

Bericht Nr. 1 / 1992 zum BMFT Verbundforschungsprojekt
Einsatz der Mikromechanik zur Herstellung
frequenzanaloger Sensoren

BIZERBA Werke Balingen

TE-MS

30.06.1992

Inhaltsverzeichnis

1. Angepasste Krafteinleitungen für Si-Sensorelemente
 - 1.1 Prinzip der elastischen Kraftuntersetzung
 - 1.2 Unterschiede zwischen Hebeluntersetzung und elastischer Untersetzung
2. Messergebnisse
 - 2.1 Nachweis des Sensoreffekts einer BOSCH-Stimmgabel bezüglich der Kraftmessung
 - 2.2 Versuche mit Kraftaufnehmern mit elastischer Untersetzung und Si-Resonator
 - 2.3 Ausblick

Anhang: Technische Daten der Silizium-Resonatoren

1. Angepasste Krafteinleitungen für Si-Sensorelemente

Der Schwerpunkt der in diesem Bericht zusammengefassten Arbeiten lag in der Entwicklung von Krafteinleitungen für Kraftaufnehmer mit Siliziumresonator-Sensorelementen.

Grundlage dieser Untersuchungen waren die von BOSCH entwickelten Siliziumresonatoren mit ZnO - Antrieb. Die im Vergleich zu den früher verwendeten Quarzresonatoren unterschiedlichen Eigenschaften dieser Elemente erfordern eine Überarbeitung der bisher verwendeten Krafteinleitungen.

Unter dem Begriff Krafteinleitung soll im folgenden immer ein das Sensorelement aufnehmendes Teil verstanden werden, das eine Kraftuntersetzung beinhaltet und eine weitgehend momentenfreie Krafteinleitung in das Sensorelement ermöglicht.

Für die Kraftaufnehmer auf Basis des BOSCH-Resonators werden zwei Konzepte für die Krafteinleitung untersucht, nämlich

- die echte Hebeluntersetzung in Monoblockbauweise
- eine elastische Kraftuntersetzung.

Die Hebeluntersetzung entspricht prinzipiell dem bereits mit den Quarzresonatoren benutzten Verfahren und wird hier nicht weiter beschrieben.

Das Prinzip der elastischen Kraftuntersetzung sowie die mess-technischen Eigenschaften dieses Verfahrens werden im folgenden diskutiert.

1.1 Prinzip der elastischen Kraftunterstützung

Das Prinzip der elastischen Kraftunterstützung ist in Bild 1 dargestellt. Es handelt sich hierbei um eine Kombination der das Sensorelement repräsentierenden Feder S, einer Parallelfeder P sowie einer Koppelfeder K.

