

Loreen Markert

Sekundäre Geräuschminderung an der Regelventil -
Baugruppe von Dampfturbinen

DIPLOMARBEIT

HOCHSCHULE MITTWEIDA (FH)

UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

Fachbereich Mathematik - Physik - Informatik

Mittweida, 2009

Loreen Markert

UT05wU1

Sekundäre Geräuschminderung an der Regelventil -
Baugruppe von Dampfturbinen

eingereicht als

DIPLOMARBEIT

an der

HOCHSCHULE MITTWEIDA (FH)

UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

Fachbereich Mathematik - Physik - Informatik

Dresden, Görlitz 2009

Erstprüfer: Prof. Jörn Hübelt

Zweitprüfer: Dipl.-Ing. Markus Mantei

Vorgelegte Arbeit wurde verteidigt am:

Bibliografische Beschreibung:

Markert, Loreen:

Sekundäre Geräuschminderung an der Regelventil - Baugruppe von Dampfturbinen–
2009 – 63 Seiten, Mittweida, Hochschule Mittweida (FH), Fachbereich Mathematik,
Physik, Informatik, Diplomarbeit, 2009

Referat:

Ziel der Diplomarbeit ist es, eine Kapsel/ Abschirmung für die Einhausung der Regelventil - Baugruppe einer Dampfturbine rechnerisch auszulegen und zu konstruieren, die die akustischen und thermischen Anforderungen erfüllt. Unter der Berücksichtigung dieser Anforderungen und den Erkenntnissen einer vorausgegangenen schalltechnischen Messung an der Musterturbine, für die eine Kapselung der Regelventil - Baugruppe vorgesehen ist, werden zunächst die einzelnen Entwurfsschritte dargestellt. Danach erfolgt die Beschreibung und Auswertung der schalltechnischen Voruntersuchung. Zum Schluss wird die Auswertung der akustischen und thermischen Untersuchungen der Regelventil-Baugruppe nach Montage der Kapsel an einer 50 MW Dampfturbine beschrieben.

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei allen, die mich bei der Entwicklung und Entstehung der Arbeit unterstützt haben bedanken.

Bedanken möchte ich mich vor allem bei meinen Betreuern, hochschulseitig durch

Herrn Professor Jörn Hübelt

und betriebsseitig:

Herrn Diplom-Ingenieur Markus Mantei,

der mir immer wieder wertvolle Anregungen und Ideen vermittelt hat.

Besonderer Dank, gilt den Mitarbeitern der Firma SCHIRMER Beratende Ingenieure, insbesondere Herrn Dr.-Ing. Werner Schirmer sowie Herrn Dipl.-Ing. Andreas Zeibig, die mit sehr viel Engagement, guten Ideen und unermüdlichem Einsatz meine Diplomarbeit betreut haben.

Meinen Eltern, sowie meinem Freund, danke ich für Ihr Verständnis, ihr Vertrauen und ihre Unterstützung, ohne die es mir nicht möglich gewesen wäre, diese Arbeit anzufertigen.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis.....	i
Abbildungsverzeichnis.....	iii
Tabellenverzeichnis.....	iv
Nomenklatur.....	v
1 Motivation.....	1
2 Allgemeines zu Dampfturbinen.....	2
2.1 Unterteilung der Dampfturbinen	2
2.2 Der Dampfturbinenprozess	3
2.3 Die Funktion der Regelventil – Baugruppe	5
2.4 Nenndaten der T6411	6
3 Messverfahren und Pegelgrößen.....	8
3.1 Schallintensitätsmessverfahren.....	8
3.2 Schalldruckpegel.....	9
3.3 Schallintensitätspegel	10
3.4 Schalleistungspegel	10
4 Sekundäre Geräuschkinderung an der Regelventil – Baugruppe	11
4.1 Ausgangssituation.....	11
4.1.1 Schalleistungspegel der Turbine	12
4.1.2 Regelventilgeräusche	13
4.2 Kapselung der Regelventil – Baugruppe	15
4.2.1 Begriffe Abschirmung und Kapselung	15
4.2.2 Erforderliche Verminderung des Regelventil – Schallanteils	16
5 Bemessung der Kapsel	17
5.1 Wirkung von Schalldämmung, Schallabsorption der Kapselwand	19
5.2 Wirkung von schalldämpfenden Kanälen / Umlenkungen an den Öffnungen ...	24
5.3 Abschätzung der Einfügungsdämmung für Kapselvarianten	29
5.4 Konstruktion der Kapselvarianten	30
6 Thermische Untersuchung der Kapsel.....	33
6.1 Wärmeleitung.....	33
6.2 Konvektion	34
6.3 Wärmeübertragung durch Kondensation.....	35
6.4 Wärmeübergang von der Turbine in die Kapsel	35
6.4.1 Herleitung des Wärmedurchgangs von der Turbine in die Kapsel	36

6.4.2	Berechnete Temperatur innerhalb der Kapsel.....	38
7	Schalltechnische Voruntersuchung für verschiedene Kapsel – Varianten	39
7.1	Messumgebung	39
7.2	Beschreibung der untersuchten Kapsel – Varianten.....	40
7.3	Durchführung der akustischen Voruntersuchungen.....	41
7.3.1	Bestimmung des Einfügungsdämm-Maßes D_W	41
7.3.2	Untersuchung der Abschirmwirkung D_{pA}	42
7.4	Auswertung der akustischen Voruntersuchungen	43
8	Ergebnisse der Untersuchungen an der Turbine T6411 in Skärblacka.....	47
8.1	Messdurchführung	47
8.2	Auswertung der schalltechnischen Messung.....	49
8.3	Die Schalleistungspegelminderung der T6411 durch Kapselung der Regelventil - Baugruppe.....	54
9	Zusammenfassung	57
	Literaturverzeichnis.....	59
	Anlage	61
	Erklärung.....	63

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1: Einteilung der Dampfturbinenbauarten	2
Abbildung 2.2: Längsschnitt der T6411, einer Gegendruckturbine mit Bypass	4
Abbildung 2.3: Regelventil – Baugruppe	5
Abbildung 2.4: Abmessungen des Turbinenhauses	7
Abbildung 4.1: Frequenzspektrum der RV-Gruppe 2008.....	14
Abbildung 5.1: Aufbau der Kapselwandauskleidung	19
Abbildung 5.2: Skizze der schalldämpfenden Elemente an der Kapselöffnungen	27
Abbildung 5.3: Skizze des Wippenkamins.....	27
Abbildung 5.4: Kanaldämpfung des Wippenkamins	27
Abbildung 5.5: Kanaldämpfung des Schlitzschalldämpfers	28
Abbildung 5.6: Kanaldämpfung des Umlenkleches	28
Abbildung 5.7: Zeichnung der Kapsel an der RV- Gruppe im ProE	30
Abbildung 6.1: Wärmeleitung durch das Turbinengehäuse mit Dämmung in die Kapsel.....	36
Abbildung 6.2: Wärmeübergang von der Turbine durch die Kapsel.....	38
Abbildung 7.1: Variante 3, während der Ermittlung der Abschirmwirkung	44
Abbildung 7.2: Variante 2,während der Intensitätsmessung.....	44
Abbildung 7.3: Variante 4 während der Intensitätsmessung.....	45
Abbildung 7.4: Variante 6 während der Intensitätsmessung.....	46
Abbildung 8.1: An der T6411 montierte Schallschutzkapsel.....	47
Abbildung 8.2: Vergleich der Schalleistungspegel aus den Messungen 2008 und 2009.....	51
Abbildung 8.3: Vergleich Wirksamkeit der Kapsel für die Messung 2009 mit und ohne Einfluss des Drehklangs	55
Abbildung 8.4: Temperaturentwicklung an den wichtigsten Bauteilen	56

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1: Nenndaten der Turbine T6411.....	6
Tabelle 4.1: Schalleistungspegel der Turbine T6411 bei unterschiedlichen Betriebspunkten	12
Tabelle 4.2: Schalleistungspegel der einzelnen Baugruppen an der Turbine T6411 ..	12
Tabelle 4.3: Schalleistungspegel der Bauteile an der RV - Gruppe	13
Tabelle 7.1: Ermittelte Kenngrößen der verschiedenen Varianten aus Schalldruck- und Intensitätsmessungen für das Spektrum Meßlautsprecher.....	43
Tabelle 8.1: Ermittelte Einzahl - Kenngrößen aus Schalldruck und Intensitäts- messungen.....	50
Tabelle 8.2: Schalleistungspegel der Turbine T6411.....	50
Tabelle 8.3: Schalleistungspegelminderung durch Kapselung der RV - Gruppe.....	54
Tabelle 8.4: Schalleistungspegel der RV - Gruppe nach linearer Angleichung der 3,15 kHz Terz.....	55

Nomenklatur

Symbol	Einheit	Bedeutung
A_K	m ²	Äquivalente Schallabsorptionsfläche
c	m/s	Schallgeschwindigkeit
c_p	J/K	spezifische Wärmekapazität
D_d	dB	Durchgangsdämpfungsmaß
D_{eK}	dB	Einfügungsdämm-Maß (der Kapsel)
D_L, D_h	dB	Kanaldämpfung
D_{pA}, D_{WA}	dB	Schalldruck-, Schalleistungspegelminderung nach DIN EN ISO 11546, Teil 1 [17]
$D_{W,Ber}$	dB	Rechenwert für die Schalldämmung der Kapsel
d	m	Dicke
d'_{min}	mm	Abstand zwischen Kapselwand und Maschinenoberfläche
e_r	m	Richtungsvektor
f	Hz	Frequenz
f_h	Hz	Bezugsfrequenz
f_u	Hz	Unterste Frequenz
f_r	Hz	Resonanzfrequenz
h	m	Halbe Kanalbreite
I	W/m ²	Intensität, Schallintensität
L	m	Kanallänge
L_p, L_W	dB	Schalldruckpegel, Schalleistungspegel
m''	kg/m ²	Flächenbezogene Masse
n	1/min	Drehzahl
n	m	Normalenvektor
P	W	Leistung, Schalleistung
p	Pa	Druck, Schalldruck
q	-	Öffnungsflächenanteil
p_0	-	Bezugsschalldruck
\dot{Q}	W	Wärmestrom
q	-	Öffnungsflächenanteil
\dot{q}	W/m ²	spezifische Wärmestromdichte

Symbol	Einheit	Bedeutung
R	m ² K/W	Wärmedurchgangswiderstand
R	dB	Schalldämm-Maß
r	m	Abstand
S	m ²	Fläche
S _A	m ²	Gesamtfläche der schallabsorbierenden verkleideten Kapselwände
S _K	m ²	Oberfläche der Kapselwände
S _Ö	m ²	Fläche der Öffnungen in der Kapselwand
s	m	Dicke der thermischen Grenzschicht
T	s	Messdauer
t	s	Zeit
v	m/s	Schallschnelle
z	-	Schaufelanzahl

Symbol	Einheit	Bedeutung
α	-	Schallabsorptionsgrad der Kapselwandverkleidung
α	W m ² /K	Wärmeübertragungskoeffizient
Δ	-	Differenz
ΔL_K	dB	Pegelabsenkung bei Schallübertragung über Kapselwände
$\Delta L_{\text{Ö}}$	dB	Pegelabsenkung bei Schallübertragung über Öffnungen
$\Delta L_{\text{Ö,D}}$	dB	Pegelabsenkung bei Schallübertragung über Lüftungsöffnungen mit Schalldämpfer
ε	-	Anpassungsverhältnis
η	-	Frequenzparameter
ϑ	°C	Fluid –Temperatur
Λ	-	Normierte Auskleidungstiefe
λ	W/m K	Wärmeleitzahl / Wärmeleitfähigkeit
λ	m	Wellenlänge
ρ	kg/m ³	Dichte
τ	-	Schalltransmissionsgrad
ν	-	Kinematische Viskosität
Ξ	N s/m ⁴	Längenbezogener Strömungswiderstand

1 Motivation

Im Rahmen eines Forschungs- und Entwicklungsprojektes der Siemens AG, Energy Sector, mit dem Ziel, Schallemissionen von Dampfturbinenanlagen während der Angebotsphase genauer vorhersagen zu können, wurden schon seit einiger Zeit schalltechnische Messungen an Dampfturbinen durchgeführt. Diese schalltechnischen Messungen wurden durch die Firma SCHIRMER GmbH Beratende Ingenieure aus Dresden durchgeführt.

Die Messungen ergaben, dass die von der Regelventil–Baugruppe abgestrahlte Schallleistung bei gedrosselter Turbine 10 dB über der von allen anderen Teilquellen liegen kann. Der Frequenzbereich, in dem diese überhöhte Schallleistung hauptsächlich abgestrahlt wird, lässt sich auf 1 - 4 kHz eingrenzen.

Ob dieser Fall eintritt, ist derzeit in der Planungsphase der Turbinenauslegung nicht vorhersagbar. Wenn dieser Fall eintritt, werden wirksame Nachrüstlösungen benötigt.

Da die Einhausung der gesamten Turbine hohe Kosten verursacht, besteht die Aufgabe der Diplomarbeit darin, eine Kapsel/ Abschirmung der Regelventil – Baugruppe rechnerisch auszulegen und zu konstruieren, die die akustischen und thermischen Anforderungen erfüllt. Der Eignungsnachweis für eine konkrete Turbine ist an einer Musterkapsel/ Abschirmung messtechnisch zu erbringen.

2 Allgemeines zu Dampfturbinen

Bereits in der Antike entdeckte Heron von Alexandria das Prinzip der Dampfturbine, welches die kinetische Energie und Druckenergie des Dampfes nutzt [1]. Jedoch wurden die ersten einsetzbaren Maschinen erst gegen Ende des 19. Jh. entwickelt, da erst zu diesem Zeitpunkt geeignete Werkstoffe zur Verfügung standen, die den hohen Anforderungen genügten.

Dampfturbinen finden ihre Anwendung zum größten Teil in Kraftwerken, wo sie auf fossiler oder nuklearer Brennstoffbasis zur Energieerzeugung, oder zur gekoppelten Erzeugung von Wärme und Elektroenergie genutzt werden. ([2], S.204)

2.1 Unterteilung der Dampfturbinen

Die Dampfturbine ist eine, zum größten Teil in axialer Bauweise ausgeführte, thermische Turbine, die die Totalenthalpie¹ des Dampfes nutzt. Die verschiedenen Dampfturbinenbauarten können nach der Einordnung in den Dampfkraftprozess und den realisierten Dampfparametern, nach der Art der Energieumwandlung in den Turbinenstufen, sowie nach dem konstruktiven Aufbau eingeteilt werden, wie in Abbildung 2.1 ersichtlich.

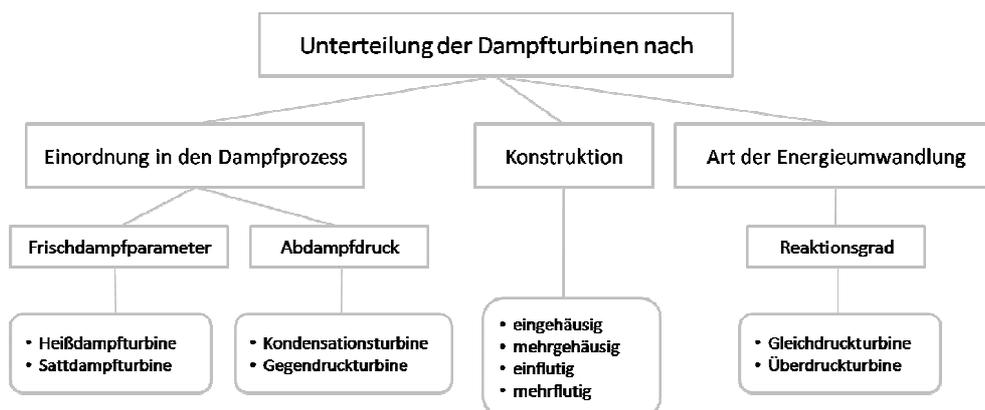


Abbildung 2.1: Einteilung der Dampfturbinenbauarten, [2]

¹ Ist die Summe aus der Enthalpie und der kinetischen Energie eines strömenden Teilchens

Da beim projekttragenden Unternehmen, der Siemens AG, Industriedampfturbinen, Standort Görlitz, die Unterteilung nach der Einordnung in dem Dampfprozess und speziell die Unterteilung nach dem Abdampfdruck Anwendung findet, soll diese im Folgendem näher erläutert werden.

Bei einer Kondensationsturbine wird der Dampf bis zum kleinstmöglichen Druck expandiert. Dieser hängt vom Kühlsystem ab und ist kleiner als ein bar. Kondensationsturbinen werden vorwiegend zur Energieerzeugung oder zum Antrieb von Pumpen und Verdichtern eingesetzt.

Bei einer Gegendruckturbine jedoch, ist der Abdampfdruck höher als ein bar. Er wird vom Verbraucher bestimmt, der die Abdampfwärme zusätzlich für andere Prozesse nutzen kann. Wird der Turbine während des Entspannungsprozesses Dampf entnommen, so spricht man von einer Entnahmeturbine. Die Dampfantnahme kann je nach Bedarf geregelt, oder ungeregelt sein. Bei den Turbinen der Siemens – Baureihe kann der Abdampfdruck bis zu 40 bar betragen.

Mit diesem Prinzip kann also gleichzeitig Elektroenergie erzeugt und Dampf für andere Prozesse (z. B.: für die Papiererzeugung) entnommen werden. Die Kopplung von mechanischer Energie- und Wärmeenergie wird Kraft – Wärme – Kopplung genannt.

