



Fakultät für Architektur  
Lehrstuhl für Tragwerksplanung



# Wandelbare lineare Tragsysteme - Analyse und Neuentwicklung

**Zoran Novacki**

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

**Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)**

genehmigten Dissertation.

**Vorsitzender:** Univ.-Prof. Dr.-Ing. Frank Petzold

**Prüfer der Dissertation:**

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Rainer Barthel
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Kai-Uwe Bletzinger

Die Dissertation wurde am 30.06.2014 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Architektur am 17.10.2014 angenommen.



---

# Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung .....	1
Einleitung .....	3
Forschungsumfeld wandelbarer Tragwerke.....	4
Fragestellung und Zielsetzung .....	10
<b>1. Übersicht und Analyse.....</b>	<b>11</b>
1.1 Wandlungseigenschaften .....	11
1.1.1 Kategorie A: Linear entfaltbar.....	11
1.1.2 Kategorie B: Flexibel formbar .....	11
1.1.3 Kategorie C: Entfaltbar sowie flexibel.....	12
1.2 Methoden der Versteifung.....	13
1.3 Klassifikation .....	16
1.3.1 Hauptklasse der starren Systeme.....	16
1.3.2 Hauptklasse der elastischen Systeme .....	16
1.3.3 Hauptklasse der weichen Systeme .....	17
1.3.4 Subklasse der Mechanismen.....	17
1.4 Scherenmechanismen.....	20
1.4.1 Ebene Scherensysteme .....	20
1.4.2 Scherenketten.....	21
1.4.2.1 Tragverhalten linearer Scherenketten.....	23
1.4.2.2 Parallele ebene Scherenkettensysteme.....	25
1.4.2.3 Trianguläre Scherenkettensysteme .....	26
1.4.2.4 Rechteckige Scherenkettensysteme.....	27
1.4.3 Räumliche Scherenkettensysteme .....	28
1.5 Klappgelenkmechanismen .....	32
1.5.1 Klappbare Fachwerksysteme.....	32
1.5.2 Klappgelenke in Tensegritysystemen .....	37
1.5.3 Manipulatoren .....	39
1.6 Schiebegelenkmechanismen .....	40
1.6.1 Teleskopmechanismen .....	40
1.6.2 Lineare Aktuatoren.....	42
1.6.2.1 Zugaktuatoren.....	45
1.6.3 Stabteleskopsysteme in Stabwerken.....	47
1.6.3.1 Hexapodsysteme.....	48

---

1.6.3.2	Variable Geometry Truss .....	49
1.6.4	Stabteleskope in Tensegritysystemen .....	51
1.6.5	Wandelbare Auslegermechanismen .....	53
1.7	Additionsmechanismen .....	56
1.8	Federmechanismen .....	59
1.8.1	Federstabmechanismen .....	59
1.8.2	Federblechmechanismen .....	61
1.9	Pneumatische Systeme .....	64
<b>2.</b>	<b>Neuentwicklung .....</b>	<b>66</b>
2.1	Entwicklungspotenziale .....	66
2.1.1	Potenziale nach Wandlungseigenschaften .....	66
2.1.2	Potenziale nach Mechanismen .....	67
2.1.3	Grad des Forschungsstandes .....	67
2.2	Kopplung räumlicher Scherensysteme .....	69
2.2.1	Geknickte Scherenarme .....	69
2.2.2	Experimentelle Versuchsmodelle .....	71
2.2.3	Stabendverdrehung in den Gelenken .....	72
2.2.4	Basisverbreiterung von Scherensystemen .....	74
2.3	Weiterführende Entwicklungen .....	75
2.3.1	Effekt integrierter Stabteleskope .....	75
2.3.2	Flexible Formbarkeit .....	78
2.4	Prototypenbau .....	81
2.4.1	Konstruktive Umsetzung .....	81
2.4.1.1	Module mit linearer Entfaltung .....	82
2.4.1.2	Flexibel formbare Module .....	85
2.4.2	Krümmungsradien des Prototyps .....	90
2.4.3	Erkenntnisse und Optimierungen .....	93
2.5	Tragfähigkeitsanalyse .....	94
2.5.1	Berechnungsgrundlagen und Annahmen .....	94
2.5.2	Eigenwertanalyse .....	98
2.5.3	Einfeldträger mit Gabellagerung .....	99
2.5.3.1	Einfeldträger mit 6 Modulen .....	99
2.5.3.2	Einfeldträger mit 8 Modulen .....	100
2.5.3.3	Einfeldträger mit 10 Modulen .....	101
2.5.4	Eingespannter Träger .....	102
2.5.4.1	Eingespannter Träger mit 6 Modulen .....	102
2.5.4.2	Eingespannter Träger mit 8 Modulen .....	103

---

2.5.4.3	Eingespannter Träger mit 10 Modulen.....	104
2.5.5	Kragträger .....	105
2.5.5.1	Kragträger mit 4 Modulen .....	105
2.5.5.2	Kragträger mit 6 Modulen .....	106
2.5.6	Optimierungsmaßnahmen .....	108
2.5.6.1	Erhöhung der Torsionssteifigkeit.....	108
2.5.6.2	Erhöhung des E-Moduls.....	112
2.5.6.3	Erhöhung des Trägheitsmoments .....	115
2.5.6.4	Einsatz von Stahl mit Druckstäben .....	118
2.5.7	Zusammenfassung der Ergebnisse.....	122
2.5.7.1	Auswertung Einfeldträgersysteme .....	122
2.5.7.2	Auswertung Kragträgersysteme .....	125
2.5.7.3	Auswertung eingespannte Träger .....	128
2.5.7.4	Vergleich der Tragleistung.....	129
2.5.8	Wirkungsweise der Torsionssteifigkeit .....	131
2.5.9	Detailbetrachtung der Stabschnittgrößen .....	133
<b>3.</b>	<b>Designstudien/Anwendungen .....</b>	<b>136</b>
3.1	Anwendungen in der Architektur.....	136
3.1.1	Mobile Brückenkonstruktion.....	136
3.1.2	Mobile Überdachungskonstruktionen.....	138
3.1.3	Wandelbares Traversensystem .....	141
3.1.4	Displayrahmen.....	143
3.2	Designstudien im kleinen Maßstab.....	144
3.2.1	Wandelbarer Sitzhocker .....	144
3.2.2	Wandelbare Tischkonstruktionen.....	148
3.2.3	Lampendesign.....	149
3.2.3.1	Tischlampe mit Membran .....	149
3.2.3.2	Flexible Stehlampe.....	151
3.3	Mobiles Windenergiekonzept.....	152
3.3.1	Wandelbarer Tripplehelix Spindelrotor .....	153
<b>4.</b>	<b>Schlussbetrachtung .....</b>	<b>157</b>
4.1	Zusammenfassung .....	157
4.2	Ausblick .....	161
	<b>Abbildungsverzeichnis.....</b>	<b>iv</b>
	<b>Quellenverzeichnis.....</b>	<b>x</b>



---

## Zusammenfassung

In der vorliegenden Dissertationsschrift werden im ersten Kapitel bekannte wandelbare lineare Tragsysteme anhand von Beispielen und Recherchen untersucht sowie auf deren Funktionsweise und Tragverhalten durchleuchtet. Des Weiteren werden einzelne konstruktive Grundprinzipien und deren Leistungsfähigkeit analysiert und beschrieben. Die Gliederung von bekannten Mechanismen wandelbarer linearer Tragsysteme wird in einer Übersicht zusammengefasst und erstmalig klassifiziert.

Im zweiten Teil der Arbeit wird aus den Erkenntnissen des ersten Teils ein Ansatz für eine Neuentwicklung entworfen. Es wird nachgewiesen, dass durch die konstruktive Kombination mehrerer bewährter Mechanismen die einzelnen Vorteile verknüpft werden können. Somit ist ein neuartiger Mechanismus umsetzbar, welcher als modular koppelbares, vielseitiges Tragsystem mit relativ günstigem Tragverhalten ein hohes Packmaß besitzt sowie gleichzeitig flexibel formbar ist. Durch eine experimentelle Herangehensweise mit Entwurfsstudien, welche mit Analysen sowie Finite-Elemente-Berechnungen in mehreren Stufen interagieren, wird dieser neuartige Mechanismus entwickelt und weiter optimiert. Mit Hilfe von 3D Modellen und Funktionsprototypen werden die theoretischen Ergebnisse verifiziert. Ziel dieser Vorgehensweise ist die Erlangung von konstruktiven Erkenntnissen sowie eine Überprüfung der Tragfähigkeit an exemplarischen statischen Grundsystemen.

In diesem Zusammenhang werden im dritten Teil Potenziale für Anwendungen erörtert und anhand von experimentellen Designstudien und Entwürfen insbesondere im Bereich der mobilen Architektur, aufgezeigt.

---

## Abstract

*In the first chapter of this dissertation established convertible linear structural systems are studied on the basis of examples and research, as well as their functionality and structural behaviour. Furthermore, some basic principles of construction and their performance were analyzed and characterized. The layout of known mechanisms of convertible structures is recapitulated in a diagram and classified for the first time.*

*In the second chapter of this thesis an approach for a new development is derived from the findings of the first part. It is shown that the individual benefits can be linked through the constructive combination of several proven mechanisms. Unlike prior systems, the new mechanism is implemented, which with relatively favorable structural behavior, has to be a modular dockable, versatile support system with a high pack size and at the same time be flexibly shapeable. Through an experimental approach to design studies, which interacts with analysis and finite element calculations in several stages, this new mechanism is developed and optimized. With the help of 3D models and functional prototypes, the theoretical results are verified and compared. The aim of this procedure is to obtain constructive knowledge as well as a review of the bearing capacity of exemplary static basic systems.*

*In this context, the third chapter examines the potential of applications by means of experimental design studies, in particular in the field of mobile architecture. is discussed.*



---

# Einleitung

Wandelbare Tragwerke können ihre Funktionsweise und Form verändern. Als statisches System dienen sie der Lastabtragung einer Konstruktion, als bewegliches System ermöglichen sie eine reversible Veränderung der Form. Nach Abschluss der Formgebung erfolgt, durch die Versteifung der beweglichen Elemente, die Fixierung des Systems und somit der Übergang vom Mechanismus zum Tragwerk.

Neben flächigen bzw. räumlichen Tragsystemen, wie z.B. bei wandelbaren Überdachungen, gibt es lineare Systeme, welche als Krag- und Einfeldträger oder auch als Teil eines gerichteten Primär- bzw. Sekundärsystems in einer komplexeren Konstruktion eingesetzt werden. Modular aufgebaute wandelbare lineare Tragsysteme können, unter bestimmten Voraussetzungen, vielseitig kombiniert- und gekoppelt werden.

Viele innovative Entwicklungen in diesem Bereich sind in der Raumfahrtforschung entstanden. Die Raumfahrt erfordert den Zwang zu kompakten und leichten Strukturen, welche den Raketenstart überstehen und sich dann im Weltall unter Schwerelosigkeit selbsttätig entfalten können. Der Packfaktor ist dabei von besonderer Bedeutung. Wandelbare Konstruktionen sind aber auch bei verschiedenen Einsatzgebieten unter Schwerkraft, wie etwa mobilen Brücken, Kran- und Mastkonstruktionen oder Traversensystemen im Messebau üblich. In der mobilen Architektur stellt sich im Allgemeinen die Frage nach einer schnellen und einfachen Montage bei geringem Transportvolumen.

Eine weitere Form der Wandelbarkeit von linearen Tragsystemen stellen flexibel gekrümmte, S-förmige Formen dar. Dies ist z. B. für flexible Robotergreifarme mit großem Operationsraum von Bedeutung. Bei Bogenkonstruktionen kann diese Eigenschaft ebenfalls wichtig sein, wenn z. B. aus dem gleichem System unterschiedliche Krümmungsradien generiert werden sollen.

Neben der Funktionsweise und dem Tragverhalten solcher Systeme stellt sich vor allem die Frage, wie sich die einzelnen Vorteile der unterschiedlichen bekannten Systeme entsprechend neu kombinieren und zu innovativen Systemen zusammenfügen lassen, d.h., in wie weit können diese neuen Ansätze z. B. in der mobilen Architektur nutzbar gemacht werden.

---

# Forschungsumfeld wandelbarer Tragwerke

Wandelbare Tragwerke werden an zahlreichen Forschungsinstituten weltweit erforscht. Das Forschungsumfeld im weitesten Sinne ist dabei insbesondere ein Bestandteil von Forschungsprojekten an klassischen Maschinenbaufakultäten. Hierzu sind neben den eher theoretisch angesiedelten Instituten im Bereich der Technischen Mechanik und Getriebelehre vor allem anwendungsbezogenere Forschungsinstitute zu sehen, wie in Bereichen der Robotik bzw. Hebezeuge oder Baumaschinen etc. Im Zusammenhang mit Fragestellungen des Leichtbaus werden wandelbare Tragwerke vor allem in der Raumfahrtforschung beleuchtet. Vorreiter in diesem Bereich sind dabei erwartungsgemäß Universitäten und Institutionen, die in der Raumfahrt besonders aktiv sind. Dies sind neben der NASA in den USA hauptsächlich Institutionen in Europa und Japan, welche entsprechend auch ihre Forschungsergebnisse publizieren. Hervorzuheben ist das Forschungsinstitut „Deployable Structures Laboratory (DSL)“ an der Universität in Cambridge in Großbritannien. Dieses Institut unter der damaligen Leitung von Prof. S. Pellegrino zeichnete sich durch zahlreiche Publikationen in den letzten Jahren insbesondere in der Raumfahrtforschung aus [47][48][49][65][66][88]. Abb. 1 zeigt Prof. Pellegrino mit einem entfaltbaren Reflektorschirm auf Basis eines Scherensystems für eine Anwendung in der Raumfahrt.

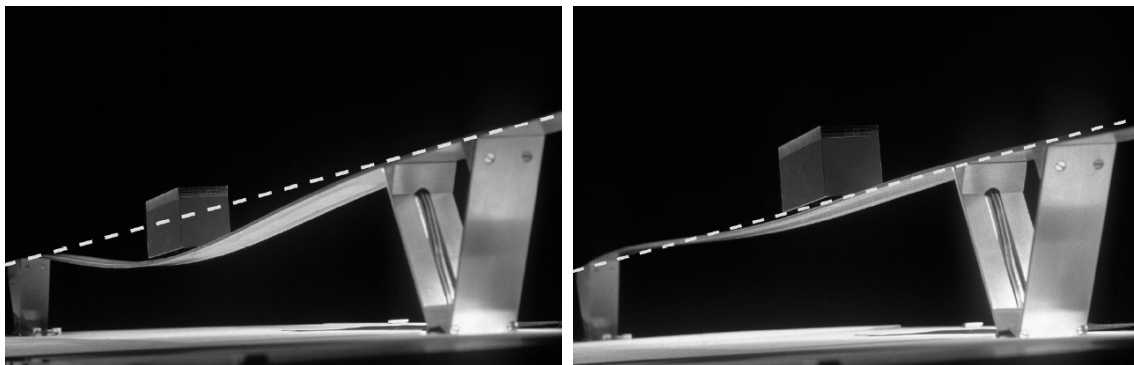


**Abb. 1:** S. Pellegrino am „Deployable Structures Laboratory“ DSL

Ein weiterer wichtiger Vertreter im Bereich entfaltbarer Tragstrukturen für Raumfahrtanwendungen ist Prof. K. Miura von der Universität Tokio in Japan [55] [56]. Seine Forschungen beschäftigen sich u.a. mit entfaltbaren und flexiblen Auslegerarmen in der Raumfahrt. Siehe hierzu auch Abb. 61 auf Seite 50.

---

Wandelbare Tragwerke werden darüber hinaus ebenso im Bereich des Bauingenieurwesens sowie an Architekturfakultäten erforscht. In Deutschland sind im wesentlichen zwei Bauingenieur fakultäten zu erwähnen. Dies ist zum einen an der Universität Stuttgart das Institut für Leichtbau Entwerfen und Konstruieren ILEK unter der Leitung von Prof. W. Sobek. Ein Forschungsschwerpunkt an diesem Institut beschäftigt sich mit adaptiven Tragwerken, die durch aktive Steuerung flexibel auf



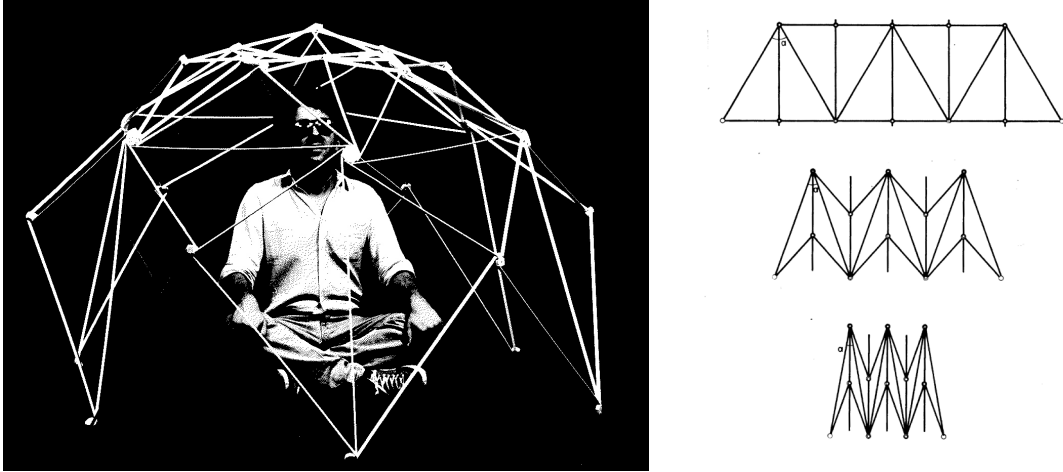
**Abb. 2:** Adaptives Tragwerk, „Stuttgarter Träger“ am ILEK [79]

Beanspruchungen reagieren. Auf diese Art und Weise ist es möglich, effektiv konstruktive Masse einzusparen [79]. Abb. 2 zeigt diesen Effekt am Beispiel eines adaptiven Brückenträgers, bei dem durch aktive Manipulation eines Brückenlagers die Verformung des schlanken Trägers für eine Wanderlast effektiv verringert wird [81]. Zum anderen wird an der TU Berlin am Institut für Massivbau unter der Leitung von Prof. M. Schlaich an aktiven Ingenieurbauten geforscht. Der Schwerpunkt der Forschung liegt hierbei vorwiegend auf adaptiven Brückenbauwerken mit aktiven Seilabspannungen. Prof. Schlaich zeichnet gleichzeitig als einer der Partner des Ingenieurbüros Schlaich Bergermann und Partner für zahlreiche realisierte wandelbare Ingenieurbauwerke verantwortlich, die beachtenswert sind. Abb. 3 [72] zeigt eindrucksvoll eine wandelbare Fußgängerhängebrücke in Duisburg, die, durch akti-



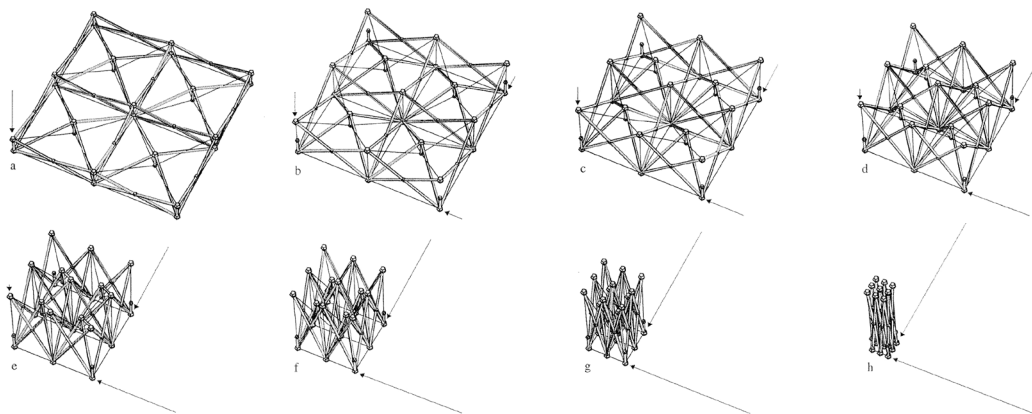
**Abb. 3:** Wandelbare Fußgängerbrücke in Duisburg, [www.sbp.de](http://www.sbp.de) [72]

ves Verkürzen der Seilabspannungen, den Stich des flexiblen Brückendecks soweit anhebt, dass Schiffe darunter fahren können.



**Abb. 4:** „Zur Faltung von Fachwerken“, Dissertation S. Calatrava [12]

Weitere beachtenswerte Forschungsarbeiten sind an der Bauingenieur fakultät der ETH Zürich zu nennen. Anfang der 1980er Jahre forschte der Architekt und Ingenieur S. Calatrava an faltbaren Fachwerken [12]. In Abb. 4 sind Auszüge aus seiner Dissertation zu sehen, bei denen es sich sowohl um ebene als auch um räumliche Fachwerksstrukturen handelt. Diese wissenschaftlichen Erkenntnisse werden von dem bekannten Architekten Calatrava später z. T. auch in realisierte Bauwerke übertragen. Eine weitere Forschungsarbeit rund 20 Jahre später von G. Rückert ebenfalls an der ETH Zürich, beschäftigt sich mit wandelbaren hybriden Scherenkonstruktionen [71]. Abb. 5 zeigt die patentierte wandelbare Struktur von Rückert in verschiedenen Stufen.



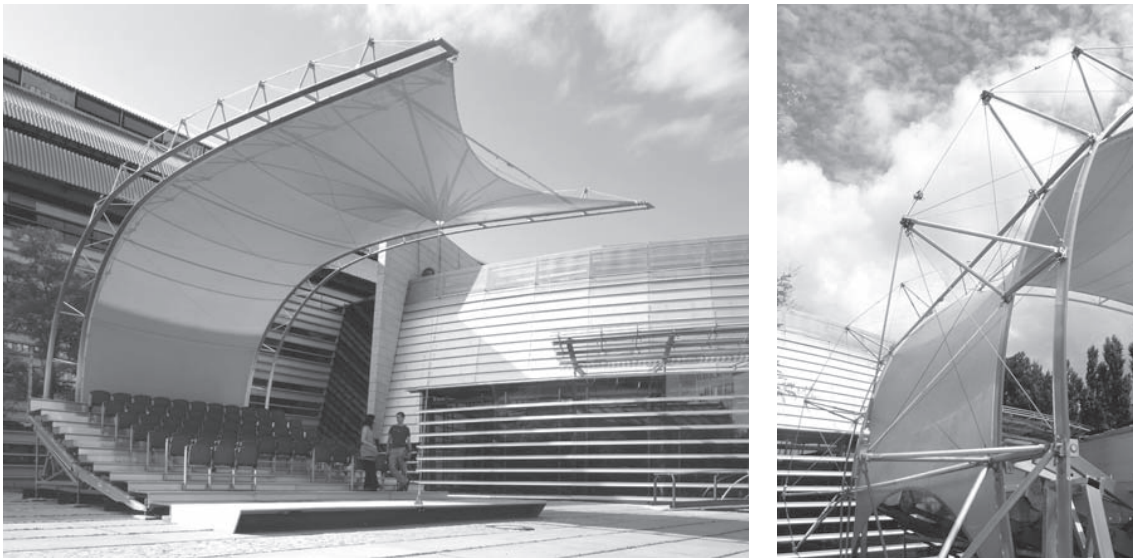
**Abb. 5:** „Wandelbare hybride Konstruktionen“, Dissertation G. Rückert [71]

Wie bereits Eingangs erwähnt, hat das Thema wandelbare Tragwerke auch eine wissenschaftliche Tradition im Bereich der Architektur. Als Vorreiter ist hier sicherlich der Architekt Frei Otto zu nennen, der vorwiegend in den 1960er und 1970er Jahren an der Universität Stuttgart am Institut für Leichte Flächentragwerke IL forschte. Abb. 6. zeigt einen Auszug aus der Veröffentlichung zu wandelbaren Dächern (IL5) von 1972 [84]. Die Forschungsarbeit beschäftigt sich dabei systematisch mit dem Thema Wandelbarkeit von Überdachungsstrukturen.

BAUART/ CONSTRUCTION SYSTEM	ART DER BEWEGUNG/ TYPE OF MOVEMENT	BEWEGUNGSRICHTUNG/DIRECTION OF MOVEMENT			
		PARALLEL/PARALLEL	ZENTRAL/CENTRAL	ZIRKULÄR/CIRCULAR	PERIPHER/PERIPHERAL
MEMBRANEN, TRAGKONSTRUKTION FESTSTEHEND/ MEMBRANES, SUPPORTING STRUCTURE STATIONARY	RAFFEN/ BUNCHING				
	ROLLEN/ ROLLING				
MEMBRANEN, TRAGKONSTRUKTION BEWEGLICH/ MEMBRANES, SUPPORTING STRUCTURE MOVABLE	SCHIEBEN/ SLIDING				
	KLAPPEN/ FOLDING				
	DREHEN/ ROTATING				
STEIFE KONSTRUKTIONEN/ RIGID CONSTRUCTIONS	SCHIEBEN/ SLIDING				
	KLAPPEN/ FOLDING				
	DREHEN/ ROTATING				

Abb. 6: Aus „Wandelbare Dächer“, Frei Otto, IL5 [84]

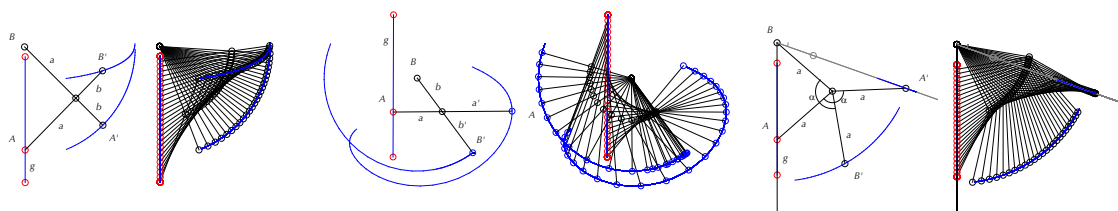
An der Architekturfakultät der TU München, am Lehrstuhl für Tragwerksplanung, wurde das Thema „wandelbare Tragwerke“ seit einiger Zeit in zahlreichen Forschungsarbeiten beleuchtet. Neben der hier vorliegenden Arbeit behandelte die Dissertation von Prof. Ch. Gengnagel mobile Membrankonstruktionen [29], bei der das Thema Wandelbarkeit vor allem im Aufbauprozess genauer untersucht wurde. Abb. 7 zeigt den realisierten Prototyp einer mobilen Tribünenüberdachung mit einer Montagesequenz. Dabei wird die Flexibilität der gebogenen Unterkonstruktion für



**Abb. 7:** Mobile Tribünenüberdachung, Ch. Gengnagel, TUM [29]

die Membraneindeckung ausgenutzt, um eine Montage aus ebenen Bauelementen zu erzeugen. Der Prototyp wurde zu Demonstrationszwecken vor dem Audimax der TU München aufgebaut.

Eine weitere Forschungsarbeit im Rahmen einer Diplomarbeit zum Thema „bewegliche Systeme in der Architektur“ von Florian Rist, die am Lehrstuhl für Tragwerksplanung betreut wurde, gewann den bundesweit vergebenen Tautpreis im Jahr 2005 [70]. Hier wurde insbesondere die wissenschaftliche Auseinandersetzung mit Scherensystemen im Zusammenhang von Architektur Anwendungen gewürdigt. Abb. 8 zeigt einen kleinen Auszug aus dieser Arbeit, in denen die Bewegungsprinzipien von Scherenmechanismen veranschaulicht werden.



**Abb. 8:** Bewegungsdarstellungen von Scherensystemen, F. Rist, TUM [70]

---

Die Dissertation von M. Wallner von der TU in Graz behandelt das allgemeine Thema: „Bewegliche Tragwerke, Aus der Sicht der Tragwerkslehre für Architekten“ [86]. Dieser thematische Blickwinkel verdeutlicht die fachliche Verbindung des Themas mit der an Architekturfakultäten verankerten Tragwerkslehre.

Neben den wissenschaftlichen Einrichtungen erlangte der in New York ansässige Chuck Hoberman internationale Anerkennung als Künstler mit seinem Hoberman Sphere [34]. Abb. 9 zeigt eine Kuppelkonstruktion Hobermans auf Scherenbasis sowie eine Variante, welche als Spielzeug erhältlich ist. Durch seine Projekte und Produkte wurden Scherenmechanismen vor allem auch außerhalb des Fachpublikums international bekannt.



**Abb. 9:** Hoberman Sphere, Chuck Hoberman USA [34]

---

# Fragestellung und Zielsetzung

Der Forschungsstand weist eine Vielzahl von Lösungsansätzen zu spezifischen Anwendungen auf. Dabei zeigt sich, dass für die einzelnen Einsätze meist unterschiedliche Mechanismen angewendet werden. Jedes System besitzt entsprechende Vorteile für einen bestimmten Anwendungsfall. Es stellt sich daher die Frage, ob sich durch eine Neukombination ausgewählter Mechanismen auch die Vorzüge entsprechend kombinieren lassen. Mechanismen mit beschriebener Performance eröffnen ein neues, bisher nicht gekanntes Anwendungsspektrum, was konkret zu innovativen Ansätzen führen könnte.

Nach der Analyse aller recherchierten Systeme gelangt man zu der Erkenntnis, dass keines der untersuchten wandelbaren linearen Tragsysteme gleichzeitig folgende Eigenschaften besitzt:

- Entfaltbarkeit mit hohem Packfaktor
- flexible Formbarkeit mit unterschiedlichen Krümmungsradien
- vielseitiges modular koppelbares Tragsystem mit günstigem Tragverhalten

Aus diesen Überlegungen heraus lässt sich folgende Hypothese ableiten:

Durch die konstruktive Kombination mehrerer bewährter Mechanismen ist es möglich, die einzelnen Vorteile dahingehend zu verknüpfen, dass sowohl ein modular koppelbares vielseitiges System mit relativ günstigem Tragverhalten sowie ein hohes Packmaß bei gleichzeitig flexibler Formbarkeit erreicht werden kann.

Durch eine experimentelle Herangehensweise mit Entwurfsstudien, welche mit Analysen sowie FEM-Berechnungen in mehreren Stufen interagieren, wird dieser neuartige Mechanismus entwickelt und weiter optimiert. Mit Hilfe von 3D Modellen und Funktionsprototypen werden die theoretischen Ergebnisse verifiziert und abgeglichen. Ziel dieser Vorgehensweise ist die Erlangung von konstruktiven Erkenntnissen sowie eine Überprüfung der Tragfähigkeit an exemplarischen statischen Grundsystemen. In diesem Zusammenhang werden des Weiteren Potenziale für Anwendungen erörtert und anhand von experimentellen Designstudien und Entwürfen insbesondere im Bereich der mobilen Architektur aufgezeigt.



# 1. Übersicht und Analyse

## 1.1 Wandlungseigenschaften

Wandelbare lineare Tragsysteme lassen sich gemäß ihrer Wandlungseigenschaften in drei Hauptkategorien unterteilen. Zum einen sind es ausschließlich entfaltbare Systeme, bei denen der Packfaktor eine wesentliche Rolle spielt. Des Weiteren gibt es ausschließlich flexibel formbare Systeme, bei denen die Krümmungsradien und der damit verbundene Arbeits- bzw. Operationsraum maßgebend sind und schließlich entfaltbare sowie flexibel formbare Systeme, welche beide Eigenschaften gleichzeitig besitzen.

### 1.1.1 Kategorie A: Linear entfaltbar

Entfaltbare lineare Tragsysteme, die nicht flexibel formbar sind, bilden eine Gruppe mit einer großen Vielfalt an Mechanismusarten. Neben dem Teleskopmechanismus, der am häufigsten eingesetzt wird, sind es vor allem Scherenmechanismen sowie Klappgelenkmechanismen, die zum Einsatz kommen. Bei geringen Anforderungen an die Tragfähigkeit, wie etwa in der Raumfahrt, kommen auch andere Systeme basierend auf elastischen Federmechanismen vor. Eine Sonderrolle nehmen die Additionsmechanismen ein, welche durch das Fügen bzw. Addieren von elastischen oder starren Einzelbauteilen bei der Entfaltung neu zusammengesetzt werden. Eine weitere Gruppe stellen entfaltbare pneumatische Systeme dar. Hier kommen meist schlauchartige Konstruktionen zum Einsatz. Der Packfaktor ist bei diesen linear entfaltbaren Systemen das entscheidende Kriterium (vgl. Abb. 10 a).

### 1.1.2 Kategorie B: Flexibel formbar

Eine weitere Kategorie stellen die ausschließlich flexibel formbaren Systeme dar, welche z. B. als Manipulatoren oder Greifarme eingesetzt werden, um einen möglichst großen Arbeitsraum abzudecken. Flexible Greifarme bestehen als Industrieroboter aus steifen, gelenkig verbundenen Segmenten. Mehr Flexibilität mit größeren

möglichen Krümmungsradien bieten Auslegersysteme mit außenliegenden Seilen oder pneumatischen Aktuatoren. Neben Manipulatoren, welche durch Aktuatoren gesteuert eine kontrollierte selbsttätige Bewegung auch unter Last ausführen können, gibt es auch reine Tragwerke, welche durch das Variieren von Stab- oder Seillängen, die erst nach der Formgebung eingebracht werden, flexibel formbare Krümmungsradien erzeugen (vgl. Abb. 10 b).

### 1.1.3 Kategorie C: Entfaltbar sowie flexibel

Entfaltbare sowie flexibel formbare Systeme zeichnen sich durch die Kombination beider Wandlungseigenschaften aus. Solche Systeme eröffnen als modular koppelbare sowie vielseitig kombinierbare Tragsysteme ein bisher nicht gekanntes Anwendungsfeld und sind bisher wenig erforscht (vgl. Abb. 10 c).

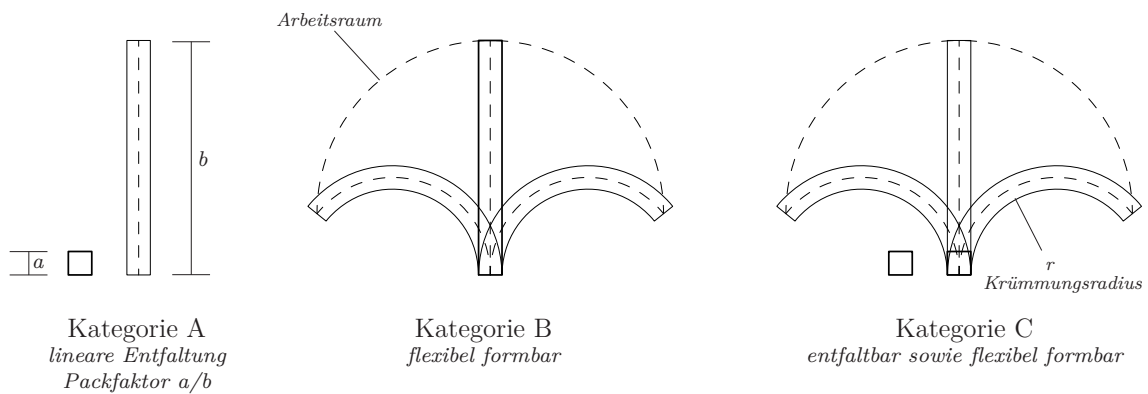
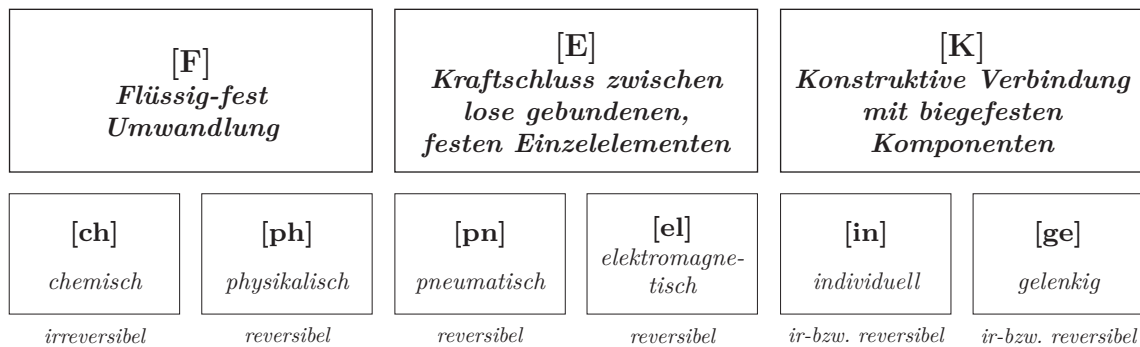


Abb. 10: Wandlungseigenschaften wandelbarer linearer Tragsysteme

## 1.2 Methoden der Versteifung

Eine Übersicht und Klassifikation über Versteifungs- bzw. Arretiermechanismen wird von Rückert [71] in seiner Dissertation an der ETH Zürich beschrieben. Es werden einzelne, theoretisch mögliche Versteifungsmethoden gegliedert und in drei Hauptklassen unterteilt. Abb. 11 zeigt den Zusammenhang zwischen den einzelnen Versteifungsmethoden und den Hauptklassen.



**Abb. 11:** Klassifikation der Versteifung (nach Rückert) [71]

Die entsprechende Beschreibung nach Rückert lautet wie folgt:

### „ ...[F-ch] Chemische flüssig-fest Umwandlung

Methode, welche, durch stoffliche Veränderung eines im flüssigen Zustand auf das weiche Tragwerk aufgebrauchten Baustoffs erfolgt eine irreversible Versteifung. (Kunststoff, Beton)

Zeitpunkt der Versteifung:

1. Aufbringen eines erhärtenden Baustoffes nach erfolgter Stabilisierung und Formgebung
2. Aufbringen eines erhärtenden Baustoffes vor der Stabilisierung und Formgebung
3. Aufbringen eines erhärtenden Baustoffes zeitgleich mit der Stabilisierung und Formgebung.

### [F-ph] Physikalische flüssig-fest Umwandlung

Methode, welche, durch die Änderung des Aggregatzustandes oder mittels Thixotropie eines mit dem weichen Tragwerk in Kontakt befindlichen Baustoffs, eine reversible Versteifung bewirkt.

Zeitpunkt der Versteifung:

1. Aufbringen eines erhärtenden Baustoffes durch Änderung des Aggregatzustands (Wasser - Eis)
2. Aufbringen eines erhärtenden Baustoffes zeitgleich zur Stabilisierung und Formgebung (nur theoretisch, ohne Beispiele)
3. Sol-Gel-Umwandlung thixotroper kolloider Substanzen (für dynamische Beanspruchungen ungeeignet).

**[E-pn] Pneumatischer Kraftschluss zwischen lose gebundenen, festen Einzelelementen**

Unterdruckversteifung eines geschlossenen und mit einer granulösen Substanz gefüllten, ausschließlich zugfesten Tragwerks.

**[E-el] Elektromagnetischer Kraftschluss zwischen lose gebundenen, festen Einzelelementen**

Die Methode kennzeichnet eine Versteifung mittels der elektromagnetischen Wechselwirkung zwischen einer stromleitenden Komponente des weichen Tragwerks und ferromagnetischen Einzelelementen. Die Magnetisierung der festen Einzelelemente bewirkt deren kraftschlüssige Anordnung und damit das Erstarren der Tragwerksform. (Beispiele nicht bekannt, nur theoretisch)

**[K-in] Individuelle konstruktive Verbindung mit biegefesten Komponenten**

Methode, welche, mit Abschluss oder nach der Stabilisierung und Formgebung eines ausschließlich zugfesten Tragwerks, durch dessen konstruktive und weitgehend kontinuierliche Verbindung mit biegefesten Einzelelementen, ein Versteifung bewirkt.

Zeitpunkt der Versteifung:

1. Das Aufbringen individueller, mit dem weichen Tragwerk vor oder im Verlauf der Errichtung verbundener, biegefesten Komponenten, welche, mit Abschluss von Stabilisierung und Formgebung, eine Versteifung bewirken (Beispiel Bulson, Tensegrity)
2. Aufbringen biegefesten Einzelelemente nach Abschluss von Formgebung und Stabilisierung eines ausschließlich zugfesten Tragwerks sowie dessen damit einhergehender Versteifung (Beispiel: Ausfachung eines Seilnetzes).

**[K-ge] gelenkige konstruktive Verbindung mit biegefesten Komponenten**

Methode, welche, mit Abschluss oder nach der Stabilisierung und Formgebung eines

ausschließlich zugfesten Tragwerks, durch dessen konstruktive und weitgehend kontinuierliche Verbindung mit gelenkig verbundenen, biegefesten Komponenten, eine mechanische Versteifung bewirken.

1. Selbsttätiger Durchschlagmechanismus. Versteifung im Verlauf der Formgebung (Beispiel Schirmkonstruktionen) Federn oder Magneten als Hilfskonstruktionen bei der Versteifung. Zur Überwindung der Federn, bzw. des Magnetwiderstands ist Energie erforderlich. Ebenso beim Lösen der Arretierung.
2. Nicht selbsttätige Versteifung durch Einbau von zusätzlichen Konstruktionsteilen oder Feststellen vorhandener Freiheitsgrade...“

Im Bereich der wandelbaren linearen Tragsysteme beschränken sich die Versteifungsmethoden im wesentlichen auf individuelle und gelenkig konstruktive Verbindungen mit biegefesten Komponenten [K]. Rückert bezieht sich hier jedoch auf „ausschließlich zugfeste Tragwerke“. Diese Einschränkung sollte für die Betrachtung der wandelbaren linearen Systeme jedoch nicht gemacht werden, da auch insbesondere Druck- und Biegelemente vorkommen. Auch werden elastische Konstruktionen in Rückerts Betrachtungen nicht ausreichend berücksichtigt. Sie wären der [K-ge] Klasse zuzuordnen und bei genauerer Betrachtung als eine Art Durchschlagmechanismus zu verstehen. Versteifungsmethoden durch Aktuatorssysteme bilden eine weitere Möglichkeit, welche gemäß Rückert nicht explizit erwähnt wird.

## 1.3 Klassifikation

Wandelbare lineare Tragsysteme lassen sich anhand ihrer konstruktiven Merkmale in drei Hauptklassen unterteilen. Die Differenzierung der drei Klassen lässt sich wie folgt nach dem Grad der Steifigkeit der einzelnen Bauelemente gliedern:

- **starre Systeme**
- **elastische Systeme**
- **weiche Systeme**

### 1.3.1 Hauptklasse der starren Systeme

Die Klasse der starren Elemente wird durch eine Gruppe von wandelbaren Systemen gebildet, die dadurch gekennzeichnet ist, dass ausschließlich starre Bauelemente enthalten sind, welche sowohl unter Belastung im entfalteten Endzustand als auch in einer kompakten, zusammengefalteten Konfiguration keine großen Verformungen aufweisen. Darin enthalten sind auch Seilsysteme, welche im kompakten Zustand schlaff sein können und erst im Endzustand gespannt werden. Diese Klasse wandelt sich vom Mechanismus zum Tragwerk und muss in der Funktion als Tragwerk versteift bzw. arretiert werden.

### 1.3.2 Hauptklasse der elastischen Systeme

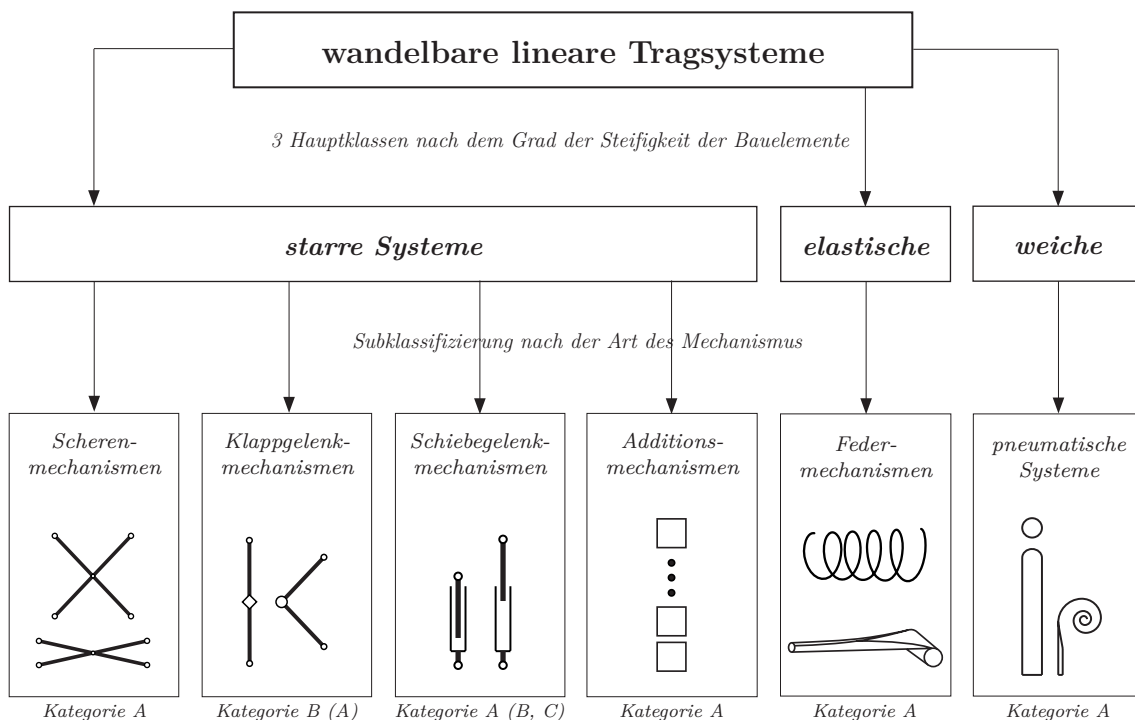
Die Klasse der elastischen Systeme definiert eine Gruppe aus wandelbaren Systemen, die dadurch gekennzeichnet ist, dass insbesondere für eine kompakte, zusammengerollte Konfiguration die elastischen Eigenschaften der Baukomponenten ausgenutzt werden. Die elastischen Bauteile werden hier im Rahmen des elastisch - reversiblen Bereichs zu größeren Verformungen gezwungen, um eine kompaktere Form zu erreichen. Die für diese Verformung benötigte Energie bleibt in Form von einer Federkraft enthalten, welche für den Entfaltungsvorgang und den Endzustand wieder frei wird. Die Eigenschaft der elastischen Verformbarkeit bedingt allerdings, dass das Tragsystem im entfalteten Endzustand keinen höheren Belastungen ausgesetzt werden kann und daher im Vergleich zu starren Systemen deutlich weniger tragfähig ist. Elastische Systeme haben weniger Bauteile und gelenkige Verbindungen als starre Systeme. Deshalb werden sie hauptsächlich in der Raumfahrt angewendet und sind hier bedingt durch ihre leichte Bauweise besonders vorteilhaft. Elastische Systeme müssen zudem im Endzustand nicht zwingend zusätzlich versteift werden.

### 1.3.3 Hauptklasse der weichen Systeme

Die Klasse der weichen Systeme wird durch eine Gruppe gebildet, die dadurch gekennzeichnet ist, dass ausschließlich weiche Bauelemente enthalten sind, welche, ohne eine eingebrachte Versteifung des Systems, schlaff sind und keine wesentliche Tragfunktion ausüben können. Die Klasse wird im Wesentlichen durch pneumatisch gestützte Über- oder Unterdrucksysteme repräsentiert, die ausschließlich aus zugfesten Materialien bestehen, welche im kompakten Zustand gerafft bzw. gefaltet werden können.

### 1.3.4 Subklasse der Mechanismen

Die Subklassen werden durch die Mechanismen gebildet, welche jeweils den Hauptklassen zugeordnet sind. In dem folgenden Diagramm (vgl. Abb. 12) ist die Zuordnung der einzelnen Mechanismen zu den Hauptklassen dargestellt. Alle Mechanismen, bis auf die Klappgelenke, sind primär der Kategorie A (linear entfaltbar) zuzurechnen. Klappgelenkmechanismen sind in ihrer ursprünglichen Form flexibel formbar (Kategorie B). Als Teil von Stabwerksystemen können Klappgelenke jedoch auch linear entfaltbar (Kategorie A) sein. Schiebegelenkmechanismen als Teil von Stabwerken können des Weiteren flexibel formbar (Kategorie B) sein. Des Weiteren besitzen sie das Potenzial zur Kategorie C (entfaltbar sowie flexibel formbar).



**Abb. 12:** Klassifikation wandelbarer linearer Tragsysteme

Es lassen sich folgende Mechanismen den Hauptklassen zuordnen:

## **Hauptklasse der starren Systeme**

- **Scherenmechanismen**

Hierunter fallen alle ebenen, triangulären, rechteckigen und räumlichen Scherenketensysteme. Scherenmechanismen sind der Kategorie A zuzuordnen.

- **Klappgelenkmechanismen**

Hierunter fallen alle Manipulatoren sowie klappbare Fachwerkssysteme. Klappgelenkmechanismen sind primär der Kategorie B zuzuordnen. Als Teil von Stabwerkssystemen bilden sie Entfaltungsmechanismen der Kategorie A.

- **Schiebegelenkmechanismen**

Hierunter fallen alle Teleskopmechanismen sowie durch lineare Aktuatoren betriebenen Mechanismen. Ebenfalls hierzu gehören reine Zugaktoren wie pneumatische Muskeln oder Seilsysteme, welche aufgewickelt werden. Schiebegelenkmechanismen sind primär der Kategorie A zuzuordnen. In Kombination mit Stabwerken oder auch Scherenmechanismen beinhalten Sie das Potenzial auf Kategorie B bzw. sogar Kategorie C.

- **Additionsmechanismen**

Hierunter fallen alle Systeme mit losen oder verketteten Bauteilen, die durch einen Additionsmechanismus zu einer biegesteifen linearen Konstruktion gefügt werden. Additionsmechanismen sind der Kategorie A zuzuordnen.

## **Hauptklasse der elastischen Systeme**

- **Federstabmechanismen**

Hierunter fallen alle Systeme mit elastisch flexiblen Stäben oder Gurten. Die elastischen Elemente werden innerhalb von zusammenhängenden Stabwerkssystemen aufgewickelt und bilden somit ein System der Kategorie A.

- **Federblechmechanismen**

Hierunter fallen auch Systeme in Kombination mit einem Additionsmechanismus, welcher mehrere Federblechelemente zusammenfügt. (Kategorie A)

## **Hauptklassen der weichen Systeme**

- **Pneumatische Systeme**

Die Klasse der weichen Systeme lässt sich auf die pneumatischen Systeme, wie etwa schlauchförmige Konstruktionen, eingrenzen. (Kategorie A)



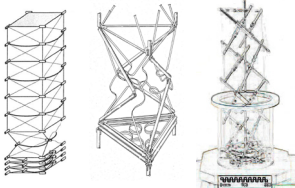
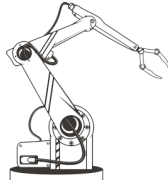
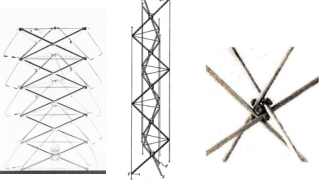

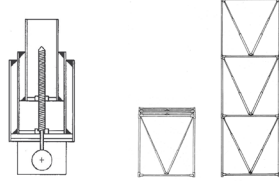
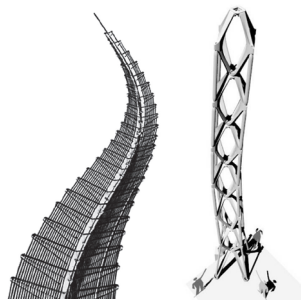
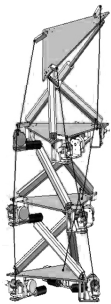
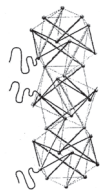

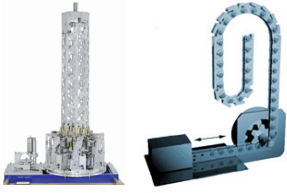
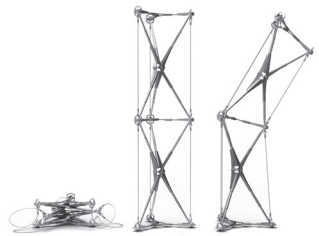
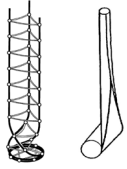
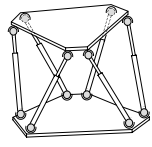
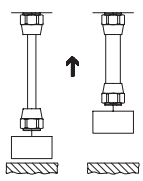
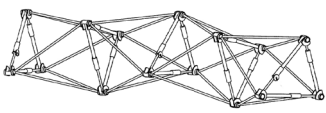
Kategorie A <i>lineare Entfaltung</i>	Kategorie B <i>flexibel formbar</i>	Kategorie C <i>entfaltbar sowie flexibel formbar</i>
 <p><i>Klappgelenk/Stabwerk</i></p>	 <p><i>Klappgelenk/Manipulatoren</i></p>	
 <p><i>Scherenmechanismus/Seilverkürzung</i></p>	 <p><i>Klappgelenk/Stabwerk</i></p>	
 <p><i>Teleskop/Stabwerk</i></p>	 <p><i>Stabwerk/Seilverkürzung/pneumatisch Auslegermechanismus</i></p>	 <p><i>Teleskop/Seilverkürzung/Tensegritystabwerk</i></p>
 <p><i>Tensegritystabwerk/Seilverkürzung</i></p>	 <p><i>Teleskop/Stabwerk</i></p>	
 <p><i>Additionsmechanismus</i></p>	 <p><i>Scherenstabwerk/Teleskop/Seilverkürzung</i></p>	
 <p><i>Federstab- bzw. Federblechmechanismus</i></p>	 <p><i>Teleskop/Stabwerk Hexapod</i></p>	
 <p><i>Pneumatische Systeme</i></p>	 <p><i>Teleskop/Stabwerk VGT Variable Geometry Truss</i></p>	

Abb. 13: Übersicht über Wandlungseigenschaften von Mechanismen

## 1.4 Scherenmechanismen

### 1.4.1 Ebene Scherensysteme

Scheren und scherenähnliche Mechanismen gehören zur Familie der beweglichen Stabwerke. Sie sind eng verwandt mit dem zweiarmigen Hebel. Eine ebene Schere besteht aus zwei biegesteifen Stäben, die durch ein Pivotgelenk (Drehgelenk) verbunden sind. Die Stäbe werden Arme genannt. Ein Arm besteht aus zwei Schenkeln oder Halbarmen, die über ein Drehgelenk biegesteif verbunden sind. (vgl. Abb. 14)

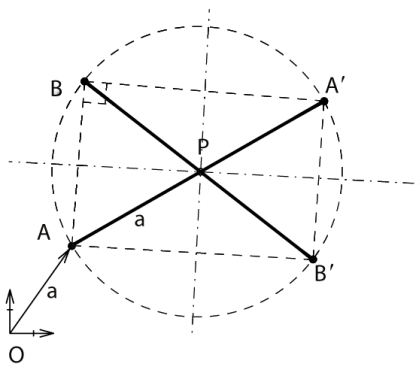


Abb. 14: Ebene Schere

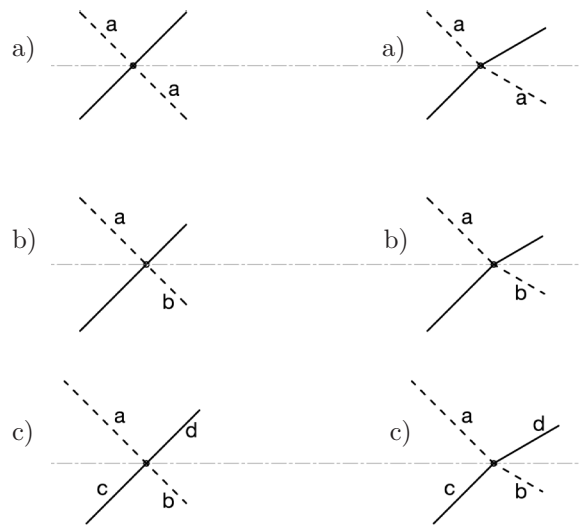


Abb. 15: Gerade Schenkel

Abb. 16: Geknickte Schenkel

Allgemein unterscheidet man zwei Grundtypen von Scheren: Solche mit geraden (Abb. 15) und solche mit geknickten (Abb. 16) Armen. Dabei müssen die Arme und Schenkel nicht immer die gleichen Abmessungen haben. Dadurch entstehen folgende Untergruppen:

- **Gleichschenklige Scheren**

weisen gleiche Schenkellängen auf und sind in ihrer Anwendung am häufigsten vertreten. Sie lassen sich sehr leicht zu linearen, geraden Ketten oder zu ebenen Gittern sowie zu geraden räumlichen Strukturen fügen. (vgl. Abb. 15 a)

- **Gleicharmige Scheren**

weisen gleiche Armlängen auf, besitzen jedoch unterschiedlich lange Schenkel. Durch

das Aneinanderfügen entstehen gekrümmte Systeme (vgl. Abb. 15 b).

- **Allgemeine Scheren**

sind alle andere Scherentypen, welche nicht zu den ersten beiden Kategorien gehören (vgl. Abb. 15 c).

Bei den geknickten Scheren (gleicher Knickwinkel) differenziert man zwischen:

- **Gleichschenkelig geknickten Scheren** (Diese bilden geschlossene, bewegliche Ringe und Kuppeln, vgl. Abb. 16 a)
- **Gleicharmigen geknickten Scheren** (vgl. Abb. 16 b)
- **Allgemeinen geknickten Scheren** (vgl. Abb. 16 c)

### 1.4.2 Scherenketten

Durch modulares Aneinanderkoppeln von einzelnen ebenen Scheren entstehen theoretisch endlose Ketten. Bedingt durch die Übertragung des Bewegungsmechanismus von Modul zu Modul entfalten sich Scherenketten immer synchron und nicht sequenziell. Scherenketten aus gleichschenkligen geraden Scheren sind sehr häufig verbreitet und werden z. B. in Hebebühnen siehe (Abb. 22 auf Seite 25) eingesetzt. Bestehen Scherenketten aus ungleichschenkligen oder geknickten Armen, dann ist das Entfalten unter Umständen nicht ganz bis zum Ende gewährleistet. Es müssen bestimmte Bedingungen gelten. Die folgende Formel muss erfüllt sein, damit sich Scherenketten, ohne sich selbst zu blockieren, entfalten können [20].

$$l'_i + k'_i = l_i + 1 + k_i + 1 = const$$

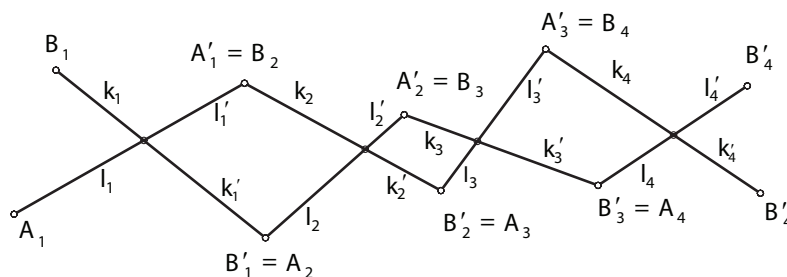


Abb. 17: Scherenkette [70]

Somit ist eine vollständige Zusammenfaltung des Systems immer dann gewährleistet, wenn die beiden Pivotgelenke  $P_i$  und  $P_{i+1}$  zweier aufeinanderfolgender Scheren  $i$  und  $i+1$  auf einer Ellipse  $e$  um die beiden Verbindungsgelenke  $A_i = B_{i+1}$  und  $B_i = A_{i+1}$  liegen (vgl. Abb. 18).

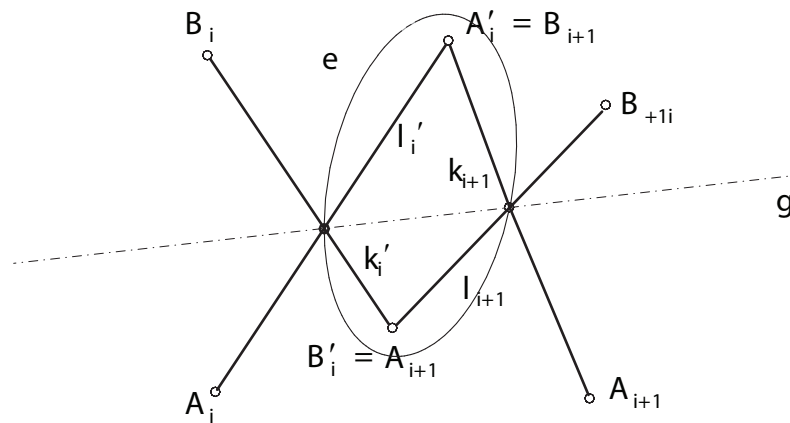


Abb. 18: Ellipse zwischen zwei Pivotgelenken [70]

Die einfachste mögliche Kettenform besteht aus gleichen, gleichschenkligen Scherenelementen, welche linear gefügt werden. Diese kommen recht häufig vor und werden vor allem dann eingesetzt, wenn eine kurze Antriebsbewegung in eine große Abtriebsbewegungen umgesetzt werden soll, wie dies z. B. bei Aufzügen und Hebebühnen der Fall ist (vgl. Abb. 22).

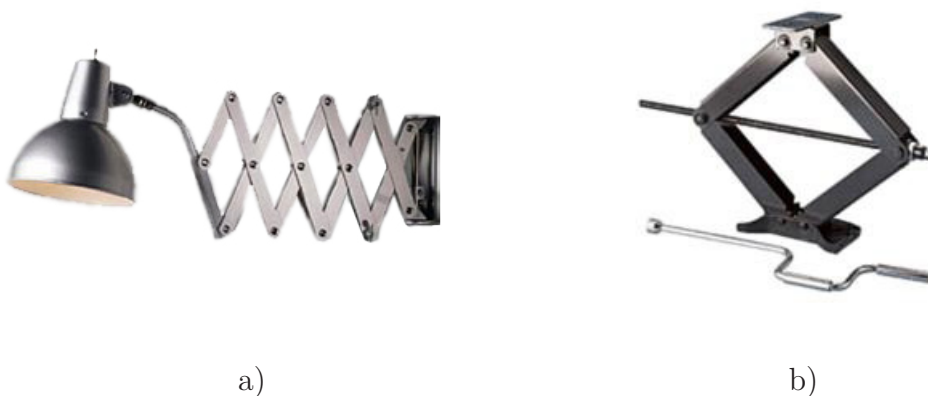
Neben den geraden gleichschenkligen Scheren lassen sich beispielsweise auch gerade gleicharmige und gleichschenklige Knickscheren zu Kettensystemen addieren. Solche Ketten bilden dann Bögen aus, welche wiederum ein spezifisches kinematisches Verhalten aufweisen (vgl. Abb. 19).



Abb. 19: Gebogene Scherenkette [70]

### 1.4.2.1 Tragverhalten linearer Scherenketten

Der Scherenmechanismus ist eine kinematische Struktur, die versteift werden muss, damit sie tragfähig wird. Dies geschieht durch das Feststellen der Auflagerverschiebung oder durch das Einfügen bzw. Aktivieren von zusätzlichen Stabelementen auf Zug oder Druck (vgl. Abb. 20 b). Das Feststellen am Auflager hat den Vorteil, dass auch lange Scherenketten über die Basis arretiert werden können. Lineare Scherenkettensysteme mit nur einer ebenen Kette aus ebenen Scherenelementen sind nur im kleineren Maßstab möglich (vgl. Abb. 20 a). Für einen größeren Maßstab unter größerer Belastung ist eine Queraussteifung notwendig. Eine Querstabilisierung von zwei oder mehreren parallel laufenden Scherenketten kann durch Kreuzverbände oder durch biegesteife Stabverbindungen rahmenträgerartig angeordnet werden. Hebebühnen wie in Abb. 22 auf Seite 25 werden nach diesem Prinzip in Querrichtung ausgesteift. Andere Möglichkeiten der Querstabilisierung sind Anordnungen



**Abb. 20:** a) Lampenausleger b) Wagenheberprinzip

der ebenen Scherenketten im Drei- Vier- oder Vieleckverband. Die Anordnungen im Dreieck werden im folgenden als trianguläre Scherenketten bezeichnet. Eine weitere, bisher wenig erforschte Möglichkeit der Queraussteifung ist die Verwendung von räumlichen Scherenmodulen (vgl. Abb. 27 auf Seite 28).

Das Tragverhalten reiner ebener Scheren- und Scherenkettensysteme ohne zusätzliche Seilelemente ist durch die hohe Beanspruchung auf Biegung im Pivotgelenkbereich gekennzeichnet. Jeder Schenkel eines Scherensystems verhält sich freigeschnitten wie ein Kragarm mit entsprechendem Stützmoment in der Mitte beim Pivotgelenk. Abb. 21 verdeutlicht den Zusammenhang bei einer Normalkraftbelastung in Richtung der Scherenkette. Eine Optimierung bzw. Verbesserung lässt

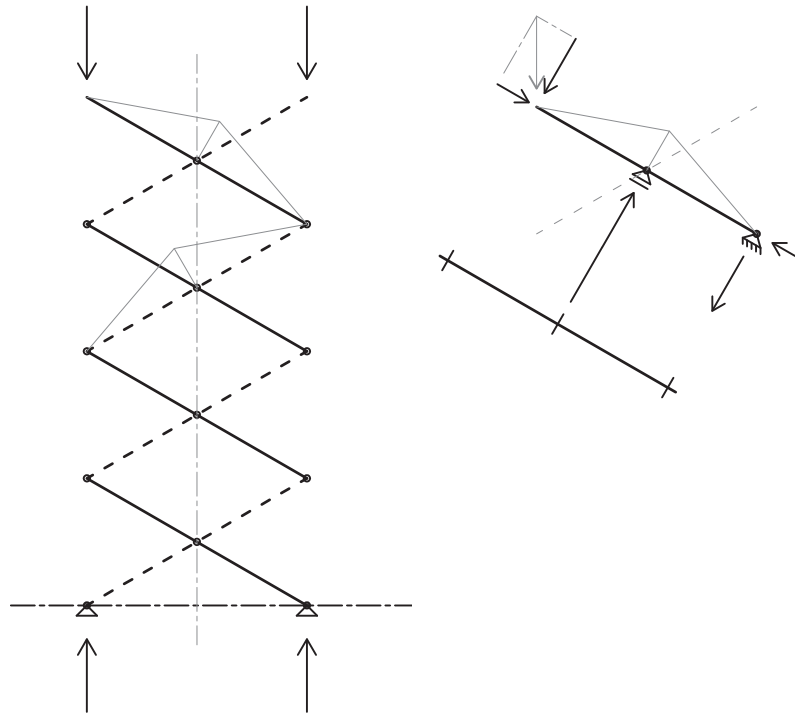


Abb. 21: Biegemomente im Pivotgelenkbereich [76]

sich durch Zugelemente wie z. B. Seile erreichen. Bei einer reinen Normalkraftbeanspruchung in Richtung der Scherenkette muss demnach zwischen jeder Kopplung der Scherenmodule ein Kurzschluss der Kräfte erfolgen. Abb. 20 b verdeutlicht dies anhand eines einfachen Wagenheberprinzips. Diese Zugkraft lässt sich durch Seile entsprechend konstruktiv umsetzen, jedoch stellt sich in diesem Zusammenhang die Problematik, dass die Seillänge im entfaltenen Endzustand am kürzesten sein muss. Dies bedeutet, dass das Seil erst nach dem Entfaltungsprozess in Finalposition montiert wird, oder ein andersartiger Seilführungsmechanismus so angebracht wird, dass die überschüssige Seillänge aufgewickelt oder eingeholt wird. Gewindestangen wie beim Wagenheber (Abb. 20 b) oder lineare Aktuatorssysteme können diese Funktion ebenfalls übernehmen. Greift eine wie auch immer geartete Zugverbindung zwischen den Scherenmodulen, wird die Beanspruchung in den Scherenarmen auf eine reine Normalkraft gebracht. Die Biegebeanspruchung im Pivotgelenkbereich entfällt. Damit ist das Tragverhalten wesentlich effektiver.

Bei einer Beanspruchung quer zur Scherenkettenrichtung muss entsprechend differenziert werden, ob es sich um einen reinen Kragträger oder ein anderes statisches System wie z. B. einen Einfeldträger handelt. Der Pivotgelenkbereich ist auch hier auf Biegung beansprucht. Eine Anordnung von Zugelementen an den Außengelenken in Richtung der Scherenkette bewirkt eine wesentliche Versteifung des Sys-

tems und verhindert somit eine Biegebeanspruchung in den Pivotgelenken. Es wird hiermit jedoch nur der Hebelarm der halben Scherenbreite aktiviert. Auch müssen die Seile an allen Ecken angebracht werden, falls die Querbeanspruchung aus verschiedenen Richtungen angreifen kann. Die Seillänge ist im entfalteten Endzustand am längsten, so dass die Seile nicht eingeholt werden müssen und schlaff eingebaut werden können. Zusätzlich lassen sich im Mechanismus diese außenliegenden Seile vorspannen, was insgesamt zu einer Verbesserung der Gesamttragwirkung beiträgt, da bis zum Abbau der Vorspannkraft der Hebelarm über die ganze Scherenbreite wirkt und erst nach dem Ausfall einer Seilhälfte auf die halbe Breite zurück geht. Bei differenzierter Betrachtung ergibt sich unter Einsatz von zusätzlichen Zugelementen eine Fachwerktragwirkung. In bestimmten Lastfällen bzw. statischen Systemen wechselt die Beanspruchung der Zugelemente auf Druck, so dass die Seile ausfallen. In diesem Fall ist eine Anordnung von druckstabilen Elementen zweckmäßig, um das Tragverhalten des Systems zu verbessern.