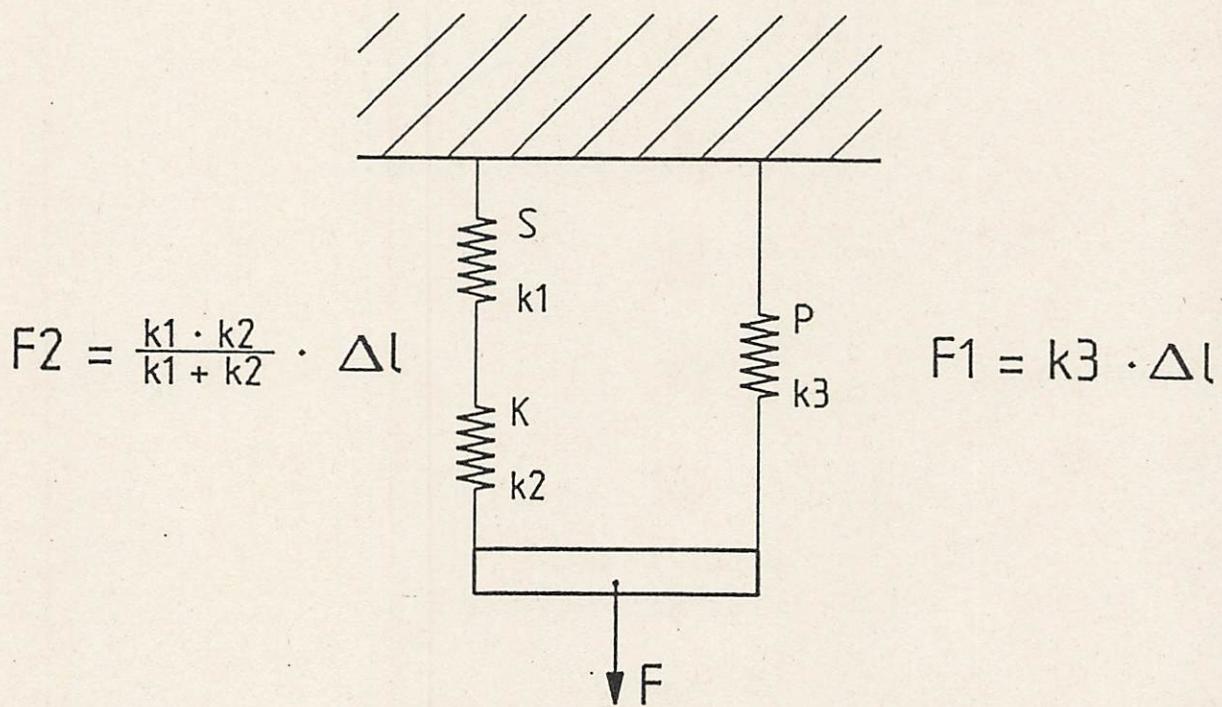


Bild 1: Federmodell der elastischen Kraftunterstützung

Die Federkonstanten der Elemente dieses Modells sind k_1 , k_2 und k_3 . Durch die eingeleitete Kraft F erfährt das System eine Dehnung δ_l . Die Parallelfeder P trägt hierbei einen Teil der eingeleiteten Kraft F , sodass dies effektiv einer Unterstützung der eingeleiteten Kraft bezüglich der an das Sensorelement weitergeleiteten Kraft entspricht.

Das Untersetzungsverhältnis \dot{U} , das dem Verhältnis der an das Sensorelement weitergeleiteten Kraft und der gesamten eingeleiteten Kraft entspricht, lässt sich wie folgt durch die Federsteifigkeiten k_1 , k_2 , k_3 ausdrücken:

$$\dot{U} = \frac{\frac{k_1 \cdot k_2}{k_1 + k_2}}{k_3 + \frac{k_1 \cdot k_2}{k_1 + k_2}} \quad (1)$$

Falls die Federsteifigkeit k_1 des Sensorelements sehr viel grösser als die Federsteifigkeit k_2 der Koppelfeder ist, so reduziert sich Gleichung (1) näherungsweise auf

$$\dot{U} = \frac{1}{1 + k_3/k_2} \quad (2)$$

Das Kraftuntersetzungsverhältnis gemäss Gleichung 2 ist in Bild 2 dargestellt.

