

**Lehrstuhl für Angewandte Mechanik**

**Konstruktion und Entwicklung  
omnidirektionaler Laufplattformen**

**MSc Dipl.-Wirt.-Ing.(FH) Martin Schwaiger**

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der  
Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

**Doktor-Ingenieurs**

genehmigten Dissertation.

**Vorsitzender:**

xxx

**Prüfer der Dissertation:**

1. Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. habil. Heinz Ulbrich

Die Dissertation wurde am 01. Januar 20XX bei der Technischen Universität München  
eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 31. Dezember 20XX ange-  
nommen.



# Vorwort

Garching, im Jahre 2008

*Martin Schwaiger*



# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1	Einführung . . . . .	1
1.2	Stand der Forschung . . . . .	2
1.3	Ziele und Aufbau der Arbeit . . . . .	6
<b>2</b>	<b>Projektplanung und Konzeption</b>	<b>9</b>
2.1	Das Projekt Cyberwalk . . . . .	9
2.2	Ermittlung der geforderten Eigenschaften . . . . .	11
2.3	Lösungssuche und Variantenbildung . . . . .	18
2.3.1	Cybercarpet . . . . .	18
2.3.2	Sliding Disc . . . . .	20
2.3.3	Match Box . . . . .	21
2.3.4	Cyclone . . . . .	22
2.3.5	Cyberwalk . . . . .	24
2.3.6	Bewertung der Lösungen und Projektstrategie . . . . .	25
<b>3</b>	<b>Ansatz zur Funktionserweiterung von Foot-Follower-Plattformen</b>	<b>26</b>
3.1	Nachteile bestehender Foot-Follower-Plattformen . . . . .	26
3.2	Möglichkeiten zur Aufhebung der Beschränkungen . . . . .	26
3.3	Simulativer Ansatz zur Bewertung der Lösung . . . . .	29
3.4	Erweiterung durch ein Force-Feedback-System . . . . .	37
3.5	Bewertung . . . . .	38
<b>4</b>	<b>Kugelplattform „Cybercarpet“</b>	<b>39</b>
4.1	Funktionsprinzip, kritische Faktoren und Vorgehensweise . . . . .	39
4.2	Aufbau des Cybercarpet . . . . .	42
4.2.1	Der „Kugelteppich“ . . . . .	42
4.2.2	Das Antriebsband . . . . .	48
4.2.3	Der Drehkranz . . . . .	49
4.2.4	Elektrisches System und Schnittstellen . . . . .	53
4.2.5	Zusammenbau des Cybercarpet . . . . .	56
4.3	Systemintegration . . . . .	58
4.3.1	Aufbau eines geschlossenen Regelkreises . . . . .	58
4.3.2	Versuchsszenarien und Durchführung . . . . .	60
4.4	Bewertung des Cybercarpet . . . . .	71
4.5	Erfahrungen und Empfehlungen . . . . .	73
<b>5</b>	<b>Bänderplattform „Cyberwalk“</b>	<b>75</b>
5.1	Funktionsprinzip und Zielsetzung . . . . .	75

5.2	Gesamtkonzept . . . . .	77
5.2.1	Grundstruktur . . . . .	78
5.2.2	Hauptantriebskette . . . . .	81
5.2.3	Transportbänder . . . . .	82
5.2.4	IT-System . . . . .	84
5.3	Auslegung und mechanische Konstruktion . . . . .	84
5.3.1	FEM Modellierung alternativer Bandsegmente . . . . .	84
5.3.2	Optimierung der Laufkontur und Antriebseinheit . . . . .	87
5.3.3	Antriebssteuerung der Hauptkette . . . . .	91
5.3.4	Antrieb der Bandsegmente . . . . .	93
5.3.5	Energieversorgung der Bandsegmente . . . . .	104
5.4	IT- und Steuerungsarchitektur . . . . .	106
5.4.1	Logischer Aufbau . . . . .	107
5.4.2	Server . . . . .	107
5.4.3	Clients . . . . .	109
5.4.4	Cyberwalk Operation Protocol . . . . .	109
5.4.5	Zustandsautomat . . . . .	111
5.4.6	Implementierung . . . . .	115
5.4.7	Grafische Benutzeroberfläche . . . . .	117
5.5	Sicherheitssystem . . . . .	118
5.5.1	Maßnahmen zur Sicherung der Anlage . . . . .	119
5.5.2	Sicherheitsanalyse . . . . .	121
5.6	Projektmanagement . . . . .	124
5.7	Integration in VR-Umgebung . . . . .	127
5.8	Ergebnisse . . . . .	129
5.9	Erfahrungen und Empfehlungen . . . . .	133
<b>6</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>135</b>
<b>A</b>	<b>Gesamtabmessungen Cybercarpet</b>	<b>137</b>
<b>B</b>	<b>Gesamtabmessungen Cyberwalk</b>	<b>141</b>
<b>C</b>	<b>Cyberwalk Hauptantriebsschrank</b>	<b>147</b>
<b>D</b>	<b>Antriebe und Steuerungen</b>	<b>149</b>
D.1	Antrieb und Steuerung der Hauptkette . . . . .	149
D.2	Antrieb und Steuerung der Bandeinheiten . . . . .	150
	<b>Literatur</b>	<b>152</b>

# Abbildungsverzeichnis

1.1	Gait Master . . . . .	2
1.2	Haptic Walker . . . . .	2
1.3	Sarcos Biport . . . . .	3
1.4	String Walker . . . . .	3
1.5	Ball Array Treadmill . . . . .	4
1.6	First Generation ODT . . . . .	5
1.7	Torus Treadmill . . . . .	5
1.8	Das Münchener Vorgehensmodell . . . . .	7
2.1	Cyberwalk: Informationsfluss zwischen den Arbeitspaketen . . . . .	10
2.2	KANO-Modell: Erfüllungsgrad und Kundenzufriedenheit . . . . .	12
2.3	KANO-Modell: Auswertungsmatrix . . . . .	13
2.4	KANO: Ergebnisbeispiel „Basisanforderung“ . . . . .	15
2.5	Cybercarpet . . . . .	18
2.6	Cybercarpet-Prinzip . . . . .	19
2.7	Sliding Disc . . . . .	20
2.8	Match Box . . . . .	21
2.9	Cyclone . . . . .	22
2.10	Cyberwalk . . . . .	24
3.1	Cyclone 2 . . . . .	27
3.2	Koordinatensysteme und Freiheitsgrade . . . . .	28
3.3	Aufbau des Teleskoparms . . . . .	29
3.4	Arbeitsraum der Plattform . . . . .	30
3.5	Regelkreis und Randbedingungen . . . . .	31
3.6	Regelschema . . . . .	32
3.7	Fuß- und Trittflächenbewegung . . . . .	33
3.8	Trittflächen- und Laufwagenbewegung . . . . .	34
3.9	Verfahrenwege der Linearführungen . . . . .	35
3.10	Drehwinkel der Hauptachsen . . . . .	36
3.11	Force-Feedback-System . . . . .	37
4.1	Cybercarpet-Prinzip . . . . .	40
4.2	Cybercarpet-Geschwindigkeitsvektoren . . . . .	40
4.3	Reibverhältnisse . . . . .	44
4.4	Materialien der Trägerplatte . . . . .	44
4.5	Lochmustervergleich . . . . .	46
4.6	FEM der Lochmuster . . . . .	47
4.7	Bandsystem . . . . .	49
4.8	Drehkranz und Drehdurchführung . . . . .	52
4.9	Elektrisches System . . . . .	53
4.10	Mensch-Maschine-Interface . . . . .	55

4.11	Explosionszeichnung . . . . .	56
4.12	Vergleich CAD und Ergebnis . . . . .	57
4.13	Geschlossener Regelkreis . . . . .	58
4.14	Regelzonen . . . . .	59
4.15	GPS-Quellpfad . . . . .	61
4.16	Fahrezug . . . . .	62
4.17	Resultierende Trajektorie nach Rückführung . . . . .	62
4.18	Bandgeschwindigkeiten . . . . .	63
4.19	Drehgeschwindigkeiten . . . . .	64
4.20	Testfahrzeug als Mensch-Dummy . . . . .	65
4.21	Versuch 1: Direkte Rückführung . . . . .	66
4.22	Szenario 2: Regler ohne Kompensation . . . . .	66
4.23	Regler mit Kompensation . . . . .	66
4.24	Geschwindigkeiten an den Antrieben . . . . .	67
4.25	Szenario 3: Regler ohne Kompensation . . . . .	68
4.26	Szenario 4: Regler ohne Kompensation . . . . .	68
4.27	Regler mit Kompensation . . . . .	68
4.28	Laufen auf der Plattform . . . . .	69
4.29	Das Münchener Vorgehensmodell: Rücksprung . . . . .	73
5.1	Cyberwalk Funktionsprinzip . . . . .	75
5.2	Zu beachtende Kriterien am Cyberwalk . . . . .	77
5.3	Zusammenhänge der Hauptkomponenten . . . . .	78
5.4	Grundstruktur Varianten . . . . .	79
5.5	Grundstruktur Ausführung . . . . .	80
5.6	Band Ersatzmodell . . . . .	81
5.7	Hauptkette . . . . .	82
5.8	Bandanordnung . . . . .	83
5.9	Band mit Anbauteilen . . . . .	83
5.10	IT Grobkonzept . . . . .	84
5.11	Vergleich von Bandkörperalternativen . . . . .	85
5.12	FEM-Analyse des Fachwerks . . . . .	86
5.13	Berechnung der Verfahrkontur . . . . .	88
5.14	Winkelbeschleunigung eines Bandsegments . . . . .	89
5.15	Winkelgeschwindigkeit beim Durchlauf der Umlenkung . . . . .	89
5.16	Hauptantrieb Segmente . . . . .	90
5.17	Hauptantrieb . . . . .	91
5.18	Anordnung der Hauptantriebe . . . . .	92
5.19	Hydraulischer Schaltplan . . . . .	94
5.20	Antrieb und Bypass . . . . .	96
5.21	Hydraulischer Antrieb . . . . .	97
5.22	Schaltschema Hydraulikaggregat . . . . .	98
5.23	Rücklaufdrücke . . . . .	99
5.24	Motordruck . . . . .	100
5.25	Hydraulikantriebe montiert . . . . .	101
5.26	Elektrische Antriebe . . . . .	103
5.27	Barcodescanner . . . . .	103
5.28	Drehdurchführung . . . . .	105
5.29	Steuerungsarchitektur . . . . .	106

5.30	Abstraktionsebenen der Softwareimplementierung . . . . .	108
5.31	Vereinfachte Darstellung des Zustandsautomaten . . . . .	112
5.32	Sicherheitssystem – Sensordaten . . . . .	119
5.33	Projektplanung - Konstruktion und Auslegung . . . . .	125
5.34	Projektabwicklung . . . . .	126
5.35	VR Umgebung . . . . .	127
5.36	Virtueller Weg . . . . .	130
5.37	Resultierende Trajektorie . . . . .	131
5.38	Geschwindigkeit und Beschleunigung der Hauptkette . . . . .	131
5.39	Soll- und Ist-Geschwindigkeiten der Hauptkette . . . . .	132
A.1	Plattform Draufsicht . . . . .	137
A.2	Plattform Seitenansicht links . . . . .	138
A.3	Plattform Seitenansicht rechts . . . . .	138
A.4	Plattform Unteransicht . . . . .	139
A.5	Plattform 3D-Ansicht . . . . .	140
A.6	Foto Cybercarpet . . . . .	140
B.1	Prototyp der Cyberwalk-Plattform in der Draufsicht . . . . .	141
B.2	Prototyp der Cyberwalk-Plattform in der Seitenansicht . . . . .	142
B.3	Prototyp der Cyberwalk-Plattform in der Vorderansicht . . . . .	142
B.4	Prototyp der Cyberwalk-Plattform in der 3D-Ansicht . . . . .	143
B.5	Foto des Prototyps der Cyberwalk-Plattform . . . . .	143
B.6	Full-Size Umsetzung der Cyberwalk-Plattform . . . . .	144
B.7	Full-Scale-Cyberwalk-Plattform: Laufausschnitt im Zwischenboden . . . . .	145
B.8	Full-Scale-Cyberwalk-Plattform: Aufbau unterhalb des Zwischenbodens . . . . .	145
B.9	Full-Scale-Cyberwalk-Plattform: Ansicht von Innen . . . . .	146
C.1	Cyberwalk Schaltschrank für Hauptantriebe . . . . .	147

# Tabellenverzeichnis

2.1	Fragenkatalog zu möglichen Eigenschaften der Plattform . . . . .	14
2.2	Ergebnisse der KANO-Methode . . . . .	16
2.3	Ergebnisse der KANO-Methode . . . . .	17
2.4	Bewertung der Varianten über die Bewertungszahl $N$ . . . . .	25
4.1	Kugeldimension und Bewertung bei einem Steg von $0,5 * d_{Kugel}$ . . . . .	43
4.2	Vergleich verschiedener Materialien . . . . .	45
4.3	Lochdichte je $dm^2$ . . . . .	46
5.1	Bewertung der alternativen Bandkörper . . . . .	86
5.2	Betriebszustände . . . . .	92
5.3	Vergleich von hydraulischer und elektrischer Variante . . . . .	104
5.4	Verwendete Kommunikationsprotokolle nach dem Schichtenmodell . . . . .	110
5.5	Funktionsmodule des Cyberwalk Operation Protocols . . . . .	111
5.6	Funktionsmodule des CWOP . . . . .	116
5.7	Performancedaten der Plattform: Beschleunigung und Endgeschwindigkeit .	129
C.1	Beschreibung der Abkürzungen . . . . .	148
D.1	Technische Daten des Hauptantriebs . . . . .	149
D.2	Technische Daten des Frequenzumrichters am Hauptantrieb . . . . .	149
D.3	Antriebsmotor der Bändeinheit . . . . .	150
D.4	Getriebestufe der Bändeinheit . . . . .	150
D.5	Frequenzumrichter der Bändeinheit . . . . .	151

# 1 Einleitung

## 1.1 Einführung

Seit jeher fasziniert es den Menschen sich Welten vorzustellen, die nicht (mehr) real existieren und sich nur in der Phantasie durchwandern lassen. Schriftsteller und Maler halfen diesen Vorstellungen Gestalt zu verleihen. In welcher Weise sich die Welt im Betrachter manifestiert, bleibt allerdings der Interpretationsfähigkeit überlassen. Die Vorstellung wird in der Regel nur durch einen Sinneskanal - hören oder sehen - aufgenommen und dann von der Phantasie vervollständigt. Eine Interaktion wie in der realen Welt ist nicht möglich.

Mit der Entwicklung von Computersystemen und immer leistungsfähigeren Grafikdarstellungen konnte erstmals eine virtuelle Welt erzeugt und direkt über die Verwendung von Metaphern<sup>1</sup> erforscht werden. Zuerst beschränkten sich die Darstellungen auf 2D-Welten mit hohem Abstraktionsgrad. Inzwischen ist die Darstellung realistischer und stark immersiver<sup>2</sup> 3D-Welten aus Sicht des Benutzers („First Person View“) kein Problem.

Durch Stereoprojektion und den Einsatz markerbasierter Trackingsysteme<sup>3</sup> mit hoher Genauigkeit ist es möglich eine weitere Stufe der Immersion zu erreichen. Die Stereoprojektion erfolgt entweder über ein Head Mounted Display (HMD), bei welchem vor jedem Auge eine eigenständige Optik mit Display montiert ist, oder in einer CAVE (Cave Automatic Virtual Environment). In dieser wird unter Verwendung polarisierter Projektionsbilder eine vollständige 3D-Darstellung auf bis zu 6 Flächen erreicht. In beiden Fällen wird die Position des Kopfes durch die Tracker erfasst und nach Verarbeitung durch die Grafikengine ein realistisches Bild der Umgebung dargestellt. Ein Durchschreiten der virtuellen Welt kann jedoch nur innerhalb der Reichweite des Trackers sowie des zur Verfügung stehenden Raumes erfolgen.

Der letzte Schritt, der notwendig ist, um einen Menschen in perfekter Immersion in eine virtuelle Welt eintauchen zu lassen, besteht darin, ihm die natürliche Handlungsfreiheit zu geben, welche er auch in der realen Welt hat: zu gehen, wohin er will. Die vorliegende Arbeit versucht diesen Schritt zu gehen und analysiert mehrere Möglichkeiten. Schließlich werden zwei Prototypen von 2D-Laufplattformen gebaut und evaluiert. Ziel ist hierbei allen Ansprüchen an eine immersive Umgebung gerecht zu werden, was insbesondere eine gewisse Größe (zur Einhaltung der Beschleunigungsgrenzen) sowie ein natürliches Gehgefühl beinhaltet. Des weiteren müssen unnatürliche Umgebungseinflüsse (Vibrationen oder Geräusche) gering gehalten werden.

Damit werden erstmals die Erforschung der menschlichen Wahrnehmungsgrenzen,

---

<sup>1</sup> Verwendung von Maus, Tastatur, Joystick, Spacemouse o.ä. zum Verändern der Ansicht

<sup>2</sup> Immersion: Grad des Eintauchens in eine virtuelle Umgebung

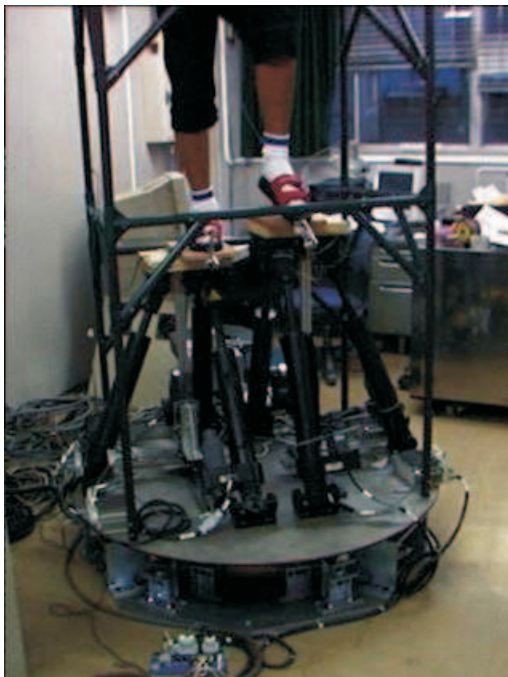
<sup>3</sup> z.B. Vicon MX, Genauigkeit 1mm auf 6x6Meter Raum mit 6 Kameras

die Analyse des Laufens auf nicht geradlinigen Strecken, die Kombination von freier Eigenmotorik und Visualisierung virtueller Welten sowie psychologische Studien möglich. Von besonderem Interesse ist auch die Evaluation von Umgebungen, in denen der Mensch und seine Fortbewegung als subjektiver Faktor eines Regelkreises bzw. seiner Leistung angesehen werden (z.B. Kommissionierung, Angstforschung). Mit der Kombination von 2D-Laufplattformen und virtueller Realität lassen sich reproduzierbare, bewertbare Szenarien erstellen, die der Forschung am Menschen neue Bereiche eröffnen und die Objektivität der Ergebnisse erhöhen.

## 1.2 Stand der Forschung

Die 2D-Bewegungsplattformen (Motion Platform) können in folgende Hauptkategorien eingeteilt werden:

- Foot Follower (Fuß-verfolgende Plattformen)
- Force Platform (Kraftgeführte Plattform)
- Ball Array Platform (Kugelplattform)
- Omnidirektionale Bänder
- Passive Plattformen



**Bild 1.1:** Gait Master



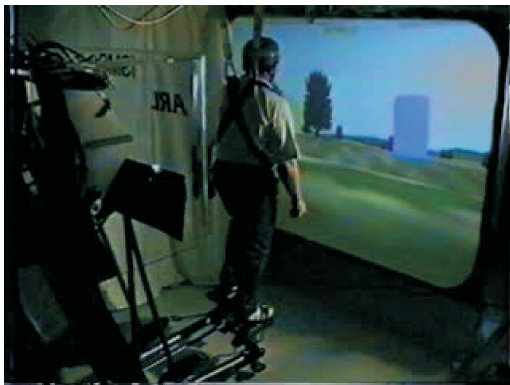
**Bild 1.2:** Haptic Walker



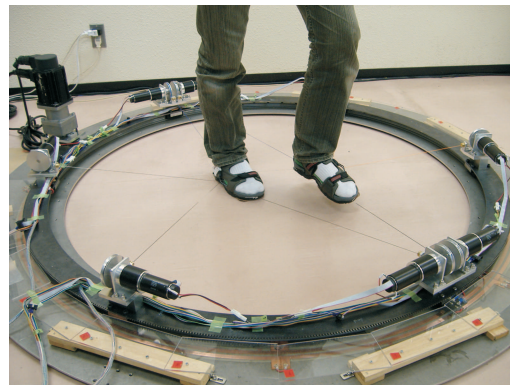
Bei den **Fuß-verfolgenden Plattformen** bewegen sich zwei Trittflächen bisher mit meist drei Freiheitsgraden unterhalb der Füße zur Simulation des Untergrunds. Es besteht keine mechanische Fixierung zwischen Fuß und Trittfläche. Dieser Ansatz wurde mit dem GaitMaster (Bild 1.1) im Jahre 2001 von Iwata et al. [19] realisiert. Eine neuere Ausführung ist der HapticWalker (Bild 1.2) von Schmidt et al. [30] aus dem Jahre 2005, der u.a. zu therapeutischen Zwecken eingesetzt wird.

Die Problematik bei den Fuß-verfolgenden Plattformen besteht darin, zwischen den beiden Zuständen Kontakt/kein Kontakt zu unterscheiden und eine freie, natürliche Gehbewegung zu realisieren. Richtungsänderungen sind nur in kleinen Winkeln möglich. Ein besonderer Schwerpunkt liegt auf der Sicherheitstechnik, so dass im Falle eines Fehlers keine Verletzungen (v.a. Quetschungen) durch die Mechanik auftreten.

Eine weitere Kategorie sind die so genannten „**Force Platforms**“, bei denen die Füße fest auf der Trittfläche montiert sind. Dies ist beim Sarcos Biport [13] (Bild 1.3) und dem String Walker [20] (Bild 1.4) der Fall. Der Fuß unterliegt den Bewegungen der Mechanik, welche durch eine Regelung ein natürliches Laufgefühl gewährleisten soll. Auch hier ist es schwierig freie Drehungen zu realisieren. Die Sturzgefahr ist in Abhängigkeit von den auftretenden Kräften hoch, so dass ein Sicherheitsgurt zwingend erforderlich ist.



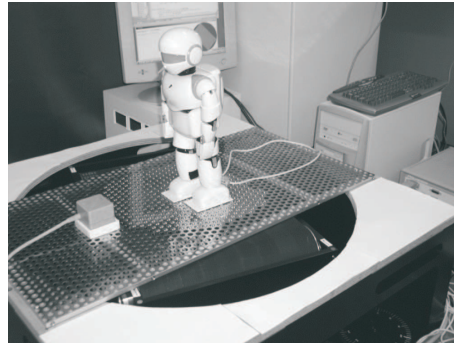
**Bild 1.3:** Sarcos Biport



**Bild 1.4:** String Walker

Die **Kugelplattformen** nutzen zum Erzeugen der rückführenden Kraft ein Feld aus Kugeln, die von einer Trägerplatte gehalten und durch ein darunter liegendes, drehbares Förderband angetrieben werden. Die Besonderheit besteht im Auftreten von Singularitäten in Positionen von  $90^\circ$  und  $270^\circ$  zur Bandlaufrichtung. Dieser interessante Ansatz ist in der Offenlegungsschrift des Max Planck Instituts [10] aus dem Jahre 2004/2005 beschrieben und wurde als Prinzipmodell im Jahre 2005 als „Ball Array Treadmill“ (BAT) [27] vorgestellt. Die gezeigte Ausführung der BAT (Bild 1.5) ist durch eine sehr geringe Geschwindigkeit (5 mm/s, 2 deg/s) sowie kleine Abmessungen ( $d=350\text{mm}$ ) und niedrige Tragkraft (45kg) gekennzeichnet und eignet sich v.a. für Spielzeugroboter.

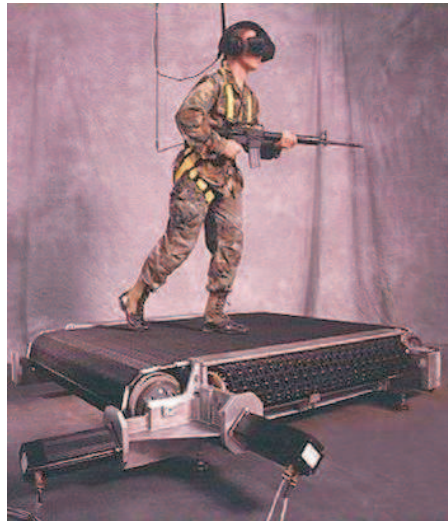
Einen grundlegend anderen Ansatz verfolgen Plattformen, die eine Anordnung **omnidirektionaler Bänder** verwenden. Dabei ist zu unterscheiden zwischen der „Om-



**Bild 1.5:** Ball Array Treadmill

nidirectional Treadmill“(ODT) erster und zweiter Generation. In der ersten Generation(Bild 1.6) wird ein erstes (Transport-)Band aus frei gelagerten, axial zur Bewegungsrichtung angeordneten Röllchen aufgebaut und über einen Grundkörper gespannt. Die Rollen werden durch einen Bügel vor einem Kontakt mit dem Grundkörper geschützt. In der Folge wird ein zweites Band rechtwinklig dazu über das erste Band geschoben, so dass die Bänder an ihrer Oberseite aufeinander gleiten. Das zweite Band besteht aus Rollen, die ebenso wie am ersten Band axial zur Band-Bewegungsrichtung gelagert sind. In diesem Fall sind die Röllchen aber auf der Ober- und Unterseite zugänglich, sie liegen direkt auf dem unteren Band auf. Bewegt man nun das erste Band, so wird diese Bewegung über die Rollen des zweiten Bandes zur Versuchsperson übertragen. Die Röllchen des ersten Bandes weisen hierbei noch keine Drehung um die eigene Achse auf. Wird nun zusätzlich das zweite, oben liegende Band angetrieben, so hat dies zur Folge, dass sich die zwei Geschwindigkeitsvektoren aufaddieren und so jede beliebige Bewegungsrichtung erzeugt werden kann. Sobald das zweite Band bewegt wird, drehen sich zur Vermeidung von Reibung die Röllchen des ersten Bandes um die eigene Achse. Dieses Prinzip ermöglicht eine Rückführung in beliebigen Richtungen und lässt auch spontane Richtungswechsel zu. Auf Grund der mechanischen Anordnung sind die Bänder aber äußerst anfällig für Verschleiß und führen zu einer deutlichen Geräuschentwicklung. Aus Kostengründen ist die Größe der Plattform auch relativ begrenzt. Die Ausführung einer solchen Plattform wurde im Jahre 1997 von der Abteilung STRICOM (jetzt PEO-STRI) der US-Streitkräfte finanziert [6].

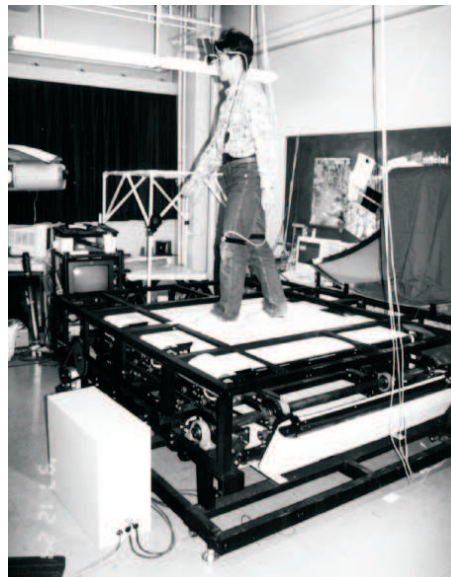
Die zweite Generation von ODT verwendet schmale Transportbänder, die zu einem Torus geformt werden. 12 Bänder mit einer Breite von 250 mm und je einem 80 Watt Antrieb ermöglichen eine Geschwindigkeit von 1.2 m/s auf einer Laufläche von 1x1 Meter. Die Kette wird mit einem 200 Watt Motor angetrieben und erreicht ebenfalls 1.2 m/s. Durch die gezeigte Ausführung ist eine Vergrößerung nur schwer möglich. Bei schwereren Versuchspersonen kommt es zur Durchbiegung der Bandsegmente, die als unnatürlich wahrgenommen wird. Laut Aussagen von ehemaligen Probanden sind die Antriebe der Bänder sowie deren Steuerung nicht in der Lage eine konstante Geschwindigkeit zu halten. Durch Sprünge in der Krümmung des Torusverlaufs kommt es zu Stößen mit den vorausseilenden und nachfolgenden Segmenten. Die effektiv erreichbare Geschwindigkeit ist durch den kleinen Gehbereich



**Bild 1.6:** First Generation ODT

gering, die Schrittlänge der Versuchspersonen bleibt auf ca. 300 mm limitiert. Die für ein natürliches Laufgefühl notwendige sanfte Beschleunigung ist auf Grund des zu geringen Weges nicht möglich.

Im Jahre 1999 wurde die Torus Treadmill [18], [17] (Bild 1.7) am VRlab der University of Tsukuba, Japan vorgestellt. Soweit bekannt arbeitet das Unternehmen „Virtual Space Devices“<sup>4</sup> an einer neuen ODT der zweiten Generation, es sind jedoch zum aktuellen Zeitpunkt keine verlässlichen Publikationen erhältlich.



**Bild 1.7:** Torus Treadmill

Es existieren verschiedene **passive Lösungen**, die bei dieser Arbeit jedoch nur am Rande betrachtet werden sollen. Der vom Naval Research Laboratory in Washing-

---

<sup>4</sup> <http://www.vsd.bz/>

ton unter James Templeman vorgestellte „Gaiter“ [41] analysiert die Bewegung der Gliedmaßen und den Druck an der Sohle zur Berechnung der räumlichen Bewegung. Der Proband bleibt aber an die Abmessungen des Raumes gebunden, da keine aktive Rückführung erfolgt.

Die „Gait Sensing Disc“ [14] verwendet eine Kugelkalotte, in der eine Vielzahl gelagerter Kugeln eingebracht ist. Der Proband steht anfänglich in der Mitte der konkav auf dem Boden stehenden Plattform. Sobald er sich fortbewegt, rutscht er auf Grund der geringen Reibung mit der gekrümmten Oberfläche wieder in das Zentrum der Kalotte zurück. Die Versuchsperson hat das Gefühl auf einer Eisfläche zu stehen.

Die Cybersphere [11] verwendet eine in alle Richtungen drehbar gelagerte Kugel mit Einstieg. Sobald sich der Proband bewegt, beginnt die Kugel zu rotieren. Problematisch ist hierbei die Massenträgheit der Kugel, die beim Abbremsen leicht zu einem Sturz führt. Ebenso ist das Tracking und die 3D-Projektion innerhalb der Kugel problematisch.

Zusammenfassend kann man feststellen, dass bereits sehr viele Laufplattformen gebaut worden sind. Ein freier, natürlicher Gang wird jedoch bisher nicht erreicht. Alle Plattformen begrenzen die Bewegungsfreiheit oder schränken die Gehgeschwindigkeit ein.

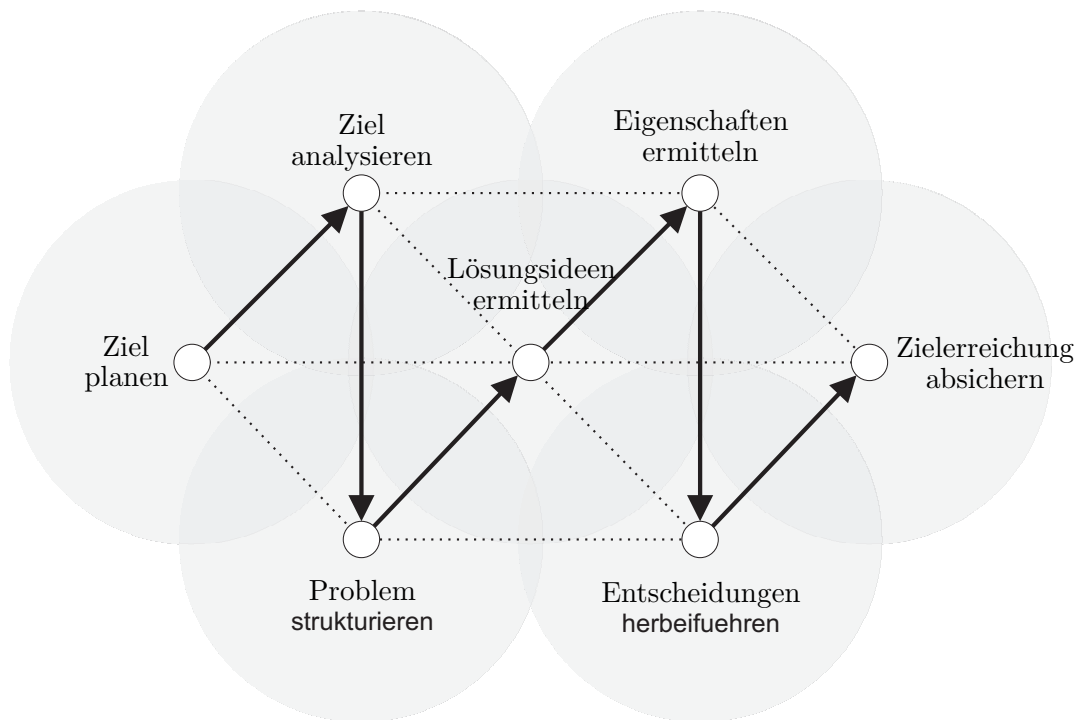
## 1.3 Ziele und Aufbau der Arbeit

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen des Projektes „Cyberwalk“ (EU-Projekt, Vertrag FP6-511092). Ziel dieser Arbeit ist die Konzeption, mechanische Konstruktion und Realisierung einer Laufplattform, die eine natürliche Fortbewegung eines auf ihr stehenden Menschen ermöglicht und dabei weitestgehend nicht vom „normalen“ Boden zu unterscheiden ist. Die Plattform soll leicht in ein immersives Umfeld integriert werden können und universelle Schnittstellen beinhalten. Besonderes Augenmerk liegt auf der Robustheit mit geringem Wartungsaufwand und geringem Verschleiß.

Neuartig ist dabei die angestrebte Dimension von ca. 5 x 5 Metern, um innerhalb der (geschätzten) Beschleunigungsgrenzen zu bleiben, die hinsichtlich des Wohlbefindens und der Stabilität maximal auf den Menschen wirken dürfen. Gleichzeitig soll mindestens die Geschwindigkeit erreicht werden, wie sie bei einem großen Erwachsenen beim normalen Gehen auftritt (ca.  $1.4\text{m/s}$ ). Für die Konstruktion und zur Sicherung zukünftiger Projekte wird angestrebt, eine maximale Geschwindigkeit von  $2\text{m/s}$  zu erreichen.

Der Aufbau dieser Arbeit folgt der Logik des Projektablaufs, was in Kapitel 2.3.1 näher erläutert wird. Vor der Fertigung ist es notwendig eine solide Grundlage zu schaffen. Der Ablauf des Prozesses der Produktentwicklung ist im Bild 1.8, dem Münchener Vorgehensmodell zur Entwicklung von Produkten [23] zu sehen. Es werden Methoden verwendet, die es ermöglichen, die weichen Kriterien der beteiligten, nicht-technischen Projektpartner in fassbare, technische Anforderungen zu transferieren. Danach werden verschiedene mögliche Varianten entwickelt und anschließend

objektiv bewertet. In der darauf folgenden Phase der Ausführungsplanung werden Meilensteine definiert, an denen eine Entscheidung über die Eignung der Varianten im Hinblick auf die gewünschte Endgröße getroffen wird. Am Anschluss an den Entwicklungsprozess ist eine fortlaufende Kontrolle des Punktes „Zielerreichung absichern“ während der Ausführung besonders wichtig. Werden hier Abweichungen festgestellt, ist möglicherweise ein Rücksprung zu einem der vorhergehenden Punkte nötig um die Zielerreichung sicherzustellen.



**Bild 1.8:** Das Münchener Vorgehensmodell zur Entwicklung von Produkten

Die praktische Ausführung folgt nach der Phase der Strategiefestlegung und kann in drei Teile gegliedert werden:

- Im ersten Teil (Kapitel 3) wird ein Ansatz beschrieben, der einige der bestehenden Beschränkungen von Foot-Follower-Plattformen löst. Im Speziellen ist dies die Problematik von größeren Richtungswechseln im Gehen oder aus dem Stillstand.
- Im zweiten Teil (Kapitel 4) werden Konzeption, Konstruktion und Bau einer leistungsfähigen Kugelplattform beschrieben, die einerseits in der Lage ist, einen Menschen bei normaler Gehgeschwindigkeit zu tragen, andererseits Versuche mit einem Modellfahrzeug ermöglicht und Rückschlüsse auf Skalierbarkeit, auftretende Beschleunigungen und die Evaluation eines markerlosen Trackingsystems zulässt.
- Im dritten Teil (Kapitel 5) wird der Ablauf von der Konzeptentwicklung bis zur Inbetriebnahme einer Bänderplattform vorgestellt. Sie ist geeignet eine

Versuchsperson zu tragen und erreicht alle für eine hohe Immersion notwendigen Beschleunigungen und Geschwindigkeiten.

## 2 Projektplanung und Konzeption

### 2.1 Das Projekt Cyberwalk

Das Projekt Cyberwalk wurde von der Europäischen Union finanziert und wurde im Vertrag FP6-511092, Action line: FP6-2002-IST-C-2.3.4.1 festgelegt. Das Gesamtprojekt hat sich zum Ziel gesetzt, eine voll immersive Umgebung zu erstellen, die neben der hier behandelten Plattform alle nötigen Bestandteile integriert. Im Rahmen dieses Vertrags werden dazu folgende Arbeitspakete definiert:

- WP<sup>1</sup>1: Management
- WP 2: The CyberCarpet Design
- WP 3: Perception and VR Walking
- WP 4: Marker-less Tracking
- WP 5: Platform Control
- WP 6: Integration and Showcase

Die Arbeitspakete werden von verschiedenen Projektpartnern aus dem europäischen Raum wahrgenommen. In der vorliegenden Arbeit werden in der Hauptsache die am Lehrstuhl für Angewandte Mechanik bearbeiteten Themen aus dem WP 2 und Teile des WP 6 beschrieben. Die Arbeitspakete teilen sich wie folgt auf:

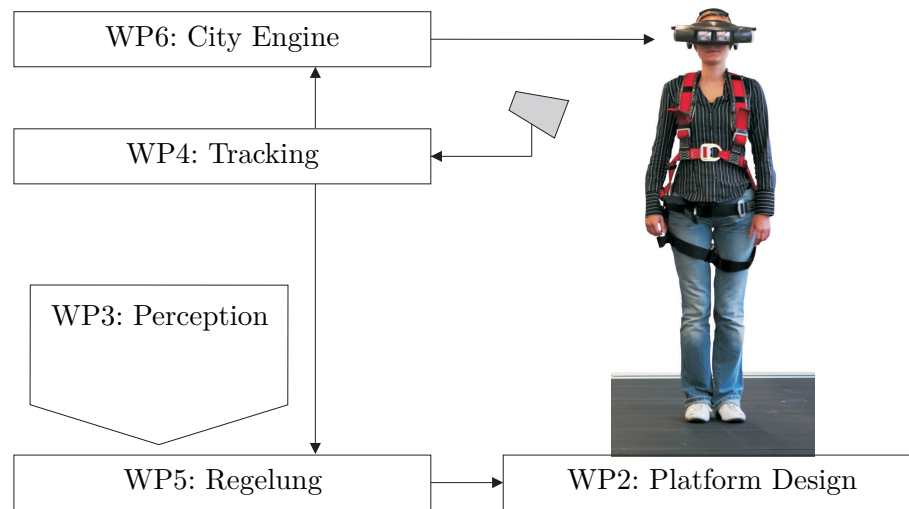
- WP1: AFWO GmbH, Tübingen
- WP2: TUM, Lehrstuhl für Angewandte Mechanik, TU München
- WP3 + WP6 (Integration): Max Planck Institute für Biologische Kybernetik, Department Bühlhoff, Tübingen
- WP4 + WP6 (CityEngine): ETH Zürich Computer Vision Laboratory
- WP5: Università di Roma „La Sapienza“, Dipartimento di Informatica e Sistemistica „A. Ruberti“

Die Arbeitspakete sind auf zweierlei Hinsicht miteinander verknüpft. Einerseits können diese analog zum logischen Informationsfluss des gesamten Regelkreises angeordnet werden, andererseits beeinflussen die Anforderungen der einzelnen Pakete nachfolgende oder vorhergehende Aufgaben.

---

<sup>1</sup> Workpackage(WP)=Arbeitspaket





**Bild 2.1:** Cyberwalk: Informationsfluss zwischen den Arbeitspaketen

Bild 2.1 zeigt die Zusammenhänge im Informationsfluss zwischen den Arbeitspaketen. Die Grenzen sind durch Schnittstellen gekennzeichnet, die von den Arbeitspaketverantwortlichen bezüglich der physikalischen und inhaltlichen Parameter definiert werden.

Um einen besseren Überblick zu ermöglichen, sollen an dieser Stelle die Inhalte der einzelnen Arbeitspakete kurz vorgestellt werden - unter besonderer Berücksichtigung der Auswirkungen auf das im weiteren diskutierte WP2. Die Reihenfolge entspricht dabei der in Bild 2.1 dargestellten, logischen Anordnung.

Im Rahmen von WP3 wird die Wahrnehmung des Menschen erforscht. Dies erfolgt v.a. an Hand von Versuchsreihen auf linearen Laufbändern oder zirkularen Drehtellern. Wichtig für die Auslegung der Plattform ist dabei die maximale Beschleunigung, die auf den Menschen wirken darf, sowie die menschliche Wahrnehmung der Geschwindigkeit [38]. Das Bewegungs-Verhalten von Menschen in urbanen Gebieten wird zudem durch Versuche analysiert. Die Bewegungen werden dabei per GPS und Beschleunigungssensoren aufgezeichnet [39]. Zahlreiche Parameter, die sich möglicherweise zur Prädiktion der Bewegungsrichtung eignen, werden ausgewertet [40]. WP4 beschäftigt sich mit der Erfassung der Versuchsperson. Primär soll deren Position und Orientierung auf der Plattform erkannt werden, sekundär werden auch die Posen oder Gesten erfasst und ausgewertet [2]. Die Neuartigkeit besteht darin, dass an der Versuchsperson keinerlei Marker angebracht werden, sondern das Tracking ausschließlich durch die Erkennung der Person unabhängig von Größe oder Kleidung stattfindet.

Zur Visualisierung der virtuellen Umgebung wird in einem Abschnitt von WP6 die 3D Renderengine erstellt. Die CityEngine [25] [26] kann bei sehr hohem Realitätsgrad beliebige Szenen aus dem urbanen Umfeld generieren. Konkret wird die untergegangene Stadt Sagalassos aus den durch Ausgrabungen rekonstruierten Stadtplänen nachgebildet. Die Visualisierung ist eng an das Tracking aus WP4 geknüpft und benötigt schnelle und genaue Daten über die aktuelle Kopfposition. Die Darstellung der virtuellen Umgebung erfolgt durch Head Mounted Display oder durch eine polarisierte 3D-Mehrseitenprojektion (CAVE).



In WP5 werden aus den Trackingdaten Soll - Geschwindigkeiten und Beschleunigungen für die Plattform berechnet [8] [7]. Dabei sind die Ergebnisse aus WP3 mit einzubeziehen [37]. Ziel der Regelvorgaben ist es, dass der Benutzer die Rückführung nicht wahrnimmt und auch keine Beeinträchtigungen durch Diskrepanzen in der Wahrnehmung verschiedener Sinnesorgane auftreten. Die eigentliche Steuerung der Antriebe ist hierbei nicht enthalten, die Schnittstelle zum WP2 ist die Vorgabe von Soll - Geschwindigkeiten.

Das WP2, welches im Rahmen dieser Arbeit behandelt wird, integriert die Umsetzung einer zweidimensionalen Plattform innerhalb des Forschungsverbundes und vereint alle eingangs erwähnten Ziele.

In WP6 erfolgt die Integration aller vorangegangenen Arbeitspakete zu einem vollständig immersiven Raum, in dem man virtuelle Welten frei und ungehindert beschreiten kann.

## 2.2 Ermittlung der geforderten Eigenschaften

Eine Schwierigkeit des vorliegenden Projektes besteht darin, das Projektziel nach technischen Kriterien zu definieren. Aussagen wie „freies Gehen“, „natürliches Laufgefühl“ usw. sind nicht nach technischen Maßstäben messbar und müssen zuerst in greifbare Aussagen umgewandelt werden. Zudem ist eine Gewichtung dieser Kriterien notwendig, da es sich häufig um konkurrierende Ziele handelt. An dieser Stelle ist ein systematisches, methodisches Vorgehen unerlässlich.

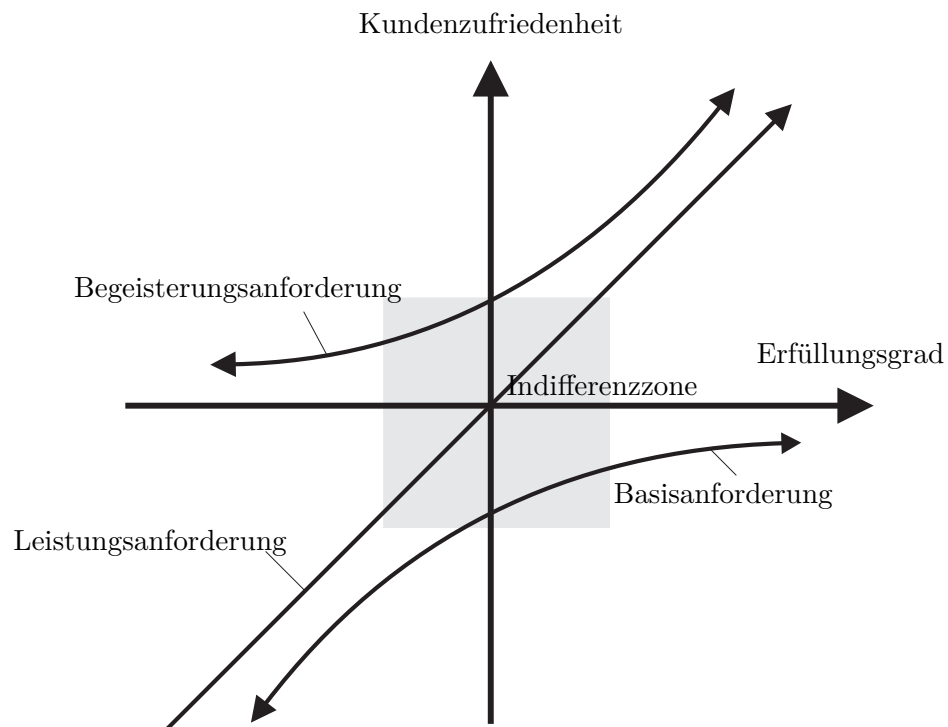
Die Methode nach KANO [21] [1] stellt hier ein passendes Instrument dar. Sie wurde ursprünglich entwickelt, um die Kundenzufriedenheit<sup>2</sup> über die Wunscherfüllung zu bestimmen. Dabei werden die Wünsche der Kunden durch systematische Befragung und Auswertung in bewertete, technisch definierte Anforderungen umgewandelt. Diese können nach ihrer Auswirkung auf die Kundenzufriedenheit in drei Kategorien unterteilt werden (Bild 2.2):

1. **Basisanforderungen:** Der Kunde hält sie für selbstverständlich und nennt diese nicht explizit. Ihr Fehlen wird als große Beeinträchtigung des Produktes empfunden. Im vorliegenden Fall wäre dies z.B. die Möglichkeit, sich in beliebige Richtungen zu bewegen. Diese Anforderungen müssen unbedingt umgesetzt werden.
2. **Leistungsanforderungen:** Hier stellt sich ein linearer Zusammenhang zwischen Kundenzufriedenheit und dem Erfüllungsgrad dar. Exemplarisch kann die Eigenschaft „vibrationsfrei“ genannt werden: bei einem Prototypen werden gewisse Vibrationen akzeptiert, deren Fehlen führt aber zu einer besseren Gesamtleistung. Diese Forderungen sollten nach Möglichkeit umgesetzt werden, sofern sie sich nicht in Konflikt mit einer Basisanforderung befinden.

---

<sup>2</sup> Der Kunde ist in diesem Fall das Projektkonsortium, welches gewisse Vorstellungen im Bezug auf die zu bauende omnidirektionale Laufplattform hat.

3. **Begeisterungsanforderungen:** Es handelt sich um Eigenschaften, die der Kunde nicht erwartet und erst wahrnimmt, wenn er sie entdeckt. Eine grafisch hochwertige Touchscreen-Bedienung wird beispielsweise nicht erwartet, deren Vorhandensein bietet jedoch einen unerwarteten Zusatznutzen (Komfort). Diese Anforderungen sollten umgesetzt werden, sofern sie nicht der Basis- oder Leistungsanforderung widersprechen.



**Bild 2.2:** KANO-Modell: Zusammenhang zwischen Anforderung-Erfüllungsgrad und Kundenzufriedenheit

Der Ablauf der KANO-Methode [15] stellt sich dabei wie folgt dar:

1. Identifikation der Anforderungen  
Zuerst werden die Anforderungen der Kunden durch eine Fokusgruppenbefragung ermittelt. Diese Anforderungen sind meist sehr abstrakt und technisch nicht auswertbar.
2. Fragebogen erstellen  
Aus diesen Anforderungen wird ein Katalog mit technisch konkreten Fragen entwickelt, in dem jede Frage doppelt vorkommt, einmal mit einer funktionalen Aussage (Eigenschaft vorhanden) und einmal in der dysfunktionalen Form (Eigenschaft nicht vorhanden). Der Umfrageteilnehmer bewertet diese Aussagen dann in fünf Abstufungen von „Das würde mich sehr freuen“ bis zu „Das würde mich sehr stören“.
3. Durchführung der Interviews  
Da die Fragen eindeutig vorgegeben sind und kaum Interpretationsspielraum

lassen, ist eine Befragung über einen Fragebogen möglich. Die Einflussnahme durch den Interviewer soll gering sein und ausschließlich zur Klärung von Verständnisfragen dienen.

#### 4. Auswertung und Interpretation

Die Ergebnisse des Fragebogens können nun in eine analog zu Bild 2.2 aufgebaute Tabelle überführt werden (Bild 2.3). Aus der Kombination der Ergebnisse von funktionaler und dysfunktionaler Frage kann für jedes Segment die Anzahl der Antworten aufkumuliert werden, nach Bereinigung um Ausreißer und Gewichtung ergibt sich eine entsprechende Bewertung für die abgefragte Eigenschaft.

Bewertung		Dysfunktionale (negative) Frage				
		<b>Begeistert</b> 1. Würde mich sehr freuen	<b>Erwartet</b> 2. Setze ich voraus	<b>Egal</b> 3. Das ist mir egal	<b>Akzeptabel</b> 4. Könnte ich in Kauf nehmen	<b>Unzufrieden</b> 5. Würde mich sehr stören
Funktionale (positive) Frage	<b>Begeistert</b> 1. Würde mich sehr freuen	F	B	B	B	L
	<b>Erwartet</b> 2. Setze ich voraus	-B	I	I	I	G
	<b>Egal</b> 3. Das ist mir egal	-B	I	I	I	G
	<b>Akzeptabel</b> 4. Könnte ich in Kauf nehmen	-B	I	I	I	G
	<b>Unzufrieden</b> 5. Würde mich sehr stören	-L	-G	-G	-G	F

**Bild 2.3:** KANO-Modell Auswertungsmatrix: Durch das Eintragen der Kombination aus funktionaler und dysfunktionaler Frage ergeben sich die Gewichtungen. G:Grund-/Basisanforderung, L:Leistungsanforderung, B:Begeisterungsanforderung, I:Indifferent, F:Widerspruch

Um die Anforderungen für die Konstruktion omnidirektionaler Laufbänder zu definieren wird mit Experten hinsichtlich ihrer Erfahrungen mit idealerweise selbst getesteten, bestehenden Laufplattformen sowie ihrer Erwartungen an zukünftige Entwicklungen gesprochen. Dabei ist es wichtig, die komplette Bandbreite von Wünschen abzudecken. Auch die latenten Wünsche, die nach aktuellem Stand der Forschung noch nicht erreicht werden können, sind zu berücksichtigen. Die Mitglieder des unter 2.1 beschriebenen Projektkonsortiums haben in besonderer Weise Erwartungen an die Charakteristiken der Plattform und sind der Kern der befragten Gruppe. Im Rahmen der Projekttreffen werden diese Erwartungen thematisiert und diskutiert. Darauf basierend wird eine Tabelle mit Anforderungen erstellt, wobei sich die Eigenschaften - trotz teilweiser Überschneidung - zu Themengruppen zuordnen lassen.

**Tabelle 2.1:** Fragenkatalog zu möglichen Eigenschaften der Plattform

Gruppe	Eigenschaft
Haptik	Natürliches Bodengefühl
Haptik	Vibrationsfrei
Haptik	Force-Feedback durch ein Geschirr
Haptik	Mehrere Nutzer gleichzeitig
Haptik	Größe $\geq 5\text{m}$ Durchmesser
Haptik	Größe $\geq 3\text{m}$ Durchmesser
Haptik	Geschwindigkeit min. 5 km/h
Haptik	Geschwindigkeit min. 3 km/h
Haptik	Schnelle Richtungswechsel (gute Dynamik)
Haptik	In Zwischenboden integrierbar
Haptik	Design (Optik)
Haptik	Trittläche weiß (Projektionsfläche)
Haptik	Gute Reibung / Haftung
Haptik	Möglichkeit zum Test verschiedener Szenarios
Forschung	Neu und noch nicht veröffentlicht
Forschung	Fortschrittliches Prinzip - Verbesserung bestehender Lösung
Technik	Geringe Geräuscentwicklung
Technik	Sicherheit: Verwendung eines Sicherheitsgurtes/automatisches Not-Aus
Technik	Modular aufgebaut (In Funktionsmodule zerlegbar)
Technik	Standard-Komponenten
Technik	Störungsfrei / einfache Wartung
Technik	Keine Störung der Kameras (optisch)
Technik	Transportierbar
Technik	Technisch einfach erweiterbar / Skalierbar
Technik	Gewicht
Technik	Gleichteile
Technik	Keine Störung der Sensorik (elektrisch)
Finanzen	Kommerziell verwertbar
Finanzen	Kostendegression bei Vergrößerung der Abmasse

Diese Eigenschaften sind in Tabelle 2.1 aufgeführt und weitgehend neutral gehalten, was die Formulierung der funktionalen und dysfunktionalen Fragen erleichtert.

Der daraus entstehende Fragenkatalog wird in elektronischer Form an alle Teilnehmer weitergeleitet und nach der Beantwortung automatisch in der Ergebnistabelle dargestellt. Am Test nehmen 9 Personen aus dem Projektkonsortium sowie 11 Personen aus dem Bereich der wissenschaftlichen Mitarbeiter teil. Alle Teilnehmer haben profundes Wissen in den für das Projekt relevanten Bereichen.

Bild 2.4 zeigt beispielhaft eine Ergebnisdarstellung für die Anforderung „In Zwischenboden integrierbar“. Die zu bewertende, funktionale (positive) Aussage lautet dabei: „Der Cyberwalk ist kann stufenlos in einen Zwischenboden integriert werden“. Die Dysfunktionale (negative) Aussage lautet: „Der Cyberwalk ist nur schwierig stufenlos in einen Zwischenboden integrierbar“. In diesem Fall liegt der Schwerpunkt klar auf dem Feld der Basisanforderung.

Anforderung: Die Plattform ist einfach in einen Zwischenboden integrierbar

Bewertung		Dysfunktionale (negative) Frage				
		<b>Begeistert</b> 1. Würde mich sehr freuen	<b>Erwartet</b> 2. Setze ich voraus	<b>Egal</b> 3. Das ist mir egal	<b>Akzeptabel</b> 4. Könnte ich in Kauf nehmen	<b>Unzufrieden</b> 5. Würde mich sehr stören
Funktionale (positive) Frage	<b>Begeistert</b> 1. Würde mich sehr freuen		B	B	B	
	<b>Erwartet</b> 2. Setze ich voraus	-B	I		I	
	<b>Egal</b> 3. Das ist mir egal	-B	I		I	
	<b>Akzeptabel</b> 4. Könnte ich in Kauf nehmen	-B	I	I	I	G
	<b>Unzufrieden</b> 5. Würde mich sehr stören	-L	-G	-G	-G	

**Bild 2.4:** KANO-Modell Auswertungsmatrix: Beispiel für ein Ergebnis „Grund/Basisanforderung“ an Hand der Eigenschaft „In Zwischenboden integrierbar“

Da es sich um die Entwicklung eines Prototypen handelt, der einer genau definierten Zielgruppe gerecht werden muss, sind Ergebnisse, die keine klaren Zuordnungen zulassen, zu interpretieren. Hierbei wird die Herkunft der Antworten mit einbezogen. So finden sich einige Ergebnisse, die zwei Schwerpunkte aufweisen: einer im indifferenten Bereich, ein weiterer klar räumlich getrennt im Bereich einer der Anforderungstypen. Bei näherer Betrachtung ist festzustellen, dass der Anteil der Teilnehmer, deren Antworten im indifferenten Bereich liegen, von dieser Eigenschaft nicht tangiert werden. So ist beispielsweise die Eigenschaft „Trittpläche weiß (als Projektionsfläche)“ für den Regelungsstechniker völlig unerheblich, für den Haptiker jedoch von entscheidender Bedeutung. Durch die Analyse der primär nicht eindeutig feststellbaren Ergebnisse ergibt sich letztendlich ein klares Bild der umzusetzenden Kriterien, die eine maximale Zielerfüllung darstellen. Die Einzelzuordnung der Kriterien ist in Tabelle 2.2 dargestellt.

Für die Bewertung einer Plattform wird eine Matrix eingeführt, welche aus dem Erfüllungsgrad  $E_f$  der Eigenschaften unter Berücksichtigung der Gewichtung  $G_f$  (Anforderungstyp) eine Maßzahl errechnet. Zur leichteren Interpretation wird für den Erfüllungsgrad  $E_f$  das Schulnotensystem verwendet. Die Einschätzung erfolgt durch den Projektverantwortlichen zusammen mit zwei weiteren, technisch versierten Personen.

**Tabelle 2.2:** Ergebnisse der KANO-Methode

Gruppe	Eigenschaft	Zuordnung
Haptik	In Zwischenboden integrierbar	G
Haptik	Force-Feedback durch ein Geschirr möglich	G
Haptik	Größe $\geq 3\text{m}$ Durchmesser	G
Haptik	Geschwindigkeit min. 3 km/h	G
Forschung	Fortschrittliches Prinzip - Verbesserung bestehender Lsg	G
Technik	Modular aufgebaut (In Funktionsmodule zerlegbar)	G
Technik	Verwendung eines Sicherheitsgurtes/autom. Not-Aus	G
Technik	Technisch einfach erweiterbar / Skalierbar	G
Technik	Keine Störung der Sensorik (elektrisch)	G
Haptik	Vibrationsfrei	L
Haptik	Größe $\geq 5\text{m}$ Durchmesser	L
Haptik	Schnelle Richtungswechsel (gute Dynamik)	L
Finanzen	Kostendegression bei Vergrößerung der Abmasse	L
Haptik	Geschwindigkeit min. 5 km/h	B
Haptik	Natürliches Bodengefühl	B
Haptik	Gute Reibung / Haftung	B
Haptik	Möglichkeit zum Test verschiedener Szenarios	B
Technik	Geringe Geräuschentwicklung	B
Technik	Keine Störung der Kameras (optisch)	B
Haptik	Mehrere Nutzer gleichzeitig	I
Haptik	Design (Optik)	I
Haptik	Trittfläche weiß (Projektionsfläche)	I
Forschung	Neu und noch nicht veröffentlicht	I
Technik	Standard-Komponenten	I
Technik	Störungsfrei / einfache Wartung	I
Technik	Transportierbar	I
Technik	Gewicht	I
Technik	Gleichteile	I
Finanzen	Kommerziell verwertbar	I

Der Gesamterfüllungsgrad  $E_{ges}$  ergibt sich zu

$$E_{ges} = \frac{\sum \frac{1}{5} (-E_f + 6) * G_f}{\sum G_f} \quad (2.1)$$

wobei mit

$$N = (1 - E_{ges}) * 5 + 1 \quad (2.2)$$

die Bewertungsnote  $N$  errechnet werden kann. Die Gewichtungsfaktoren  $G_f$  sind in Tabelle 2.3 angegeben, sie stellen eine Folge des Typs  $G_f = 2^n$  dar und repräsentieren damit sinngemäß die Wichtigkeit der Anforderungserfüllung für die Wahrnehmung des Endproduktes.

**Tabelle 2.3:** Ergebnisse der KANO-Methode

Eigenschaft	Gewichtung $G_f$
Grund/Basisanforderung	4
Leistungsanforderung	2
Begeisterungsanforderung	1
Indifferent	1/2

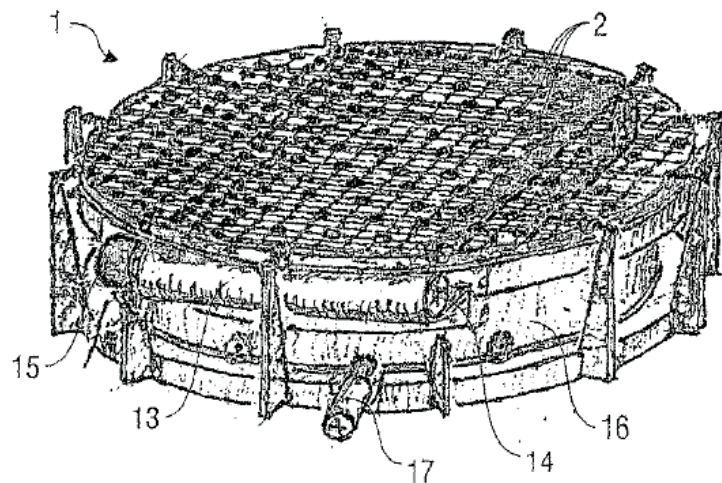
## 2.3 Lösungssuche und Variantenbildung

Um ein völlig neues Produkt zu entwickeln, ist neben der Kenntnis bereits bestehender Lösungen (siehe Kapitel 1.2) ein kreativer Prozess nötig, der zu neuen oder verbesserten Lösungen führt. Verschiedene Methoden kommen hier zur Anwendung, wie z.B. Brainstorming oder die systematische Variation von Parametern. Es entsteht eine Bandbreite neuer Lösungen, aus denen in einer Vorauswahl die mit dem Stand der heutigen Technik erzeugbaren Varianten ausgewählt werden. Sie werden grob im CAD-System modelliert und zur besseren Unterscheidung jeweils mit einem Namen versehen.

