

線形から大変形非線形解析のV&Vの必要性、 効率化及びゴムの解析の失敗事例

2022.12.16. 寺子屋 萩本

寺子屋/CAE解援隊

連絡先 hagi@terakoya2018.com
080-2230-8785

線形から大変形非線形解析のV&Vの必要性、効率化及びゴムの解析の失敗事例

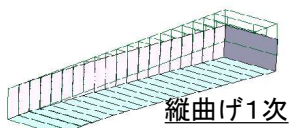
1. 線形FEM解析の陥りやすい罠：線形でも条件設定が難しい
梁の固有値解析が正しい値を求められますか。
線形解析での様々な課題を実例と共に紹介します。
2. 大変形非線形解析の失敗事例
 - ①線形解析から大変形解析へ、非線形性の難しさ
ゴムの変形解析予測精度アップは簡単です、3つの落とし穴。
 - ②ゴムの大変形解析とその失敗事例
 - ・ゴムは柔らかいようで硬い
 - ・熱解析の適用事例とベテランの失敗
 - ・ワイパーミニチュアの失敗 etc.
 - ③ブーツの設計・開発者解析の仕組み作りと失敗事例、育成の難しさ
3. 解析、Officeの自動化推進について
 - ①モデリングのCAD、解析の自動化
 - ②解析後のリバースエンジニアリングの一例：ブーツを例として
 - ③自動化の仕組み作りの方法
 - ④Office関係の効率化：誰でもできる仕組み作りを説明します。
 - ・フリーソフトでの音声自動入力及びOCRの利用
 - ・EXCELの便利機能の紹介と各種自動化の簡単な定義方法
 - ⑤自動化の効果と活用の勧め
4. 質疑応答、今後の個別サポー

基本は金属と同じ/変形モードを表現できるか

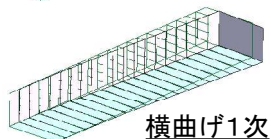
もっとも単純な梁の固有値解析

解析では周知のこと。

6面体要素で解析

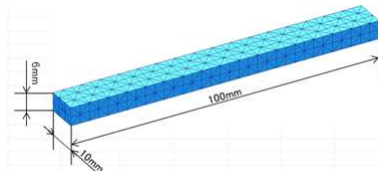


縦曲げ1次



横曲げ1次

理論解と一致



まず、金属で

本当に一致していますか？

⇒ ラッキー

ソフトによっては、同じ6面体要素
異なる剛性を示すこともある。

⇒ 適切な設定の必要がある。

※ANSYS 強化ひずみ定式化

ABAQUS: C3D8IのI要素

MARC: 想定ひずみの設定

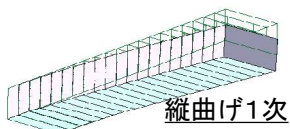
ゴム・テトラの剛性、はりの固有値
曲げ/MARCの例

基本は金属と同じ/変形モードを表現できるか

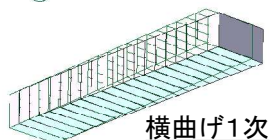
もっとも単純な梁の固有値解析

解析では周知のこと。

6面体要素で解析



縦曲げ1次



横曲げ1次

まず、金属で

本当に一致していますか？

⇒ ラッキー

ソフトによっては、同じ6面体要素
異なる剛性を示すこともある。

⇒ 適切な設定の必要がある。

※ANSYS 強化ひずみ定式化

ABAQUS: C3D8IのI要素

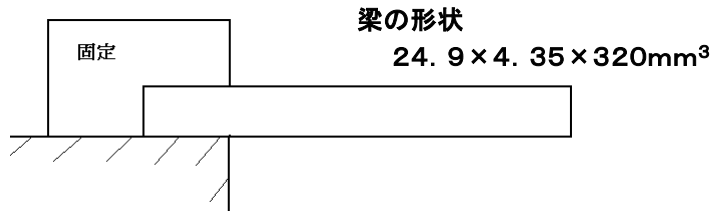
MARC: 想定ひずみの設定

なぜ固有値で確認するか

剛性/静解析も同時に確認可能/何事も理論解から・・・

金具の変形解析における注意事項

片持ち梁の固有値



1次モードの比較

実験値	理論値	I-DEAS解析値	MARC解析値
30.5	35.2	35.5	35.5

単位: Hz

実測と解析は合わない

金具の変形解析における注意事項

インターネット検索で (つづき)

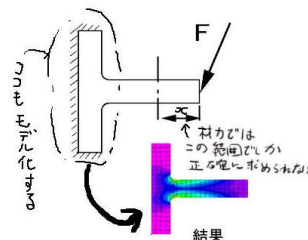
PDF閲覧 <http://homepage3.nifty.com/ysan/cae/8dot/8dot.htm>

ところで、右上図のような、片持ちはりは材力の公式でも一番初めにあることや、CAEでやるにしても簡単なモデルでもあるので、よく材力理論値とCAE結果の比較に使われます。そして、最大応力の結果が合わないとか、どうすれば合うとか議論になることがあります。応力の最大値は拘束部になるはずですが、CAEでは、拘束部から少しだけ右に最大応力が発生します。これは、拘束部は完全に固定されズミが無い、状態つまり応力は発生しませんが、(結果表示させるソフトによっては応力が0にならない、こともありますが) 要素を細かく切る事などで、材力理論値に近づくことはありますが、これは偶然そうなるだけで、正しい結果とは言えません。

