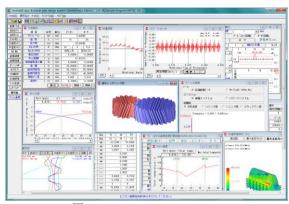
[1] involuteΣ(Spur & Helical Gear Design)



 \boxtimes 1.1 involute Σ (Spur & Helical)

1.1 概要

involuteΣ(Spur & Helical)は、寸法、歯形、強度、FEM 解析、回転伝達誤差解析、周波数解析など一連の歯車設計をすることができるソフトウェアです。図 1.1 に設計画面を示します.

歯形は、DXF と 3D-IGES で出力することができ、歯形レンダリングにより歯車回転時のかみあい接触線を連続して観察することもできます。また、歯車強度を基準とした推論機能や最適な転位係数を決定する機能があります。詳しくは、以下をご覧下さい。

1.2 ソフトウェアの構成

ソフトウェアは, [SE], [ST], [PL], [SP]の4種類に分かれています. 詳しくは表 1.1 と項目 1.3 以降の内容をご確認下さい.

表 1.1 ソフトウェアの構成

項目	記載頁		ST	PL	SP
〈1〉基準ラックの設定	1	0	0	0	0
〈2〉歯車寸法	1	0	0	0	0
<3>推論 1	2	×	0	0	0
<4>推論 2	2	×	0	0	0
〈5〉歯形創成図	2	0	0	0	0
〈6〉歯車かみあい図	2	0	0	0	0
〈7〉かみあい連続回転	2	0	0	0	0
〈8〉歯形 DXF ファイル	2	Δ	0	0	0
〈9〉歯形レンダリング図	3	Δ	0	0	0
<10>歯車精度	3	0	0	0	0
〈11〉設計データ管理	_	0	0	0	0
〈12〉金属歯車強度計算	4	×	0	×	0
〈13〉樹脂歯車強度計算	4	×	×	0	0
〈14〉金属×樹脂歯車強度	_	×	X	×	0
〈15〉すべり率グラフ	3	×	0	0	0
〈16〉ヘルツ応力グラフ	3	×	0	0	0
<17>軸受け荷重	4	×	0	0	0
<18>FEM 歯形応力解析	5	×	0	0	0
〈19〉回転伝達誤差解析	6	×	0	0	0
<20>フーリエ解析	6	×	0	0	0
<21>IGES 歯形データ ¹⁾	2	×	0	0	0
〈22〉フラッシュ温度	4	×	0	0	0
<23>PV 値	4	×	0	0	0
<24>JGMA6101,6102	7	×	0	×	0

1)一般的な CAD は確認済みですが、未確認の CAD もあります.

表 1.1 の記号説明

SE: Standard Edition ST: Steel Edition

PL: Plastic Edition SP: Steel & Plastic Edition

○ : ソフトウェアに含まれる.× : ソフトウェアに含まれない.

△ : 制限付きでソフトウェアに含まれる. ◎ : オプションソフトウェアとして適用

※Standard Edition の歯形データは加工に適した精度を有していませんのでご注意ください.

1.3 アイコンボタン

アイコンは, [寸法], [歯形], [精度], [強度], [すべり率グラフ], [ヘルツ応力グラフ], [FEM], [回転伝達誤差], [フーリエ解析], [歯形レンダリング] など 12 種類あります. この他に基準ラック等の初期値などを設定する[ツール]ボタンがあります.



1.4 適応歯車

インボリュート平, はすば歯車(外歯車, 内歯車)

1.5 基準ラックの設定など

図1.2 に、基準ラックなどの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 1.2(b)に示すように

- JGMA 401-02:1974, 402-02:1975
- JGMA 6101-02:2007, 6102-02:2009 (オプション)

の2種類あります.



図 1.2 初期設定

1.6 歯車寸法

歯車の各部寸法は、かみあい率、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あい率は、TIF (True Involute Form) 径を基準にかみあい率を決定します。また、歯先に丸みがある場合は R を考慮したかみあい率を算出します。(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

図 1.3 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 1.4 に寸法結果画面を示します。

Σ 寸法諸元				X	
項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ	
モジュール	mn	mm	2	.00000	
歯 数	Z		15	24	
圧力角	αn	deg	20	.00000	
ねじれ角	β	deg	20 * 0	0.0 "	
ねじれ方向			右ねじれ	左ねじれ	
転位係数	xn		0.20000	0.00000	
中心距離	a	mm	41.89118		
法線歯厚減少量	fn	mm	0.00000	0.02000	
歯幅	ь	mm	20.00000	20.00000	
歯先円直径	da	mm	36.72533	55.08053	
歯底円直径	df	mm	27.72533	46.08053	
測定ピン径	dp	mm	3.500	3.500	
歯先R	ra	mm	0.10000	0.10000	
	罹	定	キャンセル 推訴	1 推論2	

転位係数決定方法 またぎ歯厚						
確 定 <u>キャン</u> またぎ歯厚						
またぎ歯数						
またぎ歯厚						
歯切り転位係数						
In a first and other bits. I						