Die Bewertung an Hand der in Kapitel 2.2 eingeführten Maßzahl erfolgt in Kapitel 2.3.6.

### 2.3.1 Cybercarpet

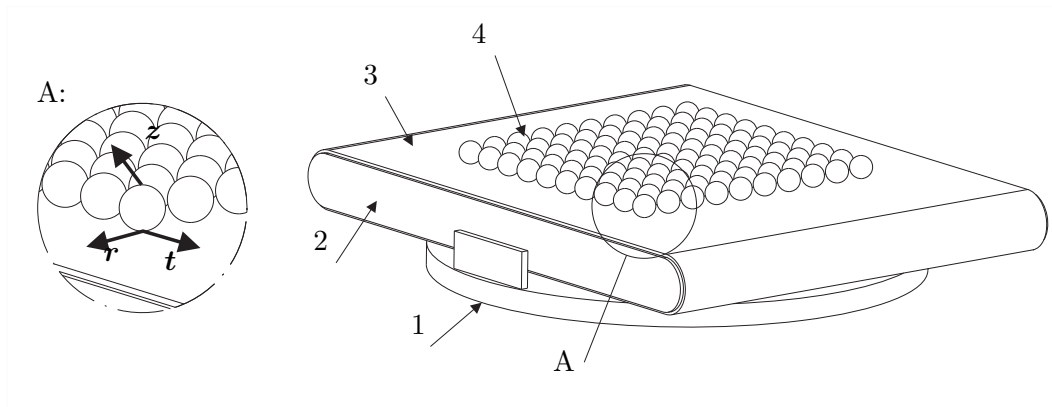
Bild 2.5 zeigt den „Cybercarpet“ aus dem Antrag zum Projekt „Cyberwalk“ bzw. aus dem Patentantrag [10] des Projektpartners MPS.



**Bild 2.5:** Cybercarpet: Kugelteppich mit rotierbarem Antriebsband

Abbildung 2.6 zeigt die prinzipielle Funktionsweise. Das Bandsystem ist mit seinem Grundkörper(2) auf einem Drehkranz(1) montiert, welcher den ersten Freiheitsgrad darstellt. Durch den Antrieb des Transportbandes(2) erhält man den zweiten Freiheitsgrad des Systems. Auf dem Band befindet sich eine Matrix aus Kugeln(4), welche durch eine Trägerplatte (hier nicht dargestellt) in Position gehalten wird. In den Kugeln werden die angreifenden Kraft- und Geschwindigkeitsvektoren der vorgenannten Freiheitsgrade aufaddiert.





**Bild 2.6:** Cybercarpet: Aufbau und Funktionsweise

Der Geschwindigkeitsvektor  $t$  wird durch die Bandbewegung erzeugt, seine Richtung ist abhängig von der Orientierung der Plattform im Raum. Vektor  $z$  hat seinen Ursprung in der Drehung, seine Wirkrichtung ist stets tangential zur Ausrichtung auf den Drehmittelpunkt der Plattform. Beide Vektoren addieren sich in der Kugel zum resultierenden Vektor  $z$  auf. An dieser Stelle ist bereits eine Besonderheit der Plattform erkennbar. Wenn man auf dem Koordinatensystem des Transportbandes (welches in der Drehebene mitrotiert) die Transportrichtung  $t$  mit 0 Grad definiert, so haben die Vektoren  $t$  und  $z$  bei 90 bzw. 270 Grad die gleiche Richtung, d.h. es tritt eine Singularität auf. Diese hat zur Folge, dass das Objekt auf der Plattform nicht auf direktem Weg zur Plattformmitte zurückgeführt werden kann (siehe auch Seite 40).

Die Bewertung aus technischer Sicht stellt sich damit wie folgt dar:

### Vorteile

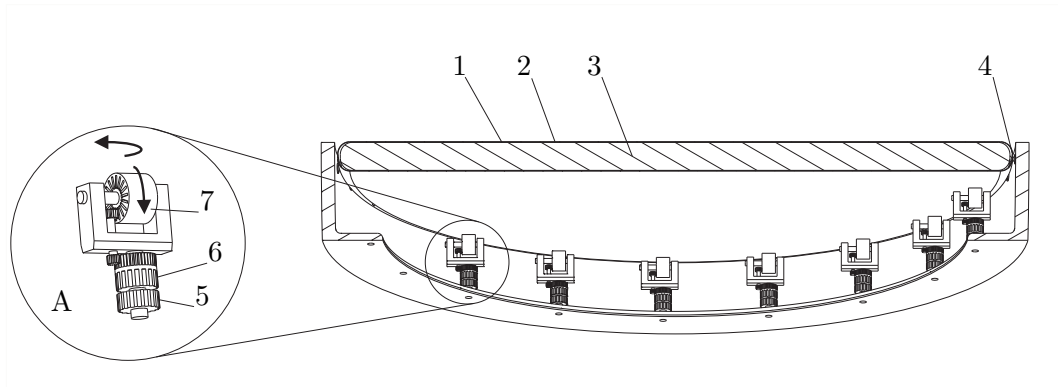
- Flache Bauart
- Geschlossene Oberfläche
- Neuartiges Prinzip

### Nachteile

- Aufwendige Fertigung der Kugelmatrix
- Hohe Beschleunigungen im Bereich der Singularitäten
- Schwierige Einschätzung der Vorgänge an der Kugel bei der Kraftübertragung
- Mögliche Slip-Stick-Effekte zwischen Kugelhalter und Band

### 2.3.2 Sliding Disc

Diese Variante beschreibt eine in Bild 2.7 im Schnitt dargestellte, an den Kanten ver-rundete Scheibe(3), welche mit einer teilflexiblen Hülle(1) bespannt ist. Das Material ist zu einem gewissen Grad dehnbar, geht dann jedoch in einen unflexiblen Bereich über. Die Wahl des Parameters ist entscheidend für eine faltenlose Umschlingung der Scheibe bei gleichzeitig guter Kraftübertragung. Die Scheibe sollte mit einer Beschichtung (2) mit sehr geringem Reibkoeffizienten ausgeführt sein, damit die Hülle leicht über die Scheibe gleiten kann.



**Bild 2.7:** Sliding Disc: Trägerplatte mit Bespannung

Da die Scheibe vollständig von der Hülle umschlungen ist, kann diese selbst nicht von außen befestigt werden. Zur horizontalen Fixierung ist an den Rändern der Scheibe und am Außenring der Plattform jeweils eine Lagerung(4) eingebracht. Die vertikale Fixierung erfolgt durch die Gewichtskraft der Scheibe, ein Kippen ist durch die Abstützung von unten nicht möglich.

Die Hülle wird auf der Unterseite der Scheibe von Antriebsmechanismen(A) synchron angetrieben, welche zwei Freiheitsgrade aufweisen. Das untere Zahnrad(5) dient zur Festlegung der Bewegungsrichtung über die Drehung der Antriebsmechanismen um die Hochachse. Das Antriebszahnrad(6) überträgt die an ihm eingeleitete Leistung auf das Antriebsrad(7) und erzeugt damit die Bewegung der Hülle.

Die Bewertung aus technischer Sicht stellt sich wie folgt dar:

#### Vorteile

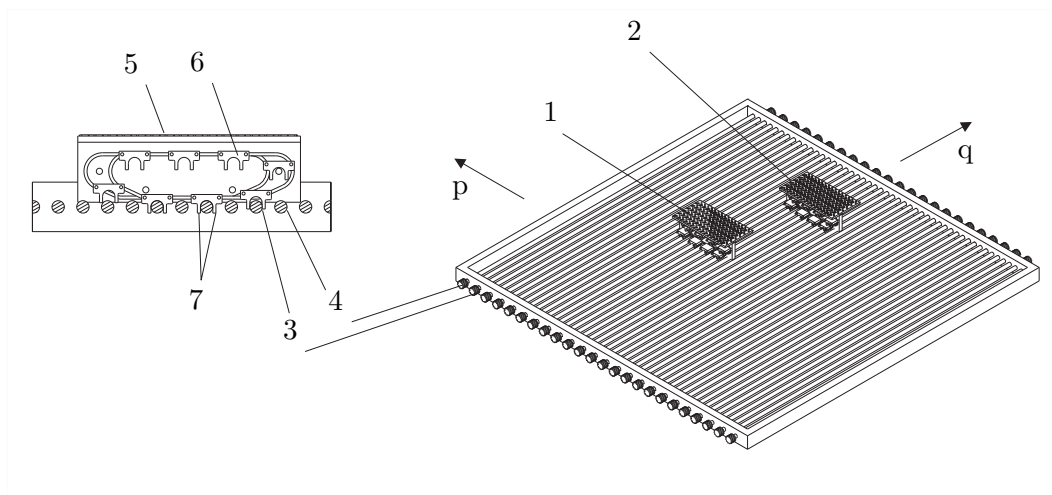
- Flache Bauart
- Geringe Quetschrisiken bei kleinem Spalt
- Hohe Bodensteifigkeit
- Nahtlose Oberfläche, projektionstauglich

## Nachteile

- Aufwendige Fertigung der Scheibe mit geschlossener Hülle
- Gefahr der Faltenbildung an den Rändern
- Verschleiß im Spalt und bei auf der Stelle drehenden Antriebsmechanismen
- Slip-Stick-Effekte
- Material für Hülle schwer zu beschaffen und teuer

### 2.3.3 Match Box

Bei der hier vorgestellten Lösungsvariante folgen zwei Trittflächen(1,2) der Fußbewegung. Die Trittflächen werden in einer ersten Richtung  $q$  von Spindeln(3,4) angetrieben. Um die zwei Fußflächen unabhängig voneinander zu bewegen, sind die Spindeln in zwei Gruppen (3 und 4) aufgeteilt, die sich abwechseln. Auf der Fußfläche befinden sich Schlösser(6), welche in die Spindeln eingreifen. Zur Realisierung



**Bild 2.8:** Match Box: Fuß-verfolgende Plattformen

der zweiten Bewegungsrichtung  $p$  laufen die Schlösser auf einer Bahn, die sicherstellt, dass jederzeit mindestens zwei Schlösser im Eingriff sind und nur jede zweite Spindel abgegriffen wird. Da die Spindeln keine vertikale Last tragen können, besitzen die Schlösser an der Unterseite eingebrachte Roll- oder Gleitlager, die die Gewichtskraft auf eine Stützplatte (nicht dargestellt) unterhalb der Spindeln ableiten.

Zur Realisierung von Drehungen besitzen die Trittflächen einen Drehfreiheitsgrad, mit dem der Trittbereich beliebig verdreht werden kann. Die Energiezufuhr zu den Trittflächen erfolgt mittels geeigneter Energieketten.

### Vorteile

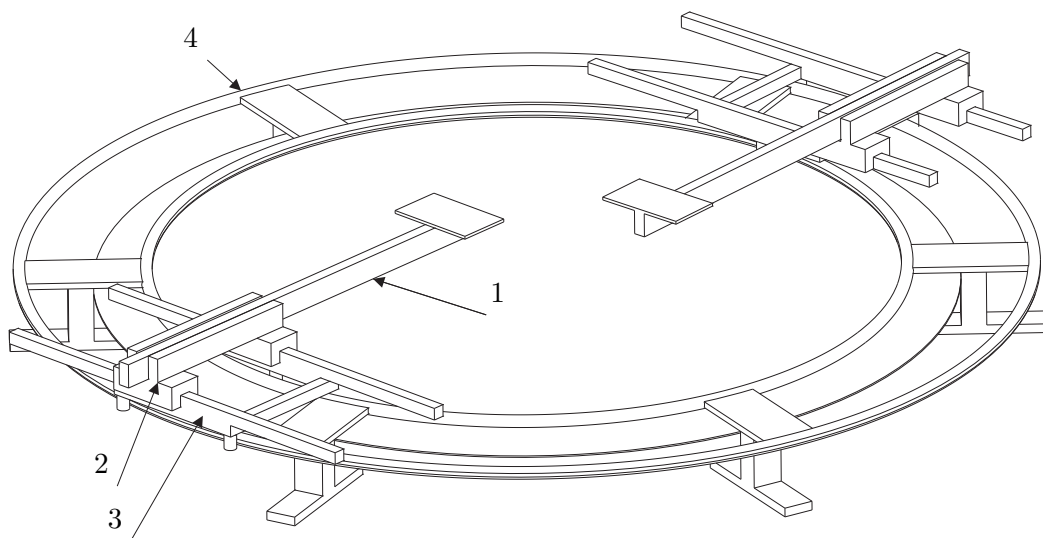
- Flache Bauart
- Geringer Materialaufwand
- Geringes Gewicht
- Hohe Dynamik

### Nachteile

- Quetschgefahren
- Geringer Bauraum in den Trittflächen
- Keine endlose Drehung der Person durch kollidierende Energieketten
- Synchronisation des Eingriffs schwierig
- Stabilisierung zum Untergrund ist aufwändig

## 2.3.4 Cyclone

Diese Lösungsalternative besteht aus einem Arm(1), an dessen Ende sich eine Trittfläche befindet. Der Arm ist linear in der Kreuzführung(2) geführt und stellt den ersten Freiheitsgrad dar. Die Kreuzführung ist wiederum auf dem Laufwagen(3) in 90 Grad zur ersten Führung gelagert. Eine identische Einheit befindet sich für den zweiten Fuß auf der gegenüber liegenden Seite. Damit ist es bereits möglich, den Gang einer geradeaus gehende Person zu realisieren.



**Bild 2.9:** Cyclone: Rotierendes Set von Foot-Followern

Nun sind die Laufwagen zusätzlich auf einer Kreisbahn montiert, welche es der Person nun ermöglicht gekrümmte Bahnen zu beschreiten oder sich (in Grenzen) auf der Stelle zu drehen.

Die wesentlichen Vor- und Nachteile stellen sich wie folgt dar:

**Vorteile**

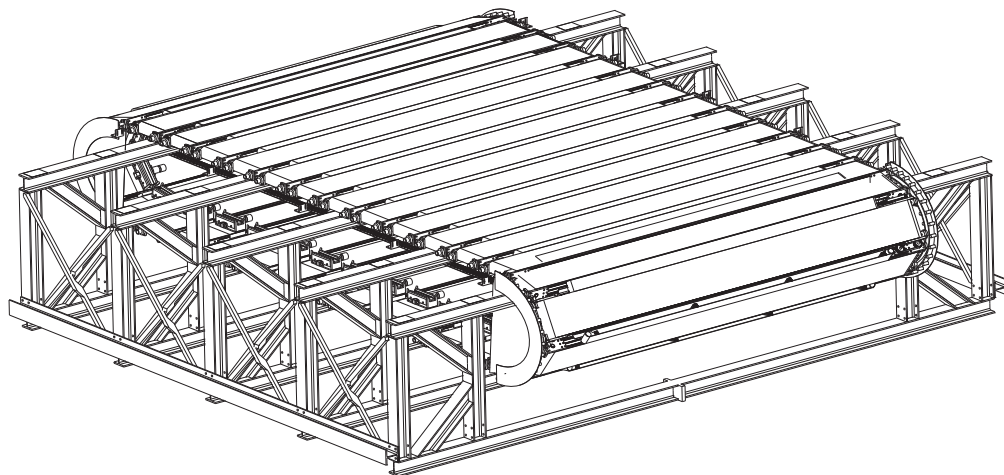
- Nahezu unbeschränkter Bewegungsbereich
- Hohe Dynamik
- Leicht transportierbar
- Niedrige Bauhöhe

**Nachteile**

- Quetschgefahren
- Aufwändige Regelung
- Evtl. hohe Antriebsleistungen nötig

### 2.3.5 Cyberwalk

In Kapitel 1.2 wurde bereits ein Lösungsansatz, die Torus Treadmill [18], vorgestellt. Zwar wurde diese Lösung von den Entwicklern nicht mehr weiter verfolgt, da sie u.a. als nicht skalierbar, schlecht synchronisierbar und nicht steif genug eingeschätzt wurde. Nach Ansicht des Autors birgt dieses Prinzip jedoch erhebliches Potential, weshalb diese Lösung hier mit aufgenommen wird. Die in Bild 2.10 gezeigte verbes-



**Bild 2.10:** Cyberwalk: Transportbänder formen eine fortlaufende Kette

serte Lösungsvariante ist unter Berücksichtigung der bekannten und teilweise aus Videos erkennbaren Probleme der Torus Treadmill sowie mehrerer Innovationen entstanden. Die Tragstruktur weist eine Form auf, welche besonders gut geeignet ist, die Kräfte aufzunehmen und gleichzeitig das Band zu stützen. Die Umlenkungen sind derart geformt, dass ein Schlagen der Bänder durch den Krümmungssprung beim Auslauf aus der Umlenkung vermieden wird. Die Bandeinheiten sind auf eine neuartige Weise in zwei Unterbänder unterteilt, wodurch der benötigte, zusätzlichen Platz zur Montage der Befestigungen und Laufschiene generiert wird. **Vorteile**

- Sehr steife und fast nahtlose Oberfläche
- Einfache Regelung
- Modular, gut skalierbar
- Einsatz vieler Standard-Bauteile möglich

**Nachteile:**

- Bauhöhe
- Aufwendige, schwere Konstruktion
- Hohe Antriebsleistungen nötig
- Aufwändiges Antriebskonzept nötig

### 2.3.6 Bewertung der Lösungen und Projektstrategie

Eine Bewertung der Lösungen gemäß dem Konzept aus Kapitel 2.2 ist in Tabelle 2.4 zu finden. Die Einzelnoten der jeweiligen Anforderungen werden aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht dargestellt.

**Tabelle 2.4:** Bewertung der Varianten über die Bewertungszahl  $N$

Name	Bewertung	Typ
Cybercarpet	2,1	Plattform
Cyberwalk	2,1	Plattform
Cyclone	3,1	Foot Follower
Sliding Disk	3,2	Plattform
Match Box	3,5	Foot Follower

Die Ergebnisse der Lösungssuche werden im Projektteam vorgestellt und diskutiert. Es zeigt sich, dass die gefundenen Bewertungszahlen sehr gut mit den Einschätzungen des Projektteams korrelieren. An dieser Stelle ist analog zum in Kapitel 1.3 vorgestellten Münchener Vorgehensmodell eine Entscheidungsfindung über den weiteren Projektverlauf nötig. Diese wird zur Vorgehensstrategie zusammengefasst:

1. Es wird ein verkleinerter Prototyp des „Cybercarpet“ gebaut, um die nötigen Erkenntnisse bezüglich Funktionalität und Hochskalierbarkeit zu erhalten. Der Cybercarpet soll einen Menschen tragen können und Gehen mit konstanter Geschwindigkeit ermöglichen.
2. Die Variante „Cyberwalk“ wird parallel zu (1) detaillierter geplant und im Hinblick auf den engen Zeitplan als mögliche Ausweichstrategie vorbereitet.
3. Unter Berücksichtigung der unter (1) und (2) gefundenen Ergebnisse folgt die Entscheidung, welche der beiden Plattformen in voller Größe gebaut wird.
4. Die Variante „Cyclone“ wird als theoretische Arbeit ausdetailliert und veröffentlicht.

## **3 Ansatz zur Funktionserweiterung von Foot-Follower-Plattformen**

### **3.1 Nachteile bestehender Foot-Follower-Plattformen**

In Kapitel 1.2 wurden bereits einige Foot-Follower-Plattformen vorgestellt, z.B. der GaitMaster [19] (Bild 1.1). Die Problematik all dieser Plattformen besteht darin, dass sich die Person nicht drehen kann und - trotz Drehteller unterhalb der Plattform - auch das Beschreiten von Kurven meist ein Problem darstellt. Zudem ist der Arbeitsraum dieser Plattformen relativ beschränkt; die volle Schrittlänge eines Erwachsenen kann nur schwer realisiert werden.

### **3.2 Möglichkeiten zur Aufhebung der Beschränkungen**

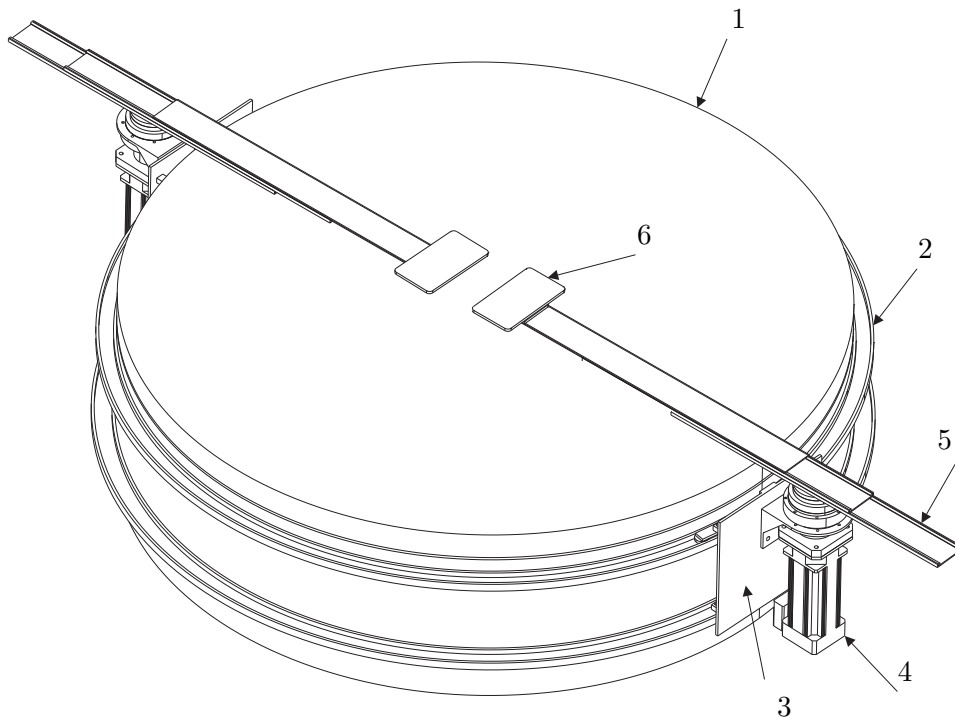
Um die bestehenden Beschränkungen zu umgehen, stehen zwei Optimierungskriterien zur Diskussion:

- Optimierung der Foot-Follower-Einheit zur Vergrößerung von Arbeitsbereich und Dynamik
- Einführen zusätzlicher Freiheitsgrade zur Realisierung beliebiger Drehungen und Kurven

Nach Verfeinerung der in Kapitel 2.3.4 vorgestellten Lösung „Cyclone“ ergibt sich der in Bild 3.1 dargestellte Aufbau [32].

An einem Grundkörper(1) sind Leitschienen(2) montiert, auf welchen ein angetriebener Laufwagen(3) verfahren werden kann. Auf diesem Wagen ist ein Schwenkantrieb(4) montiert, der zur Positionierung des teleskopierbaren Armes(5) dient. Am Ende des Armes befindet sich die Trittfläche(6), welche um ihre Hochachse in Rotation versetzt werden kann. Zur Verringerung der Hebelwirkung ist das Ende des teleskopierbaren Arms(5) unterhalb der Trittfläche(6) über Rollelemente auf der Oberfläche abgestützt. Die Elemente (3-6) finden sich für den zweiten Fuß ein weiteres Mal spiegelbildlich auf der gegenüberliegenden Seite der Plattform.

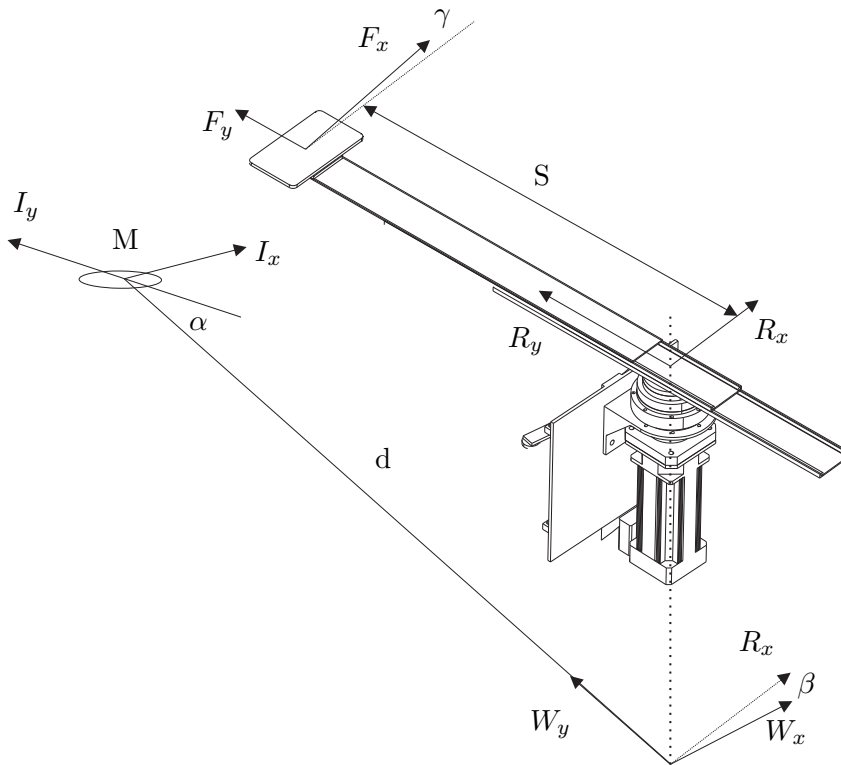




**Bild 3.1:** Cyclone 2: Rotierendes Set von Foot-Followern an teleskopierbaren Armen

Die Freiheitsgrade des Systems können wie in Bild 3.2 definiert werden. Die freien Parameter sind für die Optimierung nutzbar. Für die weitere Betrachtung werden alle Systeme als in einer Ebene liegend angenommen. Das inertielle Koordinatensystem  $I$  ist im Mittelpunkt der Plattform verankert. Im Abstand mit Radius  $d$  kreist das Koordinatensystem  $W$ , die  $z$ -Achse dieses Koordinatensystems ist coaxial mit der Rotationsachse des Schwenkantriebs. Der Winkel zwischen  $I_y$  und  $W_y$  wird als  $\alpha$  definiert. Der Ursprung des Systems  $R$  ist identisch mit  $W$  und rotiert in der  $xy$ -Ebene um den Winkel  $\beta$ . Damit zeigt das  $R$ -System die Ausrichtung und Position des Armes an. Der Ursprung des  $F$ -Systems befindet sich im Abstand  $R_y = s$  und wird um den Winkel  $\gamma$  in der  $xy$ -Ebene rotiert. Für die zweite Trittpläche ist in spiegelbildlicher Art ein gleiches System vorhanden. Die Variablen und Koordinatensysteme werden zur Unterscheidung mit den Indizes 1 und 2 bezeichnet. Es ergeben sich damit  $2 \times 4$  Freiheitsgrade,  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $s$  und  $\gamma$ .

Bezüglich der Regelung dieser Plattform ist nun zu beachten, dass bei Berechnung der inversen Kinematik die Lösung nicht mehr eindeutig ist. Eine vorgegebene Stellung einer Trittpläche kann in beliebig vielen Kombinationen erreicht werden. Um zu einer eindeutigen Lösung zu gelangen, ist es notwendig eine Randbedingung einzuführen. In diesem Fall wird die Position des Laufwagens, die durch den Winkel  $\alpha$  gegeben ist, beschränkt. Der Laufwagen soll nach Möglichkeit stets lateral zur Gehrichtung stehen, welche über die Orientierung der Schulter ermittelt wird. Die Orientierung ist für eine tendenzielle Ermittlung der aktuellen Gehrichtung ausrei-



**Bild 3.2:** Freiheitsgrade und Koordinatensysteme an einem Arm

chend geeignet [40]. Alternativ kann die Hüfte mit einbezogen werden.

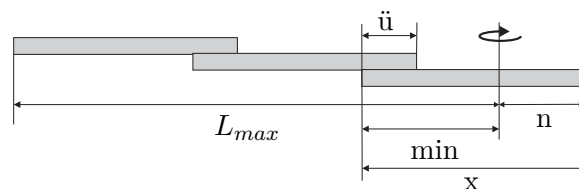
Ein besonderes Augenmerk ist bei der Ausführung dieser Plattform auf Sicherheitsaspekte zu richten. Da es sich um schnell laufende Maschinenteile handelt, die in unmittelbarer Nähe zu Körperteilen agieren, sind Steuer- und Regelstrategien wie z.B. eine Impedanzregelung nötig, die das Auftreten gefährlicher Kräfte verhindern [12]. Zudem ist eine Kollisionskontrolle zur Vermeidung eines Kontakts zwischen den Trittflächen nötig. Hierbei müssen die Trittflächen von der vorgesehenen idealen Bahn abweichen. Da beim Gehen nur ein Fuß Kontakt zur Trittfläche hat und die andere nachgeführt wird, kann eine Unterscheidung getroffen werden, welche Trittfläche abweichen darf. Die Trittfläche, auf der der Fuß steht, muss die vorgesehene Bahn fortsetzen, die zweite Fläche weicht ihr aus. Das Ausweichen kann z.B. mit einer Bahnextrapolation erfolgen, welche eine Korrektur veranlasst, sobald sie sich der Sicherheitszone um die andere Trittfläche nähert. Die Trittflächen verhalten sich bildlich dargestellt wie zwei sich abstoßende Magneten.

Hindernisse auf dem Grundkörper werden durch zwei Laserscanner je Arm erkannt. Sobald ein Objekt erkannt wird, erfolgt ein Not-Aus.

### 3.3 Simulativer Ansatz zur Bewertung der Lösung

Zur Bewertung der vorgeschlagenen Lösung wird ein Modell aufgebaut und numerisch simuliert. Die Parameter der Plattform orientieren sich an den im Antrag vorgeschlagenen Werten mit Ausnahme des Durchmessers. Dieser wird kleiner gewählt, da davon ausgegangen wird, dass die wirkenden Kräfte und Beschleunigungen in der Folge durch ein Force-Feedback-System aufgenommen werden. Die verwendeten Variablen und Bezeichnungen sind in Anlehnung an Bild 3.2 gewählt. Die Simulation wird mit Trackingdaten aus dem „Laboratory for Action representation and Learning“ der Universitätsklinik Tübingen durchgeführt.

Der Plattformradius wird mit  $d = 1250mm$  definiert. Die Auslegung des Teleskop/-



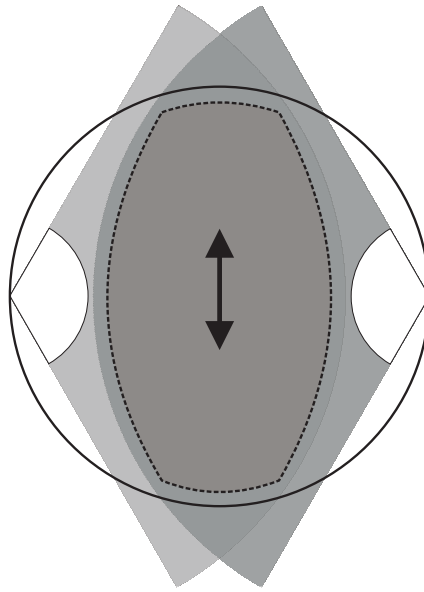
**Bild 3.3:** Aufbau des Teleskoparms

arms orientiert sich an real verfügbaren Maschinenelementen. Als beste Lösung stellt sich ein in Bild 3.3 gezeigtes Doppelteleskop heraus, welches eine maximale Ausfahrlänge von  $L_{max} = 2500mm$  besitzt. Der Abstand vom Drehpunkt bei eingefahrenem Teleskop liegt bei  $min = 466mm$  ( $n = 750mm$ ). Die geforderte Überlappung von  $ü = 200mm$  ergibt eine Segmentlänge von  $x = 1216mm$ . Die maximale Ausfahrlänge wird durch hohe Kräfte beansprucht, die mit teils ungünstigen Hebelarmen angreifen, zur Sicherung der mechanischen Stabilität wird die Ausfahrlänge auf  $L_{max} = 2000mm$  begrenzt.

Aus den gezeigten Annahmen ergibt sich der Arbeitsraum der Plattform ohne Betrachtung des Freiheitsgrades  $\alpha$ , wie in Bild 3.4 dargestellt. Der von beiden Plattformen erreichbare Bereich kann zur Realisierung der Gehbewegung genutzt werden und ist durch die unterbrochene Linie gekennzeichnet. Der bidirektionale Pfeil zeigt die eingangs beschriebene bevorzugte Gehrichtung. Sobald die Person die Richtung wechselt, versucht die Regelung durch Nachführung der Laufwägen diese bevorzugte Anordnung wieder herzustellen.

Zur Bewertung der Lösung sollen drei Szenarien herangezogen werden, welche die möglichen Extrempositionen darstellen. Entsprechende Trackingdaten von Aufzeichnungen ohne Rückführung werden für die Simulation verwendet.

1. Drehen auf der Stelle um 90 Grad mit zwei Schritten
2. Gehen geradeaus
3. Gehen auf einer gekrümmten Bahn



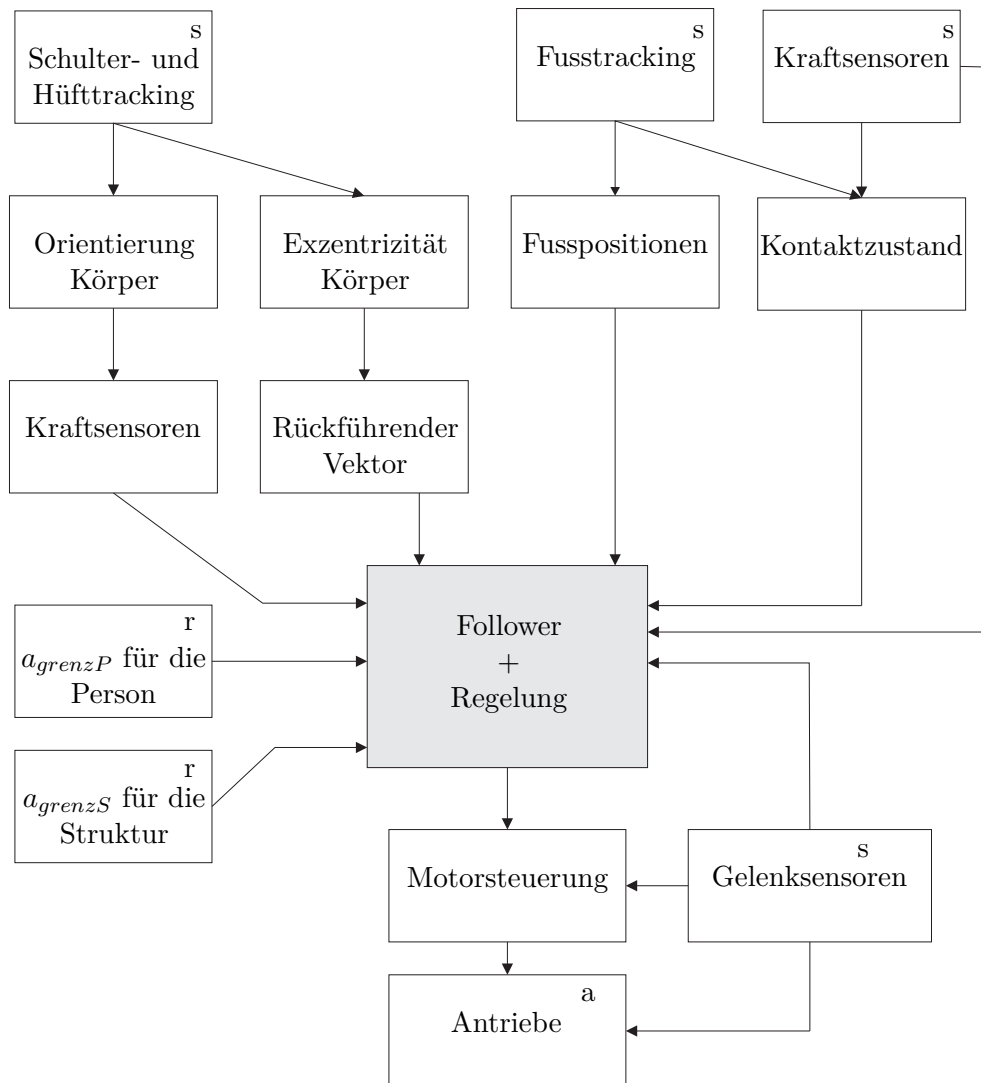
**Bild 3.4:** Arbeitsraum der Plattform ohne Berücksichtigung des Freiheitsgrades  $\alpha$

In Bild 3.5 wird die Peripherie der Regel- und Steuereinheit der Plattform dargestellt.

Die Positionen, Winkel und Kräfte werden von den Sensoren (s) erfasst. Die Gelenksensoren schließen dabei den direkten Regelkreis mit der Antriebssteuerung. Die Gesamtheit der Sensoren schließt den Regelkreis der Plattform insgesamt. Neben den Sensordaten müssen Grenzwerte (r) einbezogen werden: Einerseits Grenzen im Bezug auf die maximale Beschleunigung der Person, andererseits Grenzen, die durch die maximale Belastbarkeit der Mechanik und der Antriebe(a) entstehen.

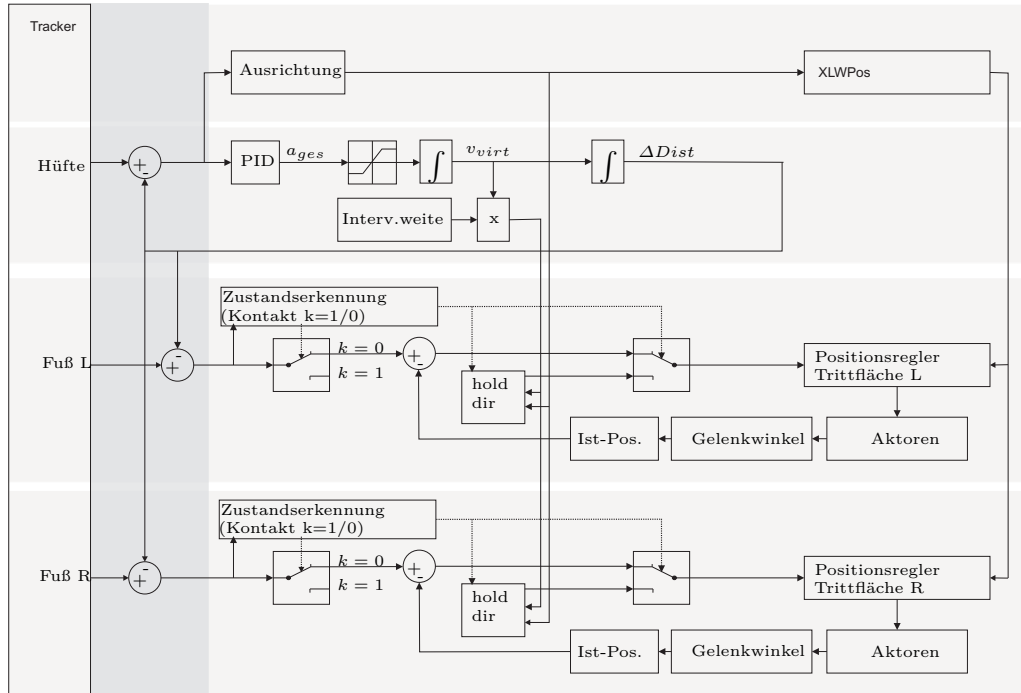
Die Details der Regelung können Bild 3.6 entnommen werden. Die Regelung kann dabei in horizontale Bereiche (im Bild grau hinterlegt) eingeteilt werden. Im ersten Bereich erfolgt die Bestimmung der Ausrichtung der Person auf der Plattform über die Hüft- bzw. Schulterposition. Diese mündet direkt in einen (vereinfacht dargestellten) Positionsregler der Laufwägen.

Der zweite Bereich nutzt ebenfalls die Hüftposition, hier jedoch um den Körpermittelpunkt, um damit die Exzentrizität zu bestimmen. Aus diesem Wert wird mit einem PID-Regler ein auf das Zentrum der Plattform gerichteter Beschleunigungsvektor errechnet. Dieser wird durch die maximal zulässigen Beschleunigungen auf den Menschen auf  $a_{grenzP}$  begrenzt und anschließend zu einer resultierenden Geschwindigkeit aufintegriert. Diese Geschwindigkeit wird als virtuelle Geschwindigkeit  $v_{virt}$  bezeichnet und stellt die Geschwindigkeit dar, mit welcher sich die Person durch die virtuelle Welt bewegt. Durch Multiplikation dieser Geschwindigkeit mit der Zeitschrittweite ist es möglich ein  $\Delta x$  und  $\Delta y$  je Zeitschritt zu errechnen. Integriert man  $v_{virt}$  nochmal auf, so kann man den zurückgelegten Weg ermitteln, um die aufgezeichneten Trackingdaten entsprechend dem von der Plattform zurückgelegten Weg zu kompensieren. Der Wert  $a_{grenzS}$  wird für die Simulation nicht verwendet, da die Auswahl der mechanischen Komponenten erst an Hand der Simulationsergebnisse möglich ist.



**Bild 3.5:** Aufbau des Regelkreises mit Sensoren(S), Aktoren(A) und Randbedingungen(R)

Im dritten und vierten Bereich erfolgt die Regelung der Trittflächen. Dazu wird zuerst der Kontaktzustand aus den Trackingdaten des Fußes errechnet. In einer realen Ausführung wird dies von den Kraftsensoren unterstützt. Je nach Zustand (1=Fuß hat Kontakt zur Trittfläche / 0=kein Kontakt) hat dies eine unterschiedliche Regelstrategie zur Folge. Der Übergang zwischen den Strategien ist stetig zu gestalten. Wenn der Fuß auf der Plattform steht, ist es nicht nötig, die Trackingdaten des Fußes zu verarbeiten, sie sind identisch mit der Position der Trittfläche. Die Trittfläche muss vielmehr in der Art bewegt werden, wie die Testperson es von dem Boden in der virtuellen Welt erwarten würde, d.h. die Trittfläche muss sich mit der virtuellen Geschwindigkeit  $v_{virt}$  bewegen. Das Element „hold dir“ fixiert dabei optional die Orientierung, welche zu Beginn des Kontaktes herrscht und verhindert ein Wegdrehen der Fußfläche beim Ändern der Richtung, solange Kontakt besteht



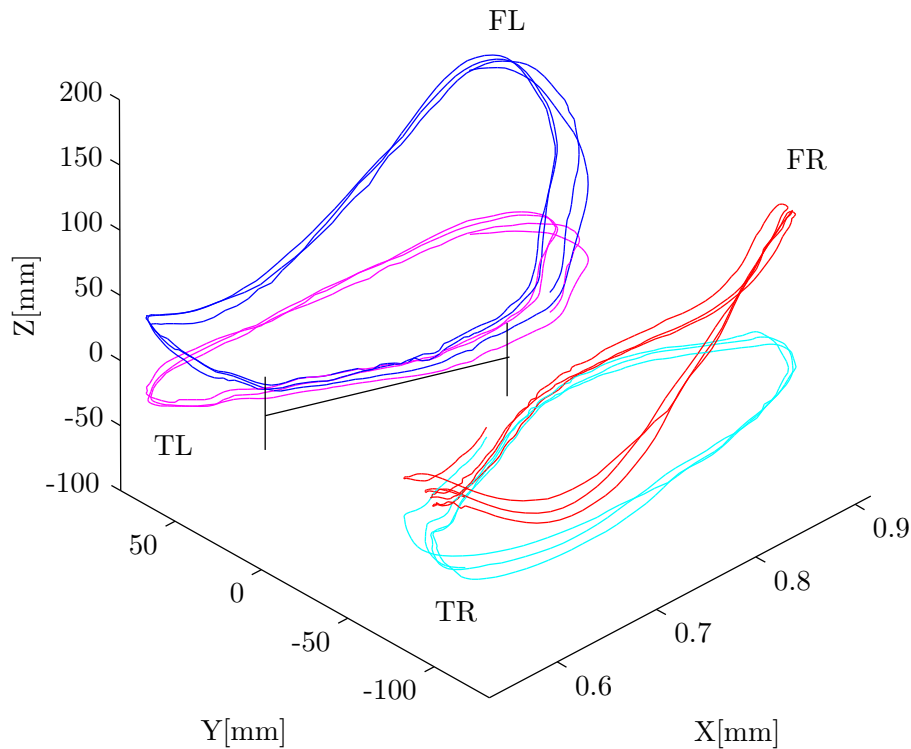
**Bild 3.6:** Aufbau des Regelkreises

(keine Kompensation der Drehung). Es ist zudem empfehlenswert, die Änderung des Kontaktzustandes mit einer Hysterese zu belegen um Ungenauigkeiten der Tracker auszugleichen. Sobald der Fuß den Kontakt zur Trittfläche abbricht, schaltet der Regler in eine Positionsregelung, in der die Ist-Position der Fußfläche in der xy-Ebene mit der xy-Position des Fußes abgeglichen wird.

Das beschriebene System wird in Matlab und Simulink modelliert. Als Zeitschrittweite wird die Schrittweite der Trackingdaten verwendet. Die eingangs beschriebenen Kollisionsvermeidungsstrategien werden nicht implementiert, da sie stark von den Gegebenheiten einer realen Umsetzung abhängen. Ziel ist es, die prinzipielle Machbarkeit dieses Prinzips zu analysieren und zusätzlich technische Anforderungen an die Mechanik zu definieren.

Bild 3.7 zeigt beispielsweise die resultierende Bewegung der Füße und Trittflächen im Falle des Geradeausgehens. Bei den Trajektorien FL und FR handelt es sich dabei um die Trackingdaten - welche wie in der horizontalen Unterteilung von Bild 3.6 ersichtlich - in ihrer Position durch die Rückführung kompensiert wurden.

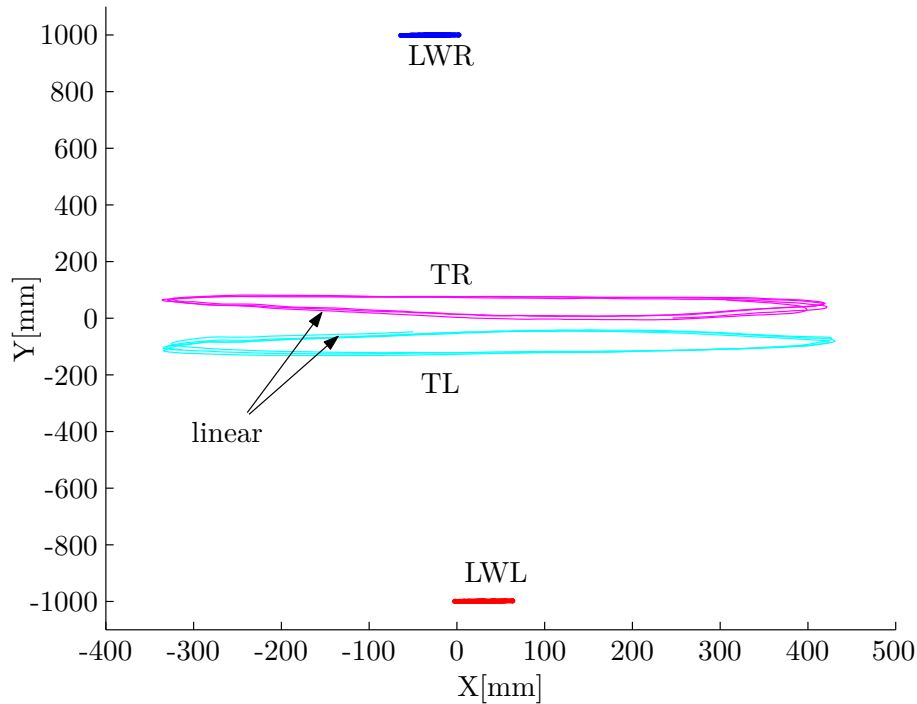
In Bild 3.8 sind die Trittflächen sowie die Positionen der Laufwagen dargestellt. Deutlich ist der Einsatz des „hold dir“-Elements zu erkennen, welches die Richtung der Trittflächenbewegung im Kontaktfall fixiert, um kein Gefühl des „Wegrutschens“ zu erzeugen. Es entstehen die linearen Bereiche von TR und TL, die entsprechend gekennzeichnet sind. Die Position der Laufwagen pendelt in einem Bereich um die gedachte Verlängerung der Hüftlinie. Dieses Pendeln entsteht durch das Verdrehen



**Bild 3.7:** Fuß- und Trittflächenbewegung FL=Fuß links, FR=Fuß rechts, TR=Trittfläche links, TL=Trittfläche rechts)

der Hüfte beim Gehen und kann durch eine trägere Regelung minimiert werden. Hier ist jedoch zu beachten, dass dies auch die Reaktionsfähigkeit bei Drehungen negativ beeinflusst. Die Verlängerung der Linien LWR und LWL würde einen Kreis mit dem Durchmesser der Laufschiene ergeben.

Die Bilder 3.9 und 3.10 zeigen die Verfahrenswege zweier wesentlicher Aktoren im zeitlichen Verlauf. Die in Bild 3.9 gezeigten Linearführungen  $S_1$  und  $S_2$  haben eine maximale Schwankung der Auslenkung von ca.  $\Delta s = 150\text{mm}$ , wobei Beschleunigungen von bis zu  $2,81\text{m/s}^2$  auftreten. Die Maximalgeschwindigkeit liegt hier bei knapp  $0,45\text{m/s}$ . Diese Daten sind mit den standardmäßig auf dem Markt verfügbaren Antrieben problemlos zu realisieren. Für den vorgeschlagenen zweistufigen Teleskopantrieb eignet sich eine Kombination von Zahnriemen oder Zahnstangen, welche zentral durch eine im Schwenkmotor integrierte Hohlwelle angetrieben wird. Bild 3.10 zeigt die Bewegung  $\beta$  der Hauptachsen. Durch die Wahl der Koordinatensysteme und einem Wertebereich von  $\pm \pi$  zeigt das Diagramm Sprünge des  $\beta_2$ -Wertes, die jedoch am realen Antrieb einer kontinuierlichen Bewegung entsprechen. Die Schwenkbewegung beträgt im betrachteten Szenario  $41\text{Grad}$ . Die dabei auftretende Maximalgeschwindigkeit liegt bei  $0,93\text{rad/s}$  bei Beschleunigungswerten von bis zu  $\ddot{\beta} = 2,4\text{rad/s}^2$ . Hier lohnt sich eine Abschätzung des erforderlichen Dreh-



**Bild 3.8:** Trittflächen- und Laufwagenbewegung (TR=Trittfläche rechts, TL=Trittfläche links, LWL=Laufwagen links, LWR=Laufwagen rechts)

moments an der Welle. Die mittlere Ausfahrlänge wird dabei mit  $s = 1000\text{mm}$  angenommen. Der in Bild 3.3 gezeigte Wert  $n = 750\text{mm}$  definiert die Überstandslänge außerhalb der Plattform. Der Teleskoparm soll vereinfacht als schmaler Balken homogener Masse angenommen werden. Dies ist insofern eine zulässige Vereinfachung, da die von der Person ausgeübten Kräfte relativ gering sind (Beachtung der Beschleunigungsgrenzen) und die angenommene Masse von Teleskoparm und Anbauteilen mit  $m = 200\text{kg}$  den Haupteinfluss ausübt. Das Massenträgheitsmoment  $J$  ergibt sich für einen Versatz der Rotationsachse um  $x = 125\text{mm}$  zu  $54,17\text{kgm}^2$ . Daraus resultiert das Drehmoment  $M$

$$M = J\ddot{\beta} = 130\text{Nm} \quad (3.1)$$

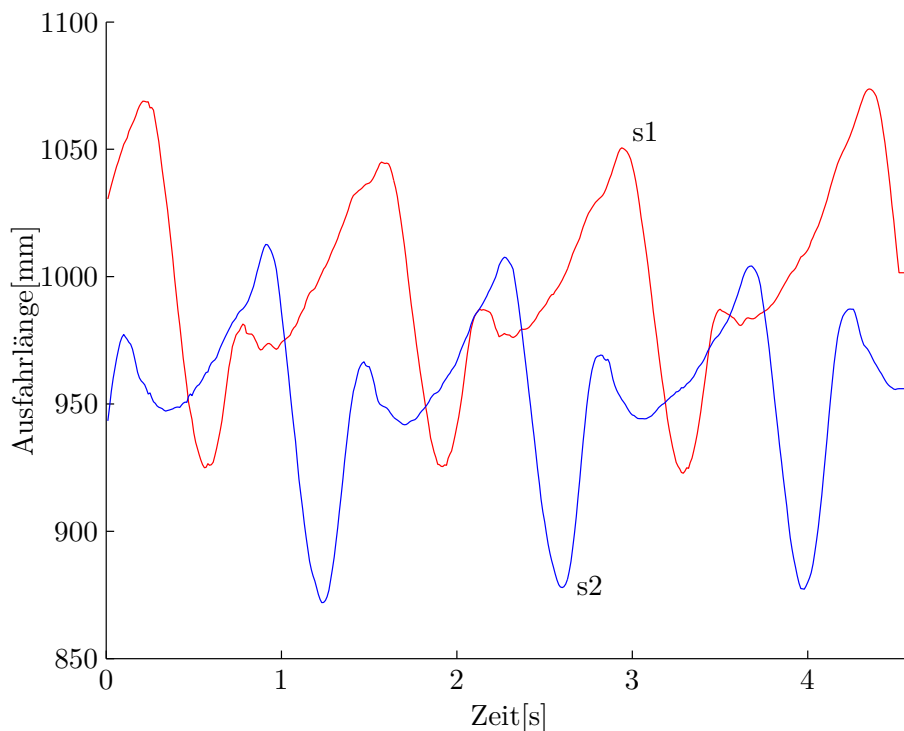
Auch dieser Wert ist beispielsweise mit Getriebe-Servomotoren (z.B. Lenze<sup>1</sup> Servo-Flachgetriebemotor, max. Abtriebsmoment Typ GFL05  $347\text{Nm}$  / GFL04  $154\text{Nm}$ ) problemlos zu erreichen.

Die weiteren Freiheitsgrade  $\alpha$  und  $\gamma$  zeigen unkritische Werte und werden auf Grund ihrer für die Auslegung der Funktionsweise geringeren Bedeutung hier nicht gesondert ausgeführt.

Neben dem gezeigten Szenario des Geradeausgehens wurden zusätzlich die eingangs beschriebenen Szenarien „Gehen auf einer gekrümmten Bahn“ und „Drehen auf der Stelle um  $90^\circ$  in zwei Schritten“ analysiert. Das Beschreiten einer gekrümmten Tra-

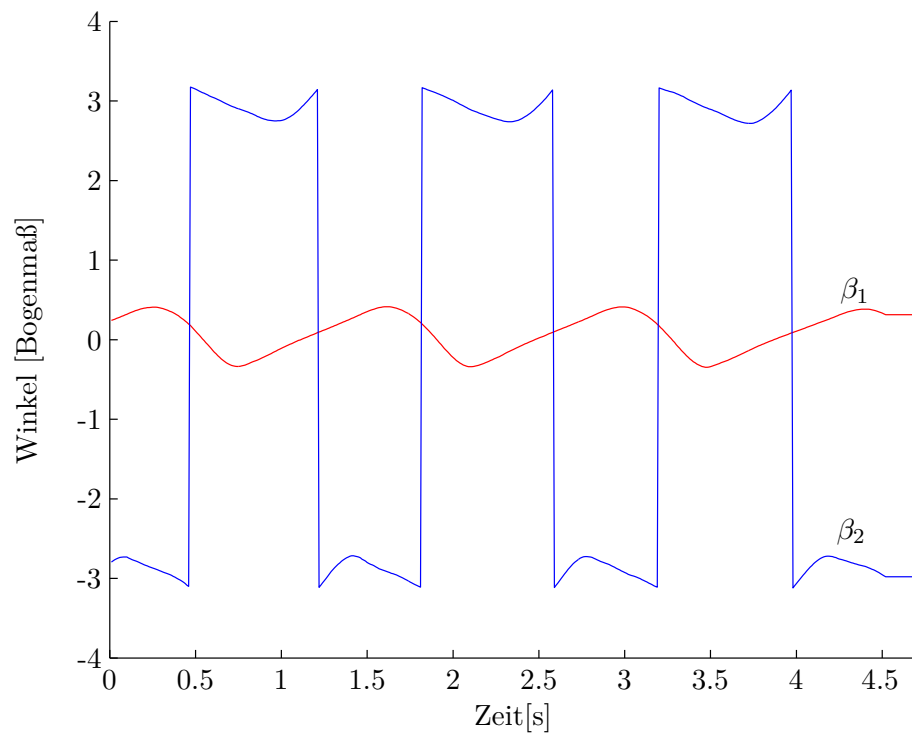
<sup>1</sup> Fa. Lenze Antriebstechnik, [www.lenze.de](http://www.lenze.de), Stand 28.01.2008





**Bild 3.9:** Verfahrenwege der Linearfuehrungen s1 und s2

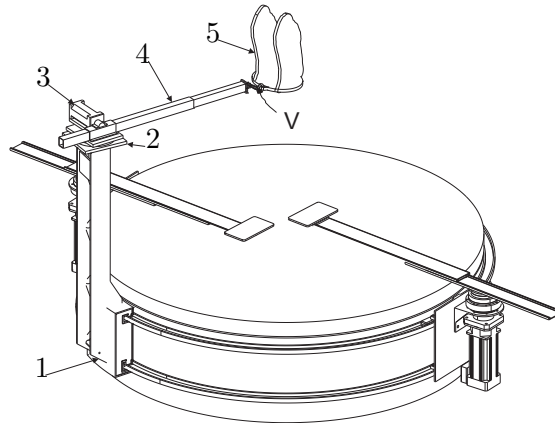
jektorie zeigt ein nahezu identisches Bild wie das Gehen auf der geraden Bahn. Der Unterschied besteht hierbei im Wandern der Laufwagen, also der Veränderung des Freiheitsgrades  $\alpha$ . Die Auswirkungen auf die gezeigten Werte bleiben jedoch gering. Ein völlig anderes Szenario ist das Drehen auf der Stelle. Hier erfolgt zuerst das Umsetzen des linken Fußes um 90 Grad, dann wird der rechte Fuß ebenfalls um 90 Grad gedreht und wieder in paralleler Stellung zum linken Fuß abgesetzt. Da die zurückgelegten Strecken gering sind, können die Trittflächen der Bewegung problemlos folgen. Die Laufwagen verhalten sich durch die verwendete Regelung (und nicht zuletzt auch auf Grund der höheren Massen) träger und folgen der Drehung mit kurzer Verzögerung. Damit ist die Drehung der Person schneller beendet als die Neupositionierung der Laufwagen. Diese verfahren in die neue Position, wobei die restlichen Freiheitsgrade die Bewegung derart kompensieren, dass an den Füßen nach dem Umsetzen keine Bewegung mehr spürbar ist (obwohl die Mechanik die neue Position einnimmt). Hier zeigt sich eine der Stärken dieser Konstruktion: Um die Trittflächen einer neuen Fußstellung anzupassen, müssen zu Beginn nur Freiheitsgrade mit geringer Trägheit positioniert werden. Die trägeren Bestandteile (Laufwagen mit Antrieben usw.) folgen der Drehung mit geringeren Beschleunigungen, was die Auslegung der Gesamtanlage positiv beeinflusst. Die in diesem Szenario gezeigten Beschleunigungswerte liegen unterhalb der beschriebenen Maximalwerte des linearen Falls.



**Bild 3.10:** Drehwinkel  $\beta$  der Hauptachsen (Sprung von  $\beta_2$  bei Durchfahren der 360 Grad-Stellung)

## 3.4 Erweiterung durch ein Force-Feedback-System

Da die Größe der Plattform begrenzt ist, kann es v.a. im Fall von geringen zulässigen Beschleunigungen dazu kommen, dass der vorhandene Aktorbereich nicht ausreicht, um natürliches Gehen zu ermöglichen. Hier kann der Einsatz eines Force-Feedback-Systems wie in Bild 3.11 dargestellt sinnvoll sein.



**Bild 3.11:** Force-Feedback-System

Ein weiterer Laufwagen(1) wird an den Schienen des Grundkörpers montiert. An diesem befindet sich eine Drehplatte(2), welche von einem Antrieb positioniert wird. Verschiedene Regelstrategien wie kraftfreies Nachführen des Armes oder gezieltes Aufbringen einer am Geschirr(5) seitlich wirkenden Kraft sind denkbar. Über den Ausleger(4) können durch einen Antrieb(3) Kräfte auf das Geschirr(5) aufgebracht werden. Eine besondere Bedeutung kommt der Verbindungsstelle(V) zu. Diese kann optional mit bis zu zwei weiteren angetriebenen Freiheitsgraden ausgestattet werden, um eine noch realistischere Krafteinwirkung zu generieren. In diesem Fall wird wiederum das Prinzip der schnellen Reaktion durch Freiheitsgrade geringer Massenträgheit (4,5) mit unbegrenzten Drehungen durch Hinzufügen von Freiheitsgraden(1) umgesetzt. Zur Regelung der Force-Feedback-Kraft müssen die Ergebnisse aus dem Bereich linearer Rückführung (z.B. [28], [5]) entsprechend in den Bereich der 2D-Plattformen transformiert werden, was nicht Bestandteil dieser Arbeit ist.

