

MESYS チュートリアル:円筒歯車ペア 01

1 はじめに

1.1 使用例

このチュートリアルでは、はすば歯車のステージを設計します。これは産業用歯車ボックスの出力ステージとして使用されます。荷重スペクトルを用いた強度評価を行い、必要な安全率を達成するために歯車伝動系を最適化します。

1.2 目的

チュートリアル	プロパティ
対象	チュートリアル「単一円筒歯車 01」に慣れているユーザー。
前提条件	MESYS ライセンス(試用版、商用版)。
学習目標	係数および材料の入力を使用。 円筒歯車ペアの形状寸法決定を理解。 出力オプションを調査。
MESYS ファイル	MESYS-Tutorial-Cyl_gearpair_01-ww-v2500.mCGP.

1.3 目次

1	はじめに	1
1.1	使用例	1
1.2	目的	1
1.3	目次	1
1.4	課題	2
2	実践	3
2.1	MESYS の起動と設定	3
2.2	入力	4
2.3	形状タブでの入力	6
2.4	サイズ決定	7
2.5	負荷容量の検証	9
3	最適化	11
3.1	スカuffing	11
3.2	歯面負荷容量	13
4	その他の歯車の寸法決定手順	14
4.1	初期のサイズ決定	14
4.2	モジュールおよび歯幅のサイズ決定	15
4.3	内歯車の寸法決定	18

1.4 課題

ギヤボックス	プロパティ
用途	ベベルーはすば歯車ボックス(例:コンベアベルト用)
段数	ベベル歯車 1 段、円筒歯車 2 段、 $u_{tot} = 1:63$
入力・出力	入力＝電動モーター、出力は弾性支持されたローラー
対象段	出力段、単段はすば、 $u_3 = 3.50$
出力	53 kW
出力回転数	24 rpm
出力トルク	23,800 Nm
荷重スペクトル	稼働時間の 20%で、24 rpm、23,800 Nm 稼働時間の 50%で、24 rpm、19,800 Nm 稼働時間の 30%で、20 rpm、25,000 Nm
運転	非逆転
要求される寿命時間	25,000 時間
潤滑	油浴、ISO VG 460 鉱物油、最高温度 90°C
材質	表面硬化鋼 20MnCr5
	表面硬度 62 HRC まで表面処理
	芯部硬度 30 HRC、材質 MQ
	スチール製ハウジング
基本ラック	ISO 53、プロファイル A、規格に基づく歯先修正係数
標準的な圧力角	$\alpha_n = 20^\circ$
歯車品質	ISO 1328、A = 7、R41
歯形修正	なし
歯面粗さ	$R_{zH} = 7 \mu\text{m}$ 両歯車とも
歯元粗さ	$R_{zF} = 16 \mu\text{m}$ 両歯車とも
歯厚のばらつき	c 25 両歯車とも
歯先円直径の公差	h7
中心距離公差	$\pm 0.15 \text{ mm}$
内径、ピニオン	0, ピニオンシャフト
内径、ホイール	80.00 mm
定格	歯面荷重係数 $K_{H\beta} = 1.50$ 要求の歯元安全係数 $S_{Fmin} = 1.50$ 要求の歯面安全係数 $S_{Hmin} = 1.20$ 要求のスカフティング安全係数 $S_{Bmin} = S_{Smin} = 2.00$

2 実践

2.1 MESYS の起動と設定

MesysCOM64.exe ファイルをダブルクリックして MESYS を起動します。このファイルはインストールディレクトリ(通常は C:\Program Files\MESYS 12-2025)にあります。以下のアイコンをクリックして、円筒歯車ペアの計算を開始します。

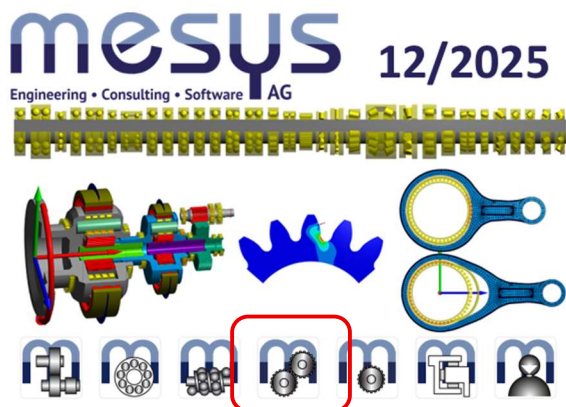


図 2-1 モジュール選択メニューでの円筒歯車ペアの計算開始。

[拡張/設定]には、その内容が自前で理解できる関連する事前設定が含まれています。特に MESYS の使用開始当初は、エラー、警告、および情報に気づけるよう、[全てのメッセージを表示]を選択しておくことをお勧めします。

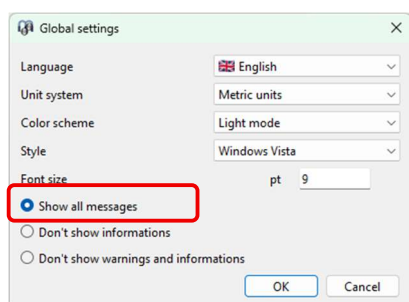


図 2-2 デフォルト設定の [拡張/設定]。

プロジェクト名および計算概要フィールドは、計算ファイルに自由に注釈を付けるために使用します。

計算は荷重スペクトルを使用して実行されるため、対応する「荷重スペクトルを考慮」フラグを設定する必要があります。

重要なのは、**負荷容量計算の形状 = YF/YS の最小歯厚を持つ公称寸法の選択**です。ISO 6336-1 の 6.1 節に従い、その計算には、製造の転位係数が最小となる、つまり最小の歯厚を使用する必要があります。