転位係数決定

図 1.3 諸元設定

▼ 寸法計算結果				×	
項目	記号	単位	ヒ°ニオン	‡° †	
基準円直径	d	mm	31.9253	51.0805	
有効歯幅	bw	mm	2	0.0000	
基礎円直径	db	mm	29.7702	47.6324	
リード	PZ	mm	275.5621	440.8993	
転位量	Xm	mm	0.4000	0.0000	
歯末のたけ	ha	mm	2.4000	2.0000	
歯元のたけ	hf	mm	2.1000	2.5000	
全歯たけ	h	mm	4.5000	4.5000	
クリアランス	С	mm	0.4882	0.4882	
基礎円筒ねじれ角	βЬ	deg	1.0	44 7 50 %	
正面かみあい圧力角	αw	deg	, ,	30 14 1	
かみあいピッチ円直径	dw	mm	32.2240	51.5584	
歯直角基準円弧歯厚	sn	mm	3.4328	3.1416	
正面基準円弧歯厚	st	mm	3.6531	3.3432	
正面法線ピッチ	pbt	mm	6.2351		
歯直角法線ピッチ	pbn	mm	5.9043		
かみあい長さ	ga	mm	8.3766		
正面かみあい率	εα		1.3435		
重なりかみあい率	εβ			1.0887	
全かみあい率	εγ			2.4321	
すべり率(歯先)	σa		0.6868	0.7314	
すべり率 (歯元)	σь		-2.7236	-2.1927	
またぎ歯数	Zm		8	4	
基準またぎ歯厚	W	mm	15.5359	21.4675	
設計またぎ歯厚	₩'	mm	15.5359	21.4475	
基準オーバーピン寸法	dm	mm	37.2760	56.0525	
設計オーバーピン寸法	dm'	mm	37.2760	56.0024	
キャリバ歯たけ	Hj	mm	2.4814	2.0426	
基準キャリバ歯厚	Sj	mm	3.4276	3.1400	
設計キャリバ歯厚	Sj'	mm	3.4276	3.1188	
基準ラック歯末たけ係数	hac'		1.0000	1.0000	
基準ラック歯元たけ係数	hfc'		1.2500 1.250		
トータルバトックラッシ	jŧ	mm		0.0229	
法線方向トータルバックラッシ	jn	mm		0.0202	

図 1.4 寸法結果

1.7推論1

推論1は、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が、無効とした場合は、図1.3で与えた歯車諸元で次の設計に進むことができます。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。図1.5に推論1の画面を示します。

∑ 歯車推論 1				X			
項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ			
歯車材料			S45C (N	I)HB220 ▼			
熱処理			焼な	ろし			
硬度			HB2	20			
許容曲げ応力	σFlim	MPa.	205.940	205.940			
ピニオントルク	T	Nom	100.000	160.000			
ピニオン回転数	n	rpm	1200.000	750.000			
モジュール	mn mm		2.250				
歯 数	Z		15	24			
圧力角	αn	deg	20	.00000 *			
ねじれ角	β	deg		0.0 "			
歯幅	Ь	mm		.250			
曲げ安全率	SF			.200			
呼び円周力	Ft	N	5568				
許容円周力	Ftlim	N	5885.659	6723.675			
歯元曲げ応力	σF	MPa.	19.869	17.392			
曲げ強さ	Sft		1.057	1.207			
曲げ強さを満足する 推論 キャン・・・ 推論2 設計に移る							

図 1.5 推論 1 の画面

1.8推論2

推論2は、すべり率とかみあ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1.6に示すグラフは、ピニオンの最大すべり率を赤線で、正面かみあい率を緑線で示しています.図1.6の場合、すべり率とかみあい率から判断してピニオンの転位係数0.2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、かみあい圧力角の調整などが一般的ですが、この推

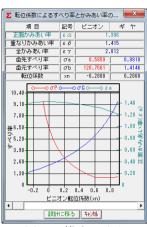


図 1.6 推論 2 画面

論機能により、すべり率とかみあ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、また、かみあい圧力角が大きいと、正面かみあい率は低下します。

1.9 歯形図

歯形図は、創成図、かみあい図、3D 歯形、回転図を作図し歯形 DXF ファイル、3D-IGES ファイルを出力することができます。図 1.7 にピニオン歯形創成図を、図 1.8 にかみあい図を表示します。 内歯車のかみあい図では 3 種類の干渉(インボリュート干渉、トロコイド干渉、トリミング)をチェックします。図 1.9 および図 1.10 に 3 次元歯形図を示します。

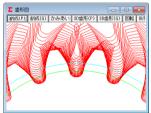


図 1.7 歯形創成図(P)

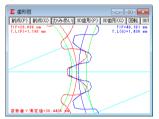


図1.8 歯形かみあい図

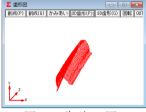


図 1.9 歯形 3D 図(P)

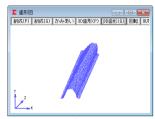
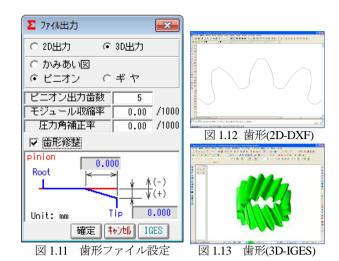


図 1.10 歯形 3D 図(G)

1.10 歯形座標ファイル (DXF, 3D-IGES) 出力

歯車歯形を, DXF ファイルおよび 3D-IGES ファイル (オプション) で出力することができます. また, 図 1.11 に示すように, 金型用のモジュール収縮率, 圧力角補正率そして歯形修整量を与えて歯形を出力することができます. 出力歯数は任意に設定可能であり座標値は小数点以下 8 桁で出力します. 図 1.12 及び図 1.13 に CAD 作図例を示します.



1.11 歯形レンダリング

3 次元歯形のかみあいを図 1.14 のように作図することができ, かみあい部分に接触線を観察することができます. 図 1.15 のコントロールフォームにより歯車のかみあいステップ角度を 1 にすれば, ピニオンが 1 度ステップで回転し, 0 とすれば静止画となります. また, 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.

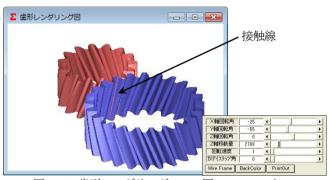


図 1.14 歯形レンダリング

図 1.15 コントロール

1.12 歯車精度

図 1.16 と図 1.17 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、プロパティの設定により新 JIS と旧 JIS の切り替えが可能です。歯車精度規格は

- JIS B 1702-1, JIS B 1702-2:1998
- JIS B 1702:1976
- · JGMA 116-01:1960, 116-02:1983

の3種類です.



