



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Bachelorarbeit

Manon Föse

Konzeptentwicklung und Konstruktion einer lebensdaueroptimierten UHV Schaltspiegelkammer

*Fakultät Technik und Informatik
Department Maschinenbau und Produktion*

*Faculty of Engineering and Computer Science
Department of Mechanical Engineering and
Production Management*

Manon Föse

**Konzeptentwicklung und Konstruktion
einer lebensdaueroptimierten UHV
Schaltspiegelkammer**

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

im Studiengang B-MEK/ Maschinenbau und Produktion
am Department Maschinenbau und Produktion
der Fakultät Technik und Informatik
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

in Zusammenarbeit mit:

Deutsches Elektronen-Synchrotron
Zentrale Konstruktion ZM1
Notkestraße 85
22607 Hamburg

Erstprüfer/in: Prof. Dr.-Ing. habil. Frank Helmut Schäfer
Zweitprüfer/in : Dipl.-Ing. Cornelius Martens

Abgabedatum: 14.04.2016

Zusammenfassung

Manon Föse

Thema der Bachelorthesis

Konzeptentwicklung und Konstruktion einer lebensdaueroptimierten UHV Schaltspiegelkammer

Stichworte

Ultra-Hoch-Vakuum, Montierbarkeit, Lebensdaueroptimierung, Schaltspiegelkammer

Kurzzusammenfassung

Diese Arbeit umfasst die Konzeptentwicklung und Konstruktion einer lebensdaueroptimierten UHV Schaltspiegelkammer. Die Kammer wird am Ende eines Linearbeschleunigers genutzt, um einen Laserstrahl situationsbedingt abzulenken oder durchzulassen (statischer Fall). Diese beiden Zustände sollen zudem mit einer Frequenz von möglichst 5 Hz wechselnd betrieben werden können (dynamischer Fall). Im zweitgenannten Fall treten Probleme hinsichtlich der Lebensdauer der Bälge auf, da sie bei einem Lateralweg von 30 mm im Dauerbetrieb, häufig gewechselt werden müssen. Hinzu kommt, dass auf Grund der großen bewegten Masse die gewünschte Frequenz nicht erreicht wird.

Ziel ist es daher, ein Konzept zu entwickeln, welches die Optimierung der Lebensdauer, unter Beibehaltung der ursprünglichen Konzeption ermöglicht. Im Anschluss soll eine neue Variante der Schaltspiegelkammer konstruiert werden.

Durch eine FEM- Analyse wird überprüft, ob die Anforderungen erfüllt werden.

Manon Föse

Title of the paper

Concept development and design of an UHV mirror switching chamber with an optimized service life.

Keywords

Ultra-High-Vacuum, assembly, optimized service life, mirror switching chamber

Abstract

This report is about the concept design process of an UHV mirror switching chamber with an optimized service life.

The chamber will be used at the end of a linear accelerator, to deflect or to let the laser beam pass situational (static case). Both states shall be used alternating with a frequency of 5 Hz (dynamic case). Due to wear caused by a non-stop operation with a lateral deflection of 30 mm, the metal bellows have to be changed almost every hour. In addition, due to its mass inertia it is not possible to reach the required frequency.

The aim is to develop a concept, which combines an optimized service life and the advantages of the existing chamber. Referring to this, a new variant of the mirror switching chamber will be designed.

Finally, a FEM analysis will be used to verify the conformance to the requirements stated.

Danksagung

Zuallererst möchte ich mich bei meinem Erstprüfer Herrn Prof. Dr.-Ing habil. Frank Schäfer bedanken, der mich während der Bachelorarbeit betreut hat. Mein Dank gilt ebenso meinem Zweitprüfer Herrn Dipl.-Ing. Cornelius Martens, der diese Aufgabe gerne und ohne Murren übernommen hat.

Des Weiteren möchte ich mich bei meinen Kollegen aus der Abteilung ZM1 bedanken, die mich bei Diskussionen und Fragen super unterstützt haben.

Einen weiteren Dank möchte ich an meine Studienkollegen der HAW richten, ohne die ich im Studium nicht so erfolgreich gewesen wäre und ohne die mein Studium nicht zu einer ganz besonderen Zeit meines Lebens geworden wäre.

Nicht zu vergessen sind meine HEBC-Mädels, bei denen ich zu jeder Zeit meine kreativen Pausen einholen konnte.

Zum Schluss möchte ich mich bei meinen Freunden, meiner Familie und vor allem bei meinen Eltern für die tolle Unterstützung während des Studiums und auch während der Bachelorarbeit bedanken. Ihr seid die Besten!

An dieser Stelle auch nochmal ganz lieben Dank an meine fleißigen Korrekturleser.

Danke!

Manon Föse

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Deutsches Elektronen-Synchrotron	1
1.2	Entstehung des Photonenstrahls	3
1.3	Motivation und Aufgabenstellung	4
2	Stand der Technik	6
2.1	Ist-Zustand	6
2.2	Spiegelkammern	8
2.3	Bewegungsdurchführung im Vakuum	8
2.4	Membranbälge	9
2.5	Fluiddurchführung im Vakuum	10
2.6	Vakuumgerechtes Konstruieren	12
3	Konzepterarbeitung	13
3.1	Anforderungen	13
3.2	Teilprobleme und Teilproblemlösungen	16
3.3	Die verschiedenen Lösungskonzepte	17
3.3.1	Erster Entwurf: Symmetrisch	17
3.3.2	Zweiter Entwurf: Rechteckflansch	18
3.3.3	Dritter Entwurf: Rechteckkammer	19
3.3.4	Vierter Entwurf: Geteilte Kammer	19
3.4	Vor- und Nachteile der Entwürfe	21
3.5	Bewertung nach VDI 2225	23
4	Konstruktion	26
4.1	Die optimierte Kammer	26
4.2	Montage	28
4.2.1	Erstmontage	28
4.2.2	Balgwechsel	30
4.2.3	Positionierung	31
4.3	Kräfte	33
4.3.1	Beschleunigungskräfte	33
4.3.2	Vakuumkräfte	35
4.3.3	Balgkräfte	35
4.3.4	Kippmoment am Spiegelhalter	37
4.4	FEM-Analyse	38
4.4.1	Durchbiegung analytisch	38
4.4.2	Neigung und Durchbiegung mit der FEM	40
4.4.3	Modalanalyse	44

4.5	Schraubenberechnung	45
4.6	Vergleich der alten und der neuen Kammer	48
5	Zusammenfassung und Ausblick	50
A	Berechnungen	55
A.1	Nachgiebigkeiten	55
A.1.1	Schraube	55
A.1.2	Träger	55
A.2	Betriebsstunden	56
B	Bilder der FEM-Analyse	57
C	Teillösungen	61
D	Montagebeschreibung	64
E	Gesamtzeichnung	68
F	Datenblätter	72
F.1	Lineareinheit	72
F.2	VATSEAL - Dichtung	77
F.3	Membranbälge und Anfragen	79

Tabellenverzeichnis

3.1	Punktevergabe: Annäherung an die ideale Verwirklichung	23
3.2	Eigene Bewertung der Varianten	24
3.3	Zweite Bewertung der Varianten	24
3.4	Dritte Bewertung der Varianten	24
4.1	Ergebnisse aus der ANSYS Rechnung	43
4.2	Eigenfrequenzen	45
4.3	Vergleich der Kammern	49

Abbildungsverzeichnis

1.1	Luftbild vom DESY Gelände, eingezeichnet sind FLASH und FLASH II [6]	1
1.2	Bewegungsschema des Linearmotors [7]	2
1.3	Schematisches Bild der Photonenentstehung im Undulator, Elektronen sind hier rot und Photonen sind gelb dargestellt [9]	3
1.4	Die Schaltspiegelkammer auf der Lineareinheit und dem Gestell, der Strahlverlauf ist von rechts nach links. [7]	5
2.1	Die Schaltspiegelkammer zu sehen als 3D-Modell, ohne das Gehäuse und vorne ohne Flansch und Membranbalg. Sie sind nicht eingeblendet, um das Innenleben besser darstellen zu können.	6
2.2	Spiegel (schwarz) und die Ablenkfläche (blau) [11]	7
2.3	Push-Pull Durchführung der Firma Vacom [12]	9
2.4	Membranbalg mit Anschlussflansch [14]	10
2.5	Fluiddurchführung der Firma Pfeiffer-Vacuum [15]	10
2.6	Fluiddurchführung am DESY als 3D-Modell, vorne in Schnittansicht und hinten ohne Schnitt	11
2.7	Zeichnung der Fluiddurchführung in Schnittdarstellung	11
3.1	Anforderungsliste für die Schaltspiegelkammer	14
3.2	Spiegel mit Spiegelhalter (grau), Kühlplatte (braun), den Keilen (orange) und dem Koordinatensystem	15
3.3	Skizze zum groben Konzept der optimierten Schaltspiegelkammer mit Bezeichnung einiger wichtiger Teile	16
3.4	Erster Entwurf - ähnlich der alten Schaltspiegelkammer, aber das Gehäuse ist fixiert und der Spiegel wird bewegt.	18
3.5	Zweiter Entwurf - an der Seite befindet sich ein großer Rechteckflansch, um den Spiegel vormontiert rein schieben zu können.	19
3.6	Dritter Entwurf der neuen Schaltspiegelkammer - das Gehäuse ist rechteckig und hat einen Rechteckflansch an der Seite.	20
3.7	Vierter Entwurf - ist ähnlich dem ersten Entwurf, hat aber ein geteiltes Gehäuse.	20
4.1	Die optimierte Schaltspiegelkammer	27
4.2	Die optimierte Schaltspiegelkammer von oben als 2D-Zeichnung im Schnitt	27
4.3	Darstellung der verschiedenen Baugruppen für die Montage und einiger Montagezwischenschritte	29
4.4	Skizze zum Positionierungskonzept mit KOS, ohne Winkelhalter, nicht maßstabsgetreu	32
4.5	Das Bewegungsschema des Linearmotors mit den unterschiedlichen Bewegungsphasen	34

4.6	Die Vakuumkraft beim Stillstand der Kammer, einseitige Lagerung	35
4.7	Die Balgkräfte beim Stillstand der Kammer	36
4.8	Skizze zur Berechnung des Kippmomentes	38
4.9	Die Hilfskräfte anstelle der Einspannung	38
4.10	Die verschiedenen Systeme, je nach Lastfall	39
4.11	Die Randbedingungen in dem ANSYS Modell	41
4.12	Die Vernetzung des Berechnungsmodells	42
4.13	Die zur Ermittlung der Winkel in ANSYS WB 17 definierten Pfade A und B . .	43
4.14	Die erste Eigenform, die Träger schwingen entgegengesetzt in z-Richtung	44
4.15	Die skizzierte Schraubenverbindung vom Spiegelhalter an den Träger	45
5.1	Skizze einer Möglichkeit das Rollen und vor allem das Gieren durch eine andere Halterung zu verhindern.	51
B.1	Schwingformen der ersten sechs Eigenfrequenzen	58
B.2	Das Netz am Winkelhalter (grün)	59
B.3	Das Netz am Winkel (grau) und am Träger (gelb)	59
B.4	Das Netz am Spiegelhalter (grün), am Keil (grau) und am Spiegel (braun)	60
B.5	Die vorhandenen Spannungen nach von Mises am Spiegelhalter während des Abbremsvorgangs	60

Verzeichnis der Abkürzungen und Formelzeichen

Symbol	Bedeutung	Einheit
$2D$	zweidimensional	
$3D$	dreidimensional	
a	Länge	mm
a	Beschleunigung	m/s^2
a_{max}	maximale Beschleunigung	m/s^2
A	Flächeninhalt	mm^2
A_3	Kernquerschnitt des Gewindes	mm^2
A_{ers}	Ersatzquerschnitt	mm^2
A_N	Nennquerschnitt des Schraubenschaftes	mm^2
A_p	Fläche der Schraubenkopf- bzw. Mutternaufgabe	mm^2
A_s	Spannungsquerschnitt des Gewindes	mm^2
b	Länge	mm
BG	Baugruppe	
c_δ	axiale Federrate	N/mm
c_{lambda}	laterale Federrate je Welle	N/mm
CA	ConFlat [®] Flansch als Blindflansch	
CAD	Computer-aided-design	
CD	ConFlat [®] Flansch mit Innen- und Außenring, drehbar	
CF	ConFlat [®] Flansch	
CFg	ConFlat [®] Flansch mit Innengewinde	
d_2	Flankendurchmesser des Gewindes	mm
d_h	Durchmesser des Durchgangsloch	mm
d_K	wirksamer Reibungsdurchmesser in der Schraubenkopf- oder Mutteraufgabe	mm
d_w	Außendurchmesser der ebenen Kopfaufgabe	mm
D	Außendurchmesser	mm
D_a	Außendurchmesser des Balges	mm
D_A	Außendurchmesser der verspannten Teile	mm
D_i	Innendurchmesser des Balges	mm
$DESY$	Deutsches Elektronen-Synchrotron	
DN	diamètre nominal, Nennweite, ein Anschlussmaß von Rohren, Armaturen und Bauteilen	
DOF	Degrees of Freedom	
e	Strecke	m

Symbol	Bedeutung	Einheit
E	Elastizitätsmodul	N/m^2
E_S	Elastizitätsmodul der Schraube	N/m^2
E_T	Elastizitätsmodul der verspannten Teile	N/m^2
f	Frequenz	Hz
f_0	Eigenfrequenz	Hz
$f_{G,N,R}$	Faktor	–
f_Z	Setzbetrag	–
F	Kraft	N
F_a	Ausschlagkraft	N
F_g	Gewichtskraft	N
F_K	Kippkraft	N
F_{Kl}	Klemmkraft	N
F_B	Betriebskraft	N
F_l	Balgkraft links	N
F_{lat}	Balgkraft bei lateraler Auslenkung	N
F_r	Balgkraft rechts	N
F_{res}	resultierende Balgkraft	N
F_{Sp}	Spannkraft für 90%ige Ausnutzung der Mindestdehn- grenze	N
F_v	Vakuumkraft	N
F_V	Vorspannkraft	N
F_{Vmin}	minimale Vorspannkraft	N
F_{VM}	Montagevorspannkraft	N
F_Z	Vorspannkraftverlust	N
F_{Zug}	Zugkraft an der Schraube	N
FEM	Finite-Elemente-Methode	
$FLASH$	Freie-Elektronen-Laser in Hamburg	
$FLASH II$	Ausbau des Freie-Elektronen-Laser in Hamburg	
g	Gravitationsbeschleunigung an der Erdoberfläche	m/s^2
g_0	Gewichtung	–
I	Flächenträgheitsmoment	mm^4
I_{HK}	Flächenträgheitsmoment eines Halbkreises	mm^4
KOS	Koordinatensystem	
k_A	Anziehungsfaktor	–
k_τ	Reduktionskoeffizient	–
l	Länge	mm
l_0	entspannte Länge	mm
l_1	Länge des Schraubenschaftes	mm
l_G	Länge des eingeschraubten Gewindes	mm
l_{Gew}	Länge des freien Gewindes	mm
l_G	Länge des Teilzylinders des Gewindes	mm
l_K	Klemmlänge der Teile	mm
l_M	Länge des Teilzylinders der Mutter	mm

Symbol	Bedeutung	Einheit
<i>LBG</i>	Lötbaugruppe	
<i>m</i>	Masse	<i>kg</i>
<i>M</i>	Hilfsmoment	<i>N</i>
<i>MIG</i>	Metallinertgasschweißen	
<i>M_A</i>	Anziehdrehmoment	<i>Nm</i>
<i>M_G</i>	Gewindemoment	<i>Nm</i>
<i>M_K</i>	Kippmoment	<i>Nm</i>
<i>M_{Sp}</i>	Spannmoment für 90%ige Ausnutzung der Mindestdehn- grenze	<i>Nm</i>
<i>n</i>	Krafteinleitungsfaktor	–
<i>n_L</i>	Lagenzahl	–
<i>n_W</i>	Membranpaarzahl	–
<i>p</i>	Druck	<i>N/m²</i>
<i>p</i>	Flächenpressung	<i>N/m²</i>
<i>p₀</i>	Punktzahl	–
<i>p_G</i>	Grenzflächenpressung	<i>N/m²</i>
<i>P</i>	Gewindesteigung	<i>mm</i>
<i>R_{p0,2}</i>	0,2%-Dehngrenze bzw. Streckgrenze	<i>MPa</i>
<i>R_Z</i>	Oberflächenrauigkeit	<i>MPa</i>
<i>s</i>	Wanddicke der Einzellagen	–
<i>s</i>	Variable des Weges	<i>m</i>
<i>SBG</i>	Schweißbaugruppe	
<i>S_{Ferf}</i>	erforderliche Sicherheit gegen Fließen	–
<i>S_F</i>	Sicherheit gegen Fließen	–
<i>t</i>	Variable der Zeit	<i>s</i>
<i>UHV</i>	Ultrahochvakuum	
<i>VDI</i>	Verein Deutscher Ingenieure	
<i>w(x)</i>	Durchbiegung an der Stelle <i>x</i>	<i>mm</i>
<i>w_a</i>	Durchbiegung an der Stelle <i>a</i>	<i>mm</i>
<i>w'(x)</i>	Neigung an der Stelle <i>x</i>	–
<i>WB</i>	Workbench	
<i>WIG</i>	Wolframinertgasschweißen	
<i>W_t</i>	Widerstandsmoment	<i>mm³</i>
<i>x</i>	Variable des Weges	<i>mm</i>
<i>x_g</i>	gewichteter Mittelwert	<i>mm</i>
<i>X</i>	Hilfskraft in x-Richtung	<i>N</i>
<i>Z</i>	Hilfskraft in z-Richtung	<i>N</i>
<i>α</i>	Hilfsvariable	–
<i>γ</i>	Gierwinkel	°
<i>δ₁</i>	Nachgiebigkeit des Schraubenschaftes	<i>mm/N</i>
<i>δ_G</i>	Nachgiebigkeit des eingeschraubten Gewindes	<i>mm/N</i>
<i>δ_{Gew}</i>	Nachgiebigkeit des freien Gewindes	<i>mm/N</i>

Symbol	Bedeutung	Einheit
δ_{GM}	Nachgiebigkeit des eingeschraubten Gewindes und der Mutter	mm/N
δ_M	Nachgiebigkeit der Mutter	mm/N
δ_P	Nachgiebigkeit der Platte	mm/N
δ_S	Nachgiebigkeit der Schraube	mm/N
ζ	Hilfsvariable	—
ν	Nickwinkel	°
μ_G	Reibungszahl für das Gewinde	—
μ_K	Reibungszahl für die Auflagefläche	—
ρ	Rollwinkel	°
σ	Spannung	MPa
σ_a	Ausschlagspannung	MPa
σ_A	Ausschlagfestigkeit	MPa
σ_{red}	Vergleichsspannung	MPa
$\sigma_{Z_{max}}$	maximale Zugspannung	MPa
τ_t	maximale Torsionsspannung	MPa
ϕ	Kräfteverhältnis	—
ϕ_K	vereinfachtes Kräfteverhältnis	—

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Deutsches Elektronen-Synchrotron

Das Deutsche-Elektronen-Synchrotron, kurz DESY, ist eines der weltweit führenden Beschleunigerzentren. Es baut und entwickelt Beschleuniger, so wie Nachweisinstrumente, die im Bereich der Grundlagenforschung angewendet werden. Die drei Schwerpunkte am DESY sind die Beschleuniger, die Forschung mit Photonen und die Teilchen- und Astroteilchenphysik. Jährlich kommen mehr als 3000 Gastforscher aus über 40 Nationen, um auf diesen Gebieten zu forschen.[1],[2] Eine Anlage, die im Bereich der Forschung mit Photonen genutzt wird, ist FLASH. Sie gehört zur Gruppe der Beschleuniger und ist der weltweit erste Freie-Elektronen-Laser. Beschleuniger bringen elektrisch geladene Teilchen auf Geschwindigkeiten bis annähernd



Abbildung 1.1: Luftbild vom DESY Gelände, eingezeichnet sind FLASH und FLASH II [6]

Lichtgeschwindigkeit. Je nach Forschungsdisziplin wird dies unterschiedlich eingesetzt. Bei FLASH werden die Teilchen, in diesem Fall Elektronen genutzt, um extrem helles Röntgenlicht zu er-

zeugen. Das Röntgenlicht ist ultrakurz¹ gepulst und fällt in den Bereich der weichen Röntgenstrahlung².

Am Ende von FLASH sind mehrere Experimentierstationen, die mit diesen intensiven, ultrakurzen Lichtblitzen Versuche durchführen. Zum Beispiel lassen sich damit chemische Reaktionen filmen, die ebenfalls im Femtosekunden-Bereich ablaufen.[5] Da das Interesse der internationalen Forschergemeinde an FLASH groß war und immer noch ist, wurde der 315 m lange Linearbeschleuniger ausgebaut und um eine zweite Tunnelstrecke, samt Experimentierhalle erweitert, genannt FLASH II. In Abbildung 1.1 sind die beiden Tunnelstrecken auf dem DESY Gelände eingezeichnet.

Die Schaltspiegelkammer, um die es in dieser Arbeit geht, wird für FLASH II benötigt. Im dynamischen Fall dient sie dazu, einen Photonenstrahl parallel auf zwei Experimentierstationen nutzen zu können. Ein Spiegel im Inneren der Schaltspiegelkammer sorgt dafür, dass jedes zweite Photonenpaket³ in Richtung des zweiten Messplatzes abgelenkt wird. Hierfür wird die Schaltspiegelkammer mit Hilfe eines Linearmotors mit einer Frequenz von 5 Hz quer zur Strahlrichtung bewegt, so dass der Strahl abwechselnd mal auf den Spiegel trifft und mal geradeaus durchgeht. Die Strecke, die der Spiegel bzw. die Schaltspiegelkammer bewegt werden muss, beträgt 30 mm. Das Zeit-Weg-Diagramm des Spiegels ist in Abbildung 1.2 dargestellt.

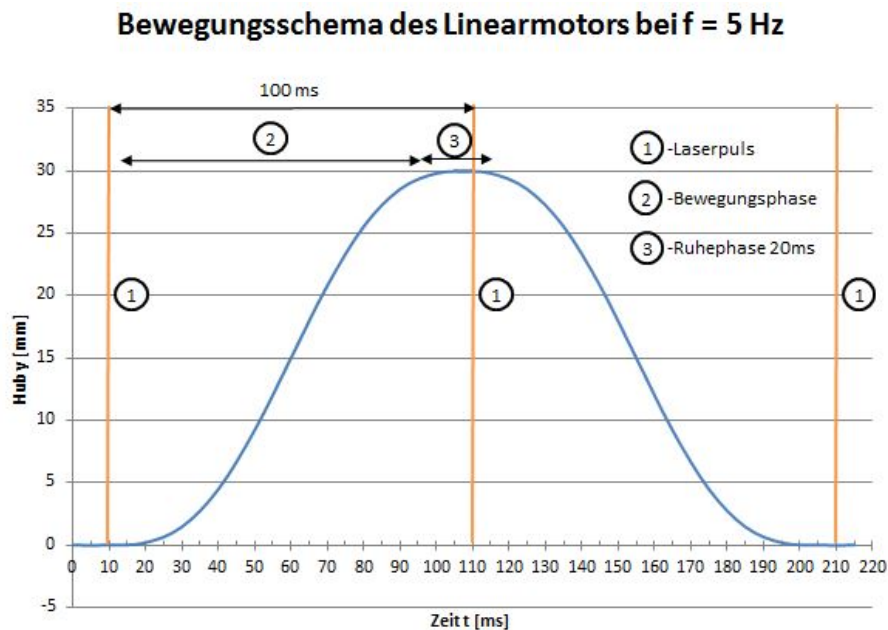


Abbildung 1.2: Bewegungsschema des Linearmotors [7]

¹Im Bereich von 30 bis 300 Femtosekunden[3]

²Weiche Röntgenstrahlung bezeichnet elektromagnetische Wellen mit Energien zwischen 20,8 keV und 62 keV. Ihre Wellenlänge liegt zwischen $60 \cdot 10^{-12} \text{ m}$ und $20 \cdot 10^{-12} \text{ m}$. [4]

³Entstehung siehe Kapitel 1.2

Im statischen Fall soll lediglich die Möglichkeit bestehen, einen der beiden Messplätze zu bedienen. Für die weitere Betrachtung, vor allem im Hinblick auf die Lebensdauer, ist er jedoch nicht weiter relevant.

1.2 Entstehung des Photonenstrahls

Der Photonenstrahl entsteht, wenn beschleunigte Elektronen eine Reihe von Undulatoren⁴ passieren. In Abbildung 1.3 wird der Vorgang schematisch dargestellt, es ist das Prinzip eines Freie-Elektronen-Lasers. Elektronenpakete, die durch einen Photoinjektor eingespeist und in einer Vakuumröhre auf Geschwindigkeit gebracht werden, gelangen durch die Magnetanordnung auf einen Slalomkurs. Dieser Slalomkurs bewegt sie dazu Photonen, also Licht einer festen Wellenlänge, auszustrahlen. Der Photonenstrahl breitet sich geradlinig aus und überlappt mit dem Elektronenpaket, bis er den Elektronen seine regelmäßige Struktur aufgeprägt hat. Das führt dazu, dass nach einiger Zeit aus der zu Beginn gleichmäßigen Ladungsdichteverteilung eine Aneinanderreihung von einzelnen Ladungsscheibchen geworden ist, die jeweils eine Lichtwellenlänge voneinander getrennt sind. Auf Grund dessen, dass alle Elektronenscheibchen im Gleichtakt strahlen, kann sich das Licht zu einer intensiven Laserstrahlung verstärken.[5]

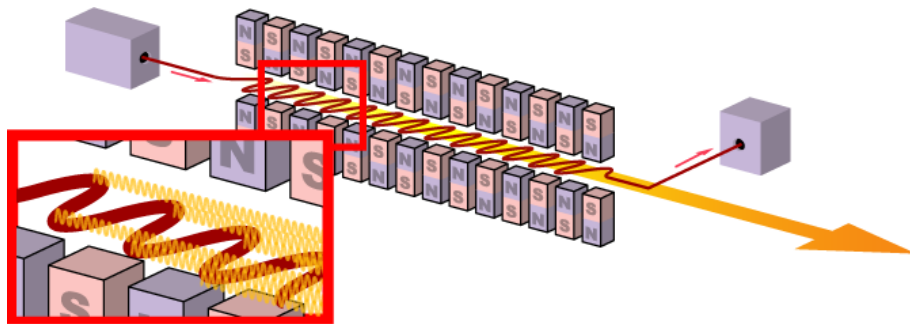


Abbildung 1.3: Schematisches Bild der Photonenentstehung im Undulator, Elektronen sind hier rot und Photonen sind gelb dargestellt [9]

Um die Elektronen vor dem Slalomkurs auf noch höhere Energien zu bringen, wird die TESLA-Beschleunigertechnologie verwendet. Der große Vorteil dabei ist, dass die Bauelemente supraleitend sind. Das heißt die Resonatoren⁵, die die Elektronenpakete beschleunigen, werden auf zwei Kelvin (minus 271 Grad Celsius) gekühlt, wodurch der Strom verlustfrei fließen kann. Annähernd die gesamte eingespeiste Energie kann so auf die Teilchen übertragen werden.[5]

⁴Periodische Magnetanordnung

⁵Resonanzräume für elektromagnetische Wellen, die der Verstärkung dienen.

1.3 Motivation

Zum jetzigen Zeitpunkt wird die gesamte Schaltspiegelkammer (Abbildung 1.4) bewegt, um den Laserstrahl abzulenken. Die zwei Membranbälge vor und hinter der Schaltspiegelkammer entlang des Strahls ermöglichen die flexible Verbindung zum Vakuum und somit die Bewegung der Kammer. Diese haben aber auf Grund der dynamisch, lateralen Belastung eine extrem geringe Lebensdauer. Liefere die Schaltspiegelkammer im Dauerbetrieb (24 Stunden pro Tag), müssten die Bälge ca. alle 23 Tage gewechselt werden.[8] Somit entstehen unnötige Kosten durch neue Bälge und den großen Wartungsaufwand. Durch das häufige Wechseln ist die Gefahr groß, dass die Dichtschneiden der Flansche der angrenzenden Kammer beschädigt werden. Dazu kommt, dass während des Balgwechsels keine Experimente mit dem Laserlicht stattfinden können und wertvolle Strahlzeit verloren geht. Es sind sechs Messplätze in der FLASH II Halle vorhanden, die aber nicht zeitgleich mit dem Laserlicht versorgt werden können. Nur ein Messplatz pro Zeit hat den Strahl zur Verfügung. Mit Hilfe der Schaltspiegelkammer besteht die Möglichkeit ihn an zwei Plätzen gleichzeitig zu nutzen.

Um den mit 10 Hz gepulsten Strahl möglichst effektiv aufteilen zu können, wird eine Schaltfrequenz des Spiegels von 5 Hz angestrebt. Auf Grund der großen bewegten Masse wurden bisher max. $3,125\text{ Hz}$ erreicht. Hierfür mussten die Stahlbauteile, wie die Flansche an den Stirnseiten und auch das Rohr für das Gehäuse ($Da = 254\text{ mm}$) aus Titan Grade 5⁶ gefertigt werden. Das Gewicht wurde so von knapp 70 kg auf ca. 50 kg reduziert. Davor waren mit der Stahlvariante max. $2,5\text{ Hz}$ umsetzbar.[7]

Ziel der Bachelorarbeit ist, die bestehende Schaltspiegelkammer im Hinblick auf die Lebensdauer zu optimieren und sie den verschiedenen Anforderungen nach, die eine Vakuumkonstruktion mit sich bringt, zu gestalten. Die Umsetzung erfolgt mit konstruktionsbegleitenden Berechnungen zu den Verbindungsstellen, die möglichst dauerhaft ausgelegt werden sollen.

Die Idee, statt der gesamten Schaltspiegelkammer nur den Spiegel zu bewegen gibt es schon länger, sie wurde jedoch bisher nicht weiter verfolgt. Anforderungen an die Konstruktion sind die UHV⁷-gerechte Gestaltung, die Montierbarkeit im Reinraum und die beanspruchungsgerechte Gestaltung. Außerdem müssen die Kinematik der Schaltspiegelkammer und der Bauraum berücksichtigt werden. Ein besonderes Augenmerk muss auf die Kühlung des Spiegels gelegt werden, da die Kühlrohre aus der Vakuumkammer herausgeführt werden müssen. Auch ein Wechsel der Bälge, die womöglich bei einem neuen Konzept benötigt werden, ist vorzusehen. Der Linearmotor und das gesamte untere Gestell sollen erhalten bleiben.

Eine Erstellung von Fertigungszeichnungen ist nicht vorgesehen.

