



# Konstruktion, Nachrechnung und Montage des Borosilikatglasboilers der Espressomaschine „Style“

Construction, recalculation and assembly of the borosilicate glass  
boiler of the „Style“ espresso machine

---

## Abschlussarbeit

zur Erlangung des akademischen Grades  
Bachelor of Science

vorgelegt von

**Isabell Nuißl**

**Bearbeiter/in:** Isabell Nuißl  
**Matrikelnummer:** 12552718  
**Studiengang:** Maschinenbau  
**E-Mail-Adresse:** nuissl@hm.edu  
**Betreuer:** Herr Dipl.-Ing. Armin Rohnen  
**Abgabetermin:** 17.01.2022

## Eigenständigkeitserklärung

Hiermit wird erklärt, dass die Arbeit mit obigem Thema selbständig verfasst und noch nicht anderweitig für Prüfungszwecke vorgelegt wurde. Weiterhin sind keine anderen als die angegebenen Quellen oder Hilfsmittel verwendet und wörtliche sowie sinngemäße Zitate als solche gekennzeichnet worden.

Isabell Nuißl

Isabell Nuißl

## Kurzfassung/Abstract

Der Glasboiler aus Borosilikatglas, welcher in ~~vorangegangenen Projektarbeiten~~ für eine Espressomaschine entworfen wurde, wird in der vorliegenden Bachelorarbeit, aufgrund einer Änderung der Heizwendel, umkonstruiert. Aus diesem Grund müssen alle Komponenten des Glasboilers auf einen größeren Heizwendeldurchmesser angepasst werden. Nach der Neukonstruktion und Nachrechnung erfolgt der Prototypenaufbau des Borosilikatglasboilers.

The glass boiler made of borosilicate glass, which was designed for an espresso machine in previous project work, is redesigned in this bachelor thesis due to a change in the heating coil. For this reason, all components of the glass boiler must be adapted to a larger heating coil diameter. After the redesign and recalculation, the prototype construction of the borosilicate glass boiler is carried out.

## Formelverzeichnis

$A$	$[mm^2]$	Mantelfläche des inneren Borosilikatglaszylinders
$A_K$	$[mm^2]$	Klebefugenfläche
$A_{Ring}$	$[mm^2]$	Kreisringfläche, Querschnittsfläche des inneren Borosilikatglaszylinders
$d$	$[mm]$	Außendurchmesser der Muffe zur Berechnung der Klebefugenfläche
$d_a$	$[mm]$	Außendurchmesser des inneren Borosilikatglaszylinders
$D_{außen,tol}$	$[mm]$	Berechneter größter Außendurchmesser nach Berücksichtigung der Toleranzen
$D_e$	$[mm]$	Außendurchmesser (allgemein)
$d_i$	$[mm]$	Innendurchmesser des inneren Borosilikatglaszylinders
$D_i$	$[mm]$	Innendurchmesser (allgemein)
$D_{innen,tol}$	$[mm]$	Berechneter kleinster Innendurchmesser nach Berücksichtigung der Toleranzen
$d_{nenn}$	$[mm]$	Nenndurchmesser einer Zylinderkopfschraube
$D_{O-Dichtung}$	$[mm]$	Innendurchmesser des O-Ringes
$D_{X-Dichtung}$	$[mm]$	Innendurchmesser des X-Ringes
$E_{Glas}$	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$	Elastizitätsmodul des Borosilikatglases
$F_{0,75}$	$[N]$	Kraft bei 75% des Federwegs
$F_2$	$[N]$	Kraftverlust aufgrund der Längenänderungen $\Delta L_2$ der Komponenten
$F_{130^\circ C}$	$[N]$	Wirkende Kraft bei einer Betriebstemperatur von $130^\circ C$
$F_D$	$[N]$	Resultierende Druckkraft im Inneren des Boilers
$F_{max}$	$[N]$	Maximale Federkraft
$F_p$	$[N]$	Wirkende Druckkraft im Inneren des Boilers
$F_{vor}$	$[N]$	Erforderliche Vorspannkraft der Tellerfeder
$F_{vor, mind}$	$[N]$	Mindestens erforderliche Vorspannkraft der Tellerfeder
$g$	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$	Erdbeschleunigung
$G$	$[N]$	Gewichtskraft des Boilerdeckels
$h_0$	$[mm]$	Theoretischer Federweg bis zur Planlage
$h_{max}$	$[mm]$	Höhe der Tellerfeder bei maximaler Kraft
$h_{max, Stift}$	$[mm]$	Maximale Höhe der Zylinderstifte nach dem Einschlagen in den Boilerdeckel
$h_{Pass}$	$[mm]$	Erforderliche Höhe der Passscheibe
$h_{vor}$	$[mm]$	Höhe der Tellerfeder bei erforderlicher Vorspannkraft
$H_{max}$	$[mm]$	Maximale Höhe des Anschlages
$H_{min}$	$[mm]$	Minimale Höhe des Anschlages
$H_{Pass}$	$[mm]$	Gewählte Höhe der Passscheiben (gesamt)
$L$	$[mm]$	Schaftlänge einer Zylinderkopfschraube
$L_0$	$[mm]$	Ausgangslänge
$L_{0, Glas, innen}$	$[mm]$	Ausgangslänge des inneren Glaszylinders
$l_{\ddot{u}}$	$[mm]$	Überlappungslänge bei einer Klebeverbindung
$m$	$[kg]$	Masse des Boilerdeckels
$p$	$[bar]$	Druck
$P$	$[mm]$	Gewindesteigung
$p_{Prüf}$	$[bar]$	Prüfdruck
$R$	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$	Federrate
$r_i$	$[mm]$	Innenradius (allgemein)
$r_{i,i}$	$[mm]$	Innenradius des inneren Borosilikatglaszylinders
$RT$	$[^\circ C]$	Raumtemperatur
$s$	$[mm]$	Wandstärke
$s_{0,75}$	$[mm]$	Federweg bei 75% des Weges

$s_{max}$	[mm]	Maximaler Federweg
$s_{vor}$	[mm]	Erforderlicher Vorspannweg der Tellerfeder
$s_{vor,min}$	[mm]	Mindestens erforderlicher Vorspannweg der Tellerfeder
$t$	[°C]	Maximal wirkende Temperatur
$t_{außen}$	[°C]	Mittelwert der maximalen Temperaturen am äußeren Borosilikatglaszylinder
$t_{Feder}$	[mm]	Dicke des Einzeltellers
$T_{ges,außen}$	[mm]	Gesamttoleranz nach Außen im Betrachtungsfall 2
$T_{ges,innen}$	[mm]	Gesamttoleranz nach Innen im Betrachtungsfall 1
$t_{Glas,innen}$	[°C]	Maximal wirkende Temperatur im inneren Borosilikatglaszylinder
$T_{Länge}$	[mm]	Längentoleranz
$T_{Rund}$	[mm]	Rundheitstoleranz, Toleranz Rundheit
$U$	[–]	Anzahl an Umdrehungen
$U_{max}$	[–]	Maximale Anzahl an Umdrehungen
$\alpha$	$\left[10^{-6} \frac{1}{K}\right]$	Thermischer Längenausdehnungskoeffizient
$\alpha_{Glas}$	$\left[10^{-6} \frac{1}{K}\right]$	Thermischer Längenausdehnungskoeffizient des Borosilikatglases
$\Delta L$	[mm]	Längenänderung aufgrund von Erwärmung
$\Delta L_1$	[mm]	Gesamtlängenänderung für Betrachtungsfall 1 (Krafteinwirkung)
$\Delta L_2$	[mm]	Gesamtlängenänderung für Betrachtungsfall 2 (Krafteinwirkung und Erwärmung)
$\Delta L_{Deckel}$	[mm]	Längenänderung des Boilerdeckels aufgrund von Erwärmung
$\Delta L_{Glas, außen}$	[mm]	Längenänderung des äußeren Glaszylinders aufgrund von Erwärmung
$\Delta L_{Glas, innen}$	[mm]	Längenänderung des inneren Glaszylinders aufgrund von Erwärmung
$\Delta L_{Haken, oben}$	[mm]	Längenänderung der oberen Spannhaken aufgrund von Erwärmung
$\Delta L_{Kraft}$	[mm]	Längenänderung des inneren Glaszylinders aufgrund von Krafteinwirkung
$\Delta T$	[K]	Temperaturdifferenz, Temperaturänderung
$\Delta T_{Glas, innen}$	[K]	Temperaturdifferenz des inneren Glaszylinders
$\pi$	[–]	Kreisform-Zahl
$\sigma_L$	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$	Längsspannung
$\sigma_{L,i}$	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$	Längsspannung des inneren Borosilikatglaszylinders
$\sigma_R$	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$	Radialspannung
$\sigma_{R,a}$	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$	Radialspannung des äußeren Borosilikatglaszylinders
$\sigma_{Rest}$	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$	Restliche zulässige Spannung
$\sigma_{Rest,a}$	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$	Restliche zulässige Spannung des äußeren Borosilikatglaszylinders
$\sigma_{Rest,i}$	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$	Restliche zulässige Spannung des inneren Borosilikatglaszylinders
$\sigma_{R,i}$	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$	Radialspannung des inneren Borosilikatglaszylinders
$\sigma_{Therm}$	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$	Thermo-/Wärmespannung
$\sigma_U$	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$	Umfangsspannung
$\sigma_{U,i}$	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$	Umfangsspannung des inneren Borosilikatglaszylinders
$\sigma_V$	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$	Vergleichsspannung
$\sigma_{V,i}$	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$	Vergleichsspannung des inneren Borosilikatglaszylinders
$\sigma_{zul}$	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$	Zulässige Spannung im Borosilikatglaszylinder
$\tau_{KB}$	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$	Statische Bindefestigkeit einer Klebeverbindung (allgemein)
$\tau_{KB,14}$	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$	Statische Bindefestigkeit der Klebeverbindung von G ¼ Muffe und Boilerboden

## Abkürzungsverzeichnis

ABS	Acrylnitril-Butadien-Styrol
AG	Aktiengesellschaft
Außendurchmessertol.	Außendurchmessertoleranz
CAD	Computer-Aided-Design
DIN	Deutsches Institut für Normung e.V.
E-Modul	Elastizitätsmodul
EN	Europäische Normen
f.	Nachfolgende Seite
ff.	Nachfolgende Seiten
FDA	Food and Drug Administration
G ¼	Paralleles (zylindrisches) Whitworth-Rohrgewinde für ein Rohr mit 1/4" lichter Weite
GmbH	Gesellschaft mit beschränkter Haftung
gr	Gramm
ISO	International Organization for Standardization
K	Kelvin
kg	Kilogramm
mm	Millimeter
mm <sup>2</sup>	Quadratmillimeter
M3	Metrisches Gewinde in der Nenngroße 3 mm
M6	Metrisches Gewinde in der Nenngroße 6 mm
MVQ	Methyl-Vinyl-Silikon
N	Newton
Nr.	Nummer
p.	page (Seite)
pp.	pages (Seiten)
Pa	Pascal
PVDF	Polyvinylidenfluorid
Rundheitstol.	Rundheitstoleranz
s <sup>2</sup>	Sekunde im Quadrat
TB	Tabelle
vgl.	Vergleiche
Wandstärkentol.	Wandstärkentoleranz
zul.	zulässig
3D-Druckteil	Additiv generiertes Bauteil
°	Grad (Maßeinheit für Winkel)
°C	Grad Celsius (Maßeinheit für Temperatur)
∅	Durchmesser
%	Prozent

## Inhaltsverzeichnis

Eigenständigkeitserklärung .....	I
Kurzfassung/Abstract .....	II
Formelverzeichnis .....	III
Abkürzungsverzeichnis .....	V
1. Einleitung/Aufgabenstellung .....	1
2. Anpassungen und Neukonstruktion der Boilerkomponenten .....	2
2.1. Anpassung des inneren und äußeren Borosilikatglaszylinders .....	2
2.2. Anpassung von Boilerdeckel und -boden sowie Abdichtung des inneren Zylinders .....	4
Anpassung des Boilerdeckels auf den größeren Durchmesser und Abdichtung .....	4
Anpassung des Boilerbodens und Integration der inneren Boilerelemente.....	6
Toleranzanalyse der Borosilikatglaszylinder .....	8
2.3. Anpassung der oberen Spannhaken und Neukonstruktion der unteren Spannhaken ..	13
2.4. Anpassung der Spannkompnenten und des Verspanndeckels .....	16
2.5. Anpassung des Boden- und Haltebleches sowie des Auffangbehälters .....	16
2.6. Ausarbeitung der Mengentückliste für die Bestellung der Komponenten .....	17
3. Berechnungen zum Borosilikatglasboiler .....	19
3.1. Festigkeitsberechnung der Borosilikatglaszylinder .....	19
Längsspannung $\sigma_L$ .....	19
Umfangsspannung $\sigma_U$ .....	20
Radialspannung $\sigma_R$ .....	20
Vergleichsspannung $\sigma_V$ .....	20
Restliche zulässige Spannung $\sigma_{Rest}$ nach Abzug der Wärmespannung $\sigma_{Therm}$ .....	21
3.2. Kräfte im Borosilikatglasboiler .....	22
3.3. Berechnung der Längenausdehnungen .....	22
Längenänderungen aufgrund von Erwärmung der Komponenten .....	24
Längenänderung des inneren Borosilikatglaszylinders aufgrund Krafteinwirkung .....	25
Berechnung der gesamten Längenänderung für den jeweiligen Betrachtungszustand	26
3.4. Nachrechnung der Tellerfeder .....	27
Angaben zur Tellerfeder .....	27
Berechnung der Kraftänderung, der erforderlichen Vorspannkraft und des Vorspannweges .....	28
3.5. Überprüfung der maximalen Kraft und dessen Federweg .....	28

3.6.	Berechnung des Anzugmomentes der Schraube anhand des Vorspannweges.....	29
3.7.	Berechnung der Klebeverbindung.....	30
4.	Montage des Borosilikatglasboilers.....	32
4.1.	Montage der inneren Boilerelemente .....	32
4.2.	Montage der Spannhaken an dem äußeren Borosilikatglaszylinder .....	35
4.3.	Montage der Zylinderstifte im Boilerdeckel.....	38
4.4.	Montage der Unterbodenkonstruktion .....	39
4.5.	Montage des inneren Borosilikatglaszylinders .....	39
4.6.	Montage des äußeren Borosilikatglaszylinders am Boilerboden.....	41
4.7.	Zuschnitt und Anbringen des Dämmmaterials.....	42
4.8.	Montage der Spannkompnenten und des Verspanndeckels.....	43
5.	Zusammenfassung/ Ausblick .....	46
Abbildungsverzeichnis.....		V
Tabellenverzeichnis.....		VII
Gleichungsverzeichnis.....		VIII
Literaturverzeichnis.....		IX
Anhang .....		XI
1.	CAD-Konstruktion des äußeren Borosilikatglaszylinders aus der Projektarbeit aus dem Wintersemester 2020/21 [23].....	XI
2.	E-Mail der Firma Kerb-Konus bezüglich der G ¼ Gewindeeinsätze .....	XII
3.	Angebot der Firma Kerb-Konus für die G ¼ Gewindeeinsätze .....	XIII
4.	Verspanndeckel aus der Projektarbeit 2020/21 [23] .....	XIV
5.	Aktualisierte Stückliste für künftige Prototypen nach Anpassungen der CAD-Daten.....	XV
6.	Hydraulikplan MMM Style.....	XVI



## 1. Einleitung/Aufgabenstellung

Im Jahr 1893 brachte „das ‚Glastechnische Laboratorium Schott und Genossen‘ (die heutige Schott AG)“ [1] nach jahrelanger Forschung die ersten äußerst hitzebeständigen Laborgläser auf den Markt. Das chemisch unempfindliche Borosilikatglas kann aufgrund seines geringen Wärmeausdehnungskoeffizienten bis zu einer Temperatur von 500 °C erhitzt werden. [1]

Durch Weiterentwicklung des Borosilikatglases hält das robuste Material Einzug in den Alltag der Verbraucher und wird auch bei der Espressomaschine „Style“ eingesetzt, um den Aufheizvorgang des Boilerwassers sichtbar zu machen.

In der Projektarbeit aus dem Wintersemester 2020/21 wurde ein Borosilikatglasboiler mit einem Boden und Deckel aus PVDF, sowie optisch nicht sichtbaren Spannhaken entwickelt [23]. Nach Abschluss der Projektarbeit wurde der Durchmesser der Heizwendel verändert, weshalb die ursprüngliche Boilerkonstruktion in dieser Bachelorarbeit an die neuen Bedingungen angepasst werden muss.

Grundlage für die Neukonstruktion des Boilers ist das neue Heizelement und die bereits angepasste Wasserwendel, auf welche die neuen Durchmesser der Borosilikatglaszylinder abgestimmt werden. Ebenfalls müssen der Boilerboden, der Boilerdeckel sowie der Verspannmechanismus den neuen Gegebenheiten angepasst und eine Dichtung für den inneren Glaszylinder entworfen werden.

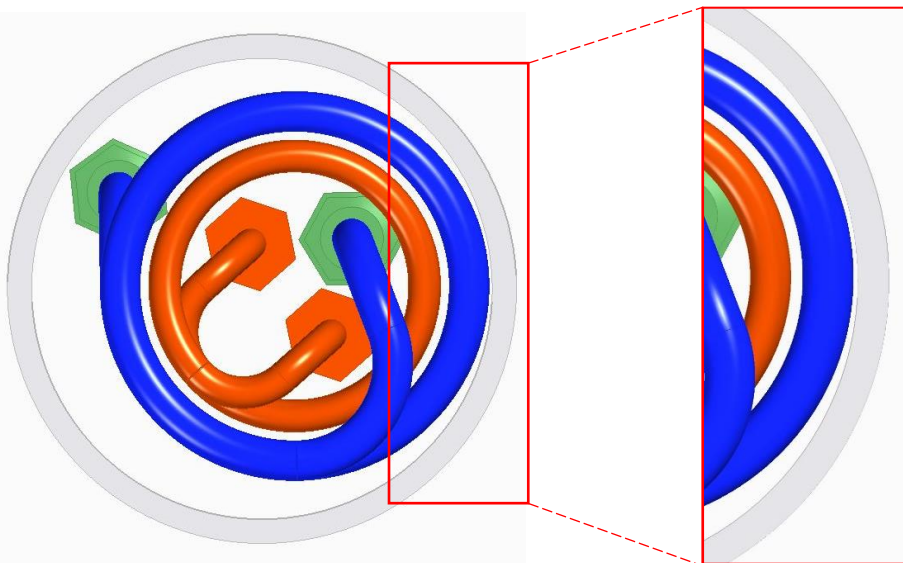
Nach Abschluss der Neukonstruktionen erfolgt die Bestellung der einzelnen Komponenten mit anschließendem Zusammenbau des Prototyps.

## 2. Anpassungen und Neukonstruktion der Boilerkomponenten

Die bisher konstruierte Heizwendel kann nach Aussage des Herstellers nicht mit dem geplanten Durchmesser gefertigt werden. Aufgrund einer Vergrößerung der Heizwendel auf einen Außendurchmesser von  $60 \pm 2 \text{ mm}$  [2], muss der Borosilikatglasboiler entsprechend im Durchmesser angepasst werden. Hierfür wird die ursprüngliche Boilerkonstruktion aus dem Wintersemester 2020/21 [23], ausgehend vom inneren Borosilikatglaszylinder, auf den größeren Durchmesser abgestimmt. Die vorgenommenen Änderungen an der Konstruktion werden im Folgenden chronologisch aufgezeigt und erläutert.

### 2.1. Anpassung des inneren und äußeren Borosilikatglaszylinders

Das Heizelement ist innerhalb der Wasserwendel integriert. Aus diesem Grund wurde die Wasserwendel ebenfalls auf einen größeren Durchmesser angepasst, sodass sich zu Beginn der Bachelorarbeit, der in Abbildung 1 gezeigte Aufbau, ergibt. Es ist ersichtlich, dass die Wasserwendel beinahe die innere Zylinderwand berührt und somit eine Kollision zu erwarten ist.



**Abbildung 1:** Kollision von Wasserwendel und innerem Borosilikatglaszylinder aufgrund größerem Heizwendeldurchmesser



Aus der vorangegangenen Projektarbeit ist für den inneren Glaszylinder ein Außendurchmesser von  $105 \text{ mm}$  und ein Innendurchmesser von  $95 \text{ mm}$  zu entnehmen [23, p. 25 (Gleichung 9 und 10)]. Um Beschädigungen bei einer Kollision zwischen der Wasserwendel und dem Glaszylinder zu vermeiden, wird aus dem Produktportfolio der Firma Schott Duran ein Borosilikatglaszylinder mit einem Außendurchmesser von  $115 \text{ mm}$  [3, p. 7] gewählt.

Der äußere Glaszylinder wird ebenfalls um  $10 \text{ mm}$  vergrößert, um die bisherige Distanz zwischen den beiden Glaszylindern zu erhalten, da diese im Falle eines Bruches des inneren Glaszylinders als Ablaufrinne dient.

Die Wandstärke von 5 mm aus der ursprünglichen Konstruktion, wird für beide Zylinder beibehalten. Die aktualisierten als auch die ursprünglichen technischen Daten für die beiden Borosilikatglaszylinder werden in Tabelle 1 gegenübergestellt.

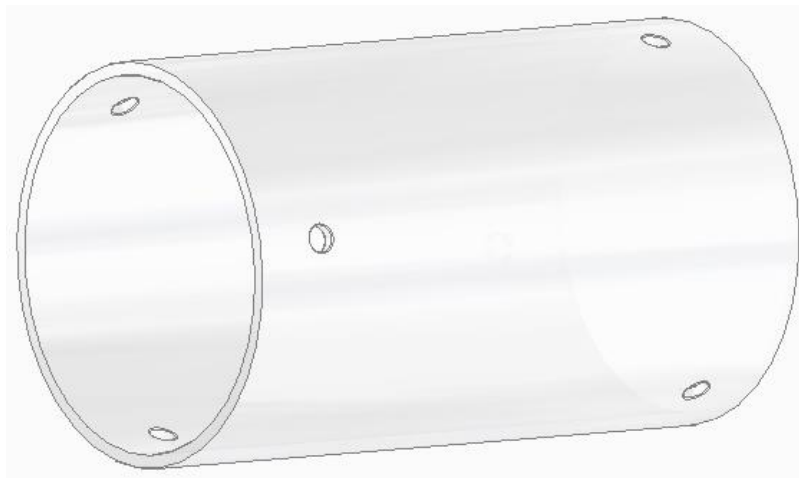
*Tabelle 1: Technische Daten der beiden Borosilikatglaszylinder (alle Angaben in mm) [3, p. 7]*

	Außendurchmesser		Innendurchmesser		Wandstärke		Zylinderlänge	
	Innerer Zylinder	Äußerer Zylinder	Innerer Zylinder	Äußerer Zylinder	Innerer Zylinder	Äußerer Zylinder	Innerer Zylinder	Äußerer Zylinder
<b>Neukonstruktion</b>	115	160	105	150	5	5	274	265
<b>Ursprüngliche Konstruktion</b>	105	150	95	140	5	5	274	265

Aus der bereits vorliegenden Konstruktion des Wintersemesters 2020/21 werden die Bohrungen für die Spannhaken am oberen Rand des äußeren Zylinders übernommen. Diese sind 30 mm vom oberen Zylinderrand mit einem Winkelabstand von 120° geplant (vgl. Anhang Nr. 1).

Im unteren Bereich des äußeren Glaszylinders waren bisher keine Bohrungen vorgesehen, da hier eine Klebeverbindung zwischen dem Borosilikatglaszylinder und dem Boilerboden angedacht war. Für die Fertigung des Prototyps sollen anstelle der Klebeverbindung ebenfalls Spannhaken eingesetzt werden, um eine zerstörungsfreie Demontage der Boilerkomponenten zu ermöglichen.

Am unteren Zylinderrand werden in gleicher Weise Bohrungen eingeplant, um dort Spannhaken montieren zu können. Um jedoch eine gleichmäßige Lastverteilung auf der Mantelfläche zu erzielen, werden die unteren Bohrungen um 60° versetzt zu den Oberen eingebracht (vgl. Abbildung 2). Der Abstand vom unteren Zylinderrand wird ebenfalls mit 30 mm gewählt, um montagegerecht zu konstruieren. Eine montagegerechte Konstruktion zeichnet sich in diesem Falle dadurch aus, dass bei dem äußeren Glaszylinder eine beliebige Montagemöglichkeit gegeben ist. Es ist bei der Positionierung des Zylinders nicht auf eine Unterscheidung zwischen oben und unten zu achten.



*Abbildung 2: Äußerer Borosilikatglaszylinder mit den Bohrungen für die oberen und unteren Spannhaken*

## 2.2. Anpassung von Boilerdeckel und -boden sowie Abdichtung des inneren Zylinders

Das Material und das Design für den Boilerdeckel und -boden werden aus der Projektarbeit 2020/21 [23, p. 21 ff.] weitestgehend übernommen. Diese Bauteile wurden im Hinblick einer Gewichtsreduzierung aus PVDF entworfen.

Da die Glaszylinder aufgrund ihrer Toleranzen, hinsichtlich der Rundheit und der Maße, erheblich voneinander abweichen können, müssen der Deckel sowie der Boden so konstruiert sein, dass die Abweichungen beim Zusammenbau keine negativen Auswirkungen haben. Um die Form von Deckel und Boden korrekt auslegen zu können, wird eine Toleranzanalyse für die Glaszylinder durchgeführt. Die Berechnung und die Ergebnisse sind in einem späteren Abschnitt „Toleranzanalyse“ ausformuliert.

### Anpassung des Boilerdeckels auf den größeren Durchmesser und Abdichtung

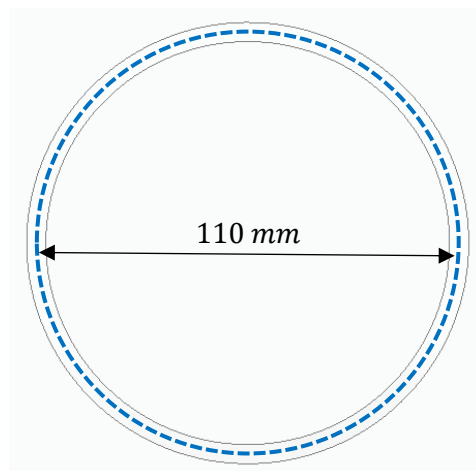
Der Boilerdeckel liegt auf dem inneren Borosilikatglaszylinder auf und schließt den Boiler ab. Die Maße des Deckels werden auf den neuen Durchmesser des Glaszylinders abgestimmt, während die entworfene Grundstruktur übernommen wird [23, p. 23 f.]. Der innere Borosilikatglaszylinder muss abgedichtet werden, um eine Verunreinigung des Boilerinhalts durch Feststoffe und Flüssigkeiten zu vermeiden.



