

Statusbesprechung zum Verbundprojekt:

**"Einsatz der Mikromechanik zur
Herstellung frequenzanaloger Sensoren"**

BIZERBA-Werke Wilhelm-Kraut GmbH & Co. KG
D-7460 Balingen

4. Juli 1990

Vortrag:

**"Finite-Elemente Berechnungen an
Quarz-Strukturen"**

Th.Fabula

Hahn-Schickard Institut für
Mikro- und Informationstechnik

Finite-Elemente Berechnungen an Quarz-Strukturen

- Einleitung**
- Dynamische FEM-Rechnungen**
 - * Modalanalyse**
 - * Kraft-Frequenz-Kennlinie**
 - * resonante Anregung**
- Untersuchungen an Doppelstimmgabeln**
 - * Strukturoptimierung (statisch, dynamisch)**
 - * parametrisierte DETF**
 - * Antwortspektrum infolge Anregung**
- Alternative Sensorstrukturen**
 - * 'Single-Beam' Strukturen**
 - * 'Multistring'-Anordnungen**
- Ergebnisse der FEM-Berechnungen**
- Zusammenfassung und Ausblick**

Einleitung

Ein resonanter Sensor wird charakterisiert durch:

1.) mechanische Resonatoreigenschaften

$$\omega_i, \phi_i, Q (\text{Dämpfung})$$

2.) Kopplung zwischen Meßgröße und Resonator

$$\eta = \frac{1}{f_0} \frac{\partial f}{\partial \sigma_M} \quad \sigma_M = \bar{f} (\text{Meßgröße})$$

3.) Schwingungsanregung (Energieeinkopplung)

- piezoelektrisch (elektromechan. Kopplung)
- elektrostatisch (Elektrodenform)
- thermisch (Verlustströme, Zeitkonstanten)

4.) Güte des Abfragesystems

- minimal nachweisbare Meßgrößenänderung
(Frequenz-, Amplitudenauflösung)
- Schnelligkeit der Abfrage
- Störunempfindlichkeit (Modenkoppl., EMV)

Dynamische FEM-Berechnungen

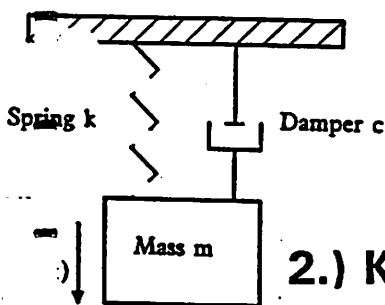
grundlegende Gleichung aller dyn. Berechnungen:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F(t)\}$$

1.) Modalanalyse: $C=0$, $F(t)=0$

Berechnung von: Eigenfrequenzen ω_i

Eigenschwingungsformen ϕ_i



2.) Kraft-Frequenz-Kennlinie:

$$\eta = f(\omega)$$

Steifigkeitsänderung infolge Vorspannung S

$$[M]\{\ddot{u}\} + ([K] + [S])\{u\} = 0$$

3.) resonante Anregung:

- harmonische Last $\{F(t)\} = \{F_0\} e^{i\omega t}$

- Dämpfungsmatrix D wird auf die Masse M und

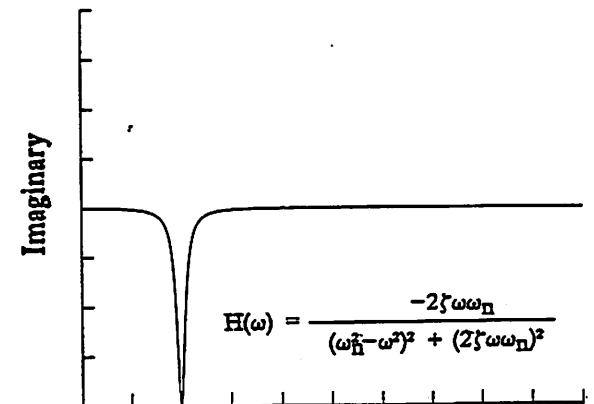
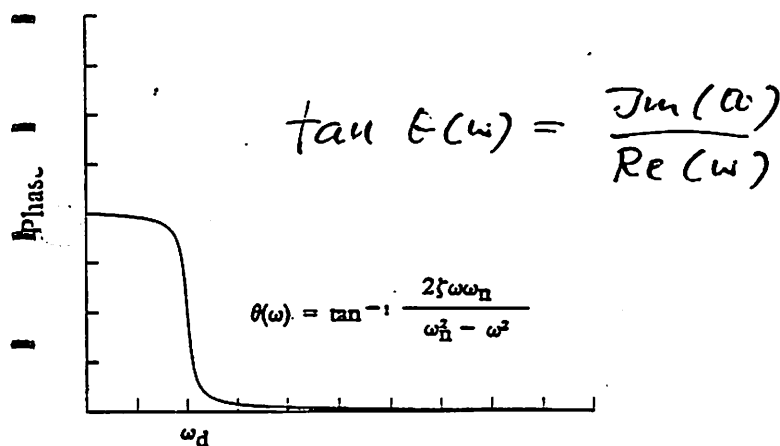
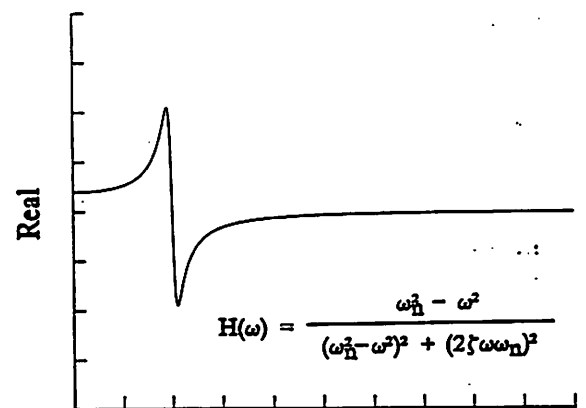
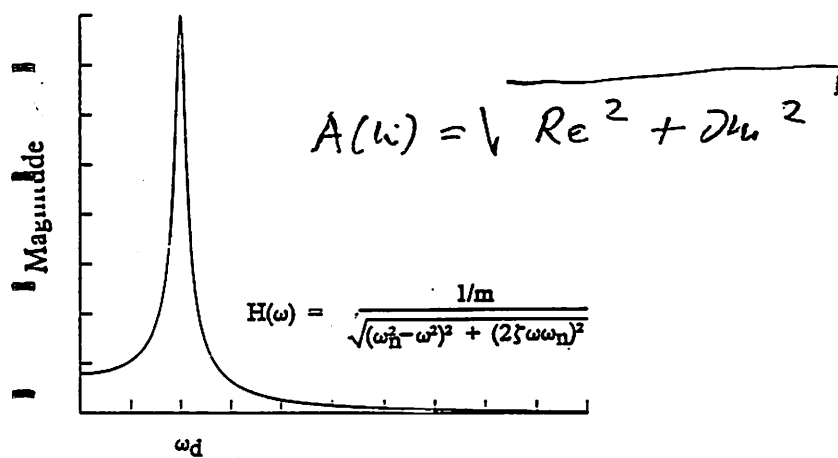
Steifigkeit K bezogen:

$$[C] = \alpha [M] + \beta [K] + [\text{sonst. Dämpf.}]$$

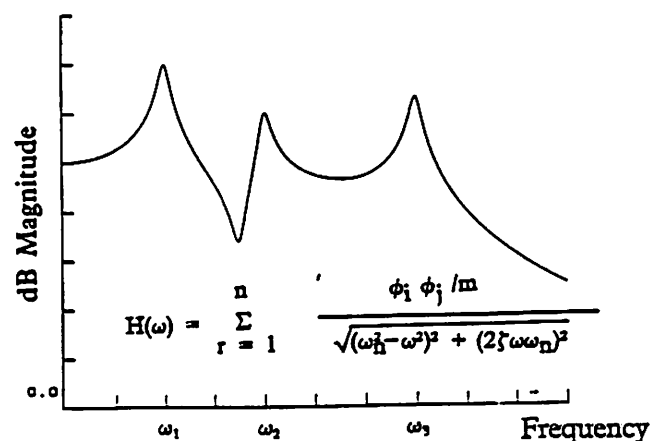
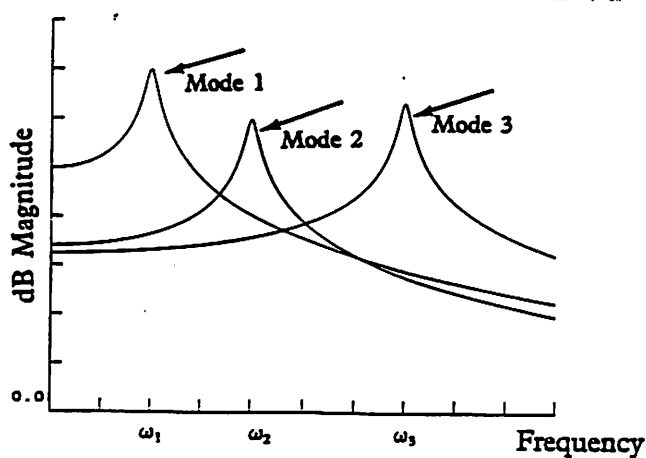
Anregung durch $f(t)$ liefert das Frequenzverhalten der Struktur (Antwortspektrum)

Berechnet werden: Amplitude, Phase $A(\omega)$, $\epsilon(\omega)$
bzw. Real-, Imaginärteil $Re(\omega)$, $Im(\omega)$

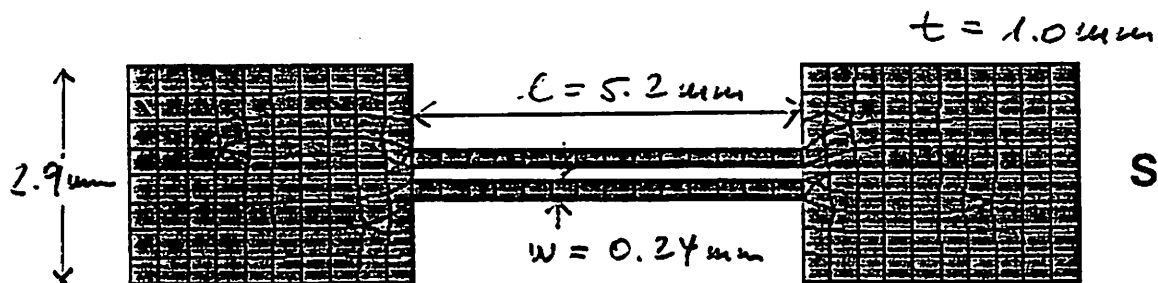
System mit einem Freiheitsgrad (Single DOF)



