

Experimentelle und analytische Untersuchungen eines Adapters für Tieftemperatur-Schwingtests

Maurice Mergeay, Jean-Sebastien Servaye, Eddy Dascotte *)

Der zur Durchführung eines Tieftemperatur-Schwingtests für eine Raumfahrtstruktur entwickelte Adapter wurde umfangreichen experimentellen und analytischen Untersuchungen unterzogen. Der Schwerpunkt des vorliegenden Artikels liegt in der detaillierten Erörterung der Zusammenhänge zwischen den aus rechnerischer Simulation und experimenteller Modalanalyse gewonnenen Ergebnissen.

Im ersten Schritt wurde ein Finite-Elemente-Modell (FE-Modell) generiert, um daraus die Eigenformen der Struktur zu berechnen.

Die so gewonnenen Ergebnisse dienen zur Ermittlung der optimalen Anregungs- und Übertragungspunkte für die experimentelle Modalanalyse. Anschließend wurde eine komplette Reihe von Modalmessungen durchgeführt und die Ergebnisse wurden mit den zuvor ermittelten FEM-Ergebnissen verglichen.

In einem zweiten Schritt wurde diese Struktur auf einem Shaker mit Hilfe konventioneller Schwingungsprüfung (Anregungsarten Rauschen und Sinus) getestet, um die zuvor ermittelten Ergebnisse zu verifizieren.

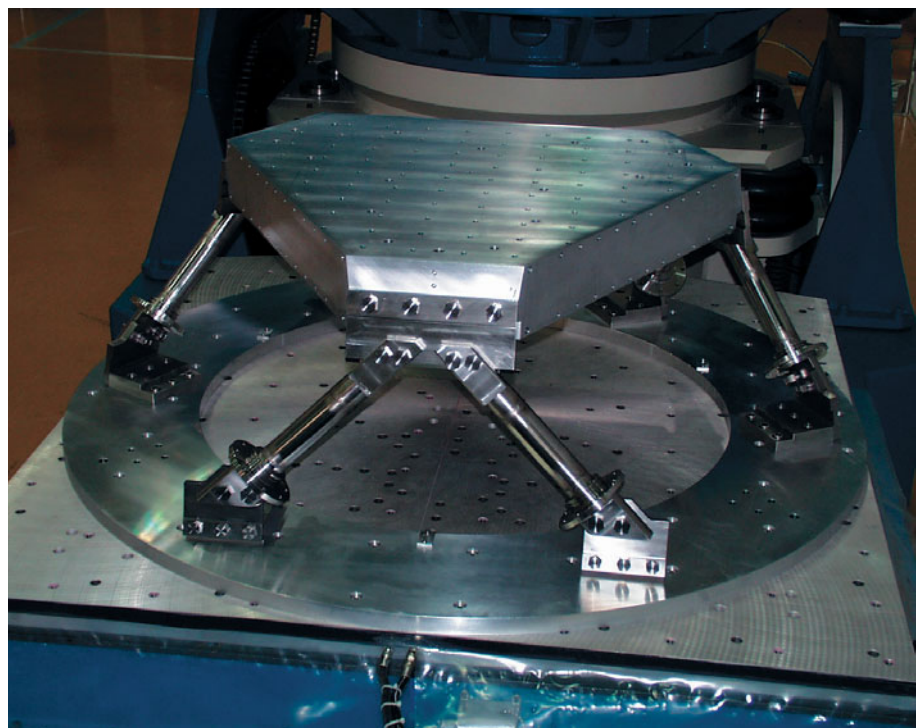
1. Besonderheiten des Schwingprüfadapters für eine Raumfahrtstruktur

Die zu untersuchende Raumfahrtstruktur ist Bestandteil eines vom Centre Spatial de Liège entwickelten wissenschaftlichen Versuchs für das Herschel Space Observatory [1]. Dessen drei Bestandteile sind im Betrieb sehr niedrigen Temperaturen (~ 4 K) ausgesetzt, so dass für das Testen der mechanischen Struktur eine Tieftemperaturumgebung (< 20 K) erforderlich ist, um die Umgebungsbedingungen des Prüflings ausreichend genau abzubilden. Derartige Temperaturen lassen sich nur im Vakuum erzeugen, womit der Einsatz einer Vakuumkammer notwendig wird.