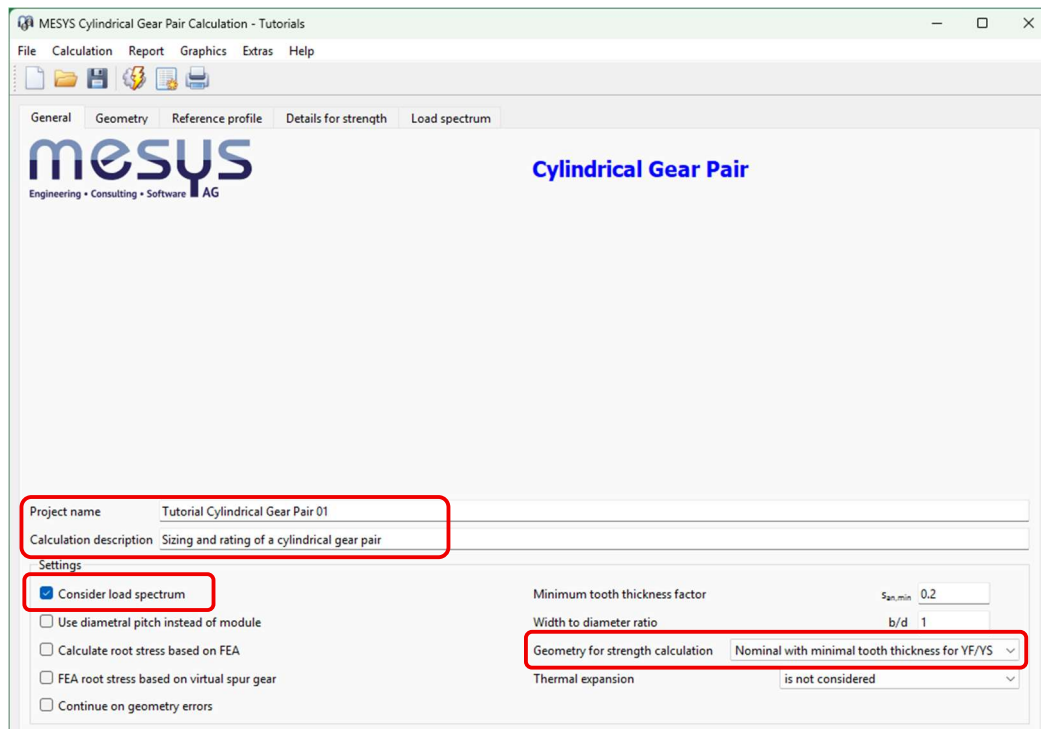


図 2-3 タブの [一般]、[設定]、および [プロジェクト概要]。

2.2 入力

基本ラックは「基本ラック」タブで選択します。これはプロファイル A として事前定義されており、規格に基づき歯先修正係数が自動的に適用されます（「歯先修正係数」フラグの選択を解除）。

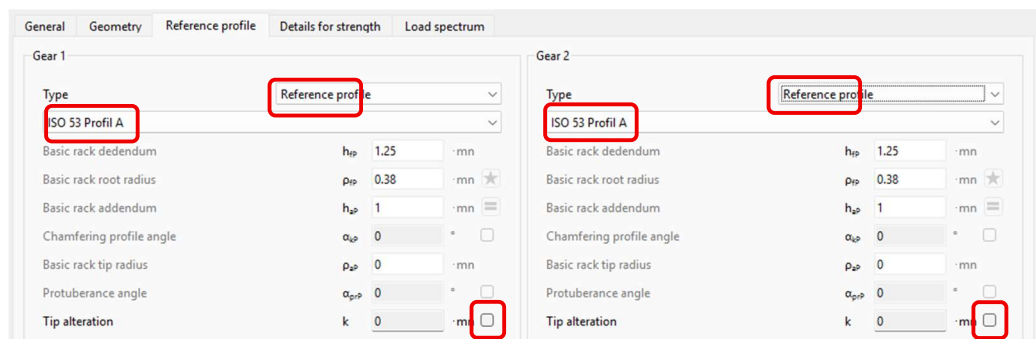


図 2-4 「基本ラック」の入力項目。

「負荷容量の詳細」タブには、ISO 6336 に基づく負荷容量検証の理論と密接に関連した、入力項目が含まれています。各入力項目については、以下で個別に説明します。

図 2-5 強度の詳細における負荷容量計算の入力項目。デフォルト設定からの偏差と値が強調表示されています。

入力項目	説明
動荷重係数	フラグが設定されていない場合、ISO 6336-1 第 6 節に基づいて計算されます。
かみ合い荷重係数	1 つの荷重経路のみが考慮されるため、1.00 に設定。ISO 6336-1、セクション 4.2.1 を参照して下さい。
歯面荷重係数	タスクの定義により、フラグを有効にし 1.50 に設定。
プロファイルの修正によりたわみを補正	このフラグは、正面荷重係数 K_{Ha} の計算に影響します。プロファイルの修正がないため、このフラグは無効のまま。
ピッチング許容の限界	このフラグは、歯面安全係数の計算に使用される S-N 曲線に影響します。タスク定義によりピッチングは許可されていないため、このフラグは無効のまま。
歯元の要求安全係数	タスク定義に従い、1.50 に設定。
歯面の要求安全係数	タスク定義に従い、1.20 に設定。
スカフティング要求安全係数	2.00 に設定。
先端修整	タスク定義に指定がないため、0 のまま。
歯元修整	タスク定義で指定されていないため、0 のまま。
歯面粗さ	タスク定義に従って入力。
歯元面の粗さ	タスク定義に従って入力。
ウェブ厚	産業用ギヤボックスでは通常、ソリッド歯車が使用されるため、0 のままに。この場合、入力は影響しません。
かみ合い数	これは、1 回転あたりのかみ合い数を指します。複数のかみ合いは存在しないため、1 のままにしておきます。
逆回転曲げ	ギヤボックスは非逆転運転であるため、「No」を選択。
平均応力影響係数	フラグが無効の場合、選択内容「逆回転曲げ:No」に基づき、自動的に 1.00 に設定されます(上記参照)。
10 ¹⁰ 回の負荷サイクルに対する寿命係数	ISO 9085、表 6 に基づき、平均材料品質 MQ について、歯元に対して 0.92 に設定
10 ¹⁰ 回の負荷サイクルに対する寿命係数	ISO 9085、表 6 に基づき、平均材料品質 MQ について、歯面に対して 0.92 に設定。
歯面修正 (f_{ZCa})	タスク定義に歯面修正がないため、「なし」に設定。
歯当たり	タスク定義により検証は行われないため、「検証なし」に設定。
歯すじ修正	タスク定義に従い、修正がないため、「なし」に設定。
相対溶接係数	ISO/TS 6336-21、表 4 に基づき、1.00 のまま。

表 2-1 強度に関する詳細タブの入力に関する説明。

荷重スペクトルは、「荷重スペクトル」タブに入力します。右下の「+」ボタンを使用して、タスク定義に従って3行を追加し、入力します。タスク定義のデータは出力、つまりペアの歯車2を指していることに注意してください。対応する選択は「形状」タブにあり、そこで「基準歯車 = Gear 2」を選択する必要があります。荷重スペクトルのテキストは、それに応じてT2 および n2 に変更されます。