前にも書いてありますが、拘束部は理論的に存在しない部分なので正しい評価はできません。また、材料力学的に考えても忘れていることがあります。材力では応力集中は無視されている点です。つまり、材力で計算できるのは、拘束部からより離れた応力集中が無視できる部位の応力値でないと信頼できません。また、その部位はCAEの結果とよく合います。 (材力において応力集中係数を考慮すれば結果は信頼できますが、この例の場合、応力集中部のRも無いしその先の形状も存在しないので解けません)

では、どうしたら正確に求められるのでしょうか、やはり拘束部より先のモデルもキチンと作る以外には方法はありません。材力においても応力集中係数がわかっているれば、CAE結果(適切なメッシュになっていれば)と合うと思います。

ただし、熟練したCAEのプロたちは、色々なテクニックを駆使して拘束部でも、それなりに評価できるようにモデルを作ったりしますが、入門者には勧められません。



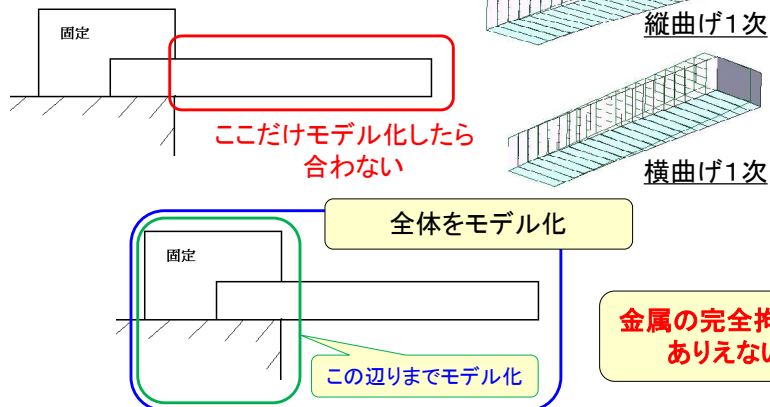
結論)

入門者が拘束条件を決める難しさ

もっとも単純な梁の固有値解析

6面体要素で解析

では実験値と一致しますか？



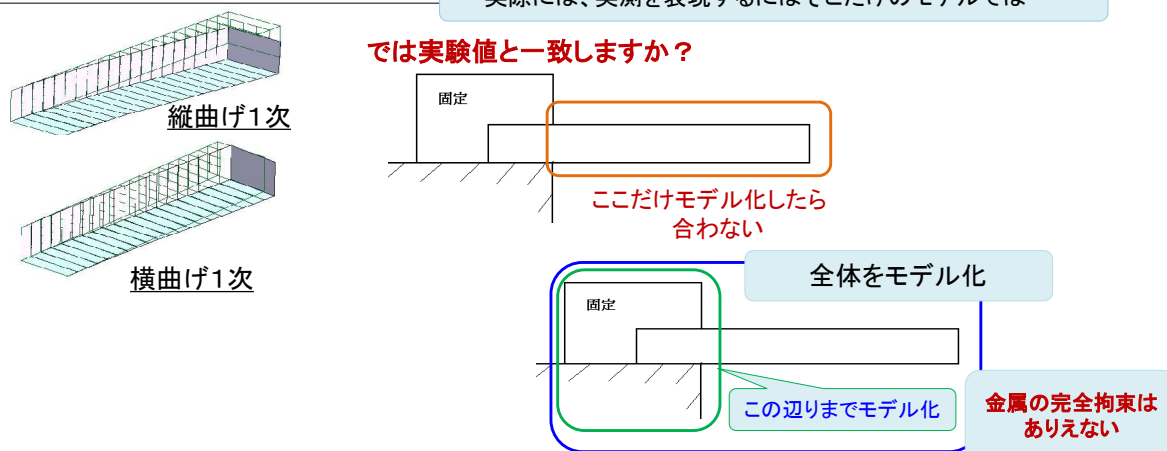
単純なモデルから理論値とのV&V実施、ソフトの特性など確認するとあとで転ばない。

変位固定の危うさ -変位条件、完全固定は危険です-

4面体(テトラ)1次要素では硬くなり、6面体(Hexa)要素でもソフト独特の癖があり、正解を求めるテクニックがあります。

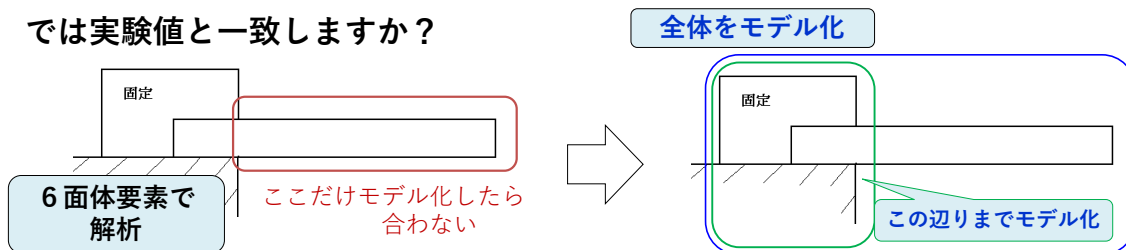
実際には、実測を表現するにはそこだけのモデルでは...

