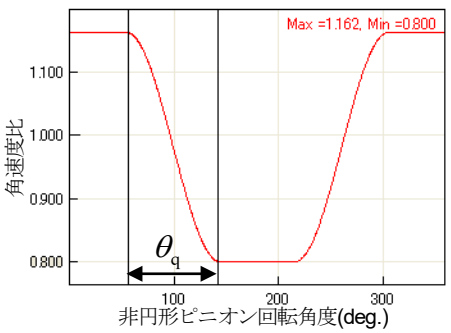


図 38.15　不等速回転角(θ_q)，(角度速比グラフ)

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．

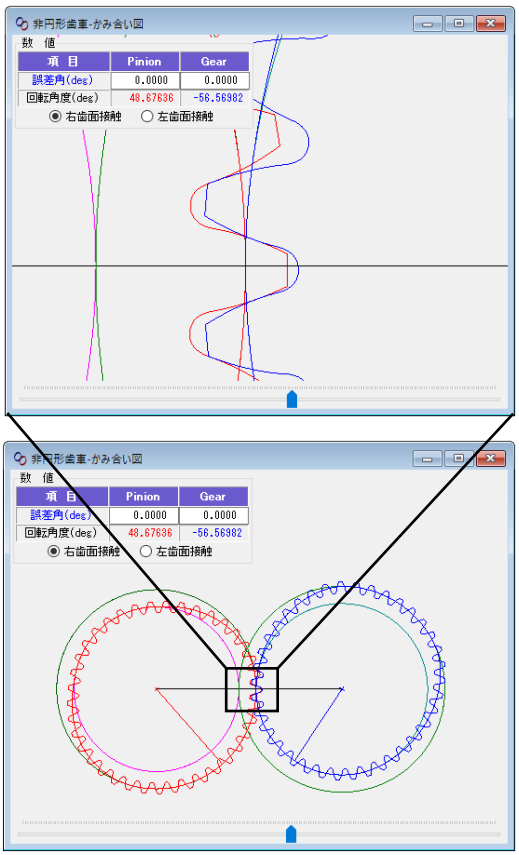


図 38.16　非円形歯車の歯形

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．

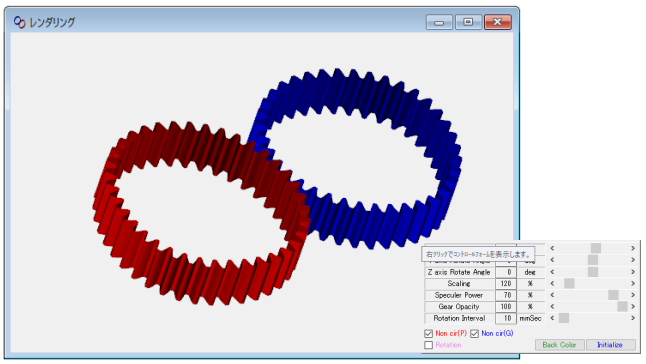


図 38.17　非円形歯車の歯形レンダリング

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ピニオンの 1 歯ごとのオーバーピン寸法を図 38.18 に示します．また，図 38.19 および図 38.20 に歯形とピンの位置を示します．



図 38.18　非円形歯車のオーバーピン寸法

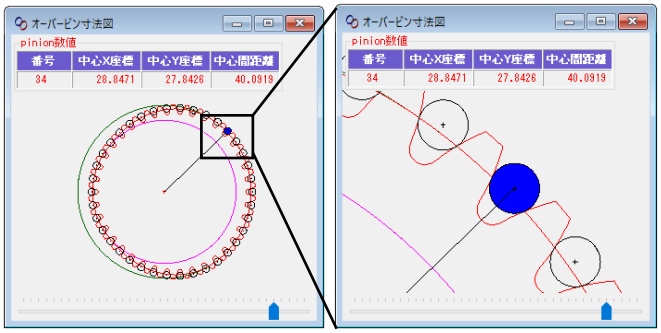


図 38.19　非円形歯車のオーバーピン寸法図（ピニオン）

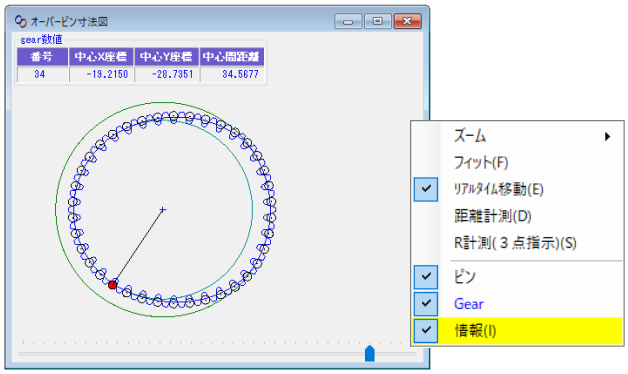


図 38.20　非円形歯車のオーバーピン寸法図（ギヤ）

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 歯形作図例例を図 38.22～38.24 に示します．



図 38.21　非円形歯車の歯形出力

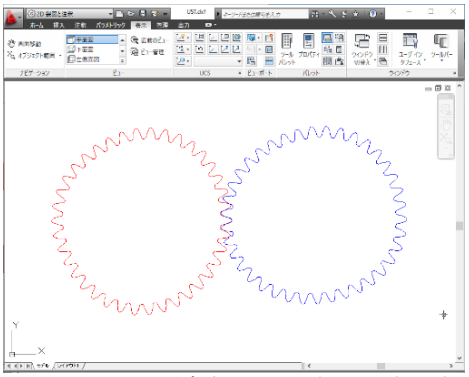


図 38.22　非円形歯車の CAD 作図例（DXF）

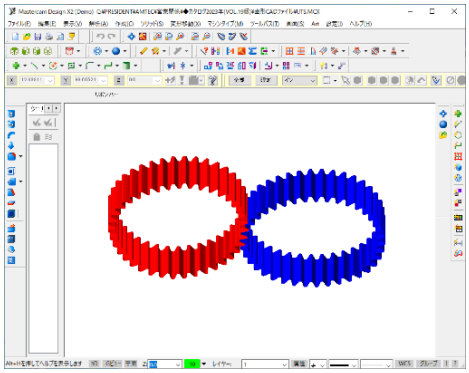


図 38.23　非円形歯車の CAD 作図例（3D-IGES）

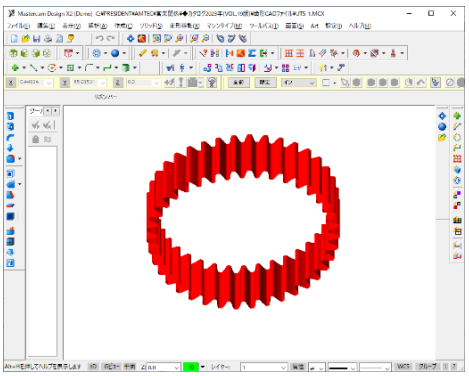


図 38.24　非円形歯車の CAD 作図例（3D-IGES），ピニオン

[39] 内歯ウォームギヤ設計システム

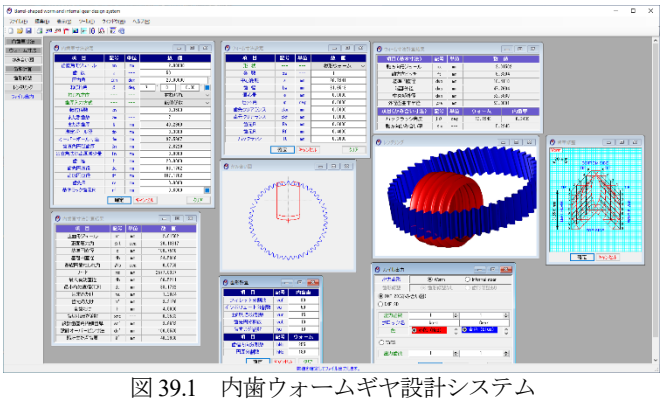


図 39.1　内歯ウォームギヤ設計システム

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，26 頁
  (1.2)　Niemann worm gear，127 頁
  (1.3)　ウォーム×ヘリカルギヤ，26 頁
  (1.4)　LCCW ウォーム×ヘリカルギヤ，153 頁
  (1.5)　傾斜ウォームギヤ，127 頁
(2) 鼓形ウォームギヤ
  (2.1)　ヒンドレーウォームギヤ，151 頁
  (2.2)　鼓形ウォーム×ヘリカルギヤ，153 頁
(3) 内歯車ウォームギヤ
  (3.1)　樽形ウォームギヤ，162 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．



図 39.2　内歯車諸元



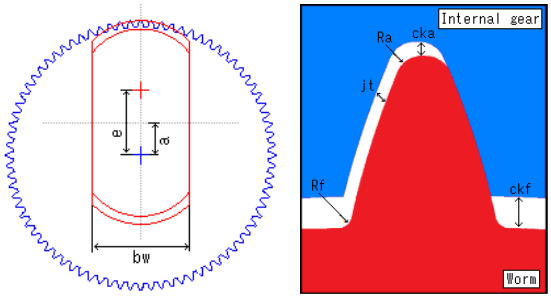
図 39.3　内歯車寸法

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．ここでは歯車ねじれ角 β=7°ですが，セットを ϕ=0° とした例を示します．



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．なお，内歯車用加工工具の計算例は，39. 6 項に示します．



項目(基本寸法)	記号	単位	数　値
軸方向モジュール	mx	mm	2.01502
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	47.7604
中央部外径	dam	mm	52.5880
外径面曲率半径	ρa	mm	53.0881
項目(かみ合い寸法)	**記号**	**単位**	**ウォーム** / **内歯車**
バックラッシ角度	jθ	deg	12.1946 / 0.2439
軸方向かみ合い率	εx	---	5.2245

図 39.6　内歯-樽形ウォーム寸法

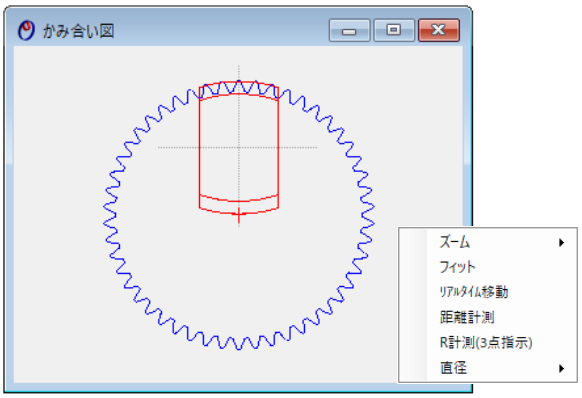


図 39.7　組図（ウォームと内歯車）

39. 4　歯形計算，歯形修整

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 および図 39.10 で設定することができます．



項　目	記号	内歯車
フィレット分割数	vuf	30
インボリュート分割数	vui	50
面取り部分割数	vur	15
歯先円分割数	vut	10
歯すじ分割数	hul	18
項　目	**記号**	**ウォーム**
歯幅方向分割数	bNo	255
円周分割数	hNo	180

確定　キャンセル　クリア

図 39.8　樽形ウォームの歯形計算の設定

図 39.10 では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，左右歯面が同じ修整であれば反対歯面に修整歯形をコピーすれば左右歯面同じ修整歯形となります．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．

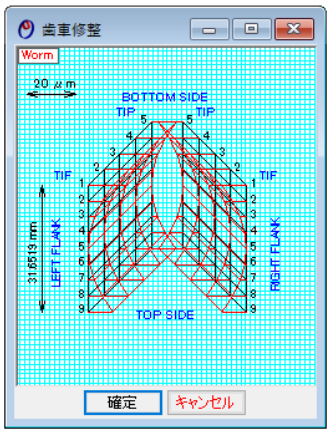


図 39.9　トポグラフ（ウォームの歯すじ修整の例）

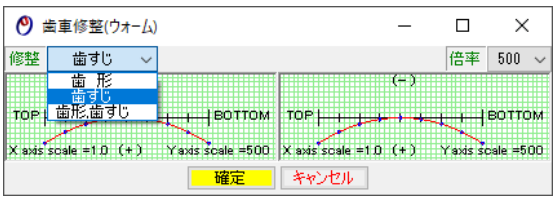


図 39.9a　ウォームの歯すじ修整の例

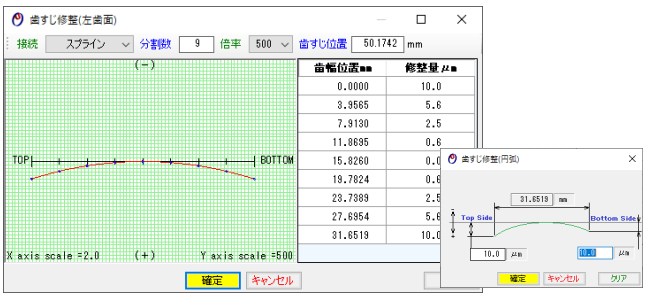


図 39.10　歯すじ修整の設定

歯形計算後の樽形ウォームと内歯車の 3D かみ合いを図 39.11 および図 39.12 に示します．図 39.12(a)のかみ合いでは 4 歯同時かみ合いを確認することができますが，図 39.12(b)ではクラウニングを与えているため同時かみ合いは 3 歯です．なお，本例はで内歯車とウォームの軸角は図 39.4 でセット角 φ=0°としていますので軸角を 90°で組み立てることができるウォーム歯形です．しかし，内歯車のねじれ角に合わせた軸角（任意角度）としたウォームの歯形を生成することもできます．

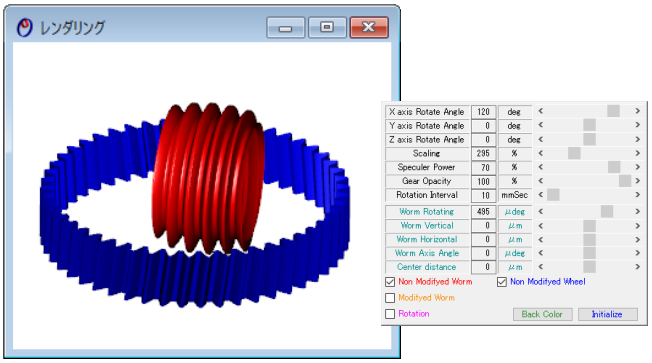
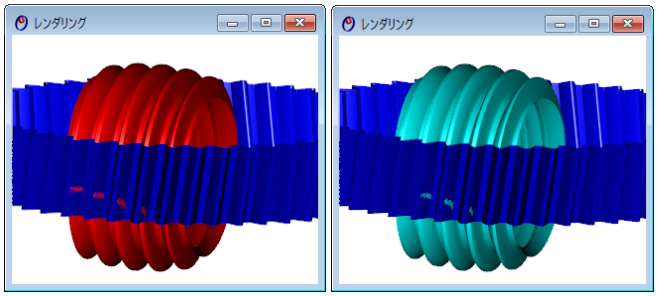


図 39.11　歯形レンダリング



(a) 無修整歯形　　(b) クラウニング付ウォーム

図 39.12　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39.13の歯形ファイル出力により作図した例を図39.14に示します．

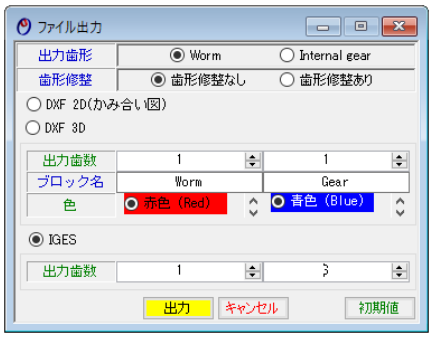
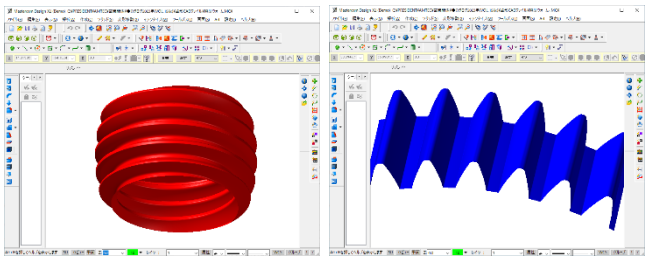


図 39.13　歯形ファイル出力



(a) 樽形ウォーム　　(b) 内歯車

図 39.14　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 39.15 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 39.16 に内歯-樽形ホブ寸法を示します．また，諸元設定完了後，図 39.17 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 39.15　内歯-樽形ホブ諸元



図 39.16　内歯-樽形ホブ寸法

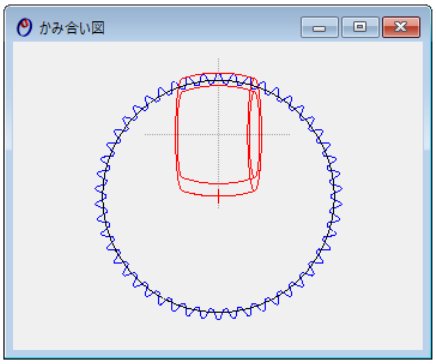


図 39.17　組図（ホブと内歯車）

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．

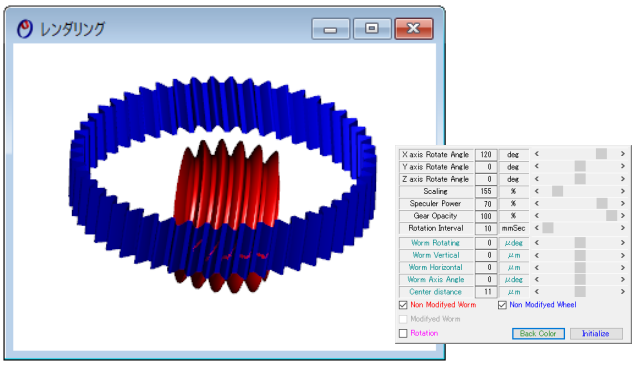


図 39.18　樽形ホブと内歯車

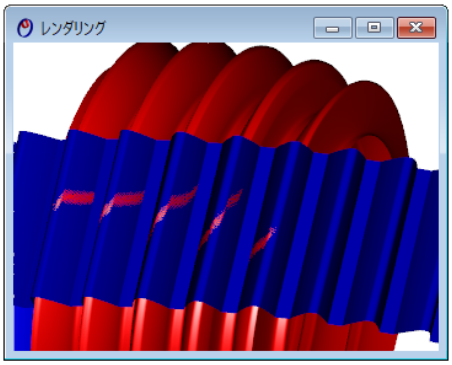


図 39.19　樽形ホブと内歯車（拡大図）

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 ～図 39.25 に示します．ただし，なお，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　歯車諸元



図 39.21　内歯-樽形ホブ諸元



図 39.22　内歯-樽形ホブ寸法

図 39.12 では軸角を 0°としていて軸支持方法に課題がのこりますが，ここでのホブをこのままウォームとすれば軸支持も可能です．

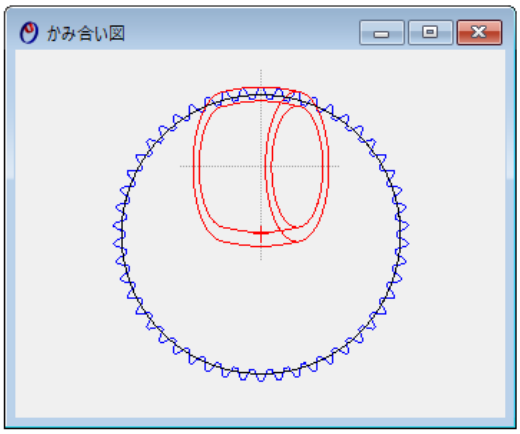


図 39.23　組図（ホブと内歯車）

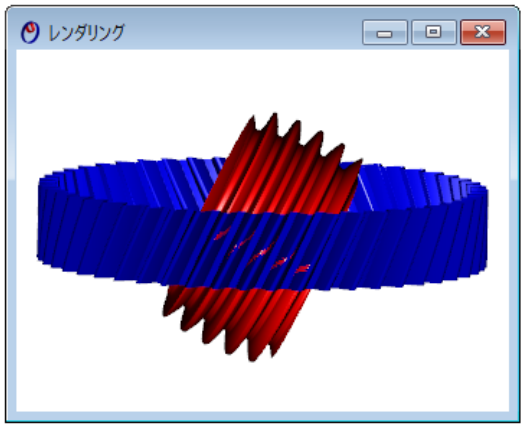


図 39.24　セット角φ=25°の例 1

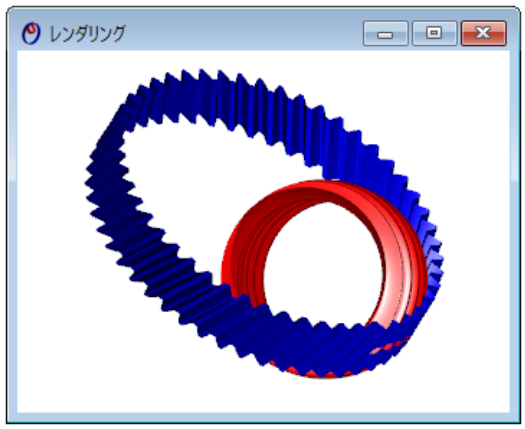


図 39.25　セット角φ=25°の例 2

[40] 多段減速歯車設計システム

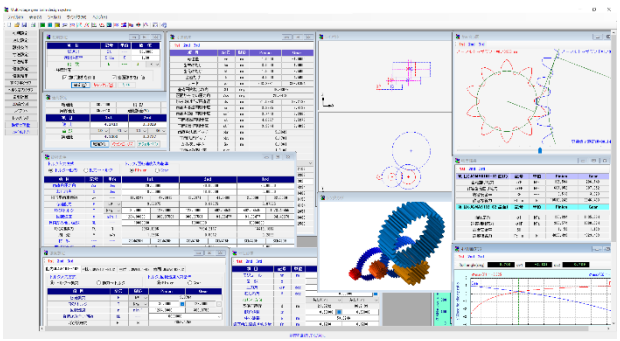


図 40.1　多段減速歯車設計システム

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，強度，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，鋼歯車用として総減速比，段数そしてトルク等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，更に，歯車配置を自由に変更することができます．「金属×樹脂歯車」版は，別ソフトウェアをお使いください．

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．本カタログでは総減速比ΣU=36.0，歯車段数 3 の例を示します．

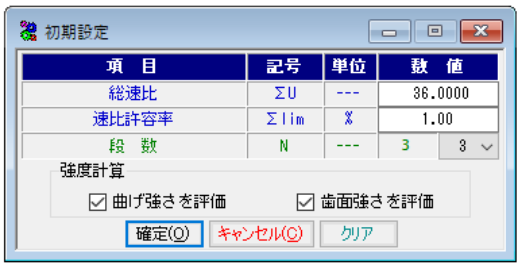


図 40.2　歯数と強度計算条件の設定

40. 3　速比設定

速比設定は，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 36.0 に対し，計算による総減速比は 35.78 でありその誤差は 0.61 %です．小歯車の歯数を 10 と表示していますが，これはプロパティの最小歯数を 10 としたためであり変更設定可能です．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．



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．ここでは圧力角，ねじれ角はプロパティ（図 40.24）で設定した値を表示しますが，任意に変更可能です．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　設計条件の設定



図 40.5　材料設定の例

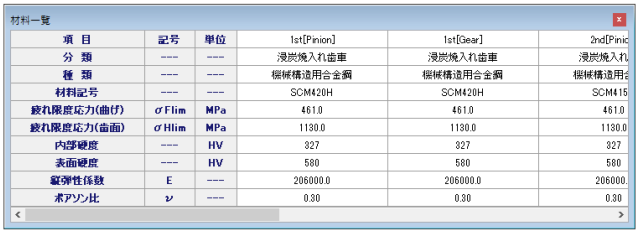


図 40.6　材料一覧

40. 5　寸法設定

寸法設定 を押すと図 40.7～40.9 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トルク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．

図 40.7～40.9 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．なお，ここで表示している歯



図 40.7　歯車寸法の設定（1 段）

幅は強度計算を基準に自動決定した値のため整数ではありませんので数値を丸めた歯幅に変更可能です．設定した歯車寸法画面の[確定]を押すと図 40.10～40.12 のように詳細数値を表示します．



図 40.8　歯車寸法の設定（2 段）



図 40.9　歯車寸法の設定（3 段）

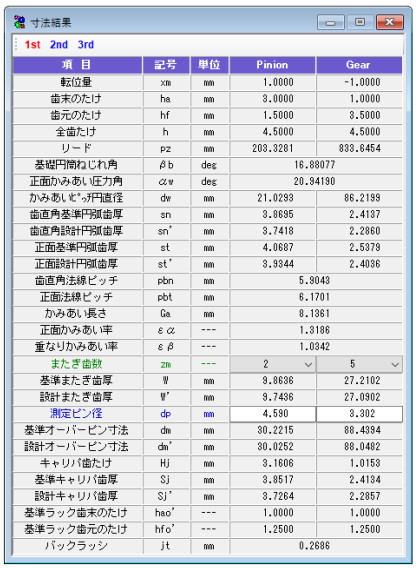


図 40.10　歯車寸法（1 段）

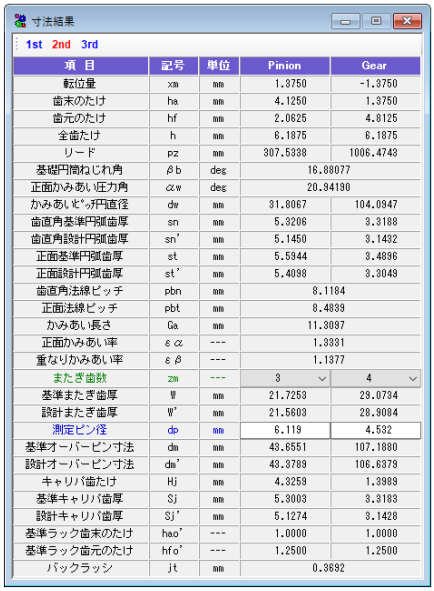


図 40.11　歯車寸法（2 段）

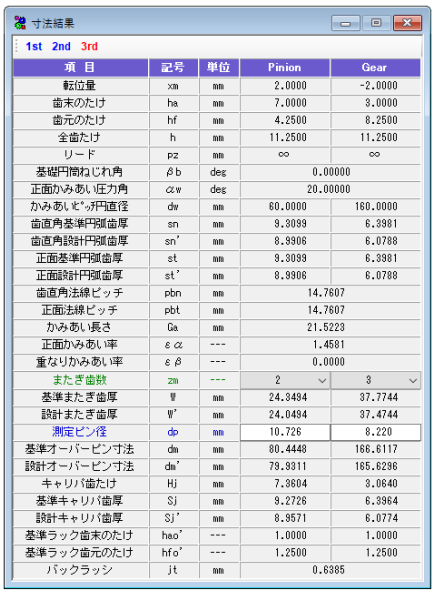


図 40.12　歯車寸法（3 段）

40.6　強度計算

強度設定 を押すと図40.13の強度設定画面を表示します．図 40.14 では材料を，図 40.15 では曲げの係数を，図 40.16 では歯面の詳細数値を表示していて数値変更も可能です．なお，歯車強度計算は，JGMA6101-02, 6102-02 に基づいています．また，強度計算結果は，図 40.17～40.19 のように曲げ強さ（SF），歯面強さ（SH）共に 1.0 を満足しています．



図 40.13　強度設定



図 40.14　強度設定（材料）

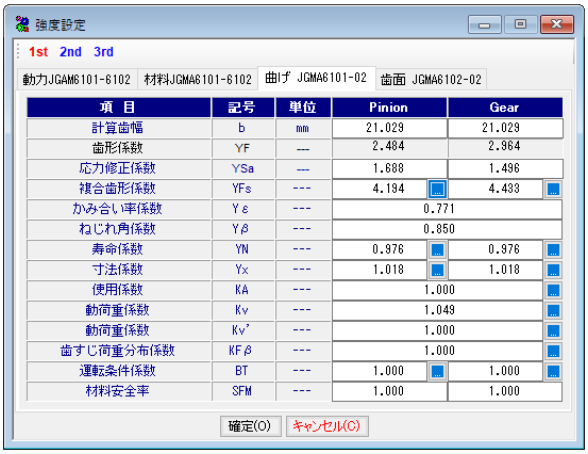


図 40.15　強度設定（曲げ）



図 40.16　強度設定（歯面）

強度結果　を押すと図 40.17～40.19 を表示します．

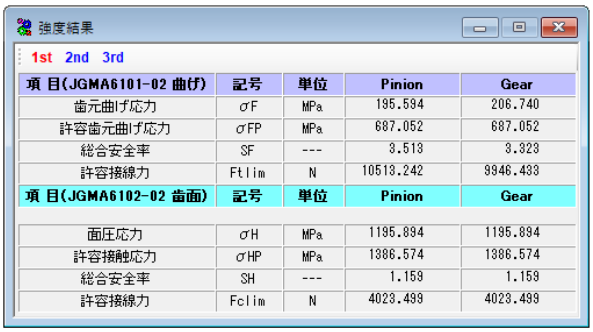


図 40.17　強度結果（1 段）

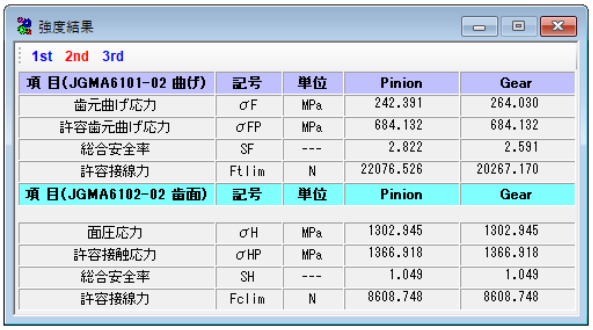


図 40.18　強度結果（2 段）

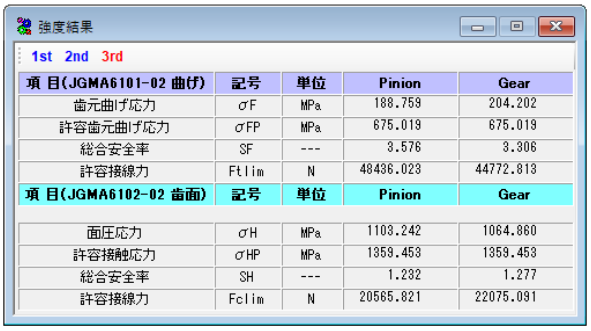


図 40.19　強度結果（3 段）

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 40.20 および図 40.21 に示します．

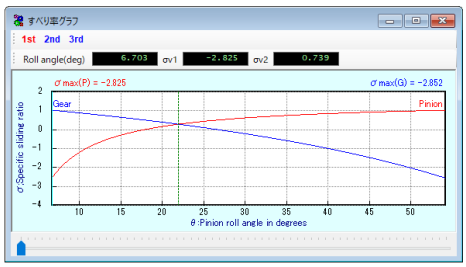


図 40.20　すべり率（1 段）



図 40.21　ヘルツ応力（1 段），スムースメッシング

40.8　歯形図，レイアウト，レンダリング

図 40.22 に歯形かみ合い図を示します．この図では，歯車を回転させることができますので歯のかみ合い状態を確認することができます．

図 40.23～図 40.25 にレイアウトおよびレンダリングを示します．レイアウトでは図 40.25 のように 3 段目の大歯車を移動していますが，これに連動して図 40.26 のレンダリングも表示します．また，レンダリングでは歯車を回転させることもできます．この軸を移動する機能は小型の歯車装置（小型モータ減速機等）に適しています．

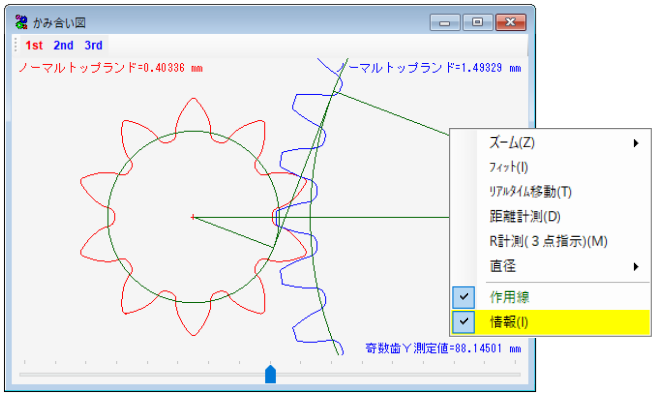


図 40.22　歯形かみ合い図（1 段）

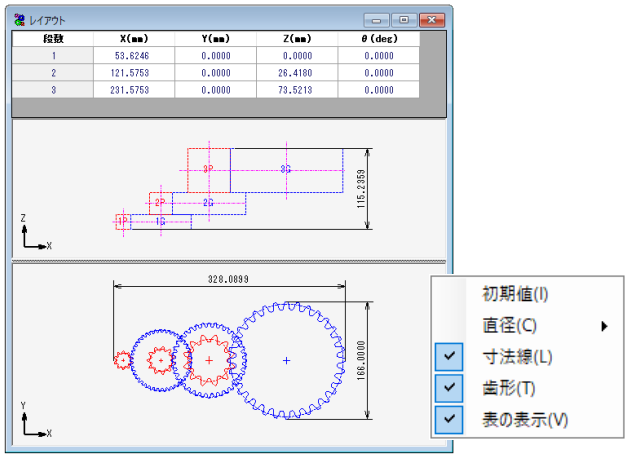


図 40.23　歯車のレイアウト 1

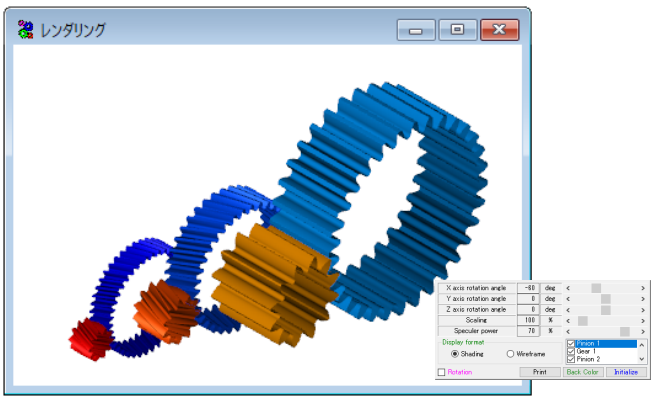


図 40.24　歯形レンダリング 1

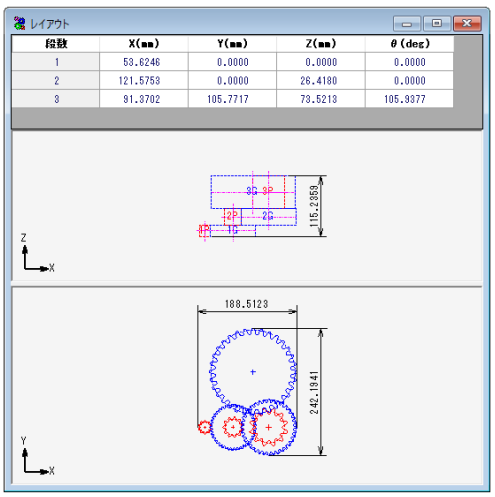


図 40.25　歯車のレイアウト 2

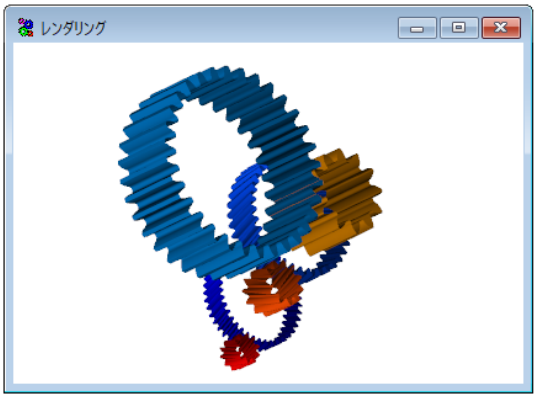


図 40.26　歯形レンダリング 2

40. 9　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 40.27 に計算結果を示します．

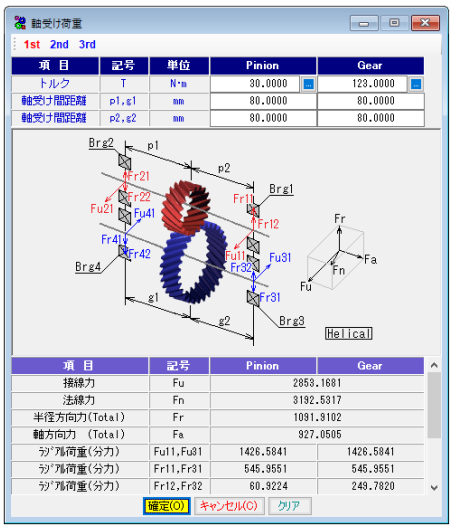


図 40.27　軸受荷重（1 段）

40. 10　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 40.28 で出力することができます．図 40.29 にレイアウトの CAD 作図例を，図 40.30 に歯車列の CAD 作図例を示します．

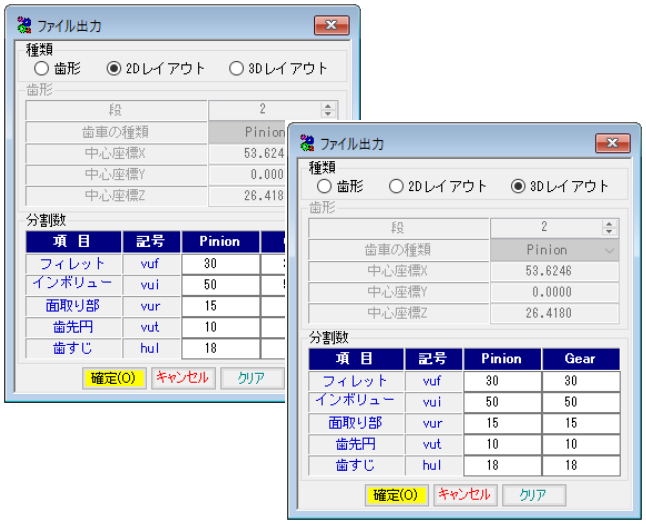


図 40.28　ファイル出力

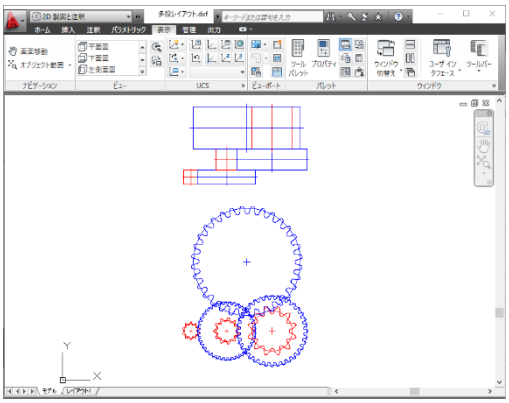


図 40.29　CAD 作図例（レイアウト）

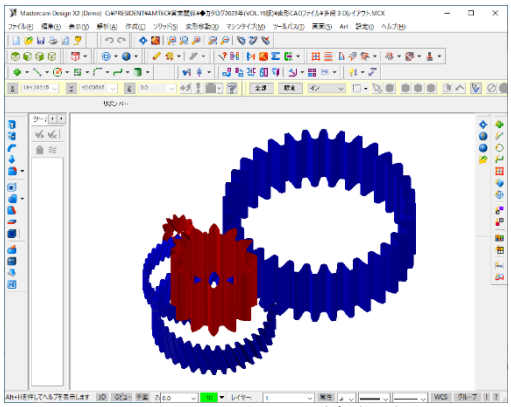
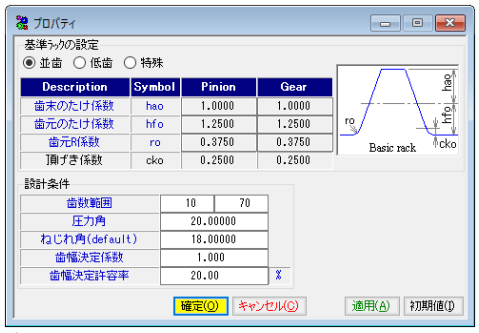


図 40.30　CAD 作図例（歯車列）

40.11　プロパティ

(1) 基準ラックと設計条件

図 40.31 に基準ラックと標準値の設定画面を示します．歯幅決定係数などで減速機の大きさを決めることができます．



(2) ヘルプ

「ヘルプ」で操作説明を表示します．また，対象とする画面をアクティブにして[F1]を押すことで図 40.32 の画面を表示します．



図 40.32　ヘルプの例

[41] 内歯ねじ歯車設計システム

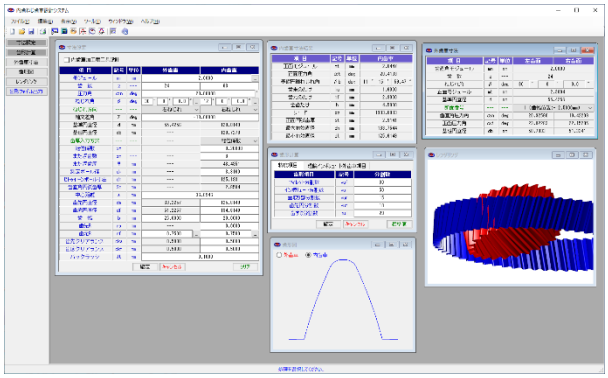


図 41.1　内歯ねじ歯車設計システム

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（無修整歯形では点接触）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[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．

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[TAB]を押すとそれ以降，標準値が入力されます．そして[確定]ボタンで内歯車寸法（図 41.3）を表示します．

諸元設定の後，図 41.4 で歯形計算に進みますが，図 41.5 では理論インボリュートでの歯形計算（干渉確認のため）を進めることができます．

干渉を考慮した外歯車の寸法を表示する際，図 41.6 で歯幅方向の断面（例では 21）を選択すると図 41.7 のように歯車寸法を表示します．

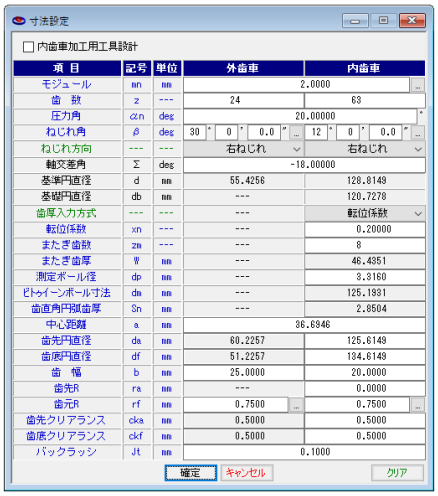


図 41.2　内歯車諸元



図 41.3　内歯車寸法

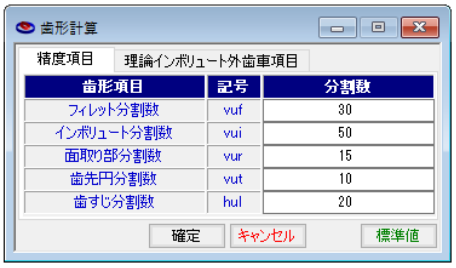


図 41.4　歯形計算



図 41.5　歯形計算（理論インボリュート）



図 41.6　外歯車寸法（断面選択）



図 41.7　外歯車寸法（断面 21 の例）

外歯車の歯形を図 41.8～41.10 に示します．図 41.8 は，断面番号 1（歯幅端部面）の歯形であり図 41.9 は，歯幅中央の歯形にインボリュートを重ね合わせた図です．また，図 41.10 は，歯幅端部の歯形にインボリュートと理論インボリュート歯形を重ね合わせた図でインボリュートと比較計測するとその差は 0.3μm です．

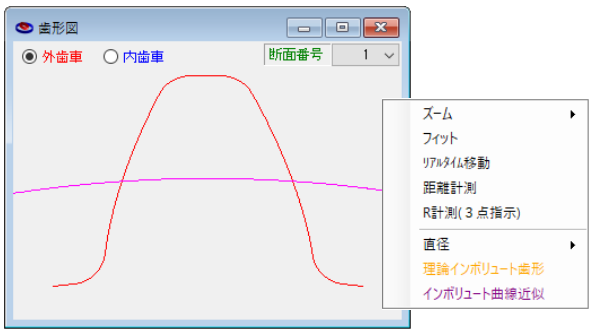


図 41.8　外歯車歯形（断面番号 1）

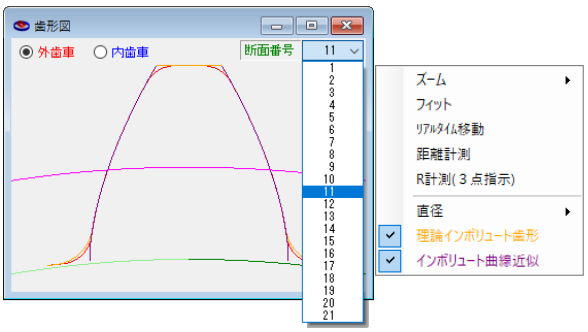


図 41.9　外歯車歯形とインボリュート（歯幅中央）

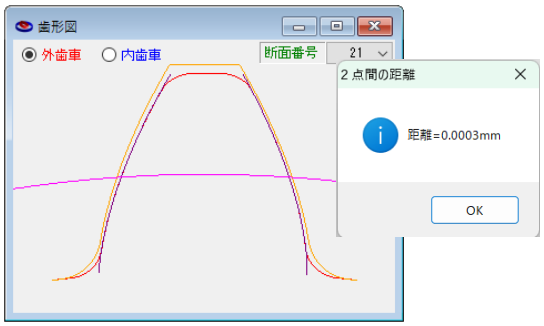


図 41.10　外歯車歯形とインボリュート（断面番号 21）

歯形レンダリングを図 41.11 に示しますが，3 次元干渉を考慮して外歯車の歯形を生成しているため綺麗なかみ合い接触線を確認することができます．

歯形の 3 次元干渉を考慮しない場合は，図 41.12 のように歯幅端部で大きな干渉が発生することが分かります．更に，レンダリングでは回転させることができますので歯のかみ合い変化を確認することができます．

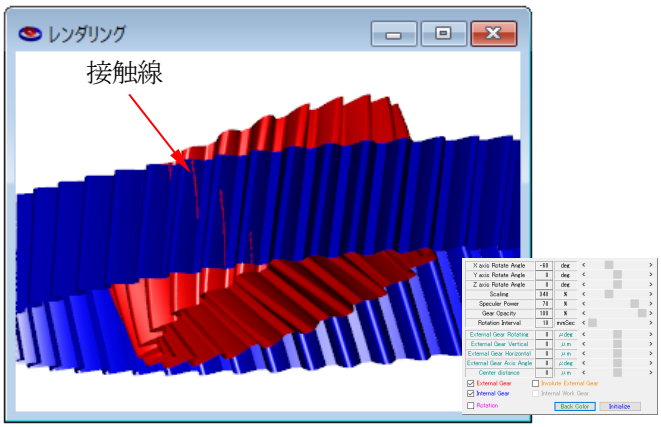
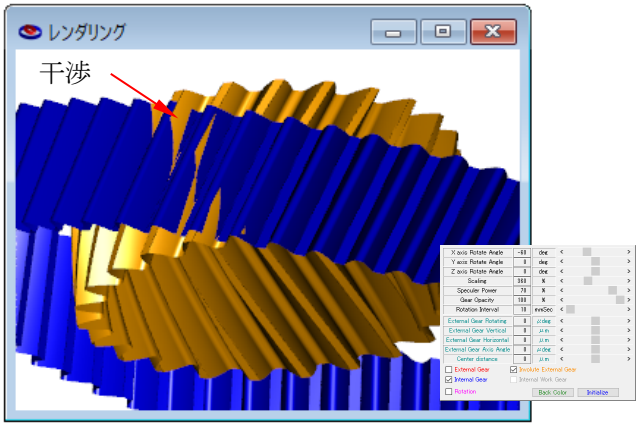


図 41.11　レンダリング（干渉を考慮した外歯車歯形）



（外歯が理論インボリュート歯形）

図 41.12　内歯ねじ歯車のかみ合い

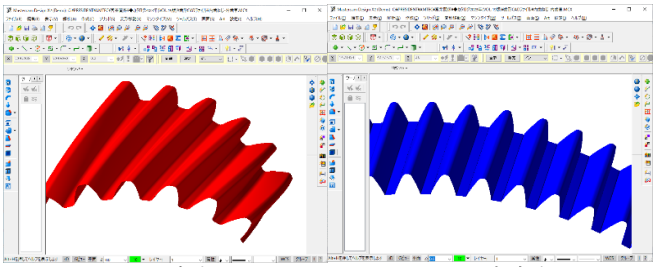
生成した歯形（外歯車，内歯車，理論インボリュート外歯車）を図 41.13 のように CAD ファイルを出力することができます．

3D-IGES の CAD 作図例を図 41.14 に示します．また，歯形断面番号 1 の DXF 作図例を図 41.15 に示しますが，外歯車とインボリュート歯形には大きな違いがあることが解ります．



(a) IGES　　(b) DXF

図 41.13　歯形出力



(a) 外歯車　　(b) 内歯車

図 41.14　CAD 作図例（IGES）

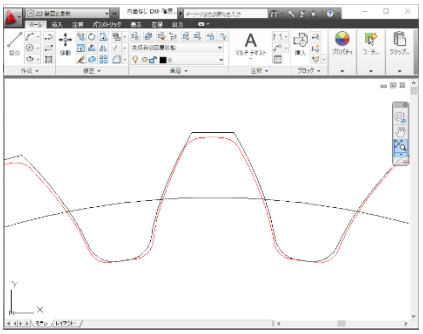


図 41.15　歯形断面 1 とインボリュート歯形

41.3　内歯ねじ歯車（工具）

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．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 41.16 の歯車諸元[確定]後，図 41.4 の歯形計算を終えると図 41.17 の内歯車寸法を表示します．



図 41.16　歯車諸元（工具）



図 41.17　内歯車寸法

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41.18 のように綺麗な接触線を確認することができます．この工具で加工した歯形と工具との接触線は図 41.18 のように綺麗に表れています．この工具の寸法および歯形を図 41.19，図 41.20 に示します．

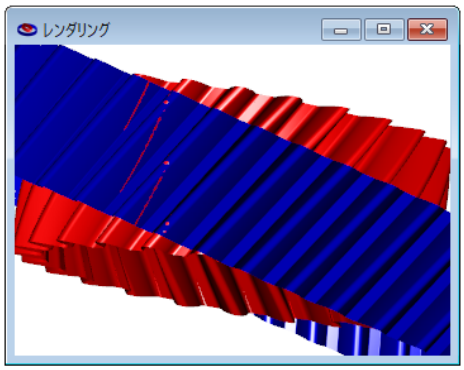


図 41.17　内歯ねじ歯車のかみ合い（工具）

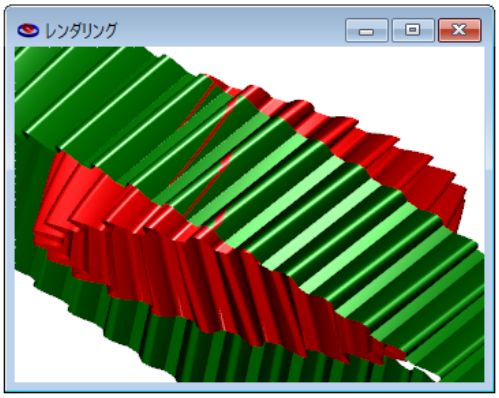


図 41.18　内歯ねじ歯車のかみ合い (外歯がインボリュート)



図 41.19　工具寸法

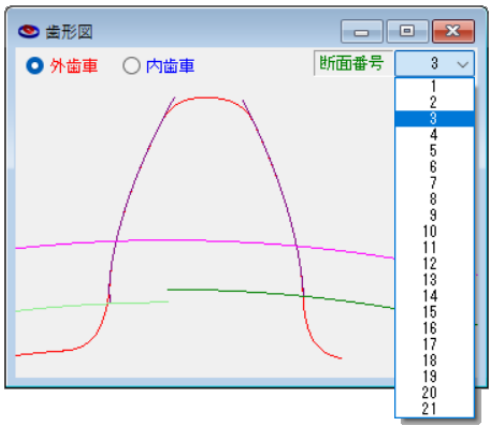
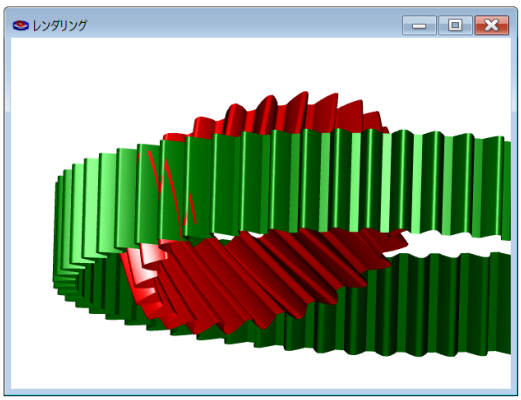


図 41.20　工具歯形（断面番号 3）

内歯平歯車の加工後の歯形と工具歯形の例を図 41.21 にしました．



$m2, z_1=24, z_2=63, \alpha_n 20°, \beta_1=25°, \beta_2=0°$

図 41.21　内歯車の例，工具と被削歯形（平歯車）

CAD 出力は，図 41.13 歯形出力と同様です．

[42] Skiving cutter design system

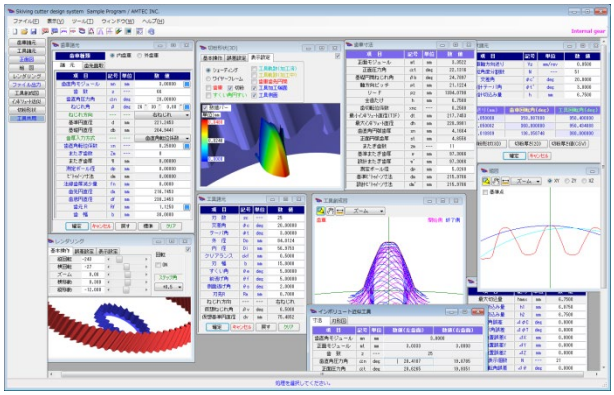


図 42.1　Skiving cutter design system

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	工具兼用	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 および図 42.3 のように設定します．転位係数は，直接入力する方法と，またぎ歯厚，オーバーボール（ビトゥイーンボール）寸法があります．なお，外歯車の例を 42. 11 に示します．

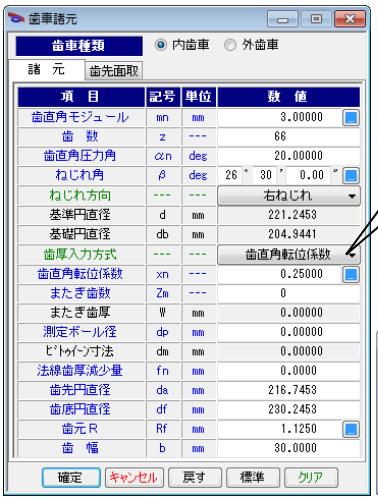


図 42.2　歯車諸元（内歯車の例）



図 42.3　面取り設定



図 42.4　寸法

42. 4　工具寸法

加工工具（ピニオンカッタ）の諸元を図 42.5 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 42.5a，42.5b 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．



図 42.5　工具諸元

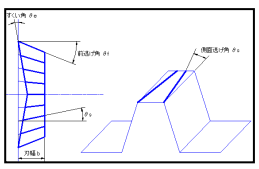


図 42.5a　逃げ角

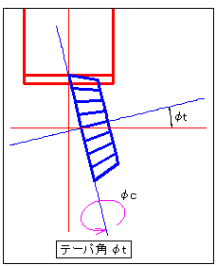


図 42.5b　位置

42.5　歯形（歯車，工具）

歯車歯形を図 42.6 に，ピニオンカッタの刃形を図 42.7 に示します．図 42.7 の青線刃形は，図 42.8 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．

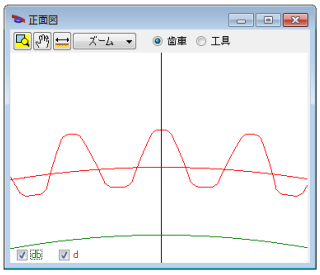


図 42.6　歯車歯形

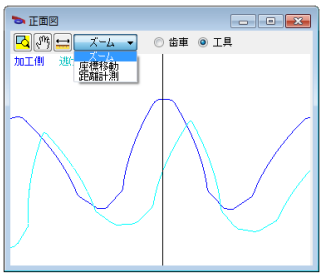


図 42.7　ピニオンカッタ

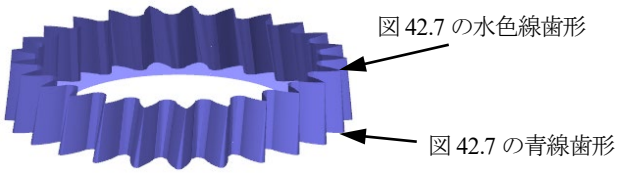
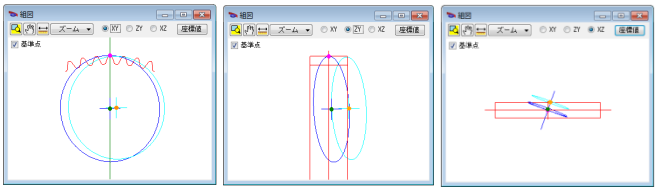


図 42.8　ピニオンカッタ（歯形レンダリング機能）

42.6　組図（2D）

組図を図 42.9 に示します．加工座標値の工具ポイント(A, B, C)は図 42.10 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 42.9　組図

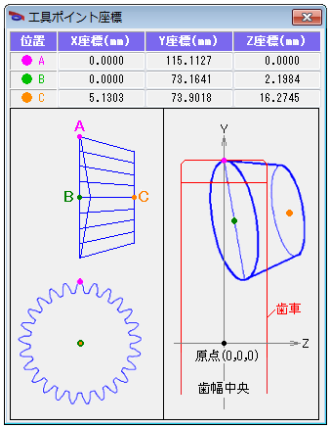


図 42.10　加工座標値

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．

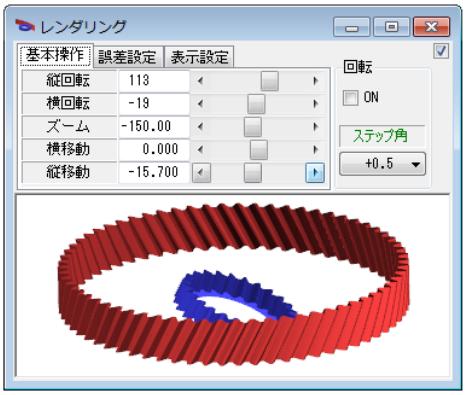


図 42.11　歯形レンダリング



図 42.12　工具加工端面（切り刃）と歯車



図 42.13　すくい角断面と歯車



図 42.14　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 42.15 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 42.16 に示します．



図 42.15　歯形創成図設定

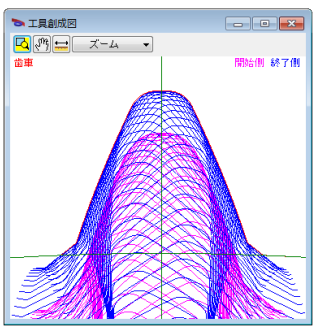


図 42.16　歯形創成

42.9　歯形ファイル出力

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 42.17 に歯形出力設定画面を，図 42.18 に工具の CAD 作図例を示します．

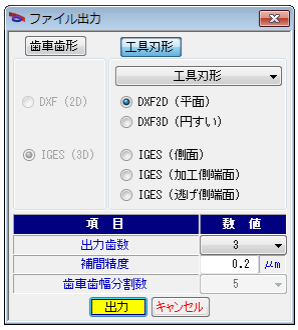
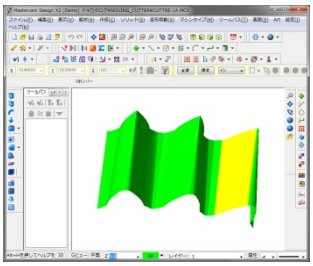
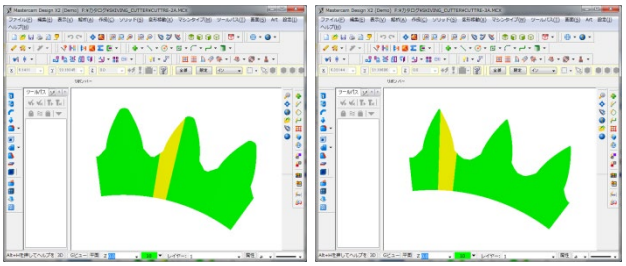


図 42.17　歯形出力設定



(a) 刃側面



(a) 刃（前）　(b) 刃（後）

図 42.18　CAD 作図例

42.10　近似インボリュート刃形

図 42.18 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 42.18 の刃形は，図 42.19 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 42.20 に示すようにカッタ刃先付近で 0.0007mm と僅かです．

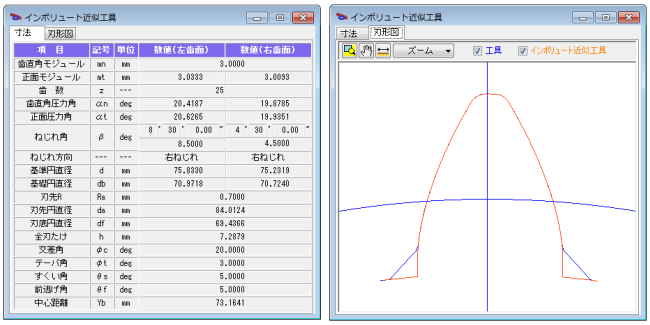


図 42.19　インボリュート近似刃形

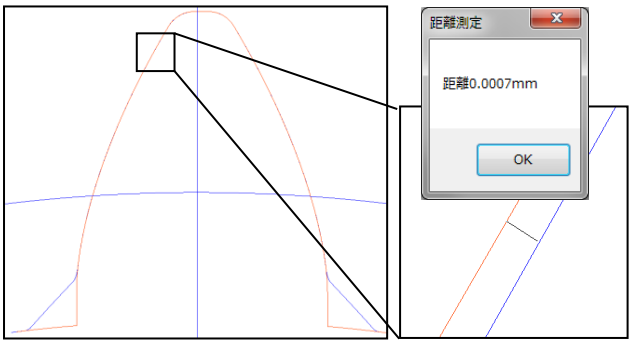


図 42.20　インボリュート近似刃形の違い（距離計測）

42.12　切り屑形状（オプション）

図 42.21 の加工条件でスカイビング加工したときの切り屑形状を図 42.22～42.24 に示します．図 42.21 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 42.22 および図 42.23 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 42.24 は歯車とすくい面の状態を示し，図 42.25 は 2D 切削厚さを 100 倍で示しています．



図 42.21　加工条件

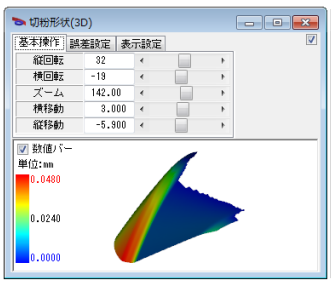


図 42.22　切り屑形状

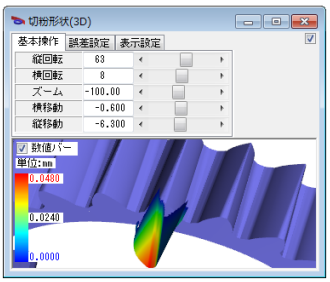


図 42.23　歯車と切り屑形状

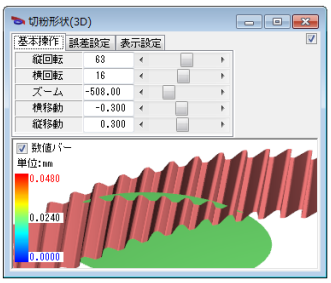


図 42.24　歯車とすくい面

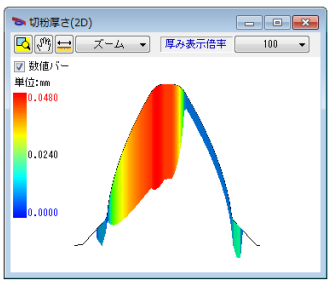


図 42.25　切削厚さ（100 倍）

図 42.21 加工条件の 切削厚さ値(csv) で切り屑形状を図 42.24 のように csv ファイルに出力することができます．

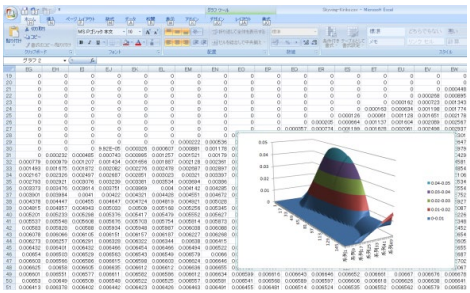


図 42.24　切削厚さ（csv）

42.13　工具兼用（オプション）

図 42.18 の工具で図 42.2 と異なる歯車を加工するとき，この工具でどこまで兼用できるかを計算します．

図 42.25 の歯車は，図 42.2 の歯車のモジュールと圧力角は同じですが，歯数とねじれ角が異なります．また，工具の取り付け角を図 42.26 とすると図 42.27 および図 42.28 を表示することができます．そして，図 42.28 の□部分を拡大して歯車諸元（図 42.25）の歯形との比較をすると図 42.29 のようにその差は 1.2μm である

ことが解ります．同様に左歯面を計測すると 0.7μm 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 42.26 で設定したときの歯形レンダリング表示（図 42.27）や，加工条件（図 42.21）に基づく切り屑形状（図 42.22）も解析することができます．

ここでは内歯車の例題を示しましたが，外歯車も同様に計算することができます．なお，工具兼用は図 42.30 のように第 2 画面で計算します．



図 42.25　諸元（工具兼用）



図 42.26　工具セット角



図 42.27　レンダリング

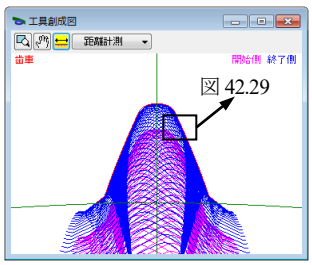


図 42.28　歯形創成

理論インボリュート

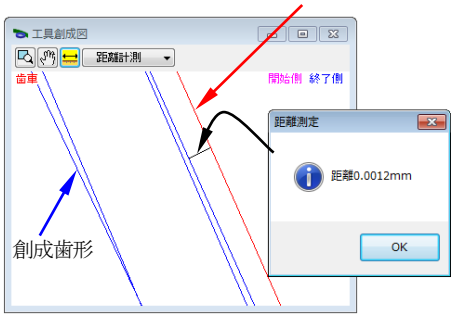


図 42.29　計測

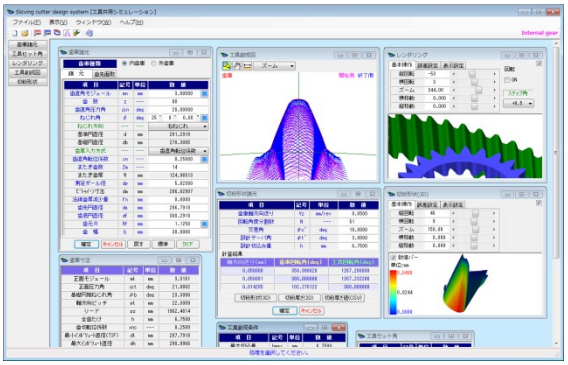


図 42.30　工具兼用画面

42. 14　外歯車の例

外歯車も内歯車同様，工具刃形状，切り屑形状，インボリュート近似刃形を計算します．計算例を図 42.31～42.43 に示します．



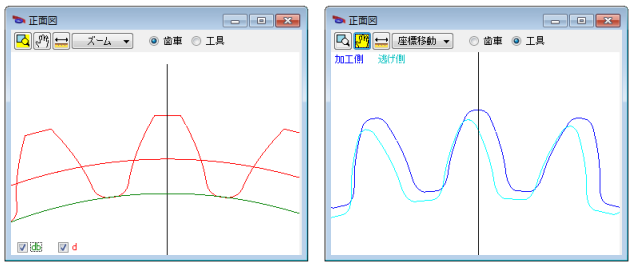
図 42.31　諸元（面取りなし）



図 42.32　寸法

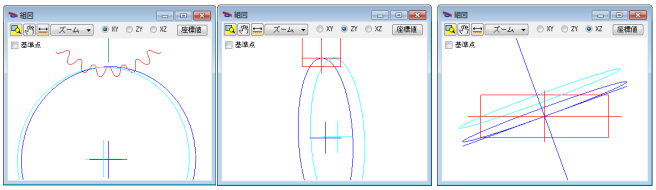


図 42.33　工具諸元



(a)歯車歯形　　(b)ピニオンカッタ

図 42.34　歯形



(a) X−Y　(b) Z−Y　(c) X−Z

図 42.35　組図

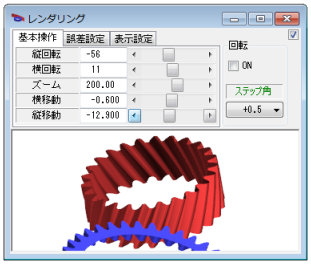


図 42.36　歯形レンダリング

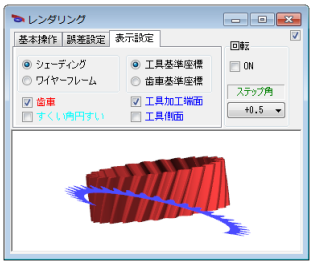


図 42.37　切り刃と歯車



図 42.38　すくい角断面と歯車



図 42.39　歯形創成図設定

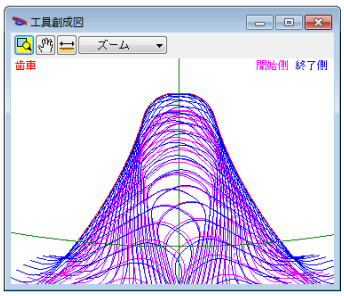


図 42.40　歯形創成

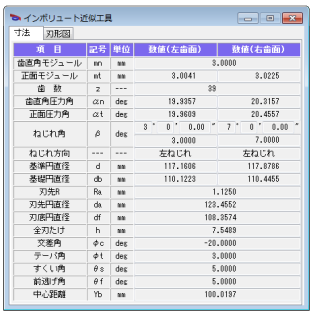


図 42.41　involute 近似刃形



図 42.42　加工条件

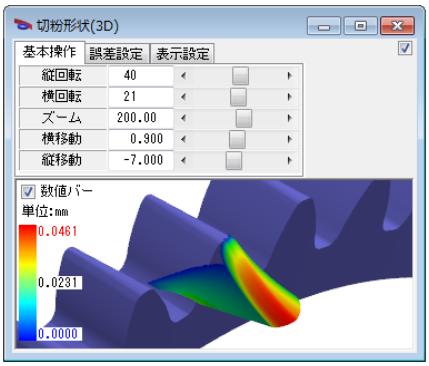


図 42.43　歯車と切り層形状（外歯車）

42.15　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 42.44 のように C 面，R 面を選択することができます．