JIS B 1702-1:1998 図 1.16 歯車精度

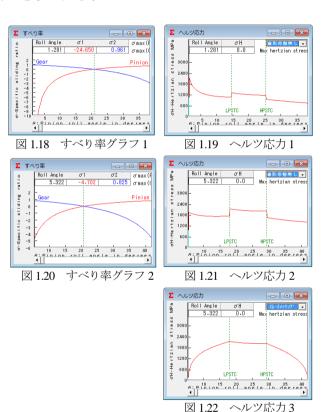


JIS B 1702-2:1998 図 1.17 歯車精度

1.13 騒音対策(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あ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 $(m_n=2, z_1=15, z_2=24, \alpha=20^\circ$ の標準平歯車) のすべり率とヘルツ応力の変化グラフは、図 1.18 および図 1.19 となり、ピニオンの歯元のすべり率が大きいため、かみあ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。かみあい率だけでなく、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 とした時のすべり率とヘルツ応力の変化を、図 1.20 および図 1.21 に示します。図 1.21 の歯形に歯形修整(スムースメッシング)を施した場合のヘルツ応力の変化は、図 1.22 のように滑らかな応力変化グラフとなっています。



1.14 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 1.23 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(両歯面かみあい)であり、図 1.24 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。 involute Σ は、理論歯形曲線を出力します。付録 D をご覧ください。

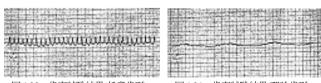


図 1.23 歯車試験結果(任意歯形)

図 1.24 歯車試験結果(理論歯形)

1.15 歯車強度計算(金属)

歯車強度計算は、JGMA401-01:1974,402-01:1975 に基づいています。 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 1.25 に強度の設定画面を示します。材料の選択は、図 1.26 に示しますように「熱処理」に適応した材料の選択フォームを表示します。図 1.27 に、強度計算結果を示します。

ISO6336:2006 規格に準拠した JGMA6101-02:2007 および JGMA 6102-02:2009 規格 (オプション) の強度計算例を 1.24 に示します.

全国歯車強度諸元	Ē				-	-	- X
項目	ピニオン			ギヤ			
熱処理	浸	見焼2	\h	┰	高周波焼入れ		
材料記号	SCM420			▾			-
心部硬度	HV		347		HV	284	
表面硬度	HV		580		HV		580
σFlim(MPa)			480.5				304.0
σHlim(MPa)			1530.0				1167.0
JIS精度等級(1976)		3		▾		3	~
項目	記号		単位		ピニス	かし	ギヤ
トルク	T]		N-m			.000	160.000
回転数	n		rpm		1200.000		750.000
軸受け支持方法					両軸受けに対称 ▼		
寿命繰り返し回数	L					100	000000
歯車の回転方向						正転の	_
周 速	V		m/s		2.0247		0247
歯形修整					有		lJ ▼
歯面粗さ	Rmax		μm		6	.000	6.000
負荷時歯当り状況						良	97 ▼
材料定数係数	ZM		(MPa)	1.5	189	.800	189.800
潤滑油係數	ZL				1	.000	1.000
過負荷係数	Ko				1.000		
歯元曲げ安全率	SF				1.200		
歯面損傷安全率	SH					1.	. 150
	H	定	+ +>>	しん			

図 1.25 歯車強度の入力画面

▼ 浸炭焼き入れ歯車									
					800	64	1108	J,	
構造用	心部	硬さ	σFlim	有効浸炭深さ	歯面	硬さ	σHlim	1	
合金鋼	HB	HV	MPa.	有別/文灰/木で	HV	HRc	MPa	Ш	
	220	231	333.5		580	54	1284.5	1	
	230	242	353		600	55	1314]	
	240	252	372.5		620	56	1343.5		
SCM415	250	263	382.5		640	57	1353.5]	
00=110	260	273	402		660	58	1353.5]	
	270	284	417	比較的浅い	680	59	1353.5		
	280	295	431.5	704/12/20	700	60	1353.5]	
SCM420	290	305	441.5		720	61	1343.5]	
30M420	300	316	451		740	6.2	1333.5	Ξr	
	310	327	461		760	63	1314		
	320	337	470.5		780	63	1294.5]	
SNC420	330	347	480.5		800	64	1275	1	
3NU420	340	358	490.5		580	54	1530	Ш	
	350	369	500		600	55	1569	Ш	
	360	380	505		620	56	1608.5	4	
			確定	キャンセル			****		

図 1.26 材料の選択

Σ 平、はすば歯車	態度計算結	果(JGMA:4	101-01,402-0	l) 🔀
項目(曲げ)	記号	単位	ピニオン	ギヤ
許容曲げ応力	σFlim	MPa.	480.500	304.000
曲げ有効歯幅	Ъ'	mm	20.000	20.000
歯形係数	YF		2.554	2.575
荷重分布係数	Yε		0	.744
ねじれ角係数	Yβ		0	.833
寿命係数	KL		1.000	1.000
寸法係数	KFx		1.000	1.000
動荷重係数	Κv		1	.051
呼び円周力	Ft	N	6206	.557
許容円周力	Ftlim	N	9616.692	6035.616
曲げ強さ	Sft		1.549	0.972
歯元曲げ応力	σF	MPa.	310.112	312.610
項目(面圧)	記号	単位	ピニオン	ギヤ
許容ヘルツ応力	σHlim	MPa.	1530.000	1167.000
面圧有効歯幅	bw	mm	20	.000
領域係数	ZH		2	.293
寿命係数	KHL		1.000	1.000
かみあい率係数	Zε		0	.863
粗さ係数	ZR		0.928	0.928
潤滑速度係数	ZV		0.966	0.966
硬さ比係数	ZW		1.000	1.000
荷重分布係数	KH &			.000
動荷重係数	Kv		1	.050
呼び円周力	Fc	N	6264	.617
許容円周力	Felim	N	3776.416	2197.044
歯面強さ	Sfc		0.603	0.351
ヘルツ応力	σн	MPa	1970.601	1970.601

