

DIPLOMARBEIT

PLANUNG UND ANALYSE VERSCHIEDENER LÜFTUNGSGERÄTE FÜR DEN EINSATZ IN EINER RAUMSCHIEßANLAGE

Vorgelegt am: 22.08.2011

Von: Matthias Kukral

Studienrichtung/Studien-
gang Versorgungs-/Umwelttechnik

Seminargruppe: VU08/1

Matrikelnummer: 4080660

Praxispartner: S&P Sahlmann
Planungsgesellschaft für Gebäudetechnik mbH
Zum Harfenacker 9
04179 Leipzig

Gutachter: Herr Dipl.-Ing. Lutz Rebelein (S&P)

Herr Professor Jürgen Löffler (Staatliche
Studienakademie Glauchau)

INHALTSVERZEICHNIS

Abbildungs- und Tabellenverzeichnis	IV
Formelverzeichnis	VI
1 Einleitung	1
1.1 Allgemeines zum Unternehmen.....	1
1.2 Aufgabenstellung.....	1
2 Grundlagen	2
2.1 Richtlinien und Verordnungen	2
2.2 Lüftungsgeräte und deren Komponenten.....	2
2.2.1 Allgemeines	2
2.2.2 Aufbau der Lüftungsgeräte.....	3
2.2.3 Energieeffizienz von Lüftungsgeräten	15
2.3 Vorbetrachtungen zur Auslegung der Raumschießanlage	20
2.3.1 Allgemeines	20
2.3.2 Volumenstrom.....	20
2.3.3 Heizlast	20
2.3.4 Kühllast	21
2.3.5 Schallschutz	22
2.3.6 Brandschutz.....	22
3 Vergleich verschiedener Lüftungsvarianten	23
3.1 Anlagenkonzepte.....	23
3.1.1 Allgemeines	23
3.1.2 Variante I: Kompaktgerät mit Rotationswärmeaustauscher.....	23
3.1.3 Variante II: Kompaktgerät mit Kreislaufverbundsystem	23
3.1.4 Variante III: Splitgerät mit Kreislaufverbundsystem	23
3.2 Technische Betrachtung	24
3.2.1 Allgemeines	24
3.2.2 Parameter der Lüftungsgeräte	24
3.2.3 Variante I	25

3.2.4	Variante II	27
3.2.5	Variante III	28
3.2.6	Bewertung der technischen Betrachtung	30
3.3	Wirtschaftliche Betrachtung	35
3.3.1	Allgemeines	35
3.3.2	Wärme- und Kältebedarf aus Nutzerverhalten	36
3.3.3	Variante I	41
3.3.4	Variante II	44
3.3.5	Variante III	46
3.3.6	Auswertung der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung	47
3.4	Hygienische Betrachtung.....	49
3.4.1	Schadstoffbelastung der Abluft.....	49
3.4.2	Variante I	51
3.4.3	Variante II & III.....	52
3.4.4	Auwertung der hygienischen Betrachtung.....	53
3.5	Auswahl der Vorzugsvariante.....	54
4	Auslegung weiterer Anlagenkomponenten.....	55
4.1	Luftkanal	55
4.2	zusätzliche Filterstufe Abluft	56
4.3	Brandschutzklappe	56
4.4	Volumenstromregler	57
4.5	Schalldämpfer.....	58
4.6	Zuluftauslass	60
4.7	Abluftauslass	61
4.8	Wetterschutzgitter	62
4.9	Druckverlustberechnung.....	62
5	Schlussbetrachtung.....	64
7	Anhang.....	XII

ABBILDUNGS- UND TABELLENVERZEICHNIS

Abbildung 1 Radialventilator mit Keilriemenantrieb	3
Abbildung 2 Freilaufender Radialventilator	4
Abbildung 3 Anlagen- und Ventilatorenkennlinien	5
Abbildung 4 Wärmeübertrager.....	6
Abbildung 5 h-x-Diagramm Heizen.....	6
Abbildung 6 h-x-Diagramm Dampfbefeuchtung und adiabate Befeuchtung	8
Abbildung 7 h-x-Diagramm Feuchtluftkühler (Oberflächentemperatur = konst.) und Sorptionsentfeuchter	9
Abbildung 8 h-x-Diagramm Plattenwärmeübertrager ohne und mit Kondensation ...	11
Abbildung 9 h-x-Diagramm Rotationswärmeaustauscher ohne und mit Sorption.....	13
Abbildung 10 Diagramm Rückwärmzahl.....	30
Abbildung 11 Diagramm Wirkungsgrad Ventilatoren	31
Abbildung 12 Diagramm Wärmezufuhr Zuluft Winter	34
Abbildung 13 Diagramm Kältezufuhr Zuluft Sommer.....	34
Abbildung 14 Diagramm Wärme- und Kältebedarf	41
Abbildung 15 Diagramm Gesamtkosten der Gerätevarianten	48
Abbildung 16 Diagramm Bedarfskosten der Gerätevarianten	48
Abbildung 17 Diagramm verschiedener Schadstoffkonzentrationen	50
Abbildung 18 Diagramm CO-Konzentration	53
Tabelle 1 Klassifizierung der Wärmedurchgangszahl.....	15
Tabelle 2 Klassifizierung des Wärmebrückenfaktors	15
Tabelle 3 Dichtheitsklasse des Gehäuses bei Prüfunterdruck von 400 Pa.....	16
Tabelle 4 Dichtheitsklasse des Gehäuses bei Prüfüberdruck von 700 Pa.....	16
Tabelle 5 Klassen der durchschnittlichen Luftgeschwindigkeitswerte.....	17
Tabelle 6 Klassen des Wärmerückgewinnungsgrades und Druckverlustes	17
Tabelle 7 Effizienzklassen nach RLT-Richtlinie 01	18
Tabelle 8 Klassifizierung der spezifischen Ventilatorleistung	19

Tabelle 9 Vorauswahl Druckverluste einzelner Komponenten	25
Tabelle 10 Energetische Betrachtung der Lüftungsgeräte.....	30
Tabelle 11 Wärmeleistung der Zuluftkomponenten	33
Tabelle 12 Vorauswahl Kanalabmessungen.....	55
Tabelle 13 Auslegungstabelle Brandschutzklappen	57
Tabelle 14 Auslegungstabelle Volumenstromregler	58
Tabelle 15 Auslegungstabelle Schalldämpfer.....	60
Tabelle 16 Auslegungstabelle Abluftauslässe	62
Tabelle 17 Auslegungstabelle Wetterschutzgitter.....	62

FORMELVERZEICHNIS

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
a	-	Annuitätsfaktor
A₀	€	Investitionsbetrag
A_B	€/a	Annuität betriebsgebundener Zahlungen
A_{ges}	€/a	Annuität der Jahresgesamtzahlungen
A_K	€/a	Annuität kapitalgebundener Zahlungen
A_O	m ²	Oberfläche
A_V	€/a	Annuität bedarfsgebundener Zahlungen
A_{V,H}	€/a	Annuität wärmebedarfsgebundener Zahlungen
A_{V,K}	€/a	Annuität kältebedarfsgebundener Zahlungen
A_{V,S}	€/a	Annuität strombedarfsgebundener Zahlungen
ba_{IN}	-	preisdynamischer Annuitätsfaktor Instandsetzung
ba_V	-	preisdynamischer Annuitätsfaktor Energie
c_{CO}	mg	Kohlenmonoxid je Schuss
c_{CO,ges}	mg	Kohlenmonoxid gesamt
c_p	W/(kg*K)	spez. Wärmekapazität bei konstantem Druck
f_K	%/a	Instandsetzungsfaktor
f_{Nutzer}	-	Faktor für Nutzungsdauer
h₁₁	kJ/kg	Enthalpie Abluft Eingang
h₂₁	kJ/kg	Enthalpie Zuluft Eingang
h₂₂	kJ/kg	Enthalpie Zuluft Ausgang
h_D	kJ/kg	Enthalpie Dampf
H_{HL}	W	Heizlast
H_{KL}	W	Kühllast
k_{CO}	mg/m ³	Konzentration Kohlenmonoxid
k_{CO, AU}	mg/m ³	Konzentration Kohlenmonoxid in Außenluft
k_{G,H}	€/kWh	Wärmepreis
k_{G,K}	€/kWh	Kältepreis
k_{G,S}	€/kWh	Strompreis
ṁ	kg/h	Massenstrom
n_{Pers}	-	Anzahl Personen
n_{Sch}	-	Anzahl Schuss
n(t_{AU})	-	Anzahl der Tage mit bestimmter Außentemperatur
P_{el}	kW	elektrische Leistung
P_{Input, max.}	kW	elektrische Leistungsaufnahme Ventilator
P_{SFP}	W * m ⁻³ * s	spezifische Ventilatorleistung
P_{SFP,AB}	W * m ⁻³ * s	spezifische Leistung Abluftventilator
P_{SFP,ZU}	W * m ⁻³ * s	spezifische Leistung Zuluftventilator
Δp_{stat.}	Pa	statische Druckerhöhung
P_{St1}	kW	elektrische Ventilatorleistung dynamisches Schießen

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
P_{St2}	kW	elektrische Ventilatorleistung statisches Schießen
Δp_t	Pa	totale Druckerhöhung
q	-	Zinsfaktor
q_v	m ³ /h	Luftvolumenstrom
Q_{ges}	kWh	Wärmemenge gesamt
$Q_{ges,H}$	MWh	Wärmemenge Heizen gesamt
$Q_{ges,K}$	MWh	Wärmemenge Kühlen gesamt
$Q(t_{AU})$	kWh	Wärmemenge bei bestimmter Außentemperatur
\dot{Q}_{HL}	W	Heizlast
\dot{Q}_{KL}	W	Kühllast
\dot{Q}_{St1}	W	Wärmeleistung dynamisches Schießen
\dot{Q}_{St2}	W	Wärmeleistung statisches Schießen
\dot{Q}_{ZL}	W	zusätzliche Wärmemenge
r_{IN}	-	Preisänderungsfaktor Instandsetzung
r_v	-	Preisänderungsfaktor Energie
t_{11}	°C	Temperatur Abluft Eingang
t_{21}	°C	Temperatur Zuluft Eingang
t_{22}	°C	Temperatur Zuluft Ausgang
$t_{22,So}$	°C	Temperatur Zuluft Ausgang Sommer
$t_{22,Wi}$	°C	Temperatur Zuluft Ausgang Winter
Δt	K	Temperaturdifferenz
t_{AU}	°C	Außentemperatur
T_N	a	Nutzungsdauer
$T_{N,St1}$	h/a	Betriebsstunden dynamisches Schießen
$T_{N,St2}$	h/a	Betriebsstunden statisches Schießen
t_R	°C	Raumtemperatur
t_{ZU}	°C	Zulufttemperatur
\dot{V}_{AB}	m ³ /h	Abluftvolumenstrom
\dot{V}_{AU}	m ³ /h	Außenluftvolumenstrom
\dot{V}_{CO}	g/min	Kohlenmonoxidvolumenstrom
\dot{V}_L	m ³ /h	Luftvolumenstrom
\dot{V}_{LE}	m ³ /h	Leckagevolumenstrom
\dot{V}_{St1}	m ³ /h	Volumenstrom dynamisches Schießen
$\dot{V}_{St1,ZU}$	m ³ /h	Zuluftvolumenstrom dynamisches Schießen

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
\dot{V}_{St2}	m ³ /h	Volumenstrom statisches Schießen
$\dot{V}_{St2,ZU}$	m ³ /h	Zuluftvolumenstrom statisches Schießen
\dot{V}_{ZU}	m ³ /h	Zuluftvolumenstrom
\dot{W}_{ST1}	W/K	Wärmekapazitätsstrom dynamisches Schießen
$\dot{W}_{ST1,Kon}$	W/K	~ nur Kondensat
$\dot{W}_{ST1,Red}$	W/K	~ nach Abzug Wärmerückgewinnung
$\dot{W}_{ST1,So}$	W/K	~ im Sommerfall
\dot{W}_{ST2}	W/K	Wärmekapazitätsstrom statisches Schießen
$\dot{W}_{ST2,Kon}$	W/K	~ nur Kondensat
$\dot{W}_{St2,Red}$	W/K	~ nach Abzug Wärmerückgewinnung
$\dot{W}_{ST2,So}$	W/K	~ im Sommerfall
x_{11}	g/kg	absoluter Luftfeuchtigkeitsgehalt Eingang Abluft
x_{21}	g/kg	absoluter Luftfeuchtigkeitsgehalt Eingang Zuluft
x_{22}	g/kg	absoluter Luftfeuchtigkeitsgehalt Ausgang Zuluft
x_w	g/kg	absoluter Luftfeuchtigkeitsgehalt
ρ	kg/m ³	Dichte
ρ_L	kg/m ³	Dichte Luft
$\eta_{ges,AB}$	%	Wirkungsgrad Abluftventilator
$\eta_{ges,ZU}$	%	Wirkungsgrad Zuluftventilator
η_h	-	Enthalpieübertragungsgrad
ϑ	m/s	Strömungsgeschwindigkeit
Φ_{So}	%	Wärmerückgewinnung Sommer
Φ_t	-	Rückwärmzahl
Φ_{Wi}	%	Wärmerückgewinnung Winter
Φ_x	-	Feuchterückzahl

1 EINLEITUNG

1.1 ALLGEMEINES ZUM UNTERNEHMEN

Diese Diplomarbeit wurde in dem Büro der Planungsgesellschaft S&P Sahlmann geschrieben. Die Gesellschaft gehört zu einer Gruppe von Planungsbüros mit unterschiedlichen Kompetenzen. Darin enthalten sind Architektur, Tragwerksplanung, Bauphysik, Technische Gebäudesysteme und anderes. Die Planungsgruppe verfügt über das notwendige Know-How, Software und Personal um alle Leistungsphasen nach HOAI in den jeweiligen Fachbereichen bearbeiten zu können. Ein gemeinsames Auftreten als Generalplaner ist ebenfalls möglich. Zu den Referenzen der S&P Gruppe gehören Modernisierungen und Neubau von Wohngebäuden, Verwaltungsgebäuden, Schulen, Sportstätten, Feuerwachen, Bahnhöfe, sowie Industriebauten.

1.2 AUFGABENSTELLUNG

In einer Ausbildungsstätte in Berlin soll ein Neubau einer Raumschießanlage erfolgen. In dieser Anlage erfolgt eine Ausbildung und Training mit Handfeuerwaffen. Dazu ist Bewegungsschießen auf drei Bahnen zu ermöglichen. Die Anlage soll nach Stand der Technik ausgeführt werden und muss dabei hohen Ansprüchen in Bezug auf Hygiene und Sicherheit gerecht werden. Als Grundlage für die Planung findet unter anderem die Richtlinie für die Errichtung, die Abnahme und das Betreiben von Schießständen Anwendung.

Allgemeine Vorbetrachtungen zur Raumschießanlage, zu besonderen Vorgaben aus der Schießbahnrichtlinie, sowie die Beschreibung verschiedener Anlagendetails erfolgten bereits in der Studienarbeit. Somit gilt die Vorbetrachtung als abgeschlossen. Die Diplomarbeit beschreibt dagegen die Art und Auslegung aller Lüftungskomponenten und führt einen wirtschaftlichen, energetischen und hygienischen Vergleich verschiedener Lüftungsgeräte durch, worin sich auch die besonderen Anforderungen der Raumschießanlage abbilden. Der Leser soll einen Überblick über die verschiedenen Komponenten eines Lüftungsgerätes und die verschiedenen energetischen Bewertungsmöglichkeiten erhalten. Im weiteren Verlauf soll der Leser erfahren, nach welchen Gesichtspunkten die Anlagenkomponenten berechnet bzw. ausgelegt werden und nach welchen wesentlichen Punkten ein Vergleich der Lüftungsgeräte in Bezug auf das Projekt Raumschießanlage erfolgt. Zum Schluss des Variantenvergleiches erfolgen eine Bewertung der Ergebnisse, sowie die Auswahl der Vorzugsvariante. Dabei wird deutlich, welche Anlagenvarianten als realisierbar gelten.

2 GRUNDLAGEN

2.1 RICHTLINIEN UND VERORDNUNGEN

Für die Planung und Errichtung von Raumschießanlagen, sowie derer raumluftechnischer Anlagen gibt es eine Vielzahl von Verordnungen, Normen und Richtlinien zu beachten. Diese geben Aufschluss über den Einsatz von bestimmten Materialien, legen Richtwerte für die Auslegung von Anlagenteilen fest und beschreiben technische, sowie technologische Details.

- Gefahrstoffverordnung
- Technische Regeln für Gefahrstoffe
- Bundes-Immissionsschutzverordnung
- Energieeinsparverordnung
- Erneuerbare-Energien-Wärmegesetz
- Richtlinie für die Errichtung, die Abnahme und das Betreiben von Schießständen
- Merkblatt Lüftung für Raumschießanlagen
- VDI 6022 Hygienische Anforderungen an Raumluftechnische Anlagen
- DIN EN 13053 Zentrale raumluftechnische Geräte
- DIN EN 13779 Lüftung von Nichtwohngebäuden
- VDI 2071 Wärmerückgewinnung in Raumluftechnischen Anlagen
- VDI 2067 Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen

2.2 LÜFTUNGSGERÄTE UND DEREN KOMPONENTEN

2.2.1 ALLGEMEINES

Das Lüftungsgerät ist das zentrale Bauteil in einer raumluftechnischen Anlage. Es beinhaltet im Allgemeinen thermodynamische, hygienische und logistische Luftbehandlungsfunktionen. Es wird zum einen als Kompaktgerät von den Herstellern angeboten. Der Vorteil ist hierbei die platzsparende Bauweise und damit auch günstigere Anschaffungskosten. Ein wesentlicher Nachteil ist die geringe Flexibilität, da nur vorbestimmte Bauteile in den Geräten enthalten sind. Weiterhin müssen der Außenluft- und der Abluftvolumenstrom zusammengeführt werden. Eine weitere Variante ist die modulare Bauweise. Hier können die benötigten Bauteile zur Luftbehandlung je nach Erfordernis angeordnet werden. Es besteht auch die Möglichkeit 2 Geräte, je eins für Außenluft und Abluft getrennt anzuordnen. Dadurch erhält der Planer alle nötigen Freiräume um das Lüftungsgerät nach den erforderlichen Luftbehandlungen und Platzbedarf optimal auszulegen.

2.2.2 AUFBAU DER LÜFTUNGSGERÄTE

2.2.2.1 Abmessungen / Aufstellung

Die Abmessungen der Geräte sind im Wesentlichen von drei Faktoren abhängig. Die Höhe und Breite der Geräte sind abhängig vom berechneten Volumenstrom und der gewählten Strömungsgeschwindigkeit. Sie lassen sich nach folgender Formel bestimmen:

$$A \times B = \frac{\dot{V}}{g} \quad [m^2] \quad \text{[Gleichung 2.1]}$$

Der dritte Faktor bestimmt die Länge des Gerätes und ist Abhängig von der Art und Anzahl der eingesetzten Baugruppen.

2.2.2.2 Ventilator

Ventilatoren haben die Aufgabe mechanische Energie in Strömungsenergie umzuwandeln.¹ In Lüftungsgeräten kommen fast ausschließlich Radialventilatoren zum Einsatz. Diese haben die Eigenschaft, dass sie eine hohe Druckdifferenz bei niedrigen Volumenströmen ermöglichen. Nach Herstellerangaben kommen im Wesentlichen zwei Baugruppen zum Einsatz.

Hochleistungs-Radialventilatoren mit vorwärts und rückwärts gekrümmten Ventilatorschaufeln werden direkt oder über einen Keilriemen angetrieben. Sie bestehen aus einem spiralförmigen Gehäuse, dem Laufrad und der Antriebswelle. Sie besitzen eine flache bzw. steile Ventilator Kennlinie und erreichen Volumenströme bis 125.000 m³/h². Der Antriebsmotor ist ein Asynchronmotor. Die Leistungsregelung ist hier über Motorstufen oder über Frequenzumformer möglich.



Abbildung 1 Radialventilator mit Keilriemenantrieb³

¹ Fitzner, 2008, Seite 205

² GEA, 2010, Seite 20

³ Online: Radialventilator, 2010

Freilaufende Radialventilatoren besitzen einen Direktantrieb. Das Laufrad ist einseitig saugend und wird direkt an den Antriebsmotor angeflanscht. Diese Ventilatorenart besitzt kein Spiralgehäuse. Die Ventilatorschaufeln sind rückwärts gekrümmt. Daraus ergibt sich eine steile Ventilator Kennlinie. Der Antriebsmotor kann zum einen aus einem Asynchronmotor bestehen. Dieser ist über Frequenzumformer regelbar und erreicht Volumenströme bis $85.000 \text{ m}^3/\text{h}$.⁴ Als weitere Antriebsart kommen EC-Motoren zum Einsatz. Diese haben einen höheren Wirkungsgrad gegenüber Asynchronmotoren, da diese über keinerlei Schlupfverluste im Motor verfügen. Die Regelbarkeit wird über eine integrierte Regelelektronik ermöglicht. Es kann ein Volumenstrom bis zu $50.000 \text{ m}^3/\text{h}$ ⁵ erreicht werden.



Abbildung 2 Freilaufender Radialventilator⁶

Die Auslegung des Ventilators ist abhängig vom Auslegungsvolumenstrom der raumluftechnischen Anlage, sowie vom maximalen Druckverlust des ungünstigsten Kanalabschnittes. Die Darstellung einer Anlagenkennlinie erfolgt als eine Parabel, welche durch den Nullpunkt und den berechneten Werten definiert ist. Der Betriebspunkt des Ventilators ergibt sich aus dem Schnittpunkt der Anlagenkennlinie mit der Ventilator Kennlinie.