#### 1.4.2.2 Parallele ebene Scherenkettensysteme

Parallele ebene Scherenkettensysteme werden sehr häufig eingesetzt. Eine Quer-Verbindung zwischen den Scherenketten muss zur ausreichenden Aussteifung in einem regelmäßigen Abstand erfolgen. Idealerweise muss eine Verbindung nach jedem Scherenmodul hergestellt werden, um die Knicklänge der ebenen Schere zu minimieren. Eine zusätzliche Verbindung zwischen zwei benachbarten Pivotgelenken reduziert ebenfalls die Knicklänge der Scherenarme. Eine Querstrebe muss zudem an den Endknoten biegesteif mit den Scherenarmen verbunden sein, um eine rah-

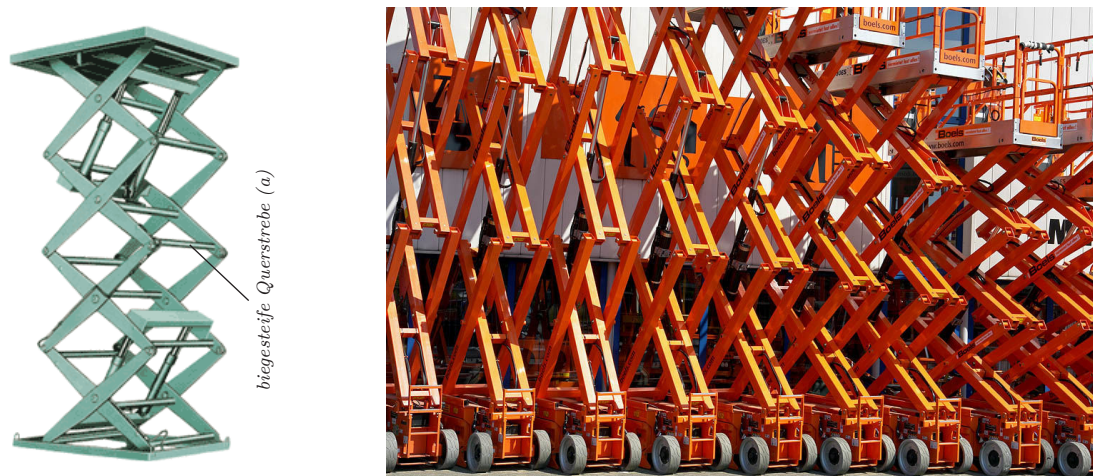


Abb. 22: Parallel angeordnete ebene Scherensysteme, Arbeitsbühnen

menträgerartige Queraussteifung zu erreichen. Daher werden bei Arbeitsbühnen Querstreben direkt an die massiven Scherenarme aufgeschweißt (vgl. Abb. 22).

### 1.4.2.3 Trianguläre Scherenkettensysteme

Eine Kopplung von drei einfachen, ebenen Scheren im Dreieck bilden ein trianguläres Scherensystem. Bereits im Jahr 1934 wurde ein Aufzugssystem nach diesem Prinzip von Holden [35] zum US Patent angemeldet. Weitere Entwicklungen von Fulcher [26] und Hardin [33] greifen das Prinzip auf und unterscheiden sich lediglich in der Knotenausbildung (Abb. 23). Das System von Hardin besitzt in den Eckbereichen zusätzliche kurze Scherenelemente, welche es genau genommen sogar zu einem Sechsecksystem werden lassen.

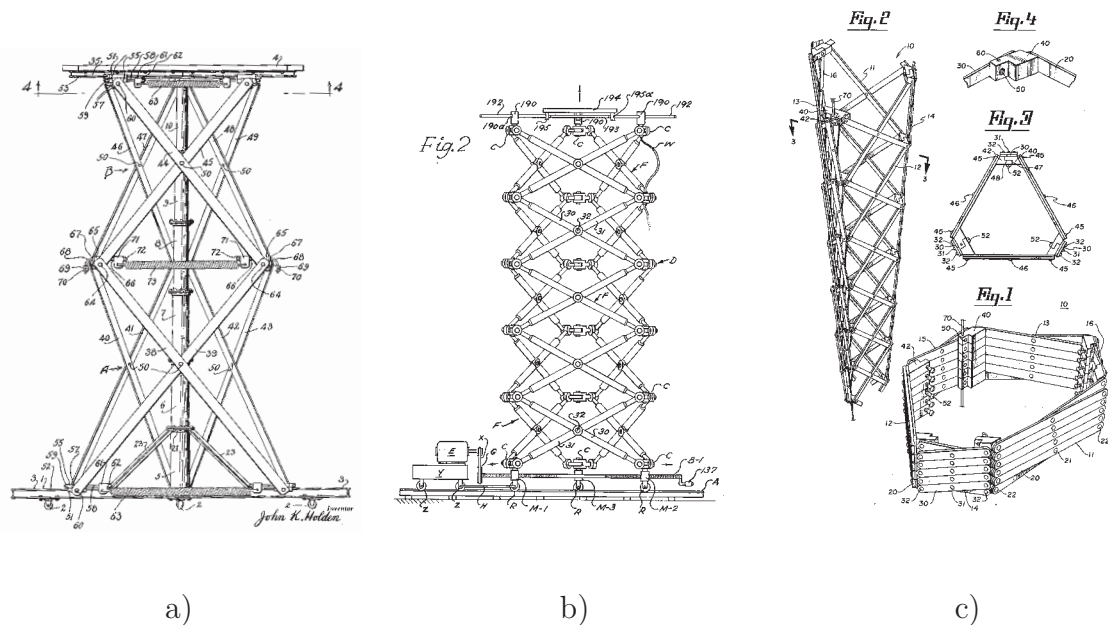


Abb. 23: Triangulärsysteme nach a) Holden [35], b) Fulcher [26], c) Hardin [33]

Ende der 1980er und Anfang 1990er Jahre forschte das Team um Prof. Pellegrino [47], [48], [49], [88] am Forschungsinstitut „Deployable Structures“ an der Cambridge Universität in Großbritannien an entfaltbaren Turmkonstruktionen (vgl. Abb. 24). Das trianguläre Scherenprinzip [66] wird hier aufgegriffen und mit einem integrierten Seilsystem versehen, welches den Scherenmechanismus über Umlenkungen aufrichten kann. Gleichzeitig werden in den Knotengelenken Seile in Scherenkettenrichtung angeordnet, welche die Stabilität der Konstruktion durch Vorspannung wesentlich verbessern (vgl. Abb. 25). Diese Entwicklung zielte vor allem auf eine Anwendung in der Raumfahrt ab. Scherensysteme konnten sich jedoch hier nicht durchsetzen, da es alternative, leichtere Systeme für die Anforderungen in der



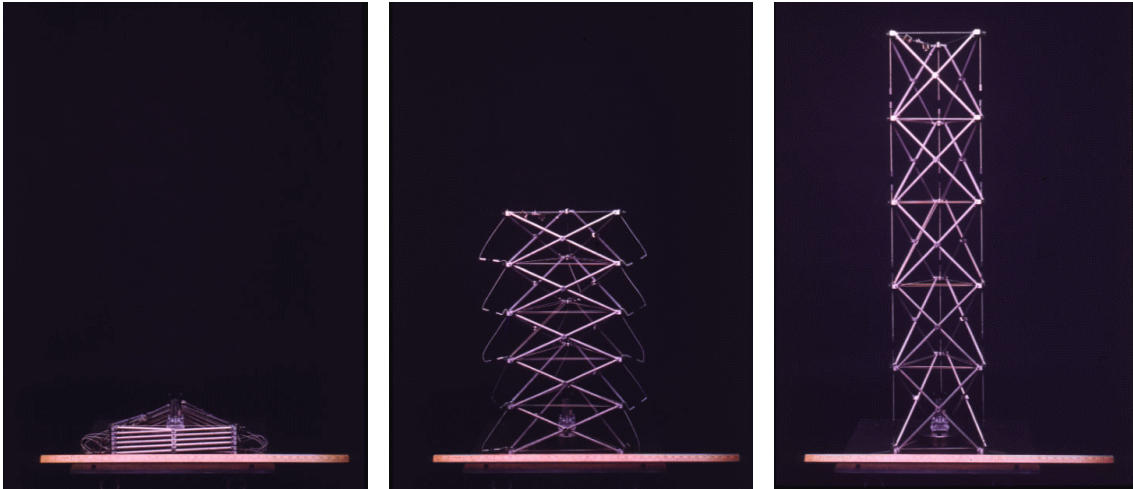


Abb. 24: Triangulärer Scherenturm von S. Pellegrino [88]

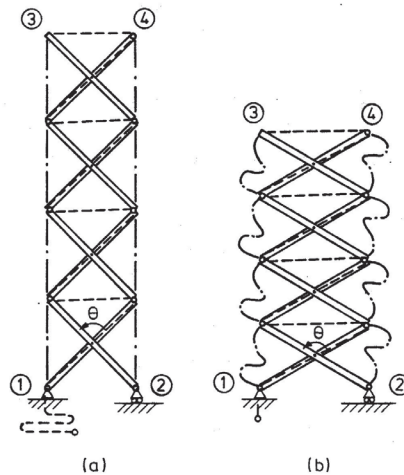


Abb. 25: a) Endposition vorgespannt b) Entfaltung [88]

Raumfahrt gibt. Das Scherensystem besitzt zudem den Nachteil, dass der Packfaktor in der Kettenrichtung zwar hoch ist, aber die Schere beim Zusammenfallen breiter wird, was insgesamt das Packmaßverhältnis wieder verschlechtert.

#### 1.4.2.4 Rechteckige Scherenkettensysteme

Eine rechteckige Anordnung von ebenen Scherenketten ist erstmals 1924 von C. Schwarz [74] zum US Patent angemeldet worden (vgl. Abb. 26). Das System dient hier als mobile und schnell auf- und abzubauenen Turmkonstruktion für einen Aufzug. Bemerkenswert in diesem Zusammenhang sind die horizontalen Kurzschluss-elemente, welche aus teleskopierbaren Federelementen aufgebaut sind und somit die Stabilität der Konstruktion wesentlich verbessern.

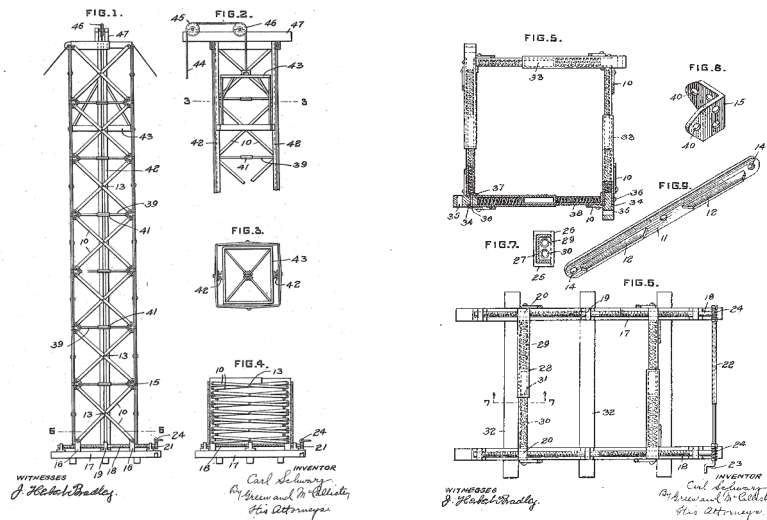


Abb. 26: Rechteckiger Scherenturm aus vier Ebenen Scheren nach Schwarz [74]

### 1.4.3 Räumliche Scherenkettensysteme

Räumliche Scherenmechanismen entstehen, wenn mehr als zwei Schenkelarme über ein Pivotgelenk verbunden werden. Abb. 27 a zeigt einen Drei-Bein Hocker, wie er für den Anglersport gerne verwendet wird. Dieses einfache Prinzip mit drei Schenkelarmen, die über ein zentrales Pivotgelenk mit drei in einer Ebene unter  $120^\circ$  angeordneten Drehachse gekoppelt werden, wird häufig für mobile Sitzmöbel verwendet. Es sind neben drei Schenkelarmen auch Konfigurationen mit mehreren Schenkel möglich. Bei vier Schenkeln ergibt sich eine Anordnung der Drehachsen unter  $90^\circ$  (vgl. Abb. 27 b). Darüber hinaus entstehen Stabbündel mit vielen Schenkeln und mehreren Drehachsen, wobei sich konstruktiv das Pivotgelenk immer weiter vergrößert und sich die Drehachsenwinkel immer weiter verringern.



Abb. 27: Räumliche Scherensysteme a) 3-Bein Hocker b) 4 Schenkelarme [67]

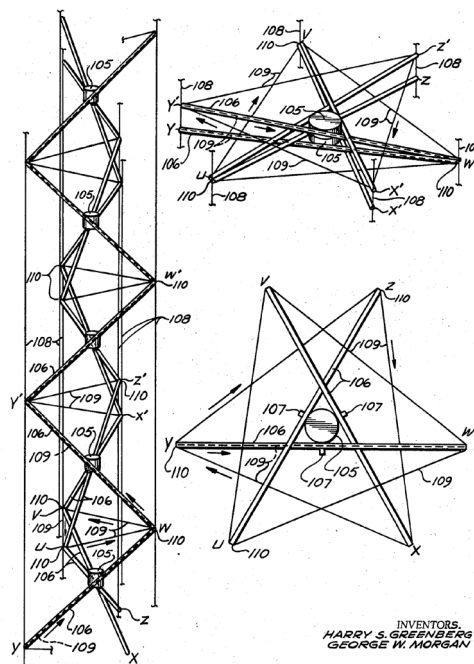


Abb. 28: Patent für einen 3 -armigen räumlichen Scherenmechanismus [30]

Räumliche Scherensysteme sind ebenfalls zu Ketten oder Gittern koppelbar. Dieses Feld ist jedoch wenig erforscht, so dass die Kopplung räumlicher Scherensysteme zu linearen Ketten kaum dokumentiert ist. Auch konnten bisher keine Anwendungsbeispiele hierzu gefunden werden. Dies mag daher rühren, dass die Kopplung in der Höhe sich als schwierig erweist, da der Mechanismus insgesamt je Modul eine Verdrehung erfährt und daher eine Verbindung nicht mit einem einfachen Bolzengelenk herzustellen ist. In Abb. 28 ist ein Patent von Greenberg [30] dargestellt, welches eine Kopplung von dreiarmigen räumlichen Scherenelementen aufzeigt. Zusätzlich sind sechs Seile an den Außengelenken in Richtung des linearen Systems angeordnet. Zwischen den einzelnen Scherenmodulen läuft ein Seildreieck, das innerhalb eines Scherenarms geführt wird und so über Umlenkrollen über die ganze Länge nachgezogen und vorgespannt werden kann. Diese Entwicklung des Luft- und Raumfahrtkonzerns Rockwell aus den USA erscheint in der Patentzeichnung nur theoretisch. Es sind keine detaillierteren Angaben zu der Kopplungsausführung ausgewiesen. Vermutlich ist die Dimension im kleineren Maßstab für eine Anwendung in der Raumfahrt vorgesehen, so dass für die Lösung der Knotengelenkproblematik auch elastisch flexible Verbindungslösungen in Frage kommen, welche nur für einen Einsatz ohne Schwerkraft vernünftig brauchbar sind. Konkrete Anwendungen bzw. Prototypen zu dieser Entwicklung wurden nicht publiziert.

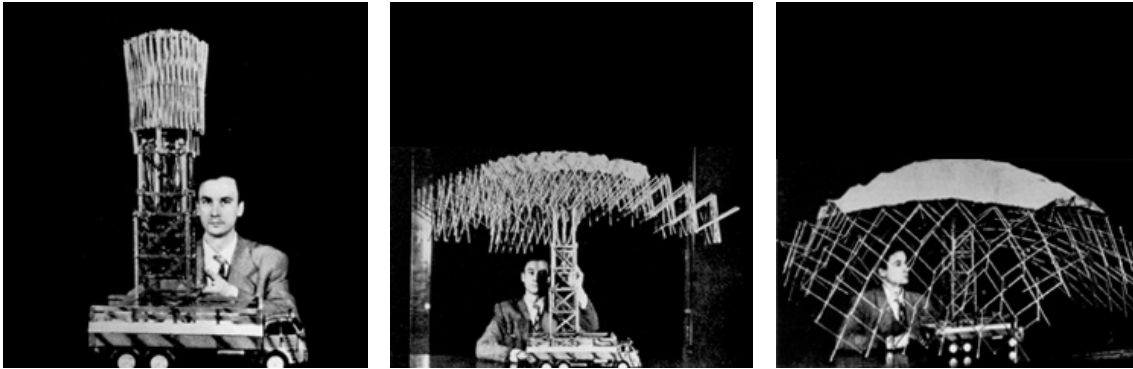


Abb. 29: Mobiles Theater von Pinero [67]

Eine Kopplung in der Breite ist im Gegensatz zur Kopplung in der Höhe mit einfachen Bolzengelenken umsetzbar. Bei einer drei-fachen räumlichen Scherenanordnung ergeben sich dreiseitige Anschlussmöglichkeiten, welche zu einem flächigen Hexagonalraster führen. Abb. 29 zeigt das System von Perez Pinero, welches in den 1960er Jahren patentiert wurde [67]. Ein Entwurf für die Überdachung eines mobilen Theaters fand damals in der Architekturszene viel Beachtung. Hierfür erlangte Pinero einen internationalen Architekturpreis. Durch die Verwendung von gleichartigen Scheren bildet das hexagonale flächige Raumgitter eine doppelt gekrümmte Kuppelform, welche an die geodätischen Kuppeln nach R. B. Fuller [27] angelehnt sind. Die Versteifung des Systems erfolgt durch oberhalb (a) und unterhalb (b) angeordnete Seile (siehe Abb. 30), welche die Endposition der Entfaltung definieren. Um ein Zurückfalten der Konstruktion zu unterbinden, wurden kurze vertikale Seile (c) nach der Entfaltung im Endzustand eingebracht (vgl. Abb. 31). Über die Kuppel wurde dann eine leichte Membran gelegt. Für zusätzliche Dämmstoffe war die Konstruktion nicht ausgelegt, weshalb sie in Spanien nur in den Sommermonaten eingesetzt wurde. Die nachträgliche Versteifung erwies sich als besonders aufwendig und zeitintensiv, was die eigentlichen Vorteile einer solchen Konstruktion mit schneller Entfaltung und Vorfertigung minderte.

Pinero verstarb früh, so dass seine Entwicklungen nicht weiter verfolgt wurden. Dennoch kann man ihn heute als einen Pionier der wandelbaren Konstruktionen in der Architektur sehen. Seine Idee der flächigen Scherenkonstruktion fand im folgenden viele Nachahmer, obgleich das Prinzip der räumlichen Scherensysteme nicht weiter verfolgt wurde. Spätere Entwicklungen von Theodore Zeigler, Felix Escrig und Charles Hoberman basieren alle auf dem Prinzip der ebenen Scheren. Dennoch ist eine Inspiration durch Pinero für diese bedeutenden Vertreter wandelbarer Konstruktionen in der Architektur klar erkennbar.

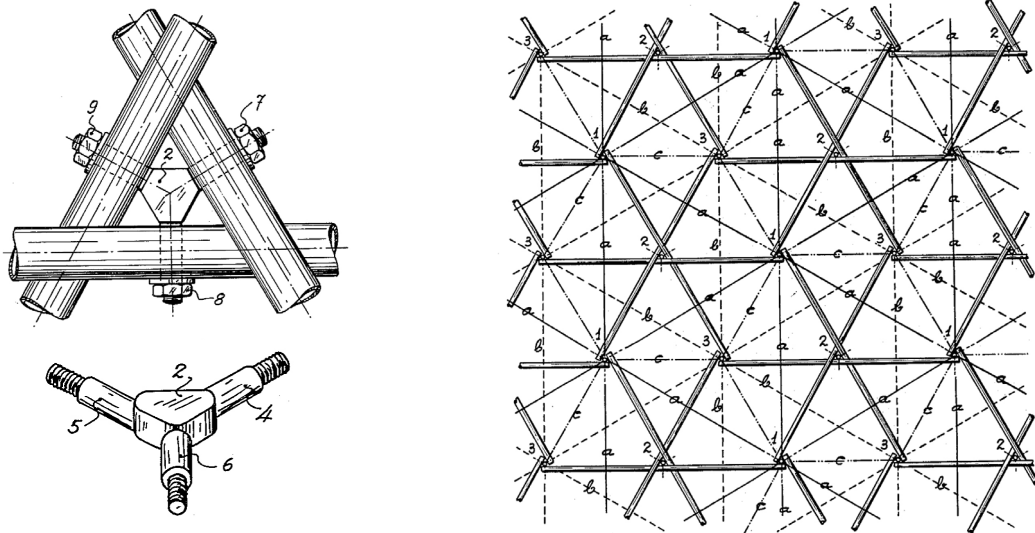


Abb. 30: Drei-faches Pivotgelenk Hexagonalraaster [67]

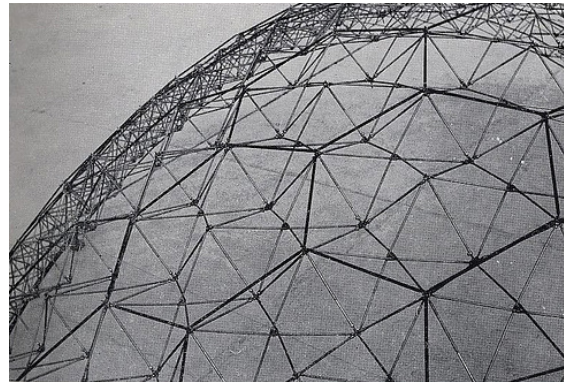
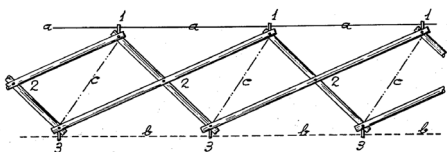


Abb. 31: Doppelgekrümmte Kuppelform durch Seile a, b, c versteift [67]

## 1.5 Klappgelenkmechanismen

Klappgelenkmechanismen sind dadurch gekennzeichnet, dass durch das Aktivieren eines Gelenks ein kinematischer Mechanismus entsteht und sich somit die bewegliche Struktur zu einer kompakten Form zusammenklappen lässt. Die Gelenke müssen arretierbar sein, um im entfalteten Gebrauchszustand die volle Tragfähigkeit des Systems zu erreichen. Zu den Klappgelenkmechanismen zählen auch Manipulatoren in der Robotik. Die Gelenke des Robotergreifarms sind zahnradgetrieben und stufenlos arretierbar, so dass Kopflasten transportiert werden können. In den meisten Fällen werden einfache Bolzgelenke verwendet. Bei flexiblen Robotergreifarmen, die einen größeren Arbeitsraum haben, werden auch Kardan- oder Kugelgelenke eingesetzt, um höhere Bewegungsfreiheitsgrade in alle Richtungen zu erhalten.

### 1.5.1 Klappbare Fachwerksysteme

Klappbare Fachwerksysteme sind in ihrer Länge oder Breite klappbar. Im Messebau werden sog. Lichttraversen aus Aluminium eingesetzt. Um Transportvolumen zu sparen, werden die Traversen im Querschnitt zusammengeklappt. Dies ist sowohl bei Drei-, als auch bei Viergurttraversen üblich. Abb. 32 zeigt eine Viergurttraverse, welche ausgeklappt einen dreieckigen Querschnitt aufweist. An den gespreizten Untergurten sind klappbare Querstreben angeordnet, welche ein arretierbares Klappgelenk in der Mitte aufweisen.

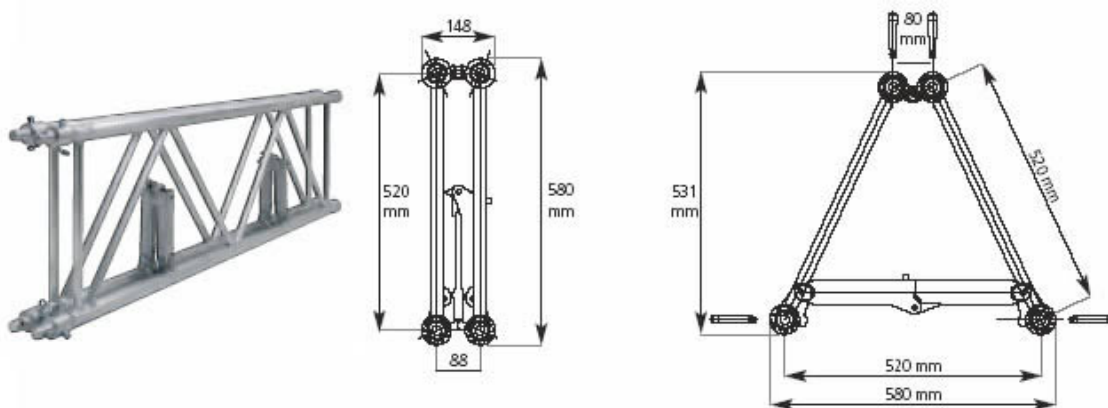


Abb. 32: Klappbare Aluminiumtraverse

Eine Entfaltung in der Länge ist hingegen deutlich aufwendiger. Beispiele hierfür finden sich vor allem in der Raumfahrt. Bei Stabwerken ist die Anordnung der Klappgelenke mitten im Stab oder am Ende möglich. In der Raumfahrt wurden

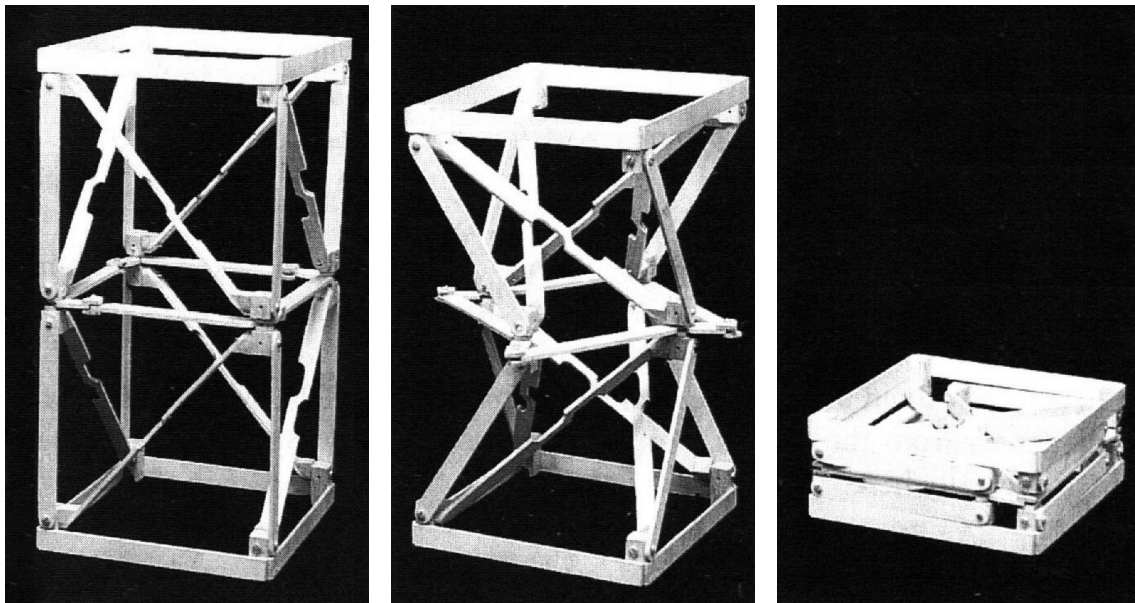


Abb. 33: NASA X-Beam Klappgelenke an den Stabenden [11]

zahlreiche klappbare Fachwerksysteme realisiert. Schon in den 1960iger Jahren wurden Klappgelenkmechanismen für viereckige Fachwerksgeometrien erforscht. Abb. 33 und Abb. 34 zeigen eine morphologische Studie von der NASA [11]. In Abb. 34 ist zu erkennen, dass sich bei einer Anordnung der Klappgelenke am Stabende die Struktur in sich verdreht. Bei einer geraden Anzahl an Klappmodulen kann diese Verdrehung wieder ausgeglichen werden. Im Vergleich dazu ist bei einer Anordnung der Klappgelenke in der Stabmitte die Verdrehung zu vermeiden (vgl. Abb. 34).

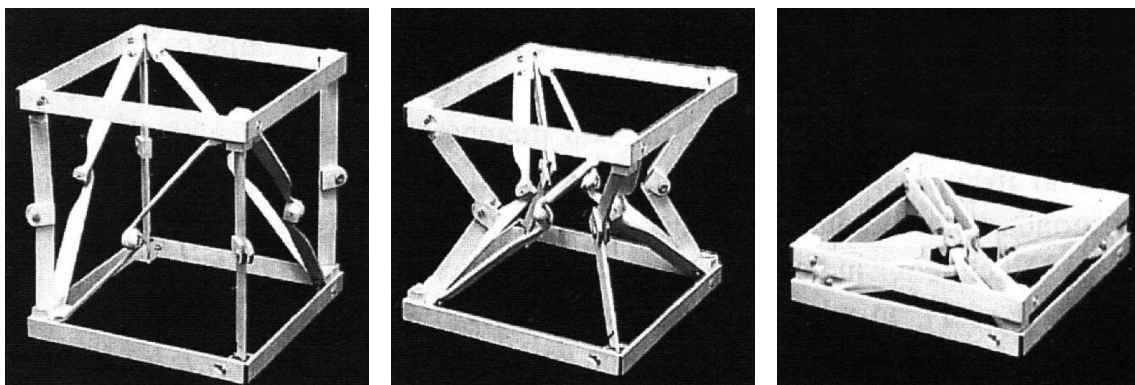


Abb. 34: NASA STAC-Beam Klappgelenke in Stabmitte [11]

Das von der britischen Firma Able Engineering entwickelte ADAM Boom System [1] besteht aus einem entfaltbaren Viergurtfachwerk aus Karbonverbundwerkstoff. Die einzelnen Karbongitterwürfel werden über die Diagonalen, die entweder als Zugseile oder teleskopierbare Stäbe ausgeführt werden können, in ihre endgültige Position gebracht. Da der Klappmechanismus eine Verdrehung beinhaltet, wurde die Konstruktion an einer rotierenden Grundplatte befestigt, die sich pro aufgestelltem Würfelsegment um  $90^\circ$  gegen den Uhrzeigersinn weiter dreht. Durch den Verzicht auf flexible Teile hat der ADAM Boom eine enorme Steifig- und Tragfähigkeit. Außerdem ist das System reversibel ausfahrbar (vgl. Abb. 35).

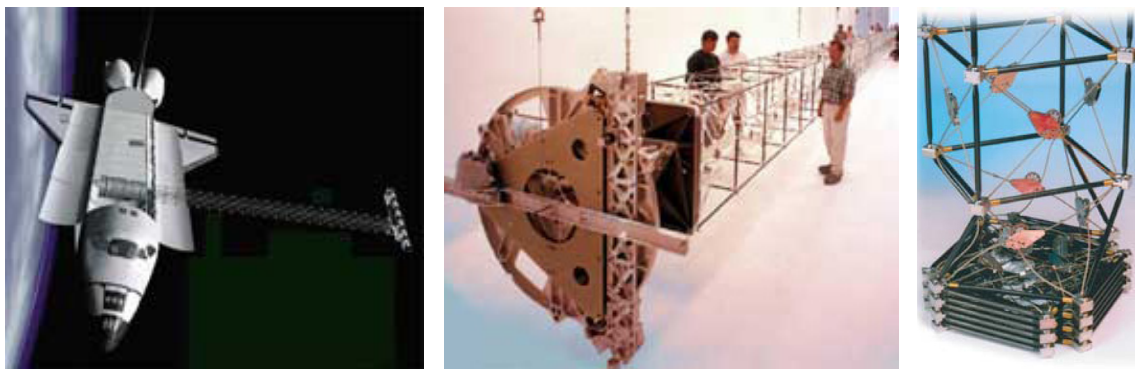
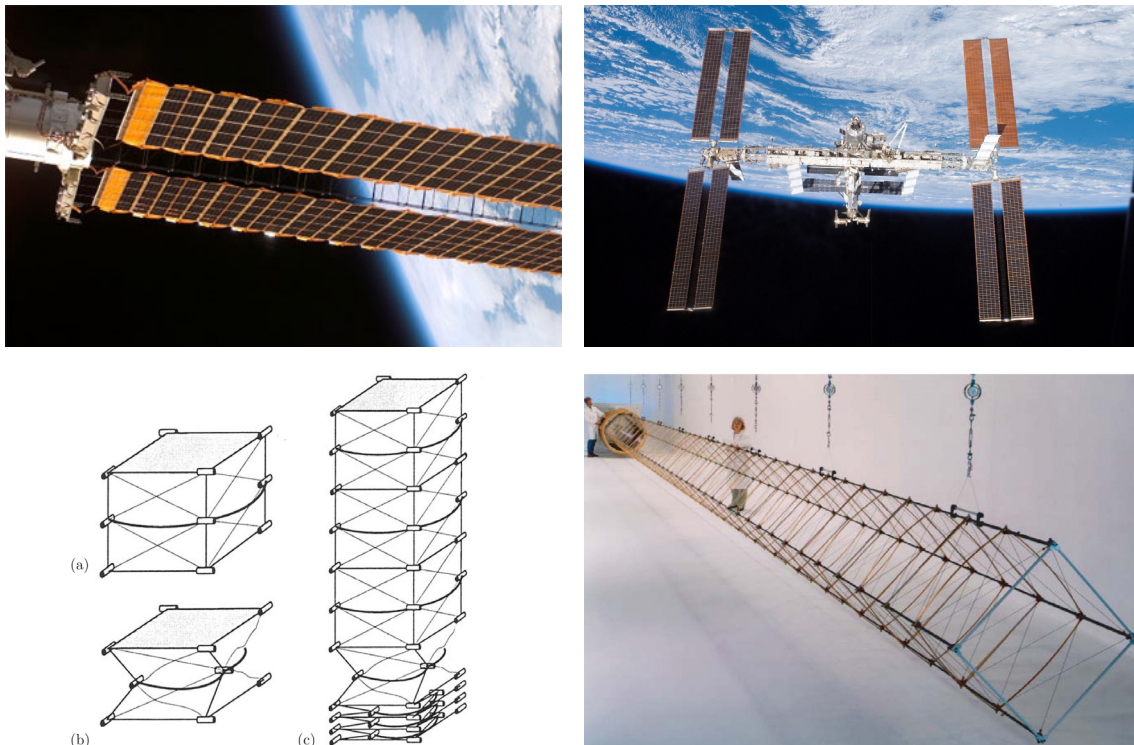


Abb. 35: ADAM Boom System von Able Engineering [1]

Diese Eigenschaften prädestinierten den ADAM Boom zur Anwendung bei der STS-99 Mission der NASA im Jahr 2000. Der Träger wurde hierbei als Ausleger für eine Radarantenne verwendet. Während der „Shuttle Radar Topography Mission“ (SRTM) wurden insgesamt 95% der bewohnten Erdoberfläche mit einem „Synthetic Aperture Radar“ (SAR) abgetastet, um ein dreidimensionales Abbild der Erdoberfläche zu erstellen. Der ADAM Boom musste hierfür eine Länge von 60 m und ein Packmaß von nur 3 m haben. Dies ergibt einen Packfaktor von 1:20.

Der „Folding Articulated Square Truss“ (FAST) wurde ebenfalls von Able Engineering entworfen [2]. Die Besonderheit bei diesem System ist, dass es flexibel elastische Elemente mit Klappgelenken kombiniert. Die Längsträger eines einzelnen Segments haben in ihrer Mitte ein Gelenk, das ihnen erlaubt, in einer zugeordneten Ebene des Würfelgitters einzuknicken. Diese Gelenke sind wiederum mit einem flexiblen, unter Spannung stehenden Glasfaserstab miteinander verbunden. Die Aussteifung erfolgt über diagonal gespannte Bänder, von denen je Seite zwei passive und zwei aktive miteingebunden sind. Die aktivierten Diagonalen sind im Transportzustand





**Abb. 36:** FAST Mast System auf der ISS von Able Engineering [2]

gespannt und steuern zusammen mit den flexiblen Gelenkverbindungen den Ausfahrvorgang.

Der FAST Mast benötigt keine rotierende Grundplatte, da die einzelnen Segmente zusammengeklappt und nicht verdreht sind. Zum Ausfahren wird kein zusätzlicher Antrieb benötigt, da die eingetragene Federkraft der flexiblen Elemente ausreicht, um die Konstruktion zu entfalten. Eine Reversibilität ist jedoch nicht gegeben und in Anbetracht der Anwendung auch nicht erforderlich. Die Konstruktion ist auch schon während des Ausfahrvorgangs voll belastbar. An der Internationalen Raumstation ISS wurde das System als Tragkonstruktion einiger Photovoltaik-Module insgesamt acht mal angebracht. Jedes System hat eine Länge von 34,75 m bei einer Transportlänge von 2,3 m (vgl. Abb. 36).

Abb. 37 zeigt ein Patent der australischen Harris Corporation mit einem triangulärem Fachwerkssystem [4]. Auch hier sind die Klappgelenke in der Stabmitte angeordnet [46]. Die Diagonalaussteifungen sind schlaffe Zugbänder, welche sich erst in entfalteter Endposition gerade ziehen. Ebenfalls dargestellt ist das Detail des Klappgelenks mit der Arretierung. Der Arretierbolzen ist über eine Feder gelenkig gelagert und schnappt ab einem bestimmten Winkel über den im Gegenstück ange-

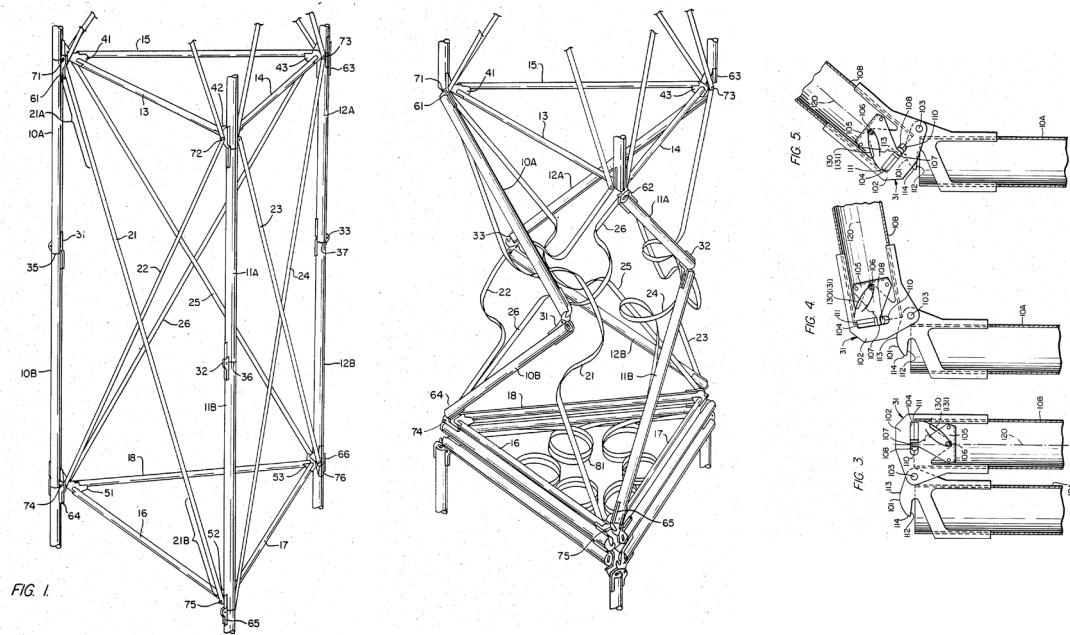


Abb. 37: Patentzeichnung mit Klappgelenk [4]

brachten Haken ein. Das eigentliche Drehgelenk ist dabei exzentrisch außerhalb der Schwerachsen des Stabes seitlich angebracht. Zusammen mit dem Arretierbolzen bildet sich im Endzustand eine biegesteife Verbindung, welche jedoch nur einen Bruchteil der Rohrsteifigkeit besitzt. Aufgrund der Querschnittsschwächung im Bereich des Klappgelenks kann daher davon ausgegangen werden, dass die Lage der Klappgelenke einen großen Einfluss auf die Gesamtstabilität haben. Klappgelenke an den Stabenden beeinträchtigen die Stabilität der Stäbe deutlich geringer als in der Stabmitte, da in der Stabmitte der Einfluss des Biegeknickens deutlich größer ist.

Neben einer Entfaltung ist es auch möglich, den Klappgelenkmechanismus dazu zu verwenden, das lineare Tragsystem flexibel formbar zu gestalten. Abb. 38 zeigt ein Traversensystem aus Tetraederelementen der Firma „Cami Systems“ aus den USA [13]. Diese System aus Aluminium findet vor allem Anwendung im Messe- und Bühnenbau als Lichttraverse o. ä.. Die flexible Formbarkeit ist hier für extravagante Inszenierungen von Vorteil. Die einzelnen Tetraedermodule werden dabei über ein feststellbares Klappgelenk aneinander gekoppelt und können so innerhalb der möglichen Verdrehbarkeit des Gelenks die Struktur flexibel formen. Allerdings ist die Beanspruchung in diesen arretierten Gelenken auf Biegung bzw. in der Gelenkwelle auf Torsion hoch, so dass dieses System sehr massiv ausfällt und im Einsatz relativ oft gestützt werden muss, um die Beanspruchungen in den Kopplungen gering zu

halten. Zusätzlich ist es daher vorgesehen, für standardisierte Radien Gurte aus gebogenen Aluminiumrohren nachträglich zu befestigen, um die Tragfähigkeit des Systems damit zu erhöhen.

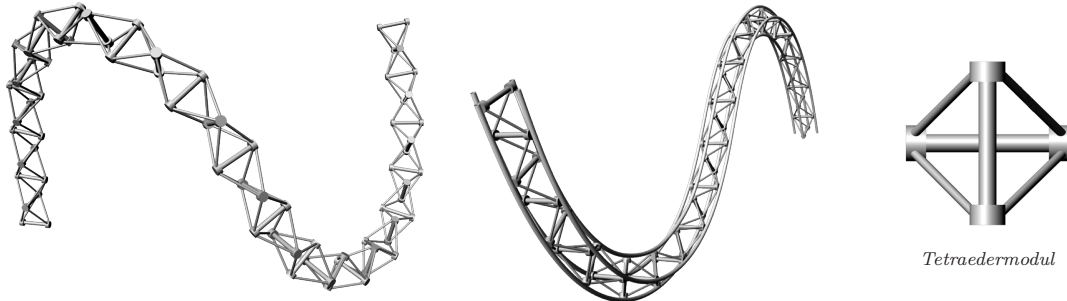


Abb. 38: Arretierte Drehgelenkverbindungen, Cami Systems Tet Truss [13]

### 1.5.2 Klappgelenke in Tensegritysystemen

Tensegritysysteme sind seit der Erfindung von Snellson und Fuller seit den 1960er Jahren bekannt. R. B. Fuller prägte den Begriff „Tensegrity“ und meldete hierzu selbst einige Patente an. Interessant im Zusammenhang von wandelbaren linearen Tragsystemen sind Tensegritytürme, basierend auf einer Kopplung von mehreren

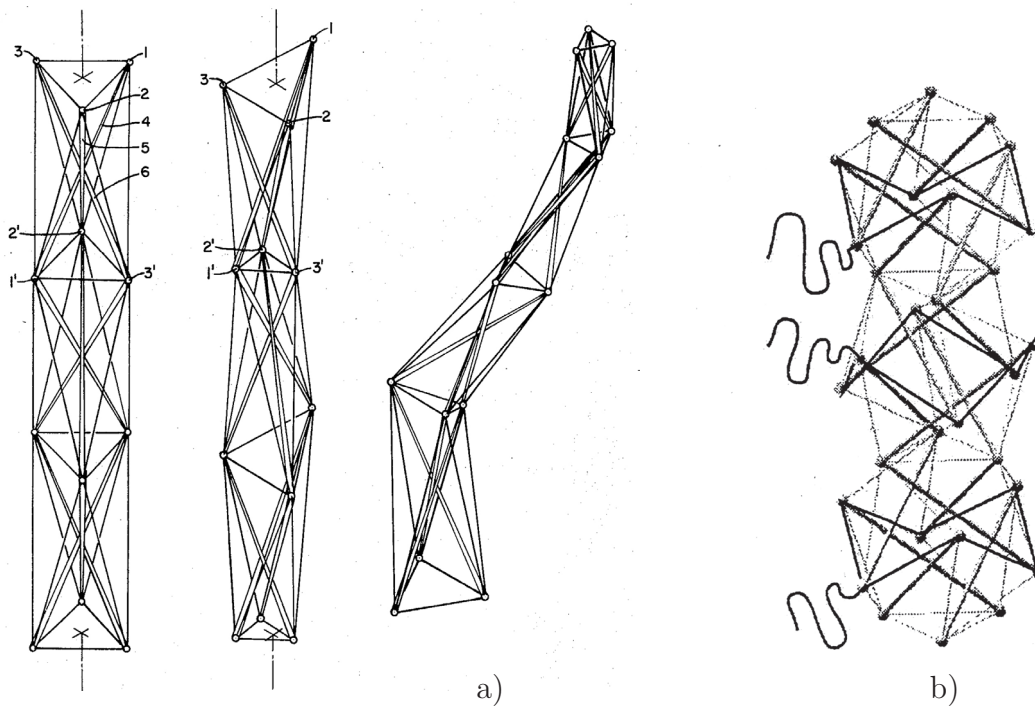


Abb. 39: a) Patent von Fuller [28], b) System von Bourderbala [10]

Twistelementen (vgl. Abb. 39 a). R. B. Fuller patentierte eine Tensegrityturmkonstruktion, bei der sich die Druckelemente berühren [28]. Nach Definition sind laut Fuller echte Tensegritysysteme Druckelemente, umgeben von unter Vorspannung stehenden Zugelementen, die sich nicht berühren. Die Turmkonstruktion von Fuller nach Abb. 28 a ist demnach kein reines Tensegritysystem. Es sind im wesentlichen gestapelte Twistelemente. Das Besondere an dieser Konstruktion ist die Tatsache, dass sich durch eine Veränderung der Seillängen unter Beibehaltung der gleichen Druckelemente die Form der Struktur verändern lässt. Demnach richtet sich eine Tensegritystruktur von selbst auf, wenn die Seilelemente entsprechend verkürzt werden können. Entsprechende Versuche hierzu unternahm M. Bourderbala [10] in seiner Dissertation an der Universität von Montpellier. Bourderbala verwendete dazu sechs Druckelemente je Modul. Die Seillängen konnten je Modul über Umlenkrollen eingeholt werden, so dass sich dadurch das System von selbst aufrichtet (vgl. Abb. 39 b).



**Abb. 40:** Tensegritysystem mit Klappgelenken in den Druckstäben [82]

Ein Einholen von Seillängen wie bei Bourderbala je Modul ist unter bestimmten Voraussetzungen nicht praktikabel. Für eine Anwendung in der Raumfahrt beispielsweise muss die Entfaltung selbsttätig ohne äußeren Eingriff möglich sein. An der Universität Stockholm wird daher nach alternativen Mechanismen geforscht. G. Tibert [82] entwickelte im Rahmen seiner Dissertation eine Tensegritystruktur, bei der die Druckelemente in der Stabmitte ein Klappgelenk erhalten und die Seillängen gleich bleiben (vgl. Abb. 40). Die Klappgelenke werden zu diesem Zweck aus elektrisch schaltbarem Bimetall (Abb. 41) ausgeführt und können so über Stromzufuhr

aktiviert werden. Diese Lösung erweist sich im kleineren Maßstab zu Versuchszwecken als durchaus praktikabel. Weitere Entwicklungen in dieser Richtung sind noch im Forschungsstadium. Eine konkrete Anwendung hierzu wurde bis heute noch nicht realisiert.



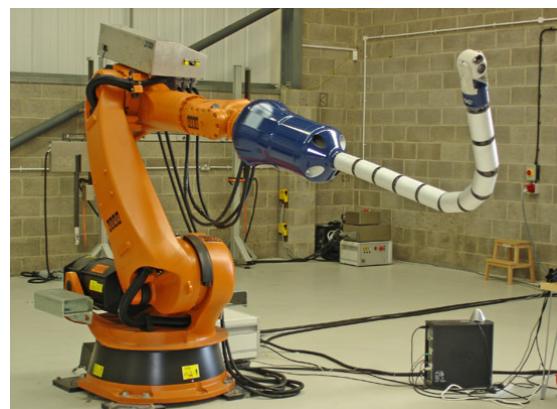
Abb. 41: TSR Hinge, Bimetall-Gelenk [82]

### 1.5.3 Manipulatoren

Seriellkinematische Manipulatoren bzw. Robotergreifarme werden durch Klappgelenke bewegt. Industrieroboter besitzen meist Zahnriemen- oder zahnradbetriebene Drehgelenke, womit stufenlose Versteifungen hergestellt werden können, um Kopf-lasten etc. transportieren zu können (vgl. Abb. 42 a, b). Die Anordnung sowie die Anzahl der Gelenke wird je nach Anwendung so gewählt, dass der gewünschte Arbeitsraum für den Greifarm erreicht wird. In den meisten Fällen sind wenige Gelenke für die Anforderung ausreichend. Ist ein größerer Operationsraum gefragt, muss der Arm flexibler sein. Hierfür sind mehr Gelenke erforderlich bzw. die Freiheitsgrade der Gelenke müssen höher sein, um eine Flexibilität in alle Richtungen zu ermöglichen. Eine Möglichkeit für eine Gelenkkonstruktion mit mehr Bewegungsfreiheit bieten Kugelgelenke oder Kreuz- bzw. Kardangelenke (vgl. Abb. 42 b).



a)



b)

Abb. 42: a) Greifarm mit Drehgelenken, b) Greifarm mit Kardangelenken

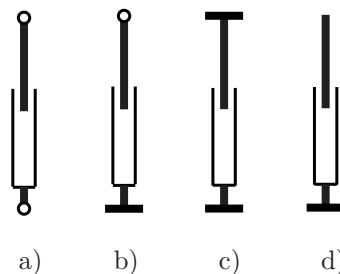
## 1.6 Schiebegelenkmechanismen

Schiebe- bzw. Normalkraftgelenke, welche einen Freiheitsgrad in Richtung des Stabes aufweisen, werden konstruktiv meist durch Schiebehülsen bzw. Teleskope umgesetzt. Einfach wirkende Schiebegelenke können nur in eine Richtung wirken und entsprechend nur Zug- oder Druckkräfte aufnehmen. In der Praxis kommen nur Zugkräfte als einfach wirkend vor. Zu dieser Gruppe zählen beispielsweise Seilsysteme, die eingeholt werden können oder pneumatische Muskeln, welche nur geringe Weglängen erlauben.

### 1.6.1 Teleskopmechanismen

Teleskopmechanismen sind weit verbreitet und kommen in vielen Gegenständen im täglichen Gebrauch zum Einsatz. Teleskope sind gekennzeichnet durch das Ineinanderschieben von kontinuierlich verkleinerten Elementen. Dieses Prinzip beinhaltet einen nicht modularen Aufbau. D. h. aus den einzelnen Teleskopeinheiten können keine endlosen Ketten gebildet werden. Der Teleskopmechanismus wird daher vorwiegend als Kragarm (vgl. Abb. 43 d) oder als reiner Pendelstab bzw. Stabteleskop eingesetzt (vgl. Abb. 43 a).

Stabteleskope sind definiert durch ihre Lagerung an beiden Enden. Sie sind im Gegensatz zu Kragteleskopsystemen als Stabelemente meist Teil einer größeren Tragstruktur und nehmen im nicht versteiften Zustand die Funktion eines Normalkraftgelenks wahr. Wird das Aus- und Einfahren des Stabteleskops über Energiezufuhr automatisch geregelt bzw. gesteuert, wird aus dem Teleskopmechanismus ein linearer Aktuator. Dieses Prinzip wird im Maschinenbau sehr häufig eingesetzt.



**Abb. 43:** Lagerungsbedingungen von Stabteleskopsystemen

Wie bei einem Knickstab gibt es beim Stabteleskop verschiedene Lagerungsarten. Das Stabteleskop kann einseitig (Abb. 43 b) oder beidseitig (Abb. 43 c) eingespannt werden. Eine Einspannung setzt eine Biegetragfähigkeit voraus, welche Mindestü-

berlappungsbereiche der Teleskopelemente zur Folge hat.

Teleskopierbare Ausleger (Abb. 43 d) können in Röhren- bzw. aufgelöste Fachwerksysteme unterschieden werden. Sie sind durch ihren Konstruktionsdurchmesser beschränkt, da die Teleskopeinheiten nicht beliebig oft ineinander gesteckt werden können. Meist ist aus konstruktiven Gründen eine Unterteilung von mehr als acht bis zehn Einheiten technisch nicht realisierbar. Im Bereich der Raumfahrt werden sehr dünne Röhrendurchmesser realisiert, so dass hier bis zu 18 Teleskopeinheiten verschachtelt werden können. Der Astro Mast 7301 (Abb. 44) [60] der Firma Northrop Grumman erreicht eine Auslegerlänge von 34,4 m bei einer Staulänge von nur 2,216 m. Dies ergibt einen Packfaktor von über 1/15. Solche Ergebnisse sind im üblichen Gebrauch unter Schwerkraft jedoch nicht realistisch. Um eine ausreichende Steifigkeit eines teleskopierbaren Kragarms zu erreichen, müssen die einzelnen Teleskopeinheiten eine ausreichende Überlappung zur Einspannung aufweisen, welche üblicherweise bis zu 1/3 der Einheitslänge erfordert. Daher wird die Auslegerlänge reduziert und der Packfaktor eingeschränkt. Selbst bei einem 10-fach Teleskop ist



**Abb. 44:** Astro Telescopic Mast 18-faches Röhrenteleskop [60]

der Packfaktor dadurch nur ca. 1/7 der komplett entfalteten Länge. Die Steifigkeit des Systems nimmt dabei mit der Anzahl an Teleskopelementen deutlich ab.

Der Teleskopmechanismus muss nach Abschluss der Entfaltung arretiert bzw. versteift werden. Dies kann entweder von Hand durch Bolzen, Klemmen o. ä. oder automatisch durch magnetische oder durch mechanische Federn gespeicherte Verschlussmechanismen geschehen. Die Arretiervorrichtung hat dabei die Funktion der Einschränkung des linearen Freiheitsgrades entlang der Entfaltung und ist für die

Normalkraftabtragung auszulegen. Dieser Arretiervorgang ist in der Regel reversibel, so dass die Arretierung durch äußere Einflüsse wieder gelöst werden kann. Die Entfaltung und Arretierung erfolgt sequenziell für jede Teleskopeinheit.

Eine weitere Möglichkeit der Versteifung und gleichzeitigen Entfaltung können z. B. Schubspindeln oder fluidmechanische Antriebe leisten [22]. Beim Schubspindeltrieb wird im Innern des Teleskops eine Gewindespindel durch eine Handkurbel oder einen Elektromotor in Rotation versetzt, welche die einzelnen Teleskopeinheiten sequenziell entfalten kann (vgl. Abb. 45 a). Für eine synchrone Entfaltung ist eine Kopplung der Hubspindel mit einem Seil- Umlenkrollensystem erforderlich (siehe Abb. 45 b) [65]. Das Schubspindelprinzip mit externem Elektromotorantrieb wird neben pneumatischen und hydraulischen Systemen als Pendelstab sehr häufig in wandelbaren Tragsystemen eingesetzt und dient hier als linearer Aktuator (vgl. Abb. 46).

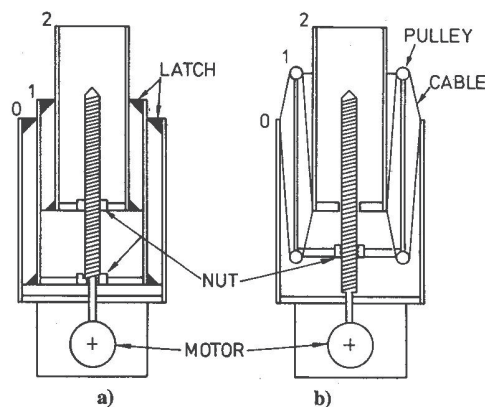


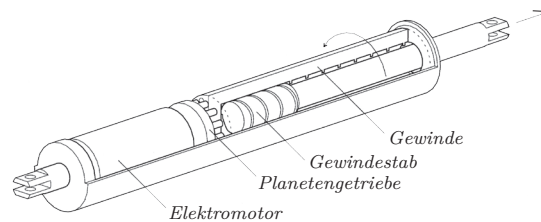
Abb. 45: Sequenzieller a) und synchroner b) Teleskopmechanismus [65]

## 1.6.2 Lineare Aktuatoren

Aktuatoren (auch Aktoren) oder Stellglieder, die in wandelbaren Tragsystemen eingesetzt werden, wandeln in der Regel elektrische Energie in Bewegungsenergie um. Lineare Aktuatoren bzw. Translatoren arbeiten dabei meist nach dem Stabteleskopprinzip, indem sich einzelne Teile ineinander schieben lassen. Grundsätzlich ist eine Vielzahl von verschiedenen Typen von Aktuatoren realisierbar [39][40][77][81][64]. Die am häufigsten eingesetzten Aktuatorsysteme beruhen auf der Basis elektromechanischer bzw. fluidtechnischer Antriebe. Abb. 46 zeigt einen linearen Aktuator mit internem Elektromotor nach dem Schubspindelprinzip [73].

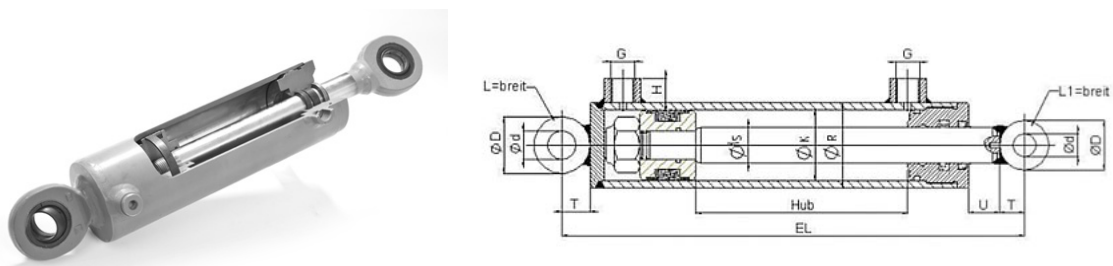


Elektromechanische Aktuatoren sind aufgrund ihrer Typenvielfalt weit verbreitet. Die Vorteile liegen in der flexiblen Anpassung für unterschiedliche Anforderungen bei gleichzeitig guten Regelungseigenschaften und hohem Wirkungsgrad. Die Nachteile sind dem gegenüber nach Isermann [15] der relativ hohe Anteil an beweglichen Teilen, die geringe Leistungsdichte und ein eingeschränkter thermischer Betriebsbereich.



**Abb. 46:** Prinzip des Schubspindelantriebs mit internem E-Motor [73]

Zu den fluidmechanischen Antrieben zählen pneumatische bzw. hydraulische Aktuatorssysteme. Hydraulische Systeme zeichnen sich durch hohe Stellkräfte sowie lange Stellwege aus, was sie für den Einsatz im Bauwesen und bei Baumaschinen interessant macht. Abb. 47 zeigt das Prinzip eines hydraulischen Zylinderkolbens. Ein weiterer Vorteil hydraulischer Systeme ist, dass für hohe statische Gegenkräfte nur eine geringe Leistung erforderlich ist, wohingegen die eingeschränkte Positioniergenauigkeit nachteilig ist. Aufgrund der Strömungswiderstände im System ist der Wirkungsgrad bei hohem Energiebedarf vergleichsweise gering. Ein hydraulisches System wird durch eine motorische Pumpe als Kraftmaschine betrieben (vgl. Abb. 48). Der erforderliche Druck im Fluid wird über Flügel, Zahnräder, Schrauben oder Kolben in der Kraftmaschine aufgebaut. Hydraulische Systeme verwenden schwer komprimierbare Öle als Druckmedium. Daher sind sie mit einem Systemdruck von max. 600 bar und Druckkräften von ca. 3000 kN deutlich leistungstärker als pneumatische Systeme. In Abb. 49 ist eine exemplarische Gegenüberstellung mit Größen und Leistungen von Hydraulikkolbensystemen dargestellt [31][73].



**Abb. 47:** Prinzip eines Hydraulikzylinders mit Längsschnitt [31]

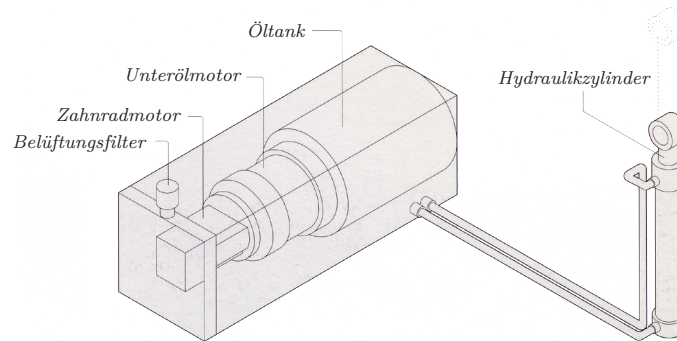


Abb. 48: Hydraulische Kraftmaschine [73]

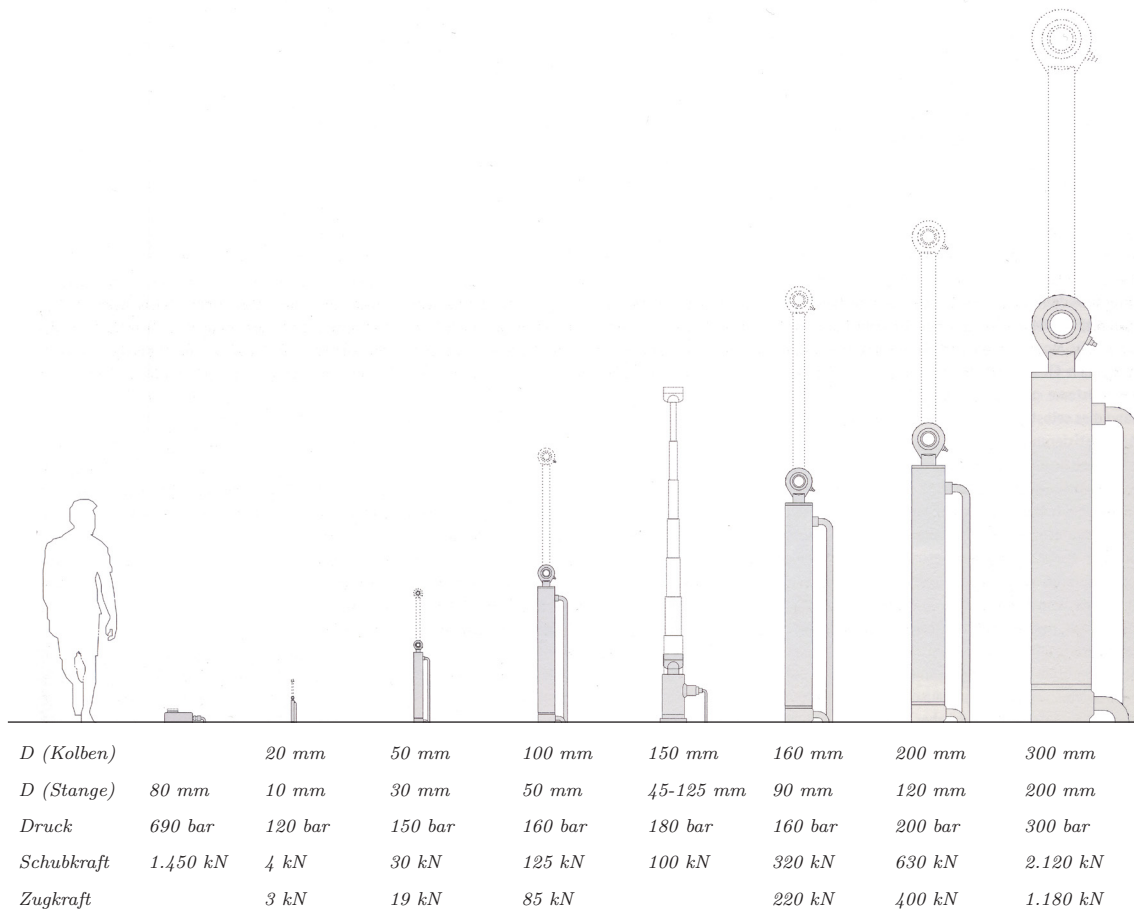
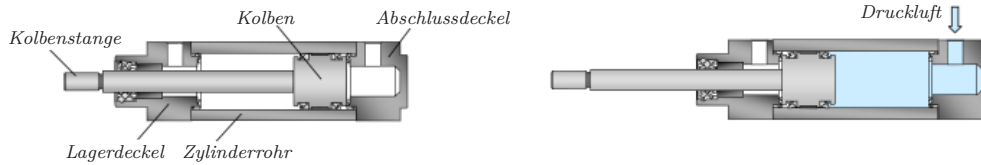


Abb. 49: Exemplarische Gegenüberstellung verschiedener Hydraulikkolben [73]

Luftbasierte pneumatische Systeme (Abb. 50) werden aufgrund der hohen Energiespeicherfähigkeit von komprimierter Luft aus Sicherheitsgründen auf einen Betriebsdruck von max. sechs bar dimensioniert. Die aufnehmbaren Druckkräfte sind hier nur bei max. 30 kN, weshalb pneumatische Systeme hauptsächlich im kleineren Maßstab in der Mechatronik und Robotik eingesetzt werden. Sie sind zudem in der

technischen Umsetzung weniger kompliziert und daher kostengünstiger als hydraulische oder elektromechanische Systeme. Im Vergleich zu hydraulischen Systemen benötigen sie keinen Rücklauf des Luftmediums, da dieses einfach im offenen Kreislauf an die Umgebung abgegeben werden kann.



**Abb. 50:** Funktionsweise eines pneumatischen linearen Aktuators [24]

Eine weitere Klasse der Aktuatorssysteme bilden sog. unkonventionelle Aktuatoren, welche vorwiegend für Mikroantriebe im kleinen Maßstab eingesetzt werden. In Abb. 51 ist eine Klassifikation verschiedener Aktuatorssysteme nach Isermann [39] dargestellt. Diese unkonventionelle Klasse beinhaltet verschiedene Wirkprinzipien auf thermischer, chemischer oder elektrischer Basis. Sie sind gekennzeichnet durch hohe Stellkräfte bei geringen Stellwegen von nur wenigen Millimetern. Der wesentliche Vorteil liegt in der Reduktion der Bauteile, was ein entscheidendes Kriterium bei einer Maßstabsverkleinerung im Mikrobereich darstellt.

<i>elektromechanisch</i>	<i>Fluidenergie</i>	<i>unkonventionell</i>
<p><i>Elektromotor (AC/DC)</i></p> <p><i>Schrittmotor</i></p> <p><i>Elektromagnet</i></p> <p><i>Linearmotor</i></p>	<p><i>hydraulisch</i></p> <p><i>pneumatisch</i></p>	<p><i>piezoelektrisch</i></p> <p><i>magnetostruktiv</i></p> <p><i>elektrochemisch</i></p> <p><i>Thermobimetall</i></p> <p><i>Memorymetall</i></p>

**Abb. 51:** Klassifikation verschiedener Aktuatorprinzipien (nach Isermann) [39]

### 1.6.2.1 Zugaktuatoren

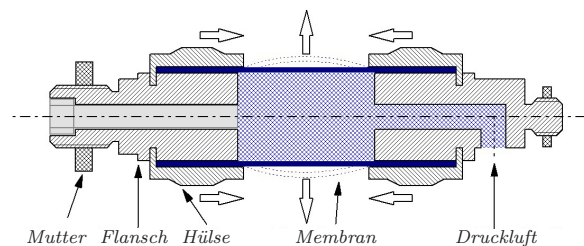
Stabteleskopsysteme können bestückt durch elektromechanische, hydraulische oder pneumatische Antriebe Zug- sowie Druckkräfte aufnehmen. Wenn Aktuatoren ausschließlich für Zugkräfte ausgelegt sind, werden sie als einfach wirkende Aktuatoren oder Zugaktuatoren bezeichnet. Seilsysteme, die über Seilwinden eingeholt werden

und auf Seilspulen aufgewickelt werden, stellen ein einfaches Zugaktuatorsystem dar. Die Vorteile eines Seilwindensystems sind die aufnehmbaren hohen Kräfte sowie die Seillängen, die eingeholt werden können. Dabei ist jedoch der große Platzbedarf der Seilspulen ein Nachteil, welche meist in externen Gehäusen vor Witterung bei Außeneinsätzen geschützt und durch Elektromotoren betrieben werden.



**Abb. 52:** Pneumatischer Muskel als Zugaktor der Firma FESTO [24]

Eine weitere Kategorie der Zugaktuatoren stellen pneumatische Muskel [24] dar. Sie zählen wie reine Seilssysteme zur Hauptklasse der weichen Bauelemente und sind in Bezug auf ihren Wirkmechanismus den Stabteleskopsystemen ähnlich (vgl. Abb. 53).