Da der Einsatz von Turbinen sehr vielfältig und die Anforderungen der Auftraggeber sehr unterschiedlich sind, gibt es eine große Variabilität bei der Turbinenherstellung. D.h., es werden selten zwei identische Turbinen hergestellt.

2.2 Der Dampfturbinenprozess

Die Arbeitsweise der Dampfturbine entspricht thermodynamischen Prinzipien. Beim Entspannungsvorgang sinkt die Enthalpie des Dampfes, seine innere Energie nimmt ab. Während dieses Prozesses wird die innere Energie in mechanische Energie umgewandelt.

Hauptkomponenten bei einem Dampfturbinenprozess sind: Kessel mit Überhitzer, Turbine, Kondensator und Speisewasserpumpe, welche wiederum von einer Turbine angetrieben werden können. Im Kessel wird das Wasser bei hohem Druck bis zum Siedepunkt erwärmt, verdampft und hinterher im Überhitzer auf die gewünschte hohe Temperatur von z. B. 500 °C überhitzt. Der überhitzte Dampf wird dann mit hohem Druck z. B. 60 bar über die Frischdampfleitung in die Turbine geleitet. Dazu wird er über das

Schnellschlussventil zu den Regelventilen geleitet, aus denen er dann mit sehr hoher Geschwindigkeit austritt.

Um die Enthalpie in mechanische Energie umzusetzen, wird nach [3] der Dampf in Düsen beschleunigt. Die Düsen werden von den auf dem Umfang des stillstehenden Leitrades in mehrere Düsengruppen (Segmente) angeordneten Leitschaufeln gebildet. Das erste Schaufelrad wird Regelrad oder A - Rad genannt. Da auf dem A - Rad sehr viel Energie umgesetzt wird, ist die Anzahl der Düsen für das jeweilige Segment und den jeweiligen Betriebspunkt optimiert, sodass, eine optimale Anströmung des Schaufelrades erreicht wird.

In der Dampfturbine treibt der, unter hohem Druck stehende heiße Dampf das auf einer rotierenden Welle gelagerte Schaufelrad an. Beim Durchströmen der Turbine entspannt sich der Dampf. Druck und Temperatur nehmen ab. Das Volumen vergrößert sich und die Strömungsgeschwindigkeit nimmt zu. Da der Dampf aufgrund der Expansion in den einzelnen Stufen stark an Volumen zunimmt, müssen auch die Öffnungen, die der Dampf durchströmt, von Stufe zu Stufe größer werden. Eine Vergrößerung der Öffnungsflächen wird erreicht, indem man die Schaufeln von Stufe zu Stufe verlängert und den Durchmesser von Leit- und Laufrädern vergrößert. Somit kann der Dampf, trotz der sich verringenden Energie eine größtmögliche Kraft auf die Schaufelblätter ausüben. Laufrad und Leitrad bilden zusammen eine Turbinenstufe. Turbinen werden abgesehen von Maschinen ganz kleiner Leistung – mehrstufig ausgeführt. Das heißt, es folgen nacheinander mehrere Turbinenstufen.

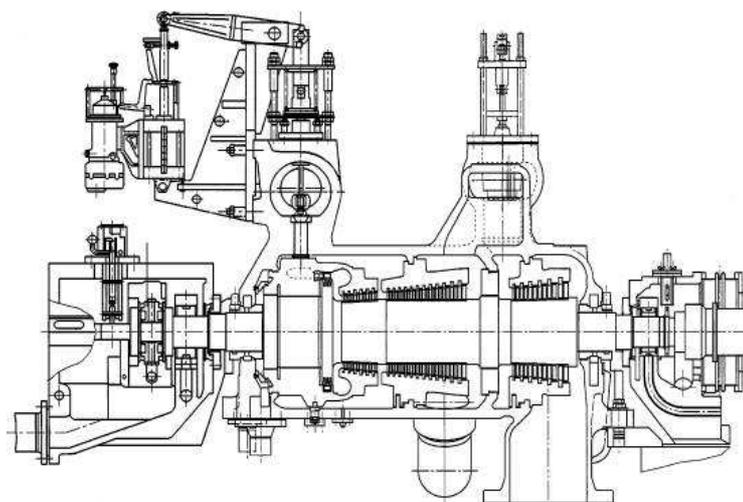


Abbildung 2.2: Längsschnitt der T6411, einer Gegendruckturbine mit Bypass, [4]

Bei der hier betrachteten Turbine T6411, handelt es sich um eine Gegendruckturbine mit Entnahmefunktion. Das bedeutet, dass je nach Bedarf nahezu 100 % des Dampfes aus

der Turbine entnommen werden können. Lediglich kleine Restmengen müssen für die Kühlung der ND - Teile in der Turbine zurückbleiben. Auf der gleichen Höhe wie die Dampfantnahmestelle befindet sich die Überströmung. Diese wird bei der T6411 über einen Drehschieber gesteuert und regelt somit den Entnahmedruck. Um einen normalen Dampfturbinenprozess auch dann gewährleisten zu können, wenn ein Teil oder auch nahezu 100 % des Dampfes entnommen werden, müssen die Schaufelräder nach der Entnahme kleiner sein.

2.3 Die Funktion der Regelventil – Baugruppe

Die Aufgabe der Regelventil – Baugruppe ist die Regelung der Dampfzuführung in die Turbine. Abbildung 2.3 zeigt den Aufbau einer Regelventil – Baugruppe.

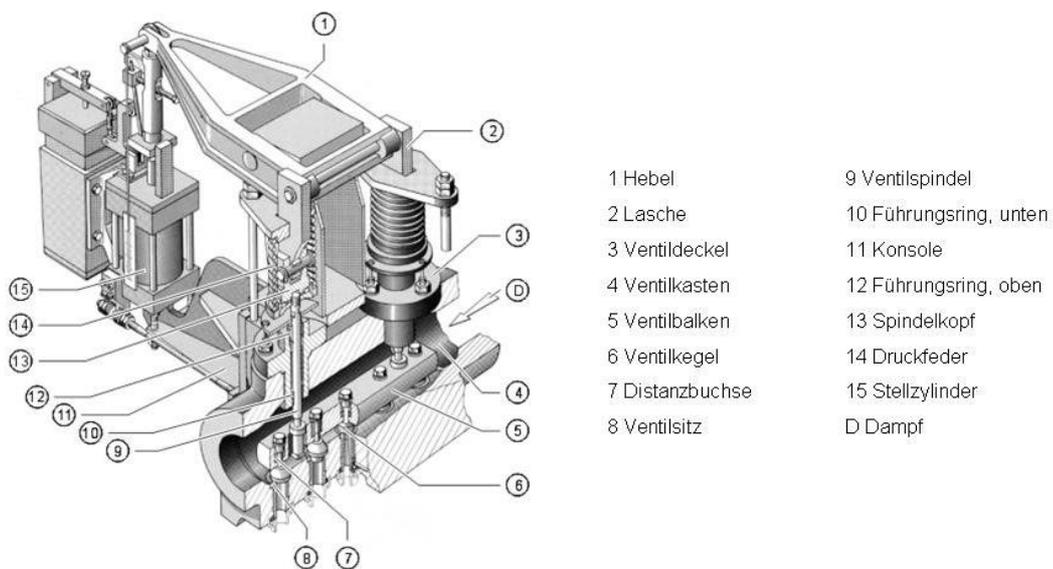


Abbildung 2.3: Regelventil – Baugruppe, [4]

Dazu wird der Frischdampf über einen Einströmkasten den Regelventilen zugeführt. Der Frischdampfdruck, bei dem die Industriedampfturbine betrieben wird, wird in der Regel durch die Betriebsparameter des Dampferzeugers für alle Betriebslasten der Dampfturbine fest eingestellt.

Das Konstruktionsprinzip beruht auf 4 oder 5 Ventilen, wobei das mittlere als Überlastventil dient. Durch verschiedene Einstellungen der vier Regelventile kann die Turbine bei mehreren Teillastpunkten, je nach Bedarf betrieben werden. Durch verschiedene Ein-

stellungen der vier Regelventile kann die Turbine im kompletten Teillastbereich bei geringen Verlusten geregelt werden.

Die Dampfeinström – Regelventile sind als Einsitzventile in den Ventilbalken eingebracht (siehe Anlage A.1). Durch Verändern des Ventilhubes und somit der freien Fläche zwischen Ventilkegel und Ventilsitz wird der Dampfstrom zur Turbine geregelt. Die Kräfte, die dabei auf die Ventilkegel wirken, werden durch die Ventilgröße und die Druckdifferenz über dem Ventilkegel bestimmt. Die größte Druckdifferenz tritt an dem zuerst öffnenden Ventil auf.

Die Regelventile werden durch das Stellglied, dem so genannten Gruppenantrieb betätigt. Der Stellantrieb ist ein gegen eine Druckfeder arbeitender Hydrauliksteuerzylinder, der vom Steuerölsystem mit einem Öldruck von 160 bar versorgt wird. Kommt es zu einem Schnellschluss, einer Not-Abschaltung der Turbine, schließen sich außer dem Schnellschluss auch die Regelventile. Die Turbinenanlage wird dadurch bei Fehlfunktion des Schnellschlussventils geschützt.

2.4 Nenndaten der T6411

Als Turbine, für die der Eignungsnachweis einer Musterkapsel in Bezug auf Abschirmwirkung und Einfügungsdämm-Maß messtechnisch zu erbringen ist, wurde die T6411 seitens der Siemens AG ausgesucht.

Bei der T6411 handelt es sich um eine Gegendruckturbine mit Entnahme, die in einer Zellstofffabrik in Skärblacka (Schweden) betrieben wird. Die T6411 weist folgende Nenndaten auf:

Tabelle 2.1: Nenndaten der T6411

Kennwort	Skärblacka
Dampfturbine Nr.	T6411
Typ	ENG 63/63/120/-B1, DA,I1
Nenndrehzahl	3000 min ⁻¹
Nennleistung	49,75 MW
Frischdampf	470 °C, 59 bar-a
Abdampfdruck	4,7 bar-a
Getriebe	nicht vorhanden
Generator	TRLI 86/20
Nenndrehzahl	3000 min ⁻¹
Scheinleistung	58,5 MVA
cos Ø	0,85

Die Maschinenhalle (der Aufstellungsort der Referenzturbinen) hat die folgenden Abmessungen ca. $L \times B \times H = 31 \text{ m} \times 19 \text{ m} \times 16,5 \text{ m}$ und ist in 2 Geschosse unterteilt. Eine Skizze der Maschinenhalle ist in Abbildung 2.4 dargestellt.

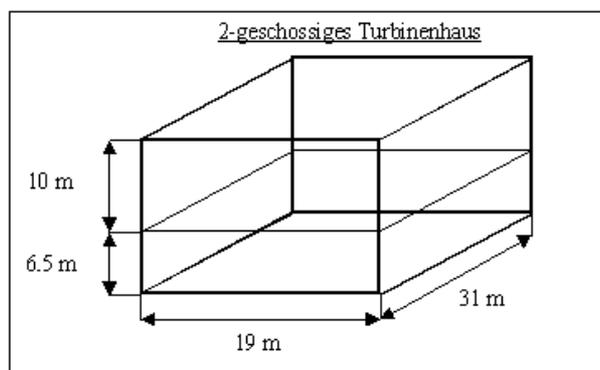


Abbildung 2.4: Abmessungen des Turbinenhauses

Im unteren Geschoss sind hauptsächlich Dampfleitungen und –ventile sowie Kühlwasserleitungen, während sich die Turbinen mit Generator im oberen Geschoss befinden.

Die Wände sind teilweise mit schallabsorbierendem Material ausgekleidet. Die absorbierende Wandverkleidung umfasst ungefähr die Hälfte der Fläche der Seitenwände im Obergeschoss (ca. 500 m^2). Der Betonboden in beiden Geschossen ist versiegelt.

3 Messverfahren und Pegelgrößen

3.1 Schallintensitätsmessverfahren

Mithilfe der Schallintensität kann der Leistungsfluss in Schallfeldern beschrieben werden. Die Schallintensitätsmessung kann deshalb gut zur Schallquellenanalyse eingesetzt werden. Die Schallintensität berechnet sich nach

$$\vec{I} = p \cdot \vec{v} \quad (3.1)$$

aus dem Produkt von vektorieller Schallschnelle \vec{v} und Schalldruck p . Die Bestimmung der Schalleistung mithilfe der Schallintensität nach

$$\underline{P} = \oint_S \vec{I} \cdot d\vec{S} \quad (3.2)$$

erfordert eine direkte Messung der Schallintensität.

$$\vec{I}(\vec{r}) = \lim_{T \rightarrow \infty} \left[\frac{1}{T} \int_0^T p(\vec{r}, t) \vec{v}(\vec{r}, t) dt \right] \quad (3.3)$$

Das bedeutet, die zeitgleiche Messung von Schallschnelle und Schalldruck. Die Schallschnelle muss dabei, nach [6] mit der Schalldruckdifferenz zwischen zwei benachbarten Punkten in Beziehung stehen, da die Bewegung der Mediumspartikel durch Druckdifferenzen verursacht wird.

In folgender Gleichung wird die Schnellekomponente in Richtung der Wellenausbreitung dargestellt.

$$v(t) = - \frac{1}{\rho_0} \int \frac{\partial p}{\partial r} dt \quad (3.4)$$

$\partial p / \partial r$, der Druckgradient wird näherungsweise durch 2 benachbarte Mikrofone an den Plätzen A und B bestimmt.

$$\frac{\partial p}{\partial r} \approx \frac{p_A - p_B}{\Delta r} \quad (3.5)$$

Dabei muss gelten, $\Delta r \ll \lambda$.

Um den Mittelwert des Schalldruckes am Messpunkt zu erhalten, setzt man.

$$p = \frac{p_A + p_B}{2} \quad (3.6)$$

Um dann nach [6] den zeitlichen Mittelwert der Schallintensität zu erhalten.

$$I_n = -\frac{1}{2\rho_0\Delta rT} \int_0^T \left[(p_A(t) + p_B(t)) \int_0^t (p_B(t') - p_A(t')) dt' \right] dt \quad (3.7)$$

Aus diesem für die Messfläche S_j ermittelten Schallintensitätspegel ergibt sich folgender Schalleistungspegel.

$$L_w = 10 \cdot \log \sum_{j=1}^N S_j \cdot 10^{0,1L_{in-j}} \quad (3.8)$$

Durch die Intensitätsmessmethode ergeben nach ([6], S. 4 - 12) sich folgende Vorteile:

- stationäre Fremdgeräusche haben keinen Einfluss auf das Messergebnis, denn die in die Hüllfläche einfließende Schallenergie von Störquellen verlässt die Hüllfläche wieder und wird bei der Intensitätsmessmethode kompensiert
- das Direktschall/ Umgebungsschall Verhältnis wird verbessert, weil die Messungen im Nahfeld durchgeführt werden können
- die Intensitätsmessmethode setzt keine idealisierten Schallfeldstrukturen (Fernfeld oder Hallfeld) voraus

3.2 Schalldruckpegel

Die Basisgröße des Schalldruckpegels ist der Effektivwert \tilde{p} des Schalldruckes $p(t)$. Weil der Schalldruckbereich nach ([5], S. 15) zwischen der Hörschwelle und Schmerzgrenze bei 1 kHz immerhin sechs Zehnerpotenzen umfasst, erfolgt die Kennzeichnung eines Geräusches mithilfe des Schalldruckes durch ein logarithmisches Maß, den dekadischen Logarithmus des Schalldruckes bezogen auf einen Bezugsschalldruck p_0 .

$$L_p = 10 \lg \frac{\tilde{p}^2}{p_0^2} \text{ dB} = 20 \lg \frac{\tilde{p}}{p_0} \text{ dB} \quad (3.9)$$

$$p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$$

p_0 der Bezugsschalldruck entspricht annähernd dem Schalldruck \tilde{p} an der Hörschwelle bei 1 kHz.

3.3 Schallintensitätspegel

Die Definition

$$L_I = 10 \lg \frac{I}{I_0} \text{ dB} \quad (3.10)$$

Mit $I_0 = 10^{-12} \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$ ist so gewählt, dass im freien Schallfeld mit $\varphi(p, v) = 0$ wegen

$$I = pv \cdot \cos \varphi \quad (3.11)$$

$L_I = L_p$ im Quellnahen Gebieten ist dagegen wegen $\varphi \neq 0$, $L_p > L_I$.

Anmerkung: I_0 folgt aus $I_0 = \frac{p_0^2}{\rho c} = \frac{(2 \cdot 10^{-5})^2 \text{ N}^2 \text{ m}^3}{400 \text{ m}^4 \text{ N s}} = 10^{-12} \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$

3.4 Schalleistungspegel

Entsprechend $P = I \cdot S$ und $P_0 = I_0 \cdot S_0$ ist

$$L_W = 10 \lg \frac{P}{P_0} \text{ dB} \quad (3.12)$$

mit $P_0 = 10^{-12} \text{ W}$

und es gilt

$$L_W = L_I + 10 \lg \frac{S}{S_0} \text{ dB} \quad (3.13)$$

$$S_0 = 1 \text{ m}^2$$

4 Sekundäre Geräuschminderung an der Regelventil – Baugruppe

4.1 Ausgangssituation

Die im Rahmen des Forschungs- und Entwicklungsprojektes der SIEMENS AG, Energy Sector, erforderlichen schalltechnischen Messungen an Dampfturbinen werden von der Firma SCHIRMER GmbH Beratende Ingenieure, Dresden ausgeführt. Die Projektsteuerung und Bearbeitung turbinentechnischer Fragen seitens der Siemens AG lag bei Herrn Markus Mantei, Görlitz.

