

5. Bestätigung der Theorie durch einen Prototypen

5.1 Konstruktion eines Hebelmechanismus

Um, wie zuvor beschrieben, den Kolben des Pneumatikzylinders im Stillstand mit dem Druck beaufschlagen zu können, muß der Kolben oder die Kolbenstange festgehalten werden. Das bedeutet, daß ich eine unter Last ohne Verschleiß lösbare Verbindung benötige. Es gibt sehr viele Standardlösungen für Verbindungen, die unter Last nicht lösbar bzw. selbstsichernd sind, wie z.B. Kranhaken, Steingreifer, Klauen für Zugproben, Anhängerkupplungen usw.

Unter Last lösbare Verbindungen aus der Schiffahrt schienen mir von der Baugröße ungeeignet. Noch ungeeigneter sind Knoten, die unter Last zu lösen sind. Des Weiteren waren auch alle Lösungsansätze, bei denen Teile zerstört wurden - wie z.B. Sollbruchstellen - nicht geeignet, da diese ggf. nicht reproduzierbar ist und das Teil auch 6.000 mal gewechselt werden müßte. Darüber hinaus gab es für diese Lösung sicherheitstechnische Bedenken.

Lösungen, die Bewegung der Kolbenstange aufgrund von Reibung zu verhindern sind auch weniger geeignet, da beim Lösen undefinierte Zwischenzustände auftreten können und ggf. Verschleißerscheinungen an den Bauteilen auftreten.

Eine weitere Lösung ist der Einsatz eines elektrischen Magneten. Diese Lösung erfüllt alle Anforderungen, ist allerdings nicht weiterverfolgt worden, da es zu offenen Magnetfeldern kommen kann und diese ggf. die Meßtechnik, die sich in der Nähe befindet, beeinflussen kann.

Eine mechanische Lösung aus dem Alltag, ist der „Hundehaken“. Er besteht aus 2 Halbkreisen, die mit Federkraft zusammengehalten werden. Der Nachteil dieser Lösung ist, daß es kurzfristig zu einer sehr hohen Kantenpressung kommt.

Da es keine, für mich als ideal anzusehende Lösung als Standardteile gab, habe ich für diese Aufgabenstellung einen Hebel konstruiert, der den Anforderungen entsprach. Dieser Hebelmechanismus ist in Bild 7 (s. nächste Seite) dargestellt und ist so aufgebaut, daß er in der gezeichneten Stellung mit einer sehr kleinen Kraft zu lösen ist.

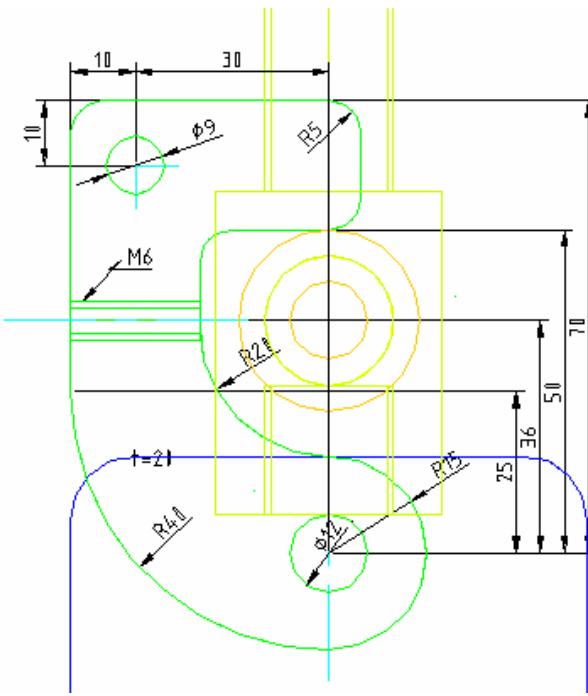


Bild 7

Dieser Hebelmechanismus wird am Ende auf den Pneumatikzylinder aufgeschraubt. Der gelb-grüne gezeichnete Adapter wird auf das Ende der Kolbenstange aufgeschraubt. Dieser verlängert die Kolbenstange und nimmt die Lagerwelle, die senkrecht zur Kolbenstange montiert wird, auf.

Der Mittelpunkt des gelbgezeichneten Nadellagers liegt genau auf der Fläche, die durch die Mitte der Kolbenstange sowie durch den Mittelpunkt der Hebellagerung geht. Entlang dieser Fläche verläuft auch der Übergang von der geraden Fläche zu dieser zuvor beschrieben Fläche senkrecht zu der Fläche des Kreisbogens. Diese zuvor beschriebenen Hebel befindet sich auf beiden Seiten der Kolbenstange

Das Nadellager ist auf einer Welle, die senkrecht zur Kolbenstange geführt ist, montiert. Diese Führung - auch im folgenden Adapter genannt - wird auf die Kolbenstange aufgeschraubt. Durch das M6-Gewinde kann man mit einer Schraube die Selbstsicherung des Systems einstellen.

Auslegung:

Der Systemdruck unsere Druckluftversorgung liegt zwischen 8 und 10 bar. Hieraus kann man die maximale Kraft eines 100er Pneumatikzylinders errechnen.

$$F_{\text{Zylinder}} \approx p * A \approx p * D^2 \frac{\pi}{4} \approx 10 * 10^5 \frac{N}{m^2} * (100mm)^2 * \frac{\pi}{4} \approx 7,9kN$$

Aus dem Lagerkatalog habe ich das Einstell-Nadellager mit Innenring (PNA 12/28) anhand der statischen Traglast $C_0=6,9kN$ ausgewählt. Dies müßte ausreichend sein, da sich die Kraft des Zylinders auf 2 Lager verteilt. Ich habe ein Lager mit Innenring gewählt, damit die Welle nicht besonders

bearbeitet oder gehärtet werden muß und ein Einstell-Lager, damit eine Durchbiegung der Welle nicht zu einer erhöhten Flächenpressung führt. Ich habe den statischen Fall angenommen, da sich das Lager in 10 Jahren $6.000 \cdot 1/4$ -Umdrehung dreht.

Aus dem Innendurchmesser des Lagers und dem Außendurchmesser des Lagerzapfens ergibt sich $d = 12k6$. Der Durchmesser der Welle wurde mit 20mm gewählt, dieser ist gleich mit dem Gewindedurchmesser der Kolbenstange. Da der Lagerzapfen mit der gleichen Kraft wie die Hebellagerung belastet wird, ist hier auch der gleiche Durchmesser gewählt worden. Für den Adapter wird ein Durchmesser von 35 mm gewählt. Hieraus, bzw. aus dem erwünschten Aussehen, ergeben sich die restlichen Abmessungen.

5.2 Konstruktion des Kolbens und des Zylinders

Der Serienkolben, ca. 10 mm dick, aus Kunststoff, hat vorn und hinten je eine Dichtlippe aus Gummi. Zwischen diesen Dichtungen ist ein ca. 5 mm breiter Kunststoffring auf dem der Kolben in der Zylinderlaufbahn gleitet. Damit die Gummilippen beim Überfahren der Luftauslaßlöcher im Zylinder nicht verschleißen, habe ich einen Kolben ohne Dichtlippen konstruiert. Um die Leckverluste am Kolben möglichst gering zu halten, habe ich zunächst den kleinsten Durchmesser des Zylinders mit Hilfe einer 3D-Koordinaten-Meßmaschine (s Bild 8) bestimmt.