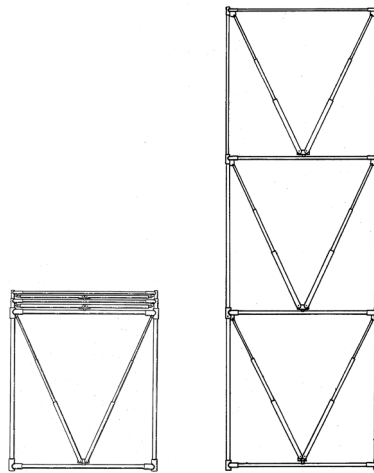
**Abb. 53:** Funktionsweise eines pneumatischen Muskels [24]

„...Ein Pneumatischer Muskel (Abb. 52 und Abb. 53) ist ein Zugaktuator, der dem biologischen Muskel nachempfunden ist. Er besteht aus einem Kontraktionsschlauch und den passenden Anbindungsstücken. Der Kontraktionsschlauch ist aufgebaut aus einem druckdichten Gummischlauch und einer Umspinnung mit hochfesten Fasern. Die Fasern bilden ein Rautenmuster in Form einer dreidimensionalen Gitterstruktur. Durch Anlegen eines Innendrucks dehnt sich der Schlauch in Um-

fangsrichtung aus, daraus entsteht eine Zugkraft und eine Kontraktionsbewegung in Längsrichtung des Muskels. Die nutzbare Zugkraft hat ihr Maximum zu Beginn der Kontraktion und fällt nahezu linear mit dem Hub ab. Ein wirtschaftlicher Arbeitsbereich liegt bei Kontraktionen von bis zu 15% der Nennlänge...“[24]

### 1.6.3 Stabteleskopsysteme in Stabwerken

Stabteleskopmechanismen werden meist als Teil einer größeren Stabwerksstruktur eingesetzt. Dabei ist die Wirkungsweise eines gelösten Stabteleskopelements die eines Normalkraftgelenks in einem Mechanismus. Die Struktur kann entsprechend des Freiheitsgrades verformt und in gewünschter Form wieder versteift werden. Abb. 54 zeigt eine entfaltbare Konstruktion in Form eines ebenen Fachwerks mit K-Verbänden, welche mit Stabteleskopen ausgestattet ist. Dieses System wurde in 1986 von Mikulas Jr. und Rhodes M. D. [52] im Rahmen der NASA-Forschung zum Patent angemeldet. Der Mechanismus muss von Hand ausgezogen werden. Die Stabteleskope werden durch Schnappmechanismen selbsttätig versteift. Für das Lösen dieser Arretierungen sind ebenfalls Handgriffe nötig.



**Abb. 54:** Stabwerksystem mit integrierten Stabteleskopen [52]

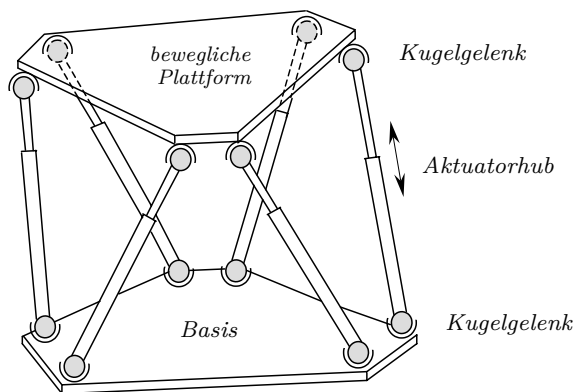
Ein weiteres Beispiel für Systeme mit integrierten Stabteleskopen stellt die sog. „Rolling Bridge“ dar (vgl. Abb. 56). Dieser Fußgängersteg von Heatherwick Studio aus London veranschaulicht auf beeindruckende Art und Weise die Interaktion zwischen der Konstruktion von acht gelenkig verbunden starren Kreissegmenteinheiten und dazwischen angeordneten hydraulischen Zylindern. Diese aktivieren durch das Ausfahren einen Stabhebel, der den Abstand zwischen den Segmentspitzen so verkürzt, dass sich die gesamte Konstruktion zu einem Kreis bzw. Achteck zusammenschließt.



Abb. 56: Rolling bridge in London

### 1.6.3.1 Hexapodsysteme

In den 1950er Jahren entwickelte Eric Gough [32] ein bewegliches Stabwerkssystem, welches auf Basis eines Oktaeders mit 6 linearen Aktuatoren betrieben wurde. 1965 präsentierte D. Stewart [78] dieses später als Hexapod benannte System zum ersten Mal der Öffentlichkeit. Der Hexapod wird auch als „Stewartplattform“ bzw. „Stewart-Gough-Plattform“ bezeichnet (vgl. Abb. 55).



a)



b)

Abb. 55: a) Hexapod Stewart Gough Plattform, b) Flugsimulator

In der Robotik wird nach Merlet [53] zwischen seriellkinematischen- und parallelkinematischen Systemen unterschieden. Seriellkinematische Systeme wie Manipulatoren bzw. Greifarme (vgl. Kapitel 1.5.3) werden aufgrund ihrer einfacheren Bauart und Steuerung bevorzugt. Parallelkinematische Systeme wie das Hexapod sind in

der Grundlagenforschung sowie für den Einsatz von speziellen Industrierobotern und Werkzeugmaschinen interessant. Ein Hexapod ist nach Neugebauer [59] eine spezielle Form einer Parallelkinematikmaschine, die über sechs in ihrer Länge veränderliche Stäbe verfügt. Diese Konstruktion ermöglicht eine Beweglichkeit in drei translatorische sowie drei rotatorische Freiheitsgrade. Durch die parallele Anordnung der Antriebe besitzen Hexapods verglichen mit seriellen Robotern ein besseres Verhältnis von Nutzlast zu Eigengewicht. Flugsimulatoren bieten aufgrund der Beweglichkeit von allen sechs Freiheitsgraden eine weit verbreitete Einsatzmöglichkeit von Hexapodsystemen.

### 1.6.3.2 Variable Geometry Truss

In den 1980er Jahren arbeitete die NASA an einer Raumstation und entwickelte hierfür Kransysteme für eine Montage im All. Aus dieser Forschung wurden zahlreiche Patente und wissenschaftliche Abhandlungen bzgl. eines auf einem Oktaeder basierenden geometrischen Prinzips entwickelt, welches als Kranzwischengelenk fungierte [18]. Dabei beruht das Prinzip auf der Basis eines Hexapods gemäß Gough bzw. Stewart [78]. Der Unterschied zum Hexapod ist, dass zwei Oktaedermodule gekoppelt werden, wobei die Zwischenstreben, welche ein Dreieck bilden, mit elektromechanischen Aktuatoren versehen sind. Abb. 57 zeigt die Doppeloktaederstruktur mit drei Aktuatoren im Vergleich zu einem einfachen Oktaeder mit sechs Aktuatoren Abb. 58 [37]. Das Packmaß dieses Systems ist relativ begrenzt, weshalb diese Systeme nicht als entfaltbar bezeichnet werden sollten. In diesem Zusammenhang ist jedoch nur eine flexible Beweglichkeit mit hohem Freiheitsgrad von Bedeutung. Abb. 60 zeigt das Patent von C. Horner [36] sowie ein Detail eines Gelenkknotens. Hier ist die Komplexität der Verbindung zu erkennen, welche auf zwei exzentrisch angeordnete Kardangelenkwellen und einem senkrecht dazu stehenden Bolzengelenk beruht. Die Weiterentwicklungen aus diesen Prinzipien, welche im Wesentlichen als eine modulare Kopplung von Oktaedern bzw. Hexapods zu sehen ist, wird nach Miura [55] [57] abgekürzt als VGT, d.h. als „Variable Geometry Truss“ be-

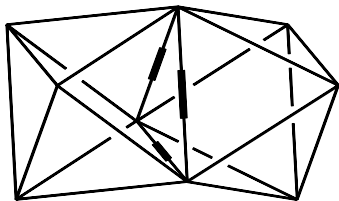


Abb. 57: Doppeloktaeder mit 3 Aktoren

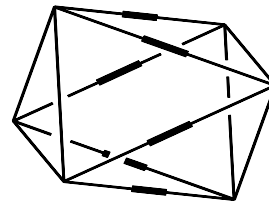


Abb. 58: Einfacher Oktaeder mit 6 Aktoren

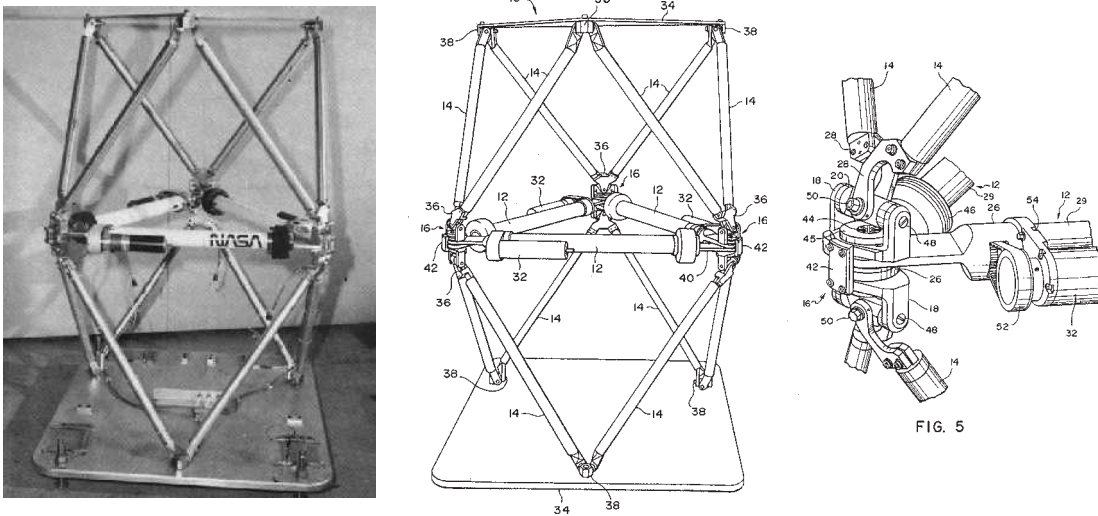


Abb. 60: NASA Doppeloktaeder VGT mit 3 Aktoren, Gelenkdetail [36]

zeichnet. Abb. 60 zeigt ein VGT mit 4 Oktaedern mit entsprechender Steuerung durch Sensoren und Aktuatoren [83]. Die Idee dabei ist eine beliebige Kette solcher beweglichen Module, welche wurmartig beweglich sind und sich theoretisch endlos verbinden lassen. Der Arbeitsraum dieser Struktur bildet ein kokonartiges Volumen ähnlich eines Ellipsoids [56] [57] (vgl. Abb. 61).

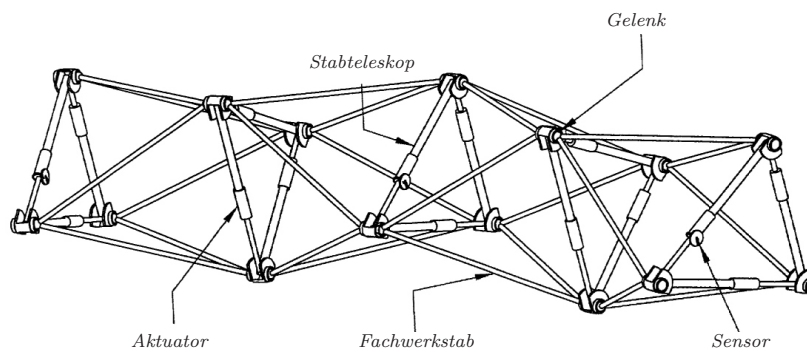


Abb. 59: VGT mit 4 Oktaedern [83]

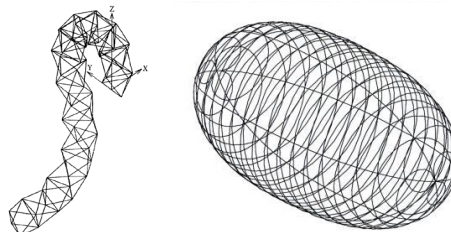
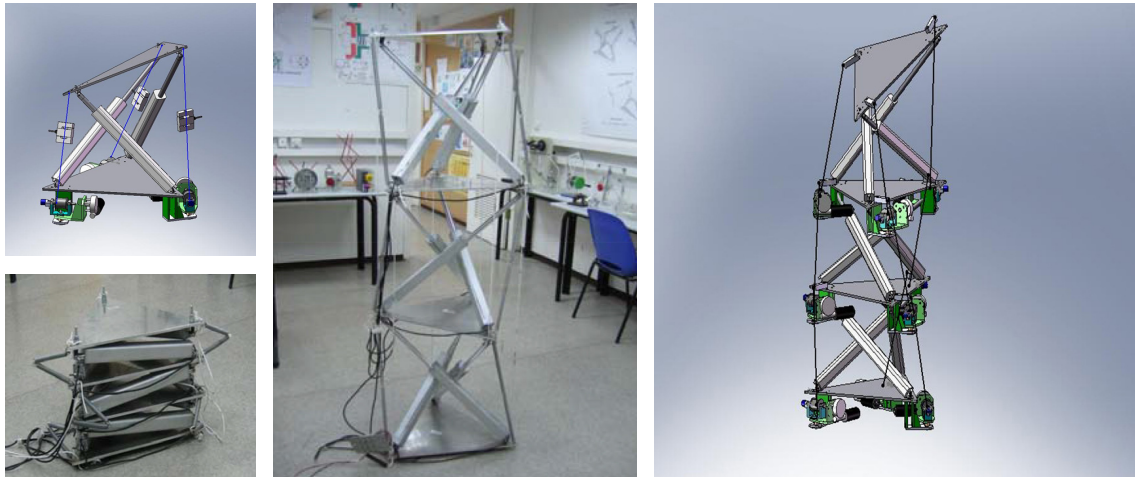


Abb. 61: Operationsraum (Kokon) einer VGT-Struktur [57]



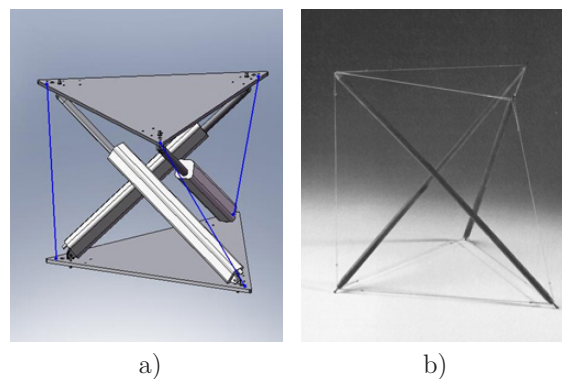
## 1.6.4 Stabteleskope in Tensegritysystemen

Wie bereits in Kapitel 1.5.2 beschrieben sind Tensegritysysteme aufgrund ihrer Zusammensetzung und der Tatsache, dass sie im Verhältnis zu Fachwerken mit nur wenigen Stäben auskommen, besonders gut für bewegliche Anwendungen geeignet. Neben dem bereits beschriebenen Klappgelenkmechanismus ist es auch möglich, Stabteleskope für die Entfaltung einzusetzen. Abb. 62 zeigt eine Entwicklung von



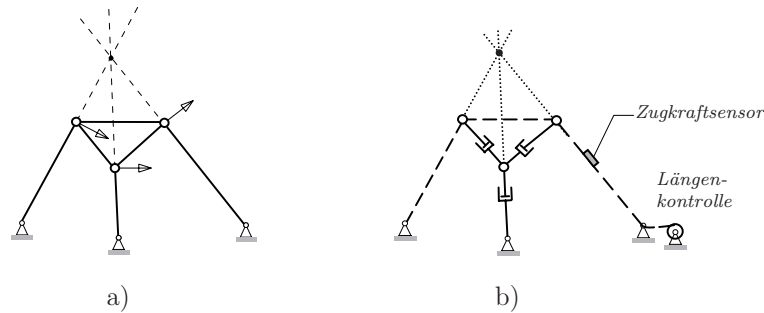
**Abb. 62:** Tensegritysystem mit Seilwinden und Aktoren [75]

Prof. Shai [75] an der Universität von Tel Aviv basierend auf einem Tensegritysystem mit linearen Aktuatoren und Seilwinden. Das hier eingesetzte Tensegritysystem beruht auf gestapelten Twistelementen (vgl. Abb. 63 b), wobei statt den gekoppelten Seilen im Dreieck, starre Platten angeordnet sind. Diese Elemente bilden modulare Einheiten welche unabhängig voneinander bewegt und gesteuert werden können. Die Turmkonstruktion bildet in diesem Fall kein reines Tensegritysystem, da sich die Druckstäbe berühren. Der Mechanismus wird im Bereich der



**Abb. 63:** a) Twistelement mit Basisplatten b) Tensegrity Twistelement

drei Druckstäbe im Modul durch lineare Aktuatoren gesteuert. Die außenliegenden Seile sind über Seilwinden einholbar, wobei an jedem Seil Spannungssensoren angebracht sind, um die Spannung im Seil zu kontrollieren, da das System nur tragfähig ist, wenn die Seile unter Spannung stehen. Abb. 64 verdeutlicht schematisch den da-



**Abb. 64:** a) Kinematisches System b) Kinematik der Tensegritystruktur [75]

bei zugrundeliegenden Mechanismus, welcher sich aus einem kinematischen System ableitet, das sich um einen singulären Punkt im Schnittpunkt der drei Stabachsen verdrehen kann. Die drei inneren Stäbe werden durch Aktuatoren ersetzt, welche sich in der Länge verändern können. Das Seilsystem wird dabei nur an einer Stelle eingeholt. Übertragen in eine räumliche Konstruktion ergibt sich eine steuerbares System, welches sich sequenziell bewegen lässt. Das besondere dabei ist, dass sich die Turmkonstruktion sowohl zu einer kompakten Konfiguration zusammenklappen lässt, als auch flexibel formbar ist mit großem Arbeitsraum. Für die notwendige Formgebung und Tragfähigkeit ist es allerdings erforderlich, dass die Seillängen immer automatisch abgelenkt werden und unter Spannung stehen. Der Aufwand für den Betrieb der Seilwinden mit Spannungssensoren ist zudem sehr hoch. Das parallelkinematische System ist im Vergleich zum Hexapod einfacher zu steuern, da weniger Aktuatoren zusammenwirken. Allerdings hängen die Seillängen und damit die Zugkraft direkt mit den Druckaktoren zusammen, so dass hier noch ein zusätzliches Regelungssystem mit Spannungssensoren erforderlich ist. Das System zeigt sich sehr weich in Bezug auf Torsionsbeanspruchungen. Ein Einsatz als vielseitig verwendbares Tragsystem erscheint daher nur in einem sehr begrenzten Umfang möglich. Zusätzlich verbrauchen die Seilspulen, welche dreifach je Modul erforderlich sind, viel Raum, so dass der Packfaktor dadurch beeinträchtigt wird.

## 1.6.5 Wandelbare Auslegermechanismen

Wandelbare Auslegermechanismen sind Systeme, welche dadurch gekennzeichnet sind, dass sie durch gleichartige Elemente kettenartig gelenkig verbunden sind und durch ein außenliegendes Aktuatorsystem gehalten werden. Durch eine synchrone Veränderung der Aktuatorlängen ist es möglich, die Elementketten flexibel zu verdrehen und somit eine flexibel formbare Kettenstruktur zu erzeugen. Abb. 65

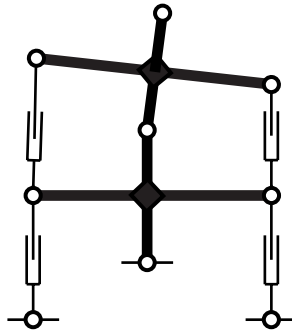
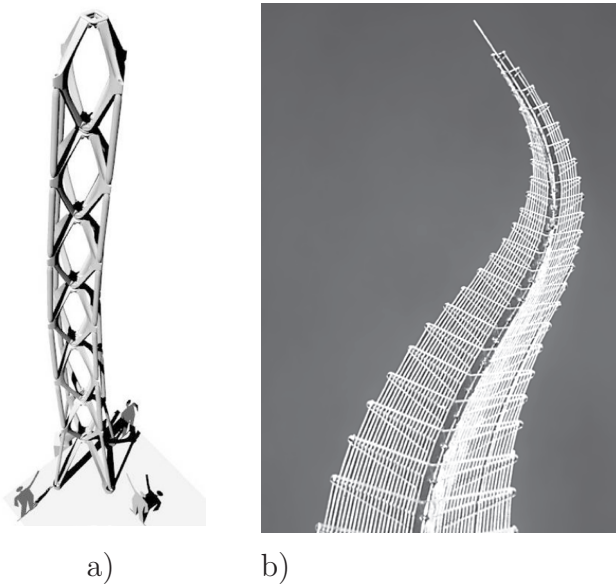


Abb. 65: Prinzip eines Auslegersystems

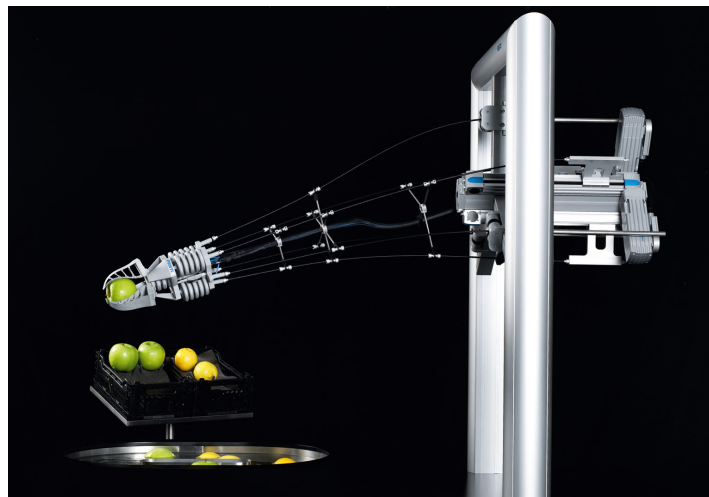
zeigt schematisch ein ebenes wandelbares Auslegersystem. Als Aktuatoren werden einfach wirkende Zugaktuatoren verwendet, welche entweder einholbare Seilwindensysteme oder pneumatische Muskeln sein können. Das Auslegerprinzip mit einem Paar an zusammenwirkenden Zugaktoren, welche jeweils ein aktives und passives Element darstellen, ist ein in der Natur oft vorkommendes Prinzip. Dieser Mechanismus wirkt im wesentlichen in jeder Interaktion zwischen Muskelpaar und gelenkiger Knochenstruktur. Diese Konstruktionen muten daher nicht von ungefähr wie eine bionische Formensprache an. Abb. 66 a zeigt einen Versuchsturm, der am MIT [43] in Boston entwickelt wurde und mit vier außenliegenden pneumatischen Muskelsträngen flexibel formbar ist. Die Krümmungsradien sind dabei relativ gering, da die Verkürzungslängen der pneumatischen Muskeln sehr eingeschränkt sind. Im Vergleich hierzu zeigt das System in Abb. 66 b einen flexiblen Turm von Frei Otto [58], der mit drei außenliegenden Seilsystemen bewegt werden kann. Dabei werden die starren Module, welche gelenkig gekoppelt werden, immer kleiner, so dass in der Addition dieser Elemente die zugehörigen Seile bis zur Basis des Turms durchlaufen können. Die einzelnen Segmente sind somit von der Basis aus über Seilwinden marionettenhaft steuerbar.

Das Auslegerprinzip wird bei Industrierobotern im kleineren Maßstab eingesetzt, bei denen relativ feine Bewegungen mit geringen Transportlasten ausgeführt wer-



**Abb. 66:** a) Actuated Tower MIT [43], b) Flexibler Turm Frei Otto [58]

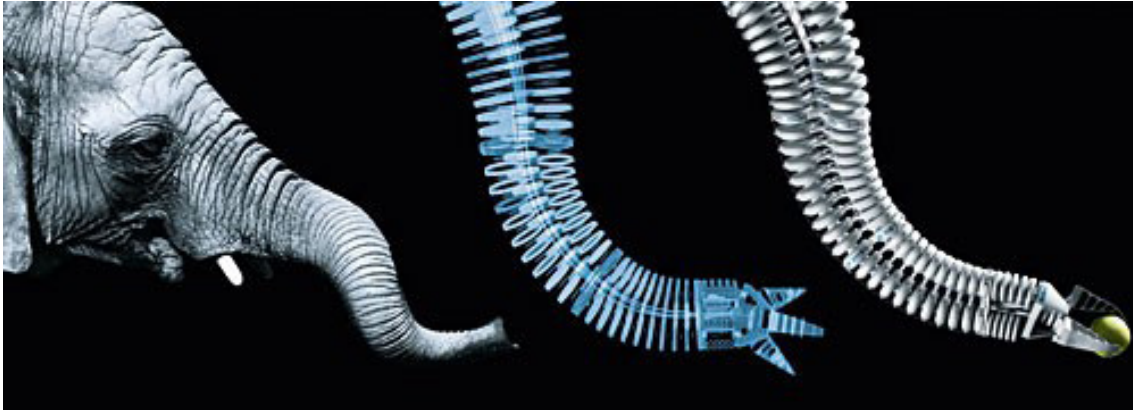
den. Die Firma Festo [23] entwickelte entsprechende Auslegergreifarme, welche in der ursprünglichen Variante nach einem Auslegerprinzip aufgebaut sind, bei dem die starren Elemente nicht miteinander gelenkig verbunden sind, sondern nur als Spreize dienen (vgl. Abb. 67).



**Abb. 67:** Pneumatischer Greifarm mit Spreizen der Firma FESTO [23]

Eine weiterführende Entwicklung mit flexiblen Bauelementen, welche durch ein rapid prototyping Verfahren hergestellt wurden, stellt der sog. „Bionic Handling Assistent“ [23] der Firma FESTO dar (vgl. Abb. 68). Der Mechanismus wird durch drei Abschnitte getrennt gesteuert pneumatisch bewegt. Dabei sind drei Luftkam-

mern im Querschnitt durch eine zusammenhängende Konstruktion angeordnet, welche ein zusammenhängendes bionisches Muskelsystem darstellt, das sehr stark an einen Elefantenrüssel angelehnt ist.



**Abb. 68:** Elefantenrüsselprinzip Pneumatischer Greifarm von FESTO [23]

## 1.7 Additionsmechanismen

Additionsmechanismen stellen eine Sonderform der entfaltbaren linearen Tragsysteme dar. Sie sind gekennzeichnet durch das modulare Aneinanderfügen und Addieren von Bauteilen, welche durch biegesteife Verbindungen eine lineare Tragstruktur bilden. Der Zusammenbau der modularen Bauelemente erfolgt dabei maschinell an einer Stelle und wird im Taktschiebverfahren vorangetrieben. Dieses Prinzip ist im engeren Sinn kein entfaltbares bzw. wandelbares Tragwerk, sondern ein selbsttätig arbeitender Bauroboter, welcher ein lineares Tragsystem erst vor Ort herstellt. Die Bauelemente werden in einem Depot oder Magazin vorgehalten und für das Zusammenfügen sukzessive in die Fügemaschine eingespeist. Dabei können die Einzelbauteile lose bzw. gelenkig verkettet sein. Erst die Fügemaschine wandelt das kinematische System in eine zusammenhängende biegesteife lineare Struktur.

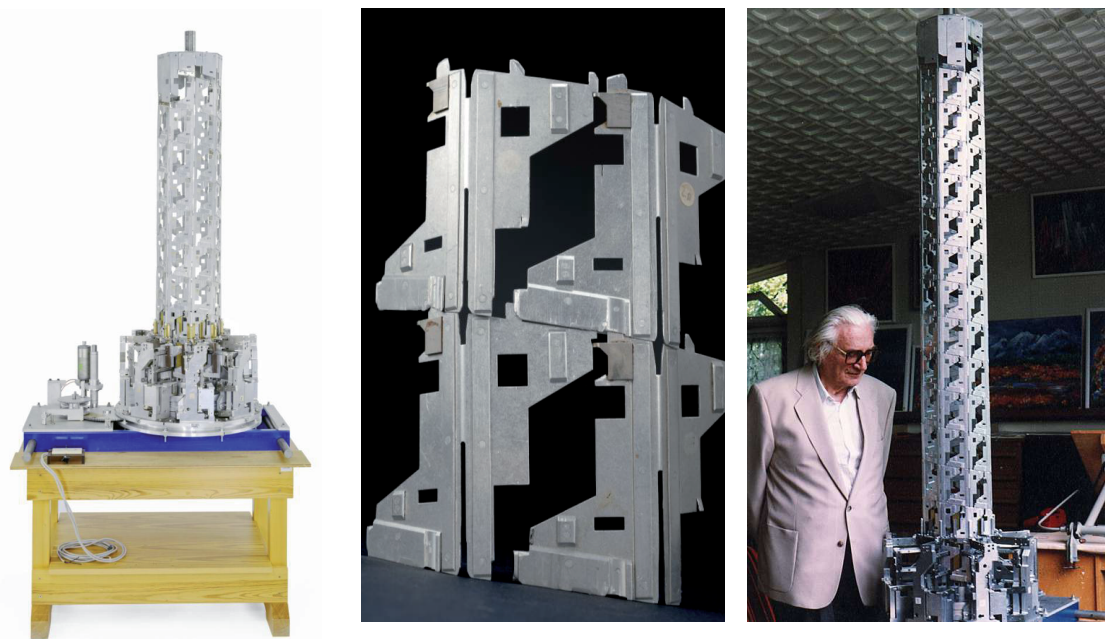


Abb. 69: Helixturm von K. Zuse [19]

Ein Beispiel stellt der von Konrad Zuse entwickelte Helixturm [19] [89] (Abb. 69) dar. Zuse, der als Erfinder des Computers gilt, war gelernter Bauingenieur und Spezialist im mechanischem Apparatebau. Seine letzte Entwicklung bevor er verstarb beschäftigte sich mit einer wandelbaren Turmkonstruktion, welche er zum Patent anmeldete [89]. Im Wesentlichen handelt es sich hier um eine von Hand oder Elektromotor betriebene Maschine, welche modulare Einzelbauteile in eine sechseckige

Helixkonstruktion zusammenfügt. Durch das Nachführen von Bauelementen konnte der Turm somit theoretisch endlos an Höhe zunehmen und in gleicher Weise wieder abgebaut werden. Zuse dachte dabei an eine Verwendung als Mastkonstruktionen für Windkraftanlagen, welche sich bei Stürmen wieder einfahren ließen. Diese Idee griff allerdings zu weit und wurde zum einen dem Maßstabssprung von Prototyp zur größeren Dimension nicht gerecht, zum Anderen erwiesen sie sich als unwirtschaftlich und nicht realisierbar.

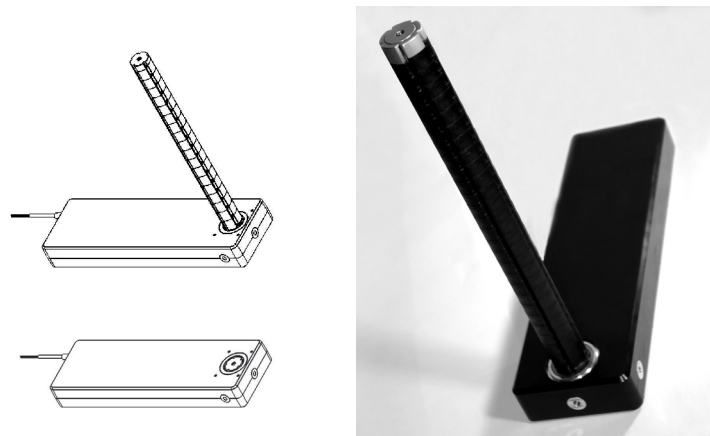


Abb. 70: KATAKA Aktuator [42]

Trotzdem wurde dieses Prinzip im kleineren Maßstab Jahre später wieder aufgegriffen und in Dänemark von der Firma KATAKA [42] zu einem kompakten linearen Aktuatorssystem marktreif weiterentwickelt (Abb. 70). Auch hier bilden Bauteile eine Helixstruktur, welche mechanisch so verzahnt wird, dass daraus eine tragfähig und steife Konstruktion entsteht.

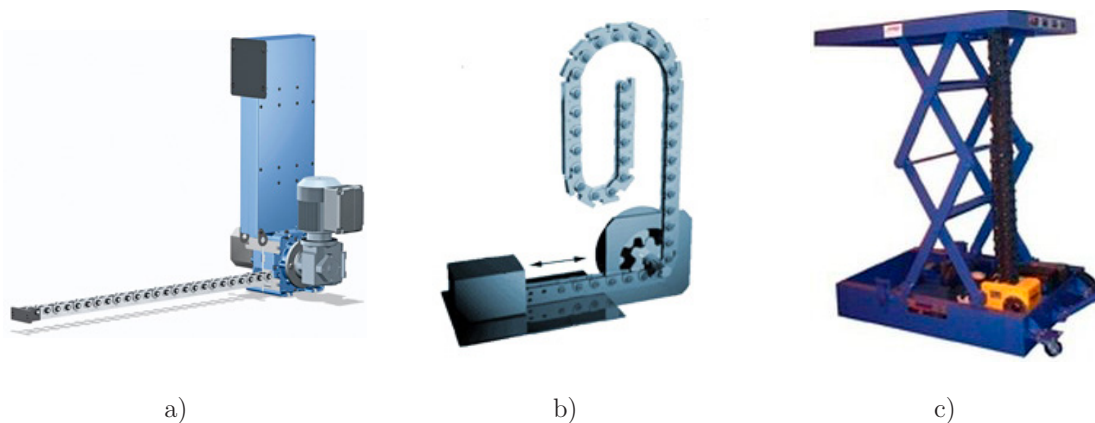


Abb. 71: a) Push Chain System, b) Prinzip c) Antrieb für Arbeitsbühnen

Eine dem Helixturm ähnliche Entwicklung, die allerdings schon früher und parallel dazu entwickelt worden ist, bilden sog. „Push Chain“ Systeme [21] [25] (vgl. Abb. 71), in welchen gelenkig verbundene Kettenelemente durch einen Elektromotor in eine linearen Konfiguration gebracht werden. Die Ketten verkeilen in dieser Position zu einer biegesteifen Tragstruktur und werden erst durch den Zahnradmechanismus des Elektromotors wieder gelöst und zurück zur Flexibilität gebracht, so dass die Kette platzsparend in einem Magazin gelagert werden kann. Push Chain Systeme werden häufig eingesetzt und z. B. auch als Antriebe für Scherenarbeitsbühnen verwendet (vgl. Abb. 71 c)



## 1.8 Federmechanismen

Federmechanismen gehören zu der Hauptklasse der elastischen linearen Tragsysteme. Sie lassen sich in zwei Untergruppen, die Federstab- und Federblechmechanismen unterteilen. Federmechanismen sind dadurch gekennzeichnet, dass elastische Komponenten reversibel verformt werden, um eine kompakte Form zu erhalten. Die Verwendung von elastisch flexiblen Bauteilen ermöglicht eine Reduzierung von mechanischen Gelenken und führt somit zu insgesamt weniger Bauteilen. Dies ist vor allem im kleineren Maßstab und bei geringeren Anforderungen an die Tragfähigkeit ein großer Vorteil, da somit leichtere und kompaktere Konstruktionen hergestellt werden können. Diese Entwicklungen wurden hauptsächlich in der Raumfahrtforschung vorangetrieben und haben sich bis heute auch im praktischen Gebrauch durchsetzen können. So werden nach diesem Prinzip Antennen und Mastkonstruktionen hergestellt und bei zahlreichen Satelliten und Sonden erfolgreich angewendet.

### 1.8.1 Federstabmechanismen

Federstabmechanismen sind definiert durch die Verwendung von elastisch flexiblen Stabelementen, welche meist spulenförmig aufgewickelt werden, um eine möglichst-kompakte Konfiguration zu erhalten.

Abb. 72 zeigt den Astromast [6] [61] der Firma Northrop Grumman. Die Astromast Produktserie gehört zu den modernsten Tragwerksystemen in der heutigen Raum-

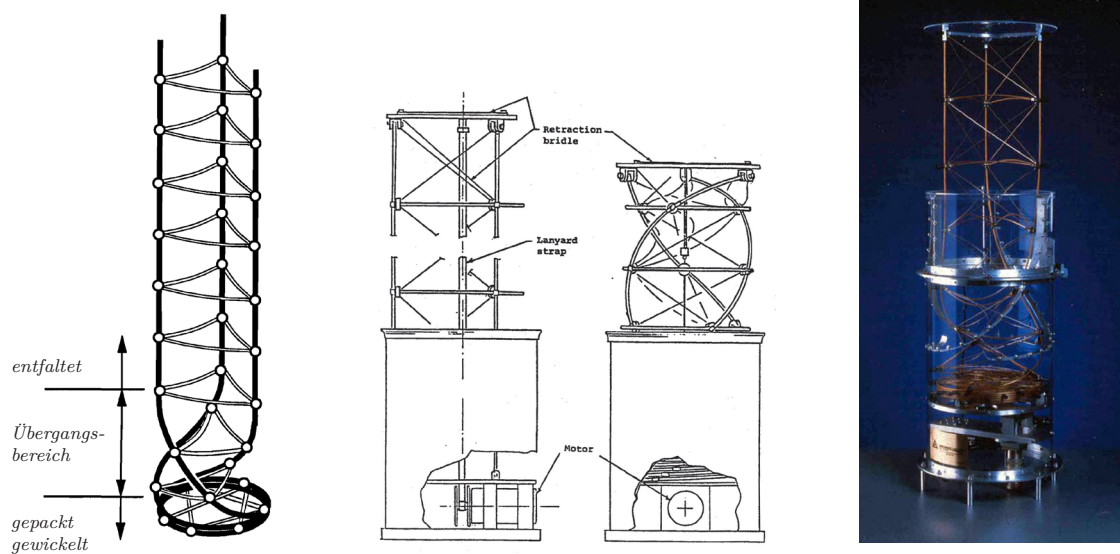
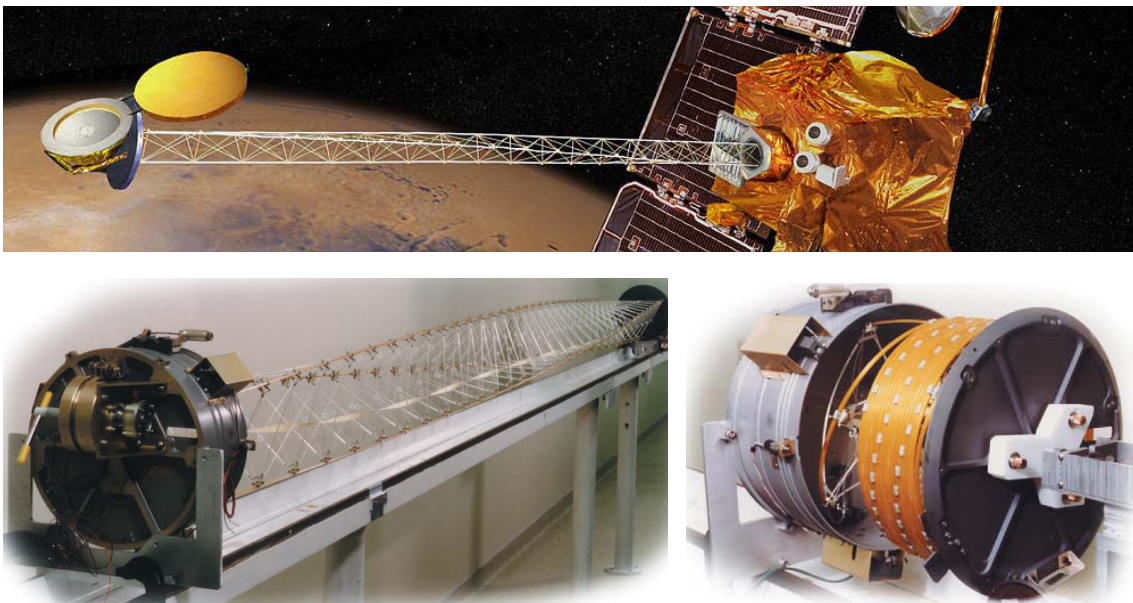


Abb. 72: Canister Astromast [6] [61] [41]

fahrt. Die Reduzierung des Gewichts und des Packmaßes stand bei der Entwicklung an erster Stelle, um den Transport in den Weltraum ökonomischer zu gestalten. Die Einführung flexibler Bauteile bedeutet eine wesentliche Verbesserung des Packfaktors gegenüber konventionellen Systemen. Ein weiterer Vorteil ist das durch den Wegfall metallischer Klappgelenkmechanismen begünstigte niedrige Gewicht. Die Astromast-Produktserie gliedert sich in zwei Bereiche: Den „Cannister Astromast“ und den „Selfdeployed Astromast“.

Der „Cannister Astromast“ stellt das leistungsfähigere Modell dar. Bei diesem Konzept wird ein Fachwerkträger aus flexiblen Glasfaserstäben helixförmig verdreht und in einem zylinderförmigen Container untergebracht. Der Träger ist auf einer motorbetriebenen Grundplatte befestigt. Beim Starten des Motors versetzt sich der Träger in Rotation und wird, Segment für Segment, durch die an der Innenseite des Containers befindlichen Führungsschienen geschoben und so „kontrolliert“ ausgefahren. Ein wesentlicher Vorteil dieser Methode ist die während des gesamten Vorgangs gebotene Stabilität des Systems. Das Modell 12027, welches unter anderem als Träger der PV-Elemente für die Milstarsatellitenserie zum Einsatz kam, bietet



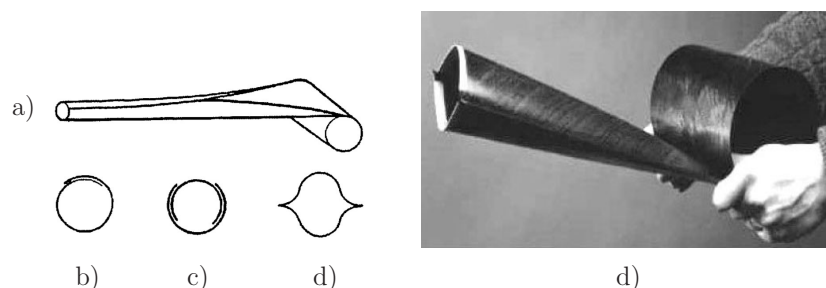
**Abb. 73:** Selfdeployed Astromast [6] [61]

eine Mastlänge von 15 m bei einer Containerlänge von knapp einem Meter. Das Gewicht beträgt 16,8 kg. Da das System reversibel ausgelegt werden kann, eignet es sich auch als Trägerplattform für jegliche Art von wissenschaftlichem Gerät.

Der „Self Deployed Astromast“ (Abb. 73) ist eine leichtere und einfachere Ausführung des Cannister Astromast. Er besitzt keinen Antriebsmotor für den Ausfahrvorgang, sondern nutzt die in den gebogenen Stabelementen gespeicherte innere Spannung, um sich zu entfalten. Vorteile der Konstruktion sind das niedrigere Gewicht (6,67kg/ Mod. 1324) bei einer Länge von 5 m und ein sehr geringes Packmaß von ca. 10 cm. Nachteile sind die niedrigere Steifigkeit sowie die Irreversibilität, da der Mast nicht wieder eingefahren werden kann. Der Mast verdreht sich während des Ausfahrens um  $120^\circ$  um die eigene Achse. Der Cannister Astromast übernimmt diese notwendige Rotation in der Bodenplatte des Containers, so dass die Spitze rotationsfrei bleibt. Aufgrund dieser Merkmale eignet sich das Selfdeployed System vor allem für kleine und leichte Raumsonden und Satelliten (z. B. Mars Odyssey) als Träger für wissenschaftliche Instrumente. Als Tragkonstruktion für Photovoltaik-Module ist das Konzept jedoch wegen der oben genannten Eigenrotation nicht geeignet [44] [45].

## 1.8.2 Federblechmechanismen

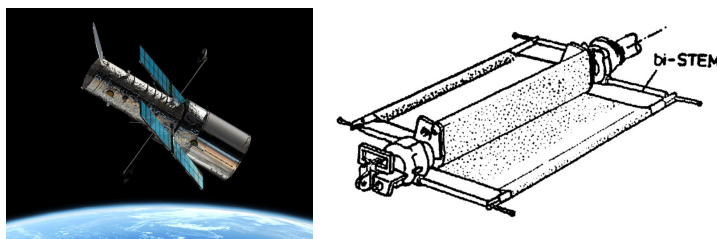
Federblechmechanismen sind im Gegensatz zu Federstäben dadurch gekennzeichnet, dass dünne flächige und flexible Blechkonstruktionen verwendet werden. Die Federbleche werden im elastischen Bereich zu Rollen aufgewickelt und nehmen beim Abwickeln wieder ihre ursprünglich eingeprägte Form ein. Damit lassen sich Röhren formen, welche sich überlappen oder mehrere Blechelemente zu röhrenartigen gefügten Konfigurationen zusammenschließen, welche dicht sind und sich für den Transport von Flüssigkeiten eignen. Auch bei dieser Art von Konstruktionen übernimmt die Raumfahrtforschung die Vorreiterrolle.



**Abb. 74:** (a,b) STEM [69], (c) BI-STEM [54], (d) CTM [50]

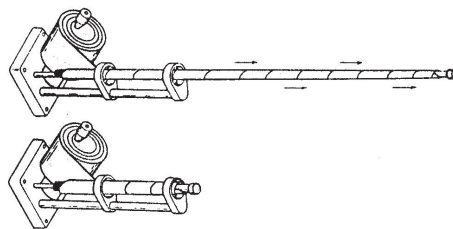
Abb. 74 zeigt das STEM, Bi-STEM und CTM [50] System mit verschiedenen Varianten. STEM und CTM gehören zu den ältesten in der Raumfahrt eingesetzten Tragwerkssystemen. Der „Storable Tubular Extendible Member“ (STEM) [5][7][51][65][69] ist im Prinzip ein aufgeschnittener Schlauch der auf eine Trommel aufgewi-

ckelt wird. Wenn er entrollt wird, nimmt er wieder seine ursprüngliche Form an. Auf diese Art können lange Antennen und Leitungen sehr platzsparend transportiert werden. Eine Abwandlung des Systems ist das Bi-STEM [54] System. Hier greifen zwei gegenläufig aufgewickelte STEMs ineinander und verhaken sich. So wird eine höhere Steifigkeit gegenüber dem normalen STEM erreicht. Der Bi-STEM fand unter anderem auch als Längsträger bei den Solarsegeln des Hubble Weltraum Teleskops Verwendung. Die Bi-STEMs sind hier paarweise mit einem Querträger verbunden, an dem die zusammengeklappten Solarpaneele hängen (vgl. Abb. 76). Der Entrollvorgang wird aktiv von einem Elektromotor gesteuert.



**Abb. 76:** Hubble Teleskop, PV-Module mit BI-STEM [54]

Im Gegensatz zum STEM ist der „Collapsible Tube Mast“ (CTM)[3][14][50] kein offenes, sondern ein geschlossenes System. Zwei halbe Schläuche werden der Länge nach mit nach außen weisenden Nähten miteinander verschweißt und auf einen Trägerzylinder aufgerollt. Die unter Spannung stehende Konstruktion nimmt während des Abrollvorgangs ihre ursprüngliche Form wieder an. Der CTM kam unter anderem bei den ersten kanadischen Satelliten Alouette I (1962) und Alouette II (1965) als Antenne zum Einsatz. Die Dichtheit des CTM Systems lässt es auch als entrollbare Treibstoffleitung zum Einsatz kommen.

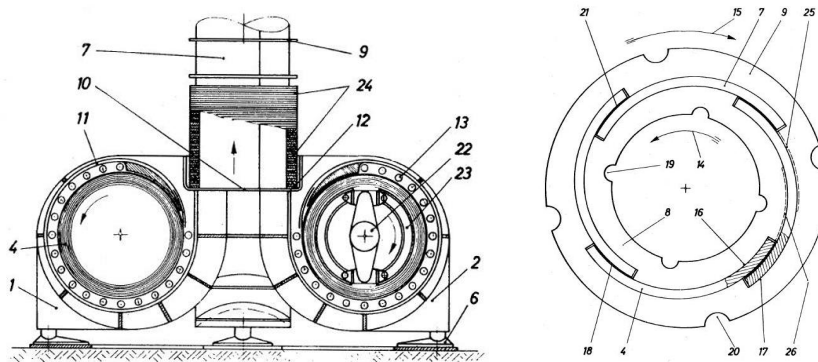


**Abb. 75:** STACER [38]

Abb. 75 zeigt eine weitere Variante von elastischen Federblechmechanismen, den sog. „Spiral Tube & Actuator for Controlled Extension/Retraction“ (STACER) [38] [68]. Hier handelt es sich um eine aufgerolltes elastisches Band, das spiralförmig

ausgefahren und wieder eingeholt werden kann. Dieses System wird für unterschiedliche Einsatzzwecke wie z. B. Antennen bis zu 12 m Länge angewendet. Als übliches Material wird Edelstahlblech oder Berylliumkupfer verwendet [41].

Abb. 77 zeigt die Patentzeichnung von Rudolf Vogel von 1961. Hierbei handelt es sich um ein ähnliches Prinzip wie das CTM System für einen Antennenmast für den Einsatz unter Schwerkraft. Der Unterschied ist, dass insgesamt vier Stahlbänder auf Rollen aufgewickelt werden und sich zu einem röhrenförmigen Hohlprofil vereinen. Nach ähnlichem Muster funktioniert auch das in Abb. 78 dargestellte Antennen-



**Abb. 77:** Patent von R. Vogel, ausfahrbarer Mast [85]

mastsystem RapUP, welches mit drei Stahlbändern auskommt. Die Bänder sind an den Rändern verzahnt und schließen sich im Verbund zu einem Dreieck im Querschnitt zusammen. Um eine größere Höhe zu erreichen, wird das System zusätzlich durch Seile abgespannt, um somit die Knicklänge zu reduzieren.



**Abb. 78:** Ausfahrbarer Funkmast System RapUp

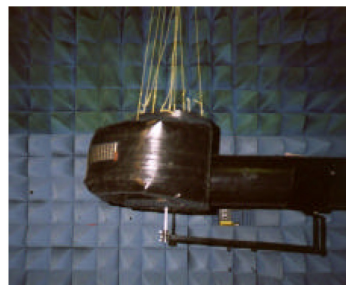
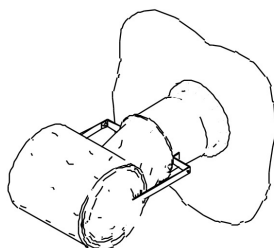
## 1.9 Pneumatische Systeme

Pneumatische Systeme gehören zu der Hauptklasse der weichen linearen Systeme. Sie bestehen aus weichen bzw. schlaffen Materialien, welche ohne Luftdruck instabil sind. Als lineares Tragsystem kommen vor allem luftdichte Schläuche aus Kunststoff zum Einsatz, welche über den inneren Luftdruck versteift werden. Durch die hohe Flexibilität des Materials ist es möglich, die Konstruktion besonders kompakt zusammenzufalten oder zu rollen. Auch sind solche Systeme sehr leicht. Die Tragfähigkeit ist jedoch eingeschränkt. Da es sich im Wesentlichen um autarke luftdichte Zellen handelt, ist eine Erweiterung oder Kopplung solcher Systeme nicht möglich.



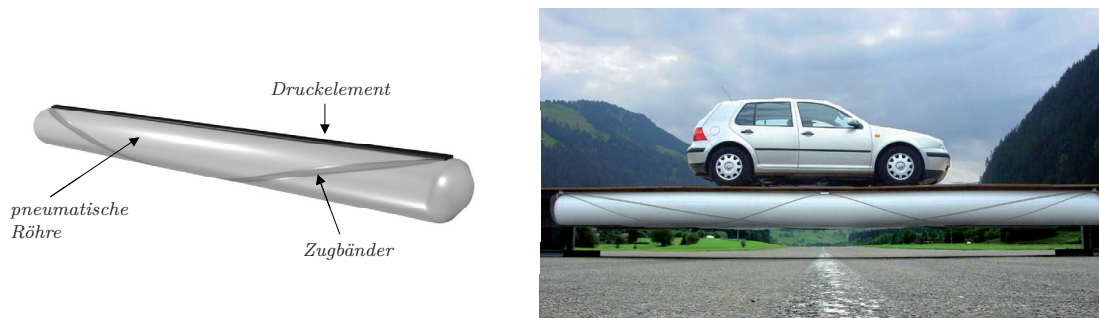
**Abb. 79:** L'Garde Inflatable Antenna Experiment [17]

Abb. 79 zeigt eine pneumatische Konstruktion mit sehr langen und schlanken Einheiten der Firma L'Garde, Inc. aus den USA. Das sog. „Inflatable Antenna Experiment“ [9][17], mit einem Reflektorschild von 14 m Durchmesser und drei pneumatischen Schläuchen mit einer Länge von 28 m wurde 1996 im Rahmen der Space Shuttle Mission STS-77 erprobt. Die pneumatische Konstruktion konnte auf etwa das Volumen eines Schreibtisches zusammengerafft werden. Es wog dabei insgesamt ca. 60 kg.



**Abb. 80:** Pneumatischer Antennenausleger der Firma ILC Dover [17]

Abb. 80 zeigt das eingerollte Antennenauslegersystem der Firma ILC Dover Inc. aus den USA [18]. Dieses Prinzip erinnert etwas an eine Luftrüsseltröte. Die Abmessungen sind allerdings in einer beeindruckenden Länge von 30 m, bei einem Durchmesser von nur 25 cm. Solche Schlankheiten sind jedoch nur unter Schwerelosigkeit praktikabel.



**Abb. 81:** Tensairity EMPA ETH Zürich [80]

An der ETH Zürich wurde am EMPA Institut vor einigen Jahren ein pneumatisches Tragsystem entwickelt, welches durch gezielte Verstärkungsmaßnahmen ergänzt und so zu beeindruckender Leistung gebracht wurde. Das sog. „Tensairity“ [80] System wird hauptsächlich als Einfeldträger eingesetzt und ist mit Zugbändern sowie Druckelementen verstärkt. Die Druckelemente sind oberhalb angebracht, wohingegen die Zugbänder von den Auflagern weg bis zum Tiefpunkt führen. Der mit Überdruck gefüllte pneumatische Schlauch übernimmt in dem Gesamtsystem die Funktion der Kopplung der Zugbänder mit dem Druckelement. Somit lässt sich ein effektiver Träger herstellen, der bei einer Spannweite von 8 m problemlos die Last eines Pkws aufnehmen kann (vgl. Abb. 81).

## 2. Neuentwicklung

### 2.1 Entwicklungspotenziale

Wandelbarer linearer Tragsysteme sind im Bereich der Raumfahrtforschung hoch entwickelt. Eine Neuentwicklung für eine Anwendung in der Raumfahrt ist daher auch nicht das primäre Ziel dieser Arbeit. Aufgrund der Nähe zur Architekturfa­kultät und dem Hintergrund im Bereich des Bauingenieurwesens sind vorwiegend Anwendungen im Bereich der mobilen Architektur interessant. Eine umfassende Analyse und Kenntnis der vorhandenen und bewährten Systeme ist erforderlich, um mögliche Neuentwicklungspotenziale ausfindig zu machen. Nach eingehender Betrachtung der im ersten Kapitel untersuchten wandelbaren linearen Tragsysteme, sowie Abwägung der Vor- und Nachteile, lassen sich im Folgenden diverse Überle­gungen zu Neuentwicklungspotenzialen anstellen:

#### 2.1.1 Potenziale nach Wandlungseigenschaften

Bei dieser Betrachtung lässt sich feststellen, dass unter den untersuchten Systeme­n die größten Entwicklungspotenziale im Bereich der entfaltbaren sowie flexibel formbaren Systeme zu sehen sind (vgl. Kapitel 1.1.3 auf Seite 12). Diese Wandlungseigenschaften bieten den größten Nutzen im Hinblick auf eine Neuentwicklung, da hier beide Vorzüge gleichzeitig zum Tragen kommen. Zudem ist dieses Gebiet kaum erforscht, so dass Systeme mit dieser Eigenschaft ein Betreten von Neuland darstellen.

In den vorliegenden Untersuchungen gibt es nur ein System von O. Shai (vgl. Kapitel 1.6.4 auf Seite 51), das den beschriebenen Eigenschaften im Ansatz entgegen kommt. Dieses System ist entfaltbar sowie flexibel formbar, weist aber deutliche Einschränkungen bzgl. des Tragverhaltens auf. Es ist als vielseitig einsetzbares und modular erweiterbares Tragsystem aufgrund der notwendigen aktiven Kontrolle der immer unter Spannung stehenden Seile nicht beliebig erweiterbar. Auch ist die Anfälligkeit auf Torsionsbeanspruchungen hoch, so dass dieses System zwar für den



Einsatz bei einem Roboter mit wenigen Modulen und geringer Belastung denkbar, jedoch eine Anwendung als Tragsystem im Bereich der mobilen Architektur kaum vorstellbar ist.

### 2.1.2 Potenziale nach Mechanismen

Elastische Systeme wie Federstab- und Federblechmechanismen werden erfolgreich in der Raumfahrt unter Schwerelosigkeit eingesetzt (vgl. Kapitel 1.8 auf Seite 59). Dieser Bereich ist ausführlich erforscht. Die geringe Tragfähigkeit und die Beschränkung auf ausschließlich linear entfaltbare Systeme ohne flexible Formbarkeit bieten jedoch keine Ansatzpunkte für eine Neuentwicklung insbesondere im Bereich der mobilen Architektur.

Weiche pneumatische Systeme werden in der mobilen Architektur vielseitig eingesetzt. Hierbei handelt es sich meist um temporäre Bauten, welche durch flächige pneumatische Einheiten hergestellt werden. Pneumatische Kissenkonstruktionen aus Membranen oder ETFE Folien werden ebenfalls für Fassaden bzw. Überdachungen verwendet. Lineare Systeme hingegen sind nur vereinzelt im Einsatz wie beispielsweise das Tensairitysystem (vgl. Kapitel 1.9 auf Seite 64). Flexibel formbare Strukturen lassen sich mit pneumatischen Systemen nicht herstellen. Hierzu sind mechanische Gelenke erforderlich.

Unter den drei Hauptklassen (vgl. Kapitel 1.3 auf Seite 16) der starren, elastischen und weichen Systeme ist die Klasse der starren Systeme mit der größten Vielfalt an Mechanismusarten vertreten. Starre Systeme bieten daher am ehesten das Potenzial für eine Neuentwicklung. Insbesondere Normalkraft- und Klappgelenkmechanismen sowie Scherensysteme sind dafür geeignet. Additionsmechanismen hingegen bieten in der Regel nur lineare Entfaltungsmöglichkeiten.

### 2.1.3 Grad des Forschungsstandes

Unter der Klasse der starren Systeme sind viele Mechanismen erfolgreich im Einsatz. Insbesondere Klappgelenkmechanismen werden als linear entfaltbare Mechanismen in der Raumfahrt eingesetzt. Neuentwicklungspotenziale im Bereich der Klappgelenkmechanismen erscheinen daher als ausgereizt, zumal auch hier nur linear entfaltbare oder nur flexibel formbare Wandlungsmechanismen möglich sind (vgl. Kapitel 1.5 auf Seite 32).

Bei Scherenmechanismen ist der Forschungsstand im Bereich räumlicher Scherenkettensysteme (vgl. Kapitel 1.4.3 auf Seite 28) noch am wenigsten vorangetrieben. Insbesondere die Kopplung linearer räumlicher Scherenkettensysteme ist bisher noch nicht erforscht.

Schiebegelenkmechanismen bieten vor allem als Teil von größeren zusammenhängenden Stabwerken ein hohes Potenzial für Neuentwicklungen (vgl. Kapitel 1.6.3 auf Seite 47 und 1.6.4 auf Seite 51). Auch hier ist der Forschungsstand bei weitem noch nicht ausgeschöpft.

Nach dieser Betrachtung wird deshalb das größte Potenzial in einer Kombination aus räumlichen Scherenkettensystemen und Stabteleskopmechanismen erkannt und vorangetrieben.

## 2.2 Kopplung räumlicher Scherensysteme

Wie in Kapitel 2.1 beschrieben wird im folgenden Kapitel die Kopplung von räumlichen Scherenkettensystemen untersucht. Interessant in diesem Zusammenhang ist die Art der Gelenkverbindung zwischen den Scherenmodulen. Es wird in den folgenden Überlegungen von einem räumlichen Scherensystem mit dreifachem Pivotgelenk und drei Armen ausgegangen. Dies ist die geringst mögliche Anzahl an Scherenarmen, die bereits eine ausreichende räumliche Aussteifung bietet und sich zu linearen Ketten zusammenfügen lässt. In Abb. 82 ist der Vergleich eines triangulären Scherensystems mit einer dreiarmigen räumlichen Schere dargestellt [76]. Das räumliche Scherensystem besitzt im Vergleich zur triangulären Scherenkette halb so viele Stäbe. Im Gegensatz zum räumlichen Scherensystem wurde das trianguläre Scherensystem schon oft konstruktiv umgesetzt und angewendet (vgl. Kapitel 1.4.2.3 auf Seite 26). Beide Systeme werden beim Zusammenklappen breiter. Der Packfaktor ist bei der triangulären Schere günstiger, obwohl mehr Breite beansprucht wird.

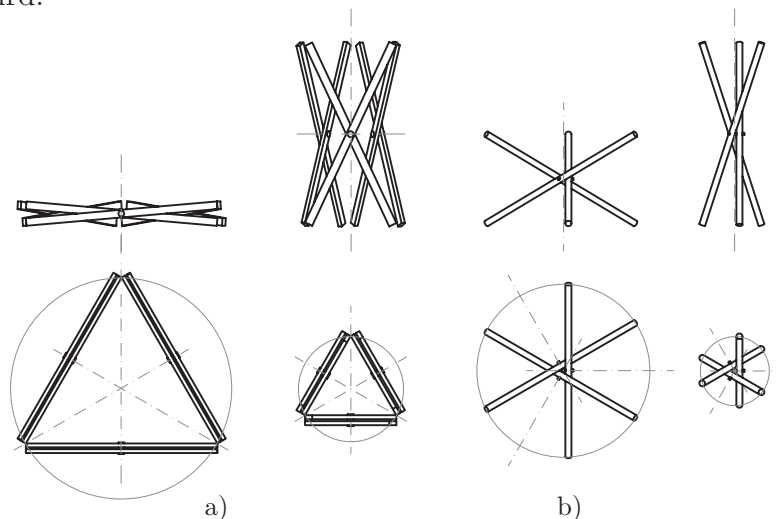


Abb. 82: a) Trianguläre b) Räumliche Schere [76]

### 2.2.1 Geknickte Scherenarme

Eine weitere Überlegung in diesem Zusammenhang ist die Verwendung von geknickten Scherenarmen. Dies hat in Anbetracht einer Versteifung des Scherenkettensystems mittels außenliegender vorgespannter Zugelemente (vgl. 1.4.2.3 auf Seite 26) den Vorteil, dass für die entfaltete Endposition drei durchlaufende Seile ohne Knick angebracht werden können. Des Weiteren gelingt es durch den Knick in den Scherenarmen, das Packmaß des Scherenmoduls zu verbessern, da dadurch die Konzentration im Pivotgelenkbereich etwas entzerrt werden kann (vgl. Abb. 83).

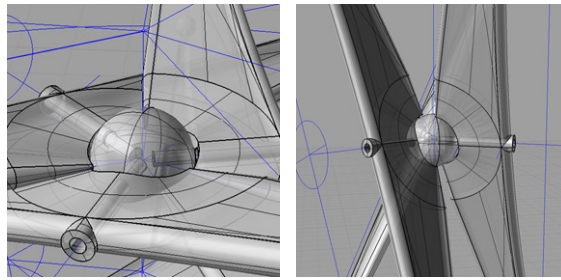


Abb. 83: Geknickter Scherenschenkel im Pivotgelenk

Abb. 84 zeigt eine Turmkonstruktion aus räumlichen Scherenmodulelementen mit geknickten Scherenarmen und einer äußeren Abspannung durch Zugelemente sowie eines horizontalen Kurzschlusses zwischen den Modulen. Die Verformungsfigur sowie die Normalkraftverteilung unter horizontaler sowie vertikaler Belastung wird durch die Schnittgrößenverläufe qualitativ veranschaulicht. Es entstehen keine Biegemomente in den Pivotgelenkbereichen. Die äußeren Zugelemente laufen ohne Knick gerade durch.

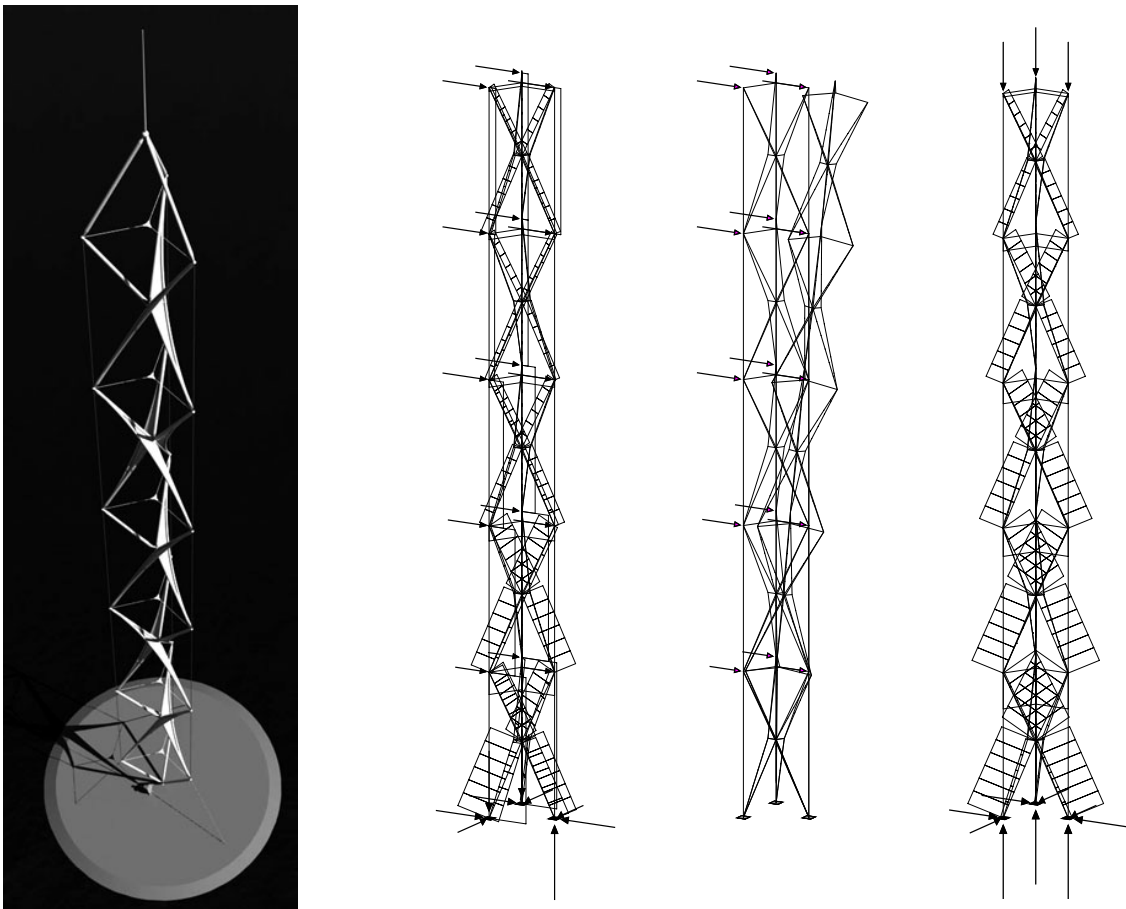
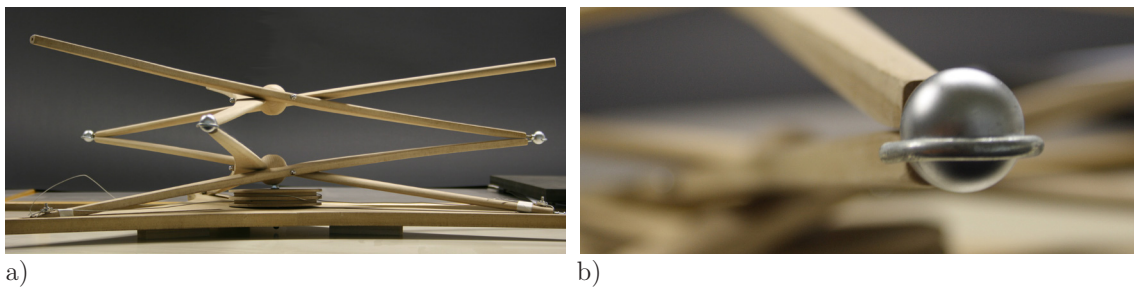


Abb. 84: Tragverhalten eines Scherenturms mit Abspannungen

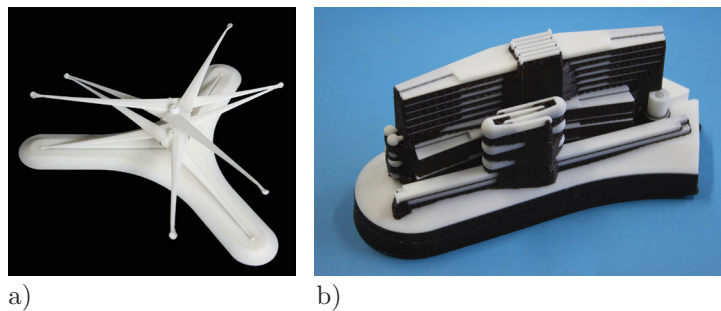
## 2.2.2 Experimentelle Versuchsmodelle

In Abb. 85 ist ein Versuchsmodell aus Holz mit zwei Scherenmodulen dargestellt. Als Kopplungsgelenk wurde hier ein Kugel mit einer einfachen Drahtschleufe gewählt. Auf diese Art und Weise kann der Bewegungsmechanismus eines räumlichen Scherensystems und die Kopplung zwischen zwei Modulen getestet werden. An der Basis ist eine Seilspule angebracht, welche durch Rotation die untersten Scherenenden ins Zentrum zieht und dadurch das System aufrichtet.



**Abb. 85:** a) Versuchsmodell mit 2 Scherenmodulen aus Holz, b) Kugelgelenk

Im nächsten Schritt wird ein erweitertes Modell mit Hilfe eines 3D Druckers aus Kunststoff erstellt. Abb. 86 a zeigt den gesamten Aufbau des Modells mit den einzelnen Bauteilen. In Abb. 86 b ist das kompakte Modell mit Bauteilen und Stützkonstruktion, wie es aus dem 3D Druck kommt, zu sehen. Mit Hilfe dieses Modells werden verschiedene Zwischenstufen des Entfaltungsvorgangs untersucht.