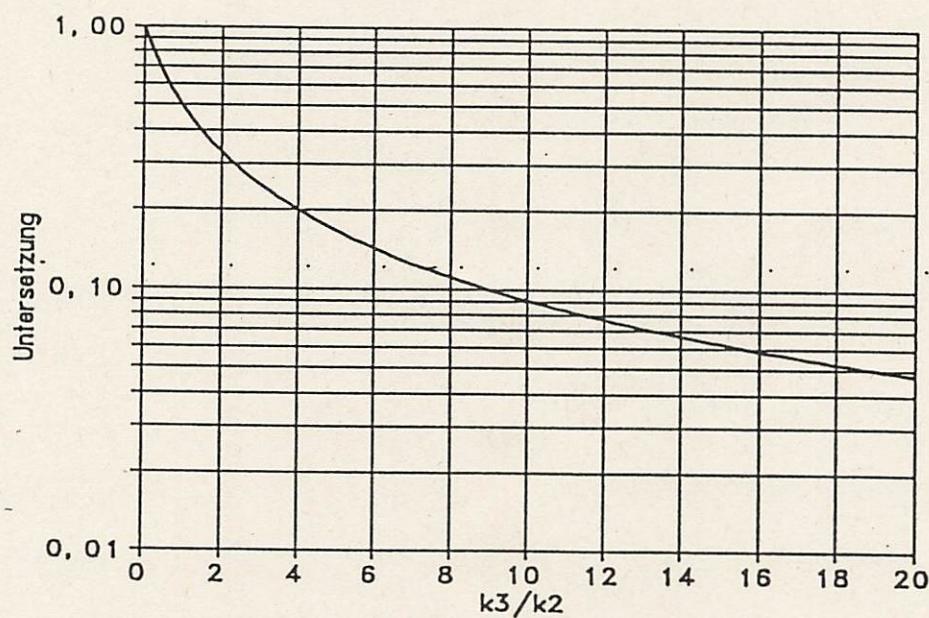


Bild 2: Kraftuntersetzungsverhältnis als Funktion des Verhältnisses der Federsteifigkeiten

1.2 Unterschiede zwischen elastischer Unterstützung und Hebelunterstützung

Von einer elastischen Kraftunterstützung zur Reduzierung der auf das Sensorelement von Kraftaufnehmern wirkenden Kraft können auf Grund der mit diesem Prinzip verbundenen Materialdehnungen andere messtechnische Eigenschaften erwartet werden als von echten Hebelunterstützungen.

Grundsätzlich ist eine echte Hebelunterstützung in Monoblockbauweise, wie sie in früheren Versuchen in Zusammenhang mit den Quarzresonatoren verwendet wurde, in Bezug auf die messtechnischen Fehler der Anordnung die bessere Lösung. Wegen der deutlich geringeren Kosten einer elastischen Unterstützung hat diese jedoch Vorteile bei Anwendungen, bei denen es nicht unbedingt auf höchste Genauigkeit ankommt. Im Rahmen dieses Projektes wird die elastische Kraftunterstützung auf ihre Eignung zum Aufbau von Kraftaufnehmern mit einem Si-Resonator als Sensorelement untersucht.

Im folgenden wird die elastische Kraftunterstützung im Hinblick auf die damit verbundenen messtechnischen Parameter für Kraftaufnehmer diskutiert.

Die bei Verwendung einer elastischen Kraftunterstützung entstehenden Fehler sind auf zwei Dinge zurückzuführen:

- a. Durch die deutlich grösseren Messwege bei Belastung.
- b. Durch die unterschiedlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten der Sensorelement-Feder, der Koppelfeder und der Parallelfeder.

Der grössere Messweg bei diesen Anordnungen hat jedoch auch einen Vorteil; ein wirksamer Überlastungsschutz bei Kraftaufnehmern ist bei Systemen mit grösserem Messweg einfacher zu realisieren als bei sehr steifen Systemen.

Bei folgenden messtechnischen Parametern ist durch eine elastische Kraftuntersetzung mit zusätzlichen Fehlern zu rechnen:

a. Temperaturgang des Nullpunkts

Diese Querempfindlichkeit ist bedingt durch unterschiedliche Ausdehnungskoeffizienten von Sensorfeder S, Parallelfeder P und Koppelfeder K. Die Grösse dieses Effekts nimmt mit zunehmender Steifigkeit k_2 der Koppelfeder K zu.

b. Temperaturgang der Empfindlichkeit

Dieser Fehler entsteht durch unterschiedliche Temperaturkoeffizienten der Elastizitätsmoduln von Sensorfeder, Koppelfeder und Parallelfeder.

c. Elastische Nachwirkungen (Kriechen)

Diese Effekte sind wesentlich bedingt durch die Materialeigenschaften der Parallelfeder P. Es ist tendenziell möglich, diesen Fehler durch geeignete Auslegung der Koppelfeder K zu reduzieren.

d. Hysteresefehler

Diese Fehler werden bedingt durch Materialeigenschaften der Parallelfeder P und der Koppelfeder K. Die Auswahl der Materialien für diese Komponenten hat erheblichen Einfluss auf den Hysteresefehler.

