

6 Adaptive Vibrationsminderung an mechanischen Kryokühlern

In diesem Kapitel erfolgt die Realisierung und der Nachweis der technologischen Reife der adaptiven Strukturtechnologie für die Raumfahrt. Dies stellt den konsequenten Folgeschritt nach vorgestellter Technologiebewertung und Schaffung allgemeiner Grundlagen dar und belegt das Potential der adaptiven Strukturtechnologie für dieses technische Umfeld.

In Kapitel 5 wurden mechanisch störbehaftete Kryokühlersysteme als primäre dynamische Störquellen an Bord moderner Satellitensysteme identifiziert. Deren Störpotential kann durch konventionelle Lösungsmaßnahmen zur Vibrationsminderung nicht hinreichend begrenzt werden. Für diese strukturdynamische Problemstellung werden im Rahmen einer anspruchsvollen Kleinsatellitenmission mit leistungsstarken, stark störbehafteten Kühlsystemen drei Systemvarianten zur adaptiven Vibrationskompensation erarbeitet. Diese ermöglichen eine Unterschreitung internationaler Anforderungen an residuale mechanische Störvibrationen und genügen den in Kapitel 5.3 spezifizierten allgemeinen Systemrandbedingungen. Im Gegensatz zu den in [5.] diskutierten Experimentalstudien mit adaptronischer Relevanz übernimmt die hier realisierte adaptive Struktur eine systemkritische Funktion und geht damit über den sonst üblichen Experimentalcharakter deutlich hinaus. Aufgrund der hohen Anforderungen der selektierten Mission darf die erfolgreiche Systemumsetzung als verallgemeinerter Tauglichkeitsnachweis dieser Strukturlösungen für eine Vielzahl entsprechender Anwendungen interpretiert werden.

Die funktionale Zielsetzung der Systementwicklung besteht in der adaptiven Minderung der mechanischen Vibrationen an der Expansionseinheit des Kühlersystem auf unter 0.2 N im Bereich der Betriebsfrequenz bei 50 Hz. Das Struktursystem belegt in einem sehr erfolgreichen adaptiven Funktionsnachweis eine Reduktion der kritischen Störvibrationen um 53 dB und unterschreitet internationale Zielanforderungen um eine Größenordnung. Das Ausgangssystem wird nach ESA-Kriterien missionsunabhängig für allgemeine Raumfahrtanwendungen qualifiziert, hierbei wurden übliche Prüfparameter im Sinne einer möglichst allgemeinen Technologieverifikation deutlich verschärft und das System um mehr als 300% übertestet. Damit kann dieses adaptive Struktursystem für verallgemeinerte Anwendungen inner- und außerhalb der Raumfahrt eingesetzt werden, ohne erneute Systemqualifikationen zu erfordern.

Auf dieser Basis werden zwei Systemvariationen zur Optimierung konstruktiver und betriebsrelevanter Parameter durchgeführt, fertigungstechnisch umgesetzt und experimentell validiert. Diese untermauern das Potential der adaptiven Systematik besonders vergleichend zu konventionellen Lösungsansätzen zur Störbegrenzung.

6.1 Systemvariante 0

Im engen zeitlichen Rahmen einer ESA-Technologiestudie wurde in Anlehnung an die BIRDS Mission mittels adaptiver Strukturtechnologie eine Vibrationsminderung realisiert, die den zuvor diskutierten konventionellen und nichtkonventionellen Strukturlösungen im Hinblick auf ihre funktionale Effektivität und raumfahrtspezifische Kompatibilitätsforderungen weit überlegen ist. Die weiteren, in Kapitel 6.2 und 6.3 vorgestellten, adaptiven Systeme zur Vibrationsminderung stellen darauf aufbauende Optimierungen dieses Ausgangssystems dar.

6.1.1 Übersicht: Hochabgestimmte adaptive Schwingungskompensation

Für die Kleinsatellitenmission BIRDS wurde ein leistungsstarker Miniatur-Kryokühler der Firma Signaal USFA mit 1.5 W Kühlenergie (vgl. 0.2 W bei STRV-1b) selektiert, dessen axiale Restvibrationen die gekühlte Infrarot-Optik kritisch stören. Diese Störvibrationen müssen unter allgemein hohen Systemrandbedingungen reduziert werden.

Dazu wurde ein modulares, adaptives Ergänzungssystem entwickelt, mit dem eine Reduktion der kritischen Störungen bei der Betriebsfrequenz des Kühlsystems um 53 dB nachgewiesen wurde. Das adaptive Struktursystem wird durch einen piezokeramischen Stapelaktuator angetrieben, der im Rahmen dieser Arbeiten nach ESA-Vorgaben für die allgemeine Raumfahrt ausgelegt und qualifiziert wurde. Im adaptiven Systembetrieb beschleunigt der Aktuator seine elastische Eigenmasse sowie eine Zusatzmasse zur Generation von Trägheitskräften. Diese werden gegenphasig in die Störquelle induziert und bewirken durch destruktive Interferenz eine Minderung der störenden Vibrationen an der Sensorik. Die konstruktive Systemauslegung berücksichtigt die Wart- und Austauschbarkeit der multifunktionalen Komponenten und ermöglicht z.B. die Einbringung optimierter piezokeramischer Materialien. Bauformabhängig wird von der piezokeramischen Aktuatorik eine minimale elektromagnetische Störcharakteristik produziert, die den in konventionellen Systemen eingesetzten elektrodynamischen Systemen grundlegend überlegen sind.

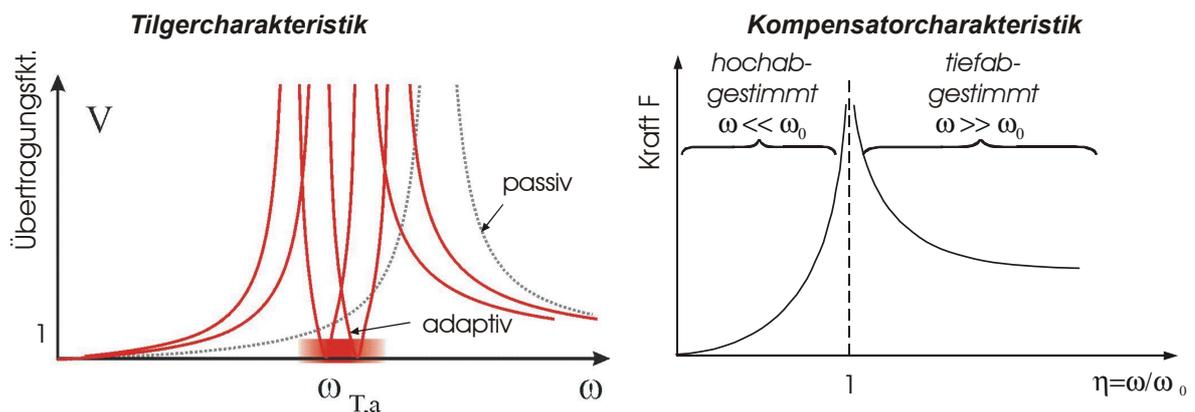


Bild 6.1: Dyn. Betriebscharakteristik des adaptiven Vibrationskompensators, nach [205.]

Bei der Systemauslegung wurde mit den in Kapitel 0 diskutierten Anforderungen der Einsatz von Startverriegelungssystemen vermieden und die Konstruktion entsprechend robust mit Eigenfrequenzen ω_0 deutlich oberhalb der Erregerspektren während des Raketentransports ausgeführt. Dem entsprechend wird der adaptive Systembetrieb als hochabgestimmte Schwingungskompensation mit $\omega \ll \omega_0$ realisiert, die nach Bild 6.1 im Gegensatz zu Tilgersystemen nicht die Resonanzüberhöhung der Systeme ausnutzt, jedoch multifrequent oder breitbandig eingesetzt werden kann [205.]. Dies bietet nach den Problembeschreibungen der mechanischen Kryokühler nach Kapitel 5.4 ein weitreichendes Einsatzpotential auch für neue Kühlerentwicklungen und erweiterte Störanforderungen wie zur zusätzlichen Vibrationsminderung der höherharmonischen Störanteile. Die Strukturanregung während des Raketentransports erfolgt mit maximalen Energieeinträgen bis 500 Hz, oberhalb dieser Frequenz fallen diese deutlich ab. Für die vibrationsberuhigte Gesamtstruktur, also das Kamerasystem mit Kryokühler und adaptiver Struktur, wurde eine erste Eigenfrequenz von $f_0 \approx 1000$ Hz anvisiert.

Das System wurde mit der Zielsetzung einer langen Lebensdauer unter Vermeidung des Einsatzes reibungsbehafteter Komponenten als preisgünstiges Störminderungssystem weitestgehend auf der

Grundlage von ggf. modifizierten Standardkomponenten entwickelt. Damit stellt es eine besonders kostengünstige Alternative zur Neuentwicklung von Kühlersystemen auch für Großsatellitenanwendungen dar. Die Kompensation der Vibrationen wird unter Verwendung eines adaptiven digitalen Filters auf Echtzeitbasis erreicht. Die Vibrationsminderung erfolgt sehr schnell, so daß zusätzlich zu den kühlerspezifischen auch systemextern induzierte, axiale Störanteile (Solarzellenausrichtung, Relais, etc.) an der Sensorik gemindert werden können. Durch eine geeignete konstruktive sowie materialspezifische Wahl der Lagerung der piezokeramischen Aktuatorik wird eine thermische Beeinflussung der Umgebung minimiert. Das adaptive Kompensationssystem beeinflusst die thermodynamische Kühlercharakteristik nicht und bedeutet keine Beeinträchtigung der thermisch empfindlichen Sensorik, vgl. STRV-1b in Kapitel 5.4.4. Durch Wahl einer kapazitiven Leistungselektronik mit Energierückgewinnung nach Kapitel 4.9.7 bleibt der Gesamtleistungsbedarf des Systems sehr gering, die verfügbaren Leistungsreserven der Kleinsatellitenmission werden nicht kritisch belastet.

Mit dem Ziel der Minimierung der axialen Auslenkungen bzw. Beschleunigungen am Sensorkopf wurde eine adaptive Schwingungsreduktion um einen Faktor > 450 experimentell nachgewiesen. Aus dem vorliegenden Prüfaufbau kann im adaptiven Systembetrieb eine wirksame residuale Störkraft von 0.02 N an der Expansionseinheit abgeschätzt werden, die durch konventionelle Lösungskonzepte nicht erreicht werden. Damit werden internationale Anforderungen an residuale Störkräfte mechanischer Kühlsysteme für die nächste Satellitengeneration um eine Größenordnung unterschritten und das Potential der Adaptronik eindrucksvoll belegt.

Nach dem Nachweis der adaptiven Systemfunktion wurde das System erfolgreich einer Qualifikation nach ESA-Vorgaben sowohl für die Startbelastungen als auch die periodischen, thermischen Lasten im Vakuum während des Systembetriebs unterzogen. Alle Prüfparameter wurden hierfür über die spezifizierten Maximalwerte hinausgehend verschärft und die Struktur im Sinne einer verallgemeinerten Systemqualifikation und Bewertung der adaptiven Strukturtechnologie für die Raumfahrt übertestet. Im Anschluß an die Qualifikation des Systems für Umweltlasten wurde ein hochbelasteter Dauerbetrieb mit mehr als $3 \cdot 10^8$ Lastzyklen sowie ein vielfacher Ausfall der Leistungsversorgung simuliert. Zu keiner Zeit konnte eine strukturelle oder funktionale Degradation detektiert werden.

Durch Ausnutzung systeminterner Leistungsreserven kann die Effektivität des adaptiven Schwingungskompensators weiter gesteigert werden. Dies umfaßt eine Ansteuerung der piezokeramischen Systeme mit erhöhten, sicheren Betriebsfeldstärken von 2 kV/mm (für den adaptiven Funktionsnachweis wurde eine unipolare Feldstärke von 1.6 kV/mm nicht überschritten) sowie einen bipolaren, piezokeramischen Betrieb. Entsprechend bestehen deutliche Reserven zur Minimierung der Masse und des Bauvolumens des Systems, s. Kapitel 6.1.8.5, womit deutlich wird, daß die gewählte Systemauslegung als konservativ zu bewerten ist. Diese Aussage gilt für alle drei Systemvarianten. Ein Technologietransfer für Kühlsysteme weiterer Hersteller sowie alternativer Störquellen innerhalb und außerhalb der Raumfahrt ist aufgrund der modularen Systemcharakteristik als robustes Ergänzungssystem leicht möglich.

6.1.2 Funktionsprinzip und Systementwurf

Bild 6.2 verdeutlicht in einer schematisierten Ansicht das zugrundegelegte Funktionsprinzip der adaptiven Vibrationskompensation. Bewußt wird die Systematik dieser Systemvariante einfach gewählt, um ein solides Verständnis der komplexen Zusammenhänge auch im orbitalen Systembetrieb garantieren, Systemschwächen begrenzen, eine hohe technische Zuverlässigkeit umsetzen, poten-

tielle Versagensursachen bei der abschließenden Systemqualifikation dieser neuen Raumfahrttechnologie eingrenzen und die Einbringung in einer realen Satellitenstruktur beschleunigen zu können.

Ein robuster piezokeramischer Aktuator in Stapelbauweise mit der axialen Steifigkeit c_A und einer Masse m_A wird an seinem bauformspezifisch massearmen Kopfstück an die störende Expansionseinheit des Kühlers angeschlossen. Über ein zwischengekoppeltes, flexibles Biegefederelement der axialen Federsteifigkeit c_k werden kritische Biegebelastungen von den spröden Keramiken ferngehalten. Zugbelastungen der Keramiken werden durch Einprägung einer hohen mechanischen Verspannung des Keramikstapels durch Tellerfederpakete vermieden. Die steifigkeitsbedingte Dehnungsbehinderung wird durch geeignete piezokeramische Materialwahl kompensiert. Scherbelastungen werden durch eine elastische Federlagerung des Aktuators mit in seiner Wirkrichtung hoher Elastizität c_s und lateral hoher Steifigkeit sowie durch die minimale Spaltbreite am zylindrischen Kopfstück des Aktuators von den spröden Keramiken ferngehalten. Durch die Federlagerung wird die Wirkrichtung des Aktuators kollinear und uniaxial zur Störrichtung ausgerichtet.

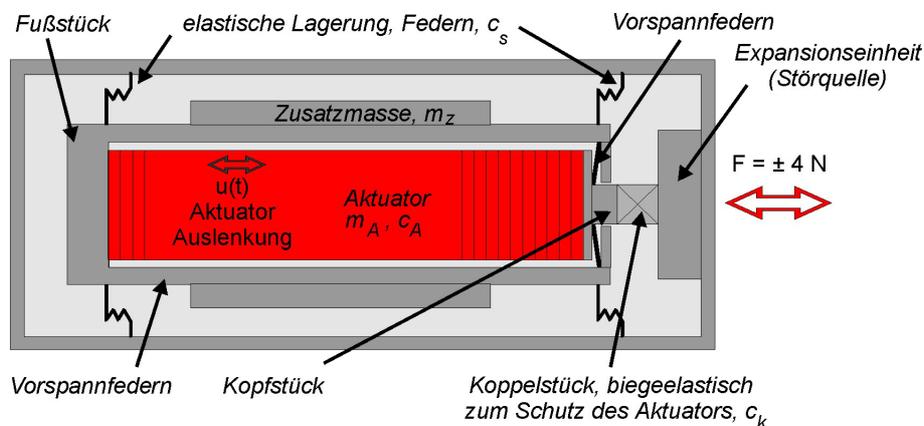


Bild 6.2: Schematische Ansicht des Wirkprinzips des adaptiven Vibrationskompensators

Bei elektrischer Ansteuerung der piezoelektrischen Keramiken dehnen sich die Einzelschichten aus, es resultiert eine aktuatorische Gesamtlängung des Stapels mit $\Delta l = \sum \Delta l_i$. Hierbei stützt sich der Aktuator gegen das axial steife Koppelstück mit angeschlossener Expansionseinheit und Kamera ab, das Fußstück des Aktuators wird gegen die geringe axiale Federsteifigkeit c_s der Federlagerung um $u(t)$ nach links verschoben. Bei dynamischem Betrieb beschleunigt der Aktuator näherungsweise die Hälfte seiner elastischen Eigenmasse $m_A/2$ sowie die angekoppelte, starre Zusatzmasse m_z . Dabei muß für eine erfolgreiche Vibrationsminderung die piezoelektrisch generierte Trägheitskraft mindestens dem Betrag der Störkraft der Expansionseinheit entsprechen.

6.1.3 Abschätzung konstruktiver Parameter

Zur Abschätzung konstruktiver Parameter wird Bild 6.2 mechanisch vereinfacht betrachtet und als starr verkoppelter Zwei-Massenschwinger nach Bild 6.3 modelliert. Die Massen m_i werden über ein aktuatorisches, zunächst masselos angenommenes Stellglied A mit der aktuatorischen Auslenkung $u(t)$ verkoppelt. Die Kameramasse mit integrierter, störender Expansionseinheit sowie ‚ruhenden‘ Verbindungs- und Führungsteilen wird als Masse m_K zusammengefaßt, m_z repräsentiert die beschleunigte, additive Masse sowie alle weiteren bewegten Bauteile. Federsteifigkeiten und Dämpfungseigenschaften werden für diese Abschätzung vernachlässigt, der Aktuator als ideal steif angenommen.

Die kollinearen Bewegungen der Komponenten werden durch die Koordinaten x_z für die Zusatzmasse und x_K für die Kameramasse beschrieben. Die Störkraft $F(t)$ greift an der Kamera an und

wird sinusförmig der Kraftamplitude \hat{F} angenähert. Die Zielfunktion der Vibrationskompensation besteht in der ideal vollständigen Auslöschung der Auslenkungen und Beschleunigungen an der Kamera: $\ddot{x}_K = \dot{x}_K = x_K = 0$. Die Umgebungsanbindung darf für diesen vibrationsberuhigten Schwingungszustand vernachlässigt werden und bleibt dann unabhängig von der Anbindungssteifigkeit und -dämpfung. Veränderliche Parameter dieses Systems sind bei einer festen Störfrequenz von $f = 50$ Hz der Aktuatorhub und die aktiv erregte, schwingende Masse, die sich anteilig aus der elastischen Aktuator- sowie der Zusatzmasse bildet.