図 1.27 強度計算結果

1.16 歯車強度計算(樹脂)

樹脂歯車の強度計算は、Lewis の式を基本式とし、材料の許容 応力値は、温度、寿命などを考慮した実験値を採用しています. 材料の組み合わせは、[樹脂×樹脂]と[金属×樹脂]の強度計算ができ、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1.28 に、樹脂歯車強度計算の入力画面を示します。 歯形係数は、図1.3 で与えた歯車諸元の歯形を基準にして決定し、強度計算をします。図1.29 に、強度計算結果を示します。 樹脂材料は、ポリアセタール(M90,KT20,GH25,その他材料)とポリアミド(ナイロン)です。



図 1.28 歯車強度諸元の設定

∑ 樹脂歯車強度	結果			×	
項目(曲げ)	記号	単位	ピニオン	ギヤ	
許容曲げ応力	σFlim	MPa	7.316	7.795	
歯形係数	YF		0.595	0.591	
速度補正係数	Kv		1	.384	
温度係数	KT		0	.650	
潤滑係数	KL		1.000		
材質係数	KM		0.750		
呼び円周力	Ft	N	62.646		
許容円周力	Ftlim	N	145.166	153.452	
曲げ強き	Sft		2.317	2.450	
歯元曲げ応力	σь	MPa	3.157	3.182	
項目(面圧)	記号	単位	ピニオン	ギヤ	
許容面圧応力	σHlim	MPa	36.177	40.579	
弾性係数	E	MPa	1721.067	1721.067	
呼び円周力	Fc	N	62	.646	
許容円周力	Felim	N	313.374	394.261	
歯面強さ	Sfc		4.350	5.473	

図 1.29 強度計算結果

1.17 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を 20 種類計算します. 図 1.30 に計算結果を示します.

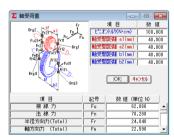


図 1.30 軸荷重

1.18 フラッシュ温度

接触する歯面に発生するフラッシュ温度を計算します. 図 1.31 に設定画面を,図 1.32 に,無修整歯形のフラッシュ温度グラフを示します.



図 1.31 フラッシュ温度設定

| Type |

図 1.32 フラッシュ温度

1.19 2次元歯形応力解析ソフトウェア

2 次元歯形応力解析は、involute Σ (Spur & Helical)のオプションソフトウェアです.ソフトウェアの構成(表 1.1)をご覧下さい.

(1)操作

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 1.33 に、FEM 解析の設定画 面を示します. 縦弾性係数、ポアソン比、分割数および荷重の変 更が可能です.

∑ FEM 解析諸元									
© 2DFEM歯F ○ 3D歯形解		選択 《解析用軸方向比》。牙分割数 							
項目	記号	単位	単位 t°::オン						
材料記号			SCM420	SCM440					
縦弾性係数	E	MPa	205800.0	205800.0					
ポアソン比	ν		0.300	0.300					
縦分割数	Vd		10	10					
横分割数	Hd		25	24					
荷重点位置	Pn		2	2					
荷重	Ft	N	6206	.56					
色階調数	nc		100						
変位倍率	Sd 100								
	[曜定	キャンセル						

図 1.33 FEM 解析の設定

(2)歯に作用する荷重により応力を解析します.

5 種類の応力 $(\sigma_x, \sigma_y, \pm \lambda)$ 断応力 τ , 主応力 σ_1, σ_2 を計算します。 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 1.34 に最小主応力 σ_2 , 図 1.35 に最大主応力 σ_1 の応力分布図を示します。

(3)歯形の変位量より、歯形修整量を計算します.

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す. 精度の良い歯車であってもかみあ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1.36に歯形変位図を、図1.37に歯形修整グラフを示します.

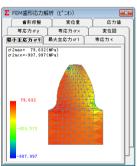




図1.36 歯形変位図

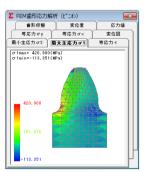


図1.35 最大主応力 σ_1

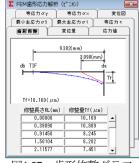


図1.37 歯形修整グラフ

1.20 3次元歯形応力解析ソフトウェア

3次元歯形応力解析は、involute Σ (Spur & Helical)のオプションソフトです。はすば歯車は、図 1.38 の初期設定画面で歯形のピッチ分割数により歯幅方向の分割数が決まります。また、歯たけ方向の分割は、かみあい接触線を基本として分割します。 図 1.39~図 1.44 に最小主応力、最大主応力、歯形変位図を示します。

∑ FEM 解析諸	元			X					
○ 2DFEM歯形 ○ 3D歯形解		選択 解析用軸方向と 6	*∘牙分割数						
項目	記号	単位	と°ニオン	‡° †					
材料記号	_ 		SCM420	SCM440					
縦弾性係数	E	MPa	205800.0	205800.0					
ポアソン比	ν		0.300	0.300					
縦分割数	Vd		6	6					
横分割数	Hd		15	14					
荷重点位置	Pn								
荷 重	Ft	N	6206	.56					
色階調数	nc		100						
変位倍率	Sd		100						
	曜 定 キャンサ								

図1.38 FEM諸元初期設定

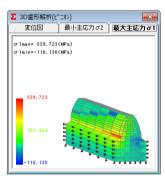


図1.39 最大主応力_{((はすば)}

図1.40 最小主応力₆₂(はすば)

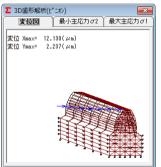


図1.41 歯形変位図(はすば)

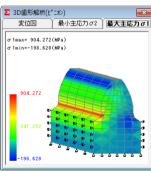


図1.42 最大主応力σ₁(平歯車)

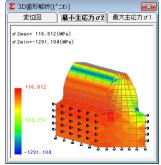


図1.43 最小主応力の(平歯車)

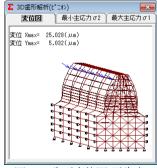


図1.44 歯形変位図(平歯車)

※応力解析は、[22] CT-FEM System Ver.4.0 (3次元応力解析ソフトウェア) をご覧ください.