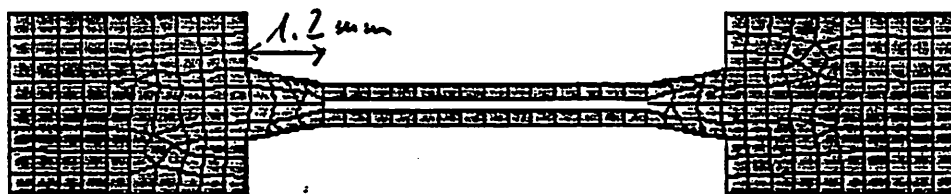
System mit 3 Freiheitsgraden (Multiple DOF)



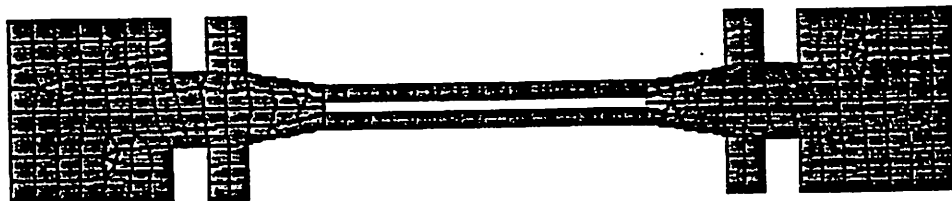
Strukturoptimierung an Doppelstimmgabeln