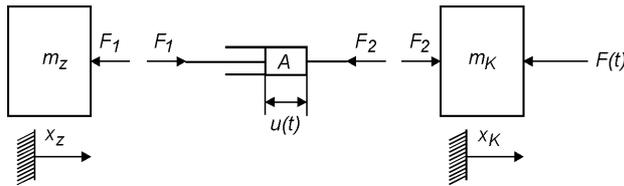


Bild 6.3: Variante 0: Zwei-Massenschwinger zur Abschätzung konstruktiver Parameter

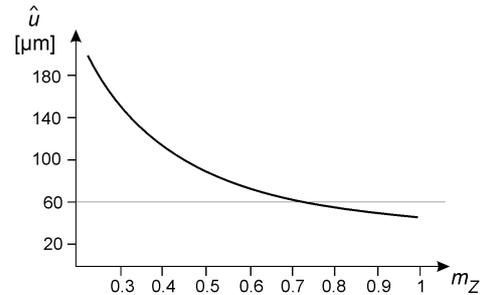


Bild 6.4: Variante 0: Abhängigkeit von Aktuatorhub und beschleunigter Masse

Diese Betrachtung liefert

$$\ddot{u}(t) = -4\pi^2 f^2 \hat{u} \cos(2\pi f t) \quad (6.1)$$

und für den minimalen aktuatorischen Hub zur Kompensation der Störschwingungen in Analogie zu Glg. (4.30) mit $\hat{u} = \Delta l_0 / 2$

$$\hat{u} = \frac{\hat{F}}{4\pi^2 f^2 m_z} \quad (6.2)$$

Grafisch in Bild 6.4 dargestellt, zeigt dieser Zusammenhang, daß unter den getroffenen Annahmen ein piezokeramischer Stapelaktuator mit einem Gesamtstellweg von $\Delta l_0 = 120 \mu\text{m}$ und $\hat{u} = 60 \mu\text{m}$ bei einer beschleunigten trägen Masse von 0.74 kg für eine Schwingungskompensation hinreichend ist. Da sich der Aktuator bei seiner elektrischen Ansteuerung selbst beschleunigt, wird der Aktuator mit dem leichten Kopfstück gemäß Bild 6.2 zur Kamera hin orientiert. Damit erhöht sich die träge Masse auf $M_{\text{eff.}} = (m_A/2 + m_{\text{Aktuatorgehäuse}} + m_{\text{Fußstück}} + m_z)$, die Zusatzmasse wird kleiner.

An dieser Stelle muß die aktuatorische Dehnungsbehinderung durch die Federlagerung der Steifigkeit c_s bedacht werden, die - wie die Vorspannfedersteifigkeit - nach Bild 6.2 und nach Glg. (4.24) den freien Aktuatorhub reduziert. Für die Auslegung zweier parallel geschalteter Federn wird ein Steifigkeitsverhältnis des Keramikstapels zur Lagerung in axialer Wirkrichtung des Aktuators von $c_A/c_s > 300$ anvisiert. Damit kann eine aktuatorische Hubminderung von unter 0.33% erwartet werden, deren Einfluß darf dann vernachlässigt werden.

Für die mechanische Vorspannung des piezokeramischen Materials werden Tellerfedern zwischen Aktuatorgehäuse und Keramiken nach Bild 6.6 seriell gestapelt. Die Serienschaltung ermöglicht gegenüber einer Parallelschaltung bei leicht erhöhter Baulänge des Aktuators eine Verringerung der dehnungsbehindernden Federsteifigkeit nach Glg. (4.24). Mit einer vom Satellitenentwickler spezifizierten quasistatischen Vergleichslast von 50 g für die Systemauslegung läßt sich mit einer am Keramikstapel wirksamen, maximalen trägen Masse von kleiner 0.8 kg nach Bild 6.4 eine maximale Trägheitskraft von $F \approx 400 \text{ N}$ abschätzen. Mit einem additiven Sicherheitsfaktor wird eine mechanische Vorspannung des Keramikstapels mit $F = 1000 \text{ N}$ selektiert. Die mechanische Ver-

spannung der Keramiken resultiert dann bei einer zylindrischen Keramikgeometrie von $\varnothing = 10$ mm, s. Tabelle 6.1, in einer Materialspannung $\sigma \approx 13$ N/mm². Damit wird die Dehnungsbehinderung durch die Vorspannfedern durch die Wahl des piezokeramischen Materials nach Kapitel 4.9.5 mit den Betrachtungen nach Kapitel 4.7.3 und Bild 4.7 näherungsweise kompensiert. Dieser Effekt wurde experimentell verifiziert. Weiter treten nach Kapitel 4.7.3 mechanisch induzierte Depolarisationen erst ab $\sigma \approx 40$ N/mm². Damit läßt sich für die gewählte Keramikgeometrie eine zulässige Kraft von $F_{zul.} \approx 3140$ N. Für ein Lastvielfaches von 50 g werden damit zu keiner Phase des Raketenstarts mechanische Depolarisationseffekte erwartet.

6.1.4 Qualifizierte piezokeramische Vielschichtaktuatorik mit schützender Vergußmasse

In [99.] werden die experimentellen Untersuchungen detailliert beschrieben, die dem Aufbau des Vielschichtaktuators für diese Anwendung zugrunde gelegt wurden. Auf der Basis dieser Qualifikationstests können anwendungsunabhängig adaptronische piezokeramische Raumfahrtkomponenten realisiert werden. Die Qualifikation erfolgt auf Materialebene in Anlehnung an [133.].

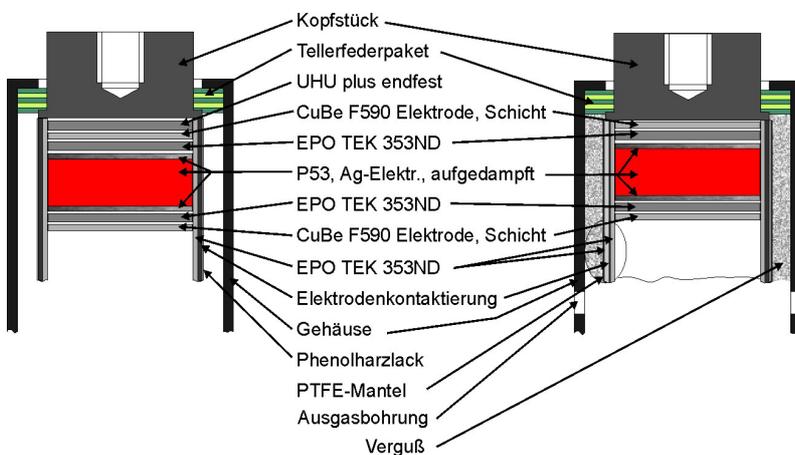


Bild 6.5: Schematische Darstellung der Materialkomponenten eines Stapelaktuators (l.: konventionell, r.: raumfahrt-spezifische Modifikationen)

Bild 6.5 faßt die durchgeführten Modifikationen einer konventionellen piezokeramischen Standardaktuatorik in Vielschichtbauweise zusammen. Gemäß Kapitel 4.9.5 wird die keramische Verbindung Sonox[®] P53 eingesetzt. Ausgasende Materialkomponenten wie Phenolharzlacke werden durch EpoTek 353ND ersetzt. Die klebende Verbindung des Kopfstücks wird im Hinblick auf die durch Tellerfederpakete eingeprägte hohe mechanische Vorspannung eliminiert. Die elektrische Kontaktierung erfolgt

über raumfahrtqualifiziertes Lot Sn90. Der Keramikstapel wird elektrisch durch einen dünnen Überzug aus EpoTek 353ND und eine PTFE-Ummantelung isoliert. Diese Isolation wird für orbitale Vakuumbedingungen gewählt, da partikelstrahlungsbedingte Ionisationen ungeschützter elektrischer Bauteile in Raumfahrtanwendungen die Ausbildung störender Kriechströme begünstigen. In das metallische Aktuatorgehäuse werden zusätzlich Ausgasbohrungen von $\varnothing = 4$ mm eingearbeitet, entsprechende Ausgaskanäle werden in die Aktuatorummantelung (Zusatzmasse), s.u., eingebracht. Aus konstruktiven Gründen wird der seitliche Kabelauslaß entfernt und die elektrischen Zuleitungen durch das Fußstück geführt. Da ein häufiges Versagenskriterium im dynamischen Betrieb die elektrische Kontaktierung z.B. durch Ribbildungen im Lot darstellt, wird hier eine elastische Elektrodenausführung realisiert.

In einem einfachen experimentellen Aufbau wurde ein Aktuator gemäß Bild 6.5, links, mit der anwendungsspezifisch geforderten Auslegung nach Tabelle 6.1 mit einem maximalen Spannungshub von $U_D = 1000$ V und $f = 50$ Hz dynamisch angesteuert. Dabei wurde nach einer für die Anwendung relevanten Betriebszeit von 10 Minuten an der keramischen Oberfläche eine Temperatur von 66°C gemessen. Nach 45 Minuten näherte sich diese Temperatur einem Wert von 115°C. Diese Temperaturen übersteigen für NV-Keramiken bereits den maximal zulässigen Wert von 70% der

Curie-Temperatur, der für typisches NV-Material N-10 mit $T_C = 145^\circ\text{C}$ benannt wird. Für SONOX P53 liegt T_C bei 215°C . Da bei piezokeramischen Vielschichtaktuatoren in der Regel nicht die Curie-Temperatur der eingesetzten Keramiken sondern die Werkstoffeigenschaften der umgebenden Materialien wie Klebstoffe und Isolationsmaterialien den thermischen Einsatzbereich der Aktuatorik begrenzen, wurde aus Zuverlässigkeitsgründen entschieden, eine zusätzliche Wärmeableitung in die Aktuatorik einzuarbeiten und den piezokeramischen Stapel im Gehäuse durch eine axial elastische Silikonkautschukmasse nach Bild 6.6 zu vergießen. Hierzu wurde eine nach [133.] raumfahrtqualifizierte Vergußmasse vom Typ Wacker RTV-S 691 selektiert. Diese wirkt sich günstig versteifend bei lateralen Startbelastungen aus und reduziert die Gefahr des Ausknickens des Keramikstapels. Zusätzlich bindet der Verguß keramische Bruchpartikel, die bei strukturellem Versagen des Aktuators die Umgebung verunreinigen könnten. Da siliziumbasierte Verbindungen eine hohe elektrische Widerstandsfähigkeit gegen Partikelstrahlung aufweisen, wirkt sich die gewählte Vergußmasse entsprechend isolierend aus. Eine aktuatorische Dehnungsbeeinflussung durch die Vergußsteifigkeit wurde untersucht und kann vernachlässigt werden. Deren Einsatz wird im Sinne einer erhöhten Betriebssicherheit für Raumfahrtanwendungen generell empfohlen.

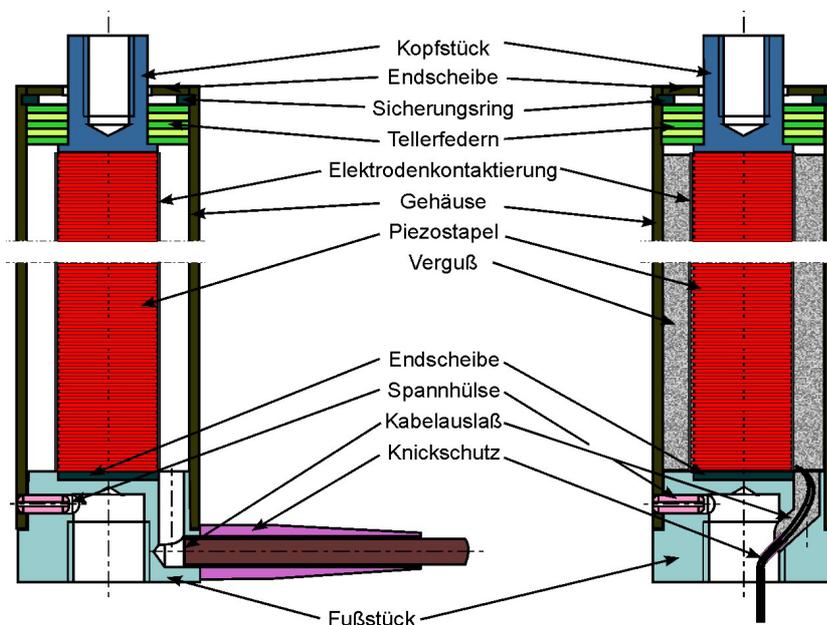


Bild 6.6: Schematischer Aufbau eines Stapelaktuators: l.: konventionell, r.: raumfahrtspezifische Modifikationen

Während des Raketenstarts werden hohe mechanische Lasten auf die Piezokeramiken aufgebracht, die aufgrund des piezoelektrischen Effekts zu einer Ladungsakkumulation führen. Um während des Starts nach Kapitel 4.7.4 elektrische Überschläge und Systemschädigungen zu vermeiden, werden die Aktuatoren vor der orbitalen Systeminbetriebnahme zum kontinuierlichen Ladungsausgleich kurzgeschlossen. Entsprechend muß die Startlastqualifikation im elektrisch kurzgeschlossenen Zustand erfolgen. Gleiches gilt für den thermalen Vakuumtest während des Druckauf- und -abbaus.

In Tabelle 6.1 werden wichtige elektrische und mechanische Kenndaten des piezokeramischen Vielschichtaktuators nach Bild 6.6 zusammengefaßt.

Baulänge	freier Hub l_0	Masse	Steifigkeit	Kapazität	Resonanz	Keramik-Ø	Keramikdicke
109.5 mm	120 μm	130 g	25 N/ μm	600 nF	8 kHz	10 mm	600 μm

Tabelle 6.1: Kenndaten des piezokeramischen Vielschichtaktuators für Variante 0

6.1.5 Mechanische Aktuatoranbindung an die Störquelle

Die mechanische Anbindung des Aktuators an die Störquelle erfolgt nach Bild 6.2 am Kopfende über ein kardanisch wirkendes, biegeelastisches und axial steifes Federgelenk. Über dieses werden Biegemomente abgebaut und resultierende kritische Zugspannungen von den spröden Keramiken

ferngelassen. Querkräfte werden durch die Realisierung eines minimalen Spaltabstandes zwischen Aktuatorkopfstück und -gehäuse begrenzt, Überlasten durch deren mechanischen Kontakt über das Gehäuse abgeleitet. Zusätzlich werden Querbelastungen durch den Verguß abgebaut, ein Ausknicken des Keramikstapels wird unterbunden.

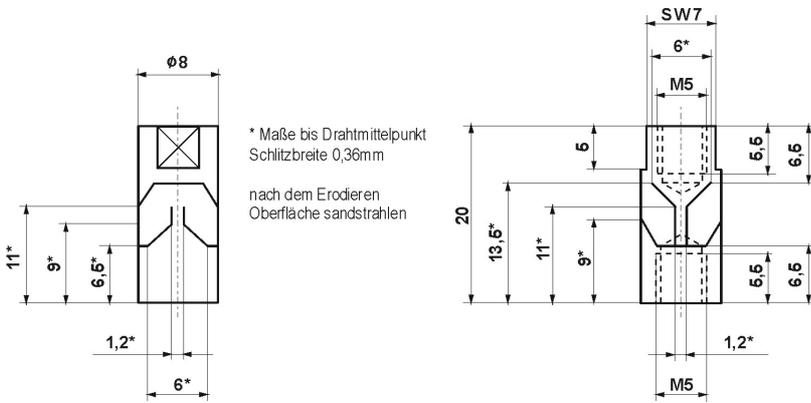


Bild 6.7: Geometrie des Biegefederelements der Var. 0 [160.]

Bild 6.7 zeigt das Biegefederelement in einer schematischen Ansicht. Der effektive axiale Wirkquerschnitt beträgt $A_{\text{wirk}} = 6.38 \text{ mm}^2$. In Tabelle 6.2 werden die mechanischen Kenndaten zusammengefaßt. Die mechanische Umgebungsanbindung des Gelenkes erfolgt über hochfeste Verbindungselemente nach der Festigkeitsauslegung in Kapitel 6.1.12.

Federgelenk	Auslenkung	axiale Steifigkeit	Biegesteifigkeit	axialer Wirkquerschnitt
P-176.50	$\pm 0.5^\circ$	100 N/ μm	22 Nm/rad	6.38 mm ²

Tabelle 6.2: Kenndaten des Biegefederelements für Variante 0

6.1.6 Auswahl geeigneter Sensoren und Elektronik

Für die adaptive Regelung nach Kapitel 6.1.15 werden zwei unabhängige Sensoren für die Detektion des Fehlersignals an der gestörten Sensorik sowie eines Referenzsignals zur Strukturidentifikation und Adaption der Regelparameter benötigt. Mit der Zielfunktion der Minderung von Vibrationen an der Infrarotkamera wird zur Erfassung des Fehlersignals ein Beschleunigungsaufnehmer selektiert, der starr an die optische Sensorik angebunden wird. Für das Referenzsignal wird ein Kraftsensor gewählt, der zwischen Expansionseinheit und den Aktuatorkopf montiert wird.

