

DIPLOMARBEIT

ROLLSTUHL-TRAININGSGERÄT FÜR QUERSCHNITTGELÄHMTE

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung
des akademischen Grades eines Diplom-Ingenieurs
unter der Leitung von

Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Margit Gföhler

E 307

Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik
Forschungsbereich für Maschinenelemente und Rehabilitationstechnik

eingereicht an der Technischen Universität Wien
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Christoph Makovec
0125245
Parkstraße 9/17
2362 Biedermannsdorf

Wien, im April 2009

Kurzfassung

Durch die veränderten körperlichen Beanspruchung querschnittgelähmter Personen können Folgeerkrankungen entstehen, die die Lebensqualität und den allgemeinen Gesundheitszustand verschlechtern können. Durch passives Training und aktives Training der gelähmten unteren Extremitäten, etwa durch Funktionelle Elektrostimulation (FES), können die Beeinträchtigungen durch sekundäre Erkrankungen verringert werden. Darüber hinaus ist es möglich die dabei entwickelten Kräfte zur eigenen Mobilität, etwa auf speziellen Trainingsfahrrädern zu nutzen. Ziel dieser Arbeit ist es ein Trainingsgerät zur Rollstuhlmontage auf Basis eines bereits im Einsatz befindlichen Trainingsfahrrades zu konstruieren. Dieses soll nicht der Mobilität dienen, sondern das Training durch bessere Regelbarkeit, welche komplexere Trainingsprogramme ermöglicht, verbessern. Der Antrieb ist basierend auf bekannten, durch FES erreichbaren Leistungsdaten ausgelegt. Zum Einsatz kommt ein bürstenloser Servomotor mit 300 W Nennleistung und eine digitale Positioniersteuerung. Die Kraftübertragung erfolgt über ein Planetengetriebe und ein Kegelradgetriebe, an dessen beidseitigem Ausgang die Kurbeln montiert sind. Nach Überlegungen zur Ergonomie der Tretbewegung wurde ein Befestigungsmechanismus entworfen, der eine Anpassung an die Größe des Trainierenden und die schnelle Montage auf Faltrollstühle unterschiedlicher Breite erlaubt. Im Zuge der Arbeit wurde ein Prototyp des kompletten Rollstuhl-Trainingsgerätes entwickelt, gefertigt und aufgebaut.

Vorwort

Ich möchte mich besonders bei Frau Ao.Univ.-Prof. Dr.techn. Margit Gföhler bedanken, die es mir ermöglicht hat an diesem Projekt mitzuwirken und diese Arbeit betreut hat.

Weiters gilt mein Dank Herrn Dr.techn. Werner Reichenfelser, der mir bei all meinen Fragen mit praktischer Unterstützung zur Seite stand.

Herzlich bedanken möchte ich mich auch bei meinen Eltern, die mir dieses Studium mit großem Vertrauen ermöglicht haben.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Medizintechnische Grundlagen	2
1.1.1	Plegie – Parese	2
1.1.2	Spastische – schlaffe Lähmung	2
1.1.3	Querschnittlähmung	2
1.1.4	Schlaganfall	3
1.1.5	Funktionelle Elektrostimulation	3
1.2	Beschreibung bestehender Trainingsgeräte	4
1.2.1	Bewegungstrainer	4
1.2.2	Liege-Ergometer	4
1.2.3	Minitrainer	5
1.3	Die Entwicklung des FES-Trainingsfahrrades an der TU Wien	5
1.3.1	Überblick über die Entwicklung	5
1.3.2	Stand der Technik	7
1.3.3	Das Rollstuhltrainingsgerät	8
2	Entwurf des Systemkonzepts	9
2.1	Anforderungen	9
2.2	Systementwurf	10
2.2.1	Befestigung	11
2.2.2	Antrieb	19
2.2.3	Kurbeln und Orthesen	22
2.3	Systemkonzept	24

3	Konstruktion	25
3.1	Antriebsauslegung	25
3.2	Konstruktion der Antriebseinheit	32
3.3	Konstruktion der Halterung	34
3.4	Bestückung der Steuerungsbox und Verkabelung	36
3.5	Konstruktion der Kurbeln	38
3.5.1	Festigkeitsberechnung der Kurbeln	38
3.5.2	Numerische Analyse der Kurbeln	40
3.6	Gesamt konstruktion	45
4	Bau des Prototypen	47
4.1	Fertigung und Montage	47
4.2	Inbetriebnahme	57
5	Schlussfolgerungen und Ausblick	60
	Literaturverzeichnis	62
A	Anhang	64
A.1	Matlab Programme	64
A.2	Berechnung der Kurbeln	75
A.3	Werkstattzeichnungen	90
A.4	Kabelpläne	112

Kapitel 1

Einleitung

Der Körper querschnittgelähmter Personen ist anderen Beanspruchungen ausgesetzt als der Gesunder. Das führt zu einer verminderten Durchblutung der unteren Extremitäten, die Muskeln und Knochen werden kaum belastet. Auch Kreislauf und Atmung stellen sich auf die verminderte Beanspruchung ein. Dadurch können Folgeerkrankungen wie Druckgeschwüre (Dekubitus), Thrombose, Muskelatrophie und Osteoporose entstehen. Gelingt es die gelähmten unteren Extremitäten in ein aktives Training einzubinden können diese Probleme gelindert oder gar vermieden werden. Das ist durch funktionelle Elektrostimulation der Beinmuskulatur möglich (z. B.: [1], [2], [3], [4]). Die Tretbewegung auf einem Fahrradergometer hat sich dafür als günstig erwiesen. Die durch Elektrostimulation erzeugten Leistungen sind durch die rasche Ermüdung gering, doch durch den hohen Wirkungsgrad eines Fahrrades sind Querschnittgelähmte sogar in der Lage sich mit der Kraft, der eigenen gelähmten Beinmuskulatur, auf speziell angepassten Trainingsfahrrädern fortzubewegen. Dazu ist jedoch gezieltes und kontinuierliches Training der Beinmuskulatur nötig. Handelsübliche Ergometer sind für ein Training von Querschnittgelähmten wegen des zu hohen Anfangswiderstandes nicht geeignet. Es gibt zwar Bewegungstrainer welche die Tretbewegung durch einen Motor unterstützen, doch die verwendeten Antriebe und Regelungen schränken den wirkungsvollen Einsatz zusammen mit funktioneller Elektrostimulation sowie die Verwendung für wissenschaftliche Untersuchungen ein. Von einem verbesserten Trainingsgerät, welches komplexe Regelung und Datenerfassung ermöglicht, können auch Patienten mit unvollständig gelähmter Beinmuskulatur, die teilweise willentlich aktivierbar ist, durch komplexe Trainingsprogramme profitieren. Ziel dieser Arbeit ist es ein solches Trainingsgerät, auf Basis der vorangegangenen Entwicklung und Erfahrung mit Trainingsfahrrädern an der TU Wien, zu konstruieren und einen Prototypen zu bauen.

1.1 Medizintechnische Grundlagen

1.1.1 Plegie – Parese

Als Plegie bezeichnet man eine vollständige Lähmung einer oder mehrerer Gliedmaßen. Die Verbindung der Muskeln mit dem Gehirn ist unterbrochen.

Im Gegensatz dazu bezeichnet die Parese eine unvollständige Lähmung. Die Funktion und Kraft der betroffenen Gliedmaßen sind vermindert, die Verbindung zum Gehirn zumindest teilweise intakt.

1.1.2 Spastische – schlaffe Lähmung

Die Nervenbahnen, die die Muskulatur ansteuern bestehen aus zwei sogenannten Motoneuronen. Das obere Motoneuron liegt im Gehirn und reicht mit seinem Axom ins Rückenmark. Das untere motorische Neuron hat seinen Zellkörper im Rückenmark und leitet das Signal des oberen Motoneurons durch sein Axom weiter, aus dem Rückenmark heraus bis zu den motorischen Endplatten an den Muskelfasern. Eine spastische Lähmung zeichnet sich dadurch aus, dass das untere Motoneuron noch intakt, das heißt der Muskel innerviert ist, die Verbindung zum Gehirn aber durch Schädigung des oberen Motoneurons verletzt ist. Im Rückenmark kann das untere Motoneuron aber dennoch über den sogenannten Reflexbogen erregt werden, wodurch es zu einer Verstärkung des Muskeltonus kommen kann. Dies ist als erhöhter geschwindigkeitsabhängiger Bewegungswiderstand beim passiven Bewegen der betroffenen Gliedmaße spürbar den man Spasmus nennt.

Liegt eine schlaffe Lähmung vor, ist das untere Motoneuron verletzt und damit der Reflexbogen über das Rückenmark nicht mehr funktionsfähig. Man spricht von denervierter Muskulatur.

Sowohl Plegie als auch Parese können spastisch oder schlaff auftreten, je nachdem wie stark und an welcher Stelle die Schädigung der Nerven vorliegt.

In Hinblick auf die Rehabilitation ist festzustellen, dass denervierte Muskulatur schneller atrophiert als innervierte gelähmte Muskulatur.

1.1.3 Querschnittlähmung

Das spinale Querschnittsyndrom (Querschnittlähmung) tritt bei Schädigung der Nervenleitung in der Wirbelsäule auf. Ursachen dafür sind meist unfallbedingte Verletzungen sowie auch Nervenkrankheiten und Tumore. Die Beeinträchtigung der Körperfunktionen und die Art der Lähmung sind von der Höhe der Verletzung abhängig. Findet die Verletzung unterhalb des Rückenmarks statt (im Lendenwirbelbereich) werden die

unteren Motoneuronen betroffen und der Reflexbogen unterbrochen. Es entsteht dabei eine schlaaffe Lähmung der Beine (Paraplegie). Darüber kommt es zu spastischen Lähmungen der Beine und bei höherer Verletzung auch der Bauch- und Brustmuskeln (man spricht weiterhin von Paraplegie). Oberhalb des zweiten Brustwirbels kommt es auch zur Lähmung der Arme (Tetraplegie).

1.1.4 Schlaganfall

Der Schlaganfall (apoplektischer Insult) ist eine plötzliche Schädigung des Gehirns durch Versorgungsmangel vor allem von Sauerstoff. Ausgelöst wird er meist durch Verstopfungen von Hirnarterien oder durch Hirnblutungen. Die Folgen können reparabel, irreparabel oder sogar tödlich sein. Sind dabei motorische Zentren im Gehirn betroffen, kann es zu Paresen kommen. Ist nur eine Hirnhälfte betroffen kommt es dabei zu einer Hemiparese oder Hemiplegie (halbseitigen Lähmung) der gegenüberliegenden Körperseite, da sich die Mehrzahl der Nervenbahnen vom Gehirn zum Rückenmark überkreuzen.

1.1.5 Funktionelle Elektrostimulation

Die funktionelle Elektrostimulation (FES) bezeichnet eine Erregung eines Muskels oder eines muskelversorgenden Nervs mittels elektrischem Strom zur Unterstützung oder Wiedererlangung einer fehlenden oder geschwächten Körperfunktion. Das Stimulationsgerät arbeitet mit einem strom- oder spannungsgeregelten doppelten Rechtecksignal (zuerst positiv, dann negativ um eine Aufladung des Gewebes zu vermeiden). Durch das elektrische Feld zwischen den Elektroden können die Zellmembranen von Nerven- und Muskelzellen zur Ausbildung eines Aktionspotentials angeregt werden, welches im Fall der Nervenzelle, entlang des Axons weitergeleitet wird und über die motorische Endplatte eine Kontraktion einer motorischen Einheit (mehrere Muskelfasern, die von einem Nerv gleichzeitig angesprochen werden) auslöst. Wird an der Muskelzelle selbst die Reizschwelle überschritten, sodass ein Aktionspotential ausgebildet wird, führt das ebenfalls zu einer einzelnen Kontraktion. Bei geeigneter Frequenz der Stimulationsimpulse kommt es zur Superposition dieser Einzelzuckungen (glatter Tetanus) und damit zu einer kontrollierten, kraftvollen Kontraktion. Langsame Muskelfasern liefern bei etwa 30Hz, schnelle etwa 100Hz die maximale Kraft. Der Anteil an erreichten Nerven und an der Kontraktion beteiligten motorischen Einheiten ist, ab dem Erreichen der Reizschwelle bis zur Maximalkraft, proportional der angelegten Stimulationsintensität (bestimmt durch Impulsdauer und Impulshöhe). Damit kann die erreichte Kraft gesteuert werden. Im Gegensatz zur Ansteuerung durch das Zentralnervensystem werden bei FES zuerst die großen Nerven gereizt, die die schnellen Muskelfasern versorgen, die zwar eine hohe Kraft erzeugen können, aber rasch ermüden, und erst bei höherer Intensität auch die langsamen ermüdungsresistenten Fasern. Zum direkten Reizen der Muskelfasern sind viel höhere Stimulationsstärken nötig. Dadurch wird die Anwendung von FES im Fall von schlaffen Lähmungen erschwert. [5]

Will man die FES zur Erzeugung von Bewegungsabläufen nutzen, dann kann man die Stimulation in einen Regelkreis einbinden. Alternativ kann man auch die Zahl der Freiheitsgrade auf eins einschränken und die Bewegung steuern (offener Regelkreis). Letzteres kann man gut beim Radfahren einsetzen, wenn man die Beine parallel zur Sagittalebene führt und das Sprunggelenk durch eine Orthese fixiert. Ein Winkelsensor an der Tretkurbel dient als Referenz für das Stimulationsgerät. Zu beachten ist, dass die hohe Latenz der Muskelkontraktion zur Erregung abhängig von der Trittfrequenz kompensiert werden muss.

1.2 Beschreibung bestehender Trainingsgeräte

1.2.1 Bewegungstrainer

Therapeutische Bewegungstrainer sind Geräte, die passives und aktives Training mit Unterstützung ermöglichen und deshalb für Menschen mit Behinderungen besonders geeignet sind. Das Gerät „MOTOMed viva 2“ der Firma „RECK“ ist ein solches Trainingsgerät, welches die Radfahrbewegung mit elektromotorangetriebenen Tretkurbeln ermöglicht. Es ist für Bewegungstraining von Patienten mit multipler Sklerose, Schlaganfall, Querschnittslähmung (Paraplegie, Tetraplegie), Parkinson und anderen neurologischen Erkrankungen sowie allen Arten von Bewegungseinschränkungen (etwa ältere Leute) konzipiert. Der Einsatz des Geräts soll in Rehabilitationszentren, Pflegeheimen und auch zu Hause stattfinden. Das Gerät besteht aus einem standsicheren Fuß, auf dem der Antrieb mit den Tretkurbeln montiert ist. Ein Rollstuhl kann in individueller Entfernung davor abgestellt werden. Handgriffe ähnlich wie bei einem Hometrainer bieten dem Patienten Halt. Ein Hilfsprogramm erleichtert das Einstellen der Füße, indem es die Pedale (Sicherheitstrittschalen) in bestimmten Positionen festhält. Unterschenkelschienen sind als Zubehör verfügbar. Im Betrieb sind passives, motorunterstütztes und aktives Training mit fein dosierbarem Bremswiderstand möglich. Das MOTOMed kann vom Patienten selbständig bedient und konfiguriert werden. Als besondere Sicherheitsmaßnahme verfügt es über ein vollautomatisches Spasmuserkennungs- und Lockerungsprogramm. Außerdem werden die Tretleistungen des rechten und linken Beins separat angezeigt, was es ermöglicht einseitige Beeinträchtigungen zu erkennen. Das Gerät verfügt über eine Schnittstelle, welche die Kombination mit FES grundsätzlich ermöglichen soll. Ein Nachteil des Gerätes ist die ungenügende Standsicherheit des Gerätes, welche nur durch eine zusätzlich erhältliche Bodenplatte und einem Kippenschutz hinter dem Rollstuhl erreicht werden kann, welcher nicht durch den Patienten selbst angebracht werden kann.

1.2.2 Liege-Ergometer

Liege- oder Sitzergometer (im deutschsprachigem Raum auch „Recumbent“ genannt) entsprechen etwa der Sitzhaltung auf dem Rollstuhltrainingsgerät. Im Prinzip stellen

diese Trainingsgeräte Fahrradergometer mit Sitz und Lehne in aufrechter oder halb- liegender Position dar die Liegefahrrädern nachempfunden sind. Die Geräte werden vorwiegend für ältere oder stark übergewichtige Personen sowie Patienten mit Einschränkungen im Lendenwirbelsäulenbereich beworben, denen sie einen angenehmen Aufstieg und eine wirbelsäulenschonende Stütze durch die Lehne bieten. Die Geräte verfügen über verschiedenste Bremsmechanismen, eine Motorunterstützung ist aber noch nicht auf dem Markt erhältlich.

1.2.3 Minitrainer

Kleine Radfahrtrainingsgeräte, die nur aus Standfuß, Schwungscheibe, Kurbel, Pedale und Bremse bestehen werden oft als „Minitrainer“ oder „Minibike“ bezeichnet. Die Geräte sind dafür gedacht sie auf einem Sessel oder der Couch sitzend zu verwenden. Meist bieten sie Handgriffe zum Austausch der Pedale um auch die Armmuskulatur zu trainieren. Wegen der kurzen Kurbeln und dem geringen Tretwiderstand werden sie als gelenkschonend beworben. Als sogenannte „Elektro-Minitrainer“ bezeichnet man Geräte die motorunterstütztes passives Training anbieten.

1.3 Die Entwicklung des FES-Trainingsfahrrades an der TU Wien

Bereits seit den 50er Jahren wurde FES zur Mobilisierung von Paraplegikern eingesetzt. Die Radfahrbewegung wurde erstmals 1983 mittels FES realisiert [6]. 1992 konnten sich Paraplegiker mit implantierten Beinschrittmachern auf einem speziell adaptierten Trainingsdreirad durch Muskelkraft fortbewegen [7].

1.3.1 Überblick über die Entwicklung

An der TU Wien begann die Entwicklung durch die Simulation und den Bau eines eigenen motorunterstützten dreirädrigen Trainingsfahrrades für Querschnittgelähmte [8] (1995, Abbildung 1.1). 1999 konnte die Effizienz der Tretbewegung analog der 1996 entwickelten optimierten Pedalbahn [9] und dem Bau eines darauf basierenden Rollstuhlfahrrades gesteigert werden [10] Durch fortgeführte Simulationen und den Bau eines Versuchsstandes konnten die Stimulationsparameter weiter verbessert werden [11], [12] und [13]. Bis dahin hatten die Systeme gemein, dass die Stimulation direkt von der Kurbelstellung abhängig war. Das führte durch die Zeitverzögerung der Muskelkontraktionen zu Problemen bei schnellerer Bewegung. Es wurde ein neuer Stimulator entwickelt welcher die Beginn und Endzeitpunkte der Stimulation stufenweise an die Kurbelumdrehungsgeschwindigkeit anpasst. Ein damit ausgerüstetes Trainingsfahrrad, auf Basis eines handelsüblichen dreirädrigen Liegerads wurde 2005 fertig gestellt ([14],

Abbildung 1.2). Außerdem diente der hier in der Hinterradnabe verbaute Elektromotor nicht nur der Unterstützung des Fahrers bei Steigungen und Ermüdung, sondern auch zum passiven Aufwärmen. Zusätzlich war er in der Lage die Kurbel in definierten Stellungen festzuhalten um die Ermittlung der individuellen Stimationsparameter durchführen zu können.



Abbildung 1.1: Das erste Trainingsfahrrad an der TU Wien [8] mit zwei neigbaren Hinterrädern und Nabenmotor im Vorderrad.



Abbildung 1.2: Das Trainingsrad nach [14].

1.3.2 Stand der Technik

Basierend auf den Erkenntnissen aus [14] ist das aktuelle Trainingsfahrrad ([15]) ebenfalls auf einem dreirädrigen Liegefahrrad, diesmal der Firma „Anthro Tech“, aufgebaut. Die Tretkurbeln können über einen zusätzlichen Kettentrieb von einem Servomotor angetrieben werden. Zur freien Fahrt kann dieser entkoppelt werden. Akkumulatoren zur Stromversorgung, Stimulationsgerät und Laptop werden am Rahmen beziehungsweise unter dem Sitz mitgeführt. Eingesetzt wird das Fahrrad derzeit in einer klinischen Studie im Rehabilitationszentrum „Weißer Hof“ vorwiegend als Standgerät und nicht zur Fortbewegung. Der Aspekt der Motivation auf eigenständige Mobilität darf dabei nicht unterschätzt werden.

Antrieb

Der Antrieb erfolgt über einen Kettentrieb von der Kurbel zum Nabengetriebe im hinteren Rad. Zusätzlich ist der 300W Servomotor über ein direkt angeflanshtes 1:10 Planetengetriebe, eine elektrisch schaltbare Kupplung, ein 1:2 Kegelaradgetriebe und einem zweiten Kettentrieb (17:42) mit der Kurbel verbunden. Das entspricht einer Gesamtübersetzung von Kurbel zu Motor von etwa 1:50. Die Kupplung dient dazu den Motor vom Antrieb zu entkoppeln, wenn das Gerät alleine mit Muskelkraft betrieben wird. Um das Dreirad am Stand nutzen zu können, wird das Hinterrad durch einen Bock vom Boden abgehoben, sodass es frei drehen kann.

Funktion

Der rechte Handgriff ist abnehmbar, um den Patienten das Aufsteigen über eine am Rahmen aufsteckbare Transportplatte zu erleichtern. Die Beine werden auf den Orthesen mit Klettverschlussbändern gesichert. Die Elektroden für die FES werden appliziert und an den Stimulator angeschlossen. Stimulationsgerät und Steuerung sowie der Stromversorgungsakku befinden sich am Rahmen. Der Laptop wird auf einem Schreibtisch neben dem Patienten aufgebaut und angeschlossen. Der Motor wird zuerst für ein passives Aufwärmtraining verwendet. Danach können die Beinkräfte und deren Beitrag zur Kurbeldrehung von der Einstellungssoftware festgestellt werden. Dabei fährt der Motor bestimmte Kurbelpositionen an und hält die Kurbel fest. Das Stimulationsgerät spricht dann nacheinander alle angeschlossenen Muskeln an und es wird über Kraftmesskurbeln Betrag und Richtung der Kraft ermittelt. Dadurch ist es möglich Winkelbereiche für die Stimulation eines runden Tritts auszuwählen. Die Einstellungen sind individuell unterschiedlich und werden für jeden Patienten abgespeichert. Das eigentliche aktive Training kann mit oder ohne Motorunterstützung ausgeführt werden. Der Laptop wird dafür nicht benötigt, der Fahrer kann über einen Drehknopf die Stimulationsintensität und Motorunterstützung regeln. Ebenfalls mit den Händen bedient er die Bremsen und die Gangschaltung. Ein Notausknopf ermöglicht ihm den Motor

und die Stimulation jederzeit anzuhalten. Alle Bedienelemente sind auf den Handgriffen angebracht.

1.3.3 Das Rollstuhltrainingsgerät

Das in dieser Diplomarbeit entwickelte Trainingsgerät entsteht aus dem, im Lauf der klinischen Tests des aktuellen Trainingsfahrrades entstandenen, Wunsch nach einem ähnlichen stationären Trainingsgerät. Es soll sich der gleichen Technik bedienen allerdings nicht der Mobilität, sondern nur dem Training und zu Messzwecken dienen. Dafür soll es ein Gerät sein, das der Patient verwenden kann ohne seinen Rollstuhl verlassen zu müssen. Es soll billiger und kleiner, das heißt auch leichter zu transportieren sein. Der Antrieb soll direkter, also ohne das Spiel eines Kettentriebs auf die Kurbeln wirken und dadurch bessere Regelung und komplexere Anwendungen, etwa bei halbseitigen Lähmungen, ermöglichen.

Die Diplomarbeit beginnt mit dem Entwurf eines Systemkonzeptes, welches eine Analyse der gestellten Anforderungen sowie die Ideenfindung zur Lösung der Aufgabe beinhaltet. Es folgt die Auslegung und Gestaltung der Konstruktion. Danach wird die Fertigung, Montage und Inbetriebnahme des Prototypen beschrieben. Ein Conclusio und Ausblicke schließen die Arbeit ab.

Kapitel 2

Entwurf des Systemkonzepts

2.1 Anforderungen

Die Anforderungen an das System können in mehrere Bereiche unterteilt werden.

Funktionelle Anforderungen

Tretbewegung: Die Füße des Patienten sollen auf einer Kreisbahn wie bei einem Fahrradergometer geführt werden. Die Unterschenkel müssen dazu unter Umständen fixiert werden, so dass sie mangels Koordination der Beinmuskulatur nicht seitlich wegkippen können. Der Patient soll dabei sitzen.

Trainingsarten: Passives und aktives Training sollen mit und ohne, sowie mit teilweiser Unterstützung der Bewegung möglich sein.

Anpassbarkeit: Das Gerät muss schnell auf die Körpergröße und Vorlieben der individuellen Sitzposition des Benutzers anpassbar sein.

Transportierbarkeit: Das System soll an verschiedenen Orten eingesetzt werden können. Dafür soll es leicht transportiert werden können.

Ähnlichkeit der Funktion: Das Gerät soll in seiner Funktion ähnlich dem bestehenden FES-Trainingsfahrrad sein. Dadurch sollen Bedienung und Training für alle Beteiligten ähnlich wie bisher ablaufen.

Betriebstechnische Anforderungen

Antrieb: Der Antrieb soll möglichst direkt wirken, hohe Dynamik und damit gute Regelbarkeit aufweisen. Die Leistung muss ausreichend dimensioniert sein, der Betrieb aber auch mit sehr kleinen Teillasten funktionieren.

Energieversorgung: Es steht das normale Wechselstromnetz mit 230V 60Hz zur Verfügung.

Technische Ähnlichkeit: Das Gerät soll in seiner Konstruktion ähnlich dem bestehenden FES-Trainingsrad sein. Dadurch sollen Programmierung und Wartung ähnlich ablaufen, sowie eine technische Kompatibilität und Austauschbarkeit einzelner Komponenten gegeben sein.

Adaptierbarkeit: Der eigene Rollstuhl des Patienten soll als Basis dienen. Das Gerät soll, möglichst einfach, auf eine Vielzahl an Rollstühlen einstellbar sein.

Sicherheitstechnische Anforderungen

Standicherheit: Das Gerät und der Patienten dürfen im Betrieb weder unsicher stehen noch ihre Lage zueinander verändern.

Verletzungssicherheit: Der Patient darf in keiner Weise durch das Training gefährdet oder verletzt werden. Er muss die Möglichkeit haben es jederzeit abubrechen.

Sonstige Anforderungen

Es soll ein Prototyp gebaut werden, der in einer Rehabilitationsklinik eingesetzt werden kann. Da im Laufe der Montage und im Betrieb Verbesserungswünsche und Abänderungen in Funktion und Aufbau zu erwarten sind, soll die Konstruktion auch leicht umbaubar und veränderbar sein.

Die Ähnlichkeit zum bestehenden FES-Trainingsfahrrad soll letztendlich auch Konstruktionsaufwand und -zeit verkürzen, indem Komponenten, wie zum Beispiel Orthesen, Software und Stimulator, übernommen werden können. Die Verwendung der vorhandenen Software bedingt den Gebrauch der gleichen Motorsteuerung da viele Teile der Software vom Protokoll für die Motorsteuerung abhängen. Die Verwendung einer anderen Motorsteuerung würde Umprogrammierungen erfordern.

2.2 Systementwurf

Das Konzept sieht einen handelsüblichen Faltrollstuhl als Basis vor, der als Sitz dient. Die Befestigung stellt eine starre aber verstellbare Verbindung der Kurbeln relativ zum Sitz her. Der Antrieb, der auf die Kurbeln wirkt, erfolgt wie beim FES-Dreirad über einen elektrischen Servomotor. Die Energieversorgung geschieht über das Stromnetz. Wenn es möglich ist wird die gleiche Motorsteuerung und damit alle für das FES-Dreirad vorhandene Trainingssoftware verwendet. Abbildung 2.1 stellt eine Skizze des Systementwurfs mit seinen Komponenten dar.

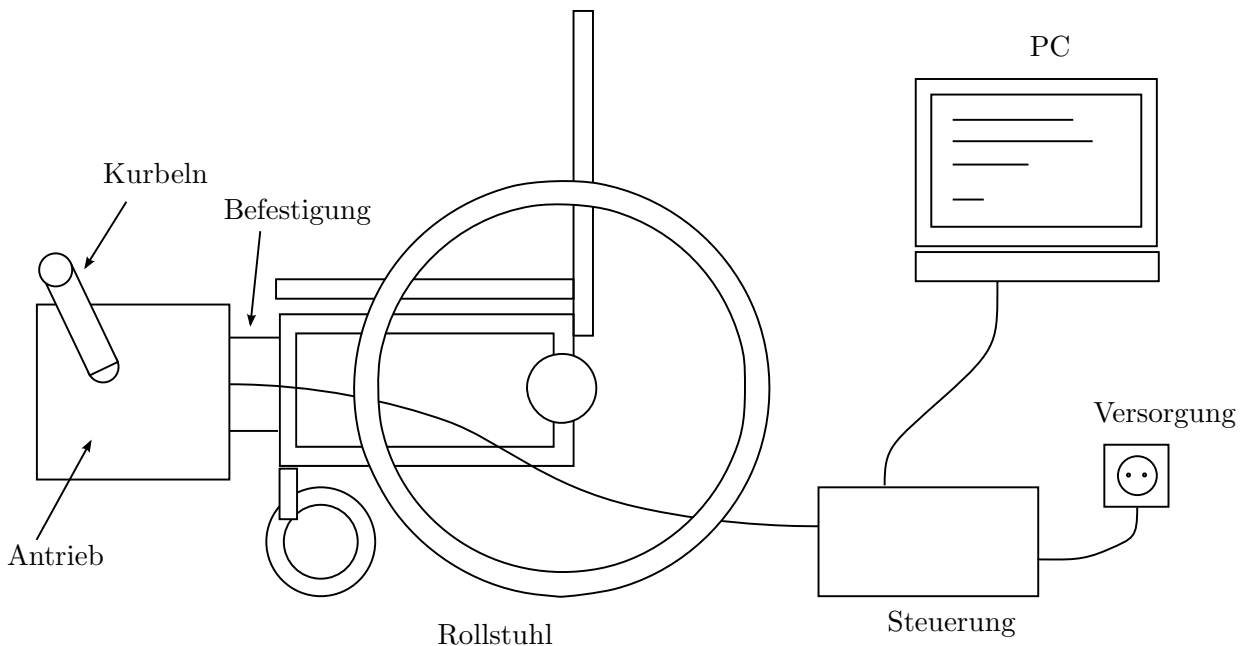


Abbildung 2.1: Skizze des Systementwurfs

2.2.1 Befestigung

Die Aufgabe der Befestigung ist es, die korrekte Position der Kurbel zur Hüfte, beziehungsweise zum Sitz, einzustellen. Die einfachste Möglichkeit ist die Positionierung des Gerätes am Boden. Reibung und Gewicht stellen die Standsicherheit her. Diese Anordnung leitet die Tretkräfte aber so auf den Rollstuhl ein, dass dieser sich relativ zu den Kurbeln verdrehen oder nach hinten kippen kann. Bietet man dem Patienten die Möglichkeit sich, etwa mit den Armen, am Gerät festzuhalten oder bringt hinten am Rollstuhl Stützen an, bleibt immer noch die Unsicherheit in der korrekten Positionierung zueinander.

Eine starre mechanische Verbindung zwischen Trainingsgerät und Sitz ist vorzuziehen, da sie Standsicherheit und eine genaue Ausrichtung zueinander bietet. Die Montage soll jedoch schnell und möglichst ohne Werkzeug ablaufen und die Befestigung muss über einen Verstellmechanismus verfügen um das Gerät auf verschiedene Menschen mit unterschiedlichen Körperabmaßen einstellen zu können.

Um den Verstellmechanismus auszulegen werden als erstes Überlegungen zum notwendigen Verstellbereich gemacht. Erst dann ist es möglich eine kinematische Realisierung zu entwerfen.

Geometrie der Tretbewegung

Ein zentrales Element der Ergonomie des Trainingsgerätes stellt der Verstellmechanismus dar. Dieser muss die Lage des Kurbeldrehmittelpunktes relativ zum Sitz des Rollstuhls abhängig von der Körpergröße, den Körperproportionen und der individuellen besten Sitzposition des Patienten verändern können. Um Anhaltspunkte für die Konzeption zu erhalten wird im folgenden eine idealisierte Sitzposition mit geradem Rücken parallel zur Lehne angenommen. Der Tretkurbeltrieb wird als ebene Kinematik wie in Abbildung 2.2 dargestellt idealisiert.

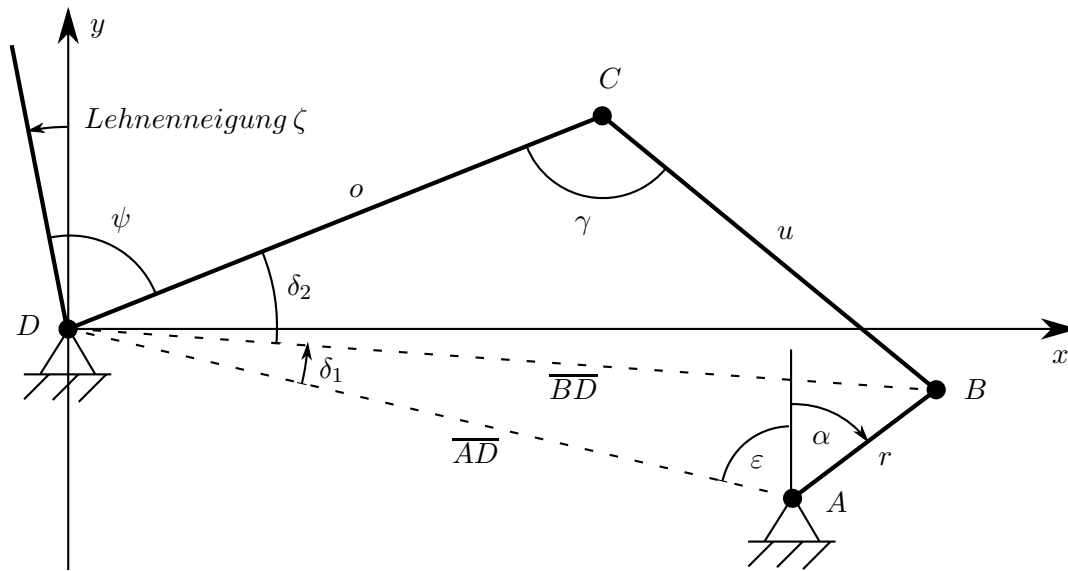


Abbildung 2.2: Skizze des Tretkurbeltriebs

A ... Kurbeldrehmittelpunkt

B ... Pedallager

C ... Kniegelenk

D ... Hüftgelenk

o ... Oberschenkellänge, vom Hüft- bis zum Kniegelenk

u ... Unterschenkellänge, vom Kniegelenk bis zum Pedallager

r ... Kurbelradius

Das Hüftgelenk befindet sich an den Koordinaten $D = \begin{pmatrix} D_x \\ D_y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix}$ und der Kurbelmittelpunkt bei den vorerst willkürlichen Koordinaten $A = \begin{pmatrix} A_x \\ A_y \end{pmatrix}$. Die Koordinaten der Position des Pedals sind vom Kurbelwinkel α abhängig der bei vertikal stehender Kurbel 0 ist und im Sinn der vorwärts drehenden Kurbel umläuft:

$$B = A + r \begin{pmatrix} \sin \alpha \\ \cos \alpha \end{pmatrix}$$

Für die zeitlich veränderliche Entfernung \overline{BD} ergibt sich:

$$\overline{BD} = \sqrt{(D_x - B_x)^2 + (D_y - B_y)^2}$$

Somit kann der Kniewinkel γ als Funktion des Kurbelwinkels im Dreieck BCD errechnet werden:

$$\gamma = \arccos \left[\frac{(u^2 + o^2 - \overline{BD}^2)}{2uo} \right]$$

Um den Hüftwinkel, das heißt den Winkel zwischen Oberschenkel und Lehne, zu berechnen sind alle Hilfswinkel um D nötig. Der Winkel ε ist konstant und tritt auch bei D zwischen der negativen y -Achse und \overline{AD} auf:

$$\varepsilon = \arctan \left| \frac{A_x - D_x}{A_y - D_y} \right|$$

Für die Hilfswinkel δ_1 im Dreieck ABD und δ_2 im Dreieck BCD folgt unter Verwendung bereits bekannter Größen:

$$\delta_1 = \arcsin \left(\frac{r}{\overline{BD}} \cdot \sin(\varepsilon + \alpha) \right)$$

$$\delta_2 = \arcsin \left(\frac{u}{\overline{BD}} \cdot \sin \gamma \right)$$

Damit lässt sich der Hüftwinkel ψ aus der Gesamtsumme aller Winkel um D ausdrücken:

$$\psi = 180^\circ + \zeta - \varepsilon - \delta_1 - \delta_2$$

Knie- und Hüftwinkel sind damit als Funktionen des Kurbelwinkels berechenbar. Sie sind auch abhängig von der noch nicht festgelegten Position A des Kurbeldrehpunktes. Da während des Trainings der Kniewinkel in der maximalen Streckung des Gelenks einen gewissen gegebenen Wert, den maximalen Kniewinkel γ_{max} nicht überschreiten darf kann diese Bedingung zum Bestimmen der Entfernung \overline{AD} herangezogen werden (siehe Abbildung 2.3). Zuerst wird der Abstand \overline{BD}_{max} in der gestreckten Lage berechnet:

$$\overline{BD}_{max} = \sqrt{u^2 + o^2 - 2uo \cdot \cos \gamma_{max}}$$

Daraus ergibt sich für die gestreckte Lage der Abstand \overline{AD} zu:

$$\overline{AD} = \overline{BD}_{max} - r$$

Nimmt man an, dass der Ausübende sitzt, so kann man festlegen, dass sich die Oberschenkel nie tiefer bewegen als parallel zur Sitzfläche, um eine ungestörte Bewegung zu erlauben. Die tiefste Position des Oberschenkels ist in Abbildung 2.4 dargestellt. Für den Hilfswinkel δ gilt:

$$\delta = \arccos \left(\frac{o^2 + \overline{AD}^2 - (u - r)^2}{2o\overline{AD}} \right)$$

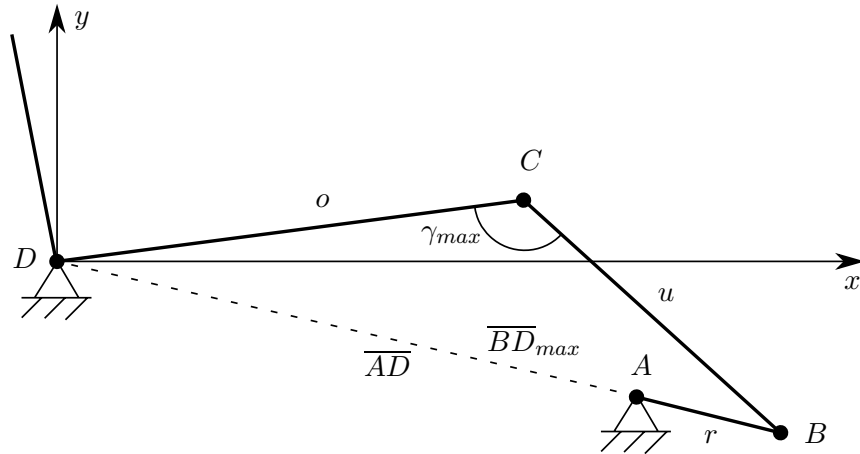


Abbildung 2.3: Skizze des Tretkurbeltriebs in maximaler Streckung

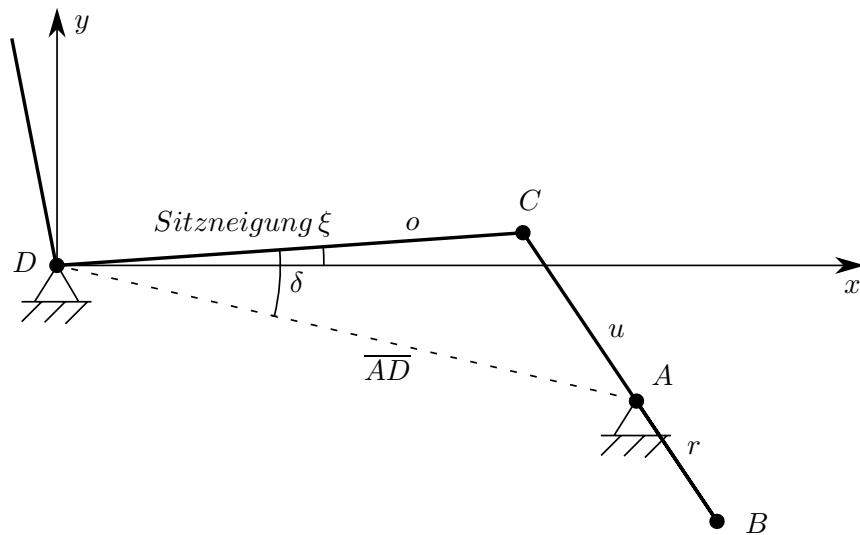


Abbildung 2.4: Skizze des Tretkurbeltriebs bei tiefster Stellung des Oberschenkels

Und damit ist die Position von A festgelegt mit:

$$A = D + \overline{AD} \cdot \begin{pmatrix} \cos(\delta - \xi) \\ -\sin(\delta - \xi) \end{pmatrix}$$

In der Praxis sind sowohl der Sitzpolster als auch der Oberschenkel leicht verformbar, sodass eine Kollision mit der Sitzfläche bis zu einem gewissen Grad für die Bewegung nicht störend ist.