In ~~einer früheren Projektarbeit~~ wurde zur Abdichtung des Borosilikatglasboilers eine X-Ringdichtung mit einer Schnurstärke von 2,62 mm vorgesehen [8, p. 7]. Ein X-Ring hat den Vorteil, dass der Druck gleichmäßiger verteilt wird, um eine optimale Dichtheit zu erzielen. [4]

Bei der Firma Arcus werden die Dichtungen über den Innendurchmesser definiert. Aus diesem Grund muss der benötigte Durchmesser für die Dichtung über den mittleren Durchmesser des idealen, inneren Zylinders berechnet werden, da dieser hierbei die Auflagefläche der Dichtung darstellt und eine Dichtwirkung gewährleistet, auch wenn der Zylinder aufgrund seiner Toleranz über keine exakte Rundheit verfügt.

Wie in Tabelle 1 beschrieben, weist der innere Zylinder einen Außendurchmesser von 115 mm und einen Innendurchmesser von 105 mm auf. Daraus ergibt sich, dass die Dichtung bei einem mittleren Durchmesser von 110 mm auf dem Zylinder aufliegen sollte (vgl. Abbildung 3).



**Abbildung 3:** Mittlerer Durchmesser des inneren Borosilikatglaszylinders bei 110 mm

Der Innendurchmesser des X-Ringes berechnet sich über die Differenz des mittleren Durchmessers und der halben Schnurdicke der Dichtung (vgl. Formel 1).

$$D_{X-Dichtung} = \text{Mittelerer Durchmesser} - \text{halbe Schnurdicke} = 110 \text{ mm} - \frac{2,62 \text{ mm}}{2} = 108,69 \text{ mm} \tag{1}$$

Da eine X-Ringdichtung mit einem Durchmesser von etwa 108 mm nicht im Sortiment der Firma Arcus erhältlich ist, wird als Alternative ein O-Ring in Betracht gezogen.

Bei O-Ringen ist darauf zu achten, dass eine möglichst große Schnurdicke gewählt wird, um eine optimale Dichtwirkung zu erzielen [5, p. 1]. Aus diesem Grund wird anstelle der Schnurdicke von 2,62 mm aus der Projektarbeit [8, p. 7] eine Dicke von 3 mm gewählt. Somit ergibt sich der benötigte Innendurchmesser des O-Ringes aus dem mittleren Durchmesser des inneren Zylinders minus der halben Schnurdicke (vgl. Formel 2).

$$D_{O-Dichtung} = \text{Mittelerer Durchmesser} - \text{halbe Schnurdicke} = 110 \text{ mm} - \frac{3 \text{ mm}}{2} = 108,5 \text{ mm} \tag{2}$$

Zur Eingrenzung des Suchergebnisses auf der Website der Firma Arcus muss ein geeigneter Werkstoff ausgewählt werden. Hierbei ist vor allem auf den Temperaturbereich zu achten und dass eine FDA Lebensmittelzertifizierung für den Werkstoff vorliegt.

Nach Angaben der Firma Arcus handelt es sich bei dem Werkstoff MVQ um einen „Silikonkautschuk [...] mit einem Einsatzbereich von -50 °C bis 200 °C“ [6]. Silikon gilt als „bevorzugte[r] [...] Werkstoff in der Lebensmittelindustrie [und ist somit für die Anwendung in einem Wasserboiler für eine Espressomaschine ideal geeignet]“ [6].

Nach Eingabe der oben genannten Auswahlkriterien bietet die Firma Arcus nur eine Produktlösung an (vgl. Tabelle 2). Lediglich der Innendurchmesser weicht mit 0,5 mm leicht von den Anforderungen ab. Diese Abweichung ist zu vernachlässigen, da die Dichtungsberechnung mit dem mittleren Durchmesser durchgeführt wurde und somit ausreichend Abstand zum Zylinderrand gewährleistet ist.

**Tabelle 2:** Gegenüberstellung der technischen Daten des gewählten O-Ringes (MVQ 70 rot FDA 108 \* 3 mm) mit den Anforderungen

	Anforderungen	O-Ring MVQ 70 rot FDA 108 * 3 mm (Artikel. Nr. 147799)
<b>Innendurchmesser</b>	108,5 mm	108 mm
<b>Schnurdicke</b>	3 mm	3 mm
<b>Material</b>	MVQ	MVQ
<b>Lebensmittelzertifizierung</b>	FDA	FDA

Für einen O-Ring mit einer Schnurdicke von 3 mm wird eine Nut mit einer Breite von 4 mm benötigt, da der Einbau des O-Ringes ohne Stützring erfolgt. Die Nuttiefe ist aufgrund statischer Belastung mit einem Wert von 2,3 mm festgelegt. Die Radien besitzen einen Wert von 0,6 mm. [5, pp. 2, 4]

In Abbildung 4 ist der aktuelle Boilerdeckel mit der ausgewählten O-Ringdichtung auf dem inneren Glaszylinder dargestellt. Des Weiteren ist eine von drei Bohrungen für die Zylinderstifte zu sehen, welche aus der Projektarbeit 2020/21 [23, p. 23 f.] übernommen wurden.



Abbildung 4: Aktuelle Deckelkonstruktion mit O-Ring und innerem Glaszylinder

Der Außendurchmesser des Ausschnittes für den inneren Glaszylinder ist aufgrund der Toleranzanalyse auf  $101\text{ mm}$  ausgelegt und der Innendurchmesser auf  $146\text{ mm}$ . Die Berechnungen der erforderlichen Abstände zwischen Glaszylinder und PVDF Bauteil sind im Abschnitt „Toleranzanalyse“ durchgeführt.

### Anpassung des Boilerbodens und Integration der inneren Boilerelemente

Die gesamte Einheit der inneren Boilerkomponenten, bestehend aus Heizwendel, Wasserwendel, Steigrohr, Druckrohr sowie Temperatur- und Füllstandsensoren, werden in der vorliegenden Arbeit als „innere Boilerelemente“ bezeichnet.

Der Boilerboden wird, wie der Boilerdeckel, auf den größeren Durchmesser der Glaszylinder angepasst. Des Weiteren werden die Bohrungen für die inneren Boilerelemente auf dem Boden neu angeordnet. Hierfür ist es erforderlich die Abstandsmaße, für die Wasser- und die Heizwendel, aus der CAD-Konstruktion herauszumessen, um daraus ein neues Bohrungsmuster abzuleiten. Die Abstände zwischen den einzelnen Rohren werden jeweils auf den Mittelpunkt der Bohrung bezogen. Bei einer nachträglichen Änderung der Bohrungsdurchmesser bleibt die Positionierung der Bohrungen und somit auch das Bohrungsmuster erhalten. Nach Erstellung des Bohrungsmusters wird dieses so auf dem Boilerboden ausgerichtet, dass eine Kollision der Wasserwendel mit dem inneren Borosilikatglaszylinder verhindert wird (vgl. Abbildung 5).

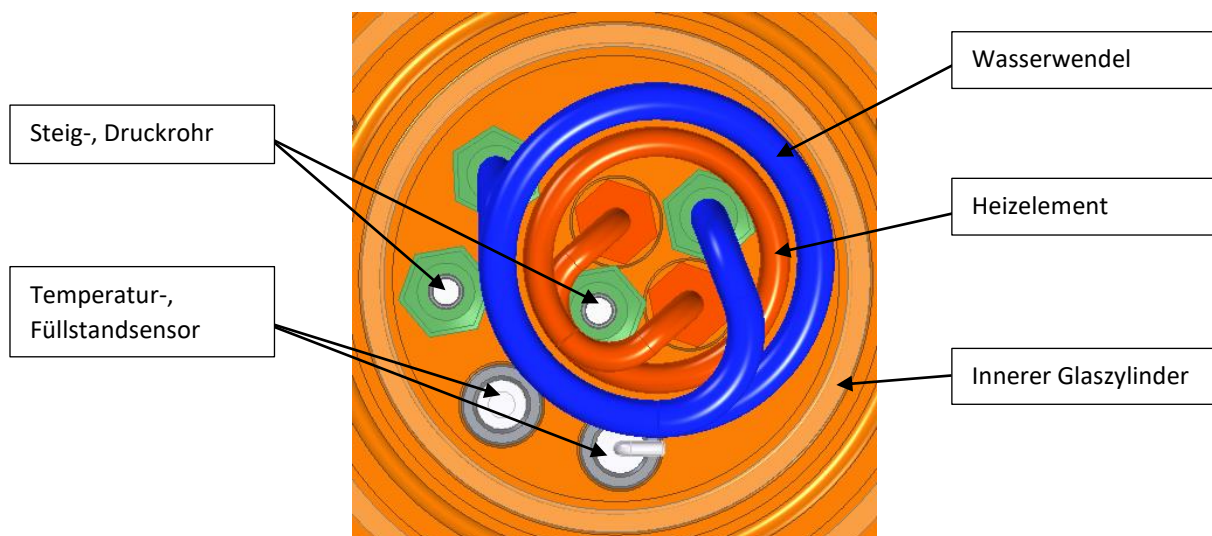


Abbildung 5: Anordnung der inneren Boilerelemente auf dem Boilerboden

Um die inneren Boilerelemente im Boilerboden montieren zu können werden an den unteren Enden von Wasserwendel, Steig- und Druckrohr jeweils Schneidringverschraubungen angebracht (vgl. Abbildung 6).

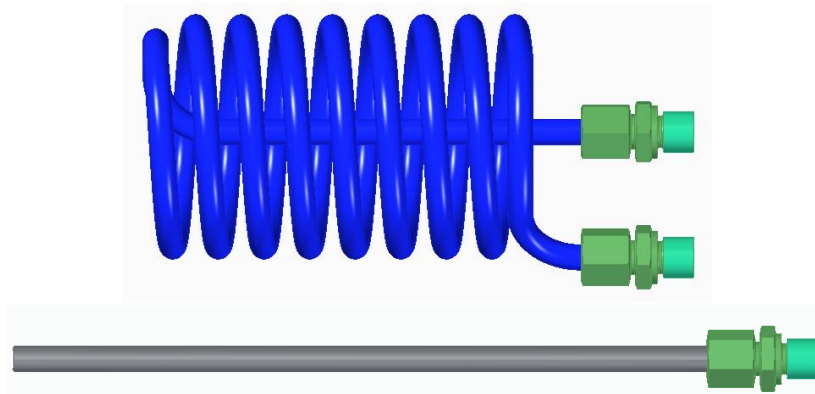


Abbildung 6: Wasserwendel und Steig-/Druckrohr mit Schneidringverschraubung

Da die Schneidringverschraubungen nicht direkt in den Kunststoffboden eingeschraubt werden können, müssen Muffen oder Kerbkonus verwendet werden. Die Kerbkonus schneiden sich in den Kunststoff und halten sich somit formschlüssig in der Bohrung. Für die Schneidringverschraubungen müssen Kerbkonus mit einem G  $\frac{1}{4}$  Gewinde verwendet werden, welche jedoch bei der Firma Kerb-Konus nur als Mustereinzerteilfertigung mit einer Mindestabnahmemenge von 100 Stück bestellt werden können (vgl. Anhang Nr. 2 und 3). Aus Kostengründen wird daher alternativ eine Muffe der Firma Heco eingesetzt, die in den Boilerboden eingelassen wird.

Bei der Konstruktion des Bodens ist darauf zu achten, dass für die Muffen Absätze auf der Unterseite des Boilerbodens berücksichtigt werden, damit zusätzlich zu den Schneidringverschraubungen Anchlusselemente in die Muffen eingeschraubt werden können (vgl. Abbildung 7). Um eine feste Fixierung der Boilerelemente zu gewährleisten, ist eine Verklebung zwischen der Gewindemuffe und der Schneidringverschraubung erforderlich.

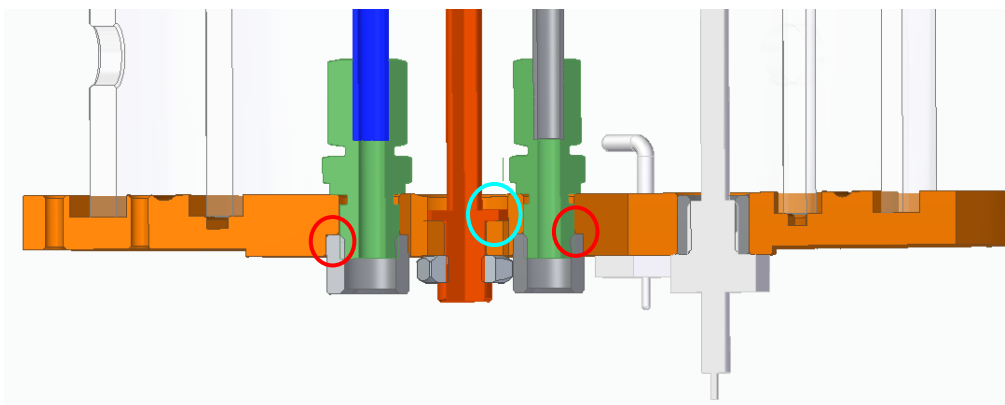


Abbildung 7: Schnittansicht des Boilerbodens mit Markierung der Absätze für die G  $\frac{1}{4}$  Muffen (rot) und der Heizwendel (türkis)

Bei der Heizwendel sind keine Schneidringverschraubungen erforderlich, da bereits Gewinde fest angebracht sind. Aus diesem Grund kommen keine Muffen, sondern Flachmutter zum Einsatz. Angesichts der geringen Gewindelänge der Heizwendel müssen Ausschnitte auf der Oberseite des Boilerbodens eingebracht werden, in die die Heizwendel versenkt werden kann (vgl. Abbildung 7). Im Anschluss kann über eine Verklebung zwischen Flachmutter und Heizwendel die Fixierung im Boden erfolgen.

Für die Sensoren werden zwei Durchgangsbohrungen im Boilerboden vorgesehen, in die die G  $\frac{1}{4}$  Muffen eingeklebt werden.

Zwischen dem Boilerboden und dem inneren Glaszylinder wird zur Abdichtung, wie im Kapitel „Anpassung des Boilerdeckels auf den größeren Durchmesser und Abdichtung“ beschrieben, ein O-Ring MVQ 70 rot FDA 108 \* 3 mm eingesetzt. Die Nut sowie der Ausschnitt für den inneren Zylinder weisen exakt die gleichen Maße wie beim Deckel auf.

Die Abmessungen des Ausschnittes für den äußeren Glaszylinder werden, wie für den Boilerdeckel, im Kapitel „Toleranzanalyse“ ermittelt und ergeben für den Außendurchmesser 168 mm und für den Innendurchmesser 122 mm.

Die Abflussbohrungen im Boilerboden wurden aus der Projektarbeit 2020/21 [23, p. 22] übernommen. Damit jedoch bei einem Bruch des inneren Glaszylinders das Wasser schneller abfließen kann, wird die Anzahl der Abflussbohrungen verdoppelt (vgl. Abbildung 8).

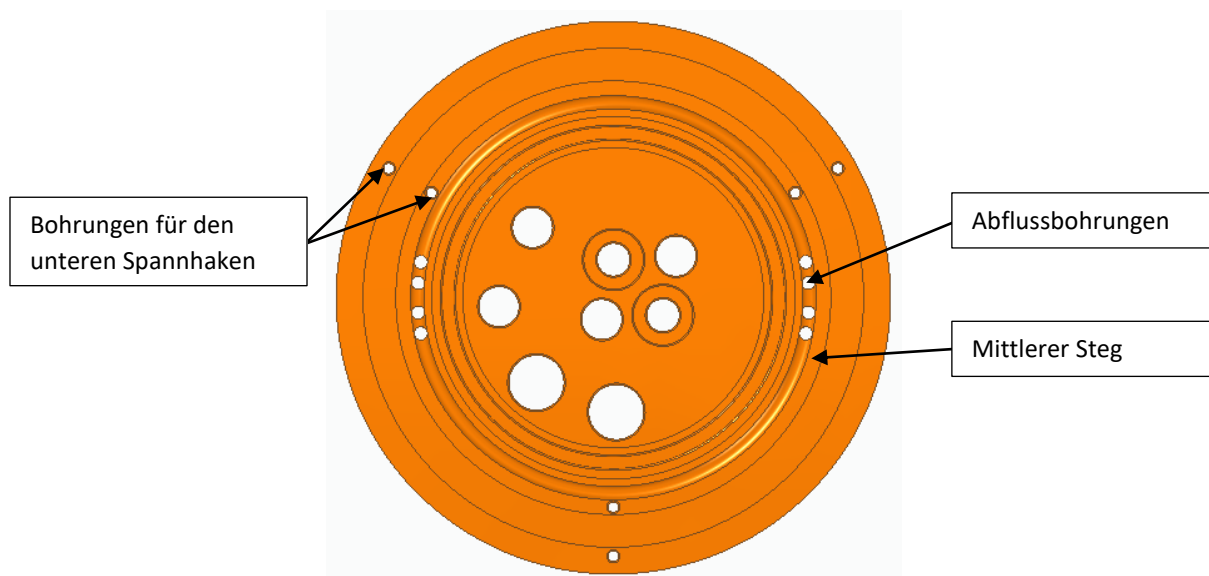


Abbildung 8: Boilerboden in der Draufsicht

In der aktuellen Konstruktion des Borosilikatglasboilers soll der Verspanmechanismus für den Boilerdeckel auch auf den Boilerboden angewendet werden. Aus diesem Grund muss der mittlere Steg zwischen Abflussrinne und dem Ausschnitt für den äußeren Glaszylinder verbreitert werden, um an dieser Stelle eine Verschraubung des Spannhakens mit dem Boilerboden zu ermöglichen (vgl. Abbildung 8).

In der Projektarbeit aus dem Jahr 2020/21 [23, p. 22] wurde eine Befestigung des Boilerbodens mittels M6-Schrauben realisiert. In der aktuellen Bachelorarbeit wird diese Verschraubung ersetzt durch die unteren Spannhaken.

### Toleranzanalyse der Borosilikatglaszylinder

Die Toleranzanalyse summiert „die einzelnen Toleranzen der Bauteile zu einer Gesamttoleranz innerhalb der Baugruppe [auf]“ [9] und dient der Überprüfung der Montagefähigkeit. Zur Berechnung können diverse Methoden angewendet werden. In dieser Arbeit wurde die Worst-Case-Methode gewählt, da diese die ungünstigsten Montageverhältnisse simuliert, welche dann in der Konstruktion berücksichtigt werden können. [9]



Zuerst werden die möglichen Abweichungen aus den technischen Daten der Firma Schott Duran ausgelesen und in Tabelle 3 zusammengetragen. [3, pp. 7 f., 16]

*Tabelle 3: An den Borosilikatglaszylindern auftretende Toleranzen und Abweichungen*

	Länge	Rundheit	Wandstärke	Außen-Durchmesser
<b>Innerer Zylinder</b> (Ø 115 mm)	274 + 1,83 mm	115 ± 0,81 mm	5,0 ± 0,7 mm	115 ± 1,7 mm
<b>Äußerer Zylinder</b> (Ø 160 mm)	265 + 1,77 mm	160 ± 1,12 mm	5,0 ± 0,7 mm	160 ± 2,0 mm

Die Abweichung in der Länge berechnet sich durch Skalierung der Ausgangslänge 1500 mm auf das gewünschte Längenmaß der beiden Glaszylinder. Bei den Längenabweichungen des Ausgangsmaßes ist darauf zu achten, dass lediglich in die positive Richtung eine Abweichung von 10 mm auftreten kann. In den negativen Toleranzbereich ist mit 0 mm keine Abweichung zu erwarten, weshalb diese im Weiteren nicht näher betrachtet wird. [3, p. 16]



Zur Berechnung der positiven Längenabweichung wird Formel 3 angewendet und beispielhaft für den inneren Glaszylinder berechnet.

$$T_{Länge} = \frac{\text{Zylinderlänge} \cdot \text{positive Toleranz}}{\text{Ausgangslänge}} = \frac{274 \text{ mm} \cdot 10 \text{ mm}}{1500 \text{ mm}} = 1,83 \text{ mm} \quad (3)$$

Die Rundheit der Borosilikatglaszylinder ist abhängig vom Außendurchmesser und ist nach DIN ISO 1101 definiert [3, p. 16]. Für einen Außendurchmesser von kleiner 200 mm wird eine Dickenabweichung von „0,7 % vom Nennaußendurchmesser [angeben]“ [3, p. 16]. Daraus ergibt sich nach Formel 4 folgende Toleranz für den inneren Borosilikatglaszylinder:

$$T_{Rund} = \text{Nennaußendurchmesser} \cdot 0,7 \% = 115 \text{ mm} \cdot 0,7 \% = 0,81 \text{ mm} \quad (4)$$

Für den äußeren Glaszylinder werden die Berechnungen analog durchgeführt und die Ergebnisse in Tabelle 3 festgehalten. Anhand der Toleranzen können zwei Worst-Case Fälle abgeleitet werden, einer für den Innendurchmesser und einer für den Außendurchmesser.

In der ersten Worst-Case-Betrachtung ist davon auszugehen, dass der Innendurchmesser eines produzierten Glaszylinders die kleinstmögliche Abmessung aufweist. Um die exakte Gesamtabweichung vom idealen Durchmesser zu ermitteln, wird somit eine Toleranzanalyse ausgehend vom idealen Innendurchmesser durchgeführt. Es werden somit alle Toleranzen aufsummiert und vom idealen Innendurchmesser des Zylinders abgezogen. In Abbildung 9 wird dargestellt, dass ein produzierter Zylinder aufgrund der Rundheitstoleranz oval ausfällt. Dies hat zur Folge, dass der Durchmesser des Zylinders an zwei Stellen des Umfangs um den Wert der Toleranz verringert wird. Im Weiteren wird davon ausgegangen, dass sich die Wanddicke des ovalen Zylinders zusätzlich ändern kann. In diesem Fall ist nur eine Zunahme der Wandstärke auf der Innenseite des Zylinders relevant, da in diesem Zusammenhang der Innendurchmesser weiter verringert wird.

Die in Abbildung 9 gezeigte Gesamttoleranz muss sowohl für den inneren als auch für den äußeren Borosilikatglaszylinder ermittelt werden, wobei die Berechnung beispielhaft für den inneren Glaszylinder durchgeführt wird.

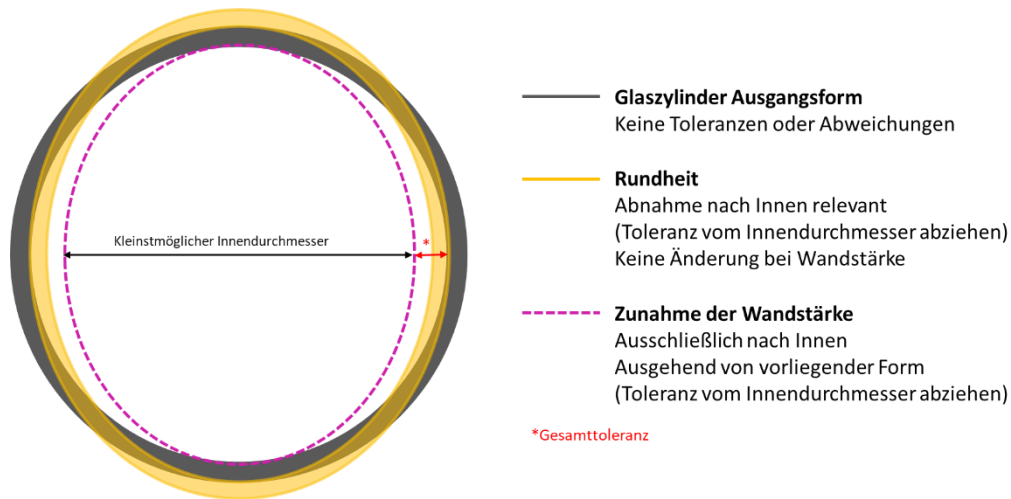


Abbildung 9: Worst-Case-Betrachtung 1 (Kleinstmöglicher Innendurchmesser)

Die Rundheit weist am inneren Zylinder eine Toleranz von  $0,81\text{ mm}$  und die Wandstärke eine Toleranz von  $0,7\text{ mm}$  auf (vgl. Tabelle 3). Die Gesamttoleranz (vgl. Formel 5) ist somit die Summe der beiden Abweichungen und wird zur Berechnung des kleinstmöglichen Durchmessers vom idealen Innendurchmesser mit  $105\text{ mm}$  abgezogen (vgl. Formel 6).

$$T_{ges,innen} = \text{Rundheitstol.} + \text{Wandstärkentol.} = 0,81\text{ mm} + 0,7\text{ mm} = 1,51\text{ mm} \quad (5)$$

$$D_{innen,tol} = \text{Innendurchmesser} - T_{ges,innen} = 105\text{ mm} - 1,51\text{ mm} = 103,49\text{ mm} \quad (6)$$

Die Toleranzanalyse ergibt, dass ein Abstand von der Hälfte der Gesamttoleranz, das entspricht  $0,76\text{ mm}$ , den Grenzfall darstellt, an welchem die Zylinderinnenkante exakt auf dem Absatz des PVDF-Bauteiles aufliegt. Um eine Kollision zwischen den Bauteilen zu vermeiden, muss der Abstand mindestens auf  $1,0\text{ mm}$  vergrößert werden. Da die PVDF-Bauteile kostenintensive Prototypen sind, welche zum ersten Mal gefertigt werden, wird der benötigte Abstand zwischen Zylinderwand und dem Absatz des PVDF-Bauteils sicherheitshalber mit  $2,0\text{ mm}$  gewählt. Dieser Abstand kann bei der Montage geprüft und eventuell angepasst werden.

Für den Außenzylinder wird die gleiche Toleranzberechnung durchgeführt und es ergeben sich die in Tabelle 4 aufgelisteten Werte. Die Ergebnisse des inneren Zylinders sind zur Vollständigkeit ebenfalls mit aufgenommen.