Beide Sensoren sollen als robuste, in einem weiten thermischen Bereich stabile Systeme mit Eigen-

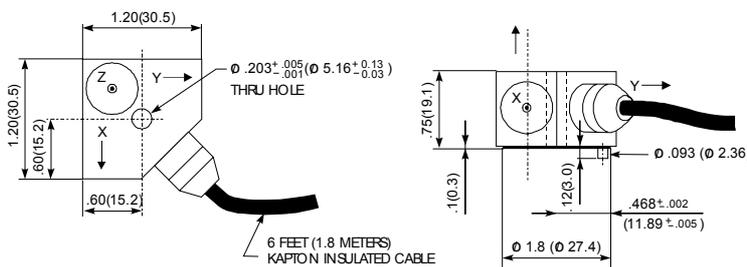


Bild 6.8: Flugerprobter Beschleunigungsaufnehmer PCB 306M118, Fehlersensor

frequenzen weit oberhalb der Startlasterregung liegen. Damit können die Sensoren auch während der Systemqualifikation zur Schadensüberwachung der adaptiven Struktur genutzt werden. Relevante thermomechanische Anforderungen werden in Kapitel 6.1.16.3 spezifiziert. Es werden piezokeramische Sensoren gewählt, die über eine störunanfällige Meßsignalverstärkung direkt am Sensormodul verfügen. Dies ermöglicht höhere Kabellängen und damit eine flexible Positionierung der Signalverarbeitungselektronik. Es werden ICP[®]-Sensoren der Firma PCB aus-

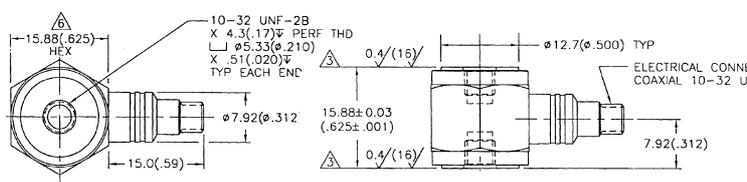


Bild 6.9: Kraftaufnehmer PCB M208B01, Referenzsensor gewählt.

Unter Berücksichtigung der Start-, Betriebs- und Qualifikationslasten wird als Beschleunigungssensor ein auf Titan-IV-Trägersystemen bereits flugerprobter triaxialer Aufnehmer des Typs 306M118 nach Bild 6.8 selektiert. Als Kraftsensor wird der terrestrisch gut bewährte Typ M208B01 nach Bild 6.9 mit für die Anwendung hinreichender Meßauflösung selektiert. Die Sensoren werden für die Temperaturstützpunkte -10°C , 0°C und 21°C kalibriert. Die Sensorelektronik wurde in den verschweißten Titangehäusen vergossen und damit bezüglich degradierender kosmischer Strahlung geschützt. Das Ausgasverhalten bleibt ebenfalls unkritisch. Die Kabel sind kaptonummantelt und werden vor Erosion durch atomaren Sauerstoff geschützt innerhalb der thermalen Isolation des Nutzlastbereichs liegen. Relevante Kenndaten sind dem Anhang E beigelegt.

Für den Funktionsnachweis der adaptiven Vibrationsminderung werden aus Kostengründen nicht raumfahrtqualifizierte ICP[®]-Verstärkerelektroniken des Typs 482A16 verwendet. Für die Umsetzung in die Raumfahrtapplikation wurde eine kleine ein- bzw. zweikanalige flugerprobte Elektronikereinheit mit einem Gewicht von 120 g bzw. 161 g und einem elektrischen Leistungsbedarf von unter 1 W mit sensorelektronisch identischer Charakteristik selektiert.

6.1.7 Mechanische Anbindung der Sensoren

Die Anbindung der Kraftsensorik an die Umgebung – hier an Expansionseinheit und Biegefederelement nach Bild 6.10 – wird über Gewindebolzen aus Berylliumbronze CuBe₂, Mat.Nr. 2.1247.56, realisiert. Der Beschleunigungssensor wird über eine hochfeste Schraubenverbindung an der Infrarotkamera angeflanscht.

In der Raumfahrt werden für allgemeine Anwendungen nach ESA-Vorgaben aus Festigkeitsgründen nur gerollte Außengewinde zugelassen. Die Verbindung der Sensorik an die Umgebung erfolgt über US-amerikanische UNF- bzw. metrische Normgewinde, so daß ein spezieller Adapter angefertigt und die Gewinderealisierung prinzipiell geprüft werden mußte. Für das Einzelbauteil konnte nach intensiven Recherchen eine Schweizer Spezialfirma nach Bereitstellung eigenen Bronze-Rohmaterials für die Fertigung gewonnen werden. Die nachfolgende Warmaushärtung der Gewindebolzen mußte eigenständig durchgeführt werden. Es wurden Materialkennwerte von $R_{p0,2} = 1130 \dots 1420 \text{ N/mm}^2$ für die technische Streckgrenze und $R_m = 1310 \dots 1520 \text{ N/mm}^2$ für die Zugfestigkeit eingestellt. Weitere Daten werden in Tabelle 6.3 zusammengefaßt.

		3.4364 AlZnMgCu 1.5	3.7164 TiAl6V4	1.4301 X5CrNi18 9	1.4310 X12CrNi17 7	1.4305 X10CrNiS18 9	2.1247.76 CuBe2
E-Modul	N/mm ²	70000	113000	206000	185000	210000	130000
Streckgrenze	N/mm ²	410	1070	450	250	210	1130
Zugfestigkeit	N/mm ²	480	1140	700	600	500	1310
Dichte	g/m ³	270	4500	8050	7800	7850	8260
Querkontraktion	-	0.33	0.36	0.3	0.3	0.3	0.33

Tabelle 6.3: Kenndaten der in der Konstruktion verwendeten Materialien

6.1.8 Energiebedarf, Leistungsreserven

Basierend auf den Herleitungen nach Kapitel 4.9 wird der Leistungsbedarf der piezokeramischen Aktuatorik bei Annahme einer maximalen Schwingungskompensation nach Kapitel 6.1.3 abgeschätzt. Der Einfluß der aktuatorischen Leistungsverstärkung nach Kapitel 4.9.6 sowie weiterer Verbraucher des adaptiven Struktursystems werden mit einbezogen und die resultierende Gesamtbelastung der Energieressourcen des Satelliten abgeschätzt. Diese Betrachtungen stellen eine

Grundlage für eine kritische Bewertung der technischen Realisierbarkeit der adaptiven Vibrationskompensation dar.

6.1.8.1 Piezokeramischer Energiebedarf

Der piezokeramische Aktuator stellt den primären Energieverbraucher des adaptiven Struktursystems dar. Nach Glg. (4.73) wird der maximale, durchschnittliche aktuatorische Leistungsbedarf pro Schwingungshalbperiode berechnet. Dieser ist bestimmend für die Dimensionierung der aktuatorischen Leistungsverstärker. Unter Annahme einer maximalen Ansteuerung des piezokeramischen Aktuators mit $U_{D,max.} = 1000 \text{ Vpp}$ und $E_{D,max.} = 1.67 \text{ kV/mm}$ bei Systembetrieb mit $f = 50 \text{ Hz}$ folgt bei unipolarem Aktuatorbetrieb um einen elektrischen Spannungsoffset von $U_0 = U_D/2 = 500 \text{ V}$ mit der Aktuatorkapazität $C = 600 \text{ nF}$ (Tabelle 6.1) und einem Verlustfaktor von $\tan \delta_{p53} = 16 \cdot 10^{-3}$

$$\bar{P}_{\delta>0^\circ, \text{Halbperiode}} = \left(\underbrace{2 \cdot 50 \cdot 600 \cdot 10^{-9} \cdot 1000 \cdot 500}_{\bar{P}_{\delta=0^\circ, \text{Halbperiode}}} + \underbrace{\frac{\pi}{4} \cdot 50 \cdot 600 \cdot 10^{-9} \cdot 1000^2 \cdot 16 \cdot 10^{-3}}_{\bar{P}_{\text{Verlust}, \text{Halbperiode}}} \right) \text{ W} = 30.38 \text{ W} \quad (6.3)$$

Der Leistungsbedarf für eine volle Schwingungsperiode stellt ein Maß für die Belastung der elektrischen Energieressourcen dar und läßt sich analog hierzu nach Glg. (4.76) berechnen:

$$\bar{P}_{\delta>0^\circ, \text{Vollperiode}} = 15.75 \text{ W} \quad (6.4)$$

Für den maximalen durchschnittlichen Strombedarf ergibt sich nach Glg.(4.69) pro Kanal

$$\bar{i}_{\delta>0^\circ, \text{Halbperiode}} = 2 \cdot 50 \cdot 600 \cdot 10^{-9} \cdot 1000 \text{ A} = 60 \text{ mA} \quad (6.5)$$

Diese Werte gelten für idealisierte, konstante Materialparameter und dienen einer Abschätzung.

6.1.8.2 Aktuatorische Leistungsverstärkung

In Kapitel 4.9.7 wurde für den Betrieb piezokeramischer Aktuatoren für dynamische Raumfahrtanwendungen die Auswahl digitaler Leistungsverstärker mit Energierückgewinnung begründet. Diese Verstärker belasten im eingeschwungenen Betriebszustand die primäre Energieversorgung mit 40% des aktuatorischen Leistungsbedarf. Mit Glg. (6.3) muß der Verstärker eine maximale durchschnittliche Leistung für den Aktuatorbetrieb von $\bar{P}_{\text{Verstärker}, \text{Ausgang}} = 30.38 \text{ W}$ bereitstellen. Die Energieressourcen des Satelliten werden mit Glg. (6.4) bezogen auf den vollperiodischen Betrieb mit nur

$$\bar{P}_{\text{Satellit}} = \bar{P}_{\text{Verstärker}, \text{Eingang}} = 0.4 \cdot \bar{P}_{\delta>0^\circ, \text{Vollperiode}} = 6.30 \text{ W} \quad (6.6)$$

belastet. Dies entspricht einem Gesamtenergiebedarf des Aktuator-Verstärkersystems für eine einkanalige Vibrationskompensation für einen 10-min. Systembetrieb von 1.05 Wh.

6.1.8.3 Weitere elektrische Verbraucher des adaptiven Gesamtsystems

Neben den Aktuatoren und deren Leistungsverorgung wird elektrische Leistung für die sensorische Signalverarbeitung und zum Betrieb des adaptiven Reglers aus den Energieressourcen des Satelliten entnommen. Für die vorliegende Systematik wird das Reglersystem auf der Basis adaptiver Signalverarbeitungsschaltungen auf digitalen Signalprozessorkarten implementiert. Hierfür kann eine Leistungsaufnahme der Elektronik für am Markt verfügbare Systeme von max. 4.5 W abgeschätzt werden [206.]. Für die erfolgreiche Umsetzung des adaptiven Reglers in Analogtechnik, dies ist Gegenstand laufender Forschungsarbeiten des DLR, reduziert sich dieser Leistungsbedarf auf unter

1 W. Für einen flugerebten dreikanaligen ICP[®]-Verstärker der Firma PCB wird ein Leistungsbedarf von maximal 0.9 W anfällig, s.a. Kapitel 6.1.6.

6.1.8.4 Bewertung Leistungsbedarf

Diese Leistungsbetrachtung basiert auf konservativen Annahmen für den Systembetrieb und sind als Worst-Case-Betrachtungen zu verstehen. Auf dieser Basis ergibt sich eine durchschnittliche Belastung der primären Energieressourcen des Satelliten durch das adaptive Gesamtsystem für zweikanaligen Systembetrieb für BIRDS von

$$\bar{P}_{\text{Satellit, ges.}} = 2 \cdot \bar{P}_{\text{Aktuator+Verstärker}} + \bar{P}_{\text{Regler}} + \bar{P}_{\text{Signalverarbeitung}} \quad \text{bzw.} \quad (6.7)$$

$$\bar{P}_{\text{Satellit, ges.}} \approx 18 \text{ W} \quad \text{bzw.} \quad \bar{W}_{\text{Satellit, ges.}} \approx 3 \text{ Wh} . \quad (6.8)$$

Diese Werte liegen innerhalb der Spezifikationen der Kleinsatellitenmission mit $P_{\text{max.}} = 75.6 \text{ W}$ bzw. $W_{\text{max.}} = 12.6 \text{ Wh}$ nach Kapitel 5.5.1.6. Damit wird die adaptive Vibrationskompensation aus energetischen Gründen als geeignet bewertet.

Zu bedenken gilt, daß sich die Störvibrationen nach Erreichen der Gleichgewichtstemperatur des Kühlsystems gemäß Kapitel 5.5.1.2 auf 80 % des ‚kalten‘ Störwertes reduzieren. Dementsprechend sinkt auch der Leistungsbedarf für die adaptive Vibrationskompensation. Ebenso wird durch Realisierung der adaptiven Regelung in Analogtechnik, s.o., ein verminderter Leistungsbedarf wirksam. Demgegenüber wurde in den vorliegenden Betrachtungen eine Konstanz der elektrischen Aktuatorkapazität angenommen. Diese Annahme ist nach Kapitel 4.7.2.3 und Bild 4.6, rechts, zu korrigieren. Für den elektrischen Großsignalbereich kann eine Zunahme der piezokeramischen Kapazität infolge der dielektrischen Eigenerwärmung von bis 70% bei über 120°C abgeschätzt werden. Diese wird besonders nach Einbringung der wärmeableitenden Vergußmasse nach Kapitel 6.1.4 ausgeschlossen werden, soll jedoch im Sinne der konservativen Worst-Case-Betrachtung für diese Abschätzung angenommen werden. Damit erhöht sich der aktuatorische Leistungsbedarf nach Glg. (6.3) auf maximal $\bar{P}_{\delta > 0^\circ, \text{Halbperiode}} = 51.65 \text{ W}$ bzw. $\bar{P}_{\delta > 0^\circ, \text{Vollperiode}} = 25.82 \text{ W}$. Mit Glg. (6.6) folgt für den Leistungsbedarf der Verstärkerelektronik $\bar{P}_{\text{Satellit}} = 10.71 \text{ W}$, so daß der Gesamtleistungsbedarf des adaptiven Systems mit zweikanaliger Vibrationskompensation nach Glg. (6.7) unterhalb von $\bar{P}_{\text{Satellit, ges.}} \approx 27 \text{ W}$ liegen wird. Es folgt für den Energiebedarf $\bar{W}_{\text{Satellit, ges.}} \approx 4.5 \text{ Wh}$. Damit bleibt auch dieser Betriebsfall unkritisch.

6.1.8.5 Leistungsreserven

Die piezokeramischen Aktuatoren werden für die Systemvariante 0 in der beschriebenen Weise betrieben werden. Damit bleiben aktuatorische, elektromechanische Leistungsreserven nutzbar, die im Falle einer unzureichenden Vibrationsminderung bzw. für einen vereinfachten Technologietransfer des adaptiven Systems auf noch stärkere Störsysteme ausgeschöpft werden können. Diese Reserven basieren zunächst aus einem optionalen, erweiterten elektrischen Steuerspannungshub U_D , infolge dessen höhere dynamische Kräfte nach Glg. (4.30) generiert werden können. Für diese Maßnahmen bestehen für das gewählte keramische Material zwei sichere Reserven: Einerseits kann die hier spezifizierte, maximale unipolare Steuerspannung von $U_{D, \text{max.}} = 1000 \text{ Vpp}$ deutlich überschritten werden, andererseits kann eine bipolare Ansteuerung auch in den Bereich eines umgekehrten elektrischen Steuerfeldes vorgenommen werden.

Für den ersten Fall ergibt sich bei einer gewählten Schichtdicke der gestapelten Keramiken von $t = 600 \mu\text{m}$ nach Tabelle 6.1 bei Ansteuerung mit 1000 Vpp ein elektrisches Feld von $E_1 = 1667 \text{ V/mm}$. Dieses kann sicher mit $E_2 = 2 \text{ kV/mm}$ und darüber betrieben werden, s.a. Kapitel 4.7.1. Hieraus ergibt sich eine zulässige Ansteuerspannung von minimal $U_{\text{max.}} = 1200 \text{ V}$. Unter Annahme eines quasi-linearen Dehnungsverhaltens zwischen E_1 und E_2 kann in erster Näherung eine nach Glg. (4.30) eine lineare Zunahme der Kompensationskräfte abgeschätzt werden. Für den adaptiven Funktionsnachweis wurde der Aktuator mit maximal $U_D = 950 \text{ Vpp}$, also $E_3 = 1.583 \text{ kV/mm}$ angesteuert. Im Vergleich zu E_2 bedeutet dies eine Ausnutzung von 79% der zulässigen Betriebsbereichs.

Für den zweiten Fall wird gemäß der ‘Schmetterlingskurve’ nach Bild 3.2, links, bei Ansteuerung entgegen der Polarisationsrichtung ein nichtlinearer, progressiver Dehnungszuwachs nutzbar. Für die eingesetzte Keramik wird eine sichere Ansteuerung mit 15...20 % der spezifizierten Maximalspannung, also mindestens -150...-200 V angesetzt.

In beiden Fällen stehen dem Vorteil der vergrößerten elektromechanischen Aktuatorwirkung Nachteile gegenüber. So resultiert die höhere elektrische Ansteuerung in einer reduzierten Lebensdauer der Keramiken sowie in einer quadratischen Zunahme des elektrischen Leistungsbedarfs. Gleichzeitig nimmt die Verlustleistung und damit die Eigenerwärmung zu. Dies wiederum führt zu einem Kapazitätsanstieg und einem erhöhten piezokeramischen Leistungsbedarf. Aus diesen Gründen wurde die elektrischen Betriebsspannungen auf $U_{D,\text{max.}} = 1000 \text{ Vpp}$ begrenzt, es sei jedoch auf das nutzbare Potential für Modifikationen hingewiesen.

6.1.9 Konstruktive Realisierung

In Bild 6.10 wird die Konstruktion des Vibrationskompensators der Systemvariante 0 in einer Explosionsansicht gezeigt. Die störende Expansionseinheit des Kryokühlers wird dargestellt, die Infrarotkamera wird aus Gründen der Übersichtlichkeit vernachlässigt. In Bild 6.11 werden 3D-CAD-Ansichten des montierten Struktursystems wiedergegeben. Bild 6.14 zeigt in zwei Schnittzeichnungen Montageansichten des Systems mit Teilebezeichnungen. In Bild 6.12 werden vergleichend zu Bild 6.11 zunehmend freigelegte Ansichten des inneren Systemaufbaus gezeigt. Alle Elemente des Systems werden aus raumfahrtzugelassenen Materialien gefertigt. Wichtige Materialkennndaten werden in Tabelle 6.3 zusammengefaßt. Alle Verbindungsteile werden lösbar ausgeführt. Deren Ersatz durch raumfahrtzugelassene Klebstoffverbindungen führt zur Einsparung von Masse und Bauvolumen. Eine detaillierte Konstruktionsbeschreibung inklusive aller CAD- und Montagezeichnungen sowie Bauteillisten liefert [207.].

