

構造解析事例 - 線形静解析

FEMAP with NX Nastran

FEMAP with NX Nastranは、FEMAPをフロントエンドとし、30余年の歴史をもつNastranをソルバーとする汎用構造解析ソリューションです。線形静解析・動解析・非線形解析と幅広い機能を有しており、航空宇宙産業や自動車産業の厳しい要求の中で鍛え上げられた、広範囲な解析機能をリーズナブルな構成でご提供しております。

FEMAP with NX Nastranは、構造解析をこれから始める方から解析のプロフェッショナルまでの幅広い解析要求を満たします。FEMAPのもつ、日本語メニューや直感的に分かりやすいインターフェイスを通して、Nastranの優れた解析能力を縦横に発揮することができます。

FEMAPはまた、Nastran含め、ABAQUS・LS-DYNAなどの解析プログラムのとダイレクトにインターフェイスできます。過去の解析資産を再活用し、複数の解析プログラムへのフロントエンドとして、共通のモデリング/ポスト処理環境を利用することができるのです。

通常のFEMAPマニュアルの他に、約2000頁以上のオリジナル日本語マニュアルがPDF(無償)または製本マニュアル(有償)が提供されます。この中には要素や解析機能に関する説明の他、構造解析を実施する技術者の参考書としてお使い頂ける、比較的高度な内容もカバーしています。



FEMAP with NX Nastran マニュアル

FEMAP with NX Nastranの構成

FEMAP with NX Nastran Basicパッケージ

構造解析エントリソリューション

BasicパッケージはFEMAPとNX Nastranのエントリ機能をまとめた製品です。

フル機能のFEMAPをフロントエンドにNX Nastranの以下の機能を搭載しました。

- 線形静解析
- 固有値解析
- 線形座屈解析
- 設計感度解析
- 定常熱伝導解析
- 過渡熱伝導解析
- 非線形固有値解析
- ベーシック非線形解析（静解析・非線形過渡応答解析）

Basicパッケージは初めて構造解析を実行なさる場合や、設計現場の設計者が使う構造解析ソリューションとして最適です。

FEMAP with NX Nastran Dynamic Responseオプション

- 線形過渡解析解析
- 周波数応答解析
- スペクトル応答解析
- ランダム応答解析
- 複素固有値解析
- 非線形座屈解析

FEMAP with NX Nastran Advanced Nonlinearオプション

大変形面々接触機能を有し高度な非線形解析機能のオプションです。このオプションのみソルバーはADINAになります。

- 非線形静解析
- 非線形過渡解析解析（陰解法）
- 非線形過渡解析解析（陽解法）

Rotor Dynamics オプション
回転機械の固有値解析機能になります。
Dynamic Responseオプションが必要です。

その他 DMAP・スーパーエレメント・空力弾性・などのオプションがあります。

NX Nastranの線形静解析機能

線形静解析は力学的均衡状態にある構造物について、変形による内力の変化が無視できると仮定して構造物のひずみや応力、および変形を計算します。ふつう、建築物や支持構造などの構造物はその寸法に対して変形がきわめて小さくなるよう設計されます。このため、工学的に興味ある多くの解析問題は線形静解析で近似解を求めることができます。

NX Nastranには、Basicパッケージから利用できる、線形静解析の機能があります。

ソリッド要素について

NX Nastranには六面体、四面体、および三角柱要素が用意されています。この中で、精度上使用することが推奨されるのは1次と2次の六面体要素、および2次四面体要素です。六面体要素は精度面でも優れていますが、簡単な形状を除いて六面体要素でモデルを作成するのは困難であったり、時間がかかったりします。このため、次善の策として2次四面体要素によるモデル作成がよく行われます。1次六面体要素と2次四面体要素で大体モデル規模(ノード数、エレメント数)の等しいモデルを作成し、線形静解析を実施します。それぞれの要素タイプで解析した変位とvon Mises応力について、比較も行い、応力集中に関するいくつかの注意点を示しました。