Im Rahmen dieses Projekts wird versucht, die durch eine elastische Kraftuntersetzung bedingten Fehler auf akzeptable Werte zu begrenzen, bezüglich der Hysterese und des Kriechens durch Wahl geeigneter Werkstoffe und Auslegung der Koppelfeder, bezüglich der Temperatureffekte durch entsprechende Verfahren in der Messwertverarbeitung.

2.1 Nachweis des Sensoreffekts einer BOSCH-Stimmgabel bezüglich der Kraftmessung.

Beim Verbundprojektpartner Bosch wurden im Zeitraum Januar bis Juni 1992 die ersten Muster von frequenzanalogen Siliziumstimmgabeln hergestellt. Hierbei handelt es sich um eine Dreifachbalkenstruktur aus Silizium, d.h. einem schwingenden Zentralbalken mit zwei seitlich angebrachten Verstärkungsstegen. Die Stimmgabel wird mit Hilfe von Zinkoxid piezoelektrisch erregt. Die genauen elektrischen und mechanischen Daten der Musterstimmgabeln von Bosch findet man in einem früheren Statusbericht der Firma Bosch ausführlich aufgelistet.

Zusätzlich wurde eine elektrische Oszillatorschaltung für die Schwingungsanregung der frequenzanalogen Sensoren, ebenfalls bei Bosch, entwickelt.

Mit den Boschsensoren und der elektrischen Oszillatorschaltung wurden bei BIZERBA erste Versuche mit Kraftaufnehmern gemacht. Zuerst mußte ja sichergestellt werden, ob mit den Probemustern der Firma Bosch bezüglich der Verwendung als Kraftaufnehmer ein eindeutiger Messeffekt, d.h. eine stetige Frequenzänderung bei mechanischer Belastung des Sensors, auftritt. Zu diesem Zweck wurde eine Siliziumstimmgabel mit Hilfe von einem DMS-Kleber (Vishay M Bond 610) flach an beiden Enden auf die saubere Oberfläche von einem Biegestab (Modell BL12 von BIZERBA) aufgeklebt. Bei der Firma Bosch wurde dann die Stimmgabel mit Hilfe eines Bonders, mit auf dem Biegestab aufgeklebten Lötstützpunkten, elektrisch verbunden. Die Verbindungsdrähte betragen in ihrer Länge ungefähr 3 mm. Die Lötstützpunkte sind exakt neben der Stimmgabel auf dem Biegestab festgeklebt. Der bei dem Experiment verwendete schwingende Zentralbalken war 4 mm lang, 1.5 mm breit und 50 μm dick. Der Biegebalken mit dem Sensor und dem Oszillator wurde auf eine Waagengrundplatte geschraubt, vollständig elektrisch verdrahtet und mit einer Lastschale versehen. An den Oszillator wurde direkt ein Frequenzzähler angeschlossen und die gesamte Anordnung in Betrieb genommen. Die Grundfrequenz des Sensors lag bei 12 kHz. Bei Belastung der Waage mit Eichgewichtssteinen bog sich der Biegestab (Federkörper) mit dem darauf aufgeklebten Boschsensor. Mit zunehmender Belastung stieg ebenfalls die mechanische Resonanzfrequenz der Stimmgabel und damit auch die Frequenz der Oszillatorschaltung. Der Frequenzhub betrug bei Belastung mit 5 kg 873 Hz. Die eindeutige Frequenzänderung hat einen parabelförmigen Verlauf. Dieser Sachverhalt ist damit erklärbar, daß die Stimmgabel im aktiven Verformungsbereich des Lenkers sowohl gedehnt, als auch gestaucht wird. Das Experiment mit dem BL-Biegestab von BIZERBA erbringt somit den Nachweis eines Messeffekts. Die hiermit verbundene Wägezelle ist leider nicht eckenabgleichbar. Der Eckenabgleich ist für den eichpflichtigen Verkehr eine unabdingbare Voraussetzung!