Der Schwingprüfadapter, nachfolgend mit VTA (Vibration Test Adapter) bezeichnet, hat die Aufgabe, den in der Vakuumkammer angeordneten Prüfling mit dem Headexpander des Shakers zu verbinden (Abb. 1.1). Der untere Teil des Adapters befindet sich also in Umgebungstemperatur, während der obere Teil mit der Tieftemperatur in der Vakuumkammer beaufschlagt wird.

Die Dimensionierung des VTA erfolgte mit folgenden Zielsetzungen:

- Erhöhung der ersten Resonanzfrequenz (Ziel: > 200 Hz) zur besseren Regelung des Eingangspegels während der Testabläufe
- Minimierung der VTA-Masse und damit der mitschwingenden Gesamtmasse, um im Sinusbetrieb die benö-



*) Maurice Mergeay, m+p international Mess- und Rechnertechnik, D-30173 Hannover
Jean-Sebastien Servaye, Centre Spatial de Liège, B-4031 Angleur (Belgien)
Eddy Dascotte, Dynamic Design Solutions, B-3001 Leuven (Belgien)

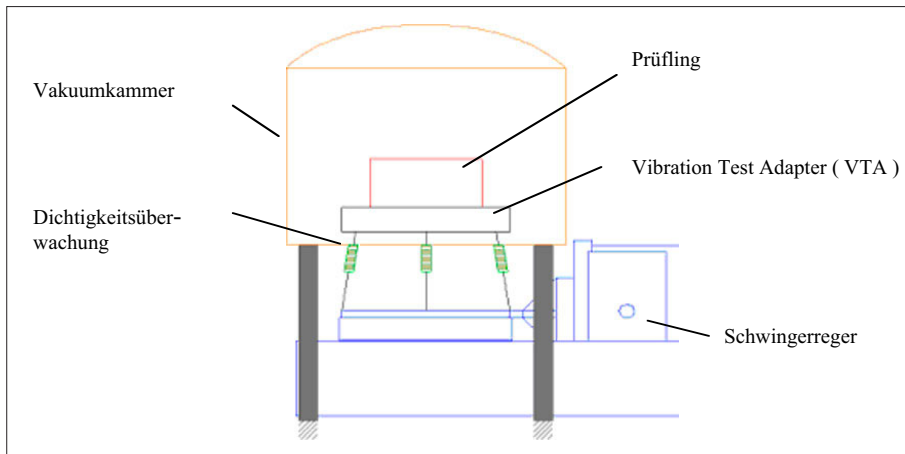


Abb. 1.1 Prüfaufbau für Tieftemperaturtest

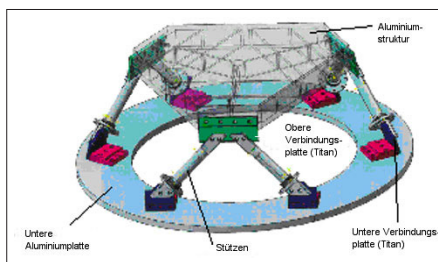


Abb. 1.2 VTA (Vibration Test Adapter)

tigte Erregung von bis zu 20 g zu erzielen

- Verringerung der Wärmeleitung durch Verwendung eines Stützgestells, um in der Vakuumkammer eine Temperatur von weniger als 20 K zu erzielen
- Ausreichendes thermoelastisches Verhalten
- Einhaltung der notwendigen geometrischen Abmessungen (Schnittstelle zur Vakuumkammer, Größe des Shakers, etc.)

Der gewählte Aufbau des VTA ist in Abb. 1.2 dargestellt.

Die untere Aluminiumplatte ist über sechs Stützen aus nichtrostendem Stahl mit Hilfe von flexiblen Titanplatten mit dem oberen Aluminiumgehäuse verbunden. Diese untere Platte wird je nach Anregungsrichtung am Gleittisch oder Headexpander des Shakers befestigt. Im Bereich zwischen Zimmertemperatur und 20 K weist diese pseudoisostatische Struktur ein ausreichendes thermoelastisches Verhalten auf. Der Querschnitt der Stützen wurde gering gehalten, um die Wärmeleitung zu minimieren.