反復法ソルバーについて

NX Nastranには共役勾配法を用いた高速な計算エンジンが用意されています。今回の事例では1次六面体要素と2次四面体要素で解析速度をそれぞれ比較しました。

反復法ソルバーは以下の解析タイプで使用できます。

- 線形静解析
- 非線形静解析
- 周波数応答解析

解析事例 - 歯車の静解析

Basic パッケージを使用した線形静解析と結果処理

FEMAP with NX Nastranでは精度の高い六面体要素のほか、2次四面体要素も利用できます。下図の直径60mmの歯車を四面体要素と六面体要素でモデル化し、精度を比較しました。

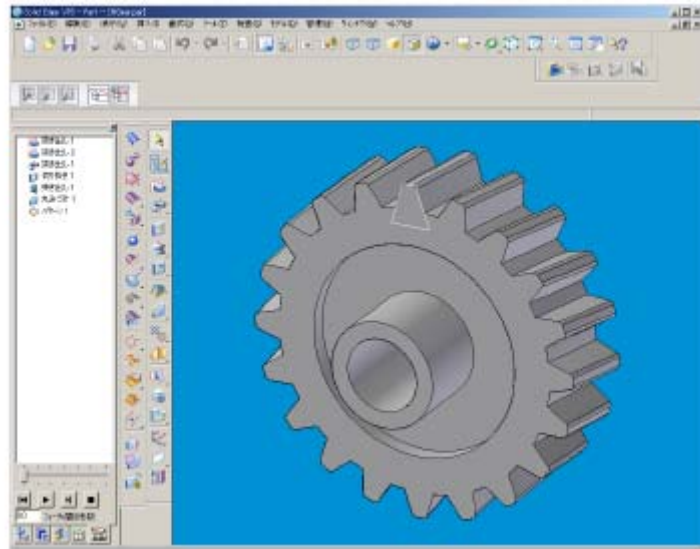


図1-1 CAD(SolidEdge)上のモデル

中心軸は完全固定とし、一つの側面に $0.05\text{kgf}/\text{mm}^2$ の加重が作用します。これは、力で 3.5kgf 相当で、トルクで $96\text{kgf}\cdot\text{mm}$ です。

