

## 8. Konstruktion der Positioniereinrichtung

### 8.1 Stahlarmkonstruktion

Zunächst habe ich eine Konstruktion entworfen die einem Motorheber ähnelt ( s. Bild 21 ).

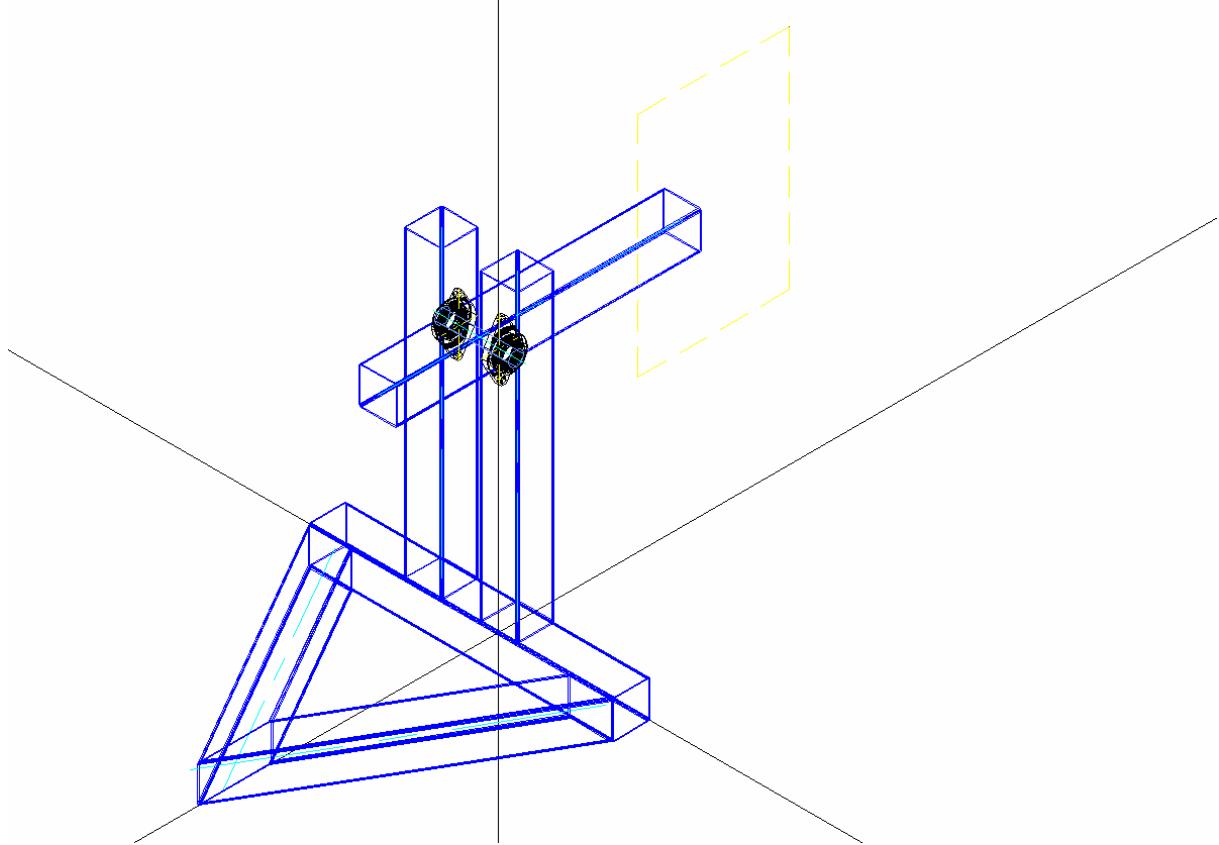


Bild 21

Diese Stahlkonstruktion besteht aus einem dickwandigen Stahlrohr, dessen Arm über ein Kugellager schwenkbar gelagert ist. Es war vorgesehen ein Teleskop in dem Arm zu montieren und den Pneumatikzylinder über zwei blockierbare Gelenke zu fixieren. Sie sollte auch noch durch einige Streben stabilisiert werden. Der gelb-gestrichelte Bereich soll den halben Aufschlagbereich aus dem Lastenheft darstellen. Diese Konstruktion wurde allerdings von mir verworfen, da sie zwar sehr einfach ist, aber einige grundlegende Mängel hat, die nachstehend aufgelistet werden und als Grundlage für eine Konstruktion ohne diese Mängel diente:

- sehr eingeschränkter Positionierungsbereich
- mit der Veränderung der Z-Position ändert sich auch die Y-Position und umgekehrt
- das große Moment, das an der Lagerung des Arms in das Gestell eingeleitet wird, überträgt sich sehr ungünstig auf das Gestell
- die Neigung des Arms muß durch ein zusätzliches Gelenk ausgeglichen werden, damit der Pneumatikzylinder in Y-Richtung immer waagerecht

steht

- die Stahlkonstruktion mit zusätzlichen Streben würde klobig aussehen
- um Fahrer- und Beifahrer-Kopfstütze zu prüfen muß das ganze Gestell versetzt werden.

Da diese Positioniereinrichtung noch nicht einmal kostengünstig war, hat sie mir nur als negatives Beispiel gedient und ist auch nicht weiterentwickelt worden.

## ***8.2 Aluminumprofile mit Linearführungen***

### **8.2.1 Berechnung der auftretenden Kräfte**

Als maximal auftretend Kraft habe ich die Kraft, die wirkt, wenn der Prüfkörper ohne Verzögerung in den Endanschlag fährt. Hierbei treten kurzfristig Beschleunigungen von bis zu 200g auf.

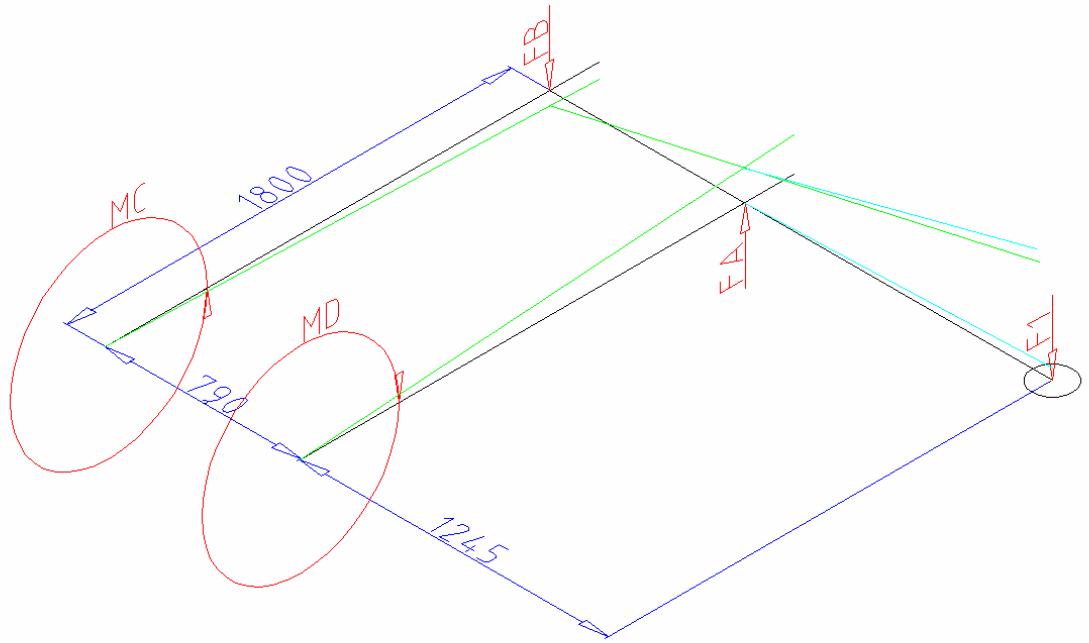
$$F_{\max} = F_1 = m \cdot a = 6,8 \text{ kg} \cdot 2000 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 13,6 \text{ kN}$$

### **8.2.2 Auswahl der Profile und Linearführungen**

Als Basis habe ich angenommen, daß

- maximal Kopfstützen in der Höhe (Z-Richtung) von 1800mm (Kleintrasporter)
- in Y-Richtung 1200mm von der Außenkante (mittlere Kopfstütze eines sehr breiten Fahrzeuges)

geschlagen werden. Aus der Profilbreite und einigen frei gewählten Maßen ergab sich folgende Skizze, die als Berechnungsgrundlage diente.