Die Geräuschmessungen wurden für typische Betriebsbedingungen, insbesondere bei erfahrungsgemäß geräuschintensivem Teillastbetrieb durchgeführt, um die Geräuschmessungen an der Dampfturbine T6411 detailliert zu ermitteln. Aufgrund der vorhandenen Fremdgeräusche, die durch andere Aggregate und Schallreflexionen innerhalb der Maschinenhalle entstehen, wurde die in Kapitel 3.1 beschriebene Schallintensitätsmessung angewendet. Da bei ihrer Anwendung stationäre Fremdgeräusche keinen Einfluss auf das Messergebnis haben.

Am 14. und 15.07.2008 wurden in Skärblacka mittels Schallintensitätsmesstechnik schalltechnische Messungen an einer 50 MW – Dampfturbine Nr. T6411 durchgeführt [18], die die Grundlage für die im Nachfolgenden ausgeführte Kapselung der Regelventil-Baugruppe darstellen.

Es erfolgten Schallintensitätsmessungen an der gesamten Turbine und am Generator für die Lastfälle 30 MW und 23 MW. Der Turbinen-Aufstellungsplan ist in der Anlage B. 1 einzusehen.

4.1.1 Schalleistungspegel der Turbine

Für die Turbine T6411 und den Generator wurden folgende Schalleistungspegel L_{WA} für die Lastfälle 23 MW und 30 MW ermittelt:

Tabelle 4.1: Schalleistungspegel der Turbine T6411 bei unterschiedlichen Betriebspunkten

	L_W in dB(A)
Turbine ca. 23 MW	119,5
Turbine ca. 30 MW	117,7
Generator	99,1

Die Messungen erfolgten nach DIN ISO 9614, Teil 2, Bestimmung der Schalleistungspegel von Geräuschquellen aus Schallintensitätsmessungen, Messung mit kontinuierlicher Abtastung. Anlage B.4 [18] enthält eine Darstellung der gemessenen Teil – Messflächen und die zugehörigen Schalleistungspegel, [12].

Für die einzelnen Baugruppen ergeben sich folgende Schalleistungspegel:

Tabelle 4.2: Schalleistungspegel der einzelnen Baugruppen an der Turbine T6411

Baugruppe	Lastpunkt		Baugruppe	Lastpunkt	
	23 MW	30 MW		23 MW	30 MW
	dB(A)			dB(A)	
Ölanlage	96,6	95,6	Regelventil	119,2	117,3
Turbinenlager	92,4	92,4	Turbinengehäuse	99,8	99,5
Einströmkasten	100,2	100,2	Bypassventil	91,2	91,2
Dampfleitung	101,9	101,9	Drehschieber	97,8	97,8
Schnellschlussventil	94,0	94,0	Rotordrehvorrichtung	97,5	97,5
Grundrahmen	88,8	88,8	Kupplungsverschalung	89,3	89,3

Bei beiden Lastfällen zeigt sich die deutliche Dominanz der Regelventilbaugruppe.

4.1.2 Regelventilgeräusche

Eine Gegenüberstellung der Schalleistungspegel, in Tabelle 4.3, zeigt die drei dominierenden Teilquellen: Ventilkasten, Spindel und Feder.

Tabelle 4.3: Schalleistungspegel der Bauteile an der RV - Gruppe

Bauteil	23 MW			30 MW		
	links	rechts dB(A)	gesamt	links	rechts dB(A)	gesamt
Spindel	114,4	104,8	114,9	112,8	104,0	113,3
Feder	104,8	97,9	105,6	104,4	94,4	104,8
Ventilkasten	116,3	98,9	116,4	114,0	98,2	114,0
Wippe	98,4	95,6	103,3	97,3	95,3	99,4
Bock Seite	99,8	99,4	103,8	97,0	94,3	98,7
Bock Hinten	96,7	90,8	97,8	96,0	89,5	96,9
Steuerzylinder	99,5	99,5	102,5	96,3	95,0	98,7
Gesamt			119,2			117,3

Vier weitere Teilquellen liegen im gesamten Frequenzbereich mehr als 15 dB unter dem Gesamtschalleistungsbereich der Regelventil – Baugruppe.

Auffallend ist, dass zwischen den beiden vermessenen Lastpunkten 23 & 30 MW nur kleine Unterschiede in der Schallabstrahlung der Regelventil – Baugruppe auftreten. Des Weiteren ist zu erkennen, dass bei beiden Leistungsstufen die Abstrahlung auf der linken Seite dominiert.

Die Auswertung der gemessenen Regelventilpositionen bestätigt die Annahme, dass die Regelventilstellung die Ursache für die Dominanz der starken Schallabstrahlung auf der linken Seite ist.

Bei beiden Lastpunkten ist das 1. und 2. Ventil geöffnet, das 3. Ventil in Drosselstellung und das 4. geschlossen. Allerdings ist die Drosselung und somit auch die Schallabstrahlung, des 3. Ventils bei 23 MW stärker. Anlage B.2 enthält die Regelventilkenn-
daten.

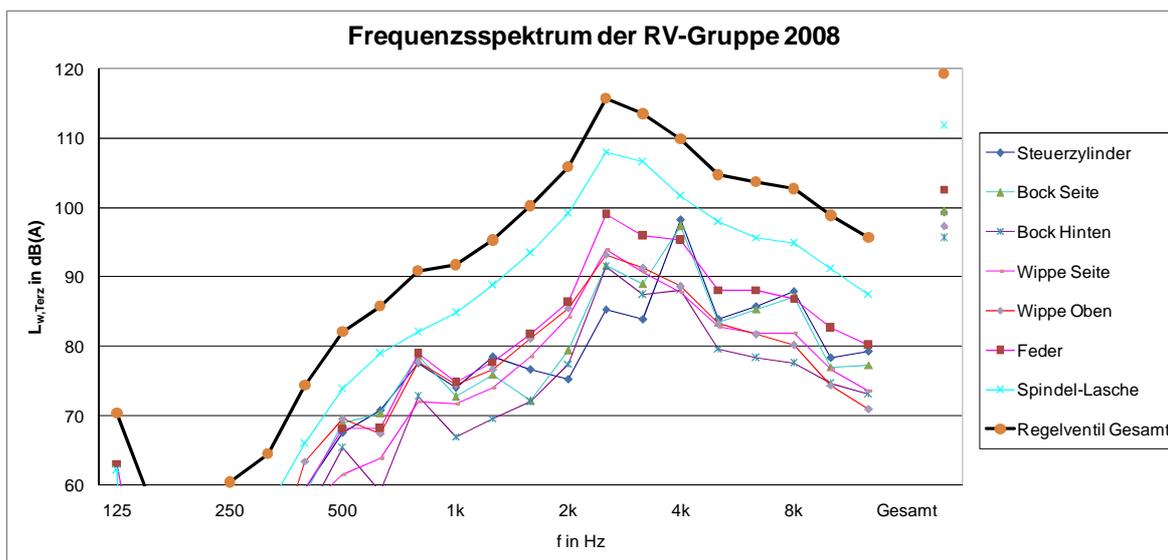


Abbildung 4.1: Frequenzspektrum der RV-Gruppe 2008

Ein Blick auf das Terzspektrum des Schalleistungspegels zeigt, eine starke Schallabstrahlung im Bereich von 1 - 4 kHz. Besonders das 2 kHz Terzband liegt fast 20 dB über der insgesamt abgestrahlten Schalleistung anderer Terzbänder.

4.2 Kapselung der Regelventil – Baugruppe

Wegen der erhöhten Schallemission der RV - Gruppe gegenüber der übrigen Turbine, sollen für die Regelventil - Baugruppe sekundäre Schallschutzmaßnahmen erprobt werden. Die Kapselung einer Schallquelle ist eine effektive sekundäre Maßnahme, weil die Schallausbreitung nahe am Entstehungsort vermindert wird.

4.2.1 Begriffe Abschirmung und Kapselung

Die Kapselung und Abschirmung zählt zu den passiven Geräuschkinderungsmaßnahmen, bei denen die Schallquelle unbeeinflusst bleibt.

Abschirmung

Unter Abschirmung versteht man das Behindern der Ausbreitung von Schallwellen nahe einer Quelle, oder nahe eines zu schützenden Ortes, durch Schallhindernisse, deren Abmessungen groß gegen die Schallwellenlänge sind, z. B. Lärmschutzwände.

Kapselung

Schallschutzkapseln sind nach ([6], S. 6 - 51) Konstruktionen, die schallabstrahlende Maschinen oder stark schallabstrahlende Strukturen vollständig und mit möglichst geringen Öffnungsanteil umschließen und deren elastische Lagerung beinhalten.

Die Wirkung von Abschirmung und Kapselung wird durch die Einfügungsdämmung beschrieben. Die Einfügungsdämmung ist die Schalldruckminderung die durch die Wirkung von Abschirmung oder Kapselung, an einem ausgewähltem Punkt, eintritt.

Beträgt die Öffnungsfläche einer Kapselung mehr als 10 %, spricht man von einer Abschirmung.

4.2.2 Erforderliche Verminderung des Regelventil – Schallanteils

Aus den im ([7], S. 519) beschriebenen allgemeinen Prinzipien der Schallminderung, sind folgende wichtige Prinzipien kurz zusammengefasst:

- **Prinzip 1: Geräuschminderung bei dominierenden Schallanteilen beginnen**
 - Dominierende Anteile mit quantitativen Methoden (Messungen) ermitteln
 - Geräuscharme Maschinen zeichnen sich dadurch aus, dass sie statt eines dominierenden Schallanteils mehrere etwa gleich große Emissionsanteile besitzen

- **Prinzip 2: Geräuschanteile richtig dosiert vermindern**
 - Die Verminderung des dominierenden Anteils braucht nur so groß zu sein, dass ein Beitrag zur Gesamtemission verschwindet. Es ist ausreichend, wenn der geminderte Anteil ca. 5 dB unter der Summe aller anderen Anteile liegt.

- **Prinzip 3: Geräuschminderung möglichst nahe an der Quelle durchführen**

- **Prinzip 4: Dämmwirkung elastischer Elemente optimieren**
 - Eine hohe Dämmwirkung wird erreicht, wenn die Impedanz der elastischen Lagerung klein ist gegenüber der Impedanzen der angrenzenden Elemente

- **Prinzip 5: Einfluss der Drehzahl auf die Schallentstehung beachten**

Um eine in Prinzip 1 beschriebene geräuscharme Maschine zu erzielen, ist es ausreichend den Regelventilschallanteil um 15 dB zu vermindern.

Eine höhere Schallpegelminderung, von z. B. 25 dB würde den Gesamtschallleistungspegelanteil der Turbine im Vergleich zu einer Minderung um 15 dB lediglich um weitere 1,7 dB senken. In Anlage B.3 ist eine Berechnung der Auswirkung auf die Gesamtschallleistung der Turbine bei unterschiedlicher Pegelminderung der Regelventilgruppe enthalten.

5 Bemessung der Kapsel

Bevor mit der schalltechnischen Bemessung der Kapsel begonnen wird, ist es wichtig Bedingungen, die an das Kapselmaterial bzw. an die Kapsel selbst zu stellen sind, festzuhalten.

Da es sich bei der Regelventil – Baugruppe, zum einen wegen des Hubes der Spindel, um ein bewegliches Bauteil handelt, und zum anderen wegen der unterschiedlichen Materialien, über unterschiedliche Temperatur – Toleranzen verfügt, ergeben sich folgende Kriterien, die an das Kapselmaterial zu stellen sind:

- thermisches Verhalten der Kapsel muss die Temperaturtoleranzen der Bauteile einhalten (höchsten 280 °C an den DU – Buchsen² und maximal 60 °C im Bereich des Steuerzylinders)
- Verwendung von Ventilatoren zur Sicherstellung der thermischen Stabilität ist aufgrund der anfallenden Wartungsarbeiten und Funktionalitätsgewährleistungen ausgeschlossen
- Das Kapselmaterial muss temperaturbeständig sein, bis ca. 400 °C.
- Leichte Demontierbarkeit der Kapsel, für den Fall, dass Reparaturmaßnahmen an der RV – Gruppe nötig sind
- Geringes Gewicht, zwecks De- und Montage
- Kostengünstig im Vergleich zu einer Einhausung der gesamten Turbine

Für die Kapselkonstruktion, wurden in Abstimmung mit den Siemens Konstrukteuren weitere Festlegungen getroffen. Diese Festlegungen ergeben sich aus den Bedingungen, die an die sich einstellende Temperatur im inneren der Kapsel und am Steuerzylinder zu stellen sind. Die Temperatur am Steuerzylinder sollte 60 °C keinesfalls überschreiten, da die für den Betrieb notwendige Viskosität des Hydrauliköls, welches durch den Steuerzylinder fließt, sonst nicht gewährleistet werden kann. Folgende Bedingungen sind deshalb durch die Kapselkonstruktion zu erfüllen:

² Trockenes Gleitlager, das an den Gelenken des Ventilhebels verbaut ist

- Steuerzylinder muss sich außerhalb der Kapsel befinden, um ein Aufheizen des Hydrauliköls zu verhindern.
- Einhaltung eines Abstandes zwischen Kapselwand und Steuerzylinder von ca. 0,2 m.
- Öffnungen die sich aufgrund der Durchführung des Bocks ergeben, sollten so gering wie möglich sein, um eine gerichtete Wärmeabstrahlung in Richtung des Steuerzylinders zu unterbinden.
- Anbringung verschiedener Öffnungen, die zum Teil durch schalldämpfende Elemente verdeckt werden, um einen Kamineffekt und damit den Austrag der erwärmten Luft aus der Kapsel zu erzielen. Folgende Öffnungen werden vorgesehen.
 - Große Öffnung an der Unterseite der Kapsel auf der Steuerzylinderseite.
 - Zwei, längs des Kapseldeckels verlaufende schlitzförmige Öffnungen, für die eine Bestückung mit Schlitzschalldämpfern vorgesehen ist.
 - Öffnung im Bereich der Wippe, siehe Abbildung 2.3, (dort Hebel genannt), die sich aufgrund der Wippenausmaße ergibt, Bedämpfung mittels Kulissenschalldämpfer.
 - Schlitzförmige Öffnung im hinteren Bereich der Kapsel, die wegen ihrer Position an der Turbine nur mit einem Umlenblech versehen werden kann.
- Weitere Öffnungsmöglichkeiten im Bereich des Deckels, für eventuelle Temperaturüberschreitungen müssen vorgesehen werden.

Die Maße der Kapsel ergeben sich aus den Abmessungen der Bauteile an der Regelventil – Baugruppe, und aus dem Abstand d'_{\min} zwischen Kapselwand und der Oberfläche der Regelventilbauteile, der für die akustische Wirksamkeit der Kapsel notwendig ist, nach

$$d'_{\min} = \frac{10^7}{f_u^2 m''} \quad (5.1)$$

mit

$$m'' = \rho d$$

ρ	Dichte in $\frac{kg}{m^3}$
d	Dicke in m
f	Frequenz in Hz
d'_{\min}	Abstand in mm

Die akustische Wirksamkeit der Kapsel wird nach ([5], S. 273) bei der tiefsten interessierenden Frequenz f_u gewährleistet, wenn die Resonanzfrequenz f_r niedriger ist als f_u . Dabei gilt die Voraussetzung:

$$f_r = 0,6 \cdot f_u \quad (5.2)$$

Der erforderliche Mindestabstand bei 1,5 mm Stahlblech und einer tiefsten interessierenden Frequenz von 250 Hz liegt demnach bei $d'_{\min} = 14$ mm. Dieser Mindestabstand wird in allen Bereichen der Kapsel wegen der Regelventil – Baugruppen Abmessungen erfüllt.

5.1 Wirkung von Schalldämmung, Schallabsorption der Kapselwand

Aufbau der Kapselwandauskleidung

Die Wahl der Bauform, fiel auf eine in der Schallschutzkapsel - Herstellung übliche Sandwich – Bauweise. Die schalldämpfende Wirkung der im folgendem Erläuterten Kapselwandauskleidung, beruht auf Absorptionsvorgänge. Nach ([5], S. 238) wird, durch Reibungsvorgänge in den Poren des schallabsorbierenden Materials die kinetische Energie (Schwingungsenergie) der schwingenden Mediumteilchen in Wärmeenergie umgewandelt (Dissipation).

Der Aufbau der Kapselwandauskleidung ist in der folgenden Abbildung dargestellt.

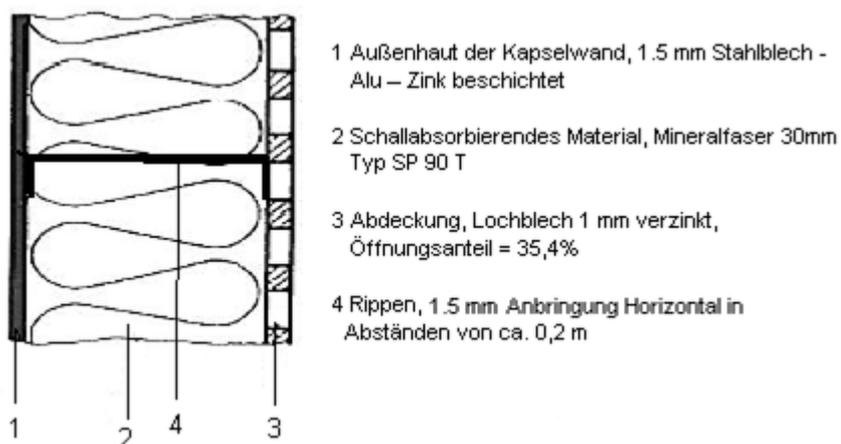


Abbildung 5.1: Aufbau der Kapselwandauskleidung

Für die Außenhaut der Kapsel wurde ein 1,5 mm dickes Stahlblech mit Alu – Zink Beschichtung ausgewählt.