⁶Titan-Legierung Ti-6Al-4V

⁷D.h. im Bereich von 10^{-7} mbar bis 10^{-12} mbar [10]

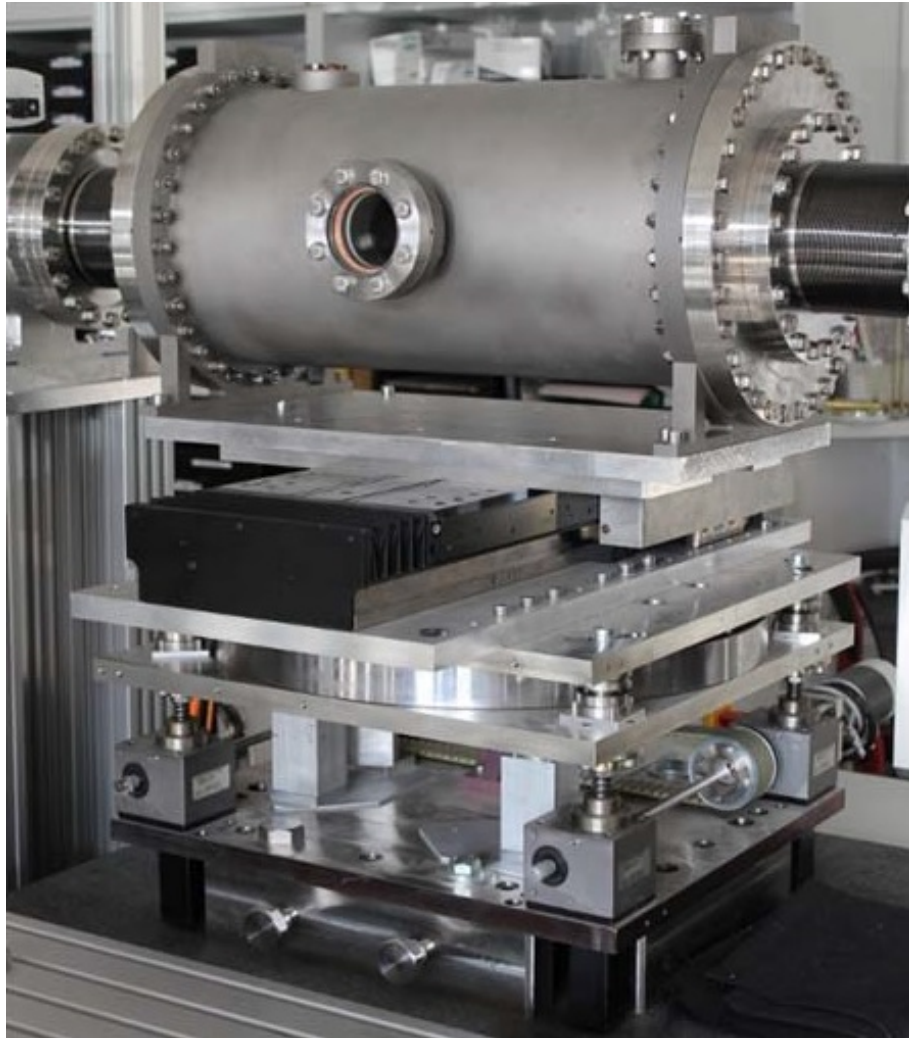


Abbildung 1.4: Die Schaltspiegelkammer auf der Lineareinheit und dem Gestell, der Strahlverlauf ist von rechts nach links. [7]

Kapitel 2

Stand der Technik

2.1 Ist-Zustand

Das 3D-Modell der Schaltspiegelkammer wird in Abbildung 2.1 gezeigt. Vorhanden ist es in dem CAD-System SolidEdge ST8.

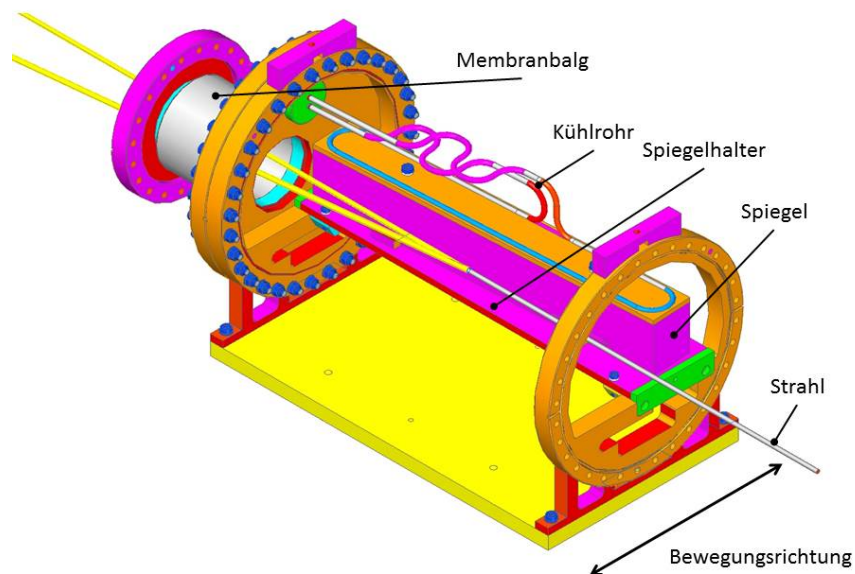


Abbildung 2.1: Die Schaltspiegelkammer zu sehen als 3D-Modell, ohne das Gehäuse und vorne ohne Flansch und Membranbalg. Sie sind nicht eingeblendet, um das Innenleben besser darstellen zu können.

Die Kammer besteht aus einem 496 mm langen Rohr, welches als Gehäuse dient. Es hat einen Außendurchmesser von 254 mm und eine Wanddicke von 2 mm . An den Stirnseiten des Rohres sind bearbeitete UHV-CA-Flansche DN250 angeschweißt, die für die Anbindung an die Umgebung mit Membranbälgen gedacht sind. Der Innendurchmesser der Bälge beträgt 92 mm

und der Außendurchmesser liegt bei 134 mm . Sie sind im eingebauten Zustand $109,2\text{ mm}$ lang und haben an der Seite zur Kammer einen bearbeiteten UHV-CA-Flansch DN250 und auf der anderen Seite einen UHV-CD-Flansch DN160. Die Kammer ist von Flansch zu Flansch, in Strahlrichtung gesehen, 882 mm lang.

Im Inneren des Gehäuses befindet sich ein Silizium-Spiegel mit einer Länge von 510 mm , einer Breite von 60 mm und einer Höhe von 70 mm . Er wurde aus einem Einkristall gefertigt. Ein Teil seiner Oberfläche wurde speziell behandelt, um den Photonenstrahl so gut es geht ablenken zu können. In Abbildung 2.2 ist die Ablenkfläche zu sehen. Sie hat eine Größe von 200 mm mal 40 mm und besitzt einen Reflexionsgrad von 94 bis 96%.



Abbildung 2.2: Spiegel (schwarz) und die Ablenkfläche (blau) [11]

Der Spiegel ist auf dem Spiegelhalter mit Keilen, die mit Schrauben in dem Spiegelhalter befestigt werden, in einem 3° Winkel zur Strahlebene geklemmt. Der Spiegelhalter wiederum, liegt innen auf den beiden bearbeiteten UHV-CA-Flanschen DN250 auf und wird über Klötze geklemmt.

Auf dem Spiegel befindet sich eine Kühlplatte aus Kupfer. Daran ist ein Kupferrohr gelötet (Außendurchmesser 6 mm und Wandstärke 1 mm), dessen Enden in einem Flansch DN40 verlötet sind, so dass eine Durchföhrung des Wassers vom Vakuum zur Atmosphärenseite ermöglicht wird. Die im Dauerbetrieb durch den Laserstrahl entstehende Wärme (da der Reflexionsgrad unter 100% liegt und Energie absorbiert wird), kann so vom Spiegel abgeföhrt werden. Ohne die Kühlung bestünde die Gefahr, dass der Spiegel beschädigt wird. Die Kühlplatte wird durch zwei Hülsen und zwei lange Schrauben, dessen maximales Anziehmoment bei der Montage vorgegeben ist, an den Spiegel gepresst. In dem Spiegel sind Durchgangslöcher. Die Schrauben ziehen sich daher nur in dem Spiegelhalter fest. Das max. Anziehmoment, die Durchgangslöcher und die Hülsen sorgen dafür, dass der Spiegel dabei so wenig wie möglich verformt wird. Selbst die Kühlrohre werden mit mehreren Bögen versehen, so dass sie bei Erwärmung wie eine Feder wirken und so gut wie keinen Einfluss auf die Lage des Spiegels haben.

Die komplette Kammer steht auf einer Grundplatte, mit der sie an einem Linearmotor¹ der Firma Föhrenbacher befestigt wird. Die Lineareinheit steht wiederum auf einem Gestell, dass eine Feinjustierung in x-, y-, und z-Richtung erlaubt. Eine Einstellung um die senkrechte Rotationsachse ist ebenfalls möglich.

¹Datenblatt im Anhang F.1

Das Konzept sieht vor, dass die komplette Kammer bewegt wird, um den Photonenstrahl mit Hilfe des Spiegels abzulenken. Dafür wird die Kammer quer zur Strahlrichtung 30 mm vor und 30 mm zurück verfahren. Der Spiegel lenkt den Strahl in seiner Endposition entweder ab oder lässt ihn ohne Berührung geradeaus durch. Die Membranbälge an den Stirnseiten ermöglichen diesen Verfahrensweg und sind zugleich UHV-tauglich.

Wird mit einer niedrigeren Frequenz verfahren, kann es passieren, dass das Photonenpaket an ungünstigen Stellen reflektiert wird. Ein sogenannter Shutter sorgt dafür, dass sie abgefangen werden, noch bevor sie den Spiegel erreichen.

2.2 Spiegelkammern

Am DESY sind eine Vielzahl von Spiegelkammern im Einsatz. Sie werden, je nach Anforderung für unterschiedliche Strahlparameter konstruiert und dienen dazu einen Laserstrahl z.B. aus einem Linearbeschleuniger oder einem Synchrotron abzulenken. Im Normalfall steht der Spiegel bzw. die Kammer dabei still. Der Schaltzustand ändert sich nicht mit einer bestimmten Frequenz, wie bei der Schaltspiegelkammer, sondern wird wenn überhaupt manuell umgestellt. Schaltspiegel allgemein dienen dazu mehrere Messplätze aus einer Strahlquelle zu versorgen. Sie können zwar nicht alle gleichzeitig bedient werden, aber es kann in kurzer zeitlicher Abfolge entschieden werden, an welchem Messplatz mit dem Strahl gearbeitet werden kann. Für die Funktion der Schaltspiegelkammer ist es erforderlich, dass der Strahl nicht kontinuierlich vorhanden, sondern gepulst ist.

2.3 Bewegungsdurchführung im Vakuum

Bewegungen im Vakuum zu ermöglichen, stellt die Konstruktion vor besondere Anforderungen. Das Vakuum soll bestehen bleiben, obwohl eine Bewegung von außen nach innen übertragen werden soll. Hierbei soll Reibung (Partikelbildung) und Wärmeentwicklung durch z.B. Elektronikbauteile verhindert werden, da Konvektion im Vakuum nicht stattfinden kann und somit immer eine Kühlung benötigt wird, die einer Überhitzung entgegen wirkt. Um Bewegungen im UHV-Bereich zu erreichen oder gleichzeitig einen Versatz auszugleichen, wird größtenteils mit Hilfe von Membranbälgen gearbeitet. Ihre Eigenschaften werden in Kapitel 2.4 näher erläutert.

Andere Arten der Bewegungsdurchführung sind z.B. mechanische Durchführungen, wie Drehdurchführungen mit einer Magnetofluid-Dichtung für sehr hohe Drehzahlen. Ihre Wellendurchmesser liegen im Bereich von 6 mm bis 20 mm und ihr Vakuumbereich ist $< 10^{-8}\text{ mbar}$. Drehdurchführungen mit magnetisch gekoppeltem Antrieb sind für kleinere Drehzahlen und UHV-tauglich. Die Anschlüsse sind jeweils CF-Flansche. Hinzu kommen Schiebedurchführungen, wie die magnetische Push-Pull Durchführung mit magnetisch gekoppeltem Antrieb der Firma Va-

com aus Abbildung 2.3 für translatorische Bewegungen. Ihre lineare Schubkraft reicht bis 98 N. Sie werden für Probenübertragung oder als manuelle Shutter im UHV-Bereich verwendet.[12] Ihr Anwendungsbereich umfasst keine periodischen Bewegungen, wie sie bei der Schaltspiegelkammer gefordert werden.



Abbildung 2.3: Push-Pull Durchführung der Firma Vacom [12]

2.4 Membranbälge

Membranbälge (Abbildung 2.4) bestehen aus paarweise aneinander geschweißten Membranscheiben. Sie haben eine hohe spezifische Dehnungsaufnahme (bis zu 80% der Baulänge) und eine sehr kleine Federrate. Ihre Druckfestigkeit hingegen ist begrenzt.

Ihre Einsatzgebiete sind in der Vakuumtechnik, der Luft- und Raumfahrt, der Medizintechnik, im Sonderarmaturenbau, in Gleitdichtungen oder auch in ölgekühlten Hochspannungsanlagen, als Volumenausgleichskörper.[13]

Die Eigenschaften, weswegen sie in diesen Bereichen vorwiegend eingesetzt werden, sind folgende:

- sehr beweglich
- vakuumdicht
- temperaturbeständig
- korrosionsfest
- alterungsbeständig

Unter dem Überbegriff der Metallbälge gibt es auch den Begriff der Wellbälge. Sie werden, im Gegensatz zu den Membranbälgen aus dünnwandigen Rohren durch hydraulische Umformung hergestellt. Dies macht sie weniger beweglich (größere Federrate), aber dafür druckfest und torsionssteif.

Generell lassen sich für die Bälge mit Hilfe von Katalogen ertragbare Lastspielzahlen, unter gegebenen Bedingungen und Belastungen errechnen. Es ist dennoch empfehlenswert, direkt bei

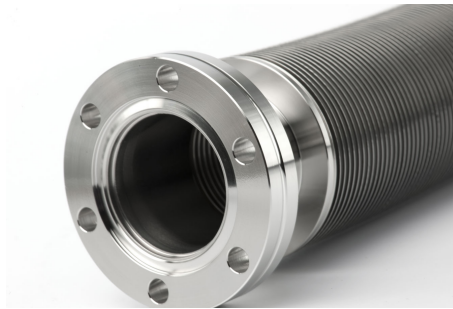


Abbildung 2.4: Membranbalg mit Anschlussflansch [14]

den Firmen nachzufragen, da sie auf Grund ihrer Erfahrung andere Möglichkeiten hinsichtlich der Auslegung haben. Für die Auslegung können z.B. folgenden Firmen zu Rate gezogen werden: MEWASA AG, COMVAT AG oder Witzenmann GmbH.

2.5 Fluiddurchführung im Vakuum

Fluiddurchführungen werden z.B. bei Pfeiffer Vacuum angeboten. Sie ermöglichen den Transport eines Fluids vom Vakuum zur Atmosphärenseite. Grundlage ist ein CF Flansch DN40 oder DN16. Die Rohre werden durchgesteckt und anschließend an der Innenseite mit dem Flansch verlötet. Ein Beispiel dazu ist in Abbildung 2.5 gezeigt. Das Prinzip der Dichtung ist wie bei allen UHV-Flanschverbindungen.



Abbildung 2.5: Fluiddurchführung der Firma Pfeiffer-Vacuum [15]

Ein 3D-Modell der Fluiddurchführung, wie sie am DESY auch Anwendung findet, wird in Abbildung 2.6 dargestellt. Eine 2D-Zeichnung dazu ist in Abbildung 2.7 zu sehen.

Das Rohrende der Kühlung hat vakuumseitig eine Durchführung (Pos. Nr.1) angelötet. Am Ende besitzt sie ein Außengewinde, das an zwei Seiten abgefräst wurde, um eine Schlüsselwei-

te zu erzeugen. Der Kopf dient dazu, die Kantendichtung (Pos. Nr.3 aus Aluminium) an die Innenseite des Flansches (Pos. Nr.2) zu drücken und die Dichtung plastisch zu verformen. Die dafür notwendige Kraft wird durch eine Mutter (Pos. Nr.6) erzeugt, indem sie angezogen wird. Die Scheibe (Pos. Nr.7) sorgt für eine gleichmäßige und großflächige Kraftverteilung auf der Sperre (Pos. Nr.4). Die Sperre passt auf die Schlüsselweite der Durchführung und verhindert so ein Mitdrehen beim Anziehen der Mutter. Der Zylinderstift (Pos. Nr.5) wiederum hindert die Sperre daran sich zu drehen. Der Vorteil hierbei ist, dass es von innen durchgesteckt wird, von innen dichtet und trotzdem nur von außen festgezogen zu werden braucht.

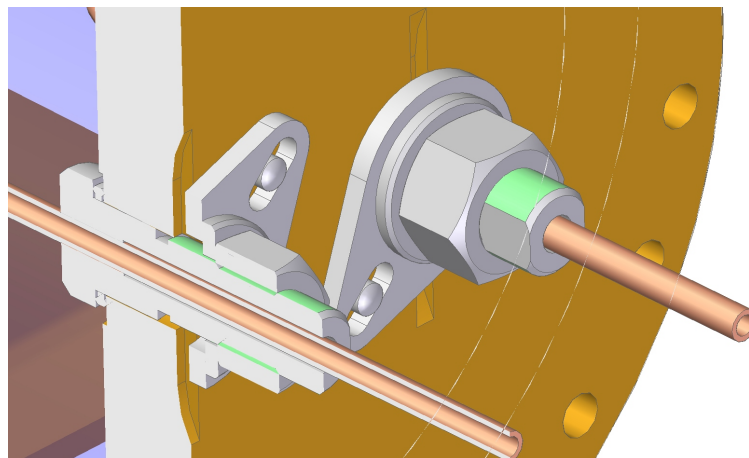


Abbildung 2.6: Fluiddurchführung am DESY als 3D-Modell, vorne in Schnittansicht und hinten ohne Schnitt

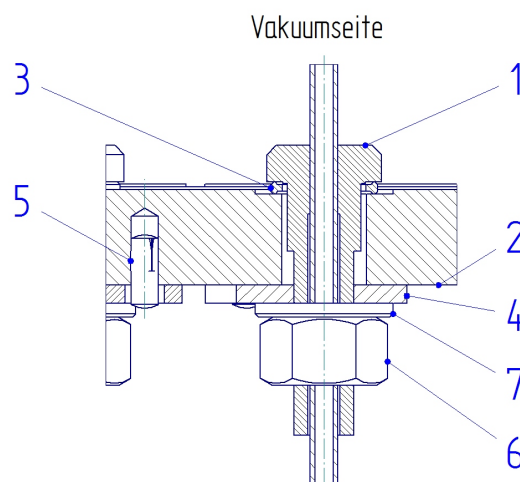


Abbildung 2.7: Zeichnung der Fluiddurchführung in Schnittdarstellung

2.6 Vakuumgerechtes Konstruieren

UHV bringt besondere Vorgaben in Bezug auf die Konstruktion, aber auch hinsichtlich der Montage und der Handhabung, mit sich. Aus diesem Grund gibt es am DESY technische Spezifikationen, die als Richtlinien Anwendung finden. Die wichtigsten Hinweise sollen im Folgenden erklärt werden.

Nicht alle Materialien sind UHV geeignet, daher gibt es in den Richtlinien eine Auswahl an Werkstoffen, unter anderen z.B. Edelstahl mit der Werkstoffnummer 1.4429, 1.4435 und 1.4404. Außerdem zugelassen sind reines Kupfer, Aluminium und Legierungen wie, AMPCO[®] 18, Kupfer-Beryllium, DENSIMET[®], INCONEL[®] 600 oder 718.[16]

Konstruktionen sollen virtuelle Lecks² vermeiden und eine problemlose Reinigung ermöglichen. So müssen z.B. unzugängliche Ecken vermieden werden und Wasser muss abfließen können. Grund dafür ist, dass die Teile vor der Montage UHV-gerecht gereinigt werden müssen. Das geschieht durch eine Vorreinigung, eine Reinigung im Ultraschallbad, Spülen in 50°C warmen, deionisiertem Wasser und anschließender Trocknung in staubarmer Atmosphäre bei 100°C bis 150°C. Je nach geforderter Partikelfreiheit müssen zusätzliche Schritte bei der Reinigung erfolgen.[16]

Bei Löt- oder Schweißverbindungen gilt, dass sie nicht als Trennung zwischen UHV und Wasser benutzt werden dürfen. Grund dafür ist, dass das Wasser durch die Fügestelle ins Vakuum gelangen könnte. Ein UHV wäre so nicht mehr möglich. Vor dem Schweißen müssen alle Teile, außer den Flanschen, durch eine geeignete Vorreinigung und anschließendes Beizen gründlich gereinigt und entfettet werden. Die Schweißnähte müssen grundsätzlich auf der Vakuumseite von Behältern ausgeführt werden. Falls dies nicht möglich ist, muss unter Beachtung einiger Vorkehrungen voll durchgeschweißt werden. Zulässige Schweißverfahren sind: WIG, MIG, Plasma-, Elektronenstrahl- und Laserschweißen.[16]

Hinsichtlich der Montage ist zu beachten, dass sie in einer Reinraumumgebung entsprechend der spezifizierten Reinraumklasse³ ausgeführt werden muss. Es arbeiten maximal ein bis zwei Personen darin, um so wenig Verwirbelungen wie möglich zu verursachen. Dabei müssen saubere, fussfreie Handschuhe und ein spezieller Anzug getragen werden. Im Reinraum existiert ein stetiger, vertikaler Luftstrom, der herumfliegende Partikel mit sich ziehen soll. Die Entstehung von Partikeln durch z.B. Reibung muss vermieden werden. Die Notwendigkeit eines Kranes bei der Montage ist möglichst auszuschließen. Bei der Reinraummontage dürfen nur ungeschmierte und unbeschichtete, nicht kaltverschweißende Schrauben (z.B. Titanschrauben in Edelstahlbauteilen) verwendet werden.[16]

²Wenn der Druck beim Absperren der Pumpe ansteigt, ohne dass mit Prüfgasverfahren ein Leck zu ermitteln ist. Entstehen durch eingeschlossene Gasvolumen, die durch Schrauben oder Schweißnähte langsam entweichen. Abhilfe schaffen z.B. spezielle Schrauben mit Entlüftungsbohrungen[17]

³Bestimmt wie viele Partikel, in welcher Größe pro Kubikmeter Luft vorhanden sein dürfen.

Kapitel 3

Konzepterarbeitung

Die Konzepterarbeitung erfolgt in Anlehnung an die VDI-Richtlinie 2221. “Sie behandelt allgemeingültige, branchenunabhängige Grundlagen methodischen Entwickelns und Konstruierens und definiert diejenigen Arbeitsabschnitte und Arbeitsergebnisse, die wegen ihrer generellen Logik und Zweckmäßigkeit Leitlinien für ein Vorgehen in der Praxis sein können.“[18]

Der Entwicklungs- und Konstruktionsprozess wird als ein Prozess mit einer zentralen Bedeutung für den gesamten Produktentstehungs-, -nutzungs- und -recyclingprozess beschrieben. Er wird in mehrere Arbeitsabschnitte untergliedert, die das Vorgehen beim Entwickeln und Konstruieren überschaubar, rationell und branchenunabhängig machen sollen.[18]

Das Klären und Präzisieren der Aufgabenstellung hat als Arbeitsergebnis eine Anforderungsliste zur Folge. Die Anforderungsliste zu der Schaltspiegelkammer ist in Abbildung 3.1 zu sehen. Die nächsten beiden Arbeitsschritte “Ermitteln von Funktionen und deren Strukturen“ und “Suchen nach Lösungsprinzipien und deren Strukturen“ haben in diesem Fall als Arbeitsergebnis die Teillösungen zu Folge. Mit Hilfe der Teillösungen können erste Vorentwürfe realisiert werden. Diese werden anschließend in Kapitel 3.3 einer Bewertung unterzogen, um sich für eine Variante zu entscheiden und diese weiter zu verfolgen.

3.1 Anforderungen

Die Anforderungen an die Positionsgenauigkeit des Spiegels sind hoch. Es gibt bereits eine Bachelorarbeit mit dem Thema “Optimierung einer Schaltspiegelkammer im Ultra-Hochvakuum“, bei der untersucht wurde, wie sich die Spiegelfläche während der Montage des Spiegels auf den Spiegelhalter verformt. Der Spiegelhalter wurde optimiert und maximale Anzugsmomente der verschiedenen Schrauben (Keilschrauben, Spiegelschrauben) festgelegt. Auf Grund dessen wird das Prinzip der Verspannung vom Spiegel an den Spiegelhalter und die Anbindung der Kühlplatte an den Spiegel bzw. des Spiegelhalters beibehalten (siehe Abbildung 3.2).

In Versuchen wurden damals die Einflussfaktoren der Positionsabweichung des Strahls an den Messplätzen für die Rotation um eine der drei Achsen ermittelt. So hat Gieren (Drehung um die y-Achse, bezogen auf Abbildung 3.2) den stärksten Einfluss und bekommt den Faktor $f_G = 2$.

F=Festanforderung W4=sehr wichtig W3= wichtig W2= interessant W1= wenn möglich		Anforderungsliste		Hinweise / Erläuterungen
				Erstellt am: 02.02.2016 von: M.Föse Blatt 1 von 1
Lfd.	F / W	Anforderung	Wert/ Einheit	Änderung
1. Allgemein / Gesamt				
1	F	Montierbarkeit im Reinraum (Erstmontage)		
2	W1	Montagefreundlichkeit		
3	F	Balgwechsel im mobilen Reinraum		
4	W4	Positionstreuung des Spiegels nach Balgwechsel		
5	F	Vakuumgerecht	Techn. Spez.	
6	W3	Leckrate	1x10 ⁻¹⁰ mbar ^{*/} s	
7	F	Lebensdaueroptimiert		
8	W3	Kostenoptimiert (Wartung, Material, Fertigung)		
9	W1	Raumbedarf, wie bisher	355x882x300	
10	W2	Kompakte Bauweise		
11	W2	Erreichbare Schaltfrequenz (abhängig vom bewegten Gewicht)	5 Hz	
12	F	Lineareinheit und Untergestell bleiben erhalten		
13	W3	Steifer Aufbau		
2. Funktionen				
2.1 Kühlung				
13	F	Keine Lötstellen im Vakuum	Techn. Spez.	
14	F	Kupfer Rohr (nicht Schlauch o.A.)	Ø 6mm	
15	W3	Auswirkung auf Spiegel bei Erwärmung minimieren (s-förmig damit Federwirkung)		
2.2 Spiegelhalterung				
16	F	Prinzip der Spiegelaufnahme bleibt erhalten		
2.3 Gehäuse				
17	F	Dichtigkeit UHV	10 ⁻⁹ mbar	
18	F	Kohlenwasserstofffreiheit der UHV-Komponenten	Techn. Spez.	
19	F	Partikelfreie UHV-Komponenten	Techn. Spez.	
20	W2	Standardbauteile		
2.4 Spiegelbewegung				
20	F	horizontal, quer zum Photonenstrahl	30mm	
2.5 Anbindung an Umgebung				
21	W2	Flansch - Wellbalg - Flansch	DN 250 auf DN160	
22	W3	Wartungsfreundlich		
2.6 Strahl Ablenken				
23	W4	Wiederholbare Genauigkeit in z-Richtung	max. wenige µm	
24	W4	Abweichung des Strahls an den Plätzen (ca. 20 m entfernt), reproduzierbar	max. 100 µm	
25	W4	Gieren	max. 1 Bogensek.	
3. Wartung				
26	W3	Austausch der Bälge frühestens nach einem Jahr im Dauerbetrieb		
4. Sicherheit				
27	W1	Betriebssicherheit durch so wenig bewegte Massen wie möglich		
28	W1	Geräuschreduzierung		
29	F	Eigenfrequenz oberhalb der Erregerfrequenz mit einer Sicherheit von 10	> 50 Hz	

Abbildung 3.1: Anforderungsliste für die Schaltspiegelkammer

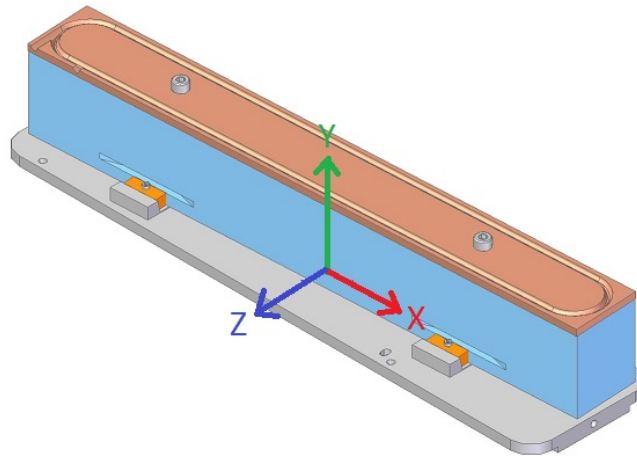


Abbildung 3.2: Spiegel mit Spiegelhalter (grau), Kühlplatte (braun), den Keilen (orange) und dem Koordinatensystem

Das Gieren führt zu einer horizontalen Positionsabweichung des Strahls, wohingegen das Nicken (Drehung um z-Achse) und Rollen (Drehung um x-Achse) eine vertikale Positionsabweichung hervorrufen. Der Faktor beim Nicken beträgt $f_N = 0,005$ und beim Rollen $f_R = 0,1$. Im Folgenden ist eine Näherung zur Bestimmung der Abweichung des Strahls an den Messplätzen beschrieben.

$$\text{Positionsabweichung}_{G,N,R} = f_{G,N,R} \cdot e \cdot \tan(\gamma, \nu, \rho) \quad (3.1)$$

Das e bezeichnet den Abstand zu den Messplätzen mit 20 m . γ ist der Gierwinkel, ν ist der Nickwinkel und ρ ist der Rollwinkel. So führt zum Beispiel der maximal erlaubte Gierwinkel von einer Bogensekunde ($1/3600^\circ$ Grad oder $1''$) zu einer Abweichung von $\approx 194\ \mu\text{m}$.^[19]

Da es für die anderen Winkel keine weiteren Angaben gibt, können maximale Werte durch Umstellen der Gleichung (3.1) nach dem Winkel und Einsetzen der erlaubten Positionsabweichung von $100\ \mu\text{m}^1$ ermittelt werden. Es ergeben sich für die zulässigen Nick- und Rollwinkel die Werte $\nu = 10,3''$ und $\rho = 206,3''$.

Ungenauigkeiten im einstelligen mm -Bereich in Bezug auf die Translationsrichtungen des Spiegels sind nicht so ausschlaggebend, wie bei der Rotation. Sie verursachen Abweichungen, die unabhängig von der Entfernung zum Messplatz sind. So ist in x und y-Richtung nur wichtig, dass der Strahl auf die Ablenkfläche des Spiegels trifft. Eine Positionsabweichung hat hier keinen weiteren Einfluss. In z-Richtung ist zu beachten, dass an den Messplätzen ein paralleler Offset in horizontaler Richtung zum ursprünglichen Strahl entsteht.

¹siehe Anforderungsliste Abbildung 3.1

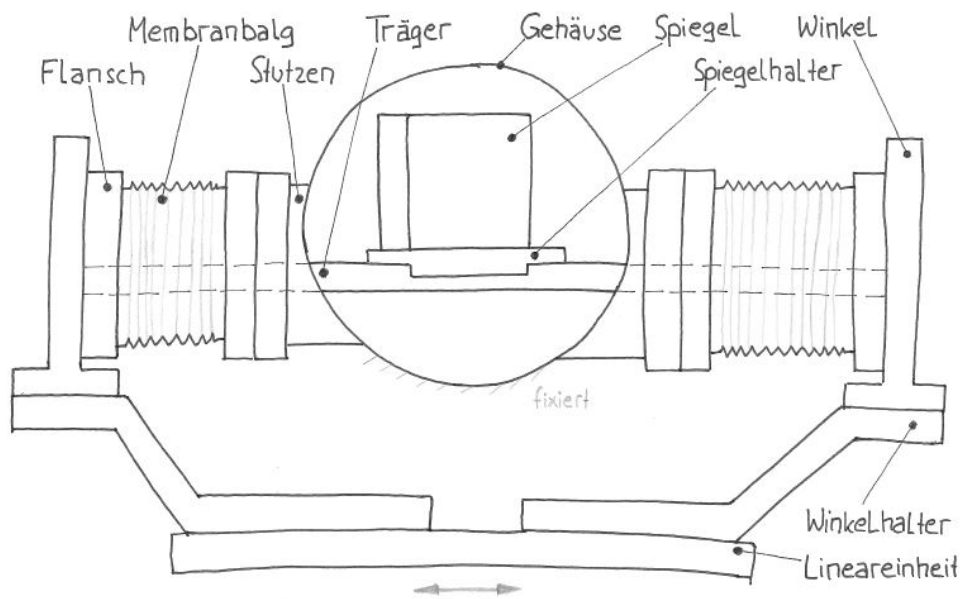


Abbildung 3.3: Skizze zum groben Konzept der optimierten Schaltspiegelkammer mit Bezeichnung einiger wichtiger Teile

3.2 Teilprobleme und Teilproblemlösungen

Nachdem die Funktionen und Strukturen ermittelt wurden, können Lösungsprinzipien zu den einzelnen Problemen gesucht werden. Die Gesamtfunktion der Schaltspiegelkammer ist das Ablenken und das Durchlassen des Photonenstrahls. Nebenfunktionen sind u.a. das Abdichten um UHV zu ermöglichen, Schwingungen gering zu halten, den Spiegel zu bewegen und eine Kühlung zuzulassen. In Abbildung 3.3 ist eine Skizze zu sehen, die das grobe Konzept und die Bezeichnung der einzelnen Bauteile zeigt. Sie dient dazu, die Teilprobleme besser beschreiben zu können. Nachfolgend sind die Teilprobleme der Schaltspiegelkammer aufgelistet.

