

木製品の設計・性能評価技術の高度化 (第2報)

— 構造解析技術を応用した木製いすの設計評価 —

工芸科 佐野禎彦 赤堀 篤 深谷謙一
機械科 長津義之

Research on high precision of the evaluation for design and construction of wooden goods (2nd report)

— Study on CAE applications of the evaluation for chair design —

Yoshihiko Sano, Atsushi Akahori, Kenichi Fukaya
and Yoshiyuki Nagatsu

It was found that the application of the constructive analysis by CAE (Computer Aided Engineering) was effective in the evaluation of wooden stool structure. It can be estimated the max strength of the structure by the strain energy as index, rather than modulus of rigidity. And it was found, referring to the max stress of tensile direction around the area of concentrated stress by CAE, it can be estimated the result of pass-fail in the standardized strength test.

1. はじめに

最近数年間の当所における椅子、テーブル、キャビネットなどの製品性能試験のうち、JIS規格の基準を満たさなかったものが30%前後で推移しており、さらにそのうち材料の強度不足や構造上の問題に起因するものが約半分を占めていて、十年以上前と比較して高くなっている。この要因としては、良質の木材が入手しにくいため安価で低質な材料にシフトしてきたことや製造拠点の海外移転によって、品質管理のノウハウや製造技術を社内で継承できなくなってきたことがあげられる。それにより、不良の原因が設計の問題か製造の問題かという切り分けが困難で、原因の究明と改良に多くの労力を要している。また、家具産地として発展してきた静岡の木工技術を継承していくためには、海外製品では対応できない加工技術が必要な高い品質を誇る脚物類、特に椅子を主要な製品として位置付けていく必要がある。そのためには、設計段階から使用する材料の特性や構造が設定する負荷条件に耐えられるかどうかの検証や、製造後の全品検査などにより、材割れや緩みが発生していないかといった品質管理を徹底していくために、構造解析や非破壊検査が木製脚物で有効かどうかの検証作業が必要である。

こうした背景から、昨年度、スツールの脚部を対象モデルとして実験を行った結果、構造解析での設計評価が可能であることが示唆されたため、製品レベルで以下の2点を検証することが次年度の課題となっていた¹⁾。

- (1) 構造解析による総歪エネルギーで設計案の構造による強度特性の違いを推定できるか。
- (2) 構造解析による局部応力関連の指標で設計案の強度試験に対する合否を推定できるか。

本研究では、これらの課題に対して通常のスツール製品と同等の試作品を設計し、実物試験結果及び構造解析結果を元に設計変更を繰り返し、構造解析の有用性を検討したので報告する。

2. 方法

2.1 設計案

標準的なスツールの設計値²⁾や市販品を参考に、設計案に以下の条件を設定した。

- ① 樹種：ブナ (外材)
- ② 接合：ホゾ
- ③ 構造：角型4本脚、スタッキング
- ④ サイズ：W340×D340×H440mm
- ⑤ 強度：JIS-S-1203 7.2 背もたれ静的強度試験