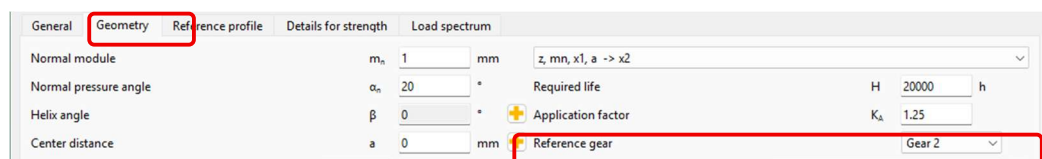


図 -25 「Geometry」タブでの「Reference gear = Gear 2」の選択。

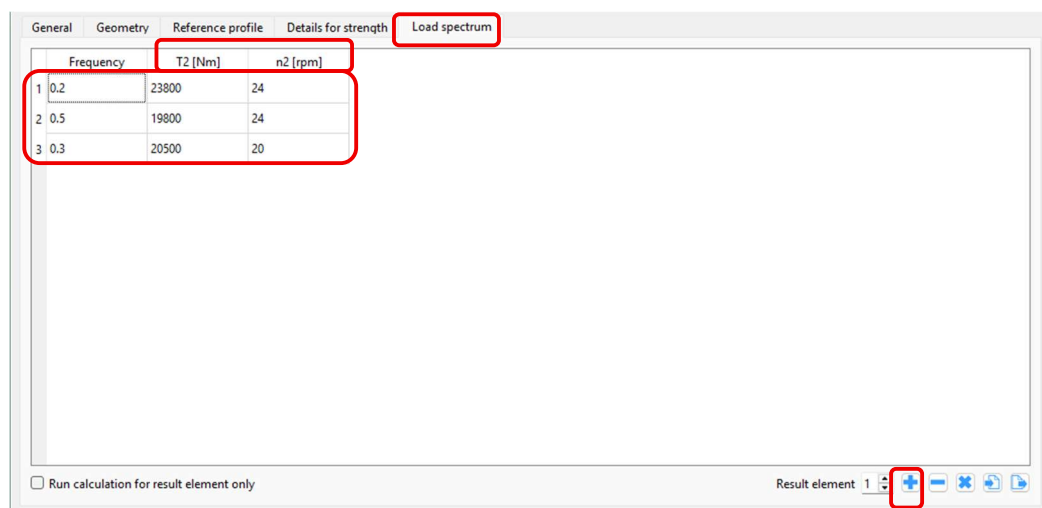


図 2 -6 荷重スペクトルの入力。

2.3 形状 タブでの入力

このアプリケーションでは、電動機駆動部と、コンベヤベルトに接続された出力部が含まれます。ISO 6336-1 の表 4、5、6 に基づき、方法 B による推奨される応用係数 $K_{A-B} = 1.25$ となります。その他の仕様は直接設定または選択します。基準歯車の選定は前のステップで行いました。

荷重スペクトルと応用係数 $K_A > 1.00$ が入力されると、荷重スペクトルのトルク値に応用係数 K_A が乗算されます。このチュートリアルでは、 $K_A > 1.00$ を荷重スペクトルと一緒に使用します。実際には、負荷の増分がすでに荷重スペクトルのトルク値に含まれている場合があります。その場合は、 $K_A = 1.00$ を設定する必要があります。

図 2-7 形状での入力。

歯先円直径の公差および中心距離の公差は、それぞれの「+」ボタンを使用して次のように入力します。

図 2-8 歯先円直径の公差を、「歯先円」の + ボタンから入力。

図 2-9 「中心距離」の「+」ボタンを使用して、中心距離の公差を入力。

2.4 サイズ決定

歯車の形状は不明であり、歯数、歯幅、モジュールなどを決定する必要があります。ステージの目標歯数比は $u_3 = 3.50$ として知られています。経験に基づき、ピニオンの歯数は $z_1 = 13$ と決定されます。歯数が少ないとアンダーカットが発生しやすいため、この数は素数にしています。ホイールの歯数は、 $z_2 = z_1 * u_3 = 46$ (切り上げ) となります。ねじれ角は $\beta = 12^\circ$ に設定します (このため、まず「+」ボタンを使用して、歯車がはすばで左ねじれであることを定義)。歯直角モジュール $m_n = 22.00$ mm、歯幅は類似のステージに基づいて、ピニオンは 250 mm、ホイールは 240 mm と推定されます。転位係数については、初期値 $x_1 = 0.50$ および $x_2 = -0.50$ を使用します。中心距離は以下になります。

したがって、サイズ決定方法 $z, mn, x1, x2 \rightarrow a$ が選択されます。つまり、入力値から中心距離が計算されます。

図 2-10 歯車を左ねじれはすば歯車として定義。

図 2-11 サイズ決定方法の選択(右上)および既知のパラメータの入力。

これで計算が実行され、中心距離が表示されます。

図 2-12 計算の実行と、その結果として得られた中心距離。

中心距離を調整するために、サイズ決定方法を $z, mn, x1, a \rightarrow x2$ に変更します。つまり、 x_1 および a が指定され、 x_2 が計算されます。 $a = 301.00$ の場合、再計算後の $x_2 = -0.56$ となります。歯面、歯元、およびスカフティングの計算に関する安全係数が、[結果概要] ウィンドウに表示されます。

MESYS Cylindrical Gear Pair Calculation - Tutorials

File Calculation **Report** Graphics Extras Help

General Geometry Reference profile Details for strength Load spectrum

Normal module m_n 10 mm $z, m_n, x_1, a \Rightarrow x_2$

Normal pressure angle α_n 20 °

Helix angle β 12 °

Center distance a 301 mm

Number of teeth z 13 46

Face width b 150 140 mm

Profile shift coefficient x 0.5 -0.558627

Tip diameter d_a 162.904 479.104 mm

Inner diameter d_i 0 280 mm

Normal tooth allowance DIN 3967 25 c 25 c

Tolerance class ISO 1328 7 R41 7 R41

Required life H 25000 h

Application factor K_A 1.25

Reference gear Gear 2

Material gear 1 20MnCr5, case hardened, Eh, MQ

Material gear 2 20MnCr5, case hardened, Eh, MQ

Material housing Steel

Lubricant ISO VG 460 mineral oil

Type of lubrication Submerged in oil

Oil temperature Θ_{oil} 90 °C

Result overview

Transverse contact ratio ϵ_α	1.42634	Overlap contact ratio ϵ_β	0.926525	Total contact ratio ϵ_γ	2.35287
Specific sliding at root ζ_1	-1.77644	Specific sliding at root ζ_2	-2.64373	Safety factor for tooth breakage S_F	2.65953
Safety factor for pitting S_H	0.943128	Safety factor scuffing S_{intS}	2.1039	Safety factor scuffing S_B	1.71035