Bild 8



Bild 9

Da der Zylinder ein nicht bearbeitetes Alu-Profil ist, ist zu erwarten, daß er keine sehr hohe Rundheit aufweist. Daher habe ich an 5 verschiedenen Stellen insgesamt 15 mal an Hand von 3 Punkten den Druchmesser bestimmt (siehe Tabelle 2 auf der folgenden Seite).

1	100,114
2	100,052
3	100,074
4	100,129
5	100,083
6	100,123
7	100,096
8	100,089
9	100,066
10	100,083
11	100,068
12	100,098
13	100,082
14	100,141
15	100,067
	Mittelwert : 100,091
	Max : 100,141
	Min : 100,052
	Stdev : 0,026
	100,096 Mit einer Wahrscheinlichkeit von 95% liegt
	100,089 der Durchmesser im folgenden Bereich von
	100,066 Mittelwert +/- 2*Stdev.
	100,083
	100,068 $d \approx 100,091_{-0,052}^{+0,052}$
	100,098
	100,082 $d_{\min} \approx 100,039 \text{ mm}$

Tabelle 2

Für die Dimensionierung des Kolbens habe ich $d_{\min}=100,04 \text{ mm}$ zugrunde gelegt, da für diesen speziellen Zylinder davon ausgegangen werden kann, daß kein Spiel für den Wärmedehnungsausgleich benötigt wird.

Um einen günstigen Reibbeiwert zu erhalten, habe ich ein PTFE-Compound mit 25% Kohlezusatz Kolbenführungsband gewählt. Da der Reibbeiwert einer PTFE-Alu-Gleitlagerung vom Druck abhängig ist, d.h. bei konstanter Kraft der Reibbeiwert mit größer werdender Fläche abnimmt, habe ich 2 mal das breiteste PTFE-Kolbenführungsband von 25 mm gewählt. Die zulässige spezifische Druckbelastung bei Temperaturen <100°C ist $p=2,2 \text{ N/mm}^2$.

$$F_{zul} \approx p * A_{proj} \approx p * D * b \approx 2,5 \frac{N}{mm^2} * 100mm * (2 * 25mm) \approx 12,5kN$$

Dies ist unter der zuvor getroffen Annahme, daß die maximale Querkraft 6,8kN nicht übersteigt, ausreichend.

Nun habe ich den Kolben (s. Bild 9) genau auf den Zylinder und die Tolleranzangaben des Kolbenführungsband-Herstellers ausgelegt.

Die Bohrungen müssen nach der Annahme einer Beschleunigungsstrecke von 100 mm, in einem Abstand von 100 mm zur untersten Position des Kolben angebracht werden. Um die Anzahl und die Größe der Löcher zu bestimmen, habe ich zunächst die Fläche des Eintritts von 1" Durchmesser berechnet.

$$A_{Eintritt} \approx d^2 \frac{\pi}{4} \approx (25,4mm)^2 \frac{\pi}{4} \approx 510mm^2 \text{ dann habe ich einen Lochdurchmesser}$$

von 8mm gewählt und diese Löcher alle 30° auf dem Umfang verteilt.

$$A_{Austritt} \approx n * d^2 * \frac{\pi}{4} \approx 12 * (8mm)^2 * \frac{\pi}{4} \approx 600mm^2 \text{ Diese Verhältnis von Luftein- zu}$$

Luftaustrittsfläche läßt den Schluß zu, daß der Kolben nach dem Überfahren

dieser Bohrungen immer noch mit einem erheblichen Überdruck beaufschlagt wird. Da möglichst wenige und möglichst kleine Löcher in die Zylinderlaufbahn sollten, habe ich den Prototypen mit 12 * 8 mm Löchern gebaut. Sollte nicht genug Druck über diese Löcher abgebaut werden, so wird man das im Geschwindigkeit-Zeit-Diagramm erkennen, wenn die Geschwindigkeit ab dem Überfahren der Löcher nicht konstant bleibt. Dann müßte noch eine zweite Lochreihe gebohrt werden.

5.3 Bau des ersten Prototypen

Der Pneumatikzylinder wurde mit den zuvor beschriebenen Teilen modifiziert und ergänzt. Er ist an den mit einem 1"-Schlauch an den Absperrhahn des 10-l-Druckspeichers angeschlossen worden. Der Druckspeicher wird über einen Druckregler mit Druckluft versorgt. An den senkrecht auf einer Nutesteinplatte montierten Pneumatikzylinder wurde eine Masse von 7 kg angebracht.

Dieser erste Versuch sollte nur zeigen ob :

- die Geschwindigkeit erreicht wird
- die Löcher ausreichend dimensioniert sind
- die Verzögerung (Dämpfung) die der Kolben durch das Verschließen des oberen Auslaßventils ausreicht.

5.4 Auswertung der 1. Versuchsreihe

Die Geschwindigkeit von 6m/s wurde schon mit 3 bar erreicht. Die Geschwindigkeit stieg jedoch nach der Lochreihe noch weiter an. Das ließ darauf schließen, daß wie schon angenommen, die eine 12*8-mm-Lochreihe nicht ausreicht. Der Kolben fuhr in den Endanschlag. Hier muß eine zusätzliche Verzögerung eingebaut werden. Bei dem Versuch, den Kolben mit Gegenluft zu verzögern geriet das ganze System ins schwingen. Des Weiteren war es nicht sehr sinnvoll, die Druckluftzufuhr nach dem Schuß von Hand mit dem Absperrhahn zu schließen.

5.5 Auswahl einer geeigneten Verzögerungseinrichtung

Aus dem ersten Versuch wurde ersichtlich, daß zur Verzögerung des Kolbens ein Dämpfer eingebaut werden muß, da eine Feder oder ähnliches auch zu einem Schwingen des Kolbens im Zylinder geführt hätte.

Hier gab es im wesentlichen 2 verschiedene Dämpfer:

1. einen Gas- bzw. Hydraulikdämpfer oder Gummidämpfer, die es allerdings nicht in der passenden Größe gab, um sie zwischen Kolben und Zylinderboden einzubauen zu können.
2. Standadhydraulikdämpfer gibt es meist nur bis maximal 6m/s. Aus dem Katalog eines Pneumatik-Anbieters wählte ich einen Dämpfer aus, der eine Masse von bis zu 9kg aus maximal 6 m/s verzögern kann. Da ich um

eine symetrische Belastung des Kolbens bei der Verzögerung gewährleisten zu können, 2 Dämpfer benötigte, schien mir dieser Dämpfer als geeignet.

Der Vertreter war der Meinung, daß es auch keine Probleme geben dürfte, wenn ich diese Dämpfer bei 7 m/s einsetzen würde. Er würde uns ein Zahlungsziel von 4 Monaten einräumen, falls die Dämpfer den Einsatz nicht überstehen sollten, könne ich sie einfach zurückschicken und wir würden eine entsprechende Gutschrift erhalten.