Diese Gleichungen wurden in Matlab implementiert, alle Programme finden sich im Anhang A.1. Um die optimale Tretkurbelposition für unterschiedliche Körpergrößen zu finden wurde die DIN 33402-2 herangezogen, welche anthropometrische Daten enthält.

Da gerade Gelenkmittelpunkte nicht vermessen sind, wurden diese Daten anhand der vorliegenden Maße geschätzt. Die Längen von Oberschenkel und Unterschenkel (rechnerisch interessant ist hier immer die Tibialhöhe von der Fußsohle bis zum Kniegelenkmittelpunkt) wurden als Verhältnis zur Körpergröße ausgedrückt und hierfür Mittelwerte über alle Altersgruppen gebildet. Konkret wurde die Tibialhöhe mit 28% der Körpergröße und die Oberschenkelhöhe mit 85% der Tibialhöhe angenommen. In der realen Bevölkerung weichen diese Verhältnisse stark ab, aber da im weiteren keine absoluten Aussagen getroffen werden sollen, sondern verschiedene Verstellmechanismen relativ zu einander verglichen werden sollen, können diese Annahmen als ausreichend betrachtet werden. Für den größten Benutzer wurde 1910mm Körperhöhe angenommen, das entspricht dem 95% Perzentil der Männer zwischen 18 und 25 Jahren, welche die Gruppe mit den größten Körperhöhen darstellen, und für den kleinsten 1510mm was dem 5% Perzentil der 61 bis 65-jährigen Frauen entspricht, welche die Gruppe der kleinsten Körpergrößen ist. Damit liegen 5% der jeweiligen Altersgruppen außerhalb des damit errechneten Verstellbereichs.

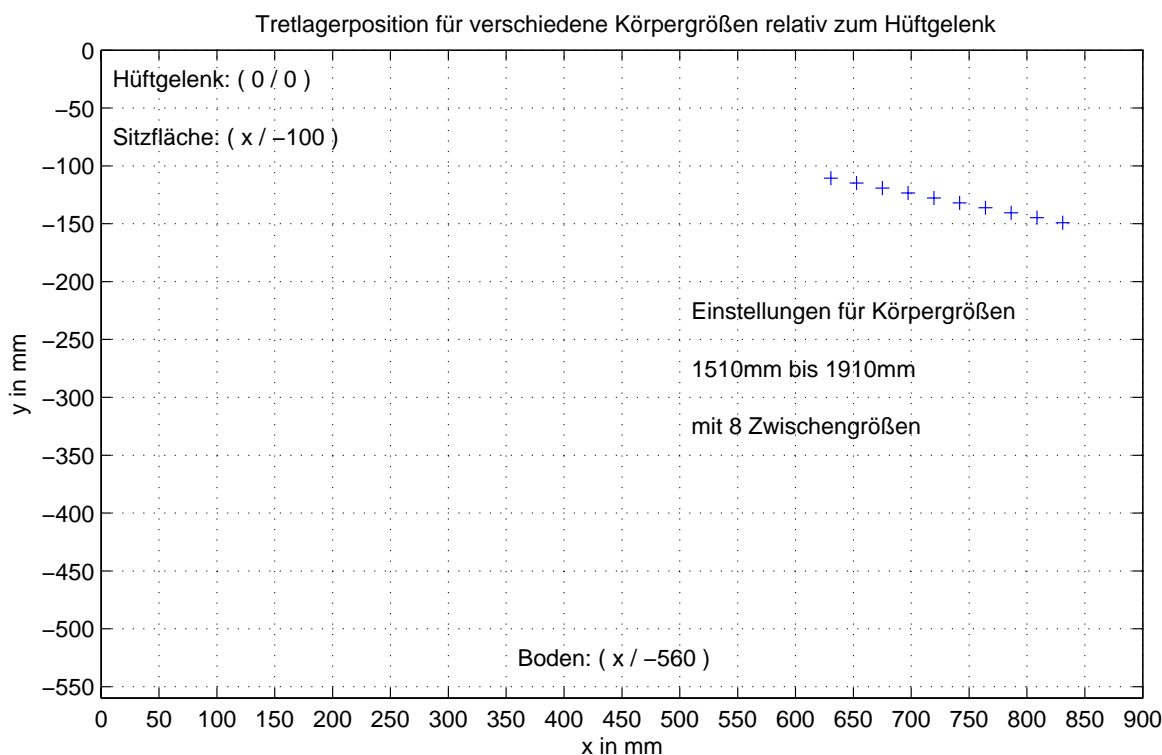


Abbildung 2.5: Errechnete optimale Positionen des Kurbeldrehpunktes relativ zum Hüftgelenk für variierende Körpergrößen. Im linken oberen Eckpunkt (0/0) liegt das Hüftgelenk, der untere Rand ($y = -560\text{mm}$) stellt den Boden dar und wird noch dargestellt um eventuelle Kollisionen der Kurbeln erkennen zu können. Die Sitzfläche liegt etwa bei $y = -100\text{mm}$

In Abbildung 2.5 ist erkennbar, dass die Verstellung für unterschiedliche Körpergrößen entlang einer nach vorne abfallenden Geraden optimal ist. Die ist nicht durch einen

einfachen Mechanismus zu erreichen, da der vertikale Abstand zur Sitzfläche sehr gering ist.

Da die Gerade nur sehr schwach fällt wäre es unter Umständen möglich eine horizontale Verstellung zu verwenden, die unter dem Sitz weit einfacher unterzubringen wäre.

Die Koordinaten des Kurbeldrehpunktes A ergeben sich für eine feste Höhe $y_{A\bar{D}}$ zur der Hüfte zu:

$$A = D + \begin{pmatrix} \sqrt{AD^2 - y_{A\bar{D}}^2} \\ y_{A\bar{D}} \end{pmatrix}$$

Um die Auswirkungen zu untersuchen wurde dies in den Matlab-Programmen als Festlegung auf rein horizontale Verstellung eingebaut. Der nötige Verstellweg auf einer Geraden, die 200mm unter dem Hüftgelenk, also etwa 100mm unter der Sitzfläche liegt wird in Abbildung 2.6 gezeigt. Im Vergleich zu vorher verringern sich bei einer nur

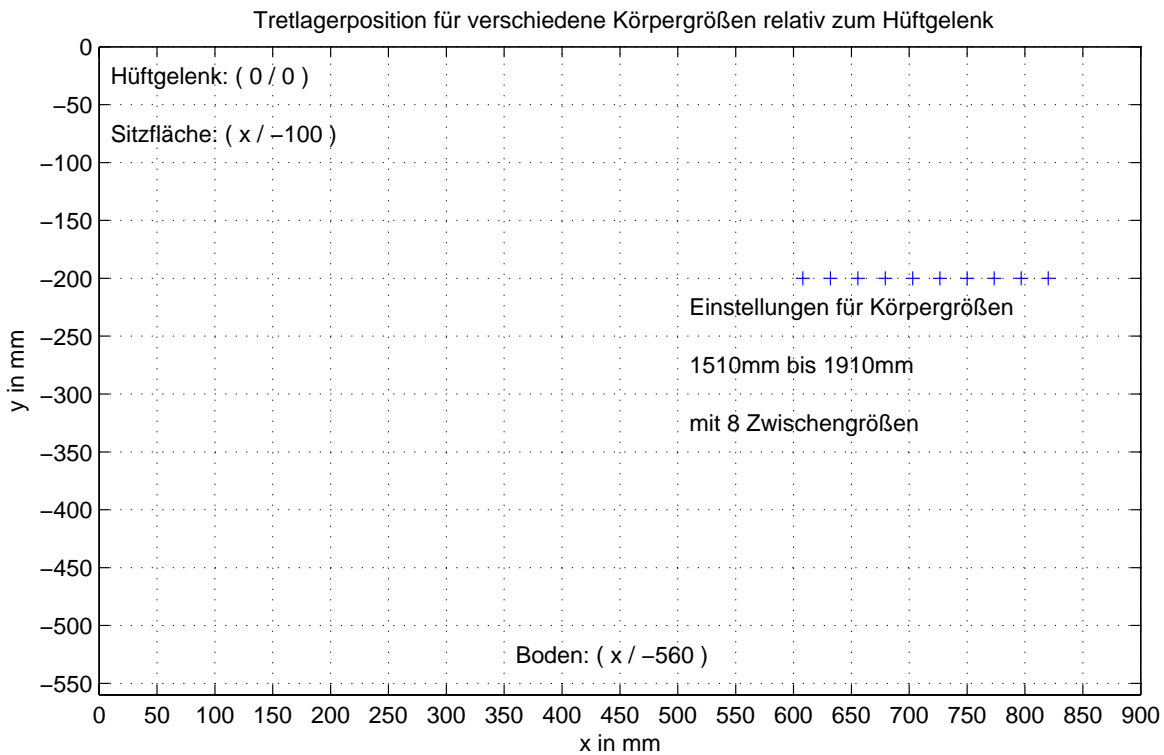


Abbildung 2.6: Errechnete Verstellpositionen des Kurbelmittelpunktes bei rein horizontaler Verstellung bei 200mm unter dem Hüftgelenk. Im linken oberen Eckpunkt (0/0) liegt das Hüftgelenk, der untere Rand ($y = -560mm$) stellt den Boden dar und wird noch dargestellt um eventuelle Kollisionen der Kurbeln erkennen zu können. Die Sitzfläche liegt etwa bei $y = -100mm$

horizontalen Verstellung auf 200mm unter der Hüfte, der Minimal- und Maximalwert des Hüftwinkels. Dies kann auch beim Vergleich der beiden Abbildungen 2.7 und 2.8 erkannt werden. Das liegt daran, dass die Kurbel bei 200mm unter der Hüfte für al-

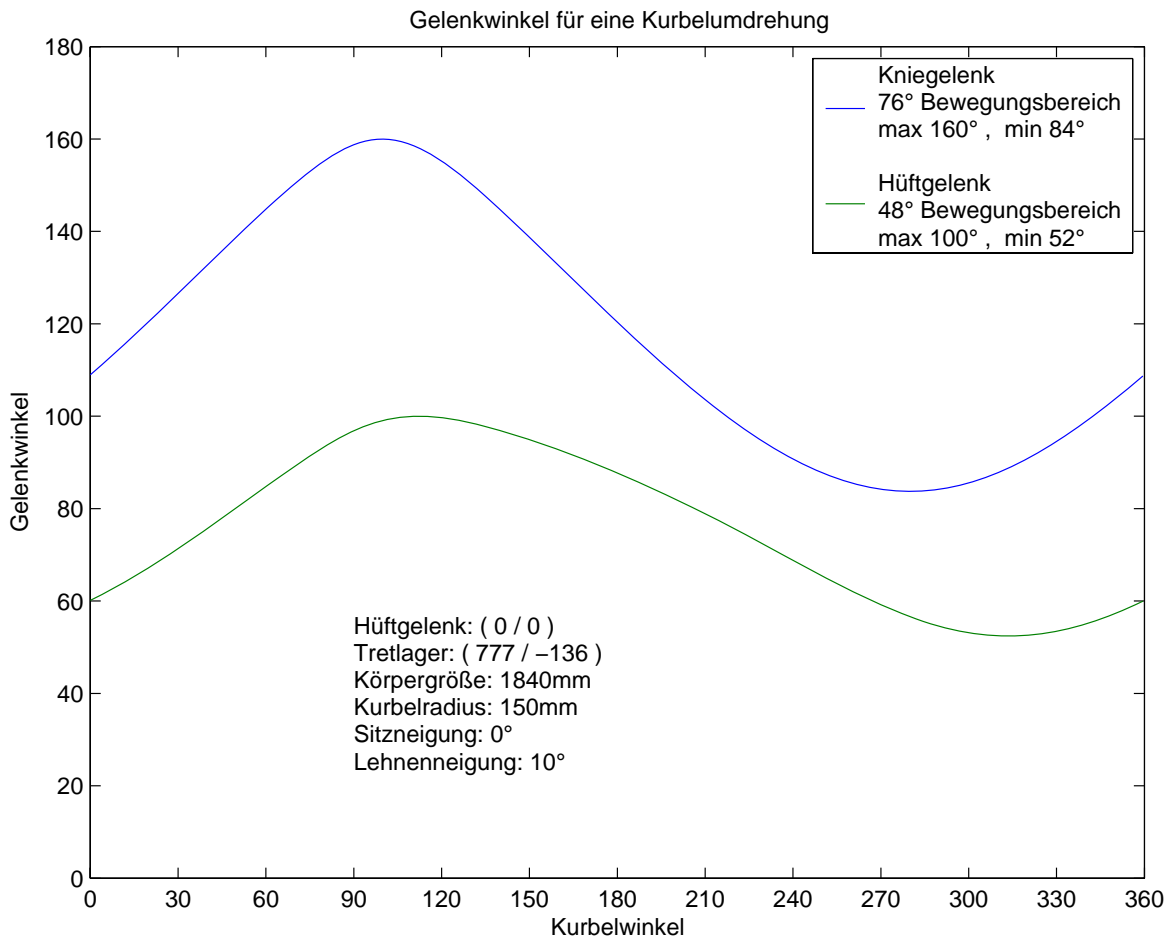


Abbildung 2.7: Dargestellt sind Hüft- und Kniewinkel über der Kurbelstellung für eine Körpergröße von 184cm, Kurbelradius 150mm, Sitzneigung 0° , Lehnenneigung 10° und eine Lage des Pedallagers (bzw. Orthesenlagers) von 20mm unter der Fußsohle. Die Lage des Kurbelmittelpunktes wurde wie in Abbildung 2.5 gewählt.

le Personen eigentlich geringfügig zu tief liegt (vgl. Abb. 2.5). Bei kleineren Personen kann es dadurch vorkommen, dass die Oberschenkel bei ihrer Bewegung nach unten von der Sitzfläche behindert werden. Durch die Unterlage von Keilpolstern oder durch nach vorne Rutschen auf dem Sitz kann dieses Problem behoben werden. Für große Personen hingegen ist die tiefe Stellung der Kurbel vermutlich angenehm, weil dadurch ihre Hüfte nicht so stark gebeugt wird.

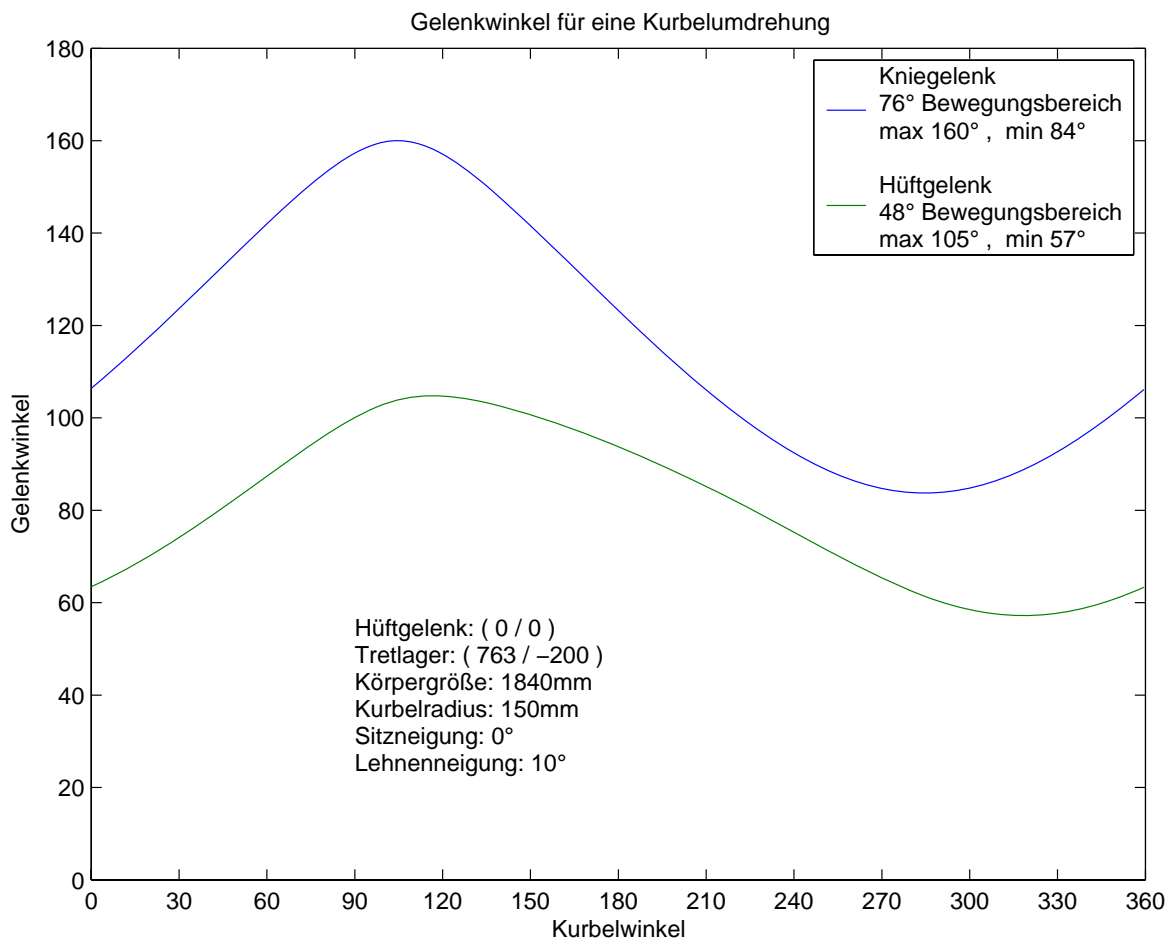


Abbildung 2.8: Wie Abb. 2.7 nur mit horizontaler Verstellung (vgl. Abb.: 2.6).

Konzept der Halterung

Da der Verstellweg linear ist liegt es nahe einen Rohrauszug wie bei der Sattelstütze eines Fahrrades zu wählen. Da neben den axialen Kräften auch Torsionsmomente auftreten ist es zweckmäßig ineinanderpassende Rechteckrohre zu verwenden.

Es muss also ein Rechteckrohr längs des Rollstuhls in der Mittelebene eingebaut werden. Wie in Abbildung 2.9 gezeigt ist bieten sich gute Befestigungsmöglichkeiten an den längs laufenden Rohren des Rahmens an. Die vorderen Rahmenrohre liegen bei manchen Rollstuhlherstellern schräg und tragen oft Befestigungen für die Fußstützen. Sie sind daher nicht gut für die Montage des Trainingsgeräts geeignet. An den oberen Rohren sind meist die Bremsen und die Auflagen für den Sitz verschraubt. Die unteren Rohre bieten ausreichend Platz. Das längs laufende Auszugrohr kann von zwei Querträgern gehalten werden, welche jeweils rechts und links, vorne und hinten auf den unteren Rahmenrohren geklemmt werden. Da die Rollstühle in einer Vielzahl an Sitzbreiten erhältlich sind, muss die Halterung auch in der Breite verstellbar sein. Auch die

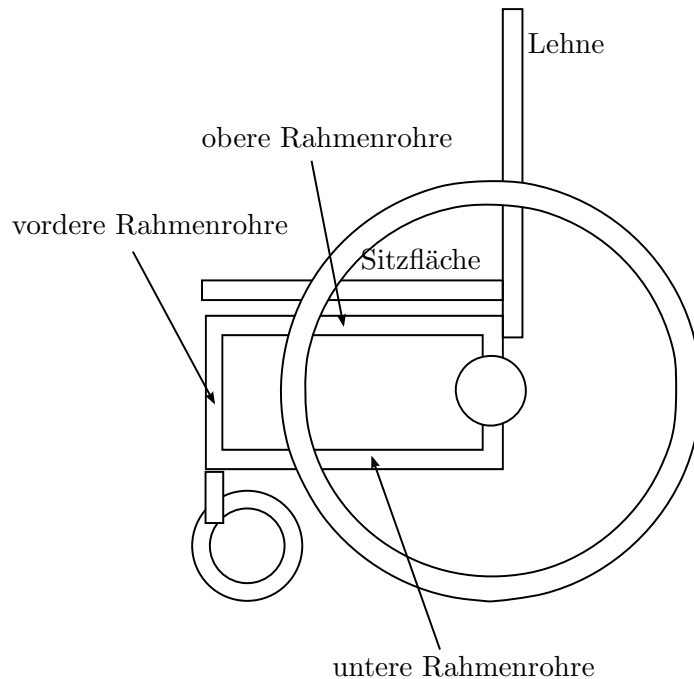


Abbildung 2.9: Skizze des Rollstuhlrahmens mit möglichen Befestigungsmöglichkeiten.

Länge der zur Verfügung stehenden Rahmenrohre kann unterschiedlich sein. Die Halterung muss genügend Flexibilität besitzen, sodass sie an unterschiedlichste Rollstühle angepasst werden kann.

Um die Standsicherheit zu garantieren, ist bei diesem weit nach vorne auskragenden Antrieb unbedingt eine Abstützung nötig. Die EN 957 regelt Sicherheitsbestimmungen für stationäre Trainingsgeräte. Danach darf das Gerät im Betrieb mit voller Leistung in Dynamikrichtung auf einer 10° schiefen Ebene stehend nicht kippen. In allen anderen Richtungen sind Versuche mit 5° schiefen Standflächen vorgeschrieben.

Es ist also ein Ständer nötig der den Rollstuhl mit montiertem Trainingsgerät in Dynamikrichtung, vor allem nach vorne, abstützt. Zum leichteren Bewegen des Gerätes soll dieser Rollen in Fahrtrichtung haben.

2.2.2 Antrieb

Für den Antrieb ist wegen der örtlichen Gegebenheit der Kurbel zwischen den Beinen das Platzangebot ausschlaggebend. Des weiteren ist ein möglichst direkter Antrieb vorzuziehen um gute Regelbarkeit zu erreichen. Es wird davon ausgegangen, dass ein Elektromotor mit digitaler Steuerungselektronik verwendet wird.

Der direkteste Antrieb wäre über einen langsam laufenden Elektromotor, etwa einem Scheibenläufermotor wie er als Radnabenmotor gebaut wird. Diese Motoren sind hoch-

polige bürstenlose Motoren, die ohne Getriebe oder mit einem integrierten Planetengetriebe auskommen. Sie sind jedoch vorwiegend für Fahrtriebe von Fahrzeugen gedacht und besitzen meist keine durchgehende Welle. Die Motoren und deren Steuerungen sind als Leistungsmotoren zum Antrieb von Fahrrädern und Elektroautos ausgelegt und entsprechen nicht den Regelungsanforderungen eines Servomotors.

In Frage kommen also Servomotoren die mit einem eingebautem Winkelsensor auch im Geschwindigkeits- und Positionierbetrieb gefahren werden können. Es kommen dabei Gleichstrommotoren (DC motor, direct current motor), sogenannte bürstenlosen Gleichstrommotoren (BLDC motor, brushless direct current motor), Schrittmotoren und Asynchronmotoren zum Einsatz. Die Steuerung ist oft im Motor selbst integriert oder die Komponenten sind nicht getrennt erhältlich. Gleichstrom- und bürstenlose Motoren verfügen im in Frage kommenden Leistungsbereich, über ein Angebot an flexiblen Steuerungen, die Motorunabhängig sind. Es gibt Steuerungen die direkt mit 230V bzw. 400V Wechselstrom arbeiten, während die meisten eine Gleichstromversorgung benötigen. Für den groben Leistungsbereich von unter 0,5kW kommen DC- und BLDC-Motoren in Frage. Ihnen ist gemein, dass ihre Nenndrehzahl bei etwa 1800-3500U/min liegt, die erhältlichen Leistungen gehen bis etwa 450W. Damit werden Getriebe benötigt, die die Drehzahl reduzieren und eine Verbindung zu den Kurbeln herstellen.

Beim FES-Trainingsrad wird der Antriebsstrang mit einer Rollenkette zur Kurbel verbunden. Damit könnte der Motor außerhalb des Bewegungsbereichs der Beine montiert werden und damit in jeder Lage und Größe. Diese Option wurden nicht gewählt, da der Kettentrieb immer Spiel besitzt. Ein Zahnriemen wäre möglich, bietet aber keine Vorteile gegenüber anderen Möglichkeiten. Der Motor könnte dann mit einem Getriebe quer eingebaut werden oder mit einem Winkelgetriebe auch längs. Der Quereinbau stellt deshalb keinen Vorteil dar, da unter dem Rollstuhl kein Platz dafür ist. Eine Alternative würde der Längseinbau mittels eines Planetengetriebes mit integriertem Winkelgetriebe darstellen. Die zweite Möglichkeit ist, die Kurbeln direkt an ein Winkelgetriebe mit beidseitiger, beziehungsweise durchgehender, Abtriebswelle anzubauen. Der Motor und ein eventuelles zusätzliches Getriebe, können dann längs zwischen den Beinen montiert werden. Für das Winkelgetriebe kommen prinzipiell Kegelrad- oder Schneckengetriebe in Frage. Das Schneckengetriebe würde den Vorteil bieten, dass keine zusätzliche Übersetzung nötig wäre. Es ist dann zwar nicht selbsthemmend, weist aber doch erhebliche Wirkungsgradunterschiede zwischen treibendem und bremsendem Betrieb auf, was in der Regelung Probleme bereiten könnte. Letztendlich überwiegen die Vorteile des Kegelradgetriebes, da damit die wenigsten Komponenten und keine eigene Lagerung der Kurbelwelle nötig sind. Alle in Frage kommenden Antriebsoptionen werden in Tabelle 2.1 gegenübergestellt. Es wird dabei davon ausgegangen, dass ein elektrischer, vorzugsweise bürstenloser, Servomotor mit einer Nenndrehzahl von 3000 U/min verwendet wird.

Um den Antrieb auszulegen müssen die benötigte Leistung, Maximalmoment und Maximaldrehzahl abgeschätzt werden. Als Anhaltspunkte dienen zum einen handelsübliche Fahrradergometer, die in Leistungen von etwa 200W bis 400W oder mehr angeboten

Tabelle 2.1: Vergleich verschiedener Antriebsoptionen.

Art	Vor- und Nachteile	Bemerkungen
Kettentrieb	<ul style="list-style-type: none"> + schmale Bauform + Motor kann außerhalb der Beine platziert werden + Motor kann quer verbaut werden – zum Längseinbau des Motors ein Winkelgetriebe nötig – Spiel 	Quereinbau wegen den Platzverhältnissen auch unter dem Rollstuhl kaum möglich.
Riementrieb	<ul style="list-style-type: none"> + schmale Bauform + Motor kann außerhalb der Beine platziert werden + Motor kann quer verbaut werden – zum Längseinbau des Motors ein Winkelgetriebe nötig 	Quereinbau wegen den Platzverhältnissen auch unter dem Rollstuhl kaum möglich.
Kegelradgetriebe	<ul style="list-style-type: none"> + Motor kann längs zwischen den Beinen montiert werden + beidseitiger Abtrieb ermöglicht direkte Kurbelmontage – breite Bauform – hohes Gewicht 	Es ist ein zusätzliches Getriebe nötig (Planetenge triebe zum Längseinbau)
Schneckengetriebe	<ul style="list-style-type: none"> + Motor kann längs zwischen den Beinen montiert werden + beidseitiger Abtrieb ermöglicht direkte Kurbelmontage + kein zusätzliches Getriebe nötig – breite Bauform – sehr hohes Gewicht – Wirkungsgrad springt bei Lastwechsel 	

werden und das bestehende FES-Trainingsfahrrad ([15]). Typische Abgabeleistungen von querschnittgelähmten Probanden mit funktioneller Elektrostimulation liegen im Bereich von 70W bei einer Kadenz von 37 1/min und einem Aktivierungsfaktor von 0,7 der Maximalkraft ([8]). Die maximale Beinkraft überschreitet dabei nicht 120N (maximal je etwa 80N in fahrtrichtungsweisender Komponente und vertikaler Richtung). Bei 15 1/min wurden eine maximale Tangentialkraft von 78N und eine abgegebene Leistung von 71,9 W pro Bein gemessen ([14]). Zum passiven Durchbewegen des Patienten sind Leistungen und Kräfte in geringerer oder ähnlicher Größenordnung zu erwarten. Bei

nur halbseitigen oder anderen unvollständigen Lähmungen, mit teilweiser willentlicher Aktivierung der Muskeln sind weit höhere maximale Kräfte zu erwarten. Der Antrieb soll also möglichst viel Leistungs- und Momentenreserve besitzen. In Zusammenhang mit der Auswahl des Kegelradgetriebes wurde die maximale Tretkraft mit 700N festgelegt. Was den Leistungsbedarf angeht, wurden die 300W Nennleistung des bestehenden Systems des FES-Trainingsrades übernommen. Aus den laufenden klinischen Tests ist bekannt, dass typische erreichbare Trittfrequenzen von Paraplegikern um 50 U/min liegen. Um auch hier Spielraum zu haben soll das neue System bis 80 U/min bieten können.

2.2.3 Kurbeln und Orthesen

Neben der Position des Kurbelmittelpunktes haben auch Kurbellänge und Orthese Einfluss auf die Tretbewegung. Während sich der Kurbelradius direkt proportional auf die Bewegungsbereiche der Gelenke auswirkt, kann über die Lage des Gelenkes zwischen Kurbel und Orthese das Verhältnis von Hüftbewegung zu Kniebewegung verändert werden. Dazu muss die Position des Pedal- beziehungsweise Orthesenlagers entlang des Unterschenkels verschoben werden. Das verändert das Verhältnis von o und u wie es in 2.2.1 beschrieben wurde. Um die Auswirkungen zu veranschaulichen wurde in Matlab eine Veränderung der Orthesenlagerposition ober- und unterhalb der Fußsohle (normale Pedalposition) für unterschiedliche Körpergrößen berechnet. In Abbildung 2.10 sind die Gelenkwinkel extremwerte, also die stärkste Beugung und Streckung während einer Kurbelumdrehung abhängig von der Orthesenlagerposition entlang des Unterschenkels dargestellt. Zu sehen ist, wie der Bewegungsbereich des Hüftgelenks für höhere Orthesenlagerpositionen leicht kleiner wird während der Bewegungsbereich des Kniegelenks, vor allem für kleine Menschen, stark zunimmt. Die Kurbeln und Orthesen sollen in Anbetracht der Anpassungsmöglichkeiten entweder verstellbar oder austauschbar sein. Um den vollen Umfang an vorhandenen Trainings und Messsoftware nutzen zu können, sollen die Kurbeln mit einer Kraftmessung mittels Dehnmessstreifen und telemetrischer Übertragung der Daten ausrüstbar sein.

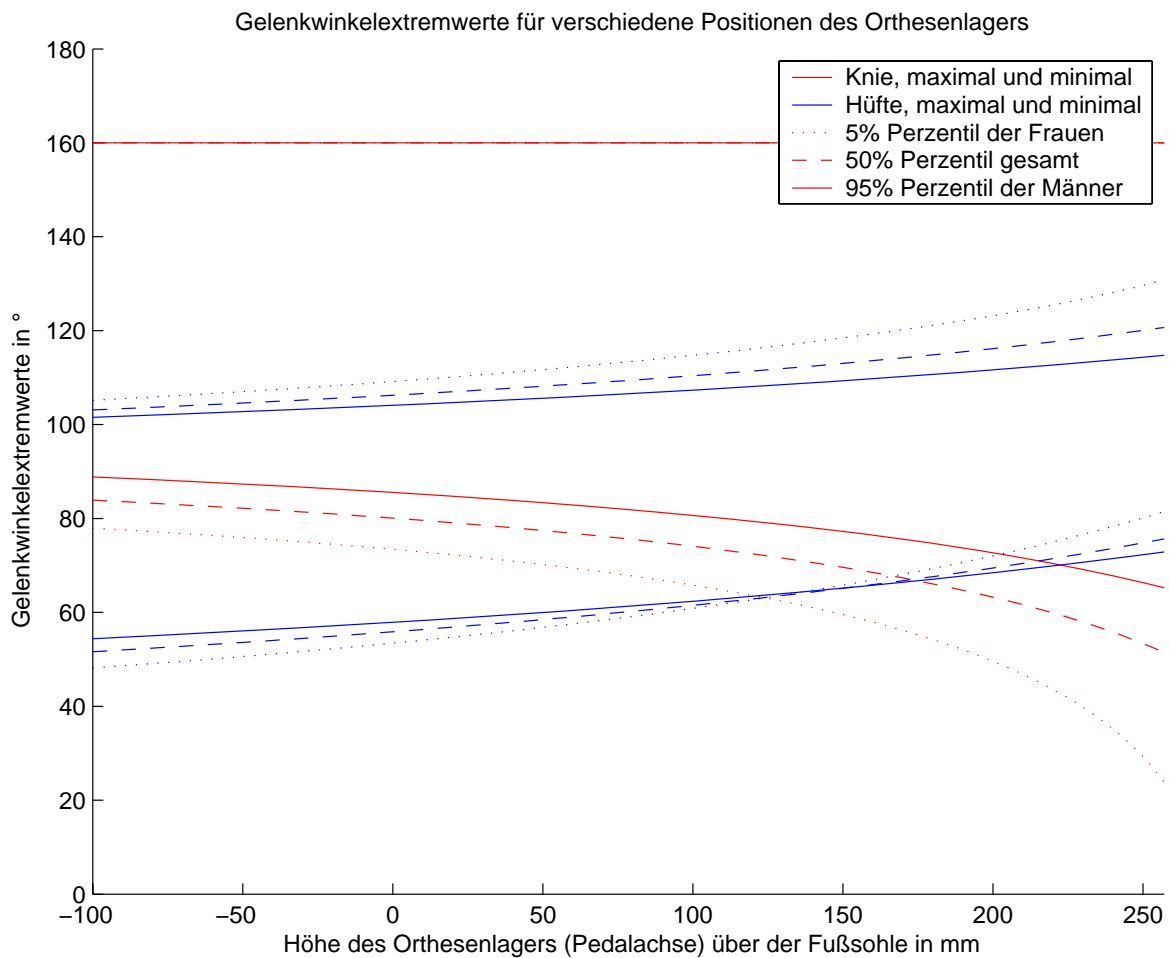


Abbildung 2.10: Darstellung der Gelenkwinkel extremwerte (rot: Kniegelenk, blau: Hüftgelenk) abhängig von der Orthesenlagerposition entlang des Unterschenkels für verschiedene Körpergrößen dar. Die Linienarten bedeuten: Körpergröße 1510mm punktiert, 1710mm strichliert, 1910mm durchgehend. Bei 160° decken sich alle Linienarten des Kniewinkelmaximums, da dies als Bedingung zur Berechnung der korrekten Sitzposition verwendet wird. Es ist nur die durchgehende Linie zu erkennen. Der Bewegungsbereich eines Gelenks stellt sich in der Grafik als Abstand zwischen je 2 gleichen Linienarten (max. und min.) der gleichen Farbe dar. Die weiteren Parameter sind: Kurbelradius 150mm, maximaler Kniewinkel 160° , Verstellung der Kurbelposition horizontal 200mm unter dem Hüftgelenk.