**Abb. 86:** a) Kunststoffmodell, b) rapid prototyping Verfahren

Das Testmodell besteht aus zwei Scherenmodulen mit insgesamt sechs geknickten Scherenarmen und zwei Pivotgelenken, welche hier vereinfacht als Kugel mit drei Bohrungen unter  $120^\circ$  gefertigt wurden. Als Basis dient eine Schienenkonstruktion, indem das untenstehende Scherenmodul mit einem Kugelkopf verschieblich gelagert ist. Für den Aufrichtvorgang werden gleich lange Distanzstücke in den Schienengraben gelegt.

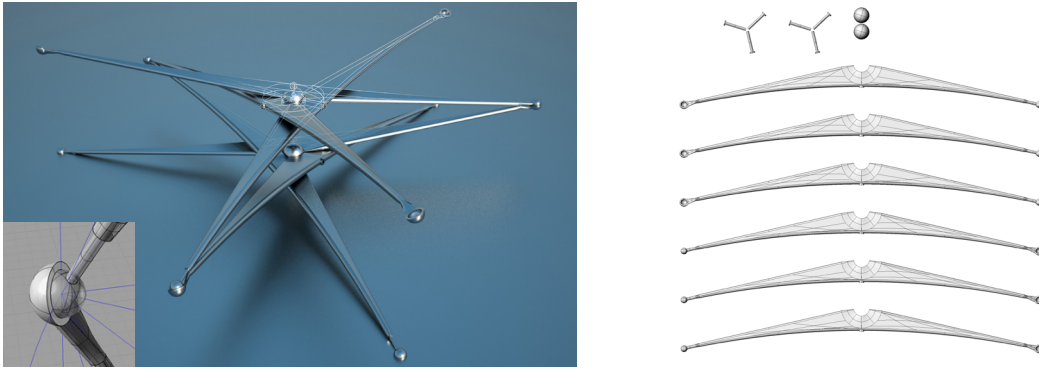


Abb. 87: Bauelemente des Versuchsaufbaus

In Abb. 87 ist der Versuchsaufbau mit sechs geknickten Scherenelementen und zwei Pivotgelenken dargestellt. Die Schenkelenden sind je Seite mit einem Kugelkopf und auf der gegenüberliegenden Seite mit einer Kugelpfanne ausgebildet (vgl. Abb. 87). Die daraus resultierende Entfaltungssequenz ist in Abb. 88 in fünf Stufen dargestellt. Aus diesen Versuchen lassen sich mehrere Erkenntnisse ableiten. Für ein homogenes und gerades Aufrichten des Systems ist es erforderlich, dass die Rotation der einzelnen Scherenschenkel im Basismodul synchron verläuft. Ansonsten erfolgt eine schiefe Entfaltung.

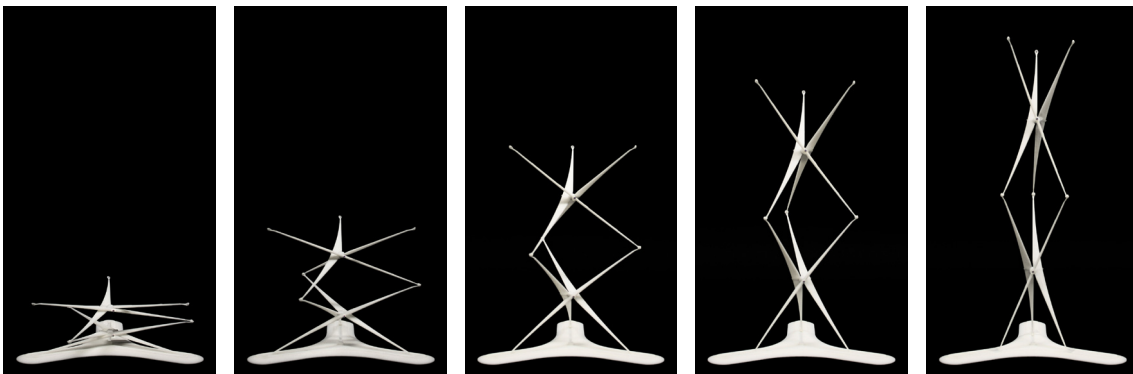
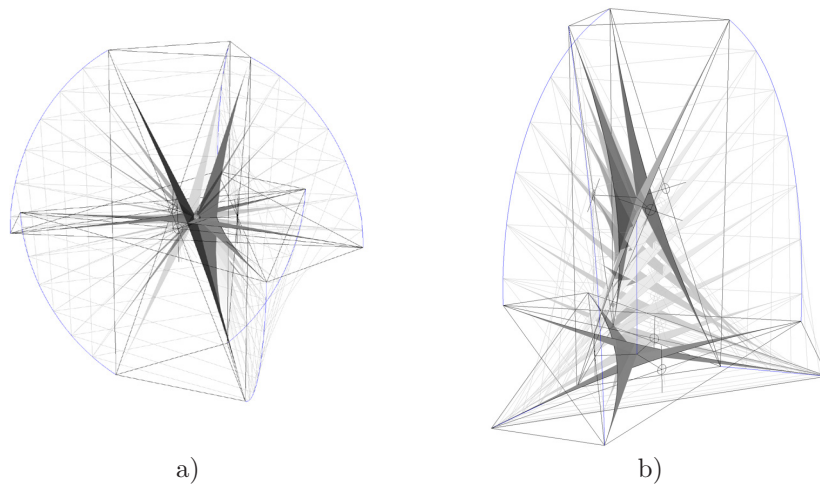


Abb. 88: Entfaltungssequenz in fünf Stufen

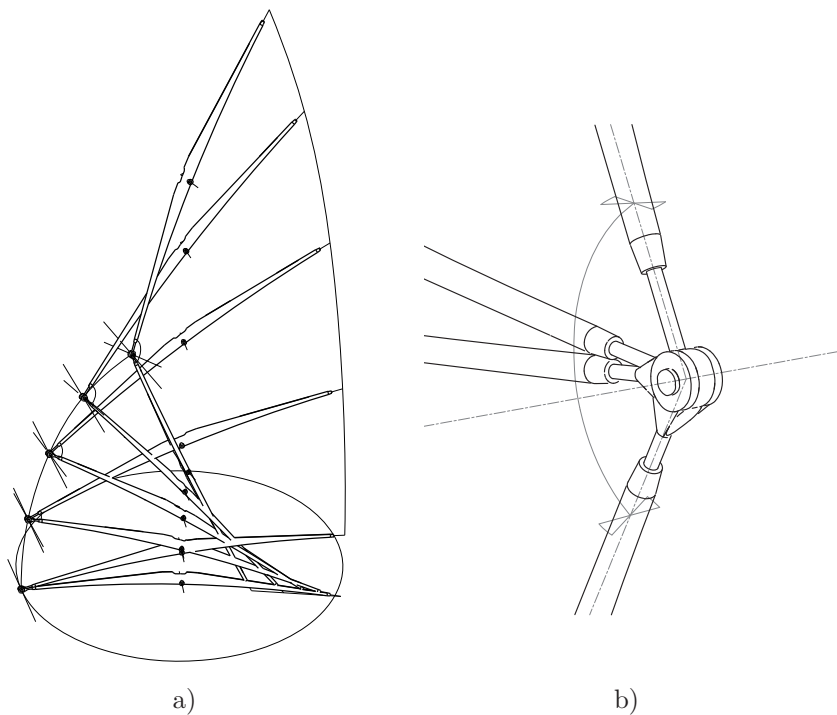
### 2.2.3 Stabendverdrehung in den Gelenken

In Abb. 89 a ist durch eine graphische Darstellung in Stufen ein Scherenmodul veranschaulicht, dessen Arme synchron um das Pivotgelenk rotieren. Im Vergleich dazu ist in Abb. 89 b dargestellt, wie sich die oberen Schenkelenden bewegen, wenn das Scherenmodul auf einer Basis steht. Es wird hier deutlich, dass die Schenkelenden um die eigene Stabachse rotieren. Ein Kugelgelenk mit Kugelpfanne ist daher eine Möglichkeit, die Kopplung zwischen den Scherenmodulen herzustellen. Die Kugelpfanne muss dabei mehr als die Hälfte der Kugel umgreifen, um auch Zugkräfte



**Abb. 89:** a) Rotation um das Pivotgelenk, b) Bewegung bei fixer Basis

aufnehmen zu können. Dies ist jedoch nur mit einem weiteren Bauteil realisierbar. In Abb. 90 a ist ein Scherenschenkel herausgelöst beim Aufrichtvorgang dargestellt. In Abb. 90 b ist das Kopplungsgelenk als einfaches Bolzgelenk konstruiert, so dass die Schenkelachsen torsionfrei rotieren können. Es wird hier verdeutlicht, wie genau sich die Scherenschenkelachsen beim Entfaltvorgang um die eigene Achse verdrehen. Bei diesem Versuchsaufbau beträgt der Enddrehwinkel  $21,7^\circ$ . Der Winkel ist je nach Ausgangsgeometrie der Anordnung variabel. Die Größenordnung bleibt jedoch etwa in diesem Bereich.



**Abb. 90:** a) herausgelöster Schenkel, b) Bolzgelenk mit Stabverdrehung

## 2.2.4 Basisverbreiterung von Scherensystemen

Wie im Kapitel 2.2 bereits beschrieben, besitzen räumliche Scherensysteme mit drei Armen einen schlechteren Packfaktor als trianguläre Scherensysteme bezüglich der Höhe. Ein weiterer Nachteil bei räumlichen Scherensystemen wie auch bei ebenen Scheren ist die Tatsache, dass Scherensysteme beim Zusammenfallen breiter werden. Dies stellt ein Problem dar, falls bei einer gekoppelten Scherenkette ein horizontaler Kurzschluss im Endzustand erfolgen soll, um das Tragverhalten effektiver zu gestalten. Da dieser Kurzschluss bei der Kopplung in ausgefahrener Position die kürzeste Länge aufweist, müssen hier Seile eingeholt oder lineare Aktuatoren entsprechend verkürzt werden. In Abb. 91 ist ein räumlicher Scherenturm mit geknickten Armen dargestellt. Zu sehen ist hier der Packfaktor und die deutliche Verbreiterung beim Zusammenfallen. Der horizontale Kurzschluss wird dabei beim Aufrichten mehr als um den Faktor  $2,8$  verkürzt. Bei diesem Verkürzungsfaktor sind einfach teleskopierbare Aktuatoren nicht mehr ausreichend. Es müssten bereits Doppel- oder sogar Dreifachteleskopsysteme eingesetzt werden. Alternativ wären Seilwindensysteme denkbar. Es wäre deshalb von Vorteil, wenn sich dieser Bereich beim Entfaltungsprozess in der Länge nicht ändern würde. Eine Umsetzungsmöglichkeit dafür wird im folgenden Kapitel erläutert.

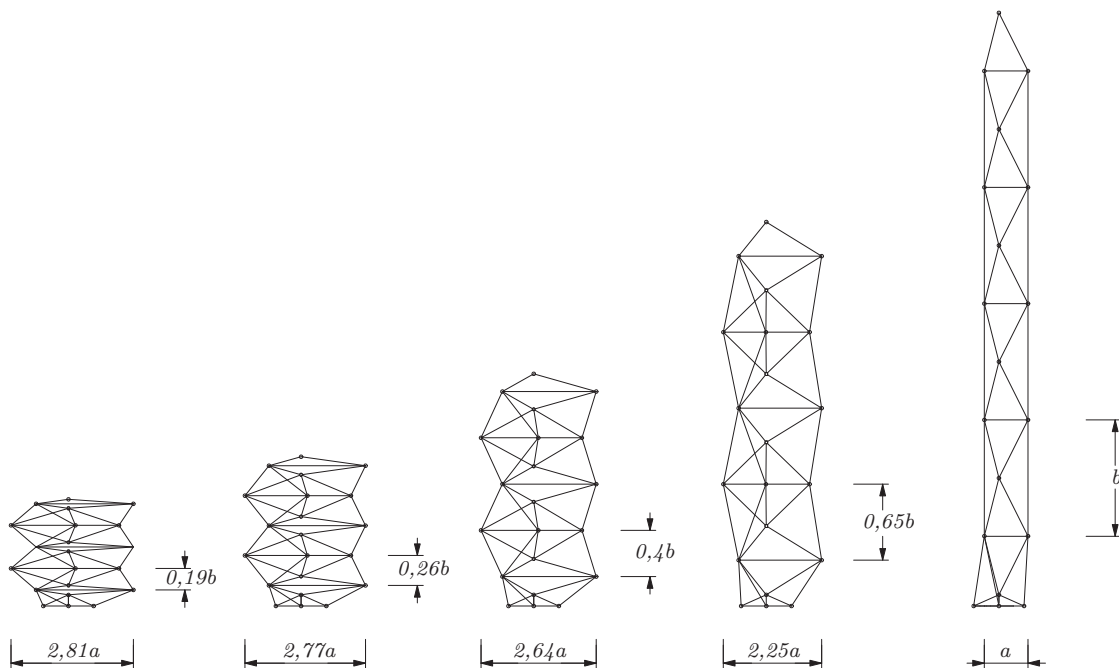


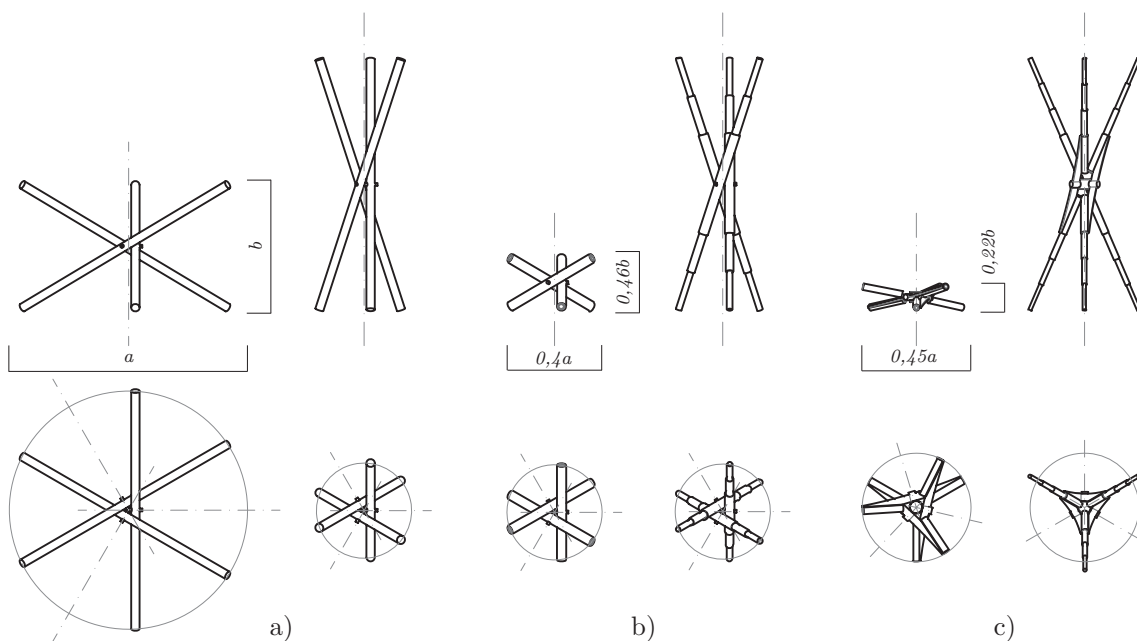
Abb. 91: Packfaktor eines räumlichen Scherenturms mit geknickten Armen



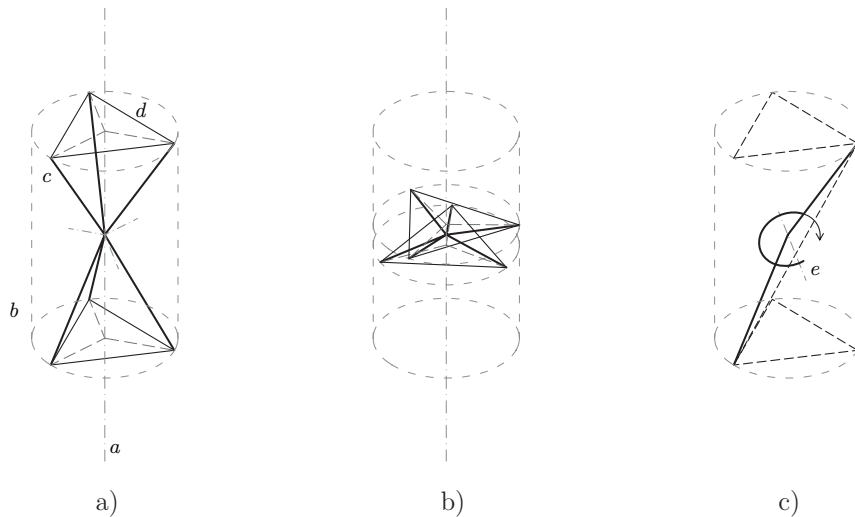
## 2.3 Weiterführende Entwicklungen

### 2.3.1 Effekt integrierter Stabteleskope

Scherensysteme sind nur linear entfaltbar und nicht flexibel formbar. Es liegt daher nahe, den räumlichen Scherenmechanismus mit einem Stabteleskopmechanismus zu kombinieren, um sowohl die in Kapitel 2.2.4 beschriebene Verbreiterung zu vermeiden als auch in der nächsten Stufe zusätzliche Freiheitsgrade zu generieren, welche eine flexible Formbarkeit im ausgefahrenem Zustand erlauben. In Abb. 92 ist der Effekt dargestellt, der sich ergibt, wenn in den Scherenarmen Teleskope angebracht werden. Der Packfaktor wird deutlich kompakter und die Verbreiterung entfällt. Unter Verwendung von Dreifachteleskopen in geraden Scherenarmen (Abb. 92 b) ergibt sich im Vergleich zur Schere ohne Teleskope eine Reduzierung in der Höhe auf 46% und in der Breite auf 40% des Packmaßes. In Abb. 92 c ist der Einfluss geknickter Scherenarme zu sehen. Der Packfaktor wird hier noch einmal etwa um den Faktor 2 verbessert, so dass im Vergleich zu den geraden Armen ohne Knick das Packmaß nur noch ca. 22% beträgt. Zusätzlich stehen die Schenkelenden in der entfalteten Konfiguration im Grundriss direkt übereinander (vgl. Abb. 92 b). Dies hat den Vorteil, dass im nächsten Schritt außenliegende Seile ohne Knick über mehrere Module angebracht werden können.

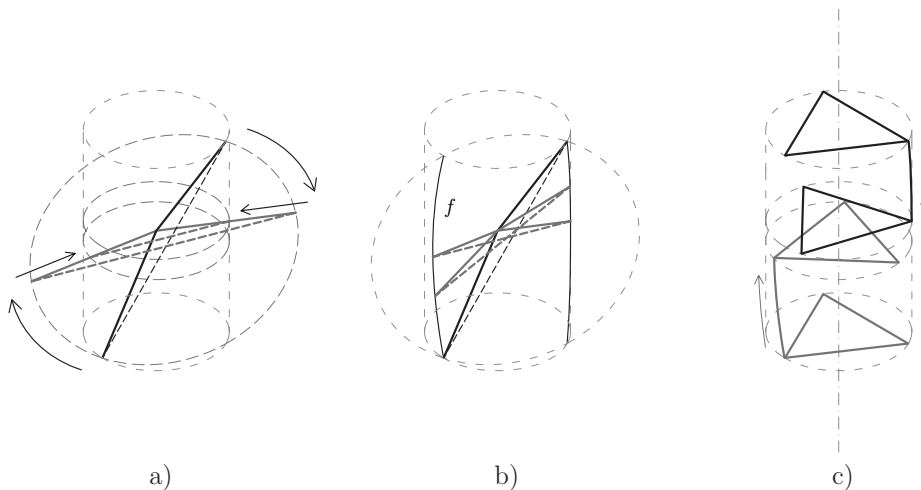


**Abb. 92:** a) gerade Arme, b) Teleskoparme, c) geknickte Teleskoparme [76]



**Abb. 93:** Systemgeometrie des Entfaltungsvorgangs [76]

In Abb. 93 ist die Systemgeometrie des Entfaltungsvorgangs dargestellt. Abb. 93 a zeigt die Systemachsen der geknickten Teleskoparme. Dabei definiert  $a$  die mittlere Systemachse,  $b$  den umrahmenden Zylinder,  $c$  die teleskopierbaren Schenkel und  $d$  das dreiecksförmige Kurzschlusselement. Abb. 93 b zeigt die zusammengeklappte Konfiguration, dabei verdrehen sich die oberen und unteren Einheiten  $d$  gegeneinander, wobei die Teleskopschenkel voll eingefahren sind. Abb. 93 c zeigt herausgelöst einen der drei geknickten Scherenarme mit voll ausgefahrenen Teleskopen. Der Scherenarm dreht sich dabei um das im Zentrum des Zylinders angeordnete Pivotgelenk um die Drehachse  $e$ .



**Abb. 94:** Systemgeometrie, Verdrehmechanismen [76]

Abb. 94 a zeigt den Drehmechanismus eines geknickten Schenkelarms. Der Schenkel dreht sich um das Pivotgelenk im Zentrum und fährt dabei, gehalten durch das Kurzschlusselement  $d$ , die Teleskope soweit ein, dass die Schenkelenden  $f$  auf der Oberfläche des umrahmenden Zylinders laufen (vgl. Abb. 94 b)). Dieser Verdreh-



zu Knoten mit  $s = 0,51a$  definiert. Die Teleskoplängen, welche ausgefahren werden, ergeben sich dann zu  $t = 0,61a$ . Hier wird deutlich, dass bei dieser Proportionsdefinition mindestens ein zweifaches Teleskopsystem erforderlich ist, um ausreichend Überlappungslänge zu erreichen. Die Drehwinkel des Scherenmoduls werden ebenfalls durch die Proportion definiert. Die geknickten Schenkelarme verdrehen sich demnach um  $\gamma = 54,98^\circ$  um das Pivotgelenk, wobei sich die oben und unten angeordneten Dreiecke mit den Endknoten um  $\alpha = 16,82^\circ$  von der Endposition in entgegengesetzter Richtung verdrehen. D. h. die Gesamtverdrehung addiert sich zu  $2 \times 16,82^\circ = 33,64^\circ$ . Die Stabendverdrehung der Schenkelenden, wie bereits in Kapitel 2.2.3 beschrieben, tordieren in dieser Konfiguration mit einem Winkel von  $\beta = 24,68^\circ$ .

### 2.3.2 Flexible Formbarkeit

Die Verwendung von Stabteleskopen in den Scherenschenkeln erlaubt zusätzlich zu der Verbesserung des Packfaktors eine flexible Formbarkeit ausgehend vom entfalteten Endzustand. Abb. 96 a zeigt die Systemgeometrie im entfalteten Zustand. Durch das Einfahren eines der drei Teleskopschenkel  $h$  wird dieser Schenkelstrang entsprechend verkürzt, wobei das obere Dreieck mit den Kopplungsgelenkenden um die Achse  $g$  nach unten kippt. Dieser Effekt bewirkt an den Gelenken des oberen Kopplungsdreiecks, die auf der Kippachse  $g$  liegend, eine kleine Verdrehung um zwei

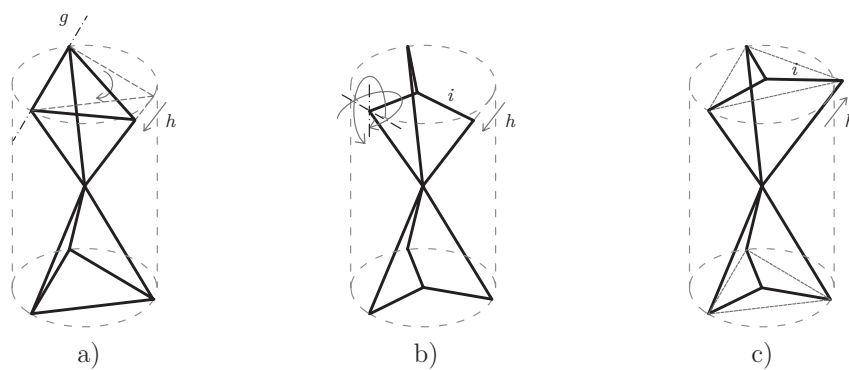
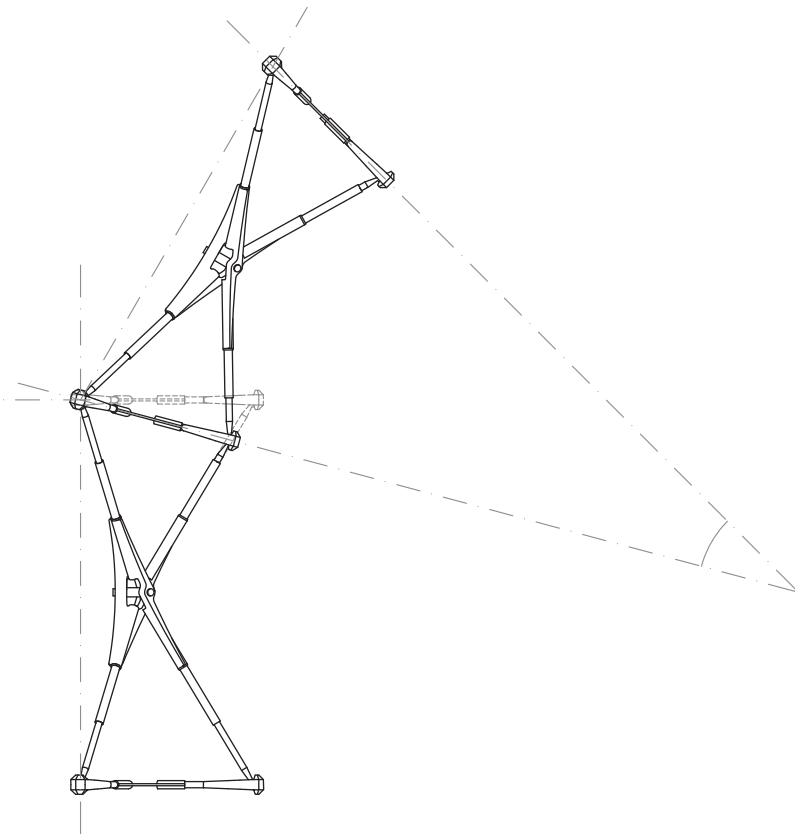


Abb. 96: Systemgeometrie mit flexibler Formbarkeit

Achsen. Das Kopplungsgelenk am Ende des Schenkels mit der Teleskopverkürzung verdreht sich dagegen nur um eine Achse (vgl. Abb. 96 b). Der Stab  $i$  des Kopplungsdreiecks muss in dieser Konfiguration ebenfalls teleskopierbar sein, da sich die Strecke hier verkürzt (Abb. 96 b). Entsprechendes gilt bei einer Verlängerung des Stabteleskops  $h$  (vgl. Abb. 96 c). Das Kopplungsdreieck kippt hier entsprechend in die andere Richtung und der Stab  $i$  wird verlängert. Das direkt anschließende,

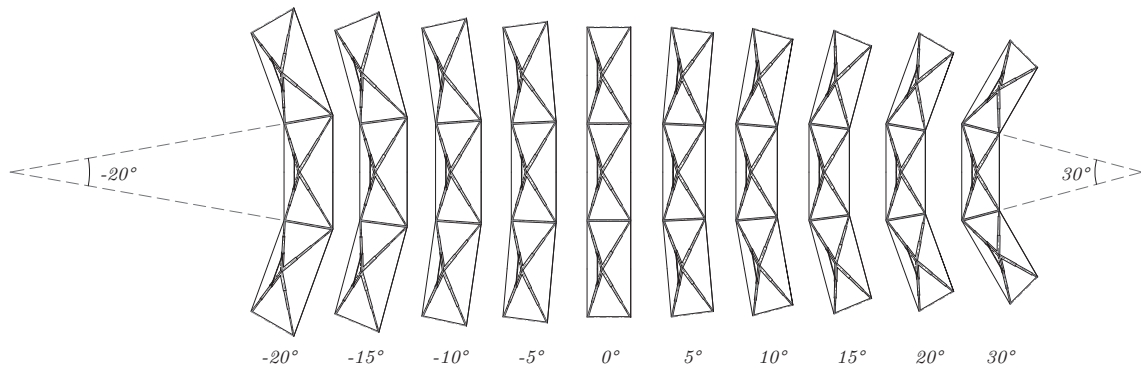
gekoppelte Scherenmodul muss gespiegelt zu der Kopplungsachse verformt werden. So entsteht ein definierter Knick im System.

Abb. 97 zeigt zwei gekoppelte Module mit entsprechender Verkürzung von zwei sich berührenden Stabteleskopen in der Seitenansicht. Die Ausgangsgeometrie des unteren Moduls ist im Vergleich dazu gestrichelt dargestellt. Auf diese Art und



**Abb. 97:** Zwei gekoppelte Scherenmodule mit Knick

Weise sind definierte Knicke bzw. Krümmungsradien im System generierbar. Der Knickwinkel ist definiert durch die Ausfahrlänge der einzelnen Stabteleskope. Dabei sind die dadurch erzeugbaren Krümmungsradien abhängig von der konstruktiv zulässigen Teleskopüberlappung sowie den Freiheitsgraden der betroffenen Gelenkverbindungen.



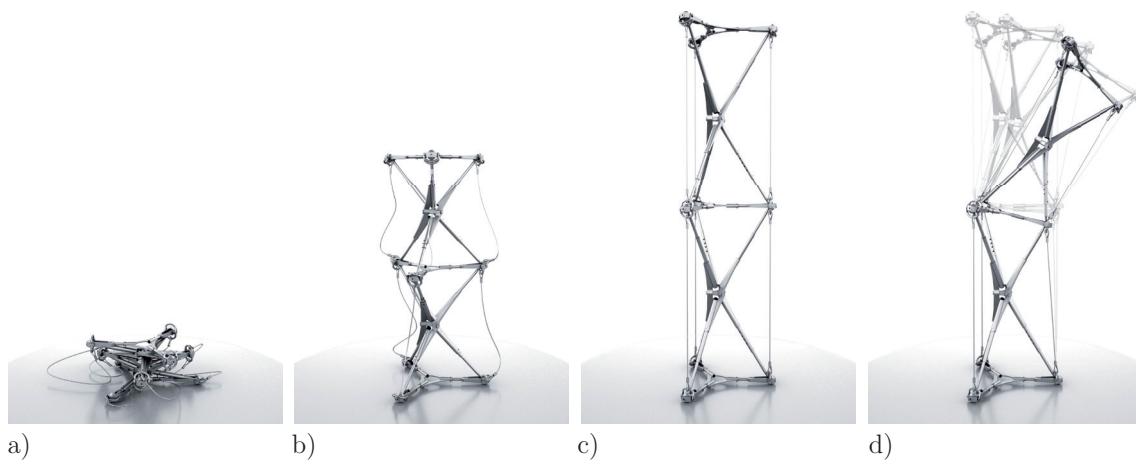
**Abb. 98:** Knickwinkel und Krümmungsradien in 5° Schritten

Abb. 98 zeigt mögliche Knickwinkel und Krümmungsradien in 5° Schritten. Dabei ist bedingt durch die Überlappungslänge ein Verlängern der Stabteleskopschenkel eher eingegrenzt als ein Verkürzen. Dies führt dazu, dass konstruktiv bedingt größere Knickwinkelradien durch das Verkürzen der Schenkel als durch Verlängern entstehen.

## 2.4 Prototypenbau

### 2.4.1 Konstruktive Umsetzung

Auf der Grundlage der in Kapitel 2.3 gewonnenen Erkenntnisse wurden zwei verschiedene Prototypen mit jeweils zwei Scherenmodulen entworfen und aus Aluminium hergestellt (vgl. Abb. 99). Parallel zu der Fertigung der Prototypen wurden statische Analysen mit den Abmessungen der Prototypen berechnet. Diese werden im Kapitel 2.5 ausführlich erläutert. Die Prototypen sind als Funktionsmodelle konzipiert, um den Mechanismus und die Arretierungen sowie die Gelenkkonstruktion zu testen. Als Basisgeometrie für die Prototypen wurde die in Kapitel 2.3.1 auf Seite 75 in Abb. 95 dargestellte Systemgeometrie mit der Basiseinheit  $a = 37,5 \text{ cm}$  gewählt. Demnach entsteht ein Modul mit  $75 \text{ cm}$  Systemhöhe mit einem Kreisdurchmesser von  $37,5 \text{ cm}$ . Für die Arretierung und die Gelenkkopplung wurden mehrere verschiedene Varianten gefertigt und getestet. Es wurden zwei Module mit Kugelgelenken und Feder-Pinarretierungen hergestellt. Die Kugelgelenke ermöglichen die nötigen Freiheitsgrade, um die Module zu knicken und damit eine flexible Formbarkeit umzusetzen (vgl. 2.4.1.2 auf Seite 85). Eine weitere Variante wurde mit Bolzgelenken ausgeführt, bei der die Verdrehbarkeit der Teleskoprohre ausgenutzt wurde, um die enthaltene Verwindung zu kompensieren. Die Varianten mit Bolzgelenken ermöglicht hingegen nur eine lineare Entfaltung und keine Kippmöglichkeit (vgl. 2.4.1.2 auf Seite 85). Die Bauteile für die lineare Entfaltung sind einfacher ausführbar. An dieser Variante wurden Arretiermechanismen getestet, welche sich zentral durch einen Handgriff je Module lösen lassen. Zusätzlich wurden die Prototypen an den Außengelenken mit Seilen gekoppelt.



**Abb. 99:** Prototyp, a) kompakt, b) Entfaltung, c) Endposition, d) flexibel [76]

### 2.4.1.1 Module mit linearer Entfaltung

Der Prototyp für eine ausschließlich lineare Entfaltung der Kategorie A ermöglicht den Einsatz von einfachen Bolzengelenken bei der Kopplung (vgl. Abb. 100 b). Des Weiteren können die Seillängen genau abgelängt werden. Dabei kann auch eine Vorspannung eingeplant werden, welche nicht durch Spannschlösser in den Seilen sondern durch verkürzten Einbau umgesetzt werden kann. Das Modul wird dann

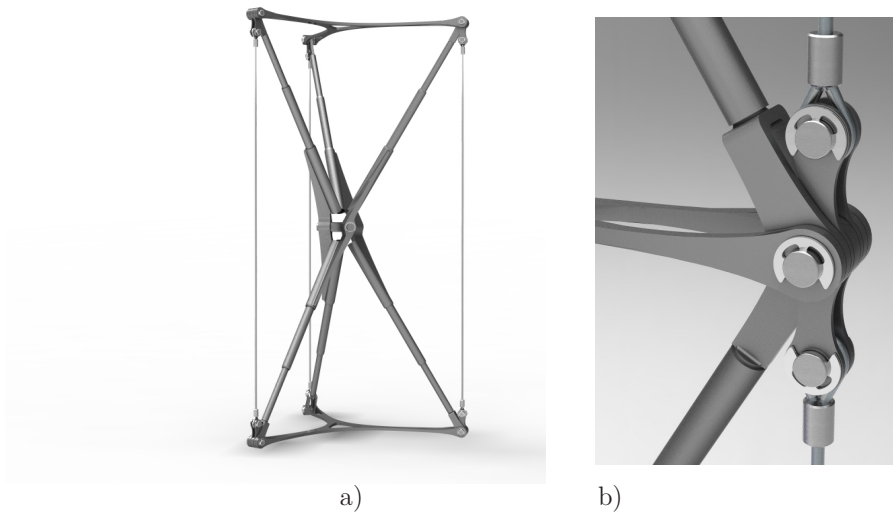


Abb. 100: a) Modul mit linearer Entfaltung, b) Modulkopplung Bolzengelenk

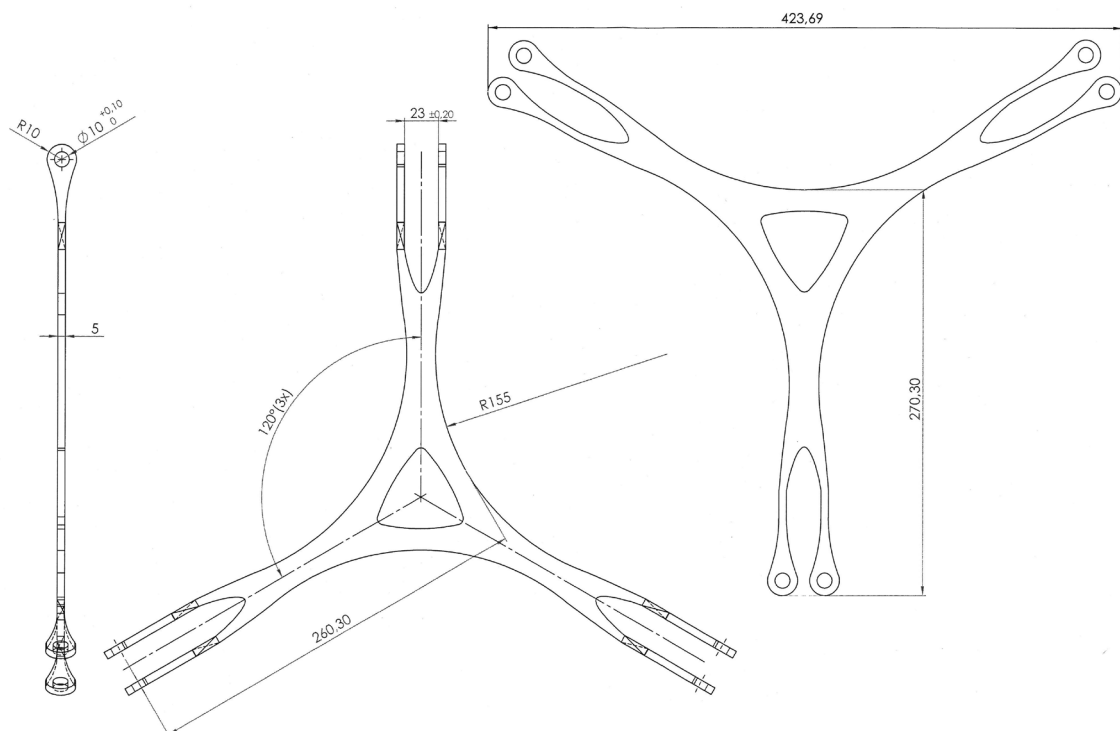


Abb. 101: Sternförmiges Verbindungsbauteil mit gedrehten Bolzenlaschen



von Hand entfaltet bis die Arretierung in den Teleskopen einrastet. Die Vorspannung der Seile wird dabei von Hand eingebracht. Eine weitere Vereinfachung bei der rein linearen Entfaltung ohne flexiblen Knick bietet die Kurzschlusskonstruktion, welche nun aus einem Teil hergestellt werden kann, da hier keine teleskopierbaren Elemente notwendig sind. Dieses Bauteil ist in Abb. 101 dargestellt. Es wird aus einem 5 mm starken Alublech gefräst, wobei die Bolzenlaschen in einer Ebene am Ende ausgeformt sind. Sie werden dann um 90° mit einer Zangenvorrichtung verdreht. Diese Fertigungsmethode bietet ein gutes Ergebnis aus nur einem Werkstück und ist zudem klein- bzw. großserientauglich.

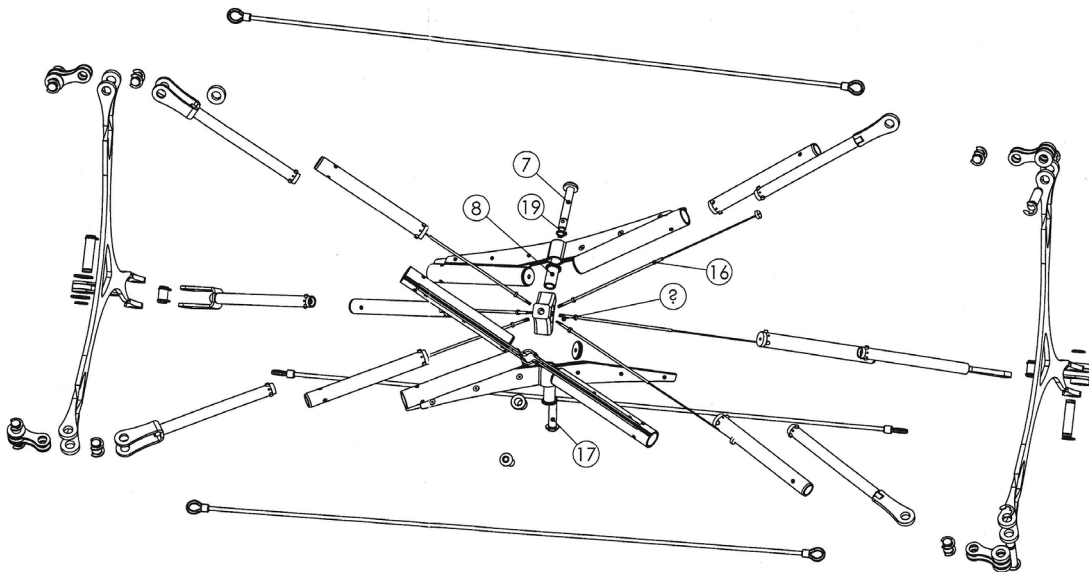
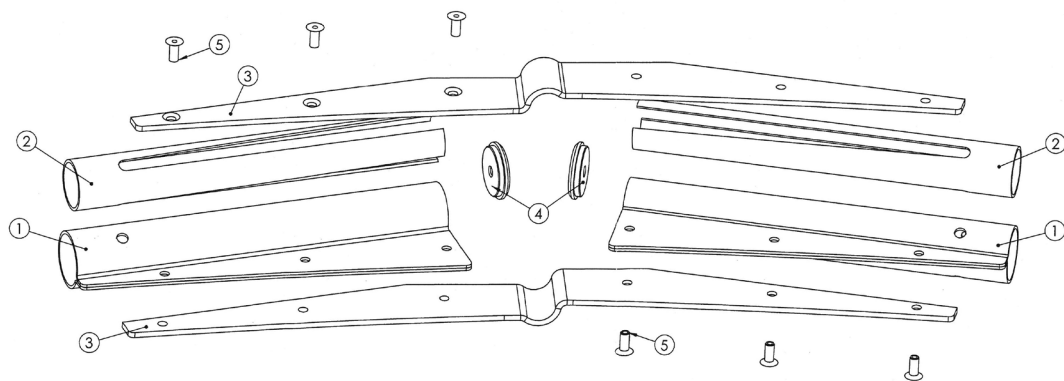


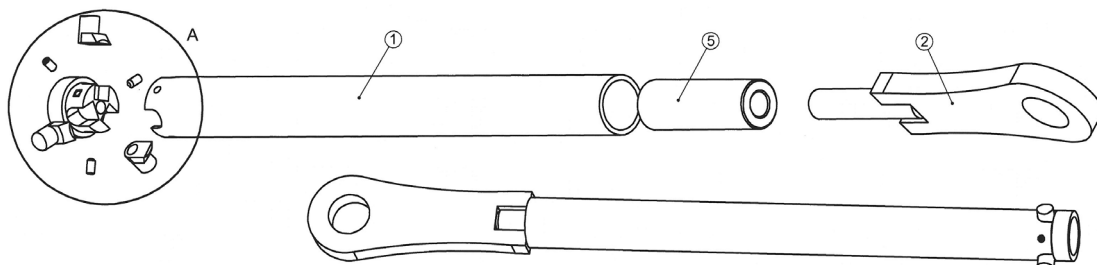
Abb. 102: Explosionszeichnung der Bauteile Modul mit linearer Entfaltung

In Abb. 102 ist eine Explosionszeichnung der Bauteile eines Moduls dargestellt. Die Drehflügel für die Teleskopaufnahme an dem Pivotgelenk wurden nicht gefräst. Sie wurden aus 1 mm dicken Aluminiumblechen gebogen und gekantet und miteinander durch Niete verbunden (vgl. Abb. 103). Diese Fertigungsmethode ist ebenfalls klein- sowie großserientauglich. Die Arretierung des Moduls mit linearer Entfaltung ist hier über drei sternförmig angeordneten Pinfedern je Teleskopeinheit umgesetzt (vgl. Abb. 104 Detail A). Drei Pins bieten im Gegensatz zu einer Pin eine bessere Lastverteilung und damit kleinere Pins bzw. Lochleibungsbeanspruchungen als nur eine Pin. Dies erhöht die Traglast der Arretierverbindung bei Belastung. Die Pinarretierungen greifen beim Auseinanderziehen der Teleskope selbsttätig in die dafür vorgesehenen Bohrungen. Eine innere Führung aus Kunststoff (vgl. Abb. 103 Bauteil (2)) sorgt dafür, dass die Pins automatisch die Aussparungen treffen.



**Abb. 103:** Drehflügel aus gebogenen und gekanteten Blechen

Zusätzlich sollen diese Arretierpins zentral wieder gelöst werden können. Dafür ist ein Lösemechanismus im Innern der Teleskoprohre angebracht, welcher über dünne Teleskopröhrchen (1) und (2) mit einem konischen Kranz (3) am Ende durch zentrales Einholen die Pins wieder nach innen drückt (vgl. Abb. 102 Bauteil (16) und Abb. 106). Dies geschieht bei der äußeren Pinarretierung im kleinsten Teleskoprohr. Die innere Pinarretierung wird durch das Einfahren des kleinsten Teleskoprohres gelöst. Dafür ist am Ende dieses Teleskoprohres wiederum ein konischer Kranz angebracht, welche die Pins nach innen drückt. Der Lösemechanismus wird



**Abb. 104:** Teleskoprohr mit 3-facher Feder-Pinarretierung

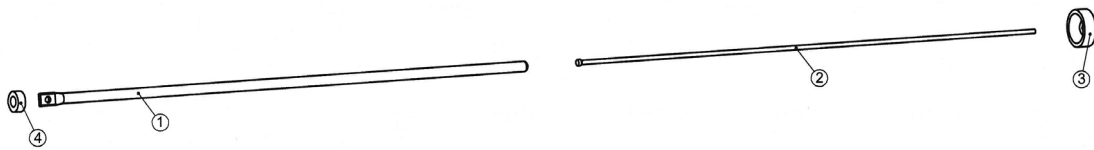


Abb. 106: Lösemechanismus im Innern der Teleskoprohre

im Pivotgelenk zusammengeführt und dort über kurze Seile auf einen Drehbolzen aufgewickelt (vgl. Abb. 102 auf Seite 83 Bauteil (7)). Bei Rotation des Drehbolzens fahren die Seilstücke ein und der Lösemechanismus beginnt zunächst bei der äußeren Pinarretierung. Das Ziel dabei ist es, durch einen Handgriff am Pivotgelenk die Arretierung eines ganzen Moduls gleichzeitig zu lösen. Damit kann eine Zeiterparnis beim Zusammenfalten erzielt werden, da nicht alle Pinarretierungen einzeln gelöst werden müssen.

### 2.4.1.2 Flexibel formbare Module

In Abb. 105 ist der flexible Prototyp mit zwei Modulen und den darin enthaltenen beweglichen Teilen der Konstruktion dargestellt. Die einzelnen beweglichen Bauteile werden in den folgenden Abbildungen (Abb. 107, Abb. 108 und Abb. 109) als Explosionszeichnung mit den darin enthaltenen Bauteilen gezeigt.

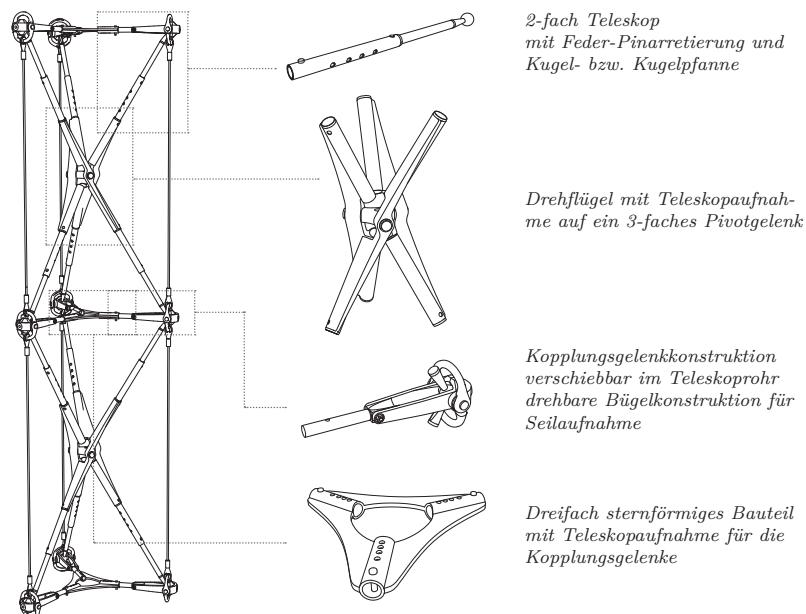
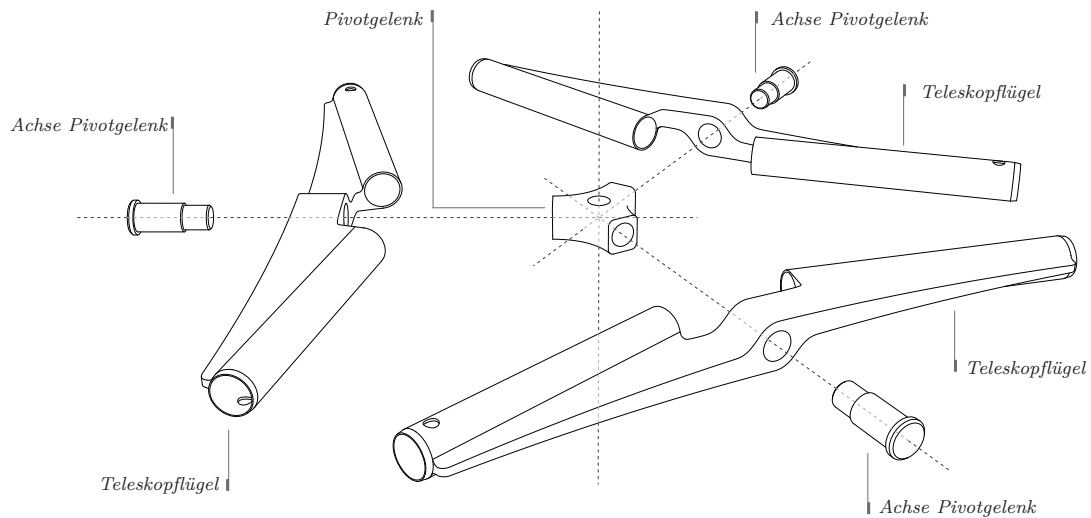
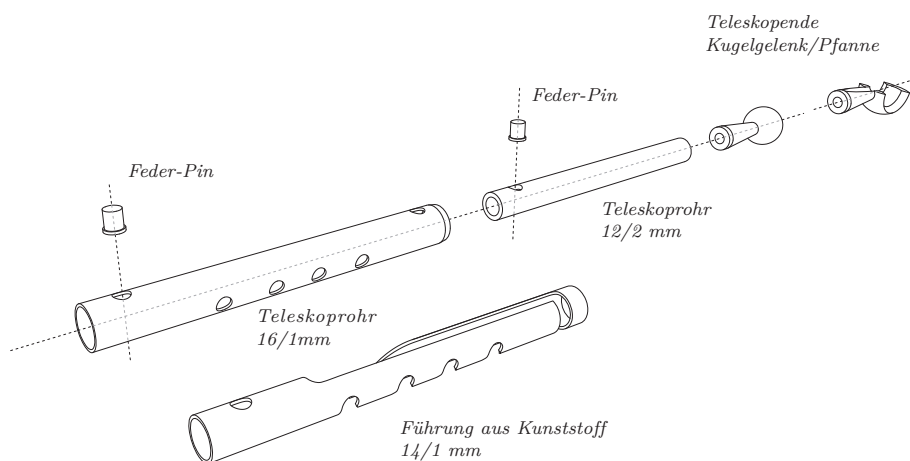


Abb. 105: Zwei Module mit beweglichen Bauteilen



**Abb. 107:** Drei Drehflügel mit Teleskoprohraufnahme und Pivotgelenk

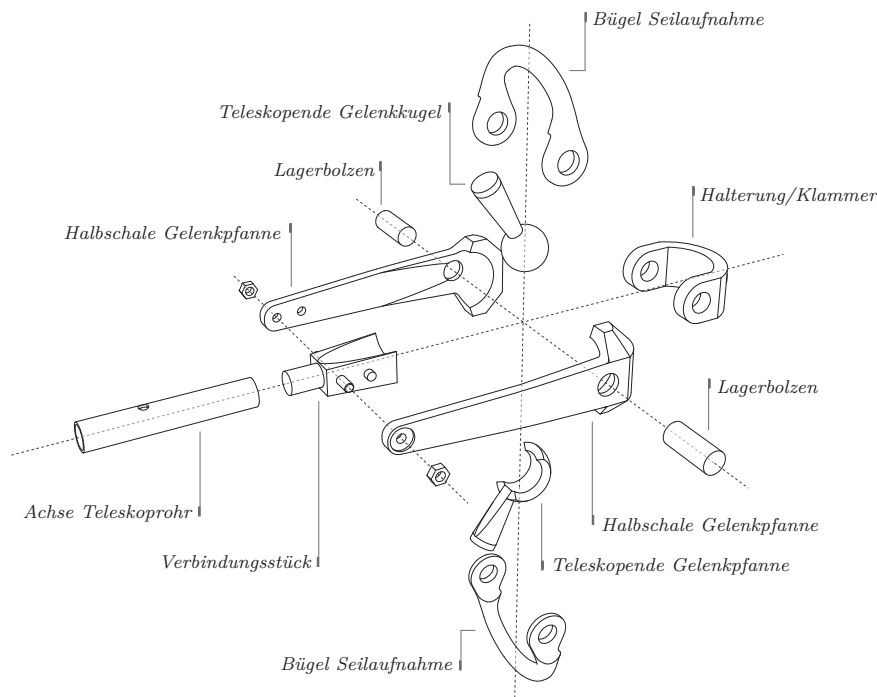
Abb. 107 zeigt die Drehflügel, welche über Bolzen an dem Pivotgelenk befestigt werden und frei rotierbar sind. Die Drehflügel beinhalten das Basisrohr für das 2-fach Teleskop in Abb. 108. An diesem Basisrohr ist eine Bohrung für die Feder-Pinarretierbolzen angebracht. Die Versteifung zwischen dem Basisrohr und der Bohrung für den Pivotgelenkbolzen ist punktsymmetrisch S-förmig ausgestaltet. Diese spezielle Form vermeidet Kollisionen mit den benachbarten Teleskopflügeln in der zusammengefalteten Konfiguration. Somit lässt sich ein Maximum an Rohrdurchmesser für das Basisrohr wählen, ohne dass dabei der Packfaktor beeinträchtigt



**Abb. 108:** 2-fach Teleskop mit Pinarretierung und Kugel- bzw. Kugelpfanne

wird.

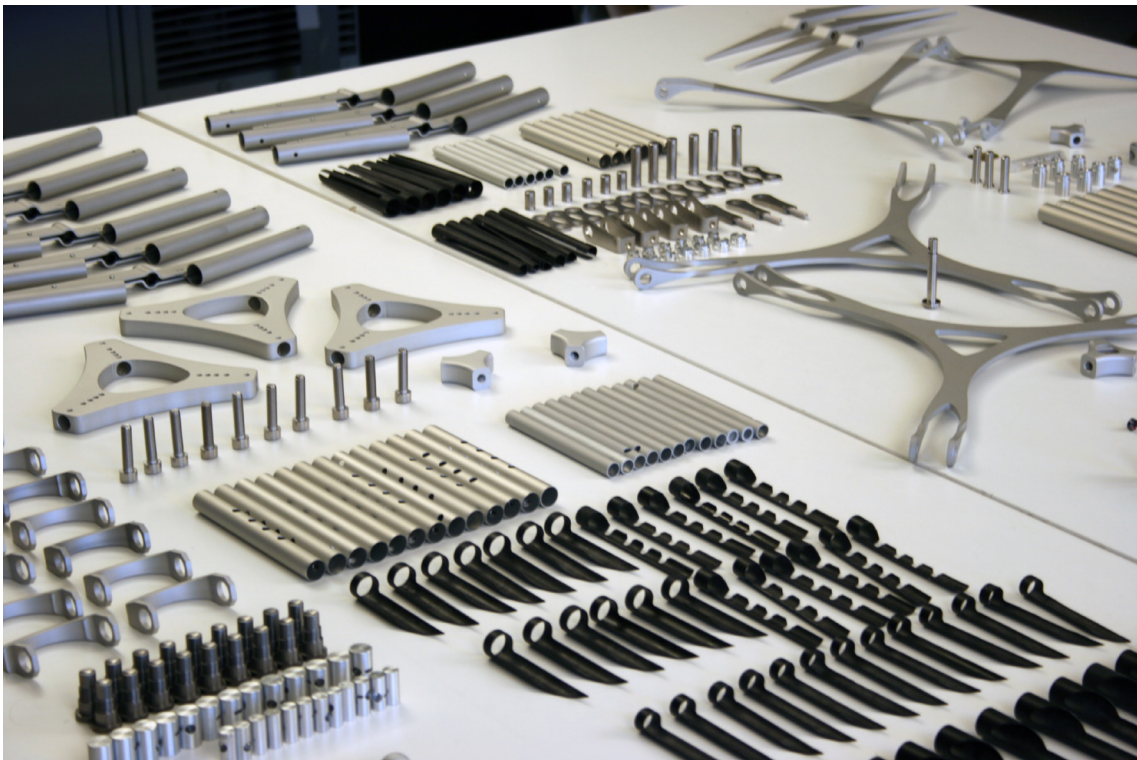
Abb. 108 zeigt das 2-fach Teleskop mit Kugelkopf bzw. Kugelpfanne am Ende des kleinsten Teleskoprohrs. Je Drehflügel ist eine Seite mit Kugel und die andere mit einer Pfanne versehen. Das größere Teleskoprohr erhält innenseitig eine Führung aus Kunststoff für den Feder-Pinbolzen. Diese Führung hat die Funktion dafür zu sorgen, dass die Arretierpins leichter die vorgesehenen Bohrungen treffen. Im größeren Rohr sind weitere Bohrungen angebracht, welche für verschiedene Stufen bestimmte Teleskoplängen definieren, welche wiederum für bestimmte Knickwinkel eingestellt sind. Die Feder-Pinbolzen erhalten eine Feder, welche den Bolzen nach außen drückt. Damit der Bolzen nicht herauspringt ist er am Ende mit einem Krallen versehen, der größer ist als die Bohrung.



**Abb. 109:** Bauteile des Kopplungsgelenks

In Abb. 109 ist das Kopplungsgelenk dargestellt, welches die Teleskopenden mit Kugel und Kugelpfanne aufnehmen. Der Kugelkopf mit Gelenkpfanne ist in einer weiteren Kugelschale gelagert, welche durch zwei symmetrische Hälften gebildet werden. Diese zwei Halbschalen werden am Ende durch eine weitere Klammer und zum Zentrum hin über ein Verbindungsstück, das mit dem Teleskoprohr verbunden ist, gekoppelt. Schließlich werden noch von beiden Seiten Lagerbolzen über

ein Gewinde aufgeschraubt, welche den inneren Kugelkopf zusätzlich in der Lage fixieren. Die Lagerbolzen bilden dabei gleichzeitig das Bolzengelenk für die Bügel der Seilaufnahme. Diese Gelenkeinheit ist durch ein Teleskoprohr und eine Feder-Pinarretierung mit dem sternförmigen Kurzschlussbauteil verbunden. Über die verschiedenen Bohrungen kann die Gelenkeinheit in verschiedenen Stufen eingescho-ben und arretiert werden. Dabei sind die Bohrungen passend zu den vorgesehenen Knickwinkeln und den Bohrungen in den Drehflügeln abgestimmt.



**Abb. 110:** Gefertigte Bauteile der Prototypen

Abb. 110 und Abb. 111 zeigt eine Auswahl an gefertigten Bauteilen für den Prototypenbau. Die meisten Bauteile wurden dabei mit Hilfe von CNC Fräsen aus Aluminium gefertigt. Fertigungsbedingt wurde z. T. von der Planung etwas abgewichen. Die wesentlichen konstruktiven Merkmale wurden entsprechend dem erteilten Patent [62] übernommen.

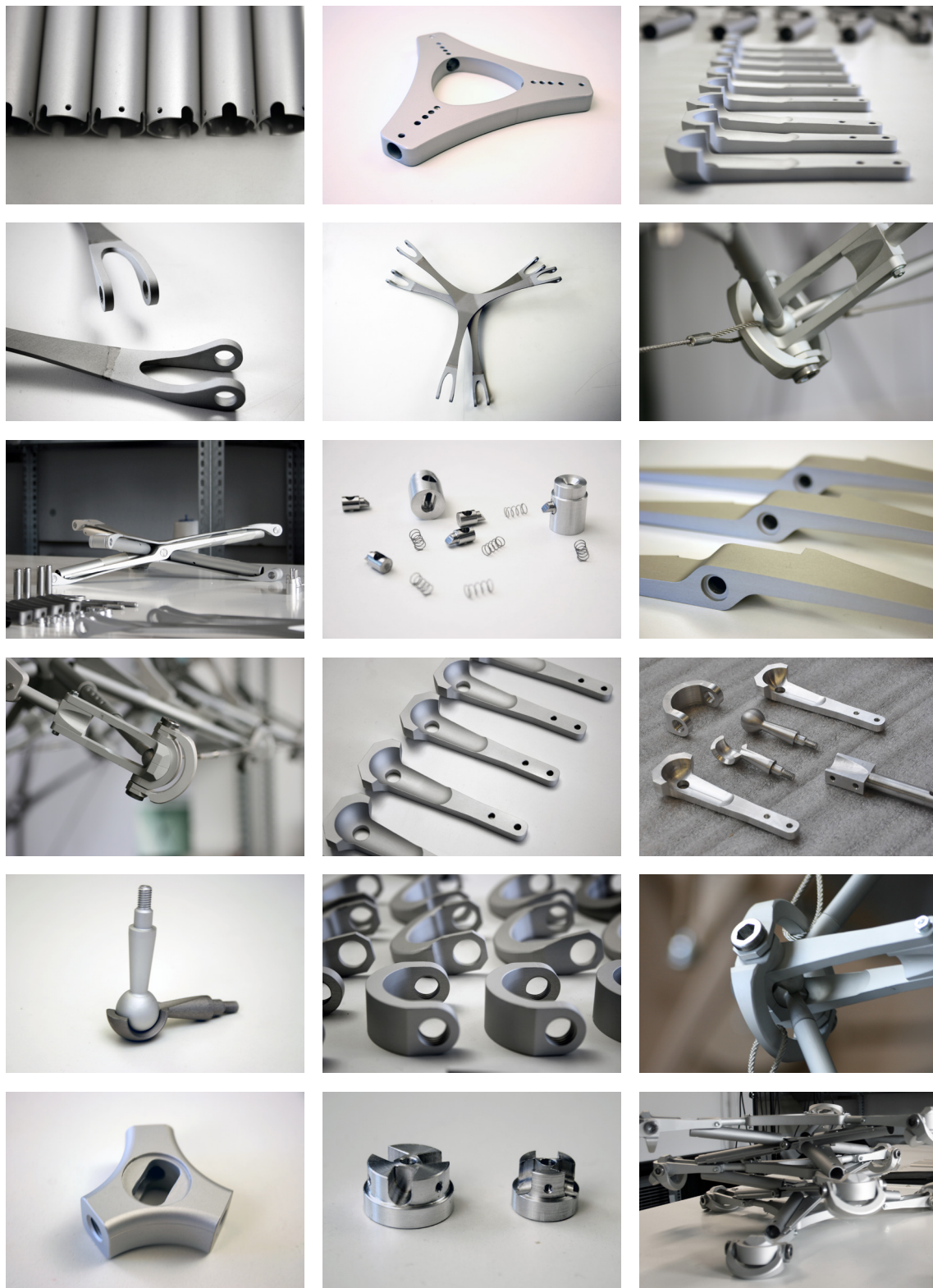
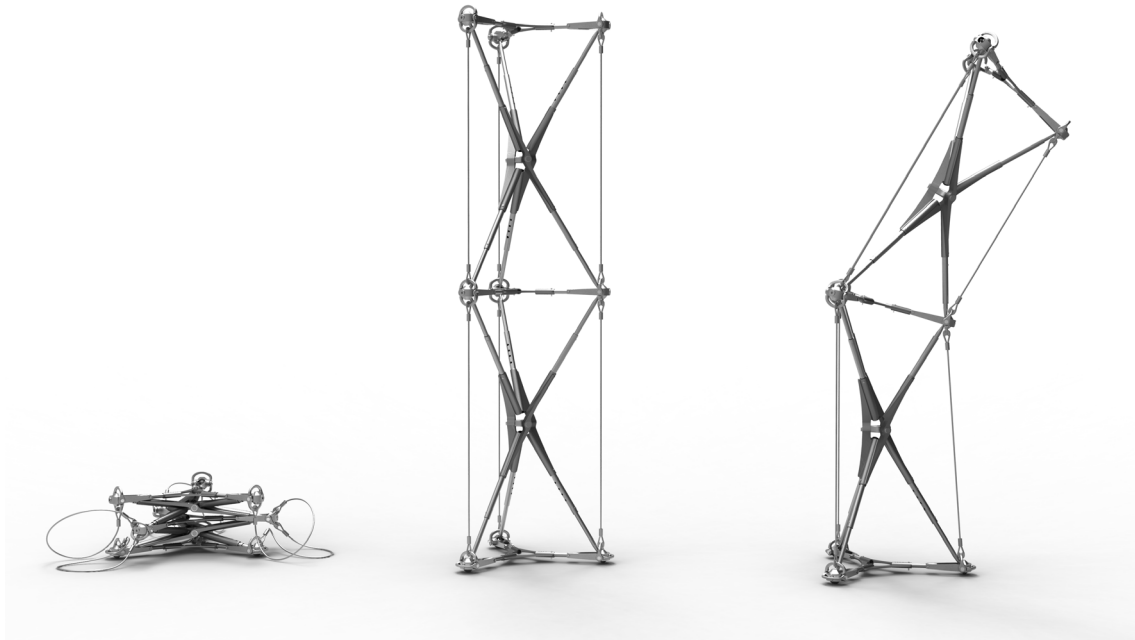


Abb. 111: Auswahl an Bauteilen und Details der Prototypen

## 2.4.2 Krümmungsradien des Prototyps

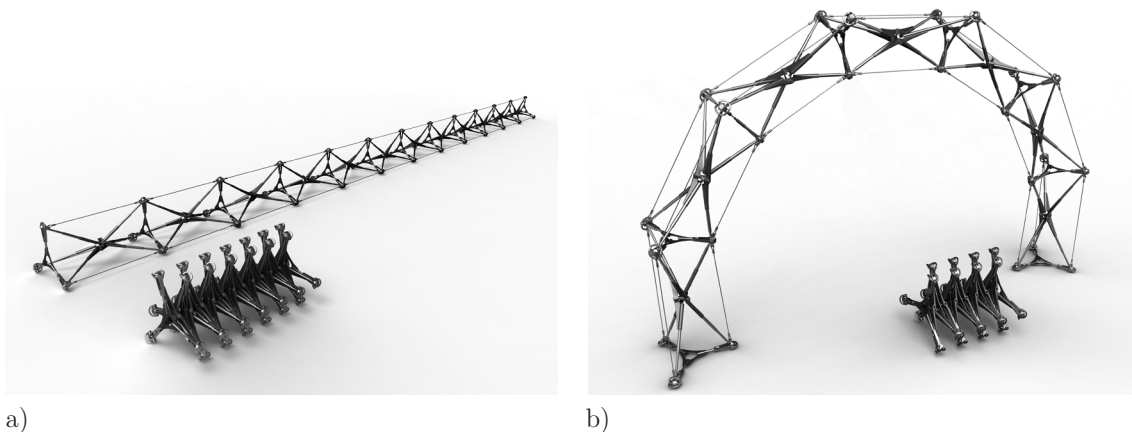
Der Prototyp mit den flexiblen Modulen wurde entsprechend so konzipiert, dass durch die Pinarretierung verschiedene Krümmungsradien mit entsprechenden Knickwinkeln voreingestellt und mit den angeordneten Bohrungen in den Teleskop-rohren abgestimmt sind.