図 42.44　面取り設定

42.16　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．図 42.45 で目次を選択することもできますし，図 42.46 のように不明な内容がある場合，その画面をアクティブとして[F1]を押すことで図 42.46 の説明画面を表示します．

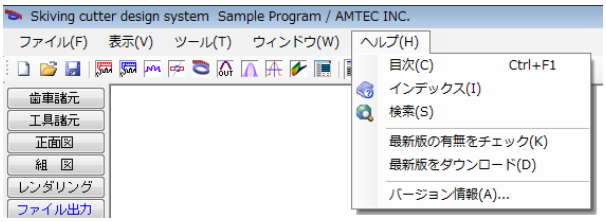


図 42.45　ヘルプ

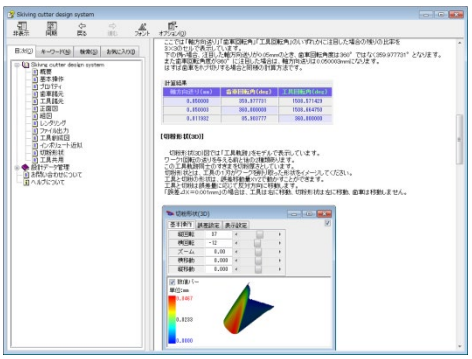


図 42.46　説明（切り層）

[43] 円弧歯すじ歯車設計システム

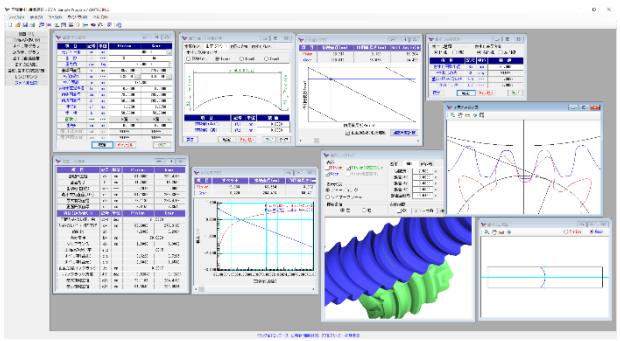


図 43.1　円弧歯すじ歯車設計システム

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．本ソフトウェアの全体画面を図 43.1 に示します．

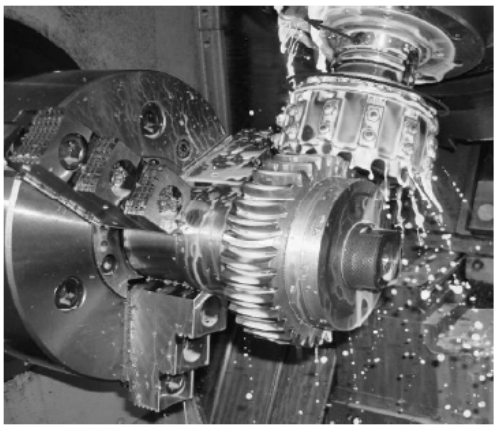


図 43.2　円弧歯すじ歯車の加工 [1)]

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 5 軸加工機などで容易に加工することができます．

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･はすば歯車と同様に図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．



図 43.3　諸元



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．

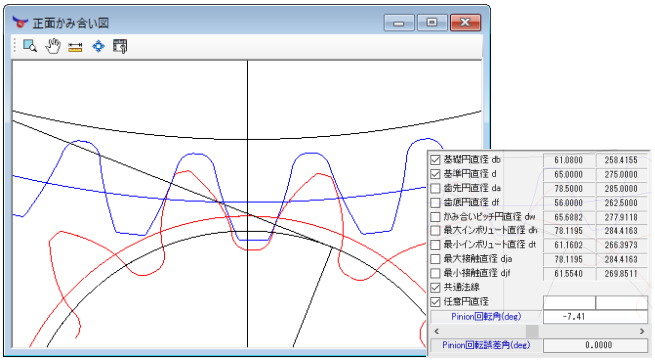


図 43.5　歯形

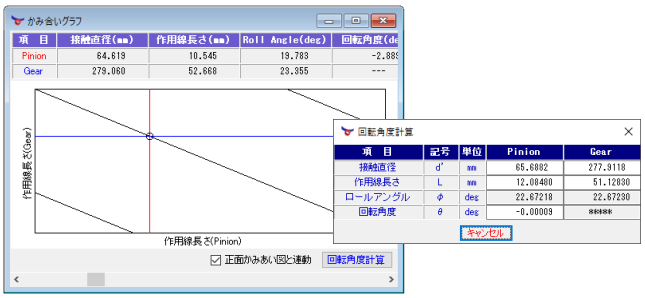


図 43.6　かみ合いグラフ

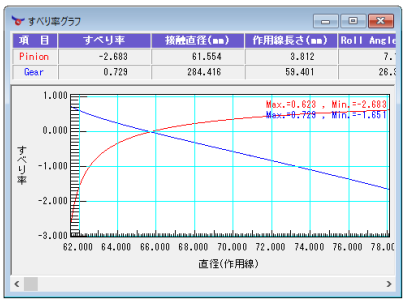


図 43.7　すべり率

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：$R_{smin}=b/2$）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．歯車を観察し

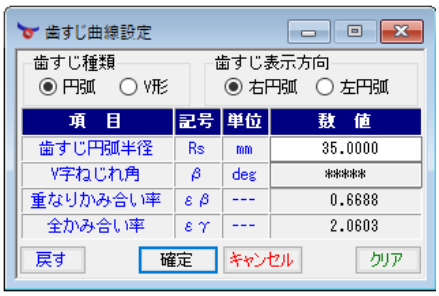
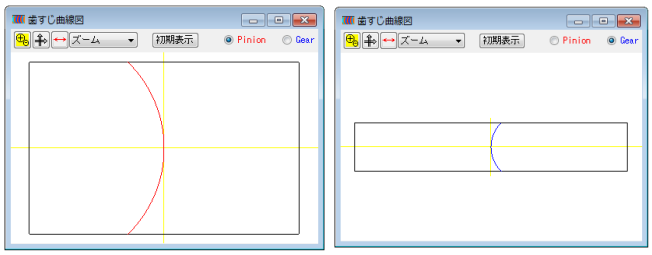


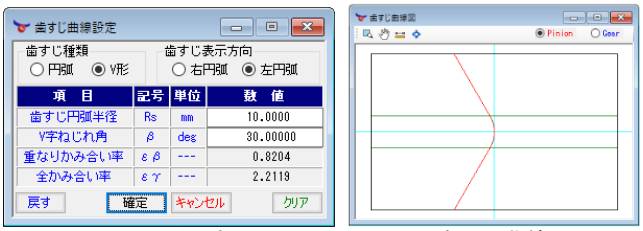
図 43.8　歯すじ曲線設定

たときの円弧歯すじ図を図 43.9 に示します．また，歯すじ曲線をV 形とするとき図 43.10(a)のように円弧（R_s）とねじれ角（β）を設定したときの歯すじ曲線図を図 43.10 に示します．



(a)ピニオン　　(b)ギヤ

図 43.9　歯すじ曲線図（円弧）



(a)V 形設定　　(b)歯すじ曲線図

図 43.10　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 43.11 で選択し，歯形修整を図 43.12 で歯すじ修整を図 43.13 で設定することができます．

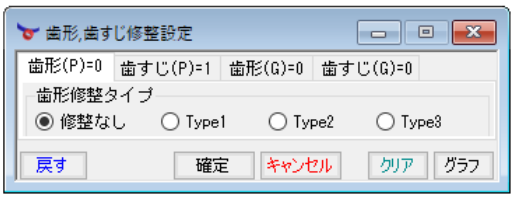
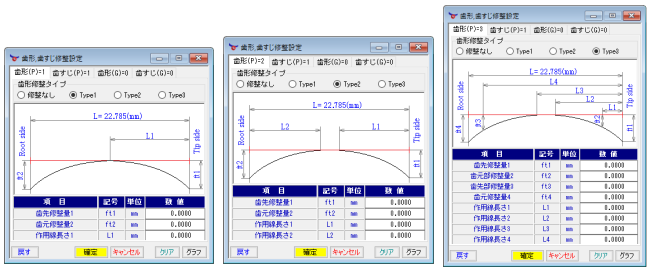
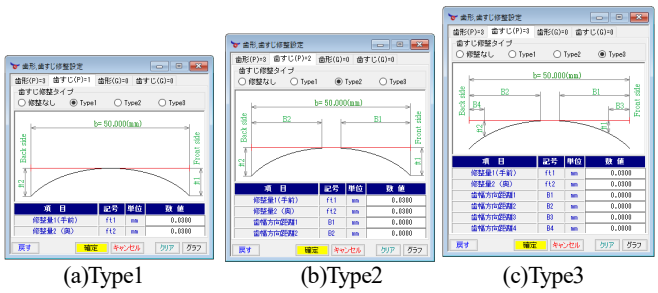


図 43.11　歯形･歯すじ修整



(a)Type1　　(b)Type2　　(c)Type3

図 43.12　歯形修整



(a)Type1　　(b)Type2　　(c)Type3

図 43.13　歯すじ修整

例として，図 43.13(a)のようにピニオンに歯すじ修整を与えたとき，図 43.13 の グラフ で図 43.14 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．

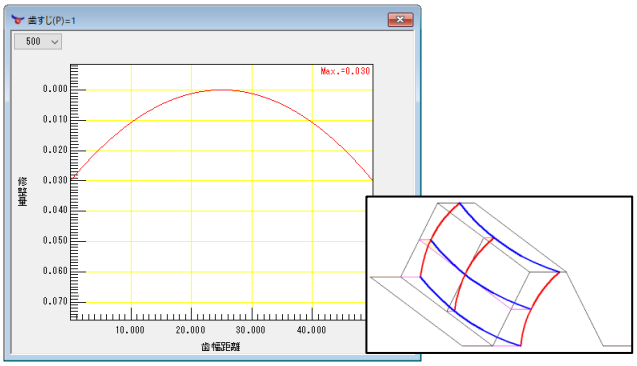


図 43.14　歯すじ修整（500 倍）

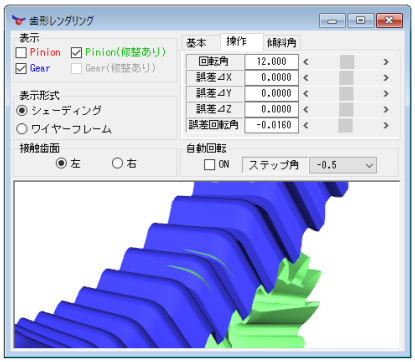


図 43.18　歯形レンダリング（V 形）

43.8　歯形レンダリング

図 43.15 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 43.16 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 43.17 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ことが解ります．図 43.18 に V 形歯すじ（図 43.10 で設定）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，軸誤差を任意に変更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．

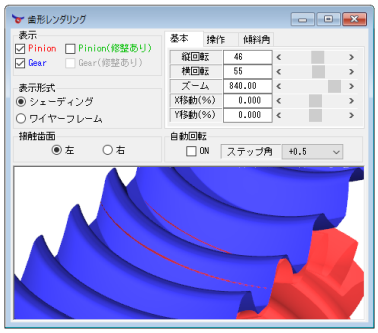


図 43.15　歯形レンダリング（無修整）

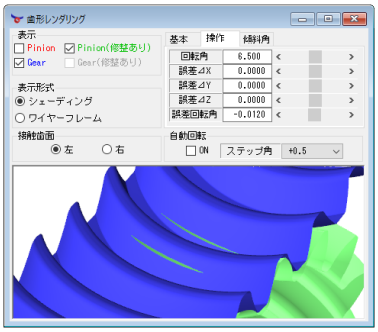


図 43.16　歯形レンダリング（歯すじ修整）

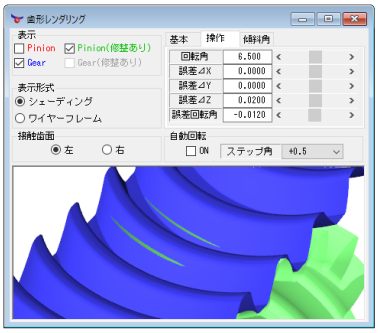


図 43.17　歯形レンダリング（軸角誤差=0.02°）

43.9　歯形出力

図 43.19 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．ピニオンの修整歯形の CAD 表示例を図 43.20 に示します．



図 43.19　歯形ファイル出力設定

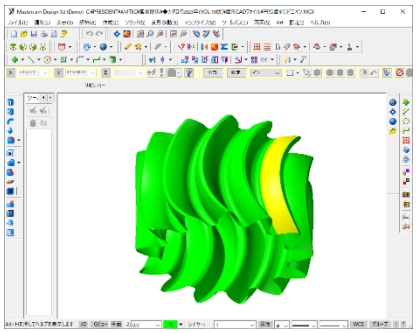


図 43.20　CAD 作図例（ピニオン）

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

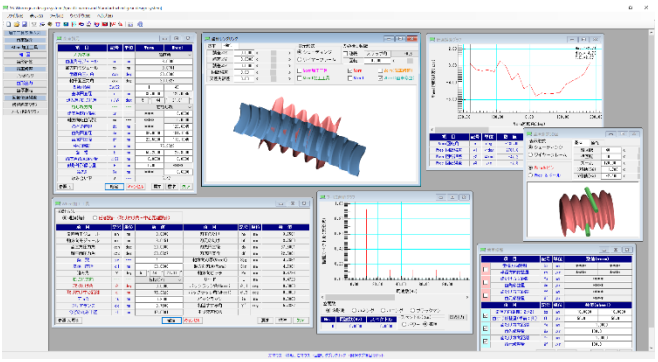


図 44.1　SS-Worm gear design system

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（Specific worm and Standard wheel）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.

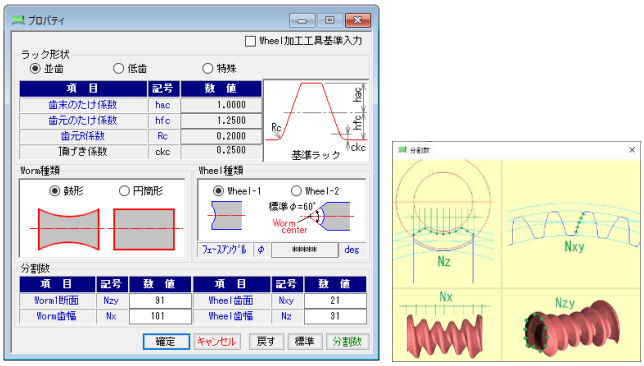


図 44.2　初期設定

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

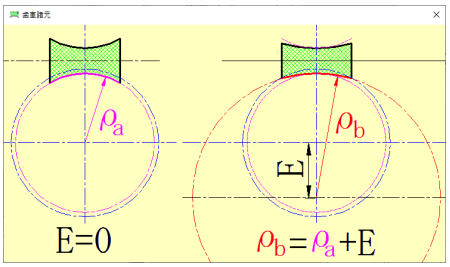


図 44.4　Worm 鼓形外形偏心量（E）

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．

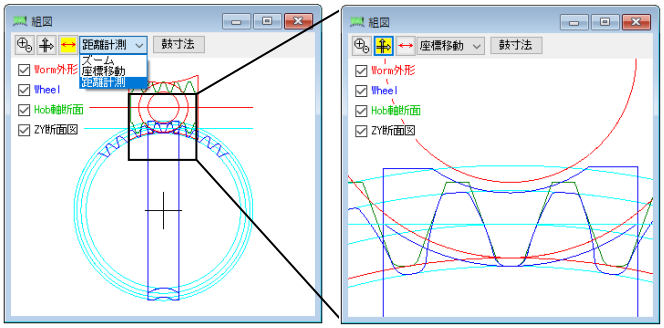


図 44.6　組図（Hob, Worm, Wheel）

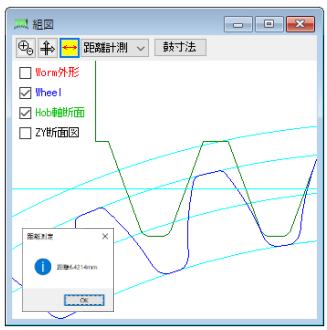


図 44.7　組図（Hob, Wheel）計測

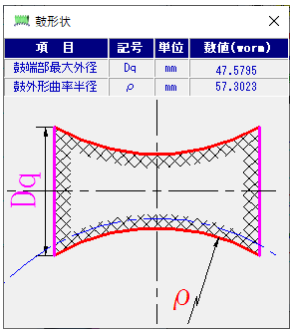


図 44.8　worm 寸法

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

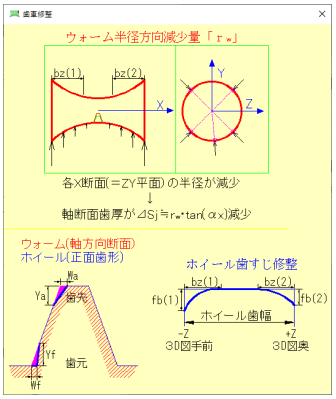


図 44.10　歯形修整の説明図

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．

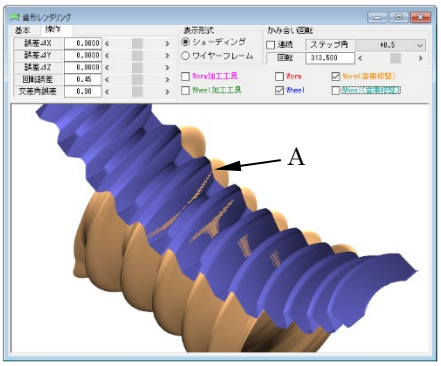


図 44.11　歯形レンダリング（無修整）

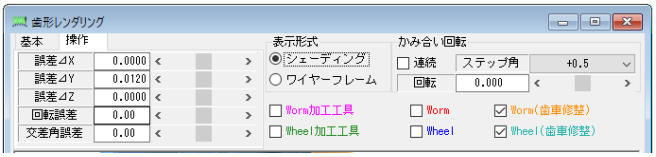
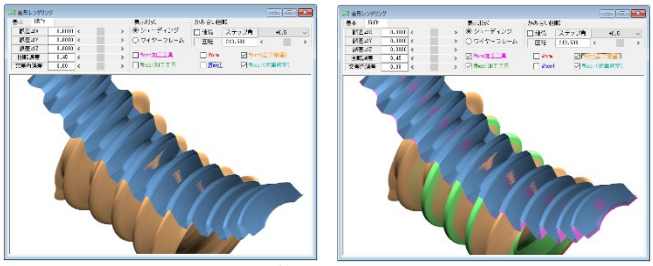


図 51.12　歯形レンダリング操作

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．



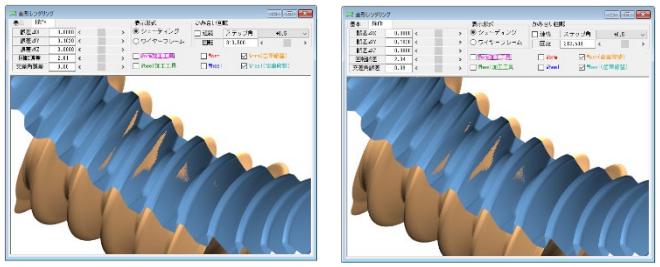
(a) a=75.302mm, ⊿ϕ=0°　　(b) ウォーム+工具

図 44.13　歯形レンダリング

44. 9　中心距離変化の影響

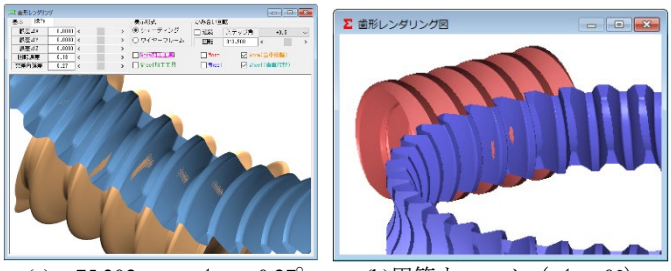
円弧系歯形は中心距離の変化に敏感であることから，図 44.13(a)のかみ合いが，中心距離変化および軸角変化に対し，どの程度影響を及ぼすかを確認します．

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=+0.27°　　(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．



図 44.16　ホブ寸法（任意設計）



図 44.17　ホイールの歯形･歯すじ修整

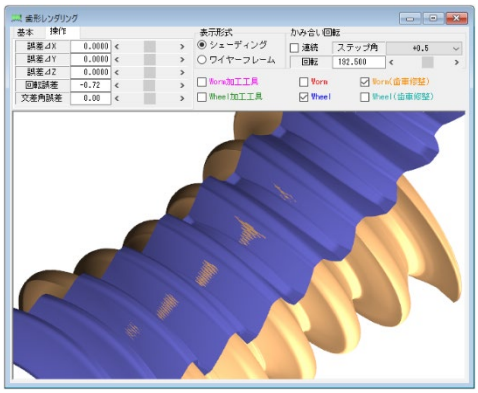


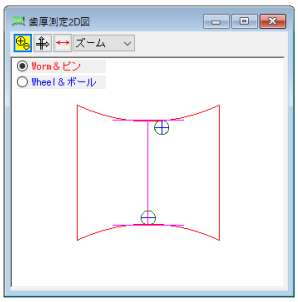
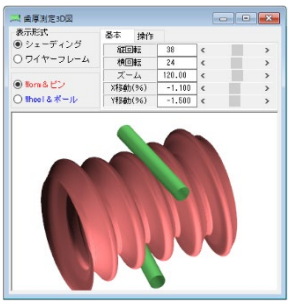
図 44.18　歯当たり 3（a=75.302mm, ⊿ϕ=0）

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．

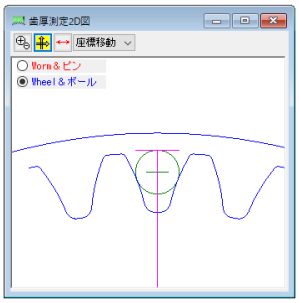
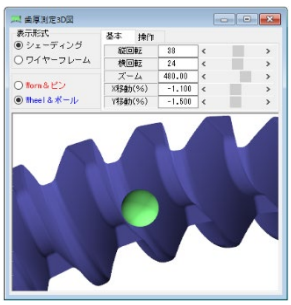


図 44.19　歯厚

(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）

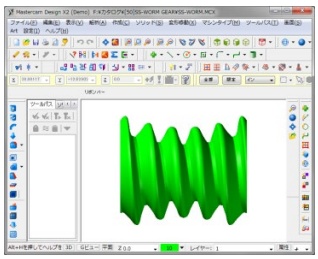
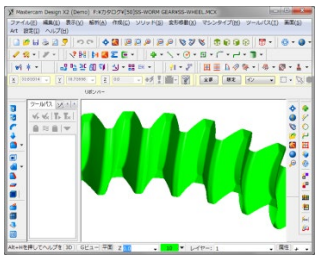
44.12　歯形出力

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 44.2 の初期設定で ☑ Wheel加工工具基準入力 とし，図 44.24 でホブ寸法を入力します．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．

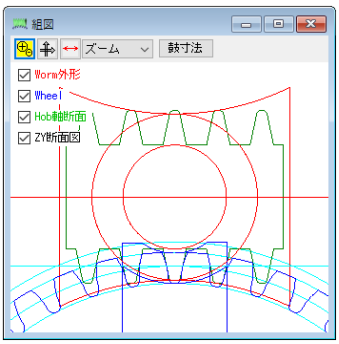
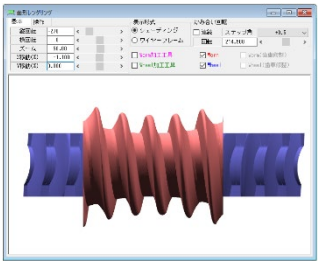
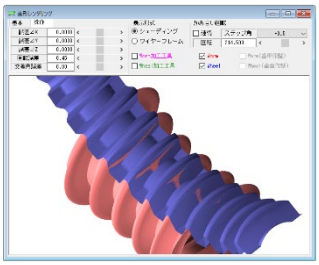


図 44.27　組図

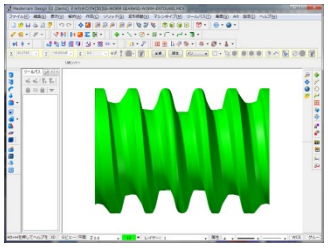


(a)正面

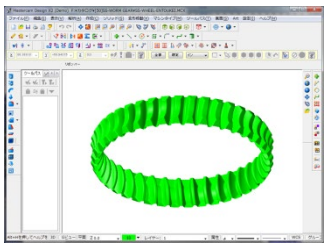


(b)歯当たり

図 44.28　歯形レンダリング



(a)SS-Worm

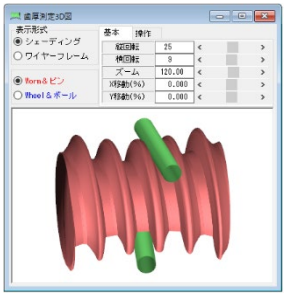


(b) SS-Wheel

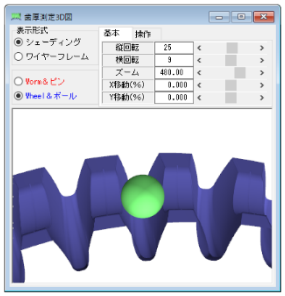
図 44.29　CAD 作図例



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.



図 44.32　伝達誤差の設定

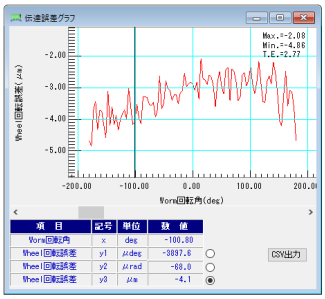


図 44.33　伝達誤差の設定

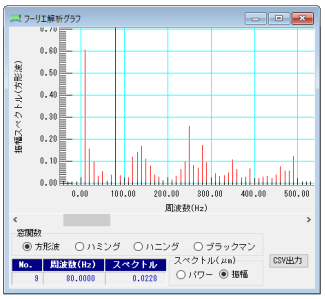


図 44.34　フーリエ解析

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.

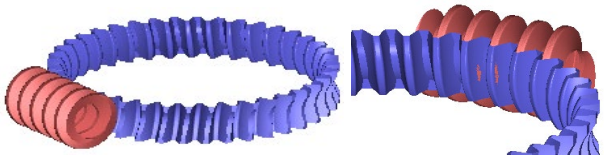


図 44.35　[3] 円筒ウォームギヤ

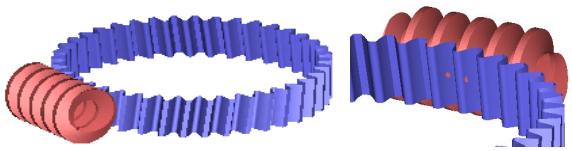


図 44.36　[3] ウォーム×ヘリカルギヤ

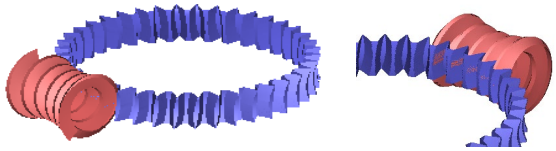


図 44.37　[36] ヒンドレーウォームギヤ

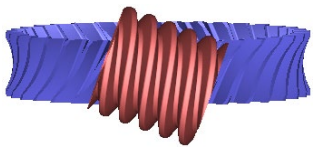


図 44.38　[28] 傾斜ウォームギヤ

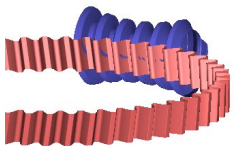


図 44.39　[37] 鼓形ウォーム

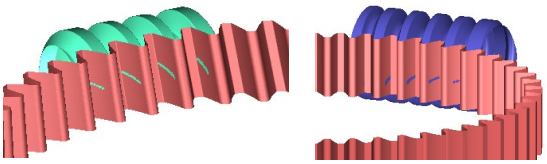


図 44.40　[37] LCCW ウォーム×ヘリカルギヤ

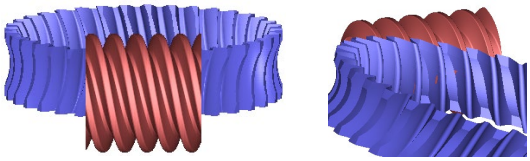


図 44.41　[28] L-Niemann worm gear

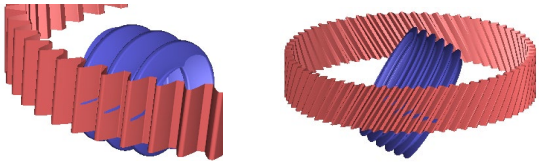


図 44.42　[39] 内歯ウォームギヤ

[45] CT-FEM Opera iii（歯車かみ合い応力解析）

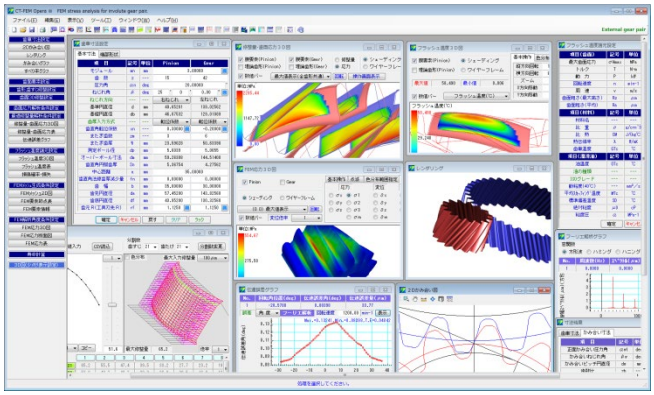
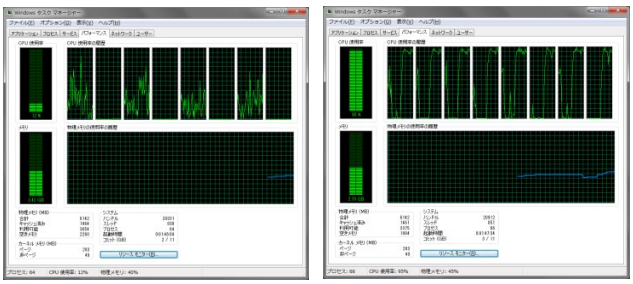


図 45.1　CT-FEM Opera　iii

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**（旧）では 1 分 45 秒×40=70 分要します．しかし，**CT-FEM Opera iii**（新）　では 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，比較に使用したコンピュータは，Microsoft Surface Pro3 (CPU: Intel® CoreTMi7-4650UMemory, 8.0GB,2 コア 4 スレッド 動作周波数 1.70GHz ターボブースト時 3.3GHz)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例を**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	◎
〈16〉歯形データ出力	◎
〈17〉動的起振力解析[45. 20 項]	◎

(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

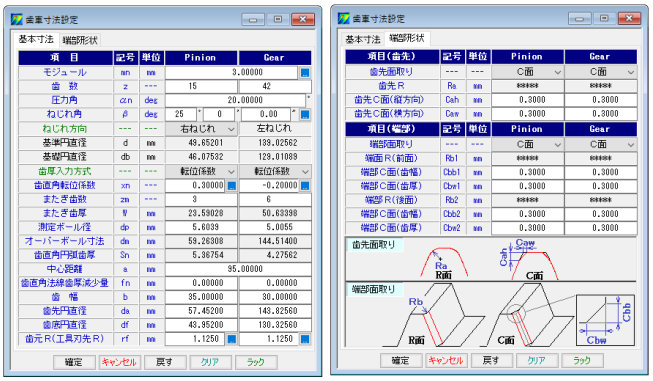


図 45.3　基準ラック

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



図 45.5　寸法結果 1



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．

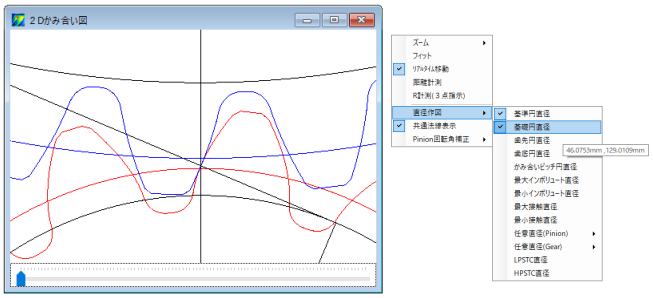


図 45.7　正面かみ合い図

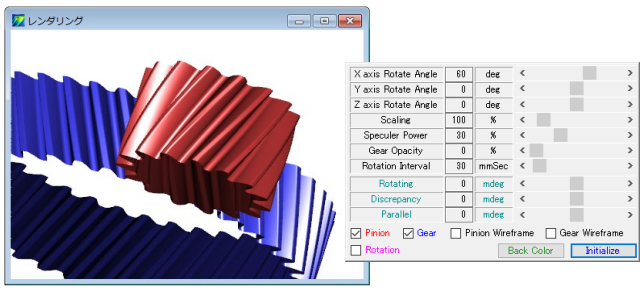


図 45.8　歯形レンダリング

45.6　かみ合いグラフおよびすべり率グラフ

図 45.9 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 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 9.749mm 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

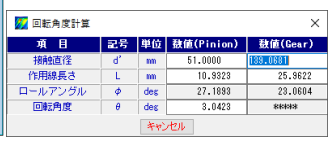


図 45.10　回転角度計算

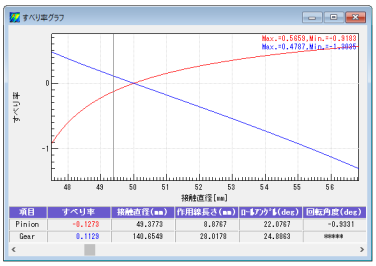


図 45.11　すべり率グラフ

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．



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．

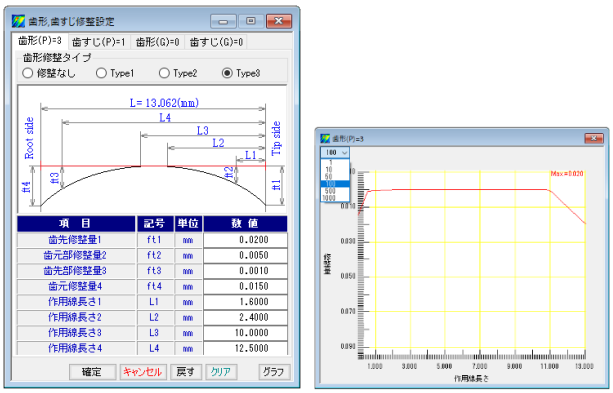


図 45.13　歯形修整とグラフ(×100)の例

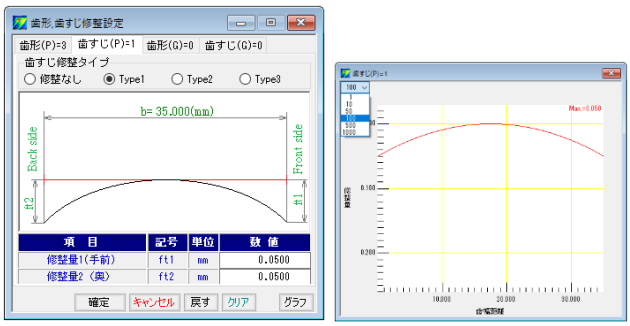
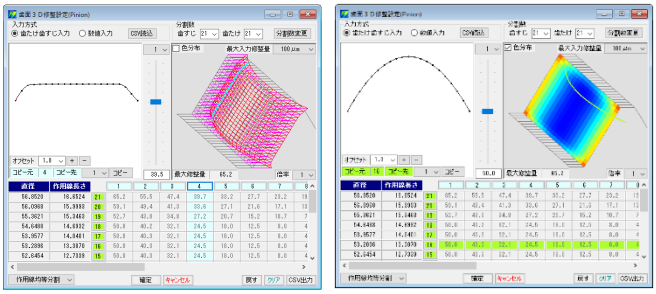


図 45.14　歯すじ修整とグラフ(×100)の例

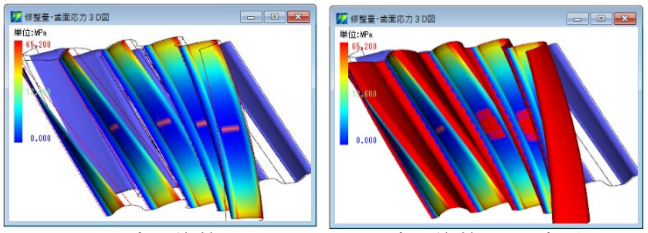
45. 9　歯面 3D 修整設定

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

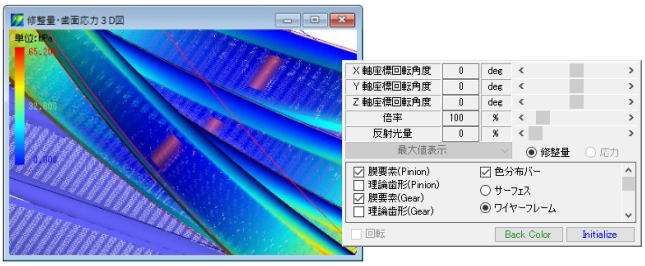


図 45.17　歯面要素メッシュモデル（図 45.12 での分割）

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．

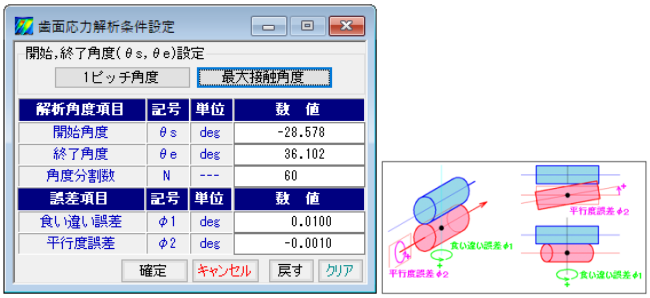
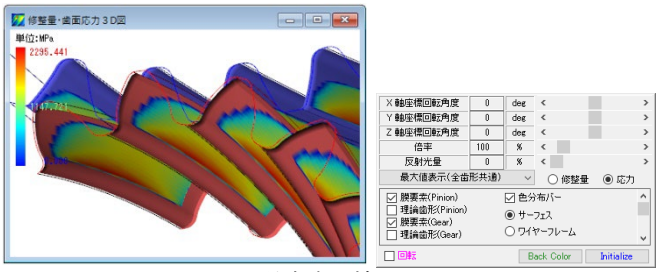


図 45.18　歯面解析設定画面と ϕ_1 と ϕ_2

45.12　歯面応力解析結果（修整量・歯面応力 3D 図）

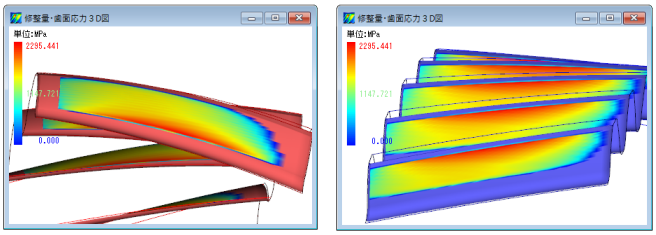
ピッチ誤差を図 45.12 で与えているため歯面応力解析結果は，図 45.19 のように歯によって応力分布が変わりますが，図 45.20 は，最大応力を全歯に示していますので全歯同じ応力分布です．

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．



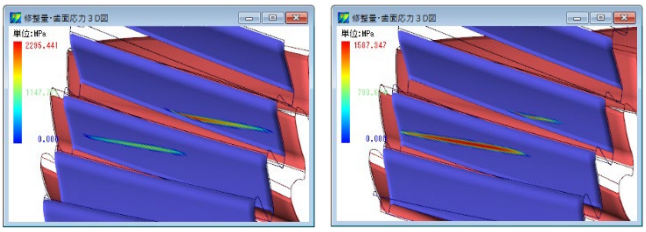
ピッチ誤差考慮，補助フォーム

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）

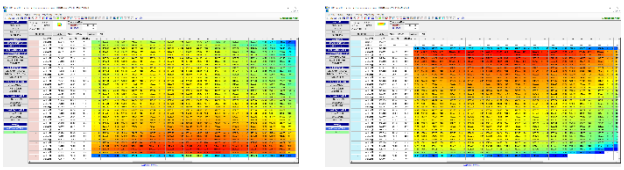


(a)σ_{Hmax}=2295MPa(θ_p=14.177°)　(b) σ_{Hmin}=1587MPa(θ_p=-11.04°)

図 45.21　歯面応力の最大値と最小値

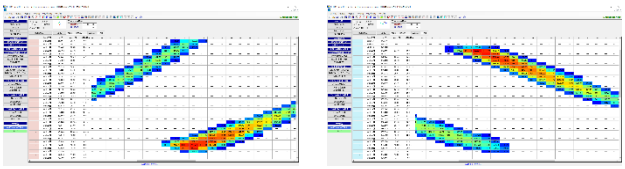
歯面全体の応力分布（セル表示）を図 45.22 に示します．ピニオンの場合，歯幅方向に 98 個（歯幅面取り部含む），歯たけ方向に 90 個（歯先面取り含む）の領域の応力を表示しますので歯面位置における応力値が解ります．また，ここに表示している応力値は CSV ファイル [CSV出力] で出力することができます．

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 45.24a）．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．また，図 45.25 のように潤滑油物性を設定することができます．ピニオン歯面のフラッシュ温度，摩擦係数，油膜厚さなどの結果を図 45.26～45.33 に示します．



図 45.24　フラッシュ温度設定画面

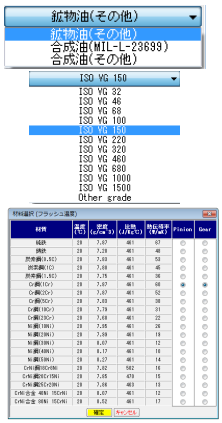
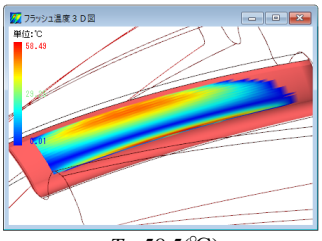


図 45.24a　材料と潤滑油

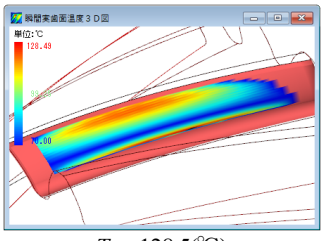


図 45.25　潤滑油特性の例（オプション）



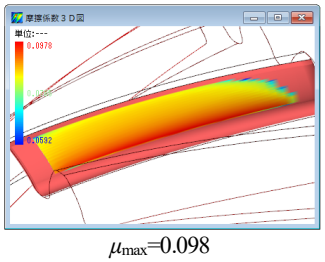
T_{fl}=58.5(℃)

図 45.26　フラッシュ温度



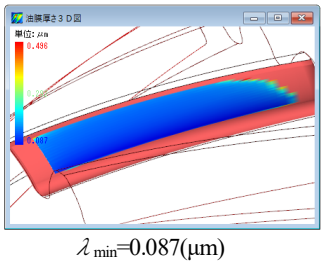
T_{flB}=128.5(℃)

図 45.27　瞬間実歯面温度



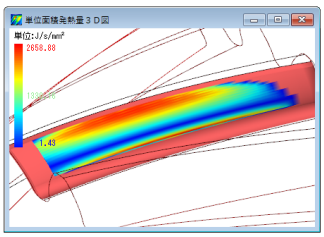
μ_{max}=0.098

図 45.28　摩擦係数

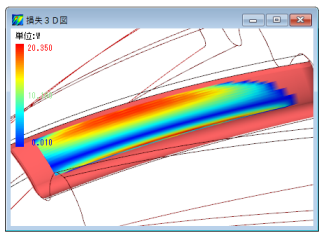


λ_{min}=0.087(μm)

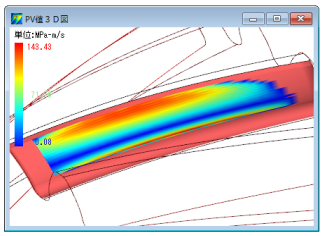
図 45.29　油膜厚さ



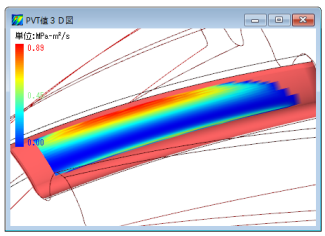
J_{max}=2659(J/s/mm^2)
図 45.30　発熱量



W_{max}=20.4(W)
図 45.31　損失動力

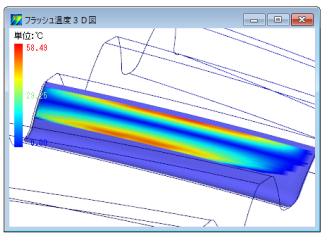


PV_{max}=143(MPa-m/s)
図 45.32　PV 値

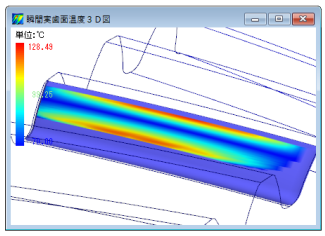


PVT_{max}=0.887(MPa-m^2/s)
図 45.33　PVT 値

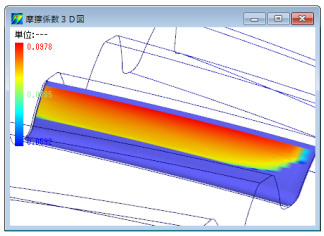
ギヤ歯面の分布表示を追加機能（オプション）としました．その結果を図 45.26a～45.33a に示します．



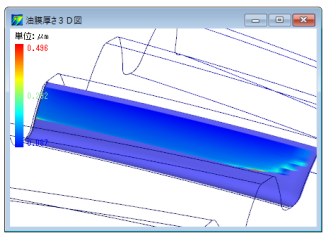
T_{fl}=58.5(℃)
図 45.26a　フラッシュ温度



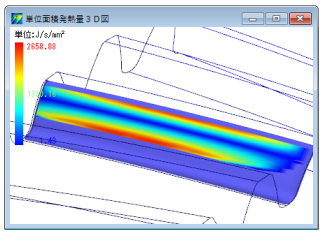
T_{flB}=128.5(℃)
図 45.27a　瞬間実歯面温度



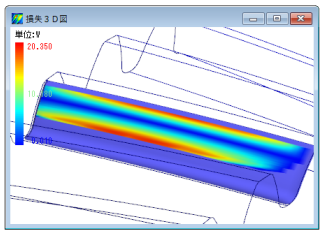
μ_{max}=0.098
図 45.28　摩擦係数



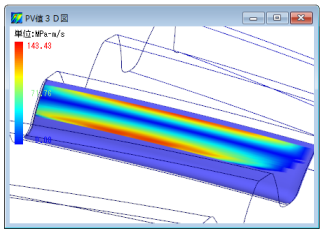
λ_{min}=0.087(μm)
図 45.29　油膜厚さ



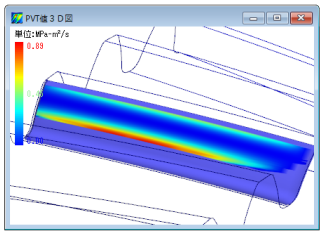
J_{max}=2659(J/s/mm^2)
図 45.30a　発熱量



W_{max}=20.4(W)
図 45.31a　損失動力



PV_{max}=143(MPa-m/s)
図 45.32a　PV 値



PVT_{max}=0.887(MPa-m^2/s)
図 45.33a　PVT 値

スカッフィング発生確率，摩耗の発生確率そして動力損失結果を図 45.34 に示します．

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	%	22.41
動力損失	ηe	%	1.389

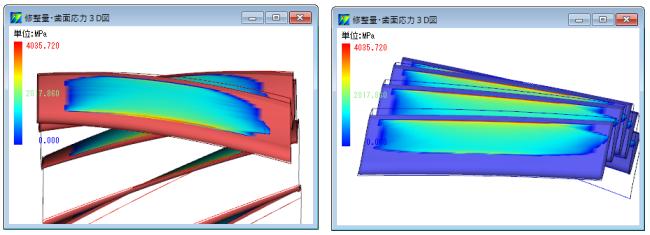
図 45.34　損傷確率

45.14　端部解析（オプション）

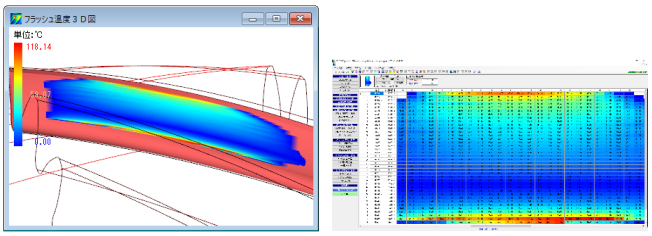
45.11～45.14 項ではインボリュート歯面について解析しましたが，ここでは図 45.35 のように歯先や側面部の端部解析（端部を R=1.0mm と設定）をした結果を示します．解析結果の図 45.36 のようにピニオン歯元とギヤ歯先に σ_{Hmax}= 4036MPa もの大きな応力が発生します．フラッシュ温度はインボリュート歯面の解析では図 45.26 のように歯先部で 58.5℃だったものが端部解析では図 45.37 のようにピニオン歯元で 118℃に上昇していることが解ります．



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}=4036MPa）



(a)歯形上表示　　(b)セル表示
図 45.37　フラッシュ温度，T_{fl}=118(℃)

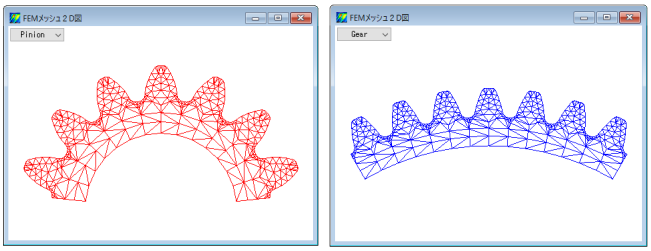
45.15　FEM 解析

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．



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

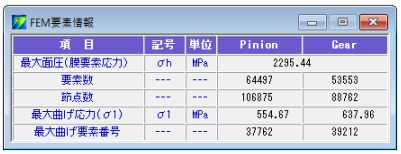


図 45.40　FEM 要素情報



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．

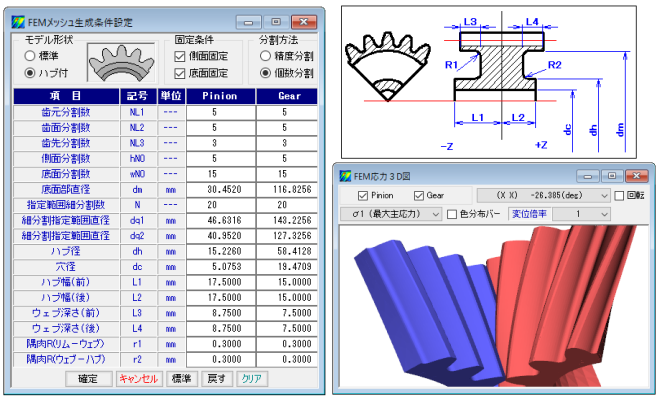


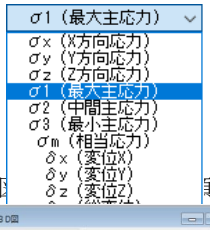
図 45.42　リム・ハブモデル

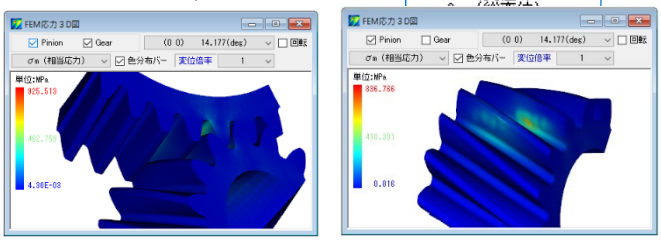
次に，図 45.38 で設定したメッシュモデルで FEM 解析をする例を以下に説明します．図 45.18 の歯面解析設定で設定した角度（-28.578°～36.102°）を図 45.43 のように設定して（角度飛ばし選択）FEM 解析します．この□のチェックには歯面応力が最も大きい θ_p=14.177°（図 45.21）の角度も含めています．また，60 分割全てを解析するとメモリ消費と時間を費やしますので必要なかみ合い角度のみ選択し計算することが有効です．

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．



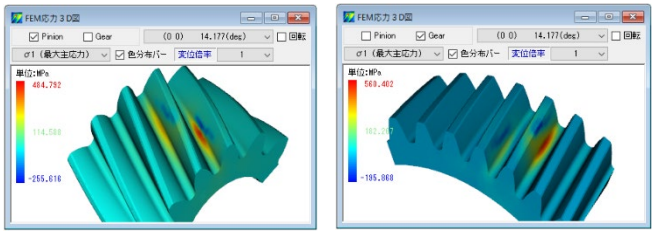
図 45.43　FEM 解析角度の設定





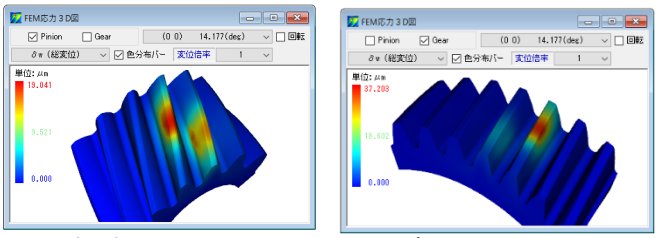
(a) 1 対歯車　　(b)ピニオン σ_{mmax}=837MPa

図 45.45　σ_m（ミーゼス応力），θ_p=14.177°



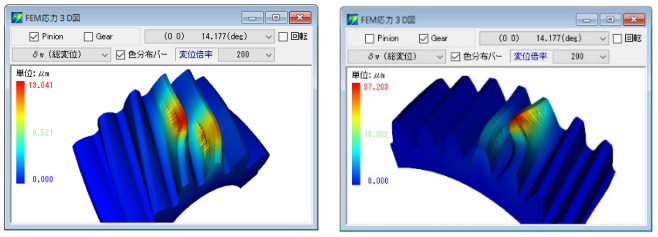
(a)ピニオン σ_{1max}=485MPa　　(b) ギヤ　σ_{1max}=560MPa

図 45.46　最大主応力，θ_p=14.177°



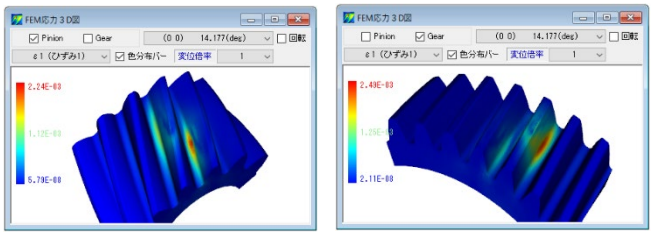
(a)ピニオン δ_{max}=19.0μm　　(b)ギヤ　δ_{max}=37.2μm

図 45.47　変位，θ_p=14.177°



(a)ピニオン　　(b)ギヤ

図 45.48　変位（拡大作図，200 倍），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．

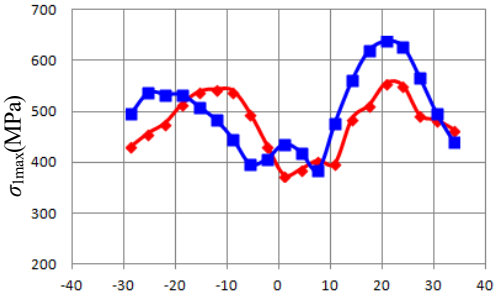


図 45.50　歯元応力変化

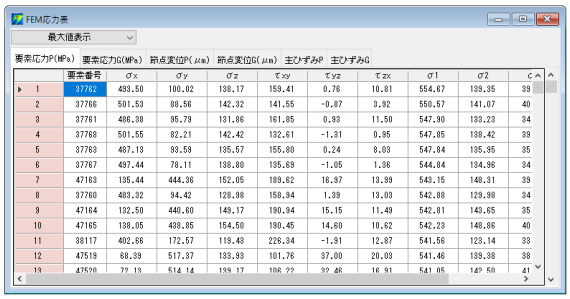


図 45.51　解析結果一覧

解析結果一覧表（図 45.51）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 45.52a 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．

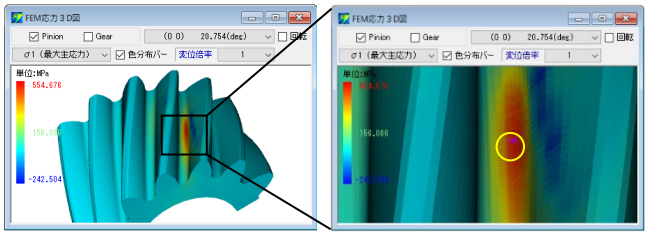
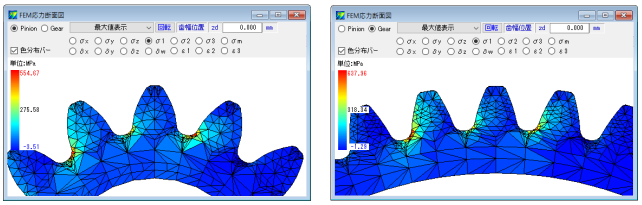


図 45.52　ピニオン σ_{1max} の位置，σ_{1max}=555MPa,

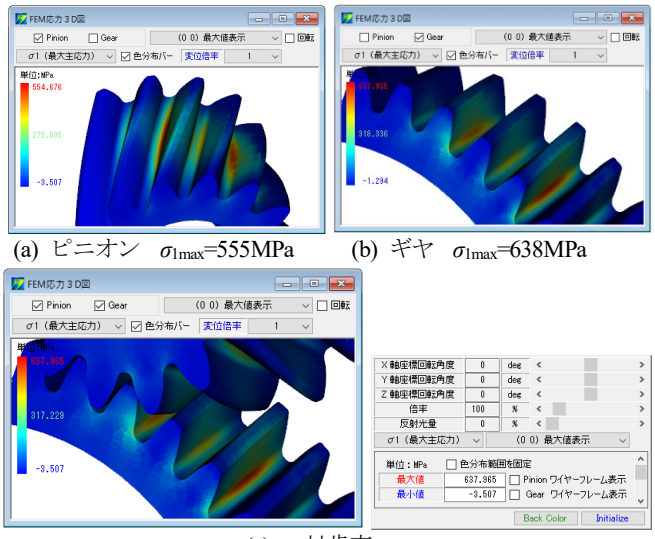


図 45.52a　補助フォーム



(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

(c) 一対歯車，σ_1

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．

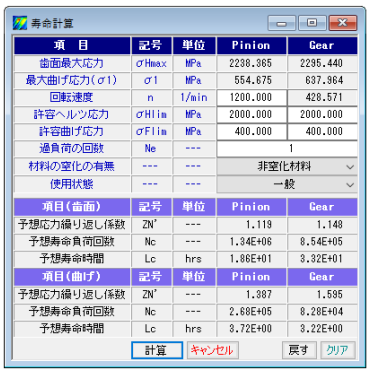


図 45.55　寿命時間

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．

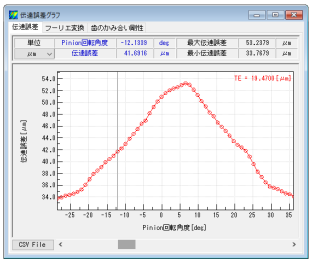


図 45.56　回転伝達誤差

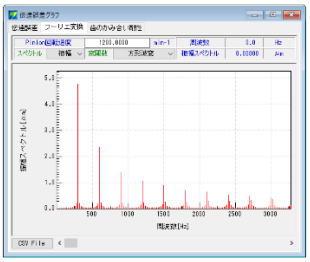


図 45.57　フーリエ解析

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45.61～45.66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．

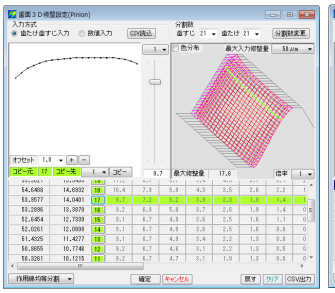
その結果，歯面応力は σ_{Hmax}=2295MPa（図 45.20）から σ_{Hmax}=1637MPa に低下しているため歯面に対する寿命時間も大幅に延びています．



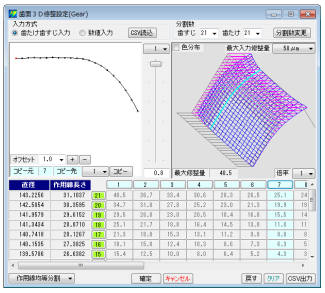
図 45.58　トルク設定



図 45.59　最適歯面設定

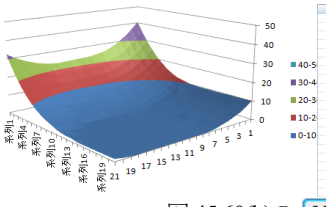


(a)ピニオン



(b)ギヤ

図 45.60　最適歯面修整



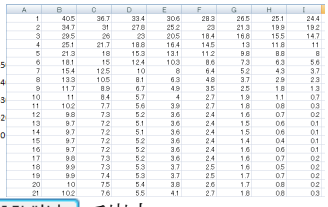
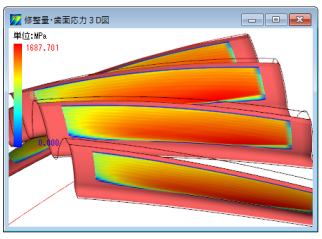
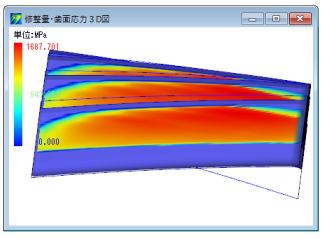


図 45.60(b)の CSV出力 で出力

図 45.61　最適歯面修整（Excel 表示例）

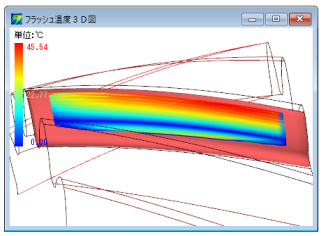


(a)ピニオン



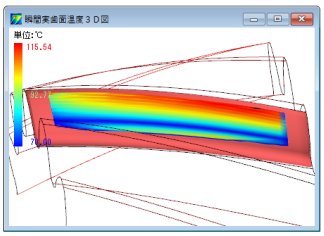
(b)ギヤ

図 45.62　歯面応力（σ_{Hmax}=1688MPa）



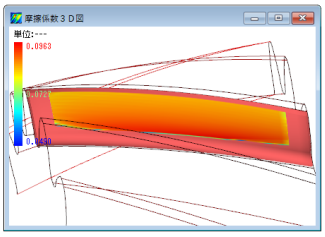
T_{fl}=45.5(℃)

図 45.63　フラッシュ温度



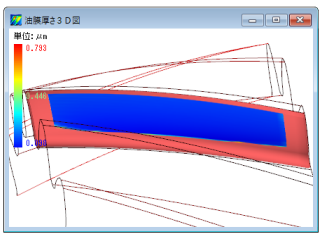
T_{flB}=116(℃)

図 45.64　実歯面温度



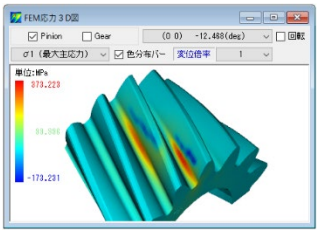
μ_{max}=0.096

図 45.65　摩擦係数

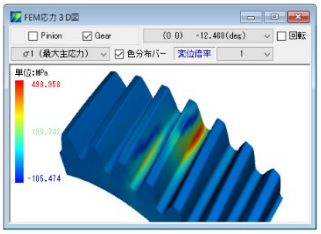


λ_{min}=0.098(μm)

図 45.66　油膜厚さ



(a)ピニオン σ_{1max}=373MPa



(b) ギヤ　σ_{1max}=499MPa

図 45.67　最大主応力, θ_p=-12.468°

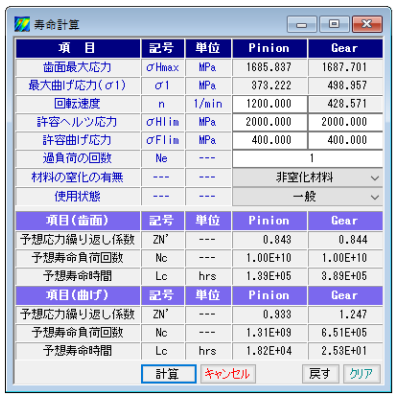


図 45.68　寿命時間

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

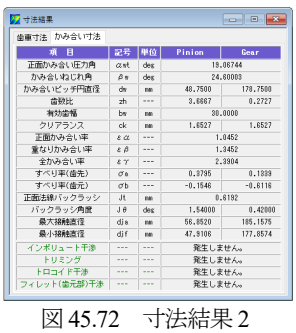


図 45.72　寸法結果 2

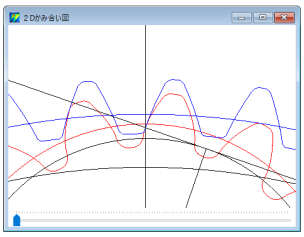


図 45.73　正面かみ合い図

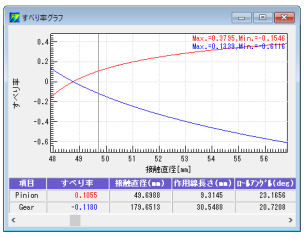
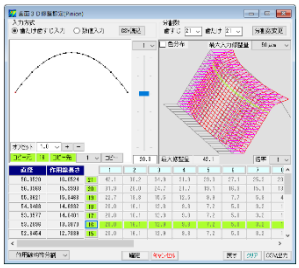


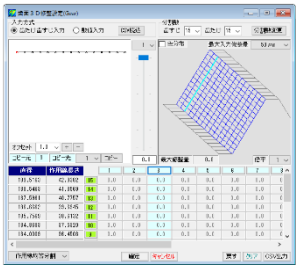
図 45.74　すべり率



図 45.75　歯面要素設定



(a) ピニオン



(b) ギヤ

図 45.76　歯面修整

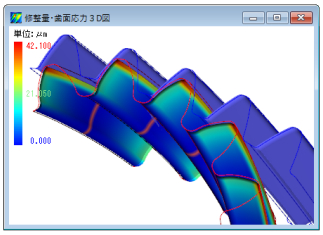


図 45.77　歯面要素（修整）

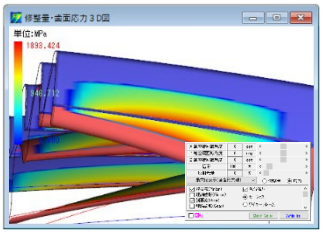
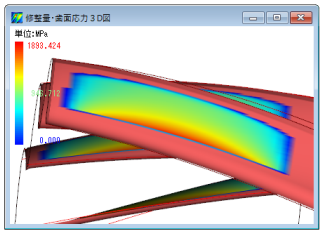
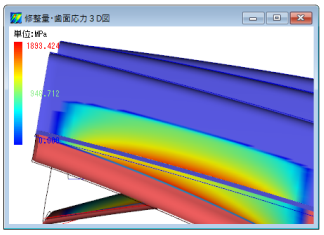


図 45.78　σ_{Hmax}=1893MPa

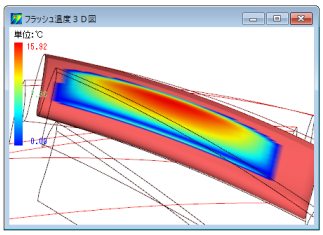


(a) ピニオン



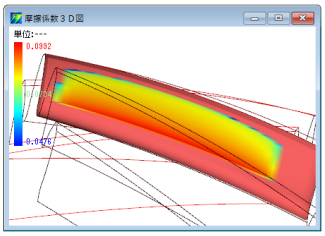
(b) ギヤ

図 45.79　歯面応力（σ_{Hmax}=1893MPa）



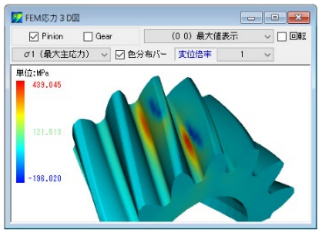
T_{fl}=15.9(℃)

図 45.80　フラッシュ温度

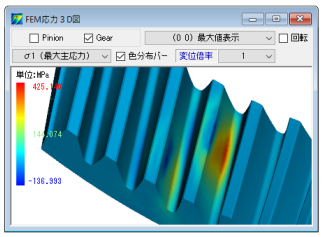


μ_{max}=0.099

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

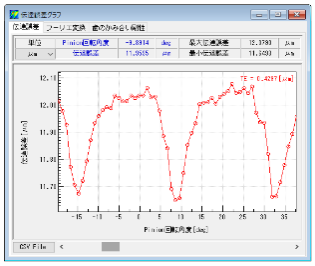


図 45.83　回転伝達誤差



図 45.84　フーリエ解析

※1 図 45.15 で与えた歯形や最適歯面修整で生成した歯形をファイル出力（3D-IGES）することができますので解析や加工に使用することができます.