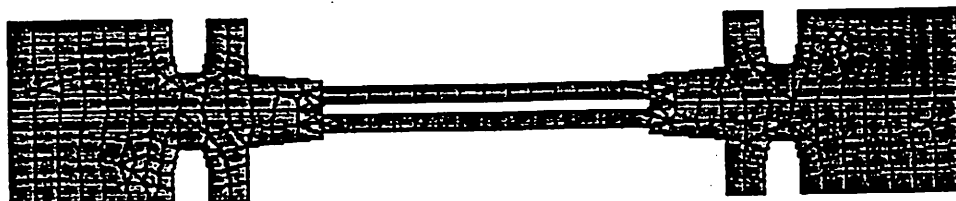
STRUOPT1
grobe
Struktur



STRUOPT2
mit
Verjüngung



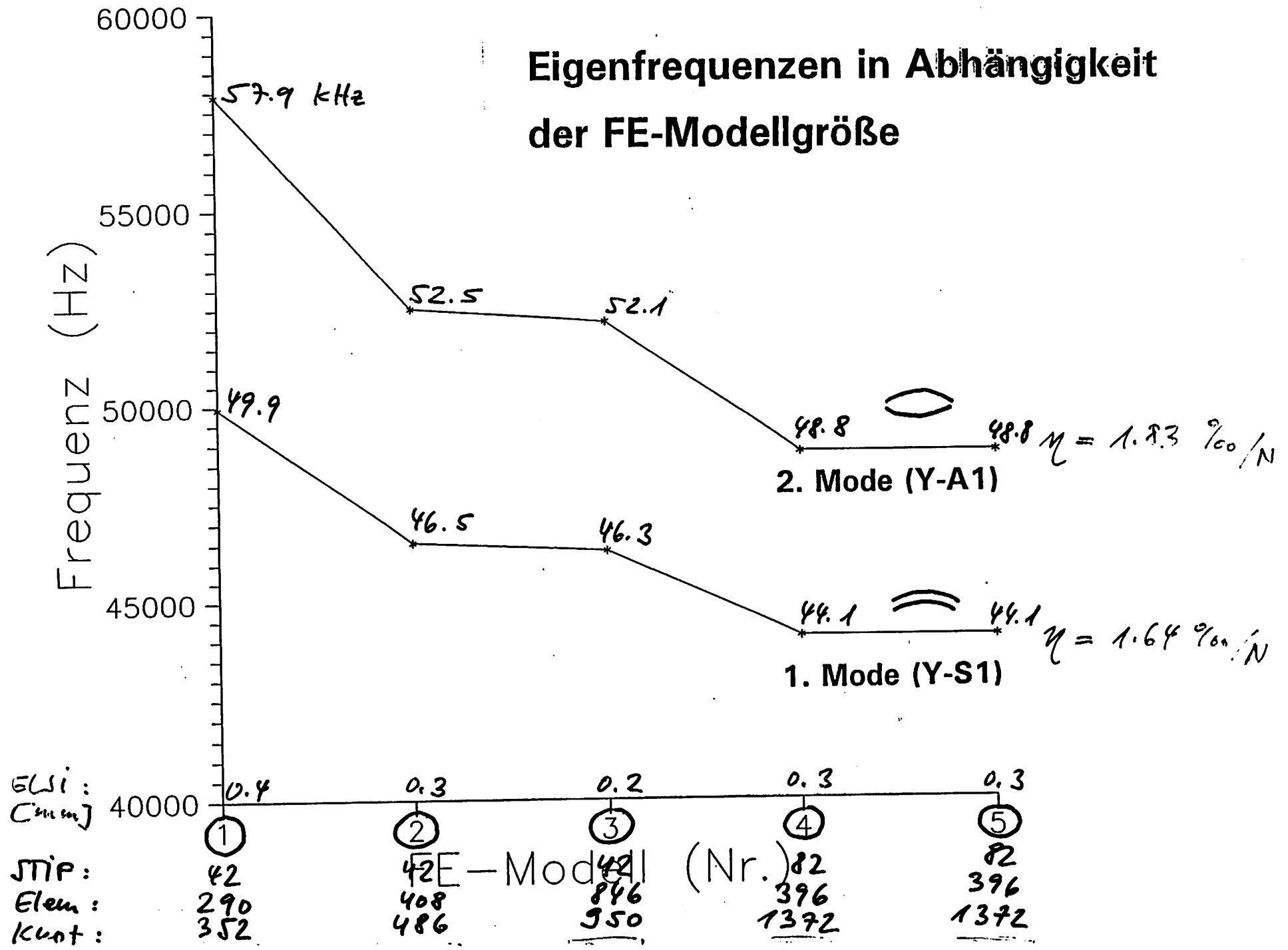
STRUOPT3
grobe
ETA-Struktur

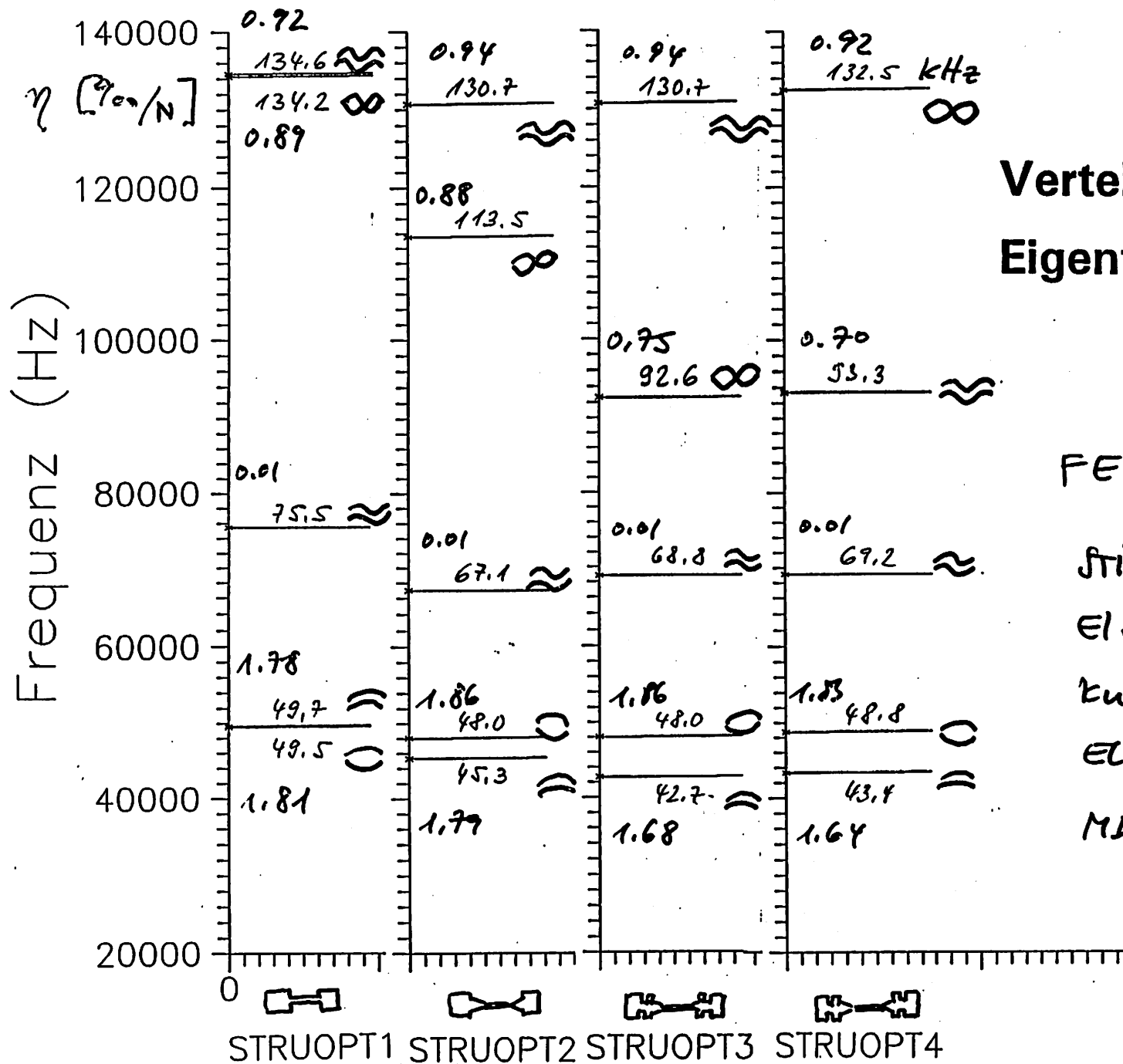


STRUOPT4

* ETA - Geometrie : DETF2

Eigenfrequenzen in Abhängigkeit der FE-Modellgröße





Verteilung der Eigenfrequenzen

FE-Modell

StiF : 82

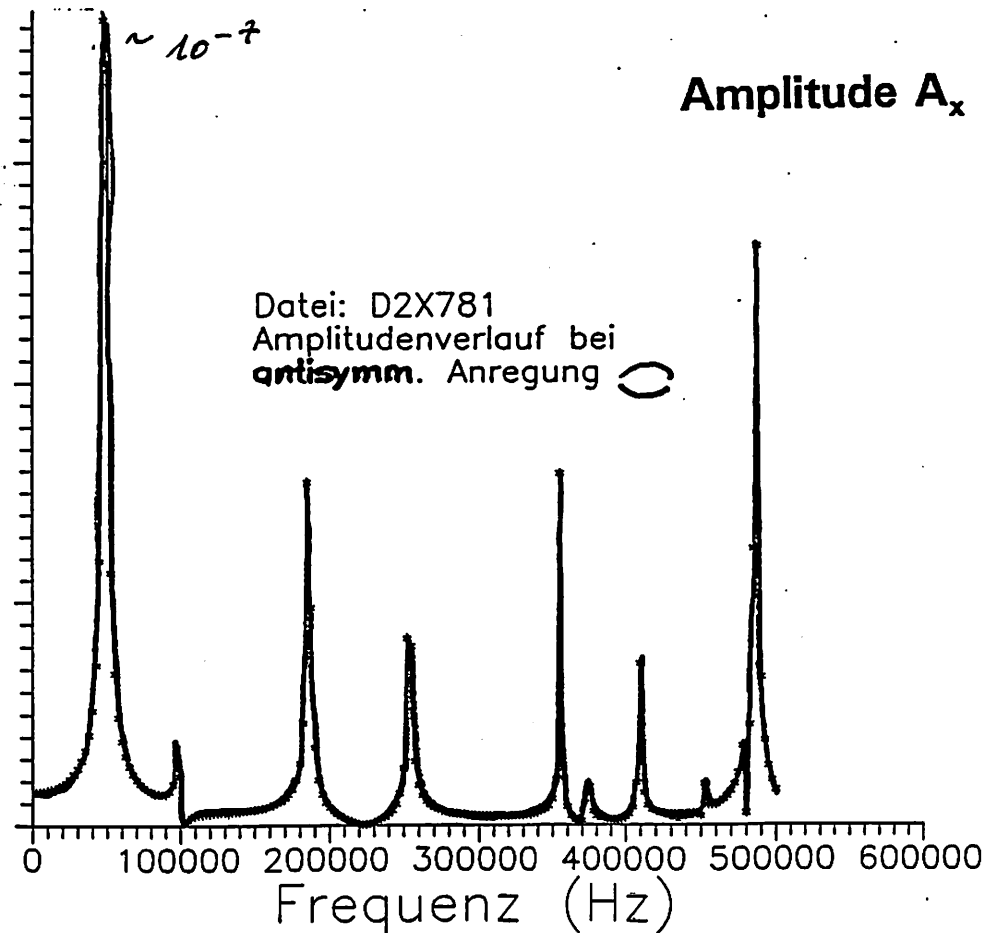
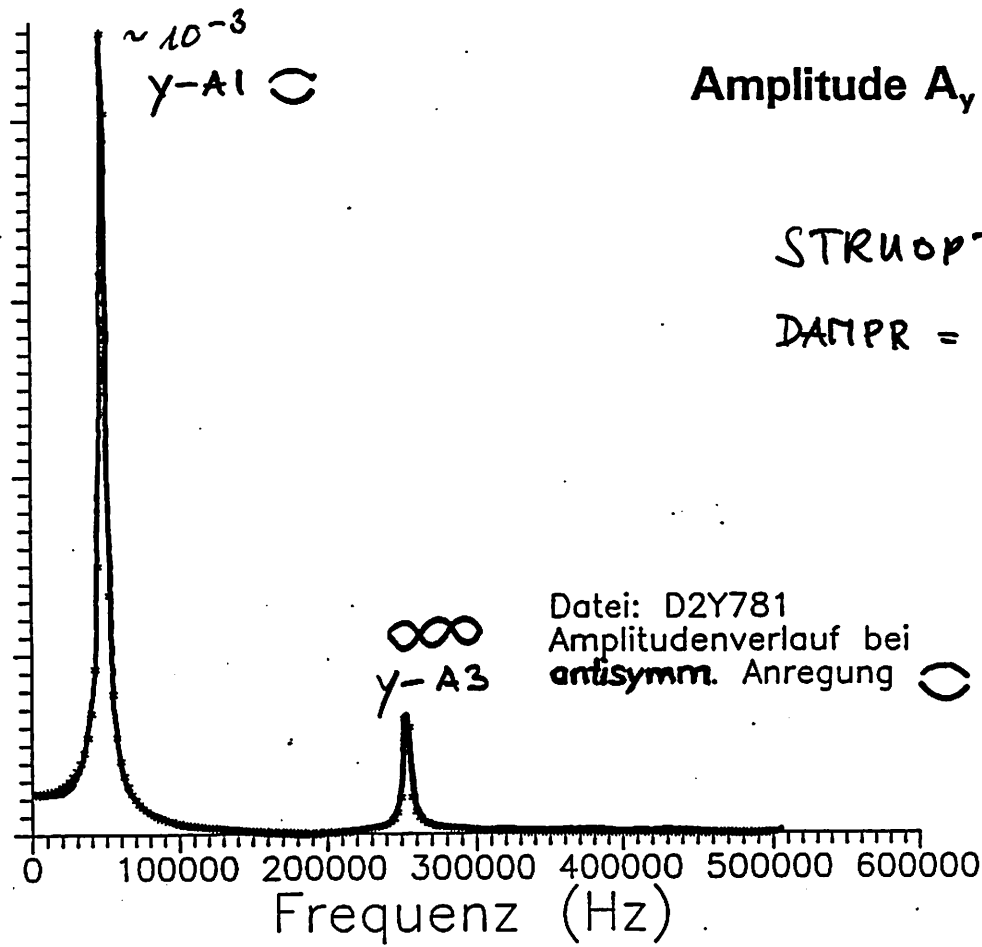
Elem : 396

Knot : 1372

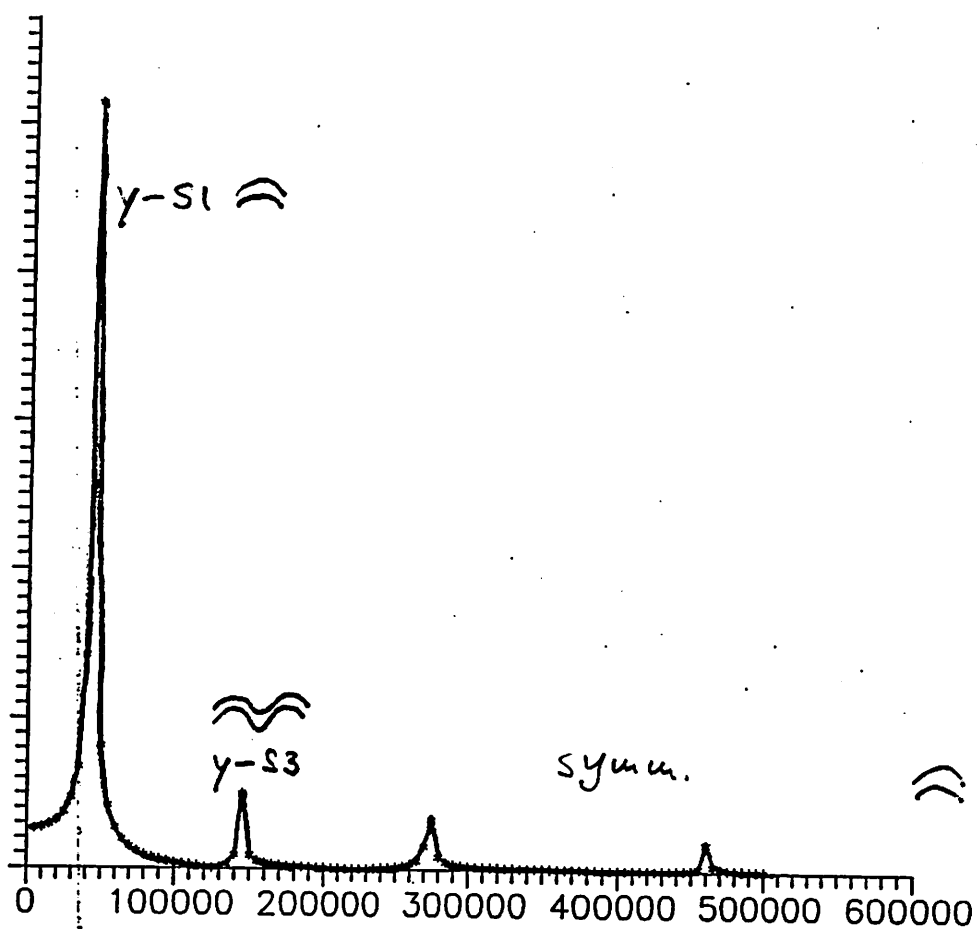
ELSi : 0,3 mm

MDOF : 500
(4x, 4y)

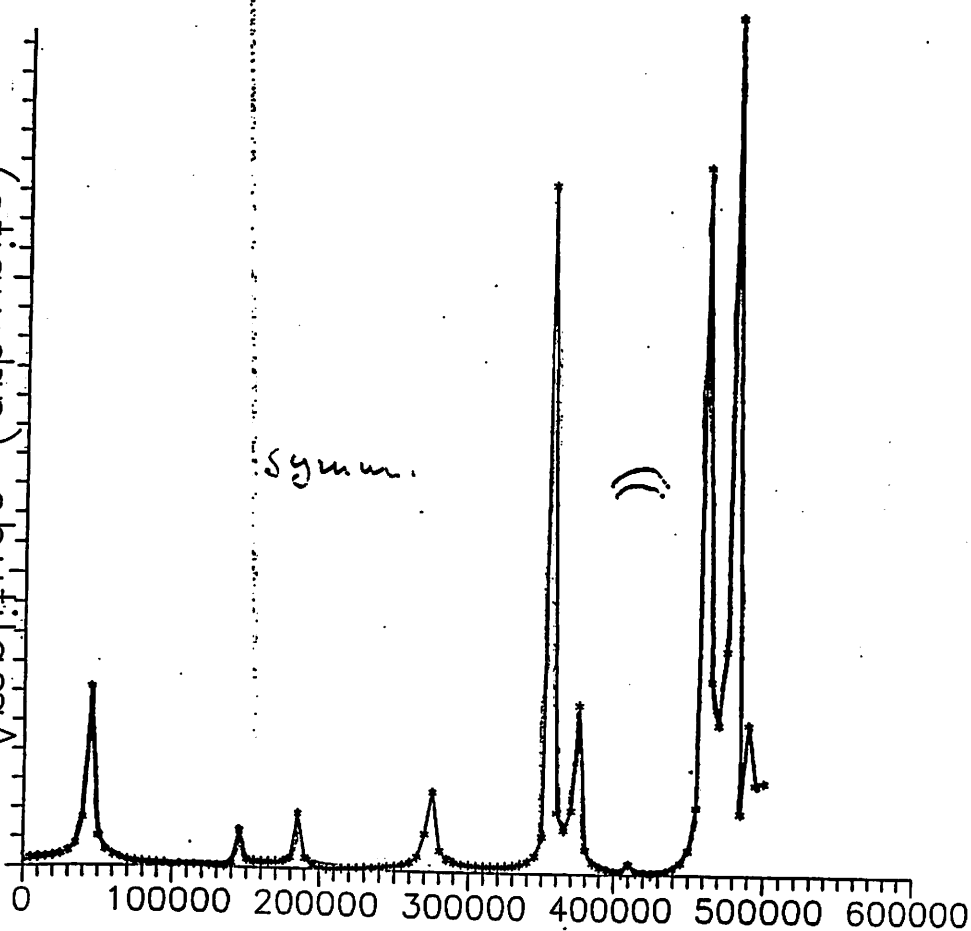
Antwortspektrum infolge harmonischer Anregung