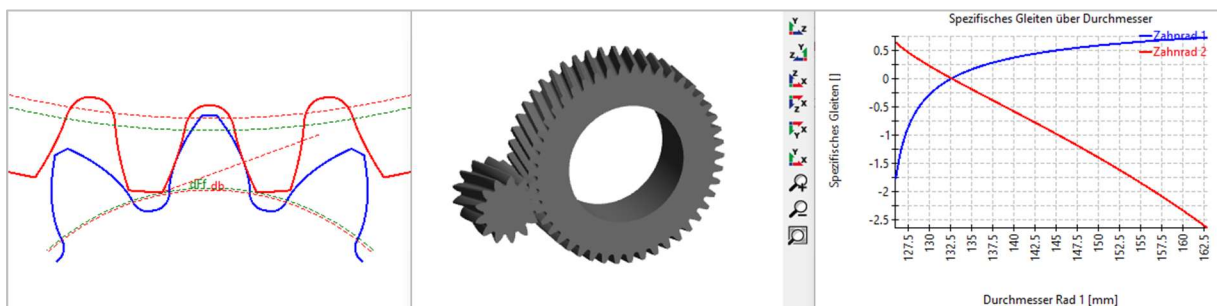
Messages Result overview

図 2-13 中心間距離 $a = 301.00$ mm を入力、計算された転位係数 $x_2 = -0.56$ と、安全率。

2.5 負荷容量の検証

$S_H = 0.94$ の歯面安全係数は要件を満たしておらず、 $S_B = 1.71$ のスカuffing安全係数も低すぎて要件を満たしていません。スカuffing安全係数 $S_{intS} = 2.10$ および歯元安全係数 $S_F = 2.66$ は、それぞれ要件を満たしているか、それを上回っています。

メニューの「グラフィックス」から、歯車とその特性を視覚化するための様々なグラフを表示できます。



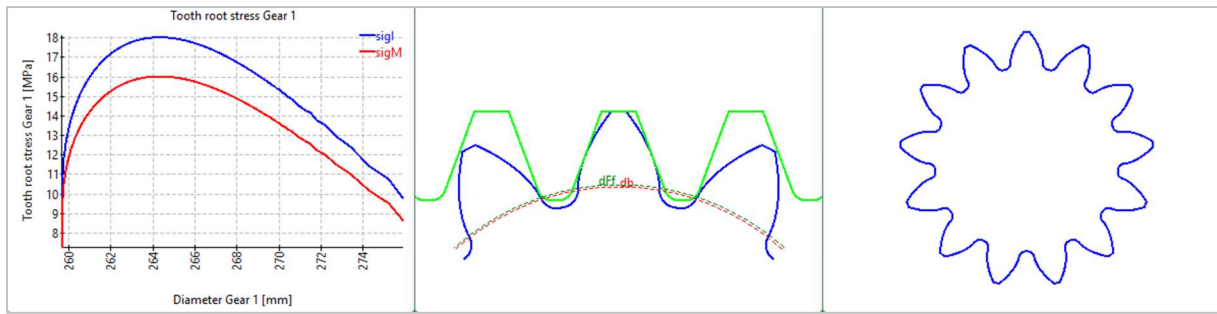


図 2-14 かみ合わせ、歯車、およびそれらの属性に関する様々なグラフ。

メニューの [グラフィックス] から、歯車とその特性を視覚化するためのさまざまなグラフを表示できます。詳細な計算レポートは、F6 キーまたはメニューの [レポート] → [レポート表示] から生成できます。

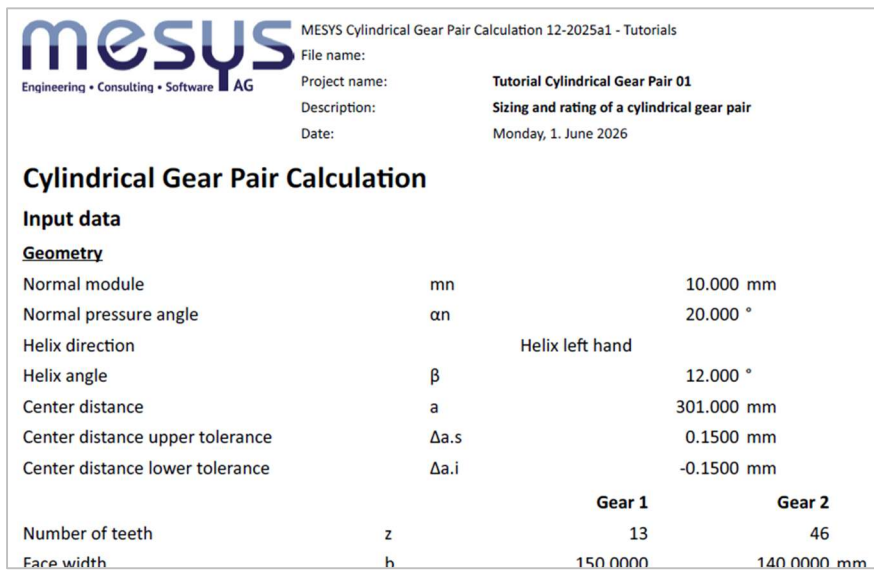


図 2-15 計算レポート。

3 最適化

3.1 スカフティング

フラッシュ温度基準によるスカフティング安全率 S_B の計算では、プロファイルの修正が考慮されます。タスク定義では、修正は行われていません。したがって、「強度の詳細」タブでは、両方の歯車について、歯先修整 $C_a = 0 \mu\text{m}$ 、歯元修整 $C_r = 0 \mu\text{m}$ と入力します。これにより、かみ合わせの開始点と終了点で高いフラッシュ温度が発生します。対応するグラフは、メニューの [グラフィックス/接触温度] にあります。このグラフからは、接触温度が約 240°C まで上昇し、潤滑油膜が不安定になり、スカフティングのリスクが高まっていることがわかります。

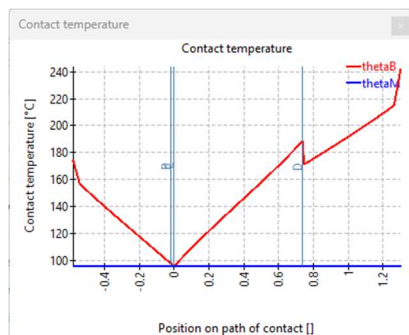


図 3-1 歯先修整なしの接触温度グラフ。

レポートの「スカフティング-フラッシュ温度」のセクションには、次のように記載されています。「最適な歯先修整。これは、接触温度を最低にするプロファイルの修正です。ピニオンとホイールの両方に $50 \mu\text{m}$ の先端リーフを追加して計算を再度実行すると、計算された安全係数は $S_B = 1.06$ から $S_B = 1.82$ に上昇し、接触温度は約 230°C に低下します。