1. Spiegelhalter - das Prinzip soll erhalten bleiben (vgl. Kapitel 3.1)
2. Fluiddurchführung
3. Gehäuse
4. Träger
 - a) Anbindung Träger - Winkel
 - b) Anbindung Träger - Spiegelhalter
5. Anbindung Winkel - Winkelhalter

6. Anbindung feststehendes Gehäuse - Umgebung
7. flexible, UHV-taugliche Anbindung feststehendes Gehäuse - Winkel
8. Kühlung
9. Positionierung des Spiegels

In Anhang C sind in einer Tabelle zu den einzelnen Teilproblemen, Teillösungen dargestellt, darunter schon bewährte Lösungen, neue Überlegungen, sowie Kaufteile. Die Teillösungen zu der Fluiddurchführung sind bereits in Kapitel 2.5 beschrieben worden. Die Prinzipien haben sich am DESY bewährt und können bedenkenlos verwendet werden.

Das Gehäuse kann verschiedene Formen haben. Auch Position und Anzahl der Öffnungen können variieren, je nachdem wie die Kühlung herausgeführt wird und wie der Spiegelhalter bzw. die Träger gelagert werden. So kann der Spiegelhalter auf zwei durchgängigen Trägern aufliegen oder nur auf einem. Es besteht darüber hinaus die Möglichkeit, die Träger nicht auf beiden Seiten zu halten, sondern nur auf einer. Das Profil der Träger ist frei wählbar, soll aber möglichst steif, bei wenig Platzbedarf und gewichtsarm sein.

Das Aussehen der Kühlung bzw. der Kühlrohre ist abhängig von der Wahl der Fluiddurchführung und der Art der Lagerung der Träger. Der Spiegel ist an den Spiegelhalter geklemmt. Die Positionierung erfolgt somit über den Spiegelhalter und die Träger, genaueres siehe Kapitel 4.2.3. Möglich ist dies über Formschluss durch z.B. Passungen oder Zylinderstifte.

3.3 Die verschiedenen Lösungskonzepte

Mit Hilfe der Teillösungen werden vier Entwürfe der Schaltspiegelkammer durch Anwendung des CAD-Programms SolidEdge ST8 erstellt. Es werden damit natürlich nicht alle denkbaren Kombinationen dargestellt. Mögliche Vor- und Nachteile einzelner Lösungen lassen sich aber schon erkennen. In den Abbildungen 3.4 bis 3.7 werden die unterschiedlichen Konzepte dargestellt. Die Baugruppen der ehemals lateral belasteten Bälge vorne und hinten sind in den Entwürfen nicht zu sehen (vgl. Abbildung 2.1).

3.3.1 Erster Entwurf: Symmetrisch

Der erste Entwurf, zu sehen in Abbildung 3.4, ist von den Abmessungen ähnlich wie die ursprüngliche Kammer. Die Grundidee, nur noch den Spiegel und nicht die komplette Kammer zu bewegen, wird aber schon umgesetzt. Folglich werden die Bälge an den Stirnseiten nicht mehr lateral belastet. Stattdessen werden nun vier zusätzliche Bälge an den Seiten der Kammer axial gestaucht oder gestreckt. Sie ermöglichen die Bewegung des Spiegels, ohne dass das Gehäuse bewegt werden muss.

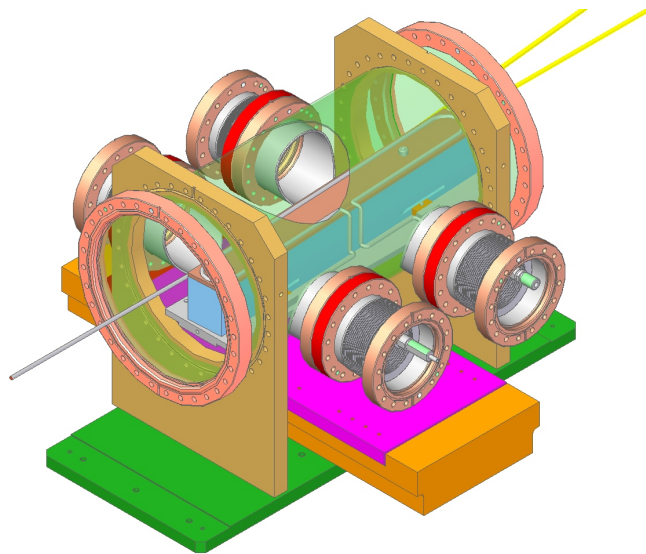


Abbildung 3.4: Erster Entwurf - ähnlich der alten Schaltspiegelkammer, aber das Gehäuse ist fixiert und der Spiegel wird bewegt.

Die Kühlung wird aufgeteilt und jeweils ein Kühlrohrende wird durch einen Balg durchgeführt. Allgemein liegen die Kühlrohre immer auf der vom Strahl abgewandten Seite. Als Fluiddurchführung wurde die zweite Variante aus Kapitel 2.5 gewählt, um mehr Platz für die Anbindung Träger-Winkel zu haben. Die Träger sind ähnlich wie bei Entwurf 2 aus Abbildung 3.5 vorzusehen.

Die Form des Gehäuses ist zylindrisch mit vier zueinander symmetrisch liegenden Öffnungen. Die Anbindung des Gehäuses an die feststehende Umgebung erfolgt mit separaten Seitenteilen, ohne dass daran der Flansch mit dem ehemals lateral belasteten Balg befestigt wird. Dieser wird direkt am Flansch des Gehäuses befestigt, wie schon bei der ursprünglichen Kammer. Die Bälge an den Stirnseiten bleiben bei allen Entwürfen erhalten, um Fertigungsungenauigkeiten auszugleichen und das Justieren des Spiegels bzw. der Schaltspiegelkammer über das Gestell darunter zu ermöglichen.

3.3.2 Zweiter Entwurf: Rechteckflansch

Das Konzept aus Abbildung 3.5 sieht ein Einschieben des Spiegels, samt Kühlung und Spiegelhalter, von der Längsseite vor. Es wird alles an dem Rechteckflansch vormontiert und dann durch die große Öffnung, unterhalb der Mittellinie des zylinderförmigen Gehäuses eingeführt.

Diese Variante hat fünf Bälge, denn die Kühlung wird separat heraus geführt und benötigt somit einen extra Balg. Die Fluiddurchführung und die Seitenteile sind dieselben, wie bei Entwurf 1. Die Träger haben das Profil eines I-Trägers und werden von innen an den Winkel angeschraubt. Diese Konstruktion ist daher so auszulegen, dass ein Balgwechsel, ohne ein Öffnen

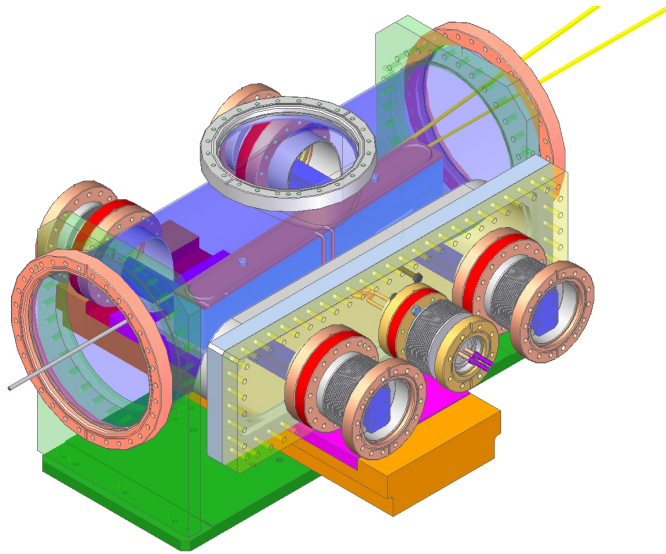


Abbildung 3.5: Zweiter Entwurf - an der Seite befindet sich ein großer Rechteckflansch, um den Spiegel vormontiert rein schieben zu können.

des Rechteckflansches durchgeführt werden kann.

3.3.3 Dritter Entwurf: Rechteckkammer

Entwurf 3 wird in Abbildung 3.6 gezeigt. Das Konzept hinsichtlich der Montage des Spiegels ist hier wie bei Entwurf 2. Die Unterschiede sind, dass das Gehäuse aus einer rechteckigen Kammer besteht und dass die Träger als Kragarme vorgesehen werden. Das führt dazu, dass die Balganzahl auf zwei reduziert werden kann, wenn die Kühlrohre wieder einzeln, zusammen mit den Trägern nach außen geführt werden.

Bei einem Balgwechsel wird der Spiegel nur noch von einem Träger gehalten, der außerdem nur einseitig gelagert ist. Dies muss bei einer Auslegung der Schraubenverbindung und des Trägers berücksichtigt werden.

3.3.4 Vierter Entwurf: Geteilte Kammer

Abbildung 3.7 zeigt einen weiteren Entwurf. Das Gehäuse aus dem ersten Entwurf wird geteilt, um eine andere Art der Montage des Spiegels zusammen mit der Kühlung und dem Spiegelhalter zu ermöglichen. Dabei soll der Spiegel in die eine Hälfte der Kammer geschoben und erst danach die andere Hälfte des Gehäuses montiert werden. Es werden wieder vier Bälge vorgesehen, um die Symmetrie auszunutzen und den Spiegel beidseitig zu lagern. Im Gegensatz zu Entwurf 1 werden bei Kühlrohrenden zusammen durch einen Balg geführt und nicht jedes einzeln. Für das Konzept der Spiegelmontage wurde außerdem der Flansch DN100 vorne rechts gegen einen

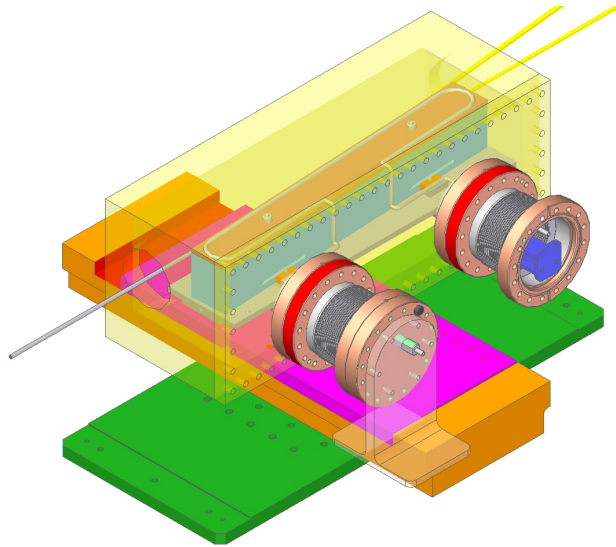


Abbildung 3.6: Dritter Entwurf der neuen Schaltspiegelkammer - das Gehäuse ist rechteckig und hat einen Rechteckflansch an der Seite.

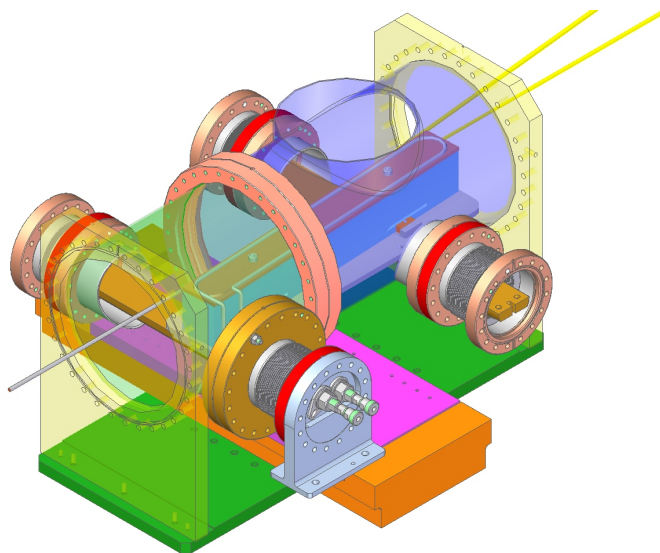


Abbildung 3.7: Vierter Entwurf - ist ähnlich dem ersten Entwurf, hat aber ein geteiltes Gehäuse.

Flansch DN160 ausgetauscht, um die Kühlrohre bei der Montage durch die Öffnung führen zu können. Des Weiteren haben die Träger auf Grund des begrenzten Platzes, was die Anbindung des Trägers an den Winkel (vor allem bei der Fluiddurchführung) betrifft, ein Halbkreisprofil erhalten.

3.4 Vor- und Nachteile der Entwürfe

Anhand der Forderungen aus der Anforderungsliste können einige Teillösungen ausgeschlossen, bzw. als nicht optimal bezeichnet werden.

Allgemein lässt sich sagen, dass eine einseitige Lagerung aus mehreren Gründen nicht geeignet ist. Ein Grund sind z.B. die Vakuumkräfte, die bei einer unsymmetrischen Anordnung der Bälge pro Seite entstehen und den Motor zusätzlich belasten. Pro Balg ($D_i = 77\text{ mm}$, $D_a = 107\text{ mm}$), der keinen Gegenpart hat, wirken $795,6\text{ N}^2$, die der Motor zusätzlich überwinden muss. Hinzu kommen die Kräfte aus der Verformung der Bälge (abfallend von 111 N bis 0 N)³ und aus der Beschleunigung (max. Wert beträgt $1312,5\text{ N}$, min. Wert 0 N)⁴. Die Lineareinheit⁵ soll erhalten bleiben, somit sind folgende Kräfte für den Motor vorgegeben.

- im Dauerbetrieb 1800 N
- Spitzenkraft 3600 N

Allein durch die Anordnung von nur zwei Bälgen auf einer Seite ist der Maximalwert im Dauerbetrieb mit annähernd 1600 N fast erreicht. Dieser Wert ist fix, egal in welcher Position sich die Kammer befindet. Dazu müssen auch noch die variablen Größen, wie die Balgkraft oder die Trägheitskraft, resultierend aus der Beschleunigung, berücksichtigt werden. Es wird deutlich, dass eine einseitige Lagerung nicht die beste Möglichkeit ist, wenn die Lineareinheit dieselbe bleibt. Dazu kommt, dass die Durchbiegung, die Neigung und die Schwingungsanfälligkeit im Verhältnis zu einer beidseitigen Lagerung schlechter werden, weil die Steifigkeit des Aufbaus geringer ist.

Der erste Entwurf hat den Nachteil, dass eine Montage der Kühlung von vorne erst möglich wird, wenn der Durchmesser der Kammer von 254 mm (Rohr für einen DN250 Flansch - DESY-Standard) auf mindestens 350 mm erhöht wird (kein Standardflansch). Daraus resultiert aber, dass bei einer beidseitigen Lagerung die Träger länger würden, was wiederum eine Vergrößerung der Durchbiegung und Neigung zur Folge hätte. Dazu kämen die steigende Schwingungsanfälligkeit und die Erhöhung des zu bewegenden Gewichts.

²Rechnung siehe Kapitel 4.3.2

³Rechnung in Kapitel 4.3.3

⁴Rechnung in Kapitel 4.3.1

⁵Datenblatt im Anhang F.1

Variante 2 mit dem Rechteckflansch hat, wie auch die Variante 3 mit der rechteckigen Kammer eine ungleiche Anzahl an Bälgen pro Seite, was zu oben beschriebener Problematik führt. Die Rechteckflansche sind keine Standardbauteile und damit häufig teurer im Einkauf. Außerdem müssen eventuelle Nachweise erfolgen, wie z.B. ob der Flansch dem Anpressdruck durch die Schrauben standhält und ab wann der Flansch ausreichend dichtet (Anzahl und Anordnung der Schrauben, Größe des Anziehmoments). Das Konzept mit einem Rechteckflansch erfordert den Gebrauch einer VATSEAL Dichtung⁶, die nur einmal benutzt werden kann. Die Standard-Kupferdichtungen, die bei den Standardflanschen verwendet werden, können auch nur einmal benutzt werden, kosten jedoch wesentlich weniger. Beide Entwürfe mit einer VATSEAL Dichtung, wie schon in Kapitel 3.3.2 erwähnt, sind daher so zu konstruieren, dass ein Balgwechsel ohne ein Öffnen des Rechteckflanschs erfolgen kann. Entwurf 2 benötigt für den Rechteckflansch einen großen ovalen Stutzen (Verbindung von Flansch an Gehäuse), der bei der Fertigung aufwendiger ist, da im Normalfall bei den Stutzen für die Standardflansche ein einfaches Rohr als Halbzeug dient. Die ovale Öffnung an der Seite der Kammer muss lang genug sein, um den Spiegel einzusetzen, was dazu führt, dass das Gehäuse um mindestens 280 mm länger wird.

Der Vorteil von Variante 3 ist die Bauraumverringerung durch das rechteckige Gehäuse. Insgesamt wird Kammer kompakter und die bewegten Massen werden reduziert. Rechteckige Kammern sind jedoch schlechter zu reinigen als zylindrische oder kugelförmige Kammern, weil z.B. aus unzugänglichen Ecken die Reinigungsflüssigkeit nicht vollständig heraus gespült werden kann (siehe Kapitel 2.6). Diese Kammer ist fertigungstechnisch am aufwendigsten und auch am teuersten. Dabei ist egal, ob sie aus dem Vollen gefräst wird (eher unüblich) oder ob sie als Schweiß- oder Löt konstruktion umgesetzt wird. Der Balgwechsel gestaltet sich auch problematischer, weil der Spiegel zeitweise nur noch an einem Punkt gehalten wird. Dieser Lastfall muss bei der Auslegung der Konstruktion der Anbindung vom Träger an den Winkel mit berücksichtigt werden. Folglich werden mehr oder größeren Schrauben benötigt und bei den Trägern wird sich der Querschnitt vergrößern. Der Träger kann nachträglich nicht mehr vom Spiegelhalter gelöst werden, ohne dass eine neue VATSEAL Dichtung benötigt wird.

Der letzte Entwurf ist wie schon der erste symmetrisch aufgebaut. Zwei Träger, die beidseitig gestützt werden sorgen dafür, dass die Vakuumkräfte bei der Bewegung keinen Einfluss haben und dass eine steifere Lagerung des Spiegels erreicht wird. Die Kehrseite davon sind die vier Bälge, die deswegen benötigt werden und die den Wartungsaufwand, verglichen mit Entwurf 3, etwas erhöhen. Da die Kammer geteilt wird, um die Montage des Spiegels zu ermöglichen, braucht der Durchmesser ($D_a = 254 \text{ mm}$) diesmal nicht vergrößert zu werden, was dazu führt, dass die Kammer im Vergleich zu Entwurf 1 kompakter wird und die bewegte Masse relativ klein gehalten werden kann. Ein weiterer positiver Aspekt sind die vielen Standardbauteile, die verwendet werden und so die Fertigung der Kammer einfach und kostengünstig gestalten.

⁶Datenblatt im Anhang F.2

3.5 Bewertung nach VDI 2225

Die Evaluation der Varianten erfolgt mit Hilfe der VDI 2225 Blatt 3 [20]. Sie dient der technisch-wirtschaftlichen Bewertung beim Entwerfen vollständiger technischer Produkte. Die Anforderungsliste aus Kapitel 3.1 ist Grundlage, um die Bewertungsmerkmale festzulegen. Festanforderungen zählen nicht zu den Bewertungsmerkmalen und werden bei der Bewertung auch nicht weiter berücksichtigt, da die Lösungen, die die Festanforderungen nicht erfüllen vorher schon ausscheiden. Außerdem werden unabhängige Kriterien gewählt, d.h. es wird nicht die Durchbiegung, Neigung, Schwingungsanfälligkeit und Steifigkeit bewertet, sondern nur der steife Aufbau, der sowieso Einfluss auf die anderen genannten Merkmale hat. Die eben beschriebene Abhängigkeit untereinander würde das Ergebnis verfälschen und die Aussage der Bewertung unbrauchbar. Eine Bewertung der Varianten ist in Tabelle 3.2 festgehalten. Um der Subjektivität entgegen zu wirken, wird die Bewertung von mehreren Personen durchgeführt. Ihre Bewertungen sind in den Tabellen 3.3 und 3.4 dokumentiert. Die Tabelle 3.1 zeigt die Punktevergabe, wie sie in der VDI-Richtlinie angewendet wird. Die VDI 2225 sieht auch eine wirtschaftliche Bewertung vor, bei der der Aufwand für die Herstellung des Produktes (Herstellkosten) berechnet wird. Da die Schaltspiegelkammer aber nicht vermarktet wird und keine Konkurrenzprodukte vorhanden sind, wird die wirtschaftliche Bewertung nicht so vorgenommen, wie es in der Richtlinie beschrieben wird. Eine wirtschaftliche Wertung findet alleine in der technischen Bewertung bei dem Punkt Kosten statt, bei dem jeder, der bewertet eine grobe Abschätzung hinsichtlich der Kosten für Material, Fertigung und Wartung trifft.

Bei der Ermittlung der technischen Wertigkeit ist den technischen Merkmalen eine Gewichtung zugeteilt worden. Daher ist das Ergebnis der gewichtete Mittelwert x_g . Er wird folgendermaßen berechnet:

$$x_g = \frac{g_1 p_1 + g_2 p_2 + \dots + g_n p_n}{(g_1 + g_2 + \dots + g_n) p_{max}} \quad (3.2)$$

g_n entspricht dabei der Gewichtung, sie kann den Wert 1, 2 oder 3 annehmen. p_n sind die Punkte, die nach dem eben erwähnten Bewertungsschema vergeben werden. p_{max} ist die größte zu vergebene Punktzahl und daher gleich 4 (vgl. Tabelle 3.1). Bei der Bewertung erreicht das ideale technische Produkt für x_g den Wert 1.

Tabelle 3.1: Punktevergabe: Annäherung an die ideale Verwirklichung

sehr gut (ideal)	4
gut	3
ausreichend	2
gerade noch tragbar	1
unbefriedigend	0

Tabelle 3.2: Eigene Bewertung der Varianten

Technische Merkmale	g_n	p_{n1}	$p_{n1} g_n$	p_{n2}	$p_{n2} g_n$	p_{n3}	$p_{n3} g_n$	p_{n4}	$p_{n4} g_n$
Steifigkeit	3	3	9	2	6	1	3	3	9
Bewegte Masse	2	3	6	2	4	4	8	3	6
Kosten	3	3	9	2	6	2	6	3	9
Montage, Wartung	1	2	2	2	2	2	2	2	2
Kompakte Bauweise	2	1	2	2	4	4	8	3	6
Standardbauteile	2	2	4	1	2	1	2	4	8
Geräuscharm	1	2	2	1	1	3	3	2	2
Summe	14		34		25		32		42
Technische Wertigkeit			0,61		0,45		0,57		0,75

Tabelle 3.3: Zweite Bewertung der Varianten

Technische Merkmale	g_n	p_{n1}	$p_{n1} g_n$	p_{n2}	$p_{n2} g_n$	p_{n3}	$p_{n3} g_n$	p_{n4}	$p_{n4} g_n$
Steifigkeit	3	3	9	2	6	1	3	3	9
Bewegte Masse	2	3	6	1	2	3	6	3	6
Kosten	3	3	9	2	6	1	3	3	9
Montage, Wartung	1	2	2	2	2	2	2	4	4
Kompakte Bauweise	2	2	4	1	2	4	8	2	4
Standardbauteile	2	4	8	1	2	1	2	4	8
Geräuscharm	1	3	3	2	2	4	4	3	3
Summe	14		41		22		28		43
Technische Wertigkeit			0,73		0,39		0,5		0,77

Tabelle 3.4: Dritte Bewertung der Varianten

Technische Merkmale	g_n	p_{n1}	$p_{n1} g_n$	p_{n2}	$p_{n2} g_n$	p_{n3}	$p_{n3} g_n$	p_{n4}	$p_{n4} g_n$
Steifigkeit	3	3	9	4	12	2	6	4	12
Bewegte Masse	2	2	4	2	4	4	8	2	4
Kosten	3	3	9	2	6	1	3	3	9
Montage, Wartung	1	1	1	2	2	3	3	2	2
Kompakte Bauweise	2	2	4	1	2	4	8	2	4
Standardbauteile	2	3	6	2	4	2	4	3	6
Geräuscharm	1	2	2	2	2	3	3	2	2
Summe	14		35		32		35		39
Technische Wertigkeit			0,63		0,57		0,63		0,7

Variante 4 verspricht nach dem Bewertungsverfahren in technischer Hinsicht am meisten Erfolg. Sie erfüllt am besten das wichtige Kriterium der Steifigkeit durch die beidseitige, symmetrische Lagerung und lässt, durch die zweigeteilte Kammer, eine Montage der Kühlung zu. Erreicht wird dies durch die Verwendung von Standardbauteilen, die die Kosten, obgleich der vier Bälge, relativ niedrig halten. Auf Grund des zylindrischen Gehäuses ist der Aufwand der Fertigung gering und eine vakuumgerechte Reinigung ist gut möglich. Ein Kritikpunkt sind die vier Bälge, hinsichtlich der Montage und der Wartung (mehr Zeitaufwand, mehr Kosten), ohne die aber der geforderte steife Aufbau nicht möglich ist.

Kapitel 4

Konstruktion

4.1 Die optimierte Kammer

Die optimierte Kammer¹ baut auf Variante 4 aus Kapitel 3 auf, da sie bei dem Bewertungsverfahren am besten abgeschnitten hat. Die überarbeitete Schaltspiegelkammer ist als 3D-Modell in Abbildung 4.1 und als Zeichnung in Abbildung 4.2 zu sehen. Auf Grund der dynamischen Belastung werden Schweißnähte vermieden und Schraubenverbindungen bevorzugt. Eine Zweiteilung der Kammer ermöglicht die Montage der Kühlung. Die Stirnseiten sind so vorgesehen, dass dieselben Anschlussflansche an die Umgebung verwendet werden können, wie vorher. Um einen seitlichen Versatz oder Unterschiede in der Höhe auszugleichen werden die Bälge an den Stirnseiten weiterhin benötigt. Sie werden aber nicht mehr wie vorher dynamisch, lateral belastet.

An den Seitenteilen sind jeweils zwei drehbare Lastbügel (M8 - Gewinde) mit einer Nenntragfähigkeit von je $0,3 t$ angebracht, so dass die Kammer mit einem Kran transportiert werden kann, falls notwendig. Zusätzlich zu den beiden äußeren Seitenteilen, gibt es kleinere, mittig liegende Innenteile, die zusammen mit den zwei extra Platten die Montage vereinfachen sollen, indem jedes Gehäuseteil in der Lage ist, separat zu stehen und nicht abgestützt zu werden braucht. Eine Öffnung DN200 nach oben hin lässt die Möglichkeit zu, in die Kammer zu greifen, ohne dass im eingebauten Zustand die Flansche an den Stirnseiten oder die Bälge gelöst werden müssen.

Die beiden Winkelhalter sind aus einer Aluminiumlegierung und können durch Fräsen hergestellt werden. Sie stellen eine direkte Verbindung vom Winkel zum Linearmotor her, so dass keine weitere Platte benötigt und an Gewicht gespart wird. Wegen der Schneidkante für die Flanschdichtung müssen die Winkel aus Edelstahl gefertigt werden. Da sie die Aufgabe eines Flansches übernehmen, ist die Dicke des Bauteils mit $21 mm$ vorgegeben, zumindest in dem Bereich, wo verschraubt wird. Wenn möglich soll versucht werden, Flansche mit Durchsteckverbindungen zu verschrauben. Grund dafür ist, dass Schrauben und Muttern günstiger zu wechseln sind, im Vergleich zu einem Austausch des kompletten Flansches, weil z.B. das Innengewinde

¹Eine Zeichnung, samt Stückliste ist in Anhang E zu finden.

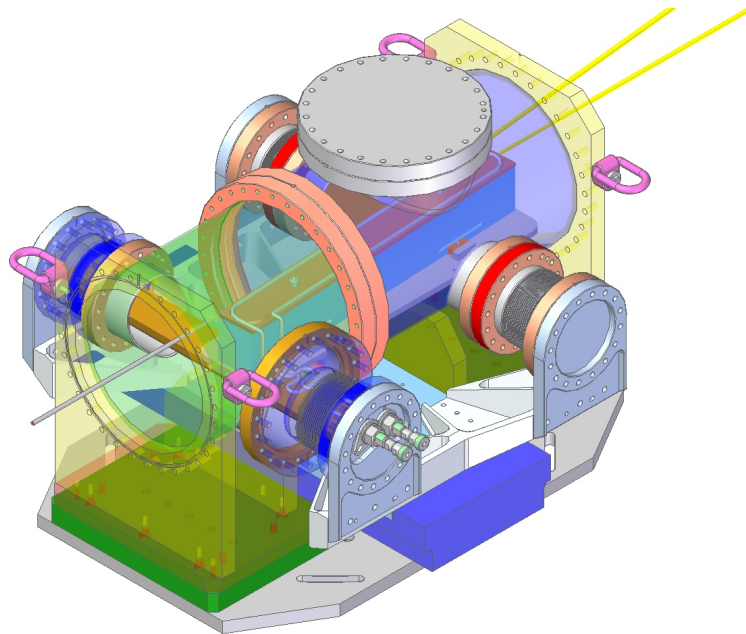


Abbildung 4.1: Die optimierte Schaltspiegelkammer

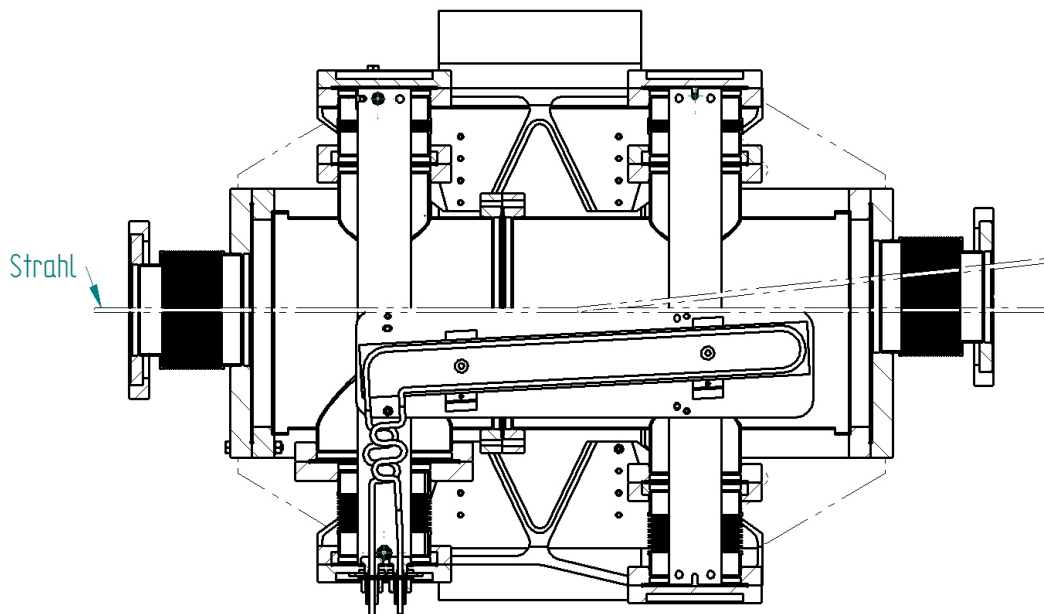


Abbildung 4.2: Die optimierte Schaltspiegelkammer von oben als 2D-Zeichnung im Schnitt

für eine Einschraubverbindung abgenutzt ist. Dies wird größtenteils umgesetzt, mit Ausnahmen des Flansches DN160, durch den die Kühlung nach draußen geht. Hier ist ein CFg-Flansch vorgesehen. Das g steht in diesem Fall für Gewinde bzw. Innengewinde. Die Flansche können so mit Schrauben verbunden werden, die eingeschraubt und nicht durchgesteckt werden. Anstatt der Schrauben können auch Stehbolzen verwendet werden. Vorteil dabei ist, dass falls das Gewinde irgendwann abgenutzt sein sollte, nur die Bolzen ersetzt werden müssen, nicht aber der Flansch, der am Gehäuse verschweißt ist.