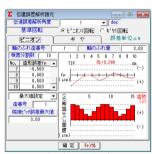
1.21 回転伝達誤差解析ソフトウェア

回転伝達誤差解析ソフトウェアは、involute Σ(Spur & Helical)の オプションソフトです. 回転伝達誤差解析ソフトを使用するため には、FEM 歯形応力解析ソフトウェアが必要です.

(1)歯車の回転伝達誤差を解析します.

①歯形誤差、②単一ピッチ誤差、③歯のたわみ、④軸の振れ、 ⑤歯形のすべりの5種類を解析要素として回転伝達誤差を解析し ます、歯車の回転伝達誤差を製品試験するのではなく設計段階で 予測することができます.

対象とする歯車は、2次元歯形応力解析の場合は、平歯車とし て解析しますが、3次元歯形応力解析を使用しますと平歯車と、 はすば歯車の回転伝達誤差解析ができます. 図 1.45 と図 1.46 に回 転伝達誤差の設定画面を示します.



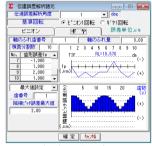
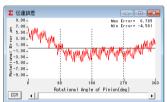


図 1.45 伝達誤差設定画面(P) 図 1.46 伝達誤差設定画面(G)

(2)回転伝達誤差の評価1

平歯車の回転伝達誤差グラフを図 1.47 に、ワウ・フラッタ(回 転変動率) グラフを図 1.48 に示します. また, 図 1.48 のワウ・フ ラッタを[音]で確認することができます.



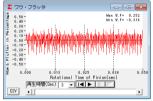


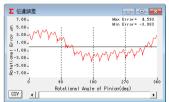
図 1.47 回転伝達誤差

ワウ・フラッタ 図 1.48

(3)回転伝達誤差の評価 2

図1.45 および図1.46 の誤差を持つ歯車を3次元で回転伝達誤差 解析した結果とワウ・フラッタの結果を図 1.49 および図 1.50 に示 します.

バックラッシを小さくしたい場合には、歯のたわみや、軸の振 れを充分考慮して設計する必要がありますが、この3次元回転伝 達誤差解析は、かみあい歯面だけではなく背面干渉も考慮してい ますので事前にその限界値を知ることができます.



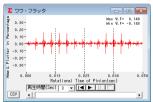


図 1.49 伝達誤差(片歯面接触)

図 1.50 W&F(片歯面接触)

1.22 フーリエ解析ソフトウェア

平歯車(m_n=1,z₁=z₂=40)の回 転伝達誤差解析を行い、その 周波数解析結果を下記に示し ます.

ピニオンの歯形は、図 1.51 に示すように歯面の中央が凸 の状態とし、ピニオン軸に3 um の振れを与え、1200min⁻¹ で回転させたときの回転伝達 誤差グラフは図 1.52 となりま す. ただし、ピニオンのピッ チ誤差, ギヤの歯形誤差及びギ ヤの軸振れは無いものとします.

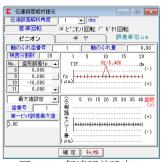
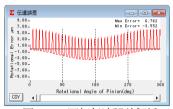


図 1.51 伝達誤差設定(P)

周波数解析の結果を図 1.53 に示しますが、ピッチ誤差等が無い ため、かみ合い 1 次の周波数の 800Hz(1200 min⁻¹×40z/60sec), 2 次の 1600Hz. 3次、4次の周波数が鮮明に表れています。



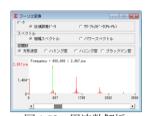


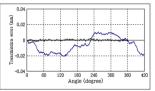
図 1.52 回転伝達誤差解析

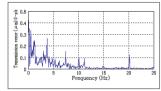
周波数解析 図 1.53

1.23 成形プラスチック歯車の回転伝達誤差解析例

成形プラスチックはすば歯車(POM)を駆動して負荷を与えなが ら片歯面かみあい試験機で回転伝達誤差を測定した. 実験に用い た歯車は、モジュール $(m_n)1$ 、歯数(z)37、圧力角 $(\alpha)20$ °ねじれ角 $(\beta)20^{\circ}$ (右, 左), 歯幅(b)10mm であり, 中心距離(a)を 39.47mm と した.

右ねじれ歯車を駆動し、トルクを 9.8N·cm、回転数を 6min-1 と して回転伝達誤差を測定した. 測定結果を図 1.54 に、その周波数 解析結果を図 1.55 に示す.

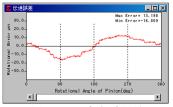




伝達誤差試験結果 図 1.54

図 1.55 周波数解析

歯形誤差、ピッチ誤差は歯車検査結果に基づいて設定を行い、 ピニオン(右)をステップ角 1°で回転伝達誤差解析した結果を 図 1.56 に示す. その結果,波形状も回転伝達誤差の最大値も 30 μm となりほぼ一致した. また, 図 1.57 に示すように, かみあい 1 次 の周波数 3.7Hz も 2次の 7.4Hz も顕著に表れている.



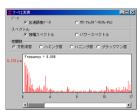


図 1.56 回転伝達誤差

図 1.57 周波数解析

([1.23]項は、精密工学会、2002年講演論文集より抜粋)

1.24 JGMA6101-02,6102-01 強度計算ソフトウェア (オプション)

現在の involute Σ (Spur & Helical)の金属歯車の強度規格にオプションとして新しい強度規格JGMA6101-02 および6102-02 を追加しました.