## 3.5 Bewertung

Mit der vorgestellten Methode kann ein Foot-Follower konstruiert werden, der es ermöglicht, frei zu gehen und dabei beliebige Drehungen auszuführen. Die Vorteile liegen in dem Aufbau, der zu hoher Dynamik und einer guten Realisierbarkeit mit standardmäßig verfügbaren Komponenten führt. Durch die Simulation konnte gezeigt werden, dass die Bewegungen komplett kompensiert werden. Falls notwendig kann die Plattform sehr leicht durch ein Force-Feedback-System erweitert werden, welches die bereits vorhandenen Laufschiene nutzt.

Die Tragarme, welche hohe (Relativ-)Geschwindigkeiten erreichen und dabei eine gewisse Massenträgheit aufweisen, in Kombination mit Quetsch- und Scherstellen im Bereich unterhalb der Füße bergen ein nicht zu vernachlässigendes Sicherheitsrisiko. Hier gilt es, die bereits erwähnten Sicherheitsstrategien bei der Ausführung konsequent umzusetzen und dies mit den Normen zur Sicherheit an Maschinen (z.B. DIN EN 292) abzugleichen.

## 4 Kugelplattform „Cybercarpet“

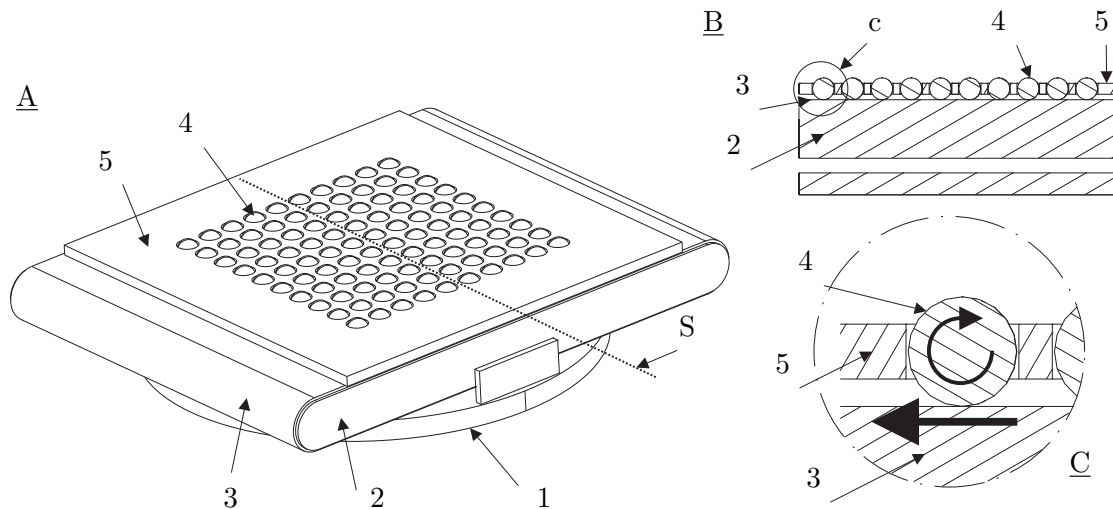
### 4.1 Funktionsprinzip, kritische Faktoren und Vorgehensweise

Wie in Kapitel 2.3.6 dargestellt wurde die Entwicklung der Variante „Cybercarpet“ vom Projektkonsortium als primäre Strategie definiert. Ziel ist daher, im ersten Schritt eine verkleinerte, funktionsfähige Plattform zu bauen, welche das Gewicht eines Menschen tragen kann und mindestens eine Schrittlänge eines schnell gehenden Menschen abdeckt. Diese Rahmenparameter ergeben somit eine Tragkraft von ca.  $100\text{kg}$  und einen Durchmesser der aktiven Fläche von ca.  $600 - 800\text{mm}$  bei einer Geschwindigkeit von ca.  $2\text{m/s}$ . An Hand dieser Plattform ist v.a. die Skalierbarkeit und der damit verbundene technische Aufwand, aber auch haptische Eindrücke über den Laufeindruck der Oberfläche zu beurteilen. Mit einem Modell-Kettenfahrzeug soll zudem das Verhalten an Hand von herunterskalierten Trajektorien evaluiert werden.

Ergebnisse der im Kapitel 1.2 erwähnten Ball-Array-Treadmill [27] können nicht verwertet werden, da es sich bei der gezeigten Ausführung um eine Konstruktion handelt, die nur eine äußerst geringe Tragfähigkeit aufweist. Mit  $0,5\text{cm/s}$  liegt die erreichte Geschwindigkeit bei  $1/400$  der hier erforderlichen. Zudem zeigen die veröffentlichten Ergebnisse der Regelung starke Sprünge und lassen daher keine sinnvollen Rückschlüsse zu.

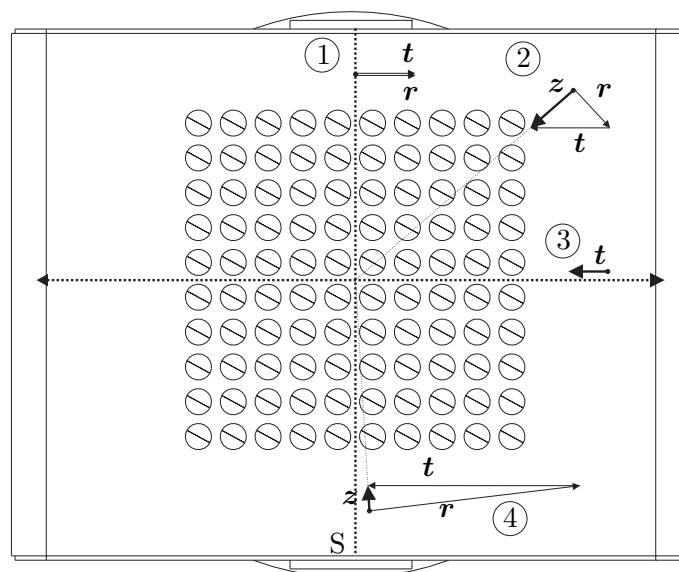
In Kapitel 2.3.1 wurde bereits die grundsätzliche Funktionsweise dieses Plattfortyps beschrieben. An dieser Stelle soll nun eine ausführlichere Betrachtung der entscheidenden Faktoren stattfinden, aus denen sich dann Schwerpunkte für die Auslegung der Maschine ableiten lassen.

In Bild 4.1 zeigt die Ansicht A den grundlegenden Aufbau des „Cybercarpet“. Abbildung B zeigt einen Schnitt durch eine Kugelreihe und Abbildung C die Umgebung einer einzelnen Kugel. Wie bereits beschrieben wird ein Transportband(2) auf einen Drehkranz(1) montiert. Teil dieses Transportbandes(2) ist der Fördergurt(3). Es liegen somit zwei Freiheitsgrade vor, die unabhängig voneinander angesteuert werden können. Auf dem Fördergurt(3) liegt eine Vielzahl von Kugeln(4), welche von einer Matrix(5) an ihrem Ort gehalten werden. Wird nun das Band unterhalb der Kugeln von einem der Freiheitsgrade bewegt, so überträgt sich diese Bewegung über die Kugel zur Oberfläche. Hierbei werden die Geschwindigkeitsvektoren der zwei Freiheitsgrade aufaddiert. Bild 4.2 veranschaulicht dies. Zur Rückführung eines auf der Mittellinie des Transportbandes liegenden Objektes, wie im Fall 3 gezeigt, ist nur der translatorische Freiheitsgrad( $t$ ) notwendig. Anders verhält es sich im Fall 1: Auf Höhe der Linie S, die senkrecht auf der Transportrichtung des Bandes steht und durch



**Bild 4.1:** Cybercarpet: Detailansicht und Funktionsprinzip

die Drehachse des Drehkranzes geht, befindet sich eine Singularität. Hier sind die Geschwindigkeitsvektoren des Bandes( $\mathbf{t}$ ) und Drehkranzes( $\mathbf{r}$ ) gleich gerichtet und parallel zur Förderrichtung des Bandes (Fall 1). Hier kann keine Rückführung der Person auf direktem Weg zum Mittelpunkt erfolgen. Nahe an der Singularität sind sehr große Geschwindigkeitsvektoren der Freiheitsgrade notwendig, um eine kleine, zur Mitte der Plattform führende resultierende Bewegung zu erhalten (Fall 4).



**Bild 4.2:** Cybercarpet: Resultierende, zentrierende Geschwindigkeitsvektoren( $\mathbf{z}$ ) und Anteile der translatorischen( $\mathbf{t}$ ) und rotatorischen( $\mathbf{r}$ ) Freiheitsgrade

An allen anderen Positionen der Plattform erfolgt die Rückführung über die Kombination der Freiheitsgrade (Fall 2). Wichtig ist dabei die Erkenntnis, dass das Objekt auf der Plattform entgegen der Drehung des Drehkranzes mitgedreht wird.

Das Zusammenspiel zwischen Halteplatte, Kugeln, Band und Last ist als besonders kritisch einzustufen, da hier mit Reibung und Deformationen zu rechnen ist. Ebenso besteht die Gefahr von erhöhtem Verschleiß. Des weiteren ist die Anbringung des Antriebs für das Bandsegment einer genauen Planung zu unterwerfen, da sich dieser Antrieb hinter dem Drehfreiheitsgrad befindet und mitrotiert.

Bei der systematischen Analyse technischer Anforderungen ergibt sich folgende Auflistung von Teilkomponenten, welche in der Folge zu betrachten sind:

- Der „Kugelteppich“ (Halteplatte und Kugeln)
- Antriebsband
- Drehkranz
- Grundgestell
- Antriebe und Steuerung

Der Aufbau der Arbeit folgt im weiteren diesen Punkten bis zur anschließenden Systemintegration.

## 4.2 Aufbau des Cybercarpet

### 4.2.1 Der „Kugelteppich“

Der Kugelteppich besteht, wie bereits in Bild 4.1 dargestellt, aus den Kugeln(4), welche von einem Kugelhalter(5) am Platz gehalten werden [34] [33]. An ihrer Unterseite liegen die Kugeln auf dem Transportgurt(3) auf. Bei der Auslegung dieser Elemente müssen multifaktorielle Einflussgrößen berücksichtigt werden, welche sich teils gegenseitig beeinflussen. Bezüglich der Arbeitsstrategie soll an dieser Stelle systematisch von der Grob- zur Feindimensionierung fortgeschritten werden, wobei alle Ergebnisse und Entscheidungen systematisch abgesichert werden.

Zur Grobdimensionierung stellen sich folgende Fragen:

- Durchmesser der Kugeln
- Abstand der Kugeln zueinander
- Dicke der Trägerplatte
- Anordnungsmuster der Kugeln

Da die Frage nach dem Anordnungsmuster beispielsweise mit der verwendeten Technologie verknüpft ist, sollen die Fragen hier zuerst in idealistischer Weise beantwortet werden.

Zur Definition des Kugeldurchmessers ist es notwendig Versuche durchzuführen. Einerseits sollen sich die Kugeln nicht zu sehr in das Schuhwerk eindrücken, was für kleine Kugeln mit dichter Anordnung spricht. Andererseits muss eine gewisse Stabilität erreicht werden und zudem ausreichend Platz für die Trägerplatte verbleiben, was zu größeren Kugeln in lichter Anordnung führt.

Die Versuche werden mit einem normalen Halbschuh mit relativ harter Gummisohle unterhalb dessen seitlicher Naht durchgeführt. Eine Anzahl von Kugeln wird auf eine starre Leiste mit zylindrischen Versenkungen (zur Festlegung der Position) gelegt, im Anschluss wird der Schuh mit einem festgelegten Gewicht (ca. 20 kg) an seiner Rahmennahat belastet. Die Eindrücktiefe wird über den geringsten Abstand der Sohle zur Leiste gemessen. Zudem wird in einem zweiten Versuch der angezogene Schuh auf die Kugeln gesetzt und der subjektive Eindruck („Fühlbarkeit“ der Kugeln) festgehalten. Es werden Kugeln im Durchmesser von 4, 8, 12 und 16 mm geprüft.

Tabelle 4.1 stellt die Ergebnisse des Versuchs dar. Das Ergebnis zeigt, dass die Kugeln im Durchmesser von 4 mm ausscheiden. Sie versinken fast vollständig in der Sohle und müssen in großer Zahl eng angeordnet werden, um den Schuh zu tragen. Die Kugeln mit 8 und 12 mm Durchmesser zeigen ein nur geringes Einsinken, solange der Abstand zwischen den Kugeln gering bleibt. Als ideal stellt sich ein Abstand heraus, der maximal  $1/2 * d_{Kugel}$  beträgt. Die Kugeln mit 8 mm Durchmesser haben im subjektiven Eindruck geringfügig bessere Werte. Kugeln mit 16 mm Durchmesser scheiden auf Grund der subjektiven Wahrnehmung aus. Sie können auch bei sehr enger Anordnung deutlich durch die Sohle gefühlt werden. Damit entsprechen die Ergebnisse den Erwartungen.



**Tabelle 4.1:** Kugeldimension und Bewertung bei einem Steg von  $0,5 * d_{Kugel}$ 

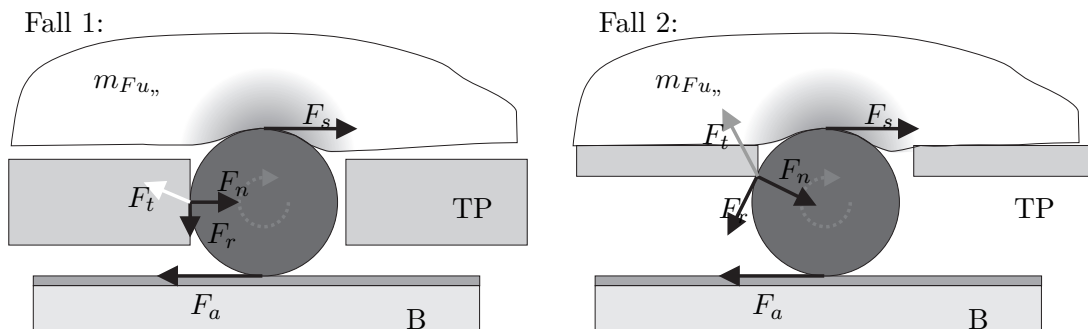
Durchmesser[mm]	Einsinken[mm]	Wahrnehmung
4	$\tilde{3},2$	++++
8	$\tilde{2},1$	+++
12	$\tilde{2},0$	++
16	$\tilde{2},0$	-

Die Entscheidung fällt vorläufig für einen Kugeldurchmesser von 8 mm, der je nach verfügbarer Technologie ggf. auf bis zu 12 mm angepasst werden kann. Als Material wird Edelstahl definiert, da dieser leicht verfügbar, hochfest und kostengünstig ist. In der Folge ist eine Prüfung der für das Trägermaterial in Frage kommenden Materialien erforderlich. Hierbei sind neben der Festigkeit auch die Reibpaarungen zu berücksichtigen. Bei den Reibpaarungen treten konkurrierende Ziele auf, welche abzuwägen sind und sich wie folgt darstellen:

- Kugel-Gurtoberfläche: Hohe Reibung
- Kugel-Trägermaterial: Geringe Reibung
- Gurtoberfläche-Trägermaterial: Geringe Reibung

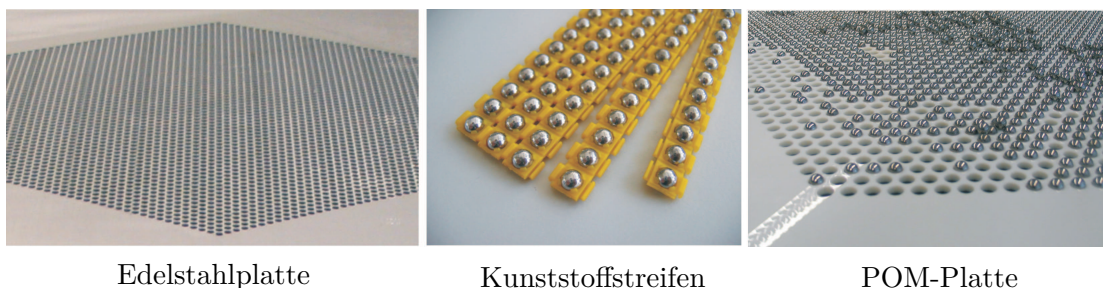
Zur Veranschaulichung der Verhältnisse sind in Bild 4.3 zwei Fälle dargestellt. Im ersten Fall wird durch das Band eine (beliebig große) antreibende Kraft  $F_a$  auf die Kugel ausgeübt. Da diese durch  $F_n$  an der Trägerplatte(TP) abgestützt wird und zusätzlich die Trägheit des Schuhs in Form von  $F_s$  einwirkt, beginnt sich die Kugel zu drehen, wobei an der Gleitstelle von  $F_n$  die Reibkraft  $F_r$  auftritt. Addiert man die Kraftvektoren  $F_n$  und  $F_r$ , so wirkt auf die Trägerplatte die Kraft  $F_t$ . Die Trägerplatte wird durch den Anteil von  $F_r$  leicht angehoben. Inwieweit dies erfolgen kann, hängt von der Steifigkeit der Platte und dem Reibfaktor sowie der auftretenden Kraft  $F_n$  ab. Die richtige Wahl von Trägerplattendicke und Material ist hier von großer Wichtigkeit, wie Fall zwei veranschaulicht: Wenn die Trägerplatte zu dünn ist, ändert sich beim Anheben durch  $F_r$  der Kraftangriffswinkel und anstatt der glatten Zylinderwand trifft die Kugel auf den rauheren Zylinderrand. Hier kommt es - bedingt durch die Verlagerung des Kraftangriffpunktes an die Lochkante - zu einem exponentiellen Ansteigen von  $F_t$  bei gleichzeitiger Richtungsänderung mit der Tendenz die Platte weiter abzuheben. In der Folge verlässt eine Kugel ihren Platz und gleitet unter die Trägerplatte. Dadurch verlieren weitere, benachbarte Kugeln ihren Platz, was letztendlich zum Zerfall der Kugelmatrix führt.

Neben der beschriebenen Reibstelle ist Reibung im Bereich von  $F_a$  zu erwarten sowie am Angriffspunkt von  $F_s$ . Dieser Bereich ist zudem ein Sonderfall, da durch die geringere Härte der Schuhsohle Walkarbeit verrichtet werden muss. Die Steifigkeit und das Gewicht der Trägerplatte stellt zudem noch einen weiteren erheblichen Einflussfaktor dar: falls die Platte durch ihr Eigengewicht auf den Gurt sinkt, gibt es zu diesem einen Kontakt mit großer Oberfläche. Hier kommt es dann zu Slip-Stick-Effekten und bei zu hohen Reibbeiwerten zu ruckartigem Lösen beim Anfahren. Beides führt zu erhöhtem Verschleiß.



**Bild 4.3:** Reibverhältnisse zwischen Band, Kugel, Träger und Schuh, die schwarz dargestellten Kräfte greifen direkt an der Kugel an,  $F_t$  ist die resultierende aus  $F_n$  und  $F_r$  und greift an der Trägerplatte an

Nachdem eine hohe Reibung zwischen Kugeln und der Gurtoberfläche zur Übertragung der Antriebskraft  $F_a$  zwingend notwendig ist um einen ausreichend hohen Anteil der Antriebsleistung in Form von  $F_s$  auf die Versuchsperson zu übertragen, muss die Paarung Gurtoberfläche-Kugel einen hohen Reibbeiwert aufweisen. Hier bietet sich der Fördergurt Transilion E8/2 U0/V5<sup>1</sup> an, der auf der Transportseite eine 0,5mm dicke, weiche PVC-Schicht mit einem Reibbeiwert zu Stahl von  $>0,7$  hat. Unter diesen Vorbedingungen werden aus den verfügbaren Materialien die aussichtsreichsten ausgewählt. Diese sind in Bild 4.4 dargestellt und sollen in der Folge verglichen werden.



**Bild 4.4:** Material- und Prinzipauswahl für die Trägerplatte

Eine mit einer CNC-Stanzmaschine, Laser- oder Wasserstrahlanlage angefertigte Stahlplatte hat eine sehr hohe Steifigkeit und kann sich selbst über die komplette Spannweite tragen ohne auf dem Gurt aufzusitzen. Zudem sind die Herstellkosten relativ gering. Nachteilig sind dabei die auftretenden ungünstigeren Reibpaarungen. Außerdem kann es bei verschiedenen Bearbeitungsverfahren zum Verzug der Platte kommen, das Muster kann sich in der Folge wölben und der benötigte, eng tolerierte Abstand zwischen Band, Träger und Lauffläche kann nicht mehr eingehalten werden.

<sup>1</sup> Fa. Siegling, [www.siegling.de](http://www.siegling.de)

**Tabelle 4.2:** Vergleich verschiedener Materialien für das Trägermaterial ( $\mu$ =Reibfaktor)

Typ	$\mu_{Kugel}$	$\mu_{Band}$	Stabilität	Kosten
Edelstahl	(0,2-)0,7	0,5-0,9	+++	+
Kunststoffstreifen	0,3	0,0	–	++
POM	0,3	0,6	+	+++
Teflon	0,04	0,2	Trägermaterial	–

Des weiteren sind aus dem Bereich der Logistik Kunststoffstreifen aus Polyethylen<sup>2</sup> verfügbar, die Kugeln durch kleine Klammern mit ausreichend Spiel fixieren. Ursprünglicher Einsatzzweck dieser Streifen ist das Verschieben von schweren Gegenständen. Dazu werden die Streifen unter den Gegenstand gelegt und wirken dort als Kugellager. Die Streifen selbst müssen dabei kaum Kräfte aufnehmen. Durch eine Verzahnung können die Streifen endlos aneinander gehängt werden, Sollbruchstellen ermöglichen das einfache Ablängen. Durch die Klammern wird das Trägermaterial stets oberhalb des Bandes gehalten und kann auch nicht mit der Schuhsohle in Kontakt kommen. Nachteilig ist hierbei jedoch die im Vergleich zu Edelstahl geringe Stabilität der Steckverbindung, welche auch im Versuch durch Kleben oder thermisches Verschweißen nicht zuverlässig fixiert werden konnte. Zudem treten im Versuch an den Sollbruchstellen nach kurzer Zeit Risse durch die eingeleitete Kraft auf.

Die dritte Möglichkeit ist eine Ausführung des Trägermaterials aus POM<sup>3</sup>. Hierbei wird eine Platte durch ein Wasserstrahlschneidverfahren mit dem benötigten Lochmuster versehen. Von Vorteil sind die guten Reibwerte sowie eine gute Formstabilität. Nachteilig ist jedoch die geringe Steifigkeit, welche zu einem Aufliegen der Platte auf dem Band führen kann.

Alternativ kann ein beliebiges Trägermaterial mit einer Teflonfolie beklebt werden. Die Formeigenschaften hängen dabei vom Trägermaterial ab. Hier treten ausgezeichnete Reibwerte auf. Problematisch sind die durch die vielen Löcher entstehenden Randstellen mit geringer Klebefläche, die leicht zur Ablösung neigen und nach Beginn der Ablösung schnell weitere Bereiche erfassen. In der Tabelle 4.2 ist eine systematische Übersicht der Eigenschaften gezeigt<sup>4</sup>. Als Bandoberfläche wird PVC des oben beschriebenen Fördergurts Transilion E8/2 U0/V5 angenommen.

Nach Abwägung der gezeigten Eigenschaften und ausführlichen Tests stellt sich POM als zielführender Werkstoff dar, der weiterhin verwendet wird.

Das Lochmuster ist nun durch eine systematische Auswahl zu bestimmen. Zur Verfügung stehen rechteckige, dreieckige und wabenförmige Gitter. Ein wesentliches Kriterium ist dabei die Anzahl der Kugeln je Fläche. Es wird ein minimaler Steg

2 Polyethylen: Durch Polymerisation von Ethen hergestellter, thermoplastischer Kunststoff mit gutem Gleitverhalten bei geringem Verschleiß. Hohe Zähigkeit und Reißdehnung, aber geringe Steifigkeit

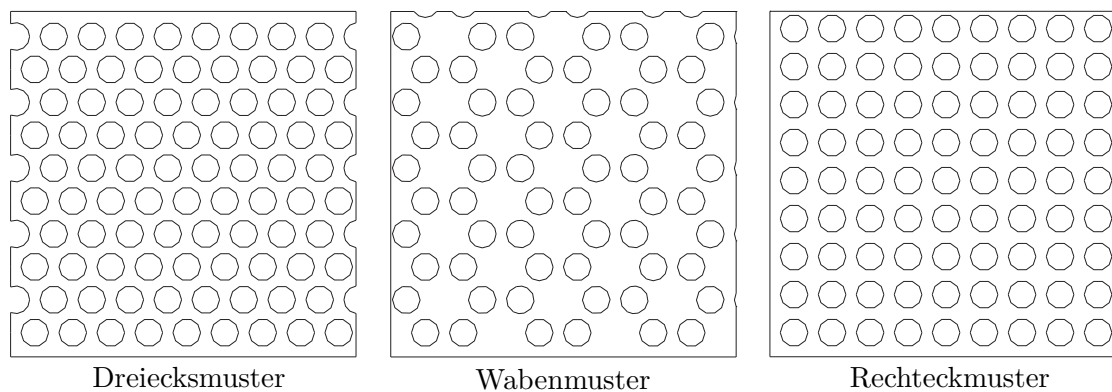
3 Polyoxymethylen, teilkristalliner thermoplastischer Kunststoff mit relativ hoher Steifigkeit, niedrigen Reibwerten und hoher Dimensionsstabilität

4 Werte aus: www.licharz.de „Konstruieren mit technischen Kunststoffen“, www.siegling.de „Transportbänder Transilion“, Stand 28.01.2008, Tabellenbuch Metall, Europa Lehrmittel, 43. Auflage 2005

**Tabelle 4.3:** Lochdichte je  $dm^2$ 

Typ	Lochdichte
Rechteckmuster	81
Dreiecksmuster	90
Wabenmuster	58

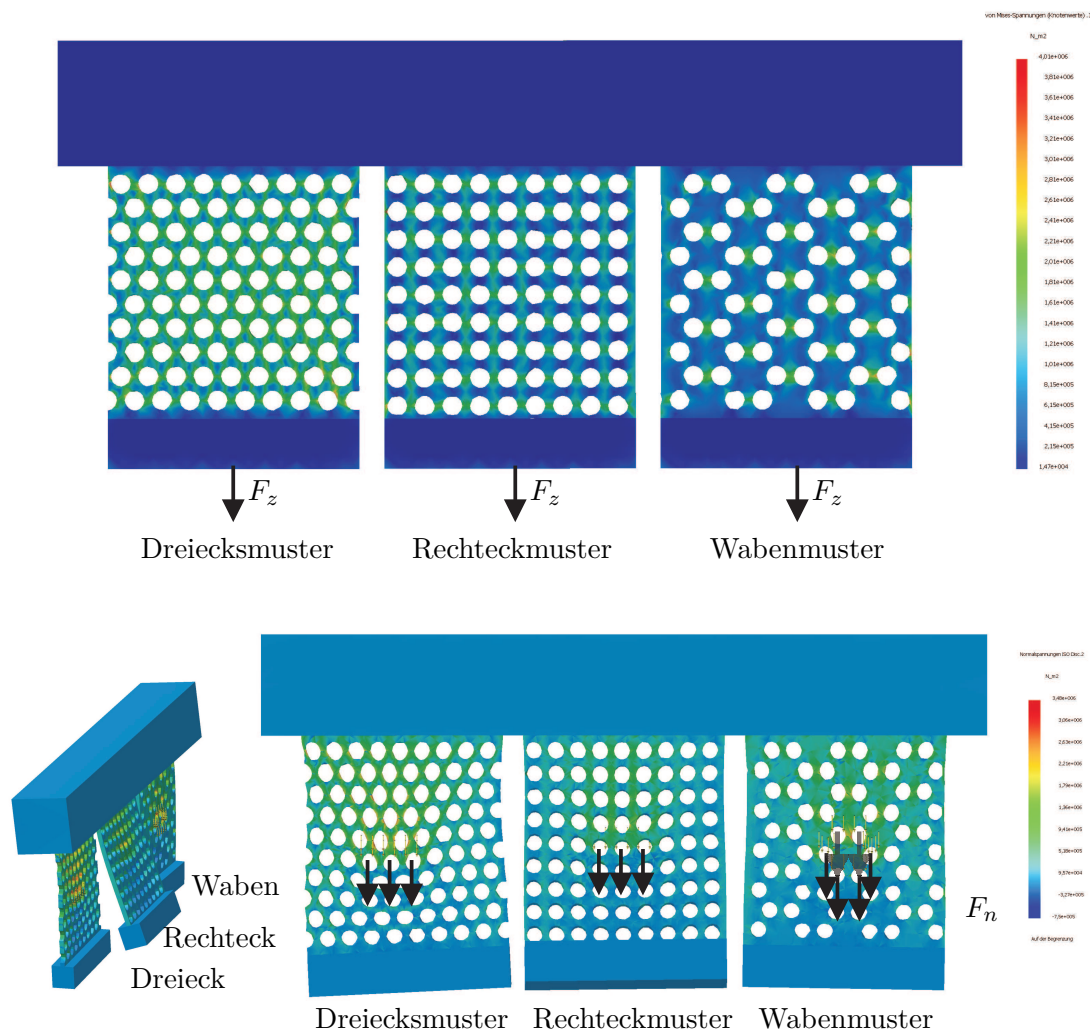
von 3 mm zwischen den Kugeln ( $d = 8mm$ ) angenommen. Die Plattendicke wird durch die beschriebenen Reib- und Kraftverhältnisse sowie der Einsinktiefe bei Belastung der Sohle mit 4 mm festgelegt. Bild 4.5 zeigt die Muster im Überblick.

**Bild 4.5:** Vergleich verschiedener Lochmustertypen

Die Dichte der Lochanordnung ist der entscheidende Faktor für die Haptik des Untergrunds. Hierbei soll z.B. die Spitze des Schuhs beim Auftreffen von 45 Grad auf die Oberfläche die Trägerplatte noch nicht auf das Band pressen. Tabelle 4.3 zeigt die entsprechende Verteilung.

Das Dreiecksmuster ist nach diesem Kriterium die beste Lösung, es stellt sich jedoch die Frage, inwieweit die mechanische Stabilität gegeben ist. Hierzu wird ein Vergleich der Lochmuster per FEM durchgeführt. Abschnitte der Lochmuster werden dazu an zwei starren Balken fixiert. Den Lochmustern werden die Materialparameter von POM zugewiesen.

In Bild 4.6 sind die Ergebnisse zweier Szenarios zu sehen. Im oben dargestellten Fall wird die Zugbelastung auf das Segment analysiert. Wie deutlich zu erkennen ist, bildet sich beim Dreiecksmuster eine homogene Verteilung der Spannungen aus, deren Werte durch die durchgehend schmalen Stege relativ hoch sind. Im Vergleich dazu kann man bei der rechteckigen Anordnung Stränge erhöhter Zugspannung parallel zur Wirkrichtung der Kraft feststellen. Die Maximalwerte bleiben hierbei geringer, da die Einschnürungen sich mit flächigen Bereichen abwechseln. In der wabenförmigen Anordnung bleibt die Spannung durch die geringe Lochdichte im Allgemeinen gering.



**Bild 4.6:** FEM-Analyse der verschiedenen Lochmuster auf Zugbelastung. Oben: Streckenlast  $F_z$  auf das Segment, Unten: Belastung von mehreren Lochkreisen mit einer Kraft  $F_n$ , 3D-Darstellung der Verformung

In dem in Bild 4.6 unten dargestellten Fall wird die Auswirkung von durch die Kugel eingeleiteten Kräften dargestellt. Hier werden in drei (bzw. sechs) Löchern Kräfte eingeleitet und der Aufbau der Spannung sowie die daraus resultierende Deformation analysiert. Beim Dreiecksmuster verteilt sich die Kraft wie bei einem Fachwerk kaskadenartig auf umliegende Bereiche, die Spannung nimmt schnell ab. Bei der rechteckigen Anordnung hingegen bleibt die Spannung parallel zur Wirkrichtung. Durch die Deformation kommt es zu einer Wölbung des Materials, welche in der 3D-Darstellung deutlich zu sehen ist. Das Wabenmuster zeigt wiederum eine gute Verteilung der Last bei gleichzeitig hoher Formstabilität. Weitere FEM-Rechnungen in verschiedenen Szenarios (z.B. anfängliches Haften des Transportbandes, blockierte Kugeln, im Grenzfall abhebende Trägerplatte) bestätigen die hier postulierten Ergebnisse.

Die dreieckige Anordnung des Lochmusters zeigt für Kombination von Lochdichte und Festigkeit die günstigsten Eigenschaften und wird als Lösung zur Ausführung festgelegt.

Die Anforderung an eine Lauffläche mit 600 – 800mm Durchmesser wird durch eine Annäherung in Form eines Sechsecks umgesetzt, da dies Vorteile bei der Fertigung beinhaltet: Es wird aus drei Dreiecksfeldern aufgebaut, in denen sich die Dreiecksstruktur des Lochmusters widerspiegelt. Der Außenkreis wird mit  $d_a = 800mm$  festgelegt, daraus ergibt sich ein Innenkreis von ca.  $d_i = 693mm$  und eine Segmentlänge  $s = 400mm$ . Damit ist die Trägerplatte vollständig definiert.

Die Lochplatte ist in der Gesamtansicht in Bild 4.20 auf Seite 65 dargestellt.

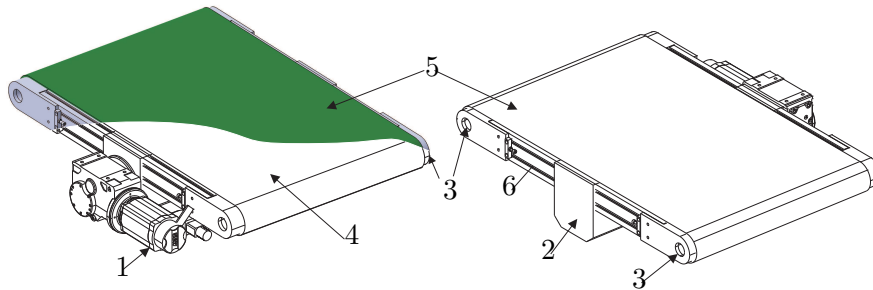
### 4.2.2 Das Antriebsband

Nach der Definition der Trägerplatte kann nun das darunterliegende Antriebsband ausgelegt werden. Zur Bestimmung der Reibparameter war bereits eine Definition des Gurtmaterials nötig, wobei der Fördergurt Transilion E8/2 U0/V5 der Fa. Siegling gewählt wurde. Dieser hat eine Oberfläche mit sehr hohem Reibfaktor (PVC weich) bei ausreichend hoher Stabilität (Vermeidung des Einsinkens der Kugel bei Belastung). Dies wird durch den Gurtkörper erreicht, der unterhalb der 0,5mm dicken PVC-Reibschicht der Oberfläche liegt. Dieser ist eine sogenannte Zugträgerkonstruktion und aus einem thermoplastischen Zugträger mit integriertem Polyestergewebe aufgebaut. Auf der Lauf- und Gleitseite ist ein abriebfestes Gewebe zu finden.

Die Breite des Transportgurtes ergibt sich durch den Außenkreis des Lochmusters und liegt damit bei  $b = 800mm$ . Damit kann auch bei Rotation des Drehkranzes stets die komplette Fläche abgedeckt werden. Die Länge des Transportbandes liegt theoretisch ebenfalls bei  $l = 800mm$ , wobei dieser Wert auf Grund konstruktiver Bedingungen, die in der Folge gezeigt werden, noch erhöht werden muss. Der notwendige Geradeauslauf eines Bandes kann durch mehrere Maßnahmen positiv beeinflusst werden. Neben einer exakten Einstellung des Laufwinkels der Bandrollen ist dies in geringerem Maße durch einen zusätzlichen Führungssteg zu erreichen, der auf der Laufseite des Bandes aufgeschweißt wird. Zudem hat das Breiten/Längenverhältnis eines Bandes einen starken Einfluss auf den Geradeauslauf. Ein Verhältnis von  $l/b = 1,4$  wird im Allgemeinen als Minimum empfohlen. Daraus ergibt sich eine Länge von  $l = 1100mm$  zuzüglich der Radien der Umlenkrollen.

Da das Band reversierend betrieben wird, ist es nachteilig, eine der Stirnwalzen anzutreiben. Die Zugkraft soll möglichst direkt auf das Lasttrum wirken und nicht zuvor über ein Untertrum wechselnder Länge geführt werden. Ein Untergurtantrieb vermeidet dies, hierbei sitzt eine zusätzliche Antriebswalze mittig im Untertrum des Bandes und teilt dieses in zwei gleich lange Bereiche. Somit bleibt die Elastizität im Bezug auf das Obertrum stets identisch, unabhängig von der Antriebsrichtung. Der Untergurtantrieb hat zudem den Vorteil, dass die Bestandteile mit höherer Masse (Motor, Antriebswalze und Anbauteile) im Zentrum des Bandes liegen und somit der Massenschwerpunkt nahe an der Rotationsachse des Drehkranzes liegt. Hiermit

wird die Drehträgheit minimiert und spürbare Unwuchten vermieden.



**Bild 4.7:** Aufbau des Bandsystems mit Untergurtantrieb

In Bild 4.7 ist der Aufbau zu sehen. Der Bandgrundkörper(6) ist mit Konstruktionsprofilen aus Aluminium ausgeführt. Diese haben nicht nur den Vorteil des geringen Gewichts, sondern auch einen deutlichen Kostenvorteil gegenüber einer Sonderanfertigung. Auf dem Grundkörper ist an der Oberseite eine Edelstahlplatte(4) als Gleitfläche montiert. An den Enden sind Umlenkwalzen(3) mit einem Durchmesser von 85 mm angebracht. Unterhalb des Bandes befindet sich der Untergurtantrieb(2) in  $\Omega$ -Anordnung. Die Antriebswalze wird direkt über ein Kegelradgetriebe vom angeflanschten Servomotor(1) angetrieben. Die Eckdaten sind eine Leistung von  $P = 0,8kW$  bei  $U = 390V$  mit einer Frequenz von  $f = 140Hz$ . Auf Basis dieser Motorisierung sind Bandgeschwindigkeiten von  $v = 2m/s$  möglich, die Beschleunigung liegt bei  $5m/s^2$ . Die elektrische Beschaltung und Regelung wird separat in Kapitel 4.2.4 beschrieben.

Der Aufbau ist als Leiterkonstruktion ausgeführt. Die Edelstahl-Gleitfläche ist zur Reduktion von Geräuschen und zur Erhöhung der Stabilität mit 20 mm dicken Multiplexplatten verstärkt. Die Gesamtmasse der zu rotierenden Bandeinheit liegt bei ca. 200 kg.

### 4.2.3 Der Drehkranz

Zur Rotation der Bandeinheit um die Hochachse ist ein Drehkranz notwendig. Der Drehkranz soll mehrere Funktionen erfüllen. Einerseits ist dies die Aufnahme des Drehmoments, andererseits soll er aber auch als Strukturelement dienen, der die Anzahl der benötigten Stütz- und Tragstrukturen minimiert. Zudem ist auch die Frage zu klären, wie die Energie zu dem Bandantrieb geführt werden soll.

Bei den aufzunehmenden Kräften sind v.a. statische Gewichtskräfte der Bandeinheit und Versuchsperson sowie dynamische Kräfte durch auftretende Beschleunigungen und Fliehkräfte zu nennen. Die Gewichtskräfte liegen bei einer maximalen Personengemasse von  $m_p = 100kg$  und einer Bandmasse von  $m_b = 200kg$  bei  $F_G = ca. 3kN$  zuzüglich des noch zu ermittelnden Eigengewichts des Drehkranzes.

Das Massenträgheitsmoment des Bandsystems um die Hochachse kann aus dem CAD-System entnommen werden und beträgt  $J_{Band} = 29,9755kgm^2$ .

Die Rotationsgeschwindigkeit  $\dot{\alpha}$  kann über die angestrebte maximale Transportgeschwindigkeit von 2 m/s errechnet werden. Problematisch ist hierbei, dass die benötigte Geschwindigkeit der einzelnen Antriebe bei Annäherung an die Singularität gegen unendlich geht, um einen auf das Zentrum gerichteten Rückführvektor zu erhalten. Hier muss ein sinnvoller, im Rahmen des technisch möglichen liegender Mittelwert errechnet werden. Will man eine (Rotations-)Geschwindigkeit von  $v_{rot} = 2m/s$  am äußeren Kreis mit  $d_a = 800mm$  erhalten, so ergibt sich  $\dot{\alpha}_1$  wie folgt:

$$\dot{\alpha}_1 = \frac{v_{rot}}{\pi * d_a} = 0,8U/s = 1,6rad/s \quad (4.1)$$

Dies ist jedoch noch nicht ausreichend, um über die ganze Plattform einen ausreichenden Geschwindigkeitsbereich zu ermöglichen und auch möglichst nahe an den Singularitäten noch ausreichende Reserven zu haben.

Hierzu werden folgende Annahmen getroffen: Bei einer maximalen Bandgeschwindigkeit von  $v_{Band} = 2m/s$  soll in einem Winkel von  $45^\circ$  zur Singularität die maximal mögliche Rückführgeschwindigkeit  $v_z$  auftreten. Über die Berechnung der Geschwindigkeitsvektoren ergibt sich eine benötigte Umfangsgeschwindigkeit von  $v_{rot} = 1,4m/s$  an der entsprechenden Stelle. Da die Drehgeschwindigkeit noch vom Radius zum Mittelpunkt abhängt, wird festgelegt, dass dieser Wert im halben Abstand des Innenkreises, also bei

$$\frac{r_{innen}}{2} = \frac{346,5mm}{2} = 173,25mm \quad (4.2)$$

erreicht werden soll. Damit ergibt sich die Rotationsgeschwindigkeit  $\dot{\alpha}_2$  wie folgt

$$\dot{\alpha}_2 = \frac{v_{rot}}{2 * \frac{r_{innen}}{2} * \pi} = 1,28U/s = 2,56rad/s \quad (4.3)$$

Nun ist das erforderliche Drehmoment zu bestimmen, welches von der gewünschten Winkelbeschleunigung abhängt.

Die Beschleunigungsgrenzen auf den Menschen sind noch nicht bekannt und werden im Rahmen des Projektes Cyberwalk von den Projektpartnern bestimmt (siehe Kapitel 2.1). Somit müssen für die vorliegende Dimensionierung sinnvolle Annahmen getroffen werden. In diesem Fall erfolgt eine Rückrechnung, inwieweit durch den Einsatz von Gleichteilen eine Vereinfachung erreicht werden kann - bei gleichzeitiger Erfüllung der erwarteten Maximalbeschleunigung. Es wird daher der bereits erwähnte Servomotor des Laufbandantriebs mit einer Leistung von  $P = 0,8kW$  und einem Abtriebsmoment(Motorseitig) von  $M = 2Nm$  inklusive der dazugehörigen Steuerung angenommen. Der Getriebefaktor ist entsprechend den berechneten Anforderungen an die Endgeschwindigkeit so zu wählen, dass diese sicher erreicht und ggf. noch übertroffen wird. Eine Getriebeübersetzung von  $i_{Getriebe} = 8,963$  am Kegellradgetriebe bietet sich auf Grund der Vorüberlegungen sowie der Motorbaureihe an. Zusätzlich ist die Übersetzung durch die Übertragung auf den Drehkranz zu beachten. Durch die scheibenförmige Ausführung des Drehkranzes ist es möglich, den Außendurchmesser mit einer Verzahnung zu versehen und diese über einen Zahnriemen anzutreiben. Durch Berechnung der erwarteten Abmessungen aus den



Bandmaßen ergibt sich ein Durchmesser von  $d_{Drehkranz} = 600\text{mm}$  und damit eine Außenverzahnung im Standard-AT-Profil mit 189 Zähnen. Am Abtrieb des Kegelradgetriebes kann eine beliebige Zahnriemenscheibe montiert werden. Nach einer Vorkalkulation der Umschlingung wird hier ein Zahnrad mit 23 Zähnen angenommen. Der Übersetzungsfaktor ist damit  $i_{Drehkranz} = 8,217$ .

Bezieht man den Getriebewirkungsgrad des Kegelradgetriebes von 95% mit ein, ergibt sich ein Abtriebsmoment von  $M = 17,02\text{Nm}$  am Abtrieb des Kegelradgetriebes. Der Wirkungsgrad der Zahnradstufe kann mit 98% angenommen werden. Somit liegt ein effektives Moment von  $M_{eff} = 137,06\text{Nm}$  am Drehkranz an. Die Winkelbeschleunigung ergibt sich unter Berücksichtigung der Drehträgheit von  $J_{Drehkranz} = 1,11\text{kgm}^2$  und  $J_{Band} = 29,9755\text{kgm}^2$  wie folgt:

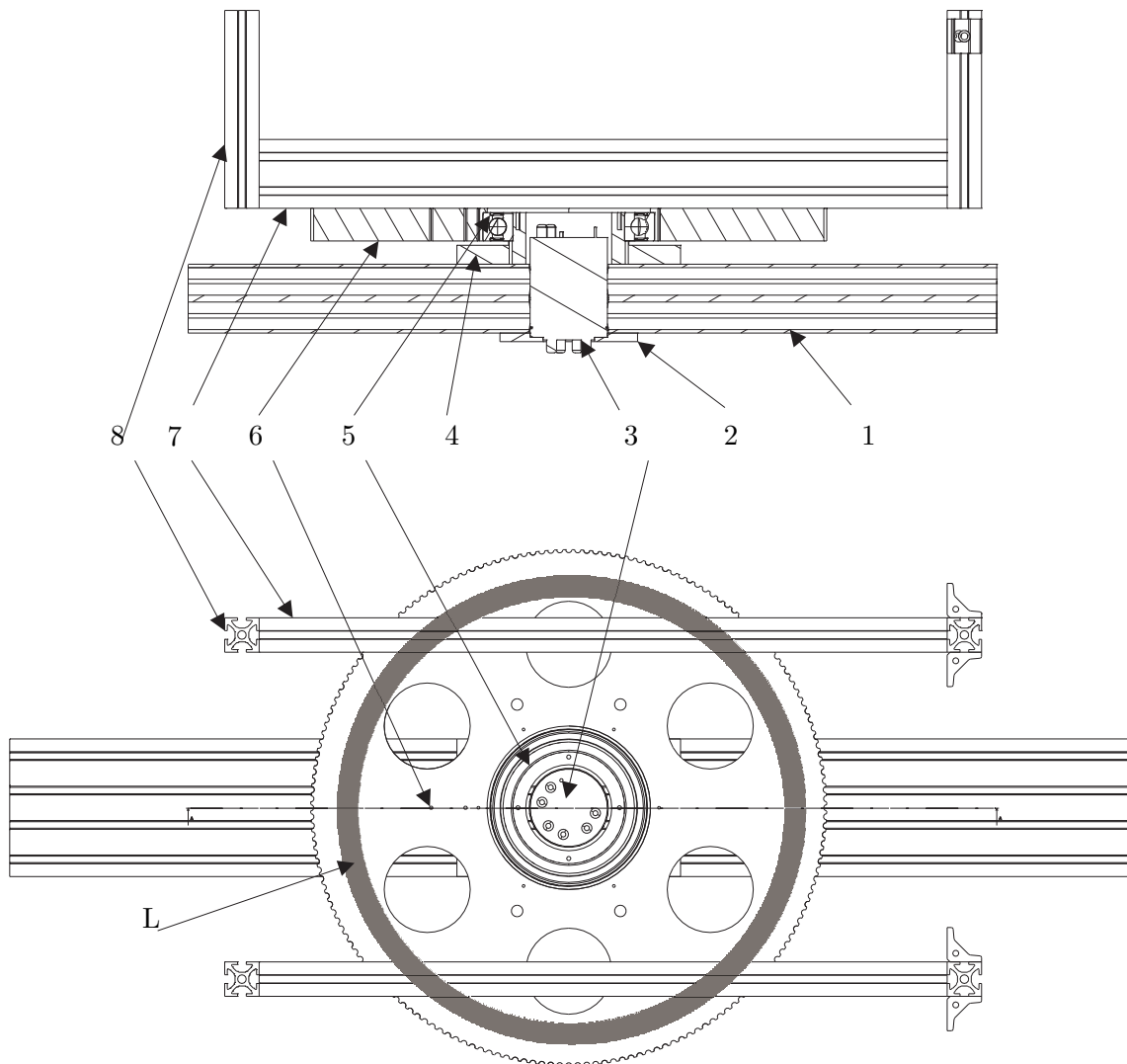
$$\ddot{\alpha} = M_{eff}/J_{ges} = 4,409\text{rad/s}^2 \quad (4.4)$$

Dieser Wert kann durch eine temporäre Erhöhung des Antriebsstroms bei Bedarf noch gesteigert werden. Wie bereits erwähnt, ist der Durchmesser aus Vorüberlegungen zur Bandbreite und der zukünftigen Einbausituation gewählt worden. Der Durchmesser liegt bei  $d_{Drehkranz} = 600\text{mm}$  und kann je nach Ausführung der Verzahnung leicht variieren. Nun ist die Lagerung des Drehkranzes zu wählen. Neben den Kräften durch den Zahnriemenantrieb ist die axial wirkende Last der Versuchsperson aufzunehmen. Die beim Gehen auftretenden Lasten verändern sich dynamisch und erreichen beim Laufen bis zu 221% der Gewichtskraft in Ruhe [29]. Beim Gehen liegt dieser Wert immerhin bei 120%. In diesem Fall soll mit ausreichender Sicherheit ein mindestens 1,5facher Wert der beim Laufen auftretenden Kräfte einer 100 kg-Person abgefangen werden, was eine Last von  $F_{zp} = 3250\text{N}$  ergibt. Zusätzlich sind die oben berechneten Gewichtskräfte der Konstruktion mit  $F_{zk} = 2943\text{N}$  abzufangen. Die seitlich angreifenden Kräfte sind in Bezug auf das Lager gering: Im ungünstigsten Falle eines exzentrisch blockierten Laufbandes bei maximaler Antriebsleistung wirken  $F_x = 200\text{N}$ . Die Abstützung dient hier hauptsächlich der sauberen Führung. Ein weiterer Aspekt muss bei der Lagerdimensionierung berücksichtigt werden: der Einbau einer Energiedurchführung. Da das Band einen elektrischen Antrieb hat, müssen die notwendige Energie- sowie die Geber- oder Kommunikationsleitungen über eine endlos zu verdrehende Drehdurchführung vom festen auf den drehenden Anlagenteil übertragen werden. Hier eignen sich modulare Standard-Drehverbindungen, welche sich individuell nach Anwendungsfall zusammenstellen lassen. Wie später bei der Abhandlung der elektrischen Verbindung beschrieben, soll der Servoregler unterhalb des Bandes auf dem Drehkranz mitgeführt werden. Es sind also die fünf Leitungen des Drehstromanschlusses sowie 2+2 Datenleitungen nötig. Die passende Drehdurchführung der Firma Schleifring<sup>5</sup> hat einen Durchmesser von 90 mm bei einer Länge von 116 mm. Damit muss das Lager eine ausreichend große Innenbohrung besitzen, um mindestens die Kabel aufzunehmen. Da die Bauhöhe gering gehalten werden soll, ist es zudem sinnvoll, den Schleifring komplett innerhalb der Lagerbohrung anzubringen. Dies bedeutet ein größeres Lager, wirkt sich aber positiv auf die Raumnutzung aus. Zusätzlich wird der Schleifring im Tragprofil versenkt. Das La-

---

<sup>5</sup> Schleifring und Apparatebau GmbH, Am Hardtanger 10, 82256 Fürstenfeldbruck

ger des Typs 6026<sup>6</sup> nach DIN 625-1 mit einem Innendurchmesser von 130mm ist auf Grund seiner geometrischen Abmessungen geeignet. Die radiale statische Tragzahl von  $C_r = 100000N$  liegt weit über dem benötigten Wert. Die zulässige radiale Ermüdungsgrenzbelastung  $C_{ur} = 4850N$  wird hier jedoch überschritten, die radiale Last liegt bei  $F_r = F_{zp} + F_{zk} = 6193N$ . Zudem liegt bei exzentrischer Belastung des Bandes ein Kippmoment an. Aus diesem Grund ist der Drehkranz an seinem Außendurchmesser mit einer Laufspur versehen, auf der die vertikalen Kräfte von zusätzlichen Stützrollen aufgenommen werden. Durch den großen Durchmesser des Drehkranzes werden zudem die Kippmomente eliminiert. Die resultierende Konstruktion ist in Bild 4.8 zu sehen.



**Bild 4.8:** Aufbau des Drehkranzes mit integrierter Drehdurchführung

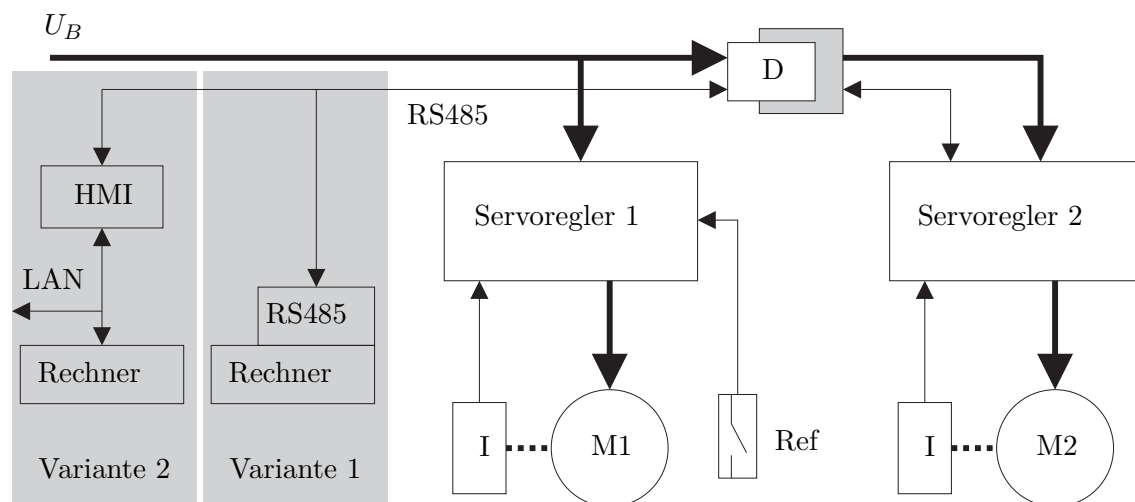
Der Querträger(1) wird mit dem Tragrahmen verbunden und stellt die Aufnahme für alle weiteren Elemente dar. Er ist aus einem Alu-Systemprofil mit einem Querschnitt von 160 x 80mm aufgebaut und bietet eine ausreichende Festigkeit im Bezug auf die

<sup>6</sup> Hersteller: Schaeffler KG, Industriestraße 1-3, 91074 Herzogenaurach

erwarteten Kräfte. In seiner Mitte ist er mit einer Bohrung versehen, welche die Drehdurchführung(3) aufnimmt. An der Unterseite ist eine Stütz- und Aufnahmeplatte(2) angebracht, die die durch die Bohrung geschwächte Stelle verstärkt und zugleich die Basis zur Verschraubung der Drehdurchführung darstellt. Auf der Oberseite des Querträgers befindet sich der Lagersitz(4), auf dem das Lager(5) aufgebracht wird. Am Außenring des Lagers wird der Drehkranz(6) aufgeschoben. Ein Wandern des Lagers wird durch in der Abbildung nicht dargestellte Klemmringe verhindert. Zur Befestigung des Bandes sind auf dem Drehkranz Träger(7,8) angebracht. Die Höhe der senkrechten Stützen(8) ist so gewählt, dass der Untergurtantrieb zwischen den Trägern(7) versenkt wird und somit eine minimale Bauhöhe erreicht wird. In der Abbildung 4.8 ist zudem die Lauffläche(L) dargestellt, auf welcher vier mit dem Tragrahmen verbundene Stützrollen die vertikalen Kräfte aufnehmen.

#### 4.2.4 Elektrisches System und Schnittstellen

Nach der Auslegung der mechanischen Hauptkomponenten ist eine Auslegung des elektrischen Systems nötig. Die aus den mechanischen Auslegungen resultierenden Details der Motordaten sind den vorhergehenden Kapiteln zu entnehmen. Für diesen Abschnitt sind die Eckwerte von Bedeutung: Bei den eingesetzten Antrieben handelt es sich um Servo-Kegelradgetriebemotoren der Fa. Lenze<sup>7</sup> mit einer Anschlussleistung von 0,8 kW mit integriertem Inkrementalgeber. Zur Ansteuerung werden Servoumrichter des gleichen Herstellers der Serie 9300 verwendet, welche zusätzlich mit einem RS485-Kommunikationsmodul des Typs LecomA/B ausgestattet sind.



**Bild 4.9:** Das elektrische System in der Übersicht

Bild 4.9 zeigt den Aufbau des elektrischen Systems. Die Servoregler 1 und 2 bilden

<sup>7</sup> Lenze AG, Hans-Lenze-Str. 1, D-31855 Aerzen

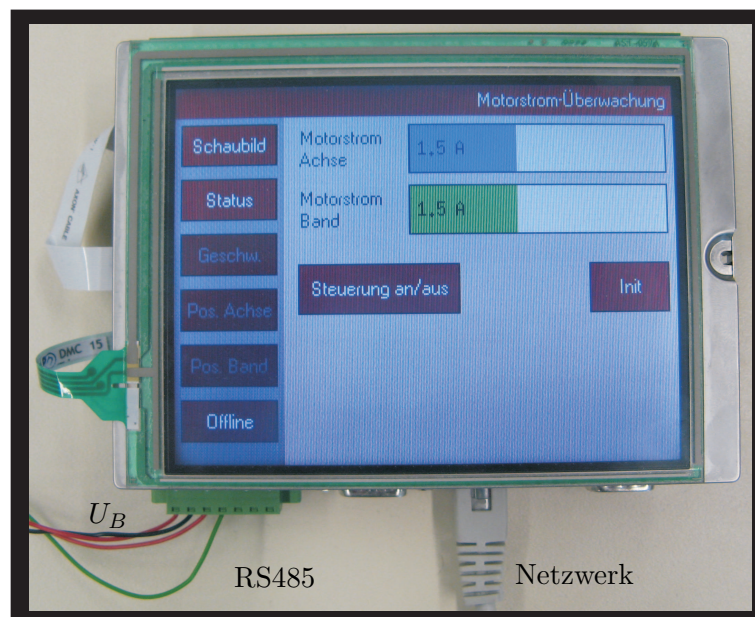
mit den jeweiligen Motoren M1 und M2 über die Inkrementalgeber I einen Regelkreis. Das System 2 befindet sich dabei hinter der Drehdurchführung(D) und ist somit für den Antrieb des Bandes vorgesehen. System 1 treibt den Drehkranz an. Zur Positionierung eines Objektes auf der Plattform ist die absolute Position des Bandes nicht von Bedeutung. Die Orientierung des Bandes und damit die Stellung des Drehtellers hingegen muss bekannt sein. Der Einbau eines Absolutwertgebers am Drehteller ist auf Grund der Einbausituation nachteilig, hier kommt ein Referenzschalter(Ref) zum Einsatz, der bei Betriebsbeginn die Initiallage des Bandes festlegt. Im Anschluss wird die Berechnung der absoluten Stellung durch den Servoregler übernommen.

Zur Kommunikation mit der Regelung sind zwei Strategien möglich, welche in diesem Projekt schrittweise angewandt werden sollen. Primär erfolgt die Ansteuerung direkt über einen PC über den RS485-Bus. Dazu ist am PC eine entsprechende Schnittstellenkarte erforderlich. In einem zweiten Schritt soll das Interface vereinheitlicht und über das LAN angebunden werden. Dies dient dazu, eine möglichst universelle Schnittstelle zur Verfügung zu stellen.

Bei der Ansteuerung über den RS485-Bus wird jeder Servoregler über eine zuvor festgelegte Adresse angesprochen. Der Steuerrechner ist dabei der Master, die Servoregler sind Slaves. Die Geschwindigkeits-Sollwerte werden auf so genannte Codestellen der Servoregler geschrieben. Über die entsprechenden Codestellen ist auch ein Auslesen von Parametern wie z.B. dem Motorstrom oder der Antriebsposition möglich. Zudem kann eine weiterführende Programmierung der Servoregler vorgenommen werden, da diese mit dem integrierten Mikroprozessor SPS-Aufgaben übernehmen können. Im vorliegenden Fall werden die Grundparameter des Antriebs (Spannung, maximale Drehzahl, Beschleunigungsgrenzen usw.) in den Servoregler programmiert. Es erfolgt darüber hinaus eine programmtechnische Verschaltung eines physikalischen Analogeingangs auf einen vorgegebenen Wert einer Codestelle. Dieser Analogeingang dient zum Setzen der Sollgeschwindigkeit, die damit von 0 bis 100% der festgelegten Maximaldrehzahl gewählt werden. Im Versuch wird der Regler nach der Reglerfreigabe durch einen Befehl über den RS485-Bus aktiviert, in der Folge werden beide Servoregler kontinuierlich mit den Sollgeschwindigkeiten angesprochen.

Eine Besonderheit für die Erreichung hoher Übertragungsraten liegt im Protokoll der LecomA/B-Schnittstellenmodule. Die Antriebe werden mit der individuellen Adresse angesprochen und bestätigen jeden Befehl mit einem Rückgabewert, der entweder die korrekte Ausführung anzeigt oder den angeforderten Parameter zurückliefert. Durch diese Rückmeldung geht Kommunikationszeit verloren. Es gibt aber auch die Möglichkeit Gruppenbefehle zu senden. So führen alle Antriebe mit der Adresse 11 bis 19 einen Befehl aus, der an die Adresse 10 geschickt wurde. Dies natürlich ohne Rückmeldung, da dies Kollisionen auf dem Datenbus verursachen würde. Damit wird gleichzeitig das Datenvolumen verringert. Da in dem vorliegenden Fall die Sollgeschwindigkeiten mit hoher Frequenz geschrieben werden, ist ein einzelner, eventuell nicht übertragener Wert unerheblich. Ein falsch übertragener Wert wird auf Grund des Befehlsaufbaus mit Prüzfiffer ausgeschlossen.