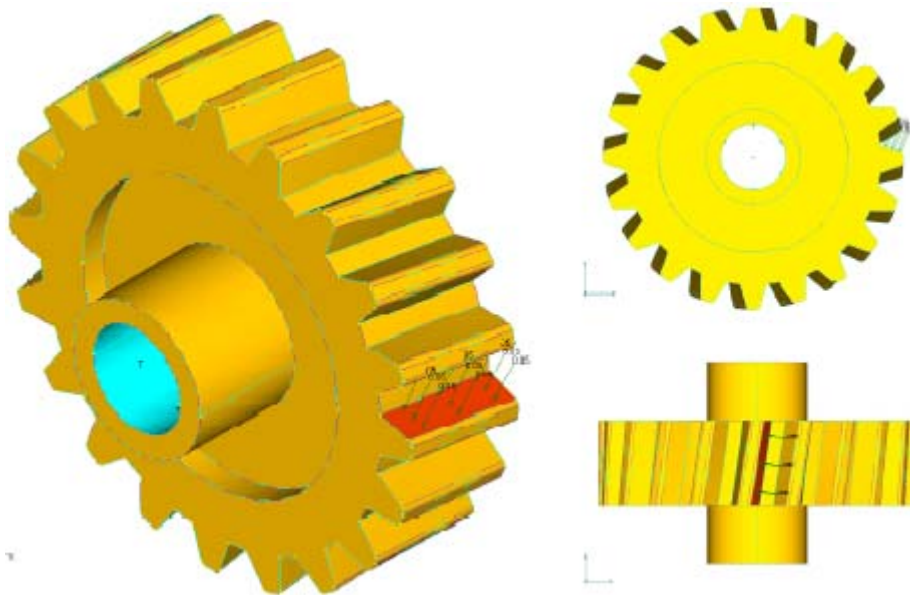


図 1-2 FEMAPへ取り込んだジオメトリと荷重拘束条件

モデル化

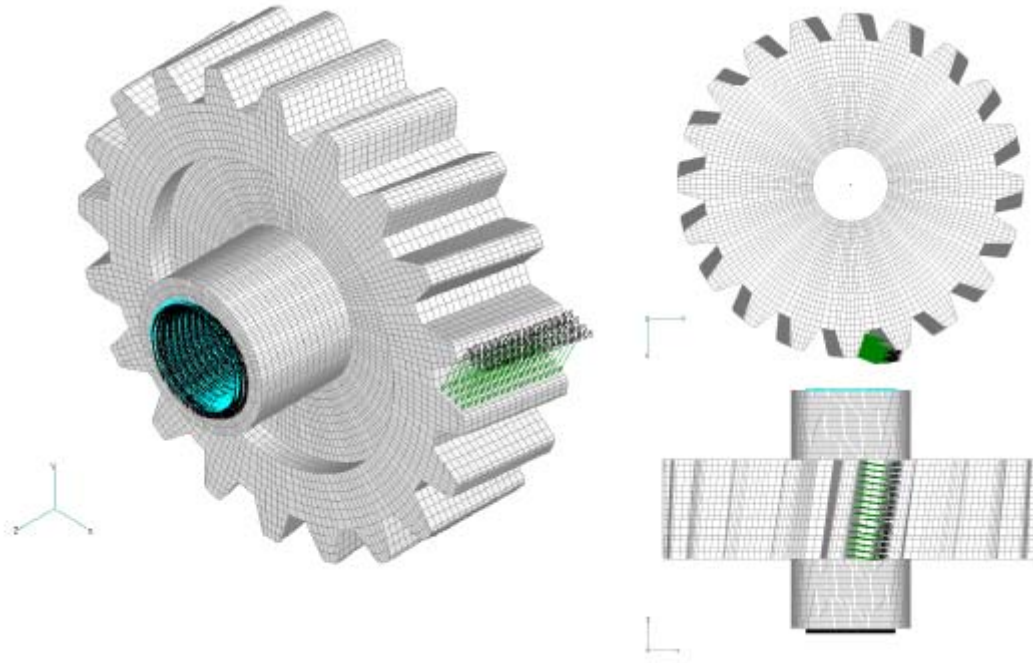


图 1-3 1次六面体モデル図

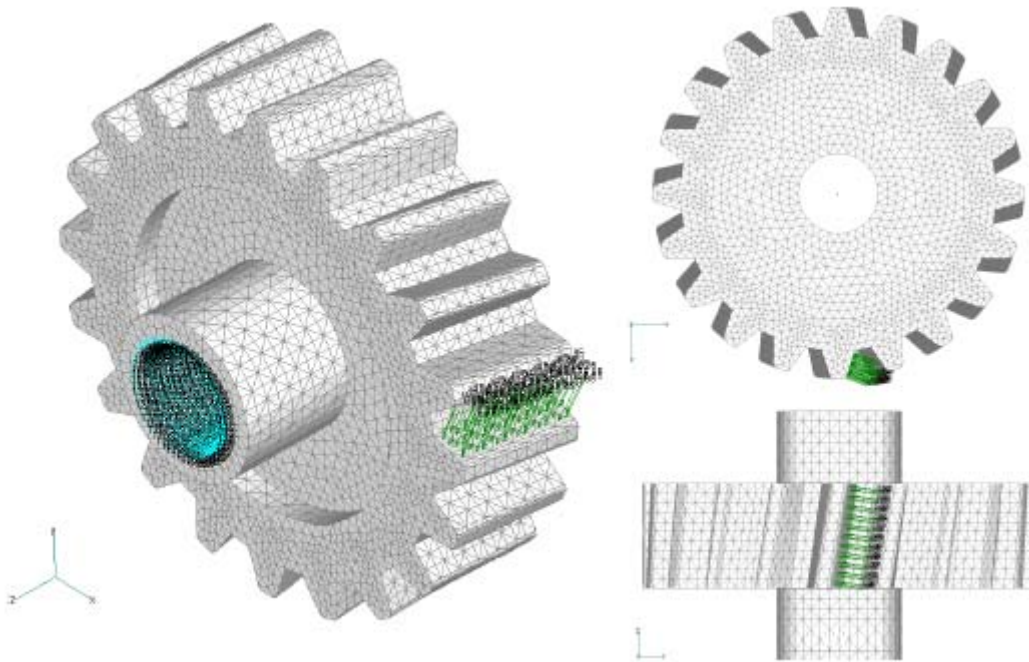


图 1-4 2次四面体モデル図

解析結果

要素と計算手法の比較

解析時間を以下の表にまとめます。

表1-1 モデルと解析処理時間

モデル	要素数	ノード数	非拘束自由度	計算手法	解析時間	速度倍率
1次六面体	57,280	69,360	189,360	反復法	227sec	1.9倍
				従来法	424sec	
2次四面体	41,621	71,531	205,689	反復法	131sec	2.9倍
				従来法	384sec	

表1-1

解析時間は計算開始から完了までのトータルの時間です。反復法ソルバーを使用すると、計算処理速度が大変向上することがわかります。特に2次四面体要素は3倍も早く解析を完了することができました。

要素と計算結果の比較

1次六面体要素と2次四面体要素の解析結果を比較しました。解析手法の従来法と反復法の結果はほとんど同一(変位の差なし。応力の差0.01%以下)と見なせるので、反復法の結果についてまとめます。