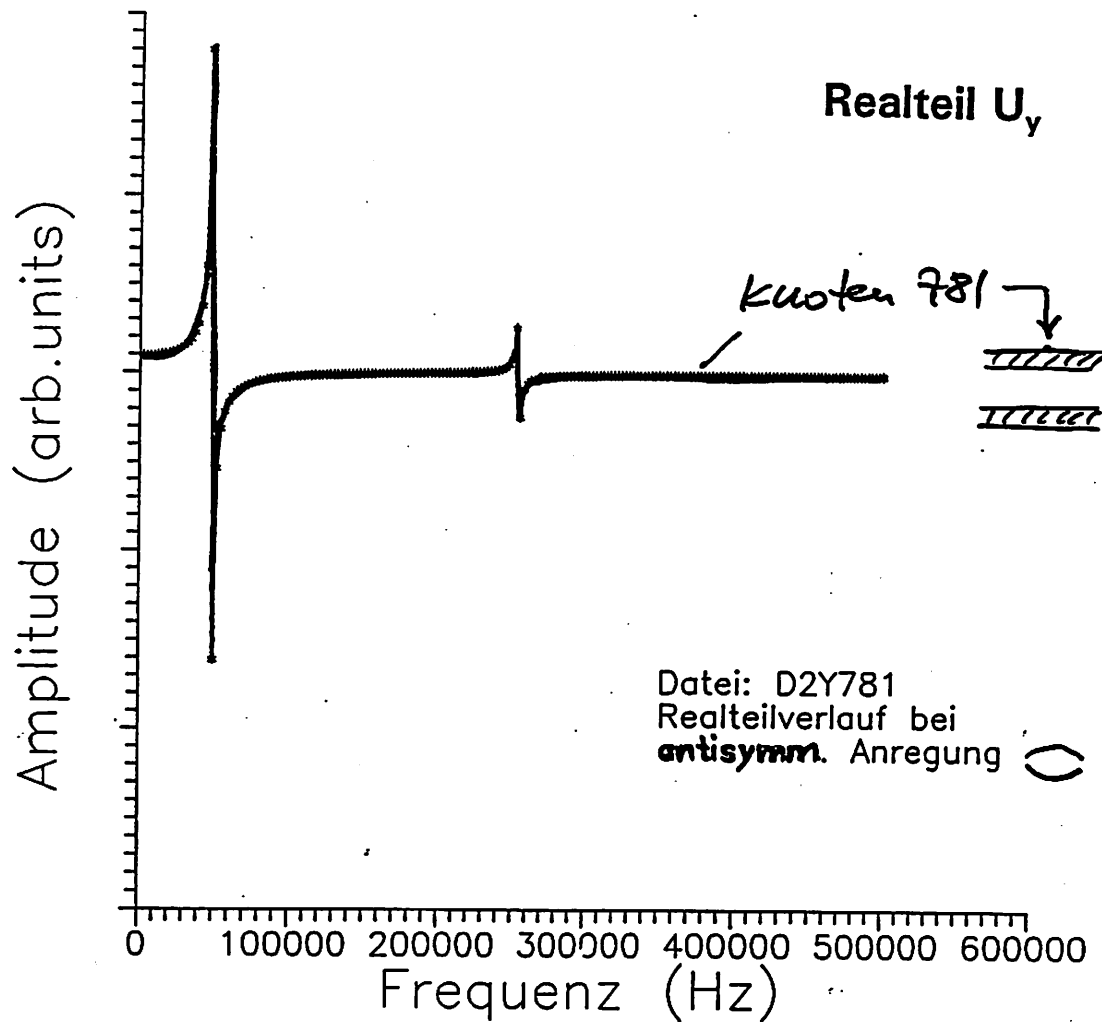
(stinu.drb) ebutilqmA



(stinu.drb) ebutilqmA



Antwortspektrum infolge harmonischer Anregung

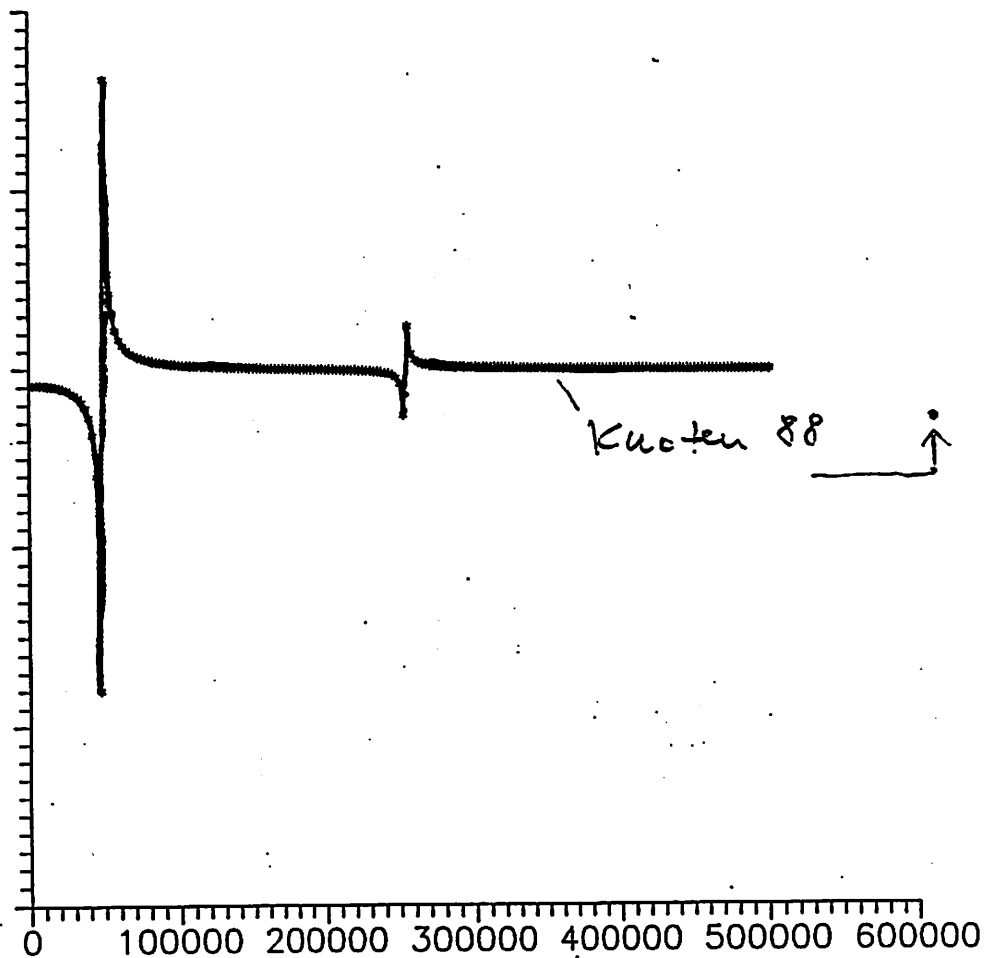


Anregung: harmonische Last an beiden Mittelknoten
(Kn:781, Kn:88) der Doppelstimmgabel:

- Kraft: $F_y = \pm 0.001 \text{ [N]}$

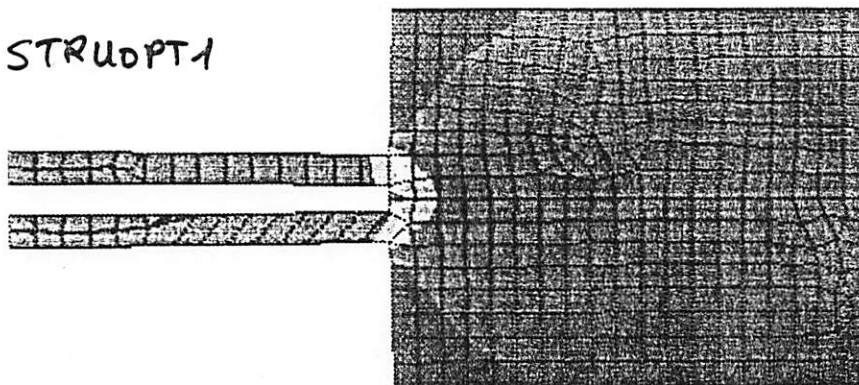
Strukturverhalten bei Resonanzfrequenz:

- Frequenz: $f_{Y-A1} = 47.5 \text{ [kHz]}$
- Auslenkung: $u_{\max} = 0.9 \text{ [\mu m]}$
- Spannung: $S_{\text{ave}} = 9.2 \text{ [N/mm}^2\text{]}$



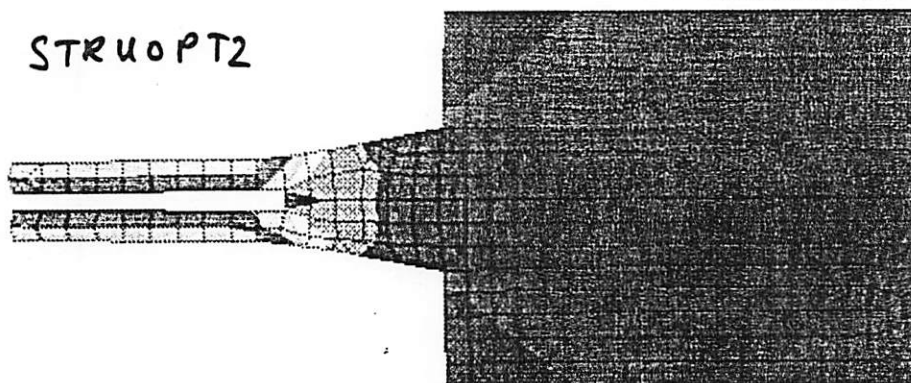
Spannungen S_x [N/mm²] bei $F_x = 5N$

STRUOPT1



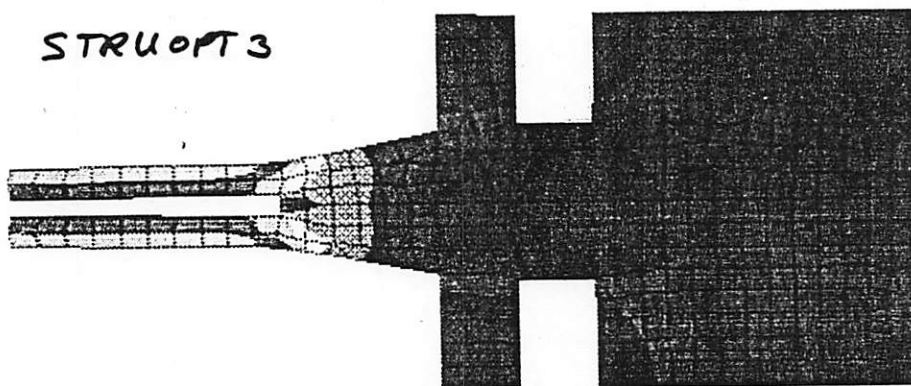
ZU = 1
 *DIST=4
 XF = 9.3
 YF = 1.45
 -4.052
 -1.7
 0.652048
 3.004
 5.356
 7.708
 10.06
 12.412
 14.764
 17.116