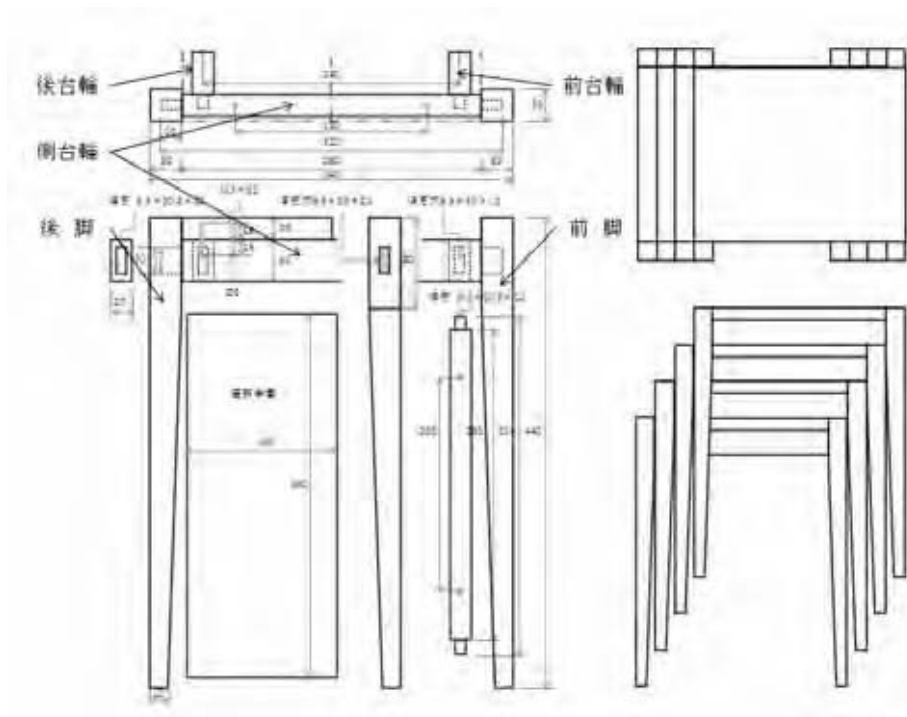


図1 基本設計案

レベル3（座：1,300N、前方：560N）

これらの条件でできるだけ軽量にするため、台輪や脚に細い部材を使用し、条件⑤をクリアするまで設計変更を繰り返した。

最初の基本設計案を図1に示す。接着には水性高分子イソシアネート系を使用した。各設計案につき4体の試験体を作成し、20℃-65%R.H.の恒温恒湿状態で3日間以上放置した後、実験に供した。

2. 2 強度試験

上記の試験体を、家具—いす及びブツ—強度と耐久性の試験方法（JIS-S-1203 7.2 背もたれ静的強度試験）に準じて新家具強度試験機（㈱島津製作所製SERVOPULSER4880:5kN）で強度試験を行い、以下の値の算出を行った。なお、規格と同じ

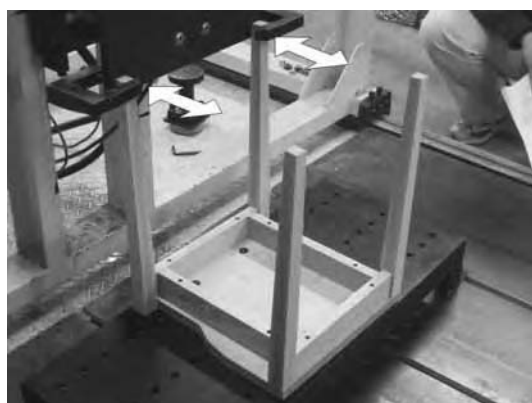


図2 強度試験

試験方法では水平方向の変位が大きく試験継続が困難であったため、試験体を天地反転させ、座面を定盤に固定し、両脚端に水平荷重をかける方法で行った（図2）。また、強度試験はレベル2（水平410N×10回）で異状があれば中止し、なければレベル3（水平560N×10回）に移行する方法で行い、異状判定は目視及び打音検査による周波数パワースペクトル波形の分析とした³⁾。試験中、以下の測定や記録を行った。

- (1) 剛性率（変位-荷重曲線から得られる弾性係数）
- (2) 強度試験の合否
- (3) 最大荷重（毎秒0.2mmの水平荷重をかけ、試験体が破壊した荷重）
- (4) 破壊箇所

2. 3 構造解析

前述の設計案と同じ解析用モデルを3次元CAD（Pro/Engineer）で作成し、構造解析はCAEツール（Pro/Mechanica）でp法有限要素法による非線形（接触）構造解析を行った。材料特性は既存の文献値^{5)、6)}を参考に、実使用する材料を使用した材料試験により計算した（表1）。試験体の座面表面のみを拘束面、ホゾ合部は固着、胴付面は接触領域とし、ホゾ穴の奥は1mmの空間を設定した。また荷重は、実物の強度試験に準じて、両脚端の先端か

ら12mmの幅で水平方向にレベル2 (410N)、レベル3 (560N) と2段階に分けて設定した (図3)。

表1 実験に使用したブナ材の材料特性

比重	方向	曲げヤング率 (MPa)	せん断係数 (MPa)	ポアソン比	引張強度 (MPa)
0.7	L	15,349	1,650	0.4	145
	R	1,650	1,225	0.5	15.2
	T	735	245	0.65	11