**Abb. 112:** Prototyp kompakt, entfaltet und flexibel geknickt

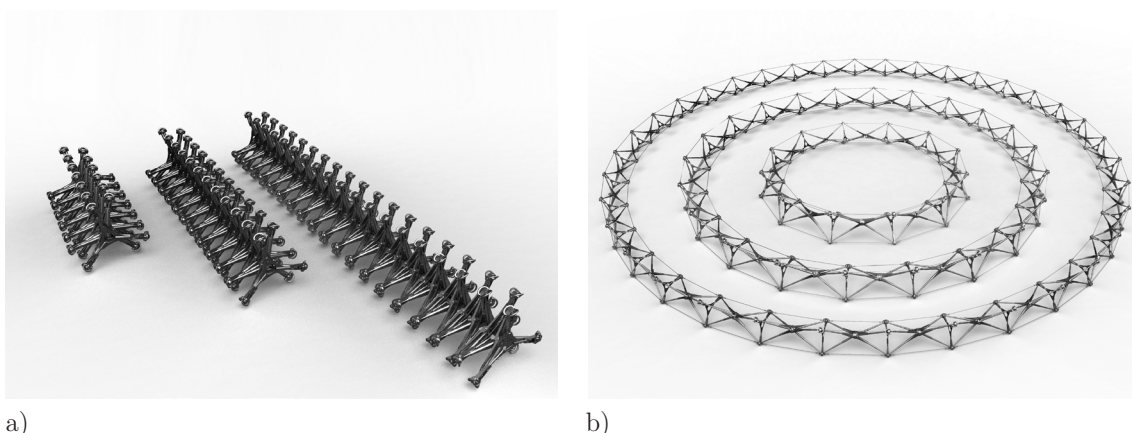
Abb. 112 zeigt den Prototypen mit zwei Modulen zusammengefasst, entfaltet und mit einem Winkel von  $30^\circ$  geknickt. In Abb. 113 a ist eine lineare Konfiguration mit 12 Modulen gepackt sowie entfaltet dargestellt. Der Packfaktor beträgt  $1/10$ . Abb. 113 b zeigt eine gebogene Konfiguration mit 7 Modulen. Bei dieser Anzahl an Modulen ist der kleinste Radius für eine Bogenform, bei der beide Endmodule auf einer ebenen Fläche aufliegen, möglich. Dabei ergibt sich bei einer Modullänge von  $75\text{ cm}$  ein Knickwinkel von  $30^\circ$ . Ein kompletter Ringschluss gelingt bei 12 Modulen und einem Knickwinkel von  $30^\circ$  (vgl. Abb. 114 b). Engere Radien sind konstruktionsbedingt in dieser Konfiguration nicht möglich. Abb. 114 b zeigt den nächsten Ringschluss mit 22 Modulen und mit 36 Modulen. Dies entspricht bei 22 Modulen einem Knickwinkel von  $16,36^\circ$  und bei 36 Modulen von  $10^\circ$ . Für diese Krümmungsradien sind in den Teleskopen entsprechend die Bohrungen für die Arretierpins so angebracht, dass die in Abb. 115 dargestellten Ringschlüsse umsetzbar sind. Weitere davon abweichende Radien wären mittels Pinarretierungen umsetzbar. Dies





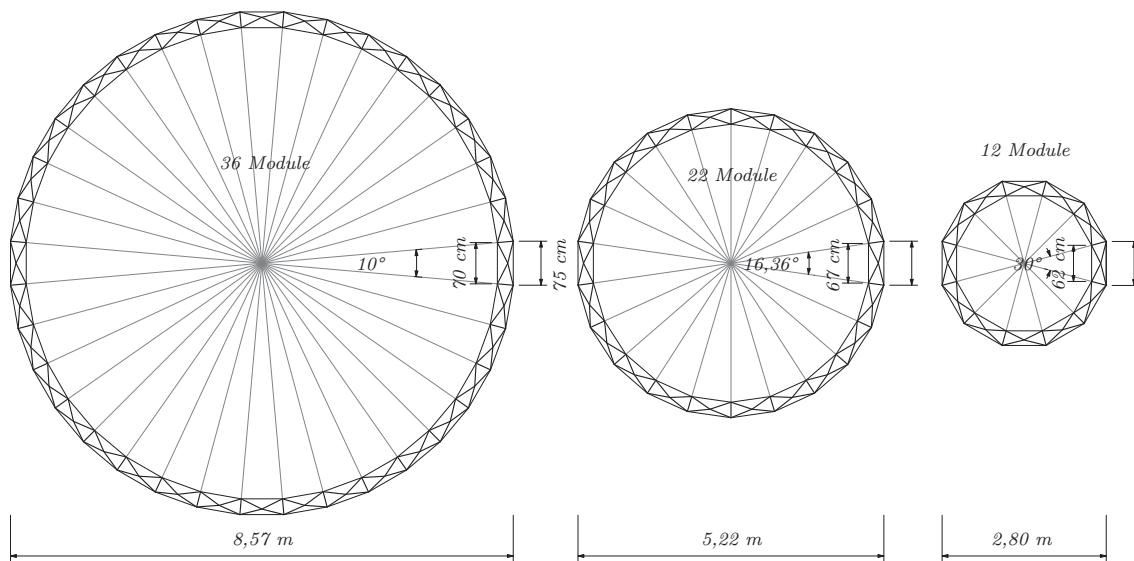
**Abb. 113:** a) lineare Kopplung mit 12 Modulen b) Bogen mit 7 Modulen

erfordert weitere Bohrungen in den Teleskoprohren. Dabei dürfen die Radien jedoch nicht zu eng beieinander liegen, da sonst die Bohrungen zu wenig Lochleibung erhalten. Es ist daher zweckmäßig, andere Radien je Teleskopstrang einzustellen, so dass die drei Teleskopstränge mit unterschiedlichen Knickwinkeln und Ringschlüssen versehen werden können. Die inneren Seilstränge werden je nach Knickwinkel entsprechend verkürzt. Dies kann bei kleineren Radien durch das Spannschloss



**Abb. 114:** a) kompakte Module b) Ringschluss mit 12, 22 und 36 Modulen

kompensiert werden. Bei größeren Knickwinkeln wie bei dem Ringschluss mit 12 Modulen beträgt die innere Seillänge 62 cm. Dies ergibt eine Seilverkürzung von 13 cm was ca. 83 % der Seillänge entspricht. Hier müssen entsprechend kürzere Seile angebracht werden. Die äußeren Seillängen werden durch die Krümmung nicht berührt und betragen immer 75 cm. Sie bleiben für alle Knickwinkel immer gleich. Dies wird dadurch erreicht, dass die Seile immer genau auf die Systemachsen des Kugelgelenks konstruiert sind. Die in Abb. 109 auf Seite 87 dargestellte Bügel-



**Abb. 115:** Ringschluss bei 36, 22 und 12 Modulen

konstruktion dreht sich entsprechend mit und sorgt für die immer gleichbleibende Ausrichtung der Seile in der Systemachse.

Eine andere Möglichkeit zur Umsetzung von freien Krümmungsradien wäre eine Teleskoparretierung mit stufenlosen Klemmkonstruktionen. Klemmschellen wie man sie z.B. bei Stativen kennt, werden außerhalb der Teleskoprohre angebracht und tragen daher konstruktiv auf, so dass sie den Packfaktor ungünstig beeinflussen würden. Pinarretierungen wie im Prototyp umgesetzt sind platzsparender und daher zu bevorzugen. Auch ist die Tragfähigkeit mittels Pins auf Abscheren günstiger zu bewerten, als Klemmungen, die nur auf Reibung funktionieren. Eine Klemmreibungskonstruktion hätte jedoch den Vorteil, vorhandene Bautoleranzen in den Teleskopen auszugleichen, was Pinarretierungen im Gegensatz dazu nicht leisten können.

### 2.4.3 Erkenntnisse und Optimierungen

Für den Bau der Prototypen wurde großzügige Toleranzmaße gewählt, um beim Zusammenbau Verkeilungen zu vermeiden. Dementsprechend leichtgängig waren die beweglichen Teleskopbauteile ausfahrbar. Diese Maßnahme führte dazu, dass es keine Probleme bei der Montage gab. Der Funktionsprototyp mit zwei Modulen konnte somit erfolgreich getestet werden. Alle Bauteile fügten sich problemlos nach Maß. Lediglich die innere Führungen aus Kunststoff für die Pinarretierungen erwiesen sich als optimierungsbedürftig. Hier war ein Nacharbeiten erforderlich und die geplante Verklebung mit dem Teleskoprohr erwies sich als nicht dauerhaft. Für eine Serienfertigung wäre hier eine andere Lösung erforderlich, welche fertigungstechnisch ebenfalls aus Aluminium integriert umgesetzt werden sollte. Für die Funktionalität des Prototyps erwies sich die Kunststoffführung jedoch nicht als unbedingt erforderlich. Die Bohrungen der Pinarretierungen ließen sich auch ohne Führung beim Ausziehen gut treffen. Das Kugelgelenk, welches das komplexeste und aufwendigste Bauteil darstellt, funktionierte auf Antrieb reibungslos und erfüllte die geplanten Erwartungen ohne Probleme. Die großen Toleranzen führten nach der Pinarretierung zu relativ großem Spiel in den Teleskoprohren, so dass der Funktionsprototyp im entfalteten Zustand etwas wackelig ist. Umso wichtiger wirken sich die außenliegenden Seile aus, welche bereits nach geringer Vorspannung der Spannschlösser von Hand Wirkung zeigten. Schon bei leichter Spannung in den Seilen können die Fertigungstoleranzen ausgeglichen und das System wirkungsvoll versteift werden.

## 2.5 Tragfähigkeitsanalyse

### 2.5.1 Berechnungsgrundlagen und Annahmen

Im folgenden Kapitel werden statische Berechnungen mit Hilfe der FE-Methode erstellt, um genauere Erkenntnisse zum Tragverhalten des neu entwickelten Systems zu erhalten. Als Grundlage für die Abmessungen und Bemessungsquerschnitte dient dabei der in Kapitel 2.4 auf Seite 81 ausführlich beschriebene Prototyp mit der vereinfachten Ausführung der linearen Entfaltung (vgl. Kapitel 2.4.1.1 auf Seite 82). Die Querschnittswerte werden entsprechend übernommen. Für das Seil wird zunächst ein Durchmesser von  $4\text{ mm}$  gewählt. Das kleinste Teleskoprohr hat einen Durchmesser von  $12\text{ mm}$  mit einer Wandstärke von  $2\text{ mm}$ . Es werden im folgenden gerade entfaltete Systeme im arretierten Endzustand mit unterschiedlichen Spannweiten und Lagerungen berechnet. Alle drei Seilstränge werden zunächst mit  $1,0\text{ kN}$  Vorspannung berücksichtigt. Für die Belastung des Systems ist es von Bedeutung, wo die Lasten angreifen und wie genau das Tragsystem dabei orientiert ist. Die Belastung soll dabei immer jeweils im Schwerpunkt des Systemquerschnitts angreifen. Dabei wird die für die Lagerung und Beanspruchung statisch effektivste Orientierung gewählt. Abb. 116 a) zeigt die Systemorientierung bei einem Kragträger und Abb. 116 b) bei einem Einfeld- bzw. eingespanntem Träger. Die effektiv wirksame statische Höhe des Trägers bemisst sich jeweils bis zur Schwerachse des Systems. Ein Vertauschen der Systemorientierung bewirkt demnach eine geringere statisch

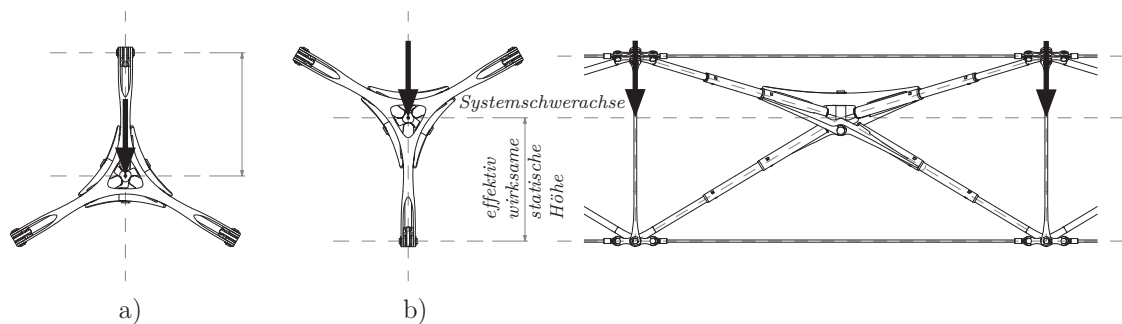


Abb. 116: Systemorientierung a) für Kragträger b) Einfeldträger

wirksame Höhe und somit eine reduzierte Tragfähigkeit. Das statische System wird als Stabwerksmodell mit finiten Stäben modelliert. Dabei werden die Teleskope als fest miteinander verbundene und biegesteife Stäbe simuliert. Die konstruktive Querschnittsschwächung durch die Feder-Pinarretierungen werden zunächst nicht

berücksichtigt. An den Teleskopen werden Momentengelenke definiert. Die Modellierung im Bereich des Pivotgelenks wird differenziert ausgebildet, wobei die Drehbolzen ebenfalls im Modell simuliert werden. Abb. 117 zeigt das zu Grunde liegende

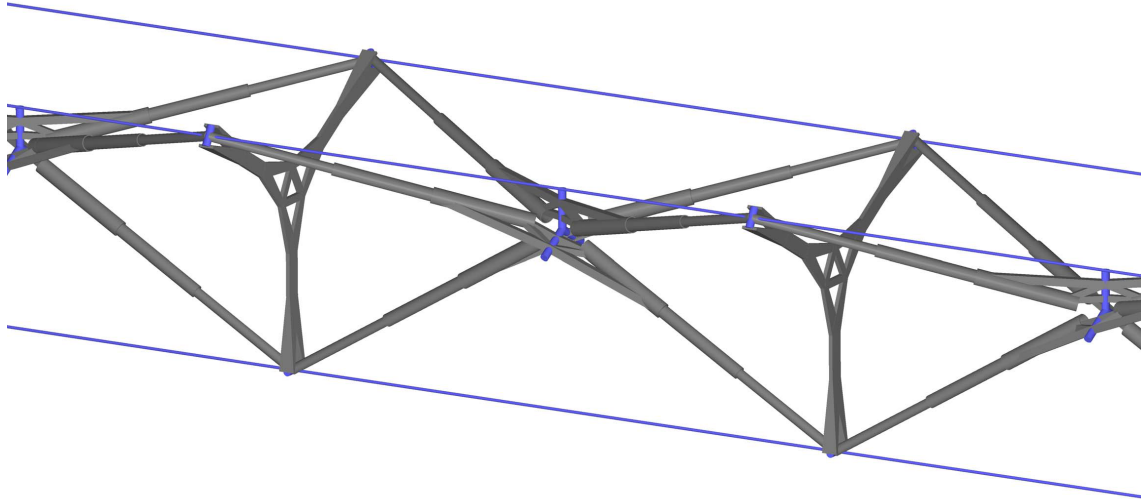
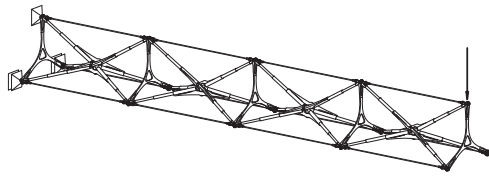


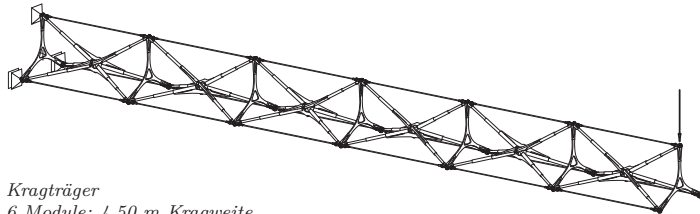
Abb. 117: Modelliertes Grundmodul [87]

modelliertes Grundmodul. Als Material wird die Aluminiumlegierung *EN-AW-7020 T651* nach *DIN 4113/A1* von *2002-09* zugrunde gelegt. Das Elastizitätsmodul wird mit  $E=7.000 \text{ kN/cm}^2$  angesetzt, wobei bei dieser Legierung die Zugfestigkeit (Lastfall HZ) mit zul.  $\sigma=18.000 \text{ kN/cm}^2$  angenommen werden kann. Die Bolzengelenke sind als Stahlteile aus *Feinkornbaustahl 460 N* nach *DIN 18800/1990-11* modelliert. Die Streckgrenze beträgt hier  $f_y=46.000 \text{ kN/cm}^2$  bei einem E-Modul von  $E=21.000 \text{ kN/cm}^2$ . Die Seile werden mit einem reduzierten E-Modul von  $E=16.000 \text{ kN/cm}^2$  berücksichtigt. Eigengewichte werden entsprechend der spezifischen Gewichte von Aluminium mit  $\gamma_{Al}=27 \text{ kN/m}^3$  und Stahl mit  $\gamma_{Stahl}=78,5 \text{ kN/m}^3$  angesetzt.

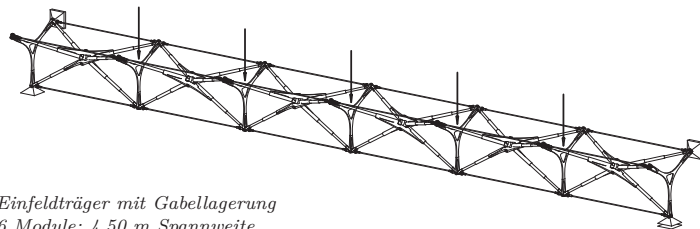
Für die Tragfähigkeitsanalyse werden verschiedene statische Systeme mit unterschiedlichen Spannweiten berechnet. Es werden zwei Varianten von Kragträgern und drei Varianten von Einfeld- bzw. eingespannten Trägern untersucht. Dabei werden je Modul gleich große Knotenlasten angreifend in der Schwerachse des Systems angesetzt. Bei den Kragssystemen wird nur eine Einzellast am Kragarmende angesetzt. In Abb. 118 auf Seite 96 sind die äußerlich statisch bestimmten Systeme dargestellt. Es werden bei den Kragträgern 4 Module mit  $3,00 \text{ m}$  und 6 Module mit  $4,50 \text{ m}$  Kragweite berechnet. Für die Einfeldträger werden 6 Module mit  $4,50 \text{ m}$ , 8 Module mit  $6,00 \text{ m}$  und 10 Module mit  $7,50 \text{ m}$  Spannweite ausgewählt. Um den Einfluss von einer statisch unbestimmten, voll eingespannten äußeren Lagerung



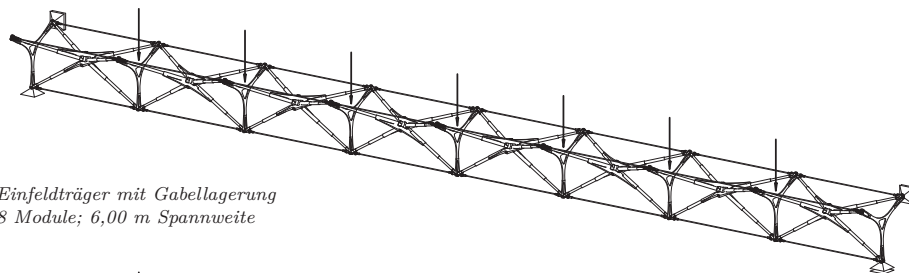
*Kragträger  
4 Module; 3,00 m Kragweite*



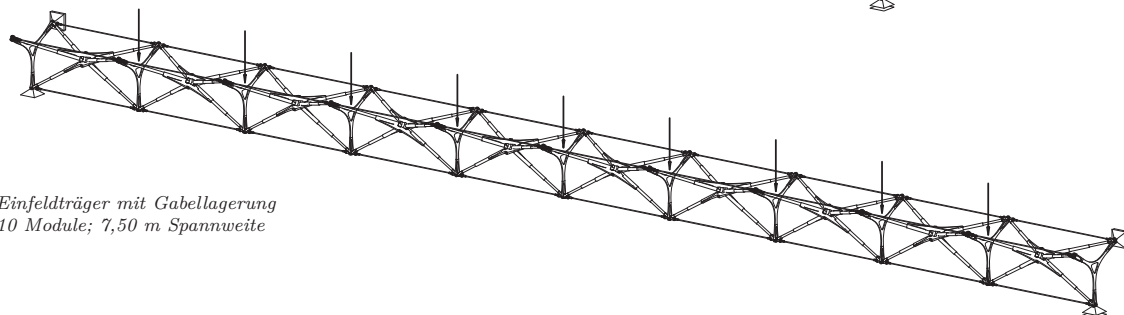
*Kragträger  
6 Module; 4,50 m Kragweite*



*Einfeldträger mit Gabellagerung  
6 Module; 4,50 m Spannweite*



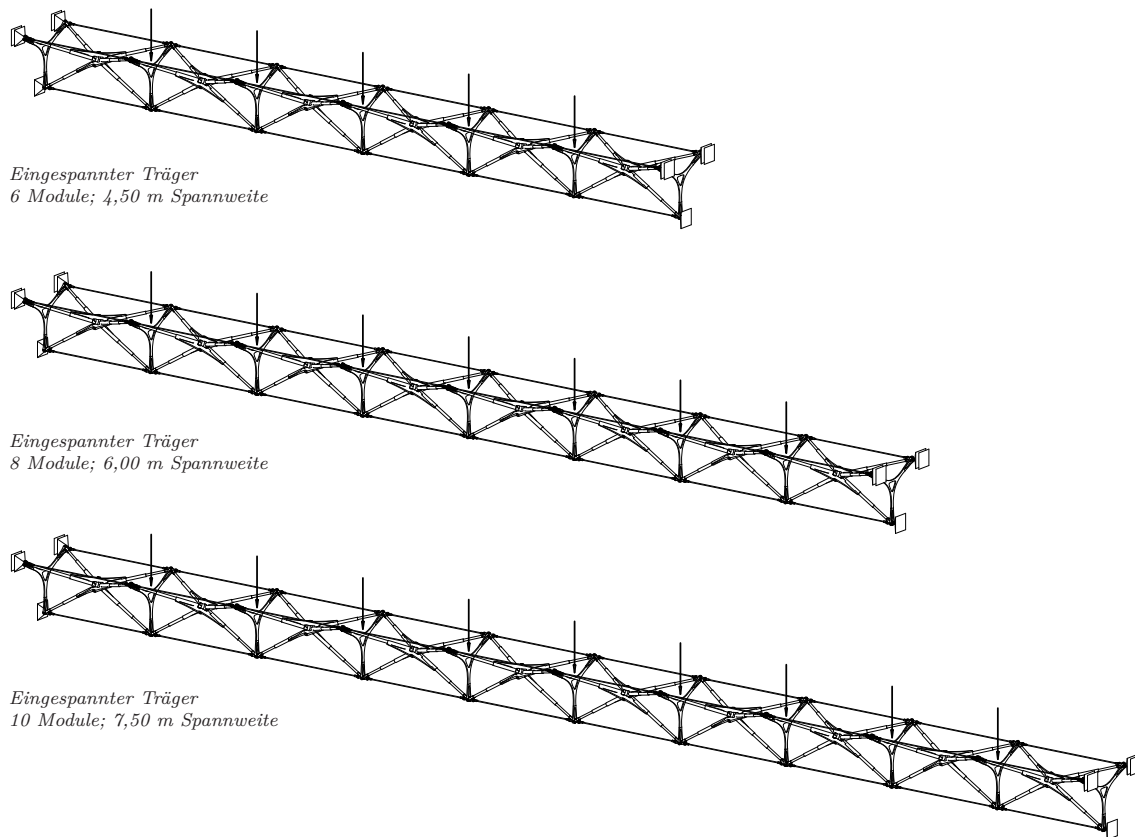
*Einfeldträger mit Gabellagerung  
8 Module; 6,00 m Spannweite*



*Einfeldträger mit Gabellagerung  
10 Module; 7,50 m Spannweite*

**Abb. 118:** Statische Systeme mit gelenkiger Lagerung

im Gegensatz zu den statisch bestimmten Systemen abzuschätzen, werden drei Systeme mit Volleinspannung auf beiden Seiten untersucht. Die Systeme sind in Abb. 119 auf Seite 97 dargestellt und entsprechen der Modulanzahl und Spannweite der Einfeldträgersysteme. Eine Volleinspannung ist zwar konstruktiv und praktisch schwierig zu realisieren. Eine Einschätzung der Tragleistung ist jedoch hilfreich,



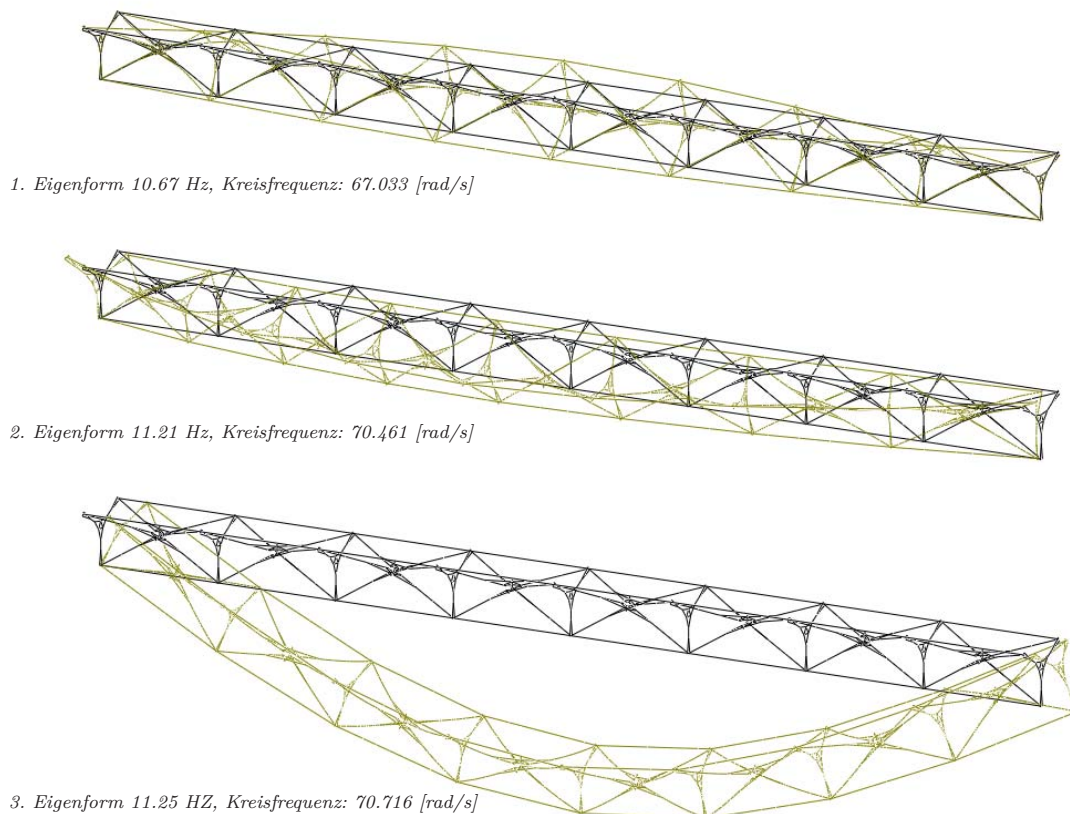
**Abb. 119:** Eingespannte Träger, statisch unbestimmte Systeme

um gegebenenfalls Durchlaufträgersysteme oder Rahmenkonstruktionen mit diesen Analysen abgleichen zu können.

Die in Abb. 118 und Abb. 119 dargestellten Systeme werden unter Berücksichtigung von Imperfektionen bzw. Vorverformungen nichtlinear nach Theorie II. Ordnung berechnet. Dabei werden zum einen die Verformungen im Grenzzustand der Gebrauchstauglichkeit ermittelt. Für die Kragträger definiert sich demnach die max. Verformung mit  $L/150$  und bei den Einfeld- bzw. eingespannten Trägern mit  $L/300$  der Krag- bzw. Spannweite  $L$ . Zum anderen werden alle Systeme bis zum Versagen durch Laststeigerung belastet. Die aufnehmbaren Knotenlasten  $F$  bei denen es zu einer Spannungsausnutzung von über 100% kommt, werden ermittelt und der Versagensmechanismus dabei analysiert und bewertet. Ziel dieser Berechnungen ist es herauszufinden, welche maximalen Belastungen die unterschiedlichen Systeme unter Einhaltung der Verformungsrichtlinien aufnehmen und wieviel Tragreserven in den Systemen dabei enthalten sind.

## 2.5.2 Eigenwertanalyse

Für die Ermittlung der Imperfektionen für eine Stabilitätsanalyse werden die Systeme zunächst einer Eigenwertanalyse unterzogen. Es werden jeweils die ersten 10 Eigenformen der Systeme berechnet. Abb. 120 zeigt exemplarisch die Verformungsfiguren der ersten drei Eigenformen an dem gabelgelagerten 8-moduligen System. Es ist hier wie bei allen anderen Systemen zu erkennen, dass eine Torsionsverformung bei den ersten beiden Eigenformen eintritt. Erst die dritte Eigenform ist eine belastungsaffine Verformung. Demnach ist das System sehr torsionsweich und daher empfindlich auf Stabilitätsversagen unter Belastung, welches als Versagensmechanismus ein Biegedrillknicken bzw. ein Biegeknicken der oberen Druckzone des Trägers aufweist. Für die Berechnungen werden daher Vorkrümmungen affin zu einer Torsionsverformung mit einer maximalen Verwindungsauslenkung von  $L/300$  der Spannweite  $L$  beim Einfeld- bzw. eingespannten Träger berücksichtigt. Für den Kragträger wird eine Torsionsverwindung von  $L/150$  der Kragweite  $L$  am Ende des Kragarms als Vorverformung im System eingestellt. Zusätzlich werden lokal alle Teleskopstränge als Stabzug mit  $L/300$  vorgekrümmt. Die vorverformten Systeme werden dann nach Theorie II. Ordnung berechnet. Um eine eventuelle stabilisierende Wirkung der Seile unter Vorspannung zu ermitteln, werden die nichtlinearen



**Abb. 120:** 1., 2. und 3. Eigenformen, Einfeldträger mit 8 Modulen



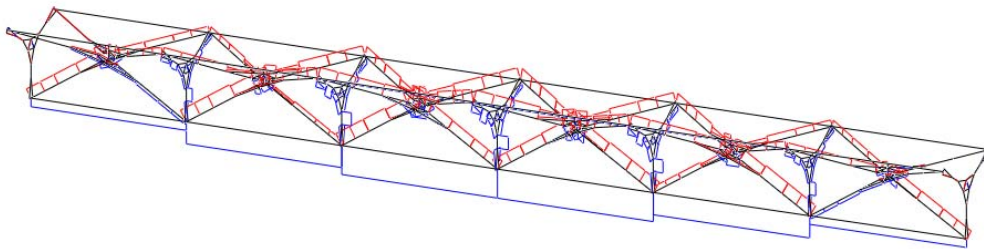
Berechnungen unter Berücksichtigung der Zugkräfte in den Seilen ermittelt.

### 2.5.3 Einfeldträger mit Gabellagerung

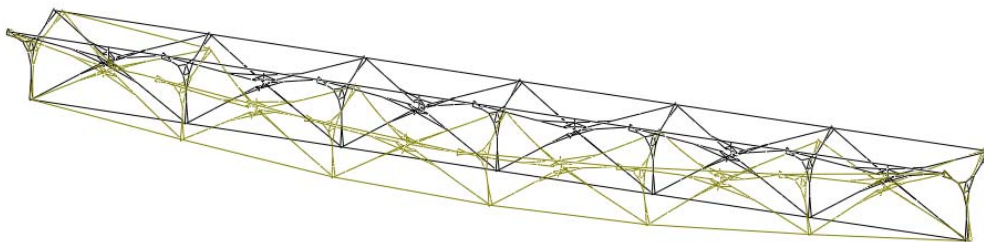
Das Einfeldträgersystem mit gelenkiger Gabellagerung wird mit einer eingepprägten Vorkrümmung affin zur 1. Eigenform mit der max. Auslenkung von  $L/300$  der Spannweite  $L$  berechnet. Für die Ermittlung der Schnittgrößen und der max. zulässigen Verformung von ca.  $L/300$  wird das System durch gleichgroße Knotenkräfte  $F$  wie in Abb. 118 dargestellt belastet. Das System wird je Seilstrang mit einer Vorspannkraft von  $1,0 \text{ kN}$  beansprucht.

#### 2.5.3.1 Einfeldträger mit 6 Modulen

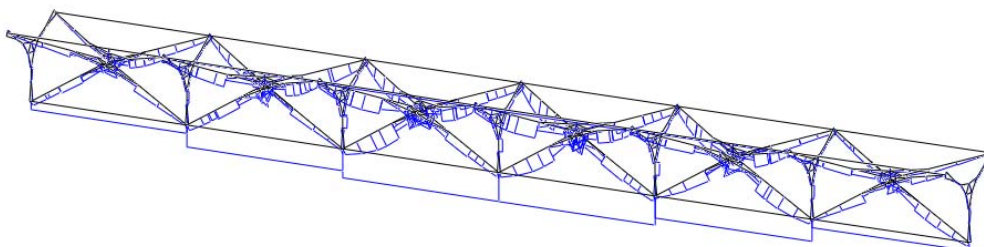
Der Einfeldträger mit 6 Modulen zeigt unter den untersuchten gelenkig gelagerten Systemen erwartungsgemäß das beste Tragverhalten. Die max. Verformung von ca.  $L/300$  der Spannweite ist bei einer Knotenlast  $F=0,2 \text{ kN}$  erreicht (vgl. Abb. 122).



**Abb. 121:** Normalkraft, gelenkig, max.  $F: 0,20 \text{ kN}$ , max.  $2,79$ , min.  $-1,72 \text{ [kN]}$



**Abb. 122:** Verformung, gelenkig, max.  $F: 0,2 \text{ kN}$ , max.  $u: 15 \text{ mm}$

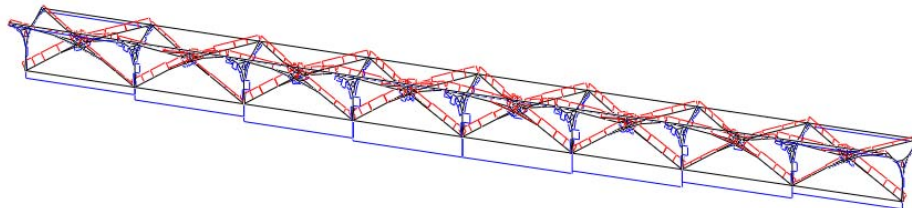


**Abb. 123:** Spannungsausnutzung, gelenkig, max.  $F: 0,35 \text{ kN}$ ,  $\sigma$  max.  $100\%$

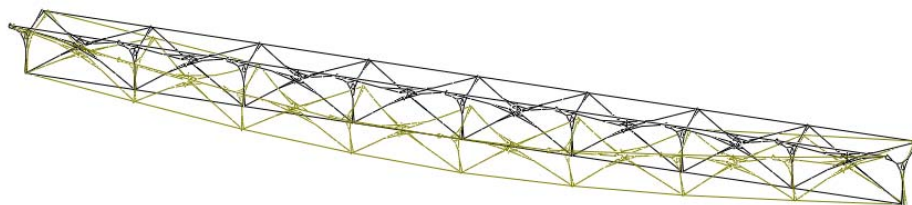
Die Normalkräfte bei dieser Belastung erreichen dabei im unteren Seil eine max. Zugkraft von  $2,79 \text{ kN}$ , wobei die max. Druckkraft  $-1,72 \text{ kN}$  im Teleskopstab ist (vgl. Abb. 121). Eine weitere Laststeigerung bis zur Spannungsgrenze mit einer Ausnutzung von 100% wird durch eine Laststeigerung bei einer Knotenlast von  $F=0,35 \text{ kN}$  erreicht. Das untere Seil ist hier überlastet. Die Teleskopstäbe erreichen eine Ausnutzung von ca. 65% (vgl. Abb. 123). Demnach wäre durch Verwendung von stärkeren Seildurchmessern noch Tragreserven vorhanden, jedoch ist eine Ausnutzung der Teleskopstäbe von 100% durch die Arretiervorrichtung nicht realistisch. Bei diesem Grenzzustand der Tragfähigkeit (GZT) kommt es zu größeren Verformungen, die hier bei ca.  $30 \text{ mm}$  liegen.

### 2.5.3.2 Einfeldträger mit 8 Modulen

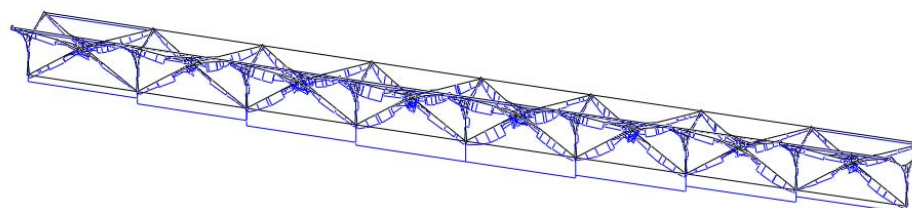
Das Einfeldträgersystem mit gelenkiger Gabellagerung und 8 Modulen wird entsprechend Kapitel 2.5.3 berechnet. Das System mit 8 Modulen erreicht eine max. Durchbiegung von  $u=20 \text{ mm}$  in Feldmitte bei einer Knotenkraft von  $F=0,08 \text{ kN}$  bei gleichmäßiger Vorspannung aller drei Seilstränge mit  $1,0 \text{ kN}$  (vgl. Abb. 125). In



**Abb. 124:** Normalkraft, gelenkig, max.  $F: 0,08 \text{ kN}$ , max.  $2,48$ , min.  $-1,58 \text{ [kN]}$



**Abb. 125:** Verformung, gelenkig, max.  $F: 0,08 \text{ kN}$ , max.  $u: 20 \text{ mm}$

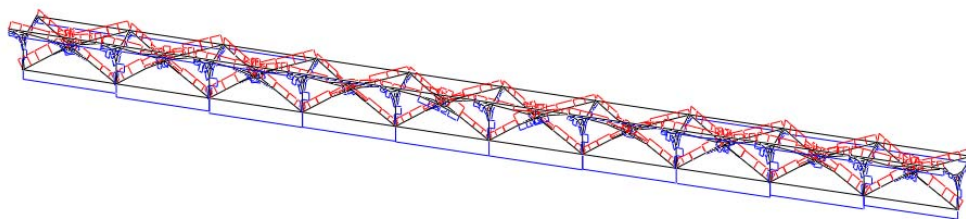


**Abb. 126:** Spannungsausnutzung, gelenkig, max.  $F: 0,18 \text{ kN}$ ,  $\sigma$  max. 100%

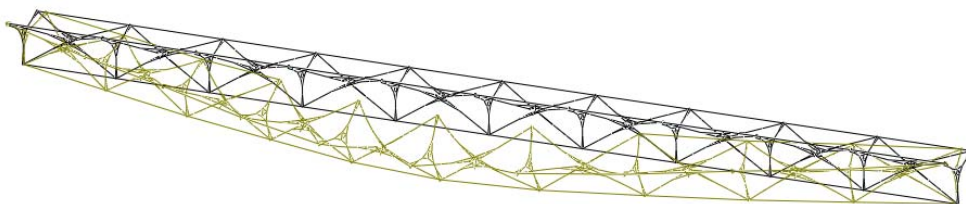
Abb. 124 sind die Normalkraftverläufe dargestellt. Auch hier sind die Zugkräfte in den unteren Seilen am größten. Bei weiterer Laststeigerung der Knotenkräfte bis zu  $F=0,018 \text{ kN}$  ist die Spannungsgrenze erreicht (vgl. Abb. 126).

### 2.5.3.3 Einfeldträger mit 10 Modulen

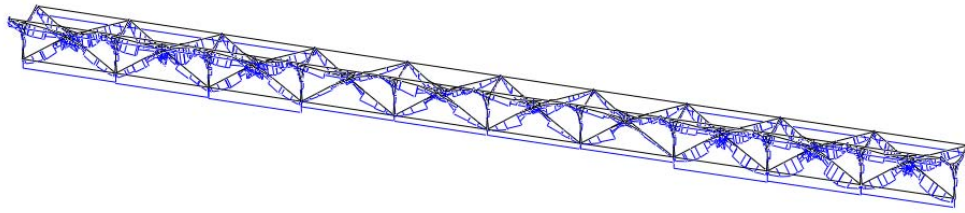
Das Einfeldträgersystem mit gelenkiger Gabellagerung und 10 Modulen wird ebenfalls entsprechend dem Kapitel 2.5.3 berechnet. Bei dieser Spannweite von  $L=7,5 \text{ m}$  ist das System bereits im Grenzbereich. Es können nur noch relativ geringe Belastungen aufgenommen werden. Der Einfluss der stabilisierenden Wirkung der oberen Seilvorspannung kommt jedoch bei 10 Modulen schon deutlich zum Tragen. So wird die maximale vertikale Durchbiegung von  $u=18 \text{ mm}$  bei einer Knotenlast von  $F=0,032 \text{ kN}$  bei gleichmäßiger Seilvorspannung von  $1,0 \text{ kN}$  erreicht. Es ist bei dieser Belastung aber bereits ein deutliches Kippen des Systems erkennbar. Abb. 127 zeigt den Normalkraftverlauf des Systems. Die maximale Durchbiegung sowie die Normalkräfte sind in Abb. 128 bzw. Abb. 127 dargestellt. Bei weiterer Laststeigerung zeigt sich die obere Seilvorspannung als deutlich stabilisierend. Es kommt jedoch zu einem globalen Stabilitätsversagen durch Biegedrillknicken des Gesamtsystems. Dies wird bei gleichmäßiger Seilvorspannung bei einer Knotenlast von  $F=0,1 \text{ kN}$  erreicht. In Abb. 129 ist die Spannungsausnutzung bei einer Knotenlast von  $F=0,1 \text{ kN}$  dargestellt. Es ist hier zu sehen, dass die maximale Ausnutzung nicht mehr in den Seilen, sondern in den Teleskopstäben in Auflagernähe erreicht wird.



**Abb. 127:** Normalkraft, gelenkig, max.  $F$ : 0,032 kN; max. 1,63, min. -1,84 [kN]



**Abb. 128:** Verformung, gelenkig, max.  $F$ : 0,032 kN; max.  $u$ : 25 mm



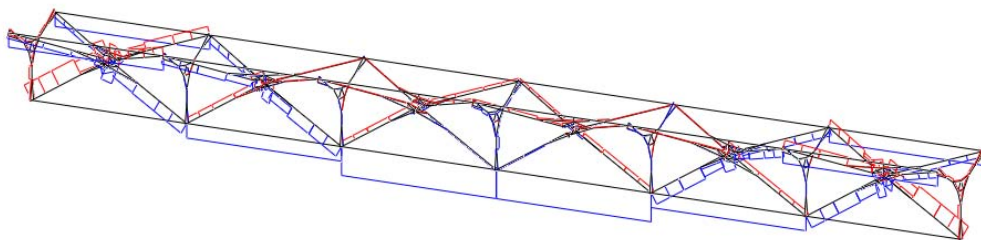
**Abb. 129:** Spannungsausnutzung, gelenkig, max.  $F$ : 0,1 kN,  $\sigma$  max. 100%

## 2.5.4 Eingespannter Träger

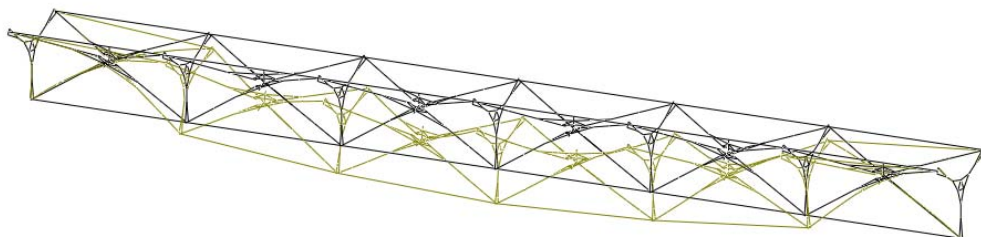
Entsprechend der Berechnungen der gabelgelagerten Systeme, wie in Kapitel 2.5.3 beschrieben, werden die identischen Systeme herangezogen. Den einzigen Unterschied stellen die Auflagerbedingungen dar, da nun beide Seiten eingespannt werden.

### 2.5.4.1 Eingespannter Träger mit 6 Modulen

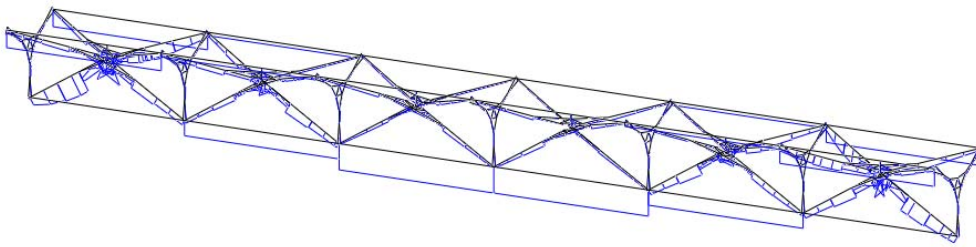
Durch die beidseitige Einspannung ist im Vergleich zum gelenkigen Einfeldträger eine deutliche Laststeigerung möglich. Die max. Durchbiegung von  $L/300$  mit  $u=15$  mm wird hier bei der Knotenlast von  $F=0,8$  kN erreicht (vgl. Abb. 131 und Abb. 130). Die max. Spannungsausnutzung liegt bei diesem System bereits bei einer Knotenlast von  $F=0,81$  kN. Diese Knotenlast entspricht somit praktisch der max. Knotenlast für die zulässige Verformung. In Abb. 132 ist eine deutliche Spannungs-



**Abb. 130:** Normalkraft, eingespannt, max.  $F$ : 0,8 kN; max. 5,3, min. -4,0 [kN]



**Abb. 131:** Verformung, eingespannt, max.  $F$ : 0,8 kN; max.  $u$ : 15 mm

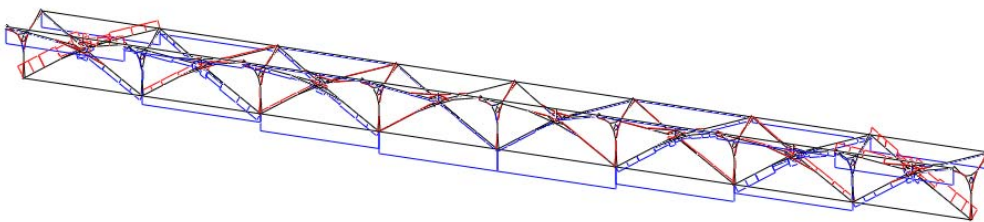


**Abb. 132:** Spannungsausnutzung, eingespannt, max.  $F$ : 0,81 kN,  $\sigma$  max. 100%

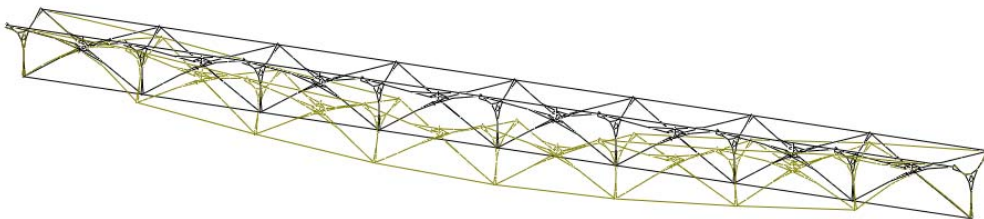
konzentration in den auflagernahen Teleskopstäben zu beobachten, welche durch lokales Knicken versagen.

### 2.5.4.2 Eingespannter Träger mit 8 Modulen

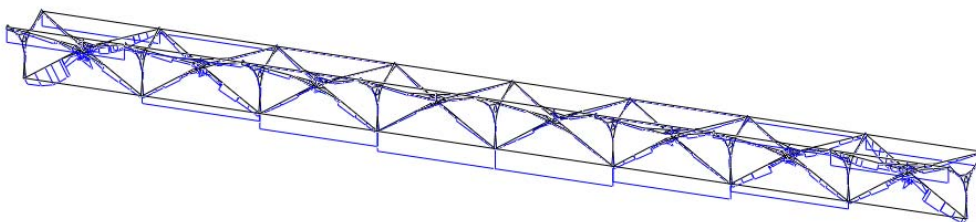
Wie in Kapitel 2.5.4.1 bei dem 6 Modul-Träger ist bei dem 8 Modul-Träger mit beidseitiger Einspannung ein ähnlicher Tragmechanismus zu beobachten. Die aufnehmbaren Knotenlasten liegen im Bereich von  $F=0,4$  kN je Knoten und damit bei



**Abb. 133:** Normalkraft, eingespannt, max.  $F$ : 0,4 kN; max. 4,6, min. -3,5 [kN]



**Abb. 134:** Verformung, eingespannt, max.  $F$ : 0,4 kN; max.  $u$ : 20 mm

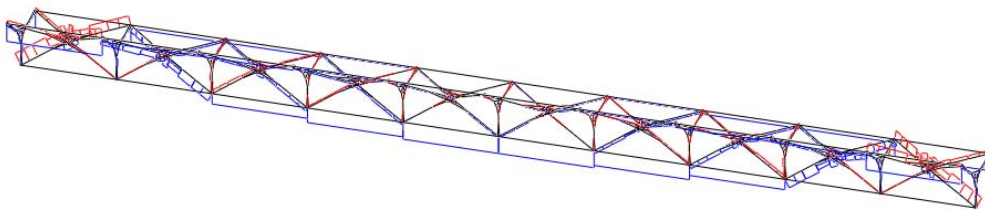


**Abb. 135:** Spannungsausnutzung, eingespannt, max.  $F$ : 0,42 kN,  $\sigma$  max. 100%

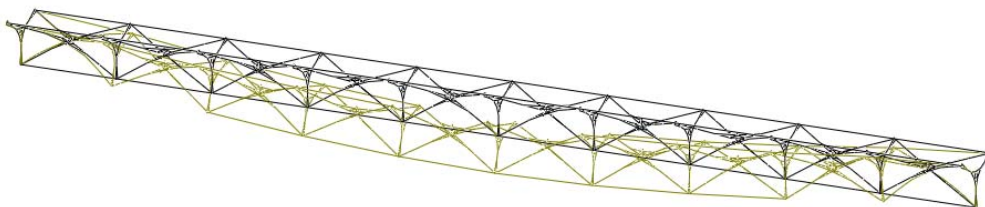
etwa der Hälfte im Vergleich zum 6 Modul-Träger (vgl. Abb. 133 und Abb. 134). Insgesamt ist der Einfluss der stabilisierenden Wirkung der oberen Seilvorspannung etwas ausgeprägter, je größer die Spannweite wird. Ein Stabilitätsversagen tritt durch lokales Knicken der auflagnahen Teleskopstäbe auf (vgl. Abb. 135).

### 2.5.4.3 Eingespannter Träger mit 10 Modulen

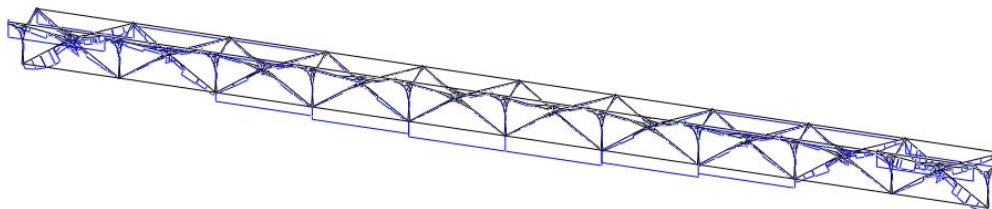
Die bei dem 8-Modul-Träger in Kapitel 2.5.4.2 beschriebenen Tragmechanismen sind in ähnlicher Weise auch beim 10-Modul-Träger ausgeprägt. Die maximale Verformung ist hier unter gleichmäßiger Vorspannung bei einer Knotenlast von  $F=0,196 \text{ kN}$  erreicht (vgl. Abb. 136 und Abb. 137). Ein lokales Stabilitätsversagen in den auflagnahen Teleskopstäben tritt bei einer Belastung von  $F=0,266 \text{ kN}$  auf (vgl. Abb. 138).



**Abb. 136:** Normalkraft, eingespannt, max.  $F$ : 0,2 kN; max. 3,6, min. -3,3 [kN]



**Abb. 137:** Verformung, eingespannt, max.  $F$ : 0,2 kN; max.  $u$ : 25 mm



**Abb. 138:** Spannungsausnutzung, eingespannt, max.  $F$ : 0,27 kN,  $\sigma$  max. 100%

## 2.5.5 Kragträger

Bei den Kragträgern ist gemäß Eigenwertanalyse ebenfalls eine ausgeprägte Torsionsweichheit festzustellen. So zeigt die 1. Eigenform schon bei 4 Modulen Auskragung bereits eine Torsionsverdrehung am Kragarmende (vgl. Abb. 139). Diese Vorverformung mit der Auslenkung von  $L/150$  der Kraglänge  $L$  wird im System berücksichtigt. Die Vorspannung wird auch beim Kragträger angesetzt. Alle drei Seilstränge werden mit jeweils  $1,0 \text{ kN}$  vorgespannt.

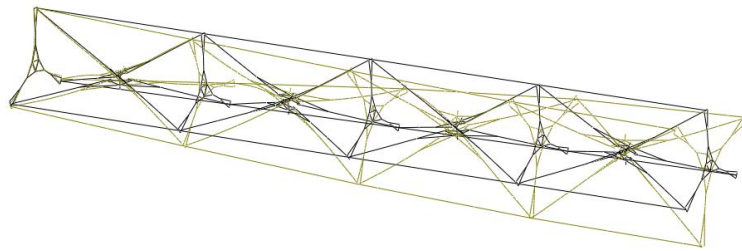


Abb. 139: 4 Module, Kragträger, 1. Eigenform, Torsionsverformung

### 2.5.5.1 Kragträger mit 4 Modulen

Der Kragträger mit 4 Modulen und einer Kragweite von  $3,0 \text{ m}$  wird nur am Kragarmende durch eine Einzellast belastet. Eine äquivalente gleichmäßig verteilte Belastung je Knoten wirkt sich etwas günstiger auf das Tragverhalten aus. Die Einzelbelastung kann daher als repräsentativ auf der sicheren Seite angesehen werden. Bei einer Einzellast von  $F=0,20 \text{ kN}$  und einer allseitigen Vorspannung von  $1,0 \text{ kN}$  ist die Durchbiegung von  $L/150$  von  $u=20 \text{ mm}$  erreicht (vgl. Abb. 140 und Abb. 141). Bei einer Kopflast von  $F=0,40 \text{ kN}$  versagt das System durch globales Biegedrillknicken (vgl. Abb. 142). Die dabei auftretenden Verformungen sind im Bereich von  $51 \text{ mm}$ .

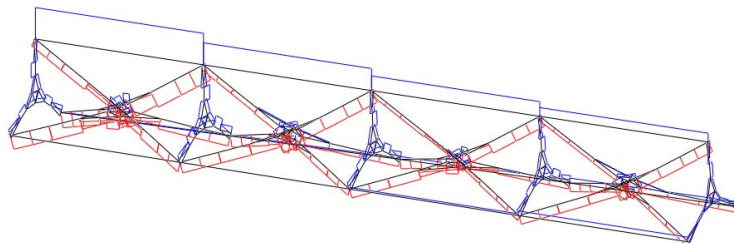


Abb. 140: Normalkraft, Kragträger, max.  $F: 0,20 \text{ kN}$ ; max.  $2,7$ , min.  $-1,8 \text{ [kN]}$

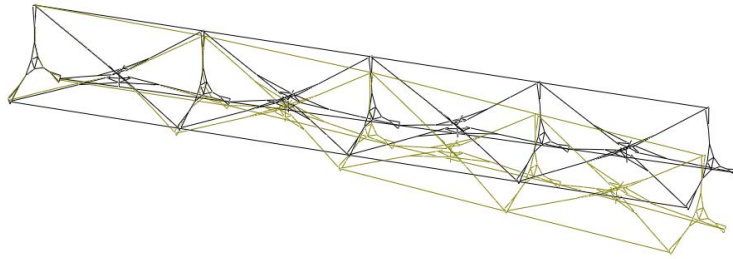


Abb. 141: Verformung, Kragträger, max.  $F$ : 0,20 kN; max.  $u$ : 20 mm

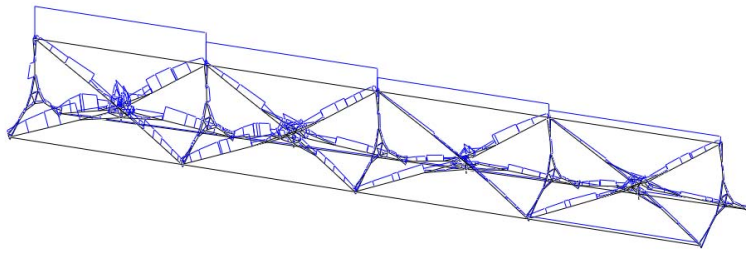


Abb. 142: Spannungsausnutzung, Kragträger, max.  $F$ : 0,40 kN,  $\sigma$  max. 100%

### 2.5.5.2 Kragträger mit 6 Modulen

Der Kragträger mit 6 Modulen und 4,5 m Kragweite weist ein ähnliches Tragverhalten auf wie der 4-Modulkragträger. Die aufnehmbare Kopflast ist allerdings deutlich geringer. In Abb. 143 sind die Normalkräfte bei einer Kopflast von  $F=0,08$  kN dargestellt. Abb. 144 zeigt die Verformung bei dieser Belastung mit  $u=30$  mm.

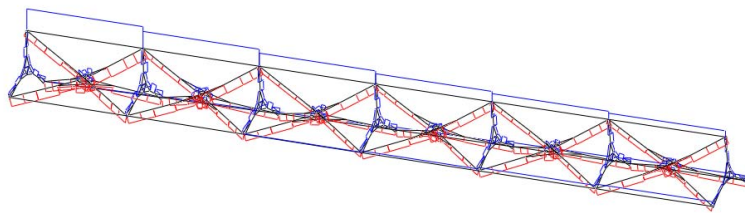


Abb. 143: Normalkraft, Kragträger, max.  $F$ : 0,08 kN; max. 2,2, min. -1,5 [kN]

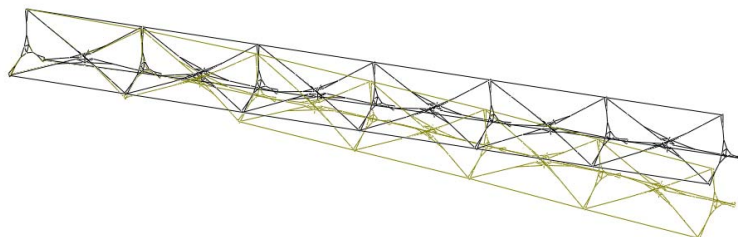
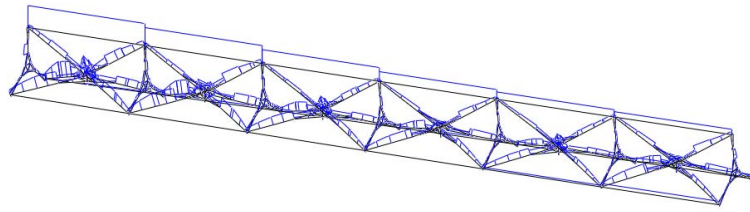


Abb. 144: Verformung, Kragträger, max.  $F$ : 0,08 kN; max.  $u$ : 30 mm





**Abb. 145:** Spannungsausnutzung, Kragträger, max.  $F$ : 0,24 kN,  $\sigma$  max. 100%

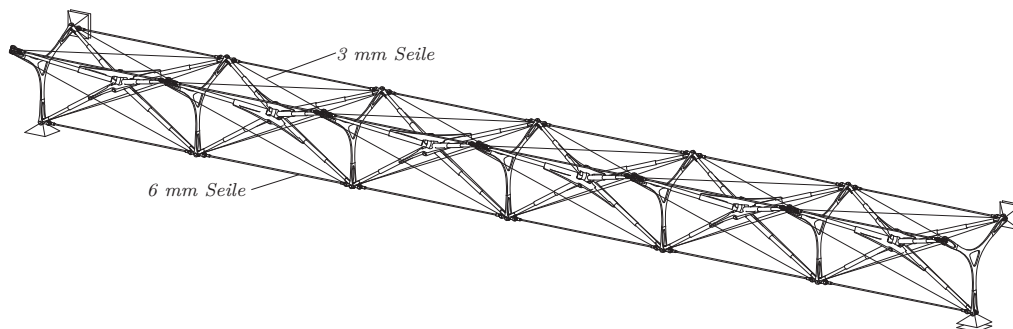
Auch im Grenzzustand der Tragfähigkeit (GZT) ist der Einfluss der Vorspannung groß. Abb. 145 zeigt die Spannungsausnutzung bei einer Kopflast von  $F=0,24 \text{ kN}$  bei allseitiger Vorspannung.

## 2.5.6 Optimierungsmaßnahmen

Die Berechnungsergebnisse ab Kapitel 2.5.3 offenbaren ein relativ weiches System, welches nur geringer Belastung standhält. Dies ist zum einen auf die große Torsionsweichheit des Systems und zum anderen auf die Verwendung von Aluminium mit einem relativ geringen E-Modul zurückzuführen. Auch ist die nutzbare effektive statische Höhe des Tragsystems verhältnismäßig gering. Die oberen Seile haben bei den Einfeldträgersystemen praktisch keine Tragwirkung. Lediglich bei den eingespannten Systemen und bei den Kragträgern erwirken sie unter Vorspannung einen stabilisierenden Effekt, welcher das Biegedrillknicken des System etwas abschwächt. Durch einfach umsetzbare konstruktive Maßnahmen, die in den folgenden Kapiteln beschrieben werden, ist es möglich, die Tragleistung zu steigern. Diese Einzelmaßnahmen können unter Abwägung der Nachteile optional umgesetzt werden. Auch ist eine Kombination aller Maßnahmen möglich, welche insgesamt die Tragleistung am effektivsten verbessern würde.

### 2.5.6.1 Erhöhung der Torsionssteifigkeit

Durch den Einsatz zusätzlicher Seile, welche allseitig als Auskreuzung in jedem Modul angebracht sind, kann die Tragleistung insgesamt erhöht werden. Diese Maßnahme erhöht die Torsionssteifigkeit und damit die Anfälligkeit gegen das Biegedrillknicken. In Abb. 146 ist exemplarisch ein Einfeldträger mit 6 Modulen dargestellt, der in jedem Modul zusätzliche Auskreuzungen aufweist. Die zusätzlichen Auskreuzungen werden optional bei Bedarf angebracht und werden bei einer flexiblen Ausführung der Module entsprechend angepasst. Das zusätzliche Anbringen von Seilaukreuzungen ist konstruktiv gut umsetzbar. Die dafür notwendigen Anschlüsse sind ohne größeren Aufwand realisierbar. Diese Maßnahme erhöht zudem das Eigengewicht nicht wesentlich und schränkt die volle Wandelbarkeit mit dem



**Abb. 146:** Seilaukreuzungen zur Erhöhung der Torsionssteifigkeit

hohem Packmaß nicht ein.

Die statisch bestimmten Systeme werden zum direkten Vergleich mit Auskreuzungen von 3 mm starken Seilen ergänzt und bis zum Grenzzustand der Gebrauchstauglichkeit neu berechnet. Die vorhandenen Seilstränge werden von 4 mm auf 6 mm verstärkt und die Vorspannung ebenfalls auf 1,5 kN je Seilstrang erhöht.

Für den Grenzzustand der Gebrauchstauglichkeit (GZG) werden folgende maximalen Knotenlasten ermittelt:

Einfeldträger mit Gabellagerung (GZG):

Module	Spannweite L [m]	Einfeldträger ohne Seilaukr. F [kN]	Einfeldträger mit Seilaukreuzung F [kN]	Differenzlast [kN]	Laststeigerung
6	4,5	0,20	0,23	0,03	15%
8	6,0	0,08	0,11	0,03	38%
10	7,5	0,03	0,06	0,03	81%

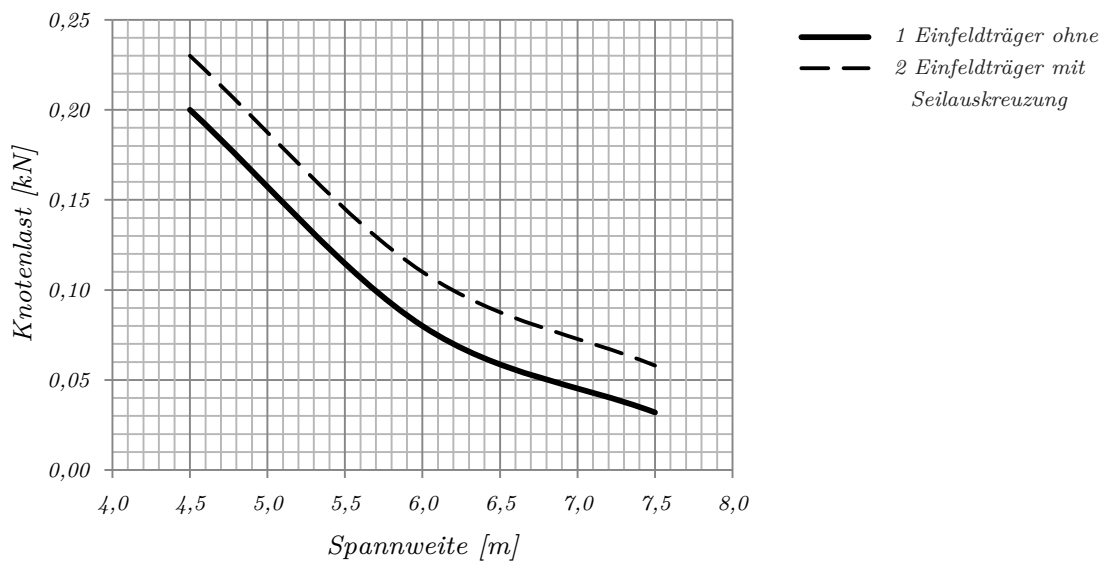


Abb. 147: (GZG) Einfeldträger Diagramm Last/Spannweite, Seilaukreuzung

Abb. 147 zeigt ein Vergleichsdiagramm der max. Knotenlasten  $F$  in Abhängigkeit zur Spannweite im GZG und den Effekt der Laststeigerung, die aus der Erhöhung der Torsionssteifigkeit resultiert. Zu sehen ist hier ein gleichmäßiger Abstand zwischen den zwei Kurven. Der Einfluss der Seilaukreuzung verläuft demnach in etwa konstant im Verhältnis zur Spannweite.

Kragträger (GZG):

Module	Spannweite $L$ [m]	Kragträger ohne Seilaukreuzung $F$ [kN]	Kragträger mit Seilaukreuzung $F$ [kN]	Differenzlast [kN]	Laststeigerung
4	3,0	0,20	0,28	0,08	40%
6	4,5	0,08	0,11	0,03	38%

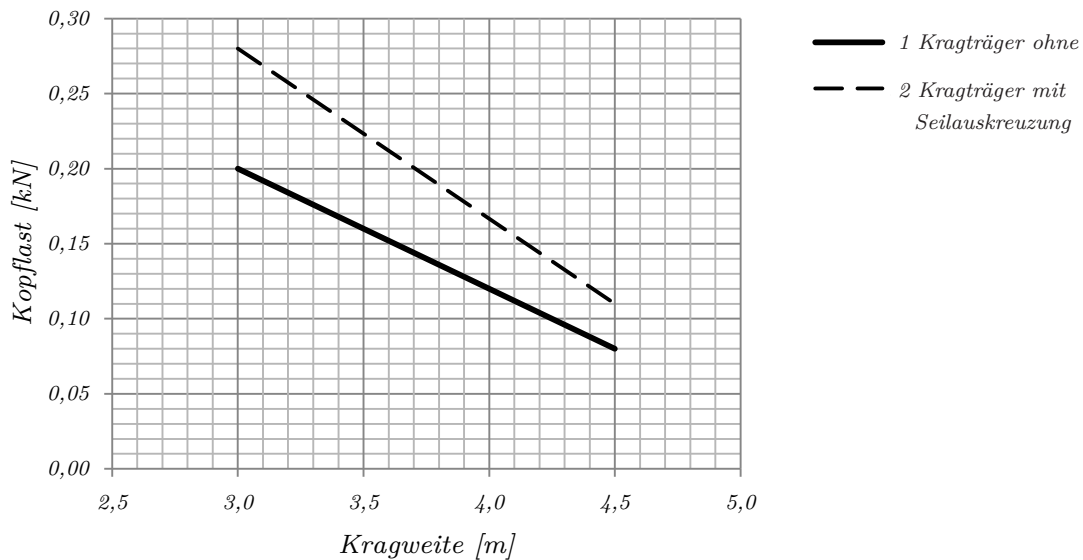


Abb. 148: (GZG) Kragträger Diagramm Last/Kragweite, Seilaukreuzung

In Abb. 148 ist über ein Diagramm im GZG der Einfluss der Seilaukreuzung beim Kragträger dargestellt. Hier ist die Differenzkraft bei geringerer Kragweite größer, so dass der Effekt der Erhöhung der Torsionssteifigkeit im Verhältnis zur Kragweite leicht abnimmt.