※2 応力解析例を**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]**に示しますのでご覧ください.

45. 20　動的起振力解析（オプション）

高速回転機械の増加に伴い，歯車の動的挙動の解析が重要となってきているため，オプションとして動的起振力解析ソフトウェアを開発しました．はすば歯車は接触線が歯車軸に対して平行でないことから歯面の接触を 3 次元的に解析する必要があります．CT-FEM Operaiii では図 45.85 のモデルに基づき振動解析を行い，図 45.86 のように Rotational（回転），Transverse（正面），Tilting（傾き），Axial（軸）の 4 種類の方向の振動加速度を出力します[1].

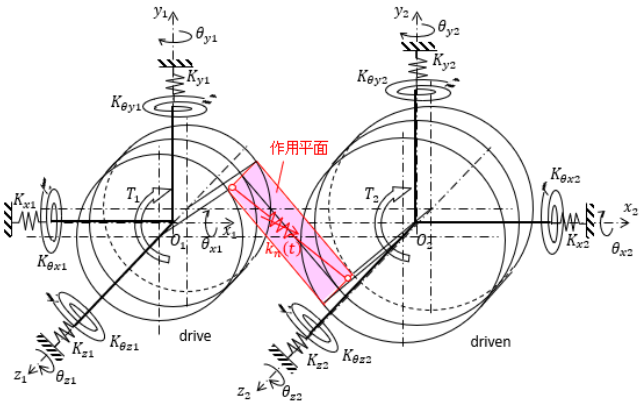


図 45.85　はすば歯車の 12 自由度振動解析モデル

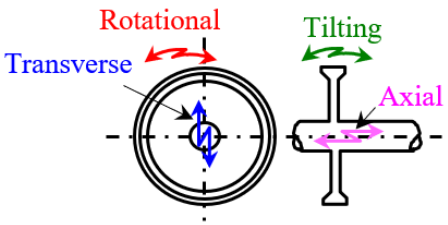


図 45.86　振動加速度成分

論文[2] に示されている実験結果との比較で本ソフトウェアの解

析結果の検証を以下に行い，その結果を図 45.87～45.103 に示します．図 45.87 の歯車諸元から図 45.90 までは基本ソフトウェアの操作と同様です．動的起振力解析を行うために図 45.91 の解析諸元で歯面間減衰比を設定しますが，ここでは鋼歯車対のため減衰比を ζ_g=0.07 としています．ただし，プラスチック歯車の解析では別途減衰比を設定する必要があります．また，回転速度の上下限値と解析回転分割数，x, y, z 方向および回転方向 θx，θy，θz 方向の減衰比を設定します．



図 45.87　歯車諸元（検討歯車 1）



図 45.88　トルク，要素などの設定

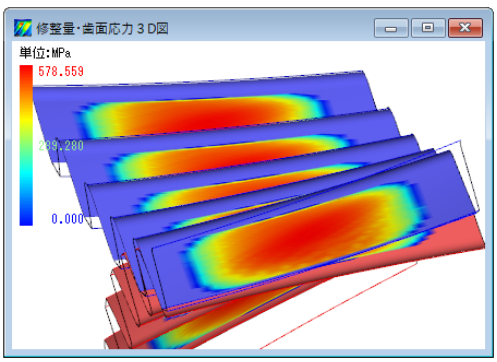


図 45.89　歯面応力，σ_{Hmax}=579MPa

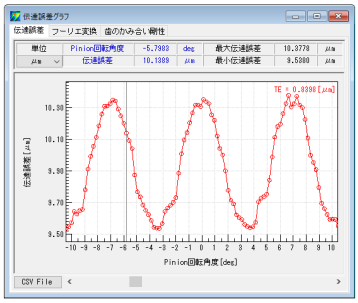


図 45.90　伝達誤差，TE=0.84μm



図 45.91　動的起振力解析諸元（解析条件）

動的起振力解析用に歯車寸法を図 45.92 のようにボス径，ボス幅および歯車材料の比重を設定します．歯車と同様に図 45.93 のように軸寸法を設定し，軸受のばね剛さ（KA，KB）を設定します．そして画面下の[確定]ボタンで計算を開始します．

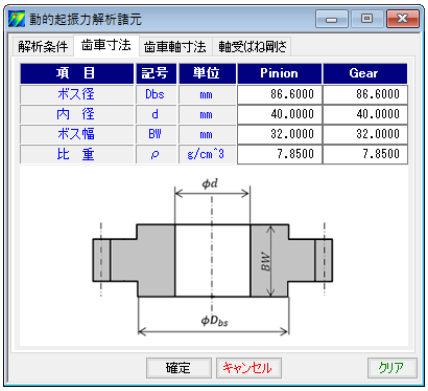


図 45.92　動的起振力解析諸元（歯車寸法）

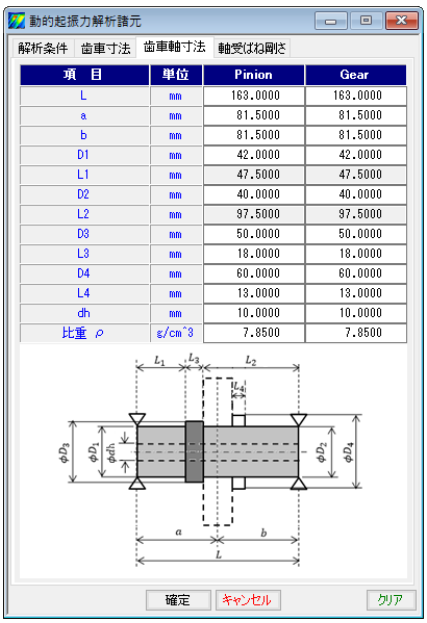


図 45.93　動的起振力解析諸元（軸寸法）

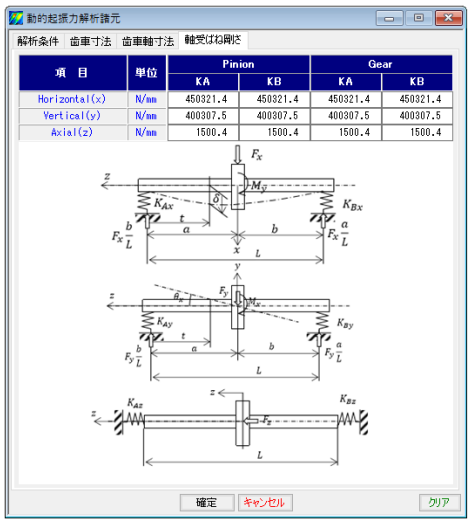


図 45.94　動的起振力解析諸元（軸受ばね剛さ）

動的起振力解析後には，図 45.95～45.98 のように振動かみ合い 1 次成分表を表示することができ，円周方向の振動かみ合い 1 次成分グラフを図 45.99～45.102 に示します．そして，図 45.99 の画面上部にある ▶ ボタンで図45.103 の音データグラフを表示し，その音を（1 次音）聞くことができます．また，図 45.104 では回転速度に対応した小歯車と大歯車の音圧レベルグラフ（例題では同歯数のため重なっています）を表示します．

以上のように動的解析を行うことで振動・騒音の低減を図れる設計ツールとして非常に有効と考えます．解析結果の確認のため図45.105 に論文の実験値と比較した結果を示しますが良く一致しています．なお，図 45.105 の Transverse と Tilting の文献 [2]の実験結果は回転座標系での測定のため Z−1 次と Z+1 次に分かれて計測されますが，本解析は静止座標系での値となりますので Z 次として表示しています．



図 45.95　振動かみ合い 1 次成分表 1

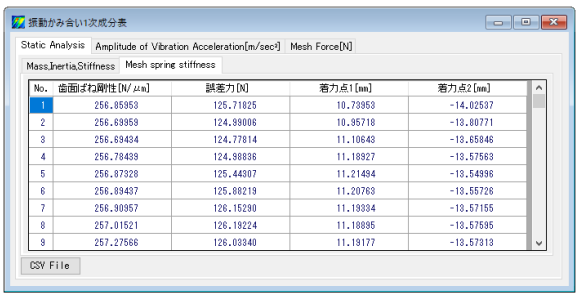


図 45.96　振動かみ合い 1 次成分表 2

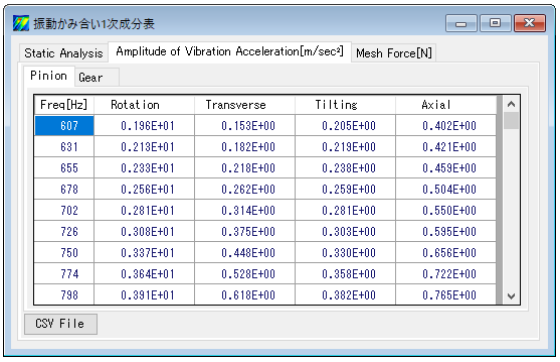


図 45.97　振動かみ合い 1 次成分表 3（小歯車の例）

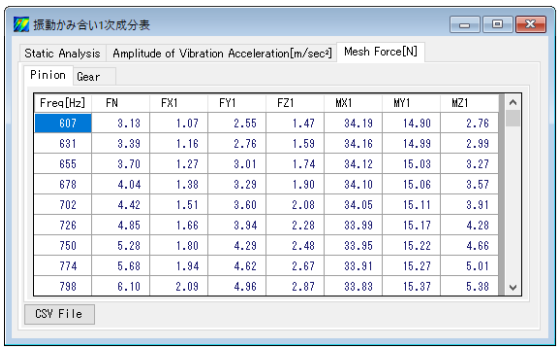


図 45.98　振動かみ合い 1 次成分表 4（小歯車の例）

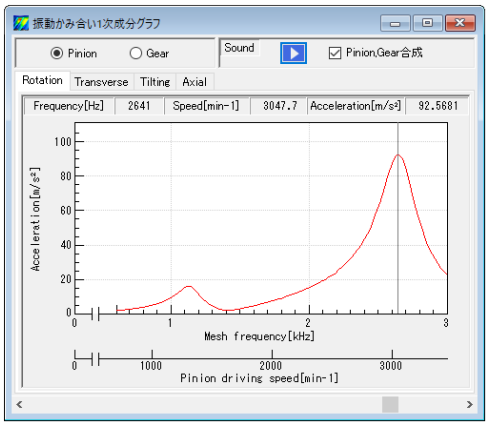


図 45.99　振動かみ合い 1 次成分グラフ（Rotation）

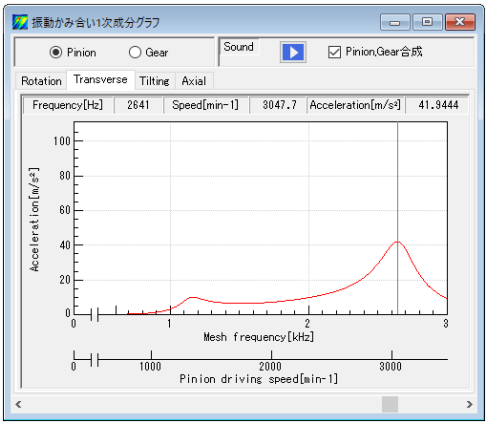


図 45.100　振動かみ合い 1 次成分グラフ（Transvers）

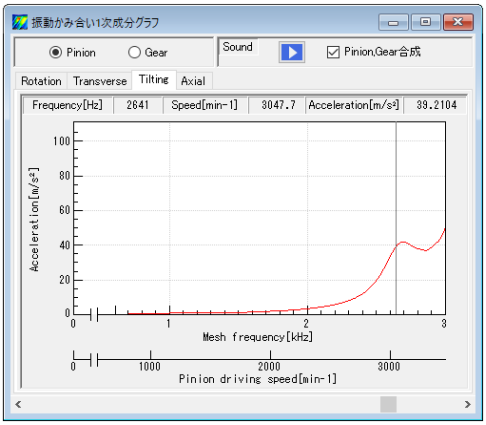


図 45.101　振動かみ合い 1 次成分グラフ（Tilting）

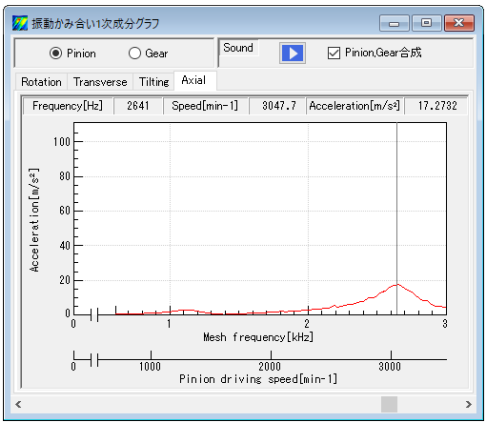


図 45.102　振動かみ合い 1 次成分グラフ（Axial）

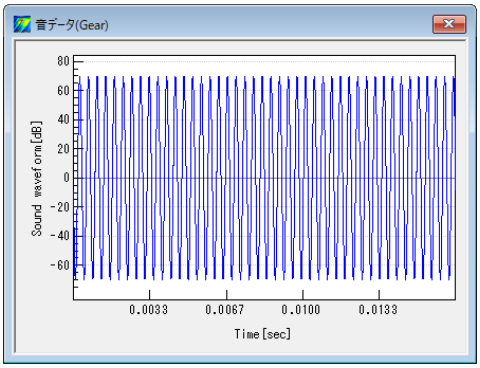


図 45.103　音波形グラフ（小歯車と大歯車の合成音）

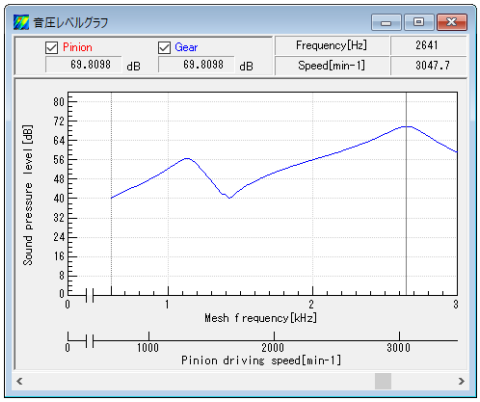


図 45.104　音圧レベルグラフ（小歯車と大歯車）

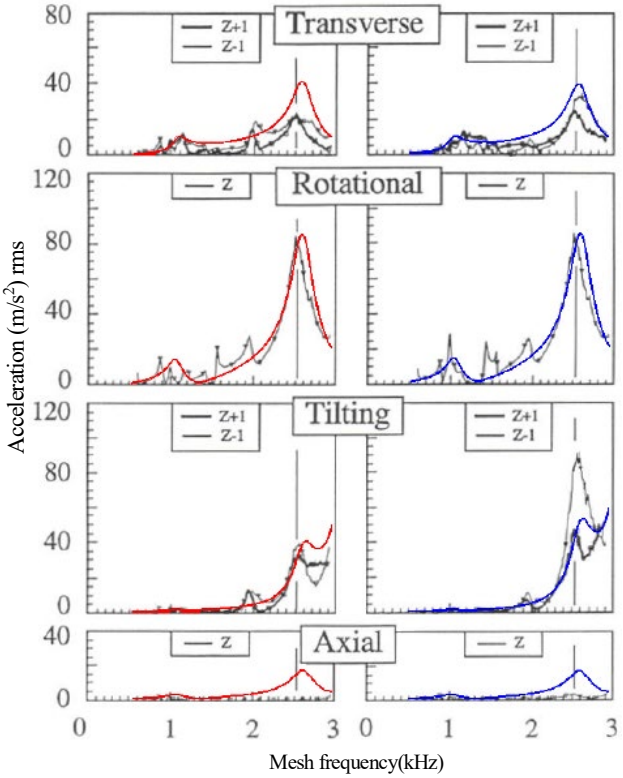


図 45.105　論文の実験値との比較

図 45.87～図 45.105 では同歯数の解析結果を示していますが，歯数の異なる解析結果例を図 45.106～45.109 に示します．



図 45.106　検討歯車 2

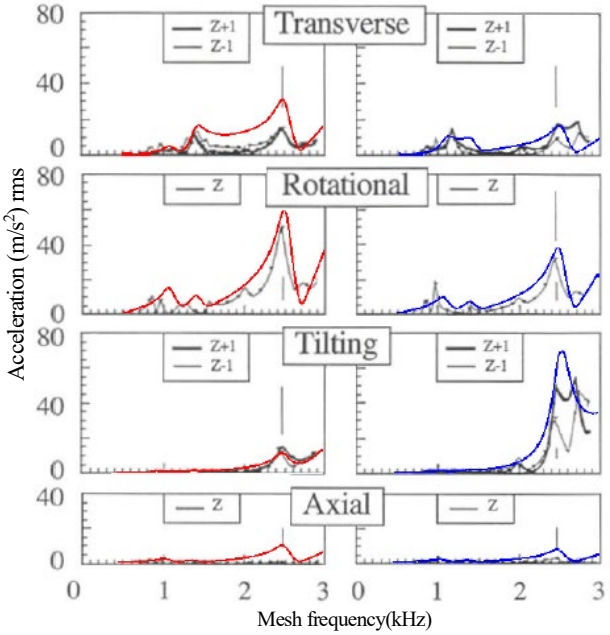


図 45.107　論文の実験値との比較



図 45.108　検討歯車 3

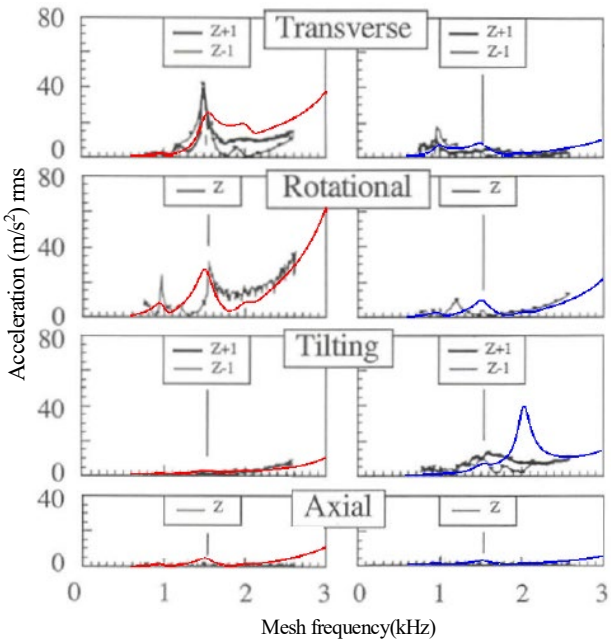


図 45.109　論文の実験値との比較

参考文献
1) Kunihiko MORIKAWA et al.," DYNAMIC VIBRATION ANALYSIS OF HELICAL GEAR SYSTEM", Proc., MPT2001(2001)
2) 王韶峰，梅澤清彦，北條春夫，松村茂樹，はすば歯車系の振動解析（第一報，起振力を考慮した多自由度シミュレーションの開発），機論 C 編，62 巻 600 号（1996.8），pp.3275-3282

[46] Linear bevel gear design system(IP-bevel gear)

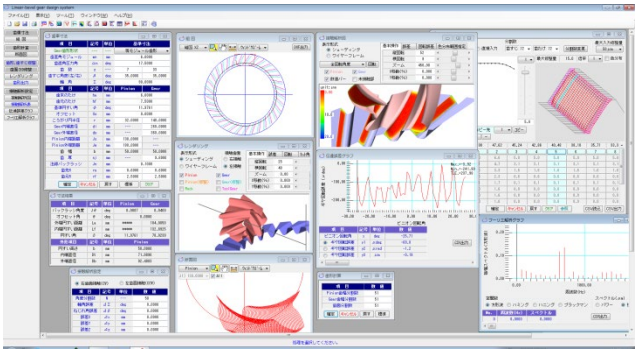
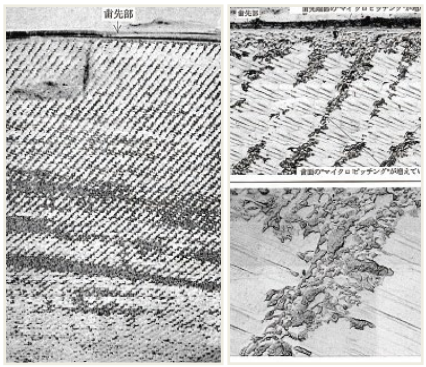


図 46.1　Linear bevel gear

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，小歯車の歯数を小歯数（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>小歯数	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．

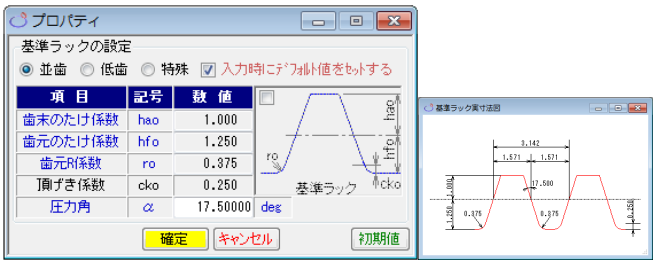


図 46.3　基準ラックと形状

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.

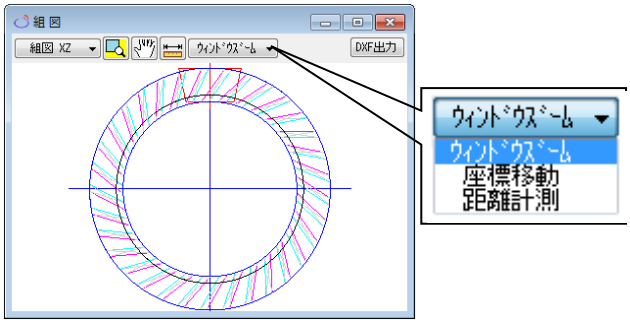


図 46.6　組図（XZ）

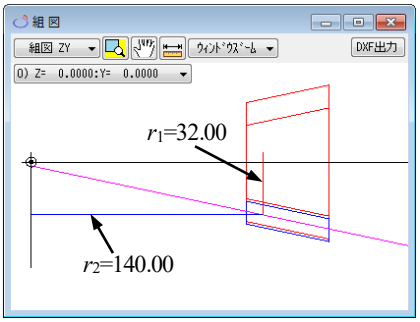


図 46.7　組図（ZY）

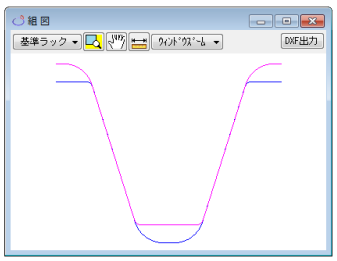


図 46.8　基準ラック

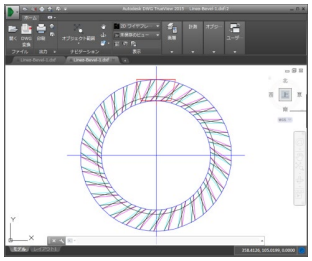


図 46.9　CAD 作図例

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.



図 46.10　歯形計算の設定

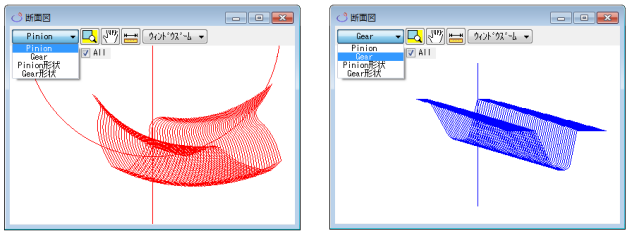


項　目	記号	単位	Pinion	Gear
バックラッシ角度	Jθ	deg	0.0087	0.0409
オフセット角	θ	deg	0.0000	
外端円すい距離	La	mm	*****	184.0050
内端円すい距離	Lf	mm	*****	132.8925
円すい角	δ	deg	11.9761	78.0239
外形項目	記号	単位	Pinion	
円すい高さ	b	mm	50.0000	
内端直径	Dt	mm	71.9890	
外端直径	Db	mm	92.4083	

図 46.11　寸法結果 2

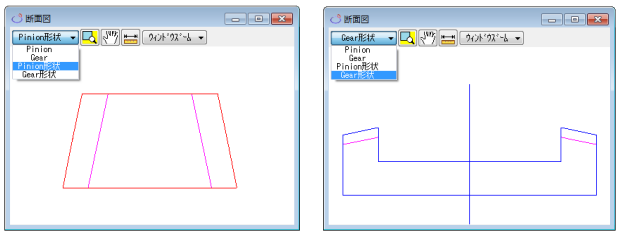
46. 7　断面図

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.

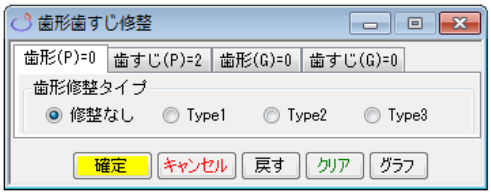
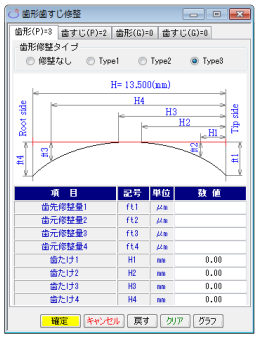


図 46.14　歯形，歯すじ修整（設定）

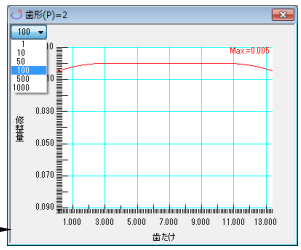


(a)Type 1



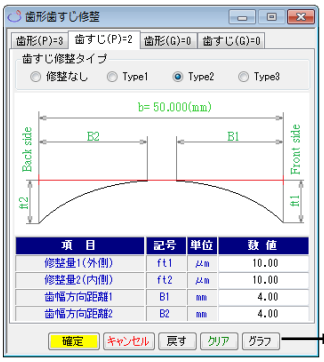
(c) Type 3





(b) Type 2

図 46.15　歯形修整（Pinion）



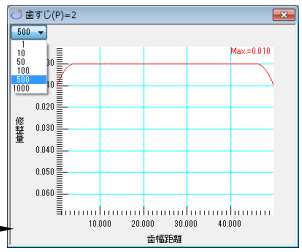
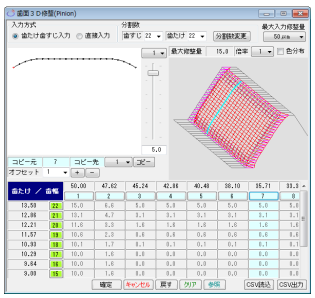


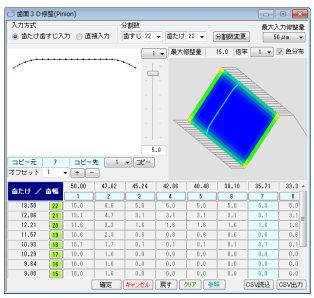
図 46.16　歯すじ修整（Pinion）

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

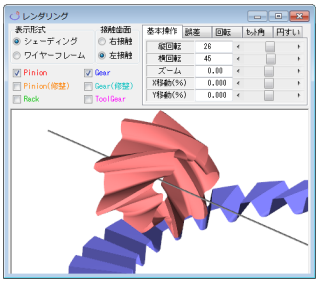


(b)色分布表示

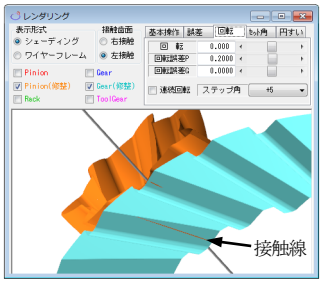
図 46.17　歯面修整（Pinion）

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．

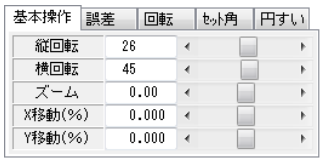


(a)無修整歯形



(b)修整歯形

図 46.18　レンダリング



(a)基本操作



(b)誤差設定

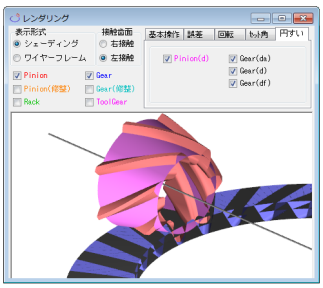


(c)回転

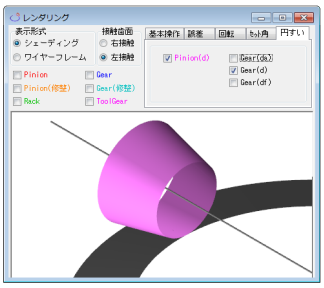


(d)角度

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．

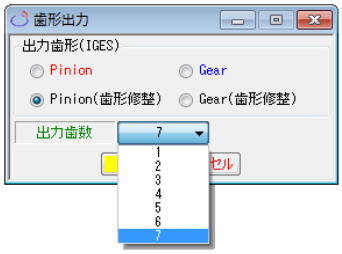
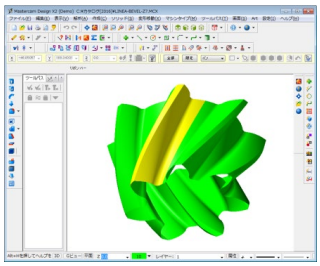
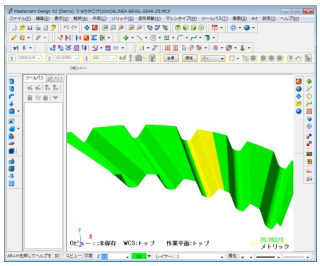


図 46.21　歯形出力



(a)Pinion



(b)Gear

図 46.22　CAD 作図例

46.12　歯面接触解析

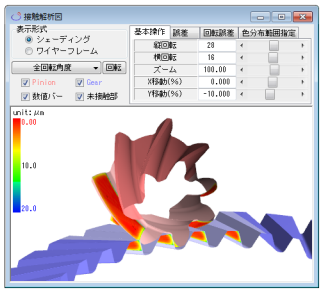
生成した歯形の接触距離やすべり速度，そして，すべり率を解析することができます．図 46.23 では 1 ピッチ角度の分割数（本例では 50）を設定し，組み立て誤差などを 0 とし，最大接触距離を 20μm としたときの解析結果を図 46.24～46.27 に示します．

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．

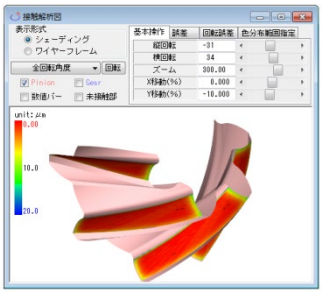
接触距離やすべり速度，すべり率の解析後，図 46.27 のように回転させることができますので角度位置における数値を把握することができます．また，図 46.28 のように，数値範囲を指定して表示（例：2.50～2.87m/s）することもできます．図 46.28 では，すべり速度を示していますが，接触距離およびすべり率も同様に表示することができます．



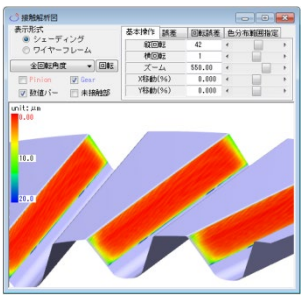
図 46.23　接触解析の設定



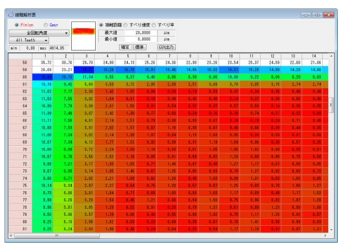
(a)歯車対



(b)Pinion

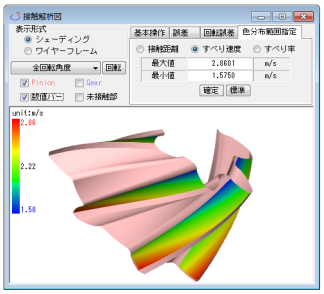


(c)Gear

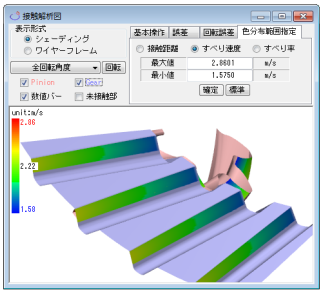


(d)接触解析表

図 46.24　接触距離

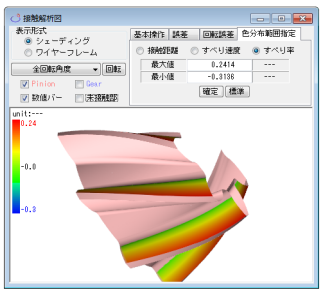


(a)Pinion

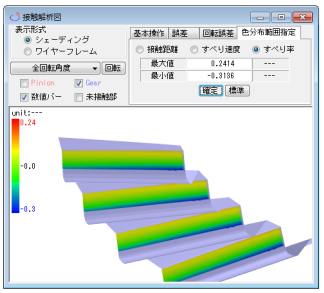


(b)Gear

図 46.25　すべり速度

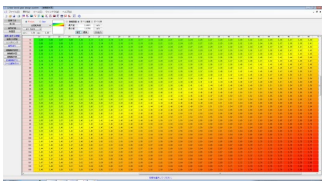


(a)Pinion

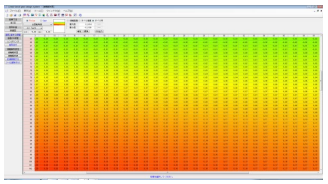


(b)Gear

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）

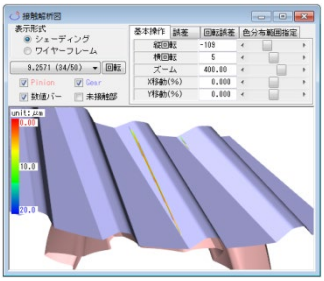
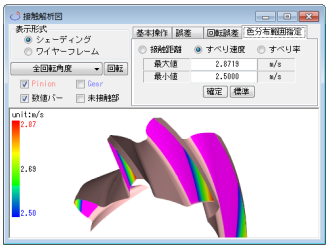


図 46.27　回転



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．

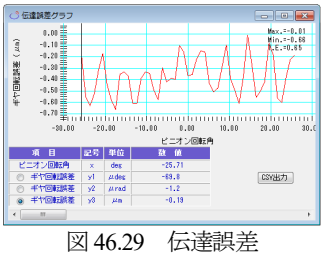


図 46.29　伝達誤差



図 46.30　フーリエ解析

46.14　小歯数（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

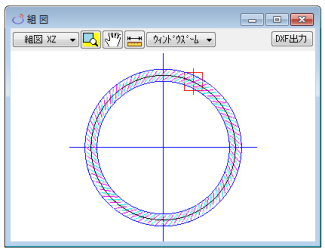


図 46.33　組図（XZ）

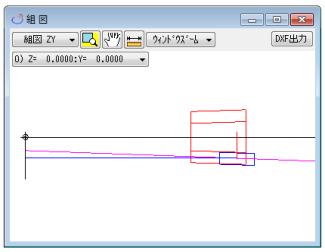


図 46.34　組図（ZY）

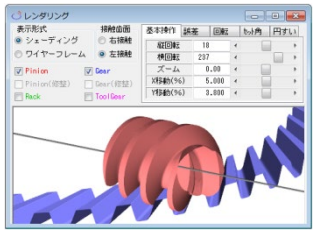


図 46.35　レンダリング

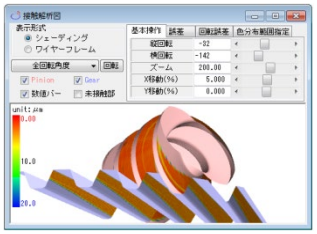


図 46.36　接触　（ε_γ=3.49）

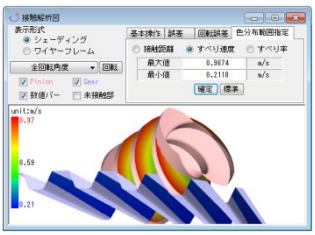


図 46.37　すべり速度

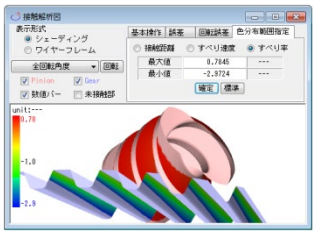


図 46.38　すべり率

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

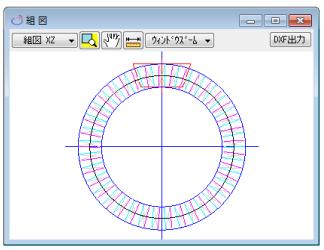


図 46.41　組図（XZ）

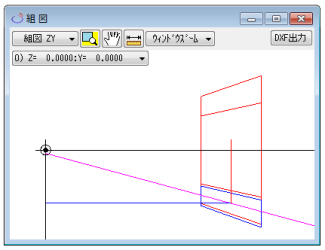


図 46.42　組図（ZY）

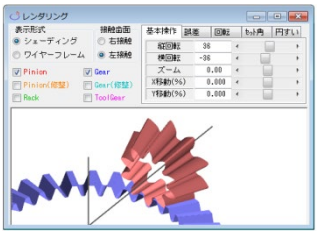


図 46.43　レンダリング

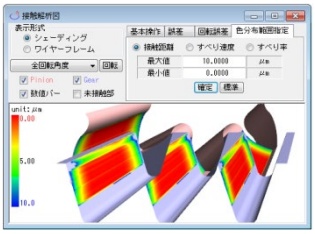


図 46.44　接触　（ε_γ=1.57）

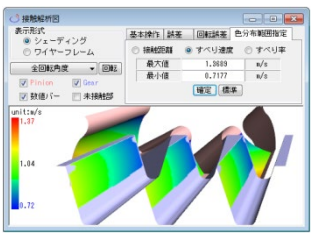


図 46.45　すべり速度

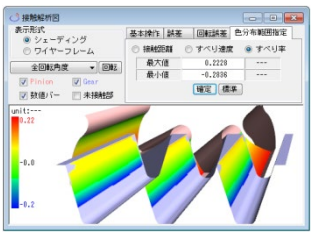


図 46.46　すべり率

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	12.3817	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

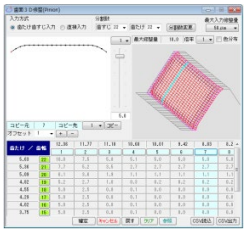
確定　キャンセル　戻す　標準　クリア

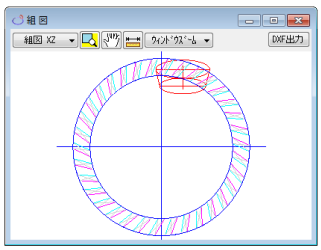
図 46.47　諸元

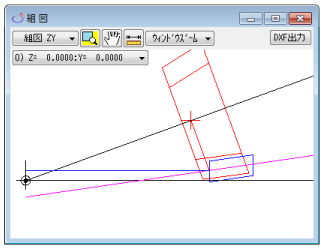

寸法結果

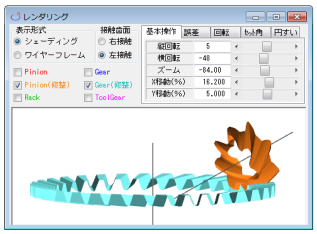
項　目	記号	単位	Pinion	Gear
バックラッシ角度	Jθ	deg	0.0236	0.1146
オフセット角	θ	deg	17.4576	
外端円すい距離	La	mm	*****	62.6473
内端円すい距離	Lf	mm	*****	50.5220
円すい角	δ	deg	11.7566	98.2434
外形項目	**記号**	**単位**	**Pinion**	
円すい高さ	b	mm	12.3817	
内端直径	Dt	mm	32.3922	
外端直径	Db	mm	37.8074	

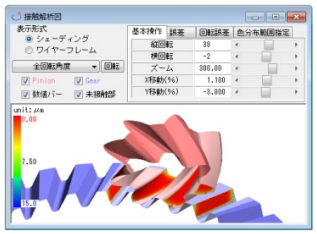
図 46.48　寸法結果

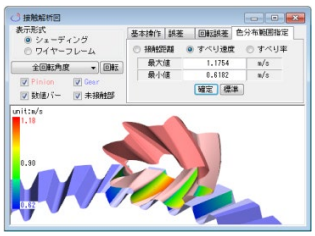

図 46.49　歯面修整


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

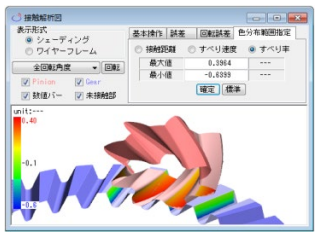

図 46.55　すべり率


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. $\Sigma\neq$90°で容積小）．

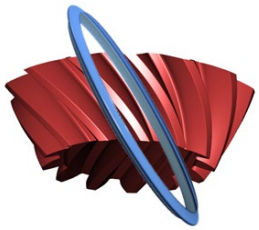
(2) 歯形データさえあればマシニングセンタなどで加工が可能であるため歯車加工専用機の制約を受けません．そのため，ピニオンを小歯数歯車とすることも大歯車を内歯とすることもできます．

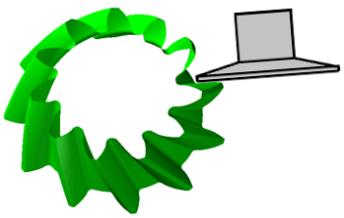
(3) マシニングセンタなどの加工は一般化技術として定着しているため今後，歯車加工専用機以外の加工法としての利用が進むと考えています．

(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　spiral bevel 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

Linear bevel gear は，IP-bevel gear の名称で 2016 年 12 月 22 日，日刊工業新聞 7 面に，そして日経ものづくり誌 [1]2017 年 5 月号,63～68 頁に掲載されました（図 45.59）．
詳細は本誌をご覧ください．



図 45.59　日経ものづくり

1) 日経 BP 社，日経ものづくり誌表紙

[47] Strain wave gearing design system

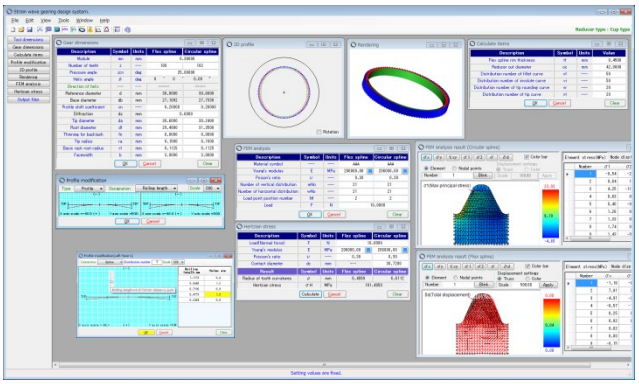


Fig.47.1 Strain wave gearing design system

47.1 Overview

Strain wave gearing design system is a software that generates wave gear tooth profile, based on basic rack or tool (hob). Meshing of the generated tooth profile and rendering can be displayed, and also 2D-DXF file output can be generated. Overall display is shown in Table 47.1.

47.2 Software configuration

Strain wave gearing design system configuration is shown in Table 47.1.

Table 47.1 Software Configuration

No.	Item	Figure	
1	Basic rack		47.3
	Tool (HOB)	-----	47.12
	Type of Ring		-----
2	Tool dimension	-----	47.12
3	Gear dimension	47.4	47.12.2
4	Tooth profile	47.5	47.12.3
5	Tooth modification	47.6	-----
6	2DTooth profile	47.7	47.12.3
7	Tooth rendering	47.8	47.12.3
8	FEM-Analysis	47.9	47.12.4
9	Hertzian stress	47.10	47.12.4
10	Output (Tooth profile)	47.11	47.12.5
11	Design-data management	47.13	

47.3 Basic Rack (Property)

Basic rack (cup type) is shown in Figure 47.2. As basic rack can be chosen between full depth tooth, low tooth and special tooth, Initialize is used to set up special tooth with α=25°, h_{ac}=0.8, h_{fc}=1.05, r_c=0.375. After basic rack is specified, actual basic rack can be displayed as shown by Figure 47.3, by clicking Tooth profile. (Hob-based tooth profile is shown in Figure 47.12)

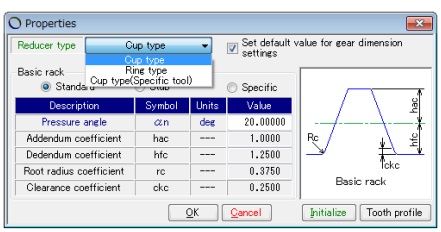


Fig.47.2 Basic rack (Cup type)

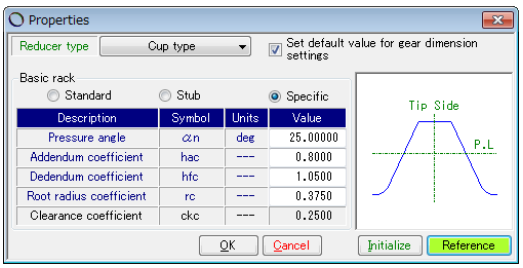


Fig.47.3 Property and basic rack (Cup type)

47.4 Dimension

Dimension display is shown in Figure 47.4 by using the example with m_n=0.3, z_{FS}=100, z_{CS}=102. Although the addendum modification coefficient is shown as x_n=0.2, it can be set to any value. Also, tip R can be defined all the way to the addendum pointed limit. In basic rack root R, the value specified in Figure 47.2 is taken as the standard value, but it can be defined all the way to the established limit of basic rack profile. The input range is shown below.

Module : $0 < m_n < 10$
Number of teeth : $10 < z_{FS} \leqq 1000$, $z_{FS}+2 < z_{CS} \leqq 1000$
Profile shift : $-2 < x_n < +3$
Face width : $0 < b < 1000$

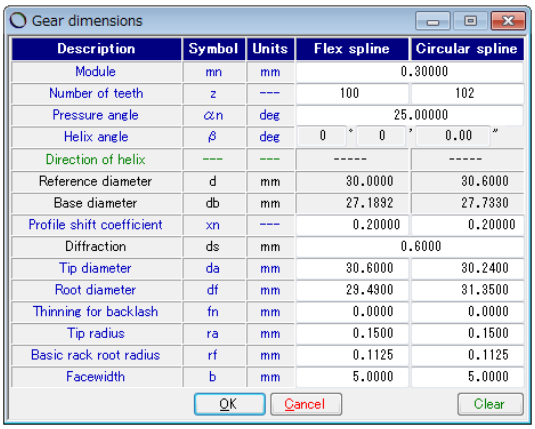


Fig.47.4 Gear dimensions

47.5 Tooth profile calculation

The tooth profile calculation setup display is shown in Figure 47.5. Flex spline thickness, device outer diameter and number of divisions for tooth profile calculation set-up can be specified. After setting the values, click OK to proceed to tooth profile calculation.

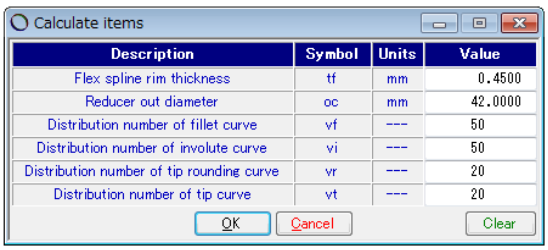


Fig.47.5 Tooth Profile Set-up

47.6 Tooth profile modification

Generated flex spline tooth profile can be modified as shown in Figure 47.6. Tooth profile can be specified either by line of action or diameter, while the magnification of the tooth profile modification can be selected from 50, 100, 200, 300, 400, 500, 1000.

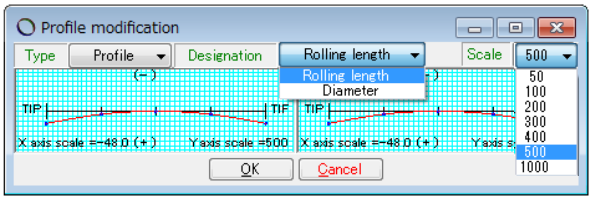


Fig.47.6 Tooth Profile Modification

The tooth profile modification can be applied by track-bar (shown at the center of Figure 47.7) and table-entry on the right hand side of the screen. In Figure 47.7, tooth profile is shown with 9 divisions, but it can be specified up to 50 divisions. Also, connection of the tooth profile can be spline (as shown by this example) or straight line connection. Moreover, numerical value can be entered into the template figure as shown in Figure 47.8.

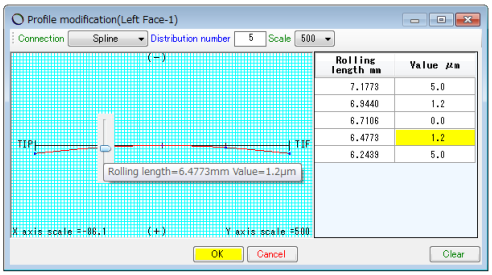


Fig.47.7 Profile modification setup

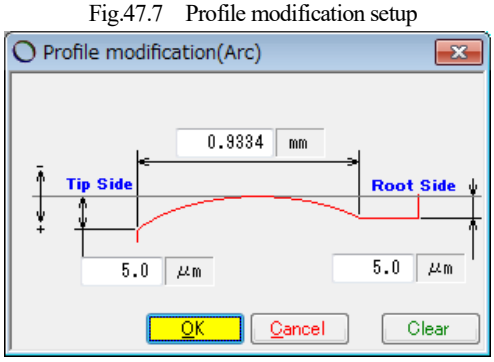


Fig.47.8 Profile modification setup (Template)

47.7 Tooth Profile Figure (2D)

Generated tooth profile can be displayed as shown in Figure 47.9. Enlarged sections [A] to [D] are shown in Figure 47.10. Also, distance can be measured as shown in Figure 47.11. Moreover, rotation-related tooth profile meshing can be checked by rotation ☐ Rotation in right hand corner of Figure 47.9.

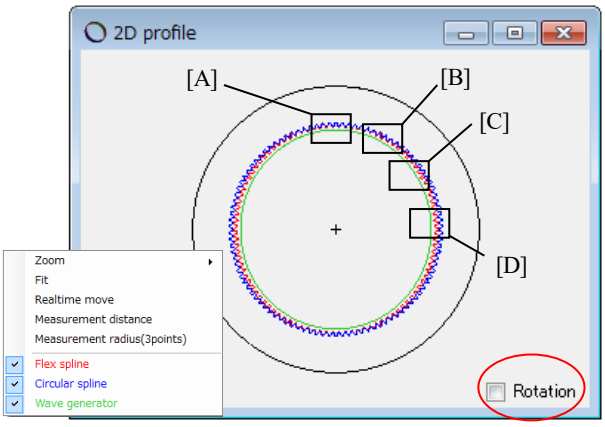
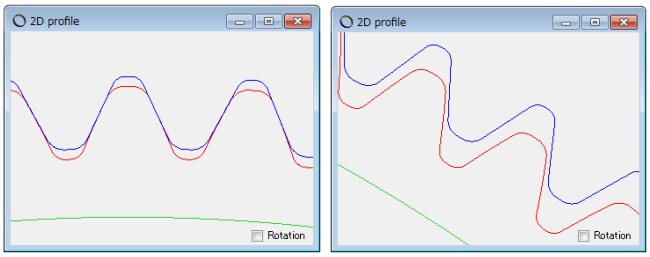
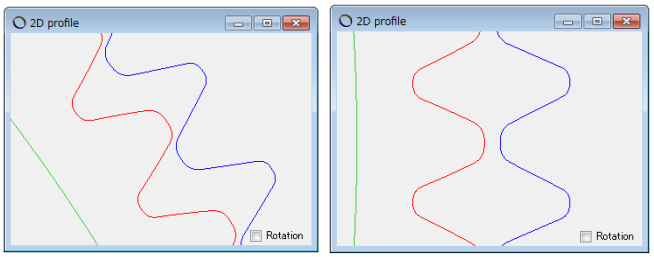


Fig.47.9 Tooth Profile & Supplemental Feature



(a) Section[A] (b) Section [B]



(c) Section [C] (d) Section [D]

Fig.47.10 Enlarged figure at each section

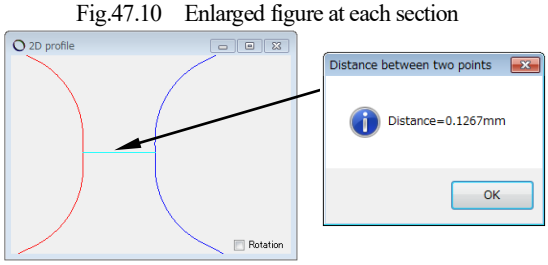


Fig.47.11 Distance measurement

47.8 Rendering

Tooth profile can be displayed as shown in Figure 47.12. This rendering can be enlarged, reduced and rotated by using ☐ Rotation .

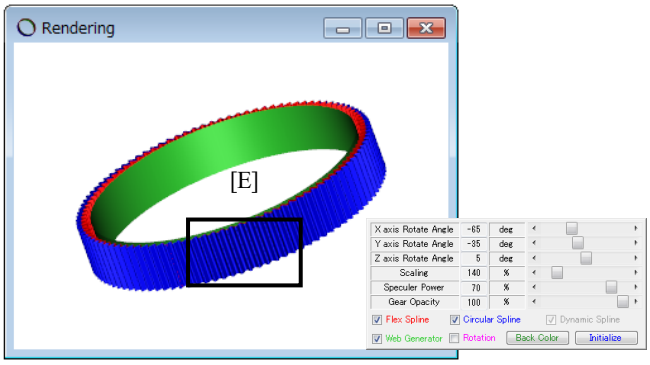


Fig.47.12 Rendering and supplemental form

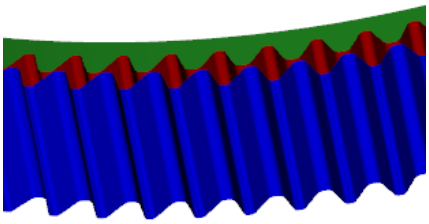


Fig.47.13 Rendering enlargement[E]

47.9 FEM Analysis (2D)

When load is applied to teeth, root stress in the teeth can be calculated. FEM analysis setup display is shown in Figure 47.14, but in FEM analysis, material is symbols only, as it is based on longitudinal elastic modulus and Poisson's ratio. Vertical division number and horizontal

division number can be specified arbitrarily. The position of the load (2 in the example: the second node from the tooth tip), less than 2 in the vertical division number can be specified. For the load applied in this case, please set the value per designer's intension.

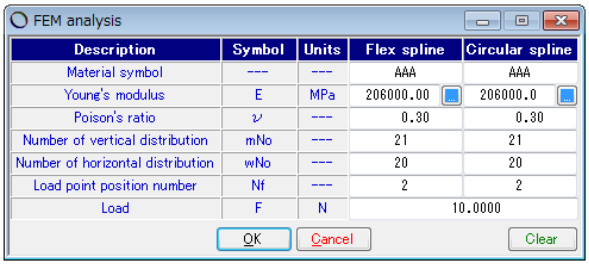


Fig.47.14 FEM analysis setup

FEM analysis results are shown in Figure 47.15 to 47.20. The analysis items are σx σy τxy σ1 σ2 σ δd , and flex spline max main stress is found to be σ_{1max}=24.0MPa as shown in Figure 47.15. Also, displacement figure is shown in Figure 47.17 while stress summary (selective results only) is shown in Figure 47.18.

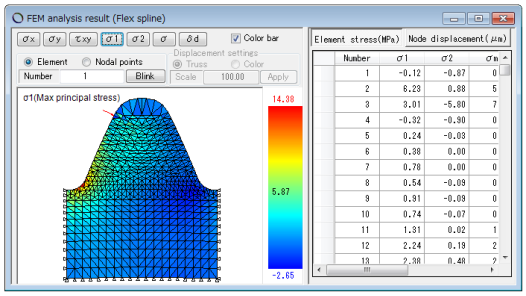


Fig.47.15 Flex Spline, σ_{1max}=14.4MPa

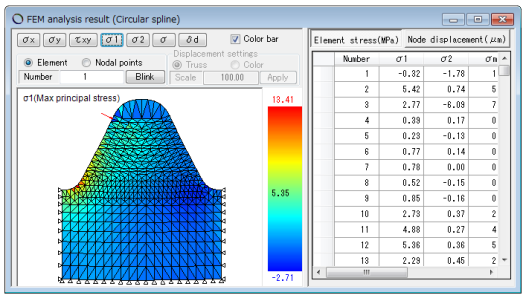


Fig.47.16 Circular spline, σ_{1max}=13.4MPa

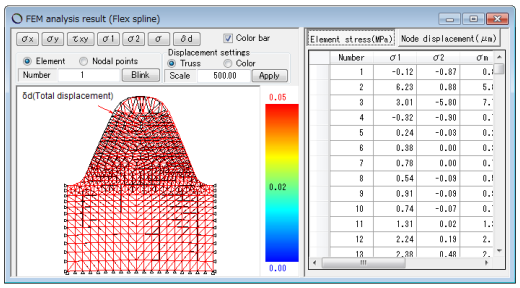


Fig.47.17 Flex Spline displacement, δmax=0.08μm

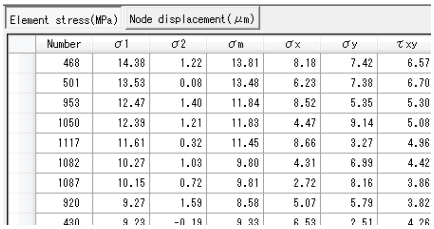


Fig. 47.18 Stress Summary (selective results)

47.10 Tooth contact stress

The calculation of Hertzian stress acting on tooth surface is shown in Figure 47.19. The purpose of this feature is to compare the Hertzian stress due to tooth profile differences, so the load acting on one tooth should be designer's intended value.

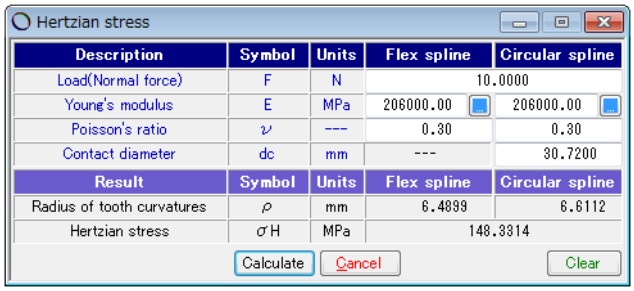


Fig.47.19 Hertzian Stress

47.11 Tooth profile output

The resulting F/S (perfect circle), F/S (ellipse) and C/S tooth profile output can be generated. F/S tooth profile output display is shown in Figure 47.20 while CAD drawing sample is shown in Figure 47.21.

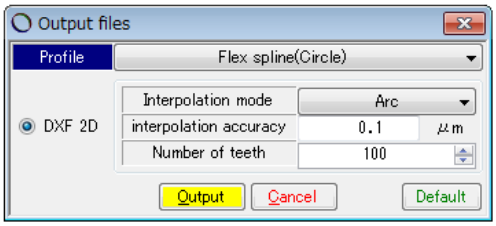
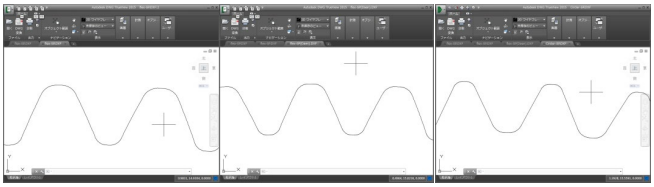


Fig.47.20 F/S Tooth profile output setup



(a) F/S(perfect circle) F/S(Ellipse) (c) C/S

Fig.47.21 CAD Drawing sample

47.12 Tooth profile made by hob

47.12.1 Hob dimensions

When hob blade profile is known, the hob profile can be defined by selecting cup Cup type(Specific tool) in reducer type property in Figure 47.32.

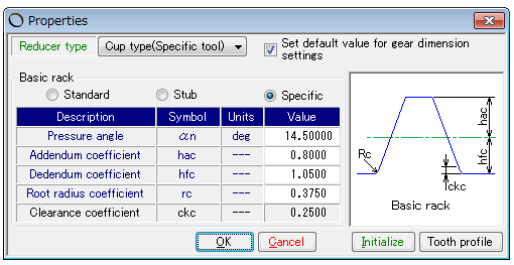


Fig.47.32 Property, Cup type (Special tool)

Hob dimension input sample is shown in Figure 47.33. In this sample, pitch=0.9425 is used to achieve module 0.3, but any value can be specified. After input entry, true hob profile can be displayed by clicking profile Tooth profile . The hob profile is based on gear front surface.

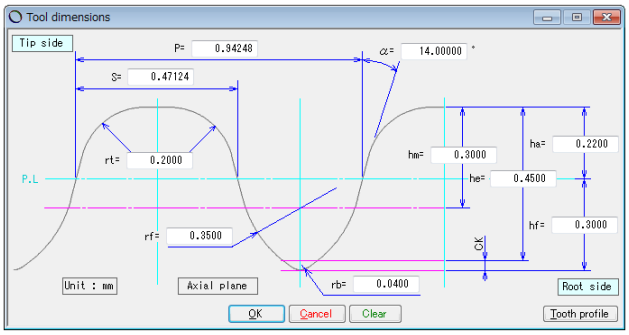


Fig.47.33 Hob dimensions

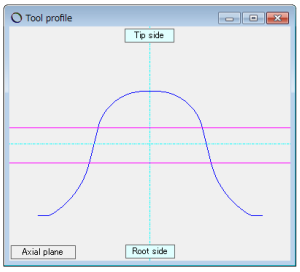


Fig.47.34 Hob profile

47.12.2 Gear Dimensions

In Figure 47.4, module was entered, but module, pressure angle and root diameter cannot be entered in Figure 47.35 because pitch is already entered in Figure 47.33 (background is grayed out).

Gear dimensions

Description	Symbol	Units	Flex spline	Circular spline
Module	mn	mm	0.30000	
Number of teeth	z	---	100	102
Pressure angle	αn	deg	14.00000	
Helix angle	β	deg	0 ° 0 ' 0.00 "	
Reference diameter	d	mm	30.0001	30.6001
Profile shift coefficient	xn	---	0.0000	0.0000
Diffraction	ds	mm	0.60000	
Tip diameter	da	mm	30.4601	30.3001
Root diameter	df	mm	29.5601	31.2001
Clearance	c	mm	0.0700	0.0700
Thinning for backlash	fn	mm	0.0000	0.0000
Facewidth	b	mm	5.0000	5.0000
Pin diameter	dp	mm	0.5000	0.5000

OK Cancel Clear

Fig. 47.35 Gear dimensions

47.12.3 Tooth profile

After gear dimensions are specified, tooth profile calculation is performed based on rim thickness and outer diameter as shown in Figure 47.36.

Calculate items

Description	Symbol	Units	Value
Flex spline rim thickness	tf	mm	0.4500
Reducer out diameter	oc	mm	42.0000

OK Cancel Clear

Fig.47.36 Rim thickness and outer diameter

After tooth profile calculation is completed, transverse tooth profile can be displayed as shown in Figure 47.37. However, tooth profile modification cannot be performed when it is based on hob. Since C/S tooth profile is generated to mesh with F/S tooth profile, both gears are contacting without any gaps as shown in the enlarged view of [E] in Figure 47.37. Also, there is 22μm of gap between tooth tips in [F], and there is 2.6μm of gap between teeth in [G]. The clearance is 0.07mm as shown in Figure 47.40, and F/S tip area is found to be arc-shape of 0.359mm as calculated in Figure 47.41. When gear is specified as over-pin, tooth profile and pin are contacting as shown in Figure 47.42, and F/S contact diameter is found to be d_c=33.01mm.

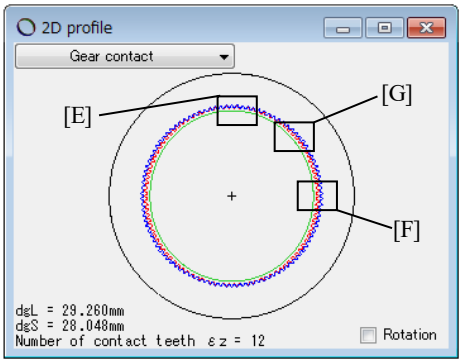
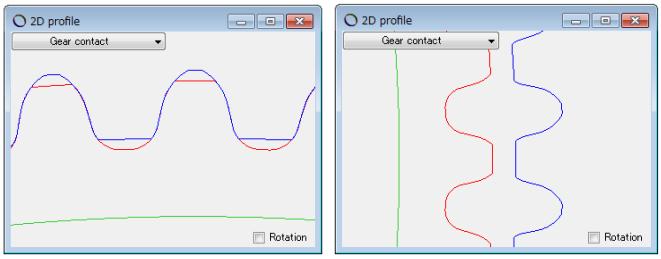


Fig.47.37 Tooth profile



(a) [E] section (b) [F] section

Fig. 47.38 Enlarged tooth profile

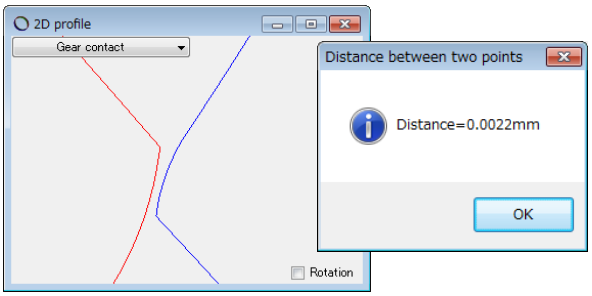


Fig.47.39 Enlarged tooth profile [G] section, distance measurement

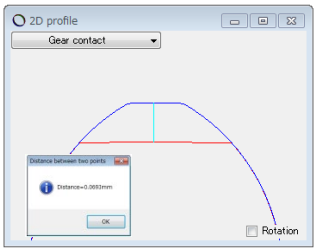


Fig.47.40 Distance measurement

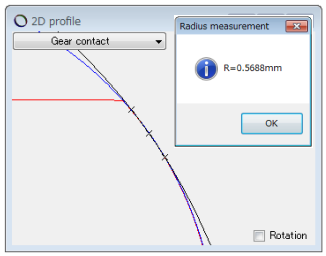


Fig.47.41 Arc measurement



(a) F/S & Pin (b) C/S & Pin

Fig.47.42 Pin positions

After tooth profile is generated, tooth profile rendering can be displayed as shown in Figure 47.43. This figure can be rotated just like 2D tooth profile, while changing observation angle in the supplemental form.

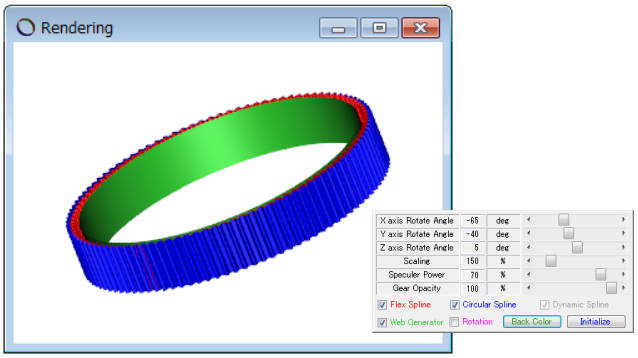


Fig.47.43 Rendering & supplemental form

47.12.4 FEM analysis & Hertzian stress

Analysis results are shown in Fig.47.44 to Fig. 47.47.

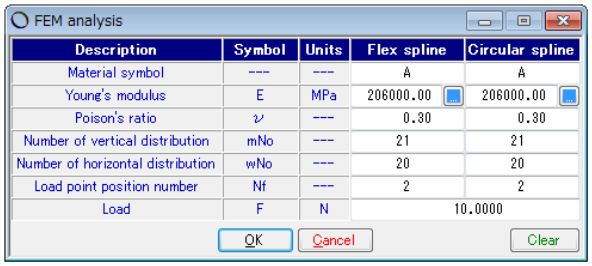


Fig.47.44 FEM analysis setup

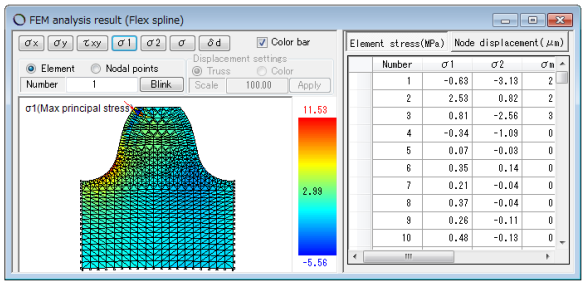


Fig.47.45 Flex spline, σ_{1max}=11.5MPa

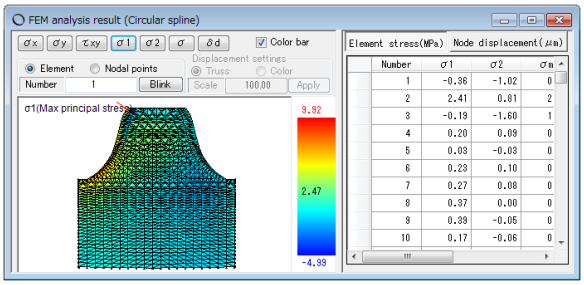


Fig.47.46 Circular spline, σ_{1max}=472MPa

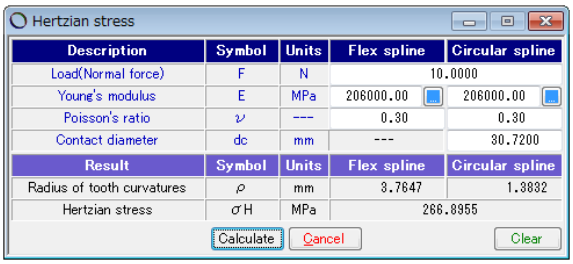
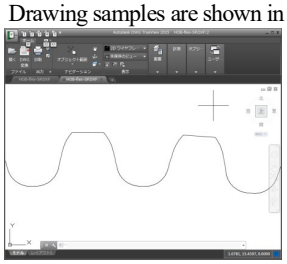
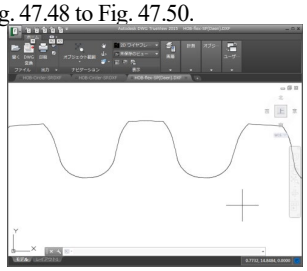


Fig.47.47 Hertzian stress

47.12.5 CAD drawing sample

Drawing samples are shown in Fig. 47.48 to Fig. 47.50.