Eine weitere Ausnahme ist das Flanschaar DN250, das zum Verbinden der beiden Kammerhälften dient. Hier ist auch keine Durchsteckschraubenverbindung vorgesehen, damit der Flansch DN250 und der DN160 so nah wie möglich aneinander montiert werden können. Der CFg-Flansch DN160 birgt den Vorteil, dass er ganz dicht am Gehäuse angebracht werden kann. Beides erleichtert das Einfädeln der Kühlung während der Montage. Dazu kommt, dass das Kühlrohr kürzer wird, umso dichter der Flansch am Gehäuse liegt. Kürzer ist wiederum gleichbedeutend mit einer einfacheren Montage.

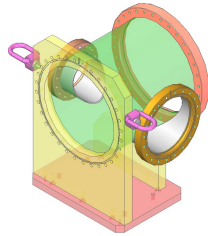
Der Spiegel samt Spiegelhalter und Kühlung liegt auf zwei Trägern, die aus einer Aluminiumlegierung gefertigt werden. Um den Platz innerhalb der Bälge bestmöglich auszunutzen ist das Profil ähnlich dem eines Halbkreises. Positiver Aspekt dabei ist, dass das Flächenträgheitsmoment um die y-Achse und um die z-Achse verhältnismäßig groß ist. Damit es bei der Fertigung des Trägers nicht so viel Materialabfall gibt und trotzdem ähnliche Eigenschaften erreicht werden, fiel die Entscheidung auf ein facettiertes Rechteckprofil. Die Träger liegen auf in die Winkel integrierten Vorsprüngen auf. Für den Spiegelhalter ist in beiden Trägern ein Ausschnitt vorgesehen.

4.2 Montage

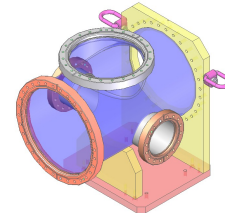
In den beiden nachfolgenden Abschnitten wird die Montage der Schaltspiegelkammer, sowie der Wechsel der Membranbälge beschrieben. Die Erstmontage findet in einem Reinraum statt. Der Balgwechsel hingegen muss in mobilen Reinräumen mit wesentlich weniger Platz zum Arbeiten durchgeführt werden. Grund dafür ist, dass die Kammer zu dem Zeitpunkt schon an ihrem Einsatzort steht und nicht wieder demontiert werden soll, nur um sie dann wieder in einen Reinraum zu bringen und dort die Bälge zu tauschen.

4.2.1 Erstmontage

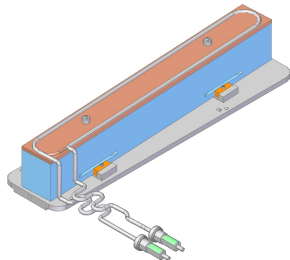
Die Kammer besteht aus vier Baugruppen, die unter anderem in Abbildung 4.3 zu sehen sind. Baugruppen sind der vordere Teil der Kammer (a) und der hintere Teil (b), sowie die Spiegelbaugruppe (c) und die Lineareinheit mit den Winkelhaltern (d). Der vordere Träger wird von der Seite in die Kammerhälfte geschoben und abgelegt. Anschließend wird die Spiegelbaugruppe mit



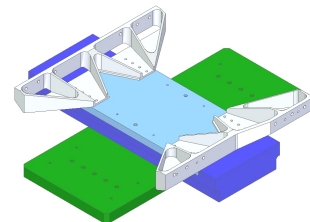
(a) Schweißbaugruppe Gehäuse 1 (Pos. Nr.1)



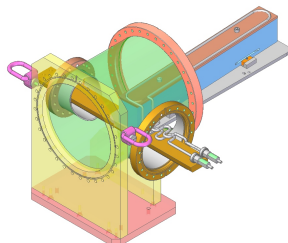
(b) Schweißbaugruppe Gehäuse 2 (Pos. Nr.2)



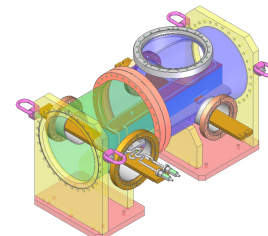
(c) Lötbaugruppe Spiegelgruppe (Pos. Nr.3)



(d) Baugruppe Lineareinheit mit Winkelhaltern



(e) SBG Gehäuse 1 nachdem die Spiegelgruppe und der Träger eingeführt wurden.



(f) Die Gehäusehälften sind verbunden und der hintere Träger bereits eingelegt.

Abbildung 4.3: Darstellung der verschiedenen Baugruppen für die Montage und einiger Montagezwischenschritte

dem Kühlrohr voran durch die Öffnung des Flansches DN250 der SBG Gehäuse 1 hinein in den Flansch DN160 gedreht, bis der Spiegel gerade im Gehäuse auf dem Träger liegt (e). Der Spiegel wird dabei so weit wie möglich nach vorne geschoben und abgesetzt. Kippt er dennoch, muss der Spiegel zusätzlich händisch abgestützt werden. Möglich ist dies zuerst von unten und dann von oben durch die Öffnung von SBG Gehäuse 2. Im Anschluss wird die SBG Gehäuse 1 mit der SBG Gehäuse 2 über die Flansche DN250 verbunden und der hintere Träger unter die Spiegelbaugruppe geschoben (f). Daraufhin wird der Spiegelhalter an den Trägern festgeschraubt. Eine Montagehilfe sorgt dafür, dass die Träger etwas oberhalb der geplanten Höhe gehalten werden. Danach werden die vier axial belasteten Membranbälge am Gehäuse angebracht und mit einem Montagehilfsmittel versehen, welches dazu dient, sie auf ihrer gestauchten Länge zu halten und ihnen etwas Stabilität zu verleihen, damit sie bei der Montage nicht stören.

Folgend wird die bisher montierte Baugruppe (Gesamtgewicht ca. 100 kg) mit Hilfe eines Krans oder mit zwei Personen (s. Arbeitsschutzrichtlinie) auf die Baugruppe der Lineareinheit (d) gesetzt und verschraubt. Nachdem die Montagehilfe für die Träger entfernt wurde, werden die Winkel an dem Winkelhalter und die Träger an den Winkeln montiert. Anschließend wird die Kühlung festgezogen. Zum Schluss wird die Montagehilfe für die Bälge abgenommen, die Bälge mit den Winkeln verschraubt und die Flansche DN250 an den Stirnseiten angebracht.

Das Einbringen des Spiegels mit der Kühlung stellt ein Kernproblem der Montage dar. Um die Machbarkeit zu überprüfen, wurde die Montage mit Hilfe eines physischen Modells im Maßstab 1:2 simuliert.

4.2.2 Balgwechsel

Ein Wechsel der vier Bälge sollte bei einer Schaltfrequenz von 5 Hz möglichst nach 4000 Betriebsstunden² erfolgen und nicht erst, wenn ein Balg undicht geworden ist. Das verhindert beispielsweise, dass der Spiegel durch eindringende Kohlenwasserstoffe, die sich auf der Spiegeloberfläche absetzen und dazu führen, dass der Strahl sich in die Fläche einbrennt, Schaden nimmt. Außerdem wäre die Kammer danach verunreinigt und müsste erneut UHV-gerecht gereinigt werden.

Soll ein Wechsel durchgeführt werden, wird die Kammer mit Stickstoff geflutet, damit sie nicht verschmutzt. Anschließend werden die Bälge in zwei mobilen Reinräumen (Grundfläche jeweils 1,5 m x 1,5 m) gegen neue ausgetauscht. Jeder Reinraum deckt eine Seite der Schaltspiegelkammer ab, bei der zwei Bälge nebeneinander sind. Es werden drei Personen benötigt. In jedem Reinraum arbeitet eine Person und eine ist Person befindet sich außerhalb. In den mobilen Reinräumen muss gleichzeitig gearbeitet werden.

Die Bälge müssen auf der Winkelseite gelöst und so weit wie möglich in Richtung Gehäuse gedrückt werden, so dass mit Hilfe eines Schraubendrehers die Schraubenverbindung Träger -

²Rechnung im Anhang A.2

Winkel gelockert werden kann. Dann können nacheinander die Bälge gewechselt werden. Der Winkel wird vom Winkelhalter und vom Träger abgezogen. Daraufhin wird der Balg auch vom Gehäuse abgeschraubt, eine neue Flachdichtung eingelegt und der neue Membranbalg angebracht. Danach wird der Winkel zusammen mit einer weiteren Flachdichtung wieder auf dem Winkelhalter montiert und der Träger mit dem Winkel verschraubt. Zum Schluss muss noch das andere Ende des Balges mit der Flanschkontur des Winkels verschraubt werden.

4.2.3 Positionierung

Der Ablenkwinkel des Spiegels wird über das Gestell darunter mit einer Genauigkeit im Millirad-Bereich eingestellt, bis der Laserstrahl sein Ziel erreicht. Bei dem Wechsel der Bälge müssen beide Träger gelöst werden. Auf den Trägern ist der Spiegelhalter mit dem Spiegel befestigt. Ohne geeignete Vorkehrungen ist eine Veränderung der Lage des Spiegels vor und nach dem Wechsel unvermeidbar, da Schrauben alleine nicht ausreichend sind, um eine so genaue Positionierung zu ermöglichen. Grund dafür sind die Durchgangslöcher für die Schrauben in den Trägern, die relativ viel Spiel zulassen. Der Spiegelhalter muss deshalb verstiftet werden. Die Toleranzen für die Bohrungen sollen dabei so eng wie möglich sein aber auch so, dass ein Fügen der Stifte ohne ein Verkanten funktioniert. Der Fehler in der Position des Spiegels wird dadurch so klein wie möglich gehalten. Eine Skizze zur Anordnung der Stifte wird in Abbildung 4.4 gezeigt.

An den Winkelhaltern beginnt die Positionierung, da sie bei einem Wechsel der Bälge nicht gelöst werden brauchen und ihre Position somit nicht verändert wird. An ihnen werden die Winkel, auf denen die Träger aufliegen, positioniert. Dies geschieht bei den Winkeln über die Kombination Bohrung - Zylinderstift und Langloch - Zylinderstift (siehe Seitenansicht in Abbildung 4.4). Nur der Winkel vorne links wird mit zwei Langlöchern versehen, es soll später noch darauf eingegangen werden. Durch die Bohrung werden die Höhe z , sowie die x - und y -Richtung der Winkel festgelegt. Gleichzeitig sorgt das Langloch für ein Blockieren der Drehung um x . Das Anliegen an der Seite des Winkelhalters (Bezeichnungen siehe Abbildung 3.3) verhindert die Drehung um y und z und legt die Lage in x -Richtung fest. Schrauben dienen jetzt nur noch dem Fixieren.

Der hintere Träger hat an seinen Stirnseiten jeweils eine Nut, so dass die Winkel problemlos, samt Zylinderstift auf die Stifte des Winkelhalters geschoben werden können, während der Träger in der Kammer gehalten wird. Die Nuten positionieren den Träger in y -Richtung. Die Höhe z wird über die Auflagefläche am Winkel bestimmt. Zu den Flächen in x -Richtung ist ausreichend Spielraum vorzusehen, damit der Träger nicht überbestimmt wird. Schrauben verhindern ein Abheben des Trägers und ein Hin- und Herrutschen, während der Bewegungsphase.

Auf dem hinteren Träger wird der Spiegelhalter durch zwei Langlöcher in x -Richtung in seiner y -Lage festgelegt. Außerdem ist eine Drehung um z nicht möglich. Durch das Liegen auf dem Träger wird die Höhe bestimmt und die Drehungen um die x - und y -Achse werden verhindert.

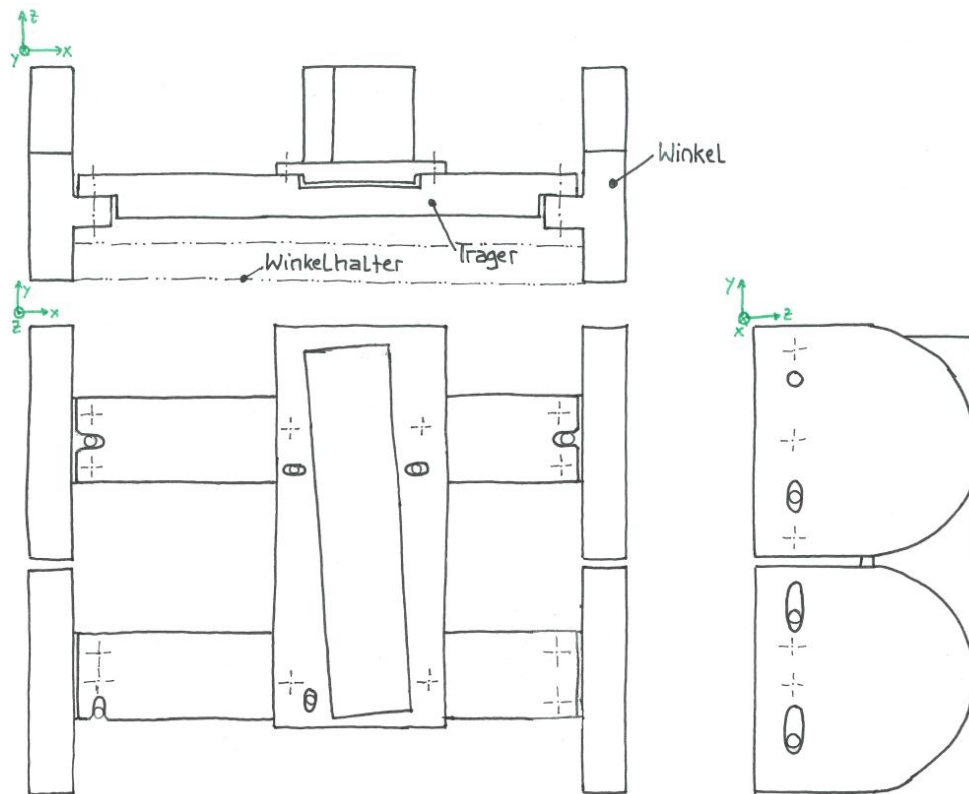


Abbildung 4.4: Skizze zum Positionierungskonzept mit KOS, ohne Winkelhalter, nicht maßstabsgetreu

Die Positionierung in x-Richtung erfolgt über den vorderen Träger, mit Hilfe eines Langlochs in y-Richtung. Der Spiegelhalter wird über Schrauben auf seiner Position gehalten.

Der vordere Träger wird anders ausgerichtet. Der Freiheitsgrad in x-Richtung wird über die hinteren Nuten bisher nicht abgedeckt. Daher hat der vordere Träger nun eine um 90° gedrehte Nut, die die Lage in x-Richtung definiert.

Es wird deutlich, warum der vordere Winkel anders positioniert werden muss. Es sind zwei Langlöcher in y-Richtung vorgesehen. Die y-Richtung ist dadurch nicht bestimmt, hat aber auf die Position des Spiegels keine Auswirkungen, da das von den hinteren Winkeln übernommen wird und sorgt dafür, dass der Winkel minimal zur Seite (y-Richtung) geschoben werden kann, um ihn für den Balgwechsel vom Winkelhalter und Träger abzuziehen.

Mit diesem Positionierungskonzept ist sichergestellt, dass der Spiegel nach dem Wechsel der Bälge wieder dort steht, wo er vorher stand. Die Notwendigkeit den Spiegel erneut auszurichten, wird so vermieden.

4.3 Kräfte

4.3.1 Beschleunigungskräfte

Wichtig für eine Beurteilung, ob der Linearmotor geeignet ist, sind die maximalen Beschleunigungskräfte bzw. Trägheitskräfte, die beim An- und Abbremsen des Spiegels wirken. Das Weg-Zeit-Diagramm des Linearmotors aus Abbildung 1.2 gleicht der Sinoide von Bestehorn.[7] Sie soll die Anfahr- und Abbremsvorgänge des Spiegels so ruhig wie möglich gestalten. Die maximale Beschleunigung, die währenddessen auf den Spiegel wirkt, ist $37.5 \frac{m}{s^2}$ (Wert entnommen aus[11]).

Da nicht ersichtlich ist, wie der Wert ermittelt wurde, folgt eine Herleitung zur Verifizierung. Zu Beginn wird dabei der erste Teil der Kurve in drei Teile zerlegt, so dass sich ein annähernd linearer Abschnitt und zwei quadratische Abschnitte ergeben (vgl. Abbildung 4.5). Es wird also angenommen, dass der Linearmotor in den Beschleunigungsphasen ($1 \rightarrow 2$ und $3 \rightarrow 4$) gleichmäßig beschleunigt und dazwischen ($2 \rightarrow 3$) mit einer konstanten Geschwindigkeit fährt. Die quadratische Funktion verläuft im Bereich von $t_1 = 15 \text{ ms}$ bis $t_2 = 40 \text{ ms}$. Der Weg, den der Spiegel dabei zurücklegt, beträgt $5,5 \text{ mm}$.

Geg.: $v_0 = 0$, $s_0 = 0$, $s = 5,5 \text{ mm}$, $t = 25 \text{ ms}$, $a = \text{const}$,

Die allgemeine Formel für den Weg bei konstanter Beschleunigung lautet:

$$s = \frac{1}{2}at^2 + v_0t + s_0 \quad (4.1)$$

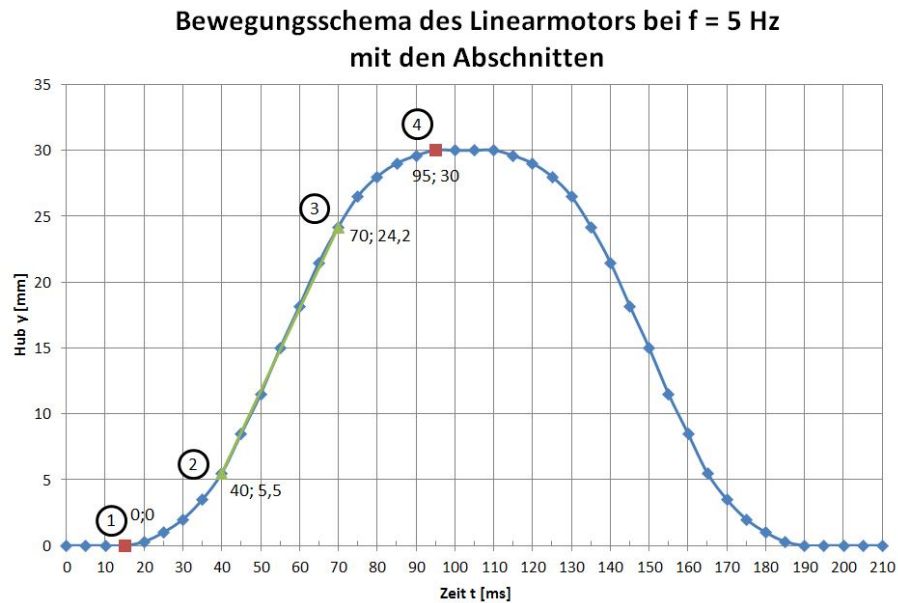


Abbildung 4.5: Das Bewegungsschema des Linearmotors mit den unterschiedlichen Bewegungsphasen

Stellt man Gleichung (4.1) nach a um, ergibt sich:

$$a = \frac{2}{t^2} \cdot (s - v_0 t - s_0) \quad (4.2)$$

Will man den Beschleunigungswert für den Abbremsvorgang berechnen, wird die Anfangsgeschwindigkeit v_0 bzw. in diesem Fall v_3 benötigt. Sie lässt sich über die Steigung der Geraden von Punkt 2 nach Punkt 3 berechnen. Die annähernd lineare Funktion liegt im Bereich von $t_2 = 40 \text{ ms}$ bis $t_3 = 70 \text{ ms}$. In der Zeit wird ein Weg von $18,7 \text{ mm}$ zurückgelegt.

Geg.: $\Delta s = 18,7 \text{ mm}$, $\Delta t = 30 \text{ ms}$, $a = 0$

$$\begin{aligned} v_3 &= \frac{\Delta s}{\Delta t} \\ v_3 &= \frac{18,7 \text{ mm}}{30 \text{ ms}} \\ v_3 &= 0,62 \frac{\text{m}}{\text{s}} \end{aligned} \quad (4.3)$$

Setzt man v_3 und die folgenden Werte $v_0 = 0,62 \frac{\text{m}}{\text{s}}$, $s_0 = 24,2 \text{ mm}$, $t = 25 \text{ ms}$, $a = \text{const}$, $s = 30 \text{ mm}$ in Gleichung 4.2 ein, ergibt sich für den Abbremsvorgang eine Beschleunigung von $-31,0 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$. Die Beschleunigung beim Anfahren hat den selben Wert, nur ist er dann positiv. Die Abweichung der berechneten Beschleunigung von dem zu überprüfenden Wert kann verschiedene Gründe haben. So können Ungenauigkeiten durch das Ablesen aus dem Diagramm

entstehen, aber auch durch die getroffenen Annahmen, dass die Beschleunigung zeitweise konstant ist und teilweise sogar null.

Die Berechnung der maximalen Beschleunigungskraft erfolgt durch $F = m \cdot a$. Dabei ist die bewegte Masse $m = 35 \text{ kg}$. Bei Verwendung der nachgerechneten Beschleunigung ergibt sich für die Kraft $F = 1085 \text{ N}$. Mit der betragsmäßig größeren Beschleunigung von $37,5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ aus [11] ist die Beschleunigungskraft $F = 1312,5 \text{ N}$. Um konservativ Vorzugehen wird in den nachfolgenden Berechnungen mit der größeren Beschleunigung gerechnet, die anhand der Nachrechnung plausibilisiert wurde.

4.3.2 Vakuumkräfte

Vakuumkräfte sind bei der Spiegelkammer nur relevant, wenn eine Variante mit einer unsymmetrischen Anzahl an Bälgen pro Seite und/oder unterschiedlich großen Bälge gewählt werden. Da die Kräfte ein Entscheidungsfaktor sind, soll hier nochmal kurz darauf eingegangen werden.

Die Vakuumkräfte kommen dadurch zu Stande, dass im Inneren der Kammer nahezu 0 bar herrschen und außerhalb der Atmosphärendruck von $1,013 \text{ bar}$. Der Differenzdruck sorgt wie in Abbildung 4.6 dargestellt für eine Kraft, die den Balg in Richtung Kammer drückt. Auf das Gehäuse wirkt der Druck auch, es wird aber davon ausgegangen, dass es dem standhält.

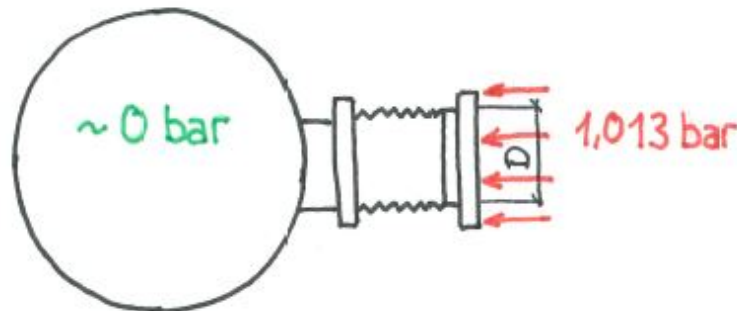


Abbildung 4.6: Die Vakuumkraft beim Stillstand der Kammer, einseitige Lagerung

Die Kraft errechnet sich aus:

$$F_v = p \cdot A \quad (4.4)$$

A ist in diesem Fall eine Fläche des Flansches mit dem Durchmesser D . Die Kraft pro Balg ergibt sich mit $p = 1,013 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$ und $A = \frac{\pi}{4} \cdot (100 \text{ mm})^2 \approx 7854 \text{ mm}^2$ zu $795,6 \text{ N}$.

4.3.3 Balgkräfte

Die Membranbälge verhalten sich wie Federn. Die Kraft einer Feder lässt sich durch ihre Federsteifigkeit und die Auslenkung bestimmen und verhält sich dabei linear. Bei den Membranbälgen

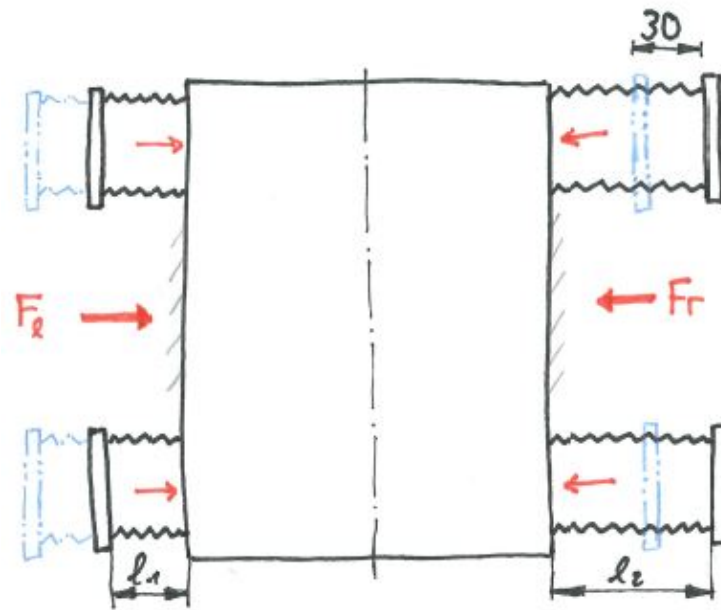


Abbildung 4.7: Die Balgkräfte beim Stillstand der Kammer

wird die Federsteifigkeit Federrate genannt. Sie gibt an wie viel Kraft in N pro mm Auslenkung benötigt wird. Sie ist abhängig von der Anzahl der Membranpaare, vom Balgprofil und vom verwendeten Werkstoff. Das Balgprofil beinhaltet die Werte für den Innendurchmesser D_i , den Außendurchmesser D_a , die Lagenzahl n_L und die Wanddicke der Einzellege s .

Die verbauten Bälge haben ein $D_i = 77 \text{ mm}$ und ein $D_a = 107 \text{ mm}$. Die Federrate c_δ beträgt $1,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$. Die freie Länge von jedem der vier Bälge ist $l_0 = 73,2 \text{ mm}$. Sie werden unterschiedlich stark gestaucht eingebaut, so ist $l_1 = 17,5 \text{ mm}$ und $l_2 = 48,3 \text{ mm}$. Membranbälge vertragen im Hinblick auf die Lebensdauer ein Stauchen besser als ein Strecken. Deshalb werden die Bälge, wie von Firma Mewasa gefordert, gestaucht eingebaut (vgl. Datenblatt in Anhang F.3). Eine Skizze zu den Balgkräften ist in Abbildung 4.7 zu sehen. Im Stillstand der Kammer (Strahl wird durchgelassen oder abgelenkt) lassen sich damit folgende Kräfte bestimmen:

$$\begin{aligned}
 F_l &= 2 \cdot c_\delta \cdot (l_0 - l_1) \\
 F_l &= 2 \cdot 100,3 \text{ N} \\
 F_l &= 200,6 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{4.5}$$

Auf der gegenüberliegenden Seite ist die Kraft:

$$\begin{aligned} F_r &= 2 \cdot c_\delta \cdot (l_0 - l_2) \\ F_r &= 2 \cdot 44,8 \text{ N} \\ F_r &= 89,6 \text{ N} \end{aligned} \tag{4.6}$$

Die resultierende Kraft errechnet sich somit zu:

$$\begin{aligned} F_{Res} &= F_r - F_l \\ F_{Res} &= 111 \text{ N} \end{aligned} \tag{4.7}$$

Der Spiegel muss demnach im statischen Fall immer mit einer Kraft von 111 N auf ihrer Position gehalten werden. Dabei ist egal, ob der Strahl durchgelassen werden soll oder dauerhaft abgelenkt wird. Der Linearmotor besitzt eine Klemmung mit einer Haltekraft von 420 N (vgl. Datenblatt im Anhang F.1), die das ohne Haltestrom ermöglicht.

4.3.4 Kippmoment am Spiegelhalter

Das Kippmoment am Spiegelhalter ist relevant für die Schraubenberechnung in Kapitel 4.5. Folgende Annahmen werden zur Berechnung getroffen:

- Schrägstellung des Spiegels um 3° wird vernachlässigt
- Kraftangriffspunkt mittig zwischen den Schrauben
- Kraftangriffspunkt in der Höhe vom Massenschwerpunkt (Spiegel und Kühlplatte (= m_K))
- Einfluss des Kühlrohrs wird vernachlässigt
- Beansprucht werden immer nur zwei der vier Schrauben

Geometrische Werte können der Skizze in Abbildung 4.8 entnommen werden:

- Hebelarm zur Berechnung des maximalen Kippmoments (zum Zeitpunkt des Abbremsens) sind 41,3 mm
- Hebelarm zur Berechnung der Zugkraft an der Schraube 66 mm

$$\begin{aligned} F_K &= m_K \cdot a_{max} \\ F_K &= (4,92 \text{ kg} + 1,49 \text{ kg}) \cdot 37,5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \\ F_K &= 240,4 \text{ N} \end{aligned} \tag{4.8}$$

$$\begin{aligned} M_K &= F_K \cdot 41,3 \text{ mm} \\ M_K &= 9928,5 \text{ Nmm} \end{aligned} \tag{4.9}$$

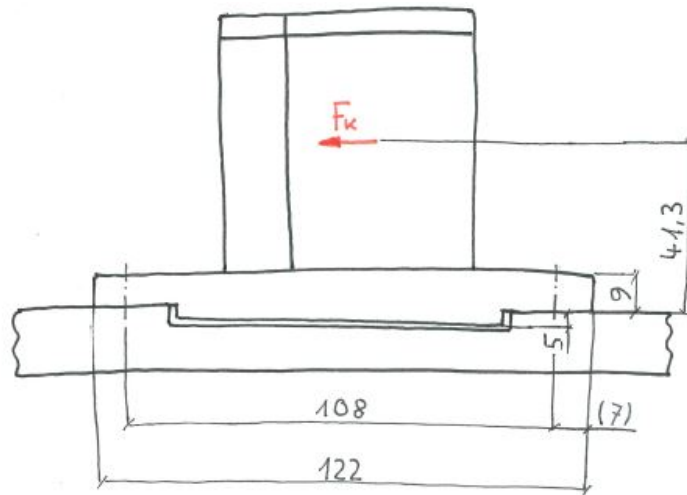


Abbildung 4.8: Skizze zur Berechnung des Kippmomentes

$$F_{Zug} = \frac{M_K}{66 \text{ mm}} \quad (4.10)$$

$$F_{Zug} = 162,8 \text{ N}$$

Pro Schraube wirkt somit beim Abbrems- und Anfahrvorgang eine maximale Zugkraft von 162,8 N.

4.4 FEM-Analyse

4.4.1 Durchbiegung analytisch

Es folgt eine analytische Berechnung der Durchbiegung und Neigung für einen durch eine Einzelkraft belasteten, beidseitig fest eingespannten Einfeldträger durch das Superpositionsprinzip. Für die Einspannung auf der rechten Seite werden entsprechend der gelösten Bindungen Hilfskräfte und Hilfsmomente angetragen (siehe Abbildung 4.9). Die Biegelinien zu den verschiede-

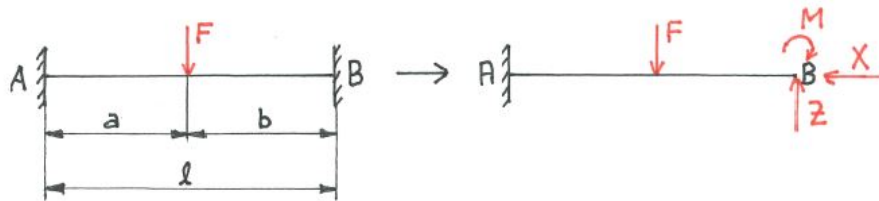


Abbildung 4.9: Die Hilfskräfte anstelle der Einspannung

nen Lastfällen am Kragarm können dann einschlägiger Literatur entnommen werden z.B.[21].