Die Auskleidung der Kapsel erfolgt mit einem homogenen porösen Absorber, Strömungswiderstand $\Xi_1 \approx 14 \text{ kN s/m}^4$ in Form einer 50 mm dicken Mineralfaserplatte, vom Typ SP 90 T, die auf 30 mm verdichtet wird. Damit wird nach

$$\frac{\Xi_2}{\Xi_1} = \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^{1,5} \quad (5.3)$$

und

$$\varepsilon = \frac{\Xi \cdot d}{\rho c} \quad (5.4)$$

$\Xi_2 \approx 30 \text{ kN s/m}^4$ und der Anpassungsfaktor $\varepsilon = 2$ liegt im optimalen Bereich. Durch das Andrücken der Mineralfaser an die Kapselwand entfällt das zusätzliche Aufbringen eines Entdrönmittels. Für die Kapselberechnungen werden Schallabsorptionsgrade aus Mittelungskurven ([5], S. 185), bei Anordnung eines homogenen porösen Absorbers unmittelbar vor einer schallharten Wand verwendet.

Um eine bessere Wärmeleitung zu erreichen und ein verrutschen des Absorbers und dadurch eine Verminderung der Schalldämmung zu verhindern, werden jeweils im Abstand von ca. 0,2 m Rippen zur Kassettierung eingebracht.

Vor der schallabsorbierenden Mineralfaser, wird zum Schutz derselben eine Abdeckung in Form eines 1 mm dicken verzinkten Lochbleches, angebracht. Damit jedoch eine breitbandige Absorptionwirkung erreicht wird, und nicht ein Resonanzabsorber entsteht, muss nach ([5], S. 195) gewährleistet sein, dass die Öffnungsfläche der Abdeckung genügend groß ist, so dass die Schallwellen ungehindert in den Absorbern eindringen können. Diese Forderung nach

$$q = \frac{S_{Loch}}{S_{Ges}} \geq 0,3 \quad (5.5)$$

Ist mit einem Öffnungsflächenanteil des Lochbleches von 35,4 % erfüllt.

Abschätzung der Pegelabsenkung bei Schallübertragung über die Kapselwände

Die durch Kapselung einer Lärmquelle hervorgerufene Schallpegelabsenkung ΔL_K , an einem Aufpunkt, kann unter Annahme eines diffusen Schallfeldes innerhalb der Kapsel nach ([5], S. 271) durch folgende Beziehung abgeleitet werden:

$$\Delta L_K = R - 10 \log \frac{S_K}{A_K} \text{ dB} \quad (5.6)$$

R, das Schalldämm - Maß der Kapselwände steht im folgenden Zusammenhang mit dem Transmissionsgrad τ :

$$R = 10 \log \frac{1}{\tau} \text{ dB} \quad (5.7)$$

Der Transmissionsgrad τ beschreibt dabei das Verhältnis der abgestrahlten zur auftreffenden Schalleistung eines Bauteils:

$$\tau = \frac{P_2}{P_1} \quad (5.8)$$

Die äquivalente Absorptionsfläche A_K innerhalb der Kapsel ergibt sich aus:

$$A_K = \alpha S_A + \tau S_K \quad (5.9)$$

Aus Gleichung (5.6) ist ersichtlich, dass die erreichbare Pegelabsenkung sowohl mit der Erhöhung des Schalldämm – Maßes R der Kapselwände, als auch mit dem Schallabsorptionsgrad α innerhalb der Kapsel ansteigt.

Abschätzung der Pegelabsenkung über unvermeidbare Öffnungen

Die Pegelabsenkung die sich durch die Schallausbreitung über die Öffnungen, die zu Lüftungszwecken dienen, ergeben sich, unter Voraussetzung, eines diffusen Schallfeldes innerhalb der Kapsel aus:

$$\Delta L_{\ddot{o}} = 10 \log \frac{A_K}{S_{\ddot{o}}} \text{ dB} \quad (5.10)$$

Diese Gleichung folgt nach ([5], S. 275) auch aus Gleichung (5.6) für $R = 0 \text{ dB}$ und $S_K = S_{\ddot{o}}$ mit:

$$A_K = \alpha S_A + S_{\ddot{o}} \quad (5.11)$$

und dem Öffnungsanteil

$$q = \frac{S_{\ddot{o}}}{S_K + S_{\ddot{o}}} \quad (5.12)$$

kann sie umgewandelt werden in

$$\Delta L_{\ddot{o}} = 10 \log \left(1 + \alpha \frac{S_A}{S_{\ddot{o}}} \right) \text{ dB} \quad (5.13)$$

Mit $S_A = S_K$ wird daraus:

$$\Delta L_{\ddot{o}} = 10 \log \left(1 + \alpha \frac{1-q}{q} \right) \text{ dB} \quad (5.14)$$

Die Gleichung (5.14) gilt nur exakt, wenn die Abmessungen der Öffnungen groß gegenüber der Wellenlänge des Luftschalls sind. Die Schallübertragung $\Delta L_{\ddot{o}}$, über Schlitze, ist jedoch größer als mit Gleichung (5.13) berechnet. Dies gilt insbesondere, wenn die Schlitzbreite wesentlich kleiner ist, als die halbe Wellenlänge des übertragenden Schalls und die Schlitztiefe mit der halben Wellenlänge bzw. einem ganzzahligen Vielfachen übereinstimmt.

Unter realen Bedingungen erfolgt die Schallübertragung sowohl über die Kapselwände, als auch über Öffnungen. Das Einfügungsdämm – Maß ist aus diesem Grund kleiner als die kleinere der beiden Pegeldifferenzen.

Fasst man die resultierenden Wirkungen über die Wege Kapselwand und Öffnungen mit

$$A_K = \alpha S_A + S_{\ddot{o}} + \tau S_K \quad (5.15)$$

zusammen, erhält man das Einfügungsdämm – Maß:

$$D_{eK} = 10 \log \left(1 + \frac{\alpha S_A}{\tau S_K + S_{\ddot{o}}} \right) \text{dB} \quad (5.16)$$

bzw.:

$$D_{eK} = -10 \log \left(10^{\frac{-\Delta L_K}{10 \text{dB}}} + 10^{\frac{-\Delta L_{\ddot{o}, Ges}}{10 \text{dB}}} \right) \text{dB} \quad (5.17)$$

5.2 Wirkung von schalldämpfenden Kanälen / Umlenkungen an den Öffnungen

Der Einfluss von Kapselöffnungen soll möglichst gering gehalten werden. Daher werden für diese Öffnungen verschiedene Schalldämpfer, wie in Abbildung 5.2 dargestellt konzipiert.

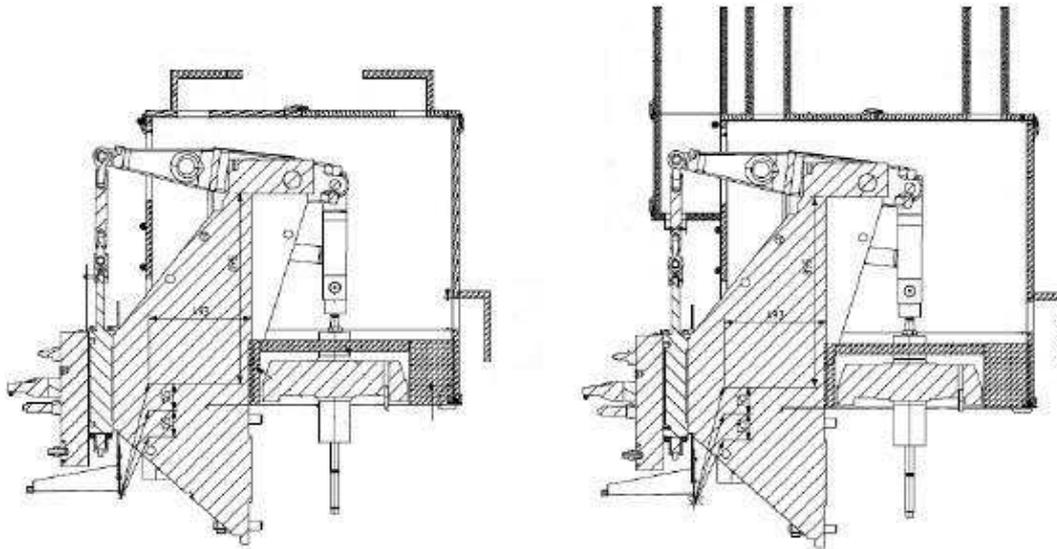


Abbildung 5.2: Skizze der schalldämpfenden Elemente an den Kapselöffnungen

Gedämpft werden soll die Schallausbreitung an:

- den beiden Öffnungen im Deckel
- dem Bereich der Wippe und
- an dem hinteren Lüftungsschlitz am hinteren Seitenteil der Kapsel

Die Anforderungen an die Schalldämpfer bestehen zum einen, in der möglichst ungehinderten Durchleitung von kühler Luft, zum anderen in einem relativ breitbandigen Dämpfungsverlauf im Bereich zwischen 1 – 4 kHz. Des Weiteren soll der konstruktive Aufwand möglichst gering sein.

Diesen Anforderungen entsprechen am besten, mit porösen Absorbern ausgekleidete Kanäle, dem so genannte Absorptionsschalldämpfer.

Nach ([6], S. 6 - 15) hängt die Wirksamkeit eines Schalldämpfers nach dem Absorptions-schalldämpfer - Prinzip im Allgemeinen ab von:

- den Absorptionseigenschaften des Absorbermaterials
- dem Verhältnis Auskleidungstiefe/ Kanalbreite
- dem Verhältnis Umfang der Auskleidungstiefe/ freie Querschnittsfläche
- der Länge des absorbierenden Kanals
- der Kanalführung (geknickt oder gerade)

Normierte Größen, für die Abschätzung der Wirksamkeit eines Schalldämpfers

Für die Auswertung allgemein gültiger Dämpfungsdiagramme werden die nachfolgenden normierten Größen angewendet, um die Wirksamkeit eines Schalldämpfers ermitteln zu können:

Kanaldämpfung D_h

Um die Wirksamkeit von Schalldämpfern nach ([5], S. 250) zu beschreiben, dient die Kanaldämpfung D_h . Sie beschreibt die Schalldämpfung eines Schalldämpferabschnittes der Länge h . Diese Länge h stellt eine halbe Kanalbreite dar. Für einen Schalldämpfer der Kanallänge L ist die Schalldämpfung wie folgt zu berechnen:

$$D_L = D_h \frac{L}{h} \quad (5.18)$$

Die frequenzabhängige Kanaldämpfung D_h lässt sich mittels normierter Größen aus normierten Dämpfungskurven ablesen, siehe Bild 9 - 11 aus [5] in Anlage C.4.

Normierte Auskleidungstiefe Λ

Die normierte Auskleidungstiefe Λ ergibt sich, aus der Auskleidungstiefe d die auf die halbe Kanalbreite bezogen wird. Für größere Λ ergibt sich eine höhere Dämpfung bei tiefen Frequenzen.

$$\Lambda = \frac{d}{h} \quad (5.19)$$

Frequenzparameter η

Die Frequenz f wird nach ([5], S. 244) auf eine Bezugsfrequenz $f_h = c / (2 h)$ bezogen:

$$\eta = \frac{f}{f_h} = \frac{2h}{\lambda} \quad (5.20)$$

Für einen Frequenzparameter von $\eta = 1$, ist die Kanalbreite $2h$ genau so groß wie die Luftschallwellenlänge λ bei der betrachteten Frequenz.

Anpassungsverhältnis ε

Das Anpassungsverhältnis ε , stellt das Verhältnis, des Strömungswiderstandes Ξd der schallabsorbierenden Auskleidung, in Bezug auf die Schallkennimpedanz ρc der Luft wie folgt dar:

$$\varepsilon = \frac{\Xi d}{\rho c} \quad (5.21)$$

Bei hohen Frequenzen ist nach ([5], S. 247) der Einfluss von ε aufgrund des Durchstrahl-effektes gering. Im tiefen und mittleren Frequenzbereich jedoch, ist eine deutliche Ab-hängigkeit vorhanden. Eine breitbandige hohe Dämpfung wird bei einem Anpassungsver-hältnis von $\varepsilon = 2$ bis 4 erreicht.

Für die beiden Öffnungen im Kapseldeckel werden Schlitzschalldämpfer ohne Mittel-kulisse vorgesehen. Damit der Abtransport der erwärmten Luft, aus dem Inneren der Kapsel gewährleistet ist.

Da die Öffnung im vorderen Wippenbereich recht groß ist, wurde für diese ein Kulissen-schalldämpfer konstruiert. Das Umlenkblech am hinteren Teil der Kapsel soll die Lüftungsöffnung verdecken.

Kulissenschalldämpfer im vorderen Wippenbereich

Der für die Öffnung im Wippenbereich vorgesehene „Wippenkamin“ wird als Kulissenschalldämpfer von 0,5 m Länge ausgelegt. Siehe Abbildung 5.2. Eine Mittelkulisse ist notwendig, damit der Durchstrahleffekt erst bei genügend hohen Frequenzen beginnt. Die Kanallänge wurde der des Schlitzschalldämpfers auf dem Kapseldeckel angepasst.

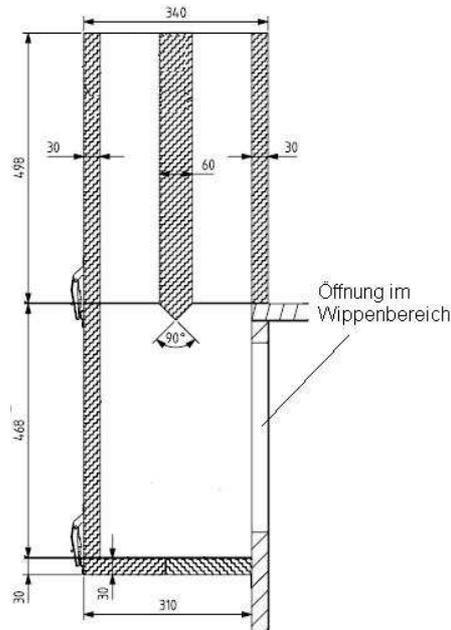


Abbildung 5.3: Skizze des Wippenkamins

Ausführliche Ergebnisse und die den Berechnungen zugrunde liegenden Werte, für einen „Wippenkamin“ mit und ohne Mittelkulisse sind in Anlage C.4 hinterlegt. In Abbildung 5.3 ist die ermittelte Kanaldämpfung dargestellt.

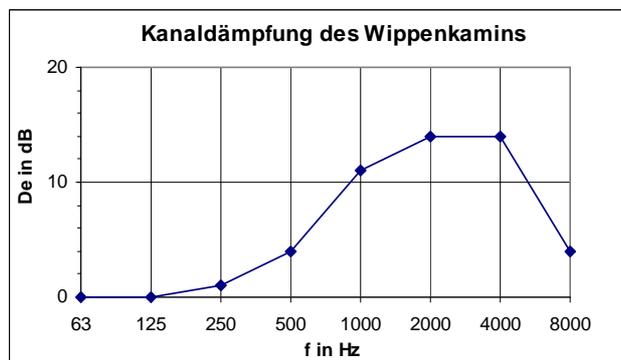


Abbildung 5.4: Kanaldämpfung des Wippenkamins

Großer Abzugskamin für die Anbringung am Kapseldeckel

Für die beiden Öffnungen am Kapseldeckel wurde ein Schlitzschalldämpfer konzipiert, dessen Kanallänge 0,5 m beträgt. Auf Mittelkulissen wurde verzichtet, um einen guten Wärmeaustrag aus der Kapsel gewährleisten zu können. Die folgende Abbildung stellt die in Anlage C.4 berechnete Kanaldämpfung dar.

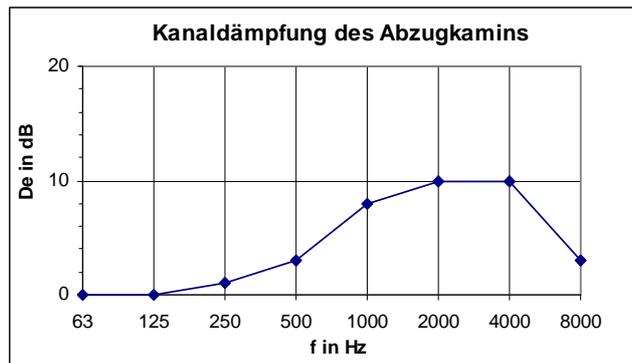


Abbildung 5.5: Kanaldämpfung des Schlitzschalldämpfers

Umlenklech

Da aus Platzgründen kein Schlitzschalldämpfer an der Rückwand der Kapsel angebracht werden kann, erfolgt die Verminderung der Schallausbreitung über die Lüftungsöffnung mittels einer Umlenkung. Die Berechnung der Dämpfung ist in Anlage C.4 dargestellt.