Als zweite Ausbaustufe der Ansteuerung soll ein MMI<sup>8</sup> verwendet werden. Dies vereinfacht die Schnittstelle und ermöglicht beliebigen Nutzern plattformunabhängig den Zugriff auf die Plattform. Zudem ist es nötig die Schnittstelle mit eigener Intelligenz auszustatten, um falsche Steuerbefehle zu erkennen und im Rahmen der Maschinenmaxima anzupassen. Zum Einsatz kommt ein Open Frame Smart Panel(OFSP) der Firma Ultratronik<sup>9</sup>, ausgestattet mit einem RISC-Prozessor mit 130 MHz, integrierter RS485-Schnittstelle, Ethernet LAN, Touchscreen und einem Embedded Linux System. Wie in Bild 4.9 gezeigt, übernimmt das MMI die komplette Kommunikation zu den Servoreglern. Die Soll-Geschwindigkeiten der Antriebe sowie die Ist-Positionen und Geschwindigkeiten werden mit kurzen Standard-Telegrammen über das Ethernet-LAN ausgetauscht. Dabei wird das Standard-UDP-Protokoll verwendet, was sich besonders für Datenübertragungen mit hoher Datenrate eignet. Zudem ist dieses Protokoll auf jedem gängigen netzwerkfähigen Rechner unabhängig von seinem Betriebssystem vorhanden, die Plattform wird dadurch universell nutzbar. Auf die Architektur der MMI wird in Kapitel 5.4 noch ausführlich eingegangen, da dieses Konzept auch für die Plattformvariante „Cyberwalk“ verwendet wird.



**Bild 4.10:** Mensch-Maschine-Interface für den Cybercarpet

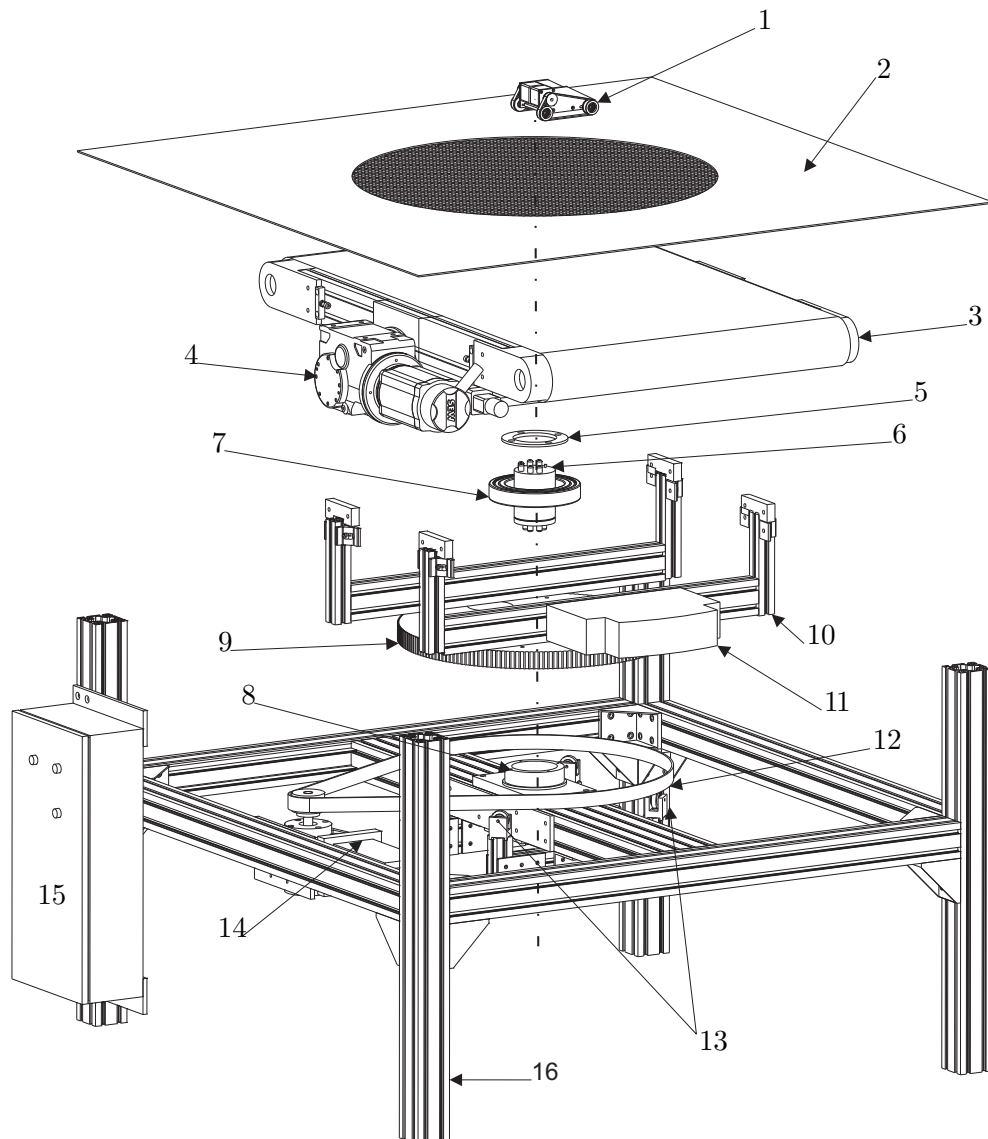
Bild 4.10 zeigt die Bedienoberfläche des MMI ohne Gehäuse. Auf der linken Seite befindet sich die Navigationsebene, im rechten Teil die Aktionsebene. Mit dem Button „Steuerung an/aus“ kann der Bediener die zwei grundlegenden Zustände wählen: Eigenständiger Betrieb durch Vorgabe von Sollgeschwindigkeiten über den Touchscreen oder Betrieb im geschlossenen Regelkreis über das Netzwerk. Je nach Betriebszustand werden Menüpunkte deaktiviert.

<sup>8</sup> Mensch-Maschine-Interface, auch HMI(Human-Machine-Interface)

<sup>9</sup> Ultratronik GmbH, Gewerbestraße 52, D-82211 Herrsching, [www.ultratronik.de](http://www.ultratronik.de)

### 4.2.5 Zusammenbau des Cybercarpet

Der Zusammenbau des Cybercarpet erfolgt in mehreren Hauptabschnitten: Nach der Lieferung des Transportbandes wird der Grundrahmen aus den Alu-Systemprofilen zusammengesetzt, in der Folge werden dann Drehkranz und Anbauteile montiert, das Band eingesetzt und schlussendlich die elektrischen Anschlüsse hergestellt.



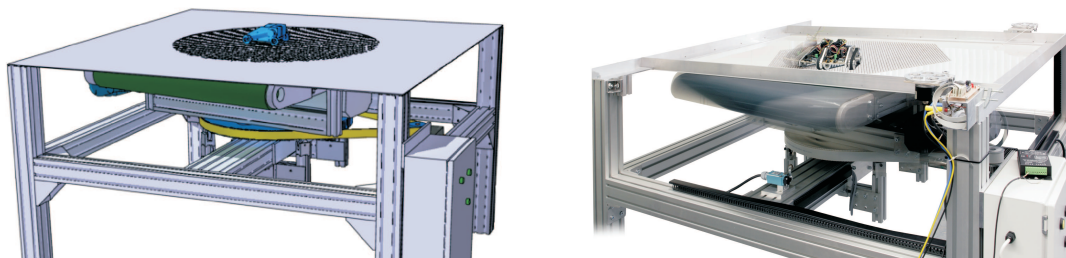
**Bild 4.11:** Explosionszeichnung Cybercarpet

An Hand von Bild 4.11 soll ein Überblick über die Konstruktion gegeben werden. Hier ist auch das Testfahrzeug(1) mit enthalten. Das Trägermaterial(2) ist mit dem idealen kreisrunden Ausschnitt dargestellt. In der realen Ausführung, welche in Bild 4.20 auf Seite 65 dargestellt ist, wird dies durch die beschriebene sechseckige Anordnung umgesetzt. Der Aufbau des Systems beginnt mit dem Grundrahmen(16)

der aus MK-Systemprofilen<sup>10</sup> zusammengesetzt ist. Auf dem mittigen Querträger wird die Lageraufnahme(8), auf dem Seitenträger der Drehantrieb(14) montiert. Der Drehkranz setzt sich aus dem Drehkranzgrundkörper(9) sowie den Quer- und Hochträgern(10) zusammen. Der Drehkranz ist mit dem Drehantrieb(14) über den Zahnriemen(12) verbunden. An diesem wird der Servoregler(11) für den Bandantrieb befestigt. Der Drehkranz ist mit dem Kugellager(7) auf der Lageraufnahme(8) befestigt und durch einen Sicherungsring(5) an der Lageraufnahme fixiert. Die zusätzlichen vertikalen Kräfte werden wie in der Auslegung beschrieben in zusätzliche Stützrollen(13) eingeleitet. Im Inneren von Drehkranz und Querträger findet die elektrische Drehdurchführung(6) Platz. Das Transportband(3) mit seinem direkt angeflanschten Antrieb(4) wird seitlich an den Hochträgern(10) befestigt. Der Schaltschrank(15) beinhaltet die Stromversorgung und deren Peripherie und übernimmt die Not-Aus-Funktionen.

Nach der Montage aller Bestandteile erfolgt die Verkabelung der Komponenten. Die Stromversorgung wird zentral vom Schaltschrank übernommen, der auch die Entstörung der Zuleitung übernimmt. Hier erfolgt auch die Abschaltung im Not-Aus-Fall, was durch Trennen der Stromversorgung geschieht. Die Drehdurchführung ist mit einem vergossenem Kabel ausgestattet und kann hier direkt mit dem Servoregler und dem Schaltschrank verbunden werden. Im Anschluss an die Versorgungsspannung werden die RS485-Datenleitungen verlegt. Die Montage an den Servoreglern erfolgt über die Klemmen des beschriebenen LECOM A/B-Kommunikationsmoduls, die Gegenseite wird über 9-Pol Sub-D-Stecker am Schaltschrank befestigt. Hier ist auch ein zusätzlicher Anschluss für das MMI oder das RS485-Interface vorgesehen.

Bild 4.12 zeigt das CAD-Modell im Vergleich mit der realen Implementierung. Hier ist festzustellen, dass die Ausführung exakt der Planung entspricht.



**Bild 4.12:** Vergleich von CAD-Modell und realem Ergebnis

Auch in Bezug auf die angestrebten Leistungsdaten erfüllt die Plattform alle Parameter und kann die Sollwerte durch ein entsprechendes Tuning der Servoregler kurzzeitig sogar erheblich übertreffen. Auf Grund der großen Sicherheiten im Bereich der

<sup>10</sup> Maschinenbau Kitz GmbH, Glockenstraße 84, Gewerbegebiet, 53844 Troisdorf

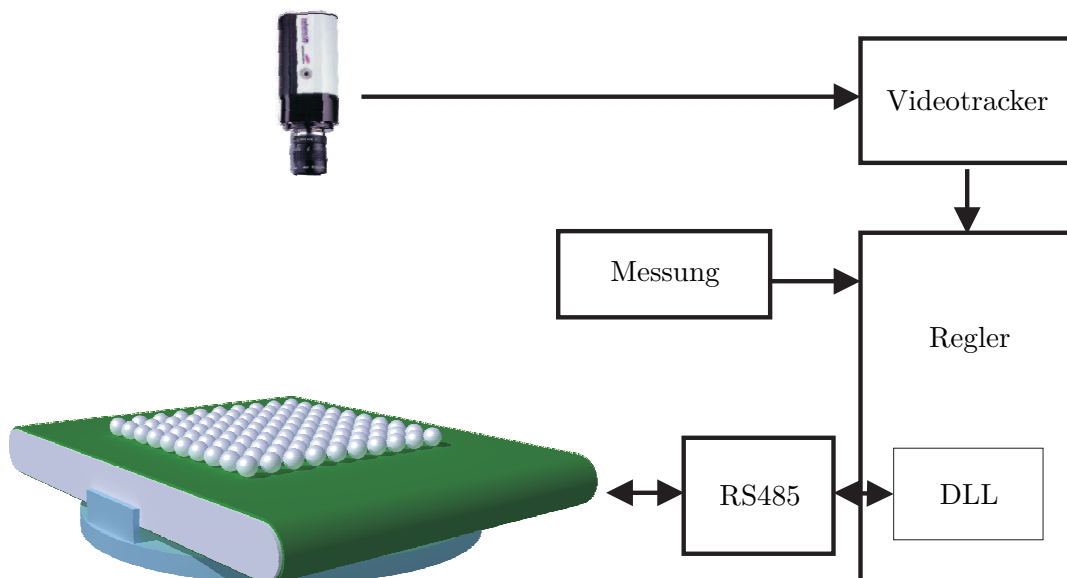


Mechanik ist dies problemlos durchführbar. Interessanter als die reine Erfüllung von berechneten Vorgaben ist jedoch das Verhalten im Versuchsbetrieb, dessen Ergebnisse nun beschrieben werden sollen.

## 4.3 Systemintegration

### 4.3.1 Aufbau eines geschlossenen Regelkreises

Zum Test der Plattform wird ein geschlossener Regelkreis benötigt, der neben der beschriebenen Plattform eine Positionserfassung sowie einen Regler für die gewünschte Rückführung erfordert. Bild 4.13 zeigt den Aufbau des geschlossenen Regelkreises.



**Bild 4.13:** Geschlossener Regelkreis mit Tracker, Regler und Plattform

Das von der Kamera aufgenommene Bild wird vom Videotracker analysiert, Orientierung und Position des Objektes werden ausgegeben [3]. Der Videotracker ist Bestandteil des Workpackage 4 und wird von den Projektpartnern der ETH Zürich übernommen (siehe Kapitel 2.1). Bis zur Verfügbarkeit des Videotrackers und zur anschließenden Evaluierung der Trackergüte wird zusätzlich ein mechanisches Messsystem entwickelt, hierbei laufen zwei Seilzüge über Rollen mit Inkrementalgebern, deren Werte trianguliert werden.

Die Position wird in den Regler gespeist. Der Regler befindet sich in diesem Fall auf einem Windows-PC, dargestellt ist die Variante 1 der Kommunikationsstruktur. Der Regler wird in C++ auf Visual Studio 6.0<sup>11</sup> implementiert. Die Erstellung des

<sup>11</sup> Microsoft Deutschland GmbH, Konrad-Zuse-Straße 1, 85716 Unterschleißheim





stellt sich dabei wie folgt dar:

$$A_{BO} = \begin{pmatrix} \cos\varphi & \sin\varphi & 0 \\ -\sin\varphi & \cos\varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (4.5)$$

Der Regler wertet die Soll-Geschwindigkeiten der beiden Freiheitsgrade getrennt aus. Zur Ansteuerung des linearen Freiheitsgrades wird die Auslenkung der  $y_B$ -Koordinate benutzt, um ein proportionales Geschwindigkeitssignal zu generieren. Für den Rotationsfreiheitsgrad wird die normierte Winkelabweichung des Objekts von der  $y_B$ -Achse in ihren vier Quadranten ausgewertet. Die Rückführung erfolgt ebenfalls proportional.

In beiden Fällen ist für das hier verfolgte Ziel des Anlagentests kein integraler Anteil im Regler nötig. Es sind allerdings noch einige Vorkehrungen zu treffen, die der besonderen Charakteristik der Plattform Rechnung tragen.

Zur Vermeidung zu großer Drehbeschleunigungen wird nahe der Singularität  $S$  der in Bild 4.14 erkennbare Bereich „Lim“ eingeführt. In einer parametrierbaren Toleranz um die Bereiche  $90^\circ$  und  $270^\circ$  geht die Drehbeschleunigung gegen null, es wird die aktuelle Geschwindigkeit beibehalten (was das Objekt zwangsweise wieder in den Bereich außerhalb von „Lim“ bewegt). Die lineare Beschleunigung ist davon nicht betroffen. Sobald sich das Objekt nahe dem Zentrum befindet, kann es durch kleine Auslenkungen große resultierende Beschleunigungen der Drehachse verursachen. Diese Auslenkungen können dabei auch aus Ungenauigkeiten der Positionserfassung resultieren. Um diese Beschleunigungen zu verhindern, wird die tote Zone (TZ) definiert, innerhalb derer die Geschwindigkeit über eine Rampe auf null gebracht wird. Durch die Rampe wird das Objekt ausreichend weit ins Innere der toten Zone bewegt. Tritt keine Eigenbewegung des Objekts auf, verharrt es dort bei stillstehenden Antrieben. Wenn sich das Fahrzeug aus der toten Zone in den Bereich „Lim“ bewegt, ergibt sich der Sonderfall, dass hier keine Drehbeschleunigung auftritt und das Objekt die Plattform verlassen kann. Dieser seltene Sonderfall wird von der Software detektiert und durch eine konstante Drehbeschleunigung gelöst.

### 4.3.2 Versuchsszenarien und Durchführung

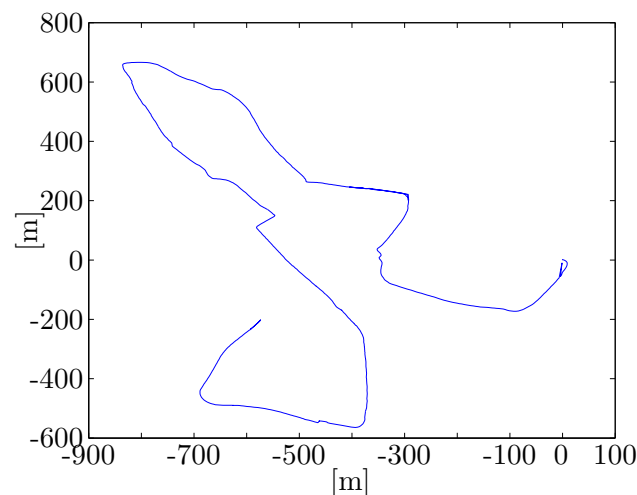
Zur Bewertung der Plattform werden mehrere Versuchsszenarien festgelegt. Dies sind einerseits künstlich festgelegte Trajektorien, die verschiedene Betriebszustände der Plattform testen, also z.B. das Verhalten beim Annähern des Objekts an die Singularität. Andererseits werden skalierte GPS-Trajektorien von realen Versuchspersonen benutzt, um die Praxistauglichkeit zu bewerten. Neben dem Test der Geschwindigkeiten und des Regelverhaltens wird auch ein Belastungstest vorgenommen, der das Verhalten der Gesamtanlage untersucht, wenn sie mit der Last eines

gehenden Menschen beansprucht wird.

Im Bereich der künstlichen Trajektorien werden folgende Szenarien festgelegt:

1. Objekt steht ohne eigenen Antrieb in exzentrischer Position
2. Objekt bewegt sich mit konstanter Geschwindigkeit, Start im Zentrum
3. Objekt bewegt sich auf einer rechteckigen Trajektorie, Start im Zentrum
4. Objekt fährt einen  $540^\circ$ -Kreis, Start im Zentrum

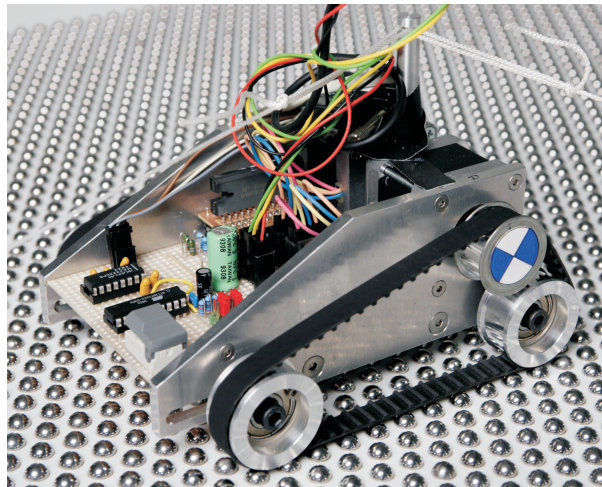
Bei den GPS-Trajektorien wird der in Bild 4.15 dargestellte Pfad gewählt.



**Bild 4.15:** Quellpfad, aufgezeichnet über GPS- und Beschleunigungssensoren

Dieser Pfad wird von einem Fahrzeug abgefahren, welches eigens für diesen Zweck gebaut wurde. Es handelt sich um ein Kettenfahrzeug, dessen Ketten aus Zahnriemen bestehen. Diese haben eine ausreichend große Fläche und gute Haftung auf den Kugeln. Traditionelle omnidirektionale Antriebe sind hierfür weniger geeignet. Die im Gegensatz zum Menschen nicht-holonome Bewegbarkeit wird durch eine entsprechende vorausschauende Trajektorienberechnung kompensiert. Im Hinblick auf die verwendeten Daten ist zudem festzustellen, dass der Mensch in der Realität sehr selten eine reine Seitwärtsbewegung ausführt. Das Fahrzeug ist für die angestrebten Zwecke somit ausreichend. Zum Test des Videotrackers wird auf dem Fahrzeug eine fotografische Aufnahme eines Menschen montiert, welche an der Kontur ausgeschnitten ist. Somit erhält man eine ausreichend realitätsnahe Ansicht für die Kamera.

In der Folge werden hier Versuchsergebnisse beschrieben, die sich in gleicher Weise auch bei anderen Tests bestätigt haben. Der Übersichtlichkeit halber wird nur eine Auswahl der für die weitere Beurteilung relevanten Versuche dargestellt.

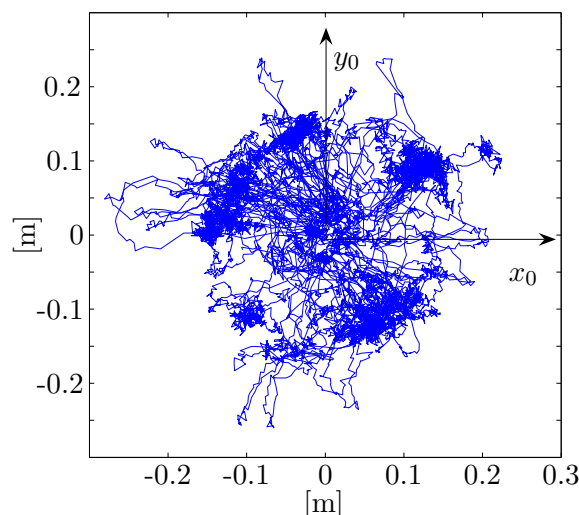


**Bild 4.16:** Fahrzeug zum Abfahren der Trajektorien mit montierten Seilen des Seilzug-Messsystems

### Proportionalregler mit GPS-Trajektorie

Der in Kapitel 4.3 beschriebene Proportionalregler (P-Regler) kommt für diesen Versuch zum Einsatz. Dieser Regler hat auch bei den (hier nicht dargestellten) Vorversuchen mit künstlichen Szenarien große Robustheit bewiesen und wird nun mit der Trajektorie aus Bild 4.15 beaufschlagt.

Das in Bild 4.16 dargestellte Fahrzeug setzt den Pfad in einem Verhältnis von 1:5 um, was auch in ungefähr der Skalierung der Plattform in Bezug auf den im Antrag genannten Durchmesser entspricht. Dabei kann die in Bild 4.17 gezeigte resultierende Position des Fahrzeugs auf der Plattform aufgezeichnet werden. Wie gut zu



**Bild 4.17:** Resultierende Trajektorie nach Rückführung

erkennen ist, bleibt das Fahrzeug innerhalb der Plattform, die maximale Entfernung vom Zentrum beträgt weniger als 300mm. Durch die Häufung der Linien (nach Himmelsrichtungen bezeichnet) im NO, NW und SO sind die Hauptrichtungen der

Ursprungstrajektorie zu erkennen. Da der P-Regler die Regeldifferenz nicht gegen Null führt, sind diese Häufungen exzentrisch angeordnet. Die Rückintegration der von der Plattform verfolgten Wege ergibt die Abweichung der Endposition von der Sollposition.

Zur Ermittlung der Standardabweichung gilt folgende Formel:

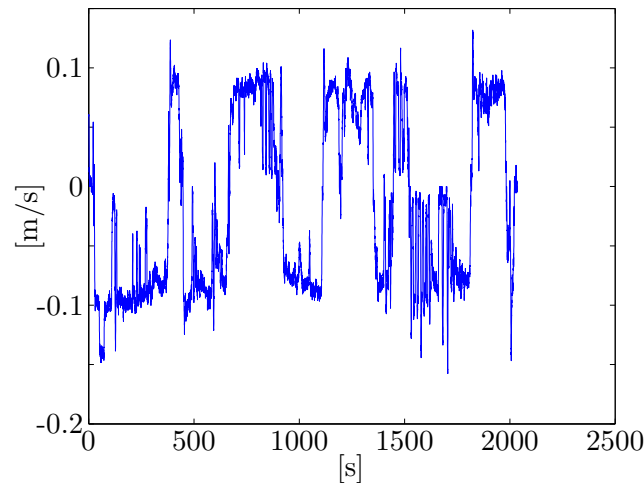
$$s_e = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (e_i - \bar{e})^2} \quad (4.6)$$

wobei  $s_e$  der Schätzer für die Standardabweichung der Grundgesamtheit ist,  $N$  der Stichprobenumfang (hier:  $N = 20$ ) und  $\bar{e}$  der arithmetische Mittelwert der Entfernungsabweichung zwischen Soll- und Istposition.

Bei einem Ablauf von 20 Versuchen ergibt sich der arithmetische Mittelwert der Entfernungsabweichung mit  $\bar{e} = 16,98m$  bei einem Fahrweg von 637,69 Metern (alle Werte bezogen auf die Trajektorie im 1:1 Maßstab). Die Standardabweichung liegt bei  $s_e = 7,76m$ . Die Ergebnisse können als sehr zufriedenstellend angesehen werden, die Trajektorien werden mit ausreichender Genauigkeit wiedergegeben.

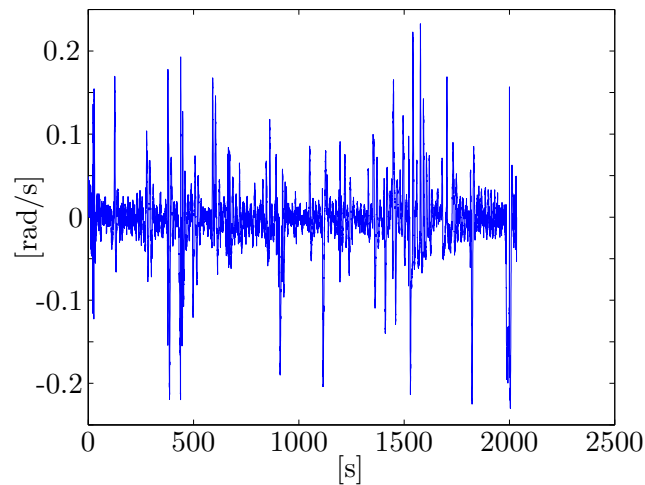
Die Abweichungen sind dabei in der Hauptsache auf Ungenauigkeiten in der Bewegungsübertragung von den Zahnriemenketten des Fahrzeugs zur Kugeloberfläche zurückzuführen (Schlupf), was Versuche mit dem Fahrzeug bei stillstehender Plattform belegen.

Nach der Feststellung der Systemgenauigkeit ist eine genauere Betrachtung der Antriebsgeschwindigkeiten nötig. Die Bilder 4.18 und 4.19 zeigen die im Versuchsverlauf an den Antrieben aufgetretenen Geschwindigkeiten. Auf den Diagrammen sind die



**Bild 4.18:** Bandgeschwindigkeiten im Versuchsverlauf

Geschwindigkeitsspitzen gut zu erkennen, die auftreten, sobald sich die Plattform in die Nähe einer Singularität bewegt. Da die Trajektorie viele gerade Streckenanteile hat (wie es im urbanen Straßenverlauf häufig der Fall ist), bleibt die Bandgeschwindigkeit nach dem Einbiegen auf einen geraden Abschnitt relativ konstant. Der Drehfreiheitsgrad hingegen kommt bei den Richtungsänderungen kurz und deutlich zum



**Bild 4.19:** Geschwindigkeiten am Drehkranz

Einsatz.

Dieser erste Test zeigt, dass die Plattform wie gewünscht funktioniert und die Leistungswerte für diese Art von Versuchen bei weitem ausreichend sind. Der Übergang der Geschwindigkeiten ist v.a. im Bereich der Singularitäten teilweise noch relativ ruckartig, was in der Folge durch die Regelstrategien unserer Projektpartner eliminiert werden soll.

### Standardszenarien mit verschiedenen Reglern

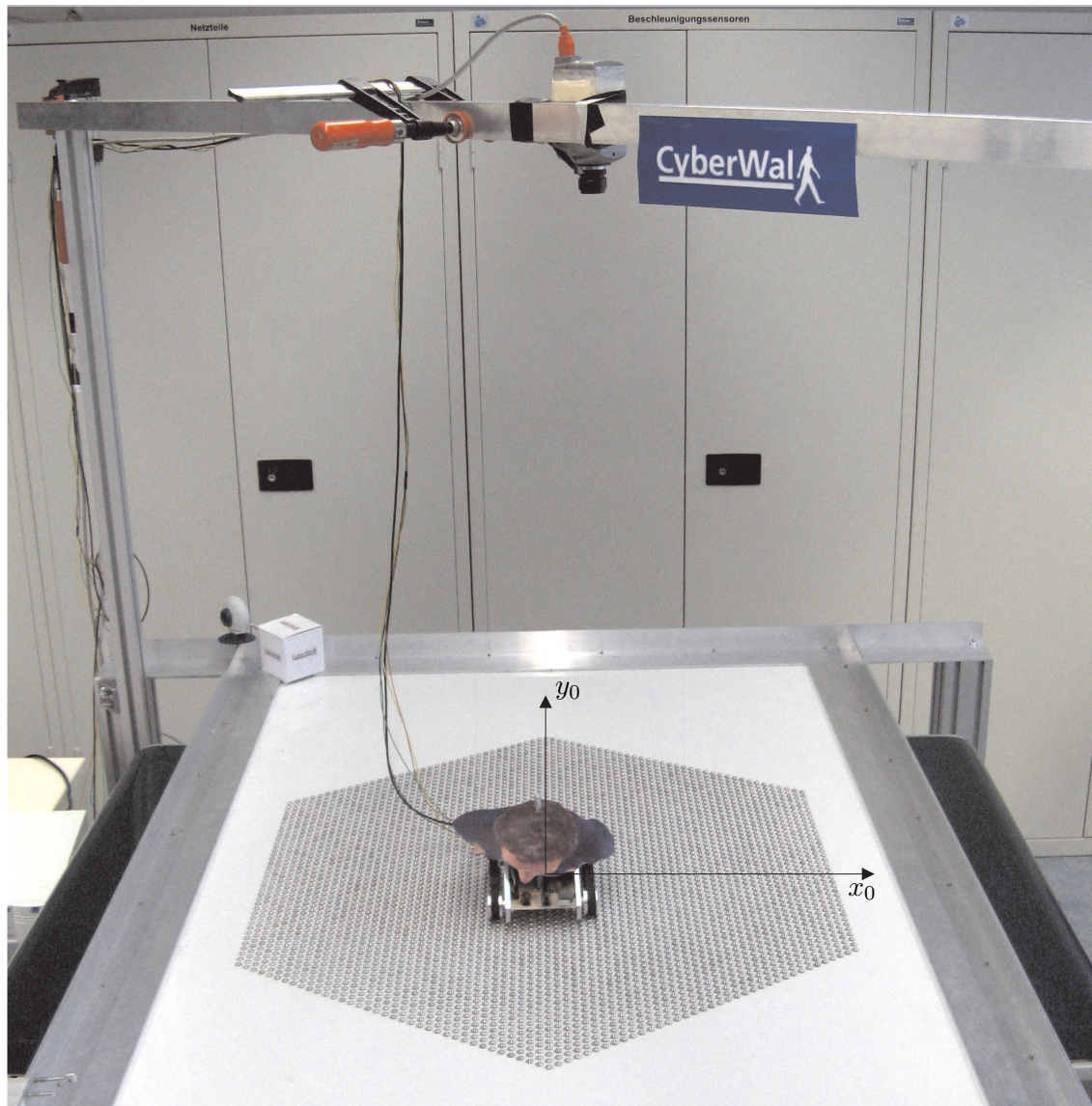
In diesem Fall sollen die eingangs beschriebenen künstlich generierten Szenarios mit verschiedenen Reglern getestet werden. Das Ziel ist es, eine möglichst gleichmäßige und ruckfreie Rückführung des Objektes zu erreichen. Hier sollen die wichtigsten Ergebnisse exemplarisch aufgeführt werden. Zur Verwendung kommen zwei Reglertypen, einer mit, einer ohne Kompensation der Regelabweichung. Die Details zu den Reglern sind in den Veröffentlichungen der Projektpartner nachzulesen [9] [7]. Die Positionserfassung erfolgt mit dem Videotracker aus Workpackage 4. Auf dem Fahrzeug ist dazu, wie in Bild 4.20 dargestellt, ein zugeschnittener Ausdruck eines Fotos montiert, welches einen Menschen von oben zeigt. Der markerlose Videotracker liefert Positionsdaten mit einer Frequenz von ca. 10Hz (bis zu 15Hz möglich je nach Einstellung) und ist dabei sehr robust. Das Ausgangssignal beinhaltet ein gewisses Rauschen, was auf den Plots zu erkennen ist.

#### Szenario 1: Fixe Position

Das erste Versuchsszenario befasst sich mit der Rückführung des Fahrzeugs aus einer exzentrischen Position. Hierbei ist von Interesse, ob der Regler das Objekt auf direktem Weg ins Zentrum zurückführt.

Bild 4.21 zeigt die aufgezeichneten Daten des Trackers. Der Regler funktioniert wie gewünscht und führt das Objekt auf direkter Linie ins Zentrum zurück. Besonders interessant ist hierbei, dass sich der Prozess nach einer anfangs hohen Geschwindigkeit



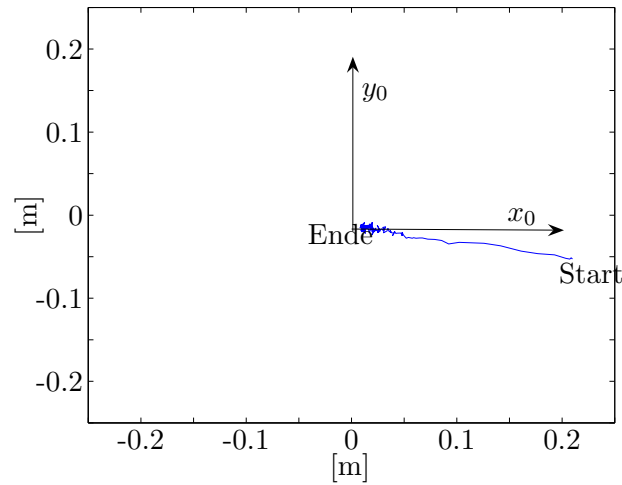


**Bild 4.20:** Testfahrzeug mit Foto einer Person von oben im geschlossenen Regelkreis

beider Antriebe schnell auf moderate Werte einpendelt, ohne dass es zu systembedingten Überschwingern (beispielsweise durch zu geringe Verzögerung der Antriebe) kommt.

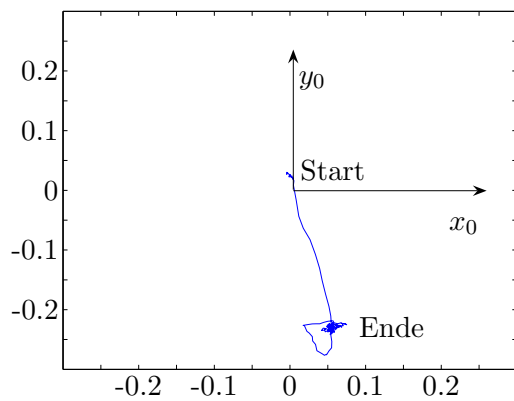
### Szenario 2: Konstante Geschwindigkeit

Im nächsten Szenario bewegt sich das Objekt nach dem Start aus der Ruhe mit konstanter Geschwindigkeit (Beschleunigungszeit «0,5 sec). Die Fahrrichtung muss beim Start nicht in Richtung der Bandorientierung liegen. Der Regler ist von Anfang an aktiv, d.h. das Fahrzeug befindet sich zu Beginn im Zentrum. In diesem Fall soll geprüft werden, ob die Plattform nach der anfänglichen Ausrichtung konstant in eine Richtung zeigt. Da zwei Regler zum Einsatz kommen, einer ohne, einer mit Kompensation (P und PI-Charakteristik), kann zudem ein direkter Vergleich zwischen den beiden Reglern getroffen werden. Ohne Kompensation soll das Fahrzeug idealerweise

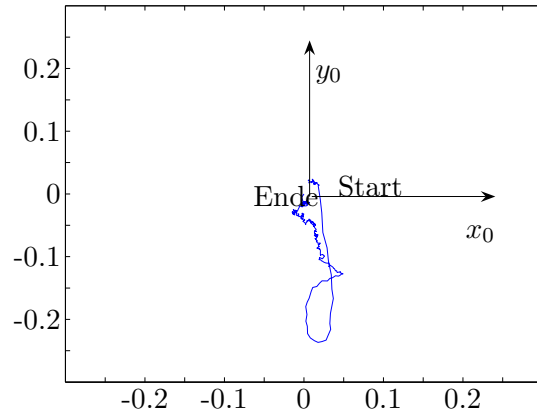


**Bild 4.21:** Versuchsszenario 1: Direkte Rückführung ohne Eigenbewegung

in einem konstanten Abstand zum Zentrum verbleiben und sich ohne Schwingungen in der absoluten Position mit seiner virtuellen Geschwindigkeit weiterbewegen. Im Fall des Reglers mit Kompensation soll das Fahrzeug nach einer gewissen Einregelzeit ins Zentrum der Plattform zurückgeführt werden. Die Orientierung der Plattform soll dabei nach der anfänglichen Korrektur konstant bleiben.



**Bild 4.22:** Regler ohne Kompensation



**Bild 4.23:** Regler mit Kompensation

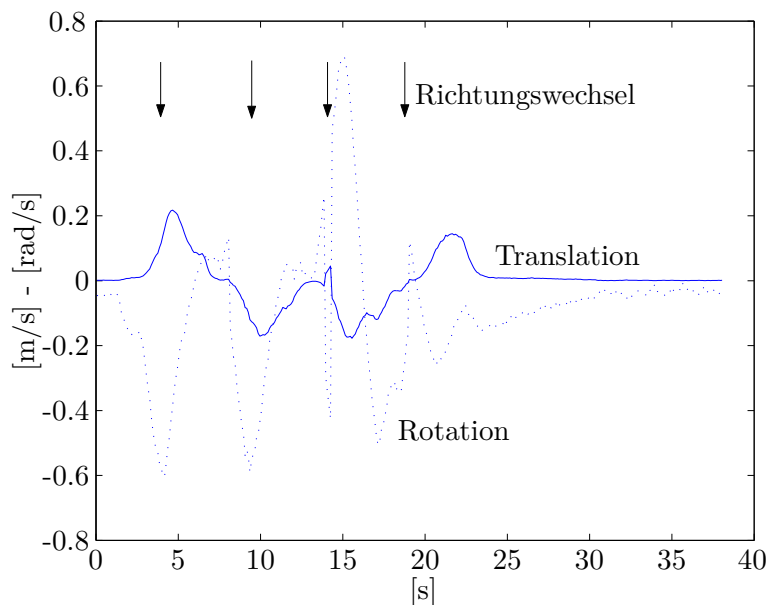
Die Bilder 4.22 und 4.23 zeigen die Ergebnisse des zweiten Szenarios. Bei der Rückführung ohne Kompensation der Regelabweichung verbleibt das Fahrzeug erwartungsgemäß am äußeren Rand seines Verfahrswegs. Die Orientierung bleibt im Allgemeinen konstant, lediglich eine leichte Abweichung nach Erreichung der vorgegebenen Geschwindigkeit ist zu erkennen. Noch interessanter sind die Ergebnisse des Reglers mit Kompensation. Hier kommt es in der Orientierung zu Schwingungen, die auf die Gesamtheit betrachtet von beobachtbarer, aber geringer Relevanz sind. Die Regelabweichung kann dabei kompensiert werden, der Kurvenverlauf ist jedoch weniger harmonisch. Die Zeit bis zur weitgehenden Eliminierung der Regelabweichung liegt bei mehreren Sekunden je nach Wahl der Regelparameter. Hier gilt es für den realen Fall ein Optimum zu finden, welches bei möglichst optimaler Kompensation



ein Minimum an Schwingungen erzeugt, welche bei der Testperson zu Unwohlsein führen können.

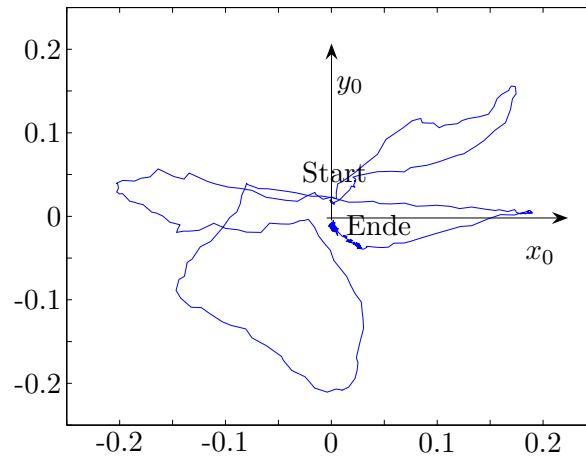
### Szenario 3: Rechteck

Im dritte Szenario bewegt sich das Objekt auf einer rechteckigen Trajektorie. Die Strecke kann in acht Abschnitte zu vier Drehungen um je 90 Grad mit vier anschließenden Geraden zusammengefasst werden. Die Kantenlänge liegt bei ca. 400 mm und wird in knapp 4 Sekunden durchfahren. Bei diesem Szenario fährt das Fahrzeug direkt in die Singularität der Plattform. Die Fahrdauer der linearen Strecke ist so ausgelegt, dass sie bei idealem Verhalten ausreicht, um den Drehfreiheitsgrad einzuregeln. Da die Orientierung des Objekts nicht vorsteuernd ausgewertet wird, erfolgt nach der Drehung um 90 Grad ein direktes Einfahren in die Singularität. Die maximalen Beschleunigungswerte sind durch die Software begrenzt, da die Stellsignale theoretisch unendlich groß werden.



**Bild 4.24:** Geschwindigkeiten an den Antrieben, Regler ohne Kompensation

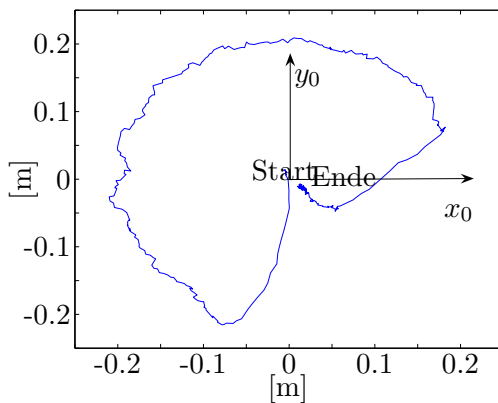
Bild 4.24 zeigt die Verfahrgeschwindigkeiten an den Antrieben, zudem sind die Drehungen mit vier Pfeilen gekennzeichnet. Wie erwartet kommt es zu dem exponentiellen Anstieg der Drehzahl an den Antrieben, v.a. am Drehfreiheitsgrad. Nach der dritten Drehung kommt es zu einem Sprung in der Drehrichtung, der mit maximaler Beschleunigung ausgeführt wird. Hier hat das Fahrzeug die Singularität von einer Seite zur nächsten durchfahren. Für den praktischen Betrieb muss darauf geachtet werden, dass diese Durchgänge mit einem Sonderfall der Regelung abgefangen werden, um Belastungsspitzen auf Mensch und Maschine zu vermeiden. In allen Fällen kann die Regelung das Fahrzeug auf der Plattform halten und die Bewegungen kompensieren. Der Plot der Fahrzeugposition in Bild 4.25 zeigt keine so deutliche Tendenz mehr wie in den vorangegangenen Versuchen, was auf Grund der erheblich komplexeren Bewegung nicht überrascht.



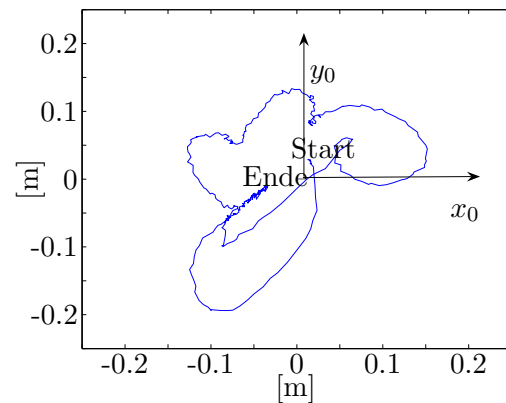
**Bild 4.25:** Szenario 3: Regler ohne Kompensation

#### Szenario 4: Kreis

Im vierten Szenario startet das Fahrzeug im Zentrum und beschreibt einen eineinhalbfachen Kreis, also 540 Grad. Ohne Kompensation durch die Plattform hat der Kreis einen Durchmesser von 700 mm. Durch dieses Szenario soll geklärt werden, inwieweit die Plattform in der Lage ist, einen sich ständig ändernden Wert konstant und ruckfrei ohne Schwingungen nachzuführen. Auch in diesem Fall geschieht dies mit den bereits bekannten Strategien mit und ohne Kompensation der Regelabweichung.



**Bild 4.26:** Regler ohne Kompensation



**Bild 4.27:** Regler mit Kompensation

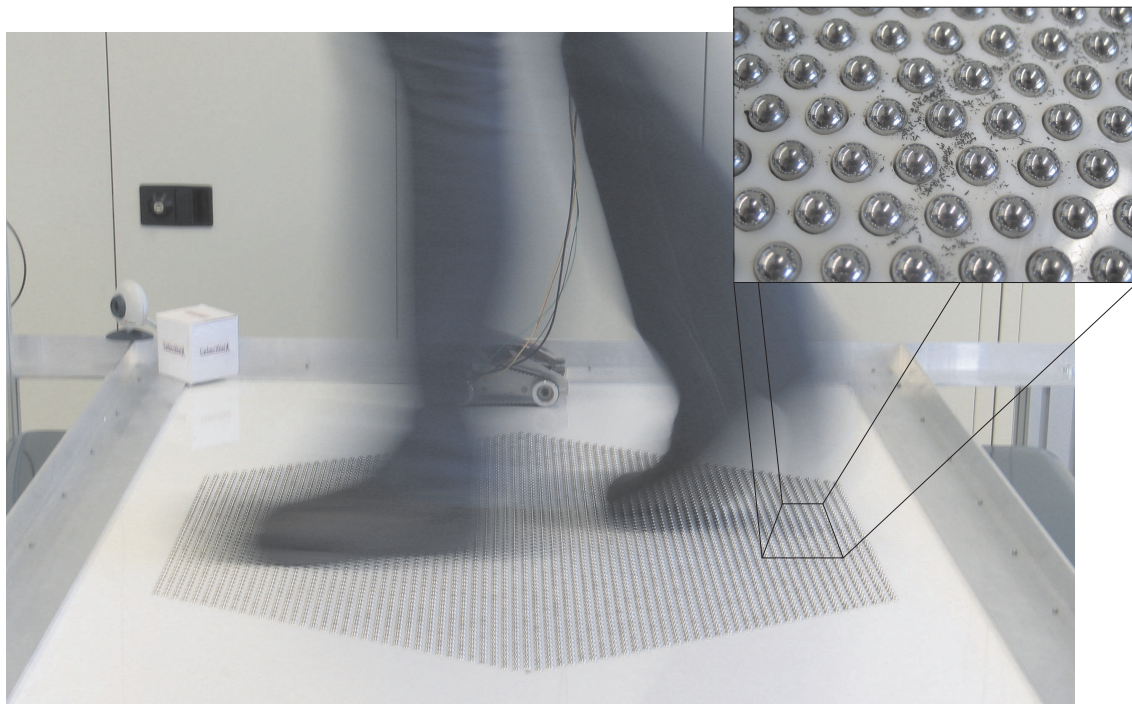
In den Plots des Trackers, welche in Bild 4.26 und 4.27 dargestellt sind, kann man gut erkennen, wie die Systematik der Plattform auf die Bewegung des Objekts wirkt. Auf festem Boden beschreibt das Fahrzeug eine Kurve mit 540 Grad. Durch die Gegendrehung der Plattform ergibt sich hier eine resultierende Drehung von nur der Hälfte, also 270 Grad. Die Kompensation der Bewegung gelingt wiederum vollständig, wobei beim Regler mit integralem Anteil eine leichte Schwingung zu erkennen ist.

## Laufversuche

Neben der Evaluation der Plattform mit berechneten Trajektorien, welche bestimmte realitätsnahe Ausprägungen widerspiegeln, ist auch ein mechanischer Test der Plattform durch eine real gehende Person nötig. Dies ermöglicht die Beurteilung der Skalierbarkeit und liefert zudem eine Bewertung der haptischen Eindrücke, die in dieser Art noch nie erforscht werden konnten. Zur Ausführung dieses Experiments begibt sich eine Versuchsperson auf die Plattform. Zur Sicherung gegen Abstürze ist sie mit einem Sicherheitsgut an der Decke gesichert. Auf Grund der Dimensionen ist es nicht möglich, einen geschlossenen Regelkreis aufzubauen. Es wird daher eine Geschwindigkeit vom Versuchsleiter vorgegeben, die Person passt die Gehgeschwindigkeit an und versucht möglichst mittig auf der Plattform zu laufen. Bei den Testszenarios, bei denen die Person gerade oder gekrümmte Bahnen läuft, können die Kugeln möglicherweise durch die Schuhsohle wahrgenommen werden, wobei diese in der Regel relativ steif ist. Neben dem Gehen sind aber auch alle anderen Kontaktmöglichkeiten wie Kriechen und Sitzen denkbar, bei denen der Körper direkt mit dem Kugelteppich in Kontakt kommt. Aus diesem Grund wird auch die Wahrnehmung des Kugelteppichs getestet, wenn man sich direkt auf die aktive Fläche setzt und sich mit den Händen abstützt.

Im ersten Versuch wird die Geschwindigkeit des Transportbandes laufend erhöht, die Versuchsperson passt die Geschwindigkeit an und versucht in der Mitte der Plattform zu bleiben. Der Drehfreiheitsgrad wird nicht angetrieben.

In Bild 4.28 ist die Versuchsdurchführung zu sehen. Die Geschwindigkeit der Platt-



**Bild 4.28:** Testperson läuft auf der Plattform, Abrieb der Sohle

form kann sukzessive bis auf 1,4 m/s gesteigert werden. Ab diesem Zeitpunkt be-

ginnen erste Kugeln nach oben aus den Löchern zu springen. Dies geschieht hauptsächlich durch Adhäsion an der Sohle. Die Unebenheiten des Bandkörpers genügen nicht, um bei erhöhter Geschwindigkeit Kugeln herauszustößen. Dieses Herausspringen kann mit entsprechendem Aufwand beispielsweise durch eine zweiteilige, verklebte Trägerplatte mit konischen Löchern verhindert werden, was jedoch eine 5-Achs Wasserstrahlschneidanlage erfordert. Besonders interessant ist der Abrieb der Schuhsohle, welche auf Grund der hohen Walkarbeit auftritt und die bereits in Bild 4.3 in Kapitel 4.2.1 in der Theorie dargestellt wurde. Dieser Abrieb verklemmt die Kugeln und erfordert eine teilweise Entnahme der Kugeln mit anschließender Reinigung der Zylinderinnenwände, welche sich sehr aufwändig gestaltet. Die verwendete Laufsohle ist aus einem mittelfesten Gummi gefertigt, der zwar gute Hafteigenschaften besitzt, den Punktbelastungen aber nicht standhält. Die Abriebeigenschaften einer Ledersohle sind hier günstiger, jedoch treten hier geringere Reibkoeffizienten auf, was zu einem Rutschen ähnlich dem von Tanzschuhen führt. Für eine vergrößerte Anlage müssen deshalb spezielle Schuhe angefertigt werden, deren Laufsohle abriebfest ist und bei geringer Adhäsion an der einzelnen Kugel einen hohen Reibwert besitzt. Die einzelnen Kugeln werden von der Versuchsperson nicht wahrgenommen, die Oberfläche vermittelt ein homogenes, natürliches Bodengefühl. Die Kanten der Schuhsohle drücken die Trägerplatte nicht auf das Band, der Abstand zwischen den Kugeln sowie der Kugeldurchmesser sind richtig gewählt.

Wird zu der linearen Bewegung ein rotativer Anteil hinzugefügt, wird es für die Versuchsperson schwieriger sich in der Mitte der Plattform zu halten. Dies kommt primär durch den visuellen Eindruck zustande, da die Rotation des Transportbandes wahrgenommen wird, die resultierende Drehung jedoch in die entgegengesetzte Richtung erfolgt. Nach einem kurzen Training ist dies nicht mehr von Bedeutung. Bei langsamer Drehung gelingt es der Versuchsperson wieder in der Mitte zu bleiben. Erhöht man die Rotationsgeschwindigkeit, kommt es zu einem Stolpern und Verlust des Gleichgewichts. Die Beschleunigungen werden als „widersprüchlich“ und „komisch“ wahrgenommen. Da sich die Person hier in der Mitte der Plattform befindet, ist davon auszugehen, dass diese Effekte auf einer vergrößerten Plattform in exzentrischer Position erheblich stärker zu Tage treten.

Am Ende ist noch die Wahrnehmung der Plattformoberfläche im Sitzen zu testen. Da die Plattform unabhängig von der Fortbewegungsart ist, soll z.B. auch Kriechen ermöglicht werden. Auf Grund der Größe kann jedoch nur das Sitzen getestet werden. Die Person wird dabei rotierend und linear oszillierend bewegt.

Die Kugeloberfläche wird nun auf Grund der geringen Dämpfung durch das Zwischenmaterial nicht mehr als natürlicher Boden wahrgenommen. Die Walkarbeit und Punktbelastungen werden nach anfänglicher Belebung bald als störend bis schmerzhaft empfunden.

Eine weitere Erkenntnis ergibt sich aus der Beobachtung, dass es zu einem starken Anhaften der Trägerplatte am Transportband kommt, wenn diese aufeinander gedrückt werden. Dies geschieht beispielsweise, wenn eine Person neben den Kugelbereich tritt oder wenn die Plattform länger nicht bewegt wird. Die zwei Komponenten müssen vor dem regulären Betrieb getrennt werden, was durch einen Stoß möglich ist. Im Betrieb muss eine Last, welche direkt auf die Trägerplatte wirkt, unbedingt vermieden werden.

## 4.4 Bewertung des Cybercarpet

Um den weiteren Projektfortschritt planen zu können, ist eine Bewertung des Prototypen nötig. Diese soll vor dem Hintergrund der geforderten Eigenschaften (siehe Kapitel 2.2) geschehen, aber auch insbesondere unter Berücksichtigung der Skalierbarkeit der Lösung.

Die Voreinschätzungen aus Kapitel 2.3.1 haben sich bestätigt, die Grundanforderungen aus Tabelle 2.2 werden mit Ausnahme der Modularität erfüllt, die Skalierbarkeit soll nun als kritisches Element analysiert werden.

Es ergeben sich bei einer Vergrößerung der Plattform auf einen Durchmesser von ca. 5 Metern folgende kritische Punkte:

- Trägerplatte: Schwer herzustellen
- Trägerplatte: Große Auflagefläche/Geringe Steifigkeit
- Transportband: Breitenbegrenzung auf max. 2,4m
- Transportband: Massenträgheitsmoment steigt exponentiell an
- Transportband: Steifigkeit über Breite vs. Gewicht
- Transportband: Breiten-Längenverhältnis und Gesamtabmaße
- Kugelarray: Verlustrisiko durch Adhäsion / Abheben des Trägermaterials
- Kugelarray: Blockieren von Kugeln durch Verschmutzung

Die Trägerplatte kann nur schwer gefertigt werden. Eine nahtlose Platte mit einer Breite von mehr als fünf Metern bei einer Länge von mindestens sieben Metern ist nur als Sonderanfertigung erhältlich. Die Bearbeitung erfordert eine Wasserstrahlschneidanlage, welche diese Abmessungen verarbeiten kann und auf Grund der Größe einen entsprechend hohen Maschinenstundensatz hat. Es sind ca. 155.000 Löcher zu schneiden, die Einstichzeit von 2s je Loch dominiert gegenüber der reinen Schnittzeit von 0,3s bei einem Vorschub von 5m/min. Die Positionierzeiten je Loch sind mit 0,5s berechnet. Die Gesamtbearbeitungszeit je Loch beträgt somit 2,8s, was sich auf ca. 120 Maschinenstunden ohne Rüstzeit summiert. Der Transport der Trägerplatte gestaltet sich durch die Abmaße sehr schwierig und ist mit Sonderfahrzeugen durchzuführen. Die Trägerplatte muss beim Transport mit einer stabilen Stützplatte gesichert werden. Eine Aufteilung der Platte kommt auf Grund des schmalen Stegs zwischen den Kugeln nicht in Frage, es könnte an dieser Stelle keine ausreichend stabile Verbindung hergestellt werden.

Durch die große gelochte Fläche ist die Steifigkeit des Trägermaterials stark geschwächt, es besitzt keine freitragenden Fähigkeiten mehr. Damit liegt es zum Großteil auf dem Band auf und verursacht Reibung, von starker Haftung nach dem Stillstand bis hin zu Slip-Stick-Effekten im Betrieb. Es ist damit zu rechnen, dass dies mittelfristig zu einer starken Abnutzung führt.

Die Trägerplatte ist damit ein sehr kritisches Bauteil, welches einerseits schwer zu

fertigen, andererseits mit hohen Kosten behaftet ist. Die jederzeitige Einsatzbereitschaft und Wartungsarmut der Anlage kann in diesen Dimensionen nicht sichergestellt werden.

Das Transportband wird im Standard in Breiten bis zu 2,4 Metern hergestellt. Eine Erweiterung ist prinzipiell durch Verschweißen möglich, jedoch besteht an dieser Stelle eine Schwächung des Materials: Der für die Kraftübertragung wichtige Zugträger ist hier unterbrochen, v.a. bei ungleichmäßiger Belastung führt dies zu Verspannungen und kann das Band langfristig zerstören. Die Übernahme einer Garantie wird seitens des Bandherstellers für solch eine Ausführung abgelehnt. Zudem führt die rechteckige Grundform, welche den erwähnten Breiten- und Längenverhältnissen genügen muss, zu einer Vergrößerung der Anlage weit über den gewünschten Laufbereich hinaus. Eine mögliche Lösung besteht in der Stückelung des Bandkörpers durch unterschiedlich lange und breite Bandsegmente, was sich positiv auf das Längen/-Breitenverhältnis und die Außenmaße auswirkt. Hierbei besteht jedoch das Problem, dass die Stoßstellen der Bänder stets eine Lücke oder zumindest eine Schwächung ergeben, in die die Kugeln abtauchen können, das Trägermaterial anheben und zum Verlust aller Kugeln führen. Die Aufteilung in Segmente ist damit ebenfalls nicht machbar.

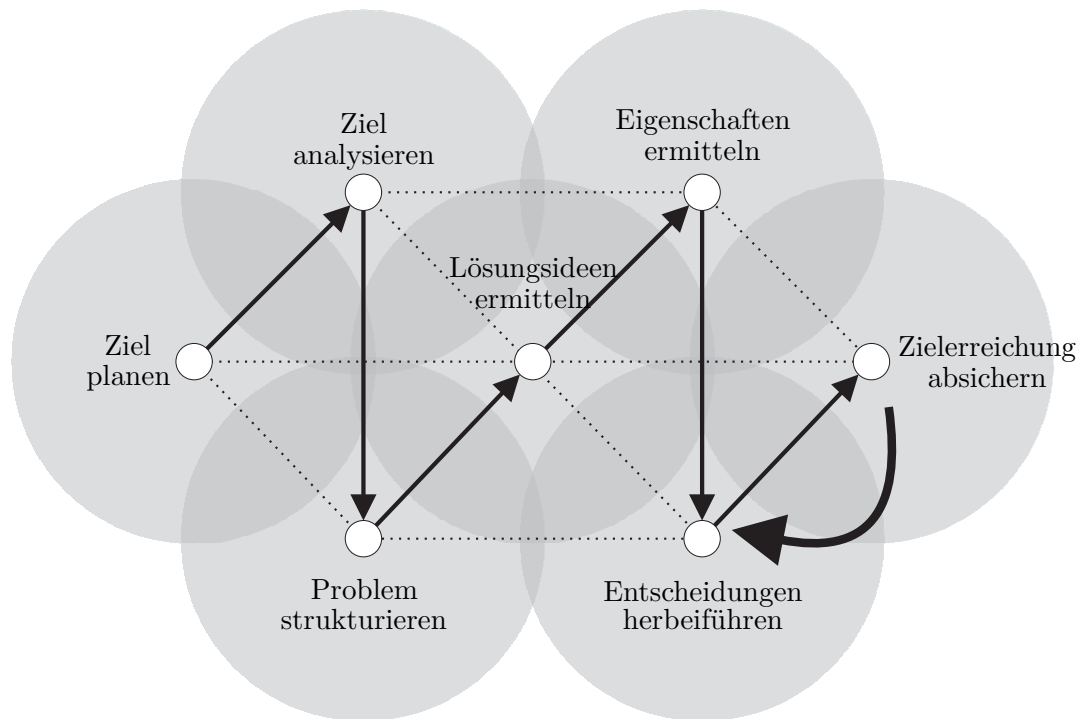
Ein großes zusammenhängendes Band führt zudem zu Steifigkeitsproblemen im Bandkörper über die Breite. Trotz der Spannweite von 5 Metern darf sich der Körper nicht wesentlich durchbiegen. Dies ist nur mit entsprechenden Versteifungen zu erreichen, die das Gesamtgewicht erhöhen. Das Massenträgheitsmoment ist durch die großen Abmessungen bereits stark erhöht, die Verstrebungen verschlechtern diesen Wert zusätzlich. Da im Bereich der Singularität hohe Beschleunigungen benötigt werden, ist ein sehr starker Antrieb nötig, der bei höheren Drehzahlen Antriebsmomente im Meganewtonmeter-Bereich liefern kann.