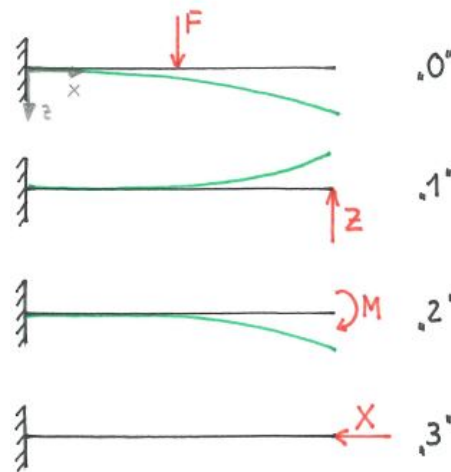


Abbildung 4.10: Die verschiedenen Systeme, je nach Lastfall

Die Durchbiegung des ursprünglichen Systems wird errechnet, indem alle Durchbiegungen der Kragarme bei den verschiedenen Lastfällen superponiert werden.

Anhand der analytischen Rechnung wird deutlich in welcher Größenordnung die Ergebnisse der FEM Berechnung mit ANSYS liegen müssen. Die Werte liegen eher noch darunter, weil de facto eine Streckenlast auf den Trägern liegt und keine Einzelkraft wirkt. Das führt zu einer Verteilung der Kraft und zu einer geringeren Durchbiegung bzw. Neigung. In Abbildung 4.10 sind die Systeme und ihre Bezeichnung dargestellt. System „3“ entspricht einer Stauchung in Längsrichtung und wird vernachlässigt. Durchbiegung w und Neigung w' lassen sich für jedes System wie folgt berechnen:

$$w(x)^{(0)} = \frac{Fl^3}{6EI} [3\zeta^2\alpha - \zeta^3 + (\zeta - \alpha)^3] \quad (4.11)$$

Mit $\zeta = \frac{x}{l}$ und $\alpha = \frac{a}{l}$ wird Gleichung 4.11 für die Durchbiegung an der Stelle $x = l$ zu:

$$w_B^{(0)} = \frac{Fl^3}{6EI} [3\alpha - 1 + (1 - \alpha)^3] \quad (4.12)$$

Die Durchbiegung der anderen Systeme ergibt sich aus:

$$w_B^{(1)} = \frac{Zl^3}{3EI} \quad (4.13)$$

$$w_B^{(2)} = -\frac{Ml^2}{2EI} \quad (4.14)$$

Um die beiden Unbekannten M und Z bestimmen zu können, müssen zwei Kompatibilitätsbedingungen aufgestellt werden. Die erste besagt, dass die Durchbiegung an Punkt B null sein

muss und die andere, dass die Neigung null sein muss. Ansonsten wäre das Ersatzsystem nicht kompatibel zum ursprünglichen System.

$$w_B = w_B^{(0)} + w_B^{(1)} + w_B^{(2)} = 0 \quad (4.15)$$

$$w'_B = w'_B{}^{(0)} + w'_B{}^{(1)} + w'_B{}^{(2)} = 0 \quad (4.16)$$

Durch Einsetzen der Gleichung 4.12, 4.13 und 4.14 in Gleichung 4.15, wird Z bestimmt:

$$Z = \frac{1}{2}F[3\alpha - 1 + (1 - \alpha)^3] + \frac{3M}{2l} \quad (4.17)$$

Beim Einsetzen der Gleichungen für die Neigungen $w'_B{}^{(0)} = \frac{Fa^2}{2EI}$, $w'_B{}^{(1)} = -\frac{Zl^2}{2EI}$ und $w'_B{}^{(2)} = \frac{Ml}{EI}$ in Gleichung 4.16 ergibt sich nach dem Umstellen für M :

$$M = -\frac{2Fa^2}{l} + Fl[3\alpha - 1 + (1 - \alpha)^3] \quad (4.18)$$

Die Unbekannten sind bestimmt und es kann mit der Gleichungen 4.15 an jeder beliebigen Stelle die Durchbiegung berechnet werden. Voraussetzung ist, dass das EI bekannt und konstant über die Länge ist.

Es folgt eine grobe Nachrechnung der Durchbiegung der Träger am Kraftangriffspunkt mit den Werten des Modells. Der Kraftangriffspunkt liegt bei $a = 310 \text{ mm}$. Die Gesamtlänge der Einspannung ist $l = 541 \text{ mm}$. Der Träger ist aus Aluminium ($E = 70000 \text{ MPa}$), mit einem 60 mm Halbkreisprofil und einem Flächenträgheitsmoment von $I_{HK} = 88905,6 \text{ mm}^4$. Belastet wird er durch die Massen des Spiegels, der Kühlplatte, des Kühlrohrs, des Spiegelhalters und der Keile. Die Gesamtmasse beträgt $m_{ges} = 8,52 \text{ kg}$. Daraus ergibt sich mit der Erdbeschleunigung $g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ eine Kraft von $83,6 \text{ N}$, die sich auf zwei Träger aufteilt. Ein Träger wird also mit einer Einzellast von $41,8 \text{ N}$ belastet. Die Durchbiegung errechnet sich zu $w_a = 0,00519 \text{ mm}$ bzw. $5,19 \mu\text{m}$. Hierfür kann auch die Zusammenfassung nach Dubbel[22] genutzt werden.

$$w_a = -\frac{2Flb^2}{6EI_y} \left[3\left(\frac{a}{l}\right)^3 - \left(1 + \frac{2a}{l}\right)\left(\frac{a}{l}\right)^3 \right] \quad (4.19)$$

Das Ergebnis für w_a ist das selbe.

4.4.2 Neigung und Durchbiegung mit der FEM

Die Ermittlung der Durchbiegung und der Neigung des Spiegels erfolgt mit Hilfe des FEM Programmes ANSYS WB 17.0. Die Ergebnisse sollen im Anschluss mit den Anforderungen aus Kapitel 3.1 verglichen werden. Für die Berechnung wird nicht die gesamte Schaltspiegelkammer

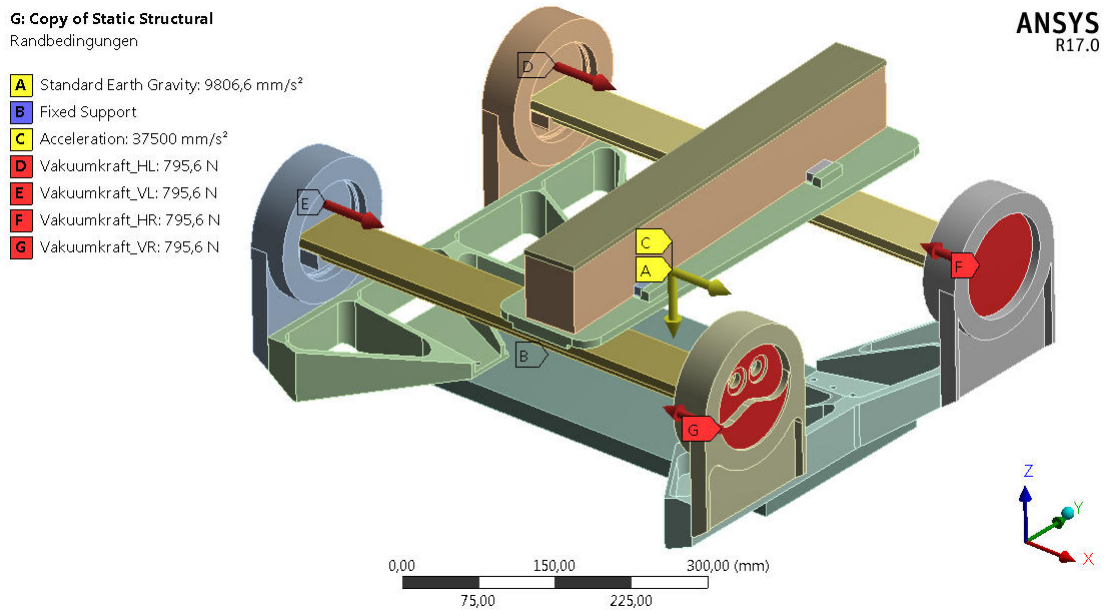


Abbildung 4.11: Die Randbedingungen in dem ANSYS Modell

verwendet. Es werden nur die Bauteile verwendet, die bewegt werden. Von der Balgbaugruppe wird jeweils nur ein Flansch mit berücksichtigt. Schrauben, Muttern und das Kühlrohr mit seinen Anschlüssen werden vernachlässigt. Die Bauteile werden als STEP-Datei aus SolidEdge ST8 exportiert und können anschließend in ANSYS importiert werden. Um eine geringere Rechenzeit zu erreichen, folgt im nächsten Schritt eine Modellvereinfachung, die die Knotenzahl so klein wie möglich halten soll. Daher werden Bohrungen, Fasen, Radien und andere Kleinteile, die nicht wichtig sind, entfernt.

Nach der Vereinfachung werden Kontakte zwischen den Bauteilen erstellt. Die gesetzten Kontakte sind bei der Art der Verbindung auf "Verbund" eingestellt. Das bedeutet, dass die Teile ähnlich wie bei einer Schweißverbindung miteinander verbunden sind. In dem Modell werden Randbedingungen bestimmt, die in Abbildung 4.11 zu sehen sind. Das Verschiebeteil der Lineareinheit wird an der Unterseite fixiert bzw. fest eingespannt (B). Sie ist das Element von der Lineareinheit, welches noch mitbewegt wird, alles andere unter dem Verschiebeteil steht still. Die in Kapitel 4.3.2 ermittelte Vakuumkraft greift jeweils als Kraftkomponente (D, E, F, G) in x-Richtung an den rot eingefärbten Flächen an. Zusätzlich wird das Gewicht mit einbezogen, indem ein negativer Beschleunigungsvektor (A) in z-Richtung aufgebracht wird. In Abbildung 4.11 zeigt der Beschleunigungsvektor (C) in x-Richtung, um das Abbremsen zu simulieren. Der Strahl verläuft in y-Richtung und trifft auf die Spiegelfläche, die in der Abbildung nicht zu sehen ist.

Um die Berechnung durchführen zu können, müssen die Bauteile noch vernetzt werden. Die

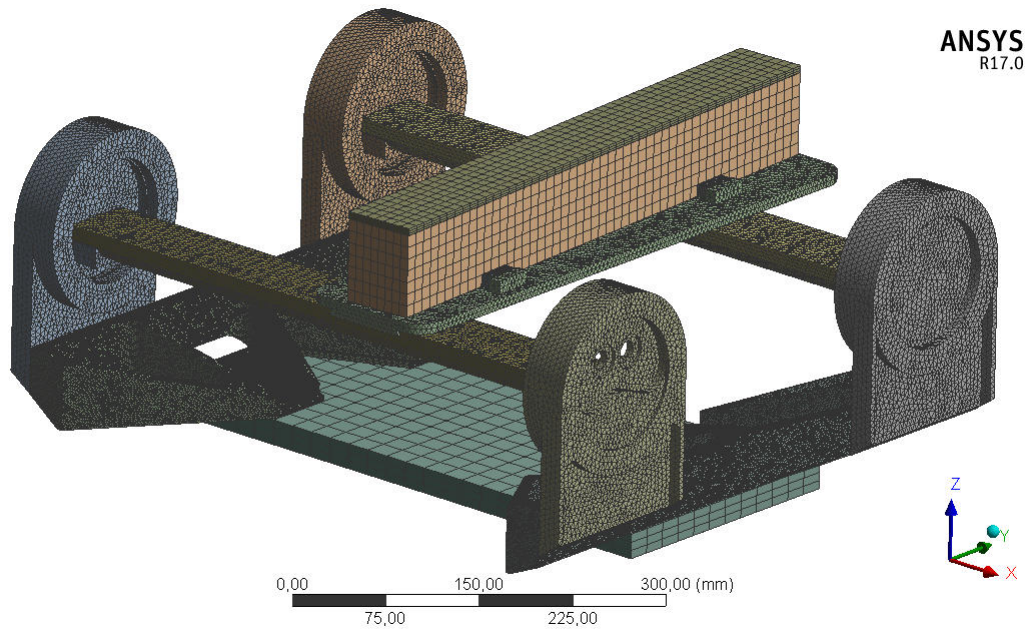


Abbildung 4.12: Die Vernetzung des Berechnungsmodells

Vernetzung erfolgt mit den 3D-Volumenelementen und ist in Abbildung 4.12 zu sehen. Das Netz im Detail ist in den Abbildungen in Anhang B zu sehen. Rechteckige Teile, wie der Spiegel oder die Kupferplatte werden mit der “Sweep Method“ vernetzt. Die Körper bestehen bei dieser Methode aus Quad-Elementen. Darunter auch das Verschiebeteil, welches auf Grund seiner Funktion eher grob vernetzt wird. Der Rest wird mit Hexaeder-Elementen vernetzt, deren Elementgröße je nach Bauteil zwischen 2 mm und 5 mm liegt. Der Winkelhalter wird mit den kleineren Elementen versehen, damit mindestens zwei von ihnen an der dünnsten Stelle vorhanden sind. Insgesamt besteht das Netz danach aus über 2,6 Millionen Knoten und mehr als 1,7 Millionen Elementen.

Anschließend folgt die Auswertung der ANSYS Berechnung. Wie in Kapitel 3.1 beschrieben wurde, sind die Winkel, um die sich der Spiegel verdreht, ausschlaggebend bei der Beurteilung der Schaltspiegelkammer. Die Ermittlung eben dieses Winkel in dem ANSYS Modell wird im Folgenden beschrieben.

Relevant bei der Berechnung der Verdrehungen ist die Spiegelfläche mit den $200 \times 40\text{ mm}^2$. Es werden auf der Fläche zwei Pfade definiert. Pfad A liegt mittig in y-Richtung mit einer Länge von 200 mm , Pfad B liegt mittig in z-Richtung und hat die Länge 40 mm , siehe Abbildung 4.13. Für die Bestimmung des Gierwinkels werden die Verformungen des Anfangs- und Endpunktes von Pfad A in x-Richtung ausgelesen. Mit Hilfe der Sinusfunktion und der Differenz der beiden

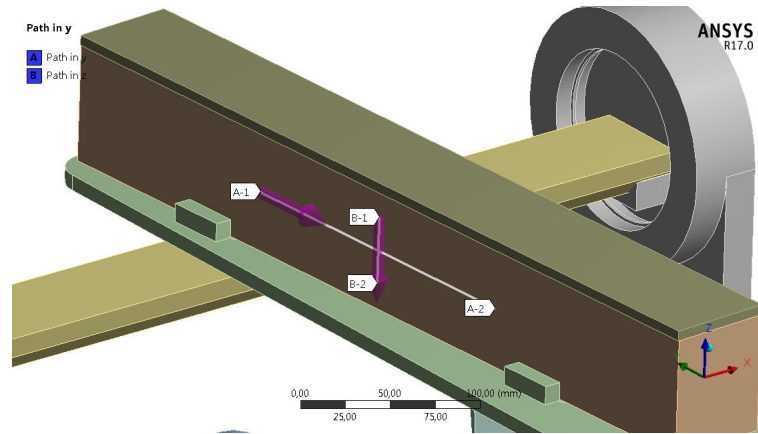


Abbildung 4.13: Die zur Ermittlung der Winkel in ANSYS WB 17 definierten Pfade A und B

Tabelle 4.1: Ergebnisse aus der ANSYS Rechnung

Differenzen [mm]	Winkel [°]	Winkel ["]	Erlaubter Winkel ["]	
$\Delta x_{horizontal}$	$8,17897 \cdot 10^{-4}$	2,94	1	<i>n.i.O.</i>
$\Delta x_{vertikal}$	$5,70380 \cdot 10^{-3}$	20,53	206,3	✓
$\Delta z_{horizontal}$	$2,87534 \cdot 10^{-3}$	8,24	10,3	✓

Werte kann daraus der Gierwinkel errechnet werden:

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{\Delta x_{horizontal}}{200 \text{ mm}}\right)$$

Ähnliches gilt für die anderen beiden Winkel:

$$\rho = \arcsin\left(\frac{\Delta x_{vertikal}}{40 \text{ mm}}\right); \quad \nu = \arcsin\left(\frac{\Delta z_{horizontal}}{200 \text{ mm}}\right)$$

Der Rollwinkel ρ wird allerdings auf die Höhe der Spiegelfläche bezogen und die Differenz der x-Werte entlang des Pfades B sind entscheidend. Für den Nickwinkel ν wird wieder Pfad A benötigt, nur dieses mal wird der Unterschied der Verformung in z-Richtung betrachtet. Die Ergebnisse sind in Tabelle 4.1 aufgelistet. Der einzuhaltende Winkel beim Gieren wird in der Simulation nicht erreicht. Allerdings bezieht sich der ermittelte Wert auf den Beschleunigungszustand und nicht auf den direkten Zeitpunkt der Strahlreflektion, bei dem der Spiegel seit 15 ms wieder still steht, d.h. sich im kraftfreien, nicht mehr beschleunigten Zustand befindet und wegen der guten Eigenfrequenzen (vgl. Tabelle 4.2) lediglich noch etwas vibriert. Die ANSYS Berechnung hingegen wird mit der maximalen Beschleunigung durchgeführt. Die Ausarbeitung eines Berechnungsingenieurs am DESY zu dem Thema zeigt, dass der tatsächliche Wert der Drehung des Spiegels im kraftfreien Zustand wesentlich geringer ausfällt. Die Modellanalyse erfolgte mit

Hilfe einer transienten Berechnung. Zusätzlich zu den Verformungen bzw. Verdrehungen des Spiegels wurden die Spannungen im System betrachtet. Sie liegen unter 40 MPa (Abbildung dazu siehe Anhang B). Ein Versagen der Bauteile ist somit auszuschließen.

4.4.3 Modalanalyse

Die Modalanalyse erfolgt wieder mit ANSYS WB 17.0. Es handelt sich um eine vorgespannte Modalanalyse, d.h. die Ergebnisse aus der statisch - mechanischen Analyse fließen als Randbedingungen in die Modalanalyse mit ein. Dadurch werden Verformungen, die durch die Vakuumkräfte und die Gewichtskraft entstehen, mit berücksichtigt. Das Modell wird aufgebaut, wie in Kapitel 4.4.2, nur die Beschleunigung fehlt in den Randbedingungen. Sie ist für die Modalanalyse nicht von Bedeutung.

Die ersten 6 Eigenfrequenzen sind in Tabelle 4.2 aufgelistet. Es wird deutlich, dass durch die Anregung mit 5 Hz keine Gefahr der Resonanz besteht, da die erste Eigenfrequenz erst bei 79 Hz liegt. Die erste Eigenform ist in Abbildung 4.14 zu sehen. Die Eigenformen zu den ersten sechs EF sind im Anhang B dargestellt. Die Eigenformen sind in ihrem Ausmaß beliebig skalierbar, da Parameter wie Anregung und Dämpfung fehlen. Die Zahlenwerte für die Verformung in den Abbildungen mit den Eigenformen sind daher nicht aussagekräftig, weil sie normiert sind.

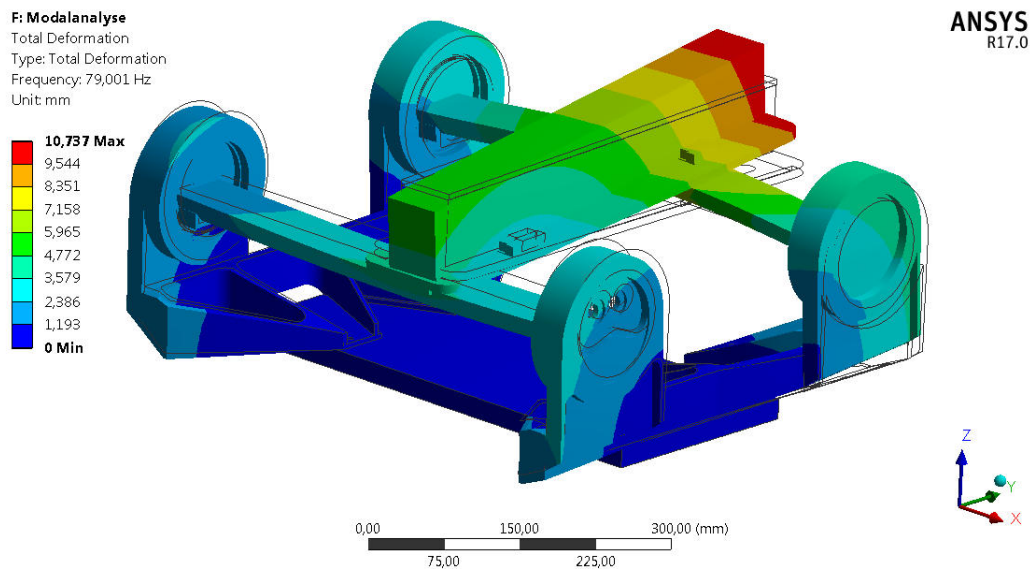


Abbildung 4.14: Die erste Eigenform, die Träger schwingen entgegengesetzt in z-Richtung

Tabelle 4.2: Eigenfrequenzen

Eigenfrequenzen	Hz
1.EF	79,0
2.EF	100,9
3.EF	106,8
4.EF	155,0
5.EF	175,0
6.EF	213,2

4.5 Schraubenberechnung

Nachfolgend wird das Anziehmoment berechnet, das erforderlich ist, damit sich die Schraube (Spiegelhalter - Träger) beim Hin -und Herbewegen der Schaltspiegelkammer nicht lockert. Die Berechnung erfolgt in Anlehnung an die VDI 2230 nach Roloff Matek [23].

Eingeschraubt wird eine Schraube in eine Aluminiumplatte. Auf Grund der UHV Umgebung sind die Schrauben nicht geölt.

1. Eine grobe Vorauswahl entfällt, da bereits Schrauben mit der Bezeichnung DIN EN ISO 4762 - M6x20 - 8.8 ausgewählt wurden. In Abbildung 4.15 ist die Schraubenverbindung als Skizze zu sehen.

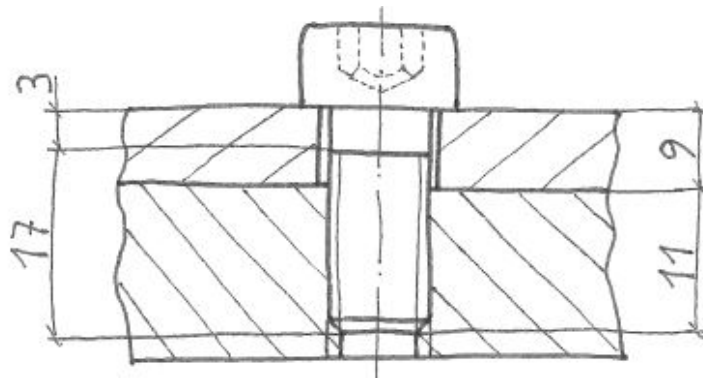


Abbildung 4.15: Die skizzierte Schraubenverbindung vom Spiegelhalter an den Träger

2. Ermittlung der erforderlichen Montagevorspannkraft F_{VM}

$$F_{VM} = k_A \cdot F_{Vmin}$$

k_A ist dabei der Anziehungsfaktor mit einem Wert von 2,5 da die Schrauben per Hand ange-

zogen werden. Die Mindestvorspannkraft errechnet sich wie folgt:

$$F_{Vmin} = F_{Kl} + F_B \cdot (1 - \phi) + F_Z$$

Die geforderte Restklemmkraft F_{Kl} soll 100 N betragen. Die Betriebskraft $F_B = 81,4\text{ N}$ wurde bereits in Kapitel 4.3.4 berechnet. Die Gleichung für ϕ lautet:

$$\begin{aligned}\phi &= n \cdot \phi_K \\ \phi_K &= \frac{\delta_T}{\delta_S + \delta_T}\end{aligned}$$

Als vereinfachte Annahme wird der Krafteinleitungsfaktor mit $n = 0,5$ angenommen. Damit folgt $\phi_K = 0,254$ und somit $\phi = 0,127$. Die Berechnung der Nachgiebigkeiten des Trägers und der Schraube $\delta_T = 1,491 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$ und $\delta_S = 4,386 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$ ist im Anhang A.1 zu finden. Die Gleichung für den Vorspannkraftverlust F_Z lautet:

$$F_Z = \frac{f_Z}{\delta_S + \delta_T}$$

Der Setzbetrag f_Z wird mit Hilfe der VDI-Richtlinie 2230 ermittelt. Die Oberflächenrauigkeit wird mit $R_Z = 16\ \mu\text{m}$ angenommen. Die Summe der Setzbeträge von Gewinde, Kopf und innerer Trennfuge ergibt $f_Z = 3\ \mu\text{m} + 3\ \mu\text{m} + 2\ \mu\text{m} = 8\ \mu\text{m}$. Setzt man die Werte ein erhält man für $F_Z = 1361,2\text{ N}$. Die ermittelten Werte werden in die Gleichung für F_{Vmin} eingesetzt:

$$\begin{aligned}F_{Vmin} &= 100\text{ N} + 81,4\text{ N} \cdot (1 - 0,127) + 1361,2\text{ N} \\ F_{Vmin} &= 1532,3\text{ N}\end{aligned}$$

Unter Berücksichtigung des Anziehungsfaktors ist die Montagevorspannkraft $F_{VM} = 3830,8\text{ N}$. Es ist zu überprüfen, ob $F_{VM} \leq F_{Sp}$ ist. F_{Sp} ist die Spannkraft für eine 90%ige Ausnutzung der Mindestdehngrenze der Schraube. Bei der Festigkeitsklasse 8.8 ist $F_{Sp} = 9,9\text{ kN}$. Die Vorgabe wird durch $3830,8\text{ N} < 9900\text{ N}$ erfüllt.

3. Erforderliches Anziehmoment M_A

$$M_A = F_{VM} \left(0,159P + 0,577 \cdot \mu_G \cdot d_2 + \mu_K \cdot \frac{d_K}{2} \right)$$

Mit der Steigung $P = 1\text{ mm}$, $\mu_G = 0,4$, $\mu_k = 0,1$, $d_2 = 5,35\text{ mm}$ und $d_K = 10\text{ mm}$ ergibt sich für M_A ein Wert von $7254,7\text{ Nmm}$. Die Forderung $M_A < M_{Sp} = 7700\text{ Nmm}$ ist erfüllt. M_{Sp} ist das maximal zulässige Anziehmoment für die gewählte Schraube bei einer 90%igen Ausnutzung ihrer Mindestdehngrenze. Die Reibwerte μ_G und μ_k stammen

aus [24].

4. Nachweis der Schraube

a) statisch

Bei Schaftschrauben ist zu überprüfen, ob:

$$S_F = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{red}} \geq S_{F_{erf}}$$

Die Vergleichsspannung σ_{red} wird bestimmt durch:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{Z_{max}}^2 + 3(k_\tau \cdot \tau_t)}$$

Einzusetzen ist für $k_\tau^3 = 0,5$. $\sigma_{Z_{max}}$ wird folgendermaßen berechnet:

$$\begin{aligned} \sigma_{Z_{max}} &= \frac{F_{Sp} + \phi \cdot F_B}{A_s} \\ \sigma_{Z_{max}} &= 493,1 \frac{N}{mm^2} \end{aligned}$$

Die maximale Torsionsspannung τ_t ergibt sich aus $\frac{M_G}{W_t}$.

$$M_G = F_{Sp}(0,159P + 0,577 \cdot \mu_G \cdot d_2)$$

$$M_G = 13789,4 \text{ Nmm}$$

$$W_t = \frac{\pi \cdot d_0^3}{16}$$

$$W_t = 25,45 \text{ mm}^3$$

$$\tau_t = 541,8 \frac{N}{mm^2}$$

Mit den errechneten Werten ergibt sich für $\sigma_{red} = 493,9 \frac{N}{mm^2}$.

Verglichen mit $R_{p0,2} = 640 \frac{N}{mm^2}$ kann die statische Sicherheit berechnet werden, wobei $S_{F_{erf}} = 1$ ist:

$$S_F = \frac{640 \frac{N}{mm^2}}{493,9 \frac{N}{mm^2}} \geq 1$$

$$S_F = 1,30 > 1$$

Die Forderung wird erfüllt.

b) dynamisch

³Reduktionskoeffizient; Berücksichtigt Rückgang der Torsionsspannung im Betrieb

Die Ausschlagspannung muss folgendermaßen bestimmt werden:

$$\sigma_a = \frac{F_a}{A_s} \leq \sigma_A$$

F_a ist somit $\frac{F_B}{2} \cdot \phi = 5,2 N$, die Schraube wird schwellend belastet. So ist $\sigma_a = 0,26 \frac{N}{mm^2}$. Zur Überprüfung wird der Wert mit $\sigma_A \approx 0,85(\frac{150}{d} + 45)$ verglichen. σ_A ist die Ausschlagfestigkeit der Schraube und beträgt $59,5 \frac{N}{mm^2}$. Die Forderung $\sigma_a < \sigma_A$ wird erfüllt.

5. Nachprüfen der Flächenpressung

$$p = \frac{F_{Sp} + \phi \cdot F_B}{A_p} \leq p_G$$

Mit der Schraubenkopfauf­fläche $A_p = 44,33 mm^2$ ergibt sich eine Flächenpressung von $p = 225,8 \frac{N}{mm^2}$.

Die Grenzflächenpressung p_G üblicher Aluminiumwerkstoffe liegt zwischen $230 \frac{N}{mm^2}$ und $410 \frac{N}{mm^2}$. Der Werkstoff EN AW - 5083 ist einem p_G von $230 \frac{N}{mm^2}$ geeignet. Die gewählte Schraube kann für die Verschraubung des Spiegelhalters an den Träger verwendet werden.

4.6 Vergleich der alten und der neuen Kammer

Die axial belasteten Bälge der optimierten Schaltspiegelkammer sind für 10^8 Lastspiele ausgelegt, allerdings ohne Garantie des Herstellers. Die Vorhersage für die Lastspielzahl beruht auf einer Wöhlerkurve⁴. Im Vergleich zu den Bälgen, die für 10^7 Lastspiele ausgelegt sind, hat sich lediglich die Membranpaarzahl erhöht und die entspannte Länge des Balges ist größer geworden. Die Einbaulängen sind nahezu gleich geblieben⁵. Eine Erhöhung der Anzahl der Membranpaare führt dazu, dass die Belastung auf mehrere Membranpaare verteilt wird. Das hat zur Folge, dass jedes einzelne weniger belastet wird und der Balg mehr Lastspiele erträgt. Die lateral belasteten Bälge der vorigen Kammer sind nur für 10^7 Lastspiele ausgelegt.

Der Spiegel muss wegen der Balgkräfte auf den Endpositionen (außerhalb des Strahls und im Strahl) mit $111 N$ gehalten werden (siehe Kapitel 4.3.3). Die alte Kammer dagegen muss gehalten werden, wenn der Strahl dauerhaft abgelenkt wird. Die Kraft errechnet sich aus $F_{lat} = \frac{c_{lambda}}{n_W^3} \cdot 15 mm$. Die Werte des Balges⁶ sind für die Federrate je Welle $c_{lambda} = 36400 \frac{N}{mm^2}$ und für die Membranpaarzahl $n_W = 27$. Es folgt, dass $F_{lat} = 27,7 N$ pro Balg ist. Bei zwei Bälgen muss die Kammer also mit $55 N$ gehalten werden.