Daraufhin habe ich 2 dieser Dämpfer bestellt und eingebaut. Nach einigen Probeschüssen blieben die Dämpfer in der Endlage stecken und der Kolben wurde nun nur noch von der gehärteten Stahlführung des Dämpfers verzögert. Jetzt hatte ich auch ohne dies eingeplant zu haben, die Dimensionierung der Befestigung des Zylinderbodens überprüft und für ausreichend befunden, da keine sichtbaren Schäden am Pneumatikzylinder aufgetreten sind. Im Anschluß an diese Versuchsreihe habe ich den Pneumatikzylinder in soweit zerlegt, daß ich die Stoßdämpfer wieder ausbauen konnte. Die defekten Stoßdämpfer habe ich dem Vertreter bei seinem nächsten Besuch in unserem Unternehmen wieder zurückgeben.

Da es von außen nicht möglich ist zu erkennen, ob die Dämpfer noch funktionsfähig sind, beschloß ich Gummi- oder Schaumstoffdämpfer einzubauen. Wie schon festgestellt, gab es keine passende Gummidämpfer. Daher baute ich einen Gummidämpfer, der genau für den Einsatzort angepaßt wurde (s. Bild 10). Er besteht aus 2 Lagen Moosgummi, je ca.20 mm und 3 Lagen Gummigewebematte, je ca. 7 mm. Das Moosgummi soll im wesentlichen die Dämpfung übernehmen und die Gummigewebematte soll für die nötige Festigkeit und den Schutz vor Verschleiß sorgen.



Bild 10

Dieser Dämpfer hat den Vorteil, daß er in Stücken aus der Entlüftung kommen würde, wenn er beschädigt wäre.

5.6. Modifikation des $\frac{3}{4}$ " 3/2 Wege-Pneumatikventils und dessen Ansteuerung

Das schnellste Ventil dieser Größenordnung, das mir angeboten worden ist, hatte eine Öffnungszeit von 18ms. Dieses gab es nur für 115 V / 50 Hz bzw. 120 V / 60 Hz und in 230 V / 50 Hz. Nach einem Gespräch mit dem Leiter des Prototypenbaus der Herstellerfirma bestellte ich das 115 V / 50 Hz bzw. 120 V / 60 Hz Ventil. Da dieses Ventil für Dauerstrom ausgelegt war und für maximal 150 Zyklen/min eingesetzt werden konnte, gab es weder bei mir noch bei dem Leiter des Prototypenbaus, der dieses auch schon mal erfolgreich eingesetzt hatte, keine Bedenken das Ventil für 100 bis 500ms mit 230 V / 50 Hz an zusteuern.

Zur Ansteuerung verwendete ich einen optischen Sensor, der wie in Bild 11 gezeigt, am Zylinder angebracht wurde. Dieser arbeitet im μ s-Bereich, seine Ausschaltverzögerung ist auf 20ms eingestellt. Er steuert ein elektronisches Relais an, das ebenfalls im μ s-Bereich arbeitet. Dieses Relais schaltet die 230 V über einen anzugverzögerten Öffner an das 3/2-Wege-Ventil, dieses unterbricht dann in weniger als 18 ms die Luftzufuhr zum Zylinder. Bei dem anzugverzögerten Öffner ist der Eingang des Öffnerkontakte und der Eingang des Magneten gebrückt. Da der Öffner zeitverzögert ist, fließt einige 100ms ein Strom bis der Öffner geöffnet wird.



Bild 11

Der Kolben hat eine Länge von 65 mm. Der optische Sensor schaltet durch, sobald die Oberkante des Kolben das Loch des Sensors erreicht hat.

$s \cdot t \cdot v = 18ms \cdot 7m/s = 126mm$ Dies bedeutet, daß das Ventil

$s = 126mm - 65mm = 61mm$ nach dem vollständigen Freigeben der 1. Bohrungsreihe vollständig geschlossen ist.

5.7 Auswertung der 2. Versuchsreihe

Aus den Aufzeichnungen habe ich für jeden Versuch den Weg und die Zeit bei 110, 120, 130, 140, 150, 160 und 190mm vom Startpunkt aus in eine Tabelle eingetragen. Hieraus habe ich die Geschwindigkeiten zwischen den

Punkten ausgerechnet (Werte 1 bis 6). Da die Geschwindigkeiten sehr stark streuten, habe ich die Intervalle vergrößert und die Geschwindigkeit dieser Intervalle berechnet.

Im folgenden werden nur die wichtigsten Werte dargestellt, die vollständige Auswertung und Grafik befindet sich im Anhang 14.3 Schuß 11-34.

	14	15	16	17	18
SCHUSS	V bei 110-150 [km/h]	V bei 110-160 [km/h]	v bei 110-190 [km/h]	Standartabw. der Stichprobe 14..16	Standartabw. Der Stichprobe 1..6
11d	22,82	22,88	23,30	0,26	0,19
11a	24,40	24,31	24,44	0,07	0,46
12d	22,66	22,85	23,10	0,22	0,18
12a	23,97	24,04	24,09	0,06	0,07
13d	23,12	23,31	23,36	0,13	0,20
13a	24,11	24,35	24,26	0,12	0,31
MAX-MIN	0,29	0,45	0,26		
MAX-MIN	0,44	0,31	0,35		
20	24,43	24,40	24,56	0,09	0,21
21	24,28	24,56	24,70	0,21	0,23
22	24,20	24,07	24,18	0,07	0,22
23	24,02	24,13	23,95	0,09	0,19
24	24,11	24,28	24,25	0,09	0,19
25	23,79	24,05	24,12	0,17	0,19
26	23,51	23,73	23,80	0,15	0,17
27	23,93	24,06	23,96	0,07	0,19
28	23,73	23,88	24,01	0,14	0,16
29	23,66	23,51	23,64	0,08	0,21
30	23,05	22,99	23,09	0,05	0,13
Stdv 20..30	0,39	0,44	0,44		

20..30 p=3bar, m=6,9kg, senkrecht nach oben, digitaler Laser

Fehler bei einem zum nächsten Wert in Bezug auf die Messung 30 für die Werte bei 110.

Auflösung der 12bit-Karte

0,0833008

0,0832520

0,0000488

30	22,66	22,67	22,89		
30	23,05	22,99	23,09		
30	23,46	23,31	23,29		
Fehler	1,708%	1,363%	0,861%		
31	25,07	25,24	25,22	0,09	0,22
32	25,10	25,24	25,24	0,08	0,21
33	25,50	25,19	25,21	0,18	0,27
34	25,47	25,56	25,44	0,06	0,20

31..34 Pendelschlag, Bezug auf Kugelmittelpunkt mred=6,8Kg L 2300mm, digitaler Laser