Folgende Werte werden im *Grenzzustand der Tragfähigkeit* (GZT) ermittelt:

Einfeldträger mit Gabellagerung (GZT):

Module	Spannweite $L$ [m]	Einfeldträger ohne Seilaukr. $F$ [kN]	Einfeldträger mit Seilaukreuzung $F$ [kN]	Differenzlast [kN]	Laststeigerung
6	4,5	0,35	0,43	0,08	23%
8	6,0	0,18	0,25	0,07	39%
10	7,5	0,10	0,15	0,05	50%

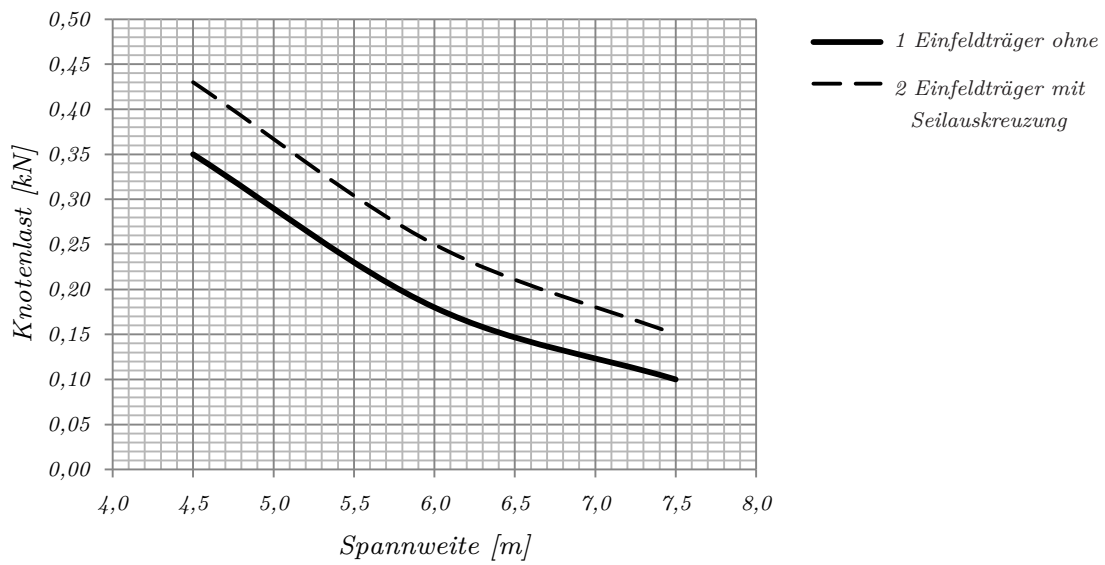


Abb. 149: (GZT) Einfeldträger Diagramm Last/Spannweite, Seilaukreuzung

Kragträger (GZT):

Module	Spannweite L [m]	Kragträger ohne Seilaukreuzung F [kN]	Kragträger mit Seilaukreuzung F [kN]	Differenzlast [kN]	Laststeigerung
4	3,0	0,40	0,50	0,10	25%
6	4,5	0,24	0,30	0,06	25%

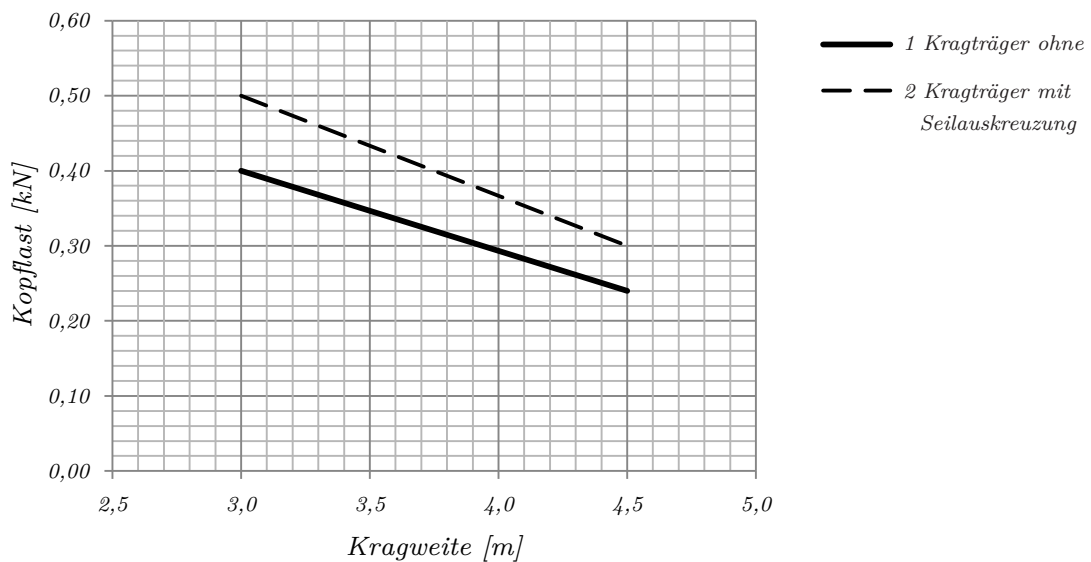


Abb. 150: (GZT) Kragträger Diagramm Last/Kragweite, Seilaukreuzung

### 2.5.6.2 Erhöhung des E-Moduls

Eine weitere wirksame Maßnahme wäre der Einsatz von Stahl statt Aluminium als Werkstoff. Das Modulgewicht beträgt ca.  $1,5 \text{ kg}$  bei einer Ausführung aus Aluminium. Aus Stahl würde das Modul ca.  $3,8 \text{ kg}$  wiegen. Die Funktionalität inkl. Packbarkeit und Handhabung wäre durch diese Maßnahme kaum eingeschränkt. Die Erhöhung des Eigengewichts bewegt sich in einem vertretbaren Rahmen, der die Handhabung dadurch nicht wesentlich beeinträchtigen sollte.

Um Vergleichswerte zu erhalten, werden die statisch bestimmten Systeme nochmals mit dem E-Modul von  $21.000 \text{ kN/cm}^2$  durchgerechnet und die aufnehmbaren Lasten unter Berücksichtigung des nun erhöhten Eigengewichts ermittelt. Zusätzlich werden auch die Seile um  $50\%$  verstärkt und mit  $6 \text{ mm}$  Durchmesser angesetzt, da die Erhöhung des E-Moduls auch gleichzeitig erhöhte Vorspannkkräfte benötigt. Diese werden von ursprünglich  $1,0$  auf  $1,5 \text{ kN}$  erhöht.

Im Grenzzustand der Gebrauchstauglichkeit (GZG) erhält man folgende Werte:

Einfeldträger mit Gabellagerung (GZG):

Module	Spannweite $L$ [m]	Einfeldträger Aluminium $F$ [kN]	Einfeldträger Stahl $F$ [kN]	Differenzlast [kN]	Laststeigerung
6	4,5	0,20	0,40	0,20	100%
8	6,0	0,08	0,17	0,09	113%
10	7,5	0,03	0,08	0,05	150%

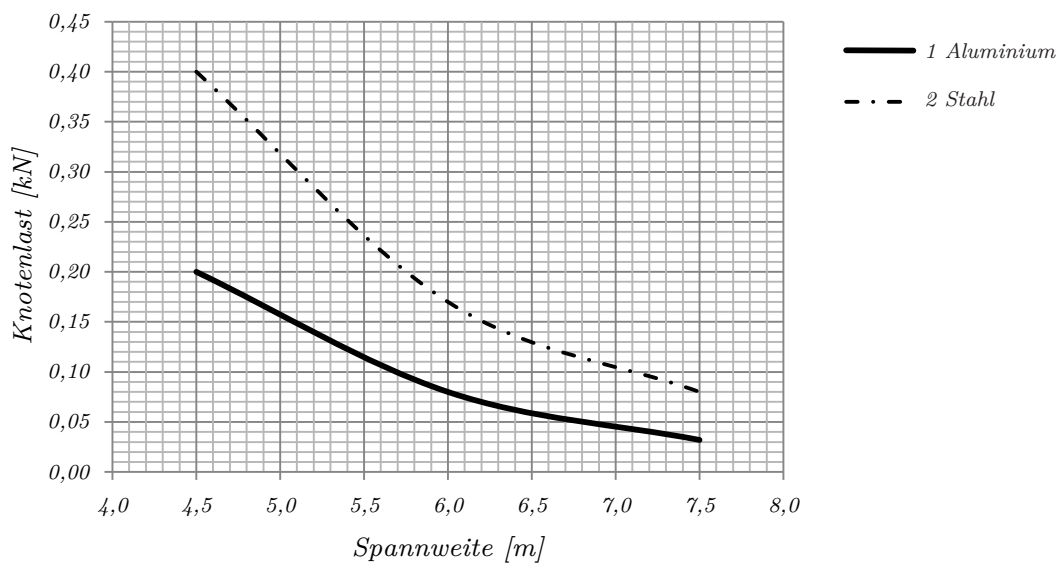


Abb. 151: (GZG) Einfeldträger Diagramm Last/Spannweite, Stahl

Kragträger (GZG):

Module	Spannweite $L$ [m]	Kragträger Aluminium $F$ [kN]	Kragträger Stahl $F$ [kN]	Differenzlast [kN]	Laststeigerung
4	3,0	0,20	0,40	0,20	100%
6	4,5	0,08	0,15	0,07	88%

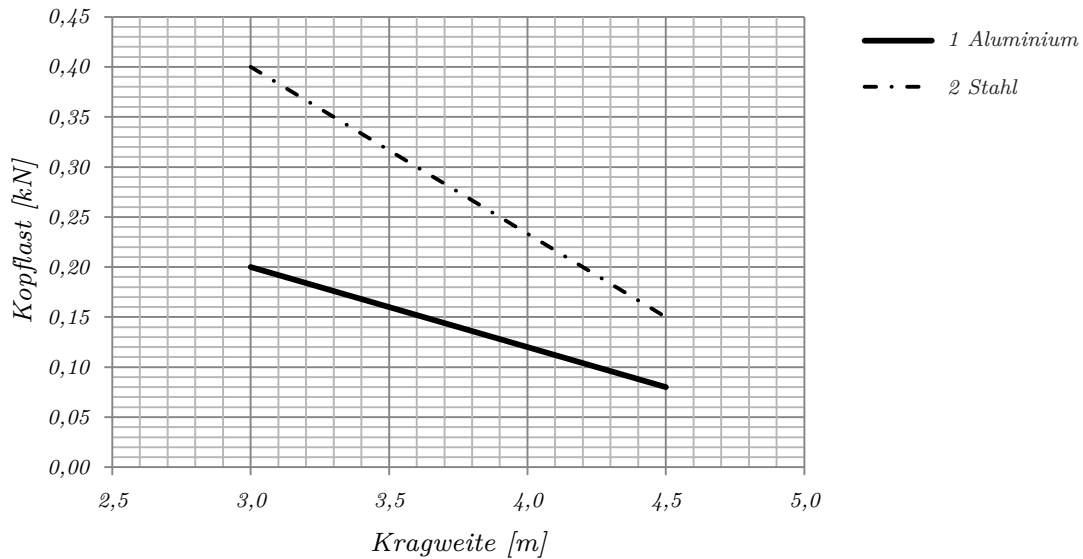


Abb. 152: (GZG) Kragträger Diagramm Last/Kragweite, Stahl

Abb. 151 und Abb. 152 zeigen im GZG für den Einfeld- und Kragträger jeweils den Einfluss der Umstellung von Aluminium auf Stahl.

Für den *Grenzzustand der Tragfähigkeit* (GZT) werden folgende maximale Knotenlasten ermittelt:

Einfeldträger mit Gabellagerung (GZT):

Module	Spannweite $L$ [m]	Einfeldträger $F$ [kN]	Stahl $F$ [kN]	Differenzlast [kN]	Laststeigerung
6	4,5	0,35	0,78	0,43	123%
8	6,0	0,18	0,40	0,22	122%
10	7,5	0,10	0,22	0,12	120%

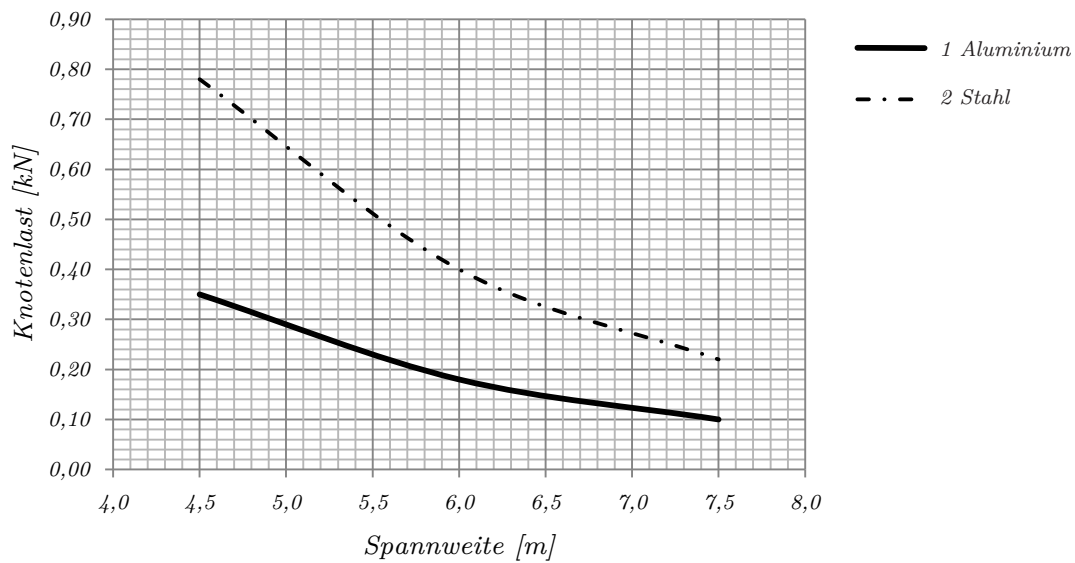


Abb. 153: (GZT) Einfeldträger Diagramm Last/Spannweite, Stahl

Kragträger (GZT):

Module	Spannweite L [m]	Kragträger Aluminium F [kN]	Kragträger Stahl F [kN]	Differenzlast [kN]	Laststeigerung
4	3,0	0,40	0,94	0,54	135%
6	4,5	0,24	0,52	0,28	117%

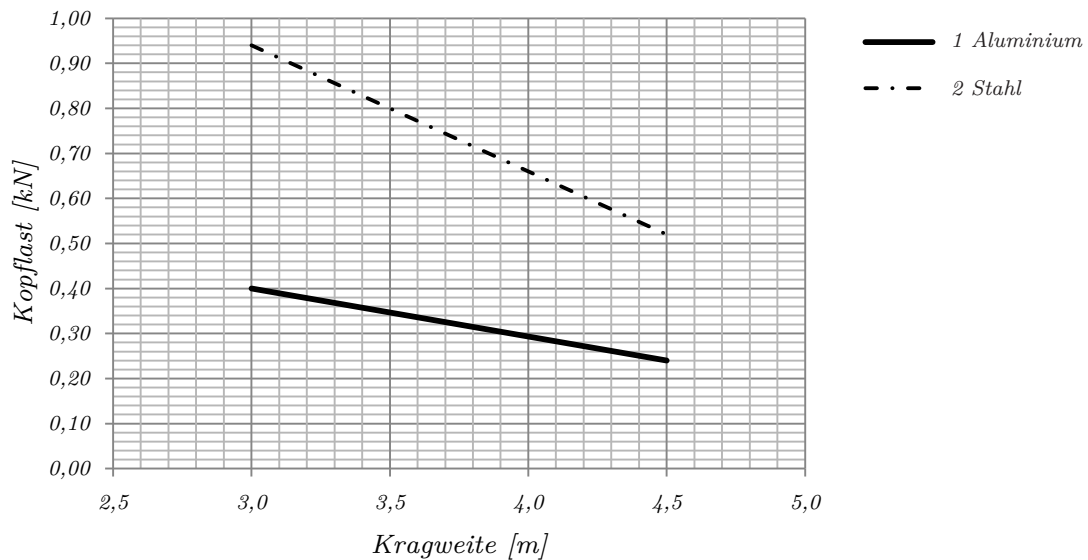


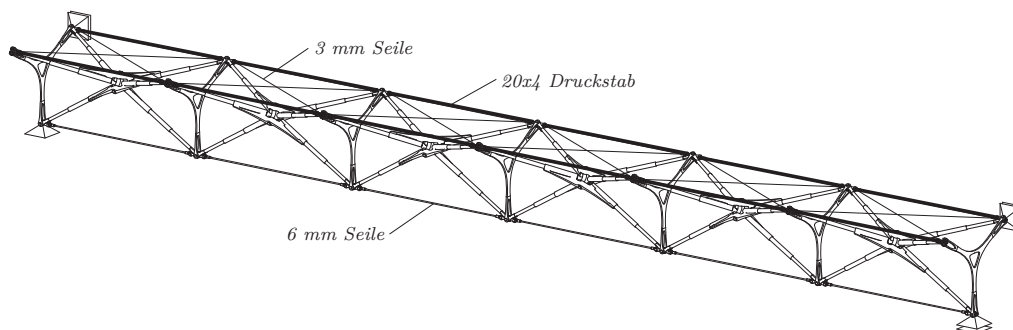
Abb. 154: (GZT) Kragträger Diagramm Last/Kragweite, Stahl

Abb. 153 und Abb. 154 zeigen im GZT für den Einfeld- und Kragträger jeweils den Einfluss der Umstellung von Aluminium auf Stahl.



### 2.5.6.3 Erhöhung des Trägheitsmoments

Die wirkungsvollste Maßnahme zur Steigerung der Tragleistung ist die Erhöhung der statisch wirksamen Bauhöhe bzw. des Trägheitsmoments. Dies ist möglich unter Austausch bzw. Ergänzung der oberen Seile durch druckstabile Stäbe beim Einfeldträgersystem. Die Druckstäbe müssen nach der Entfaltung eingebaut werden, da das System dadurch nicht mehr in gleicher Weise packbar ist. Am einfachsten ist das Belassen des Systems mit Seilen. Die Druckelemente werden dann nachträglich aufgesteckt und befestigt. Am effektivsten sind modulare Einheiten, welche je Modul durch Auskreuzung oder als Scheibe, als ein Bauteil aufgesetzt werden. Die Scheibentragwirkung bewirkt zusätzlich eine Erhöhung der Torsionssteifigkeit des



**Abb. 155:** Druckstäbe zur Erhöhung der statischen Bauhöhe

Systems.

Die statisch bestimmten Systeme werden zum Vergleich mit alternativen Druckstäben als Ersatz für die oberen Seilstränge inkl. oberliegender Seilaukreuzung berechnet. Die Seilstränge werden auf  $6\text{ mm}$  mit einer Vorspannkraft von  $1,5\text{ kN}$  erhöht. Als gelenkiger Druckstab wird ein Aluminiumrohr mit  $20\text{ mm}$  Durchmesser und  $4\text{ mm}$  Wandstärke gewählt.

Folgende Werte werden im *Grenzzustand der Gebrauchstauglichkeit* (GZG) ermittelt:

Einfeldträger mit Gabellagerung (GZG):

Module	Spannweite $L$ [m]	Einfeldträger ohne Druckstäbe $F$ [kN]	Einfeldträger mit Druckstäben $F$ [kN]	Differenzlast [kN]	Laststeigerung
6	4,5	0,20	0,90	0,70	350%
8	6,0	0,08	0,40	0,32	400%
10	7,5	0,03	0,22	0,19	588%

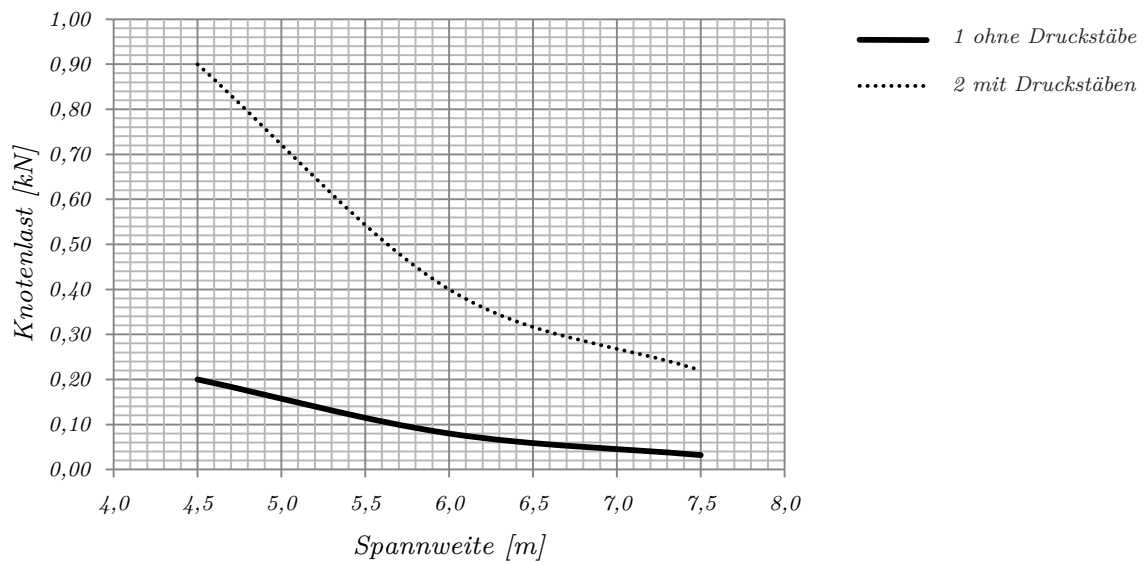


Abb. 156: (GZG) Einfeldträger Diagramm Last/Spannweite, Druckstäbe

Kragträger (GZG):

Module	Spannweite L [m]	Kragträger ohne Druckstäbe F [kN]	Kragträger mit Druckstäben F [kN]	Differenzlast [kN]	Laststeigerung
4	3,0	0,20	1,00	0,80	400%
6	4,5	0,08	0,43	0,35	438%

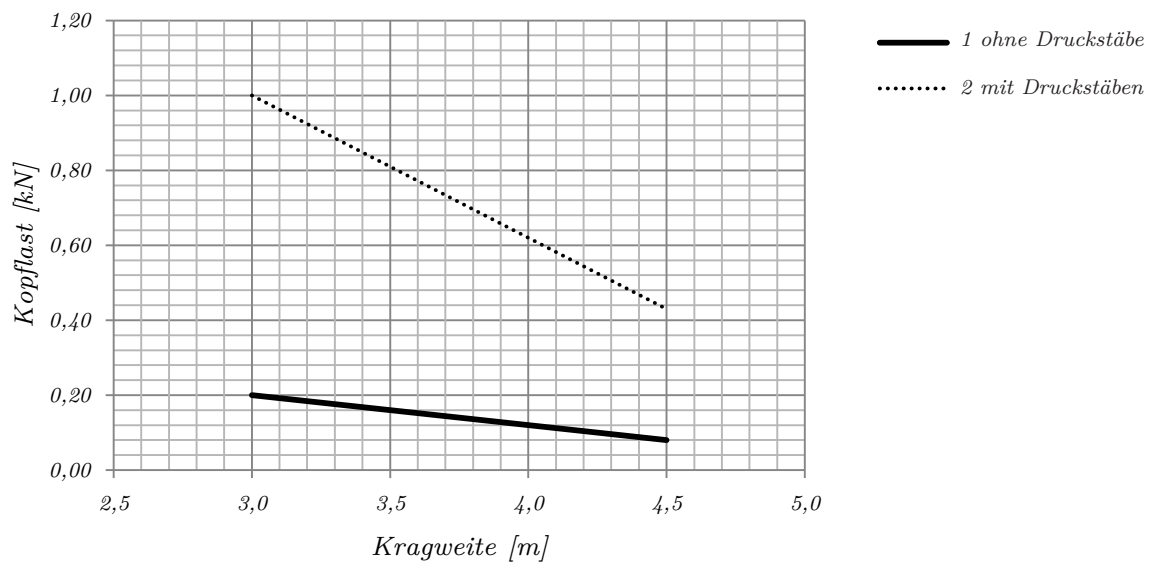


Abb. 157: (GZG) Kragträger Diagramm Last/Kragweite, Druckstäbe

Abb. 156 und Abb. 157 verdeutlichen die mögliche Laststeigerung durch die Erhöhung des Trägheitsmoments im GZG.

Für den *Grenzzustand der Tragfähigkeit* (GZT) werden folgende maximale Knotenlasten ermittelt:

Einfeldträger mit Gabellagerung (GZT):

Module	Spannweite $L$ [m]	Einfeldträger ohne Druckstäbe $F$ [kN]	Einfeldträger mit Druckstäben $F$ [kN]	Differenzlast [kN]	Laststeigerung
6	4,5	0,35	1,40	1,05	300%
8	6,0	0,18	0,68	0,50	278%
10	7,5	0,10	0,35	0,25	250%

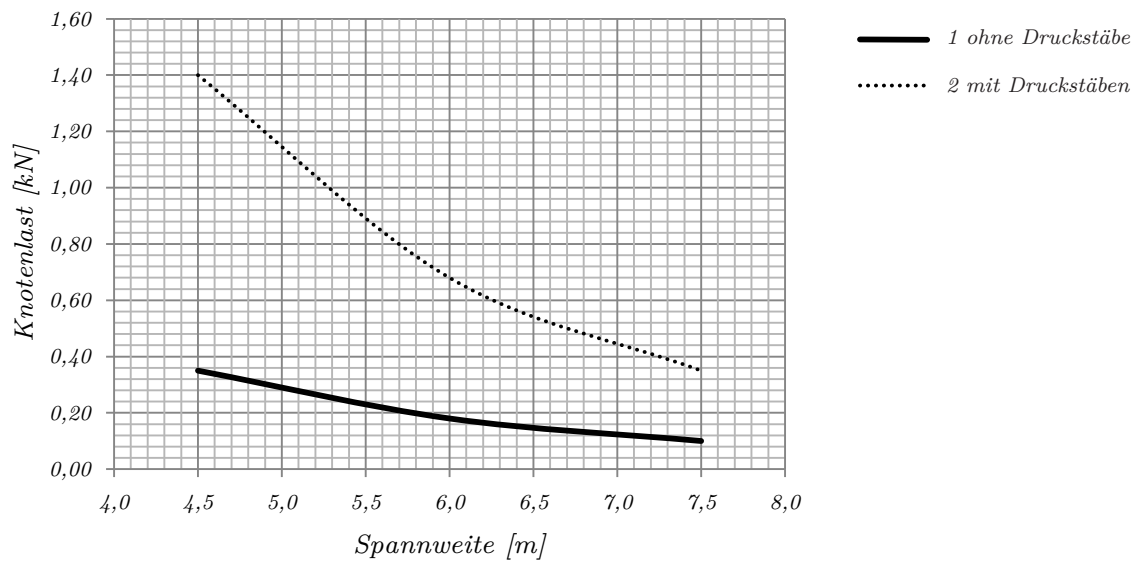


Abb. 158: (GZT) Einfeldträger Diagramm Last/Spannweite, Druckstäbe

Kragträger (GZT):

Module	Spannweite $L$ [m]	Kragträger ohne Druckstäbe $F$ [kN]	Kragträger mit Druckstäben $F$ [kN]	Differenzlast [kN]	Laststeigerung
4	3,0	0,40	1,47	1,07	268%
6	4,5	0,24	0,70	0,46	192%

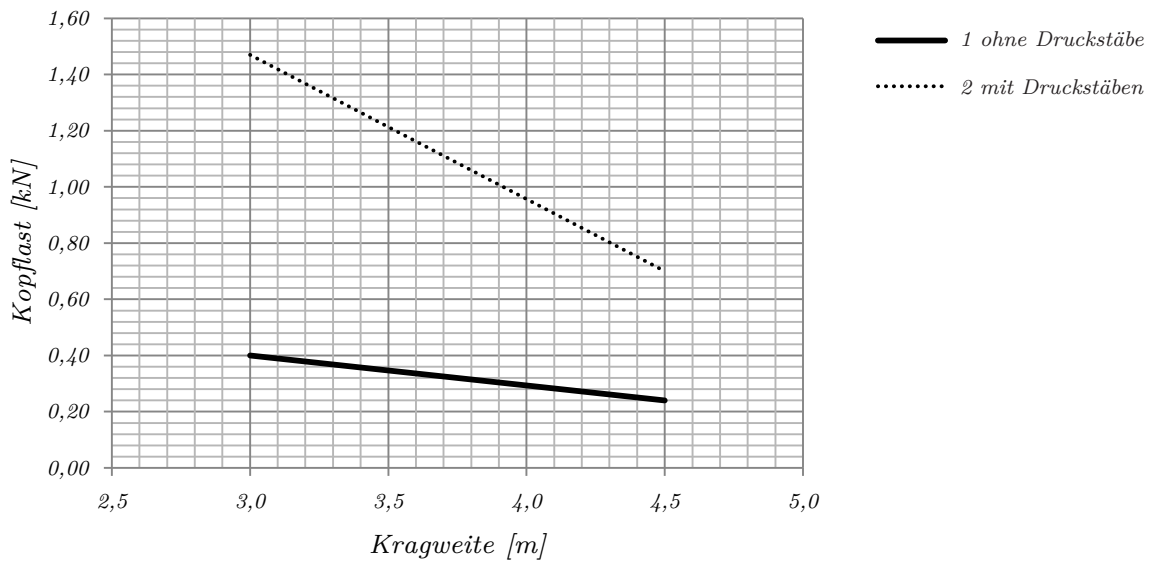


Abb. 159: (GZT) Kragträger Diagramm Last/Kragweite, Druckstäbe

Abb. 158 und Abb. 159 erläutern im GZT den Einfluss der oberen Druckstäbe im Vergleich zum ursprünglichen System mit Seilen.

### 2.5.6.4 Einsatz von Stahl mit Druckstäben

Die effektivste Optimierungsmaßnahme ist die Erhöhung des E-Moduls sowie des Trägheitsmoments. Dies ist durch die Verwendung von obenliegenden Druckstäben in Kombination mit Stahl anstatt Aluminium als Werkstoff möglich. Durch diese Optimierungen kann die Tragleistung des Systems maximal ausgeschöpft werden. Das System entspricht somit einer Fachwerkskonstruktion aus hochfesten Material. Um das Tragpotenzial voll auszuschöpfen, wird für die folgenden Berechnungen der untere Seilstrang von 6 mm auf 8 mm erhöht, da in diesem Fall das dünnere Seil unterdimensioniert ist.

Eine Neuberechnung der statisch bestimmten Systeme zeigt folgende Knotenlasten im Grenzzustand der Gebrauchstauglichkeit (GZG):

Einfeldträger mit Gabellagerung (GZG):

Module	Spannweite L [m]	Einfeldträger aus Aluminium ohne Druckstäben F [kN]	Einfeldträger aus Stahl mit Druckstäben F [kN]	Differenzlast [kN]	Laststeigerung
6	4,5	0,20	1,50	1,30	650%
8	6,0	0,08	0,70	0,62	775%
10	7,5	0,03	0,40	0,37	1150%

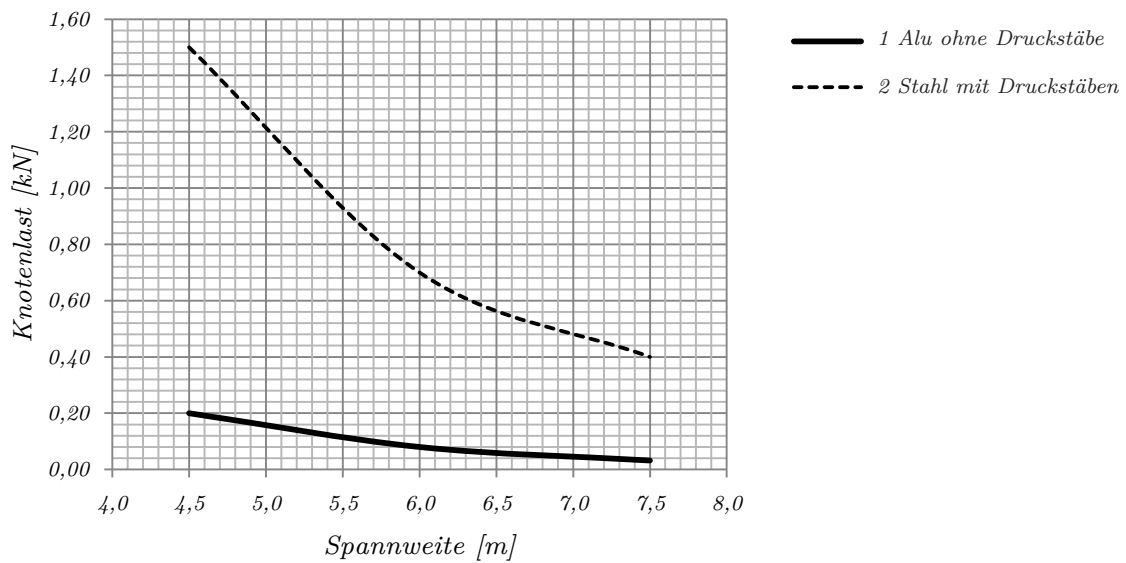


Abb. 160: (GZG) Einfeldträger Diagramm F/L, Druckstäbe (Stahl)

Kragträger (GZG):

Module	Spannweite L [m]	Kragträger (Alu) ohne Druckstäbe F [kN]	Kragträger (Stahl) mit Druckstäben F [kN]	Differenzlast [kN]	Laststeigerung
4	3,0	0,20	1,8	1,60	800%
6	4,5	0,08	0,85	0,77	963%

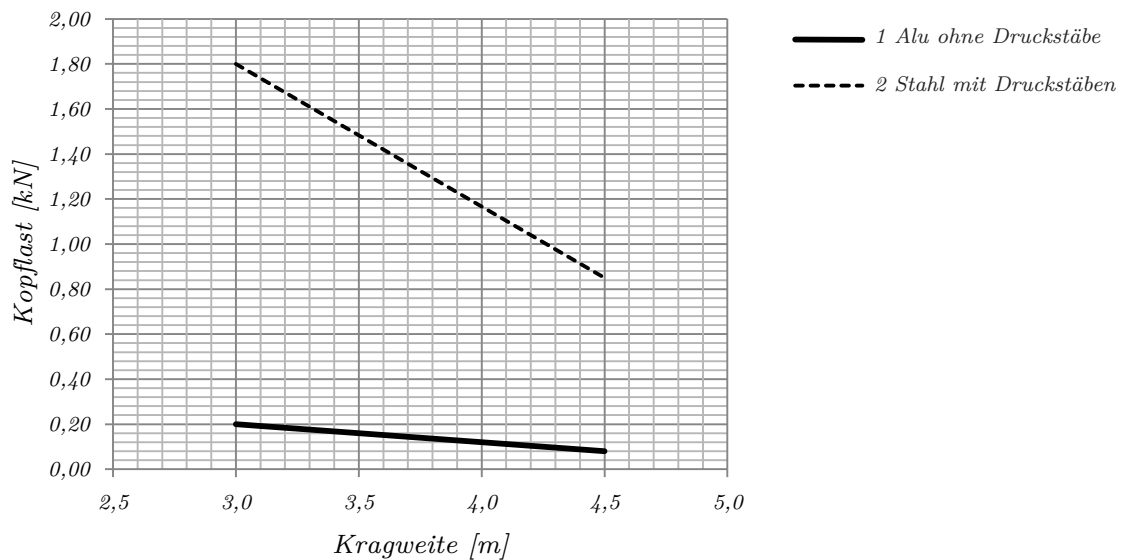


Abb. 161: (GZG) Kragträger Diagramm F/L, Druckstäbe (Stahl)

Abb. 160 und Abb. 161 zeigen in einem Diagramm die enorme, mögliche Laststeigerung im Vergleich zum Ausgangssystem.

Im Grenzzustand der Tragfähigkeit (GZT) werden folgende Werte ermittelt:

Einfeldträger mit Gabellagerung (GZT):

Module	Spannweite $L$ [m]	Einfeldträger aus Aluminium ohne Druckstäbe $F$ [kN]	Einfeldträger aus Stahl mit Druckstäben $F$ [kN]	Differenzlast [kN]	Laststeigerung
6	4,5	0,35	1,80	1,45	414%
8	6,0	0,18	1,13	0,95	528%
10	7,5	0,10	0,57	0,47	470%

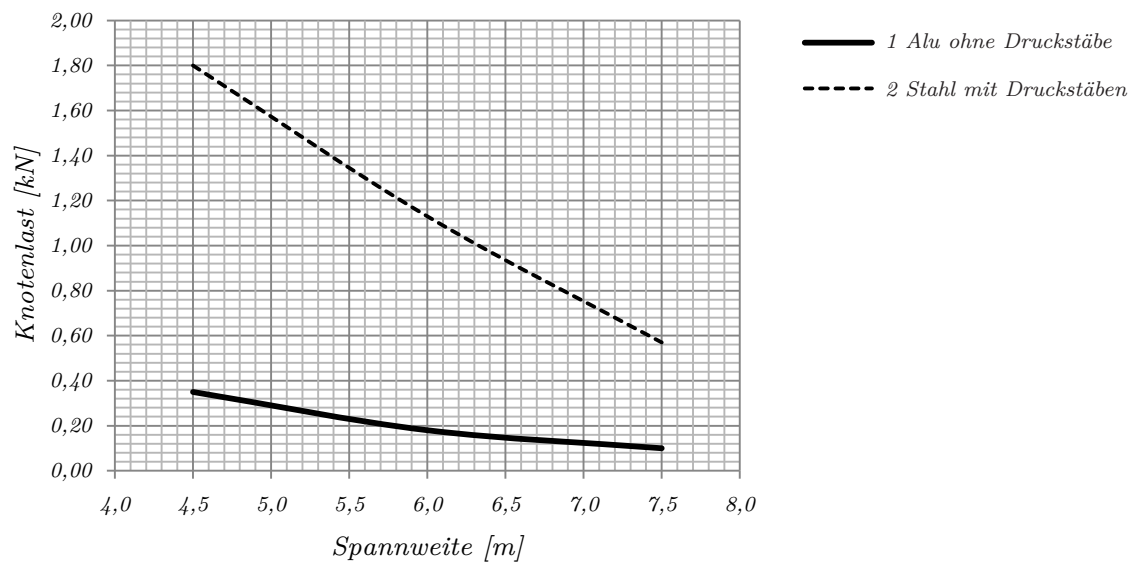
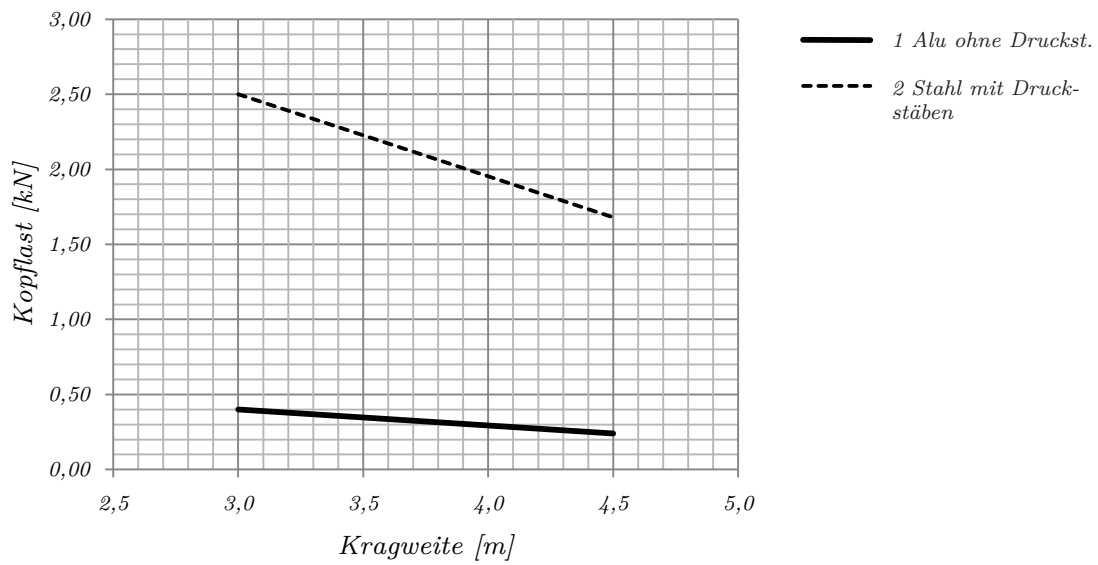


Abb. 162: (GZT) Einfeldträger Diagramm F/L, Druckstäbe (Stahl)

Kragträger (GZT):

Module	Spannweite $L$ [m]	Kragträger (Alu) ohne Druckstäbe $F$ [kN]	Kragträger (Stahl) mit Druckstäben $F$ [kN]	Differenzlast [kN]	Laststeigerung
4	3,0	0,40	2,50	2,10	525%
6	4,5	0,24	1,68	1,44	600%



**Abb. 163:** (GZT) Kragträger Diagramm F/L, Druckstäbe (Stahl)

Auch im GZT ist eine deutliche Laststeigerung erkennbar. Abb. 162 und Abb. 163 verdeutlichen dies für das Einfeld- bzw. Kragträgersystem.

## 2.5.7 Zusammenfassung der Ergebnisse

Die Ergebnisse aus den Berechnungen werden im folgenden Kapitel zusammengefasst und miteinander verglichen. Die in diesem Zusammenhang ermittelten Diagramme veranschaulichen die Tragleistung der einzelnen Systeme vor und nach den verschiedenen Optimierungsmaßnahmen.

### 2.5.7.1 Auswertung Einfeldträgersysteme

Einfeldträger (Aluminium) ohne Optimierungsmaßnahmen nach Kapitel 2.5.3:

Module	Spannweite <i>L</i> [m]	Gewicht <i>G</i> [kN]	GZG <i>F</i> [kN]	GZG $\Sigma F$ [kN]	<i>G</i> / $\Sigma F$ [%]	GZT <i>F</i> [kN]	GZT $\Sigma F$ [kN]	Reserve [kN]	Ausnutzung [%]
6	4,5	0,09	0,20	1,00	9%	0,35	1,75	0,15	57%
8	6,0	0,12	0,08	0,56	21%	0,18	1,26	0,10	44%
10	7,5	0,15	0,032	0,288	52%	0,10	0,90	0,07	32%

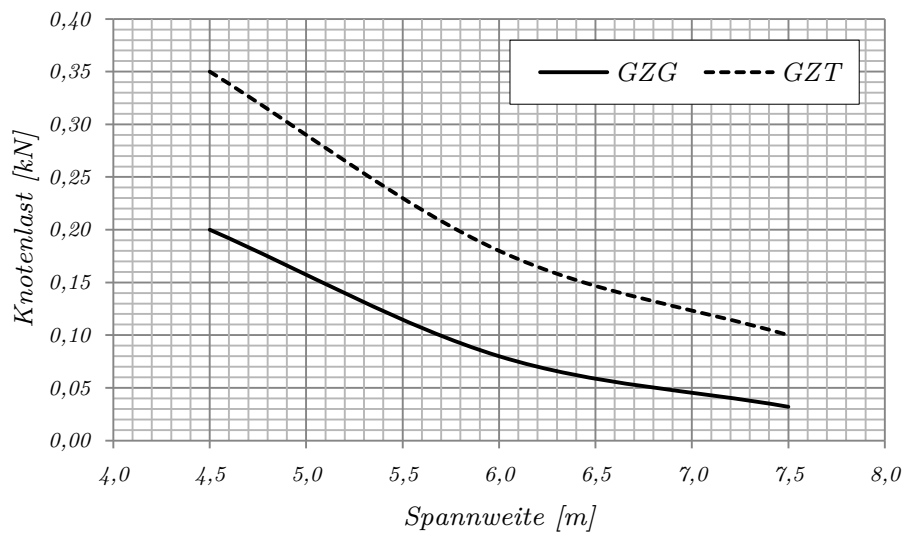


Abb. 164: (GZG/GZT) Einfeldtr.(Alu), Diagramm Knotenlast/Spannweite

Einfeldträger (Aluminium) mit Seilaukreuzungen nach Kapitel 2.5.6.1:

Module	Spannweite <i>L</i> [m]	Gewicht <i>G</i> [kN]	GZG <i>F</i> [kN]	GZG $\Sigma F$ [kN]	<i>G</i> / $\Sigma F$ [%]	GZT <i>F</i> [kN]	GZT $\Sigma F$ [kN]	Reserve [kN]	Ausnutzung [%]
6	4,5	0,10	0,23	1,15	9%	0,43	2,15	0,20	53%
8	6,0	0,14	0,11	0,77	18%	0,25	1,75	0,14	44%
10	7,5	0,17	0,058	0,522	33%	0,15	1,35	0,09	39%



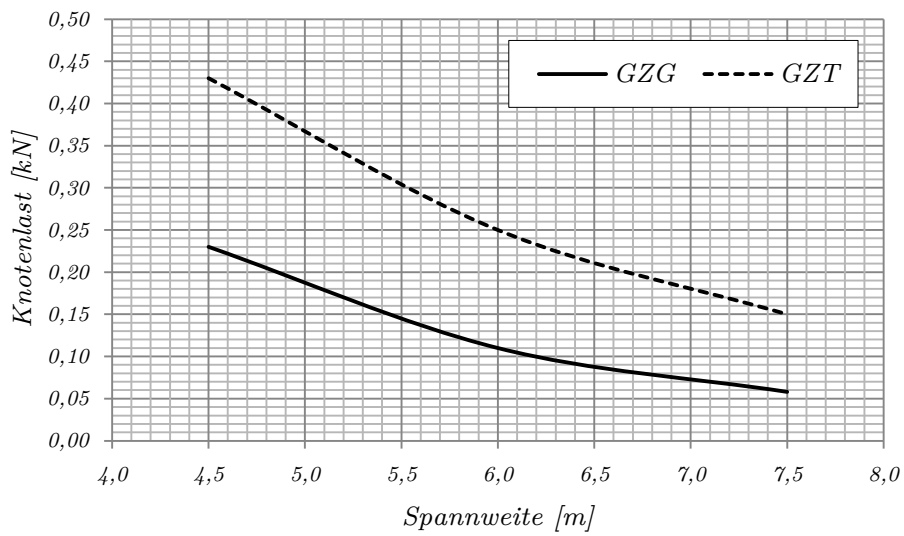


Abb. 165: (GZG/GZT) Einfeldtr. (Alu), Diagramm F/L, Seilaukreuzungen

Einfeldträger mit Stahl nach Kapitel 2.5.6.2:

Module	Spannweite L [m]	Gewicht G [kN]	GZG F [kN]	GZG $\Sigma F$ [kN]	G/ $\Sigma F$ [%]	GZT F [kN]	GZT $\Sigma F$ [kN]	Reserve [kN]	Ausnutzung [%]
6	4,5	0,23	0,40	2,00	11%	0,78	3,9	0,38	51%
8	6,0	0,30	0,17	1,19	26%	0,40	2,8	0,23	43%
10	7,5	0,38	0,08	0,72	53%	0,22	1,17	0,05	62%

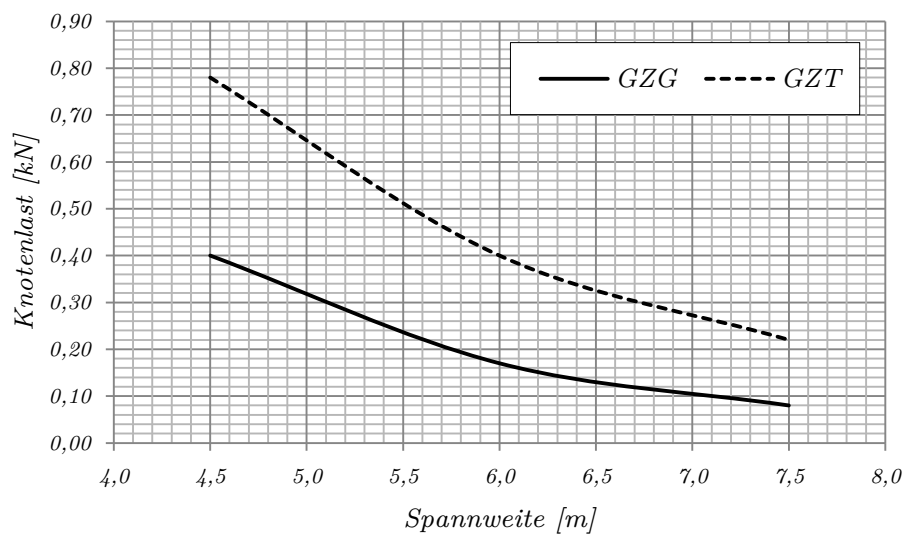


Abb. 166: (GZG/GZT) Einfeldträger, Diagramm F/L, Stahl

Einfeldträger (Aluminium) mit oberen Druckstäben nach Kapitel 2.5.6.3:

Module	Spannweite $L$ [m]	Gewicht $G$ [kN]	GZG $F$ [kN]	GZG $\Sigma F$ [kN]	$G/\Sigma F$ [%]	GZT $F$ [kN]	GZT $\Sigma F$ [kN]	Reserve [kN]	Ausnutzung [%]
6	4,5	0,11	0,90	4,50	3%	1,40	7	0,50	64%
8	6,0	0,15	0,40	2,80	5%	0,68	4,76	0,28	59%
10	7,5	0,19	0,22	1,98	10%	0,35	3,15	0,13	63%

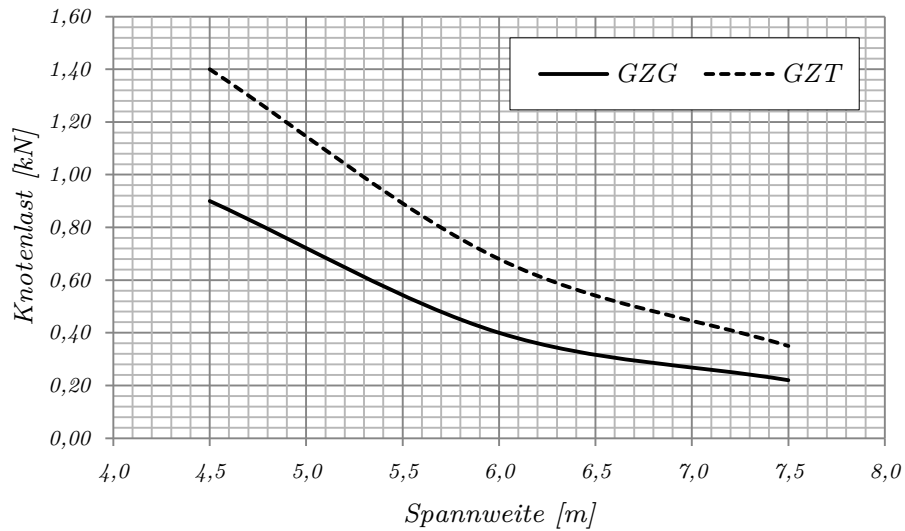


Abb. 167: (GZG/GZT) Einfeldtr. (Alu), Diagramm F/L, Druckstäbe

Einfeldträger aus Stahl mit oberen Druckstäben nach Kapitel 2.5.6.4:

Module	Spannweite $L$ [m]	Gewicht $G$ [kN]	GZG $F$ [kN]	GZG $\Sigma F$ [kN]	$G/\Sigma F$ [%]	GZT $F$ [kN]	GZT $\Sigma F$ [kN]	Reserve [kN]	Ausnutzung [%]
6	4,5	0,24	1,50	7,50	3%	1,80	9	0,30	83%
8	6,0	0,32	0,70	4,90	7%	1,13	7,91	0,43	62%
10	7,5	0,40	0,40	3,60	11%	0,57	5,13	0,17	70%

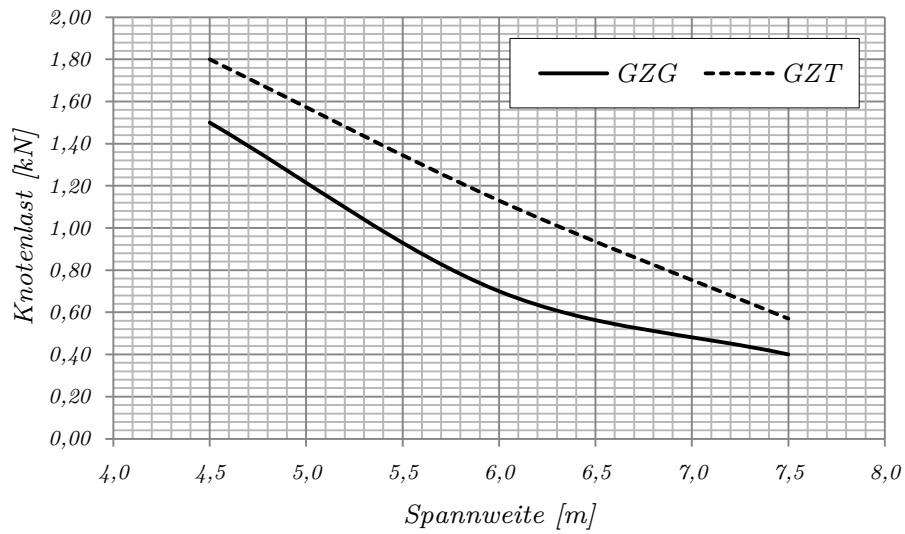


Abb. 168: (GZG/GZT) Einfeldträger, Diagramm F/L, Druckstäbe (Stahl)

### 2.5.7.2 Auswertung Kragträgersysteme

Kragträgersysteme (Aluminium) ohne Optimierungsmaßnahmen nach Kapitel 2.5.5:

Module	Spannweite L [m]	Gewicht G [kN]	GZG F [kN]	GZG ΣF [kN]	G/ΣF [%]	GZT F [kN]	GZT ΣF [kN]	Reserve [kN]	Ausnutzung [%]
4	3,0	0,06	0,20	0,60	10%	0,40	1,2	0,20	50%
6	4,5	0,09	0,08	0,40	23%	0,24	1,2	0,16	33%

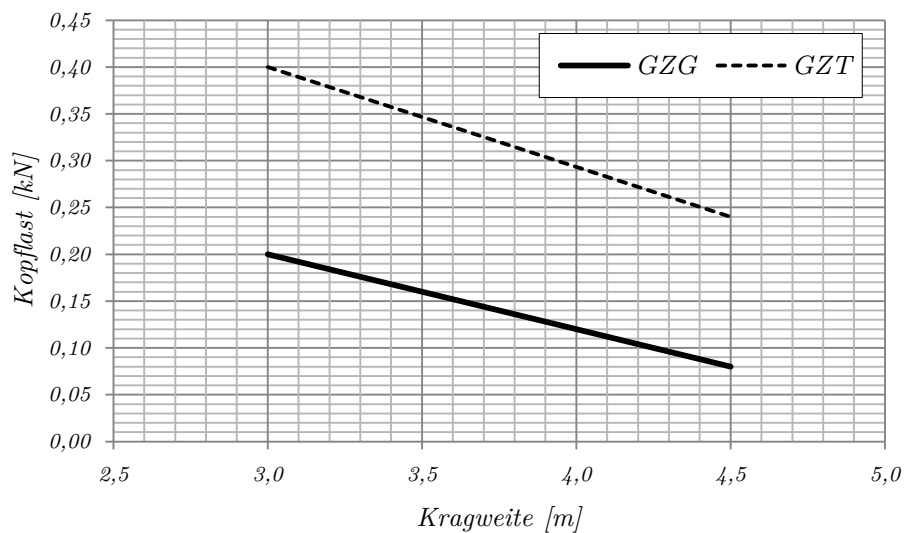


Abb. 169: (GZG/GZT) Kragträger (Alu), Diagramm Kopfplast/Kragweite

Kragträgersysteme (Aluminium) mit Seilaukreuzungen nach Kapitel 2.5.6.1:

Module	Spannweite $L$ [m]	Gewicht $G$ [kN]	GZG $F$ [kN]	GZG $\Sigma F$ [kN]	$G/\Sigma F$ [%]	GZT $F$ [kN]	GZT $\Sigma F$ [kN]	Reserve [kN]	Ausnut- zung [%]
4	3	0,07	0,28	0,84	8%	0,50	1,5	0,22	56%
6	4,5	0,10	0,11	0,55	19%	0,30	1,5	0,19	37%

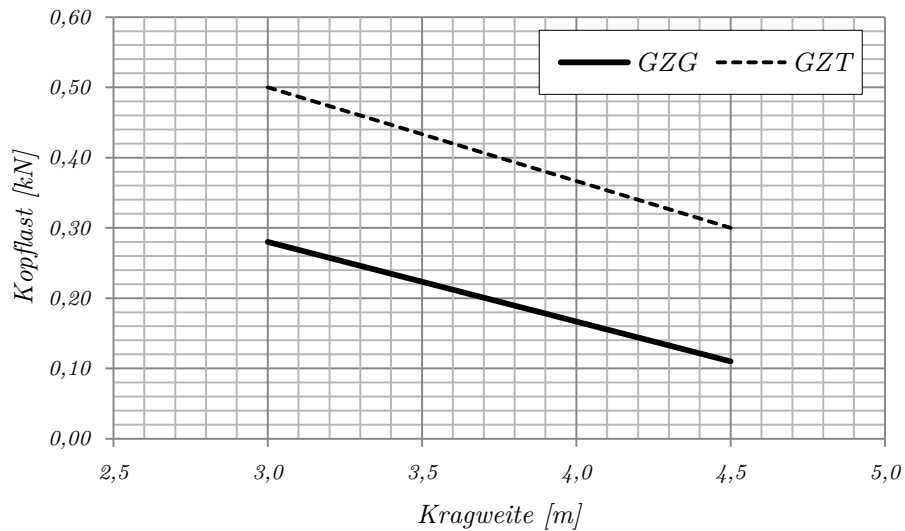


Abb. 170: (GZG/GZT) Kragträger (Alu), Diagramm F/L, Seilaukreuzungen

Kragträgersysteme aus Stahl nach Kapitel 2.5.6.2:

Module	Spannweite $L$ [m]	Gewicht $G$ [kN]	GZG $F$ [kN]	GZG $\Sigma F$ [kN]	$G/\Sigma F$ [%]	GZT $F$ [kN]	GZT $\Sigma F$ [kN]	Reserve [kN]	Ausnut- zung [%]
4	3,0	0,15	0,40	1,20	13%	0,94	2,82	0,54	43%
6	4,5	0,23	0,15	0,75	30%	0,52	2,6	0,37	29%

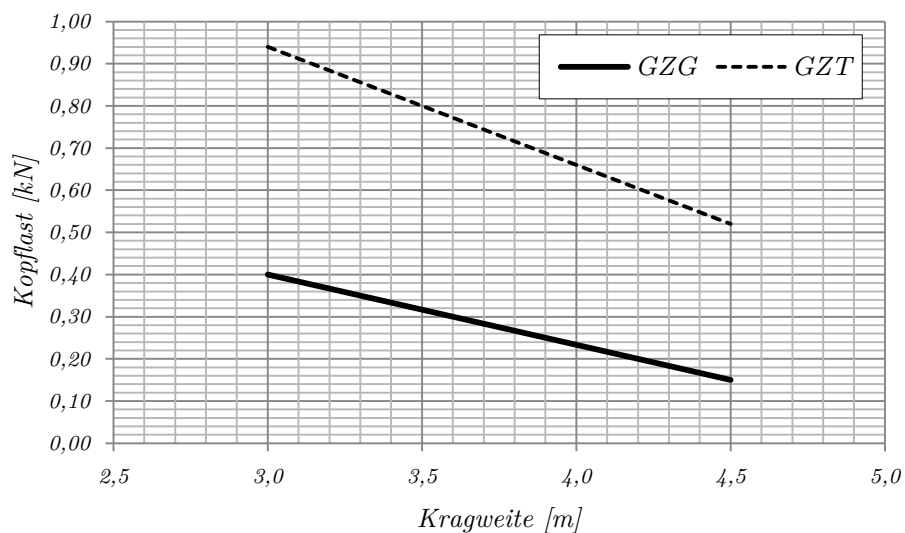


Abb. 171: (GZG/GZT) Kragträger, Diagramm F/L, Stahl

Kragträgersysteme (Aluminium) mit unteren Druckstäben nach Kapitel 2.5.6.3:

Module	Spannweite $L$ [m]	Gewicht $G$ [kN]	GZG $F$ [kN]	GZG $\Sigma F$ [kN]	$G/\Sigma F$ [%]	GZT $F$ [kN]	GZT $\Sigma F$ [kN]	Reserve [kN]	Ausnut- zung [%]
4	3,0	0,08	1,00	3,00	3%	1,47	4,41	0,47	68%
6	4,5	0,11	0,43	2,15	5%	0,70	3,5	0,27	61%

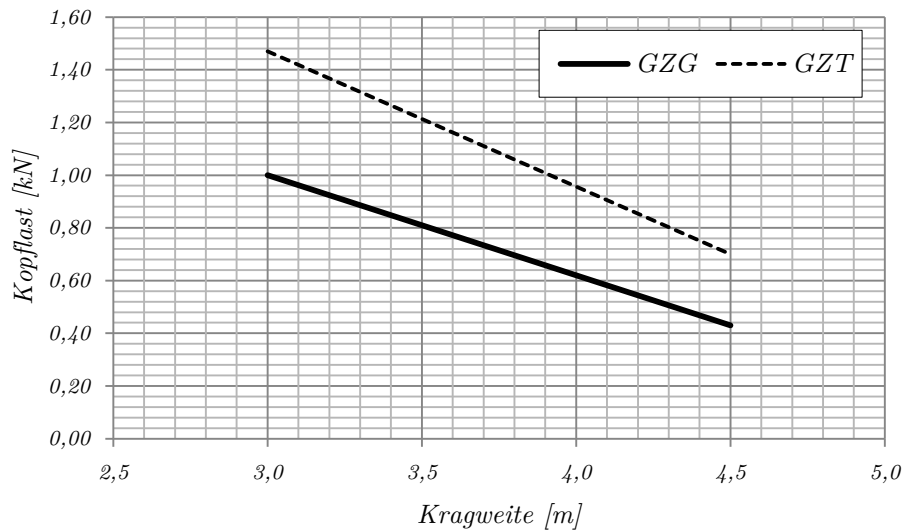


Abb. 172: (GZG/GZT) Kragträger (Alu), Diagramm F/L, Druckstäbe

Kragträgersysteme aus Stahl mit Druckstäben nach Kapitel 2.5.6.4:

Module	Spannweite $L$ [m]	Gewicht $G$ [kN]	GZG $F$ [kN]	GZG $\Sigma F$ [kN]	$G/\Sigma F$ [%]	GZT $F$ [kN]	GZT $\Sigma F$ [kN]	Reserve [kN]	Ausnut- zung [%]
4	3,0	0,16	1,80	5,40	3%	2,50	7,5	0,70	72%
6	4,5	0,24	0,85	4,25	6%	1,68	8,4	0,83	51%

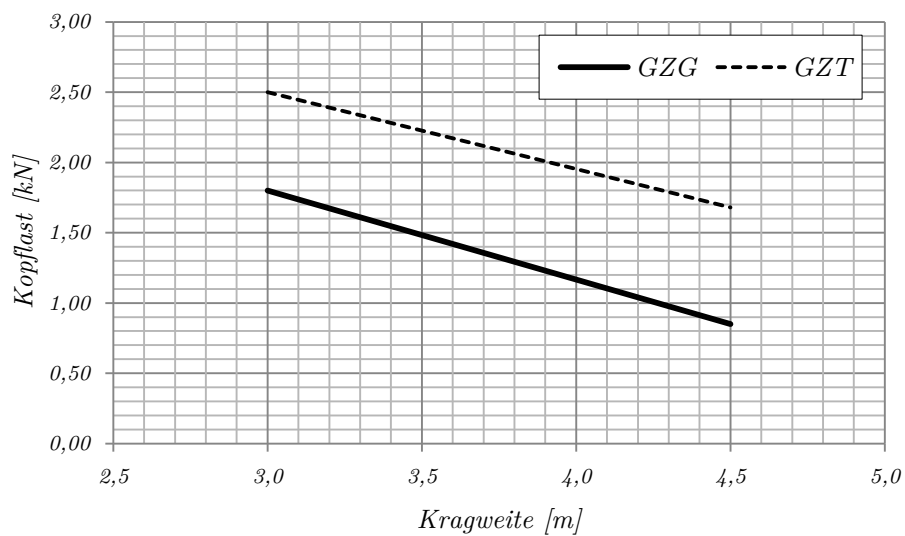


Abb. 173: (GZG/GZT) Kragträger, Diagramm F/L, Druckstäbe (Stahl)

### 2.5.7.3 Auswertung eingespannte Träger

Eingespannte Träger aus Aluminium nach Kapitel 2.5.4:

Module	Spannweite <i>L</i> [m]	Gewicht <i>G</i> [kN]	GZG <i>F</i> [kN]	GZG $\Sigma F$ [kN]	$G/\Sigma F$ [%]	GZT <i>F</i> [kN]	GZT $\Sigma F$ [kN]	Reserve [kN]	Ausnut- zung [%]
6	4,5	0,09	0,80	3,98	2%	0,82	4,08	0,02	98%
8	6,0	0,12	0,33	2,28	5%	0,42	2,91	0,09	78%
10	7,5	0,15	0,20	1,76	9%	0,27	2,39	0,07	74%

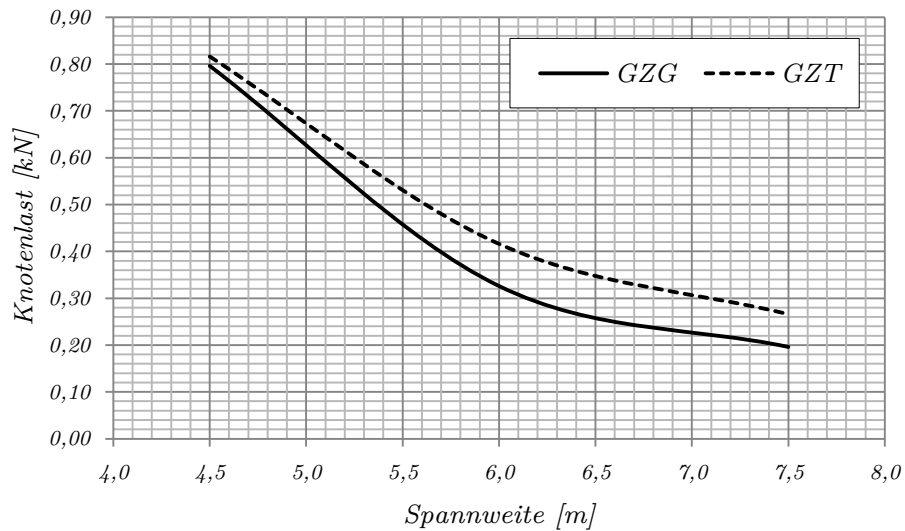


Abb. 174: (GZG/GZT) Eingespannte Träger (Alu), Diagramm F/L

### 2.5.7.4 Vergleich der Tragleistung

In den folgenden Diagrammen werden die Traglasten in Abhängigkeit zur Spannweite zusammengefasst und verglichen. In den Diagrammen sind jeweils die Optimierungsmaßnahmen und deren Wirkung verdeutlicht. Abb. 175 zeigt ein Diagramm im GZG mit entsprechenden Verläufen aller Optimierungsmaßnahmen inkl. einer beidseitigen Festeinspannung. Demnach ist an diesem Diagramm ablesbar, welche Maßnahme in welcher Größenordnung wirksam ist.

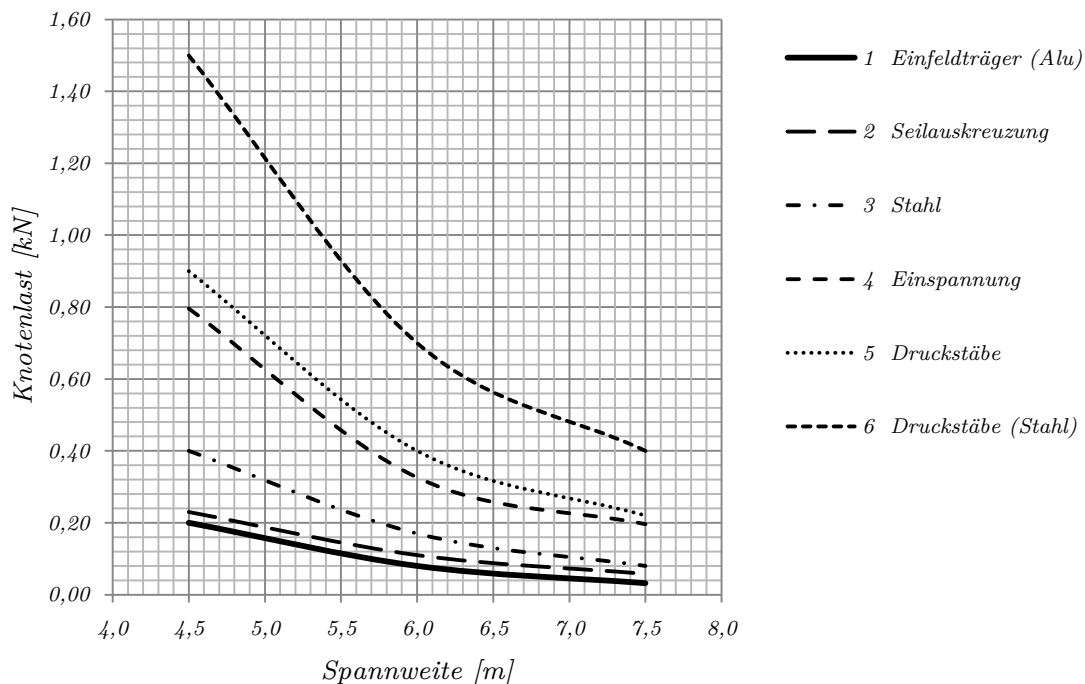


Abb. 175: (GZG) Einfeldträger, Diagramm F/L, Optimierungsmaßnahmen

Abb. 176 zeigt die Wirkungsweise der Maßnahmen im Grenzzustand der Tragfähigkeit (GZT). Die Verläufe sind hier im weitesten Sinne affin zum GZG. Die Festeinspannung des Einfeldträgers auf beiden Seiten lässt sich nach diesen beiden Diagrammen an vierter Stelle einordnen. Sie ist demnach effektiver als eine Seilaukreuzung und eine Werkstoffumstellung von Aluminium auf Stahl. Leicht wirkungsvoller als die Einspannung ist die Erhöhung des Trägheitsmoments mit der Anordnung von oberen Druckstäben. In Kombination mit einer Erhöhung des E-Moduls von Aluminium zu Stahl lässt sich die wirkungsvollste Optimierungsmaßnahme erreichen. Vergleichbare Wirkungen entfalten die Maßnahmen auch beim Kragträgersystem wie in den Diagrammen Abb. 177 im GZG und Abb. 178 im GZT erkennbar ist.