⁴ GEA, 2010, Seite 20

⁵ Swegon, 2011, Seite 19

⁶ Online: freilaufendes Rad, 2011

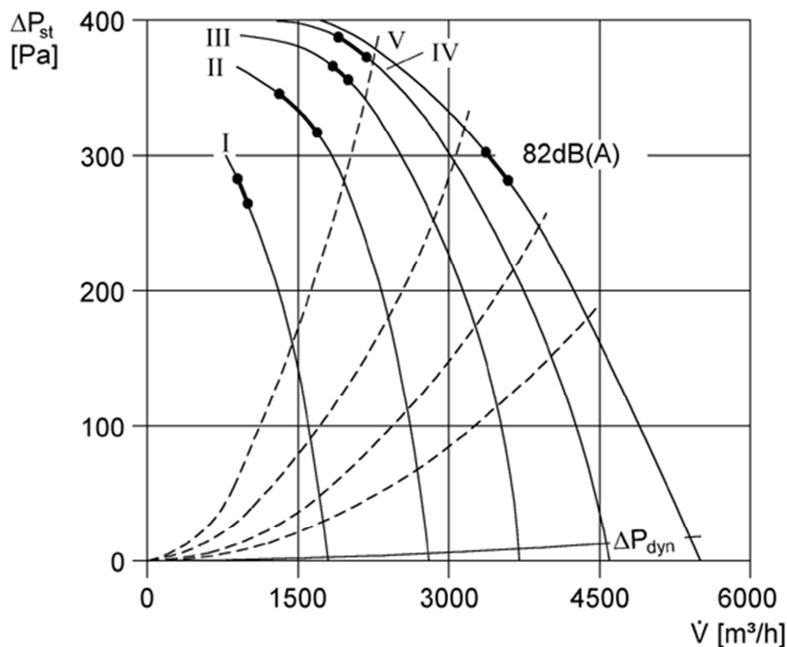


Abbildung 3 Anlagen- und Ventilatorcharakteristiken⁷

2.2.2.3 Wärmeübertrager

Wärmeübertrager werden für thermodynamische Luftbehandlungsfunktionen verwendet. Dazu zählen in diesem Fall Heizen, Kühlen und Wärmerückgewinnung durch ein Kreislaufverbundsystem. Als Übertragungsmedium kann Warmwasser, Heißwasser, Kaltwasser, Kältemittel und Satttdampf verwendet werden. Das Medium wird durch Kupferrohr, Edelstahl oder verzinktes Stahlrohr geleitet und gibt im Heizfall Wärme an die Luft ab, bzw. nimmt im Kühlfall Wärme auf. Die Übertragungsleistung des Bauteils ist abhängig vom Wärmeübergangskoeffizient, der Übertragungsfläche und der Temperaturspreizung zwischen Medium und Luft. Zur Erhöhung der Übertragungsleistung wird die Wärmeübertragungsfläche mit Hilfe von Lamellen z.B. aus Aluminium vergrößert. Der Lamellenabstand beträgt zwischen 1,8 und 6,0 mm⁸. Je kleiner der Abstand der Lamellen bei gleicher Komponentenabmessung, desto größer wird die Wärmeübertragungsfläche. Eine Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten ergibt sich z.B. aus der Erhöhung der Anströmgeschwindigkeit der Luft. Eine weitere Steigerung der Übertragungsleistung kann durch Anordnung mehrerer Rohrreihen in Luftrichtung hintereinander erfolgen. Hierdurch kann ein besserer Wirkungsgrad erreicht werden, wenn die Durchströmung im Kreuz-Gegenstrom erfolgt. Die Anzahl der Rohrreihen sollte auf fünf begrenzt werden, da ab der sechsten Reihe die Effizienzsteigerung unverhältnismäßig gering ausfällt. Bei Steigerung der Übertragungsleistung steigt bei allen Maßnahmen gleichzeitig der Druckverlust mit an.

⁷ Online: p-V-Diagramm, 2010

⁸ GEA, 2010, Seite 22

Im Kühlfall muss darauf geachtet werden, dass beim Erreichen des Taupunktes Kondensat anfällt. Das Kondensat muss durch eine geeignete Wanne aufgefangen und abgeleitet werden. Weiterhin ist ein Tropfenabscheider vorzusehen, welcher die von der Luft mitgerissenen Wassertropfen wieder abscheidet.

Weitere Bauteile die der Erwärmung des Luftvolumenstromes dienen sind Elektro-Lufterhitzer und erdgasbefeuerte Wärmeübertrager. Diese kommen allerdings nur zum Einsatz, wenn keine Warmwasserheizungsanlage oder ähnliches mit ausreichender Leistung zur Verfügung steht.

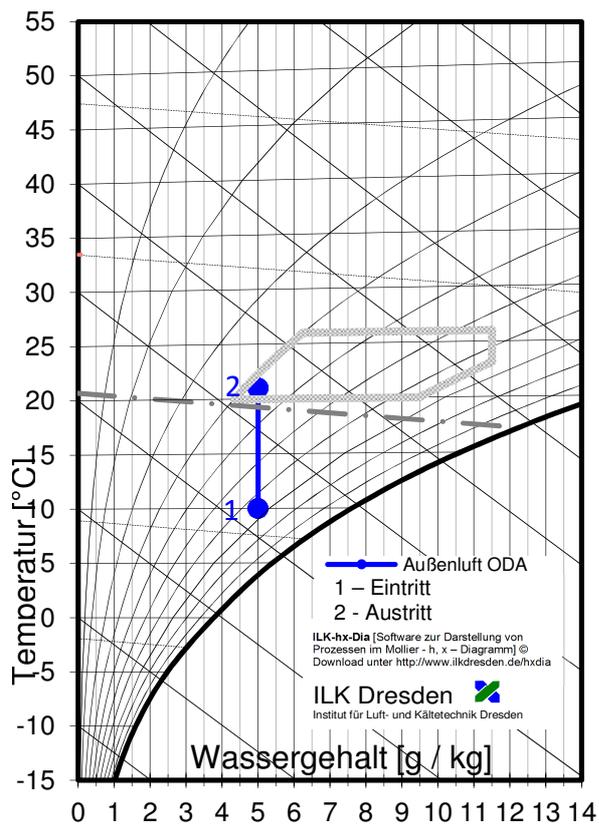


Abbildung 5 h-x-Diagramm Heizen

2.2.2.4 Befeuchter

Der Befeuchter hat die Aufgabe den absoluten Feuchtigkeitsgehalt der Luft zu erhöhen. Die Luft kann auf drei verschiedene Weisen befeuchtet werden.

Zum einen durch Dampf, welcher aus einem Fremddampfnetz bereitgestellt oder direkt Vorort über Elektroenergie erzeugt wird. Die Regelung erfolgt über ein Magnetventil. Beim Fremddampfnetz ist das Ventil in der Dampfleitung und bei der Direkterzeugung ist es in der Trinkwasserleitung eingebaut. Der Dampf wird mittels Dampfzangen über den Kanalquerschnitt verteilt und in oder entgegen der Luftströmungsrichtung ausgeblasen. Der Vorteil dieser Variante ist eine vollkommen



Abbildung 4 Wärmeübertrager

hygienisch unbedenkliche Befeuchtung, sowie eine kurze Befeuchtungstrecke. Weiterhin erfolgt eine geringe Erwärmung der Luft, da die Verdampfungsenthalpie des Wassers auf den Luftvolumenstrom übergeht.

Bei der nächsten Variante erfolgt die Befeuchtung über Verdunstung auf Oberflächen. Als Oberfläche wird dabei eine Füllkörperschicht, Rieselfläche oder Kunststoffmatte verwendet. Beim Vorbeiströmen der Luft an der befeuchteten Oberfläche verdunstet das Wasser und wird von der Luft aufgenommen. Der Prozess verläuft theoretisch entlang der verlängerten Nebelisothermen bis zur $\varphi=1$ Linie. Zur Vereinfachung wird in der Praxis von einem adiabat verlaufenden Prozess ausgegangen. Die Verdampfungswärme des Wassers wird hier direkt aus der Luft entzogen. In der Regel ist ein Vor- und Nacherhitzer notwendig. Der Vorteil dieser Variante ist die Kühlmöglichkeit im Sommer und die Nutzung von Abwärme für die Vor- und Nachheizung. Ein Nachteil ist die Gefahr von Legionellen. Hierfür sind geeignete Wartungsintervalle festzulegen. Die Komponententeile sollten den Anforderungen der VDI 6022 entsprechen.

Als dritte Variante ist hier die Befeuchtung durch Bildung eines Aerosols zu nennen. Dies kann durch Sprühdüsen- oder Zweistoffdüsenbefeuchter erzeugt werden. Je nach verwendetem Verfahren erfolgt eine Zerstäubung des Wassers am Düsenausgang zu Aerosol, welches vom Luftvolumenstrom aufgenommen wird und zum Teil dort verdunstet. Aerosol, welches nicht verdunstet, verbindet sich zu Wassertröpfchen. Diese fallen entweder aufgrund der Schwerkraft in den Wassersumpf unterhalb der Befeuchtungstrecke oder werden am Ende der Befeuchtungstrecke an einem Tropfenabscheider abgeschieden. Am Eingang der Befeuchtungstrecke ist ein Gleichrichter angeordnet, um ein gleichmäßiges Strömungsprofil der Luft zu erhalten. Durch Umlaufwasserbetrieb kann es im Wassersumpf zu Ablagerungen und Legionellenbildung kommen. Es sind geeignete Wartungsintervalle zu wählen. Bei längerem Stillstand der Luftbefeuchter sind diese komplett zu entleeren. Die Komponententeile sollten den Anforderungen der VDI 6022 entsprechen.

Im nachfolgenden h-x-Diagramm ist der Verlauf des Prozesses für Dampfbefeuchtung und für adiabate Befeuchtung dargestellt.

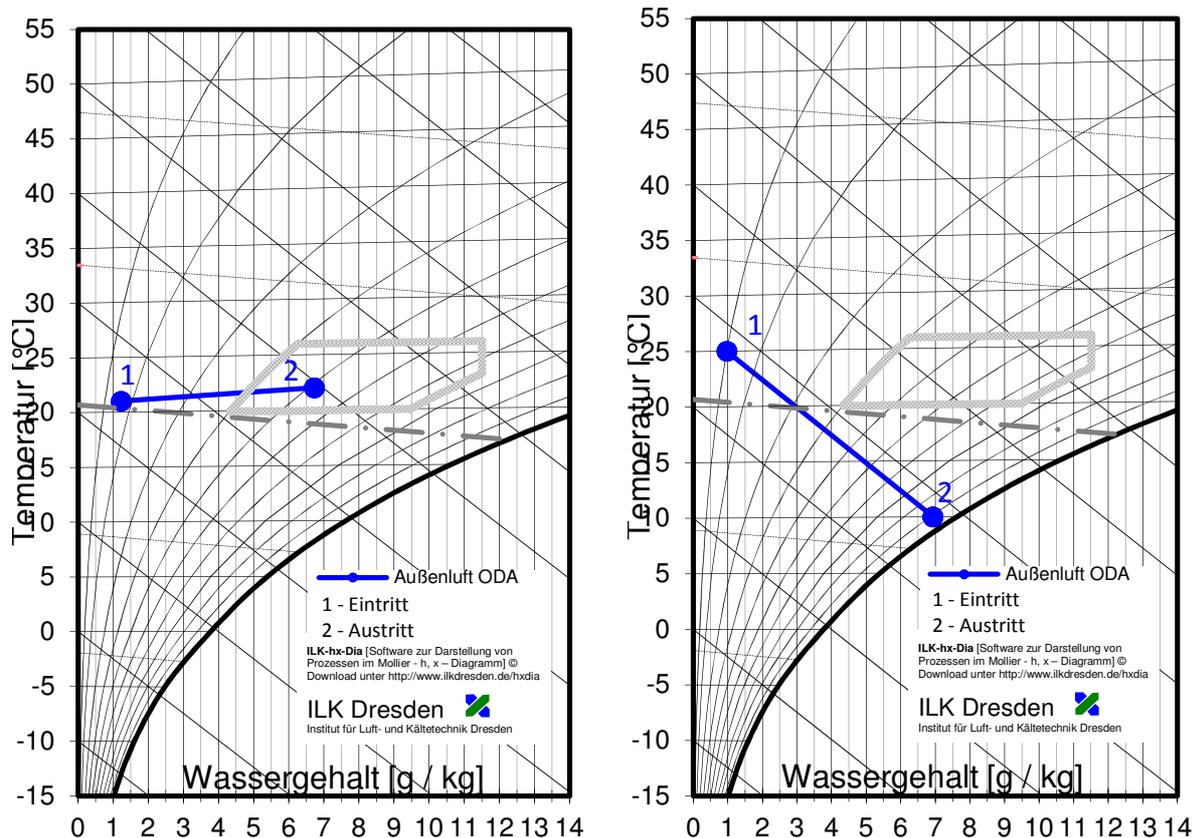


Abbildung 6 h-x-Diagramm Dampfbefeuchtung und adiabate Befeuchtung

2.2.2.5 Entfeuchter

Entfeuchter haben die Aufgabe den Luftfeuchtigkeitsgehalt im Volumenstrom zu senken. Dabei wird zwischen dem Kondensationsverfahren und dem Sorptionsverfahren unterschieden.

Der Aufbau des Entfeuchters nach dem Kondensationsverfahren ist gleich mit dem des Wärmeübertragers. Zusätzlich zur Baugruppe gehören eine Kondensatauffangwanne, sowie ein Tropfenabscheider am Ausgang des Entfeuchters. Die Bedingung ist hier, dass die Oberflächentemperatur des Übertragers niedriger ist, als die Taupunkttemperatur des Luftvolumenstromes. Nach der Entfeuchtung wird wiederum ein Erhitzer benötigt, um die abgekühlte Luft wieder aufzuheizen.

Beim Sorptionsverfahren wird ein hygroskopischer Stoff verwendet. Dieser besitzt die Eigenschaft Wasser aus der Luft aufnehmen bzw. anlagern zu können. Bei Verwendung von Adsorbens und Absorbens lassen sich die Stoffe bei Erreichen ihrer maximalen Wasseraufnahme durch Zufuhr von Wärme wieder regenerieren. Der

Prozess der Entfeuchtung und Regenerierung kann kontinuierlich und diskontinuierlich ablaufen. Die Luftzustandsänderung verläuft theoretisch adiabatisch. Im weiteren Prozessverlauf ist ein Trockenluftkühler erforderlich.

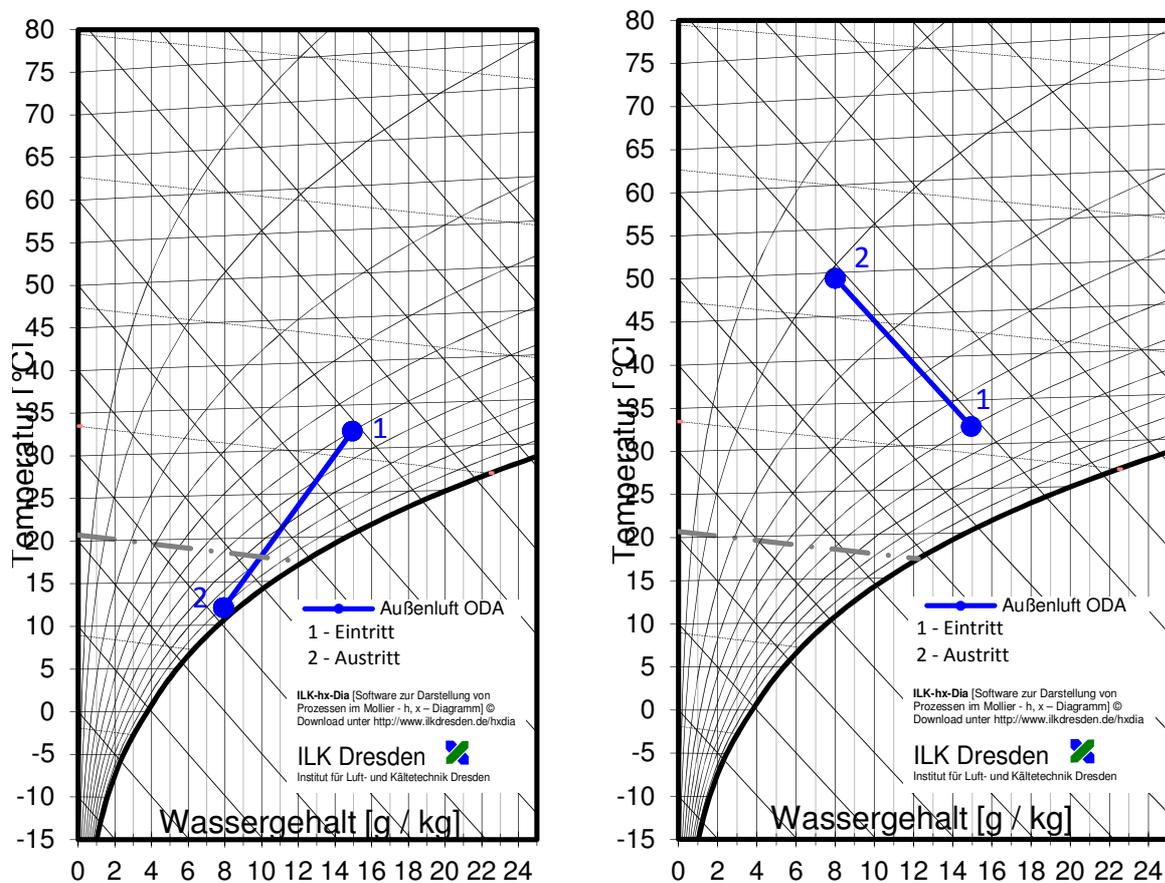


Abbildung 7 h-x-Diagramm Feuchtluftkühler (Oberflächentemperatur = konst.) und Sorptionsentfeuchter

2.2.2.6 Wärmerückgewinnung

Die Wärmerückgewinnung hat die Aufgabe die Enthalpie von der Abluft auf die Außenluft zu übertragen. Dabei wird sie in der VDI 2071 in vier Hauptgruppen eingeteilt. Die Gerätegruppen unterscheiden sich dabei in ihrem Aufbau, Feuchterückzahl, Wärmerückzahl und ihrem Übertragungsgrad von Schadstoffen von der Abluft auf die Zuluft.

Feuchterückzahl⁹

$$\Phi_x = \frac{x_{22} - x_{21}}{x_{11} - x_{21}} \quad [\text{Gleichung 2.2}]$$

Rückwärmezahl¹⁰

$$\Phi_t = \frac{t_{22} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}} \quad [\text{Gleichung 2.3}]$$

⁹ Raumklimattechnik, 2008, Seite 301

Enthalpieübertragungsgrad¹¹

$$\eta_h = \frac{h_{22} - h_{21}}{h_{11} - h_{21}}$$

[Gleichung 2.4]

Die erste Hauptgruppe bilden die rekuperativen Systeme. Dazu gehören die Platten- und Röhrenwärmeaustauscher, welche aus Aluminium, Edelstahl oder Kunststoff bestehen. Die Durchströmung der Wärmeaustauscher kann in Kreuzstrom und Gegenstrom erfolgen. Es müssen Abluft und Zuluftvolumenstrom zusammengeführt werden. Eine Übertragung von Feuchte ist nicht möglich. Je nach Durchströmungsart und Baugröße können Rückwärmezahlen bis 0,8 und bei besonderen Bauformen bis 0,95 erreicht werden. Die Übertragung der Wärme erfolgt über die Trennflächen. Dabei ist die Übertragungsleistung abhängig von der Wärmeübertragungsfläche, dem Wärmeübertragungskoeffizient und der Temperaturdifferenz zwischen den beiden strömenden Medien. Eine effektivere Nutzung der Wärme aus der Abluft kann durch Kondensation des Wasserdampfes in der Abluft erreicht werden. Die Oberflächentemperatur des Wärmeübertragers muss dazu unterhalb des Taupunktes der Abluft liegen. Allerdings führt dies zur Einfriergefahr des Wärmeübertragers, wenn die Außenlufttemperatur unter 0 °C liegt. Mit Hilfe der Trennflächen wird eine Übertragung von Schad- und Geruchsstoffen von der Abluft auf die Zuluft weitestgehend vermieden. Sie kann allerdings selbst bei normaler Betriebsweise nicht zu hundert Prozent ausgeschlossen werden.¹² Der Nachteil dieses Systems ist der hohe Platzbedarf. Bei einem Volumenstrom von 50.000 m³/h kann das Element bis zu 2,56 m lang werden.¹³

Die Bezeichnungen der Luftzustandspunkte in den nachfolgenden Diagrammen wurde in Anlehnung an die DIN EN 13053 Anhang A.3 gewählt.

Legende:

- 11 - Eintritt Abluft
- 12 - Austritt Abluft
- 21 - Eintritt Außenluft
- 22 - Austritt Außenluft

¹⁰ Raumklimatechnik, 2008, Seite 302

¹¹ Raumklimatechnik, 2008, Seite 302

¹² Vgl. VDI 2071, 1997, Tabelle 4

¹³ Vgl. Online: Klimatec, 2011

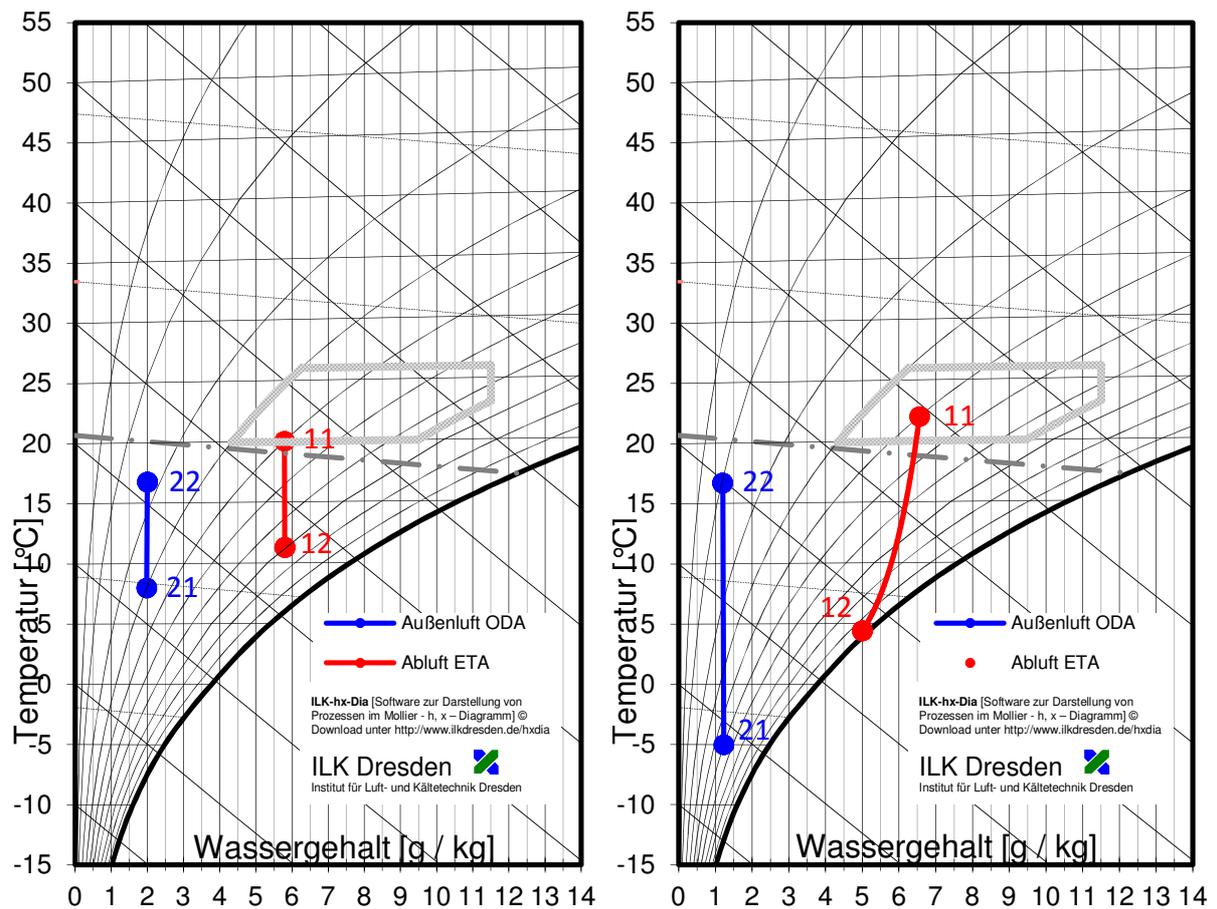


Abbildung 8 h-x-Diagramm Plattenwärmeübertrager ohne und mit Kondensation

Regenerative Systeme bilden die nächste Hauptgruppe. Dazu gehören das Kreislaufverbundsystem und das Wärmerohr. Das Kreislaufverbundsystem besteht aus mindestens zwei Wasserwärmeübertragern, jeweils einer im Zuluft- und Abluftvolumenstrom. Diese sind über ein Rohrleitungssystem, einem By-Pass und einer Pumpe miteinander verbunden. Die Übertragung der Wärme erfolgt somit über einen zusätzlichen Wasserkreislauf, welcher als Medium ein Glykolgemisch enthalten sollte. Somit können Zuluft- und Abluftgeräte in getrennten Räumen aufgestellt werden. Eine Übertragung von Feuchte ist nicht möglich. Eine Rückwärmezahl bis 0,6 kann erreicht werden. Die Eigenschaften der Wärmeübertragung sind ähnlich dem der Plattenwärmeübertragung. Hier ist jedoch ein Wärmeverlust über das Rohrleitungssystem zu erwarten. Die Darstellung im h-x-Diagramm ist ähnlich der Abbildung 8. Zusätzlich kann durch separate Wärmeübertrager eine Heiz- bzw. Kühlleistung auf den Wasserkreislauf übertragen werden und somit der Luftvolumenstrom zusätzlich erwärmt bzw. gekühlt werden. Das Kreislaufverbundsystem ist die sicherste Variante in Bezug auf Schadstoff- und

Geruchsübertragung. Selbst bei Defekten und Betriebsstörungen wird eine Übertragung sicher vermieden.¹⁴

Als besondere Form der Kreislaufverbundsysteme (KVS) gelten die Hochleistungs-KVS. Diese erreichen eine Rückwärmezahl bis zu 0,8¹⁵. Zur Leistungssteigerung tragen ein größerer Wärmeübertrager mit hohem Gegenstromanteil, eine spezielle hydraulische Regelgruppe mit ständiger Leistungsanpassung und eine bessere Isolierung bei. Dieses System ist allerdings nur bei hohen Volumenströmen, langen Betriebszeiten und hohen Ansprüchen an die Hygiene z.B. in Krankenhäusern zu empfehlen. Der Nachteil hierbei ist der erhöhte Platzbedarf für das Gerät und die deutlich höheren Investitionskosten.