Tabelle 4: Werte der Toleranzanalyse für die beiden Borosilikatglaszylinder aus der ersten Worst-Case-Betrachtung mit kleinstmöglichem Innendurchmesser

	Innerer Zylinder	Äußerer Zylinder
Toleranz: Rundheit	$0,81\text{ mm}$	$1,12\text{ mm}$
Toleranz: Wandstärke	$0,7\text{ mm}$	$0,7\text{ mm}$
Innendurchmesser der Glaszylinder	$105\text{ mm}$	$150\text{ mm}$
Berechnete Gesamttoleranz $T_{ges,innen}$ (bezogen auf Durchmesser)	$1,51\text{ mm}$	$1,82\text{ mm}$
Berechneter kleinster Innendurchmesser $D_{innen,tol}$ des Glaszylinders	$103,49\text{ mm}$	$148,18\text{ mm}$
<b>Gewählter Innendurchmesser für die Konstruktion der PVDF-Bauteile</b>	<b><math>101\text{ mm}</math></b>	<b><math>146\text{ mm}</math></b>
Sicherheitsabstand (gemessen zwischen Zylinderwand und PVDF-Bauteil)	$2,0\text{ mm}$	$2,0\text{ mm}$

In Abbildung 10 ist ein Schnitt von Boilerboden und -deckel dargestellt, in welcher die gewählten Innendurchmesser und die benötigten Abstände aufgezeigt werden.

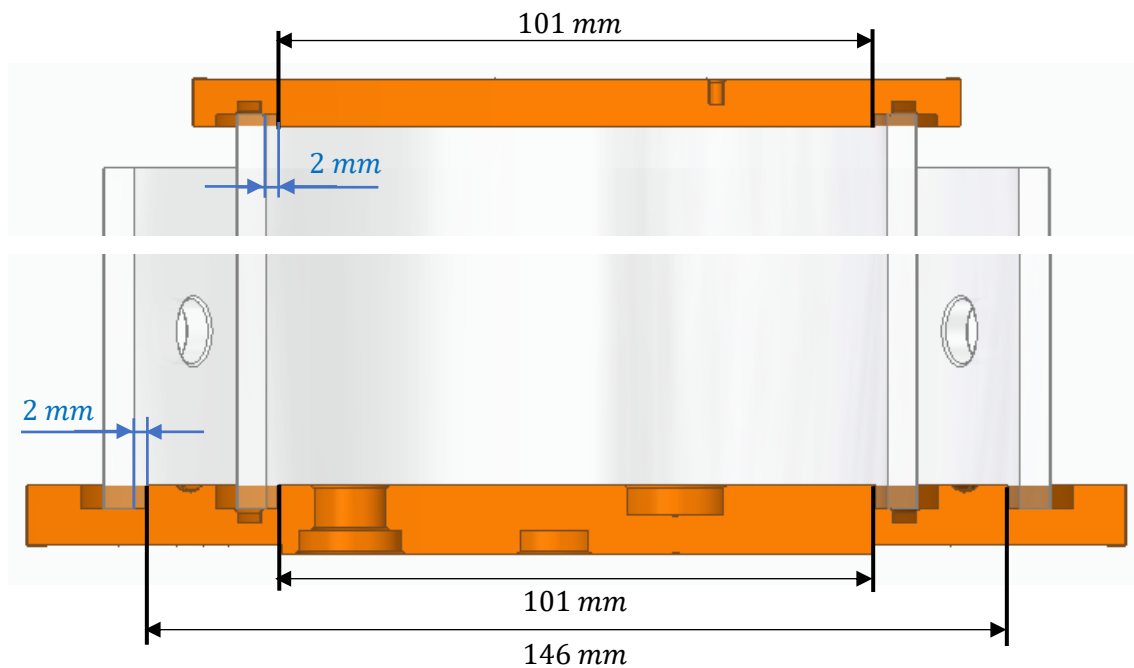


Abbildung 10: Schnittansicht von Boilerdeckel und -boden mit gewählten Innendurchmessern für die Zylinderausschnitte

In der zweiten Worst-Case-Betrachtung ist davon auszugehen, dass der Außendurchmesser eines produzierten Glaszylinders die größtmögliche Abmessung aufweist. Um die exakte Gesamtabweichung vom idealen Durchmesser zu ermitteln, werden die Toleranzen ausgehend vom Außendurchmesser der Borosilikatglaszylinder aufsummiert und zum idealen Außendurchmesser des Zylinders hinzugerechnet.

Anders als im ersten Worst-Case Fall muss bei dieser Betrachtung zusätzlich die Toleranz des Außendurchmessers berücksichtigt werden. Die Toleranzanalyse wird ausgehend vom idealen Außendurchmesser durchgeführt und berücksichtigt den Einfluss auf den größtmöglichen Außendurchmesser.

Wie in Abbildung 11 dargestellt, ist es aufgrund der Rundheitstoleranz möglich, dass der Borosilikatglaszylinder oval ausfällt und sich der Außendurchmesser somit an zwei Stellen des Umfangs auf ein Maximum vergrößert. Die Wandstärke kann zudem, wie bereits im ersten Fall beschrieben, aufgrund der Toleranzen dicker ausfallen und daher den Durchmesser verändern. In diesem Fall ist jedoch eine Wanddickenzunahme zur Außenfläche des Glaszylinders entscheidend, da hierdurch der Durchmesser vergrößert wird.

Die in Abbildung 11 gezeigte Gesamttoleranz muss sowohl für den inneren als auch für den äußeren Borosilikatglaszylinder ermittelt werden, wobei die Berechnung beispielhaft für den inneren Glaszylinder durchgeführt wird.

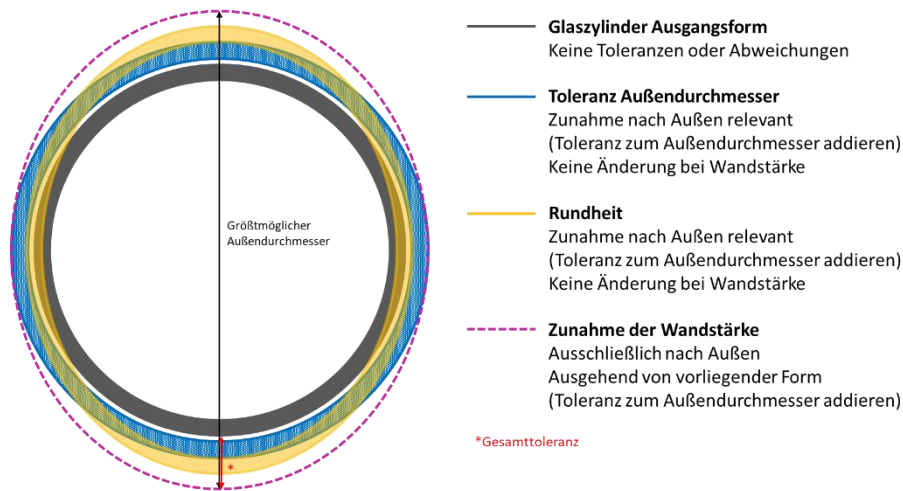


Abbildung 11: Worst-Case-Betrachtung 2 (Größtmöglicher Außendurchmesser)

Die Gesamttoleranz für den Außendurchmesser berechnet sich nach Formel 7 aus der Summe der Toleranzen von Außendurchmesser, Rundheit und Wandstärke (vgl. Tabelle 3). Der größtmögliche Außendurchmesser ergibt sich folglich aus der Summe des idealen Außendurchmessers mit  $115\text{ mm}$  und der aufsummierten Gesamttoleranz  $T_{ges,außen}$  (vgl. Formel 8).

$$\begin{aligned}
 T_{ges,außen} &= \text{Außendurchmessertol.} + \text{Rundheitstol.} + \text{Wandstärkentol.} \\
 &= 1,7\text{ mm} + 0,81\text{ mm} + 0,7\text{ mm} = 3,21\text{ mm}
 \end{aligned}
 \tag{7}$$

$$D_{außen,tol} = \text{Außendurchmesser} + T_{ges,außen} = 115\text{ mm} + 3,21\text{ mm} = 118,21\text{ mm}
 \tag{8}$$

Die Toleranzanalyse für den äußeren Glaszylinder wird analog zum inneren Glaszylinder durchgeführt und die Ergebnisse in Tabelle 5 zusammengestellt. Aus Gründen der Übersichtlichkeit werden die Ergebnisse des inneren Zylinders ebenfalls in der Tabelle aufgeführt.

Tabelle 5: Werte der Toleranzanalyse für die beiden Borosilikatglaszylinder aus der zweiten Worst-Case-Betrachtung mit größtmöglichem Außendurchmesser

	Innerer Zylinder	Äußerer Zylinder
Toleranz: Durchmesser	1,7 mm	2,0 mm
Toleranz: Rundheit	0,81 mm	1,12 mm
Toleranz: Wandstärke	0,7 mm	0,7 mm
Außendurchmesser der Glaszylinder	115 mm	160 mm
Berechnete Gesamttoleranz $T_{ges,außen}$ (bezogen auf Durchmesser)	3,21 mm	3,82 mm
Berechneter größter Außendurchmesser $D_{außen,tol}$ des Glaszylinders	118,21 mm	163,82 mm
<b>Gewählter Außendurchmesser für die Konstruktion der PVDF-Bauteile</b>	<b>122 mm</b>	<b>168 mm</b>
Sicherheitsabstand (gemessen zwischen Zylinderwand und PVDF-Bauteil)	3,5 mm	4,0 mm

Die Toleranzanalyse ergibt, dass ein Abstand von der Hälfte der Gesamttoleranz, das entspricht  $1,61\text{ mm}$ , den Grenzfall darstellt, an welchem die Zylinderaußenkante exakt auf dem Absatz des PVDF-Bauteiles aufliegt. Um eine Kollision zwischen den Bauteil zu vermeiden, muss der Abstand mindestens auf  $2\text{ mm}$  vergrößert werden.

Da die PVDF-Bauteile kostenintensive Prototypen sind, welche zum ersten Mal gefertigt werden, wird der benötigte Abstand zwischen Zylinderwand und dem Absatz des PVDF-Bauteils sicherheitshalber mit  $3,5\text{ mm}$  gewählt. Dieser Abstand kann bei der Montage geprüft und eventuell angepasst werden.

Gleiches gilt für den Außendurchmesser des äußeren Zylinders, bei welchem der Sicherheitsabstand zwischen Zylinderwand und PVDF-Bauteil jedoch aufgrund der größeren Gesamt toleranz mit  $4,0\text{ mm}$  gewählt wird.

In Abbildung 12 ist aus Gründen der Übersichtlichkeit ein Schnitt von Boilerboden und -deckel dargestellt, in welcher die gewählten Außendurchmesser und die benötigten Abstände aufgezeigt werden.

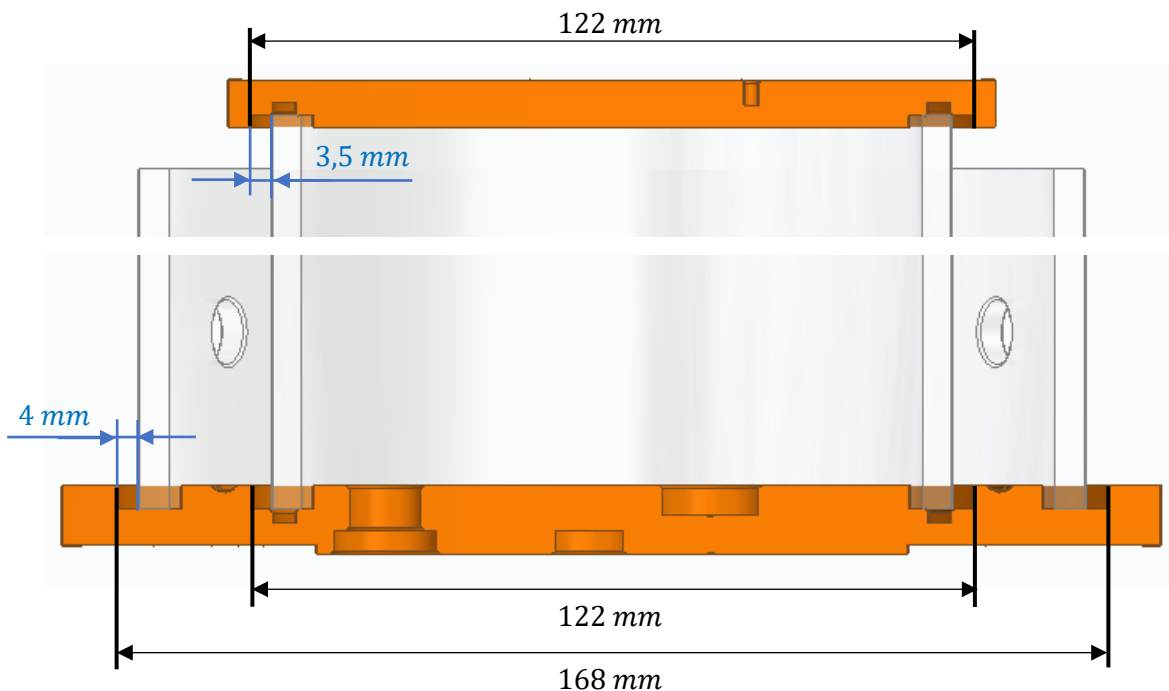


Abbildung 12: Schnittansicht von Boilerdeckel und -boden mit gewählten Außendurchmessern für die Zylinderausschnitte

### 2.3. Anpassung der oberen Spannhaken und Neukonstruktion der unteren Spannhaken

Der konstruierte Spannhaken für den oberen Bereich des Boilers wird vom Grundprinzip für die vorliegende Bachelorarbeit aus der Projektarbeit 2020/21 [23, p. 16 ff.] übernommen. Durch die Vergrößerung des äußeren Borosilikatglaszylinders müssen jedoch die Radien des Spannhakens, an den Kontaktflächen zwischen dem äußeren Glaszylinder und dem Spannhaken, angepasst werden.

Der Innenradius des Befestigungselementes muss an den neuen Außendurchmesser des äußeren Glaszylinders angepasst werden, damit eine vollständige Auflagefläche gewährleistet wird (vgl. Abbildung 13). Da der Glaszylinder in der aktuellen Arbeit einen Außendurchmesser von  $160\text{ mm}$  aufweist, muss der Radius des Befestigungselementes auf  $80\text{ mm}$  angepasst werden.

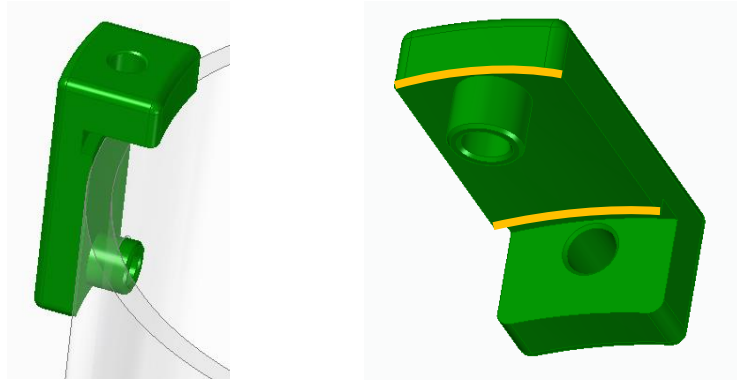


Abbildung 13: Oberes Befestigungselemente (Geänderter Radius gelb markiert)

Der Radius des Gegenstückes muss an den Innendurchmesser des äußeren Glaszylinders angepasst werden (vgl. Abbildung 14). Das Gegenstück hat im Vergleich zur Befestigung eine invertierte Krümmung, da er auf der inneren Mantelfläche des Zylinders vollständig aufliegen muss. Der Innendurchmesser des äußeren Borosilikatglaszylinders beträgt in der aktuellen Arbeit  $150\text{ mm}$ , weshalb der Radius des oberen Gegenstückes  $75\text{ mm}$  betragen muss.

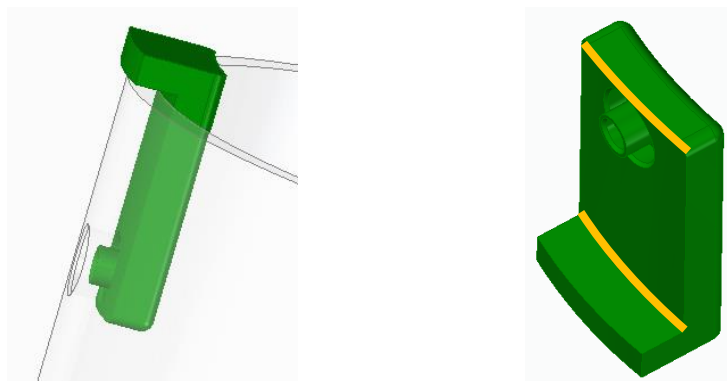


Abbildung 14: Oberes Gegenstück (Geänderter Radius gelb markiert)

Als Material für die Spannhaken wird der Kunststoff ABS übernommen. Da in einen Kunststoff nicht direkt Schrauben aus Metall eingeschraubt werden können, ohne dass der Kunststoff langfristig beschädigt wird, müssen Gewindeeinsätze vorgesehen werden. Die Gewindeeinsätze ermöglichen eine mehrmalige Montage und Demontage der Spannhaken, ohne ein technisches Versagen der Gewinde zu verursachen. Zur Fixierung der Spannhaken am Glaszylinder werden M3-Gewindeeinsätze mit den passenden M3x16-Schrauben benötigt. Die Gewindeeinsätze M6, mit deren Hilfe die Vorspannung der Feder erzeugt werden kann, werden aus der Projektarbeit 2020/21 [23, p. 16] übernommen.

In Abbildung 15 ist die Baugruppe des oberen Spannhakens sowie die dazu gehörige Schnittansicht dargestellt.

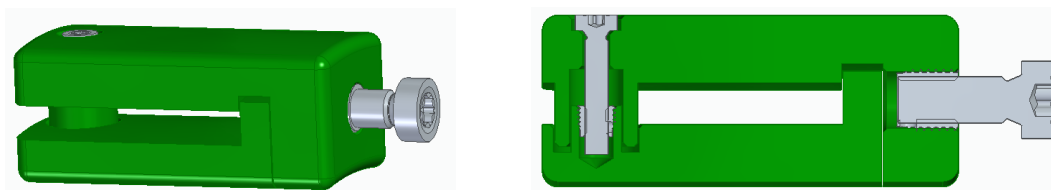


Abbildung 15: Gesamter Zusammenbau des oberen Spannhakens mit Schnittansicht

In der Neukonstruktion des Borosilikatglasboilers sollen die Spannhaken nicht nur im oberen Bereich zur Verspannung des Deckels dienen, sondern auch in ähnlicher Weise im unteren Bereich zur Befestigung des äußeren Glaszylinders auf dem Boden angewendet werden. Der obere Spannhaken dient als Grundlage für den unteren Spannhaken und wird deswegen weiterentwickelt.

Hierfür wird die obere Befestigung, wie in Abbildung 16 gezeigt (vgl. gelbe Linie), im oberen Drittel abgeschnitten, um diese auf dem Boilerboden montieren zu können. Gleiches wird für das obere Gegenstück angewendet. Der Abstand der beiden unteren Spannhakenkomponenten ist aufgrund der Bohrungspositionen im Boilerboden, größer als bei den oberen Spannhaken. Dies hat zur Folge, dass die Stifte, welche durch den äußeren Glaszylinder gesteckt werden, verlängert werden müssen (vgl. Abbildung 16).

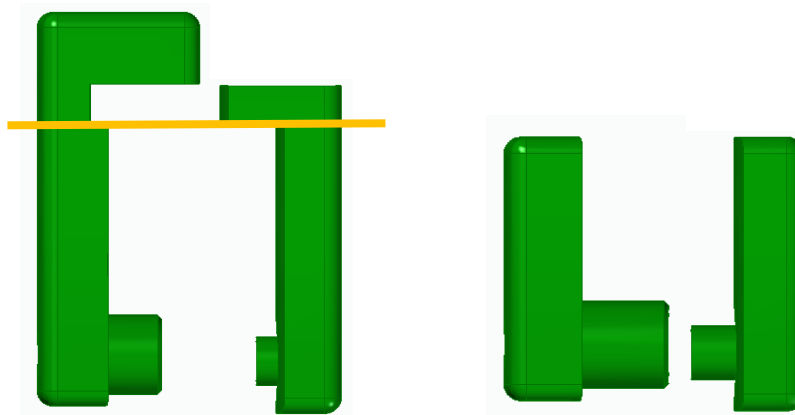


Abbildung 16: Neukonstruktion der unteren Spannhakenkomponenten (rechts) ausgehend von den oberen Spannhakenkomponenten (links)

Um die Befestigung auf dem Boilerboden zu ermöglichen, wird jeweils eine Bohrung für die M3-Gewindeinsätze in die neu entstandene Auflagefläche der beiden unteren Spannhakenelemente eingebracht (vgl. Abbildung 17).

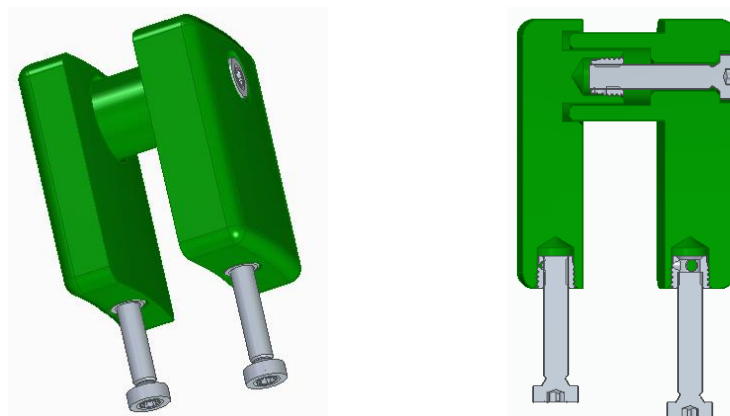


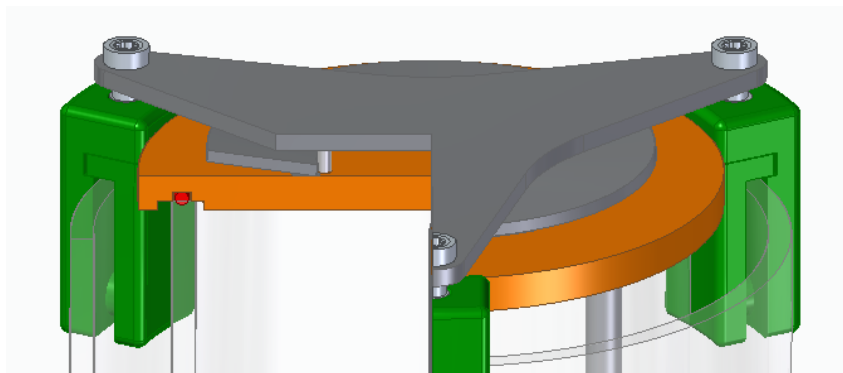
Abbildung 17: Gesamter Zusammenbau des unteren Spannhakens mit Schnittansicht

Es wurden einheitliche Schrauben für die obere und untere Spannhakenkonstruktion verwendet, um ein montagegerechtes Arbeiten zu gewährleisten. Folglich muss während der Montage nicht auf verschiedene Längen der M3-Schrauben geachtet werden.

## 2.4. Anpassung der Spannkompenten und des Verspanndeckels

Die Einheit von Tellerfeder, Passscheiben und Zylinderstiften wird in der vorliegenden Arbeit als „Spannkomponenten“ bezeichnet. Die Position und Anzahl der Zylinderstifte, zur Positionierung der Tellerfeder, wird aus der vorangegangenen Projektarbeit übernommen. Gleiches gilt für die Tellerfeder und die Passscheiben, welche als Auflagefläche für die Feder dienen. [23, p. 23]

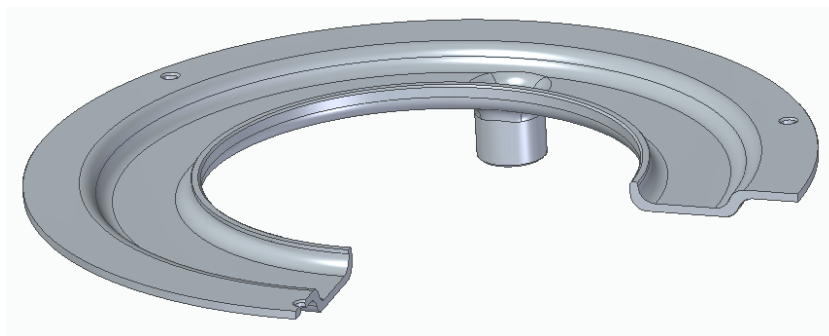
In der Projektarbeit 2020/21 wurde der Verspanndeckel bereits designtechnisch optimiert [vgl. Anhang Nr. 4]. Da jedoch für einen Prototyp das entworfene Wabendesign zu kostenintensiv ist und das Augenmerk bei diesem Prototyp auf der Funktionsweise des Bauteils liegt, soll eine optisch vereinfachte Version entworfen werden. Zusätzlich muss der Verspanndeckel an den größeren Durchmesser der Glaszylinder angepasst werden. Der finale Zusammenbau der Spannkomponenten ist in Abbildung 18 dargestellt.



*Abbildung 18: Schnittansicht des Borosilikatglasboilers zur Ansicht der Spannkomponenten und des Verspanndeckels*

## 2.5. Anpassung des Boden- und Haltebleches sowie des Auffangbehälters

An dem Auffangbehälter wurden wesentliche Anpassungen vorgenommen. Da die Anzahl der Abflussbohrungen im Boilerboden verdoppelt wurden und somit mehr Wasser bei einem Zylinderbruch in den Auffangbehälter geleitet wird, muss die Vertiefung des Behälters verbreitert werden. Des Weiteren wurden die Laschen zur Befestigung des Behälters durch einen breiteren Flansch ersetzt, in welchen die Bohrungen eingelassen werden (vgl. Abbildung 19). Das Bauteil wird auf eine Stärke von 2 mm festgelegt und als 3D-Druckteil konstruiert.



*Abbildung 19: Schnittansicht des Auffangbehälters*



Das Bodenblech musste an den größeren Durchmesser des Boilerbodens angepasst werden, da das bisherige Bodenblech zu schmal für den neuen Boden ist. Alle in Abbildung 20 dargestellten Bohrungen wurden neugestaltet und entsprechen den Bohrungen auf dem Boilerboden, mit Ausnahme der Bohrungen für die inneren Boilerelemente.