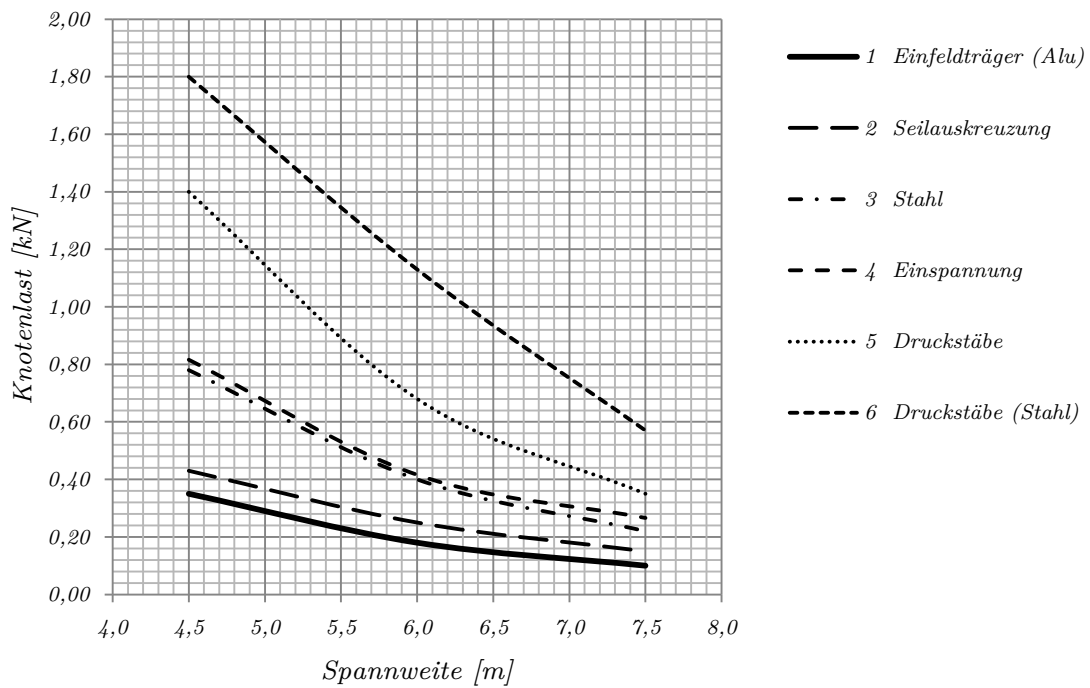


Abb. 176: (GZT) Einfeldträger, Diagramm F/L, Optimierungsmaßnahmen

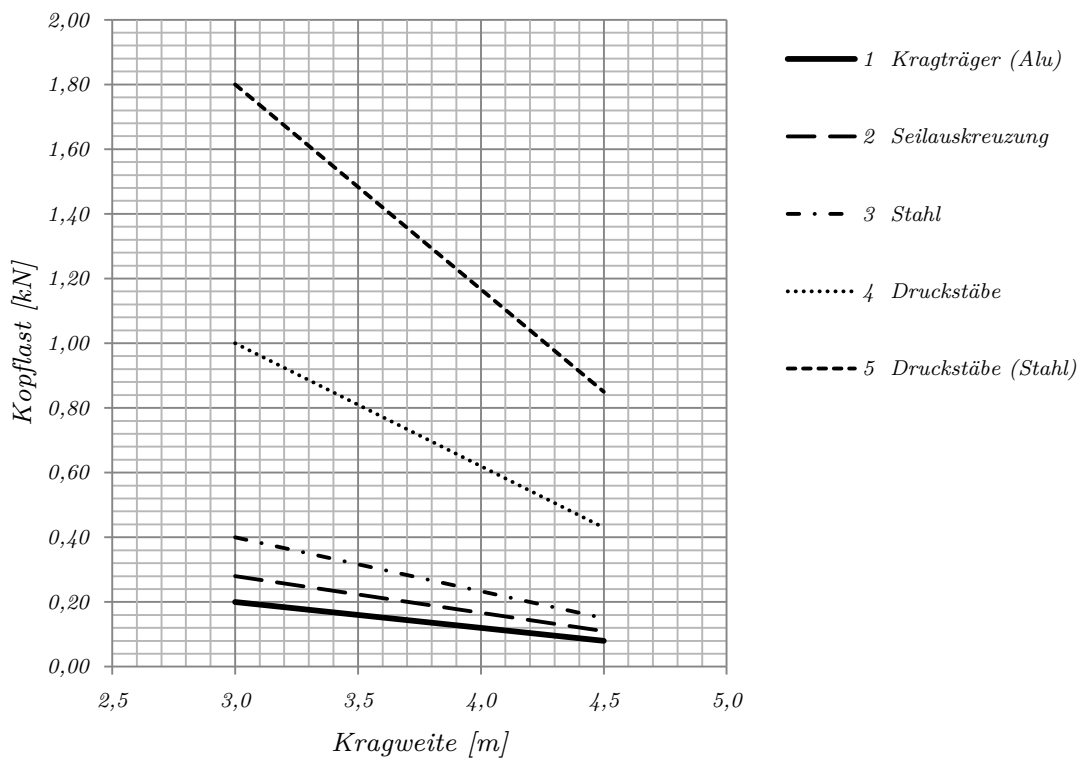


Abb. 177: (GZG) Kragträger, Diagramm F/L, Optimierungsmaßnahmen



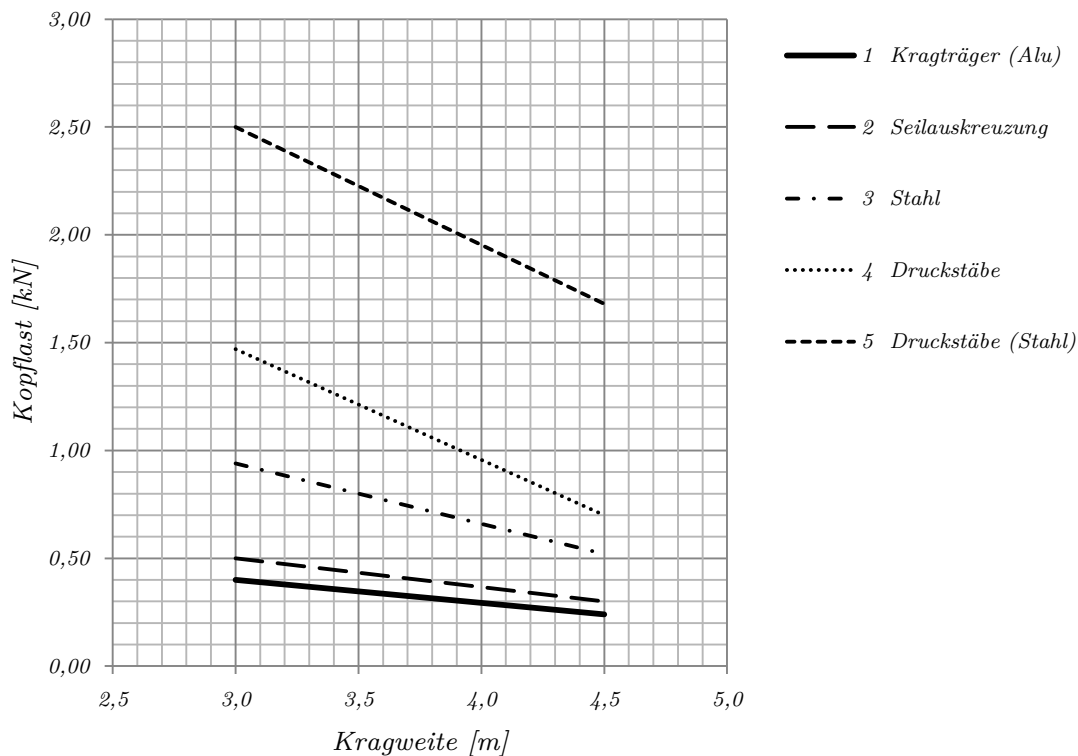


Abb. 178: (GZT) Kragträger, Diagramm F/L, Optimierungsmaßnahmen

## 2.5.8 Wirkungsweise der Torsionssteifigkeit

In den folgenden Abbildungen (vgl. Abb. 179, Abb. 180 und Abb. 181) wird der Zusammenhang der Torsionssteifigkeit im Pivotgelenk der Scherenmodule im Vergleich zu einem Dreigurtfachwerkbinder verdeutlicht. Der Dreigurtfachwerkbinder in Abb. 179 stellt dabei systembedingt die höchst mögliche Torsionssteifigkeit dar. Verursacht durch die äußere Anordnung der Diagonalen mit einem möglichst großen Abstand zur Schwerachse des Systems, entsteht auf diese Weise ein hohes Torsionsträgheitsmoment. Im Vergleich dazu besitzt das System in Abb. 180 praktisch keine Torsionssteifigkeit, da das Gelenk im Scherenbereich (Pivotgelenk) keinen Torsionswiderstand besitzt. Die tatsächliche Torsionssteifigkeit des untersuchten Systems (vgl. Abb. 181) wird ausschließlich von den biegesteifen Scherenflügelbauteilen im Pivotgelenkbereich erzeugt. Diese Versteifung im Knoten ist jedoch relativ nahe an der Schwerachse des Gesamtsystems und erklärt somit das in dem System beinhaltete geringe Torsionsträgheitsmoment und die damit zusammenhängende Anfälligkeit auf Biegedrillknicken.

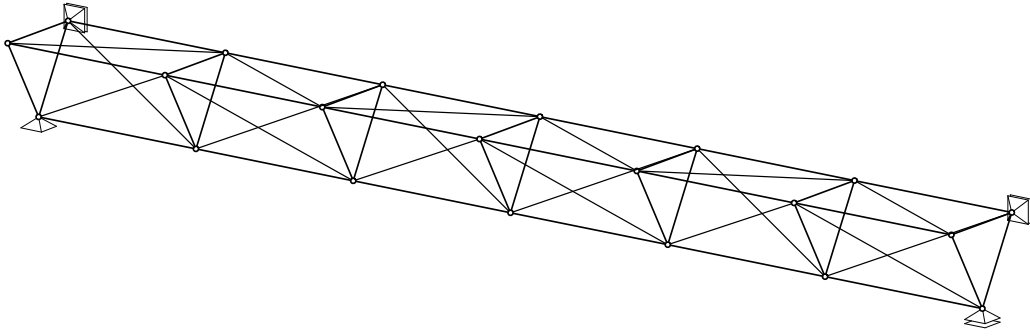


Abb. 179: Systemgeometrie eines Dreigurtfachwerkbinders

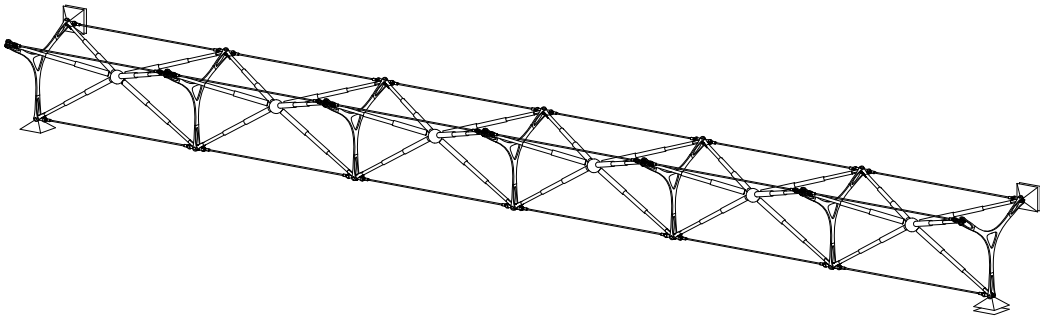


Abb. 180: System mit 6 Modulen mit gelenkigen Stabknoten

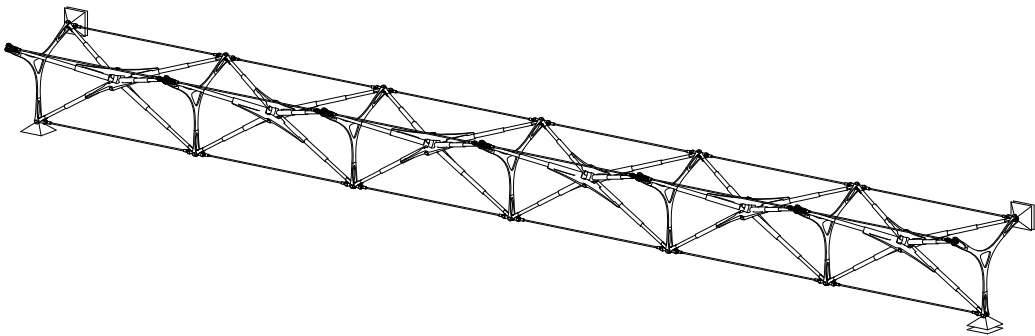
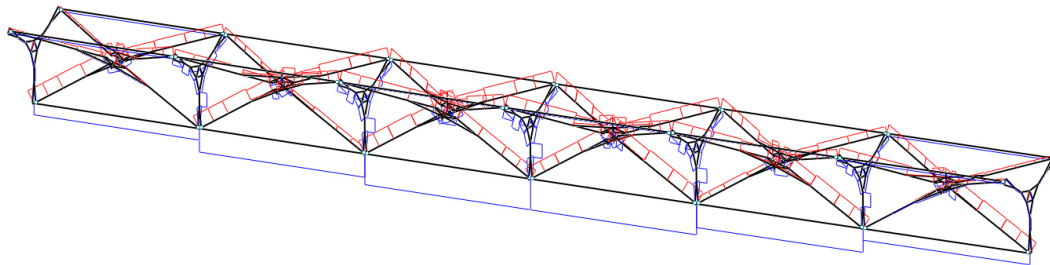


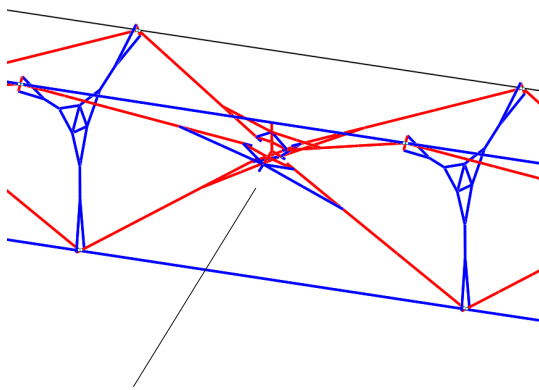
Abb. 181: System mit biegesteifen Drehflügeln im Pivotgelenkbereich

## 2.5.9 Detailbetrachtung der Stabschnittgrößen

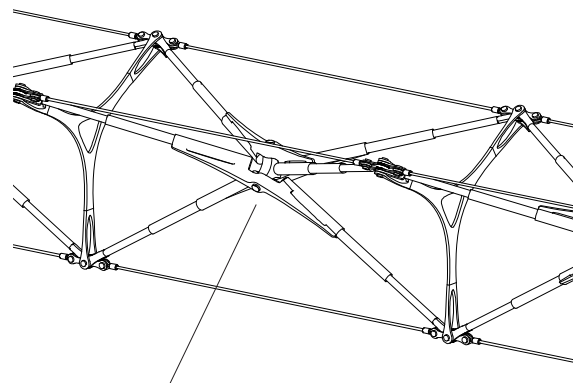
Abb. 182 zeigt die Normalkraftverläufe im Grenzzustand der Tragfähigkeit (GZG) bei einem gabelgelagerten System mit 6 Modulen. In Abb. 183 ist der Bereich in Feldmitte vergrößert dargestellt. Die Farbgebung verdeutlicht die Druck- (rot) und Zugkräfte (blau) insbesondere im Pivotgelenkbereich. Die als Fachwerkssystem aufgelöste Modellierung der Scherenflügel im Pivotgelenkbereich bewirkt eine Abtragung der Belastungen ausschließlich mittels Normalkräfte. Biegemomente erscheinen hier nicht. Sie sind als Normalkräfte in den entsprechenden Hebelarmen enthalten. Abb. 184 verdeutlicht die Situation noch einmal mit skalierten Verläufen und Zahlenwerten.



**Abb. 182:** 6 Module Gabellagerung (GZG); Normalkraft; +2,8 kN; - 1,7 kN

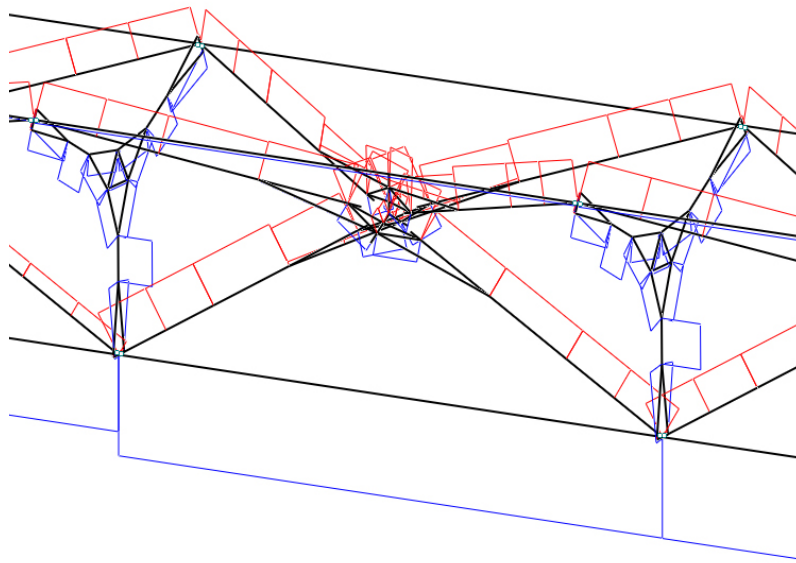


*statisches Model mit Fachwerkknoten*



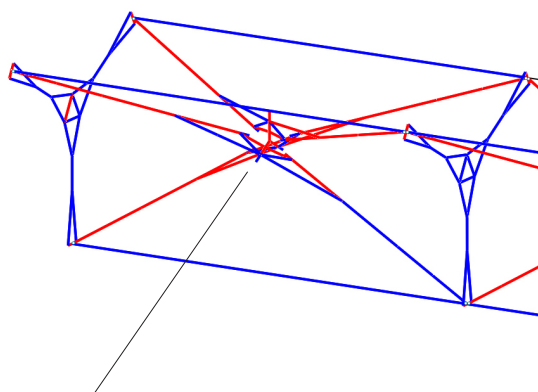
*gebauter Prototyp mit Versteifung im Zentrum  
(Drehflügel mit Teleskopaufnahme)*

**Abb. 183:** (GZG); Normalkraft; max(blau)/min(rot) in Feldmitte

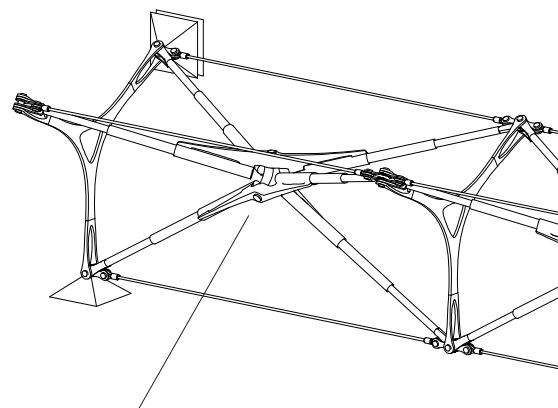


**Abb. 184:** (GZG); Normalkraft; Feldmitte; max -1.95 kN, + 3.08 kN

In Abb. 185 und Abb. 186 wird die entsprechende Situation am Auflager verdeutlicht. Die Normalkraftverläufe der einzelnen Stäbe entsprechen im Wesentlichen einer ebenen Betrachtung eines Fachwerkträgers mit gelenkigen Knotenelementen (vgl Abb. 180). Ein ebener Fachwerkträger mit gleicher geometrischer Anordnung ist in Abb. 187 dargestellt. Die Teleskopstäbe erhalten überwiegend Druckkräfte, welche ihr Maximum im Obergurtbereich in Feldmitte aufweisen. Lediglich die letzten unteren, zum Auflager hin steigenden Diagonalen auf beiden Seiten erhalten geringe Zugkräfte. Die oberen Seile fallen erwartungsgemäß aus und nehmen keine Last auf.



*statisches Model mit Fachwerkknoten*



*gebauter Prototyp mit Versteifung im Zentrum  
(Drehflügel mit Teleskopaufnahme)*

**Abb. 185:** (GZG); Normalkraft; max (blau) / min (rot); Auflagerbereich

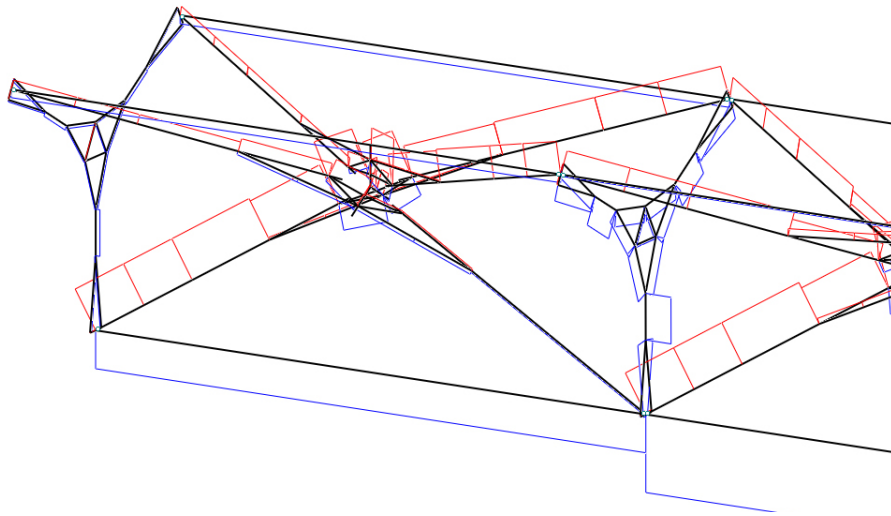


Abb. 186: (GZG); Normalkraft; Auflager; max. -1.95 kN, +3.08 kN

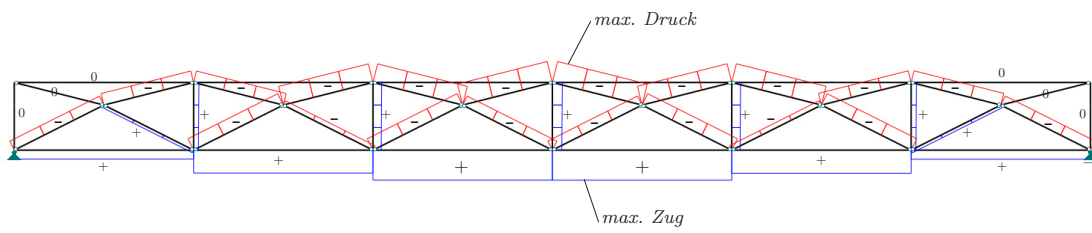


Abb. 187: Normalkraftverlauf eines ebenen Fachwerkträgers

## 3. Designstudien/Anwendungen

Im folgendem Kapitel werden Potenziale für Anwendungen und Designstudien mit den in Kapitel 2 gewonnen Erkenntnissen aufgezeigt. Dabei wird das neu entwickelte System in verschiedenen Maßstäben skaliert und angewendet. Je nach Bedarf wird dabei auf die in Kapitel 2.5.6 erarbeiteten Optimierungsmaßnahmen zurückgegriffen.

### 3.1 Anwendungen in der Architektur

Das neu entwickelte System eignet sich für den Einsatz in der Architektur im größeren Maßstab. Die enthaltenen Eigenschaften bzgl. Packbarkeit und Flexibilität erlauben insbesondere Einsätze in der mobilen Architektur bzw. bei temporären Bauten. Transport- und Lagerkosten können somit gering gehalten werden. Die Montage vor Ort ist durch die Entfaltbarkeit und Arretierung in Endposition beschleunigt, da die Anzahl an vorgefertigten Bauteilen dadurch reduziert ist.

#### 3.1.1 Mobile Brückenkonstruktion

Eine Studie zielt auf einen Einsatz als mobilen Fußgängersteg für temporäre Anwendungen wie bei Baustellen ab. In Abb. 188 ist eine mobile Fußgängerbrückenkonstruktion mit 8 Modulen dargestellt. Die Spannweite liegt hier bei ca. 40 m bei einer Modulgröße von 5 m im entfalteten Zustand. Der modulare Aufbau des Systems erlaubt es auch, andere Brückenlänge in 5 m Schritten zu realisieren. Die Stegbreite bemisst sich hier auf ca. 2,5 m. Durch die enthaltene Flexibilität des Systems können verschiedene Krümmungsradien erzeugt werden, so dass die Brücke durch eine Stichhöhe in Brückenmitte so ausgelegt werden kann, dass an beiden Brückenköpfen Anschlussrampen mit gleicher Krümmung angelegt werden können. Somit ist es möglich, weitgreifende Fundamentkonstruktionen zu vermeiden. Die Fundamente sind hier durch systemaffine 3-Bein Spreizen realisiert, welche entsprechend unterfüttert und gelagert werden müssen. Den dafür notwendigen Raum vorausgesetzt, kann die Brückenkonstruktion auf ebenen Grund aufgelegt werden. Die Brücke könnte mit einem Mobilkran am Stück im ausgefalteten Zustand ein-

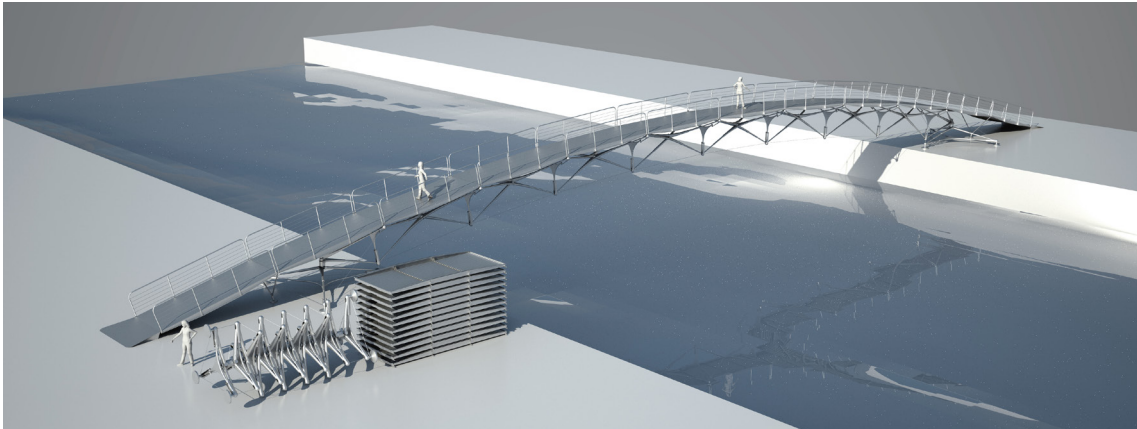


Abb. 188: Mobile Fußgängerbrücke

gehoben und montiert werden. Falls Stützkonstruktionen realisierbar sind, könnte die Konstruktion auch sequenziell an Ort und Stelle entfaltet und arretiert werden. Das obere Brückendeck ist durch modulare Plattenkonstruktionen umgesetzt, welche erst nach der Entfaltung der untenliegenden Struktur angebracht werden. Diese Plattenelemente, welche als orthotrope Stahlplatte ausgeführt werden, erfüllen zum einen die Funktion der Fahrbahn mit integriertem ausklappbaren Geländern zur Absturzsicherung und zum anderen die Aufnahme der oberen Druckkräfte der Brückenkonstruktion wie in Kapitel 2.5.6.4 beschrieben. Somit bildet das System einen Einfeldträger, bei dem die flache Bogenkrümmung vernachlässigt werden kann. Durch die Aktivierung der Deckplatten als druckstabilen Obergurt und die Ver-

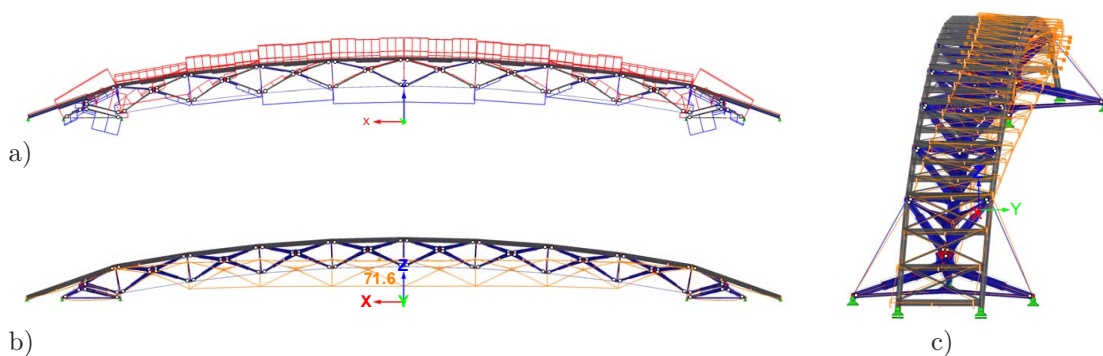


Abb. 189: a) Normalkraftverlauf, b) vertikale c) horizontale Verformung [15]

wendung von hochfestem Stahl ergibt sich ein Fachwerkträger, welcher die Tragleistung des wandelbaren Systems voll ausschöpft. Abb. 189 a zeigt qualitativ den Normalkraftverlauf der Konstruktion unter vertikaler Belastung. Zu sehen ist hier die Druckkraft im Obergurt und die Zugkraft im unteren Seil mit Maximum in Brückenmitte. Die Querkkräfte werden über die Teleskopstränge abgeleitet und werden

zu den Auflagern hin größer. In Abb. 189 b) ist die vertikale und in Abb. 189 c) die horizontale Verformung des Systems dargestellt. Dabei wird die Torsionssteifigkeit des Systems durch die Plattenelemente erhöht und gleichzeitig eine wirksame horizontale Aussteifung gewährleistet.

### 3.1.2 Mobile Überdachungskonstruktionen

Ähnlich wie im vorangegangenen Kapitel 3.1.1 ist ein Konzept für Überdachungslösungen angelegt, welches jedoch in der Modulgröße etwas kleiner dimensioniert ist. Die Modulgröße ist hier mit  $75\text{ cm}$  bzw.  $1\text{ m}$  Höhe gewählt und orientiert sich von der konstruktiven Umsetzung stark an den in Kapitel 2.4.1 beschriebenen Prototyp. Für Einsätze im Freien mit potenzieller Windbeanspruchung muss bei dieser Art von Konstruktion auf jeden Fall von der maximal möglichen Steifigkeit ausgegangen werden. Daher werden obenliegende Druckstäbe in Form von Plattenelementen gewählt. Zusätzlich werden alle konstruktiven Teile in hochfestem Stahl ausgeführt.

Die folgenden Entwurfsstudien sind u. a. im Rahmen einer Diplomarbeit [76] entwickelt worden. Dabei wurde ein Konzept entworfen, welches es erlaubt, die modular aufgebaute Überdachungskonstruktion transportabel in Flugcontainer zu verstauen (vgl. Abb. 190), um so einen möglichst hohen Grad an Mobilität zu erreichen. Hintergrund dieser Überlegungen sind Anwendungsszenarien im Bereich des Messebaus bzw. der Eventarchitektur. Hier ist es üblich, temporäre Pavillons in kurzer Zeit an möglichst vielen Standorten aufzustellen. In Abb. 191 ist eine Montagesequenz dargestellt, welche beispielhaft rechteckige Rahmenträger mit dazwischenliegender Membraneindeckung vorsieht. Durch den modularen Aufbau und die Möglichkeit,

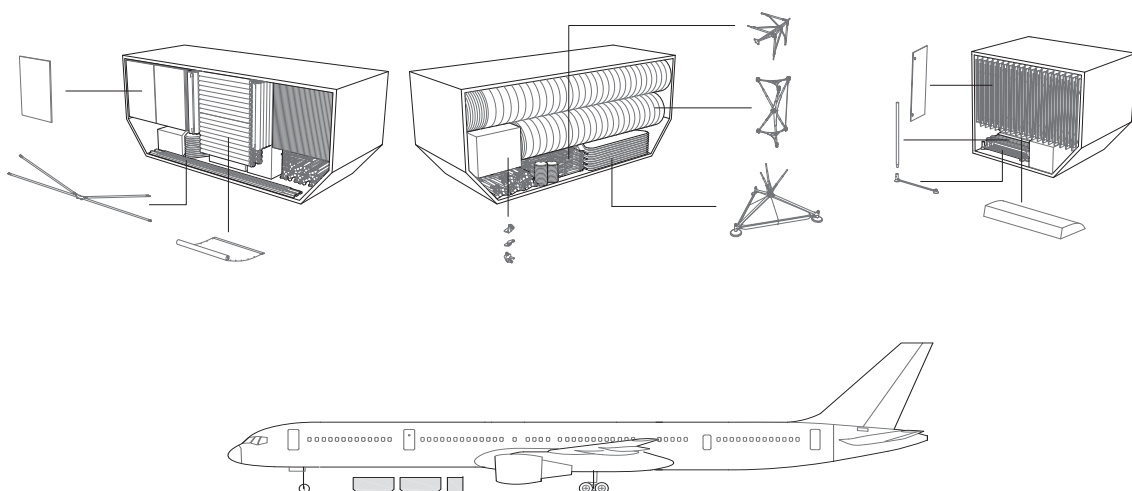
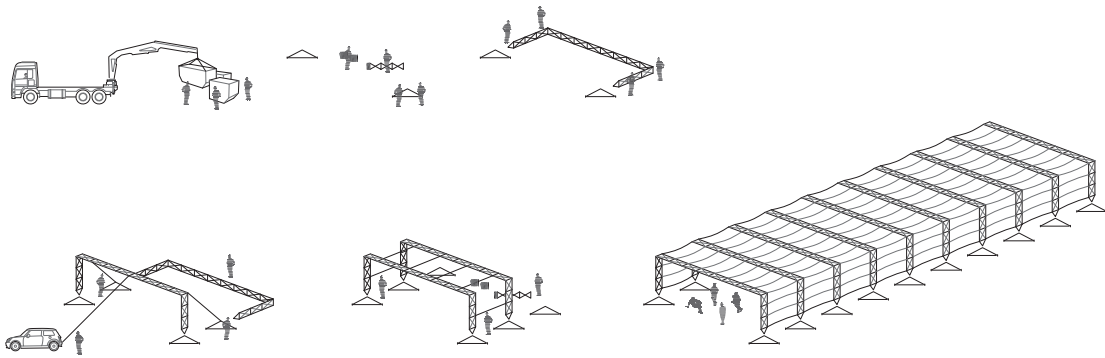


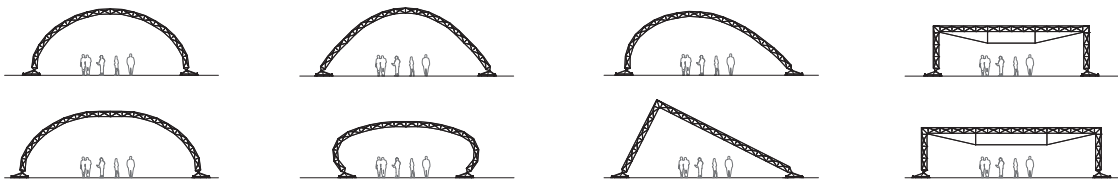
Abb. 190: Verstauung in standardisierte Flugcontainer [76]





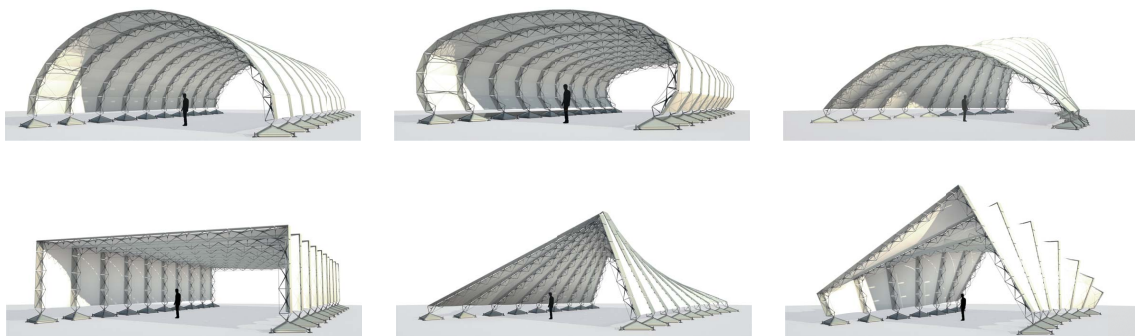
**Abb. 191:** Montagesequenz von der Anlieferung bis zur Fertigstellung[76]

flexible Krümmungsradien zu generieren, kann das System sehr vielseitig eingesetzt werden. Neben der hohen Packbarkeit und dem damit hohen Grad an Mobilität ist eine große Variation hinsichtlich der Formgebung umsetzbar. Dies ergibt sich allein durch die formgebende Gestalt der Primärkonstruktion, welche als Rahmen konzipiert ist oder auch Bogenform haben kann. In Abb. 192 und Abb. 193 ist eine Auswahl an Variationsmöglichkeiten dargestellt. Dabei ist es auch möglich, inner-

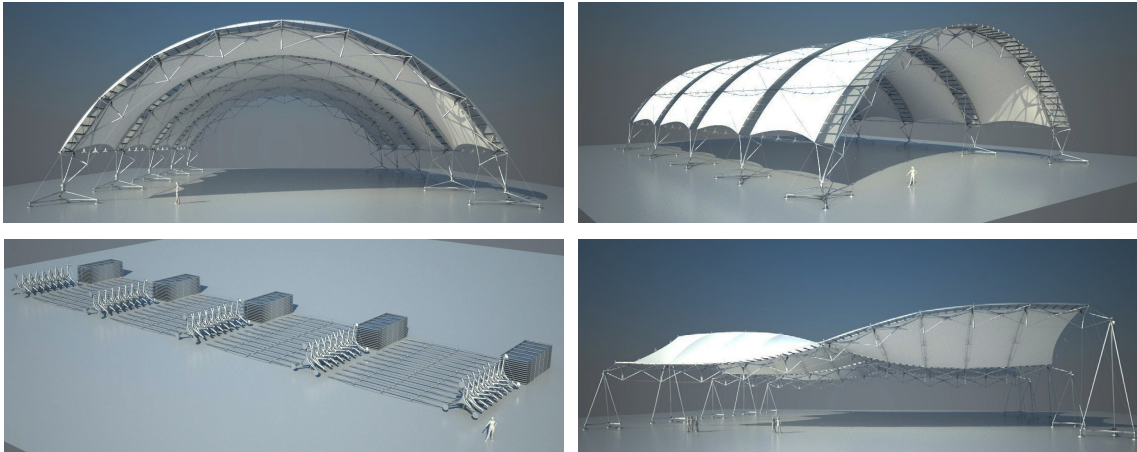


**Abb. 192:** Variation der Form des Primärtragsystems [76]

halb der Addition der Primärtragsysteme die Form zu ändern bzw. zu variieren. Auf diese Art und Weise ergibt sich eine große Vielfalt an gestalterischen Raumkonzepten, welche im Wesentlichen durch gleichartige Grundmodule umgesetzt werden können. Nur die Membranhülle muss entsprechend angepasst werden. Dieser Entwurf sieht eine Kopplung der Primärelemente durch Querträger vor. Die Randträger sind zusätzlich durch Seilverbände ausgekreuzt und gewährleisten dadurch die



**Abb. 193:** Räumliche Addition und Variation des Primärtragsystems [76]

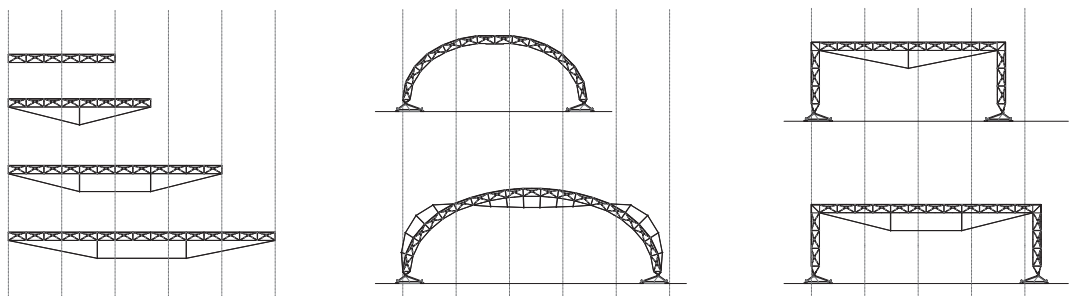


**Abb. 194:** Längsaussteifung durch Querträger und Kreuzverbände

Längsaussteifung. In Abb. 194 ist ein 8-moduliges Bogensystem mit Querträgern und Kreuzverbänden in den Randfeldern dargestellt. Zu sehen ist hier die gepackte Konfiguration und eine weitere Formvariation bei entsprechender Aufständigung der Auflager. Abb. 195 zeigt eine Visualisierung einer alternierenden Variation der Form der Primärträger sowie eine Innenperspektive.



**Abb. 195:** Innenraum einer alternierenden asymmetrischen Bogenform [76]

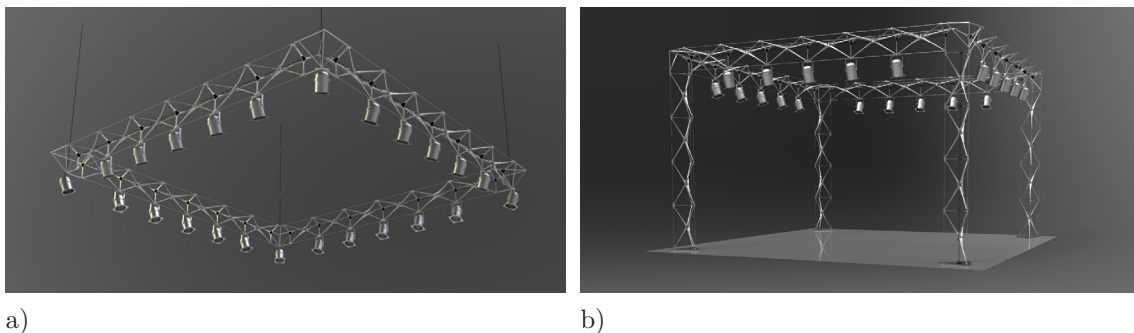


**Abb. 196:** Erhöhung der Spannweiten durch Unter- bzw. Überspannungen [76]

Eine Erhöhung der Spannweite kann durch ergänzende Unter- bzw. Überspannungskonstruktionen, wie in Abb. 196 dargestellt, umgesetzt werden.

### 3.1.3 Wandelbares Traversensystem

Ein im Vergleich sehr konkretes Anwendungspotenzial stellt der Einsatz des Systems als wandelbares Traversensystem im Messe- und Bühnenbau dar. Sog. Lichttraversensysteme sind i. d. R. für die Befestigung von Leuchtkörpern üblich. Je nach Anforderung können die Beleuchtungskörper dabei unterschiedliche Ausmaße, Gewichte und Leistungen aufweisen. Moderne LED Leuchten sind dabei im Vergleich sehr leicht und wiegen meist nicht mehr als  $1\text{ kg}$  je Leuchte. Größere und leistungsfähigere Leuchtkörper haben ein Gewicht von  $3$  bis  $7\text{ kg}$  je Leuchte inkl. Verkabelung. Diese Größenordnung der Belastung erlaubt den Einsatz des Systems in der leichtesten Form aus Aluminium sowie ohne zusätzlichen Verstärkungsmaßnahmen. Dabei lassen sich die konstruktiven Details weitestgehend aus den in Kapitel 2.4.1 erörterten Aspekten des Prototyps übernehmen.

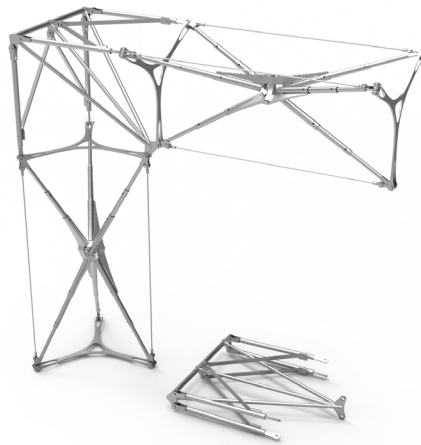


a)

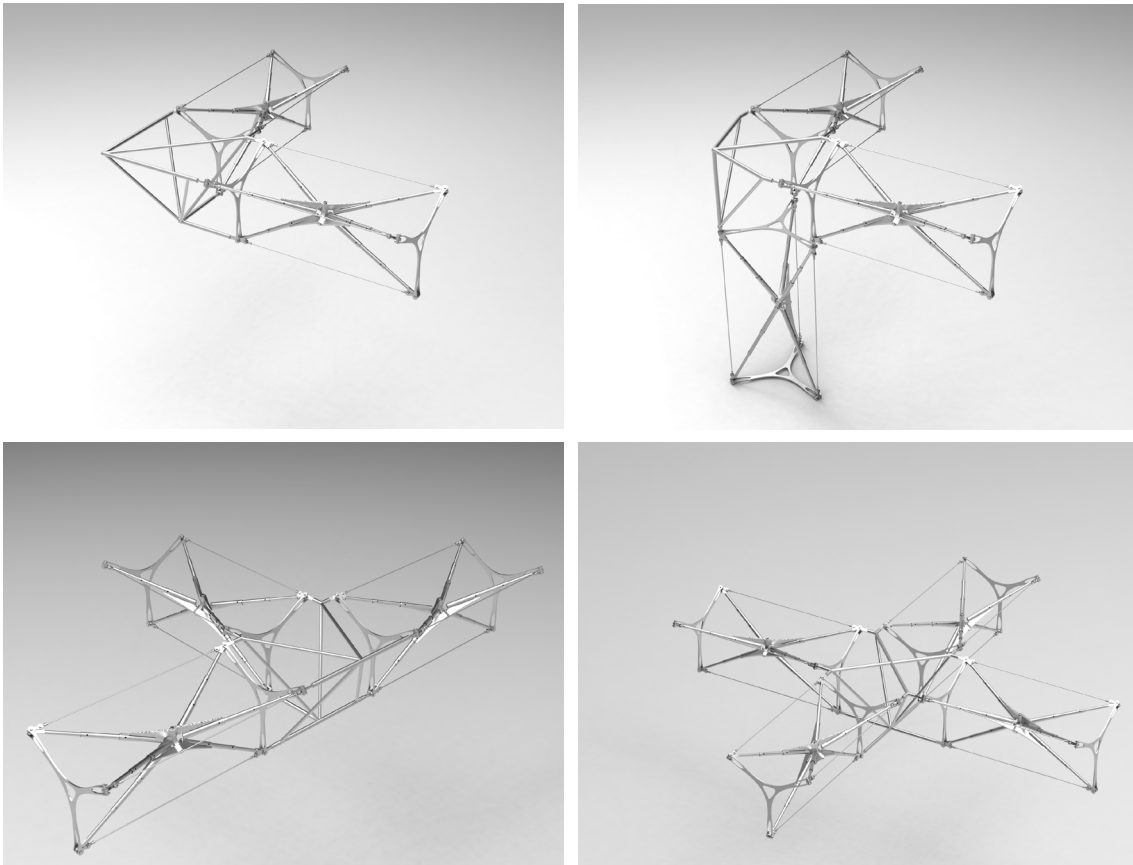
b)

**Abb. 197:** Lineares Traversensystem a) abgehängt b) aufgeständert

Abb. 197 a zeigt ein abgehängtes lineares System mit Leuchten in Rechteckform. Hallenabhängungen sind im Messebau üblich und entsprechende Lasten dafür eingeplant. Ein Vorteil von abgehängten Systemen liegt darin, dass keine Stützen erforderlich sind, welche zum einen Platz auf dem Messestand verbrauchen und zum anderen direktem Publikumsverkehr ausgesetzt sind und daher gegen Vandalismus geschützt werden müssen (vgl. Abb. 197 b). Für die Ecksituationen und Verbindungen von verschiedenen linearen Elementen sind Sonderelemente vorgesehen. Abb. 198 zeigt ein Rahmeneckdetail zum Anschluss von zwei Richtungen unter  $90^\circ$ . Dieses Element kann zusätzlich durch Klappgelenke in eine kompakte Konfiguration gebracht werden. In Abb. 199 sind weitere verschiedene Anschlusselemente dargestellt, welche jedoch keine zusätzliche Packfunktion aufweisen.

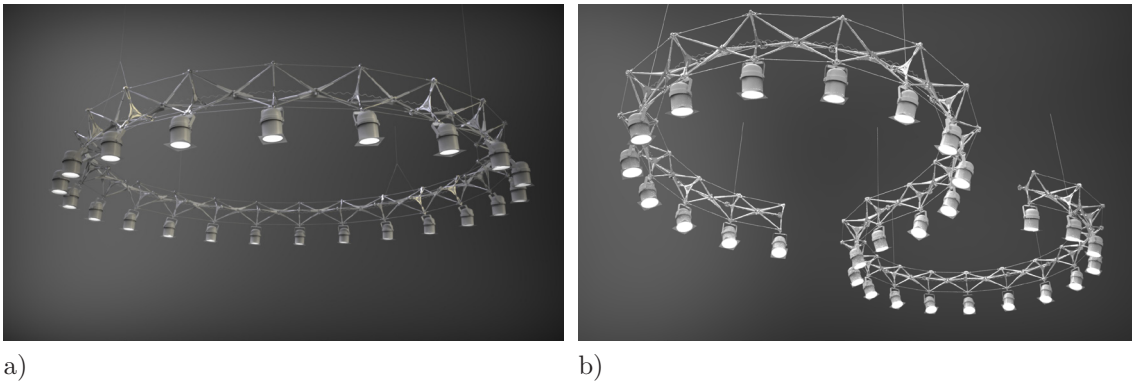


**Abb. 198:** Klappbares Rahmeneck (Visualisierung)



**Abb. 199:** Verschiedene Anschlussvarianten des Traversensystems

Des Weiteren können Kreissysteme mit unterschiedlichen Durchmessern erzeugt werden (vgl. Kapitel 2.4.2). In Abb. 200 a ist ein abgehängtes Ringsystem mit Lampen dargestellt. Die Möglichkeit, flexible Krümmungsradien einstellen zu können, erlaubt es entsprechende Wendepunkte und freie Formen zu generieren (vgl. Abb.



a)

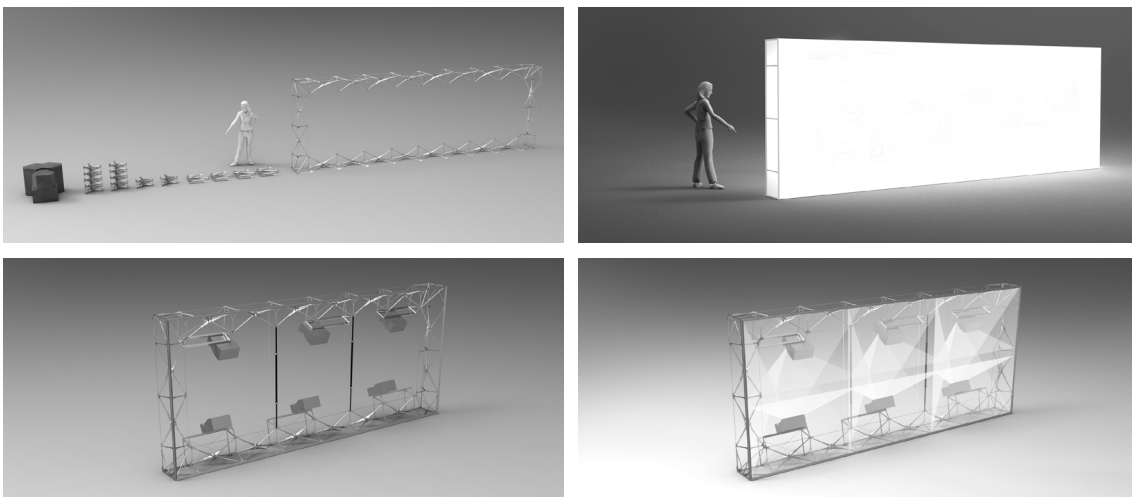
b)

**Abb. 200:** Gekrümmtes Traversensystem a) Kreisform b) freie Form

200 b). Die notwendige Verkabelung der Leuchten kann dabei bereits im System integriert und durch spulenartige Federkabelsysteme entsprechend umgesetzt werden.

### 3.1.4 Displayrahmen

Wie bei den Traversensystemen lassen sich entsprechende Rahmenkonstruktionen aus linearen Elementen erzeugen, welche als Unterkonstruktion für Bespannungen mit Membranfolie für Projektionsflächen dienen. Abb. 201 zeigt eine Rahmenkonstruktion für ein Rückprojektionssystem. Die Unterkonstruktion wird dabei



**Abb. 201:** Rahmenkonstruktion für eine Rückprojektionwand

von linearen wandelbaren Traversen gebildet. Die Konstruktionstiefe der Traversen erlaubt ein freies stehen der Wand ohne weitere Stützkonstruktion. Auch kann innerhalb dieser Bautiefe eine Multiprojektoranlage mit Kurzstanzprojektoren installiert werden.

## 3.2 Designstudien im kleinen Maßstab

Das neu entwickelte wandelbare System kann auch im kleineren Maßstab eingesetzt werden. Falls die Beanspruchungen gering genug sind, kann dabei auf die außenliegenden Seile verzichtet werden. Auch können im kleineren Maßstab andere Materialien wie z.B. Kunststoff verwendet werden, welches fertigungstechnisch weitere Möglichkeiten bietet, wie etwa den Einsatz von 3D Druckern.

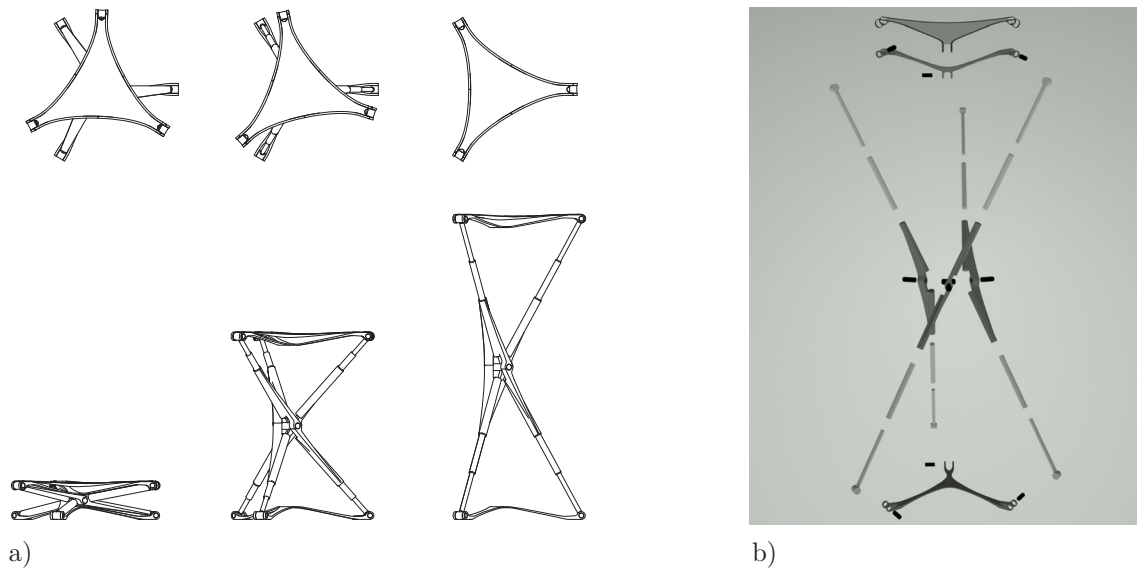
### 3.2.1 Wandelbarer Sitzhocker

Im Rahmen einer Studienarbeit [76] wurde das neu entwickelte wandelbare System für Möbeldesignstudien herangezogen. Abb. 202 zeigt die Designstudie eines Sitzhockers mit zwei Sitzhöhen und in einer ganz zusammengeklappten Konfiguration. Dabei kommt ein lineares Modul mit einer voll ausgefahrenen Höhe von *70 cm*



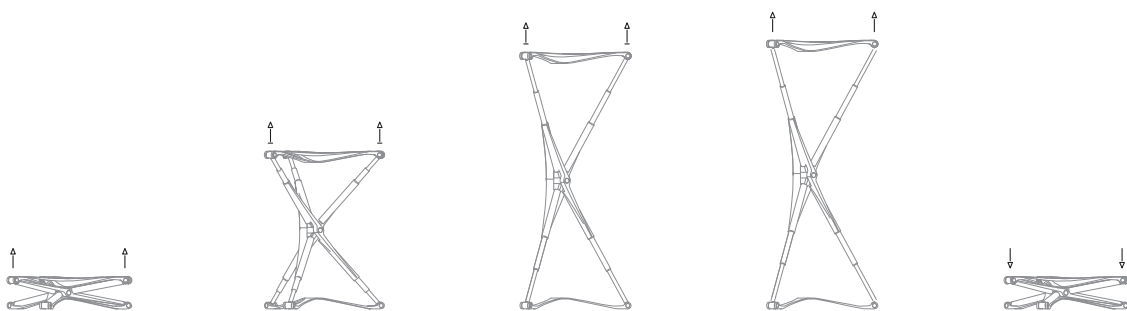
**Abb. 202:** Designstudie eines Sitzhockers mit zwei Sitzhöhen [76]

zum Einsatz. Eine weitere Sitzstufe wird in der Hockerhöhe von *45 cm* durch die vorgesehene Arretierung eingestellt. Abb. 203 a) zeigt die verschiedenen Sitzhöhen in Ansicht und Grundriss. Zu sehen ist hier die dabei enthaltene Verdrehung des Systems. In voll entfalteter Position liegen die Endgelenke deckungsgleich übereinander. Abb. 203 b) zeigt die Einzelbauteile mit den zweifachen Teleskopen und den



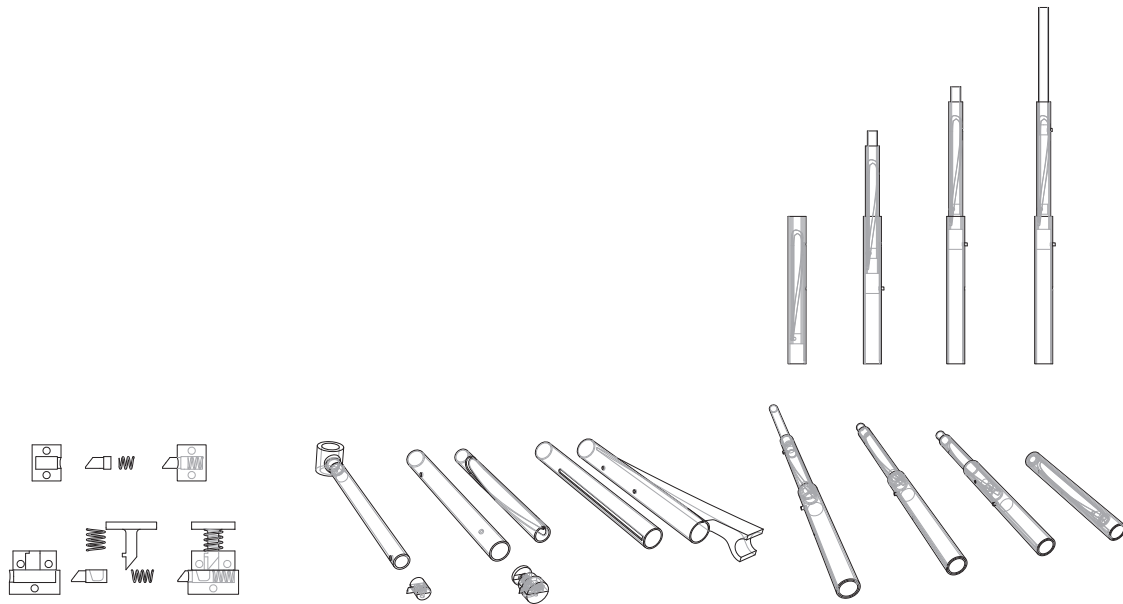
**Abb. 203:** a) 2 Sitzstufen, b) Explosionsdarstellung der Bauteile [76]

Bolzenschenkeln in einer Explosionsdarstellung. Da die Teleskoprohre eine definierte Verwindung enthalten, können am Ende einfache Bolzenschenkeln angebracht werden. Die zwei sternförmigen Verbindungsbauteile, die oben und unten angebracht sind, werden aus gestalterischen Gründen nach innen gebogen und nicht eben ausgeführt. Dies soll eine gewisse Leichtigkeit vermitteln, welche nur wenig Berührung mit dem Boden aufweist. Die obere Sitzauflage soll sich von der Konstruktion als zusätzliches aufgesetztes Element differenzieren. Die Sitzauflage ist als gelochtes gekantetes Blech konzipiert, welches sich durch gebogene Haken an drei Enden über das Bolzenschenkeln stülpt. Sie ist somit jederzeit wieder abnehmbar bzw. austauschbar. Besonderes Augenmerk wurde bei dieser Desingstudie auf den Arretiermechanismus



**Abb. 204:** Lösemechanismus durch Ziehen [76]

gelegt. Dabei soll der Arretiermechanismus bei jeder Sitzstufe selbsttätig greifen, ohne dass dafür zusätzliche Handgriffe notwendig sind. Abb. 204 zeigt die Arretierstufen und den Lösemechanismus durch Ziehen. Die Arretierstufen sind demnach nur auf Druckkräfte für das Sitzen ausgelegt. Durch das Anheben der oberen Sitz-



**Abb. 205:** Arretiermechanismus durch Federbolzen [76]

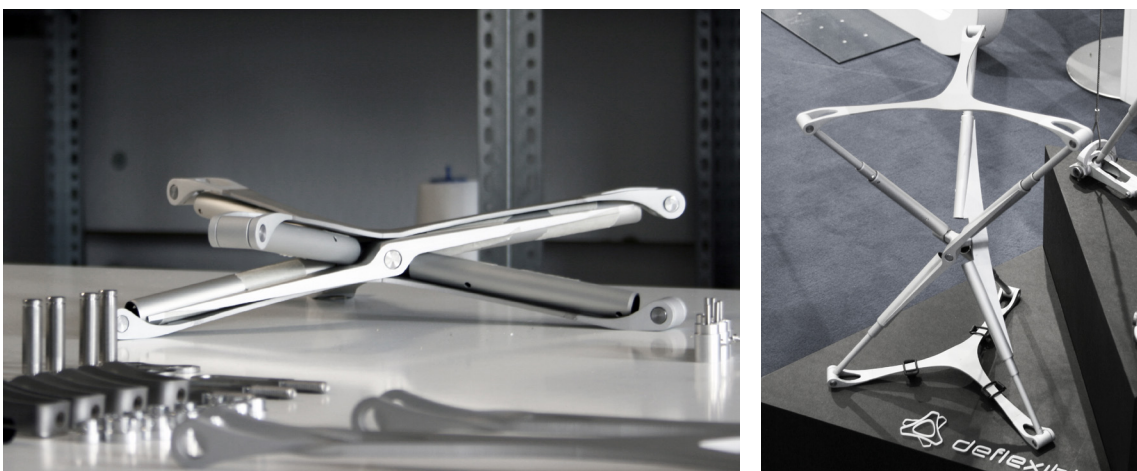
aufgabe wird die Arretierung gelöst. Über das Anheben über die letzte Stufe hinaus ist es dann möglich, die Konstruktion wieder in die ursprüngliche kompakte Konfiguration zurückzuführen. In Abb. 205 ist der Arretiermechanismus im Detail dargestellt. Dabei werden Federpinbolzen eingesetzt, welche am Ende angeschrägt sind und somit nur Kräfte in eine Richtung aufnehmen können. Durch Ziehen in die andere Richtung werden sie durch die Keilform wieder nach innen gezwungen. Dabei muss die Reibung und die Federkraft des Bolzens überwunden werden. Eine innere Führung aus Kunststoff sorgt dafür, dass die vorgesehenen Arretierbohrungen beim Entfalten getroffen werden. Diese Führung ist derart angelegt, dass sie die freie Verdrehmöglichkeit der Teleskoprohre ausnutzt. Der Arretierbolzen wird dabei über die letzte Position hinaus in einer Art Schlaufe geführt. Auf dem Rückweg folgt der Bolzen einem weiteren Führungsweg, so dass er wieder zu der ursprünglichen Anfangsstellung gelangen kann, ohne die Arretierbohrungen auf dem Hinweg dabei wieder zu treffen. Dieser Lösemechanismus erfolgt auf diese Art bei den letzten äußeren Arretierbolzen in den kleinsten Teleskopen. Der zweite Arretierbolzen wird durch die bereits freien Endteleskope gelöst. Am Ende der kleinsten Endteleskope sind dafür weitere durch Federn gepufferte Lösekeile angeordnet. Die Anschrägung dieser Lösekeile bewirken das Einfahren der quer dazu angeordneten Arretierbolzen. Dafür werden entsprechende Bohrungen im Arretierbolzen selbst angebracht. Dieser Lösemechanismus wird so auch in ähnlicher Weise bei gängigen Haltegriffen für Rollkoffer eingesetzt.





**Abb. 206:** Auswahl an konstruktiven Details des Sitzhockers [76]

Abb. 206 zeigt eine Auswahl an Detaildarstellungen des Sitzhockers. Bei der Ausgestaltung der Details wurden insbesondere ästhetische Aspekte berücksichtigt. Des Weiteren wurde ein Prototyp aus Aluminium angefertigt, welcher in Abb. 207 dargestellt ist.



**Abb. 207:** Prototyp des Sitzhockers

### 3.2.2 Wandelbare Tischkonstruktionen

Ähnliche Überlegungen wie die zu den in Kapitel 3.2.1 beschriebenen Sitzhocker wurden entsprechend auch für Tischdesigns unternommen. Dabei wurde eine Variante für ein entfaltbares Rednerpult konzipiert, welche die Konstruktion frei zeigt. Die Ablagefläche kann dabei auch in einem bestimmten Winkel zum Vortragenden

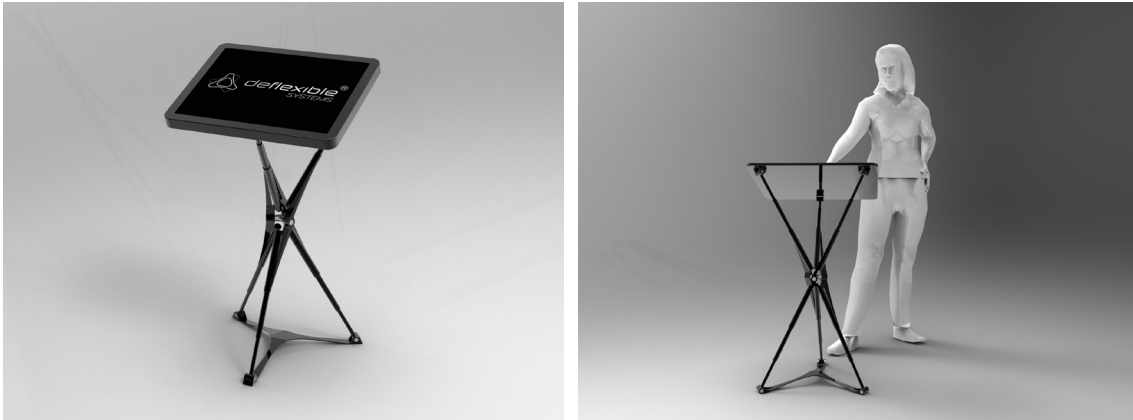


Abb. 208: Tischkonstruktion mit geneigter Platte

gekippt werden. Dies ist möglich, wenn die beiden hinteren oberen Endgelenke an der Platte in sich frei drehbar gelagert sind. Die Pultplatte kann dabei auch durch ein flaches Touchdisplay ersetzt werden. Abb. 208 zeigt eine Rednerpultkonstruktion mit geneigtem Display.

Weitere Designstudien integrieren die kompakte Konfiguration als eine Art Kofferkasten, welcher auseinander gezogen wird und in Tischhöhe durch die wandelbare Konstruktion gehalten wird. Dabei gibt es auch die Überlegung, die Konstruktion durch eine taillierte Membran zu verhüllen wie in Abb. 209 dargestellt.

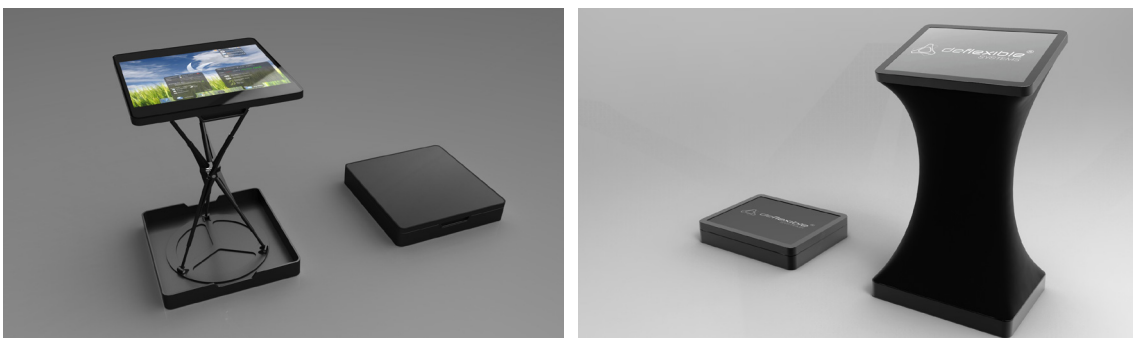


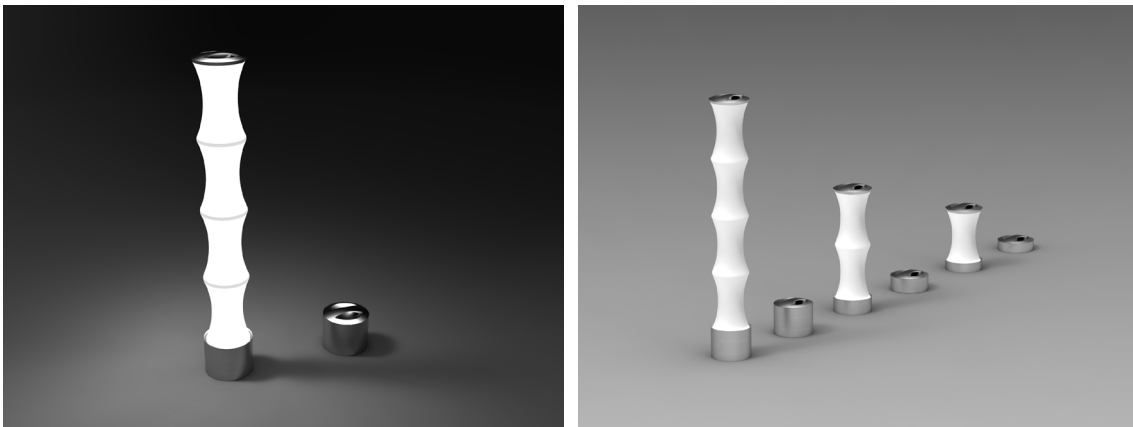
Abb. 209: Displaytischkonstruktion mit und ohne Verhüllung

### 3.2.3 Lampendesign

Eine weitere Designstudie befasst sich mit Lampendesigns für Tisch und Stehleuchten. Hier wird das wandelbare System mit einer Modulhöhe von ca. 30-40 cm eingesetzt.