Die dritte Hauptgruppe bilden die Regeneratoren. Dazu gehören die Rotationswärmeaustauscher. Diese verfügen über keramische, mineralische oder metallische Speichermassen, welche rotorförmig auf einem drehbar gelagerten Rad angeordnet sind. Bei Übertragung von Feuchte ist zusätzlich eine Sorptionsschicht aufgebracht. Diese nimmt, ähnlich wie bei den Wärmespeichern, die Feuchte aus der Abluft auf und überträgt sie auf die Zuluft. Die obere Hälfte des Rades wird mit Fortluft und die untere Hälfte mit Außenluft durchströmt. Ein außen liegender Motor sorgt für die Rotation des Rades über einen Riemenantrieb. Eine Rückwärmezahl bis zu 0,9 wird erreicht. Eine Rückfeuchtezahl kann mit Sorption bis zu 0,7 und ohne Sorption bis zu 0,2 betragen. Die Übertragung von Schad- und Geruchsstoffen von der Abluft auf die Zuluft ist während des Betriebes in geringen Mengen möglich. Die Übertragung erfolgt im Wesentlichen durch Mitrotation und Leckage. Mitrotation bedeutet, dass Abluft über das Wärmerad in den Zuluftvolumenstrom gespült wird. Zur Vermeidung dieser Stoffübertragung wird Außenluft über eine Spülzone zur Reinigung der Kammern durch das Wärmerad in die Abluft gedrückt. Leckagen dagegen treten an der Abdichtung zum Wärmerad zwischen Abluft und Zuluft auf. Ein Übertrag von Schadstoffen kann vermieden werden, wenn die Ventilatoren so angeordnet sind, dass die Zuluft mit Überdruck und die Abluft mit Unterdruck den Wärmeaustauscher durchlaufen. Durch diese Maßnahmen kann ein Übertrag von Schad- und Geruchsstoffen auf ein Minimum gesenkt werden.

¹⁴ Vgl. VDI 2071, 1997, Tabelle 4

¹⁵ Online: H-KVS, 2011

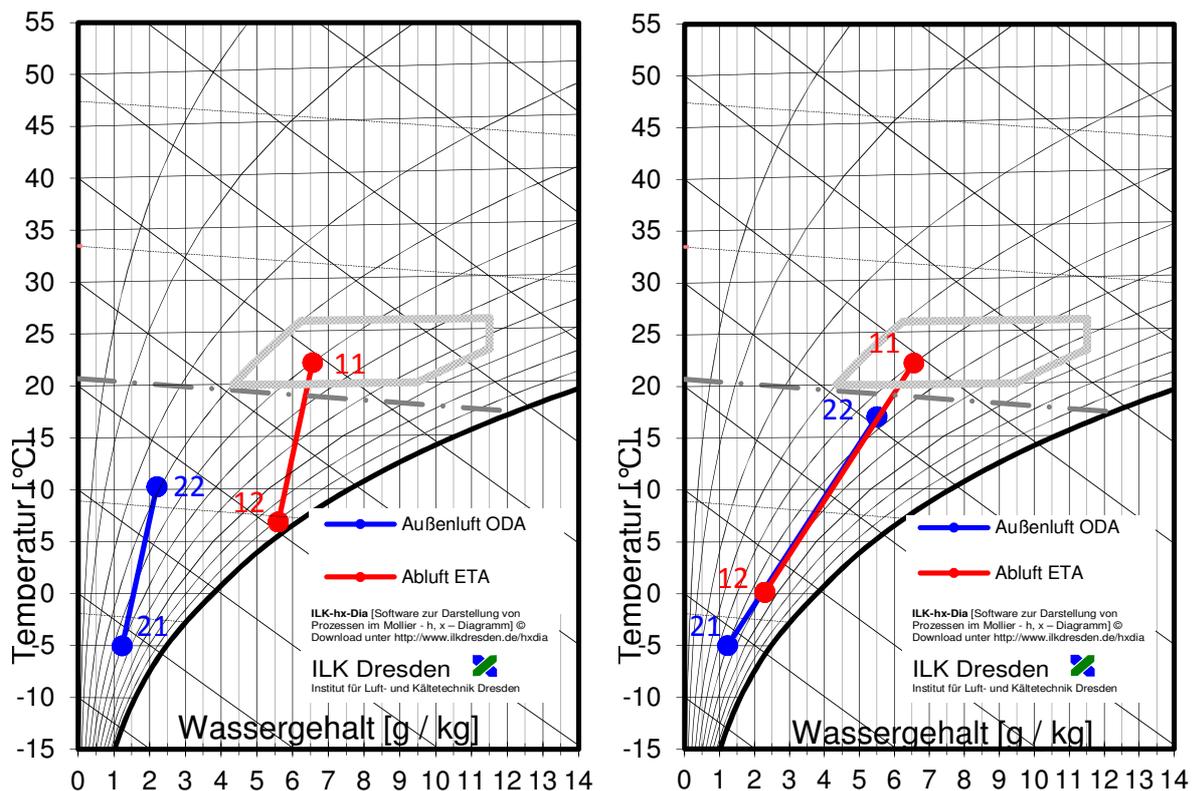


Abbildung 9 h-x-Diagramm Rotationswärmeaustauscher ohne und mit Sorption

Die letzte Hauptgruppe bilden die Wärmepumpen. Diese werden primär für die Kälteerzeugung eingesetzt und können bei Bedarf auch Wärme übertragen. Sinnvoll ist deren Einsatz ebenfalls bei der Wärmerückgewinnung mit geringen Temperaturdifferenzen zwischen den beiden Luftvolumenströmen.

2.2.2.7 Filter

Die Filtrierung gehört zu den hygienischen Luftbehandlungsfunktionen und hat die Aufgabe Staubpartikel und andere feste Bestandteile aus der Außenluft herauszufiltern. In besonderen Fällen ist auch das Herausfiltern von gasförmigen Geruchs- und Schadstoffen gefordert.

Filter für Staubpartikel unterteilen sich in Grob- und Feinfilter und werden nach der DIN EN 779 in verschiedene Filter-Güteklassen unterteilt. Die Güteklasse gibt dabei einen Anhaltswert, welche Abscheideleistung mit dem jeweiligen Filter erreicht werden kann. Zu den Filterarten gehören die Taschenfilter, Paneelfilter und Kassettenfilter. Taschenfilter bestehen aus Synthetikfasern und gewährleisten durch ihre vergrößerte Luftdurchtrittsfläche eine längere Standzeit. Paneelfilter besitzen eine sehr kompakte Bauweise und werden in Geräten mit geringen Abmessungen eingesetzt. Als Filtermaterial wird hier Polypropylen verwendet. Eine optimierte Variante bieten die Kassettenfilter. Sie besitzen eine größere Luftdurchtrittsfläche als

die Paneelfilter und geringere Bautiefen als die Taschenfilter. Als Material wird Mikroglasfaser verwendet.

Für die Abscheidung von feinsten Staubteilchen und für den Einsatz in Räumen mit besonderen hygienischen Anforderungen sind Schwebstofffilter nach DIN EN 1822 zu verwenden. Als Material wird auch hier Mikroglasfaser eingesetzt. Der Einsatz von Aktivkohlefiltern wird notwendig, wenn gasförmige Geruchs- und Schadstoffe aus der Luft herausgefiltert werden sollen.

Die Anfangsdruckdifferenzen bezogen auf eine Anströmgeschwindigkeit von 2-3 m/s liegen bei Grobstaubfiltern zwischen 30 und 50 Pa, bei Feinstaubfiltern zwischen 50 und 150 Pa und bei Schwebstofffiltern zwischen 100 und 250 Pa. Die empfohlenen Enddruckdifferenzen, bei denen der Filter gewechselt werden soll, liegen bei Grobstaubfiltern zwischen 200 und 300 Pa, bei Feinstaubfiltern zwischen 300 und 500 Pa und bei Schwebstofffiltern zwischen 1000 und 1500 Pa.

2.2.2.8 Schalldämpfer

Schalldämpfer haben die Aufgabe, die durch Ventilatoren oder andere Bauteile verursachte Geräuschemission, soweit zu dämpfen, dass die vorgegebenen Grenzwerte an den Auslässen der raumlufttechnischen Anlage eingehalten werden. In der Praxis kommen Absorptions- und Resonanzschalldämpfer zum Einsatz. In Lüftungsgeräten bestehen die Schalldämpfer aus Kulissen, welche längs zur Strömungsrichtung in den Kanal eingesetzt werden. Hierbei gilt, je länger die Kulisse und je größer die Kulissenbreite, desto höhere Dämpfungswerte sind erreichbar. Allerdings steigt bei kleinen Spaltbreiten der Druckverlust und das Eigengeräusch nimmt zu.

Bei einem Absorptionsschalldämpfer werden Geräusche über einen schallschluckenden Stoff absorbiert. Dieser wandelt den Schall in Wärme um. Als Material wird Glas- oder Mineralwolle eingesetzt. Die Oberfläche wird zusätzlich durch ein gelochtes Blech oder Gewebe vor Abrieb geschützt. Die erreichbaren Dämpfungswerte liegen je nach Spaltbreite zwischen den Kulissen zwischen 10 und 20 dB pro Meter.

Beim Resonanzschalldämpfer wird eine separate Luftschicht, welche über eine Membran vom Volumenstrom gekapselt ist, in Schwingung versetzt. Es entsteht eine Resonanzerscheinung zwischen der Luftschicht und der Membran. Das nachgeschaltete Schallschluckmaterial wandelt den Schall in Wärme. Diese Bauart ist jeweils nur für die Dämpfung einer kleinen Bandbreite einsetzbar.

2.2.3 ENERGIEEFFIZIENZ VON LÜFTUNGSGERÄTEN

2.2.3.1 Wärmedichtheit

Die Effizienz von Lüftungsgeräten spielt aufgrund steigender Energiekosten eine immer größere Rolle. Um verschiedene Hersteller einfach miteinander vergleichen zu können, wurden in der DIN EN 1886 einheitliche Klassifizierungen zur Wärmedurchgangszahl und zu Wärmebrückenfaktoren festgelegt. Die Wärmedurchgangszahl gibt dabei an, welche Wärmeleistung je Quadratmeter Gehäuseoberfläche bei einer Temperaturdifferenz von 1 Kelvin abgegeben bzw. aufgenommen wird. Der Wärmebrückenfaktor ergibt sich aus einem Verhältnis zwischen der niedrigsten Temperaturdifferenz zwischen Innentemperatur und maximaler Temperatur der äußeren Oberfläche und der mittleren Temperaturdifferenz zwischen Innenluft und Außenluft.

Klasse	Wärmedurchgangszahl (U) $W * m^{-2} * K^{-1}$
T1	$U \leq 0,5$
T2	$0,5 < U \leq 1,0$
T3	$1,0 < U \leq 1,4$
T4	$1,4 < U \leq 2,0$
T5	Keine Anforderungen

Tabelle 1 Klassifizierung der Wärmedurchgangszahl¹⁶

Klasse	Wärmebrückenfaktor (k_b)
TB1	$0,75 < k_b \leq 1,00$
TB2	$0,60 < k_b \leq 0,75$
TB3	$0,45 < k_b \leq 0,60$
TB4	$0,30 < k_b \leq 0,45$
TB5	Keine Anforderungen

Tabelle 2 Klassifizierung des Wärmebrückenfaktors¹⁷

2.2.3.2 Luftdichtheit

Eine weitere Größe mit der die Effizienz von Lüftungsgeräten bestimmt wird, ist deren Luftdichtheit. Dabei wird zwischen Unterdruck und Überdruck im Gerät

¹⁶ DIN EN 1886, 2009, Seite 22

¹⁷ DIN EN 1886, 2009, Seite 23

unterschieden. Geräteteile für Unterdruck werden mit einem Prüfdruck von 400 Pa unter dem atmosphärischen Druck geprüft. Bei Geräten für Überdruck wird mit 700 Pa oberhalb des atmosphärischen Druckes geprüft. Die Geräte werden nach ihrer maximalen Leckluftrate in drei verschiedene Dichtheitsklassen eingeteilt. Geräte sollten mindestens die Dichtheitsklasse L3 erreichen. L1 wird nur für spezielle Anwendungen z.B. für Reinräume verwendet.

Klasse	Max. Leckluftrate (f_{400}) $l * s^{-1} * m^{-2}$	Filterklasse (EN 779)
L1	0,15	Besser als F9
L2	0,44	F8, F9
L3	1,32	G1 bis F7

Tabelle 3 Dichtheitsklasse des Gehäuses bei Prüfunderdruck von 400 Pa¹⁸

Klasse	Max. Leckluftrate (f_{700}) $l * s^{-1} * m^{-2}$
L1	0,22
L2	0,63
L3	1,90

Tabelle 4 Dichtheitsklasse des Gehäuses bei Prüfüberdruck von 700 Pa¹⁹

2.2.3.3 Luftgeschwindigkeit

Die Luftgeschwindigkeit ist ein wesentlicher Faktor, welcher die Druckverluste in Lüftungsanlagen und somit den energetischen Aufwand der Lüftungsgeräte beeinflusst. Er lässt sich aus dem Volumenstrom und der freien Querschnittsfläche ermitteln. Laut den Proportionalitätsgesetzen bewirkt eine Verdoppelung der Luftgeschwindigkeit eine Vervierfachung der Druckverluste im Kanal und kanalähnlichen Bauteilen. Die Einteilung der Luftgeschwindigkeiten in Kategorien erfolgt nach der DIN EN 13053.

¹⁸ DIN EN 1886, 2009, Seite 11

¹⁹ DIN EN 1886, 2009, Seite 11

Klasse	Luftgeschwindigkeit $m * s^{-1}$
V1	bis 1,5
V2	> 1,5 bis 2
V3	> 2 bis 2,5
V4	> 2,5 bis 3
V5	Keine Anforderungen

Tabelle 5 Klassen der durchschnittlichen Luftgeschwindigkeitswerte²⁰

2.2.3.4 Effizienz der Wärmerückgewinnung

Die Effizienz der Wärmerückgewinnung ist von besonderer Bedeutung in der Raumluftechnik. Zum einen soll ein optimales Verhältnis von Druckverlust und Rückwärmzahl des Wärmerückgewinnungssystems bezogen auf den Volumenstrom und der Betriebsstundenzahl der Anlage gefunden werden. Zum anderen dient diese Kategorisierung zum besseren Vergleich verschiedener Wärmerückgewinnungssysteme.

Klasse	Rückwärmzahl %	Druckverlust Pa
H1	Wert x 1,15	Wert x 0,75
H2	Wert x 1,1	Wert x 0,9
H3	Wert nach Tab. 5 DIN EN 13053	Wert nach Tab. 5 DIN EN 13053
H4	Wert x 0,9	Wert x 1,1
H5	Keine Anforderungen	Keine Anforderungen

Tabelle 6 Klassen des Wärmerückgewinnungsgrades und Druckverlustes²¹

In der Energieeinsparverordnung 2009 wird gefordert, dass raumluftechnische Anlagen ab einem Außenluftvolumenstrom von 4000 m³/h eine Wärmerückgewinnung besitzen müssen. Diese Wärmerückgewinnung soll dabei mindestens der Wärmerückgewinnungsklasse H3 nach DIN EN 13053 entsprechen. Um dieser Forderung zu entsprechen benötigt man z.B. bei einem Volumenstrom von 4000 m³/h und eine Betriebsstundenzahl von größer 6000 pro Jahr eine Rückwärmzahl von mindestens 0,45 und einen Druckverlust von maximal 225 Pa.²²

²⁰ DIN EN 13053, 2007, Seite 24

²¹ DIN EN 13053, 2007, Seite 28

²² Vgl. DIN EN 13053, 2007, Seite 28

2.2.3.5 Energieeffizienzklassen

Der Herstellerverband für raumluftechnische Geräte vergibt zur Vereinfachung der energetischen Bewertung eines Lüftungsgerätes die Label A+, A und B. Die Lüftungsgeräte, welche alle unter einem Label geforderten Werte einhalten, dürfen dieses tragen. Die Anforderungen richten sich dabei nach der Energieeffizienz der Wärmerückgewinnung (siehe Tabelle 6), nach der Luftgeschwindigkeit (siehe Tabelle 5) und nach der maximalen elektrischen Leistungsaufnahme des Ventilators. Die Leistungsaufnahme soll mit folgender Formel berechnet werden:

$$P_{Input\ max.} = \left(\frac{\Delta p_{stat.}}{450} \right)^{0,925} * (q_V + 0,08)^{0,95} \quad [Gleichung\ 2.5]^{23}$$

Kriterien/ Effizienzklassen	A+	A	B
Geschwindigkeitsklassen			
- ohne thermodynamische Luftbehandlung	V4	V4	V5
- mit Lufterwärmung	V3	V3	V4
- mit weiteren Funktionen	V2	V2	V3
Elektrische Leistungsaufnahmen $P_{Input\ max.}$ X Faktor	0,90	0,95	1,00
Wärmerückgewinnungsklassen bei Laufzeit 4000 – 6000 h/a	H1	H2	H3

Tabelle 7 Effizienzklassen nach RLT-Richtlinie 01²⁴

Eine weitere Zertifizierung ist nach Eurovent 2010 möglich. Hier wurde eine Einteilung der Geräte von A bis E getroffen. Die Bewertungsklasse A hat die beste Energieeffizienz. Die bewerteten Faktoren bleiben dieselben.

2.2.3.6 Spezifische Ventilatorleistung

Die spezifische Ventilatorleistung gibt an, wie hoch der Leistungsbedarf eines Ventilators bei einem Volumenstrom von 1 m³/s in Abhängigkeit des Wirkungsgrades des Ventilators und des Druckverlustes der gesamten raumluftechnischen Anlage ist. In die Bewertung gehen daher sämtliche Bauteile z.B. Filter, Wärmerückgewinnung und Lufterhitzer mit ein. Auch hier wird in der EnEV 2009 gefordert, dass ab einem Volumenstrom von 4.000 m³/h mindestens ein SFP-Wert

²³ RLT 01, 2009, Seite 23

²⁴ RLT 01, 2009, Seite 4

von 4 nach DIN EN 13779 einzuhalten ist. Die in Tabelle 8 dargestellte Zuordnung gilt für Standardanwendungen. Dazu zählen Lüftungsanlagen mit maximal einer Filterstufe mit Feinstaubfilter und einer Wärmerückgewinnung entsprechend der Klasse H3. Sind Filter mit einem höheren Druckverlust, mehrere Filter oder eine höhere Wärmerückgewinnungsklasse einzusetzen, dann ist die spezifische Leistung nach Tabelle 10 DIN EN 13779 zu erhöhen.

Kategorie	P_{SFP} in $W \cdot m^{-3} \cdot s$
SFP 1	<500
SFP 2	500 – 750
SFP 3	750 – 1250
SFP 4	1250 – 2000
SFP 5	2000 – 3000
SFP 6	3000 – 4500
SFP 7	> 4500

Tabelle 8 Klassifizierung der spezifischen Ventilatorleistung²⁵

²⁵ DIN EN 13779, 2007, Tabelle 9

2.3 VORBETRACHTUNGEN ZUR AUSLEGUNG DER RAUMSCHIEßANLAGE

2.3.1 ALLGEMEINES

Das Kapitel 2.3 soll ergänzend zur Studienarbeit die Parameter zur Auslegung der raumluftechnischen Anlage erfassen. Zur Erstellung eines Gesamtkonzeptes ist eine Zusammenarbeit mit verschiedenen Institutionen, Gutachtern und Planern notwendig. Es muss eine bauphysikalische Bewertung des Gebäudes zur Festlegung der U-Werte erfolgen und die Einhaltung der Anforderungen nach ENEC und EEWärmeG überprüft werden. Weiterhin muss ein Brandschutzkonzept zur Erfüllung der Bauordnung von einem Gutachter erstellt werden. Gegebenenfalls ist ein Schallschutzkonzept von einem Sachverständigen zum Nachweis der Erfüllung der Bundes-Immissionsschutzverordnungen zu erstellen. Weiterhin sind Abstimmungen mit Architekten und Bauingenieuren notwendig um den Platzbedarf für alle technischen Anlagen, sowie die Positionierung von technischen Zentralen festzulegen und zu optimieren. Der Bauherr ist ebenfalls von zentraler Bedeutung, da mit ihm alle Auslegungsparameter, technischen Details und verwendete Anlagentechnik abzustimmen ist.