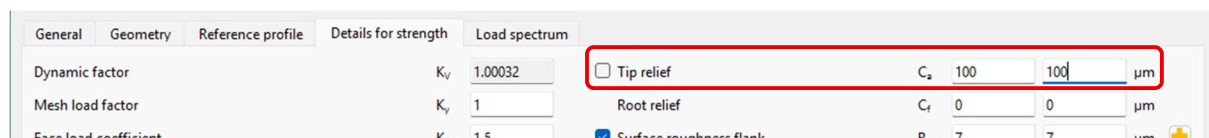


図 3-2 [強度の詳細] タブでの歯先修整の入力。

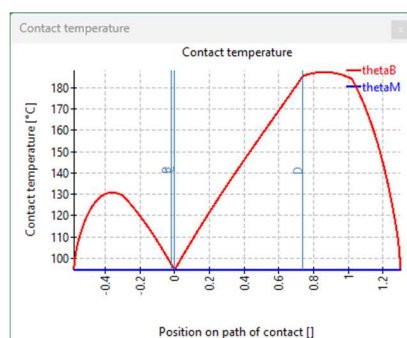


図 3-3 歯先修整を適用した接触温度グラフ。

これにより、接触温度が大幅に低下しました。あるいは、もしくはそれに加えて、より高いスカフティング負荷ステージを持つ潤滑剤を使用することで、潤滑剤の荷重容量を高めることができます。スカフティング負荷ステージは、[形状] 内から、[潤滑油] の [潤滑油 = 個別入力] にある [+] ボタンをクリックして変更できます。最新の潤滑剤は、スカフティング負荷ステージ 14 まで対応しています。

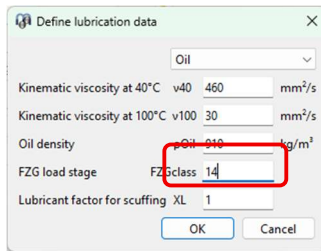


図 3-4 スカフティング負荷ステージを 12 から 14 に増加。

計算を再度実行すると、スカフティング安全率 S_B は $S_B = 3.69$ に増加し、要件を満たします。

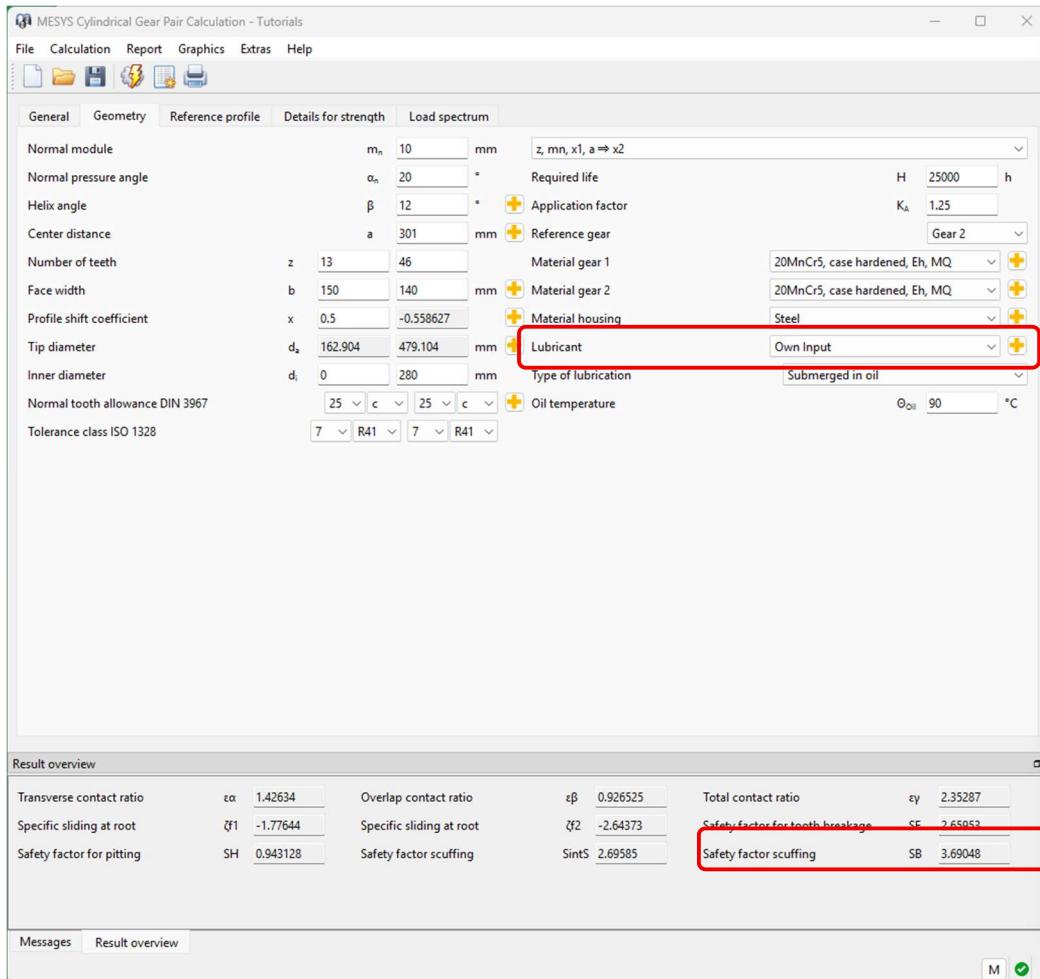


図 3-5 スカフティング負荷ステージが 12 から 14 に増加した後のスカフティング安全率 S_B 、潤滑油入力 = 個別入力。

3.2 歯面負荷容量

歯面安全係数は、歯車を大きくすることで増加させることができます。このアプローチはごく当たり前のことですが、このソフトウェアチュートリアル の範囲内で、他の 3 つの効果について説明します。

1. 減少 $K_{H\beta}$ 。
2. 歯面修正係数 f_{ZCa} 。
3. S-N 曲線の修正。

歯面荷重係数 $K_{H\beta} = 1.50$ は、保守的に選択することができます。ここでは、 $K_{H\beta} = 1.25$ に設定します。したがって、修正は接触解析によって計算、設計されると仮定し、 $f_{ZCa} = 1.00$ を設定することができます (ISO 6336-2、表 3)。第三に、時間の経過とともに歯面側に一定程度のピッチングが生じることが想定されます (ISO 6336-2 の図 6 の S-N 曲線 (1) と S-N 曲線 (2) を比較してください)。

The screenshot shows the MESYS Cylindrical Gear Pair Calculation - Tutorials software interface. The 'Details for strength' tab is active. The 'Face load coefficient' $K_{H\beta}$ is set to 1.25. The 'Limited pitting allowable' checkbox is checked. The 'Flank modification (f_ZCa)' dropdown is set to 'For uniform distribution'. The 'Result overview' section shows the 'Safety factor for pitting' S_H as 1.28209.