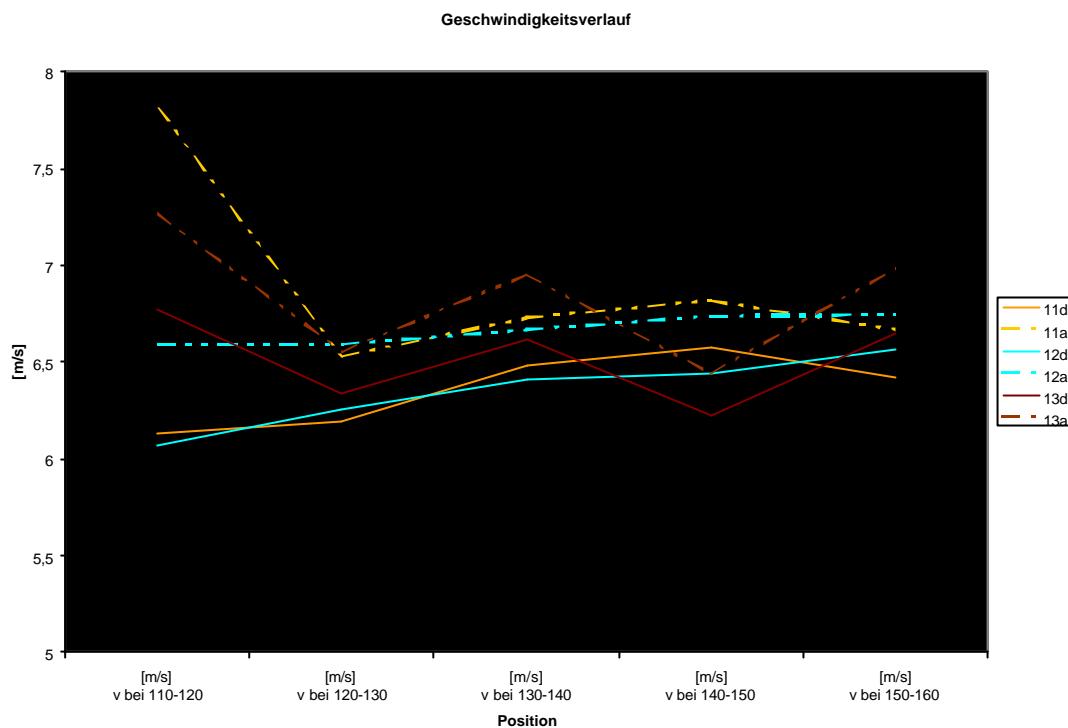
Blau sind die Werte des analogen Lasers. Die Standardabweichung wird hier nur benutzt, um zu zeigen welche Werte stärker variieren. Mehr kann man aus den hier errechneten Standardabweichungen nicht ablesen, da die Werte einen Trend haben und die Abweichungen nicht rein zufällig sind. Man kann aber erkennen, daß der digitale Laser vermutlich reproduzierbarere Ergebnisse liefern wird.

Aus den Messungen 20..30 sieht man, daß die Geschwindigkeit immer geringer wird, obwohl keine Parameter verändert worden sind. Dies hängt überwiegend damit zusammen, daß sich der überschüssige Schmierfilm abbaut und somit mehr Luft am Kolben vorbei entweichen kann, dies wird sich nach mehreren Schüssen nicht mehr so stark auswirken. Bei der Montage ist darauf zu achten, daß nur das PTFE-Kolbenführungsband leicht eingefettet wird.

Ferner ist zu erkennen, daß mit der Länge des Intervalls auch der Fehler der Messung kleiner wird. Ich halte eine Geschwindigkeitsbestimmung auf 50mm für angemessen. Um den minimalen Fehler der AD-Wandlung zu ermitteln habe ich den Meßbereich von 200mm durch die Auflösung der AD-Karte geteilt.

$$\text{?}_{\text{Karte}} \text{ ?} \frac{200\text{mm}}{2^{12}} \text{ ?} \frac{200\text{mm}}{4096} \text{ ?} 0,0488\text{mm}$$

Diese 0,0488mm habe ich vom Weg- Wert bei 110, für die Messung 30, einmal abgezogen und einmal addiert. So bekomme ich den Bereich in dem sich der tatsächliche Wert befinden könnte. Auch hier kann man erkennen, daß sich der Fehler durch die Digitalisierung mit größer werdender Meßstrecke verkleinert.



Aus dem Verlauf dieser Kurven kann man schließen, daß sich die Geschwindigkeit in der Prüfstrecke nicht wesentlich verändert, da kein klarer Trend zu erkennen ist. Auch in diesem Diagramm wird deutlich, daß ein Intervall von 10mm zu kurz für eine genaue Geschwindigkeitsermittlung ist. Daß die Kurven des analogen Lasers etwas höher sind, liegt daran, daß er nicht genau justiert war. Auch wenn die Kurven von den beiden Lasern einen ähnlichen Verlauf haben, ist dies nicht der tatsächliche Geschwindigkeitsverlauf. Würde man die Beschleunigungen von einem Intervallmittelpunkt zum nächsten ermitteln, so erhält man Beschleunigungen bis zu 130g, dies kann nicht sein.

Nach Auswertung dieser Werte kann ich sagen, daß ein Prüfstand der richtig gefettet wurde und der richtig eingestellt wurde, die Geschwindigkeit in dem geforderten Bereich von 6,69 bis 7,03 ms reproduzierbar erreichen kann.

5.8 Bestimmung der Reibkräfte im Versuch

Da bei der Kopfstützenprüfung die Verzögerung des Prüfkörpers durch die Kopfstütze gemessen werden soll, würden Kräfte aufgrund von Reibung des Kolbens und der Kolbenstange das Meßergebnis verfälschen. Um den Fehler abschätzen und bewerten zu können, haben wir den Reibbeiwert in Abhängigkeit vom zurückgelegten Weg ermittelt. Dazu wurde der Zylinder quer montiert (s. Bild12) und zwei Massen von 20 kg am Ende der Kolbenstange angehängt.



Bild 12

Nun haben wir den Zylinder mit einer kleinen Zugmaschine herausgezogen und den Weg und die Kraft aufgezeichnet. Das Verhältnis der Kraft die senkrecht zur Bewegungsrichtung wirkt, zu der Kraft die der Bewegungsrichtung entgegen wirkt, wird hier als Reibbeiwert bezeichnet. In Wirklichkeit ist es eine Kombination aus verschiedenen Reibbeiwerten und dem Hebelgesetz, da sich die Lager aufeinander zu bewegen.
In dem Bild 13 ist der Kraftüberwegverlauf dargestellt.