2.3 Systemkonzept

Basierend auf allen Überlegungen aus vorhergehenden Abschnitt 2.2 kann eine Skizze des vollständigen Systemkonzeptes in Abbildung 2.11 präsentiert werden:

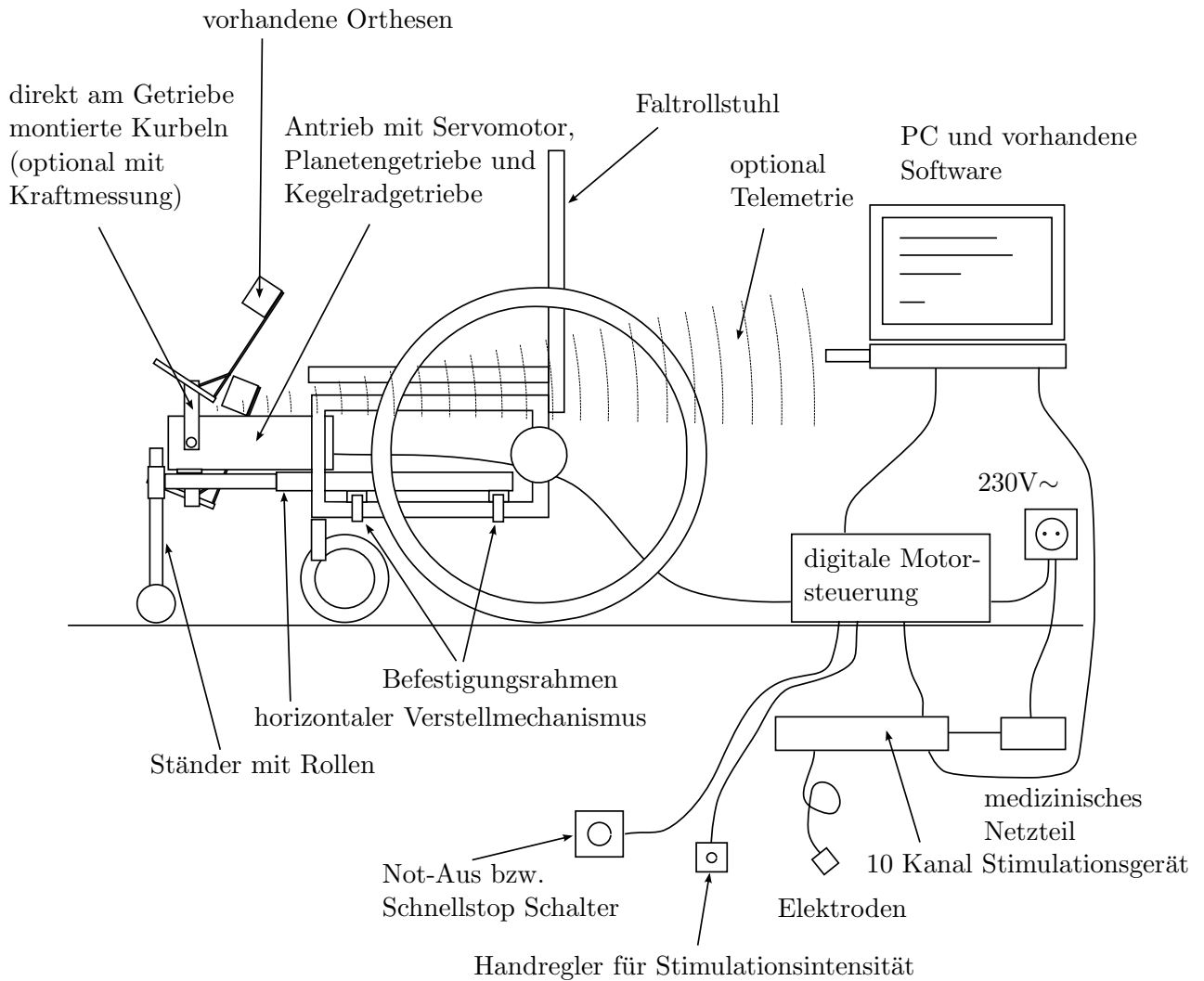


Abbildung 2.11: Skizze des gesamten Systems mit FES

Kapitel 3

Konstruktion

Die Konstruktion wurde in der 3D CAD Software „Catia V5R14“ durchgeführt. Festigkeitsberechnungen wurden in „Matcad 2001“ reingeschrieben und liegen im Anhang bei. Für die Kurbeln wurde außerdem eine FEM Analyse mit Catia ausgeführt. Die Berechnungen wurden nach allgemeinem Grundwissen der Mechanik [16], Maschinenelemente [17] und Konstruktionslehre [18], sowie nach Roloff/Matek [19] durchgeführt.

Für den Aufbau wurde der Aluminium Faltrollstuhl „Eurochair Vario 1.750“ in Sitzbreite 43cm von Meyra ausgewählt und beschafft. Abbildung 3.1 zeigt den Rollstuhl als CAD Zeichnung. Ausgehend davon wurde die Konstruktion durchgeführt.

3.1 Antriebsauslegung

In Kapitel 2.2.2 wurde ein Konzept des Antriebsstrangs erstellt. Dieser soll aus Servomotor, Planetengetriebe und Kegelradgetriebe mit beidseitigem Ausgang bestehen. Abbildung 3.2 stellt eine Skizze des tatsächlich ausgeführten Antriebs dar. Die genaue Auswahl und Erklärung dieser Teile erfolgt in diesem Abschnitt. Abbildung 3.3 zeigt den montierten Antriebsstrang mit den tatsächlichen Abmaßen in einer 3D CAD Zeichnung.

Motor

Nach den in Abschnitt 2.2.2 angestellten Überlegungen wurde der 300W EC-Servomotor APM-SB03ADK-9 von „Elmo Motion Control“ ausgewählt. Es handelt sich um den selben Motor wie im FES-Trainingsfahrrad. In Tabelle 3.1 sind alle bekannten Motordaten aufgelistet. Dieser Motor ist ein sogenannter bürstenloser Motor (BLDC motor, oft auch als EC motor d. h. electrical commutated motor bezeichnet). Es handelt sich dabei um einen Drehstromsynchronmotor. Der permanenterregte Rotor läuft im Drehfeld des Stators synchron um. Bei der konventionellen Steuerung

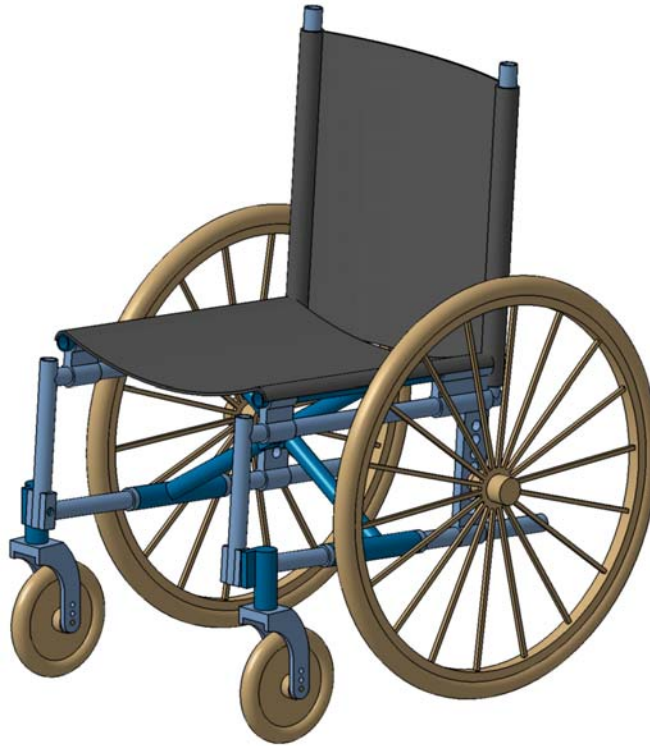


Abbildung 3.1: CAD Zeichnung des Rollstuhls

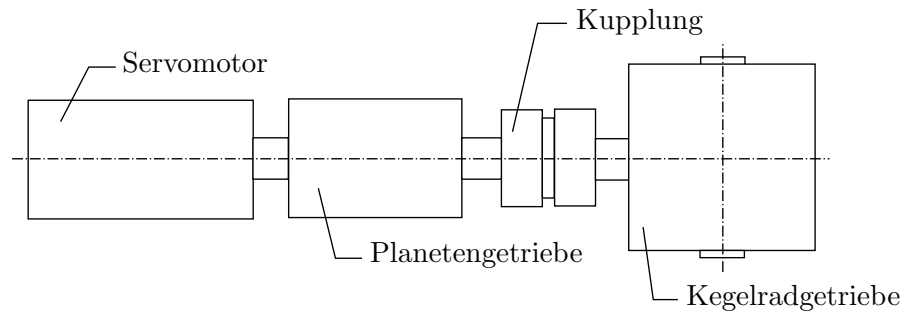


Abbildung 3.2: Skizze des Antriebsstrangs.

eines Synchronmotors wird die Drehung des Statorfeldes und damit die des Rotors vorgegeben. Wird das Moment zu hoch, dann kann der Motor kippen, das heißt er kann dem Drehfeld nicht mehr folgen und fällt im Statorfeld zurück. Im Gegensatz dazu wird bei einem BLDC Motor das Drehfeld des Stators entsprechend der Rotorposition gesteuert. Dadurch kann der Motor nie kippen. Steht der Rotor still, dann tut das auch das Statorfeld. Im Prinzip arbeitet die Regelung genauso wie der Kommutator eines Gleichstrommotors, nur dass Rotorwicklung und Stator magnet vertauscht sind. Im Kommutator des DC Motors geschieht das Schalten der Wicklungen über die Bürsten und ist verschleiß- und verlustbehaftet. Beim bürstenlosen Motor detektiert

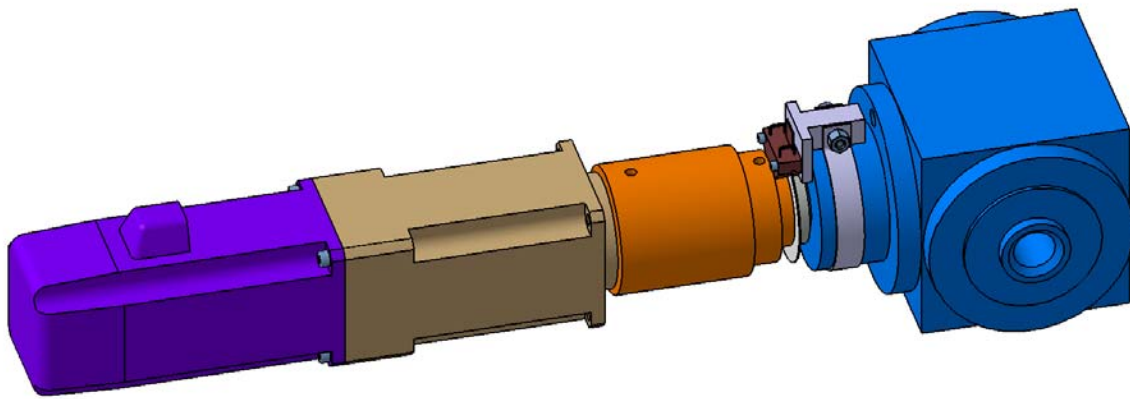


Abbildung 3.3: CAD Zeichnung des Antriebsstrangs. Von links nach rechts: Motor, Planetengetriebe, Kupplung (Beide Hälften und Elastomerkranz als ein Teil), Inkrementalgeber (für den Stimulator) und Kegelradgetriebe.

die Regelungselektronik über berührungslose Sensoren die Rotorposition und regelt die Stromverläufe in den Drehstromwicklungen des Stators entsprechend. Während im Kommutator, der einem mechanischen Schalter entspricht, die Spannung nur blockartig umgeschaltet wird, ist es in BLDC Motoren mit Halbleiterelektronik möglich den Strom auch sinusförmig zu regeln und einzuspeisen. Dies ermöglicht einen ruhigen Lauf ohne sogenannten Drehmomentrippel und damit eine sehr genaue Regelung. Die Drehzahl-Drehmoment-Charakteristik entspricht der linearen Kennlinie eines permanentenerregten Gleichstrommotors.

Der Rotor des verwendeten Motors besteht aus 8 Permanentmagneten die zu 4 Polpaaren angeordnet sind. Der Stator trägt eine dreiphasige Wicklung die in Sternschaltung angeschlossen ist. Die Position des Rotors wird mittels eines Inkrementalgebers und eines Absolutwertgebers erfasst. Als Inkrementalgeber kommt ein optoelektronischer Encoder mit einer mechanischen Auflösung von 2500 Strich pro Umdrehung zum Einsatz. Die absolute Position wird mit 3 versetzt angeordneten Hallsensoren erfasst.

Steuerung

Die verwendete Motorsteuerung ist die EPOS 70/10 von „maxon motor“. Es handelt sich um einen Motorstromrichter für dreiphasige BLDC Motoren, der auch als Vierquadrantensteller für DC Motoren verwendet werden kann, mit integrierter digitaler Regelungselektronik. Diese ermöglicht Strom-, Geschwindigkeits- und Positionsregelung des Motors. Die wichtigsten technischen Daten der Steuerung sind in Tabelle 3.2 zusammengefasst.

Tabelle 3.1: Motor kenndaten Elmo Motion Control APM-SB03ADK-9

Bezeichnung	Wert	Einheit
Nennleistung	300	W
Nenn Drehzahl	3000	1/min
Nennmoment	0,95	Nm
Nennspannung	48	V
Nennstrom	7,1	A
Wirkungsgrad im Nennarbeitspunkt	88%	
Höchstdrehzahl	5000	1/min
Höchstmoment	1,54	Nm
Höchstspannung	97	V
Höchststrom	10,2	A
Drehmomentkonstante	0,151	Nm/A
Drehzahlkonstante	103	1/min/V
Trägheitsmoment	$0,32 \cdot 10^{-4}$	kg m ²
Masse	1,63	kg
Polpaarzahl	4	
Inkrementalgeberauflösung mechanisch	2500	

Tabelle 3.2: Zusammenfassung der elektrischen Daten der Positioniersteuerung maxon EPOS 70/10

Bezeichnung	Wert	Einheit
Betriebsspannung V_{CC}	11-70	V
Max. Ausgangsspannung	90% V_{CC}	V
Max. Ausgangsstrom	25	A
Ausgangsstrom dauernd	10	A
Max. Drehzahl (4 Polpaare)	6250	1/min
Abtastrate des PI Stromreglers	10	kHz
Abtastrate des PI Drehzahlreglers	1	kHz
Abtastrate des PID Positionsreglers	1	kHz
RS232 Schnittstelle	115200	bit/s
CAN Schnittstelle	1	Mbit/s

Stromversorgung

Die Stromversorgung der Motorsteuerung erfolgt durch das 230V Wechselstromnetz. Dazu wird das 48V, 480W Schaltnetzteil SP-500-48 der Firma „Mean Well“ verwendet (Tabelle 3.3). Um den Motor auch im Generatorbetrieb verwenden zu können ist der Brems-Chopper DSR 70/30 von „maxon motor“ eingebaut, der die dabei ansteigende

Gleichspannung am Eingang der Steuerung auf 55V begrenzt (Technische Daten in Tabelle 3.4). Ein Teil der generatorisch produzierten Energie wird in Kondensatoren gespeichert, bis schließlich bei 55V (einstellbar) der Chopper Leistungswiderstände parallel zur Motorsteuerung zu schalten beginnt um die Spannung zu regulieren. Die Dauerleistung des Choppers kann durch Anschluss zusätzlicher externer Widerstände nach Bedarf erhöht werden. 55V liegt unter dem Toleranzfeld bei dem der automatische Überspannungsschutz das Netzteil abschalten würde (vgl. Tabelle 3.3).

Tabelle 3.3: Zusammenfassung der elektrischen Daten des Schaltnetzteils SP-500-48:

Bezeichnung	Wert	Einheit
Ausgangsspannung	48	V
Nennstrom	10	A
Nennleistung	480	W
Spannungstoleranz	1%	
Eingangsspannung AC 47-63Hz	88-264	V
Wirkungsgrad	87%	
reversibler automatischer Überlastschutz	105-135%	
reversibler automatischer Überspannungsschutz	57,6-67,2	V

Tabelle 3.4: Elektrische Daten des Brems-Choppers maxon DSR 70/30

Bezeichnung	Wert	Einheit
Schaltspannung einstellbar	12-75	V
Max. Leistung	475	W
Dauerleistung	25	W
Kapazität	8,8	mF

Getriebe

Wie in Abschnitt 2.2.2 erläutert wird ein Kegelradgetriebe verwendet. Da dessen Übersetzung nicht ausreicht wird ein zusätzliches Getriebe benötigt. Das Planetengetriebe AB060A der Firma „APEX“ ist in einer großen Auswahl an Übersetzungsverhältnissen erhältlich und kann passend ausgewählt werden. Seine äußeren Abmaße entsprechen außerdem denen des Motorflansches, sodass sich nur die Länge des Antriebs ändert.

Das Kegelradgetriebe wurde von der Firma „ATEK“ ausgewählt. Die in Frage kommende Baugröße ist die V090. Ausschlaggebend dafür ist das maximale Abtriebsmoment, das bei der nächst kleineren Baugröße bei maximal 25Nm liegt. Die nächst größere Bauform ist mit 120mm Gehäusegrundmaß zu groß.

Die Nennabtriebsdrehzahl soll laut 2.2.2 50 1/min betragen. Mit der Nenndrehzahl des Motors ergibt das ein erforderliches Gesamtübersetzungsverhältnis von $i = 1 : 60$. Damit liegt die Maximaldrehzahl der Kurbel bei 83 1/min. Das Übersetzungsverhältnis kann zwischen den beiden Getriebestufen beliebig aufgeteilt werden. Tabelle 3.5 listet in Frage kommende Kombinationen auf.

Tabelle 3.5: Vergleich verschiedener Getriebeübersetzungskombinationen und der damit zulässigen Maximalmomente. Der Quotient der Nennmomente wird nach $Q_{Nennmoment} = \frac{M_nKegelg.}{M_nPlaneteng.}$ berechnet, der Quotient der Maximalmomente analog dazu nach $Q_{Maximalmoment} = \frac{M_{maxKegelg.}}{M_{maxPlaneteng.}}$.

Kegelg.	Planetg.	$Q_{Nennmoment}$	$Q_{Maximalmoment}$	$M_{maxKurbel}$	$M_{maxMotor}$
1:1	1:60	0.91	0.64	105 Nm	1.75 Nm
1:1.5	1:40	0.65	0.40	80 Nm	1.33 Nm
1:2	1:30	0.34	0.24	80 Nm	1.33 Nm
1:3	1:20	0.25	0.16	70 Nm	1.17 Nm
1:4	1:15	0.17	0.11	70 Nm	1.17 Nm
1:6	1:10	0.13	0.07	50 Nm	0.83 Nm

Alle Momentenquotienten sind kleiner als 1, das heißt die Nenn- und Bruchmomente der Planetengetriebe sind durchwegs höher als die der Kegelradgetriebe. Die ausgewählte Kombination, Kegelradgetriebe 1:1 mit Planetengetriebe 1:60, hat die ausgeglichensten Momentenquotienten. Das Kegelradgetriebe mit der Übersetzung 1:1 bietet außerdem mit 105 Nm das größte Maximalmoment. In Tabelle 3.6 und 3.7 sind die wichtigsten Daten der Getriebe zusammengefasst. Das Spiel des Kegelradgetriebes ist laut Katalog mit 10-30 Winkelminuten abhängig von der Getriebegröße angegeben. Interpoliert man zwischen der kleinsten (65mm) und größten (160mm) Grundgröße auf die Größe 90mm so erhält man 15 Winkelminuten also 0.25° Spiel. Das Planetengetriebe ist auch mit reduziertem Spiel ($\leq 0.05^\circ$) und spielfrei zu erhalten, falls dies erforderlich sein sollte. Das Kegelradgetriebe kann mit ausgesuchten Radsätzen mit Spiel $\leq 0.1^\circ$ geliefert werden.

Kupplung

Das Planetengetriebe wird direkt mit einer Klemmverbindung mit der Motorwelle verbunden. Zwischen Planetengetriebe und Kegelradgetriebe wird eine spielfreie elastische Kupplung der Firma „R+W“ eingesetzt (Tabelle 3.8).

Damit besitzt der gesamte Antriebsstrang ein Spiel von etwa 0.37° und eine statische Drehsteifigkeit von etwa 1048 Nm/rad. Unter Einsatz der spielarmen Getriebe und des härteren Polymerkranzes in der Kupplung sind 0.1° Spiel und eine Steifigkeit von 1328 Nm/rad erreichbar, sollte dies regelungstechnisch gewünscht werden.

Tabelle 3.6: Technische Daten des Planetengetriebes APEX AB060A-060-S2-P2:

Bezeichnung	Wert	Einheit
Übersetzung (2-stufig)	1:60	
Nennausgangsmoment	55	Nm
Bruchmoment (Ausgang)	165	Nm
Maximaldrehzahl (Eingang)	10000	1/min
Nennleistung	480	W
normales Spiel (Ausf. P2)	≤0.117	°
Torsionssteifigkeit	1538	Nm/rad
Wirkungsgrad	94%	
Masse	1.9	kg
Trägheitsmoment (Eingangswelle)	0.13	kg m ²

Tabelle 3.7: Zusammenfassung der technischen Daten des Kegelradgetriebes ATEK V 090 1:1 E0:

Bezeichnung	Wert	Einheit
Übersetzung	1:1	
Nennausgangsmoment	50	Nm
Bruchmoment	105	Nm
Nennleistung	3.8	kW
Maximaldrehzahl (Schmiermittel)	800	1/min
Spiel	~0.25	°
Wirkungsgrad	94-98%	
Masse	5	kg
Trägheitsmoment	3.25	kg m ²
zul. Radialkraft am Ausgang	1250	N
zul. Axialkraft am Ausgang	625	N

Sicherheitsfaktor

Das schwächste Glied des Antriebsstrangs ist das Kegelradgetriebe mit einer Versagenslast von 105 Nm. Der Motorstrom wird so begrenzt, dass dieses Moment mit einer Sicherheit von 1,2 niemals am Getriebeausgang anliegen kann. Der kritische Fall tritt auf, wenn der Motor im Bremsbetrieb arbeitet, weil dann die Verluste in den Getrieben das Bremsmoment zusätzlich erhöhen. Das höchste zulässige Motormoment kann wie folgt ausgedrückt werden:

$$M_{zul} = M_{max\ Kegel} \frac{\eta_{Kegel} \cdot \eta_{Planeten}}{i_{Getriebe} \cdot S} = 105 Nm \frac{0.96 \cdot 0.94}{60 \cdot 1.2} = 1.32 Nm$$

Tabelle 3.8: Technischen Daten der elastischen Kupplung R+W Servomax Elastomerkupplung EK1 / 60 / A:

Bezeichnung	Wert	Einheit
Nennmoment	60	Nm
Maximalmoment	120	Nm
Drehsteifigkeit statisch	3290	Nm/rad
Drehsteifigkeit dynamisch	7940	Nm/rad
Masse	0.35	kg
Trägheitsmoment	$0.12 \cdot 10^{-3}$	kg m ²
Maximaldrehzahl	14000	1/min

Der zulässige Motorstrom kann mit der Drehmomentkonstante des Motors berechnet werden:

$$I_{zul} = \frac{M_{Motor}}{k_M} = \frac{1.32 Nm}{0.151 Nm/A} = 8.72 A$$

Die Motorsteuerung wird so programmiert, dass sie den Strom auf 8.7 A begrenzt. Die maximal auftretende Tangentialkraft ist dann 583 N bei 150 mm Kurbeln, beziehungsweise 514 N bei 170 mm langen Kurbeln.

3.2 Konstruktion der Antriebseinheit

Die Antriebseinheit besteht aus einem Rahmen aus 4 Aluminiumwinkelprofilen und der Getriebehalterplatte. Das Kegelradgetriebegehäuse ist selbst tragender Teil der Konstruktion. Die Motor- und Getriebeeinheit ist an der Getriebehalterplatte angeflanscht. Die Elastomerkranzkupplung kann Winkel- und Versatzfehler zwischen Planeten und Kegelradgetriebe ausgleichen.

Tabelle 3.9: Daten des Winkelsensors HEDS-9140#B00 / HEDS-6140#B13:

Bezeichnung	Wert	Einheit
mechanische Auflösung	1000	Strich
Kanäle	A, B, I	
Stromaufnahme (maximal)	17 (40)	mA

An der Eingangswelle des Kegelradgetriebes ist hinter der Kupplungshälfte noch eine Strichscheibe für den Winkelsensor montiert. Diese wurde auf einen neuen Träger geklebt um auf die 18mm Welle zu passen. Der Lesekopf des optischen Sensors ist

verdrehbar auf dem Kegelradgetriebe befestigt. Der Winkelsensor wird vom Stimulationsgerät für die FES benötigt. Es handelt sich um einen HEDS-9140#B00 mit Strichscheibe HEDS-6140#B13 der Firma „Avago Technologies“ (Tabelle 3.9).

Wie Abbildung 3.4 zeigt, wird der Rahmen vorne und hinten von einer Endplatte aus PVC Kunststoff abgeschlossen. Eine zweiteilige Abdeckung aus Aluminiumblech schützt das Gerät vor Beschädigung und Verschmutzung und außerdem, durch die großen Rundungsradien, den Patienten vor Verletzungen. Die Datenleitungen des Motors und des Winkelsensors werden zu einem 25 poligen D-sub Stecker zusammengeführt, der genauso wie der 4 polige Rundstecker für die Motorleistungsanschlüsse, an der hinteren Endplatte angebracht ist. In Abbildung 3.5 sieht man die Antriebseinheit von unten.

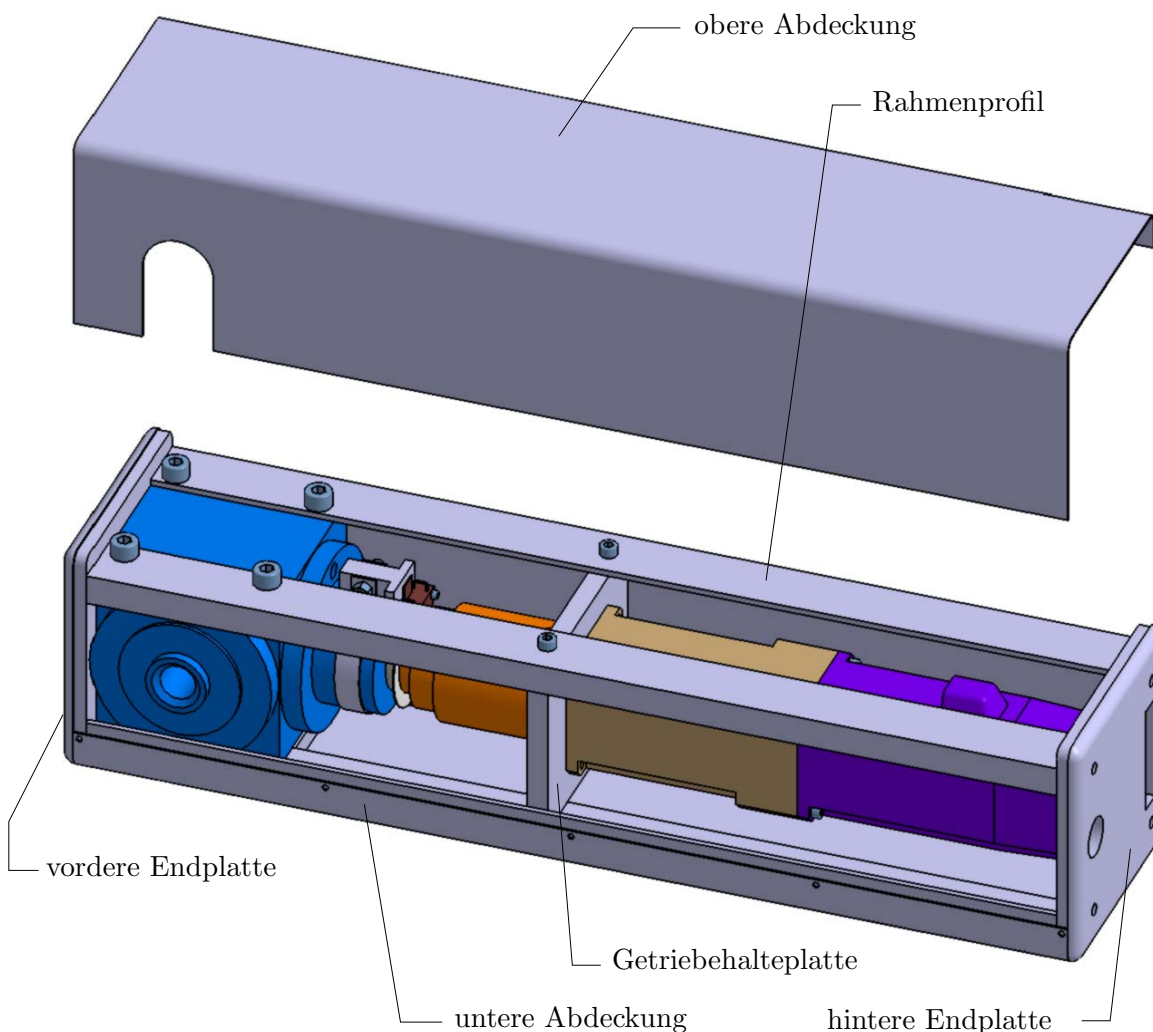


Abbildung 3.4: Die Antriebseinheit mit geöffnetem oberem Abdeckblech.

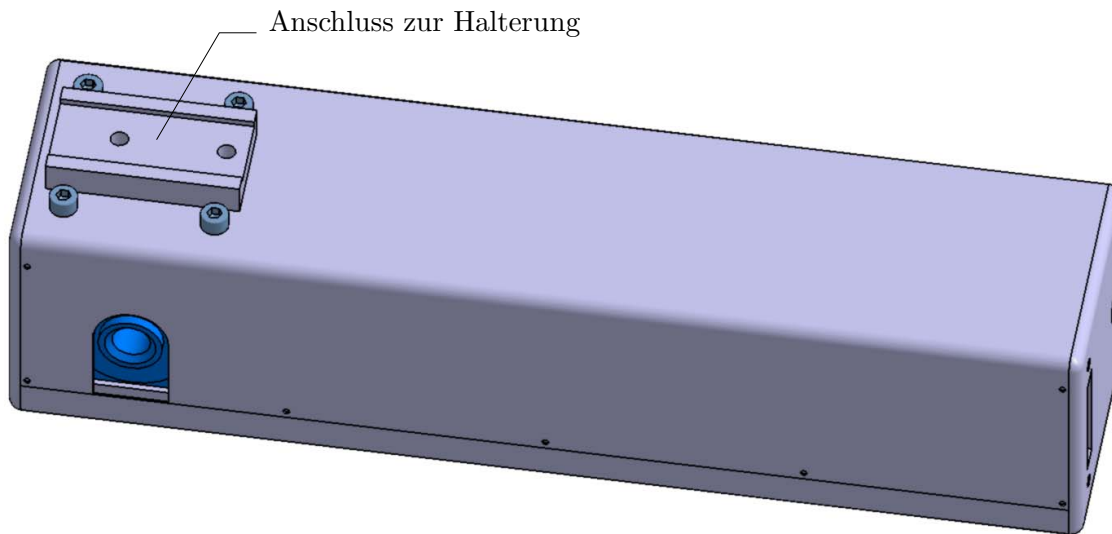


Abbildung 3.5: Die Antriebseinheit von unten. Zu sehen ist der Anschluss zur Halterung (Schraubverbindung).

3.3 Konstruktion der Halterung

Die Halterung besteht aus zwei Querträgern, dem längs liegenden Rohr mit Auszugmechanismus und dem Ständer am vorderen Ende (Skizze Abb. 3.6). Die Querträger besitzen an jedem Ende einen Schnellspannmechanismus mit Rohrklemmzange. Diese Klemmzangen sind verschiebbar angebracht, sodass die Querträger auf die Rahmenbreite des Rollstuhls angepasst werden können. Der ganze Verstellweg in der Breite liegt bei 10cm wobei die Rahmenbreite von 43cm genau die Mitte des Verstellbereichs darstellt. Für die Klemmzangen kommen Horizontalschnellspanner (GN 820-75-M) von Eles+Ganter zum Einsatz, die spezielle Rohrklemmbacken erhalten. Diese Rohrklemmzangen sind, wie in Abbildung 3.7 zu sehen ist, über Langlöcher und Klemmschrauben verschieblich auf den Querträgern angeordnet.

In der Mitte der Querträger ist das größere längs laufende Quadratrohr (40x40x1,2mm) des Auszugmechanismus geklemmt. Der Abstand zwischen den Querträgern kann frei gewählt werden, wobei er zur Festigkeitserhöhung möglichst groß sein sollte. Als Mindestwert kann etwa die halbe Rahmenbreite des Rollstuhls angenommen werden, darunter werden die elastischen Verformungen und das Spiel in der Halterung zu groß. Am vorderen Ende des Rechteckrohres befinden sich zwei Fahrrad-Schnellspanner die mit einem Spannblock (Mechanismus zugekauft von AnthroTech) ein 35x35x1,2mm Quadratrohr klemmen. Die beiden Rohre können so teleskopiert und in jeder Lage axial mit den Schnellspannern fixiert werden. Durch die Quadratform der Rohre sind sie auch gegen Verdrehen gesichert.

Am vorderen Ende des ausziehbaren Rohrs befinden sich die Befestigungsbohrungen

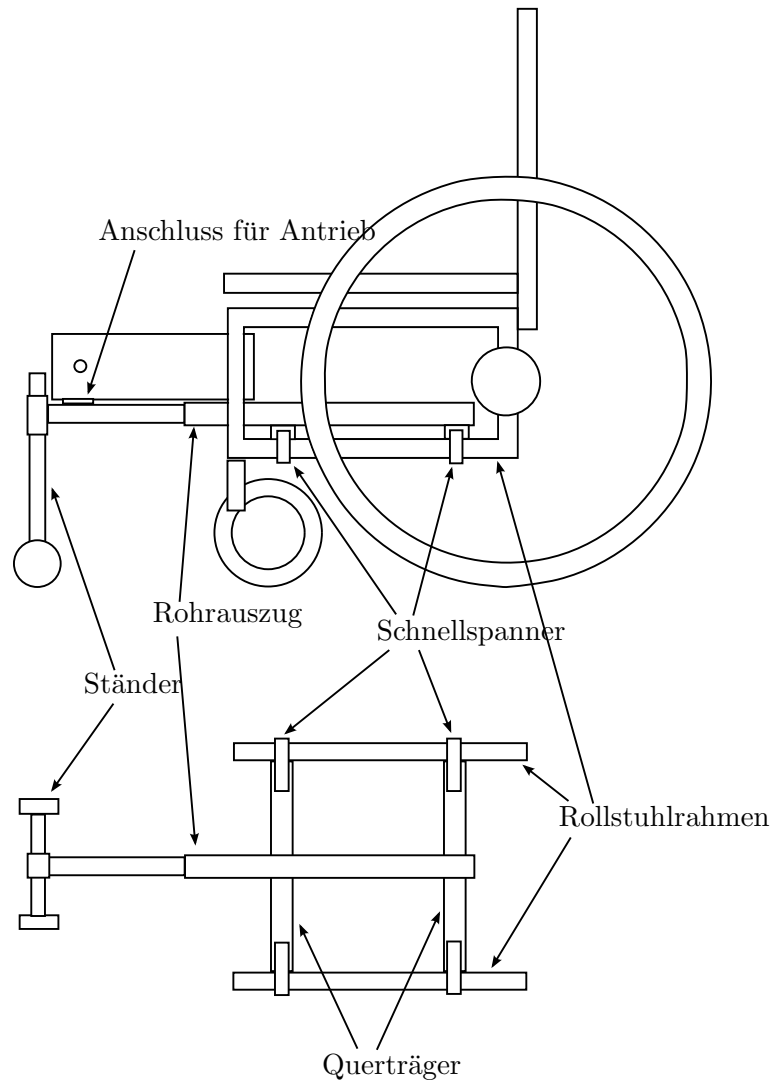


Abbildung 3.6: Skizze der Halterung in Seiten- und Oberansicht

für die Antriebseinheit und die Aufnahme für den Ständer. Dieser besteht ebenfalls aus einem Quadratrohr das unten ein Querrohr mit zwei Inlineskate-Rollen trägt. Das Ständerrohr liegt in einer Gleitführung und wird mit einem Fahrradschnellspanners gehalten. Abbildung 3.8 zeigt die komplette Halterung mit Ständer. Die Konstruktion ist in rostfreiem Edelstahl 1.4301 WIG-geschweißt ausgeführt. Einzelne Teile sind aus Aluminium und die Schnellspanner sind aus verzinktem Stahl.

Der Verstellweg des Rohrauszugs beträgt 26cm und der des Ständers 20cm.

