

Einfaches FE-Modell eines Tom Ständers

Gunter Ziegenhals

Institut für Musikinstrumentenbau an der TU Dresden, post@ifm-zwota.de (veröffentlicht Mai 2009)

Einleitung

Die Modalanalyse, d. h. die Bestimmung der Merkmale der Eigenschwingungen (Moden) schwingfähiger Systeme, kann man experimentell bestimmen (sofern das Objekt körperlich vorliegt) oder anhand von Berechnungsmodellen, meist Finite-Element-Modellen vornehmen. Für beide Herangehensweisen wurde in den vergangenen 30 Jahren eine Vielzahl von zunehmend leichter zu handhabenden Werkzeugen entwickelt, was zu einer verbreiteten Anwendung führte. Um 1990 begann man beide Verfahren verstärkt im Zusammenhang mit Musikinstrumenten einzusetzen. Auf dem Gebiet der experimentellen Modalanalyse machte sich vor allem das damalige Labor für Musikalische Akustik an der Physikalisch Technischen Bundesanstalt Braunschweig (PTB) verdient (WOGRAM 1989 und 1991). Als Beispiel einer Berechnung der Moden einer Violine mit Hilfe der Methode der Finiten Elemente zu dieser Zeit sei die Arbeit von KNOTT (1989) genannt.

In Zusammenhang mit Arbeiten zu Musikinstrumenten hat es sich eingebürgert, die experimentelle Variante als Modalanalyse und das Berechnungsmodell gestützte Verfahren als Finite-Elemente-Berechnung zu bezeichnen.

Problemstellung

Eine der Anwendungen der Modalanalyse in der PTB befasste sich mit Tom Ständern. Man konnte u.a. sehr anschaulich die Wirkung unerwünschter Schwingungen von Tom Ständern zeigen.

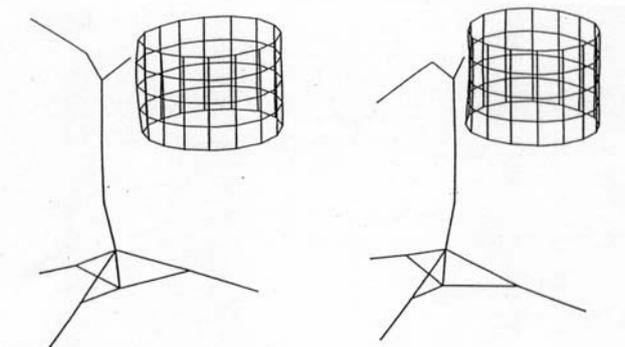


Abbildung 1: Gemessene Eigenschwingung eines Doppel-Tom-Ständers, bestückt mit einem Hänge-Tom bei 120 Hz (Quelle WOGRAM)

Abbildung 1 zeigt eine Eigenmode eines Tom Ständers im für den Tom-Tom-Klang relevanten Frequenzbereich in zwei Bewegungsphasen. Deutlich sind die heftigen Ständerschwingungen zu erkennen, die dem Tom-Tom zweifellos Energie entziehen, die damit für die Klangabstrahlung verloren geht.

Angeregt durch diese Ergebnisse nahmen wir im IfM Untersuchungen mit ähnlicher Zielstellung vor. Zu dieser Zeit stand im Institut für Musikinstrumentenbau (IfM) nur die rechnerische Variante der Modalanalyse zur Verfügung. Wir verwendeten das FEM-Programmsystem GITRA3 (Version 3 PC), entwickelt an der damaligen TU Karl-Marx-Stadt (Heute TU Chemnitz), Sektion

Maschinen-Bauelemente. GITRA3 verfügt (im Gegensatz zu heutigen Werkzeugen) nur über 6 Elemente:

- Balkenelement
- Federelement
- Starrelement (masselos, E-Modul unendlich)
- Masselement
- Dreieckelement (dünnwandig, eben)
- Viereckelement (dünnwandig, eben)

Die Zielstellung bestand nun darin, mit diesen Elementen einen Tom Ständer zu modellieren und seine Eigenschwingungen für verschiedene Ständereinstellungen zu berechnen.