STRUOPT2



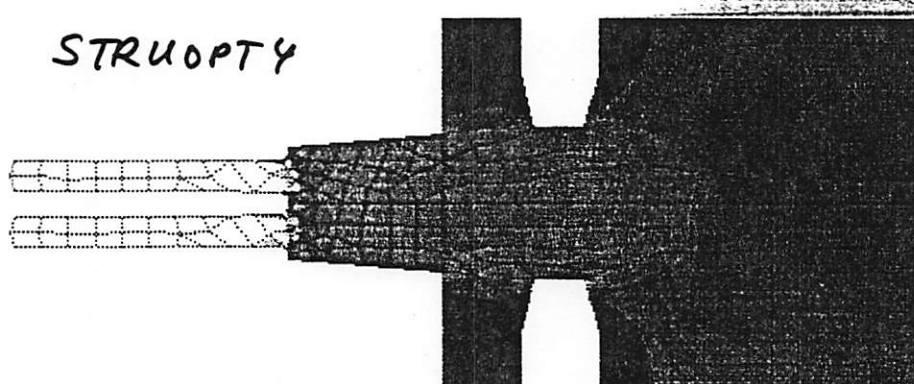
ZU = 1
 *DIST=4
 XF = 11.5
 YF = 1.45
 -3.94
 -1.494
 0.951726
 3.398
 5.844
 8.29
 10.736
 13.182
 15.628
 18.074

STRUOPT3



ZU = 1
 *DIST=4
 XF = 11.5
 YF = 1.45
 -3.901
 -1.46
 0.9315
 3.423
 5.864
 8.305
 10.747
 13.188
 15.629
 18.071

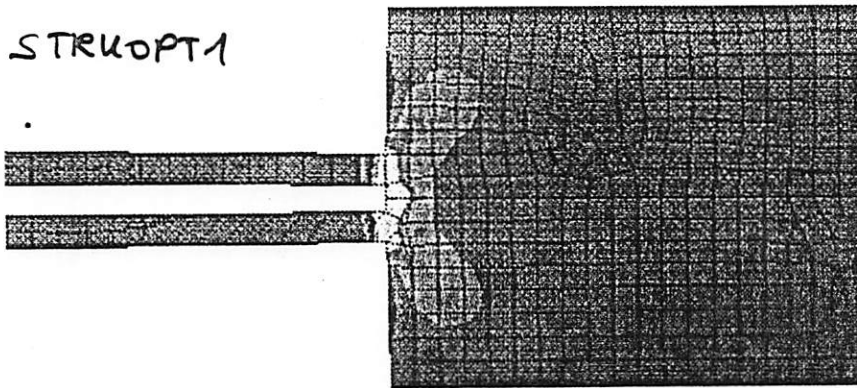
STRUOPT4



ZU = 1
 *DIST=4
 XF = 11.535
 YF = 1.437
 -1.567
 0.932273
 3.432
 5.931
 8.431
 10.93
 13.43
 15.93
 18.429
 20.929

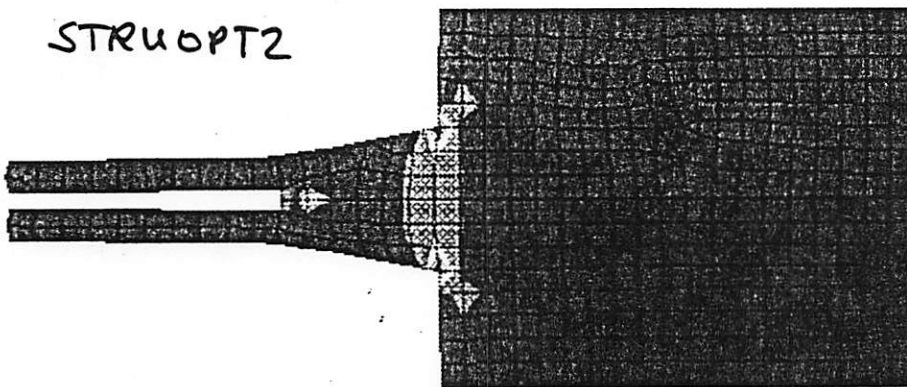
Spannungen S_y [N/mm²] bei $F_x = 5\text{N}$

STRUOPT1



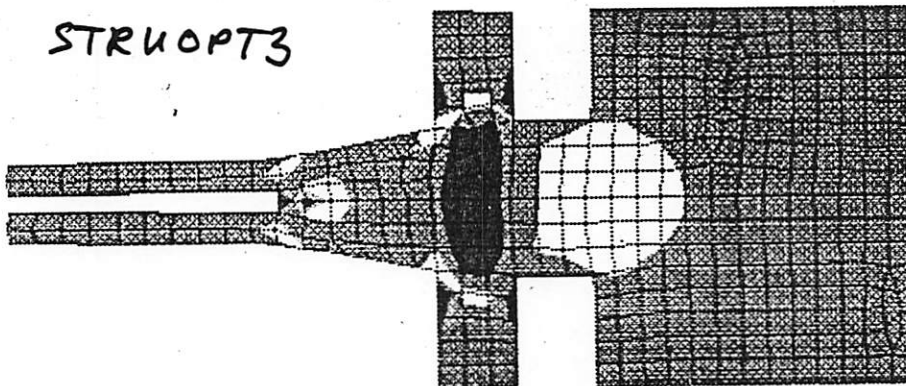
ZU = 1
*DIST=4
XF = 9.3
YF = 1.45
-1.457
-0.453913
0.548777
1.551
2.554
3.557
4.56
5.562
6.565
7.568

STRUOPT2



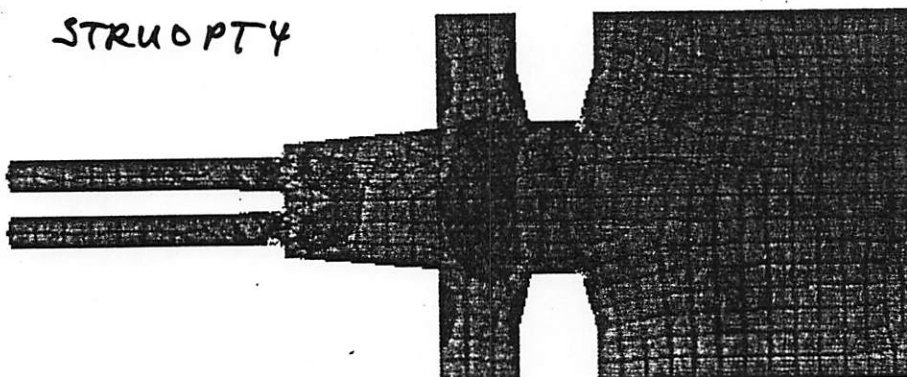
ZU = 1
*DIST=4
XF = 11.5
YF = 1.45
-4.163
-3.152
-2.142
-1.131
-0.12016
0.890514
1.901
2.912
3.923
4.933

STRUOPT3



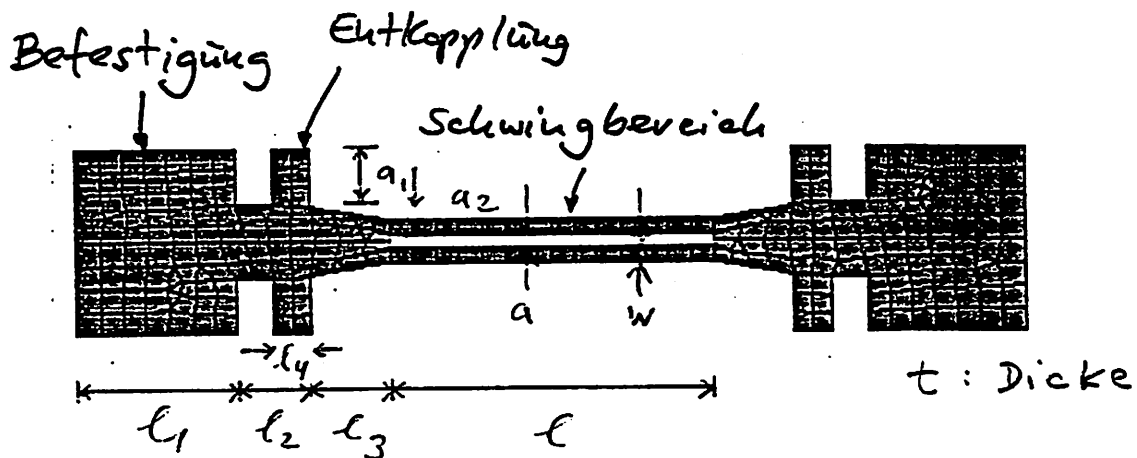
ZU = 1
*DIST=4
XF = 11.5
YF = 1.45
-4.374
-3.566
-2.759
-1.951
-1.144
-0.336205
0.47127
1.279
2.086
2.894