Das Herausfallen von Kugeln aus den Löchern durch Adhäsion ist unbedingt zu vermeiden. Wie beschrieben kann hier eine zweiteilige, konische Trägerplatte Abhilfe schaffen, die aber im Gegenzug die Fertigungskosten mehr als verdoppelt und gleichzeitig die Steifigkeit weiter verringert. In dieser Ausführung ist auch keine Reinigung von Löchern mehr möglich, die durch Verschmutzungen oder Abrieb blockieren.

An dieser Stelle muss, wie in der Projektstrategie (Kapitel 2.3.6) festgelegt, eine Entscheidung über das weitere Vorgehen getroffen werden. Unter Berücksichtigung der angeführten Punkte ist ein Ausbau des Cybercarpet auf die angestrebte Endgröße mit großen Risiken behaftet. Die Wahrscheinlichkeit, eine zuverlässig funktionierende Anlage zu erhalten, ist sehr gering.

Im Rahmen des Münchener Modells zur Entwicklung von Produkten muss der Entscheider am Punkt „Zielerreichung absichern“ feststellen, dass mit dem gewählten Typ das Gesamtziel mit hoher Wahrscheinlichkeit nicht erreicht werden kann. Aus diesem Grund ist der in Bild 4.29 dargestellte Rücksprung notwendig, um auf Basis der neuen Erkenntnisse eine veränderte Entscheidung herbeizuführen. Neben den in diesem Kapitel gezeigten Erkenntnissen können auch die Ergebnisse des als Ausweichstrategie geplanten „Cyberwalk“ (siehe Projektstrategie Kapitel 2.3.6) mit einbezogen werden. Diese Planung wird im folgenden Kapitel genauer dargestellt.

Das Projektkonsortium beschließt die vorgeschlagene Änderung der Strategie und



**Bild 4.29:** Das Münchener Vorgehensmodell zur Entwicklung von Produkten: Rücksprung zur Sicherung der Zielerreichung

befürwortet das weitere Vorgehen in WP 2 wie folgt:

- Aufbau der Lösung „Cyberwalk“ mit der minimal erforderlichen Anzahl von Segmenten in München
- Funktionstest und Transport nach Tübingen
- Anschließende Erweiterung der Plattform auf die Endgröße

Durch diesen mehrstufigen Ablauf wird gesichert, dass die technische Machbarkeit gewährleistet ist und sich die Kosten bis zum endgültigen Ausbau in Grenzen halten.

## 4.5 Erfahrungen und Empfehlungen

Trotz der Schlussfolgerungen des vorhergehenden Kapitels ist es möglich, eine vergrößerte Variante der „Cybercarpet“ zu bauen, sofern das zugrundeliegende Projekt die nötigen Finanzmittel sowie entsprechende Fertigungsmöglichkeiten besitzt. Aus diesem Grund sollen hier die Erkenntnisse festgehalten werden, die bei einer Hochskalierung zu beachten sind.

**Trägerplatte** Die Trägerplatte ist wie beschrieben ein kritisches Bauteil der Anlage. Das Anhaften am Transportband zu Beginn des Betriebs oder nach einer außergewöhnlichen Druckbelastung außerhalb des Kugelfeldes kann mit der Einbringung von Druckluft durch Kapillaren der Trägerplatte oder durch die Gleitfläche des Transportbandes beseitigt werden. In beiden Fällen ist darauf zu achten, dass neben der anhebenden Wirkung nicht gleichzeitig Kugeln aus den Löchern geblasen werden. Zudem kann das Herausfallen der Kugeln durch die erwähnte doppelt konische Ausführung der Trägerplatte verhindert werden. Hier sind zwei mit konischen Bohrungen ausgeführte Platten dauerhaft zu verkleben. Die Platten müssen den auftretenden Verspannungen im Betrieb standhalten, ebenso wie die Klebefläche. Es muss eine Möglichkeit vorgesehen werden, die Hohlräume von Verschmutzungen zu reinigen.

**Bandaufbau** Das Transportband sollte aus einem Stück gefertigt werden. Aus jetziger Sicht erscheint es unmöglich, zwei nebeneinander liegende Bänder an der Berührungsstelle so stabil auszuführen, dass es belasteten Kugeln nicht gelingt, in diesen Spalt einzudringen. Trotz des besseren Formfaktors sollten mehrteilige Bandkörper vermieden werden.

**Rotatorischer Antrieb** Der Leistungsbedarf für den rotatorischen Freiheitsgrad ist sehr hoch. Wird die Anlage hochskaliert, werden schnell Werte erreicht, die nur mit hohem technischen und finanziellen Aufwand zu bewältigen sind. Hier bietet sich ein Drehkranz an, welcher an mehreren Stellen angetrieben wird. Entsprechende Antriebsarten mit Frequenzkopplung oder Momentensteuerung sind bei verschiedenen Anbietern verfügbar. Vor einem Aufbau der Plattform ist diese in verschiedenen Varianten zu simulieren.

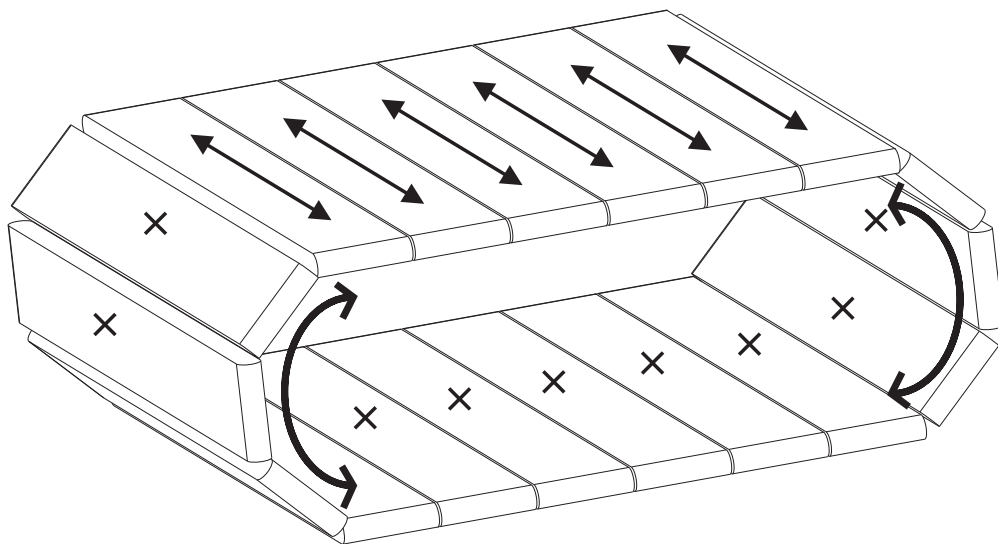


## 5 Bänderplattform „Cyberwalk“

### 5.1 Funktionsprinzip und Zielsetzung

In Kapitel 2.3.5 wurde bereits eine kurze Übersicht über diese Lösungsvariante gegeben, die an dieser Stelle weiter vertieft werden soll.

Bild 5.1 zeigt das Funktionsprinzip des Cyberwalk. Hierbei werden Transportbänder nebeneinander zu einer endlosen Kette montiert. Die Bewegungsrichtung des Transportbandes stellt damit den ersten Freiheitsgrad dar, die Bewegung der Gesamtkette ergibt den zweiten Freiheitsgrad. Aus verschiedenen Gründen, die später im Detail erläutert sind, werden nur die Transportbänder angetrieben, welche sich gerade an der Oberfläche der Kette befinden. Dies ist im Bild durch die Bewegungspfeile gekennzeichnet. Auf diese Weise erhält man zwei unabhängige Freiheitsgrade, mit deren Hilfe man eine Person ohne Singularitäten auf dem direkten Weg ins Zentrum zurückführen kann.



**Bild 5.1:** Funktionsprinzip des Cyberwalk

Die Grundlagen dieses Systems sind auch in dem Patent US6123647 [24] sowie in US5562572 [4] (Eine Sammlung einer Vielzahl von Prinzipien, darunter auch eine kettenförmige Anordnung von Bändern) zu erkennen. In der Ausführung „Torus Treadmill“ [18] wurde sie erstmals von Iwata et al. mit den in Kapitel 1.2 beschriebenen Nachteilen umgesetzt. Die Firma Virtual Space Devices(VSD) aus den USA verwendet offensichtlich eine ähnliche Technologie, über die genaue Ausführung ist

jedoch aus Gründen der Geheimhaltung seitens VSD nichts bekannt. Aus einem veröffentlichtem Video<sup>1</sup>, welche nur die aktive Laufläche zeigt, ist eine Vielzahl schmaler, nebeneinander liegender Bänder erkennbar, deren Breite bei ca. 80mm liegt.

Die hier getroffene Zielsetzung für die Konstruktion einer Plattform nach diesem Prinzip erweitert alle bisherigen Lösungen signifikant. Die Größe der Laufläche soll in der Endversion bei ca.  $5 \times 5m^2$  liegen, bei einer Geschwindigkeit von 1,4m/s, temporär bis zu 2m/s. Dabei soll die Anordnung weitestgehend die Anforderungen aus der KANO-Methode erfüllen, insbesondere die Wartungsarmut, Geräuscharmut, Vibrationsfreiheit und das modulare Konzept, welches essentiell für das geplante Vorgehen ist.

Neben der Erfüllung dieser Anforderungen müssen zahlreiche technische Lösungen für die bekannten und vermuteten Probleme gefunden werden, die bisherige Versuche scheitern ließen.

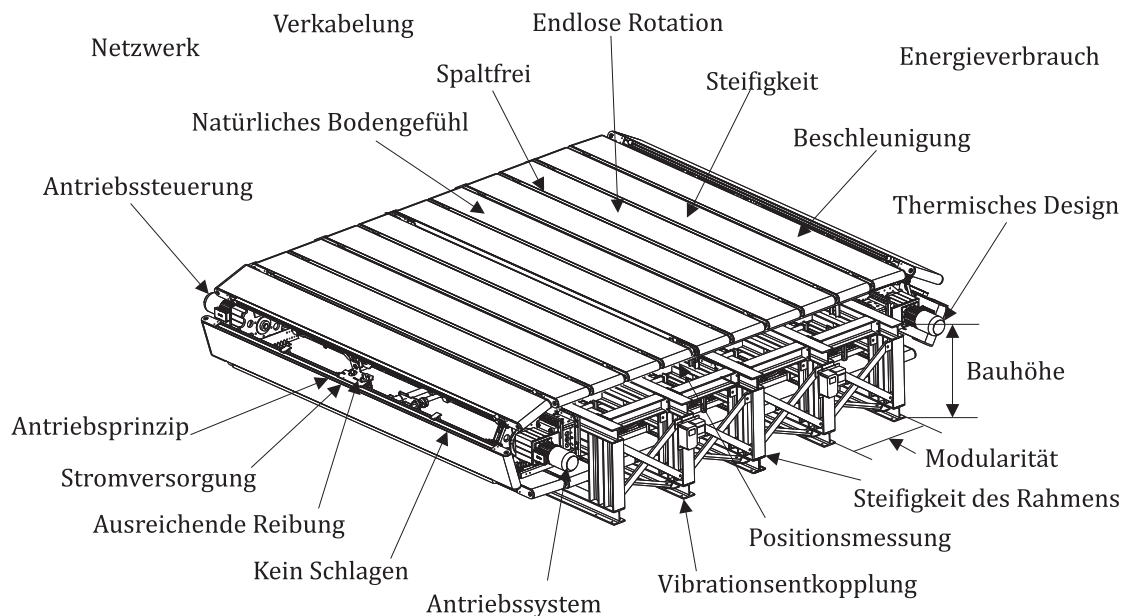
---

<sup>1</sup> <http://www.vsd.bz>

## 5.2 Gesamtkonzept

Die Konstruktion einer omnidirektionalen Plattform dieses Typs beinhaltet eine Vielzahl konkurrierender Projektziele, wobei die Lösung eines Problems meist ein oder mehrere neue generiert oder andere Konflikte verschärft. Die Plattform muss somit als ganzheitliches Konzept geplant werden, wobei bei der Planung der funktionellen Einheiten verschiedene Varianten evaluiert werden müssen.

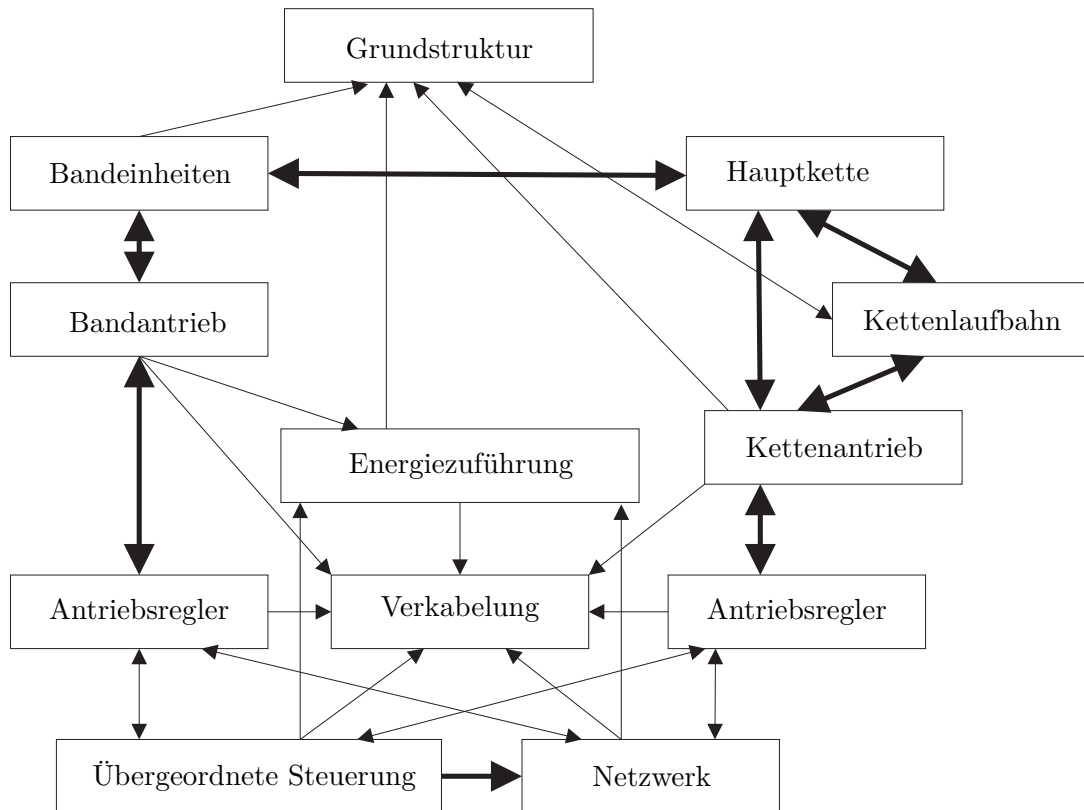
Aus der KANO-Methode (Kapitel 2.2) und einer ingenieurmäßigen Analyse ergibt sich eine Vielzahl von Kriterien, die bei der Konstruktion beachtet werden müssen. In Bild 5.2 sind die wesentlichen Elemente in einer Übersicht dargestellt. Die ge-



**Bild 5.2:** Zu beachtende Kriterien am Cyberwalk

gegenseitigen Beeinflussungen und Abhängigkeiten werden bei der Beschreibung der Auslegung aus Gründen der Übersichtlichkeit meist nicht explizit erwähnt. Bild 5.3 zeigt exemplarisch die gegenseitigen Beeinflussungen und Wirkbezüge der Hauptkomponenten.

Die Planung erfolgt losgelöst von den bereits bekannten Lösungen, da diese so große Defizite hatten, dass eine einfache Verbesserung nicht sinnvoll ist, hier muss grundlegend neu geplant werden. In der Folge werden die Kernelemente der Planung dargestellt. Dazu wird zuerst ein globales Anlagenprinzip [31] definiert, welches in diesem Kapitel dargestellt ist. In mehreren Bereichen folgt dann die Detailauslegung, welche sich in Kapitel 5.3 anschließt.



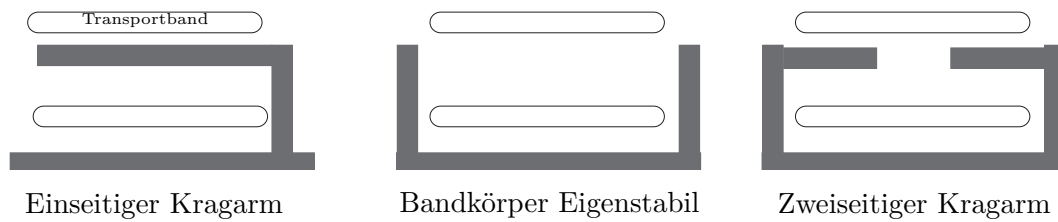
**Bild 5.3:** Wirkbezüge: Gegenseitige Beeinflussung der Hauptkomponenten mit starken und schwachen Einflüssen

### 5.2.1 Grundstruktur

Durch die Abmessungen der Plattform ist mit großen bewegten Massen zu rechnen, die abgefangen werden müssen. Zudem muss die Belastung durch eine oder mehrere gehende Personen auf die Bänder beachtet werden, was bei einer Spannweite von fünf Metern eine beträchtliche Steifigkeit erfordert. Gleichzeitig muss die Tragstruktur so gestaltet sein, dass die Energieversorgung der Bänder möglich ist. Da es sich um große Strukturen handelt, die einerseits in Bezug auf ihre Masse, andererseits in Hinsicht auf ihre Größe herstell-, transportier- und montierbar bleiben müssen, ist ein modulares Konzept umzusetzen.

Es bieten sich, wie in Bild 5.4 dargestellt, mehrere Lösungen an. Der einseitige Kragarm hat den Vorteil, dass eine Seite offen bleibt und eine einfache Zufuhr der Energie ermöglicht. Zudem können die Transportbänder auf der ganzen Länge über Rollen abgestützt werden, wodurch die Bänder leichter gestaltet und die Massen deutlich verkleinert werden können. Nachteilig ist jedoch der große Hebelarm und die Gefahr von Schwingungen.

In der zweiten Variante, der eigenstabilen Bandkörperausführung, sind die Bandsegmente lediglich an den Seiten im Rahmen der Kettenlaufbahn befestigt. Der Innenraum steht für Antriebselemente und Energiezufuhr zur Verfügung. Hier muss der



**Bild 5.4:** Varianten der Grundstruktur (Darstellung im Schnitt)

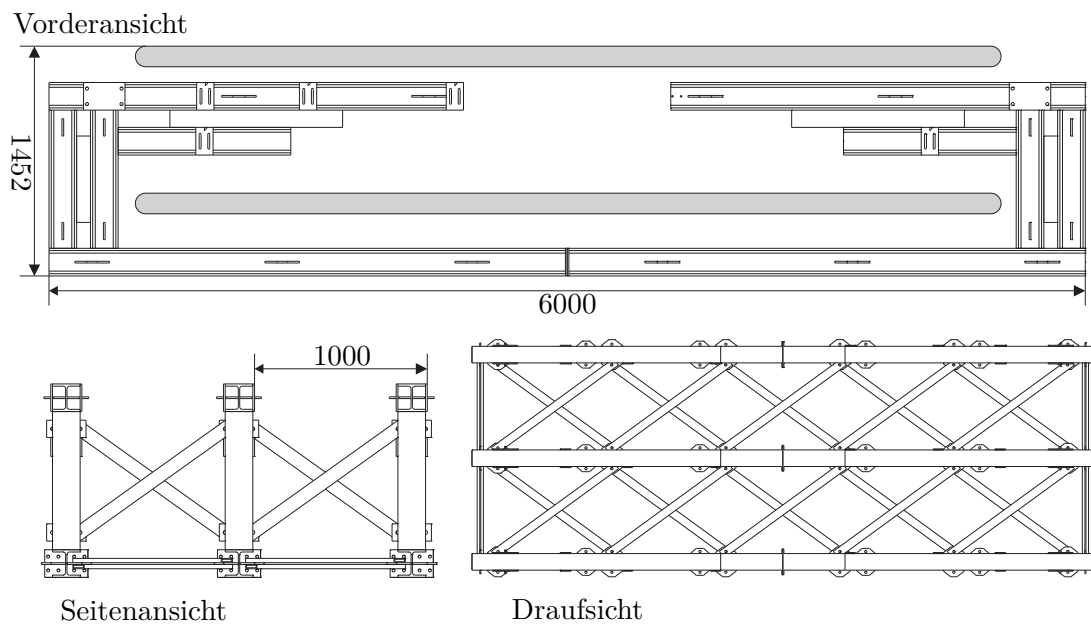
Körper des Transportbandes die komplette Spannweite überbrücken, was die Gefahr von Durchbiegungen und durch die Versuchsperson angeregte Schwingungen beinhaltet. Zudem wird die Nachgiebigkeit des Bodens als „unnatürliches Bodengefühl“ bewertet. Ein wesentlicher Punkt bei dieser Ausprägung ist die starke Erhöhung des Gewichtes der Bandeinheit, welche sich zudem noch nachteilig auf den Bauraum auswirkt.

Eine Kombination der beiden vorhergehenden Varianten ist der zweiseitige Kragarm. Hier werden die Hauptkräfte der Transportbänder an den Seiten aufgenommen und direkt in die Grundstruktur abgeleitet. Zusätzlich können die Bänder durch Zusatzrollen abgestützt werden. In der Mitte verbleibt ausreichend Platz für die Energieversorgung und die Antriebe.

Die verschiedenen Varianten werden auf die erwarteten Belastungen mit einer statischen FEM-Rechnung getestet, die die Vermutungen bestätigt. Der einseitige Kragarm erreicht dabei unzulässig hohe Spannungen, die im dynamischen Fall zu Beschädigungen führen würden. Der zweiseitige Kragarm zeigt ebenso wie die Variante mit freitragenden Bändern sehr geringe Durchbiegungen ( $<1\text{mm}$ ).

Unter Berücksichtigung aller Parameter zeigt die Variante „zweiseitiger Kragarm“ die bestmöglichen Eigenschaften und wird weiter verfolgt.

In Bild 5.5 ist die fertige Konstruktion dargestellt. In der Vorderansicht ist zur besseren Orientierung je ein Band im Schnitt des Ober- und Untertrums eingezeichnet. Der modulare Aufbau ist klar erkennbar. Die geschweißten Grundsegmente, Verstrebungen und Anbauteile werden verschraubt. Die Elemente sind fertigungsoptimiert ausgestaltet. Auf diese Weise ist es möglich, die Anlage in  $1000\text{mm}$  - Schritten (Breite eines Segments) zu erweitern.



**Bild 5.5:** Ausführung der Grundstruktur mit schematischer Darstellung der Bandanordnung in der Vorderansicht (2 Bandmodule)

### 5.2.2 Hauptantriebskette

Die Kette aus Bändern muss in Form einer Antriebskette ausgestaltet werden. Anders als bei klassischen Rollenketten sind hier besondere Vorkehrungen zu treffen, da die hier benötigte Kette besondere Eigenschaften aufweisen muss.



**Bild 5.6:** Mechanisches Modell eines Bandes auf den Antriebsketten

In Bild 5.6 ist ein vereinfachtes Modell eines Bandsegments auf der Hauptkette zu sehen. Die Hauptkette ist dabei durch die beiden linearen Freiheitsgrade(k) an den Seiten dargestellt. Normalerweise werden diese durch die Antriebssteuerung synchron bewegt. Sobald diese synchrone Bewegung z.B. durch eine Regelabweichung gestört wird, würde eine starre Verbindung der beiden Ketten durch das Bandsegment zu Spannungen und ggf. zur Zerstörung des Segments führen. Dies kann durch das Einbringen von Drehfreiheitsgraden(d) im Kettenglied behoben werden. Die verbleibenden Zugspannungen im Bandsegment werden durch einen linearen Freiheitsgrad(s) ausgeglichen. Dieser Freiheitsgrad wird in der Praxis durch das Spiel der Kettenglieder auf dem Antriebsrad und in der Führung realisiert.

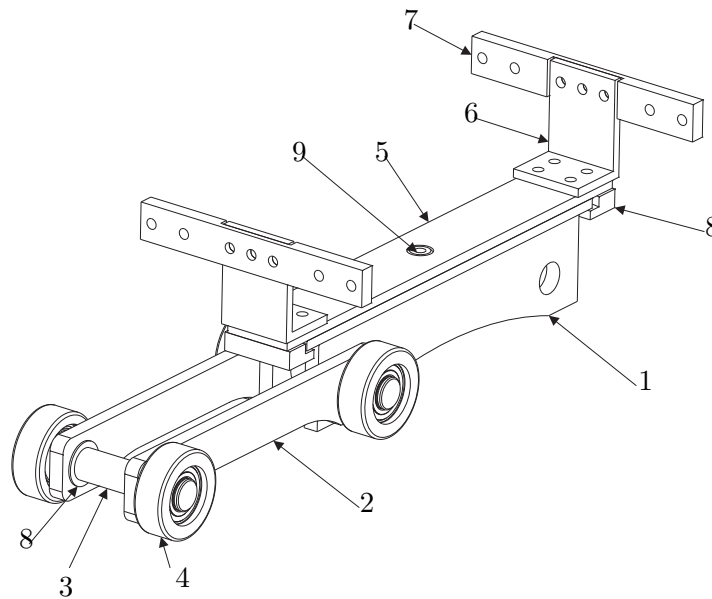
Nach dem Vergleich mehrerer Alternativen zeigt sich, dass es vorteilhaft ist, ein Kettenglied halb so breit zu dimensionieren wie ein Bandsegment. Dieses Maß kann somit nach der Definition der Bandsegmente festgelegt werden.

Bild 5.7 zeigt den Aufbau der Kette. Der Bandkörper wird seitlich durch die Winkel(6) befestigt, die Kraftverteiler(7) sorgen für zusätzlichen Halt und verbessern die Krafteinleitung in die Bandkörper. Zwischen dem Bandkörper und der Kette wird der eingangs erwähnte Drehfreiheitsgrad eingebracht, der Gleichlaufschwankungen der beiden Ketten aufnimmt. Dies geschieht zwischen der Aufnahmeplatte(5) und dem Ketteninnenglied(1). Die Aufnahmeplatte kann sich dabei um einen Bolzen(9) drehen und wird von Klemmblöcken(8) in axialer Richtung fixiert. Am Innenglied(1) schließt sich das Außenglied(2) an. Die Verbindung geschieht über Kettenbolzen(3), welche mit trocken geschmierten DU-Buchsen(8)<sup>2</sup> gelagert sind. Zur Verhinderung von Verschleiß und zum Erreichen einer hohen Laufruhe sind auf jedem Bolzen zwei Aclan-Rollen(4)<sup>3</sup> angebracht. Die Weite zwischen den Winkeln(6) entspricht den Abmessungen des Bandkörpers.

Bei der Führung der Kette und deren Antrieb muss eine Optimierung stattfinden, um

<sup>2</sup> GGB Germany GmbH u. Co. KG, Ochsenbrunnenstr. 9, Industriegebiet Böllinger Höfe, D-74078 Heilbronn

<sup>3</sup> ACLA-Werke GmbH, Frankfurter Str. 142 - 190, D-51065 Köln



**Bild 5.7:** Aufbau der Hauptkette mit Bandaufnahmesystem

Stöße in der Krümmung zu vermeiden und einen gleichmäßigen Zug unter Vermeidung des Polygoneffektes zu erreichen. Diese Details der Auslegung werden gesondert in Kapitel 5.3.2 dargestellt.

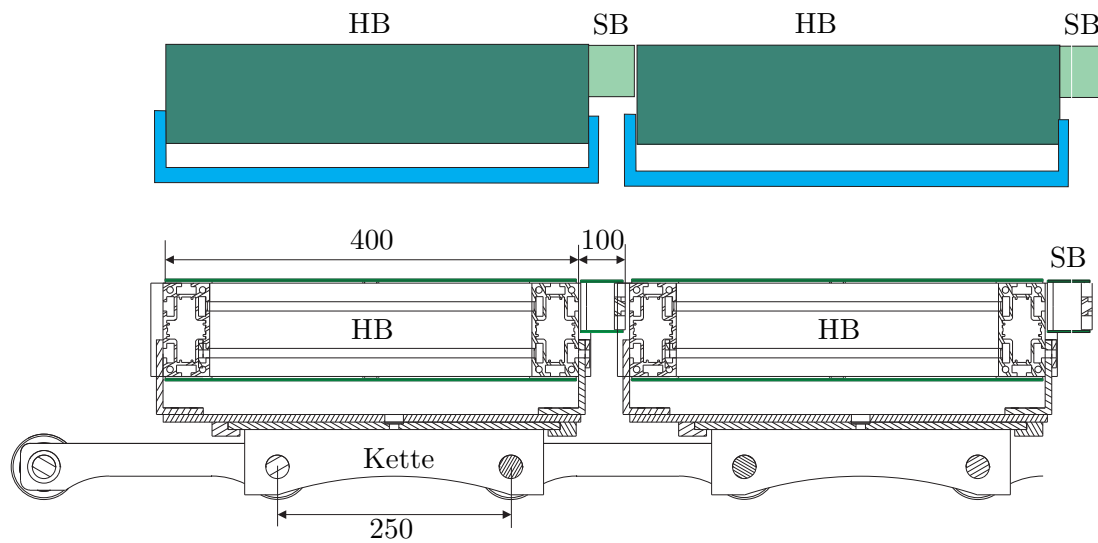
### 5.2.3 Transportbänder

Bei der Gestaltung der Transportbänder sind mehrere Aspekte zu beachten:

- Gewicht (Bewegte Masse!)
- Steifigkeit (gegen Durchbiegung)
- Nahtlose Anordnung
- Reversierbare Ausführung
- Montagemöglichkeit für Stützrollen
- Montagebereich für Kettenbefestigung
- Hochkantstellung / Rotation des Segments

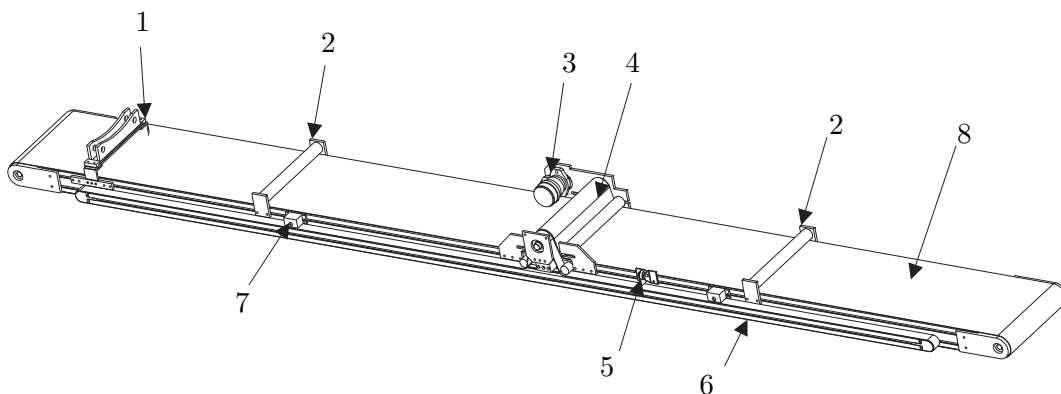
Eine optimale Erfüllung dieser (meist konkurrierenden) Ziele wird mit der Anordnung aus Bild 5.8 erreicht. Der Bandgrundkörper hat eine Breite von  $400\text{mm}$  und ist mit einem ebenso breiten Transportgurt bespannt. Seitlich am Hauptband (HB) ist ein Supportband (SB) angebracht, welches eine geringere Bauhöhe hat und zudem nur  $100\text{mm}$  breit ist. Damit ergibt sich die Teilung der in Kapitel 5.2.2 beschriebenen Kette zu  $250\text{mm}$ .





**Bild 5.8:** Bandanordnung mit Hauptbändern(HB) und Supportbändern(SB)

Durch diese Anordnung entsteht seitlich an den Hauptbändern eine freie Fläche, die für verschiedene Zwecke genutzt werden kann. Im Bild ist die Befestigung der Kette zu erkennen, für welche jetzt ausreichend Platz vorhanden ist. Ebenso können auf diese Weise Stützrollen montiert werden, die die Durchbiegung bei Belastung abfangen. Haupt- und Supportband werden gemeinsam über einen zentralen Untergurtantrieb (Omega-Antrieb) angetrieben und haben so stets die gleiche Geschwindigkeit. Der zentrale Untergurtantrieb wurde bereits beim Bau des „Cybercarpet“ eingeführt und bietet auch hier die gewünschten positiven Eigenschaften im Reversierbetrieb. Des weiteren bietet die mittige Anordnung auf dem Band eine ideale Ausgangsposition im Bezug auf die Energiezuführung durch die Lücke der doppelten Kragarmstruktur. Die Art des Antriebs sowie die Optimierung des Aufbaus des Bandkörpers werden in der Folge im Detail beschrieben.



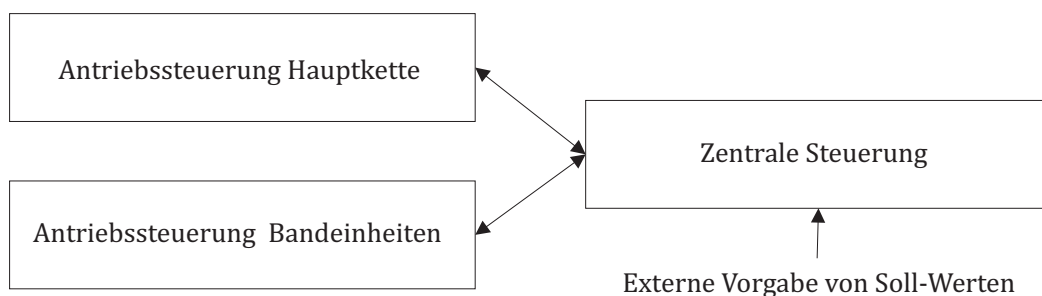
**Bild 5.9:** Bandsegment mit Anbauteilen, Ansicht von unten

In Bild 5.9 ist der komplette Aufbau eines Bandsegments dargestellt. Am Bandkörper werden an beiden Seiten die Aufnahmen der Antriebsketten(1, nur ein Glied dargestellt) befestigt. Auf dem Bandkörper befindet sich das Hauptband(8) und das Supportband(6). Um ein Durchhängen der Bänder zu verhindern, sind zusätzliche Stützwalzen(2,7) angebracht. Beide Bänder sind durch den gemeinsamen Untergurtantrieb(4) angetrieben. Die Antriebsleistung wird über eine Zahnriemenverbindung von einer Antriebseinheit(3) erzeugt.

### 5.2.4 IT-System

Zur Umsetzung der Aufgaben ist eine Datenverarbeitung mit einem passenden Netzwerk erforderlich. In erster Linie soll dieses System die eingehenden Sollwerte verarbeiten und deren Umsetzung an der Plattform sicherstellen. Zusätzlich soll die Sicherheit und Integrität der Anlage gesichert werden. Hierbei werden eingehende Befehle auf Plausibilität geprüft, Werte von Antrieben und Sensoren abgefragt, sowie die Kommunikation überwacht. Sobald die Parameter eine unzulässige Entwicklung aufzeigen, werden Anlage und Personen durch Anpassen des Plattformverhaltens (bis hin zum Not-Aus) geschützt.

Jede Antriebseinheit erhält dabei, wie in Bild 5.10 gezeigt, eine eigene, unabhängige Steuerung. Über dieser befindet sich die zentrale Steuerung, die ein zusätzliches Sicherheitsmodul beinhaltet. Die genaue Ausführung der einzelnen Elemente ist in den Folgekapiteln beschrieben.



**Bild 5.10:** IT Grobkonzept mit verteilter Rechnerstruktur

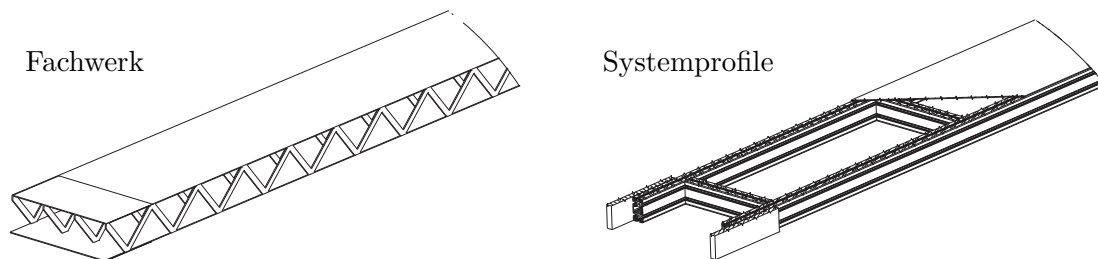
## 5.3 Auslegung und mechanische Konstruktion

### 5.3.1 FEM Modellierung alternativer Bandsegmente

Die äußere Geometrie der Bandsegmente wurde bereits vorgestellt, es ist jedoch von entscheidender Bedeutung, auf welche Art und Weise man diese im Detail umsetzt.

Unter den hart begrenzenden Faktoren sind u.a. die zur Verfügung stehenden Finanzmittel. Auf Grund der Vielzahl der benötigten Bänder (hier: 25 Stück) hat jede Änderung eine erhebliche Auswirkung auf die Gesamtkosten. Zudem ist das Gewicht der Bänder von großer Bedeutung, auch hier führen geringe Veränderungen direkt zu spürbaren Auswirkungen auf die Hauptkette und die Antriebe. Letztendlich bedingt die Struktur des Bandkörpers dessen Steifigkeit gegen Durchbiegung, v.a. sobald ein Mensch auf dem Band läuft.

Aus mehreren Lösungsvorschlägen werden die interessantesten ausgewählt: ein Aufbau mit Standard-Aluminiumprofilen und eine Leichtbau-Konstruktion aus Segmenten, die im Laserschnitt hergestellt und anschließend verschweißt werden. Zur Beurteilung der Tauglichkeit werden die Funktionserfüllung sowie die Kosten herangezogen. Bei der Berechnung der Kosten wird eine externe Fertigung veranschlagt.



**Bild 5.11:** Vergleich alternativer Bandkörper

Bild 5.11 zeigt die beiden Alternativen. Die Variante „Fachwerk“ ist in Sandwichbauweise aufgebaut und vereint zwei gut kraftaufnehmende Decklagen in Form von Edelstahlplatten mit dem leichten Kernfachwerk. Das Kernfachwerk wird aus Edelstahlplatten geschnitten, die Anordnung ist derart optimiert, daß nur wenig Verschnitt entsteht und das Fachwerk in endloser Anordnung hergestellt werden kann. Die Lagen werden anschließend verschweißt, wobei Justageschlitz in den Decklagen bei der Justierung helfen.

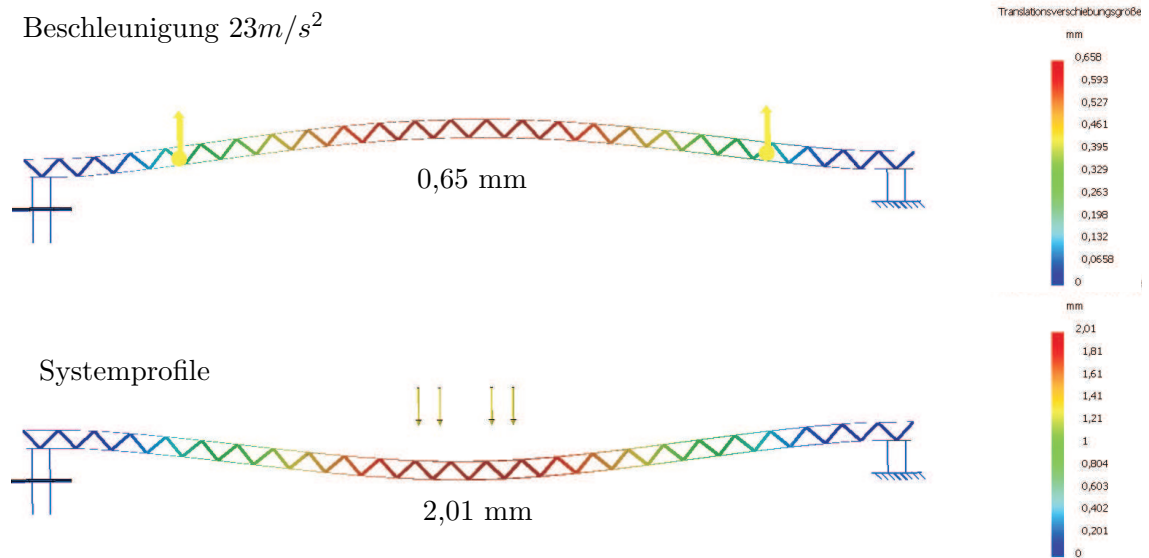
Die Variante „Systemprofil“ verwendet Standard-Aluminium-Profile der Firma Maschinenbau Kitz. Der Grundrahmen ist als Leiterkonstruktion ausgeführt und wird von einer Edelstahl-Decklage als Band-Gleitfläche abgeschlossen.

Beide Varianten werden im CAD-System modelliert und mit Materialparametern versehen. In einer FEM-Rechnung werden zwei Belastungsszenarios gerechnet. Das erste Szenario geht von einem gehenden Menschen mit einer Masse von 100kg aus. Die Berechnung der auftretenden Fußkräfte wurde bereits für die „Cybercarpet“-Plattform in Kapitel 4.2.3 durchgeführt. Die berechnete Kraft von  $F_{zp} = 3250N$  kann als zentrische Punktlast übernommen werden. Zusätzlich wird der Fall der Beschleunigung durch Fliehkräfte in der Umlenkung (Volumenkraft) betrachtet. Aus den in Kapitel 5.3.2 dargestellten Beschleunigungsberechnungen kann ein Wert von  $23m/s^2$  verwendet werden. Das Ergebnis der FEM-Rechnung für die Variante „Fachwerk“ ist in Bild 5.12 dargestellt. Diese Darstellung gilt analog für die Systemprofil-Variante, wobei die korrespondierenden Durchbiegungen in Tabelle 5.1 zu finden

**Tabelle 5.1:** Bewertung der alternativen Bandkörper

	Fachwerk	Systemprofile
Gewicht	58,5 kg	92,6 kg
Durchbiegung Mensch	2,01 mm	5,06 mm
Durchbiegung Fliehkraft	0,65 mm	2,15 mm
Fertigungsaufwand	—	+++
Kosten	—	+

sind.

**Bild 5.12:** FEM-Analyse des Fachwerks

Beide Systeme zeigen eine ausreichende Stabilität, um die ganze Spannweite zu überbrücken. Lässt man die Trittbelastung durch den Menschen mit einer Anregungsfrequenz von 2 Hz schwingen (was ungefähr einem schnellen Gehen entspricht), erhöhen sich die Biegungen geringfügig. Es kommt jedoch nicht zu Resonanzen, die ein Aufschwingen nach sich ziehen. Die Anregung durch den Ketteneinlauf ist durch die Polygonfrequenz  $f_{poly}$  definiert. Bei der Maximalgeschwindigkeit von  $2m/s$  liegt sie bei einer Kettenteilung von  $250mm$  bei  $8Hz$ , je nach Geschwindigkeit kann jede geringere Frequenz auftreten. Auch hier kommt es in der Simulation bei langsamem Durchfahren des Frequenzbereichs (ungünstiger als schneller Hochlauf) zu keinen Resonanzen. Nach dem Aufbau des kompletten Systems mit allen Anbauteilen kann im Falle eines Aufschwingens eine Modalanalyse die kritischen Frequenzen detektieren und für Gegenmaßnahmen verwendet werden.

Der Vergleich der zwei Varianten ist in Tabelle 5.1 zu sehen. Vor allem das Gewicht der Systemprofil-Lösung ist signifikant höher, was sich bei einer End-Bandzahl von 25 Stück stark auswirkt (ca. 850 kg zusätzliche Masse).

Vorteilhaft ist bei der Systemprofil-Lösung die Tatsache, dass Anbauteile sehr einfach

montiert werden können. Die Kosten und die Fertigungszeit sind deutlich niedriger als bei der Fachwerk-Variante. Zudem ergibt sich eine für Prototypen vorteilhafte Flexibilität gegenüber konstruktiven Änderungen.

Nach Abwägung der Eigenschaften und Aufwände ist die Systemprofil-Variante trotz des höheren Gewichts die für diesen Anwendungsfall besser geeignete.

### 5.3.2 Optimierung der Laufkontur und Antriebseinheit

Beim Einsatz von schnell laufenden Ketten treten einige Effekte auf, die für diese Anwendungszwecke nachteilig sind. Dies ist einerseits der Polygoneffekt, der dadurch entsteht, dass das Zugmittel nicht kreisrund auf das Antriebsrad auflaufen kann. Dadurch entstehen Geschwindigkeitsschwankungen, die zu Schwingungen im gesamten Kettenstrang führen.

Des weiteren entsteht beim Übergang von der linearen Laufbahn auf das kreisförmige Antriebsrad ein Sprung in der Krümmung. Da in unserem Fall zusätzliche Massen (die Transportbänder) auf der Kette montiert sind, führt dies zu einem heftigen Auseinanderschlagen im Auslauf und einer hohen Belastung durch die Winkelbeschleunigung (Ruck) im Einlauf. Die Effekte sind bekannt und mit den Methoden der Maschinendynamik gut beschreibbar [42].

Beide Effekte müssen vermieden oder abgemindert werden. Hierzu ist es notwendig, die Kette auf einer alternativen Bahn zu führen, welche einen stetigen Krümmungsverlauf hat. Dies kann beispielsweise durch einen zusätzliche klothoiden Abschnitt erreicht werden. Bei der Klothoide ist der Krümmungsradius umgekehrt proportional zur Länge des Bogens, die Krümmung ändert sich dabei linear. Der Krümmungsradius ergibt sich dabei wie folgt:

$$r = \frac{a^2}{l} \quad (5.1)$$

wobei  $a$  eine Konstante darstellt und  $l$  die Lauflänge des Bogens.

In Parameterform wird die Gleichung der Klothoide wie folgt beschrieben:

$$\begin{pmatrix} cx \\ y \end{pmatrix} = a\sqrt{\pi} \int_0^t \begin{pmatrix} \cos \frac{\pi \zeta^2}{2} \\ \sin \frac{\pi \zeta^2}{2} \end{pmatrix} d\zeta \quad (5.2)$$

mit

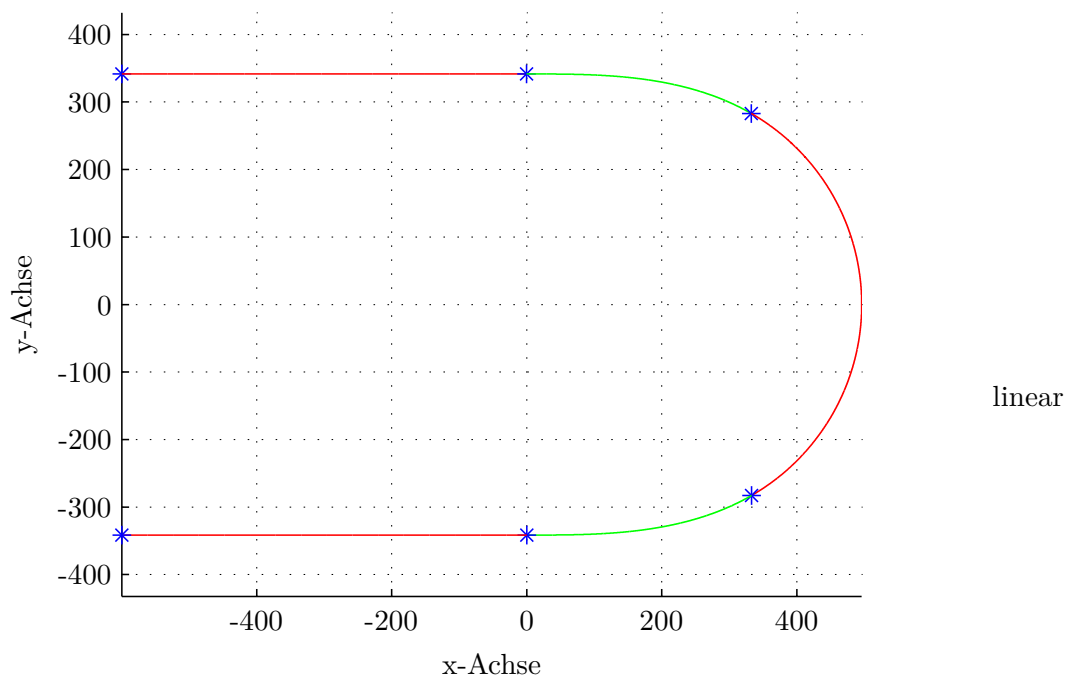
$$t = \frac{l}{a\sqrt{\pi}} \quad (5.3)$$

Der in Formel (5.1) gezeigte Krümmungsradius beginnt am Anfang der Klothoide bei 0, was der Krümmung unserer geraden Lauflänge entspricht. Abhängig vom Durchmesser der Antriebsscheibe muss der Krümmungsradius am Ende der klothoiden Bahn identisch mit dem Radius der Kreisbahn sein.

Die Schwierigkeit liegt nun in der Wahl der Abmessungen und Parameter unter Berücksichtigung weiterer Randbedingungen:

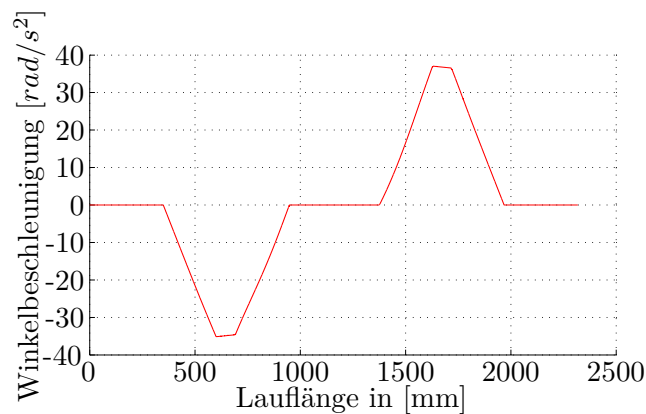
- Gesamthöhe  $< 1,5$  m (für Zwischenbodeneinbau)
- Immer mindestens zwei Kettenzähne im Eingriff (Sichere Kraftübertragung)
- Möglichst geringe Winkelbeschleunigung (Kein „schlagen“ der Bänder im Ein- und Auslauf)

Die Optimierung der Parameter erfolgt durch eine numerische Simulation mit MATLAB nach einer Vorauslegung der Randbedingungen. Die Anzahl der Zähne des Kettenrades wird nach Vorberechnungen auf acht Stück festgelegt, daraus folgt, dass die Kette auf mindestens  $90^\circ$  der Kreisbahn folgen muss damit immer mindestens zwei Kettenzähne im Eingriff sind. Aus praktischen Gründen wird dieser Wert auf  $120^\circ$  erhöht. Die Teilung der Kette liegt bei 250 mm, somit ergibt sich der Wirkradius des Antriebsrades zu  $R = 326,641\text{mm}$ .

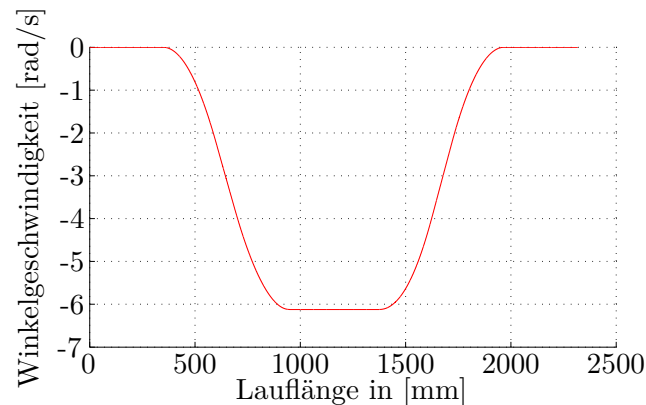


**Bild 5.13:** Berechnung der Verfahrkontur mit klothoidem Abschnitt

In Bild 5.13 ist das Ergebnis der Optimierung dargestellt. Mit einem Faktor von  $a = 0,5$  ergibt sich eine Kontur, die zu geringen resultierenden Beschleunigungen führt. Diese Beschleunigungen sind in Bild 5.14 dargestellt. Das Bandsegment wird kontinuierlich auf die nötige Winkelgeschwindigkeit beschleunigt und läuft ruckfrei in das Kettenrad ein. Am Auslauf wird das Segment dann wieder ebenso abgebremst und läuft ohne Beschleunigungssprung in die lineare Führung ein. Die korrespondierende Winkelgeschwindigkeit ist in Bild 5.15 dargestellt. Der sanfte Übergang ist deutlich zu erkennen.



**Bild 5.14:** Winkelbeschleunigung eines Bandsegments beim Durchfahren der Umlenkung (klothoid-kreisförmig-klothoid)



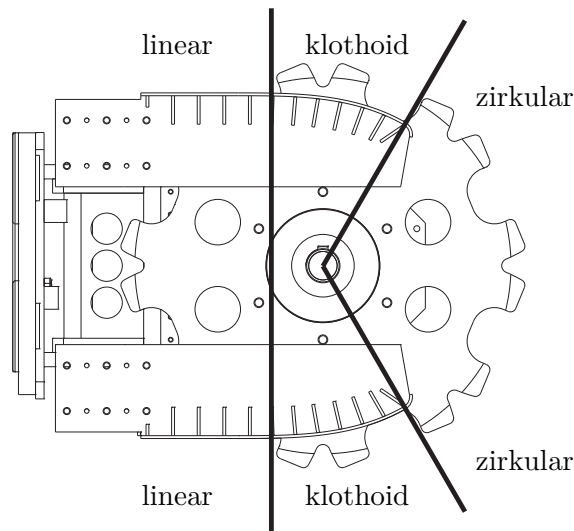
**Bild 5.15:** Winkelgeschwindigkeit eines Bandsegments beim Durchfahren der Umlenkung (klothoid-kreisförmig-klothoid)

Neben dieser im Hinblick auf die Beschleunigungen optimierten Kontur bleibt die Ausdehnung der nicht-linearen Elemente in x-Richtung mit knapp  $500\text{mm}$  gering und ermöglicht es somit, den Antrieb nahe an der Grundstruktur zu platzieren. Des weiteren liegt die Gesamthöhe in y-Richtung bei  $682\text{mm}$ . Nach Hinzunahme der Bandhöhe, Sicherheitsfreiräume und Höhe der Grundstruktur kann damit die Randbedingung „Gesamthöhe  $< 1,5\text{ m}$ “ erfüllt werden. Der Polygoneffekt wird durch die Führung bis zum Einlauf auf ein Minimum reduziert. In Bild 5.16 ist die Aufteilung der Laufbahn am Hauptantrieb dargestellt.

Die Kontur der Klothoide kann direkt aus der numerischen Berechnung übernommen und – nach Korrektur um den Laufrollenradius und der Laufblechdicke – per CAM<sup>4</sup> in ein Programm zur Steuerung der Wasserstrahl-Schneideanlage übergeführt werden. Damit ist es möglich, eine exakte Kontur zu schneiden.

Von besonderer Bedeutung ist auch die Ausgestaltung des Antriebsrades. Die Form der Zähne ist derart auszulegen, dass ein seitlicher Versatz der Kette tolerierbar ist und der Kettenbolzen sicher gehalten wird.

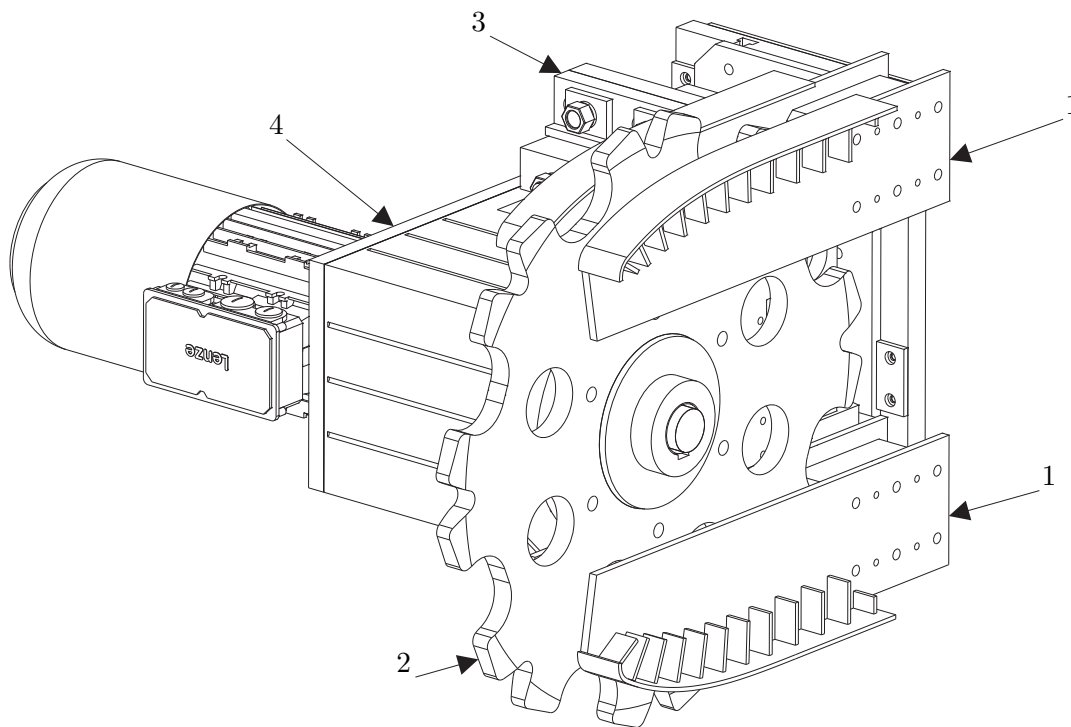
<sup>4</sup> CAM: Computer Aided Manufacturing; Direkte Übernahme von Konstruktionsdaten in die Werkzeugmaschine



**Bild 5.16:** Segmentierung der Führung am Hauptantrieb

Bild 5.17 zeigt die Anordnung am Hauptantrieb. Die Kette rollt von der linearen Bahn auf die klothoiden Laufschienen(1). Während das Kettenglied auf den klothoiden Schienen entlangläuft, erfolgt bereits der Eingriff der äußeren Zahnflanken des Antriebsrades(2) von der Kettenunterseite. Am Ende der klothoiden Laufbahn sitzt der Kettenbolzen komplett im Antriebsrad und wird von diesem weitertransportiert. Das Antriebsrad wird durch das Getriebegehäuse mit einer verstärkten Anordnung von Lagern aufgenommen. Das Getriebe ist wiederum auf einer Aufnahme(3) montiert, welche in drei Freiheitsgraden justiert werden kann, um Toleranzen der geschweißten Tragstruktur auszugleichen und eine Ausrichtung auf die linearen Laufschienen zu ermöglichen. Für den gezeigten Aufbau ist nun der passende Motor sowie die entsprechende Getriebeübersetzung zu wählen. Zur Berechnung der bewegten Masse werden  $300\text{kg}$  je Bandsegment angenommen. Dies ergibt bei einer Ausführung mit 25 Bändern eine Gesamtmasse von  $7500\text{kg}$ . Die gewünschte Beschleunigung wird mit  $1,3\text{m/s}^2$  festgelegt. Der Radius des Antriebsrades wurde bereits eingangs mit  $R = 285,56\text{mm}$  definiert. Somit sind alle notwendigen Randbedingungen für eine Auslegung gegeben. Die Reibkräfte können wegen der komplexen Struktur nur unzureichend geschätzt werden. Durch die reibungsarme Lagerung aller bewegten Teile wird am Ende der Auslegung ein Leistungszuschlag von 15% verrechnet. Zur Realisierung der Beschleunigung ist eine Zugkraft von  $F = 9750\text{N}$  am Band nötig. Dies bedeutet in Bezug auf das Antriebsrad ein Drehmoment von  $M_{\text{Gesamt}} = 2784\text{Nm}$ . Da beidseitig angetrieben wird, halbiert sich dieser Wert auf  $M_{\text{Antrieb}} = 1392\text{Nm}$ . Mit dem erwähnten Zuschlag ergibt sich das Antriebsmoment zu  $M_{\text{eff}} = 1600\text{Nm}$ . Als Getriebe wurde der Typ GST11 der Firma Lenze gewählt. Dieser ist in einer verstärkten Ausführung erhältlich und ermöglicht die Montage des Antriebsrades auf der Getriebewelle ohne zusätzliche Lager. Zudem ist in dieser Getriebebaureihe eine Vielzahl von Übersetzungen und Motortypen verfügbar. Zur Anwendung passend wird die Konfiguration Typ GST11-2M VAL 112C32 (vollständige technische





**Bild 5.17:** Konturverlauf am Hauptantrieb

Daten siehe Anhang D) gewählt, welche bei einer Bemessungsleistung von  $9,7kW$  ein Abtriebsdrehmoment von  $1.569Nm$  generiert. Bei einer Abtriebsdrehzahl von  $57,41/min$  ergibt sich die maximale Geschwindigkeit der Plattform mit  $1,71m/s$ .

### 5.3.3 Antriebssteuerung der Hauptkette

An die Steuerung der Hauptantriebsketten werden einige besondere Anforderungen gestellt. Primär muss zu jedem Zeitpunkt sichergestellt sein, dass beide Ketten exakt synchron verfahren. Ein Versatz führt zur Beschädigung der Bandsegmente. Da die Plattform reversierend betrieben wird, muss das Obertrum stets gespannt sein. Ein Richtungswechsel darf nicht zu Stößen in Folge von Spiel in den Ketten oder eines Schlags durch den Wechsel von Last- und Leertrum führen.