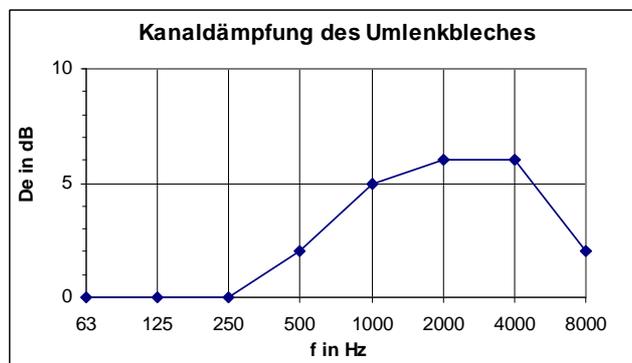


Abbildung 5.6: Kanaldämpfung des Umlenkleches

5.3 Abschätzung der Einfügungsdämmung für Kapselvarianten

Um die Wirksamkeit für die in Kapitel 7.2 beschriebenen Kapselvarianten voraus zu berechnen, ist es nötig, die Wirkung des Kapselgrundelementes mit den für die jeweilige Kapselvariante bestückten Schalldämpferkonstruktion zu ermitteln.

Zuerst wird die Einfügungsdämmung der Kapsel ohne Öffnungen ermittelt, siehe Anlage E.9, Variante 1

$$\underline{D_{eK} = 22,4 \text{ dB(A)}}$$

Mithilfe der in Kapitel 5.2 beschriebenen Verfahren werden die Kanaldämpfungen der Schalldämpferkonstruktionen ermittelt, siehe Anlage C.4.

Die Berechnung des nach ([5], S. 291) durch eine Kapsel erreichbare Einfügungsdämm – Maßes bei Schallübertragung über Lüftungsöffnungen mit Schalldämpfer, erfolgt nach:

$$D_{eK,SD} = -10 \log \left(10^{\frac{-\Delta L_K}{10 \text{ dB}}} + 10^{\frac{-\Delta L_{\ddot{O},D}}{10 \text{ dB}}} \right) \text{ dB} \quad (5.20)$$

- $\Delta L_{\ddot{O},D} = D_L + \Delta L_{\ddot{O}}$ Die durch den Schalldämpfer verbesserte Dämmwirkung der Kapsel mit Öffnung.
- ΔL_K Die Dämmwirkung der Kapsel infolge der Dämmung der Wand.

Bei nach oben ganz offener Kapsel (optimale Wärmeabfuhr), Variante 7, ist

$$\underline{D_{eK} = 4,6 \text{ dB(A)}}$$

Mit der günstigsten Schalldämpferbestückung, Variante 3, ist

$$\underline{D_{eK} = 12,9 \text{ dB(A)}}$$

Die Berechnung der Einzulangabe für die Einfügungsdämmung der Kapsel, erfolgte für das Geräuschspektrum des in der akustischen Voruntersuchung verwendeten Lautsprechers.

Die Rechenergebnisse der Einfügungsdämm-Maß Berechnungen für die Kapselvarianten sind in Anlage E.9 aufgelistet.

5.4 Konstruktion der Kapselvarianten

Die Konstruktion der Kapsel wurde mit dem 3D - Konstruktionsprogramm Pro Engineer Wildfire 2 - Standard gestaltet. Mithilfe der vorhandenen Konstruktionszeichnung von der Regelventil – Baugruppe, konnte die Schallschutzkapsel Stück für Stück entwickelt werden.

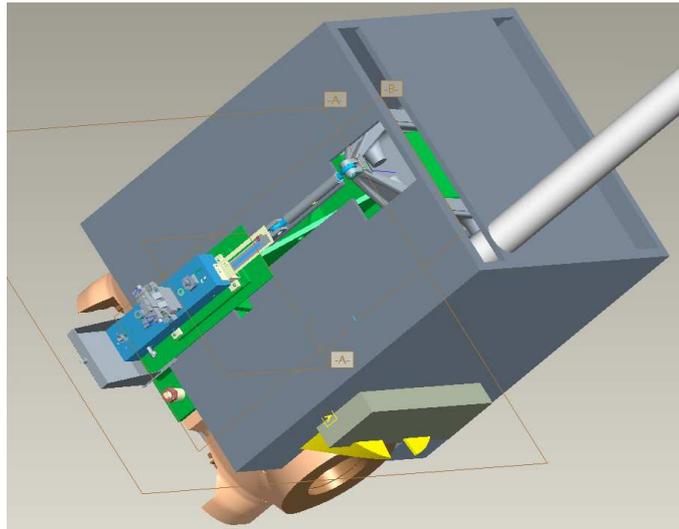


Abbildung 5.7: Zeichnung der Kapsel an der RV - Gruppe im ProE

Nachdem die Position und Abmessungen der Kapsel auf Verträglichkeit überprüft waren, wurden Details mit der Firma Heinrich Tapp GmbH in Mühlheim an der Ruhr, die von Siemens mit der Anfertigung der Kapsel beauftragt wurde, weiter abgestimmt. Zu den weiteren Abstimmungen gehörten:

- Grundrahmen

Um die Kapsel an der Regelventil – Baugruppe, ohne eine Unterkonstruktion auf dem Turbinengrundrahmen oder aufwendige Verschraubungen an der Turbine befestigen zu können und ein Verlagern zu verhindern, wurde ein Grundrahmen konstruiert, der den sicheren Halt der ca. 400 kg schweren Kapsel bewerkstelligen soll. Das dazu verwendete Gestell ist ein U - Profil aus Stahl, in dem die Kapsel, durch STOP-CHOC Ganzmetallkissen körperschallisoliert platziert wird. Um eine Schallausbreitung über die undichten Stellen des Grundrahmens zu verhindern, wird dieser, nach der Montage, mit Mineralwolle abgedichtet. Eine Skizze des Grundrahmens ist in Anlage C.1 hinterlegt.

- Aufbau des Kapselgrundkörpers

Um die Montage der Kapsel in 2,6 m Höhe zu erleichtern, bei Temperaturüberschreitungen eingreifen zu können und eine schnelle Demontage zu gewährleisten, fiel die Entscheidung auf einen modularen Aufbau. Die Seitenwände und der Kapseldeckel wurden in mehrere Teilstücke unterteilt, die mit Hilfe von Spannverschlüssen schnell zusammengesetzt und getrennt werden können. Zwischen den einzelnen Kapselwänden wird Moosgummi zur Abdichtung eingesetzt.

Damit die Mineralfaserplatte nicht verrutschen kann und außerdem eine bessere Wärmeleitung erreicht wird, wurden im Inneren der Kapselwände, als Verbindung zwischen Lochblech und Stahlblech, ganzflächig Stege im Abstand von ca. 0,2 m angebracht. Eine Skizze dazu ist in Abbildung 5.1 dargestellt. Des Weiteren wurde an der unteren auf dem Grundrahmen aufliegenden Kante der Kapsel, ein körperschallisolierendes Material (STOP-CHOC Ganzmetallkissen) in regelmäßigen Abständen angebracht. Eine Anregung durch die Turbine wird somit verhindert. Das Datenblatt der STOP-CHOC Ganzmetallkissen ist an Anlage C.2 dargestellt.

- Schalldämpfende Elemente

Die Anbringung des Kulissenschalldämpfers im vorderen Wippenbereich erfolgt über Spannverschlüsse. Wie die anderen Umlenkbleche und Kulissenschalldämpfer ist dieser an den Auflageflächen zur Kapsel mit Moosgummi ausgestattet, sodass eine akustische Ankoppelung verhindert werden kann.

Für die schalltechnische Voruntersuchung der Kapsel wurden weitere montierbare Elemente hergestellt. Dazu gehörten:

- Schalldichter Verschluss

Für eine Untersuchung der Kapselvariante „schalldicht verschlossen“, wurden maßgenau hergestellte Bleche, die zum Verschluss aller Öffnungen benötigt werden, in Auftrag gegeben. Diese bestehen aus 2 mm Stahlblech und sind zur Entdröhnung mit einem Schwerstoffbelag versehen. Befestigt werden diese an der Kapsel mittels Blechtreibschrauben.

- Tisch - Gestell

Damit neben der Einfügungsdämmung der Kapsel auch die Abschirmwirkung der teilweise geöffneten Kapsel für den Rundgang an der Turbine untersucht werden kann, wird für die akustische Voruntersuchung im reflexionsarmen Halbraum ein Gestell benötigt, das die Kapsel mit ihren schalldämpfenden Elementen in 2,2 m Höhe tragen kann. Siehe dazu auch Abschnitt 7.1. Eine Skizze dieser „Tisch - Konstruktion“ ist in Anlage C.3 hinterlegt.

6 Thermische Untersuchung der Kapsel

Der Transport von Wärmeenergie kann auf 3 Arten geschehen:

- Wärmeleitung
- Konvektion
- Wärmeübertragung durch Kondensation

6.1 Wärmeleitung

Die Wärmeleitung stellt einen Energietransport infolge unmittelbarer Berührung zwischen den Teilchen eines Körpers dar. Es gilt der empirische Fourier'sche Wärmeleitungssatz:

$$\dot{q} = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} = -\lambda \text{ grad } t \quad (6.1)$$

Wobei \dot{q} die spezifische Wärmestromdichte, n der Normalenvektor zu isothermen Flächen und λ die Wärmeleitfähigkeit ist. Die Wärmeleitfähigkeit λ ist eine Proportionalitätskonstante, die als Stoffeigenschaft temperaturabhängig ist. Das wird allerdings in der Praxis häufig aufgrund begrenzter Temperaturunterschiede vernachlässigt. ([6], S. 20)

6.2 Konvektion

Konvektion (Wärmemitführung) tritt in strömenden Fluiden (Flüssigkeiten, Gas) durch makroskopische Teilchenbewegung auf und wird stets von Wärmeleitung begleitet (meist untergeordnet) ([6], S. 20). Wenn das Fluid aufgrund von Dichteunterschieden in Bewegung versetzt wird, so spricht man von freier Konvektion. Wird das Fluid jedoch künstlich z. B. durch eine Pumpe in Bewegung versetzt, so liegt eine erzwungene Konvektion vor. Gemäß dem Newton'schen Abkühlungsgesetz:

$$\dot{Q} = \alpha_K \cdot A \cdot (\vartheta_i - \vartheta_a) \quad \text{bzw.} \quad (6.2)$$

$$\dot{q} = \alpha_K \cdot (\vartheta_i - \vartheta_a) \quad (6.3)$$

ist der konvektiv übertragende Wärmestrom \dot{Q} proportional zur wärmeübertragenden Fläche A und zum Temperaturunterschied zwischen Wand und Fluid.

In der Gleichung (6.2) wird α , ein Proportionalitätsfaktor, der als Wärmeübergangskoeffizient bezeichnet wird, definiert. In diesem Fall ist der Wärmeübergangskoeffizient jedoch keine Werkstoffkonstante, denn er ist von vielen verschiedenen Parametern, wie Temperaturverlauf, Strömungsgeschwindigkeit sowie physikalischen Kenngrößen des Fluids (Wärmeleitfähigkeit λ , spezifische Wärmekapazität c_p , Dichte ρ , kinematische Viskosität ν) abhängig. Daher ist er nur mit großem Aufwand bzw. entsprechender Unsicherheit bestimmbar.

In der Praxis wird demzufolge überwiegend auf experimentelle Daten zurückgegriffen. Die ermittelten experimentellen Werte werden auf der Grundlage der Ähnlichkeitstheorie durch dimensionslose Kennzahlen dargestellt. Durch dieses Vorgehen können die Kennzahlen, physikalisch ähnlicher Prozesse mit einem Experiment bestimmt werden.

Der VDI – Wärmeatlas [20] enthält dazu eine umfassende und aktuelle Zusammenstellung abgesicherter Korrelationen für den Wärmeübergang ([19], S. 21).

6.3 Wärmeübertragung durch Kondensation

Die Wärmeübertragung durch kondensierende Dämpfe, in diesem Fall Wasserdampf unterscheidet sich ganz erheblich von der Wärmeübertragung durch Konvektion der Gase. Dies kommt dadurch zustande, dass Dampf kondensiert, wenn er eine Wand berührt, deren Oberflächentemperatur kleiner ist als die bei dem vorherrschenden Druck zugehörige Sättigungstemperatur. Es entsteht ein Niederschlag auf der Wand, der nach [8] in 2 Arten unterschieden wird: der Filmkondensation und der Tropfenkondensation.

6.4 Wärmeübergang von der Turbine in die Kapsel

Aufgrund der Temperatur von ca. 500 °C mit welcher der Wasserdampf aus den Regelventilen in die Turbine einschießt, ist es wichtig, Aussagen darüber zu treffen, wie hoch die zu erwartende Temperatur innerhalb der Kapsel sein wird. Bei den Recherchen über die vertretbaren Temperaturen der einzelnen Bauteile der Regelventil - Baugruppe hat sich gezeigt, dass die maximale Temperatur innerhalb der Kapsel durch die DU – Buchse³ vorgegeben wird.

Betrachtet wird der folgende Kapselaufbau

- Einhausung aus 1.5 mm Alu - Zinkblech, 30 mm Mineralfaser und 1 mm Lochblech verzinkt, mit Wärmeleitbleche im Abstand von 0,2 m

³ Trockenes Gleitlager, das an den Gelenken des Ventilhebels verbaut ist

6.4.1 Herleitung des Wärmedurchgangs von der Turbine in die Kapsel

In diesem Abschnitt soll der Temperaturverlauf von den Regelventilen innerhalb der Turbine in die Kapsel hergeleitet werden.

Der Wärmeübergang wird dabei wie ein System aus ebenen Wänden, das aus mehreren Schichten besteht, betrachtet. In Abbildung 6.1 ist diese Anordnung (bestehend aus Turbinengehäuse, Dämmmatte, Luft, Kapselmaterial) dargestellt. Die einzelnen Schichten besitzen dabei unterschiedliche Dicken und Wärmeleitfähigkeiten.

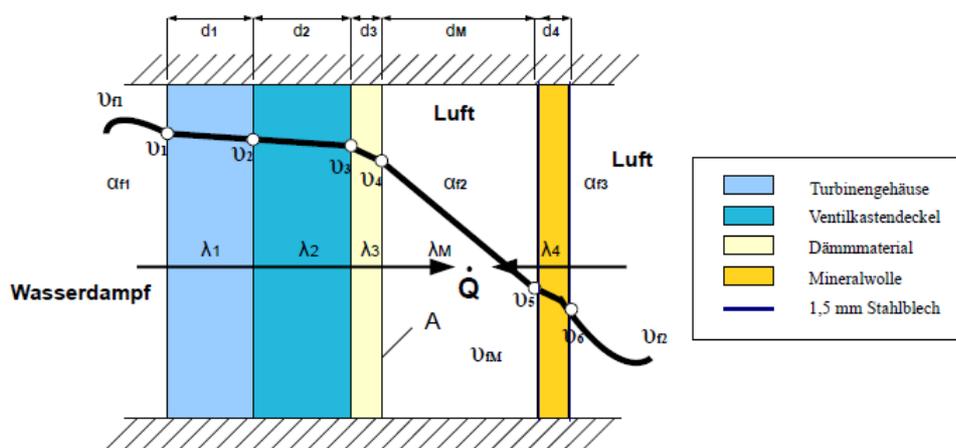


Abbildung 6.1: Wärmeleitung durch das Turbinengehäuse mit Dämmung in die Kapsel

Um den Temperaturverlauf herleiten zu können, werden folgende Annahmen getroffen:

- Die Wärmeleitfähigkeit ist in den einzelnen Schichten konstant
- Aus dem Turbinengehäuse mit Dämmmaterial tritt seitlich keine Wärme aus
- Die Wasserdampf- und Maschinenhallentemperatur sind jeweils konstant

Die Kombination von Wärmeübergang und Wärmeleitung wird als Wärmedurchgang bezeichnet. Der Wärmestrom der infolge des Wärmedurchgangs einer einschichtigen Wand entsteht lässt sich nach [6] beschreiben als:

$$\dot{Q} = \frac{A(\vartheta_i - \vartheta_a)}{R} \quad (6.4)$$

Da die Kapselinnentemperatur die Zielgröße ist, erfolgt die Aufteilung in 2 Wärmedurchgängen. Gemäß Gleichung (6.4) für einen Wärmestrom, der sich aus zwei Wärmedurchgängen (1. Wasserdampf -> Turbinengehäuse -> Ventilkastendeckel -> Dämmmatte -> Mitte der Kapsel, und 2. Luft -> Kapselmaterial -> Mitte der Kapsel) entsteht:

$$\dot{Q}_{iM} = (\vartheta_i - \vartheta_M) \cdot \frac{A}{R_{iM}} \quad \text{bzw.} \quad \dot{Q}_{Ma} = (\vartheta_M - \vartheta_a) \cdot \frac{A}{R_{Ma}} \quad (6.5)$$

Der Wärmedurchgangswiderstand R , wird bei mehrschichtigen Systemen durch die Summe der einzelnen Wärmeleitwiderstände angegeben:

$$R = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (6.6)$$

Der Wärmedurchgangswiderstand, ergibt sich für die Leitung von Wärmedurchgang 1 aus:

$$R_{iM} = \frac{1}{\alpha_{f1}} + \frac{d_1}{\lambda_1} + \frac{d_2}{\lambda_2} + \frac{d_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_{f2}} + \frac{d_M \cdot 1/2}{\lambda_M} \quad (6.7)$$

Und für den Wärmeübergang 2:

$$R_{Ma} = \frac{d_M \cdot 1/2}{\lambda_M} + \frac{1}{\alpha_{f2}} + \frac{d_4}{\lambda_4} + \frac{d_5}{\lambda_5} + \frac{d_6}{\lambda_6} + \frac{1}{\alpha_{f3}} \quad (6.8)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient, der für die Berechnung des Wärmedurchgangswiderstandes nötig ist, ergibt sich aus der Wärmeleitfähigkeit λ des Fluids und der Dicke der thermischen Grenzschicht s .

$$\alpha = \frac{\lambda}{s} \quad (6.9)$$

Dabei wird angenommen, dass die Strömung an der Wandoberfläche laminar ist. Der Wärmetransport erfolgt also überwiegend durch Wärmeleitung.