STRUOPT4



ZU = 1
*DIST=4
XF = 11.535
YF = 1.437
-1.611
-0.839204
-0.06779
0.703623
1.475
2.246
3.018
3.789
4.561
5.332

Parametrisierte Doppelstimmgabel



- Beschreibung durch 10 Parameter

- Optimierung in Bezug auf folgende Eigenschaften

1.) Grundresonanzfrequenz: $f_0 \sim \frac{t}{l^2} \sqrt{\frac{E}{\rho}}$

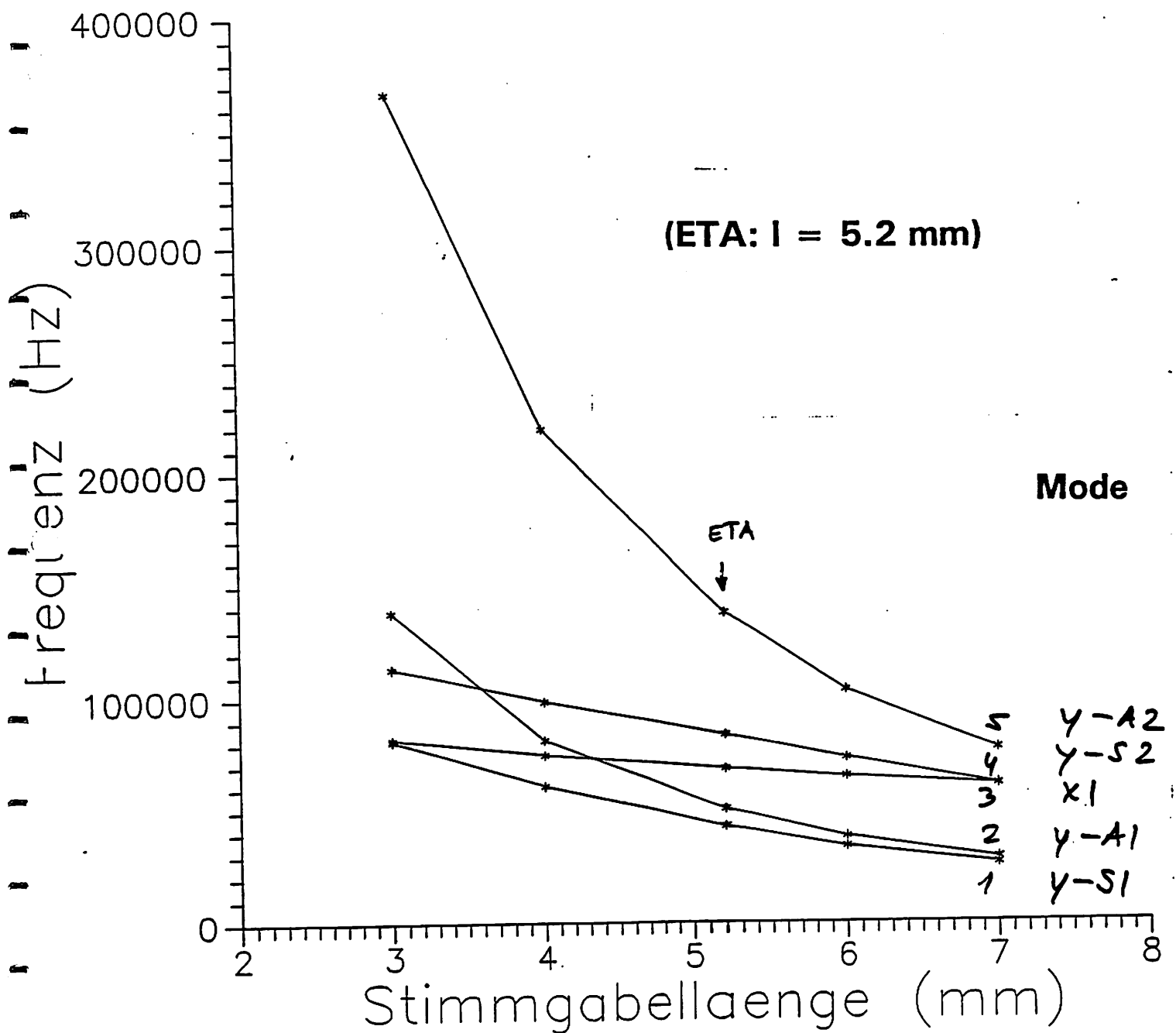
2.) Kraftempfindlichkeit: $f = f_0 \sqrt{1 + SF}$

Entwl.: $f(F) = f_0 + a_1 F + a_2 F^2 + a_3 F^3 + \dots$
 $\sim 10^{-3} \quad \sim 10^{-4} \quad \sim 10^{-5}$

$$\eta = a_1 = \frac{1}{f_0} \frac{\Delta f}{\Delta F} = 0.148 \frac{1}{E} \left(\frac{l}{w} \right)^2 \frac{F}{wt} \text{ (SB)}$$

Abhängigkeit der Resonanz- frequenz von der Stimmgabellänge

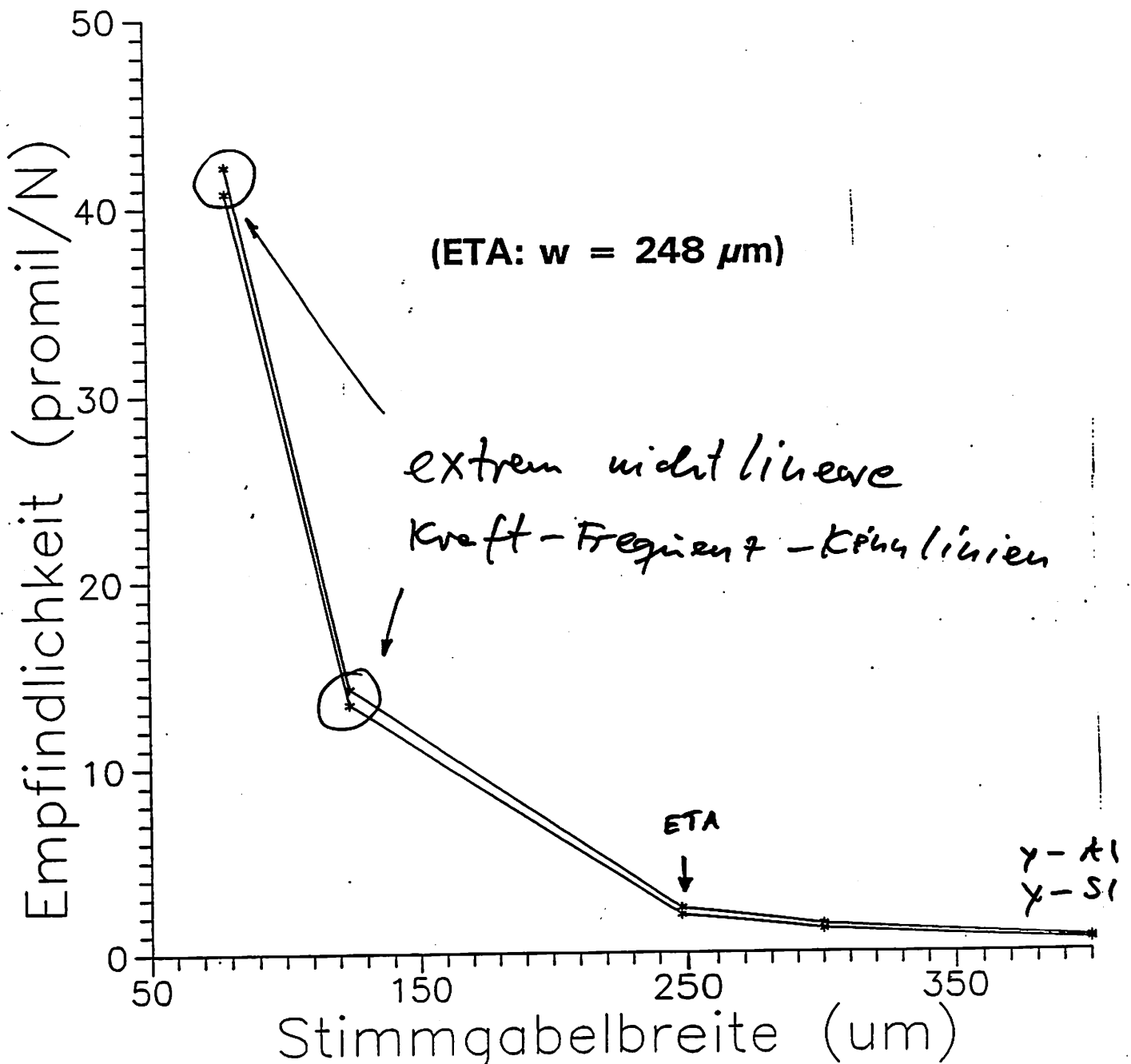
$$f_0 \sim \frac{t}{e^2} \cdot \sqrt{\frac{E}{\rho}}$$



$L_{1/2}$: 12 — 16 — (21) — 24 — 28

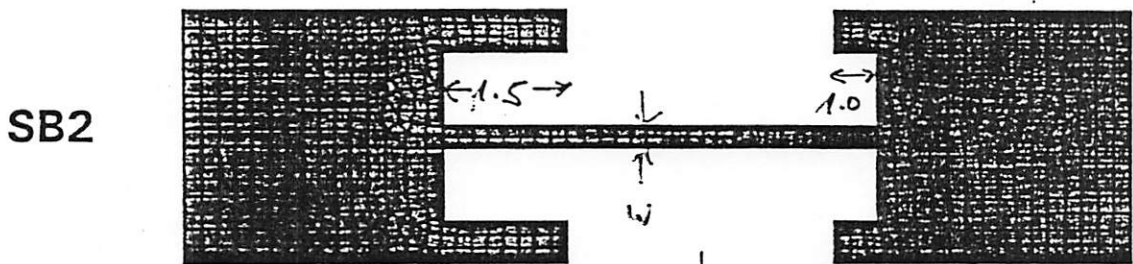
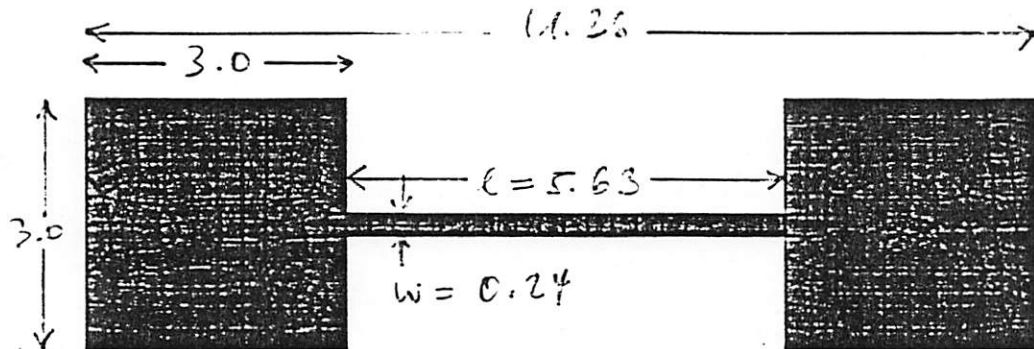
Abhängigkeit der Kraftempfindlichkeit von der Stimmgabelbreite