- (1)JGMA 6101-02:2007 平歯車及びはすば歯車の曲げ強さ計算式: ISO6336:2006を参考とした曲げ強さ計算式
- (2)JGMA6102-02:2009 平歯車及びはすば歯車の歯面強さ計算式: ISO6336:2006 を参考とした歯面強さ計算式

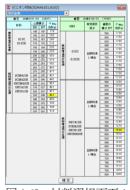
規格原本が必要です. 他日本歯車工業会で購入して下さい. 〒105-0011 東京都港区芝公園 3-5-8 機械振興会館 208 号 TEL:03-3431-1871, FAX:03-3431-1872, URL:www.jgma.org/

1.25 JGMA6101-02, 6102-02 の強度諸元入力

- (1) 強度規格に基づいて強度諸元を設定します(図 1.59).
- (2) かみ合い率は、寸法計算の結果を表示していますが、数値 確認などのため変更可能としています.
- (3) 数値が不明な場合は、標準値を自動設定します。
- (4) 動力は、kW、W、 μ W を、トルクは kN·m、N·m、N·cm、N·mm を選択することができます.
- (5) 材料の許容応力値は、任意に設定可能ですが、図 1.60 のように材料選択画面から入力することもできます。図 1.61に高周波焼入れ材料の画面を示します。

<u>下</u> 強度入力(JGMA61 □入力方式			,]1/3』]転数基準:			×
●トルク→動力○	動力→ト	・ルク	⊕ Ľ=:	オン 〇	ギヤ	神刀!	朝値
項目		記号	単位	ピニオ	ン	# -	7
動力		P	k₩ ▼		12.5	65	
トルク		T	N•m ▼	100.00	10	160.0	00
回転数		n	rpm	1200.00	10	750.0	00
寿命繰り返し回数(ピニ	オン)	L		10000	0000		-
円周力		Ft	N	6	264.6		
円周速度		V	m/s		2.0	• •	
相当平歯車歯数		ZV		18.07	7	28.9	24
歯車精度JIS B 1702-1				N 5 🔻 N 5			▼
正面かみ合い率		εα		1.3435			
重なりかみ合い		εβ		1.0887			
項目 財務分類 海影衛車	ピニオ	ン	- II-	ギャ			
10000				高周波焼入れ鋼 機械構造用合金鋼 焼入焼房			
材料種類 機械構造		ij			3239 1	充人院民	v
材料記号 SCM 420H				CM 440H			_
項目	記号	単位		オン		ギヤ	
疲れ限度応力(曲げ)		MPa	481.			04.0	_
疲れ限度応力(歯面)	σHIim	MPa.	1530.			70.0	_
内部硬度		HV	349.			35.0	_
表面硬度		HV	580.			30.0	•
ヤング率 E		MPa	206000.		20600		
ポアソン比	ν		0.:	30		0.30	
材料参照 E, 2 選折	材料	選択(P)	材料選	訳(G)	曜足	+ +)	セル

図 1.59 強度諸元入力



ST CAMPACH CONTROL OF THE CONTRO

図 1.60 材料選択画面 1

図 1.61 材料選択画面 2

1.26 JGMA6101-02(曲げ)の強度係数の入力

(1) 曲げ強さに関する係数を図 1.62 の画面で設定します. 画面の下段に示す各係数に関しては[説明]をクリックする ことにより係数の内容を表示するようにしています.

JGMA6101-02(2007) 曲い項目(曲げ)	記号	了入力2/3。 単位	ピニオン	# 7	
,,					
有効歯幅	bw	mm	20.0000	20.0000	
複合歯形係数	YFs		4.2142	4.1951	
かみ合い率係数		0.6920			
ねじれ角係数	ねじれ角係数 YA 0.8333				
寿命係数	YN		0.9762	0.9762	
寸法係数	Yx		1.0180	1.0180	
使用係数	KA		1.0000		
動荷重係数	Kv		1.1	0427	
動荷重係数	Kv'		1.1	0371	
歯すじ荷重分布係数	KF &		1.1	0000	
運転条件係数	BT		1.0000	1.0000	
材料の安全率	SFM		1.0000	1.0000	
説明(曲げ) [確定] 【キャンセル ▼ 詳細入力 ▼ 直接入力					
(bw) YFs (Yε) (Yβ)	YN	Yx	KA Kv	KF¢ BT	
説明					

図 1.62 強度(曲げ)の係数入力画面

(2) 歯形係数

(2.1) 本規格では荷重位置は歯先と規定されていますが、 (a) 歯先荷重 ・・・・・・・・・・・・規格通り (b) 有効歯先円直径 ・・・・・・・・ 歯先 R に対応 (c) 外の最悪荷重点(HPSTC) ・・・・・ ISO6336 の3種類の中から選択することができる機能があります.



図 1.63 歯形係数(ホブ)

(2.2)図1.64にピニオンカッタを使用した場合の計算例を示します. また,工具(ホブ,ピニオンカッタ)は,コブ付きにも対応しています. 歯形係数の内容は図1.65のように[説明]ボタンで確認することができます