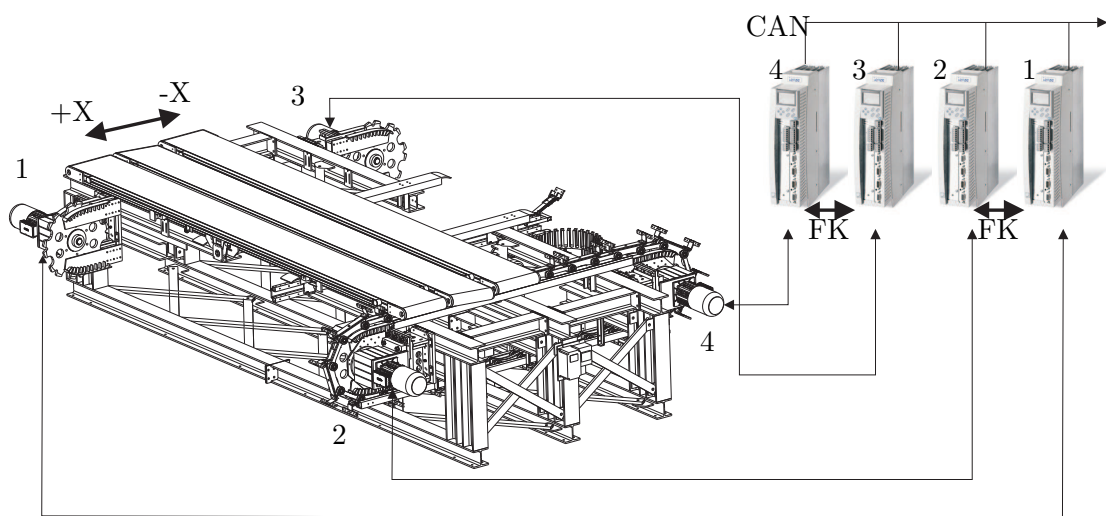
Der Einsatz einer Welle, welche die beiden coaxialen Antriebsräder verbindet, ist aus vielerlei Gründen nicht möglich: Bei einer Spannweite von ca. 5 Metern kommt es zu erheblichen Torsionsbelastungen, zudem erfolgt, wie in Kapitel 5.2.1 eingeführt, die Versorgung der Bänder durch die freie Mitte der Grundstruktur.

Alternativ zu einer mechanischen Welle bietet sich der Einsatz einer elektronischen Welle über die Frequenzumrichter an. Hierbei fungiert ein Frequenzumrichter als Master, der eine Sollfrequenz vorgibt, der gegenüber liegende Slave übernimmt diese Frequenz und regelt den Antrieb auf diese Vorgabe ein. Sobald eine Abweichung auftritt, die über einen eingestellten Grenzwert hinausgeht (Schleppfehler), wird ein

**Tabelle 5.2:** Betriebszustände: FK= Frequenzkopplung als Master(M) oder Slave(S),  
M=Momentengeregelt

Richtung	A1	A2	A3	A4
+X	FK(M)	FK(S)	M	M
-X	M	M	FK(M)	FK(S)

Fehlerzustand ausgegeben. Die Ausführung des Schaltschranks ist in Anhang C.1 zu finden.



**Bild 5.18:** Anordnung der Hauptantriebe und Frequenzumrichter mit Frequenzkopplung(FK)

Bild 5.18 zeigt die Anordnung der Hauptantriebe mit den zugehörigen Frequenzumrichtern. Je nach Antriebsrichtung können die Frequenzumrichter zwei verschiedene Betriebszustände annehmen:

**Frequenzgekoppelt** Hierbei übernimmt der Slave (z.B. Antrieb 2) das Frequenzsignal vom Master (z.B. Antrieb 1). Die Soll-Drehzahl wird über den CAN-Bus vorgegeben, indem ein entsprechendes Steuerwort gesendet wird. Kann der Slave dem Master nicht folgen, ergibt sich eine Differenz, der so genannte Schleppfehler. Überschreitet dieser ein eingestelltes Maß, so wird die Anlage automatisch stillgelegt, um Schäden zu verhindern.

**Momentengeregelt** In diesem Betriebszustand bringt der Antrieb unabhängig von anderen Antrieben ein konstantes Moment auf, dieses wirkt der aktuellen Bewegungsrichtung entgegen und bewirkt, dass das Obertrum stets gespannt bleibt. In Tabelle 5.2 sind die Betriebsmodi in Abhängigkeit von der Betriebsrichtung dargestellt.

Zum Wechsel der Bewegungsrichtung erfolgt zuerst ein Abbremsen in den Stillstand. Über einen digitalen Eingang wird der Stillstand aller Antriebe abgefragt, dann folgt der Wechsel der Betriebsart und Aufbau der Geschwindigkeitsrampe in die Gegenrichtung.

Eine Besonderheit ist die Möglichkeit, einen Versatz der Ketten im laufenden Betrieb auszugleichen. Dazu muss der Winkel der Bandsegmente gemessen werden. Eine Möglichkeit, dies umzusetzen besteht darin, den Zeitversatz zweier Lasertaster zu messen, die an beiden Seiten der Kette angebracht sind und die vorbeilaufenden Kanten erfassen. In Verbindung mit der aktuellen Geschwindigkeit kann daraus die Winkelabweichung errechnet werden. Über das Senden eines entsprechenden Steuerwortes stellt dann der Frequenzumrichter diesen Versatz her und regelt damit die Abweichung aus. Da dies auch im laufenden Betrieb geschehen kann, ist eine fortlaufende Justierung in einem geschlossenen Regelkreis möglich.

### 5.3.4 Antrieb der Bandsegmente

Der Antrieb der Bandsegmente erfolgt über den in Kapitel 5.2.3 beschriebenen Untergurtantrieb. Dieser kann mit verschiedenen Antriebsprinzipien angetrieben werden, beispielsweise hydraulisch oder elektrisch. Die Anordnung des Antriebs erfolgt idealerweise achsparallel zur Antriebswalze, für die Übertragung des Drehmoments ist ein Zahnriemen vorgesehen. Die Zahnriemenscheiben mit Taper-Lock-System eignen sich besonders zur leichten Montage und Wartung.

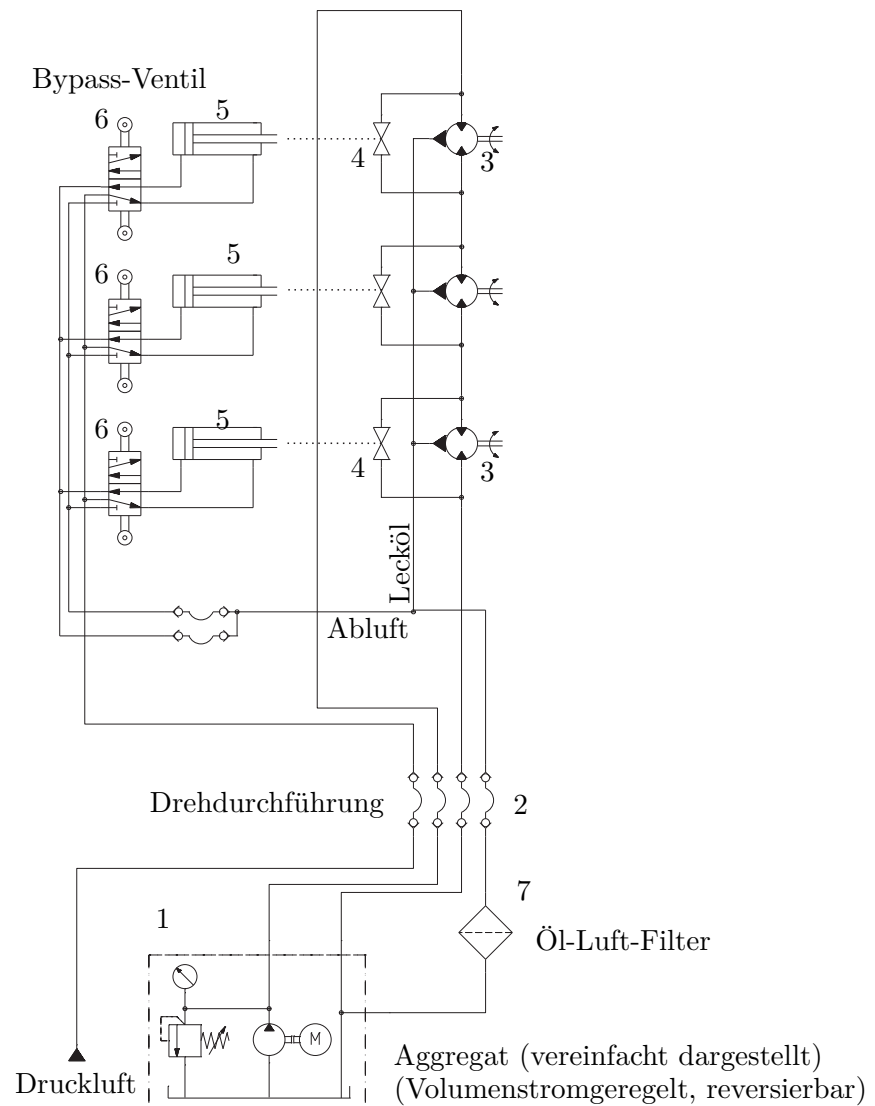
Bei der Konzeption des Systems ist darauf zu achten, dass die Energiezufuhr zentral über die Lücke in der Grundstruktur erfolgt und dass die Antriebe schaltbar sein müssen.

Zur Verfügung stehen elektrische und hydraulische Antriebe, welche nun in der Folge verglichen werden sollen.

#### Hydraulischer Bandantrieb

Der Einsatz von Hydraulikmotoren ist in diesem Anwendungsfall besonders interessant. Hier soll eine Vielzahl von Bändern im Gleichlauf bewegt werden. Zudem ist die Last an den Bändern ungleich verteilt. Hier ist ein volumenstromgeregeltes Aggregat geeignet, um einen definierten Fluidstrom zu liefern. Dieser treibt die in Serie geschalteten Motoren an, welche sich synchron drehen. Bedingung für ein Funktionieren dieses Prinzips ist, dass an den Motoren keine oder vernachlässigbar geringe Leckagen auftreten. Je nach Belastung der Bänder stellt sich am Aggregat ein Druck ein, wobei das Aggregat den Volumenstrom konstant hält. Die Leistung wird immer genau dort freigesetzt, wo sie aktuell benötigt wird (= das Band, auf dem die Versuchsperson läuft).

Der Aufbau eines hydraulischen Antriebssystems für 17 bzw. in der endgültigen Ausbaustufe 25 Antriebe ist in Bild 5.19 dargestellt, wobei hier zur Vereinfachung nur drei Motoren eingezeichnet sind.



**Bild 5.19:** Hydraulischer Schaltplan

Das Aggregat ist aus einer volumenstromgeregelten Pumpe(1) aufgebaut. Durch Vorgabe eines analogen Spannungssignals stellt sich unabhängig vom Systemdruck ein definierter Volumenstrom ein. Der Druck kann 0 bis 200 bar erreichen. Dieser Fluidstrom wird über eine entsprechende Drehdurchführung(2) zu einem ersten Bandsegment geleitet, an dem die Einspeisung in den ersten Antrieb erfolgt. Der Antrieb(3) ist mit einem Bypass-Ventil(4) ausgestattet, welches es ermöglicht, den Fluidstrom nahezu verlustfrei am Motor vorbeizuführen und ihn dadurch abzuschalten. Nach dem ersten Antrieb wird das Fluid seriell zu allen weiteren Antrieben und am Ende über die Drehdurchführung zurück zum Aggregat geführt. Das Bypass-Ventil ist ein direkt auf dem Motor montierbarer Ventilblock mit Kugelhahn. Dieser Kugelhahn wird durch einen pneumatischen Zylinder(5) angesteuert. Der Zylinder hat den Vorteil, dass er die benötigten großen Kräfte aufbringen kann. Zudem ist es durch den Einsatz (kostengünstiger) Drosselrückschlagventile möglich, zwei verschie-

dene Geschwindigkeiten für das Öffnen und Schließen zu realisieren. Das Umschalten des Ventils erfolgt am Ein- und Auslauf aus der oben liegenden linearen Bahn, in dem ein 5/2-Wege-Ventil(6) mit rastender Hebelbetätigung durch eine Schaltbahn ausgelenkt wird.

Die Auslegung der Anlage erfolgt auf Basis der vom Bandhersteller angegebenen Antriebsleistungen, die üblicherweise an ähnlichen Bändern verbaut werden. Der Hersteller kann jedoch keine genaue Aussage über das geforderte Drehmoment treffen, wodurch geeignete Annahmen nötig sind. Schluckvolumen, Druck und Volumenstrom werden unter Berücksichtigung von Leitungsverlusten derart kombiniert, dass bei einem maximalen Systemdruck von 200bar und einem Volumenstrom von 30 Litern pro Minute eine Abtriebsdrehzahl von  $6,25U/s$  auftritt, was bei einem Antriebswalzendurchmesser von 90mm zu einer Geschwindigkeit von  $1,7m/s$  am Band führt. Der Druckabfall bei sieben aktiven Bändern liegt theoretisch bei 28,57bar. Es sind jedoch erhebliche Leitungsverluste zu berücksichtigen, die abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit auftreten. Auf Grund von Diagrammen, die den Druckabfall im Verhältnis zur Strömungsgeschwindigkeit (und bei Leitungen zusätzlich in Abhängigkeit zur Leitungslänge) angeben, kann der Gesamtdruckverlust abgeschätzt werden. Dieser liegt bei maximalem Durchfluss bei ca. 24 bar, so dass an jedem Motor nur noch theoretische 25,14 bar zur Verfügung stehen.

Für die abgegebene Leistung gilt die Formel

$$P = p \cdot Q \cdot \eta \quad (5.4)$$

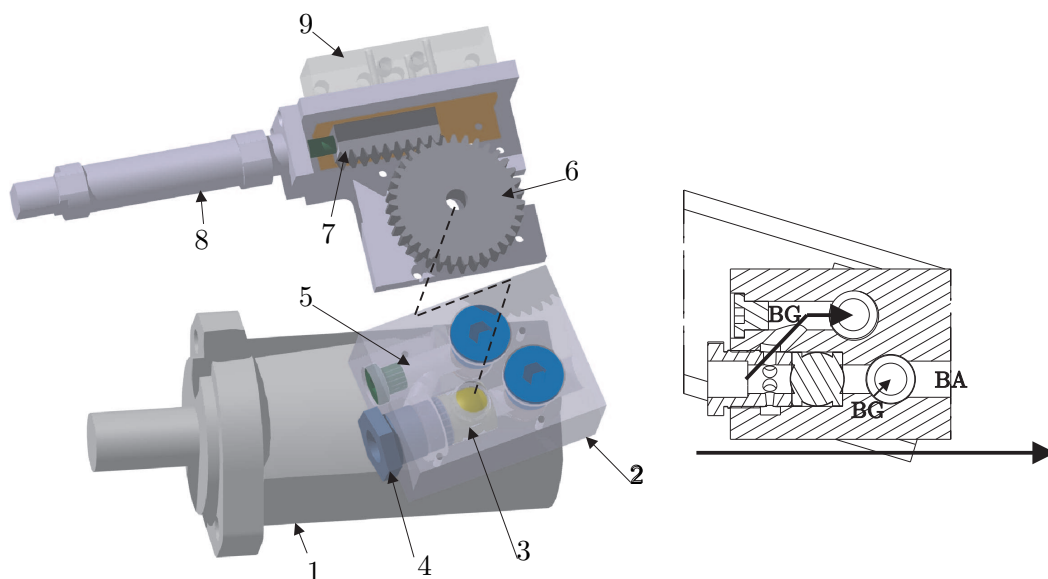
wobei der Druck  $p$  in Pascal, der Volumenstrom  $Q$  in  $m^3/s$  und der Wirkungsgrad  $\eta$  ohne Einheit angegeben werden, die Einheit von  $P$  ist Watt. Der Wirkungsgrad wird mangels Angaben im Datenblatt oder vom Hersteller aus den Angaben vergleichbarer Motoren mit  $\eta = 0,8$  angenommen. Für den skizzierten Fall steht am Motor eine mittlere Leistung von  $1,25kW$  zur Verfügung. In der realen Anwendung ist die Last auf die Motoren jedoch ungleich verteilt, und darin liegt einer der entscheidenden Vorteile dieses Prinzips: Die Leistung (und damit der Druckabfall) tritt immer genau dort auf, wo die Leistung benötigt wird. Die Förderleistung kann dabei als konstant angesehen werden. Ein unbelastetes Band wird nur relativ wenig Leistung verbrauchen und damit einen geringen Druckabfall zur Folge haben. An Bändern, die durch die darauf stehende Person einen höheren Leistungsbedarf haben, fällt entsprechend mehr Druck ab, ebenso bei den Motoren, die gerade zugeschaltet werden und das Anlauf- und Beschleunigungsmoment überwinden müssen. Messungen dazu werden in der Folge dargestellt, zuvor ist noch die Auswahl von passenden Hydraulikmotoren erforderlich.

Bei einem hydraulischen Antrieb stehen mehrere verschiedene Grundprinzipien zur Verfügung. Darunter fallen beispielsweise Zahnradmotoren, Geroller- oder Gerotor-Antriebe, Axialkolbenmotoren u.v.m. Die Palette der Eigenschaften ist sehr vielfältig und nur wenige Antriebe sind für diese Anwendung geeignet. Die Kriterien zur Auswahl sind:

- Vibrationsarmut

- Reversierbarkeit
- Geringer Leckölanteil
- Hohe Leistungsdichte
- Hoher Druck, gleichzeitig an Ein- und Auslass anliegend (Bypass offen)

Für den hier vorliegenden Fall eignen sich Geroller-Motoren am besten. Sie sind sehr vibrationsarm, haben zugleich eine hohe Leistungsdichte und lassen sich unter Last reversieren. Es existieren leakagearme Ausführungen und Typen, bei denen der volle Druck gleichzeitig an Ein- und Auslass anliegen darf. Die verfügbaren Bauformen passen sich gut in den vorgesehenen Montagebereich ein. Auf Empfehlung des Zulieferers kommt ein Motor der Typenbezeichnung Typ M02 049 AC 16 AG 02 0 00 1 0 00 00 AB AA F der Firma Eaton<sup>5</sup> mit  $80\text{cm}^3/\text{U}$  Schluckvolumen zum Einsatz. Passend zum Flansch dieses Motors wird das Ventil konstruiert.

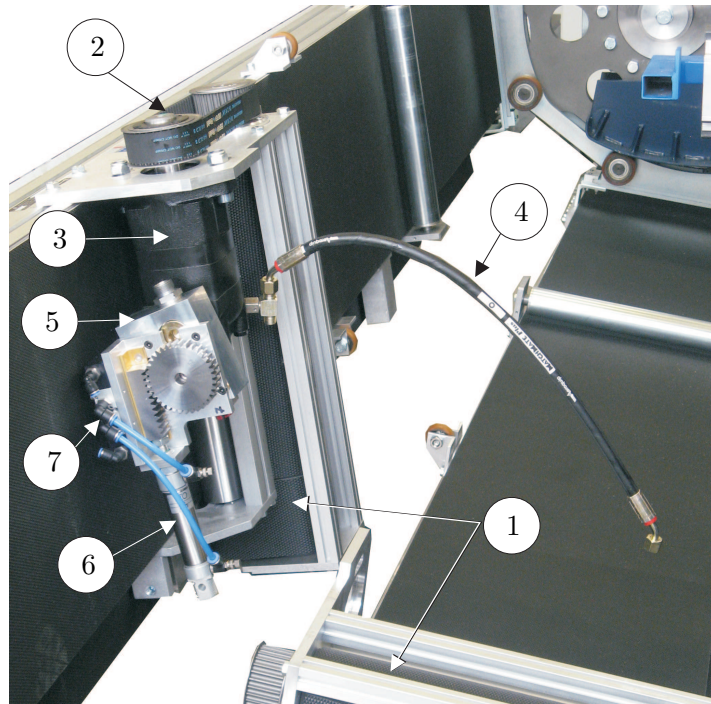


**Bild 5.20:** Antrieb und Bypass mit Fluidwegen Bypass auf „BA“ und Bypass geschlossen „BG“

Der Aufbau des Bypass ist in Bild 5.20 dargestellt. Das Ventilgehäuse(2) wird direkt auf die Ein- und Auslasskanäle des Antriebs(1) geschraubt. Dies geschieht über (in der Darstellung nicht sichtbare) Hohlschrauben. Das Fluid tritt (je nach Betriebsrichtung) an der Hohlschraube(4) ein, welche den Kugelhahn(3) fixiert. Ist der Kugelhahn geöffnet, fließt das Fluid dem Weg des geringsten Widerstands folgend auf dem Hauptkanal Richtung Auslass(Stromweg BA). Ist das Kugelventil(3) geschlossen, strömt das Fluid in den Nebenkanal(5) und fließt auf dem Stromweg

<sup>5</sup> Eaton Hydraulics Operations, 14615 Lone Oak Road Eden Prairie, MN 55344-2079, vertreten durch Johann Schild Herstellung + Handels GmbH, Nilling 6, 83413 Fridolfing

„BG“ durch die erwähnte Befestigungs-Hohlschraube in den Antrieb. Nach Durchlaufen des Motors fließt das Fluid am Austritt über die zweite Hohlschraube in den Hauptstromkanal zurück und weiter zum Auslass. Der gleiche Weg gilt in umgekehrter Weise beim Reversieren der Antriebsrichtung. Der Antrieb des Kugelhahns erfolgt über den pneumatischen Schwenkantrieb, welcher direkt auf das Ventilgehäuse(2) aufgeschraubt wird. Das Zahnrad(6) greift formschlüssig in den Vierkant der Absperrkugel(3) ein. Das Zahnrad(6) wird durch einen Zahnstangentrieb(7) angetrieben, der wiederum am Pneumatikzylinder(8) befestigt ist. Durch diese Anordnung kann die Schubkraft des Zylinders stets in das maximale Drehmoment umgesetzt werden (im Gegensatz zu einem Hebelmechanismus). Mit auf der Schwenkplatte kann ein 5/2-Wege-Ventil(9) montiert werden, falls dies über externe Druckschalter angesteuert werden soll. Dies bietet im Gegensatz zu einem rastenden 5/2-Wege-Hebelventil Vorteile in der Anordnung.



**Bild 5.21:** Hydraulischer Antrieb

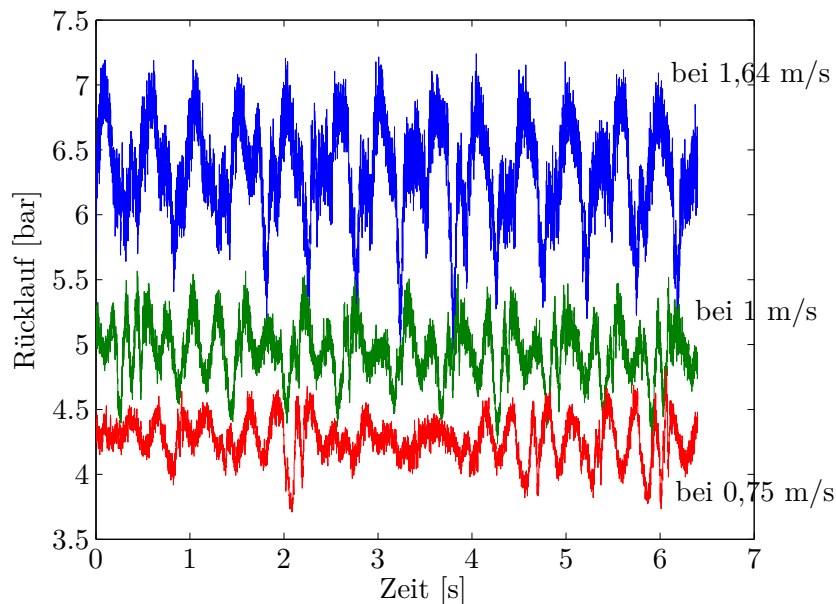
Auf Bild 5.21 ist der am Band montierte Antrieb zu sehen. Der Antrieb(3) überträgt die Leistung über das Zahnriemensystem(2) auf die Antriebswalze(1). Auf dem Antrieb(3) ist das Bypassventil(5) mit Pneumatikventil(7) und Pneumatikzylinder(6) zu erkennen. Über die Leitung(4) wird das anfallende Leckageöl in einer Ringleitung gesammelt.

Zur Versorgung des ganzen Systems ist ein passendes Hydraulikaggregat nötig. Die Leistungsparameter wurden bereits definiert, der Systemdruck liegt bei maximal 200bar, der Volumenstrom bei 30l/min, wobei der Volumenstrom geregelt wird,







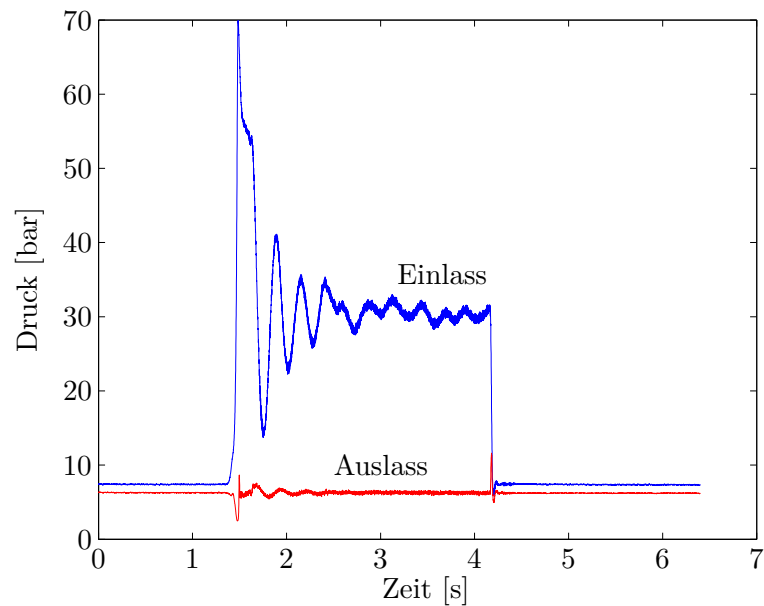


**Bild 5.23:** Rücklaufdrücke bei verschiedenen Geschwindigkeiten

In Bild 5.23 sind die Rücklaufdrücke nach dem Motor bei verschiedenen Geschwindigkeiten dargestellt. Die Schritte des Menschen auf der Plattform sind deutlich an den Peaks zu erkennen. Der maximale Rücklaufdruck von 7,24bar bei 1,64m/s wird durch Leitungsverluste und Verluste im Aggregat verursacht. Die Drehdurchführung ist in diesem Fall noch nicht eingebaut. Die Messungen decken sich gut mit den oben getroffenen Annahmen(=Gesamtverlust 24bar, davon 6,5bar im Rücklauf).

In Bild 5.24 ist der Verlauf des Drucks am Motor bei einer Start-Stop-Sequenz zu sehen. Auffällig ist die große Schwingung zu Beginn der Bewegung, die durch einen Volumenteiler am Hilfsaggregat ausgelöst wird. Bei dem geplanten Aufbau des Aggregats für diese Anwendung ist dies systembedingt nicht mehr möglich (siehe Bild 5.21). Interessant ist der mittlere Druck nach dem Abklingen der Anlaufschwingung, dieser pendelt (auf Grund der Belastung durch die Schritte) zwischen 28,5 und 33bar. Der Rücklaufdruck liegt im Mittel bei 6,4bar. Die maximale Leistungsabgabe nach (5.4) liegt somit bei einem Druckabfall von 22,1bar und 27,8l/min bei 1023W, unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades  $\eta = 0,8$  verbleiben 818,4W Leistung an der Antriebswelle. Führt man die gleiche Messung mit einem unbelasteten Band durch, ergibt sich ein Druckabfall in Höhe von 16,2bar, der gesamte Nutz-Druckabfall ergibt sich somit zu 119,3bar(6 unbelastete, 1 belastetes Band), was ausreichend Spielraum bei einem maximalen Systemdruck von 200bar lässt.

Der Anfangspeak der Druckkurve wird durch das Schließen des Bypass-Ventils verursacht. In dem dargestellten Fall wurde das Ventil sehr schnell geschlossen, wodurch der Druckpeak 70bar erreicht. Durch ein langsames Schließen (welches mit den Pneumatikzylindern mit Auslass-Drosselrückschlagventilen leicht zu realisieren ist) wird dieser Peak stark vermindert. Nach dem Einbau ist dieser Wert derart zu optimieren, dass bei einer gegebenen Anlaufzeit ein möglichst geringer Druckpeak entsteht.



**Bild 5.24:** Druckverlauf an Vor- und Rücklauf am Motor mit Start-Stop Sequenz bei 1,64 m/s

Die Zuführung der Energie zum ersten Einspeiseband erfolgt über eine Drehdurchführung, auf deren grundlegende Funktionsweise an anderer Stelle noch detailliert eingegangen wird. Bezüglich der hydraulischen Variante besteht sie aus einer vierkanaligen Durchführung, bei der Vor-, Rücklauf und Leckageöl in drei der Kanäle geführt werden, der zusätzliche Kanal dient zur Durchführung der Druckluft. Die Abluft wird entweder abgeblasen oder zusammen mit dem Lecköl zu einem Öl-Luft-Trenner zurückgeführt.

Bild 5.25 zeigt das hydraulische System in montiertem Zustand. Neben den bereits aufgeführten Motoren mit Bypassventil sind die Hydraulikschläuche(2) zur seriellen Versorgung der Antriebe zu erkennen, ebenso die Ringleitung(4) zum Ableiten der Leckagen und die Pneumatikschläuche(3) zur Ausführung der Umschaltvorgänge. Am Ende der Bahn befindet sich die Drehdurchführung(1), auf deren Aufbau noch gesondert eingegangen wird.



**Bild 5.25:** Hydraulikantriebe im Band montiert

## Elektrisch

Alternativ zur hydraulischen Lösung ist der Einsatz von Elektromotoren möglich. Die Montage der Antriebe erfolgt dabei in gleicher Lage und Position wie die Hydraulikmotoren, wobei zu beachten ist, dass Elektromotoren bei gleicher Leistung einen höheren Bauraum v.a. bei Baulänge und Durchmesser beanspruchen.

Auf Grund der Erkenntnisse aus den Messungen am Band mit den hydraulischen Antrieben ist die effektiv benötigte Antriebsleistung mit mindestens  $818\text{Watt}$  im Durchschnitt bekannt. Durch die Anlaufmomente ist der Motor jedoch höher zu dimensionieren, die im Standard verfügbare Leistungsklasse von  $1,5\text{kW}$  ist hier ausreichend. Unter Berücksichtigung des Bauraums und der finanziellen Rahmenbedingungen wird ein Drehstrom-Asynchron-Motor<sup>7</sup> mit erhöhter Leistung gewählt, die Bauform ist vom Typ B14K mit einem C120 Flansch. Die Nenndrehzahl liegt bei  $3000\text{U/min}$  und muss durch ein Getriebe entsprechend reduziert werden.

Als Getriebe wird ein Planetengetriebe der Firma Alpha<sup>8</sup> gewählt. Der Typ CP 115-MO1-10 besitzt eine Übersetzung von 1:10 und kann ein mittleres Drehmoment von  $90\text{Nm}$  bei Spitzen bis zu  $180\text{Nm}$  übertragen.

Für die Ansteuerung der Motoren ist eine geeignete Steuerung nötig. Hier kommt der Frequenzumrichter des Typs SJ200-015<sup>9</sup> der Fa. Hitachi zum Einsatz. Er zeichnet sich besonders durch das integrierte SLV (SensorLess Vector control) aus, mit dem die Geschwindigkeit des Antriebs ohne Einsatz einer zusätzlichen Rückführung (z.B. Inkrementalgeber oder Resolver) auf die Soll-Geschwindigkeit geregelt wird. Durch den Einsatz des Kommunikationsmoduls SJ2-Co kann der Frequenzumrichter über den CAN-Bus angesprochen werden. Auf diese Weise kann man die Bänder aktivieren, welche sich im Obertrum befinden. Die Adressierung der Bänder erfolgt aufsteigend von der Einspeisestelle bis zum Ende der Hauptkette.

Vorteilhaft ist auch die Tatsache, dass mit Hilfe der Frequenzumrichter eine Frequenz eingestellt werden kann, welche über die  $50\text{Hz}$  der Nenndrehzahl hinaus geht. Es ist somit zu Testzwecken möglich – im Rahmen der Begrenzungen durch Getriebe und Bandeinheit – noch höhere Geschwindigkeiten zu erreichen. Die Anfahr- und Bremscharakteristik wird durch fest einprogrammierte Rampen im Frequenzumrichter erreicht. In Bild 5.26 ist die Anordnung der Elemente dargestellt. Der Drehstrommotor(1) ist direkt an das Getriebe(2) angeflanscht. An dessen Abtriebsseite ist eine Adapterplatte angebracht, die neben der Befestigung am Bandkörper ein einfaches Spannen des Zahnriemens ermöglicht. Der Frequenzumrichter(4) wird über einen Verteiler(5) mit Spannung versorgt. Aus finanziellen Gründen kommen einphasige Frequenzumrichter zum Einsatz. Die Versorgungsspannung wird jedoch dreiphasig über die Drehdurchführung in die Bändersegment-Kette eingespeist. Um die Phasen gleichmäßig zu belasten, werden die Phasen in der Reihenfolge der Bänder abwechselnd beschaltet. Zur Absicherung ist in jedem Verteiler ein Sicherungsautomat angebracht, eine Kontrolllampe zeigt an, ob die Sicherung aktiv ist.

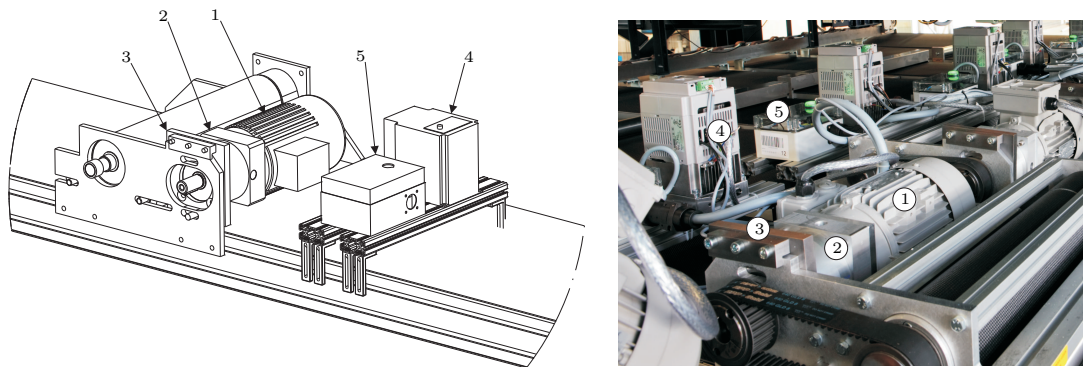
Die Verteiler werden untereinander mit Systemsteckern der Fa. Schaltbau<sup>10</sup> aus der

<sup>7</sup> Zulieferer: EMM SERVICE GmbH, Burgstrasse 38, 06114 Halle

<sup>8</sup> alpha getriebebau GmbH, Walter-Wittenstein-Straße 1, D - 97999 Igersheim

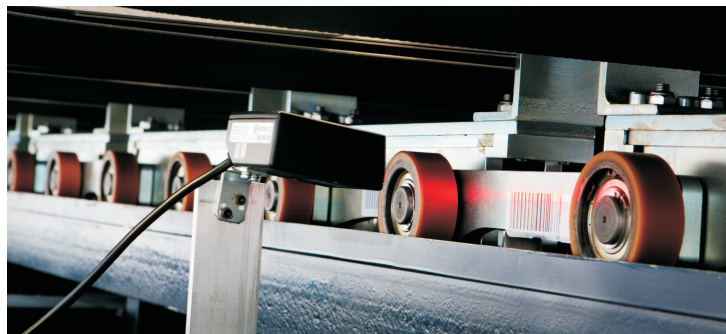
<sup>9</sup> Zulieferer: EMM SERVICE GmbH, Burgstrasse 38, 06114 Halle

<sup>10</sup> Schaltbau Holding AG, Klausenburger Straße 6, D-81677 München



**Bild 5.26:** Elektrische Antriebe, Prinzipbild und Einbausituation

Reihe M3(6 polig+PE) verbunden. Diese ermöglichen eine sichere Steck-Schraub-Verbindung bei Strömen von bis zu 35A je Pin. Neben der Versorgungsspannung wird das CAN-Signal direkt durch alle Frequenzumrichter durchgeschleift und mit dem Abschlusswiderstand terminiert.



**Bild 5.27:** Barcodescanner zur absoluten Positionsbestimmung

Wie bereits erwähnt, muss die aktuelle Position der Hauptkette bekannt sein. Dies erfolgt, wie in Bild 5.27 dargestellt, durch einen CCD-Barcodescanner des Typs TC-1100-1100 der Fa. Esto<sup>11</sup>. Auf den Etiketten befindet sich ein nach EAN13 codierter Barcode. Auf den zwölf verfügbaren Stellen werden nach dem Binärsystem alle Bänder codiert, welche aktiviert sein sollen, wenn dieser Barcode gelesen wird. Beispielsweise würde die dezimale gelesene Zahl 13 binär als 1101 dargestellt werden. Dies bedeutet, dass die Bänder 1,3 und 4 aktiviert sind. Hiermit ist ein Finetuning der Anlage beim Endabnehmer ohne Eingriff in die Software möglich.

### Vergleich der Alternativen

Vergleicht man die hydraulische und die elektrische Lösung, so kann man die Eigenschaften in Art der in Tabelle 5.3 gezeigten Matrix festhalten.

<sup>11</sup> ESTO IndustrieTechnik, Stoltzenburg GmbH, Rudolf-Breitscheid-Strasse 58, 14482 Potsdam / Babelsberg

**Tabelle 5.3:** Vergleich von hydraulischer und elektrischer Variante

	Hydraulik	Elektrik
Leistungsdichte	+++	+
Dynamik	++	++
Kosten	-	+
Betriebssicherheit	- -	++
Gleichlauf	++/- - - <sup>a</sup>	+
Anfahrverhalten	+	++

<sup>a</sup>) Leckagen, führt zur Abwertung

Der Gleichlauf der hydraulischen Variante ist eigentlich sehr gut, wenn die Motoren keine oder eine sehr geringe Leckage haben. Im vorliegenden Fall (durch einen Stern gekennzeichnet) stellt sich nach der Lieferung der Motoren heraus, dass trotz der gegenteiligen Zusicherung des Lieferanten Leckagen von mindestens  $0,41\text{l/min}$  auftreten, nach ausführlicher Prüfung und Intervention beim Lieferanten wurden Leckagen von über  $4\text{l/min}$  als zulässig und normal eingeräumt. Damit ist eine ordnungsgemäße Funktion der hydraulischen Anwendung mit den gelieferten Motoren nicht herstellbar, die Leckagen können je nach Qualität der Motoren sogar die Förderleistung des Aggregats überschreiten, selbst bei der minimalen Leckage gehen mindestens 23% des Volumenstroms über die Leckagen verloren. Fehlerfreie Motoren sind auf dem Markt verfügbar, in diesem Projekt aber aus zeitlichen Gründen (v.a. Fertigung der angepassten Bypass-Ventile) nicht mehr einsetzbar.

Die geringere Leistungsdichte der elektrischen Motoren ist durch den Einsatz von leistungsgesteigerten Drehstrommotoren in Kombination mit dem zur Verfügung stehenden Einbauraum weitgehend auszugleichen. Der Synchronlauf ist in der elektrischen Variante zwar schlechter als bei einer fehlerfrei funktionierenden hydraulischen Installation, jedoch bei dem Auftreten solch großer Leckagen vergleichsweise sehr gut.

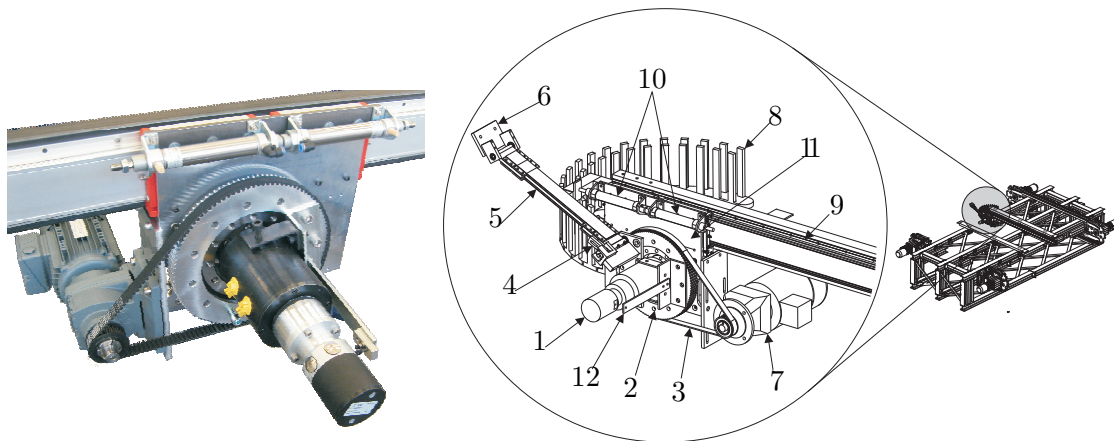
Auch bei Abwägung der weiteren Faktoren ist der dauerhafte Einsatz der elektrischen Lösung der vorteilhaftere.

### 5.3.5 Energieversorgung der Bandsegmente

Die Zuführung der Energie zum rotierenden Teil der Anlage, also von der ortsfesten Grundstruktur zum bewegten Einspeiseband, stellt besondere Anforderungen an die Konstruktion. Dabei ist es, mit Ausnahme einiger Details, unerheblich, ob diese Energiezuführung für hydraulische oder elektrische Energie ausgelegt ist. In jedem Fall muss sichergestellt werden, dass die Energie sowie Hilfsenergie und/oder Steuerungssignale ununterbrochen an das endlos rotierende Einspeiseband übertragen werden.

Nach der Abwägung verschiedener Varianten stellt sich die in Bild 5.28 dargestellte





**Bild 5.28:** Drehdurchführung am Beispiel der hydraulischen Variante

Form als besonders vorteilhaft dar. Die Drehdurchführung(1) wird auf der Grundplatte(11) montiert. Da die Drehdurchführung insbesondere im Fall der hydraulischen Ausführung beim Anliegen hoher Drücke ein hohes Drehmoment benötigt, ist ein einfaches Nachschleppen nicht möglich. Aus diesem Grund ist auf der Grundplatte(11) ein Lager(2) befestigt, durch dessen Innenbohrung die Drehdurchführung geführt wird. Der rotierende Außenring des Lagers(2) wird über den Zahnriemen(3) von einem Getriebemotor(7) angetrieben. Der auf dem Außenring des Lagers(2) montierte Mitnehmer(12) bewegt dann den rotierenden Teil der Drehdurchführung. Die Lage des Motors wird über die Ausrichtung des Schleppzuges (4,5,6) geregelt. An der Befestigung(4) des elastischen Schleppbandes(5) ist ein Potentiometer angebracht, an dem an den beiden Endpins des Schleifrings eine Spannung von +10V bzw. -10V anliegt. In der Mittelstellung werden somit 0V abgegriffen. Sobald sich das Schleppband(5) – welches über eine Gegenplatte(6) mit dem Einspeiseband verbunden ist – bewegt, ändert sich der Winkel an der Befestigung (4), was zu einer veränderten Mittelspannung am Potentiometer führt. Diese Spannung wird von einem Frequenzumrichter dazu benutzt, um den Motor anzusteuern (proportional zur Spannung) und damit die Lage auszuregulieren. Zur Vermeidung zu hoher Drehgeschwindigkeiten wird diese durch den Frequenzumrichter begrenzt.

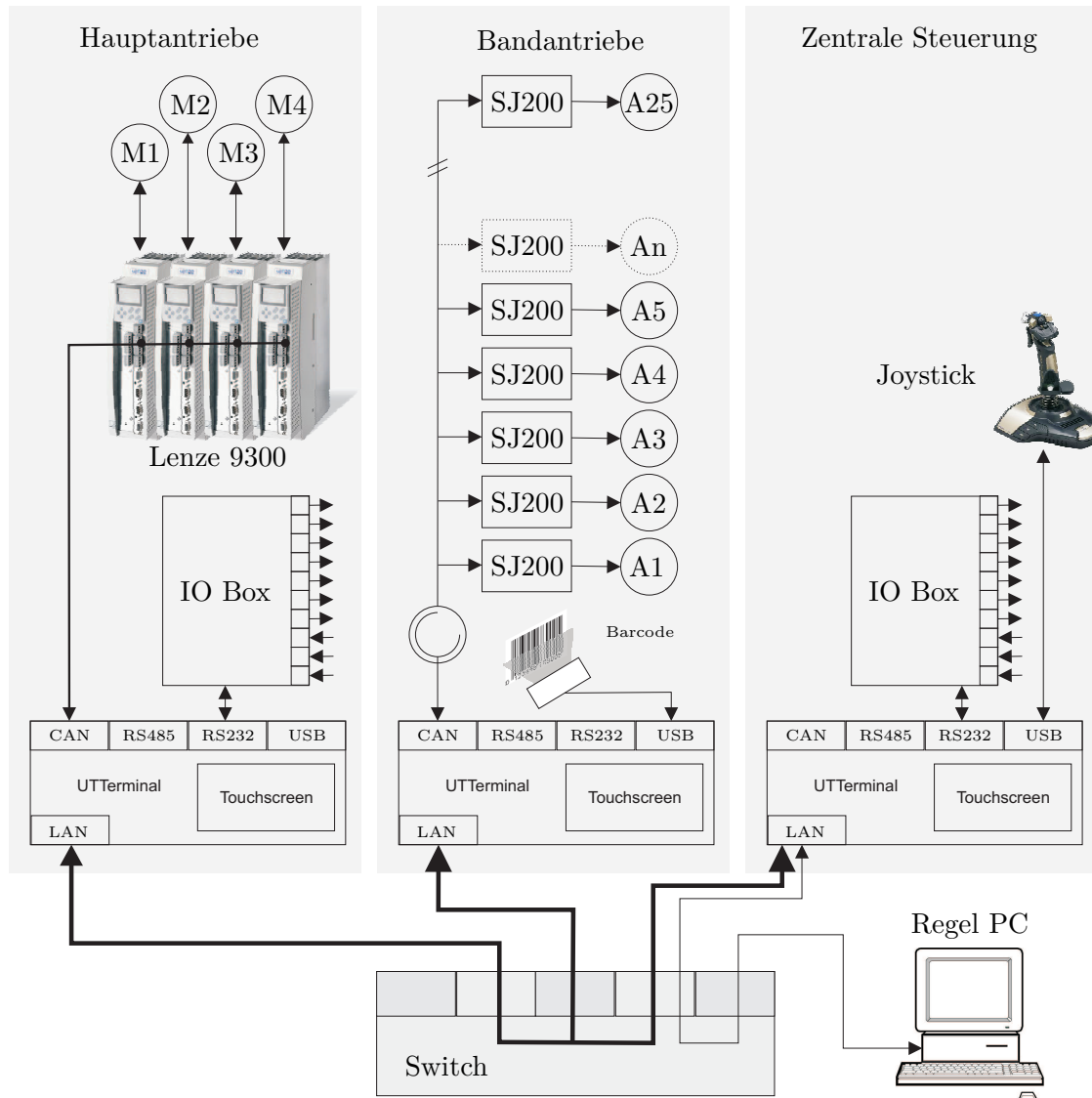
Die komplette Einheit gleitet auf einer Linearschiene(9) des Typs LFS-8-3 der Fa. Isel<sup>12</sup>. Zur Dämpfung der Endlagen sind zwei Pneumatikzylinder(10) montiert, welche mit einem einstellbaren Druck beaufschlagt werden. Somit kann die Dämpfung passend zur Anwendung reguliert werden. Die auf der Seite der Grundplatte(11) austretenden Energiestränge werden durch eine Schleppkette(8) zu einem Fixpunkt an der Struktur geführt. In Abhängigkeit vom zulässigen Biegeradius der Leitungen kann die Schleppkette auch vertikal angeordnet und durch Schienen geführt werden. Die maximale freitragende Länge der Energiekette ist zu beachten.

Bei der elektrischen Ausführung ist das nötige Drehmoment zum Bewegen des Schleifringpakets erheblich geringer, wodurch der Hilfsmotor entfällt. In diesem Fall genügt ein einfacher Schlepphebel zur Nachführung der Einheit.

<sup>12</sup> iselautomation GmbH u. Co. KG, Bürgermeister-Ebert-Straße 40, 36124 Eichenzell

## 5.4 IT- und Steuerungsarchitektur

Der Bau solch einer Anlage stellt besondere Anforderungen an die Infrastruktur der Steuerungsarchitektur. Der Gesamtaufbau ist in Bild 5.29 schematisch dargestellt.



**Bild 5.29:** Steuerungsarchitektur

Die Anlagensteuerung unterteilt sich in drei Hauptbereiche. Der Bereich „Hauptantriebe“ übernimmt die Regelung der Antriebe an den Hauptketten. Der Abschnitt „Bandantriebe“ regelt die Antriebe der Bänder und das Segment „Zentrale Steuerung“ übernimmt koordinierende übergeordnete Aufgaben und prüft die Sicherheit der Gesamtanlage. Die Abläufe in den Bereichen der Hauptantriebe (Kapitel 5.3.3) und Bandantriebe (Kapitel 5.3.4) wurden bereits erläutert, daher soll an dieser Stelle nur noch die Funktion der zentralen Steuerung dargestellt werden.

In der zentralen Steuerung ist ebenfalls ein Human-Maschine Interface der Firma



Ultratronik<sup>13</sup> verbaut. Im Vergleich zum Cybercarpet wird der leistungsfähigere Typ OFSP6<sup>14</sup> verwendet. Über die RS232-Schnittstelle wird ein IO-Modul angesteuert, welches identisch mit dem der Hauptantriebe ist. Hier können an vier Eingängen Signale von Meldeeinheiten (z.B. Lichtschranken) angeschlossen werden. Zusätzlich wird der Anlagenzustand an den Ausgängen des Moduls über Meldeleuchten und einen akustischen Signalgeber dargestellt. Die Plattform kann mit einem an dem USB-Port angeschlossenen Joystick verfahren werden, was vor allem bei Wartungsarbeiten von großem Nutzen ist.

Der Aufbau der Architektur gliedert sich in drei Schichten. In der ersten Schicht erfolgt die Übergabe der gewünschten Plattformgeschwindigkeit bzw. die Abfrage von Parametern vom externen Regel-PC an die zentrale Steuerung. Hier wird der Befehl analysiert, auf Plausibilität geprüft und dann in die Bestandteile zerlegt. In der zweiten Schicht kommunizieren nun die OFSPs untereinander. Die zentrale Steuerung versendet die für die jeweiligen OFSPs relevanten Bestandteile in normierten Telegrammen. In der dritten Schicht erfolgt die Kommunikation von den OFSPs zu den jeweiligen Antriebssteuerungen und der zur Steuerung nötigen Peripherie. Das OFSP dient hier als „Übersetzer“ der normierten Befehle in die jeweilige Befehlssprache der Antriebsregler, wobei zusätzlich eine regelnde und überwachende Aufgabe wahrgenommen wird.

Alternativ zur Kommunikation über LAN kann die zweite Ebene der Anlage auch parallel die RS485-Schnittstelle nutzen.

### 5.4.1 Logischer Aufbau

Ein wesentliches Ziel bei der Auslegung der OFSPs ist die Kontrolle der Komponenten<sup>15</sup> der Plattform über ein Ethernet-Netzwerk. Das Standardkonzept für die Verteilung von Aufgaben innerhalb eines Netzwerkes ist das Client-Server-Modell, in dem Server-Programme Dienste anbieten, die von Clients genutzt werden können.

Dies ist eine wesentliche Unterteilung der Cyberwalk-Programme, die weiter gegliedert sind in Transport- und Anwendungsebene nach der Einordnung im ISO/OSI-Schichtmodell [16, 22] (OSI-Layer 1-4 und 5-7) sowie systemnahe und abstraktere Kontrolle der Komponenten.

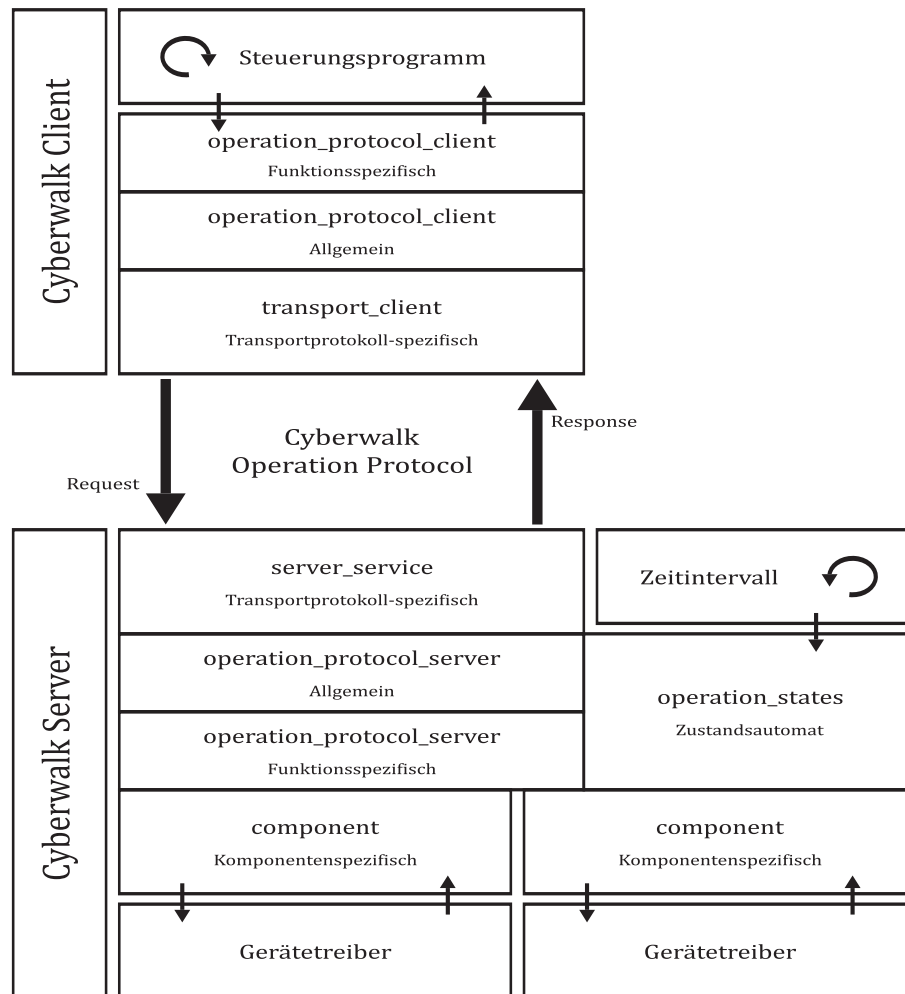
### 5.4.2 Server

Die unterste softwarerelevante Abstraktionsebene sind die physikalischen Ein- und Ausgänge (RS-232, USB, CAN-Bus, ...) zu den Komponenten. Die exakte Schnittstelle ist das Software-Interface (API) des Gerätetreibers für den betreffenden Ein-

<sup>13</sup> Ultratronik GmbH, Gewerbestraße 52, D-82211 Herrsching

<sup>14</sup> Open Frame Smart Panel

<sup>15</sup> Im weiteren sei als Komponente alles bezeichnet, was mit den Bedieneinheiten verbunden ist und nicht frei programmiert werden kann, das heißt im Wesentlichen alles außer den vernetzten Bedieneinheiten selbst und der externen Steuerung.



**Bild 5.30:** Abstraktionsebenen der Softwareimplementierung

/Ausgang und das Übertragungsdatenformat der Komponente. In der untersten Ebene werden diese Schnittstellen abstrahiert zu einem funktionalen Softwareinterface, das heißt einer Programmbibliothek mit Funktionen.

Um die Steuerung der Komponenten physikalisch von den jeweiligen Terminals zu entkoppeln, müssen die wesentlichen Funktionen auf ein netzwerkfähiges Interface abgebildet werden. Die Implementierung sieht die Verwendung verschiedener Transportprotokolle (z. B. UDP) zur Übertragung der Anwendungsdaten vor. Für die Kommunikation in der Anwendungsschicht ist ein projektspezifisches Client-Server-Anwendungsprotokoll (bezeichnet als *Cyberwalk Operation Protocol*) konzipiert worden, mit dem Teilnehmer Befehle an die Server senden können.

Neben den systemnahen Funktionen, also Befehle, die ein direktes Abbild eines Gerätebefehls darstellen, übernehmen die Server auch höhere Systemfunktionen. Um beispielsweise einen Motor in Bewegung zu versetzen, reicht es nicht, einfach die gewünschte Geschwindigkeit an den Regler zu senden. Der Regler und der Motor müssen sich im richtigen Zustand befinden, beziehungsweise durch Befehlsfolgen in den gewünschten Zustand versetzt werden (was eine kurze Zeitdauer in Anspruch

nehmen kann), Prozessvariablen müssen sich in den zulässigen Bereichen befinden, Signale den richtigen Zustand anzeigen, usw. Diese Aufgaben ebenfalls über das Netzwerkinterface zu erledigen ist aufgrund der Komplexität, den zu verarbeitenden Datenmengen und der nötigen Reaktionsschnelligkeit unzweckmäßig. Stattdessen ist in die Server ein so genannter Zustandsautomat (state machine) mit einheitlichem Software-Interface integriert, der im Hintergrund wesentliche Überwachungsaufgaben übernimmt und die angeschlossenen Komponenten in einen vorgegebenen Zielzustand überführt.

### 5.4.3 Clients

Das Softwareprojekt umfasst neben Server-Applikationen auch mehrere Steuerungsprogramme. Diese Clients sind technisch vollständig von den Servern entkoppelt und können prinzipiell auf jedem Rechner im Netzwerk laufen, sind aber natürlich ihrerseits physikalisch an Schnittstellen gebunden (Beispielweise benötigt eine graphische Benutzeroberfläche selbstverständlich einen Monitor). Wesentliche Clients sind die Touchscreen-Bedieninterfaces, die einen einfachen Zugriff auf die Funktionen der Server insbesondere zu Test-, Überwachungs- und Diagnosezwecken ermöglichen.

Daneben existieren Server, die gleichzeitig auch als Clients andere Server steuern. Ein Steuerungsserver verarbeitet kombinierte Steuerungsbefehle für die Geschwindigkeiten der Plattform in beide Bewegungsrichtungen und verteilt diese an die entsprechenden Komponenten-Server, der Zustandsautomat des Überwachungsservers verwaltet zentral die Zustände aller anderen Server.

### 5.4.4 Cyberwalk Operation Protocol

#### Kommunikationsprotokolle

Zur netzwerkfähigen Kommunikation zwischen und mit den Terminals wurde ein Anwendungsprotokoll definiert, das als *Cyberwalk Operation Protocol* bezeichnet sei (In der Implementierung auch einfach *operation protocol* bzw. das Präfix *opp\_*).

Die Definition ist Client-Server orientiert, das darunter liegende Transportprotokoll ist variabel. Konzipiert ist das Protokoll für die Verwendung über UDP, zum Einsatz kommen jedoch auch Unix-Domain-Sockets sowie das projektspezifische TTS-Protokoll.

Das **User Datagram Protocol (UDP)** ist ein verbindungsloses (im Gegensatz zu TCP) Netzprotokoll, das den Versand einzelner Datagramme<sup>16</sup> erlaubt, deren Ankunft allerdings nicht garantiert wird. Häufige Verwendung ist die Übertragung

---

<sup>16</sup> Die Begriffe Telegramm, Datagramm und Datenpaket werden hier synonym verwendet. Sie bezeichnen einen abgeschlossenen Satz von Daten (im Gegensatz zu einem Datenstrom), wobei Datagramme eines Typs stets ähnlichen Aufbau besitzen.

von Datenströmen, die analoge Signale repräsentieren und keine absolut zuverlässige Übertragung benötigen, wie Audio- und Videostreams oder Positionsdaten.

**Unix Domain Sockets** (auch *POSIX Local IPC Sockets*) sind für effiziente Interprozesskommunikation zwischen Applikationen auf demselben Rechner. Im Rahmen des Projekts werden sie verwendet für den Datenaustausch zwischen den Serverprogrammen und der lokalen grafischen Benutzeroberfläche. Die Programmierschnittstelle ist nahezu vollständig identisch zu UDP und die Implementierung daher ohne großen Aufwand möglich.

Das als **TTS-Protokoll**<sup>17</sup> bezeichnete projektspezifische Kommunikationsprotokoll dient zum Datenaustausch über die serielle Schnittstelle via RS485 für sicherheitskritische Zwecke der Anlagensteuerung. Definiert sind einfache Pakete mit einem Kopf, der die vier Felder eines UDP-Pakets nachbildet, Quelle, Ziel, Länge und Prüfsumme. Alle über RS485 verbundenen Teilnehmer empfangen alle gesendeten Bits, daher erhält jeder Rechner einen Integerwert als Adresse, der jeweils als Quelle oder Ziel eingetragen wird und über den die Teilnehmer die für sie bestimmten Pakete herausfiltern (Beispielsweise sucht sich Teilnehmer 5 alle Pakete mit einer 5 als Zielfeld heraus und versendet Antworten mit einer 5 als Quelle). Da das Protokoll keine Vorhersehungen für Nachrichtenkollisionen (d. h. zwei Teilnehmer wollen gleichzeitig senden) definiert, muss anderweitig sichergestellt werden, dass stets nur ein Rechner Daten sendet, zum Beispiel durch ein Token-Ring-Verfahren oder, so im Projekt, ein Master-Slave-Prinzip (Der Überwachungsserver ist der einzige Master).