変形の比較

変形コンターを下図に示します。

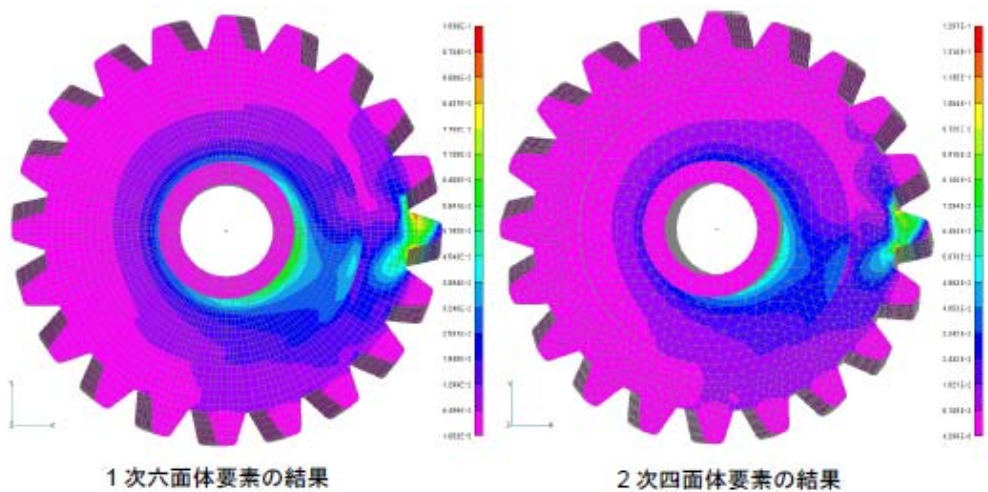


図1-5 変形コンター表示

全体的な変形の様子はほぼ一致しています。

全体的な数値を比較するため、図示A,Bの2カ所の同一座標位置のノード変位を調べ、比較しました。

A、Bの変位の結果を変位の比較に示します。

表1-2 変位の比較

位置	モデル	全変位	X変位	Y変位	Z変位
A	1次六面体	1.213×10^{-4}	-1.316×10^{-4}	-1.126×10^{-4}	4.328×10^{-5}
	2次四面体	1.227×10^{-4}	-1.340×10^{-4}	-1.138×10^{-4}	4.373×10^{-5}
	差(%)	1.11	1.81	1.10	1.02
B	1次六面体	3.785×10^{-5}	-3.124×10^{-6}	-3.784×10^{-5}	-2.901×10^{-6}
	2次四面体	3.808×10^{-5}	-3.141×10^{-6}	-3.761×10^{-5}	-2.906×10^{-6}
	差(%)	0.62	0.53	-0.62	0.19

変位は六面体の場合と2次四面体の場合で非常に良く一致しています。両者の差はほとんど無視できるでしょう。

歯車の強度計算は、通常、歯の1つに着目し、片持ち梁として解析します。この場合、たとえば注目する歯の反対側にある歯の変位は計算できません。この歯車では荷重のかかる歯の反対側の歯も1/3程度の変形が生じていることがわかります。変異の分布を見ると、歯車全体が回転していることもわかります。この歯車の半径は約27.5mmなので、荷重が作用する歯は約4 μ rad,他の歯は大体1.4 μ rad変位します。このことはシャフトが完全に停止していても反対側の歯に接触する歯車があると、最大で作用荷重の約1/3に相当する、1.2kgfの力が伝達することを示します。

応力の比較

次に応力の比較を示します。von Misesにvon Mises応力の結果を示します。

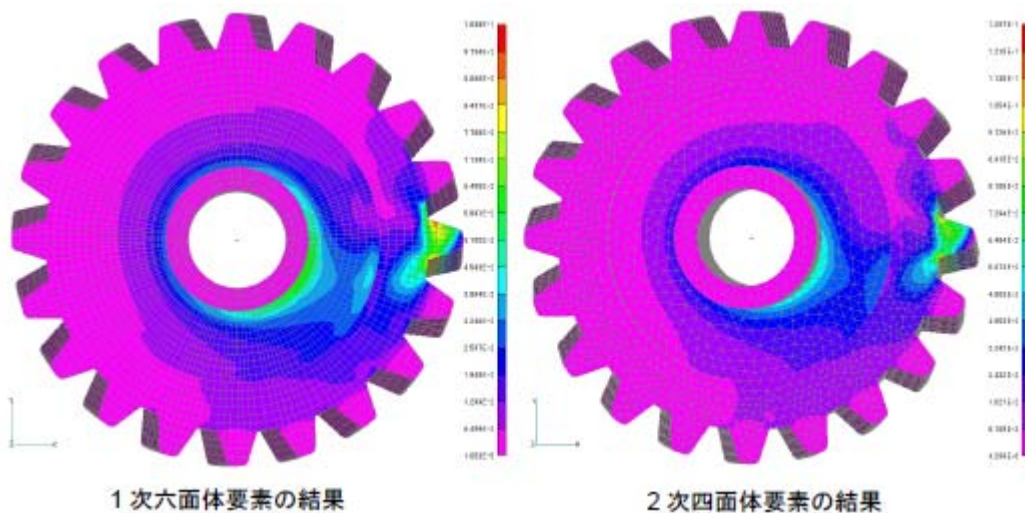


図1-6 von Mises応力コンター

全体的な応力分布はほぼ一致しますが、荷重点近傍とシャフトの付け根あたりでやや異なる結果になっています。

von Mises応力が最大値を示す部分は、荷重を作用させた歯の付け根近傍になるようです。

この部分を拡大した応力コンター図を以下に示します。1次六面体要素の場合のvon Mises応力の最大値は0.1kgf/mm²です。一方、2次四面体要素の場合には、0.130.1kgf/mm²で、1次六面体要素の結果より、やや大きな値になっています。

全体的な応力分布は1次六面体要素が良く収束していますが、最大応力の発生する位置は四面体要素の結果のほうが信頼できそうにみえます。この部分についてすこしくわしくみてみましょう。

