

GEWICHTSOPTIMIERUNG EINES FLUGZEUGFAHRWERKES

Bachelor-Thesis

Hochschule Luzern - Technik & Architektur

Studiengang Maschinentchnik

7. Juni 2019

Verfasser:	Martin Birchler
Betreuender Dozent:	Prof. Ralf Baumann
Industriepartner:	Elias Imgrüth und Anthony Vallon

Bachelor-Thesis an der Hochschule Luzern - Technik & Architektur

Titel	Gewichtsoptimierung eines Flugzeugfahrwerkes
Diplomandin/Diplomand	Birchler Martin
Bachelor-Studiengang	Bachelor Maschinentechnik
Semester	FS19
Dozentin/Dozent	Baumann Ralf
Expertin/Experte	Bucher Beat

Abstract Deutsch

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit möglichen Gewichtsoptimierungen für das Hauptfahrwerk des Kleinflugzeugs vom Typ RV-10. Der Hersteller VANS bietet dieses Flugzeug als Eigenbau-Kit an. Das neue Fahrwerk muss die Zulassungsvorschrift CS-23 vollumfänglich erfüllen. In einem ersten Schritt sind Untersuchungen zur Bestimmung der Eigenschaften des Standard-Fahrwerks durchgeführt worden. Basierend auf Steifigkeitsbetrachtungen der Fahrwerkstruktur und Energiebilanzen können die maximal wirkenden Radlasten bestimmt werden. Die Festigkeitsanalyse hat ergeben, dass das Fahrwerk die Mindestanforderungen nicht erfüllt. Schon eine Belastung mit «limit load» führt im Fahrwerksbein zu plastischen Deformationen. Dies konnte durch Original-Berechnungsdokumente, die bei der schweizerischen Zulassungsstelle (EAS) hinterlegt sind, bestätigt werden.

Beim Lösungskonzept welches sich durchgesetzt hat, ist das Fahrwerk als durchgehende Schwinge konzipiert und besteht komplett aus GFK-Laminaten. Die entstehende kinetische Energie bei der Landung wird zum grössten Teil durch die elastische Deformation der Fahrwerksschwinge aufgenommen. Aufgrund der effizienteren Energieaufnahme des neuen Fahrwerks sinken die maximalen Radlasten um 20 Prozent. Neu wird das Hauptfahrwerk direkt an den Untergurt des Hauptholmens geklemmt. Die neu entwickelte Fahrwerksaufhängung ist als Fest- und Loslager konzipiert worden. Die Studie hat gezeigt, dass eine Gewichtsreduktion des Fahrwerks mit hohem Aufwand möglich ist. Das letztendlich eingesparte Fluggewicht beläuft sich auf acht Kilogramm, was einer Gewichtsreduktion von 35 Prozent entspricht. Der Industriepartner hat die Absicht geäussert, das Hauptfahrwerk in zweifacher Ausführung herzustellen. Nebst dem obligatorischen Droptest bei «limit load» soll ein Fahrwerk ebenfalls einem «ultimate load»-Test unterzogen werden.

Alle Rechte vorbehalten. Die Arbeit oder Teile davon dürfen ohne schriftliche Genehmigung der Rechteinhaber weder in irgendeiner Form reproduziert noch elektronisch gespeichert, verarbeitet, vervielfältigt oder verbreitet werden.

Sofern die Arbeit auf der Website der Hochschule Luzern online veröffentlicht wird, können abweichende Nutzungsbedingungen unter Creative-Commons-Lizenzen gelten. Massgebend ist in diesem Fall die auf der Website angezeigte Creative-Commons-Lizenz.

Abstract English

The aim of this thesis was to optimize the weight of the main landing gear of the RV-10, a small aircraft offered by VANS as a self-assembly kit. The new structure must fully meet the CS-23 certification requirements. In a first step, investigations have been carried out to determine the characteristics of the standard landing gear. Based on rigidity considerations of the chassis structure and energy balances, the maximum effective wheel loads could be determined. The strength analysis has shown that the present structure does not meet the minimum requirements, that means plastic deformations occur in the landing gear leg even at «limit load». This was confirmed by the original calculation documents deposited at the Swiss Approval Authority (EAS).

In the proposed concept, the landing gear is designed as a continuous swing arm and consists entirely of GRP laminates. The occurring kinetic energy during landing is largely absorbed by the elastic deformation of the landing gear's swing arm. Due to the more efficient energy absorption of the new structure, the maximum wheel loads are reduced by 20 percent. The main landing gear is now clamped directly to the lower flange of the main spar. The newly developed chassis suspension has been designed as a fixed and floating bearing. The study has shown that it is possible to reduce the weight of the landing gear at great expense. The final weight saved amounts to eight kilogram, which corresponds to a weight reduction of 35 percent. The industrial partner has expressed the intention to manufacture the main landing gear in two versions. In addition to the obligatory drop test at «limit load», one sample will also be subjected to an «ultimate load» test.

Ort, Datum

Horw, 3.6.2019

© **Martin Birchler, Hochschule Luzern – Technik & Architektur**

Inhaltsverzeichnis

I	Hauptteil	7
1	Einleitung	8
2	Analyse Standard-Fahrwerk	9
2.1	Technische Daten RV-10	9
2.2	Steifigkeitsbetrachtung	10
2.2.1	Hauptfahrwerk	10
2.2.2	Bugfahrwerk	14
2.3	Kinetik	17
2.3.1	Energiebilanz	17
2.3.2	Bestimmung Lastfaktor „n“	20
2.4	Radlasten	21
2.4.1	Parkposition	22
2.4.2	Ebene Landung mit verteilter Last	23
2.4.3	Ebene Landung ohne Kraft auf das Bugfahrwerk	24
2.4.4	Geneigte Landung mit maximalem Landeanflugwinkel	25
2.4.5	Landung mit auftretender Seitenlast	26
2.4.6	Vollbremsung mit blockierten Rädern	26
2.4.7	Zusätzliche Lastszenarien für das Bugfahrwerk	27
2.4.8	Zusammenfassung Radlasten	28
2.5	Festigkeit	29
2.5.1	Hauptfahrwerk „limit load“	29
2.5.2	Hauptfahrwerk „ultimate load“	32
2.5.3	Bugfahrwerk „limit load“	35
2.5.4	Bugfahrwerk „ultimate load“	37
2.6	Technische Unterlagen der Zulassungsstelle	37

2.7	Schlussfolgerung	38
3	Lösungsfindung Hauptfahrwerk	39
3.1	Anforderungen	39
3.2	Leichtbau-Werkstoffe	40
3.3	Schnittstellen am Flugzeugrumpf	40
3.3.1	Standard-Schnittstelle	41
3.3.2	Alternativ-Schnittstellen	41
3.4	Vordimensionierung	42
3.4.1	Schnittgrößen am Fahrwerksbein bei „limit load“	43
3.4.2	Äquivalente Steifigkeiten konstanter Querschnitte	44
3.5	Lösungsvarianten	46
3.5.1	Konzept 1	46
3.5.2	Konzept 2	49
3.5.3	Konzept 3	51
3.5.4	Entscheid	53
4	Entwicklung Hauptfahrwerk	54
4.1	Schwinge	54
4.1.1	Schnittgrößen unter Vernachlässigung der Deformation	55
4.1.2	Elastizitäts- und Festigkeitsgrößen der UD-Schicht	57
4.1.3	Vordimensionierung der Querschnitte	60
4.1.4	Elastizitäts- und Festigkeitsgrößen von Geweben	66
4.1.5	Laminataufbau	67
4.1.6	Kinetik	75
4.2	Aufhängung	78
4.2.1	Aufhängebügel mit Bolzenverbindung	78
4.2.2	Schnittstelle zur Holmbrücke	80
5	Rechnerischer Nachweis	82
5.1	Schwinge	82
5.1.1	Kräfte und Momente	82
5.1.2	Versagenskriterien	84
5.1.3	Diskussion der Ergebnisse	87
5.2	Aufhängung	88

6 Zusammenfassung	92
7 Fazit und weiteres Vorgehen	93
Symbolverzeichnis	94
Abbildungsverzeichnis	97
Tabellenverzeichnis	98
Literaturverzeichnis	99
II Anhang	101
Anhang A - Massbild RV-10	102
Anhang B - Fahrwerk RV-10	104
Anhang C - Basic Landing Conditions CS-23	106
Anhang D - Pflichtenheft Fahrwerk RV-10	109
Anhang E - Spannungs-Dehnungs Diagramm AMS6414	114
Anhang F - Multilineare isotrope Verfestigungsdaten AMS6414	116
Anhang G - Schnittstelle Radachse	118
Anhang H - Randbedingungen und Vernetzung der FEM-Modelle	120
Anhang I - Holmbrücke RV-10	126
Anhang J - Fertigungszeichnungen	128
Anhang K - Laminieranleitung	140

Teil I

Hauptteil

1 Einleitung

Das Modell RV-10 ist ein viersitziges Flugzeug des Herstellers VANS Aircraft. Die Firma VANS bietet dieses Modell als Eigenbau-Kit an. Da diese Kits relativ günstig zu erwerben sind, werden viele Teile sehr einfach und kostenoptimiert hergestellt. Das Hauptfahrwerk besteht aus Rundstahl und das Bugfahrwerk aus geschweissten Stahlrohren. Elias Imgrüth und Anthony Vallon haben sich ein solches Kit erworben und sind der Ansicht, dass beim Fahrwerk noch Potenzial besteht zusätzliches Gewicht einzusparen.

Aufgabenstellung und Ausgangslage

Ziel dieser Arbeit ist es, eine mögliche Gewichtsreduzierung beim Flugzeugfahrwerk des Typs RV-10 zu erzielen. Das Original Massbild der Firma VANS ist im Anhang A zu sehen. Besondere Beachtung sollten Themen wie Herstellbarkeit, Montage-Schnittstellen und Kosten erhalten. In einem ersten Schritt sollen die Eigenschaften des Standard-Fahrwerks ermittelt werden. Aufgrund dieser Erkenntnisse sind verschiedene Konzepte zu entwerfen und untereinander zu vergleichen. Der vielversprechendste Ansatz ist anschliessend im Design zu detaillieren und mittels Berechnungen oder Versuchen an einem Prototypen nachzuweisen. Grundlage bildet dabei die EASA Norm CS-23 [1].

2 Analyse Standard-Fahrwerk

Das Flugzeugfahrwerk muss sämtliche Anforderungen gemäss der Norm CS-23 erfüllen. In einem ersten Schritt müssen sämtliche Kräfte die auf das Standard-Fahrwerk wirken berechnet werden. Die Steifigkeit des Fahrwerks spielt hierbei eine entscheidende Rolle. Mit zunehmender Steifigkeit steigen auch die auf das Fahrwerk und somit auch auf das gesamte Flugzeug wirkenden Kräfte. Zudem muss bei maximaler Deformation des Fahrwerks noch genügend Freiraum zwischen Flugzeug und Landepiste vorhanden sein. Hierfür sind neben einer statischen Betrachtung bei der sich das Flugzeug in Parkposition befindet auch verschiedene Landeszenarien zu untersuchen. In der Norm CS-23 sind diese Szenarien als „Basic Landing Conditions“ aufgeführt. Nebst diesen Standard-Szenarien werden auch Landungen mit seitlicher Schräglage oder Vollbremsungen mit blockierten Rädern berücksichtigt.

2.1 Technische Daten RV-10

Tabelle 2.1: Technische Daten RV-10

Flügelfläche (S)	148 <i>sq.ft.</i>	13.75 <i>m</i> ²
Leergewicht	1630 <i>lbs</i>	740 <i>kg</i>
Bruttogewicht (W)	2700 <i>lbs</i>	1226 <i>kg</i>
Landegewicht (W_D)	2616 <i>lbs</i>	1188 <i>kg</i>
Stall Speed bei Leergewicht	57 <i>mph</i>	25.5 <i>m/s</i>
Stall Speed bei Bruttogewicht	63 <i>mph</i>	28.2 <i>m/s</i>
Treibstoffkapazität	60 <i>USG</i>	273 <i>l</i>
CG (fwd) 15% of chord	8.4 "	213 <i>mm</i>
CG (aft) 30% of chord	16.4 "	426 <i>mm</i>

2.2 Steifigkeitsbetrachtung

2.2.1 Hauptfahrwerk

Das Hauptfahrwerk besteht im wesentlichen aus Fahrwerksbein, Felge und Reifen. Die Kraftübertragung zwischen Felge und Befestigungsstelle am Rumpf erfolgt mittels einer frei auskragenden Rundstange aus Stahl. Die Energieabsorption dieser günstigen Bauweise erfolgt lediglich anhand der Deformation von Reifen und Rundstange und weist daher auch einen geringeren Absorbptionsgrad auf als ein Fahrwerk mit hydraulischen oder pneumatischen Stossdämpfern. Für die Bestimmung der auftretenden Kräfte während der Landung muss die Steifigkeit des Hauptfahrwerks bekannt sein. Das auf das Fahrwerk wirkende Kräftevielfache während der Landung wird in der Norm CS-23 mit dem Faktor „ n “¹ ausgedrückt. Mit zunehmender Steifigkeit des Fahrwerks erhöht sich auch dieser Faktor. Bei Flugzeugtypen wie der RV-10 bewegt sich dieser Faktor typischerweise zwischen zwei und drei [2], wobei ein Wert unter zwei nicht zulässig ist [3]. Die Felge wird als starr angenommen.

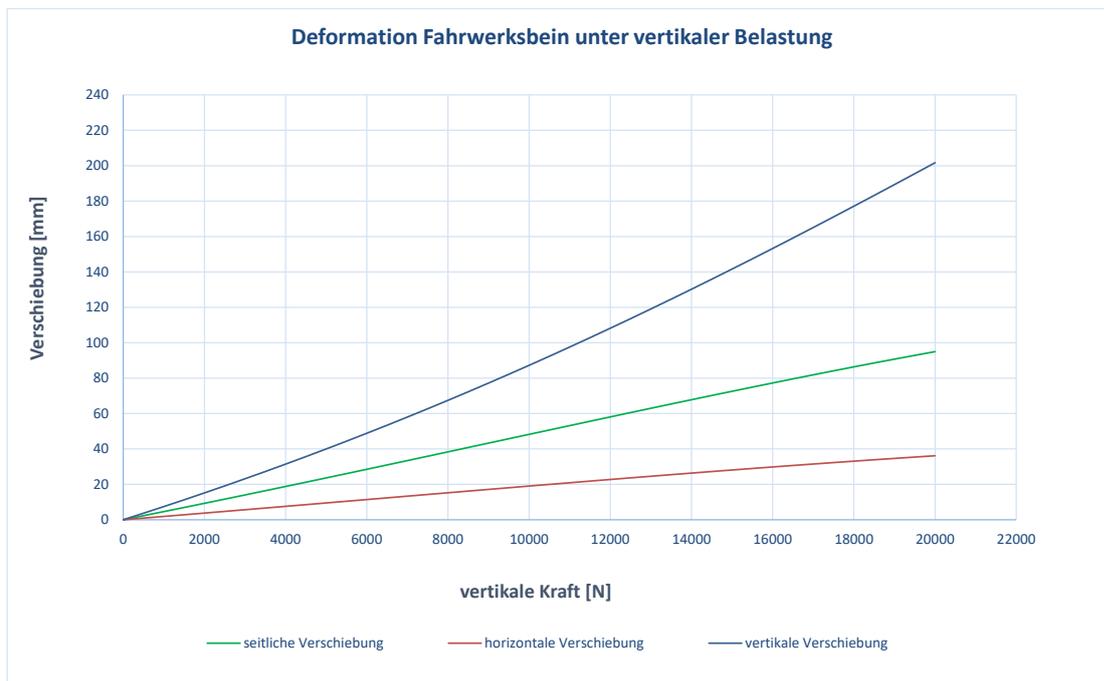


Abbildung 2.1: Deformation Fahrwerksbein

¹engl.: ground reaction load factor

Fahrwerksbein Hauptfahrwerk

Die Ermittlung der Steifigkeit des Fahrwerkbeins erfolgt mit Hilfe des FEM-Programms „ANSYS“. Eine Deformationsberechnung von Hand ist aufgrund des nicht konstanten Querschnitts der Rundstange zu aufwendig. Die Einspannbedingungen des Fahrwerkbeins sind mit einem Fest- und einem Loslager realisiert. In der Simulation kann dies realitätsnahe mit der Lagerart „starres Auflager“ umgesetzt werden. Die zylindrischen Mantelflächen sind nur auf Druck gelagert [4]. Bei auftretenden Zugkräften darf das Bauteil abheben.

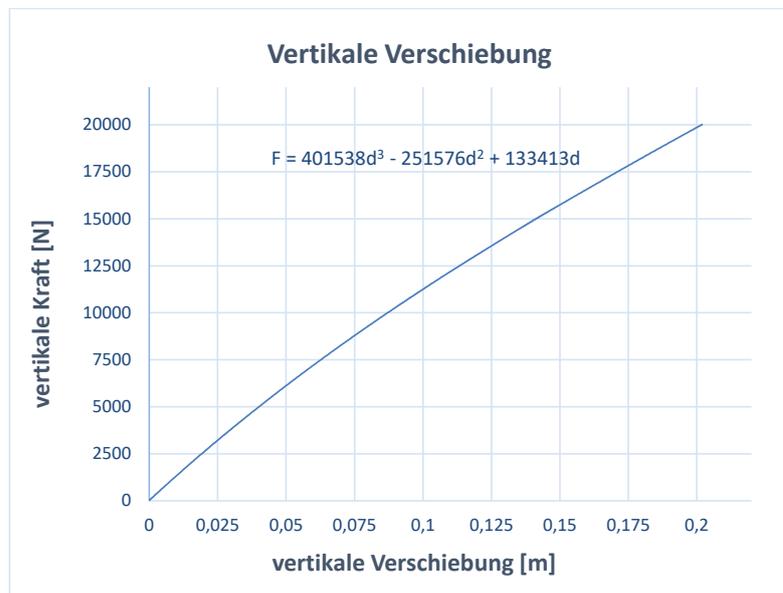


Abbildung 2.2: Mathematische Beschreibung der vertikalen Deformation

Im Kraft-Weg-Diagramm (siehe Abbildung 2.1) ist die Deformation des Fahrwerkbeins unter der Einwirkung einer vertikalen Kraft abgebildet. Der Verlauf der vertikalen Verschiebung ist nicht linear. Um die genauen Werte möglichst exakt in weitere Berechnungen miteinbeziehen zu können, wurde die Kurve mathematisch anhand eines Polynoms dritter Ordnung beschrieben (siehe Abbildung 2.2).

FEM-Modell „ANSYS“:

- Nichtlineare Simulation unter der Annahme isotroper Werkstoffeigenschaften (E-Modul 200000 MPa, $\nu = 0.3$)
- Solidmodell (Elementgrösse = 9 mm, Anzahl Knoten = 23400)
- Vertikale Kraft = 0- 20700 N (20 Substeps)
- Lagerbedingungen und Netzansicht sind im Anhang H aufgeführt.

Reifen Hauptfahrwerk

Das Steifigkeitsverhalten des Reifens ist nicht linear. Mit zunehmender Deformation nimmt der Innendruck zu und auch die Auflagefläche zum Boden steigt überproportional an.

Tabelle 2.2: Aircraft Tyre AA1F4, Ply Rating 6

Breite	6 "	150 mm
Aussendurchmesser	15 "	380 mm
Innendurchmesser	6 "	150 mm
Innendruck (unbelastet) [5]	35 psi	2.4 bar
Innendruck (Parkposition) [2]	36.5 psi	2.5 bar
Maximale statische Belastung [6]	1950 lbs	885 kg
Maximale dynamische Belastung [6]	2830 lbs	1284 kg
Maximale Geschwindigkeit	120 mph	193 km/h

$$\text{Fussabdruck Flugzeugreifen (siehe Abbildung 2.3) [2] : } P = \frac{F}{S_e} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot a \cdot b} \quad (2.1)$$

$$\text{Deformation Flugzeugreifen (siehe Abbildung 2.3) [2] : } \frac{D_0}{2} = \sqrt{R_L^2 + \frac{c^2}{4}} \quad (2.2)$$

P = Innendruck des Reifens (siehe Tabelle 2.2) [bar]

S_e = Fläche des Fussabdrucks [mm^2]

D_0 = Aussendurchmesser unbelastet (siehe Tabelle 2.2) [mm]

R_L = Radius (belastet) [mm]

$c = \frac{a}{0.85}$ [mm] [2]

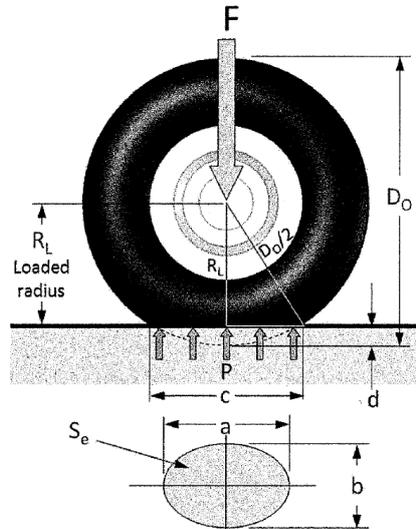


Abbildung 2.3: Fussabdruck Flugzeugreifen [2]

$$S_e = \frac{F}{P} = \frac{5350 \text{ N (siehe Gleichung 2.25)}}{0.25 \text{ MPa}} = 21420 \text{ mm}^2 \quad (2.3)$$

$$S_e = 0.25 \cdot \pi \cdot a \cdot b \rightarrow a = \frac{S_e \cdot 4}{\pi \cdot b} = \frac{21420 \text{ mm}^2 \cdot 4}{\pi \cdot 120 \text{ mm (Annahme)}} \approx 220 \text{ mm} \quad (2.4)$$

$$c \approx \frac{a}{0.85} = \frac{220 \text{ mm}}{0.85} = 260 \text{ mm} \quad (2.5)$$

$$R_L = \sqrt{\frac{D_0^2}{2} - \frac{c^2}{4}} = \sqrt{\frac{(380 \text{ mm})^2}{4} - \frac{(220 \text{ mm})^2}{4}} = 155 \text{ mm} \quad (2.6)$$

Abschätzung Deformation Flugzeugreifen Hauptfahrwerk „Parkposition“:

$$w_{R.HF.Park.} = 0.5 \cdot D_0 - R_L = 0.5 \cdot 380 \text{ mm} - 155 \text{ mm} = 35 \text{ mm} \quad (2.7)$$

Abschätzung der Anfangs-Steifigkeit Flugzeugreifen Hauptfahrwerk:

$$c_{R.HF.1} \approx \frac{F_{HF,aft}}{w_{R.HF.Park.}} = \frac{5350 \text{ N}}{0.035 \text{ m}} = 153000 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (2.8)$$

Abschätzung der mittleren Steifigkeit Flugzeugreifen Hauptfahrwerk:

Die Steifigkeit des Reifens steigt mit zunehmender Deformation. Die Anfangs-Steifigkeit (siehe Gleichung 2.8) gibt eine Auskunft im Bereich des ersten Drittels des Steifigkeitsverlaufs. Eine geometrische Abschätzung gemäss Abbildung 2.4 ergibt eine durchschnittliche Steifigkeit des Reifens von etwa $c_{R.HF.m} \approx 180000 \text{ N/m}$.

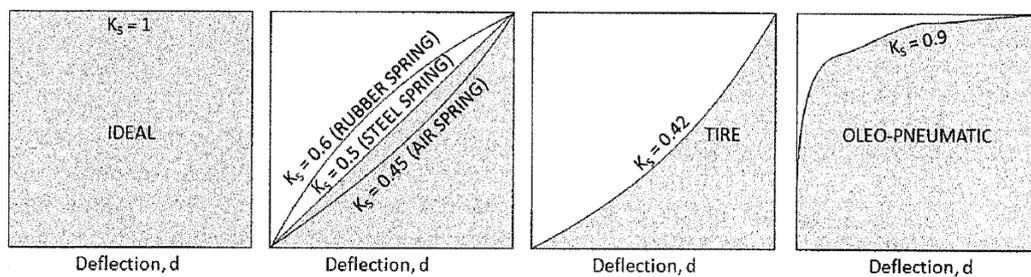


Abbildung 2.4: Energieaufnahme-Effizienz verschiedener Komponenten [2]

2.2.2 Bugfahrwerk

Das Bugfahrwerk besteht aus den Komponenten: Fahrwerksbein, Radgabel, Felge und Reifen. Das Bugfahrwerksbein ist eine geschweisste Stahlrohrkonstruktion und verfügt über einen einfachen Stossdämpfer, bei welchem die wirkenden Kräfte lediglich mit mehreren Gummiringen aufgenommen werden. Der grösste Anteil der Gesamtdeformation ist auf die Komprimierung dieser Gummiringe zurückzuführen. Die Felge und die Radgabel werden als starr angenommen.

Fahrwerksbein Bugfahrwerk

Die Ermittlung der Steifigkeit des Bugfahrwerks erfolgt mit Hilfe des FEM-Programms „ANSYS“ jedoch wird die Deformation des Stossdämpfers in der FEM-Analyse nicht mit einbezogen. Dies wäre zwar mit einer Idealisierung des Stossdämpfers als elastisches Lager möglich, jedoch fehlen die genauen Materialkennwerte des Gummis.

2.2 Steifigkeitsbetrachtung

Die FEM-Analyse zeigt, dass die vertikale Deformation des Fahrwerkbeins bei „limit load“² nur etwa 12 mm beträgt. Demzufolge wird dieser Anteil nicht weiter berücksichtigt. Für eine allfällige Optimierung dieses Bauteils zählt somit hauptsächlich der Aspekt der Festigkeit. Die Steifigkeit sollte nicht kleiner als bei der Standardausführung sein. Grund dafür ist die Sicherstellung eines genügend grossen Abstandes zwischen Propeller und Landepiste [3].

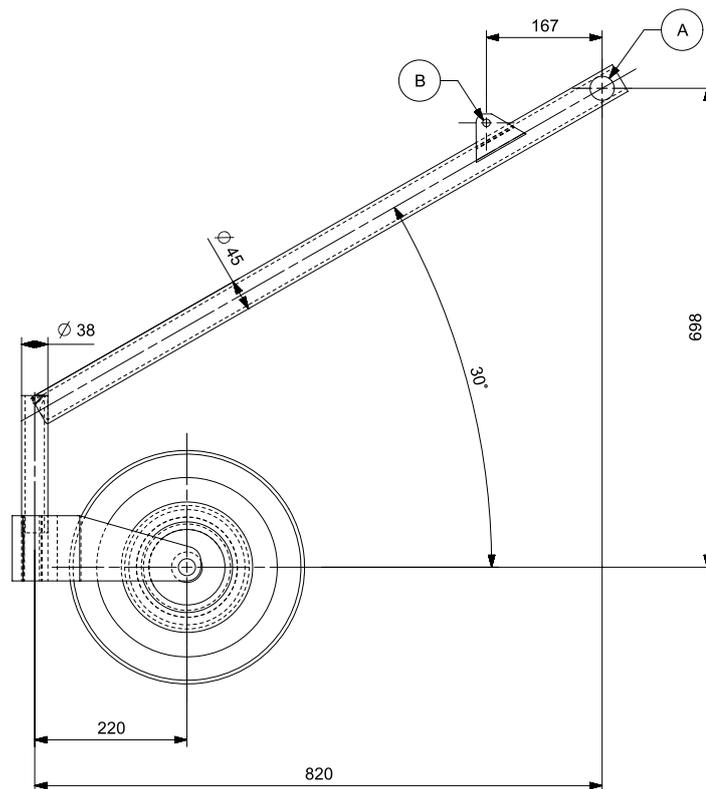


Abbildung 2.5: Bugfahrwerk RV-10

²Maximal zu erwartende Belastung bei normalem Flugbetrieb

Reifen Bugfahrwerk

Für die Bestimmung der Steifigkeit des Bugfahrwerkreifens wird dieselbe Vorgehensweise angewendet wie in Kapitel 2.2.1 beschrieben.

Tabelle 2.3: Aircraft Tyre AA4D4, Ply Rating 6

Breite	5 "	127 mm
Aussendurchmesser	14 "	355 mm
Innendurchmesser	5 "	127 mm
Innendruck (unbelastet) [7]	35 psi	2.4 bar
Innendruck (Parkposition) [2]	36.5 psi	2.5 bar
Maximale Belastung	1285 lbs	583 kg
Maximale Geschwindigkeit	120 mph	193 km/h

$$S_e = \frac{F_{BF,aft}}{P} = \frac{1310 \text{ N (siehe Gleichung 2.26)}}{0.25 \text{ MPa}} = 5256 \text{ mm}^2 \quad (2.9)$$

$$S_e = 0.25 \cdot \pi \cdot a \cdot b \rightarrow a = \frac{S_e \cdot 4}{\pi \cdot b} = \frac{5256 \text{ mm}^2 \cdot 4}{\pi \cdot 70 \text{ mm (Annahme)}} \approx 95 \text{ mm} \quad (2.10)$$

$$c \approx \frac{a}{0.85} = \frac{95 \text{ mm}}{0.85} = 112 \text{ mm} \quad (2.11)$$

$$R_L = \sqrt{\frac{D_0^2}{2} - \frac{c^2}{4}} = \sqrt{\frac{(355 \text{ mm})^2}{4} - \frac{(112 \text{ mm})^2}{4}} = 168 \text{ mm} \quad (2.12)$$

Abschätzung Deformation Flugzeugreifen Bugfahrwerk „Parkposition“:

$$w_{R,BF.Park.} = 0.5 \cdot D_0 - R_L = 0.5 \cdot 355 \text{ mm} - 168 \text{ mm} = 10 \text{ mm} \quad (2.13)$$

Abschätzung Anfangs-Steifigkeit Flugzeugreifen Bugfahrwerk:

$$c_{R.BF.1} \approx \frac{F_{BF,aft}}{w_{R.BF.Park.}} = \frac{1310 \text{ N}}{0.01 \text{ m}} = 131000 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (2.14)$$

Abschätzung der mittleren Steifigkeit Flugzeugreifen Hauptfahrwerk:

Eine geometrische Abschätzung gemäss Abbildung 2.4 ergibt eine durchschnittliche Steifigkeit des Reifens von etwa $c_{R.BF.m} \approx 155000 \text{ N/m}$.

2.3 Kinetik

Ein Flugzeugfahrwerk muss in der Lage sein, sämtliche in vertikaler Richtung auftretenden Energien während der Landung aufzunehmen. Die Untersuchung basiert auf dem in CS-23 beschriebenen Landeszenario, bei welchem nur das Hauptfahrwerk Kontakt zum Boden hat. Die lokale Krafteinleitung in den Flugzeugrumpf ist bei diesem Szenario am grössten. Die kinetische Energie des Flugzeugs hängt vom Landegewicht und der maximalen vertikalen Sinkgeschwindigkeit gemäss CS-23.473 ab. Die Flügelauftriebskräfte, welche während der Landung wirken, dürfen konstant mit $2/3$ der Flugzeuggewichtskraft angenommen werden [3]. Das Hauptfahrwerk der RV-10 besitzt keine Stossdämpfer. Daher erfolgt die Energieaufnahme nur anhand der Deformation von Fahrwerkbein und Reifen. Die Energie, welche vom Fahrwerksbein aufgenommen wird, kann anhand eines Integrals der Näherungsformel (siehe Abbildung 2.2) über die gesuchte Deformation exakt ermittelt werden. Das Deformationsverhalten des Reifens wird vereinfacht als linear angenommen und als Feder betrachtet. Als zusätzliche Einflussgrösse wird die Reibarbeit aufgrund der seitlichen Verschiebung der Reifen ebenfalls berücksichtigt.

2.3.1 Energiebilanz

Kinetische Energie

Maximale vertikale Sinkgeschwindigkeit [3]:

$$v_v = 4.4 \cdot \left(\frac{W_D}{S} \right)^{0.25} = 4.4 \cdot \left(\frac{2616 \text{ lbs}}{148 \text{ sq.ft.}} \right)^{0.25} = 9.02 \frac{\text{ft}}{\text{s}} = 2.75 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (2.15)$$

Vertikale kinetische Energie des Flugzeugs:

$$W_k = 0.5 \cdot W_D \cdot v_v^2 = 0.5 \cdot 1188 \text{ kg} \cdot (2.75 \text{ m/s})^2 = 4490 \text{ J} \quad (2.16)$$

W_D = Maximales Landegewicht [3] = Bruttogewicht - 0.25 · Tankgewicht [lbs, kg]

S = Flügelfläche [sq.ft.]

Potentielle Energie

Gemäss CS-23.473 darf eine konstant wirkende Flügelauftriebskraft von 2/3 der Flugzeuggewichtskraft angenommen werden.

$$W_p = \frac{1}{3} \cdot W_D \cdot g \cdot (d_{FB} + d_R) = \frac{1}{3} \cdot 1188 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot (d_{FB} + 0.09 \text{ m}) \quad (2.17)$$

d_{FB} = Deformation Fahrwerksbein [m] → gesucht

d_R = maximal mögliche Deformation des Reifens [m]

Dehnungsenergie im Fahrwerksbein

Die wirkende Kraft des Fahrwerkbeins kann anhand der Näherungsformel (siehe Abbildung 2.2) beschrieben werden.

$$W_{FB} = 2 \cdot \int_{s1}^{s2} F(s) \cdot ds = 2 \cdot \int_0^{d_{FB}} (401538s^3 - 251576s^2 + 133413s) \cdot ds \quad (2.18)$$

d_{FB} = Deformation Fahrwerksbein [m] → gesucht

Federenergie des Reifens

Der Flugzeugreifen wird vereinfacht als eine lineare Feder mit einer durchschnittlichen Steifigkeit (siehe Kapitel 2.2.1) betrachtet. Aufgrund dessen muss damit gerechnet werden, dass das Resultat eine gewisse Ungenauigkeit aufweist.

$$W_R = c_{R.HF.m} \cdot d_R^2 = 180000 \text{ N/m} \cdot (0.09 \text{ m})^2 = 1460 \text{ J} \quad (2.19)$$

$c_{R.HF.m}$ = mittlere Steifigkeit Reifen [N/m]

Reibarbeit

Der maximale Neigungswinkel der Felge unter maximaler Belastung beträgt gemäss FEM-Analyse ca. 25 Grad (siehe Abbildung 2.6). Die Neigung der starren Felge bewirkt eine zusätzliche Verschiebung in vertikaler und horizontaler Richtung. Für die Ermittlung der Reibarbeit muss eine mittlere wirkende Kraft angenommen werden. Hierbei wird mit einem in der Literatur üblich verwendeten Lastvielfachenfaktor „n“ = 3 gerechnet.

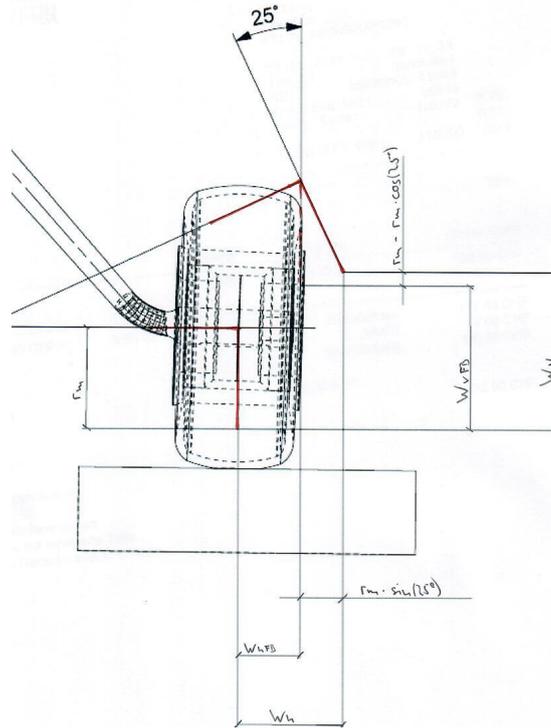


Abbildung 2.6: Deformation Fahwerksbein mit starrer Felge

Horizontale Verschiebung des Reifens (siehe Abbildung 2.6):

$$w_h = r_m \cdot \sin(25^\circ) + w_{h,FB} = 0.1 \text{ m} \cdot \sin(25^\circ) + 0.09 \text{ m} = 0.132 \text{ m} \quad (2.20)$$

Reibarbeit:

$$W_{reib} = 2 \cdot \mu \cdot w_h \cdot F_m = 2 \cdot 0.15 \cdot 0.132 \text{ m} \cdot 9000 \text{ N} = 360 \text{ J} \quad (2.21)$$

$w_{h,FB}$ = horizontale Verschiebung des Fahwerkbeins (siehe Abbildung 2.1)

μ = Reibkoeffizient (Reifen/Eis) [8]

F_m = mittlere wirkende Kraft, Annahme „n“ = 3

Energiebilanz

$$W_k + W_p = W_{FB} + W_R + W_{reib} \quad (2.22)$$

kin. Energie pot. Energie Energie FB Energie R Reibenergie

$$4490 \text{ J} + \frac{1}{3} \cdot 1188 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot (d_{FB} + 0.09 \text{ m}) = 2 \cdot \int_0^{d_{FB}} F(s) \cdot ds + 1460 \text{ J} + 360 \text{ J} \quad (2.23)$$

Diese Gleichung nach „ d_{FB} “ aufgelöst ergibt eine notwendige Deformation für das Fahrwerksbein von 184 mm. Das Fahrwerksbein selbst muss somit einer vertikalen Deformation von 184 mm ohne bleibende Verformung standhalten. Die gespeicherte Dehnungsenergie im Fahrwerksbein bei diesem Lastszenario ist gemäss FEM-Analyse 1823 J. Das Integral $\int_0^{0.184} (401538s^3 - 251576s^2 + 133413s) \cdot ds$ ergibt eine Dehnungsenergie von 1851 J. Dies beweist, dass die Näherungsformel den wirklichen Verlauf sehr gut abbildet.

2.3.2 Bestimmung Lastfaktor „n“

Mit Hilfe des Lastvielfachen-Faktor „ n “ kann die maximale Belastung auf das Fahrwerk während der Landung bestimmt werden. Nicht zu verwechseln mit dem Lastvielfachen-Faktor „ n_{CG} “³ der im Schwerpunkt des Flugzeuges wirkt. Aus der Gleichung 2.23 ist ersichtlich, dass die maximal wirkende Kraft auf das Fahrwerk äquivalent zur Reaktionskraft des Fahrwerksbeins bei einer Deformation von 184 mm ist.

$$n = \frac{F_{max}}{F_{stat}} = \frac{18500 \text{ N}}{5830 \text{ N}} = 3.2 \quad (2.24)$$

F_{max} = Reaktionskraft bei einer Deformation von 184mm → FEM-Analyse [N]

F_{stat} = statische Radlast ($0.5 \cdot W_D \cdot g$) [N]

³engl.: inertia load factor

Der Lastfaktor „ n “ bewegt sich für diesen Flugzeugtyp typischerweise zwischen zwei und drei [2]. Der oben berechnete Faktor überschreitet diesen Wert. Eine mögliche Erklärung für diese Abweichung könnte eine zusätzliche Energieaufnahme durch den Flugzeugrumpf sein. Eine Simulation dieses Szenarios ist mit einem hohen Aufwand verbunden und wird in dieser Arbeit nicht weiter verfolgt. Um den genauen Lastvielfachen-Faktor zu bestimmen, wäre ein Droptest notwendig. Für die Bestimmung der wirkenden Kräfte wird in Absprache mit dem Industriepartner mit einem „ n “ von drei gerechnet.

2.4 Radlasten

Das Fahrwerk des Modells RV-10 besteht aus einem Hauptfahrwerk⁴ und einem Bugfahrwerk⁵. In Abbildung 2.7 und 2.8 sind Lage und geometrische Abmasse des Fahrwerks ersichtlich. Für die Dimensionierung müssen sämtliche mögliche Belastungsszenarien (Kapitel 2.4.1 - 2.4.7) berücksichtigt werden. Die ersten drei Landeszenarien (Kapitel 2.4.2-2.4.4) werden in der Norm CS-23 als „Basic Landing Conditions“ bezeichnet (siehe Anhang C). Darüber hinaus werden seitliche Landungen und Vollbremsungen mit blockierten Rädern berücksichtigt. Sämtlichen Berechnungen von Radlasten liegt ein Lastfaktor „ n “ von drei zugrunde.

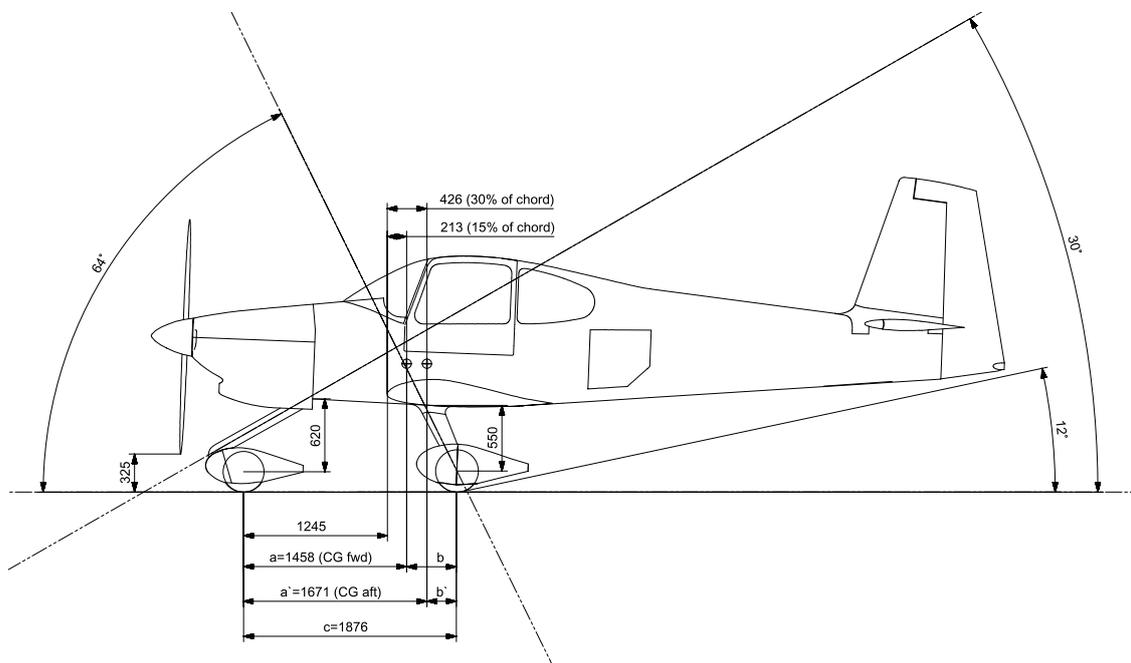


Abbildung 2.7: Massbild RV-10 (seitlich) [mm]

⁴engl.: main landing gear

⁵engl.: nose landing gear

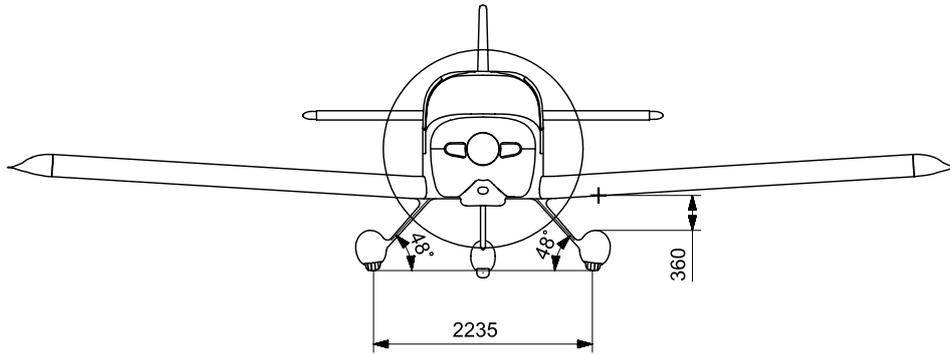


Abbildung 2.8: Massbild RV-10 (vorne) [mm]

2.4.1 Parkposition

Bei der Berechnung der Radlasten werden zwei verschiedene Szenarien betrachtet. Einerseits wird unter der Annahme des Bruttogewichts (W), welches am hinteren Schwerpunkt (CG aft) angreift gerechnet und andererseits wird das grösstmögliche Gewicht, welches mit dem vordersten Schwerpunkt korrespondiert, berücksichtigt. Lage der Schwerpunkte sowie die daraus resultierenden Gesamtmassen wurden dem Benutzerhandbuch der RV-10 entnommen, welches vom Industriepartner zur Verfügung gestellt wurde.