**Tabelle 5.4:** Verwendete Kommunikationsprotokolle nach dem Schichtenmodell

Schicht	Protokolle		
Application layer	Cyberwalk Operation Protocol		
Transport layer	UDP	UDS	TTS
Network layer	IP	—	
Data link layer	Ethernet	(Memory)	RS-485

## Module

Der Aufbau der Datenpakete ist in C-Headerdateien definiert (`include/operation_protocol/protocol.h`), die von den Client- und Serverimplementierungen eingebunden werden. Die einzelnen Befehle (`command`) und deren Argumente sind in mehreren Dateien definiert, gruppiert in mehrere Funktionsmodule.

Auf Basis dieser Module ist auch eine einfache Zugriffskontrolle implementiert. Die Befehle jedes Moduls sind getrennt in eine Gruppe aktiver und passiver Befehle und jede dieser Befehlsgruppen der Module können global und für jeden Client individuell

<sup>17</sup> Im Unix-Dateisystem befinden sich die zur seriellen Schnittstelle gehörenden terminal-devices unter der Bezeichnung `tts`

aktiviert oder deaktiviert werden. Dies gewährt zusätzlichen Schutz gegen unbeabsichtigte Eingriffe aufgrund von Implementierungsfehlern und ermöglicht Einschränkungen der Funktionalität bestimmter Clients (z. B. reine Beobachtungsterminals), bietet jedoch keine Sicherheit gegen böswillige Störungen.

**Tabelle 5.5:** Funktionsmodule des Cyberwalk Operation Protocols

Modul (Dateiname)	Prefix (Kennung)	Erläuterung
protocol	-	Grundlegende Protokolldefinition, keine Befehle, nur Fehlerantworten
server	sv	Befehle, die das Verhalten des Serverprogramms beeinflussen (u.a. Verwaltung der Zugriffsrechte)
timers	tr	Definiert serverseitige Timer, die es erlauben, Befehlsintervalle zu messen.
states	st	Kontrolle des Zustandsautomaten, Abfrage des Ist-Zustands, Vorgabe des Sollzustands
velocity	vl	Abfrage einer Ist-Geschwindigkeit, Vorgabe von Sollgeschwindigkeit
control	ct	Befehle zur kombinierten Vorgabe/Abfrage zweier Geschwindigkeiten (x- und y-)
Systemnahe Befehle		
lecan	lc	Spezifische Befehle für CAN-gesteuerte Lenze-Antriebsregler
htcan	ht	Spezifische Befehle für CAN-gesteuerte Hitachi-Antriebsregler
canopen	co	Lesen und Schreiben von CAN-Open Objekten (Variablen); zur direkten Abfrage von Temperatur, Drehmoment, etc. von den Antriebsreglern
electric	el	Steuerung der elektrischen Ein-/Ausgänge
hydraulic	hy	Schnittstelle zur Steuerung des Hydraulikaggregats (Nicht mehr benötigt durch Wegfall des Aggregats)
lecom	lz	Steuerung der Lenze-Antriebsregler mit RS-485-Schnittstelle (nicht mehr aktualisiert)

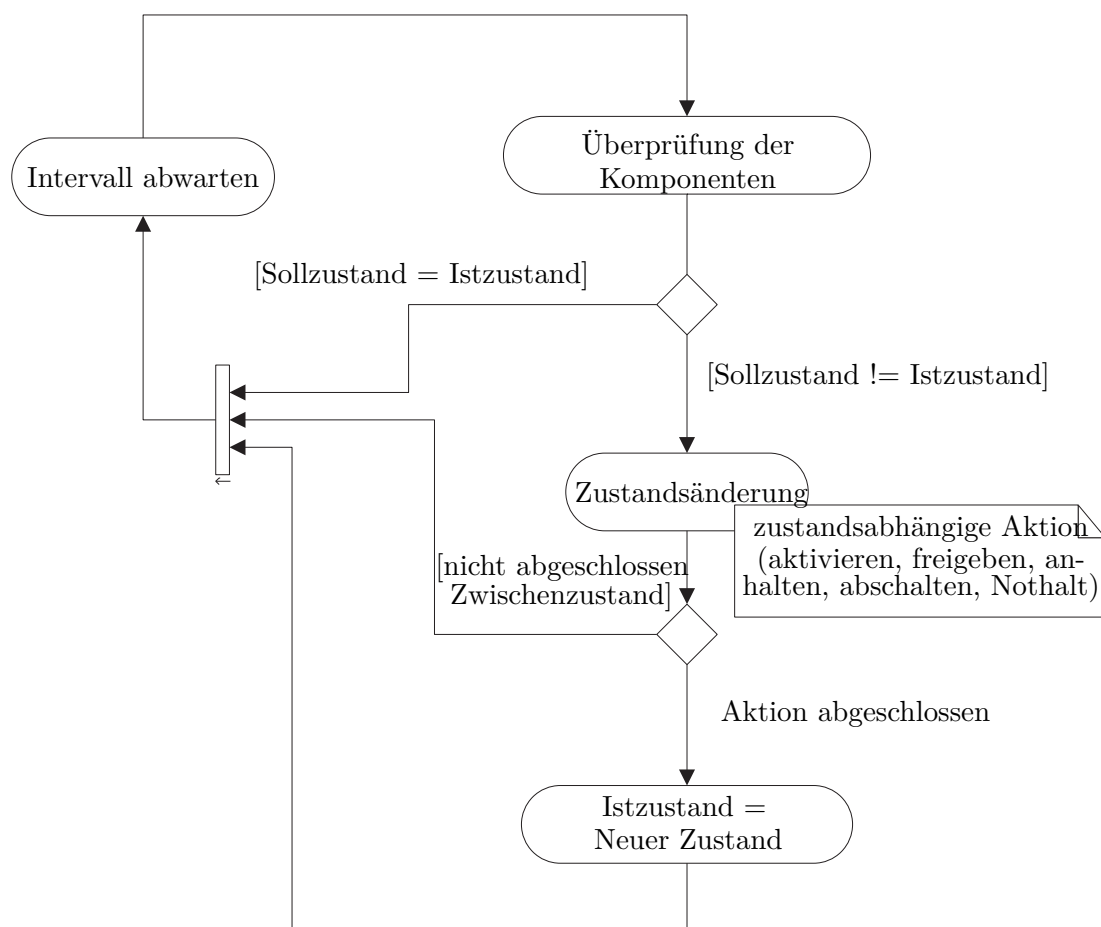
### 5.4.5 Zustandsautomat

#### Betriebszustände

In jedem Server des Cyberwalk-Projekts ist ein einheitlicher Zustandsautomat integriert, der den Betriebszustand vorgibt und überwacht – auch wenn keine Kompo-

nenten gesteuert werden. Die möglichen Zustände sind in jedem Automaten gleich (auch das Softwareinterface ist dasselbe), unterschiedlich sind nur die Aktionen für Übergänge und Überwachung. Dies erlaubt eine einfache zentrale Verwaltung des Gesamtbetriebszustands aller Server.

Der Zustandsautomat erhält einen Soll-Zustand und verwaltet einen Ist-Zustand, in regelmäßigen Intervallen wird eine komponentenspezifische Überprüfungsroutine aufgerufen – zur Kontrolle der Kommunikation und von Prozessvariablen (Temperatur, Strom, etc.) – und gegebenenfalls Routinen zur Aktivierung, zum Abschalten oder zum Anhalten.



**Bild 5.31:** Vereinfachte Darstellung des Zustandsautomaten

Folgende Betriebszustände sind definiert:

### Keine Stromversorgung

Der Rechner ist ausgeschaltet. Dies ist selbstverständlich kein Zustand im Programm, sondern sei hier erwähnt, um zu verdeutlichen, dass der Programmzustand *Aus* kein vollständiges Abschalten sein kann, und dass für den Bediener eine zusätzliche logische Stufe existiert, zu der

natürlich auch jederzeit durch Abschalten des Stroms zurückgekehrt werden kann.

### **Undefinierter Zustand (Ausgangszustand)**

Theoretisch können sich direkt nach dem Programmstart – der nicht zwangsweise an einen vollständigen Reset der Maschine geknüpft sein muss – die angeschlossenen Geräte in jedem Zustand befinden, daher muss der Server zunächst alle Ausgänge abschalten, um den Zustand *Aus* wirklich sicherzustellen. Dies geschieht automatisch und normalerweise vom Bediener unbemerkt.

Es gibt keinen Grund, später im Programmablauf in diesen Zustand zurückzukehren. Sollte dies dennoch der Fall sein, ist es ein Hinweis auf einem Programmier- oder Logikfehler.

**Aus** Alle angeschlossenen Komponenten sollten sich in dem Zustand befinden, der nach dem Einschalten der Hauptstromversorgung vorliegt. Normalerweise kann in diesem Zustand noch keine mechanische Bewegung stattfinden. Dies ist der niedrigste reguläre Zustand, in dem sich das Programm befinden kann. Es findet keine Überwachung der Prozessgrößen statt. Der Server wartet auf den Befehl zum Anschalten.

**An/Halt** Alle Komponenten sind funktionsfähig und aktiviert, stehen aber still, da Geschwindigkeitsvorgaben in diesem Zustand von der Software nicht weitergegeben werden. Die Freigabe (der nächste Zustand) erfordert aber keine Hardwareinteraktion mehr, sondern ist rein programmintern. Zum Erreichen dieses Zustands ist aus Sicherheitsgründen eine Hardwareinteraktion, das manuelle Drücken des Freigabeknopfes, notwendig.

### **In Betrieb (Freigegeben)**

Die Maschine läuft und verarbeitet Geschwindigkeitsbefehle. Sobald dieser Zustand verlassen wird, wird die Sollgeschwindigkeit der Maschine wieder auf Null festgesetzt, die Anlage bleibt aber aktiv, bis der Soll-Zustand *Aus* vorgegeben wird.

Weiterhin gibt es zwei Stufen für Notfälle. Diese sind so implementiert, dass sie möglichst schnell und zuverlässig verarbeitet werden und außerdem ein versehentliches Wiedereinschalten verhindern.

Ob und wie sich die Implementierung dieser beiden Notfall-Zustände voneinander und von einem regulären Abschalten unterscheiden, hängt von den Gegebenheiten der Hardwareschnittstelle ab. Die Effektivität und Zuverlässigkeit dieser Schnittstellen ist natürlich im Vergleich zu einer elektrischen Notabschaltung stark eingeschränkt. Die Motivation dieser Zustände ist die Möglichkeit, einen Notaus/-halt auch per Software auslösen zu können und dies über das Cyberwalk-Operation-Protokoll den anderen Steuerungsrechnern mitzuteilen.

**Nothalt** Ziel ist es, die Geschwindigkeit der Anlage möglichst schnell zu reduzieren, um mechanische Schäden zu vermeiden.

**Notaus** Hier gilt es, die Anlage möglichst schnell abzuschalten, primär zur Verhinderungen von elektrischen Schäden.

Wird dem Server ein neuer Sollzustand gegeben, kann dieser oft nicht sofort erreicht werden, sondern es kann einige Zeit vergehen, bis zum Beispiel die nötigen Voraussetzungen für einen Zustandswechsel vorliegen. Das heißt, das Programm befindet sich in dieser Zeit in einem Zwischenzustand, sobald es den alten verlassen und bis es den neuen Zustand erreicht hat. Der aktuelle Zustand eines Zustandsautomaten ist daher definiert als Kombination des Soll-Zustands und des letzten gültigen Ist-Zustands. Sind beide Zustände nicht identisch, liegt ein solcher Übergangszustand vor (Beispiel: Der Server ist im Zustand *Aus* und erhält den Soll-Zustand *In Betrieb*. Damit befindet er sich erst im Zwischenzustand *Anschalten*, bis die Komponenten aktiviert sind, danach kurz im Zwischenzustand *Freigeben*, bis schließlich der Soll-Zustand erreicht ist).

## Betriebsfehler und Warnungen

Je nach Betriebszustand führt das Programm regelmäßig unterschiedliche Tests der Komponenten durch und überwacht Kommunikation, Temperatur, Spannung, Strom, etc. Schlägt ein solcher Test fehl, gibt es mehrere Möglichkeiten, wie das Programm reagieren kann:

- Der Server aktiviert einen Warnzustand für die jeweilige Ursache (intern wird eine Reihe von Warnzustands-Bits verwaltet, jeder Zustandsautomat ordnet einem Bit eine bestimmte Ursache zu, z. B. Temperaturschwelle überschritten). Das Vorliegen von Warnungen kann von Clients abgefragt oder durch Signale angezeigt werden. Sobald der Test wieder erfolgreich ist (Temperatur normal), wird die Warnung wieder deaktiviert.
- Bei schwerwiegenden Fehlern kann der Sollzustand selbsttätig herabgesetzt werden, d. h. die Anlage wird angehalten oder (not-)abgeschaltet.
- Außerdem kann das Programm die Anlage temporär anhalten. Dies funktioniert analog zu den Warnungen, nur wird zusätzlich die Geschwindigkeit auf Null gehalten, solange der Fehler vorliegt. Der Ist-Zustand fällt von *In Betrieb* auf *An/Halt*, der Sollzustand bleibt jedoch, sodass die Maschine nach Beseitigung der Ursache automatisch (aber möglicherweise zeitverzögert) wieder anläuft. Die primäre Motivation für diesen Sonderzustand ist die Möglichkeit, nach dem Unterbrechen der Lichtschranken, die die Bewegung einer Person auf der Plattform begrenzen, eine automatische Fortsetzung des Betriebs zu ermöglichen – falls gewünscht.

## Zentrale Gesamtzustandsüberwachung

Zu beachten ist, dass alle diese Maßnahmen und Zustandsänderungen auf den Server, in den der Zustandsautomat eingebunden ist, beschränkt sind, d. h. ein Fehler der



Sicherheitselektrik schaltet nicht den Server für die Antriebe auf *Aus*. Hier kommt der Überwachungsserver ins Spiel, der nicht direkt mit Komponenten verbunden ist, sondern im Wesentlichen nur aus einem Zustandsautomaten besteht und auf einem beliebigen Rechner im Netzwerk läuft. Die Überprüfungsroutine des Zustandsautomaten dieses Überwachungsservers fragt die Soll- und Ist-Zustände aller anderen Server der Reihe nach ab und vergleicht sie mit dem eigenen Zustand, mit dem Ziel, dass sich alle Server im gleichen Zustand befinden.

Weiterhin überprüfen die Server ihrerseits das regelmäßige Abfragen des Soll-/Ist-Zustands durch den Überwachungsserver, um auf eine Störung der Netzwerkkommunikation reagieren zu können.

Üblicherweise wird also nur ein Gesamt-Zielzustand vorgegeben, zu Testzwecken kann die Anlage aber auch ohne Überwachungsserver betrieben werden, in dem allen benötigten Servern einzeln ein Zielzustand vorgegeben wird (z. B. über deren spezifisches Bedieninterface).

## 5.4.6 Implementierung

### Projektstruktur

Die Cyberwalk Software besteht im Kern aus fünf Serverprogrammen (`cwserver_*`) und drei verschiedenen grafischen Clients (`cwgui_*`) wie in Abschnitt 5.4.1 beschrieben. Darüber hinaus existieren kleine Test- und Einrichtungsprogramme für die Maschinenkomponenten und einige Beispiel-Steuerungsprogramme. Alle Applikationen der Bedienrechner werden mit einem zentralen Makefile<sup>18</sup> erstellt.

Daneben sind für das lokale Linux-System des Entwicklungsrechners (als *host* bezeichnet, im Gegensatz zum *target*, dem Zielsystem) Testversionen der Anwendungen definiert, die so genannten Dry-Server (`cwserver_*_dry`). Diese Server emulieren auf unterster Ebene das grundlegende (erwartete) Verhalten der auf dem Zielsystem angeschlossenen Hardware und erlauben es, alle höheren Systemebenen komfortabel lokal zu testen und zu debuggen.

### Server

Ursprünglich war die Befehlsverarbeitung der Server synchron konzipiert, das heißt, ein Server bearbeitet stets nur eine Anfrage zur gleichen Zeit, sendet die Antwort und wartet dann auf den nächsten Befehl. Die Einbindung des intervallgesteuerten Zustandsautomaten (neben der anfragegesteuerten Netzwerkabstraktion der Hardware-schnittstellen) macht jedoch einen asynchronen Betrieb erforderlich, sodass im

---

<sup>18</sup> *Makefiles* enthalten Anweisungen für *make*, einem weit verbreiteten Programm zum automatischen Ausführen der zum Erstellen von Programmen nötigen Befehlsketten. Der Aufruf `make help` im Projektverzeichnis listet mögliche Make-Targets auf.

**Tabelle 5.6:** Von den Applikationen verwendete Funktionsmodule des *Cyberwalk Operation Protocols* (Tabelle 5.5)

Applikation	Verwendete Module
<code>cwserver_ht</code>	states server velocity htcan canopen
<code>cwserver_lc</code>	states server velocity lecan canopen electric
<code>cwserver_es</code>	states server electric
<code>cwserver_ct</code>	states server control timers
<code>cwserver_wd</code>	states server
<code>cwserver_st<sup>a</sup></code>	states server
<code>cwserver_hy<sup>b</sup></code>	states server velocity hydraulic
<code>cwserver_lz<sup>b</sup></code>	server lecom timers
<code>cwgui_ht</code>	states server velocity htcan canopen
<code>cwgui_lc</code>	states server velocity lecan canopen electric
<code>cwgui_ct</code>	states server control velocity htcan lecan canopen electric
<code>cwgui_wd</code>	states server control velocity htcan lecan canopen electric
<code>cwgui_st<sup>c</sup></code>	states server
<code>cwgui_hy<sup>b</sup></code>	states server velocity hydraulic
<code>cwgui_lz<sup>b</sup></code>	server lecom

<sup>a</sup> spezieller Testserver; besteht nur aus einem Zustandsautomat und hat sonst keine Funktionalität nach außen

<sup>b</sup> nicht mehr aktualisiert

<sup>c</sup> Test-Benutzeroberfläche; steuert nur den Zustand eines Servers

Zuge dessen auch die externen Anfragen auf gleichzeitige Bearbeitung umgestellt wurden.

Die Implementierung verwendet Threads über die POSIX-Threads API (pthreads). Threads ermöglichen es einem Programm, sich in mehrere, (quasi-)parallel laufende Ausführungsstränge (Unterprogramme) zu teilen, das heißt, mehrere Funktionen laufen gleichzeitig, wobei sie sich den Zugriff auf globale Variablen teilen aber auch einen eigenen Speicherbereich für funktionslokale Variablen besitzen. Beim Zugriff auf externe Schnittstellen und gemeinsame Datenstrukturen müssen die einzelnen Threads wieder synchronisiert werden, die häufigste Methode hierfür ist das Locking mit einem so genannten Mutex.

## Clients

Während der Applikationscode der Server naturgemäß Elemente spezifisch für das System der Ultratronik-Terminals enthält, ist die Implementierung der Clients auf weitgehende Interoperabilität ausgelegt und wurde mit mehreren Compilern unter Linux und Windows getestet. Die Anwendungen `cwclient_joy` (Steuerung mit Joystick unter Linux), `windows_joystick_control` (Joysticksteuerung unter Windows) und `windows_demo_client` (Regelmäßige Abfrage und Vorgabe einer zufälligen Geschwindigkeit) dienen zur Demonstration der Einbindung der Routinen.

### 5.4.7 Grafische Benutzeroberfläche

#### Das Nano-X Window System

Das *Nano-X Window System* (ehemals *Microwindows*) ist ein Open-Source Projekt mit dem Ziel, auf Kleincomputern und Embedded Systems – die nicht für ein modernes Desktopsystem ausgelegt sind – eine schlanke Grundlage für grafische Benutzeroberflächen zu bieten. Für die Touchscreen-Bedieneinheiten wird bereits eine vorkonfigurierte Version vom Hersteller Ultratronik zur Verfügung gestellt<sup>19</sup>, was den Einsatz des Nano-X Systems als Grundlage für die Bedienprogramme des Cyberwalk-Projekts nahe legt.

Nano-X besitzt eine API ähnlich zu Xlib, der Bibliothek des *X Window Systems*, das auf vielen Unix-verwandten Systemen zu finden ist. Wie das X Window System baut auch Nano-X auf dem Client-Server-Modell auf, wobei der Nano-X-Server die Ein-/Ausgabegeräte (Monitor, Maus, Tastatur, Touchscreen, etc.) verwaltet, und die X-Client-Anwendungsprogramme Ereignisse vom Server empfangen (Mausbewegung, Tastendruck, ...) und die grafische Darstellung erzeugen.

Ein besonderer Vorteil für das Projekt ist die Möglichkeit, eine Version des Nano-X-Servers zu erstellen, die in einem Fenster eines regulären X-Systems läuft. Zusammen mit den Dry-Servern können somit alle User-Interface-Applikationen von Cyberwalk auf einem (unabhängigen) regulären Linux-Desktop-System entwickelt und getestet werden.

#### Details zur Implementierung

Das Nano-X System definiert keine User-Interface-Elemente (Buttons, Menüs, Toolbars, etc.), die Cyberwalk-Benutzeroberflächen verwenden daher eigene Elemente. Alle Elemente der Benutzeroberflächen des Cyberwalk Projekts sind objektorientiert implementiert, üblicherweise existiert im Verzeichnis `src/nanox_ui/` ein `.h/.c`-Dateipaar je Element.

---

<sup>19</sup> <http://tnw2000.org/>

Die Grundelemente sind kombiniert zu komplexeren, mit den Cyberwalk-Servern interagierenden Objekten, die einem Funktionsmodul des *Cyberwalk Operation Protocols* zugeordnet sind und sich im entsprechenden Unterverzeichnis zu `src/nanox_ui/` befinden.

Diese CW-OP-Modulspezifischen-Objekte (Tabelle 5.5) sind zu serverspezifischen (Tabelle 5.6) Seiten-Objekten (`src/nanox_ui/pages`) zusammengefasst, die ihrerseits im main-Block der Benutzeroberflächenapplikationen (`src/cwgui_*.c`) referenziert werden.

## 5.5 Sicherheitssystem

Beim Betrieb einer Maschine mit diesen Dimensionen und Leistungen ist eine genaue Analyse der auftretenden Gefährdungen für Mensch und Maschine zwingend notwendig. Die grundlegende Vorgehensweise sowie wichtige Hinweise bietet die EG Maschinenrichtlinie 2006/42/EG [43]<sup>20</sup>, wobei im Rahmen dieser Arbeit keine rechtsverbindliche Prüfung im Sinne dieser Richtlinie durchgeführt wird. Die Prüfung der Maschinensicherheit ist erst nach der Integration der Anlage in das Gesamtumfeld in Kombination mit ablauforganisatorischen Maßnahmen möglich und muss von einer dazu befugten Stelle abgenommen werden. Im Sinne des Artikel 1 Absatz 1 der Richtlinie handelt es sich um eine unvollständige Maschine, wobei Absatz 2g die beschriebene explizit ausnimmt, sofern sie ausschließlich zu Forschungszwecken genutzt wird, was hier zutrifft. Dies ist hier insbesondere bei Wartungs- und Einbauunterlagen der Fall, da es sich um einen Prototypen handelt, wobei bestimmte Charakteristiken erst im Laufe des Betriebs festgestellt werden können. Aus diesem Grund darf die Maschine ausschließlich von einer entsprechend qualifizierten und eingewiesenen Person betrieben werden.

Die Reihenfolge zur Minimierung der Risiken regelt Absatz 1.1.2 im Anhang I wie folgt:

- Beseitigung oder Minimierung der Risiken so weit wie möglich (Integration der Sicherheit in Konstruktion und Bau der Maschine)
- Ergreifen der notwendigen Schutzmaßnahmen gegen Risiken, die sich nicht beseitigen lassen
- Unterrichtung der Benutzer über die Restrisiken aufgrund der nicht vollständigen Wirksamkeit der getroffenen Schutzmaßnahmen; Hinweis auf eine eventuell erforderliche spezielle Ausbildung oder Einarbeitung und persönliche Schutzausrüstung.

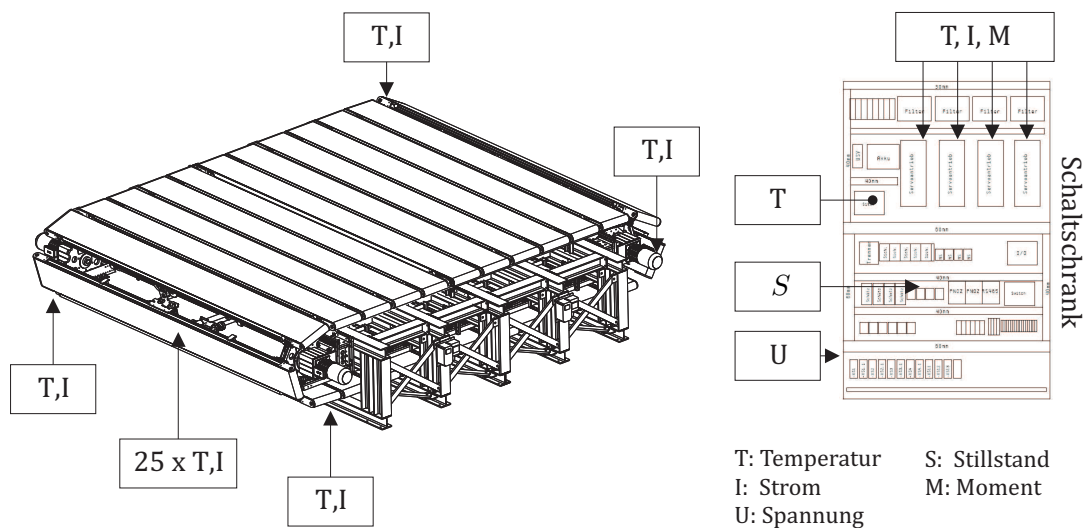
---

<sup>20</sup> Alle Quellenangaben dieses Kapitels beziehen sich soweit nicht anders angegeben auf diese Richtlinie

### 5.5.1 Maßnahmen zur Sicherung der Anlage

Bei der Konstruktion der Plattform sind verschiedenste Überlegungen zur Sicherung der Anlage eingeflossen und sollen hier kurz skizziert werden.

Neben den grundlegenden mechanischen Maßnahmen, die v.a. bei der Konstruktion einen wesentlichen Anteil haben, ist es auch möglich, aus den Sensordaten im laufenden Betrieb Rückschlüsse auf den Zustand der Anlage zu ziehen. Die dabei von der Software verwendeten Daten sind in Bild 5.32 dargestellt. Zusätzlich werden hier auch Rückmeldungen der Frequenzumrichter ausgewertet (z.B. Schleppfehler am Hauptantrieb).



**Bild 5.32:** Von der Software zur Sicherheitsbewertung verwendete Daten

**Hauptkette:** Die Steuerung der Hauptketten erfolgt, wie in Kapitel 5.3.3 dargestellt, durch vier Antriebe, wobei je zwei Antriebe variabel frequenzgekoppelt werden. Die Aufrechterhaltung dieser Frequenzkopplung ist elementar wichtig, um eine Relativbewegung der zwei Antriebsketten in jedem Fall zu vermeiden. Im Falle eines Stromausfalls wird die Bestromung der Logik durch die unterbrechungsfreie Spannungsversorgung (USV) übernommen. Diese leitet eine Sofortbremsung ein, wobei die dafür nötige Energie generatorisch aus den Antrieben erzeugt und über den Zwischenkreis weitergeleitet wird. Die Batterien der USV sind regelmäßig zu prüfen. Die Antriebsregler sind zudem über einen Eingang mit der Not-Aus-Logik verbunden und führen somit auch ohne eine Auslösung über den Datenbus eine Notbremsung aus.

Ein ungewolltes Einschalten durch einen Softwarebefehl ist nicht möglich. Hierzu ist eine Logik über elektromechanische Elemente vorgesehen, welche den Strom nur dann frei gibt, wenn der Freigabeschalter real gedrückt wird. Ebenso wird der Not-Aus-Kreis nur dann freigegeben, wenn auch am Verteiler der Bandsegmente kein Not-Aus anliegt. Ein Anschalten nach einem Stromausfall kann nur durch erneute

Freigabe erfolgen.

Die maximale Geschwindigkeit ist an der Codestelle 632 der Master-Antriebsregler limitiert. Ein sinnvoller Wert liegt bei 50% von  $v_{max}$  und sollte möglichst nicht überschritten werden. Eine Änderung dieser Codestelle ist zu dokumentieren, der Verantwortliche muss die umgehende Rückstellung nach Beendigung der Hochgeschwindigkeitsexperimente veranlassen. Während der Aufhebung muss im Betrieb grundsätzlich der Anlagenverantwortliche anwesend sein, welcher die Plattform ständig optisch, akustisch und über die angezeigten Werte kontrolliert und die Anlage bei einem eventuellen Versagen durch Überbelastung stilllegt.

**Bandantriebe:** Die Transportbänder unterliegen einem hohen Reibwiderstand. Hier genügt die Trennung der Spannungsversorgung, um die Bänder nahezu schlagartig zum Stehen zu bringen. Die Trennung erfolgt entweder durch Drücken des Not-Aus-Schalters am Verteiler der Bandsegmentversorgung oder über die Not-Aus-Kopplung zum Schaltschrank der Hauptkette.

**Steuerungsebene:** Wie im Kapitel 5.4.1 beschrieben, existiert auf der Steuerungsebene ein von den Zustandsautomaten festgelegter Anlagenzustand. Jede Einheit überprüft die Parameter der unterlagerten Antriebe und Elemente (z.B. Temperatur, Drehmoment usw.) und kann den gesamten Anlagenzustand modifizieren, was zu einem Not-Aus führen kann. Meist wird davor ein Bereich erreicht, in dem die Warnung optisch (Touchscreen, Zustandsleuchten) und/oder akustisch (Sirene) ausgegeben wird. Die optoakustischen Anzeigen signalisieren auch wesentliche Ereignisse wie z.B. die Freigabe der Anlage.

Die Kommunikation erfolgt auf der Ebene des Ethernets, zur weiteren Absicherung der Kommunikation ist optional auch eine parallele Kommunikation über die RS485-Schnittstellen möglich.

**Mechanik:** Die Anordnung der mechanischen Elemente erfolgt derart, dass in den Bereichen, in denen Menschen arbeiten oder Versuchen ausgesetzt sind, ein Minimum an Gefahrenstellen existiert. Eine Auflistung der verbleibenden Gefahrenstellen erfolgt bei der nachfolgend in Kapitel 5.5.2 aufgezeigten Analyse.

**Umfeld:** Die Plattform muss durch geeignete Maßnahmen gegen Zugang von Unbefugten oder gegen versehentlichen Zutritt gesichert werden. Der Versuchsleiter muss jederzeit einen kompletten Überblick über die Plattform (auch im Inneren) haben, was ggf. durch entsprechende Kameras sicherzustellen ist. Zudem ist es von Vorteil, eine akustische Verbindung zur Plattform zu haben, da sich der Zustand der Anlage auch gut am Laufgeräusch erkennen lässt. Die verantwortliche Person muss jederzeit in der Lage sein, einen leicht zugänglichen Not-Aus-Schalter zu erreichen. Die Schaltflächen der Touchpads sind hier nicht ausreichend. Ebenso muss der Versuchsleiter jederzeit eine akustische Verbindung zur Versuchsperson herstellen können. Die Gesamtanlage ist gegen unbefugten Zutritt und unbefugtes Anschalten zu sichern. Der

Fluchtweg ist zu kennzeichnen und darf nicht blockiert werden.

Für den Fall eines Brandes müssen Feuerlöscher bereitgehalten werden, die für die in der Anlage auftretenden Spannungen geeignet sind. Zur Minimierung des Schadens empfiehlt sich der Einsatz rückstandsfreier Löschgeräte.

### 5.5.2 Sicherheitsanalyse

Für die folgende Analyse wird angenommen, dass die Plattform in einen Zwischenboden eingelassen wird, wobei an der Oberfläche ein rechteckiger Ausschnitt frei bleibt, der höchstens die Breite der kürzeren Bandsegmente und höchstens die Länge der Strecke hat, auf der die Ketten der Bandsegmente eben auf den Laufschiene aufliegen.

Bei den Gefährdungen erfolgt die Unterscheidung nach folgenden Gruppen:

- Gefahren für die Versuchsperson
- Gefahren für Wartungspersonal
- Allgemeine Gefahren für Menschen
- Gefahren für die Maschine

Hierbei kann noch grob nach Gefährdungen durch mechanische und elektrische Einwirkung unterschieden werden.

**Gefahren für die Versuchsperson:** Die Versuchsperson befindet sich auf dem Ausschnitt, durch den die Plattform betretbar ist. Die Hauptgefahr geht hier davon aus, dass die Person stürzt und Körperteile in den Spalt am Rand des Ausschnitts geraten. Hierbei kann es zu Quetschungen, Schürfungen, Verbrennungen und Amputationen kommen. Diese sehr schwerwiegenden Gefahren müssen sicher ausgeschlossen werden und erfordern Maßnahmen, deren strikte Einhaltung essentiell ist:

- Anbringen eines Sicherheitsgurtes, durch den es Versuchsperson an keiner Stelle der Plattform möglich ist, mit den Knien oder den Händen die Plattformoberseite zu berühren
- Tragen von festem Schuhwerk mit ausreichend hohem, stabilem Rand
- Minimierung der Spaltgröße im Rahmen der praktischen Möglichkeiten
- Montage einer Kontaktleiste vor dem Spalt zur Auslösung eines Not-Aus
- Direkter Zugang zu einem Not-Aus eines Beobachters solange die Plattform aktiv ist
- Optional: Sturzerkennung am Seil des Sicherheitsgurtes

Zudem ist es der Versuchsperson theoretisch möglich, ein Band anzuheben (z.B. wenn dieses nach dem Auslauf nicht in die Führungsnut eingelaufen ist) und mit dem Fuß unter das Band zu gelangen. Dieser unwahrscheinliche Fall kann zu einem Sturz, verbunden mit einer Zerrung o.ä. führen. Durch einen sauberen Gang (nicht schlurfend) ist dieses weitgehend auszuschließen.

Die Plattform ist in allen Teilen mit einer Erdung versehen, welche am Ende der Inbetriebnahmephase sowie in regelmäßigen Abständen zu überprüfen ist. Falls es zu einem Kontakt stromführender Teile mit der Struktur kommt, wird diese in der Regel über die Erdungsleitung abgeleitet. Ein entsprechender FI-Schalter in der Stromversorgung ist ggf. für ein Abschalten der Spannung vorzusehen. Falls dieser nicht vorhanden ist und gleichzeitig die Erdung unterbrochen ist, kann es zu einem Stromfluss über die Versuchsperson kommen, wenn diese beispielsweise leitend mit geerdeten Teilen verbunden ist (beispielsweise leitfähiges Seil des Sicherheitsgurtes am Traversensystem oder elektrische Kabel). Zudem kann sich ggf. eine Schrittspannung ausbilden. Dies sollte durch entsprechend schlecht leitende Materialien wie Kunststoffseile und isolierende Schuhsohlen verhindert werden.

Bei einem Versagen der Frequenzkopplung und/oder einem Blockieren einer der Hauptantriebsketten ist es möglich, dass es zu einer größeren Relativbewegung der Ketten kommt, wodurch die Bänder und damit der Untergrund, auf dem die Person steht, zerstört werden, was zu Verletzungen im Fußbereich führen kann. Die Versuchsperson ist entsprechend einzuweisen, dass sie diesen Fall selbstständig erkennen und entsprechende Gegenmaßnahmen durchführen kann, beispielsweise das Verlassen der Plattform oder das Anziehen der Füße (Aufnahme der Körperkraft durch den Sicherheitsgurt).

**Gefahren für Wartungspersonal:** Zur Wartung der Maschine ist es notwendig, den Bereich unterhalb des Zwischenbodens und das Innere der Antriebskette zu betreten. Dies darf nur von speziell ausgewiesenen Personen durchgeführt werden, die mit der Anlage und deren Charakteristik vertraut sind. In diesem Bereich sind bei einer Bewegung der Anlage und gleichzeitigem Kontakt schwerste Verletzungen möglich, die zum Tod führen können. Deshalb ist eine Bewegung der Anlage unter allen Umständen auszuschließen.

Die Arbeiten sind grundsätzlich bei stromloser, gesicherter Anlage durchzuführen, die Hauptketten sind gegen plötzliches Verfahren mechanisch zu sichern. Sollte es notwendig sein, die Plattform zu verfahren, um beispielsweise Fehler zu erkennen, muss eine weitere Person mit einer Hand am Not-Aus und guter Sicht auf die Person an der Anlage zugegen sein. Dabei darf sich die Person an der Anlage niemals mit Körperteilen im direkten Verfahrbereich der Anlage aufhalten. Die Verfahrgeschwindigkeit ist auf ein notwendiges Minimum zu beschränken.

Sobald sich eine Person innerhalb der Hauptkette oder im Verfahrweg der Plattform befindet, muss die Anlage stromlos geschaltet (abgesteckt) und mechanisch gesichert sein.

Durch die geringe Bauhöhe und die Form der Bauteile sind Verletzungen durch Stöße v.a. im Kopfbereich möglich und wahrscheinlich. Aus diesem Grund ist stets eine Stoßkappe und entsprechende Arbeitskleidung zu tragen.



Alle elektrischen Anlagen sind weitgehend berührungssicher ausgeführt, trotzdem kann es theoretisch möglich sein, dass durch eine gelöste Verbindung oder eine im Dauerbetrieb defekt gewordene Leitung stromführende Teile zugänglich sind. Aus diesem Grund ist bei Arbeiten im Bereich der elektrischen Installation grundsätzlich eine Spannungsfreiheit herzustellen. Zudem sind die elektrischen Elemente im Bereich der bewegten Anlagenteile regelmäßig fachgerecht zu prüfen.

Bei Fehlfunktionen besteht die Gefahr, dass sich Teile von der Plattform lösen und zu Verletzungen führen. Aus diesem Grund sind die Schraubverbindungen in regelmäßigen Abständen und mit geeigneten Maßnahmen zu kontrollieren.

**Allgemeine Gefahren für Menschen:** Während eines Versuchs darf sich – außer einem speziell geschulten Versuchsleiter – niemand in der Laufhalle befinden. In der Nähe des Versuchsleiters ist eine Not-Aus-Einheit anzubringen. Die Plattform muss mit einem Sicherheitszaun abgeschildert sein, so dass ein Betreten durch weitere Personen ausgeschlossen ist. Ebenso muss sichergestellt sein, dass der Raum unterhalb des Zwischenbodens nicht unbemerkt betreten werden kann. In jedem Fall darf sich nur eine einzelne, gesicherte Person auf der Plattform befinden. Der Rand des Zwischenbodens ist gegen Absturz zu sichern.

Eine Nichtbeachtung führt zu den oben aufgeführten Gefahren für Versuchspersonen und/oder Wartungspersonal.

Eine Besonderheit besteht auch darin, dass sich Personen auf der Plattform befinden können, ohne dass eine ausreichende Beleuchtung vorhanden ist, was im Gegensatz zu den Bestimmungen des Anhang I, Absatz 1.1.4 steht. Dies ist durch die Art der Experimente in den meisten Fällen notwendig. Die Halle ist aus diesem Grund mit einer generellen Beleuchtung auszustatten, welche schnell eingeschaltet werden kann und ohne Verzögerung die volle Leuchtkraft erreicht. Sinnvollerweise wird diese auch an den Not-Aus-Kreis gekoppelt und besitzt einen Akkumulator, um auch im Falle eines Stromausfalls wirksam zu sein.

**Gefahren für die Maschine:** Die Plattform ist nach bestem Wissen ausgelegt und sollte im regulären Betriebszustand keine Gefahr einer Beschädigung mit sich führen. Da es sich um einen Prototypen handelt, können jedoch Restrisiken nicht ausgeschlossen werden.

Es ist insbesondere darauf zu achten, dass die Elektrik regelmäßig fachgerecht geprüft und auf Schadstellen untersucht wird. Die Abnutzung der mechanischen Teile ist ebenso zu kontrollieren. Von besonderer Wichtigkeit ist es, ein Trockenlaufen der Hauptketten zu vermeiden und den korrekten Sitz aller Antriebe und Befestigungen sicherzustellen.

Im Gegensatz zu den Kettenbolzen, die mit einem nicht kriechenden Fett geschmiert werden sollen, müssen die Gleitlager der Ketten trocken bleiben. Eine Schmierung darf in keinem Fall erfolgen, da es sich um spezielle Trockenlauflager handelt. Ebenso muss darauf geachtet werden, dass an diesen Gleitlagern keine Verunreinigungen durch Staub o.ä. auftreten.

Tritt ein Defekt auf, so führt dies zu den arttypischen Effekten, also beispielsweise zu

einer Deformation von Teilen, Bruch, Funkenflug u.ä. und kann bis zur Zerstörung der Gesamtanlage führen. Dies kann durch eine sorgfältige Prüfung verhindert werden. Die Art der möglichen Defekte ergibt sich aus dem Aufbau der Anlage und den Zusammenhängen der mechanischen Komponenten. In der Hauptsache(aber nicht ausschließlich) sind dies:

- Asynchronität der Hauptantriebsketten
- Anlauf von Teilen eines Bandsegments am Folgesegment
- Trockenlauf der Hauptketten
- Unsachgemäße Ausführung / Defekt der Geberrückführung der Hauptantriebe
- Deformation der unteren Laufschiene durch unzureichende Abstützung
- Abnutzung durch an den Laufschiene anlaufende Kettenrollen

Die Gefahren durch unsachgemäße Bedienung wurden durch das spezielle Bedienkonzept und die gekapselte Ausführung der Steuerungsebene weitgehend ausgeschlossen. V.a. bei böswilligen Eingriffen in diese Architektur oder die elektrischen Elemente kann es zur Fehlfunktion kommen.

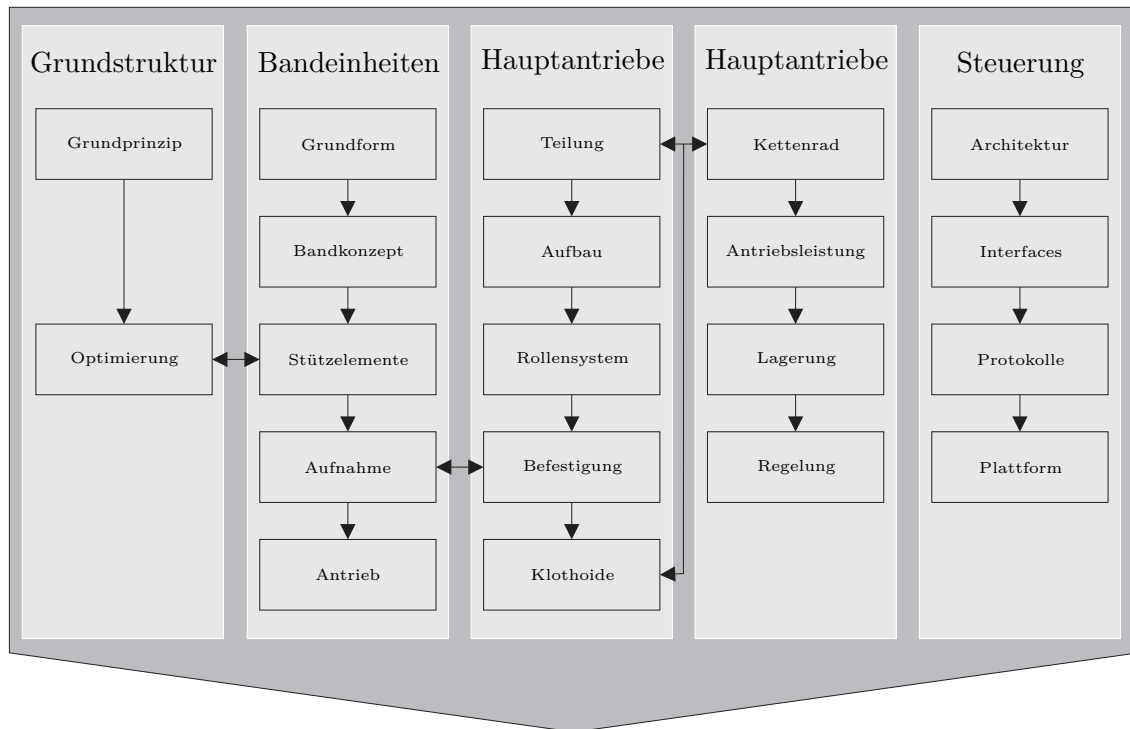
Nach Abschluss der Inbetriebnahme und Aufbau der Peripherie sind vom lokalen Sicherheitsbeauftragten entsprechende Richtlinien, Wartungsanweisungen und Dienst-anweisungen festzulegen. Zudem sind vom Betreiber die nötigen Qualifikationen und Zusatzschulungen festzulegen, die eine Person mindestens benötigt, um die Anlage zu betreiben. Dabei sind die jeweiligen Verantwortungsbereiche abzugrenzen. Eine Abnahme der Gesamtanlage ist empfehlenswert.

## 5.6 Projektmanagement

Die Planung eines solch komplexen Projektes erfordert eine klare Vorgehensstruktur. Hierbei wird der Punkt „Zielerreichung absichern“ des in Kapitel 1.3 vorgestellten Münchener Vorgehensmodells sichergestellt.

Zuerst muss die Anlage als CAD-Modell entwickelt werden, wobei alle wichtigen Parameter festgelegt und die wesentlichen Berechnungen durchgeführt werden. In Bild 5.33 sind in vereinfachter Form die wesentlichen Stationen der Auslegung zu sehen, wobei zu beachten ist, dass viele der gezeigten Schritte iterativ sind.

Im Anschluss an die Spezifizierung und Konstruktion erfolgt die Beauftragung der Zulieferer. Die beiden Bereiche sind jedoch nicht klar zeitlich abgrenzbar, sie überschneiden sich an vielen Stellen, teils sind erst nach dem Eintreffen erster Prototypenteile weitere Planungen möglich. Als Zulieferer fungieren dabei die interne Werkstatt (Elektronik und Mechanik) sowie externe Zulieferer. Die Make-or-Buy-Entscheidung wird an Hand mehrerer Kriterien gefällt. Grundsätzlich ist es aus Kosten- und Steuerungsgründen wünschenswert, eine möglichst große eigene Fertigungstiefe zu haben.

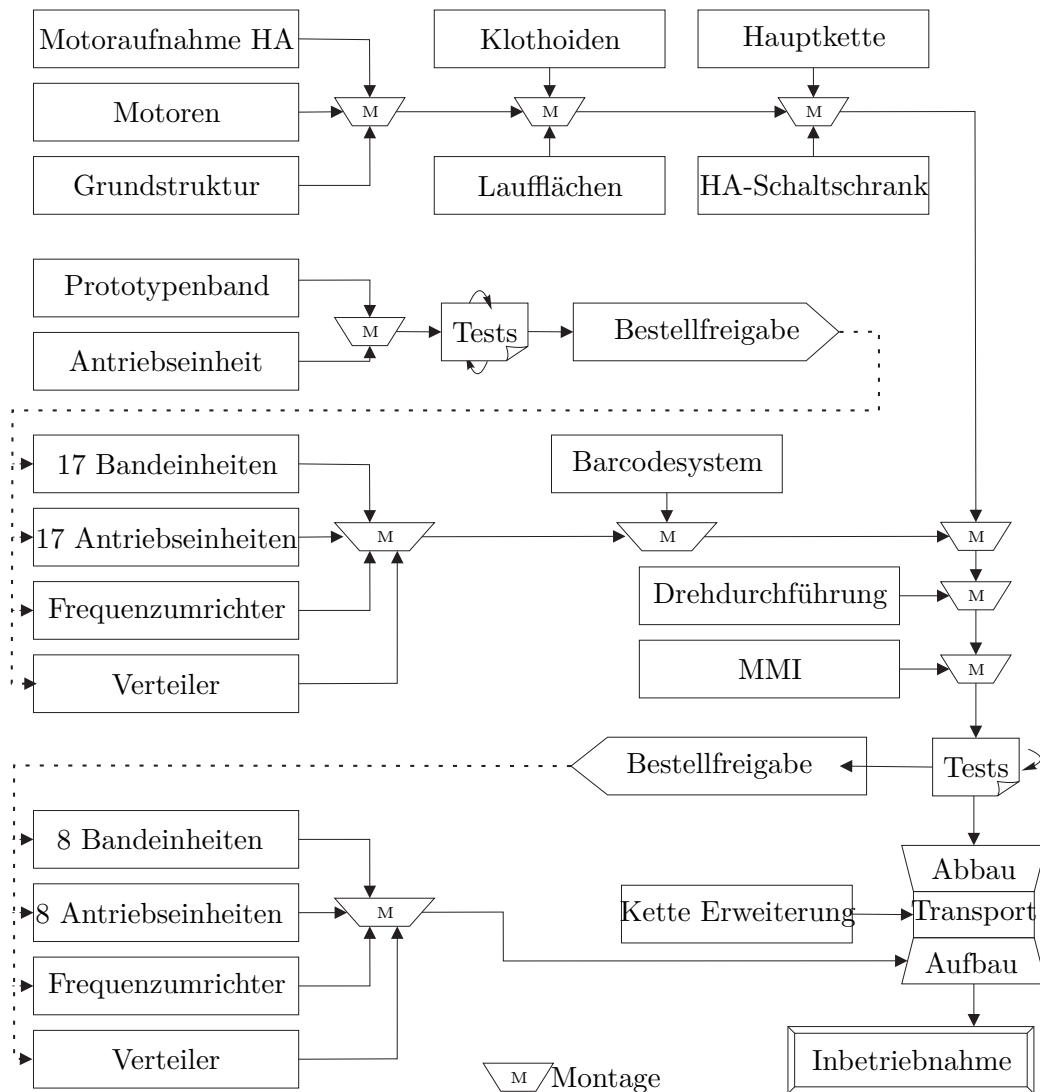


**Bild 5.33:** Projektplanung: Ablauf der Konstruktion und Auslegung

In manchen Bereichen ist dies jedoch auf Grund der Maschinenausstattung, mangelnder Erfahrung oder der Kapazität nicht möglich, hier kommen dann geeignete Lieferanten zum Einsatz. Der Ablauf der Fertigung ist so zu planen, dass die Kapazitäten optimal genutzt werden und möglichst kein Leerlauf entsteht. Hierzu ist es möglich, den kritischen Pfad zu berechnen, also diejenige Abfolge von Arbeiten, die direkt hintereinander liegen und die Projektdauer bedingen. Da es sich hier um die Neuentwicklung eines Prototyps handelt, treten an vielen Stellen Lieferverzögerungen auf, was zu einem Springen des Pfades führt. Durch rechtzeitige Gegenmaßnahmen kann sichergestellt werden, dass der angestrebte Projektendtermin eingehalten werden kann.

In Bild 5.34 ist der Verlauf der Projektabwicklung dargestellt. Der Test der hydraulischen Lösung ist aus Gründen der Übersichtlichkeit weggelassen, ebenso wie der Bau des Prototypen „Cybercarpet“. Die Elemente sind zu Obergruppen zusammengefasst.

Das Schaubild zeigt den zweistufigen Aufbau der Projektplanung. Im ersten Teil werden die Ergebnisse der Planung umgesetzt, an Prototypen getestet und iterativ verfeinert. Vor dem Abbau erfolgt der Test der kompletten Plattform, welcher wie im Projektkonsortium vereinbart in München an der TUM stattfindet. Nach dem erfolgreichen Test des verkleinerten Prototypen folgt die Beauftragung und Fertigung der für die Erweiterung benötigten Elemente. Gleichzeitig wird der Prototyp abgebaut und zur Endmontage nach Tübingen zum MPI transportiert. Hier erfolgt der Wiederaufbau mit einer um 4 Meter verlängerten Hauptkette (=2 Meter größerer Laufbereich). Hierbei ergibt sich eine maximale Laufläche von 4,6 x 4,6 Metern,



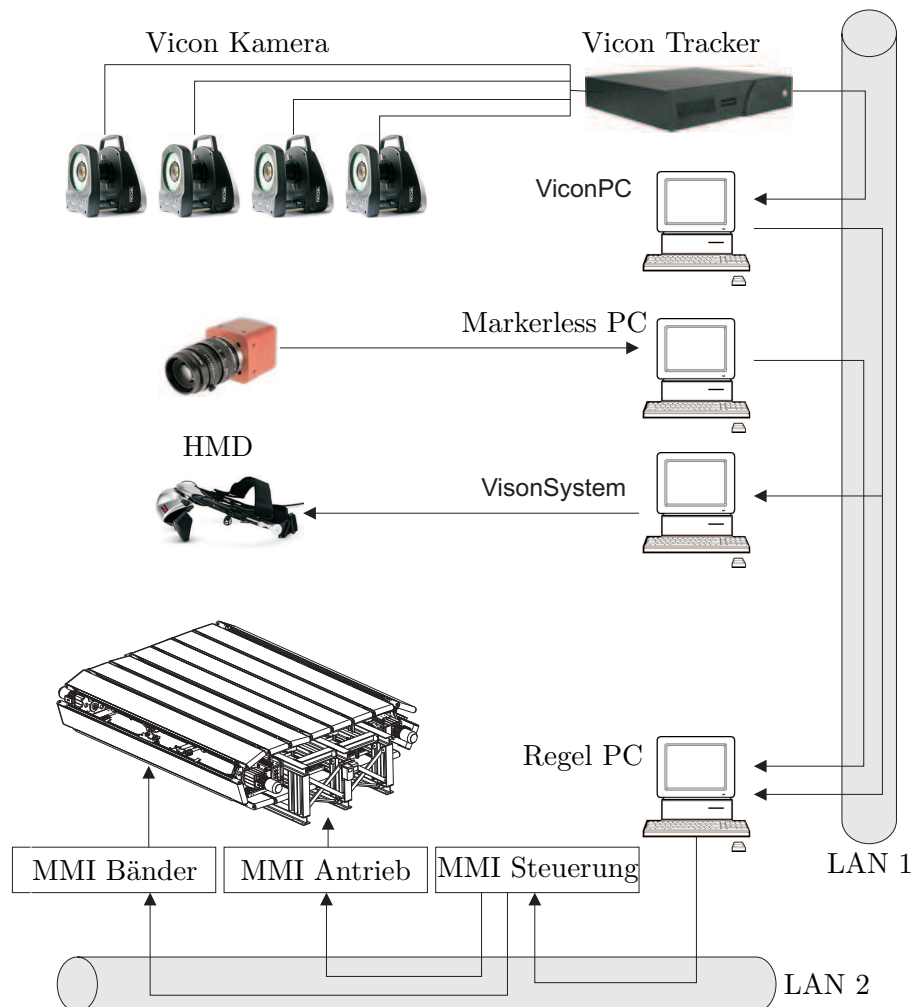
**Bild 5.34:** Projektabwicklung: Bestell- und Montageablauf im logischen Zusammenhang (HA=Hauptantriebe, HMI=Human Machine Interface)

die Gesamtmasse liegt bei ca. 12 Tonnen wobei ca. 7 Tonnen auf die bewegte Kette entfallen.

Im Verlauf des Projekts ist auch die Qualitätssicherung ein wesentlicher Aspekt. Einerseits im Bezug auf die Qualität der zugelieferten Bauteile, andererseits im Bezug auf die Montagearbeiten. Hier ist eine laufende Kontrolle aller Arbeiten und Lieferungen nötig. Im Rahmen dieser Arbeit soll auf die Aspekte der Qualitätssicherung jedoch nicht näher eingegangen werden.

## 5.7 Integration in VR-Umgebung

Nach der erfolgreichen Inbetriebnahme der Plattform erfolgt zur Erreichung des Projektziels die Gesamtintegration zu einer immersiven VR-Umgebung. Das Projektkonsortium und die zugeordneten Aufgaben wurden bereits in Kapitel 2.1 vorgestellt, deshalb soll an dieser Stelle nicht mehr auf die Aufteilung eingegangen werden.



**Bild 5.35:** Integration der Plattform in VR-Umgebung

In Bild 5.35 ist der Gesamtaufbau dargestellt. Zur Positionsbestimmung werden zwei Systeme eingesetzt. Einerseits ein Tracking-System der Firma Vicon<sup>21</sup>, welches IR-Marker verwendet und sich durch eine hohe Datenrate und hohe Genauigkeit auszeichnet. Hierbei wird der Helm der Versuchsperson getrackt. Gleichzeitig existiert der markerlose Tracker, der im Rahmen des Projektes Cyberwalk entwickelt wurde. Dieser hat eine niedrigere Datenrate, kann aber Gesten und Posen erkennen, die zur Interaktion mit der virtuellen Welt verwendet werden können. Beide Tracker bieten im Hinblick auf die Regelung der Plattform eine ausreichend genaue und schnelle

<sup>21</sup> Vicon - UK, 14 Minns Business Park, West Way, Oxford OX2 0JB, UK

Erfassung von Position und Orientierung der Versuchsperson. Zur Generierung der 3D-Daten für das HMD<sup>22</sup> in Echtzeit sind jedoch die schnellen Trackingdaten des Vicon-Systems erforderlich. Die Daten werden über das LAN 1 ausgetauscht, welches das vor Ort installierte Netzwerk darstellt. Das LAN 2 ist aus Sicherheitsgründen eine davon getrennte Einheit, in welcher nur die Komponenten der Plattform sowie der Regel-PC vertreten sind.

---

<sup>22</sup> Head Mounted Device

## 5.8 Ergebnisse

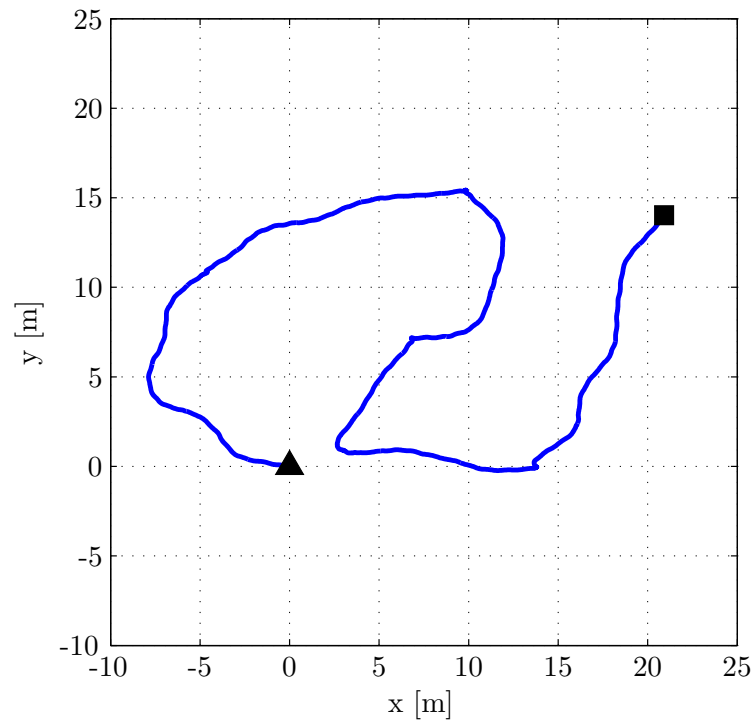
Nach der Integration der Plattform in Tübingen und dem finalen Finetuning unter Berücksichtigung von Sicherheitsaspekten können die Performancedaten der Plattform gemessen werden. Diese sind in Tabelle 5.7 dargestellt. Die Beschleunigung der Hauptkette ist erwartungsgemäß kleiner als die der Bänder, da hier eine Masse von ca.  $7500\text{kg}$  bewegt wird. Die Antriebsmomente sind aus Sicherheitsgründen unter dem möglichen Maximum limitiert. Die Endgeschwindigkeiten der Achsen sind durch die Regelung – ebenfalls aus Sicherheitsgründen – auf  $1,4\text{m/s}$  begrenzt. Die Beschleunigung der Bandsegmente wird auf  $1\text{m/s}^2$  limitiert. Abhängig von den Fertigungstoleranzen, Gurtvorspannung und Reibwerten der einzelnen Antriebswalzen sind erheblich höhere Werte möglich, diese werden aber zur Erreichung des Projektziels nicht benötigt. Zur Kalibrierung der Plattform wird der Helm mit den Markern

**Tabelle 5.7:** Performancedaten der Plattform: Beschleunigung und Endgeschwindigkeit

	$a_{max}$	$v_{max}$
Bandsegmente	$> 1\text{m/s}^2$	$1,4\text{m/s}$ (max. $2\text{m/s}$ )
Hauptkette	$0,25\text{m/s}^2$	$1,4\text{m/s}$ (max. $2\text{m/s}$ )

auf die Plattform gesetzt. Über das Vicon-System kann nun die Position erfasst werden. Die Plattform wird verfahren und die Veränderung der Position gemessen. Aus diesen Daten können Rückschlüsse auf die Lage des Koordinatensystems der Plattform relativ zum Koordinatensystem des Trackers gezogen werden. Über eine entsprechende Transformationsmatrix können die Trackerdaten vor der Übergabe an die Regelung der Plattform auf das Koordinatensystem der Plattform projiziert werden. Zudem ist ein Abgleich der vorgegebenen Soll-Geschwindigkeiten mit den gemessenen Ist-Geschwindigkeiten möglich.