Parameter	Value
Dynamic factor K_v	1.00203
Mesh load factor K_m	1
Face load coefficient $K_{H\beta}$	1.25
Required safety factor root S_{Fmin}	1.5
Required safety factor flank S_{Hmin}	1.2
Flank modification (f_ZCa)	For uniform distribution
Safety factor for pitting S_H	1.28209

図 3-6 入力の変更、歯面安全率(およびその他)への影響。

ピッチングの安全率は、 $S_H = 1.28 > S_{Hmin} = 1.20$ となり、要件を満たしています。

ファイル MESYS-Tutorial-Cyl_gearpair_01-ww-v2500.mCGP はこの状態を反映しています。

4 その他の歯車の寸法決定手順

4.1 初期のサイズ決定

上記では、歯数、モジュール、および歯幅は、類似の歯車に関する経験から決定されました。これらの経験値が常に利用可能であるとは限らないため、荷重から歯車のサイズに関する提案を得ることが望まれます。

MESYS では、設計戦略として $T, u \Rightarrow z, mn, x, b, a$ を選択することで、これを実現しています。その場合の入力項目は次のとおりです。

- 荷重、要求される耐用年数、K 係数、荷重スペクトル。
- かみ合い角およびベベル角、公差、内径。
- 材質および潤滑。

希望する変換(ここでは $u = 4.50$)を入力します。歯数とモジュールはグレーアウトされており、依然として上記の計算から得られます。

Parameter	Value	Unit
Normal module	10	mm
Normal pressure angle	20	°
Helix angle	12	°
Center distance	301	mm
Required gear ratio	4.5	
Number of teeth	13, 46	
Face width	150, 140	mm

図 4-1 必要な歯数比や所定のトルクなどに基づいて歯車のサイズを決定

ここで計算を実行すると、必要な安全率 S_{Hmin} および S_{Fmin} を満たす歯車が定義されます。モジュール、中心距離、歯幅は後で調整可能です。これにより、例えば製造上の仕様などを考慮に入れることができます。

Parameter	Value	Unit
Normal module	8.1	mm
Normal pressure angle	20	°
Helix angle	12	°
Center distance	319.905	mm
Required gear ratio	4.5	
Number of teeth	14, 63	
Face width	116, 116	mm
Profile shift coefficient	0.450138, -0.314115	
Tip diameter	139.399, 532.785	mm

...

Parameter	Value
Transverse contact ratio	ϵ_α 1.44427
Specific sliding at root	ϕ_1 -1.78295
Safety factor for pitting	S_H 1.20051
Overlap contact ratio	ϵ_β 0.947768
Specific sliding at root	ϕ_2 -1.78295
Safety factor scuffing	S_{intS} 3.19079
Total contact ratio	ϵ_γ 2.39204
Safety factor for tooth breakage	S_F 2.53418
Safety factor scuffing	S_B 4.90612

図 4-2 結果としての歯車の形状は、歯面および歯元の安全率に関する要件を満たしています。

サイズ決定方法を $z, mn, x1, a \Rightarrow x2$ に変更すると、モジュール、中心距離、および幅を調整できます。計算後、結果概要で対応する資料を確認できます。

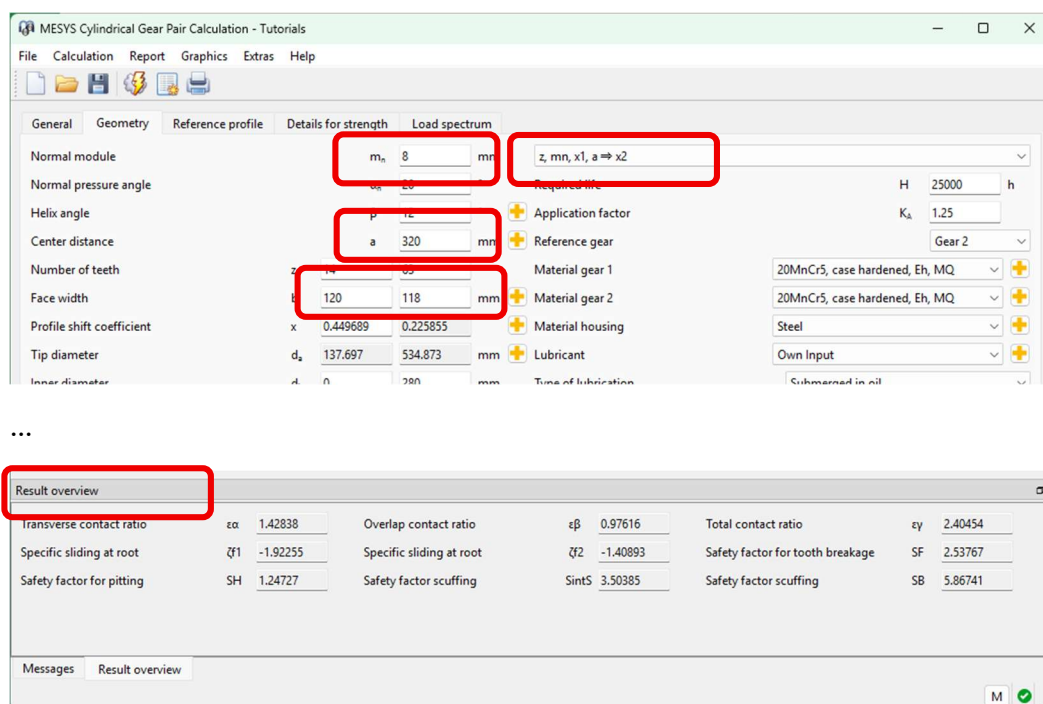


図 4-3 変更された寸法と結果概要。

4.2 モジュールおよび歯幅のサイズ決定

ファイル *MESYS-Tutorial-Cyl_gearpair_01-ww-v2500.mCGP* を開きます。

歯車設計、特に産業用歯車ボックスにおいて、歯数と中心距離が与えられた場合のモジュールおよび歯幅の決定は、典型的な課題です。実際に、これはハウジングが既に存在し、必要な減速比が指定されている場合に該当します。経験則として、ピニオンには最小歯数(例: $z_1 = 11$)が求められることがよくあります。必要な減速比、例えば $u = 3.20$ を用いると、歯車の歯数は $z_2 = 35$ となります。ハウジング内の中心距離は $a = 290.00$ mm と指定されています。第 1 段を高速で回転させる設計とするため、ねじれ角は $\beta = 20^\circ$ と設定します。