Radlast Hauptfahrwerk (CG aft):

$$F_{HF,aft} = 0.5 \cdot W \cdot g \cdot \frac{a'}{c} = 0.5 \cdot 1226 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \frac{1671 \text{ mm}}{1876 \text{ mm}} = 5350 \text{ N} \quad (2.25)$$

Radlast Bugfahrwerk (CG aft):

$$F_{BF,aft} = W \cdot g \cdot \frac{b'}{c} = 1226 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \frac{205 \text{ mm}}{1876 \text{ mm}} = 1310 \text{ N} \quad (2.26)$$

Radlast Hauptfahrwerk (CG fwd):

$$F_{HF,fwd} = 0.5 \cdot W_{CG,fwd} \cdot g \cdot \frac{a}{c} = 0.5 \cdot 840 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \frac{1458 \text{ mm}}{1876 \text{ mm}} = 3200 \text{ N} \quad (2.27)$$

Radlast Bugfahrwerk (CG fwd):

$$F_{BF,fwd} = W_{CG,fwd} \cdot g \cdot \frac{b}{c} = 840 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \frac{418 \text{ mm}}{1876 \text{ mm}} = 1840 \text{ N} \quad (2.28)$$

W = Bruttogewicht (siehe Tabelle 2.1) [kg]

$W_{CG, fwd}$ = Maximales Flugzeuggewicht welches dem vordersten Schwerpunkt entspricht

a' = Abstand Vorderrad zu CG (aft) (siehe Abbildung 2.7) [mm]

a = Abstand Vorderrad zu CG (fwd) (siehe Abbildung 2.7) [mm]

b' = Abstand Hinterrad zu CG (aft) (siehe Abbildung 2.7) [mm]

b = Abstand Hinterrad zu CG (fwd) (siehe Abbildung 2.7) [mm]

c = Radabstand längs (siehe Abbildung 2.7) [mm]

2.4.2 Ebene Landung mit verteilter Last

Bug- und Hauptfahrwerk berühren den Boden gleichzeitig. Bei Bodenkontakt werden die Räder sehr schnell bis auf die Landegeschwindigkeit beschleunigt. Diese horizontalen Beschleunigungskräfte⁶ bewirken eine Verzögerung des Flugzeugs sodass die Kraftlinie durch den Schwerpunkt nicht mehr vertikal verläuft. Die horizontale Kraftkomponente darf vereinfacht mit einem Viertel der auftretenden Vertikalkräfte angenommen werden [3]. Der Winkel der Kraftwirkungslinie beträgt somit $\tan^{-1}(0.25) = 14^\circ$ (siehe Abbildung 2.9). Die Berechnungen erfolgen mit der jeweils schlimmsten Annahme der Schwerpunktslage.

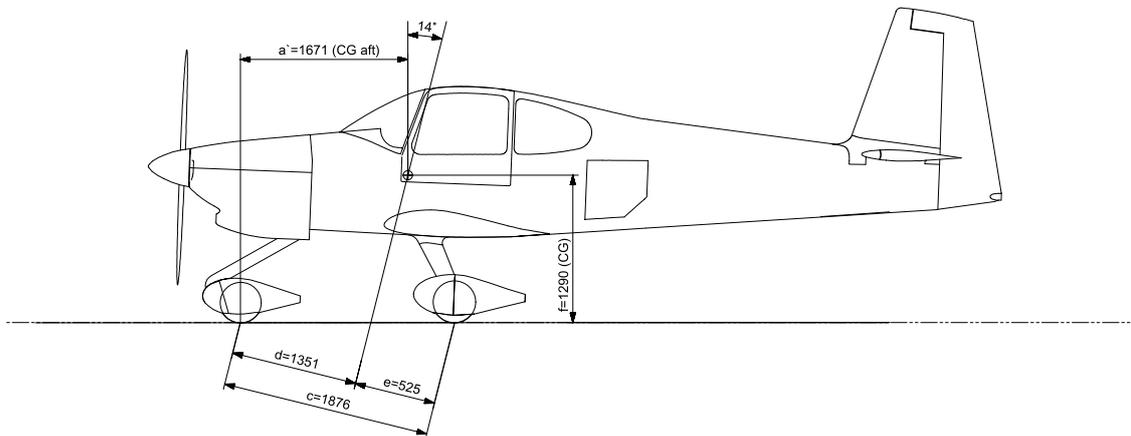


Abbildung 2.9: Ebene Landung mit verteilter Last [mm]

⁶engl.: spin-up loads

Vertikale Radlast Hauptfahrwerk (CG aft) „Ebene Landung mit verteilter Last“:

$$F_{HF,v1} = n \cdot \frac{W_D}{2} \cdot g \cdot \frac{d}{c} = 3 \cdot \frac{1188 \text{ kg}}{2} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \frac{1351 \text{ mm}}{1876 \text{ mm}} = 12590 \text{ N} \quad (2.29)$$

Vertikale Radlast Bugfahrwerk (CG fwd) „Ebene Landung mit verteilter Last“:

$$F_{BF,v1} = n \cdot W_{CG,fwd} \cdot g \cdot \frac{e + 213 \text{ mm}}{c} = 3 \cdot 840 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \frac{738 \text{ mm}}{1876 \text{ mm}} = 9725 \text{ N} \quad (2.30)$$

Horizontale Radlast Hauptfahrwerk (CG aft) „Ebene Landung mit verteilter Last“:

$$F_{HF,h1} = K \cdot n_{CG} \cdot \frac{W_D}{2} \cdot g \cdot \frac{d}{c} = 0.25 \cdot 3.67 \cdot \frac{1188 \text{ kg}}{2} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \frac{1351 \text{ mm}}{1876 \text{ mm}} = 3850 \text{ N} \quad (2.31)$$

Horizontale Radlast Bugfahrwerk (CG fwd) „Ebene Landung mit verteilter Last“:

$$\begin{aligned} F_{BF,h1} &= K \cdot n_{CG} \cdot W_{CG,fwd} \cdot g \cdot \frac{e + 213 \text{ mm}}{c} \\ &= 0.25 \cdot 3.67 \cdot 840 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \frac{738 \text{ mm}}{1876 \text{ mm}} = 2970 \text{ N} \end{aligned} \quad (2.32)$$

n = Lastvielfachenfaktor

$n_{CG} = n + L$ = Lastvielfachenfaktor (wirkt durch CG)

L = Flügelauftriebskraft (Annahme generell 2/3) [3]

W_D = Maximales Landegewicht (Tabelle 2.1) [kg]

$W_{CG,fwd}$ = Maximales Flugzeuggewicht welches dem vordersten Schwerpunkt entspricht

d = Abstand Vorderrad zu Kraftwirkungslinie (Abbildung 2.9) [mm]

e = Abstand Hinterrad zu Kraftwirkungslinie (Abbildung 2.9) [mm]

c = Radabstand längs (Abbildung 2.9) [mm]

K = Lastfaktor horizontale Richtung [3]

2.4.3 Ebene Landung ohne Kraft auf das Bugfahrwerk

Alle wirkenden Kräfte werden ausschliesslich vom Hauptfahrwerk aufgenommen. Das Bugfahrwerk bleibt während des Aufsetzens unbelastet. Bei diesem Landeszenario erfährt das Hauptfahrwerk die grösste Belastung.

Vertikale Radlast Hauptfahrwerk „Ebene Landung ohne Kraft auf das Bugfahrwerk“:

$$F_{HF,v2} = n \cdot \frac{W_D}{2} \cdot g = 3 \cdot \frac{1188 \text{ kg}}{2} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 17480 \text{ N} \quad (2.33)$$

Horizontale Radlast Hauptfahrwerk „Ebene Landung ohne Kraft auf das Bugfahrwerk“:

$$F_{HF,h2} = K \cdot n_{CG} \cdot \frac{W_D}{2} \cdot g = 0.25 \cdot 3.67 \cdot \frac{1188 \text{ kg}}{2} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 5340 \text{ N} \quad (2.34)$$

n = Lastvielfachenfaktor

K = Lastfaktor horizontale Richtung [3]

n_{CG} = Lastvielfachenfaktor (wirkt durch CG)

L = Flügelauftriebskraft (Annahme generell 2/3) [3]

W_D = Maximales Landegewicht (siehe Tabelle 2.1) [kg]

2.4.4 Geneigte Landung mit maximalem Landeanflugwinkel

Die Landung erfolgt mit grösstmöglicher, nach hinten geneigter Fluglage. Diese Fluglage wird durch folgende zwei Anflugwinkel begrenzt, wobei der kleinere Winkel beachtet werden muss:

- Grösstmöglicher geometrischer Neigungswinkel unter Berücksichtigung der minimal geforderten Abstände vom Flugzeugheck zur Landepiste⁷
- Strömungsabrisswinkel⁸

Im Gegensatz zur ebenen Landung werden die horizontal wirkenden Kräfte auf das Fahrwerk nicht berücksichtigt. Grund dafür ist die zeitliche Verschiebung des Auftretens von horizontalen und vertikalen Maximas [3].

Vertikale Radlast Hauptfahrwerk „Geneigte Landung mit maximalem Landeanflugwinkel“:

$$F_{HF,v3} = n \cdot \frac{W_D}{2} \cdot g = 3 \cdot \frac{1188 \text{ kg}}{2} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 17480 \text{ N} \quad (2.35)$$

n = Lastvielfachenfaktor

W_D = Maximales Landegewicht (siehe Tabelle 2.1) [kg]

⁷engl.: ground clearance

⁸engl.: stalling attitude

2.4.5 Landung mit auftretender Seitenlast

Die Landung erfolgt unter der Annahme, dass sich das Flugzeug in waagerechter Position befindet, wobei nur die Räder des Hauptfahrwerks den Boden berühren [3]. Hierbei treten nur vertikal und seitlich wirkende Kräfte auf. Die Seitenkräfte werden nach CS-23.485 zu unterschiedlichen Teilen auf die Räder aufgeteilt.

Vertikale Radlast Hauptfahrwerk „Landung mit auftretender Seitenlast“:

$$F_{HF,v4} = n_{SL,v} \cdot \frac{W_D}{2} \cdot g = 1.33 \cdot \frac{1188 \text{ kg}}{2} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 7750 \text{ N} \quad (2.36)$$

Seitliche Radlast nach innen „Landung mit auftretender Seitenlast“:

$$F_{R,s1} = n_{SL,s} \cdot 0.5 \cdot W_D \cdot g = 0.83 \cdot 0.5 \cdot 1188 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 4840 \text{ N} \quad (2.37)$$

Seitliche Radlast nach aussen „Landung mit auftretender Seitenlast“:

$$F_{R,s2} = n_{SL,s} \cdot 0.33 \cdot W_D \cdot g = 0.83 \cdot 0.33 \cdot 1188 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 3190 \text{ N} \quad (2.38)$$

$n_{SL,v}$ = vertikaler Lastvielfachenfaktor gemäss CS-23.485 [3]

$n_{SL,s}$ = seitlicher Lastvielfachenfaktor gemäss CS-23.485 [3]

W_D = Maximales Landegewicht (siehe Tabelle 2.1) [kg]

2.4.6 Vollbremsung mit blockierten Rädern

Bremskräfte wirken nur auf die Räder welche auch mit Bremsen ausgestattet sind. Im Falle der RV-10 sind dies die zwei Hauptfahrwerksräder. Die auftretenden horizontalen Bremskräfte führen zu einer entgegengesetzten Trägheitskraft, welche durch den Schwerpunkt wirkt. Dies führt zu einer Entlastung des Hauptfahrwerks und somit auch zu reduzierten Bremskräften.

Horizontale Bremskräfte pro Rad „Vollbremsung mit blockierten Rädern“:

$$F_B = n_B \cdot \frac{W}{2} \cdot g \cdot \frac{a}{c + \mu \cdot f} = 1.33 \cdot \frac{1226 \text{ kg}}{2} \cdot \frac{9.81 \text{ m/s}^2 \cdot 1671 \text{ mm}}{1876 \text{ mm} + 0.8 \cdot 1290 \text{ mm}} = 4600 \text{ N} \quad (2.39)$$

Vertikale Radlast Hauptfahrwerk „Vollbremsung mit blockierten Rädern“:

$$F_{HF,v5} = \frac{F_B}{\mu} = \frac{4600 \text{ N}}{0.8} = 5750 \text{ N} \quad (2.40)$$

Vertikale Radlast Bugfahrwerk „Vollbremsung mit blockierten Rädern“:

$$F_{BF,v5} = n_B \cdot W \cdot g - 2 \cdot F_{HF,v5} = 1.33 \cdot 1226 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} - 2 \cdot 5750 \text{ N} = 4500 \text{ N} \quad (2.41)$$

n_B = vertikaler Lastvielfachenfaktor gemäss CS-23.493 [3]

μ = Reibungskoeffizient zwischen Reifen und Landepiste gemäss CS-23.493 [3]

a' = Abstand Vorderrad zu CG (aft) (siehe Abbildung 2.7) [mm]

c = Radabstand längs (siehe Abbildung 2.9) [mm]

f = Höhe des Schwerpunkts (siehe Abbildung 2.9) [mm]

2.4.7 Zusätzliche Lastszenarien für das Bugfahrwerk

Vertikale Radlast „Zusätzliche Lastszenarien für das Bugfahrwerk“:

$$F_{BF,v,zus.} = F_{BF,fwd} \cdot n_{BF,v} = 1314 \text{ N} \cdot 2.25 = 3960 \text{ N} \quad (2.42)$$

Horizontale Radlast nach hinten „Zusätzliche Lastszenarien für das Bugfahrwerk“:

$$F_{BF,h1,zus.} = F_{BF,v,zus.} \cdot n_{BF,h1} = 3960 \text{ N} \cdot 0.8 = 3170 \text{ N} \quad (2.43)$$

Horizontale Radlast nach vorne „Zusätzliche Lastszenarien für das Bugfahrwerk“:

$$F_{BF,h2,zus.} = F_{BF,v,zus.} \cdot n_{BF,h2} = 3960 \text{ N} \cdot 0.4 = 1580 \text{ N} \quad (2.44)$$

Seitliche Radlast „Zusätzliche Lastszenarien für das Bugfahrwerk“:

$$F_{BF,s,zus.} = F_{BF,v,zus.} \cdot n_{BF,s} = 3960 \text{ N} \cdot 0.7 = 2770 \text{ N} \quad (2.45)$$

$F_{BF,fwd}$ = Maximale vertikale Radlast „Parkposition“ [N] (siehe Kapitel 2.4.1)

$n_{BF,v}$ = Vertikaler Lastvielfachenfaktor gemäss CS-23.499 [3]

$n_{BF,h1}$ = Horizontaler Lastvielfachenfaktor gemäss CS-23.499 [3]

$n_{BF,h2}$ = Horizontaler Lastvielfachenfaktor gemäss CS-23.499 [3]

$n_{BF,s}$ = Seitlicher Lastvielfachenfaktor gemäss CS-23.499 [3]

2.4.8 Zusammenfassung Radlasten

Die in Abbildung 2.10 zusammengefassten Radlasten sind nur für ein „n“ von drei gültig. Falls das neu entworfene Fahrwerk aufgrund eines abweichenden Steifigkeitsverhaltens ein anderes „n“ aufweist, dürfen die unten aufgeführten Kräfte dementsprechend skaliert werden. Ein Nachweis muss nur für „worst-case Szenarien“ geführt werden.

Lastszenarien	worst cases	Radlasten Hauptfahrwerk			worst cases	Radlasten Bugfahrwerk		
		[N]				[N]		
		vertikal	horizontal	seitlich		vertikal	horizontal	seitlich
Parkposition (CG aft)		5350				1310		
Parkposition (CG fwd)		3200				1840		
Ebene Landung mit verteilter Last		12590	3850		X	9725	2970	
Ebene Landung ohne Kraft auf das Bugfahrwerk	X	17480	5340					
Geneigte Landung mit maximalem Landeanflugwinkel		17480						
Landung mit auftretender Seitenlast nach innen	X	7750		4840				
Landung mit auftretender Seitenlast nach aussen	X	7750		-3190				
Vollbremsung mit blockierten Rädern	X	5750	4600			4500		
Lastszenario 1 für das Bugfahrwerk						3960	3170	
Lastszenario 2 für das Bugfahrwerk					X	3960	-1580	
Lastszenario 3 für das Bugfahrwerk					X	3960		2770

Abbildung 2.10: Zusammenfassung Radlasten bei „limit load“

2.5 Festigkeit

2.5.1 Hauptfahrwerk „limit load“

Das Hauptfahrwerk ist symmetrisch aufgebaut und besteht aus den Hauptkomponenten Reifen, Felge und Fahrwerksbein (siehe Abbildung 2.11 und Anhang B). Das Fahrwerksbein besteht aus einer Rundstange $\text{Ø}44.5\text{ mm}$, deren Durchmesser zur Krafteinleitung hin auf $\text{Ø}28\text{ mm}$ konisch abnimmt. Es stehen keine detaillierten technischen Unterlagen zur Verfügung. Auf Anfrage hin, welches Material für das Fahrwerksbein verwendet wurde, hat die Firma VANS folgende Angaben gemacht:

Vergütungsstahl 4340 (AMS 6414), HRC 42-44:

$$R_{m,max} = 1800\text{ MPa [9]}, R_{p0.2,max} = 1500\text{ MPa [9]}$$

$$R_{m,HRC42} = 1400\text{ MPa [10]}, R_{p0.2,HRC42} = 1150\text{ MPa [9]}$$

Für das Belastungsszenario mit „limit load“ wird von jenem Landeszenario ausgegangen, welches die grössten Kräfte auf das Hauptfahrwerk verursacht. Dies ist das Szenario „Ebene Landung ohne Kraft auf das Bugfahrwerk“. Bei diesem Landeszenario wirken 17480 N in vertikaler und 5340 N in horizontaler Richtung. Nach CS-23 darf bei diesem Lastszenario keine bleibende Verformung am Fahrwerk auftreten.

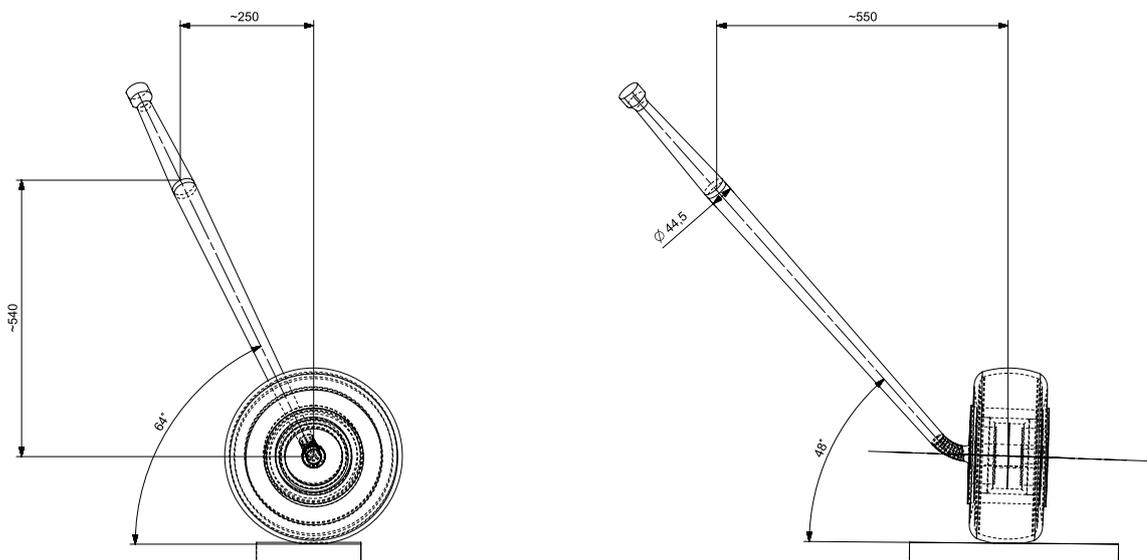


Abbildung 2.11: Hauptfahrwerk RV-10 (linke Seite)

Lineare elastische Festigkeitsanalyse

Die maximale Vergleichsspannung nach Mises beträgt gemäss der statischen Festigkeitsanalyse 1640 MPa und befindet sich im mittleren Bereich des Fahrwerkbeins (Abbildung 2.12). Der Durchmesser an dieser Stelle beträgt ca. 36 mm. Die Einspannbedingungen, welche in der FEM-Analyse verwendet wurden, sind dieselben wie sie in Kapitel 2.2.1 beschrieben sind. Der maximale Spannungswert ist nachfolgend mit einer Handrechnung verifiziert worden.

$$W = \frac{\pi \cdot (36 \text{ mm})^3}{32} = 4580 \text{ mm}^3, \quad W_T = 2 \cdot 4580 \text{ mm}^3 = 9160 \text{ mm}^3$$

$$Mb_{max} = \sqrt{(17480 \text{ N} \cdot 380 \text{ mm})^2 + (5340 \text{ N} \cdot 270 \text{ mm})^2} = 6.8 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

$$Mt_{max} = \sqrt{(17480 \text{ N})^2 + (5340 \text{ N})^2} \cdot 90 \text{ mm} = 1.65 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_b = \frac{6.8 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{4580 \text{ mm}^3} = 1485 \text{ MPa}, \quad \tau = \frac{1.65 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{9160 \text{ mm}^3} = 180 \text{ MPa}$$

$$\sigma_v = \sqrt{(1485 \text{ MPa})^2 + 3 \cdot (180 \text{ MPa})^2} = 1520 \text{ MPa}$$



Abbildung 2.12: Maximale Vergleichsspannung bei „limit load“ (linear-elastisch)

Nichtlineare elastische Festigkeitsanalyse

In Wirklichkeit wird der Angriffspunkt der Kraft während der Verformung nach aussen wandern. Lässt man in der FEM-Analyse grosse Verformungen zu, so wird dieser Effekt ebenfalls in der Analyse berücksichtigt. Mit diesem Verfahren ist eine realitätsnähere Analyse

möglich. Die maximale Vergleichsspannung steigt mit der neuen Berechnung weiter an auf ca. 1800 MPa. Dieser Spannungswert übersteigt die Streckgrenze des Materials deutlich sodass sich dieses Bauteil unter realen Bedingungen verformen würde.

Nichtlineare plastische Festigkeitsanalyse ($R_m = 1400 \text{ MPa}$)

In einem weiteren Schritt erfolgt die FEM-Analyse anhand eines Materials, das eine plastische Verformung zulässt. Hierfür wird mit Hilfe des Spannungs-Dehnungs-Diagramms von AMS6414 die plastische Verformung anhand einer multilinenen isotropen Verfestigung in den Materialdaten von „ANSYS“ hinterlegt. Das Spannungs-Dehnungs-Diagramm des Stahls 4340 (AMS6414) ist im Anhang E aufgeführt. Die maximale Vergleichsspannung ist aufgrund lokaler Fliesseffekte mit ca. 1280 MPa kleiner als bei einer elastischen Festigkeitsanalyse. Dafür entsteht eine bleibende Verformung von 20 mm (siehe Abbildung 2.13). Die Energieaufnahme des Fahrwerkbeins beträgt 1700 J. Davon werden 350 J bei der plastischen Verformung in Wärme umgewandelt. Schlussfolgernd kann gesagt werden, dass unter der Annahme eines Lastfaktors von drei, das Fahrwerksbein die Anforderung gemäss CS-23 nicht erfüllt. Um eine Belastung über die Materialstreckgrenze zu vermeiden, wäre eine Verringerung des Lastfaktors auf 2.4 notwendig.

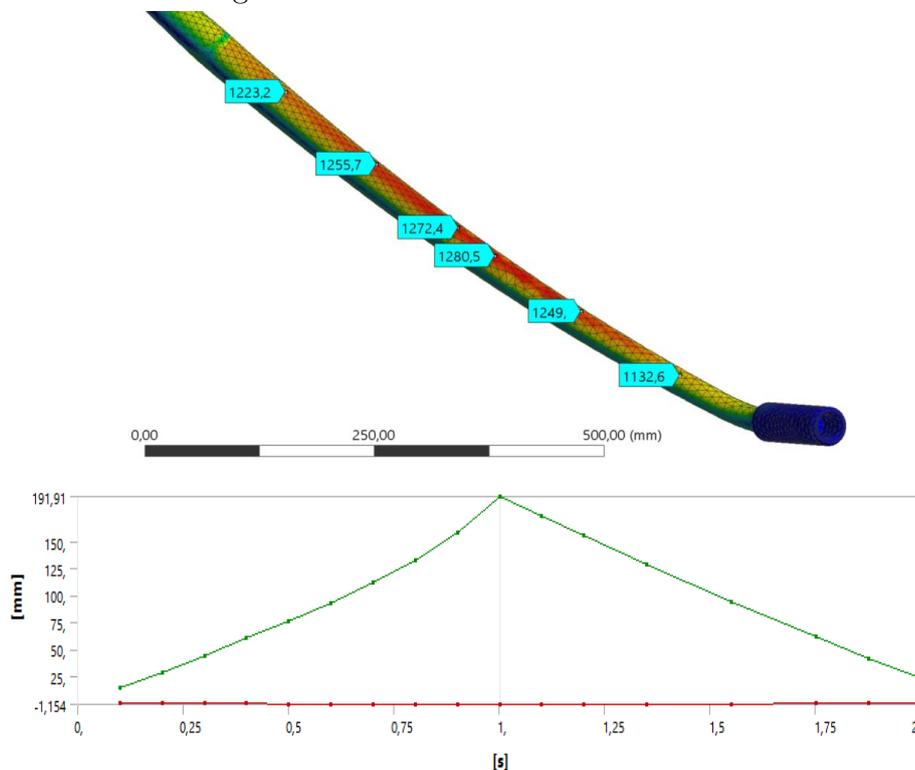


Abbildung 2.13: Spannung und Verformung bei „limit load“ (plastische Deformation)

Nichtlineare plastische Festigkeitsanalyse (Rm = 1800 MPa)

Führt man dieselbe Analyse mit den maximal möglichen Materialkennwerten nach MMPDS durch, so verringert sich die bleibende Deformation gemäss Simulation auf 8 mm. Die maximale Vergleichsspannung ist 1440 MPa.

FEM-Modelle „ANSYS“

- Lineare und nichtlineare elastische Festigkeitsanalysen „limit load“
 - Isotrope Werkstoffeigenschaften: E-Modul = 200000 MPa, $\nu = 0.3$
 - Solidmodell (Elementgrösse = 8 mm, Anzahl Knoten = 32000)
 - Vertikale Kraft = 17480 N, Horizontale Kraft = 5340 N
 - Lagerbedingungen und Netzansicht sind im Anhang H aufgeführt.
- Nichtlineare plastische Festigkeitsanalysen „limit load“ (Rm=1400 MPa und Rm=1800 MPa)
 - Isotrope Werkstoffeigenschaften: E-Modul = 200000 MPa, $\nu = 0.3$
 - Multilineare isotrope Verfestigung (Siehe Anhang F)
 - Solidmodell (Elementgrösse = 8 mm, Anzahl Knoten = 32000)
 - Zwei Lastschritte mit 20 Substeps (Belastung mit anschliessender Entlastung)
 - Vertikale Kraft = 17480 N, Horizontale Kraft = 5340 N
 - Lagerbedingungen und Netzansicht sind im Anhang H aufgeführt.

2.5.2 Hauptfahrwerk „ultimate load“

Zur Bestimmung eines „ultimate load“-Szenarios gibt es in der Norm CS-23 zwei verschiedene Ansätze. Der Erste geht von einer Kraft aus, welche um den Faktor 1.5 grösser ist als die Kraft bei „limit load“. Die zweite Betrachtungsweise basiert auf einer Energiebetrachtung. Sie besagt, dass ein „ultimate load“-Test ebenfalls unter der Annahme der 2.25-fachen kinetischen Energie des Flugzeugs durchgeführt werden darf [3].

Nichtlineare plastische Festigkeitsanalyse (Rm = 1400 MPa)

Die maximale vertikale Kraft, bei welcher die FEM-Analyse noch ein Resultat ergibt, ist 20600 N. Wie in Abbildung 2.14 zu sehen ist, bildet sich aufgrund lokaler Fliesseffekte ein flächendeckender Bereich mit einer konstanten Spannung nahe der Zugfestigkeit. Von der

maximalen Verformung von 290 mm bleibt nach der Entlastung eine bleibende Deformation von etwa 100 mm. Die maximale Energieaufnahme des Fahrwerksbeins kann anhand des Integrals der Näherungsformel (siehe Abbildung 2.16) über die maximale Deformation berechnet werden.

Energieaufnahme pro Fahrwerksbein, elastisch und plastisch ($F_{max} = 20600 \text{ N}$):

$$W_{FB} = \int_{s_1}^{s_2} F(s) \cdot ds = \int_0^{0.29} (41575s^3 - 227971s^2 + 133851s) \cdot ds = 3800 \text{ J} \quad (2.46)$$

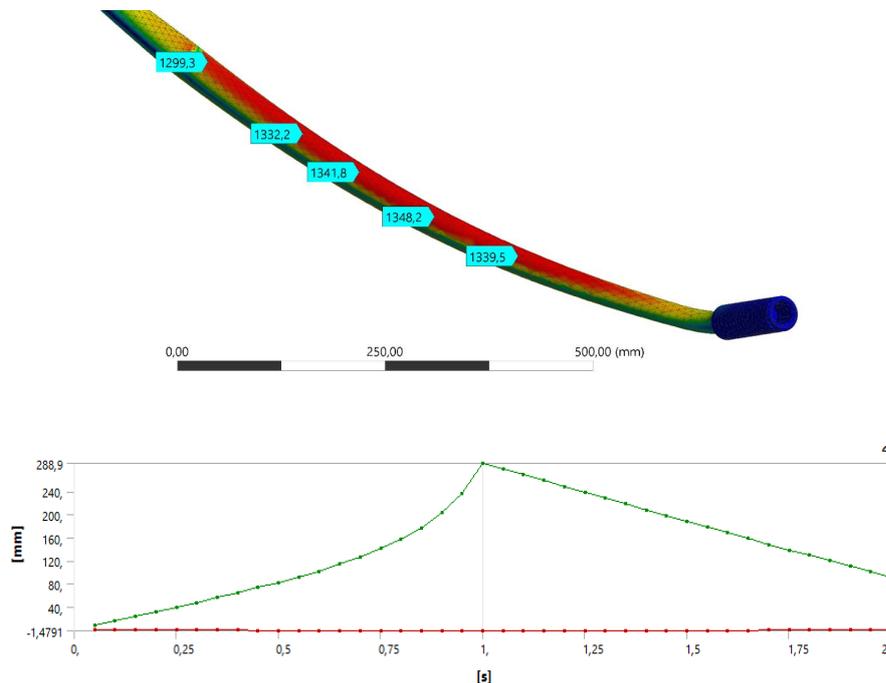


Abbildung 2.14: Spannung und Verformung bei 20600 N (plastische Deformation)

Erweiterte Energiebilanz bei „ultimate load“:

$$\begin{aligned} & 2.25 \cdot 4490 \text{ J} + \frac{1}{3} \cdot 1188 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0.4 \text{ m} \\ & = 7600 \text{ J} + 1460 \text{ J} + 500 \text{ J} + W_{Rumpf} \rightarrow W_{Rumpf} = 2050 \text{ J} \end{aligned} \quad (2.47)$$

Fazit: Das Fahrwerksbein mit einer Zugfestigkeit von 1400 MPa wäre theoretisch in der Lage einen „ultimate load“-Test zu überstehen sofern der Flugzeugrumpf ca. 17% der Gesamtenergie aufnehmen kann.

Nichtlineare plastische Festigkeitsanalyse (Rm = 1800 MPa)

Führt man dieselbe Analyse mit den maximal möglichen Materialkennwerten nach MMPDS durch, zeigt sich, dass das Fahrwerksbein eine maximale Energie von 5500 J bei einer bleibenden Deformation von 100 mm aufnehmen kann. Davon wird etwa 2200 J durch plastische Deformation in Wärme umgewandelt. Die maximale Kraft beträgt 26000 N. Ein „ultimate load“-Test würde hier mit Sicherheit überstanden werden.

Energieaufnahme pro Fahrwerksbein, elastisch und plastisch ($F_{max} = 26000 \text{ N}$):

$$W_{FB} = \int_{s_1}^{s_2} F(s) \cdot ds = \int_0^{0.35} (57353s^3 - 182082s^2 + 139992s) \cdot ds = 5500 \text{ J} \quad (2.48)$$

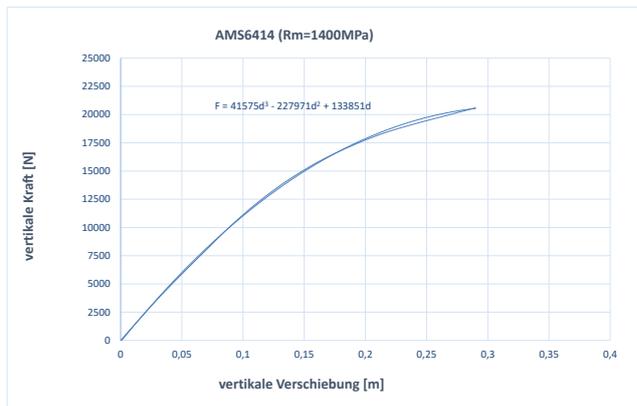


Abbildung 2.15: Energieaufnahme
AMS6414, Rm=1400

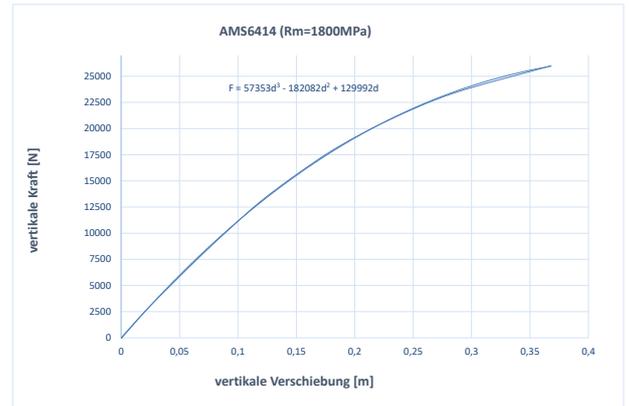


Abbildung 2.16: Energieaufnahme
AMS6414, Rm=1800

FEM-Modell „ANSYS“

- Nichtlineare plastische Festigkeitsanalysen „ultimate load“ (Rm=1400 MPa und Rm=1800 MPa)
- Isotrope Werkstoffeigenschaften: E-Modul = 200000 MPa, $\nu = 0.3$
- Multilineare isotrope Verfestigung (Siehe Anhang F)
- Solidmodell (Elementgröße = 8 mm, Anzahl Knoten = 32000)

- Zwei Lastschritte mit 20 Substeps (Belastung mit anschliessender Entlastung)
- Kräfte wie in Kapitel 2.5.2. beschrieben
- Lagerbedingungen und Netzansicht sind im Anhang H aufgeführt.

2.5.3 Bugfahrwerk „limit load“

Das Bugfahrwerk besteht aus den Hauptkomponenten Reifen, Felge, Gabel, Fahrwerksbein und Stossdämpfer (siehe Anhang B). Felge und Gabel werden vereinfacht als starr angenommen. Das Fahrwerksbein ist eine Schweisskonstruktion aus Stahlrohren. Die Energieaufnahme im Stossdämpfer erfolgt lediglich durch mehrere aufeinandergestapelte Gummiringe. Für das Belastungsszenario mit „limit load“ wird von jenem Landeszenario ausgegangen, welches die grössten Kräfte auf das Bugfahrwerk verursacht. Dies ist zum einen das Szenario „Ebene Landung mit verteilter Last“. Bei diesem Landeszenario wirken 9725 N in vertikaler und 2970 N in horizontaler Richtung. Zum andern muss das Lastszenario „Lastszenario 3 für das Bugfahrwerk“ berücksichtigt werden. Hier wirken zusätzliche Seitenkräfte in der Höhe von 2770 N. Nach CS-23 dürfen bei diesen Lastszenarien keine bleibenden Verformungen am Bugfahrwerk auftreten.

Nichtlineare elastische Festigkeitsanalyse „Ebene Landung mit verteilter Last“

Die maximale Nennspannung beträgt gemäss der statischen Festigkeitsanalyse 720 MPa und befindet sich im Vertikalrohr ($\text{Ø}38/\text{Ø}28$) nahe des Schweissübergangs (siehe Abbildung 2.17). Die Spannungen im Bugrohr ($\text{Ø}45/\text{Ø}35$) sind mit 420 MPa deutlich geringer. Beide Spannungswerte wurden mit einer Handrechnung verifiziert. Die geometrischen Abmasse wurden Abbildung 2.5 entnommen. Die maximale Kerbspannung (siehe Abbildung 2.17) beträgt 1700 MPa.

Verifizierung der maximalen Biegespannung im Vertikalrohr ($\text{Ø}38/\text{Ø}28$):

$$Mb_{max} = 220 \text{ mm} \cdot 9725 \text{ N} + 160 \text{ mm} \cdot 2970 \text{ N} = 2.61 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

$$W = \frac{\pi \cdot ((38 \text{ mm})^4 - (28 \text{ mm})^4)}{32 \cdot 38 \text{ mm}} = 3800 \text{ mm}^3, \sigma_b = \frac{2.61 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{3800 \text{ mm}^3} = 690 \text{ MPa}$$

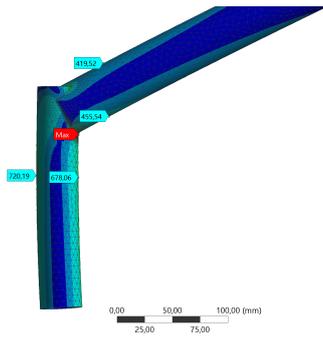


Abbildung 2.17: Vergleichsspannung vorne „limit load“

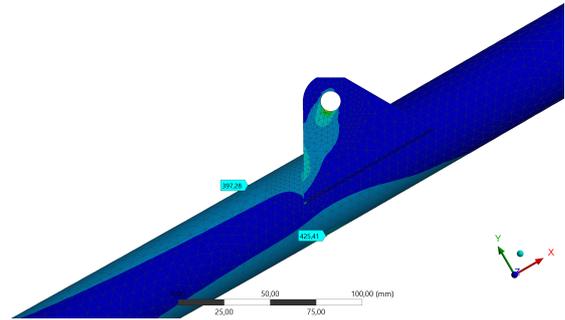


Abbildung 2.18: Vergleichsspannung hinten „limit load“

Verifizierung der maximalen Biegespannung im Bugrohr ($\text{Ø}45/\text{Ø}35$):

$$Mb_{max} = 430 \text{ mm} \cdot 9725 \text{ N} - 650 \text{ mm} \cdot 2970 \text{ N} = 2.25 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

$$W = \frac{\pi \cdot ((45 \text{ mm})^4 - (35 \text{ mm})^4)}{32 \cdot 45 \text{ mm}} = 5700 \text{ mm}^3, \sigma_b = \frac{2.25 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{5700 \text{ mm}^3} = 395 \text{ MPa}$$

FEM-Modell „ANSYS“

- Linear-elastische Festigkeitsanalyse
- Isotrope Werkstoffeigenschaften: E-Modul = 200000 MPa, $\nu = 0.3$
- Solidmodell (Elementgrösse = 6 mm, Anzahl Knoten = 72000)
- Vertikale externe Kraft = 9725 N, Horizontale externe Kraft = 2970 N
- Konvergenzanalyse bei Schweissnaht (maximale Abweichung = 5%)
- Lagerbedingungen und Netzansicht sind im Anhang H aufgeführt.

2.5.4 Bugfahrwerk „ultimate load“

Das FEM-Modell für die Berechnung ist das gleiche wie es bereits bei „limit load“ angewandt wurde. Die angreifenden Kräfte sind um den Faktor 1.5 erhöht worden.

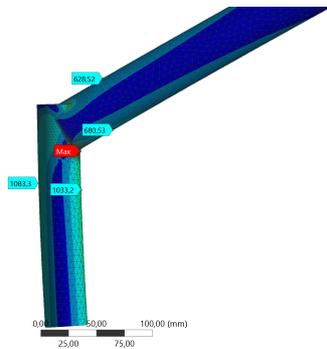


Abbildung 2.19: Vergleichsspannung vorne „ultimate load“

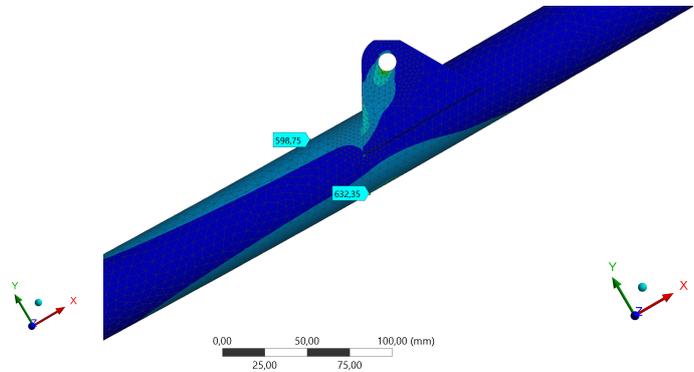


Abbildung 2.20: Vergleichsspannung hinten „ultimate load“

2.6 Technische Unterlagen der Zulassungsstelle

Bei einer Erstzertifizierung eines neuen Flugzeugstyps spricht man von einem A-Projekt. Hierbei müssen gewisse technische Unterlagen bei der Zulassungsstelle EAS (Experimental Aviation of Switzerland) hinterlegt werden. Die EAS ist die Vereinigung der Flugzeugeigenbauer in der Schweiz. Sie hat die Aufsicht über sämtliche Eigenbauflugzeuge. Diese Aufgabe wurde vom Bundesamt für Zivilluftfahrt (BAZL) offiziell an die EAS übertragen.

Auf Anfrage hin konnten die hinterlegten technischen Unterlagen der RV-10 eingesehen werden. Die Berechnungen sind spärlich ausgeführt und beinhalten hauptsächlich Nachweise, welche das Bremssystem des Flugzeugs betreffen. Der Nachweis des Fahrwerkbeins der RV-10 basiert lediglich auf einem Vergleich mit dem Typ RV-9. Konkrete Spannungswerte bei „limi load“ sind somit nicht aufgeführt. Folgende für diese Arbeit relevanten Berechnungswerte sind den Unterlagen der EAS zu entnehmen:

- Lastfaktor „ n “ = 3
- Biegemoment an der Einspannstelle des Fahrwerksbeins bei „limit load“ und dem Landeszenario „Geneigte Landung mit maximalem Landeanflugwinkel“ = $107970 \text{ lbs} \cdot \text{in} \hat{=} 1.22 \cdot 10^7 \text{ Nmm} \hat{=} 1420 \text{ MPa} \geq R_m$
- Maximale vertikale Radlast = $4125 \text{ lbs} \hat{=} 18300 \text{ N}$
- Horizontale Radlast des Lastszenarios „Vollbremsung mit blockierten Rädern“ = $1030 \text{ lbs} \hat{=} 4600 \text{ N}$
- Maximales Torsionsmoment auf das Fahrwerksbein = $9041 \text{ lbs} \cdot \text{in} \hat{=} 1.02 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$

Die Werte stimmen mit den in Kapitel 2 errechneten Resultaten gut überein. Für weitere Berechnungen gelten nach wie vor die in dieser Arbeit berechneten Resultate.

2.7 Schlussfolgerung

Die Analyse hat gezeigt, dass unter der Annahme der korrekten Materialdeklaration durch die Firma VANS das Hauptfahrwerk der heutigen Norm CS-23 nicht entspricht. Die Spannungen im Fahrwerksbein übersteigen bei einer linearen-elastischen Analyse schon bei „limit load“ mit ca. 1500 MPa die Zugfestigkeit. Dies hat zur Folge, dass sich das Hauptfahrwerk in der Realität bei einer Belastung mit „limit load“ plastisch deformieren wird.