2. Finite-Elemente-Analyse zur Bestimmung der Eigenfrequenzen und Eigenformen des VTA

Zur Bestimmung der Eigenfrequenzen und Eigenformen des VTA wurde mit Hilfe der Samcef-Software eine Finite-

Elemente-Analyse (FEM) durchgeführt [2]. Für den oberen Rahmen und die Befestigungsplatten des VTA wurden Schalenelemente, für die verbindenden Hohlstützen wurden Stabelemente verwendet. Jeder Eckpunkt dieses Modells verfügt über sechs Freiheitsgrade, d.h. drei für Translationen und drei für Rotationen. Das Finite-Elemente-Modell hat 6120 Freiheitsgrade, 1017 Eckpunkte und 1188 Elemente.

Anhand dieses Modells wurden die Eigenformen bestimmt, wobei die sechs Freiheitsgrade jedes Eckpunktes an der Unterseite der unteren Befestigungsplatten festgelegt wurden. Als Prüflingsmasse wurden 80 kg simuliert, die über einen Hebel von 178 mm fest mit dem VTA verbunden war (vgl. Abb. 2.1).

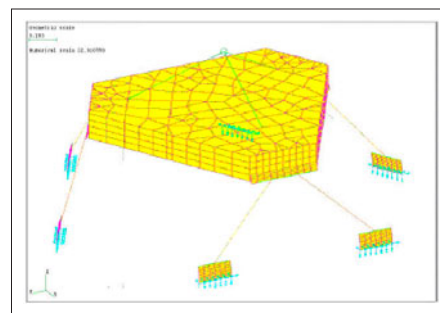


Abb. 2.1 Finite-Elemente-Modell des VTA für die Modalanalyse

Mit diesem Modell wurden folgende Resonanzfrequenzen des VTA berechnet:

- 747 Hz, nicht verbundener Rahmen im frei-frei Zustand
- 257 Hz an der horizontalen X-Achse (vgl. Abb. 2.2)
- 257 Hz an der horizontalen Y-Achse
- 266 Hz an der vertikalen Z-Achse (vgl. Abb. 2.3)

Das FE-Modell für den VTA repräsentiert eine Masse von 231 kg; die gemessene Masse des gebauten VTA beträgt 236 kg. Die Berechnungen zeigten,

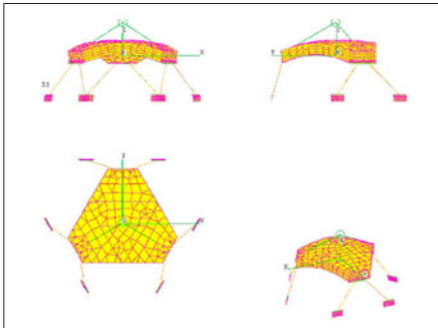


Abb. 2.3 Erster Vertikalmodus (unter Last)

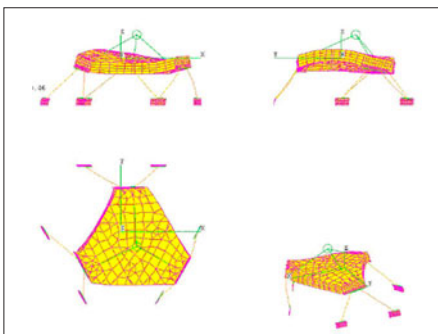


Abb. 2.2 Erster Horizontalmodus (unter Last)

dass es gelungen war, unter Berücksichtigung der vorgegebenen Gewichtssparameter die erste Resonanzfrequenz auf über 200 Hz zu erhöhen. Für die experimentellen Untersuchungen sollte der VTA ohne angekoppelte Prüflingsmasse untersucht werden. Die Resonanzfrequenzen des VTA ergaben sich ohne Prüflingsmasse zu:

- 348 Hz an der vertikalen Z-Achse
- 365 Hz an der horizontalen X-Achse
- 365 Hz an der horizontalen Y-Achse

3. FEM-Analyse zur Ermittlung der geeigneten Messpunkte für die experimentelle Modalanalyse

Als Vorbereitung für die experimentelle Modalanalyse wurde auf Basis des oben beschriebenen FE-Modells eine Vorabanalyse durchgeführt. Mit Hilfe der berechneten Modalformen wurden dann die am besten geeigneten Messpunkte für die experimentelle Modalanalyse und den anschließenden Abgleich mit den analytisch ermittelten Modalformen bestimmt. Die Ermittlung der optimalen Messpunkte erfolgte durch Analyse der höchsten Driving Point Residuen. Für diese Berechnung wurde die Software FEMTools eingesetzt [3], die entsprechenden Ergebnisse zeigt Abb. 3.1, wobei die optimalen Messpunkte rot markiert sind.