2.3.2 VOLUMENSTROM

Der Auslegungsvolumenstrom ist bereits in der Studienarbeit unter Kapitel 4.2 ermittelt worden. Er wurde für die Zuluft mit 27.000 m³/h und für die Abluft mit 28.000 m³/h bestimmt.

2.3.3 HEIZLAST

Die raumluftechnische Anlage erbringt den Wärmebedarf für die Räume Schießstand und Geschosfang während des Schießbetriebes. Dazu soll eine Raumtemperatur von 20 °C während der Heizperiode gehalten werden. Zur Ermittlung der Heizlast wurde das Programm Nova verwendet. Die Normaußentemperatur wurde für Berlin mit -14 °C nach der DIN EN 12831 festgelegt. Eine Temperaturkorrektur von 2 K wird aufgrund der massiven Bauweise angenommen. Die U-Werte sind vom Architektenbüro vorgegeben. Ein Mindestaußenluftwechsel von 0,5 pro Stunde ist, aufgrund von Infiltration kalter Außenluft, für den Schießstand eingerechnet. Aufgerundet beträgt die Heizlast der beiden genannten Räume 8,9 kW. Darin ist noch nicht die Heizleistung zur Erwärmung des Außenluftvolumenstromes enthalten. Dies wird bei der Auslegung der Lüftungsgeräte berechnet.

Im nächsten Schritt wird die Übertemperatur der Zuluft für den Auslegungsfall ermittelt. Dazu wird der unter 3.1 gegebene Zuluftvolumenstrom verwendet. Für die

Wärmekapazität der Luft bei konstantem Druck werden 0,279 Wh/(kg*K) und für die Dichte bei einer Temperatur von 20 °C wird 1,204 kg/m³ angenommen.

$$\Delta t = \frac{\dot{Q}_{HL}}{\rho * c_p * \dot{V}} = \frac{8.900 \text{ W}}{1,204 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,279 \frac{\text{Wh}}{\text{kg} * \text{K}} * 27.000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}} \quad [\text{Gleichung 2.6}]$$

$$\underline{\Delta t = 0,98 \text{ K}}$$

Die Übertemperatur der Zuluft wird mit 1 K festgelegt. Daraus ergibt sich eine Zulufttemperatur von 21 °C für den Heizfall.

2.3.4 KÜHLLAST

Für die Räume Schießstand und Geschosfang ist die Kühllast ebenfalls mit der Software Nova ermittelt worden. Der Standort Berlin entspricht der Kühllastzone II nach VDI 2078. Für die Ermittlung der Kühllast wurde eine maximale Raumtemperatur von 26 °C festgelegt. Grundlage hierfür ist die Arbeitsstättenrichtlinie, welche Schutzmaßnahmen für Arbeitsräume bei Überschreiten einer Temperatur von 26 °C fordert. Als innere Kühllastfaktoren sind 4 Personen und eine Beleuchtung mit 10 W/m² angenommen worden. Weitere Faktoren treten durch Transmission und Infiltration über raumumschließende Flächen auf. Für die genannten Räume ist eine Gesamtkühllast von 5,7 kW ermittelt worden. Darin ist wiederum der Anteil zur Kühlung des Außenluftvolumenstromes nicht enthalten. Die Kühllast ist in diesem Fall geringer als die Heizlast, da die beiden Räume über keine Außenfenster verfügen. Dadurch entfällt der solare Strahlungsanteil bei der Kühllastberechnung. Mit den unter 3.2 verwendeten Werten lässt sich die Untertemperatur des Zuluftvolumenstromes ermitteln.

$$\Delta t = \frac{\dot{Q}_{KL}}{\rho * c_p * \dot{V}} = \frac{-5.700 \text{ W}}{1,204 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,279 \frac{\text{Wh}}{\text{kg} * \text{K}} * 27.000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}} \quad [\text{Gleichung 2.7}]^{26}$$

$$\underline{\Delta t = -0,63 \text{ K}}$$

Die Untertemperatur wird mit 0,6 K festgelegt. Daraus ergibt sich eine Zulufttemperatur von 25,4 °C für den Kühlfall.

²⁶ Vgl. Raumklimatechnik, 2008, Seite 44

2.3.5 SCHALLSCHUTZ

Zum Schutz des Personals, der Schützen im Gebäude und Dritter, welche sich in der näheren Umgebung aufhalten sind Schallschutzmaßnahmen erforderlich. Eine zu hohe Schallbelastung kann zur Gesundheitsbeeinträchtigung führen. Auch geringe Schallleistungen können nach Bundes-Immissionsschutzgesetz als erhebliche Beeinträchtigung gewertet werden. Die Grenzwerte hierfür sind in der TA-Lärm festgelegt. Das Gebäude befindet sich in einem Gebiet, in dem gewerbliche Anlagen und Wohnungen zu gleichen Teilen untergebracht sind. Die Benutzung des Gebäudes erfolgt tagsüber von 8 bis 18 Uhr. Laut der TA-Lärm dürfen zur genannten Zeit Immissionswerte von 60 dB(A)²⁷ nicht überschritten werden. Laut Schallschutzgutachten ist unter Beachtung der Anordnung der Luftauslässe am Gebäude und der Entfernung zu umliegenden bewohnten Gebäuden ein Schallleistungspegel von 80 dB(A) am Luftauslass nicht zu überschreiten. Innerhalb des Gebäudes wird empfohlen an den Auslässen der Lüftungsanlage eine Schallleistung von 45 dB(A)²⁸ nicht zu überschreiten.

2.3.6 BRANDSCHUTZ

Für die Raumschießanlage ist ein Brandschutzkonzept vom Brandschutzgutachter der S&P-Gruppe erstellt worden. Grundlage hierfür ist die Bauordnung Berlin, Muster-Lüftungsanlagenrichtlinie und andere Verordnungen. Das Gebäude wurde in mehrere Brandabschnitte unterteilt. Diese werden durch Decken und tragende Wände in feuerbeständiger Ausführung F90 voneinander abgetrennt. Bei der Durchführung von Lüftungskanälen durch zuvor genannte Bauteile sind Brandschutzklappen mit bauaufsichtlicher Zulassung einzubauen. Für die Evakuierung von Personen sind Rettungswege festgelegt worden. Hierbei ist besonders in Technikräumen des Obergeschosses zu beachten, dass von jeder Aufenthaltsposition aus das Erreichen der Fluchttreppe möglich sein muss. Bei der Querung von Lüftungskanälen ist eine Durchgangshöhe von mindestens einen Meter einzuhalten. Für die Branderkennung im Schießstand und Geschossfang werden in der Lüftungsanlage Rauchmelder eingesetzt. Bei Erkennung von Rauch erfolgt eine Alarmierung über den Hausalarm und die Schließung der Brandschutzklappen.

²⁷ TA-Lärm, 1968, Seite 2

²⁸ Dr. Reimund Jäger, 2004

3 VERGLEICH VERSCHIEDENER LÜFTUNGSVARIANTEN

3.1 ANLAGENKONZEPTE

3.1.1 ALLGEMEINES

Das grundlegende Anlagenschema wurde bereits in der Studienarbeit unter Kapitel 4.3 erstellt. Darin sind die benötigten Anlagenbauteile mit dem erforderlichen Volumenstrom dargestellt. Abweichend von diesem Schema soll eine Kühlfunktion als optionale Nachrüstung in die weitere Betrachtungen mit einfließen. Weiterhin ist ebenfalls ein Platzhalter für eine Befeuchtungseinrichtung vorzusehen, welche allerdings nicht weiter betrachtet wird. Die zu belüftenden Räume befinden sich im Erdgeschoss. Aufgrund der großen Kanalabmessungen und weiterer technischer Anlagen wird das Obergeschoss ausschließlich für Technikräume verwendet. Das Luftverteilungssystem wird somit im Obergeschoss installiert. Lüftungs- und Heizungszentrale können wahlweise im Erdgeschoss und Obergeschoss angeordnet werden. Es werden im weiteren Verlauf drei verschiedene Lüftungsgerätevarianten untersucht.

3.1.2 VARIANTE I: KOMPAKTGERÄT MIT ROTATIONSWÄRMEAUSTAUSCHER

Bei der ersten Variante handelt es sich um ein Kompaktgerät mit Rotationswärmerückgewinnung. Aufgrund seiner geringen Länge lässt sich das Gerät in einer Lüftungszentrale im Erdgeschoss installieren. Aus Platzgründen wird hier die Heizungszentrale im Obergeschoss angeordnet. Die Schalldämpfer und der Platzhalter für eine Befeuchtung müssen im Kanal angeordnet werden. Die Vorteile dieser Variante sollen der geringe Platzbedarf, geringe Investitionskosten und eine hohe Wärmerückgewinnung sein, was allerdings erst im Verlauf dieser Arbeit nachgewiesen wird.

3.1.3 VARIANTE II: KOMPAKTGERÄT MIT KREISLAUFVERBUNDSYSTEM

Bei der nächsten Variante handelt es sich ebenfalls um ein Kompaktgerät. Dieses soll ein Kreislaufverbundsystem zur Wärmerückgewinnung beinhalten. Trotz der schlechteren Wärmerückgewinnung bietet es eine größtmögliche Sicherheit gegen die Übertragung von Schadstoffen. Die kompakte Bauweise soll hier ebenfalls die Investitionskosten niedrig halten.

3.1.4 VARIANTE III: SPLITGERÄT MIT KREISLAUFVERBUNDSYSTEM

Bei der dritten Variante werden das Zuluft- und Abluftgerät getrennt im Obergeschoss aufgestellt. Der Aufstellraum für die Heizung wird in das Erdgeschoss verlegt. Das Lüftungsgerät erhält ebenfalls ein Kreislaufverbundsystem für die

Wärmerückgewinnung. Aufgrund der größeren verfügbaren Stellflächen lassen sich weitere Bauteile z.B. Schalldämpfer in das Gerät integrieren. Weiterhin wird eine möglichst hohe Rückwärmzahl angestrebt.

3.2 TECHNISCHE BETRACHTUNG

3.2.1 ALLGEMEINES

Nach der Festlegung der 3 Varianten erfolgen eine Begutachtung der einzelnen Komponenten der Lüftungsgeräte und die energetische Bewertung des gesamten Gerätes. Als Grundlage hierfür wurden in Zusammenarbeit mit zwei Geräteherstellern drei Gerätevarianten konzipiert, welche auf Grundlage der unter Kapitel 3.2.2 genannten Parameter ausgelegt worden.

Für die energetische Bewertung werden folgende Daten ermittelt:

- Leistung der Ventilatoren
- Wirkungsgrad der Ventilatoren
- Druckverlust der Gesamtanlage
- Austrittstemperatur nach der Wärmerückgewinnung
- Wirkungsgrad der Wärmerückgewinnung
- Druckverlust über die Rückgewinnungseinheit

Für die Auswertung und den Vergleich der Geräte werden folgende Werte ermittelt:

- SFP-Wert
- Wärmerückgewinnungsklasse

3.2.2 PARAMETER DER LÜFTUNGSGERÄTE

Die Gerätevarianten werden mit einem Zuluft- und Abluftvolumenstrom von je 28.000 m³/h²⁹ ausgelegt. Der Gesamtdruckverlust zur Bestimmung der externen Pressung des Lüftungsgerätes ergibt sich aus den einzelnen Komponenten des Kanalnetzes einschließlich der Auslässe. Die Druckverluste der Einzelkomponenten werden zunächst nach DIN EN 13779 Tabelle A8 vorausgewählt und erst in einem nachfolgenden Kapitel genau berechnet. Die Komponente Befeuchtung gilt als optional und wird im Gesamtdruckverlust nicht eingerechnet.

²⁹ Studienarbeit, 2011, Seite 21

Komponente	Zuluft		Abluft
	Variante I und II	Variante III	Variante I,II und III
	Pa	Pa	Pa
Außenluftdurchlass	30	30	30
Schalldämpfer	80	80	100
Befeuchtung	(100)	(100)	-
Volumenstromregler	-	-	50
Brandschutzklappe	20	20	20
Vorfilter F5	-	-	150
Luftauslass	80	80	30
Kanal	100	70	70
Gesamt	310	280	450

Tabelle 9 Vorauswahl Druckverluste einzelner Komponenten³⁰

3.2.3 VARIANTE I

Bei dem Lüftungsgerät handelt es sich um eine Kompaktversion der Firma Swegon mit Rotationswärmeübertrager. Es verfügt über je einen Filter in F7 und je zwei Ventilatoren in der Zu- und Abluft. Weitere Bauteile im Gerät sind Klappen am Außenluft- und Fortluftanschluss, welche das Eindringen von Außenluft bei Stillstand der Anlage verhindern. Zusätzlich ist ein Warmwasser-Lufterhitzer und optional ein Kühlregister vorgesehen. Die Baulänge des Gerätes erreicht einschließlich Kühlregister 4,70 m. Die Länge des Technikraumes im Erdgeschoss beträgt 12,60 m und bietet genug Platz für die Installation der Anschlusskanäle. Die Höhe des Technikraumes geht über 2 Etagen und beträgt 5,90 m. Die Kanäle werden vom Erdgeschoss in die obere Etage geführt und dort weiter verteilt. Die Raumbreite an der schmalsten Stelle beträgt 4,60 m. Bei einer Gerätebreite von 2,64 m und 0,30 m Wandabstand verbleiben 1,66 m für Wartungsarbeiten.

Das Lüftungsgerät erhält Hochleistungsventilatoren, welche über einen EC-Motor angetrieben werden. Zur Bestimmung des Wirkungsgrades der Ventilatoren ist vom Hersteller die Total-Druckerhöhung im Zuluftvolumenstrom von 819 Pa und im Abluftvolumenstrom von 894 Pa angegeben. Dieser Wert setzt sich aus den externen Druckverlusten nach Tabelle 9 und den internen Druckverlusten des Lüftungsgerätes zusammen. Die Leistungsaufnahme der Zuluftventilatoren im Auslegungszustand

³⁰ Vgl. DIN EN 13779, 2007, Tabelle A.8

beträgt 10,3 kW und die der Abluftventilatoren 12,0 kW. Damit lässt sich der Gesamtwirkungsgrad der Ventilatoren und der SFP-Wert bestimmen.

$$\eta_{Ges.ZU} = \frac{\Delta p_t \cdot \dot{V}_{ZU}}{P_{el}} = \frac{819 \cdot 28.000}{10.300} * \frac{N \cdot m^3}{m^2 \cdot h \cdot W} * \frac{h}{3.600 s} \underline{\underline{= 0,62}} \quad [\text{Gleichung 3.1}]^{31}$$

$$\eta_{Ges.AB} = \frac{\Delta p_t \cdot \dot{V}_{AB}}{P_{el}} = \frac{894 \cdot 28.000}{12.000} * \frac{N \cdot m^3}{m^2 \cdot h \cdot W} * \frac{h}{3.600 s} \underline{\underline{= 0,58}}$$

$$P_{SFP,ZU} = \frac{P_{el}}{\dot{V}_{ZU}} = \frac{10.300 W \cdot h}{28.000 m^3} * \frac{3600 s}{h} \underline{\underline{= 1.324 W * m^{-3} * s}} \quad [\text{Gleichung 3.2}]^{32}$$

$$P_{SFP,AB} = \frac{P_{el}}{\dot{V}_{AB}} = \frac{12.000 W \cdot h}{28.000 m^3} * \frac{3600 s}{h} \underline{\underline{= 1.543 W * m^{-3} * s}}$$

Der Wirkungsgrad der Ventilatoren nimmt bei Erhöhung der Druckdifferenz ab. Die Zuluftventilatoren gehören zur Kategorie SFP 3, da die Leistungsaufnahme unter Berücksichtigung der Wärmerückführungs-kategorie H2 zwischen 1.050 und 1550 W * m⁻³ * s liegt. Die Abluftventilatoren gehören zur Kategorie SFP 3. Auf den Tabellenwert ist 300 W * m⁻³ * s zusätzlich anzurechnen, da eine weitere Filterstufe in der Abluft vorhanden ist. Dadurch erhöht sich der zulässige Wert der Kategorie SFP 3 auf 1.850 W * m⁻³ * s³³.

Die Außenlufttemperatur wurde mit -14 °C in Anlehnung an die Normaußentemperatur nach DIN EN 12831 festgelegt. Der Temperaturwirkungsgrad wird vom Hersteller mit 76,5 % angegeben. Dieser entspricht einer Wärmerückgewinnungskategorie H2³⁴ bei einem Druckverlust von 280 Pa und einer Betriebsstundenzahl von 2.000 – 4.000 h/a. Für einen besseren Vergleich der einzelnen Varianten wird zunächst die Übertragung von Feuchte nicht betrachtet. Die Eintrittstemperatur der Abluft beträgt 20 °C. Die Zulufttemperatur lässt sich nach folgender Gleichung ermitteln:

$$t_{22,Wi} = \Phi_t * (t_{11} - t_{21}) + t_{21}$$

$$t_{22,Wi} = 0,765 * (20 \text{ °C} + 14 \text{ °C}) - 14 \text{ °C} \underline{\underline{= 12 \text{ °C}}}$$

³¹ Raumklimotechnik, 2008, Seite 206

³² Raumklimotechnik, 2008, Seite 264

³³ Vgl. DIN EN 13053, 2007, Seite 24

³⁴ Vgl. DIN EN 13053, 2007, Tabelle 5/6

Beim Durchtritt des Zuluftvolumenstromes durch die Ventilatoren erfolgt eine weitere Erwärmung laut Herstellerangaben um 1,1 K auf 13,1 °C. Die restliche Wärmemenge wird über den Luffterhitzer zugeführt. Die Zulufttemperatur am Ausgang des Gerätes beträgt die unter Kapitel 2.2.3 berechnete Temperatur von 21 °C. Für die Auslegung des Sommerfalls wird eine Außentemperatur von 32 °C festgelegt. Die Ablufttemperatur beträgt 26 °C. Der Temperaturwirkungsgrad bleibt bei 76,5 %. Daraus ergibt sich folgende Austrittstemperatur an der Wärmerückgewinnung:

$$t_{22,so} = 0,765 * (26\text{ °C} - 32\text{ °C}) + 32\text{ °C} \underline{\underline{= 27,4\text{ °C}}}$$

Es erfolgt wieder eine Erwärmung der Zuluft um 1,1 K auf 28,5 °C durch den Ventilator. Die Kühlung auf die erforderlichen 25,4 °C nach Kapitel 2.3.4 erfolgt im Kühlregister. Dabei handelt es sich um einen Direktkühler mit konstanter Oberflächentemperatur von 10 °C. Da die Oberflächentemperatur des Kühlers unterhalb des Taupunktes der Luft liegt, kondensiert ein Teil des Wasserdampfes. Die Berechnung und Darstellung der beiden Rückgewinnungsprozesse im h-x-Diagramm ist im Anhang zu finden.

3.2.4 VARIANTE II

Bei dieser Variante handelt es sich ebenfalls um ein Kompaktgerät der Firma Swegon, jedoch mit Kreislaufverbundsystem als Wärmerückgewinnung. Die Abmessungen unterscheiden sich lediglich in der Baulänge. Die Länge beträgt nun 4,90 m. Die Aufstellung und Ausstattung dieser Variante ist nahezu identisch zur Variante I.

Die Bauart der Ventilatoren ist ebenfalls entsprechend der Variante I. Die Gesamtdruckverluste betragen in der Zuluft 947 Pa und in der Abluft 954 Pa. Die Leistungsaufnahme der Zuluftventilatoren beträgt 12,0 kW und die der Abluftventilatoren 12,1 kW. Damit lässt sich der Gesamtwirkungsgrad der Ventilatoren und der SFP-Wert bestimmen.

$$\eta_{Ges.ZU} = \frac{\Delta p_t * \dot{V}_{ZU}}{P_{el}} = \frac{947 * 28.000}{12.000} * \frac{N * m^3}{m^2 * h * W} * \frac{h}{3.600\text{ s}} \underline{\underline{= 0,61}}$$

$$\eta_{Ges.AB} = \frac{\Delta p_t * \dot{V}_{AB}}{P_{el}} = \frac{954 * 28.000}{12.100} * \frac{N * m^3}{m^2 * h * W} * \frac{h}{3.600\text{ s}} \underline{\underline{= 0,61}}$$

$$P_{SFP,ZU} = \frac{P_{el}}{\dot{V}_{ZU}} = \frac{12.000\text{ W} * h}{28.000\text{ m}^3} * \frac{3600\text{ s}}{h} \underline{\underline{= 1.543\text{ W} * m^{-3} * s}}$$

$$P_{SFP,AB} = \frac{P_{el}}{\dot{V}_{AB}} = \frac{12.100 \text{ W} \cdot \text{h}}{28.000 \text{ m}^3} * \frac{3600 \text{ s}}{\text{h}} = \underline{\underline{1.556 \text{ W} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{s}}}$$

Die Zuluftventilatoren gehören zur Kategorie SFP 4, da die Leistungsaufnahme zwischen 1.250 und 2.000 W * m⁻³ * s liegt. Die Abluftventilatoren gehören ebenfalls zur Kategorie SFP 4. Es sind 300 W * m⁻³ * s auf den Tabellenwert aufzuschlagen, da eine zusätzliche Filterstufe in der Abluft vorhanden ist. Dennoch wird der zulässige Wert der Kategorie SFP 3 von 1.550 W * m⁻³ * s³⁵ überschritten.

Abweichend von der Variante I erhält man einen geringeren Temperaturwirkungsgrad der Wärmerückgewinnung. Dieser beträgt für das Gerät 53,3 %. Bei einem gegebenen Druckverlust von 295 Pa erhält man eine Wärmerückgewinnungsklasse H4. Es ergeben sich folgende Temperaturen:

$$t_{22,Wi} = \Phi_t * (t_{11} - t_{21}) + t_{21}$$

$$t_{22,Wi} = 0,533 * (20 \text{ °C} + 14 \text{ °C}) - 14 \text{ °C} = \underline{\underline{4,1 \text{ °C}}}$$

$$t_{22,So} = 0,533 * (26 \text{ °C} - 32 \text{ °C}) + 32 \text{ °C} = \underline{\underline{28,8 \text{ °C}}}$$

Im Winterfall ist bei dieser Anlage mit einer Zulufttemperatur nach der Wärmerückgewinnung von 4,1 °C zu rechnen. Diese wird durch den Ventilator um weitere 1,3 K auf 5,4 °C erwärmt. Im Sommerfall beträgt die Zulufttemperatur 28,8 °C und wird weiter auf 30,1 °C erwärmt.