3 Lösungsfindung Hauptfahrwerk

Dieser Prozess muss in enger Zusammenarbeit mit dem Industriepartner erfolgen. Hierbei ist Wünschen aber auch Restriktionen seitens des Industriepartners grosse Aufmerksamkeit zu schenken. Aufgrund zu knapper Ressourcen wurde beschlossen den Fokus im weiteren Verlauf der Arbeit nur auf das Hauptfahrwerk zu legen. Über die bereits gewonnenen Erkenntnisse, welche das Bugfahrwerk betreffen, kann der Industriepartner frei verfügen.

3.1 Anforderungen

Die Anforderungen an das neue Fahrwerk wurden zusammen mit dem Industriepartner definiert. Das Pflichtenheft ist im Anhang D aufgeführt. Als Grundlage für die Dimensionierung gelten die maximalen Radlasten, welche in Kapitel 2.4.8 zusammengefasst sind. Die Steifigkeit des neuen Hauptfahrwerks sollte gleich gross oder kleiner wie die des Standard-Fahrwerks sein, sofern eine grössere Deformation nicht zu einer Verletzung der minimalen Abstände führt. Das neue Bugfahrwerk müsste aufgrund des einzuhaltenden Mindestabstandes zwischen Propeller und Landepiste die gleiche oder eine leicht höhere Steifigkeit besitzen.

Nebst einem rechnerischen Nachweis müssen nach CS-23 spezifizierte Droptests durchgeführt werden. In diesen Tests werden die Szenarien, welche in Kapitel 2.4 beschrieben sind, simuliert. Die Norm unterscheidet zwischen „limit load“ und „ultimate load“. Unter „limit load“ versteht die maximal wirkenden Kräfte die während der Landung auftreten können (siehe Abbildung 2.10). Das Fahrwerk muss diesen Lasten ohne bleibende Deformation standhalten. „ultimate load“ kann durch zwei unterschiedliche Verfahren nachgewiesen werden. Zum einen ist dies die „limit load“-Kraft multipliziert mit dem Faktor 1.5, zum anderen ein Droptest mit der 2.25-fachen kinetischen Energie der Flugzeugmasse. Hierbei darf sich das Fahrwerk bleibend verformen.

Hervorzuheben ist die Erkenntnis, dass das neue Fahrwerk restriktivere Vorgaben erfüllen muss als das Standard-Fahrwerk. Dies ist auch der ausdrückliche Wunsch des Industriepartners. Das Leichtbaupotenzial wird sich durch diese zusätzlichen Anforderungen vermindern.

3.2 Leichtbau-Werkstoffe

Das Leichtbaupotenzial von Werkstoffen hängt im Wesentlichen von deren spezifischen Kennwerten und vom verfügbaren Platz ab. Die Eigenschaften von anisotropen Composite-Materialien sind richtungsabhängig. Je nach Belastungsrichtung sind die Unterschiede sehr gross. In Tabelle 3.1 ist eine Auswahl von Werkstoffen aufgeführt, welche für eine Umsetzung in Frage kommen.

Tabelle 3.1: Leichtbau-Werkstoffe

Werkstoff	Dichte	E	E sp.	Rm	Rm sp.	Schub	A
	$[kg/m^3]$	$[MPa]$	$[km]$	$[MPa]$	$[km]$	$[MPa]$	$[%]$
EN AW-2024-T3 [11]	2800	70000	2548	430	16	230	12
EN AW-7075-T6	2800	70000	2548	540	20	330	7
Stahl 4340 [11]	7850	203000	2636	1800	23	1050	8
Stahl 4340 (Angabe VANS)	7850	203000	2636	1400	18	1050	8
CFK UD (60%) x [12]	1560	121000	9017	1450	95	35	-
CFK UD (60%) y [12]	1560	8900	581	29	1.9	60	-
CFK UD (60%) z [12]	1560	8900	581	29	1.9	60	-
CFK Gew. (60%) x [12]	1560	61300	3529	620	41	65	-
CFK Gew. (60%) y [12]	1560	61300	3529	620	41	65	-
CFK Gew. (60%) z [12]	1560	6900	397	50	3.3	125	-
GFK UD (60%) x [12]	2000	45000	2548	1100	62	46	-
GFK UD (60%) y [12]	2000	10000	566	35	2	80	-
GFK UD (60%) z [12]	2000	10000	566	35	2	80	-
GFK Gew. x [11]	2000	20000	1132	400	22.6	-	-

3.3 Schnittstellen am Flugzeugrumpf

Auf Wunsch des Industriepartners soll nach Möglichkeit die Schnittstelle zum Hauptfahrwerk nicht verändert werden. Dadurch könnte man mit geringem Aufwand jederzeit wieder das Standard-Fahrwerk montieren. Die Schnittstelle zum Bugfahrwerk muss zwingend unverändert bleiben.

3.3.1 Standard-Schnittstelle

Die Schweisskonstruktion besteht aus Stahlrohren und Stahlblechen und wiegt 2.5 kg. Die genauen Materialkennndaten sind nicht bekannt. Das Fahrwerksbein wird in das Stahlrohr geschoben und mit einer Schraube axial gesichert und gleichzeitig ausgerichtet. Diese eine Schraube nimmt sämtliche axial wirkenden Kräfte, sowie auch das angreifende Torsionsmoment auf.

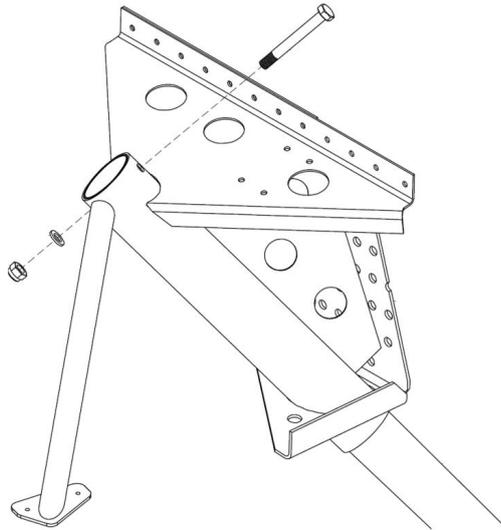


Abbildung 3.1: Standard-Schnittstelle zum Flugzeugrumpf

3.3.2 Alternativ-Schnittstellen

Schnittstelle im Fahrwerksbein

Aufgrund der hohen auftretenden Spannungen an der Einspannstelle und des begrenzten Durchmessers des Stahlrohres ist der Einsatz eines Alternativmaterials in der Einspannstelle selbst nicht möglich. Die absoluten Festigkeitswerte (bis 1800 MPa) können durch kein anderes Material erreicht werden als durch Stahl. Eine Schnittstelle am Fahrwerksbein selbst, unterhalb der Einspannstelle, würde dieses Problem lösen. Material, Grösse und Form des neuen Querschnitts könnten frei gewählt werden. Das Leichtbaupotenzial ist bei dieser Variante eingeschränkt, da die Dichte des Materials in der Einspannstelle unverändert bleibt. Diese unveränderbare Masse entspricht einem Drittel des Gesamtgewichts vom Hauptfahrwerk. Somit können nur an den restlichen zwei Dritteln Optimierungen vorgenommen werden. Ein Übergangsstück auf eine andere Querschnittsform würde ebenfalls zusätzliches Gewicht bedeuten und das Einsparungspotenzial weiter einschränken.

Ersatz der Standard-Schnittstelle

Bei dieser Variante könnte die Einspannstelle optimal den Bedürfnissen des neuen Fahrwerks angepasst werden. Das Leichtbaupotenzial wäre grösser als bei der ersten Variante. Jedoch würde sich auch der Realisierungsaufwand erhöhen. Die Krafteinleitung in den Flugzeugrumpf muss unverändert bleiben. Das heisst, dass auch die Schnittstellen zur Rumpfstruktur identisch sein müssen.

Durchgehende Schwinge

Der Vorteil dieser Variante besteht darin, dass das vertikale Biegemoment nicht in den Flugzeugrumpf eingeleitet, sondern von der Schwinge aufgenommen wird. Dieses Bauteil verläuft quer unterhalb des Rumpfes. Um eine genügende elastische Deformationsmöglichkeit zu garantieren, muss zwischen Schwinge und Flugzeugrumpf genügend Freiraum vorhanden sein. Dies kann sich negativ auf die Aerodynamik auswirken. Es besteht bei dieser Variante die Möglichkeit die Standard-Schnittstelle zu verwenden. Befestigungsmöglichkeiten direkt am Flugzeugrumpf müssten genauer untersucht werden. Ein mögliches Problem bei der Umsetzung ist die Neigung von 26 Grad nach hinten.

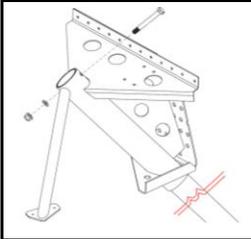
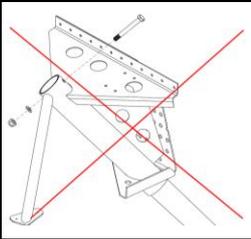
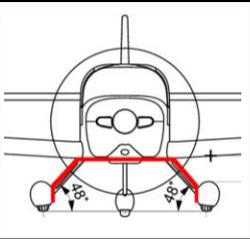
			
	Schnittstelle im Fahrwerksbein	Ersatz der Standard-Schnittstelle	Durchgehende Schwinge
Leichtbaupotenzial	+	++	++
Kompatibilität	++	0	+ (++)

Abbildung 3.2: Alternativ-Schnittstellen zum Flugzeugrumpf

3.4 Vordimensionierung

Die Dimensionierung ist ein iterativer Prozess. Die Herausforderung besteht darin, eine gewünschte Steifigkeit bei optimaler Ausnutzung der Festigkeitswerte zu erzielen.

3.4.1 Schnittgrößen am Fahrwerksbein bei „limit load“

Grundlage für die Berechnung der Kräfte und Momente ist das Landeszenario „Ebene Landung ohne Kraft auf das Bugfahrwerk“ sowie das Massbild des Fahrwerksbeins (siehe Abbildung 3.3).

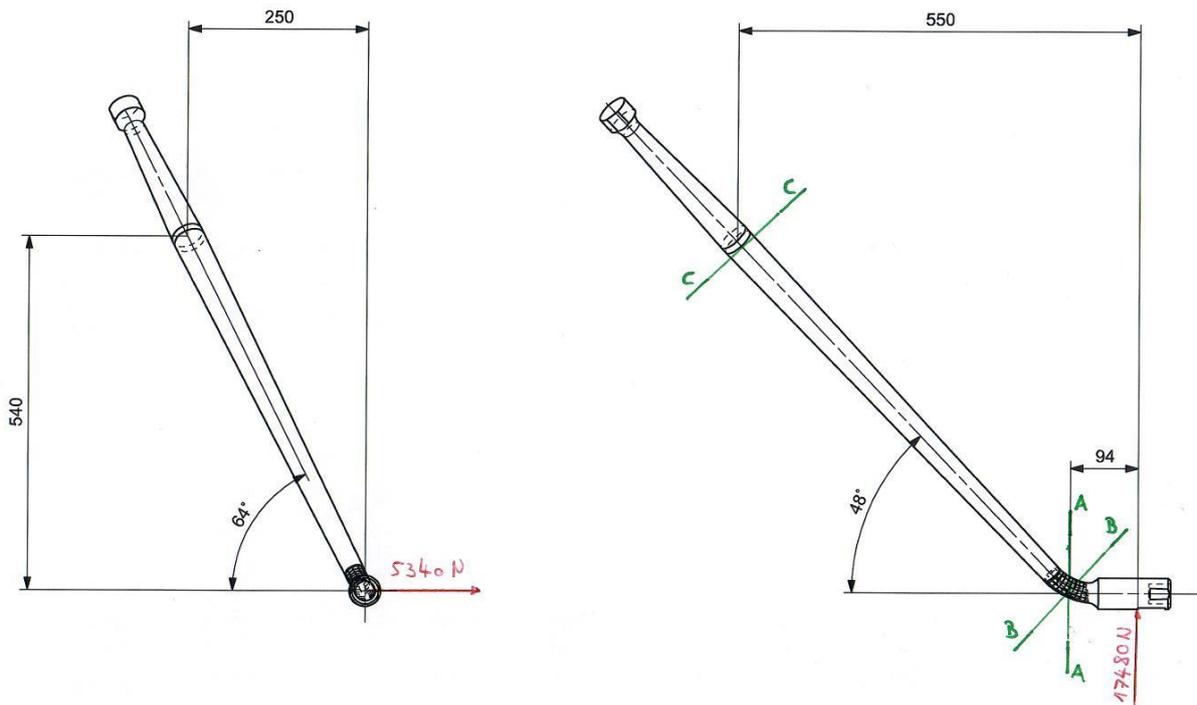
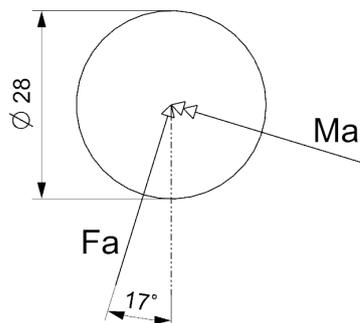


Abbildung 3.3: Massbild Fahrwerksbein

Schnitt A-A

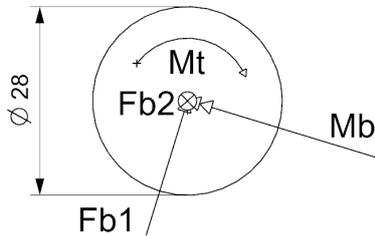


$$F_a = \sqrt{(5340 \text{ N})^2 + (17480 \text{ N})^2} = 18280 \text{ N} \quad (3.1)$$

$$M_a = 18280 \text{ N} \cdot 94 \text{ mm} = 1.72 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \quad (3.2)$$

Abbildung 3.4: Schnitt A-A

Schnitt B-B



$$F_{b2} = 18280 \text{ N} \cdot \sin(\sqrt{(42^\circ)^2 + (26^\circ)^2}) = 9951 \text{ N} \quad (3.3)$$

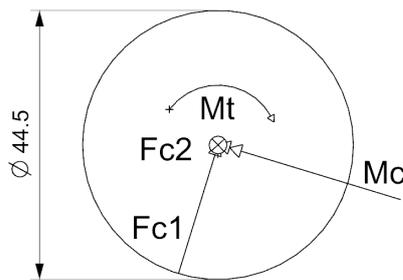
$$F_{b1} = 18280 \text{ N} \cdot \cos(\sqrt{(42^\circ)^2 + (26^\circ)^2}) = 15333 \text{ N} \quad (3.4)$$

$$M_b = \sqrt{(13370 \cdot 94)^2 + (12400 \cdot 49)^2} = 1.4 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \quad (3.5)$$

Abbildung 3.5: Schnitt B-B

$$M_t = 18280 \text{ N} \cdot \cos(47^\circ) \cdot 80 \text{ mm} = 1 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \quad (3.6)$$

Schnitt C-C



$$F_{c2} = 18280 \text{ N} \cdot \sin(\sqrt{(42^\circ)^2 + (26^\circ)^2}) = 9951 \text{ N} \quad (3.7)$$

$$F_{c1} = 18280 \text{ N} \cdot \cos(\sqrt{(42^\circ)^2 + (26^\circ)^2}) = 15333 \text{ N} \quad (3.8)$$

$$M_c = \sqrt{(13370 \cdot 550)^2 + (12400 \cdot 770)^2} = 1.2 \cdot 10^7 \text{ Nmm} \quad (3.9)$$

Abbildung 3.6: Schnitt C-C

$$M_t = 18280 \text{ N} \cdot \cos(47^\circ) \cdot 80 \text{ mm} = 1 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \quad (3.10)$$

Maximales Torsionsmoment aufgrund Vollbremsung mit blockierten Rädern:

$$M_{t,HF} = F_B \cdot r_{stat} = 4600 \text{ N} \cdot 160 \text{ mm} = 0.74 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \quad (3.11)$$

F_B = Maximale horizontale Bremskraft (Hauptfahrwerk) [N]

r_{stat} = Reifenradius (statisch deformiert) [mm]

3.4.2 Äquivalente Steifigkeiten konstanter Querschnitte

Das Fahrwerksbein (siehe Abbildung 3.3) besteht aus hochfestem Vergütungsstahl welches vor der Wärmebehandlung gebogen wurde. Es stellt ein Bauteil dar, das nach dem Prinzip

der Integralbauweise konstruiert wurde. Radachse und Lastgestänge sind zu einem Bauteil vereint. Für eine erste Untersuchung werden Lastgestänge und Radachse unabhängig voneinander betrachtet. Die Steifigkeit des Lastgestänges (siehe Abbildung 3.7) muss, wie schon beim kompletten Fahrwerksbein, mittels „ANSYS“ bestimmt werden. Die Biegesteifigkeit beträgt 166700 N/m . Dieser Steifigkeitswert dient als Vergleichswert bei der Lösungssuche.

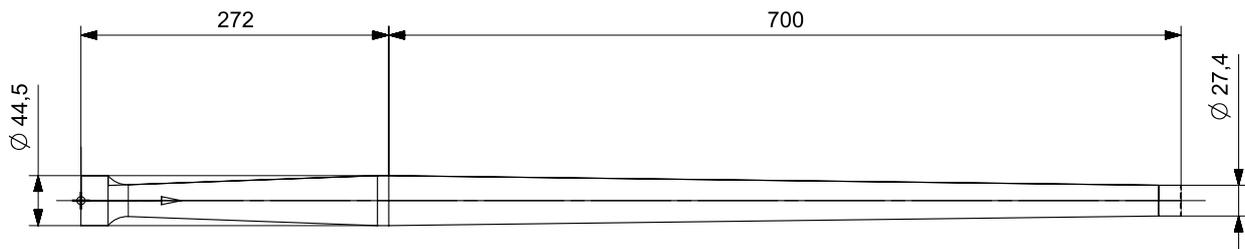


Abbildung 3.7: Differenzierung Hauptfahrwerk (Lastgestänge)

Äquivalentes Flächenträgheitsmoment (Annahme feste Einspannung):

$$c_v = \frac{F}{w} = \frac{3 \cdot E \cdot I_{\text{äq}}}{l^3} = 166.7 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \rightarrow I_{\text{äq}} = \frac{l^3 \cdot c_v}{3 \cdot E} \quad (3.12)$$

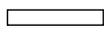
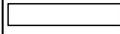
$c_{v, LG}$ = Vergleichssteifigkeit Lastgestänge [N/mm]

$I_{\text{äq}, HF}$ = Äquivalentes Flächenträgheitsmoment Hauptfahrwerk [mm^4]

l = Auskragende Länge [mm]

In Abbildung 3.8 sind verschiedene, über die gesamte Länge konstante Querschnitte aus unterschiedlichen Materialien aufgezeigt, welche dieselbe Steifigkeit aufweisen wie das Lastgestänge. Bei der Bewertung der Querschnitte sind Flächengewichte sowie eine ausreichende Festigkeit zu berücksichtigen. Es ist zu beachten, dass bei duktilen Materialien die „limit loads“ auf die Streckgrenze ausgelegt werden, während bei Composites die keine Bruchdehnung aufweisen die „ultimate loads“ auf die Zugfestigkeit designt werden. Die Übersicht in Abbildung 3.8 soll ein Gefühl für diese Thematik vermitteln um weitere Optimierungen vornehmen zu können. Es ist klar, dass es aus Gewichts- und Festigkeitsgründen keinen Sinn macht, einen über die gesamte Länge konstanten Querschnitt zu verwenden.

3.5 Lösungsvarianten

Form	Stahl 4340 (Festigkeitswerte nach Angabe VANS)			Aluminium 7075-T6			
							
Dimension [mm]	Ø36,9	32,3	100/22	Ø48,5	42,5	120/30	Ø53,5/40
E-Modul in Hauptachsenrichtung [MPa]	210000	210000	210000	70000	70000	70000	70000
äquivalentes Flächenträgheitsmoment [mm ⁴]	90760	90760	90760	272280	272280	272280	272280
Dichte [kg/m ³]	7850	7850	7850	2800	2800	2800	2800
Längengewicht [kg/m]	8,4	8,2	17,3	5,2	5,1	10,1	2,7
Zugfestigkeit [MPa]	1400	1400	1400	540	540	540	540
Widerstandsmoment dimensionslos	1	1,13	1,66	2,3	2,6	3,7	2,1
Schubfestigkeit	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Biegefestigkeit	✗	✗	✗	✗	✗	✗	✗

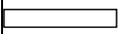
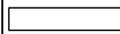
Form	CFK Unidirektional		CFK Gewebe		GFK Unidirektional		GFK Gewebe
							
Dimension [mm]	100/27	120/25	100/33,5	120/31,4	100/37	120/35	100/48,5
E-Modul in Hauptachsenrichtung [MPa]	121000	121000	61300	61300	45000	45000	20000
äquivalentes Flächenträgheitsmoment [mm ⁴]	158830	158830	310720	310720	423500	423500	952970
Dichte [kg/m ³]	1560	1560	1560	1560	2000	2000	2000
Längengewicht [kg/m]	4,2	4,7	4,9	5,9	7,4	8,4	13,6
Zugfestigkeit [MPa]	1450	1450	620	620	1100	1100	400
Widerstandsmoment dimensionslos	2,4	2,6	3,8	5,1	4,7	4,9	8
Schubfestigkeit	✗	✗	✓	✓	✓	✓	✓
Biegefestigkeit	✓	✓	✗	✗	✓	✓	✗

Abbildung 3.8: Äquivalente konstante Querschnitte mit gleicher Steifigkeit

3.5 Lösungsvarianten

Für die Unterstützung der Entscheidungsfindung sind drei verschiedene Konzepte ausgearbeitet worden. Die Schwerpunkte liegen auf Schnittstellenbetrachtungen und möglichen Gewichtsreduzierungen.

3.5.1 Konzept 1

Das Fahrwerksbein aus Vergütungsstahl wird durch ein Fahrwerksbein aus Aluminium (EN AW-7075-T6) ersetzt, welches ebenfalls zylindrisch gelagert wird. Das Stahlrohr der Standard-Schnittstelle müsste durch ein grösseres ausgetauscht werden. Das Fahrwerksbein wird zwei-

teilig gestaltet. Es besteht aus einem Lastgestänge (A) und der Radachse (B) (siehe Abbildung 3.9). Beide Bauteile können spanend gefertigt und mittels einer Schraubenverbindung gefügt werden. Die Aluminiumlegierung ist nicht schweissgeeignet. Die Steifigkeit des auf der Abbildung 3.9 gezeigten Fahrwerksbeins beträgt gemäss FEM-Analyse ungefähr 150 N/mm . Dieser Wert ist zu hoch und müsste bei der Umsetzung nach unten korrigiert werden. Eine Verringerung der Steifigkeit kann mit einer geeigneten Querschnittsanpassung erfolgen. Denkbar wäre an geeigneter Stelle mit rechteckigen Querschnitten zu arbeiten. Im Gegensatz zu einem runden Querschnitt weist ein rechteckiger Querschnitt bei gleichbleibendem Widerstandsmoment ein kleineres Flächenträgheitsmoment auf. Dies ist ein iterativer Prozess, der solange wiederholt werden muss, bis Deformations- und Fertigungswerte optimal aufeinander eingestellt sind.

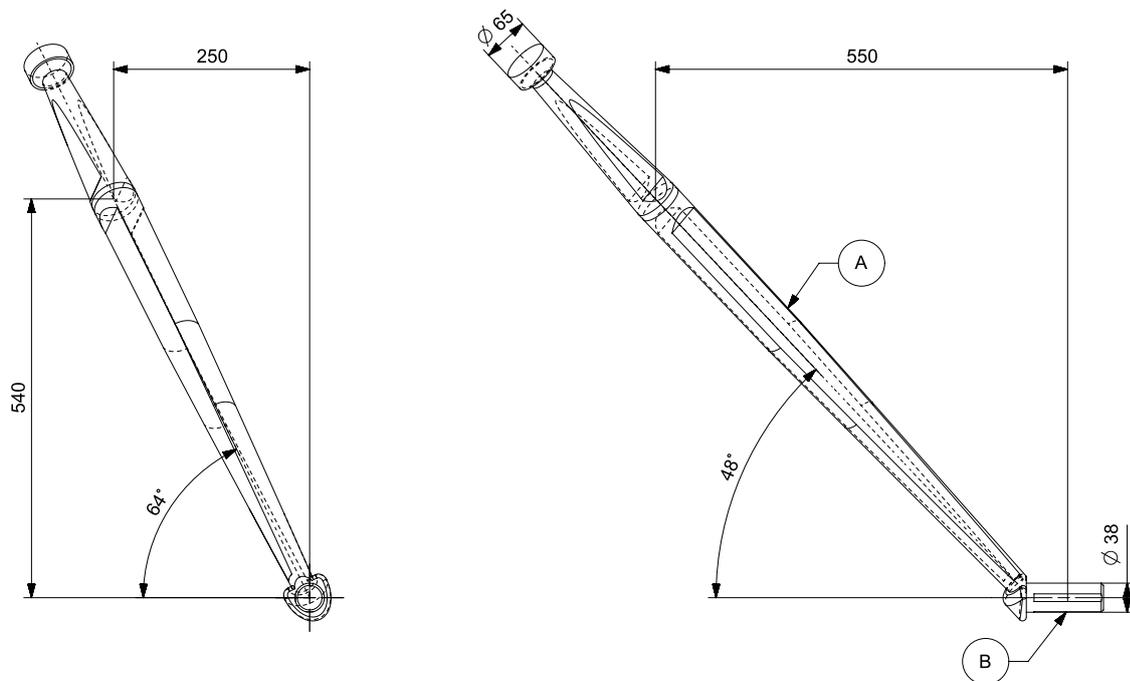


Abbildung 3.9: Fahrwerksbein aus EN AW-7075-T6

Dimensionierung

Material: EN AW-7075-T6, $R_m \geq 540 \text{ MPa}$, $R_e \geq 485 \text{ MPa}$, $A = 7\%$, E-Modul= 70000 MPa

Notwendiger Durchmesser an der Einspannstelle:

$$W_{L1} \geq \frac{M_c}{\sigma_{zul.}} = \frac{1.2 \cdot 10^7 \text{ Nmm}}{485 \text{ MPa}} = 24732 \text{ mm}^3 = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \rightarrow d \geq 63 \text{ mm} \quad (3.13)$$

Maximale Vergleichsspannung an Einspannstelle bei gewähltem Durchmesser von 65 mm:

$$\sigma_v = \sqrt{\left(\frac{M_c}{W}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_t}{W_t}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{1.2 \cdot 10^7 \text{ Nmm}}{27000 \text{ mm}^3}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{1 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{2 \cdot 27000 \text{ mm}^3}\right)^2} = 445 \text{ MPa} \quad (3.14)$$

Abschätzung Gewichtseinsparung

$$\alpha = \frac{\rho_{AMS6414}}{\rho_{ENAW-7075}} = \frac{7.85}{2.8} = 2.8, \quad \beta = \frac{A_{ENAW-7075}}{A_{AMS6414}} = \frac{65^2}{44.5^2} = 2.1, \quad \gamma = \frac{\beta}{\alpha} = \frac{2.1}{2.8} = 0.75 \quad (3.15)$$

Gewichtseinsparung bei Skalierung von $\varnothing 44.5$ mm (Stahl) auf $\varnothing 65$ mm (Aluminium):

$$\Delta_m = (1 - \gamma) \cdot m_{FB,standard} \cdot 2 = (1 - 0.75) \cdot 9 \text{ kg} \cdot 2 = 4.5 \text{ kg} \quad (3.16)$$

Das Gewichtseinsparungspotenzial für das Hauptfahrwerk wird auf 3-6 kg geschätzt.

Argumente für eine Umsetzung

- Mit dem Einsatz von Reduzierhülsen ist eine einfache Umrüstung auf das Standard-Fahrwerk jederzeit möglich.
- Es handelt sich um dieselbe bewährte Bauweise wie die des Standard-Fahrwerkbeins.
- Aufgrund der Duktilität des Materials entsteht eine gewisse Sicherheitsmarge bei einer Fahrwerksbelastung mit „ultimate load“.

Argumente gegen eine Umsetzung

- Die Standard-Schnittstelle zum Flugzeugrumpf muss geändert werden.
- Aufgrund der grösseren Durchmesser ist ebenfalls eine neue Fahrwerkverkleidung notwendig.
- Das Gewichtseinsparungspotenzial ist eher gering.

3.5.2 Konzept 2

Das Lastgestänge besteht aus Composite (GFK) und ist in Punkt 2 (Abbildung 3.10) gelenkig gelagert. Die Radachse aus Aluminium wird mit dem Lastgestänge verschraubt. Da nebst Biegebeanspruchungen auch Schubkräfte und Torsionsmomente im Fahrwerksbein wirken ist eine Umsetzung aus reinem GFK-UD nicht möglich. Besonders den Torsionsspannungen ist hier grosse Beachtung zu schenken. Da der grösste Anteil jedoch aus unidirektionalem Composite bestehen wird, darf in der Konzeptionierung vereinfacht mit GFK-UD gerechnet werden. Zur Bestimmung der notwendigen Querschnitte sind starke Vereinfachungen getroffen worden. Ziel ist es lediglich, eine ungefähre Aussage über das Gewicht des Fahrwerkbeins machen zu können. Wenig belastete Zonen im Innern des Lastgestänges können durch leichtes Füllmaterial ersetzt werden.

Vorteile GFK zu CFK

- Erheblich preisgünstiger CFK
- Höhere Bruchdehnung und Schubfestigkeit
- Gute Drapierbarkeit auch um enge Radien
- Sehr geringe Feuchtigkeitsaufnahme
- Aufgrund der Transparenz können Schlagschäden sehr einfach visuell detektiert werden

Dimensionierung

Material [12]: GFK UD 60%, $R_{m,x} = 1100 \text{ MPa}$, $R_{m,yz} = 35 \text{ MPa}$, E-Modul_x = 45000 MPa

Abschätzung Widerstandsmoment an der Einspannstelle:

$$W_{L2} \geq \frac{M_c \cdot 1.5}{R_{m,x}} = \frac{1.2 \cdot 10^7 \text{ Nmm} \cdot 1.5}{1100 \text{ MPa}} = 16500 \text{ mm}^3 \rightarrow \text{Rechteck-Querschnitt } 120/35/10 \quad (3.17)$$

Biegemoment „ultimate load“ um Y-Achse:

$$M_y = 17480 \text{ N} \cdot 1.5 \cdot 550 \text{ mm} = 1.44 \cdot 10^7 \text{ Nmm} \quad (3.18)$$

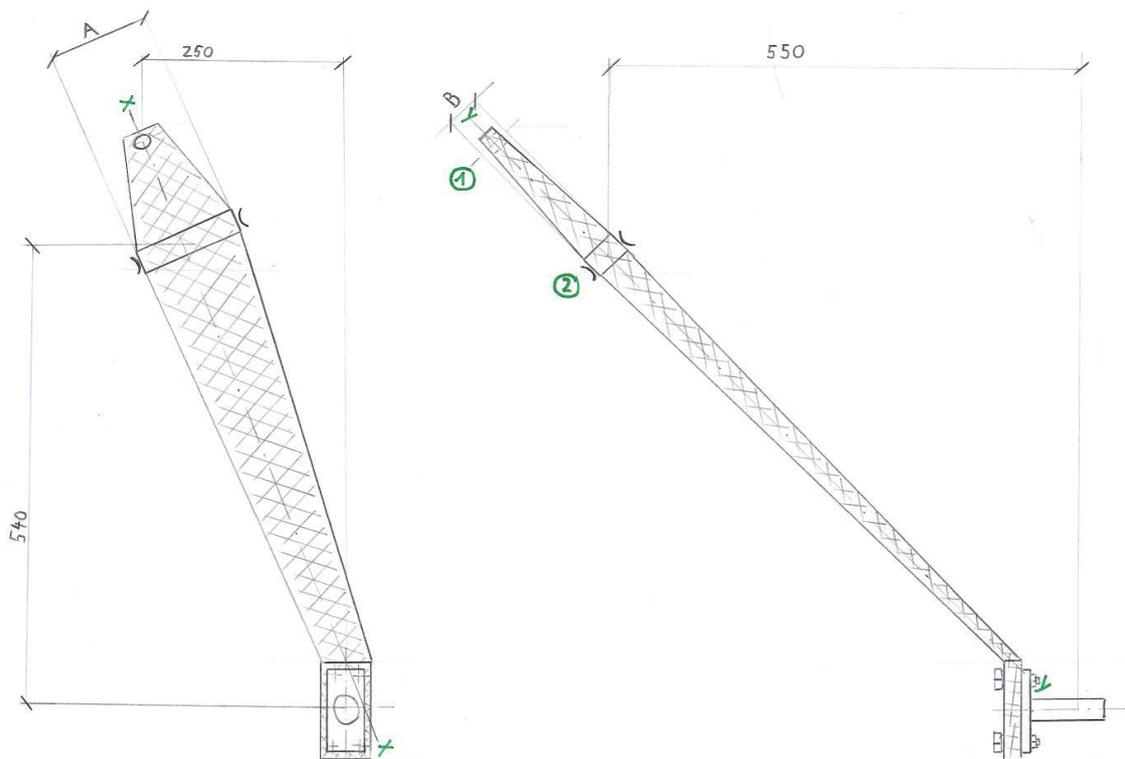


Abbildung 3.10: Fahrwerksbein aus GFK-Laminaten

Flächenträgheitsmoment um Y-Achse:

$$I_y = \frac{120 \cdot 35^3 - 100 \cdot 15^3}{12} = 0.4 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \quad (3.19)$$

Biegemoment „ultimate load“ um X-Achse:

$$M_x = 17480 \text{ N} \cdot 1.5 \cdot 250 \text{ mm} + 5340 \text{ N} \cdot 1.5 \cdot 540 \text{ mm} = 1.09 \cdot 10^7 \text{ Nmm} \quad (3.20)$$

Flächenträgheitsmoment um X-Achse:

$$I_x = \frac{35 \cdot 120^3 - 15 \cdot 100^3}{12} = 3.8 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \quad (3.21)$$

Maximale Biegespannung an Einspannstelle bei gewähltem Querschnitt 120/35/10:

$$\sigma_b = \frac{M_y}{I_y} \cdot x - \frac{M_x}{I_x} \cdot y = \frac{1.44 \cdot 10^7 \text{ Nmm}}{0.4 \cdot 10^6 \text{ mm}^4} \cdot 17.5 \text{ mm} + \frac{1.09 \cdot 10^7 \text{ Nmm}}{3.8 \cdot 10^6 \text{ mm}^4} \cdot 60 \text{ mm} = 800 \text{ MPa} \quad (3.22)$$

Abschätzung Gewichtseinsparung

Gewicht Lastgestänge bei Annahme von konstantem Querschnitt und masselosem Füllkern:

$$m_{L2} = (0.12 \text{ m} \cdot 0.035 \text{ m} - 0.1 \text{ m} \cdot 0.015 \text{ m}) \cdot 1 \text{ m} \cdot 2000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 5.4 \text{ kg} \quad (3.23)$$

Die Abschätzung des Gewichts ist konservativ, da in Wirklichkeit der Querschnitt nicht konstant sein wird. Die Masse der Radachse aus Aluminium wird auf 0.75 kg geschätzt. Das Gewichtseinsparungspotenzial für das Hauptfahrwerk beläuft sich auf 6-10 kg.

Argumente für eine Umsetzung

- Der Industriepartner kann das Lastgestänge selbst herstellen.
- Das Gewichtseinsparungspotenzial ist mit 6-10 kg grösser als bei Lösungsvariante 1.

Argumente gegen eine Umsetzung

- Bei der Schnittstelle zum Flugzeugrumpf handelt es sich um eine Neuentwicklung.
- Die Kompatibilität zum Standard-Fahrwerk ist nicht gegeben.
- Eine Überbelastung kann zu schlagartigem Versagen der Struktur führen.
- Die Struktur des Lastgestänges ist anfällig auf Steinschläge.

3.5.3 Konzept 3

Das Hauptfahrwerk ist als durchgehende Schwinge aus GFK konzipiert, welche unterhalb des Flugzeugrumpfes verläuft. Das vertikal wirkende Biegemoment wird somit nicht in den Rumpf eingeleitet. Die Schwinge kann mittels eigens konstruierten Adaptern an den Standard-Schnittstellen oder direkt an die Holmbrücke montiert werden. Die Radachse besteht wiederum aus Aluminium. Diese Bauweise weist eine höhere Deformation auf als die Lösungsvariante 2. Aufgrund dessen darf die Konstruktion geometrisch steifer gestaltet werden, was eine zusätzliche Möglichkeit bietet, Gewicht einzusparen.

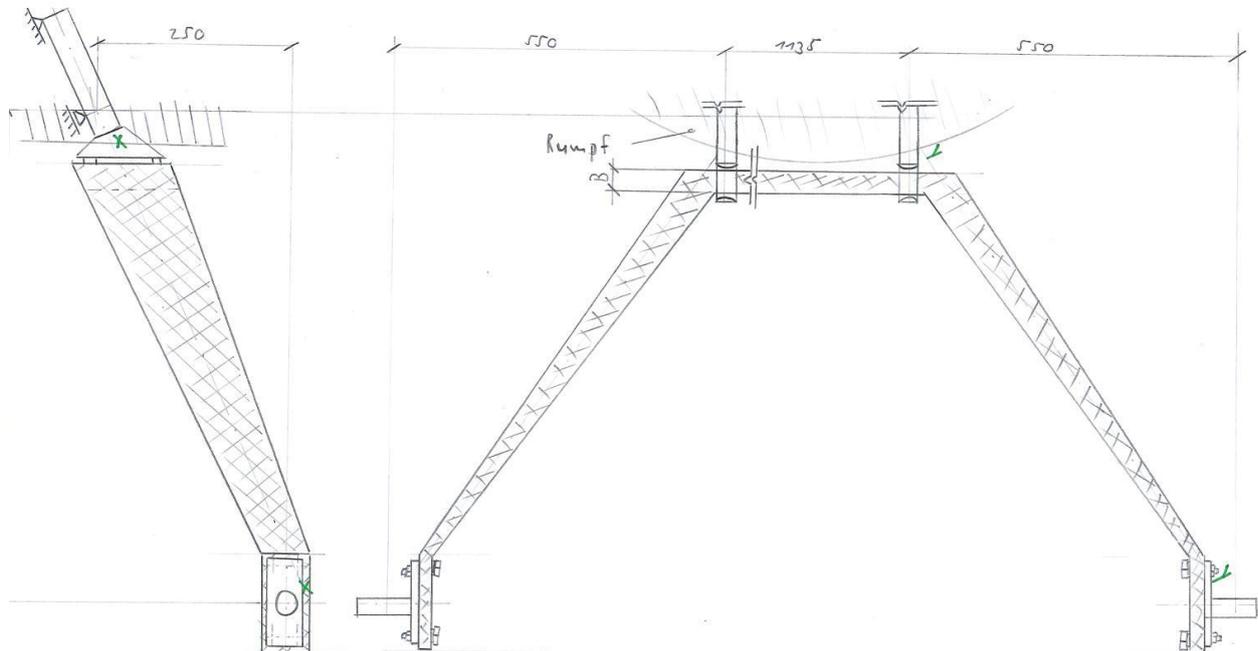


Abbildung 3.11: Durchgehende Schwinge aus GFK-Laminaten

Abschätzung Gewichtseinsparung

Die Querschnittsgrösse wird mit 120/35/10 identisch zur Lösungsvariante 2 angenommen. Gewicht Schwinge bei Annahme von konstantem Querschnitt und masselosem Füllkern:

$$m_{L2} = (0.12 \text{ m} \cdot 0.035 \text{ m} - 0.1 \text{ m} \cdot 0.015 \text{ m}) \cdot 2.4 \text{ m} \cdot 2000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 13 \text{ kg} \quad (3.24)$$

Die Abschätzung des Gewichts ist konservativ da in Wirklichkeit der Querschnitt nicht konstant sein wird. Die Masse der Radachse wird auf 0.75 kg und die des Adapters auf 1 kg geschätzt. Das Gewichtseinsparungspotenzial für das Hauptfahrwerk beläuft sich auf 3-8 kg. Falls die nicht mehr benötigte Standard-Schnittstelle ausgebaut wird, können 5 kg zusätzlich eingespart werden. In diesem Falle müsste jedoch geklärt werden ob dies zu einer Schwächung der Rumpfstruktur führt.

Argumente für eine Umsetzung

- Die Standard-Schnittstelle bleibt unverändert und kann bei Bedarf jederzeit wieder eingebaut werden.
- Der Industriepartner kann die Schwinge selbst herstellen.
- Das vertikal wirkende Biegemoment wird nicht in den Flugzeugrumpf eingeleitet.
- Die Schwinge besitzt ein grosses Deformationsvermögen und ist somit auch in der Lage grosse Energien zu speichern.

Argumente gegen eine Umsetzung

- Unterhalb des Flugzeugrumpfes ist eine zusätzliche aerodynamische Verkleidung notwendig.
- Eventuell sind Eingriffe am Hauptholmen vorzunehmen.
- Die Herstellung der Fahrwerksschwinge ist aufwändig.
- Eine Überbelastung kann zu schlagartigem Versagen der Struktur führen.

3.5.4 Entscheid

Der Industriepartner hat sich klar für das „Konzept 3“ entschieden. Die Fahrwerksschwinge wollen Elias Imgrüth und Anthony Vallon im Handlaminierverfahren selbst herstellen. Die neue Aufhängung soll wenn möglich direkt an die Holmbrücke geklemmt werden. Damit besteht die Möglichkeit die Standard-Schnittstelle auszubauen und nur bei Bedarf wieder zu montieren.

In Absprache mit dem Industriepartner gelten für die Konstruktionsphase folgende Rahmenbedingungen:

- Die Schwinge wird als GFK-Bauteil dimensioniert.
- Die Radpositionen müssen unverändert bleiben.
- Für die aerodynamische Verkleidung des Fahrwerks ist der Industriepartner zuständig.
- Wenn möglich soll die neue Aufhängung direkt an die Holmbrücke geklemmt werden.

4 Entwicklung Hauptfahrwerk

Als Grundlage für die Konstruktion dienen die errechneten Radlasten sowie die vom Industriepartner ausgewählte Lösungsvariante. Die Modellierung erfolgt mit Hilfe des CAD-Programm „NX12“. Festigkeits- und Steifigkeitssimulationen werden mit dem FEM-Programm „ANSYS“ durchgeführt. Neben Konstruktion und Berechnung ist die Erstellung von Fertigungsunterlagen mit hohem Detaillierungsgrad ebenfalls Bestandteil dieser Arbeit.

Die Konstruktion des Hauptfahrwerks basiert auf dem Konzept 3. Es besteht im Wesentlichen aus den Komponenten Radachse, Fahrwerksschwinge und Aufhängung. Die Fahrwerksschwinge wird direkt an der Holmbrücke befestigt. Dadurch befindet sich der neue Befestigungspunkt 100 mm weiter hinten. Das Hauptfahrwerk muss, wie es vom Industriepartner verlangt wird, die Norm CS-23 vollumfänglich erfüllen. Die Radachse aus Aluminium wird durch den Industriepartner eingekauft. Die Dimension dieser Schnittstelle (Type 2) ist dem Anhang G zu entnehmen.

4.1 Schwinge

Die Dimensionierung der Schwinge ist ein iterativer Prozess, der sich mehrfach wiederholen kann [8]. Neben optimaler Auslastung des Materials wird ein möglichst hohes Energieaufnahme-Vermögen angestrebt. Auf den ausdrücklichen Wunsch des Industriepartners wird die Schwinge aus GFK-Composite konzipiert. Um Gewicht zu sparen, kann das Material in den wenig belasteten Zonen durch Füllkerne aus Polystyrol-Hartschaum ersetzt werden. Der Industriepartner wird die Schwinge selbst mittels Handlaminierung herstellen. Die Schwinge weist auf Wunsch rechteckige Querschnitte auf, dessen Abmessungen noch nicht definiert sind. Für die Herstellung ist eine Rechtecksform ideal. Das Design der aerodynamischen Verkleidung ist nicht Bestandteil dieser Arbeit und wird auf den Fertigungsunterlagen auch nicht zu sehen sein.