Da die Fluid - Temperaturen ϑ_i & ϑ_a , die Wärmeleitfähigkeiten λ_{1-5} , die Wärmeübergangskoeffizienten α_{1-6a} , und die Dicken der einzelnen Bauteile nun bekannt sind, lässt sich aus Gleichung (6.4) die Kapsel innen Temperatur bestimmen:

$$\vartheta_M = \frac{\vartheta_{iM} \cdot R_{Ma} + \vartheta_{Ma} \cdot R_{iM}}{R_{Ma} + R_{iM}} \quad (6.10)$$

6.4.2 Berechnete Temperatur innerhalb der Kapsel

Im folgenden Diagramm ist der errechnete Wärmedurchgang dargestellt. Die den Berechnungen zugrunde liegenden Werte befinden sich in der Anlage D.2.

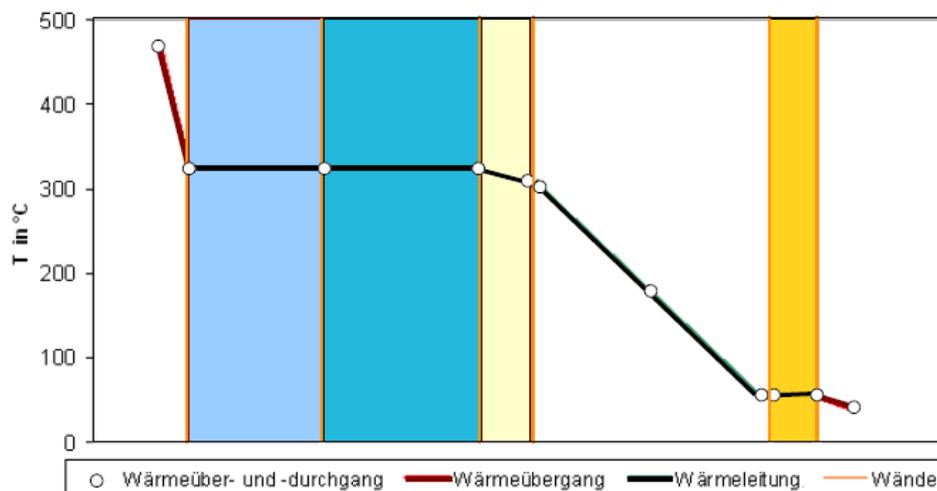


Abbildung 6.2: Wärmeübergang von der Turbine durch die Kapsel

Die Temperatur innerhalb der Kapsel, in einem Abstand von ca. 0.125 m zur Dämmmatte beträgt:

1,5 mm Stahlblech + 30 mm Mineralwolle + 1,5 mm Lochblech 183 °C

Zulässige Kapsel Innentemperatur 260 °C

Ein Vergleich der ermittelten Innentemperaturen der Kapsel mit der zulässigen Temperatur zeigt, dass die berechnete Temperatur im Inneren der Kapsel um ca. 80 °C unterhalb der maximal zulässigen Temperatur liegt.

Die Betrachtung des Wrasenrohres, welches sich als weitere Wärmequelle innerhalb der Kapsel befindet, wurde bei den Betrachtungen vernachlässigt. Es wurde so stark isoliert, dass es nur minimalen Einfluss ausübt. Des Weiteren wurde die freie Konvektion der Luft, sowie der Einfluss der Lüftungsöffnungen an der Kapsel für eine einfachere Berechnung vernachlässigt, so dass die sich tatsächlich einstellende Temperatur geringer sein wird, als die berechnete.

7 Schalltechnische Voruntersuchung für verschiedene Kapsel – Varianten

7.1 Messumgebung

Da die Entwicklung der Temperatur innerhalb und außerhalb der Kapsel eine sehr schlecht vorhersagbare Größe darstellt, soll die Wirksamkeit der Kapsel bei verschiedenen Öffnungsvarianten in einer schalltechnischen Labormessung vorab untersucht werden. Dies ist notwendig, um zu hohen Temperaturen während der Befestigung der Kapsel an der Regelventil - Baugruppe der Dampfturbine T6411, in Skärblacka, durch gezieltes Öffnen der Einhausung, schnell entgegen wirken zu können. Für eine Untersuchung der akustischen Wirkung der Einhausung, soll die Kapsel in ungefähr der gleichen Höhe, in der sie sich später auch an der Regelventil – Baugruppe befinden wird, vermessen werden. Dazu wird sie auf einen, eigens für die Laboruntersuchung hergestellten Tisch befestigt. Die Anbringung der Kapsel (Gesamtgewicht ca. 400 kg) auf dem 2,2 m hohem Tisch, erlaubt es, die Abschirmwirkung der verschiedenen Öffnungsvarianten, in Form von Abschirmkaminen, und ganz offener Kapseloberseite auf das Bedienpersonal der Turbine in Skärblacka zu untersuchen.

Die Turbinenhalle in Skärblacka ist an den Wänden schallabsorbierend verkleidet. Um die Labormessungen in einem ähnlichen Schallfeld wie am Turbinenstandort in Billerud Skärblacka (S) durchzuführen (siehe Erläuterung zur Turbinenhalle in Skärblacka in Abschnitt 2.4), erfolgte die schalltechnische Voruntersuchung im reflexionsarmen Halbraum des Fraunhofer - Instituts für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik IWU, Dresden. Der Raum ist an den Wänden und der Decke schallabsorbierend und am Fußboden schallreflektierend ausgeführt. In Anlage E.1 sind die Raumkenngrößen und Fotos des schalltoten Raums hinterlegt.

7.2 Beschreibung der untersuchten Kapsel – Varianten

Bei der schalltechnischen Labormessung sollen verschiedene Öffnungsvarianten der Kapsel auf ihre akustische Wirksamkeit untersucht werden.

Diese Varianten sind im Folgenden kurz erläutert.

Varianten:

1. Durch maßgenau hergestellte Bleche schalldicht verschlossene Kapsel.
2. Schallschutzkapsel, mit Umlenkblechen an der Rückwand der Kapsel und auf dem Deckel. Eine Zeichnung dieser Variante ist in Anlage E.2 dargestellt.
3. Schallschutzkapsel mit Umlenkblech - Hinten und schallgedämpften Abzugskaminen 500 mm hoch, anstelle der oberen Umlenkbleche. Anlage E.3 enthält die dazu gehörige Zeichnung.
4. Schallschutzkapsel mit Abzugskaminen, aber ohne das untere Seitenteil der Kapselrückwand.
5. Schallschutzkapsel, mit Abzugskamin, jedoch ohne Umlenkblech – Hinten und Wippenkamin.
6. Schallschutzkapsel mit Öffnungen, d.h. ohne Umlenkbleche oder Kamine. Siehe Anlage E.4.
7. Schallschutzkapsel, nach oben ganz offen, alle Öffnungen ohne Umlenkbleche oder Verblendungen.

7.3 Durchführung der akustischen Voruntersuchungen

Für die akustische Voruntersuchung im reflexionsarmen Halbraum des IWU's stand nur ein Messtag zur Verfügung. An diesem Tag mussten beide Messreihen in den 7 verschiedenen Varianten durchgeführt werden. Da für die Umbaumaßnahmen einige Zeit eingeplant werden musste, wurde bei der Auswahl eines geeigneten Messverfahrens auf einen möglichst geringen Messaufwand geachtet.

Die Messung erfolgte am 18.08.2009. Sie wurde durchgeführt und ausgewertet von Fr. L. Markert, betreut und unterstützt durch Hr. A. Zeibig, SBI und Hr. M. Mantei, Siemens.

In der ersten Messreihe wird das Einfügungsdämm-Maß D_w der Kapsel bei den verschiedenen Öffnungsvarianten als Differenz der Schallleistungspegel mit und ohne Kapsel mittels Schallintensitätsmessverfahrens nach DIN EN ISO 9614-2 [12] bestimmt. Im Gegensatz zu einer Messung nach DIN EN ISO 3744 [13], in der der Schallleistungspegel durch Schalldruckmessungen nach dem Hüllflächenverfahren bestimmt wird, bei welchem mindestens 32 Mikrofonpositionen (Skizze in Anlage E.5 dargestellt) benötigt werden, sind bei dem Intensitätsmessverfahren nur 19 Messflächen abzutasten.

Die Abschirmwirkung der unterschiedlich geöffneten Kapselvarianten wird in einer zweiten Messreihe in Anlehnung an DIN 45645, Teil 2, Geräuschimmissionen am Arbeitsplatz [15] durchgeführt.

Als Schallquelle wird ein Dodekaeder - Lautsprecher mit ca. 0,5 m Durchmesser in der Mitte der Kapsel befestigt. Die Befestigung erfolgt mittels Stativ innerhalb der Kapsel. Als Prüfschall wird ein rosa Rauschen verwendet.

7.3.1 Bestimmung des Einfügungsdämm-Maßes D_w

Zur Bestimmung der abgestrahlten Schallleistung wird die Kapsel auf dem Boden stehend vermessen. Dazu wird die mittlere Schallintensität auf jeder der vorher festgelegten Teilflächen, mittels einer Schallintensitätsmesssonde mit 12 mm Mikrofonabstand und Windschirm in Terzbändern gemessen. Der Abstand zu den Kapsel – Hauptabmessungen beträgt 0.2 m und die Mittelungszeit je Teilfläche 20 s. Eine Liste der Teilflächen ist in Anlage E.6 enthalten. Die Messungen erfolgen gemäß ISO 9614-2 [12], (Scanning Verfahren) zweimal je Teilfläche, auf zueinander senkrechten Messpfaden.

7.3.2 Untersuchung der Abschirmwirkung D_{pA}

Die Ausführung der Messung erfolgt nach DIN 45645, Teil 2, Geräuschimmissionen am Arbeitsplatz [15].

Für eine möglichst genaue Untersuchung der Abschirmwirkung der unterschiedlich geöffneten Kapsel – Varianten auf den Aufenthaltsbereich um die Turbine wurde die Messanordnung den Gegebenheiten der Turbine T6411 angepasst. Die Schallschutzkapsel befindet sich durch die mit Moosgummi, körperschallisolierte Anbringung auf dem Tisch in einer Höhe von 2,2 m. Eine Befestigung in 2,6 m Höhe, wie sie an der Regelventil – Baugruppe in Skärblacka vorgesehen ist, ist aufgrund der Raumhöhe im schalltoten Raum des IWU'S nicht möglich.

Da es an der T6411 keinen örtlich fest stehenden Arbeitsplatz gibt, wurde ein typischer Arbeitsweg entlang der Turbine festgelegt. Gemäß DIN 45635, Teil 1 [14], wird dieser, durch einen Messpfad dargestellt. Wie die Skizze der Messanordnung in Anlage E.7, Blatt 3 zeigt, sind die Abmessungen des reflexionsarmen Raumes zu gering, um auf beiden Seiten der Kapsel Messungen ohne größere Umbauarbeiten ausführen zu können. Da es sich bei der Regelventil – Baugruppe, und ihrer Einhausung jedoch um eine symmetrische Maschinengestaltung mit symmetrisch ausgebildetem Schallfeld handelt, wird nur an einer Kapselseite gemessen. Des Weiteren ist nur die Messung an der Seitenfläche der Kapsel erforderlich, weil Vorder- und Hinterseite der Kapsel zu weit vom typischen Arbeitsweg entfernt liegen. (Siehe Turbinenaufstellungsplan Anlage B.1)

Der mittlere Schalldruckpegel wird durch kontinuierliche Messungen entlang des Messpfades, gemäß DIN 45645, Teil 2 ermittelt. Die Messungen erfolgten dabei in einer Mikrofonhöhe von 1,20 m statt 1,60 m. Damit werden die 0,4 m, die die Labor – Konstruktion niedriger als die endgültige Anbringung in Skärblacka ist, hinsichtlich der für die Abschirmwirkung maßgebenden Differenz Quellenhöhe – Kopfhöhe ausgeglichen.

7.4 Auswertung der akustischen Voruntersuchungen

Schalldruck- und Schalleistungsminderung wurden wie in DIN EN ISO 11546, Teil 1 [17], Bestimmung der Schalldämmung von kleinen Schallschutzkapseln unter Laborbedingungen bestimmt nach

$$\text{Schalldruckminderung: } D_{pA} = (L_{pA})_{\text{ohne Kapsel}} - (L_{pA})_{\text{mit Kapsel}}$$

$$\text{Schalleistungsminderung: } D_{WA} = (L_{WA})_{\text{ohne Kapsel}} - (L_{WA})_{\text{mit Kapsel}}$$

Im Wesentlichen spiegeln die Messergebnisse die Erwartungen wider. Die Kapsel im schalldicht verschlossenen Zustand wie in Tabelle 7.1 als Variante 1 aufgelistet erzielt natürlich die größte Einfügungsdämmung D_{WA} . Da diese Variante jedoch für die Anbringung in Skärblacka nicht in Betracht kommt, wurde auf unnötige Umbauten bei der Ermittlung der Abschirmwirkung verzichtet, ein D_{pA} liegt deshalb nicht vor.

Tabelle 7.1: Ermittelte Einzel-Kenngrößen der verschiedenen Varianten aus Schalldruck- und Intensitätsmessungen für das Spektrum des Messlautsprechers^{b)}

Variante	$D_{eK,D}$ berechnet ^{a)} dB(A)	$L_{WA,ges}$ gemessen ^{b)} dB(A)	D_{WA} gemessen ^{b)} dB(A)	D_{pA} gemessen ^{b)} dB(A)
Lautsprecher		110,5	-	-
1	22,4	87,0	23,5	-
2	11,5	99,1	11,4	14,0
3	12,9	96,1	14,4	14,0
4	8,8	101,4	9,3	13,0
5	11,2	100,1	9,0	12,8
6	9,5	101,8	9,7	11,2
7	4,6	107,3	3,2	9,7

Anmerkung: a) Rechnung siehe Anlage E.9

b) Messung siehe Anlage E.8

Schalltechnisch am günstigsten ist die Variante 3. Diese hat wegen ihrer hohen Abzugskamine, dem hinteren Umlenklech und den Wippenkamin sowohl bei der Ermittlung der Abschirmwirkung ($D_{pA} = 14,0$ dB(A)) und vor allem bei der Auswertung des Einfügungsdämm-Maßes ($D_{WA} = 14,4$ dB(A)) am besten abgeschnitten.



Abbildung 7.1: Variante 3, während der Ermittlung der Abschirmwirkung

Die Ausführung 2, besitzt ein 3,0 dB(A) niedrigeres Einfügungsdämm-Maß als Variante 3. Dies ist auf das Wegfallen des Kanaldämpfungseffektes zurückzuführen. Eine Auswirkung auf die Abschirmwirkung am Messpfad ist gegenüber Variante 3 nicht nachzuweisen. Das resultiert aus der Höhe der Öffnungen und auf die 100 % schallabsorbierende Decke des schalltoten Raumes. Bei der Befestigung der Kapsel in Schweden ist mit einer etwas schlechteren Abschirmwirkung aller Varianten zu rechnen, da die Decke dort nicht schallabsorbierend ausgekleidet ist.



Abbildung 7.2: Variante 2, während der Intensitätsmessung

Bei den Varianten 4 und 5 wurden die Abzugskamine auf dem Deckel belassen, jedoch wurden die Öffnungsvarianten „ohne hinteres Seitenteil“, „ohne untere Wippenwand & oberen Wippenteil“ sowie „ohne Umlenklech & Wippenkamin“ hinzugefügt. Zu beachten ist, dass bei der Bestimmung der Abschirmwirkung, das hintere Seitenteil, welches im Bild 7.3 zu sehen ist aus statischen Gründen nicht entfernt werden konnte. Stattdessen wurde für die Schalldruckmessung nur das Umlenklech demontiert. Eine massive Abweichung des Abschirmmaßes ist jedoch nicht zu erwarten. Wie aus Tabelle 7.1 zu entnehmen, haben die Öffnungsflächen der Varianten 4 und 5 ungefähr die gleichen Auswirkungen. Bei dem Wegfallen der Abzugskamine, wie in Variante 6, ist die Abschirmwirkung auf das Bedienpersonal im Vergleich zu den Varianten 4 und 5 um ca. 1,8 dB(A) niedriger. Jedoch wurde durch die Ermittlung der Abschirmwirkung bestätigt, dass die Variante 6, trotz fehlen der Schalldämpfer, noch eine Abschirmwirkung von $D_{pA} = 9,7$ dB (A) entlang des Messpfades bewirkt.