Über die Position 1 in Bild 6.10 erfolgt die starre Anbindung des adaptiven Kompensationssystems an das Kameragehäuse. Das warme Ende der Expansionseinheit des Kühlsystems mit Flansch entspricht Pos. 2. Der Kühlfinger nach Bild 5.9 wird hier nicht gezeigt. Als zentrale Komponente des adaptiven Struktursystems liegt der Aktuator, Pos. 13, im Kraftfluß und wird mit seinem Kopfstück über das Federgelenk, Pos. 11, den Kraftsensor, Pos. 5, und ein thermisch isolierendes Adapterstück, Pos. 3, an die Expansionseinheit, Pos. 2, angeflanscht wird. Durch die Verwendung des Adapters, Pos. 3, können die vom Hersteller in der Expansionseinheit eingelassenen Gewindebohrungen genutzt werden, so daß für die Anbindung der Variante 0 *keinerlei* Modifikationen am Kühler nötig werden.

Der Aktuator, Pos. 13, wird von der zylindrischen Zusatzmasse ummantelt, Pos. 10. Der Aktuator liegt somit geschützt im Innern der Konstruktion, vgl. Bild 6.13. Am Fußstück des Aktuators wird

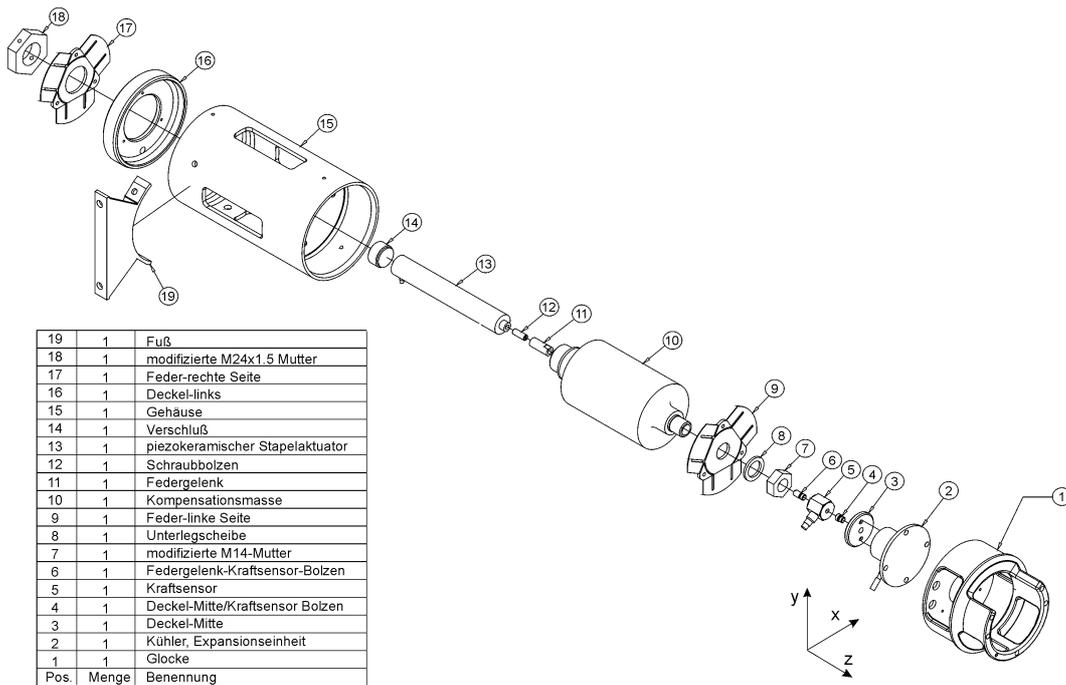


Bild 6.10: Konstruktiver Entwurf der Variante 0, Explosionsansicht

dieser über die Gewindestücke, Pos. 14 und 18, mit der Zusatzmasse verknüpft, s.a. Bild 6.14. Eine Verbindung des Aktuators mit der Masse besteht somit nur über das Fußstück und das Gehäuse, der innenliegende Keramikstapel kann sich ungehindert ausdehnen. Die rotationsymmetrische Geometrie, dies mit Ausnahme der Pos. 1, dient der Minimierung von Massenträgheitsmomenten.

Über die Federn, Pos. 9 und 17, wird der Aktuator über dessen Fuß- und Kopfstück am Gehäuse gelagert, Pos. 15. Dort erfolgt die Anbindung über die Federverspannung gegen Achsabsätze an der Zusatzmasse. Die gewählte Federgeometrie stellt die geforderten geringen axialen Lagersteifigkeiten zur Minimierung der Dehnungsbehinderung des piezokeramischen Aktuators sowie hohe laterale Steifigkeiten zur Aufnahme der nichtaxialen Startlasten bereit. Die Auslegung der Federlagerung erfolgt mit Hilfe der FEM in Kapitel 6.1.10 und basiert auf [208.]. Die rechte Feder, Pos. 9, wird kameraseitig über den Adapter Pos. 1, die linke Feder, Pos. 17, über einen Verschlußdeckel und das Außengehäuse, Pos. 16 und 15, an Pos. 1 und weiter an die Infrarotkamera angebunden. Zur Begrenzung von Biegemomenten wird das Gehäuse des Kompensationssystems über den Fuß, Pos. 19, gestützt.

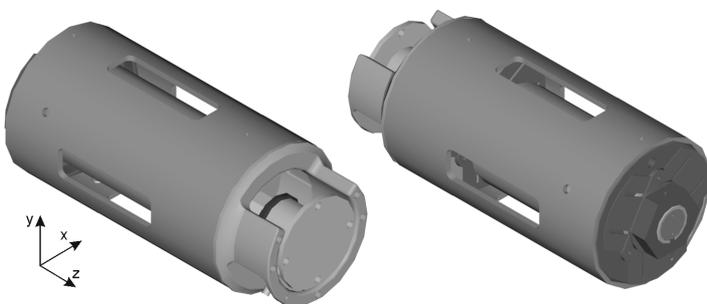


Bild 6.11: Konstruktiver Entwurf der Variante 0, Montagezustand

Alle Gewindeteile der Konstruktion werden nach VDI-Richtlinie 2230 [209.] gemäß ESA-Vorgaben [210.] ausgelegt. Dazu werden im Rahmen der nachfolgend beschriebenen Festigkeitsbetrachtungen auf Basis der FEM die Lasten an allen Verbindungselementen berechnet und separate Auslegungs- bzw. Nachweisrechnungen nach genannten Richtlinien durchgeführt. Aus diesen Berechnungen werden auch die nötigen Montagekräfte für die

Startlastqualifikation ermittelt. Eine zusammenfassende Diskussion der Auslegung erfolgt im Rahmen von Kapitel 6.1.11.

Da es sich bei dieser Konstruktion um eine technische Studie handelt, wurde die Forderung nach gerollten Gewinden in der Raumfahrt [130.] aus Kostengründen entschärft. Außer den Normschraubverbindungen werden nur die Adapter zur Kraftsensoranbindung, Pos. 4 und 6, mit gerollten Gewinden⁵⁰, s.o., gefertigt. Alle weiteren Sonderteile nach Bild 6.14 werden mit metrischen Normgewinden konstruiert und geschnitten ausgeführt. Dieses Vorgehen ist gerechtfertigt, da die Rollwerkzeuge für metrische Normgewinde gut verfügbar sind und für das Flugmodell der Vibrationskompensation die geschnittenen Gewinde gegen Aufpreis leicht durch gerollte Gewinde ersetzt werden können. Da diese gerollten Gewinde höhere Festigkeiten als die geschnittenen Gewinde besitzen, erbringt eine erfolgreiche Qualifikation der umgesetzten Struktur mit geschnittenen Gewinden einen hinreichenden Festigkeitsnachweis für das Flugmodell.

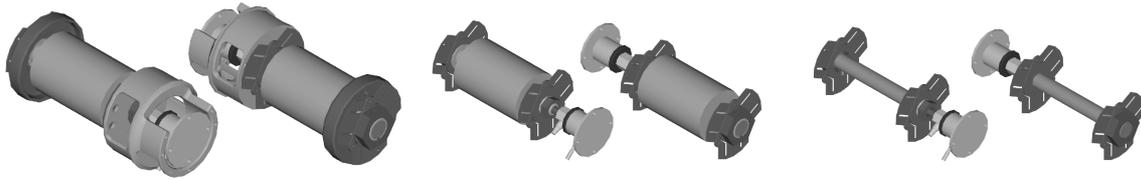


Bild 6.12: Konstruktiver Entwurf, zunehmend freigelegte Innenansichten, vgl. Bild 6.11

Pos. 4 und 6 werden aus CuBe2 gefertigt und benötigen keinen weiteren Korrosionsschutz. Die übrigen Normverbindungsteile nach Bild 6.14 werden aus Edelstahl, Mat.Nr 1.4301, und hochfestem Schraubenstahl der Festigkeitsklasse 12.9 ausgelegt. Aus Kostengründen werden letztere ohne Korrosionsschutzbeschichtung⁵¹ eingesetzt. Für den Flugeinsatz werden die Verbindungsteile nach DIN ISO 4042 vernickelt und anodisiert werden. Alternativ können diese Teile durch Verbindungselemente aus Inconell-Stahl oder hochfeste Titanlegierung ersetzt werden. Diese bedürfen keiner weiteren Korrosionsschutzmaßnahmen.

Die verkoppelten Bauteile Pos. 1, 10, 14, 15, 16 und 19 werden aus Aluminiumlegierung, Mat.Nr. 3.4364, gefertigt. Relative thermomechanische Materialspannungsspitzen werden durch die identische Werkstoffwahl limitiert. Das resultierende Volumen der Pos. 10 kann durch eine Materialwahl höherer Dichte reduziert werden. Die Aluminiumlegierung bildet nach der spanenden Bearbeitung eine stabile, passive Korrosionsschutzschicht aus [211.], die für den Flugeinsatz durch Anodisierung mit einer galvanisch abgeschiedenen Nickelschicht ergänzt werden wird.

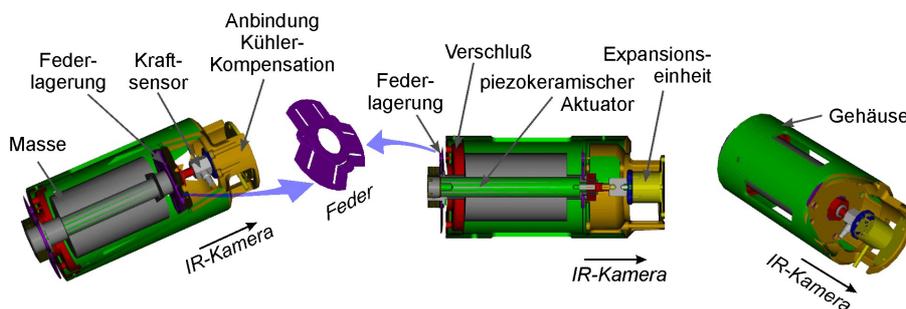


Bild 6.13: Bruchansichten der Variante 0

Der Schraubadapter, Pos. 3, wird aus hochfester Titanlegierung, Mat.Nr. 3.7164, gefertigt. Neben der geringen Materialdichte und der hohen Festigkeitseigenschaften zeichnet sich Titan durch eine geringe Wärmeleitfähigkeit und Wärmedehnung aus. Da die Gewindeadapter zum Kraftsensor aus gut wärmeleitender Berylliumbronze⁵² gefertigt werden muß, s.o., schafft die Wahl von Titan ein isolierendes thermisches Interface zwischen heißer Expansionseinheit und Kompensationsstruktur bzw. Kraftsensorik. Diese thermische Isolation wird durch das Federgelenk und die Federlagerung aus Edelstahl ergänzt. Damit ist die Struktur kompatibel zu den thermischen Anforderungen an eine

Vibrationsminderung nach Kapitel 5.3. Die hohen Festigkeitseigenschaften der Titanlegierung sind von Bedeutung, da Pos. 3 anders als die Aluminiumteile im Hauptlastpfad der Struktur liegt und die axialen Startlasten aufnehmen muß. Ebenso wie bei Aluminium bildet sich nach der Bearbeitung eine passive Korrosionsschutzschicht aus. Diese ist jedoch deutlich stabiler, auf eine Anodisierung kann verzichtet werden [211.] [101.]. Eine zusätzliche Plasmanitrierung für erhöhten Schutz ist möglich [212.].

Da die vorgestellte Struktur trotz der Anwendungsnähe eine erste Technologiestudie darstellt, besteht eine Nebenforderung bei der Strukturauslegung, Systemmodifikationen sowie eine detaillierte Untersuchung potentieller Systemschädigungen während der Systemqualifikation zu ermöglichen. Entsprechend mußte die Struktur demontierbar bleiben. Damit wurde auf übliche Sicherungsmaßnahmen für Gewindeverbindungen durch Klebstoffeinträge verzichtet und ausschließlich Madenschrauben, Spannhülsen und Sperrkantscheiben eingesetzt. Für den Ersatz im Flugmodell wurden Experimente an verschiedenen nach [99.] qualifizierten Klebstoffen unternommen. Aus Kosten-, Verfügbarkeits- und Handhabungsgründen wurde ScotchWeld 2216 für weitere Arbeiten selektiert.

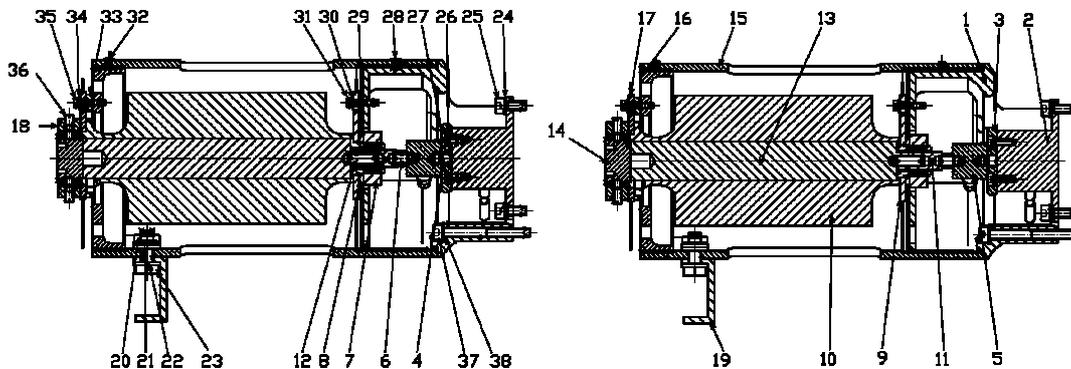


Bild 6.14: Zusammenbauzeichnung der Variante 0, Norm- und Sonderteile

Die Komplexität des Verbindungsbauteils, Pos. 1, resultiert aus verschiedenen Anforderungen: Neben der Hauptfunktion der mechanischen Verbindung der Infrarotkamera und der Expansionseinheit des Kryokühlers mit dem Kompensationssystem zur Kraftübertragung muß die Durchführung der Wärmeableitungen vom warmen Ende der Expansionseinheit zu einem Radiator, vgl. Bild 5.11, sowie der flexiblen Kühlmediumleitung des Stirling-Kühlers (Split Design) kontaktfrei zur Vermeidung der Einleitung weiterer Störungen realisiert werden. Weitere Aussparungen müssen für die Montierbarkeit von Schrauben und die Werkzeughandhabung eingebracht werden. Desweiteren wird der Beschleunigungssensor als Fehlersensor starr mit der Kamera verbunden; an der Kamera selbst besteht hierfür aufgrund der Forderung nach minimaler konstruktiver Beeinflussung der bestehenden Systematik keine Montagemöglichkeit. Bild 6.16 verdeutlicht in einer Aufsicht mit Blickrichtung zum Aktuator die Positionierung des Beschleunigungsaufnehmers, der aus Platzgründen unter gezeigten Winkel montiert werden muß. In der Ansicht entspricht das Fehlersignal in Wirkrichtung des Aktuators der z-Koordinate. Alle weiteren Aussparungen im Bauteil Pos. 1 werden zur Masseinsparung eingearbeitet.

Die Fotos in Bild 6.15 zeigen den montierten Zustand der gefertigten Systemvariante 0. Links wird der innere Aufbau dargestellt, rechts die Gesamtkonstruktion mit integriertem Kühlsystem in einem Mockup der Infrarotkamera. Die Gesamtbaulänge der montierten Variante 0 beträgt $l_{V0} = 207.3$ mm bei einem Durchmesser von $\varnothing_0 = 90$ mm und einer Gesamtmasse von $m_{V0} = 1.75$ kg.