4.1.1 Schnittgrößen unter Vernachlässigung der Deformation

Aufgrund der im Vergleich zum Standard-Fahrwerk abweichenden Grobgestalt, müssen die wirkenden Kräfte und Momente die in den Querschnitten wirken, neu berechnet werden. Für die Bestimmung der Schnittgrößen wird von einer Belastung mit „ultimate load“ ausgegangen. Die nachfolgend errechneten Schnittgrößen sind anhand des unverformten Fahrwerks bestimmt worden. Die Gestaltung der Schwinge muss so bemessen sein, dass die Radpositionen unverändert bleiben.

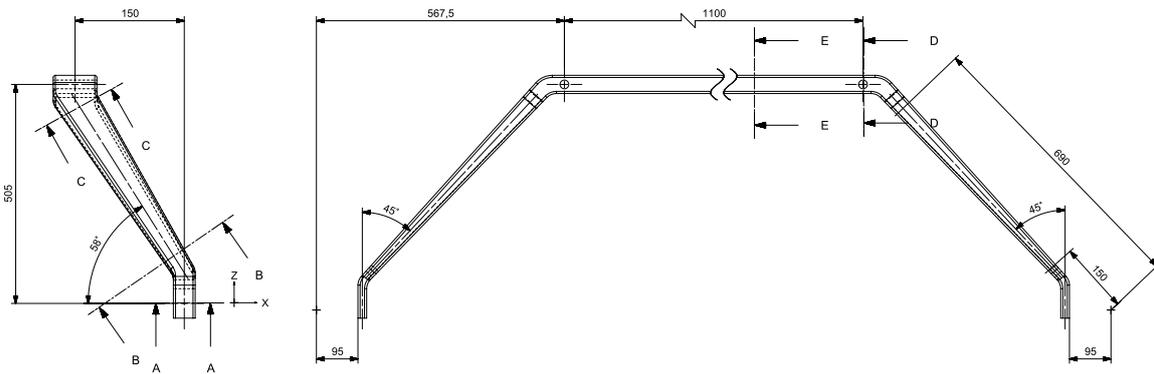
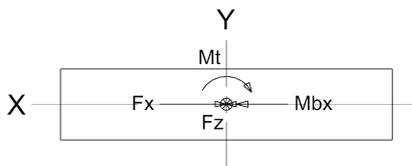


Abbildung 4.1: Globale Abmessung Schwinge

Radlasten „ultimate load“: $F_z = 1.5 \cdot 17480 \text{ N} = 26220 \text{ N}$, $F_x = 1.5 \cdot 5340 \text{ N} = 8010 \text{ N}$

Schnitt A-A



$$F_x = 8010 \text{ N} \quad (4.1)$$

$$F_z = 26220 \text{ N} \quad (4.2)$$

$$M_{bx} = 26220 \cdot 95 = 2.49 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \quad (4.3)$$

$$M_t = 8010 \cdot 95 = 0.76 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \quad (4.4)$$

Abbildung 4.2: Schnitt A-A

Schnitt B-B

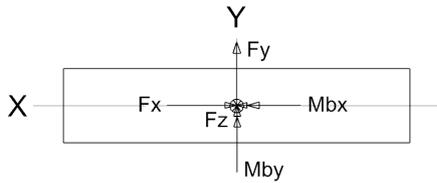


Abbildung 4.3: Schnitt B-B

$$F_x = 8010 \text{ N} \quad (4.5)$$

$$F_y = 26220 \cdot \cos(45^\circ) = 18540 \text{ N} \quad (4.6)$$

$$F_z = 26220 \cdot \cos(45^\circ) = 18540 \text{ N} \quad (4.7)$$

$$M_{bx} = 26220 \cdot 150 \cdot \cos(45^\circ) = 2.78 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \quad (4.8)$$

$$M_{by} = 8010 \cdot 150 = 1.2 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \quad (4.9)$$

Schnitt C-C

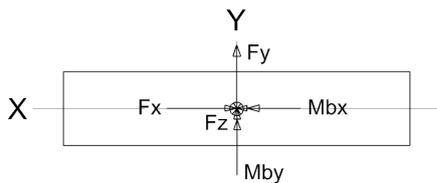


Abbildung 4.4: Schnitt C-C

$$F_x = 8010 \text{ N} \quad (4.10)$$

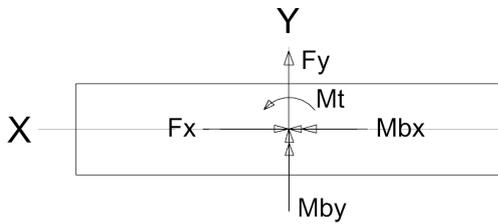
$$F_y = 26220 \cdot \cos(45^\circ) = 18540 \text{ N} \quad (4.11)$$

$$F_z = 26220 \cdot \cos(45^\circ) = 18540 \text{ N} \quad (4.12)$$

$$M_{bx} = 26220 \cdot 690 \cdot \cos(45^\circ) = 12.8 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \quad (4.13)$$

$$M_{by} = 8010 \cdot 690 + 26220 \cdot 150 = 9.5 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \quad (4.14)$$

Schnitt D-D



$$F_x = 8010 \text{ N} \quad (4.15)$$

$$F_y = 26220 \text{ N} \quad (4.16)$$

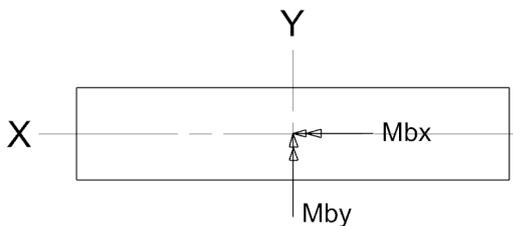
Abbildung 4.5: Schnitt D-D

$$M_{bx} = 26220 \cdot 567.5 = 14.9 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \quad (4.17)$$

$$M_{by} = 8010 \cdot 567.5 = 4.5 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \quad (4.18)$$

$$M_t = 8010 \cdot 505 + 26220 \cdot 150 = 8 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \quad (4.19)$$

Schnitt E-E



$$M_{bx} = 26220 \cdot 567.5 = 14.9 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \quad (4.20)$$

$$M_{by} = 8010 \cdot 567.5 = 4.5 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \quad (4.21)$$

Abbildung 4.6: Schnitt E-E

4.1.2 Elastizitäts- und Festigkeitsgrößen der UD-Schicht

Eine UD-Schicht aus GFK gehört zu den transversalen isotropen Werkstoffen. Die isotrope Ebene liegt normal zur Faserlängsrichtung [13]. Einige Elastizitätsgrößen sind dadurch identisch. Für die Bezeichnung der nachfolgend berechneten Kenngrößen gilt die in Abbildung 4.7 aufgeführte Richtungskonvention.

Mit dem Handlaminierverfahren wird ungefähr 40 - 50% Faservolumenanteil erreicht [14]. In Absprache mit dem Industriepartner wird für die Berechnung von 45% Faseranteil ausgegangen.

Fasern (E-Glas): [14] [13]

$$R_{mF} = 3400 \text{ MPa}, E_F = 73000 \text{ MPa}, G_F = 29920 \text{ MPa}, A = 4\%, \nu_F = 0.22, \rho_F = 2600 \text{ kg/m}^3$$

Matrix (Epoxy-Laminierharz MGS L285 und Härter 285): [15] [13]

Zugfestigkeit = 80 MPa, Biegefestigkeit = 120 MPa, Druckfestigkeit = 140 MPa

$$E_H = 3000 \text{ MPa}, G_H = 1095 \text{ MPa}, A = 6\%, \nu_H = 0.37, \rho_H = 1200 \text{ kg/m}^3$$

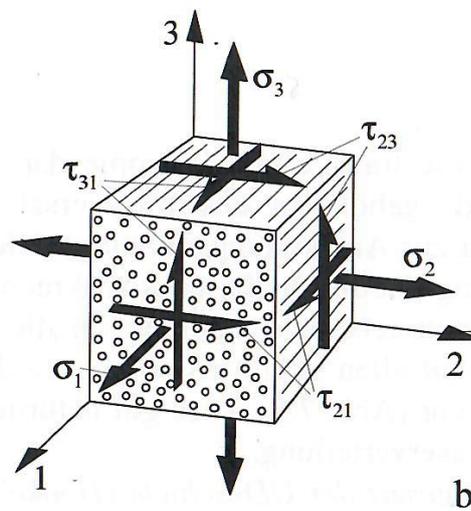


Abbildung 4.7: Richtungskonvention der UD-Schicht [13]

UD-Schicht (45% Faseranteil):

Dichte:

$$\rho_{GFK} = \rho_F \cdot \phi_F + \rho_H \cdot (1 - \phi_F) = 2600 \cdot 0.45 + 1200 \cdot 0.55 = 1830 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (4.22)$$

ϕ_F = Faservolumenanteil

E-Modul in Faserrichtung:

$$E_1 = \phi_F \cdot E_F + (1 - \phi_F) \cdot E_H = 0.45 \cdot 73000 + 0.55 \cdot 3000 = 34500 \text{ MPa} \quad (4.23)$$

E-Modul senkrecht zur Faserrichtung [13]:

$$E_2 = E_3 = \frac{E_H}{(1 - \nu_H^2)} \cdot \frac{1 + 0.85 \cdot \phi_F^2}{(1 - \phi_F)^{1.25} + \frac{E_H \cdot \phi_F}{(1 - \nu_H^2) \cdot E_F}} = 8250 \text{ MPa} \quad (4.24)$$

Querkontraktionszahl senkrecht bei Belastung in Faserrichtung [13]:

$$\nu_{231} = \phi_F \cdot \nu_F + (1 - \phi_F) \cdot \nu_H = 0.45 \cdot 0.22 + (1 - 0.45) \cdot 0.37 = 0.3 \quad (4.25)$$

Querkontraktionszahl längs bei Belastung senkrecht zur Faserrichtung [13]:

$$\nu_{123} = \frac{E_2 \cdot \nu_{231}}{E_1} = \frac{8250 \cdot 0.3}{34500} = 0.07 \quad (4.26)$$

Querkontraktionszahl senkrecht bei Belastung senkrecht zur Faserrichtung [13]:

$$\nu_{23} = \phi_F \cdot \nu_F + (1 - \phi_F) \cdot \nu_H \cdot \frac{1 + \nu_H - \nu_{231} \cdot \frac{E_H}{E_H}}{1 - \nu_H^2 + \nu_H \cdot \nu_{231} \cdot \frac{E_H}{E_1}} = 0.42 \quad (4.27)$$

Schubmodul in der Ebene 23 [13]:

$$G_{23} = \frac{E_2}{2 \cdot (1 + \nu_{23})} = 2904 \text{ MPa} \quad (4.28)$$

Schubmodul in der Ebene 21 und 31 [13]:

$$G_{21} = G_{31} = G_H \cdot \frac{1}{(1 - \phi_F) + \frac{G_H}{G_F} \cdot \phi_F} = 1930 \text{ MPa} \quad (4.29)$$

Zugfestigkeit in Faserrichtung:

$$R_{m1+} = R_{mF} \cdot \phi_F + R_{mH} \cdot (1 - \phi_F) = 3400 \cdot 0.45 + 70 \cdot 0.55 = 1570 \text{ MPa} \quad (4.30)$$

Zugfestigkeit senkrecht zur Faserrichtung [13]:

$$R_{m2+} = R_{m3+} = 50 \text{ MPa} \quad (4.31)$$

Aufgrund von lokalen Spannungsüberhöhungen ist die Festigkeit R_{m2+} und R_{m3+} der UD-Schicht niedriger als die der unverstärkten Matrix.

Druckfestigkeit senkrecht zur Faserrichtung [13]:

$$R_{m2-} = R_{m3-} = 3 \cdot R_{m2+} = 150 \text{ MPa} \quad (4.32)$$

4.1.3 Vordimensionierung der Querschnitte

In Absprache mit dem Industriepartner wurden folgende Rahmenbedingungen definiert:

- Um einen möglichst geringen Luftwiderstand zu erreichen, sollte die Querschnittsform der Luftströmungsrichtung während des Fluges ausgerichtet sein.
- Die aerodynamische Verkleidung des Fahrwerks ist nicht Bestandteil dieser Arbeit.
- Die Querschnittshöhe die der Luftströmung zugewandt ist, soll nicht unnötig hoch sein.
- Der Industriepartner möchte die Schwinge in Handarbeit selbst herstellen. Aus diesem Grund sollten die Querschnittsformen möglichst einfach gestaltet werden.

Aufgrund der oben genannten Punkte werden die Querschnitte als hohle Rechteckkörper aus GFK designt.

In einem iterativen Prozess (Schritt 1 bis Schritt 3) erfolgt die Abstimmung zwischen gewünschter Steifigkeit und Festigkeit. Ziel ist es, eine optimale Ausnutzung des Materials zu erreichen. Die Steifigkeits-Analysen werden mit „ANSYS“ durchgeführt. Die in diesem Kapitel durchgeführten Analysen beruhen auf der Vereinfachung, dass das gesamte Bauteil aus einem isotropen Material mit einem E-Modul von 34500 MPa besteht.

Schritt 1

Rahmenbedingungen:

- Vereinfachung als gerade Schwinge (nicht nach hinten abgekröpft)
- Hohle Rechtecksquerschnitte mit konstanten Wandstärken
- Horizontale Kraftkomponente und Torsionsbelastung werden vernachlässigt
- Niedrigere Materialkennwerte bei Druckspannungen werden nicht berücksichtigt

Festigkeit:

$$W_{x,A-A} = \frac{M_{bx,A-A}}{\sigma_{zul}} = \frac{2.49 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{640 \text{ MPa}} = 3900 \text{ mm}^3 \rightarrow \text{Rechteckprofil 60/20} \quad (4.33)$$

$$W_{x,B-B} = \frac{M_{bx,B-B}}{\sigma_{zul}} = \frac{2.78 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{640 \text{ MPa}} = 4350 \text{ mm}^3 \rightarrow \text{Rechteckprofil 60/22} \quad (4.34)$$

$$W_{x,C-C} = \frac{M_{bx,C-C}}{\sigma_{zul}} = \frac{12.8 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{640 \text{ MPa}} = 20000 \text{ mm}^3 \rightarrow \text{Hohlprofil 100/38/10} \quad (4.35)$$

$$W_{x,D-D} = \frac{M_{bx,D-D}}{\sigma_{zul}} = \frac{14.9 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{640 \text{ MPa}} = 23300 \text{ mm}^3 \rightarrow \text{Hohlprofil 100/40/10} \quad (4.36)$$

FEM-Modell „ANSYS“:

- Idealisierung als Schalenmodell mit den errechneten Querschnitten (konstante Wandstärke = 10 mm)
- Ausnutzung der Symmetrie
- Lineare Simulation mit isotropen Werkstoffeigenschaften (E-Modul 34500 MPa)
- Elementgröße = 5 mm, Anzahl Knoten = 10900, Externe vertikale Kraft = 17480 N
- Lagerung „Verschiebung“ in Bohrung (Zylinderkoordinatensystem), Tangentiale Verschiebung freigegeben
- Lagerbedingungen und Netzansicht sind im Anhang H aufgeführt.

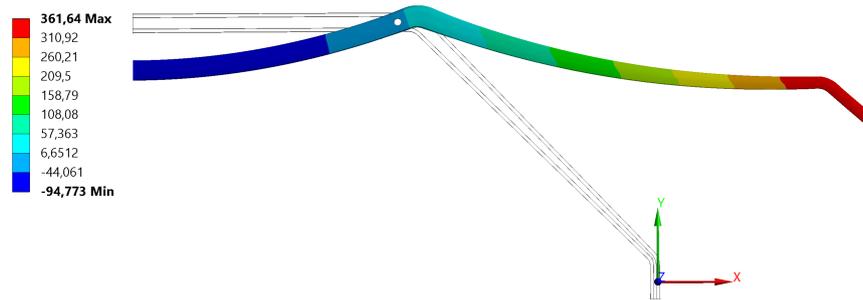


Abbildung 4.8: Deformation unter „limit load“ (Schritt 1), lineare Analyse

Schritt 2

Aufgrund der deutlich zu hohen Verformung muss die Steifigkeit der Schwinge erhöht werden bis die gewünschte Deformation erreicht wird. Durch eine lineare Analyse wird die Realität aufgrund der hohen Deformationen während der Landung nur ungenügend abgebildet. Um genauere Resultate zu erhalten erfolgt die FEM-Analyse anhand einer nichtlinearen Berechnung. Um Zwängungen zu vermeiden, wird für die Bohrung der translatorische Freiheitsgrad in Z-Richtung freigegeben (siehe Abbildung 4.09). Der Lagerpunkt kann nun bei Verformung nach innen wandern. Dies führt wiederum zu einer erheblichen Erhöhung der vertikalen Deformation.

Rahmenbedingungen: Es gelten die selben Rahmenbedingungen wie bei Schritt 1.

Angepasste Querschnitte: A-A = B-B = Rechteckhohlprofil 80/30/10 und C-C = D-D = E-E = Rechteckhohlprofil 110/52/10

FEM-Modell „ANSYS“:

- Idealisierung als Schalenmodell mit den neuen Querschnitten (konstante Wandstärke = 10 mm)
- Ausnutzung der Symmetrie
- Lineare Simulation unter der Annahme isotroper Werkstoffeigenschaften (E-Modul 34500 MPa)
- Elementgröße = 5 mm, Anzahl Knoten = 12900, Externe vertikale Kraft = 17480 N

- Lagerung „externe Verschiebung“ in Bohrung, Rotation um Y-Achse und Verschiebung in Z-Richtung freigegeben
- Lagerbedingungen und Netzansicht sind im Anhang H aufgeführt.

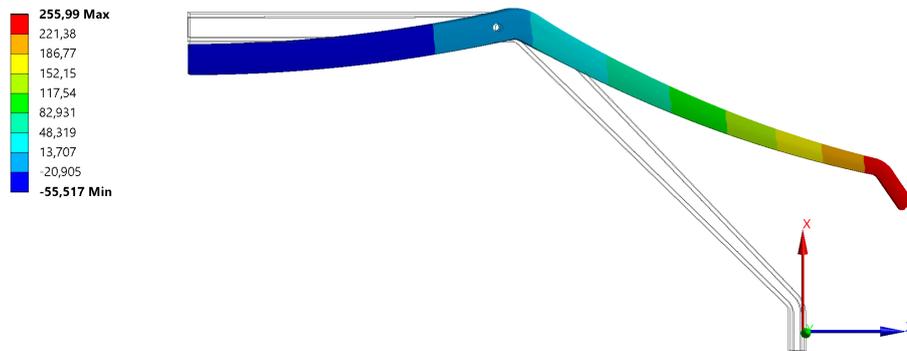


Abbildung 4.9: Deformation unter „limit load“ (Schritt 2), nichtlineare Analyse

Schritt 3

Aufgrund der geringeren Druckfestigkeit des Materials sollten die Druckgurte dicker als die Zuggurte sein. Nach weiteren Abstimmungen der Steifigkeit wird die Fahrwerksschwinge horizontal und vertikal mit „ultimate load“ belastet. Die vertikale Verformung bei „ultimate load“ beträgt 340 mm (siehe Abbildung 4.10). Dieser Wert ist zulässig, da zwischen Flügel und Verkleidung des Flugzeugreifens 360 mm Freiraum besteht. Die vertikale Deformation bei „limit load“ beträgt jetzt 208 mm.

Rahmenbedingungen:

- Schwinge nach hinten abgekröpft
- Hohle Rechtecksquerschnitte mit unterschiedlichen Wandstärken
- Horizontale Kraftkomponente wird miteinbezogen (Schiefe Biegung)

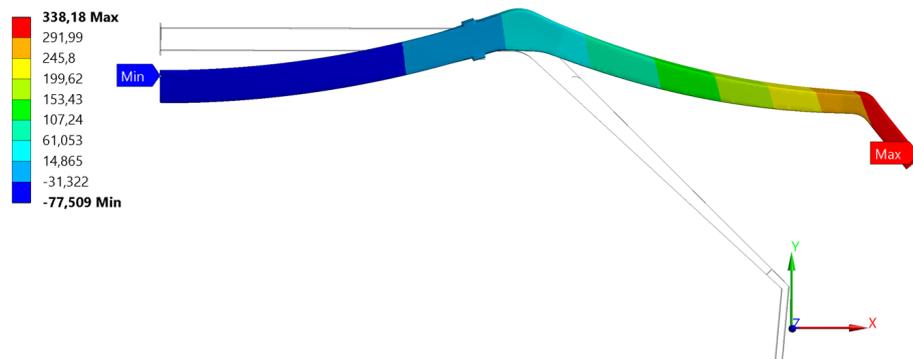


Abbildung 4.10: Deformation unter „ultimate load“ (Schritt 3), nichtlineare Analyse

Die auftretenden Spannungen werden anhand eines Solidmodells beurteilt. Wie in Abbildung 4.11 und 4.12 zu sehen ist, bewegen sich die maximalen Normalspannungen in X-Richtung in einem für den Einsatz von GFK-UD zulässigen Bereich. An der Stelle der Abkröpfung (siehe Abbildung 4.13 und 4.14) treten zusätzliche Zugspannungen in Z-Richtung auf und es stellt sich ein ebener Spannungszustand ein. Hier muss die Struktur in Z-Richtung verstärkt werden. Den Schubspannungen in X-Richtung welche aufgrund von Querkraftbiegung entstehen, muss beim Einsatz von Composite besondere Beachtung geschenkt werden, da die UD-Schicht nur eine geringe Schubfestigkeit besitzt. Die Querschnitte A-A und D-D sind zusätzlich auf Torsion belastet. Grosse Aufmerksamkeit müssen ebenfalls gekrümmte Stellen erhalten welche entgegengesetzt des Krümmungsradius belastet werden. An diesen Stellen entstehen neben den Biegespannungen interlaminare Aufziehspannungen. Diese Aufziehspannungen wirken normal zur Werkstückoberfläche und können vor allem bei hohen Temperaturen zu Delamination führen. Die sinnvollste Abhilfemassnahme ist, den Krümmungsradius möglichst gross zu halten [13].

FEM-Modell „ANSYS“:

- Idealisierung als Solidmodell mit unterschiedlichen Wandstärken
- Ausnutzung der Symmetrie
- Nichtlineare Simulation bei isotroper Werkstoffeigenschaften (E-Modul 34500 MPa)
- Elementgrösse = 8 mm, Anzahl Knoten = 105000, Externe vertikale Kraft = 26220 N, Externe horizontale Kraft = 8010 N
- Vertikale Lagerung 2 x „externe Verschiebung“ Rotation um X-Achse und Verschiebung in Y-Richtung fixiert

4.1 Schwinge

- Horizontale Lagerung 1 x „externe Verschiebung“ Verschiebung in Z-Richtung fixiert
- Lagerbedingungen und Netzansicht sind im Anhang H aufgeführt.

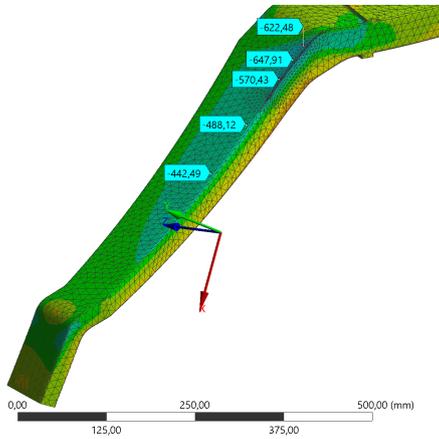


Abbildung 4.11: Normalspannungen (X) oben „ultimate load“

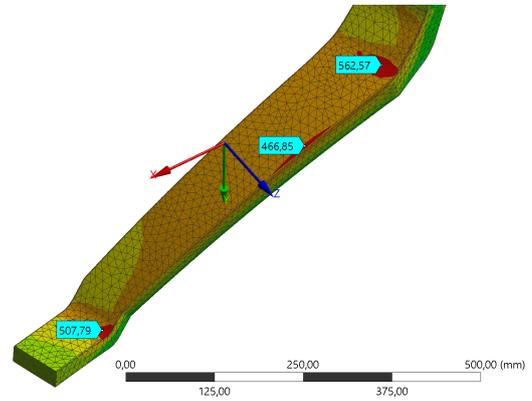


Abbildung 4.12: Normalspannungen (X) unten „ultimate load“

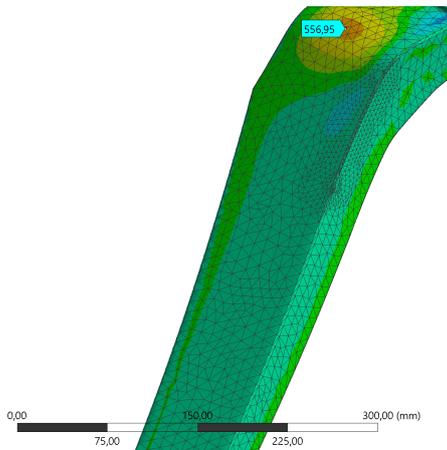


Abbildung 4.13: Normalspannungen (Z) oben „ultimate load“

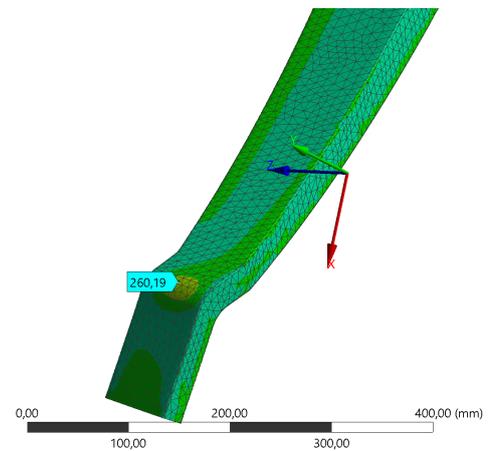


Abbildung 4.14: Normalspannungen (Z) unten „ultimate load“

4.1.4 Elastizitäts- und Festigkeitsgrößen von Geweben

Glas-Filamentgewebe UD, 45% Faseranteil (Art.-Nr. 190.2146): [14]

- Zugfestigkeit $R_{m1+} = 680 \text{ MPa}$
- Druckfestigkeit $R_{m1-} = 600 \text{ MPa}$
- Biegefestigkeit $R_{m1,biegung} = 810 \text{ MPa}$
- Interlaminare Schubfestigkeit $\tau_{23} = 50 \text{ MPa}$
- Biege-E-Modul $E_b = 37000 \text{ MPa}$
- Flächengewicht = 425 g/m^2

Glas-Filamentgewebe-Köper, 45% Faseranteil (Art.-Nr. 190.1458): [14]

- Zugfestigkeit (Kette und Schuss) $R_{m,zug} = 400 \text{ MPa}$
- Druckfestigkeit (Kette und Schuss) $R_{m,druck} = 400 \text{ MPa}$
- Biegefestigkeit (Kette und Schuss) $R_{m1,biegung} = 470 \text{ MPa}$
- Zug-E-Modul (Kette und Schuss) $E_z = 20000 \text{ MPa}$
- Biege-E-Modul (Kette und Schuss) $E_b = 24000 \text{ MPa}$
- Interlaminare Schubfestigkeit (Kette und Schuss) $\tau_{23} = 50 \text{ MPa}$
- Flächengewicht = 390 g/m^2

Glas-Filamentgewebe-Köper bidirektional, 45% Faseranteil, Harz MGS L285: [15]

- Zugfestigkeit (Kette und Schuss) $R_{m,zug} = 480 \text{ MPa}$
- Druckfestigkeit (Kette) $R_{m,druck} = 410 \text{ MPa}$
- Biegefestigkeit $R_{m,biegung} = 520 \text{ MPa}$
- Zug-E-Modul (Kette und Schuss) $E_z = 20000 \text{ MPa}$
- Interlaminare Schubfestigkeit $\tau = 42 \text{ MPa}$
- Flächengewicht = 275 g/m^2

Glas-Flechtschlauch-45 Grad, 45% Faseranteil (Art.-Nr. 146.6226): [14]

- Flächengewicht bei Durchmesser 100 mm = 390 g/m^2

Die maximale ertragbare Schubspannung ist bei einer Wicklung von 45 Grad äquivalent zum dazugehörigen Hauptspannungszustand (siehe Abbildung 4.15). Es gilt $n_{xy} = n_I = -n_{II}$ [13].

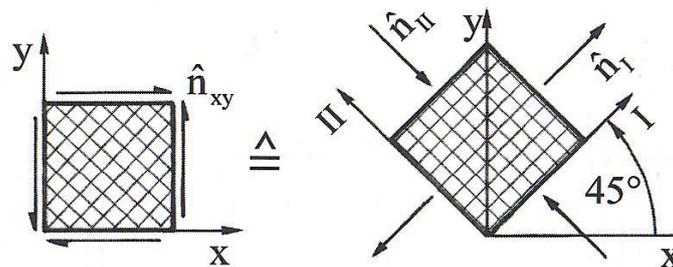


Abbildung 4.15: Schubfestigkeit des 45 Grad-Gewebes [13]

4.1.5 Laminataufbau

Ein grosser Vorteil welcher der Einsatz von GFK mit sich bringt, ist die Möglichkeit, die einzelnen Faserschichten belastungsgerecht zu verlegen. Hierfür ist die Kenntniss über Grösse und auch Richtung der auftretenden Spannungen fundamental. Der Mittelteil der Schwinge (innerhalb der Lagerungen) unterliegt keiner Schubbeanspruchung und wird rein auf Biegung belastet. Daher dürfte dieser Bereich aus UD-Laminaten bestehen. Ausserhalb der Lagerstellen wirken Torsion und Querkraftbiegung auf die Querschnitte. Um die Aufnahme von Torsionsmomenten gewährleisten zu können, müssen in den Querschnitten durchgehende Schublamine vorhanden sein. Dies kann mit dem Einsatz flexibler GFK-Flechtschläuche erreicht werden. Die Stege werden zusätzlich aufgrund der Querkraftbiegung auf Schub belastet und müssen daher als Schublamine ausgelegt werden.

Verwendete Gewebe

- GFK-UD Gelege, $\phi_F = 45\%$, (Art.-Nr. 190.1458), Schichtdicke = 0.39 mm [14]
- GFK-Gewebe (Köper) bidirektional, $\phi_F = 45\%$, (Art.-Nr. 190.1458)
Schichtdicke = 0.3 mm [14]
- GFK-Flechtschlauch (Index „FS“), $\phi_F = 45\%$, (Art.-Nr. 146.6226)
Schichtdicke = 0.3 mm [14]

Festigkeitswerte der Laminat

Die Bestimmung der Festigkeitswerte der Laminat erfolgt auf der Basis der Netztheorie. Das entscheidende Merkmal der nachfolgend angewandten Methode ist, dass das Mittragen der Matrix quer zur Faserrichtung vernachlässigt wird [13]. Diese Theorie liefert keine Erkenntnisse über die Gefahr von Zwischenfaserbrüchen. Da die Matrix vernachlässigt wird, liegt man bei der Dimensionierung auf der sicheren Seite. Für die Umsetzung werden drei verschiedene Laminattypen verwendet, welche alle über dasselbe Kernlaminat verfügen. Alle drei Laminat sind in Abbildung 4.16 abgebildet. Das Kernlaminat ist jeweils von einem dicken Rahmen umschlossen.

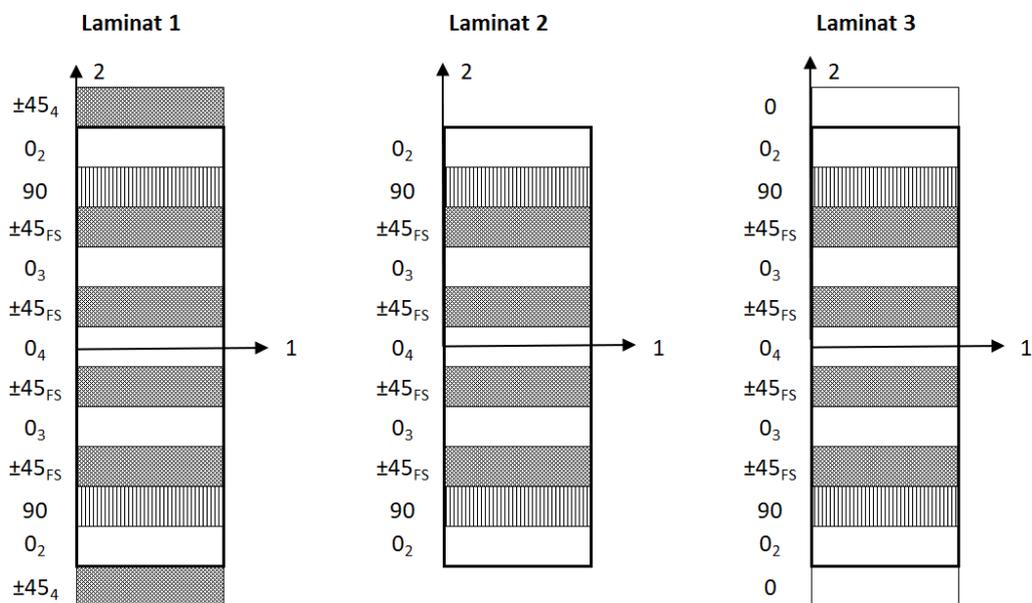


Abbildung 4.16: Schichtaufbau der eingesetzten Laminat

Transformationsbeziehungen [13]:

$$\hat{\sigma}_1 \cdot t = \hat{n}_1 = \sum_{k=1}^n n_{1k} = \sum_{k=1}^n n_{\parallel k} \cdot \cos(\alpha_k)^2 \quad (4.37)$$

$$\hat{\sigma}_2 \cdot t = \hat{n}_2 = \sum_{k=1}^n n_{2k} = \sum_{k=1}^n n_{\parallel k} \cdot \sin(\alpha_k)^2 \quad (4.38)$$

$$\hat{\tau}_{12} \cdot t = \hat{n}_{12} = \sum_{k=1}^n n_{12k} = 0.5 \cdot \sum_{k=1}^n n_{\parallel k} \cdot \sin(2 \cdot \alpha_k) \quad (4.39)$$

$\hat{\sigma}_1, \hat{\sigma}_2, \hat{\tau}_{12}$ = Spannungen gemittelt über die gesamte Laminatdicke

$\hat{n}_1, \hat{n}_2, \hat{n}_{12}$ = Schnittkräfte des gesamten Laminats

n_{1k}, n_{2k}, n_{12k} = Schnittkräfte der einzelnen Schichten

$n_{\parallel k}$ = Schnittkräfte der einzelnen Schichten in Faserrichtung

α_k = Winkel zwischen Faserrichtung und Belastungsrichtung

t = Laminatdicke

Laminat 1

Das Laminat wird bei sämtlichen Stegen, welche auf Querkraftbiegung belastet werden, eingesetzt. Ausserhalb des Kernlaminats wird es durch bidirektionales Gewebe (+- 45°) verstärkt.

$$\text{Laminatdicke} = 14 \cdot 0.39 \text{ mm} + 12 \cdot 0.3 \text{ mm} + 2 \cdot 0.39 \text{ mm} = 9.84 \text{ mm}$$

Schubfestigkeit Laminat 1:

$$\hat{\tau}_{1.1} = \frac{0.5}{9.84 \text{ mm}} \cdot \left(14 \cdot 265 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot \sin(0^\circ) + 12 \cdot 120 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot \sin(2 \cdot 45^\circ) \right) = 73 \text{ MPa} \quad (4.40)$$

Zugfestigkeit Laminat 1:

$$\hat{\sigma}_{1.1+} = \frac{1}{9.84 \text{ mm}} \cdot (14 \cdot 265 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot \cos(0^\circ)^2 + 12 \cdot 120 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot \cos(45^\circ)^2) = 450 \text{ MPa} \quad (4.41)$$

$$\hat{\sigma}_{2.1+} = \frac{1}{9.84 \text{ mm}} \cdot (2 \cdot 265 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot \cos(0^\circ)^2 + 12 \cdot 120 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot \cos(45^\circ)^2) = 127 \text{ MPa} \quad (4.42)$$

Druckfestigkeit Laminat 1:

$$\hat{\sigma}_{1.1-} = \frac{1}{9.84 \text{ mm}} \cdot (14 \cdot 234 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot \cos(0^\circ)^2 + 12 \cdot 120 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot \cos(45^\circ)^2) = 406 \text{ MPa} \quad (4.43)$$

$$\hat{\sigma}_{2.1-} = \frac{1}{9.84 \text{ mm}} \cdot (2 \cdot 234 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot \cos(0^\circ)^2 + 12 \cdot 120 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot \cos(45^\circ)^2) = 120 \text{ MPa} \quad (4.44)$$

$$n_{\parallel+UD} = 680 \text{ MPa} \cdot 0.39 \text{ mm} = 265 \text{ N/mm}$$

$$n_{\parallel-UD} = 600 \text{ MPa} \cdot 0.39 \text{ mm} = 234 \text{ N/mm}$$

$$n_{\parallel+-45} = 400 \text{ MPa} \cdot 0.3 \text{ mm} = 120 \text{ N/mm}$$

Laminat 2

Dieses Laminat entspricht genau dem Kernlaminat. Es verläuft durchgehend an den Untergurten und wird zusätzlich an den Stegen, welche nicht durch Querkraftbiegung belastet werden, eingesetzt.

$$\text{Laminatdicke} = 14 \cdot 0.39 \text{ mm} + 4 \cdot 0.3 \text{ mm} + 2 \cdot 0.39 \text{ mm} = 7.44 \text{ mm}$$

Schubfestigkeit Laminat 2:

$$\hat{\tau}_{1.2} = 0.5 \cdot \frac{1}{7.44 \text{ mm}} \cdot 4 \cdot 120 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot \sin(2 \cdot 45^\circ) = 32 \text{ MPa} \quad (4.45)$$

Zugfestigkeit Laminat 2:

$$\hat{\sigma}_{1.2+} = \frac{1}{7.44 \text{ mm}} \cdot (14 \cdot 265 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot \cos(0^\circ)^2 + 4 \cdot 120 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot \cos(45^\circ)^2) = 530 \text{ MPa} \quad (4.46)$$

$$\hat{\sigma}_{2.2+} = \frac{1}{7.44 \text{ mm}} \cdot (2 \cdot 265 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot \cos(0^\circ)^2 + 4 \cdot 120 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot \cos(45^\circ)^2) = 105 \text{ MPa} \quad (4.47)$$

Druckfestigkeit Laminat 2:

$$\hat{\sigma}_{1.2-} = \frac{1}{7.44 \text{ mm}} \cdot (14 \cdot 234 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot \cos(0^\circ)^2 + 4 \cdot 120 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot \cos(45^\circ)^2) = 470 \text{ MPa} \quad (4.48)$$

$$\hat{\sigma}_{2.2-} = \frac{1}{7.44 \text{ mm}} \cdot (2 \cdot 234 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot \cos(0^\circ)^2 + 4 \cdot 120 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot \cos(45^\circ)^2) = 95 \text{ MPa} \quad (4.49)$$

Laminat 3

Dieses Laminat wird als Obergurt verwendet. Aufgrund der schlechteren Druckfestigkeit von GFK-UD wird es ausserhalb des Kernlaminats durch zusätzliche UD-Schichten verstärkt.

$$\text{Laminatdicke} = 16 \cdot 0.39 \text{ mm} + 4 \cdot 0.3 \text{ mm} + 2 \cdot 0.39 \text{ mm} = 8.22 \text{ mm}$$

Schubfestigkeit Laminat 3:

$$\hat{\tau}_{1.3} = 0.5 \cdot \frac{1}{8.22 \text{ mm}} \cdot 4 \cdot 120 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot \sin(2 \cdot 45^\circ) = 29 \text{ MPa} \quad (4.50)$$

Zugfestigkeit Laminat 3:

$$\hat{\sigma}_{1.3+} = \frac{1}{8.22 \text{ mm}} \cdot (16 \cdot 265 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot \cos(0^\circ)^2 + 4 \cdot 120 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot \cos(45^\circ)^2) = 550 \text{ MPa} \quad (4.51)$$

$$\hat{\sigma}_{2.3+} = \frac{1}{8.22 \text{ mm}} \cdot (2 \cdot 265 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot \cos(0^\circ)^2 + 4 \cdot 120 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot \cos(45^\circ)^2) = 90 \text{ MPa} \quad (4.52)$$

Druckfestigkeit Laminat 3:

$$\hat{\sigma}_{1.3-} = \frac{1}{8.22 \text{ mm}} \cdot \left(16 \cdot 234 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot \cos(0^\circ)^2 + 4 \cdot 120 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot \cos(45^\circ)^2 \right) = 490 \text{ MPa} \quad (4.53)$$

$$\hat{\sigma}_{2.3-} = \frac{1}{8.22 \text{ mm}} \cdot \left(2 \cdot 234 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot \cos(0^\circ)^2 + 4 \cdot 120 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot \cos(45^\circ)^2 \right) = 84 \text{ MPa} \quad (4.54)$$

Zusätzliche Massnahmen

Aufgrund der gewonnenen Erkenntnisse, muss die Schwinge an bestimmten Stellen lokal verstärkt werden:

- An der oberen Abkröpfung im Bereich zwischen den Querschnitten C-C und D-D, entstehen an Ober- und Untergurt hohe Zugspannungen in Z-Richtung (siehe Abbildung 4.13). Diese Stelle wird mit UD-Laminat, dessen Fasern ebenfalls in Z-Richtung verlaufen, lokal verstärkt.
- Im Bereich zwischen den Querschnitten C-C und D-D entstehen hohe Torsionskräfte. Die Struktur wird hier mit durchgehenden GFK-Flechtschläuchen verstärkt.
- Um die Schwinge am Flugzeugrumpf befestigen zu können, müssen Lagerbüchsen ins Laminat eingefüttert werden. Im Kapitel 4.2 wird noch detailliert auf dieses Thema eingegangen. Im Bereich dieser Kräfteinleitungen wird das Laminat lokal aufgedickt.

Simulation mit ACP-Tool von „ANSYS“

Mit dem ACP-Tool wurde für „ANSYS“ eine spezielle Simulationsumgebung vor die Berechnung von Composites entwickelt. Diese ermöglicht es, Laminat aufzubauen, bei welchen die Dicken und die Faserorientierungen der Einzelschichten beliebig definiert werden können. Die vorgängig definierten Laminattypen können in der ACP-Umgebung an den gewünschten Bereichen der Schwinge platziert werden. Das schlussendliche Gesamtgewicht beträgt 11.5 kg.

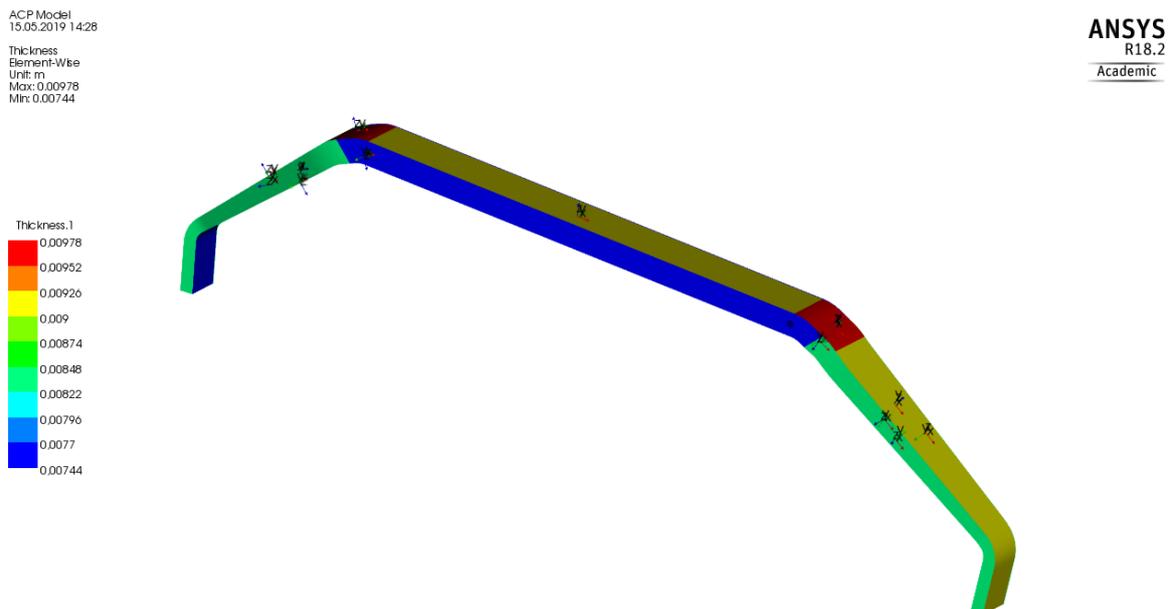


Abbildung 4.17: Laminataufbau in „ANSYS“ - ACP

Anders als bei Simulationen mit homogenen Materialien zeigt die anschliessende FEM-Simulation mit dem ACP-Tool die Spannung in der äussersten Laminatschicht. Die in Abbildung 4.18 dargestellten Zugspannung in Z-Richtung können durch die UD-Schicht quer zur Faserrichtung aufgenommen werden. Würde man auf diese Verstärkungsmassnahme verzichten, so wäre das „Laminat 2“ alleine nicht in der Lage diese Kräfte aufzunehmen. Die Folge wäre ein Zwischen-Faserriss im UD-Gewebe welches in X-Richtung verläuft. Die Simulation mit dem ACP-Tool ist in diesem Fall auch nicht in der Lage ein Resultat zu generieren. Auftretende Druck- und Zugspannungen sind in Abbildung 4.19 und 4.20 zu sehen.