Das FE-Modell

Das Modell für einen Ständer mit einem Hänge-Tom bildeten wir mit 15 Knoten (Abbildung 2).

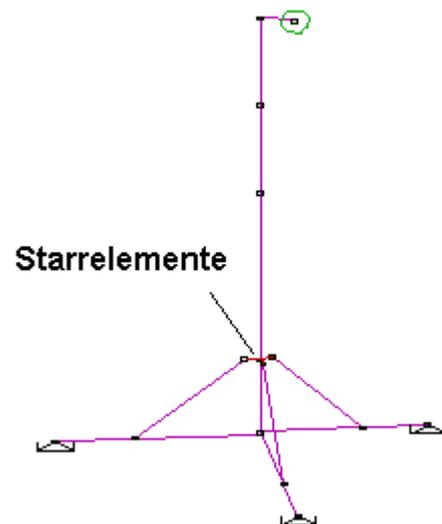


Abbildung 2: FE-Modell eines Tom-Ständers mit einem Hänge-Tom

Die unteren seitlichen Standbeine sowie die schräg nach oben führenden Verstrebungen sind als Balkenelemente mit rechteckigem Querschnitt beschrieben. Die Standbeine sind am äußeren Ende fest gelagert und verlaufen waagrecht. Die drei Elemente, die das Ende der Verstrebungen mit der Mittelsäule verbinden, sind Starrelemente. Die Mittelsäule sowie der obere Querträger zum Tom-Tom stellen Balkenelemente in Form von Rohren dar. Für das Hänge-Tom wählten wir als Modell eine reine Masse, deren Wirkung infolge ihrer Ausdehnung auf den Ständer über drei zugeordnete Trägheitsmomente simuliert wurde. Auf ein Modell des Toms, analog zum Gitternetzmodell der experimentellen Modalanalyse verzichteten wir, da nicht die Schwingungen des Toms selbst, sondern die Ständerschwingungen Ziel der Untersuchungen waren.

Das Modell basierte auf folgenden Werten:

(Großes) Tom Tom	Kesselmasse	3,70 kg
	Kesselhöhe	320 mm
	Kesseldurchmesser	350 mm
	Befestigungspunkt von unten	175 mm

Standbeine / Streben	Dicke	5 mm
	Höhe	15 mm

Die Streben enden in einer Höhe von 166 mm.

unteres Teleskoprohr	$d_i = 25 \text{ mm}$, $d_a = 30 \text{ mm}$, $l_0 = 550 \text{ mm}$
mittleres Teleskoprohr	$d_i = 20 \text{ mm}$, $d_a = 25 \text{ mm}$, $l_0 = 200 \text{ mm}$
oberes Teleskoprohr	$d_i = 15 \text{ mm}$, $d_a = 20 \text{ mm}$, $l_0 = 200 \text{ mm}$
Rohr Teleskop - Tom	$d_i = 15 \text{ mm}$, $d_a = 18 \text{ mm}$, $l_0 = 60 \text{ mm}$

Ständermaterial Stahl: $E = 210 \text{ GPa}$; $\nu = 0,3$; $\rho = 7,85 \text{ kg/dm}^3$

Das Tom Tom wurde zunächst in senkrechter Lage angeordnet, d.h. Kesselachse zeigt senkrecht nach oben, parallel zur Mittelsäule des Ständers. Die Berechnung liefert unter anderem eine Eigenmode bei 125 Hz, deren Schwingform der von WOGRAM experimentell gefundenen sehr ähnlich ist (Abbildung 3).

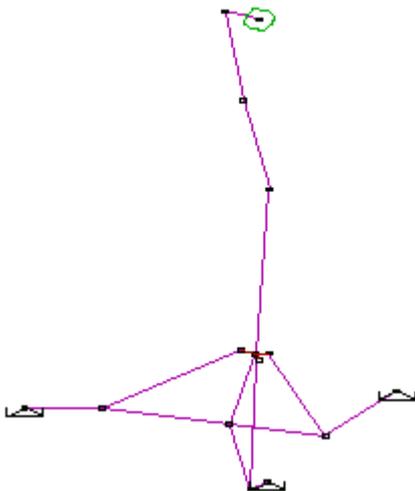


Abbildung 3: Berechnete Eigenschwingform bei 125 Hz

Die Übereinstimmung zu den Messungen ist als recht gut anzusehen, zumal unser Modell nur einen ähnlichen Ständer im Vergleich zu dem in der PTB verwendeten nachstellt.