では実験値と一致しますか？



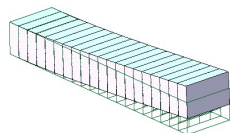
もっとも単純な梁の変形・固有値解析

では実験値と一致しますか？

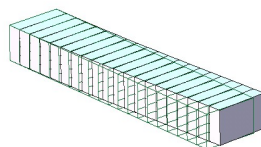


金属の完全拘束はありえない

縦曲げ1次



横曲げ1次



固有値解析もSI系で
ton/m³などの回答得たことは？

正しくは

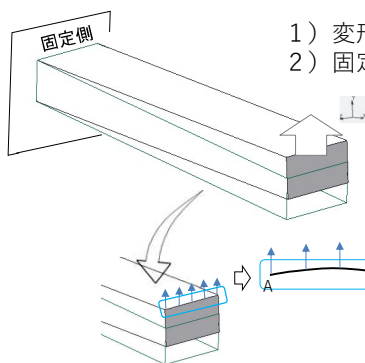
$$N \cdot \text{sec}^2 / \text{mm}^4$$

線形解析の落とし穴

変位・固定条件の間違い

梁の変形解析、最も簡単な解析です。

- 1) 変形条件を下方方向に変位条件で与えていませんか？
- 2) 固定側、完全固定($x=y=z=0$)としていませんか？



それは本当に正しい条件ですか？

- 1) 変位を $Y=0.1 \text{ mm}$ とした場合、本当に直線状に並ぶと思いますか？
0.001 mmの変位の差でも、反力は大きく異なるので
そのように変形させることは至難の業です。