2.2 Versuche mit Kraftaufnehmern mit elastischer Untersetzung und Si-Resonator.

Im Verlauf des 1. Halbjahres 1992 wurden zwei weitere Kraftaufnehmer mit Boschsensoren appliziert. Als Kleber fand wieder der DMS-Kleber Verwendung. Hierbei handelt es sich um eine Standardklebetechnik. Die Klebedetails hierzu sind in früheren Berichten zu diesem Verbundprojekt aufgeschrieben. Bei den Experimenten mit dem ersten Kraftaufnehmer stellte sich heraus, daß der Frequenzhub für die Stützstellenberechnung nicht ausreichend war. Die Approximation bez. Linearisierung wurde sowohl mit kubischen Splines als auch mit Tschebyscheffpolynomen versucht. Als Richtwert für eine erfolgreiche Approximation braucht man bei einer Belastung von 10 kg mindestens einen Frequenzhub von rund 1 kHz und mehr! Weitere Details zur Approximation stehen in früheren Berichten zu diesem Verbundforschungsprojekt im Beitrag der Firma BIZERBA. Aus dem soeben genannten Grund bezüglich dem geringen Frequenzhub wurden daher beide seitlichen Verstärkungsstege der Stimmgabel bei der Firma Bosch mit einem Laser durchgebrannt. Eine enorme Empfindlichkeitssteigerung war die Folge: Die Sensorempfindlichkeit betrug 1 kHz bei 1 kg Belastung! Leider zerbrach der Sensor bei den anschliessenden Versuchen zur Optimierung der elektrischen Oszillatorschaltung. Bis zum Statusseminar im Juni 1992 gelang keine Wiederholung dieses Erfolgs. Solch eine Empfindlichkeit wird in weiteren Versuchen angestrebt. Die Bruchbelastung des verstärkungsstegfreien Kraftsensors im Kraftaufnehmer beträgt ungefähr 10 kg. Bei den Experimenten mit dem zweiten Kraftaufnehmer wurden vorsichtshalber die Verstärkungsstege des Boschsensors nicht durchgetrennt. Der Frequenzhub betrug bei einer Belastung von 4 kg rund 221 Hz. Dies entspricht einer mittleren Empfindlichkeit von 55 Hz/kg. Bei den jetzt anschliessenden Linearisierungsexperimenten stellte sich jedoch heraus, daß die elektrische Oszillatorschaltung im oberen Belastungsbereich des Sensors ab 5 kg Belastung nicht mehr eindeutig schwingt. Aus diesem Grund wurden die ersten Linearisierungsexperimente zur kg-Berechnung aus gemessenen Frequenzwerten bei Belastung der Wägezelle im Belastungsbereich von 0 kg bis 4 kg durchgeführt. Die Grundfrequenz des Sensors bei 0 kg Belastung betrug rund 8.3 kHz. In Bild 3 ist das Rohsignal (also die Frequenz in kHz) in Abhängigkeit von der Last (kg) gezeigt. Hierbei ist aus den Pfeilen diejenige Kurve für zunehmende Belastung und abnehmende Belastung ersichtlich. Die Bestimmung des Approximationspolynoms aus dem Rohsignal und den Kilogrammwerten wurde als erster Schritt bei dem Linearisierungsexperiment vorgenommen.

Als nächster Schritt wurde jetzt eine Echtzeitmessung durchgeführt, d.h aus den gemessenen Rohsignalwerten wurden mit Hilfe des Approximationspolynoms (Polynom 2. Ordnung) die jeweiligen Gewichtswerte der Wägezelle ausgerechnet. Um ein Maß für die Genauigkeit der Approximation der berechneten Kilogrammwerte zu bekommen, wurde für alle berechneten kg-Werte jeweils die Abweichung vom Sollwert ausgerechnet. In Bild 4 ist diese Abweichung der ausgerechneten kg-Werte zu den Eichgewichtskilogrammwerten in Prozent in Abhängigkeit vom einzelnen, auf die Wägezelle aufgestellten Eichgewichtswert aufgetragen. Der Fehler ist für eine 6000 d Wägezelle noch viel zu groß. Als Richtwert für eine Teilung von 6000 d darf der gerade beschriebene Fehler rund 0.01 Prozent betragen. Eine Verbesserung der Oszillatorschaltung und ein größerer Hub der Wägezelle dürften diesen Fehler erheblich verkleinern.