3.2.5 VARIANTE III

Bei der dritten Variante handelt es sich um ein Lüftungsgerät in modularer Bauweise mit Kreislaufverbundsystem als Wärmerückgewinnung von der Firma Robatherm. Es werden die Abluft- und Zuluftsektion getrennt im Obergeschoss aufgestellt. Die Wahl der Abmessungen und die Aufstellung der Geräte erfolgte unter Beachtung von möglichst kurzen Leistungswegen und des großzügigen Platzangebotes im Obergeschoss. Lediglich bei der Höhe sind Einschränkungen durch die teilweise niedrigen Decken gegeben. Daher ist die Aufstellung der Zuluft- und Abluftsektion oberhalb der Personal- und Technikräume vorgesehen. Die lichte Raumhöhe beträgt hier mindestens 2,85 m. Bei beiden Geräten beträgt die Höhe 2,34 m und die Breite 2,28 m. Die Länge der Zuluftsektion beträgt 10,55 m. Es verfügt neben dem Ventilator und der Wärmerückgewinnungseinheit über eine Jalousieklappe, einen F5-Vorfilter, einen F7-Filter, einen Luftheritzer, sowie eine Leerkammer für eine spätere

³⁵ Vgl. DIN EN 13053, 2007, Seite 24

Nachrüstung von Kühlung und Befeuchtung. Die Ablufteinheit ist lediglich 7,56 m lang. Sie verfügt über einen F7-Filter, zwei Schalldämpfer, eine Wärmerückgewinnungskomponente und einem Ventilator.

Die Gesamtdruckverluste betragen in der Zuluft 783 Pa und in der Abluft 851 Pa. Die Leistungsaufnahme des Zuluftventilators beträgt 8,9 kW und die des Abluftventilators 9,6 kW. Damit lässt sich der Gesamtwirkungsgrad des Ventilators und der SFP-Wert bestimmen.

$$\eta_{Ges,ZU} = \frac{\Delta p_t \cdot \dot{V}_{ZU}}{P_{el}} = \frac{783 \cdot 28.000}{8.900} * \frac{N \cdot m^3}{m^2 \cdot h \cdot W} * \frac{h}{3.600 s} \underline{\underline{= 0,68}}$$

$$\eta_{Ges,AB} = \frac{\Delta p_t \cdot \dot{V}_{AB}}{P_{el}} = \frac{851 \cdot 28.000}{9.600} * \frac{N \cdot m^3}{m^2 \cdot h \cdot W} * \frac{h}{3.600 s} \underline{\underline{= 0,69}}$$

$$P_{SFP,ZU} = \frac{P_{el}}{\dot{V}_{ZU}} = \frac{8.900 W \cdot h}{28.000 m^3} * \frac{3600 s}{h} \underline{\underline{= 1.144 W * m^{-3} * s}}$$

$$P_{SFP,AB} = \frac{P_{el}}{\dot{V}_{AB}} = \frac{9.600 W \cdot h}{28.000 m^3} * \frac{3600 s}{h} \underline{\underline{= 1.234 W * m^{-3} * s}}$$

Die Zuluftventilatoren gehören zur Kategorie SFP 3, da die Leistungsaufnahme zwischen 750 und 1.250 W * m⁻³ * s beträgt. Die Abluftventilatoren gehören zur Kategorie SFP 2. Es sind 600 W * m⁻³ * s auf den Tabellenwert der spezifischen Ventilatorleistung aufzuschlagen, da eine zusätzliche Filterstufe in der Abluft und eine Wärmerückführungsklasse H1 vorhanden ist. Dadurch erhöht sich der zulässige Wert der Kategorie SFP 2 auf 1.350 W * m⁻³ * s³⁶.

Die Auslegung der Wärmerückgewinnung erfolgt ebenfalls nach den Parametern der Variante I. Aufgrund der Rückwärmzahl von 0,7 und einem Druckverlust der Rückgewinnungseinheit von 188 Pa ergibt sich eine Wärmerückgewinnungsklasse von H1. Da sich in diesem Fall der Ventilator im Abluftgerät vor der Wärmerückgewinnungseinheit befindet und vom Hersteller kein Wert für die Temperaturerhöhung angegeben wurde, wird für die Abluft die Raumtemperatur plus 2 K angenommen. Daraus ergeben sich folgende Temperaturen am Austritt der Wärmerückgewinnung:

$$t_{22,Wi} = 0,7 * (22 \text{ } ^\circ\text{C} + 14 \text{ } ^\circ\text{C}) - 14 \text{ } ^\circ\text{C} \underline{\underline{= 11,2 \text{ } ^\circ\text{C}}}$$

³⁶ Vgl. DIN EN 13053, 2007, Seite 24

$$t_{22,S0} = 0,7 * (28\text{ °C} - 32\text{ °C}) + 32\text{ °C} \underline{\underline{= 29,2\text{ °C}}}$$

Für den Zuluftventilator ist eine Temperaturerhöhung des Luftstromes infolge von Wärmeabgabe nicht bekannt. In diesem Fall wird eine Temperaturerhöhung von 1 Kelvin angenommen.

3.2.6 BEWERTUNG DER TECHNISCHEN BETRACHTUNG

In nachfolgender Tabelle erfolgt eine übersichtliche Darstellung der für eine energetische Beurteilung relevanten Daten. Diese beziehen sich auf den Wirkungsgrad der Wärmerückgewinnung, den Druckverlust aller Anlagenkomponenten und den elektrischen Aufwand der Ventilatoren.

Kategorie	Variante I	Variante II	Variante III
Rückwärmzahl	0,765	0,533	0,70
Druckverlust WRG	280	295	188
Wärmerückgewinnungsklasse	H2	H4	H1
Geschwindigkeitsklassen	V3	V3	V2
SFP-Wert Zuluft	3	4	3
SFP-Wert Abluft	3	4	2

Tabelle 10 Energetische Betrachtung der Lüftungsgeräte

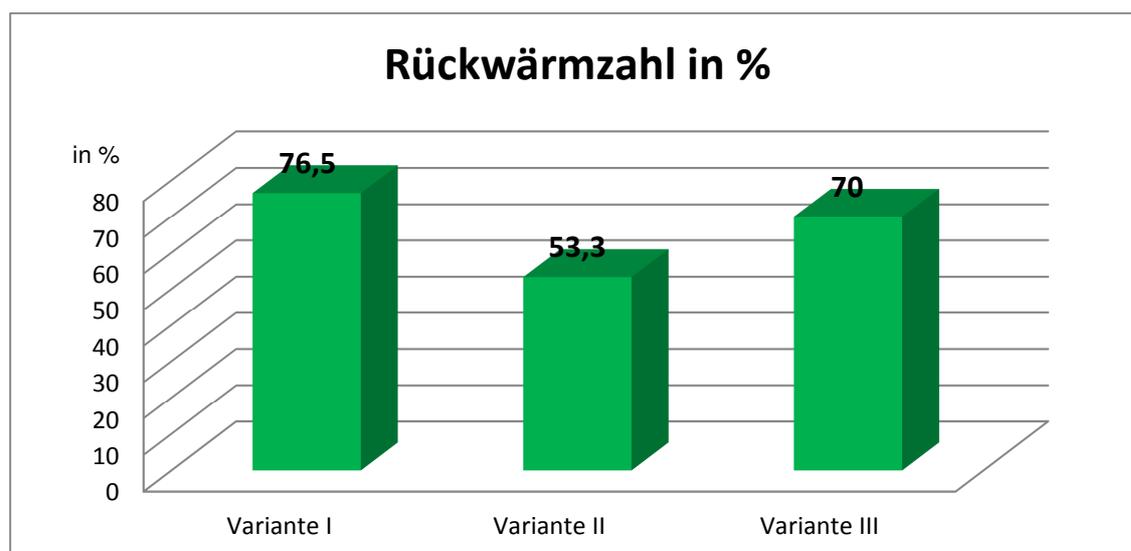


Abbildung 10 Diagramm Rückwärmzahl

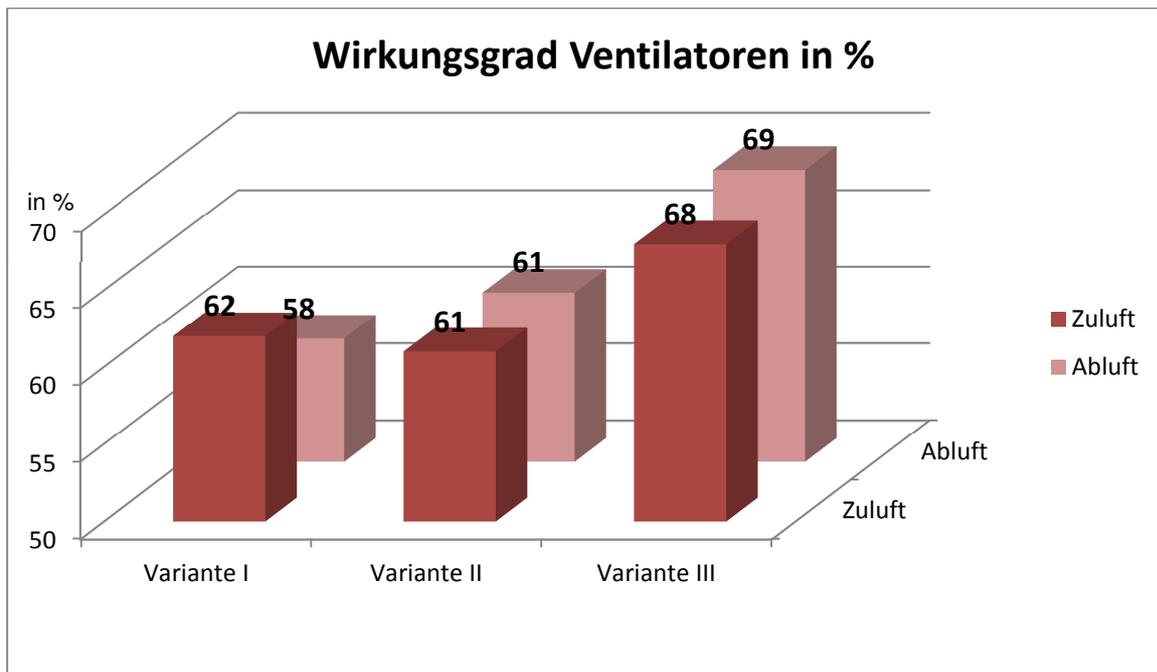


Abbildung 11 Diagramm Wirkungsgrad Ventilatoren

Bei der energetischen Betrachtung schneidet die Gerätevariante II am schlechtesten ab, da hier nur eine geringe Rückwärmzahl zu einem hohen Druckverlust auftritt. Außerdem haben die Ventilatoren nur einen geringen Wirkungsgrad und somit eine hohe Leistungsaufnahme. Die Variante III ist die energetisch beste Variante, da eine hohe Rückwärmzahl bei einem geringen Druckverlust auftritt. Außerdem besitzen die Ventilatoren eine niedrigere elektrische Leistungsaufnahme bei gleichem Volumenstromstrom. Die Variante I hat den höchsten Wärmerückgewinnungsgrad. Allerdings haben die Ventilatoren durch den höheren Druckverlust und den niedrigeren Wirkungsgrad eine höhere Leistungsaufnahme.

Wärmeleistung der Zuluftkomponenten:

Die Darstellung der ablaufenden Prozesse in den Lüftungsgeräten erfolgte in einem h-x-Diagramm, welches sich im Anhang 5 befindet. Das Diagramm ist für einen Normalluftdruck von 1013,25 mbar ausgelegt. Für den Auslegungsfall im Winter werden eine Temperatur von -14 °C und eine relative Luftfeuchte von 80 % angenommen. Im Sommer dagegen werden eine Temperatur von 32 °C und eine relative Feuchte von 40 % angenommen. Der Massenstrom ergibt sich aus dem Volumenstrom von 28.000 m³/h und einer Dichte von 1,204 kg/m³ bei einer Temperatur von 20 °C.

$$\dot{m}_L = \dot{V} * \rho_L = 28.000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} * 1,204 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = \underline{\underline{33.712 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}} \quad [\text{Gleichung 3.3}]$$

Die Bestimmung der Zuluftzustandspunkte erfolgte mit Hilfe der zuvor berechneten Temperaturen. Die Abluftzustände werden über die Enthalpiedifferenz der Wärmerückgewinnung und der Temperaturerhöhung des Ventilators bestimmt. Der Feuchtigkeitsgehalt der Luft wird zwischen Zuluft und Abluft konstant bleiben, da sich in den belüfteten Räumen keine relevante Feuchtequelle befindet. Im Winterfall ist kein Kondensieren des Wasserdampfes in der Abluft möglich, da der absolute Feuchtigkeitsgehalt der Luft von Außenluft zu Fortluft nicht zunimmt. Für den Sommerprozess ist ebenfalls kein Kondensat in der Wärmerückgewinnungseinheit zu erwarten, da hier der Taupunkt der Luft nicht unterschritten wird. Lediglich am Feuchtluftkühler erfolgt ein Auskondensieren eines Teils des Wassergehaltes der Zuluft. Tabelle 11 bietet eine Übersicht der benötigten Leistungen der verschiedenen Wärmerückgewinnungsvarianten. Die Leistungsdaten wurden mit Hilfe der Software zur Darstellung von Prozessen im Mollier - h, x - Diagramm berechnet. Die Berechnung befindet sich ebenfalls im Anhang 5.

Die für den Auslegungsfall im Winter berechnete Wärmemenge beträgt 331 kW. Dieser Wert ließ sich aus dem zuvor berechneten Massenstrom und der Temperaturdifferenz zwischen Außenluft und Zuluft ermitteln. Dieser Wert ist für alle Varianten gleich, da der Massenstrom und die Temperaturerhöhung sich nicht verändern. Die fehlende Wärmeleistung der Wärmerückgewinnung für diesen Prozess wird mit den Luftheritzern kompensiert. Die Differenz zwischen den Luftheritzerleistungen der einzelnen Varianten beträgt bis zu 73 kW.

Im Sommerfall schwankt die abgeführte Wärmemenge zwischen 97,2 kW und 104,3 kW. Dies resultiert zum einen aus der unterschiedlichen Wärmeabgabe der Ventilatoren und zum anderen aus der unterschiedlichen Feuchtedifferenz im Luftkühler. Die Leistungsdifferenz zwischen den Luftkühlern liegt bei 22,6 kW. Laut Tabelle 11 ist die Variante I als beste Variante zu werten, da hier die benötigte Wärmemenge für den Luftheritzer und Luftkühler am geringsten ausfällt.

Komponenten		Ventilator	Luftkühler	Lufterhitzer	Wärmerückgewinnung	Gesamt
Variante I	Winter	kW	0	74,8	246,2	331,4
		%	0	23	74	100
	Sommer	kW	-63,4	0	-44,4	-97,2
		%	65	0	46	100
Variante II	Winter	kW	0	147,7	171,4	331,4
		%	0	45	52	100
	Sommer	kW	-86	0	-30,9	-104,3
		%	82	0	30	100
Variante III	Winter	kW	0	83,3	238,6	331,4
		%	0	25	72	100
	Sommer	kW	-82,2	0	-27,1	-99,6
		%	83	0	27	100

Tabelle 11 Wärmeleistung der Zuluftkomponenten³⁷

³⁷ Vgl. Anhang 5

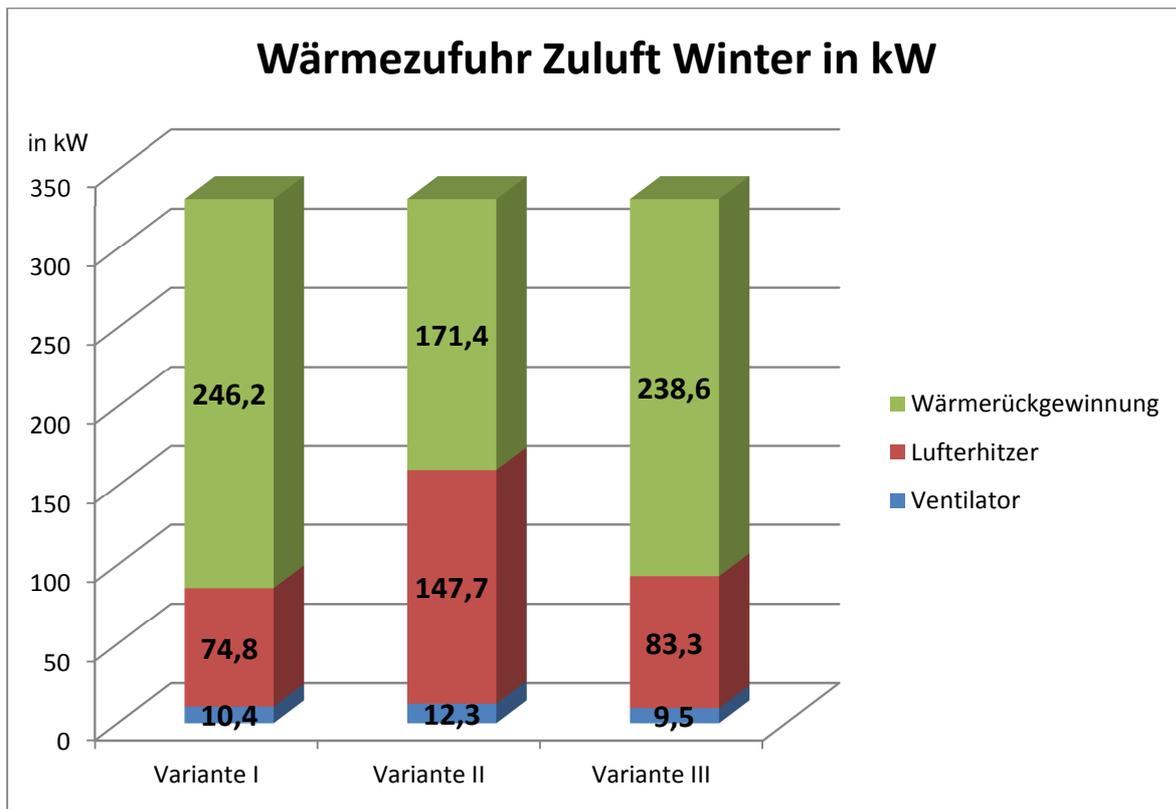


Abbildung 12 Diagramm Wärmezufuhr Zuluft Winter

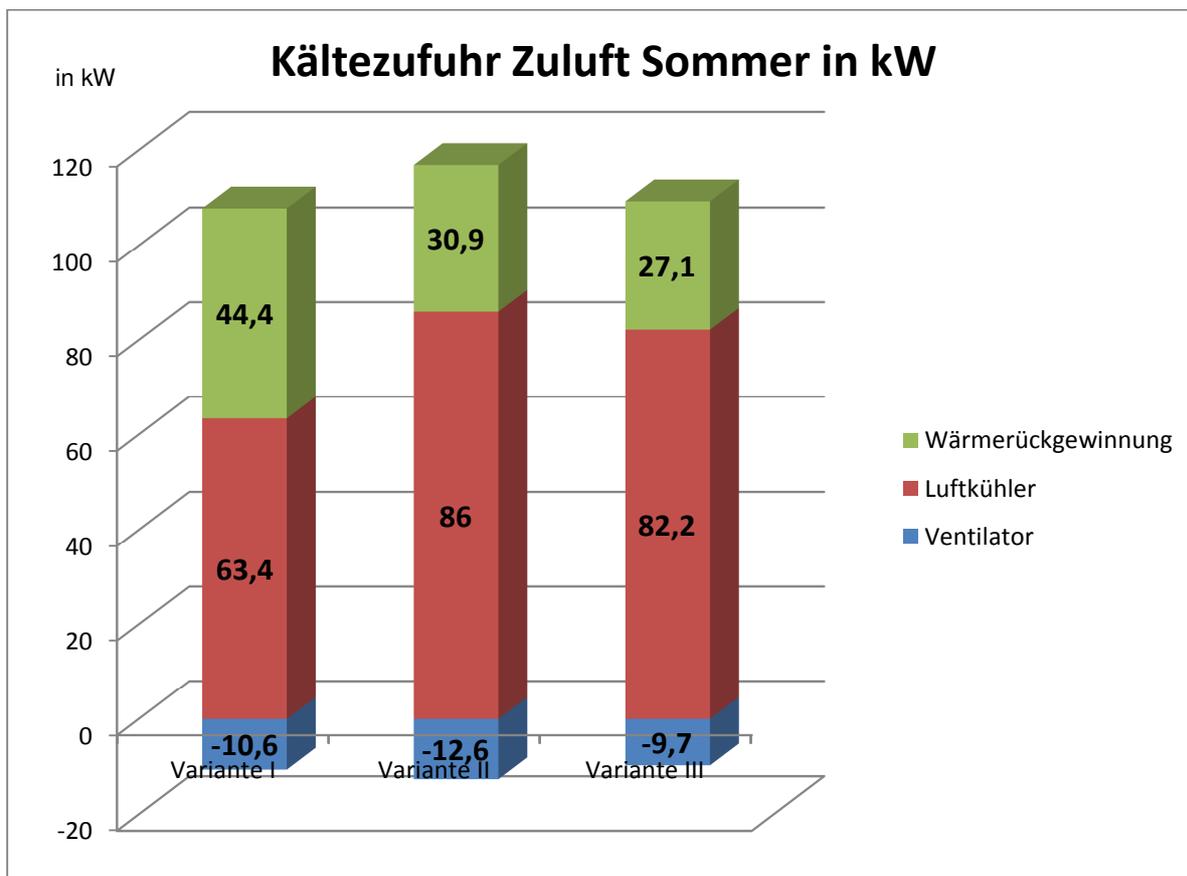


Abbildung 13 Diagramm Kältezufuhr Zuluft Sommer

3.3 WIRTSCHAFTLICHE BETRACHTUNG

3.3.1 ALLGEMEINES

Um eine wirtschaftliche Betrachtung der verschiedenen Varianten durchführen zu können, werden in diesem Kapitel die Jahreskosten der Lüftungsanlage nach der Annuitätsmethode ermittelt. Dabei sind folgende Kostengruppen zu unterscheiden:

Kapitalgebundene Kosten: - Ergeben sich aus den Investitions- und Instandsetzungskosten der Anlage.

Bedarfsgebundene Kosten: - Ergeben sich aus den Kosten des Energieverbrauches der Anlage.

Betriebsgebundene Kosten: - Ergeben sich aus den Kosten für das Betreiben und die Wartung der Anlage.