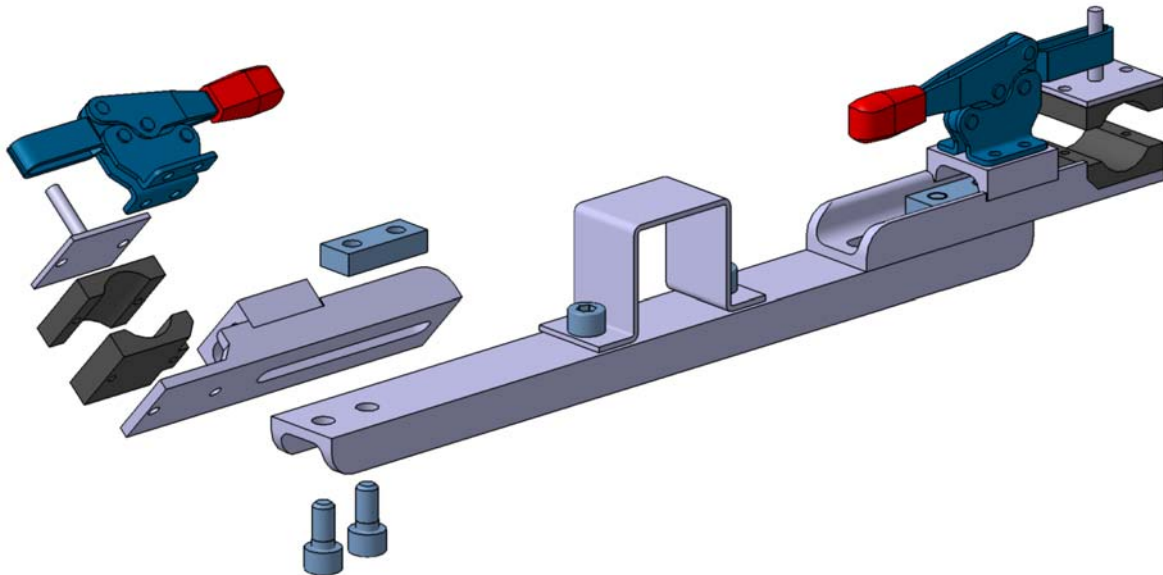


Abbildung 3.7: Ein Querträger mit zwei Rohrklammern (eine auseinandergenommen).

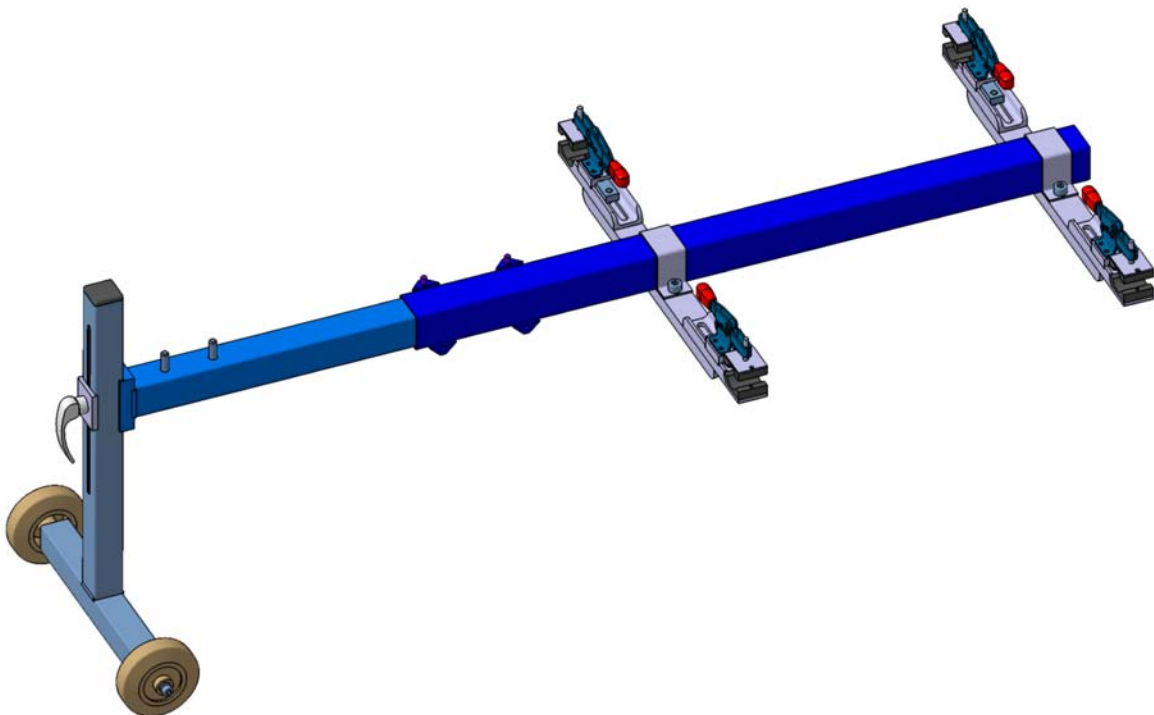


Abbildung 3.8: Der Halterungsmechanismus mit Ständer.

3.4 Bestückung der Steuerungsbox und Verkabelung

Als Gehäuse für die Steuerungsbox dient ein Standard Blechgehäuse mit Tragegriff. Die inneren Dimensionen sind 200x120x150mm (LxHxB). Boden, Front- und Rückwand

sind ein Teil, genauso wie Oberseite und Seitenwände. Alle eingebauten Teile sind an Boden, Rückwand oder Front befestigt, sodass der Deckel unbehindert abgenommen werden kann. Das Schaltnetzteil ist ganz hinten an der Rückwand montiert, wie in Abbildung 3.9 zu erkennen ist. Davor sind der Brems-Chopper und die Motorsteuerung angebracht. Der restliche Platz ist für den Einbau der Stecker und Schalter in die Front nötig.

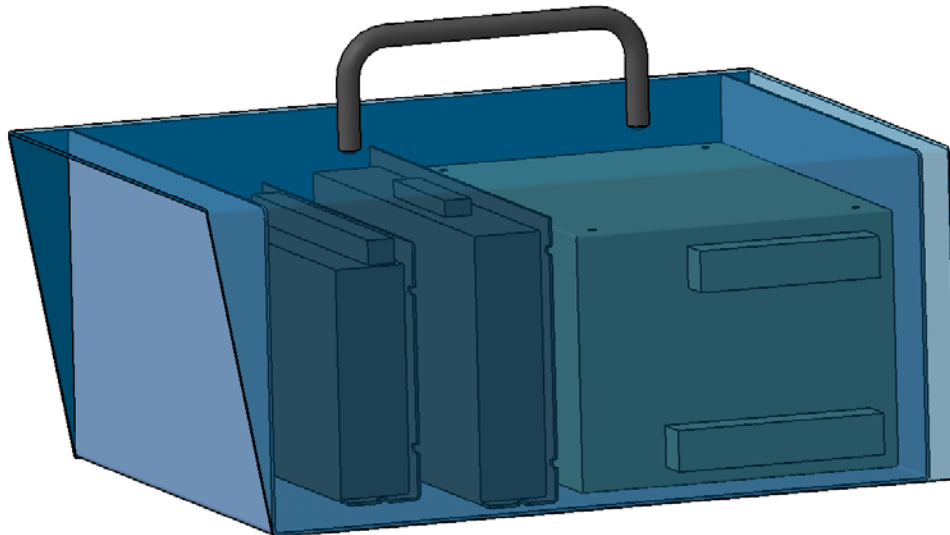


Abbildung 3.9: Zeichnung der Steuerbox mit halblattem Deckel. Hinten, quaderförmig: Netzteil, davor, flach: Brems-Chopper und Motorsteuerung.

Die Verbindung zum Netz erfolgt über einen Kaltgerätestecker und Kabel. Der Stecker besitzt einen Ein-Aus-Schalter mit Glimmlampe und eine Gerätesicherung (10 A träge). Ein Bajonettstecker stellt die Verbindung zum Not-Aus-Schalter her, der, wenn betätigt, eine Phase der 230 V Versorgung und die Schnell-Stop-Leitung des Stimulators unterbricht. Die Motorwicklungen werden über ein vierpoliges Kabel mit $0,75\text{mm}^2$ Leiterquerschnitt und beidseitigem Leistungsrundstecker mit Schraubsicherung zur Antriebseinheit geführt. Über ein 25-poliges D-Sub Kabel werden alle Datenleitungen vom Motor und Inkrementalgeber zur Steuerbox übertragen. Ein neunpoliger D-Sub Stecker führt die serielle Schnittstelle der Motorsteuerung nach außen. Ein 10-poliger Rundstecker mit Staubschutzkappe ist die Schnittstelle zum Stimulationsgerät. Über diese Leitung kommt auch der Anschluss für ein Potentiometer für die Einstellung der Stimulationsintensität und wird über einen dreipoligen Rundstecker direkt wieder nach draußen geführt.

Die Anordnung und genaue Beschreibung der Steckverbinder findet sich in Abschnitt 4.1. Ein vollständiger Verkabelungsplan befindet sich im Anhang A.4.

3.5 Konstruktion der Kurbeln

Die Getriebeausgangswelle ist eine Hohlwelle mit Innendurchmesser 18mm H7. Es ist eine durchgehende Passfedernut (6 mm) vorhanden. Die Kurbeln sind direkt an diese Welle angeschlossen. Jede Kurbel besteht aus einer Kurbelwange mit angesetztem Kurbelzapfen, der in die Hohlwelle gesteckt wird. Die Kurbelwange trägt auch je zwei Gewinde für Pedale, im Abstand von 150 und 170mm von der Drehachse. Der Zapfen besitzt einen Absatz und ist bei möglichst großem Durchmesser in die Wange eingelötet. Es wird dazu ein Hartlot verwendet. Der Zapfen trägt außerdem eine Passfedernut der Form A (6x45 mm). Die Passfeder übernimmt die Übertragung des Torsionsmoments. Die Zapfen sind 1 mm kürzer als die halbe Hohlwelle lang ist und zentrisch durchbohrt. Die linke Kurbel glatt und die rechte mit Gewinde, sodass eine Schraube die axiale Sicherung beider Kurbeln übernehmen kann. Durch die normalen Pedalgewinde ist es möglich die bestehenden Orthesen des FES-Trainingsfahrrads zu verwenden. Der Wangenquerschnitt der ausgeführten Kurbeln ist als Rechteck gewählt um in weiterer Folge die Möglichkeit zu haben Dehnmessstreifen einfach zu applizieren. Die Kurbeln sind austauschbar und es sind bei Fortführung des Projekts längenverstellbare Kurbeln mit Kraftmessung geplant.

Wie in 3.5 besprochen wurde gibt es auch die Möglichkeit über die Orthesenlagerposition die Geometrie der Tretbewegung zu verändern. Es wären spezielle Orthesen nötig, die das Pedallager (Orthesenlager) entlang des Unterschenkels verschieblich angebracht haben. Dazu sind Kurbeln nötig, welche das Pedal- bzw. Orthesenlager in sich tragen, da in der Orthese kein Platz mehr dafür ist, wenn das Lager entlang des Unterschenkels nach oben verschoben werden soll.

3.5.1 Festigkeitsberechnung der Kurbeln

Wie schon in Kapitel 3.1 besprochen ist die maximal auftretende Beinkraft mit 583 N begrenzt (bei 150mm langen Kurbeln). Zusätzlich können durch asymmetrische Muskelstimulation und fehlende Koordination Seitenkräfte an der Orthese auftreten. Diese werden mit etwa 50N am oberen Orthesenende (30cm über dem Pedallager) angenommen.

Die Berechnung der kritischen Querschnitte findet sich im Anhang A.2. Die höchste Belastung für den Kurbelzapfen unter der Passfedernut und den Absatz zur Kurbelwange ergibt sich wenn die Beinkraft tangential zur Kurbel wirkt. Der Hebelarm für das auf den Absatz wirkende Biegemoment ist von der Breite des Pedals und der Kurbelwange abhängig und somit in jeder Stellung gleich groß. Das Torsionsmoment hingegen wird bei tangential auf den Kurbelarm wirkender Kraft maximal. Dann wird auch die Kurbelwange um die Achse ihres größeren Widerstandsmomentes auf Biegung sowie auf Torsion belastet. Für die Kurbel muss aber außerdem der Lastfall berücksichtigt werden, bei dem die Beinkraft radial wirkt. Dann wird nämlich die Kurbelwange um

die Achse ihres kleineren Widerstandsmomentes auf Biegung belastet. Die Richtung des Zusatzmomentes der Orthesenseitenkräfte wird immer so angenommen, dass die Belastung des betrachteten Querschnittes erhöht wird. Die Ergebnisse bedingen die Werkstoffwahl. Der Kurbelzapfen wird in St 52.3 und die Kurbelwange in St 37 ausgeführt. Anschließend wird die Berechnung auf Dauerfestigkeit, ebenfalls im Anhang, durchgeführt. Unter der Annahme, dass die Tretkraft tangential und schwellend auf die Kurbel wirkt wurde die zulässige Dauertrekkraft ermittelt. Sie liegt bei 270 N. Bei sinusförmig schwellender Kraft liegt die mittlere zulässige Dauerleistung dann, bei zwei Kurbeln und 45 1/min, bei 190 W.

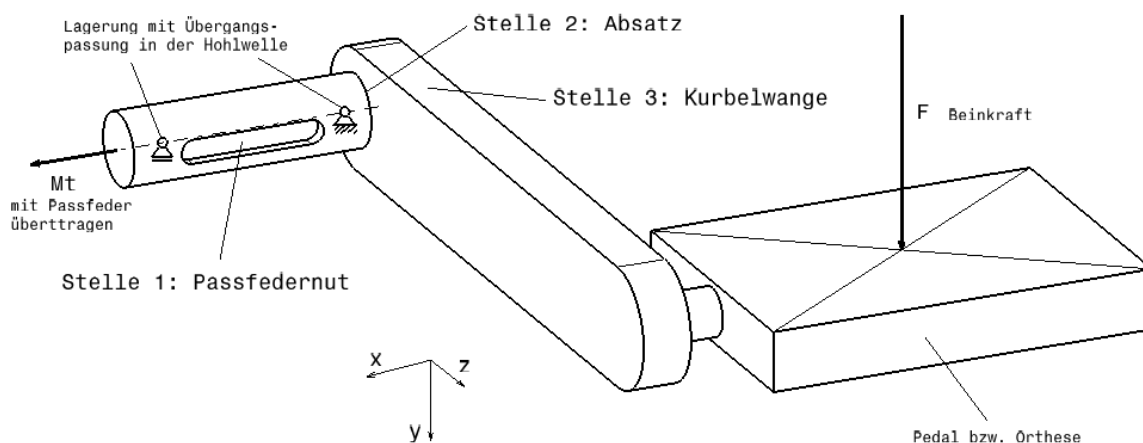


Abbildung 3.10: Skizze einer Kurbel für die Festigkeitsberechnung.

Die Konstruktion der einfachen starren Kurbeln mit zwei Pedalgewinden ist in Abbildung 3.11 zu sehen.

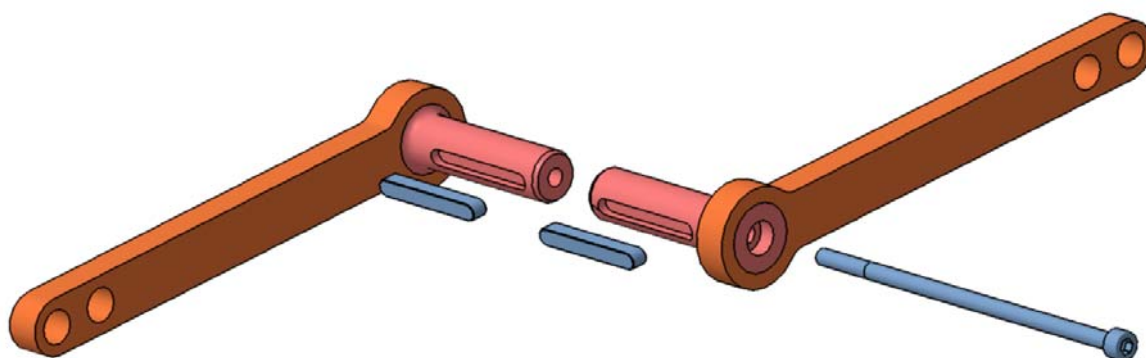


Abbildung 3.11: CAD Zeichnung der starren Kurbeln.

3.5.2 Numerische Analyse der Kurbeln

Zusätzlich zur analytischen Berechnung wurde auch eine Finite-Elemente-Methode (FEM) Analyse in Catia durchgeführt. Dazu wurden der Kurbelzapfen mit dem Absatz, die Kurbelwange mit einem Absatz, der bis zur Pedalmitte reicht und die halbe Hohlwelle nochmals vereinfacht gezeichnet. In Catia können Flächen mit Randbedingungen und verteilten Lasten beaufschlagt werden. Die Lasten werden automatisch auf die Netzknoten verteilt.

Netz

Es wird ein parabolisches Tetraedernetz verwendet. Die Netzfeinheit ist so definiert, dass die maximale Kantenlänge im Netz 4mm ist, und der maximale Durchhang, also die Abweichung von der Kontur der 3D Geometrie 0,6 mm nicht überschreitet. Dadurch verfeinert sich das Netz an den Rundungen und Bohrungen. Nach einer ersten Berechnung wurde das Netz zusätzlich manuell im Bereich der Passfedernutbodens auf 0.6mm, und in der Rundung des Absatzes, sowie an den Seiten der Kurbelwange auf 1mm verfeinert, da dort die höchsten Spannungen auftreten. (Abbildungen 3.12 und 3.13)

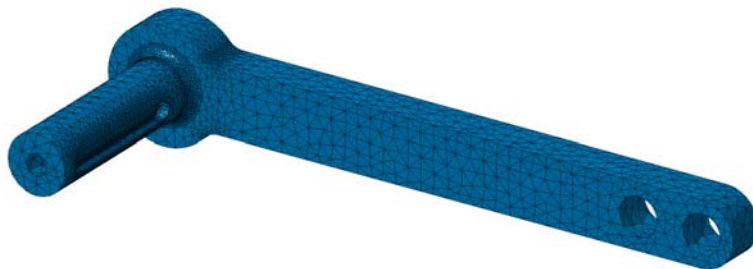


Abbildung 3.12: Netzdarstellung der Kurbel.

Randbedingungen

Die Außenfläche der Hohlwelle sowie die Stirnfläche des Zapfens in der Hohlwelle werden festgehalten. Die Innenfläche der Hohlwelle und die Außenfläche des Kurbelzapfens sind durch eine Berührbedingung verbunden. Diese erlaubt Abheben, aber kein gegenseitiges Eindringen. Die äußere Stirnseite der Hohlwelle und die Innenseite der Kurbelwange sind genauso verbunden (Abbildungen 3.14 und 3.15). Die Passfeder wird nicht simuliert, das Drehmoment wird über die Sperrung der Verdrehung der Stirnseite des Kurbelzapfens um die x-Achse aufgenommen. Dadurch liegt die maximale Belastung in der Mitte der Passfedernut und vorderes und hinteres Ende werden gleich beansprucht. In Wirklichkeit würde das kurbelwangenseitige Ende am stärksten beansprucht, während die Belastung Richtung Mitte der Hohlwelle abnimmt. Eine genaue

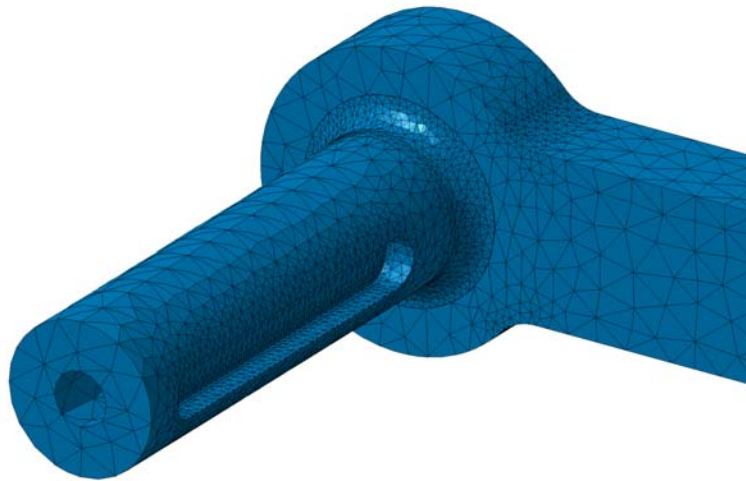


Abbildung 3.13: Netzdetail am Absatz.

Analyse mit Passfeder liefert leider kein brauchbares Ergebnis, da eine Spannungsspitze am oberen Rand der Passfedernut entsteht (Flächenpressung zwischen Passfeder und Nut). Tatsächlich würde dort plastische Verformung auftreten und die Belastung würde sich dann auf eine größere Fläche verteilen. (Die mittlere Flächenpressung in der Passfedernut liegt nur bei 70 N/mm^2 .)

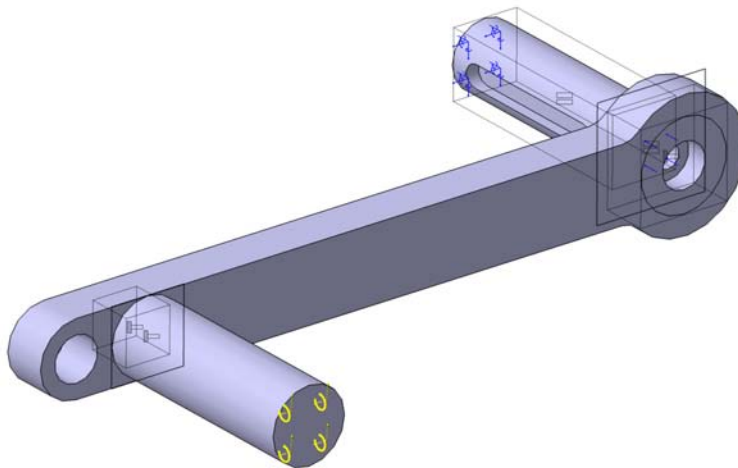


Abbildung 3.14: 3D Darstellung der Kurbel mit angesetzter Pedalattrappe zur Aufbringung der Kräfte. Die Randbedingungen sind dargestellt: blaue Pfeile - Sperrung dieser Verschiebung bzw. Verdrehung, schwarze Symbole eingespannter Träger - Fixation, schwarze Symbole mit zwei parallelen Stichen - Kontaktbedingung, gelbe Pfeile - verteilte Kräfte und Momente.

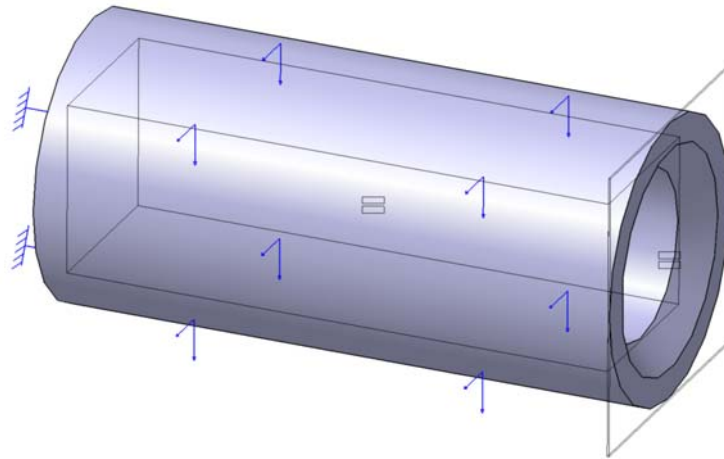


Abbildung 3.15: Die Hohlwelle wird für die Kontaktrandbedingung zum Kurbelzapfen benötigt. Es ist nur die halbe Hohlwelle simuliert. Randbedingungen: blaue Striche - Einspannung, blaue Pfeile - Sperrung dieses Freiheitsgrades, schwarze Symbole mit parallelen Linien - Kontaktbedingung.

Lasten

Die Beinkraft wurde als Kraft- und Momentenkomponenten am Pedalstummel aufgebracht. Das Koordinatensystem liegt so wie in der Skizze 3.10. Die x-Achse entlang der Mittellinie des Kurbelzapfens, die z-Achse radial entlang der Kurbelwange und die y-Achse entsprechend orthogonal zu beiden. Die Momente sind wie folgt auf dem Pedalstummel aufgebracht: um die z-Achse 15 Nm. Die Kräfte sind: in x-Richtung -50 N und in y-Richtung -583 N.

Ergebnisse

Die maximale Vergleichsspannung nach Mises tritt am Grund der Passfedernut auf und beträgt dort 333 N/mm^2 wie in Abbildung 3.16 zu erkennen ist. Am Wellenabsatz zur Kurbelwange beträgt die höchste Vergleichsspannung 222 N/mm^2 (Abbildung 3.17). Die höchste Vergleichsspannung auf der Kurbelwange tritt im Bereich der Ausrundung zum Kurbelzapfenanschluss auf und beträgt 185 N/mm^2 (Abbildung 3.17). An der Kontaktfläche zwischen Zapfen und Wange wird eine Vergleichsspannung von 131 N/mm^2 nicht überschritten.

Die Ergebnisse der FEM Berechnung stehen in gutem Zusammenhang zur analytischen Rechnung. Die Spannung an der Passfedernut ist um 2% größer und die Spannung am Absatz sogar um 6% kleiner als die Ergebnisse der Rechnung mit Spannungskonzentrationsfaktoren (Anhang A.2). Nur die Spannungsspitze an der Kurbelwelle konnte analytisch nicht errechnet werden. Die Abweichung beträgt 48%, die Sicherheit gegen plastische Verformung aber dennoch 1,3.

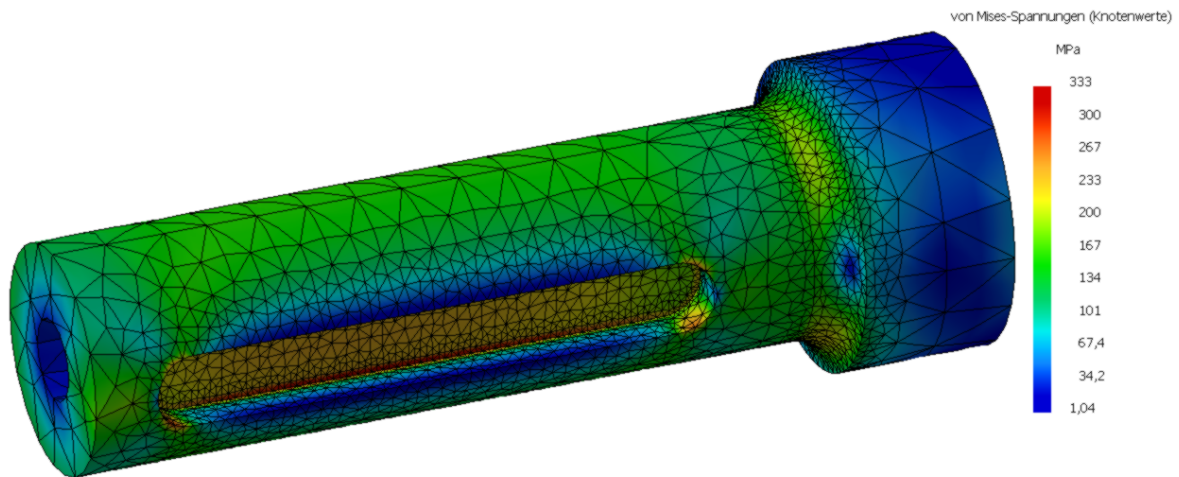


Abbildung 3.16: Die Vergleichsspannungen am Kurbelzapfen. Der größte Wert von 333 N/mm^2 tritt am Boden der Passfedernut auf.

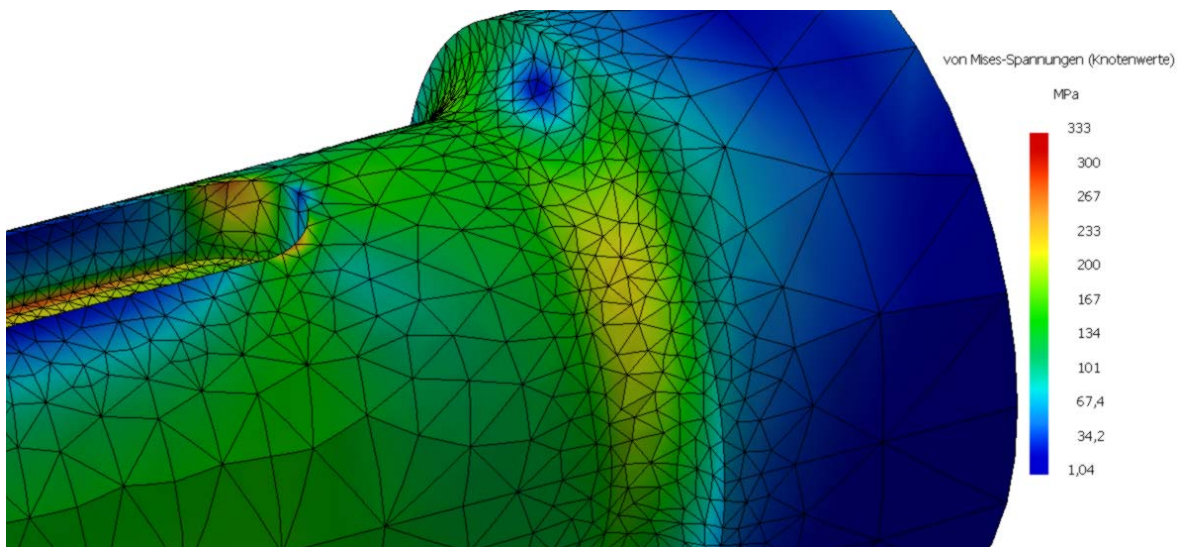


Abbildung 3.17: Detail des Absatzes zur Kurbelwange. Der höchste Wert der Vergleichsspannung am Absatz liegt bei 222 N/mm^2 .

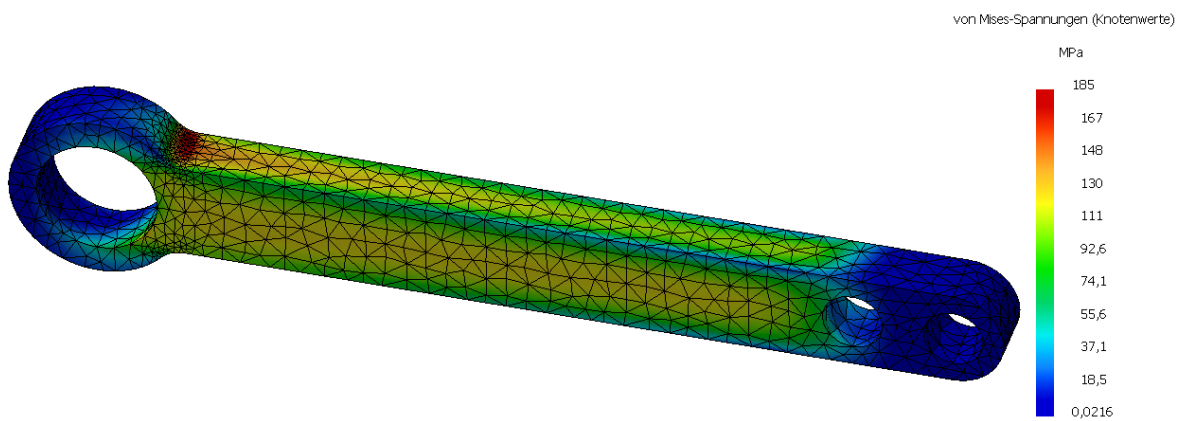


Abbildung 3.18: Vergleichsspannungen an der Kurbelwange. Das Maximum in der Ausrundung zum Auge das den Kurbelzapfen aufnimmt beträgt 185 N/mm^2 . Die größte Vergleichsspannung in der Lötverbindung ist 131 N/mm^2 .

3.6 Gesamtkonstruktion

Das Ergebnis der konstruktiven Auslegung ist eine nahezu vollständige 3D Zusammenstellungszeichnung (Abbildung 3.19) des Rollstuhltrainingsgerätes. Insgesamt wurden 107 Teile und Baugruppen in Catia erstellt. Die Zeichnung ermöglicht eine genaue Vorstellung des Geräts. Es können Bewegungen der Bauteile ausprobiert und auf Kollisionen geprüft werden, etwa beim Verstellmechanismus und den Tretkurbeln. Dazu kann ein sogenannter Manikin, ein 3D Modell eines Menschen platziert werden, dessen Gelenke den selben Bewegungsbereich wie die eines echten Menschen haben (Abbildung 3.20).

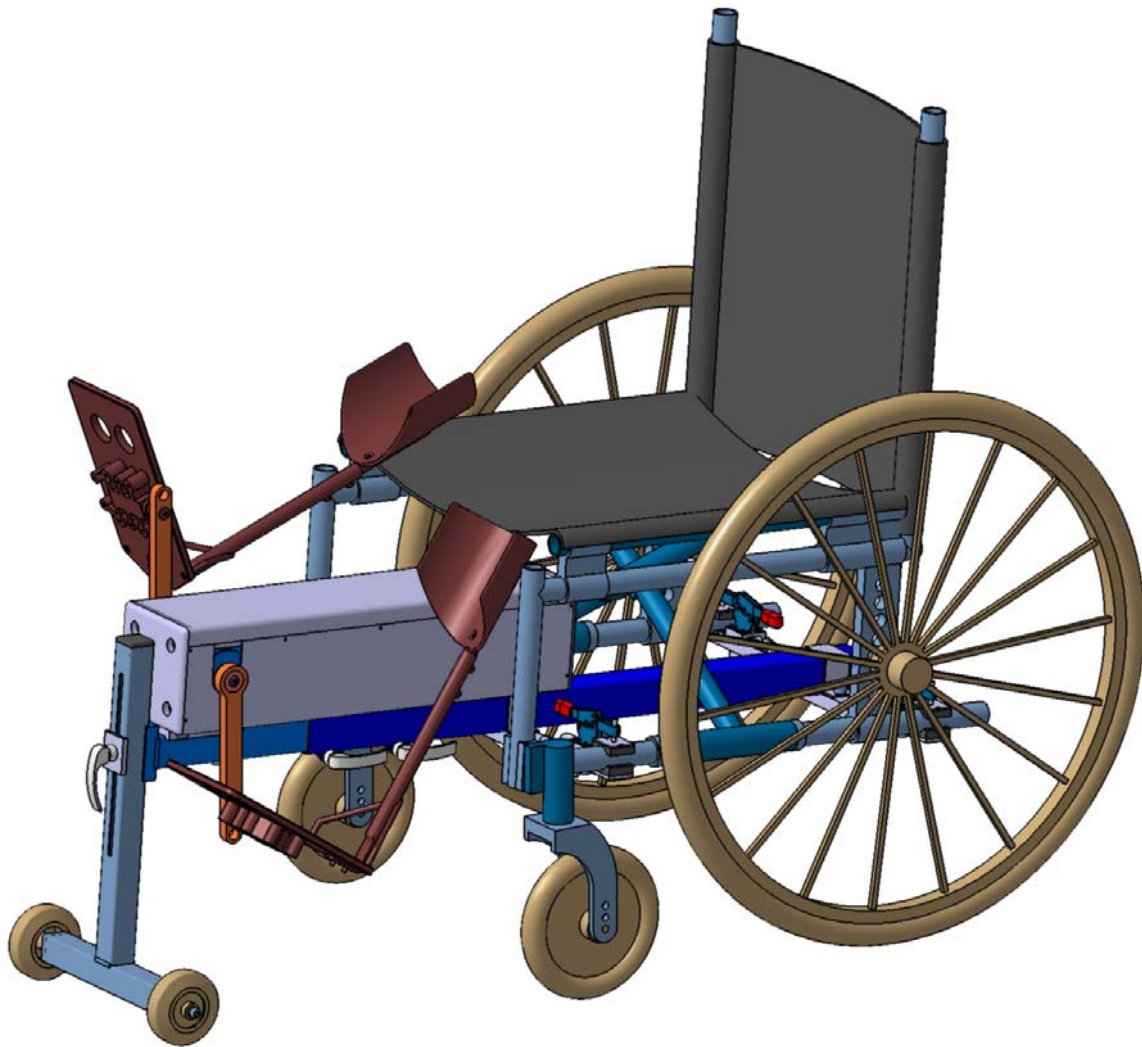


Abbildung 3.19: 3D Zusammenstellungszeichnung des Rollstuhltrainingsgerätes.



Abbildung 3.20: Zeichnung des Rollstuhltrainingsgerätes mit Manikin in Catia.

Kapitel 4

Bau des Prototypen

Ausgehend von der in Kapitel 3 beschriebenen Konstruktion in Catia wurde ein Prototyp gebaut. Zahlreiche Einzelteile wurden nach aus den 3D Zeichnungen abgeleiteten Werkstattzeichnungen gefertigt. Die Fertigung fand in der Werkstatt des Instituts für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik, Forschungsbereich Maschinenelemente und Rehabilitationstechnik statt. Schon in der Konstruktion musste auf die beschränkten Kapazitäten und bestehenden Werkzeuge und Maschinen Rücksicht genommen werden.

Die Werkstattzeichnungen sind im Anhang A.3 zu finden. Die Tabellen 4.1, 4.2 und 4.3, die sich im nächsten Abschnitt 4.1 befinden, sind vollständige Stücklisten der 3 Hauptbaugruppen Antriebseinheit, Steuerungsbox und Halterung.

4.1 Fertigung und Montage

Es wurden 28 Frästeile, 4 Drehteile, 2 Blechbiegeteile und 27 handbearbeitete Teile gefertigt. 127 Schraubverbindungen, 12 Schweißverbindungen und 2 Hartlötverbindungen wurden hergestellt. Insgesamt wurden 70 verschiedene Einzelteile und 22 verschiedene Halbzeuge verbaut. Ohne Kabel, allerdings mit Steckern, wurden 324 Einzelteile montiert.

Die Abbildungen 4.1 und 4.2 zeigen das Gerät als Ganzes.

Die Hauptbaugruppe Antrieb ist in den Abbildungen 4.3 und 4.4 näher zu sehen.

Die Abbildungen 4.5, 4.6, 4.7, 4.8 und 4.9 zeigen den Ständer und den Halterungsrahmen am Rollstuhl montiert.

Die Steuerungsbox und die Verkabelung sind in den Abbildungen 4.10 und 4.11 erklärt.



Abbildung 4.1: Das Rollstuhltrainingsgerät montiert auf einem Faltrollstuhl.



Abbildung 4.2: Das Trainingsgerät mit Steuerungsbox und Not-Aus-Schalter.



Abbildung 4.3: Die Antriebseinheit ohne Abdeckbleche. Gut zu erkennen sind der Rahmen und die Anschlüsse des Datenkabels und des Leistungskabels an der links liegenden Endplatte.