図3 構造解析モデル

解析結果から、以下の指標を算出し、強度試験で得られた各値との関連性を調べた。

- (1) 総歪エネルギー (モデル内各要素の応力に変位の二乗を乗じて積分した値)
- (2) 応力集中領域

(3) 応力集中領域内の年輪接線方向最大引張応力

3. 結果

3.1 設計案の変更と強度試験結果

基本案を強度試験にかけ、問題があれば設計を見直し、徐々に部材の断面寸法を大きくすることで、設定した強度試験に耐えられる最終案を試作した。基本案、改良案、最終案の各強度試験で得られた剛性率、強度試験結果と最大荷重について、4個ずつの平均値を表2に、設計案の変更過程を図4に示す。なお、破壊箇所は全て側台輪、後台輪、後脚の交差する部分の後台輪に集中した (図5)。

基本案では、レベル2の強度試験で合否が混在しており、レベル3に移行したところ全てが破壊した。そのため、台輪の断面寸法を長手方向に10mm大きくし、ホゾの胴付きを四方から三方に変更したものを改良案として試験にかけたところ、レベル2はクリアしたが、レベル3では全て破壊した。そこで、最終案では台輪の断面寸法を短手方向で5mm、長手方向でさらに10mm、脚の断面を5mm角大きくした結果、レベル3をクリアできた。

表2 強度試験及び構造解析結果 (n=4)

強度試験レベル	構造解析評価指標	基本案	改良案	最終案
レベル2 410N	総歪エネルギー (N・mm)	2,327	1,976	1,053
	域内最大T引張応力 (MPa)	21	9.7	8
	強度試験結果*	△	○	○
レベル3 560N	総歪エネルギー (N・mm)	4,342	3,686	1,964
	域内最大T引張応力 (MPa)	28.6	13.3	10.9
	強度試験結果*	×	×	○
実物試験	剛性率 (N/mm)	51.2±4.5	54.4±2.0	78.3±7.8
	最大荷重 (N)	613±39	744±47	1147±31

※ ○：実物試験で全て合格 △：実物試験で合否が混在 ×：実物試験で全て不合格

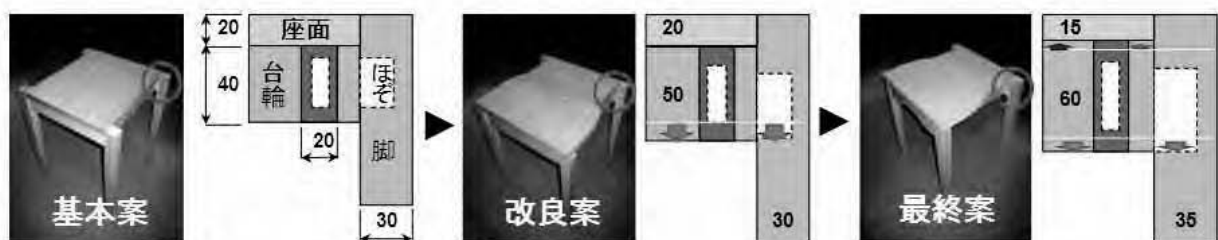


図4 設計案の変更過程

【報告】

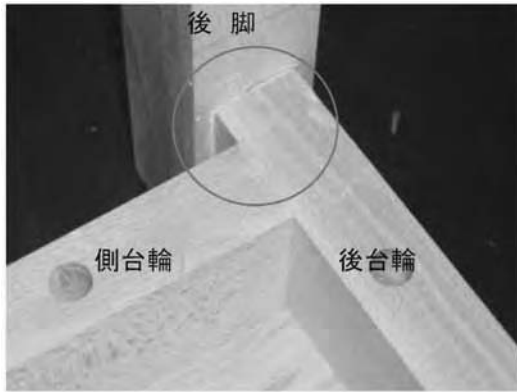


図5 設計案の破壊箇所

3. 2 構造解析結果

構造解析の結果、各設計案の総歪エネルギーと破壊箇所付近の後台輪部材における領域内年輪接線方向 (T) 最大引張応力を表2に示す。

まず、構造解析の総歪エネルギーと強度試験の剛性率の関係では、両者の間に負の線形に近い回帰がみられるものの、2次の多項式近似に近く、今回の結果からでは、線形回帰が見られるとはいえない(図6)。