F/S(circle) F/S(ellipse)

Fig.47.48 CAD drawing sample,

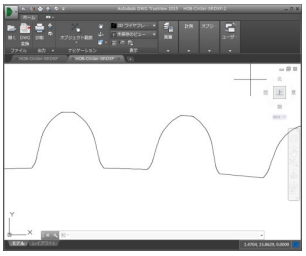


Fig.47.50 CAD drawing sample, C/S

47.13 Design data management

Design data can be managed as shown in Figure 47.51, while it can be also imported and exported as shown in Figure 47.52.

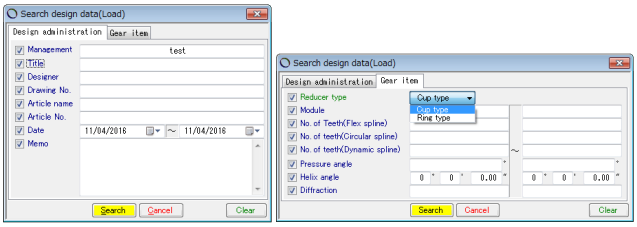


Fig.47.51 Design data management

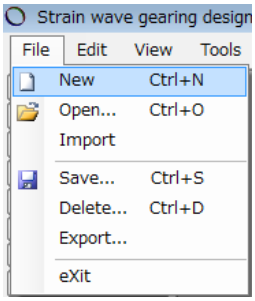


Fig.47.52 File management

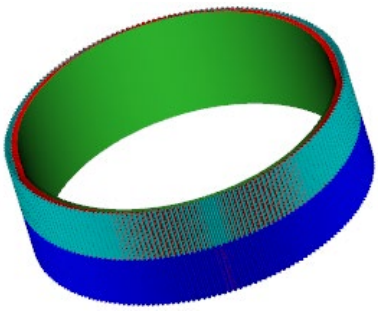


Fig.47.53 Ring type, m=0.15, z_1=z_3=200, z_2=204

◆日本語版カタログは別途お申しつけください.

[48] ウォーム加工用成形砥石歯形設計システム

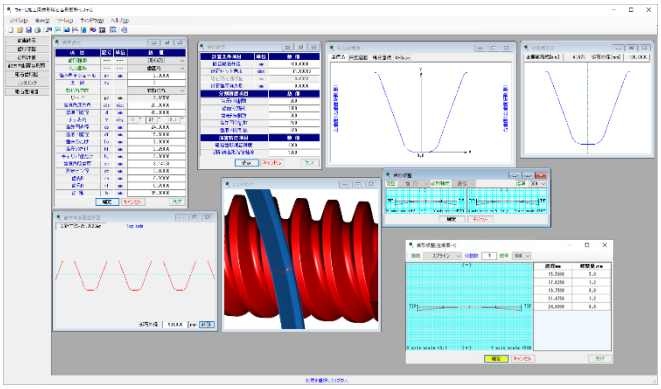


Fig. 48.1　ウォーム加工用成形砥石歯形設計システム

48.1　概要

本ソフトウェアは，ウォームを研削する場合の砥石形状を生成するソフトウェアです．ウォームの型式であるA，N，K，Iの他に歯面を凹面とするC形，L-Niemann歯形にも対応しています．

Niemann 歯形の研削は，砥石に凸面を与える加工方法ですが，これでは砥石形状に影響を受けるウォーム歯形となってしまいます．しかし，本ソフトウェアでは設計者が決定したウォーム歯形を得るために 3 次元干渉を考慮した砥石の形状を決定します．図 48.1 にソフトウェアの全体画面を示します．

48.2　諸元入力

基準ラックを図 48.2 で設定し，その後，図 48.3 でウォーム諸元を入力します．ウォーム歯形は 5 種類ありますが，ここでは I 形で説明しますが，m, z_w, d を入力することで以後の値は[TAB]で標準値が入力されます．なお，L-Niemann 歯形（オプション）については 48.7 項をご覧ください．

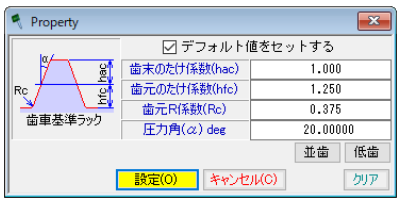


図 48.2　基準ラック



図 48.3　ウォーム諸元の設定

48.3　歯形修整

ウォームに歯形修整を与える場合，図 48.4～48.6 のように設定することができます．

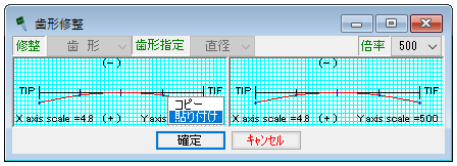


図 48.4　ウォーム歯形修整（左右歯面）

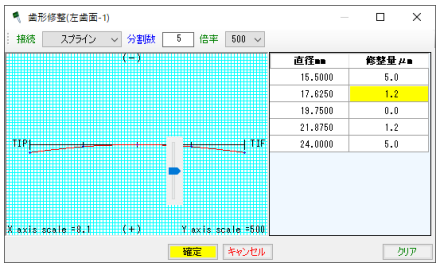


図 48.5　ウォーム歯形修整

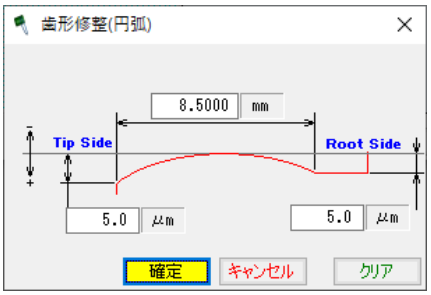


図 48.6　ウォーム歯形修整（クラウニング）

48.4　歯形生成

ウォーム歯形計算時には図48.7で砥石直径や砥石セット角などを設定します．砥石直径が変わると 3 次元干渉の影響で砥石形状が変わりますので正しい直径を入力する必要があります．また，砥石セット角の標準値は，ウォームすすみ角（γ）としますが，セット角を変更した場合の砥石歯形を生成することも可能です．



図 48.7　歯形計算諸元

歯形修整を含めたウォームの軸方向断面歯形を図 48.8 に，無修整歯形と修整歯形を重ね合わせた歯形（歯先部）を図 48.9 に示します．また，ここでは距離計測も可能ですので図 48.10 では両者歯形の違いを計測した例を示しています．砥石が摩耗して 90mm（100mm と同じ砥石歯形で）となったとき図 48.8 右下にある砥石外径に砥石径を入力し再計算するとウォーム歯形は図 48.11 のように歯先部の片歯面の歯厚は 0.0007mm 大きくなります．なお，

図 48.8～48.11 では，歯形修整を含めた歯形を赤色線，無修整歯形を緑色線，研削後の歯形を青色線，そして，砥石径を任意に変更したときの歯形をピンク色線で示します．

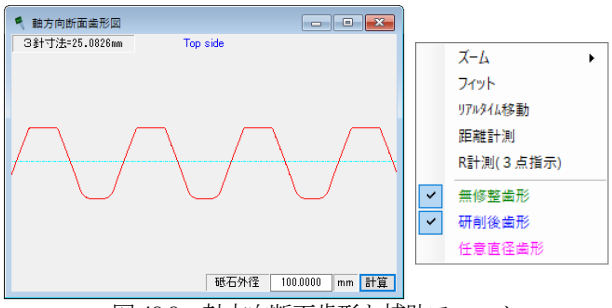


図 48.8　軸方向断面歯形と補助フォーム

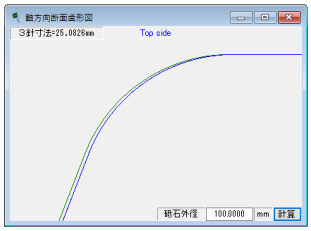


図 48.9　歯形重ね合わせ

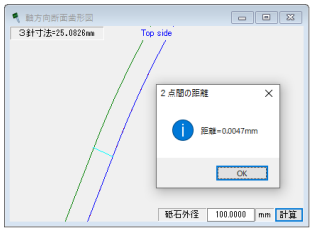


図 48.10　距離計測

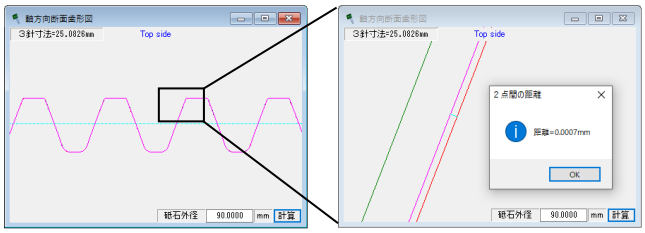


図 48.11　砥石径を 90mm としたときの歯形（ピンク色）

48.5　砥石歯形

ウォーム研削用砥石歯形を図 48.12 に，また，ウォームと砥石を表示したレンダリングを図 48.13 に示します．図 48.13 では，砥石の位置などを変更することができますのでウォームとの接触状態を容易に把握することができます．

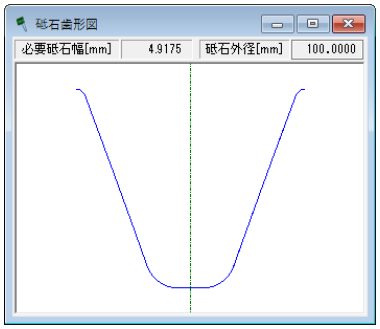


図 48.12　砥石歯形

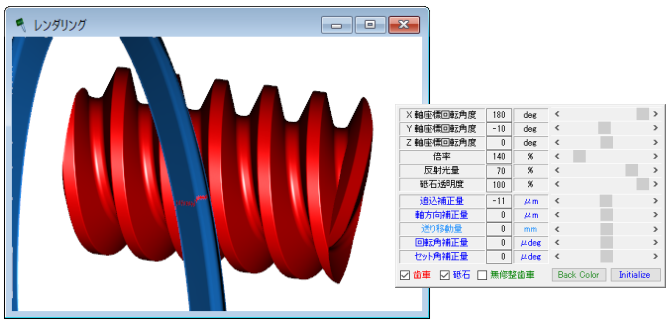


図 48.13　レンダリング

48.6　砥石座標

研削する砥石の座標系，座標および G-code を図 48.14～48.17 に示します．また，図 48.18 に CAD 作図例（砥石歯形左歯面）を示します．右歯面は，図 48.15～48.17 で設定することができます．

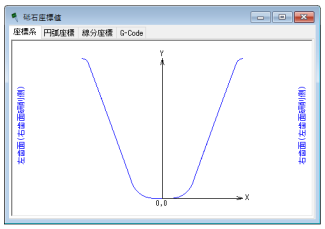


図 48.14　砥石歯形と座標系



図 48.15　砥石円弧座標

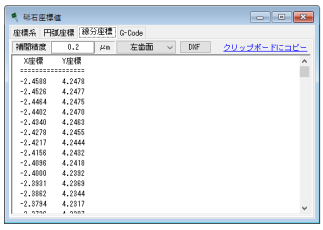


図 48.16　砥石線分座標

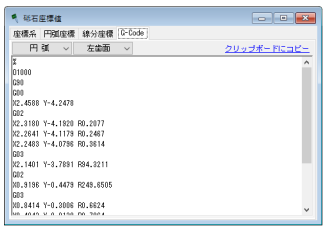


図 48.17　G-code

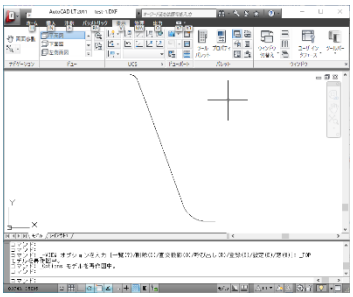


図 48.18　CAD 作図例（砥石歯形左歯面）

48.7　L-Niemann 歯形（オプション）

Niemann 歯形の研削は，砥石に凸面を与えることでウォーム歯形を凹面としているため砥石直径や歯車諸元によってウォームの凹形状が変わるため歯当たり調整が困難と推測できます．しかし，本ソフトウェア（L-Niemann 歯形）では，設計者が定めたウォームの凹面を得ることができる砥石形状を生成しますので設計時の歯当たりを正しく得ることができます．例として図 48.19 の諸元を持つ L-Niemann 歯形ウォームの砥石歯形の生成例を以下に示します．



図 48.19　L-Niemann 歯形ウォーム



図 48.20　歯形計算諸元

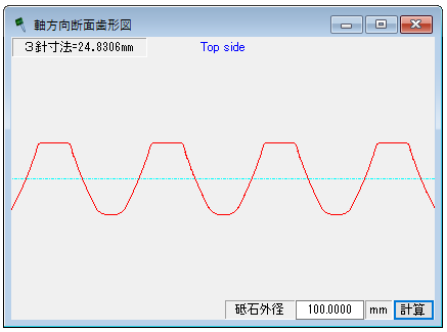


図 48.21　軸方向断面歯形

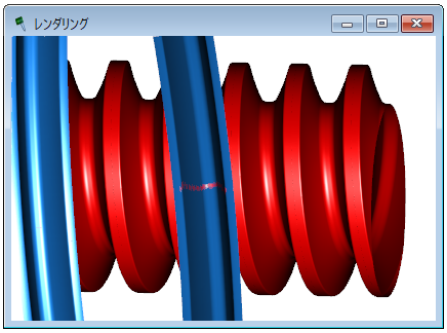


図 48.22　レンダリング

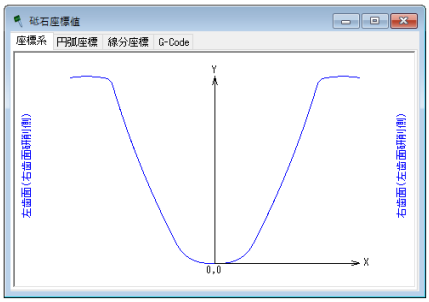


図 48.23　砥石歯形と座標系

歯形修整や砥石座標の出力などは A，N，K，I 歯形と同様のため省略します.

48.8　L-Niemann ウォーム設計ソフトウェア

L-Niemann ウォーム設計ソフトウェアは,「ウォーム加工用成形砥石歯形設計システム」には含みませんが，L-Niemann ウォームの設計例として図 48.24～48.26 を示します．詳しくは，[28]傾斜ウォームギヤ設計システムカタログに記載する L-Niemann ウォームギヤをご覧ください.



図 48.24　L-Niemann ウォーム諸元



図 48.25　歯形計算（ホイールは転位ホブ）

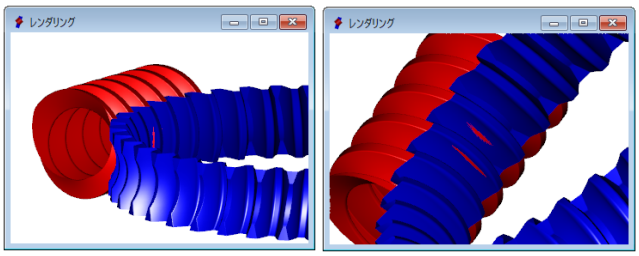


図 48.26　レンダリング

[49]遊星歯車機構の起振力解析システム

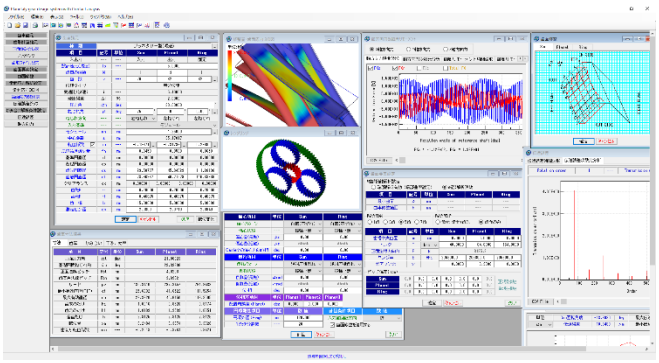


図 49.1　遊星歯車機構の起振力解析システム

49. 1 概要

遊星歯車機構の起振力は，歯数の組み合わせや位相の影響を受けるため，間違った歯数の組み合わせとした場合には，高精度な歯車や高精度な組み立てとしても遊星歯車機構の起振力を抑えることはできません. また, それらに加えて歯形偏差や歯すじ偏差, そして負荷が作用したときの端部接触による影響も起振力に影響を及ぼしますので起振力は増加することになります．また，位相を最適とした組み合わせとした場合でも歯車精度や端部接触による影響を受けることになります．そして，コストなど種々考慮して設計した歯車機構がどれほど安定した遊星歯車機構であるかを知るためには起振力（値，変化）を知ることが重要となります．

汎用 CAE ソフトウェアで遊星歯車装置の振動解析をする場合には，歯車やキャリアの起振力を基に解析する必要があります．

これらの問題を解決するために，**遊星歯車機構の起振力解析システム** では，位相や歯面偏差，そして歯の接触問題を考慮して遊星歯車機構の起振力を解析することができますのでこの起振力を使用することが有効な評価する手段と言えます. 図 49.1 に遊星歯車機構の起振力解析システムの全体画面を示します.

49. 2 適用

(1) 型 式　：プラネタリー，ソーラ，スター
(2) 位相　：同位相，等分位相，カウンター位相，不等配置
(3) 歯形　：インボリュート歯形

49. 3 プロパティ（基準ラック）

プロパティで，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, 平均摩擦係数の設定をします. 図 49.2 にプロパティの画面を示します.



図 49.2　プロパティ

49. 4 遊星歯車機構の選択

図49.3に示す遊星歯車タイプの選択をします(プラネタリー型，ソーラ型，スター型の増減速)． 次に，図 49.4 で遊星歯車諸元を設定します.

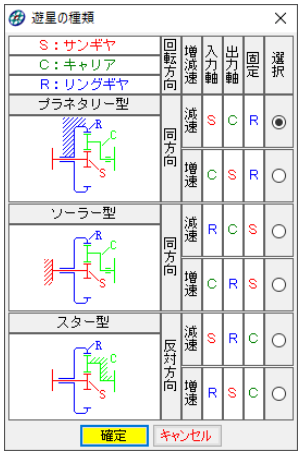


図 49.3　遊星歯車のタイプ

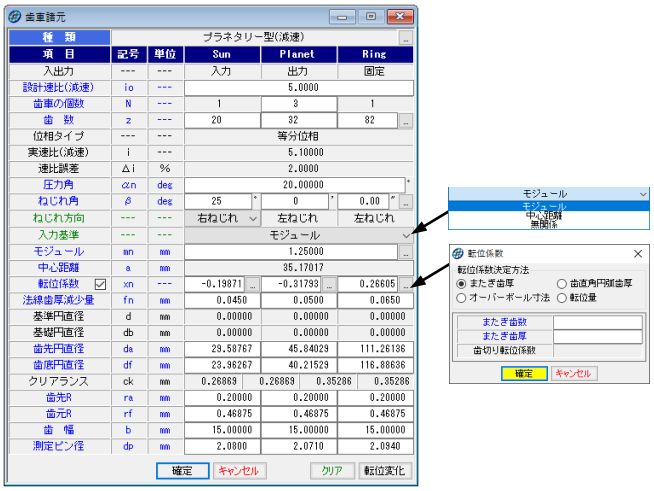


図 49.4　歯車諸元



図 49.5　歯数選択

(1) 遊星歯車の個数は，1～6 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 49.5）から選択する方式があります．図 49.5 では，等分位相で速比誤差を 10%として計算した例を示しています.
(3) 中心距離基準，モジュール基準，そして中心距離，モジュールを無関係に設定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値は，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) 歯先円直径はプロパティ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は可能です．

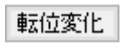
(7) 外歯車の歯元部の形状は，基準ラックによる創成運動によって生成する歯形です．内歯車の歯元は，入力 R 接続です．

(8) 歯車の歯先は R で作成することができます．

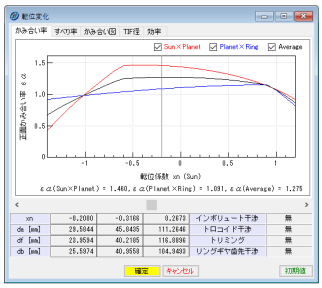
(9) 転位係数は，1 種を変更すると残りの転位係数が連動して変化しますが， 

を 

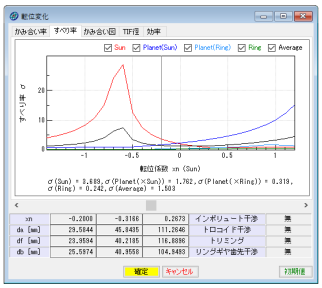
のように  を外すことで歯車それぞれ任意に転位係数を入力することができます．

(10) 歯車諸元画面（図 49.4）右下にある 

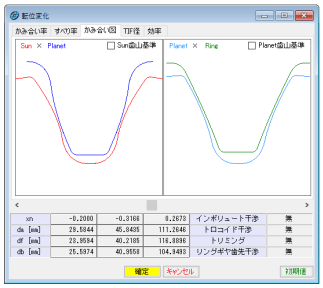
では転位の変化に伴う「かみ合い率」，「すべり率」，「歯形」，「TIF 径」，そして「効率」を図 49.6 のように表示します．例えば，効率を基準として転位係数を決定する場合は，図 49.6 (e)の効率グラフを指針として転位係数を決定することができます．そして，図 49.6 (e) の画面のスライドバーを移動し，適正値を確定することにより転位係数を図49.4 の歯車諸元に移行することができます．



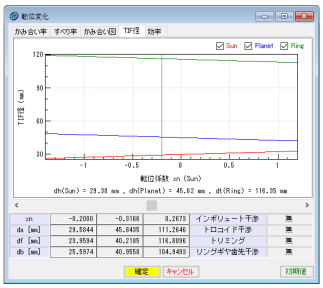
(a) かみ合い率



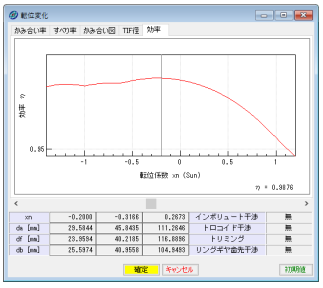
(b) すべり率



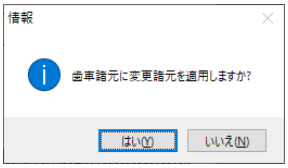
(c) 歯形



(d) TIF 径



(e) 効率

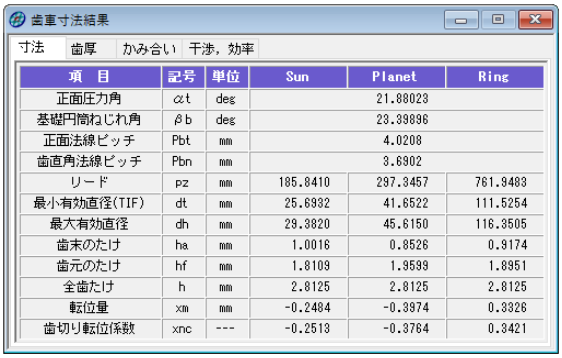


(f) 数値の適用

図 49.6　転位変化に伴う各値

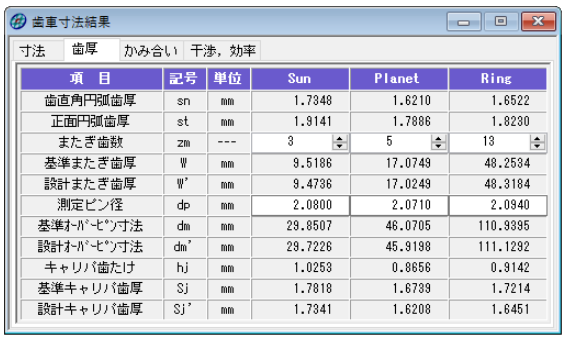
49.5 歯車寸法

歯車諸元（図 49.4）確定後，各種計算結果を図 49.7～49.10 に示します．この画面で，寸法，歯厚，干渉の有無，効率，バックラッシなどの確認をすることができます．



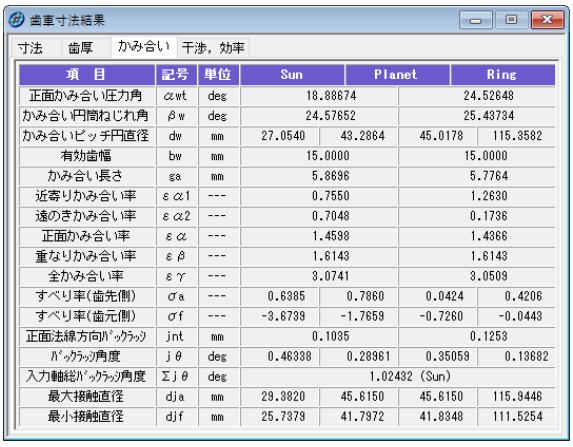
項　目	記号	単位	Sun	Planet	Ring
正面圧力角	αt	deg		21.88023	
基礎円筒ねじれ角	βb	deg		23.39896	
正面法線ピッチ	Pbt	mm		4.0208	
歯直角法線ピッチ	Pbn	mm		3.6902	
リード	pz	mm	185.8410	297.3457	761.9483
最小有効直径(TIF)	dt	mm	25.6932	41.6522	111.5254
最大有効直径	dh	mm	29.3820	45.6150	116.3505
歯末のたけ	ha	mm	1.0016	0.8526	0.9174
歯元のたけ	hf	mm	1.8109	1.9599	1.8951
全歯たけ	h	mm	2.8125	2.8125	2.8125
転位量	xm	mm	-0.2484	-0.3974	0.3326
歯切り転位係数	xnc	---	-0.2513	-0.3764	0.3421

図 49.7　寸法



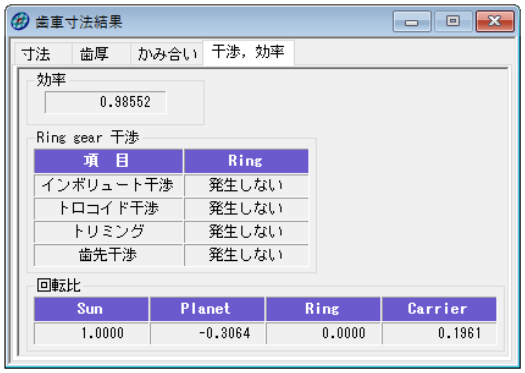
項　目	記号	単位	Sun	Planet	Ring
歯直角円弧歯厚	sn	mm	1.7348	1.8210	1.6522
正面円弧歯厚	st	mm	1.9141	1.7886	1.8230
またぎ歯数	zm	---	3	5	13
基準またぎ歯厚	W	mm	9.5186	17.0749	48.2534
設計またぎ歯厚	W'	mm	9.4736	17.0249	48.3184
測定ピン径	dp	mm	2.0800	2.0710	2.0940
基準ｵｰﾊﾞｰﾋﾟﾝ寸法	dm	mm	29.8507	46.0705	110.9395
設計ｵｰﾊﾞｰﾋﾟﾝ寸法	dm'	mm	29.7226	45.9198	111.1292
キャリパ歯たけ	hj	mm	1.0253	0.8656	0.9142
基準キャリパ歯厚	Sj	mm	1.7818	1.6739	1.7214
設計キャリパ歯厚	Sj'	mm	1.7341	1.6208	1.6451

図 49.8　歯厚



項　目	記号	単位	Sun	Planet	Ring	
正面かみ合い圧力角	αwt	deg	18.88674		24.52648	
かみ合い円筒ねじれ角	βw	deg	24.57652		25.43734	
かみ合いピッチ円直径	dw	mm	27.0540	43.2864	45.0178	115.3582
有効歯幅	bw	mm	15.0000		15.0000	
かみ合い長さ	ga	mm	5.8696		5.7764	
近寄りかみ合い率	εα1	---	0.7550		1.2630	
遠のきかみ合い率	εα2	---	0.7048		0.1736	
正面かみ合い率	εα	---	1.4598		1.4366	
重なりかみ合い率	εβ	---	1.6143		1.6143	
全かみ合い率	εγ	---	3.0741		3.0509	
すべり率(歯先側)	σa	---	0.6385	0.7860	0.0424	0.4206
すべり率(歯元側)	σf	---	-3.6739	-1.7659	-0.7260	-0.0443
正面法線方向ﾊﾞｯｸﾗｯｼ	jnt	mm	0.1035		0.1253	
ﾊﾞｯｸﾗｯｼ角度	jθ	deg	0.46338	0.28961	0.35059	0.13682
入力軸総ﾊﾞｯｸﾗｯｼ角度	Σjθ	deg	1.02432 (Sun)			
最大接触直径	dja	mm	29.3820	45.6150	45.6150	115.9448
最小接触直径	djf	mm	25.7379	41.7972	41.8348	111.5254

図 49.9　寸法（かみ合い）



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
歯先干渉	発生しない

回転比

Sun	Planet	Ring	Carrier
1.0000	-0.3064	0.0000	0.1961

図 49.10　効率，干渉

49.6 かみ合い図

歯車のかみ合いを図49.11および図49.12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．

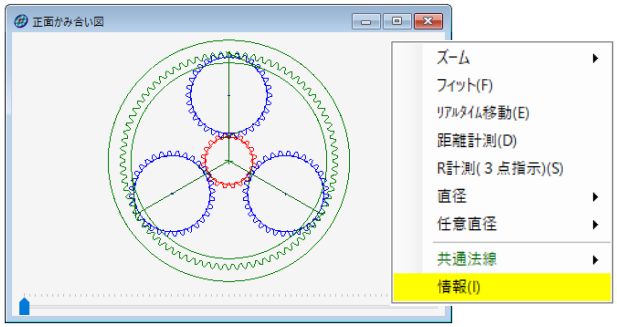
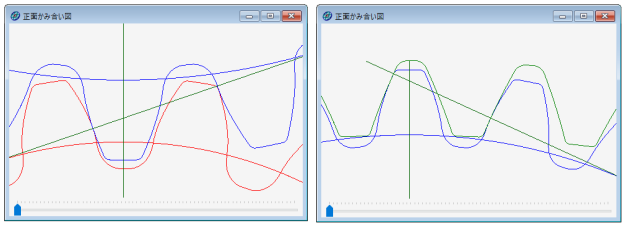


図 49.11　かみ合い図



(a) 太陽×遊星　　(b) 遊星×内歯車

図 49.12　かみ合い図拡大

49.7 レンダリング

歯車3Dのかみ合いを図49.13のように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ます．

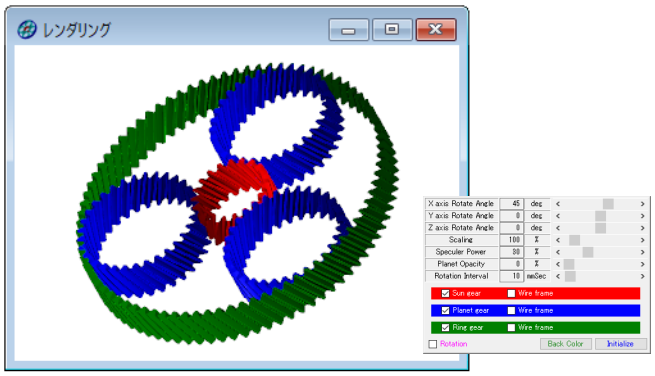


図 49.13　歯形レンダリング

49.8 歯形データファイル出力

生成した3種類歯車の歯形はファイル出力することができます．図49.14にCAD作図例を示します．

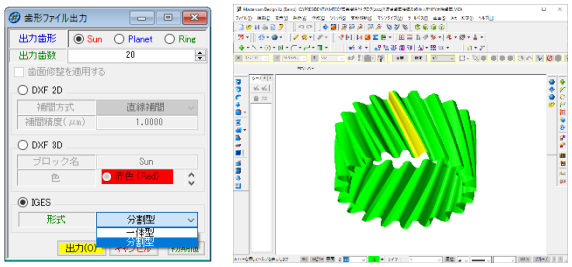


図 49.14　歯形データ出力と CAD 作図例

49.9 歯面修整

歯面修整は，太陽歯車，遊星歯車，内歯車それぞれに施すことができます．修整の種類は，歯形修整，歯すじ修整，歯面修整の3種類ですが，実測した歯面データ（図49.18）を読み込む機能があり，図49.19で図49.15にデータを移行します．

本例では，図49.15～49.17のように遊星歯車に歯すじ修整のみ与えた例を示します．

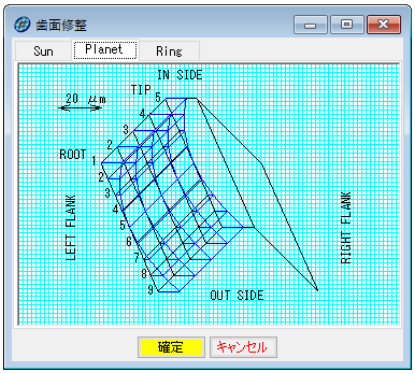


図 49.15　歯すじ修整の例（遊星歯車）

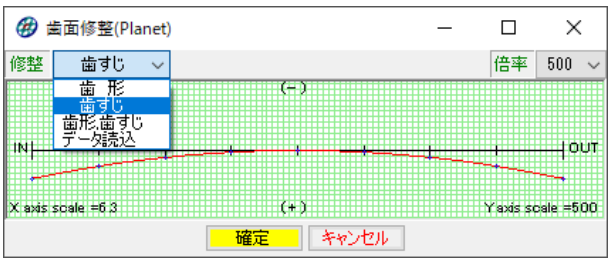


図 49.16　歯すじ修整の設定 1

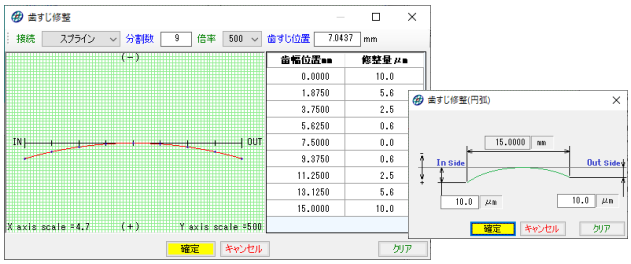


図 49.17　歯すじ修整の設定 2

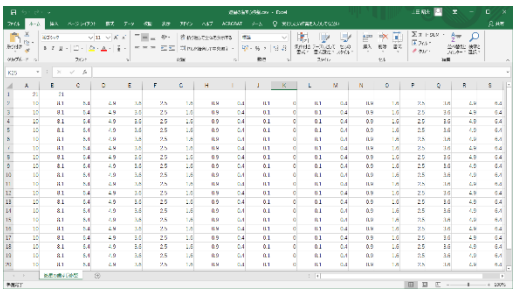


図 49.18　歯面修整データの例（csv）

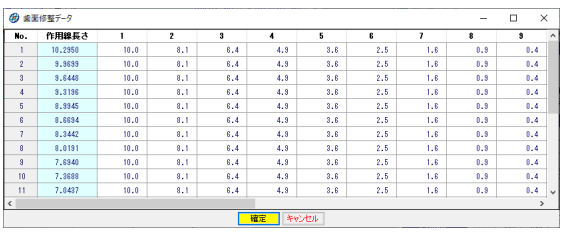


図 49.19　歯面修整実測データの読み込み

49.10　歯面応力解析設定

歯面応力解析は，CT-FEM Operaiii（ソフトウェア[45]参照）の歯面膜要素を用いた解析機能を採用していますので図 49.20 のように，まず，端部解析の有効，無効を設定します．端部解析は，トロコイド干渉などの端部を解析する場合に使用します．次に，歯幅中央位置，トルク，ヤング率，ポアソン比，ピッチ偏差を設定し，図 49.21 で，かみ合い範囲角度と，食い違い誤差および並行度誤差を設定します．歯面応力解析結果を図 49.22～49.25 に示します．



図 49.20　歯面応力解析設定



図 49.21　歯面応力解析条件設定

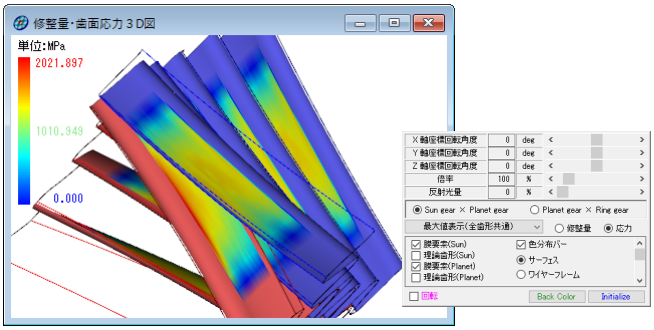


図 49.22　歯面応力（太陽歯車×遊星歯車）

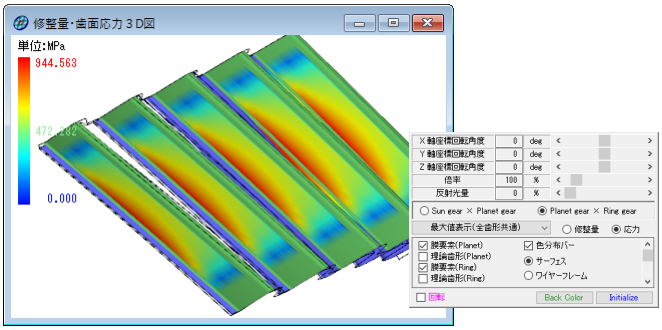


図 49.23　歯面応力（遊星歯車×内歯車）

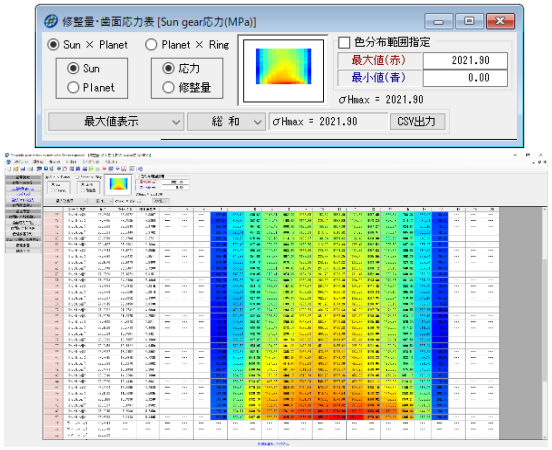


図 49.24　太陽の歯面応力（太陽歯車×遊星歯車）

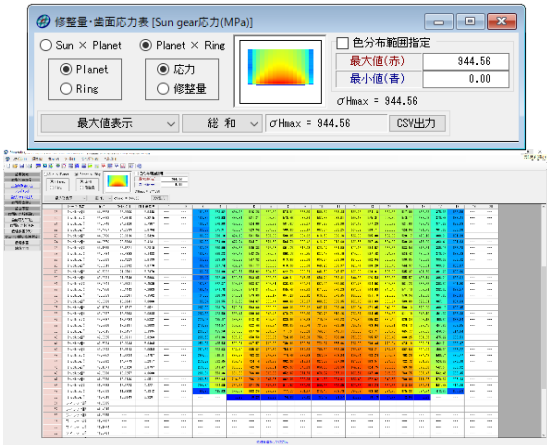
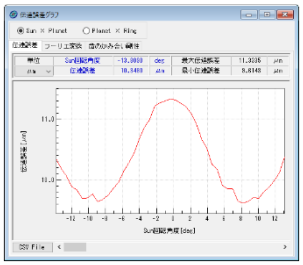


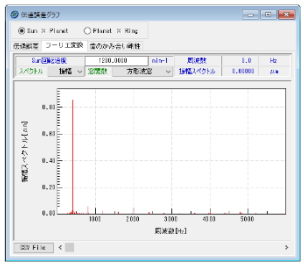
図 49.25　遊星の歯面応力（遊星歯車×内歯車）

49.11　伝達誤差解析結果

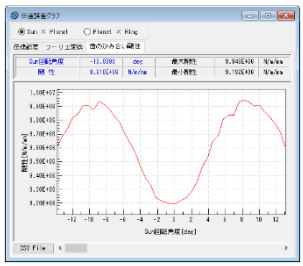
伝達誤差解析結果を図 49.26 に示します．



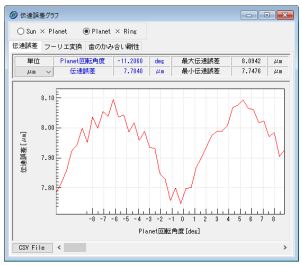
(a) sun × planet, *TE*=1.72μm



(b) sun × planet, FFT



(c) sun × planet, 剛性



(d) planet × ring. TE=0.35μm

図 49.26　伝達誤差解析結果

49.12　遊星歯車機構のかみ合い解析

かみ合い解析条件を図 49.27 のように設定します．ここでは，軸の偏心量，軸の倒れ量，位相，位置角度誤差，入力軸の回転方

向, そして, ここでは解析時の 1 ピッチ分割数を設定しています. また, 遊星歯車構の座標系を図 49.31 に示します.

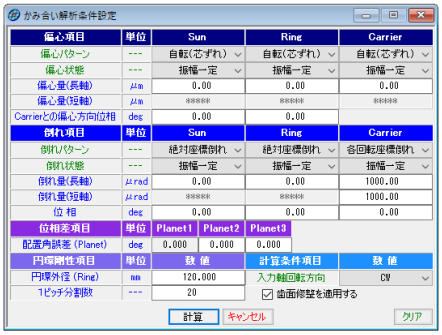
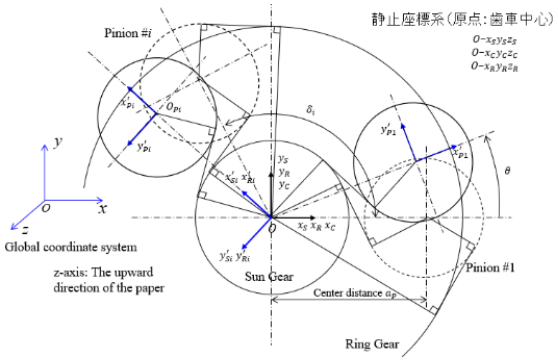
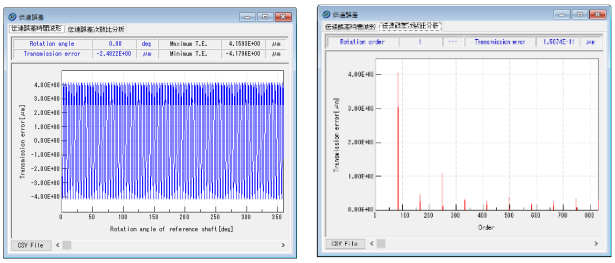


図 49.27　かみ合い解析条件設定



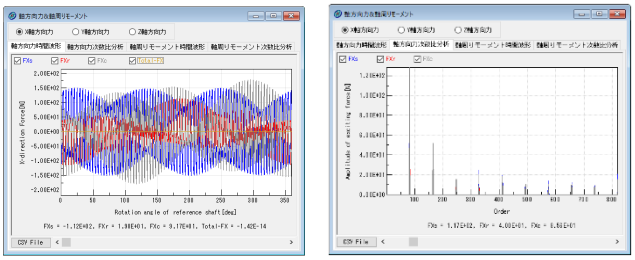
（z 軸方向が歯車軸方向に対応）

図 49.28　遊星歯車機構の座標系 [1)]

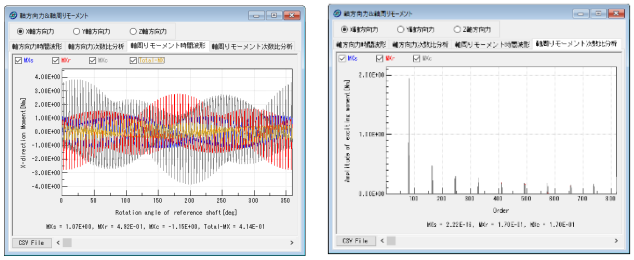


(a) 伝達誤差時間波形　　(b)次数比分析

図 49.29　遊星歯車機構の伝達誤差



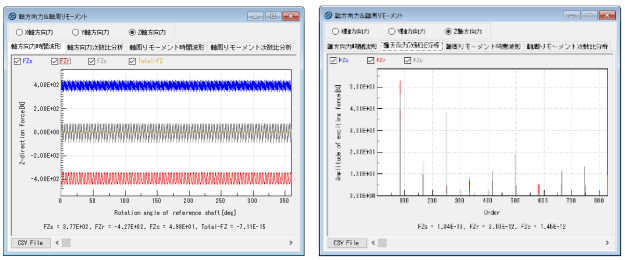
(a) X 軸方向の力の時間波形　　(b) 次数比分析



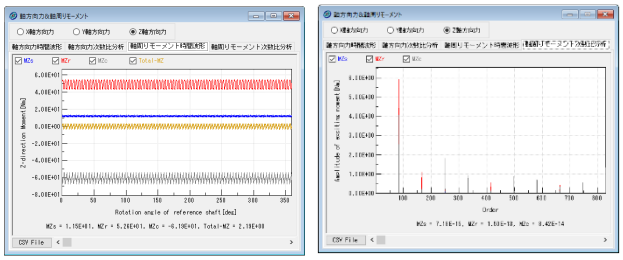
(c) X 軸周りモーメント時間波形　　(d) 次数比分析

図 49.30　各要素に作用する X 軸方向の力とモーメント

解析結果は, 遊星歯車機構の伝達誤差および サンギヤ s, キャリア c, リングギヤ r に作用する X, Y, Z 軸方向の力と各軸回りのモーメントを図 49.29 ～49.31 のように時間波形と次数比分析のスペクトルで表示します（Y 軸方向力の表示は省略）.



(a) Z 軸方向の力の時間波形　　(b) 次数比分析



(c) Z 軸周りモーメントの時間波形　　(d) 次数比分析

図 49.31　各要素に作用する Z 軸方向の力とモーメント

これらの解析値（時間波形および次数比分析）は, 図 49.32 のように csv ファイルとして出力することができます.

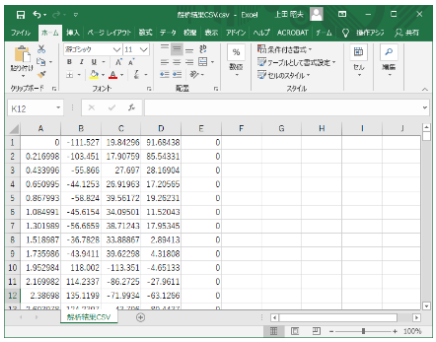


図 49.32　解析結果のデータ出力例

49. 13 HELP 機能

操作方法を知りたい場合は, 図 49.33 の[HELP]機能を使用することができます.

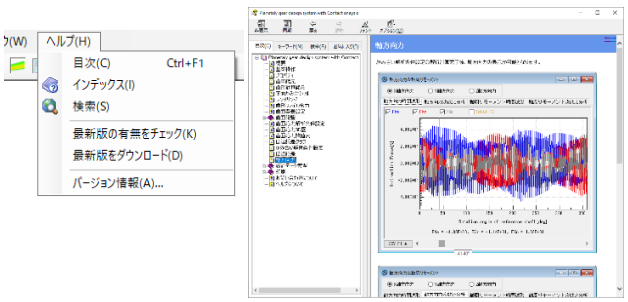


図 49.33　HELP 機能

49.14　遊星歯車機構の起振力解析例

遊星歯車機構の歯数の組み合わせの違いによる起振力解析例を図 49.34～49.40 に示します．解析例 1 のかみ合い位相は，同位相であり解析例 2 は，等分位相です．なお，かみ合い解析条件設定は，図 49.27 と同じとしています．

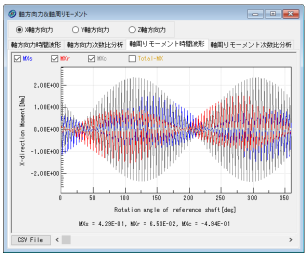
(1) 解析例 1

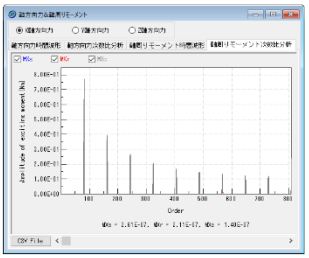


図 49.34　歯車諸元（解析例 1）



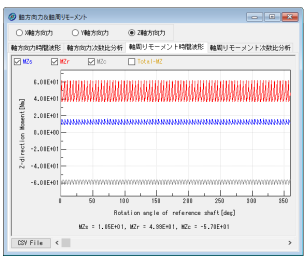
図 49.35　歯面応力解析設定（解析例 1, 2 共通）

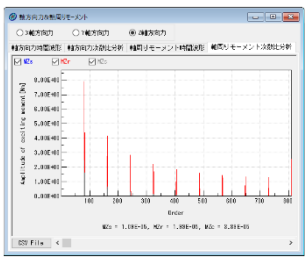




(a) X 軸周りモーメント時間波形　　(b) 次数比分析

図 49.36　各要素に作用する X 軸方向の力とモーメント





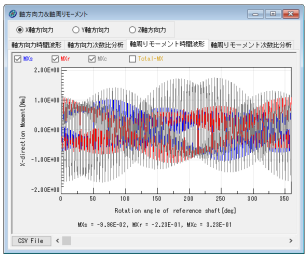
(a) Z 軸周りモーメント時間波形　　(b) 次数比分析

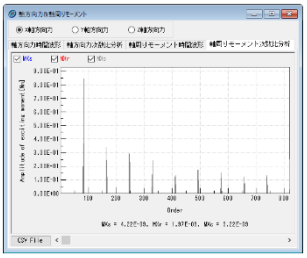
図 49.37　各要素に作用する Z 軸方向の力とモーメント

(2) 解析例 2



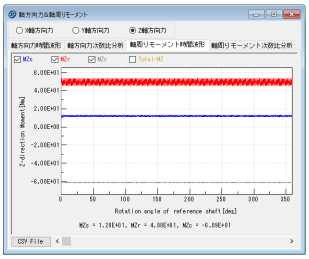
図 49.38　歯車諸元（解析例 2）

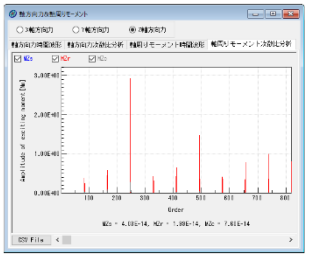




(a) X 軸周りモーメント時間波形　　(b) 次数比分析

図 49.39　各要素に作用する X 軸方向の力とモーメント





(a) Z 軸周りモーメント時間波形　　(b) 次数比分析

図 49.40　各要素に作用する Z 軸方向の力とモーメント

X 軸周りのモーメント（倒れ方向起振力）は，図 49.36 と図 49.39 の比較から等分位相の方が大きくなっています．一方，Z 軸周りのモーメント（回転方向起振力）は，図 49.37 と図 49.40 の比較から同位相の方が大きくなっています．また，同位相の遊星歯車では，図 49.36 と図 49.37 の比較から，どちらもかみ合い次数 z=81 次とその高調成分でピークとなります．等分位相の遊星歯車では，図 49.39 と図 49.40 の比較から，Z 軸回りのモーメントはかみ合い次数 z=82 とその高調成分でピークを示しますが，X 軸周りのモーメントでは，z=83 でピークを示しています．すなわち，この解析ソフトウェアは，遊星歯車特有のサイドバンド現象も解析することができます．ここでは，各軸回りのモーメントしか示していませんが，各軸方向の力に付いても同様の結果は得られます．

参考文献

1) 森川他，遊星歯車のサイドバンド現象，機論，Vol.80, No.815 (2014)

[50] Generating tool profile design system（逆創成歯形）

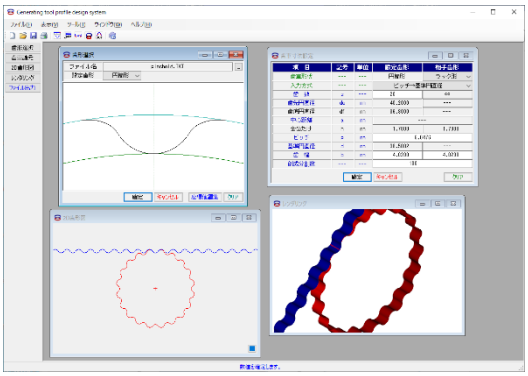


図 50.1　Generating tool profile design system

50. 1 概要

歯形（1 溝）が，図 50.2 のように既知であれば，この歯形を創成運動による加工工具のラック，ホブ，円筒形工具（ピニオンカッタ）の歯形を生成することができます．

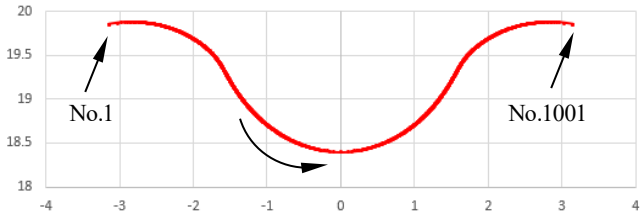


図 50.2　歯形データ（1 溝）の例（Excel 表示）

50. 2 諸元入力画面（ラック工具）

図 50.2 の歯形（1 溝）の txt データ（sample-gear.txt）を図 50.3 の ... で読み込むと図 50.3 のように歯形を表示します．そして，

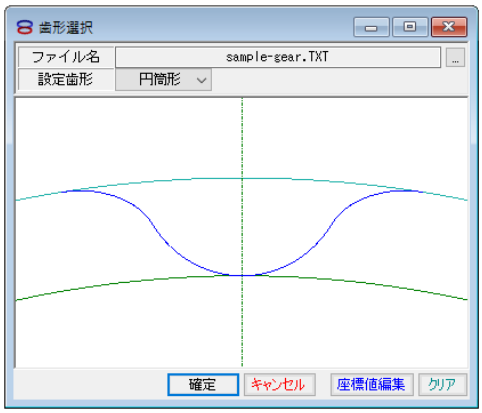


図 50.3　歯溝歯形



図 50.4　座標値編集

図 50.4 では，座標値の編集をすることができます．

図 50.5 では，加工工具（相手歯車）をラック形，または円筒形を選択することができ，図 50.2 の例題歯車では No.1 と No.1001 の座標から歯数，ピッチを標準値として入力することができます．



図 50.5　歯車寸法設定（ラック工具）

50. 3 歯形図

歯車歯形を生成するラック形工具を図 50.6 および 50.7 に示します．そして，図 50.8 では，ラック形工具で創成加工した歯形（緑線）と歯車歯形（赤線）を重ねた図を示しますが，歯車歯形と工具から決めた歯形は一致しています．

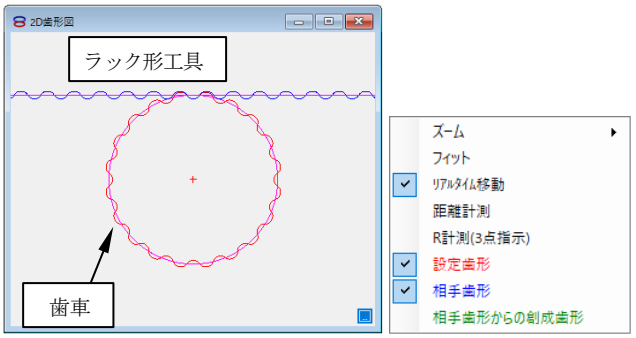


図 50.6　歯車歯形と工具歯形



図 50.7　拡大

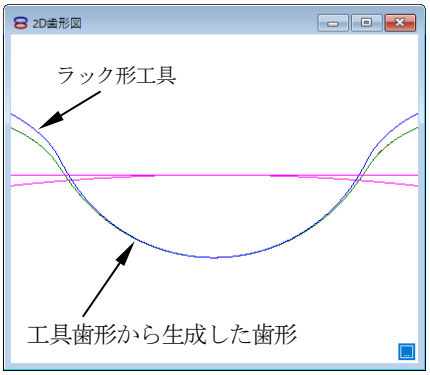


図 50.8　歯車歯形と工具歯形から生成した歯形の重ね合わせ

歯車とラック工具のレンダリングを図 50.9 に示します．また，歯車歯形と工具歯形から生成した歯形の重ね合わせを図 50.10 に示します．

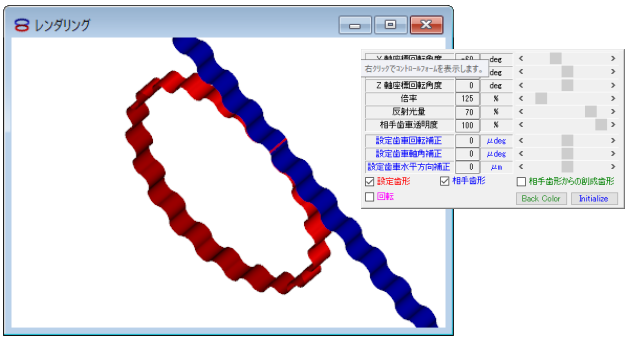


図 50.9　レンダリング（歯車歯形と工具歯形）

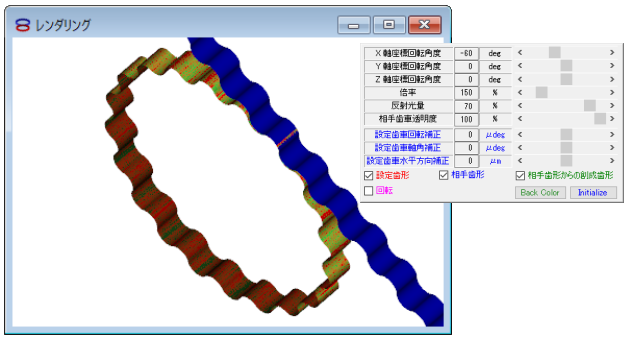


図 50.10　歯車歯形と工具歯形から生成した歯形の重ね合わせ

50.4 諸元入力画面（円筒形工具）

図 50.2 の歯形（1 溝）の txt データ（sample-gear.txt）を図 50.3 の ... で読み込み円筒形工具の歯数を入力することで諸元は決まります．そして図 50.12 のように歯形を表示します．そして，歯車歯形と工具歯形から生成した歯形の重ね合わせレンダリングを図 50.13 に示します．



図 50.11　歯車寸法設定（円筒形工具）

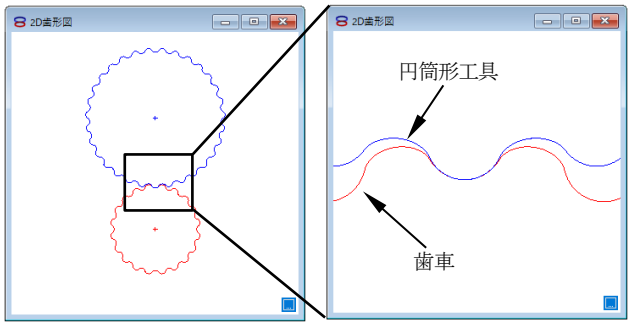


図 50.12　歯車歯形と工具歯形（円筒形）

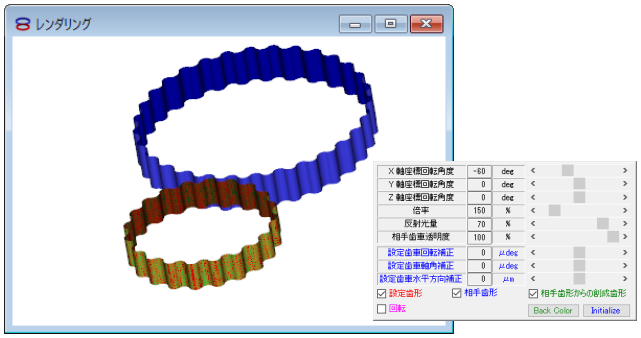


図 50.13　歯車歯形と工具歯形から生成した歯形の重ね合わせ

50.5 ファイル出力

生成した工具は，図 50.14，50.15 のように CAD ファイルで出力することができます．出力した歯形の作図例を図 50.16 および図 50.17 に示します．



図 50.14　ファイル出力例 1



図 50.15　ファイル出力例 2

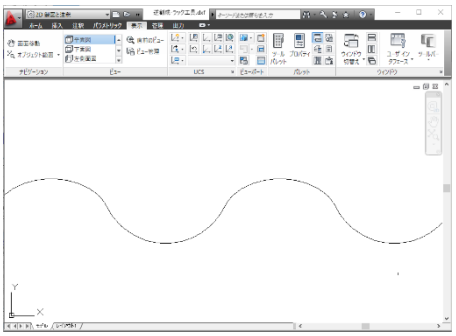


図 50.16　CAD 作図例 1，ラック形（DXF）

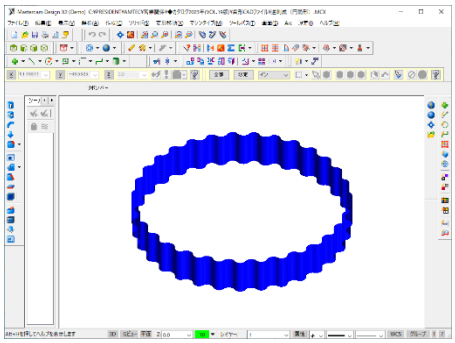


図 50.17　CAD 作図例 2，円筒形（IGES）

[51] ピニオンカッタ歯形設計ソフトウェア

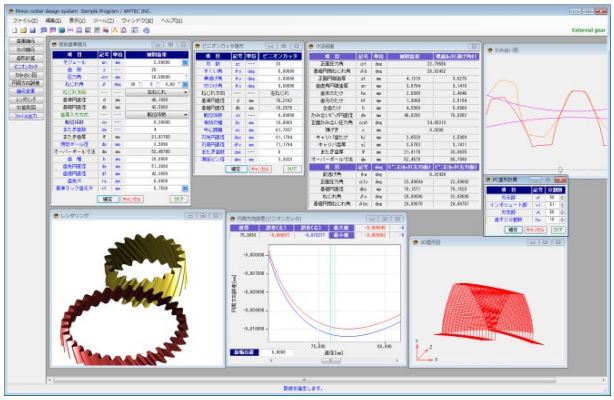


図 51.1　ピニオンカッタソフトウェア

51.1　ソフトウェアの構成

ピニオンカッタソフトウェアの構成を表 51.1 に示します．表中の○は基本ソフトウェアに含まれます．

適応歯車：インボリュート歯車（外歯車，内歯車）

表 51.1　ソフトウェアの構成

No.	項　　目	掲載項
1	基準ラック	51.2
2	歯車諸元	51.2
3	カッタ諸元	51.3
4	ピニオンカッタ歯形	51.5
5	かみ合い図	51.6
6	円周方向誤差グラフ	51.7
7	レンダリング	51.8
8	ファイル出力	51.9
9	諸元変更	51.10
10	設計データ管理	51.11

51.2　プロパティ（歯車の種類，基準ラック）

歯車の種類および基準ラックを図 51.1 で設定します．設定した基準ラックの歯形は，図 51.2 のように確認することができます．

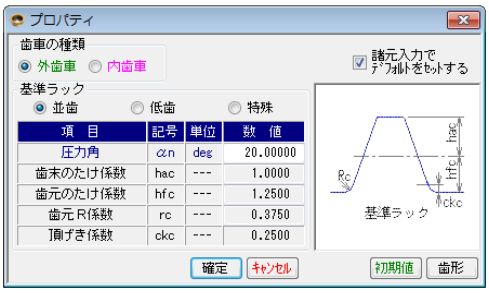


図 51.1　プロパティ（基準ラック）

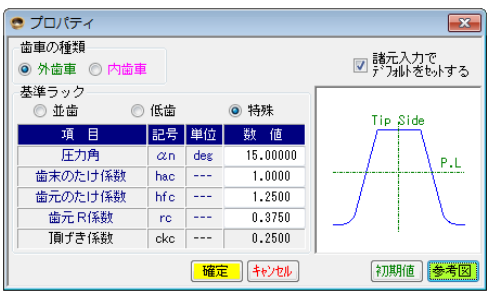


図 51.2　基準ラック（歯形表示）

51.3　歯車諸元（歯車，ピニオンカッタ）

歯車およびピニオンカッタ入力画面と寸法結果画面を図 51.3～51.5 に示します．



図 29.3　歯車諸元（外歯車）



図 51.4　ピニオンカッタ諸元



図 51.5　寸法結果

51.4　ピニオンカッタ歯形計算

ピニオンカッタの歯形計算条件を図 51.6 で設定し，[確定]ボタンを押すとピニオンカッタの歯形座標を計算します. 歯形計算後，ピニオンカッタ歯形を図 51.7 のように表示することができます. そして, ギヤとのかみ合いを図51.8のように表示します. さらに，歯形レンダリングを図 51.9 のように表示します. このレンダリングのコントロールフォーム（図 51.10）でカッタを回転させたり，歯形の観察角度を変えたり，中心距離を変更したりすることができます.

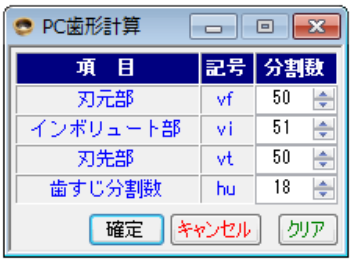


図 51.6　歯形計算設定

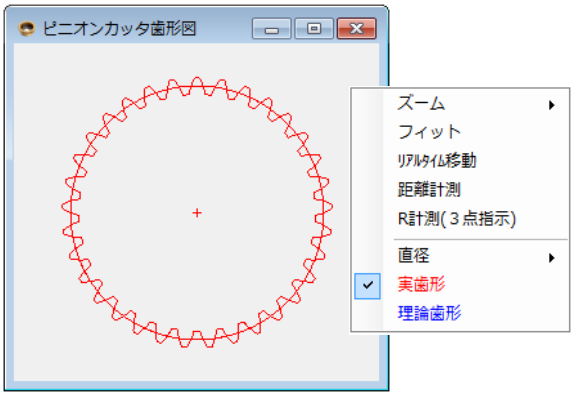


図 51.7　ピニオンカッタ歯形

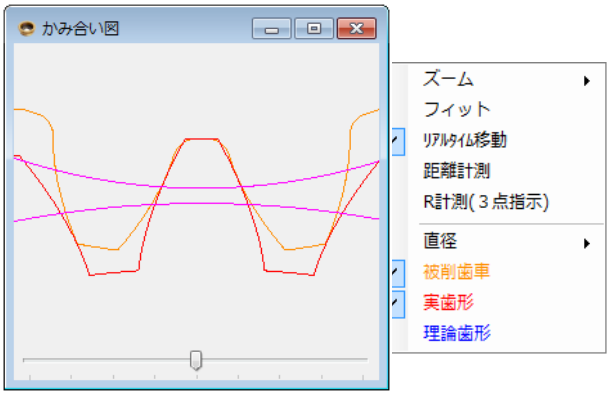


図 51.8　かみ合い（歯車とピニオンカッタ）

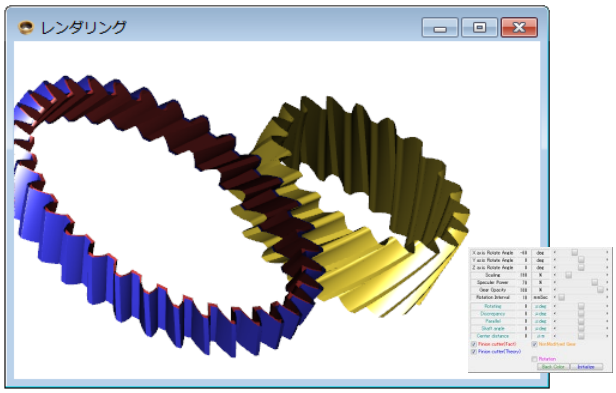
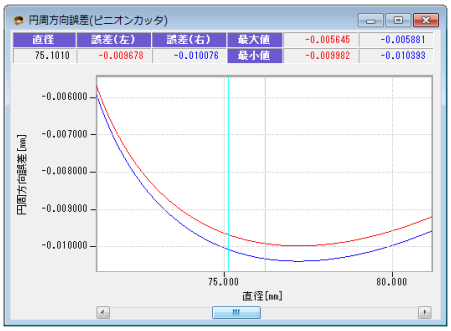


図 51.9　レンダリング（歯車とピニオンカッタ）

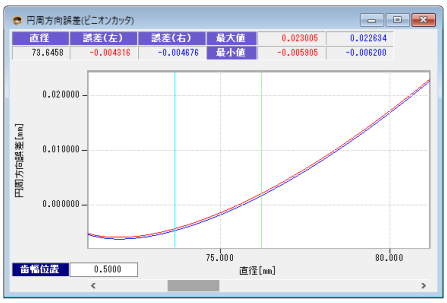


図 51.10　レンダリングコントロールフォーム

ピニオンカッタ歯形は，図 51.11 のようにカッタ直径によって誤差が異なります．図 51.11(a)は，新品工具で図 51.11(b)は，端部から 0.5mm 歯幅位置（*b*’）における誤差を示します．図 51.11(a)では，工具直径 75.10mm で左刃面では 0.00968mm，右刃面では 0.0101mm の誤差を持つ刃形であることが解ります.



(a)　工具端部



(b)　工具端部から 0.5mm の位置

図 51.11　工具直径位置における歯形誤差

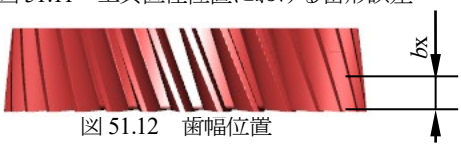


図 51.12　歯幅位置

51.5　歯形出力

ピニオンカッタの歯形を図 51.13 のように DXF, IGES で出力することができ，図 51.14 に CAD 作図例を示します.