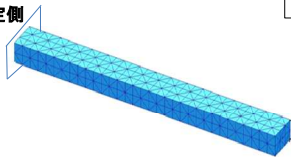
一定の変位にはならないものを
変位拘束で解析すると大きな誤差が出ます。

- 2) 固定条件：金属を完全固定する治具が存在すると考えますか？

モデルやソフトの癖も存在します。

変位・固定条件の違い

固定側

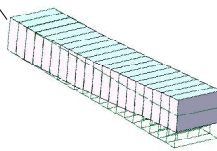


テトラ（4面体）1次要素では
正解が得られないことは周知のこと。



テトラ（4面体）2次要素は
正解が得らるモデルです。

固定側



ソフトに癖があるので、

では、ヘキサ（6面体）要素で
正解は得られますか？

残念ながら
デフォルトの条件では正解は得られません。

次ページ以降、参考資料を示す。

様々な固定要件・拘束条件

プーリーダンパー形状



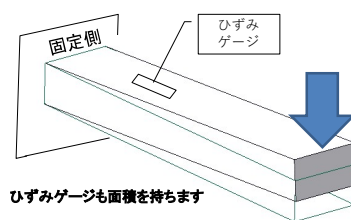
金属の解析をするのか
ゴムの解析をするかで異なる。



1/2モデル、1/4モデルでの
対称面は変位で与えて良い。

変位も場合によっては分散荷重の
方が正解があられる。

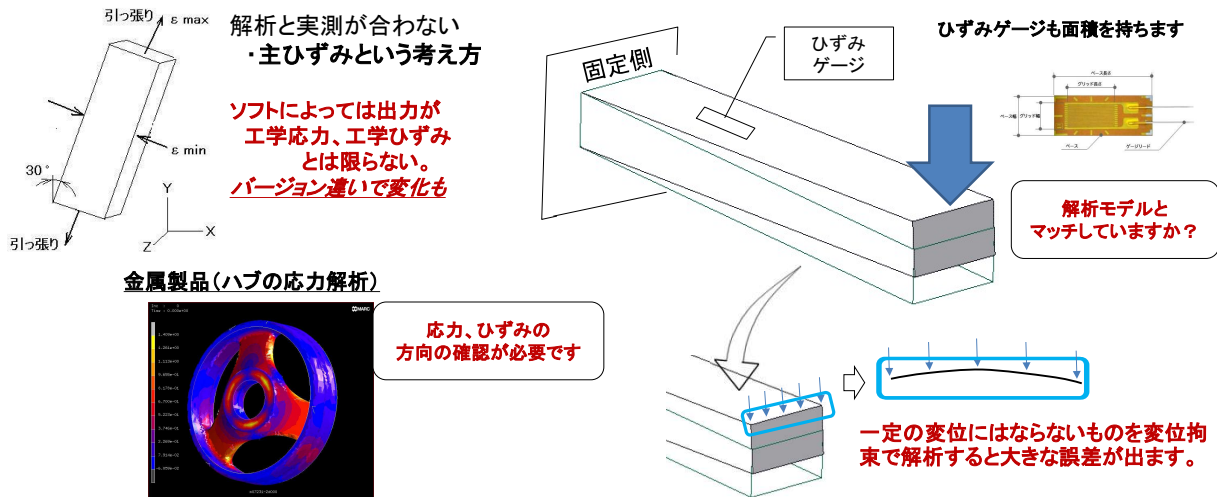
応力・変形解析も・・・



測定結果との比較は、位置やメッシュのサ
イズのアンマッチで合致しないと勘違い。

解析モデルとゲージ位置、面積
マッチしていますか？

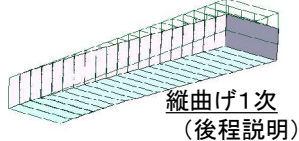
主応力、主ひずみという考え方が必要です



解析が不慣れな管理者の手引き

ヤング率 $E \neq \sigma/\epsilon$

梁の曲げ固有値が合わない



なぜなのか？

- ・CAE経験者でなくとも普通に考えられる
- ⇒解決法も技術者として考える

任せられる？
任せるという事

担当者の力量からどこまで関わるべきか
任せるという事 $\neq$ 放っておく

普通に説明聞けば理解できる
筋道が正しいかの判断で十分

正しいものは説明できる、説明できないものを補う

もっとも単純な梁の固有値解析

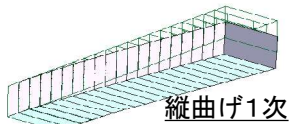
金属の解析でも

4面体1次要素の解析は剛になる。

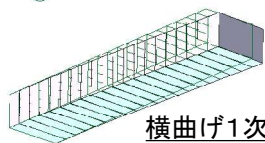
⇒ 理論解と一致しない。

解析では周知のこと。

6面体要素で解析

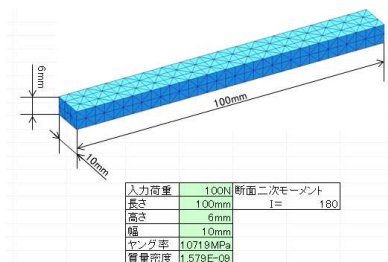


縦曲げ1次



横曲げ1次

理論解と一致



本当に一致していますか？

⇒ ラッキー

ソフトによっては、同じ6面体要素

異なる剛性を示すこともある。

⇒ 適切な設定の必要がある。

※ANSYS 強化ひずみ定式化

ABAQUS: C3D8IのI要素

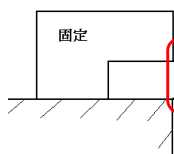
MARC: 想定ひずみの設定

ソフトの癖を知る

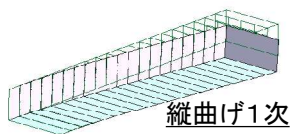
もっとも単純な梁の固有値解析

6面体要素で解析

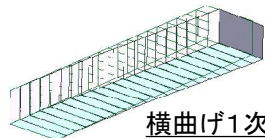
では実験値と一致しますか？



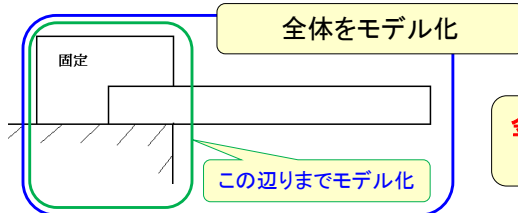
ここだけモデル化したら
合わない



縦曲げ1次



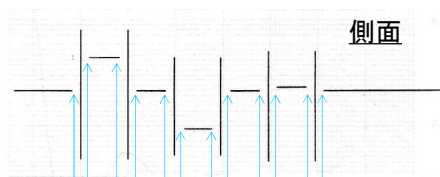
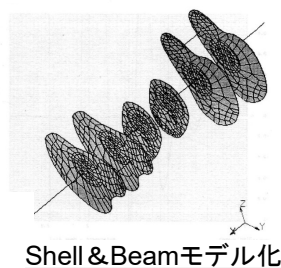
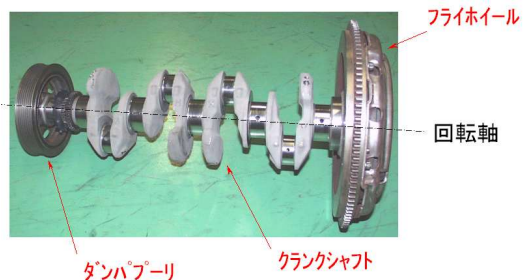
横曲げ1次



金属の完全拘束は
ありえない

単純なモデルから理論値とのv&v実施、ソフトの特性など確認するとあとで転ばない。

モデルの簡素化 shell & Beam要素



剛性と質量がダブらないようモデル化
接合した場合、値異なり実測と合わない

真実シリーズ

やってはいけない線形解析の定義・落とし穴から大変形注意点への展開

線形解析の定義では接触が扱えない為、変位拘束で解析しますが、**変位拘束は非常に注意が必要**です。

線形解析の注意点

モデリング・メッシング
の注意点

材料定義の真実

解析条件、摩擦等の注意点

解析

その他

寺子屋/CAE解援隊

URL <https://terakoya2018.com>

連絡先 hagi@terakoya2018.com
080-2230-8785

やってはいけない線形解析の定義・落とし穴

線形解析の注意点

変位・固定条件の間違い

応力の見方も・・・

モデル簡略化による課題

樹脂ブーツの解析でのバンド固定

変位・固定条件の間違い

梁の変形解析、最も簡単な解析です。

- 1) 変形条件を下方方向に変位条件で与えていませんか？
- 2) 固定側、完全固定($x=y=z=0$)としていませんか？

それは本当に正しい条件ですか？

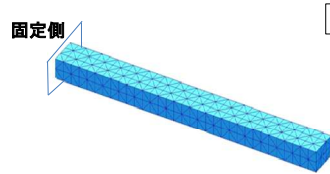
- 1) 変位を $y=0.1\text{ mm}$ とした場合、**本当に直線状に並ぶと思いますか？**
 0.001 mm の変位の差でも、**反力は大きく異なるので**
そのように変形させることは至難の業です。