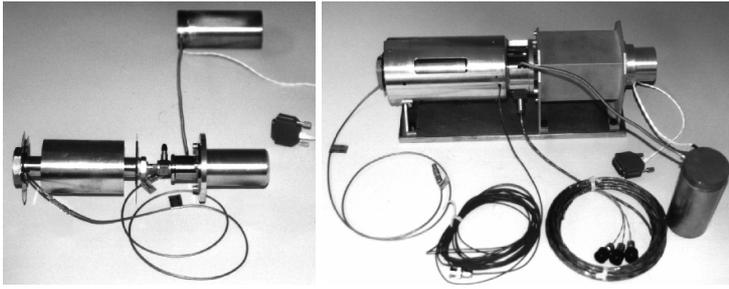


Bild 6.15: Montageansicht der gefertigten Variante 0

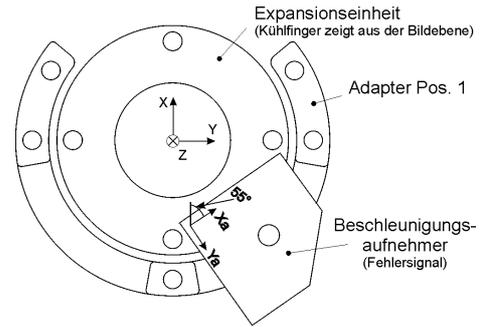


Bild 6.16: Position des Fehlersensors, Blick von rechts gemäß Bild 6.14

6.1.10 Festigkeitsnachweis der Federn, Steifigkeitsbestimmung

Die Auslegung der axialen und lateralen Lagerung des piezokeramischen Aktuators muß die Aufnahme der mechanischen Startlasten berücksichtigen und zu einer nur minimalen Dehnungsbehinderung des Aktuators im aktiven Systembetrieb führen. Nachfolgend wird zunächst eine Festigkeitsabschätzung des elastischen Biegefeder-elementes nach Bild 6.2 durchgeführt. Diese wird später im Rahmen der numerischen Festigkeitsanalyse des Gesamtsystems auf der Basis der FEM verifiziert. Die Auslegung der Federlagerung, der Pos. 9 und 17, erfolgt hier in einer Einzelbetrachtung mit Hilfe der FEM und dient neben dem Festigkeitsnachweis der Ermittlung der elastischen Federsteifigkeiten.

6.1.10.1 Biegefeder-element, Kopplung zwischen Kompensationsstruktur und Kühler

Mit obigen Betrachtungen werden mit einer links des Biegefeder-elementes liegenden Masse von maximal 800 g und dem spezifizierten Lastvielfachen von 50 g Trägheitskräfte von $F_{\max} \approx 400$ N wirksam. Diese werden konstruktiv in axialer Richtung über das Biegefeder-element, Pos. 14, in den lateralen Richtungen über die beiden Federn, Pos. 9 und 17, abgebaut.

Bezogen auf einen Wirkquerschnitt im Federgelenk nach Tabelle 6.2 ergibt sich dort eine idealisierte, maximale Normalspannung von $\sigma_{\max} \approx 63$ N/mm². Diese bleibt bei Verwendung von hochlegiertem Federstahlblech, Mat.Nr. 1.4305, s. Tabelle 6.3, mit $R_{p0.2} \approx 210$ N/mm² mit einem Sicherheitsfaktor von $S = 3.33$ unkritisch. Die mechanische Anbindung an den Aktuator und den Kraftsensor erfolgt über hochfeste Verbindungselemente, Pos 12 und 6, aus Berylliumbronze und unbeschichtetem Schraubenstahl der Festigkeitsklasse 12.9 und wird bei der Gewindeauslegung in Kapitel 6.1.12 betrachtet.

6.1.10.2 Federlagerung

Die beiden Federn, Pos. 9 und 17, werden mit identischen elastischen Eigenschaften ausgelegt. Entsprechend Bild 6.10 werden sie mechanisch parallel geschaltet, jede Feder nimmt eine maximale laterale Last von $F_{\max}/2 = 200$ N auf. Bild 6.17 zeigt in einer 3D-CAD-Ansicht die Federgeometrie. Die linke und rechte Feder unterscheiden sich im Durchmesser der inneren Bohrung, die übrige Geometrie wurde mit der Forderung nach gleichen elastischen Eigenschaften identisch gewählt. Die Federcharakteristik wird mit Hilfe der FEM in der Softwareumgebung ANSYS[®] bestimmt.

Die Federn werden aus 0.4 mm starkem X12CrNi17 7, Mat.Nr. 1.4310, laserstrahlgeschnitten. Klemmplatten und Klemmring werden mit einer Blechdicke von 1 mm realisiert und stabilisieren

die Spannungsverteilung in den Einspannungsbereichen nach der Montage. Sie werden aus 1.4310 gefertigt. Die Verbindung der Teile erfolgt klebend mit raumfahrtqualifizierten ScotchWeld 2216.

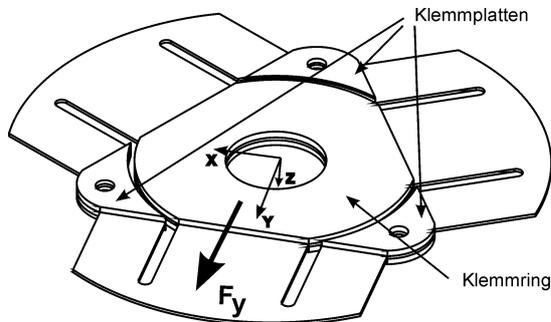


Bild 6.17: CAD-Ansicht der Federlagerung

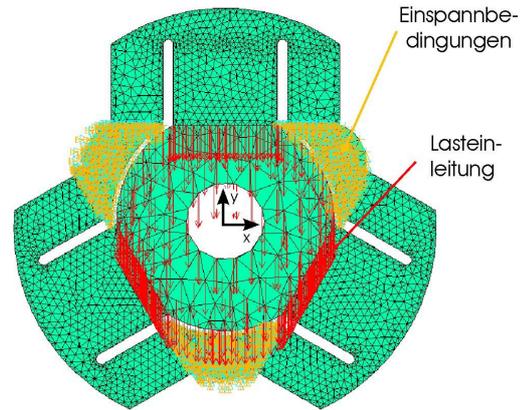


Bild 6.18: FE-Modell der Federn mit Lasteinleitung und Einspannbedingungen

Festigkeit

Das FE-Modell wird mit dreidimensionalen Tetraeder-Elementen vom Typ Solid 72 mit vier Knoten und je sechs Freiheitsgraden vernetzt. Für die Festigkeitsbetrachtung wird die Federsymmetrie ausgenutzt und nur der ungünstigste Belastungsfall betrachtet. Dies entspricht einer vollständigen Belastung nur eines der drei Federschenkel. Für die Spannungsanalyse werden die Verschiebungen an den Knoten der Klemmplatten zur Nachbildung der festen Einspannung am Gehäuse des Vibrationskompensators blockiert. Die Knoten des Klemmrings, vgl. Bild 6.17, werden in lateraler Richtung mit der Gesamtkraft von 200 N beaufschlagt. Die gewählten Randbedingungen und die Vernetzung faßt Bild 6.18 zusammen. Die Spannungen werden als Vergleichsspannungen nach von Mises berechnet. Für den lateralen Belastungsfall ergibt die Analyse die in Bild 6.19, links, dargestellten Spannungen. Rechts im Bild werden die Verschiebungen in der Feder in Richtung der aufgebrachtten Belastung gezeigt. Die maximalen Materialspannungen liegen bei $\sigma < 120 \text{ N/mm}^2$ und entsprechen einem Sicherheitsfaktor von $S > 2$ bezogen auf die technische Materialstrecke nach Tabelle 6.3. Die maximale Verschiebung ergibt sich zu $8 \mu\text{m}$.

Steifigkeit

Nachfolgend werden die Steifigkeiten der Federn in axialer und lateraler Richtung als Basis für die analytische Betrachtung des dynamischen Systemverhaltens in Kapitel 6.1.13 bestimmt. Dazu wird das FE-Modell nach Bild 6.18 bei fester Einspannung der Klemmplatten mit Verschiebungen aller Knoten am Klemmring in y- bzw. z-Richtung beaufschlagt. Die Belastung erfolgt in zehn äquidistanten Intervallschritten, für die axiale Belastung (y-Richtung) für Auslenkungen von 0...10 mm sowie 0...0.5 mm (Start- sowie aktuatorische Betriebsverformungen) und für die lateralen Belastungen (z-Richtung) von 0...0.5 mm. Für jeden Schritt werden die Reaktionskräfte ermittelt und daraus die in Bild 6.20 dargestellten Steifigkeitskennlinien bestimmt. Mit zuvor bestimmten Auslenkungen der Feder im Mikrometerbereich bei Anliegen der maximalen Entwurfslasten nach Bild 6.19 wird eine laterale Federsteifigkeit von 28.4 kN/mm ermittelt. Entsprechend ergibt sich die axiale Federsteifigkeit bei der maximalen freien Auslenkung des Aktuators von $120 \mu\text{m}$ zu 39 N/mm . Damit wird mit dieser Federauslegung ein Steifigkeitsverhältnis $c_{\text{lateral}}/c_{\text{axial}} \approx 730$ und $c_{\text{Aktuator}}/c_{\text{axial}} \approx 640$

realisiert. Eine Dehnungsbehinderung des Aktuators bleibt mit obigen Betrachtungen vernachlässigbar und wurde experimentell überprüft.

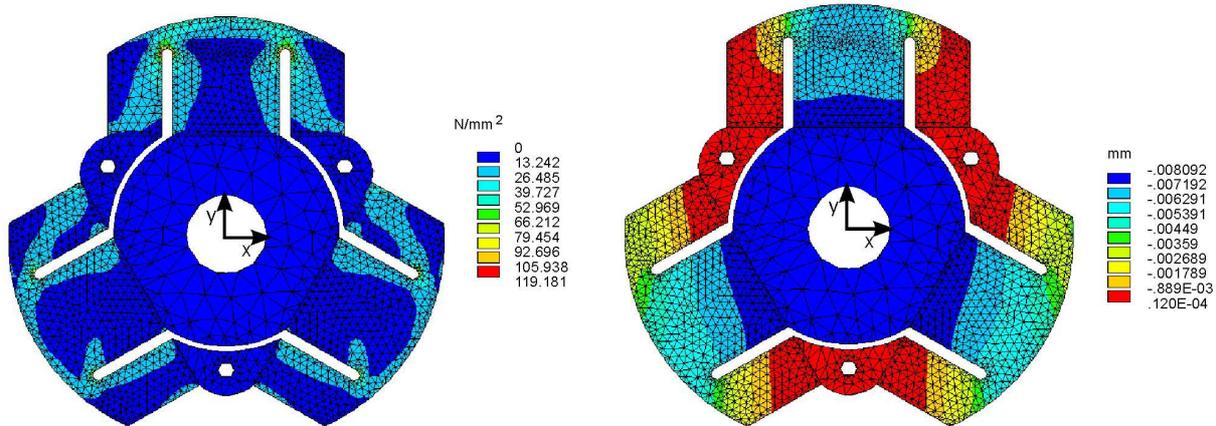


Bild 6.19: Spannungen nach von Mises und resultierende Verschiebungen bei $F_y = 200\text{N}$ Last

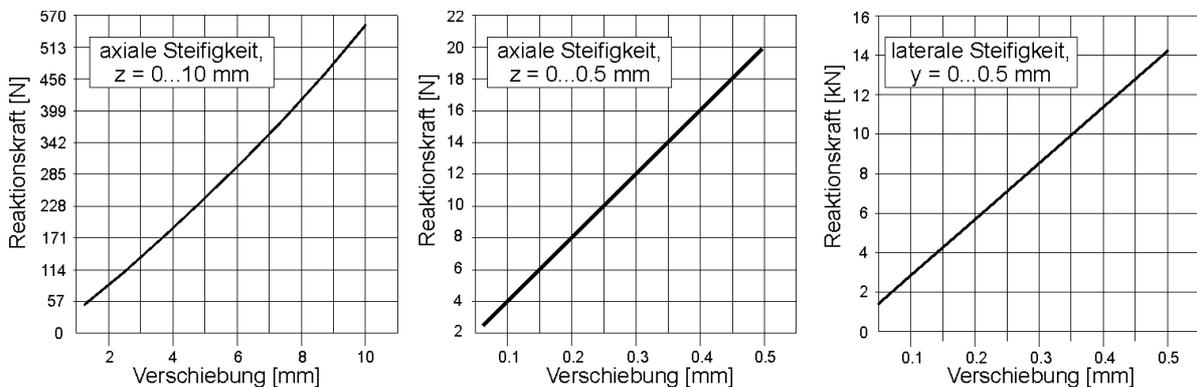


Bild 6.20: Federkennlinien für axiale und laterale Belastungsrichtungen

6.1.11 Numerische Festigkeitsanalyse der Gesamtstrukturvariante

Mit Hilfe der FEM wird die Festigkeit der Konstruktion verifiziert und die Schraubenkräfte zur anschließenden Nachweisrechnung der Verbindungselemente nach [209.] abgeleitet. Diese Berechnungen erfolgen iterativ zur konstruktiven Auslegung des Systems.

Die Positionen 4, 6, 7, 12, 18 und 19 nach Bild 6.10 und Bild 6.14 werden nicht modelliert, sondern durch entsprechende Randbedingungen beschrieben. Alle übrigen Normteile werden durch einfache zylindrische Bauteile ersetzt. Die Vernetzung der Struktur erfolgt über tetraedrische Elemente des Typs Solid92. Es handelt sich um ein Zehn-Knoten-Element mit vier Eck- und sechs Mittelknoten und je drei Translationsfreiheitsgraden sowie quadratischem Verformungsansatz. Als Entwurfslastfall für die numerische Simulation der mechanischen Startlasten nach Kapitel 5.5.1.5 wird eine maximale quasistatische Strukturbelastung der 50-fachen Erdbeschleunigung aufgeprägt. Es werden acht potentiell kritische Lastfälle verschiedener Lastrichtung identifiziert, die in Bild 6.21 grafisch zusammengefasst werden.

Im ersten Belastungsfall, Fall 1 in Bild 6.21, wird die rein axiale Beanspruchung in z-Richtung betrachtet, also die axiale Hauptbelastung des Biegefederelementes, s. Kapitel 6.1.10.1. In Fall 2 und 3 werden rein lateral wirkende Belastungen in x- bzw. y-Richtung angenommen. Aufgrund der Asymmetrie des Verbindungsteils Pos. 1 zwischen Kompensations- und Kühlerstruktur werden zu-

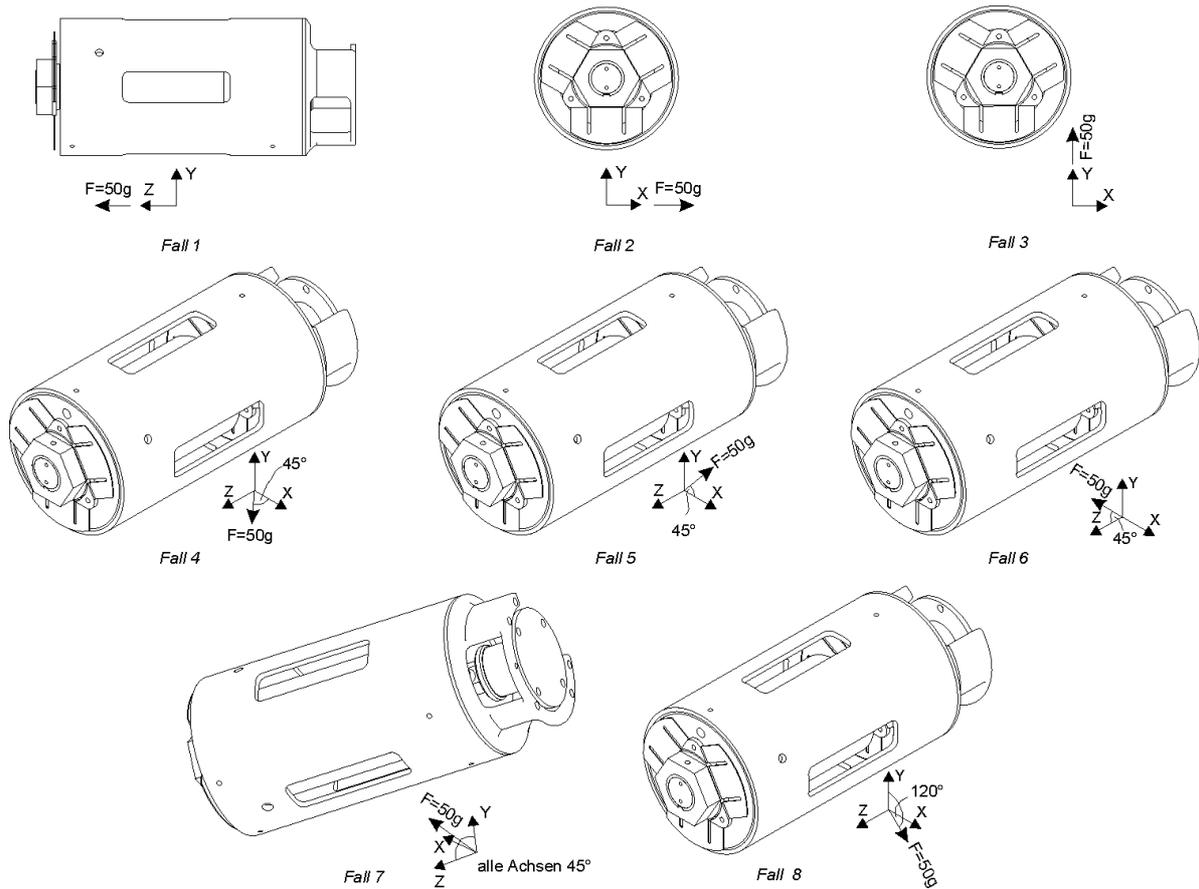


Bild 6.21: Belastungsfälle für die FE-Analyse

sätzlich die Fälle 4, 5 und 6 einer Strukturbelastung unter jeweils 45° zu den kartesischen Koordinatenebenen sowie im Fall 7 mit einer Lastrichtung von 45° zu allen drei Ebenen untersucht. Als achter Belastungsfall wird aufgrund der Geometrie der Federlagerung eine Belastung unter 120° zur y-Achse in der xy-Ebene angenommen. Im Unterschied zu Lastfall 3 werden hier die Schrauben, Pos. 31 und 35, aufgrund der Asymmetrie des Adapters, Pos. 1, unterschiedlich stark beansprucht. Da eine explizite Festigkeitsanalyse kritischer Lasten der Federlagerung, Pos. 9 und 17, zuvor durchgeführt wurde, sind hier nur die Spannungen an den übrigen Bauteilen von Interesse.