$$\eta \sim \frac{1}{E} \cdot \left(\frac{l}{w} \right)^2 \cdot \frac{F}{wt}$$

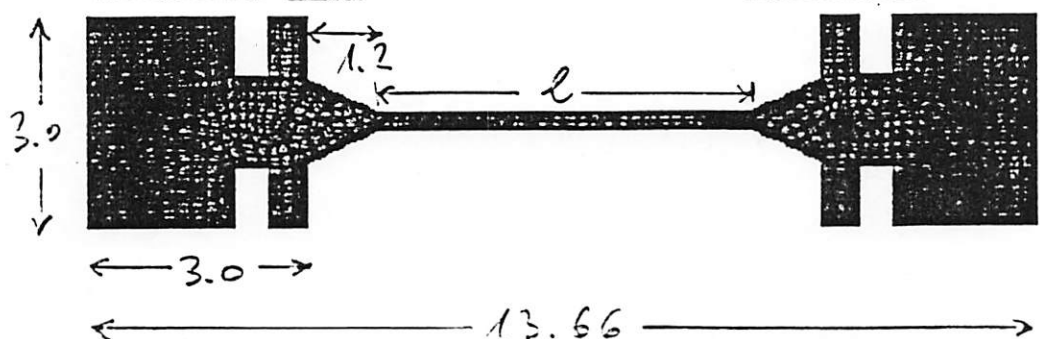
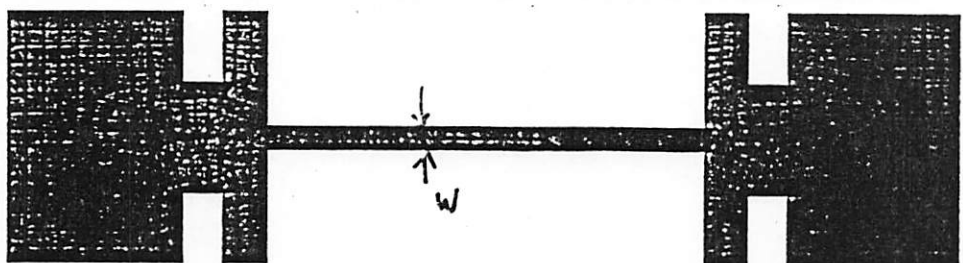
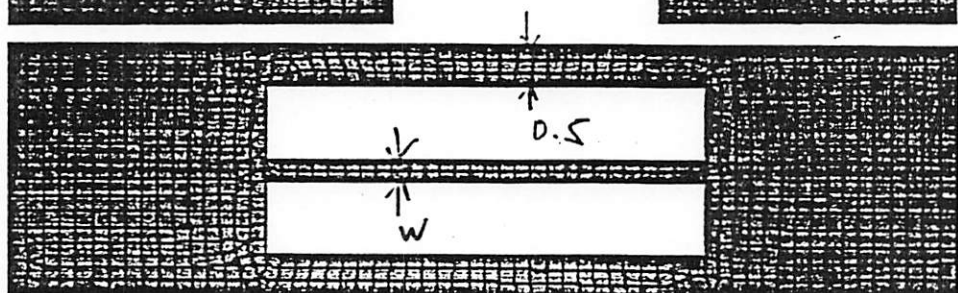


'Single-Beam' Sensorstrukturen

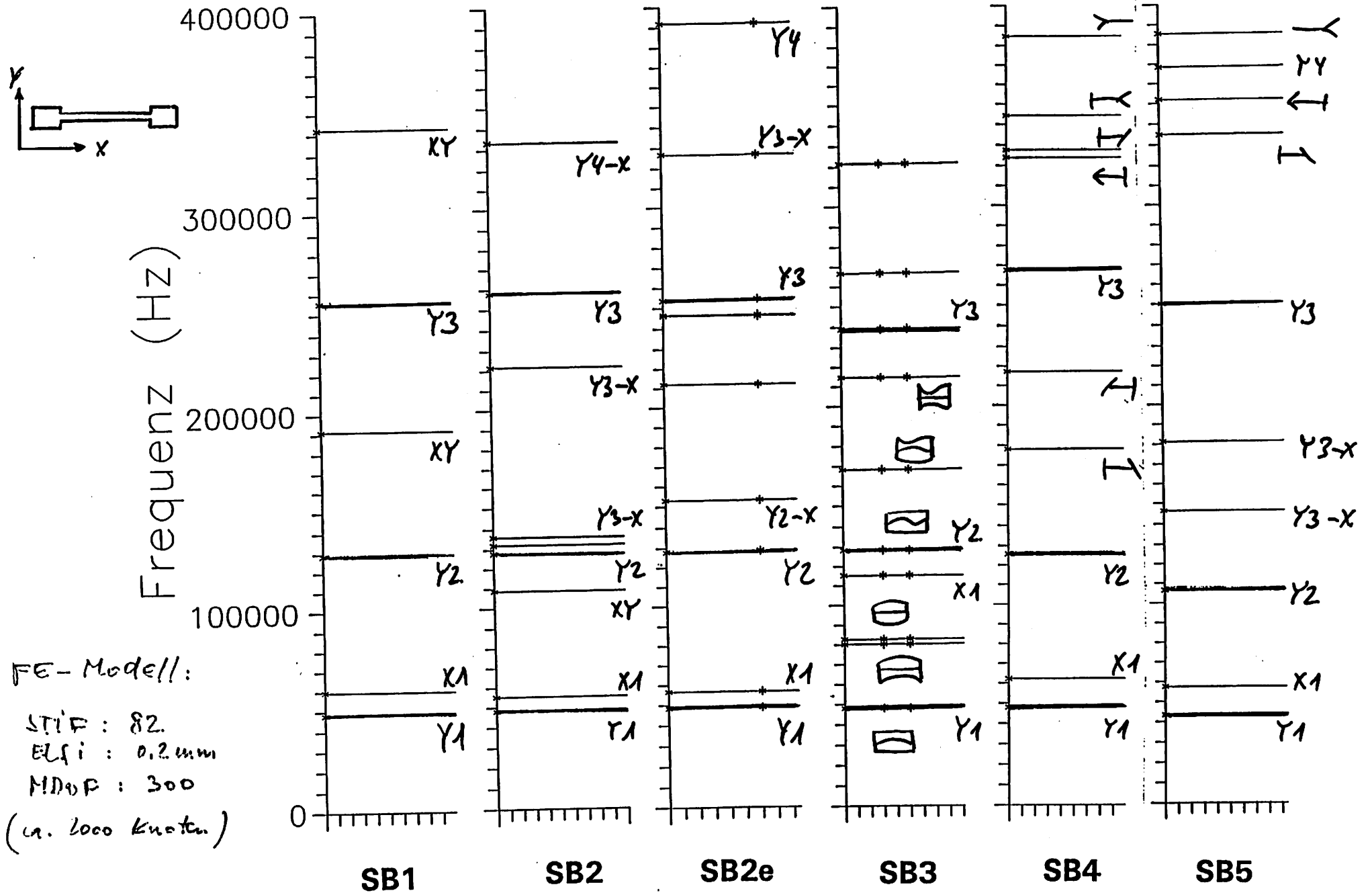
$$\eta_{SB} = 2 \cdot \eta_{DET}$$



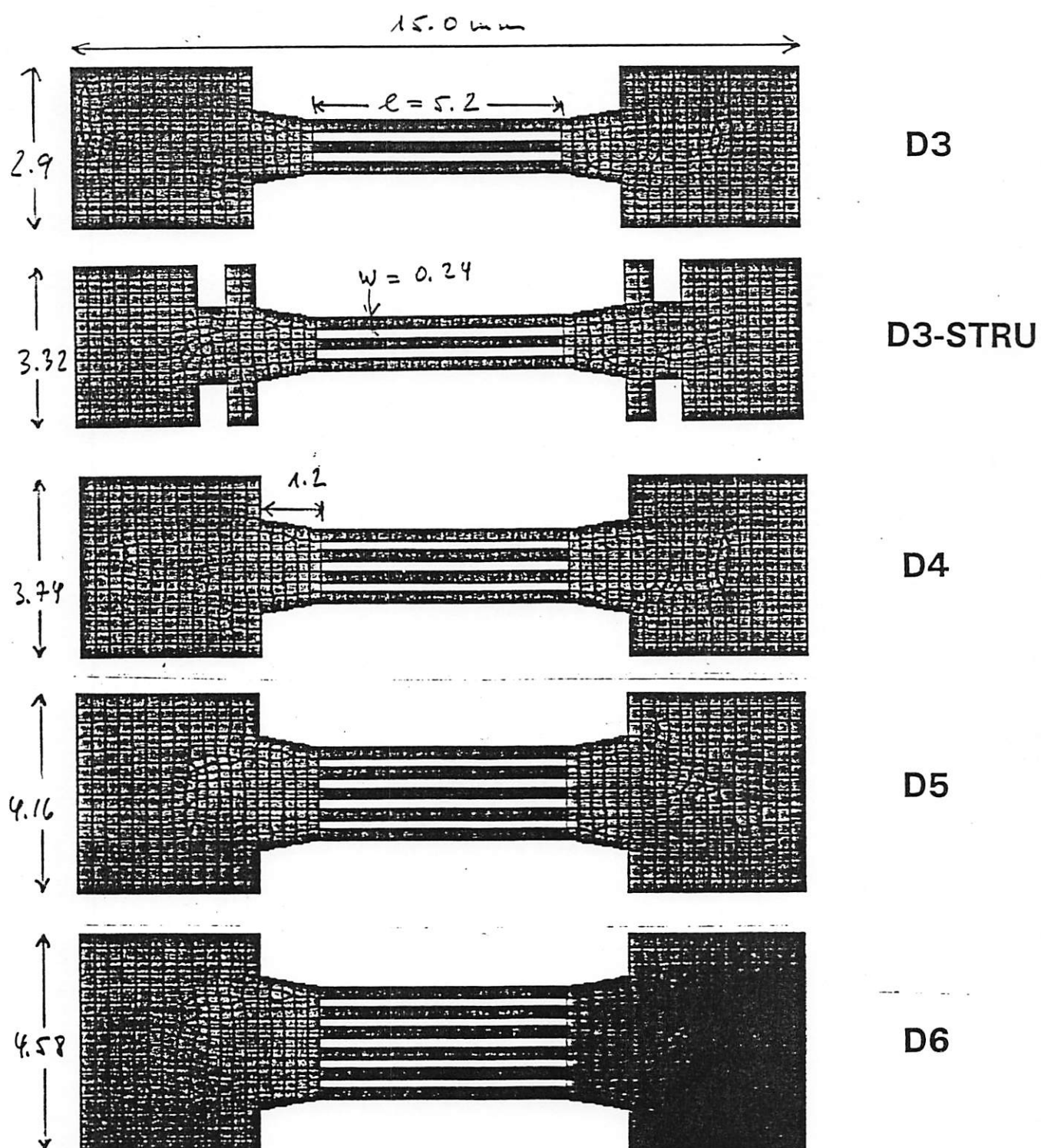
SB2e
W.C. Albert
(1984)



Verteilung der Eigenfrequenzen



Schwinger in 'Multistring'-Anordnung



Eigenformen des D3-Schwingers

Elem: 895
 Knot: 2974
 ELSi: 0.2 mm
 MDof: 300

Mode

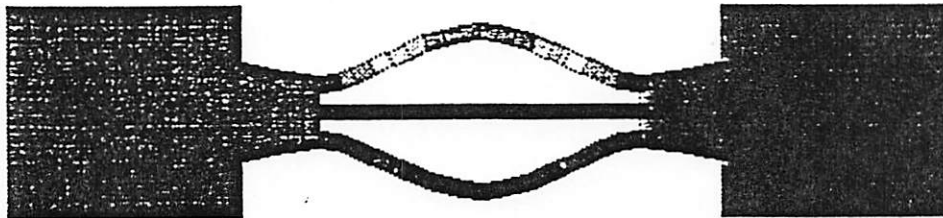
η f
 [cm/s] [kHz]

1.



1.57 47.1

2.



1.62 48.2

3.



1.60 49.4

4.



0.01 121.2

5.