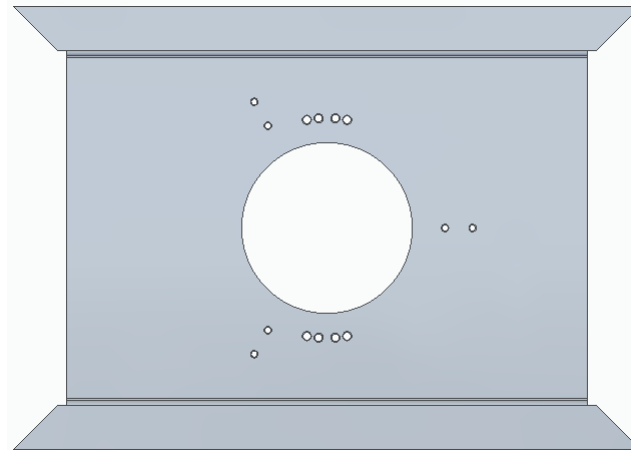


Abbildung 20: Draufsicht auf das Bodenblech mit den neugestalteten Bohrungen

Das Halteblech wird, mit Ausnahme der Anpassung an das verbreiterte Bodenblech, aus der vorangegangener Projektarbeit [23, p. 34 f.] übernommen. Es ergibt sich somit, der in Abbildung 21 gezeigt Zusammenbau der Bodenkonstruktion.

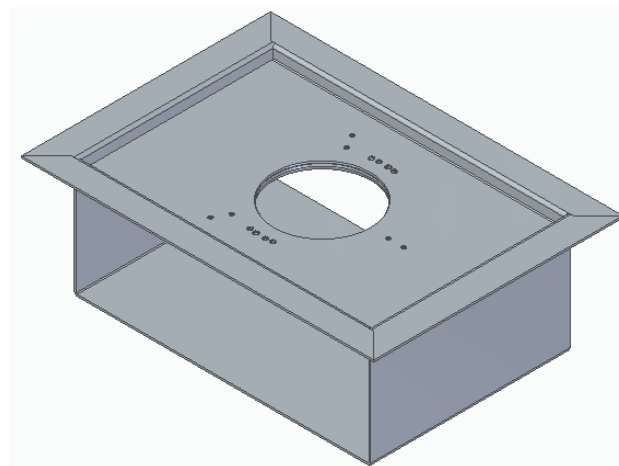


Abbildung 21: Zusammenbau der Bodenkonstruktion

## 2.6. Ausarbeitung der Mengenstückliste für die Bestellung der Komponenten

Im Anschluss an die Neukonstruktionen und Anpassungen der verschiedenen Boilerkomponenten wird die in Tabelle 6 aufgezeigte Mengenstückliste erstellt. Anhand dieser Stückliste wird die Bestellung der Komponenten bei den jeweiligen Firmen durchgeführt. Für eine bessere Nachvollziehbarkeit werden bei der Mengenstückliste der Werkstoff, das Herstellungsverfahren und der Lieferant mit angegeben.

Tabelle 6: Mengenstückliste des Borosilikatglasboilers

Pos.	Bezeichnung	Anzahl	Material	Herstellungsverfahren	Firma
1	Innerer Glaszylinder (115 mm)	1	Borosilikatglas 3.3	Kanten geschliffen und feuerpoliert	Gassner Glastechnik
2	Äußerer Glaszylinder (160 mm)	1	Borosilikatglas 3.3	Kanten geschliffen und feuerpoliert	Gassner Glastechnik
3	Boilerboden	1	PVDF	Drehen/Fräsen	Xometry
4	Boilerdeckel	1	PVDF	Drehen/Fräsen	Xometry
5	Passscheibe 50x62x1 mm (DIN 988)	2	Edelstahl	Normteil	Frantos
6	Tellerfeder 100 (Reihe B Gruppe 2)	1	Edelstahl/Federstahl	Normteil	Febrotec
7	Zylinderstifte 2,5x10 mm (DIN EN ISO 8734 Typ A)	3	Edelstahl	Normteil	Rosentaler Schrauben
8	Befestigung unten	3	ABS	3D-Druck	Xometry
9	Befestigung oben	3	ABS	3D-Druck	Xometry
10	Gegenstück unten	3	ABS	3D-Druck	Xometry
11	Gegenstück oben	3	ABS	3D-Druck	Xometry
12	Zylinderkopfschraube M3x16 (8.8) (DIN 912)	12	Edelstahl	Normteil	Rosentaler Schrauben
13	Zylinderkopfschraube M6x16 (8.8) (DIN 912)	3	Edelstahl	Normteil	-
14	Gewindeeinsatz M3	12	Edelstahl/Messing	Normteil	Kerb-Konus
15	Gewindeeinsatz M6	3	Edelstahl/Messing	Normteil	Kerb-Konus
16	Verspanndeckel	1	Edelstahl/Aluminium	Fräsen	Xometry
17	Ringschnurdichtung MVQ	2	MVQ	Normteil	Arcus
18	Rohr 8x1 mm	2	Edelstahl	Normteil	Rohre-Ketterer GmbH
19	Wasserwendel	1	Edelstahl	-	AMV Metall
20	Heizwendel	1	Edelstahl	-	HKE-tec
21	Muffen G ¼	6	Edelstahl	Normteil	Heco
22	Einschraubelement (951P3-6FF-1/4)	4	Kunststoff	Normteil	AVS Römer
23	Schneidringverschraubung (GEV 08 LR 1/4 WD)	4	Edelstahl	Normteil	Hydro24 GmbH
24	Halteblech	1	Edelstahl	Biegeteil	Xometry
25	Bodenblech	1	Edelstahl	Biegeteil	Xometry
26	Auffangbehälter	1	ABS	3D-Druck	Xometry
27	Temperatursensor	1	-	Normteil	-
28	Füllstandsensoren	1	-	Normteil	-
29	Flachmutter M10x1	2	Edelstahl	Normteil	-
30	Motoreinheit	1	-	-	-
31	Passscheibe 50x62x0,5 mm (DIN 988)	2	Edelstahl	Normteil	Frantos

### 3. Berechnungen zum Borosilikatglasboiler

Nach der Anpassung der einzelnen Boilerkomponenten muss eine Nachrechnung der Bauteile erfolgen. Berechnet werden im Folgenden das Borosilikatglas, die Feder und die Klebeverbindung zwischen der G ¼ Muffe und dem PVDF-Boden.

#### 3.1. Festigkeitsberechnung der Borosilikatglaszylinder

Aufgrund des neuen Durchmessers der Glaszylinder muss eine Festigkeitsberechnung durchgeführt werden, um die einzelnen Spannungen in den Zylindern zu prüfen. Im Glaszylinder treten nach der Kesselformel drei Arten von Spannungen auf, die sich in Längs-, Umfangs- und Radialspannung unterteilen (vgl. Abbildung 22). [10]

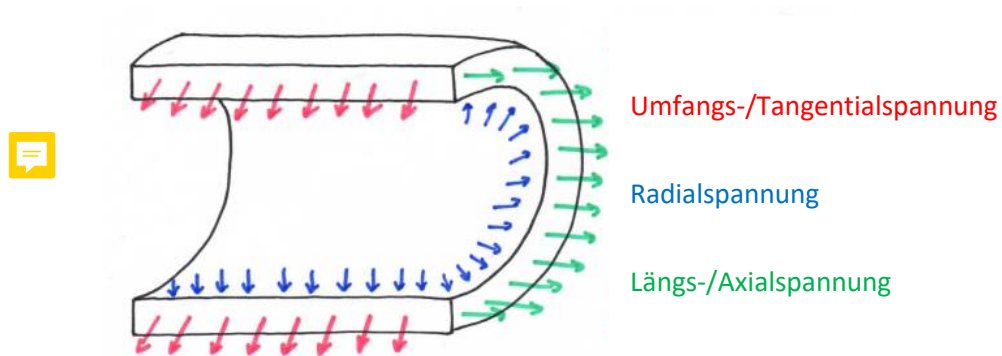


Abbildung 22: Schnittansicht eines Zylinders mit Umfangs-, Radial- und Längsspannung nach [11]

In der Projektarbeit aus dem Wintersemester 2020/21 [23] wurde der Innendruck im Borosilikatglasboiler bereits ermittelt. Da sich aufgrund der gleichbleibenden Betriebsbedingungen der hydrostatische Prüfdruck im Boiler nicht ändert, kann er in der vorliegenden Bachelorarbeit mit einem Wert von  $p_{Prüf} = 2,5 \text{ bar} = 0,25 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$  übernommen werden [23, p. 8]. Bei diesem Prüfdruck wurde bereits der durch das Europäische Parlament vorgegebene Sicherheitsfaktor von 1,43 berücksichtigt [12, p. L 189/214].

Die Wandstärke von  $s = 5 \text{ mm}$  aus der Bachelorarbeit [7, p. 8 ff.] wurde nicht verändert, weshalb die Formeln und Berechnungen herangezogen werden können.

#### Längsspannung $\sigma_L$

Zu Beginn wird die Längsspannung  $\sigma_L$  im Borosilikatglaszylinder allgemein nach Formel 9 berechnet [7, p. 9 (Gleichung 3)].

$$\sigma_L = \frac{p \cdot r_i}{2 \cdot s} \quad (9)$$

Die Berechnungen werden im Folgenden exemplarisch für den inneren Borosilikatglaszylinder durchgeführt, sind aber analog zum äußeren Glaszylinder.

Der innen Radius  $r_{i,i}$  beträgt für den inneren Glaszylinder  $52,5 \text{ mm}$  (vgl. Tabelle 1) und ist wesentlich größer als bei den Berechnungen aus der Bachelorarbeit [7, p. 8 ff.]. Es ergibt sich somit auf der Grundlage von Formel 9 folgendes Ergebnis für die Längsspannung im Innenzylinder (vgl. Formel 10).

$$\sigma_{L,i} = \frac{p_{Prüf} \cdot r_{i,i}}{2 \cdot s} = \frac{0,25 \frac{N}{\text{mm}^2} \cdot 52,5 \text{ mm}}{2 \cdot 5 \text{ mm}} = 1,31 \frac{N}{\text{mm}^2} \quad (10)$$

### Umfangsspannung $\sigma_U$

Die Umfangsspannung  $\sigma_U$  hat von allen Teilspannungen den größten Anteil an der Gesamtspannung und berechnet sich allgemein nach Formel 11 [7, p. 10 (Gleichung 4)].

$$\sigma_U = \frac{p \cdot r_i}{s} \quad (11)$$

Auf Grundlage von Formel 11 berechnet sich die Umfangsspannung für den inneren Glaszylinder nach Gleichung 12.

$$\sigma_{U,i} = \frac{p_{Prüf} \cdot r_{i,i}}{s} = \frac{0,25 \frac{N}{\text{mm}^2} \cdot 52,5 \text{ mm}}{5 \text{ mm}} = 2,63 \frac{N}{\text{mm}^2} \quad (12)$$

### Radialspannung $\sigma_R$

Auf der Innenseite des Zylinders entspricht die Radialspannung gleich dem Innendruck, während auf der Außenseite die Spannung gleich null ist [10]. Aus diesem Grund muss die mittlere Radialspannung allgemein nach Formel 13 berechnet werden [7, p. 11 (Gleichung 5)].

$$\sigma_R = -\frac{p}{2} \quad (13)$$

Die Radialspannung ist unabhängig vom Durchmesser des Glaszylinders und somit für den inneren und den äußeren Borosilikatglaszylinder identisch (vgl. Formel 14).

$$\sigma_{R,i} = \sigma_{R,a} = -\frac{p_{Prüf}}{2} = -\frac{0,25 \frac{N}{\text{mm}^2}}{2} = -0,13 \frac{N}{\text{mm}^2} \quad (14)$$

### Vergleichsspannung $\sigma_V$

Aus den ermittelten Teilspannungen wird im Folgenden eine Vergleichsspannung  $\sigma_V$  gebildet, die sich nach Formel 15 aus der Radialspannung sowie der Umfangsspannung des jeweiligen Glaszylinders berechnet [7, p. 11 (Gleichung 6)].

$$\sigma_V = \sigma_U - \sigma_R \quad (15)$$

Für den inneren Glaszylinder beträgt die Vergleichsspannung nach Formel 16 somit  $2,76 \frac{N}{mm^2}$ .

$$\sigma_{V,i} = \sigma_{U,i} - \sigma_{R,i} = 2,63 \frac{N}{mm^2} - \left(-0,13 \frac{N}{mm^2}\right) = 2,76 \frac{N}{mm^2} \quad (16)$$

In Tabelle 7 sind die Ergebnisse der berechneten Teilspannungen sowie die Vergleichsspannungen für den inneren und äußeren Glaszylinder dargestellt.

**Tabelle 7:** Übersicht zu den Teil- und Vergleichsspannungen im inneren und äußeren Borosilikatglaszylinder

	Längsspannung $\sigma_L$	Umfangsspannung $\sigma_U$	Radialspannung $\sigma_R$	Vergleichsspannung $\sigma_V$
<b>Innerer Zylinder</b> ( $D_i = 105 \text{ mm}$ )	$1,31 \frac{N}{mm^2}$	$2,63 \frac{N}{mm^2}$	$-0,13 \frac{N}{mm^2}$	$2,76 \frac{N}{mm^2}$
<b>Äußerer Zylinder</b> ( $D_i = 150 \text{ mm}$ )	$1,88 \frac{N}{mm^2}$	$3,75 \frac{N}{mm^2}$	$-0,13 \frac{N}{mm^2}$	$3,88 \frac{N}{mm^2}$

**Restliche zulässige Spannung  $\sigma_{Rest}$  nach Abzug der Wärmespannung  $\sigma_{Therm}$**

Neben den Druckspannungen wirken im Glaszylinder Thermospannungen, welche aufgrund des Aufheizvorgangs entstehen. Aus der vorangegangenen Bachelorarbeit ist eine Wärmespannung von  $0,26 \frac{N}{mm^2}$  bekannt [7, p. 20]. Diese muss von der zulässigen Spannung des Borosilikatglaszylinders, welche nach Angaben der Firma Schott Duran  $\sigma_{zul} = 7 \frac{N}{mm^2}$  [3, p. 12] beträgt, abgezogen werden [7, p. 20]. Da sowohl die zulässige Spannung als auch die Thermospannung für den inneren und äußeren Zylinder identisch sind, berechnet sich die restliche zulässige Spannung  $\sigma_{Rest}$  für beide Zylinder nach Formel 17.

$$\sigma_{Rest} = \sigma_{Rest,i} = \sigma_{Rest,a} = \sigma_{zul} - \sigma_{Therm} = 7 \frac{N}{mm^2} - 0,26 \frac{N}{mm^2} = 6,74 \frac{N}{mm^2} \quad (17)$$

Um zu gewährleisten, dass das Borosilikatglas den gegebenen Anforderungen im Betrieb des Boilers standhält, muss die berechnete Vergleichsspannung der restlichen zulässigen Spannung gegenübergestellt werden (vgl. Formel 18). Hierbei gilt, dass  $\sigma_{Rest}$  nicht überschritten werden darf, da es sonst zu einer Beschädigung des Glaszylinders kommt.

$$\sigma_V \leq \sigma_{Rest} \quad (18)$$

Vergleicht man die in Tabelle 8 dargestellten zulässigen Spannungen  $\sigma_{Rest}$  mit den berechneten Vergleichsspannungen  $\sigma_V$ , ist ersichtlich, dass die Vergleichsspannungen für den inneren und äußeren Zylinder die zulässige Spannung nicht überschreiten. Beide Borosilikatglaszylinder sind somit korrekt ausgelegt und für den Einsatz im Boiler geeignet.

**Tabelle 8:** Gegenüberstellung der zulässigen Spannungen  $\sigma_{Rest}$  und der berechneten Vergleichsspannungen  $\sigma_V$

	Thermospannung $\sigma_{Therm}$	Restliche zul. Spannung $\sigma_{Rest}$	Vergleichsspannung $\sigma_V$	Vergleich $\sigma_V \leq \sigma_{Rest}$
<b>Innerer Zylinder</b> ( $D_i = 105 \text{ mm}$ )	$0,26 \frac{N}{mm^2}$	$6,74 \frac{N}{mm^2}$	$2,76 \frac{N}{mm^2}$	$2,76 \leq 6,74 \frac{N}{mm^2}$
<b>Äußerer Zylinder</b> ( $D_i = 150 \text{ mm}$ )	$0,26 \frac{N}{mm^2}$	$6,74 \frac{N}{mm^2}$	$3,88 \frac{N}{mm^2}$	$3,88 \leq 6,74 \frac{N}{mm^2}$

### 3.2. Kräfte im Borosilikatglasboiler

Die wirkende Druckkraft  $F_p$  im Borosilikatglasboiler berechnet sich nach Formel 20 aus der mit Druck beaufschlagten inneren Mantelfläche des inneren Glaszylinders und dem wirkenden Prüfdruck von  $p_{Prüf} = 2,5 \text{ bar} = 250\,000 \text{ Pa}$  [23, p. 8]. Die Mantelfläche  $A$  errechnet sich für einen Innendurchmesser von  $105 \text{ mm}$  nach Formel 19.

$$A = \frac{d_i^2 \cdot \pi}{4} = \frac{(105 \text{ mm})^2 \cdot \pi}{4} = 8659,01 \text{ mm}^2 = 0,00866 \text{ m}^2 \quad (19)$$

$$F_p = p_{Prüf} \cdot A = 250000 \text{ Pa} \cdot 0,00866 \text{ m}^2 = 2165,00 \text{ N} \quad (20)$$

Die Druckkraft im Inneren des Boilers muss durch die Federkraft der Tellerfeder kompensiert werden, damit der Boiler abgedichtet wird. Da jedoch der Deckel mit seinem Eigengewicht bereits eine minimale Kraft auf den Boiler ausübt, kann dessen Gewichtskraft von der benötigten Federkraft abgezogen werden. Die Gewichtskraft berechnet sich nach Formel 22 aus der Erdbeschleunigung und dem Gewicht des Deckels. Das Eigengewicht des Deckels wird für eine korrekte Berechnung messtechnisch erfasst, wofür der gefertigte Boilerdeckel der Firma Xometry gewogen und eine Masse von  $168 \text{ gr}$  festgestellt wird. Bei der Berechnung des Gesamtgewichtes des Deckels (vgl. Formel 21) wird die aufliegende Tellerfeder miteinbezogen, da diese mit  $157 \text{ gr}$  einen ebenfalls signifikanten Gewichtsanteil ausmacht.

$$m = 168 \text{ gr} + 157 \text{ gr} = 325 \text{ gr} = 0,325 \text{ kg} \quad (21)$$

$$\text{Erdbeschleunigung: } g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$G = m \cdot g = 0,325 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 3,19 \text{ N} \quad (22)$$

Die Gewichtskraft  $G$  wird von der wirkenden Druckkraft  $F_p$  abgezogen, um die resultierende Druckkraft  $F_D$  im Boiler zu erhalten (vgl. Gleichung 23).

$$F_D = F_p - G = 2165 \text{ N} - 3,19 \text{ N} = 2161,81 \text{ N} \quad (23)$$

Mit der berechneten resultierenden Druckkraft  $F_D$  können im Folgenden die Längenänderungen aufgrund von Krafteinwirkung ermittelt werden.

### 3.3. Berechnung der Längenausdehnungen

Da die Längenänderungen der einzelnen Komponenten die erforderliche Vorspannkraft der Tellerfeder beeinflussen, müssen diese im Folgenden berechnet und deren Einfluss auf die Vorspannkraft ermittelt werden. Eine Längenänderung kann entweder durch eine Erwärmung der Komponenten erfolgen oder durch eine Krafteinwirkung auf die einzelnen Bauteile. Je nach Betrachtungsfall kommt es zu einer maximalen und einer minimalen Gesamtlängenänderung, die die Vorspannkraft der Feder insgesamt verringern oder vergrößern kann.

Im ersten Betrachtungsfall wird davon ausgegangen, dass noch keine Erwärmung der Komponenten vorliegt, sondern lediglich die Längenänderung aufgrund der Krafteinwirkung auf den inneren

Borosilikatglaszylinder wirkt. In diesem Fall verkürzt sich der innere Glaszylinder aufgrund der Querkontraktion des Zylinders durch die im Inneren wirkende Druckkraft. Wie in Abbildung 23 ersichtlich vergrößert dies den Abstand zwischen dem Boilerdeckel und dem Verspanndeckel, wodurch es zu einer Verringerung der Vorspannkraft kommt und die Längenänderung sich somit negativ auf die Vorspannkraft auswirkt.

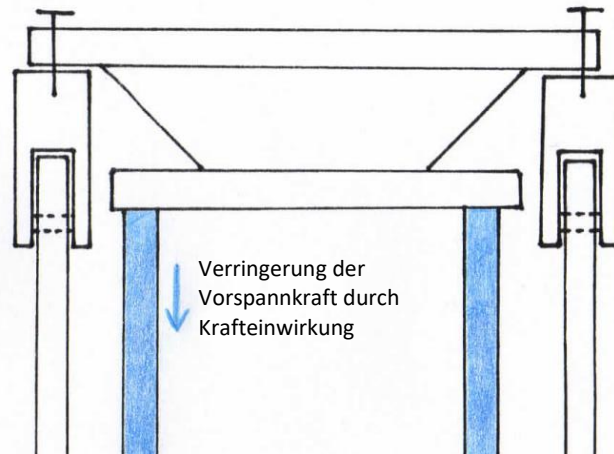


Abbildung 23: Einfluss der Krafteinwirkung auf die Vorspannkraft der Tellerfeder

Der zweite Betrachtungsfall setzt voraus, dass der Boiler nun vollständig aufgeheizt ist. In Abbildung 24 ist zu erkennen, wie sich die einzelnen Längenänderungen auf die Vorspannkraft der Tellerfeder auswirken. Ein positiver Einfluss auf die Vorspannkraft ist aufgrund von Erwärmung durch den inneren Glaszylinder und den Boilerdeckel zu erwarten. Die Längenänderungen des äußeren Zylinders und des Spannhakens aufgrund der Erwärmung sowie die Krafteinwirkung auf den inneren Zylinder wirken sich negativ auf die Vorspannkraft aus, da diese Längenänderungen die Federkraft verringern.

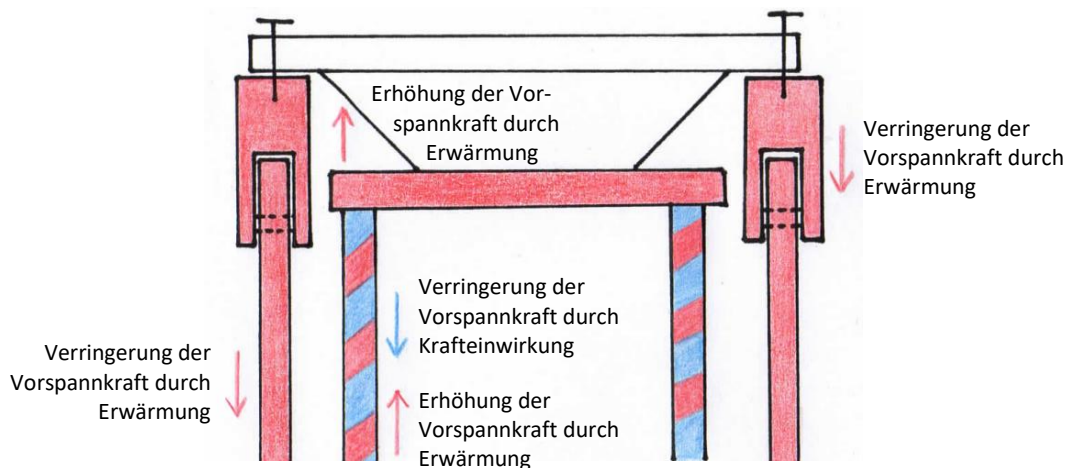


Abbildung 24: Einfluss der Krafteinwirkung und der Erwärmung auf die Vorspannkraft der Tellerfeder

Um herauszufinden, welcher Betrachtungsfall insgesamt eine größere Verringerung der Vorspannkraft hervorruft und somit für die Berechnung der erforderlichen Vorspannkraft relevant ist, wird im Folgenden ermittelt. Es müssen somit die einzelnen Längenänderungen berechnet und anschließend verglichen werden.

### Längenänderungen aufgrund von Erwärmung der Komponenten

Die Längenänderungen der einzelnen Komponenten sind bei einer Erwärmung von der Temperaturänderung  $\Delta T$  abhängig, welche sich für alle Komponenten nach Formel 24 berechnet. Berücksichtigt werden hierbei die maximal wirkende Temperatur  $t$  und die Raumtemperatur  $RT$ . Die Raumtemperatur hat einen konstanten Wert von  $RT = 20\text{ °C}$  und dient als Ausgangstemperatur bei allen Komponenten.

$$\Delta T = t - RT \quad (24)$$

Die Längenänderung aufgrund von Erwärmung berechnet sich für die jeweilige Komponente, allgemein nach Formel 25, aus der berechneten Temperaturdifferenz  $\Delta T$ , der Ausgangslänge  $L_0$  und dem thermischen Ausdehnungskoeffizienten  $\alpha$  [13].

$$\Delta L = L_0 \cdot \alpha \cdot \Delta T \quad (25)$$

Die Berechnung der Längenänderung aufgrund von Erwärmung wird beispielhaft für den inneren Borosilikatglaszylinder durchgeführt, während die Ergebnisse der übrigen Bauteile lediglich in Tabelle 10 aufgelistet werden.