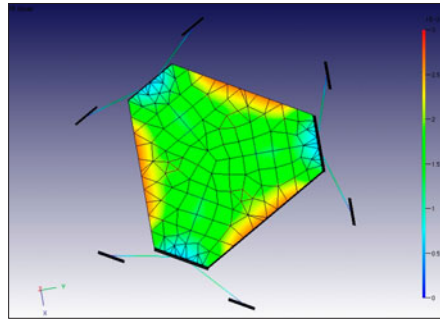


Abb. 3.1 Optimale Messpunkte für experimentelle Modalanalyse

4. Erste Modalanalyse: VTA montiert auf Gleittisch, ohne Shakeranbindung

Auf Basis der Vorabanalyse mit Hilfe von FEMTools wurde die experimentel-

le Modalanalyse wie folgt durchgeführt:

- Sämtliche Messpunkte sollten möglichst mit den Knotenpunkten der FEM-Analyse übereinstimmen.
- Zehn 3-Achsen-Beschleunigungsaufnehmer wurden an der Struktur angebracht und sowohl für die experimentelle Modalanalyse als auch für die Schwingungsprüfung benutzt.
- Die Anregung zur Ermittlung der benötigten Frequenzgänge erfolgte mit Hilfe eines Impulshammers.

Für die experimentelle Modalanalyse (EMA) wurde die SmartOffice Software verwendet [4]. Der VTA wurde auf dem Gleittisch (untere Aluminiumplatte s. Abb. 1.2) befestigt, wobei keine Verbindung zum Shaker bestand. Unter diesen Bedingungen wurden folgende Ergebnisse erzielt:

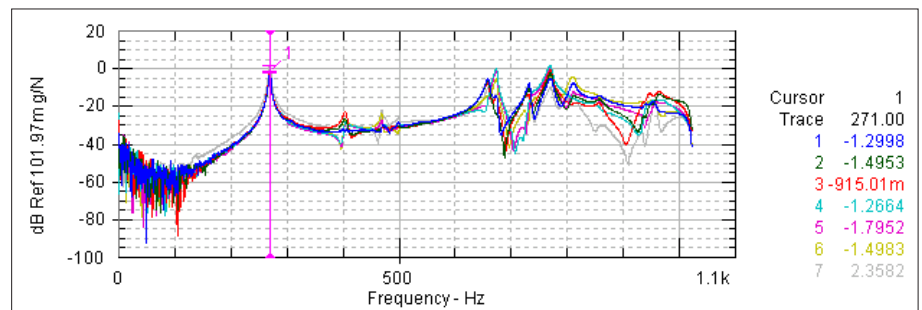


Abb. 4.1 Strukturantworten in Z-Richtung bezogen auf Anregungspunkt 29Z, vertikale Resonanzfrequenz bei 271 Hz

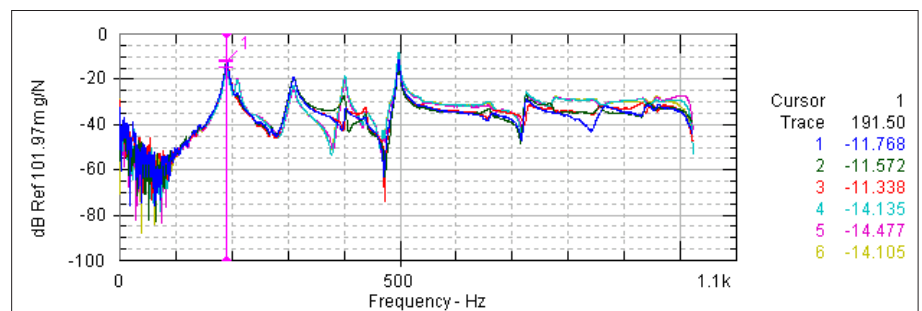


Abb. 4.2 Strukturantworten in X-Richtung bezogen auf Anregungspunkt 29X, vertikale Resonanzfrequenz bei 192 Hz