Das Modell wurde noch um ein zweites (kleines) Tom-Tom erweitert. Ein Beispiel für eine mit diesem Modell berechnete Eigenschwingung stellt Abbildung 4 dar. In dieser Abbildung ist das gewählte Koordinatensystem eingeblendet.

Kleines Tom Tom	Kesselmasse	3,12 kg
	Kesselhöhe	275 mm
	Kesseldurchmesser	330 mm
	Befestigungspunkt von unten	120 mm
	Gleiches Rohr Teleskop - Tom wie für großes Tom Tom.	

Mit den Modellen wurden verschiedene Zustände modelliert. So simulierten wir das Aus- und Einziehen des Teleskopteils über verschiedene Längendefinitionen der entsprechenden Balkenelemente. Weiterhin simulierten wir verschiedene gekippte

Stellungen der Toms, da ja der Schlagzeuger diese nach seinen Vorstellungen auf sich zu neigt.

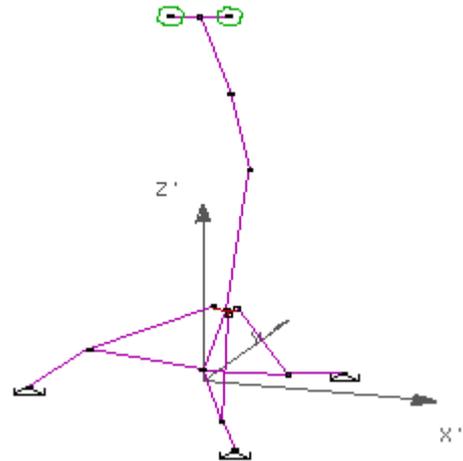


Abbildung 4: Um ein zweites Hänge-Tom erweitertes FE-Modell, Berechnete Eigenmode bei 104 Hz

In Simulationsrechnungen wurde das Ein- und Ausfahren des Teleskopteils betrachtet. Dazu gaben wir verschiedene Länge für die oberen beiden Rohrteile in das Programm ein. Das Kippen der Toms simulierten wir über verschiedene Trägheitsmomente. Die Stellung des Dreibeins blieb unverändert, jedoch verdrehten wir das Rohr mit den Toms gegenüber dem Dreibein. Letzteres zeigte keinen Einfluss auf die Eigenfrequenzen. Das Verändern des Teleskopauszugs im Bereich normaler Verwendung sowie das Kippen der Toms verschiebt die Eigenfrequenzen im einstelligen Prozentbereich.

Zusammenfassung

Diese kleine Arbeit des IfM aus den Jahren 1989-1991 zeigt, dass auch mit relativ einfachen Modellen und Werkzeugen bereits beachtliche Ergebnisse bei der Analyse von Systemen erzielt werden können, aus denen sich Hinweise zur konstruktiven Gestaltung solcher Ständerelemente oder ähnlicher Strukturen ableiten lassen.

Literatur

- KNOTT, G. A.; u. a.: A Modal Analysis of the Violin
Finite Elements in Analysis and Design 5/1989 S. 269
- WOGRAM, K.: Modal Analysis on Musical Instruments
28. Akustica Konferencia 1989, Strbske Pleso
- WOGRAM, K.: Schwingungsuntersuchungen an Musikinstrumenten mit Hilfe der Modalanalyse
Teil 1: Instrumentenbauzeitschrift 45(1991)1 S. 44
Teil 2: Instrumentenbauzeitschrift 45(1991)2/3 S. 115
- WOGRAM, K.: Die Anwendung der Modalanalyse bei Musikinstrumenten
Teil 1: Instrumentenbauzeitschrift 45(1991)5 S. 58
Teil 2: Instrumentenbauzeitschrift 45(1991)6 S. 36

Ein dieser Veröffentlichung zugrunde liegendes Forschungsprojekt wurde aus Haushaltsmitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft gefördert.