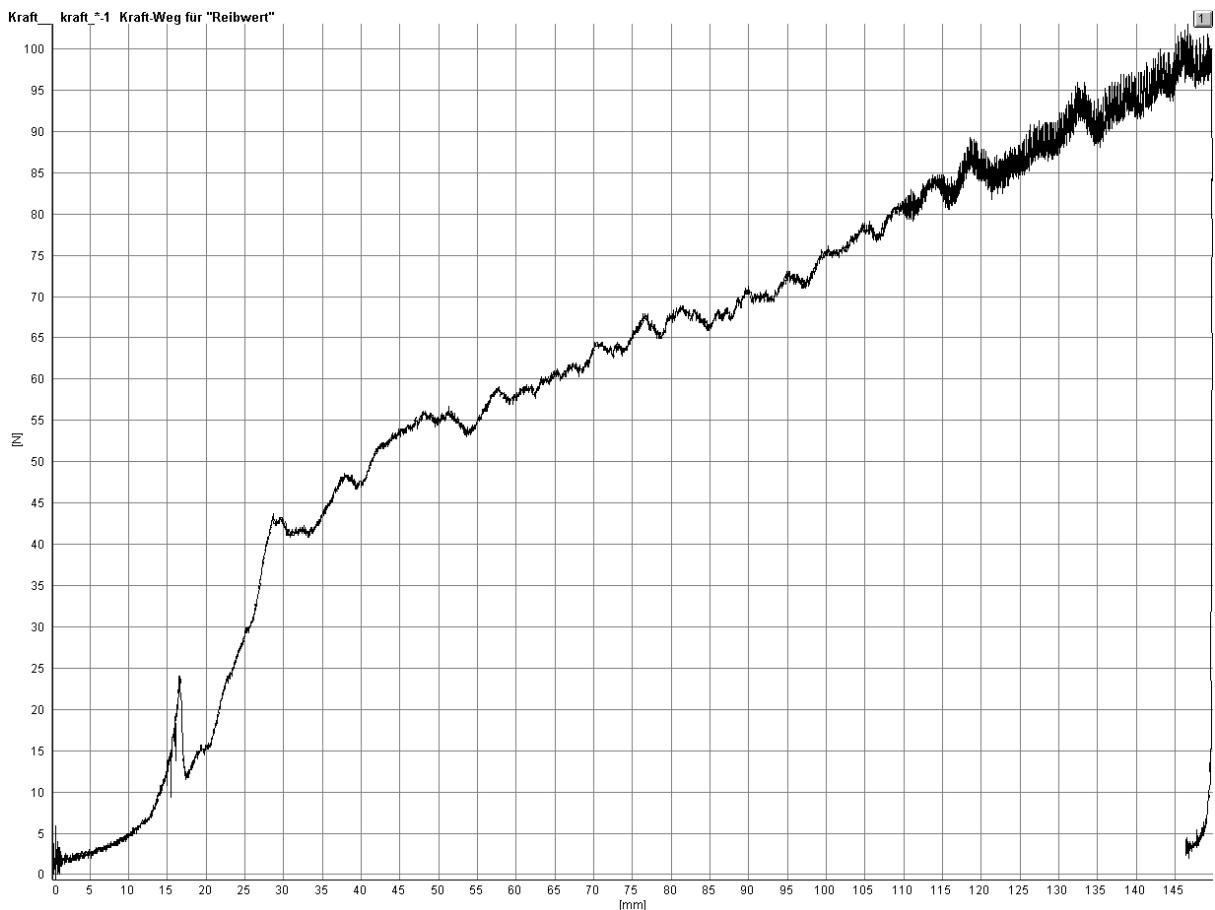


Bild 13

In dem Diagramm kann man erkennen, daß mit der Verkürzung des Lagerabstandes die Reibkraft steigt. Man kann auch im oberen Bereich ein annähernd lineares Verhalten erkennen. Das Maximum liegt bei 145 mm. Dieser Weg bezieht sich auf das Koordinatensystem der Zugmaschine. Wenige Millimeter hinter diesem Punkt würde der Kolben den Endanschlag berühren. Aus diesem Diagramm kann man für die folgende Rechnungen annehmen, daß der "Reibbeiwert" am Ende der Prüfstrecke bei 100 N pro 400 N Querkraft, also bei 25% liegt. Zu Beginn der Prüfstrecke liegt er bei 55N pro 400 N Querkraft, also bei 14%. Aus diesem Diagramm kann man auch sofort erkennen, daß man die Prüfstrecke weiter nach links verlegen sollte, um einen niedrigeren "Reibbeiwert" zu erhalten.

5.9 Bestimmung der Querkräfte beim Stoß

Da es sich bei dieser Prüfung um einen realen Stoß auf ein nicht homogenes Objekt handelt, ich aber die tatsächlichen Querkräfte beim Stoß bestimmen muß um die Reibkräfte abschätzen zu können, mußte ich die Kräfte beim Stoß messen. Für diese Messung gibt es verschiedene Möglichkeiten:

- Messung der Querbeschleunigung am Ende der Kolbenstange:
aus der Festigkeit und der Trägheit des Systems und der Beschleunigung kann man die Querkraft errechnen. Jedoch werden sehr kleine

Beschleunigungen in der Querrichtung, im Verhältnis der Beschleunigungen in Längsrichtung erwartet. Da Beschleunigungssensoren immer eine Querempfindlichkeit haben, wird das Meßergebnis verfälscht werden.

- Man montiert den ganzen Pneumatikzylinder auf einen 6-Axialen-Kraftaufnehmer und wertet die einzelnen Kanäle aus. Diese Kraftaufnehmer sind sehr teuer, ein Vorführgerät stand mir leider nicht zur Verfügung.
- Die günstigste Methode war das Anbringen von DMS am Halslager des Pneumatikzylinders. Für diese Messungen sind wir gut ausgestattet und mit ein wenig Erfahrung kann man so schnell und einfach Kräfte ermitteln.

Am zylinderförmigen Halslager habe ich 4 DMS im Abstand von 90° angeklebt (s. Bild 14). Die jeweils gegenüberliegenden (Zug- und Druckseite) habe ich zu einer Halbbrücke verlötet und an eine hierfür speziell entwickelten Meßverstärker angeschlossen. Nachdem ich den Verstärker programmiert und die Meßbrücken abgeglichen hatte, habe ich die analogen Ausgänge des Meßverstärkers und den analogen Ausgang eines Handkraftmeßgerätes an einen Meßfassungs-PC angeschlossen. Dann habe ich mit dem Handkraftmeßgerät, in alle 4 Richtungen, die parallel zu den DMS-Paaren lagen, am Ende der Kolbenstange (s. Bild 18) gezogen und alle 3 Signale aufgezeichnet.



Bild 14

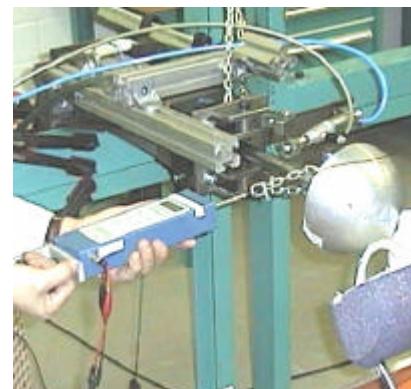


Bild 15

Jetzt konnte ich die Signale des Verstärkers über das Signal des Handkraftmeßgerätes auftragen und die Steigung bestimmen. In dem Bild 16 kann man erkennen, daß die Steigung der beiden Meßbrücken nicht gleich ist. Dies war zu erwarten, da der Lagerhals, wie in Bild 14 zu sehen ist, nicht symmetrisch ist. Normalerweise erhält man bei diesem Kalibrieren der DMS und des Verstärkers 2 Gerade. Dies ist hier nicht der Fall, da ich mit dem Handkraftmeßgerät nur Zugkräfte aufgebracht habe. An den Kurven, die um die X-Achse verlaufen, kann man die Querempfindlichkeit der Meßbrücken,