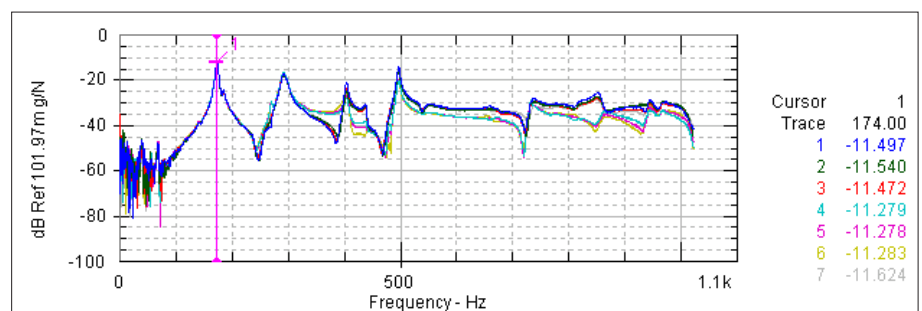


Abb. 4.3 Strukturantworten in Y-Richtung bezogen auf Anregungspunkt 29Y, vertikale Resonanzfrequenz bei 174 Hz

Daraus ergaben sich folgende Modalformen:

- 174 Hz : reine Y-Translation der Struktur
- 192 Hz : reine X-Translation der Struktur
- 271 Hz : reine Biegung der Struktur in Z-Richtung

Zu erwähnen ist in diesem Zusammenhang, dass es zwischen den X-, Y- und Z-Achsen lediglich zu minimalen Wechselwirkungen und Beeinflussungen kam. Trotzdem wichen die experimentell ermittelten Ergebnisse (EMA) wesentlich von den berechneten FEM-Ergebnissen ab (vgl. Tabelle 4.1).

Mode	FEM [Hz]	EMA [Hz]	%
X-Translation	365	192	90
Y-Translation	365	174	110
Vertikale Biegung (Z)	348	271	28

Tabelle 4.1 Vergleich der berechneten und gemessenen Resonanzfrequenzen

5. Experimentelle Modalanalyse: Gleitisch verbunden mit Shaker, Y-Richtung

Da wir zunächst keine Erklärung für die erheblichen Abweichungen zwischen FEM und EMA fanden, benutzten wir im nächsten Schritt die gleiche Konfiguration, die auch beim Test mit dem späteren Prüfling zum Einsatz kommen sollte, nämlich mit Verbindung des Gleitisches mit dem Shaker in Y-Richtung.

Es zeigte sich, dass sich die Frequenz der vertikalen Biegung durch die Veränderung der Randbedingungen des Gleitisches nicht ändert. Allerdings war ein deutlicher Frequenzanstieg der horizontalen Translation von 174 Hz auf 249 Hz zu verzeichnen. Ähnliche Ergebnisse ergab auch ein Versuch mit Ankopplung des Shakers in X-Richtung (vgl. Abb. 5.3 u. Tabelle 5.1).

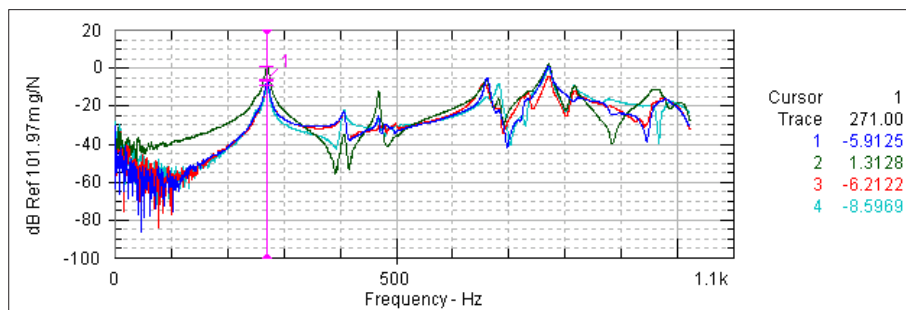


Abb. 5.1 Strukturantworten in Z-Richtung bezogen auf Anregungspunkt 29Z, vertikale Resonanzfrequenz bei 271 Hz

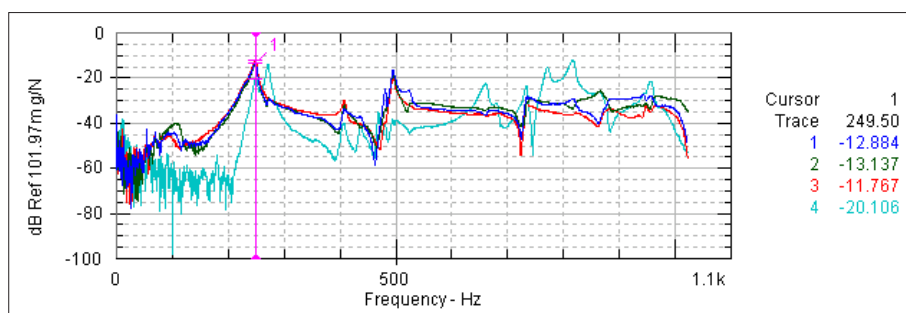


Abb. 5.2 Strukturantworten in Y-Richtung bezogen auf Anregungspunkt 29Y, horizontale Resonanzfrequenz bei 249,5 Hz