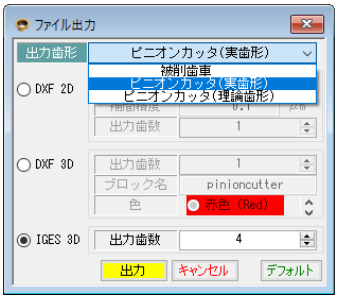


図 51.13　ファイル出力

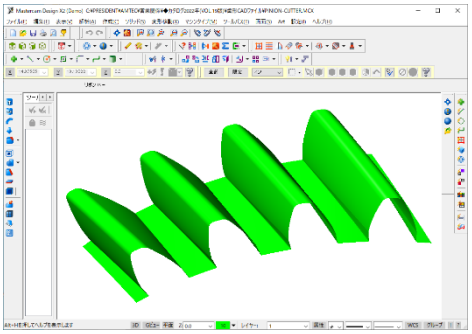


図 51.14　ピニオンカッタ歯形の CAD 作図例

図 51.4 ピニオンカッタ諸元で決めた諸元を変更したい場合は，図 51.15 で「中心距離変更」または，「歯厚と圧力角を変更」して再計算（図 51.16）するとピニオンカッタの歯形を生成することができます．

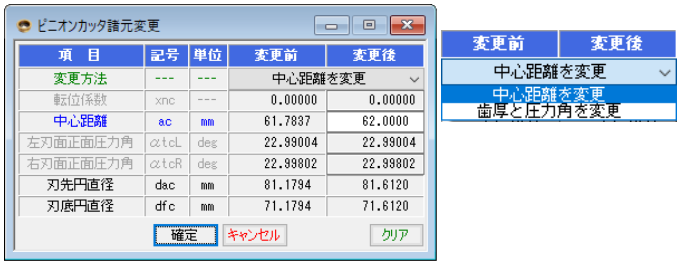


図 51.15　変更諸元



図 51.16　寸法結果（諸元変更）

51.6　内歯車

内歯車およびピニオンカッタ入力画面と寸法結果画面を図 51.15～51.17 に示します．

図 51.15 で「内歯車」を選択し，基準ラックを設定します．

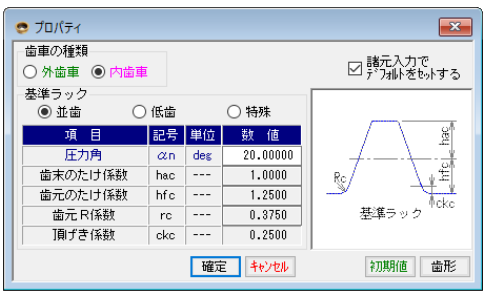


図 51.15　プロパティ（内歯車，基準ラック）



図 51.16　歯車諸元（内歯車）



図 51.17　歯車寸法



図 51.18　ピニオンカッタ諸元

51.6.1　ピニオンカッタ歯形計算

ピニオンカッタの歯形計算条件は図 51.6 で設定し，[確定]ボタンを押すとピニオンカッタの歯形座標を計算します．歯形計算後，ピニオンカッタ歯形を図51.19のように表示することができます．そして，ギヤとのかみ合いを図 51.20 にレンダリングを図 51.22

のように表示します．このレンダリングのコントロールフォームでカッタを回転させたり，歯形の観察角度を変えたり，中心距離を変更したりすることができます．また，図 51.11 と同様にピニオンカッタの歯形誤差を図 51.23 に示します．

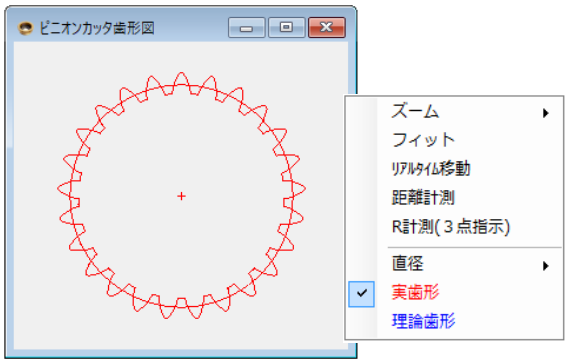


図 51.19　ピニオンカッタ歯形

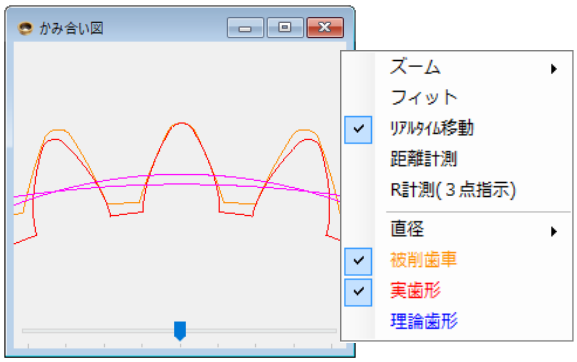


図 51.20　かみ合い（歯車とピニオンカッタ）

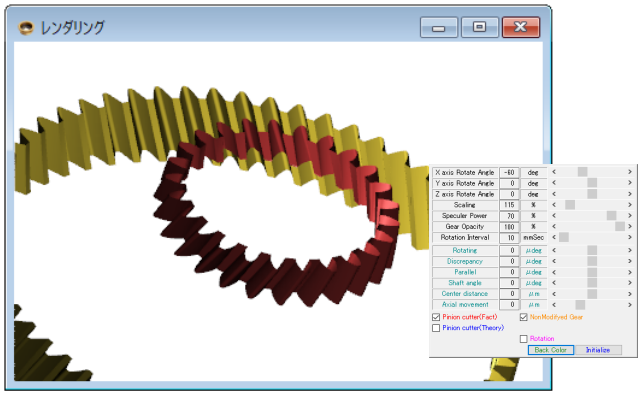


図 51.22　レンダリング

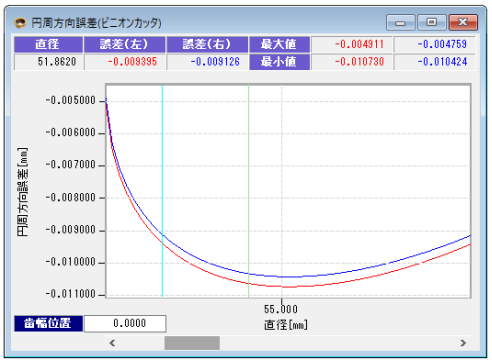


図 51.23　工具直径位置における歯形誤差

51.6.2　歯形出力

ピニオカッタの歯形を図 51.24 のように DXF, IGES で出力することができ，図 51.25 に CAD 作図例を示します．

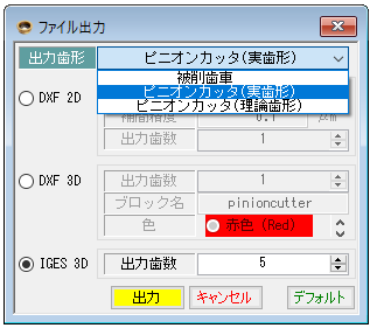


図 51.24　ファイル出力

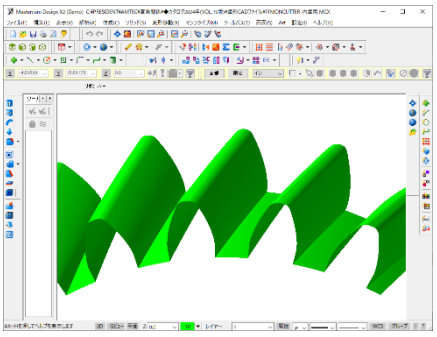


図 51.25　ピニオンカッタ歯形の CAD 作図例

図51.18 ピニオンカッタ諸元で決めた諸元を変更したい場合は，図 51.26 で「中心距離変更」または，「歯厚と圧力角を変更」して再計算（図 51.27）するとピニオンカッタの歯形を生成することができます．



図 51.26　変更諸元



図 51.27　寸法結果（諸元変更）

[52] 対数らせん歯車ソフトウェア

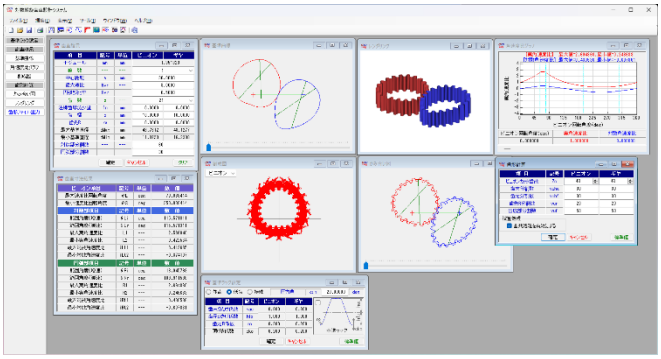


図 52.1　対数らせん歯車ソフトウェア

52. 1 概要

対数らせん歯車は，基準円を対数曲線とした歯車で非円形歯車の一種であり[9]楕円系歯車と同様にカムと比較して滑りが小さく，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．

52. 2 諸元入力画面

基準ラックを図 52.2 に，諸元入力画面を図 52.3 に示します．葉数は 1 または 2 を選択することができ，歯数制限は，11～299 です．例題の場合，葉数を 1，歯数を 21 としています．歯数入力後，



図 52.2　基準ラック



図 52.3　諸元入力

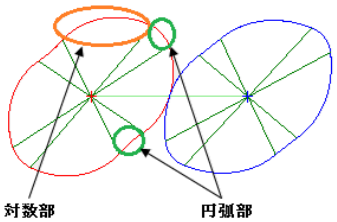


図 52.4　対数部分と円弧部分

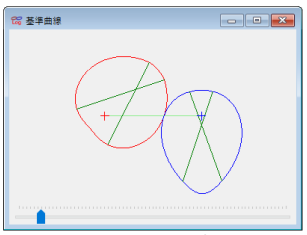
中心距離と最大速比，円弧部比率を入力することで対数らせん歯車の基準円が決まります．円弧部比率は，図 52.4 の緑色で示した範囲と対数部（橙色）との比率です．そして，歯形分割数を設定して[確定]を押すと図 52.5 の寸法結果を表示します．



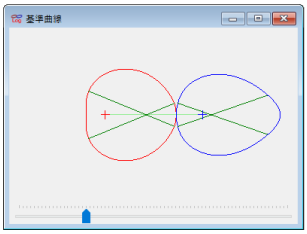
図 52.5　寸法

52. 3 基準曲線

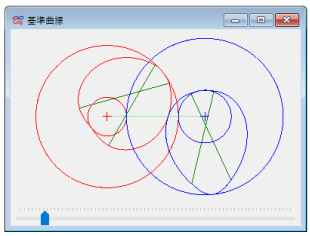
基準曲線を図 52.6 に示します．補助線を描くことで対数部と円弧部を確認することができ，画面下のバーを左右に移動することで基準曲線を回転させることができます．図 52.6(a)では対数部のかみ合いであり図 52.6(b)では円弧部のかみ合いということがわかります．図 52.6(c)は，最大円と最小円を描いた図です．



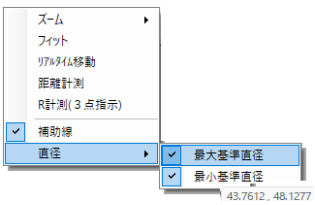
(a) θ_1=32.3°



(b) θ_1=71.7°



(c) θ_1=32.3°，最大円，最小円



(d) 補助フォーム

図 52.6　基準曲線

52. 4 各速度比グラフ

各速度比グラフを図 52.7 に示します．画面下のバーを左右に移動することで実角速度比と対数角速度比の値を表示します．

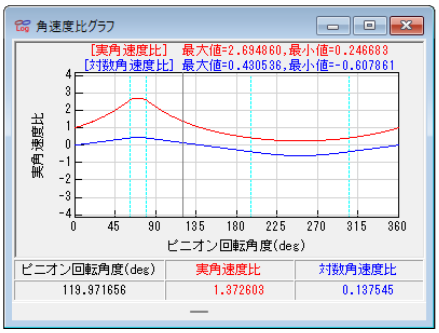
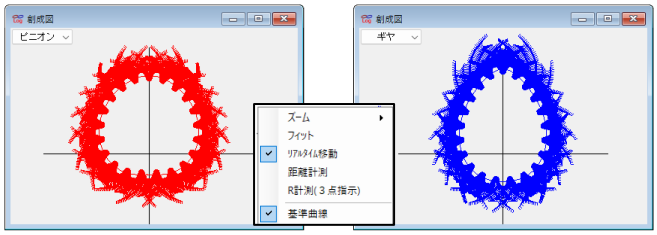


図 52.7　各速度比グラフ

52. 5 歯形創成図

創成歯形を図 52.8 に示します．



(a) ピニオン　　(b) ギヤ

図 52.8　創成歯形

52. 6 かみ合い図，レンダリング

歯形計算を図 52.9 で計算した後で図 52.10 および図 52.11 のようにかみ合い図を示すことができます．画面下のバーを左右に移動することでかみ合い角度を変更することができます．また，図 52.12 および図 52.13 のように各速度比グラフと基準曲線図に連動しています．

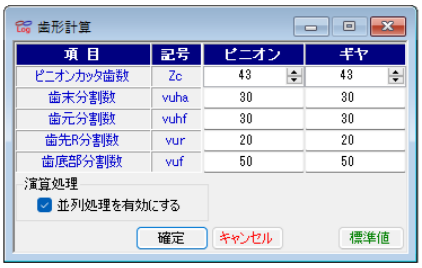


図 52.9　歯形計算

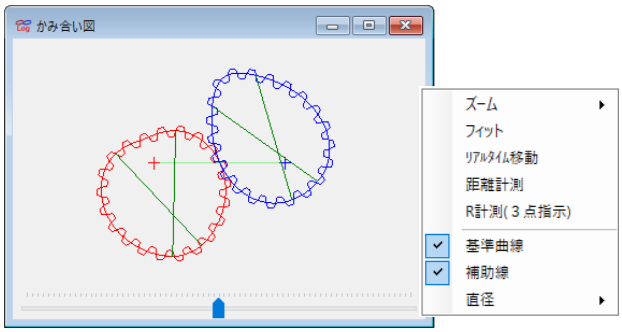


図 52.10　かみ合い図，θ_1=139.2°

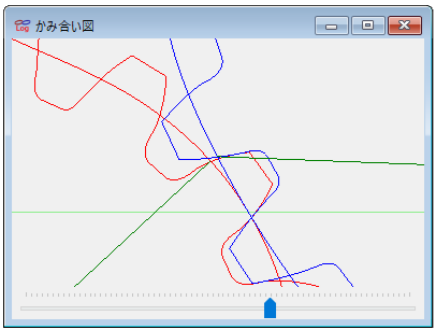


図 52.11　かみ合い図，θ_1=185.1°

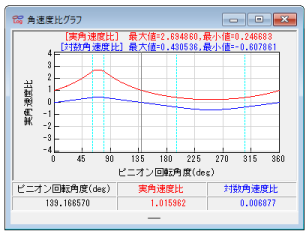


図 52.12　各速度比グラフ

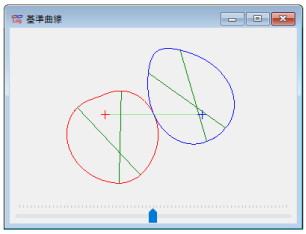


図 52.13　基準曲線

レンダリングを図 52.14 に示します．補助フォームで観察角度の変更や図の拡大，縮小や平行度などを変更することができます．また，連続回転させることもできます．

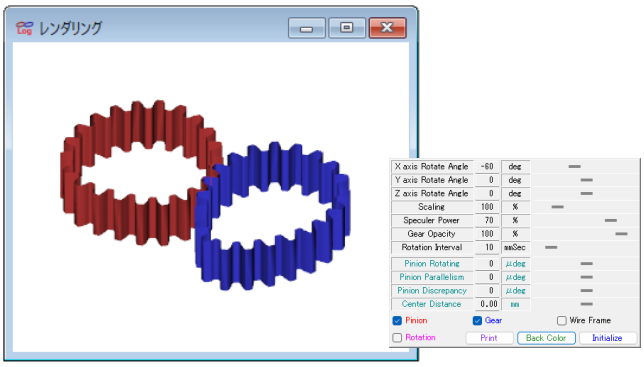


図 52.14　レンダリング

52. 7 歯形ファイル出力

歯形ファイル出力画面を図 52.15 に示します．



(a) DXF ファイル　　(b) 3D-IGES ファイル

図 52.15　CAD ファイル出力

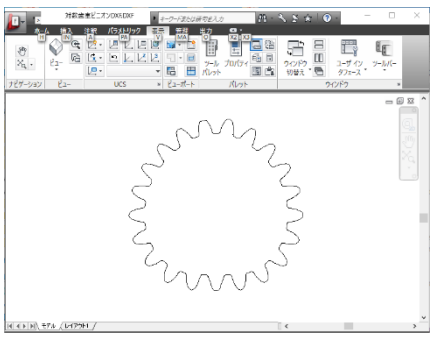


図 52.16　CAD 作図例（DXF）

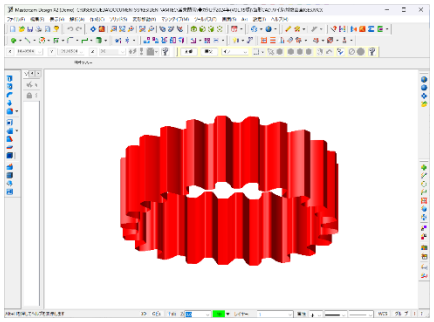


図 52.17　CAD 作図例（3D-IGES）

※ 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．

[53] 任意歯形研削用砥石歯形生成ソフトウェア

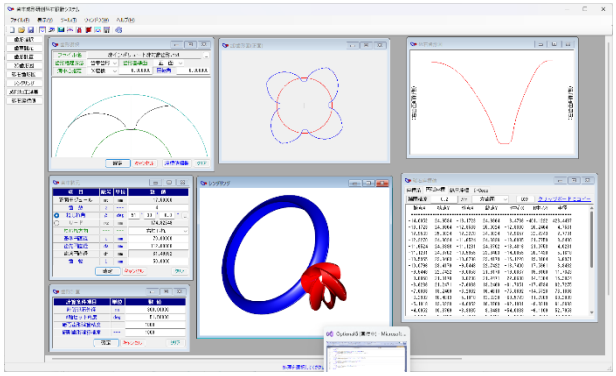


図 53.1　任意歯形研削砥石歯形生成ソフトウェア

53. 1 概要

ねじれ角を持つ円筒歯車では歯を成形研削すると 3 次元干渉が発生するため歯車の歯形を砥石形状とすることができません．本ソフトウェアは任意歯形を成形研削する場合，3 次元干渉を考慮（歯面，歯元形状を含む）した砥石歯形を生成することができるソフトウェアです. 生成した砥石歯形の座標は, CAD データ（DXF）や G-code で出力することができます．また，生成した砥石歯形の座標を基にして成形研削したときの歯形を解析・表示することができますので製品歯形との比較を容易に確認することができます. 全体画面を図 53.1 に示します.

53. 2 歯形選択

歯形設定は，図 53.2 画面の右上の ... ボタンを押し，図 53.3 の座標を読み込むと図 53.2 のように歯形を表示します．ここでは，非インボリュートで非対称歯形の例を示します.

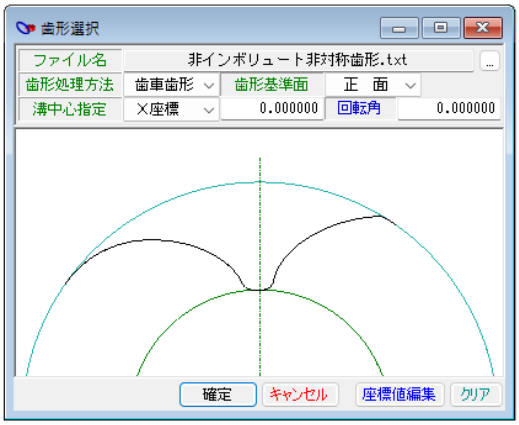


図 53.2　歯形設定

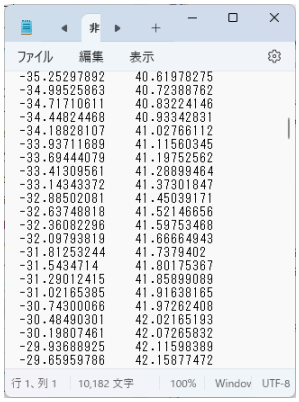


図 53.3　歯形データの例，400 個データ（一部抜粋）

53. 3 諸元入力画面

歯車諸元は，歯形データを基に歯数と歯先円直径と歯底円直径を表示しますのでリード，または，ねじれ角を入力し基準円直径と歯幅入力後，[確定]を押すことで諸元は決まります.



図 53.4　歯車諸元

53. 4 歯形計算と歯形図

歯車諸元確定後，歯形計算に進みます．成形研削する場合，砥石の直径によって 3 次元干渉量が異なるため砥石歯形に違いが生じます．ここでは砥石直径を 300mm として計算を進めます.

歯形計算終了後，図 53.6 のように歯車歯形を表示します．この歯形は図 53.2 で設定した基準歯形を青線で，そして成形研削したときの歯形を赤線で示しています．この図を拡大すると図 53.7 のように歯元の一部で 0.9μm（歯面では 0.3μm）の違いが発生していることが分かります．これを更に小さくするには与える座標（図 53.3）の分割数を多くすることでその差は小さくなります.



図 53.5　歯形計算

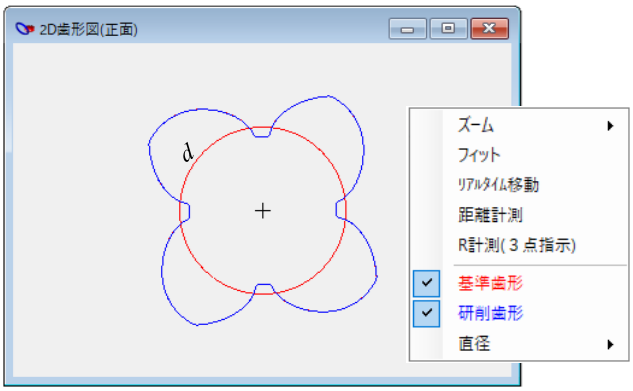


図 53.6　2D 正面歯形（基準歯形と研削歯形）

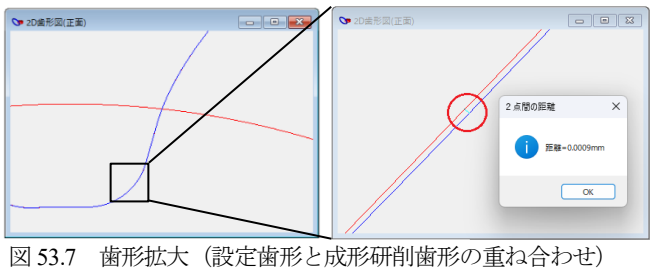


図 53.7　歯形拡大（設定歯形と成形研削歯形の重ね合わせ）

図 53.8 に砥石と図 53.2 で与えた歯車を，図 53.9 に砥石と成形研削した歯車を示しますが，図中に示すように綺麗な切削線を確認することができます．

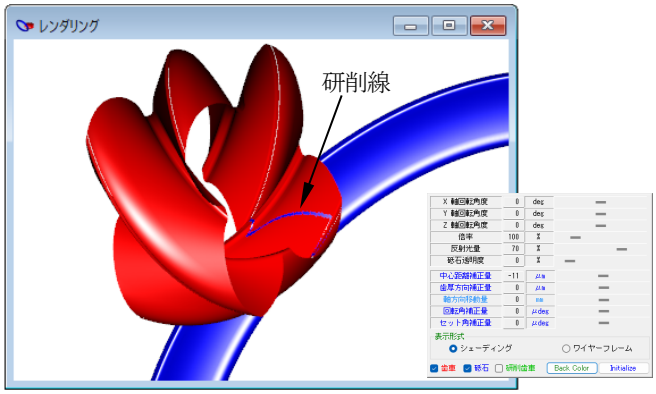


図 53.8　レンダリング，砥石と与えた座標の歯車

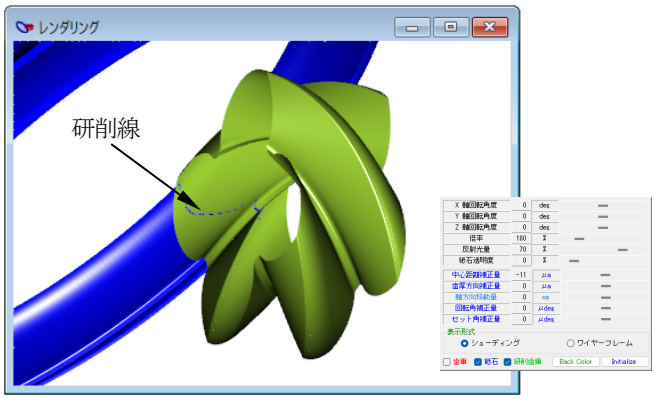


図 53.9　レンダリング，砥石と成形研削歯車

53. 5 砥石座標値

砥石歯形座標系を図 53.10 に，砥石歯形円弧座標を図 53.11 に砥石歯形線分座標を図 53.12 に示します．そして，G-code を図 53.13 に示します．そして，座標値と G-code はクリップボードにコピーすることができます．砥石歯形の CAD 作図例を図 53.14 に示します．なお，左歯面歯形（赤線）は，図 53.11 で出力し，右歯面（黒線）は，画面上部の歯面選択で「右歯面」として出力しています．なお，**座標系**は，機械に合わせることができますのでお申しつけください．

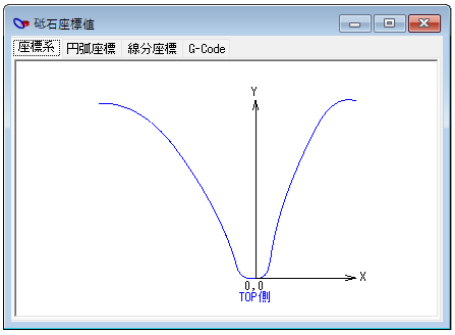


図 53.10　砥石歯形座標系

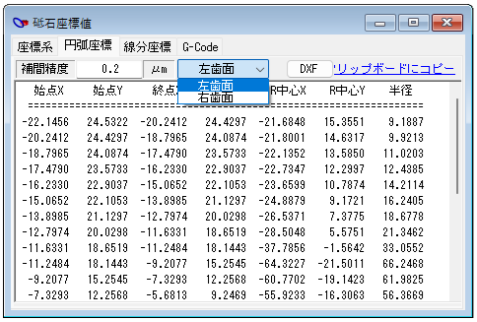


図 53.11　砥石歯形，円弧座標

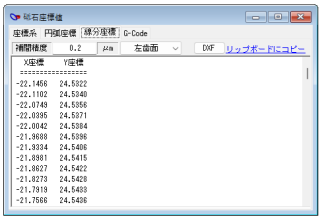


図 53.12　砥石歯形，線分座標

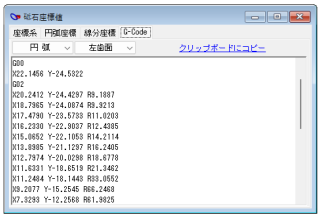


図 53.13　G-code

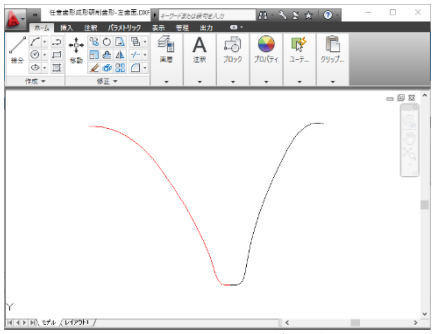


図 53.14　CAD 作図例

53. 6 成形加工誤差

図 53.4 では，歯車諸元の基準円直径を d=65.00 としていますが，これを歯たけ中央付近の d=75.00 とすると図 53.15 のように歯元部で干渉（8.5μm，実測）が発生します．図 53.15 では干渉量は小さく見えますが，図 53.16 および図 53.17 の加工誤差図（誤差を 1000 倍で表示）では干渉が発生している場所が明確にわかります．

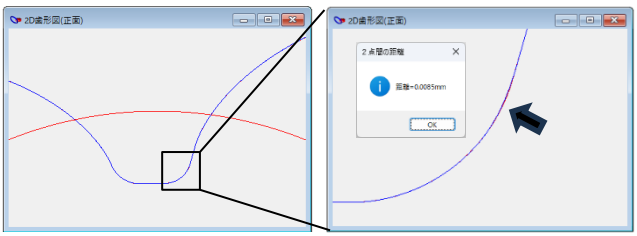


図 53.15　歯形（設定歯形と成形研削歯形の重ね合わせ）

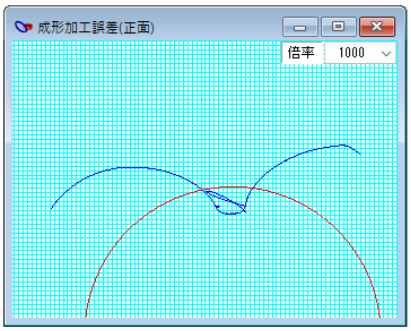


図 53.16　歯形誤差（×1000）

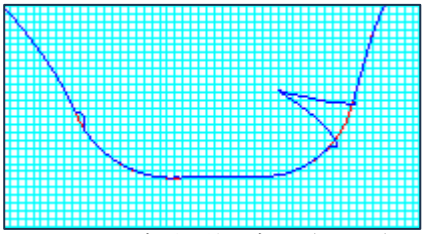


図 53.17　歯形誤差，歯元（×1000）

[54]ステップドピニオン式遊星歯車システム

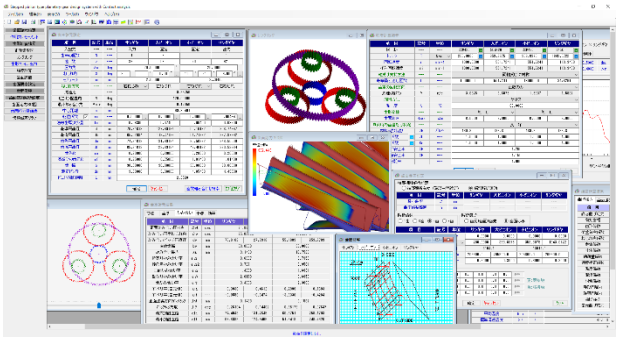


図 54.1　ステップドピニオン式遊星歯車

54. 1 概要

ステップドピニオン式遊星歯車は，プラネラリ型遊星機構に対し，ピニオン（星歯車）が2段となっていて1つ目のピニオンは太陽歯車と2つ目のピニオンは内歯車とかみ合います. そのためピニオンの歯数の違いからプラネラリ型（遊星歯車1個）より大きな減速比を得ることができます．図54.1に計算結果の全体画面を示します．本遊星歯車の仕様を(1)～(8)に示します．

(1) 遊星歯車（ピニオン）の個数は，2～9 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 54.4）から選択する方式があります.
(3) 中心距離の変更をすることができます.
(4) バックラッシは．法線歯厚減少量で設定します．標準値は，JIS バックラッシ標準中間値の 1/2 を表示します.
(5) 歯先円直径はプロパティ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，任意に変更は可能です.
(6) 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します．内歯車の歯元は R 接続です.
(7) 歯車の歯先面取りは R で作成することができます.
(8) 転位係数は 1 種を変更すると他の歯車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も可能です.

54. 2 プロパティ（基準ラック）

図 54.2 のようにプロパティで基準ラック，歯先円直径の決定方式，摩擦係数および歯車精度を設定します.

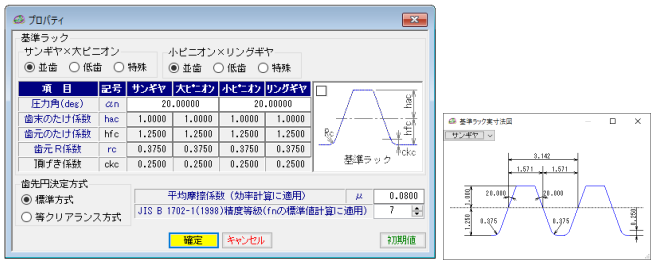


図 54.2　プロパティ（基準ラック）

54. 3 歯車諸元（歯数の組み合わせと寸法）

歯車諸元入力画面を図 54.3 に示します．ステップドピニオン式遊星歯車では組み立て性を考慮して星歯車の歯数比を整数とする方法が採用されます．本ソフトウェアでは，図 54.3 右下の「歯数組み合わせ検索」機能により図54.4 のように歯数表を表示します.



図 54.3　歯車諸元

歯数の組み合わせは，図 54.4 で遊星歯車（ピニオン）個数，減速比範囲, 歯数範囲を設定することで歯数一覧を表示します. また，不等配置とする場合は，図 54.4 に示す[□ピニオン不等配置を含める]で対応可能です. 本例では，歯数の組み合わせの中から No.1 を選択した例を示します．また，転位係数は，転位係数の入力の他に歯厚（またぎ，OBD）からも設定可能です．そして，図 54.3 の[確定]を押すと，図 54.5～54.8 のように寸法，歯厚，そして干渉，効率，相マークの計算結果を表示します.

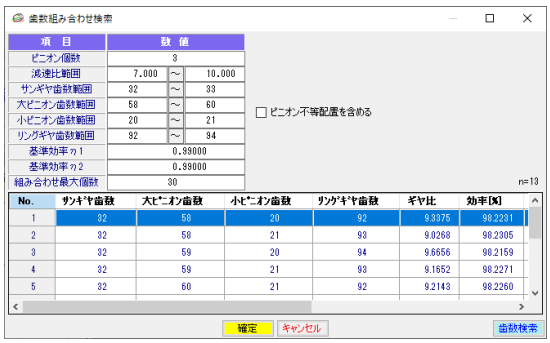


図 54.4　歯数組み合わせ表

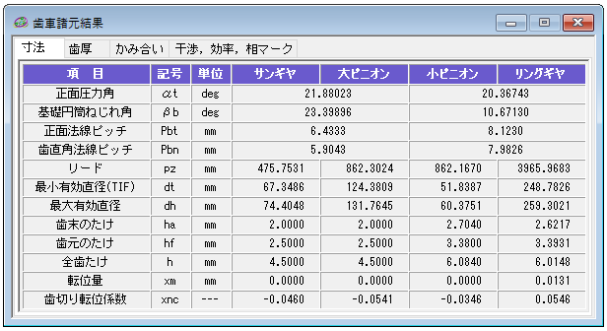


図 54.5　寸法



図 54.6　歯厚



図 54.7　かみ合い寸法

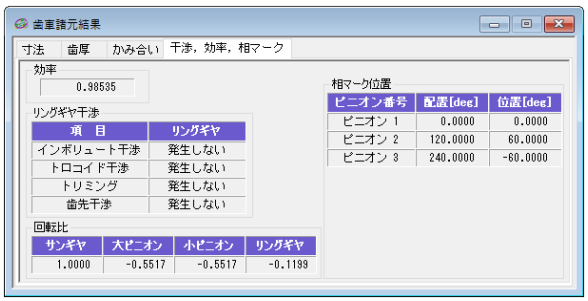


図 54.8　干渉，効率，相マーク

54.4 作用力，モーメント

入力トルクが作用したときの作用力やモーメント，そして等価ラジアル荷重の計算結果を図 54.9 のように表示します．



図 54.9　作用力，モーメント

54.5 歯形生成

歯形計算諸元 で歯形を計算し，正面歯形（図 54.10）とレンダリング（図 54.11）を表示することができます．正面歯形図では，画面下のスライドバーで回転させることやズーム機能で歯の拡大，縮小が可能です．また，レンダリングでも回転させることができます．

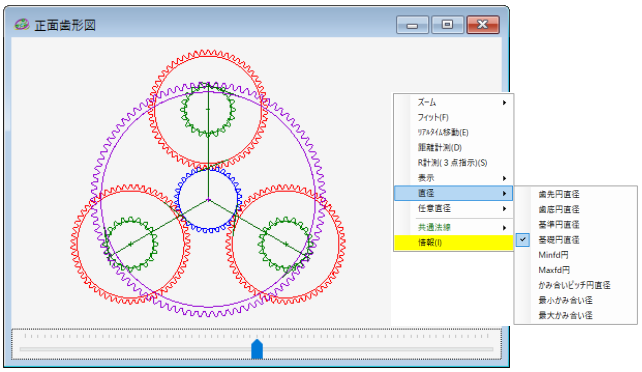


図 54.10　歯形図

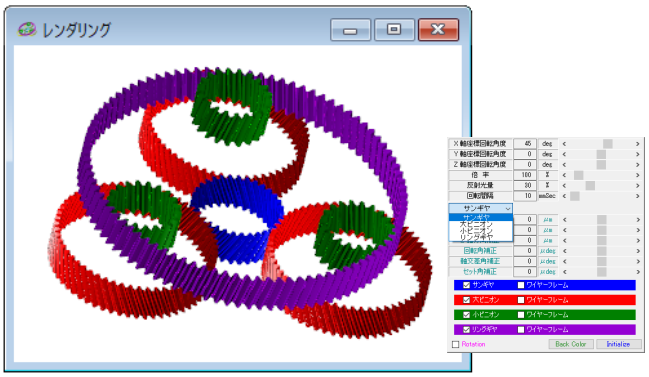


図 54.11　レンダリング

54.6 歯形ファイル出力

生成した歯形は，図 54.12 で歯形データを出力することができます．CAD 作図例を図 54.13 および図 54.14 に示します．



(a) DXF　　(b) IGES

図 54.12　歯形ファイル出力

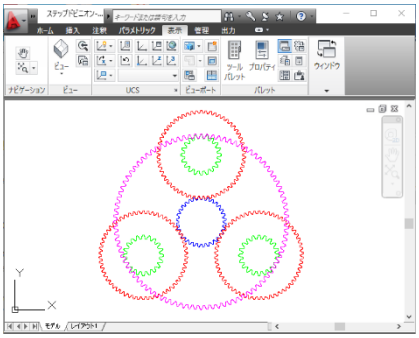


図 54.13　CAD 作図例（DXF）

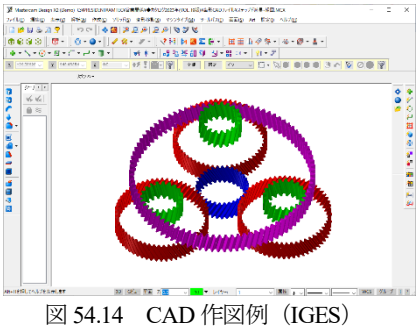


図 54.14　CAD 作図例（IGES）

54.7 強度計算

強度諸元設定画面を図 54.15 に示します．材料は，金属材料と樹脂材料を選択することができます．鋼材料の場合，図 54.16 および図 54.17 のように許容応力の σ_{Flim} と σ_{Hlim} を表中から選択する

ことができます．また，トルク単位は「kN･m」，「N･m」，「N･cm」，「N･mm」から選択することができ，トルク，回転速度は入力側，出力側のどちらでも入力可能です．強度計算結果を図 54.18 および図 54.19 に示します．強度計算は効率やかみ合い率を考慮し，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．

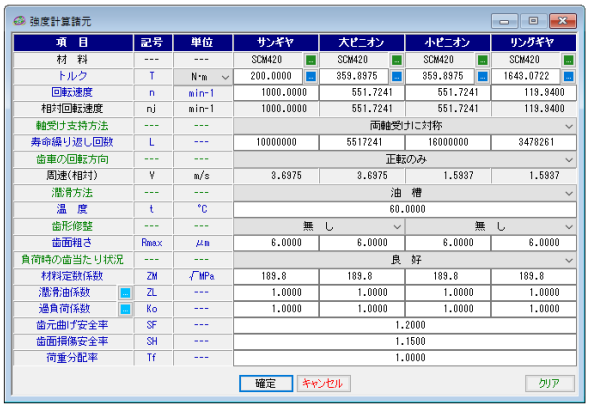


図 54.15　強度諸元入力



図 54.16　材料設定

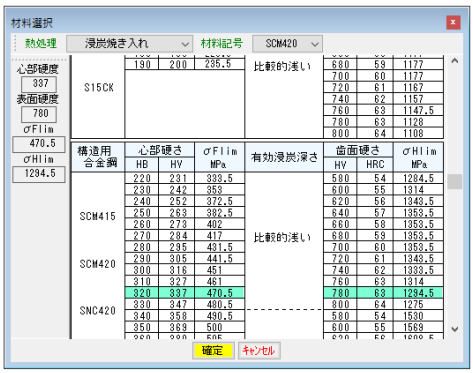


図 54.17　材料選択

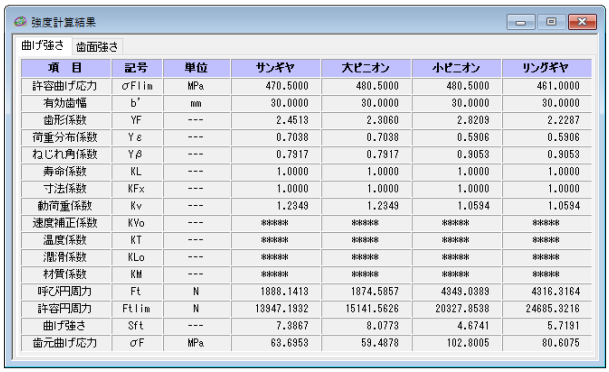


図 54.18　強度計算結果（曲げ）

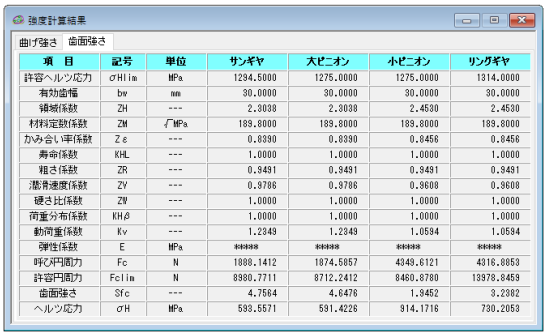


図 54.19　強度計算結果（歯面）

54.8 歯面評価

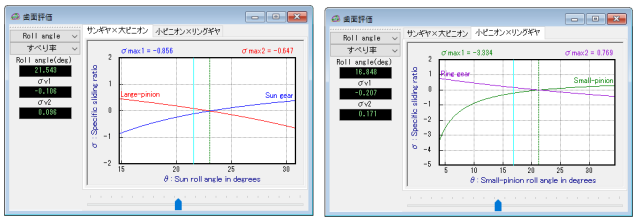
歯面評価では，すべり率，ヘルツ応力，油膜厚さ，接触温度，すべり速度の各グラフとすべり速度図を表示します．これらの計算結果は，歯面修整には適応していません．また油膜厚さ，接触温度（歯車温度+フラッシュ温度）は，AGMA2001-C95, Annex A に基づく計算結果です．そのため歯面修整量や荷重分担などを考慮した歯面応力および伝達誤差解析は 54.12 歯面応力&伝達誤差解析をお使いください．

図 54.20 の歯面評価設定時の油の種類は，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 54.21～54.26 に，すべり率，ヘルツ応力グラフ等を示しますが，横軸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．また，図 54.23 の油膜厚さから摩耗の発生確率を，図 54.24 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．

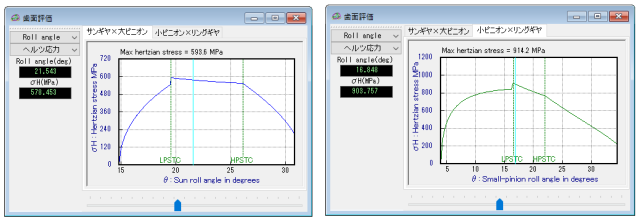


図 54.20　歯面評価（設定）



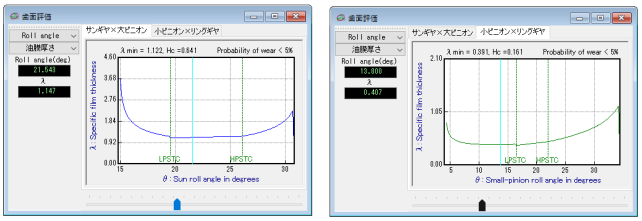
(a) 太陽×大ピニオン　(b)小ピニオン×内歯車

図 54.21　すべり率



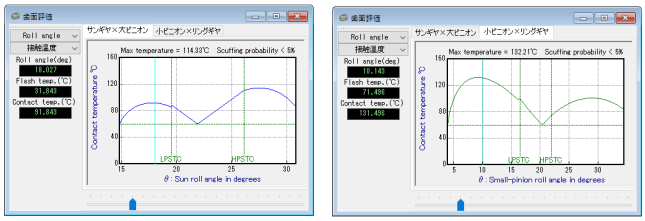
(a) 太陽×大ピニオン　(b)小ピニオン×内歯車

図 54.22　ヘルツ応力



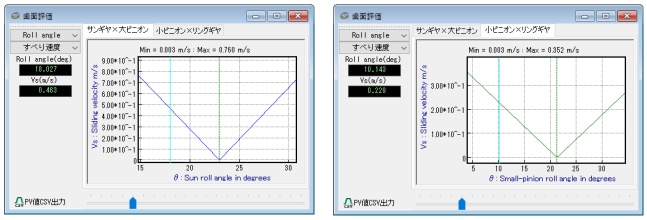
(a) 太陽×大ピニオン　　(b)小ピニオン×内歯車

図 54.23　油膜厚さ



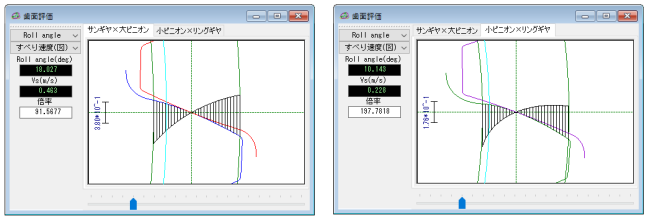
(a) 太陽×大ピニオン　　(b)小ピニオン×内歯車

図 54.24　接触温度（歯車温度+フラッシュ温度）



(a) 太陽×大ピニオン　　(b)小ピニオン×内歯車

図 54.25　すべり速度 1



(a) 太陽×大ピニオン　　(b)小ピニオン×内歯車

図 54.26　すべり速度 2

54. 9 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，レンダリング表示について知りたい場合は，レンダリング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54.27のように説明画像を表示します．また，「ヘルプ」，目次，インデックスでも説明画面を表示することができます．

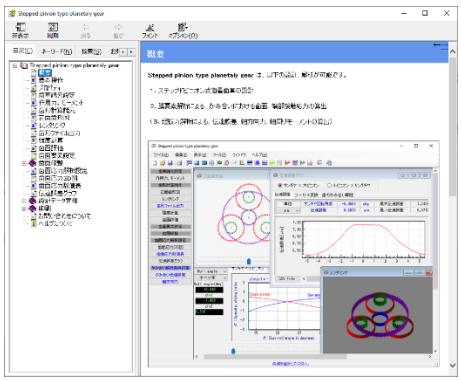


図 54.27　HELP 機能

54. 10 歯面応力および伝達誤差解析（オプション）

この機能は，(1) 歯面修整の設定，(2) 歯面応力解析，(3) 伝達誤差解析をすることができます．

歯のかみ合いにおいてインボリュート面だけの接触だけではなく端部接触する場合があるため図 54.28 のように端部接触解析に「有効」，「無効」を設けています．また，ピッチ偏差も設定できるようにしています．



図 54.28　歯面要素設定

54. 11 歯面修整（オプション）

歯面修整は，(1)歯形修整，(2)歯すじ修整，(3)歯面歯すじ修整，そして(4)データ読み込みの機能がありここでは，歯形修整の例を図 54.29 に示します．この歯形を得るためには図 54.30 で「歯形」を選択すると図 54.31 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．また，図 54.32 のように csv ファイルを読み込む機能もあります．

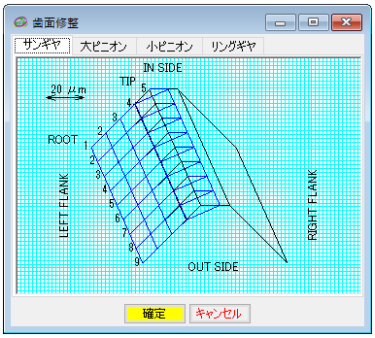


図 54.29　トポグラフ

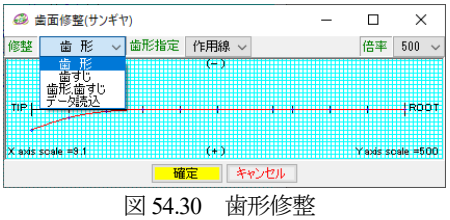


図 54.30　歯形修整

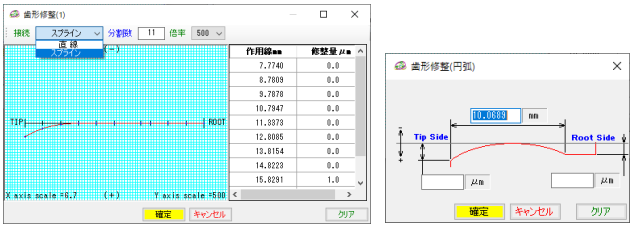


図 54.31　歯形修整

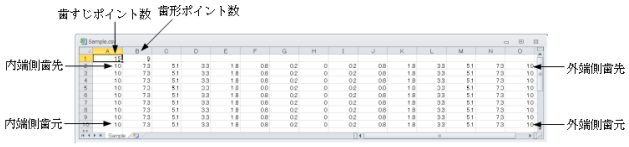


図 54.32　歯面修整データ（csv）

54.12 歯面応力&伝達誤差解析（オプション）

太陽歯車に図 54.29 の歯先修整を施し，大ピニオン（大星歯車）にクラウニング 10μm を施した歯車の歯面解析例を以下に示します．ここでは，図 54.33 のように最大接触角を 40 分割し，太陽歯車と大ピニオンの食い違い誤差を ϕ_1=0.005° として解析すると「太陽歯車×大ピニオン」の歯面応力分布は，食い違い誤差を与えているため応力発生場所は歯幅端部側に寄っています．しかし，歯形修整と歯すじ修整のため端部は強く接触していないことが分かります．一方，「小ピニオン×内歯車」は，図 54.35 のように無修整歯形であるため小ピニオンの歯元と内歯車の歯先で大きな応力が発生していることが分かります．このように歯面応力分布を知ることで適切な歯面修整を決定することができます．



図 54.33　歯面応力解析条件設定

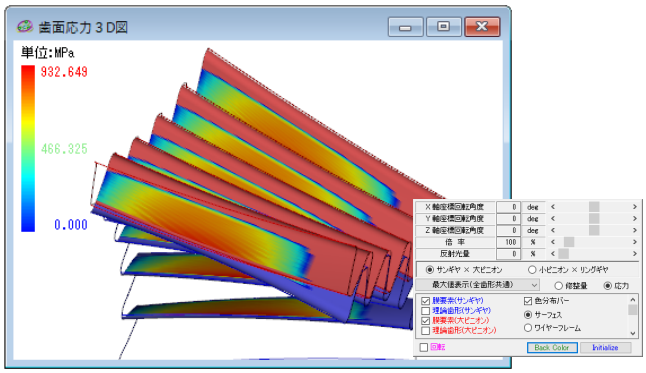


図 54.34　歯面応力（太陽歯車×大ピニオン），σ_{Hmax}=933MPa

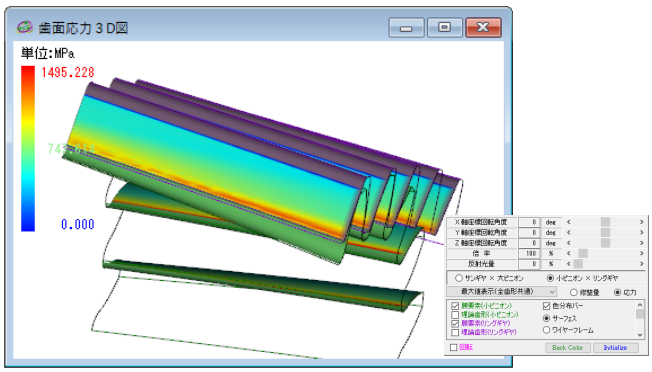


図 54.35　歯面応力（小ピニオン×内歯車），σ_{Hmax}=1495MPa

歯面全体の応力分布（セル表示）を図 54.36 および図 54.37 に示します．図 54.37 では無修整歯形のため太陽歯車の歯元（d_x=51.95）で大きな応力を示していることが分かります．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．また，各々の回転角時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や応力値を把握することができます．

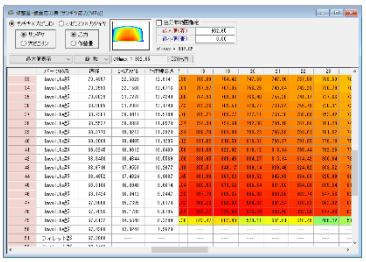


図 54.36　歯面応力（太陽歯車×大ピニオン）

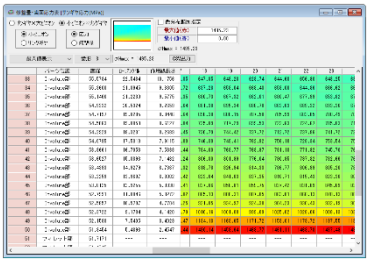
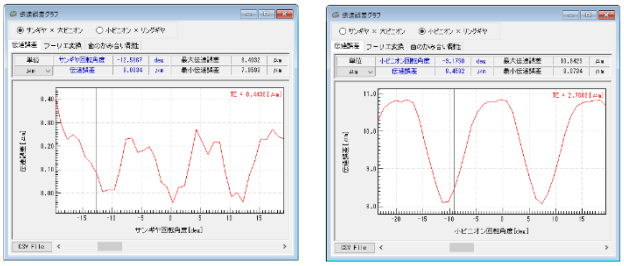


図 54.37　歯面応力（小ピニオン×内歯車）

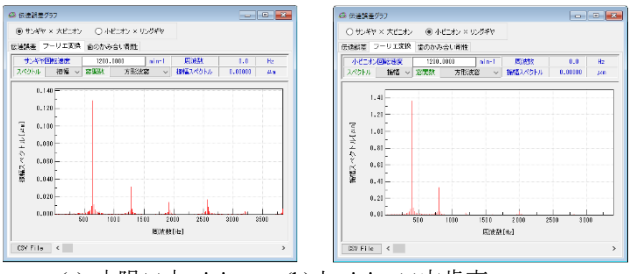
54.13 伝達誤差解析（オプション）

歯面応力解析と同時に伝達誤差も解析します．図 54.38 に伝達誤差解析結果を，図 54.39 にフーリエ解析結果を示します．また，歯のかみ合い剛性解析も表示します．



(a) 太陽×大 pinion, TE=0.44　(b)小 pinion×内歯車, TE=2.77

図 54.38　伝達誤差



(a) 太陽×大 pinion　(b)小 pinion×内歯車

図 54.39　フーリエ解析

※ [5]遊星&不思議遊星と[49]遊星歯車の起振力解析ソフトもご覧ください．

※ ステップドピニオン式遊星歯車は，[54]をご覧ください．

※ 3K 遊星歯車は，[58]をご覧ください．

[55]スピロイドギヤ

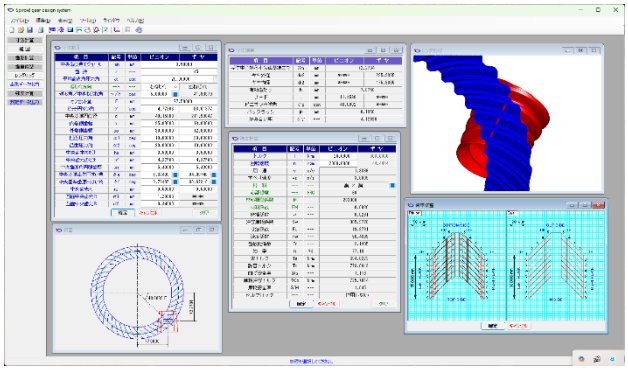


図 55.1　スピロイドギヤ

55.1 概要

スピロイドギヤは，一定リードのテーパピニオンが，かさ歯車形の大歯車にかみ合うもので歯数比は10～300程度までの広い範囲に使用され，かみ合い率は大きく（$\varepsilon > 3$ 以上），すべり率は割合小さく，更に，歯の接触も組み立て誤差に鈍感であるためバックラッシも容易に調整可能です．また，ウォームギヤの場合，潤滑方向は，ウォームの回転方向と接触線方向が同じであるため抜け側の潤滑は厳しいですが，スピロイドギヤは，小歯車の回転方向と接触線が，ほぼ直角方向であることから潤滑には非常に有利です．このことから，歯車材料は，鋼歯車対としても使用が可能です．また，ウォームギヤは，ホイールの外側にウォームを配置しますが，スピロイドギヤは，大歯車の内側に小歯車を配置しますので歯車全体の容積を小さくすることができます．

本ソフトウェアで生成するスピロイドギヤの歯形は，理論歯形で生成しているため図 55.8～55.10 のような接触線を得ることができますが，Machine Design[1] では，スパイラルベベル盤で歯切り加工していて近似歯形であるため歯面の一部でのみ接触していることがわかります．

55.2　ソフトウェアの構成

ソフトウェアの構成を表 55.1 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 55.1　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	55.3	○
2	歯車諸元と寸法	55.4	○
3	組図	55.5	○
4	歯形計算	55.6	○
5	レンダリング	55.7	○
6	歯形修整	55.8	○
7	歯形データ出力	55.9	○
8	強度計算（鋼×鋼，鋼×Ni 青銅）	55.10	○
9	接触解析	55.11	◎
10	測定データ	55.12	◎
11	HELP 機能	55.13	○
12	設計データ管理	55.14	○

55.3 プロパティ

基準ラックを図 55.2 で設定します．ここで基準ラックの□にチェックを入れると基準ラックの実寸法図を表示することができます．ここでは，並歯としたときの例を示します．



図 55.2　基準ラック

55.4 歯車諸元と寸法

図 55.3 では，モジュール，歯数を入力して[TAB]キーを押すと進み角から歯元 R まで標準値を表示します．ここでは，内端側歯幅と外端側歯幅を若干変更して歯車諸元を設定しています．そして，この歯車諸元では，図 55.4 のように，かみ合い率は ε_γ=4.13 であることがわかります．



図 55.3　歯車諸元



図 55.4　寸法結果

55.5 組図

図 55.5 の組図で全体のバランスがわかり，補助フォームで図の拡大や距離計測をすることができます．また，図 55.6 に寸法記号を示します．なお，図中の水色線は，大歯車の歯幅中央の直径を示しています．

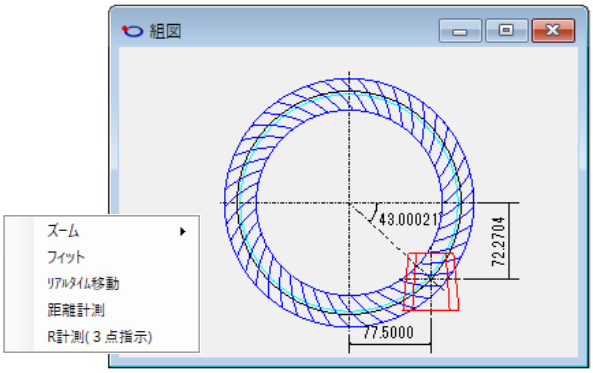


図 55.5　組図

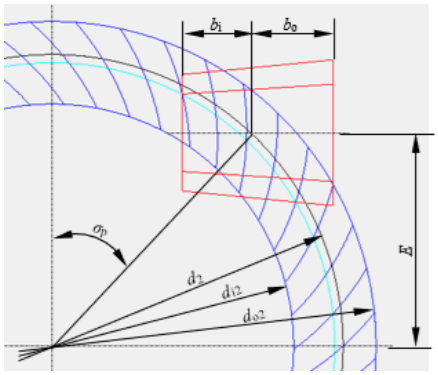


図 55.6　寸法記号

55.6 歯形計算

歯形計算では，図 55.7 のように歯面分割数を設定し，歯形を計算します．また，小歯車の歯形は，A 形，N 形，I 形を選択することができますのでここでは I 形として計算を進めます．



図 55.7　歯形計算諸元

55.7 レンダリング

レンダリングと補助フォームを図 55.8 に示します．

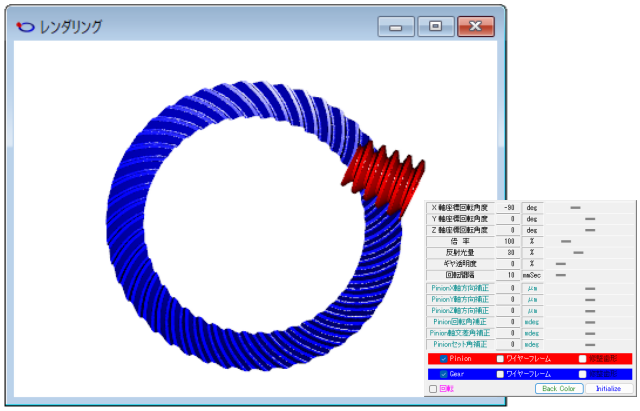


図 55.8　レンダリング

補助フォームで観察角度を変更してかみ合い接触線を確認すると図 55.9 のように同時接触線は 4 本であり図 55.10 では 5 本であることから図 55.3 のかみ合い率 ε_γ=4.13 と一致します．また，大歯車凸面の接触線も図 55.11 のように 4 本（小歯車の回転角を変更すれば 5 本）を確認することができます．なお，この接触線の様子は，F.L. Litvin のスピロイドの論文[2]と一致しています．一方，スパイラルベベルギヤ盤で歯切りした歯形を基にした論文[3]では図 55.9 のような接触線とはならないため同時接触線 4～5 本という歯形は無理ということになります．

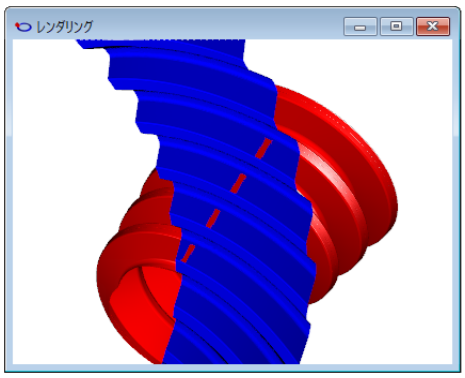


図 55.9　かみ合い接触線 4 本（大歯車凹面）

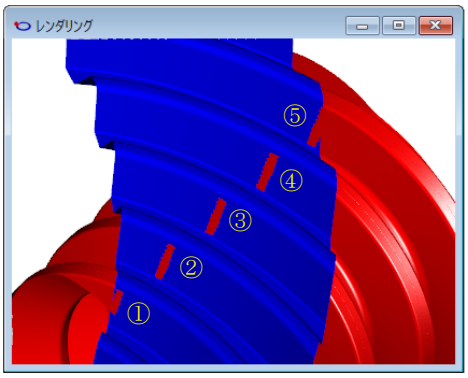


図 55.10　かみ合い接触線 5 本（大歯車凹面）

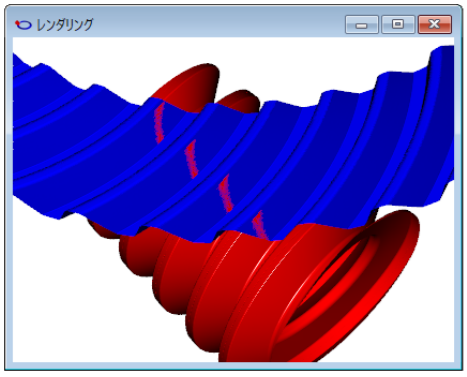


図 55.11　かみ合い接触線 4 本（大歯車凸面）

図 55.9～55.11 のように同時接触線が 4～5 本であれば負荷が分担されるため 1 歯に作用する負荷が軽減され，且つ，小歯車の回転方法と接触線の方向が，ほぼ直行していることから潤滑に対して非常に有利ということがわかります．

歯面修整することでレンダリング表示をすると図 55.12 のように接触の様子が変わっていることがわかります．

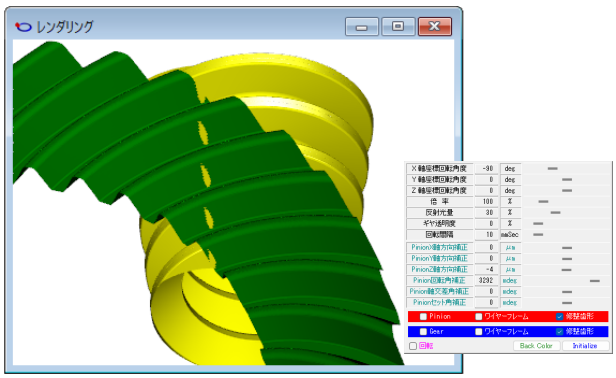


図 55.12　レンダリング（歯面修整）

55. 8 歯面修整

歯先端部の端部接触を避けるため小歯車に歯先修整を施す場合，図 55.13～55.16 のように設定することができ，大歯車も小歯車の操作と同様，図 55.17 のように設定することができます．

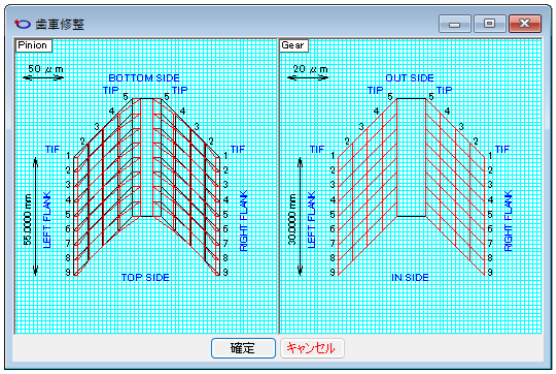


図 55.13　トポグラフ

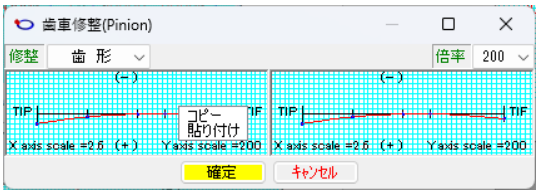


図 55.14　歯形修整（表示），小歯車

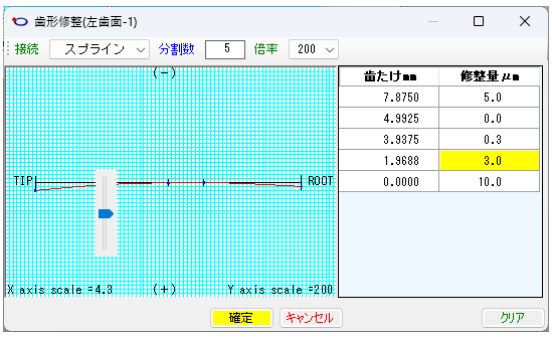


図 55.15　歯形修整，小歯車

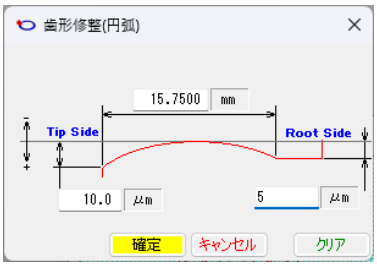


図 55.16　歯形修整（簡易入力），小歯車

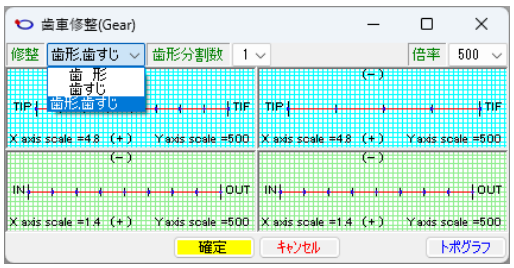


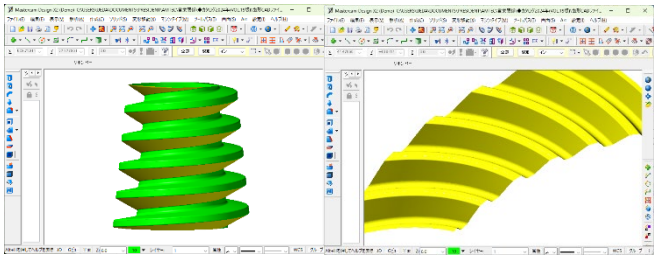
図 55.17　歯形・歯すじ修整（表示），大歯車

55. 9 歯形データ出力

生成した歯形は，図 55.18 で出力することができます．歯形作図例を図 55.19 に示します．



図 55.18　歯形ファイル出力（修整歯形）



(a) 小歯車　　(b) 大歯車

図 55.19　CAD 作図例

55. 10 強度計算

強度計算は，Machine Design[1] に基づいていますますが，本ソフトウェアではかみ合い率を考慮しています．. 強度計算は, 図 55.20 のように小歯車のトルクと回転速度を入力し，図 55.21 で材料を選択することで強度結果を表示します．



図 55.20　強度計算

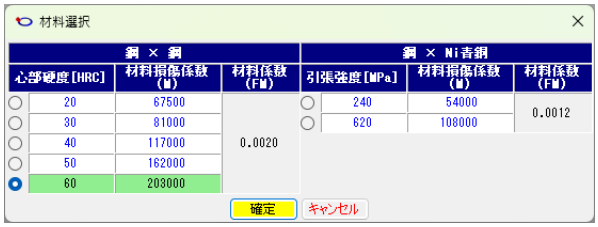


図 55.21　材料選択

55.11 接触解析（オプション）

図 55.22 で接触解析の設定を行い[確定]すると生成した歯形を基にして伝達誤差解析，歯当たり（接触距離）や，すべり速度を計算します．そして，かみ合い接触を基にして全かみ合い率（接触解析では ε_γ=4.15，図 55.4 では ε_γ=4.13）を計算します．伝達誤差解析結果，フーリエ解析結果，ワウ&フラッタを図 55.23～55.25 に示します．



図 55.22　接触解析設定

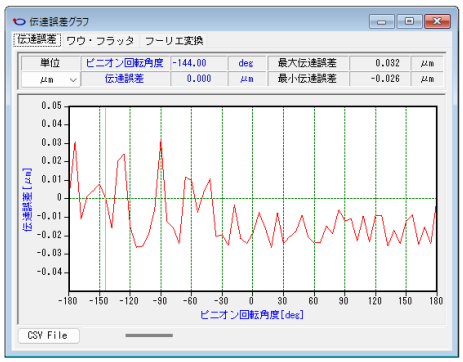


図 55.23　伝達誤差(TE=0.058μm)