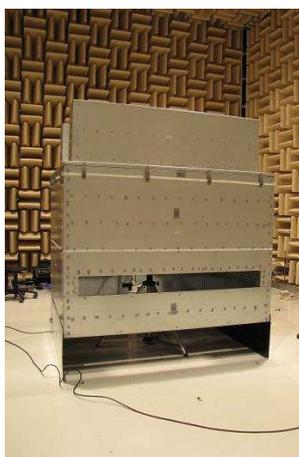


Abbildung 7.3: Variante 4 während der Intensitätsmessung

Die Variante 7 welche zum einen ohne Kamine und Umlenkleche und zusätzlich ohne Deckel gemessen wurde, unterscheidet sich dagegen hinsichtlich der Einfügdämmung, wegen der großen Fläche des Kapsel – Deckels enorm. Sollte es zu einer so erheblichen Wärmeentwicklung innerhalb der Kapsel kommen, dass ein Entfernen des Kapsel – Deckels erforderlich ist, so wird es dennoch eine deutliche schalltechnische Verbesserung für das Bedienpersonal geben.

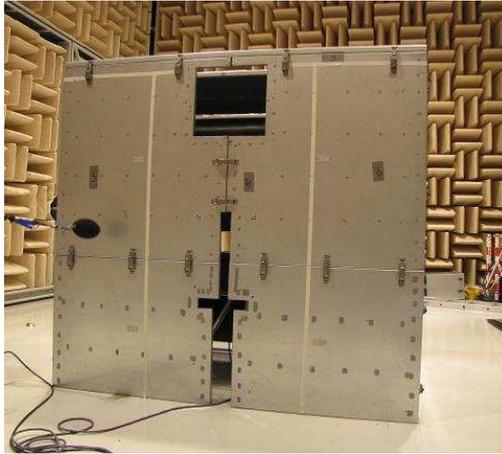


Abbildung 7.4: Variante 6 während der Intensitätsmessung

Eine detaillierte Auflistung der Messergebnisse der akustischen Voruntersuchung ist in Anlage E.8 zu finden.

8 Ergebnisse der Untersuchungen an der Turbine T6411 in Skärblacka

8.1 Messdurchführung

Die Montage der Schallschutzkapsel erfolgte am 12.08.09 an der T6411 durch Hr. W. Braun, Firma Heinrich Tapp GmbH. Die Messungen wurden durch Hr. A. Zeibig, SBI und Hr. M. Mantei sowie Hr. R. Schneider, Siemens ausgeführt. Die Auswertung erfolgte durch Fr. L. Markert unter Betreuung von Hr. A. Zeibig.

Um die Entwicklung der Temperatur, außerhalb der Kapsel am Steuerzylinder und innerhalb der Kapsel an den temperaturempfindlichen DU – Buchsen kontrollieren zu können, wurden noch vor der Kapsel - Montage, 20 Temperaturmessstellen befestigt.

Fünf Messfühler wurden sowohl in horizontaler als auch in vertikaler Linie aus Richtung Turbine -> Steuerzylinder sowie an den Innen- und Außenflächen der Kapsel befestigt. Des Weiteren wurden 3 Temperaturmessfühler, für die Messung der Lufttemperatur, im vorderen und hinteren Bereich innerhalb der Kapsel und in 1 m Abstand zur Kapsel installiert. Eine Skizze der Temperaturmessfühlerpunkte ist in Anlage F.1 hinterlegt. Nachdem die Funktion der Temperaturfühler sichergestellt war, erfolgte eine Erneuerung der Isolierung auf dem Ventilkastendeckel und danach die Montage der Kapsel.

Zunächst wurde der Grundrahmen der Kapsel (siehe Anlage C.1) an der RV – Gruppe angebracht und danach die Kapsel Stück für Stück montiert. Während des Aufbaus zeigte sich, dass sich das Wrasendampfrohr nicht an der im Turbinen Aufstellungsplan eingezeichneten Stelle befindet. Aus diesem Grund musste der vordere Schalldämpfer gegen ein Umlenklech mit passendem Ausschnitt gewechselt werden.



Abbildung 8.1: An der T6411 montierte Schallschutzkapsel

An der Regelventil – Baugruppe der T6411 wurden wie in Abbildung 8.1 dargestellt, die Kapsel, mit hinterem Umlenklech, vollständigem Wippenkamin sowie einem Umlenklech vorn und einen Abzugskamin hinten auf dem Deckel montiert.

Die akustische Untersuchung der Schallschutzkapsel erfolgte wie die akustische Voruntersuchung in 2 Messreihen. In der ersten Messreihe wurde die Schalleistungspegelminderung D_W der Kapsel, komplett mit allen schalldämpfenden Elementen als Differenz der Schalleistungspegel mit und ohne Kapsel an der Regelventil – Baugruppe mittels Schallintensitätsmessverfahrens nach DIN EN ISO 9614–2 [12] bestimmt.

Die Abschirmwirkung D_p der Kapselvarianten:

- Kapsel, ohne Deckel
- Kapsel, mit Deckel, ohne Schalldämpfer und
- Kapsel, mit allen schalldämpfenden Elementen

wird in einer zweiten Messreihe nach DIN 45635, Teil 16, Geräuschmessung an Maschinen, durchgeführt.

Bestimmung der Schalleistungspegelminderung D_W

Zur Bestimmung der abgestrahlten Schalleistung wird die Kapsel körperschallisoliert an die Regelventil – Baugruppe montiert vermessen. Dazu wird die mittlere Schallintensität je Messfläche wie in Kapitel 5.2.1 beschrieben, mit ähnlichen Messflächen (siehe Anlage F.2) ermittelt. Die Messungen erfolgten bei kontinuierlichem Betrieb der Maschine.

Untersuchung der Abschirmwirkung D_p

Nachdem die Schallschutzkapsel mit Hilfe eines Gerüstes in einer Höhe von 2,6 m an die Regelventil – Baugruppe durch einen körperschallisolierten Rahmenaufbau montiert war, wurde ein typischer Arbeitsweg entlang der T6411 nachgebildet. Gemäß DIN 45635 Teil 1, wird dieser durch einen in Anlage F.3 skizzierten Messpfad dargestellt. Der mittlere Schalldruckpegel wurde durch kontinuierliche Messungen entlang des Messpfades in 1,6 m Höhe, gemäß DIN 45645, Teil 2 ermittelt.

Damit schalldruckpegelbestimmende Einflüsse ausgeschlossen werden konnten, die durch Arbeiten in der Maschinenhalle auftraten, wurden mehrere Messungen zur Bestimmung der Abschirmwirkung durchgeführt. Mit Hilfe der Aufzeichnungen im Protokoll

wurden die Messungen, die ohne Störanteile aufgezeichnet werden konnten, gemittelt und zu einem Einzahlwert D_p zusammengefasst.

8.2 Auswertung der schalltechnischen Messung

Schalldruck- und Schalleistungsminderung wurden gemäß DIN EN 31546, Teil 2, Bestimmung der Schalldämmung von Schallschutzkapseln im Einsatzfall bestimmt nach:

$$\text{Schalldruckminderung: } D_{pA} = (L_{pA})_{\text{ohne Kapsel}} - (L_{pA})_{\text{mit Kapsel}}$$

$$\text{Schalleistungsminderung: } D_{WA} = (L_{WA})_{\text{ohne Kapsel}} - (L_{WA})_{\text{mit Kapsel}}$$

Im Gegensatz zur Turbinen – Geräusch - Messung 2008 ist 2009 die Schalleistung von Regelventil-Baugruppe und Turbine gleich groß, so dass auch bei großer Kapselwirkung nur ca. 3 dB(A) Verbesserung zu erwarten ist, siehe auch Tabelle 8.1.

Tabelle 8.1: Ermittelte Kenngrößen aus Schalldruck und Intensitätsmessungen

Variante	$D_{ek,D}$	$L_{WA,ges}$	D_{WA}	D_{pA}	D_{pA}
	berechnet ^{a)} Lautsprecher dB(A)	gemessen ^{b)} Turbine dB(A)	gemessen ^{b)} Turbine dB(A)	gemessen ^{c)} Lautsprecher dB(A)	gemessen ^{b)} Turbine dB(A)
Turbine ohne RV-Baugruppe		107,1			
RV-Gruppe ohne Kapsel	-	106,7	-		-
RV-Gruppe mit Kapsel ohne Deckel, Variante 7	4,6	-	-	3,2	0,7
RV-Gruppe mit Kapsel ohne schalldämpfende Elemente, Variante 6	9,5	-	-	9,7	1,2
RV-Gruppe mit schalldämpfenden Elementen, Variante 3	12,9	103,5	3,2	14,4	1,8

Anmerkung: a) Anlage E.9

b) Anlage E.8

c) Anlage F.4

Abschirmwirkung D_{DA} der Kapsel auf das Bedienpersonal der Turbine T6411

Die sehr geringe Wirkung der nachgewiesenen guten Abschirmwirkung, siehe Tabelle 7.1 und 8.1 ist dadurch bedingt, dass die Schalldruckanteile von den anderen Turbinenschallquellen in 1,6 m Höhe, nicht gleich dem des Regelventils ist. Aus Gründen der unterschiedlichen Abstände zum Messpfad, sind die Anteile der Turbine deutlich größer, als die vom Regelventil. Auch die geringere Wirksamkeit der schallabsorbierenden Verkleidung der Turbinenhalle, gegenüber dem reflexionsarmen Halbraum bei der Voruntersuchung, kann zu geringer Wirkung beitragen.

Schalleistung von Turbine und Regelventilbaugruppe

Für den Betrieb der Dampfturbine T6411 wurden durch Messungen, auf den konturnahen Flächen mit einem Abstand von 0,2 m, folgende Schalleistungspegel ermittelt:

Tabelle 8.2: Schalleistungspegel der Turbine T6411

Jahr	Turbine	L_W in dB(A)	
		Regelventil	Regelventil + Turbine
2008	107,1	119,2	119,5
2009	107,1 ^{a)}	106,7	109,9

Anmerkung: a) Berechnet aus $L_{W(RV+T)}$ und $L_{W(RV)}$

Anlage F.2 enthält die Teil – Messflächen und Anlage F.3 die gemessenen Teil – Schalleistungspegel.

Ein Vergleich der 2008 gemessenen Schalleistungspegel mit den aktuellen Messergebnissen zeigt einen deutlichen Unterschied. Besonders auffällig ist, dass die abgestrahlte Schalleistung der Regelventil – Baugruppe bei der Geräuschsituation dieses Jahr, nur eine untergeordnete Rolle für die Gesamtschallemission spielt.

Um die Geräuschsituationen 2008 und 2009 besser vergleichen zu können, sind im folgenden Diagramm sind die Terzspektren der gesamten Turbine und der Regelventilgruppe für die Messungen 2008 und 2009 dargestellt.

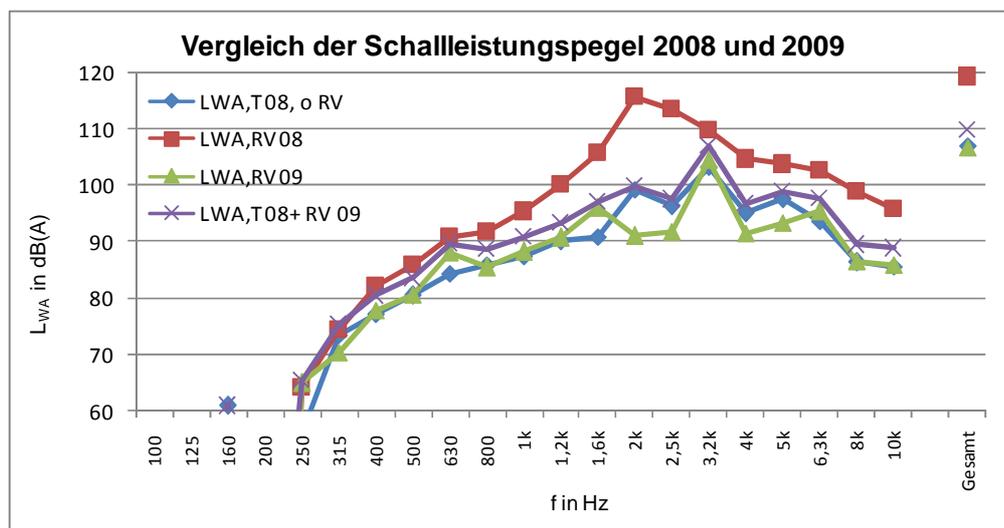


Abbildung 8.2: Vergleich der Schalleistungspegel aus den Messungen 2008 und 2009

Die Auswertung der Terzspektren bestätigt, die während der Messung vom Messpersonal wahrgenommene Veränderung des Geräuschspektrums, im Vergleich zur Messung 2008. Besonders auffällig ist, die Veränderung der Geräuschanteile im Bereich zwischen 1– 4 kHz. Während es im Bereich von 1 - 2 kHz zu einer wesentlichen Verminderung der Schalleistung kommt, ist nun eine gesamt-schalleistungspegelbestimmende tonale Komponente bei ca. 3,2 kHz wahrzunehmen. Auffällig ist, dass sie scheinbar sowohl von der Regelventilgruppe als auch von der gesamten Turbine abgestrahlt wird.

Diese tonale Komponente bei ca. 3,2 kHz ist dem Drehklang des Regelrades zuzuordnen. Der Drehklang ergibt sich nach ([5], S. 227) durch Strömungsgeräusche. Hervorgerufen werden diese, durch die Volumenverdrängung des Dampfes, durch die Laufrad- und Leitschaufeln sowie durch die gegenseitige Beeinflussung der Strömungskräfte in benachbarten Schaufelgittern. Aufgrund der gleichmäßigen verteilten Anordnung der Schaufeln auf dem Schaufelrad entsteht eine der Schaufelzahl und Drehzahl zuzuordnende diskrete Frequenzkomponente f_z .

$$f_z = iz \frac{n}{60} \quad (6.1)$$

$$n = 3000 \frac{U}{\text{min}}$$

$$z = 65$$

Der Drehklang f_z , sowie deren Harmonische $i = 1; 2; \dots$ ergeben sich nach [5] aus der Drehzahl des Laufrades n und der Schaufelzahl z . Aus der Gleichung (6.1) und den in Kapitel 2.4 hinterlegten Nenndaten der T6411, ergibt sich somit ein Drehklang, bei

$$f_z = 3,25 \text{ kHz.}$$

Weil das Geräusch des Drehklangs wegen seiner Tonalität, zum einen sehr unangenehm und zum anderen den Gesamtschalleistungspegel sehr stark beeinflusst, wurden noch während der Messung Untersuchungen bezüglich der Abstrahlung durchgeführt. Dazu wurde der Bereich der Turbine mit einem Handschallpegelmesser umlaufen und die Bereiche der stärksten Schallabstrahlung im Bereich von 3 kHz näher untersucht. Dabei zeigte sich, dass die Dampfleitung der Anzapfung im Radraum, und speziell die starre Ankopplung der Rohrschellen an eine Stahltragkonstruktion für die starke Schallabstrahlung verantwortlich sind.

Messung der T6411 im Juli 2008

Die starke Dominanz der Regelventil – Baugruppe bei der Auswertung der Messung 2008 ist durch Probleme bei der Anwendung des Intensitätsmessverfahrens verursacht worden. Der Grund dafür ist die schlechte Zugänglichkeit der Regelventil – Baugruppe. Die Messflächen einzelner Bauteile waren zu klein, um Messflächen wie in DIN 9614, Teil 2 empfohlen anwenden zu können. Diese kleinen Messflächen haben jedoch wegen der hohen Intensitäten einen großen Einfluss auf die Berechnung.

Des Weiteren wurde 2008 eine undichte Spindelpackung an der linken Spindel übersehen, die 2009 als neue Quelle gefunden wurde. Eine Abbildung mit den Teilquellen der Regelventil – Baugruppe mit 2008 gemessenen Schalleistungspegeln ist in Anlage B.6 hinterlegt.

Die Vermutung, die Stellung der Regelventile sei der Grund für die starke Schallabstrahlung, im linken – Bereich, wird damit widerlegt. Auffallen konnte die Undichtigkeit der Spindelpackungen erst bei der Messung 2009, da für die Montage der Schallschutzkapsel erstmals die RV – Baugruppe zugänglich gemacht wurde.

Um eine Wiederholung dieses Messfehlers auszuschließen, soll bei zukünftigen Messungen der Zustand der Spindelpackungen vorab, zum einen subjektiv und zum anderen durch Intensitätsmessungen, direkt an den Spindeln untersucht werden. Ist die Schalleistung an einer der Spindeln größer als 110 dB, deutet dies auf eine Undichtigkeit hin und ist bei der Auswertung der Messergebnisse zu beachten. Des Weiteren ist eine Intensitätsmessung der Hüllfläche um die Regelventil – Baugruppe anstelle oder zusätzlich zu vielen Teilflächen anstrebsam.

Prognose der Schalleistungspegelminderung

Eine Vorab - Berechnung der Schalleistungspegelminderung unter der Annahme:

- Geräuschsituation 2008, mit der in Skärblacka montierten Kapsel

ergab eine Verminderung des Schalleistungspegels der Regelventil – Baugruppe unter optimalen Bedingungen um 9,6 dB. In Anlage F.5 sind die den Berechnungen zugrunde liegenden Werte hinterlegt.

8.3 Die Schalleistungspegelminderung der T6411 durch Kapselung der Regelventil - Baugruppe

Folgende Schalleistungspegel wurden während des Betriebes der Turbine T6411 bei dem Lastpunkt 23 MW, für die Regelventil – Baugruppe ohne und mit Kapsel gemessen.