Die Temperatur des inneren Glaszylinders wird der maximalen Wassertemperatur von  $t_{Glas, innen} = 130\text{ °C}$  [7, p. 16] gleichgesetzt, da die Glasoberfläche in direktem Kontakt mit dem erhitzten Boilerwasser steht. Es ergibt sich somit auf der Grundlage von Formel 24 folgendes Ergebnis für die Temperaturdifferenz  $\Delta T_{Glas, innen}$  (vgl. Formel 26).

$$\Delta T_{Glas, innen} = t_{Glas, innen} - RT = 130\text{ °C} - 20\text{ °C} = 110\text{ °C} \equiv 110\text{ K} \quad (26)$$

Um die charakteristische Ausdehnung des Materials zu berücksichtigen, wird aus den technischen Daten der Firma Schott Duran der thermische Längenausdehnungskoeffizient des Borosilikatglases  $\alpha_{Glas} = 3,3 \cdot 10^{-6} \frac{1}{K}$  herangezogen [3, p. 12]. Die Berechnung der Längenänderung erfolgt mit der aus den Konstruktionen bekannten Ausgangslänge des inneren Zylinders von  $L_{0, Glas, innen} = 274\text{ mm}$  (vgl. Tabelle 1). Auf Grundlage von Gleichung 25 berechnet sich die Längenänderung des inneren Glaszylinders aufgrund von Erwärmung aus den gegebenen Werten (vgl. Formel 27).

$$\Delta L_{Glas, innen} = L_{0, Glas, innen} \cdot \alpha_{Glas} \cdot \Delta T_{Glas, innen} = 274\text{ mm} \cdot 3,3 \cdot 10^{-6} \frac{1}{K} \cdot 110\text{ K} = 0,099\text{ mm} \quad (27)$$

Die Berechnung der übrigen Komponenten, wie Deckel, Spannhaken und äußerer Zylinder, werden analog zum inneren Glaszylinder durchgeführt.

Bei der Berechnung für den äußeren Borosilikatglaszylinder ist anzumerken, dass die Temperatur des Zylinders nicht trivial abgeleitet werden kann. Es werden daher die experimentell ermittelten Boilermessdaten aus einem Boilerversuch vom 22.07.2020 herangezogen, welche vom Bachelorbetreuer Herr Dipl.-Ing. Rohnen per E-Mail zur Verfügung gestellt wurden.

Bei diesem Versuch wurden am äußeren Borosilikatglaszylinder drei Temperatursensoren angebracht, welche sich im unteren, mittleren sowie oberen Bereich des Boilers befanden. Mithilfe dieser drei maximalen Temperaturen am Außenzylinder kann ein Mittelwert berechnet werden, welcher eine systematisch vereinfachte Temperatur, aufgrund einer gleichmäßigen Wärmeverteilung darstellt und somit für die Längenberechnung herangezogen werden kann. In Tabelle 9 sind die maximalen Temperaturen am äußeren Glaszylinder aufgelistet sowie der berechnete Mittelwert angegeben.



**Tabelle 9:** Maximale Temperaturen am äußeren Zylinder und Mittelwert für die Berechnung der Längenänderung

	Außenzylinder <b>oben</b>	Außenzylinder <b>mittig</b>	Außenzylinder <b>unten</b>
Maximale Temperaturen am äußeren Glaszylinder [in °C]	63,82	64,64	65,60
Mittelwert $t_{\text{außen}}$ [in °C] der maximalen Temperaturen	64,69		

Diese berechnete Temperatur  $t_{\text{außen}}$  kann ebenfalls für den oberen Spannhaken angewendet werden, da sich dieser auf dem äußeren Glaszylinder befindet und gleichermaßen durch die abgegebene Wärme beeinflusst wird. Des Weiteren ist darauf zu achten, dass der Spannhaken aus dem Kunststoff ABS besteht und somit ein thermischer Ausdehnungskoeffizient von  $95 \cdot 10^{-6} \frac{1}{K}$  vorliegt [14].

Bei den Berechnungen zum Boilerdeckel ist darauf zu achten, dass es sich bei dem Werkstoff um den Kunststoff PVDF handelt, welcher einen anderen thermischen Ausdehnungskoeffizienten besitzt als die übrigen Komponenten (vgl. Tabelle 10) [15]. Die Ausgangslänge des Deckels entspricht der Höhe des Boilerdeckels und beträgt somit 8 mm (aus CAD-Daten ausgelesen). Als maximal wirkende Temperatur wird wie beim inneren Glaszylinder die maximale Boilerinnentemperatur von 130 °C herangezogen, da der Boilerdeckel in direktem Kontakt mit dem Fluid im inneren des Boilers steht.

Die Ausgangswerte zur Berechnung der Längenänderung und deren Ergebnisse, sind für alle Komponenten in Tabelle 10 aufgelistet.

**Tabelle 10:** Ausgangswerte zur Berechnung der Längenänderungen der einzelnen Komponenten aufgrund der Wärmeausdehnung und berechnete Ergebnisse

	Maximale Temperatur $t$ [in °C]	Temperaturdifferenz $\Delta T$ [in K]	Thermischer Ausdehnungskoeffizient $\alpha$ [in $10^{-6} \frac{1}{K}$ ]	Ausgangslänge $L_0$ [in mm]	Gesamtlängenänderung der Komponente aufgrund Erwärmung $\Delta L$ in [mm]
<b>Innerer Zylinder</b>	130	110	3,3	274	0,099
<b>Äußerer Zylinder</b>	64,69	44,69	3,3	265	0,039
<b>Oberer Spannhaken</b>	64,69	44,69	95	54	0,229
<b>Deckel</b>	130	110	130	8	0,114

### Längenänderung des inneren Borosilikatglaszylinders aufgrund Krafteinwirkung

Die Krafteinwirkung, aufgrund der im Inneren des Boilers wirkenden Druckkraft  $F_D$ , führt zu einer minimalen Stauchung des inneren Glaszylinders und berechnet sich nach Formel 29 über die belastete Querschnittsfläche sowie dem E-Modul und der Ausgangslänge des Glaszylinders [16]. Der E-Modul des Borosilikatglases wird aus den Angaben des Herstellers entnommen [3, p. 12]. Bei der Querschnittsfläche handelt es sich um einen Kreisring, welcher sich nach Formel 28 aus dem inneren und äußeren Durchmesser des inneren Glaszylinders berechnet.

$$A_{Ring} = \frac{(d_a^2 - d_i^2) \cdot \pi}{4} = \frac{(115^2 - 105^2) \cdot \pi}{4} \text{ mm}^2 = 1727,88 \text{ mm}^2 \quad (28)$$

$$\Delta L_{Kraft} = \frac{F_D \cdot L_{0,Glas,innen}}{E_{Glas} \cdot A_{Ring}} = \frac{2161,81 \cdot 274}{64\,000 \cdot 1727,88} \text{ mm} = 0,005 \text{ mm} \quad (29)$$

Die gegebenen und berechneten Werte, welche sich aus den beiden Formeln 28 und 29 ergeben sind in Tabelle 11 zusammengefasst.

**Tabelle 11:** Gegebene und berechnete Werte für die Längenänderung aufgrund von Kräfteinwirkung

	Gegebene /Berechnete Werte	Einheit	Quelle
Innendurchmesser $d_i$	105	mm	Tabelle 1
Außendurchmesser $d_a$	115	mm	Tabelle 1
<b>Querschnittsfläche (Kreisring) <math>A_{Ring}</math></b>	<b>1727,88</b>	<b>mm<sup>2</sup></b>	<b>Formel 28</b>
Druckkraft $F_D$	2161,81	N	Formel 23
Ausgangslänge innerer Glaszylinder $L_{0,Glas,innen}$	274	mm	Tabelle 1
E-Modul von Borosilikatglas $E_{Glas}$	64 000	$\frac{N}{mm^2}$	[3, p. 12]
<b>Längenänderung aufgrund der Kräfteinwirkung <math>\Delta L_{Kraft}</math></b>	<b>0,005</b>	<b>mm</b>	<b>Formel 29</b>

### Berechnung der gesamten Längenänderung für den jeweiligen Betrachtungszustand

Mithilfe der errechneten Längenänderungen können nun die Gesamtlängenänderungen für die beiden Betrachtungsfälle, die zu Beginn des Kapitels angesprochen wurden, ermittelt werden. Hierzu werden die Längenänderungen je nach Betrachtungsfall aufsummiert und hinsichtlich ihres Einflusses auf die Vorspannkraft bewertet.

In Tabelle 12 werden die Einflüsse der einzelnen Längenänderungen auf die Vorspannkraft der Tellerfeder mit dem jeweiligen Vorzeichen dargestellt. Das Vorzeichen gibt an, ob der Wert zur Berechnung der Gesamtlängenänderung addiert oder subtrahiert werden muss.

**Tabelle 12:** Darstellung des Einflusses der einzelnen Längenänderungen auf die Vorspannkraft

Längenänderung	Wert	Einfluss auf die Vorspannkraft der Feder	Vorzeichen aufgrund des Einflusses	Auftreten im Betrachtungsfall
$\Delta L_{Glas,innen}$	<b>0,099 mm</b>	Erhöht	+	2
$\Delta L_{Glas,außen}$	<b>0,039 mm</b>	Verringert	-	2
$\Delta L_{Haken,oben}$	<b>0,229 mm</b>	Verringert	-	2
$\Delta L_{Deckel}$	<b>0,114 mm</b>	Erhöht	+	2
$\Delta L_{Kraft}$	<b>0,005 mm</b>	Verringert	-	1, 2

Für den ersten Betrachtungsfall sind keine Erwärmungen zu erwarten, sondern lediglich die Krafteinwirkungen durch den Innendruck. Es ergibt sich somit die in Formel 30 dargestellte Gesamtlängenänderung  $\Delta L_1$ .

$$\Delta L_1 = -\Delta L_{Kraft} = -0,005 \text{ mm} \quad (30)$$

Im zweiten Betrachtungsfall ist der Boiler vollständig erwärmt und alle in Tabelle 12 aufgelisteten Längenänderungen werden berücksichtigt. Die Gesamtlängenänderung  $\Delta L_2$  berechnet sich somit nach Gleichung 31.

$$\begin{aligned} \Delta L_2 &= \Delta L_{Glas,innen} + \Delta L_{Deckel} - \Delta L_{Glas,außen} - \Delta L_{Haken} - \Delta L_{Kraft} \\ &= 0,099 \text{ mm} + 0,114 \text{ mm} - 0,039 \text{ mm} - 0,229 \text{ mm} - 0,005 \text{ mm} = -0,060 \text{ mm} \end{aligned} \quad (31)$$

Wie aus den Gesamtberechnungen ersichtlich ist, ergibt sich für beide Betrachtungsfälle eine Verringerung der Vorspannkraft. Je größer der Wert der negativen Längenänderung ist, desto mehr wird die Vorspannkraft verringert. Aus diesem Grund wird für die nachfolgenden Berechnungen der Tellerfeder die Gesamtlängenänderung  $\Delta L_2$  herangezogen, da hier die größte Verringerung der Vorspannkraft zu erwarten ist.

### 3.4. Nachrechnung der Tellerfeder

Die Tellerfeder aus der Projektarbeit 2020/21 [23, p. 11 f.] muss aufgrund der Änderungen in der vorliegenden Bachelorarbeit nachgerechnet, die erforderliche Vorspannkraft aufgrund der geänderten Kräfte neu berechnet und das notwendige Anzugsmoment ermittelt werden.

#### Angaben zur Tellerfeder

Bei der Tellerfeder handelt es sich um eine Feder der Reihe B Gruppe 2 mit einem Außendurchmesser von 100 mm [23, p. 11]. Die technischen Daten und Werte, welche für die weiteren Berechnungen benötigt werden, sind in Tabelle 13 zusammengefasst.

*Tabelle 13: Technische Daten der gewählten Tellerfeder 100 (Reihe B, Gruppe 2) [17, p. 165 (TB 10-9b)]*

	Formelzeichen	Wert
<b>Außendurchmesser</b>	$D_e$	100 mm
<b>Innendurchmesser</b>	$D_i$	51 mm
<b>Theoretischer Federweg bis zur Planlage</b>	$h_0$	2,8 mm
<b>Dicke des Einzeltellers</b>	$t_{Feder}$	3,5 mm
<b>Kraft bei 75% des Federwegs</b>	$F_{0,75}$	13 070 N
<b>Federweg bei 75% des Weges</b>	$s_{0,75}$	2,1 mm
<b>Federrate</b>	$R$	$2498,18 \frac{N}{mm}$

### Berechnung der Kraftänderung, der erforderlichen Vorspannkraft und des Vorspannweges

Die Tellerfeder muss, wie bereits erwähnt, der berechneten resultierenden Druckkraft  $F_D = 2161,81 \text{ N}$  (vgl. Formel 23) im Inneren des Boilers entgegenwirken. Aufgrund des negativen

Einflusses der Längenänderung  $\Delta L_2$  wird die Vorspannkraft der Feder jedoch verringert. Aus diesem Grund muss der durch die Längenänderung verursachte Kraftverlust der Feder über die vorgegebene Federrate berechnet werden (vgl. Formel 32) [18, p. 108 (Nr. 1)].

$$F_2 = R \cdot \Delta L_2 = 2498,18 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot (-0,06 \text{ mm}) = -149,89 \text{ N} \quad (32)$$

Laut Berechnung ergibt sich somit eine Verringerung der Vorspannkraft um fast  $150 \text{ N}$ . Die erforderliche Vorspannkraft  $F_{vor, mind}$ , die die Tellerfeder mindestens aufbringen muss, ist daher um  $149,89 \text{ N}$  zu erhöhen, damit bei einer Federentspannung durch Erwärmung des Boilers dennoch ausreichend Kraft aufgebracht wird, um der Druckkraft  $F_D$  entgegenwirken zu können. Die Vorspannkraft berechnet sich somit nach Formel 33 aus der resultierenden Druckkraft  $F_D$  und dem Betrag des Kraftverlustes  $F_2$ .

$$F_{vor, mind} = F_D + |F_2| = 2161,81 \text{ N} + 149,89 \text{ N} = 2311,70 \text{ N} \quad (33)$$

Für die in Formel 33 berechnete Vorspannkraft ist ein Vorspannweg erforderlich, der sich nach Formel 34 aus dem Verhältnis der Vorspannkraft und der Federrate berechnet [18, p. 108 (Nr. 1)].

$$s_{vor, mind} = \frac{F_{vor, mind}}{R} = \frac{2311,70 \text{ N}}{2498,18 \frac{\text{N}}{\text{mm}}} = 0,93 \text{ mm} \quad (34)$$

Die berechnete Vorspannung stellt einen Mindestwert dar, welcher nicht unterschritten werden darf, damit ein vollständiges Abdichten des Boilers gewährleistet werden kann. Um jedoch sicherzustellen, dass der Borosilikatglasboiler unter allen Umständen ausreichend abgedichtet ist, wird der Vorspannweg auf einen größeren Wert von  $s_{vor} = 1 \text{ mm}$  festgelegt. Durch Umstellen der Formel 34 kann die erforderliche Vorspannkraft  $F_{vor}$  berechnet werden (vgl. Formel 35).

$$F_{vor} = s_{vor} \cdot R = 1 \text{ mm} \cdot 2498,18 \frac{\text{N}}{\text{mm}} = 2498,18 \text{ N} = 2500 \text{ N} \quad (35)$$

Aus Gründen der Vereinfachung wird für die Berechnung der maximal wirkenden Federkräfte die erforderliche Vorspannkraft mit  $2500 \text{ N}$  angesetzt.

### 3.5. Überprüfung der maximalen Kraft und dessen Federweg

Die ausgewählte Tellerfeder darf die maximale Federkraft, für die sie ausgelegt ist, nicht überschreiten. Aus diesem Grund muss in einer Nachrechnung das Einhalten der Grenzwerte überprüft werden.

Zu Beginn der Federberechnung wurde darauf hingewiesen, dass es zwei Betrachtungsfälle gibt. Bei den Berechnungen der Längenänderungen beider Betrachtungsfälle hat sich gezeigt, dass es immer zu

einer negativen Längenänderung und somit zu einer Verringerung der Vorspannkraft kommt. Aus diesem Grund ist die berechnete Vorspannkraft  $F_{vor}$  als maximale Kraft anzusehen und für die nachfolgenden Berechnungen zu verwenden (vgl. Formel 36).

$$F_{max} = F_{vor} = 2500 \text{ N} \tag{36}$$

Um eine Überbeanspruchung der Tellerfeder zu vermeiden, muss gewährleistet sein, dass die maximal auftretende Federkraft  $F_{max}$  die Federkraft  $F_{0,75}$  mit  $13\,070 \text{ N}$  (vgl. Tabelle 13) nicht überschreitet. Es gilt somit:

$$F_{max} < F_{0,75} \tag{37}$$

$$2500 \text{ N} \ll 13\,070 \text{ N}$$

Da es sich bei der maximalen Federkraft um die Vorspannkraft  $F_{vor}$  handelt (vgl. Formel 36), kann der maximale Federweg von dem Vorspannweg  $s_{vor}$  abgeleitet werden. Es gilt, dass der Vorspannweg dem maximalen Federweg entspricht (vgl. Formel 38). Wie bei der maximalen Federkraft gilt auch hier, dass  $s_{max}$  die 75 % des Federweges nicht überschreiten darf. Nach Tabelle 13 beträgt  $s_{0,75} = 2,1 \text{ mm}$ .

$$s_{max} = s_{vor} = 1,0 \text{ mm} \tag{38}$$

$$s_{max} < s_{0,75} \tag{39}$$

$$1 \text{ mm} < 2,1 \text{ mm}$$

In der Gegenüberstellung der Federkraft (vgl. Gleichung 37) und des Federweges (vgl. Gleichung 39) ist ersichtlich, dass die bereits ausgewählte Tellerfeder richtig ausgelegt wurde und somit für den vorliegenden Anwendungsfall gut geeignet ist und weiterhin verwendet werden kann.

### 3.6. Berechnung des Anzugmomentes der Schraube anhand des Vorspannweges

Die M6-Schrauben, die in die oberen Spannhaken eingeschraubt werden, benötigen ein bestimmtes Anzugsmoment, welches die erforderliche Vorspannkraft von  $2500 \text{ N}$  erzeugt, aber dennoch nicht wesentlich höher liegt, da es sonst zu einer Überbelastung der Tellerfeder kommt.

Das benötigte Anzugsmoment für ein metrisches ISO-Gewinde wird im Folgenden über den Vorspannweg der Tellerfeder berechnet.

Die technischen Daten der gewählten Zylinderkopfschraube M6x16 sind in Tabelle 14 zusammengestellt.

**Tabelle 14:** Technische Daten der metrischen Zylinderkopfschraube M6x16 [17, p. 133 (TB 8-1)]

	Formelzeichen	Wert	Einheit
Neandurchmesser	$d_{nenn}$	6	mm
Gewindesteigung	$P$	1	mm
Schaftlänge	$L$	16	mm

Für eine Vorspannkraft von  $2500 \text{ N}$  muss die Tellerfeder mit einem Vorspannweg von  $1 \text{ mm}$  vorgespannt werden. Beim Anziehen der M6-Schraube wird das Anzugsmoment über die Anzahl der

Umdrehungen ermittelt, die bei einer Gewindesteigung von  $1\text{ mm}$  benötigt werden. Die Anzahl der Umdrehungen berechnet sich somit nach Formel 40 aus dem Verhältnis von Vorspannweg  $s_{vor}$  und Gewindesteigung  $P$ .

$$U = \frac{s_{vor}}{P} = \frac{1\text{ mm}}{1\text{ mm}} = 1,0 \quad (40)$$

Gleichzeitig ist jedoch zu berücksichtigen, dass die Schrauben nicht über einen maximalen Vorspannweg der Tellerfeder von  $2,1\text{ mm}$  angezogen werden dürfen, da es sonst zu einer Überlastung der Tellerfeder kommt. Aus diesem Grund wird die Berechnung aus Formel 40 nochmals mit dem Federweg  $s_{0,75}$  durchgeführt, um die maximal zulässige Anzahl an Umdrehungen zu erhalten (vgl. Formel 41).

$$U_{max} = \frac{s_{0,75}}{P} = \frac{2,1\text{ mm}}{1\text{ mm}} = 2,1 \quad (41)$$

### 3.7. Berechnung der Klebeverbindung

Die G  $\frac{1}{4}$  Muffen für die beiden Sensoren werden mit dem Zweikomponentenklebstoff EA 9466 der Firma Henkel in den PVDF-Boilerboden eingeklebt. Um sicherzustellen, dass während dem Betrieb des Prototyps die Klebeverbindung nicht versagt, muss die Bindefestigkeit überprüft werden. Die Bindefestigkeit des Zweikomponentenklebstoffes muss bei einer Temperatur von  $130\text{ }^\circ\text{C}$  berechnet werden, da hier die höchste thermische Belastung vorliegt. [7, p. 16]

Die statische Bindefestigkeit des Klebstoffes berechnet sich nach Formel 42 aus dem Verhältnis der Kraft bei einer Betriebstemperatur von  $130\text{ }^\circ\text{C}$  und der Klebefugenfläche  $A_K$  [18, p. 24 (Nr. 1)].

$$\tau_{KB} = \frac{F_{130^\circ\text{C}}}{A_K} \quad (42)$$

Bei der Klebefugenfläche handelt es sich, wie in Abbildung 25 gezeigt, um die Mantelfläche der G  $\frac{1}{4}$  Edelstahl-Muffe und errechnet sich als Produkt von Außendurchmesser der Muffe und der Überlappungslänge der Klebefläche [18, p. 26 (Nr. 10)]. Da die Muffe vollständig im Boilerboden eingeklebt wird, entspricht die Überlappungslänge  $l_{\ddot{u}}$  der Höhe der Muffe.

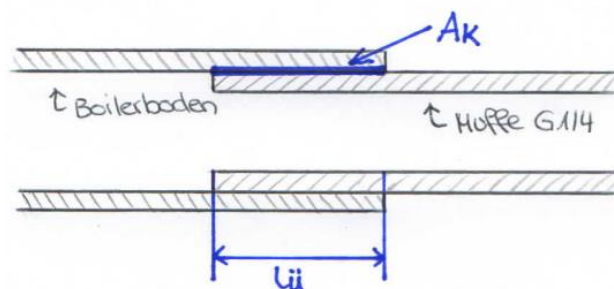


Abbildung 25: Klebefugenfläche und Überlappungslänge der G  $\frac{1}{4}$  Muffe im PVDF-Boden [18, p. 26 (Nr. 10)]

In Formel 43 wird somit für die Muffe ein Durchmesser von  $18,5 \text{ mm}$  und eine Überlappungslänge von  $10 \text{ mm}$  zur Berechnung der Klebefugenfläche eingesetzt (herausgemessen aus CAD-Daten).

$$A_K = \pi \cdot d \cdot l_{\ddot{u}} = \pi \cdot 18,5 \text{ mm} \cdot 10 \text{ mm} = 581,19 \text{ mm}^2 \quad (43)$$

Die im Inneren wirkende Druckkraft  $F_p$  übt eine Scherbeanspruchung auf die Klebefläche aus. Folglich wird zur Berechnung der Festigkeit die Druckkraft  $F_p = 2165 \text{ N}$  herangezogen, da diese bei der Höchsttemperatur von  $130 \text{ }^\circ\text{C}$  und somit einem Prüfdruck von  $2,5 \text{ bar}$  ermittelt wurde (vgl. Formel 20).

Auf Grundlage von Formel 42 kann nun mit der Druckkraft bei  $130 \text{ }^\circ\text{C}$  und der belasteten Klebefugenfläche die statische Bindefestigkeit der Klebeverbindung nach Gleichung 44 berechnet werden.

$$\tau_{KB,14} = \frac{F_p}{A_K} = \frac{2165 \text{ N}}{581,19 \text{ mm}^2} = 3,73 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (44)$$

Die berechnete Bindefestigkeit  $\tau_{KB,14}$  kann mit der Zugfestigkeit aus dem technischen Datenblatt der Firma Henkel verglichen werden, um die Festigkeit der Klebeverbindung beurteilen zu können. Im ausgehärteten Zustand bei einer Temperatur von  $22 \text{ }^\circ\text{C}$  und einer Schichtstärke von  $1,2 \text{ mm}$  beträgt, nach Angaben des Herstellers, die Zugfestigkeit des Klebstoffes EA 9466  $32 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$  und liegt damit wesentlich höher als die berechnete Bindefestigkeit. [19]

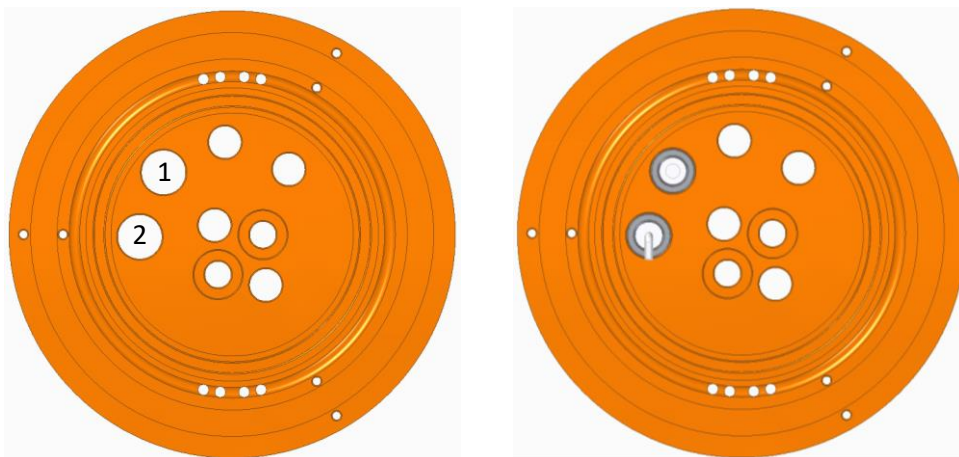
Somit ist davon auszugehen, dass die Klebeverbindung im Betrieb des Boilers ausreichend ist. Dennoch ist bei der Inbetriebnahme des Borosilikatglasboilers die Klebeverbindung zu prüfen und das Verhalten der Verbindung langfristig zu beobachten. Des Weiteren liegen keine Daten über die Kombination der Werkstoffe Edelstahl und PVDF bei einer Klebeverbindung mit EA 9466 vor, weshalb ein Zugversuch für diese Klebeverbindung durchzuführen ist.

## 4. Montage des Borosilikatglasboilers

Nach Eingang der bestellten Komponenten wurde der Borosilikatglasboiler als Prototyp aufgebaut. Um aufgetretene Fehler für zukünftige Montagearbeiten zu beheben, musste vor allem auf Fehler in den CAD-Konstruktionen geachtet werden. Im Weiteren erfolgt eine ausführliche Dokumentation des Montageprozesses, um zu einem späteren Zeitpunkt eine Montageanleitung für den Borosilikatglasboiler ableiten zu können.

### 4.1. Montage der inneren Boilerelemente

Die Montage des Boilers beginnt mit dem Einkleben der G  $\frac{1}{4}$  Muffen in den PVDF-Boden für die beiden Sensoren. Die Muffen werden in die Bohrungen 1 und 2 (s. Abbildung 26) mit dem Zweikomponentenkleber EA 9466 bündig eingeklebt. Nach dem Aushärten des Klebers können die beiden Sensoren von unten in die Muffen eingeschraubt werden. Hierbei wird der Temperatursensor in die Muffe der Bohrung 1 eingeschraubt und der Füllstandsensor in Bohrung 2.