⁴Quelle: Anhang F.3

⁵vergleiche Anhang F.3

⁶siehe Anhang F.3 Fa. Witzenmann Bezugsdurchmesser $92 mm$

Tabelle 4.3: Vergleich der Kammern

Kriterien	Alt	Alt Titan	Neu
Bewegtes Gewicht	69,6 kg	51,8 kg	34,5 kg
Erreichbare max. Frequenz	2,5 Hz	3,125 Hz	> 3,125 Hz
Lebensdauer der Bälge im Dauerbetrieb bei 5 Hz	23 Tage	23 Tage	231 Tage

Nachteile der neuen Kammer, im Gegensatz zur Alten:

- größerer Aufwand die Positionstreu des Spiegels beim Balgwechsel zu ermöglichen
- minimal größere Kraft zum Halten der Kammer auf den Endpositionen notwendig (statischer Fall)

Vorteile der neuen Kammer, im Gegensatz zur Alten:

- wesentlich höhere Lebensdauer der Bälge
- größeres Wartungsintervall gleich weniger Strahlzeitverlust
- bessere Betriebssicherheit durch geringere bewegte Masse
- höhere Schaltfrequenz erreichbar

Eine kurze Zusammenfassung hinsichtlich des zu bewegenden Gewichts, der erreichbaren Frequenz und der Lebensdauer der Bälge ist in Tabelle 4.3 zu sehen. Es wird auch deutlich, dass die Bälge bei der neuen Schaltspiegelkammer wesentlich länger halten. Mit den lateral belasteten Bälgen waren 23 Tage im Dauerbetrieb möglich, bis gewechselt werden musste. Mit dem neuen Konzept werden 230 Tage erreicht. Das somit 10 mal größere Wartungsintervall wiegt auf, dass dadurch vier statt zwei Bälge gewechselt werden müssen. Davon abgesehen, dass zudem der Strahlzeitverlust deutlich geringer ausfällt. Die bewegten Massen sind bei der neuen Kammer um fast die Hälfte von 69,6 kg auf 34,5 kg reduziert worden. Verglichen mit der alten Kammer bei der Titan statt Stahl verwendet wurde, konnte das Gewicht um knapp 34% verringert werden. Ein Vergleich der bewegten Massen und der damit erreichten Frequenzen, lässt eine Abschätzung zu der mit der neuen Kammer erreichbaren Schaltfrequenz zu. Sicher ist, dass mit einer höheren Frequenz als 3,125 Hz stabil gefahren werden kann.

Kapitel 5

Zusammenfassung und Ausblick

Primäres Ziel dieser Ausarbeitung war es, ein Konzept zu entwickeln bei der die vorhandene Schaltspiegelkammer hinsichtlich ihrer Lebensdauer optimiert wird. Im Anschluss sollte dies konstruktiv umgesetzt und die Anforderungen mit einer FEM-Analyse überprüft werden. Sekundäres Ziel war eine Gewichtsreduzierung der bewegten Massen, um in Zukunft mit den gewünschten 5 Hz Schaltfrequenz fahren zu können.

Die Konzeptentwicklung erfolgte in Anlehnung an die VDI 2221. Es wurden eine Anforderungsliste erstellt und Teilprobleme ermittelt, zu denen Teillösungen gefunden, entwickelt und konstruiert wurden. Danach folgte das Gestalten von Vorentwürfen und eine Bewertung mit Hilfe der VDI 2225. Auf Grundlage der Bewertung wurde die erfolversprechendste Lösungsvariante weiter bearbeitet. Anschließend wurde unter anderem mit einer FEM-Analyse überprüft, ob die Anforderungen erfüllt werden. Die VDI 2221 beschreibt die Entwicklung und Konstruktion als einen iterativen Prozess. Wird also bei einer nachfolgenden Systemanalyse festgestellt, dass Anforderungen nicht erreicht werden, kann bei einem vorigen Arbeitsschritt erneut eingestiegen werden.

Das vorrangige Ziel, die Lebensdauer der Schaltspiegelkammer zu verbessern, wurde dadurch umgesetzt, dass die Belastungsrichtung der Membranbälge von lateral zu axial geändert wurde. So konnte die zulässige Lastspielzahl von 10^7 auf 10^8 erhöht werden. Aus den vorher rund 23 Tagen Dauerbetrieb, bis zu einem Balgwechsel sind ca. 230 Tage geworden. Mit einer Verdopplung der Anzahl der Bälge ließ sich deren Lebensdauer um den Faktor 10 steigern. Ein Balgwechsel dauert also etwas länger und ist etwas aufwendiger, muss aber bei weitem nicht so oft durchgeführt werden. Folglich geht auch entschieden weniger Strahlzeit verloren. Hierbei werden wesentlich mehr Kosten gespart, als das was bei den Bälgen zusätzlich ausgegeben werden muss.

Eine Modalanalyse der Schaltspiegelkammer zeigt, dass nicht davon auszugehen ist, dass das System durch eine Anregung mit 5 Hz in Resonanz gerät. Die erste Eigenfrequenz liegt bei 79 Hz und ist somit ausreichend weit entfernt von der Erregerfrequenz. Die Anforderung an einen steifen Aufbau und eine geringe Schwingungsanfälligkeit wurden somit erfüllt. Die Ermittlung der für die Positionsgenauigkeit des Spiegels wichtigen Werte hinsichtlich der Neigung führte

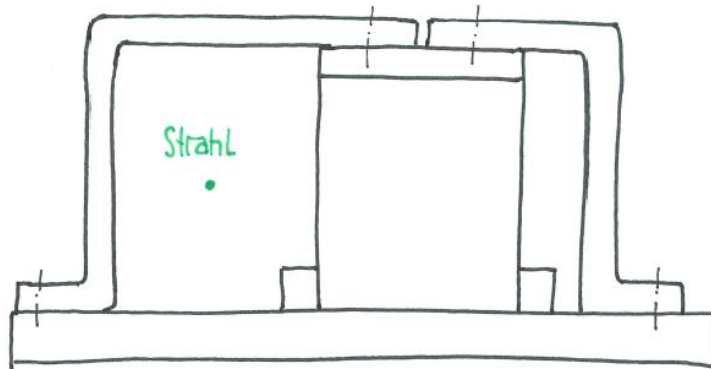


Abbildung 5.1: Skizze einer Möglichkeit das Rollen und vor allem das Gieren durch eine andere Halterung zu verhindern.

zu nachfolgend beschriebenen Ergebnissen. Der Nick- und der Rollwinkel werden eingehalten. Der Gierwinkel hingegen ist anstatt der maximal geforderten einen Bogensekunde, annähernd drei Bogensekunden groß, was aber in Ordnung ist, da er zum Zeitpunkt der Strahlreflektion tatsächlich wesentlich kleiner sein wird.

Das zweite Ziel wurde in der Hinsicht erreicht, dass das Gewicht signifikant und zwar um knapp die Hälfte reduziert werden konnte, im Vergleich zu der Lösung, bei der die ganze Kammer bewegt wurde. Verglichen mit der Schaltspiegelkammer, bei der die Edelstahlbauteile aus Titan hergestellt wurden, konnte die bewegte Masse um rund 34% auf $34,5\text{ kg}$ verringert werden.

Diesbezüglich lässt sich sagen, dass die Zielsetzungen auch ohne die Optimierungen, die im folgenden beschrieben sind, erreicht werden. Sie dienen lediglich dazu die Kammer im Hinblick auf die Positionsgenauigkeit des Spiegels weiter zu verbessern und die Schaltfrequenz, falls nötig, weiter zu erhöhen. Anschließend läge man bei den Toleranzen aber weit über den bisherigen Anforderungen.

So wäre einer der nächsten Schritte in Versuchen zu überprüfen, wie reproduzierbar und genau der Strahl an den Messplätzen tatsächlich ankommt und auf was die Schaltfrequenz erhöht werden kann. Werden die 5 Hz nicht erreicht, besteht noch Potential bei der Gewichtsreduzierung. Die Träger können mit Blick auf die zulässigen Spannungen und Verformungen optimiert werden, z.B. durch eine Topologieoptimierung. Eine Optimierung wurde aus Zeitgründen bislang nicht vorgenommen. Falls notwendig können die Winkel aus Titan gefertigt werden.

Zusätzlich muss über eine generelle Weiterentwicklung des Gestells, auf dem die Schaltspiegelkammer steht, nachgedacht werden, da ihr Aufbau z.B. durch die dünnen Gewindestangen für die Höheneinstellung wenig steif ist, vor allem im Hinblick auf den dynamischen Anwendungsfall. Ein weiterer Ansatzpunkt ist die Spiegelhalterung, die auf Grund der vorangegangenen Bachelorarbeit zu dem Thema, vom Prinzip her nicht weiter bearbeitet wurde. So kann z.B. ein Fixieren des Spiegels zusätzlich von oben an der Kühlplatte ein Rollen oder Gieren verringern,

beispielhaft in Abbildung 5.1 dargestellt. Außerdem kann das Gieren durch einen symmetrischen Aufbau des Spiegels auf den Trägern und/oder einem Angreifen der Lineareinheit im Schwerpunkt des Spiegels weiter reduziert werden.

Weiterhin besteht die Möglichkeit z.B. die Kühlrohre in den Spiegelhalter zu integrieren, durch z.B. so genanntes Galvanoformen. Der Spiegelhalter würde dann die Funktion der Kühlung und der Träger übernehmen. Diese Konzept wurde bisher nicht weiter verfolgt, um das Prinzip der Halterung des Spiegels beizubehalten. Außerdem wären das Bewegungskonzept und das Konzept der Spiegelhalterung gleichzeitig verändert worden und hätten eine getrennte Bewertung nicht erlaubt.

Literaturverzeichnis

- [1] DESY: *DESY-Forschung*. URL: http://www.desy.de/ueber_desy/desy/index_ger.html (Abgerufen: 23.02.2016).
- [2] DESY: *Über DESY*. URL: http://www.desy.de/ueber_desy/desy/index_ger.html (Abgerufen: 23.02.2016).
- [3] PHOTON-SCIENCE: *FLASH Parameter*. URL: http://photon-science.desy.de/facilities/flash/flash_parameters/index_eng.html (Abgerufen: 16.03.2016).
- [4] WIKIPEDIA: *Beschreibung: Weiche Röntgenstrahlung*. URL: <https://de.wikipedia.org/wiki/R%C3%B6ntgenstrahlung> (Abgerufen: 25.02.2016).
- [5] DESY: *Forschung - FLASH*. URL: http://www.desy.de/forschung/anlagen_projekte/flash/index_ger.html (Abgerufen: 25.02.2016).
- [6] PHOTON-SCIENCE: *Luftbild DESY - FLASH*. URL: http://photon-science.desy.de/facilities/flash/index_eng.html (Abgerufen: 25.02.2016).
- [7] DESY-ZEUTHEN: *Vortrag Zeuthen*. URL: https://www-zeuthen.desy.de/technisches_seminar/texte/Schaltspiegelkammer_bei_FLASH.pdf (Abgerufen: 22.02.2016).
- [8] DESY-ZEUTHEN: *Wiki Zeuthen - Strahldiagnose*. URL: <https://wiki-zeuthen.desy.de/Strahldiagnose/Spiegelkammer> (Abgerufen: 22.02.2016).
- [9] WIKIPEDIA: *Photonenentstehung im Undulator*. URL: <https://de.wikipedia.org/wiki/Freie-Elektronen-Laser> (Abgerufen: 04.04.2016).
- [10] WIKIPEDIA: *UHV*. URL: <https://de.wikipedia.org/wiki/Vakuum> (Abgerufen: 17.03.2016).
- [11] PERLICK, FLORIAN: *Bachelorarbeit - Optimierung einer Schaltspiegelhalterung im Ultra-Hochvakuum*. DESY ZEUTHEN, HTW BERLIN, 2011.
- [12] VACOM: *Vacom Katalog*. URL: <https://www.vacom.de/produkte/mechanische-durchfuehrungen/lineartranslatoren-und-justiereinheiten> (Abgerufen: 01.03.2016).

- [13] FA. WITZENMANN: *Witzenmann Produkte*. URL: <http://www.witzenmann.de/de/produkte/membranbaelge.jsp> (Abgerufen: 06.03.2016).
- [14] COMVAT: *Comvat Produkte*. URL: http://www.comvat.com/fileadmin/_migrated/media/Comvat_Product-6884_HG-web_01.jpg (Abgerufen: 15.03.2016).
- [15] PFEIFFER VACUUM: *Pfeiffer Vakuum Katalog*. URL: <https://www.pfeiffer-vacuum.com/de/produkte/durchfuehrungen/fluiddurchfuehrungen/?detailPdoId=14084> (Abgerufen: 01.03.2016).
- [16] DESY-EDMS: *Technische Spezifikation Nr.: Vakuum 005/2008*. URL: <https://edmsdirect.desy.de/edmsdirect/item.jsp?edmsid=D00000001425601,D,1,2> (Abgerufen: 29.02.2016).
- [17] JOUSTEN, K.; HOLZWEISSIG, F.: *Wutz Handbuch Vakuumtechnik; 11.Auflage*. BERLIN: SPRINGER VIEWEG, 2013. ISBN 978-3-8348-1745-7
- [18] VDI-RICHTLINIE 2221: *Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte*. DÜSSELDORF, 1993.
- [19] GOOD, J; ET. AL.,: *A Fast Switching Mirror Unit for FLASH*. BERLIN, 2013. URL: <http://stacks.iop.org/1742-6596/425/i=12/a=122008> (Abgerufen: 01.03.2016).
- [20] VDI-RICHTLINIE 2225: *Konstruktionsmethodik Technisch-wirtschaftliches Konstruieren Technisch-wirtschaftliche Bewertung*. DÜSSELDORF, 1998.
- [21] GROSS, D.; HAUGER, W.: *Technische Mechanik 2; 10.Auflage*. SPRINGER-VERLAG BERLIN HEIDELBERG, 2009. ISBN 978-3-642-00564-0
- [22] GROTE, K.-H.; FELDHUSEN, J.: *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau; 23.Auflage*. BERLIN, HEIDELBERG: SPRINGER-VERLAG, 2011. ISBN 978-3-642-17305-9
- [23] WITTEL, H.; MUHS, D.: *Roloff/Matek Maschinenelemente; 20.Auflage*. WIESBADEN: VIEHWEG TEUBNER, 2011. ISBN 978-3-8348-1454-8
- [24] SCHRAUBENLEXIKON: *Reibungszahlen für Edelstahlschrauben/- Muttern*. URL: <http://www.schrauben-lexikon.de/td4-werkstoffe-edelstahl.asp> (Abgerufen: 29.03.2016).

Anhang A

Berechnungen

A.1 Nachgiebigkeiten

A.1.1 Schraube

Die Nachgiebigkeit der Schraube lässt sich wie folgt berechnen:

$$\begin{aligned}\delta_S &= \delta_K + \delta_1 + \delta_{Gew} + \delta_{GM} \\ \delta_S &= \delta_K + \delta_1 + \delta_{Gew} + \delta_G + \delta_M \\ \delta_S &= \frac{0,4 \cdot d}{E_S \cdot A_N} + \frac{l_1}{E_S \cdot A_N} + \frac{l_{Gew}}{E_S \cdot A_3} + \frac{l_M}{E_P \cdot A_N} + \frac{l_G}{E_P \cdot A_3}\end{aligned}$$

Folgende Werte sind gegeben:

$$\begin{aligned}l_M &= 0,33 \cdot d & l_{Gew} &= 6 \text{ mm} & l_G &= 0,5 \cdot d & l_1 &= 3 \text{ mm} & E_P &= 70000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \\ E_S &= 205000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} & A_N &= \frac{\pi}{4} d^2 & A_3 &= 17,89 \text{ mm}^2\end{aligned}$$

Eingesetzt ergibt sich für die Nachgiebigkeit der Schraube:

$$\begin{aligned}\delta_S &= (4,141 \cdot 10^{-7} + 5,176 \cdot 10^{-7} + 1,636 \cdot 10^{-6} + 8,180 \cdot 10^{-7} + 1,000 \cdot 10^{-6}) \frac{\text{mm}}{\text{N}} \\ \delta_S &= 4,386 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}\end{aligned}$$

A.1.2 Träger

Die Nachgiebigkeit der Platte bzw. des Trägers ergibt sich aus:

$$\delta_P = \frac{l_K}{A_{ers} \cdot E_P}$$

Die Klemmlänge der verspannten Teile ist $l_K = 9\text{mm}$. A_{ers} wird mit folgender Gleichung bestimmt:

$$A_{ers} = \frac{\pi}{4}(d_W^2 - d_h^2) + \frac{\pi}{8}d_W \cdot (D_A - d_W) \cdot [(x + 1)^2 - 1]$$

x lässt sich durch $(\frac{l_K}{D_A})^{0,2}$ berechnen, dabei ist $D_A = 14\text{mm}$. So wird x zu 0,915 und damit wird $A_{ers} = 86,22\text{mm}^2$. Für die Nachgiebigkeit des Trägers folgt dann:

$$\delta_P = 1,491 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

A.2 Betriebsstunden

Die Bälge anhand einer Wöhlerkurve bei gegebener Beanspruchung für 10^8 Millionen Lastspiele ausgelegt. Bei einer Schaltfrequenz von 5Hz und einem Axialweg von 30mm hält der Balg:

$$t = \frac{10^8}{5 \frac{1}{s}}$$

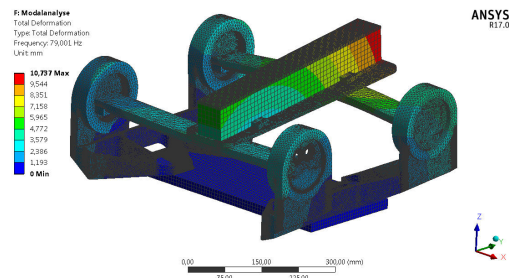
$$t = 2 \cdot 10^7 \text{ s}$$

$$t = 5555,5 \text{ h}$$

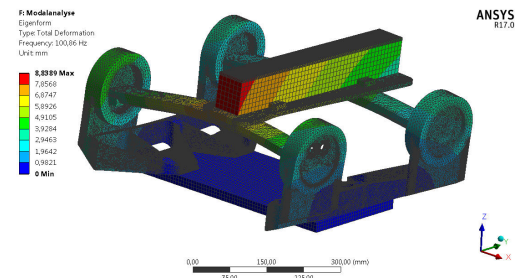
Im Dauerbetrieb entspräche dies ≈ 231 Tagen. Bei einer Empfehlung von 4000 Betriebsstunden ergibt sich eine Sicherheit von 1,39.

Anhang B

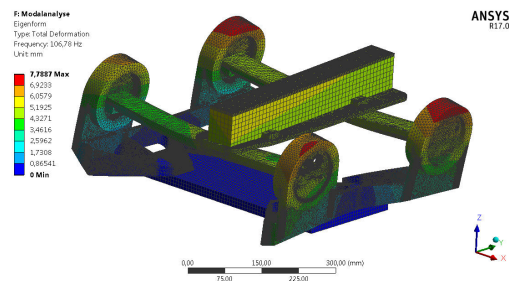
Bilder der FEM-Analyse



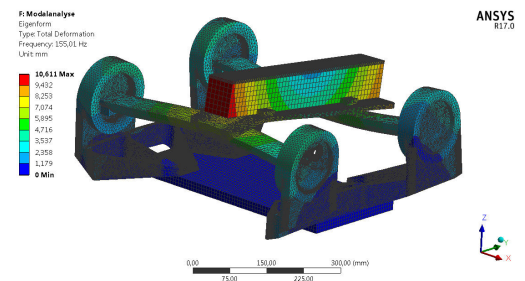
(a) 1. Eigenform, die Träger schwingen entgegengesetzt in z-Richtung - $f_1 = 79 \text{ Hz}$



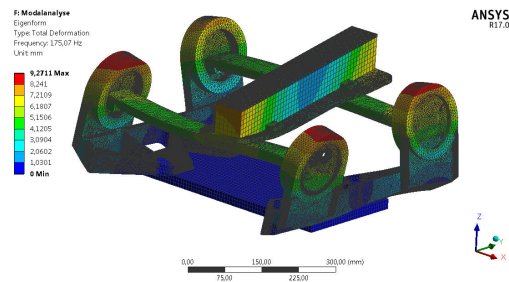
(b) 2. Eigenform, die Träger schwingen gleichzeitig in z-Richtung - $f_2 = 100,9 \text{ Hz}$



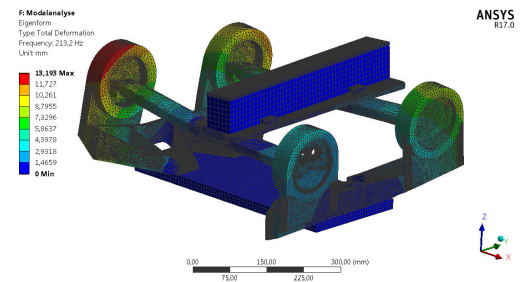
(c) 3. Eigenform, alle vier Winkel oszillieren in dieselbe Richtung um die y-Achse - $f_3 = 106,8 \text{ Hz}$



(d) 4. Eigenform, die Träger schwingen entgegengesetzt in z-Richtung, dabei schaukeln die vorderen Winkel gegensätzlich zu den hinteren um in x-Richtung - $f_4 = 155,0 \text{ Hz}$



(e) 5. Eigenform, die Winkel pendeln entgegengesetzt, hinzu kommt eine Drehung des Spiegels um die z-Achse - $f_5 = 175,0 \text{ Hz}$



(f) 6. Eigenform, die beiden Winkelhalter schwingen invers um die x-Achse - $f_6 = 213,2 \text{ Hz}$

Abbildung B.1: Schwingformen der ersten sechs Eigenfrequenzen

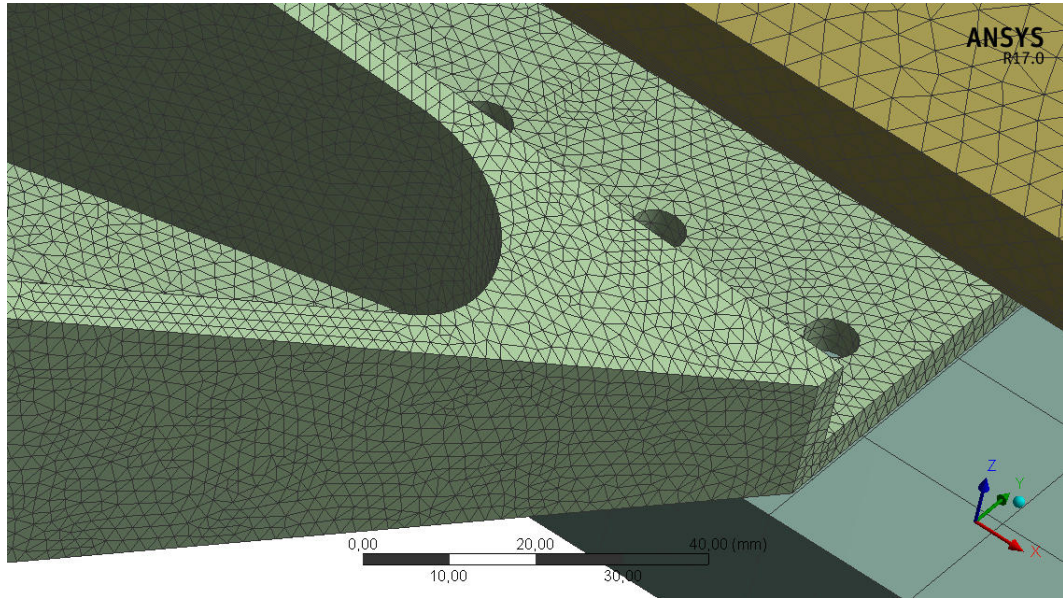


Abbildung B.2: Das Netz am Winkelhalter (grün)

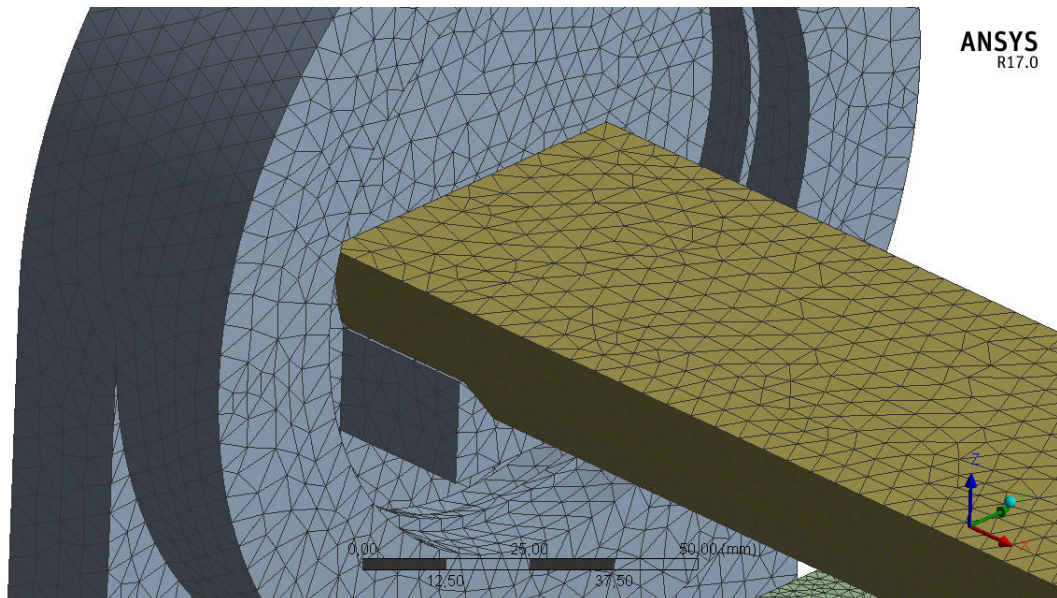


Abbildung B.3: Das Netz am Winkel (grau) und am Träger (gelb)

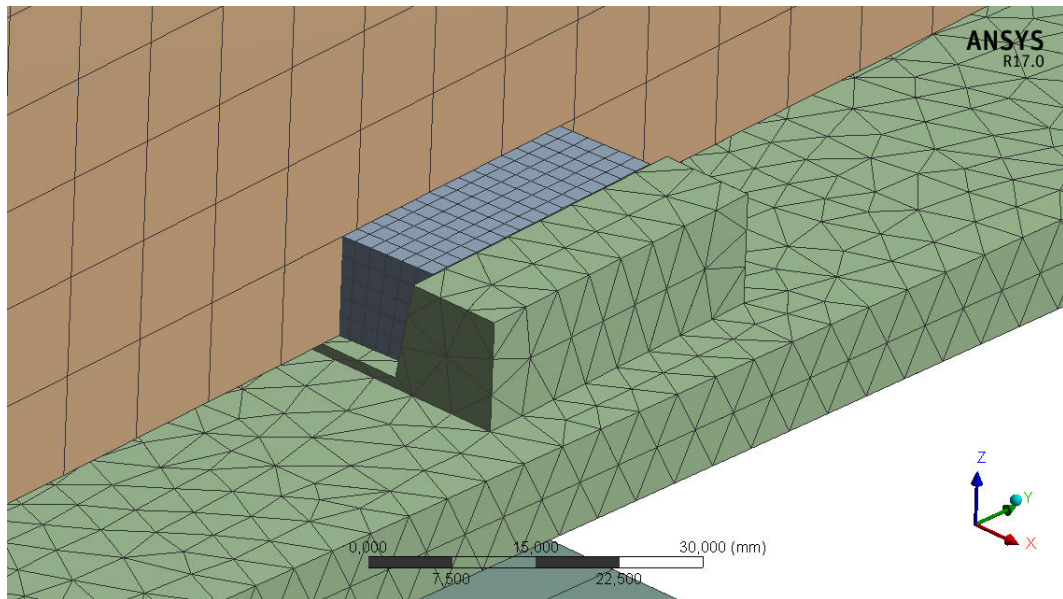


Abbildung B.4: Das Netz am Spiegelhalter (grün), am Keil (grau) und am Spiegel (braun)

G: Copy of Static Structural
Equivalent Stress_2
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 2

ANSYS
R17.0

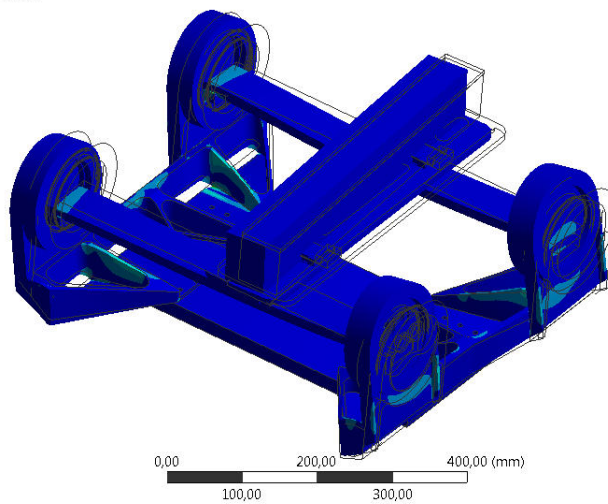
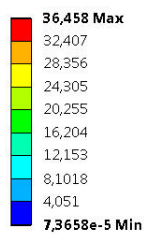


Abbildung B.5: Die vorhandenen Spannungen nach von Mises am Spiegelhalter während des Abbremsvorgangs

Anhang C

Teillösungen

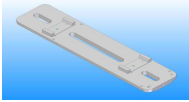
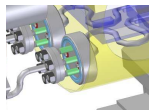
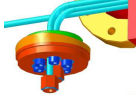
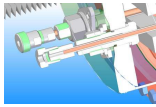

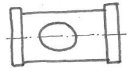
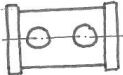

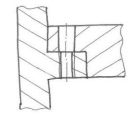
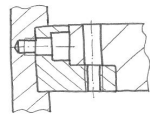
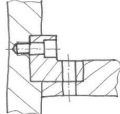
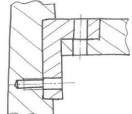
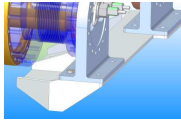
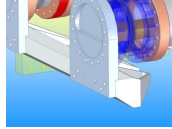
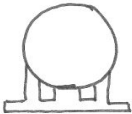
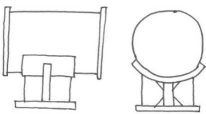
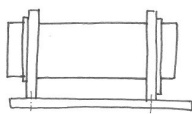
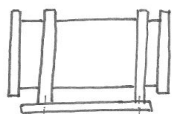


Teilfunktionen und Teillösungen

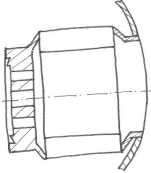
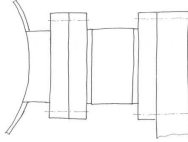
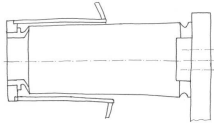
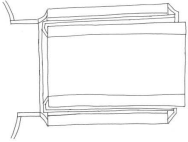





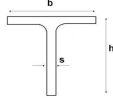
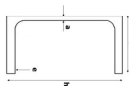
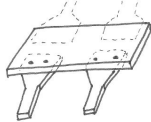
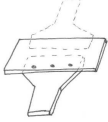
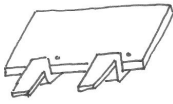
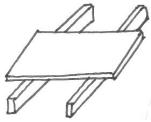
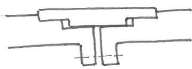
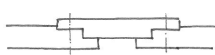






Hauptfunktion:

Strahl ablenken/ durchlassen

Funktionsgruppen:

Kühlung
Spiegelaufnahme
Gehäuse
Spiegelbewegung

Teilprobleme				
Spiegelhalter	 soll vom Prinzip erhalten bleiben			
Fluiddurchführung Gehäuse				
Form	Zylindrisch	Rechteckig	Kugel	
Art				
Anbindung Träger an Winkel				
Anbringung	extra Teil	im Winkel integriert		
Art				
Anbindung Winkelhalter an Winkel				
Anbindung Gehäuse an feststehende Umgebung				
Prinzip				
Art	Seitenteil und extra Flansch	Seitenteil mit integrierter Flanschkontur		
Form				
Anbindung Winkel an Gehäuse (flexibel, UHV geeignet)				
Balgart	Membranbalg	Wellbalg		

				
Anbringung	nach Innen	nur Aussen	beides	verschachtelt
Träger				
Balganzahl	ein	zwei	drei	vier
Anordnung	sym.	unsym.		
Lagerung	Kragarm/e	Einfeldträger		
Art	Voll	Hohl		
Form				
Form				
Anbindung Spiegelhalter an Träger				
Prinzip				
Anbindung				
				
Kühlung				
Positionierung	Stifte	Anschläge	Zentrierungen	Passungen

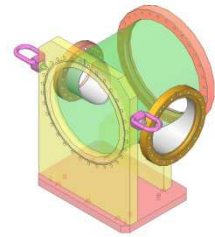
Anhang D

Montagebeschreibung

Montagebeschreibung

Vormontage Schweiß-BG Gehäuse 1 (1)¹

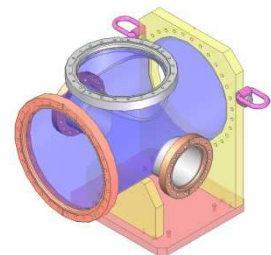
Bauteile: Stutzen1, Stutzen2, kurzes Rohr, Seitenteil, Innenteil, Lastbügel M8 2x, UHV-CFg-Flansch DN 160, UHV-CF-Flansch DN 100, UHV-CFg-Flansch DN 250, Zylinderstift ISO 2338 – 6m6x25 –St 4x, Zylinderschrauben ISO 4762 M8-25 5x



Bemerkung: Schweißnähte entweder von innen und dann von außen unterbrochen schweißen, oder wenn nur von außen geschweißt wird, durchschweißen um virtuelle Lecks zu vermeiden.