Zunächst habe ich die beiden Lagerkräfte ermittelt.

$$FB ? F1 * \frac{1245}{790} ? 13,6kN * \frac{1245}{790} ? 21,4kN$$

$$FA ? F1 ? FB ? 13,6kN ? 21,4kN ? 35kN$$

Dann habe ich ein Aluprofil 180x90mm gewählt und die maximale Spannung nach den Angaben des Hersteller-Kataloges berechnet.

$$? ? \frac{F1 * l}{W * 10^3} ? \frac{13.600 * 1.245}{237,6 * 10^3} ? 71,3 \frac{N}{mm^2}$$

Diese Zugspannung liegt zwar noch im zulässigen Bereich, ist aber sehr hoch. Da ich eine sehr steife Konstruktion benötige und auch Stöße unter anderen Winkeln durchgeführt werden, habe ich zwei 180x90 Profile zu einem 180x180 Profil verschraubt. Für dieses Profil habe ich nach Herstellerangaben die Durchbiegung ermittelt.

$$f1 ? \frac{F * l^3}{2 * 3 * E * I * 10^4} ? \frac{13.600 * 1245^3}{2 * 3 * 70.000 * 2138,3 * 10^4} ? 2,9mm$$

$f1$  ist die Durchbiegung des Profils, wenn es bei A fest eingespannt wäre. Um überschlägliche die gesamte Verschiebung des Punktes zu ermitteln, müssen noch die Verlagerungen der Punkte A und B ermittelt werden. Die Spannung wurde nur von dem am stärksten belasteten Profil berechnet.

Da die Länge und die Kräfte für die senkrechten Profile größer sind, habe ich direkt das größte Profil mit einer Abmessung von 360x90mm gewählt. Dies war auch geeignet, da dieses Profil nur auf Biegung um nur eine Achse

beansprucht wird. Auch die Berechnung wird anhand der Herstellerunterlagen durchgeführt.

$$? ? \frac{FA * l}{W * 10^3} ? \frac{35.000 * 1800}{807 * 10^3} ? 78 \frac{N}{mm^2}$$

$$fA ? \frac{FA * l^3}{3 * E * I * 10^4} ? \frac{35.000 * 1.800^3}{3 * 70.000 * 14.520 * 10^4} ? 6,7mm$$

$$fB ? \frac{FB * l^3}{3 * E * I * 10^4} ? \frac{13.600 * 1.800^3}{3 * 70.000 * 14.520 * 10^4} ? 2,6mm$$

$$f1ges. ? \left[ \frac{2,6mm ? 6,7mm}{790mm} * (790 ? 1245) ? 2,6mm \right] ? 2,9mm ? 21,4mm ? 2,9mm ? 24,3mm$$

Mir ist bekannt, daß ich hier einiges stark vereinfacht habe. Das Ziel dieser Rechnung war jedoch nur um eine ungefähre Größenordnung der Verlagerung des Punktes 1 zu bekommen. Als weiteres stellte sich heraus, daß der Großteil der Verlagerung aus der Biegung der beiden 360x90 Profile kam. Um diesen Anteil zu reduzieren habe ich in der folgenden Konstruktion je eine zusätzliche Strebe, aus einem 180x90mm Profil eingesetzt. Weitere Berechnungen der maximalen Spannungen brauchen nicht durchgeführt zu werden, da der Hersteller eine maximale Zug-Druck-Spannung von 130N/mm<sup>2</sup> vorgibt. Die zuvor berechneten Spannungen liegen weit darunter und reduzieren sich noch weiter, da die Konstruktion zusätzlich verstellt worden ist.

In einer genauen Berechnung müßte man die einzelnen Massenträgheiten berücksichtigen und die Durchbiegung des Profils zwischen den Punkten A und B ermitteln, da dieser Einfluß auf den Winkel alpha am Punkt A hätte. Da ich hier für eine statische Last gerechnet habe, werden die Verformungen in der Realität wesentlich niedriger sein, da die Kraft von ca. 13,6kN nur wenige ms auf den Arm und das Gestell einwirkt. Dieser Aufwand scheint mir nicht gerechtfertigt, da die Konstruktion nur zwei Bedingungen erfüllen muß:

- Sie soll sehr steif sein und
- möglichst professionell aussehen.