*Abbildung 26: Draufsicht des Boilerbodens zur Montage der beiden Sensoren in den Bohrungen 1 und 2*

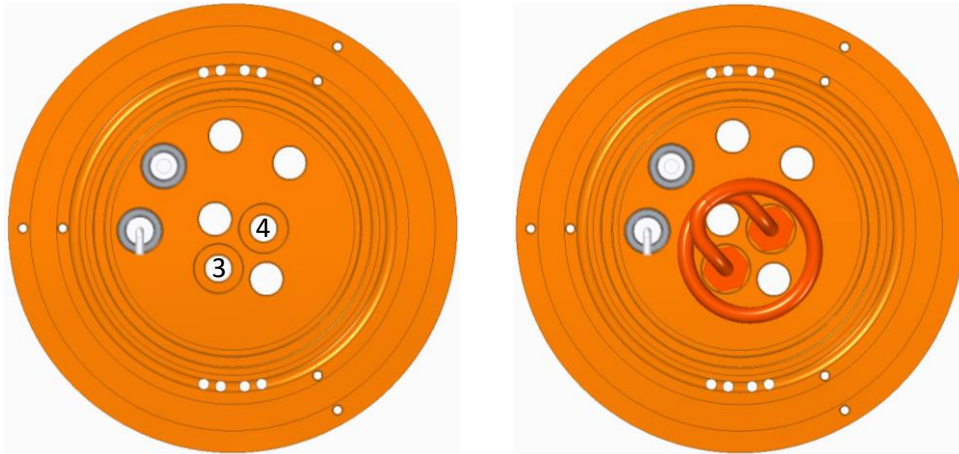
Anschließend folgt die Befestigung der Heizwendel. Die Gewinde zur Befestigung sind bereits fest auf der Heizwendel fixiert. Zur Montage der Heizwendel müssen die beiden Kreuzschrauben auf der Heizwendel herausgeschraubt und die Plättchen entfernt werden (vgl. Abbildung 27).



*Abbildung 27: Aufbau der Heizwendel und Entfernung der Plättchen*



Die so präparierte Heizwendel muss, wie in Abbildung 28 gezeigt, in die Bohrungen 3 und 4 eingesteckt werden. Die Dichtungsringe zur Abdichtung der Heizwendel sind bereits an den Auflageflächen angebracht. Mit einem Schraubenschlüssel (SW 17) können die beiden Flachmuttern M10x1 fest von der Unterseite des Bodens auf dem unteren Ende der Heizwendel angezogen und somit die Dichtwirkung gewährleistet werden. Zuletzt müssen die Plättchen mit den Kreuzschrauben wieder an der Heizwendel montiert werden.



**Abbildung 28:** Draufsicht des Boilerbodens zur Montage der Heizwendel in den Bohrungen 3 und 4

Bei der Wasserwendel müssen als erstes die geraden Schneidringverschraubungen (GEV 08 LR 1/4 WD) auf den beiden Enden aufgesteckt und mit den passenden Schraubenschlüsseln (SW 17, SW 19) festgezogen werden (vgl. Abbildung 29).



**Abbildung 29:** Wasserwendel mit montierten Schneidringverschraubungen

Nach Befestigung der Schneidringverschraubungen wird die Wasserwendel, wie in Abbildung 30 gezeigt, von oben durch die Bohrungen 5 und 6 in den Boilerboden gesteckt. Die G  $\frac{1}{4}$  Muffen werden von der Unterseite des Bodens auf die Schneidringverschraubungen der Wasserwendel aufgeschraubt und mit einer Zange bis zum Anschlag angezogen.

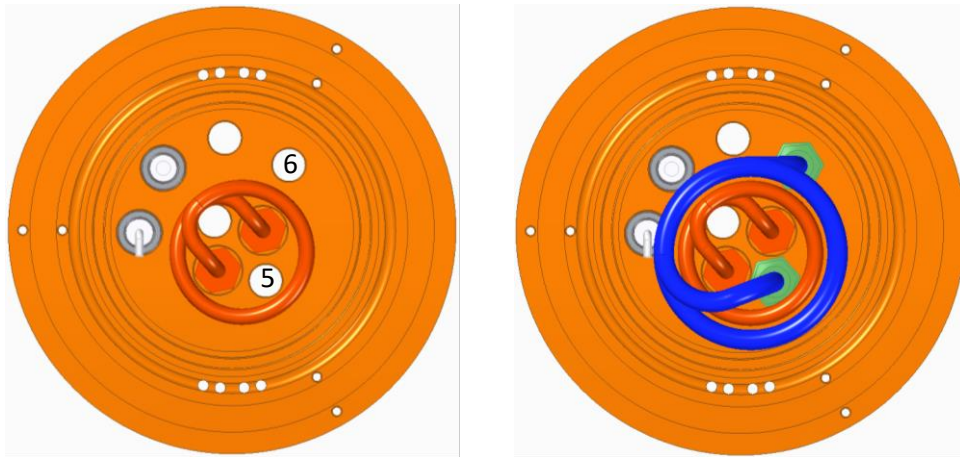


Abbildung 30: Draufsicht des Boilerbodens zur Montage der Wasserwendel in den Bohrungen 5 und 6

Für das Steig- und Druckrohr werden zwei Edelstahlrohre mit einem Durchmesser von 8 mm und einer Wandstärke von 1 mm benötigt. Diese Rohre werden auf eine Länge von 250 mm zugeschnitten und in den geraden Schneidringverschraubungen (GEV 08 LR 1/4 WD) mit den passenden Schraubenschlüsseln (SW 17, SW 19) fixiert (s. Abbildung 31).



Abbildung 31: Steig- und Druckrohr mit montierten Schneidringverschraubungen

Die G ¼ Muffen werden von unten bis zum Anschlag in die Bohrungen 7 und 8 eingesteckt. Von oben wird das Druckrohr in Bohrung 7 eingeschraubt und das Steigrohr in Bohrung 8 (vgl. Abbildung 32). Die Schneidringverschraubungen und Muffen werden nun mit einer Zange und einem Schraubenschlüssel (SW 19) fest angezogen.

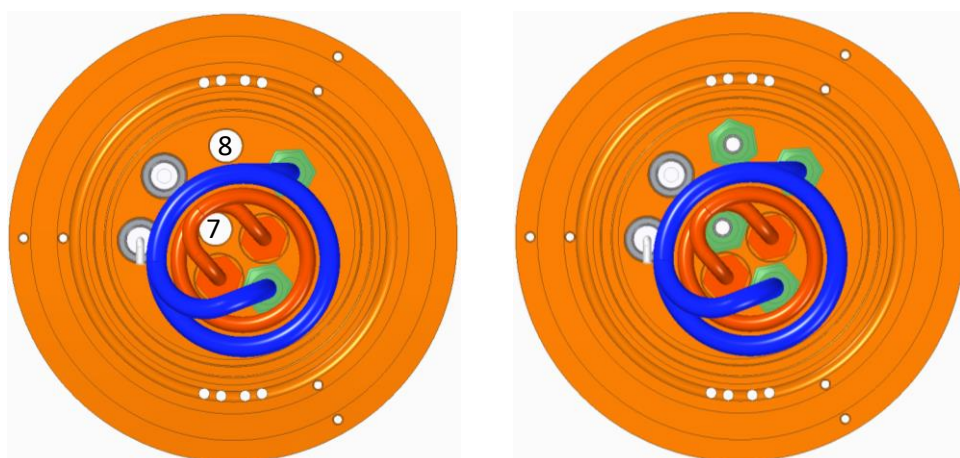


Abbildung 32: Draufsicht des Boilerbodens zur Montage des Druck- und Steigrohres in den Bohrungen 7 und 8

Bei allen G  $\frac{1}{4}$  Muffen muss geprüft werden, ob die Verklemmung von Muffe und Schneidringverschraubung ausreichend ist, um die Elemente auf dem Boden fest zu fixieren und eine ausreichende Dichtwirkung zu erzielen. Andernfalls muss wie bei den Sensoren eine Klebeverbindung mit dem Zweikomponentenklebstoff EA 9466 in Betracht gezogen werden.

In die G  $\frac{1}{4}$  Muffen werden von unten die Einschraubelemente (951P3-6FF-1/4) bis zum Anschlag eingeschraubt, um die montierten Komponenten an ein Leitungssystem anschließen zu können (vgl. Abbildung 31). Diese werden vorläufig nur leicht angezogen, um eine Beschädigung der Kunststoffgewinde zu vermeiden.



Abbildung 33: Einschraubelement für ein Leitungssystem unterhalb des Borosilikatglasboilers



#### 4.2. Montage der Spannhaken an dem äußeren Borosilikatglaszylinder

Zuerst müssen die Gewindeeinsätze in die oberen und unteren Spannhaken, in die dafür vorgesehenen Bohrungen, eingepasst werden. Da zur Montage kein geeignetes Werkzeug vorhanden war, wurde mithilfe einer passenden Schraube sowie einer dazugehörigen Mutter ein improvisiertes Werkzeug hergestellt.

Für die Montage der M3-Gewindeeinsätze wird als Anschlag eine Mutter auf die Schraube aufgeschraubt, bis der Gewindeeinsatz sich vollständig auf der Schraube befindet. (vgl. Abbildung 34)



Abbildung 34: Improvisiertes Werkzeug zur Montage der Gewindeeinsätze

Mithilfe dieser Montagekonstruktion und einem Inbus-Schlüssel können die Gewindeeinsätze montiert werden. Der Gewindeeinsatz ist korrekt montiert, sobald die Mutter vollständig auf der Oberkante der Bohrung aufliegt, und das Montagewerkzeug aus dem Gewindeeinsatz herausgeschraubt wurde. (vgl. Abbildung 35)



Abbildung 35: Montageprozess des M3-Gewindeeinsatzes

Dieses Montagevorgehen wird für alle M3- und M6-Gewindeeinsätze angewendet. Insgesamt müssen in den unteren Spannhaken jeweils drei M3-Gewindeeinsätze und in den oberen Spannhaken jeweils ein M6- und ein M3-Gewindeeinsatz montiert werden. (vgl. Abbildung 36)

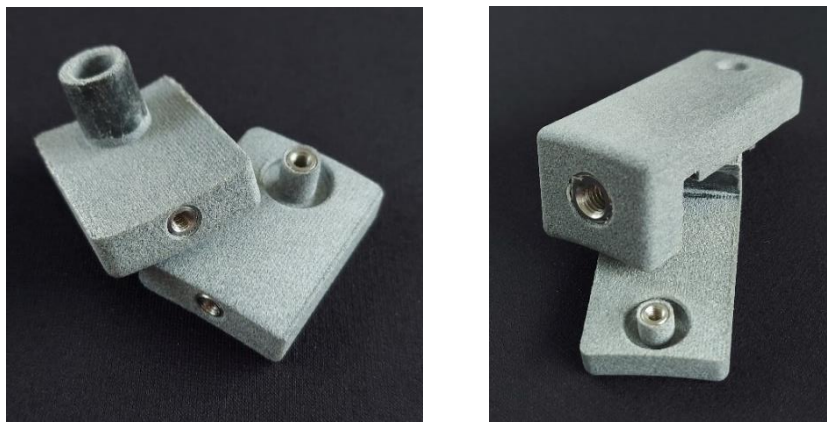


Abbildung 36: Unterer Spannhaken (links) und oberer Spannhaken (rechts) mit montierten Gewindeeinsätzen

Der verbaute M6-Gewindeeinsatz hat in der vorliegenden Bachelorarbeit einen Außendurchmesser von 10 mm und eine Länge von 14 mm. Da diese Länge jedoch nicht in den oberen Spannhaken bündig eingeschraubt werden konnte, wurde der Gewindeeinsatz im aktuellen Prototyp auf eine Länge von ca. 10 mm abgesägt. Die CAD-Konstruktion des oberen Spannhakens wurde im Anschluss auf einen kleineren M6-Gewindeeinsatz mit einem Außendurchmesser von 8 mm und einer Länge von 8 mm angepasst. In Abbildung 37 sind der aktuell verbaute Gewindeeinsatz vor dem Absägen und der künftige Gewindeeinsatz gegenübergestellt.



Abbildung 37: Aktuell verbauter Gewindeeinsatz M6 (links) und künftiger Gewindeeinsatz M6 (rechts)

Nach der Montage der Gewindeeinsätze werden die oberen Befestigungselemente von außen durch die Bohrungen im äußeren Borosilikatglaszylinder gesteckt und die zugehörigen Gegenstücke von der

Innenseite des Glaszylinders in die Befestigungselemente eingeführt. Um zu verhindern, dass sich die Spannhakenkomponenten wieder lösen, werden diese mit den M3-Schrauben leicht fixiert. (vgl. Abbildung 38)

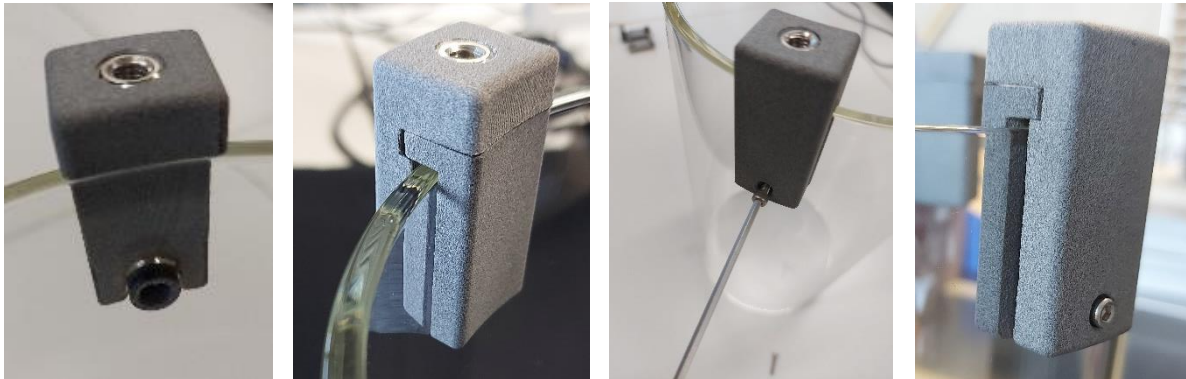


Abbildung 38: Montageprozess des oberen Spannhakens am äußeren Glaszylinder

Bei dem Anziehen der M3-Schrauben ist darauf zu achten, dass diese nur bis zu einem geringen, spürbaren Widerstand angezogen werden, da sonst der Spannhaken aufgrund der Krafteinwirkung zerstört wird (vgl. Abbildung 39).

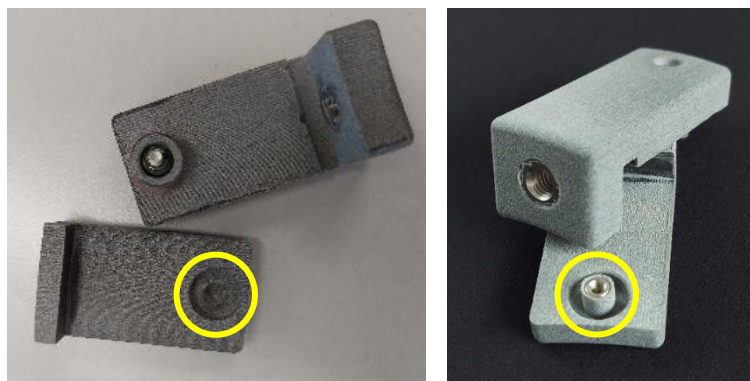


Abbildung 39: Zerstörter Spannhaken (links) aufgrund zu hohem Anzugsmoment der M3-Schraube im Vergleich zum Ausgangszustand (rechts)

Für die unteren Spannhaken werden die gleichen Montageschritte durchgeführt, sodass sich die in Abbildung 40 gezeigte Montagebaugruppe ergibt. Die unteren Gegenstücke sollen dabei auf der inneren Zylinderwand vollständig aufliegen.

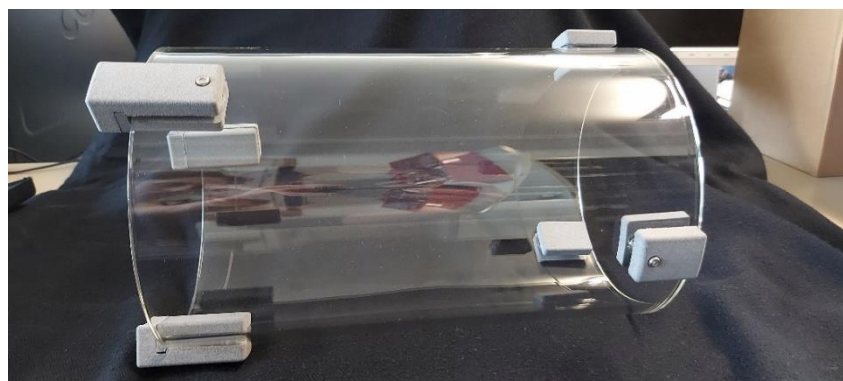


Abbildung 40: Finale Montagebaugruppe des äußeren Borosilikatglaszylinders mit den oberen und unteren Spannhaken

Die oberen und unteren Spannhaken wiesen in der CAD-Konstruktion keine Unstimmigkeiten bezüglich der Montage auf und wurden hinsichtlich dieser Maße als 3D-Druckteile exakt gefertigt. Dennoch konnten die Komponenten bei der Montage nicht durch den Borosilikatglaszylinder gesteckt oder ineinandergefügt werden, da die Bauteile Verklebungen an den in Abbildungen 41 markierten Stellen aufwiesen.

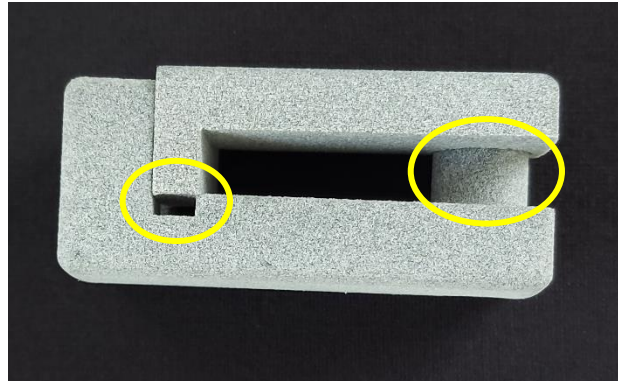


Abbildung 41: Oberer Spannhaken vor der Nachbearbeitung mit einer Feile

An den problematischen Stellen wurde daher in der vorliegenden Bachelorarbeit mithilfe einer Feile das überschüssige Material entfernt, bis die Bauteile in den Glaszylinder sowie in die ABS-Bauteile eingefügt werden konnten.

Die CAD-Daten wurden hinsichtlich der Spaltmaße und der Durchmesser der Steckverbindung angepasst, um die Verklebungen für künftige Prototypen zu beheben, sodass bei nachfolgenden Bestellungen keine Montageschwierigkeiten mehr auftreten.

#### 4.3. Montage der Zylinderstifte im Boilerdeckel

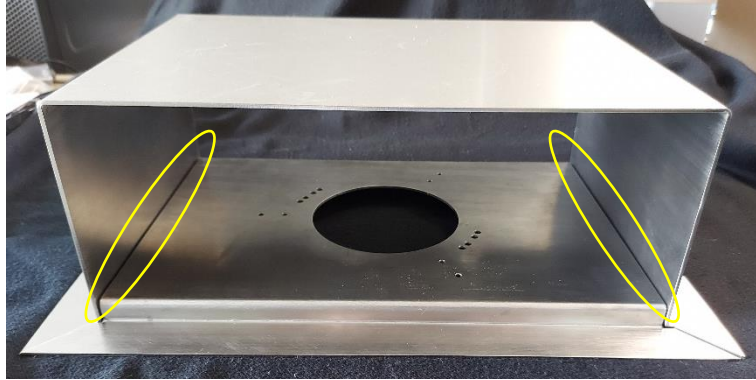
Zur Zentrierung der Tellerfeder müssen die Zylinderstifte  $2,5\text{mm} \times 10\text{mm}$  in die drei Bohrungen im Boilerdeckel eingebracht werden (vgl. Abbildung 42). Hierfür werden die Stifte in den Boilerdeckel eingedrückt und gegebenenfalls mit einem Hammer vorsichtig eingeklopft, damit die Stifte nur noch bis zu einer Höhe von etwa  $5,8\text{mm}$  bis  $6,8\text{mm}$  aus dem Boilerdeckel herausragen. Bei der Montage der Stifte aus Edelstahl ist darauf zu achten, dass der PVDF-Deckel durch unsauberes Einschlagen oder Durchschlagen der Stifte nicht beschädigt wird.



Abbildung 42: Boilerdeckel mit montierten Zylinderstiften  $2,5\text{mm} \times 10\text{mm}$

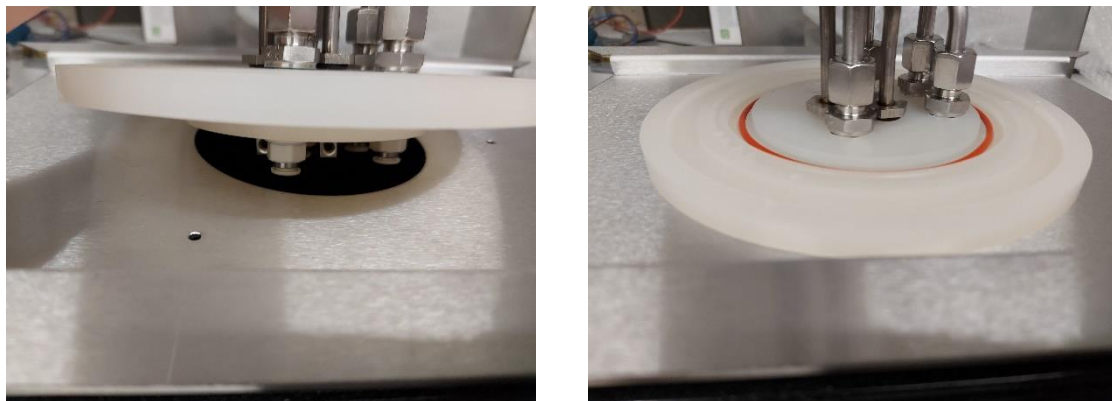
#### 4.4. Montage der Unterbodenkonstruktion

Für die Unterbodenkonstruktion der Espressomaschine „Style“ werden das Bodenblech und das Halteblech miteinander verschweißt. Hierbei ist darauf zu achten, dass die Schweißnaht auf der Unterseite, an der in Abbildung 43 markierten Stelle, gesetzt wird. Hierdurch kann gewährleistet werden, dass das optische Design des Borosilikatglasboilers nicht gestört wird und gleichzeitig eine gute Auflagefläche auf der Arbeitsplatte möglich ist.



*Abbildung 43: Position der Schweißnaht an der Baugruppe „Unterbodenkonstruktion“*

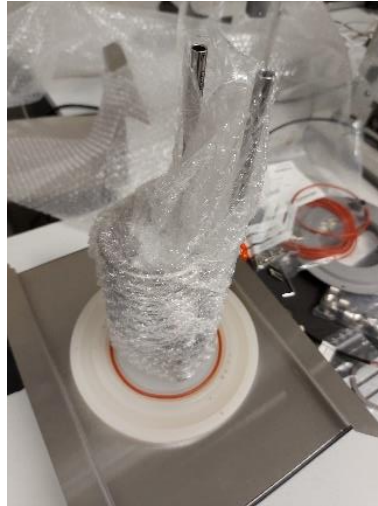
In die geschweißte Bodenkonstruktion kann der Boilerboden mit den bereits montierten inneren Boilerelementen, wie in Abbildung 44 gezeigt, eingelassen werden. Die Bohrungen für die Spannhaken und die Abflussbohrungen müssen dabei exakt übereinander liegen, um ein späteres Verschrauben mit den Spannhaken zu ermöglichen.



*Abbildung 44: Einsetzen des Boilerbodens mit den montierten inneren Boilerelementen in das Bodenblech*

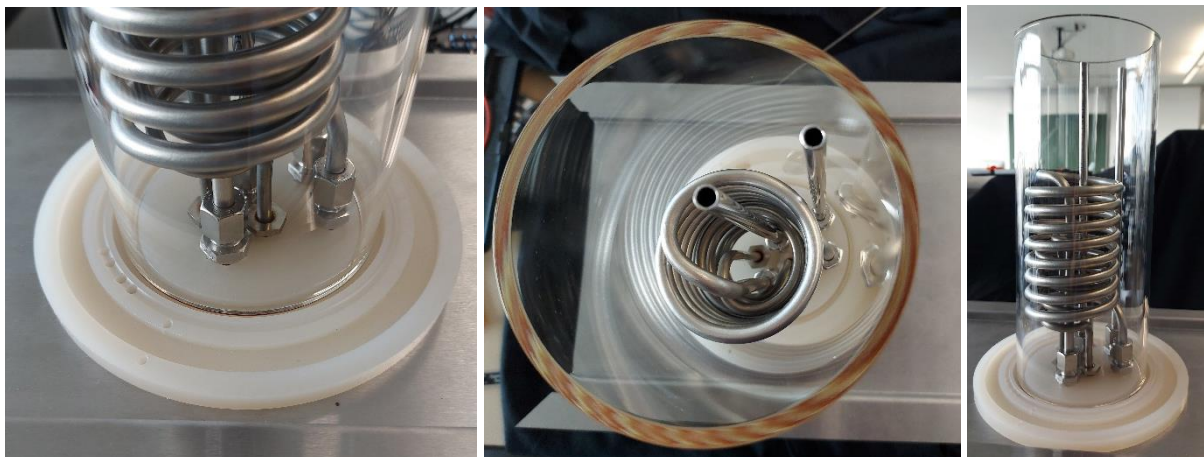
#### 4.5. Montage des inneren Borosilikatglaszylinders

Der O-Ring zur Abdichtung des inneren Glaszylinders wird so spät wie möglich in den Boilerboden eingefügt, um zu vermeiden, dass dieser bei der Montage der inneren Boilerelemente beschädigt wird. Der O-Ring wird vorsichtig über die montierten Wendel- und Rohrkomponenten geführt und in die im Boden vorgesehene Nut eingelegt (vgl. Abbildung 45).