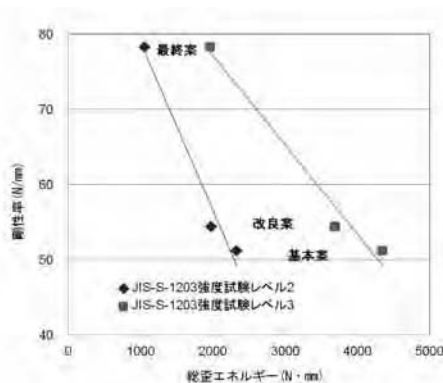


図6 剛性率と解析総歪エネルギー

次に、構造解析の総歪エネルギーと強度試験の最大荷重の関係を見てみる。レベル2及びレベル3の試験条件で計算した総歪エネルギーと最大荷重の関係は負の線形回帰で表される(図7)。このことから、事前に剛性の違う同一構造の最大荷重と総歪エネルギーの値から関係式を導けば、設計案の総歪エネルギーから最大荷重を推定できることになる。従って、設計段階で試験荷重の何倍まで耐えられるかという安全率の設定にも有効である。剛性率は弾性域の線形性が高い初期の荷重領域で計算されているため、わずかな構造の違いでは差が出にくいのに対し

て、最大荷重は塑性域を含む多くの強度特性情報を反映しているため、総歪エネルギーとの相関が高くなったと考えられる。

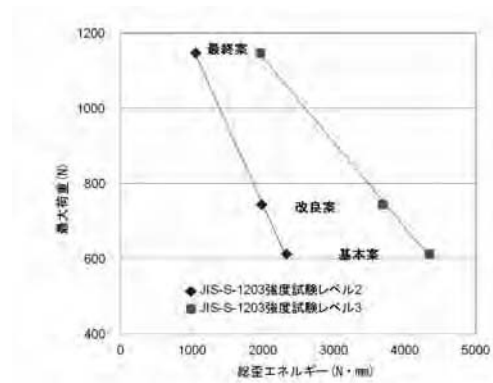


図7 最大荷重と解析総歪エネルギー

次に、構造解析の応力集中箇所及びその最大値と強度試験合否の関係を見てみる。どの設計案でも強度試験で破壊した部位と構造解析で応力集中の見られた部位は近似しており、その最大値は材料の引張強度を超えた場合に破壊している(図8)。基本案では引張強度(11MPa)の2倍以上、改良案でもやや上回っている。最終案では下回っており、応力集中が緩和されていることが確認できる。従って、設計案を構造解析にかけることで、事前に問題となる位置を評定することができ、応力分布の状態とそ

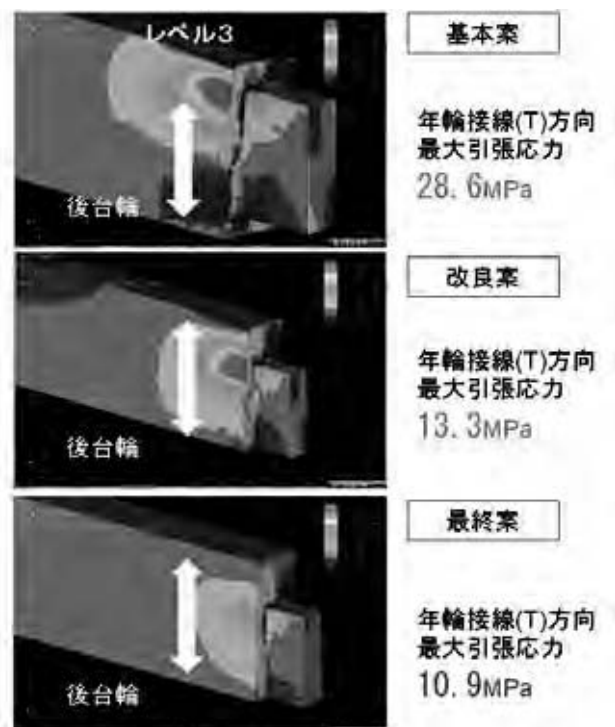


図8 設計案の応力分布と最大値

の最大値をあわせて評価することで、一定の領域内に絞った範囲で設計を吟味することが可能となる。

4. まとめ

本研究では、昨年度の研究結果を踏まえ、ツール設計時に想定される各種条件を固定し、材料の断面寸法のみを変更する方法をモデルケースとした検証を行う事ができた。設計段階で構造解析を利用することにより、目標を絞った効率的な設計評価が可能となることが分かった。