FEM-Modell „ANSYS“:

- Idealisierung als Schalenmodell
- Schichtweiser Laminataufbau in ACP-Tool
- Nichtlineare Simulation
- Externe Kraft = 21000 N (Y-Richtung) und 6380 N (Z-Richtung)
- Lagerung „externe Verschiebung“ in Bohrung, Rotation um Z-Achse und Verschiebung in X-Richtung freigegeben
- Lagerbedingungen und Netzansicht sind im Anhang H aufgeführt.



Abbildung 4.18: Zugspannungen in Z-Richtung am Obergurt „ultimate load“

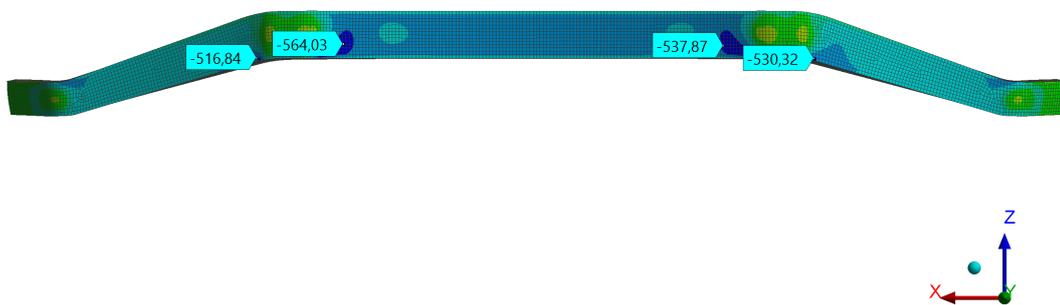


Abbildung 4.19: Druckspannungen in X-Richtung am Obergurt „ultimate load“



Abbildung 4.20: Zugspannungen in X-Richtung am Untergurt „ultimate load“

Herstellung

Lieferant für sämtliche Gewebe sowie Laminierharze ist die Firma „Suter Kunststoffe AG“. Die Sorgfalt bei der Herstellung bezüglich Fasergehalt, Faserbenetzung und Geometrie haben einen entscheidenden Einfluss auf das Festigkeits- und Deformationsverhalten des Bauteils. Fertigungszeichnungen sowie eine Laminieranleitung sind im Anhang I und K aufgeführt.

4.1.6 Kinetik

Die Deformation und auch die Energieaufnahme-Kapazität des neuen Fahrwerks unterscheidet sich gegenüber dem des Standard-Fahrwerks. Die FEM-Analyse des ACP-Modells hat gezeigt, dass die notwendige zu absorbierende Energie bei einer Belastung mit „ultimate load“ bereits bei einer vertikalen Krafteinwirkung von 21000 N erreicht wird. Das bedeutet, dass der Lastfaktor „*n*“ kleiner als drei ausfallen wird. Die wirkende Kraft in der Schwinge kann anhand der Näherungsformel (siehe Abbildung 4.23) beschrieben werden. Das Deformationsverhalten wird vereinfacht ohne Berücksichtigung des Kerns untersucht. Der E-Modul von Polystyrol-Hartschaum bewegt sich zwischen 20 MPa und 40 MPa. Der Steifigkeitsanteil des Hartschaum-Kerns beträgt etwa 0.1 % und ist somit vernachlässigbar klein.

Notwendige Energieabsorption der Fahrwerksschwinge bei „limit load“:

$$W_S = W_k + W_p - W_R - W_{reib} =$$

$$4490 J + \frac{1}{3} \cdot 1188 kg \cdot 9.81 \frac{m}{s^2} \cdot 0.23 m - 1460 J - 380 J = 3500 J \quad (4.55)$$

$$W_{reib} = 2 \cdot 0.15 \cdot 0.18 m \cdot 7000 N = 380 J \text{ (gemäss Formel 2.21 und Abbildung 4.21)}$$

4.1 Schwinge

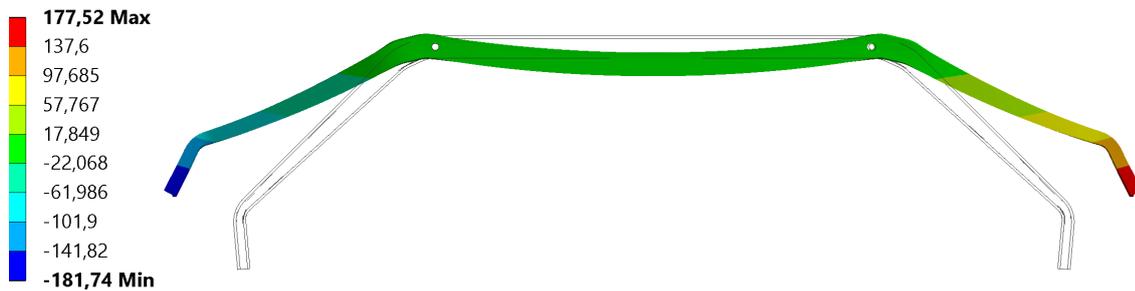


Abbildung 4.21: Seitliche Deformation der Schwinge bei „limit load“

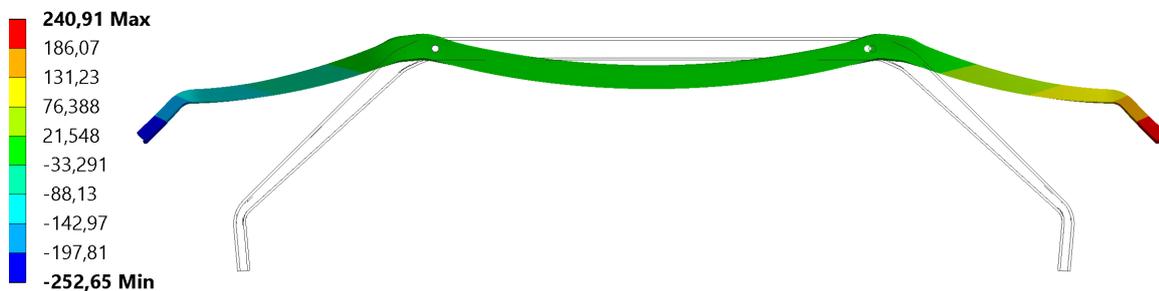


Abbildung 4.22: Seitliche Deformation der Schwinge bei „ultimate load“

Notwendige Energieabsorption der Fahrwerksschwinge bei „ultimate load“:

$$W_S = 2.25 \cdot W_k + W_p - W_R - W_{reib} =$$

$$2.25 \cdot 4490 J + \frac{1}{3} \cdot 1188 kg \cdot 9.81 \frac{m}{s^2} \cdot 0.4 m - 1460 J - 770 J = 9200 J \quad (4.56)$$

$$W_{reib} = 2 \cdot 0.15 \cdot 0.245 m \cdot 10500 N = 770 J \text{ (gemäss Formel 2.21 und Abbildung 4.22)}$$

Dehnungsenergie der GFK-Schwinge bei „limit load“:

$$W_S = 2 \cdot \int_{s_1}^{s_2} F(s) \cdot ds = 2 \cdot \int_0^{0.23} (101008s^3 - 100355s^2 + 75442s) \cdot ds = 3300 J \quad (4.57)$$

Dehnungsenergie der GFK-Schwinge bei „ultimate load“:

$$W_S = 2 \cdot \int_{s_1}^{s_2} F(s) \cdot ds = 2 \cdot \int_0^{0.4} (101008s^3 - 100355s^2 + 75442s) \cdot ds = 9000 J \quad (4.58)$$

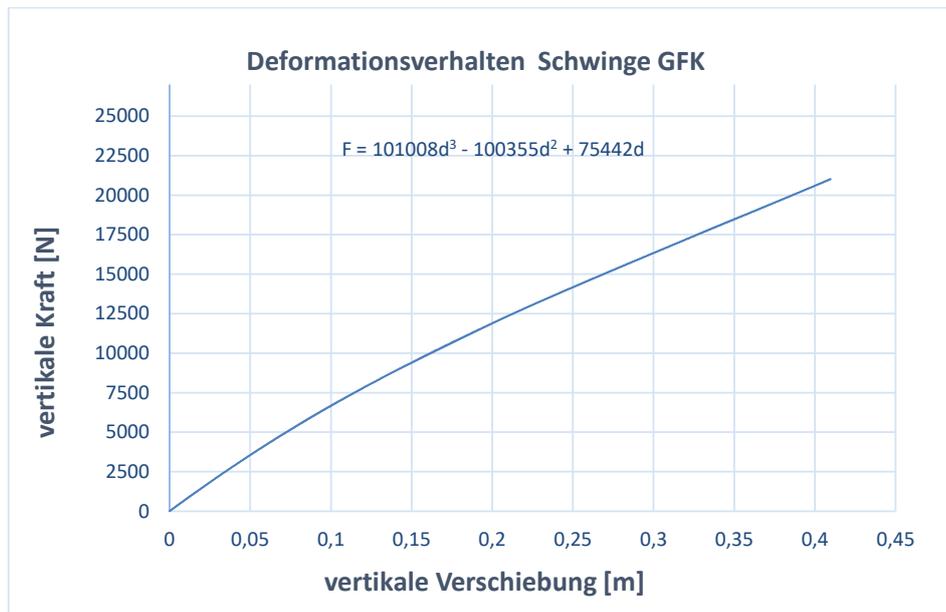


Abbildung 4.23: Deformationsverhalten Schwinge-GFK

Bestimmung des neuen Lastfaktors „ n “:

$$n = \frac{F_{limitload}}{F_{stat}} = \frac{14000 \text{ N}}{5830 \text{ N}} = 2.4 \quad (4.59)$$

4.2 Aufhängung

In Absprache mit dem Industriepartner wird das Hauptfahrwerk direkt an der Holmbrücke befestigt. Ein Massbild der Holmbrücke ist im Anhang H zu finden. Um die Struktur nicht zu schwächen, wird das Fahrwerk an den Untergurt des Holmes geklemmt (siehe Abbildung 4.24). Der Mittelpunkt dieser neuen Schnittstelle befindet sich 100 mm weiter hinten als bei der Standardausführung. Die Fertigungsunterlagen der gesamten Aufhängung sind dem Anhang J zu entnehmen.

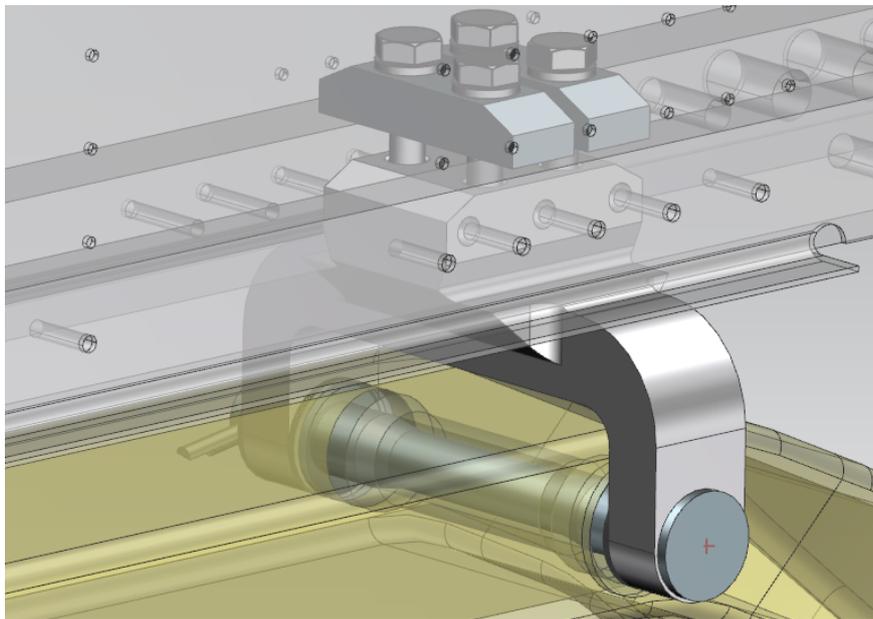


Abbildung 4.24: Fahrwerksaufhängung (Festlager) in eingebautem Zustand

4.2.1 Aufhängebügel mit Bolzenverbindung

Der Aufhängebügel besteht aus der Aluminiumlegierung EN AW-7075-T6. Er wird durch drei Sechskantschrauben (M6) horizontal und vier Sechskantschrauben (M10) vertikal gesichert. Für die horizontale Klemmung werden die bereits in der Holmbrücke vorhandenen Bohrungen verwendet (siehe Abbildung 4.24). Alle Schrauben besitzen die Festigkeitsklasse 10.9. Die Gewinde im Aluminium werden mit Hilfe von Drahtgewinde-Einsätzen verstärkt. Die notwendige Einschraubtiefe reduziert sich somit auf das 1,5-fache des Gewinde- Nenndurchmessers [16]. Der Aufhängebügel ist asymmetrisch. Auf die richtige Einbaulage ist bei der Montage daher unbedingt zu achten.

4.2 Aufhängung

Das Bauteil wird so dimensioniert, dass bei einer Belastung mit „limit load“ die Streckgrenze des Materials nicht überschritten wird (siehe Abbildung 4.25). Die kritische Kerbspannung von ca. 440 MPa wird hauptsächlich von den Vorspannkräften der Schrauben verursacht. Aus diesem Grund dürfen die vorgeschriebenen Anziehdrehmomente (siehe Kapitel 5.2.2) nicht überschritten werden.

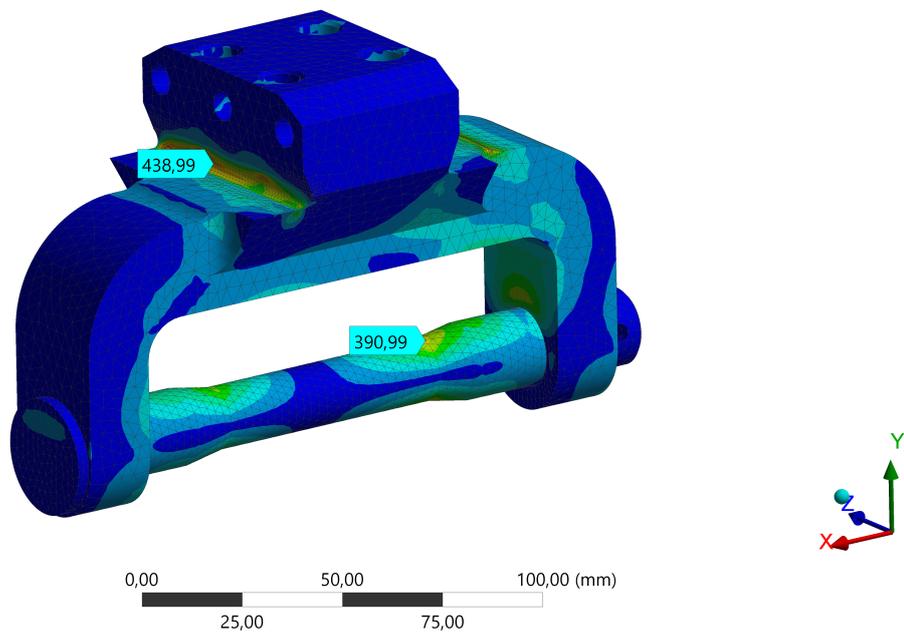


Abbildung 4.25: Vergleichspannungen an der Fahrwerksaufhängung bei „limit load“

FEM-Modell „ANSYS“

- Simulation mit reibungsbehafteten Kontakten ($\mu = 0.1$) zwischen Aufhängebügel und Bolzen.
- Globale Elementgröße des Aufhängebügels = 4 mm, Lokale Netzverfeinerung and Kontaktstellen und kritischen Radien.
- Globale Elementgröße des Bolzens = 3 mm
- Elementanzahl = 100500, Knotenanzahl= 149500
- Lagerbedingungen, wirkende Kräfte und Netzansicht sind im Anhang H aufgeführt.

Die Schnittstelle zwischen Bügel und Schwinge besteht aus einem Festlager und einem Loslager (siehe Zeichnung 10-14 im Anhang J). Massungenauigkeiten in der Breite können durch die gewünschte Anzahl montierter Passscheiben kompensiert werden. Um das Eindringen von Feuchtigkeit ins Innere der Schwinge zu vermeiden, werden durchgehende Lagerbüchsen verwendet welche in die Schwinge eingelegt und verklebt sind. Der Durchsteckbolzen im Loslager erfährt bei der Landung eine relative Verschiebung in horizontaler Richtung. Aufgrund hoher lokal wirkenden Druckkräften auf die Oberfläche sind Lagerbüchsen sowie Bolzen nitriert. Die axiale Sicherung des Durchsteckbolzens erfolgt mittels eines Sicherungs-splints. Um zu verhindern dass der Bolzen sich drehen kann, steht es dem Industriepartner frei eine zusätzliche Sicherung mit Spannstiften vorzunehmen. Für diesen Zweck sind bereits zwei Bohrungen ($\varnothing 5$ mm) im Bolzen vorhanden.

4.2.2 Schnittstelle zur Holmbrücke

Der Aufhängebügel wird an den Untergurt des Hauptholmens geklemmt. Auf Wunsch des Industriepartners ist die Verbindungsstelle so konstruiert worden, dass die Schrauben vom Innenraum des Flugzeugs durch eine Wartungslücke angezogen werden können. Um ein Loslösen aufgrund starker Vibrationen zu verhindern, sind die Schrauben mit Keilsicherungs-scheiben gesichert.

Die Klemmleiste aus Vergütungsstahl (siehe Abbildung 4.26) ist aufgrund der wirkenden Schraubenkräfte ein hochbeanspruchtes Bauteil. Es wirken Schraubenvorspannkkräfte von 30000 N. Durch eine Belastung mit „limit load“ erhöht sich die Kraft um weitere 11800 N (siehe Kapitel 5.2.2). Die FEM-Analyse wurde konservativ mit einer wirkenden Kraft von 44000 N durchgeführt.

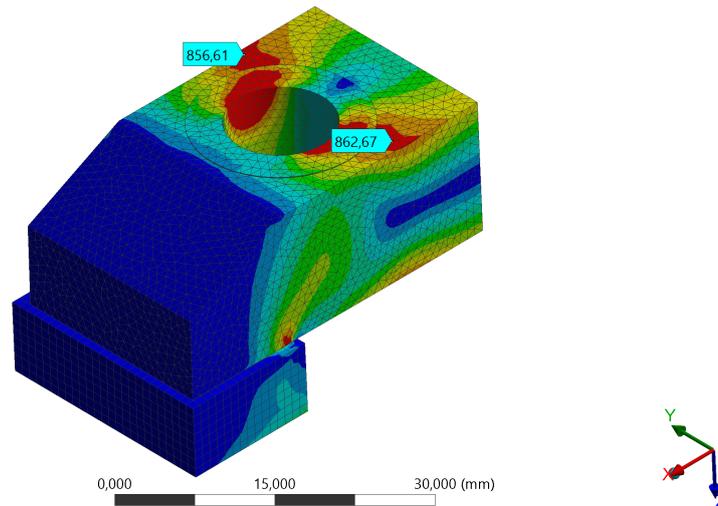


Abbildung 4.26: Vergleichspannungen an der Klemmleiste bei „limit load“

FEM-Modell „ANSYS“

- Simulation mit reibungsbehafteten Kontakten ($\mu = 0.2$) zwischen Klemmleiste und Untergurt.
- Ausnutzung der Symmetrie
- Kraft in Z-Richtung = 44000 N
- Globale Elementgröße = 1 mm, Elementanzahl = 92000, Knotenanzahl = 141000
- Lagerbedingungen, wirkende Kräfte und Netzansicht sind im Anhang H aufgeführt.

5 Rechnerischer Nachweis

5.1 Schwinge

Die in der FEM-Analyse gewonnenen Resultate sollen anhand von Handrechnungen verifiziert werden. Es ist zu Beachten, dass hierfür diverse Vereinfachungen getroffen worden sind auf welche jeweils am Anfang hingewiesen werden. Der Nachweis basiert auf einer Belastung mit „ultimate load“.

5.1.1 Kräfte und Momente

Die in Kapitel 2.4.8 errechneten Radlasten für das Standard-Fahrwerk basieren auf einem Lastfaktor von drei. Das neue Fahrwerk hingegen weist mit „ n “ = 2.4 einen niedrigeren Lastfaktor auf. Die Richtungskonventionen der wirkenden Kräfte basieren auf Abbildung 5.1. Die Indexierung der inneren Momente ist nach wie vor gleich wie sie schon in Kapitel 4.1.1 angewendet wurde. Die für den Nachweis zu verwendenden Radlasten sind nachfolgend aufgeführt:

- Radlasten „limit load“: $F_z = 14000\text{ N}$, $F_x = 4250\text{ N}$
- Radlasten „ultimate load“: $F_z = 21000\text{ N}$, $F_x = 6380\text{ N}$
- Radlasten „Vollbremsung mit blockierten Rädern“: $F_z = 6900\text{ N}$, $F_x = 5550\text{ N}$

Aufgrund der hohen Deformation des Fahrwerks verschiebt sich der Lastangriffspunkt während der Landung. Diese maximalen Verschiebungen müssen zwingend berücksichtigt werden und sind auf Abbildung 5.1 in Klammern vermerkt. Die Klammerwerte beziehen sich auf den Lastfall „ultimate load“.

5.1 Schwinge

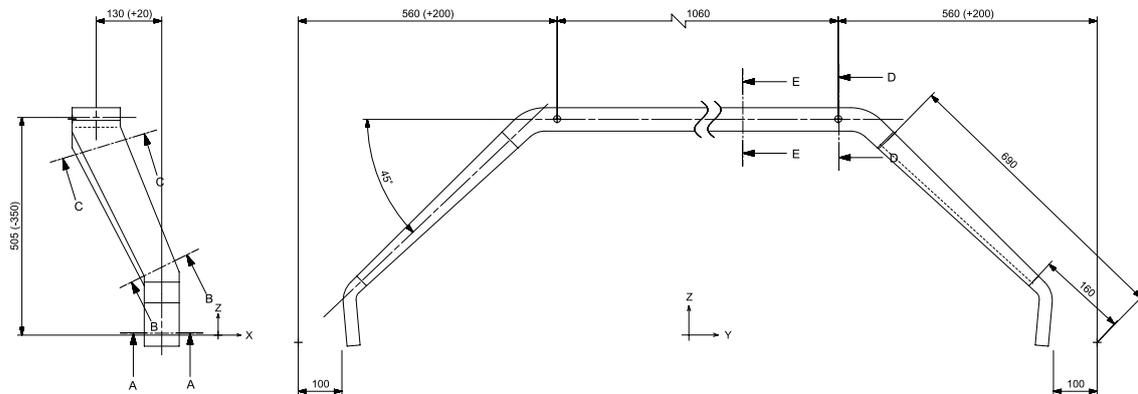


Abbildung 5.1: Globale Abmessung der Schwinge unter Berücksichtigung der Deformation

Wirkende Momente in Querschnitt A-A bei „ultimate load“:

$$M_{bx} = 21000 \text{ N} \cdot 100 \text{ mm} = 2.1 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \quad (5.1)$$

$$M_t = 6380 \text{ N} \cdot 100 \text{ mm} = 0.64 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \quad (5.2)$$

Wirkende Momente in Querschnitt B-B bei „ultimate load“:

$$M_{bx} = 21000 \text{ N} \cdot 160 \text{ mm} = 3.3 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \quad (5.3)$$

$$M_{by} = 6380 \text{ N} \cdot 160 \text{ mm} = 1 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \quad (5.4)$$

Wirkende Momente in Querschnitt C-C bei „ultimate load“:

$$M_{bx} = 21000 \text{ N} \cdot (480 \text{ mm} + 200 \text{ mm}) = 14.3 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \quad (5.5)$$

$$M_{by} = (6380 \text{ N} + 21000 \text{ N} \cdot \sin(15^\circ)) \cdot 690 \text{ mm} = 8.1 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \quad (5.6)$$

Wirkende Momente in Querschnitt D-D bei „ultimate load“:

$$M_{bx} = 21000 \text{ N} \cdot (560 \text{ mm} + 200 \text{ mm}) = 16 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \quad (5.7)$$

$$M_{by} = 6380 \text{ N} \cdot (560 \text{ mm} + 200 \text{ mm}) = 4.8 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \quad (5.8)$$

$$M_t = 6380 \text{ N} \cdot (505 \text{ mm} - 350 \text{ mm}) + 21000 \text{ N} \cdot 150 \text{ mm} = 4.1 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \quad (5.9)$$

Wirkende Momente in Querschnitt E-E bei „ultimate load“:

$$M_{bx} = 21000 \text{ N} \cdot (560 \text{ mm} + 200 \text{ mm}) = 16 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \quad (5.10)$$

$$M_{by} = 6380 \text{ N} \cdot (560 \text{ mm} + 200 \text{ mm}) = 4.8 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \quad (5.11)$$

5.1.2 Versagenskriterien

Die Schwinge besteht zum grössten Teil aus UD-Laminaten deren Faserrichtung der Biege-normalspannung ausgerichtet ist. Aufgrund dessen gilt für die Indexierung der Spannungen die Richtungskonvention auf Abbildung 4.7. Die 1-Achse verläuft auf einem Pfad entlang der Mittelachsen der jeweiligen Querschnitte.

Biegespannungen

Der Nachweis mittels Handrechnung erfolgt vereinfacht unter der Annahme, dass die Querschnitte A-A bis E-E symmetrisch sind. Es wird konservativ mit Gurticken von 7.5 mm gerechnet. Die eingesetzten Lamine werden in den nachfolgenden Berechnungen als homogene Materialien betrachtet, welche die in Kapitel 4.1.5 gewonnenen Festigkeitswerte besitzen.

Flächenträgheitsmomente (vereinfacht) unter der Annahme symmetrischer Querschnitte:

$$I_{x,A-A} = I_{x,B-B} = 0.162 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

$$I_{y,A-A} = I_{y,B-B} = 1.01 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

$$I_{x,C-C} = I_{x,D-D} = I_{x,E-E} = 0.998 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

$$I_{y,C-C} = I_{y,D-D} = I_{y,E-E} = 3.62 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

Maximale Biegespannung in Querschnitt A-A:

$$\sigma_{b,A-A} = \frac{M_{bx}}{I_{x,A-A}} \cdot x = \frac{2.1 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{0.162 \cdot 10^6 \text{ mm}^4} \cdot 15 \text{ mm} = 194 \text{ MPa} \leq \hat{\sigma}_{1.3-} = 490 \text{ MPa} \quad (5.12)$$

Maximale Biegespannung in Querschnitt B-B:

$$\sigma_{b,B-B} = \frac{3.3 \cdot 10^6}{0.162 \cdot 10^6} \cdot 15 + \frac{1 \cdot 10^6}{1.01 \cdot 10^6} \cdot 40 = 345 \text{ MPa} \leq \hat{\sigma}_{1.3-} = 490 \text{ MPa} \quad (5.13)$$

Maximale Biegespannung in Querschnitt C-C:

$$\sigma_{b,C-C} = \frac{14.3 \cdot 10^6}{0.998 \cdot 10^6} \cdot 27 + \frac{8.1 \cdot 10^6}{3.62 \cdot 10^6} \cdot 55 = 510 \text{ MPa} \geq \hat{\sigma}_{1.3-} = 490 \text{ MPa} \quad (5.14)$$

Maximale Biegespannung in Querschnitt D-D:

$$\sigma_{b,D-D} = \frac{16 \cdot 10^6}{0.998 \cdot 10^6} \cdot 27 + \frac{4.8 \cdot 10^6}{3.62 \cdot 10^6} \cdot 55 = 505 \text{ MPa} \geq \hat{\sigma}_{1.3-} = 490 \text{ MPa} \quad (5.15)$$

Maximale Biegespannung in Querschnitt E-E:

$$\sigma_{b,E-E} = \frac{16 \cdot 10^6}{0.998 \cdot 10^6} \cdot 27 + \frac{4.8 \cdot 10^6}{3.62 \cdot 10^6} \cdot 55 = 505 \text{ MPa} \geq \hat{\sigma}_{1.3-} = 490 \text{ MPa} \quad (5.16)$$

Torsionsspannungen

Der Nachweis erfolgt unter der konservativen Annahme, dass nur die in sich geschlossenen GFK-Flechtschläuche mit der Schubfestigkeit τ_1 die Torsionsmomente übernehmen. Es gilt die Vereinfachung, dass sämtliche GFK-Flechtschläuche konzentriert auf der Symmetrieachse des Kernlaminats positioniert sind.

Maximale Torsionsspannung in Querschnitt A-A [17]:

$$\tau_{A-A} = \frac{M_t}{W_t} = \frac{0.64 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{2 \cdot 70 \text{ mm} \cdot 22 \text{ mm} \cdot 1.5 \text{ mm}} = 138 \text{ MPa} \leq \tau_1 = 200 \text{ MPa} \quad (5.17)$$

Maximale Torsionsspannung in Querschnitt D-D [17]:

$$\tau_{D-D} = \frac{M_t}{W_t} = \frac{4.1 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{2 \cdot 100 \text{ mm} \cdot 46 \text{ mm} \cdot 2.1 \text{ mm}} = 212 \text{ MPa} \geq \tau_1 = 200 \text{ MPa} \quad (5.18)$$

Maximale Torsionsspannung in Querschnitt B-B aufgrund Vollbremsung [17]:

$$\tau_{B-B} = \frac{M_t}{W_t} = \frac{5550 \text{ N} \cdot 155 \text{ mm} \cdot \sin(45^\circ)}{2 \cdot 70 \text{ mm} \cdot 22 \text{ mm} \cdot 1.5 \text{ mm}} = 131 \text{ MPa} \leq \tau_1 = 200 \text{ MPa} \quad (5.19)$$

Schubspannungen

Statisches Moment X-Achse Querschnitt B-B:

$$S = 2 \cdot 9.8 \text{ mm} \cdot 6.8 \text{ mm} \cdot 3.4 \text{ mm} + 10.9 \text{ mm} \cdot 80 \text{ mm} \cdot 8.2 \text{ mm} = 7600 \text{ mm}^3 \quad (5.20)$$

Schub bei Querkraftbiegung aufgrund der vertikalen Kraft in Querschnitt B-B [17]:

$$\tau_1 = \frac{Q \cdot S}{I_{x,B-B} \cdot 2 \cdot b} = \frac{21000 \text{ N} \cdot 7600 \text{ mm}^3}{0.162 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \cdot 2 \cdot 9.8 \text{ mm}} = 50 \text{ MPa} \leq \hat{\tau}_{1.1} = 73 \text{ MPa} \quad (5.21)$$

Statisches Moment Y-Achse Querschnitt B-B:

$$S = 2 \cdot 15.1 \text{ mm} \cdot 8.2 \text{ mm} \cdot 30.2 \text{ mm} + 35.1 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm} \cdot 9.8 \text{ mm} = 17800 \text{ mm}^3 \quad (5.22)$$

Schub bei Querkraftbiegung aufgrund der horizontalen Kraft in Querschnitt B-B [17]:

$$\tau_1 = \frac{Q \cdot S}{I_{y,B-B} \cdot 2 \cdot b} = \frac{6380 \text{ N} \cdot 17800 \text{ mm}^3}{1.06 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \cdot 2 \cdot 8.2 \text{ mm}} = 7 \text{ MPa} \leq \hat{\tau}_{1.3} = 29 \text{ MPa} \quad (5.23)$$

Lochleibung

Die Lagerbüchsen in der Schwinge übertragen Kräfte die durch das Laminat entlang der 2-Achse aufgenommen werden müssen. Um die Tragfähigkeit an dieser Stelle zu erhöhen wird das Laminat lokal aufgedickt.

Druckfestigkeit des aufgedickten Laminats:

$$\hat{\sigma}_{2.4-} = \frac{1}{11 \text{ mm}} \cdot \left(5 \cdot 234 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot \cos(0^\circ)^2 + 12 \cdot 120 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot \cos(45^\circ)^2 \right) = 172 \text{ MPa} \quad (5.24)$$

Maximale Lochleibung in Bohrung:

$$\sigma_L = \frac{F_{max}}{d \cdot t} = \frac{51000 \text{ N}}{35 \text{ mm} \cdot 11 \text{ mm}} = 132 \text{ MPa} \leq \hat{\sigma}_{2.4-} = 172 \text{ MPa} \quad (5.25)$$

Aufziehspannungen

Aufziehspannungen wirken als interlaminaire Zugspannungen zwischen den einzelnen Schichten und können zu Delamination führen. Die Spannungen treten ausschliesslich in Krümmungen auf welche entgegengesetzt des Krümmungsradius belastet werden und wirken immer in radialer Richtung.

Aufziehspannungen radial an oberer Abkröpfung [13]:

$$\sigma_r = \frac{n}{R} = \frac{\sigma_{1+} \cdot t}{R} = \frac{600 \text{ MPa} \cdot 0.39 \text{ mm}}{60 \text{ mm}} = 3.9 \text{ MPa} \leq R_{m3+} = 50 \text{ Mpa} \quad (5.26)$$

Aufziehspannungen radial an unterer Abkröpfung [13]:

$$\sigma_r = \frac{n}{R} = \frac{\sigma_{1+} \cdot t}{R} = \frac{400 \text{ MPa} \cdot 0.39 \text{ mm}}{30 \text{ mm}} = 5.2 \text{ MPa} \leq R_{m3+} = 50 \text{ Mpa} \quad (5.27)$$

n = Schichtkraft [N/mm]

σ_{1+} = maximale Zugspannung an Unterseite [MPa]

t = Dicke des äussersten Laminats [mm]

R = Innerer Radius der Abkröpfung [mm]

5.1.3 Diskussion der Ergebnisse

Ein Festigkeitsnachweis von Composite-Strukturen kann aufgrund komplexer Materialkennwerte nicht mit der selben Genauigkeit geführt werden wie bei metallischen Werkstoffen. So ist zum Beispiel die Umrechnung auf eine Vergleichsspannung aufgrund des anisotropen Verhaltens des Materials nicht möglich. Ebenso variieren die in der Literatur vorhandenen Festigkeitswerte der einzelnen Gewebe zum Teil erheblich. Ein Grund dafür ist der Einfluss der Matrixqualität. Vorallem die Druckfestigkeit eines Laminats ist zu einem grossen Teil von der Matrix abhängig. Die im Kapitel 4.1.5 errechneten Festigkeitswerte basieren auf Angaben der Firma „Suter Kunststoffe AG“. In Rücksprache mit den Herstellern wurde deutlich, dass die angegebenen Festigkeitswerte lediglich Richtlinien darstellen und sehr konservativ ausgelegt sind. Die GFK-Struktur reagiert zudem äusserst sensibel auf die Qualität des Laminierverfahrens sowie auf den erreichten Faservolumenanteil.

Den Berechnungsergebnissen ist zu entnehmen, dass die Festigkeitsgrenzwerte teilweise überschritten werden (ca. 5%). Aufgrund der bereits oben genannten Überlegungen wird jedoch darauf verzichtet die Struktur weiter zu verstärken. Die Resultate der FEM-Simulation decken sich gut mit den errechneten Werten. Die Festigkeit der Schwinge wird nebst Handrechnung und FEM-Analyse auch mittels Droptest nachgewiesen. Die Norm CS-23 schreibt dies so vor.

5.2 Aufhängung

Viele der nachfolgenden Berechnungen dienen zur Verifizierung der aus den FEM-Analysen gewonnenen Spannungswerten. Die verwendeten geometrischen Größen sind den Fertigungszeichnungen im Anhang J entnommen.

Wirkende Kräfte auf die Fahrwerksaufhängung (siehe Abbildung 5.2):

- „limit load“: $F_{Y1} = 20700 \text{ N}$, $F_{Y2} = 34000 \text{ N}$, $F_X = 4250 \text{ N}$
- „ultimate load“: $F_{Y1} = 31000 \text{ N}$, $F_{Y2} = 51000 \text{ N}$, $F_X = 6380 \text{ N}$

Schraubenverbindung

6KT-Schraube M10 der Festigkeitsklasse 10.9, $R_{p0.2} = 900 \text{ MPa}$, $R_m = 1000 \text{ MPa}$, $A = 9\%$

Anziehdrehmoment [18]:

$$M_A = F_{VM} \cdot (0.159 \cdot P + \mu_{ges} \cdot (0.577 \cdot d_2 + 0.5 \cdot d_k)) = \quad (5.28)$$
$$30000 \text{ N} \cdot (0.159 \cdot 1.5 \text{ mm} + 0.12 \cdot (0.577 \cdot 9 \text{ mm} + 0.5 \cdot 15 \text{ mm})) = 53000 \text{ Nmm}$$

F_{VM} = gewünschte Vorspannkraft

P = Gewindesteigung

μ_{ges} = Gesamtreibungszahl

d_2 = Flankendurchmesser des Gewindes

d_k = wirksamer Reibungsdurchmesser der Schraubenkopfauflage

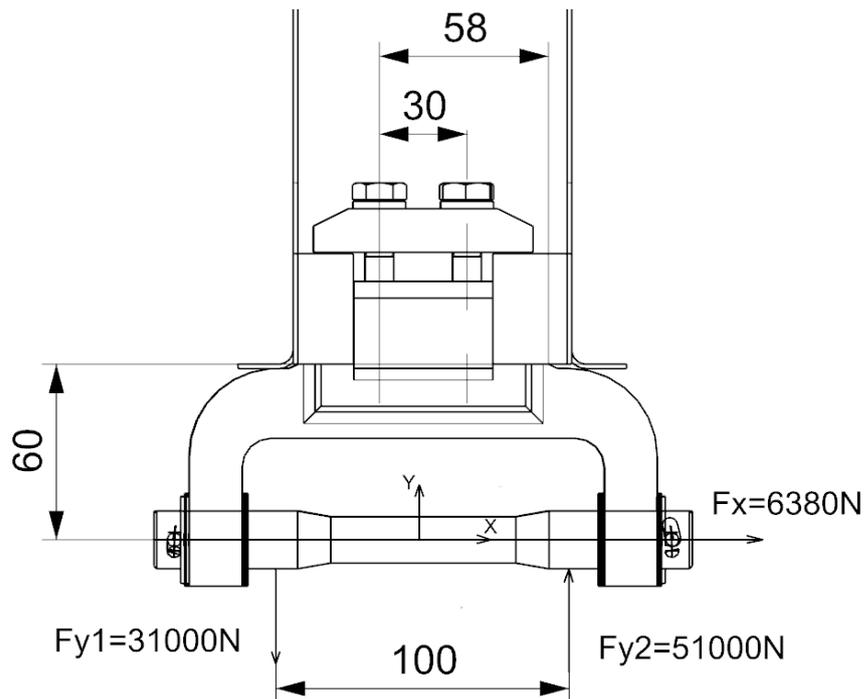


Abbildung 5.2: Wirkende Kräfte auf die Aufhängung bei „ultimate load“

Nachgiebigkeit der Schraube [18]:

$$\delta_S = \frac{1}{210000 \text{ MPa}} \cdot \left(\frac{0.4 \cdot 10 \text{ mm}}{78 \text{ mm}^2} + \frac{30 \text{ mm}}{58 \text{ mm}^2} + \frac{0.5 \cdot 10 \text{ mm}}{58 \text{ mm}^2} \right) = 3 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}} \quad (5.29)$$

Nachgiebigkeit der verspannten Teile (Resultat von FEM-Simulation):

$$\delta_T = \frac{0.25 \text{ mm}}{44000 \text{ N}} = 6 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}} \quad (5.30)$$

Maximal zulässige Zugkraft auf die Schraube bei 100% Auslastung der Streckgrenze:

$$F_{Rp0.2} = R_{p0.2} \cdot A_S = 900 \text{ MPa} \cdot 58 \text{ mm}^2 = 52200 \text{ N} \quad (5.31)$$

Maximale Zugkraft der Schraube bei „ultimate load“ (siehe Abbildung 5.2):

$$F_Z = 0.5 \cdot 31000 \text{ N} \cdot \frac{100 \text{ mm}}{58 \text{ mm}} = 26700 \text{ N} \quad (5.32)$$

Betriebskraft der Schraube bei „limit load“:

$$F_B = \frac{F_Z}{1.5} = \frac{26700 \text{ N}}{1.5} = 17800 \text{ N} \quad (5.33)$$

Zusatzkraft auf die Schrauben infolge Belastung mit „limit load“ [18]:

$$F_{BS} = F_B \cdot \frac{\delta_T}{\delta_T + \delta_S} = 17800 \text{ N} \cdot \frac{6 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}}{9 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}} = 11800 \text{ N} \quad (5.34)$$

Klemmkraftverlust infolge Belastung mit „limit load“ [18]:

$$F_{BT} = F_B - F_{BS} = 17800 \text{ N} - 11800 \text{ N} = 6000 \text{ N} \quad (5.35)$$

Vorspannkraftverlust durch setzen [18]:

$$F_Z = \frac{f_Z}{\delta_S + \delta_T} = \frac{0.008 \text{ mm}}{9 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}} = 900 \text{ N} \quad (5.36)$$

Restklemmkraft infolge Belastung mit „limit load“ [18]:

$$F_{KL} = F_V - F_{BT} - F_Z = 30000 \text{ N} - 6000 \text{ N} - 900 \text{ N} = 23100 \text{ N} \quad (5.37)$$

Gesamtschraubenkraft infolge Belastung mit „limit load“ [18]:

$$F_{Sges} = F_V + F_{BS} - F_Z = 30000 \text{ N} + 11800 \text{ N} - 900 \text{ N} = 40900 \text{ N} \leq F_{Rp0.2} \quad (5.38)$$

Klemmleiste

Vergütungsstahl 42CrMoS4+QT (1.7227), $R_{p0.2} = 900 \text{ MPa}$, $R_m = 1200 \text{ MPa}$, $A = 10\%$

Biegespannung an Lasteinleitungsstelle bei „limit load“:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{41000 \text{ N} \cdot 10 \text{ mm} \cdot 6}{11 \text{ mm} \cdot (15 \text{ mm})^2} = 990 \text{ MPa} \rightarrow \text{plausibel} \quad (5.39)$$

In Wirklichkeit wird die Kraft nicht als Punktlast eingeleitet. Das Resultat ist plausibel.