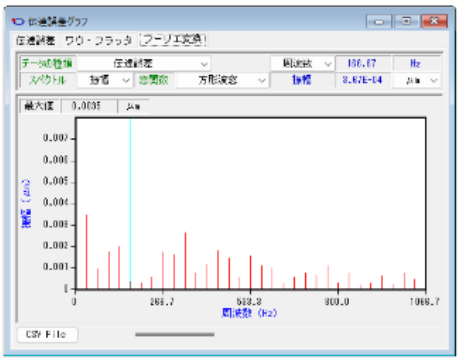


図 55.24　フーリエ解析

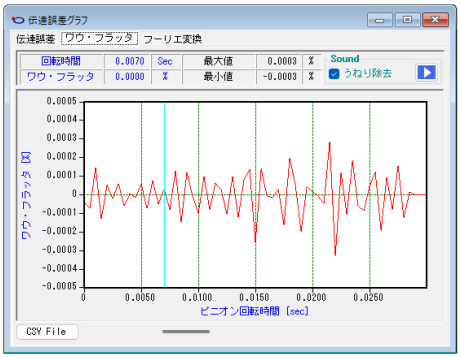


図 55.25　ワウ&フラッタ

歯当たり解析結果を図 55.26 に，すべり速度解析結果を図 55.27 に示します．また，接触距離のセル表示を図 55.28 および図 55.29 に，すべり速度の接触距離のセル表示を図 55.30 および図 55.31 に示します．

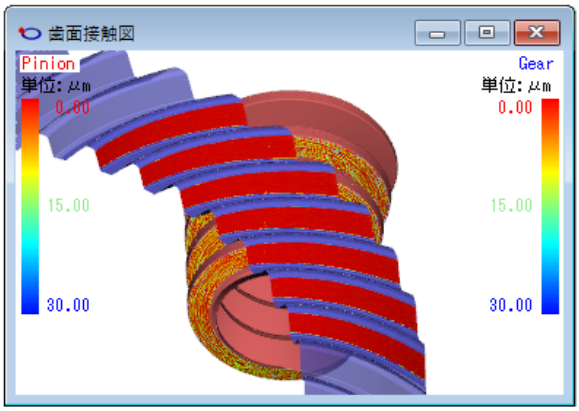


図 55.26　歯当たり解析（接触距離）

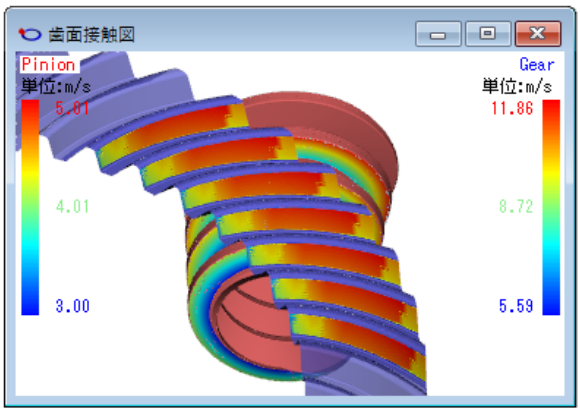


図 55.27　すべり速度

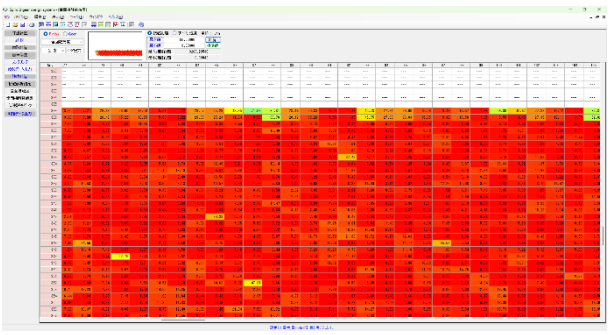


図 55.28　歯当たり解析（接触距離，ピニオン）のセル表示

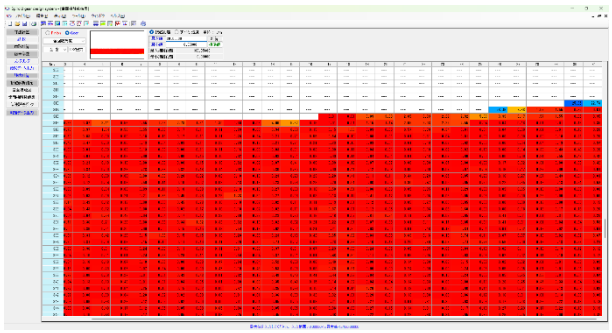


図 55.29　歯当たり解析（接触距離，ギヤ）のセル表示

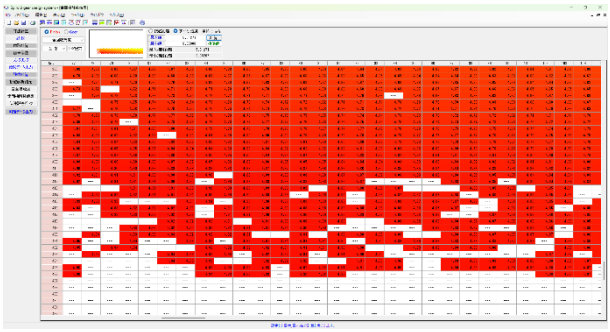


図 55.30　すべり速度（ピニオン）のセル表示

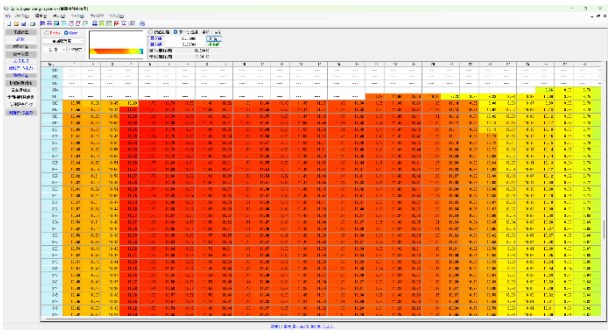


図 55.31　すべり速度（ギヤ）のセル表示

55. 12 測定データ（オプション）

Call Zeiss 三次元測定機の測定データの設定を図 55.32 に示します．歯形分割数と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 TXT ファイルに出力します．測定ファイル例を図 55.33 に示します．

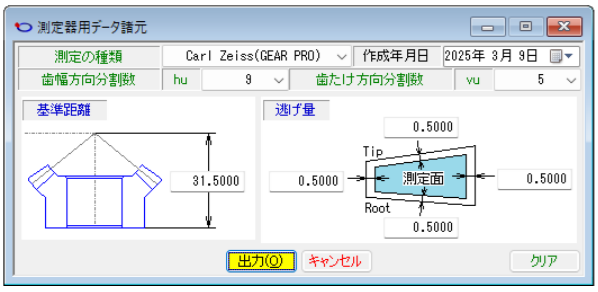


図 55.32　測定データ諸元

Helicon®および Spiroid®は，Illinois Tool Works 社の商標です．

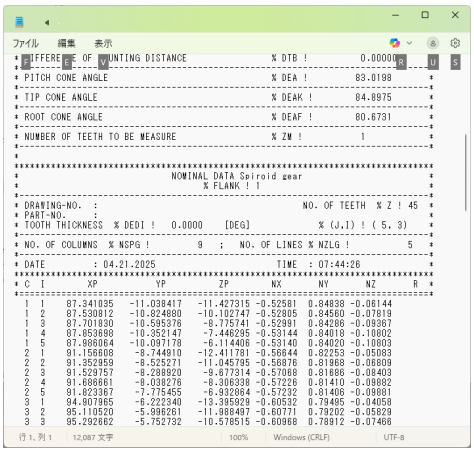


図 55.33　測定データ例（大歯車）

55. 13 HELP 機能

操作途中で使い方がわからない場合は，アクティブ画面で[F1]キーを押すことで図 55.34 のように説明画面を表示します．

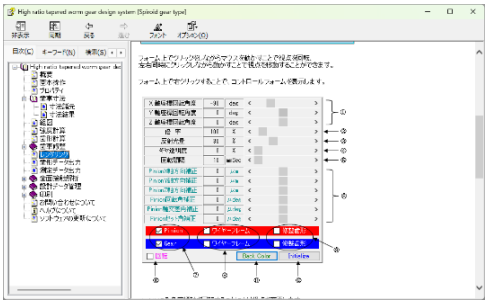


図 55.34　HELP 画面の例

55. 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．データベースの設定画面を図 55.35 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．

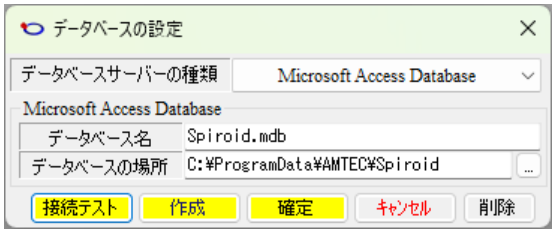


図 55.35　データベースの設定

引用文献

1) W.D. Nelson, Machine Design, Spiroid Gearing, 1961-2-16, Vol.33, No.4, pp.136-144 (1961)

2) F.L. Litvin, M. De Donno, Computerized design and generating of modified spiroid worm gear drive with low transmission errors and stabilized contact, Computer. Methods in applied mechanics and engineering. 162, pp.195 (1998)

3) Michael J. Herberger, Flex Rudolph, Bjorn Sievers, Efficient concepts for high ratio angular gear boxes, VDI-Berichte Nr. 2422, pp.801-813, (2023)

[56]ヘリコンギヤ

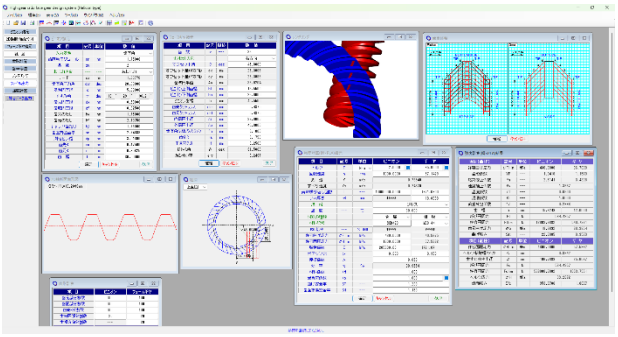


図 56.1　ヘリコンギヤ

56.1 概要

ヘリコンギヤは，フェースギヤの小歯車の歯数が1歯または2歯の歯車対でありスピロイドギヤと同様，歯数比は10～300程度までの広い範囲に使用され，かみ合い率は大きく（$\varepsilon > 3$ 以上），すべり率は割合小さく，更に，歯の接触も組み立て誤差に鈍感であるためバックラッシも容易に調整可能です．また，ウォームギヤ場合，潤滑方向は，ウォームの回転方向と接触線方向が同じであるため潤滑が厳しいですが，ヘリコンギヤは，小歯車の回転方向と接触線は，ほぼ直角方向であることから潤滑には非常に有利です．このことから，歯車材料は，鋼歯車対としても使用が可能です．そして，小歯車は，インボリュート円筒ウォームであるためウォーム研削盤や転造で製作することができ，大歯車は金型で製造することも可能です．また，ウォームギヤに比べヘリコンギヤは，大歯車の内側に小歯車を配置することができます．ただし，ヘリコンギヤに比べ小歯車が円筒形であることから大歯車の内端側で干渉が発生し易く，反作用面側の歯面でアンダーカットが大きくなる場合がありますが，アンダーカットを少なくするよう設計を上手にすることでウォームギヤ（ウォーム×ヘリカルギヤ）の代替え歯車になると考えられます．

56.2　ソフトウェアの構成

ソフトウェアの構成を表 56.1 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 56.1　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	56.3	○
2	歯車諸元と寸法	56.4	○
3	組図	56.5	○
4	歯形計算	56.6	○
5	レンダリング	56.7	○
6	歯形修整	56.8	○
7	歯形データ出力	56.9	○
8	強度計算（鋼×鋼，鋼×樹脂　）	56.10	○
9	接触解析	55.11	◎
10	測定データ	56.12	◎
11	HELP 機能	56.13	○
12	設計データ管理	56.14	○

56.3 プロパティ

基準ラックを図 56.2 で設定します．ここで基準ラックの□にチェックを入れると基準ラックの実寸法図を表示することができます．ここでは，並歯としたときの例を示します．



図 56.2　基準ラック

56.4 歯車諸元と寸法

図 55.3 では，モジュール，歯数を入力して[TAB]キーを押すと進み角から歯元 R まで標準値を表示します．ここでは，標準値を設定して歯車諸元を決定しています．そしてて，この歯車諸元で



図 56.3　歯車諸元（ピニオン）



図 56.4　歯車諸元（ギヤ）

は，図 56.4 のように，かみ合い率は ε_γ=3.498 であることがわかります．

56.5 組図

組図を図 56.5 および図 56.6 に，そして，寸法記号を図 56.7 に示します．補助フォームで図の拡大や距離計測をすることができます．

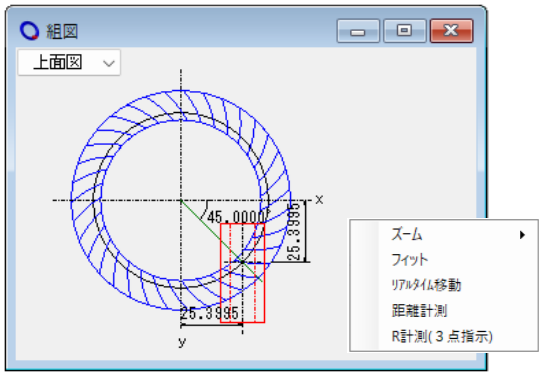


図 56.5　組図 1

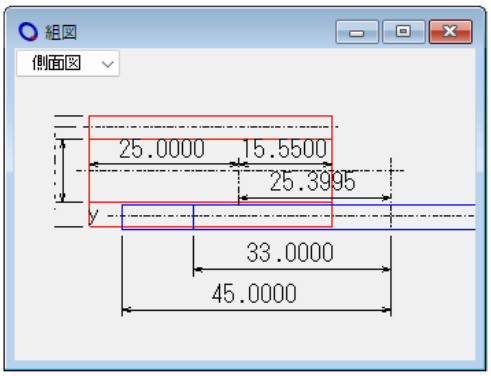


図 56.6　組図 2

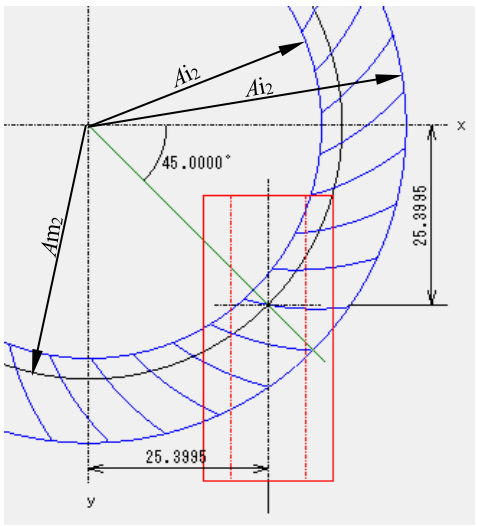


図 56.7　寸法記号

56.6 歯形計算

歯形計算では，図 56.8 のように歯面分割数を設定し歯形を計算します．なお，小歯車の歯形は，インボリュート歯形です．



図 56.8　歯形計算諸元

56.7 レンダリング

レンダリングと補助フォームを図 56.9 に示します．

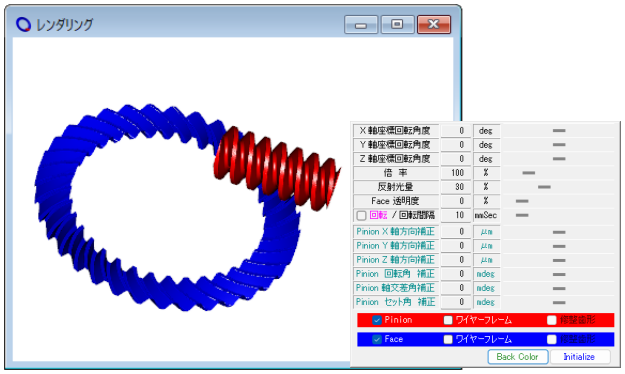


図 56.9　レンダリング

補助フォームで観察角度を変更してかみ合い接触線を確認すると図 56.10 のように同時接触線は 3 本であり図 56.11 では 4 本であることから図 56.4 のかみ合い率 ε_γ=3.498 と一致します．

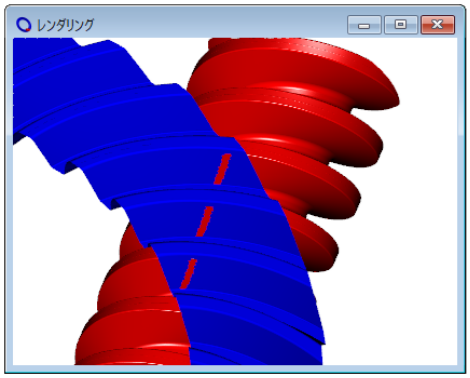


図 56.10　かみ合い接触線 3 本（大歯車凹面）

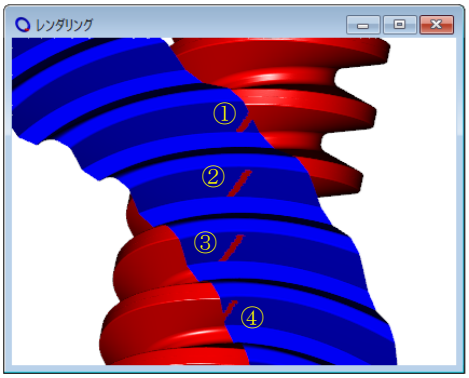


図 56.11　かみ合い接触線 4 本（大歯車凹面）

大歯車凸面の接触線は，図 56.12 のように 3 本を確認することができます．なお，この接触線の様子は，F.L. Litvin のスピロイドの論文 [2]と一致しています．一方，スパイラルベベルギヤ盤で歯切りした歯形を基にした論文 [3]では[55]スピロイドの図 55.9 のような接触線とはならないため同時接触線が 3～4 本という歯形はできないということになります．

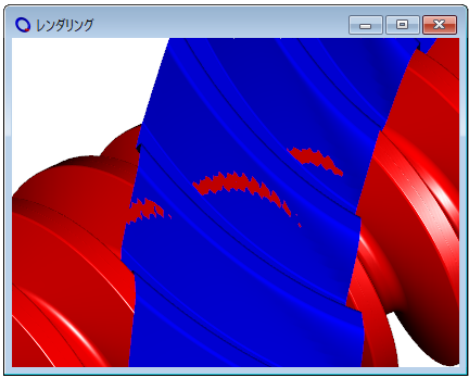


図 56.12　かみ合い接触線 3 本（大歯車凸面）

図 56.10～56.12 のように同時接触線が 3～4 本であれば負荷が分担されるため 1 歯に作用する負荷が軽減され，且つ，小歯車の回転方法と接触線の方向が，ほぼ直行していることから潤滑に対して非常に有利ということがわかります．

歯面修整することでレンダリング表示をすると図 56.13 のように接触の様子が変わっていることがわかります．

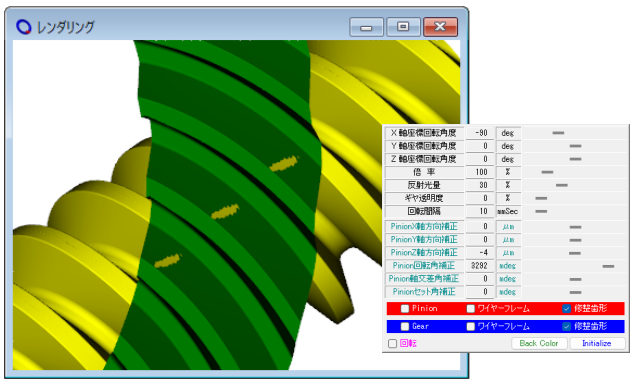


図 56.13　レンダリング（歯面修整）

56. 8 歯面修整

歯先端部の端部接触を避けるため小歯車に歯先修整を施す場合，図 56.14～56.17 のように設定することができ，大歯車も小歯車の操作と同様，図 56.18 のように設定することができます．

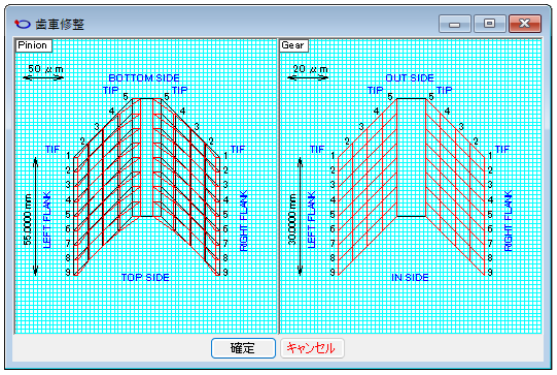


図 56.14　トポグラフ

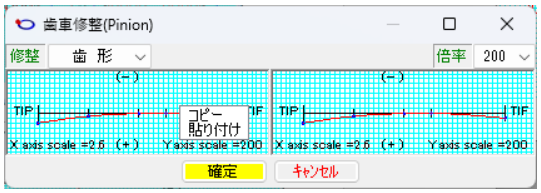


図 56.15　歯形修整（表示），小歯車

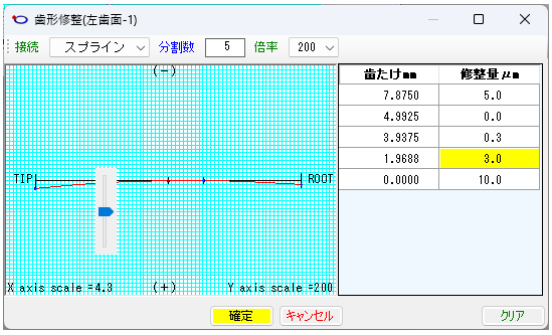


図 56.16　歯形修整，小歯車

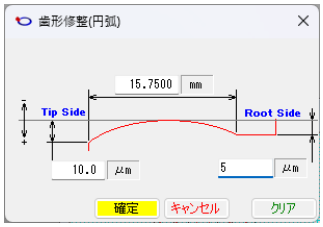


図 56.17　歯形修整（簡易入力），小歯車

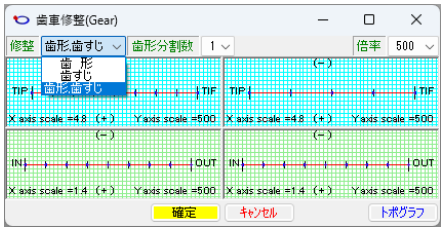


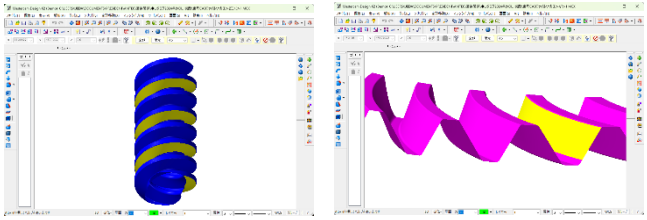
図 56.18　歯形・歯すじ修整（表示），大歯車

56. 9 歯形データ出力

生成した歯形は，図 56.19 で出力することができます．歯形作図例を図 56.20 に示します．



図 56.19　歯形ファイル出力



(a) 小歯車　　(b) 大歯車

図 56.20　CAD 作図例

56.10 強度計算

(1) 鋼×鋼

強度計算は，Machine Design[1] に基づいていますが，本ソフトウェアではかみ合い率を考慮しています．強度計算は，図 56.21 のように小歯車のトルクと回転速度を入力し，図 56.22 で材料を選択することで強度結果を表示します．



図 56.21　強度計算（鋼×鋼）

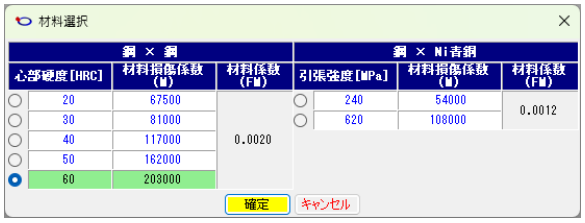


図 56.22　材料選択

(2) 鋼×樹脂

強度計算は，かみ合い接触線（図 56.10）から判断し，円筒歯車に置き換え JIS B 1759 (2019) 計算します．歯車強度諸元を図 56.23 に，強度結果を図 56.24 に示します．



図 56.23　強度諸元（鋼×樹脂）



図 56.24　強度結果

56.11 接触解析（オプション）

図 56.25 で接触解析の設定を行い[確定]すると生成した歯形を基にして伝達誤差解析，歯当たり（接触距離）や，すべり速度を計算します．そして，かみ合い接触を基にした全かみ合い率は，ε_γ=3.653 と求まります（図 56.4 では ε_γ=3.498）．

伝達誤差解析結果，フーリエ解析結果，そして，ワウ&フラッタを図 56.26～56.28 に示します．



図 56.25　接触解析設定

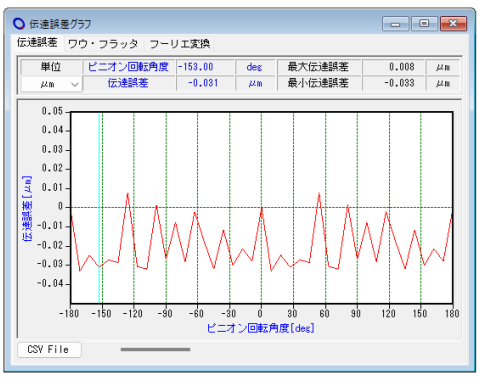


図 56.26　伝達誤差(TE=0.041μm)



図 56.27　フーリエ解析

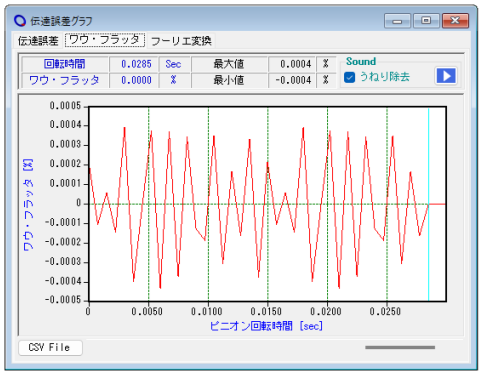


図 56.28　ワウ&フラッタ

歯当たり解析結果を図 56.29 に，すべり速度解析結果を図 56.30 に示します．また，接触距離のセル表示を図 56.31 および図 56.32 に，すべり速度の接触距離のセル表示を図 56.33 および図 56.34 に示します．

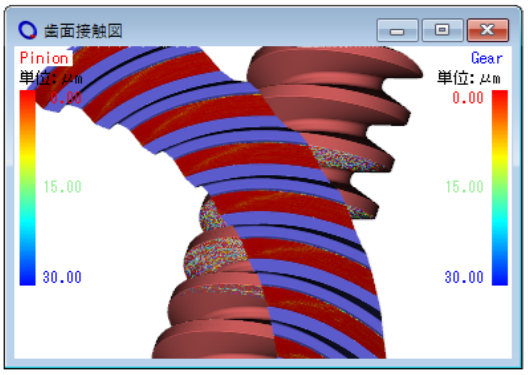


図 56.29　歯当たり解析（接触距離）

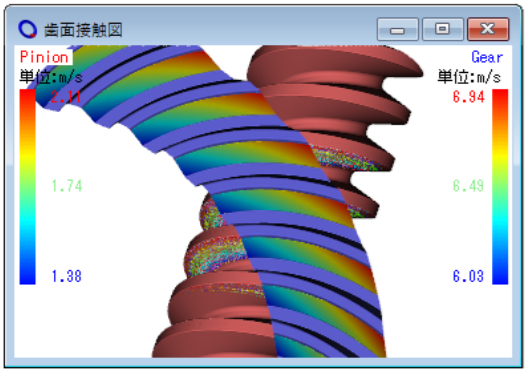


図 56.30　すべり速度

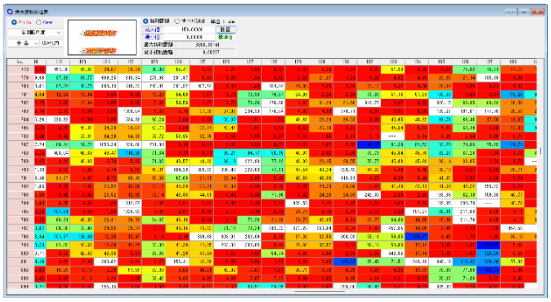


図 56.31　歯当たり解析（接触距離，ピニオン）のセル表示

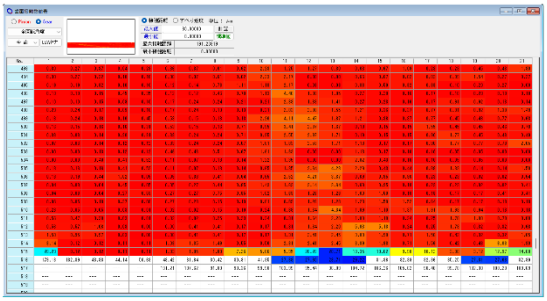


図 56.32　歯当たり解析（接触距離，ギヤ）のセル表示

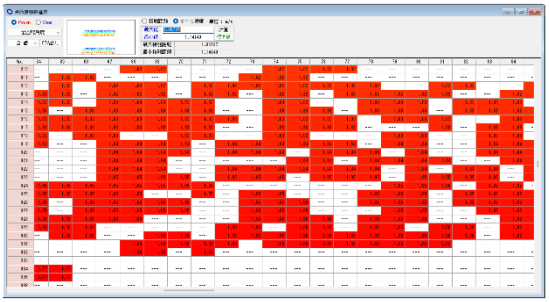


図 56.33　すべり速度（ピニオン）のセル表示

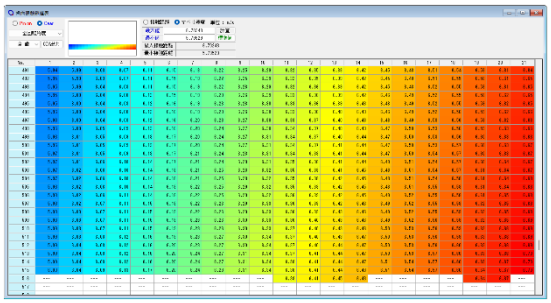


図 56.34　すべり速度（ギヤ）のセル表示

56. 12 測定データ（オプション）

Call Zeiss 三次元測定機の測定データの設定を図 56.35 に示します．歯形分割数と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 TXT ファイルに出力します．

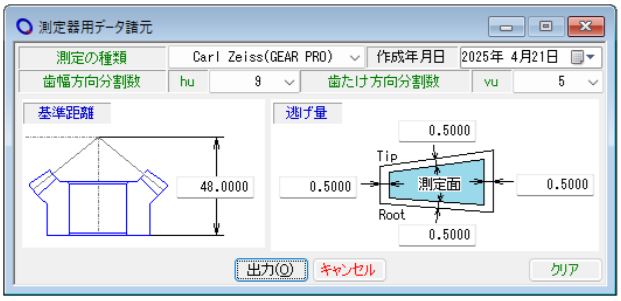


図 56.35　測定データ諸元

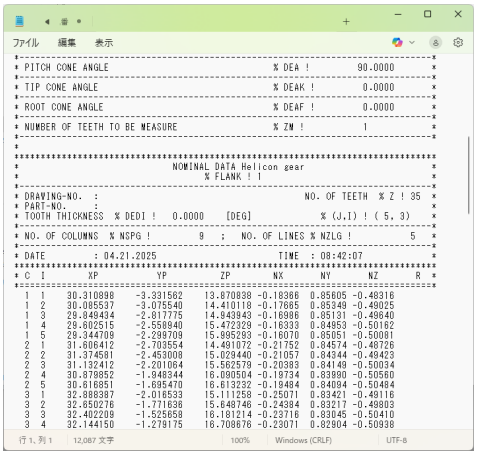


図 56.36　測定データ（大歯車）

56.12 HELP 機能

操作途中で使い方がわからない場合は，アクティブ画面で[F1]キーを押すことで図 56.37 のように説明画面を表示します．

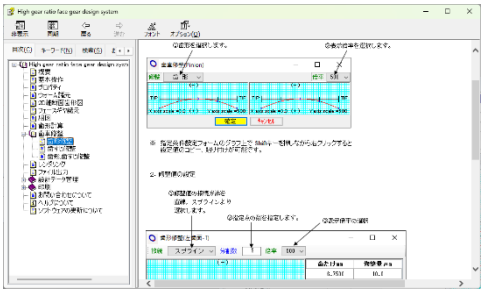


図 56.37　HELP 画面の例

56.13 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．データベースの設定画面を図 56.38 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．

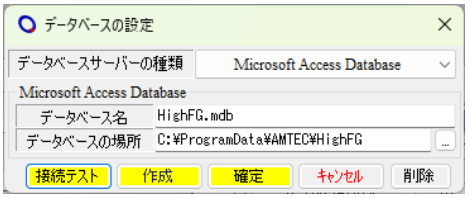


図 56.38　データベースの設定

引用文献

1) W.D. Nelson, Machine Design, Spiroid Gearing, 1961-2-16, Vol.33, No.4, pp.136-144 (1961)

2) F.L. Litvin, M. De Donno, Computerized design and generating of modified spiroid worm gear drive with low transmission errors and stabilized contact, Computer. Methods in applied mechanics and engineering. 162, pp.195 (1998)

3) Michael J. Herberger, Flex Rudolph, Bjorn Sievers, Efficient concepts for high ratio angular gear boxes, VDI-Berichte Nr. 2422, pp.801-813, (2023)

Helicon®および Spiroid®は，Illinois Tool Works 社の商標です．

[57]テーパ&セクタギヤ

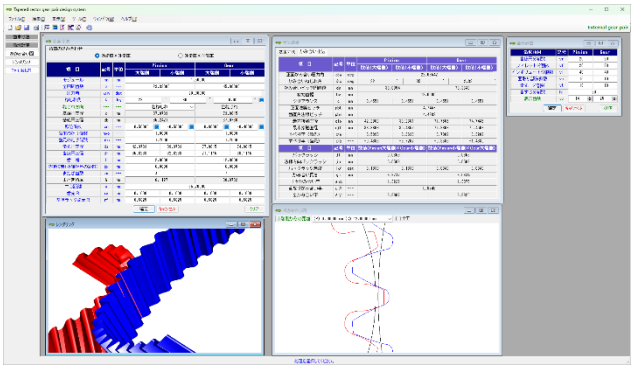


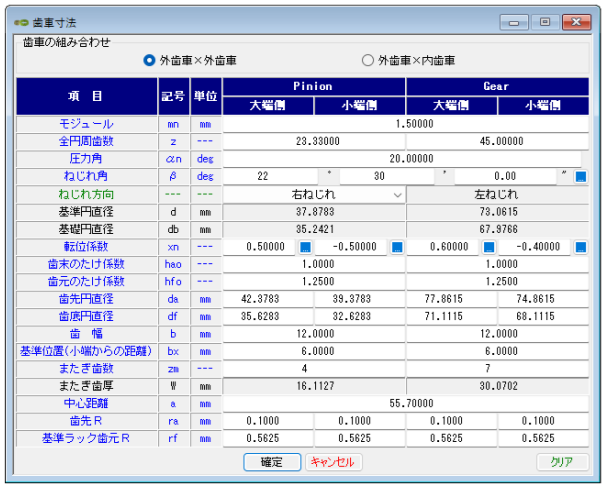
図 57.1　テーパ&セクタギヤ

57.1 概要

テーパ&セクタギヤは，歯幅方向の歯厚に勾配を持たせ軸方向の配置位置を変更することでバックラッシを調整することを目的とした歯車です．また，歯数を整数または有限小数として入力することができるため整数歯数でないセクタギヤも設計することができます．全体画面を図57.1に示します．

57.2 歯車諸元

図 57.2 の歯車諸元入力では，ピニオンをセクタギヤとするためピニオン歯数を 23.33 とし，ギヤは 45 としています．そして，圧力角，ねじれ角は，円筒歯車と同様ですが，転位係数は大端側と小端側に転位係数を設定します．小歯車では大端側の転位係数



項　目	記号	単位	Pinion		Gear	
			大端側	小端側	大端側	小端側
モジュール	mn	mm	1.50000			
全円周歯数	z	---	23.33000		45.00000	
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		左ねじれ	
基準円直径	d	mm	37.8783		73.0615	
基礎円直径	db	mm	35.2421		67.9766	
転位係数	xn	---	0.50000	-0.50000	0.60000	-0.40000
歯末のたけ係数	hao	---	1.0000		1.0000	
歯元のたけ係数	hfo	---	1.2500		1.2500	
歯先円直径	da	mm	42.3783	39.3783	77.8615	74.8615
歯底円直径	df	mm	35.6283	32.6283	71.1115	68.1115
歯　幅	b	mm	12.0000		12.0000	
基準位置(小端からの距離)	bx	mm	6.0000		6.0000	
またぎ歯数	zm	---	4		7	
またぎ歯厚	W	mm	16.1127		30.0702	
中心距離	a	mm	55.70000			
歯先R	ra	mm	0.1000	0.1000	0.1000	0.1000
基準ラック歯元R	rf	mm	0.5625	0.5625	0.5625	0.5625

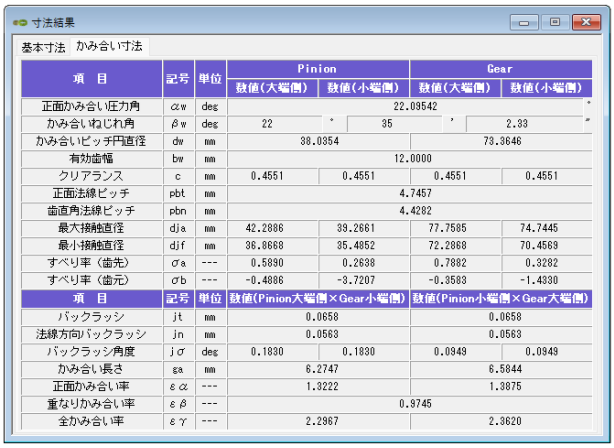
図 57.2　歯車諸元



項　目	記号	単位	Pinion		Gear	
			数値(大端側)	数値(小端側)	数値(大端側)	数値(小端側)
正面モジュール	mt	mm	1.62359			
正面圧力角	αt	deg	21.50238			
基礎円筒ねじれ角	βb	deg	21 ° 4 ′		33.34 ″	
リード	pz	mm	287.2870		554.1332	
転位量	Xm	mm	0.7500	-0.7500	0.9000	-0.6000
歯末のたけ	ha	mm	2.2500	0.7500	2.4000	0.9000
歯元のたけ	hf	mm	1.1250	2.6250	0.9750	2.4750
全歯たけ	h	mm	3.3750	3.3750	3.3750	3.3750
最小有効直径	dt	mm	36.5699	35.2775	71.9173	69.6760
最大有効直径	dh	mm	42.2885	39.2661	77.7584	74.7444
円弧歯厚	sn	mm	2.9021	1.8102	3.0113	1.9194
歯切り転位係数	xnc	---	0.5000	-0.5000	0.6000	-0.4000
キャリパ歯たけ	hj	mm	2.2974	0.7685	2.4265	0.9108
キャリパ歯厚	Sj	mm	2.9001	1.8097	3.0107	1.9193
外径テーパ角	Σc	deg	7 ° 7 ′ 30.06 ″		7 ° 7 ′ 30.06 ″	

図 57.3　基本寸法

x_{n1L}=0.5 から小端側の転位係数 x_{n1S}=-0.5 に転位係数が変化する歯形を生成します．ギヤの転位係数は x_{n2L}=0.6，x_{n2S}=-0.4 とすることで歯厚の変化は，ピニオン，ギヤともに $\Delta x_{n1}=\Delta x_{n2}=1.0$ で決めているため片寄りのない接触を得ることができます．歯先円直径，歯底円直径は，転位係数を基準とした値を標準値として表示します．歯車寸法結果を図 57.3 および図 57.4 に示します．



項　目	記号	単位	Pinion		Gear	
			数値(大端側)	数値(小端側)	数値(大端側)	数値(小端側)
正面かみ合い圧力角	αw	deg	22.09542			
かみ合いねじれ角	βw	deg	22 ° 35 ′		2.33 ″	
かみ合いピッチ円直径	dw	mm	38.0354		73.3646	
有効歯幅	bw	mm	12.0000			
クリアランス	c	mm	0.4551	0.4551	0.4551	0.4551
正面法線ピッチ	pbt	mm	4.7457			
歯直角法線ピッチ	pbn	mm	4.4282			
最大接触直径	dja	mm	42.2886	39.2661	77.7585	74.7445
最小接触直径	djf	mm	36.8668	35.4852	72.2868	70.4569
すべり率（歯先）	σa	---	0.5890	0.2838	0.7882	0.3282
すべり率（歯元）	σb	---	-0.4886	-3.7207	-0.3583	-1.4330
項　目	記号	単位	数値(Pinion大端側×Gear小端側)		数値(Pinion小端側×Gear大端側)	
バックラッシ	jt	mm	0.0658		0.0658	
法線方向バックラッシ	jn	mm	0.0563		0.0563	
バックラッシ角度	jσ	deg	0.1830	0.1830	0.0949	0.0949
かみ合い長さ	ga	mm	6.2747		6.5844	
正面かみ合い率	εα	---	1.3222		1.3875	
重なりかみ合い率	εβ	---	0.9745			
全かみ合い率	εγ	---	2.2967		2.3620	

図 57.4　かみ合い寸法

57.3 歯形計算，歯形図

図 57.5 の歯形計算では，歯形と歯すじ分割数を入力し，表示歯数（セクタギヤ用）を入力します．

歯形図は，小端側からの距離を選択（図 57.6 左下，分割数 20）することができます．図 57.6 ではピニオン小端側，ギヤ大端側でのかみ合いを示しています．小端側から大端側まで全てを表示した歯形を図 57.7 に示します．



歯形項目	記号	Pinion	Gear
歯底円分割数	vr	20	20
フィレット分割数	vf	20	20
インボリュート分割数	vi	40	40
面取り部分割数	vc	10	10
歯先円分割数	vt	10	10
歯すじ分割数	hl	20	
表示歯数	vz	14	25

図 57.5　歯形計算



図 57.6　歯形（ピニオン小端側，ギヤ大端側）

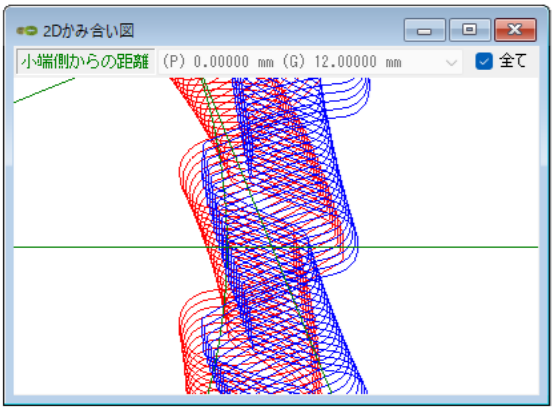


図 57.7　歯形（歯形全て表示）

図 57.8 のレンダリングのように小端側から大端側にかけて接触線を確認することができます．補助フォームで中心距離誤差，軸方向誤差，回転角度誤差，軸角誤差を与えることができます．

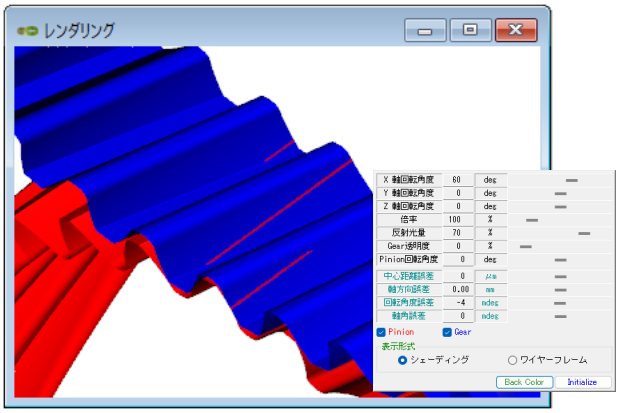
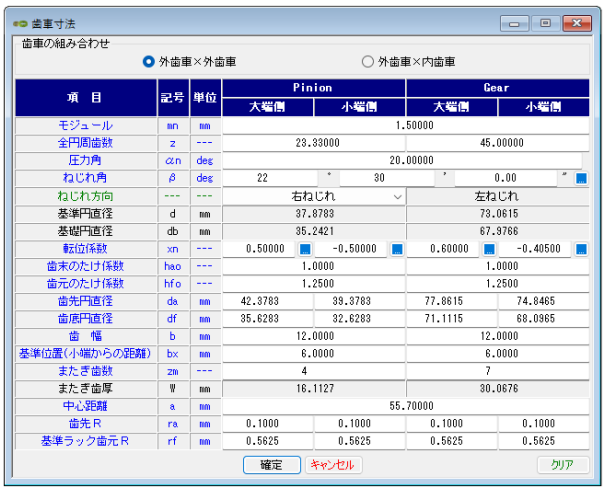


図 57.8　レンダリング

図 57.2 の歯車諸元の転位係数は，$\Delta x_{n1}=\Delta x_{n2}=1.0$ で決めていますが，ここでは，図 57.9 のようにギヤの小端側の転位係数を変更し，$x_{n2L}=0.6$，$x_{n2S}=-0.405$ としています．この場合のかみ合い接触線は，図 57.10 のようにピニオン小端側で接触することがわかります．また，図 57.10 でピニオンの軸角誤差を-0.014°，ピニオンの回転角を-0.003°とすると図57.11のような接触線を確認することができます．



項　目	記号	単位	Pinion 大端側	Pinion 小端側	Gear 大端側	Gear 小端側
モジュール	mn	mm	1.50000			
全円周歯数	z	---	23.33000		45.00000	
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		左ねじれ	
基準円直径	d	mm	37.8783		73.0615	
基礎円直径	db	mm	35.2421		67.9766	
転位係数	xn	---	0.50000	-0.50000	0.60000	-0.40500
歯末のたけ係数	hao	---	1.0000		1.0000	
歯元のたけ係数	hfo	---	1.2500		1.2500	
歯先円直径	da	mm	42.3783	33.3783	77.8615	74.8465
歯底円直径	df	mm	35.6283	32.6283	71.1115	68.0965
歯　幅	b	mm	12.0000		12.0000	
基準位置(小端からの距離)	bx	mm	6.0000		6.0000	
またぎ歯数	zm	---	4		7	
またぎ歯厚	W	mm	16.1127		30.0676	
中心距離	a	mm	55.70000			
歯先 R	ra	mm	0.1000	0.1000	0.1000	0.1000
基準ラック歯元 R	rf	mm	0.5625	0.5625	0.5625	0.5625

図 57.9　歯車諸元（転位係数を変更）

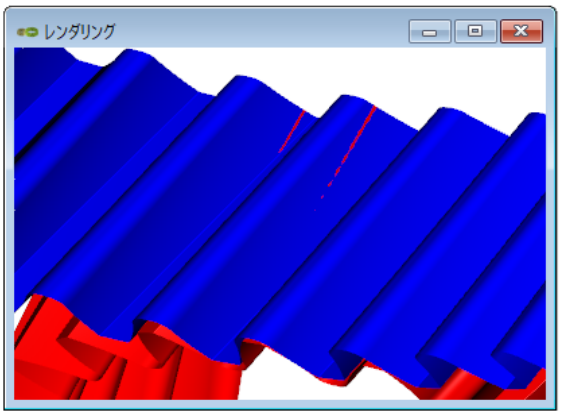


図 57.10　レンダリング（転位係数を変更），接触線

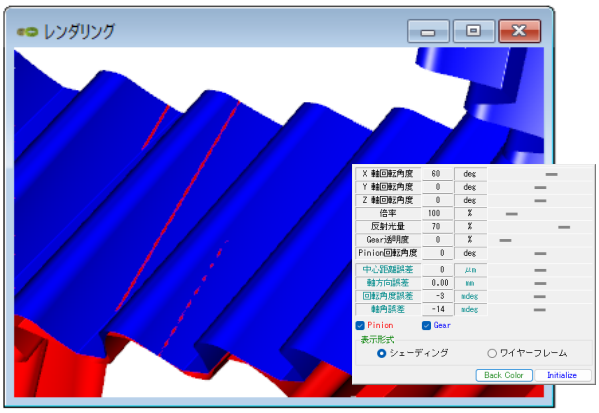


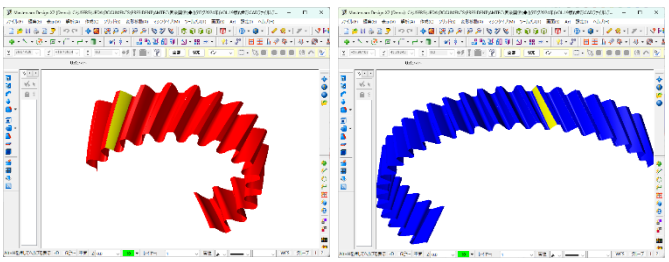
図 57.11　レンダリング（転位係数を変更，軸角変更）

57.4 歯形ファイル

図 57.12 で歯形ファイルを出力することができます．CAD 作図例を図 57.13 に示します．



図 57.12　歯形ファイル出力



(a) ピニオン　　(b) ギヤ

図 57.13　CAD 作図例

57.5 内歯車

内歯車の歯車諸元入力を図 57.14 に示します．歯数，圧力角，ねじれ角，転位係数の入力は図 57.2 と同様です．

歯のかみ合いを図 57.15 に，レンダリングを図 57.16 に，そして CAD 作図例（内歯車）を図 57.17 に示します．

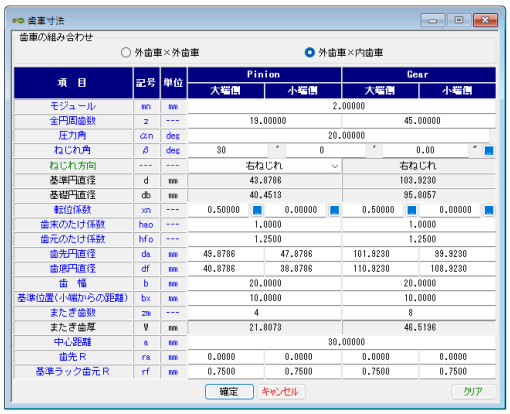


図 57.14　歯車諸元（内歯車）

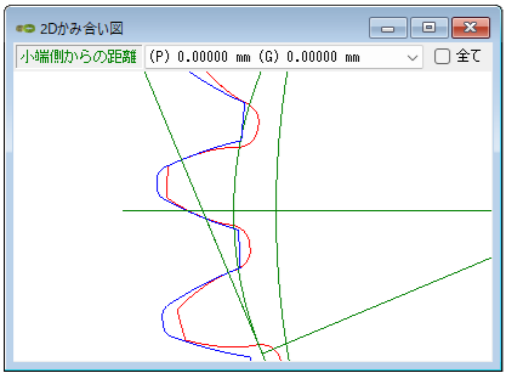


図 57.15　かみ合い（内歯車）

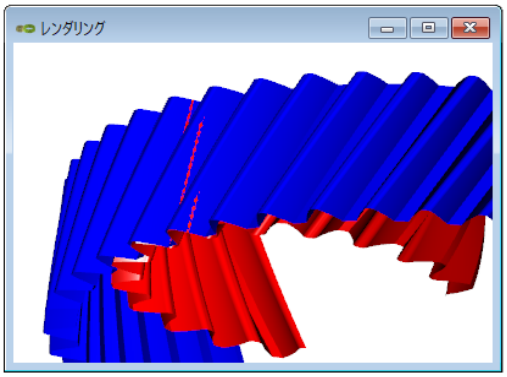


図 57.16　レンダリング（内歯車）

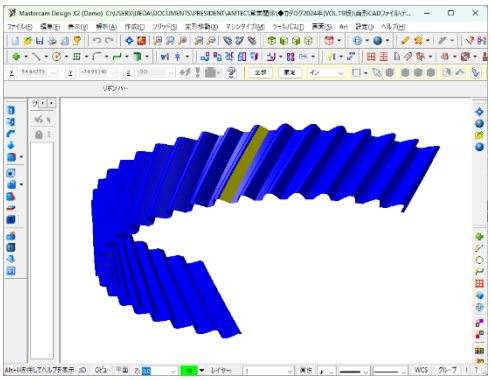


図 57.17　CAD 作図例（内歯車）

57.6　HELP 機能

操作途中で使い方がわからない場合は，アクティブ画面で[F1]キーを押すことで図 57.18 のように説明画面を表示します．

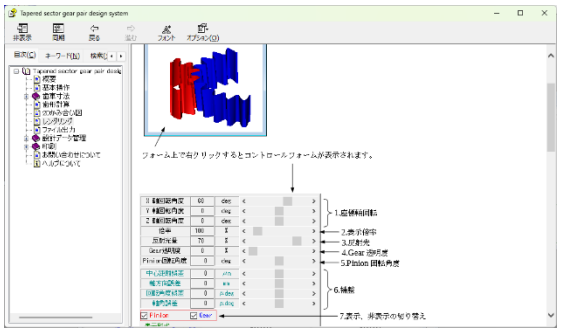


図 57.18　HELP 画面の例

57.7　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．データベースの設定画面を図 57.19 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．

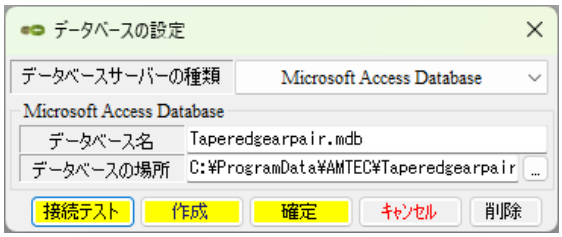


図 57.19　データベースの設定

[58] 3K 遊星歯車設計システム

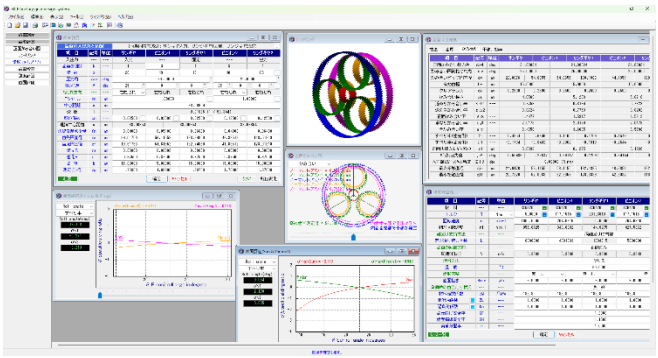


図 58.1　3K 遊星歯車

58. 1 概要

3K 遊星機構は，ロシアのクドリヤフツエフ（Кудрявцев）や信州大学の両角宗晴教授が 50 年前に発表している遊星歯車機構であり低減速から高減速比を得ることができる遊星歯車機構ですが，歯数の配分や転位係数の調整で効率を良くすることができるため逆駆動機構として使用されることも増えています．本ソフトウェアでは，速比から歯数を決める機能があり，更に，すべり率，かみ合い率，効率のグラフと共に転位係数の変化に伴う歯形のかみ合いや干渉チェックも把握しながら転位係数を簡単に決めることができます．

58. 2 プロパティ

基準ラックを図 58.2 で設定します．基準ラックの□にチェックを入れると基準ラックの実寸法図を表示することができます．ここでは，並歯としたときの例を示します．また，遊星歯車の寸法設計基準を中心距離またはモジュールを基準とするのかを選択し，平均摩擦係数を設定します．



図 58.2　基準ラック

58. 3 歯車諸元

図 58.3 の歯車諸元の設定の 歯車の入出力と固定 で遊星歯車のタイプを選択します．ここでは，図 58.4 の同方向減速を選択したときの例を示します．次に，遊星ピニオンの個数を入力し，歯数を入力しますが，歯数を直接入力することもできますし，図 58.5 の歯数組み合わせ機能を使用して歯数を決定することもできます．図 58.5 でピニオン個数，ギヤ比の範囲，歯数の上下限値を入力後，歯数検索 を押すと歯数の組み合わせを高効率の順に表示します．そして，本例では，歯数の組み合わせ番号の 1 を選択します．

歯数を図 58.3 のように決定した後は，ねじれ角を入力し転位係数を決定し（後述），歯先円直径や歯底円直径を入力しますが，[TAB]を押すことで標準値を入力することができます．

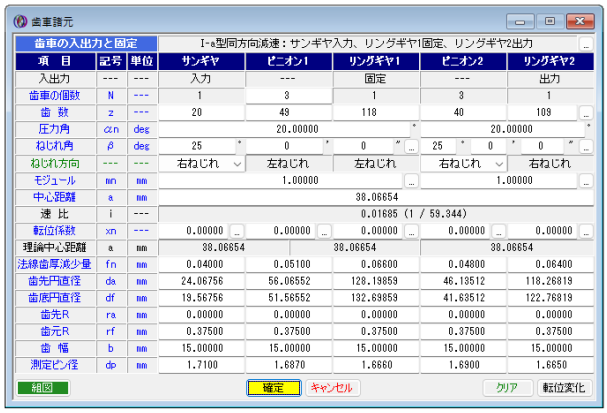


図 58.3　歯車諸元

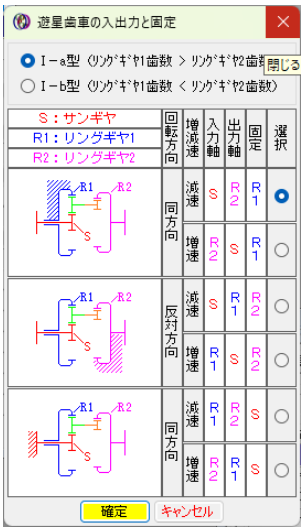


図 58.4　3K 遊星歯車機構のタイプの選択



図 58.5　歯数の組み合わせ

転位係数の決め方は，図 58..3 の右下の 転位変化 を押すことで図 58.6～58.10 のグラフや図を表示します．画面下のスライドバーを移動することで転位係数を 0.025 ステップの値と歯形を表示します．効率を基準として転位係数を決定する場合は，図 58.10 の右下に表示する効率を参考にしてスライドバーを移動してください．

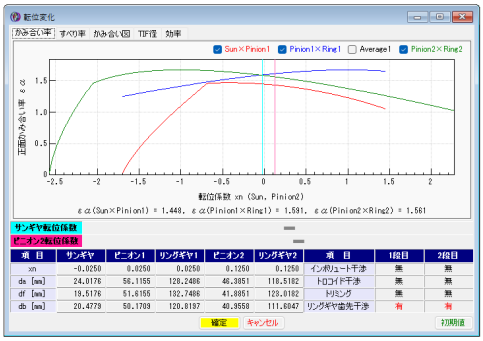


図 58.6　転位係数（かみ合い率）

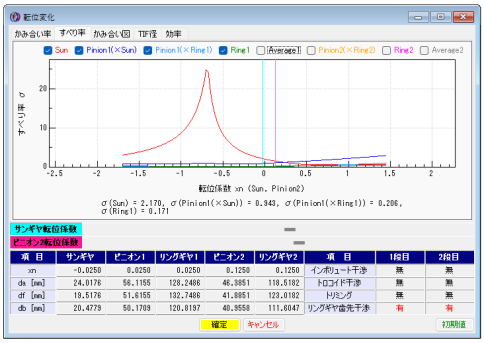


図 58.7　転位係数（すべり率）

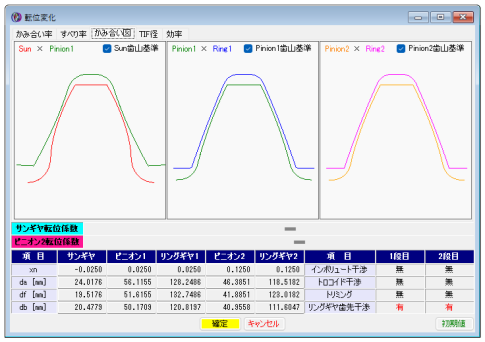


図 58.8　転位係数（歯形）

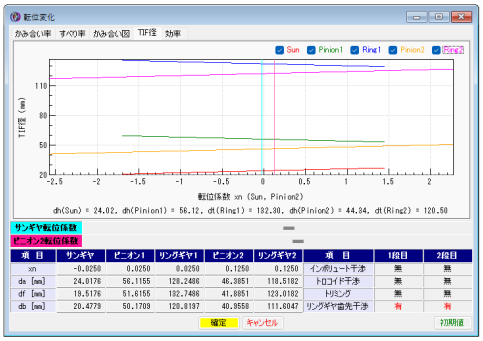


図 58.9　転位係数（TIF）

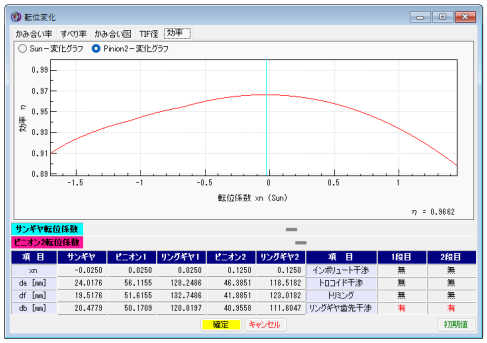


図 58.10　転位係数（効率）

図 58.6～58.10 で決めた転位係数を採用する場合は，転位係数選択画面の[確定]で決めることができ図 58.11 のように歯車諸元入力画面に転位係数が入力されます．

図 58.11 の歯車諸元を[確定]すると図 58.12～58.15 のように歯車寸法，歯厚，かみ合い値，そして，干渉やかみ合い効率（96.6%）の計算結果を表示します．なお，図 58.15 の最小直径干渉で「発生している」と表示しているのは，内歯車の第 4 の干渉です．詳細は，58. 4 歯形図で説明します．

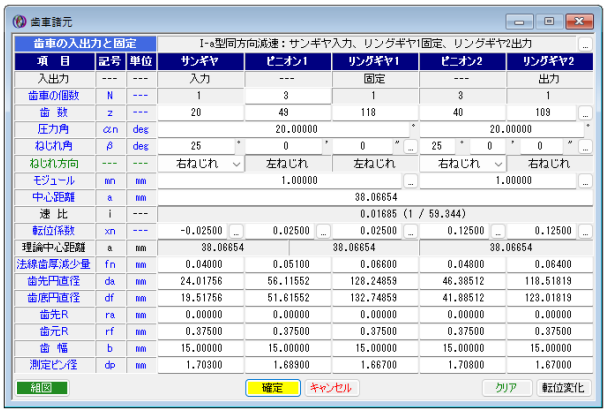


図 58.11　歯車諸元（転位係数確定）



図 58.12　歯車寸法



図 58.13　歯厚

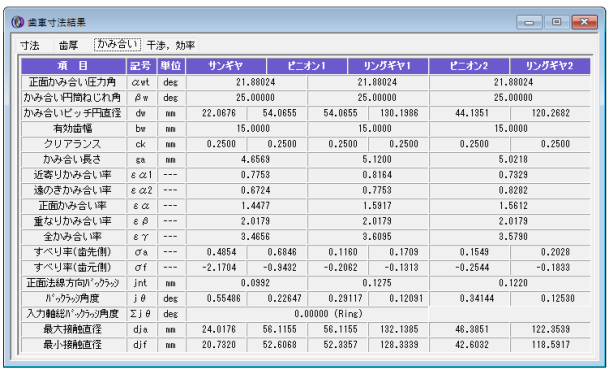


図 58.14　かみ合い

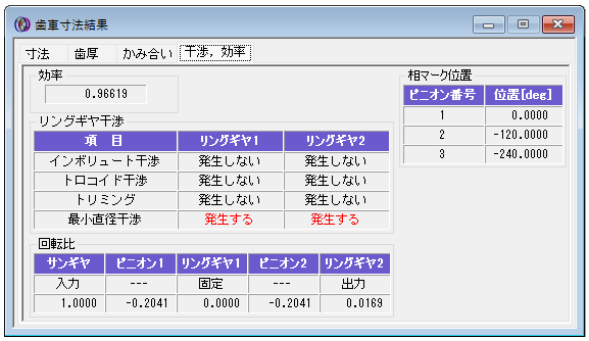


図 58.15　干渉，効率

58.4 歯形

図 58.11 で確定した歯車の歯形を生成するため図 58.16 の条件で計算します．

歯車のかみ合いを図 58.17 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，拡大表示することもできます．また，画面下のスライドバーで歯車を自公転させることができます．

図 58.15 の最小直径干渉は，図 58.20 のように内歯の歯先がピニオンの歯元と干渉（1μm）していることがわかります．これは，歯先 R=0.03mm を与えることで解消します．



図 58.16　歯形計算諸元

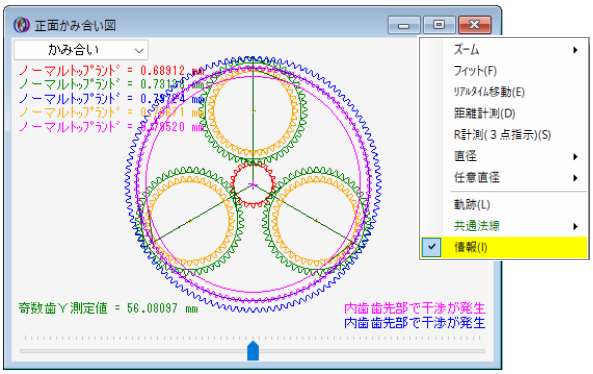


図 58.17　歯形図

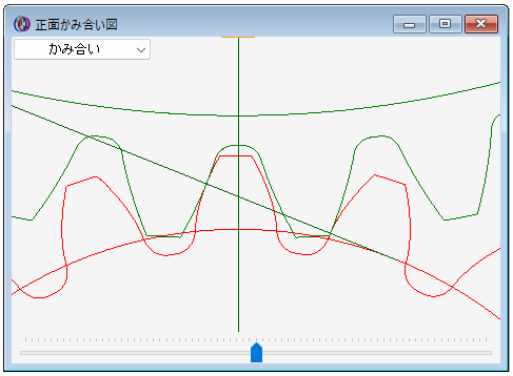


図 58.18　かみ合い図（太陽と第 1 ピニオン）

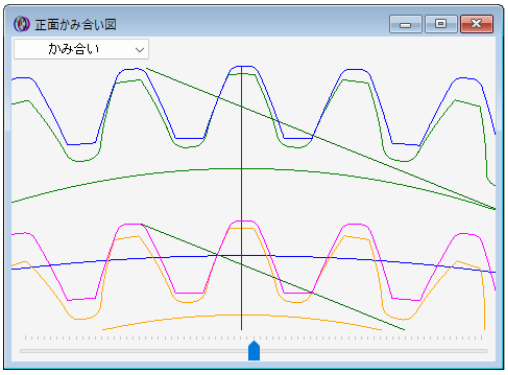


図 58.19　かみ合い図（ピニオンと内歯）

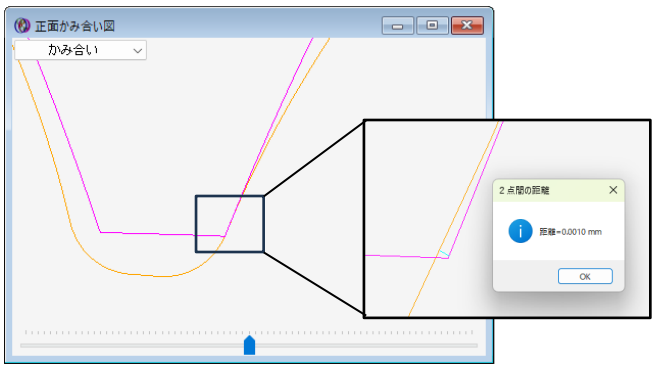


図 58.20　ピニオン 2 と内歯 2 のかみ合いと干渉

58.5 レンダリング

歯車のかみ合いを図 58.21 のように 3 次元図で表示することができます．また，コントロールフォームで観察角度の変更や歯車を自公転させることができます．

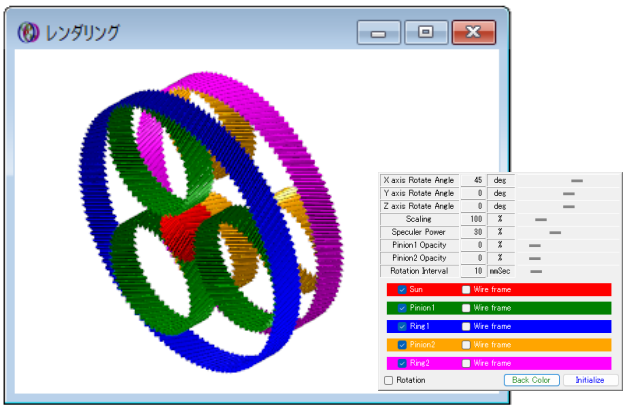


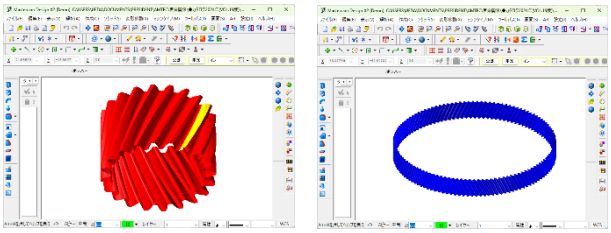
図 58.21　レンダリング

58.6 歯形ファイル出力

生成した歯形は，図 58.22 の歯形ファイル出力で出力できます．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，歯先部に分割して出力します．図 58.23 および図 58.24 に CAD 作図例を示します．



図 58.22　歯形ファイル出力



(a) 太陽歯車　　(b) 内歯車 1

図 58.23　CAD 作図例（3D-IGES）

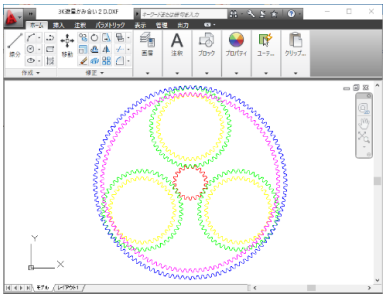


図 58.24　CAD 作図例（2D-DXF）

58.7　歯面修整

歯面修整は，(1)歯形修整，(2)歯すじ修整，(3)歯面歯すじ修整，そして(4)データ読み込みの機能があり，ここでは，歯形修整の例を図 58.25 に示します．この歯形を得るためには図 58.26 で「歯形」を選択すると図 58.27 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．また，図 58.28 のように外部で作成した csv ファイルを読み込む機能もあります．