一定の変位にはならないものを
変位拘束で解析すると大きな誤差が出ます。

- 2) 固定条件：金属を完全固定する治具が存在すると考えますか？

モデルやソフトの癖も存在します。

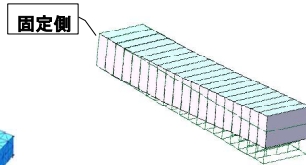
変位・固定条件の違い



テトラ（4面体）1次要素では
正解が得られないことは周知のこと。



テトラ（4面体）2次要素は
正解が得らるモデルです。



ソフトに癖があるので、

では、ヘキサ（6面体）要素で
正解は得られますか？

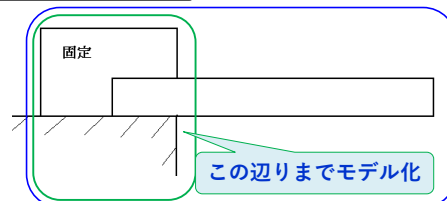
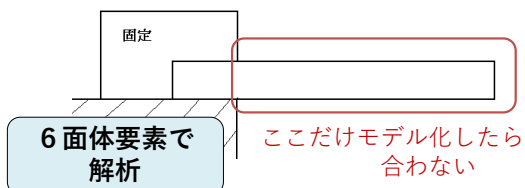
残念ながら
デフォルトの条件では正解は得られません。

次ページ以降、参考資料を示す。

もっとも単純な梁の変形・固有値解析

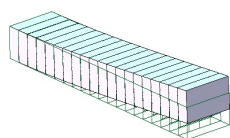
では実験値と一致しますか？

全体をモデル化

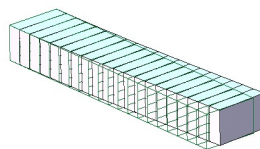


金属の完全拘束はありえない

縦曲げ1次



横曲げ1次

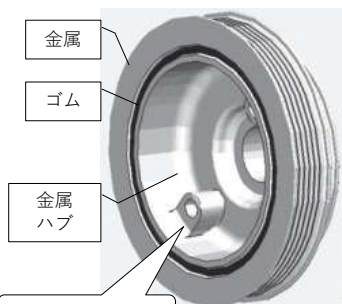


固有値解析もSI系で
ton/m³などの回答得たことは？

正しくは
 $N \cdot \text{sec}^2 / \text{mm}^4$

様々な固定要件・拘束条件

プーリーダンパー形状



ボルト固定は？

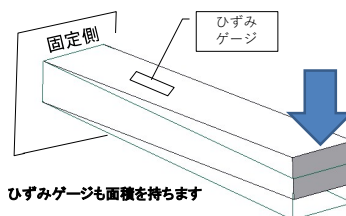
金属の解析をするのか
ゴムの解析をするかで異なる。



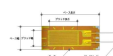
1/2モデル、1/4モデルでの
対称面は変位で与えて良い。

変位も場合によっては**分散荷重の
方が正解が**あられる。

応力・変形解析も・・・



ひずみゲージも面積を持ちます

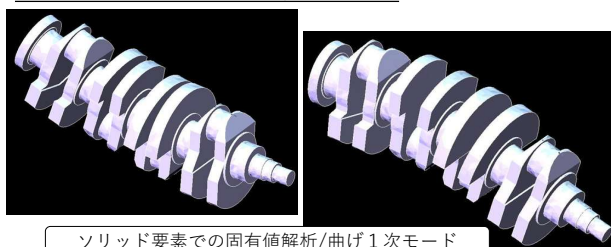


測定結果との比較は、位置やメッシュのサ
イズのアンマッチで合致しないと勘違い。

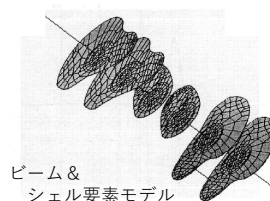
**解析モデルとゲージ位置、面積
マッチしていますか？**

モデル簡略化による課題

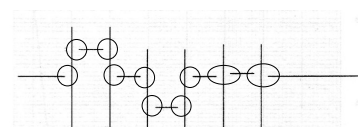
クランクシャフトの剛性、振動解析



ソリッド要素での固有値解析/曲げ1次モード



ビーム &
シェル要素モデル



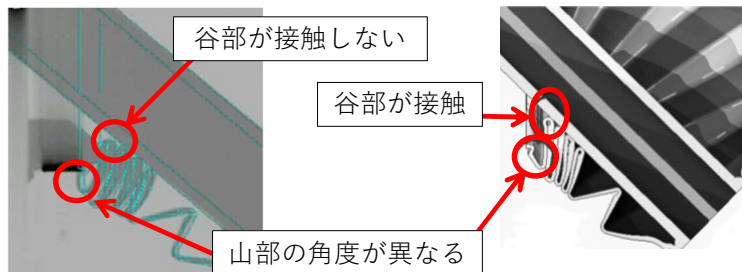
側面図：○印部質量と剛性をダブらせない

今はハードウェアの能力が格段に向上したのでソリッドで十分解析が可能。
しかし、**モデルが肥大化した場合にこの方法が有効になり、
手法を確立しておく必要がある。**