	曲げ		入力2/3/					-	
項目(曲げ) 有効価値		記号 bw	単位		ニオン 0.0000	# ヤ 20,000	_		
複合歯形係数		/Fs	m						
おみ合い車係数		rrs Ys			4.2142	4.195 8920	<u> </u>		
かか古い中部級 ねじれ角係群		Y.B				692U 8333			
和CATPINST 書命係数	— <u> </u>	YN		_	0.9762	0.976			
データ	—¦-	Yx			1.0180	1.018			
使用係数		KA		_			0		
動商業係数		Ky		1.0000		_			
動荷重係数		KV.		1.0427		_			
歯すじ荷重分布係数		Fβ		_			_		
運転条件係数		RT		-	1.0000		0		
材料の安全率		SFM			1.0000	1.000			
説明(曲げ) 確定		_	₩ III		-	(接入力			
(bw) YFs ((ε) <u>[</u>	(Ya	3) \	nN]	Yx	[KA]	Kv	KF,β) B1
○ ホブ(ラック工具) ビニオンカッタ諸元 歯数	20		/カッタ 25	000	ホブ諸	冷高さ Spr(m		ジェオンナ Tun	
歯数 歯先R 転位係数 基礎円直径 基準円直径	zo // ao xo doo do	nen nen	25 0.61 0.21 56.63 60.25	000 237 577	ホブ諸 こぶの で で 複	元			0.000 2.5786 1.6268 4.1951 4.0922
 ホブ(ラック工具) ビニオンカッタ語を 歯数 歯先R 転位係数 基場門直径 基準円直径 歯先円直径 	zo // ao xo doo do dao	nn nn nn	25 0.61 0.21 58.63 60.21	000 237 577 724	ホブ諸 こぶの 応 液 た	元 (X高さ Spr(m 歯形係数 力修正係数 合歯形係数	m) Spr YF YSa YFs SFn		0.000 2.5786 1.6268 4.1951
○ ホブ(ラック工具) ビニオンカッ分割を ・ 歯数 ・ 歯先R ・ 転位係数 ・ 基礎円直径 ・ 基準円直径	zo // ao xo doo do	nen nen	25 0.61 0.21 56.63 60.25	000 237 577 724 635	ホブ諸 こぶの 応 複 危り	元 Dr高さ Spr(m 動形係数 力修正係数 含歯形係数 映断面歯を 更 質重角度	m) Spr YF YSa YFs SFn hFa ccFar	nn	0.000 2.5781 1.6261 4.195 4.092; 3.8001 27.1481
で ホブ(ラック工具) ビニオンカッタ結束	zo /200 /200 xo dbo dao dao dwo	nn nn nn nn	25 0.61 0.21 58.63 60.21 65.91 48.91	000 237 577 724 635	ホブ諸 こぶで 店: 複 危)	元 Di高さ Spr(m 動形係数 力修正係数 含歯形係数 狭断面歯だけ 苛重角度 収束角度	m) Spr YF YSa YFs SFn hFa cεFar	nn	0.000 2.578 1.626 4.195 4.092; 3.800 27.148 40.056
ボブ(ラック工具) ビニオンカッタ語を 歯数 歯先R 転位係数 基準円直径 歯光円直径 歯切り中心距離	20 /2 ao xo dbo do dao ao	nn nn nn nn	25 0.61 0.21 58.63 60.21 65.91 48.91	000 237 577 724 635 044	ホブ諸 こぶで 店: 複 危)	元 Dr高さ Spr(m 動形係数 力修正係数 含歯形係数 映断面歯を 更 質重角度	m) Spr YF YSa YFs SFn hFa ccFar	nn	0.000 2.5786 1.6263 4.1951 4.0922 3.8000 27.1483 40.0565
で ホブ(ラック工具) ビニオンカッタ結束で	zo / ao xo dbo da da dwo YF YSa	nin nin nin	25 0.61 0.21 56.63 60.23 65.9 48.91 61.21	000 237 577 724 635 044	ホブ諸 こぶで 店: 複 危)	元 Di高さ Spr(m 動形係数 力修正係数 含歯形係数 狭断面歯だけ 苛重角度 収束角度	m) Spr YF YSa YFs SFn hFa cεFar	mn mm m deg deg deg	0.000 2.578 1.626 4.195 4.092; 3.800 27.148 40.056
・ボブ(ラック工具) ビニオンカッタ結束	zo // ao // xo dbo dao dao dwo YF	nm nm nm nm nm	25 0.61 0.21 56.6: 60.2! 65.9: 48.9: 61.2:	000 237 577 724 635 044	ホブ諸 こぶで 店: 複 危)	元 Di高さ Spr(m 動形係数 力修正係数 含歯形係数 狭断面歯だけ 苛重角度 収束角度	m) Spr YF YSa YFs SFn hFa cεFar	mn mm m deg deg deg	0.000 2.5786 1.6268 4.1951 4.0922
で ホブ(ラック工具) ビニオンカッタ結束で	zo / ao xo dbo da da dwo YF YSa	nin nin nin nin nin	25 0.61 0.21 56.63 60.21 65.31 48.31 61.21	000 237 577 724 635 044 512 333	ホブ諸 こぶで 店: 複 危)	元 Di高さ Spr(m 動形係数 力修正係数 含歯形係数 狭断面歯だけ 苛重角度 収束角度	m) Spr YF YSa YFs SFn hFa cεFar	mn mm m deg deg deg	0.000 2.5786 1.6263 4.1951 4.0922 3.8000 27.1483 40.0565
	zo // ao // ao do do dao ao dwo YF YSa YFs SFn hFa	mn mn mn mn mn	25 0.81 0.21 58.83 60.21 65.31 48.31 61.21 1.56 3.86 4.13	000 237 577 724 635 044 512 333 311 323 766	ホブ諸 こぶで 店: 複 危)	元 Di高さ Spr(m 動形係数 力修正係数 含歯形係数 狭断面歯だけ 苛重角度 収束角度	m) Spr YF YSa YFs SFn hFa cεFar	mn mm m deg deg deg	0.000 2.5786 1.6263 4.1951 4.0922 3.8000 27.1483 40.0565
・ボブ(ラック工具) ビニオンカック機能元 歯数 歯光限 転回係数 基場中地直径 番卵中心距離 カッ会・ビッタ中直径 電別中へ距離 電力修正係数 成力修正係数 様の歯形系数 を発揮性高度を 電子性直径 電子性 電子性 電子性 電子性 電子性 電子性 電子性 電子性	zo // ao xo dbo da da ao dwo YF YSa YFs SFn	mn mn mn mn mn	25 0.81 0.21 58.83 60.21 65.31 48.31 61.21 2.45 3.88 4.13	000 237 577 724 635 044 512 333 311 323 766	ホブ諸 こぶで 店: 複 危)	元 Di高さ Spr(m 動形係数 力修正係数 含歯形係数 狭断面歯だけ 苛重角度 収束角度	m) Spr YF YSa YFs SFn hFa cεFar	mn mm m deg deg deg	0.000 2.5786 1.6263 4.1951 4.0922 3.8000 27.1483 40.0565
トオ/ラック工具) ビニオンカッタ総元 ・ 一番表 ・ 電光中 ・ 製造の係数 本学円面径 本学円面を 本学列面を 本学列面を 本があると ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	zo // ao // ao do do dao ao dwo YF YSa YFs SFn hFa	mn mn mn mn mn	25 0.81 0.21 58.83 60.21 65.31 48.31 61.21 1.56 3.86 4.13	000 237 577 724 635 044 512 333 311 323 766	ホブ諸 こぶで 店: 複 危)	元 Di高さ Spr(m 動形係数 力修正係数 含歯形係数 狭断面歯だけ 苛重角度 収束角度	m) Spr YF YSa YFs SFn hFa cεFar	mn mm m deg deg deg	0.000 2.578 1.626 4.195 4.092; 3.800 27.148 40.056
ネブ(ラック工具) ビニオンカッ発統元 歯数 歯差に 軽価係数 基準円値径 高等円値径 歯が中心透頻 かみる・ビッタ中値径 経路体数 足が修正係数 化発動である・ビッタ中値径 を終析面面を 心発析面面を 心発析面面を 心発析面面を が高を開始する。	zo /eao xo dbo da da ao dwo YF YSa YFs SFn hFa czFen	nn nn nn nn nn nn nn nn des	25 0.61 0.21 56.81 60.21 65.31 48.91 61.21 2.46 3.88 4.13 3.81 32.21	000 237 577 724 635 044 512 333 311 323 766 730	ホブ諸 こぶで 店: 複 危)	元 Di高さ Spr(m 動形係数 力修正係数 含歯形係数 狭断面歯だけ 苛重角度 収束角度	m) Spr YF YSa YFs SFn hFa cεFar	mn mm m deg deg deg	0.000 2.578 1.626 4.195 4.092; 3.800 27.148 40.056