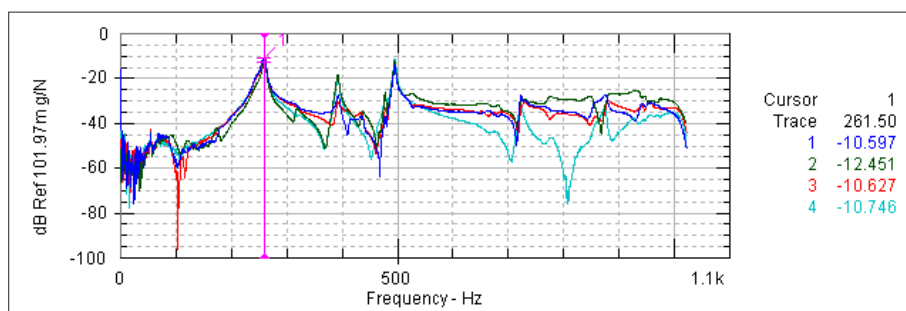


Abb. 5.3 Strukturantworten in X-Richtung bezogen auf Ausgangspunkt 29X, vertikale Resonanzfrequenz bei 261,5 Hz

Mode	FEM [Hz]	EMA [Hz]	%
X-Translation	365	261	40
Y-Translation	365	249	46
Vertikale Biegung (Z)	348	271	28

Tabelle 5.1 Vergleich der berechneten und gemessenen Resonanzfrequenzen mit angekoppeltem Shaker

6. Experimentelle Modalanalyse: VTA im frei-frei Zustand

Der Test des VTA im frei-frei Zustand ergab eine Resonanzfrequenz von 710 Hz (vgl. Abb. 6.1). Dies entspricht etwa dem Ergebnis der FEM-Berechnung.

7. Optimierung des FEM-Modells mit den experimentell ermittelten Werten

Basierend auf den experimentell ermittelten Ergebnissen wurde jetzt eine FEM - EMA Korrelation durchgeführt. Auf diese Weise erlangten wir wertvolle Erkenntnisse darüber, welche Parameter des FEM-Modells modifiziert werden müssen, um eine verlässlichere Korrelation zwischen FEM und EMA zu erzielen.

Zunächst wurde dazu eine Korrelation zwischen den EMA-Messpunkten und den entsprechenden FEM-Knotenpunkten hergestellt. Dies war einfach, da als Messpunkte von Anfang an bereits die FEM-Knotenpunkte gewählt worden waren.

Im zweiten Schritt wurden die MAC (Modal Assurance Criteria) für die berechneten und die gemessenen Schwingungsformen ermittelt (vgl. Abb. 7.1). Mit einem MAC-Übereinstimmungsgrad von 75% ergab sich für vier Schwingungsformen eine sehr gute Korrelation.

- Mode 1 und 2: Umkehrung der X- und Y-Translationen zwischen den berechneten und den experimentell ermittelten Ergebnissen
- Fast identische vertikale Biegung
- Mode 4: Rotation um die Vertikalachse

Hieraus ergaben sich sehr unterschiedliche Frequenzen, die eine Anpassung notwendig machten.

Aus den oben beschriebenen Tests war bekannt:

- dass die Adapterstruktur bereits gut abgebildet war, da die jeweils aus der FEM und der EMA ermittelte erste Resonanzfrequenz recht gut übereinstimmte;
- dass sich die Frequenzen der Translationsmoden bei unterschiedlichen