Lastfall	$\sigma_{\max.}$ [N/mm ²] (von Mises)	Bauteil	R _{p0.2} [N/mm ²]	Sicherheit
1	37.2	Federgelenk	210	5.6
2	129.7	Feder	250	1.9
3	170.0	Feder	250	1.5
4	26.5	Federgelenk	210	7.9
5	27.9	Federgelenk	210	7.5
6	155.0	Feder	250	1.6
7	21.9	Federgelenk	210	9.6
8	150.0	Feder	250	1.7

Tabelle 6.4: Ort und Höhe der Maximalspannungen der acht FE-Belastungsfälle

Die Berechnungen ergeben maximale Belastungen des Federgelenks und der Federlagerung. Da die Bolzen ohne mechanische Vorspannung modelliert wurden, liefert die numerische Berechnung hier Biegespannungen, die in der konstruktiven Umsetzung infolge der Schraubenvorspannungen reduziert werden. Folglich resultieren real erhöhte Sicherheitsfaktoren, die ermittelten Festigkeitsgrößen

werden als konservativ betrachtet. Tabelle 6.4 faßt die Extremlasten für die acht Lastfälle mit Bauteilzuordnung zusammen. Die Bauteilspannungen bleiben für alle Fälle unkritisch.

6.1.12 Auslegung der Gewindeverbindungen

Für die Auslegungs- und Nachweisrechnungen der Schraubverbindungselemente zur Verifikation und Anpassung konstruktiver Annahmen und Ermittlung relevanter Montageparameter werden aus der FE-Analyse die an den Verbindungselementen wirksamen Lasten abgeleitet und mit einem additiven Sicherheitsfaktor von $S = 1.1$ beaufschlagt. Aufgrund der dynamischen Strukturlasten während des Raketenstarts werden in Anlehnung an [209.] aus Zuverlässigkeitgründen die maximal zulässigen Materialstreckgrenzen von 90% auf 70% reduziert und damit eine iterative Gewindeberechnung durchgeführt. Die endgültige Gewindeauslegung findet sich in der Konstruktion in [207.] wieder.

Die Berechnungen und Ergebnisse werden aufgrund der umfangreichen, jedoch trivialen Natur hier nicht dokumentiert. Sie dürfen wegen der zahlreich eingehenden, auf Erfahrungen basierenden Näherungswerte, besonders der Reibfaktoren für die verschiedenen Materialpaarungen, nur als Abschätzungen verstanden werden und unterstreichen die Bedeutung der Systemqualifikation. Alle in die Analyse eingehenden Annahmen werden konservativ und unter Bezug auf einschlägige Kenndaten [130.] [210.] [213.] [214.] [215.] [216.] [209.] sowie zahlreiche Diskussionen mit diversen Spezialisten der Schrauben- und Gewindefertigung sowie Materiallieferanten getroffen. Eine Zusammenfassung berechneter Lasten, Abstreifsicherheiten der Gewindeflanken der Innen- und Außengewinde, das Erreichen der kritischen 70%-igen Materialstreckgrenze und der Montageanzugsmomente sowie Geometrien, Normen, Festigkeiten und Sicherheiten werden in [207.] gegeben. Die selektierten Verbindungsteile werden in Bild 6.14 grafisch wiedergegeben.

6.1.13 Analytische Beschreibung des Systemverhaltens

Die Betriebscharakteristik der Variante 0 zur adaptiven Vibrationskompensation wird nachfolgend analytisch diskutiert. Dazu wird zunächst ein idealisiertes mechanisches Modell des Systementwurfs nach Bild 6.10 unter folgenden Vereinfachungen erstellt:

- Es werden ausschließlich Bewegungen in Aktuatorwirkrichtung betrachtet. Verformungen in anderen Koordinatenrichtungen dürfen aufgrund der steifen Federlagerung und der linearen Bauteilführung vernachlässigt werden
- Die Bauteile werden als konzentrierte Punktmassen idealisiert.
- Die Federn besitzen für die geringen aktuatorischen Auslenkungen lineare Kennlinien und
- die Dämpfer erzeugen geschwindigkeitsproportionale Kräfte.

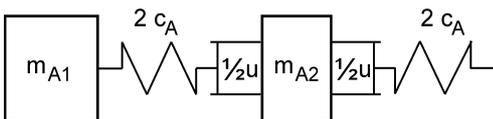


Bild 6.22: Mechanisches Ersatzmodell des Vielschichtaktuator

Anschließend wird ein mathematisches Modell mit Hilfe der Lagrangeschen Ansätze abgeleitet, mit dem der Einfluß verschiedener Systemparameter überprüft und potentiell notwendige konstruktive Modifikationen abgeleitet werden können. Eine iterative Steigerung der Modellqualität durch experimentelle Untersuchungen wurde berücksichtigt.

Die Modellierung des Vielschichtaktuator nach Bild 6.6 berücksichtigt das Fußstück, das starr angebundene Gehäuse, die piezokeramischen Scheiben und das verspannte Kopfstück. Alle weiteren Komponenten werden vereinfachend vernachlässigt und folgende Eigenschaften angenommen:

- Im passiven Zustand verhält sich der Aktuator linear elastisch.
- Im lastfreien Zustand dehnt sich der Aktuator mit $\Delta u_{\max} = l_0/2$ maximal aus.
- Im aktivierten Zustand ändert sich das elastische Verhalten nicht und
- der piezokeramische Stapel besitzt eine Masse m_A , die sich bei elektrischer Ansteuerung verschiebt. Seine Masse wird als Punktmasse idealisiert und befindet sich im statischen Zustand in der geometrischen Mitte zwischen Kopf- und Fußstück. Dies gilt nicht für den dynamischen Betriebszustand.

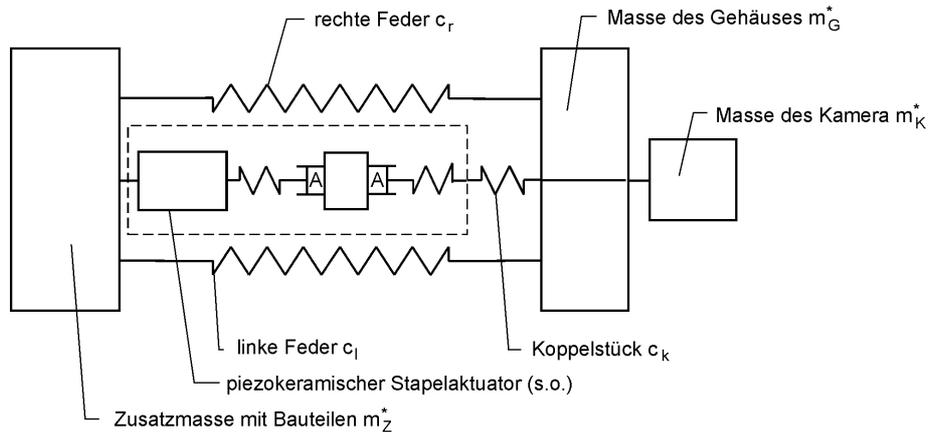


Bild 6.23: Mechanisches Ersatzmodell des Gesamtsystems

Das zugrundegelegte mechanische Ersatzmodell des Aktuators wird in Bild 6.22 skizziert. Das Fußstück mit angebotenen Gehäuseteilen wird als starre Masse m_{A1} zusammengefaßt. Der piezokeramische Stapel inklusive der geringen Masse des Kopfstückes wird als Masse m_{A2} zusammengefaßt. Die axiale Federsteifigkeit des Aktuators c_A wird als Parallelschaltung zweier gleicher Steifigkeiten links und rechts der konzentrierten Aktuatorpunktmasse mit der doppelten Federsteifigkeit $2c_A$ des Aktuators angesetzt. Bei elektrischer Ansteuerung verteilt sich die aktuatorische Gesamtauslenkung u gleichmäßig rechts und links der Masse m_{A2} .

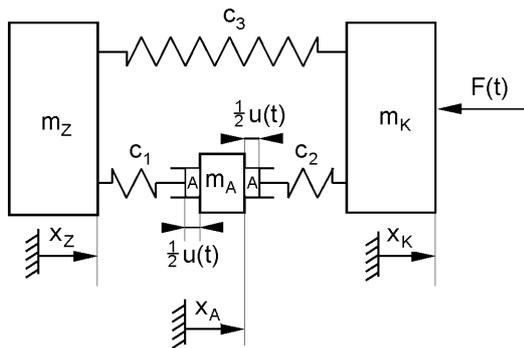


Bild 6.24: Reduziertes mechanisches Modell des Gesamtsystems

Mit diesen Betrachtungen wird das Gesamtsystem nach Bild 6.23 modelliert, bei dem die starr verbundenen Massen m_G^* und m_K^* weiter zu m_K sowie m_z^* und m_{A1} zu m_z zusammengefaßt werden. Die aufgeteilte aktuatorische Steifigkeit $2c_A$ wird durch c_1 ersetzt, die in Serie geschalteten Federn c_K und $2c_A$ als c_2 und die parallelgeschalteten Federn c_l und c_r als c_3 zusammengefaßt. Die Masse m_{A2} wird zu m_A geschrieben. Die Koordinatenzuordnung wird in Bild 6.24 gegeben. Die Anbindung an die Umgebung wird nicht modelliert. Diese Vereinfachung ist zulässig, da die bei vollständigen Kompensation der Bewegungen am Kamerakopf, $\ddot{x}_K = \dot{x}_K = 0$,

der Einfluß der Umgebungsanbindung im aktiven, geregelten Systembetrieb entfällt. Da zudem die finalen Anbindungssteifigkeiten aufgrund des Entwicklungsstadiums der Satellitenmission noch unbekannt sind, wird ein ungebundenes System beschrieben. Damit muß die mechanische Analyse eine Eigenfrequenz mit dem Wert Null liefern. Diese entspricht einer Translationsbewegung des Gesamtsystems als Starrkörper. Die Systemstörung wird als sinusförmige Kraft $F(t)$ mit einer Amplitude von $\hat{F} = 4.4\text{N}$ angenommen.

Mit diesen Annahmen wird zunächst die Lagrangefunktion als Differenz aus kinetischer Energie T und potentieller Energie V gebildet. Sie lautet

$$L = \sum_i T_i - \sum_i V_i \quad (6.9)$$

Die kinetische Energie T_i der bewegten Massepunkte m_i beträgt

$$T_i = \frac{1}{2} m_i \cdot \dot{x}_i^2, \quad (6.10)$$

die in den Federn c_i gespeicherte potentielle Energie V_i läßt sich zu

$$V_i = \frac{1}{2} c_i \cdot dx_i^2 \quad (6.11)$$

schreiben, wobei $d_{xi} = (l - l_0)$ die Längendifferenz aus momentanem und spannungslosem Zustand l bzw. l_0 bedeutet. Es folgt:

$$L = \frac{1}{2} m_Z \dot{x}_Z^2 + \frac{1}{2} m_A \dot{x}_A^2 + \frac{1}{2} m_K \dot{x}_K^2 - \left(\frac{1}{2} c_1 \left(x_A - \frac{u}{2} - x_Z \right)^2 + \frac{1}{2} c_2 \left(x_K - \frac{u}{2} - x_A \right)^2 + \frac{1}{2} c_3 (x_K - x_Z)^2 \right) \quad (6.12)$$

In den linearen Dämpfern b_i wird die Energie D_i dissipiert. Sie läßt sich zu

$$D_i = \frac{1}{2} b_i \cdot d\dot{x}_i^2 \quad (6.13)$$

schreiben, wobei $d\dot{x}_i$ die Differenz der Geschwindigkeiten an den Enden der Dämpfer bedeutet. Die Dissipationsfunktion lautet

$$D = \sum_i D_i \quad (6.14)$$

und damit

$$D = \frac{1}{2} b_1 \left(\dot{x}_A - \frac{\dot{u}}{2} - \dot{x}_Z \right)^2 + \frac{1}{2} b_2 \left(\dot{x}_K - \frac{\dot{u}}{2} - \dot{x}_A \right)^2 + \frac{1}{2} b_3 (\dot{x}_K - \dot{x}_Z)^2 \quad (6.15)$$

Für die in das System eingepprägten Kräfte Q_K , die an der Expansionseinheit des Kühlers angreifen, wird angesetzt

$$Q_K = F(t) = \hat{F} \sin(\omega t). \quad (6.16)$$

Die Lagrangeschen Bewegungsgleichungen werden allgemein nach dem Formalismus

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = Q_i \quad (6.17)$$

abgeleitet. Mit vorigen Betrachtungen lassen sich diese für die Systemvariante 0 schreiben zu:

$$\begin{aligned} m_Z \ddot{x}_Z - c_1 \left(x_A - \frac{u}{2} - x_Z \right) - c_3 (x_K - x_Z) - b_1 \left(\dot{x}_A - \frac{\dot{u}}{2} - \dot{x}_Z \right) - b_3 (\dot{x}_K - \dot{x}_Z) &= 0 \\ m_A \ddot{x}_A + c_1 \left(x_A - \frac{u}{2} - x_Z \right) - c_2 \left(x_K - \frac{u}{2} - x_A \right) + b_1 \left(\dot{x}_A - \frac{\dot{u}}{2} - \dot{x}_Z \right) - b_2 \left(\dot{x}_K - \frac{\dot{u}}{2} - \dot{x}_A \right) &= 0 \\ m_K \ddot{x}_K + c_2 \left(x_K - \frac{u}{2} - x_A \right) + c_3 (x_K - x_Z) + b_2 \left(\dot{x}_K - \frac{\dot{u}}{2} - \dot{x}_A \right) + b_3 (\dot{x}_K - \dot{x}_Z) &= -F(t) \end{aligned} \quad (6.18)$$

bzw. in Matrixschreibweise

$$\underline{\underline{M}}\ddot{\underline{x}} + \underline{\underline{B}}\dot{\underline{x}} + \underline{\underline{C}}\underline{x} = \underline{U}u + \underline{U}_p\dot{u} + \underline{F}, \quad (6.19)$$

wobei gilt

$$\underline{\underline{M}} = \begin{pmatrix} m_Z & 0 & 0 \\ 0 & m_A & 0 \\ 0 & 0 & m_K \end{pmatrix}, \quad \underline{\underline{B}} = \begin{pmatrix} b_1 + b_3 & -b_1 & -b_3 \\ -b_1 & b_1 + b_2 & -b_2 \\ -b_3 & -b_2 & b_2 + b_3 \end{pmatrix},$$

$$\underline{\underline{C}} = \begin{pmatrix} c_1 + c_3 & -c_1 & -c_3 \\ -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_3 & -c_2 & c_2 + c_3 \end{pmatrix} \quad (6.20)$$

$$\underline{U} = \begin{pmatrix} \frac{1}{2}c_1 \\ \frac{1}{2}c_2 - \frac{1}{2}c_1 \\ -\frac{1}{2}c_2 \end{pmatrix}, \quad \underline{U}_p = \begin{pmatrix} \frac{1}{2}b_1 \\ \frac{1}{2}b_2 - \frac{1}{2}b_1 \\ -\frac{1}{2}b_2 \end{pmatrix}, \quad \underline{F} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -F(t) \end{pmatrix}, \quad \underline{x} = \begin{pmatrix} x_Z \\ x_A \\ x_K \end{pmatrix}.$$

Mit den Ansätzen

$$\underline{x} = \hat{\underline{x}} \cdot e^{j\omega t}, \quad u = \hat{u} \cdot e^{j\omega t}, \quad \underline{F} = \hat{F} \cdot e^{j\omega t} \quad \text{und} \quad \hat{\underline{x}} = \begin{pmatrix} \hat{x}_Z \\ \hat{x}_A \\ \hat{x}_K \end{pmatrix}, \quad \hat{F} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \hat{F} \end{pmatrix} \quad (6.21)$$

läßt sich das Gleichungssystem (6.19) lösen. Es gilt

$$\begin{aligned} -\omega^2 \underline{\underline{M}}\hat{\underline{x}} + j\omega \underline{\underline{B}}\hat{\underline{x}} + \underline{\underline{C}}\hat{\underline{x}} &= \underline{U}\hat{u} + j\omega \underline{U}_p\hat{u} + \hat{F} \\ (-\omega^2 \underline{\underline{M}} + j\omega \underline{\underline{B}} + \underline{\underline{C}})\hat{\underline{x}} &= (\underline{U} + j\omega \underline{U}_p)\hat{u} + \hat{F} \end{aligned} \quad (6.22)$$

Dieses System wird in der Softwareumgebung Maple V programmiert. Es wird ein Gleichungssystem vom Typ $\underline{\underline{A}}\underline{x} = \underline{b}$ erzeugt und algebraisch nach \underline{x} gelöst. Als Unbekannte bleibt der aktuatorische Hub \hat{u} zu bestimmen. Entsprechend wird das System für $\hat{x}_K = 0$ (Kamera im ausgeregelten Zustand und in Ruhe) nach u gelöst.