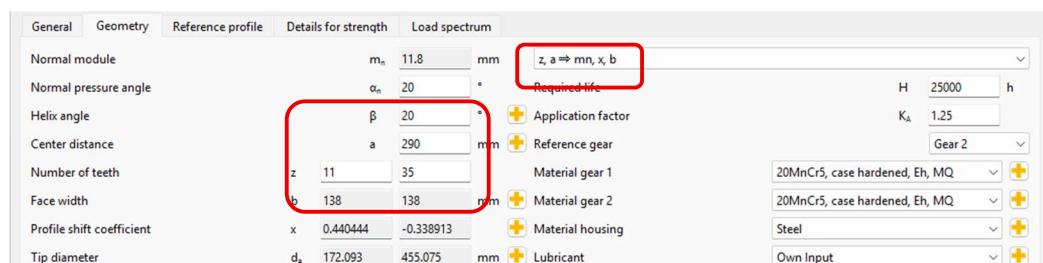
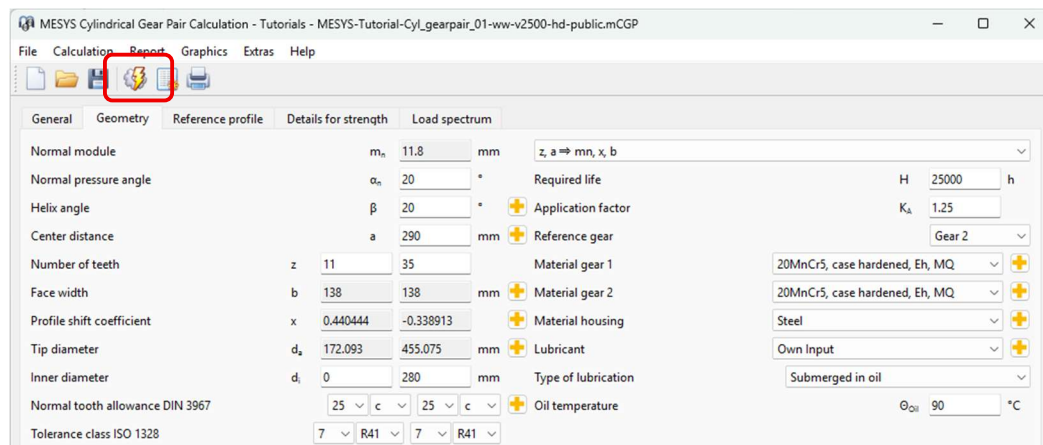


図 4-4 歯数、中心距離、ねじれ角の入力。サイズ決定方法の選択。

計算を実行した結果、安全率は要件を満たしており、適切な歯車形状が得られました。



...

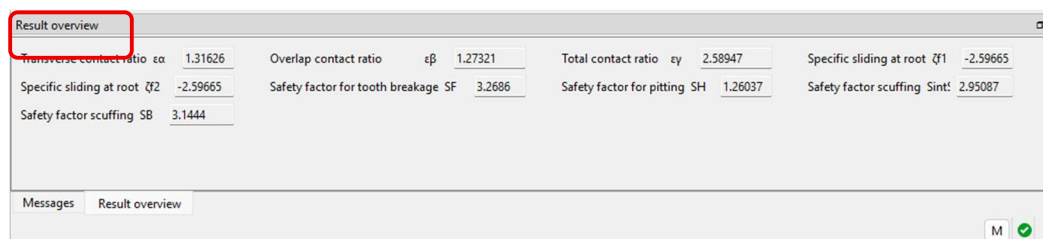


図 4-5 計算の実行、結果としての歯車形状、結果としての安全率。



図 4-6 メニュー「グラフィックス/歯車かみ合い」、「グラフィックス/CAD/歯車かみ合い(3D)」からのグラフィックス、直径に対するすべり率。

$\zeta_{f1} = -2.23$ の場合、絶対値としてはすべり値がやや高くなります。MESYS は、 $\zeta_{f1} = \zeta_{f2}$ が成立するように転位係数を選択します。グラフィックス/転位係数に対する特定すべりのグラフは、ピニオン(歯車 1、x 軸)の転位係数を変更すると、状況が悪化することを示しています。

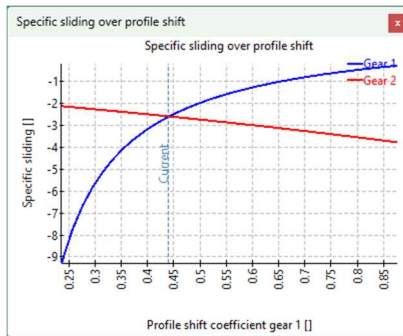


図 4-7 図「グラフィックス/転位係数に対する特定すべり」。現在、特定すべりは均衡しており($\zeta_{f1} = \zeta_{f2}$)、したがって最小化されています。歯車 1 の転位係数を変更すると(したがって、歯車 2 についても逆方向に変化します)、状況は悪化します。

ζ_f の絶対値を低減するには、両方の歯車の転位係数を増加させます。中心距離が与えられているため、ねじれ角を小さくする必要があります。これを行うには、寸法決定の方法を $z, mn, x_1, a \Rightarrow x_2$ に戻し、入力として $\beta = 10^\circ$ および $x_1 = 0.70$ を指定すると、 $x_2 = 0.81$ という結果が得られます。安全率は仕様範囲内であり、その結果、特定の滑りに対する絶対値は非常に低くなります。

図 4-8 歯車の設計を変更し、中心距離は維持したまま、ねじれ角を低減。



図 4-9 転位係数が最適化され、特定すべりが低い歯車。

4.3 内歯車の寸法決定

ファイル *MESYS-Tutorial-Cyl_gearpair_01-ww-v2500.mCGP* を開きます。

MESYS では、内歯車の設計も可能です。その場合、歯数比 u は負の値になります。サイズ決定オプション $z1, u, mn, x1, x2 \Rightarrow z2, a$ を選択し、 $u = -3.50$ を入力します。の経験則に基づき、 $x_1 = 0.50$ および $x_2 = -1.00$ を設定し、その他の値はそのままにします。計算を実行します。

リング歯車の内径(すなわち絶対最大径、外径)の入力を忘れた場合、以下のメッセージが表示されます。内径は $d_i = 0.00$ に設定する必要があるため、その後 $|d_i| = |d_f| + 4 \cdot m_n$ 設定されます。