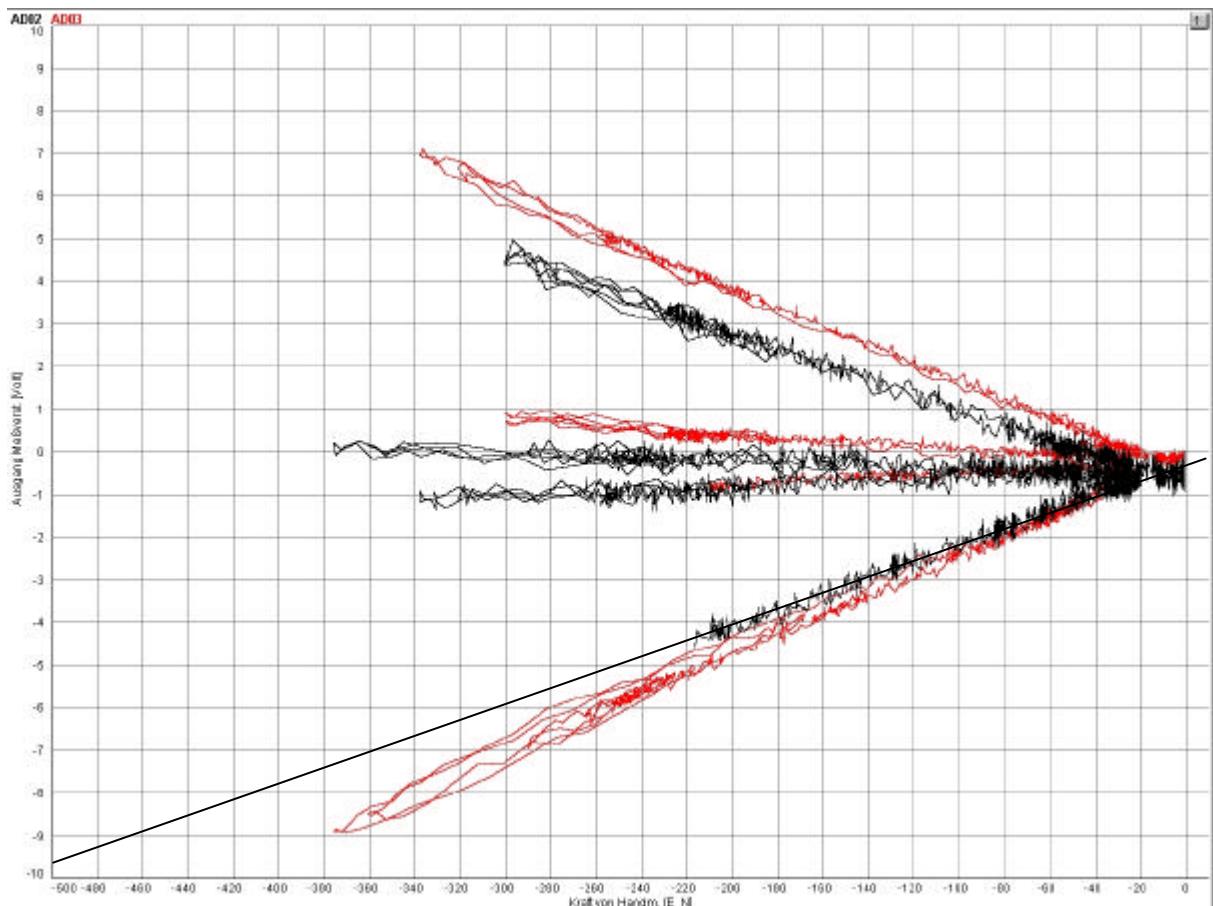


Bild 16

die senkrecht zur Zugrichtung liegen, erkennen. Diese Querempfindlichkeit ist auf die nicht exakte Plazierung der DMS, auf das nicht symmetrische Halslager und die nicht exakte Zugrichtung mit dem Handkraftmeßgerät zurückzuführen.

Das Diagramm wurde mit folgenden Verstärkereinstellungen

- Filter 3kHz
- Kompensation der Brücke R-457 und R-516
- Brückenspannung 10V
- Faktor 1
- Meßbereich 50 ?m/m

aufgenommen.

Dem Diagramm kann man für Kanal AD02 folgende Werte entnehmen:
bei 50 ?m/m sind $400 = 7,4 \text{ V} \quad 54 \text{ N/V}$ bei $200 \text{ ?m/m} \quad 216 \text{ N/V}$, da der Verstärker beim maximalen Wert des Meßbereiches immer 10V ausgibt, entspricht beim 4-fachen Meßbereich auch 1 V der 4-fachen Kraft.

Analog kann man folgende Werte für den Kanal AD03 entnehmen:

bei 50 ?m/m $400 \text{ N} = 9,3 \text{ V} \quad 43 \text{ N/V}$ bei $200 \text{ ?m/m} \quad 172 \text{ N/V}$.

Jetzt konnte ich den Pneumatikzylinder in horizontaler Position aufbauen und einen Beschleunigungssensor anbringen. Leider mußte ich einige Tage zuvor die Laser-optischen-Wegmesssysteme zurücksenden, so daß ich die

Versuche ohne Geschwindigkeitsmeßung durchführen mußte. Da ich aus den zuvor mit dem Laser gemachten Versuchen wußte, daß er mit 3,1 bar ungefähr 7m/s erreicht, habe ich den Druckregler auch hier wieder auf 3,1 bar eingestellt.

Nach dem ich eine Serien-Kopfstütze, in einer sehr ungünstigen, aber noch realistischen Position vor dem Prüfkörper plaziert habe, (s. Bild 17) konnte ich die ersten Messungen beim realen Stoß durchführen. Nach dem ersten Kopfstützen-Test stellte sich heraus, daß ich den Meßbereich auf 200 ?m/m einstellen mußte.

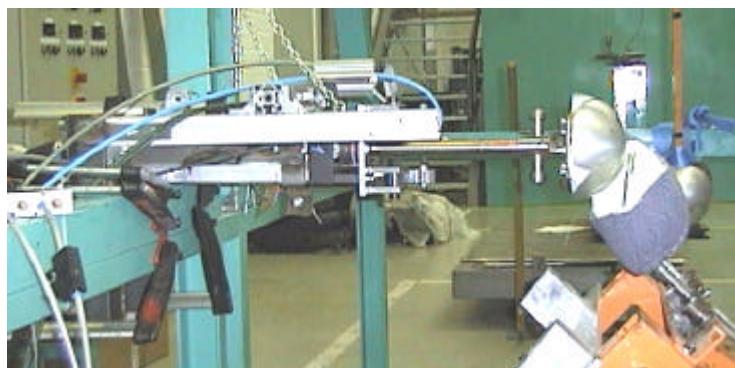


Bild 17



Bild 18

Im folgenden wird der 2. Stoß auf eine neue Kopfstütze ausgewertet.
Ich habe die aufgezeichneten Meßwerte im folgenden Diagramm (Bild 18) zusammengestellt.