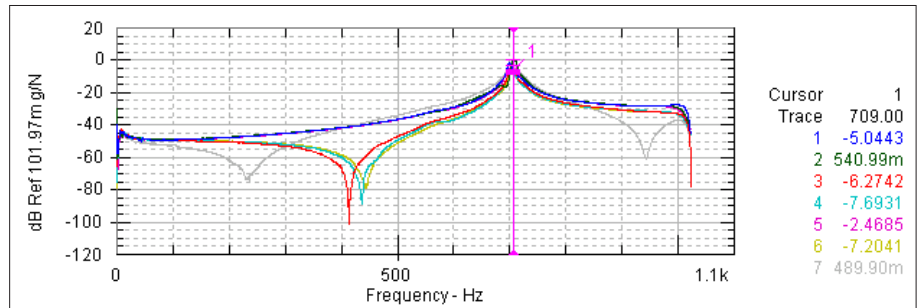


Abb. 6.1 Strukturantworten, horizontale Resonanzfrequenz bei 710 Hz

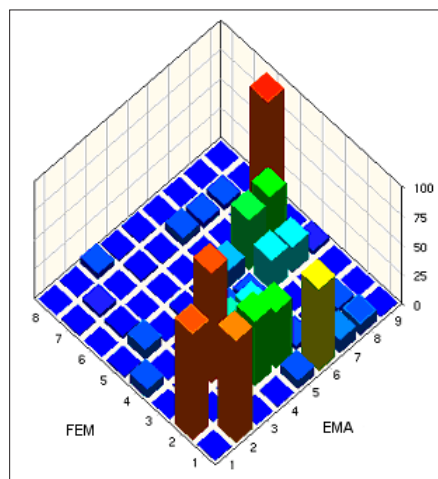


Abb. 7.1 Modal Assurance Criteria (MAC) für berechnete (FEM) und gemessene (EMA) Schwingungsformen

Konfigurationen deutlich unterscheiden.

Wichtigste Aufgabe war es daher, die X- und Y-Translationen in den Bereich 240 - 250 Hz sowie die vertikale Biegung in den Bereich 270 Hz zu bringen. Dazu erfolgte eine Optimierung des FEM-Modells:

- Fall 1: Deutliche Veränderung der Steifigkeit der Stützen, Verbindung des Adapters mit dem Gleittisch
- Fall 2: Ändern der festen Stützenverbindungen in elastische Verbindungen

7.1. Fall 1: Steifigkeitsänderung der Stützen

Auf Basis einer über fünf Iterationen durchgeführten Optimierung wurde die Steifigkeit der Stützenverbindung zwischen Prüfling und Schwingtisch um bis zu 50% verändert. Auf diese Weise gelang es, die vier Resonanzfrequenzen der am besten korrelierenden FEM-Moden in den Ergebnisbereich der experimentell ermittelten Werte zu bringen.

Mode	FEM	Hz	EMA	Hz	Fehler %	MAC
1	1	244	1	249	-2	89
2	2	254	2	261	-3	89
3	3	280	3	271	3	94
4	6	499	9	440	13	95

Tabelle 7.1 Ergebnisvergleich EMA und FEM mit geänderter Steifigkeit der Stützenverbindung

7.2. Fall 2: Ändern der festen Stützenverbindungen

Im zweiten Fall ersetzen wir die starren Einspannbedingungen der Stützenverbindungen durch Federverbindungen. Durch mehrfache Optimierung ließen sich die vier Resonanzfrequenzen der am besten korrelierenden EMA-Moden in den Ergebnisbereich der experimentell ermittelten Werte bringen.

Mode	FEM	Hz	EMA	Hz	Fehler %	MAC
1	1	238	1	249	-4	86
2	2	238	2	261	-9	90
3	3	288	3	271	6	95
4	6	450	9	440	2	95

Tabelle 7.2 Ergebnisvergleich EMA und FEM mit geänderten Einspannbedingungen

Auf Basis der Analyse der neuen Modenformen und MAC-Werte ist davon auszugehen, dass sich durch eine Kombination der beiden beschriebenen Fälle eine weitere Verbesserung der Korrelation zwischen den FEM- und den EMA-Ergebnissen erzielen lässt, wobei der Einfluss der Einspannbedingungen als gravierender anzusehen ist.