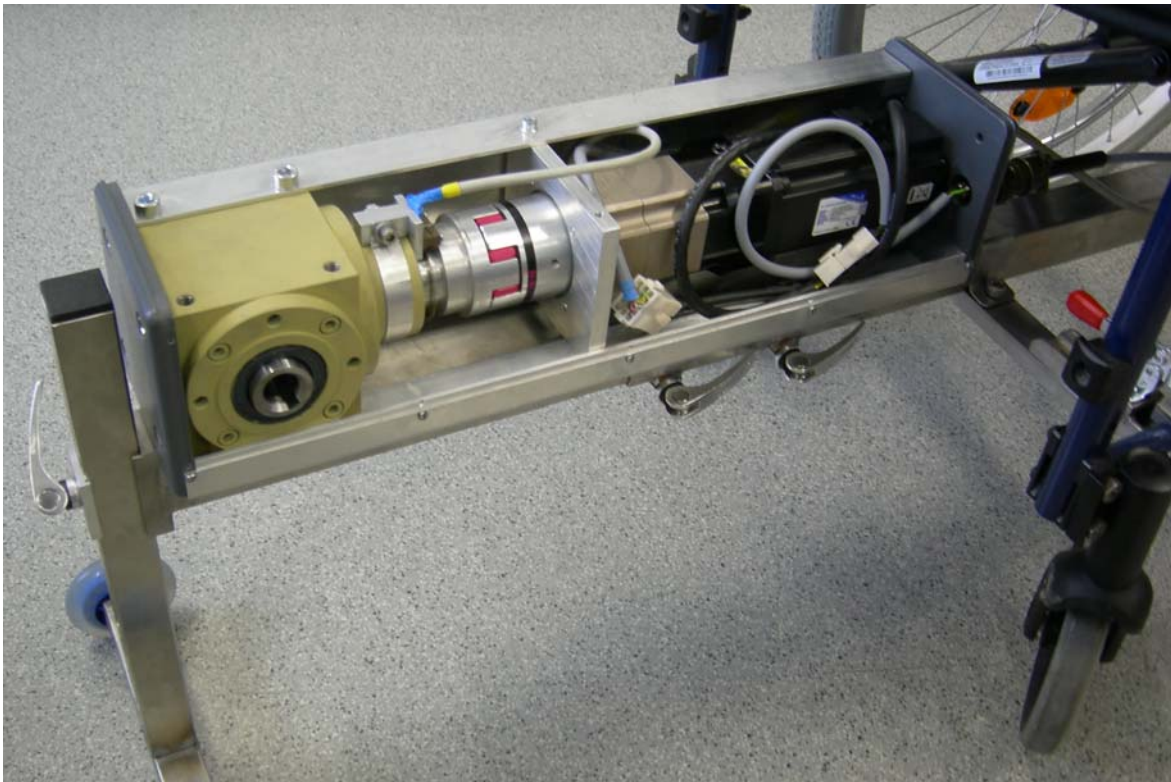


Abbildung 4.4: Die Antriebseinheit mit geöffneter Abdeckung. Zu sehen v.l.n.r.: Kegelnradgetriebe, Inkrementalgeber, Kupplung, Planetengetriebe, Motor.



Abbildung 4.5: Der stufenlos verstellbare Ständer an der Vorderseite der Halterung. Weil die Rahmenrohre des Rollstuhls nie genau waagrecht verlaufen ist auch bei einer Längenverstellung die Ständerhöhe anzupassen.



Abbildung 4.6: Der Längenverstellmechanismus von unten. Es wurde eine Auszugsicherung angebracht, sodass man die Teleskoprohre nicht unbeabsichtigt vollständig auseinanderziehen kann.



Abbildung 4.7: Der Halterungsrahmen von hinten. Längs läuft das Rohr der Längenverstellung und quer die beiden Querträger mit den Schnellspannzangen.



Abbildung 4.8: Schnellspannklemme in geöffneter Position.



Abbildung 4.9: Klemme geschlossen. Die Anpassung an verschiedene Rohrdurchmesser ist durch verschiedene Unterlegscheiben an der Klemmbacke möglich.



Abbildung 4.10: Die Steuerungsbox. Die Anschlüsse an der Vorderseite sind in der oberen Reihe für: Not-Aus-Schalter, Serielle Schnittstelle, Stimulation-Handregler, Stimulatorschnittstelle. In der unteren für: Stromversorgung (mit Schalter und Sicherung), Motor-Datenkabel, Motor-Leistungskabel.

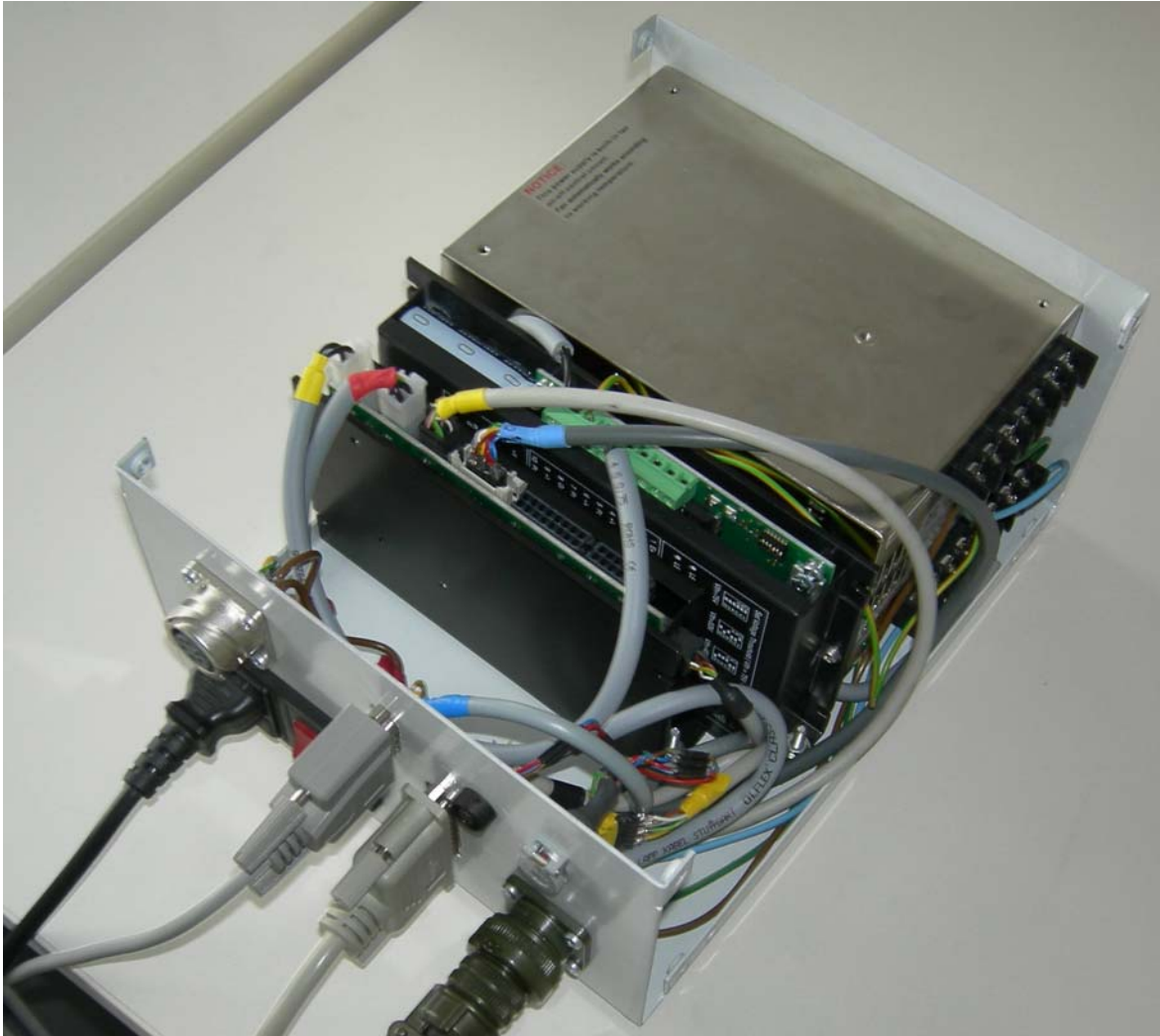


Abbildung 4.11: Die geöffnete Steuerungsbox. Hinten zu sehen das Netzteil, davor Brems-Chopper und Motorsteuerung.

Tabelle 4.1: Stückliste Antriebseinheit und Kurbeln, 134 Teile ohne Kabel

Nr.	Bezeichnung	Hersteller	Typ	Anzahl
1	Servomotor	Elmo Motion C.	APM-SB03ADK-9	1
2	Planetengetriebe	APEX	AB060-030-S1-P2	1
3	Kegelradgetriebe	ATEK	V 090 1:1 E0 9.9	1
4	Inkrementalgeber	Avago Tech.	HEDS-9040#B00	1
5	Strichscheibe	Avago Tech.	HEDS-6040#B13	1
6	Scheibenträger	Drehteil	Aluminium Ø50	1
7	Kupplung	R+W	EK1/60/A-16H7/18H7	1
8	D-Sub Buchse	ITT	25p	1
9	Steckerhalteblech	Handbearbeitet	St. Blech 0,5mm	1
10	Gehäusestecker	Amphenol	4p 14S Schraubsicherung	1
11	D-Sub Schrauben		8mm Schraube u. Mutter	2
12	Rahmen 1	Handbearbeitet	Aluminium L 30x15x3	2
13	Rahmen 2	Handbearbeitet	Aluminium L 30x15x3	2
14	Getriebeplatte	Frästeil	Aluminium 100x10	1
15	Unterlegplatte	Frästeil	Aluminium 100x10	1
16	Befestigungsblock	Frästeil	Aluminium 100x15	1
17	Ink.-geberhalter 1	Frästeil	Aluminium	1
18	Ink.-geberhalter 2	Frästeil	Aluminium	1
19	Ink.-geberhalteband	Handbearbeitet	Aluminiumblech 0,5mm	1
20	vorder Abdeckung	Frästeil	PVC Platte 12mm	1
21	hintere Abdeckung	Frästeil	PVC Platte 12mm	1
22	obere Abdeckung	Blechbiegeteil	Aluminiumblech 1mm	1
23	untere Abdeckung	Blechbiegeteil	Aluminiumblech 1mm	1
24	Abdeckungshalter	Handbearbeitet	PVC Platte 12mm	4
25	Kurbelwange rechts	Frästeil	St37.2 35x12	1
26	Kurbelwange links	Frästeil	St37.2 35x12	1
27	Kurbelwelle rechts	Drehteil	St52.3 Ø25	1
28	Kurbelwelle links	Drehteil	St52.3 Ø25	1
29	Leistungskabel	Lapp Kabel	Ölflex 400 4p 0,75mm ²	1
30	Datenkabel	Unitronic	Liyey 14p 0,14mm ²	1
31	Datenkabel	Unitronic	Liyey 6p 0,14mm ²	1
32	Stecker		15p Mini Mate-N-Lok	1
33	Stecker		4p Mini Mate-N-Lok	1
34	Buchsenkontakte		15p Mini Mate-N-Lok	16
35	Zylinderkopfschraube		M8x15	8
36	Zylinderkopfschraube		M8x25	4
37	Zylinderkopfschraube		M8x60	2
38	Zylinderkopfschraube		M5x15	8
39	Zylinderkopfschraube		M5x25	5
40	Zylinderkopfschraube		M6x140	1

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Tabelle 4.1: Fortsetzung von der vorigen Seite

Nr.	Bezeichnung	Hersteller	Typ	Anzahl
41	Blechschlitzschraube		2,5x7	20
42	Blechschlitzschraube		2,5x10	8
43	Schlitzschraube		M2,5x10	2
44	Mutter		M5	1
45	Scheibe		M8	6
46	Scheibe		M5	6
47	Stiftschraube		M3x5	1
48	Passfeder		A 6x6x45	2

4.2 Inbetriebnahme

Zum ersten Test wurde das Gerät mit Hilfe der Motorsteuerungssoftware von Maxon in Betrieb genommen. Damit konnten die Regelparameter für den Strom- und Geschwindigkeitsregler vom Programm automatisch bestimmt und in die Steuerung gespeichert werden. Es war auch möglich erste Testläufe im stromgeregelten und geschwindigkeitsgeregelten Betrieb durchzuführen.

Tabelle 4.2: Stückliste Steuerungsbox und Anschlussabel, 79 Teile ohne Kabel

Nr.	Bezeichnung	Hersteller	Typ	Anzahl
1	Schaltnetzteil	Mean Well	SP-500-48	1
2	Motorsteuerung	Maxon	EPOS 70/10	1
3	Bremschopper	Maxon	DSR 70/30	1
4	D-Sub Kabel		25p Stecker-Stecker	1
5	D-Sub Kabel		9p Buchse-Buchse	1
6	D-Sub Buchse	ITT	25p	1
7	D-Sub Stecker	ITT	9p	1
8	Kaltgerätestecker		m. Glimmlampe, Sicherung	1
9	Kaltgerätekabel		1,5m	1
10	Gehäuse		200x120x150mm	1
11	Gehäusebuchse	Amphenol	4p 14S Schraubsicherung	1
12	Gehäustecker	Amphenol	4p 14S Schraubsicherung	1
13	Kabelbuchse	Amphenol	4p 14S Schraubsicherung	1
14	Kabelstecker	Amphenol	4p 14SSchraubsicherung	1
15	Gehäusebuchse	Amphenol	6p Bajonettsicherung	1
16	Kabelstecker	Amphenol	6p Bajonettsicherung	1
17	Kabelklemme	Amphenol	14S	2
18	Gehäusebuchse	Lemo	10p 1B	1
19	D-Sub Schrauben		8mm Schraube u. Mutter	4
20	Not-Aus Schalter		2 Öffner	1
21	Leistungskabel	Lapp Kabel	Ölflex 400 4p 0,75mm ²	Div.
22	Datenkabel	Unitronic	Liyey 14p 0,14mm ²	Div.
23	Datenkabel	Unitronic	Liyey 8p 0,14mm ²	Div.
24	Datenkabel	Unitronic	Liyey 6p 0,14mm ²	Div.
25	Gehäusebuchse	Binder	3p	1
26	Kabelstecker	Binder	3p	1
27	Gehäusedurchführung		21mm	1
28	Stecker		2p Mini Fit	1
29	Stecker		4p Mini Fit	1
30	Stecker		6p Micro Fit	2
31	Buchsenkontakte		Mini Fit	6
32	Buchsenkontakte		Micro Fit	9
33	Potentiometer		100k Ω linear	1
34	Kreuzschraube		M3x10	12
35	Kreuzschraube		M4x20	4
36	Mutter		M3	8
37	Mutter		M4	4
38	Scheibe		M4	4

Tabelle 4.3: Stückliste Halterung, Ständer und Rollstuhl, 129 Teile

Nr.	Bezeichnung	Hersteller	Typ	Anzahl
1	Rollstuhl	Meyra	Eurochair Vario 1.75 43cm	1
2	Schnellspannhebel	Elesa + Ganter	GN 820-75-M	4
3	Teleskoprohr	Anthro Tech	1.4301 Formrohr 40x40x1,2	1
4	Klemmbacke	Anthro Tech	Aluminium	1
5	Querträger	Handbearbeitet	1.4301 U 30x15x4	2
6	Klemmzange unten	Frästeil	1.4301 U 30x15x4	4
7	Klemmzange oben	Frästeil	1.4301 U 30x15x4	4
8	Klemmbackenhalter	Handbearbeitet	1.4301 30x3 u. M5x30	4
9	untere Klemmbacke	Frästeil	PVC grau	4
10	obere Klemmbacke	Frästeil	PVC grau	4
11	Spannblock	Handbearbeitet	Aluminium	4
12	Haltebügel	Handbearbeitet	1.4301 Blech 1,5mm	2
13	Auszugrohr	Handbearbeitet	1.4301 Formrohr 35x35x1,2	1
14	Ständerführung	Frästeil	1.4301 35x15	1
15	Ständerklemmblock	Frästeil	Aluminium 40x6	1
16	Schnellspanner		M6x65	3
17	Ständerrohr	Frästeil	1.4301 Formrohr 30x30x0,8	1
18	Ständerfußrohr	Handbearbeitet	1.4301 Formrohr 30x30x0,8	1
19	Rollenhalter	Handbearbeitet	1.4301 30x6	2
20	Inlinescaterolle		80mm 82A	2
20	Inlinescatelager		ABEC 5 Z809	4
20	Inlinescatespacer		6mm	2
21	Zylinderkopfschraube		M8x15	12
22	Zylinderkopfschraube		M6x40	2
23	Zylinderkopfschraube		M4x10	16
24	Schlitzschraube		M4x10	16
25	Scheibe		6	4
26	Scheibe		4	24
27	Sicherungsmutter		M5	2

Kapitel 5

Schlussfolgerungen und Ausblick

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die Anforderungen an den Prototypen weitgehend erfüllt werden, einige Verbesserungen liegen auf der Hand, hätten aber für diese Diplomarbeit zu weit geführt, andere werden erst im Laufe der Tests und mit Rückmeldung der Ärzte und Patienten notwendig werden.

- Das Rollstuhltrainingsgerät ermöglicht motorunterstütztes Training der Beinmuskulatur und des Herz-Kreislauf-Systems von Rollstuhlfahrern. Es ist sowohl passives Training, als auch aktives Training mit FES möglich.
- Das Trainingsgerät kann auf verschiedenen handelsübliche Rollstühlen montiert werden und an Körpergrößen von 151 bis 191cm angepasst werden. Es sind verschiedene Kurbeln und Orthesen verwendbar.
- Die Konstruktion ist einfach in ihre Hauptbestandteile zerlegbar. Die größten Abmessungen sind dann: Länge 71cm (großes Teleskoprohr) und Breite: 31cm (Ständer). Es ist dazu lediglich ein Innensechskantschlüssel der Größe 6 nötig.
- Der Antrieb ist direkt und mit hochwertiger Regelungselektronik ausgeführt. Ein 300W Motor bietet ausreichend Leistung in allen Betriebszuständen.
- Der Prototyp ist so gestaltet, dass Antrieb und bewegliche Teile den Trainierenden nicht gefährden können. Alle Ecken und Kanten sind gerundet ausgeführt um das Verletzungsrisiko zu senken.

Verbesserungen

Für einen klinischen Einsatz auf unterschiedlichen Rollstühlen ist die Halterung weiter zu verbessern, um die Breitenverstellung und Anpassung auf andere Rohrdurchmesser werkzeuglos durchführen zu können.

Kurbeln mit Kraftmessung sind für den uneingeschränkten Einsatz der bestehenden Trainingssoftware des FES-Trainingsfahrrades unbedingt notwendig.

Für die Verwendung an Schlaganfallpatienten mit halbseitigen Lähmungen muss passende Trainingssoftware entworfen und programmiert werden.

Ausblick

Als nächster Schritt ist der Einsatz mit querschnittgelähmten Patienten angedacht. Trainingsdaten sollen gesammelt und mit jenen des FES-Trainingsfahrrades verglichen werden. Die dabei notwendig werdenden Verbesserungen sollen im nächsten Schritt umgesetzt werden, um aus dem Prototypen ein einsatzfähiges Produkt zu machen.

Literaturverzeichnis

- [1] Janssen T.W.J., Glaser R.M., Shuster D.B., 1998, Clinical efficacy of electrical stimulation exercise training: effects on health, fitness and function, *Top Spinal Cord. Inj. Rehabil.*, 3, 33-49.
- [2] Figoni S.F., Rodgers M.M., Glaser R.M., Hooker S.P., Faghri P.D., Ezenwa B.N., Mathews T., suryaprasad A.G., Gupta S.C., 1990, Physiologic responses of paraplegics and quadriplegics to passive and active leg cycle ergometry, *J. Am. Paraplegia Soc.*, 7, 33-39.
- [3] Heesterbeek P.J.C., Berkelmans H.W.A., Thijssen D.H.J., Kuppevelt van H.J.M., Hopman M.T.E., Duysens J., 2005, Increased physical fitness after 4-week training on a new hybrid FES-cycle in persons with spinal cord injuries, *Technology and Disability*, 17, 103-110.
- [4] Frotzler A., Coupaud S., Perret C., Kakebeeke T.H., Hunt K.J., Donaldson N., Eser P., 2008, High-volume FES-cycling partially reverses bone loss in people with chronic spinal cord injury, *Bone* 43(1), 169-176, ISSN 8756-3282.
- [5] Angeli T., Gföhler M., Mayr W., 2007, Techn. Wiederherstellung v. Körperfunkt. durch FES, *Skriptum zur Vorlesung*.
- [6] Petrofsky J.S., Heaton H., Phillips C.A., 1983, Outdoor bicycle for exercise in paraplegics and quadriplegics, *J. Biomed. Eng.* 5, 11, 292-296.
- [7] Mayr W., 1992, Reaktivierung von gelähmten Muskeln durch Elektrostimulation mit Implantaten, *Diss. TU Wien*.
- [8] Gföhler M., 1995, Trainingsfahrrad für Querschnittgelähmte, *Diss. TU Wien*.
- [9] Angeli T., 1996, Leistungssteigerung bei Fahrradantrieben, *Diss. TU Wien*.
- [10] Ryan, R.R., 1999, Tricycle for paraplegics using functional electrostimulation, *Med. & Biol. Eng. & Comput.*, 37, 326-327.
- [11] Gföhler M., Angeli T., Eberharter T., Lugner P., 1999, Dynamic simulation of cycling powered by lower extremity muscles activated by functional electrical stimulation, *Biomechanics Seminar*, Vol. 12.

- [12] Gföhler M., Angeli T., Eberharter T., Lugner P., Mayr W., Hofer C., 2001, Test bed with force measurement crank for static and dynamic investigations on cycling by means of functional electrical stimulation, *IEEE Trans. Neur. Syst. and Rehab. Eng. TNSRE*, 9, 169-180.
- [13] Gföhler M., Lugner P., Angeli T., 2004, Dynamic simulation of FES-cycling: influence of individual parameters, *IEEE Trans. Neur. Syst. and Rehab. Eng. TNSRE*, 12, 398-405.
- [14] Reichenfelser W., 2005, Test- und Trainingsfahrrad für Personen mit Querschnittslähmung zur Optimierung der Stimulationsparameter, *Diss. TU Wien*.
- [15] Reichenfelser W., Gföhler M., Mina S., Hanke S., Hackl H., Kakebeeke T., Lugner P., Hochgatterer A., 2007, FES-Fahrradtrainingssystem für Paraplegiker, *Kurzfasungsband, 20. Jahrestagung der DMGP*.
- [16] Lugner P., 2001, Mechanik 1 und 2, *Skriptum zur Vorlesung*.
- [17] Rinder L., 2002, Maschinenelemente 1 und 2, *Skriptum zur Vorlesung*.
- [18] Grösel B., 2002, Konstruktionslehre, *Skriptum zur Vorlesung*.
- [19] Matek W., Muhs D., Wittel H. und Becker M., 1994, Roloff/Matek Maschinenelemente (Braunschweig/Wiesbaden: Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH).

Anhang A

A.1 Matlab Programme

```
% Angabe.m
% Christoph Makovec 2008

% Enthält alle nötigen Angaben für die Darstellungsprogramme:
% Orthesenplotter.m, Positionsplotter.m, Winkelplotter.m

clear

waagrecht=true; % Berechnung mit fixem AD_vertikal
AD_vertikal=-200; % Höhe des Kurbelmittelpunkts über der Hüfte mm

D=[0 , 0]; % Hüfte mm

koerperhoehe=1580; % nur Winpelpotter! mm
u=koerperhoehe*0.28;
o=u*0.85;
r=150; % Kurbelradius mm
%u=314; % Unterschenkellänge (bis Pedalposition) mm (nur Winkelplotter.m)
%o=421; % Oberschenkellänge mm (nur Winkelplotter.m)

kniemax=160; % maximal zulässiger Kniestreckwinkel DCB °
sitzneigung=0; % Sitzneigung °
lehnenneigung=10; % Lehnenneigung °
orthese=-20; % Höhe des Pedallagers (Orthesenlager) über der Sohle mm

korperhohe_min=1510; % DIN 33402 5% Perzentil Frauen 61-65 Jahre mm
korperhohe_max=1910; % DIN 33402 95% Perzentil Männer 18-25 Jahre mm

save('Angabe.mat');
```

```
function [ huft ] = Huftwinkel ( alpha , A , D , r , u , o , lehnenneigung )

% A...Tretlagerposition (Kurbeldrehpunkt)
% B...Pedalposition
% C...Kniegelenkposition
% D...Hüftgelenkposition

% Beispiel:
% alpha=[0:0.5:360]; % Kurbelwinkel
% A=[ 536 , -79 ]; % Tretlager
% D=[ 0 , 0 ]; % Hüfte
% r= 150; % Kurbelradius
% u= 314; % Unterschenkellänge (bis Pedalposition)
% o= 421; % Oberschenkellänge
% lehnenneigung= 10; % Lehnenneigung

alpharad=alpha/180*pi;

B= repmat (A, length (alpharad), 1) + [sin (alpharad'), cos (alpharad')] * r;

BD= ( repmat (D (1), length (B), 1) - B (:, 1) ) .^2 + ( repmat (D (2), length (B), 1) - B (:, 2) ) .^2 ) .^0.5;

knierad=acos ( repmat (u, size (BD)) .^2 + repmat (o, size (BD)) .^2 - BD.^2 ) / 2 / u / o;

epsilon rad=atan (abs (A (1) - D (1)) / abs (A (2) - D (2)));

delta_1=(asin (r./BD.*sin (repmat (epsilon rad, size (alpharad')) + alpharad')))*180/pi;

delta_2=(asin (u./BD.*sin (knierad)))*180/pi;

huft=repmat ((180+lehnenneigung), size (delta_1)) + repmat ((-epsilon rad*180/pi), size (delta_1)) - delta_1 - delta_2;
```

```
function [ knie ] = Kniewinkel ( alpha , A , D , r , u , o )

% A...Tretlagerposition (Kurbeldrehpunkt)
% B...Pedalposition
% C...Kniegelenkposition
% D...Hüftgelenkposition

% Beispiel:
% alpha=[0:0.5:360]; % Kurbelwinkel
% A=[ 536 , -79 ]; % Tretlager
% D=[ 0 , 0 ]; % Hüfte
% r= 150; % Kurbelradius
% u= 314; % Unterschenkellänge (bis Pedalposition)
% o= 421; % Oberschenkellänge

alphanad=alpha/180*pi;

B= repmat (A, length (alphanad) , 1) + [sin (alphanad') , cos (alphanad')] * r;

BD= ( repmat (D (1) , length (B) , 1) - B (: , 1) ) . ^2 + ( repmat (D (2) , length (B) , 1) - B (: , 2) ) . ^2 ) . ^0.5;

knie=acos ( ( repmat (u, size (BD)) . ^2 + repmat (o, size (BD)) . ^2 - BD . ^2 ) / 2 / u / o ) / pi * 180;
```



```
%Orthesenplotter.m
%Christoph Makovec 2008

%Zeigt graphisch wie sich die Winkelbereiche und Maximalausschläge der
%Gelenkwinkel in Abhängigkeit von unterschiedlichen Orthesenlängen
%verändern.

% A...Tretlagerposition (Kurbeldrehpunkt)
% B...Pedalposition
% C...Kniegelenkposition
% D...Hüftgelenkposition

clear
load ('Angabe.mat');

% Angaben:
%D=[0 , 0]; %Hüfte
%r=150; %Kurbelradius
%u=314; %Unterschenkellänge (bis Pedalposition)
%o=421; %Oberschenkellänge
%kniemax=140; %maximal zulässiger Kniestreckwinkel DCB
%sitzneigung=0; %Sitzneigung
%lehnenneigung=3; %Lehnenneigung

%korperhohe_min=1510; %DIN 33402 5% Perzentil Frauen 61-65 Jahre
%korperhohe_max=1910; %DIN 33402 95% Perzentil Männer 18-25 Jahre

orthese_min=-100; %kleinste und größte Höhe des Pedallagers (Orthesenlager) über der Sohle
orthese_max=fix(korperhohe_min*0.28-r-0.1*r); %u darf nicht kürzer als r werden!

m=3; %Anzahl der Einstellschritte-1
korperhohe=[korperhohe_min:((korperhohe_max-korperhohe_min)/(m-1)):korperhohe_max]';
tibialhohe=korperhohe*0.28; %Errechnet aus DIN 33402
o=tibialhohe*0.85; %Verhältnis Oberschenkel/Unterschenkel (Tibialhöhe) (Angeli, geschätzt)

n=100; %Auflösung der Winkelverläufe
orthese=[orthese_min:(orthese_max-orthese_min)/(n-1):orthese_max]';
u=repmat(tibialhohe',n,1)-repmat(orthese,1,3);

for j=1:n
    for h=1:m
        if waagrecht
            A=Tretlagerposition_waagrecht(D,r,u(j,h),o(h),kniemax,AD_vertikal);
        else
            A=Tretlagerposition(D,r,u(j,h),o(h),kniemax,sitzneigung);
        end

        K_=Kniewinkel([0:1:360],A,D,r,u(j,h),o(h));
        K_min=min(K_);
        K_max=max(K_);
        Kniemax(j,h)=K_max;
        Kniemin(j,h)=K_min;

        H_=Huftwinkel([0:1:360],A,D,r,u(j,h),o(h),lehnenneigung);
        H_min=min(H_);
        H_max=max(H_);
        Huftmax(j,h)=H_max;
        Huftmin(j,h)=H_min;
    end
end
```

end

hold on

```
plot(orthese,Kniemin(:,1),'r')  
plot(orthese,Kniemin(:,2),'--r')  
pknie=plot(orthese,Kniemin(:,3),'-r');
```

```
p5=plot(orthese,Kniemax(:,1),'r');  
p50=plot(orthese,Kniemax(:,2),'--r');  
p95=plot(orthese,Kniemax(:,3),'-r');
```

```
plot(orthese,Huftmin(:,1),'b')  
plot(orthese,Huftmin(:,2),'--b')  
phuft=plot(orthese,Huftmin(:,3),'-b');
```

```
plot(orthese,Huftmax(:,1),'b')  
plot(orthese,Huftmax(:,2),'--b')  
plot(orthese,Huftmax(:,3),'-b')
```

```
axis([orthese_min orthese_max 0 180])  
%set(gca,'XTick',0:30:360)  
title('Gelenkwinkel extremwerte für verschiedene Positionen des Orthesenlagers')  
xlabel('Höhe des Orthesenlagers (Pedalachse) über der Fußsohle in mm')  
ylabel('Gelenkwinkel extremwerte in °')
```

```
legend([pknie phuft p5 p50 p95],...  
    sprintf('Knie, maximal und minimal'),...  
    sprintf('Hüfte, maximal und minimal'),...  
    '5% Perzentil der Frauen',...  
    '50% Perzentil gesamt',...  
    '95% Perzentil der Männer')
```

```
% Positionsplotter.m
% Christoph Makovec 2008

% Zeigt die errechneten Positionen des Kurbelmittelpunktes für verschiedene
% Körpergrößen relativ zum Hüftgelenk.

% A...Tretlagerposition (Kurbeldrehpunkt)
% B...Pedalposition
% C...Kniegelenkposition
% D...Hüftgelenkposition

clear
load ('Angabe.mat');

% Angaben:
%D=[0 , 0]; %Hüfte
%r=150; %Kurbelradius
%u=314; %Unterschenkellänge (bis Pedalposition)
%o=421; %Oberschenkellänge
%kniemax=140; %maximal zulässiger Kniestreckwinkel DCB
%sitzneigung=0; %Sitzneigung
%lehnenneigung=3; %Lehnenneigung
%AD_vertikal=-150; %Höhe des Kurbelmittelpunkts über der Hüfte
%orthese=120; %Höhe des Pedallagers (Orthesenlager) über der Sohle
%korperhohe_min=1510; %DIN 33402 5% Perzentil Frauen 61-65 Jahre
%korperhohe_max=1910; %DIN 33402 95% Perzentil Männer 18-25 Jahre

m=10; %Anzahl der Einstellschritte
korperhohe=[korperhohe_min:((korperhohe_max-korperhohe_min)/(m-1)):korperhohe_max]';
tibialhohe=korperhohe*0.28; %Errechnet aus DIN 33402
u=tibialhohe-orthese;
o=tibialhohe*0.85; %Verhältnis Oberschenkel/Unterschenkel (Tibialhöhe) (Angeli, geschätzt ✓
t)

for k=1:m
    if waagrecht
        A_=Tretlagerposition_waagrecht(D,r,u(k),o(k),kniemax,AD_vertikal);
    else
        A_=Tretlagerposition(D,r,u(k),o(k),kniemax,sitzneigung);
    end

    A(k,:)=A_;
end

plot(A(:,1),A(:,2),'+b')
axis([0 900 -560 0])
title('Tretlagerposition für verschiedene Körpergrößen relativ zum Hüftgelenk')
text(10,-25,sprintf('Hüftgelenk: ( 0 / 0 )'))
text(10,-75,sprintf('Sitzfläche: ( x / -100 )'))
text(360,-525,sprintf('Boden: ( x / -560 )'))
text(510,-225,sprintf('Einstellungen für Körpergrößen'))
text(510,-275,sprintf('1510mm bis 1910mm'))
text(510,-325,sprintf('mit 8 Zwischengrößen'))
xlabel('x in mm')
ylabel('y in mm')
set(gca,'XTick',0:50:900)
set(gca,'YTick',-550:50:0)
%axis equal
daspect([1 1 1])
grid on
```

```
function [ A ] = Tretlagerposition ( D , r , u , o , kniemax , sitzneigung )

% A...Tretlagerposition (Kurbeldrehpunkt)
% B...Pedalposition
% C...Kniegelenkposition
% D...Hüftgelenkposition

% Beispiel:
% D=[0 , 0]; %Hüfte
% r=150; %Kurbelradius
% u=314; %Unterschenkellänge (bis Pedalposition)
% o=421; %Oberschenkellänge
% kniemax=140; %maximal zulässiger Kniestreckwinkel DCB
% sitzneigung=5; %Sitzneigung Winkel CDx

kniemaxrad=kniemax/180*pi; %Umrechnung Deg --> Rad
neigungrad=sitzneigung/180*pi;

BDmax=(u^2+o^2-2*u*o*cos(kniemaxrad))^0.5;
AD=BDmax-r; %sich aus dem maximalem Kniestreckwinkel ergebender Hüftabstand

delta=acos((o^2+AD^2-(u-r)^2)/2/o/AD); %Winkel CDB
A=[D(1)+AD*cos(delta-neigungrad) , D(2)-AD*sin(delta-neigungrad)];
```

```
function [ A ] = Tretlagerposition_waagrecht ( D , r , u , o , kniemax , AD_vertikal )
```

```
% A...Tretlagerposition (Kurbeldrehpunkt)
```

```
% B...Pedalposition
```

```
% C...Kniegelenkposition
```

```
% D...Hüftgelenkposition
```

```
% Beispiel:
```

```
% D=[0 , 0]; %Hüfte
```

```
% r=150; %Kurbelradius
```

```
% u=314; %Unterschenkellänge (bis Pedalposition)
```

```
% o=421; %Oberschenkellänge
```

```
% kniemax=140; %maximal zulässiger Kniestreckwinkel DCB
```

```
% AD_vertikal=-150; %vertikale Position des Kurbelmittelpunktes über der Hüfte
```

```
kniemaxrad=kniemax/180*pi; %Umrechnung Deg --> Rad
```

```
BDmax=(u^2+o^2-2*u*o*cos(kniemaxrad))^0.5;
```

```
AD=BDmax-r; %sich aus dem maximalem Kniestreckwinkel ergebender Hüftabstand
```

```
A=[D(1)+(AD^2-AD_vertikal^2)^0.5 , D(2)+AD_vertikal];
```

```
% Winkelplotter.m
% Christoph Makovec 2008

% Zeigt die Winkelverläufe von Knie und Hüftgelenk über eine
% Kurbelumdrehung sowie dessen Intervalle und Extremwerte.

% A...Tretlagerposition (Kurbeldrehpunkt)
% B...Pedalposition
% C...Kniegelenkposition
% D...Hüftgelenkposition

clear
load ('Angabe.mat');

% Angaben:
%D=[0 , 0]; %Hüfte
%r=150; %Kurbelradius
%u=314; %Unterschenkellänge (bis Pedalposition)
%o=421; %Oberschenkellänge
%kniemax=140; %maximal zulässiger Kniestreckwinkel DCB
%sitzneigung=5; %Sitzneigung
%lehnenneigung=10; %Lehnenneigung

if waagrecht
    A=Tretlagerposition_waagrecht(D,r,u,o,kniemax,AD_vertikal);
else
    A=Tretlagerposition(D,r,u,o,kniemax,sitzneigung);
end

alpha=[0:0.5:359.5]; % Kurbelwinkel

knie=Kniewinkel(alpha,A,D,r,u,o);
huft=Huftwinkel(alpha,A,D,r,u,o,lehnenneigung);

%kniemax siehe oben
kniemin=min(knie);
kniebereich=kniemax-kniemin;
huftmax=max(huft);
huftmin=min(huft);
huftbereich=huftmax-huftmin;

p1=plot(alpha,knie,alpha,huft);
axis([0 360 0 180])
set(gca,'XTick',0:30:360)
title('Gelenkwinkel für eine Kurbelumdrehung')
xlabel('Kurbelwinkel')
ylabel('Gelenkwinkel')
legend(sprintf('Kniegelenk\n%d° Bewegungsbereich\nmax %d° , min %d°\n',...
    round(kniebereich),round(kniemax),round(kniemin)),...
    sprintf('Hüftgelenk\n%d° Bewegungsbereich\nmax %d° , min %d°',...
    round(huftbereich),round(huftmax),round(huftmin)))
text(90,40,sprintf('Hüftgelenk: ( %d / %d )\nTretlager: ( %d / %d )\nKörpergröße: %dmm\↵
nKurbelradius: %dmm\nSitzneigung: %d°\nLehnenneigung: %d°',...
    round(D(1)),round(D(2)),round(A(1)),round(A(2)),round(koerperhoehe),round(r),round(↵
sitzneigung),round(lehnenneigung)),...
    'HorizontalAlignment','left')

% Geschwindigkeit:

plotgeschw=false;
```

```
if plotgeschw
    kniedot=knie-circshift(knie,1);

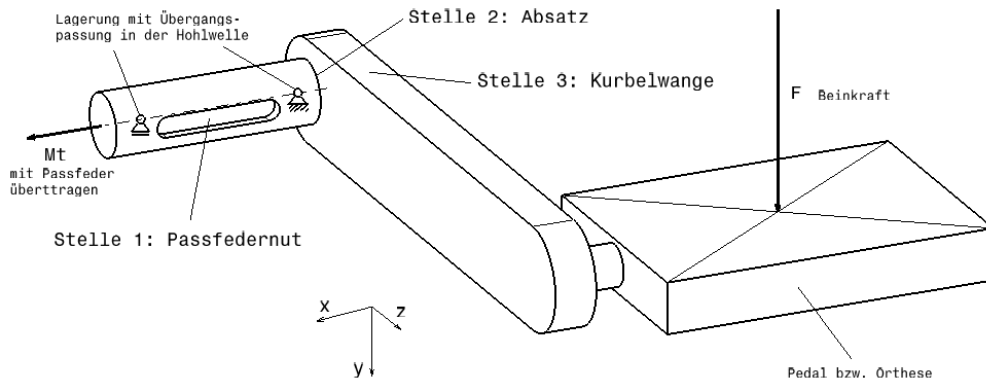
    plot(alpha,kniedot)
    axis([0 360 -0.5 0.5])
    set(gca,'XTick',0:30:360)
    title('Kniewinkelgeschwindigkeit für eine Kurbelumdrehung')
    xlabel('Kurbelwinkel')
    ylabel('Winkelgeschwindigkeit pro Kurbelwinkel')
end
```

A.2 Berechnung der Kurbeln

Berechnung der Kurbel

Belastung der Kurbel

Das Maximale Moment im Kegelradgetriebe ist 105Nm. Mit der Sicherheit von 1,2 also 87.5Nm
Das heißt die maximal zulässige Beinkraft ist 583N bei der 150mm langen Kurbel.



$$a := 71\text{mm}$$

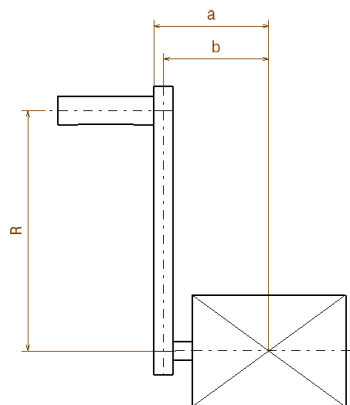
$$b := 65\text{mm}$$

$$R_{\text{Kurbel}} := 150\text{mm}$$

$$M_t := 87.5\text{N}\cdot\text{m}$$

$$F_{\text{Bein}} := \frac{M_t}{R_{\text{Kurbel}}}$$

$$F_{\text{Bein}} = 583.333\text{ N}$$



Zusätzlich muss mit einer Querbelastung der Orthesen gerechnet werden. Diese soll mit 50N auf einer Höhe von 30cm, also 15Nm am Pedal angenommen werden. Sie verstärkt immer das Moment das die Beinkraft über den Hebelsarm a (bzw. b) aufbringt. In der obigen Skizze kann man sich die Orthese nach oben auf dem Pedal vorstellen. Die Orthesenkraft wirkt am Oberen Ende nach außen (weg von der Kurbelwange).

$$F_{\text{Orthese}} := 50\text{N}$$

$$L_{\text{Orthese}} := 300\text{mm}$$

$$M_{\text{Orthese}} := F_{\text{Orthese}} \cdot L_{\text{Orthese}}$$

$$M_{\text{Orthese}} = 15\text{ N}\cdot\text{m}$$

Stelle 1: Passfedernut

Die Belastung ist am Beginn der Passfedernut am größten, sie entspricht dort M_t .