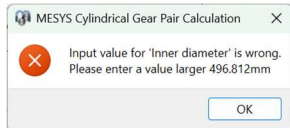


図 4-10 内歯車の直径入力が不適切であるというメッセージ。

内歯車の基準プロファイルが自動的に調整され、工具歯先半径が最大値に設定されます。

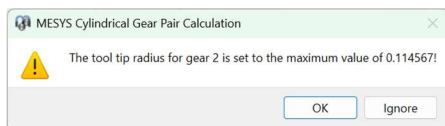


図 4-11 内歯車の工具歯先半径が最大値に設定されていることを示すメッセージ。

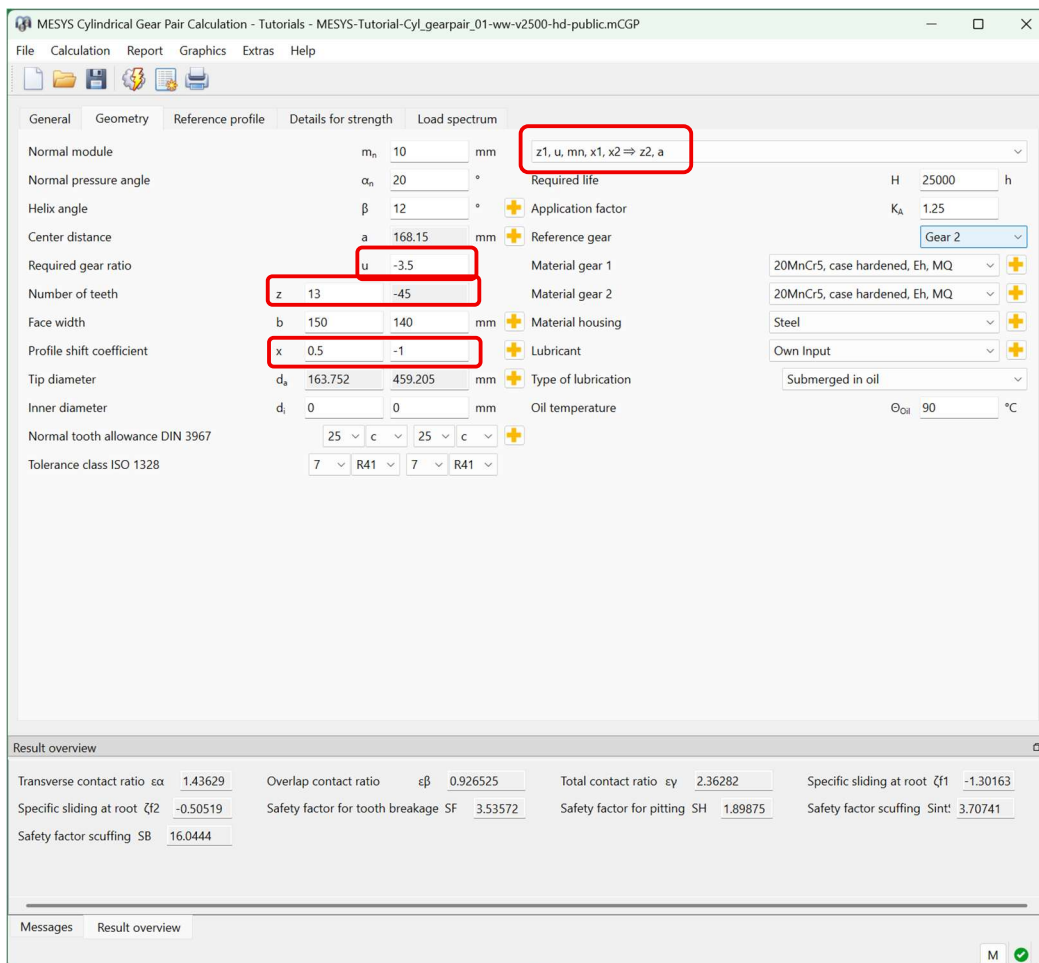


図 4-12 計算後の状況と結果。

かみ合いを可視化するために、「グラフィックス/歯車かみ合い」および「グラフィックス/CAD/歯車かみ合い (3D)」が開かれます。リング歯車の厚さが薄すぎるため、 $d_{i2} = 580.00$ を設定し、計算を繰り返します。

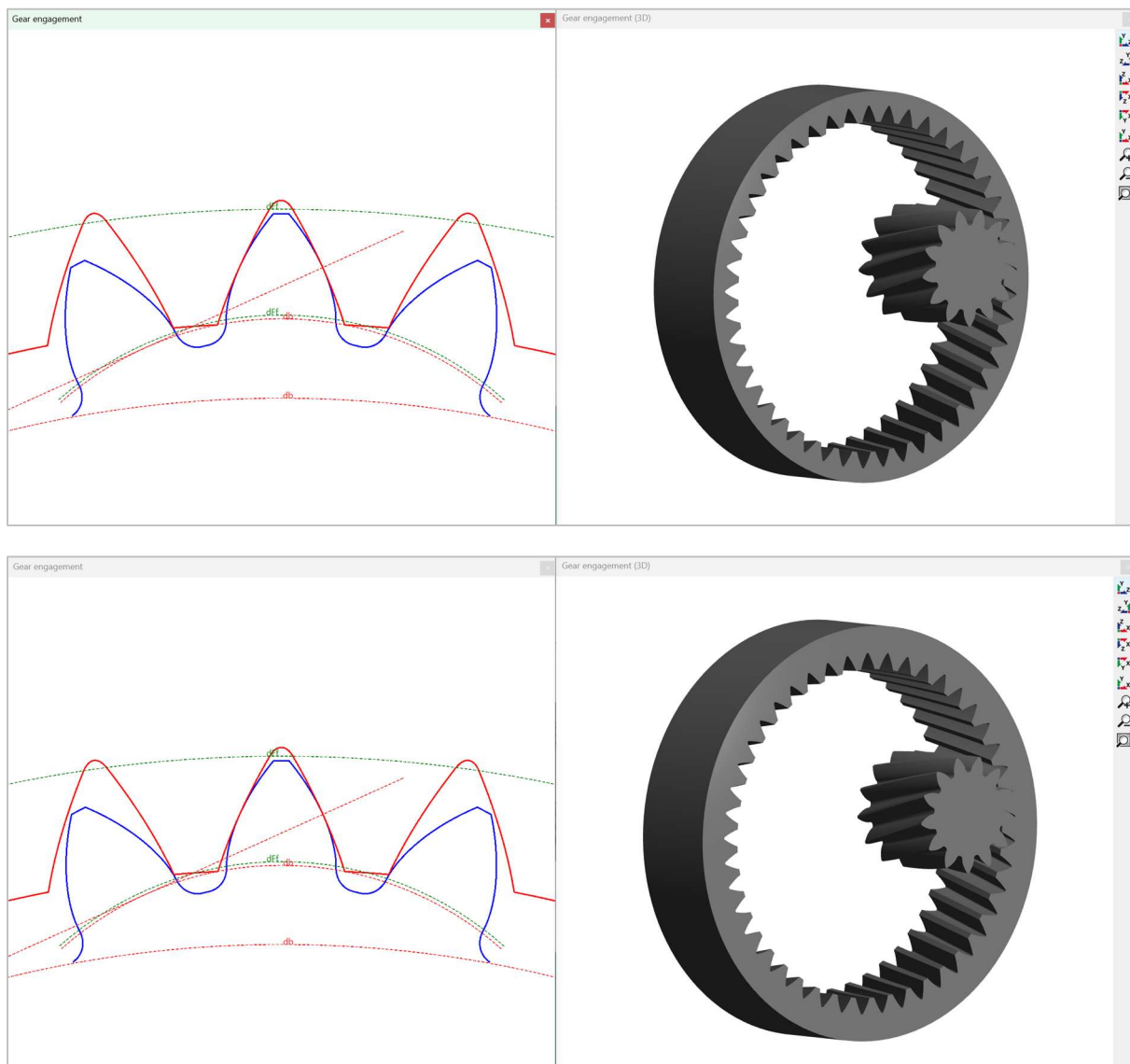


図 4-13 上: 元のリング歯車の厚さでのかみ合いおよび 3D 形状。下: リング歯車の内径を $d_{i2} = 580.00$ mm に設定した場合。