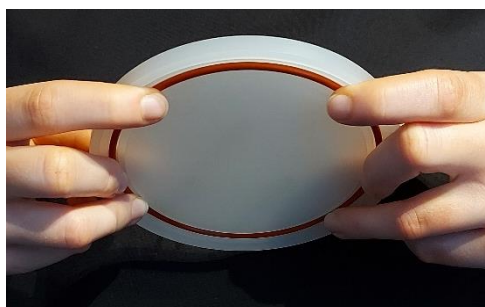
*Abbildung 45: Einlegen des unteren O-Ringes in den Boilerboden zur Abdichtung des inneren Glaszylinders*

Die inneren Boilerelemente werden mit Luftpolsterfolie oder einem gleichwertigen Montageschutz eingewickelt, damit der innere Glaszylinder bei der Montage nicht durch die inneren Boilerelemente beschädigt wird. Die Schutzvorrichtung kann nach finaler Ausrichtung des inneren Glaszylinders vorsichtig entfernt werden. Sollte nicht im direkten Anschluss die Montage des Boilerdeckels erfolgen, ist die Schutzvorrichtung im Inneren des Zylinders zu belassen. (vgl. Abbildung 46)



*Abbildung 46: Montageergebnis nach Positionierung des inneren Borosilikatglaszylinders*

Um den Deckel auf dem inneren Glaszylinder montieren zu können, muss die Dichtung mit den Fingern so festgehalten werden, dass sie nicht aus der Nut herausfällt (vgl. Abbildung 47)



*Abbildung 47: Positionierung des oberen O-Ringes im Boilerdeckel*



Nach dem Aufsetzen des Deckels auf dem inneren Glaszylinder muss die Lage der O-Ringdichtung auf dem Glaszylinder überprüft werden. Sollte die Dichtung an einer Stelle zwischen der Zylinderkante und dem Deckel eingeklemmt sein, muss der Deckel vom Zylinder entfernt und der Montageschritt wiederholt werden. Die obere O-Ringdichtung und der Boilerdeckel sind korrekt platziert, wenn das Montageergebnis wie in Abbildung 48 aussieht.

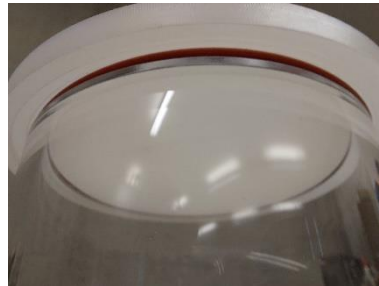


Abbildung 48: Korrekte Lage des oberen O-Ringes zwischen innerem Glaszylinder und Boilerdeckel

#### 4.6. Montage des äußeren Borosilikatglaszylinders am Boilerboden

Der äußere Glaszylinder wird vorsichtig über den inneren Glaszylinder gehoben. Da ab diesem Zeitpunkt die Zugänglichkeit an die unteren Spannhaken nicht mehr uneingeschränkt gewährleistet ist, ist darauf zu achten, dass diese exakt nach unten ausgerichtet sind und die Gegenstücke vollständig auf der Innenseite des Glaszylinders aufliegen. Nur so ist eine einfache Montage der M3-Schrauben von unten gewährleistet.

Wie in Abbildung 49 dargestellt, wird die M3-Schraube Nr. 1 sowohl durch das Bodenblech als auch den Boilerboden gesteckt und in das untere Gegenstück eingeschraubt. Nach der Montage von Schraube Nr. 2 im unteren Befestigungselement ist der Zugang zu Schraube Nr. 1 aufgrund des Auffangbehälters nicht mehr möglich, weshalb es erforderlich ist, den Montageprozess mit Schraube Nr. 1 zu beginnen.

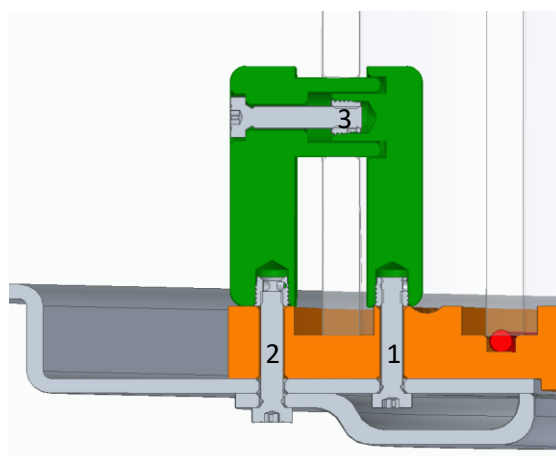
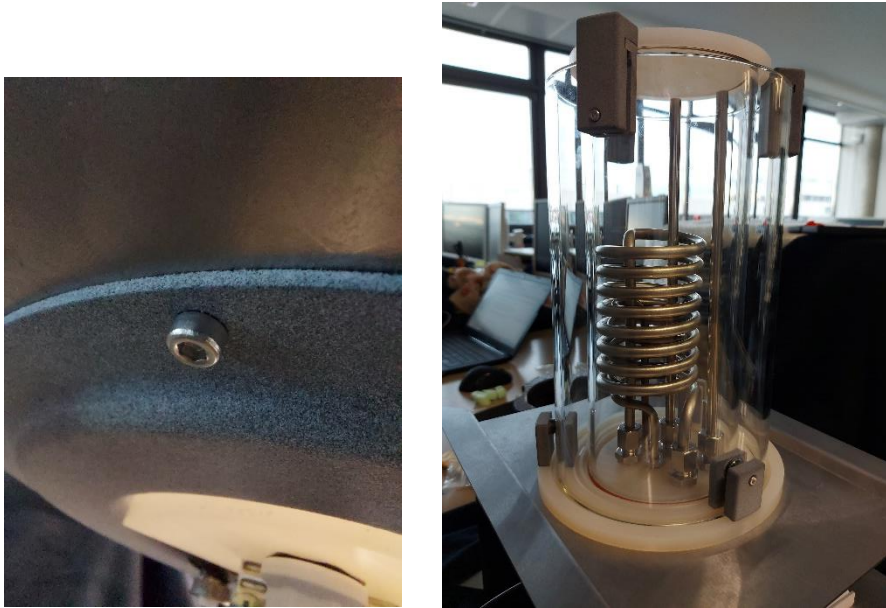


Abbildung 49: Schnittansicht zur Montage der unteren Spannhaken

Die Schraube Nr. 1 wird bis zu einem leicht spürbaren Widerstand angezogen. Um den äußeren Glaszylinder mittig auf dem Boilerboden ausrichten und entstandene Verklebungen lösen zu können, müssen die zuvor fixierten Schrauben Nr. 3 wieder so weit gelockert werden, bis die unteren Befestigungselemente und der äußere Glaszylinder bewegt werden können. Nach der finalen Positionierung des äußeren Glaszylinders wird der Auffangbehälter von unten an das Bodenblech gehalten und die Schrauben Nr. 2 bis zu einem spürbaren Widerstand in die Befestigungselemente eingeschraubt. Die zuvor gelockerten Schrauben Nr. 3 müssen wieder leicht fixiert werden, damit sich der in Abbildung 50 gezeigte Aufbau des Borosilikatglasboilers ergibt.



*Abbildung 50: Montage des Auffangbehälters (links) und der Borosilikatglasboiler nach der Montage des äußeren Glaszylinders (rechts)*

#### 4.7. Zuschnitt und Anbringen des Dämmmaterials

Die Luftschicht zwischen den beiden Glaszylindern isoliert den doppelwandigen Borosilikatglasboiler, solange eine vollständige Abdichtung des Zwischenraumes gewährleistet ist. Aufgrund der offen gestalteten Konstruktion muss der Boiler im oberen Bereich mit dem Dämmmaterial **Armerflex** abgedichtet werden.

Das Dämmmaterial Armerflex wurde anfangs an die exakte Spaltform zwischen den beiden Glaszylindern angepasst. Die Form ist jedoch nicht einfach herzustellen und somit eine einwandfreie Abdichtung des Boilers nicht gewährleistet. Zudem weist das Material bei der Verarbeitung und dem Einsetzen in den Glasboiler ein „flusiges“ Verhalten auf, wodurch es zu starken Verunreinigungen kommt. Aus den oben genannten Gründen wird eine einfachere Abdichtung mittels gerader Streifen in Betracht gezogen.

Hierfür werden aus dem Armerflex drei Streifen mit einer Länge von  $140\text{ mm}$  sowie einer Breite von  $20\text{ mm}$  herausgeschnitten und im oberen Bereich des Boilers, wie in Abbildung 51 gezeigt, zwischen die Glaszylinder eingepasst. Die Lücken zwischen den oberen Spannhaken und dem Boilerdeckel

werden mit kleinen Elementen des Dämmmaterials aufgefüllt, um eine vollständige Dichtheit zu gewährleisten.

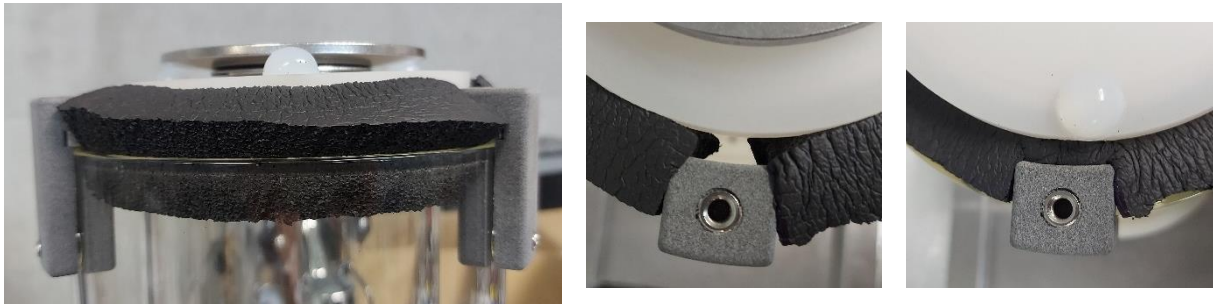


Abbildung 51: Montageprozess des Dämmmaterials Armerflex

Für zukünftige Prototypen sollte eine Alternative zu Armerflex in Betracht gezogen werden, welches eine bessere Verarbeitung zulässt sowie das Anbringen am Borosilikatglasboiler erleichtert.



#### 4.8. Montage der Spannkompenten und des Verspanndeckels

Die Spannkompenten werden auf dem Boilerdeckel aufgelegt. Hierbei ist darauf zu achten, dass zuerst eine ausreichende Anzahl an Passscheiben verwendet wird, um zum einen den Boilerdeckel vor Beschädigungen durch die verspannte Tellerfeder zu schützen und zum anderen eine Kollision der Zylinderstifte mit dem Vorspanndeckel zu vermeiden.

Damit der Boilerdeckel vor der Auflagekante der Tellerfeder geschützt ist, wird mindestens eine Passscheibe benötigt, da es sonst aufgrund der Federkraft im gespannten Zustand zu einem Eingraben der metallischen Tellerfeder in den PVDF-Deckel kommt.

Um eine Kollision zwischen dem Verspanndeckel und den Zylinderstiften zu vermeiden, muss die benötigte Höhe der Passscheibe berechnet werden, welche die Höhendifferenz zwischen den Zylinderstiften und der maximal gespannten Tellerfeder ausgleicht. Hierfür ist die Differenz von dem maximalen Überstand der Zylinderstifte mit  $6,8\text{ mm}$  und der Abmessung der Tellerfeder bei der maximal zulässigen Belastung mit  $4,2\text{ mm}$  entscheidend (vgl. Formel 45).

$$h_{\text{pass}} = h_{\text{max,Stift}} - h_{\text{max}} = 6,8\text{ mm} - 4,2\text{ mm} = 2,6\text{ mm} \quad (45)$$

Diese Höhe von  $2,6\text{ mm}$  muss durch die Passscheiben überbrückt werden, um eine Kollision zu vermeiden. Es werden in der vorliegenden Bachelorarbeit zwei Passscheiben mit  $50 \times 62 \times 1\text{ mm}$  und zwei Passscheiben mit  $50 \times 62 \times 0,5\text{ mm}$  verwendet, wodurch sich eine gewählte Höhe der Passscheiben mit  $H_{\text{pass}} = 3\text{ mm}$  ergibt. Auf diesem Passscheibenstapel wird die Tellerfeder platziert.

Um für zukünftige Prototypen die Anzahl an Bauteilen zu verringern (vgl. Anhang Nr. 5), muss die Länge der Zylinderstifte von  $10\text{ mm}$  auf  $8\text{ mm}$  reduziert werden, wodurch nur noch eine Passscheibe benötigt wird, um die Höhe der  $8\text{ mm}$  Stifte zu überbrücken (vgl. Tabelle 15).

**Tabelle 15:** Anpassung der Zylinderstiftlänge und Auswirkungen auf die Anzahl der Passscheiben

	Länge der Zylinderstifte	
	8 mm	10 mm
Maximale Höhe der Stifte über dem Boilerdeckel $h_{max,Stift}$	4,8 mm	6,8 mm
Höhe der Tellerfeder bei maximaler Belastung $h_{max}$	4,2 mm	4,2 mm
Benötigte Höhe der Passscheibe $h_{Pass}$	0,6 mm	2,6 mm
Gewählte Höhe der Passscheibe $H_{Pass}$	1 mm	3 mm
Anzahl 50x62x1 mm Passscheibe	1	2
Anzahl 50x62x0,5 mm Passscheibe	0	2

Zur Vorspannung der Tellerfeder wurde im Kapitel 3.6. die Anzahl der Umdrehungen berechnet, die zum Anziehen der M6-Schrauben benötigt werden. Da jedoch der Puffer zwischen der erforderlichen Anzahl an Umdrehungen und der maximal zulässigen Anzahl sehr gering ist, kann es in der serienmäßigen Montage oder bei Reparaturarbeiten leicht zu einer Überlastung der Tellerfeder kommen. Aus diesem Grund ist ein Anschlag erforderlich, welcher gewährleistet, dass die erforderliche Vorspannkraft erreicht, aber die maximale Federkraft nicht überschritten wird.

Zur Auslegung des Anschlages, muss die minimale und maximale Höhe der Verspannkomponenten berechnet werden. Hierfür wird die Höhe der Feder bei maximaler Belastung  $h_{max} = 4,2\text{ mm}$  und die Höhe der Tellerfeder bei erforderlicher Vorspannkraft  $h_{vor} = 5,3\text{ mm}$  herangezogen.

Mit Formel 46 berechnet sich die minimale Höhe des Anschlages, damit die maximale Federkraft nicht überschritten wird.

$$H_{min} = h_{max} + H_{Pass} = 4,2\text{ mm} + 3\text{ mm} = 7,2\text{ mm} \tag{46}$$

Mit Formel 47 berechnet sich die maximale Höhe des Anschlages, mit welcher die Vorspannkraft der Tellerfeder gerade noch erreicht wird.

$$H_{max} = h_{vor} + H_{Pass} = 5,3\text{ mm} + 3\text{ mm} = 8,3\text{ mm} \tag{47}$$

Für die vorliegende Bachelorarbeit muss somit ein Anschlag gewählt werden, welcher mit Berücksichtigung eines Puffers eine Höhe von 7,5 mm bis 8 mm aufweist. Bei einer Anpassung der Zylinderstifte für künftige Prototypen muss der erforderliche Anschlag auf die geringere Höhe der Passscheibe abgestimmt werden (vgl. Tabelle 16).

**Tabelle 16:** Höhe der Anschläge in Abhängigkeit von der Zylinderstiftlänge

	Länge der Zylinderstifte	
	8 mm	10 mm
Höhe der Tellerfeder bei erforderlichen Vorspannkraft $h_{vor}$	5,3 mm	5,3 mm
Höhe der Tellerfeder bei maximaler Belastung $h_{max}$	4,2 mm	4,2 mm
Gewählte Höhe der Passscheibe $H_{Pass}$	1 mm	3 mm
Minimale Höhe des Anschlages $H_{min}$	5,2 mm	7,2 mm
Maximale Höhe des Anschlages $H_{max}$	6,3 mm	8,3 mm
Wertebereich zur Auswahl der Höhe für den Anschlag	5,5 ... 6,0 mm	7,5 ... 8,0 mm

Aktuell wurde der Anschlag durch drei Anschlagpuffer aus Hartgummi mit jeweils einer Höhe von 8 mm realisiert und auf dem Boilerdeckel aufgeklebt (vgl. Abbildung 52).



*Abbildung 52: Positionierung der Anschlagpuffer auf dem Boilerdeckel*

Um eine gleichmäßige Vorspannung der Tellerfeder zu erhalten, wird der Verspanndeckel auf die Tellerfeder aufgelegt und die drei M6-Schrauben gleichmäßig in die oberen Spannhaken eingeschraubt. Die Spannhaken müssen gegebenenfalls so ausgerichtet werden, dass ein einfaches Einschrauben der M6-Schrauben möglich ist.

Beim Einstellen der Vorspannung hat sich herausgestellt, dass der Verspanndeckel zu einer Verbiegung neigt, wodurch die Vorspannung nicht erreicht werden kann (vgl. Abbildung 53). Gleichzeitig kommt es zu einem Materialabrieb am Verspanndeckel beim Einschrauben der M6-Schrauben. Vor Inbetriebnahme des Borosilikatglasboilers muss der Verspanndeckel versteift oder aus einem widerstandsfähigeren Material gefertigt werden.



*Abbildung 53: Durchbiegung des Verspanndeckels*

## 5. Zusammenfassung/ Ausblick

In der vorliegenden Bachelorarbeit wurden die einzelnen Komponenten des Borosilikatglasboilers an eine neue Heizwendel mit größerem Durchmesser angepasst. Für eine Befestigung des äußeren Glaszylinders auf dem Boilerboden wurden nach dem Vorbild der oberen Spannhaken, die unteren Spannhaken neu entwickelt. Im Anschluss erfolgte eine Nachrechnung zur Festigkeit des Borosilikatglases sowie der Tellerfeder und der Bindefestigkeit der Klebeverbindung.

Der Borosilikatglasboiler wurde, aufgrund einer fehlerhaften Fertigung des Boilerbodens, lediglich provisorisch zusammengebaut. Die Montageschritte wurden in dieser Arbeit jedoch so beschrieben, dass eine Neumontage des Boilers mit korrektem Boden einfach möglich ist und gleichzeitig eine Montageanleitung abgeleitet werden kann. Sobald der korrekte Boilerboden vorliegt, muss der Borosilikatglasboiler somit erneut aufgebaut werden.

Um den aktuellen und den künftigen Aufbau des Borosilikatglasboilers abbilden zu können, wurden im CAD zwei Boiler-Ausführungen erstellt und die jeweils zugehörige Mengenstückliste abgeleitet.

Das Dämmmaterial Armerflex stellte sich aufgrund seiner Beschaffenheit für die Isolierung des Boilers als ungeeignet heraus, weshalb eine Alternative gefunden werden sollte.

Die CAD-Daten für die Pumpe und die Magnetventile konnten in dieser Bachelorarbeit aufgrund einer laufenden Projektarbeit nicht aktualisiert werden. Aus diesem Grund ist es notwendig für eine nachfolgende Visualisierung der Verschlauchung den Hydraulikplan MMM Style (vgl. Anhang 6) heranzuziehen und sich für die Positionierung der Magnetventile an der Projektarbeit „20220211\_Projektbericht Inbetriebnahme labortechnische Espressomaschine“ von Daniele Fecondo, Sebastian Intra und Philipp Wieland zu orientieren.

Nachdem der Aufbau des Prototyps abgeschlossen ist, kann der Borosilikatglasboiler erstmalig in Betrieb genommen und die erforderlichen Funktionstests durchgeführt werden.

## Abbildungsverzeichnis

<b>Abbildung 1:</b>	Kollision von Wasserwendel und innerem Borosilikatglaszylinder aufgrund größerem Heizwendeldurchmesser .....	2
<b>Abbildung 2:</b>	Äußerer Borosilikatglaszylinder mit den Bohrungen für die oberen und unteren Spannhaken .....	3
<b>Abbildung 3:</b>	Mittlerer Durchmesser des inneren Borosilikatglaszylinders bei 110 mm.....	4
<b>Abbildung 4:</b>	Aktuelle Deckelkonstruktion mit O-Ring und innerem Glaszylinder .....	6
<b>Abbildung 5:</b>	Anordnung der inneren Boilerelemente auf dem Boilerboden .....	6
<b>Abbildung 6:</b>	Wasserwendel und Steig-/Druckrohr mit Schneidringverschraubung.....	7
<b>Abbildung 7:</b>	Schnittansicht des Boilerbodens mit Markierung der Absätze für die G ¼ Muffen (rot) und der Heizwendel (türkis) .....	7
<b>Abbildung 8:</b>	Boilerboden in der Draufsicht.....	8
<b>Abbildung 9:</b>	Worst-Case-Betrachtung 1 (Kleinstmöglicher Innendurchmesser).....	10
<b>Abbildung 10:</b>	Schnittansicht von Boilerdeckel und -boden mit gewählten Innendurchmessern für die Zylinderausschnitte .....	11
<b>Abbildung 11:</b>	Worst-Case-Betrachtung 2 (Größtmöglicher Außendurchmesser) .....	12
<b>Abbildung 12:</b>	Schnittansicht von Boilerdeckel und -boden mit gewählten Außendurchmessern für die Zylinderausschnitte .....	13
<b>Abbildung 13:</b>	Oberes Befestigungselemente (Geänderter Radius gelb markiert) .....	14
<b>Abbildung 14:</b>	Oberes Gegenstück (Geänderter Radius gelb markiert) .....	14
<b>Abbildung 15:</b>	Gesamter Zusammenbau des oberen Spannhakens mit Schnittansicht.....	14
<b>Abbildung 16:</b>	Neukonstruktion der unteren Spannhakenkomponenten (rechts) ausgehend von den oberen Spannhakenkomponenten (links) .....	15
<b>Abbildung 17:</b>	Gesamter Zusammenbau des unteren Spannhakens mit Schnittansicht.....	15
<b>Abbildung 18:</b>	Schnittansicht des Borosilikatglasboilers zur Ansicht der Spannkompnenten und des Verspanndeckels .....	16
<b>Abbildung 19:</b>	Schnittansicht des Auffangbehälters.....	16
<b>Abbildung 20:</b>	Draufsicht auf das Bodenblech mit den neugestalteten Bohrungen .....	17
<b>Abbildung 21:</b>	Zusammenbau der Bodenkonstruktion.....	17
<b>Abbildung 22:</b>	Schnittansicht eines Zylinders mit Umfangs-, Radial- und Längsspannung nach [11]	19
<b>Abbildung 23:</b>	Einfluss der Krafteinwirkung auf die Vorspannkraft der Tellerfeder.....	23
<b>Abbildung 24:</b>	Einfluss der Krafteinwirkung und der Erwärmung auf die Vorspannkraft der Tellerfeder .....	23
<b>Abbildung 25:</b>	Klebefugenfläche und Überlappungslänge der G ¼ Muffe im PVDF-Boden [18, p. 26 (Nr. 10)].....	30
<b>Abbildung 26:</b>	Draufsicht des Boilerbodens zur Montage der beiden Sensoren in den Bohrungen 1 und 2 .....	32

<b>Abbildung 27:</b> Aufbau der Heizwendel und Entfernung der Plättchen .....	32
<b>Abbildung 28:</b> Draufsicht des Boilerbodens zur Montage der Heizwendel in den Bohrungen 3 und 4 .....	33
<b>Abbildung 29:</b> Wasserwendel mit montierten Schneidringverschraubungen.....	33
<b>Abbildung 30:</b> Draufsicht des Boilerbodens zur Montage der Wasserwendel in den Bohrungen 5 und 6 .....	34
<b>Abbildung 31:</b> Steig- und Druckrohr mit montierten Schneidringverschraubungen .....	34
<b>Abbildung 32:</b> Draufsicht des Boilerbodens zur Montage des Druck- und Steigrohres in den Bohrungen 7 und 8 .....	34
<b>Abbildung 33:</b> Einschraubelement für ein Leitungssystem unterhalb des Borosilikatglasboilers .....	35
<b>Abbildung 34:</b> Improvisiertes Werkzeug zur Montage der Gewindeeinsätze .....	35
<b>Abbildung 35:</b> Montageprozess des M3-Gewindeeinsatzes.....	36
<b>Abbildung 36:</b> Unterer Spannhaken (links) und oberer Spannhaken (rechts) mit montierten Gewindeeinsätzen .....	36
<b>Abbildung 37:</b> Aktuell verbauter Gewindeeinsatz M6 (links) und künftiger Gewindeeinsatz M6 (rechts) .....	36
<b>Abbildung 38:</b> Montageprozess des oberen Spannhakens am äußeren Glaszylinder.....	37
<b>Abbildung 39:</b> Zerstörter Spannhaken (links) aufgrund zu hohem Anzugsmoment der M3-Schraube im Vergleich zum Ausgangszustand (rechts).....	37
<b>Abbildung 40:</b> Finale Montagebaugruppe des äußeren Borosilikatglaszylinders mit den oberen und unteren Spannhaken .....	37
<b>Abbildung 41:</b> Oberer Spannhaken vor der Nachbearbeitung mit einer Feile .....	38
<b>Abbildung 42:</b> Boilerdeckel mit montierten Zylinderstiften 2,5m6x10 mm .....	38
<b>Abbildung 43:</b> Position der Schweißnaht an der Baugruppe „Unterbodenkonstruktion“ .....	39
<b>Abbildung 44:</b> Einsetzen des Boilerbodens mit den montierten inneren Boilerelementen in das Bodenblech .....	39
<b>Abbildung 45:</b> Einlegen des unteren O-Ringes in den Boilerboden zur Abdichtung des inneren Glaszylinders .....	40
<b>Abbildung 46:</b> Montageergebnis nach Positionierung des inneren Borosilikatglaszylinders .....	40
<b>Abbildung 47:</b> Positionierung des oberen O-Ringes im Boilerdeckel .....	40
<b>Abbildung 48:</b> Korrekte Lage des oberen O-Ringes zwischen innerem Glaszylinder und Boilerdeckel .....	41
<b>Abbildung 49:</b> Schnittansicht zur Montage der unteren Spannhaken.....	41
<b>Abbildung 50:</b> Montage des Auffangbehälters (links) und der Borosilikatglasboiler nach der Montage des äußeren Glaszylinders (rechts) .....	42
<b>Abbildung 51:</b> Montageprozess des Dämmmaterials Armerflex .....	43
<b>Abbildung 52:</b> Positionierung der Anschlagpuffer auf dem Boilerdeckel .....	45
<b>Abbildung 53:</b> Durchbiegung des Verspanndeckels.....	45