Die Investitionskosten zur Berechnung der kapitalgebundenen Kosten für das Lüftungsgerät wurden vom Hersteller auf Grundlage der unter Kapitel 3.2 zusammengestellten Geräte abgefragt. Der Annuitätsfaktor a ist für alle Varianten gleich und lässt sich aus der Nutzungszeit T_N der Anlage von 20 Jahren und dem Zinsfaktor q ermitteln. Bei einer jährlichen Zinssatz von 2 % ergibt sich ein Zinsfaktor $q = 1,02$.

$$a = \frac{q^{T_N} * (q - 1)}{q^{T_N} - 1} = \frac{1,02^{20} * (1,02 - 1)}{1,02^{20} - 1} = \underline{0,06116} \quad [\text{Gleichung 3.4}]^{38}$$

Der preisdynamische Annuitätsfaktor für die Instandsetzungskosten ba_{IN} ermittelt sich aus dem Zinsfaktor q , dem Preisänderungsfaktor für Instandsetzungskosten r_{IN} , dem Annuitätsfaktor a und dem Betrachtungszeitraum T_N . Es wird angenommen, dass der Zinsfaktor q und der Preisänderungsfaktor r_{IN} gleichgroß sind. Der Preisänderungsfaktor ergibt sich aus einer jährlichen Preissteigerung von 2 %. Somit lässt sich der preisdynamische Annuitätsfaktor wie folgt berechnen.

$$ba_{IN} = a * \frac{T_N}{q} = 0,06116 * \frac{20}{1,02} = \underline{1,199} \quad [\text{Gleichung 3.5}]^{39}$$

Für die bedarfsgebundenen Zahlungen wird ebenfalls ein preisdynamischer Annuitätsfaktor ermittelt. Hierfür wird eine jährliche Preissteigerung von 3 %

³⁸ VDI 2067, 2009, Seite 15

³⁹ VDI 2067, 2009, Seite 15

angenommen. Somit ergibt sich ein Preisänderungsfaktor für bedarfsgebundene Kosten r_V von 1,03.

$$ba_V = a * \frac{1 - (r_V/q)^{T_N}}{q - r_V} = 0,06116 * \frac{1 - (1,03/1,02)^{20}}{1,02 - 1,03} = \underline{1,318} \quad [\text{Gleichung 3.6}]^{40}$$

Die bedarfsgebundenen Kosten ergeben sich aus dem Wärme- und Kältebedarf der Lüftungsanlage, dem elektrischen Bedarf für Ventilatoren und den Kosten für Wärme und Strom. Der Bedarf ist nutzerabhängig und wird im Kapitel 3.3.2 näher bestimmt. Für die Berechnung Wärmekosten wird eine Gastherme angenommen. Die Kosten für den Wärme-, Kälte- und Strombedarf sind überschlägige Erfahrungswerte, da noch keine konkreten Zahlen vom Versorgungsunternehmen vorliegen.

3.3.2 WÄRME- UND KÄLTEBEDARF AUS NUTZERVERHALTEN

In diesem Kapitel wird lediglich der Gesamtwärme- und Gesamtkältebedarf für die Beheizung des Zuluftvolumenstromes betrachtet. Der Bedarf ist dabei Abhängig von:

- der Außentemperatur,
- der Raumtemperatur,
- Wirkungsgrad der Wärmerückgewinnung,
- dem Volumenstrom (statisches und dynamische Schießen) und
- den Betriebszeiten der Anlage.

Zur realistischen Simulation des Wärmebedarfes, ist es notwendig, die vorher genannten Werte tagesspezifisch genau aufzuschlüsseln. Als Maßgabe für die Außentemperatur stehen Daten⁴¹ einer Klimastation in der Region Berlin zur Verfügung. Als Grundlage für die weitere Berechnung wurde das Jahr 2006 gewählt. Es fließt für jeden Tag im Jahr die mittlere Außentemperatur in die Berechnung ein. Der Anteil der Wärmerückgewinnung vom Gesamtwärmebedarf ist in Tabelle 11 dargestellt und wird vom Ergebnis abgezogen. Für die Raumtemperatur wurden die Werte aus der Heizlast- und Kühllastberechnung übernommen. Diese betragen im Winter mindestens 20 °C und im Sommer maximal 26 °C. Der Zuluftvolumenstrom wurde ebenfalls bereits in der Studienarbeit unter Kapitel 4.2 berechnet und wird wie folgt angegeben:

⁴⁰ VDI 2067, 2009, Seite 15

⁴¹ Online: Wetter Berlin, 2006

- dynamisches Schießen $\dot{V}_{St1,ZU} = 27.000 \text{ m}^3/\text{h}$

- statisches Schießen $\dot{V}_{St2,ZU} = 21.000 \text{ m}^3/\text{h}$

Die raumluftechnische Anlage wird nur während der Schießausbildung betrieben, daher wirkt sich das Nutzerverhalten sehr stark auf den Wärmebedarf aus. Laut Auftraggeber erfolgen die Schießübungen an 5 Tagen pro Woche von 8 bis 18 Uhr. Von diesen 5 Tagen soll an zwei Tagen dynamisches Schießen und an drei Tagen statisches Schießen erfolgen. Übers Jahr gesehen soll die Anlage 50 Wochen betrieben werden. Daraus ergeben sich folgende Betriebsstundenzahlen:

$$t_{N,ST1} = \frac{2}{5} * \frac{50W_o}{a} * \frac{5d}{W_o} * \frac{10h}{d} = \underline{1000 \frac{h}{a}} \quad \text{[Gleichung 3.7]}$$

$$t_{N,ST2} = \frac{3}{5} * \frac{50W_o}{a} * \frac{5d}{W_o} * \frac{10h}{d} = \underline{1500 \frac{h}{a}}$$

Aufbau der Berechnungstabelle:

Die Berechnung des Wärmebedarfes erfolgt über eine eigens erstellte Excel-Tabelle. Die Tabelle besteht aus drei Hauptteilen. Der erste Teil auf Seite 1 besteht aus mehreren Eingabefeldern für den Volumenstrom, den Wirkungsgrad der Wärmerückgewinnung und der Raumtemperatur für den Sommer und Winterfall. Weiterhin ist hier das Gesamtergebnis als Jahreswärmebedarf und Jahreskältebedarf dargestellt. Diese Werte stellen den Bedarf dar, welcher über den Luftherhitzer bzw. über das Kühlregister dem Volumenstrom zugeführt wird. Im zweiten Teil von Seite 2 bis 8 sind die mittleren Tagestemperaturen und weitere Klimadaten von Berlin für das Jahr 2006 abgebildet. Beim letzten Teil handelt es sich um die Berechnungspart. Hier wird die Häufigkeit der mittleren Tagestemperatur übers Jahr ermittelt und der dazugehörige Wärmebedarf in Abhängigkeit der Temperaturdifferenzen und des Volumenstromes berechnet.

Formeln der Berechnungstabelle:

Diese Betrachtung weicht in einigen Teilen von der Vorgehensweise der VDI 2067 Blatt 21 ab. Die Formeln wurden in Anlehnung an diese Richtlinie gewählt und auf die eigenen betrachteten Parameter angeglichen. Die in der Tabelle verwendeten Formeln, sowie eine Erläuterung dazu erhält man in der nachfolgenden Beschreibung.

Gleichung 3.9 dient zur Ermittlung des Wärmekapazitätsstromes für die beiden Lüftungsstufen statisches und dynamisches Schießen in W/K. Das Ergebnis dient als Grundwert für die spätere Ermittlung der Wärmemenge in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz zwischen Außenluft und Zuluft.

$$\dot{Q}_{St1;St2} = \dot{W}_{St1;St2} * \Delta t \quad [W] \quad \text{[Gleichung 3.8]}^{42}$$

$$\dot{W}_{St1;St2} = \dot{V}_{St1;St2} * \rho * c_p \quad [W/K] \quad \text{[Gleichung 3.9]}^{43}$$

$$\dot{V}_{St1;St2} = 27.000 \text{ m}^3/\text{h}; 21.000 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$$

$$c_p = 0,279 \text{ W}/(\text{kg} * \text{K})$$

Als Endergebnis wird der Wärmebedarf benötigt, welcher vom Gesamtwärmebedarf nach Abzug der Wärmerückgewinnung übrig bleibt. In der Gleichung 3.10 wird daher der Wärmeverlustkoeffizient um den Anteil des Wirkungsgrades der Wärmerückgewinnung reduziert. Die Werte für die Wärmerückgewinnung sind in Tabelle 11 enthalten.

$$\dot{W}_{St1;St2;Red} = \dot{W}_{St1;St2} * (1 - \Phi_{Wi;So}) \quad [W/K] \quad \text{[Gleichung 3.10]}$$

Nach dem Wärmeaustauscher wird im Sommerfall die Außenluft durch ein Kühlregister weiter gekühlt. Hierbei tritt zusätzlich Kondensationswärme im Luftkühler auf. Der austretende Wassergehalt für den Auslegungsfall wurde mit Hilfe des h-x Diagrammes im Kapitel 3.2 mit 1,5 g/kg bestimmt. Dieser Wert wird mit dem Luftmassenstrom von 32.400 kg/h und der Verdampfungsenthalpie von 2680 kJ/kg multipliziert und durch eine Temperaturspreizung, zwischen der Außentemperatur von 32 °C und der maximalen Raumtemperatur von 26 °C, von 6 K zur vereinfachten Bestimmung des Wärmekapazitätsstromes geteilt.

$$\dot{W}_{St1;Kon} = \frac{\dot{m} * x_W * h_D}{\Delta t} = \frac{32.400 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 1,5 \frac{\text{g}}{\text{kg}} * 2.680 \frac{\text{J}}{\text{g}}}{6\text{K}} * \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} = \underline{6.030 \frac{\text{W}}{\text{K}}}$$

$$\dot{W}_{St2;Kon} = \frac{\dot{m} * x_W * h_D}{\Delta t} = \frac{25.200 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 1,5 \frac{\text{g}}{\text{kg}} * 2.680 \frac{\text{J}}{\text{g}}}{6\text{K}} * \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} = \underline{4.690 \frac{\text{W}}{\text{K}}}$$

⁴² Vgl. Raumklimatechnik, 2008, Seite 284

⁴³ Vgl. Raumklimatechnik, 2008, Seite 284

Somit ergibt sich für den Sommer ein neuer Wärmekapazitätsstrom.

$$\dot{W}_{St1;St2;SO} = \dot{W}_{St1;St2} * (1 - \Phi_{Wi;So}) + \dot{W}_{St1;St2;Ver} \left[\frac{W}{K} \right] \quad [\text{Gleichung 3.11}]$$

Die nächste Gleichung bestimmt die Zulufttemperatur in Abhängigkeit von der Außentemperatur. Maßgebend hierfür ist der Wärmeverlustkoeffizient des Schießstandes und Geschosspfanges, welcher in der Heizlastberechnung mit 276,5 W/K ermittelt wurde. Zur einfacheren Betrachtung der Kühllast wird ebenfalls ein Wärmegewinnkoeffizient für die weitere Berechnung ermittelt. Dieser Wert ergibt sich aus der Gesamtkühllast von 5,74 kW und einer Temperaturspreizung, zwischen der Außentemperatur von 32 °C und der maximalen Raumtemperatur von 26 °C, von 6 K und wurde mit 960 W/K ermittelt. Mit Hilfe des Wärmekoeffizienten der Heiz- und Kühllast, der Temperaturdifferenz zwischen Außenluft und Raumluft, des Wärmekapazitätsstromes und der Raumtemperatur wird die Zulufttemperatur in Gleichung 3.12 bestimmt.

$$\dot{Q}_{HL,KL} = \dot{Q}_{ZL}$$

$$H_{HL,KL} * (t_R - t_{AU}) = \dot{W}_{St1;St2;Red/So} * (t_{ZU} - t_R)$$

$$t_{ZU} = \frac{H_{HL,KL} * (t_R - t_{AU})}{\dot{W}_{St1;St2}} + t_R \quad [^{\circ}\text{C}] \quad [\text{Gleichung 3.12}]$$

$$H_{HL} = 276,5 \text{ W/K}$$

$$H_{KL} = 960 \text{ W/K}$$

$$t_R = 20 \text{ }^{\circ}\text{C} / 26 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (\text{Winter/ Sommer})$$

$$t_{AU} = \text{siehe Klimadaten}$$

Die Gleichung 3.13 zählt die Häufigkeit der Tage pro Jahr an denen eine bestimmte mittlere Außentemperatur auftritt.

$$n(t_{AU}) = \sum_{i=1} n(t_{AU})_i \quad [\text{Gleichung 3.13}]$$

Die Gleichung 3.15 bestimmt den Wärmebedarf für jede aufgetretene Außentemperatur. In diesen Wert geht das Nutzerverhalten mit ein. Dazu wird zunächst die Anzahl der Betriebstage durch den Zeitraum von 365 Tagen im Jahr entsprechend der Klimadaten dividiert.

$$f_{Nutzer} = \frac{50 \frac{w}{a} * 5 \frac{d}{w}}{365 \frac{d}{a}} = 0,685 \quad \text{[Gleichung 3.14]}$$

Weitere Faktoren, welche in die Gleichung mit eingehen, sind die Häufigkeit der jeweiligen Temperatur, die Betriebsstundenzahl pro Tag, sowie die Wärmekoeffizienten aus der Gleichung 3 und die Temperaturdifferenz zwischen Außen- und Raumlufte. Daraus ergibt sich folgende Gleichung:

$$Q(t_{AU}) = 10h * 0,685 * n(t_{AU}) * \frac{(2/5 * \dot{W}_{St1;Red} + 3/5 * \dot{W}_{St2;Red})}{1000} * (t_{ZU} - t_{AU}) \quad [kWh]$$

[Gleichung 3.15]

In der Gleichung 3.16 werden die Summen für den Jahreswärme- und Jahreskältebedarfs, welche der raumlufthechnischen Anlage zugeführt werden, ermittelt.

$$Q_{ges;H;K} = \sum Q(t_{AU})_i * \frac{1}{1000} \quad [MWh] \quad \text{[Gleichung 3.16]}$$

Auswertung des Wärmebedarfes:

Das nachfolgende Diagramm zeigt den Wärme- und Kältebedarf der raumlufthechnischen Anlage pro Jahr. Die Abwärme der Ventilatoren und die Übertragungswärmeverluste wurden bei dieser Berechnung nicht berücksichtigt. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Variante II mit dem schlechtesten Wärmerückgewinnungsgrad den höchsten Wärmebedarf für die Nacherhitzung benötigt. Für die Variante II wird bis zu 84 % mehr Wärme gegenüber den anderen beiden Varianten benötigt. Der Kältebedarf, welcher ab einer mittleren Außentemperatur von 27 °C berücksichtigt wird, fällt nur sehr gering aus, da dieser Wert nur an sehr wenigen Tagen im Jahr erreicht wird.

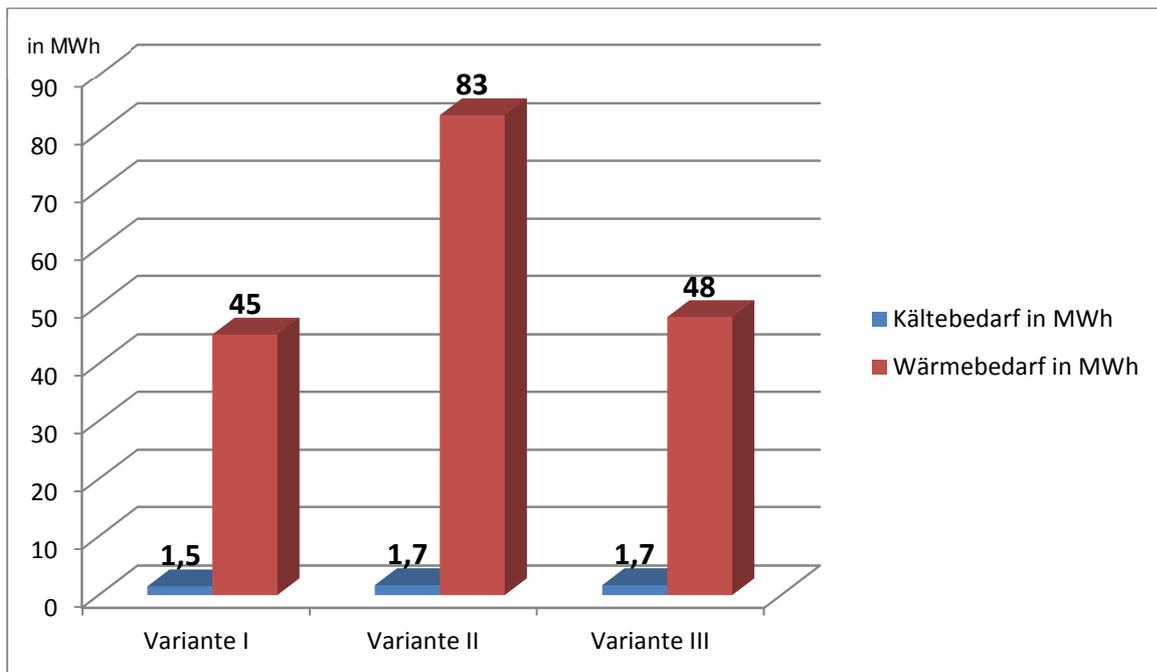


Abbildung 14 Diagramm Wärme- und Kältebedarf

3.3.3 VARIANTE I

Kapitalgebundene Kosten:

Für die Gerätevariante I wurde vom Hersteller Swegon ein Listenpreis von 60.000,00€ Brutto angegeben. Für die Instandsetzungskosten werden in Anlehnung an die VDI 2067 1,5 % der Investitionskosten angenommen. Weiterhin wird eine jährliche Steigerung der Instandsetzungskosten von 2 % angenommen. Die Annuität lässt sich mit folgender Gleichung ermitteln:

$$f_K = 1,5 \text{ \%/a}; a = 0,06116; ba_{IN} = 1,199$$

$$A_K = A_0 * \left(a + \frac{f_K}{100} * ba_{IN} \right) = 60.000 \text{ €} * \left(0,06116 + \frac{1,5}{100} * 1,199 \right) = \underline{\underline{4.748,70 \text{ €/a}}}$$

[Gleichung 3.17]⁴⁴

⁴⁴ VDI 2067, 2009, Seite 14

Bedarfsgebundene Kosten:

Der spezifische Preis für eine MWh Wärme wird mit 30,00 €⁴⁵ Netto angenommen. Daraus lassen sich die Bedarfskosten für die Wärmeerzeugung in Brutto berechnen. Verteilungsverluste werden nicht berücksichtigt. Eine Mehrwertsteuer von 19 % wird zusätzlich aufgeschlagen.

$$k_{G,H} = 30,00 \text{ €/MWh}; ba_V = 1,318$$

$$A_{V,H} = Q_{ges,H} * k_{G,H} * ba_V * 1,19 = 45 \frac{MWh}{a} * 30,00 \frac{\text{€}}{MWh} * 1,318 * 1,19 = \underline{\underline{2.117,37 \frac{\text{€}}{a}}}$$

[Gleichung 3.18]⁴⁶

Zur Berechnung der Bedarfskosten für die Kälteerzeugung wird überschlägig ein Preis von 43 €/MWh⁴⁷ Netto angenommen.

$$k_{G,K} = 43,00 \text{ €/MWh}; ba_V = 1,318$$

$$A_{V,K} = Q_{ges,K} * k_{G,K} * ba_V * 1,19 = 1,5 \frac{MWh}{a} * 43,00 \frac{\text{€}}{MWh} * 1,318 * 1,19 = \underline{\underline{101,16 \frac{\text{€}}{a}}}$$

Für die Berechnung des Strombedarfes wird nur der Betrieb der Ventilatoren betrachtet. Im Kapitel 3.2.3 wurde die Leistungsaufnahme des Zuluftventilators mit 10,3 kW und des Abluftventilators mit 12,0 kW angegeben. Diese Werte gelten für die Lüftungsstufe 1 mit 28.000 m³/h. Für die Lüftungsstufe 2 mit 21.000 m³/h wird die Leistung über das Proportionalitätsgesetz neu bestimmt.

$$\frac{P_{St1}}{P_{St2}} = \left(\frac{\dot{V}_{St1}}{\dot{V}_{St2}} \right)^3 \quad \text{[Gleichung 3.19]}^{48}$$

$$P_{St2} = \frac{P_{St1}}{\left(\frac{\dot{V}_{St1}}{\dot{V}_{St2}} \right)^3} = \frac{10,3 \text{ kW} + 12 \text{ kW}}{\left(\frac{28.000}{21.000} \right)^3} = \underline{\underline{9,41 \text{ kW}}}$$

⁴⁵ Recknagel, 2007/ 08, Seite 472

⁴⁶ VDI 2067, 2009, Seite 17

⁴⁷ Recknagel, 2007/ 08, Seite 472

⁴⁸ Klimatechnik, 2008, Seite 105

Die Betriebsstundenzahl der Ventilatoren ergibt sich aus dem unter Kapitel 3.3.2 angegebenen Nutzerverhaltens. Der Preis für elektrischen Strom wird mit 0,13 €/kWh⁴⁹ angenommen.

$$k_{G,S} = 0,13 \text{ €/kWh}; \quad ba_V = 1,318$$

$$\begin{aligned} A_{V,S} &= k_{G,S} * t_N * \left(\frac{2}{5} * P_{St1} + \frac{3}{5} * P_{St2} \right) * ba_V \\ &= 0,13 \frac{\text{€}}{\text{kWh}} * 2500 \frac{\text{h}}{\text{a}} * \left(\frac{2}{5} * 22,3 + \frac{3}{5} * 9,41 \right) \text{ kW} * 1,318 = \underline{\underline{6.239,35 \text{ €/a}}} \end{aligned}$$

[Gleichung 3.20]⁵⁰

Die Summe der Betriebskosten ergibt sich wie folgt:

$$A_V = A_{V,H} + A_{V,K} + A_{V,S} = 2.117,37 \frac{\text{€}}{\text{a}} + 101,16 \frac{\text{€}}{\text{a}} + 6.239,35 \frac{\text{€}}{\text{a}} = \underline{\underline{8.457,88 \frac{\text{€}}{\text{a}}}}$$

[Gleichung 3.21]⁵¹

Betriebsgebundene Kosten:

Für die betriebsgebundenen Kosten wird ein Pauschalpreis von 1,5 % der Investitionskosten der Anlage in Anlehnung an die VDI 2067 angenommen. Die Preissteigerung wird denen der Instandsetzungskosten gleichgesetzt.

$$A_B = A_0 * \frac{1,5}{100} * ba_{IN} = 60.000 \text{ €} * \frac{1,5}{100 \text{ a}} * 1,199 = \underline{\underline{1.079,10 \frac{\text{€}}{\text{a}}}}$$

Gesamtkosten:

$$A_{ges} = A_K + A_V + A_B$$

[Gleichung 3.22]

$$A_{ges} = 4.748,70 \frac{\text{€}}{\text{a}} + 8.457,88 \frac{\text{€}}{\text{a}} + 1.079,10 \frac{\text{€}}{\text{a}} = \underline{\underline{14.285,68 \frac{\text{€}}{\text{a}}}}$$

⁴⁹ Recknagel, 2007/ 08, Seite 472

⁵⁰ Vgl. VDI 2067, 2009, Seite 17

⁵¹ Vgl. VDI 2067, 2009, Seite 17

Zum Vergleich der Gesamtkosten der drei Varianten ergab die Berechnung nach der Annuitätsmethode für die Variante I einen jährlich zu zahlenden Betrag von 14.285,68 €.