シェル要素は厚みを持つため、直接結合させると
ビームとシェル部の剛性と質量がダブってしまう。

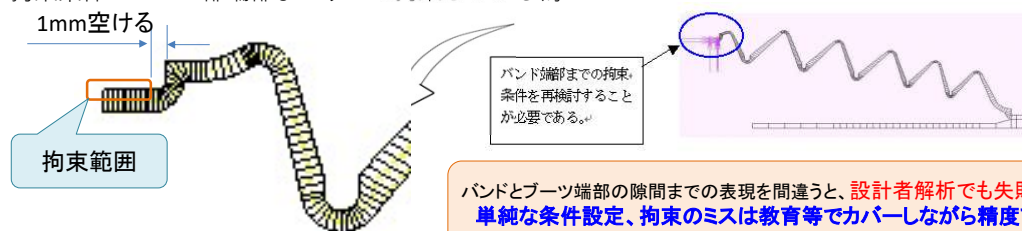
拘束条件失敗の一例

等速ジョイントブーツの変形解析



原因)

拘束条件：シール部端部まですべて拘束している為



バンドとブーツ端部の隙間までの表現を間違えると、設計者解析でも失敗することがある。
単純な条件設定、拘束のミスは教育等でカバーしながら精度アップできます。

モデリングの勘違い

モデリング・メッシング
の注意点

要素タイプ選択の落とし穴

平面応力と平面ひずみ

見たいところを見るメッシング

どこまで細かく

見たいところを見るためのモデリング

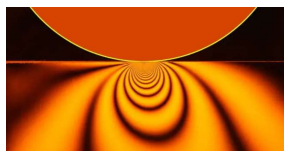
線形解析でこの解析はできないかもしれませんが、考え方は基本、同じです。

1. ヘルツの解析

接触幅は数ミクロン、その幅が確認できるサイズのメッシュ

Hertzian contact equations for elliptical, spherical and cylindrical contacts

<https://www.tribonet.org/wiki/hertz-equations-for-elliptical-spherical-and-cylindrical-contacts/>



Line Contact (Cylindrical contact)

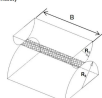


Fig. 1 General case of two cylinders
In case of two cylinders in contact (with radii R_1, R_2), as shown in Fig. 1, the Hertzian radius of contact a under applied normal load P is given by the following equation:

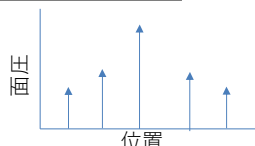
$$a = \sqrt{\frac{PR}{\pi E^*}}$$

(1)

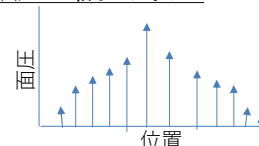
対称面と考えても



面圧 1：粗いメッシュ

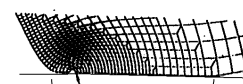
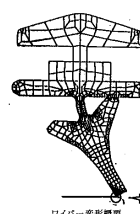


面圧 2：細かいメッシュ



ゴム製品でも細分化メッシュ

ワイパーの接触幅・面圧解析



接触幅表現

接触幅10μm前後

面圧200atm以上

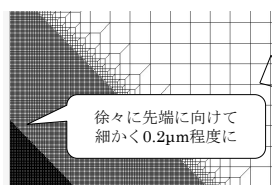
摩擦の差が無ければ
反転なし

ワイパー変形後

圧力分布

参考

メッシングのテクニック

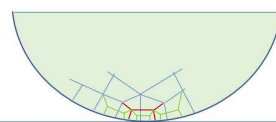
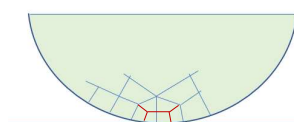
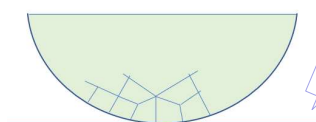


モデルの細分化

ブレードラバーの例

モデリングの補足
変形形状を表現

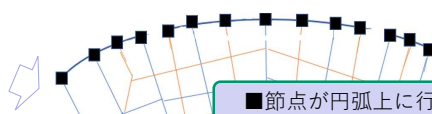
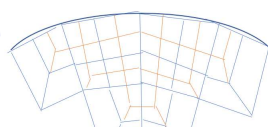
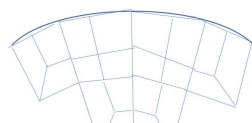
粗いと点接触