図 1.64 歯形係数(ピニオンカッタとホブ)

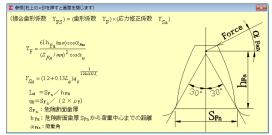


図 1.65 歯形係数の説明

(2.3)以下,各係数の入力画面を図 1.66~1.69 に示します.



図 1.66 寿命係数と説明



図 1.67 使用係数



図 1.68 歯すじ荷重分布係数

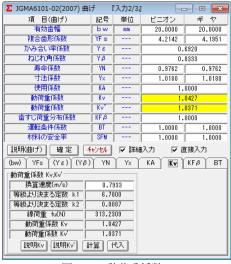


図 1.69 動荷重係数

1.27 JGMA6102-02 (歯面) の強度係数の入力

歯面強さに関する係数を図 1.70 の画面で設定します. 画面の下段に示す各係数に関しては[説明]をクリックすることにより係数の内容を表示します.

∑ JGMA6102-02(2009) ∰		入力 3/3』		-X-	
項 目(歯面)	記号	単位	ピニオン	ギヤ	
有効歯幅	ЬН	mm	20.0	000	
領域係数	ZH		2.2929		
最悪荷重点係数	Zc		1.0000	1.0000	
材料定数係数	ZE	√ MPa	189.8	117	
かみ合い率係数	Zε		0.8107		
ねじれ角係数	Zβ		1.0000		
潤滑油係数	ZL		1.0000		
潤滑速度係数	Zv		0.9233		
歯面粗さ係数	ZR		1.0000		
寸法係数	Zx		1.0000	1.0000	
硬さ比係数	Zw		1.0000	1.0000	
寿命係数	ZN		1.2932	1.2932	
使用係数	KA			000	
	動荷重係数 Kv 1.0427				
動荷重係数	Kv'		1.0371		
歯すじ荷重分布係数	KH/8		1.1000		
歯すじ荷重分布係数	KHβ'		1.1000		
正面荷重分布係数	KHα		1.0000		
正面荷重分布係数	KHα'		1.0000		
材料の安全率	SHmin		1.0	000	
説明(歯面) 罹 定 キャンセル マ 詳細入力 マ 直接入力					
(Zx) Zw ZN	(KA) (Kv)	KH& KI	Hα	
(ZH) (Zc) (ZE)	(Zε)	(Zβ)	ZL (Zv.) ZR	
I 見見月					

図 1.70 強度(歯面)の係数入力画面

1.28 強度計算結果

上記のように各係数を設定することにより図1.71のように強度 結果を表示します.

∑ JGMA強度計算結果(6101-02,6102-02) □ ■ ■						
項 目(曲げ)	記号	単位	ピニオン	ギヤ		
曲げ応力(曲げ)	σF	MPa	396.841	395.042		
「許容曲げ応力(曲げ)	σFP	MPa	717.006	453.160		
総合安全率(曲げ)	SF		1.807	1.147		
許容円周力(曲げ)	Ftlim	N	11379.932	7225.052		
項 目(歯面)	記号	単位	ビニオン	ギヤ		
面圧応力(歯面)	σн	MPa	1508.813	1508.813		
許容面圧応力(歯面)	σHP	MPa	1826.838	1396.994		
総合安全率(歯面)	SHA		1.211	0.926		
許容円周力(歯面)	Ftlim	N	9233.410	5399.468		

図 1.71 強度計算結果