今回の実験により、以下の考察を行った。

- (1) 設計案の設計条件（材料断面寸法）による剛性率や最大荷重の差は、構造解析による総歪エネルギーの値で定量的に比較する事ができる。
- (2) 設計案の破壊箇所と強度試験の合否は、構造解析による応力分布と最大応力値をみることで定性的に予測することができる。
- (3) 今後は、モデルケースをベースにさらに複雑な構造や新しい材料にも適応できるよう実践事例を増やしていく必要がある。

そこで、この考え方を企業に提案するため、図9のようなチャートを作成し、現在の設計方法と新しい設計方法の違いを明確にし、工程のどの位置でどのような作業が必要となるかを明示した。

今後の椅子設計の効率化と品質管理の強化を進めていく予定である。

謝 辞

本研究を進めるにあたり、御助言いただきました静岡大学農学部森林環境科学科 祖父江信夫教授、並びに名古屋大学大学院生命農学研究科 安藤幸世助教に深く感謝いたします。

参考文献

- 1) 佐野禎彦他：木製品の設計・性能評価技術の高度化—ツール設計における構造解析技術の応用の検討—, 静岡県工業技術研究所研究報告, 第4号, 51-55 (2011).
- 2) 日本建築学会編：建築設計資料集成2 物品, 29, 丸善 (1978).
- 3) 赤堀 篤他：木製品に適した非破壊検査法の開発 (第2報) —打音検査法を応用した木製の耐久性評価—, 静岡県工業技術研究所研究報告, 第5号, 45-48 (2012).
- 4) 木材工業ハンドブック編集委員会編：木材工業ハンドブック, 130-132, 丸善 (1982).
- 5) 中戸莞二編：新編木材工学, 142, 養賢堂 (1985).

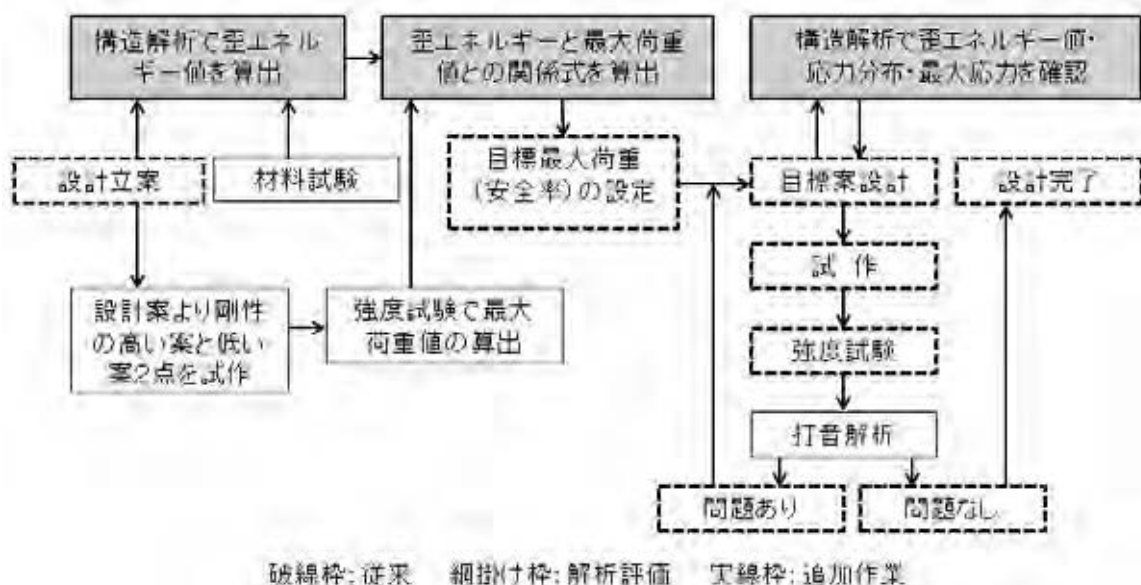


図9 新設計手法のチャート