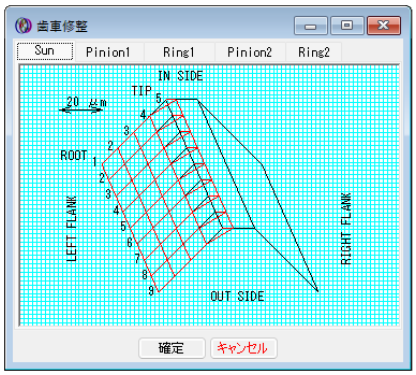


図 58.25　トポグラフ

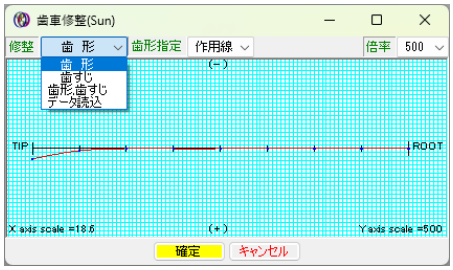


図 58.26　歯形修整

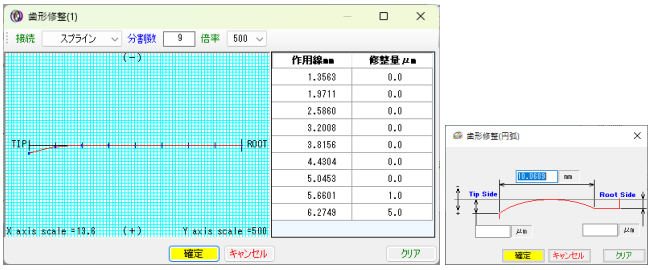


図 58.27　歯形修整

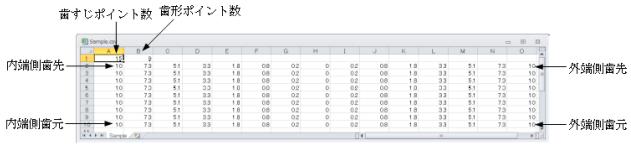


図 58.28　歯面修整データ（csv）

修整歯形を施した歯形は，図 58.29 のように確認することができます．

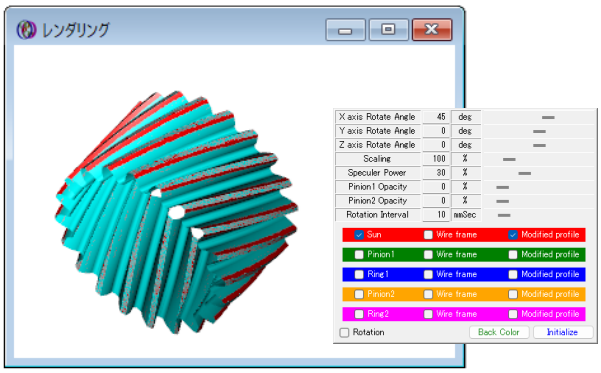


図 58.29　レンダリング（理論歯形と修整歯形）

58.8　強度計算

図 58.30 の強度諸元設定画面と図 58.31 で，金属材料と樹脂材料を選択することができます．鋼材料の場合，図 58.32 のように許容応力の σ_{Flim} と σ_{Hlim} を表中から選択することができます．また，樹脂材料も任意材料（オプション）で設定することができます．図 58.33 に入力した材料一覧を示します．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，トルク，回転速度は入力側，出力側のどちらでも入力可能です．

強度計算結果画面を図 58.34 および図 58.35 に示します．強度計算は効率やかみ合い率を考慮し，鋼歯車は JGMA401-01:1974，JGMA401-02:1975 に基づき強度計算を行い，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 58.30　強度諸元入力



図 58.31　材料設定

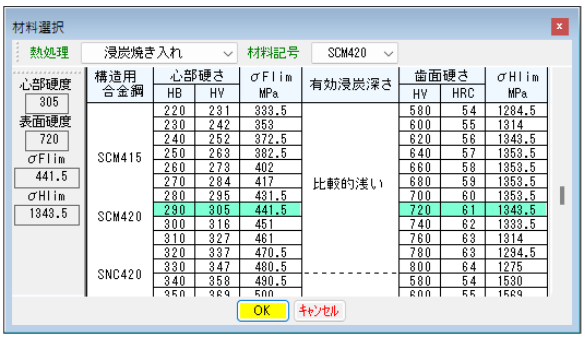


図 58.32　材料選択

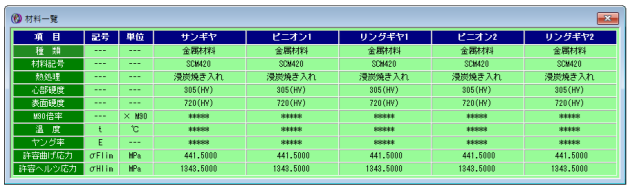


図 58.33　材料一覧

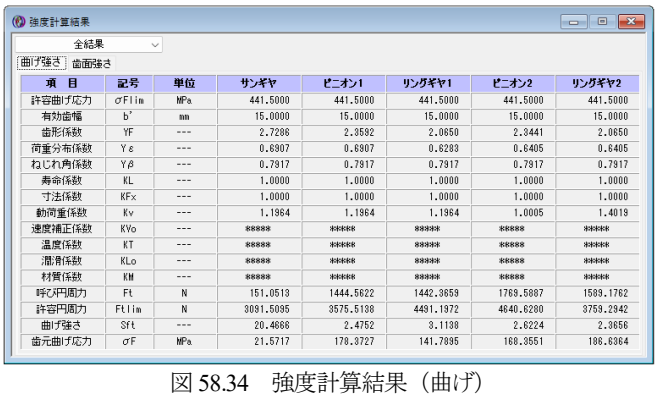


図 58.34　強度計算結果（曲げ）

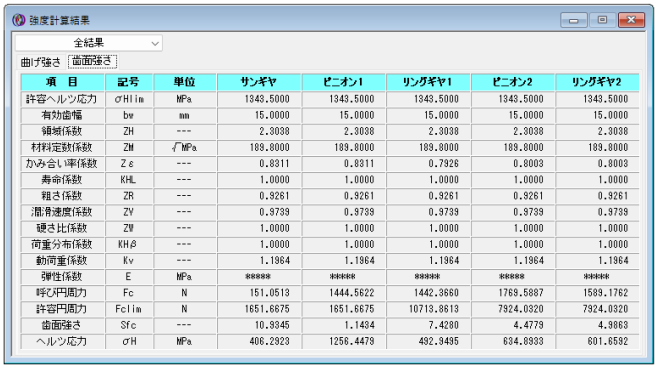


図 58.35　強度計算結果（歯面）

58. 9 歯面評価

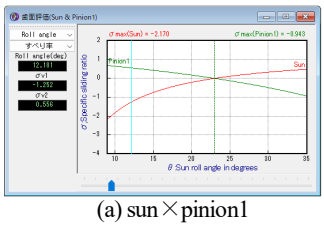
歯面評価では，すべり率，ヘルツ応力，油膜厚さ，接触温度，すべり速度，すべり速度図を表示します．これらの計算結果は，歯面修整には適応していません．また油膜厚さ，接触温度（歯車温度+フラッシュ温度）は，AGMA2001-C95, Annex A に基づく計算結果です．そのため歯面修整量や荷重分担などを考慮した厳密な解析は**[45]CT-FEM Opera　iii**をお使いください．

図 58.36 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．

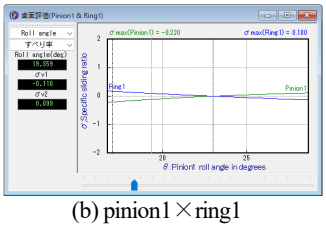
図 58.37～58.42 に，すべり率，ヘルツ応力グラフ等を示しますが，横目盛はロールアングルと作用線長さの切り換えができます．また，図 58.39 の油膜厚さから摩耗の発生確率を図 58.40 の接触温度からスカッフィングの発生確率を計算します．



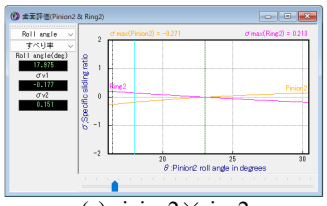
図 58.36　歯面評価（設定）



(a) sun×pinion1

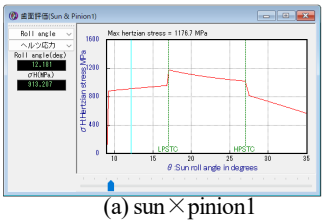


(b) pinion1×ring1

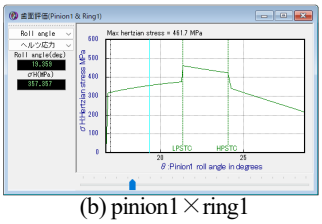


(c) pinion2×ring2

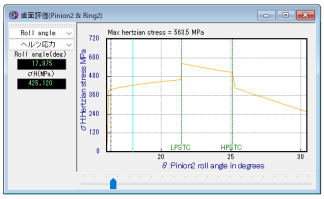
図 58.37　すべり率



(a) sun×pinion1

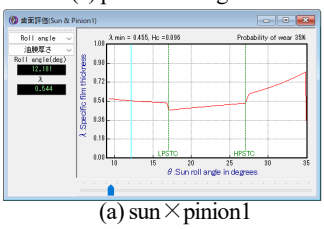


(b) pinion1×ring1

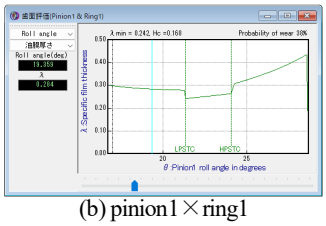


(c) pinion2×ring2

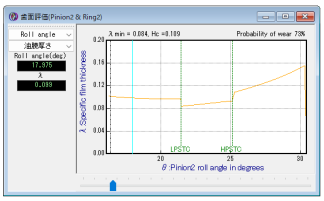
図 58.38　ヘルツ応力



(a) sun×pinion1

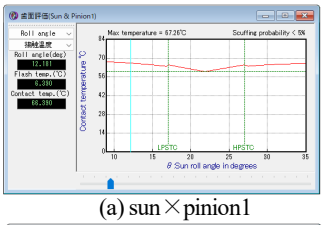


(b) pinion1×ring1

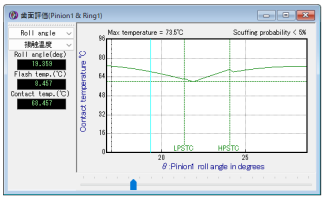


(c) pinion2×ring2

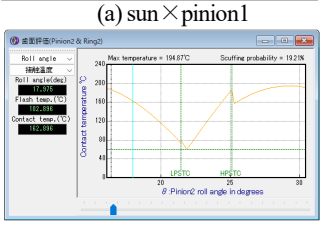
図 58.39　油膜厚さ



(a) sun×pinion1

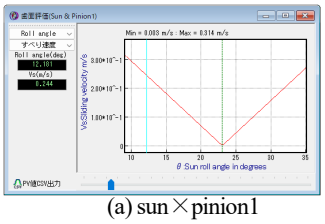


(b) pinion1×ring1

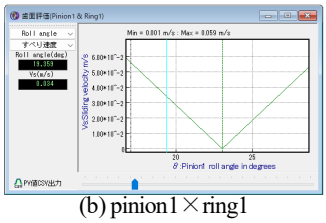


(c) pinion2×ring2

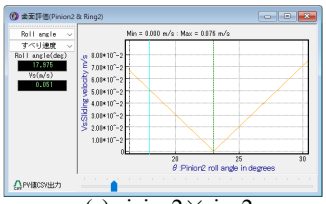
図 58.40　接触温度（歯車温度+フラッシュ温度）



(a) sun×pinion1

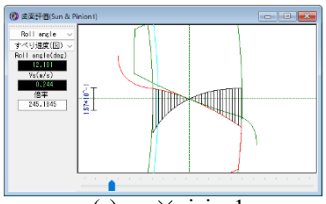


(b) pinion1×ring1

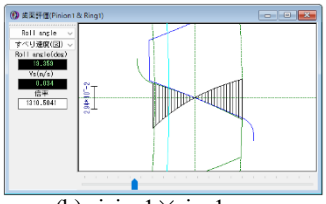


(c) pinion2×ring2

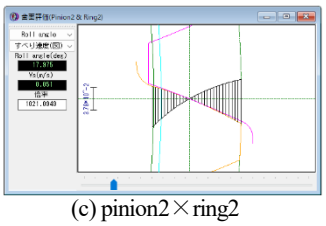
図 58.41　すべり速度 1



(a) sun×pinion1



(b) pinion1×ring1



(c) pinion2×ring2

図 58.42　すべり速度 2

58. 10 高減速比の設計例

図 58.3 では速比は i=59.3 の例を示しましたが，ここでは，速比を i=105.4 の例を示します．歯数の選定は図 58.5 で求め転位係数の決定は，図 58.10 の効率を基準に決定しています．図 58.43 の歯車諸元では，減速時の効率は η_1=98.01%であり逆駆動時（図 58.4 で同方向増速）の効率は，η_2=97.99%です．

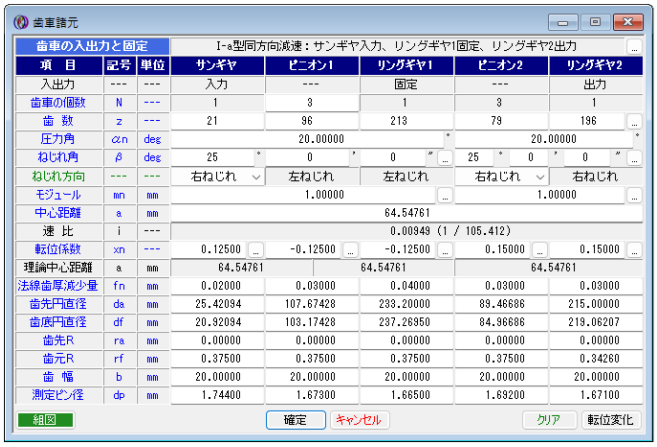


図 58.43　歯車諸元（高減速の例）

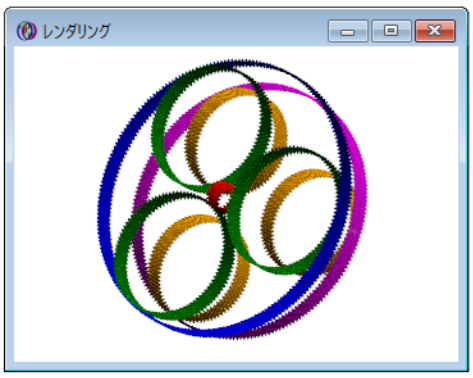


図 58. 44　レンダリング（i=105.4 の例）

※ [5]遊星＆不思議遊星と[49]遊星歯車の起振力解析ソフトもご覧ください．

※ ステップドピニオン式遊星歯車は，[54]をご覧ください．

[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.

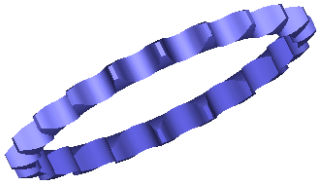


図 101.1　スプロケット

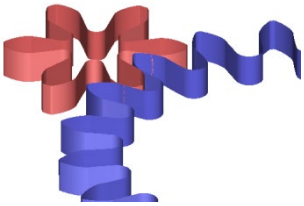


図 101.2　サイクロイド歯車

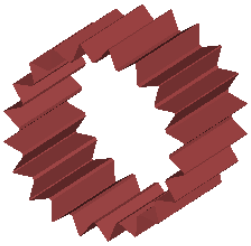
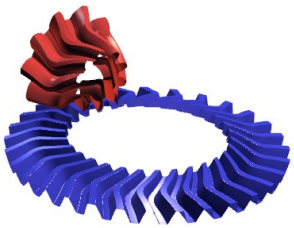


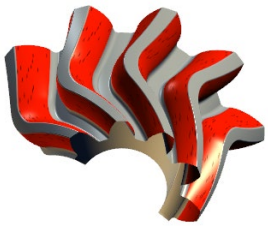
図 101.3　三角セレーション



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)

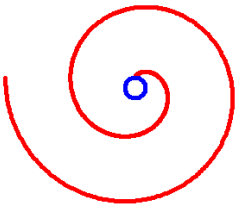


図 101.6　インボリュート曲線

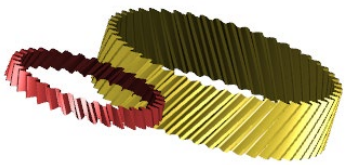
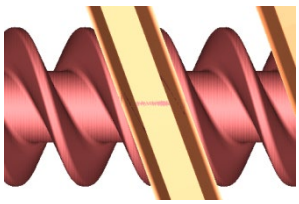


図 101.7　ピニオンカッタ



I 形(4 形)砥石

図 101.8　ウォーム砥石

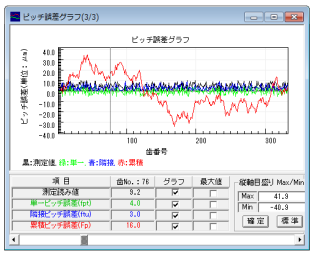


図 101.9　ピッチ誤差計算

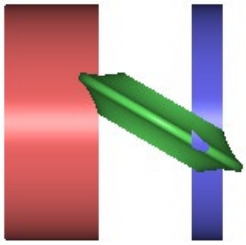
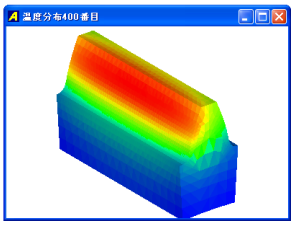
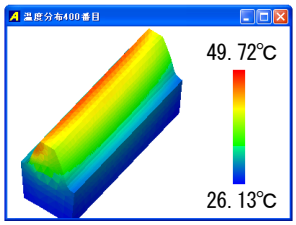


図 101.10　切り上げ距離



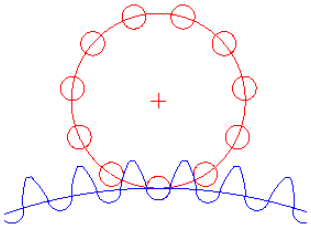
図 101.11　成形研削砥石





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の例



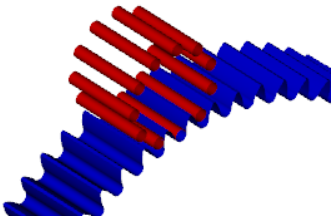
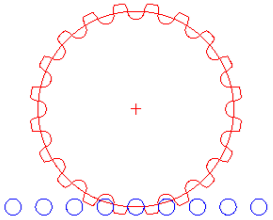


図 101.13　ピン歯車



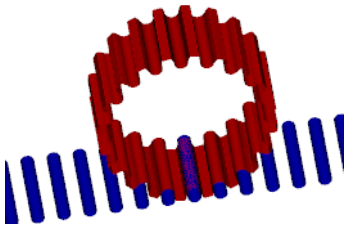
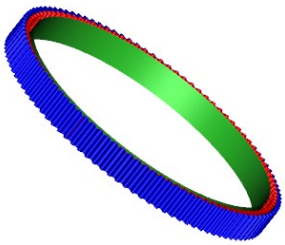
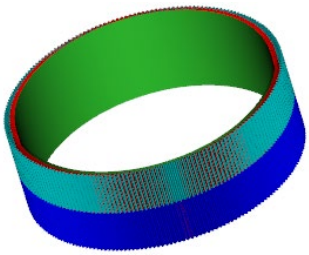


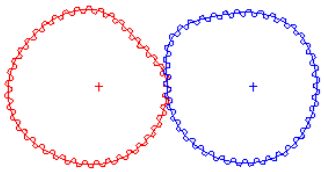
図 101.14　ピンラック歯車





(a) Cup type z_1=100, z_2=102　　(b) Ring type, z_1=z_3=200, z_2=204

図 101.15　波動歯車の設計例



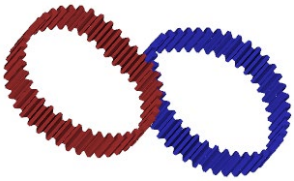
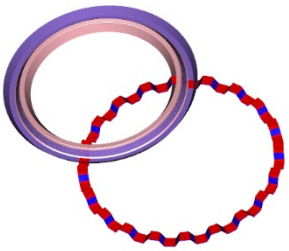


図 101.16　非円形歯車（任意ピッチ曲線）



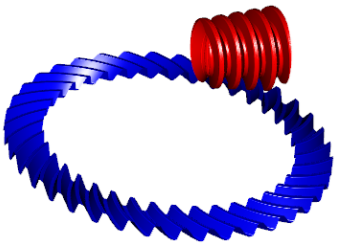


図 101.17 カービックカップリング　　図 101.18　スピロイドギヤ

■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.

[103]動作環境

103.1　必要システム

表 103.1　動作環境

①　プロセッサ	1.6 ギガヘルツ(GHz)以上で 4 コア以上の 64 ビット互換プロセッサ
②　オペレーティングシステム	Windows® 10 , Windows® 11
③　CD-ROM ドライブ	推奨（USB にも対応可能）
④　ディスプレイ	対角サイズ 9 インチ以上で 8 ビット カラーの高解像度 (720p) ディスプレイ
⑤　メモリ	4 ギガバイト(GB) 推奨 16GB 以上
⑥　ストレージ	4 GB 以上のハードディスク空き容量
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　グラフィックスボード	DirectX 12 以上 (WDDM 2.0 ドライバー) に対応 1024 x 768 以上のディスプレイ解像度
⑩　インターネット接続	最新のソフトをダウンロードするのに必要

* Windows® 10,　Windows® 11 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.

103.2 ネットワークでの使用について

現在のところフローティングライセンスには対応しておりません.

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: http://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）

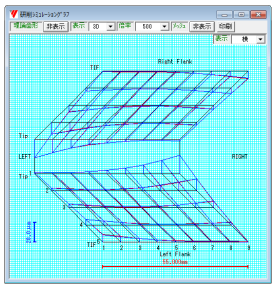


図 104.3　歯面修整

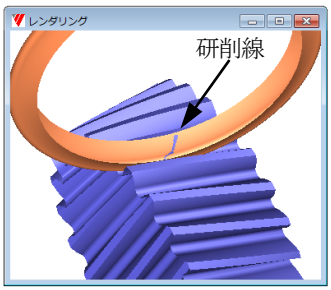


図 104.4　レンダリング(研削)

表 104.1　成形研削システム

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．

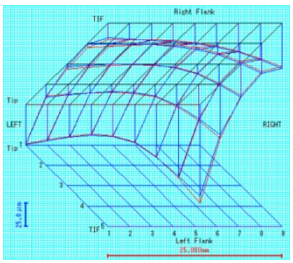


図 104.5　歯面修整



図 104.6　研削歯車

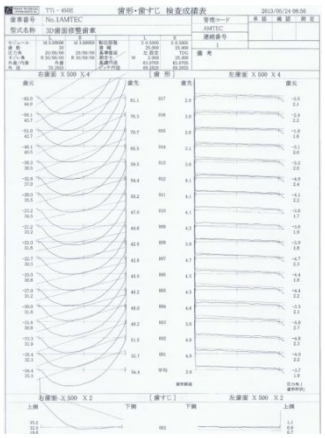


図 104.7　検査結果（歯形）

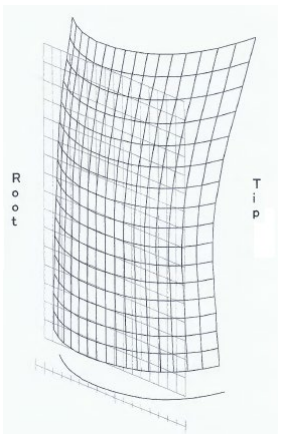


図 104.8　トポグラフ



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．

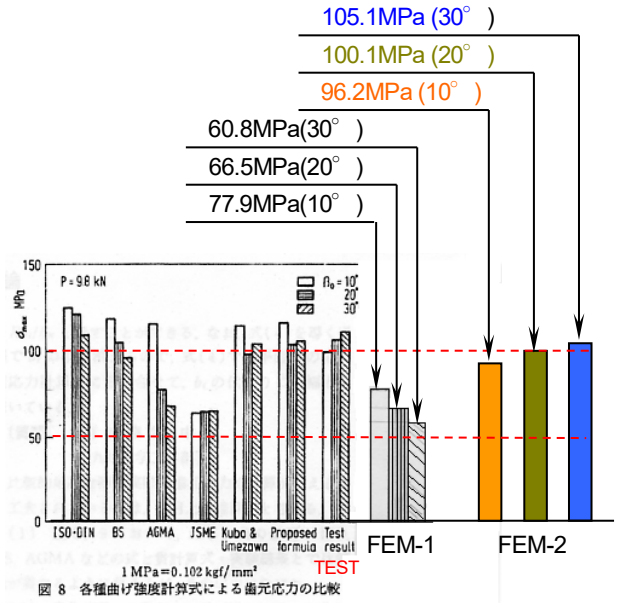


図 A.1　実験結果と FEM 解析結果の比較

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

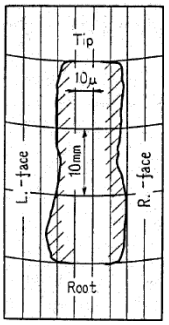


図 A.2　歯形誤差

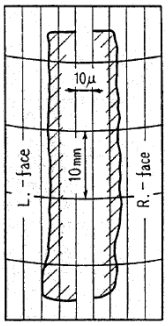


図 A.3　歯すじ誤差

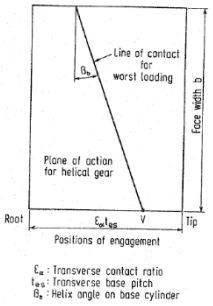


図 A.4　負荷位置

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

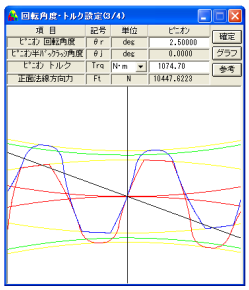


図 A.7　かみ合い

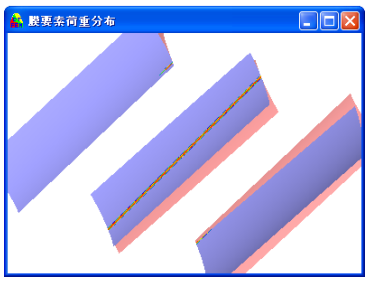


図 A.8　歯面(646.9MPa，β=10°)

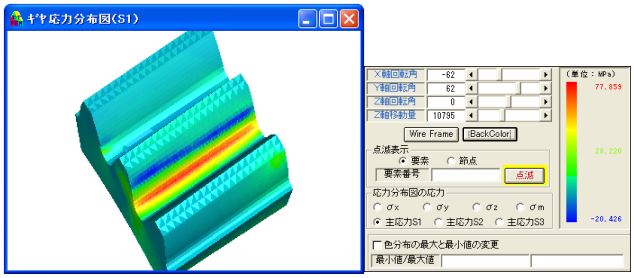


図 A.9　歯元最大引張応力(77.9MPa，β=10°)

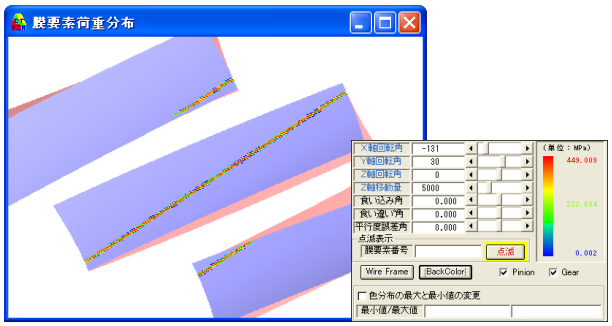


図 A.10　歯面応力(449.8MPa，β=30°)

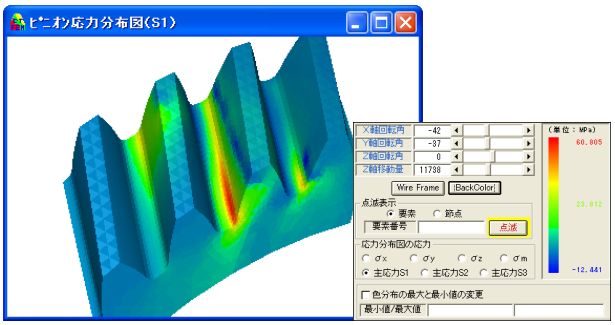


図 A.11　歯元最大引張応力(60.8MPa，β=30°)

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．

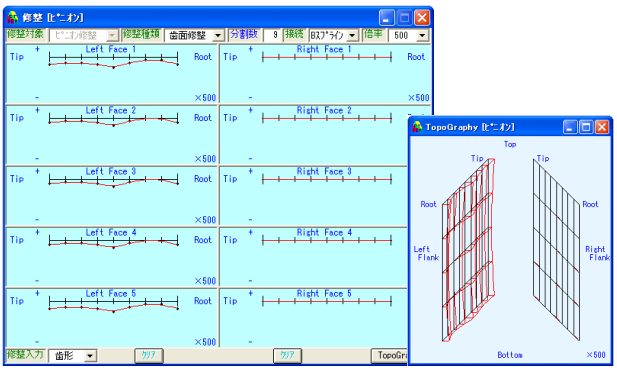


図 A.12　ピニオン歯形(反作用面は理論歯形)

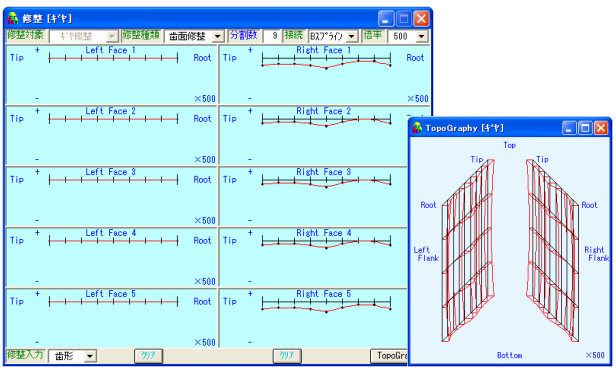


図 A.13　ギヤ歯形(反作用面は理論歯形)

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．



図 A.14　諸元設定



図 A.15　メッシュ

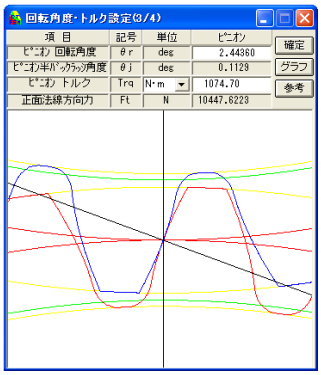


図 A.16　かみ合い

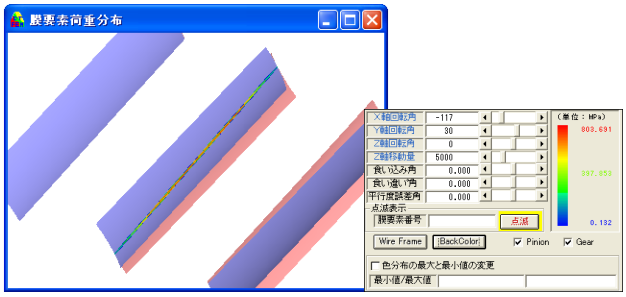


図 A.17　歯面応力(803.7MPa)

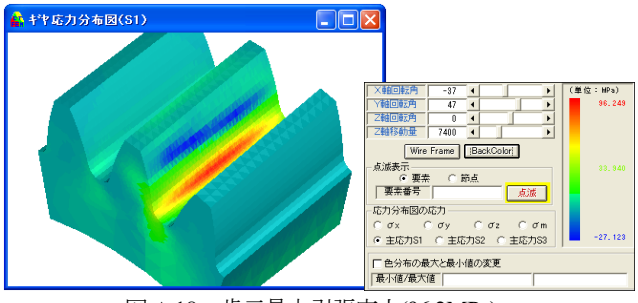


図 A.18　歯元最大引張応力(96.2MPa)

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．

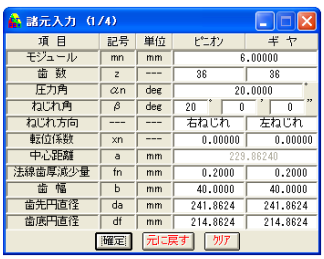


図 A.19　諸元設定



図 A.20　メッシュ

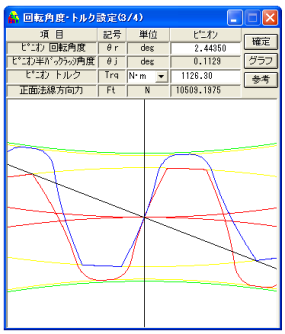


図 A.21　かみ合い

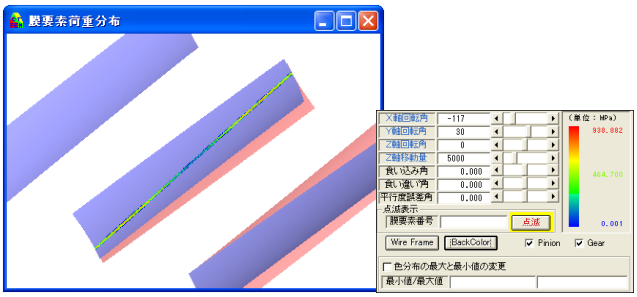


図 A.22　歯面応力(938.9MPa)

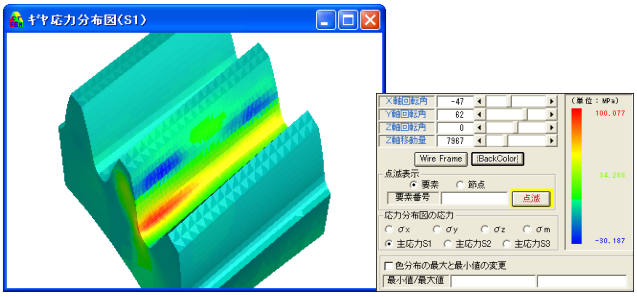


図 A.23　歯元最大引張応力(100.1MPa)

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.

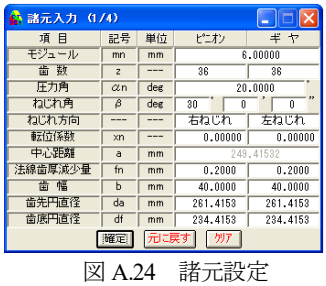


図 A.24　諸元設定



図 A.25　メッシュ

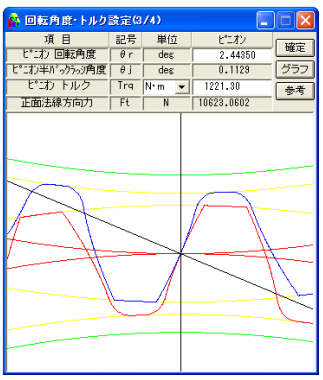


図 A.26　かみ合い

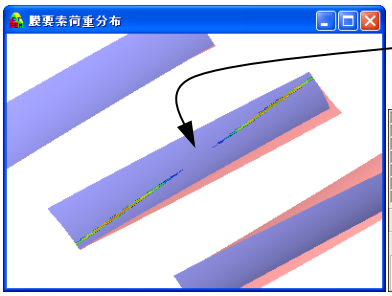


図 A.27　歯面応力(799.9MPa)

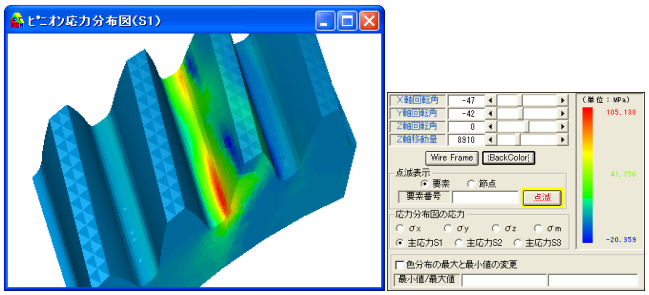


図 A.28　歯元最大引張応力(105.1MPa)

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．

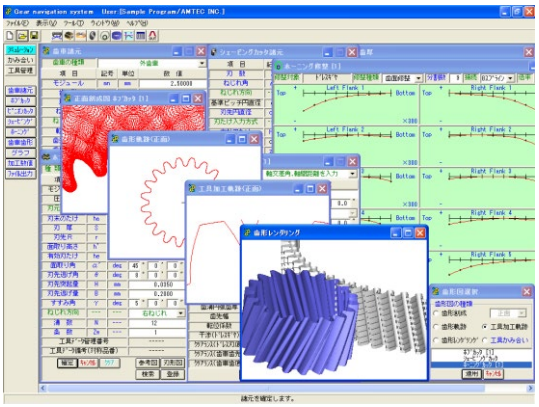


図 B.1 Gear Navigation System

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

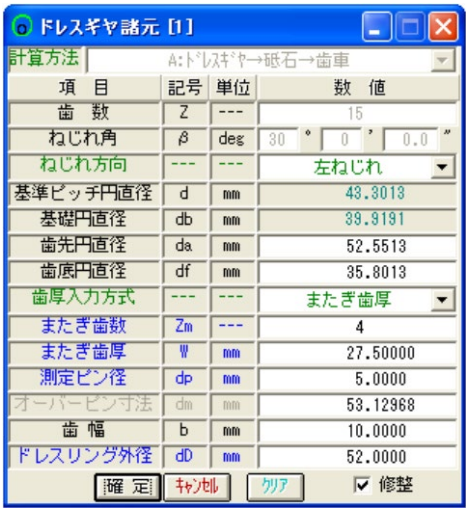


図 B.5 ドレスギヤ(S)諸元

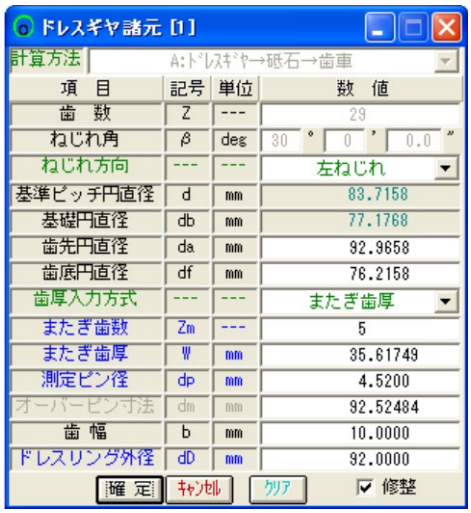


図 B.6 ドレスギヤ(K)諸元

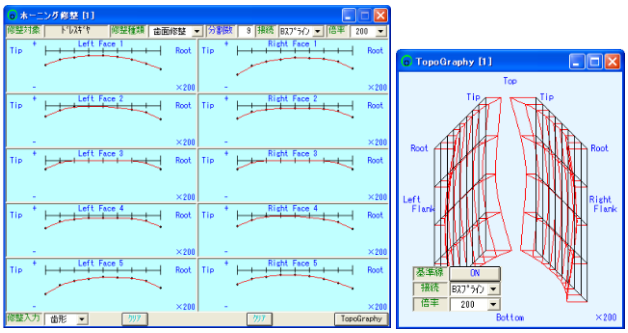


図 B.7 ドレスギヤの歯面修整とトポグラフ

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 ﾎｰﾆﾝｸﾞﾞ砥石諸元(S)



図 B.9 ﾎｰﾆﾝｸﾞﾞ砥石諸元(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

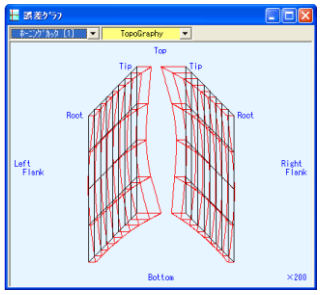


図 B.10 トポグラフ(S)

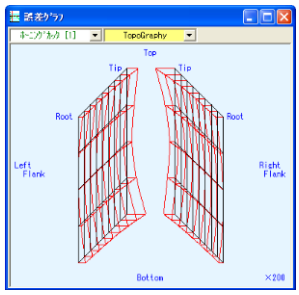


図 B.11 トポグラフ(K)

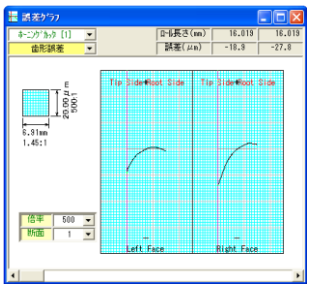


図 B.12 歯形グラフ 1(S)

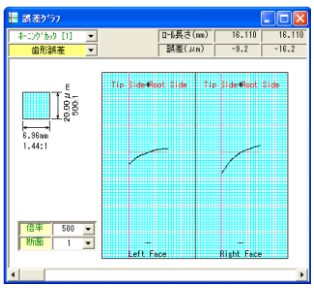


図 B.13 歯形グラフ 1(K)

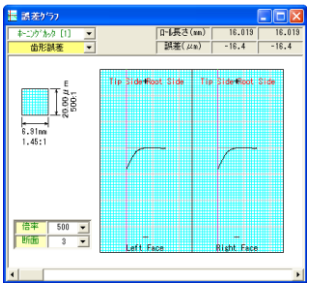


図 B.14 歯形グラフ 3(S)

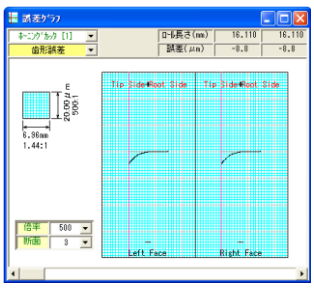


図 B.15 歯形グラフ 3(K)

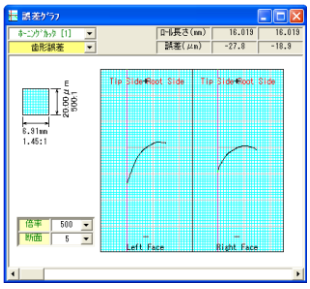


図 B.16 歯形グラフ 5(S)

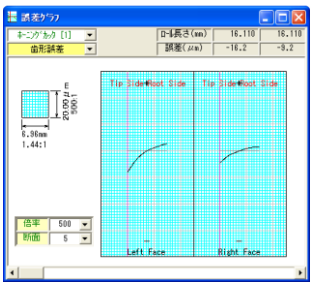


図 B.17 歯形グラフ 5(K)

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．

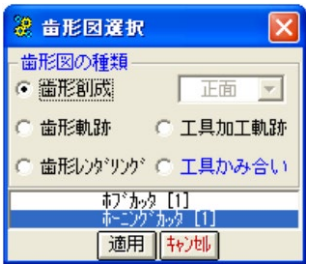


図 B.18 歯形図選択

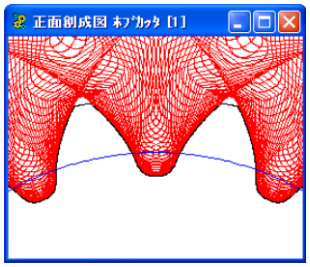


図 B.19 ホブ創成図 1

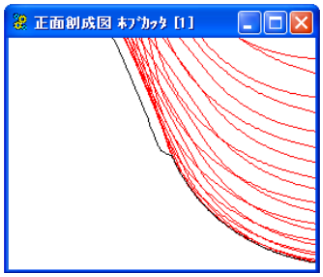


図 B.20 ホブ創成図 2
歯元付近の拡大

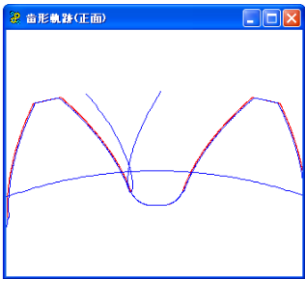


図 B.21 歯形軌跡 1

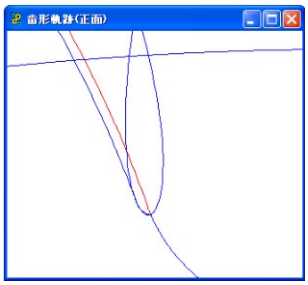


図 B.22 歯形軌跡 2
歯元付近の拡大

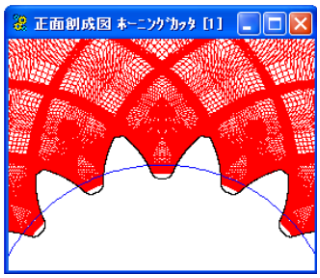


図 B.23 砥石創成図 1

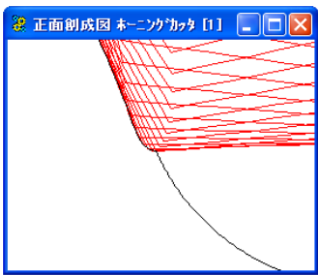
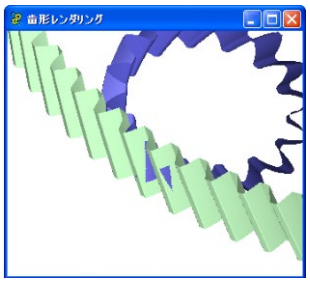
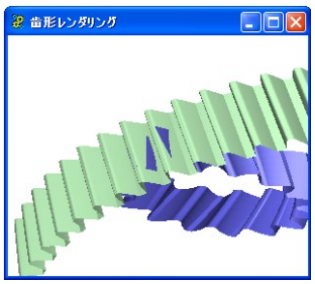


図 B.24 砥石創成図 2
歯元付近の拡大



図 B.25 歯形レンダリング

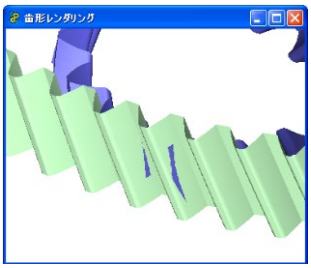


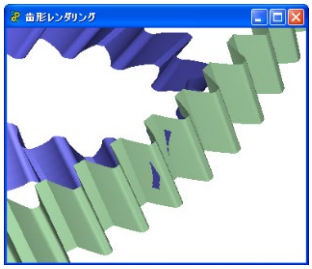


ホブ加工した歯車と砥石のかみ合い
ホーニング：片面 0.05mm

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．

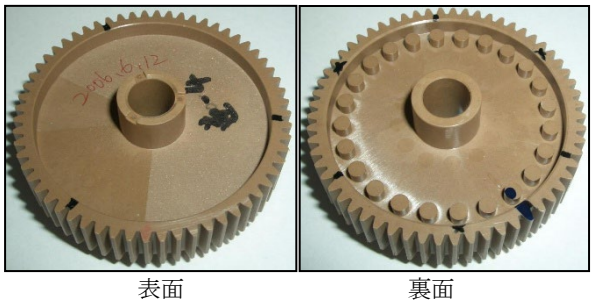
このような非効率的な方法を解決するため 1 回目成形時の歯形を基本にして，その逆の変形歯形を与えれば収縮後の歯車が真円となると考え，逆変形歯形を与える機能を持つソフトウェア(GearPro Master)を開発した．本ソフトウェアを使用して成形実験した結果，非常に有効な結果が認められたのでここに報告する．

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．

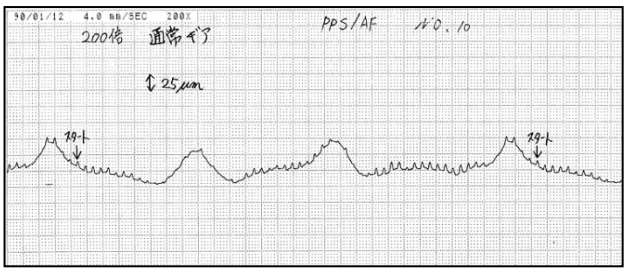


図 C.2 両歯面かみ合い試験結果(その 1)
全かみ合い誤差=73μm，1 ピッチかみ合い誤差=25μm

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．

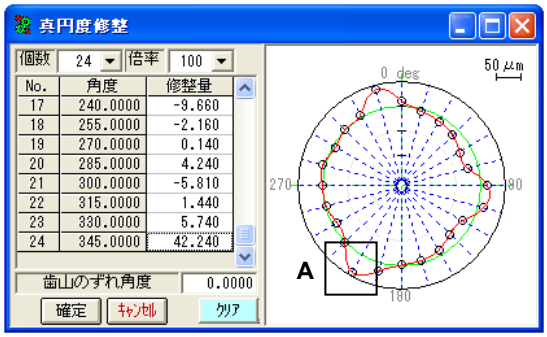


図 C.3 真円度修整

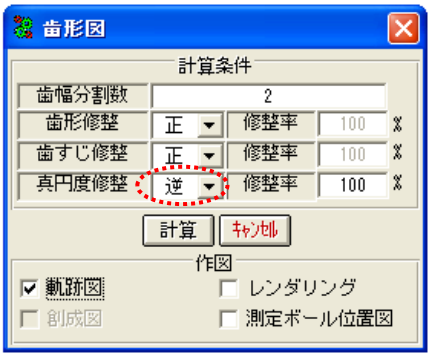


図 C.4 歯形図選択

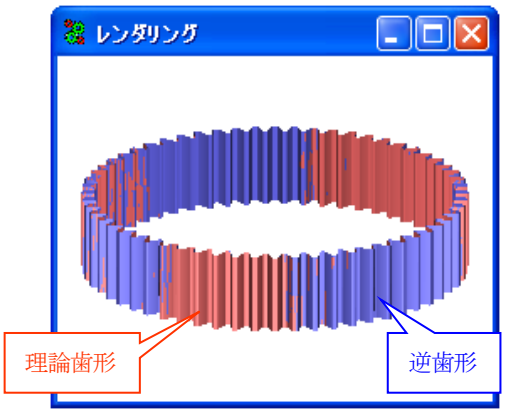


図 C.5 歯形レンダリング

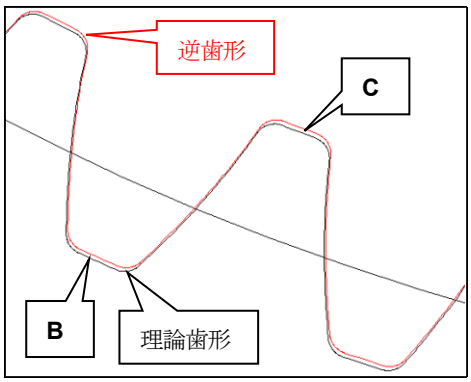


図 C.6 拡大歯形(図 C.3 の[A])

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．

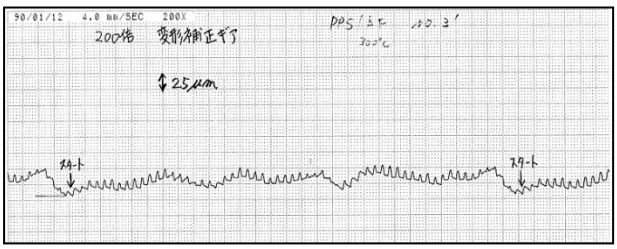


図 C.7 両歯面かみ合い試験結果(その 2)
全かみ合い誤差=42μm，1 ピッチかみ合い誤差=15μm

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．

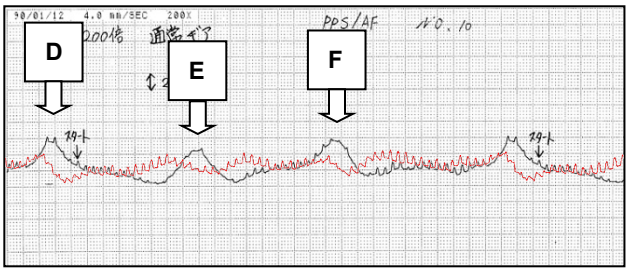


図 C.8 修整前後の両歯面かみ合い試験の重ね合わせ

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．

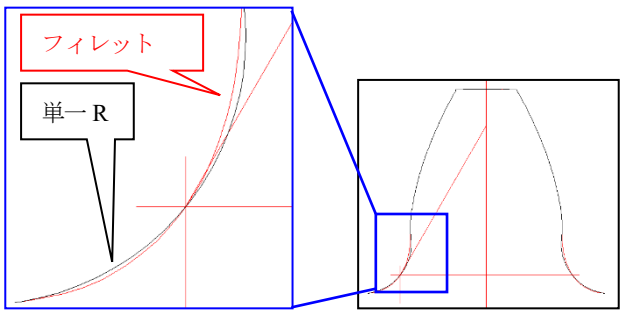


図 D.1 歯元形状（フィレット形状と単一 R）

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．



図 D.2 検討歯車

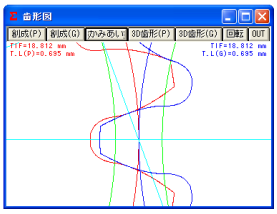


図 D.3 歯形かみ合い

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．

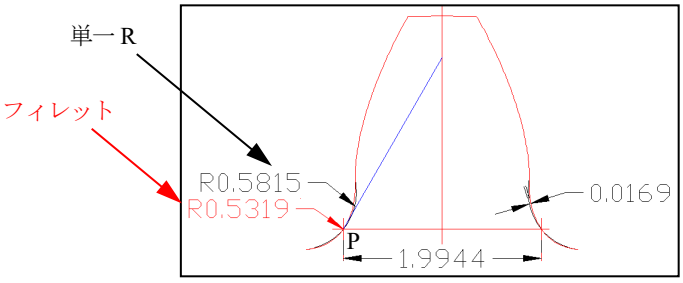
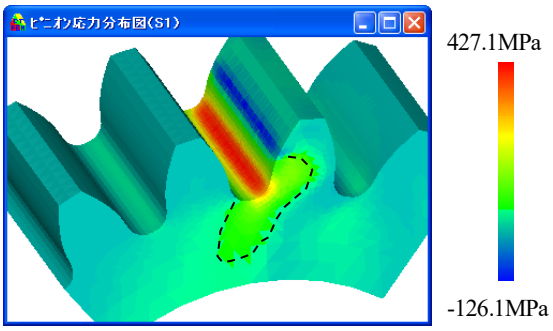


図 D.4 歯形

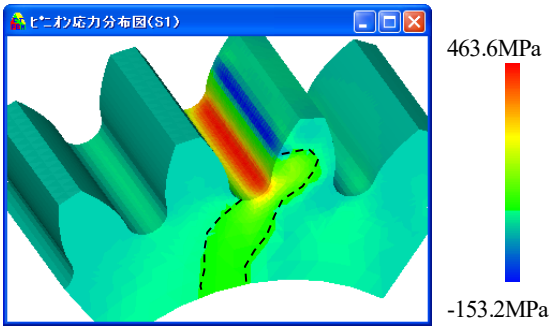
D3. 応力解析

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．

$$x = m\left(\theta/2 \pm c_j/2\right) \quad \text{[mm]} \tag{1}$$

$$y = m\left(1+c\right)\cdot\sin\left(\theta+\pi/2\right) \quad \text{[mm]} \tag{2}$$

$$\alpha = \pi/2 - \tan^{-1}\left(2h_f/m\right) \quad \text{[rad]} \tag{3}$$

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．

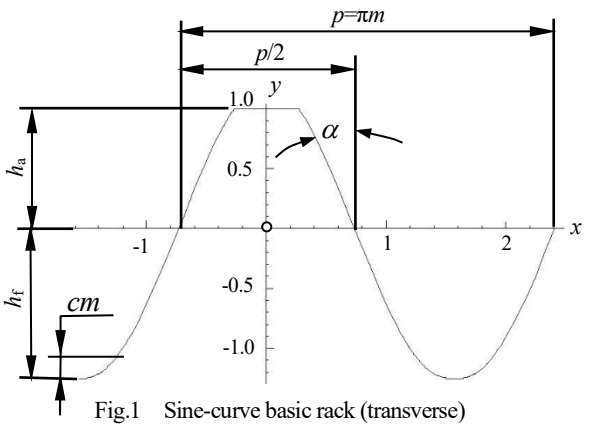


Fig.1　Sine-curve basic rack (transverse)

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)	

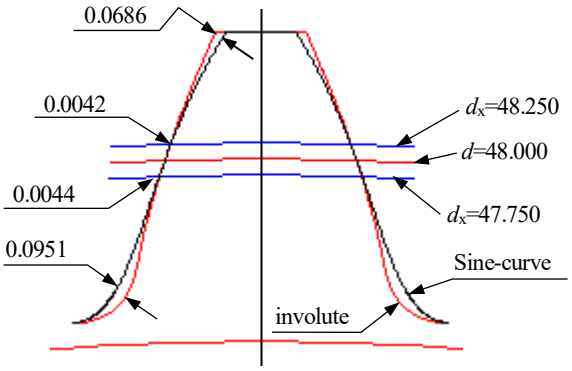


Fig.2　Tooth profiles (involute and sine-rack gear)

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，

$$\xi_p = \frac{\left|\mathbf{v}_p + \mathbf{v}_g\right|}{\left|\mathbf{v}_p\right|} \tag{5}$$

および

$$\xi_g = \frac{\left|\mathbf{v}_p + \mathbf{v}_g\right|}{\left|\mathbf{v}_g\right|} \tag{6}$$

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 ϕ=±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 ϕ=±4.72°）ではなく，それより小さい ϕ=±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．

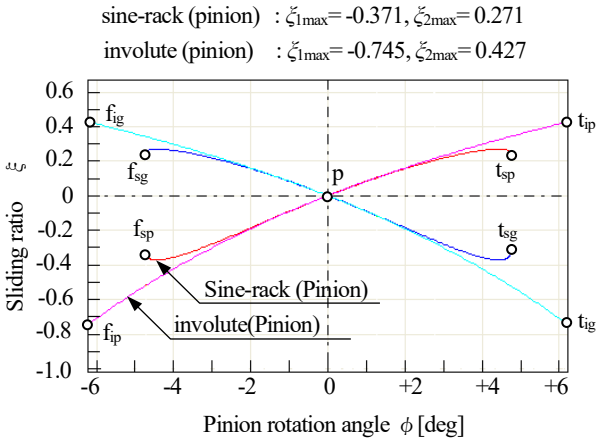


Fig.3　Sliding ratio of sine-rack gear and involute gear

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

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\overset{\frown}{B_p O_i B_g}}{\theta_{zi}} \tag{7}$$

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．

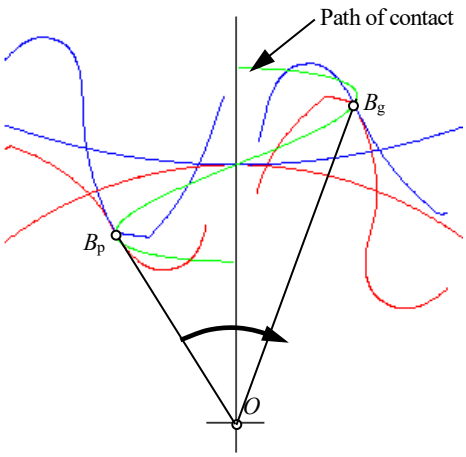


Fig.4　Contact on tooth tip position

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．

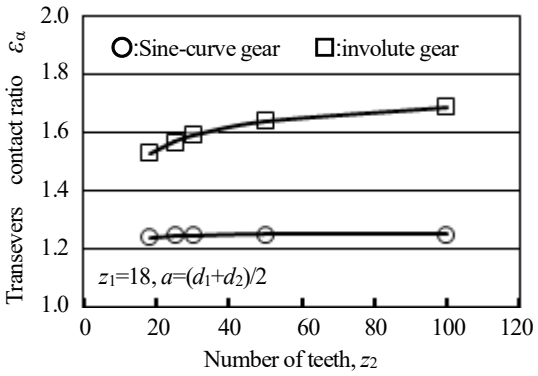


Fig.5 Contact ratio of sine-rack gear and involute gear

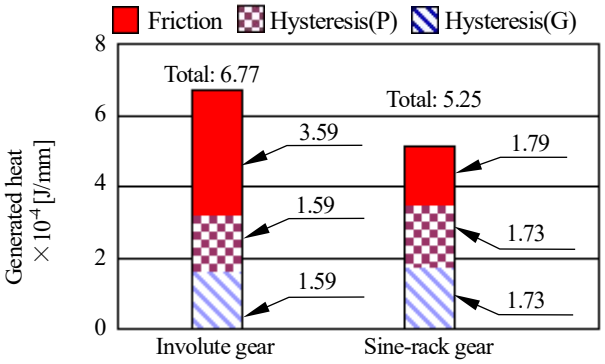


Fig.6 Specific heat generation on tooth surface

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．

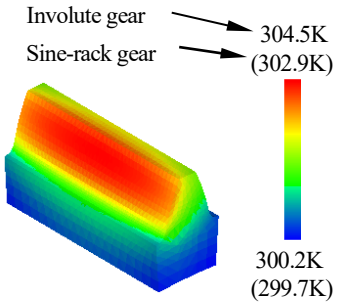


Fig.7 Temperature distribution

Table 2 Calculation conditions

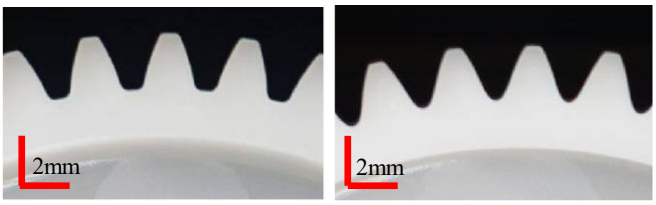
Item	Unit	Value
Material	-----	POM-C
Room temperature	℃	23
Young modulus	MPa	2550
Poisson ratio	-----	0.35
Specific torque	Nm/mm	0.125
Rotational speed	min^{-1}	300
Density	kg/cm^3	1410
Thermal conductivity	N/s・K	0.28
Specific heat	J/(kg・K)	1330
Heat transfer coeficient	$W/(m^2\cdot K)$	30.0
Lubrication	-----	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．

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)

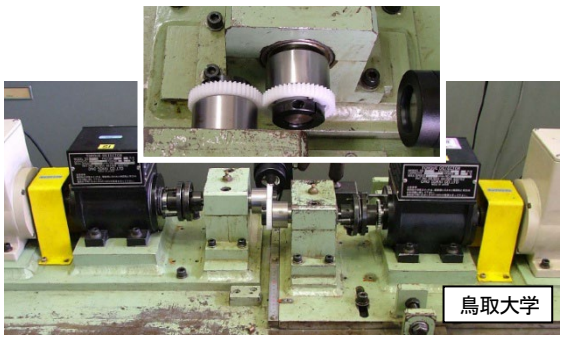


Fig.9 Photographs of test rig and test gears

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．

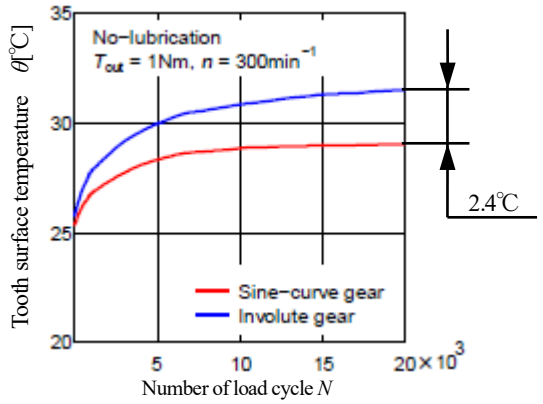


Fig.10　Cange in tooth surface temperature (no-lubrication)

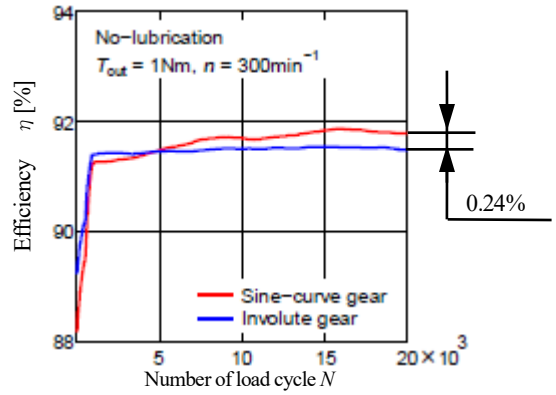


Fig.11　Cange in tooth surface efficiency (no-lubrication)

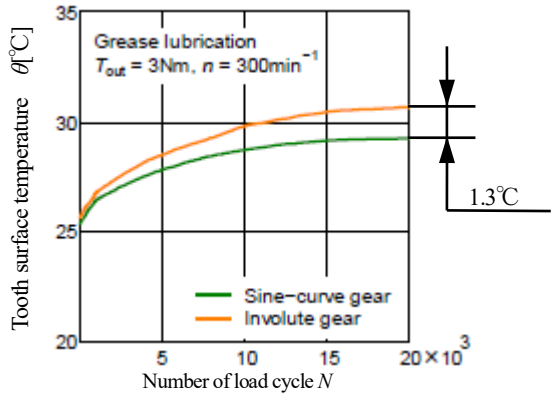


Fig.12　Cange in tooth surface temperature (Grease lubrication)

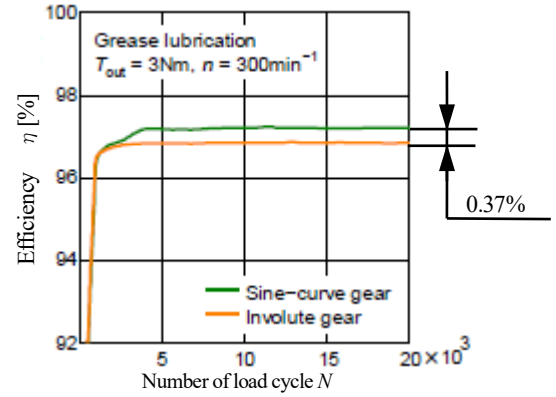


Fig.13　Cange in tooth surface efficiency(Grease lubrication)

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．

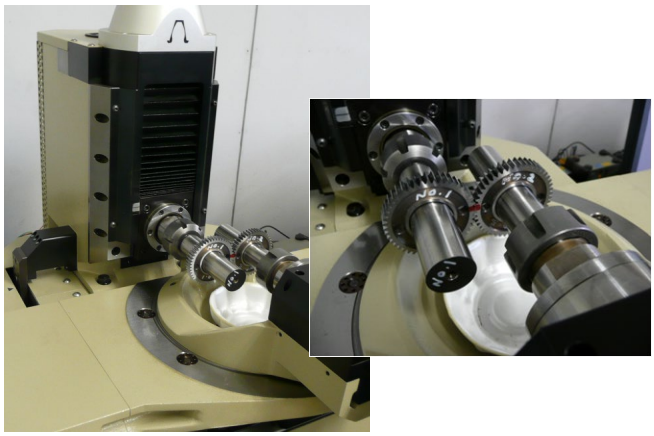


Fig.14　Transmission error measuring instrument

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

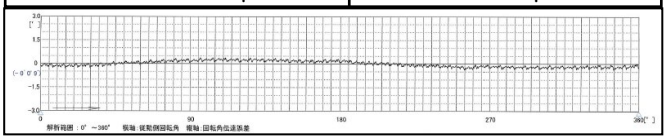


Fig.15　Test result　(transmission error)

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．

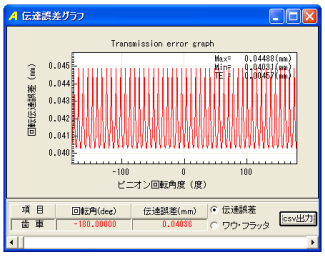


Fig.16　Transmission error analysis

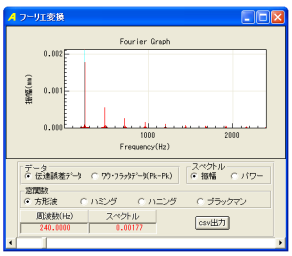


Fig.17　Fourier analysis

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）．

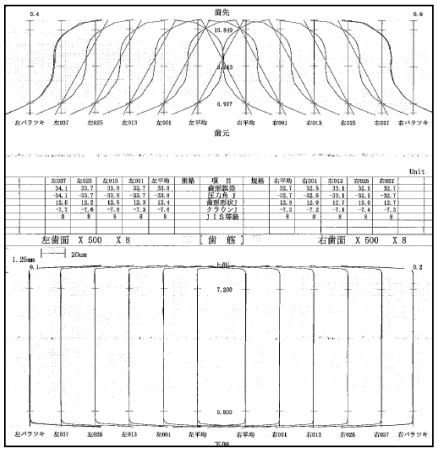


Fig.18　Gear inspection

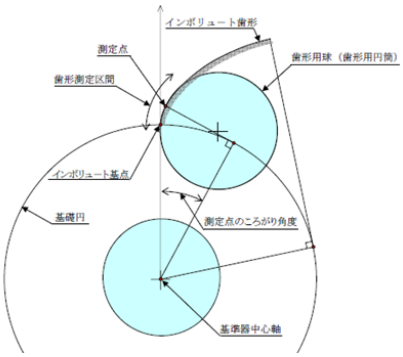


Fig.19　Gear inspection

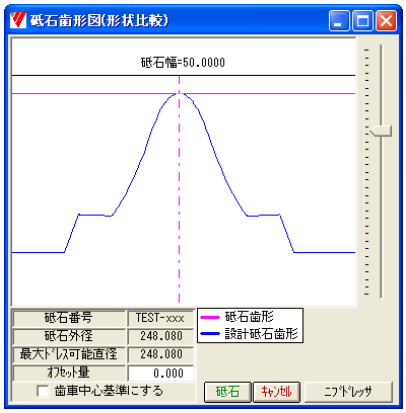


Fig.22　Tooth profile of grinding stone (normal)

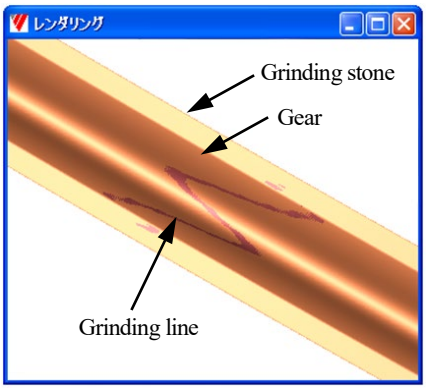


Fig.23　Tooth rendering

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.