Um die Aluprofile zueinander verfahren zu können, müssen sie mit Linearführungen verbunden werden. Für diesen Einsatzzweck habe ich Rollen-Schieneführungen mit Vorspannung gewählt, da diese sehr hohe Kräfte übertragen und spielfrei sind. Lager dieser Art können bei einer Größe von 25 Zug-Druck-Kräfte bis zu 26,6kN (dynamisch) bzw. 53,2kN (statisch) senkrecht zur Schiene aufnehmen. Dies ist ausreichend, da ich pro Lagerstelle 2 Lager einsetze um ein Verkanten zu verhindern. Die Lager werden wie in Bild 22 gezeichnet auf einer Aluplatte montiert.

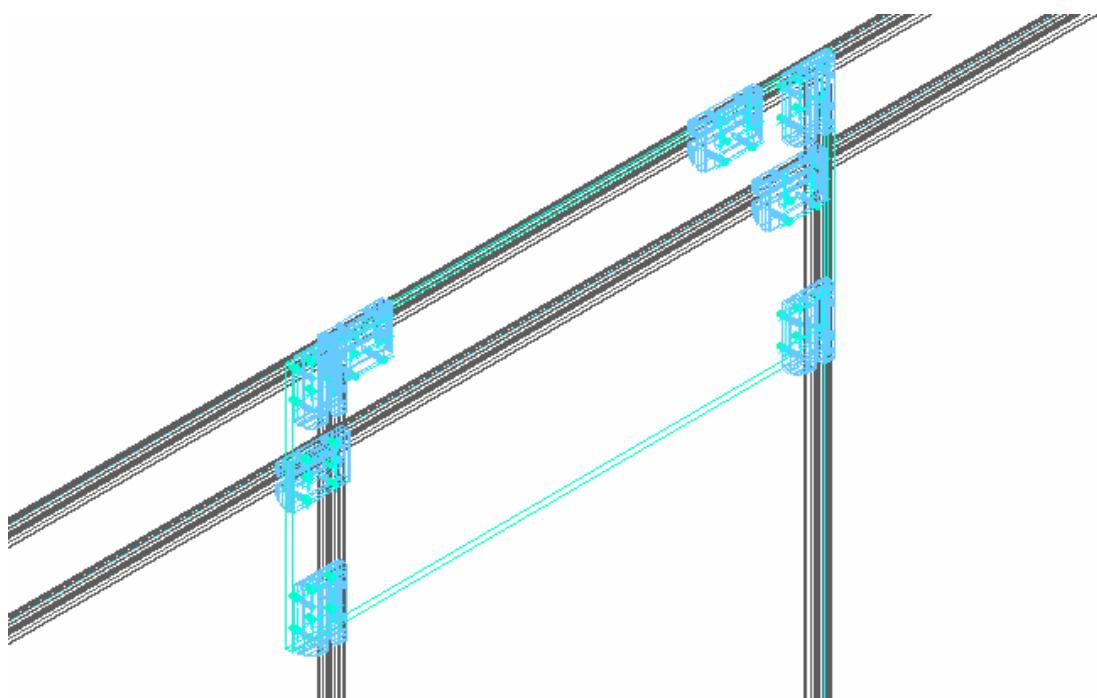


Bild 22

### 8.2.3 Zeichnung der Alu-Konstruktion und der Anbindungen

Die Schnitte der Aluprofile wurden extrudiert und entsprechend dem Entwurf der als Berechnungsgrundlage diente, zusammengefügt. Die Linearführung wurden nach dem selben Vorgehen positioniert.

Da die Verbinder, die vom Hersteller angeboten werden, nicht genügend Kräfte übertragen können, wurden an geeigneter Stellen noch zusätzlich Beschläge vorgesehen. Als Ergebnis kam dabei folgende Konstruktion heraus ( Bild 23 ).