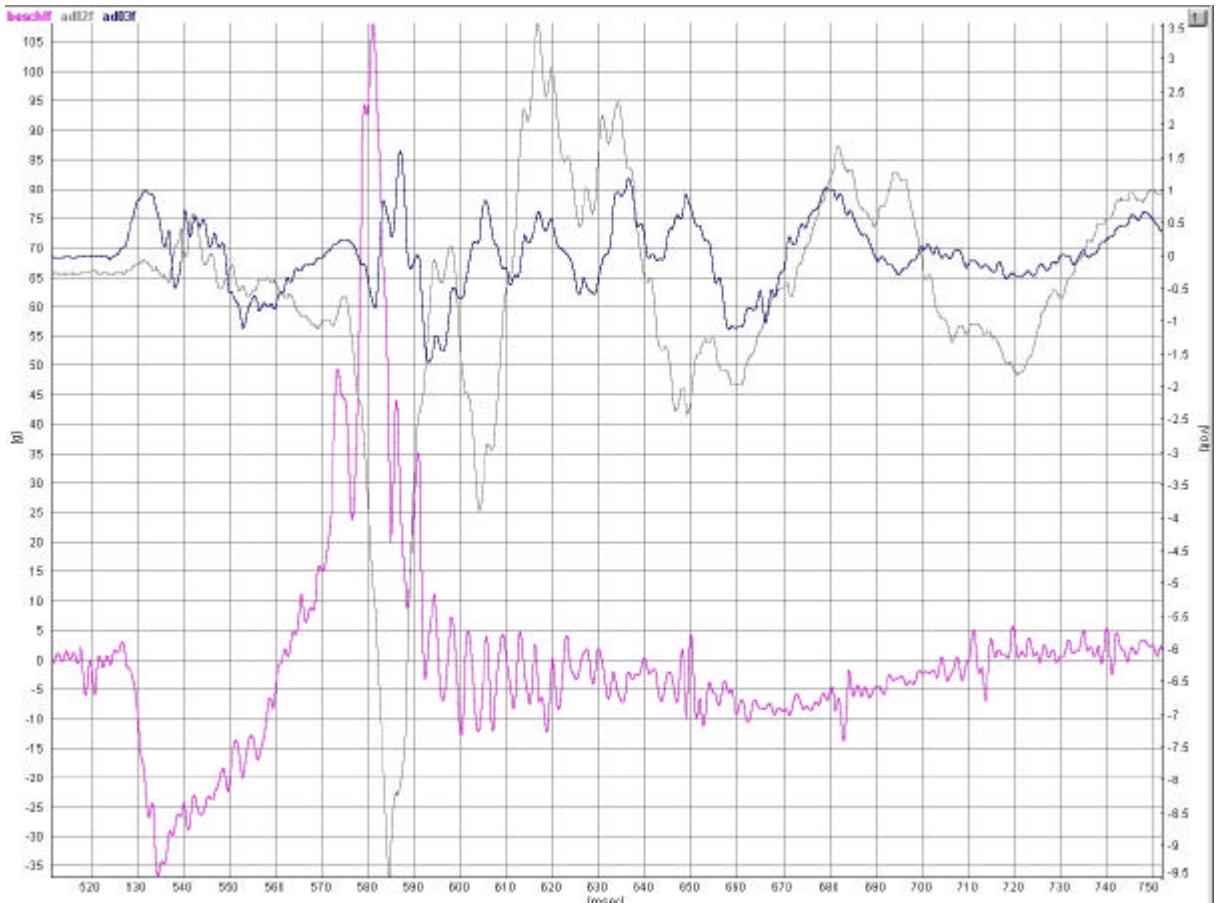


Bild 19

Auf der linken Achse ist die Beschleunigung des Prüfkörpers abgetragen und auf der rechten Achse die Spannungen der Meßbrücken. An der blauen Kurve kann man den Einfluß des Hebelmechanismus beim Start erkennen. Zunächst übt er eine konstante Kraft in Y-Richtung aus. Beim Lösen wird diese Kraft größer, da die Kolbenstange den Hebelmechanismus gegen dessen Trägheit und gegen die Dämpfung des kleinen Pneumatikzylinders zurückdrücken muß. Ist der Hebel nicht mehr im Eingriff so erfährt der Kolben seine maximale Beschleunigung. Kurz vor dem Stoß ist die Beschleunigung gleich 0. Nach dem Auftreffen auf der Kopfstütze wird der Prüfkörper zunächst langsam durch den Schaum und dann stärker durch den Stahlbügel verzögert. Bei dieser maximalen Verzögerung tritt auch kurze Zeit später die maximale Querkraft am Lager auf. Diese Zeitdifferenz zwischen den beiden Maxima kommt aufgrund der Trägheit und der geringen Stetigkeit des Prüfkörpers in Z-Richtung zustande. Die maximale Querkraft beträgt ca. 2,1kN. Dieser Wert wird auf der folgenden Seite berechnet. Die maximale Beschleunigung ist 108g.

5.10 Abschätzung des Fehlers durch Reibung

Da bei einem realen Stoß Kräfte senkrecht zur Bewegungsrichtung auftreten, werden diese in der Lagerung Reibkräfte verursachen, die der Bewegungs-

richtung entgegengerichtet sind. Durch diese Kräfte wird die Energieaufnahme der Kopfstütze geringer, da ein Teil der Stoßenergie in den Lagern umgesetzt wird. Die Beschleunigung, die auf den Prüfkörper wirkt, wird jedoch größer, da der Prüfkörper nicht nur von der Kopfstütze, sondern zusätzlich von den Lagern verzögert wird. Um den Fehler abschätzen zu können habe ich die Reibkraft ins Verhältnis zur gesamt Stoßkraft gesetzt.

Folgende Werte dienen als Grundlage:

- AD02_{max}=9,7V (aus Diagramm in Bild19)
- 216N/V für AD03 (aus Diagramm in Bild 16)
- Das Verhältnis Zug- zu Reibkraft von 25% aus dem Kraftüberwegdiagramm
- a_{max} = 108g (aus Diagram xx)

$$F_{AD03\ max} ? AD02_{max} * 216 \frac{N}{V} ? 9,7V * 216 \frac{N}{V} ? 2095N$$

$$F_{Sto\beta} ? a_{max} * m_{Prüfkörper} ? 108 * 9,81 \frac{m}{s^2} * 6,8kg ? 7.204N$$

$$F_{Reib} ? F_{AD03\ max} * 0,25 ? 2095N * 0,25 ? 523N$$

$$rel.Fehler ? \frac{F_{Reib}}{F_{Sto\beta}} ? \frac{523N}{7204N} ? 7\%$$

Dieser Fehler gilt für den Prototypen am Ende der Prüfstrecke für einen sehr ungünstigen Aufprallpunkt.

Verlängert man den Zylinder und die Kolbenstange so, daß die maximale Stoßkraft 100mm früher auftritt, so verbessert sich der „Reibwert“ auf 14% (s. Kraftüberweg).

$$F_{Reib} ? F_{AD03\ max} * 0,14 ? 2095N * 0,14 ? 293N$$

$$rel.Fehler ? \frac{F_{Reib}}{F_{Sto\beta}} ? \frac{293N}{7204N} ? 4\%$$

Diese Werte wirken sehr groß, allerdings sind sie auf Naturgesetze zurück zu führen. Jede lineare Versuchseinrichtung mit einer hohen Eigenfrequenz hat einen kurzen Lagerabstand und eine Gleitlagerführung. Da die Reibewerte von Gleitlagern alle in der gleichen Größenordnung liegen und die anderen Abmessungen auch in der gleichen Größenordnung liegen, werden auch die Reibkräfte andere Versuchseinrichtungen, mit linearer Führung in dieser Größenordnung liegen.

5.11 Bestimmung der Eigenfrequenz

Die Eigenfrequenz des gesamten Prüfkörpers in Schuß-, also in X-Richtung, beeinflußt das Meßergebnis, da dies die Richtung ist, in der die Beschleunigungsaufnehmer montiert werden. Hierbei handelt es sich um eine longitudinale Schwingung. Wesentlich unbedeutender ist die Eigenfrequenz in Z- und Y-Richtung, da die Beschleunigungsaufnehmer eine geringe Querempfindlichkeit haben. Dies widerspricht sich nicht mit der Aussage auf Seite 40, da die Beschleunigung die dort gemessen werden sollte sehr klein ist zu der Querbeschleunigung am Sensor. Hier ist es genau umgekehrt, die

Beschleunigung in Meßrichtung ist sehr groß und die Beschleunigung in Querrichtung ist klein.