Bügel oben

EN AW-7075-T6 (3.4365), $R_{p0.2} = 480 \text{ MPa}$, $R_m = 540 \text{ MPa}$, $A = 7\%$

Lochleibung durch Bolzenlast bei „limit load“:

$$\sigma_L = \frac{F_{Y2}}{d \cdot t} = \frac{34000 \text{ N}}{20 \text{ mm} \cdot 18 \text{ mm}} = 94 \text{ MPa} \leq \sigma_{L,zul} \quad (5.40)$$

Zugspannung am reduzierten Querschnitt bei Bohrung $\varnothing 20 \text{ mm}$ bei „ultimate load“:

$$\sigma_z = \frac{F_{Y1}}{b \cdot t} = \frac{31000 \text{ N}}{18 \text{ mm} \cdot (32 \text{ mm} - 20 \text{ mm})} = 145 \text{ MPa} \leq R_m = 540 \text{ MPa} \quad (5.41)$$

Biegespannung bei auftretender Seitenlast bei „ultimate load“ (siehe Abbildung 2.10):

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{(4840 \text{ N} + 3190 \text{ N}) \cdot 35 \text{ mm} \cdot 6}{2 \cdot 18 \text{ mm} \cdot (32 \text{ mm})^2} = 45 \text{ MPa} \leq R_m = 540 \text{ MPa} \quad (5.42)$$

Bolzen

Nitrierstahl 31CrMoV9 (1.8519), Oberflächenhärte = 800 HV (750 HB)

$R_{p0.2} = 900 \text{ MPa}$, $R_m = 1100 \text{ MPa}$, $A = 9\%$

Maximale Biegespannung bei „limit load“:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{34000 \text{ N} \cdot 10 \text{ mm} \cdot 32}{\pi \cdot (20 \text{ mm})^3} = 430 \text{ MPa} \leq R_{p0.2} = 900 \text{ MPa} \quad (5.43)$$

Hertzische Pressung in Loslager bei „limit load“ [19]:

$$p_H = 0.591 \cdot \sqrt{\frac{F \cdot E}{b \cdot d_1} \cdot \left(1 + \frac{d_1}{d_2}\right)} = 0.591 \cdot \sqrt{\frac{34000 \text{ N} \cdot 200000 \text{ MPa}}{20 \text{ mm} \cdot 20 \text{ mm}} \cdot \left(1 + \frac{20 \text{ mm}}{\infty}\right)} = 2430 \text{ MPa} \geq 3 \cdot 750 \text{ HB} \quad (5.44)$$

Die zulässige hertzische Pressung zwischen Bolzen und Loslager wird trotz der harten Nitridschicht leicht überschritten. Dies kann zu geringen lokalen Deformationen an den Druckstellen führen. Ein globales Versagen des Bolzens ist deswegen aber nicht zu befürchten.

6 Zusammenfassung

Die Arbeit befasst sich mit möglichen Gewichtsoptimierungen für das Hauptfahrwerk eines viersitzigen Kleinflugzeuges des Typs RV10. Das Flugzeug wird von der Firma VANS als Eigenbau-Kit angeboten. Das neue Fahrwerk muss die Zulassungsvorschrift CS-23 vollumfänglich erfüllen. In einem ersten Schritt sind die Eigenschaften des Standard-Fahrwerks untersucht worden. Basierend auf Steifigkeitsbetrachtungen der Fahrwerkstruktur und Energiebilanzen können auftretende Belastungen bestimmt werden. Für die Bestimmung der maximalen Radlasten liegen der Norm CS-23 verschiedene Landeszenarien zugrunde. Die Festigkeitsanalyse hat ergeben, dass das Standard-Fahrwerk die Mindestanforderungen nicht erfüllt. Schon eine Belastung mit „limit load“ führt im Fahrwerksbein zu plastischen Deformationen. Dies konnte man anhand der Original-Berechnungsdokumente, die bei der schweizerischen Zulassungsstelle (EAS) hinterlegt sind, verifizieren.

Beim ausgewählten Konzept ist das Fahrwerk als durchgehende Schwinge konzipiert und besteht aus GFK-Laminaten. Die entstehende kinetische Energie bei der Landung wird zum grössten Teil durch die elastische Deformation der Fahrwerksschwinge aufgenommen. FEM-Simulationen hierzu sind in der ACP-Umgebung von „ANSYS“ durchgeführt worden. Die Energieabsorptions-Effizienz des neuen Fahrwerks ist im Vergleich zum Standard-Fahrwerk grösser. Dies hat zur Folge, dass die neu errechneten Radlasten 20% tiefer ausfallen. Die Schwinge wird seitens des Industriepartners im Handlaminierverfahren selbst hergestellt. Dafür stehen Fertigungszeichnungen sowie eine Laminieranleitung zu Verfügung.

Neu wird das Hauptfahrwerk direkt an den Untergurt des Hauptholmens geklemmt. Die neu entwickelte Fahrwerksaufhängung ist als Fest- und Loslager konzipiert worden. Bei einer Belastung mit „limit load“ nimmt die Holmbrücke ein Torsionsmoment von 2600 Nm auf. Die Untersuchung dieses Lastszenarios ist kein Bestandteil dieser Arbeit. Daher wird dem Industriepartner empfohlen, diesen Festigkeitsnachweis noch zu erbringen. Die Norm CS-23 verlangt zusätzlich zum rechnerischen Nachweis die Durchführung von Droptests am Prototypen. Das neue Fahrwerk ist 8 kg leichter, was einer Gewichtsreduktion von 35% entspricht.

7 Fazit und weiteres Vorgehen

Die Studie hat gezeigt, dass eine Gewichtsreduktion des Fahrwerks mit hohem Aufwand möglich ist. Das vom Industriepartner ausgewählte Lösungskonzept bietet viele Herausforderungen. Hervorzuheben ist der Entscheid das Fahrwerk als GFK-Bauteil zu realisieren. Im Gegensatz zu isotropen Materialien sind hier für die Auslegung mehr Parameter zu berücksichtigen. Die möglichen Versagensarten sind vielfältiger und konnten nicht bis ins Detail differenziert werden. Die Arbeit in der ACP-Umgebung von „ANSYS“ bietet neue interessante Einblicke in das Verhalten von Composite-Strukturen. Wobei zu erwähnen ist, das die Möglichkeiten dieses Programms bei weitem noch nicht ausgeschöpft wurden. Die Themen Ermüdung und Zeitfestigkeit waren kein Bestandteil dieser Arbeit. Nebst knapper zeitlicher Ressourcen waren auch fehlende Lastdaten oder unzureichende empirische Annahmen von Lastkollektiven ein Grund dafür. Aufgrund dieser fehlenden Berechnungen ist eine regelmässige Wartung und Inspektion des Fahrwerks unerlässlich.

Ausblick

Der Industriepartner hat die Absicht geäussert das Hauptfahrwerk in zweifacher Ausführung herzustellen. Nebst dem obligatorischen Droptest bei „limit load“ soll ein Fahrwerk ebenfalls einem „ultimate load“-Test unterzogen werden. Sind sämtliche Droptests positiv verlaufen kann das Fahrwerk bei der schweizerischen Zulassungsstelle (EAS) zertifiziert werden. Die Ergebnisse dieser Arbeit werden archiviert und dienen als schriftlicher Nachweis.

In einem weiteren Schritt könnten Themen wie „damage tolerance“ und „fail safe“ genauer untersucht werden. Ein mögliches Ziel dieser Studien wäre zum Beispiel die Definition der zeitlichen Abstände zwischen den Inspektionen. Parallel dazu müsste ein Wartungskonzept erstellt werden. Das Thema der zerstörungsfreien Werkstoffprüfung sollte hierbei grosse Aufmerksamkeit erhalten.

Symbolverzeichnis

n	[1]	Lastfaktor der auf das Fahrwerk wirkt
n_{CG}	[1]	Lastfaktor der im Schwerpunkt des Flugzeugs wirkt
$n_{SL,v}$	[1]	Lastfaktor vertikal (CS-23.485)
$n_{SL,s}$	[1]	Lastfaktor seitlich (CS-23.485)
n_B	[1]	Lastfaktor vertikal (CS-23.493)
W	[kg]	Bruttogewicht
W_D	[kg]	Landegewicht
L	[1]	Auftrieb
S	[m ²]	Flügelfläche
S_e	[m ²]	Fläche des Reifenabdrucks
v_v	[m/s]	vertikale Landegeschwindigkeit
K	[1]	Lastfaktor in horizontaler Richtung
W_k	[J]	kinetische Energie
W_p	[J]	potenzielle Energie
W_{FB}	[J]	Dehnungsenergie Fahrwerksbein
W_S	[J]	Dehnungsenergie Fahrwerksschwinge
W_R	[J]	Federenergie Reifen
W_{Reib}	[J]	Reibarbeit
μ	[1]	Reibkoeffizient
d_{FB}	[m]	Deformation Fahrwerksbein
d_R	[m]	Deformation Hauptfahrwerksreifen
$c_{R,HF.m}$	[N/m]	mittlere Steifigkeit Hauptfahrwerksreifen
$c_{R,BF.m}$	[N/m]	mittlere Steifigkeit Bugfahrwerksreifen
$c_{v,LG}$	[N/m]	Vergleichssteifigkeit Lastgestänge
$I_{\ddot{a}q,HF}$	[mm ⁴]	äquivalentes Flächenträgheitsmoment
S	[mm ³]	statisches Moment

R_{mF}	[MPa]	Zugfestigkeit der einzelnen Glasfaser
R_{m1+}	[MPa]	Zugfestigkeit UD-Schicht in Faserrichtung
R_{m1-}	[MPa]	Druckfestigkeit UD-Schicht in Faserrichtung
R_{m2+}, R_{m3+}	[MPa]	Zugfestigkeit UD-Schicht senkrecht zur Faserrichtung
R_{m2-}, R_{m3-}	[MPa]	Druckfestigkeit UD-Schicht senkrecht zur Faserrichtung
R_e	[MPa]	Streckgrenze
$\hat{\sigma}_1, \hat{\sigma}_2, \hat{\tau}_{12}$	[MPa]	Spannungen gemittelt über die gesamte Laminatdicke
$\hat{n}_1, \hat{n}_1, \hat{n}_{12}$	[N/mm]	Schnittkräfte des gesamten Laminats
n_{1k}, n_{2k}, n_{12k}	[N/mm]	Schnittkräfte der einzelnen Schichten
$n_{ k}$	[N/mm]	Schnittkräfte der einzelnen Schichten in Faserrichtung
α_k	[°]	Winkel zwischen Faserrichtung und Belastungsrichtung
τ_{23}	[MPa]	Interlaminare Schubfestigkeit senkrecht zur Faserrichtung
τ_{21}, τ_{31}	[MPa]	Interlaminare Schubfestigkeit in Faserrichtung
E_F	[MPa]	E-Modul (längs und quer) der einzelnen Glasfaser
E_H	[MPa]	E-Modul der Matrix
E_1	[MPa]	E-Modul der UD-Schicht in Faserrichtung
E_2	[MPa]	E-Modul der UD-Schicht senkrecht zur Faserrichtung
G_F	[MPa]	Schubmodul (längs und quer) der einzelnen Glasfaser
G_H	[MPa]	Schubmodul der Matrix
G_{23}	[MPa]	Schubmodul der UD-Schicht senkrecht zur Faserrichtung
G_{21}, G_{31}	[MPa]	Schubmodul der UD-Schicht in Faserrichtung
ν	[1]	Querkontraktionszahl
ν_F	[1]	Querkontraktionszahl der einzelnen Glasfaser
ν_H	[1]	Querkontraktionszahl der Matrix
ν_{231}	[1]	Querkontraktionszahl (senkrecht) bei Längsbelastung
ν_{123}	[1]	Querkontraktionszahl (längs) bei Längsbelastung
ν_{23}	[1]	Querkontraktionszahl (senkrecht) bei senkrechter Belastung
ϕ_F	[1]	Faservolumenanteil
ρ_F	[kg/m ³]	Dichte der Glasfaser
ρ_H	[kg/m ³]	Dichte der Matrix

Abbildungsverzeichnis

2.1	Deformation Fahrwerksbein	10
2.2	Mathematische Beschreibung der vertikalen Deformation	11
2.3	Fussabdruck Flugzeugreifen [2]	13
2.4	Energieaufnahme-Effizienz verschiedener Komponenten [2]	14
2.5	Bugfahrwerk RV-10	15
2.6	Deformation Fahrwerksbein mit starrer Felge	19
2.7	Massbild RV-10 (seitlich) [mm]	21
2.8	Massbild RV-10 (vorne) [mm]	22
2.9	Ebene Landung mit verteilter Last [mm]	23
2.10	Zusammenfassung Radlasten bei „limit load“	28
2.11	Hauptfahrwerk RV-10 (linke Seite)	29
2.12	Maximale Vergleichsspannung bei „limit load“ (linear-elastisch)	30
2.13	Spannung und Verformung bei „limit load“ (plastische Deformation)	31
2.14	Spannung und Verformung bei 20600 N (plastische Deformation)	33
2.15	Energieaufnahme AMS6414, Rm=1400	34
2.16	Energieaufnahme AMS6414, Rm=1800	34
2.17	Vergleichsspannung vorne „limit load“	36
2.18	Vergleichsspannung hinten „limit load“	36
2.19	Vergleichsspannung vorne „ultimate load“	37
2.20	Vergleichsspannung hinten „ultimate load“	37
3.1	Standard-Schnittstelle zum Flugzeugrumpf	41
3.2	Alternativ-Schnittstellen zum Flugzeugrumpf	42
3.3	Massbild Fahrwerksbein	43
3.4	Schnitt A-A	43
3.5	Schnitt B-B	44
3.6	Schnitt C-C	44
3.7	Differenzierung Hauptfahrwerk (Lastgestänge)	45

3.8	Äquivalente konstante Querschnitte mit gleicher Steifigkeit	46
3.9	Fahrwerksbein aus EN AW-7075-T6	47
3.10	Fahrwerksbein aus GFK-Laminaten	50
3.11	Durchgehende Schwinge aus GFK-Laminaten	52
4.1	Globale Abmessung Schwinge	55
4.2	Schnitt A-A	55
4.3	Schnitt B-B	56
4.4	Schnitt C-C	56
4.5	Schnitt D-D	57
4.6	Schnitt E-E	57
4.7	Richtungskonvention der UD-Schicht [13]	58
4.8	Deformation unter „limit load“ (Schritt 1), lineare Analyse	62
4.9	Deformation unter „limit load“ (Schritt 2), nichtlineare Analyse	63
4.10	Deformation unter „ultimate load“ (Schritt 3), nichtlineare Analyse	64
4.11	Normalspannungen (X) oben „ultimate load“	65
4.12	Normalspannungen (X) unten „ultimate load“	65
4.13	Normalspannungen (Z) oben „ultimate load“	65
4.14	Normalspannungen (Z) unten „ultimate load“	65
4.15	Schubfestigkeit des 45 Grad-Gewebes [13]	67
4.16	Schichtaufbau der eingesetzten Lamine	68
4.17	Laminataufbau in „ANSYS“-ACP	73
4.18	Zugspannungen in Z-Richtung am Obergurt „ultimate load“	74
4.19	Druckspannungen in X-Richtung am Obergurt „ultimate load“	74
4.20	Zugspannungen in X-Richtung am Untergurt „ultimate load“	75
4.21	Seitliche Deformation der Schwinge bei „limit load“	76
4.22	Seitliche Deformation der Schwinge bei „ultimate load“	76
4.23	Deformationsverhalten Schwinge-GFK	77
4.24	Fahrwerksaufhängung (Festlager) in eingebautem Zustand	78
4.25	Vergleichspannungen an der Fahrwerksaufhängung bei „limit load“	79
4.26	Vergleichspannungen an der Klemmleiste bei „limit load“	81
5.1	Globale Abmessung der Schwinge unter Berücksichtigung der Deformation	83
5.2	Wirkende Kräfte auf die Aufhängung bei „ultimate load“	89

Tabellenverzeichnis

- 2.1 Technische Daten RV-10 9
- 2.2 Aircraft Tyre AA1F4, Ply Rating 6 12
- 2.3 Aircraft Tyre AA4D4, Ply Rating 6 16

- 3.1 Leichtbau-Werkstoffe 40

Literaturverzeichnis

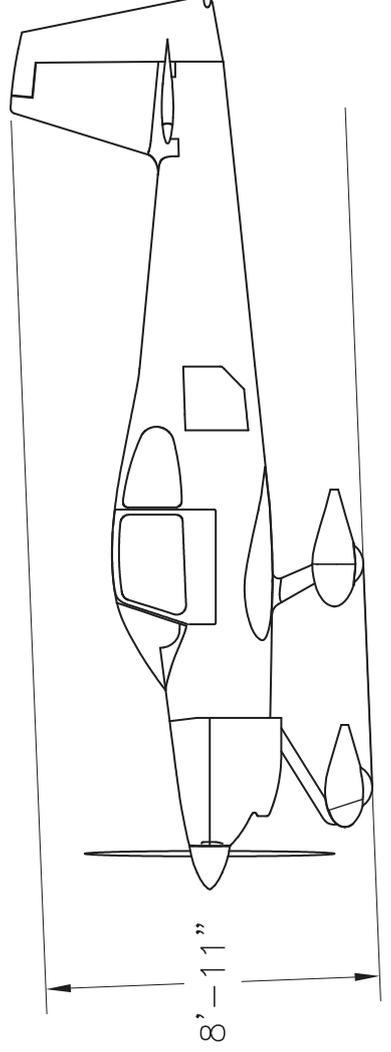
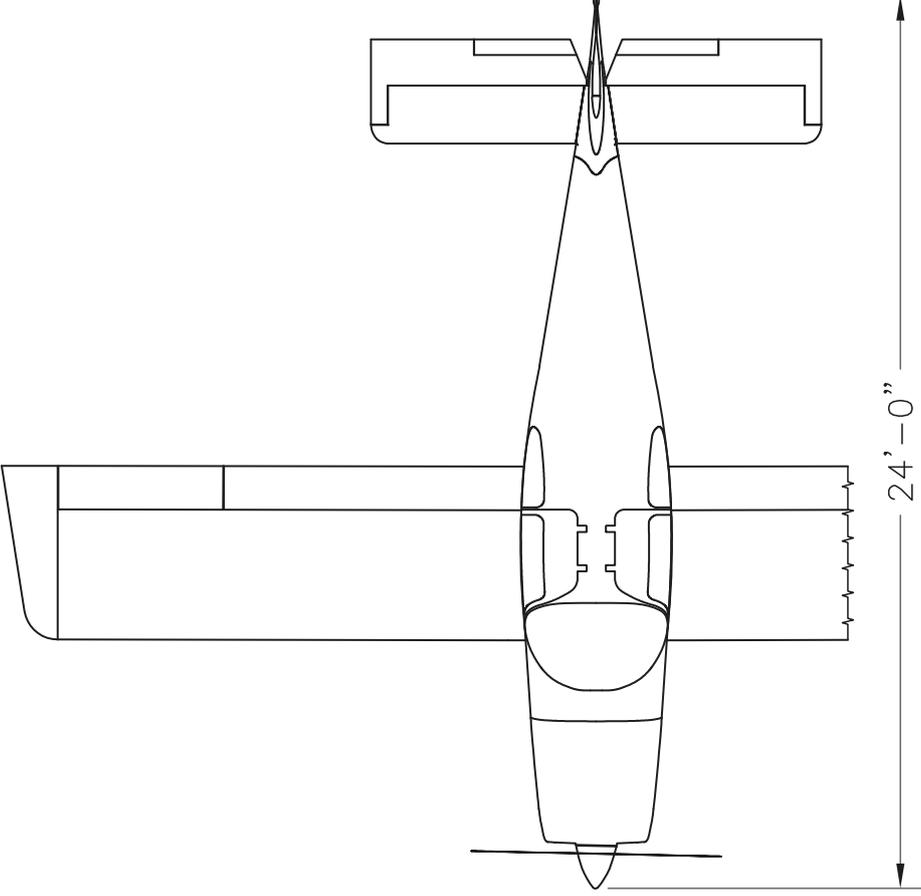
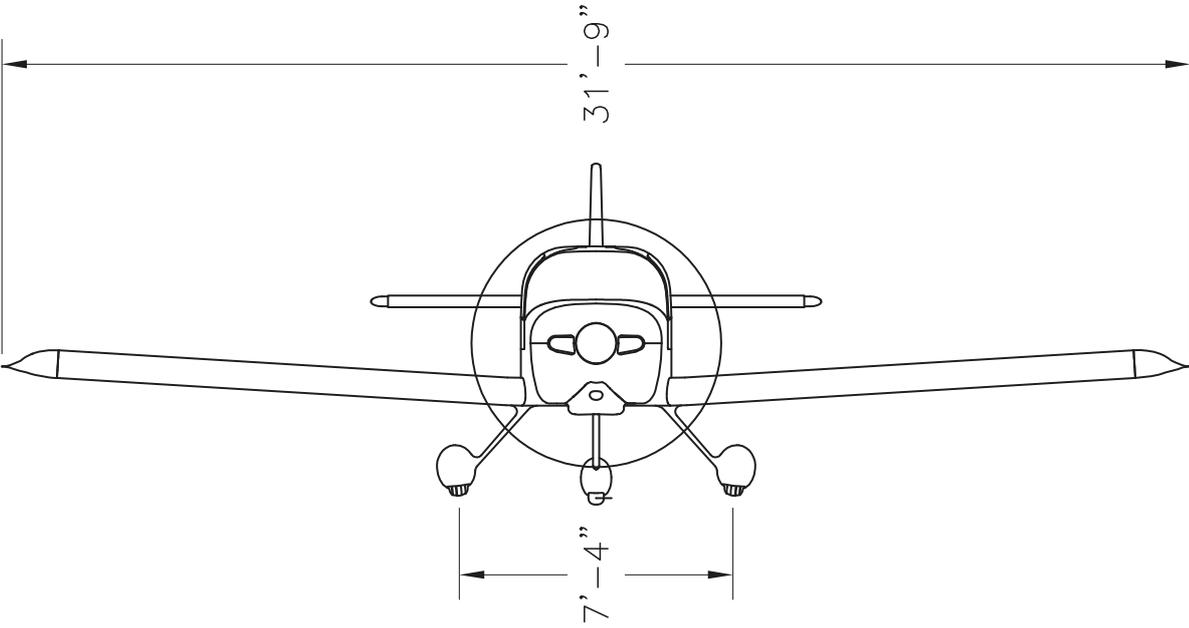
- [1] JOSEF PAULINY: *LANDING GEAR DESIGN FOR SINGLE-ENGINE FOUR-SEAT AIRCRAFT*. Brno, BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY, Master Thesis, 2014
- [2] GUDMUNDSSON, Snorri: *General aviation aircraft design: Applied methods and procedures*. Amsterdam : Butterworth-Heinemann, 2016. – ISBN 978–0–12–809998–8
- [3] EUROPEAN AVIATION SAFETY AGENCY: *Certification Specifications for Normal, Utility, Aerobatic, and Commuter Category Aeroplanes: CS-23*. 14.11.2003
- [4] GEBHARDT, Christof: *Praxisbuch FEM mit ANSYS-Workbench: Einführung in die lineare und nichtlineare Mechanik*. München : Hanser, 2011. – ISBN 978–3–446–42517–0
- [5] *RV-10 Pilots Operating Handbook: rev.* http://www.azcloudflyer.com/flight_test/RV10_poh_rev-.pdf
- [6] EXPERIMENTAL AVIATION OF SWITZERLAND: *Berechnungsunterlagen RV-10*
- [7] VAN‘S AIRCRAFT, inc. (Hrsg.): *Nose Gear Service Letter*. 09.11.2007
- [8] NORMAN S. CURREY: *Aircraft Landing Gear Design: Principles and Practices*. 1988. – ISBN 0930403–4 I–X
- [9] OFFICE OF AVIATION RESEARCH WASHINGTON, D.C (Hrsg.): *Metallic Materials Properties Development and Standardization (MMPDS)*. 2003
- [10] STAHLHÄRTEREI HAUPT (Hrsg.): *Umrechnungstabelle: DIN EN ISO 18265:2014-02*. http://www.haertereihaupt.de/wp-content/uploads/2017/11/Haupt_Downloads-2017_Umrechnungstabelle_D.pdf
- [11] PROF. PIUS PORTMANN: *Leichtbau-Werkstoffe*. Horw, HSLU-Technik und Architektur, Diss., Juli 2018
- [12] ANSYS: *Werkstoffdatenbank: FEM-Programm*. 2018

- [13] SCHÜRMAN, Helmut: *Konstruieren mit Faser-Kunststoff-Verbunden*. 2., bearbeitete und erweiterte Auflage. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007 (VDI-Buch). – ISBN 978-3-540-72189-5
- [14] COMPOSITE swiss (Hrsg.): *Faserverbund-Werkstoffdaten: Daten und Tabellen*. www.swiss-composite.ch
- [15] HEXION (Hrsg.): *Laminierharz MGS L285: Technische Information*. www.hexionchem.com
- [16] BÖLHOFF GRUPPE (Hrsg.): *HELICOIL: Reperaturlösungen für defekte Gewinde*. www.boellhoff.com
- [17] PROF. RENE BÄRTSCH: *Mechanik & Festigkeit: Festigkeitslehre*, Hochschule Luzern, Technik & Architektur, Vorlesungsmamuskript zur Bachelorvorlesung, Februar 2015
- [18] WITTEL, Herbert ; MUHS, Dieter ; JANNASCH, Dieter ; VOSSIEK, Joachim: *Roloff/Matek Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung*. 21. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013. – ISBN 978-3-658-02326-3
- [19] NIEMANN: *Festigkeitsberechnungen: Zulässige Hertzsche Pressung bei dynamischer Belastung nach Niemann*. <https://www.schweizer-fn.de>. Version: 2019

Teil II

Anhang

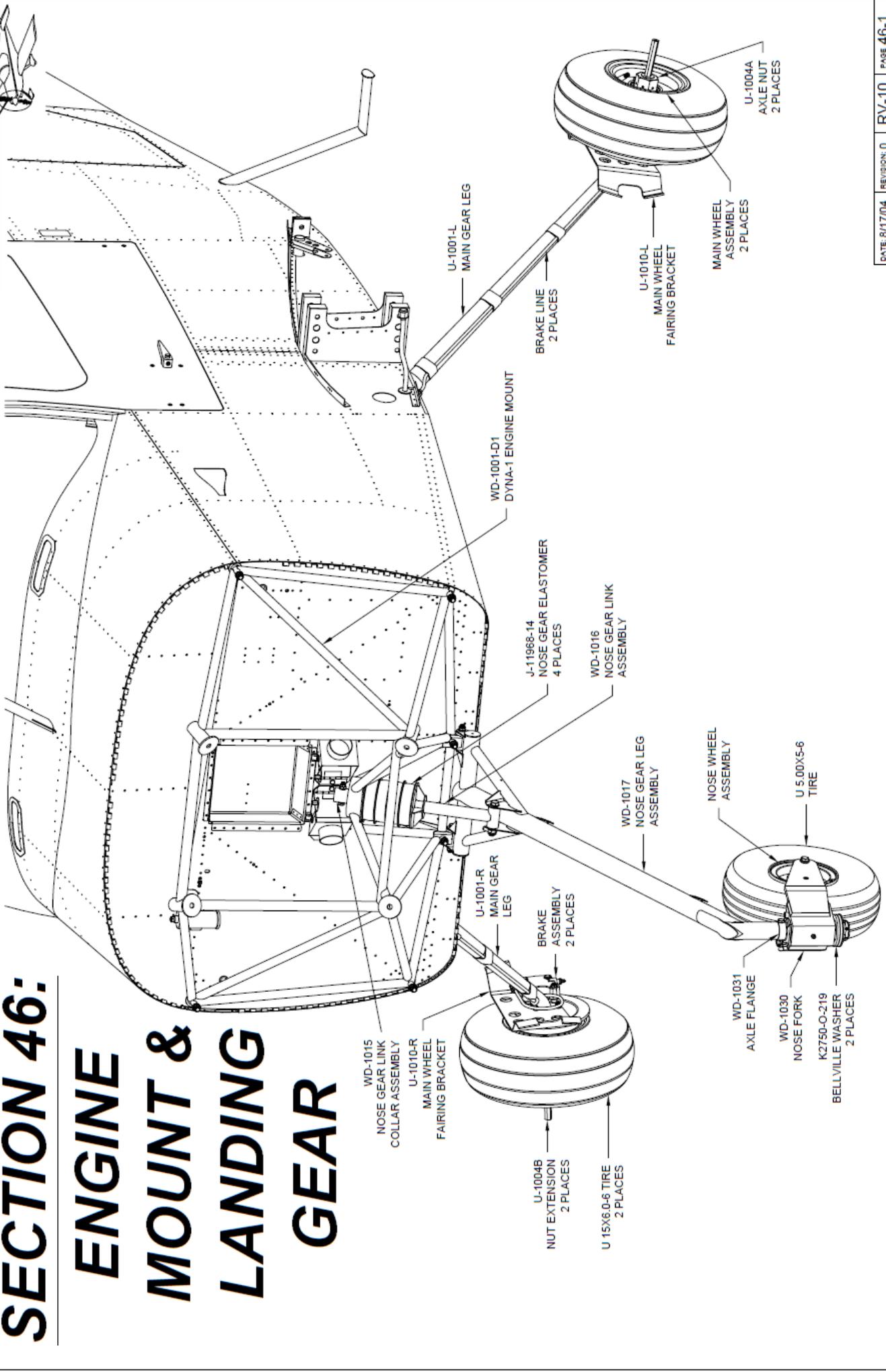
Anhang A - Massbild RV-10



	VAN'S AIRCRAFT, INC. <small>1441 W. 10th St. P.O. Box 10000 Tulsa, Oklahoma 74112</small>	
	DATE DRAWN: 5/16/03	DRAWN BY: KENNETH OWEN
THREE VIEW DRAWING		INCHES: RV-10
SCALE: 1/20		D-SIZE ORIGINAL
PART NUMBER: 0-VN-10-V-0787RV10SW-1		DWG

Anhang B - Fahrwerk RV-10

SECTION 46: ENGINE MOUNT & LANDING GEAR



Anhang C - Basic Landing Conditions

CS-23

Appendix C

Basic Landing Conditions

C23.1 Basic landing conditions

Condition	Tail wheel type		Nose wheel type		
	Level landing	Tail-down landing	Level landing with inclined reactions	Level landing with nose wheel just clear of ground	Tail-down landing
Reference paragraph	23.479(a)(1)	23.481(a)(1)	23.479(a)(2)(i)	23.479(a)(2)(ii)	23.481(a)(2) and (b)
Vertical component at c.g.	nW	nW	nW	nW	nW
Fore and aft component at c.g.	KnW	0	KnW	KnW	0
Lateral component in either direction at c.g.	0	0	0	0	0
Shock absorber extension (hydraulic shock absorber)	Note (2)	Note (2)	Note (2)	Note (2)	Note (2)
Shock absorber deflection (rubber or spring shock absorber)	100%	100%	100%	100%	100%
Tyre deflection	Static	Static	Static	Static	Static
Main wheel loads (both wheels)	$\begin{cases} V_r \\ D_r \end{cases} \begin{matrix} (n-L)W \\ KnW \end{matrix}$	$\begin{cases} V_r \\ D_r \end{cases} \begin{matrix} (n-L)Wb/d \\ 0 \end{matrix}$	$\begin{cases} V_r \\ D_r \end{cases} \begin{matrix} (n-L)Wa/d' \\ KnWa/d' \end{matrix}$	$\begin{cases} V_r \\ D_r \end{cases} \begin{matrix} (n-L)W \\ KnW \end{matrix}$	$\begin{cases} V_r \\ D_r \end{cases} \begin{matrix} (n-L)W \\ 0 \end{matrix}$
Tail (nose) wheel loads	$\begin{cases} V_f \\ D_f \end{cases} \begin{matrix} 0 \\ 0 \end{matrix}$	$\begin{cases} V_f \\ D_f \end{cases} \begin{matrix} (n-L)Wa/d \\ 0 \end{matrix}$	$\begin{cases} V_f \\ D_f \end{cases} \begin{matrix} (n-L)Wb/d' \\ KnWb/d' \end{matrix}$	$\begin{cases} V_f \\ D_f \end{cases} \begin{matrix} 0 \\ 0 \end{matrix}$	$\begin{cases} V_f \\ D_f \end{cases} \begin{matrix} 0 \\ 0 \end{matrix}$
Notes	(1), (3), and (4)	(4)	(1)	(1), (3), and (4)	(3) and (4)

NOTE (1) K may be determined as follows: K=0.25 for W=1361 kg (3,000 pounds) or less; K=0.33 for W=2722 kg (6,000 pounds) or greater, with linear variation of K between these weights.

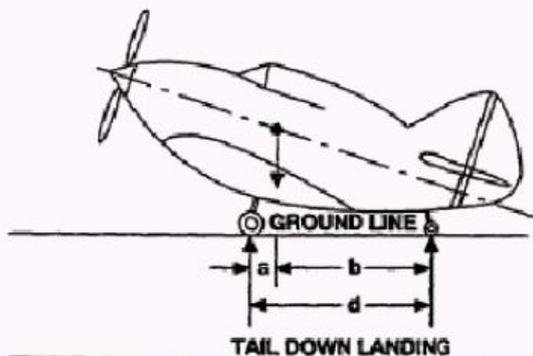
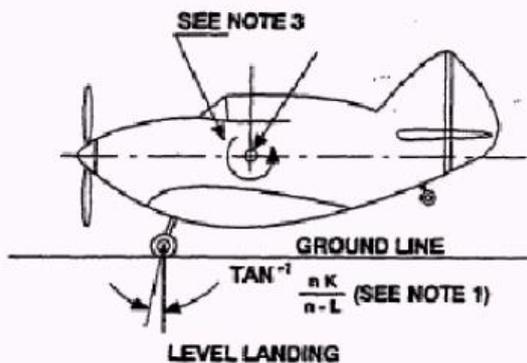
NOTE (2) For the purpose of design, the maximum load factor is assumed to occur throughout the shock absorber stroke from 25% deflection to 100% deflection unless otherwise shown and the load factor must be used with whatever shock absorber extension is most critical for each element of the landing gear.

NOTE (3) Unbalanced moments must be balanced by a rational conservative method.

NOTE (4) L is defined in CS 23.725(b).

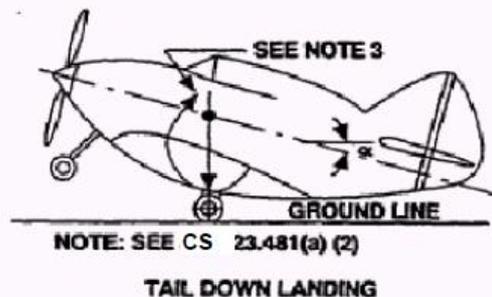
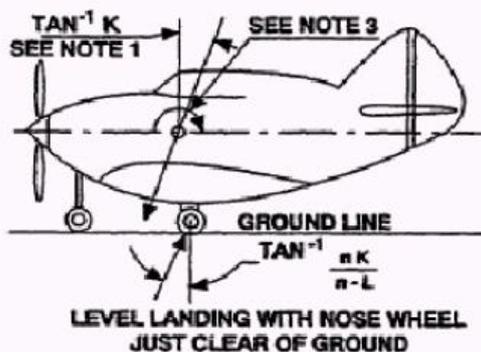
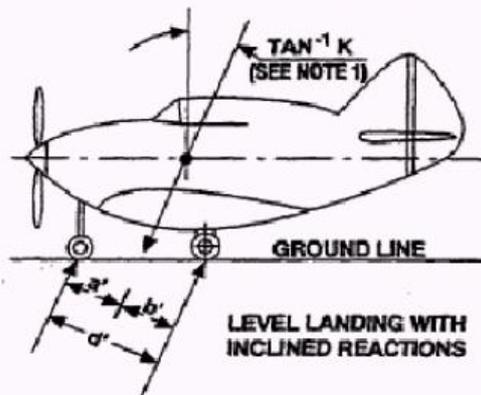
NOTE (5) n is the limit inertia load factor, at the c.g. of the aeroplane, selected under CS 23.475 (d), (f), and (g).

TAIL WHEEL TYPE



BASIC LANDING CONDITIONS

NOSE WHEEL TYPE



Anhang D - Pflichtenheft Fahrwerk RV-10

Nur für internen Gebrauch

Pflichtenheft
Fahrwerk RV-10

Ausgabe	:	18.03.2019
Version	:	1.0
Verfasser	:	Martin Birchler
Dateiname	:	Pflichtenheft_Fahrwerk_RV-10

Martin Birchler
Rosengarten 3
6210 Sursee

Inhaltsverzeichnis

1	Zusammenfassung	3
2	Allgemeines	3
2.1	Änderungen	3
2.2	Verteiler	3
2.3	Abkürzungen und Definitionen	3
2.4	Kostenziele	3
3	Anforderungskatalog	3
3.1	Grundanforderungen	3
3.2	Kompatibilität	3
3.3	Design, Abmessungen	4
3.4	Herstellung, Montage, Transport	4
3.5	Wartung	4
3.6	Normen	4
4	Genehmigung und Freigabe	4

1 Zusammenfassung

Das Modell RV-10 ist ein viersitziges Flugzeug des Herstellers Vans Aircraft. Die Firma Vans verkauft dieses Modell als Eigenbau-Kit. Da diese Kits relativ günstig zu erwerben sind, werden viele Teile sehr einfach und kostenoptimiert hergestellt. Das Hauptfahrwerk besteht aus Rundstahl und das Bugfahrwerk aus geschweissten Stahlrohren. Elias Imgrüth und Anthony Vallon haben sich ein solches Kit erworben und sind der Ansicht, dass beim Fahrwerk noch Gewichtseinsparungspotenzial besteht.

2 Allgemeines

Ziel ist es mögliche Gewichtseinsparungspotenziale des Fahrwerks aufzuzeigen und falls möglich auch umzusetzen.

2.1 Änderungen

Verfasser	Version	Kurzbeschreibung der Änderung

2.2 Verteiler

- Elias Imgrüth
- Anthony Vallon

2.3 Abkürzungen und Definitionen

F	Festanforderung
W	Wunschanforderung
M	Mindestanforderung

2.4 Kostenziele

--	--	--	--

3 Anforderungskatalog

3.1 Grundanforderungen

3.1.1	Einhaltung der Norm CS-23	F	
3.1.2	Steifigkeit des Hauptfahrwerks muss gleich gross oder geringer wie die des Standard-Hauptfahrwerks sein	F	
3.1.3	Steifigkeit des Bugfahrwerks darf nicht kleiner wie die des Standard-Bugfahrwerks sein. (propeller clearance)	F	
3.1.4	Es dürfen nur Materialien verwendet werden, die nach dem Werkstoff-Handbuch der deutschen Luftfahrt zugelassen sind.	F	
3.1.5			
3.1.6			
3.1.7			

3.2 Kompatibilität

3.2.1	Bugfahrwerk kompatibel mit Standard-Schnittstelle von RV-10	F	
3.2.2	Hauptfahrwerk kompatibel mit Standard-Schnittstelle von RV-10	W	
3.2.3			

3.2.4			
3.2.5			

3.3 Design, Abmessungen

3.3.1	Radpositionen bleiben unverändert (tip-over criteria)	F	
3.3.2	Optimierter aerodynamischer Widerstand	W	

3.4 Herstellung, Montage

3.4.1	Realistische und möglichst einfache Herstellungsverfahren mit der Möglichkeit, dass Elias und Anthony die Herstellverfahren selbst anwenden.	F	

3.5 Wartung

3.5.1	Gute Zugänglichkeit sämtlicher Komponenten	W	

3.6 Normen

3.6.1	CS-23	Certification Specifications for Normal, Utility, Aerobatic and Commuter Category Aeroplanes	F	
-------	-------	--	---	--

4 Genehmigung und Freigabe

Name:	Datum:	Unterschrift:

Anhang E - Spannungs-Dehnungs Diagramm AMS6414

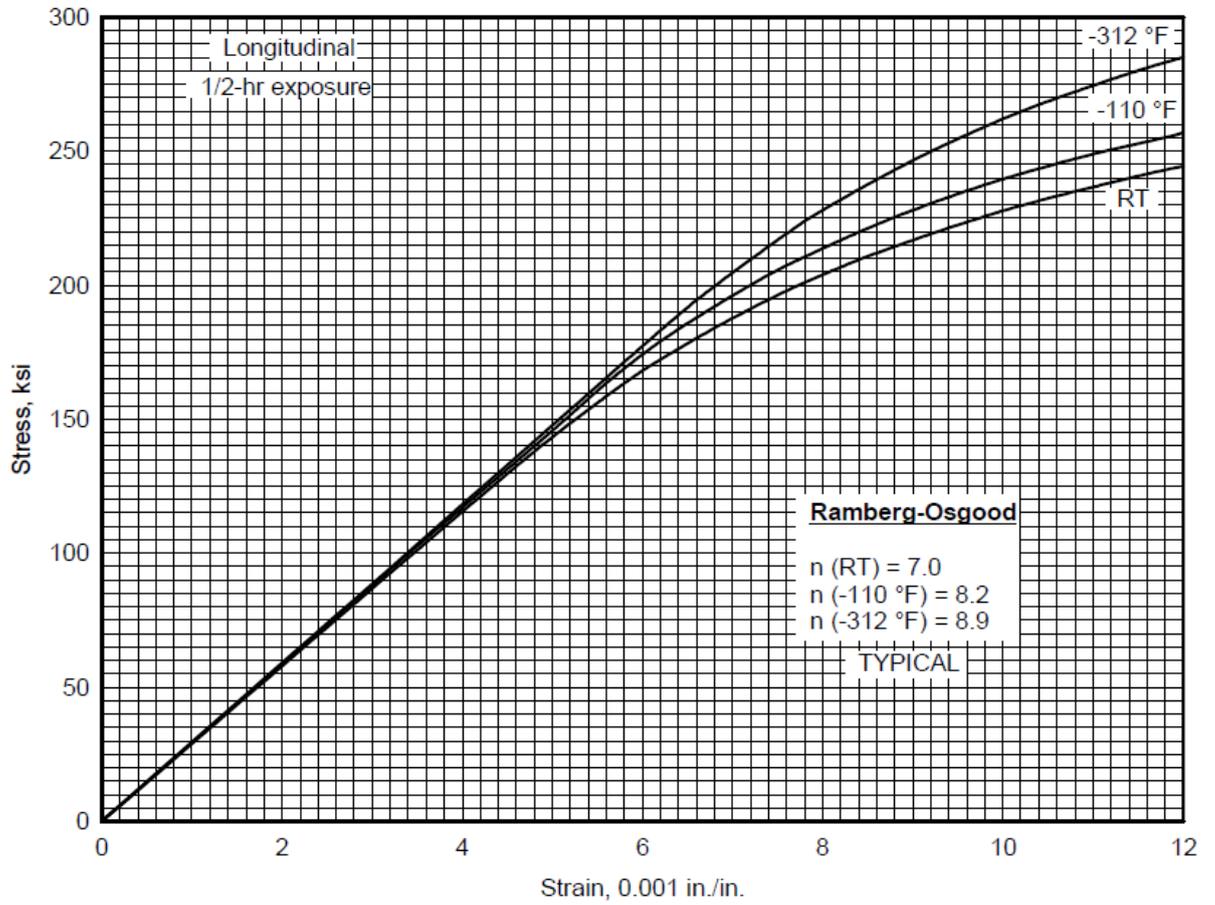
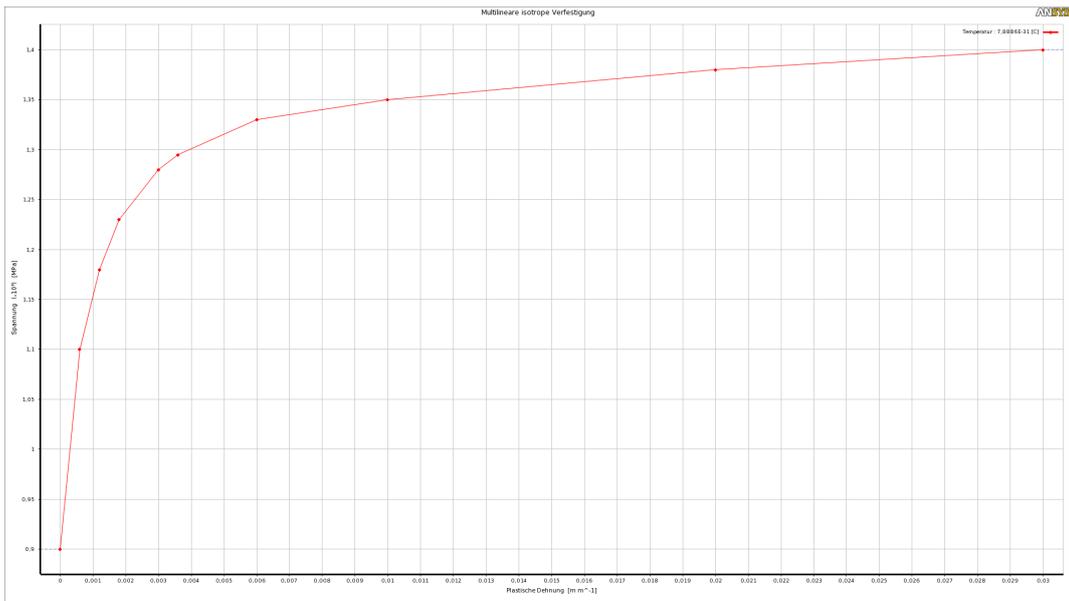
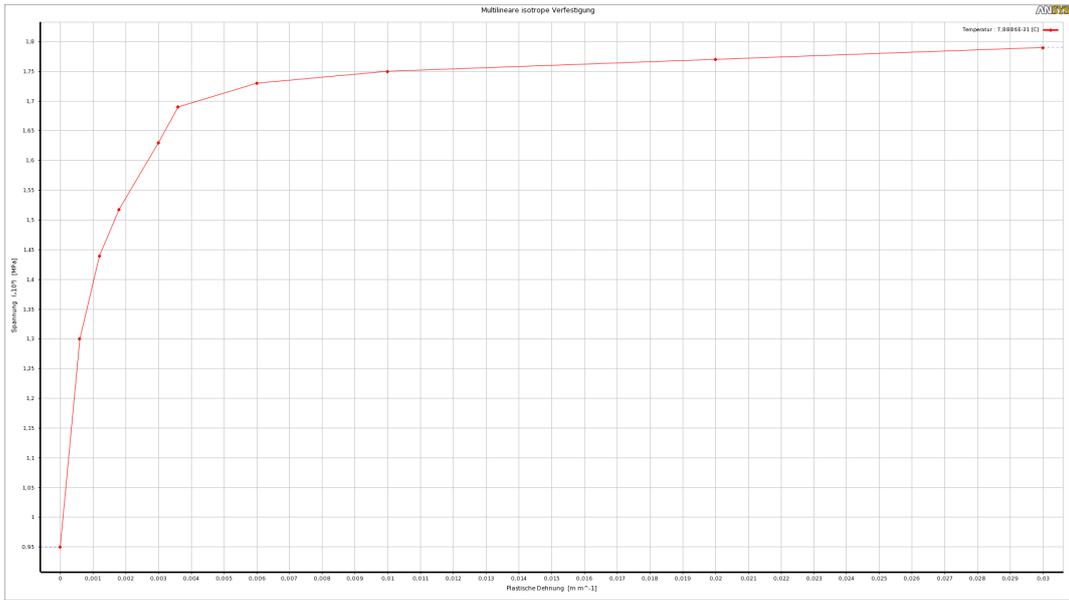


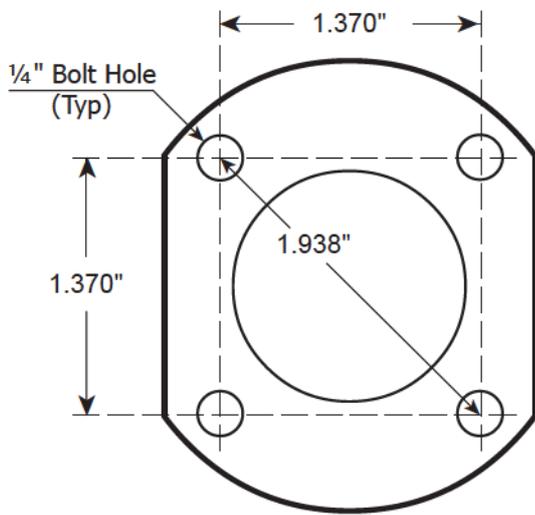
Figure 2.3.1.3.6(b). Typical tensile stress-strain curves at cryogenic and room temperature for AISI 4340 alloy steel bar, $F_{tu} = 260$ ksi.