Stelle 2: Absatz

Es resultieren ein Biegemomente und ein Torsionsmoment aus der Beinkraft auf den Wellenquerschnitt unmittelbar vor dem Absatz.

$$M_b := F_{\text{Bein}} \cdot a + M_{\text{Orthese}} \quad M_t := F_{\text{Bein}} \cdot R_{\text{Kurbel}}$$

$$M_b = 56.417 \text{ N}\cdot\text{m} \quad M_t = 87.5 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Stelle 3: Kurbelwange

Der höchst beanspruchte Querschnitt auf der Kurbelwange befindet sich unmittelbar nach dem Absatz. Die Beinkraft resultiert in einem Biege- und einem Torsionsmoment.

$$M_b := F_{\text{Bein}} \cdot R_{\text{Kurbel}} \quad M_t := F_{\text{Bein}} \cdot b + M_{\text{Orthese}}$$

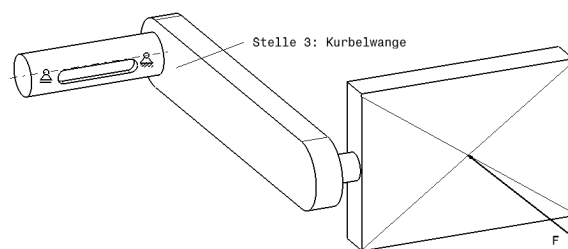
$$M_b = 87.5 \text{ N}\cdot\text{m} \quad M_t = 52.917 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Auch um die zweite Achse der Kurbelwange tritt ein Biegemoment durch die Orthesenseitenkraft auf. Dieses ist aber sehr gering.

$$M_{by} := F_{\text{Orthese}} \cdot R_{\text{Kurbel}} \quad M_{by} = 7.5 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Lastfall 2: Stelle 3: Kurbelwange

Die Beinkraft ist für diesen Lastfall radial anzunehmen. Die Spannungen bei der Passfedernut und am Absatz werden für die Lastfall nicht berechnet, da er eine geringe Belastung (gleiches Biegemoment bei wegfallendem Torsionsmoment) darstellt. □ Kurbelwange ist aber wegen ihrem geringeren Widerstandsmoment in diese Richtung zu überprüfen.

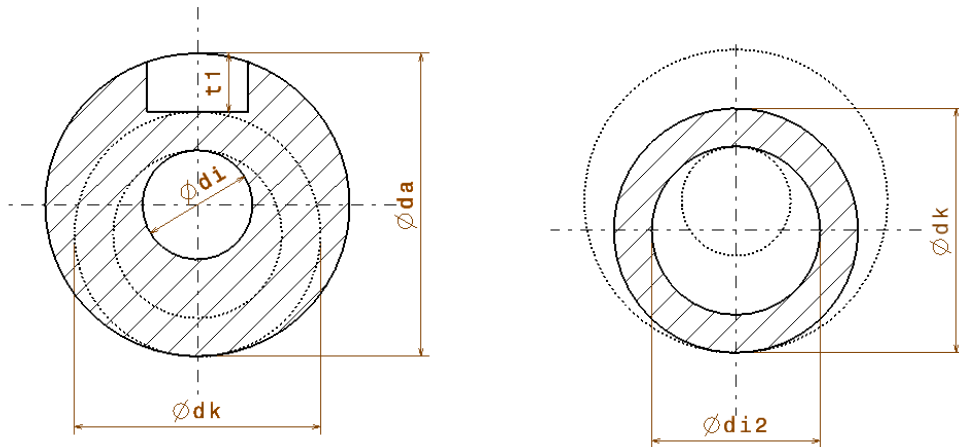


$$M_b := F_{\text{Bein}} \cdot b + M_{\text{Orthese}} + F_{\text{Orthese}} \cdot R_{\text{Kurbel}}$$

$$M_b = 60.417 \text{ N}\cdot\text{m} \quad M_t := 0 \cdot \text{N}\cdot\text{m}$$

Berechnung des Querschnitts am Beginn der Passfeder

Der Querschnitt (1. Skizze) ist nur durch Torsion belastet. Die Berechnung erfolgt nur mit dem unter der Passfedernut verbleibenden Kerndurchmesser (2. Skizze), abzüglich der durchgehenden Bohrung, welche zur leichteren Berechenbarkeit auch noch vergrößert und konzentrisch angenommen wird (punktiert in Skizze 1).



$$M_t := 87.5 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$d_a := 18 \text{ mm} \quad \text{Außendurchmesser}$$

$$d_i := 6.5 \text{ mm} \quad \text{Bohrungsdurchmesser}$$

$$t_1 := 3.5 \text{ mm} \quad \text{Passfedernuttiefe}$$

$$d_k := d_a - t_1 \quad \text{Kerndurchmesser}$$

$$d_{i2} := d_i + t_1 \quad \text{Durchmesser der vergrößerten Bohrung}$$

$$I_{y1} := \frac{\pi}{64} \cdot d_k^4 \quad \text{Flächenträgheitsmomente des großen und kleinen Kreises um die eigenen Symmetrieachsen (Skizze 2)}$$

$$I_{y2} := \frac{\pi}{64} \cdot d_{i2}^4$$

$$I_y := I_{y1} - I_{y2} \quad \text{zusammengesetztes axiales Flächenträgheitsmoment}$$

$$I_t := 2 \cdot I_y \quad \text{polares Flächenträgheitsmoment}$$

$$r := \frac{d_k}{2} \quad \text{Randfaserabstand}$$

$$W_{t_Passfeder} := \frac{I_t}{r} \quad \text{Torsionswiderstandsmoment}$$

$$\tau_t := \frac{M_t}{W_{t_Passfeder}}$$

$$\tau_t = 188.91 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Schubspannung in der Randfaser

$$R_e := \frac{\tau_t}{0.58}$$

Die maximal ertragbare Schubspannung entspricht bei Stahl 58% der ertragbaren Zugspannung (Roloff/Matek)

$$R_e = 325.708 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die nötige Streckgrenze/Dehngrenze des Wellenwerkstoffes

Bei $\sigma_{zul} = 195\text{N/mm}^2$ (rostfreier Sdelstahl 1.4301) darf das maximale Moment nur 60Nm also die Beinkraft maximal 400N betragen.

Zur vollen Festigkeit ist ein Vergütungsstahl, etwa 1.1191 (Ck45) oder höherwertiger Baustahl, etwa 1.0570 (St52.3) mit einer Streckgrenze von 345N/mm² nötig.

Der gewählte Werkstoff ist **St52.3**

Die Sicherheit gegen plastische Verformung ist 1.1. Das wird als ausreichend angesehen, weil mit stark geschwächtem Querschnitt gerechnet wurde, und angenommen werden kann, dass das Maximalmoment nie überschritten wird (kein Stoßfaktor, Maximalmoment nicht durch Last begrenzt sondern durch Regelung des Motors).

Berechnung des Querschnitts am Absatz zur Kurbelwange

Der Querschnitt wird durch das Torsionsmoment und durch das Biegemoment belastet. Die Durchmesserergrößerung wirkt als Kerbe. Zuerst wird eine Auslegung gegen Gewaltbruch gemacht, in Folge auch eine Betrachtung der Betriebsfestigkeit bei dynamischer Last, welche viel geringer ausfällt.

$$M_t := 87.5 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_b := 59 \text{ N}\cdot\text{m}$$

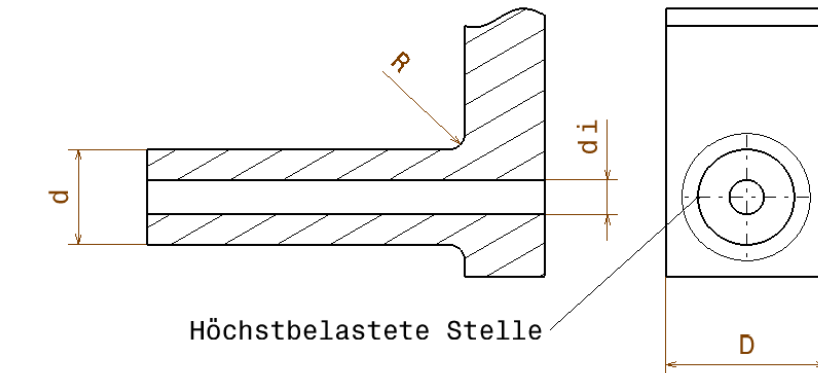
$$d := 18 \text{ mm}$$

$$D := 30 \text{ mm}$$

$$R := 3 \text{ mm}$$

$$\frac{R}{d} = 0.167$$

$$\frac{D}{d} = 1.667$$



Formkoeffizienten zum Nachschlagen in den Diagrammen

Spannungskonzentrationsfaktoren

$$\alpha_{kb} := 1.5 \quad \text{Biegung} \quad (\text{Roloff/Matek})$$

$$\alpha_{kt} := 1.3 \quad \text{Torsion}$$

$$W_{y_Absatz} := \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d^4 - d_i^4}{d} \quad \text{Widerstandsmoment der Welle an der höchstbelasteten Stelle}$$

$$\sigma_b := \frac{\alpha_{kb} \cdot M_b}{W_{y_Absatz}} \quad \sigma_b = 157.244 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{Biegespannung an der höchstbelasteten Stelle}$$

$$W_{t_Absatz} := 2 \cdot W_{y_Absatz}$$

$$\tau_t := \frac{\alpha_{kt} \cdot M_t}{W_{t_Absatz}} \quad \tau_t = 101.054 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{Schubspannung an der höchstbelasteten Stelle}$$

$$\sigma_v := \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot \tau_t^2}$$

$$\sigma_v = 235.29 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{Vergleichsspannung nach Mises}$$

Die auftretende Vergleichsspannung ist kleiner als die Streckgrenze (345 N/mm²) des ausgeführten Werkstoffes St 52.3. Die Sicherheit beträgt 1.5.

Gestaltfestigkeit bei dynamischer Beanspruchung

Aus den bekannten Werkstoffdaten von St52.3 lassen sich die Dauerfestigkeitswerte überschlägig berechnen. (nach Roloff/Matek 3.3.2, Werkstoffkenndaten nach TB 1-4)

$$R_m := 490 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad R_e := 355 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{TB 1-4, für den 10mm starken Probestab}$$

Aus TB 3-1: Faktoren zum Bestimmen der Dauerfestigkeitswerte für Baustähle

Zug	Biegung	Torsion
$K_{z1} := 0.44$	$K_{b1} := 0.5$	$K_{t1} := 0.3$
$K_{z2} := 1$	$K_{b2} := 1.4$	$K_{t2} := 0.58$

K1 gibt jeweils das Verhältnis von Wechselfestigkeit und Zugfestigkeit an, K2 jeweils das Verhältnis von Fließgrenze zu Steckgrenze. Also ergibt sich die Wechselfestigkeit jeweils für Zug, Biegung und Torsion des 10mm starken Probestabes:

$$\sigma_{zW} := K_{z1} \cdot R_m \quad \sigma_{bW} := K_{b1} \cdot R_m \quad \tau_{tW} := K_{t1} \cdot R_m$$

$$\sigma_{zW} = 215.6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \sigma_{bW} = 245 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \tau_{tW} = 147 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Und die Fließgrenzen:

$$\sigma_{zF} := K_{z2} \cdot R_e \quad \sigma_{bF} := K_{b2} \cdot R_e \quad \tau_{tF} := K_{t2} \cdot R_e$$

$$\sigma_{zF} = 355 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \sigma_{bF} = 497 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \tau_{tF} = 205.9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Für die obere Grenzspannungskurve des Smith-Diagramms gilt folgender Zusammenhang:

mit $\kappa := 0$ um die Schwellfestigkeit zu erhalten

$$\sigma_{zO} := \frac{\sigma_{zW}}{1 - \frac{(1 + \kappa) \cdot (1 - K_{z1})}{2 - K_{z1}}} \quad \sigma_{bO} := \frac{\sigma_{bW}}{1 - \frac{(1 + \kappa) \cdot (1 - K_{b1})}{2 - K_{b1}}} \quad \tau_{tO} := \frac{\tau_{tW}}{1 - \frac{(1 + \kappa) \cdot (1 - K_{t1})}{2 - K_{t1}}}$$

$$\sigma_{zSch} := \sigma_{zO} \quad \sigma_{bSch} := \sigma_{bO} \quad \tau_{tSch} := \tau_{tO}$$

$$\sigma_{zSch} = 336.336 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \sigma_{bSch} = 367.5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \tau_{tSch} = 249.9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die Schwellfestigkeit für Zug, Biegung und Torsion

Korrektur auf die Fließgrenze:

$$\tau_{tSch} = 205.9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Begrenzung der Dauerlast durch die Gestaltfestigkeit der Passfedernut

Die ertragbare Dauerbelastung wird weit unter der statisch berechneten Bruchlast liegen.
Um eine Aussage über die

$$\beta_{kt} := 1.45 \quad \text{Kerbwirkungszahl nach TB 3-10b}$$

$$R_z := 12.5 \mu\text{m} \quad \text{Rauhtiefe auf der Welle}$$

$$b_{1\sigma} := 1 - 0.22 \cdot \log\left(\frac{R_z}{\mu\text{m}}\right) \cdot \left(\log\left(\frac{R_m}{20 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}\right) - 1\right)$$

$$b_{1\tau} := 0.575 \cdot b_{1\sigma} + 0.425$$

$$b_{1\tau} = 0.946 \quad \text{Oberflächenbeiwert nach Gl. 3.16-17}$$

$$k_g := 0.93 \quad \text{Berechnungsfaktoren für den Größenbeiwert lt. TB 3-12a, b, c}$$

$$k_t := 1$$

$$k_\alpha := 0.99$$

$$b_2 := k_g \cdot k_t \cdot k_\alpha$$

$$b_2 = 0.921 \quad \text{Größenbeiwert nach Gl. 3.18}$$

$$v_{\text{Durf}} := 1.4 \quad \text{Sicherheit bei einer zeitlichen Höchstlasthäufigkeit von 50%, lt. TB 3-13}$$

$$\tau_{t\text{Dzul}} := \frac{\tau_{t\text{Sch}} \cdot b_{1\tau} \cdot b_2}{\beta_{kt} \cdot v_{\text{Durf}}} \quad \text{Die somit zulässige Dauer-Torsionsspannung}$$

$$M_{t\text{Dzul}} := \tau_{t\text{Dzul}} \cdot W_{t_Passfeder} \quad \text{Daraus ergibt sich das zulässige schwellende Dauerlastmoment}$$

$$M_{t\text{Dzul}} = 40.919 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Das zulässige Drehmoment für Dauerfestigkeit ist etwa 40Nm. Das entspricht etwa einer Tangentialkraft von 270N.

Überprüfung des Absatzes zur Kurbelwange auf Dauerfestigkeit

Der Querschnitt am Absatz wird mit dem schwellenden Torsionsmoment und der schwellenden Biegung belastet.

$$M_{bD} := 20\text{N}\cdot\text{m} \quad 270\text{ N mal Hebelsarm } a$$

$$\sigma_b := \frac{M_{bD}}{W_{y_Absatz}} \quad \sigma_b = 35.535 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{Biegespannung an der Kerbe}$$

$$M_{tD} := 41\text{N}\cdot\text{m} \quad \text{zul. Dauerschwellmoment laut vorherigem Abschnitt}$$

$$\tau_t := \frac{M_{tD}}{W_{t_Absatz}} \quad \tau_t = 36.424 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{Torsionsspannung an der Kerbe}$$

$$\sigma_v := \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau_t^2} \quad \text{Vergleichsspannung nach Gestaltänderungsenergiehypothese Roloff/Matek Gl. 3.6 Der Faktor alpha wird nicht eingeführt, da die Belastung in beiden Richtungen schwellend ist.}$$

$$\sigma_v = 72.407 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\frac{D}{d} = 1.667 \quad \text{nötige geometrische Größen zum Nachschlagen in den Diagrammen TB 3-10a}$$

$$c_b := 0.95$$

$$\frac{R}{d} = 0.167$$

$$\beta_{k20} := 1.35$$

$$\beta_{kb} := 1 + c_b \cdot (\beta_{k20} - 1)$$

$$\beta_{kb} = 1.333 \quad \text{Kerbwirkungszahlen nach TB 3-10a}$$

$$R_z := 12.5\mu\text{m} \quad \text{Rauhtiefe auf der Welle}$$

$$b_{1\sigma} := 1 - 0.22 \cdot \log\left(\frac{R_z}{\mu\text{m}}\right) \cdot \left(\log\left(\frac{R_m}{20 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}\right) - 1\right)$$

$$b_{1\tau} := 0.575 \cdot b_{1\sigma} + 0.425$$

$$b_{1\sigma} = 0.906 \quad \text{Oberflächenbeiwerte nach Gl. 3.16-17}$$

$k_g := 0.93$ Berechnungsfaktoren für den Größenbeiwert lt. TB 3-12a, b, c

$k_t := 1$

$k_\alpha := 0.99$

$b_2 := k_g \cdot k_t \cdot k_\alpha$

$b_2 = 0.921$ Größenbeiwert nach Gl. 3.18

$v_D := \frac{\sigma_{bSch} \cdot b_1 \cdot \sigma \cdot b_2}{\beta_{kb} \cdot \sigma_v}$ die vorhandene Sicherheit gegen Dauerbruch

$v_D = 3.178$

Die Sicherheit ist mit größer als 1,5 (für 50% Höchstlast und wechselnder Beanspruchung lt. TB 3-13) ausreichend.

Berechnung der Lötverbindung

Die Verbindung der Welle mit der Kurbelwange erfolgt über eine Hartlötung. Die Lötung muss auf Schubspannung im Lot und auf die Flächenpressung durch die exzentrisch wirkende Beinkraft wie in einer Steckverbindung überprüft werden.

$$b := 12\text{mm}$$

$$d := 24\text{mm}$$

$$M_t := 87.5\text{N}\cdot\text{m}$$

$$M_b := 60\text{N}\cdot\text{m}$$

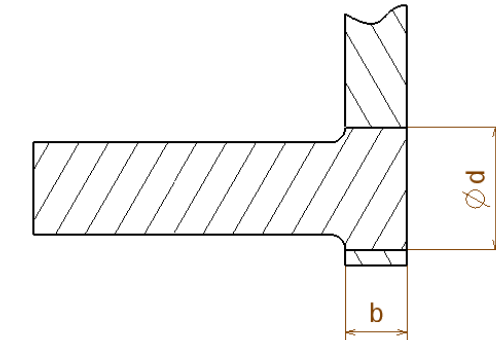
$$F_{\text{Quer}} := F_{\text{Bein}}$$

$$p_1 := \frac{M_b}{d \cdot \frac{b^2}{6}}$$

$$p_2 := \frac{F_{\text{Quer}}}{d \cdot b}$$

$$p_{\text{max}} := p_1 + p_2$$

$$p_{\text{max}} = 106.192 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$



Berechnung der größten Pressung im Lötspalt durch Biegemoment (bei Lastfall 2 der Kurbelwange am größten)

und Querkraft 19.9 Roloff/Matek

kleiner als die Zulässige Zugspannung von 200N/mm²

$$\tau_L := \frac{2 \cdot M_t}{\pi \cdot d^2 \cdot b}$$

Berechnung der Schubspannung im Lötspalt 5.4 Roloff/Matek

$$\tau_L = 8.059 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

kleiner als die zulässige Schubspannung von 100N/mm²

Berechnung der Kurbelwange

Der höchstbelastete Querschnitt ist direkt an der Kröpfung. Das Torsionsmoment wird wegen der möglichen Seitenkräfte auf die Orthese, wie schon zuvor erläutert, erhöht angenommen. Rechnung unter der Annahme, dass die Lötverbindung die gleichen Materialeigenschaften wie das Grundmaterial hat, was nicht zutrifft. In der Skizze zeigt die x-Achse nach rechts, die y-Achse nach oben.

$$M_{bx} := 87.5\text{N}\cdot\text{m}$$

$$M_{by} := 7.5\text{N}\cdot\text{m}$$

$$M_t := 53\text{N}\cdot\text{m}$$

$h := 35\text{mm}$ Rechteckquerschnitt:

$$b := 12\text{mm}$$

$$I_x := \frac{b \cdot h^3}{12}$$

$$r := \frac{h}{2} \quad \text{Randfaserabstand}$$

$$W_x := \frac{I_x}{r} \quad \text{Widerstandsmoment}$$

$$\sigma_{bx} := \frac{M_{bx}}{W_x}$$

$$\boxed{\sigma_{bx} = 35.714 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} \quad \text{Biegespannung in der Randfaser auf der kürzeren Seite}$$

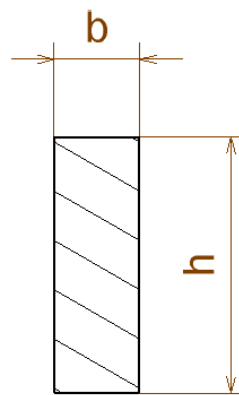
$$I_y := \frac{b^3 \cdot h}{12}$$

$$r := \frac{b}{2} \quad \text{Randfaserabstand}$$

$$W_y := \frac{I_y}{r} \quad \text{Widerstandsmoment}$$

$$\sigma_{by} := \frac{M_{by}}{W_y}$$

$$\boxed{\sigma_{by} = 8.929 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} \quad \text{Biegespannung in der Randfaser auf der längeren Seite}$$



$$\frac{h}{b} = 2.917 \quad \text{Seitenverhältnis}$$

$$c_1 := 0.801 \quad \text{Beiwerte zur Berechnung des Torsionswiderstandsmomentes (Steger Band 2, S. 46)}$$

$$c_3 := 0.7533$$

$$W_t := c_1 \cdot b^3 \quad \text{Torsionswiderstandsmoment}$$

$$\tau_{tmax} := \frac{M_t}{W_t}$$

$$\tau_{tmax} = 38.291 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{maximale Schubspannung in der Mitte der längeren Seite, die Biegespannung ist hier Null.}$$

$$\tau_t := c_3 \cdot \tau_{tmax}$$

$$\tau_t = 28.845 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{Schubspannung in der Mitte der kurzen Seiten, also der Stelle mit der maximalen Biegespannung, hier ist die Berechnung der Vergleichsspannung nötig.}$$

$$\sigma_v := \sqrt{\sigma_{by}^2 + 3 \cdot \tau_{tmax}^2} \quad \text{Vergleichsspannung nach Mises für die Mitte der langen Seite}$$

$$\sigma_v = 66.921 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{Für diese Belastung ist St37 ausreichend. Und kann mit Sicherheit 1.9 auch noch entlang der Kurbelwange, wo das Biegemoment linear abnimmt, erleichtert werden.}$$

$$\sigma_v := \sqrt{\sigma_{bx}^2 + 3 \cdot \tau_t^2} \quad \text{Vergleichsspannung nach Mises für die Mitte der kurzen Seite}$$

$$\sigma_v = 61.413 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{Die Belastung an dieser Stelle ist kleiner.}$$

Oberhalb der Lötstelle wird der Querschnitt der Kurbelwange verringert. Die Schwächung beginnt zwar erst 10mm oberhalb des Kurbelzapfenmittelpunktes, es wird trotzdem mit vollem Moment gerechnet.

$h := 20\text{mm}$ Rechteckquerschnitt:

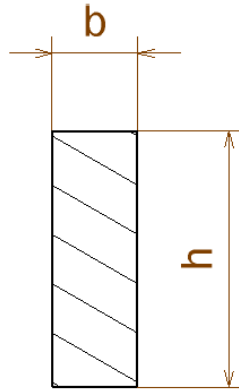
$b := 12\text{mm}$

$$I_x := \frac{b \cdot h^3}{12}$$

$r := \frac{h}{2}$ Randfaserabstand

$W_x := \frac{I_x}{r}$ Widerstandsmoment

$$\sigma_{bx} := \frac{M_{bx}}{W_x}$$



$\sigma_{bx} = 109.375 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Biegespannung in der Randfaser auf der kürzeren Seite
--	---

$$I_y := \frac{b^3 \cdot h}{12}$$

$r := \frac{b}{2}$ Randfaserabstand

$W_y := \frac{I_y}{r}$ Widerstandsmoment

$$\sigma_{by} := \frac{M_{by}}{W_y}$$

$\sigma_{by} = 15.625 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Biegespannung in der Randfaser auf der längeren Seite
---	---

$\frac{h}{b} = 1.667$ Seitenverhältnis

$c_1 := 0.801$ Beiwerte zur Berechnung des Torsionswiderstandsmomentes (Steger)

$c_3 := 0.7533$

$W_t := c_1 \cdot b^3$ Torsionswiderstandsmoment

$$\tau_{tmax} := \frac{M_t}{W_t}$$

$$\tau_{tmax} = 38.291 \frac{N}{mm^2}$$

maximale Schubspannung in der Mitte der längeren Seite, die Biegespannung ist hier Null.

$$\tau_t := c_3 \cdot \tau_{tmax}$$

$$\tau_t = 28.845 \frac{N}{mm^2}$$

Schubspannung in der Mitte der kurzen Seiten, also der Stelle mit der maximalen Biegespannung, hier ist die Berechnung der Vergleichsspannung nötig.

$$\sigma_v := \sqrt{\sigma_{by}^2 + 3 \cdot \tau_{tmax}^2}$$

Vergleichsspannung nach Mises für die Mitte der langen Seite

$$\sigma_v = 68.138 \frac{N}{mm^2}$$

Für diese Belastung ist St37 ausreichend.

$$\sigma_v := \sqrt{\sigma_{bx}^2 + 3 \cdot \tau_t^2}$$

Vergleichsspannung nach Mises für die Mitte der kurzen Seite

$$\sigma_v = 120.245 \frac{N}{mm^2}$$

Für diese Belastung ist St37 ausreichend. Sicherheit 2

Lastfall 2:

$$M_{by} := 60N \cdot m$$

$h := 20mm$ Rechteckquerschnitt:

$$b := 12mm$$

$$I_y := \frac{b^3 \cdot h}{12}$$

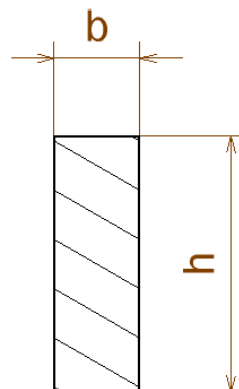
$$r := \frac{b}{2}$$

Randfaserabstand

$$W_y := \frac{I_y}{r}$$

Widerstandsmoment

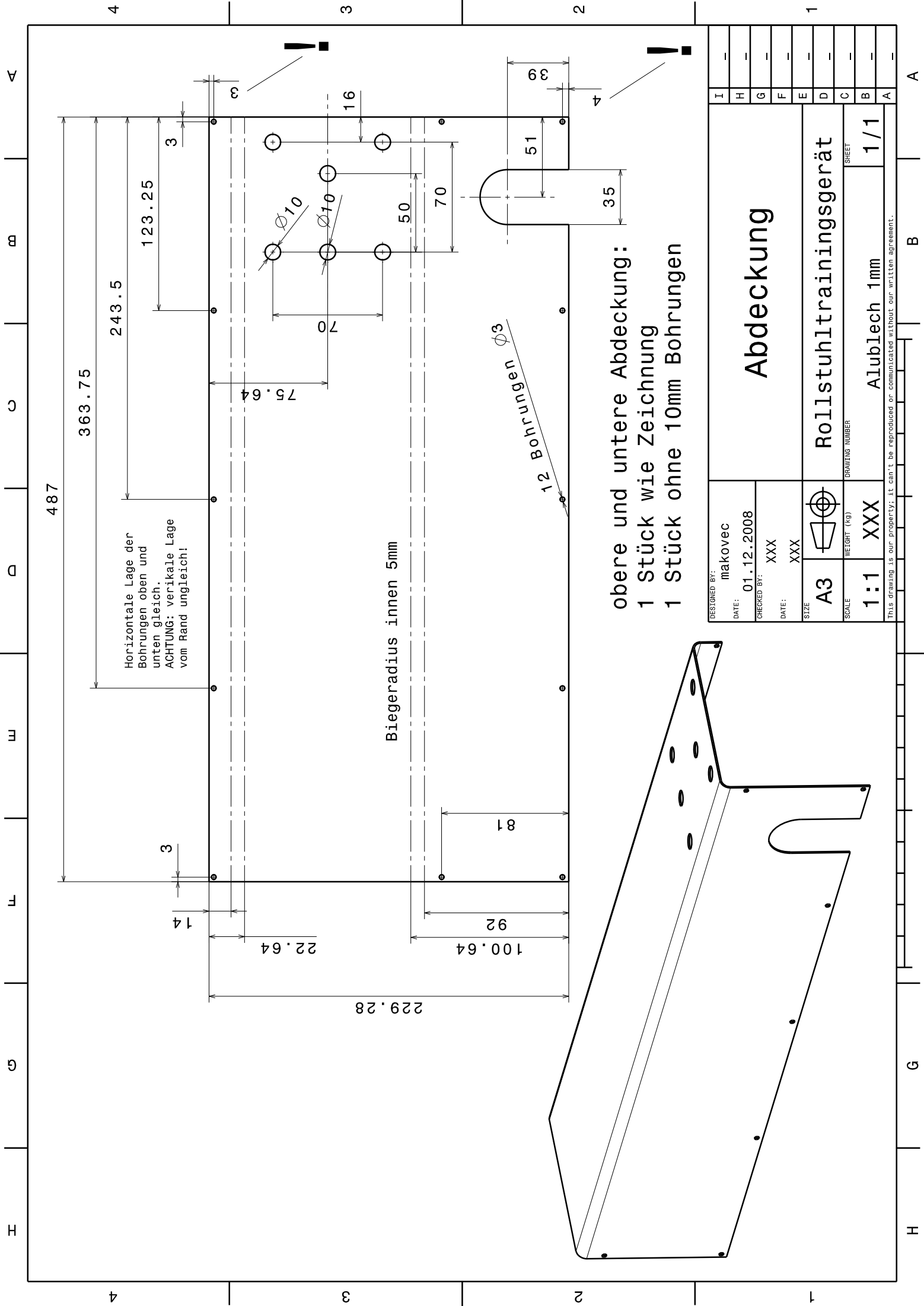
$$\sigma_{by} := \frac{M_{by}}{W_y}$$



$$\sigma_{by} = 125 \frac{N}{mm^2}$$

Biegespannung in der Randfaser auf der längeren Seite. Die Sicherheit bei St37 beträgt 1.9

A.3 Werkstattzeichnungen



487

363.75

243.5

123.25

Horizontale Lage der Bohrungen oben und unten gleich.
 ACHTUNG: vertikale Lage vom Rand ungleich!