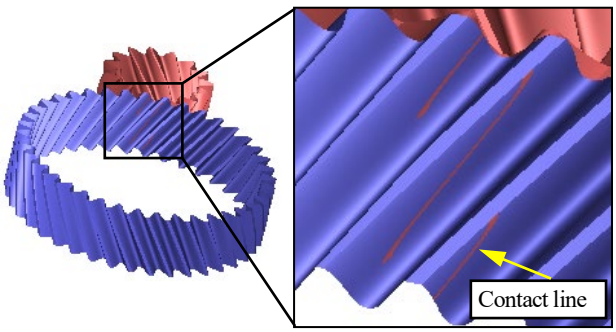


Fig.20　Helical sine gear（$m1, z_1$=15, , z_2=40, β30°）

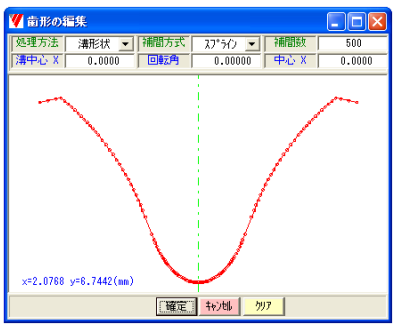


Fig.21　Tooth profile (transverse)

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．

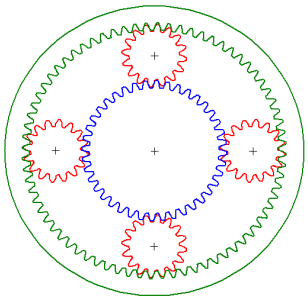


図 F.1 シングルピニオン式遊星歯車

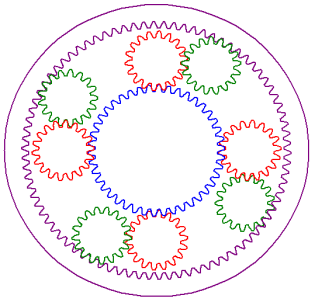


図 F.2 ダブルピニオン式遊星歯車

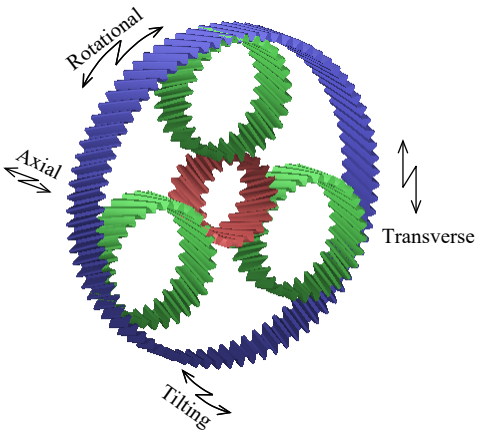


図 F.3 遊星歯車の起振力成分

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

$$(1+\lambda)N_c = N_r + \lambda N_s \qquad \text{(F.1)}$$

②ダブルピニオン式遊星歯車

$$(1-\lambda)N_c = N_r - \lambda N_s \qquad \text{(F.2)}$$

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

		条件			減速比
	Ring gear / Sun gear / Carrier	駆動	従動	固定	$i = N_1/N_2$
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

		条件			減速比
	Ring gear / Sun gear / Carrier	駆動	従動	固定	$i = N_1/N_2$
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/Zsで正規化して，

$$\Delta P_i = \delta_i \Big/ \frac{360}{Z_s} - \mathrm{int}\left(\delta_i \Big/ \frac{360}{Z_s} \right) \quad \text{(pitch)} \qquad \text{(F.7)}$$

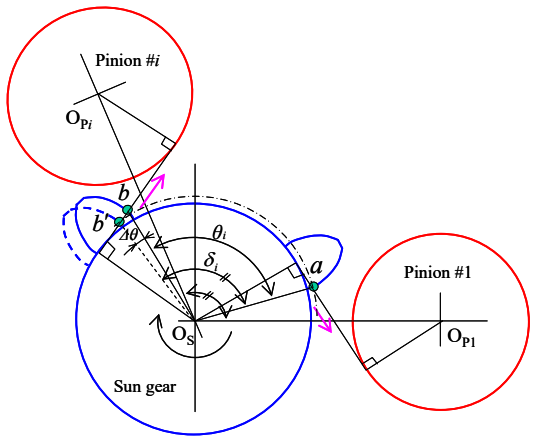


図 F.4 かみ合い位相の定義

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

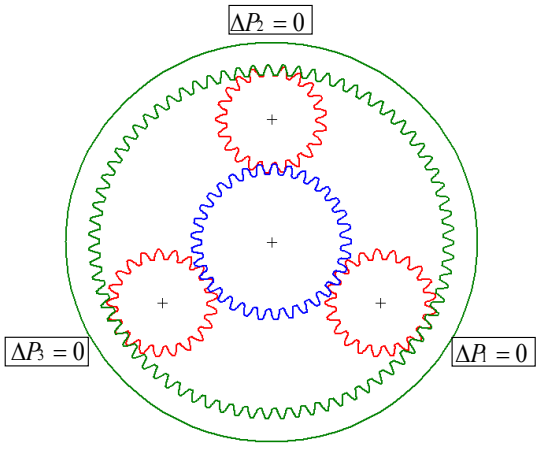


図 F.5 In phase(同位相)遊星歯車

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)

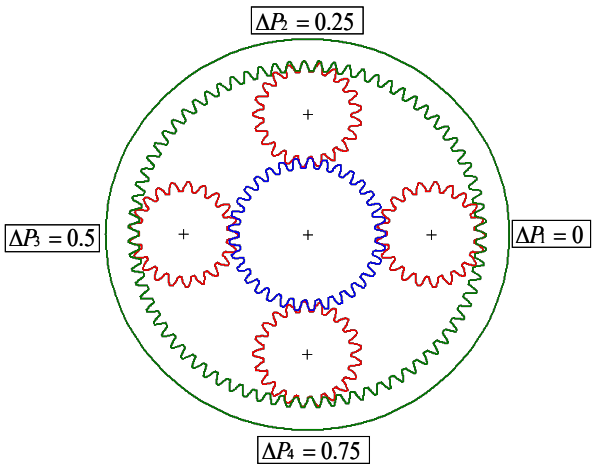


図 F.6 Sequentially phased 遊星歯車

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)

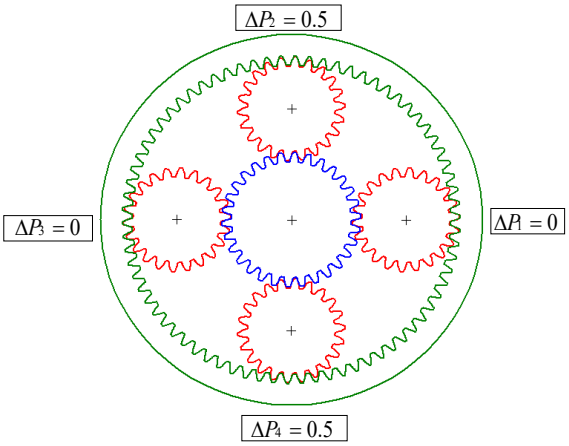


図 F.7 Counter phased 遊星歯車

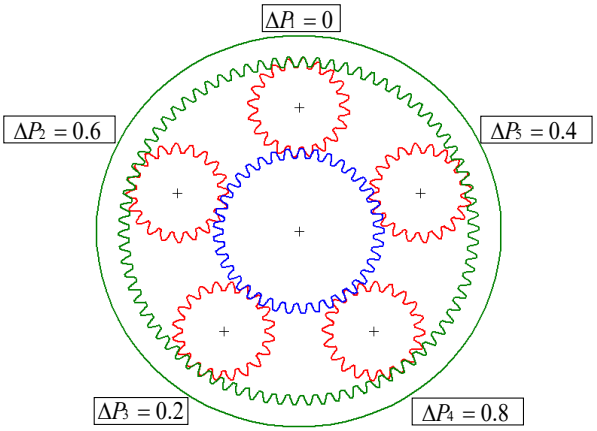


図 F.8　5 ピニオン遊星歯車の最適位相

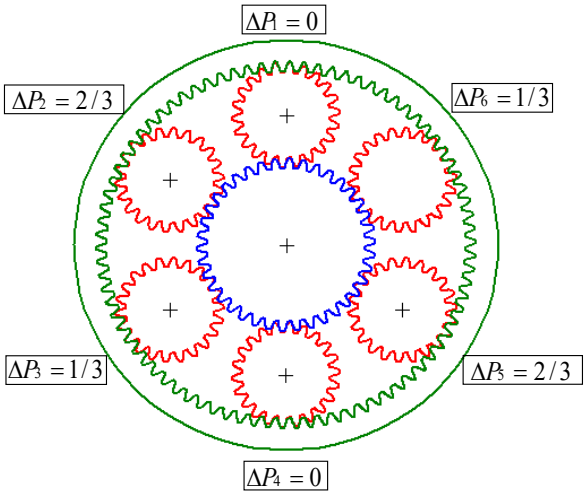


図 F.9　6 ピニオン遊星歯車の最適位相

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．

$$(Z_s + Z_r)/k_p \neq integer \quad \text{----} \quad \text{ピニオン不等配置}$$

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，

$$\theta_{\min} = \frac{360}{Z_s + Z_r} = \frac{360}{117} = 3.077$$

$$\therefore \delta_1 = \delta_2 = \delta_3 = 89.23°，\delta_4 = 92.31°$$

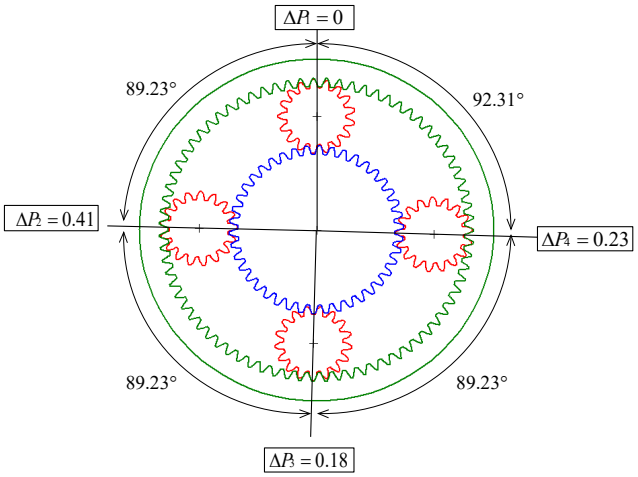


図 F.10 Unequally spaced　遊星歯車

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．

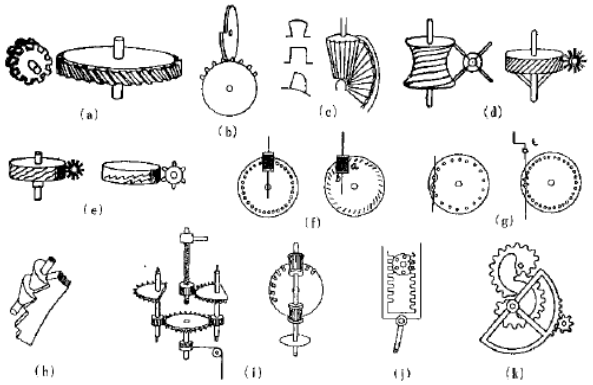


図 G.1　各種歯車装置のスケッチ [2]

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．

$$\pi^2 = 9\left(1+\frac{1^2}{3\cdot 4}+\frac{1^2\cdot 2^2}{3\cdot 4\cdot 5\cdot 6}+\frac{1^2\cdot 2^2\cdot 3^2}{3\cdot 4\cdot 5\cdot 6\cdot 7\cdot 8}+\cdots\right) \qquad (1)$$

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．

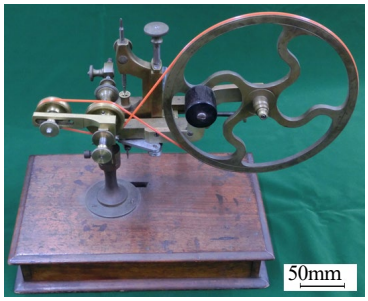


図 G.2　歯ざらえ機

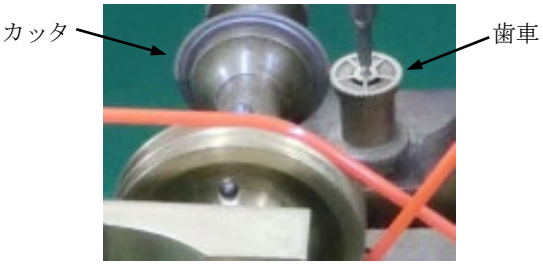


図 G.3　歯車と工具

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．

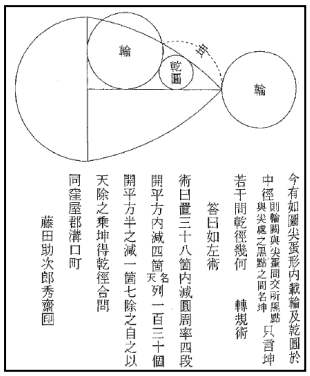


図 G.4 サイクロイドの算額

$$d = \frac{(67 - 2\sqrt{130})S}{98(\sqrt{38 - 4\pi} - 4)} \qquad (2)$$

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．

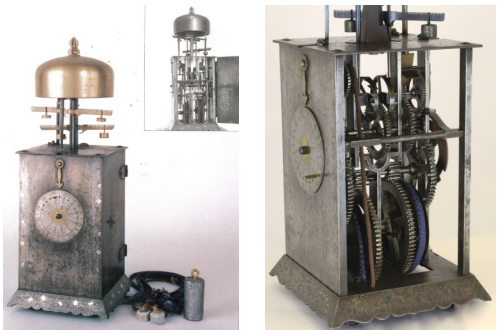

三代目津田助左衛門信貫　製作（1688 年）
図 G.5　二挺天符櫓時計（セイコーミュージアム所蔵）

表 G.1　歯車諸元（1 段目歯車）

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
Face width	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)

詳しくは，日本機械学会論文集　Vol. 83(2017) No. 847「和時計から日本の歯車の源流を探る」をご覧ください．
https://www.jstage.jst.go.jp/article/transjsme/83/847/83_16-00295/_pdf
計算機や工作機械がない時代でもこのようなことができたという技術への取り組みの本質を見直すきっかけになれば良いのではないかと思っています．

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．

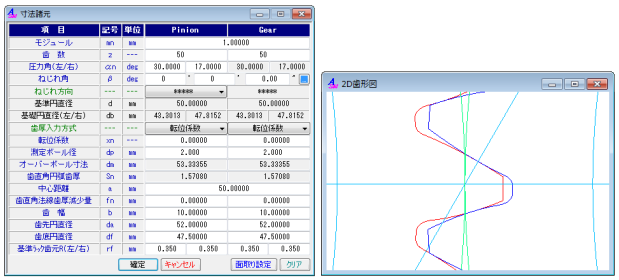
圧力角が 25°や 27°の歯車は，製鉄所の圧延機のような高負荷歯車装置には曲げ強度の向上から採用されているが，非対称歯形歯車は作用歯面に高圧力角(30°以上)を有する歯形である．両歯面を高圧力角の対称歯形とすると歯先尖りとなるため歯形が成立しない．そのため歯たけを保つためには必然的に非対称歯形にする必要がある．その一例を図 H2 に示す．この例では，作用側圧力角 α_{nR}=30°，反作用側圧力角 α_{nL}=17°,としている．高圧力角歯形は，標準圧力角(20°)に比べ，ヘルツ応力は大きく低下し，摩擦係数は小さく，すべり率は小さく，そしてフラッシュ温度を低く抑えることができる．しかし，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．



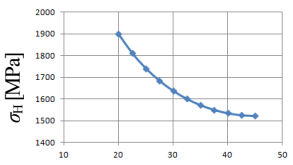
図H.1　An-70と遊星歯車機構[1]

H.2 高圧力角の効果

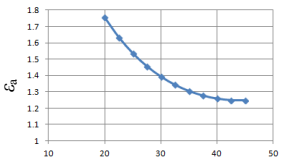
かみ合い圧力角を大きくすることでヘルツ応力などが，どのように変化するかを検討する．検討する歯車諸元は，モジュール m=1，歯数 z_1=z_2=50，ねじれ角 β=0° 転位係数 x_{n1}=x_{n2}=0，歯幅 b=10mm，トルク T=100N･m，回転速度 n=1000min^{-1} とし，作用側圧力角 α_{nR} だけを20～45°の範囲で変化させて計算した．反作用側歯面の圧力角 α_{nL} は無視している．その結果，図H.3～H.6に示すように，かみ合い圧力角20°のとき σ_H=1899MPaのヘルツ応力が圧力角35°では，σ_H=1573MPa（1/1.21倍）と低下し，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．



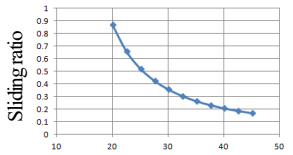
図H.2　非対称歯形歯車の諸元と歯形



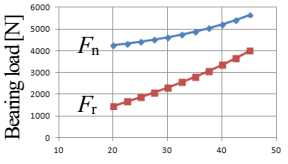
図H.3　ヘルツ応力の変化



図H.4　正面かみ合い率



図H.5　すべり率



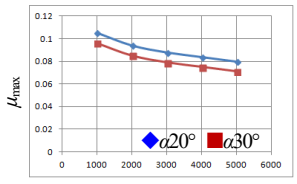
図H.6　軸受荷重

H.3 フラッシュ温度

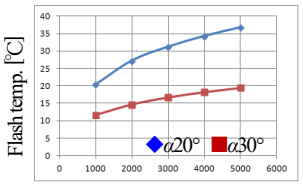
図H.2と同諸元で材料をSCM420（熱伝達率60.0[W/mK]），潤滑油をISO VG100，油温70℃，歯面粗さRz2.5, Ra0.4, 回転速度1000～5000 min^{-1}として図H.7のように設定し，摩擦係数(松本の式)[2]およびフラッシュ温度[3]を計算すると図H.8，H.9のようにいずれも圧力角 α_n=20°より α_{nR}=30°のほうが有利であることが解る．また，回転速度5000min^{-1} においてフラッシュ温度は17.3℃低くなる．また，図H.10 に圧力角の違いによるフラッシュ温度分布[4]を示すが，α_{nR}=30°のほうが9.7℃低いことが解る．



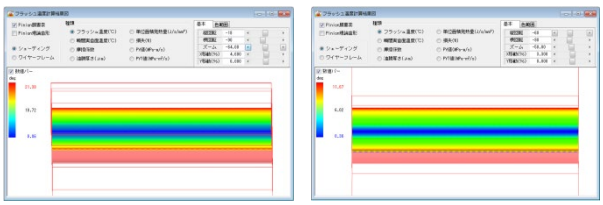
図H.7　フラッシュ温度条件設定



図H.8　摩擦係数



図H.9　フラッシュ温度



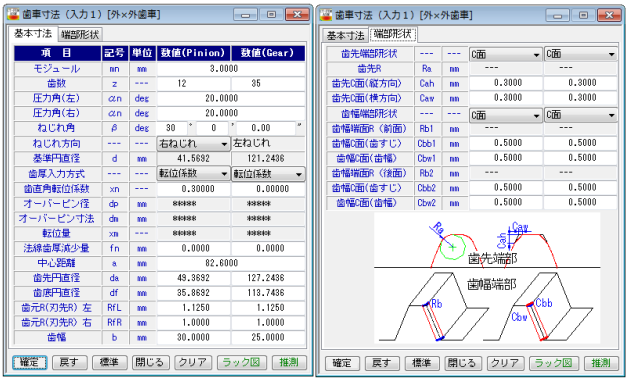
(a)α=20°，Tf_{max}=21.4℃　(b)α=30°，Tf_{max}=11.7℃

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

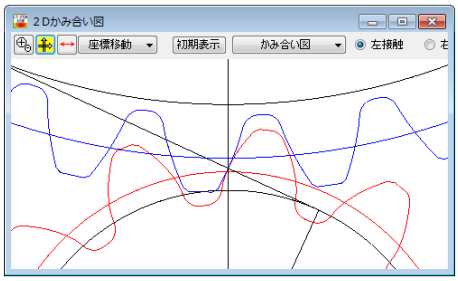
H.4.1 対称歯形歯車

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．

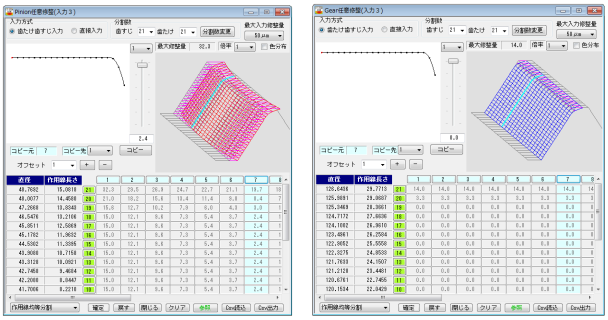


(a) 諸元　　(b) 面取り設定

図H.11　歯車諸元

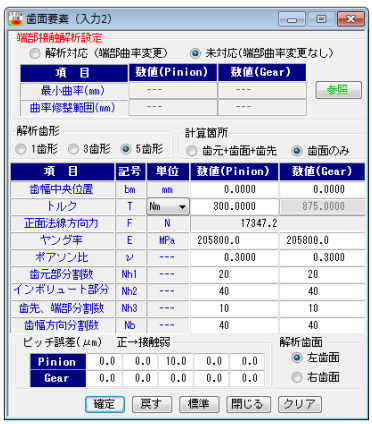


図H.12　かみ合い歯形



(a)ピニオン　　(b)ギヤ

図H.13　歯面修整

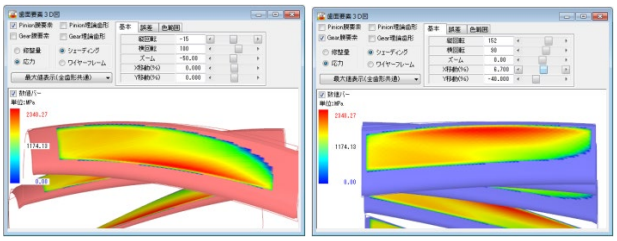


図H.14　歯面要素設定

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

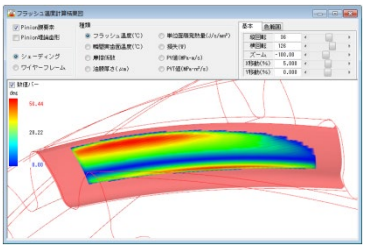


(a)ピニオン　　(b)ギヤ

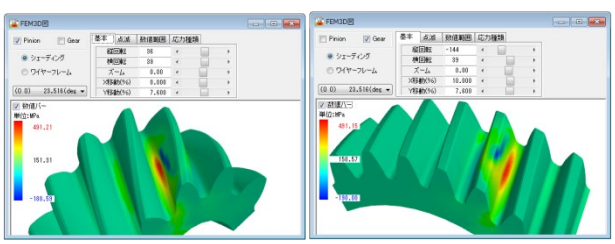
図H.16　歯面応力（σ_{Hmax}=2348MPa）



図H.17　フラッシュ温度計算の設定

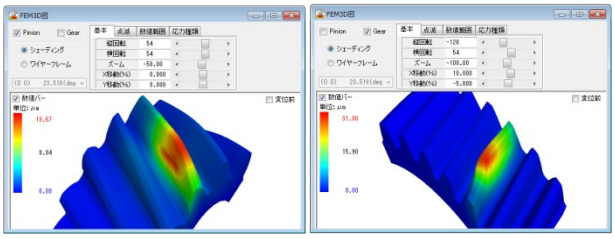


図H.18　フラッシュ温度（T_{fmax}=56.4℃）



(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°

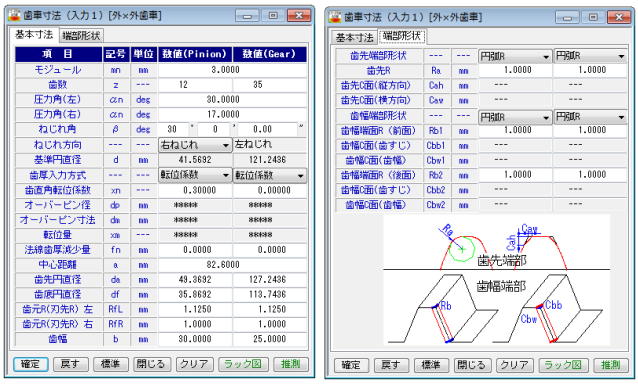


(a)ピニオン，δ_{max}=19.7μm　　(b)ギヤ，δ_{max}=31.8μm

図H.20　歯の変位（100倍），θp=23.52°

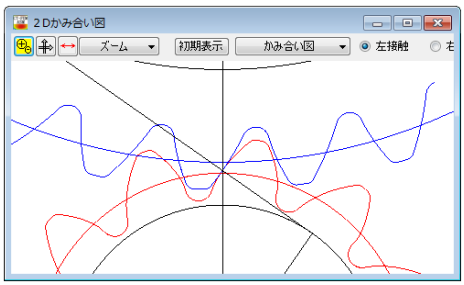
H.4.2　非対称歯形歯車

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．

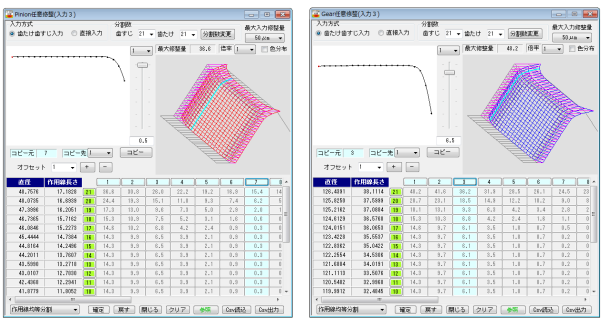


(a) 諸元　　(b) 面取り設定

図H.21　歯車諸元

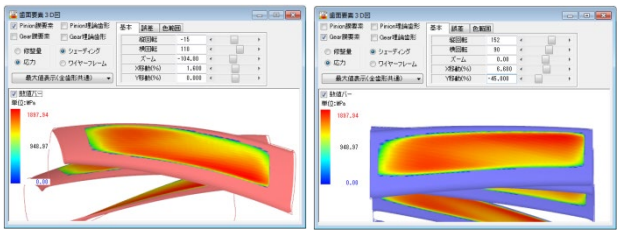


図H.22　かみ合い歯形



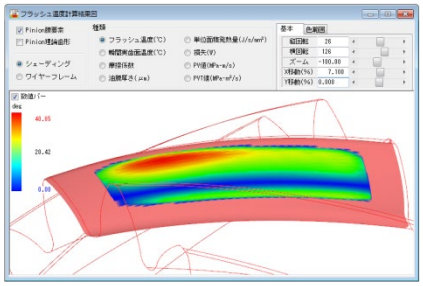
(a)ピニオン　　(b)ギヤ

図H.23　歯面修整

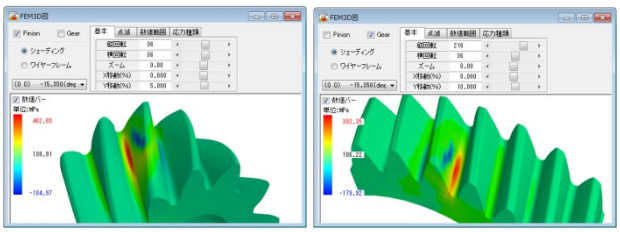


(a)ピニオン　　(b)ギヤ

図H.24　歯面応力（σ_{Hmax}=1898MPa）

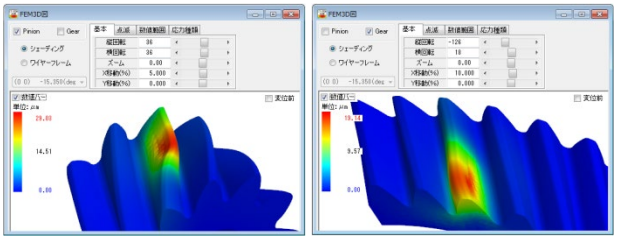


図H.25　フラッシュ温度（Tf_{max}=40.9℃）



(a)ピニオン，σ_{1max}=463MPa　　(b)ギヤ，σ_{1max}=404MPa

図H.26　歯元曲げ応力

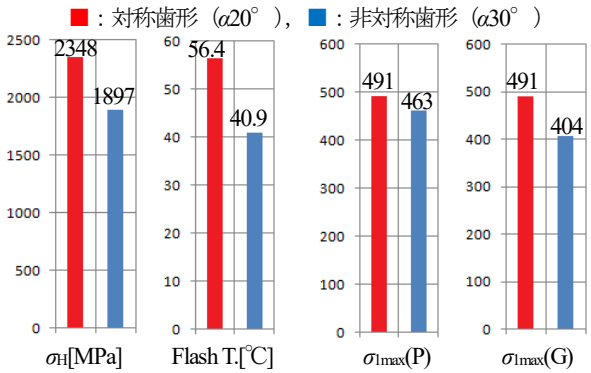


(a)ピニオン，δ_{max}=29.0μm　　(b)ギヤ，δ_{max}=19.1.0μm

図H.27　歯の変位（100倍），θp=-15.35°

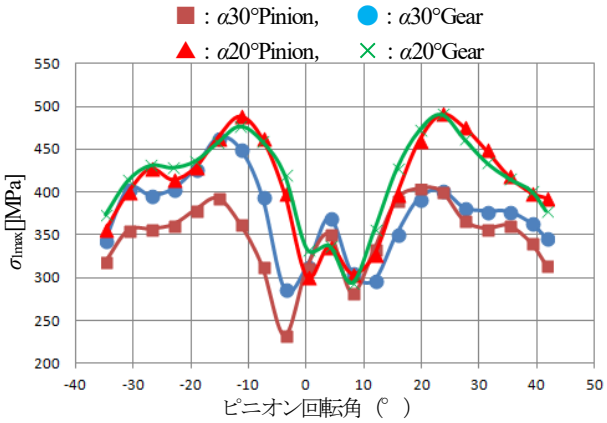
H.4.3　対称歯形歯車と非対称歯形歯車の比較

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．



(a) 対称歯形（α20°）　(b) 対称歯形（α30°）

図H.30　寿命計算結果

H.5　まとめ

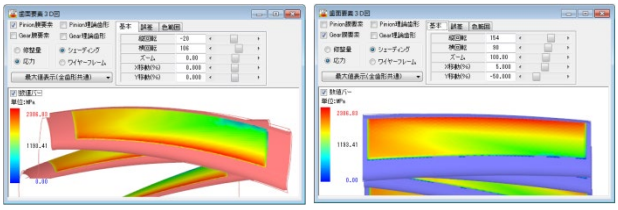
本例の非対称歯形（α30°）と，対称歯形（α20°）の歯面強さ，フラッシュ温度そして曲げ強さを比較すると

(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．

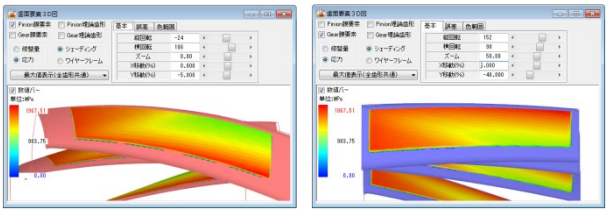
H.6　補足1（無修整歯形）

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．



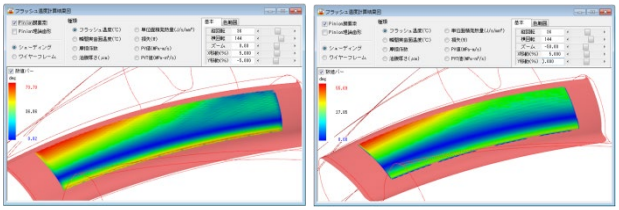
(a)ピニオン　(b)ギヤ

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]

◆Webにも資料を掲載していますのでご覧ください．

参考資料

1) 久保愛三，日本歯車工業会説明会資料(2012)
2) 松本將，混合潤滑状態にある転がり-すべり接触面の摩擦係数推定式，トライボロジスト（日本トライボロジー学会誌），56巻，10号（2011-10）pp.632-638
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．

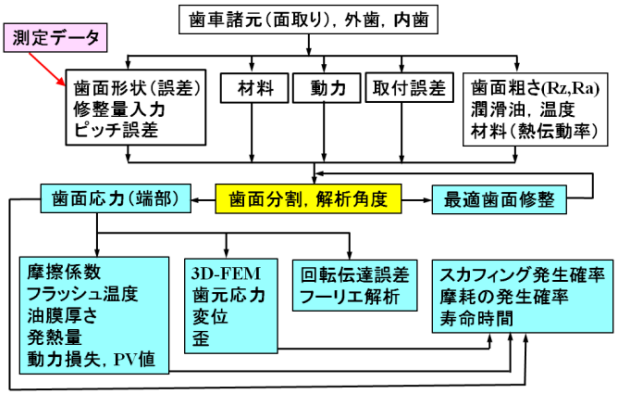
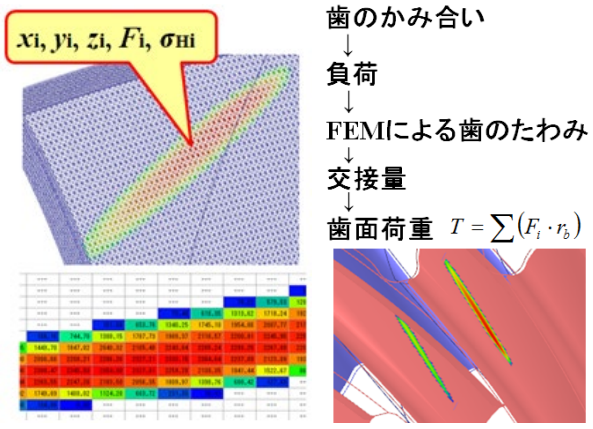


図 I.1　解析ソフトウェア（CT-FEM Opera）の構成



(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．

$$f = f_{\mathrm{L}}(1-\alpha)+f_{\mathrm{S}}\cdot\alpha \tag{I.1}$$

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

$$D = (R_{Z1}+R_{Z2})/h_0 \tag{I.3}$$

f_s ：境界潤滑部分の摩擦係数（鉱油，f_L=0.01，f_s=0.11）
f ：摩擦係数　f_L ：流体潤滑負荷分担部分の摩擦係数
α ：接触域での境界潤滑部分の割合
D ：潤滑状態（$1<D$）
R_{z1}，R_{z2}：歯面粗さの最大高さ
h_0 ：2 面間の弾性流体潤滑最小油膜厚さ（油温）

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

$$t_{fl} = K\cdot\mu_{\mathrm{m}}\frac{X_\Gamma\cdot w_{\mathrm{Nr}}}{B_{\mathrm{M}}(b_{\mathrm{H}})^{0.5}}\left|(v_{\mathrm{r1}})^{0.5}-(v_{\mathrm{r2}})^{0.5}\right| \tag{I.5}$$

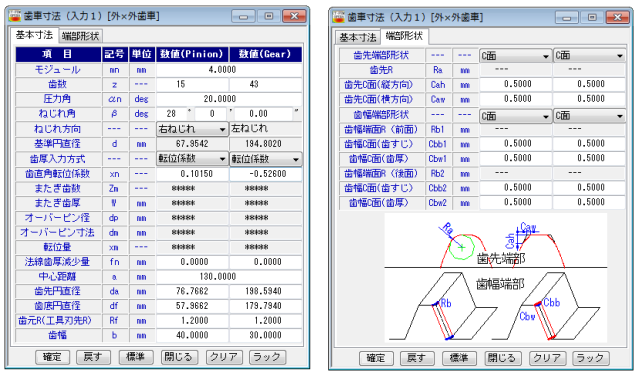
$$B_{\mathrm{M}} = (\lambda_{\mathrm{M}}\cdot\rho_{\mathrm{M}}\cdot c_{\mathrm{M}})^{0.5} \tag{I.6}$$

$$\mu_{\mathrm{m}} = 0.06\frac{1.13}{1.13-Ra} \tag{I.7}$$

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

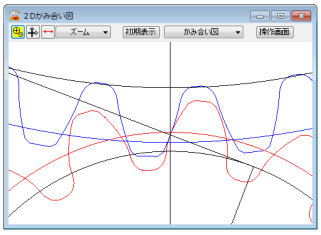


図 I.6　歯形

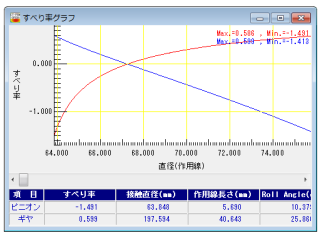


図 I.7　すべり率

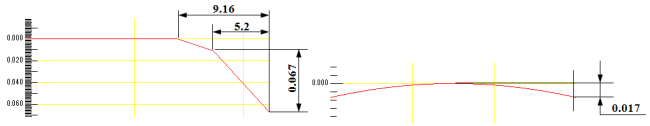


図 I.8　歯形・歯すじ修整（設計値）

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．

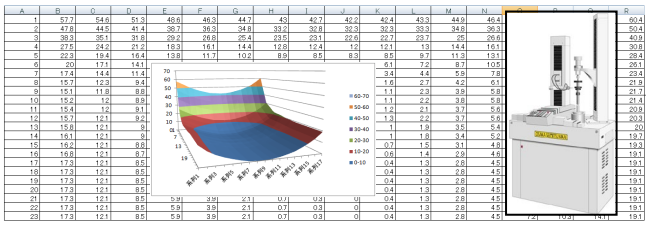


図 I.9　歯形・歯すじ修整（実測）

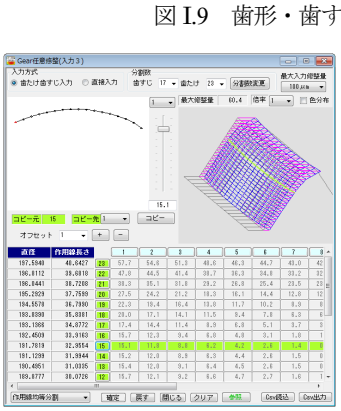


図 I.10　歯面データ(ギヤ)



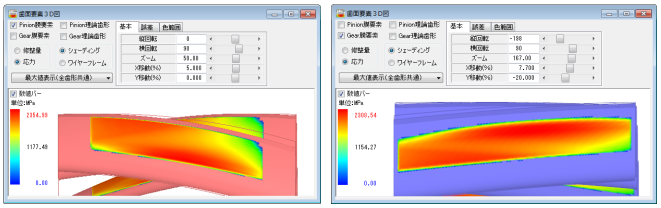
図 I.11　設定



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．



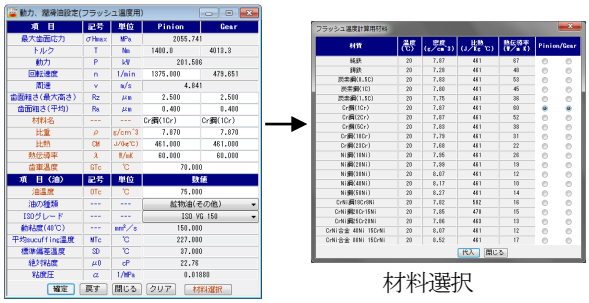
(a) Pinion　　(b) Gear

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．

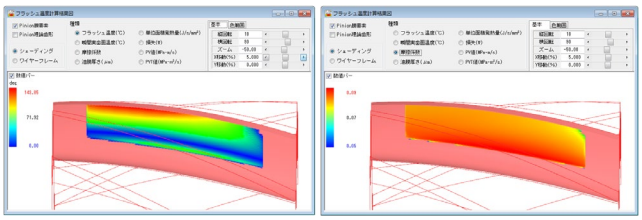


材料選択

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	478.651
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	
室化材料の有無	---	---	非室化材料	
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	---	1.28E+08	1.37E+08
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

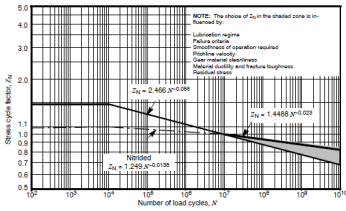


図 I.22　Pitting resistance stress cycle factor, Z_N[8]

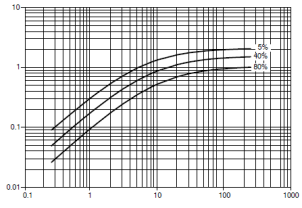
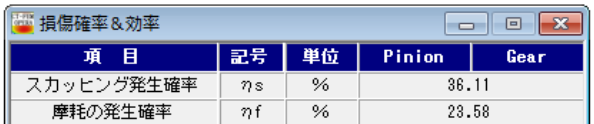


図 I.23　Probability of wear distress[9]，(%)



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．



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

参照

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

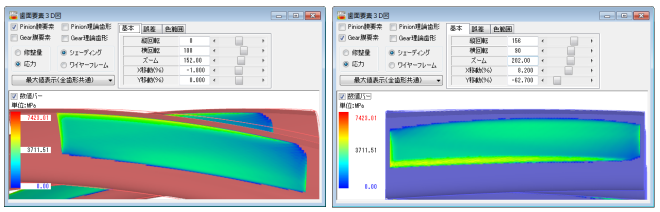
項　目	記号	単位	数値(Pinion)	数値(Gear)
歯幅中央位置	bm	mm	0.0000	0.0000
トルク	T	Nm	1400.0000	4013.3333
正面法線方向力	F	N	44567.8	
ヤング率	E	MPa	205800.0	205800.0
ポアソン比	ν	---	0.3000	0.3000
歯元部分割数	Nh1	---	40	40
インボリュート部分	Nh2	---	40	40
歯先、端部分割数	Nh3	---	10	10
歯幅方向分割数	Nb	---	80	80

ピッチ誤差(μm)　正→接触

Pinion	0.0	0.0	17.9	0.0	0.0
Gear	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

確定　戻す　標準　閉じる　クリア

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

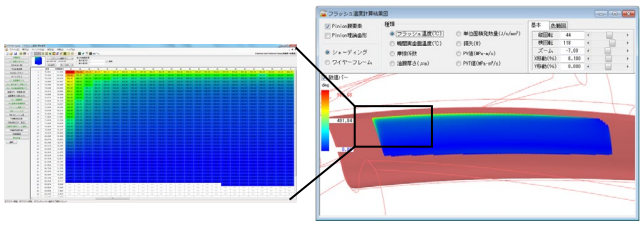


図 I.27　フラッシュ温度（端部解析），Tf_{max}=984℃

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．

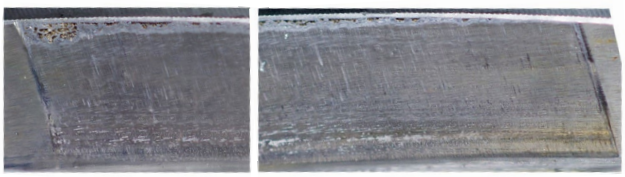


図 I.28　歯面損傷写真[10]（N_P=1×10⁶，ピニオン歯面，歯-14）



図 I.29　ギヤ歯面損傷[10]

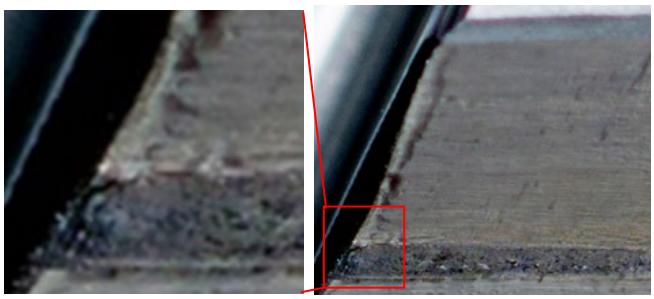


図 I.30　ギヤ歯面損傷端部拡大写真，歯 14，N_P=1.0×10^6

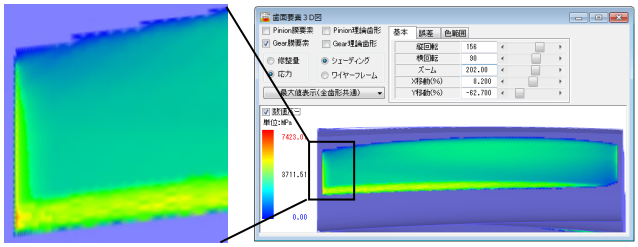


図 I.31　解析結果（ギヤ），端部解析, σ_{Hmax}=7423MPa

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．

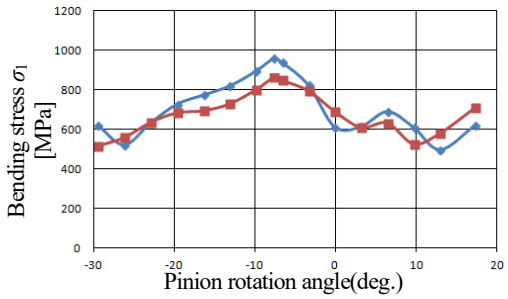


図 I.32　歯元曲げ応力 σ_{1max}(MPa)

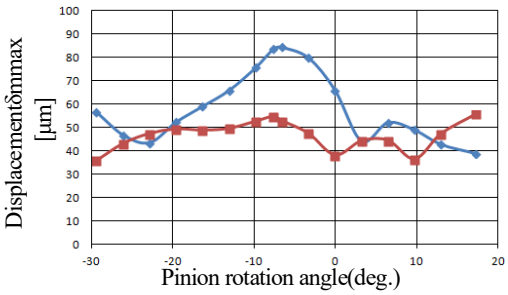
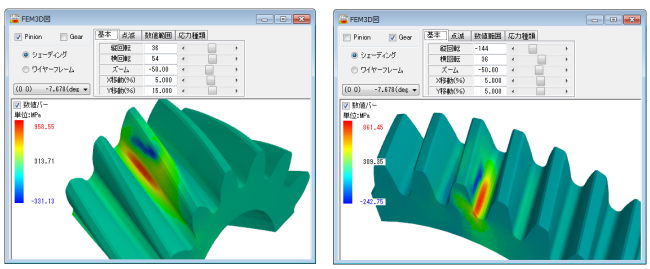
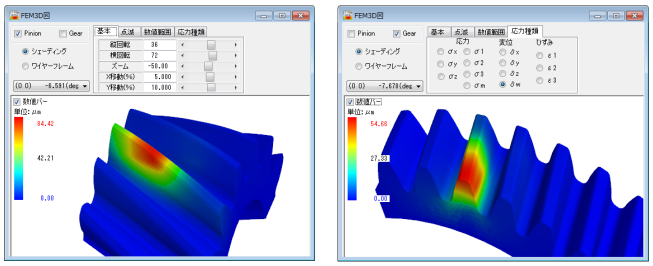


図 I.33　歯形変位 δ_{mmax}(μm)



(a)ピニオン，σ_{1max}=959MPa　　(b)ギヤ，σ_{1max}=861MPa

図 I.34　歯元応力（θ_P=-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）

カタログ(vol.18)，[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．

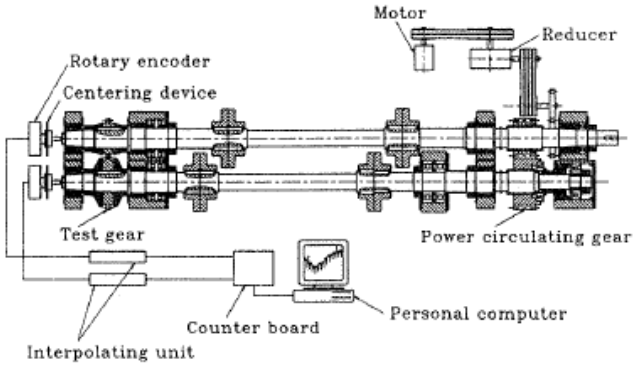


図 J.1　実験装置

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．

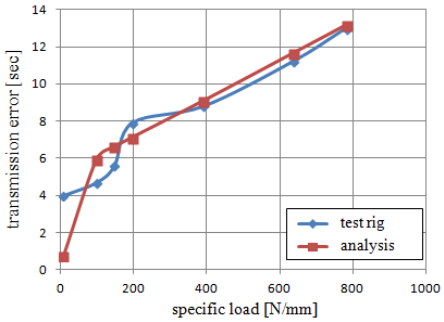


図 J.4　伝達誤差最大値（実験と解析）

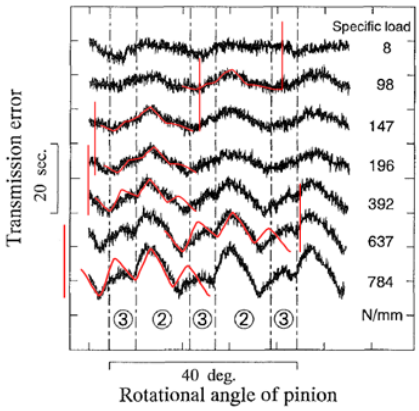


Fig.9　Transmission errors under several loads

図 J.5　伝達誤差（実験と解析）

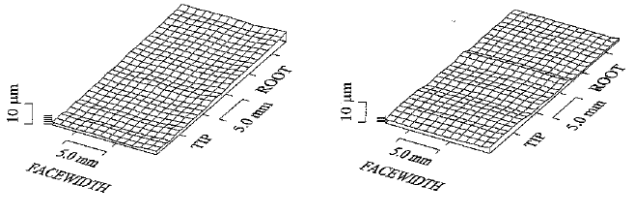
J.3　歯面形状と歯面粗さを考慮した伝達誤差

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．

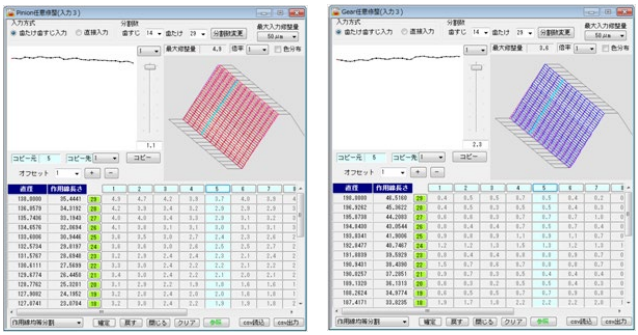


図 J.6　歯車諸元



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）

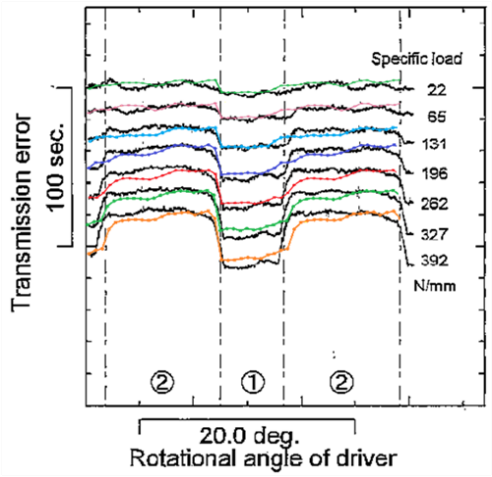
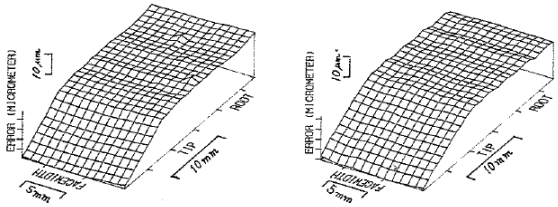


図 J.9　伝達誤差（実験と解析）

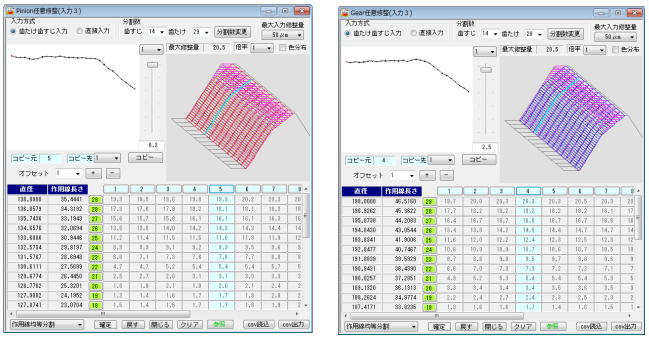
J.3.2　平歯車（歯先修整）

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）

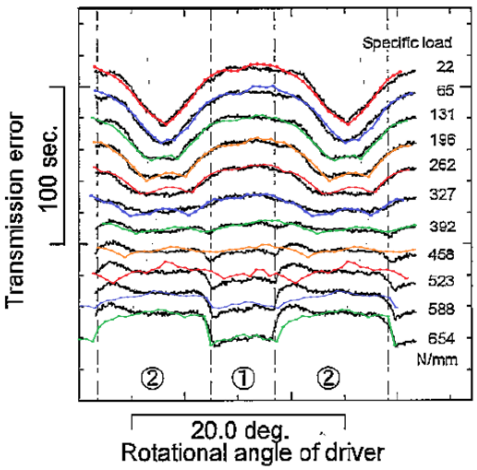
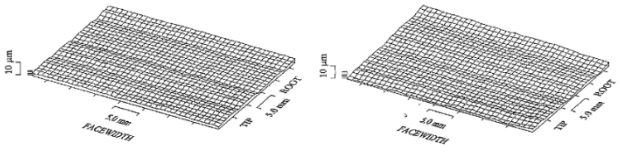


図 J.12　伝達誤差（実験と解析）

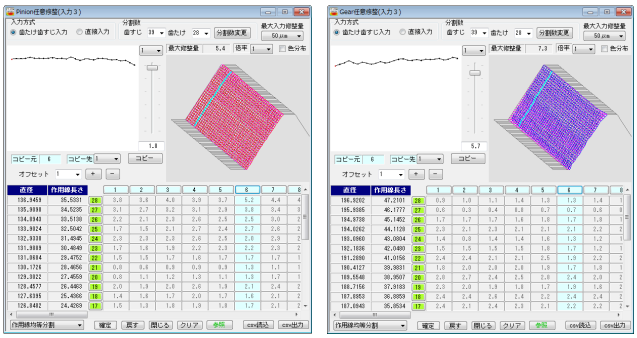
J.3.3　はすば歯車（無修整）

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）

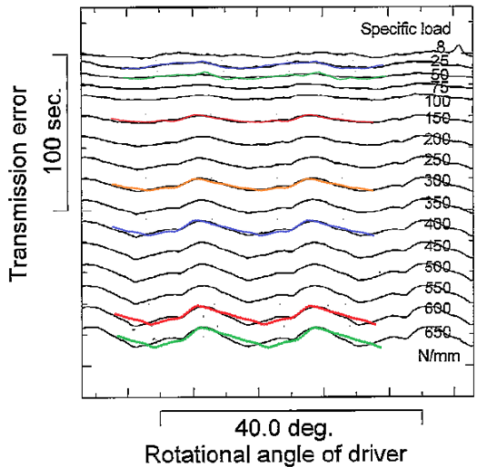


図 J.15　伝達誤差（実験と解析）

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．

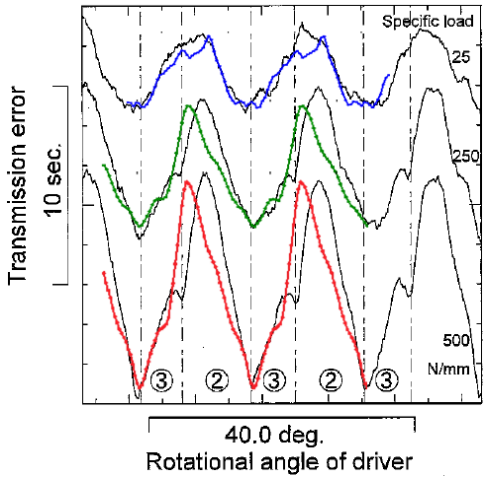


図 J.16　伝達誤差（実験と解析）

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．



図 K.1　歯車諸元



図 K.2　設定

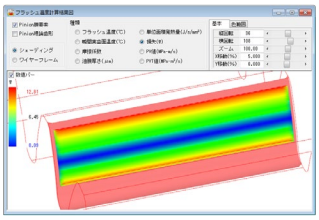


図 K.3　動力損失

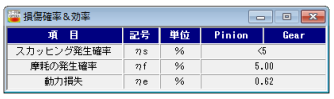


図 K.4　損傷確率，動力損失

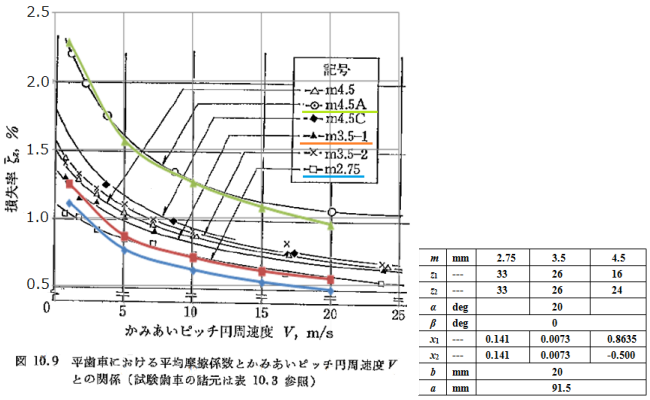


図 10.9　平歯車における平均摩擦係数とかみあいピッチ円周速度 V との関係（試験歯車の諸元は表 10.3 参照）

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)

[45] CT-FEM Operaiii　をご覧ください．

[付録：L]
フラッシュ温度解析例

L.1　歯車諸元と実験装置

[45] CT-FEM Opera iii のフラッシュ温度解析結果と硬化歯車の高面圧時表面温度評価手法に関する基礎的研究 [1]の成果と比較した．なお，フラッシュ温度の計測方法については上記論文を参照されたい．歯車諸元を表 L.1 に，歯車と実験装置を図 L.1 に示す．

表 L.1　歯車諸元

item	unit	drive gear	driven gear
Module	mm	5	
Number of teeth	----	20	20
Pressure angle	deg.	20	
Helix angle	deg.	0	
Profile shift factor	----	0	0
Reference diameter	mm	100	100
Tip diameter	mm	110	110
Root diameter	mm	87.5	87.5
Face width	mm	5	55
Center distance	mm	100	
Material	----	S55C	SUS316
Elastic moduli	GPa	206	193
Poisson's ratio	----	0.3	0.3
Torque	N・m	20	---
Speed	min^{-1}	60	---
Surface roughness (Rz)	μm	3.0	3.0
Thermal conductivities	W/(m・K)	50.2	16.3
Density	g/cm^3	7.84	8.03
Specific heat	J/(kg・K)	490	502
Oil temperature	℃	20	

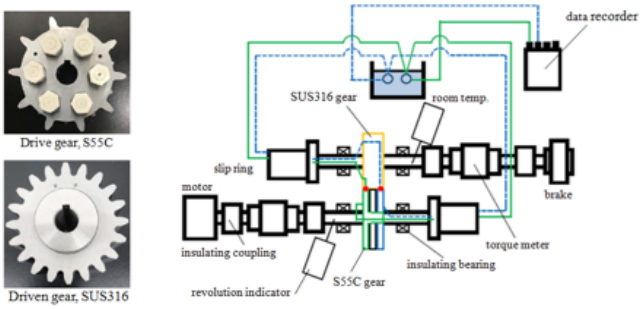
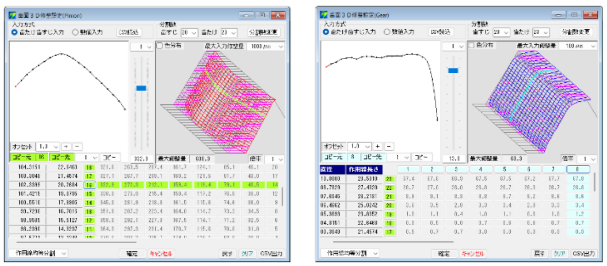


図 L.1　歯車と実験装置[1]

L.2　フラッシュ温度解析

実験用歯車の歯面には歯面修整が施されており，解析時の歯面修整は，検査表に基づき図 L.2 のように設定した．負荷は図 L.3 のように T_1=20.891Nm であり図 L.1 の実験用歯車は常に 1 歯接触するため図 l.3 でピッチ偏差を与えた．回転速度は図 L.4 のように n_1=59.851min^{-1} であり，歯面粗さは Rz=3.0 としている．また，駆動歯車の材料（S55C）と被動歯車材料（SUS316）の熱伝導率を設定している．潤滑油の物性を図 L.5 に示す．解析結果として歯面応力を図 L.6 に，摩擦係数分布を図 L.7 に，そしてラッシュ温度解析結果を図 L.8 に示す．



(a) ピニオン　(b) ギヤ

図 L.2　歯面修整



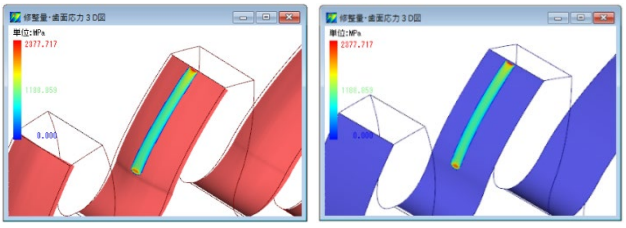
図 L.3　トルク他



図 L.4　回転速度，歯面粗さなど

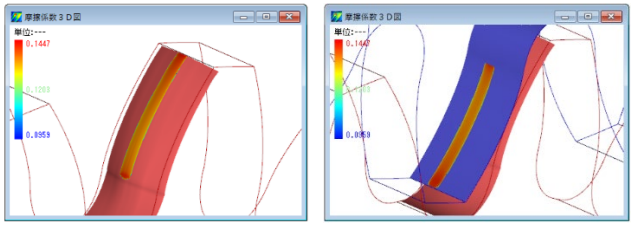


図 L.5　潤滑油



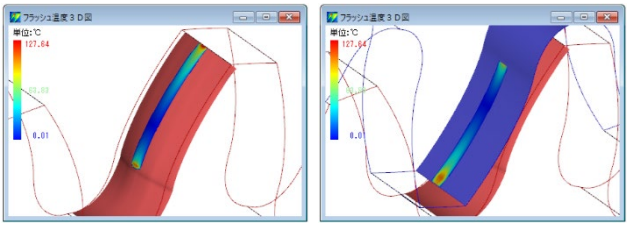
(a) ピニオン　(b) ギヤ

図 L.6　歯面応力，σ_{Hmax}=2378MPa



(a) ピニオン　(b) ギヤ

図 L.7　摩擦係数，μ_{max}=0.145



(a) ピニオン　(b) ギヤ

図 L.8　フラッシュ温度解析結果，Tfl_{max}=127.6 K

フラッシュ温度の実験結果と解析結果を図 L.9 に示す．この解析結果（端部解析）と実験結果を比較すると温度上昇の傾向や歯元側の温度変化，そして歯先側の温度変化も最大温度も良く一致している．

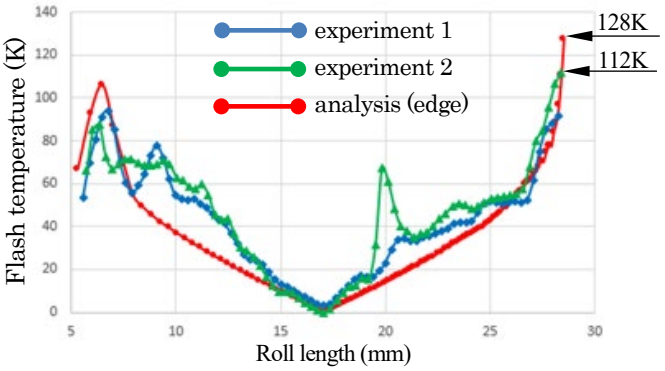
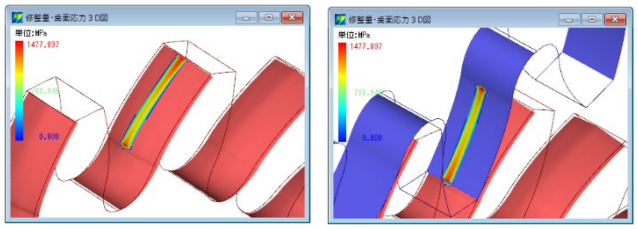


図 L.9　フラッシュ温度の実験と解析（端部解析）

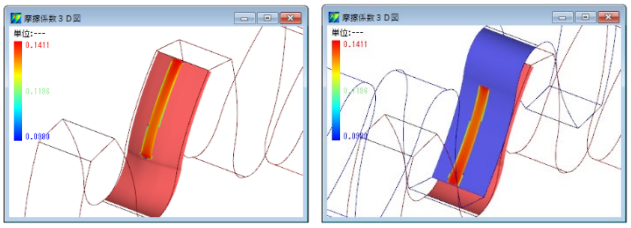
次に，端部解析せず歯面のみの解析をすると歯面応力は，図 L.10 のように σ_{Hmax}=1478MPa であり，摩擦係数は，図 L.11 のように μ_{max}=0.141，フラッシュ温度は，図 L.12 のように $T_{fl\,max}$=77.7 K となる．

図 L.3 の設定で端部解析を無効（歯面のみの解析）とした解析結果と図 L.9 の解析結果を比較すると図 L.13 のように歯元部で 32K，歯先部では 50K の温度差が認められる．



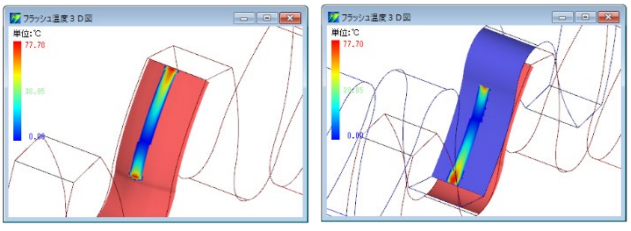
(a) ピニオン　　(b) ギヤ

図 L.10　歯面応力，σ_{Hmax}=1478MPa



(a) ピニオン　　(b) ギヤ

図 L.11　摩擦係数，μ_{max}=0.141



(a) ピニオン　　(b) ギヤ

図 L.12　フラッシュ温度解析結果，$T_{fl\,max}$=77.7 K

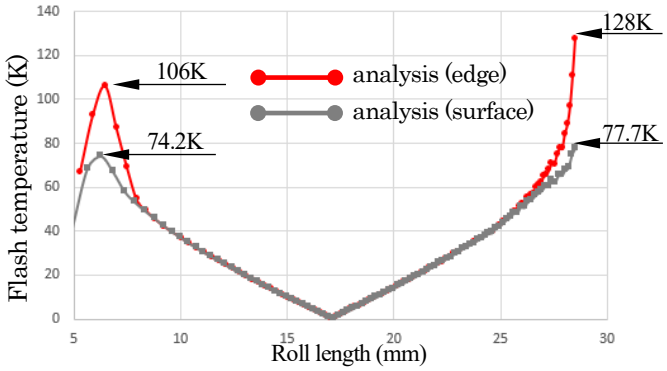


図 L.13　フラッシュ温度の実験と解析（端部解析無効）

L. 3　まとめ

(1) フラッシュ温度の解析結果（端部解析）は，図 L.9 のように実験結果と良く一致している．

(2) 端部解析と歯面のみの解析では歯元部，歯先部で解析温度の違いが認められる．

(3) 本件場合，端部解析が有用であることがわかる．

参考文献

1)　東﨑，松下，隅谷，後藤，田中，機論，硬化歯車の高面圧時表面温度評価手法に関する基礎的研究， Vol.83, No.854, 2017, Doi:10.1299/transjsme.17-00272

[付録 M] 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］	
	イスラム	天体観測器に歯車を使用	610	推古天皇時代に僧「曇徴」が水車を作った(日本書記)
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	ｽｳｪｰﾃﾞﾝ	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	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		
［16 世紀］			［安土桃山］	鉄砲が伝来し西欧との関係が始まった
			天文 12(1549)	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)
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 20(1551)	
			天正 9(1591)	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
1500 年代	西 欧	西欧各地に塔時計が普及した	［徳川時代］	
			慶長 11(1606)	宣教師が家康に時計を献上した
			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
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		
			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	ﾃﾞﾝﾏｰｸ	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	嘉永 3(1850)	田中久重が万年自鳴鐘を完成した
1850		E.サングが歯車の交換性に関する論文を発表した		
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		和 暦	日本国内史実
1865	アメリカ	グリーソン社創立	文久 3(1863)	鹿児島集成館にオランダ製工作機械輸入
1866	ドイツ	シース社創立	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
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	[明治時代]	
1873		ホッペが初めて転位歯車方式を発表した	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
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	明治 14(1881)	大阪鉄工所が開業した
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	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
1885	ドイツ	ベンツがガソリン機関付3輪自動車製作	明治 27(1894)	日清戦争勃発
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	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
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	明治 33(1900)	溝口歯車歯切工場が創立された
1894	ドイツ	ライネッカー社がホブ盤を製作した	明治 37(1904)	日露戦争勃発
1896	アメリカ	フェロー社創立	明治 42(1909)	唐津鉄工所創設
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	[大正時代]	
1900		ファウター社創立	大正 3(1914)	園池製作所設立
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	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
1908	スイス	M.マーグが転位歯車方式を発表した	大正 9(1920)	樫藤鉄工所が 40 インチホブ盤を製作した
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	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
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	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
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	[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
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	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
		DIN37“歯車の表示”が制定された	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
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	昭和 12(1937)	JES B73 “インボリュート歯車歯形” 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	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
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	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
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	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
1960	西ドイツ	G.ニーマンが“Maschinenelemente”を出版	昭和 28(1953)	仙波正荘が“歯車”第 1 巻を出版した
		エッセンにて国際歯車会議開催	昭和 29(1954)	成瀬政男が“歯車の話”を出版した
1966		ミュンヘンにて歯車会議開催	昭和 35(1960)	JIS B1702 平歯車及びハスバ歯車の精度規格制定
1969	ハンガリー	ブタペストにて歯車会議開催		