Anhang F - Multilineare isotrope Verfestigungsdaten AMS6414



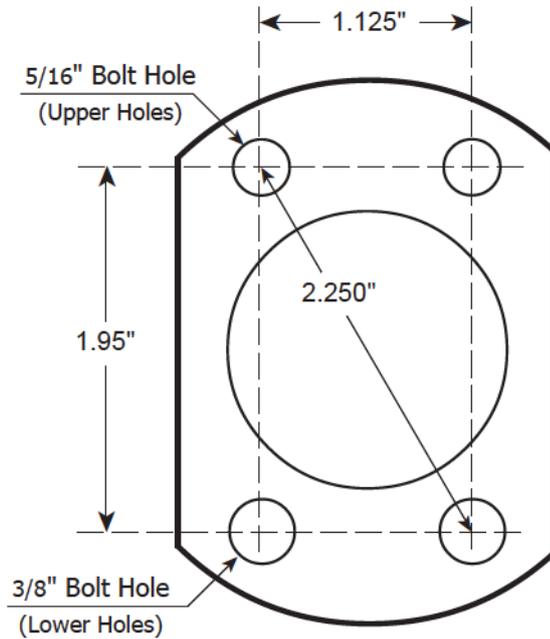
Anhang G - Schnittstelle Radachse

AXLE BOLT HOLE TEMPLATES



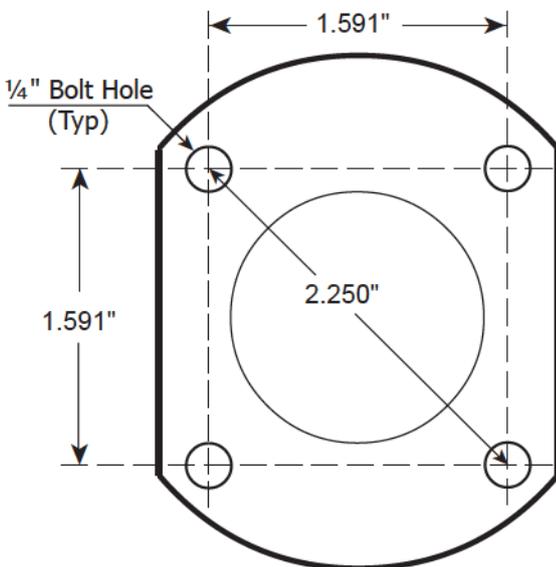
Type 1 Hole Pattern

This pattern matches axle part numbers 5010, 5011, 5012, 5013, 5014, 5014-1, 5015, 5018, 5026 and 5032.



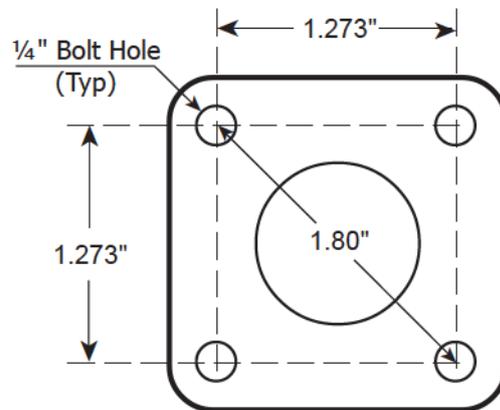
Type 2 Hole Pattern

This pattern matches axle part numbers 5016 and 5017.



Type 3 Hole Pattern

This pattern matches axle part number 5022 and is the same as the Cub-Type hole pattern.



Type 4 Hole Pattern

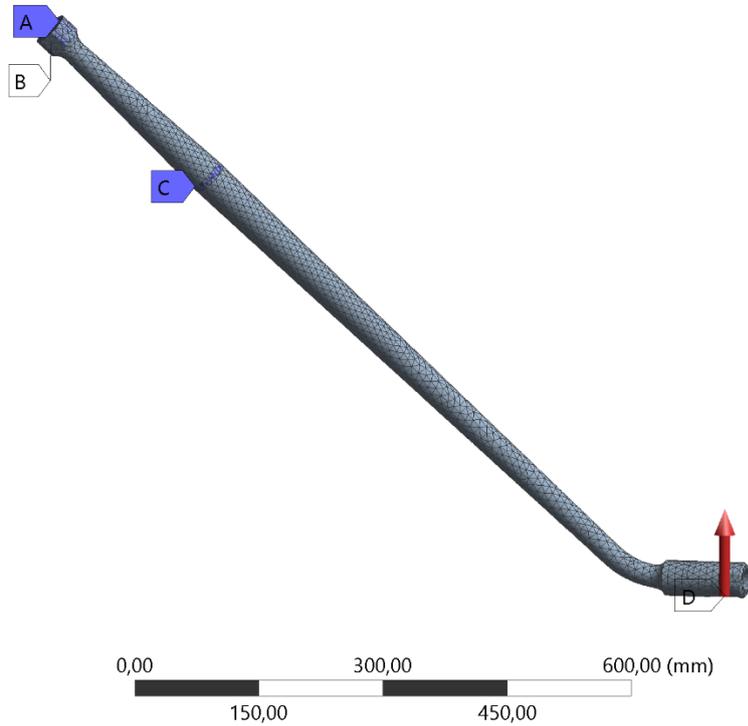
This pattern matches axle part numbers 5030 and 5031.

Anhang H - Randbedingungen und Vernetzung der FEM-Modelle

Kapitel 2.2.1, Steifigkeitsbetrachtung, Fahrwerksbein Hauptfahrwerk

Dateiname: Fahrwerksbein_Hauptfahrwerk

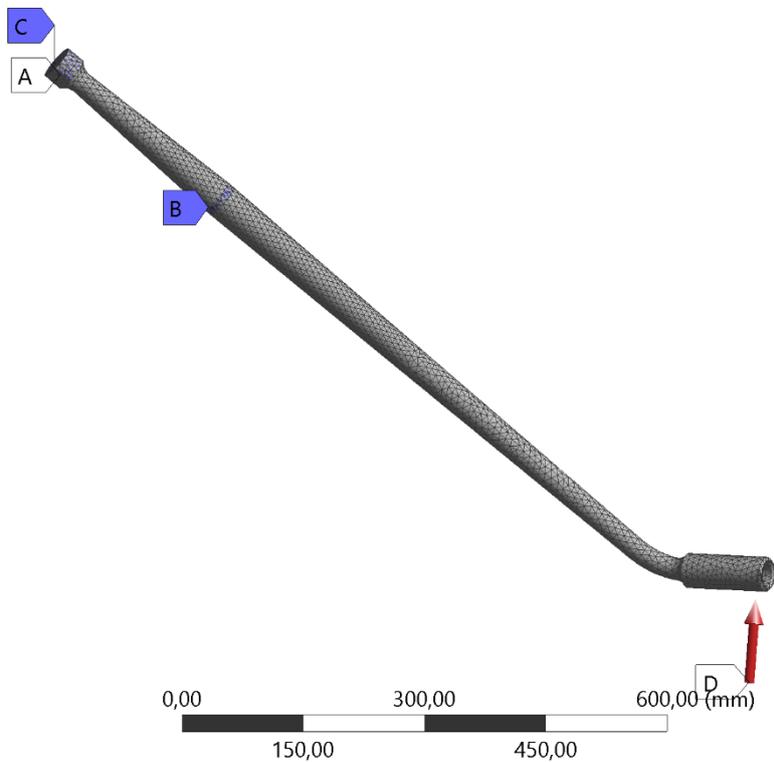
- A** Fixierte Lagerung
- B** Starres Auflager
- C** Starres Auflager 2
- D** Kraft: 20700 N



Kapitel 2.5.1, «limit load», Fahrwerksbein Hauptfahrwerk

Dateiname: Fahrwerksbein_Hauptfahrwerk

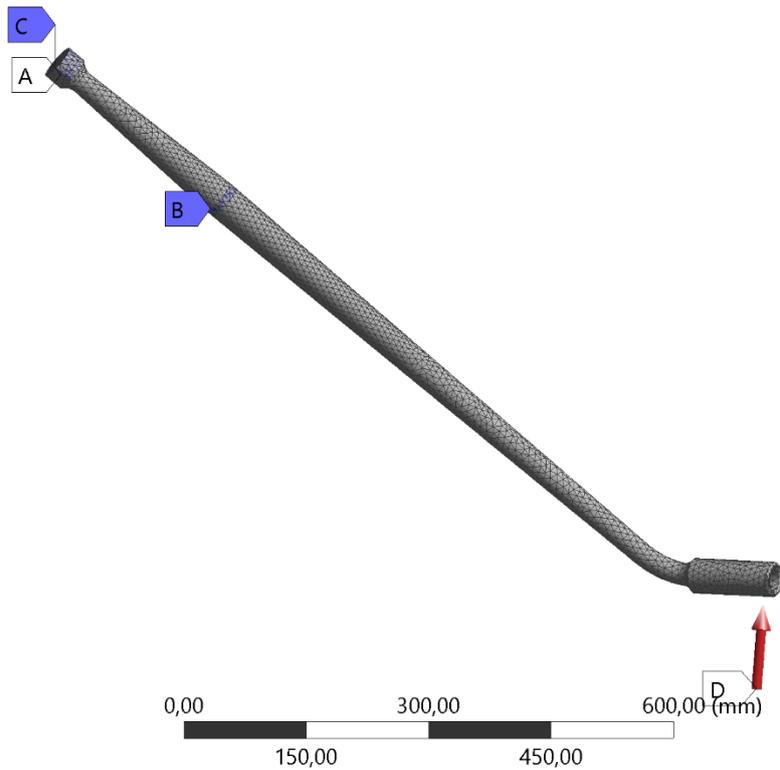
- A** Starres Auflager
- B** Starres Auflager 2
- C** Fixierte Lagerung
- D** Externe Kraft: 18189 N



Kapitel 2.5.2, «ultimate load», Fahrwerksbein Hauptfahrwerk

Dateiname: Fahrwerksbein_Hauptfahrwerk

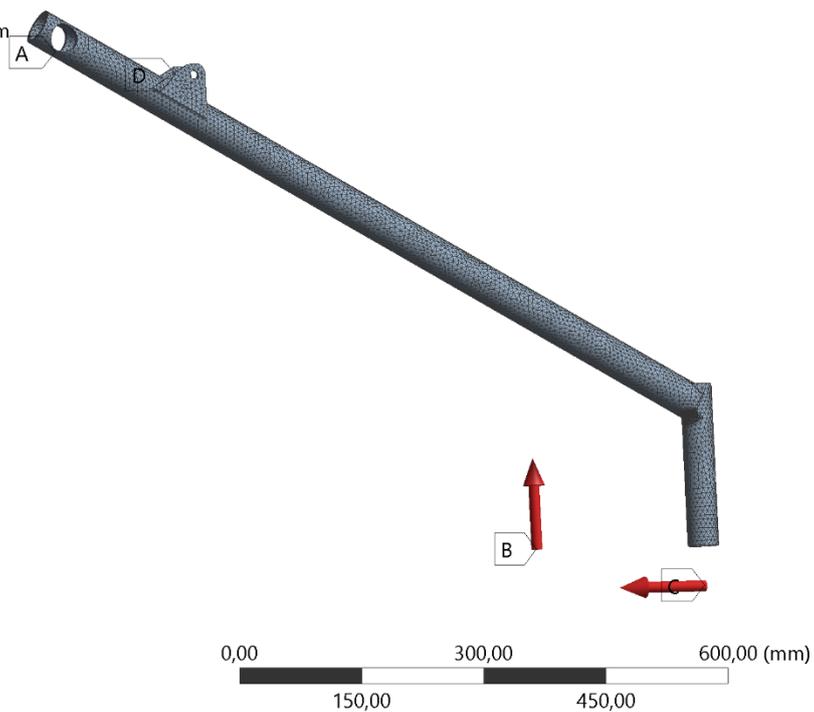
- A** Starres Auflager
- B** Starres Auflager 2
- C** Fixierte Lagerung
- D** Externe Kraft: 27416 N



Kapitel 2.5.3 und 2.5.4, Fahrwerksbein Bugfahrwerk

Dateiname: Fahrwerksbein_Bugfahrwerk

- A** Zylindrische Lagerung: 0, mm
- B** Externe Kraft: 9636,9 N
- C** Externe Kraft 2: 2943,1 N
- D** Starres Auflager

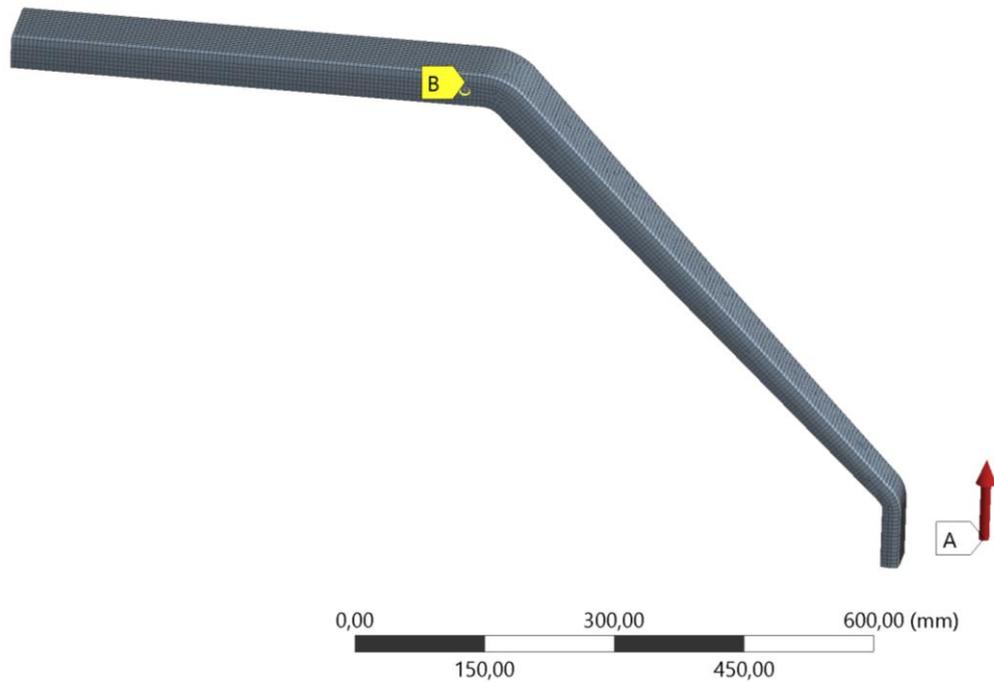


Kapitel 4.1.2, Schwinge GFK, Schalenmodell

Dateiname: 10_1_2_Schwinge_GFK_Schritt1

A Externe Kraft: 17480 N

B Verschiebung

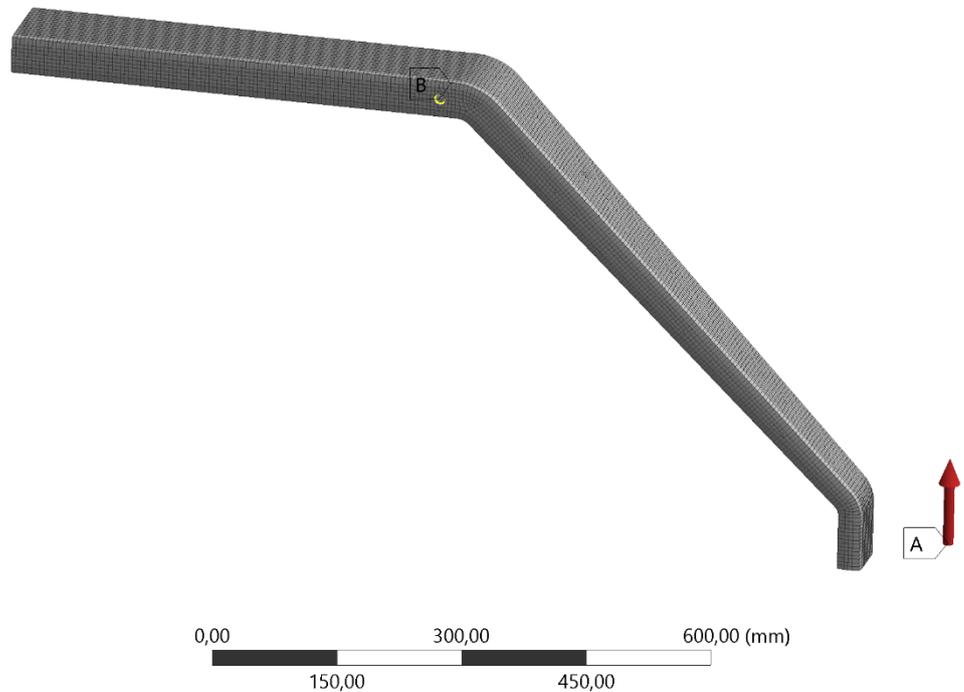


Kapitel 4.1.2, Schwinge GFK, Schalenmodell

Dateiname: 10_1_2_Schwinge_GFK_Schritt2

A Externe Kraft: 17480 N

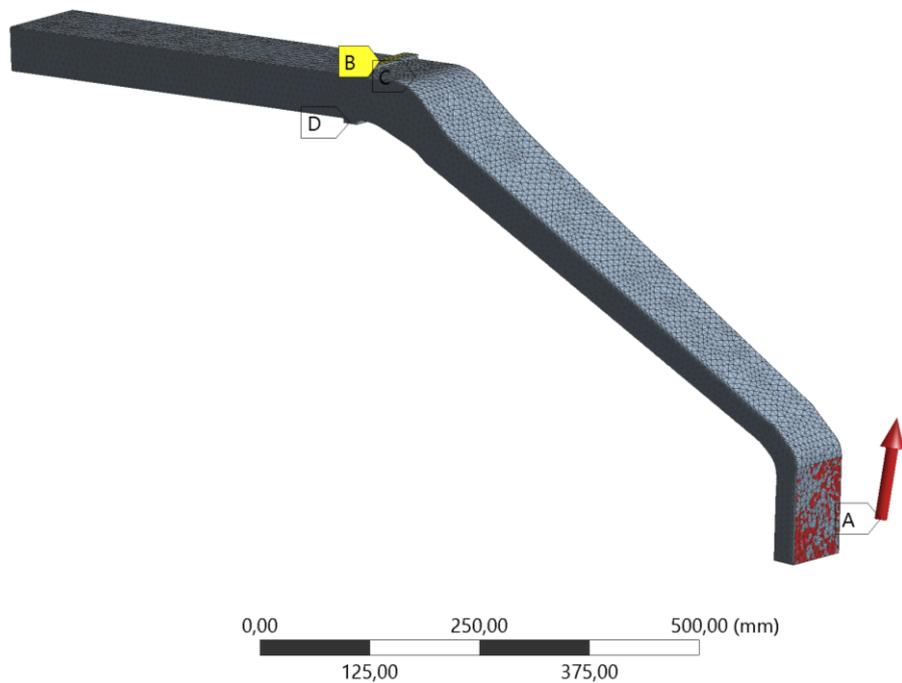
B Externe Verschiebung



Kapitel 4.1.2, Schwinge GFK, Solidmodell

Dateiname: 10_1_2_Schwinge_GFK_Schritt3

- A** Externe Kraft: 27416 N
- B** Externe Verschiebung
- C** Externe Verschiebung 2
- D** Externe Verschiebung 3



Kapitel 4.1.5, Schwinge GFK, Schalenmodell (ACP)

Dateiname: 10_1_Schwinge_GFK_ACP_Endversion

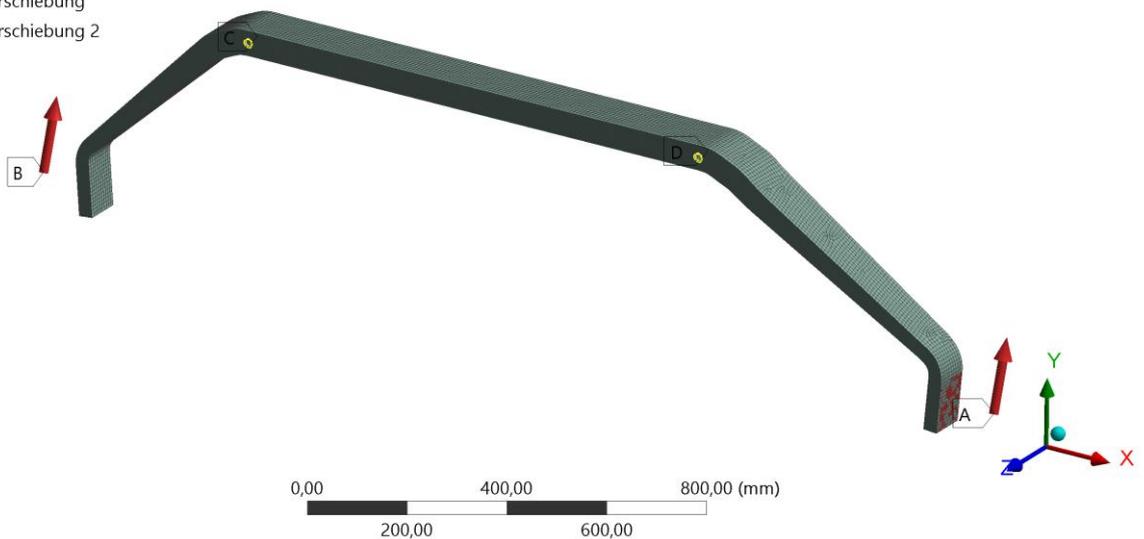
B: Statisch-mechanische Analyse

Statisch-mechanisch

Zeit: 1, s

18.05.2019 17:43

- A** Externe Kraft: 21948 N
- B** Externe Kraft 2: 21948 N
- C** Externe Verschiebung
- D** Externe Verschiebung 2



Kapitel 4.2.1, Fahrwerksaufhängung, Solidmodell

Dateiname: 10_7_Aufhaengung

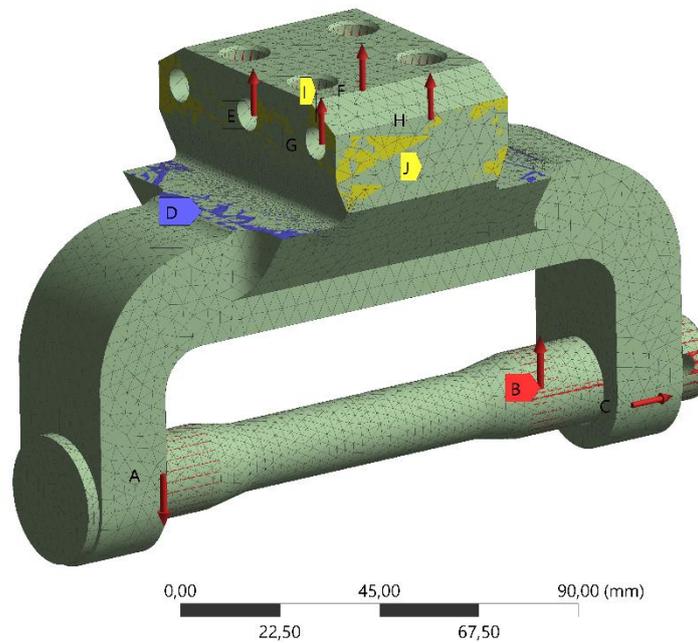
A: Statisch-mechanische Analyse

Statisch-mechanisch

Zeit: 1, s

23.05.2019 23:16

- A** Externe Kraft: 20600 N
- B** Externe Kraft 2: 34000 N
- C** Kraft: 4200, N
- D** Starres Auflager
- E** Kraft 2: 30000 N
- F** Kraft 3: 30000 N
- G** Kraft 4: 30000 N
- H** Kraft 5: 30000 N
- I** Verschiebung
- J** Externe Verschiebung



Kapitel 4.2.2, Klemmleiste, Solidmodell

Dateiname: 10_9_Klemmleiste

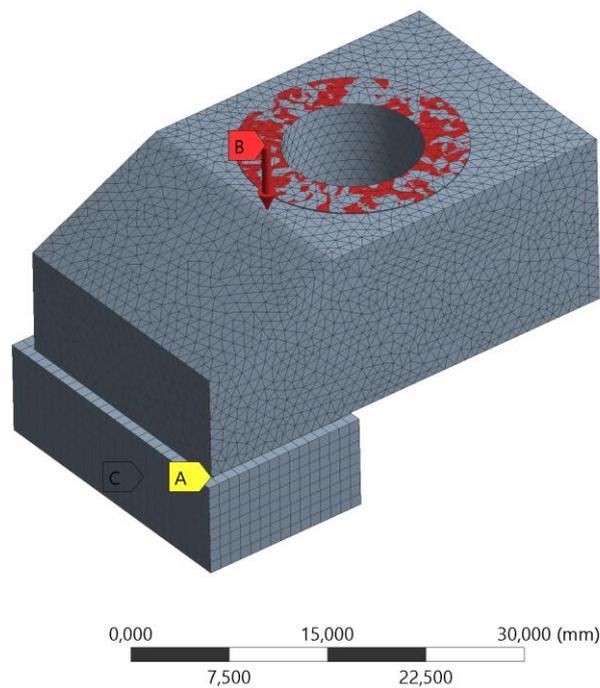
A: Statisch-mechanische Analyse

Statisch-mechanisch

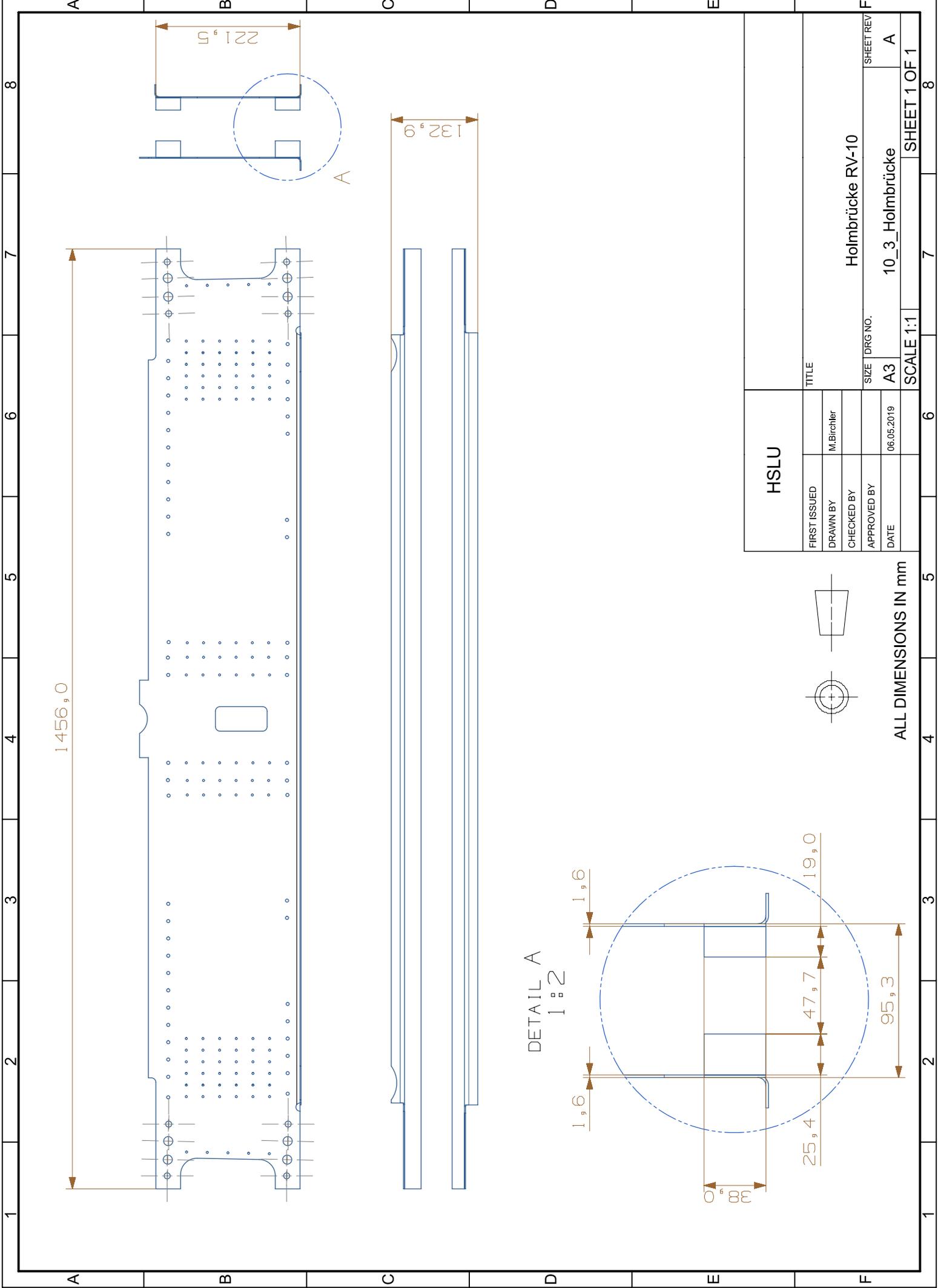
Zeit: 1, s

22.05.2019 14:52

- A** Verschiebung
- B** Kraft: 44000 N
- C** Fixierte Lagerung



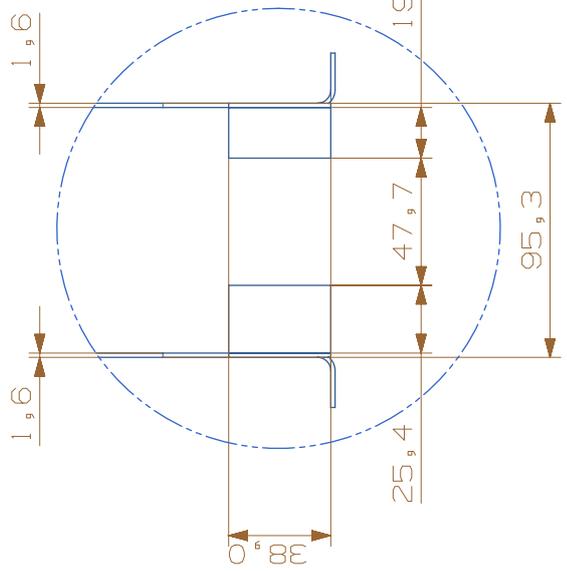
Anhang I - Holmbrücke RV-10



1456,0

221,5

DETAIL A
1:2



132,9

HSLU

FIRST ISSUED	
DRAWN BY	M. Bichler
CHECKED BY	
APPROVED BY	
DATE	06.05.2019

TITLE	Holmbrücke RV-10
SIZE	A3
DRG NO.	10_3_Holmbrücke

ALL DIMENSIONS IN mm

SCALE 1:1

SHEET 1 OF 1

SHEET REV
A

1 2 3 4 5 6 7 8

A

B

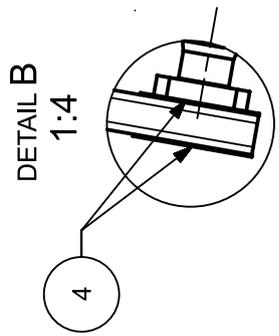
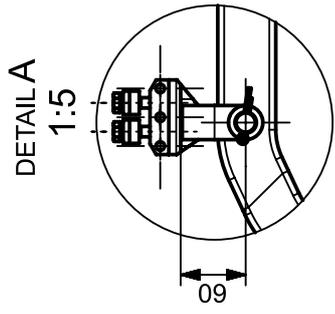
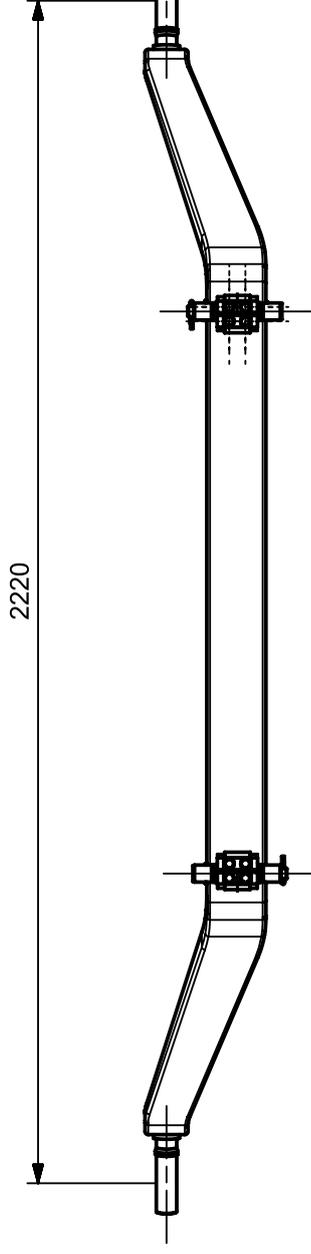
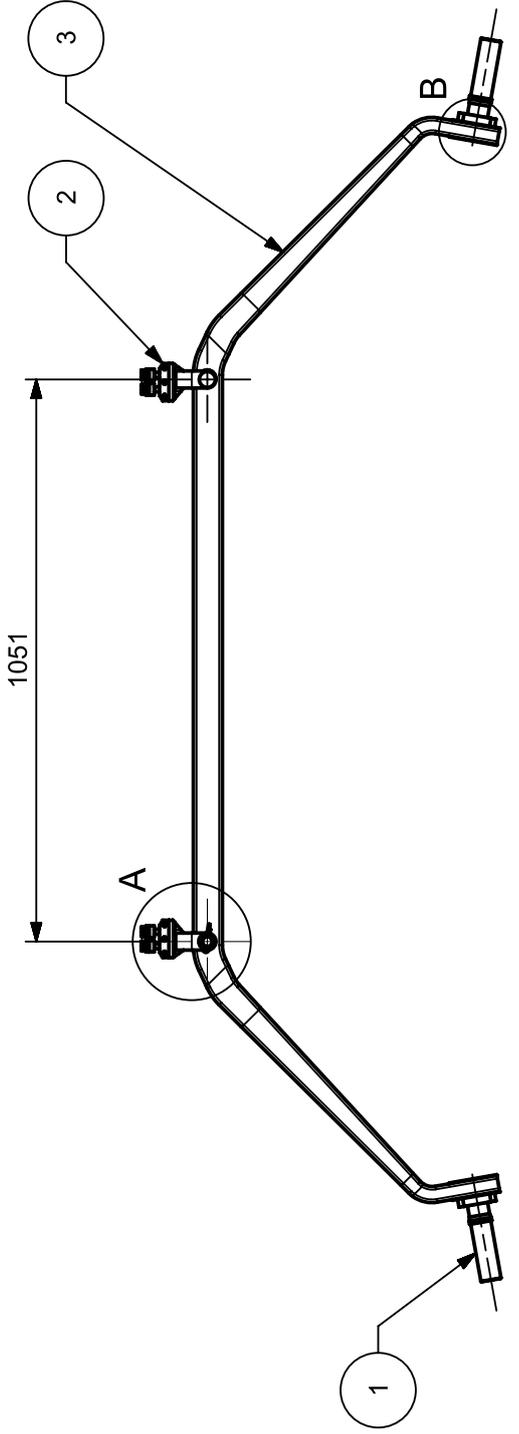
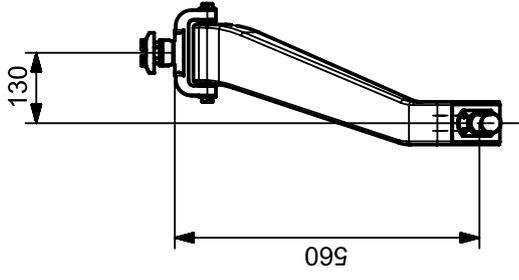
C

D

E

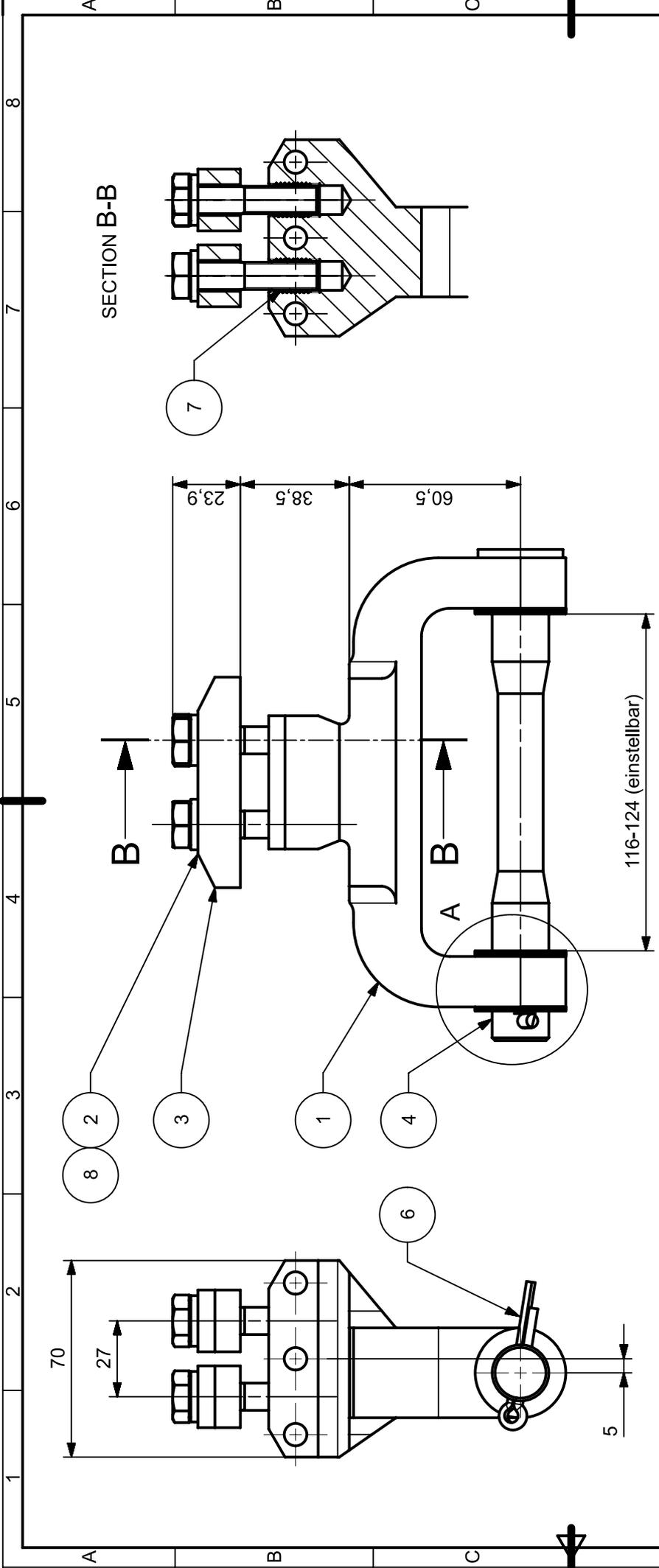
F

Anhang J - Fertigungszeichnungen

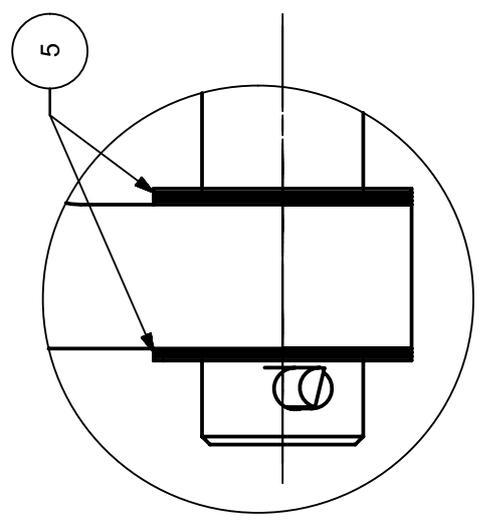


4	10_16_UNTERLAGE	4
3	10_14_SCHWINGE_GFK_BAUGRUPPE	1
2	10_7_AUFHÄNGUNG	2
1	10_2_RADACHSE	2
PC NO		QTY
HSLU		RV-10
TITLE		Hauptfahrwerk
FIRST ISSUED	M.Birchler	
DRAWN BY		
CHECKED BY		
APPROVED BY		
DATE	20.05.2019	
SIZE DRG NO.		A3 10
SCALE 1:1		SHEET REV A
SHEET 1 OF 2		A3