3.3.4 VARIANTE II

Kapitalgebundene Kosten:

Für die Gerätevariante II wurde vom Hersteller Swegon ein Listenpreis von 73.000,00€ Brutto angegeben. Die Annuität lässt sich mit folgender Gleichung ermitteln:

$$f_K = 1,5 \text{ \%/a}; a = 0,06116; ba_{IN} = 1,199$$

$$A_K = A_0 * \left(a + \frac{f_K}{100} * ba_{IN} \right) = 73.000 \text{ €} * \left(0,06116 + \frac{1,5}{100} * 1,199 \right) = \underline{\underline{5.777,59 \text{ €/a}}}$$

Bedarfsgebundene Kosten:

Nachfolgende Berechnungen sind analog zu Kapitel 3.3.3.

$$k_{G,H} = 30,00 \text{ €/MWh}; ba_V = 1,318$$

$$A_{V,H} = Q_{ges,H} * k_{G,H} * ba_V * 1,19 = 83 \frac{MWh}{a} * 30,00 \frac{\text{€}}{MWh} * 1,318 * 1,19 = \underline{\underline{3.905,37 \frac{\text{€}}{a}}}$$

$$k_{G,K} = 43,00 \text{ €/MWh}; ba_V = 1,318$$

$$A_{V,K} = Q_{ges,K} * k_{G,K} * ba_V * 1,19 = 1,7 \frac{MWh}{a} * 43,00 \frac{\text{€}}{MWh} * 1,318 * 1,19 = \underline{\underline{114,65 \frac{\text{€}}{a}}}$$

Im Kapitel 3.2.3 wurde bei einem Volumenstrom von 28.000 m³/h die Leistungsaufnahme des Zuluftventilators mit 12,0 kW und des Abluftventilators mit 12.1 kW angegeben.

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2} \right)^3$$

$$P_2 = \frac{P_1}{\left(\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2}\right)^3} = \frac{12,0 \text{ kW} + 12,1 \text{ kW}}{\left(\frac{28.000}{21.000}\right)^3} = 10,17 \text{ kW}$$

Die Betriebsstundenzahl der Ventilatoren ergibt sich aus dem unter Kapitel 3.3.2 angegebenen Nutzerverhaltens.

$$k_{G,S} = 0,13 \text{ €/kWh}; \quad ba_V = 1,318$$

$$\begin{aligned} A_{V,S} &= k_{G,S} * t_N * \left(\frac{2}{5} * P_1 + \frac{3}{5} * P_2\right) * ba_V \\ &= 0,13 \frac{\text{€}}{\text{kWh}} * 2500 \frac{\text{h}}{\text{a}} * \left(\frac{2}{5} * 24,1 + \frac{3}{5} * 10,17\right) \text{ kW} * 1,318 = \underline{6.743,09 \text{ €/a}} \end{aligned}$$

Die Summe der Betriebskosten ergibt sich wie folgt:

$$A_V = A_{V,H} + A_{V,K} + A_{V,S} = 3.905,37 \frac{\text{€}}{\text{a}} + 114,65 \frac{\text{€}}{\text{a}} + 6.743,09 \frac{\text{€}}{\text{a}} = \underline{10.763,11 \frac{\text{€}}{\text{a}}}$$

Betriebsgebundene Kosten:

$$A_B = A_0 * \frac{1,5}{100} * ba_{IN} = 73.000 \text{ €} * \frac{1,5}{100 \text{ a}} * 1,199 = \underline{1.312,10 \frac{\text{€}}{\text{a}}}$$

Gesamtkosten:

$$A_{ges} = A_K + A_V + A_B$$

$$A_{ges} = 5.777,59 \frac{\text{€}}{\text{a}} + 10.763,11 \frac{\text{€}}{\text{a}} + 1.312,10 \frac{\text{€}}{\text{a}} = \underline{17.852,80 \frac{\text{€}}{\text{a}}}$$

Zum Vergleich der Gesamtkosten der drei Varianten ergab die Berechnung nach der Annuitätsmethode für die Variante II einen jährlich zu zahlenden Betrag von 17.852,80 €.

3.3.5 VARIANTE III

Kapitalgebundene Kosten:

Für die Gerätevariante III wurde vom Hersteller Robatherm ein Listenpreis von 93.358,00 € Brutto angegeben. Die Annuität lässt sich mit folgender Gleichung ermitteln:

$$f_K = 1,5 \text{ \%/a}; a = 0,06116; ba_{IN} = 1,199$$

$$A_K = A_0 * \left(a + \frac{f_K}{100} * ba_{IN} \right) = 93.358 \text{ €} * \left(0,06116 + \frac{1,5}{100} * 1,199 \right) = \underline{\underline{7.388,82 \text{ €/a}}}$$

Bedarfsgebundene Kosten:

Nachfolgende Berechnungen sind analog zu Kapitel 3.3.3.

$$k_{G,H} = 30,00 \text{ €/MWh}; ba_V = 1,318$$

$$A_{V,H} = Q_{ges,H} * k_{G,H} * ba_V * 1,19 = 48 \frac{\text{MWh}}{a} * 30,00 \frac{\text{€}}{\text{MWh}} * 1,318 * 1,19 = \underline{\underline{2.258,52 \frac{\text{€}}{a}}}$$

$$k_{G,K} = 43,00 \text{ €/MWh}; ba_V = 1,318$$

$$A_{V,K} = Q_{ges,K} * k_{G,K} * ba_V * 1,19 = 1,7 \frac{\text{MWh}}{a} * 43,00 \frac{\text{€}}{\text{MWh}} * 1,318 * 1,19 = \underline{\underline{114,65 \frac{\text{€}}{a}}}$$

Im Kapitel 3.2.3 wurde bei einem Volumenstrom von 28.000 m³/h die Leistungsaufnahme des Zuluftventilators mit 8,9 kW und des Abluftventilators mit 9,6 kW angegeben.

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2} \right)^3$$

$$P_2 = \frac{P_1}{\left(\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2} \right)^3} = \frac{8,9 \text{ kW} + 9,6 \text{ kW}}{\left(\frac{28.000}{21.000} \right)^3} = \underline{\underline{7,8 \text{ kW}}}$$

Die Betriebsstundenzahl der Ventilatoren ergibt sich aus dem unter Kapitel 3.3.2 angegebenen Nutzerverhaltens.

$$k_{G,S} = 0,13 \text{ €/kWh}; ba_V = 1,318$$

$$\begin{aligned} A_{V,S} &= k_{G,S} * t_N * \left(\frac{2}{5} * P_1 + \frac{3}{5} * P_2 \right) * ba_V \\ &= 0,13 \frac{\text{€}}{\text{kWh}} * 2500 \frac{\text{h}}{\text{a}} * \left(\frac{2}{5} * 18,5 + \frac{3}{5} * 7,8 \right) \text{kW} * 1,318 = \underline{\underline{5.174,47 \text{ €/a}}} \end{aligned}$$

Die Summe der Betriebskosten ergibt sich wie folgt:

$$A_V = A_{V,H} + A_{V,K} + A_{V,S} = 2.258,52 \frac{\text{€}}{\text{a}} + 114,65 \frac{\text{€}}{\text{a}} + 5.174,47 \frac{\text{€}}{\text{a}} = \underline{\underline{7.547,64 \frac{\text{€}}{\text{a}}}}$$

Betriebsgebundene Kosten:

$$A_B = A_0 * \frac{1,5}{100} * ba_{IN} = 93.358 \text{ €} * \frac{1,5}{100} * 1,199 = \underline{\underline{1.679,04 \frac{\text{€}}{\text{a}}}}$$

Gesamtkosten:

$$A_{ges} = A_K + A_V + A_B$$

$$A_{ges} = 7.388,82 \frac{\text{€}}{\text{a}} + 7.547,64 \frac{\text{€}}{\text{a}} + 1.679,04 \frac{\text{€}}{\text{a}} = \underline{\underline{16.615,50 \frac{\text{€}}{\text{a}}}}$$

Zum Vergleich der Gesamtkosten der drei Varianten ergab die Berechnung nach der Annuitätsmethode für die Variante III einen jährlich zu zahlenden Betrag von 14.273,74 €.

3.3.6 AUSWERTUNG DER WIRTSCHAFTLICHKEITSBETRACHTUNG

Als Zusammenfassung der wirtschaftlichen Betrachtung der drei Lüftungsvarianten werden die Ergebnisse in den nachfolgenden Diagrammen dargestellt.

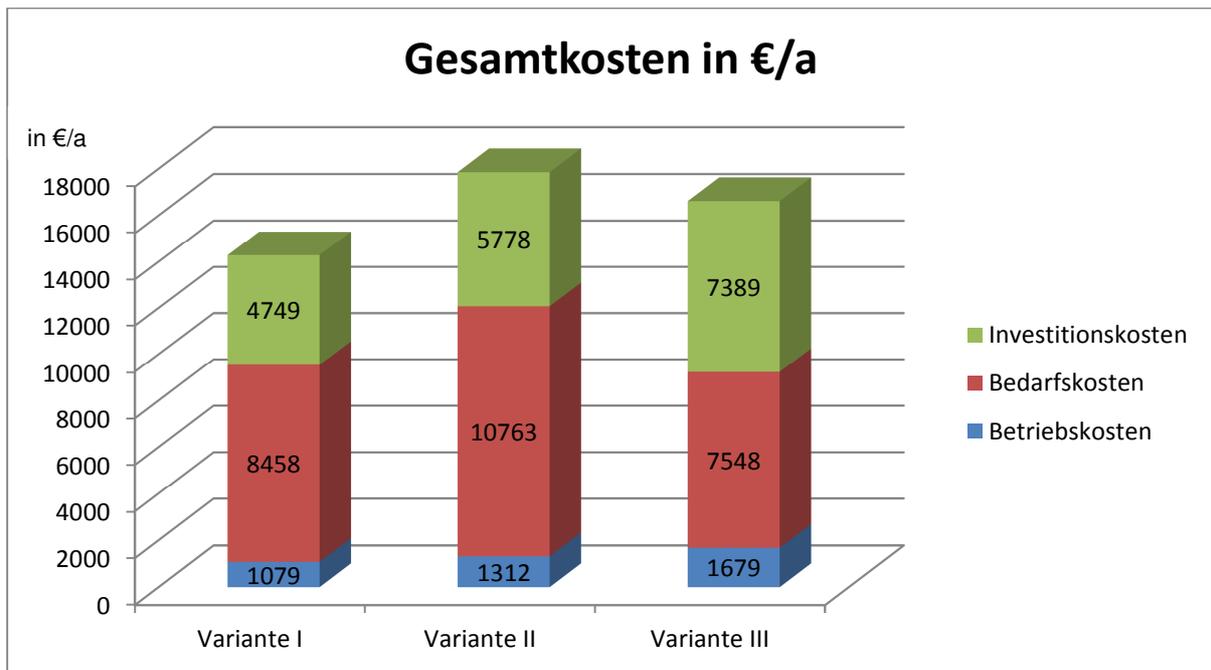


Abbildung 15 Diagramm Gesamtkosten der Gerätevarianten

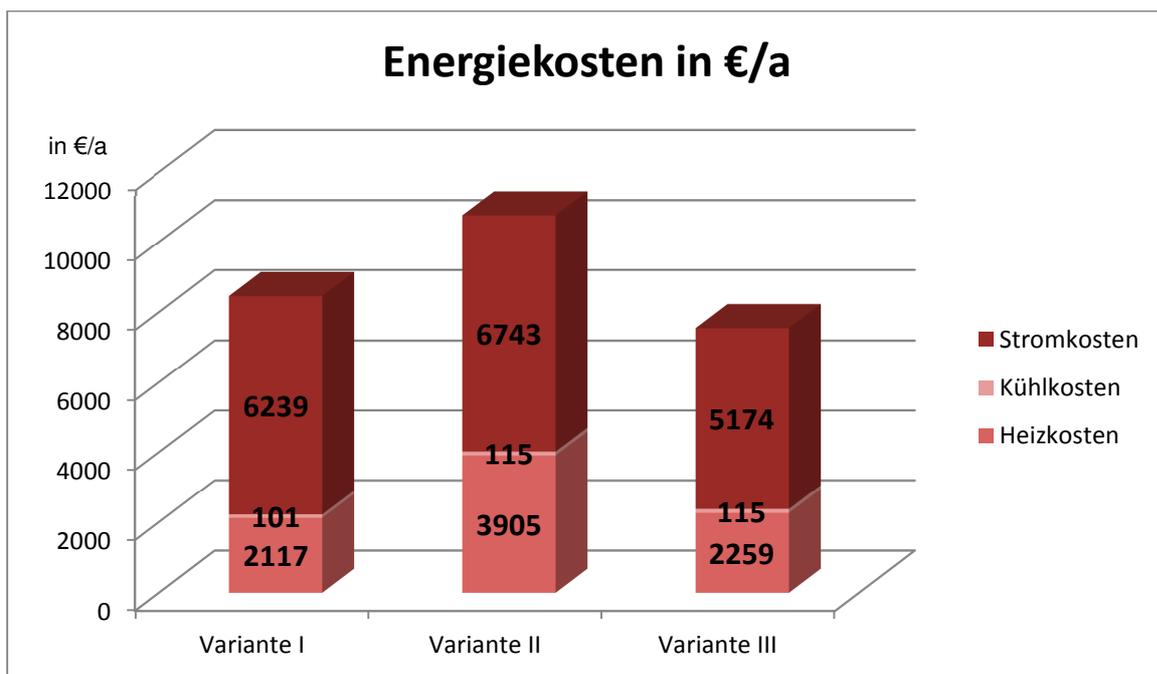


Abbildung 16 Diagramm Bedarfskosten der Gerätevarianten

In den abgebildeten Diagrammen ist gut zu erkennen, dass die Gerätevariante 1 von den Gesamtkosten am günstigsten abschneidet. Dies lässt sich durch die geringen Gerätekosten erklären, welche durch eine kompakte Bauweise erreicht werden. Nachteil der kompakten Bauweise ist ein höherer Druckverlust, welcher sich in den etwas höheren Stromkosten widerspiegelt. Allerdings werden durch eine hohe Rückwärmzahl aufgrund des Rotationswärmetauschers wiederum niedrige

Bedarfskosten erreicht. Die Gerätevariante II schneidet bei Betrachtung der Gesamtkosten am schlechtesten ab, da sie nur eine geringe Rückwärmzahl hat und hohe Stromkosten durch hohe Druckverluste verursacht. Dies lässt sich mit der kompakten Bauweise und dem Einsatz eines Kreislaufverbundsystems begründen. Die Gerätevariante III hat die höchsten Investitionskosten, da es sich hier um ein Splitgerät mit großen Abmessungen handelt. Weiterhin kommt ein Kreislaufverbundsystem mit hoher Rückwärmzahl zum Einsatz. Die hohe Rückwärmzahl wird in dem Fall durch große Gerätekomponenten erreicht. Ein relativ geringer Druckverlust des gesamten Gerätes sorgt wiederum für niedrige Stromkosten. Somit ergeben sich hier die niedrigsten Bedarfskosten.

3.4 HYGIENISCHE BETRACHTUNG

3.4.1 SCHADSTOFFBELASTUNG DER ABLUFT

Bei der hygienischen Betrachtung soll untersucht werden, welche Konzentration an Schadstofflasten in Folge des Schießens in der Abluft auftreten kann. Weiterhin soll untersucht werden, welche Mengen an Schadstoffen auf die Zuluft übertragen werden können. Dazu sollen die drei Gerätevarianten gegenübergestellt und verglichen werden.

In der Studienarbeit wurde bereits im Kapitel 4.1.3 die auftretenden Schadstoffe beim Schießen erläutert. In der Tabelle 2 lässt sich erkennen, dass die maximalen Konzentrationen an Blei und Kohlenmonoxid pro Schuss weit über den zulässigen Grenzwerten je 1,0 m³ Luft liegen. Blei zählt zu den gefährlichsten Schadstoffen. Selbst die Aufnahme einer geringen Bleidosis von 1 mg pro Tag kann über längere Zeit zu einer chronischen Vergiftung führen. Dabei treten Schädigungen am Nervensystem auf, wodurch es zum Koma oder Tod durch Kreislaufversagen kommen kann. Eine zu hohe Konzentration an Kohlenmonoxid kann ebenfalls zum Tod führen. Hierbei bindet sich das Kohlenmonoxid an die roten Blutkörperchen im menschlichen Organismus. Somit wird der Sauerstofftransport im Körper unterbunden und es droht der Erstickungstod. Weitere Schadstoffe treten in einer geringeren Konzentration auf und übersteigen ihren Grenzwert nicht in dem Verhältnis, wie Blei und Kohlenmonoxid. Daher dient Blei und Kohlenmonoxid in der weiteren Betrachtung als Referenzwert für die anderen Schadstoffe.

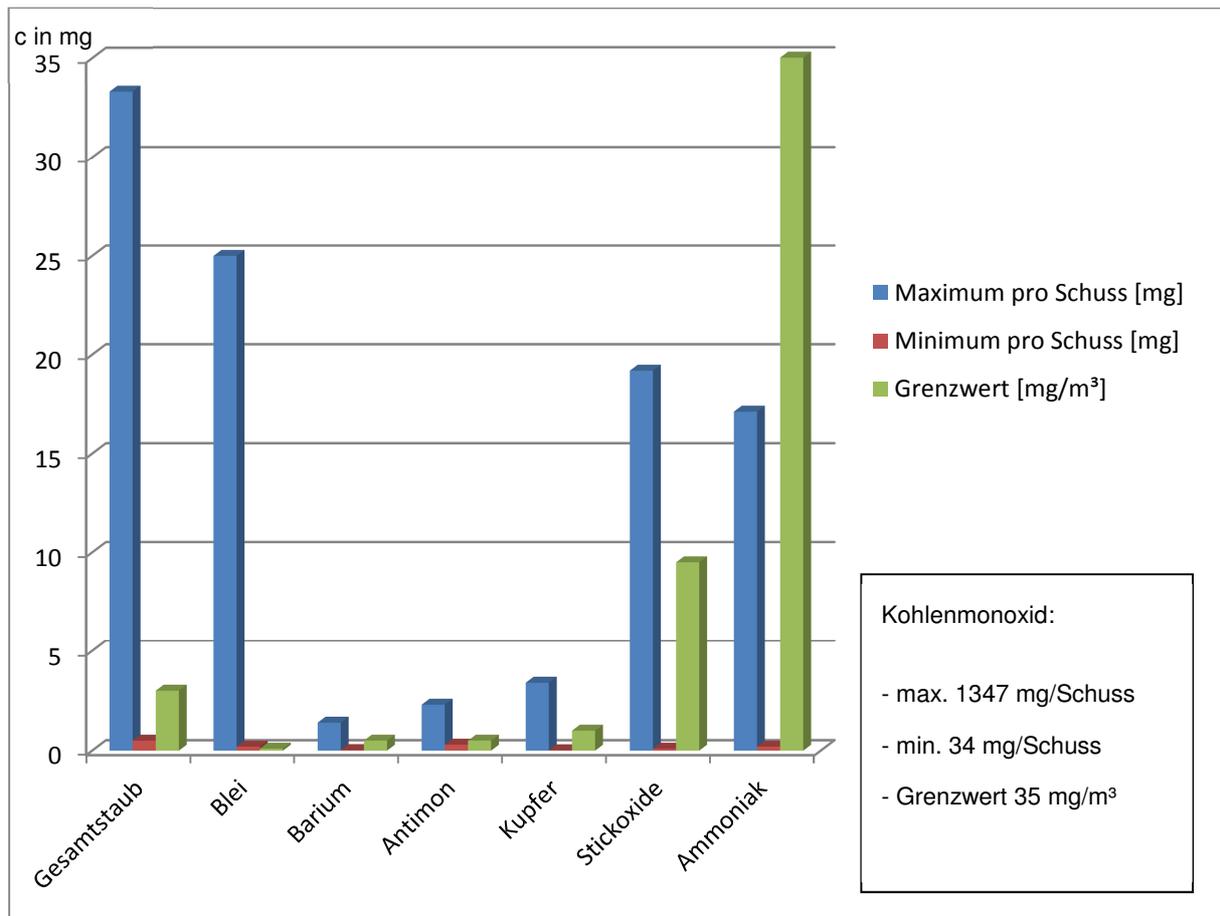


Abbildung 17 Diagramm verschiedener Schadstoffkonzentrationen⁵²

In den Schießanlagen des Auftraggebers ist mittlerweile die Verwendung von bleihaltiger Munition verboten. Die weitere Betrachtung der Bleikonzentration für dieses Objekt ist nicht notwendig. Zur Ermittlung der Kohlenmonoxidkonzentration im Raum wird der maximal mögliche Kohlenmonoxidausstoß pro Schuss laut Studienarbeit Tabelle 2 angenommen. Weiterhin wird angenommen, dass sich im Schießstand maximal 3 Schützen befinden, welche über eine geladene Waffe mit einem Magazin von 9 Patronen verfügen. In einem sehr ungünstigen Szenario verschießen alle drei Schützen ihr Magazin innerhalb von einer Minute. Mit dieser Annahme lässt sich folgende Kohlenmonoxidkonzentration berechnen:

$$n_{\text{Pers.}} = 3 \text{ Personen}; n_{\text{Sch}} = 9 \text{ Schuss}; c_{\text{CO}} = 1.347 \text{ mg/Schuss}$$

$$c_{\text{COges}} = n_{\text{Pers}} * n_{\text{Sch}} * c_{\text{CO}} = 3 \text{ Pers} * 9 \frac{\text{Schuss}}{\text{Pers}} * 1.347 \frac{\text{mg}}{\text{Schuss}} = \underline{\underline{36.369 \text{ mg}}}$$

[Gleichung 3.23]

⁵² Vgl. Studienarbeit, 2011, Tabelle 2

Betrachtet man diesen Schadstoffausstoß über den Zeitraum von einer Minute, so entsteht ein Schadstoffvolumenstrom in g/min.

$$\dot{V}_{CO} = 36.369 \text{ mg} * 1 \text{ min}^{-1} = \underline{\underline{36,37 \frac{\text{g}}{\text{min}}}} \quad [\text{Gleichung 3.24}]$$

Dieser Schadstoffvolumenstrom vermischt sich nun mit dem Volumenstrom der Lüftungsanlage, welcher bei niedrigster Stufe 21.000 m³/h beträgt. Daraus lässt sich eine maximale Konzentration je m³ Luft ableiten.

$$k_{CO} = \frac{\dot{V}_{CO}}{\dot{V}_{St2,ZU}} = \frac{36,37 \frac{\text{g}}{\text{min}} * 60 \frac{\text{min}}{\text{h}}}{21.000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}} = 0,104 \frac{\text{g}}{\text{m}^3} \cong \underline{\underline{104 \frac{\text{mg}}{\text{m}^3}}} \quad [\text{Gleichung 3.25}]^{53}$$

Die Kohlenmonoxidkonzentration der Luft beträgt bei diesem ungünstigen Szenario 104 mg/m³ und übersteigt bei weitem den nach TRGS 900 geforderten Grenzwert von 35 mg/m³. Allerdings tritt im Schießstand keine Gefährdung der Schützen auf, da eine Kolbenströmung im Raum erzeugt wird, welche die schadstoffangereicherte Luft sofort verdrängt. Weiterhin wird dieses Szenario nur selten oder gar nicht auftreten, da es sich bei dieser Raumschießanlage um eine Ausbildungsstätte. Daher ist eher mit realistischen, nachgestellten Übungen zu rechnen, bei denen nur wenige Schüsse abgefeuert werden.