22.64

100.64

229.28

Biegeradius innen 5mm

92

81

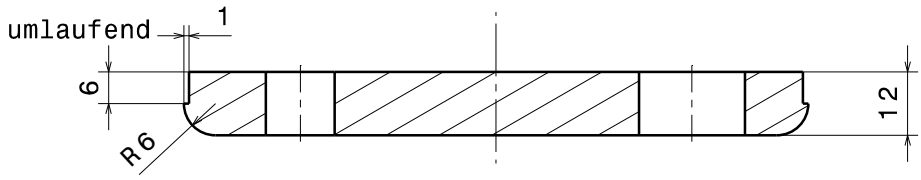
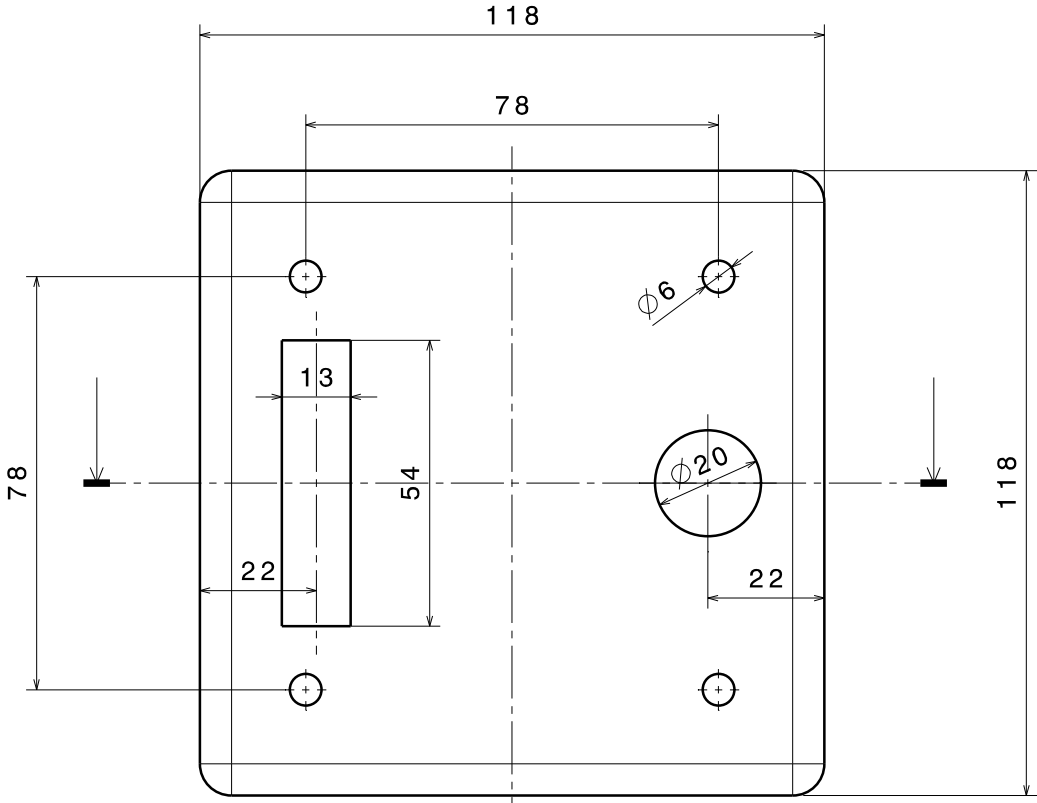
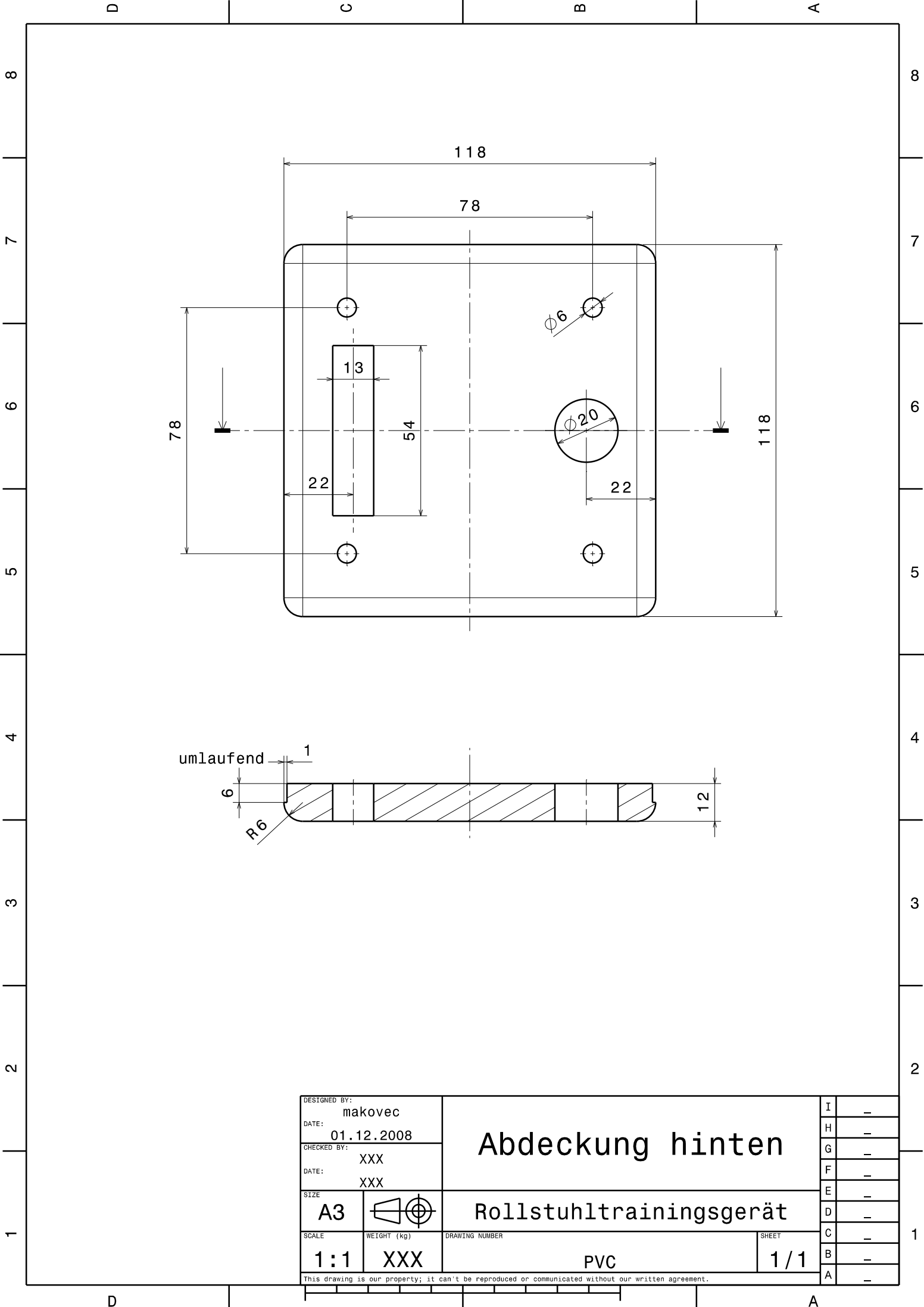
12 Bohrungen $\varnothing 3$

51

35

obere und untere Abdeckung:
 1 Stück wie Zeichnung
 1 Stück ohne 10mm Bohrungen

I	-	<h1 style="text-align: center;">Abdeckung</h1>
H	-	
G	-	
F	-	
E	-	
D	-	
C	-	
B	-	
A	-	
A	-	
DESIGNED BY: makovec DATE: 01.12.2008 CHECKED BY: XXX DATE: XXX SIZE: A3 SCALE: 1:1 WEIGHT (kg): XXX		Rollstuhltrainingsgerät DRAWING NUMBER: Alublech 1mm SHEET: 1/1
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.		



DESIGNED BY: makovec		Abdeckung hinten		I	-
DATE: 01.12.2008				H	-
CHECKED BY: XXX		Rollstuhltrainingsgerät		G	-
DATE: XXX				F	-
SIZE A3				E	-
SCALE 1:1	WEIGHT (kg) XXX	DRAWING NUMBER PVC	SHEET 1/1	D	-
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.				C	-
				B	-
				A	-

D

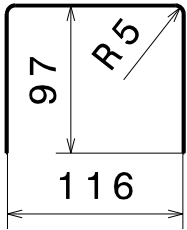
C

B

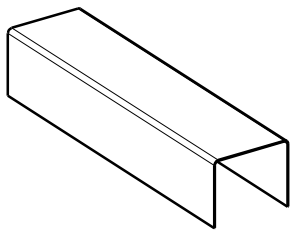
A

307.28

Abwicklung
Maßstab: 1:2,5
Blechdicke 1mm



Innenmaße
Maßstab: 1:5



8.64

92

106

487

4

4

3

3

2

2

DESIGNED BY:
makovec
DATE:
29.09.2008
CHECKED BY:
XXX
DATE:
XXX

Abdeckung oben

I	—
H	—
G	—
F	—
E	—
D	—
C	—
B	—
A	—

SIZE
A4

Rollstuhltrainingsgerät

SCALE
1:1

WEIGHT (kg)
XXX

DRAWING NUMBER
XXX

SHEET
1 / 1

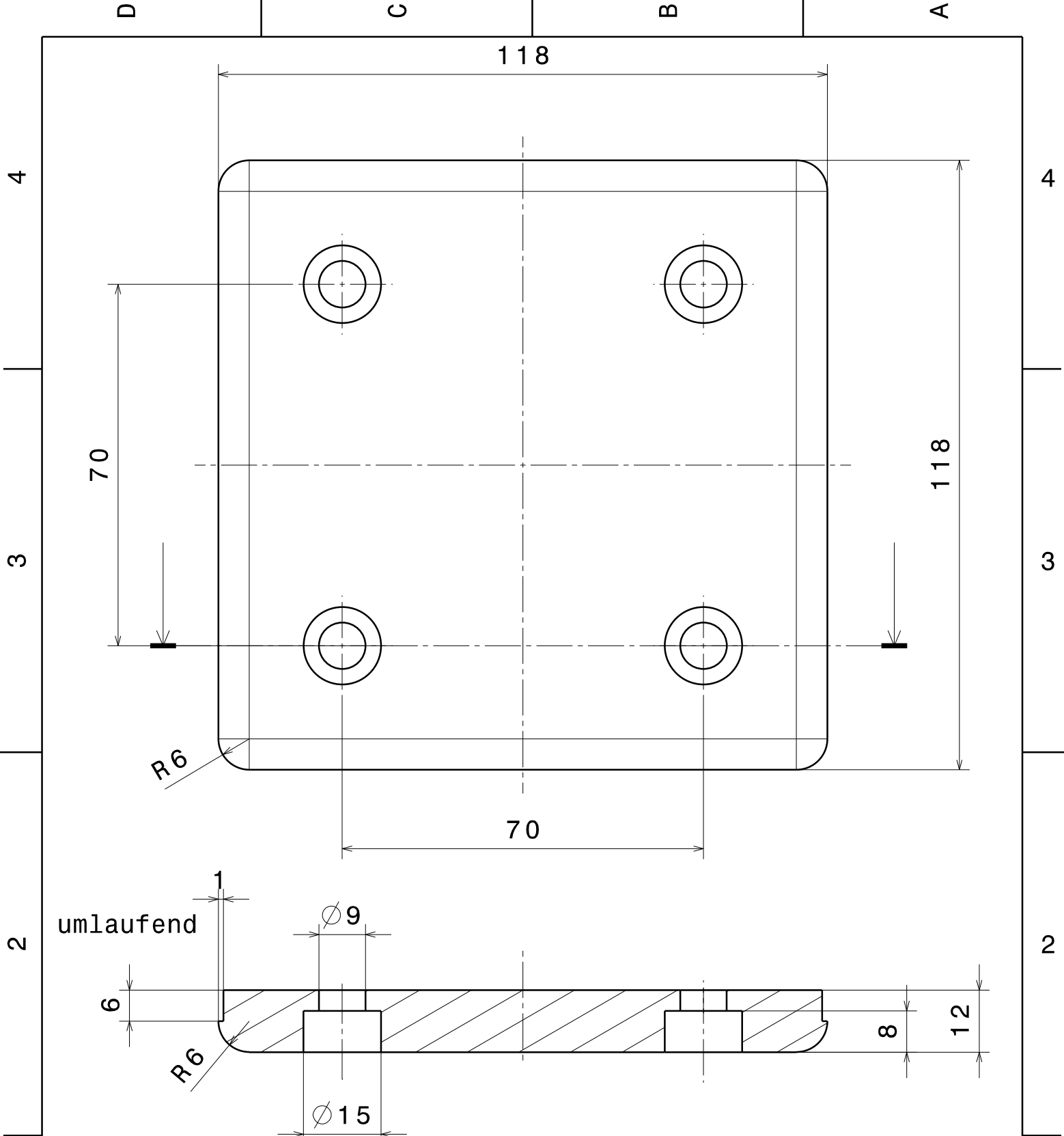
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

1

1



DESIGNED BY:
makovec

DATE:
29.09.2008

CHECKED BY:
XXX

DATE:
XXX

SIZE
A4

SCALE
1:1

WEIGHT (kg)
XXX

Abdeckung vorne

Rollstuhltrainingsgerät

DRAWING NUMBER
XXX

SHEET
1 / 1

I	—
H	—
G	—
F	—
E	—
D	—
C	—
B	—
A	—

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

C

B

A

4

4

3

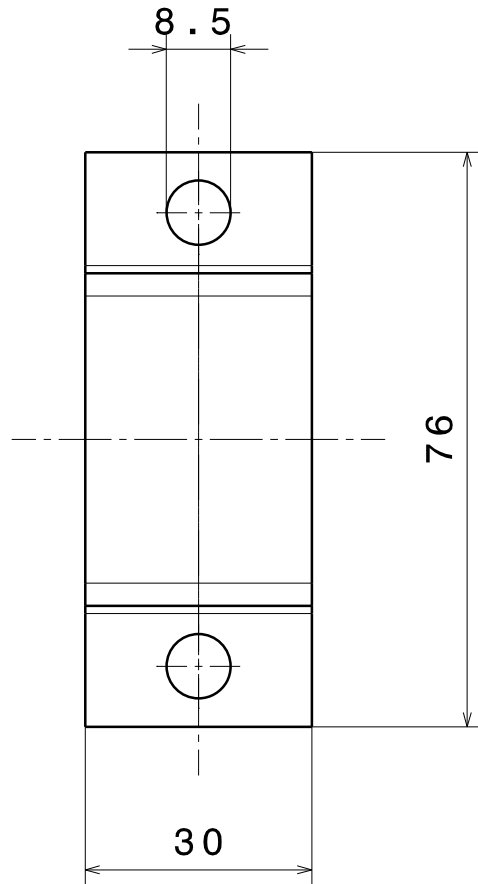
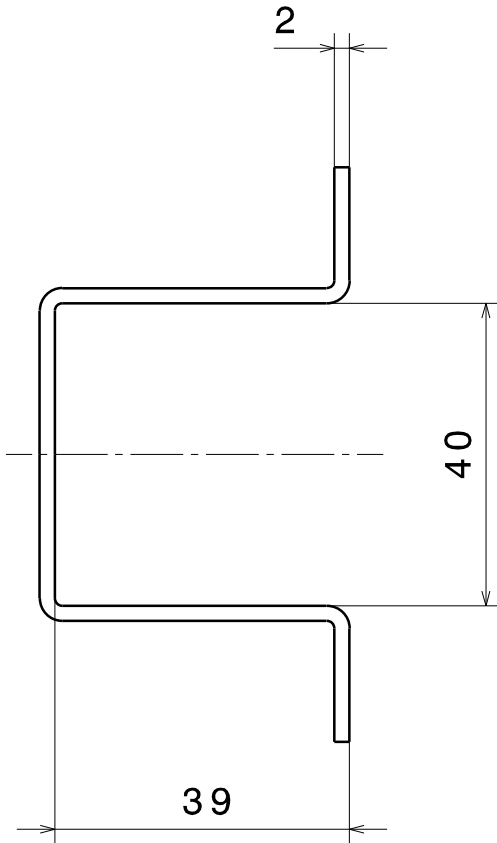
3

2

2

1

1



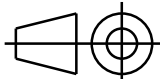
Biegeradien passend oder kleiner
als das zu klemmende Formrohr.

DESIGNED BY:
Makovec
DATE:
11.08.2008
CHECKED BY:
XXX
DATE:
XXX

Haltebügel

I	—
H	—
G	—
F	—
E	—
D	—
C	—
B	—
A	—

SIZE
A4



Rollstuhltrainingsgerät

SCALE
1:1

WEIGHT (kg)
XXX

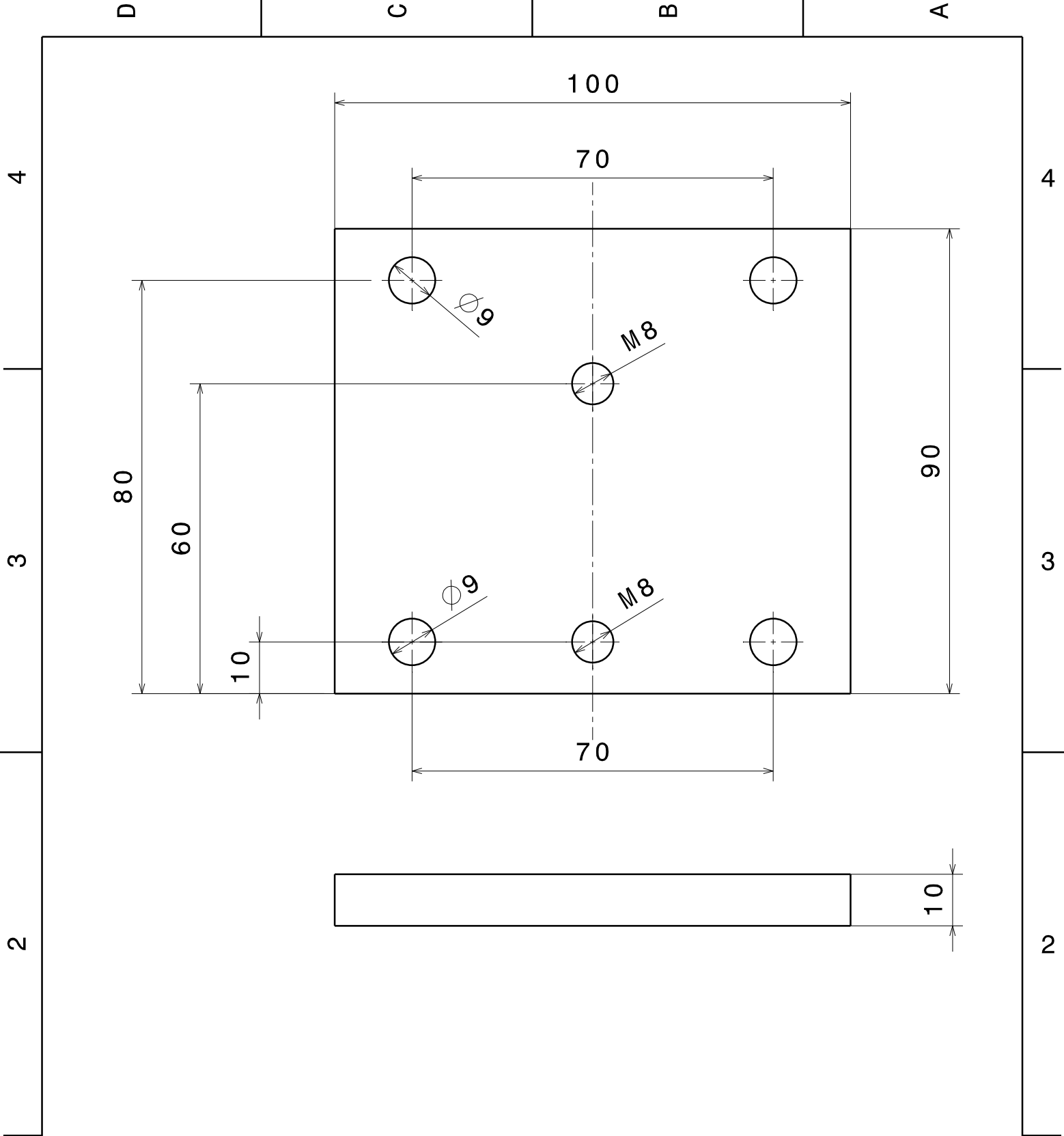
DRAWING NUMBER
XXX

SHEET
1 / 1

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

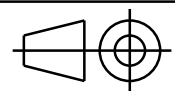
A



DESIGNED BY:
makovec
DATE:
01.12.2008

CHECKED BY:
XXX
DATE:
XXX

SIZE
A4



Getriebe- unterlegsplatte

Rollstuhltrainingsgerät

SCALE
1:1

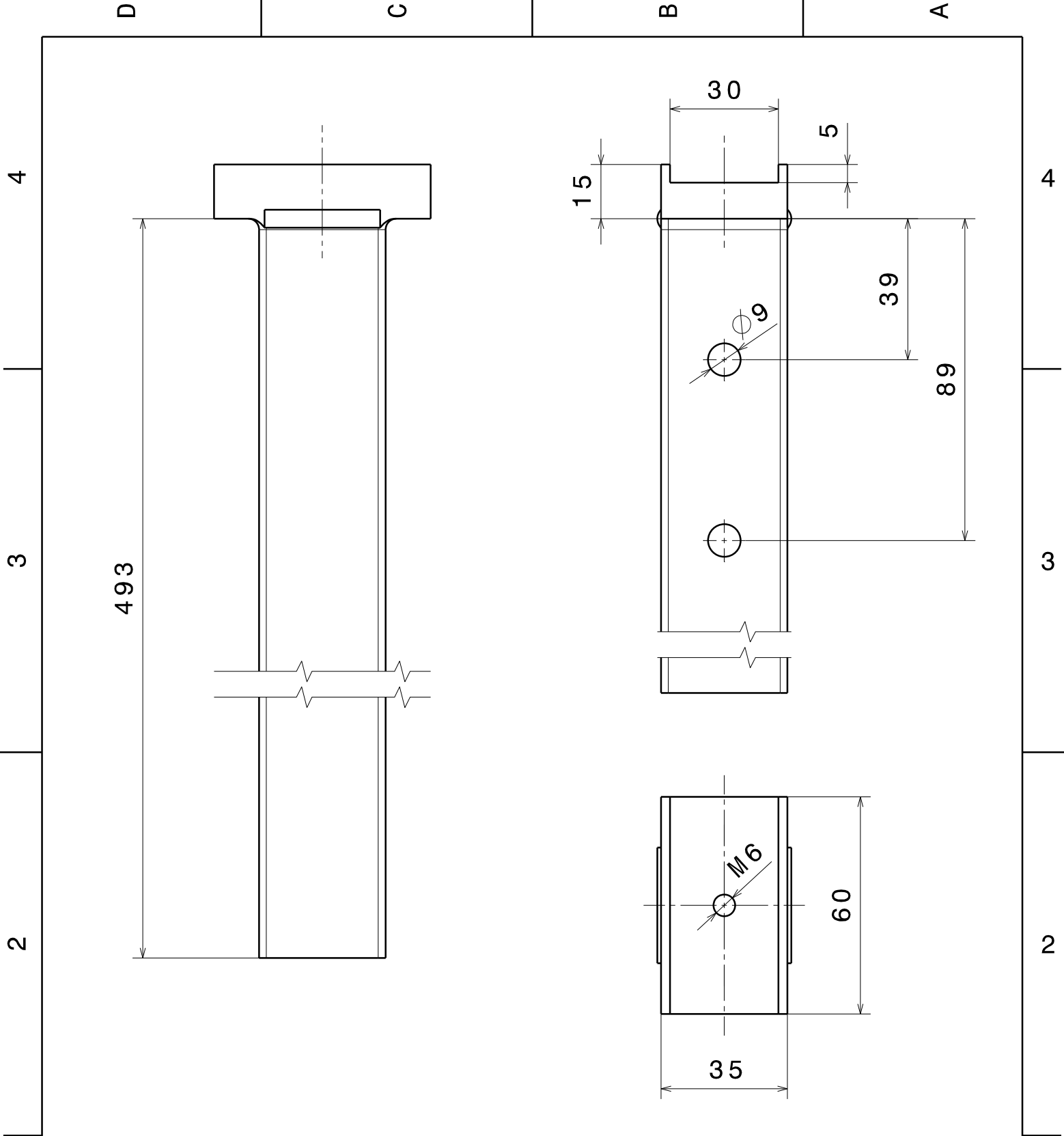
WEIGHT (kg)
XXX

DRAWING NUMBER
XXX

SHEET
1/1

I	—
H	—
G	—
F	—
E	—
D	—
C	—
B	—
A	—

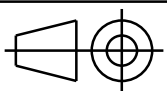
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.



DESIGNED BY:
makovec
DATE:
03.12.2008

CHECKED BY:
XXX
DATE:
XXX

SIZE
A4



Getrieberohr

Rollstuhltrainingsgerät

SCALE
1:1

WEIGHT (kg)
XXX

DRAWING NUMBER
1.4301

SHEET
1/1

I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

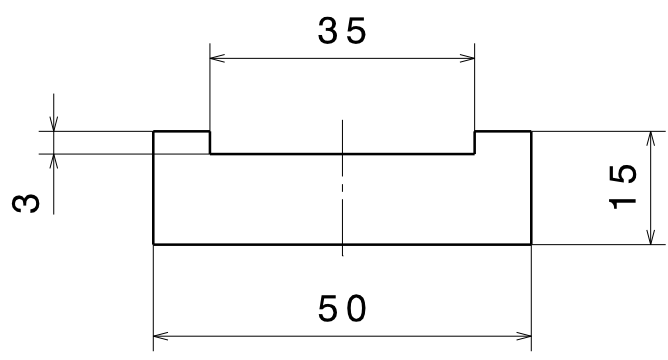
C

B

A

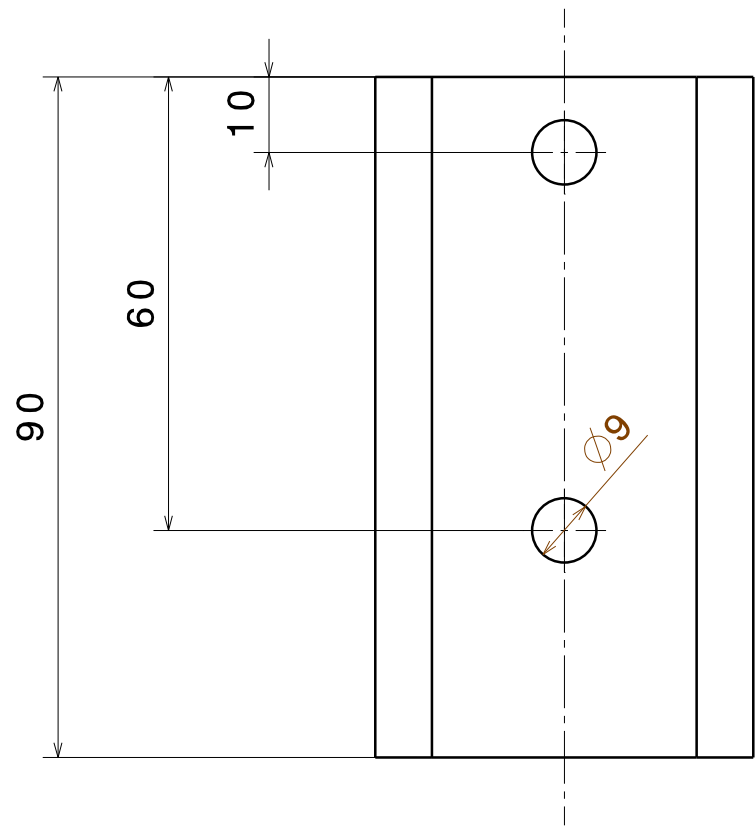
4

4



3

3



2

2

DESIGNED BY:
makovec
DATE:
03.12.2008
CHECKED BY:
XXX
DATE:
XXX

Getrieberohrhalter

I	—
H	—
G	—
F	—
E	—
D	—
C	—
B	—
A	—

SIZE
A4

Rollstuhltrainingsgerät

SCALE
1:1

WEIGHT (kg)
XXX

DRAWING NUMBER
Alu

SHEET
1 / 1

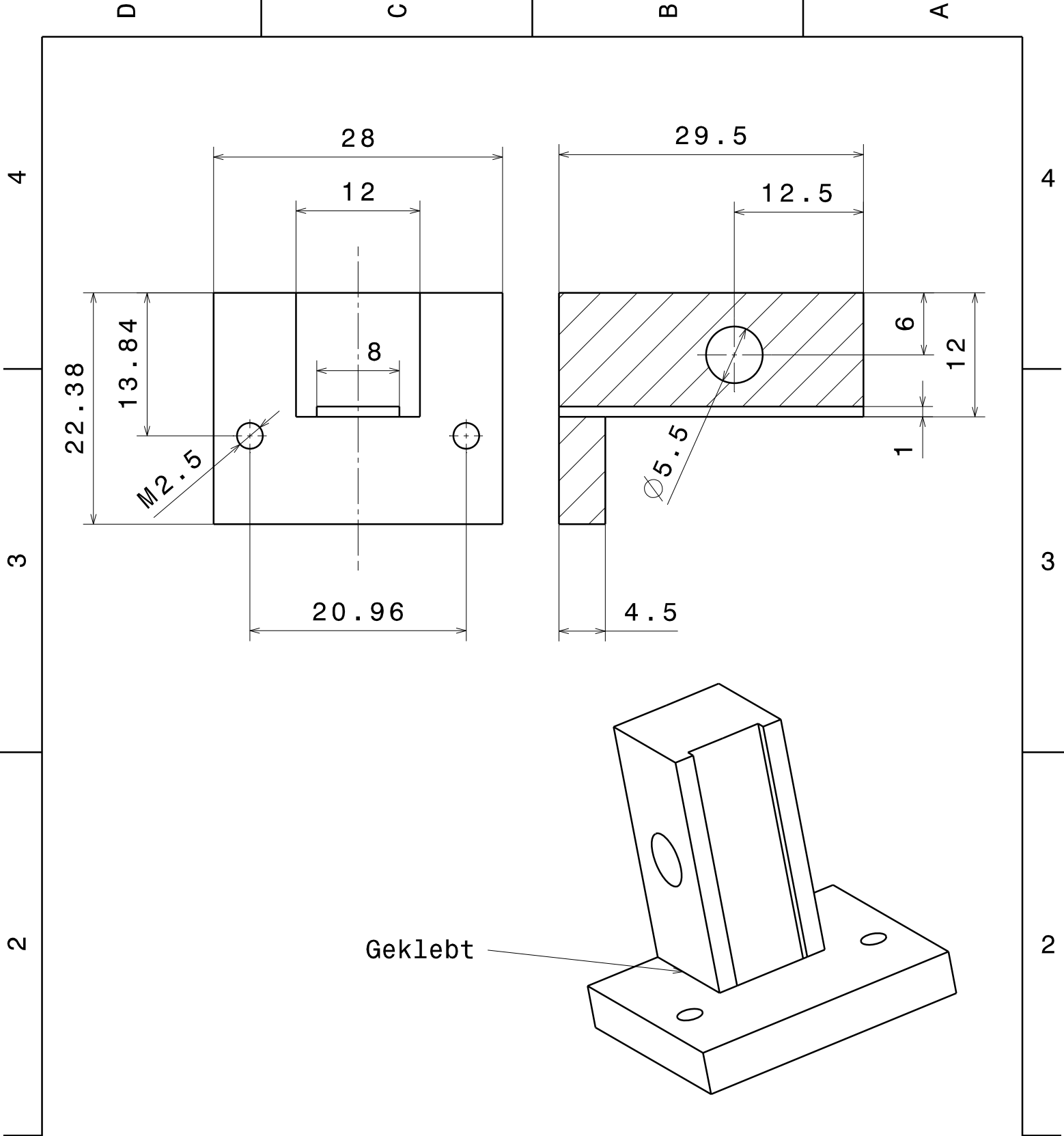
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

1

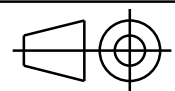
1



DESIGNED BY:
Makovec
DATE:
13.08.2008

CHECKED BY:
XXX
DATE:
XXX

SIZE
A4



Inkrementalgeber Halteung

Rollstuhltrainingsgerät

SCALE
1:1

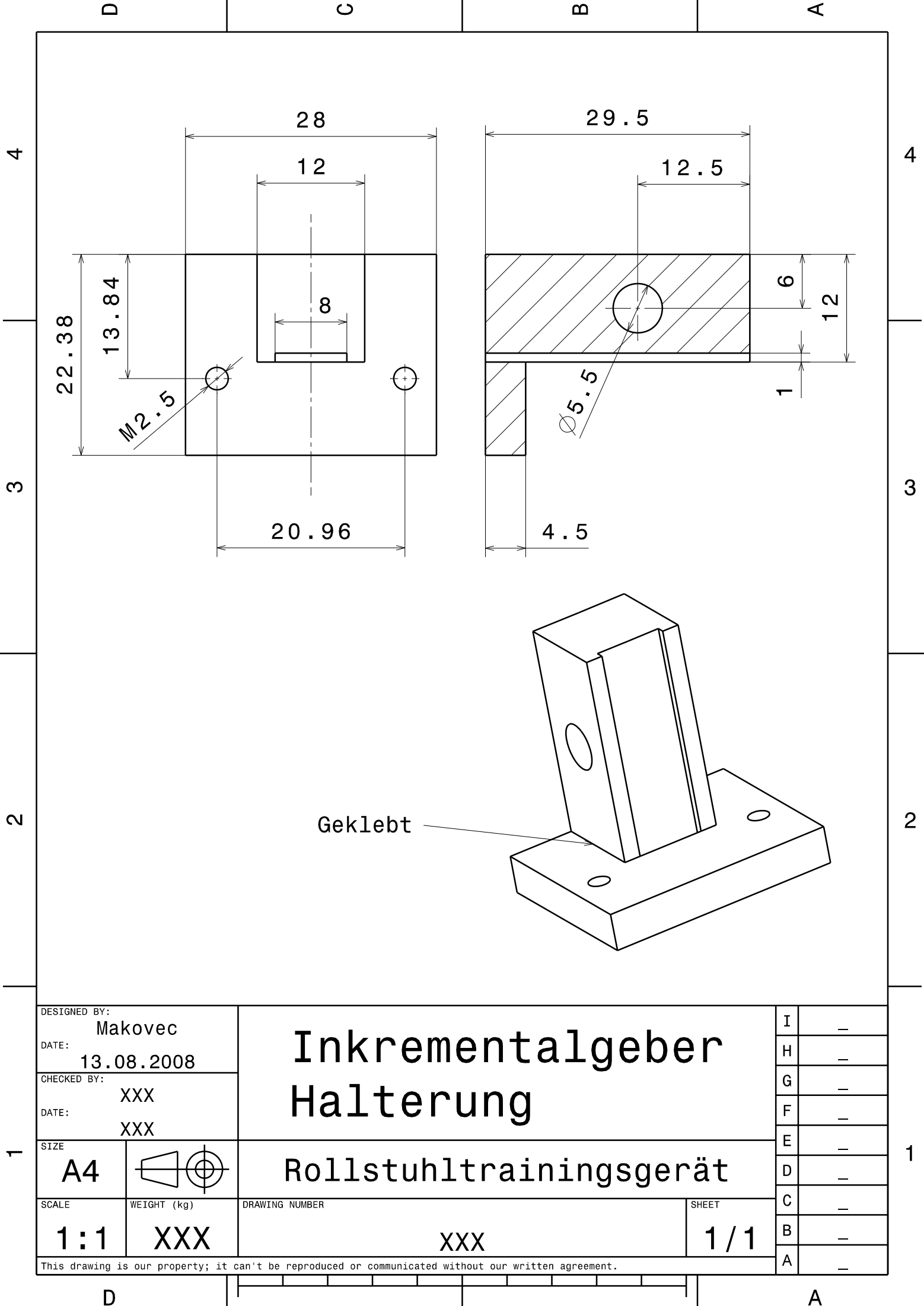
WEIGHT (kg)
XXX

DRAWING NUMBER
XXX

SHEET
1/1

I	—
H	—
G	—
F	—
E	—
D	—
C	—
B	—
A	—

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.



D

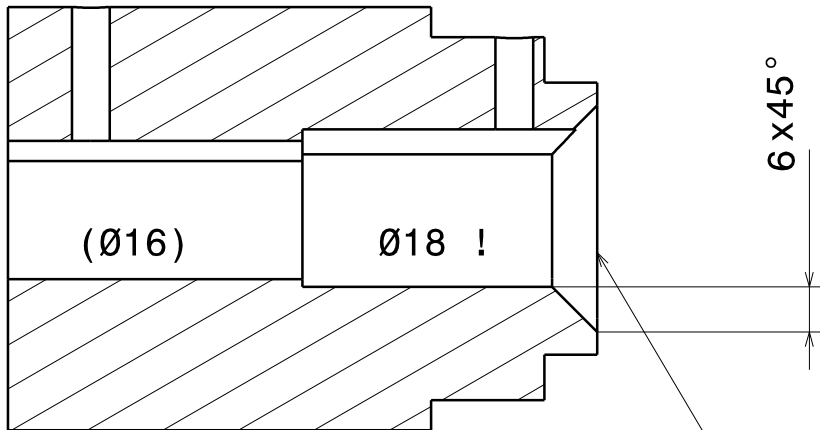
C

B

A

4

4



(Ø16)

Ø18 !