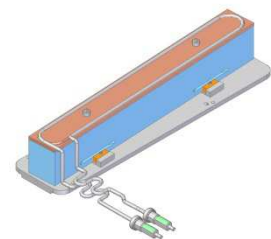
Vormontage Schweiß-BG Gehäuse 2 (2)

Bauteile: Stutzen2 2x, langes Rohr, Seitenteil, Innenteil, UHV-CF-Flansch DN100 2x, Lastbügel M8 2x, UHV-CFg-Flansch DN250, UHV-CFg-Flansch DN200, Zylinderstift ISO 2338 – 6m6x25 –St 4x, Zylinderschrauben ISO 4762 M8-25 5x



Vormontage Löt-BG Spiegelgruppe (3)

Bauteile: Spiegel, Spiegelhalter, Keil 2x, Kühlplatte, Kühlrohr, Zylinderschrauben ISO 4762 M8-80 2x, Hülse 2x, Zylinderschrauben ISO 4762 M3-20 2x, Durchführung 2x, Indiumfolie (zwischen Kühlplatte und Spiegel)



Vorgehen:

- Beide Durchführungen an den Anfang und das Ende des Kühlrohrs anlöten
- Kühlrohr an Kühlplatte anlöten

Spiegel auf die Spiegelhalterung setzen und mit den Keilen und M3 Schrauben fixieren. Die Hülsen oben in den Spiegel stecken. Die Kühleinheit auf den Spiegel setzen, die M8 Schrauben durchstecken und am Spiegelhalter festschrauben. Indiumfolie dazwischen legen, um den Kontakt und somit die Wärmeleitfähigkeit zu verbessern.

Vormontage BG Lineareinheit

Bauteile: Lineareinheit PFL 230 (32), Grundplatte (16), Winkelhalter R (13), Winkelhalter L (14), Zylinderschrauben M6x12 (23) 16x

¹ Die Zahlen in Klammern entsprechen den Positionsnummern auf der Gesamtzeichnung

Die Lineareinheit (32) wird von unten an die Grundplatte (16) angeschraubt. Am Verschiebeteil der Lineareinheit (32) die Winkelhalter (13),(14) mit Hilfe von Zylinderschrauben (23) anbringen.

Montage

Benötigte Hilfsmittel:

2 Personen, eventuell Kran, Schraubschlüssel, Innensechskantschlüssel, Tisch max. Breite 620mm, Länge mind. 650mm, Montagehilfe, um Träger (17),(18) hochzuhalten, Montagehilfe für die Bälge

Bemerkung:

Schneidkanten dürfen nicht beschädigt werden. Zwischen jede Flanschverbindung ist eine Flanschdichtung einzusetzen! Die Membranbälge sind bereits mit den zugehörigen Flanschen verschweißt.

1. Zylinderstifte (26) in Träger (17) und (18) einsetzen
2. Träger (17) seitlich in Gehäuse (1) reinschieben, bis er innen auf den beiden Stützen aufliegt
3. Spiegelgruppe (3) mit dem Kühlrohr voran so durch die hintere Öffnung von Gehäuse (1) einfädeln, bis sie auf Träger (17) abgelegt werden kann
4. Spiegelgruppe (3) über den bereits eingesetzten Zylinderstift (26) positionieren
5. Träger (17) mit Spiegelgruppe (3) durch Zylinderschrauben (23) verschrauben
6. Spiegelgruppe (3) und Träger (17) so weit wie möglich nach vorne schieben, damit (3) nicht aus Gehäuse (1) heraus kippt → wenn es kippt bei 7. weiter machen, ansonsten mit 8. fortfahren
7. Spiegelgruppe (3) am hinteren Ende abstützen (z.B. händisch), so dass (2) über das Ende des Spiegels geschoben werden kann, dann den Spiegel von oben durch die Öffnung von Gehäuse (2) halten
8. Gehäuse (1) und (2) durch Stiftschrauben (22), Scheiben (30) und Muttern (29) verbinden
9. Träger (18) von der Seite des Gehäuse (2) einschieben und unter Spiegelgruppe (3) positionieren
10. Träger (18) mit Spiegelgruppe (3) durch Zylinderschrauben (23) verschrauben
11. Montagehilfe einsetzen, damit Träger (17),(18) zusammen mit Spiegelgruppe (3) minimal über der späteren Montagehöhe gehalten werden
12. Balgbaugruppen (6),(7) mit Hilfe der Flanschverbindung (20) an die Kammer anbringen
13. Balgbaugruppe (8) durch Stiftschrauben (22), Scheiben (30) und Muttern (29) am Gehäuse (1) vorne rechts befestigen
14. Membranbälge (6),(7),(8) mit Montagehilfe versehen und stauchen
15. Die bis jetzt montierte Baugruppe, wenn nötig mit einem Kran auf die Grundplatte (16) setzen und durch Zylinderschrauben (24) miteinander verbinden

16. Zylinderstifte (26) in die Bohrungen der Winkelhalter (13), (14) und in Winkel (10), (11) einsetzen
17. Winkel (11) auf die Zylinderstifte (26) des Winkelhalters (14) schieben und mit Sechskantschrauben (27), Schrauben (31) und Muttern (28) fixieren
18. Winkel (10) auf die Zylinderstifte (26) des Winkelhalters (13) schieben und mit Sechskantschrauben (27), Schrauben (31) und Muttern (28) fixieren
→ Schritt 17 und 18 möglichst zu zweit und gleichzeitig durchführen
19. Winkel (12) auf den Winkelhalter (14) rauf schieben und mit Sechskantschrauben (27), Schrauben (31) und Muttern (28) befestigen
20. Montagehilfe für den Träger entfernen und dabei den Träger (18) an der rechten Seite abstützen
21. Winkel (9) auf den Winkelhalter (13) rauf schieben und mit Sechskantschrauben (27), Schrauben (31) und Muttern (28) befestigen
→ Gleichzeitig ist darauf zu achten, dass währenddessen die Kühlrohre von Spiegelgruppe (3) durch Winkel (9) durchgesteckt werden müssen (vorher noch die Kantendichtung auf die Durchführung schieben)
22. Träger (18) an Winkel (10), (11) mit Zylinderschrauben (24) anschrauben
23. Träger (17) an Winkel (12) mit Zylinderschrauben (24) anschrauben
24. Träger (17) an Winkel (9) mit Zylinderschraube (25) fixieren
25. Balgbaugruppen (6), (7), (8) mit den Winkeln (9), (10), (11), (12) durch Flanschverbindungen (20) verschrauben
26. Zum Schluss den UHV-CA-Flansch DN200 zusammen mit den Balgbaugruppen (4), (5) montieren
27. Für den Transport vom Reinraum zum Einsatzort die Schaltspiegelkammer zweifach mit Folie umwickeln
28. Zum Abschluss der Montage wird die Grundplatte (16) auf der Quer-Grundplatte (15) montiert. Sie ist die Schnittstelle zu dem Gestell und muss zu dem Zeitpunkt bereits dort platziert sein.

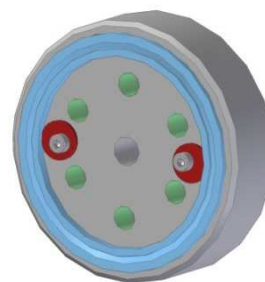
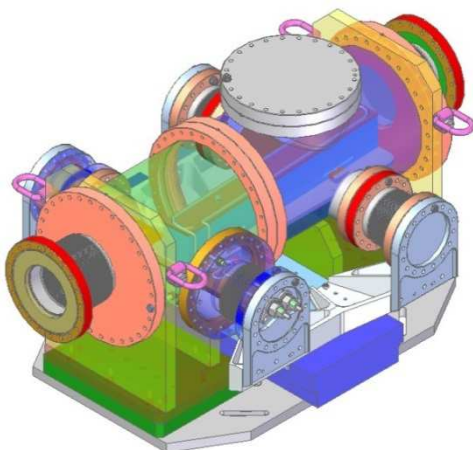


Abbildung 1: Beispiel zur Anmerkung

Anmerkung:


In den Winkeln (9), (10), (11) und (12) sind jeweils zwei M2 Gewindebohrungen in der Nähe der Schneidkante vorzusehen, um die Flachdichtungen jeweils mit zwei Zylinderschrauben und zwei Scheiben auf ihrer Position halten zu können (vgl. Abbildung 1).

Anhang E

Gesamtzeichnung


Pos	Titel	DokumentNr.-DIN/ISO	Stk.	Werkstoff	Untertitel	Halbzeug/Bemerkungen	Teilenummer
1	BG Gehaeuse 1	x-16-xxxx-A-000	1				SE000997579
2	BG Gehaeuse 2	x-16-xxxx-B-000	1				SE000997580
3	BG Spiegelgruppe	x-16-xxxx-C-000	1				SE000970146
4	BG MB-DN250-DN160 hinten	x-16-xxxx-D-000	1				SE000962603
5	BG MB-DN250-DN160 vorne	x-16-xxxx-E-000	1				SE000962540
6	BG MB-102-DN100 gestaucht	x-16-xxxx-F-000	2			ID 102, CD und CA DN100	SE000965021
7	BG MB-102-DN100	x-16-xxxx-G-000	1			ID 102, CD und CA DN100	SE000965009
8	BG MB-102-DN100zu160	x-16-xxxx-H-000	1			ID 102, CD DN100, CA DN160	SE000972167
9	Winkel VR	x-16-xxxx-0-001	1	1.4429			SE000970396
10	Winkel HR	x-16-xxxx-0-002	1	1.4429			SE000978569
11	Winkel HL	x-16-xxxx-0-003	1	1.4429			SE000985040
12	Winkel VL	x-16-xxxx-0-004	1	1.4429			SE000995880
13	Winkelhalter R	x-16-xxxx-0-005	1	EN AW-6060			SE000981052
14	Winkelhalter L	x-16-xxxx-0-006	1	EN AW-6060			SE000981595
15	Quer-Grundplatte	x-16-xxxx-0-007	1	EN AW-6060			SE000989949
16	Grundplatte	x-16-xxxx-0-008	1	EN AW-6060			SE000989934
17	Traeger vorne	x-16-xxxx-0-009	1	EN AW-6082			SE000970295
18	Traeger hinten	x-16-xxxx-0-010	1	EN AW-6082			SE000978533
19	Flanschdichtung DN100	4-02-0101-0-012	4	s. Spez.	für UHV-Flansche	DESY Mat.-Nr. 64503	64503

Pos.-Nr. mit * sind auf der Zeichnung nicht angezogen

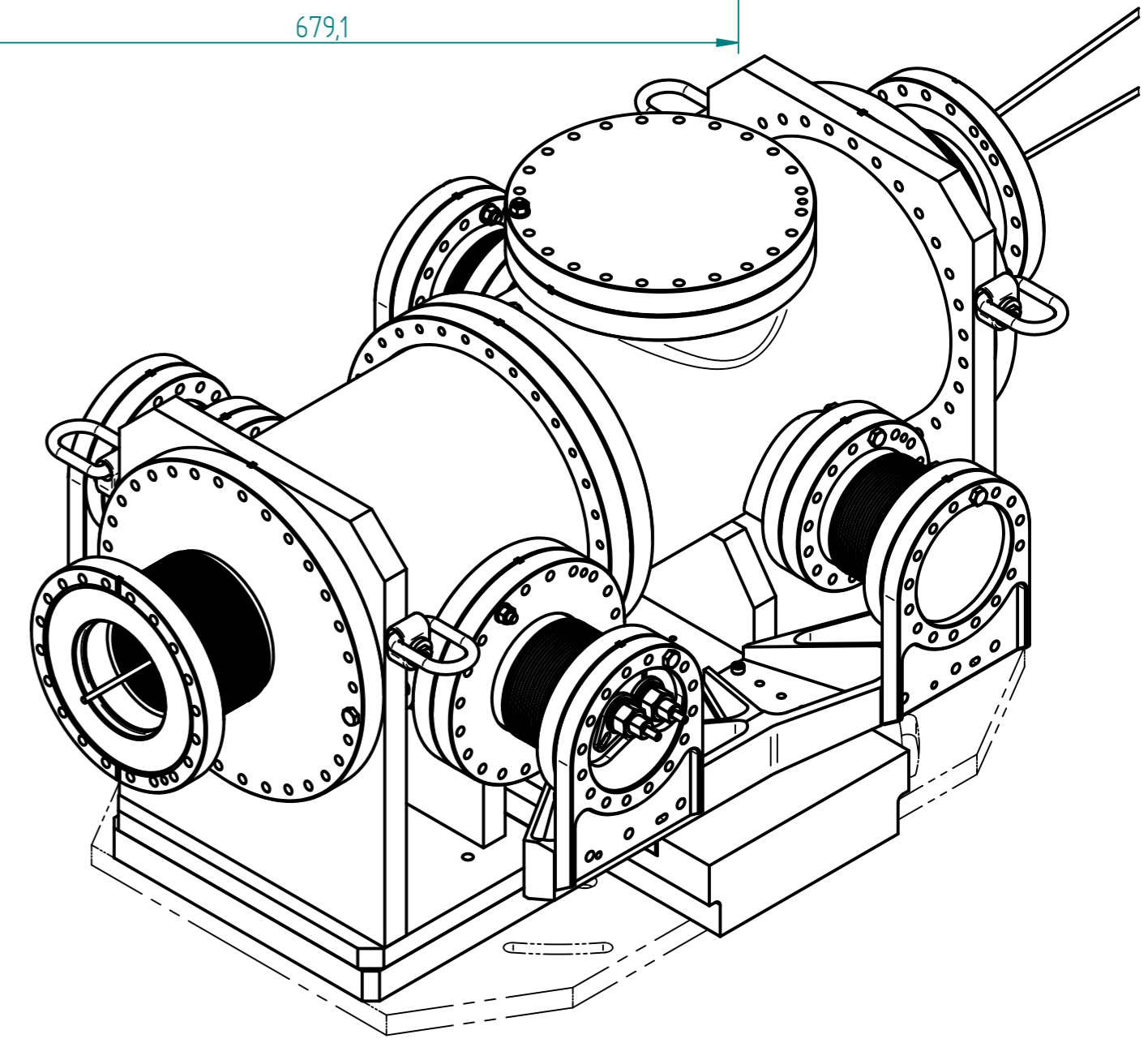
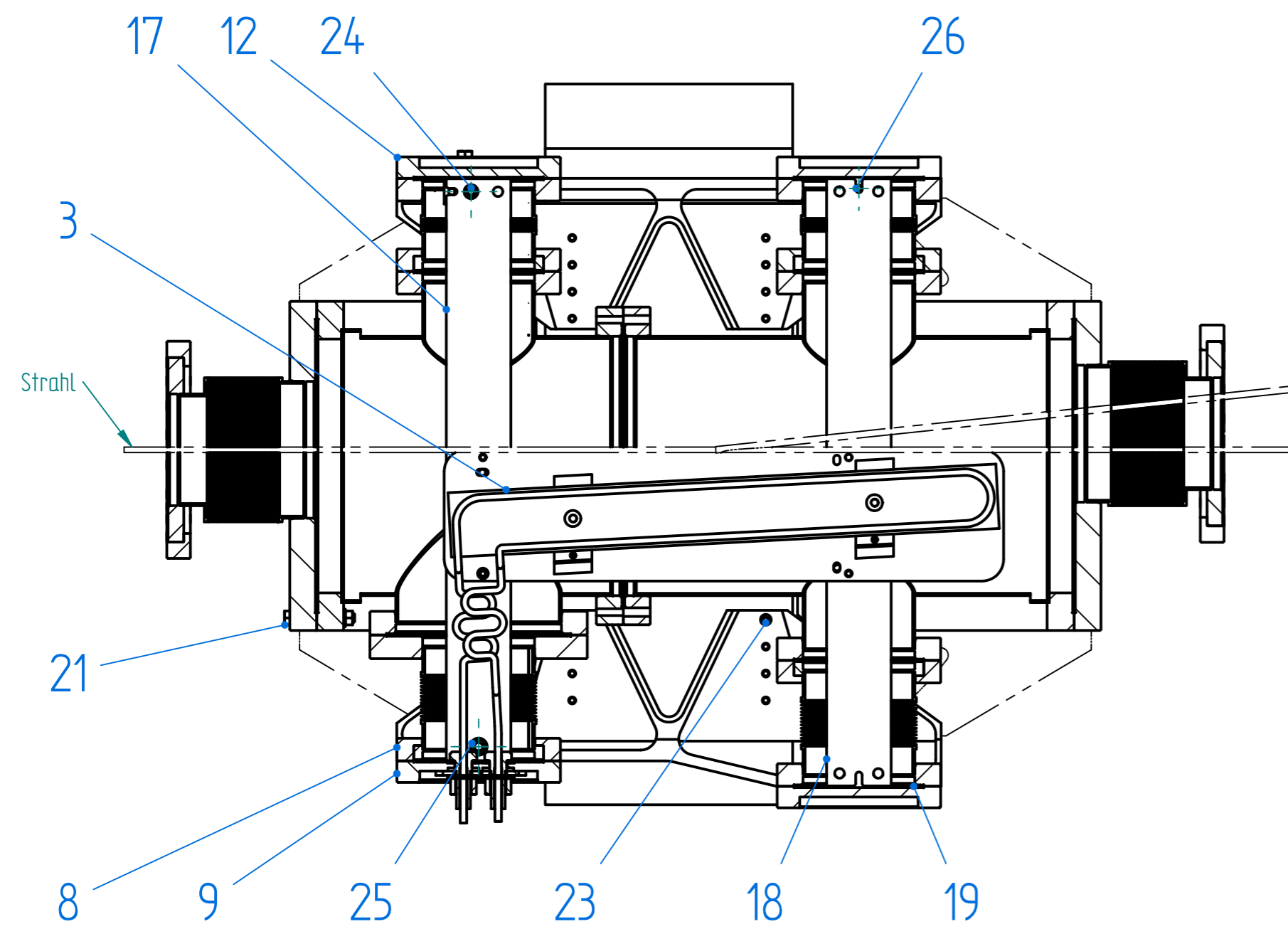
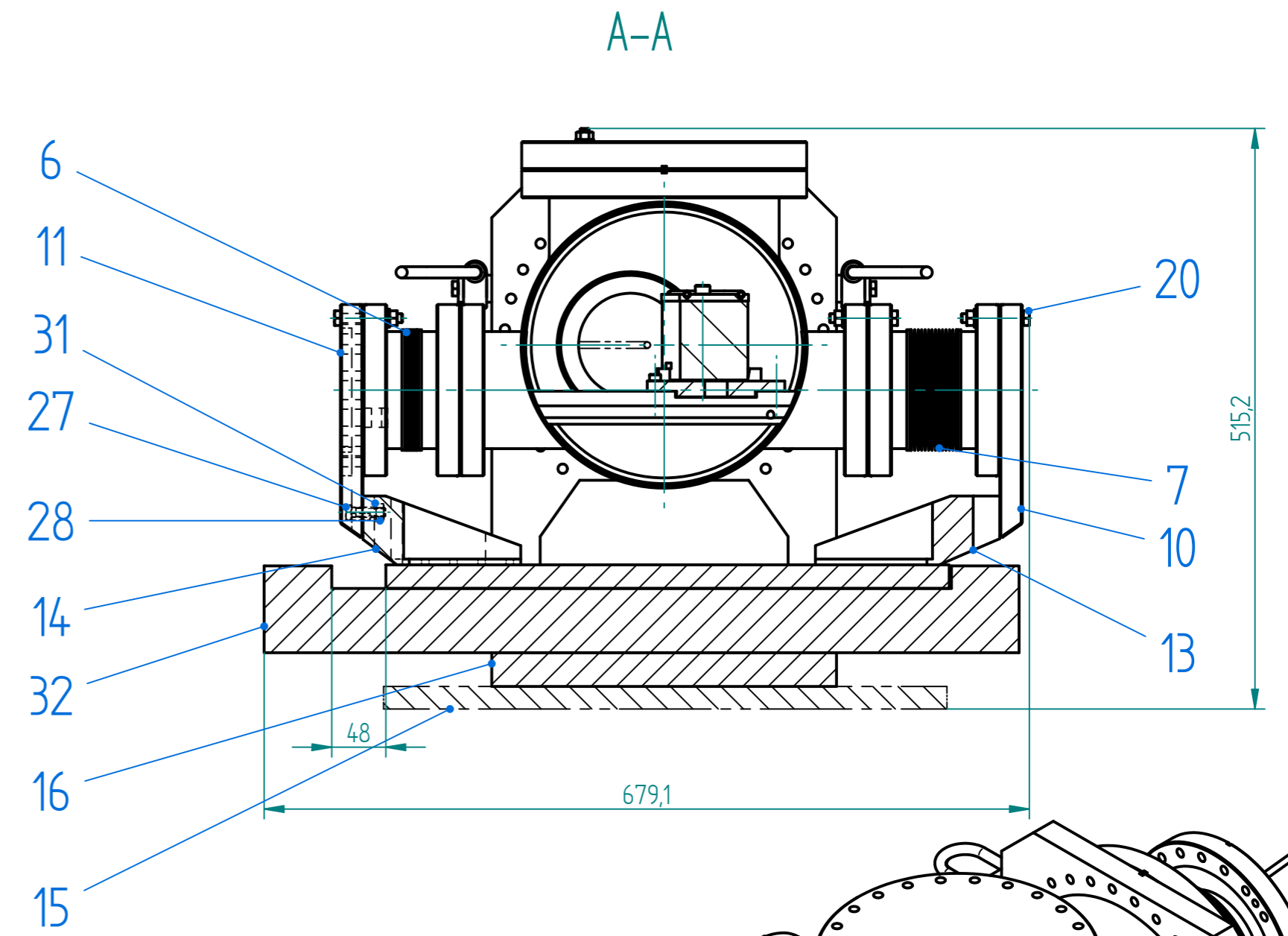
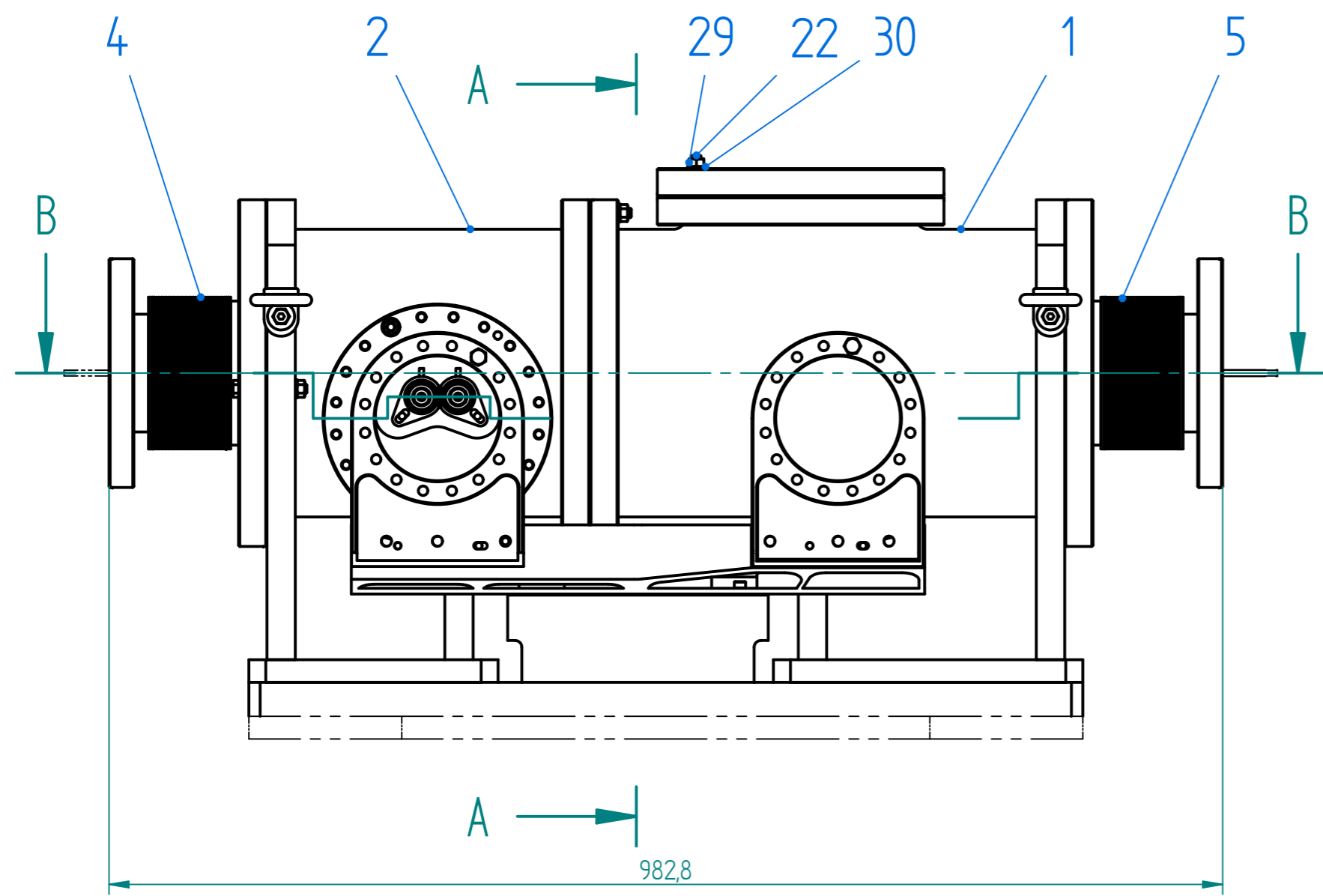
Arbeitspaket / WORKPACKAGE		Gruppe GROUP ZM1			Titel / TITLE Schaltspiegelkammer		
Projekt / PROJECT SSPK		Teile-ID PART-ID SE000997582					
Ers.für REPLACES		Datum/DATE	Name / NAME				
Ers.durch REPLACED BY		Gez. CRE.	22.03.2016	foesem			
© DESY. DESY behält sich alle Rechte vor. Schutzvermerk ISO 16016 beachten. Für Rückfragen bitte an -TT- wenden Tel. +49-40-8998-3675. © DESY. ALL RIGHTS RESERVED. REFER TO PROTECTION NOTICE ISO 16016. FOR FURTHER ENQUIRIES PLEASE CONTACT -TT- TEL. +49-40-8998-3675.		Gepr. REV.			Dokument-Nr. / DOCUMENT NO.		Blatt SHEET 2
		Frei. REL.					von OF 3
		Gen. APR.			Zchn.-ID DRAW.-ID SE000997583	Rev. REV.	Ver. VER.
							Status STATUS 0-Verfügbar

Pos	Titel	DokumentNr.-DIN/ISO	Stk.	Werkstoff	Untertitel	Halbzeug/Bemerkungen	Teilenummer
20	Flanschverbindung DN100	A U F L Ö S E N !	6				SE000084205
21	Flanschverbindung DN200-250	A U F L Ö S E N !	1				SE000084208
22	Stiftschraube DIN 938 M8x35		3	A4			
23	Zylinderschraube ISO 4762 - M6x12		3	8.8			
24	Zylinderschraube ISO 4762 M8x35		1	8.8 /			
25	Zylinderschraube ISO 4762 M10x30		1	8.8 /			
26	Zylinderstift ISO 2338 6m6x22		1	/ 200HV			
27	Sechskantschraube ISO 4017 M8x30		2	8.8 /			
28	Sechskantmutter ISO 4032 M8		3	8.8			
29	Sechskantmutter ISO4032-M8		3	A4-80		DESY Mat.-Nr.: 64460	64460
30	Scheibe ISO7090-8-250HB		3	A4		DESY Mat.-Nr.: 64470	64470
31	Scheibe ISO 7089 8		3	8 /			
32	Lineareinheit PFL 230		1			Föhrenbacher	SE000962794

Pos.-Nr. mit * sind auf der Zeichnung nicht angezogen

Arbeitspaket / WORKPACKAGE		Gruppe GROUP ZM1		 Titel / TITLE Schaltspiegelkammer							
Projekt / PROJECT SSPK		Teile-ID PART-ID SE000997582									
Ers.für REPLACES		Datum/DATE	Name / NAME		Dokument-Nr. / DOCUMENT NO. <table border="1" style="float: right; margin-top: 10px;"> <tr> <td>Blatt SHEET</td> <td>3</td> </tr> <tr> <td>von von</td> <td>3</td> </tr> <tr> <td>OF OF</td> <td>3</td> </tr> </table>	Blatt SHEET	3	von von	3	OF OF	3
Blatt SHEET	3										
von von	3										
OF OF	3										
Ers.durch REPLACED BY		Gez. CRE.	22.03.2016	foesem							
© DESY. DESY behält sich alle Rechte vor. Schutzvermerk ISO 16016 beachten. Für Rückfragen bitte an -TT- wenden Tel. +49-40-8998-3675. © DESY. ALL RIGHTS RESERVED. REFER TO PROTECTION NOTICE ISO 16016. FOR FURTHER ENQUIRIES PLEASE CONTACT -TT- TEL. +49-40-8998-3675.		Gepr. REV.		Zchn.-ID DRAW.-ID SE000997583							
		Frei. REL.				Rev. REV.					
		Gen. APR.		Ver. VER.		Status STATUS	0-Verfügbar				

PLOT 08.04.2016



Spiegel, Spiegelhalter und Kühlrohr nicht geschnitten dargestellt

Anmerkung: Es sind nicht alle Schrauben, Muttern, Stifte und Scheiben verbaut

Projekt / PROJECT SSPK	Arbeitspaket / WORKPACKAGE Halbzeug / SEMIFINISHED PRODUCT	Gruppe / GROUP ZM1	Ers.für / REPLACES	Ers.durch / REPLACED BY
Gewicht / WEIGHT 221,8 kg			Werkstoff / MATERIAL	Format/SIZE A2
Allg. Toleranzen / ISO 2768 GENERAL TOLERANCES ISO 13920	Toleranzklasse / TOLERANCE CLASS	Teil-ID / PART-ID SE000989880	Teil / TITLE Schaltspiegelkammer	
Tolerierungsgrundsatz / FUNDAMENTAL TOLERANCING PRINCIPLE ISO 8015		Datum / DATE 22.03.2016	Name / NAME foesem	
Oberflächenkenngrößen / ISO 1302 SURFACE TEXTURE 4287, 4288		Gen.-REV. REL.	Gen.-APP.	
© DESY. DESY behält sich alle Rechte vor. Schutzvermerk ISO 16016 beachten. Für Rückfragen bitte an -TT- wenden Tel. +49-40-8999-3075 © DESY. ALL RIGHTS RESERVED. REFER TO PROTECTION NOTICE ISO 16016. FOR FURTHER ENQUIRIES PLEASE CONTACT -TT- TEL. +49-40-8999-3075.			Zehring-ID: SE000995640 Rev. VER. STATUS 0-Verfügbar	