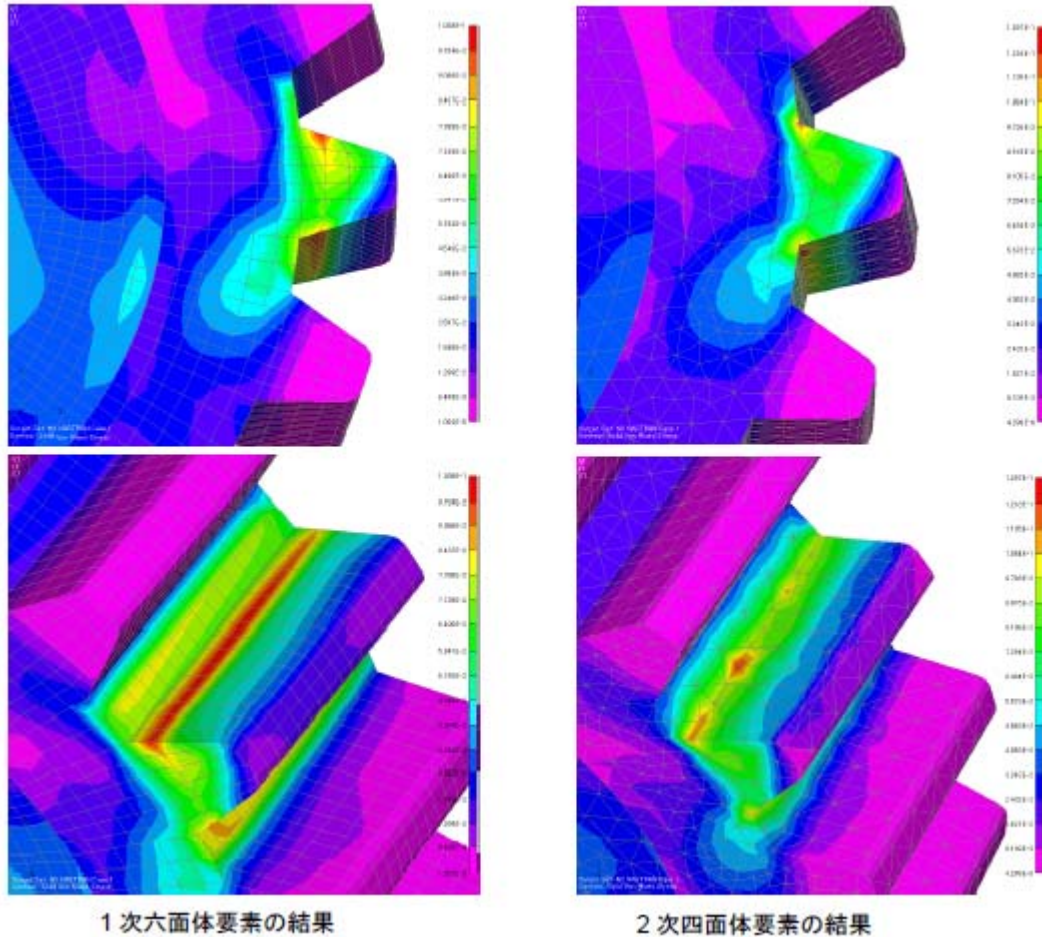


図 1-7 荷重点の近傍のvon Mises応力コンター

さて、歯車の歯の付け根が実際に完全に折れ曲がっている場合、その谷には無限大の応力が発生すると考えられます。このような場合、モデル上、メッシュを細かくすればするほど、応力が大きくなり、収束しません。