Die Massen- und Steifigkeitsbelegung der Systemvariante wurde nach Vermessung der Teile, aus den 3D-Konstruktionsdaten sowie den numerischen Betrachtungen bestimmt. Ein baugleicher Aktuator wurde zur Bestimmung dessen Masseverteilung analysiert. Die mechanischen Hauptkenn-
daten werden in Anhang F zusammengefaßt. Für die Lösung des Systems wird angesetzt:

$$\begin{aligned} m_Z &= 0.842 \text{ kg} & m_A &= 0.054 \text{ kg} & m_K &= 1.814 \text{ kg} \\ c_1 &= 50.0 \text{ N}/\mu\text{m} & c_2 &= 33.3 \text{ N}/\mu\text{m} & c_3 &= 0.07 \text{ N}/\mu\text{m} \\ b_1 = b_2 = b_3 &= 0 \text{ Ns/m} & f &= 50 \text{ Hz} & \hat{F} &= 4.4 \text{ N}. \end{aligned}$$

Hiermit ergibt sich ein für die ideal vollständige Vibrationskompensation nötiger Aktuatorhub von $l = 102.5 \mu\text{m}$ bzw. eine piezokeramische Wegamplitude von $\hat{u} = 51.3 \mu\text{m}$. Weiterhin ergeben sich die Auslenkungen \hat{x}_A und \hat{x}_Z und die Federkräfte F_{c1} , F_{c2} und F_{c3} zu

$$\hat{x}_A = 25.7 \mu\text{m}, \quad \hat{x}_Z = 51.3 \mu\text{m}, \quad F_{c1} = 0.31 \text{ N}, \quad F_{c2} = 0.37 \text{ N} \quad \text{und} \quad F_{c3} = 1.63 \text{ N}.$$

Die Trägheitskräfte des Aktuators und der Zusatzmasse ergeben sich demnach zu

$$F_{mZ} = 1.93 \text{ N} \quad \text{und} \quad F_{mA} = 0.06 \text{ N}.$$

6.1.14 Übertragungsverhalten, Modellverifikation und systeminterne Schadensüberwachung

Den nachfolgenden experimentellen Untersuchungen am Gesamtsystem wird die Bestimmung der Übertragungscharakteristika von der Aktuatorik zur Sensorik im schadensfreien, montierten Systemzustand unter definierten Prüfrandbedingungen vorangestellt. Diese Untersuchung dient der Schaffung einer Datenbasis für die fortwährende Überwachung und Bewertung potentieller System-schädigungen während der verschiedenen Belastungsphasen der Struktur mit herausragender Bedeutung für die Systemqualifikation. Detektierbare Schädigungen können Rißbildungen, Materialermüdungen, plastische Verformungen, Ausfall oder Degradation der aktuatorischen oder sensorischen Wandler aber auch das Lockern der Verbindungselemente darstellen, die sich in modifizierten Übertragungscharakteristika widerspiegeln. Für die Schadensüberwachung wird das Übertragungsverhalten vor und nach jeder kritischen Belastung, unter ideal identischen Prüfbedingungen bestimmt und bewertend verglichen.

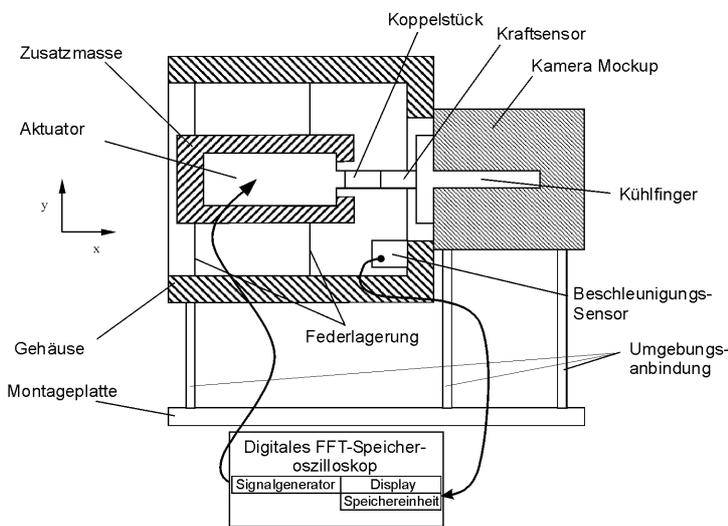


Bild 6.25: Schema des Versuchsaufbaus zur Messung der Übertragungscharakteristik

Für die Schadensbewertung muß beachtet werden, daß eine exakte Reproduktion der initialen Referenz-Prüfbedingungen technisch nicht realisierbar ist. Es wirken sich sowohl systemin- wie -externe Betriebs- und Umgebungsbedingungen verfälschend aus. Typische Einflußparameter sind Temperatur und Feuchte (diese haben deutlichen auf das piezokeramische Wandlerverhalten, s. Kapitel 4) und die mechanische Umgebungsanbindung (Schraubenanzug, Elastizität). Der zeitliche und technische Aufwand sowohl zur Ermittlung und Wiederherstellung exakter Prüfparameter muß zwangsläufig begrenzt werden.

Folglich sind leichte Abweichungen der Meßkurven unvermeidbar und nicht auf Strukturschäden zurückzuführen. Eine qualitative Untersuchung solcher Abweichungen ist generell durchzuführen, jedoch sind nur bei deutlichen Differenzen der Übertragungscharakteristika sind Schädigungen zu vermuten und ein detailliertes Studium der Systeme nötig. Besonders während der Qualifikationsphase der Struktur zum Nachweis deren Raumfahrttauglichkeit mit extremer Lastumgebung kommt dieser systeminternen Schadensüberwachung eine kritische Bedeutung zu. Sie wird in diesem Rahmen durch geeignete Zusatzprüfungen ergänzt.

6.1.14.1 Experimentelle Untersuchungen

Die Strukturüberwachung erfolgt durch Anregung des Aktuators und Ermittlung der Übertragungsfunktionen zu den Sensoren. Die lateralen Beschleunigunganteile werden durch die triaxiale Sensorik mit erfaßt, nachfolgend werden jedoch nur die aktuatorisch parallelgerichteten Komponenten betrachtet. Die Erregung erfolgt durch ein weißes Rauschsignal im Bereich von $f_{\text{Test}} = 0 \dots 2000$ Hz mit einer Amplitude von $U_{\text{Test,dyn.}} = 20$ Vp. Die Meßdatenerfassung und -visualisierung erfolgt mit einem digitalen FFT-Speicher-oszilloskop, eine detaillierte Datenauswertung wird anschließend PC-gestützt durchgeführt. Der Versuchsaufbau wird in Bild 6.25 schematisiert dargestellt. Die gemessenen, referenziellen Funktionsverläufe werden in Bild 6.26 wiedergegeben. Die erste Eigenfrequenz

liegt bei $f_1 = 293$ Hz und beruht auf der Umgebungsanbindung des Prüflings. Die zweite Eigenfrequenz wird zu $f_2 = 945$ Hz ermittelt. Sie wird durch die adaptive Ergänzungssystematik bestimmt und liegt im Sinne einer robusten Systemauslegung ohne Startverriegelungssysteme in hinreichender Nähe der anvisierten Frequenz von $f_0 = 1000$ Hz, vgl. Kapitel 6.1.1.

Ergänzend zur dynamischen wird eine statische Schadensdiagnose eingeführt. Hierfür wird der Aktuator mit einer Ansteuerspannung von $U_{\text{Test,stat.}} = 1000$ V aktiviert und die statische Verschiebung des Fußstückes per Lasertriangulation berührungslos zu $l_0 = 125$ μm gemessen. Dieser Test wird vor und nach der Umweltsimulationen zur Qualifikation der Raumfahrtstruktur in den Laboren des DLR Braunschweig sowie vor und nach Durchführung des Langzeitbelastungstests durchgeführt.

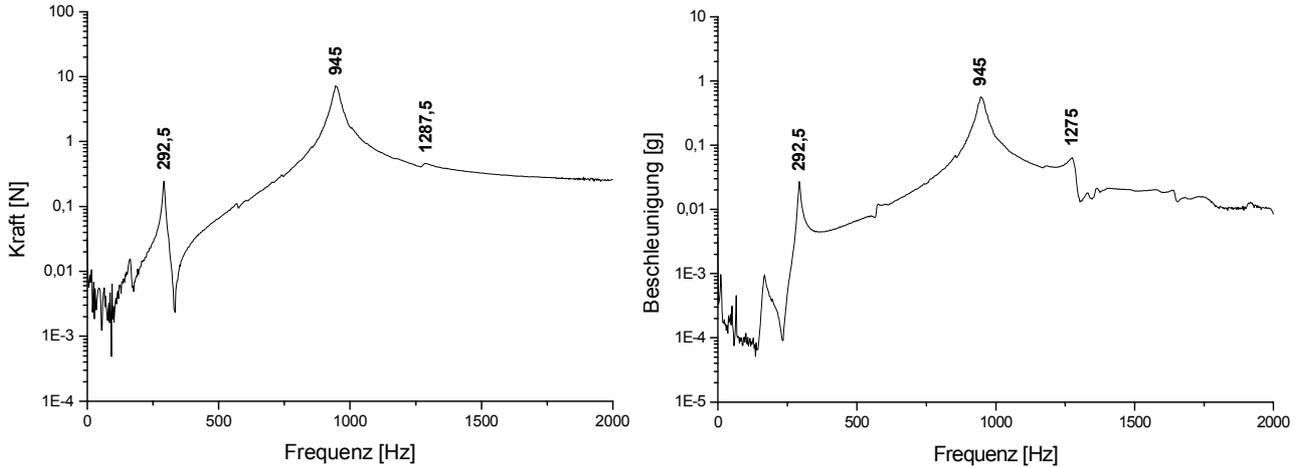


Bild 6.26: Übertragungsfunktionen der Variante 0, dyn. Funktionstest zur Schadensüberwachung

6.1.14.2 Verifikation und Anpassung des mechanisches Modells

Neben der wichtigen kontinuierlichen, systeminternen Schadensüberwachung ermöglicht die experimentelle Bestimmung der Eigenfrequenzen einen Abgleich des analytischen Modells aus Kapitel 6.1.13. Hierzu wird dieses um die Systemanbindung an die Laborumgebung erweitert. Diese Anbindung ergibt sich aus den Strukturfüße der Kamera und des Ergänzungssystems, Pos. 19. Experimentell wurde ein starker Einfluß der Verschraubungsparameter besonders der Schraubenanzugsmomente an dieser Anbindung auf das funktionale Verhalten ermittelt.

Bild 6.27 skizziert diesen Modellansatz. Die Bewegungsgleichungen nach Glg. (6.18) werden erweitert zu:

$$\begin{aligned}
 m_Z \ddot{x}_Z - c_1 \left(x_A - \frac{u}{2} - x_Z \right) - c_3 (x_K - x_Z) - b_1 \left(\dot{x}_A - \frac{\dot{u}}{2} - \dot{x}_Z \right) - b_3 (\dot{x}_K - \dot{x}_Z) &= 0 \\
 m_A \ddot{x}_A + c_1 \left(x_A - \frac{u}{2} - x_Z \right) - c_2 \left(x_K - \frac{u}{2} - x_A \right) + b_1 \left(\dot{x}_A - \frac{\dot{u}}{2} - \dot{x}_Z \right) - b_2 \left(\dot{x}_K - \frac{\dot{u}}{2} - \dot{x}_A \right) &= 0 \quad (6.23) \\
 m_K \ddot{x}_K + c_2 \left(x_K - \frac{u}{2} - x_A \right) + c_3 (x_K - x_Z) + c_4 x_K + b_2 \left(\dot{x}_K - \frac{\dot{u}}{2} - \dot{x}_A \right) + b_3 (\dot{x}_K - \dot{x}_Z) + b_4 \dot{x}_K &= -F(t)
 \end{aligned}$$

Hieraus werden die Systemmatrizen abgeleitet zu:

$$\underline{\underline{M}} = \begin{pmatrix} m_Z & 0 & 0 \\ 0 & m_A & 0 \\ 0 & 0 & m_K \end{pmatrix}, \underline{\underline{B}} = \begin{pmatrix} b_1 + b_3 & -b_1 & -b_3 \\ -b_1 & b_1 + b_2 & -b_2 \\ -b_3 & -b_2 & b_2 + b_3 + b_4 \end{pmatrix}, \underline{\underline{C}} = \begin{pmatrix} c_1 + c_3 & -c_1 & -c_3 \\ -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_3 & -c_2 & c_2 + c_3 + c_4 \end{pmatrix}$$

$$\underline{\underline{U}} = \begin{pmatrix} \frac{1}{2} \underline{\underline{c}}_1 \\ \frac{1}{2} \underline{\underline{c}}_2 - \frac{1}{2} \underline{\underline{c}}_1 \\ -\frac{1}{2} \underline{\underline{c}}_2 \end{pmatrix}, \quad \underline{\underline{U}}_p = \begin{pmatrix} \frac{1}{2} \underline{\underline{b}}_1 \\ \frac{1}{2} \underline{\underline{b}}_2 - \frac{1}{2} \underline{\underline{b}}_1 \\ -\frac{1}{2} \underline{\underline{b}}_2 \end{pmatrix}, \quad \underline{\underline{F}} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -F(t) \end{pmatrix} \text{ und } \underline{\underline{x}} = \begin{pmatrix} x_Z \\ x_A \\ x_K \end{pmatrix}. \quad (6.24)$$

Zur Bestimmung der Systemeigenfrequenzen wird das zugehörige Eigenwertproblem der Glg. (6.22) gelöst. Dafür wird das homogene Gleichungssystem betrachtet.

$$(-\omega^2 \underline{\underline{M}} + j\omega \underline{\underline{B}} + \underline{\underline{C}}) \hat{\underline{\underline{x}}} = \underline{\underline{0}} \quad (6.25)$$

Die nichttriviale Lösung dieses System läßt sich bekanntlich nach Lösen des charakteristischen Polynoms

$$\det(-\omega^2 \underline{\underline{M}} + j\omega \underline{\underline{B}} + \underline{\underline{C}}) = 0 \quad (6.26)$$

ermitteln. Diese Berechnung wird in Maple V programmiert.

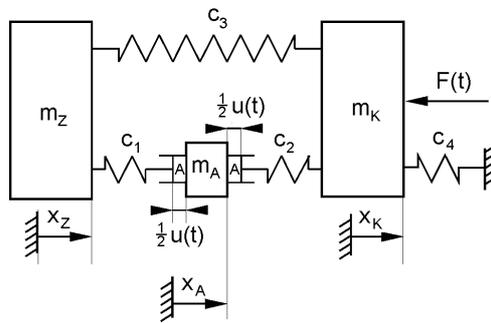


Bild 6.27: Erweitertes mechanisches Modell, Berücksichtigung der Strukturanbindung

Die Anbindungssteifigkeit der parallelgeschalteten Pos. 19 und der Kamerafüße, vgl. Bild 6.15, wird analog zu Kapitel 6.1.10.2 numerisch bestimmt und zu $c_4 = 8.8 \cdot 10^6 \text{ N/m}$ vereinfacht. Nach Einsetzen in die Modellgleichungen werden damit die Systemeigenfrequenzen mit den relevanten Kenndaten, s. Anhang, zu

$$f_1 = \omega_1 / 2\pi = 280 \text{ Hz} \qquad f_2 = \omega_2 / 2\pi = 960 \text{ Hz} \qquad f_3 = \omega_3 / 2\pi = 6350 \text{ Hz}$$

berechnet.

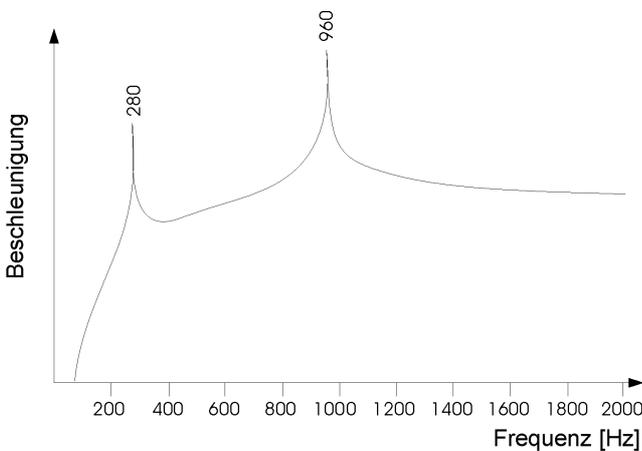


Bild 6.28: Berechnete Übertragungscharakteristik, Beschleunigung an der Kamera

Die dritte Eigenfrequenz liegt oberhalb des experimentell betrachteten Frequenzbereichs von $f_{\text{Test}} = 0 \dots 2000 \text{ Hz}$ und wird für den Modellabgleich nicht weiter betrachtet. Die Übereinstimmung der ersten beiden analytisch bestimmten Eigenfrequenzen mit den Meßergebnissen beträgt in beiden Fällen weniger als 5% und kann unter Berücksichtigung der getroffenen Vereinfachungen zur analytischen Systemmodellierung als sehr gut bewertet werden. Der Funktionsverlauf wird aus der analytisch bestimmten Amplitude der Kamerabewegungen x_K in Abhängigkeit der freien Parameter, der Frequenz f und dem Aktuatorhub \hat{u} bestimmt.

Durch Erweiterung mit ω^2 wird der in Bild 6.28 dargestellte Verlauf der Beschleunigungen an der Kamera gemäß dem in Bild 6.25 skizzierten Versuchsaufbau ermittelt. Die Skalierung der Ordinate besitzt nur qualitative Bedeutung, da die Strukturantwort an der Kamera abhängig von der eingespeisten Energie des Aktuators ist und letztere bei dieser Berechnung frei gewählt wird.

6.1.15 Funktionsnachweis der adaptiven Vibrationskompensation mit adaptiver Regelung

Der Entwurf des adaptiven Feedforward-Reglers ist kein Bestandteil der hier vorgestellten Arbeiten und wird in [83.] detailliert beschrieben. Für eine vollständige Systembeschreibung der adaptiven Vibrationskompensation wird er nur zusammenfassend kurz vorgestellt.

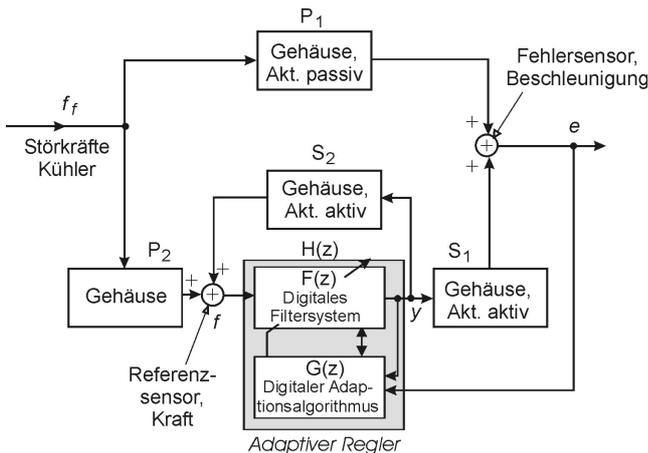


Bild 6.29: Blockschaltbild des adaptiven Feedforward Reglers

Adaptive Regler nutzen gegenüber den klassischen Reglern mit unveränderlichem Signalfluß die Rückführung des Fehlersignals zur Adaption der Reglerparameter. Da diese Parameteradaption ohne externen Systemeingriff erfolgt, werden diese Regler als selbstoptimierend bezeichnet. Ziel der adaptiv geregelten Kompensationsstruktur ist die maximale Reduktion der Vibrationen an der Kamera in der Nähe der Betriebsfrequenz des Kühlsystems. Eine multifrequent-schmalbandige und breitbandige adaptive Regelung in Analogtechnik ist Bestandteil laufender Forschungsarbeiten des DLR.