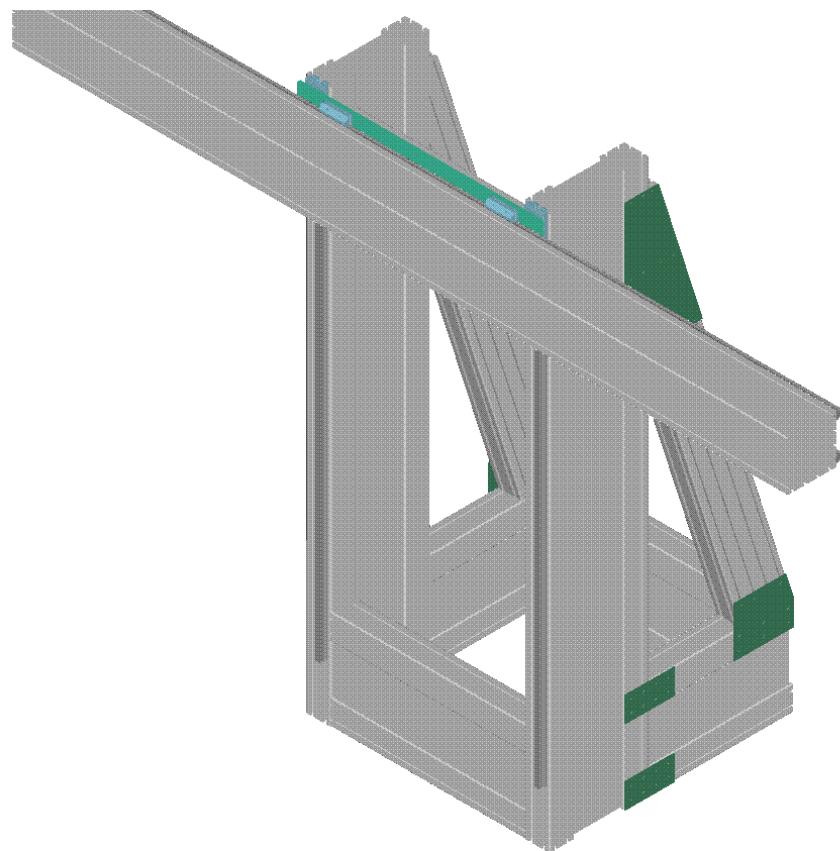


Bild 23

Dieses Gestell hatte nur noch eins mit dem ersten gemeinsam und das war, daß es *auch* finanziell nicht sehr günstig war.

#### Der Masseausgleich

Da der bewegliche Arm aufgrund der Dimensionierung so schwer wurde, daß er nicht von einer Person gehoben werden konnte, mußte eine geeignete Hilfseinrichtung vorgesehen werden, um das Positionieren zu erleichtern. Dafür gibt es auch verschiedene Möglichkeiten, die auch hier wieder aufgeführt und bewertet werden:

##### Spindeltrieb

- + genaue Positionierung auf Knopfdruck
- teuer
- optisch weniger wertvoll
- meist fettig
- zusätzliche Ansteuerung erforderlich

##### Linearführung mit Riementrieb

- wie Spindeltrieb, jedoch nicht fettig aber doppelt so teuer

##### Gegengewicht

- + bewährtes Prinzip
- zusätzlich Masse erforderlich

- Umlenkrolle, Führung und Seil erforderlich
- Seil kann reißen und abspringen

Pneumatikzylinder der die Massenkraft ausgleicht

- + optisch ansprechend
- + einfach
- + günstig
- + einstellbar
- + sicher, da Drossel am Luftein- und -auslaß
- erhöhte Haftreibung

Nachdem der Pneumatikzylinder eindeutig in Führung lag, habe ich das Prinzip an einem freien Pneumatikzylinder, der bereits hängend in der Halle montiert war, durch einen Versuch verifiziert. In diesem Versuch habe ich 2 mal 20kg - also 40kg - an den Zylinder gehängt und den Luftdruck so eingestellt, daß ich die 40kg mit dem kleinen Finger der linken Hand auf- und abbewegen konnte. Mit diesem Finger war es mir auch möglich die Gewichte auf den Millimeter genau zu positionieren.