Tabelle 8.3: Schalleistungspegelminderung durch Kapselung der RV - Gruppe

Jahr	Turbine	L _W in dB(A)	
		Regelventil	Regelventil + Kapsel
2008	107,1		
2009	107,1 ^{a)}	106,7	103,5

Anmerkung: a) Berechnet aus L_{W(RV+T)} und L_{W(RV)}

Für die Schallschutzkapsel an der T6411 ergibt sich somit für den Turbinenzustand 2009 folgende Schalleistungspegelminderung:

$$D_{WA} = 3,2 \text{ dB(A)}.$$

Aufgrund der stark veränderten Geräuschsituation zur Ausgangsmessung 2008 ergab sich 2009 eine geringere Verminderung der Schallemission. Da die Regelventil-Baugruppe keine höhere Schalleistung aufweist (106,7 dB) als die übrige Turbinen Teil – Messflächen (107,0 dB) konnte die Kapsel nur eine Schalleistungsminderung von 3,2 dB ergeben. Was der Tatsache entspricht, dass sich bei Ausschaltung einer von zwei gleich lauten Quellen, 3 dB Reduzierung ergeben.

Im Diagramm 8.4 sind die Schalleistungspegel der Regelventil – Baugruppe ohne und mit Einhausung durch die Schallschutzkapsel dargestellt. Um die realisierbare Schalleistungspegelminderung unter optimalen Bedingungen bzw. nach der Beseitigung des Drehklangs bestimmen zu können, wurden die Schalleistungspegel bei 3,15 kHz linear angeglichen. Eine detaillierte Auflistung der Mess- und Berechnungsergebnisse ist in Anlage F.6 zu finden.

Abbildung 8.3 zeigt, den starken Einfluss der tonalen Komponente in der 3,15 kHz Terz (siehe Abschnitt 8.2). Die Komponente wird von Flächen abgestrahlt, die außerhalb der gekapselten RV - Gruppe liegen.

Unter Verwendung eines Spektrums ohne die 3,15 kHz Komponente, ergibt sich rechnerisch eine Kapselwirkung von 6,5 dB(A).

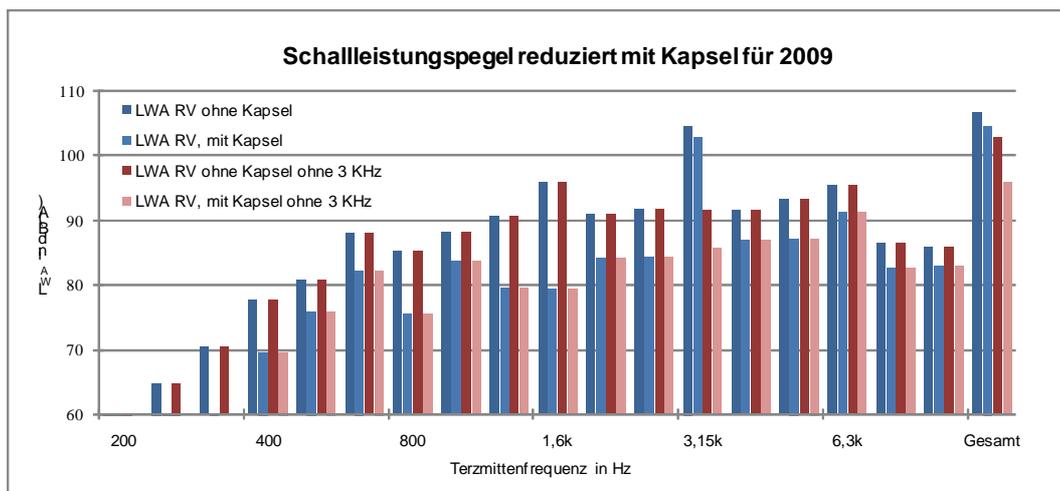


Abbildung 8.3: Vgl. Wirksamkeit der Kapsel für die Messung 2009 mit und ohne Einfluss des Drehklangs

Folgende Schalleistungspegel ergeben sich nach der linearen Angleichung bei 3,15 kHz:

Tabelle 8.4: Schalleistungspegel der RV-Gruppe nach linearer Angleichung der 3,15 kHz Terz

	L _w in dB(A)	
	mit 3,15 kHz Einfluss	ohne 3,15 kHz Einfluss
RV-Gruppe ohne Kapsel	106,7	102,9
RV-Gruppe mit Kapsel	103,5	96,4
D _{WA}	3,2	6,5

Auswertung der Temperaturmessstellen

Die Aufzeichnung der Temperaturmessstellen erfolgte vom 11.08.09 ab 10:56 Uhr bis 13.08.09 13:00 Uhr. Zwei Messstellen wurden stichprobenartig mittels lokalen Messgerätes überprüft. Während der gesamten Auf- und Umbauarbeiten wurde Protokoll geführt, so dass jede Temperaturveränderung nachzuvollziehen ist. Eine detaillierte Darstellung aller Messpunkte ist in Anlage F.7 zu finden. Im folgenden Diagramm sind die wichtigsten Temperaturmesspunkte dargestellt.

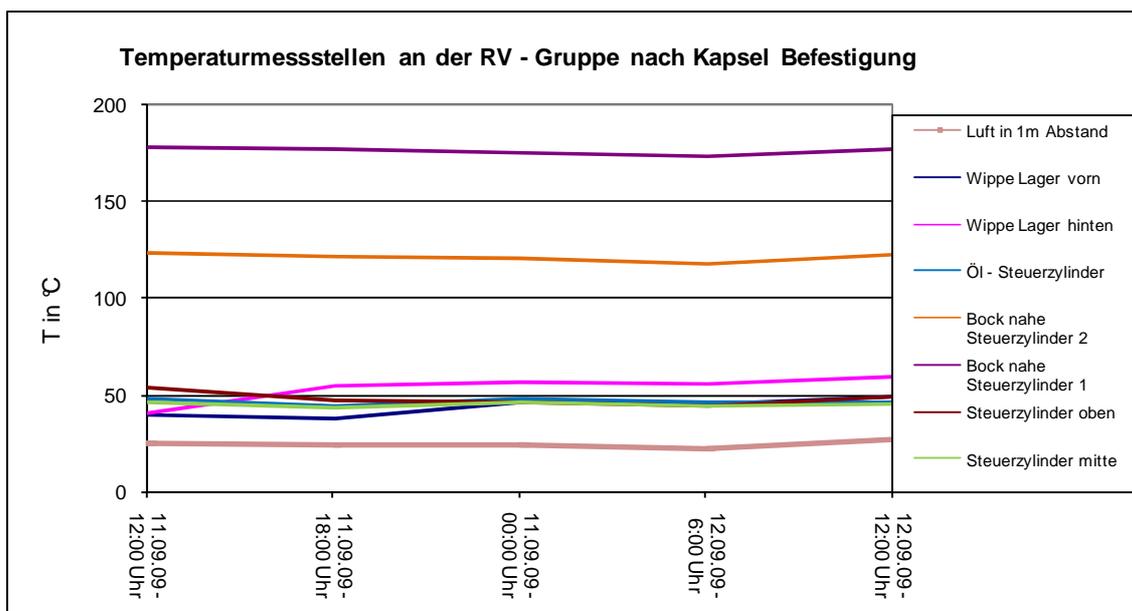


Abbildung 8.4: Temperaturentwicklung an den wichtigsten Bauteilen

Aus Diagramm 8.5 ist zu entnehmen, dass die beiden temperaturempfindlichsten Bauteilgruppen, der Steuerzylinder bzw. das Hydrauliköl und die Wippe mit den empfindlichen DU – Buchsen, unterhalb der maximalen zulässigen Temperaturgrenzen liegen. Das Hydrauliköl liegt mit einer Temperatur von 48 °C um 12 K unter dem zulässigen Maximum. Auch im Bereich der DU – Buchsen stellt sich mit ca. 100 °C eine deutliche Unterschreitung der maximal verträglichen 280 °C ein.

Ebenso bei einer Veränderung der Lastpunkte bzw. der Leistung der T6411, ist keine Änderung der Temperatur zu erwarten, weil die Dampftemperatur an den Regelventilen konstant bei ca. 470 °C bleibt.

Ein Vergleich des berechneten Wärmedurchgangs (Vgl. S. 17, 183 °C) mit den sich in der Praxis einstellenden (ca. 180 °C), zeigt eine gute Übereinstimmung. Die sich ergebenden Unterschiede können z. B. durch das Austreten des 370 °C heißen Dampfes an der undichten Spindel, oder einer veränderten Maschinenhallen Temperatur erklärt werden.

9 Zusammenfassung

Einleitend werden die Bauweise und Funktion von Dampfturbinen und speziell der Regelventil-Baugruppe beschrieben. Für die Turbine T6411, deren Regelventil geräuschgemindert werden soll, wird die Geräuschemission für verschiedene Betriebszustände der Turbine und des Regelventils mitgeteilt, die 2008 und 2009 vom Turbinenhersteller ermittelt wurden.

In der vorliegenden Arbeit wird die Entwicklung und Erprobung einer Schallschutzkapsel für die Regelventil – Baugruppe der T6411 beschrieben. Dazu werden

- akustische und thermodynamische Grundlagen
- akustische und thermodynamische Berechnungen
- Konstruktionsvarianten
- schalltechnische Untersuchung der Kapsel in einem reflexionsarmen Halbraum
- Messung der schalltechnischen Wirksamkeit und der Temperaturänderung im RV - Bereich an der Turbine der T6411 in Skärblacka

dargestellt.

Die günstigstenfalls erreichbare Einfügungsdämmung des Kapselprototyps, mit schalldämpfenden Elementen an den oberen Lüftungsöffnungen im Wippenbereich, auf dem Kapseldeckel, sowie im Zuluft-Bereich der Kapsel, wurde im reflexionsarmen Halbraum für das Regelventil-Spektrum zu 14,4 dB(A) bestimmt.

Die Erprobung der Kapsel an der Turbine T6411 in Skärblacka ergab, entsprechend der annähernden Gleichheit von $L_{W(RV)}$ und $L_{W(T \text{ ohne } RV)}$, eine Minderung in der Gesamtschallleistung von ca. 3 dB(A).

Die Schallleistung des Regelventils, hängt nach dem im Jahre 2009 gewonnenen Erkenntnissen des Turbinenherstellers, stark von der Dichtheit der Spindelpackung ab und ist damit zeitlich nicht konstant. Durch die Kapselung der Regelventil-Gruppe, wird einer erhöhten Schallabstrahlung durch im Laufe der Zeit undicht werdende Spindelpackungen vorgebeugt.

Für den Zustand der Turbine T6411 in Jahre 2008 mit $L_{W(RV)} = 12,1$ dB(A) über der übrigen Turbine war rechnerisch für die realisierte Kapsel mit $D_{eK,D} = 12,9$ dB(A) eine Verbesserung von $L_{WGes} = 9,7$ dB(A) möglich.

Der thermische Einfluss der Kapsel erwies sich als unproblematisch. Die Temperaturänderung am Regelventil liegt im zulässigen Bereich.

Die entwickelte Schallschutzkapsel für die Regelventil – Baugruppe wird als eine einsatzfähige Erstausrüstungs- oder Nachrüstlösung für Turbinen mit hoher Geräuschemission der Regelventil – Baugruppe angesehen. Besonders bei häufigem Teillastbetrieb, bei dem die Regelventil – Baugruppe besonders stark Schall abstrahlt, stellt die Einhausung des Regelventils eine sinnvolle Schallminderungsmaßnahme dar. Gegenüber der Vollkapselung einer Turbine treten je Einsatzfall Kosteneinsparungen im Umfang von ca. 100.000 € auf.

Literaturverzeichnis

- [1] Gawlick, R.: Entdecker und Eroberer. URL: <[http://www.entdecker-
underoberer.de/erfinder_heron.shtml](http://www.entdecker-
underoberer.de/erfinder_heron.shtml)>, verfügbar am 01.05.2009

- [2] Kosmowski Ingo: Schramm Günter: Turbomaschinen. – 1. Aufl. – Berlin: Verl.
Technik, 1987

- [3] KWK mit Dampfturbinenprozess. URL:<[http://www.re.e-technik.uni-
kassel.de/photos/documents/30-EWV_skript.pdf](http://www.re.e-technik.uni-
kassel.de/photos/documents/30-EWV_skript.pdf)>, verfügbar am 02.05.2009

- [4] Siemens, Power Generation: Technische Schulung Turbinentechnik. Stand:
28.07.03, Siemens , 2009

- [5] Schirmer, Werner. (Hrsg.): Technischer Lärmschutz. – Düsseldorf: VDI Verlag,
1996

- [6] Karger, Michael: Einführung in die Maschinenakustik. - FH Bielefeld, 2007

- [7] Fasold, W.; Kraak, W.; Schirmer, W.(Hrsg.): Taschenbuch Akustik. – Berlin: Verlag
Technik, 1984

- [8] Schack: Der Industrielle Wärmeübergang. - 6.Aufl. – Düsseldorf: Stahleisen, 1962

- [9] von Böckh, Peter: Wärmeübertragung – Grundlagen und Praxis. – 2. Aufl.:
Springer Verlag, 2006

- [10] Strauß, Karl: Kraftwerkstechnik. – 5. Aufl.: VDI - Buch, 2006, Springer Berlin
Heidelberg

- [11] Schirmer, Werner: Wie und wofür baut man schalltote Räume? – Vortrag TU Dresden (unveröffentlicht). 2009. – 21 S. Dresden, Schirmer Beratende Ingenieure
- [12] DIN EN ISO 9614-2 – Bestimmung der Schalleistungspegel von Geräuschquellen aus Schallintensitätsmessungen, Teil 2: Messung mit kontinuierlicher Abtastung; Dezember 1996
- [13] DIN EN ISO 3744 – Bestimmung der Schalleistungs- und der Schallenergiepegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen – Hüllflächenverfahren der Genauigkeitsklasse 2 für ein im Wesentlichen freies Schallfeld über einer reflektierenden Ebene; Juli 2006
- [14] DIN 45635, Teil 1 – Geräuschmessung an Maschinen; Luftschallemission, Hüllflächen – Verfahren; Rahmenverfahren für 3 Genauigkeitsklassen; April 1984
- [15] DIN 45645 -2 – Ermittlung von Beurteilungspegeln aus Messungen, Teil 2: Geräuschmissionen am Arbeitsplatz
- [17] DIN EN ISO 11546 – Bestimmung der Schalldämmung von Schallschutzkapseln, Teil 1. Bestimmung der Schalldämmung von kleinen Schallschutzkapseln unter Laborbedingungen
- [18] Schirmer, Werner; Zeibig, Andreas; Plietz, Ines: Schalltechnische Messungen an der Dampfturbine T6411 Billerud Skärblacka (S).- Dresden, 2008, Schirmer Beratende Ingenieure, Bericht Nr. 33150-4.002
- [19] Schirmer, Werner.(Hrsg.): Technischer Lärmschutz. – Düsseldorf: VDI Verlag, 2005
- [19] Marek, Rudi; Nitsche, Klaus: Praxis der Wärmeübertragung. – 1.Aufl.:Hanser, 2007
- [20] Verein Deutscher Ingenieure: Wärmeatlas – Berechnungsblätter für den Wärmeübergang. – 8. Aufl. - Düsseldorf: VDI, 1997

Anlage

Anlage A Allgemeines

- Ventilbalken mit Regelventilen A.1

Anlage B Sekundäre Geräuschkinderung

- Turbinen Aufstellungsplan B.1
- Regelventilkenndatender Turbine T6411 in Skärblacka B.2
- Erforderliche Verminderung des Regelventils–Schallanteils B.3
- Darstellung der 2008 gemessenen Teilschallquellen der Turbine T6411 B.4
- Darstellung der 2008 gemessenen Teilschallquellen der RV-Gruppe B.5

Anlage C Bemessung der Kapsel

- Skizze des Grundrahmens C.1
- Datenblatt der STOP–CHOC Ganzmetallkissen C.2
- Skizze des Tisch–Gestells C.3
- Kanaldämpfungsberechnung der schalldämpfenden Elemente C.4

Anlage D Thermisches Verhalten

- Werkstoffeigenschaften D.1
- Wärmedurchgangsberechnung D.2

Anlage E Schalltechnische Voruntersuchung von Kapselvarianten

- Raumkenngrößen des reflexionsarmen Halbraumes im Fraunhofer IWU E.1
- Zeichnung der Kapselvariante 2 E.2
- Zeichnung der Kapselvariante 3 E.3
- Zeichnung der Kapselvariante 6 E.4
- Skizze der Mikrofonpositionen nach DIN EN ISO 3744 E.5
- Skizze der Intensitätsmessflächen der akustischen Voruntersuchung E.6
- Messpfad der Schalldruckmessungen im reflexionsarmen Halbraum E.7
- Ergebnisse der Schalleistungs- und
Schalldruckpegelminderungsmessungen E.8
- Berechnung der Einfügungsdämmung der Kapselvarianten E.9

Anlage F Untersuchung der Regelventil-Kapselung an der Turbine T6411

- Anordnung der Temperaturmessstellen F.1
- Skizze Intensitätsmessflächen für die Untersuchung der
Regelventil-Kapselung F.2
- Skizze des Messpfades für die Schalldruckmessungen an der T6411 F.3
- Ergebnisse der Schalleistungs- und
Schalldruckpegelminderungsmessungen F.4
- Berechnung der Einfügungsdämmung der Kapselvarianten F.5
- Berechnung des Schalleistungspegels ohne Drehklang Einfluss F.6
- Temperaturentwicklung an der Regelventil – Baugruppe nach
der Einhausung F.7

Erklärung

Ich erkläre, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe.

Ort, Datum

Unterschrift