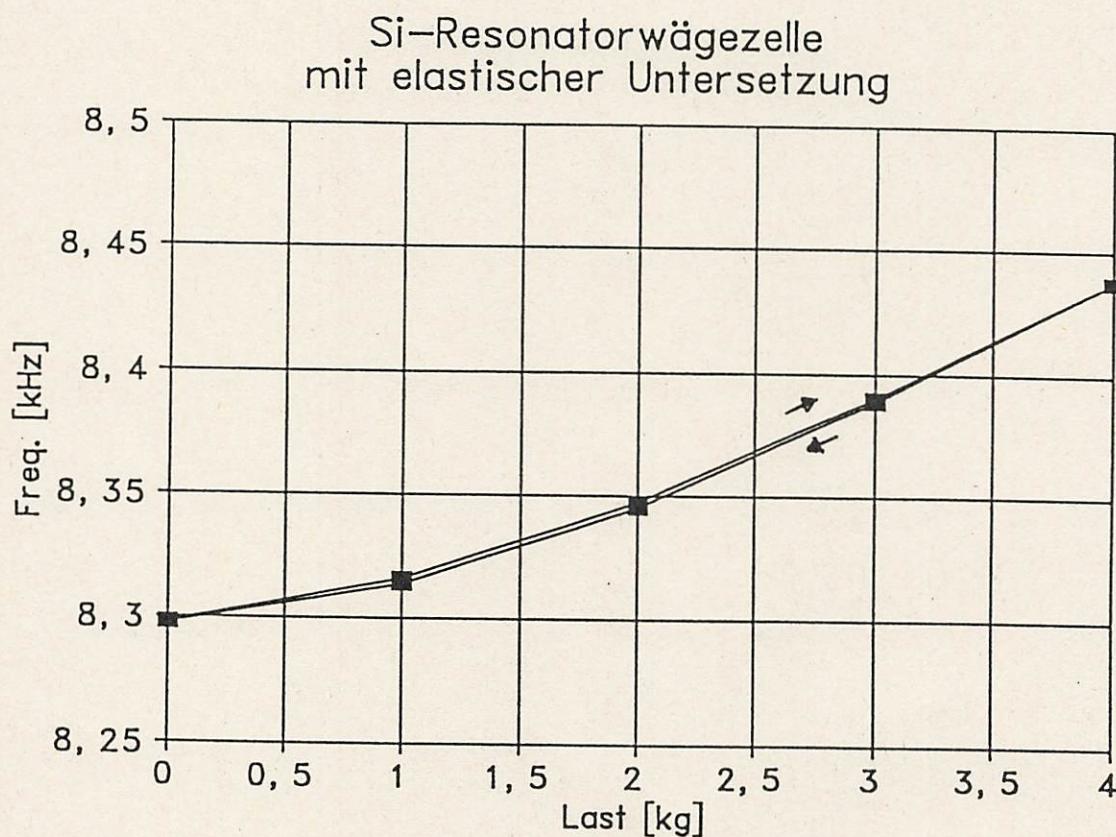


Bild 3: Rohsignal als Funktion der Last

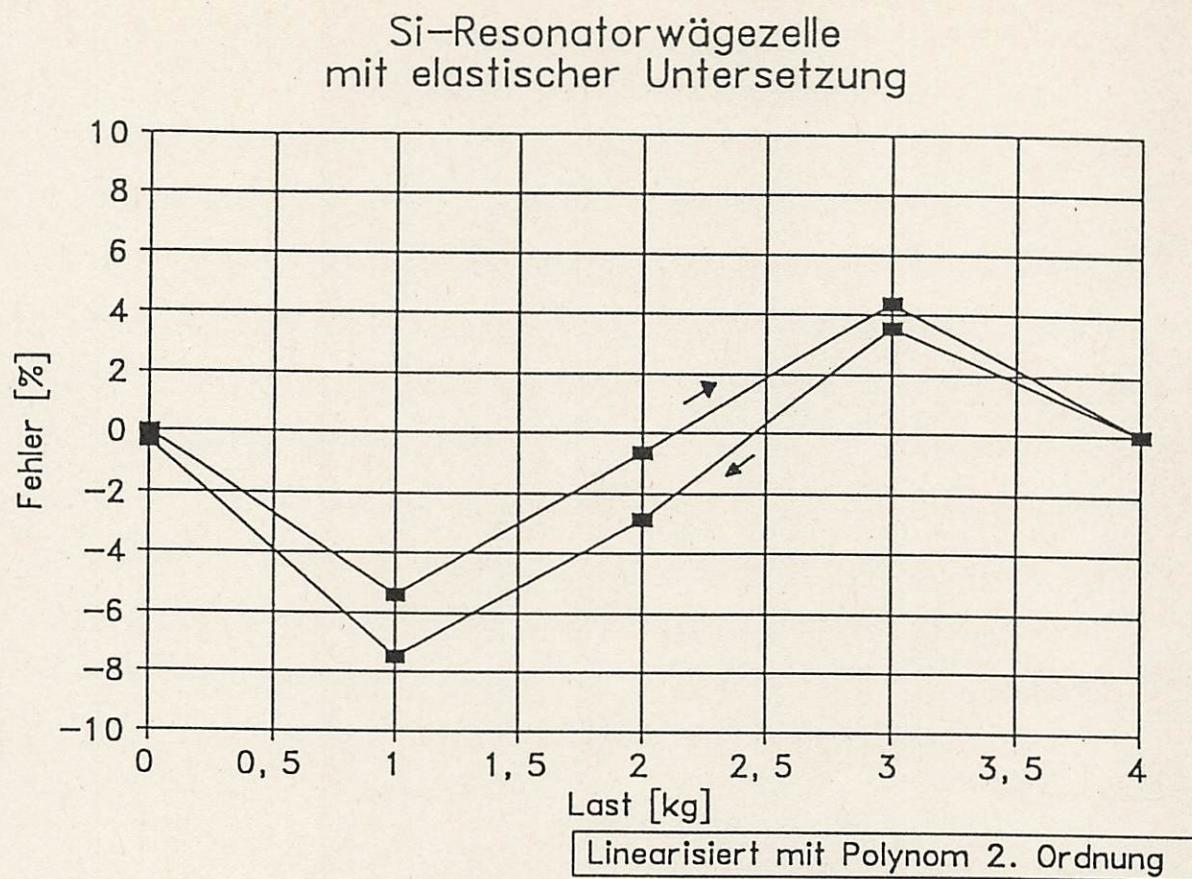


Bild 4: Fehler der linearisierten Daten als Funktion der Last

2.3 Ausblick

Im weiteren Verlauf des Verbundforschungsprojekts sind bei der Firma BIZERBA folgende Schwerpunkte geplant:

- A) Versuche mit in Wägezellen applizierten Kraftsensoren der Firma Bosch. Als Wägezellen finden sowohl solche mit elastischer Kraftuntersetzung als auch Hebellenker (Einhebellenker und Zweihebellenker) Verwendung.
Mit den Vertretern der gerade genannten Wägezellen werden im Hause BIZERBA Linearisierungsexperimente, Fehlerkurven und Versuche zur Schockbelastung gemacht.
- B) Versuche mit GMS-Kraftsensoren.
Mit den thermisch angeregten Kraftsensoren werden im Prinzip dieselben Experimente wie in Punkt A) gemacht.
- C) Unterstützung der Firma Bosch bei der Optimierung der Anregungsschaltung der Siliziumkraftaufnehmer.

Anhang : Technische Daten der Si-Resonatoren

1) Die Resonatorzunge:

Länge	:	4 - 10 mm
Breite	:	0.2 - 0.8 mm
Dicke	:	0.02 - 0.05 mm
Resonanzfrequenz	:	2 - 44 kHz

2) Die Kraftbereiche:

Nennkraft	:	5 - 10 N
Bruchkraft	:	11 - 90 N

3) Die Empfindlichkeit:

Ohne Aussenstege	:	5 kHz/N
Mit Aussenstegen	:	0.2 kHz/N