0.75 130.9

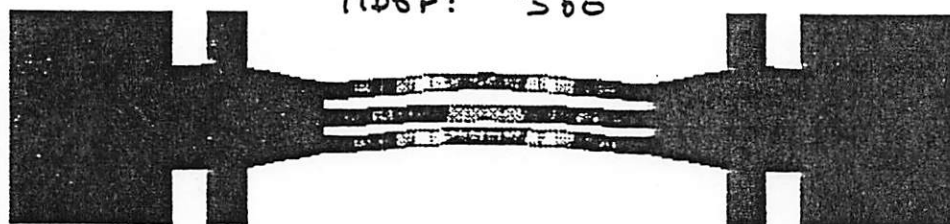
Eigenformen des D3-STRU-Schwingers

Mode

Elem: 838
knot: 2839
ELSI: 0.2mm
MDof: 300

$\frac{1}{\text{m}}$ $\frac{1}{\text{m}}$
[Hz] [kHz]

1.



1.49 45.9

2.



1.62 48.2

3.



1.60 49.2

4.



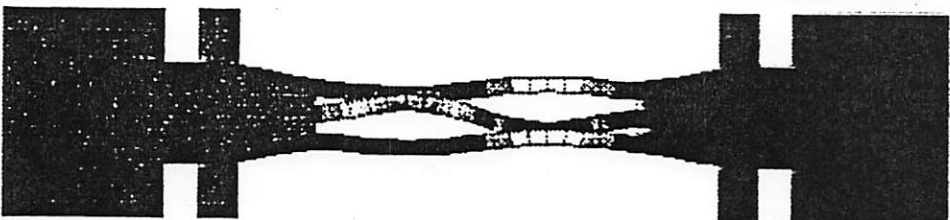
0.01 108.5

5.



0.63 130.9

6.



0.83 133.6

7.



0.82 166.8

Eigenformen des D4-Schwingers

Elem: 1043
 Knot: 3471
 ELSI: 0.2mm
 MDof: 300

Mode

η
 (1/mm)

f
 [kHz]

1.



1.50

47.6

2.



1.55

48.2

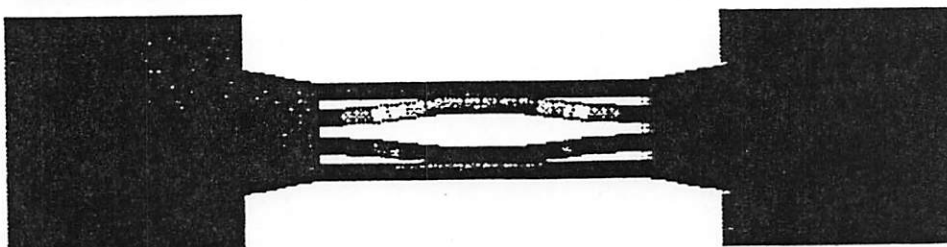
3.



1.50

49.5

4.



1.52

49.6

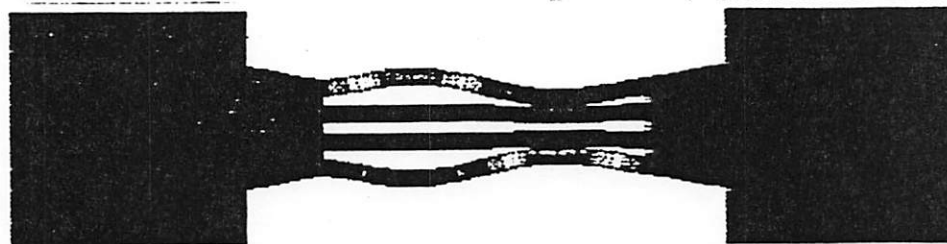
5.



0.91

124.2

6.



0.71

130.6

Eigenformen des D5-Schwingers

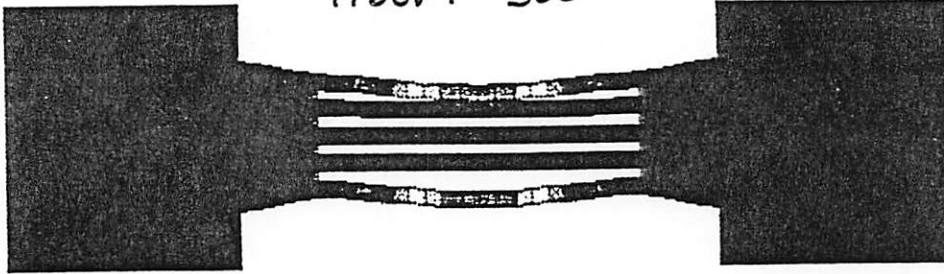
Elem: 1179
 Knot: 3926
 Elsi: 0.2 mm
 MDof: 300

Mode

ξ
 [mm]

f
 [kHz]

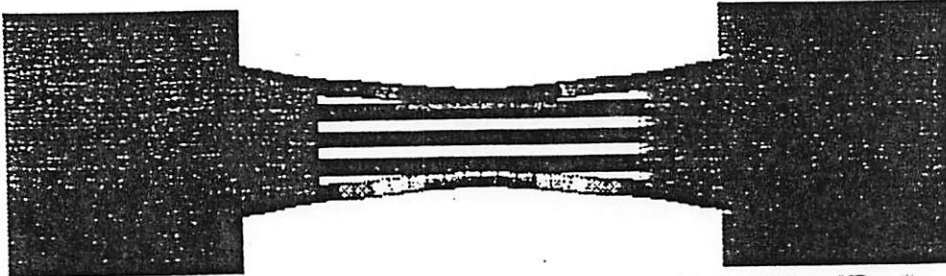
1.



1.45

47.9

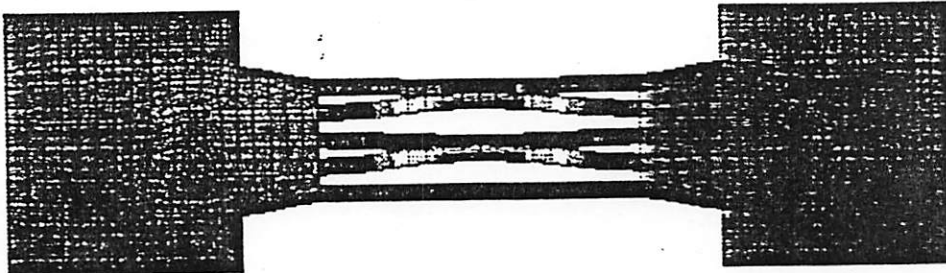
2.



1.49

48.2

3.



1.46

49.4

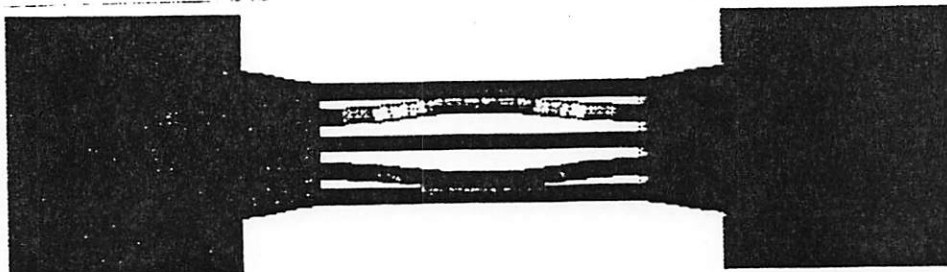
4.



1.44

49.6

5.



1.46

49.7

Ergebnisse der FEM-Berechnungen

'Design-Regeln':

- Festlegen des Sensor-Arbeitspunktes durch geeignete Wahl der Länge l , Weite w , Dicke t
- resonante Struktur sollte entweder unter Zug-
oder Druckspannung stehen
- Kraft-/Druckeinleitung muß senkrecht zur Schwingungsrichtung erfolgen
- statische Strukturoptimierung, zur Reduzierung intern auftretender Spannungen:
 - * strukturbegrenzende Winkel sollten größergleich 90° sein
 - * Ecken durch Polygonzüge 'entschärfen'
- dynamische Strukturoptimierung:
 - * Benutzung 'antisymmetrischer' Moden
 - * Erhöhung der Güte durch Entkopplung
 - * Vermeidung von Modenkopplung
 - * Unimodalität infolge Strukturparameterwahl
 - * einwandfreie Halterung des Resonators

- definierte, uniaxiale Krafteinleitung (Vermeidung von Schereffekten) zur gleichmäßigen Belastung der Stimmgabelstege
- gleichzeitige Erhöhung des Produktes aus Güte Q und Kraftempfindlichkeit η :
 - * Verwendung niederfrequenter Moden
 - * Minimierung der äußeren Dämpfung (Evakuierung des schwingenden Bauteils)
 - * Unterdrückung höherer harmonischer durch geeignete Anregung (Elektrodenformen)
- Kompromiß zwischen Auflösung (Empfindlichkeit) und maximaler Belastung (Arbeitsbereich)
- Festlegung des maximalen Arbeitsbereiches durch Anforderungen an Überlast (Bruch-sicherheit):

Bruchspannung(Quarz) : ca. 100 [N/mm²]

Bruchspannung(Si) : ca. 200-300 [N/mm²]
- Temperaturkompensation durch geeignete Wahl des Kristallschnitts (Quarz)

Zusammenfassung 'Single-Beam'

Vorteile:

- + günstigere Patentlage (Quarz) als DETF**
- + höchste Empfindlichkeit aller Geometrien**
- + unproblematische Kraftbeaufschlagung**

Nachteile:

- Schwingungsentkopplung problematisch, erfordert zusätzliche Isolationstrukturen**
- 'spurious modes' sind schwerer zu unterdrücken**
- Bruchempfindlichkeit hoch (Verwendung von Verstärkungsteigen)**

Zusammenfassung Doppelstimmgabeln

Vorteile:

- + hohe Güte bei antisymmetrischen Moden**
- + höhere Krafterpfindlichkeit als bei 'Multistring'-Anordnung**

Nachteile:

- Patentlage (Quarz) fast aussichtslos**
- Kraftbeaufschlagung kritisch, wegen der Gleichheit der Stimmgabelbelastung**

Zusammenfassung 'Multistring'

Vorteile:

- + günstig wegen Patentlage (Quarz)**
- + hoher maximaler Arbeitsbereich**

Nachteile:

- Kraftbeaufschlagung extrem kritisch (Gleichheit)**
- erhöhte Gefahr von Modenkopplung durch komplexe Eigenformen**
- niedrigere Empfindlichkeit**

Ausblick

- **Berechnung verschiedener Stegquerschnitte**
- **Piezoelektrische resonante Anregung**
- **Elektrodenformoptimierung**
- **thermische Anregung von Silizium-Strukturen**
- **Überlegungen zu neuartigen Sensorstrukturen**
- **Modellierung von Mehrschichtsystemen:**
 - * **Si-ZnO**
 - * **Si-Si₃N₄**
 - * **Si-Cr/Ni**
- **Modellierung temperaturabhängiger Effekte**
- **Variierung des Quarz-Kristallschnitts**
- **Optimierung der Überlasteigenschaften (Schock)**