実際には、次のように角は丸くなっているため応力が無限大になることはありません。

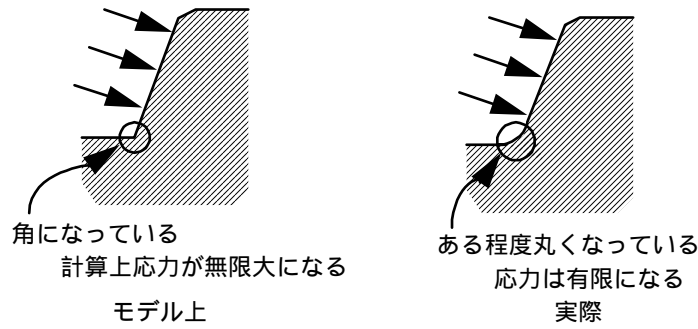


図1-8 応力集中部位の評価

メッシュを細かくすると、応力を実際に計算している積分点が応力無限大のポイントに近づくことになります。この結果、応力は大きくなるのです。

これを例示するため、下図のように同じ解析対象について、メッシュの細かさだけを比べてみました。

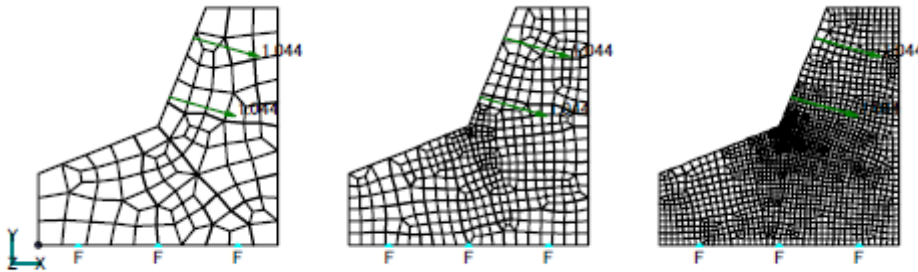


図1-9 メッシュの細かさを変えたモデル

解析結果を下図に示します。メッシュを細かくすると、応力はどんどん上昇します。

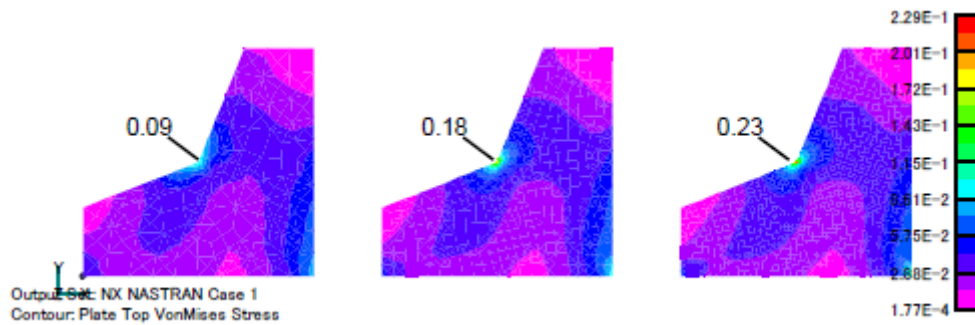


図 1-10 解析結果

さらにメッシュの細かさはほとんど同じで、応力集中点の周辺のメッシュの切り方を変えた場合について下図に示します。



図 1-11 細かさは同じでメッシュ形状を変えたモデル

左の例では、歯の付け根部分の変形は、角を形作る、二つの要素のせん断変形になります。これに対し、右の例では歯のすぐ下の要素はほとんど歪まず、従って応力が見かけ上小さくなると予測されます。結果を下図に示します。