徐々に細分化
先端、徐々に細かく

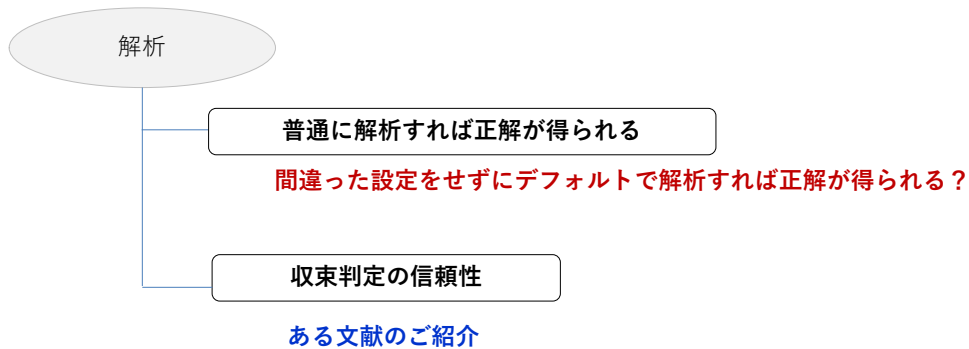
接触幅計算でメッシュ大きさを決める

多角形になるため、形状にアタッチを行う。



■節点が円弧上に行くように移動

思い込みの解析



解析は楽をしましょう -自動化の勧め-

その他

CAD、解析、解析結果からCAD（リバースエンジニアリング）など

誰でも簡単にできます。

お気軽にご相談ください。

次ページのCAD自動化、作図工数 98%削減 費用効果 2 億以上

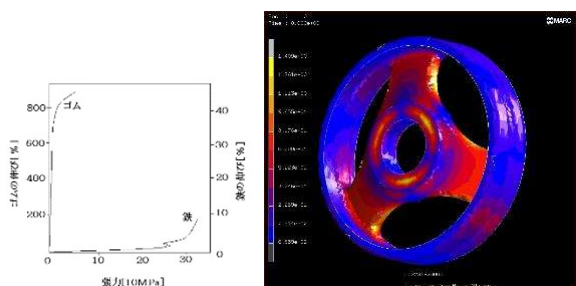
それ以上にストレス軽減など

線形から大変形非線形解析のV&Vの必要性、効率化及びゴムの解析の失敗事例

1. **線形FEM解析の陥りやすい罠**：線形でも条件設定が難しい
梁の固有値解析が正しい値を求められますか。
線形解析での様々な課題を実例と共に紹介します。
2. **大変形非線形解析の失敗事例**
 - ①線形解析から大変形解析へ、非線形性の難しさ
ゴムの変形解析予測精度アップは簡単です、3つの落とし穴。
 - ②ゴムの変形解析とその失敗事例
 - ・ゴムは柔らかいようで硬い
 - ・熱解析の適用事例とベテランの失敗
 - ・ワイパーミニチュアの失敗 etc.
 - ③ブーツの設計・開発者解析の仕組み作りと失敗事例、育成の難しさ
3. **解析、Officeの自動化推進について**
 - ①モデリングのCAD、解析の自動化
 - ②解析後のリバースエンジニアリングの一例：ブーツを例として
 - ③自動化の仕組み作りの方法
 - ④Office関係の効率化：誰でもできる仕組み作りを説明します。
 - ・フリーソフトでの音声自動入力及びOCRの利用
 - ・EXCELの便利機能の紹介と各種自動化の簡単な定義方法
 - ⑤自動化の効果と活用の勧め
4. **質疑応答、今後の個別サポート**