8. Ergebnisse von Sinus- und Rauschtests

Mit Hilfe eines Sinus-Sweeps auf niedrigem Pegel (0,5 g; 5 - 2000 Hz) ermittelten wir entsprechend der in Abschnitt 5 beschriebenen Bedingungen am VTA die Frequenzen, die während der eigentlichen Schwingprüfung zu erwarten sind. Dabei ermittelten wir 217 Hz für die erste Horizontalachse (Y in unseren Versuchen, X im Samcef-Modell) und 229 Hz für die zweite Hori-

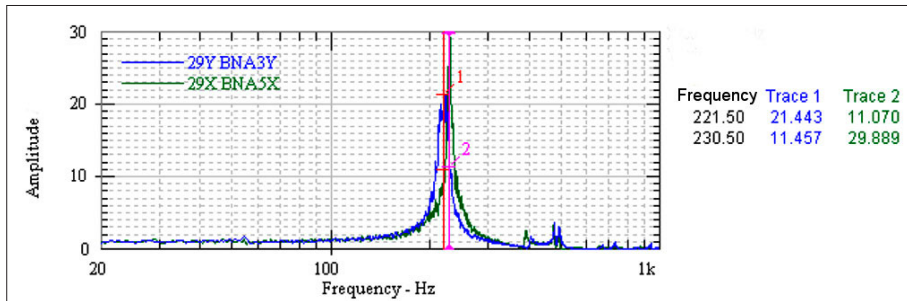


Abb. 8.1 Ergebnisse Rauschtest

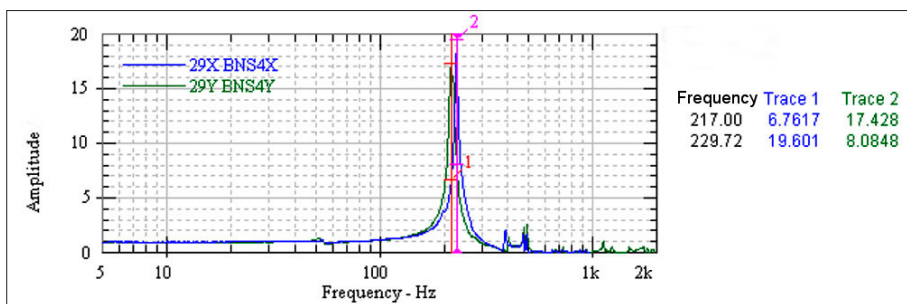


Abb. 8.2 Ergebnisse Sinus-Sweep

zontalachse.

Zusätzlich führten wir am VTA einen Rauschtest durch, um die Frequenzstabilität zu überprüfen (mit Hinblick auf den Sinustest erwarteten wir gewisse Abweichungen). Die ermittelten Werte von 221 Hz und 230 Hz bewiesen eine ausreichende Stabilität.

9. Zusammenfassung

Die Ergebnisse dieser Versuchsreihe deuten auf die Eignung des untersuchten Adapters für die noch durchzuführende Schwingprüfung des eigentlichen Prüflings hin. Bei fast allen Translationsmoden ermittelten wir recht hohe Frequenzen (über 200 Hz). Daher werden wir die geforderten Anregungsspektren zur Qualifikation des Prüflings nutzen können (d.h. mit Hilfe einer Notching-Regel-Strategie).

Verbleibende Maßnahmen:

- Durchführung einer Frequenzidentifizierung in allen Anregungsachsen der Schwingprüfung
- Durchführung der gleichen Versuchsreihe am VTA mit einer Dummy-Masse von 80 kg (wir erwarten hier eine Frequenzreduzierung im Bereich von 25 %)
- Bewertung des unter Last befindlichen VTA mit Hilfe von Sinus- und Rauschtests mit hohem Pegel

- Durchführung der Versuchsreihe mit VTA und Prüfling in einer Tieftemperaturumgebung (aufgrund der bei Tieftemperatur veränderten Werkstoffeigenschaften erwarten wir hier eine Erhöhung der Frequenzen)

Der Vergleich der experimentell ermittelten mit den berechneten Ergebnissen zeigt, dass die Art der Verbindung zwischen Adapter und Headexpander bzw. Gleittisch wesentlichen Einfluß auf die Eigenfrequenzen der Gesamtstruktur hat. Daher werden wir eine Spannvorrichtung einsetzen, um die Qualität der Verbindung des VTA mit dem Headexpander (bzw. Gleittisch) zu erhöhen und damit die Unterschiede zwischen den durch Sinusanregung und durch Modalanalyse ermittelten Ergebnissen zu verringern.

Literaturverzeichnis

- [1] A. Cucchiaro, C. Grodent, P. Jamotton, J-S. Servaye, C. Delrez, Cold Vibration Facility at CSL premises. 22nd Space Simulation Conference *Mission Success Through Environmental Test*
- [2] C. Delrez (AMOS), Structural analysis report. Internal technical note TN-CSL-CRYOV-01001
- [3] www.FEMtools.com
- [4] www.mpide.de