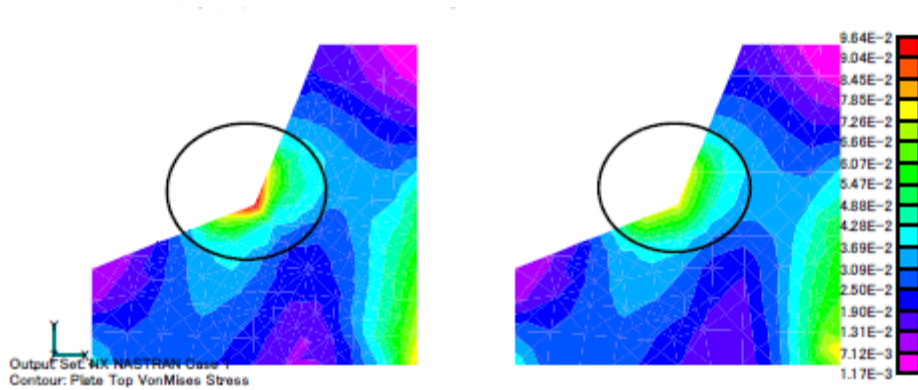


図 1-12 von Mises 応力コンター

応力集中点の近傍を除いて応力分布はほぼ同じになります。しかし、応力集中点はメッシュ形状が違うことで大きく異なります。また、von Misesひずみを求めると下図のようになります。

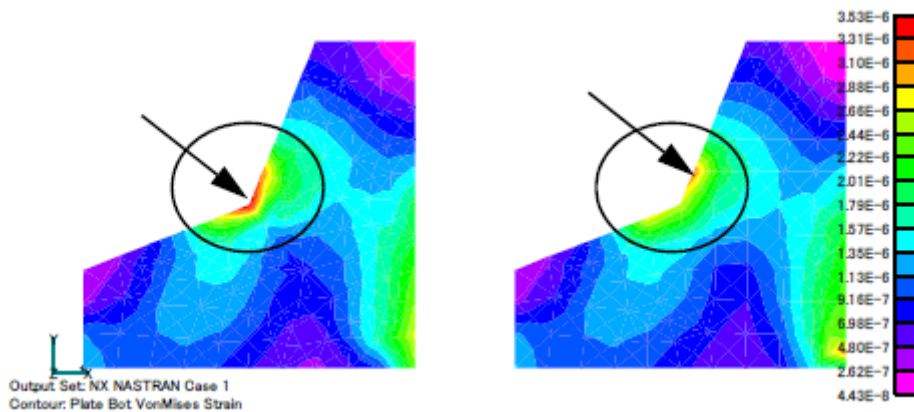


図 1-13 von Mises ひずみコンター

右の例では角部の隣のところで最大のvon Misesひずみが発生していることがわかります。

実はこれが、図1-7で六面体メッシュの応力集中部位が角部からずれる原因になっているのです。すなわち、角部を構成する三つの要素の真ん中の要素が計算上ひずまなくなり、応力が小さく出力されるのです。

以上の例のように、応力集中部位の応力を求める必要がある場合、特に注意が必要になります。ふつう、このような部位を解析する場合、実際の角の丸さを十分に表現できるだけメッシュを細かくするか、別途求めた応力集中係数を用いて計算します。

まとめ

FEMAP with NX Nastranで応力集中部位を含む解析を実施しました。1次六面体要素と2次四面体要素はメッシュの細かさが同程度なら、変形に関して良い一致をしめすことがわかりました。また、応力集中部位を除いて応力分布はほぼ一致しました。応力集中部位に関しては、実際の解析対象の様子や条件、そしてモデル化による形状の近似などの十分注意し、吟味してから評価する必要があります。

CADモデルなどの複雑な形状に対して六面体要素でソリッドメッシュを生成するのは一般に難しく、場合によっては非常に時間がかかります。一方、2次四面体要素は手軽に生成でき、六面体要素ほどでないにしても精度がよいことがわかります。特にFEMAPの高速四面体メッシュエンジンで生成されるメッシュは品質も良く、メッシュ生成はきわめて迅速に行えます。

NX Nastran の反復法ソルバーは非常に高速で、線形静解析の速度を2倍程度に向上させることができました。CADの三次元モデルなどをインポートするケースでは、メッシュ規模が大きくなる傾向にあります。このため、反復法ソルバーを利用するメリットは大きいといえるでしょう。

以上