Bild 6.29 zeigt das Blockschaltbild für die adaptive Schwingungskompensation. Das Fehlersignal e wird vom an Pos. 1 montierten Beschleunigungssensor geliefert. Das für die Adaption der Regelparameter benötigte Referenzsignal f liefert der zwischen Aktuator und Kühlersystem liegende Kraftsensor, Pos. 5. Die skizzierten Blöcke repräsentieren die kontinuierlichen Übertragungsfunktionen in den primären, $P_1(s)$ und $P_2(s)$, und den sekundären Übertragungstrecken, $S_1(s)$ und $S_2(s)$. Die Pfeile verdeutlichen den Signalfluß. Die diskrete Übertragungsfunktion $H(z)$ beschreibt das Verhältnis der gemessenen Kraft f und dem Reglerausgangssignal y zur Aktivierung der aktuatorischen Kompensationskräfte. Zur Vereinfachung des Blockdiagramms wurde auf die Darstellung der A/D- und D/A-Wandler verzichtet. Sie können als Bestandteile der genannten Transferfunktionen verstanden werden.

Für den ausgeregelten, optimalen Systemzustand hat das Fehlersignal e den Wert Null angenommen: Für die Beschleunigungen an der Kamera gilt $\ddot{x}_K = 0$. Für diesen Fall gilt für die optimale Übertragungsfunktion $H_{\text{opt}}(z)$

$$H_{\text{opt}} = -S_1^{-1} P_1 [P_2 - S_2 S_1^{-1} P_1]^{-1}. \quad (6.27)$$

Die Reglerfunktion $H(z)$ wird hierbei aus zwei digitalen Komponenten, einem FIR Filter $F(z)$ mit transversalen und einem Leaky-LMS Adaptionsalgorithmus $G(z)$ mit transversalen und rekursiven Signalverläufen, gebildet und in Echtzeit berechnet. Beide Komponenten $F(z)$ und $G(z)$ besitzen lineare Charakteristika, die Abarbeitung des Adaptionsalgorithmus führt jedoch zu einer nichtlinearen Gesamtcharakteristik von $H(z)$. Konvergiert der Adaptionsprozeß mit $G(z) \rightarrow 0$ bei $e \rightarrow 0$ nimmt $H(z)$ eine lineare Charakteristik an.

Für die Realisierung als echtzeitfähiges System wurde der Regler auf einer DSP32C Floating Point Signalprozessorkarte von AT&T in Kombination mit 16-Bit A/D- und D/A-Wandlern umgesetzt. Die Reglercharakteristik wird über einen PC überwacht. Das Reglerausgangssignal wurde über aktuatorische Leistungsverstärker von $-5...+5$ V hundertfach verstärkt. Bei einem gewählten Spannungsoffset von $U_0 = 500$ V für einen unipolaren Systembetrieb kann eine maximale Aktuatoransteuerung mit $U_D = 0...1000$ V erfolgen. Das Reglerausgangssignal wurde mit 60 Hz tiefpaßgefiltert, da das digitale FIR-Filter periodisch Unstetigkeiten aufweist, die den piezokeramischen Aktuator sehr hochfrequent mit resultierenden hohen Trägheitskräften unerwünscht erregen können. Die Meßdatenverarbeitung wurde wie zuvor mit einem digitalen FFT-Speicheroszilloskop durchgeführt. Die Gesamtstruktur wurde auf elastischen Dämpfermatten gelagert, um eine Entkopplung von störenden Umgebungseinflüssen zu realisieren. Der adaptive Funktionsnachweis während des Kryokühlerbetriebs wurde sowohl für den Zustand maximaler Störungen direkt nach dem Einschalten des Kühlsystems als auch bei reduzierten Störungen nach einigen Minuten Betriebszeit erfolgreich durchgeführt. Alle nachfolgenden Betrachtungen beziehen sich auf den ungünstigsten kalten Kühlerzustand.

Verschiedene Tests zur Verifikation einer hohen Qualität des adaptiven Reglers wurden unternommen. Es wurden hierbei neben dem normalen Kryokühlerbetrieb variable Umgebungstemperaturen, veränderliche Betriebszustände, Störgrößenschwankungen und externe Impulsbelastungen simuliert und in allen Fällen eine drastische Minderung der Störungen nachgewiesen. Bild 6.30 und Bild 6.31 verdeutlichen das Systemverhalten im Zeitbereich. In Bild 6.30 wird der Anschaltvorgang des Reglers am Verlauf des Fehlersignals gezeigt. Wie ersichtlich wird nach $t < 1$ s die Strukturidentifikation und die Berechnung der optimalen Filterkoeffizienten und damit der Adaptionalgorithmus bis nach Reaktivierung des Reglersystems abgeschlossen. Dieser Zustand wird für BIRDS entsprechend der Meßhäufigkeit maximal fünfmal täglich eintreten. Die relative Adaption an jede folgende Störung wird nun quasi in Echtzeit durchgeführt, vgl. Bild 6.32, links. Bild 6.31 vergleicht das Fehlersignal für den ungeregelten und den ausgeglichenen Zustand.

Meßergebnisse

In Bild 6.32 werden die Meßergebnisse für das Fehlersignal im Frequenzbereich zusammengefaßt. Links wird das Wirkprinzip des adaptiven Reglers verdeutlicht, der nach initialen Systemidentifikation die Störungen in Echtzeit kompensiert, so daß die Kamera während des kontinuierlichen Reglerbetriebs einer orbitalen Meßphase in Ruhe bleibt. Rechts wird die störende axiale Beschleunigungsamplitude an der Kamera für den ungeregelten und den adaptiv ausgeglichenen Zustand verglichen. Der geregelte Zustand bezieht sich auf eine Ansteuerung des

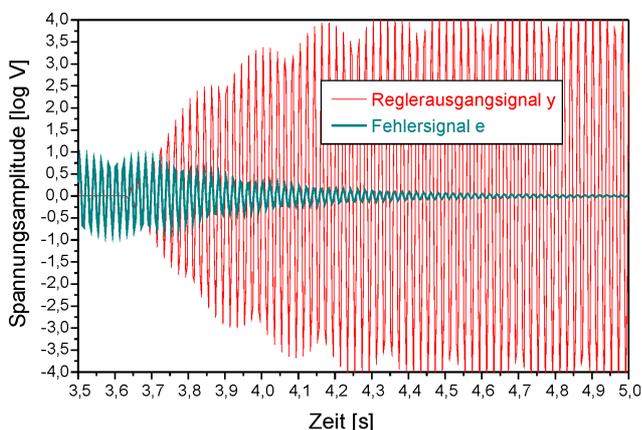


Bild 6.30: Anschaltvorgang des Reglers

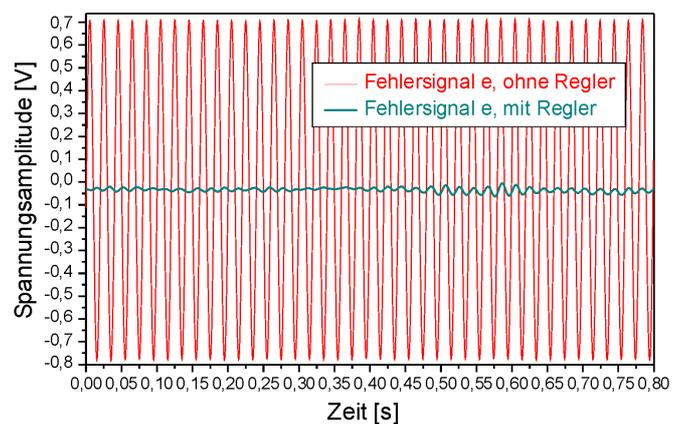


Bild 6.31: Fehlersignal im Zeitbereich

piezokeramischen Aktuators mit $U_D = 960 \text{ Vpp}$ bzw. $E_D = 1.6 \text{ kV/mm}$. Die Messungen liefern ein Verhältnis Störverhältnis des Fehlersignals im geregelten zum unregulierten Zustand von

$$\frac{\ddot{x}_{K,\text{mit Regler}}^{50\text{Hz}}}{\ddot{x}_{K,\text{ohne Regler}}^{50\text{Hz}}} = 2.189 \cdot 10^{-3} \quad \text{bzw.} \quad \frac{\ddot{x}_{K,\text{ohne Regler}}^{50\text{Hz}}}{\ddot{x}_{K,\text{mit Regler}}^{50\text{Hz}}} \approx 460. \quad (6.28)$$

Damit beträgt die adaptive Kompensation der Störvibrationen

$$V = 20 \cdot \log \left(\frac{\ddot{x}_{K,\text{ohne Regler}}^{50\text{Hz}}}{\ddot{x}_{K,\text{mit Regler}}^{50\text{Hz}}} \right) \approx 53.2 \text{ dB}, \quad (6.29)$$

die Störung wird vom Ausgangswert

$$\text{um} \quad 1 - \frac{\ddot{x}_{K,\text{mit Regler}}^{50\text{Hz}}}{\ddot{x}_{K,\text{ohne Regler}}^{50\text{Hz}}} \approx 99.8\% \quad \text{bzw. auf} \quad \frac{\ddot{x}_{K,\text{mit Regler}}^{50\text{Hz}}}{\ddot{x}_{K,\text{ohne Regler}}^{50\text{Hz}}} = 0.2\% \quad (6.30)$$

reduziert.

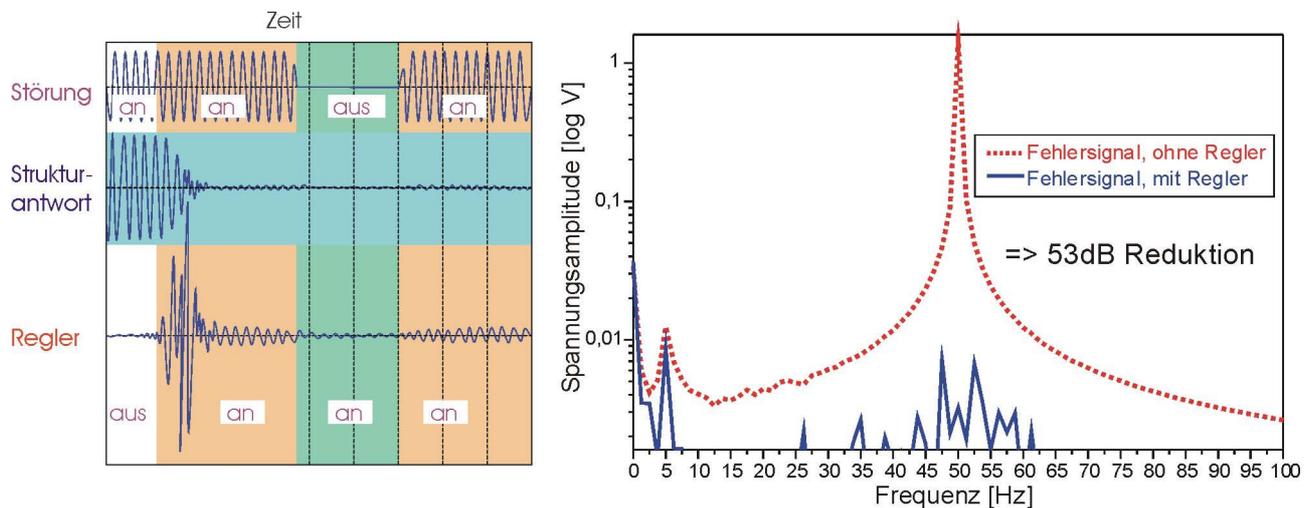


Bild 6.32: Adaptive Vibrationskompensation, Prinzip (l.) und Reduktion (r.)

Die residualen Vibrationen an der Kamera entsprechen im ausgeregelten Betrieb Beschleunigungswerten von $a = 2.38 \cdot 10^{-3} \text{ gpp}$. Zur Abschätzung der dann wirksamen Störkräfte werden diese Beschleunigungen auf die erregte träge Gesamtmasse der Kamera m_K nach Kapitel 6.1.13 bezogen. Damit ergibt sich eine Kraftamplitude von

$$F = m_K \cdot \frac{\ddot{x}_{K,\text{mit Regler}}}{2} = 1.814 \text{ kg} \cdot \frac{2.375 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \approx 2.11 \cdot 10^{-2} \text{ Npp} \quad (6.31)$$

also

$$\hat{F} \approx 1.06 \cdot 10^{-2} \text{ N}. \quad (6.32)$$

Im Vergleich zu dem international anerkannten Richtwert für zulässige Vibrationsniveaus moderner Kryokühler, nach [181.] [182.] gilt $F_{\text{zul}} \approx 0.2 \text{ N}$, wurde durch die Systemvariante 0 eine relative Verbesserung hierzu um den Faktor 18.9, also um mehr als eine Größenordnung nachgewiesen. Entsprechend kann im Bedarfsfall die Konstruktion der adaptiven Struktur in Masse, Volumen, aktuatorischem Hub bzw. elektrischem Leistungsbedarf angepaßt werden. Darüber hinaus gilt es, bei einer Ansteuerung von $E_{D,\text{max.}} = 1.6 \text{ kV/mm}$ im kalten Zustand des Kryokühlers, die Leistungsreserven nach Kapitel 6.1.8 für potentielle Systemanpassungen zu bedenken. Entsprechend verbessert sich die maximale Vibrationsminderung.

6.1.16 Systemqualifikation

Nachfolgend wird die erfolgreiche Systemqualifikation des vorgestellten adaptiven Struktursystems für verallgemeinerte Raumfahrtanwendungen diskutiert.

Entsprechend der konventionellen Testphilosophie zur Eignungsbewertung und Einsatzfreigabe von Raumfahrtstrukturen stellt die vorgestellte Systemvariante 0 einen Prototypen dar. Dieser muß mittels Qualifikationstests mit überhöhten Lasten auf seine technische Eignung geprüft werden. Die Hauptzielsetzung dieser Tests besteht in der Aufdeckung von grundlegenden Konstruktionsfehlern und der Zulassung der Systemkonstruktion. Im Sinne eines verallgemeinerten Nachweises der adaptiven Systemvariante 0 für weitere Raumfahrtanwendungen neben der BIRDS Mission und zur Verifikation der technologischen Reife der Adaptronik für dieses technische Umfeld wird die vorgestellte Struktur über verallgemeinerte Qualifikationsparameter nach ESA-Richtlinien hinausgehend weiter übertestet. An einem zu startenden Flugmodell, das die orbitale Systemfunktion ausüben soll und dem erfolgreich qualifizierten Prototypen exakt identisch auszuführen ist, werden vor dem Raketenstart Abnahmetests mit reduzierten Lasten durchgeführt werden. Diese dienen im Gegensatz zur Systemqualifikation dem rechtzeitigen Ausschluß potentieller Material-, Fertigungs- und Montagefehler.

6.1.16.1 Übersicht

Für die Systemqualifikation werden dynamische Start- und thermische Umgebungslasten im orbitalen Vakuum simuliert. Für die verallgemeinerte Technologiebewertung werden missionsunabhängige, verallgemeinerte ESA-Prüfparameter [217.] angesetzt und diese zusätzlich angehoben:

Für die zufallserregten Startlasten werden die BIRDS-Qualifikationsparameter um 100% überschritten. Für die Simulation thermischer Vakuumlasten werden zusätzlich belastende Wärmeleitungen in den Prüfling eingearbeitet und die maximalen Testparameter verfügbarer Simulationsanlagen des DLR angesetzt. Ergänzend zur konventionellen thermalen Vakuumqualifikation wurde die adaptive Struktur während der gesamten Prüfdauer kontinuierlich aktiv betrieben. Damit wurde der orbitale Systembetrieb deutlich übersteigert simuliert und ESA-Kriterien überschritten. Die Schocktests zur Simulation pyrotechnischer Abtrennvorgänge werden mit BIRDS- und ESA-identischen Testkriterien durchgeführt. Eine Verschärfung dieser Parameter wird als unnötig bewertet. Eine Qualifikation für statische und akustische Startlasten wird unterlassen. Die statischen Lasten werden hinreichend genau durch numerische Festigkeitsbetrachtungen und Berücksichtigung konservativer Sicherheitsfaktoren abgedeckt. Die akustischen Belastungen werden nach [217.] als unkritisch eingeschätzt, da die Struktur als Nutzlastkomponente im Innern des Satelliten positioniert wird und nur kleine Oberflächen besitzt. Die Prüfung der mechanischen Startbelastungen wird daher auf zufallserregte (*Random Vibration*) und Schockbelastungen konzentriert. Ein Lebensdauernachweis unter den verschärften Prüfbedingungen eines kontinuierlichen Dauerbetriebs des adaptiven Systems wird ergänzt. Die in Kapitel 5.5.1.7 für eine verlängerte BIRDS-Mission abgeschätzte Betriebszyklenzahl für das adaptive Struktursystem wird um einen zusätzlichen Sicherheitsfaktor von $S = 3.7$ erweitert. Zusätzlich wird ein vielfacher Ausfall der elektrischen Energieversorgung sowie Schwankungen der Bordspannung simuliert.

Die Simulation der Startlasten und des thermischen Vakuums erfolgt auf Raumfahrttestanlagen des DLR Berlin, der Lebensdauertest wird in den Laboren des DLR Braunschweig durchgeführt. Die Prüfungen einleitend werden in Braunschweig die in Kapitel 6.1.14.1 beschriebenen statischen und dynamischen Referenztests zur Schadensüberwachung unter definierten Prüfbedingungen durchge-