6 x 45°

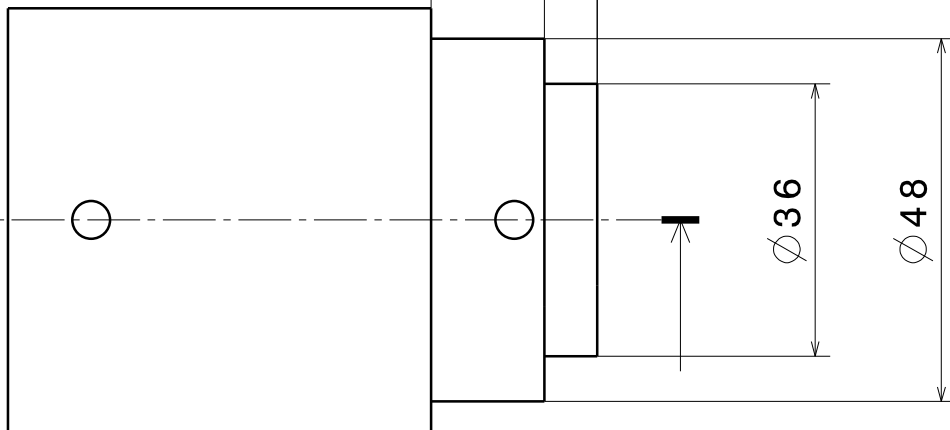
3

3

22

7

Fase passend zu Strichscheibe



Ø 36

Ø 48

2

2

DESIGNED BY:
Makovec

DATE:
10.06.2008

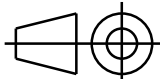
CHECKED BY:
XXX

DATE:
XXX

Kupp lung

I	—
H	—
G	—
F	—
E	—
D	—
C	—
B	—
A	—

SIZE
A4



Rollstuhltrainingsgerät

SCALE
1:1

WEIGHT (kg)
XXX

DRAWING NUMBER
XXX

SHEET
1 / 1

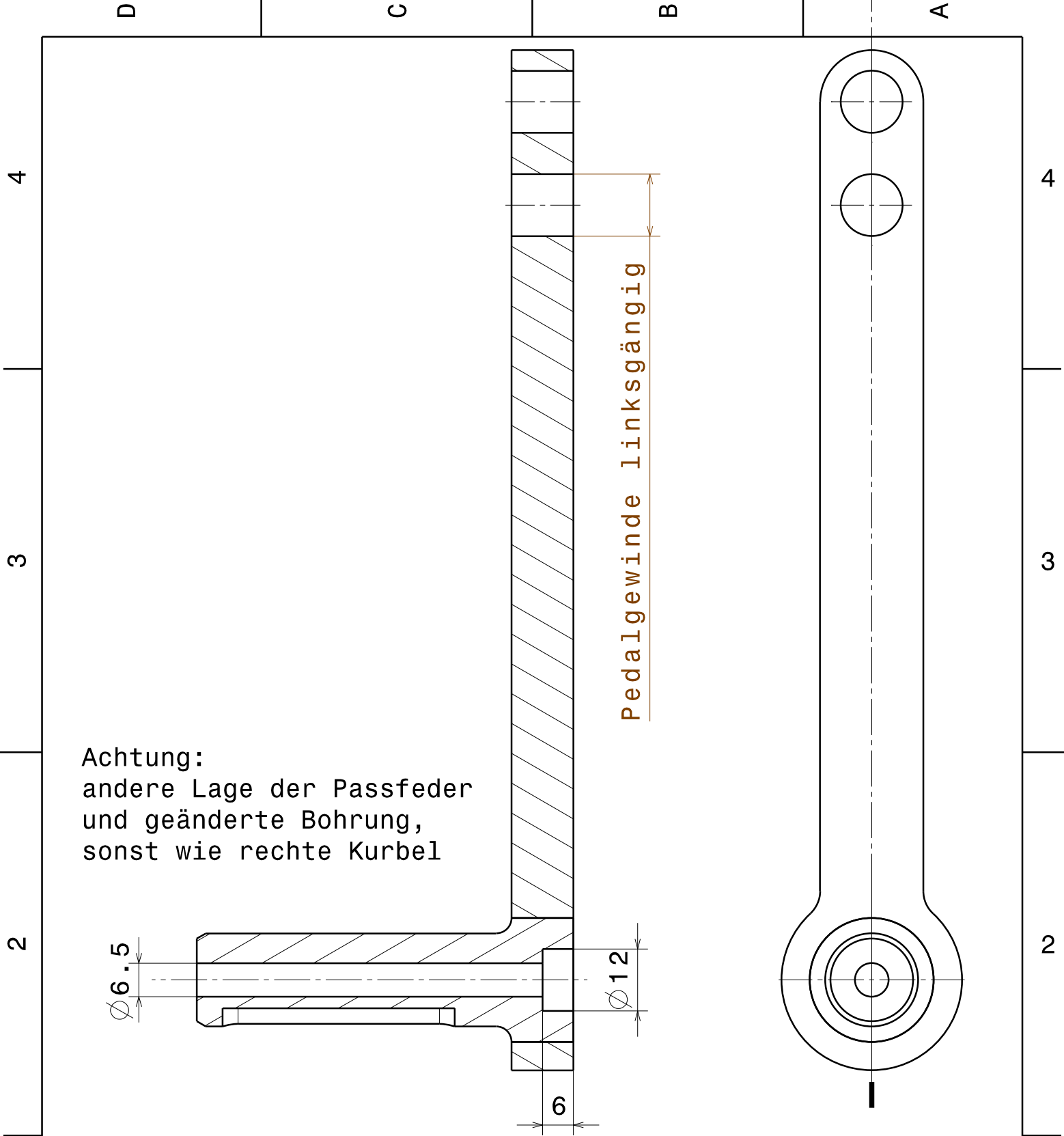
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

1

1



Achtung:
andere Lage der Passfeder
und geänderte Bohrung,
sonst wie rechte Kurbel

DESIGNED BY: makovec
DATE: 02.12.2008
CHECKED BY: XXX
DATE: XXX
SIZE A4
SCALE 1:1
WEIGHT (kg) XXX

Kurbel links		I	—
		H	—
Rollstuhltrainingsgerät		G	—
		F	—
St52/St37		E	—
		D	—
1 / 1		C	—
		B	—
DRAWING NUMBER		A	—

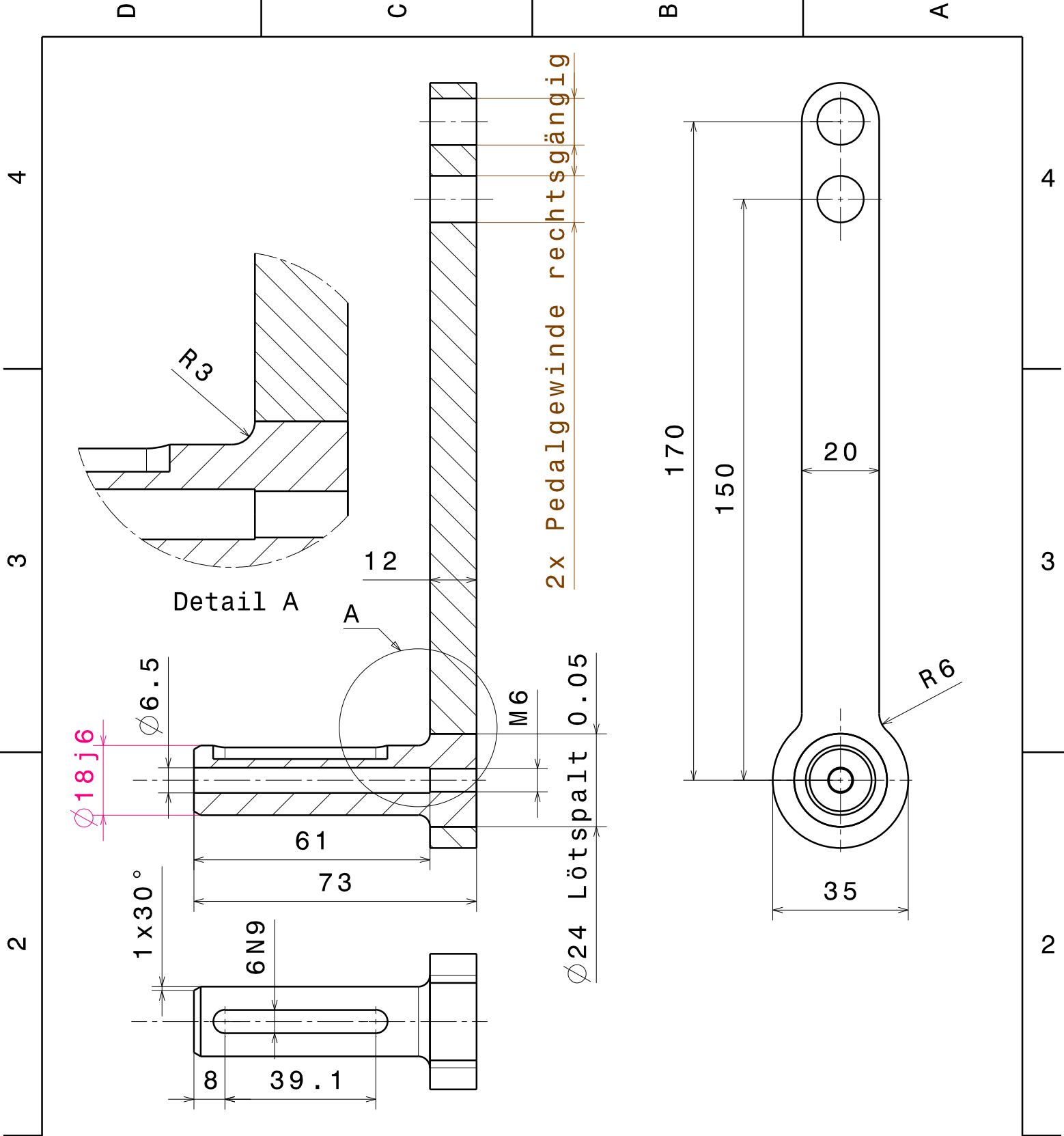
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

1

1

D

A

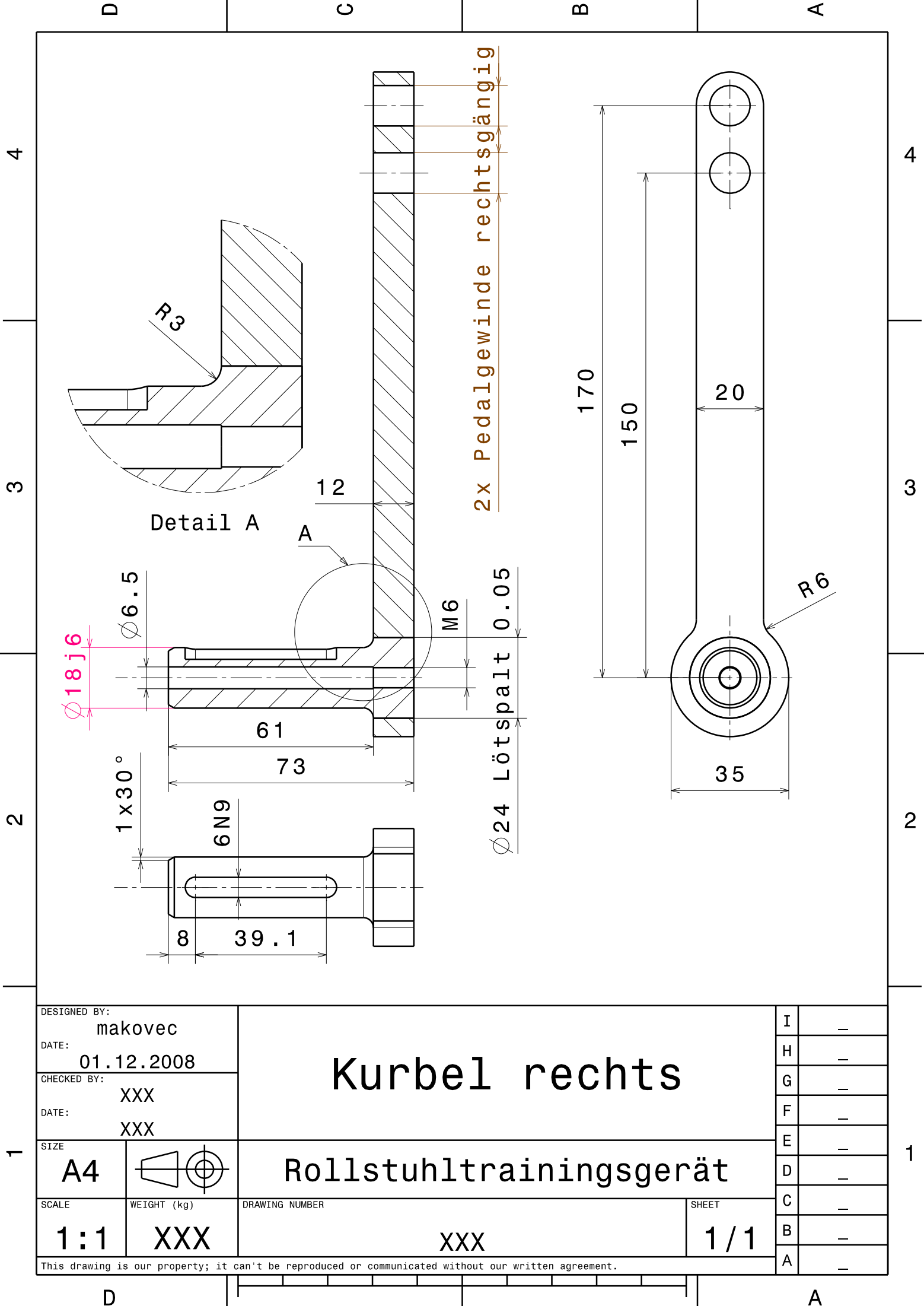


DESIGNED BY: makovec
DATE: 01.12.2008
CHECKED BY: XXX
DATE: XXX
SIZE A4
SCALE 1:1
WEIGHT (kg) XXX

<h1>Kurbel rechts</h1>	
DRAWING NUMBER XXX	
SHEET 1/1	

I	—
H	—
G	—
F	—
E	—
D	—
C	—
B	—
A	—

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.



D

C

B

A

320

Ca. R10

4

4

3

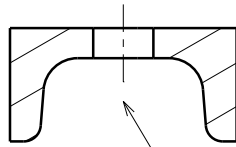
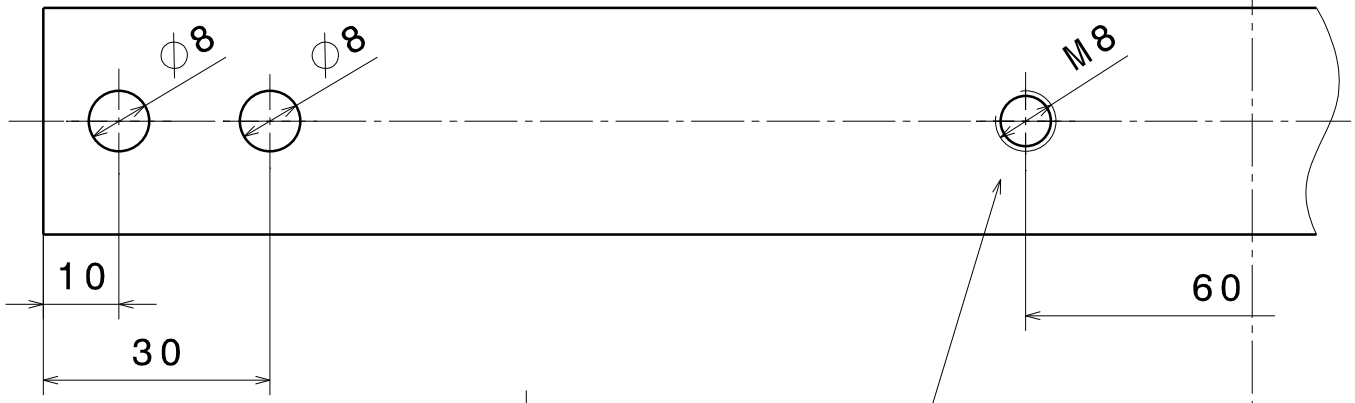
3

2

2

1

1

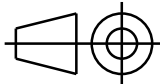


M8 Gewinde oder Durchgangslöcher
und M8 Muttern an der Unterseite
(Pfeil) des Profils angeschweißt.

DESIGNED BY:
Makovec
DATE:
11.08.2008

CHECKED BY:
XXX
DATE:
XXX

SIZE
A4



SCALE
1:1

WEIGHT (kg)
XXX

Mittenträger

Rollstuhltrainingsgerät

DRAWING NUMBER
XXX

SHEET
1 / 1

I	—
H	—
G	—
F	—
E	—
D	—
C	—
B	—
A	—

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

D

C

B

A

4

4

3

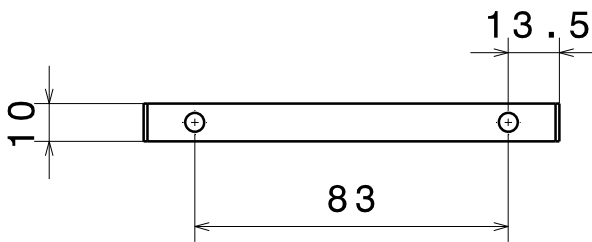
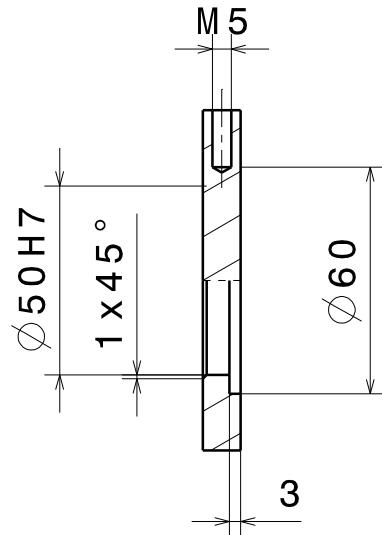
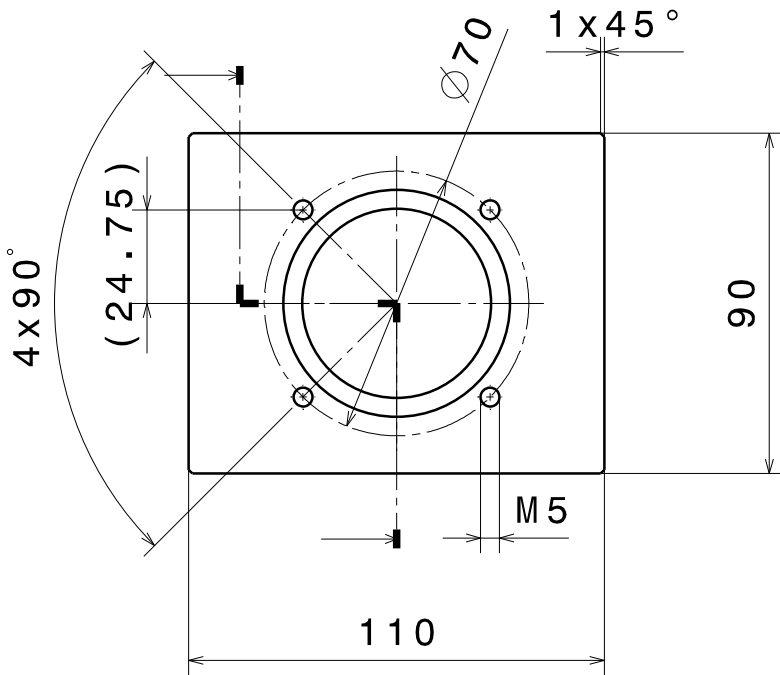
3

2

2

1

1

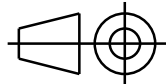


DESIGNED BY:
makovec
DATE:
04.11.2008
CHECKED BY:
XXX
DATE:
XXX

Motorträger

I	—
H	—
G	—
F	—
E	—
D	—
C	—
B	—
A	—

SIZE
A4



Rollstuhltrainingsgerät

SCALE
1:1

WEIGHT (kg)
XXX

DRAWING NUMBER
XXX

SHEET
1/1

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

D

C

B

A

4

4

3

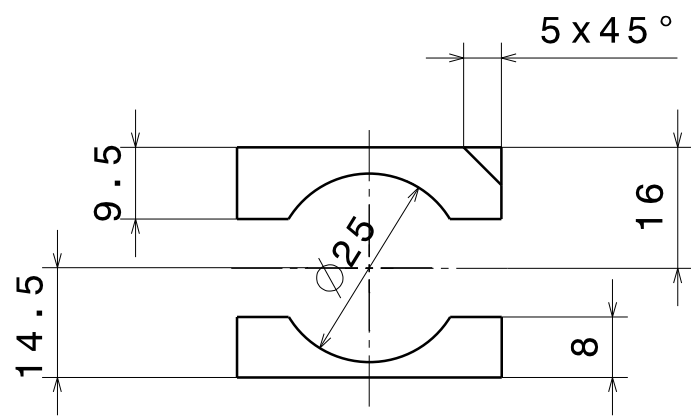
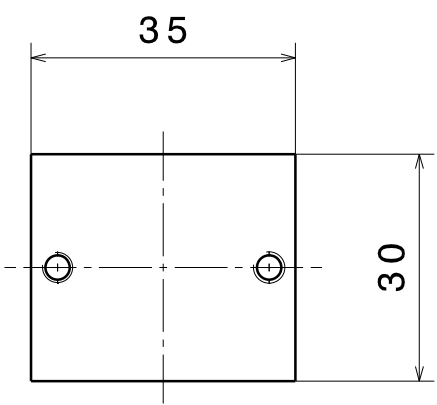
3

2

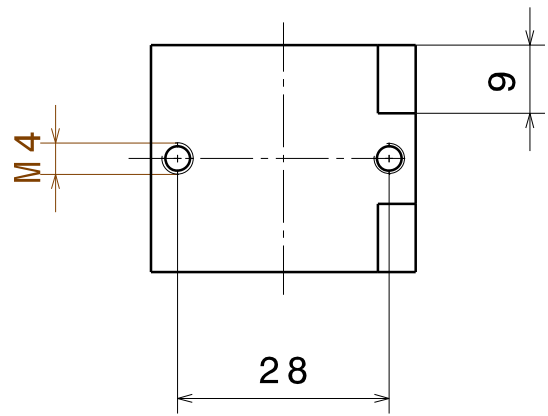
2

1

1



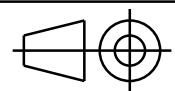
Bohrung in Ober-
und Unterteil ge=
meinsam fertigen,
dann trennen.



DESIGNED BY:
Makovec
DATE:
12.08.2008

CHECKED BY:
XXX
DATE:
XXX

SIZE
A4



Rohrschellen

Rollstuhltrainingsgerät

SCALE
1:1

WEIGHT (kg)
XXX

DRAWING NUMBER
XXX

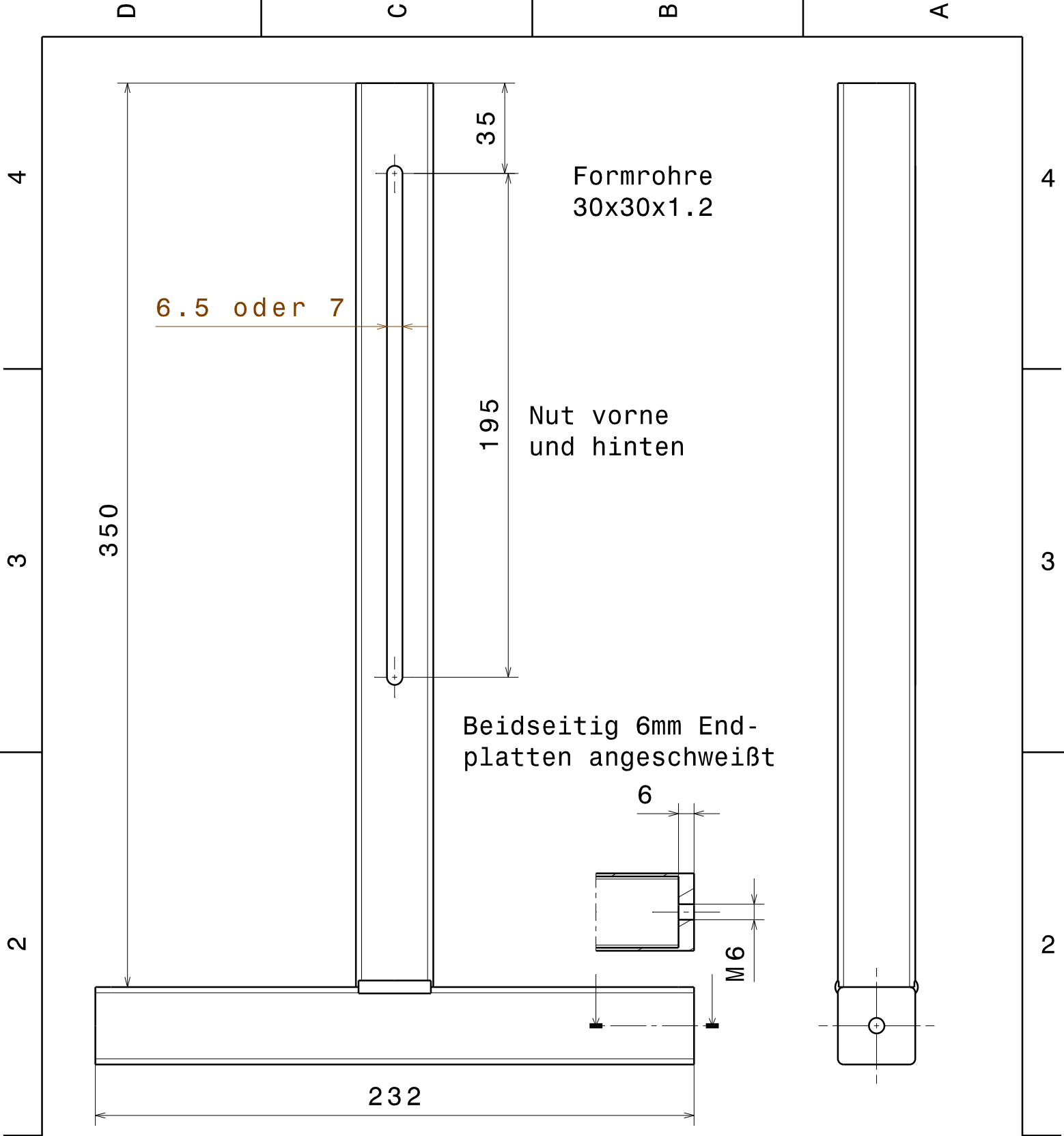
SHEET
1 / 1

I	—
H	—
G	—
F	—
E	—
D	—
C	—
B	—
A	—

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A



DESIGNED BY:
makovec

DATE:
02.12.2008

CHECKED BY:
XXX

DATE:
XXX

SIZE
A4

SCALE
1:1

WEIGHT (kg)
XXX

Ständer

Rollstuhltrainingsgerät

DRAWING NUMBER
1.4301

SHEET
1 / 1

I	—
H	—
G	—
F	—
E	—
D	—
C	—
B	—
A	—

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

1

1

4

4

3

3

2

2

D

A

D

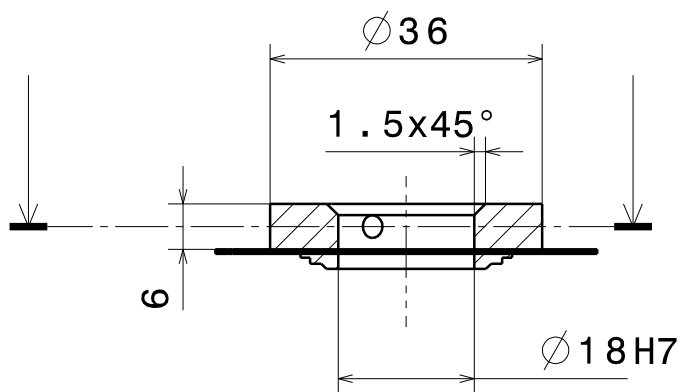
C

B

A

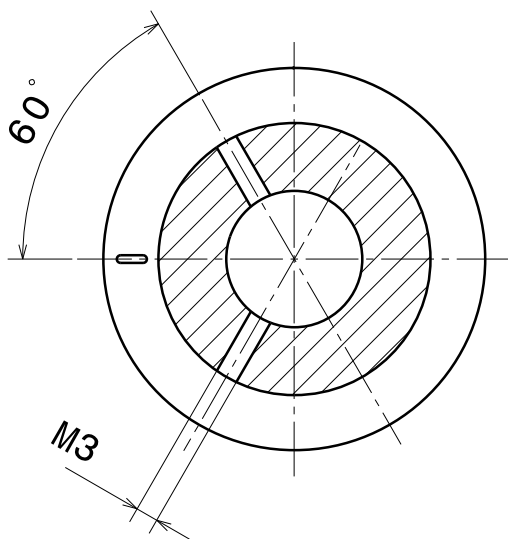
4

4



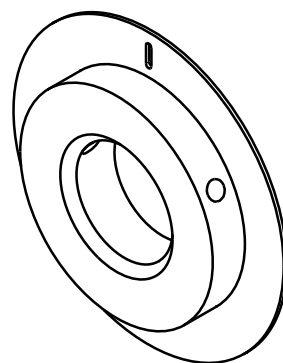
3

3



2

2



1

1

DESIGNED BY:

Makovec

DATE:

29.05.2008

CHECKED BY:

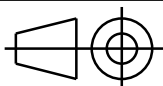
XXX

DATE:

XXX

SIZE

A4



Strichscheibe

Rollstuhltrainingsgerät

SCALE

1:1

WEIGHT (kg)

XXX

DRAWING NUMBER

XXX

SHEET

1/1

I

-

H

-

G

-

F

-

E

-

D

-

C

-

B

-

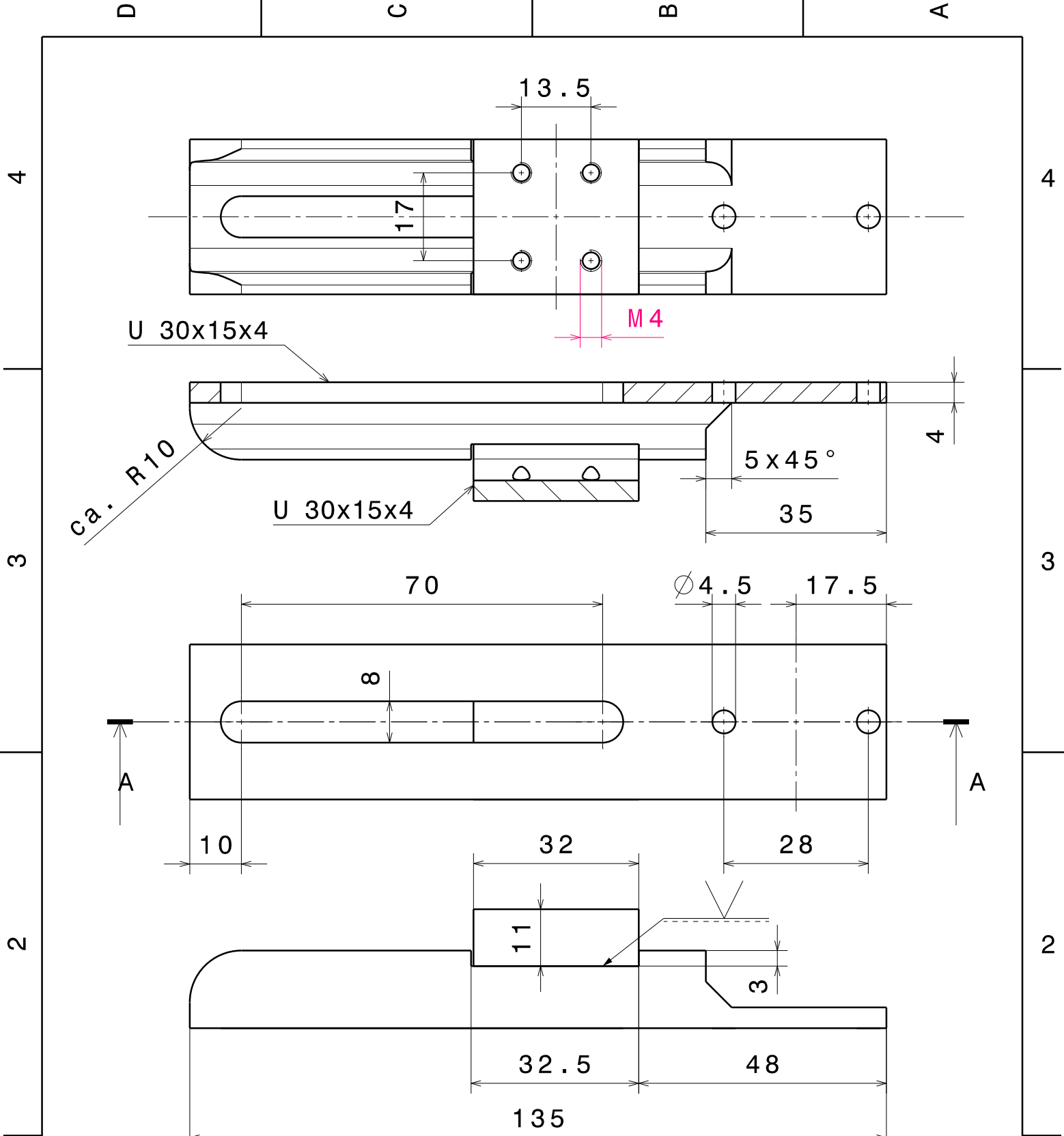
A

-

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A



U 30x15x4

M 4

ca. R10

U 30x15x4

5 x 45°

A

A

DESIGNED BY: Makovec	<h1>Zangenoberenteil</h1>
DATE: 19.08.2008	
CHECKED BY: XXX	<h1>Rollstuhltrainingsgerät</h1>
DATE: XXX	
SIZE A4	<h1>U-Träger 30x15x4 1.4301</h1>
SCALE 1:1	
Stück 4	SHEET 1 / 1

I	—
H	—
G	—
F	—
E	—
D	—
C	—
B	—
A	—

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

C

B

A

4

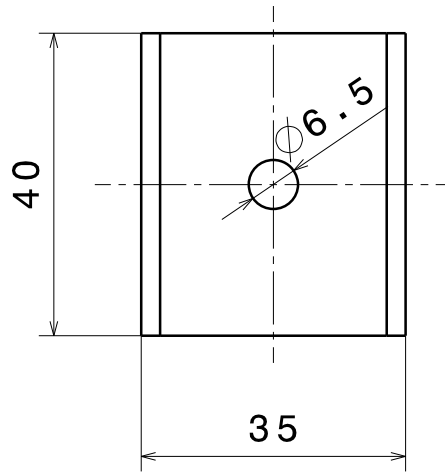
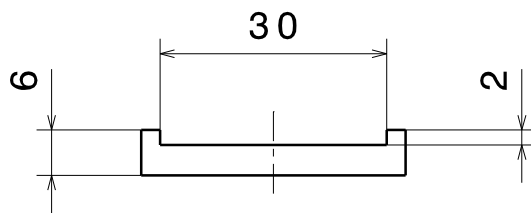
4

3

3

2

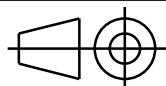
2



DESIGNED BY:
makovec
DATE:
03.12.2008

CHECKED BY:
XXX
DATE:
XXX

SIZE
A4



Schnellspanner Unterlage

Rollstuhltrainingsgerät

SCALE
1:1

WEIGHT (kg)
XXX

DRAWING NUMBER
Alu

SHEET
1 / 1

I	—
H	—
G	—
F	—
E	—
D	—
C	—
B	—
A	—

1

1

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

D

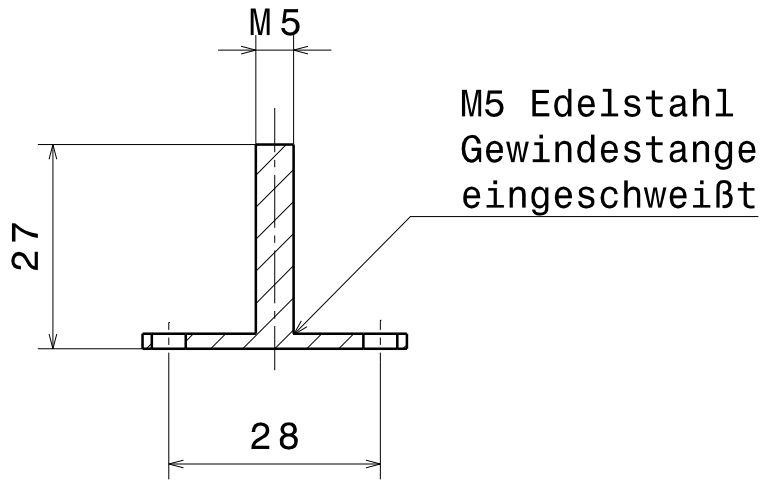
C

B

A

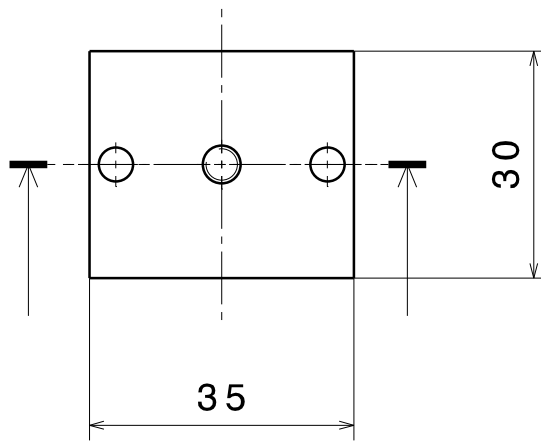
4

4



3

3



2

2

DESIGNED BY:
Makovec
DATE:
12.08.2008
CHECKED BY:
XXX
DATE:
XXX

Schellenhalter

I	—
H	—
G	—
F	—
E	—
D	—
C	—
B	—
A	—

SIZE
A4

Rollstuhltrainingsgerät

SCALE
1:1

WEIGHT (kg)
XXX

DRAWING NUMBER
XXX

SHEET
1 / 1

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

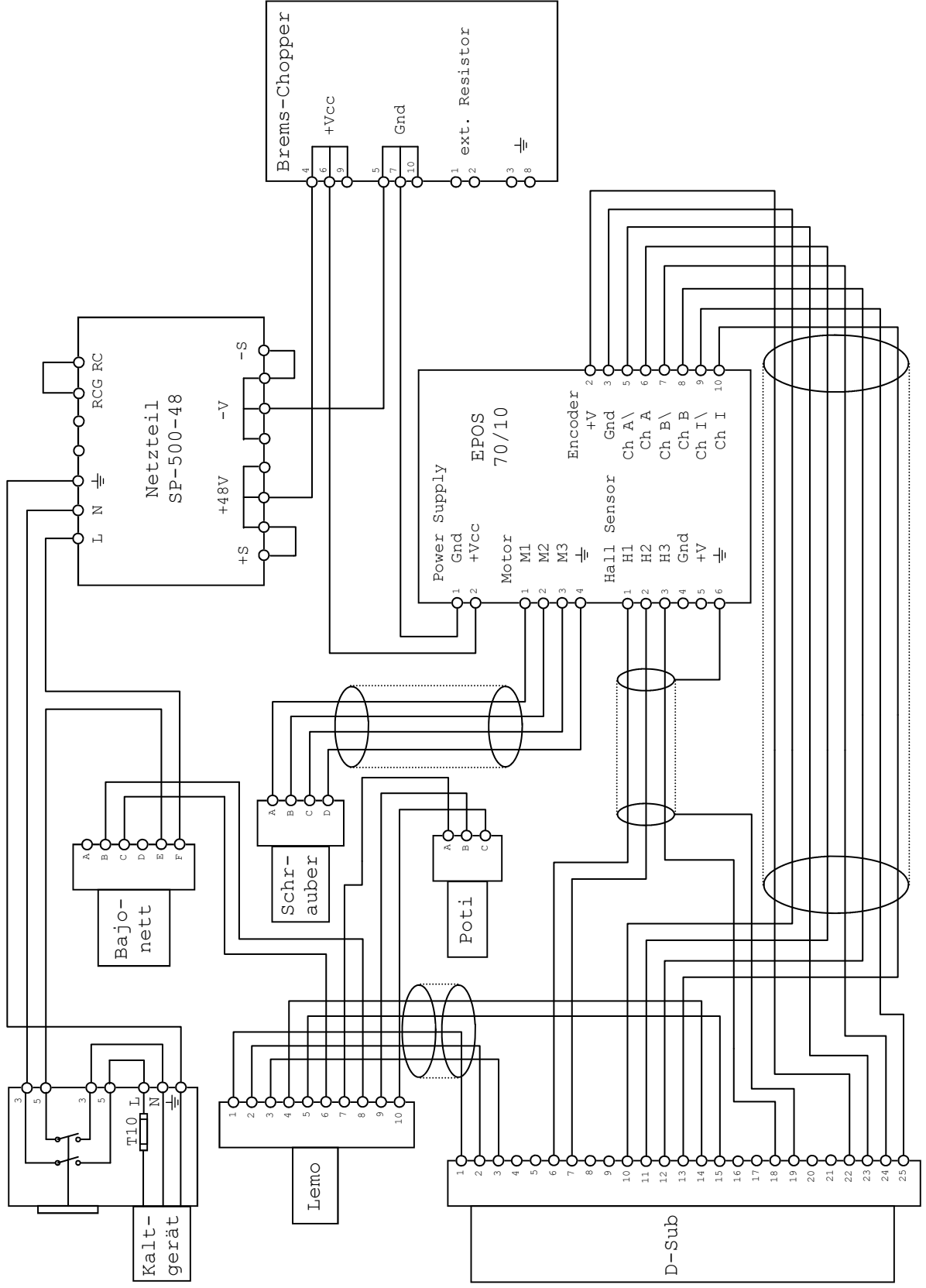
A

1

1

A.4 Kabelpläne

Steuerungsbox



Antriebseinheit