Da ich in einer Versuchsabteilung arbeite, ist es nicht sehr zeitaufwendig für mich, die Eigenfrequenz experimentell zu ermitteln. Hierzu diente der selbe Versuchsaufbau wie bei der Bestimmung der Querkräfte beim Stoß. Alle Meßeinrichtungen und Aufzeichnungen wurden auch beibehalten.

Um die Eigenfrequenz in X-Richtung zu bestimmen habe ich die Aufzeichnung gestartet und einige Male mit einem kleinen Kantholz gegen die Halbkugel in X-Richtung geschlagen. Nun hatte ich ein Signal von mehreren Stößen und des Ausschwingens. Mit diesem gesamten Signal habe ich eine FFT (Fast Fourier Transformation) durchgeführt (rote Kurve) und eine FFT von einem einzelnen Ausschwingvorgang (schwarze Kurve).

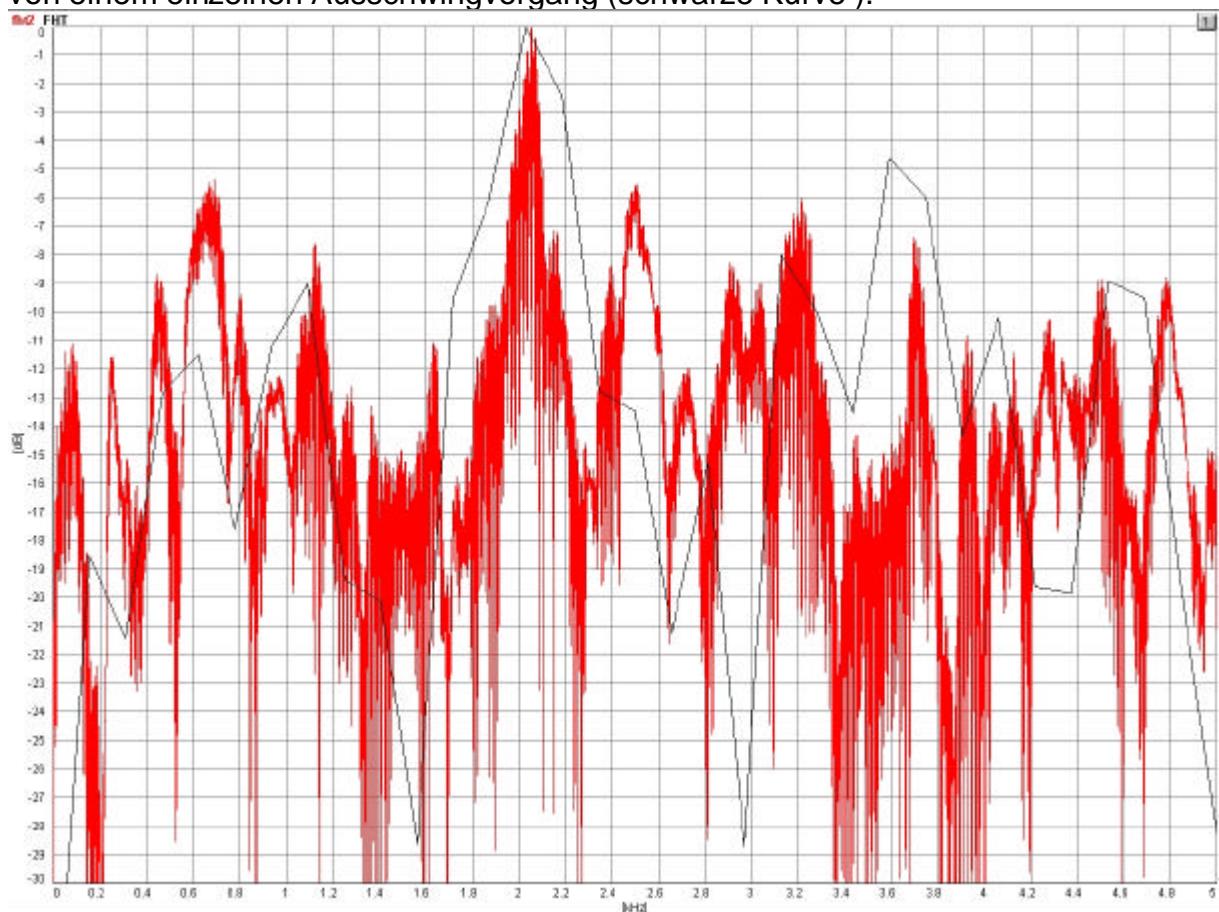


Bild 20

Aus beiden Kurven kann man ablesen, daß die Eigenfrequenz bei ca. 2kHz liegt. Dies ist zwar nicht ganz so hoch wie von der SAE gefordert, aber sie liegt mehr als 3mal so hoch wie die Grenzfrequenz des Tiefpaßfilters (CFC600) der für diesen Versuch vorgeschrieben ist.

Die rote Kurve hat wesentlich mehr Stützstellen, da die FFT von einem Signal mit mehreren Stößen gemacht wurde. Sie ist dadurch aber nicht genauer, da es sich nicht um ein zusammenhängendes Signal handelt.

Die Frequenzen im unteren Bereich kommen aus dem Gestell an dem der Zylinder befestigt ist, da der Prüfkörper aus dem Stillstand angeregt worden ist und durch die Haftriebung einen Teil der Stoßenergie in das Gestell einleitet.

Die Eigenfrequenz des ausgefahrenen Prüfkörpers senkrecht zur Bewegungsrichtung liegt bei 18Hz. Für die Bestimmung der Eigenfrequenz wurden die Signale der DMS-Meßbrücken ausgewertet. Das Diagramm befindet sich im Anhang 14.2 Diagramm - Eigenfrequenz quer -. Diese Frequenz wird durch die Steifigkeit

- der Kolbenstang
- der Lagerung und
- des Gestelles

beeinflußt. Das Gestell des später realisierten Prüfstandes unterscheidet sich erheblich in der Steifigkeit von dem, an dem der Prototyp montiert worden ist.

5.12 Untersuchung des zerlegten Prototypen

Nach ca. 50 Schüssen habe ich den Prototypen wieder komplett zerlegt und auf optische Schäden untersucht. Von diesen 50 Schüssen ist der Kolben ca. 10 mal mehr oder weniger stark gegen den Endanschlag geprallt. Ich konnte an keinem Bauteil Risse feststellen. Die Zylinderlauffläche war ohne Riefen. Nur die PTFE-Kolbenführungsbänder hatten vereinzelt Riefen, die jedoch eher auf Fertigungsreste und Verunreinigungen zurückzuführen waren. Die Kolbenstange hatte ein leicht erhöhtes Spiel im Halslager.

Um eine hohe Verfügbarkeit der Prüfmaschine zu gewährleisten sollten die Lagerungen regelmäßig überprüft werden und die Lagerteile bevorratet werden.