Anhang F

Datenblätter

F.1 Lineareinheit

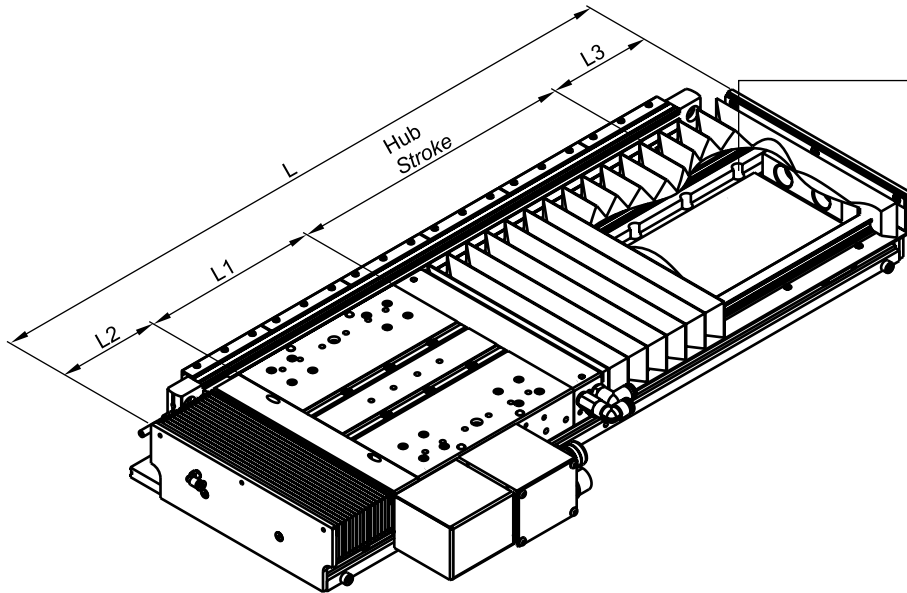
Motordaten
Motor data

Typ Type			PFL 180 / PCL 220			PFL 230 / PCL 270			PFL 320 / PCL 360		
			A	B	C	A	B	C	A	B	C
Motorvarianten <i>Motor variants</i>			A	B	C	A	B	C	A	B	C
Dauerkraft konvektionsgekühlt <i>Continuous force, convection-cooled</i>	$F_{\text{cont nc}}$	[N]	300	600	900	600	1200	1800	-	1800	2700
Dauerkraft wassergekühlt <i>Continuous force, with water-cooled</i>	$F_{\text{cont wc}}$	[N]	555	1110	1665	1112,5	2225	3337,5	-	3330	4995
Spitzenkraft (1 s) <i>Peak force (1 s)</i>	F_{max}	[N]	600	1200	1800	1200	2400	3600	-	3600	5400
Zul. Dauerstrom konvektionsgekühlt <i>Continuous current, convection-cooled</i>	$I_{\text{cont nc}}$	[A _{eff}]	4,8	4,8	4,8	9,6	9,6	9,6	-	14,4	14,4
Zul. Dauerstrom wassergekühlt <i>Continuous current, with water-cooled</i>	$I_{\text{cont wc}}$	[A _{eff}]	8,9	8,9	8,9	17,8	17,8	17,8	-	26,6	26,6
Zul. Spitzenstrom (1 s) <i>Peak current (1 s)</i>	I_{max}	[A _{eff}]	9,6	9,6	9,6	19,2	19,2	19,2	-	28,8	28,8
Gegenspannungskonstante <i>Counter voltage constant</i>	EMK	[V bei 1 m/s]	36	72	108	40	80	120	-	91,2	136,8
Kraftkonstante <i>Force constant</i>	K_f	[N/A _{eff}]	62,5	125	187,5	62,5	125	187,5	-	125	187,5
Elektrische Zeitkonstante <i>Electrical time constant</i>	TE	[ms]	9,0	9,0	9,0	7,9	7,9	7,9	-	10,7	10,7
Wicklungsinduktivität <i>Winding inductance</i>	L_{U-V}	[mH]	27,8	55,6	83,4	12,7	52,4	38,1	-	27,8	41,7
Wicklungswiderstand bei +20 °C <i>Winding resistance with +20 °C</i>	$R_{U-V 20}$	[Ohm]	3,1	6,2	9,3	1,6	3,2	4,8	-	2,6	3,9
Wicklungswiderstand bei +90 °C <i>Winding resistance with +90 °C</i>	$R_{U-V 90}$	[Ohm]	3,9	7,8	11,8	2,0	4,0	6,1	-	3,3	4,9
Magnetische Wirkbreite (Primärteil) <i>Magnetic track width (primary part)</i>		[mm]	50	50	50	100	100	100	-	150	150
Magnetisch wirksame Länge (Primärteil) <i>Magnetic track length (primary part)</i>		[mm]	160	320	480	160	320	480	-	320	480
Magnetische Anziehungskraft <i>Magnetic attraction</i>	F_a	[N]	1120	2240	3360	2240	4480	6720	-	6720	10080
Anzahl der Spulen im magn. Wirkkreis <i>Number of coils in the magnetic circle</i>			9	18	27	9	18	27	-	18	27
Max. zul. Zwischenkreisspannung <i>Maximum intermediate-circuit</i>	U_{ZK}	[V DC]	600	600	600	600	600	600	-	600	600
Länge eines elekt. Zyklus (Polperiode) <i>Length of electrical cycle (pole period)</i>	2_t	[mm]	32	32	32	32	32	32	-	32	32
Max. zul. Wicklungstemperatur <i>Maximum winding temperature</i>		[°C]	60	60	60	60	60	60	-	60/110	60/110
Max. Verfahrgeschwindigkeit <i>Maximum traversing speed</i>	V max.	[m/s]	5	5	5	5	5	5	-	3	3

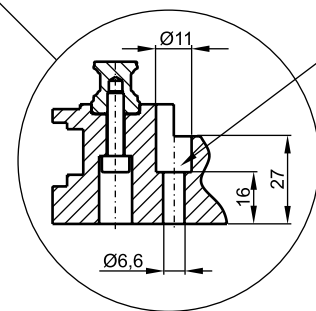
10 m/s auf Anfrage | 10 m/s on request

Die Motorkräfte reduzieren sich mit zunehmender Geschwindigkeit. Bei 5 m/s werden die Motorkräfte um 20% geringer.
 Reduced motor forces with increasing speed. At 5 m/s, the motor forces are lower by 20%.

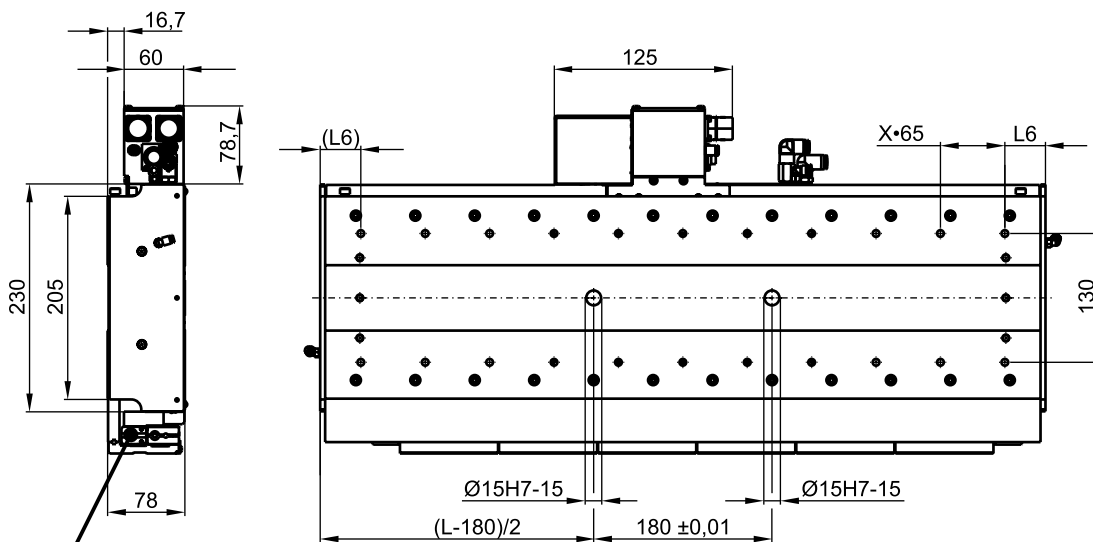
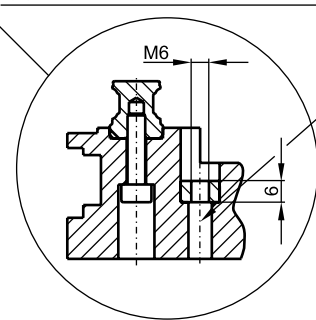
Baugröße PFL 230
Dimensions for PFL 230



Grundplatte | Base plate
Schraube | Screw
ISO 4762 - M6 - 10.9



Grundplatte mit Einpressmutter
Base plate with press-in nut
Schraube | Screw
ISO 4762 - M6 - 10.9



Abmessungen Messsystem ab Seite 39
Dimensions measuring system see page 39

Ansicht von unten
Underside view

Baugröße PFL 230
Dimensions for PFL 230

Größe Size	Abmessungen [mm] Dimensions [mm]	
	Motorvariante Motor variant	L1
PFL 230	A	195
PFL 230	B	355
PFL 230	C	515

Größe Size	Abmessungen [mm] Dimensions [mm]												
	Werkstoff Material	Al/GG	Al/GG	Al/GG	Al/GG	GG	GG	GG	GG	GG	GG	GG	GG
PFL 230	L	432	532	632	732	832	932	1132	1332	1532	1732	1932	2332
PFL 230	L6	21	71	56	41	26	76	46	81	51	21	56	61
PFL 230	X	6	6	8	10	12	12	16	18	22	26	28	34

Ohne Klemmung | Without clamping

Größe Size	Abmessungen [mm] Dimensions [mm]												
PFL 230 Motorvariante A ohne Klemmung PFL 230 Motor variant A without clamping	Hub Stroke	75	155	235	315	395	475	635	795	950	1110	1270	1590
	L	432	532	632	732	832	932	1132	1332	1532	1732	1932	2332
	L2	79	89	99	109	119	129	149	169	191	211	231	271
	L3	83	93	103	113	123	133	153	173	196	216	236	276

Größe Size	Abmessungen [mm] Dimensions [mm]												
PFL 230 Motorvariante B ohne Klemmung PFL 230 Motor variant B without clamping	Hub Stroke	--	--	105	190	270	350	510	670	825	985	1145	1465
	L	--	--	632	732	832	932	1132	1332	1532	1732	1932	2332
	L2	--	--	84	91	101	111	131	151	174	194	214	254
	L3	--	--	88	96	106	116	136	156	178	198	218	258

Größe Size	Abmessungen [mm] Dimensions [mm]												
PFL 230 Motorvariante C ohne Klemmung PFL 230 Motor variant C without clamping	Hub Stroke	--	--	--	60	140	220	380	540	700	855	1015	1335
	L	--	--	--	732	832	932	1132	1332	1532	1732	1932	2332
	L2	--	--	--	76	86	96	116	136	156	179	199	239
	L3	--	--	--	81	91	101	121	141	161	183	203	243

Mit Klemmung, Haltekraft 420N | With clamping, holding forces 420N

Größe Size	Abmessungen [mm] Dimensions [mm]												
PFL 230 Motorvariante A mit Klemmung PFL 230 Motor variant A with clamping	Hub Stroke	40	120	200	280	360	440	600	760	925	1085	1235	1560
	L	432	532	632	732	832	932	1132	1332	1532	1732	1932	2332
	L2	76	86	96	106	116	126	146	166	184	204	229	266
	L3	121	131	141	151	161	171	191	211	228	248	273	311

Größe Size	Abmessungen [mm] Dimensions [mm]												
PFL 230 Motorvariante B mit Klemmung PFL 230 Motor variant B with clamping	Hub Stroke	--	--	75	155	235	315	475	630	795	950	1110	1430
	L	--	--	632	732	832	932	1132	1332	1532	1732	1932	2332
	L2	--	--	79	89	99	109	129	151	169	191	211	251
	L3	--	--	123	133	143	153	173	196	213	236	256	296

Größe Size	Abmessungen [mm] Dimensions [mm]												
PFL 230 Motorvariante C mit Klemmung PFL 230 Motor variant C with clamping	Hub Stroke	--	--	--	--	105	190	350	510	670	830	985	1305
	L	--	--	--	--	832	932	1132	1332	1532	1732	1932	2332
	L2	--	--	--	--	84	91	111	131	151	171	194	234
	L3	--	--	--	--	128	136	156	176	196	216	238	278

Baugröße PFL 230, Verschiebeeinheit
Dimensions for PFL 230, sliding element

Größe Size	Motorvariante Motor variant	Gewicht [kg], Al Weight [kg], Al
PFL 230	A	9,5
	B	15,4
	C	21,4

Gewicht der gesamten Führung | Total weight of the slide

Grundplatte aus Aluminium | Base plate in Aluminium:

$$m_{Ges} = L * 0,027 \text{ kg/mm} + m_{Verschiebeteil}$$

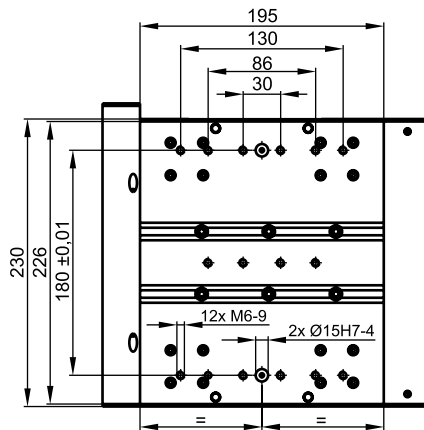
$$m_{Total} = L * 0,027 \text{ kg/mm} + m_{Sliding element}$$

Grundplatte aus Grauguss | Base plate in grey cast:

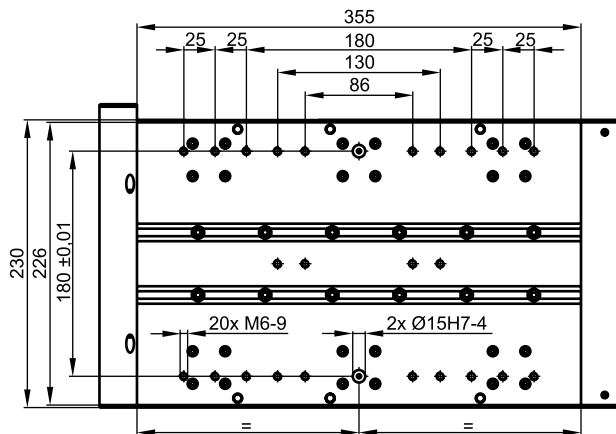
$$m_{Ges} = L * 0,06 \text{ kg/mm} + m_{Verschiebeteil}$$

$$m_{Total} = L * 0,06 \text{ kg/mm} + m_{Sliding element}$$

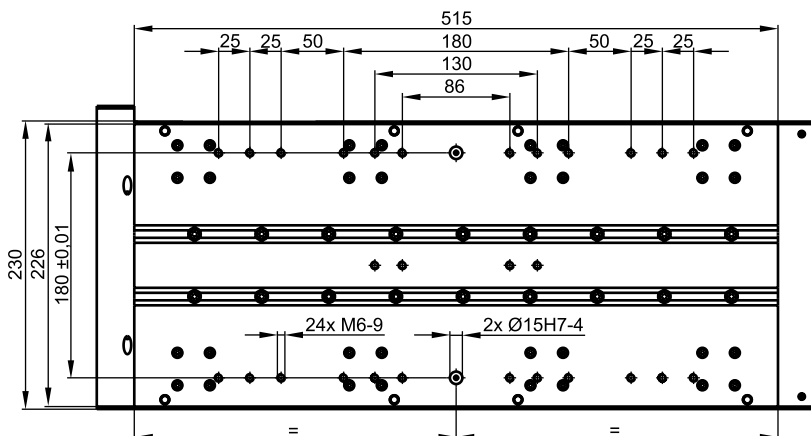
Motorvariante A
Motor variant A



Motorvariante B
Motor variant B



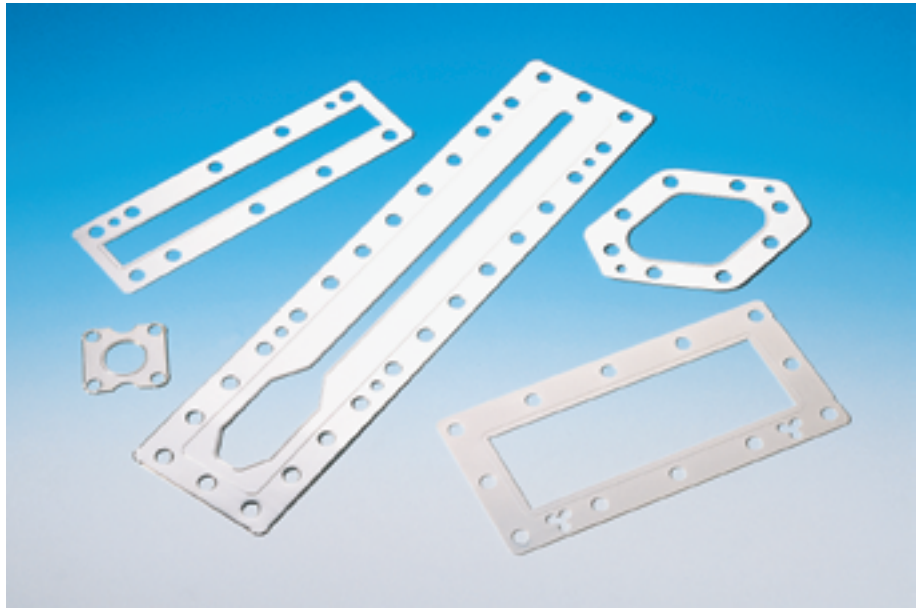
Motorvariante C
Motor variant C



- Zusätzliche Bohrbilder nur nach Rücksprache mit Föhrenbach GmbH
Additional drilling patterns only after consultation with Föhrenbach GmbH
- Schutzklasse nach DIN EN 60529: IP 43
Protection class according to DIN EN 60529 IP 43

F.2 VATSEAL - Dichtung

Die Metaldichtung für Vakuum-, Kryotechnik- und Hochtemperaturanwendungen



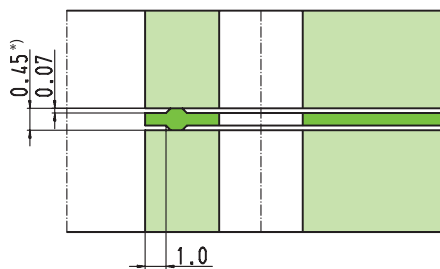
Material

Kupfer versilbert

Metaldichtungen werden anstelle von Elastomerdichtungen eingesetzt, wenn

- die Permeation durch eine Elastomerdichtung nicht akzeptabel ist
- die Abgasrate sehr klein sein muss
- die Temperatur 150°C übersteigt
- die Prozessgase mit Elastomerdichtungen nicht kompatibel sind
- hohe Strahlenbeständigkeit verlangt wird

Einbausituation



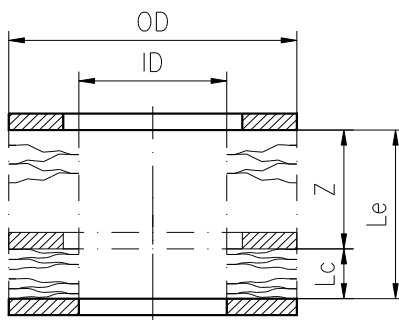
*) 0.6 unverpresst

VATSEAL-Metaldichtungen sind extrem vakuumdicht und gewährleisten gleichzeitig einen zuverlässigen HF-Kontakt mit kleinem Widerstand

F.3 Membranbälge und Anfragen

Membranbalgdaten axial / Bellows data sheet axial

Artikelbezeichnung Part description	NS-77/107-0.127-AISI633 (AM 350)			
Kalkulationsnummer Calculation number	160077-ID77		Datum: Date:	27.01.2016
Innen - \varnothing Inner - \varnothing	ID	77 mm	Betriebsdruck innen Working pressure inside	Pi 0.000001 bar
Aussen - \varnothing Outer - \varnothing	OD	107 mm	Betriebsdruck aussen Working pressure outside	Pa 1.013 bar
Wandstärke Wall thickness	t	0.127 mm	Betriebstemperatur Working temperature	OT 20 °C
Werkstoff Material	AISI633 (AM 350)		Ausheiztemperatur Baking temperature	HT 80 °C
Membranform Diaphragm form	NS		Lastwechselzahl Guaranteed cycles	Nz 10'000'000
Anzahl Membranpaare Number of convolutions	13		Federrate Spring rate	SRz 3.2 N/mm
Hub axial Stroke axial	Z	30.5 mm	Druckdiff.-Kraft Pressure diff. Force	FZp 679.4 N
		ohne Endstück w/o endpiece	mit Endstück with endpiece	
Länge frei Length free	Lf	39.7 mm	39.7 mm	Länge ES links /Length EP left 0 mm
Länge gedrückt Length compressed	Lc	9.5 mm	9.5 mm	Länge ES rechts /Lenght EP right 0 mm
Länge gestreckt Length extended	Le	40.0 mm	40.0 mm	Länge Ring /Lenght ring 0 mm



BEMERKUNG:

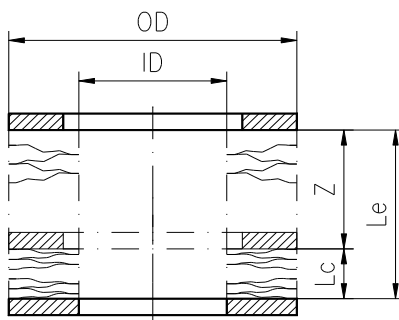
Bälge müssen in sauberer, partikelfreier Umgebung torsionsfrei eingesetzt werden. Nur unter strikter Einhaltung der Einbaumasse im Betrieb wird die spezifizizierte Lebensdauer garantiert.

REMARK:

Bellows have to be used in a clean and particle free enviroment and installed without any torque. The life time is only guaranteed, if the bellows are installed and used according to the defined installation dimensions.

Membranbalgdaten axial / Bellows data sheet axial

Artikelbezeichnung Part description	NS-77/107-0.127-AISI633 (AM 350)			
Kalkulationsnummer Calculation number	160077-77-107			Datum: Date: 27.01.2016
Innen - \varnothing Inner - \varnothing	ID	77 mm	Betriebsdruck innen Working pressure inside	Pi 0.000001 bar
Aussen - \varnothing Outer - \varnothing	OD	107 mm	Betriebsdruck aussen Working pressure outside	Pa 1.013 bar
Wandstärke Wall thickness	t	0.127 mm	Betriebstemperatur Working temperature	OT 20 °C
Werkstoff Material	AISI633 (AM 350)		Ausheiztemperatur Baking temperature	HT 80 °C
Membranform Diaphragm form	NS		Lastwechselzahl Guaranteed cycles	Nz 100'000'000
Anzahl Membranpaare Number of convolutions	24		Federrate Spring rate	SRz 1.8 N/mm
Hub axial Stroke axial	Z	30.7 mm	Druckdiff.-Kraft Pressure diff. Force	FZp 679.4 N
		ohne Endstück w/o endpiece	mit Endstück with endpiece	
Länge frei Length free	Lf	73.2 mm	73.2 mm	Länge ES links /Length EP left 0 mm
Länge gedrückt Length compressed	Lc	17.5 mm	17.5 mm	Länge ES rechts /Lenght EP right 0 mm
Länge gestreckt Length extended	Le	48.3 mm	48.3 mm	Länge Ring /Lenght ring 0 mm



BEMERKUNG:

Bälge müssen in sauberer, partikelfreier Umgebung torsionsfrei eingesetzt werden. Nur unter strikter Einhaltung der Einbaumasse im Betrieb wird die spezifizizierte Lebensdauer garantiert.

REMARK:

Bellows have to be used in a clean and particle free enviroment and installed without any torque. The life time is only guaranteed, if the bellows are installed and used according to the defined installation dimensions.

Foese, Manon

Von: Toni Künzler, Mewasa AG <t.kuenzler@mewasa.ch>
Gesendet: Donnerstag, 4. Februar 2016 07:23
An: Foese, Manon
Betreff: AW: 1601-139 OF02 Projekt 160077

Hallo Herr Föse

Untenstehend finden Sie meine Antworten.
Bei Fragen stehe ich Ihnen gerne zur Verfügung!

Freundliche Grüsse

Toni Künzler
MEWASA AG

Von: Foese, Manon [<mailto:manon.foese@desy.de>]
Gesendet: Mittwoch, 3. Februar 2016 15:49
An: Toni Künzler, Mewasa AG
Betreff: RE: 1601-139 OF02

Hallo Herr Künzler,

vielen Dank. Gäbe es trotzdem eine Ausfallwahrscheinlichkeit, die Sie mir sagen könnten? **Nein, hierzu können wir keine Aussage machen. Wir garantieren 10Mio Zyklen und gehen davon aus, dass der Balg in diesem Bewegungsbereich ein Vielfaches davon halten wird.**

Wie sehen die Anschlüsse an den Bälgen, die Sie mir vorgeschlagen haben, aus? (Auf dem Datenblatt sieht es so aus, als wäre da noch etwas dran geschweißt.) Oder ist das nur symbolisch? **Die Anschlüsse sind nur symbolisch, Sie haben was die Gestaltung der Anschlüsse betrifft, freie Hand. Das Angebot beinhaltet zur Zeit nur den Balg ohne Anschlüsse.**

Wäre ein hydraulisch geformter Metallbalg eventuell sogar besser bei der dynamischen Belastung? **Nein, Wellbälge haben nur einen Bruchteil der Flexibilität eines geschweißten Membranbalgs, dafür halten diese höhere Druckbelastungen aus.**

Freundliche Grüsse
Manon Föse

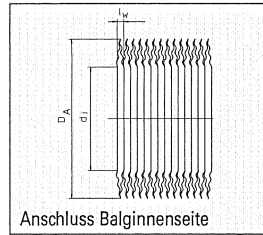
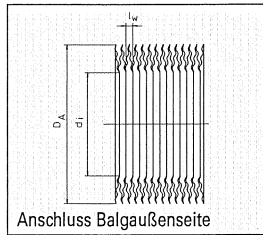
From: Toni Künzler, Mewasa AG [<mailto:t.kuenzler@mewasa.ch>]
Sent: Thursday, January 28, 2016 10:43 AM
To: manon.foese@desy.de
Subject: 1601-139 OF02

Hallo Herr Föse

Auf Basis einer Wöhlerkurve können wir in etwa voraussagen, dass der Balg gemäss Anhang 100'000'000 Zyklen halten wird.
Garantieren können wir jedoch ohnehin max. 10'000'000 Zyklen.

Bei Fragen stehe ich Ihnen gerne zur Verfügung!

Freundliche Grüsse



Bezugs- durch- messer	Nenn- druck P _N **	Balgprofil				Werkstoff	Länge je Membran- paar l _w	max. Anzahl Membran- paare*	Ø-Toleranzen		Nennauslenkung je Welle (für 10.000 Lastspiele)			Federrate je Welle (± 30%)			wirks. Quer- schnitt A	Gewicht je Membran- paar
		d _i	D _A	n _L	s				d _i	D _a	axial 2δ _{n,0}	angular 2α _{n,0}	lateral 2λ _{n,0}	axial c _δ	angular c _α	lateral c _λ		
mm	bar	mm	mm	-	mm	-	mm	-	mm	mm	mm	Grad	mm	N/mm	Nm/Grad	N/mm	cm ²	g
72	1,6	72,0 x 123 x 1 x 0,25	1.4571	5,2	250	±0,3	±0,3	4,20 = + 0,84 / - 3,36	±0,99	±0,0149	76	1,58	27400	76,4	31,2			
	0,7	77,0 x 107 x 1 x 0,10	1.4571	3,4	250	±0,3	±0,3	2,70 = + 0,54 / - 2,16	±0,67	±0,0066	52	0,96	40000	67,1	6,9			
	0,5	77,0 x 130 x 1 x 0,15	1.4571	5,2	250	±0,3	±0,3	4,90 = + 0,98 / - 3,92	±1,09	±0,0164	38	0,89	57000	86,0	20,7			
	1,0	77,0 x 130 x 1 x 0,20	1.4571	5,3	250	±0,3	±0,3	4,70 = + 0,94 / - 3,76	±1,04	±0,0160	52	1,22	22500	86,0	27,6			
	1,5	77,0 x 130 x 1 x 0,25	1.4571	5,4	250	±0,3	±0,3	4,40 = + 0,88 / - 3,52	±0,97	±0,0153	75	1,75	30000	86,0	34,5			
82	0,5	82,0 x 136 x 1 x 0,15	1.4571	5,4	250	±0,3	±0,3	5,00 = + 1,00 / - 4,00	±1,05	±0,0165	38	0,98	41300	95,2	22,2			
	0,9	82,0 x 136 x 1 x 0,20	1.4571	5,6	250	±0,3	±0,3	4,80 = + 0,96 / - 3,84	±1,01	±0,0164	52	1,35	23200	95,2	29,6			
	1,4	82,0 x 136 x 1 x 0,25	1.4571	5,7	250	±0,3	±0,3	4,50 = + 0,90 / - 3,60	±0,95	±0,0156	74	1,92	30000	95,2	37,0			
87	0,8	87,0 x 143 x 1 x 0,20	1.4571	5,7	250	±0,3	±0,3	5,20 = + 1,04 / - 4,16	±1,04	±0,0171	54	1,56	40600	106	32,4			
	1,3	87,0 x 143 x 1 x 0,25	1.4571	5,8	250	±0,3	±0,3	5,00 = + 1,00 / - 4,00	±1,00	±0,0168	75	2,16	33000	106	40,5			
	1,9	87,0 x 143 x 1 x 0,30	1.4571	5,9	250	±0,3	±0,3	4,70 = + 0,94 / - 3,76	±0,94	±0,0160	101	2,91	44200	106	48,6			
92	0,6	92,0 x 134 x 1 x 0,15	1.4571	4,0	250	±0,3	±0,3	3,90 = + 0,78 / - 3,12	±0,79	±0,0092	46	1,28	57600	101	17,9			
	0,8	92,0 x 134 x 1 x 0,20	1.4571	4,1	250	±0,3	±0,3	3,20 = + 0,64 / - 2,56	±0,65	±0,0077	32	0,89	55000	101	23,9			
	1,3	92,0 x 134 x 1 x 0,25	1.4571	4,1	250	±0,3	±0,3	3,00 = + 0,60 / - 2,40	±0,61	±0,0072	45	1,25	36400	101	29,8			
	1,9	92,0 x 134 x 1 x 0,30	1.4571	4,2	250	±0,3	±0,3	2,80 = + 0,56 / - 2,24	±0,57	±0,0069	62	1,73	51200	101	35,8			
	0,8	92,0 x 149 x 1 x 0,20	1.4571	6,0	250	±0,3	±0,3	5,30 = + 1,06 / - 4,24	±1,01	±0,0175	56	1,77	67300	116	34,5			
	1,2	92,0 x 149 x 1 x 0,25	1.4571	6,2	250	±0,3	±0,3	5,10 = + 1,02 / - 4,08	±0,97	±0,0174	77	2,44	33900	116	43,2			
97	1,7	97,0 x 134 x 1 x 0,20	1.4571	4,0	250	±0,3	±0,3	4,80 = + 0,96 / - 3,84	±0,91	±0,0164	102	3,23	43600	116	51,8			
	2,7	97,0 x 134 x 1 x 0,25	1.4571	4,2	250	±0,3	±0,3	2,80 = + 0,56 / - 2,24	±0,56	±0,0064	142	4,13	57800	106	21,5			
	3,9	97,0 x 134 x 1 x 0,30	1.4571	4,2	250	±0,3	±0,3	2,40 = + 0,48 / - 1,92	±0,48	±0,0058	221	6,43	178000	106	26,9			
	0,8	97,0 x 156 x 1 x 0,20	1.4571	6,0	250	±0,3	±0,3	2,20 = + 0,44 / - 1,76	±0,44	±0,0053	318	9,26	251000	106	32,2			
																		37,5

*für Anslussteilängen < 20 mm, bei längeren Anslusstteilen verringert sich die maximale Membranpaarzahl
 ** Außendruck, bei Innendruckbelastung muss zusätzlich die Säulenstabilität (Knicksicherheit) gewährleistet sein