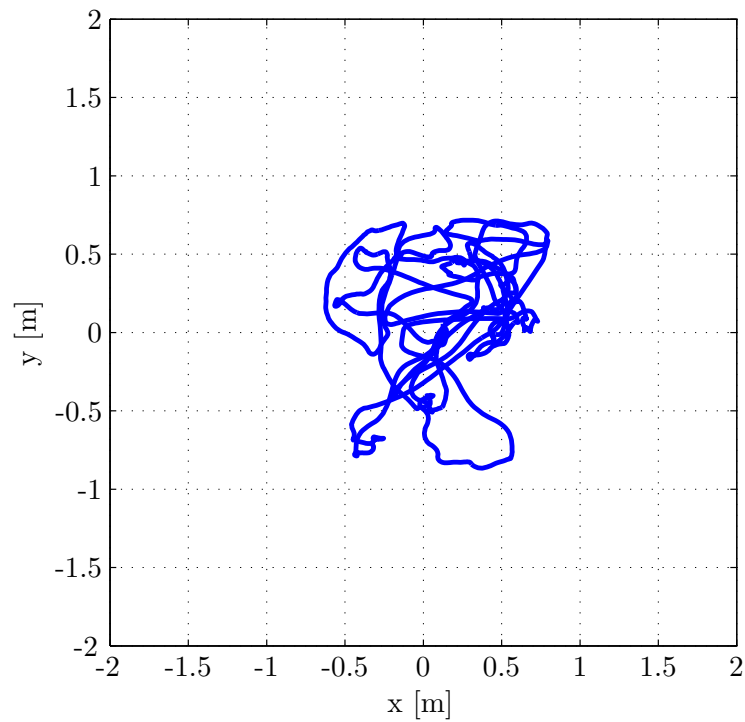
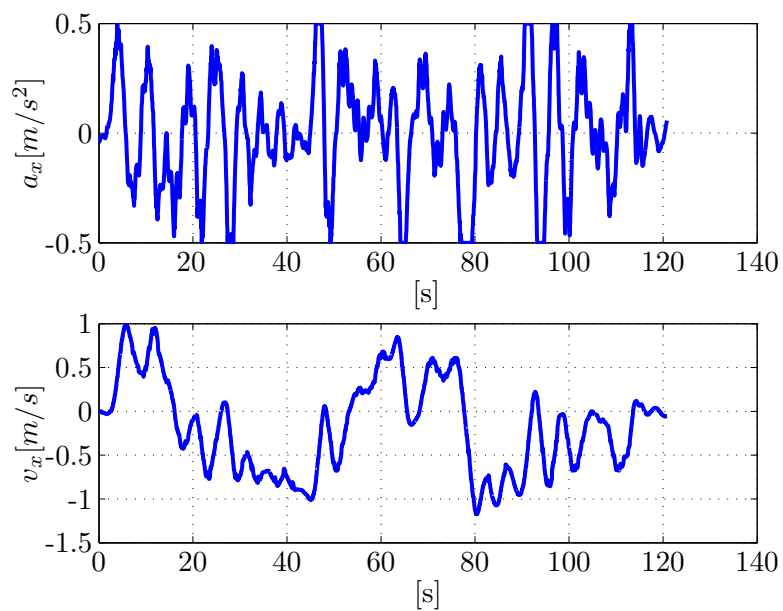
Einer der Anwendungsfälle dieser Plattform ist das Durchschreiten virtueller Welten. Hierbei wird die Position der Versuchsperson erfasst, die Regelung kompensiert diese Bewegung durch entsprechende gegenläufige Plattformbewegungen. Über das Head Mounted Display wird die virtuelle Welt angezeigt, die Versuchsperson hat in dieser den Eindruck, einen gewissen Weg zurückgelegt zu haben. In der Realität bleibt die Position der Versuchsperson stets innerhalb der Plattform. Bild 5.37 zeigt den auf der Plattform zurückgelegten Weg. Verrechnet man den getrackten Weg der Versuchsperson mit den integrierten Geschwindigkeiten der Plattform, so erhält man den Weg, den die Person in der Realität zurückgelegt hätte. Dieser Weg ist in Bild 5.36 dargestellt. Die Auslenkung aus der Mitte bleibt in diesem Versuch klein, obwohl – wie in Bild 5.38 dargestellt – eine Geschwindigkeit von bis zu  $1\text{m/s}$  anliegt. Die Beschleunigungen überschreiten die zulässige Grenze von  $0,25\text{m/s}^2$ , wie in der Folge gezeigt werden kann bleibt die Abweichung der Soll- und Ist-Geschwindigkeiten jedoch gering. Der Plot der Werte für die Bandsegmente zeigt eine vergleichbare Charakteristik.

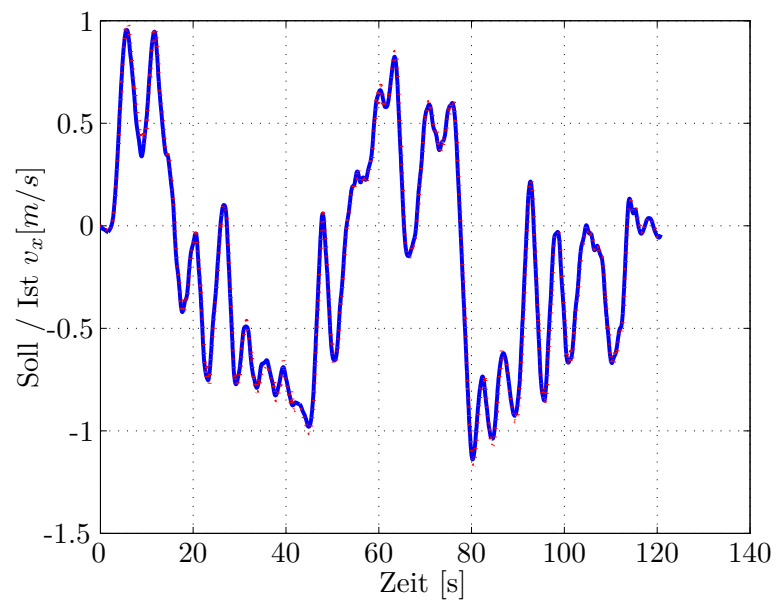


**Bild 5.36:** In der virtuellen Realität zurückgelegter Weg

Durch die oben erwähnten hohen Massenträgheiten im Bereich der Hauptkette wird hier eine geringere Beschleunigung als bei den Bändern erreicht. Die Abweichung der Soll- und Ist-Geschwindigkeiten (Bild 5.39) ist hier von besonderem Interesse. Es zeigt sich trotz der geringeren Beschleunigung in Richtung der Hauptkette eine sehr exakte Übereinstimmung der Werte. Nach Aussagen von Versuchspersonen werden die auf den Körper wirkenden Kräfte nicht als destabilisierend wahrgenommen. Auch die so genannte Simulatorkrankheit ist während des Probetriebs nicht aufgetreten. Dies liegt neben den hier beschriebenen Plattformcharakteristiken an den optimierten Regelparametern, die vom Partner UOR (Siehe Kapitel 2.1) erarbeitet wurden.



**Bild 5.37:** Resultierende, reale Traketorie auf der Plattform**Bild 5.38:** Geschwindigkeitsbefehle und Beschleunigung der Hauptkette im Laufversuch



**Bild 5.39:** Soll- und Ist-Geschwindigkeiten der Hauptkette

## 5.9 Erfahrungen und Empfehlungen

**Bandaufbau** Der Aufbau der Bänder hat sich als sehr vorteilhaft herausgestellt. Entgegen der ursprünglich vorgegebenen Konstruktion wurde die Antriebswalze durch den Lieferanten nach oben gezogen, so dass der Halter der Antriebswalze nahezu formschlüssig am Folgeband anliegt. Durch ein Tiefersetzen dieser Antriebsrolle kann dieser potentielle Kollisionspunkt vermieden werden. Im Betrieb zeigt sich, dass diese Kollision in der Regel mit der Edelstahlplatte der unteren Gleitfläche stattfindet, wodurch diese verbogen wird. Bei der Folgebeauftragung der letzten acht Bänder wurde das Edelstahlblech bereits um  $6\text{mm}$  schmaler ausgeführt, was an beiden Seiten einen Rückversatz von  $3\text{mm}$  ergibt. Auf diese Weise werden Schäden durch Kollisionen vermieden, das grundlegende Problem kann aber nur durch den erwähnten Versatz gelöst werden.

Die Breite des Supportbandes ist mit  $100\text{mm}$  an der unteren Grenze dessen, was für eine sichere Kraftübertragung sinnvoll ist. Die Breite kann für folgende Modelle noch etwas gesteigert werden, wobei jedoch auf die konkurrierenden Ziele (Motorlänge, Gesamtbreite, Abstand zum Schwerpunkt usw.) geachtet werden muss. Zur Erhöhung der Reibung an der Antriebswalze können zusätzliche Andruckwalzen am Untergurtantrieb installiert werden.

**Regelung der Bänder** Im Rahmen dieses Projektes war es durch die knappen Finanzmittel nicht möglich, eine Rückführung von den Motoren zum Frequenzumrichter zu realisieren. Eine Ausführung mit Inkrementalgeber o.ä. führt zu einer Erhöhung der Genauigkeit im Bezug auf Geschwindigkeit und Gleichlauf zwischen den Bändern. Dies ist insbesondere der Fall, wenn der Geber nicht direkt am Motor angebracht wird, sondern an einer der Umlenkwalzen am Bandende. Hierbei wird zusätzlich der Schlupf am Bandantrieb kompensiert.

**Barcodescanner** Der verwendete Barcodescanner hat eine Abtastrate von 270 Scans pro Sekunde bei einer Auflösung von  $0,076\text{mm}$ . In der Praxis zeigt sich, dass dieser Wert bei höheren Laufgeschwindigkeiten nicht mehr ausreicht, um einen Barcode sicher zu lesen. Dies wird v.a. dadurch bedingt, dass die Linien des Barcodes ursprünglich in  $90^\circ$  zur Bewegungsrichtung angeordnet waren und dadurch das Lesebild abhängig von der Durchlaufgeschwindigkeit ist. Eine Drehung der Barcodes um  $90^\circ$  auf eine kollineare Ausrichtung zur Laufrichtung führt zu einem dauerhaft gleich bleibenden Lesebild unabhängig von der Bewegungsgeschwindigkeit. Für zukünftige Konstruktionen ist es vorteilhaft, eine geschwindigkeitsunabhängige Ausführung zu wählen oder eine zusätzliche Taktung vorzusehen.

**Rückführung der Geberleitungen** Die Geberleitungen der Hauptantriebe senden das Signal der Drehrichtungsgeber zurück zu den Frequenzumrichtern. Da es sich um analoge Signale handelt, ist auf eine sehr saubere Ausführung der Arbeiten zu achten (EMV). Der mit der Installation beauftragte Elektriker muss zwingend

Kenntnisse der Materie haben. Eine fehlerhafte Installation kann zu einem Anfahren der Plattform auf  $v_{max}$  führen. Ebenso ist eine direkte Montage zusätzlicher digitaler Geber möglich.

## 6 Zusammenfassung

Im Bereich der 2D-Bewegungsplattformen besteht nach wie vor ein hoher Entwicklungsbedarf. Seitens der Industrie und Forschungslabore werden leistungsfähige Einheiten gefordert, die unter 20.000USD herzustellen sind und trotzdem ausreichend groß sind, um eine gute Immersion zu bieten. Dabei sollen sie möglichst flach und leicht bauen. Aktuell sind alle bekannten Plattformen sehr weit von diesem Ziel entfernt. Das Wissen, wie man hohe Immersion bei 2D-Bewegungen durch freies Gehen im Raum erzeugt, ist noch sehr begrenzt.

Mit dem Cyberwalk wurde der Grundstein gelegt, auf einer ausreichend großen Fläche Forschung zu betreiben. Neben den Erkenntnissen in Bezug auf den Bau omnidirektionaler Plattformen zum Begehen virtueller Welten ist nun eine Umgebung verfügbar, die eine Forschung zum besseren Verständnis der Zusammenhänge im menschlichen Gehirn und Nervensystem ermöglicht. Aus diesen Erkenntnissen können völlig neue Vorgaben resultieren, welche zum Bau neuartiger Plattformen führen. Von zukünftigen VR-Umgebungen mit omnidirektionalen Plattformen werden dann maßgeschneiderte Sinneseindrücke generiert, die zu einer Immersion führen, die eines Tages kaum mehr von der Realität zu unterscheiden sein wird. Mit welchem Plattfortmtyp dieses Ziel letztendlich erreicht werden kann, ist noch ungewiss und abhängig von den Forschungsergebnissen.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden drei verschiedene Plattformen gezeigt und untersucht. Zusammenfassend kann man feststellen, dass alle drei Prinzipien die Aufgabenstellung lösen können. Dabei ist v.a. eine Lösung, die Variante „Cyberwalk“, am besten geeignet, um eine große Laufläche und hohe Dynamik zu erhalten.

Die gezeigte Funktionserweiterung von Foot-Follower-Konzepten ermöglicht den Einsatz dieses Typs mit einer völlig freien Bewegung im Raum. Trotz dieser wesentlichen Verbesserung im Einsatzbereich muss der Sicherheitsaspekt vor einem Einsatz in größerem Umfang kritisch beurteilt werden. Da eine Kapselung der bewegten Elemente nur teilweise möglich ist, können Verfahren angewendet werden, wie sie im Bereich der Mensch-Roboter-Kooperation zum Einsatz kommen.

Die Plattform „Cybercarpet“ demonstriert erfolgreich die Umsetzung einer Plattform, basierend auf einem Kugelteppich. Durch eine hohe Belastbarkeit ist es möglich, das Verhalten der Plattform und die Haptik beim realen Laufen zu testen. Die aktive Laufläche ist zudem groß genug, um mit einem kleinen Testfahrzeug skalierte, reale Trajektorien von Versuchspersonen zu simulieren. Dies führt zu wesentlichen Erkenntnissen über die Charakteristik dieses Plattfortmtyps und zu den Anforderungen bei einer zukünftigen Skalierung. Ausgehend vom aktuellen Stand der Technik kann nun mit Hilfe der Resultate eine Plattform mit einer aktiven Fläche von

bis zu  $2,4m^2$  gebaut werden. Abhängig von den Ergebnissen der Kybernetik und Wahrnehmungsforschung im Zusammenhang mit den Plattformen des „Cyberwalk“-Projektes ist es möglich, diesen Plattfortmrtyp als kostengünstige und Platz sparende Variante weiter zu entwickeln. V.a. die günstige Sicherheitsbeurteilung führt zum Anwendungsbereich öffentlicher Nutzung, bei der nicht eigens geschulte Personen die Plattform nutzen.

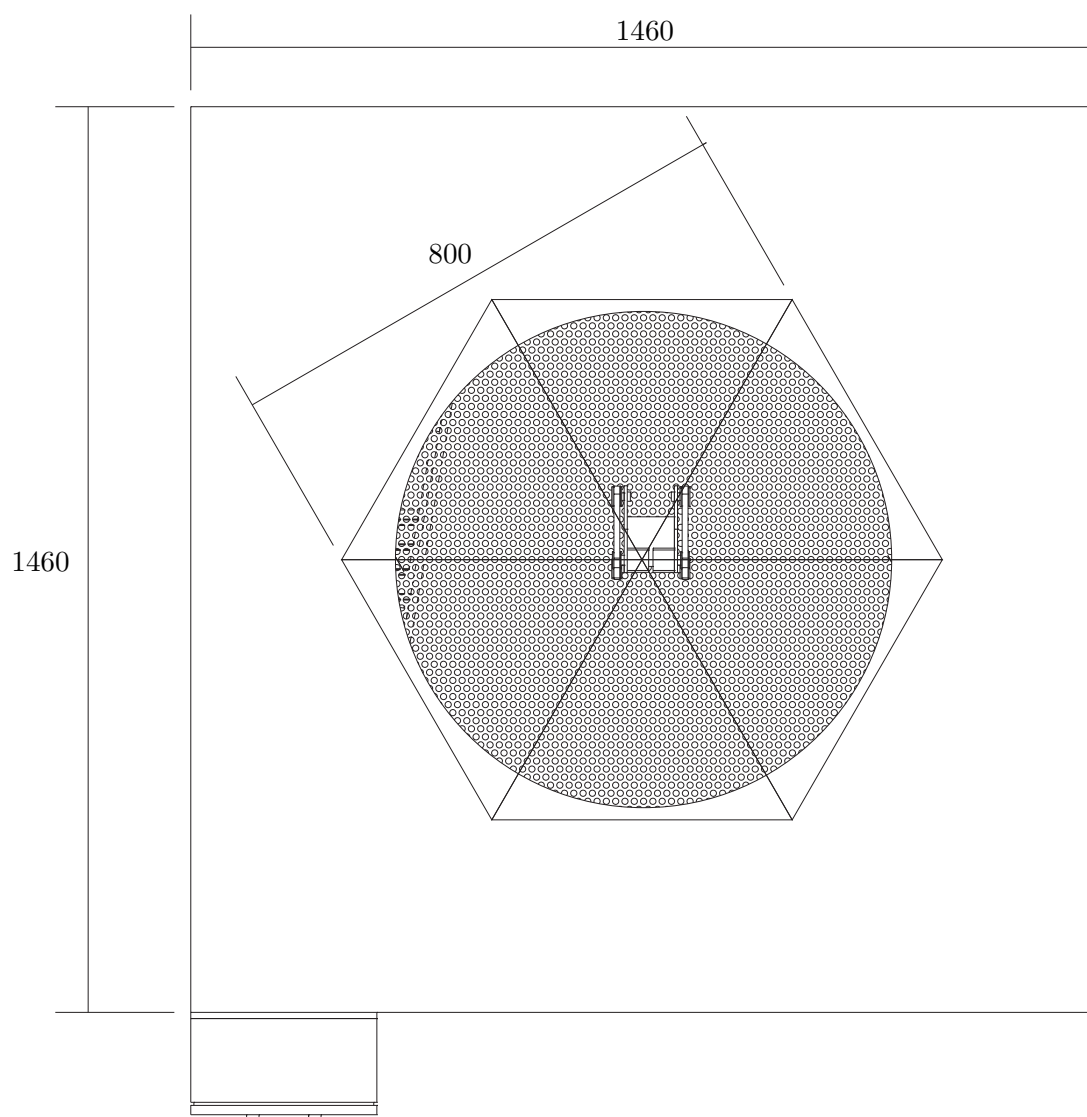
Der „Cyberwalk“ zeigt, dass Plattformen mit einem Torus angetriebener Bänder technisch gut zu realisieren sind. Durch zahlreiche Innovationen im Aufbau sind die bekannten Limitationen wie mangelnde Steifigkeit, Vibrationen, ungenügende Kraftübertragung und unzureichende Energieversorgung aufgehoben worden. Störfaktoren wie Vibrationen und ruckartige Bewegungen sind auf ein Minimum reduziert. Auch die eingangs über die KANO-Methode festgelegten Kriterien sind weitreichend erfüllt. Die gezeigten Neuerungen können auf verschiedene Plattfortmrtypen übertragen werden, wobei einige wesentliche Neuerungen wie z.B. die Energiezuführung oder die Tragstruktur in einem Patent [35] [36] geschützt werden konnten. Durch die mannigfaltigen, weltweit vorangetriebenen Forschungstätigkeiten kann mit weiteren Verbesserungen auf diesem Gebiet (v.a. bei Gewicht und Bauhöhe) gerechnet werden, so dass ein Einsatz dieser Systeme in größerem Umfang in absehbarer Zeit wahrscheinlich ist. Der „Cyberwalk“ kann durch seine Größe, Dynamik und Betriebssicherheit als erste Ausführung einer „Omnidirectional Treadmill“ (ODT) der dritten Generation angesehen werden.

Die Wichtigkeit eines strukturierten und zielgerichteten Vorgehens spielt für die Entwicklung komplexer technischer Neu- und Weiterentwicklungen eine bedeutende Rolle. Die Festlegung einer Strategie und eine permanente Zielkontrolle sind dabei wichtige Elemente. Diese Vorgehensweise spiegelt sich in den dargestellten Abläufen wider und führt zur Erreichung des gewünschten Ziels unter Einhaltung der vorgegebenen Randbedingungen. Die Zielerreichung bedingt eine genaue Kenntnis des Ziels selbst, welches durch quantifizierbare Parameter festgelegt werden muss. Hierbei ist die Anwendung einer zielführenden Methodik, wie z.B. die Modifikation der KANO-Methode, von Vorteil.

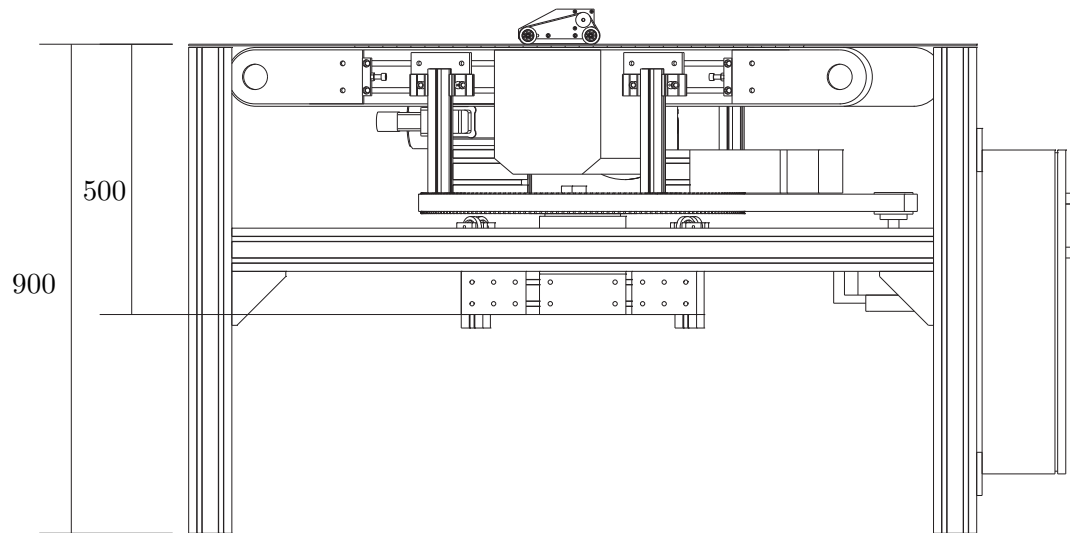
Das Ziel der Konzeption, Konstruktion, Bau und Inbetriebnahme einer omnidirektionalen Plattform wurde erfüllt. Dabei konnten alle notwendigen Kriterien für eine zukünftige Nutzung in der Forschung umgesetzt werden. Zusätzlich zum Kernziel konnten weitreichende Erkenntnisse über den Bau omnidirektionaler Plattformen in verschiedenen Ausführungen gewonnen werden.

# A Gesamtabmessungen Cybercarpet

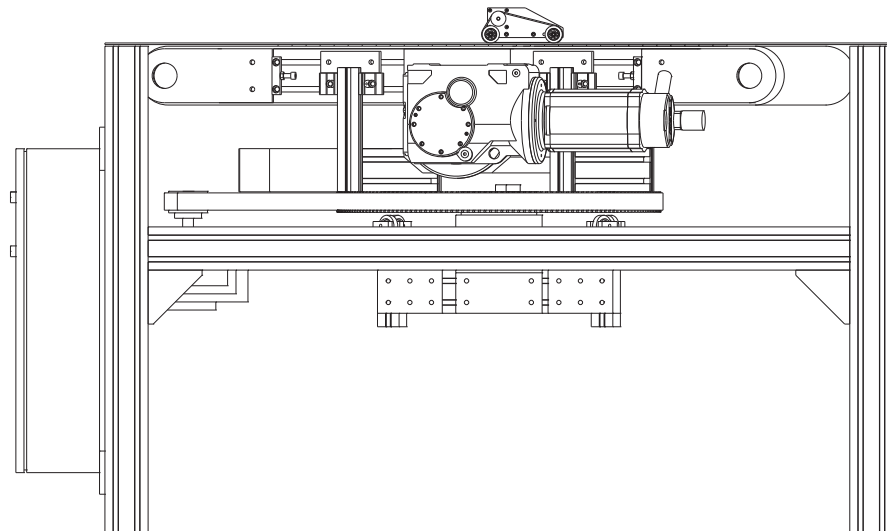
Darstellung der Plattform mit Versuchsfahrzeug



**Bild A.1:** Plattform Draufsicht: Lochung der Trägerplatte in runder Idealform dargestellt, Form der realen Lochung im Sechseck überlagert

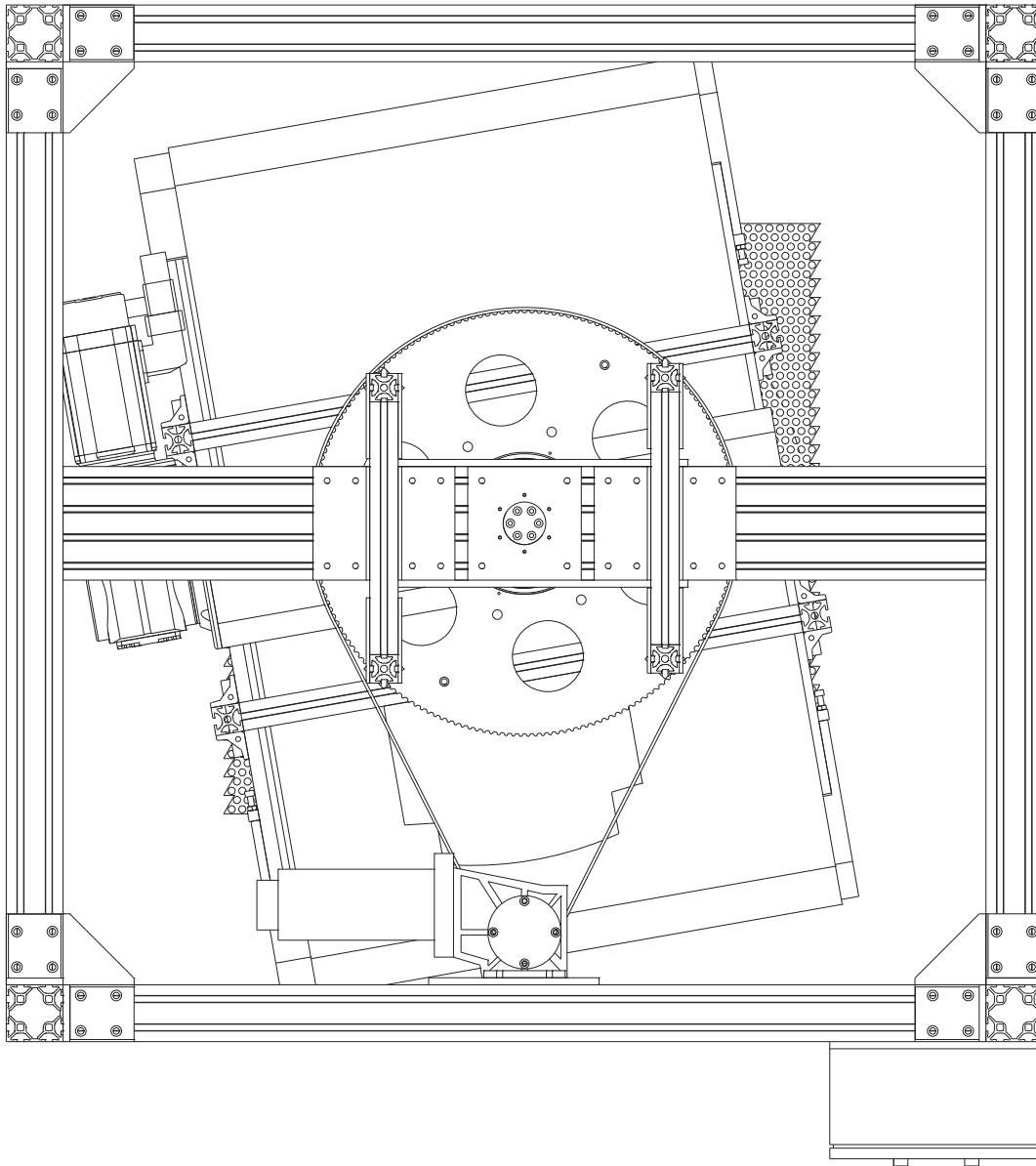


**Bild A.2:** Plattform Seitenansicht links

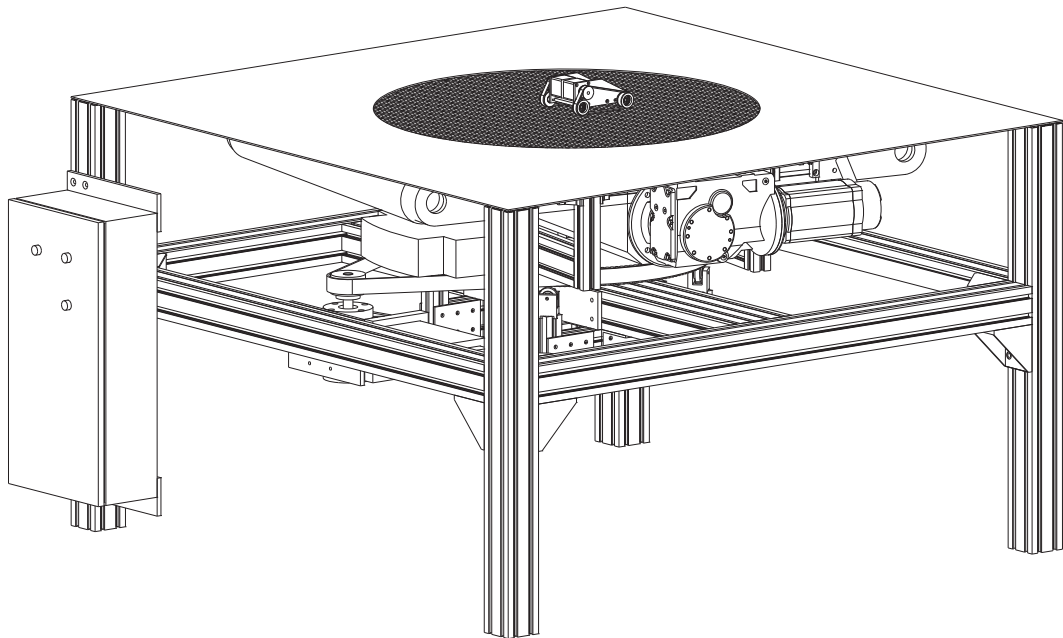


**Bild A.3:** Plattform Seitenansicht rechts

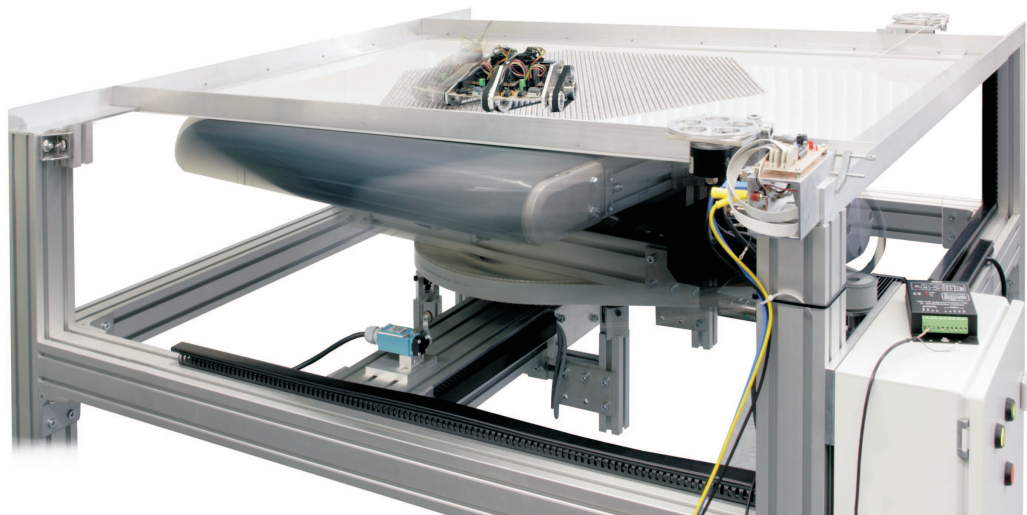




**Bild A.4:** Plattform Unteransicht



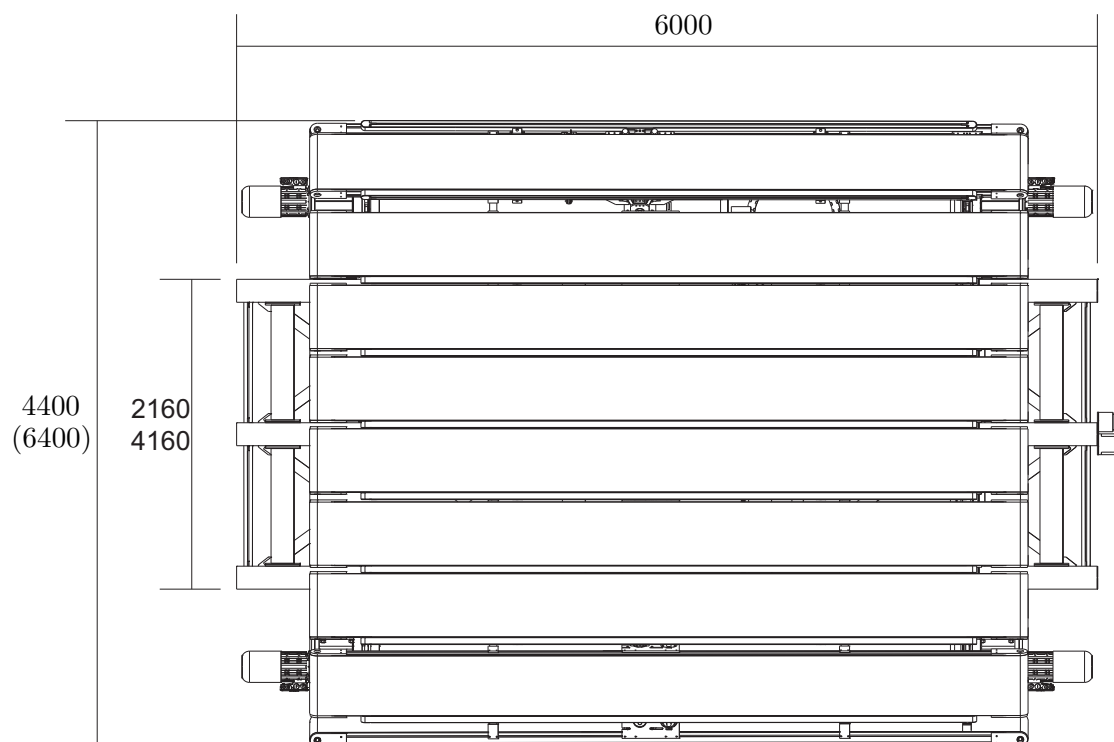
**Bild A.5:** Plattform 3D-Ansicht (Lochung der Trägerplatte vereinfacht dargestellt)



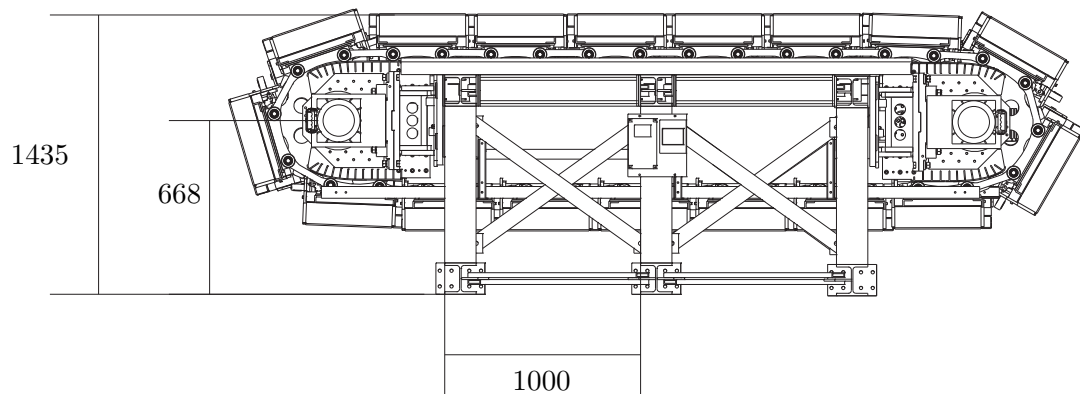
**Bild A.6:** Foto Cybercarpet

## B Gesamtabmessungen Cyberwalk

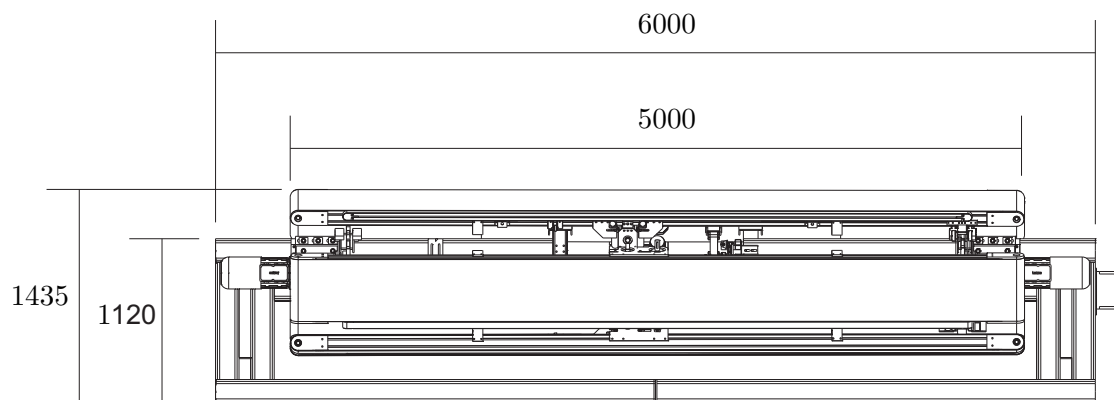
Ansichten des Prototypen bestehend aus zwei Modulen. Die Maße der vergrößerten Plattform sind in Klammern angegeben, diese besteht aus 4 Modulen (Ein Meter je Modul).



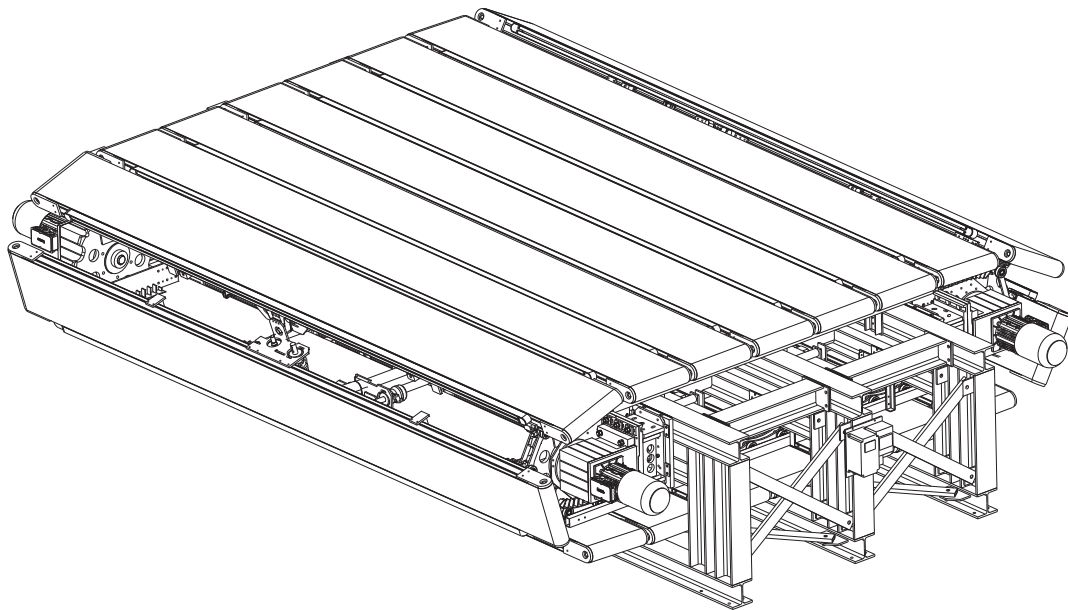
**Bild B.1:** Prototyp der Cyberwalk-Plattform in der Draufsicht



**Bild B.2:** Prototyp der Cyberwalk-Plattform in der Seitenansicht



**Bild B.3:** Prototyp der Cyberwalk-Plattform in der Vorderansicht

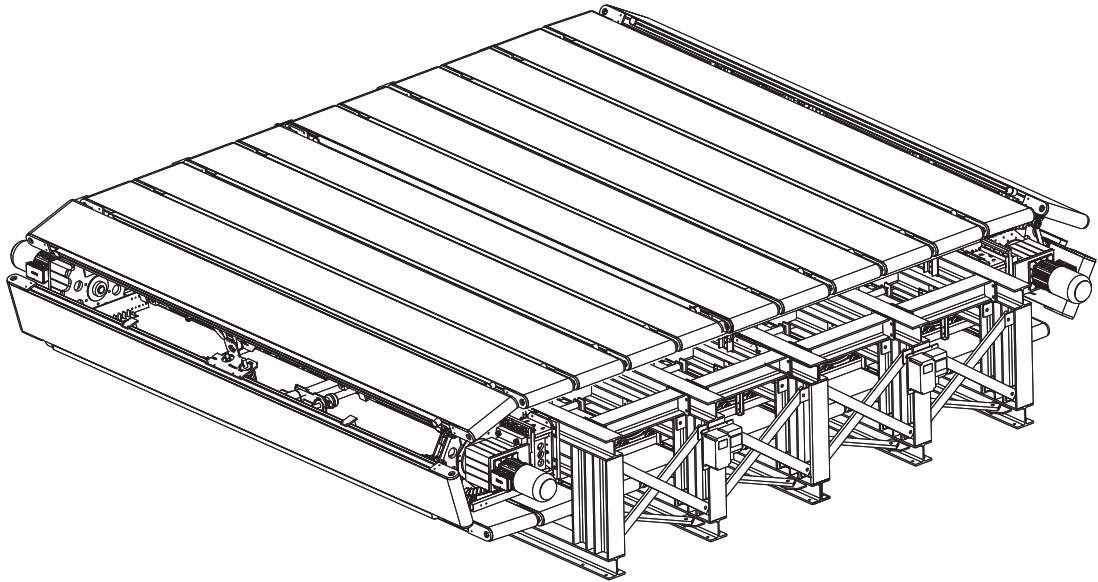


**Bild B.4:** Plattform 3D-Ansicht



**Bild B.5:** Foto des Prototyps der Cyberwalk-Plattform

Aufbau der Cyberwalk-Plattform in der Endgröße mit 4 Modulen.



**Bild B.6:** Full-Size Umsetzung der Cyberwalk-Plattform

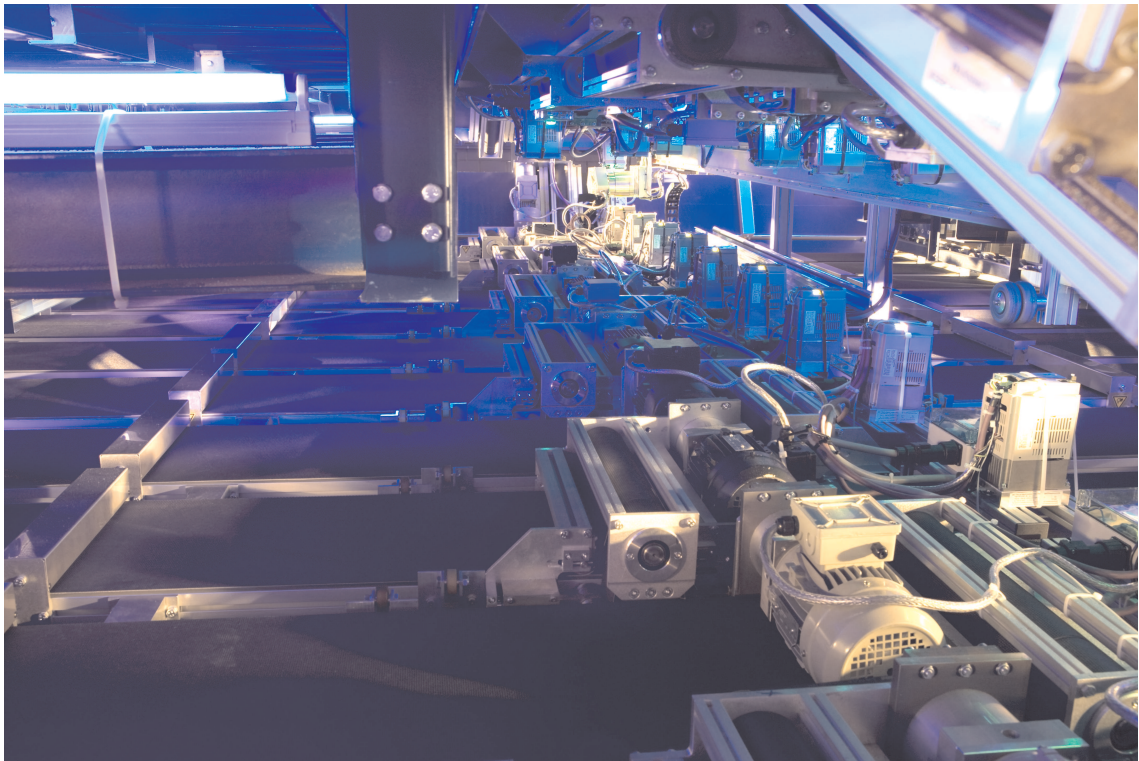




**Bild B.7:** Full-Scale-Cyberwalk-Plattform, Einbau im Zwischenboden, Versuchsperson mit HMD und Markern



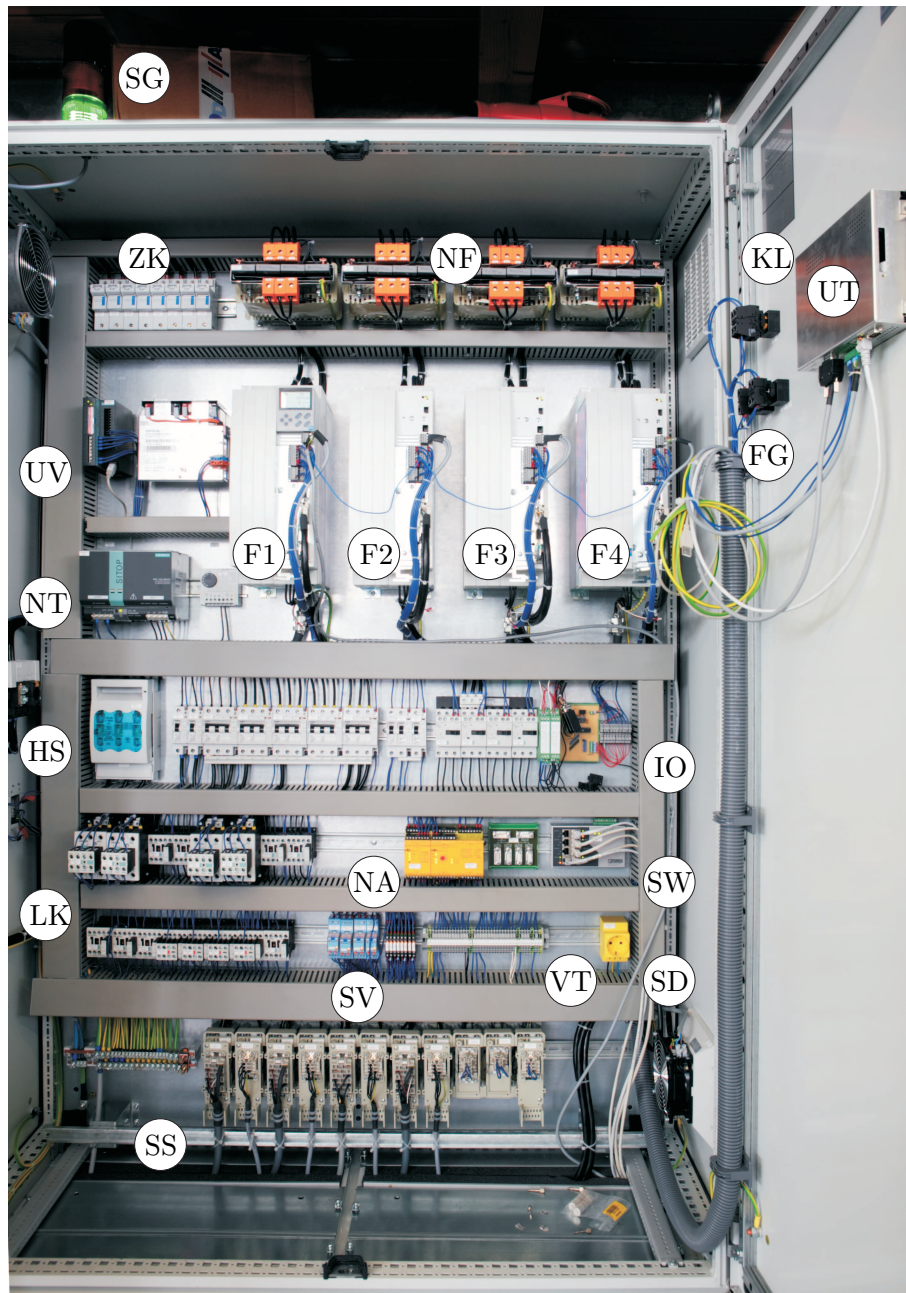
**Bild B.8:** Full-Scale-Cyberwalk-Plattform: Aufbau unterhalb des Zwischenbodens



**Bild B.9:** Full-Scale-Cyberwalk-Plattform: Ansicht von Innen, Frequenzumrichter, Verteiler und Bandantriebe



## C Cyberwalk Hauptantriebsschrank



**Bild C.1:** Cyberwalk Schaltschrank für Hauptantriebe

**Tabelle C.1:** Beschreibung der Abkürzungen

Kürzel	Element
SG	Signalgeber
ZK	Zwischenkreissicherungen
NK	Netzfilter
F1	Frequenzumrichter 1
F2	Frequenzumrichter 2
F3	Frequenzumrichter 3
F4	Frequenzumrichter 4
NT	Netzteil
HS	Hauptsicherung, Nebensicherungen
IO	IO-Modul
LK	Elektromechanische Logik
NA	Not-Aus-Modul
SW	Switch
SD	Steckdose (f. Barcodeleser)
VT	Verteiler 24V
SV	Signalverstärker (Band-Steht-Signal)
SS	Stecksystem
KL	Kontrolleuchte Not-Aus-Kreis
FG	Freigabe Not-Aus-Kreis
UT	Ultratronik OFSP6-Terminal

## D Antriebe und Steuerungen

### D.1 Antrieb und Steuerung der Hauptkette

**Tabelle D.1:** Technische Daten des Hauptantriebs

Hersteller	Lenze
Bezeichnung	AC Stirnradgetriebemotor
Typ	GST11-2M VAL 112C32
Motor	MDEMAGX 112-32
Motorart	Drehstrom-Asynchronmotor
Anbau an Getriebe (Flansch)	Direktanbau (Motor integriert)
Bemessungsleistung	9,700 kW
Bemessungsdrehmoment	36,60 Nm
Bemessungsdrehzahl	2.555 1/min
Bemessungsspannung	400 V +-10%
Bemessungsstrom	21,7 A
Bemessungsfrequenz	87 Hz
Leistungsfaktor	0,75
Übersetzung	44,500
Abtriebsdrehzahl	57,4 1/min
Abtriebsdrehmoment	1.569 Nm
Belastbarkeit	1,32
Schutzart	IP 54
Wärmeklasse	F
Kühlung	Eigenlüfter
Mot.schutz	KTY und Thermokontakt, Öffner
Abtriebswelle	V - Vollwelle 60x120
Rückführung	Absolutwertgeber

**Tabelle D.2:** Technische Daten des Frequenzumrichters am Hauptantrieb

Hersteller	Lenze
Bezeichnung	Servo - Umrichter 9300
Typ	EVS9326-ES
Bemessungsleistung	11 kW
Bemessungsstrom	23,5 A
Bemessungsspannung	3 X 380 ... 480 V +-10%

## D.2 Antrieb und Steuerung der Bandeinheiten

**Tabelle D.3:** Antriebsmotor der Bandeinheit

Hersteller	ecoDrives
Bezeichnung	Drehstrom-Asynchron-Motor mit Käfigläufer (erhöhte Leistung)
Spannung	230/400V/50Hz/3ph
Bemessungsleistung	1,5 kW
Bemessungsdrehzahl	2840 U/min
Schutzart	IP55
Isolationsklasse	F
Betriebsart	S1
Baugröße	80
Bauform	B14K
Flanschgröße	C120
Wellenende (dxL)	19x40 mm
Farbe	RAL7030
Gehäuse	Aluminium
Gewicht	10,80 kg

**Tabelle D.4:** Getriebestufe der Bandeinheit

Hersteller	alpha getriebebau GmbH
Typ	CP115
Übersetzung	i=1:10
Max. Beschleunigungsmoment	180 Nm
Nenn Drehmoment am Abtrieb	90 Nm
Zulässige mittlere Abtriebsdrehzahl	2600 1/min
Max. Abtriebsdrehzahl	4800 1/min
Leerlauf Drehmoment	0,5 Nm
Max. Axialkraft	2100 N
Max. Radialkraft	1550 N
Wirkungsgrad bei Vollast	97 %
Gewicht	5,2 kg
Massenträgheitsmoment	1,82 kgcm <sup>2</sup>

**Tabelle D.5:** Frequenzumrichter der Bandeinheit

Hersteller	Hitachi
Typ	L200-015 NFE
Netzanschluss	230V/50Hz/1ph
Für Motorspannung	230V/3ph
Ausgangsnennstrom	8,0 A
Bemessungsleistung	1,5 kW
Schutzart	IP20
Betriebsart	S1
Abmessungen	(BxHxT) 110x130x173mm
Gewicht	2,30 kg
Kommunikationsmodul	Typ SJ2-CO CAN Interface

# Literatur

- [1] BAILOM, F. ; HINTERHUBER, H. ; MATZLER, K. ; SAUERWEIN, E.: Das Kano-Modell der Kundenzufriedenheit. In: *Marketing Zeitschrift für Planung* 2 (1996), S. 117–126
- [2] BERGH, M Van d. ; SERVAES, W. ; G., Caenen ; DE ROECK, S. ; VAN GOOL, L.: Perceptive User Interface, a Generic Approach. (2005), October, S. p. 60
- [3] BERGH MICHAEL, Van den ; ESTHER, Koller-Meier ; LUC, Van G.: Fast Body Posture Estimation using Volumetric Features. (2008), January
- [4] Schutzrecht US5562572 ( 10. Mar 1995). CARMEIN, D. ; MITCHEL, D. (Erfinder).
- [5] CHRISTENSEN, Robert R. ; HOLLERBACH, John M. ; XU, Yangming ; MEEK, Sanford G.: Inertial Force Feedback for the Treadport Locomotion Interface. In: *Presence* 9 (2000), Nr. 1, S. 1–14
- [6] DARKEN, R. P. ; COCKAYNE, W. R. ; CARMEIN, D.: The omnidirectional treadmill: A locomotion device for virtual worlds. In: *ACM UIST*, 1997, S. 213–221
- [7] DE LUCA, A. ; MATTONE, R. ; GIORDANO, P.R.: Acceleration-level control of the CyberCarpet. In: *Robotics and Automation, 2007 IEEE International Conference on* (10-14 April 2007), S. 2330–2335. – ISSN 1050–4729
- [8] DE LUCA, A. ; MATTONE, R. ; GIORDANO, P.R.: The motion control problem for the CyberCarpet. In: *Robotics and Automation, 2006. ICRA 2006. Proceedings 2006 IEEE International Conference on* (May 15-19, 2006), S. 3532–3537
- [9] DE LUCA, A. ; MATTONE, R. ; GIORDANO, P.R.: The motion control problem for the CyberCarpet. In: *Proceedings of the 2006 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, May 15-19, 2006. – ISSN 1050–4729, S. 3532–3537
- [10] Schutzrecht DE 102004 016 429 A1 ( 2004). ERNST, M. ; BÜLTHOFF, H. (Erfinder).
- [11] FERNANDES, K. ; RAJA, V. ; EYRE, J.: Cybersphere: the fully immersive spherical projection system. In: *Commun. ACM* 46 (2003), Nr. 9, S. 141–146. – ISSN 0001–0782
- [12] HADDADIN, S. ; ALBU-SCHÄFFER, A. ; HIRZINGER, G.: Safety evaluation of physical human-robot interaction via crash-testing. In: *Science and Systems Conference, Atlanta, GA, USA*, 2007
- [13] HOLLERBACH, J.M.: *Developments in locomotion interfaces*. 2002. – 239–254 S.
- [14] HUANG, Jiung yao ; CHIU, Wen hsin ; LIN, Yung ting ; BAI, Hua hseng ; TAI, Chi fu ; GAU, Chung-Yun ; LEE, Hwa teng: *The Gait Sensing Disc - A Compact Locomotion Device for the Virtual Environment*. 2000

- [15] ILTIS-GMBH: KANO-Methode. (16.01.2008). – <http://www.4managers.de/themen/kano-analyse/>, KANO-Methode, abgerufen am 16.01.2008
- [16] ISO/IEC 7498-1 (Hrsg.): *Information technology — Open System Interconnection — Basic Reference Model: The Basic Model*. ISO/IEC 7498-1, Jun. 1996
- [17] IWATA, H.: Walking about virtual environments on an infinite floor. In: *Proceedings of the IEEE Virtual Reality*, 13-17 Mar 1999, S. 286–293
- [18] IWATA, H.: The Torus Treadmill: realizing locomotion in VEs. In: *Computer Graphics and Applications, IEEE* 19 (Nov/Dec 1999), Nr. 6, S. 30–35. – ISSN 0272–1716
- [19] IWATA, H. ; YANO, H. ; NAKAIZUMI, F.: Gait Master: a versatile locomotion interface for uneven virtual terrain. In: *Proceedings of the Virtual Reality 2001 Conference*, 17-17 March 2001, S. 131–137
- [20] IWATA, H. ; YANO, H. ; TOMIYOSHI, M.: String walker. (2007), S. 20. <http://dx.doi.org/http://doi.acm.org/10.1145/1278280.1278301>. – DOI <http://doi.acm.org/10.1145/1278280.1278301>
- [21] KANO, N.: Attractive Quality and Must-be Quality. In: *Hinshitsu: Journal of the Japanese Society for Quality Control* 4 (1984), S. 39–48
- [22] KLEINE, M.: *Das OSI-Referenzmodell*. <http://www.selflinux.org/selflinux/html/osi.html>. Version: 2007
- [23] LINDEMANN: *Methodische Entwicklung technischer Produkte*. Springer, 2004
- [24] Schutzrecht US6123647 ( 26. Sep 2000). MITCHEL, A. J. (Erfinder).
- [25] MUELLER, P. ; HAEGLER, S. ; WONKA, P. ; GOOL, L. V.: Transformations in Architectural Design. (2005), August, S. 299–299
- [26] MUELLER, P. ; WONKA, P. ; HAEGLER, S. ; ULMER, A. ; GOOL, L. V.: Procedural Modeling of Buildings. 25 (2006), August, S. 614–623
- [27] NAGAMORI, A. ; WAKABAYASHI, K. ; ITO, M.: The ball array treadmill: A locomotion inter-face for virtual worlds. In: *Workshop on New Directions in 3D User Interfaces (at VR 2005)*. Bonn-Germany, 2005, S. 12–16
- [28] PARKER, C. ; CARRIER, D. ; HOLLERBACH, J.: Validation of Torso Force Feedback Slope Simulation through an Energy Cost Comparison. (2005), S. 446–451
- [29] PERRY, J.: *Gait Analysis: Normal and Pathological Function*. Slack Incorporated, 1992
- [30] SCHMIDT, H. ; HESSE, S. ; BERNHARDT, R. ; KRÜGER, J.: HapticWalker—a novel haptic foot device. In: *ACM Trans. Appl. Percept.* 2 (2005), Nr. 2, S. 166–180. – ISSN 1544–3558

- [31] SCHWAIGER, M. ; THÜMMEL, T. ; ULBRICH, H.: Cyberwalk: An advanced prototype of a belt array platform. In: *Haptic, Audio and Visual Environments and Games, 2007. HAVE 2007. IEEE International Workshop on*, 12-14 Oct. 2007, S. 50–55
- [32] SCHWAIGER, M. ; THÜMMEL, T. ; ULBRICH, H.: A foot following locomotion device with force feedback capabilities,. In: *Proceedings of VIII Symposium on virtual Reality*, pp. 309-321, Belem, Brazil, 2006, S. 309–321
- [33] SCHWAIGER, M. ; THÜMMEL, T. ; ULBRICH, H.: A 2D-Motion Platform: The Cybercarpet. In: *WHC '07: Proceedings of the Second Joint EuroHaptics Conference and Symposium on Haptic Interfaces for Virtual Environment and Teleoperator Systems*. Washington, DC, USA : IEEE Computer Society, 2007. – ISBN 0-7695-2738-8, S. 415–420
- [34] SCHWAIGER, M. ; THÜMMEL, T. ; ULBRICH, H.: Cyberwalk: Implementation of a ball bearing platform for humans. In: *Proceedings of 12th international Conference on Human-Computer interaction, Beijing 2007*, 2007
- [35] Schutzrecht WO 2008/025550 A1 ( 6.Mar 2008). SCHWAIGER, M. ; THÜMMEL, T. ; ULBRICH, H. (Erfinder).
- [36] Schutzrecht DE 10 2006 040 485 A1 ( 20.Mar 2008). SCHWAIGER, M. ; THÜMMEL, T. ; ULBRICH, H. (Erfinder).
- [37] SOUMAN, J. ; GIORDANO, P. R. ; FRISSEN, I. ; LUCA, A. D. ; ERNST, M.: Making virtual walking real: perceptual evaluation of a new treadmill control algorithm. In: *Transactions on Applied Perception* (2008), 01
- [38] SOUMAN, J. L. ; FRISSEN, I. ; ERNST, M.: Perceived Visual Speed while Walking: More than Subtraction. In: *10th Tübinger Wahrnehmungskonferenz (TWK 2007)* 10 (2007), 07, S. 1
- [39] SREENIVASA, M. ; ERNST, M. ; FRISSEN, I. ; SOUMAN, J.: *Statistics of Natural Walking*. 01 2007
- [40] SREENIVASA, M. ; FRISSEN, I. ; SOUMAN, J. ; ERNST, M.: Head-Trunk Relation Before and During a Turn: the Effect of Turn Angle. In: *10th Tübinger Wahrnehmungskonferenz (TWK 2007)* 10 (2007), 07, S. 1
- [41] TEMPLEMAN, J. ; DENBROOK, P. ; SIBERT, L.: Virtual Locomotion: Walking in Place through Virtual Environments. In: *Presence: Teleoper. Virtual Environ.* 8 (1999), Nr. 6, S. 598–617
- [42] ULBRICH, Heinz: *Maschinendynamik*. Abraham-Lincoln-Str. 46, 65189 Wiesbaden : Teubner, 1996
- [43] UNION, Europäische: *Richtlinie 2006/42/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 17. Mai 2006 über Maschinen und zur Änderung der Richtlinie 95/16/EG (Neufassung)*. EU-Amtsblatt (L 157), 2006