## Tabellenverzeichnis

<b>Tabelle 1:</b>	Technische Daten der beiden Borosilikatglaszylinder (alle Angaben in mm) [3, p. 7] .....	3
<b>Tabelle 2:</b>	Gegenüberstellung der technischen Daten des gewählten O-Ringes (MVQ 70 rot FDA 108 * 3 mm) mit den Anforderungen .....	5
<b>Tabelle 3:</b>	An den Borosilikatglaszylindern auftretende Toleranzen und Abweichungen .....	9
<b>Tabelle 4:</b>	Werte der Toleranzanalyse für die beiden Borosilikatglaszylinder aus der ersten Worst-Case-Betrachtung mit kleinstmöglichem Innendurchmesser .....	10
<b>Tabelle 5:</b>	Werte der Toleranzanalyse für die beiden Borosilikatglaszylinder aus der zweiten Worst-Case-Betrachtung mit größtmöglichem Außendurchmesser .....	12
<b>Tabelle 6:</b>	Mengenstückliste des Borosilikatglasboilers .....	18
<b>Tabelle 7:</b>	Übersicht zu den Teil- und Vergleichsspannungen im inneren und äußeren Borosilikatglaszylinder .....	21
<b>Tabelle 8:</b>	Gegenüberstellung der zulässigen Spannungen $\sigma_{Rest}$ und der berechneten Vergleichsspannungen $\sigma_V$ .....	21
<b>Tabelle 9:</b>	Maximale Temperaturen am äußeren Zylinder und Mittelwert für die Berechnung der Längenänderung .....	25
<b>Tabelle 10:</b>	Ausgangswerte zur Berechnung der Längenänderungen der einzelnen Komponenten aufgrund der Wärmeausdehnung und berechnete Ergebnisse .....	25
<b>Tabelle 11:</b>	Gegebene und berechnete Werte für die Längenänderung aufgrund von Krafteinwirkung .....	26
<b>Tabelle 12:</b>	Darstellung des Einflusses der einzelnen Längenänderungen auf die Vorspannkraft .....	26
<b>Tabelle 13:</b>	Technische Daten der gewählten Tellerfeder 100 (Reihe B, Gruppe 2) [17, pp. 165 (TB 10-9b)] .....	27
<b>Tabelle 14:</b>	Technische Daten der metrischen Zylinderkopfschraube M6x16 [17, pp. 133 (TB 8-1)] .....	29
<b>Tabelle 15:</b>	Anpassung der Zylinderstiftlänge und Auswirkungen auf die Anzahl der Passscheiben..	44
<b>Tabelle 16:</b>	Höhe der Anschläge in Abhängigkeit von der Zylinderstiftlänge.....	44

## Gleichungsverzeichnis

(1)	Innendurchmesser der X-Ringdichtung .....	5
(2)	Innendurchmesser der O-Ringdichtung .....	5
(3)	Längentoleranz für den inneren Borosilikatglaszylinder .....	9
(4)	Rundheitstoleranz für den inneren Borosilikatglaszylinder .....	9
(5)	Gesamttoleranz nach Innen im Betrachtungsfall 1.....	10
(6)	Berechneter kleinster Innendurchmesser nach Berücksichtigung der Toleranzen .....	10
(7)	Gesamttoleranz nach Außen im Betrachtungsfall 2 .....	12
(8)	Berechneter größter Außendurchmesser nach Berücksichtigung der Toleranzen.....	12
(9)	Längsspannung im Borosilikatglaszylinder (allgemein).....	19
(10)	Längsspannung im inneren Borosilikatglaszylinder .....	20
(11)	Umfangsspannung im Borosilikatglaszylinder (allgemein) .....	20
(12)	Umfangsspannung im inneren Borosilikatglaszylinder .....	20
(13)	Radialspannung im Borosilikatglaszylinder (allgemein).....	20
(14)	Radialspannung im inneren und äußeren Borosilikatglaszylinder.....	20
(15)	Vergleichsspannung im Borosilikatglaszylinder (allgemein).....	20
(16)	Vergleichsspannung im inneren Borosilikatglaszylinder .....	21
(17)	Restliche zulässige Spannung für den inneren und äußeren Borosilikatglaszylinder .....	21
(18)	Gegenüberstellung von Vergleichsspannung und restlicher zulässiger Spannung .....	21
(19)	Mantelfläche des inneren Borosilikatglaszylinders.....	22
(20)	Wirkende Druckkraft im inneren des Boilers.....	22
(21)	Masse des Boilerdeckels.....	22
(22)	Gewichtskraft des Boilerdeckels .....	22
(23)	Resultierende Druckkraft im Boiler.....	22
(24)	Temperaturdifferenz (allgemein) .....	24
(25)	Längenänderung aufgrund von Erwärmung.....	24
(26)	Temperaturdifferenz des inneren Borosilikatglaszylinder .....	24
(27)	Längenänderung des inneren Borosilikatglaszylinders aufgrund von Erwärmung.....	24
(28)	Querschnittsfläche des inneren Borosilikatglaszylinders.....	26
(29)	Längenänderung des inneren Borosilikatglaszylinders aufgrund von Krafteinwirkung....	26
(30)	Gesamtlängenänderung für Betrachtungsfall 1 .....	27
(31)	Gesamtlängenänderung für Betrachtungsfall 2 .....	27
(32)	Kraftverlust aufgrund der Längenänderung $\Delta L_2$ der Komponenten.....	28
(33)	Mindestens erforderliche Vorspannkraft der Tellerfeder .....	28
(34)	Mindestens erforderlicher Vorspannweg der Tellerfeder .....	28
(35)	Erforderliche Vorspannkraft der Tellerfeder.....	28
(36)	Maximale Federkraft .....	29
(37)	Gegenüberstellung von maximaler Vorspannkraft und Federkraft bei 75% des Weges ....	29
(38)	Maximaler Federweg.....	29
(39)	Gegenüberstellung von maximalem Vorspannweg und Federweg bei 75% des Weges ....	29
(40)	Anzahl an Umdrehungen der Zylinderkopfschraube .....	30
(41)	Maximale Anzahl an Umdrehungen der Zylinderkopfschraube .....	30
(42)	Statische Bindefestigkeit einer Klebeverbindung (allgemein) .....	30
(43)	Klebefugenfläche .....	31
(44)	Statische Bindefestigkeit der Klebeverbindung von G ¼ Muffe und Boilerboden.....	31
(45)	Erforderliche Höhe der Passscheiben.....	43
(46)	Minimale Höhe des Anschlages .....	44
(47)	Maximale Höhe des Anschlages.....	44

## Literaturverzeichnis

- [1] K. Speicher und M. D.-C. Platthaus, „Labor Praxis,“ 30 01 2019. [Online]. Available: <https://www.laborpraxis.vogel.de/120-jahre-borosilikatglas-ein-werkstoff-schreibt-geschichte-a-393472/>. [Zugriff am 29 12 2021].
- [2] HKE tec - Electric heating elements, „Fertigungszeichnung 1000 W Heizwendel,“ 2021.
- [3] Schott, „Schott Duran - Röhren, Kapillaren und Stäbe aus Borosilikatglas 3.3,“ Mitterteich, 2000.
- [4] Dichtelemente arcus GmbH, „X-Ringe von arcus,“ 06 12 2021. [Online]. Available: <https://www.o-ring.de/x-ringe/>. [Zugriff am 06 12 2021].
- [5] Dichtelemente arcus GmbH, „O-Ringe,“ 06 12 2021. [Online]. Available: [https://static.o-ring.de/data/or\\_1.pdf?1504693425189](https://static.o-ring.de/data/or_1.pdf?1504693425189). [Zugriff am 06 12 2021].
- [6] Dichtelemente arcus GmbH, „O-Ringe von arcus aus MVQ/VMQ/Silikon,“ 06 12 2021. [Online]. Available: <https://www.o-ring.de/o-ringe/mvq/>. [Zugriff am 06 12 2021].
- [7] T. Tritschler, „wiki.turnus-espresso,“ 15 05 2019. [Online]. Available: [https://wiki.turnus-espresso.de/Datei:20190516\\_BA\\_Druckbeh%C3%A4lter\\_Tritschler.pdf](https://wiki.turnus-espresso.de/Datei:20190516_BA_Druckbeh%C3%A4lter_Tritschler.pdf). [Zugriff am 20 11 2021].
- [8] F. Fritz, S. O'Reilly, T. Kittelmann und J. Kastner, „wiki.turnus-espresso,“ 20 05 2020. [Online]. Available: [https://wiki.turnus-espresso.de/Datei:20200520\\_Borosilikatboiler\\_Versuchsaufbau.pdf](https://wiki.turnus-espresso.de/Datei:20200520_Borosilikatboiler_Versuchsaufbau.pdf). [Zugriff am 27 11 2021].
- [9] Ingenieurbüro casim, „casim,“ 2021. [Online]. Available: <https://www.casim.de/lexikon/toleranzmanagement/>. [Zugriff am 03 12 2021].
- [10] KRV - Kunststoffrohrverband e.V., „KRV Wissensportal,“ 2021. [Online]. Available: <https://www.krv.de/artikel/kesselformel-kessel-formel-bockwurst-formel>. [Zugriff am 26 12 2021].
- [11] Schweizer-fn, „Formelsammlung und Berechnungsprogramme Maschinen- und Anlagenbau,“ 22 12 2021. [Online]. Available: <https://www.schweizer-fn.de/rohr/festigkeit/festigkeit.php>. [Zugriff am 31 12 2021].
- [12] 2014/68/EU, „RICHTLINIE 2014/68/EU des Europäischen Parlaments und des Rates vom 15. Mai 2014 zur Harmonisierung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über die Bereitstellung von Druckgeräten auf dem Markt (Neufassung),“ 15 05 2014. [Online]. Available: <https://www.ad-2000-online.de/resource/blob/154288/0ffcd71b6f32591c392181ed4a1dd7bc/rl-2014-68-eu-data.pdf>. [Zugriff am 16 11 2020].
- [13] Joachim Herz Stiftung, „LEIFphysik - Ausdehnung bei Erwärmung,“ 2022. [Online]. Available: <https://www.leifiphysik.de/waermelehre/ausdehnung-bei-erwaermung/grundwissen/volumen-und-laengenaenderung-von-festkoerpern>. [Zugriff am 01 01 2022].

- [14] Kern, „Acrylnitril/Butadien/Styrol (ABS),“ Kern GmbH, 2021. [Online]. Available: [https://www.kern.de/de/technisches-datenblatt/acrylnitril-butadien-styrol-abs?n=2110\\_1](https://www.kern.de/de/technisches-datenblatt/acrylnitril-butadien-styrol-abs?n=2110_1). [Zugriff am 13 12 2021].
- [15] Kern, „Polyvinylidenfluorid (PVDF),“ Kern GmbH, 2021. [Online]. Available: [https://www.kern.de/de/technisches-datenblatt/polyvinylidenfluorid-pvdf?n=1651\\_1](https://www.kern.de/de/technisches-datenblatt/polyvinylidenfluorid-pvdf?n=1651_1). [Zugriff am 13 12 2021].
- [16] Dieter-Heidorn, „Kraft und Verformung,“ [Online]. Available: <http://www.dieterheidorn.de/Physik/VS/Kraft/KraftUndVerformung/KraftUndVerformung.html>. [Zugriff am 01 01 2022].
- [17] H. Wittel, D. Jannasch, J. Voßiek und C. Spura, Roloff/Matek Maschinenelemente - Tabellenbuch, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2017.
- [18] H. Wittel, D. Jannasch, J. Voßiek und C. Spura, Roloff/Matek Maschinenelemente Formelsammlung, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2018.
- [19] Henkel, „Technisches Datenblatt LOCTITE EA 9466,“ 08 2019. [Online]. Available: <http://tds.henkel.com/tds5/Studio/ShowPDF/243%20NEW-EN?pid=EA%209466&format=MTR&subformat=REAC&language=DE&plant=WERCS>. [Zugriff am 28 12 2021].
- [20] Moodlekurs "Projektarbeiten LbA Rohnen", „CAD Daten - Borosilikatglasboiler,“ 15 02 2021. [Online]. Available: <https://moodle.hm.edu/mod/folder/view.php?id=645841>. [Zugriff am 31 12 2021].
- [23] L. Ackermann, L. Kolbinger, M. Kurtusic, I. Nuißl, M. Rieseberg, M. Schuster und E. Shala, „wiki.turnus-espresso,“ 14 02 2021. [Online]. Available: [https://wiki.turnus-espresso.de/Datei:00\\_20210214\\_Bericht\\_Espressomaschine\\_mit\\_Borosilikatglasboiler.pdf](https://wiki.turnus-espresso.de/Datei:00_20210214_Bericht_Espressomaschine_mit_Borosilikatglasboiler.pdf). [Zugriff am 05 10 2021].

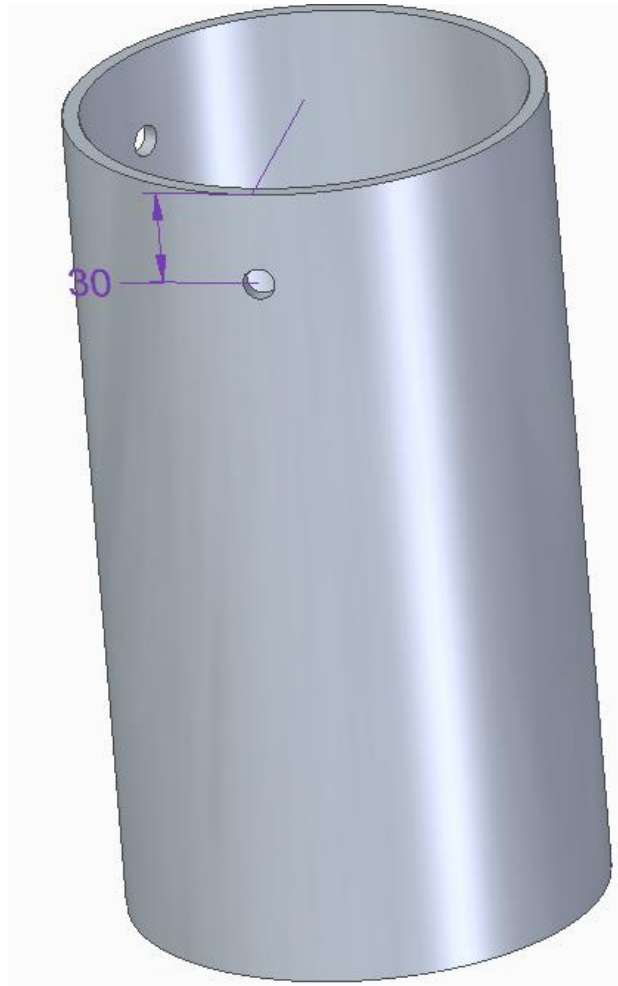
## Anhang

### 1. CAD-Konstruktion des äußeren Borosilikatglaszylinders aus der Projektarbeit aus dem Wintersemester 2020/21 [23]

Die CAD-Konstruktion wurde im Zug der Projektarbeit aus dem Wintersemester 2020/21 von Isabell Nuißl erstellt.

Quelle: Moodelkurs „Projektarbeiten LbA Rohren“ von Herrn Dipl.-Ing. Armin Rohnen [20]

Dateiname: „20210215\_Aussenzylinder.stp“



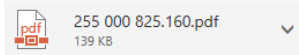
## 2. E-Mail der Firma Kerb-Konus bezüglich der G ¼ Gewindeeinsätze



Nenadovic Marina <m.nenadovic@kerbkonus.de>

Mi 17.11, 14:56

Nuissl, Isabell ✉



Herunterladen

Guten Tag Frau Nuißl,

vielen Dank für Ihr Interesse an unseren Gewindeeinsätzen.

Gewindeeinsätze mit zölligem "G/Rohrgewinde" (G1/2, G1/4, G1/8) sind grundsätzlich Sonderteile, welche wir daher nicht auch nicht standartmäßig lagernd führen.

In G1/4" können wir lediglich unseren Artikel 255 000 825.160 anbieten.  
Die Fertigung des Artikels ist jedoch nur als Mustereinzerteilfertigung auf einem CNC-Kleinserienautomaten möglich.  
Die Mindestabnahmemenge hierfür entspricht 100 Stück.

Sollten Sie hierzu ein Angebot wünschen, bitten wir um Rückinfo.

Mit freundlichen Grüßen

Marina Nenadovic  
Vertrieb Inland

Kerb-Konus-Vertriebs-GmbH  
Technologien für sicheren Halt

Wernher-von-Braun-Str.7  
92224 Amberg

Fon: +49 9621 679-251  
Fax: +49 9621 679444  
Mail: [m.nenadovic@kerbkonus.de](mailto:m.nenadovic@kerbkonus.de)  
Web: [www.kerbkonus.de](http://www.kerbkonus.de)

Geschäftsführer: Thomas Herberg  
Registergericht: Amberg HRB 66  
USt.-Id.-Nr. DE 131 835 798

3. Angebot der Firma Kerb-Konus für die G ¼ Gewindeeinsätze



Kerb-Konus-Vertriebs-GmbH · Postfach 16 63 · D-92206 Amberg

Hochschule für angewandte  
Wissenschaften München  
Abteilung Finanzen und Controlling  
Lothstr. 34  
80335 München

Bei Bestellung oder Schriftverkehr immer die Angebotsnummer angeben!			
Angebotsnummer: <b>AN104327</b>		22. November 2021	
Kunden-Nr. <b>29294</b>		Seite 1	AN
Versandanschrift		Lieferbedingung/ Versandart	
Hochschule für angewandte Wissenschaften München Abteilung Finanzen und Control Lothstr. 34 80335 München		ab Werk, zzgl. Verpackung  DPD	

**Angebot**

Ihr Zeichen: **Isabell Nuißl**  
Kundenreferenz: **Mail vom 17.11.21**  
Kontakt:

Unsere KtoNr.:  
Kontakt KKV: **Marina Nenadovic**  
**Sachbearbeit. Vertrieb Inland**  
**09621/679 251**  
**m.nenadovic@kerbkonus.de**

Sehr geehrte Damen und Herren,  
vielen Dank für Ihre Anfrage.

Gerne unterbreiten wir Ihnen unser Angebot wie folgt:

\*\*\*Bitte geben Sie bei Bestellung unsere Angebots-Nr. an\*\*\*

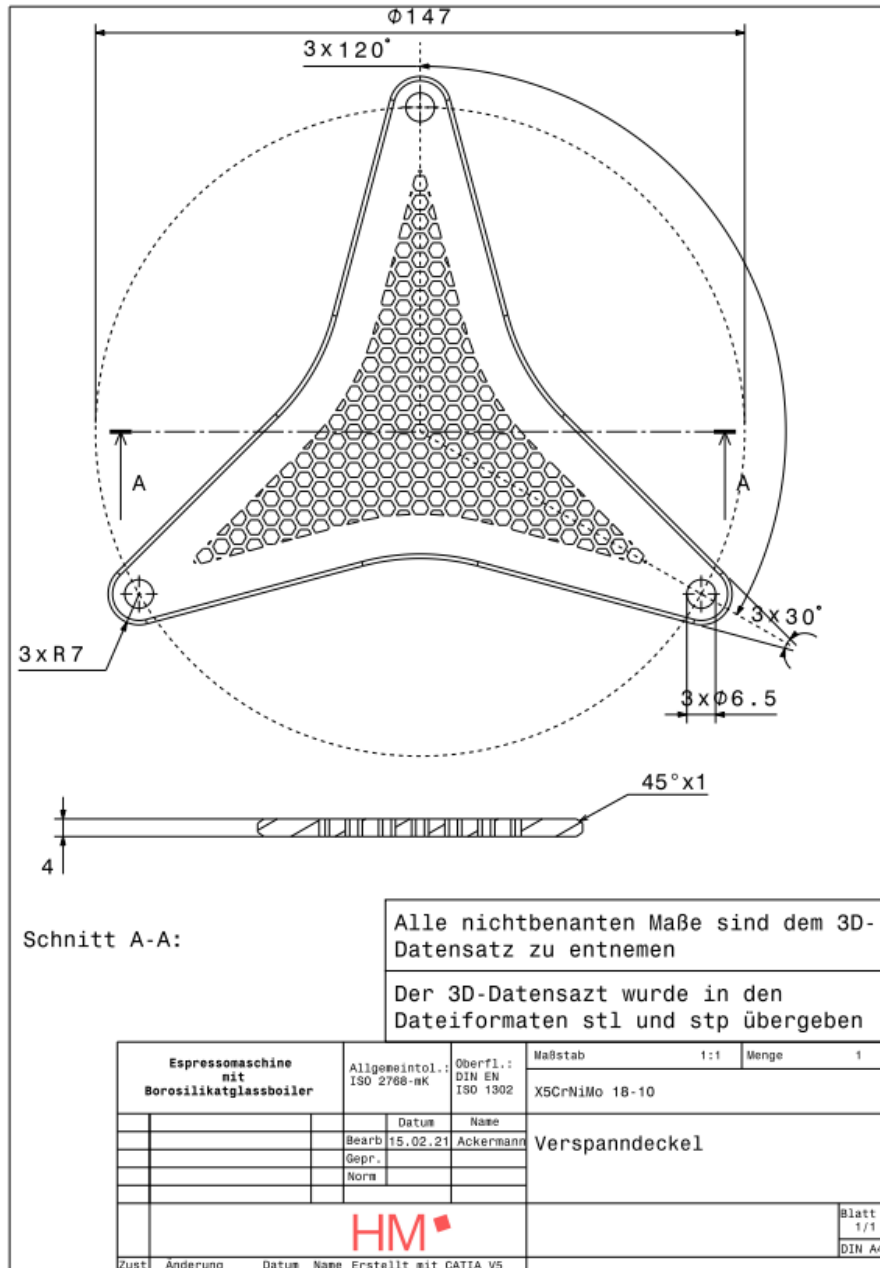
Artikelnummer / Beschreibung	Menge	Einzelpreis	Preisfaktor	Veredelungszuschlag	Gesamt Preis
255 000 825.160 Sonder-Ensat-S G 1/4" St.geh.Zn gelb Oberfläche nicht RoHS-konform, enthält Chrom-VI REACH Informationspflicht: Werkstoff enthält Blei (Pb) über 0,1 Massenprozent Herstellung und Angebotsabgabe als Einzelteilfertigung auf einem CNC-gesteuerten Kleinserienautomaten: ***** bei Auftragserteilung über die Fertigung von mind. 100 Stück: €605.- Pauschal Lieferzeit: Aktuell mind. 8-9 Wochen nach Auftragseingang.	100	605,00	€/100		605,00

4. Verspanndeckel aus der Projektarbeit 2020/21 [23]

Die technische Zeichnung wurde im Zug der Projektarbeit aus dem Wintersemester 2020/21 von Ludwig Ackermann erstellt.

Quelle: Moodelkurs „Projektarbeiten LbA Rohnen“ von Herrn Dipl.-Ing. Armin Rohnen [20]

Dateiname: „20210215\_Verspanndeckel\_Ludwig\_Ackermann.pdf“





5. Aktualisierte Stückliste für künftige Prototypen nach Anpassungen der CAD-Daten

Pos.	Bezeichnung	Anzahl	Material	Herstellungsverfahren	Firma
1	Innerer Glaszylinder (115 mm)	1	Borosilikatglas 3.3	Kanten geschliffen und feuerpoliert	Gassner Glastechnik
2	Äußerer Glaszylinder (160 mm)	1	Borosilikatglas 3.3	Kanten geschliffen und feuerpoliert	Gassner Glastechnik
3	Boilerboden	1	PVDF	Drehen/Fräsen	Xometry
4	Boilerdeckel	1	PVDF	Drehen/Fräsen	Xometry
5	Passscheibe 50x62x1 mm (DIN 988)	1	Edelstahl	Normteil	Frantos
6	Tellerfeder 100 (Reihe B Gruppe 2)	1	Edelstahl/Federstahl	Normteil	Febrotec
7	Zylinderstifte 2,5x8 mm (DIN EN ISO 8734 Typ A)	3	Edelstahl	Normteil	Rosentaler Schrauben
8	Befestigung unten	3	ABS	3D-Druck	Xometry
9	Befestigung oben	3	ABS	3D-Druck	Xometry
10	Gegenstück unten	3	ABS	3D-Druck	Xometry
11	Gegenstück oben	3	ABS	3D-Druck	Xometry
12	Zylinderkopfschraube M3x16 (8.8) (DIN 912)	12	Edelstahl	Normteil	Rosentaler Schrauben
13	Zylinderkopfschraube M6x16 (8.8) (DIN 912)	3	Edelstahl	Normteil	-
14	Gewindeeinsatz M3	12	Edelstahl/Messing	Normteil	Kerb-Konus
15	Gewindeeinsatz M6	3	Edelstahl/Messing	Normteil	Kerb-Konus
16	Verspanndeckel	1	Edelstahl	Frästeil	Xometry
17	Ringschnurdichtung MVQ	2	MVQ	Normteil	Arcus
18	Rohr 8x1 mm	2	Edelstahl	Normteil	Rohre-Ketterer GmbH
19	Wasserwendel	1	Edelstahl	-	AMV Metall
20	Heizwendel	1	Edelstahl	-	HKE-tec
21	Muffen G ¼	6	Edelstahl	Normteil	Heco
22	Einschraubelement (951P3-6FF-1/4)	4	Kunststoff	Normteil	AVS Römer
23	Schneidringverschraubung (GEV 08 LR 1/4 WD)	4	Edelstahl	Normteil	Hydro24 GmbH
24	Halteblech	1	Edelstahl	Biegeteil	Xometry
25	Bodenblech	1	Edelstahl	Biegeteil	Xometry
26	Auffangbehälter	1	ABS	3D-Druck	Xometry
27	Temperatursensor	1	-	Normteil	-
28	Füllstandsensor	1	-	Normteil	-
29	Flachmutter M10x1	2	Edelstahl	Normteil	-
30	Motoreinheit	1	-	-	-

## 6. Hydraulikplan MMM Style

Der Hydraulikplan MMM Style wurde von Herrn Dipl.-Ing. Armin Rohnen erstellt.

Dateiname: „20220109\_Hydraulikplan\_Style.pdf“