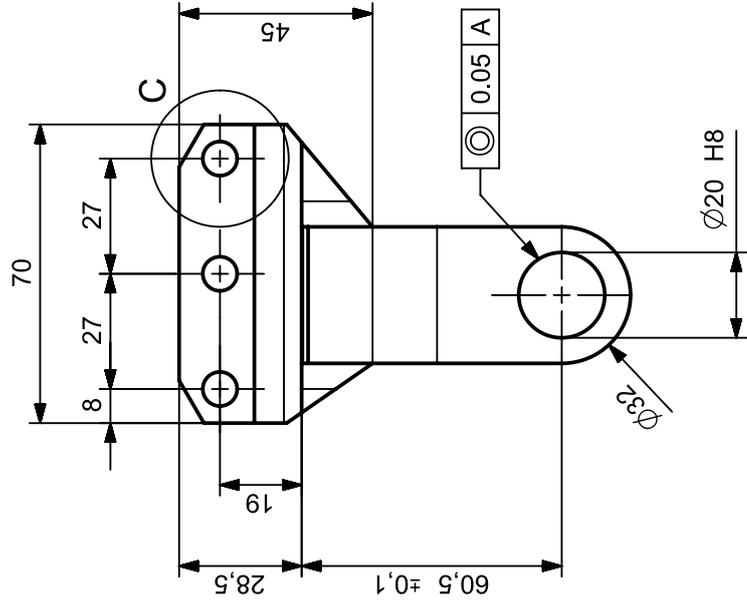
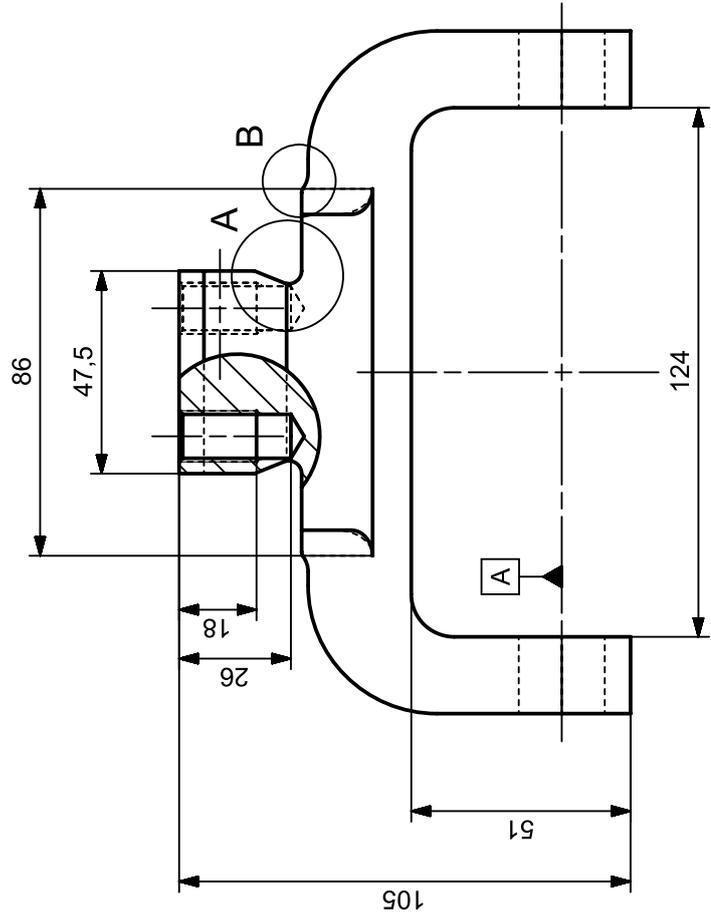


DETAIL A
3:2



8	6kt-Schraube (10.9) M10x45 BN2030	4
7	Draht-Gewindeinsatz M10 1.5d BN910	4
6	Sicherungssplint 5x36 BN31116	1
5	Passscheibe 30/20x0.5 BN748	16
4	10_15_Bolzen	1
3	10_9_Klemmleiste	1
2	Nordlock-Scheibe M10 NL10 BN65212	4
1	10_4_Bügel_oben	1
PC NO	PART NAME	QTY

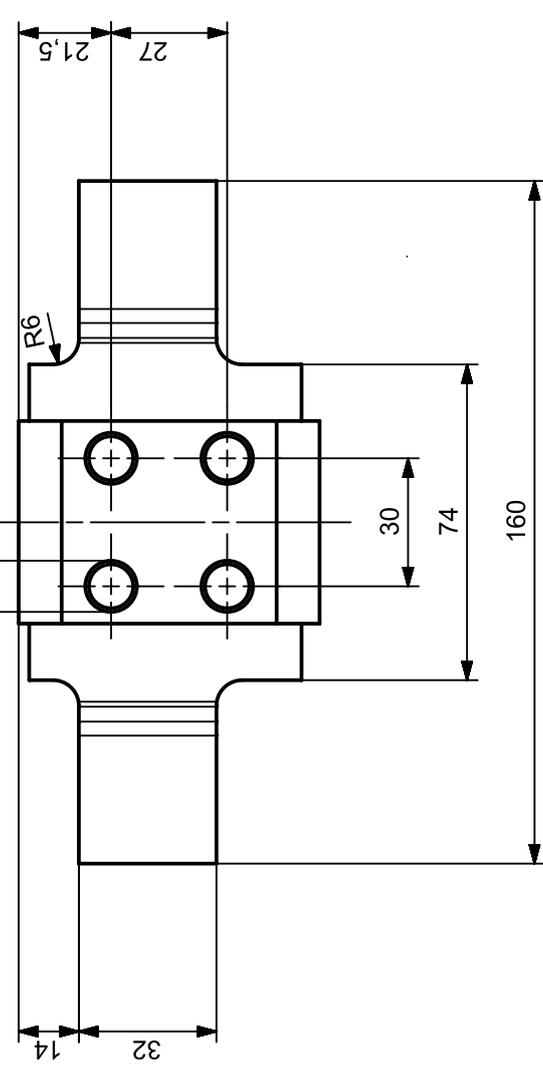
HSLU		RV-10	
FIRST ISSUED	TITLE		
DRAWN BY	M.Birchler		
CHECKED BY	Aufhängung		
APPROVED BY	SIZE	DRG NO.	SHEET REV
DATE	A3	10_7	A
	22.05.2019		
	SCALE 1:1	7	SHEET 1 OF 1
	6		A3



DETAIL C
1:1

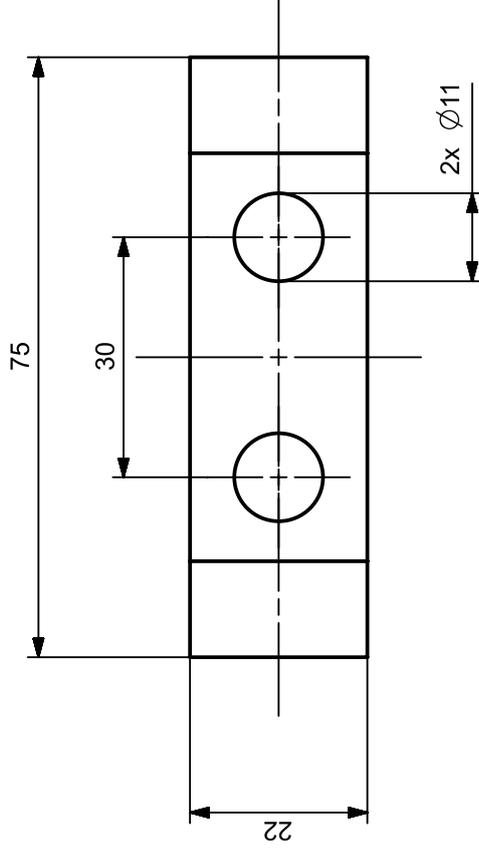
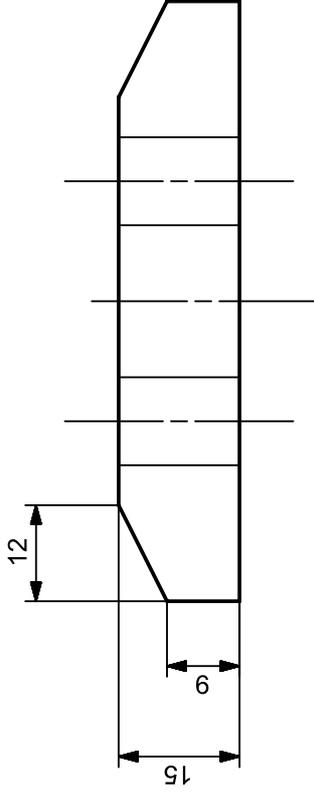
DETAIL A
1:1

DETAIL B
2:1



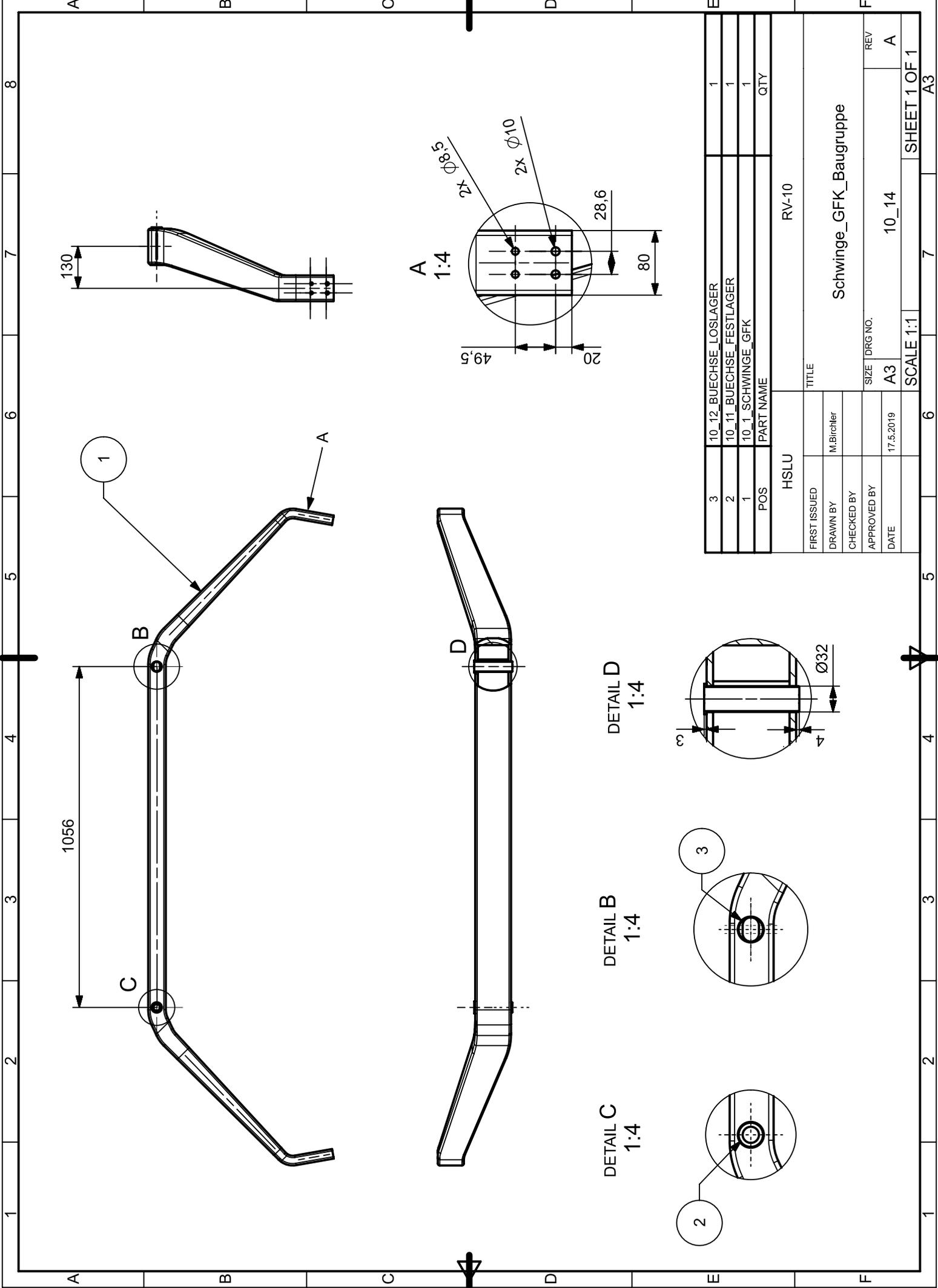
Flachprofil 70/110	EN AW-7075-T6	0.16m
PART NAME	MATERIAL	QTY
HSLU	RV-10	
FIRST ISSUED	TITLE	
DRAWN BY	Bügel oben	
CHECKED BY	M.Birchler	
APPROVED BY	SIZE	DRG NO.
DATE	A3	10_4
	SCALE	1:1
	SHEET REV	
	A	A

Allgemeintoleranzen ISO 2768 - m



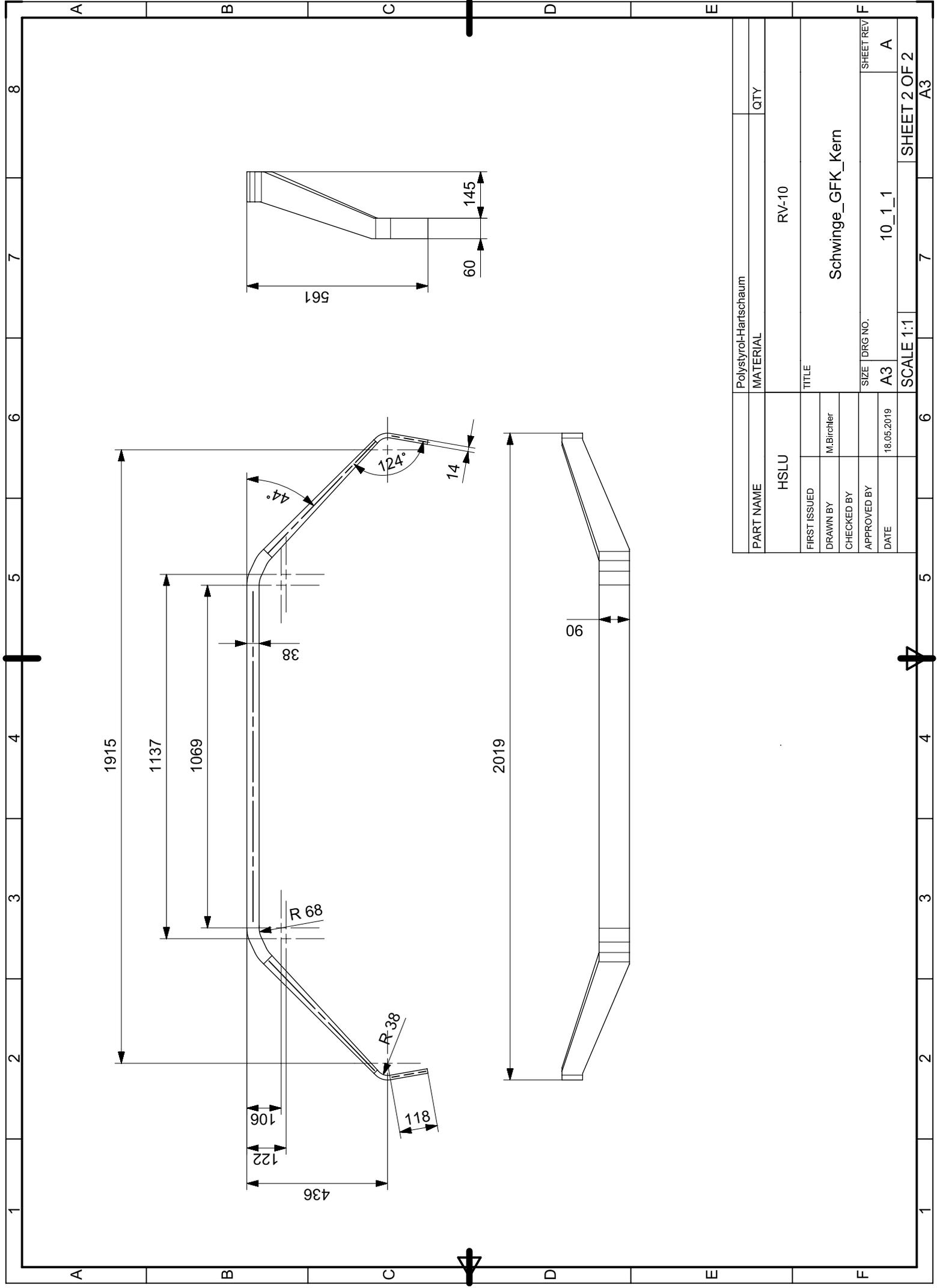
Flachstahl 25/15		42CrMoS4+QT	0.075m
PART NAME		MATERIAL	QTY
HSLU		RV-10	
FIRST ISSUED	TITLE		
DRAWN BY	M.Bichler		
CHECKED BY	Klemmleiste		
APPROVED BY	SIZE	DRG NO.	SHEET REV
DATE	A3	10_9	A
	24.05.2019		
	SCALE 1:1		SHEET 1 OF 1
	6	7	A3

Oberflächenehandlung : nitriert (800HV)
 Allgemeintoleranzen ISO 2768 - m



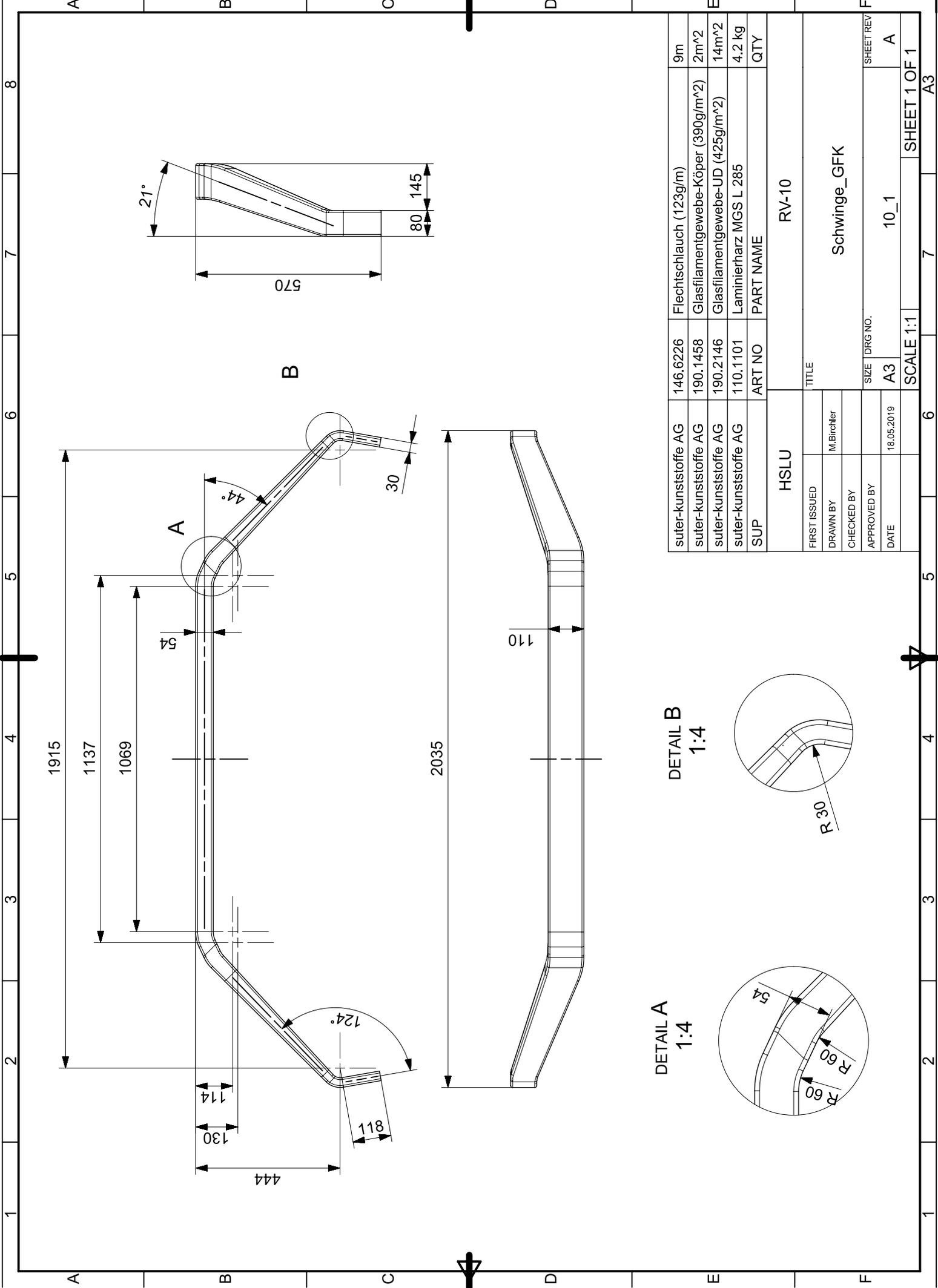
3	10_12_BUECHSE_LOSLAGER	1
2	10_11_BUECHSE_FESTLAGER	1
1	10_1_SCHWINGE_GFK	1
POS	PART NAME	QTY
HSLU		RV-10
TITLE		
FIRST ISSUED	Schwinge_GFK_Baugruppe	
DRAWN BY	M.Birchler	
CHECKED BY		
APPROVED BY		
DATE	17.5.2019	
SIZE		DRG NO.
A3		10_14
SCALE		1:1
SHEET 1 OF 1		A3





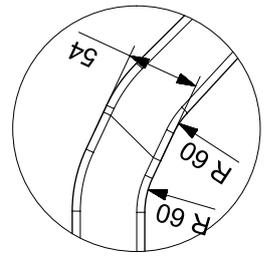
PART NAME		Polystyrol-Hartschaum	
MATERIAL		RV-10	
TITLE			
Schwinge_GFK_Kern			
FIRST ISSUED	M.Birchler	SIZE	DRG NO.
DRAWN BY		A3	10_1_1
CHECKED BY		SCALE	1:1
APPROVED BY		SHEET REV	A
DATE	18.05.2019	SHEET 2 OF 2	
		A3	



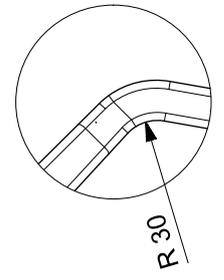


suter-kunststoffe AG	146.6226	Flechtschlauch (123g/m)	9m
suter-kunststoffe AG	190.1458	Glasfilamentgewebe-Köper (390g/m ²)	2m ²
suter-kunststoffe AG	190.2146	Glasfilamentgewebe-UD (425g/m ²)	14m ²
suter-kunststoffe AG	110.1101	Laminierharz MGS L 285	4.2 kg
SUP	ART NO	PART NAME	QTY
HSLU		RV-10	
FIRST ISSUED	TITLE		
DRAWN BY	M.Birchler		
CHECKED BY			
APPROVED BY			
DATE	18.05.2019	SIZE	DRG NO.
	A3		10_1
		SCALE	1:1
			SHEET 1 OF 1
			A3

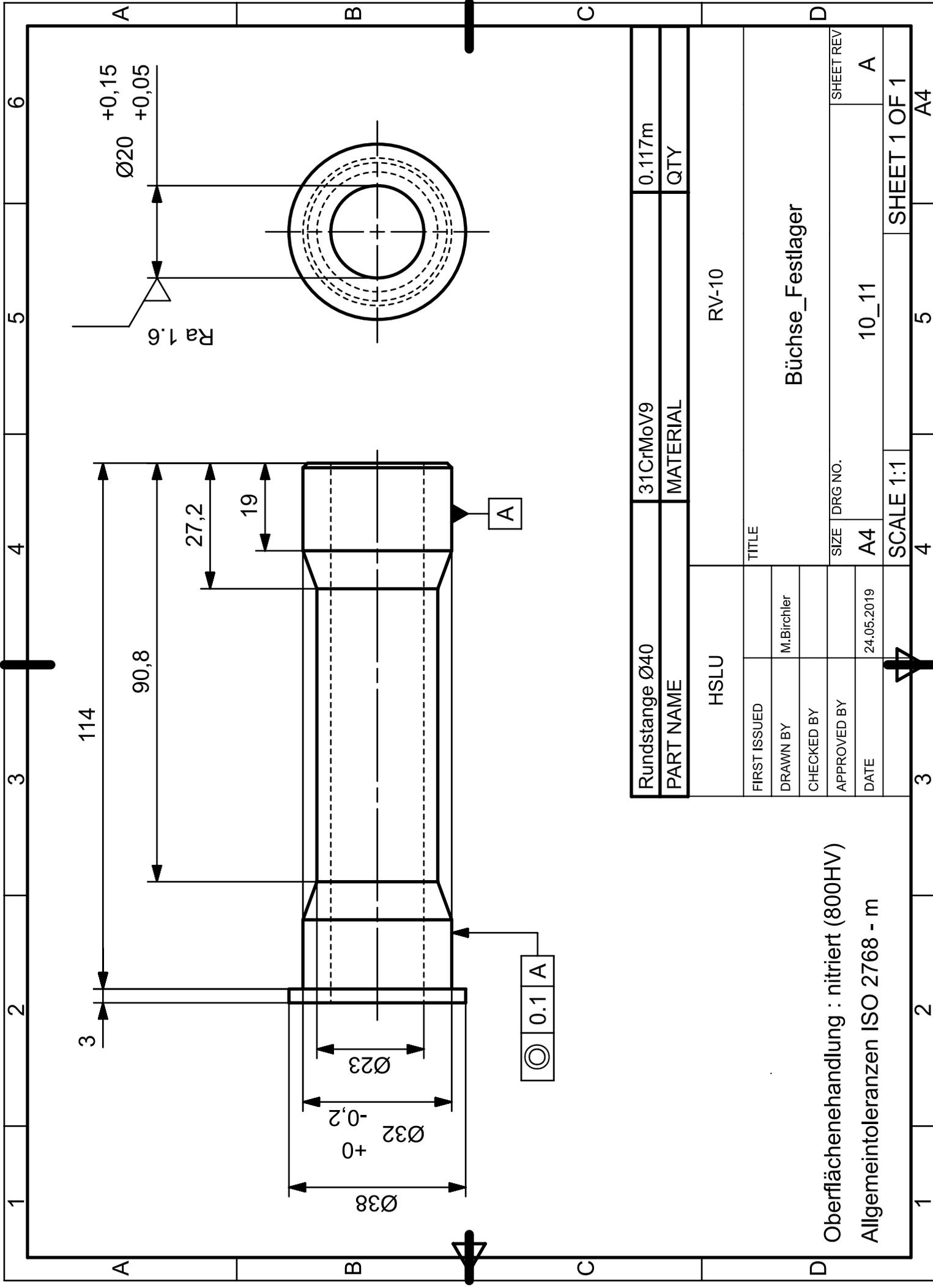
DETAIL A
1:4



DETAIL B
1:4



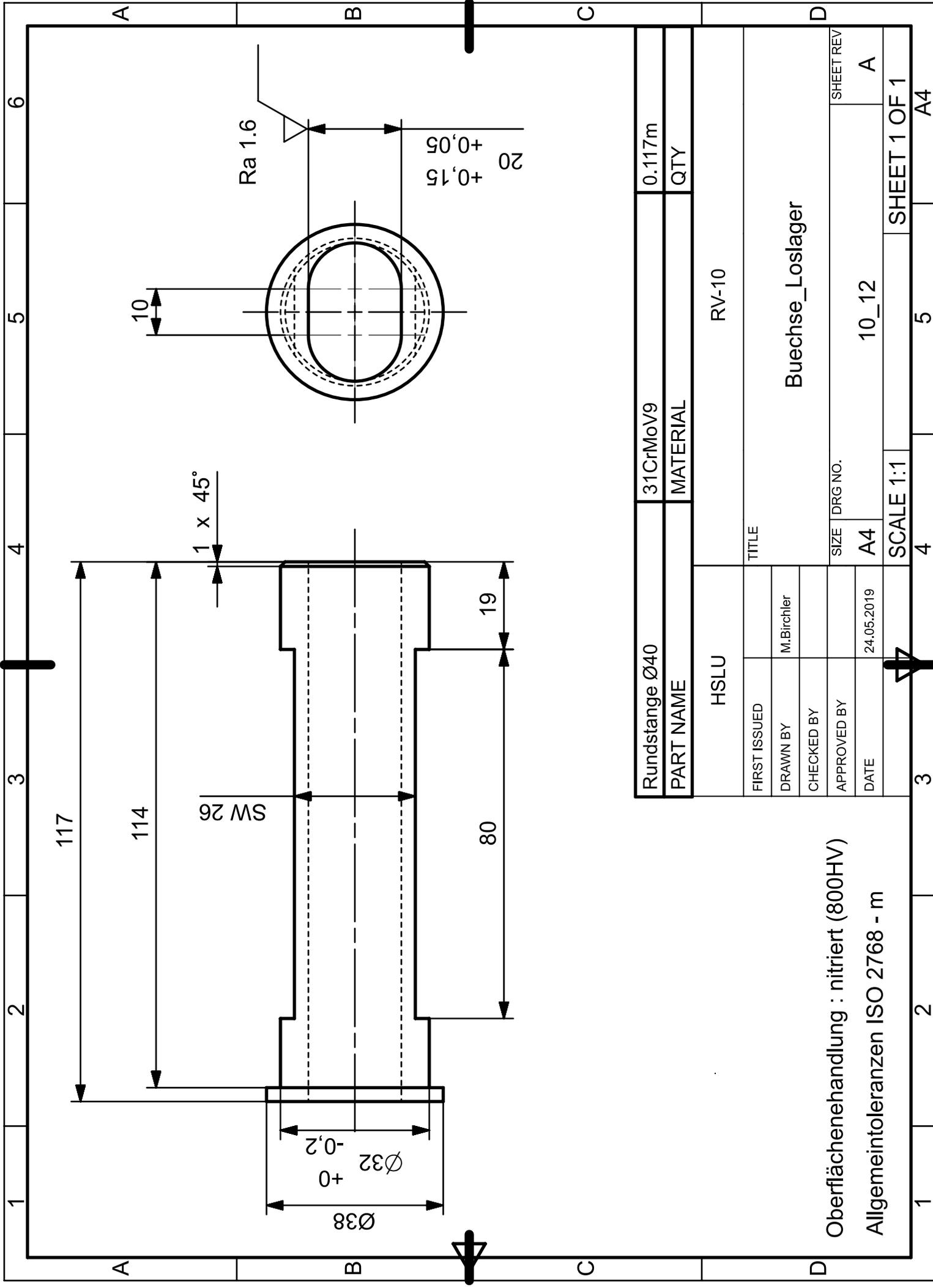
Schwinge_GFK



Rundstange Ø40	31CrMoV9	0.117m
PART NAME	MATERIAL	QTY

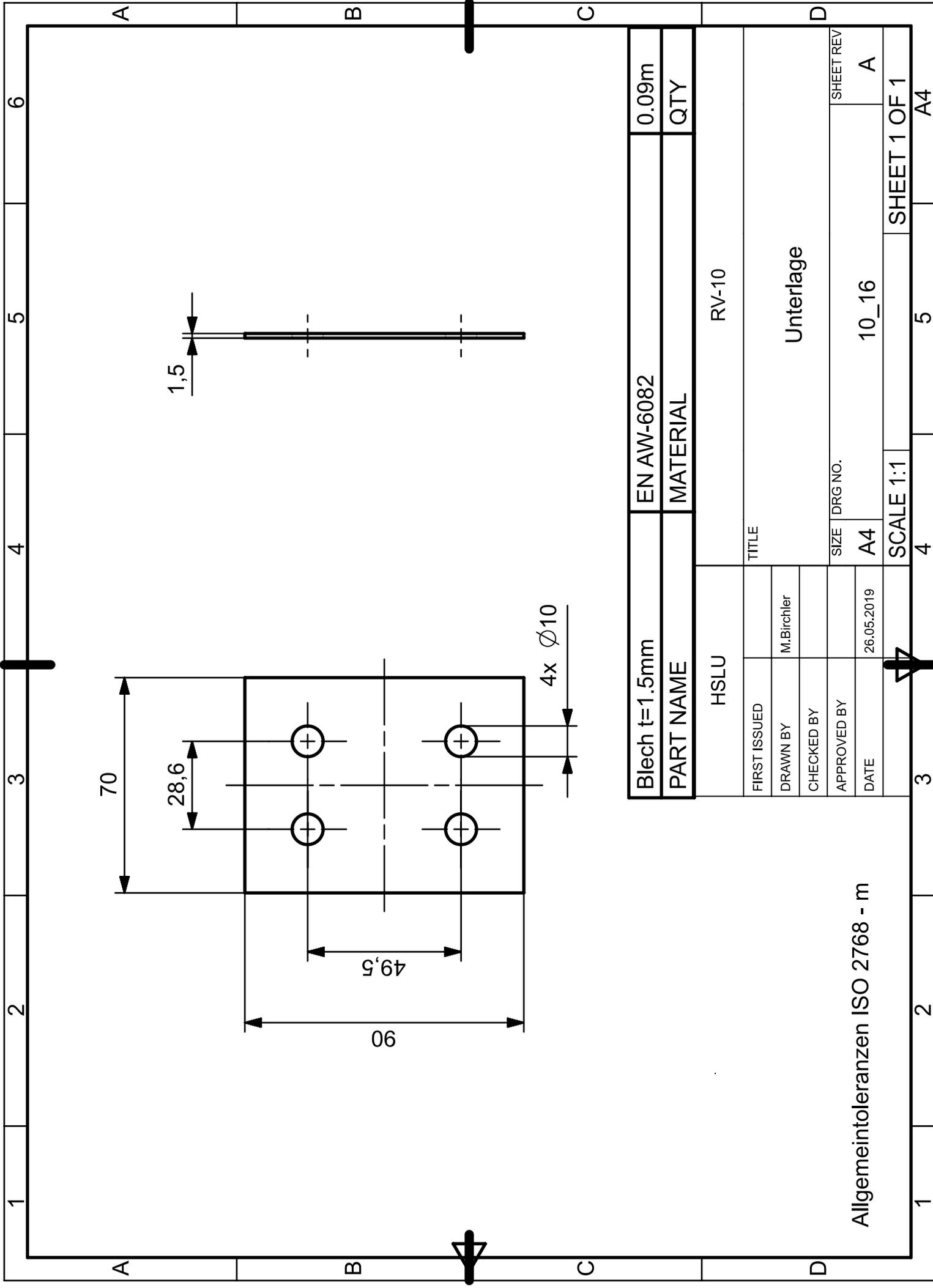
HSLU		RV-10	
FIRST ISSUED	TITLE		
DRAWN BY	M.Birchler		
CHECKED BY			
APPROVED BY			
DATE	24.05.2019	SIZE	DRG NO.
		A4	10_11
SCALE 1:1		SHEET REV	
		A	

Oberflächenehandlung : nitriert (800HV)
 Allgmeintoleranzen ISO 2768 - m



Rundstange Ø40	31CrMoV9	0.117m
PART NAME	MATERIAL	QTY

HSLU		RV-10	
FIRST ISSUED	TITLE		
DRAWN BY	Buechse_Loslager		
CHECKED BY			
APPROVED BY	SIZE	DRG NO.	SHEET REV
DATE	A4	10_12	A
	SCALE 1:1	SHEET 1 OF 1	



Blech t=1.5mm	EN AW-6082	0.09m
PART NAME	MATERIAL	QTY

HSLU		RV-10
FIRST ISSUED	TITLE	
DRAWN BY	Underlage	
CHECKED BY		
APPROVED BY	SIZE	DRG NO.
DATE	A4	10_16
SCALE 1:1		SHEET REV
		A

Allgemeintoleranzen ISO 2768 - m



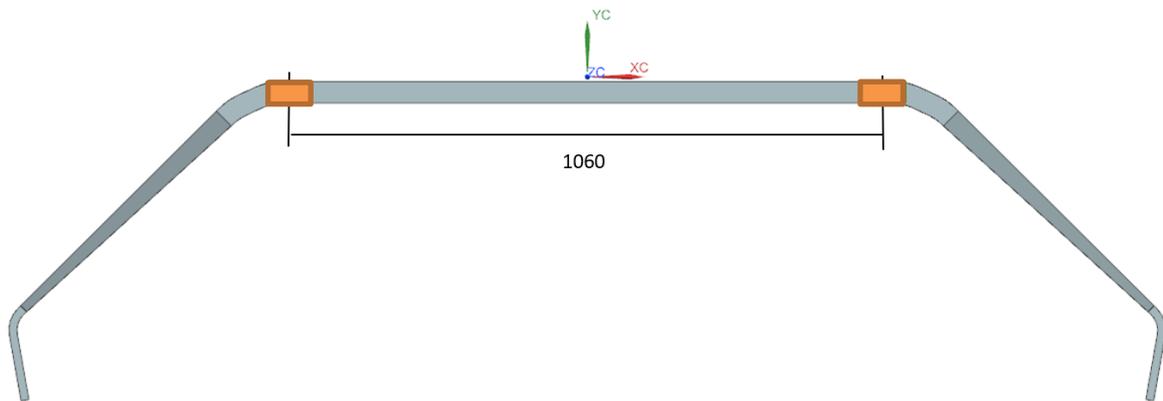
Anhang K - Laminieranleitung

Laminieranleitung für Fahrwerksschwinge (RV-10)

Diese Anleitung basiert auf dem in Kapitel 4.1.5 beschriebenem Laminataufbau. Bevor mit der Herstellung begonnen wird, muss der Anwender über den Inhalt des Kapitels 4.1.5 zwingend informiert sein.

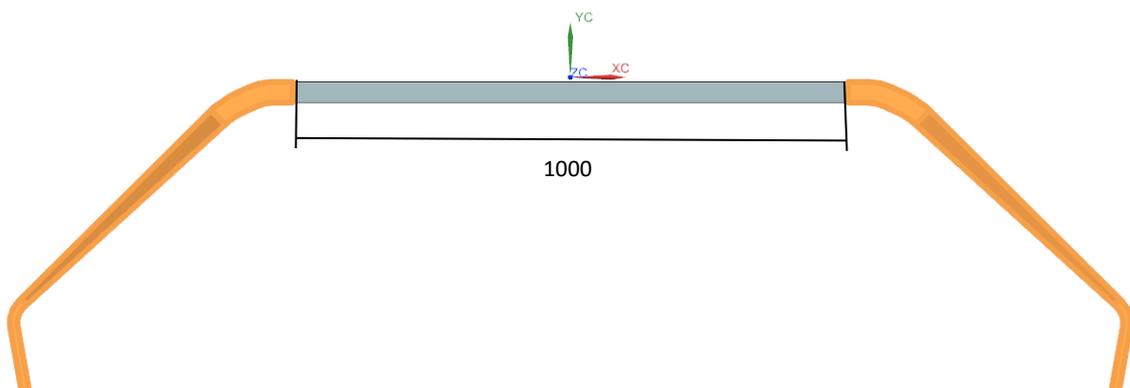
Schritt 1

In den orangen markierten Bereichen (70mm breit) werden auf Vorder- und Rückseite je drei Lagen UD-Gewebe (Art.Nr.:190.2146) angebracht. Hierfür müssen am Kernmaterial eine 1mm tiefe Aussparungen ausgenommen werden. Die Faserrichtung muss entlang der Y-Achse verlaufen. Es ist darauf zu achten, dass die UD-Schichten etwa 10mm in Z-Richtung über die Ecken gezogen werden.



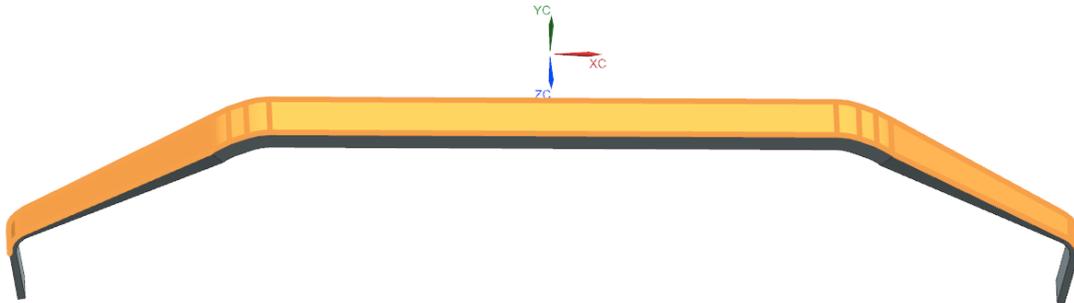
Schritt 2

In den orangen markierten Stegen werden auf der Vorder- und Rückseite des Kerns je vier Lagen bidirektionales Gewebe (Art.Nr.:190.1458) angebracht. Das Gewebe muss als Schublaminate ($\pm 45^\circ$) ausgerichtet sein. Es ist darauf zu achten, dass die Schublamine über die zwei Lagerpunkte hinaus verlegt werden (Mass 1000mm).



Schritt 3

Auf den durchgehenden Obergurt (orange markiert) wird eine Lage UD-Gewebe (Art.Nr.:190.2146) angebracht. Die Fasern dürfen über die gesamte Länge (X-Richtung) nicht unterbrochen sein. Es ist darauf zu achten, dass die UD-Schichten etwa 5-10mm in Y-Richtung über die Ecken gezogen werden.

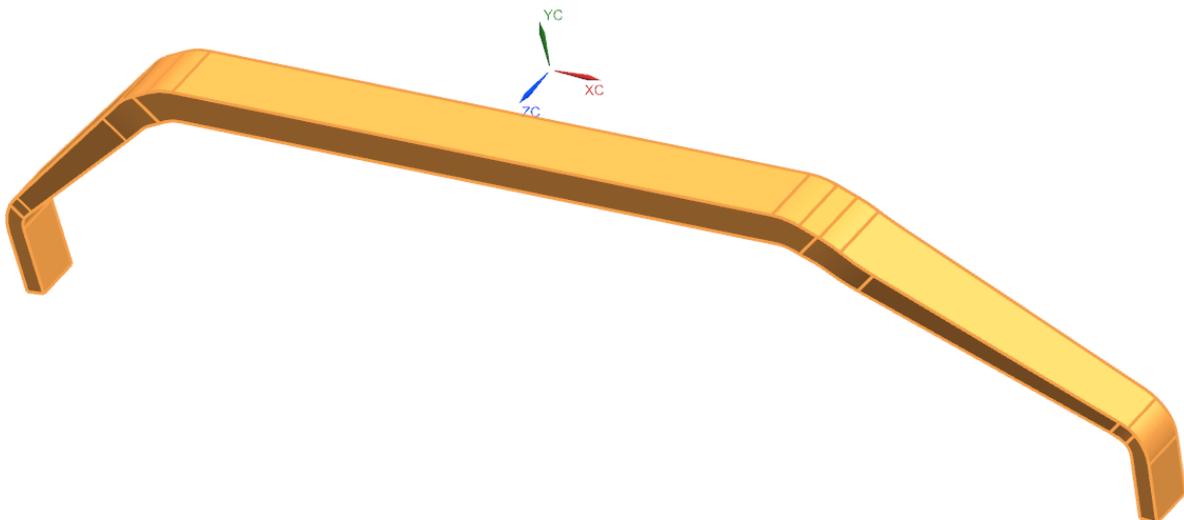


Schritt 4

Schritt 2 wird wiederholt.

Schritt 5

Das Kernlaminat (siehe Kapitel 4.1.5) wird über den gesamten Kern verlegt. Die Fasern der UD-Schichten (Art.Nr.:190.2146) dürfen in X-Richtung nicht unterbrochen sein.

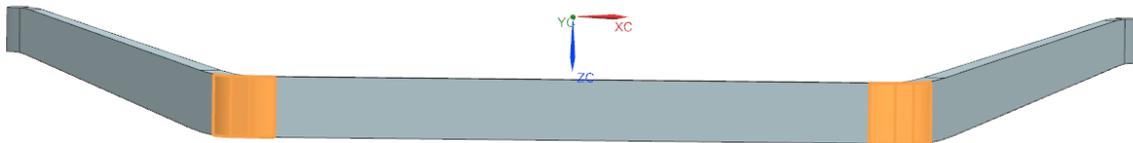


Schritt 5

Schritt 2 → Schritt 3 → Schritt 2

Schritt 6

Im Bereich der oberen Abkröpfungen (orange markiert) werden drei Lagen UD-Gewebe (Art.Nr.:190.2146) angebracht. Die UD-Gewebe werden um den gesamten Querschnitt gewickelt. Der Unterbruch der Fasern muss zwingend in den Stegen sein. Die Fasern sind in Z-Richtung orientiert.



Schritt 7

Die Bereiche zwischen den Querschnitten C-C und D-D (siehe Kapitel 5.1.1) werden mit zwei Flechtschläuchen (Art.Nr.:146.6226) verstärkt. Es ist darauf zu achten, dass die Flechtschläuche über die zwei Lagerpunkte hinaus verlegt werden.

Schritt 8

Die gesamte Schwinge wird mittels einem Flechtschlauch (Art.Nr.:146.6226) umschlossen.