#### 3.2.3.1 Tischlampe mit Membran

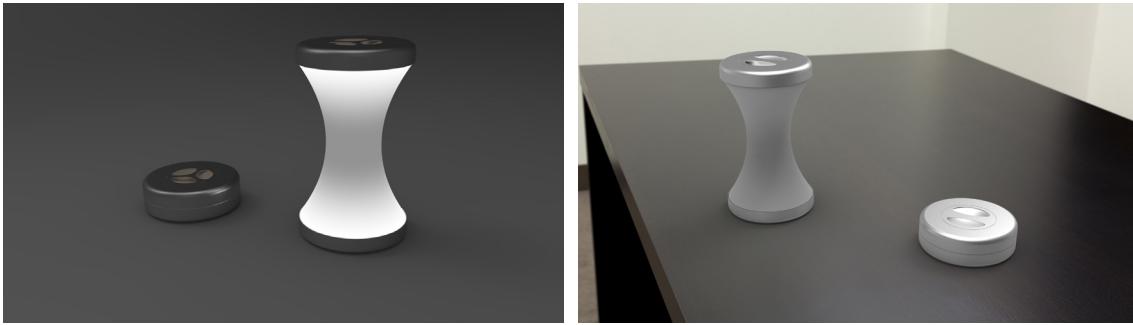
In Abb. 210 ist eine Tisch- bzw. Stehleuchte dargestellt, welche aus einem oder mehreren linearen Modulen aufgebaut ist. Die Konstruktion wird durch eine taillierte Stoffmembran verhüllt. Die Membran kann dabei zum einen eine stabilisierende Funktion übernehmen, da sie das System im gewissen Umfang vorspannt und somit auch die Bautoleranzen etwas ausgleichen kann. Zum anderen wirkt diese Membran als Lichtdiffusor, indem sie das Licht aus der innen angebrachten Glühbirne streut. Die Idee hinter dem Designkonzept ist eine Zylinderbox mit einem Basiszylinder, in



**Abb. 210:** Wandelbare Tisch- bzw. Stehleuchte mit Membrandiffusor

dem die gesamte Konstruktion verstaut werden kann. An den Zylinderenden sind Griffe angeordnet. Die Konstruktion wird auseinandergezogen und arretiert in Endposition selbsttätig. Dabei muss die Federkraft der Arretierbolzen bzw. einer alternativen Feder aus Kunststoff das Eigengewicht der Konstruktion inkl. einer leichten Vorspannung der Membran standhalten. Durch Drücken von Hand wird diese Federkraft überwunden und die Leuchte kann wieder in die Box gesteckt werden.

Dieses Designkonzept wurde mit einem Modul als Prototyp umgesetzt. Dabei kommen LED-Strips mit Batterien zum Einsatz. Die Beleuchtung ist dabei jeweils unabhängig in den zwei identischen Deckelkonstruktionen untergebracht, wobei die



**Abb. 211:** Tischleuchte mit einem Modul und Membrandiffusor

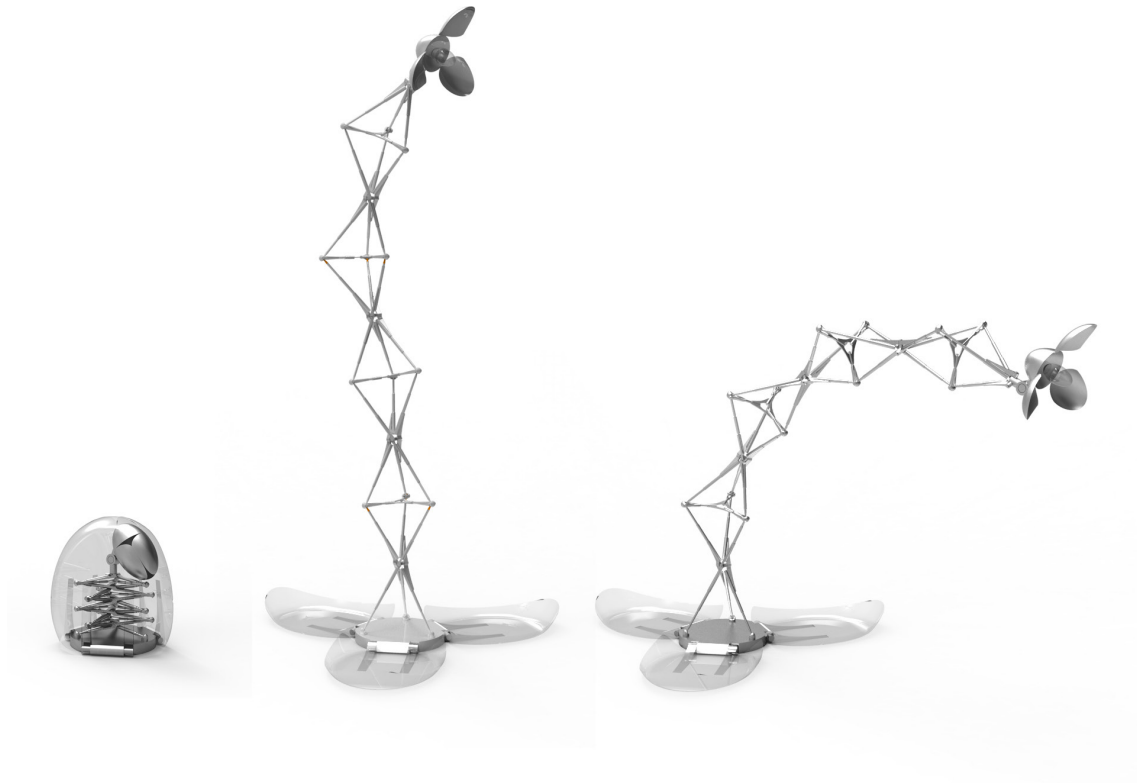
LED Leuchten kranzartig am Deckelrand befestigt werden. Abb. 211 zeigt das Konzept einer Tischleuchte aus einem Modul zusammengeklappt und entfaltet. Die Griffkonstruktion wird im Deckel ebenengleich konstruiert, damit die Lampe wahlweise auch auf dem Kopf flach zum stehen kommt. Abb. 212 zeigt den umgesetzten Prototyp in verschiedenen Entfaltungsstufen sowie ohne Hüllkonstruktionen. Die meisten Bauteile wurden dabei mit Hilfe eines 3D Druckers aus Kunststoff hergestellt. Lediglich Schrauben und Bolzen sind aus Edelstahl. Als Diffusormembran wird ein flexibler weißer Stoff eingesetzt, welcher 20 % Elasthan beinhaltet, um eine möglichst faltenfreie Ansicht zu erhalten. Der Arretiermechanismus ist in den Teleskopbauteilen aus Kunststoff vollständig integriert. Als Federkraft wird die Elastizität des Kunststoffs herangezogen, der blattfederartig wirkt. Dabei wird durch konstruktive Einschnitte die Federwirkung gesteuert. Zum Batteriewechsel muss jeweils die untere und obere Schalenkonstruktion entfernt werden. Diese ist mit einem integrierten Griff versehen und festgeschraubt. Die Schalenkappen können auch aus Metall gefertigt und entsprechend farblich bzw. strukturell frei gestaltet werden.



**Abb. 212:** Prototyp einer Tischleuchte aus Kunststoff mit Membranverhüllung

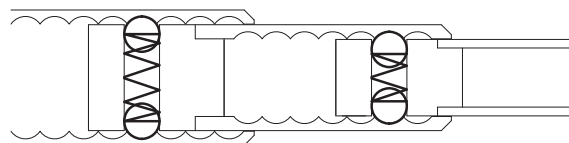
### 3.2.3.2 Flexible Stehlampe

Abb. 213 zeigt ein Designkonzept für eine entfaltbare sowie flexible Stehleuchte. Dabei wird die geringe Beanspruchung durch das Eigengewicht durch eine stufenlose Arretierung umgesetzt. In Abb. 214 ist die Arretiermechanik im Detail dar-



**Abb. 213:** Designkonzept für eine entfaltbare und flexible Stehleuchte

gestellt. Dabei werden Stahlkugeln mittels Spiralfedern nach außen gedrückt. Eine innenseitige Riffelung passend zum Kugeldurchmesser sorgt für die weitestgehend stufenlose Arretierung. Dabei ist die Federkraft so eingestellt, dass die Konstruktion von Hand entsprechend in die gewünschte Position gebracht werden kann. Die Federkräfte der Arretierung sind so ausgelegt, dass die Form in dieser Stellung verbleibt und entsprechend das Eigengewicht gehalten werden kann.



**Abb. 214:** Stufenloser Arretiermechanismus

### 3.3 Mobiles Windenergiekonzept

Bei Windkraftanlagen wird im Allgemeinen zwischen zwei Grundtypen von Rotorssystemen unterschieden. Neben den allgemein gebräuchlichen und im großen Maßstab eingesetzten Horizontalachsrotorsystemen auch HAWT (horizontal axis wind turbine) genannt, gibt es Vertikalachsrotorsysteme VAWT (vertical axis wind turbine), welche meist bei Kleinwindanlagen eingesetzt werden. Vertikalachsrotorsysteme sind windrichtungsunabhängiger als HAWT und effektiver bei Turbulenzen und Windböen in geringen Höhen. Dafür haben sie einen etwas schlechteren Wirkungsgrad als HAWT, bedingt durch die Tatsache, dass mindestens ein Rotorblatt bei einer Umdrehung gegen die Windrichtung rotiert. [63]

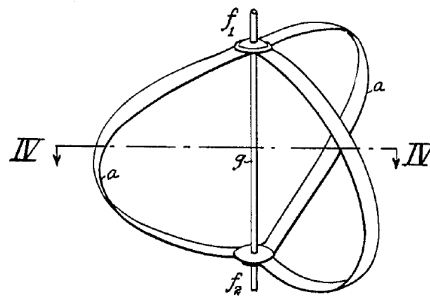


Abb. 215: VAWT Darrieus Rotor [16]

1931 meldete der Franzose Georges Darrieus [16] (vgl. Abb. 215) ein Vertikalachsrotorsystem zum Patent an. Diese Konstruktion wies bogenförmige Rotorblätter auf und war nach der Kettenlinie geformt. Die Kettenlinie ist eine günstige statische Form in Anbetracht der entstehenden Biegemomente durch die Fliehkräfte, die aus der Rotation resultieren. Die Bogenform ist allerdings aufwendig in der Herstellung und ein Abspannen der Konstruktion von der Mastspitze braucht dabei viel Raum. Deshalb kam es im Folgenden zu Weiterentwicklungen wie den Darrieus H-Rotor,

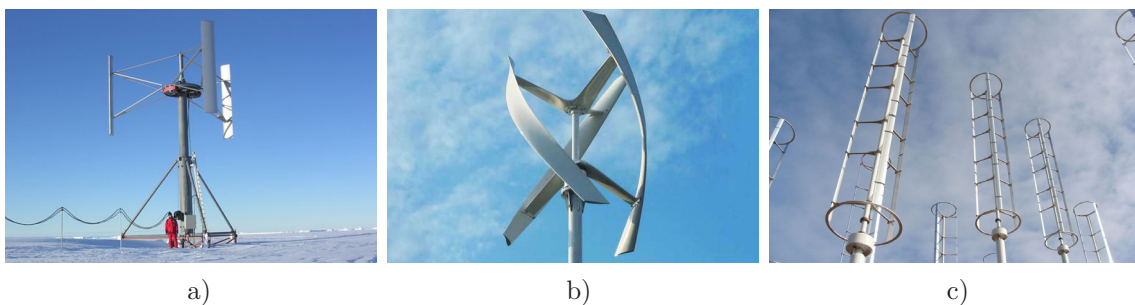
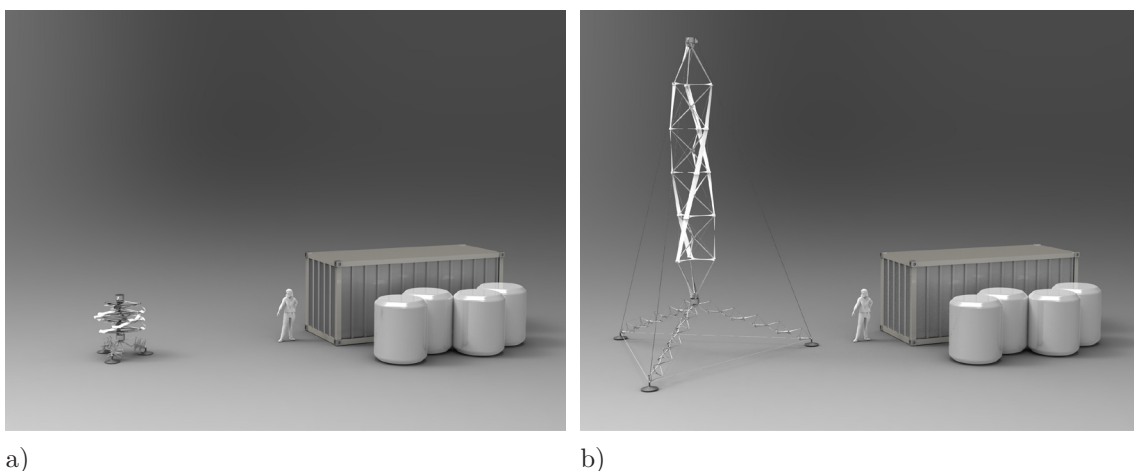


Abb. 216: Vertikalachsrotoren a) Darrieus H-Rotor b) Helixrotor c) Windspire

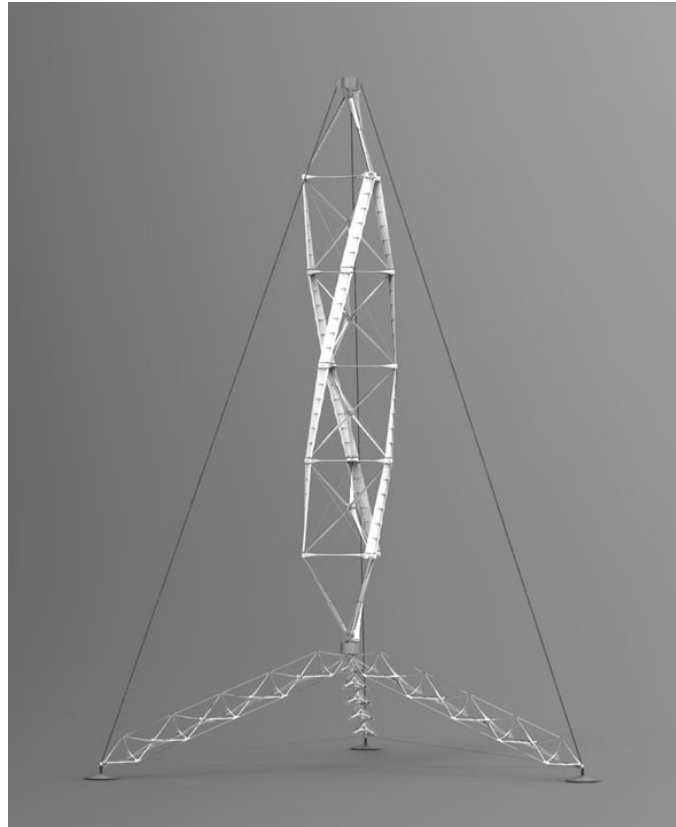
welcher durch gerade vertikale Rotorblätter gekennzeichnet ist. Abb. 216 a zeigt einen Darrieus-H-Rotor der Neumayer Station in der Antarktis. Eine daraus abgeleitete und verbesserte Variante stellt der Darrieus-Helix-Rotor dar (vgl. Abb. 216 b), welcher durch die helixförmige Anordnung der Rotorblätter ein gleichmäßigeres Drehmoment besitzt. Auch ist im Vergleich zum H-Rotor keine Anfahrhilfe notwendig. Zudem bewegen sich alle Bereiche eines Blattes gleich schnell, mit einheitlichem Anstellwinkel. Dies hat zur Folge, dass ein geringerer Materialeinsatz bei höherem Leistungsbeiwert für die gleiche wirksame Fläche notwendig ist [63]. Eine weitere Variante aus dem H-Rotorkonzept ist das von der Firma Windspire entwickelte System, welches in Abb. 216 c dargestellt ist. Hier werden schlanke Türme mit entsprechend langen Rotorlängen eingesetzt. Dies ermöglicht laut Hersteller mehr Energieertrag, da über die Höhe mehr Windenergie eingefangen werden kann. Zudem verbrauchen die schlanken Masten wenig Grundfläche und sind daher für den Einsatz in eng bebauter Umgebung besonders gut geeignet.

### 3.3.1 Wandelbarer Tripplehelix Spindelrotor

Aus den Eingangs beschriebenen Entwicklungen leitet sich ein neuartiges Konzept ab, welches verschiedene Aspekte in diesem Zusammenhang kombiniert und durch die beinhaltete Wandelbarkeit erweitert. Durch die hohen Packeigenschaften und die Zeitvorteile bei der Montage wird das Vertikalachsrotorkonzept zu einem mobilen System weiterentwickelt. Bei bestimmten Anwendungsszenarien, wie etwa nach Katastrophen oder auf Baustellen etc. ist ein mobiles Konzept für eine temporäre Energiegewinnung durch erneuerbare Ressourcen von Vorteil. Abb. 217 a) zeigt das Konzept im kompakten und Abb. 217 b) im entfalteten Zustand. Zur Anwendung



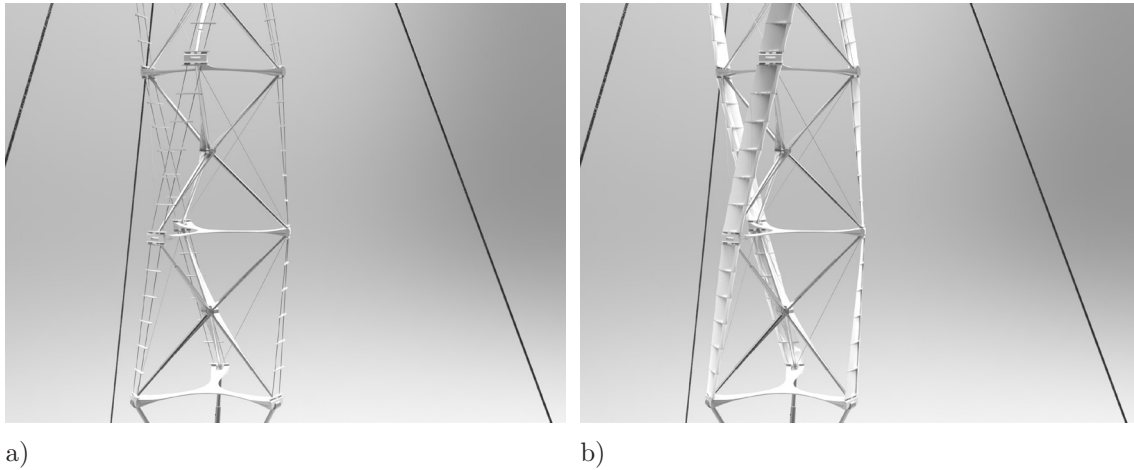
**Abb. 217:** a) gepackte b) entfaltete Konfiguration (Container)



**Abb. 218:** Wandelbarer Tripplehelix Spindelrotor

kommen 4 Module mit einer Modulhöhe von  $1\text{ m}$ . Die Modulbreite im entfalteten Zustand ist hier  $1,26\text{ m}$ . Diese gedrungene Proportion hat einen geringeren Packfaktor als die in Kapitel 2.3 beschriebenen  $1/10$ . Er liegt hier bei ca.  $1/5$  und hat den Vorteil, dass die Teleskope nur einfach statt zweifach ausgeführt werden müssen. Abb. 218 zeigt den kompletten Aufbau einer Rotoreinheit mit 3-Bein Lagerung und Abspannung der Spitze. Die 3-Beinlagerung ist hier ebenfalls mit dem wandelbaren System umgesetzt und orientiert sich in den Abmessungen an dem in Kapitel 2.4 beschriebenen Prototyp mit einer Modulhöhe von  $75\text{ cm}$ . Die 3-Bein Spreize wird an den Fußpunkten durch Seile im Dreieck kurzgeschlossen, so dass das ganze System nur auf Normalkräfte ausgelegt ist und keine Biegemomente entstehen. Die Rotorspindel, welche am Fußpunkt und an der Spitze nochmals jeweils halbe Module besitzt, ist an der Spitze durch drei Abspannungen zu den Fußpunkten gehalten. Der Rotor ist somit um seine eigene Achse frei drehbar. Die Außengelenke sind als Bolzengelenke konzipiert und halten über die Länge das Rotorprofil, welches durch eine eingeprägte Verwindung der Module über die Länge eine dreifache Helixform aufweist. Abb. 219 a zeigt die äußere Verbindung zwischen den Modulen durch Doppelseile und dazwischen geklemmten Spannten. Auf diese Spannten wird eine Kunststoffmembran gezogen, welche durch die formgebenden Spannten ein ae-

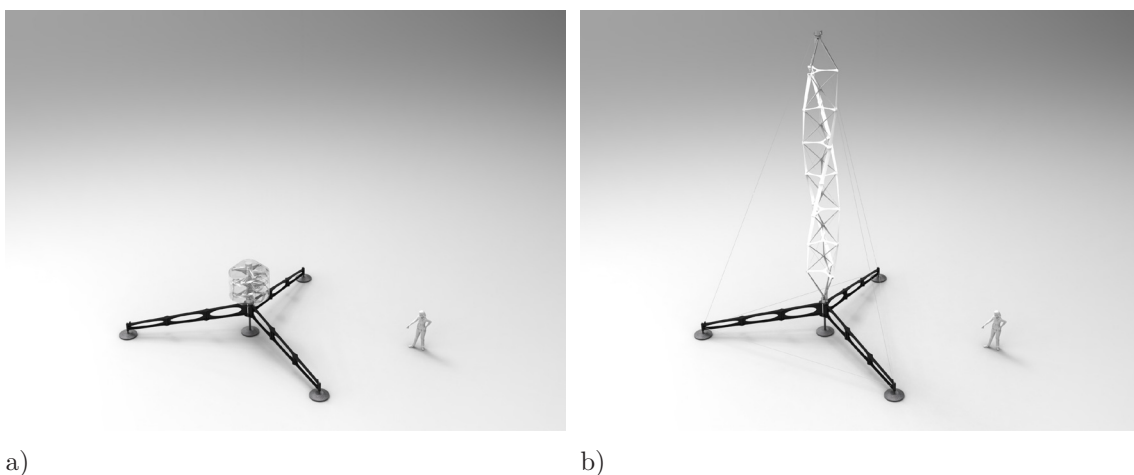




**Abb. 219:** a) Doppelseile mit Spanten, b) aerodynamisches Profil

rodynamisch günstiges Profil definiert. Abb. 219 b zeigt eine Membranbelegung der Doppelseilstränge in Form eines durchströmten C-Profiles. Die Gestaltung einer optimierten Profilform ist allerdings noch nicht erforscht. Des Weiteren sind weiterführende fachspezifische Untersuchungen erforderlich, um den Wirkungsgrad des Konzepts bzw. einen genaueren Energieertrag zu ermitteln. Auf der Grundlage von Vergleichsbeispielen mit ähnlichen Abmessungen wird für eine Konfiguration, wie in Abb. 218 dargestellt, ein Energieertrag von ca.  $1 \text{ kW}$  bei  $5 \text{ m/s}$  (18 km/h 3-4 B ft Windstärke) prognostiziert.

Abb. 220 a und b zeigen eine Aufbausequenz einer Rotorspindel mit 6 Modulen, welche über ein klappbares sternförmiges Fundamentgestell abgespannt wird. In Abb. 221 a und b ist die Rotorspindelhöhe mit 4 Modulen verkürzt. Dafür wird



**Abb. 220:** a) gepackt, b) Rotorspindel entfaltet

ein Zwischenmast aus 75 cm hohen Traversenmodulen dazwischen geschaltet, um die Spindel anzuheben und damit die Mastkonstruktion in einen erhöhten Windgeschwindigkeitsbereich gelegt.



a)

b)

**Abb. 221:** a) Spindel entfaltet, b) Zwischenmast entfaltet

## 4. Schlussbetrachtung

### 4.1 Zusammenfassung

In *Kapitel 1* wird eine Übersicht von bekannten wandelbaren linearen Systemen gegeben. Anhand von Beispielen werden die einzelnen Mechanismen analysiert und gegliedert (vgl. Kapitel 1.4 bis 1.9).

Die Wandlungseigenschaften linearer Tragsysteme lassen sich in drei Hauptkategorien (A, B und C) aufteilen. Dabei handelt es sich zum einen um eine lineare Entfaltung (Kategorie A) bzw. eine flexible Formbarkeit (Kategorie B) des Systems. Zum anderen gibt es die Kombination aus beiden Eigenschaften, welche eine lineare Entfaltung bei gleichzeitiger flexibler Verformbarkeit beinhaltet (Kategorie C). Letztere Wandlungseigenschaft kommt sehr selten vor und ist wenig erforscht (vgl. Kapitel 1.1 und Abb. 11 auf Seite 13).

Es werden grundsätzliche mögliche Methoden der Versteifung von kinematischen Mechanismen erörtert. Wandelbare lineare Tragsysteme bilden meist gelenkig konstruktive Verbindungen mit biegefesten Komponenten. Die Arretierung wird hierbei durch den zusätzlichen Einbau von Konstruktionsteilen oder Feststellen von vorhandenen Freiheitsgraden umgesetzt (vgl. Kapitel 1.2).

Wandelbare lineare Tragsysteme werden in dieser Arbeit erstmalig klassifiziert und lassen sich nach dem Grad der Steifigkeit in drei Hauptklassen unterteilen. Die drei Hauptklassen werden durch die starren, elastischen und weichen Systeme gebildet. Diesen Hauptklassen sind die Mechanismen als Subklassen zugeordnet. Zu den starren Systemen zählen die Scheren- (Kapitel 1.4), Klappgelenk- (Kapitel 1.5), Schiebegelenk- (Kapitel 1.6) und Additionsmechanismen (Kapitel 1.7). Die elastischen Systeme bestehen aus Federstab- (Kapitel 1.8.1) und Federblechmechanismen (Kapitel 1.8.2). Die weichen Systeme lassen sich auf pneumatische Systeme (1.9) eingrenzen (vgl. Kapitel 1.3 und Abb. 12 auf Seite 17).

In **Kapitel 2** wird eine Neuentwicklung aufgezeigt. Nach ausführlicher Analyse der bekannten Mechanismen in Kapitel 1 wird ein hohes Neuentwicklungspotenzial bei einer Kombination von räumlichen Scherensystemen mit integrierten Stabteleskopen erkannt und im Folgenden entwickelt und schließlich nachgewiesen. Es zeigt sich, dass insbesondere die Kopplung räumlicher Scherenkettensysteme bisher nicht erforscht ist. Geeignete konstruktive Lösungsansätze hierfür sind nicht bekannt (vgl. Kapitel 2.1).

Es wird aufgezeigt, dass der Einsatz von geknickten Scherenarmen mit einer Erhöhung des Packfaktors einhergeht. Zusätzlich ermöglichen geknickte Scherenarme eine Anordnung außenliegender, durchgehend gerader Seilstränge zur zusätzlichen Versteifung des Systems (vgl. Kapitel 2.2.1).

Durch experimentelle Modellstudien (vgl. Kapitel 2.2.2) wird eine Stabendverdrehung in den Kopplungsgelenken konkretisiert (vgl. Kapitel 2.2.3). Eine neuartige konstruktive Lösung und Umsetzung des Kopplungsgelenks von räumlichen Scherenkettensystemen wird entwickelt und umgesetzt (vgl. Kapitel 2.2). Durch den Bau von Prototypen (vgl. Kapitel 2.4.1) wird die Funktionsfähigkeit dieser Gelenke nachgewiesen. Für eine ausschließlich lineare Entfaltung genügt demnach ein Bolzengelenk mit einer integrierten Verwindungsfreiheit der anschließenden Scherenschenkelstäbe (vgl. Kapitel 2.4.1.1 und Abb. 100 auf Seite 82). Darüber hinaus geht die Entwicklung und konstruktive Umsetzung eines neuartigen zweischaligen Kugelgelenks, welches eine zusätzliche, flexible Formbarkeit der Kategorie C des Gesamtsystems ermöglicht (vgl. Kapitel 2.4.1.2 und Abb. 109 auf Seite 87).

Es wird ferner aufgezeigt, dass eine Integration von Schiebegelenken in den Scherenschenkeln in Form von zweifachen Stabteleskopen eine wesentliche Erhöhung des Packfaktors bewirken (vgl. Kapitel 2.3.1). Gleichzeitig wird dadurch eine ungünstige Verbreiterung des Scherensystems beim Zusammenfallen vermieden und die Systembreite bleibt somit gleich. Dieser Einsatz von Stabteleskopen in Kombination mit einer zweischaligen Kugelgelenkkopplung ermöglicht ein parallelkinematisches System mit Entfaltbarkeit sowie flexibler Formbarkeit der Kategorie C. Das neuentwickelte System mit diesen Verformungseigenschaften stellt in Kombination mit außenliegenden versteifenden Seilsträngen ein modular koppelbares und vielseitig, kombinierbares Tragsystem mit günstigem Tragverhalten im Vergleich zu bekannten Systemen dar.

Des Weiteren werden verschiedene Versteifungsmechanismen in Form von Feder-Pinbolzenarretierungen konstruktiv erarbeitet und erprobt. Aus diesen Funktions-tests an den Prototypen werden weitere Optimierungsvorschläge abgeleitet (vgl. Kapitel 2.4.1.1 und Abb. 104 auf Seite 84 sowie Kapitel 2.4.1.2 und Abb. 108 auf Seite 86).

In Kapitel 2.5 wird eine Tragfähigkeitsanalyse des neu entwickelten Systems mit parametrischen Berechnungen erstellt. Die statischen Berechnungen umfassen Kragträger mit 4 und 8 und Einfeldträger sowie eingespannte Systeme mit jeweils 6, 8 und 10 Modulen. Es werden Spannweiten von 3 bis 4,5 m bei Kragträgern und 4,5 bis 7,5 m bei Einfeldträgern bzw. eingespannten Trägern unter Knoteneinzellasten untersucht und verglichen (vgl. Kapitel 2.5.1, Abb. 118 und Abb. 119). Weiterführende Optimierungsmaßnahmen zur Steigerung der Tragleistung werden aufgezeigt und berechnet (vgl. Kapitel 2.5.6). Die direkten Wirkungsweisen dieser Maßnahmen werden erörtert und miteinander verglichen. Zu den Optimierungsmaßnahmen zählt die Erhöhung der Torsionssteifigkeit (Kapitel 2.5.6.1), des E-Moduls (Kapitel 2.5.6.2), des Trägheitsmoments (Kapitel 2.5.6.3) sowie die Kombination daraus (Kapitel 2.5.6.4). Die Berechnungsergebnisse werden ausgewertet und zusammengefasst. Die direkten Vergleiche werden dabei anhand von Last-Spannweiten Diagrammen veranschaulicht (vgl. Kapitel 2.5.7).

In **Kapitel 3** wird ein Ausblick über Anwendungspotenziale aufgezeigt. Der Schwerpunkt liegt hier bei Anwendungen in der mobilen Architektur, bei denen auch die flexible Formbarkeit des Systems voll ausgeschöpft werden kann. Es wird eine entfaltbare mobile Brückenkonstruktion (Kapitel 3.1.1) beschrieben sowie ein Überdachungssystem mit Membraneindeckung (Kapitel 3.1.2) vorgestellt. Das Überdachungssystem zeichnet sich dabei durch eine große Vielfalt an Variationsmöglichkeiten in der Form aus.

Das konkreteste Potenzial wird direkt aus dem Prototypenbau abgeleitet und stellt eine Anwendung als wandelbares Traversensystem für den Messe- und Bühnenbau dar (Kapitel 3.1.3). Durch die in der Tragfähigkeitsanalyse nachgewiesenen zulässigen Belastungen im Verhältnis zur Spannweite lässt sich die vorkommende Belastung durch Leuchtkörper für abgehängte bzw. aufgeständerte Systeme direkt ableiten und bemessen. Das modulare System erlaubt zudem auch die Umsetzung von verschiedenen Ringschlüssen sowie freien, gekrümmten Formen.

Weitere Anwendungspotenziale werden im kleineren Maßstab aufgezeigt, bei denen es sich im Wesentlichen um Möbeldesignstudien handelt. Die lineare Entfaltbarkeit mit verschiedenen Höhen wird für das Design eines neuartigen Sitzhockers zum Thema gemacht (Kapitel 3.2.1). Dafür werden weiterführende Arretiermechanismen entwickelt, welche insbesondere einen Lösemechanismus beinhalten, der durch Anheben der Konstruktion selbsttätig aktiviert wird (Kapitel 3.2.1, Abb. 205 auf Seite 146). Aus dieser Entwicklung leiten sich weitere Designstudien zu diversen Tischkonstruktionen mit geneigter Platte und Membranverhüllung ab (Kapitel 3.2.2). Ferner wird eine Designstudie zu einer entfaltbaren Tisch- und Stehlampe mit Membrandiffusor vorgestellt, welche mittels 3D Druckern aus Kunststoff gefertigt wird (Kapitel 3.2.3.1). Das Design einer entfaltbaren sowie flexiblen Stehlampe wird durch eine stufenlose Arretiermechanik umgesetzt (Kapitel 3.2.3.2).

Schließlich wird als weitere Anwendungsmöglichkeit ein wandelbares und mobiles Windenergiekonzept vorgestellt (Kapitel 3.3.1). Diese Konzeptstudie beinhaltet ein entfaltbares und mobiles Vertikalachsrotorsystem in Form einer dreifachen Trippelhelix mit außenliegendem aerodynamischem Profil, welches an der Konstruktionsspitze mastartig abgespannt wird.

## 4.2 Ausblick

Wandelbare lineare Tragsysteme werden in dieser Arbeit ausführlich beschrieben. Neuentwicklungspotenziale werden aufgezeigt und insbesondere im Bereich der entfaltbaren sowie flexibel formbaren Systeme der Kategorie C erkannt. Neben der in dieser Arbeit beschriebenen Möglichkeit einer Umsetzung dieser Wandlungseigenschaft durch die Kombination von räumlichen Scherenkettensysteme mit Stabteleskopen bleibt die Frage offen, ob auch ähnliche bzw. gleichwertige Wandlungseigenschaften mit anderen Mechanismen erreicht werden können. Es wäre vorstellbar, dass Klappgelenkmechanismen mit Stabteleskopen kombiniert werden könnten bzw. Scherenkettensysteme mit Klappgelenken versehen werden. Inwieweit diese erwähnten Neukombinationen in Bezug auf Packmaß und flexible Formbarkeit und darüber hinaus im Hinblick auf die Tragfähigkeit zu beurteilen sind, bedarf jedoch weiterer Forschung.

Ein weiteres Forschungsfeld bieten wandelbare flächige bzw. räumliche Tragsysteme, welche nicht in dieser Arbeit berücksichtigt werden. Auch bei diesen erweiterten, komplexen Systemen stellt sich insbesondere die Frage nach einer Wandlungseigenschaft, welche sowohl eine Entfaltung mit hohem Packmaß als auch eine flexible Formbarkeit mit großen Krümmungsradien beinhaltet. Darüber hinaus ist neben der konstruktiven Erforschung auch der Aspekt der Tragfähigkeit solcher Systeme noch zu untersuchen.

---

# Abbildungsverzeichnis

Abb. 1: S. Pellegrino am „Deployable Structures Laboratory“ DSL .....	4
Abb. 2: Adaptives Tragwerk, „Stuttgarter Träger“ am ILEK [79] .....	5
Abb. 3: Wandelbare Fußgängerbrücke in Duisburg, www.sbp.de [72] .....	5
Abb. 4: „Zur Faltung von Fachwerken“, Dissertation S. Calatrava [12] .....	6
Abb. 5: „Wandelbare hybride Konstruktionen“, Dissertation G. Rückert [71].....	6
Abb. 6: Aus „Wandelbare Dächer“, Frei Otto, IL5 [84] .....	7
Abb. 7: Mobile Tribünenüberdachung, Ch. Gengnagel, TUM [29] .....	8
Abb. 8: Bewegungsdarstellungen von Scherensystemen, F. Rist, TUM [70].....	8
Abb. 9: Hoberman Sphere, Chuck Hoberman USA [34] .....	9
Abb. 10: Wandlungseigenschaften wandelbarer linearer Tragsysteme .....	12
Abb. 11: Klassifikation der Versteifung (nach Rückert) [71].....	13
Abb. 12: Klassifikation wandelbarer linearer Tragsysteme .....	17
Abb. 13: Übersicht über Wandlungseigenschaften von Mechanismen.....	19
Abb. 14: Ebene Schere.....	20
Abb. 15: Gerade Schenkel.....	20
Abb. 16: Geknickte Schenkel .....	20
Abb. 17: Scherenkette [70] .....	21
Abb. 18: Ellipse zwischen zwei Pivotgelenken [70] .....	22
Abb. 19: Gebogene Scherenkette [70] .....	22
Abb. 20: a) Lampenausleger b) Wagenheberprinzip.....	23
Abb. 21: Biegemomente im Pivotgelenkbereich [76] .....	24
Abb. 22: Parallel angeordnete ebene Scherensysteme, Arbeitsbühnen .....	25
Abb. 23: Triangulärsysteme nach a) Holden [35], b) Fulcher [26], c) Hardin [33]	26
Abb. 24: Triangulärer Scherenturm von S. Pellegrino [88].....	27
Abb. 25: a) Endposition vorgespannt b) Entfaltung [88].....	27
Abb. 26: Rechteckiger Scherenturm aus vier ebenen Scheren nach Schwarz [74].	28
Abb. 27: Räumliche Scherensysteme a) 3-Bein Hocker b) 4 Schenkelarme [67]...	28
Abb. 28: Patent für einen 3 -armigen räumlichen Scherenmechanismus [30].....	29
Abb. 29: Mobiles Theater von Pinero [67].....	30
Abb. 30: Drei-faches Pivotgelenk Hexagonalraaster [67] .....	31
Abb. 31: Doppelgekrümmte Kuppelform durch Seile a, b, c versteift [67].....	31
Abb. 32: Klappbare Aluminiumtraverse .....	32
Abb. 33: NASA X-Beam Klappgelenke an den Stabenden [11] .....	33
Abb. 34: NASA STAC-Beam Klappgelenke in Stabmitte [11].....	33
Abb. 35: ADAM Boom System von Able Engineering [1] .....	34
Abb. 36: FAST Mast System auf der ISS von Able Engineering [2].....	35
Abb. 37: Patentzeichnung mit Klappgelenk [4] .....	36



---

Abb. 38: Arretierte Drehgelenkverbindungen, Cami Systems Tet Truss [13].....	37
Abb. 39: a) Patent von Fuller [28], b) System von Bourderbala [10].....	37
Abb. 40: Tensegritysystem mit Klappgelenken in den Druckstäben [82].....	38
Abb. 41: TSR Hinge, Bimetall-Gelenk [82].....	39
Abb. 42: a) Greifarm mit Drehgelenken, b) Greifarm mit Kardangelenken .....	39
Abb. 43: Lagerungsbedingungen von Stabteleskopsystemen .....	40
Abb. 44: Astro Telescopic Mast 18-faches Röhrenteleskop [60] .....	41
Abb. 45: Sequenzieller a) und synchroner b) Teleskopmechanismus [65].....	42
Abb. 46: Prinzip des Schubspindelantriebs mit internem E-Motor [73].....	43
Abb. 47: Prinzip eines Hydraulikzylinders mit Längsschnitt [31].....	43
Abb. 48: Hydraulische Kraftmaschine [73] .....	44
Abb. 49: Exemplarische Gegenüberstellung verschiedener Hydraulikkolben [73].	44
Abb. 50: Funktionsweise eines pneumatischen linearen Aktuators [24] .....	45
Abb. 51: Klassifikation verschiedener Aktuatorprinzipien (nach Isermann) [39].	45
Abb. 52: Pneumatischer Muskel als Zugaktor der Firma FESTO [24] .....	46
Abb. 53: Funktionsweise eines pneumatischen Muskels [24] .....	46
Abb. 54: Stabwerkssystem mit integrierten Stabteleskopen [52].....	47
Abb. 56: Rolling bridge in London .....	48
Abb. 55: a) Hexapod Steward Gough Plattform, b) Flugsimulator .....	48
Abb. 57: Doppeloktaeder mit 3 Aktoren .....	49
Abb. 58: Einfacher Oktaeder mit 6 Aktoren .....	49
Abb. 60: NASA Doppeloktaeder VGT mit 3 Aktoren, Gelenkdetail [36] .....	50
Abb. 59: VGT mit 4 Oktaedermodulen [83].....	50
Abb. 61: Operationsraum (Kokon) einer VGT-Struktur [57] .....	50
Abb. 62: Tensegritysystem mit Seilwinden und Aktoren [75].....	51
Abb. 63: a) Twistelement mit Basisplatten b) Tensegrity Twistelement .....	51
Abb. 64: a) Kinematisches System b) Kinematik der Tensegritystruktur [75] ....	52
Abb. 65: Prinzip eines Auslegersystems.....	53
Abb. 66: a) Actuated Tower MIT [43], b) Flexibler Turm Frei Otto [58].....	54
Abb. 67: Pneumatischer Greifarm mit Spreizen der Firma FESTO [23].....	54
Abb. 68: Elefantenrüsselprinzip Pneumatischer Greifarm von FESTO [23] .....	55
Abb. 69: Helixturm von K. Zuse [19].....	56
Abb. 70: KATAKA Aktuator [42].....	57
Abb. 71: a) Push Chain System, b) Prinzip c) Antrieb für Arbeitsbühnen .....	57
Abb. 72: Canister Astromast [6] [61] [41] .....	59
Abb. 73: Selfdeployed Astromast [6] [61] .....	60
Abb. 74: (a,b) STEM [69], (c) BI-STEM [54], (d) CTM [50] .....	61
Abb. 76: Hubble Teleskop, PV-Module mit BI-STEM [54] .....	62
Abb. 75: STACER [38] .....	62

---

Abb. 77: Patent von R. Vogel, ausfahrbarer Mast [85] .....	63
Abb. 78: Ausfahrbarer Funkmast System RapUp .....	63
Abb. 79: L'Garde Inflatable Antenna Experiment [17] .....	64
Abb. 80: Pneumatischer Antennenausleger der Firma ILC Dover [17] .....	64
Abb. 81: Tensairity EMPA ETH Zürich [80] .....	65
Abb. 82: a) Trianguläre b) Räumliche Schere [76] .....	69
Abb. 83: Geknickter Scherenschenkel im Pivotgelenk .....	70
Abb. 84: Tragverhalten eines Scherenturms mit Abspannungen .....	70
Abb. 85: a) Versuchsmodell mit 2 Scherenmodulen aus Holz, b) Kugelgelenk ....	71
Abb. 86: a) Kunststoffmodell, b) rapid prototyping Verfahren .....	71
Abb. 87: Bauelemente des Versuchsaufbaus .....	72
Abb. 88: Entfaltungssequenz in fünf Stufen .....	72
Abb. 89: a) Rotation um das Pivotgelenk, b) Bewegung bei fixer Basis .....	73
Abb. 90: a) herausgelöster Schenkel, b) Bolzengelenk mit Stabverdrehung .....	73
Abb. 91: Packfaktor eines räumlichen Scherenturms mit geknickten Armen .....	74
Abb. 92: a) gerade Arme, b) Teleskoparme, c) geknickte Teleskoparme [76] .....	75
Abb. 93: Systemgeometrie des Entfaltungsvorgangs [76] .....	76
Abb. 94: Systemgeometrie, Verdrehmechanismen [76] .....	76
Abb. 95: Systemgeometrie mit Proportionsverhältnissen und Drehwinkeln .....	77
Abb. 96: Systemgeometrie mit flexibler Formbarkeit .....	78
Abb. 97: Zwei gekoppelte Scherenmodule mit Knick .....	79
Abb. 98: Knickwinkel und Krümmungsradien in 5° Schritten .....	80
Abb. 99: Prototyp, a) kompakt, b) Entfaltung, c) Endposition, d) flexibel [76] .	81
Abb. 100: a) Modul mit linearer Entfaltung, b) Modulkopplung Bolzengelenk...	82
Abb. 101: Sternförmiges Verbindungsbauteil mit gedrehten Bolzenlaschen .....	82
Abb. 102: Explosionszeichnung der Bauteile Modul mit linearer Entfaltung .....	83
Abb. 103: Drehflügel aus gebogenen und gekanteten Blechen .....	84
Abb. 104: Teleskoprohr mit 3-facher Feder-Pinarretierung .....	84
Abb. 106: Lösemechanismus im Innern der Teleskoprohre .....	85
Abb. 105: Zwei Module mit beweglichen Bauteilen .....	85
Abb. 107: Drei Drehflügel mit Teleskoprohraufnahme und Pivotgelenk .....	86
Abb. 108: 2-fach Teleskop mit Pinarretierung und Kugel- bzw. Kugelpfanne .....	86
Abb. 109: Bauteile des Kopplungsgelenks .....	87
Abb. 110: Gefertigte Bauteile der Prototypen .....	88
Abb. 111: Auswahl an Bauteilen und Details der Prototypen .....	89
Abb. 112: Prototyp kompakt, entfaltet und flexibel geknickt .....	90
Abb. 113: a) lineare Kopplung mit 12 Modulen b) Bogen mit 7 Modulen .....	91
Abb. 114: a) kompakte Module b) Ringschluss mit 12, 22 und 36 Modulen .....	91
Abb. 115: Ringschluss bei 36, 22 und 12 Modulen .....	92

---

Abb. 116: Systemorientierung a) für Kragträger b) Einfeldträger.....	94
Abb. 117: Modelliertes Grundmodul [87] .....	95
Abb. 118: Statische Systeme mit gelenkiger Lagerung .....	96
Abb. 119: Eingespannte Träger, statisch unbestimmte Systeme.....	97
Abb. 120: 1., 2. und 3. Eigenformen, Einfeldträger mit 8 Modulen.....	98
Abb. 121: Normalkraft, gelenkig, max. F: 0,20 kN, max. 2,79, min. -1,72 [kN] ..	99
Abb. 122: Verformung, gelenkig, max. F: 0,2 kN, max. u: 15 mm .....	99
Abb. 123: Spannungsausnutzung, gelenkig, max. F: 0,35 kN, $\sigma$ max. 100% .....	99
Abb. 124: Normalkraft, gelenkig, max. F: 0,08 kN, max. 2,48, min. -1,58 [kN]	100
Abb. 125: Verformung, gelenkig, max. F: 0,08 kN, max. u: 20 mm.....	100
Abb. 126: Spannungsausnutzung, gelenkig, max. F: 0,18 kN, $\sigma$ max. 100% .....	100
Abb. 127: Normalkraft, gelenkig, max. F: 0,032 kN; max. 1,63, min. -1,84 [kN]	101
Abb. 128: Verformung, gelenkig, max. F: 0,032 kN; max. u: 25 mm.....	101
Abb. 129: Spannungsausnutzung, gelenkig, max. F: 0,1 kN, $\sigma$ max. 100% .....	102
Abb. 130: Normalkraft, eingespannt, max. F: 0,8 kN; max. 5,3, min. -4,0 [kN]	102
Abb. 131: Verformung, eingespannt, max. F: 0,8 kN; max. u: 15 mm.....	102
Abb. 132: Spannungsausnutzung, eingespannt, max. F: 0,81 kN, $\sigma$ max. 100%	103
Abb. 133: Normalkraft, eingespannt, max. F: 0,4 kN; max. 4,6, min. -3,5 [kN]	103
Abb. 134: Verformung, eingespannt, max. F: 0,4 kN; max. u: 20 mm.....	103
Abb. 135: Spannungsausnutzung, eingespannt, max. F: 0,42 kN, $\sigma$ max. 100%	103
Abb. 136: Normalkraft, eingespannt, max. F: 0,2 kN; max. 3,6, min. -3,3 [kN]	104
Abb. 137: Verformung, eingespannt, max. F: 0,2 kN; max. u: 25 mm.....	104
Abb. 138: Spannungsausnutzung, eingespannt, max. F: 0,27 kN, $\sigma$ max. 100%	104
Abb. 139: 4 Module, Kragträger, 1. Eigenform, Torsionsverformung .....	105
Abb. 140: Normalkraft, Kragträger, max. F: 0,20 kN; max. 2,7, min. -1,8 [kN]	105
Abb. 141: Verformung, Kragträger, max. F: 0,20 kN; max. u: 20 mm .....	106
Abb. 142: Spannungsausnutzung, Kragträger, max. F: 0,40 kN, $\sigma$ max. 100%.	106
Abb. 143: Normalkraft, Kragträger, max. F: 0,08 kN; max. 2,2, min. -1,5 [kN]	106
Abb. 144: Verformung, Kragträger, max. F: 0,08 kN; max. u: 30 mm .....	106
Abb. 145: Spannungsausnutzung, Kragträger, max. F: 0,24 kN, $\sigma$ max. 100%.	107
Abb. 146: Seilaukreuzungen zur Erhöhung der Torsionssteifigkeit.....	108
Abb. 147: (GZG) Einfeldträger Diagramm Last/Spannweite, Seilaukreuzung.	109
Abb. 148: (GZG) Kragträger Diagramm Last/Kragweite, Seilaukreuzung.....	110
Abb. 149: (GZT) Einfeldträger Diagramm Last/Spannweite, Seilaukreuzung.	111
Abb. 150: (GZT) Kragträger Diagramm Last/Kragweite, Seilaukreuzung .....	111
Abb. 151: (GZG) Einfeldträger Diagramm Last/Spannweite, Stahl.....	112
Abb. 152: (GZG) Kragträger Diagramm Last/Kragweite, Stahl.....	113
Abb. 153: (GZT) Einfeldträger Diagramm Last/Spannweite, Stahl.....	114
Abb. 154: (GZT) Kragträger Diagramm Last/Kragweite, Stahl.....	114

---

Abb. 155: Druckstäbe zur Erhöhung der statischen Bauhöhe .....	115
Abb. 156: (GZG) Einfeldträger Diagramm Last/Spannweite, Druckstäbe .....	116
Abb. 157: (GZG) Kragträger Diagramm Last/Kragweite, Druckstäbe .....	116
Abb. 158: (GZT) Einfeldträger Diagramm Last/Spannweite, Druckstäbe .....	117
Abb. 159: (GZT) Kragträger Diagramm Last/Kragweite, Druckstäbe .....	118
Abb. 160: (GZG) Einfeldträger Diagramm F/L, Druckstäbe (Stahl) .....	119
Abb. 161: (GZG) Kragträger Diagramm F/L, Druckstäbe (Stahl) .....	119
Abb. 162: (GZT) Einfeldträger Diagramm F/L, Druckstäbe (Stahl) .....	120
Abb. 163: (GZT) Kragträger Diagramm F/L, Druckstäbe (Stahl) .....	121
Abb. 164: (GZG/GZT) Einfeldtr.(Alu), Diagramm Knotenlast/Spannweite ....	122
Abb. 165: (GZG/GZT) Einfeldtr.(Alu), Diagramm F/L, Seilaukreuzungen....	123
Abb. 166: (GZG/GZT) Einfeldträger, Diagramm F/L, Stahl .....	123
Abb. 167: (GZG/GZT) Einfeldtr. (Alu), Diagramm F/L, Druckstäbe .....	124
Abb. 168: (GZG/GZT) Einfeldträger, Diagramm F/L, Druckstäbe (Stahl) ....	125
Abb. 169: (GZG/GZT) Kragträger (Alu), Diagramm Kopflast/Kragweite.....	125
Abb. 170: (GZG/GZT) Kragträger (Alu), Diagramm F/L, Seilaukreuzungen	126
Abb. 171: (GZG/GZT) Kragträger, Diagramm F/L, Stahl.....	126
Abb. 172: (GZG/GZT) Kragträger (Alu), Diagramm F/L, Druckstäbe .....	127
Abb. 173: (GZG/GZT) Kragträger, Diagramm F/L, Druckstäbe (Stahl).....	127
Abb. 174: (GZG/GZT) Eingespannte Träger (Alu), Diagramm F/L .....	128
Abb. 175: (GZG) Einfeldträger, Diagramm F/L, Optimierungsmaßnahmen ....	129
Abb. 176: (GZT) Einfeldträger, Diagramm F/L, Optimierungsmaßnahmen.....	130
Abb. 177: (GZG) Kragträger, Diagramm F/L, Optimierungsmaßnahmen.....	130
Abb. 178: (GZT) Kragträger, Diagramm F/L, Optimierungsmaßnahmen .....	131
Abb. 179: Systemgeometrie eines Dreigurtfachwerkbinders.....	132
Abb. 180: System mit 6 Modulen mit gelenkigen Stabknoten.....	132
Abb. 181: System mit biegesteifen Drehflügeln im Pivotgelenkbereich .....	132
Abb. 182: 6 Module Gabellagerung (GZG); Normalkraft; +2,8 kN; - 1,7 kN ..	133
Abb. 183: (GZG); Normalkraft; max(blau)/min(rot) in Feldmitte.....	133
Abb. 184: (GZG); Normalkraft; Feldmitte; max -1.95 kN, + 3.08 kN .....	134
Abb. 185: (GZG); Normalkraft; max (blau) / min (rot); Auflagerbereich .....	134
Abb. 186: (GZG); Normalkraft; Auflager; max. -1.95 kN, +3.08 kN .....	135
Abb. 187: Normalkraftverlauf eines ebenen Fachwerkträgers .....	135
Abb. 188: Mobile Fußgängerbrücke .....	137
Abb. 189: a) Normalkraftverlauf, b) vertikale c) horizontale Verformung [15]..	137
Abb. 190: Verstauung in standardisierte Flugcontainer [76].....	138
Abb. 191: Montagesequenz von der Anlieferung bis zur Fertigstellung[76].....	139
Abb. 192: Variation der Form des Primärtragsystems [76].....	139
Abb. 193: Räumliche Addition und Variation des Primärtragsystems [76] .....	139

---

Abb. 194: Längsaussteifung durch Querträger und Kreuzverbände.....	140
Abb. 195: Innenraum einer alternierenden asymmetrischen Bogenform [76] .....	140
Abb. 196: Erhöhung der Spannweiten durch Unter- bzw. Überspannungen [76]	140
Abb. 197: Lineares Traversensystem a) abgehängt b) aufgeständert.....	141
Abb. 198: Klappbares Rahmeneck (Visualisierung).....	142
Abb. 199: Verschiedene Anschlussvarianten des Traversensystems.....	142
Abb. 200: Gekrümmtes Traversensystem a) Kreisform b) freie Form.....	143
Abb. 201: Rahmenkonstruktion für eine Rückprojektionswand.....	143
Abb. 202: Designstudie eines Sitzhockers mit zwei Sitzhöhen [76] .....	144
Abb. 203: a) 2 Sitzstufen, b) Explosionsdarstellung der Bauteile [76].....	145
Abb. 204: Lösemechanismus durch Ziehen [76].....	145
Abb. 205: Arretiermechanismus durch Federbolzen [76].....	146
Abb. 206: Auswahl an konstruktiven Details des Sitzhockers [76].....	147
Abb. 207: Prototyp des Sitzhockers.....	147
Abb. 208: Tischkonstruktion mit geneigter Platte.....	148
Abb. 209: Displaytischkonstruktion mit und ohne Verhüllung .....	148
Abb. 210: Wandelbare Tisch- bzw. Stehleuchte mit Membrandiffusor .....	149
Abb. 211: Tischleuchte mit einem Modul und Membrandiffusor.....	150
Abb. 212: Prototyp einer Tischleuchte aus Kunststoff mit Membranverhüllung	150
Abb. 213: Designkonzept für eine entfaltbare und flexible Stehleuchte.....	151
Abb. 214: Stufenloser Arretiermechanismus .....	151
Abb. 215: VAWT Darrieus Rotor [16] .....	152
Abb. 216: Vertikalachsrotoren a) Darrieus H-Rotor b) Helixrotor c) Windspire	152
Abb. 217: a) gepackte b) entfaltete Konfiguration (Container).....	153
Abb. 218: Wandelbarer Tripplehelix Spindelrotor .....	154
Abb. 219: a) Doppelseile mit Spanten, b) aerodynamisches Profil.....	155
Abb. 220: a) gepackt, b) Rotorspindel entfaltet .....	155
Abb. 221: a) Spindel entfaltet, b) Zwischenmast entfaltet .....	156

---

# Quellenverzeichnis

- [1] AEC-ABLE Engineering Company inc., Adam Boom System
- [2] AEC-ABLE Engineering Company inc., FASTMast
- [3] Aguirre M., Bure A., Fuentes M., Rivacoba J., 1985, The collapsible tube mast (CTM), ESA Proceedings of the Second European Space Mechanisms and Tribology Symposium, SP-231, pp.75-81
- [4] Amadon J. F., Miller Jr. W. H., 1986, Self-Stowing Arrangement for Structural Tension Members with Taper Latch Hinge Coupling Joints, US Patent 4.578.919
- [5] Astro Aerospace Corp., 1985, STEM Design characteristics and parametres, AAC-B-006
- [6] Astro Research Corp., 1978, Astromasts for space applications, ARC-B-004
- [7] Astro Research Corp., STEM design and performance
- [8] Barker R. J. P., Guest S. D., 1998, Inflatable triangulated cylinders, IUTAM-IASS Symposium on Deployable Structures: Theory and Application, pp. 17-26
- [9] Bernasconi M. C., Rits W. J., 1990, Inflatable space-rigidized support structures for large spaceborne optical interferometer systems, Acta Astronautica, Vol. 22, pp. 145-153
- [10] Bourderbala M., 1998, Systèmes Spatiaux Pliables/Dépliables: Cas des Systèmes de Tenségrité, Universität Montpellier, Dissertation,
- [11] Britt A., Lalvani H., 2000, Symmetry as a Basis for Morphological Analysis and Generation of NASA-Type Cubic Deployables , IUTAM-IASS Symposium on Deployable Structures: Theory and Applications Solid Mechanics and Its Applications Vol. 80, pp 45-54
- [12] Calatrava S., 1981, Zur Faltbarkeit von Fachwerken, ETH Zürich, Disseration Nr. 6870
- [13] Cami Systems Tet Truss, Cami Systemes Inc. USA, Web: [www.camisystems.com](http://www.camisystems.com)
- [14] Campo F., del Urien J. I. R., 1990, Collapsible tube mast - technology demonstration program, Presented at IAF Congres 1990, Dresden

- 
- [15] Carobbio A., 2010, Statische Analyse und Bemessung einer entfaltbaren und mobilen Fußgängerbrücke, TUM Lehrstuhl für Statik/Tragwerksplanung, Bachelorarbeit, München
- [16] Darrieus G., 1931, Turbine having its rotating shaft transverse to the flow of the current, US Patent 1835018
- [17] Derbes W. C., Cadogan D. P., Lingo R. W., Grahne M. S., 1999, Quick Feasibility Demonstration for an Inflatable Antenna System in Space, Proceedings of the Ninth Annual DARPA Symposium on Photonic Systems for Antenna Applications Naval Postgraduate School, Monterey, CA
- [18] Dorsey J. T., Sutter T. R., Chauncey W. K., 1992, Structurally Adaptive Space Crane Concept for Assembling Space Systems on Orbit, NASA Technical Paper 3307
- [19] Eibisch N., 2009, Der Helixturm von Konrad Zuse, TUM Lehrstuhl für Restaurierung, Deutsches Museum, Diplomarbeit, München
- [20] Escrig F., Sanchez J., Valcarcel J.P., 1996, Two-way deployable spherical grids, International Journal of Space Structures, 1 & 2, pp. 257-274
- [21] Eureka, 1999, Chains push performance further, Eureka March 1999
- [22] Felkai R., 1986, Design and development of a telescopic axial boom, NASA 20th Aerospace Mechanisms Symposium, CP 2423, pp. 1-12
- [23] FESTO AG, Bionic Handling Assistant, Web: [www.festo.com](http://www.festo.com)
- [24] FESTO AG, Pneumatische Antriebe, Kolbenzangenzylinder, Web: [www.festo.com](http://www.festo.com)
- [25] Frans M., 1998, Push Chains the optimum solution for heavy load linear motion
- [26] Fulcher J. H., 1962, Structural Device, US Patent 3.053.351
- [27] Fuller R. B., 1954, Building construction, US Patent 2.682.235
- [28] Fuller R. B., 1967, Octahedral Building Truss, US Patent 3.354.591
- [29] Gengnagel Ch., 2005, Mobile Membrankonstruktionen, Dissertation, TU München, Lehrstuhl für Tragwerksplanung
- [30] Greenberg H. S., Morgan G. W., 1967, Extensible Structure, US Patent 3.496.687

- 
- [31] Grollius H. W., Grundlagen der Hydraulik, München Wien 2004, ISBN 3-446-22606
- [32] Gough V. E., Whitehall S. G., 1962, Universal Tyre Test Machine, In: G. Eley (Hrsg.): Ninth international automobile technical congress, . Proceeding. International Federation of Automobile Engineers' and Technicians' Associations. Institution of Mechanical Engineers, London 1962, S. 117–137
- [33] Hardin G. L., 1978, Expandable beam structure, US Patent 4.126.974
- [34] Hobermann Ch., [www.hobermann.com](http://www.hobermann.com), hobermann associates, New York USA
- [35] Holden J. K., 1934, Extensible Platform, US Patent 1.947.647
- [36] Horner G. C., 1994, Joint for a Variable Geometry Truss and method of constructing same, NASA Patent 08/325.725 (NASA-Case-LAR-15136-1)
- [37] Hughes P. C., Sincarsin W. G., 1991, Trussarm: A Variable Geometry Truss Manipulator, Journal of Intelligent Materials Systems and Structures, 2:148-161
- [38] Hunter Spring, STACER spiral tube and actuator for controlled extension/retraction
- [39] Isermann R., 1999, Mechatronische Systeme - Grundlagen, Springer Verlag, Berlin
- [40] Janocha H., 1999, Adaptronics and Smart Structures, Springer Verlag, Berlin
- [41] Jensen F., Pellegrino S., 2001, Arm Development - Review of Existing Technologies, University of Camebridge, Department of Engineering
- [42] KATAKA A/S, The compact actuator, Copenhagen, Web: [www.kataka.dk](http://www.kataka.dk)
- [43] Kilian A., Block P., Snavely J., Schmitt P., 2006, Actuated tower at MIT, An evolving language for actuated structures, Massachusetts Institute of Technology, Department of Architecture, Boston
- [44] Kitamura T., Okazaki K., Natoris M., Miura K., Sato S., Obata A., 1988, Development of a Hingeless mast and its applications, Acta Astronautica Vol. 17 No. 3, pp 341-346
- [45] Kitamura T., Okazaki K., Yamashiro K., Natori M. C., 1993, Development of Extendible Beams for Space Application, Presented at AIAA/AHS/ASEE Aerospace Design Conference, Irvine C. USA



- 
- [46] Kitamura T., Yamashiro K., Obata A., Natori M. C., 1990, Development of a high stiffness and retractable mast HIMAT for space applications, Presented at 31st AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures Structural Dynamics and Materials Conferenc, Long Beach CA. USA
- [47] Kwan A. S. K., Pellegrino S., 1989, A new deployable mast, In Proc. Canadian Congress Applied Mechanics, Ottawa, pp 334-335
- [48] Kwan A. S. K., Pellegrino S., 1991, The Pantographic Deployable Mast: design structural performance and deployment tests, In Rapidly Assembled Structures, pp 213-224
- [49] Kwan A. S. K., You Z., Pellegrino S., 1993, Active and Passive Cable Elements in Deployable/Retracable Masts, International journal of space structures Vol. 8 No. 1/2
- [50] Leipold M., Garner C. E., Freeland R., Herrmann A., Noca M., Pagel G., Seboldt W., Sprague G., Unckenbold W., 1998, ODISSEE -A Proposal for Demonstration of a Solar Sail in Earth Orbit, Presented at Third IAA International Conference on Low-Cost Planetary Missions, Pasadena CA. USA
- [51] MacNaughton J. D., Weyman H. N., Groskopfs E., 1967, The Bi-STEM A new technique in unfurlable structures, NASA Second Aerospace Mechanisms Symposium TM33-355, pp.139-145
- [52] Mikulas M. M. Jr., Rhodes M. D., 1986, Deployable M-Braced Truss Structure, US Patent 4.604.844
- [53] Merlet J. P., 2000, Parallel Robots. Kluwer Academic Publishers, Boston, ISBN 0-7923-6308-6 (Solid Mechanics and its Applications 74)
- [54] Millard J. W. F., 1996, Thirty foot (30') reach with a 2' pole, Proceedings of the International Topical Meeting on Nuclear and Hazardous Waste Management Spectrum '9, pp. 1742-1748
- [55] Miura K., 1984, Variable Geometry Truss Concept, The Institute of Space and Astronautical Science Report No. 614
- [56] Miura K., Furuya H., 1988, Adaptive structure concept for future space applications, AIAA J. 26 88 995-1002
- [57] Miura K., Sakamaki M., 1996, Mathematik der Form, Arch+ Faltungen 131, ISSN 0587-3452
- [58] Nerdinger W. (Hrsg.), 2005, Frei Otto das Gesamtwerk, Leicht bauen - natürlich gestalten, Birkhäuser, ISBN 978-3-7643-7233 -0

- 
- [59] Neugebauer R., 2005, Parallelkinematische Maschinen: Entwurf, Konstruktion, Anwendung. Springer, Berlin, ISBN 978-3540209911
- [60] Northrop Gruman, 2004, ISIS Telescopic Mast, Astro Aerospace Space Deployable Structures
- [61] Northrop Gruman, Canister AstroMast Space Technology, Astro Aerospace Space Deployable Structures
- [62] Novacki Z., 2008, Zusammenfaltbare, flexibel-bewegliche Tragwerkskonstruktion auf Basis eines 3-flügeligen Scherenmechanismus mit teleskopierbaren Aktuatoren, Patent DE102008063214
- [63] Paraschivoiu I., 2002, Wind Turbine Design with Emphasis on Darrieus Concept. Polytechnic Int. Press, Montreal, Kanada, ISBN 2-553-00931-3
- [64] Pawlowski R., 2006, Adaptive Dachtragwerke-Entwicklung eines Entwurfsverfahrens-Betrachtung ausgewählter Aspekte, TUM Lehrstuhl für Holzbau- und Baukonstruktion, Dissertation, München
- [65] Pellegrino S., 1995, Large Retractable Appendages in Spacecraft, Journal of Spacecraft and Rockets Vol. 32 No. 6, pp. 1006-1014
- [66] Pellegrino S., 2002, Deployable Structures in Engineering, Springer Verlag Wien, New York, ISBN 3211836853
- [67] Pinero E. P., 1965, Three dimensional reticular structure, US Patent 3.185.164
- [68] Rauschenbach H. S., 1980, Solar Cell Array Design Handbook, Van Nostrand Reinhold Company , New York, USA, pp. 312-363
- [69] Rimrott F. P. J., 1965, Storable tubular extendible member, Machine Design 37, pp.156-165
- [70] Rist F., 2005, Bewegliche Systeme in der Architektur, TUM Lehrstuhl für Tragwerksplanung, Diplomarbeit, ISBN 3-938660-11-2
- [71] Rückert G. C., 2000, Wandelbare hybride Konstruktionen, ETH Zürich, Institut für Baustatik und Konstruktion, Dissertation, Zürich CH, Nr. 13842
- [72] Schlaich M., 2004, Aktive und wandelbare Ingenieurbauten, Schlaich Bergermann und Partner, Stahlbau Heft 11/2004
- [73] Schumacher M., Schaeffer O., Vogt M. M., 2010, Move Architektur in Bewegung - Dynamische Komponenten und Bauteile, Birkhäuser, ISBN 303460856X
- [74] Schwarz C., 1924, Extension Tower, US Patent 1.511.679

- 
- [75] Shai O., Tehori I., Slavutin M., Ben-Hanan U., Bronfeld A., 2009, Adjustable Tensegrity Robot based on Assur Graph Principle, ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Lake Buena Vista, Florida USA
- [76] Slaveva R., Kovacevic I., 2011, Mobile wandelbare Überdachungssysteme, Sonderdiplomarbeit Lehrstuhl für Tragwerksplanung. TUM
- [77] Srinivasan A. V., McFarland D. M., 2001, Smart Structures-Analysis and Design, Cambridge: Cambridge University Press
- [78] Stewart D., 1965, A Platform with Six Degrees of Freedom, Proc. Institute of Mechanical Engineering Vol. 180, Part 1,371-386
- [79] Sobek W., Teuffel P., Landauer A., 2002, Stuttgarter Träger, ILEK Institut für Leichtbau Entwerfen und Konstruieren, Universität Stuttgart
- [80] Tensairity, EMPA, Center for Synergetic Structures, Web: [www.empa.ch](http://www.empa.ch)
- [81] Teuffel P., 2004, Entwerfen adaptiver Strukturen, Universität Stuttgart ILEK, Dissertation
- [82] Tibert G., 2002, Deployable Tensegrity Structures for Space Applications, Royal Institute of Technology, Department of Mechanics, Doctoral Thesis, Stockholm, ISSN 0348-467X
- [83] Tidwell P.H., 1989, Design and Construction of a Double-Octahedral Variable-Geometry-Truss Manipulator, Virginia Polytechnic Institute & State University, M.S. Thesis, Blacksburg VA. USA
- [84] Otto F., 1972, IL5 Wandelbare Dächer Convertible Roofs, Wittenborn and Company, NewYork
- [85] Vogel R. , 1961, Ausfahrbarer Mast aus aufgewickelten Bändern, DE Patent 1.205.256
- [86] Wallner M., 2003, Bewegliche Tragwerke, Aus der Sicht der Tragwerkslehre für Architekten, Dissertation, TU Graz
- [87] Winterberg M., 2011, Traglastanalyse und Verformungsverhalten einer modularen und wandelbaren Tragstruktur aus Aluminium, TUM Lehrstuhl für Statik/Tragwerksplanung, Bachelorarbeit, München
- [88] You Z., Pellegrino S., 1996, Cable stiffened pantographic deployable structures, Part1: Triangular mast, AIAA Journal Vol. 34, No. 4
- [89] Zuse K., 1993, Extensible and Contractible Mast, US Patent 5.249.396