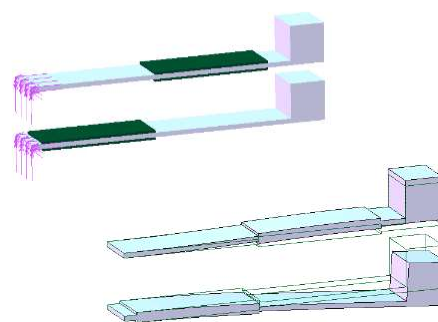
解析例

金属製品



金属製品（ハブの応力解析）

合わないとの勘違いも・・・
後程説明します。

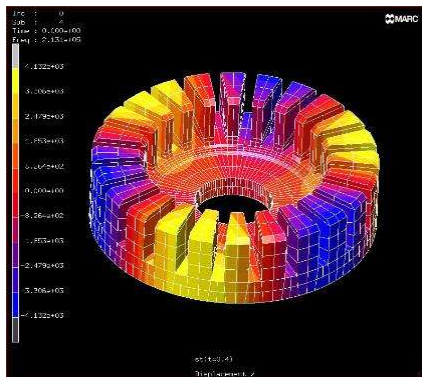


圧電素子の解析

携帯電話の振動など

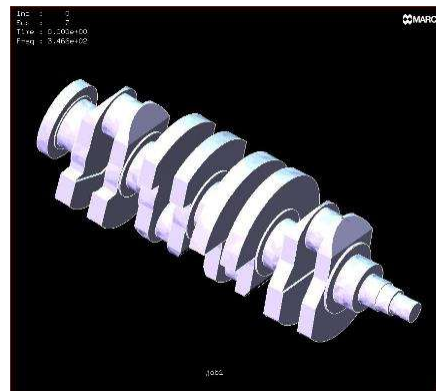
材料線形の領域

超音波モーター用部品 の固有値解析



材料線形の領域
解析自体簡単、試作レスに貢献

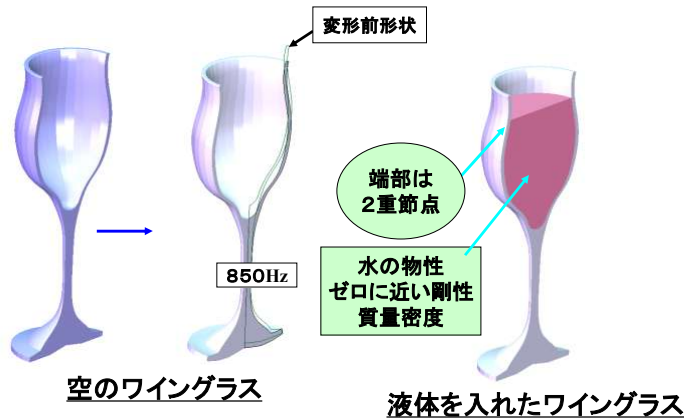
クランクシャフトの固有値解析



材料線形の領域

液体を含む製品の固有値解析

ワイングラスの固有値解析

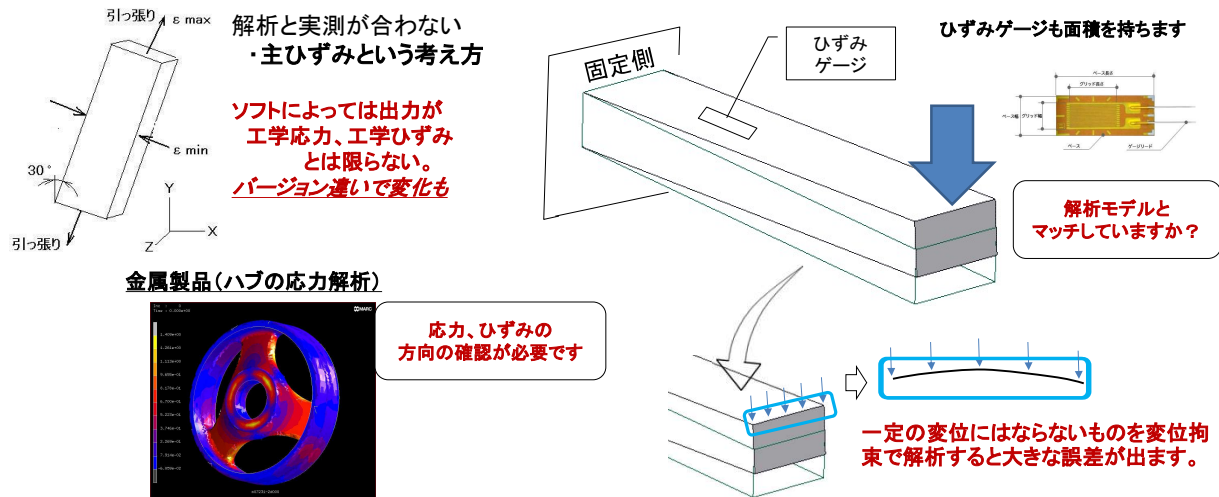


空のワイングラス

液体を入れたワイングラス

材料線形の領域で水入りグラス、ダムなどの固有値も

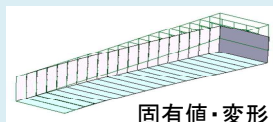
主応力、主ひずみという考え方が必要です



教育の観点から

理論解が正しいか検算

ディスク



固有値・変形

確かめ算⇒ケタ違いが判るか/開発センス
技術者の基本を教える

単位系が正しいか/技術センス

単位系は
ユーザー設定

単位系は
ユーザー設定

単位名	SI単位	
長さ	m	mm
質量	kg	kg
時間	sec	sec
力	kgf	N
重力加速度	9806 mm/s ²	9806 mm/s ²
変位	mm	
応力	kgf/mm ²	N/mm ²
ヤング率	2.1E+4 (kgf/mm ²)	2.059E+5 [N/mm ²] ~ 2.059E+5 [MPa]
密度	7.85E-6 (g/mm ³)	7.85E-6 (g/mm ³)
加速度		9806 mm/s ²

技術者の資質

2+2、2×2 結果が同じなら

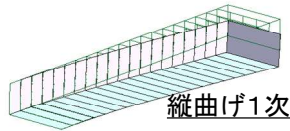
JISは解析用ではない
熟練者指導

自分が出来ない⇒部門間調整

任せること/教えること/部門間調整

ソフトのクセ

6面体要素で剛性

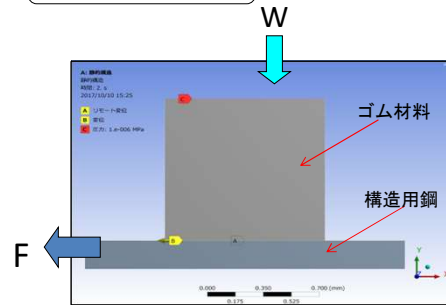


ソフトによっては、同じ6面体要素
異なる剛性を示すこともある。
⇒ **適切な設定の必要がある。**

※ANSYS 強化ひずみ定式化
ABAQUS: C3D8IのI要素
MARC: 想定ひずみの設定

V&Vの重要性

摩擦の検証



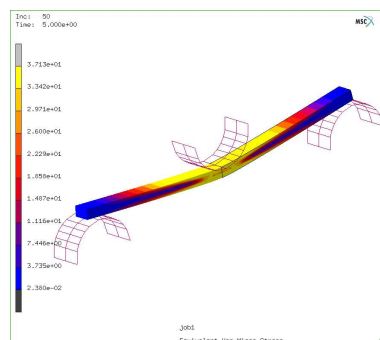
入力 μ の値に対してソフトの癖で入力値が
 $F=\mu W$ が成り立たないこともある。

基本の検証

- 担当者はいつの間にか自分の結果が絶対と・・・ -

金具の変形解析における注意事項

金具の曲げ解析



金具の強度を見る一例

金具の曲げ強度を見る場合、
どのような条件を設定するか。

まず、
本解析の荷重-たわみ特性は、
次のようになる。