Eine Luftaufbereitung der schadstoffangereicherten Abluft ist nur in Form eines Staubfilters vorgesehen. Dieser soll am Anfang des Kanalsystems Grob- und Feinstaubbestandteile aus der Abluft herausfiltern, um eine weitere Verschmutzung der Lüftungsanlage zu minimieren. Weitere in Tabelle 2 der Studienarbeit aufgeführte Schadstoffe werden über die Lüftungsanlage aus dem Gebäude transportiert und in der Atmosphäre verdünnt. Dabei ist zu beachten, dass die Austrittsstelle der Fortluft nicht im Aufenthaltsbereich von Personen liegt, da direkt an der Austrittsstelle noch ein Überschreiten der Grenzwerte möglich ist.

3.4.2 VARIANTE I

Die Schwachstelle einer Lüftungsanlage bei der Übertragung von Schadstoffen von der Abluft auf die Zuluft ist das Wärmerückgewinnungssystem. Bei der Gerätevariante I handelt es sich um einen Rotationswärmeaustauscher. Laut VDI 2071 ist dieser weniger gut bis gar nicht⁵⁴ für den Einsatz bei schadstoffhaltiger Abluft geeignet. Die VDI 2071 macht dabei allerdings keine Angaben über die

⁵³ Klimatechnik, 2008, Seite 52

⁵⁴ Vgl. VDI 2071, 2003, Seite 22

Konzentration der Schadstoffe. Zur ausreichenden Beurteilung der Wärmerückgewinnungsanlage ist dies notwendig, denn je höher die Konzentration in der Abluft ist, desto eher kann auch ein Grenzwert in der Zuluft überschritten werden.

Anhand der unter Kapitel 3.4.1 berechneten Konzentration wird in der folgenden Berechnung untersucht, ob ein Überschreiten der Grenzwerte in der Zuluft zu erwarten ist. Dazu wird angenommen, dass ein Rotationswärmeaustauscher ohne besondere Schutzvorkehrungen eine Leckage von 3 % des Betriebsvolumenstromes aufweist.

$$\dot{V}_{Le} = \dot{V}_{AB} * 3 \% = 21.000 \frac{m^3}{h} * \frac{3}{100} = \underline{630 \frac{m^3}{h}} \quad [\text{Gleichung 3.26}]$$

$$\dot{V}_{AU} = 21.000 \frac{m^3}{h}; k_{CO,AU} = 1 \frac{mg}{m^3}; k_{CO,Le} = 104 \frac{mg}{m^3}$$

$$k_{CO,ZU} = \frac{\dot{V}_{AU} * k_{CO,AU} + \dot{V}_{Le} * k_{CO}}{\dot{V}_{AU} + \dot{V}_{Le}} = \frac{21.000 \frac{m^3}{h} * 1 \frac{mg}{m^3} + 630 \frac{m^3}{h} * 104 \frac{mg}{m^3}}{21.630 \frac{m^3}{h}} = \underline{4 \frac{mg}{m^3}}$$

[Gleichung 3.27]⁵⁵

Bei Übertritt von 3 % der schadstoffangereicherten Abluft in die Zuluft, tritt eine Kohlenmonoxidkonzentration von 4 mg/m³ auf. Dieser Wert liegt weit unter dem Grenzwert der TRGS 900 von 35 mg/m³.

Der Hersteller Swegon stattet seine Rotationswärmeaustauscher mit zusätzlichen Sicherheitseinrichtungen aus, welche den Leckagevolumenstrom bei ordnungsgemäßem Betrieb von der Abluft auf die Zuluft auf fast 0 m³/h senken. Dies wird durch ein Druckgefälle von der Abluft zur Zuluft, durch Überwachung und Regelung der Spülzone und durch Überwachung der Qualität der Zuluft erreicht. Wenn die Anlage die erforderlichen Werte nicht einhält, wird entweder nachgeregelt oder die Anlage geht auf Störung. Eine Störung der Lüftungsanlage bedeutet gleichzeitig ein Schießverbot im Schießstand und wird dort visuell angezeigt.

3.4.3 VARIANTE II & III

Bei den Varianten II und III werden zur Wärmerückgewinnung Kreislaufverbundsysteme verwendet. Diese Systeme verfügen über Luft/Wasser-

⁵⁵ Vgl. Klimatechnik, 2008, Seite 49

Wärmeübertrager und werden über einen Wasserkreislauf miteinander verbunden. Dabei gelten sie für den Einsatz von schadstoffhaltiger Abluft als uneingeschränkt geeignet⁵⁶. Dies gilt bei der normalen Betriebsweise, als auch bei Störungen der Anlage.

Bei diesen Varianten ist keine Berechnung der Konzentrationen in der Zuluft notwendig, da von einem Leckagevolumenstrom von 0 m³/h ausgegangen werden kann.

3.4.4 AUSWERTUNG DER HYGIENISCHEN BETRACHTUNG

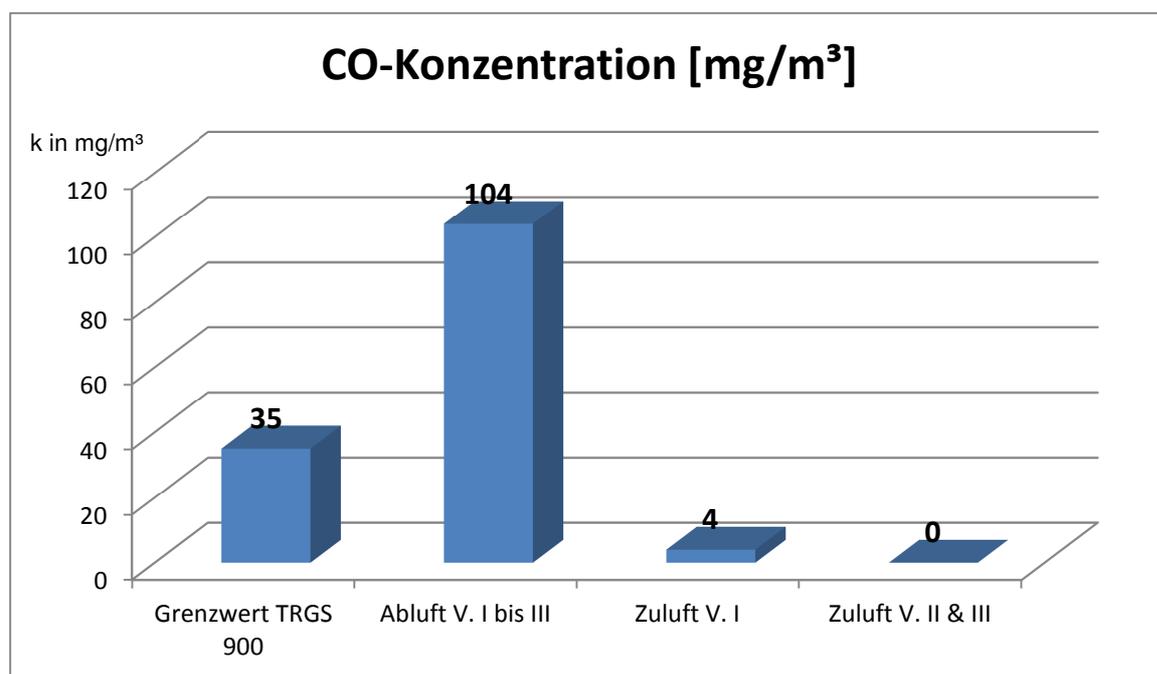


Abbildung 18 Diagramm CO-Konzentration

Für das betrachtete ungünstige Szenario ist allein bei der Abluft ein Überschreiten des Grenzwertes der Kohlenmonoxidkonzentration zu erwarten. Auch bei Verwendung eines Rotationswärmeaustauschers, welcher nach VDI 2071 für den Einsatz schadstoffhaltiger nicht geeignet ist, wurde nur ein geringer Anstieg der CO-Konzentration in der Zuluft berechnet. Die Sicherheit der Schützen wäre bei jeder betrachteten Variante gewährleistet.

⁵⁶ Vgl. VDI 2071, 2003, Seite 22

3.5 AUSWAHL DER VORZUGSVARIANTE

Im dritten Kapitel wurden die drei Anlagenvarianten vorgestellt und nach technischen, energetischen, wirtschaftlichen und hygienischen Gesichtspunkten untersucht und bewertet. Die wichtigsten Punkte dieser Untersuchung sind:

- Platzbedarf und Integration ins Gebäude
- Wärmerückgewinnungsklasse
- SFP-Wert der Ventilatoren
- Investitionskosten der Anlage
- Verbrauchskosten der Anlage
- Schadstoffübertragung der Anlage

Bei der Auswertung der Variante II wurde festgestellt, dass diese Variante über eine Wärmerückgewinnungsklasse von H4 verfügt. Dieser Wert verstößt gegen die Anforderungen der EnEV, welche eine Wärmerückgewinnungsklasse von mindestens H3⁵⁷ fordert. Somit darf diese Variante nicht eingesetzt werden.

Die Vorzugsvariante des Planers ist für dieses Projekt die Variante I. Die Vorteile dieser Anlage sind die höchste Rückwärmzahl, ein hoher Wirkungsgrad der Ventilatoren und dadurch relativ niedrige Betriebskosten. Die Investitionskosten sind ebenfalls gering, da es sich hier um ein Kompaktgerät handelt. Diese Variante hat deshalb auch nur einen geringen Platzbedarf und lässt sich gut ins Gebäude integrieren. Nachteilig gegenüber den anderen beiden Varianten ist das geringe Restrisiko bei der Schadstoffübertragung, welche bei nicht ordnungsgemäßem Betrieb und beim Versagen der Überwachungseinrichtungen auftreten kann.

Der Auftraggeber hat sich stattdessen für die Variante III entschieden. Er ließ sich nicht davon überzeugen, dass durch geeignete Maßnahmen das Restrisiko im Havariefall der Variante I nicht zu einer gesundheitlichen Gefährdung der Schützen führt. Somit kann nur ein Kreislaufverbundsystem die Anforderungen des Auftraggebers erfüllen. Die Anlage hat eine sehr hohe Energieeffizienz und somit die geringsten Betriebskosten. Allerdings wird durch die großen Abmessungen der Geräte und durch die getrennte Aufstellung der Zu- und Abluft ein erhöhter Platzbedarf notwendig. Auch die Investitionskosten sind bei dieser Variante sehr hoch.

Die weitere Planung der Gesamtanlage erfolgt mit der Gerätevariante III.

⁵⁷ EnEV, 2009, § 15

4 AUSLEGUNG WEITERER ANLAGENKOMPONENTEN

4.1 LUFTKANAL

Der verwendete Luftkanal besteht aus verzinktem Stahlblech. Die Stoßverbindung besteht aus Pittsburgh- oder Schnappfalz. Die Enden der Komponenten werden über Winkelflansche miteinander verschraubt. Laut der DIN EN 13779 soll bei Luftkanälen mindestens die Luftdichtheitsklasse B verwendet werden. Somit soll ein Leckvolumenstrom von kleiner als 2 % des Anlagenvolumenstromes ermöglicht werden. Bei einer Druckdifferenz zwischen Anlage und Raum von maximal 450 Pa und einer Gesamtfläche der Abluftkanäle von ca. 150 m² kann der Leckvolumenstrom nach folgender Formel berechnet werden:

$$\dot{V}_L = 0,009 * \Delta p^{0,65} * 10^{-3} * A_o \quad \text{[Gleichung 4.1]}^{58}$$

$$\dot{V}_L = 0,009 \frac{m^3}{s * Pa * m^2} * 450^{0,65} Pa * 10^{-3} * 150 m^2 * \frac{3600s}{h} = \underline{\underline{258 \frac{m^3}{h}}}$$

Es ergibt sich ein Leckluftvolumenstrom von 258 m³/h. Dieser ist kleiner als 1% des Auslegungsvolumenstromes von 28.000 m³/h. Der Kanal ist durch Sicken, Z-Profilierung und Distanzhalter so zu versteifen, dass er während des Betriebes flatterfrei ist. Als maximale Strömungsgeschwindigkeit wird 8 m/s festgelegt. Je nach Platzverhältnissen werden folgende Abmessungen für die Kanalvorauswahl gewählt:

Raum	Luftart	Volumenstrom	Höhe x Breite Kanal	Strömungsgeschwindigkeit
Schießstand	Zuluft	26.500 m ³ /h	1100 mm x 1100 mm	6,08 m/s
	Abluft	25.500 m ³ /h	800 mm x 1500 mm	5,9 m/s
Geschossfang	Abluft	2.000 m ³ /h	rund 355 mm	5,61 m/s
Projektorkammer	Zuluft	500 m ³ /h	rund 200 mm	4,42 m/s
	Abluft	500 m ³ /h	rund 200 mm	4,42 m/s

Tabelle 12 Vorauswahl Kanalabmessungen

⁵⁸ DIN EN 13779, 2007, Seite 50

Die Bestimmung der Strömungsgeschwindigkeit erfolgte mit der Berechnungssoftware Nova.

4.2 ZUSÄTZLICHE FILTERSTUFE ABLUFT

Durch das Schießen ist ein hoher Staubanfall zu erwarten. Deshalb wird im Abluftvolumenstrom direkt nach dem Lufteinlass ein Kanalfilter eingebaut. Dieser hat die Aufgabe den Grobstaub und einen Teil des Feinstaubes aus dem Abluftvolumenstrom zu filtern. Das ist notwendig, um Ablagerungen des leichtentzündlichen Staubes im Kanal zu vermeiden und nachfolgende Bauteile vor diesem Staub zu schützen. Es werden Filter mit großer Filterfläche benötigt, um eine lange Standzeit zu gewährleisten. Geeignet hierfür sind Taschenfilter. Durch die Ausbildung der Taschen erreicht man eine große Luftdurchtrittsfläche, wodurch das Erreichen der Enddruckdifferenz verzögert wird. Um die vorherrschende Brandgefahr zu verringern wird Glasfaservlies als Filtermaterial verwendet. Das Gehäuse und der Frontrahmen werden mit metallischen Werkstoffen ausgeführt. Als Filtertyp wird F5 nach DIN EN 779 verwendet. Die Größe des Filters wird durch die minimale Raumhöhe von 2,40 m vorgegeben. Es wird ein Filter mit 3 x 3 Standardzellen gewählt. Dieses Format ist geeignet bis zu einem Volumenstrom von 30.600 m³/h.⁵⁹ Die äußeren Abmessungen des Filters betragen 1,94 m x 1,94 m mit einer Länge von 0,65 m. Vor und hinter dem Filter werden Reduzierungen auf Kanalabmessung montiert. Der Filter wird auf einen Sockel von 22 cm gestellt. Somit ergibt sich ein Abstand zwischen Filter und Dach von mindestens 24 cm. Die Abmessungen der Taschenfilter betragen 592 mm x 592 mm. Die Filterfläche wird mit 5,2 m² angegeben. Die Anfangsdruckdifferenz des Filters beträgt 50 Pa. Die Enddruckdifferenz wird mit 250 Pa festgelegt. Zur Überwachung des Filters ist ein Druckwächter eingeplant. Dieser soll zum einen den aktuellen Druckverlust über den Filter messen und optisch anzeigen und zum anderen über ein 0 - 10 V Schaltsignal die aktuelle Druckdifferenz an die Schaltzentrale weitergeben.

4.3 BRANDSCHUTZKLAPPE

Die Lüftungskanäle durchqueren mehrere Brandabschnitte. Die Durchführungen durch feuerbeständige Wände dürfen nicht deren brandschutztechnischen Eigenschaften vermindern. Daher ist es notwendig Brandschutzklappen einzubauen, welche die Übertragung von Feuer und Rauch für eine bestimmte Zeit verhindern. Im Brandschutzkonzept sind die Wände in F90 aufgeführt. Somit wird eine Brandschutzklappe mit entsprechender Zulassung für die Durchdringung von F90 Massivbau- und Leichtbauwänden gewählt. Die Einbauvorschriften in der Zulassung

⁵⁹ Trox Universalgehäuse, 2010, Seite 6

sind anzuwenden. Bei waagerechtem Einbau sind vor und hinter der Brandschutzklappe elastische Stützen anzubringen, um unzulässige Kräfte auf die Absperrklappe zu verhindern. Es ist für jeden Kanal, welcher von den Technikräumen zum Schießstand geführt wird, eine Brandschutzklappe vorgesehen. Bei der Durchdringung der Decke für die Zu- und Abluft des Schießstandes wird keine Brandschutzklappe benötigt, da die gesonderten Räume im Obergeschoss entsprechend dem Brandschutzkonzept zum Brandabschnitt des Schießstandes gehören. Lediglich für die Anschlüsse der Projektorkammer sind für die Durchdringung der Decke Brandschutzklappen notwendig.

Für die Auslegung der Brandschutzklappen werden Produktunterlagen der Firma Schako verwendet. Hierbei handelt es sich um Brandschutzklappen mit allgemeiner bauaufsichtlicher Zulassung. Für die Auslösung wird ein Elektro-Federrücklaufantrieb verwendet. Dieser wird zum einen über die Brandmeldeanlage ausgelöst, welche mit Hilfe von Rauchdetektoren Brände bereits frühzeitig erkennen können. Zum anderen wird beim Überschreiten einer Auslösetemperatur von 72 °C die thermoelektrische Auslöseeinrichtung angesprochen. Beide Auslösevorrichtungen führen zu einem sofortigen Schließen der Brandschutzklappe. Die maximale Bauhöhe dieser Brandschutzklappen beträgt 800 mm. Der Druckverlust ist laut Tabelle 9 mit maximal 20 Pa anzunehmen.

Raum	Luftart	Volumenstrom	Höhe x Breite BSK	Druckverlust
Schießstand	Zuluft	26.500 m ³ /h	800 mm x 1500 mm	7,5 Pa
	Abluft	27.500 m ³ /h	800 mm x 1500 mm	7,0 Pa
Projektorkammer	Zuluft	500 m ³ /h	rund 200 mm	11 Pa
	Abluft	500 m ³ /h	rund 200 mm	11 Pa

Tabelle 13 Auslegungstabelle Brandschutzklappen⁶⁰

4.4 VOLUMENSTROMREGLER

Eine Beschreibung der Volumenstromregler erfolgte bereits in der Studienarbeit unter Kapitel 3.1. Die Aufgaben und Einsatzgebiete für die Raumschießanlage sind ebenfalls unter Kapitel 4.4 bereits erläutert. Hiervon abgeleitet wurde Tabelle 14 zur

⁶⁰ Vgl. Schako Brandschutzklappe, 2011

Auswahl der Volumenstromregler erstellt. Die angegebenen Daten beziehen sich auf die Produktdatenblätter der Firma Schako. Die Erfassung sämtlicher Messwerte, sowie die Ansteuerung der Aktoren erfolgt über die Gebäudeleittechnik.

Raum	Luftart	Art	Volumenstrom	Höhe x Breite	Druckverlust mind. ⁶¹
Schießstand	Abluft	variabel	25.500 m ³ /h	711 mm x 1003 mm	50 Pa
Geschossfang	Abluft	variabel	2.000 m ³ /h	rund 280 mm	20 Pa
Projektor-kammer	Zuluft	konstant	500 m ³ /h	rund 160 mm	25 Pa
	Abluft	konstant	500 m ³ /h	rund 160 mm	25 Pa

Tabelle 14 Auslegungstabelle Volumenstromregler

4.5 SCHALLDÄMPFER

Als grundsätzliche Schallquellen sind die Ventilatoren in den Lüftungsgeräten, sowie die Volumenstromregler näher zu betrachten. Die Ventilatoren für Ab- und Zuluft erreichen einen Schalleistungspegel saugseitig von 71,4 dB und druckseitig von 75,2 dB. Der Volumenstromregler im Abluftkanal erreicht sogar bei einem Druckverlust von 100 Pa einen Schalleistungspegel von ca. 90 dB. Diese Werte liegen über den Grenzwerten, welche unter Kapitel 2.3.5 festgelegt wurden. Daher ist der Einsatz von Schalldämpfern notwendig. Für den Abluft- und Fortluftkanal sind bereits im Lüftungsgerät Schalldämpfer enthalten. Diese wurden entsprechend des Schallpegels des Ventilators vordimensioniert und erreichen bei einer Frequenz von 250 Hz eine Schalldämpfung von ca. 24 dB. Für die Zuluft und Außenluft müssen aus Platzgründen die Schalldämpfer im Kanal installiert werden, da das Lüftungsgerät bereits eine große Länge besitzt. Der Dämpfungswert des Schalldämpfers für die Zuluft beträgt bei einer Frequenz von 250 Hz 32 dB und beim Schalldämpfer für die Außenluft beträgt der Wert 23 dB. Zusätzlich ist nach jedem Volumenstromregler ein Schalldämpfer angeordnet.

Zum Nachweis der Einhaltung der Schallgrenzwerte wurde für alle Luftarten eine Schallberechnung nach VDI 2081 in tabellarischer Form durchgeführt. Die Tabelle

⁶¹ Schako VRA, 2011, Seite 14

beginnt mit dem Ventilator und endet am jeweiligen Luftauslass bzw. am Wetterschutzgitter. Die Luftkanäle zur Projektorkammer und zum Geschossfang wurden in der Tabelle nicht betrachtet. In der Berechnung sind als Schallquelle folgende Komponenten inbegriffen:

- Ventilatoren
- Volumenstromregler
- Luftkanal
- Kanalbogen
- Luftauslass

Zur Dämpfung des Schalls wurden folgende Komponenten berücksichtigt:

- Schalldämpfer
- Luftkanal
- Kanalbogen
- Luftauslass

Die Schallgrenzwerte von 45 dB für Auslässe im Gebäude und 80 dB für Auslässe außerhalb des Gebäudes wurden zum Teil stark unterschritten. Der hier gewählte Sicherheitsaufschlag wurde aufgrund der hohen Schallemissionen im Gebäude durch das Schießen gewählt. In der Betrachtung wurden die Entfernung von Personen zum Auslass und die Anzahl der Auslässe nicht berücksichtigt. Ebenfalls waren für eine Berücksichtigung der Filter keine Herstellerdaten vorhanden.

Die Schalldämpfer für den rechteckigen Kanal bestehen aus Kulissen mit einer Breite von 200 mm und einer Höhe von 1500 mm. Zwischen den Kulissen befindet sich ein Spalt von 100 mm. Für den runden Kanal wurden Rohrschalldämpfer mit einer Packungsdicke von 100 mm gewählt. Folgende Schalldämpfer werden eingesetzt:

Raum	Luftart	Volumenstrom	Höhe x Breite	Länge	Schalldämpfung bei 250 Hz
Schießstand	Abluft	25.500 m ³ /h	1500 mm x 2000 mm	1500 mm	38 dB
	Zuluft	26.500 m ³ /h	1500 mm x 1500 mm	1500 mm	32 dB
Geschossfang	Abluft	2.000 m ³ /h	rund 280 mm	950 mm	10 dB
nach Außen	Außenluft	27.000 m ³ /h	1500 mm x 1500 mm	1000 mm	23 dB
Projektor-kammer	Zuluft	500 m ³ /h	rund 200 mm	950 mm	15 dB
	Abluft	500 m ³ /h	rund 200 mm	950 mm	15 dB

Tabelle 15 Auslegungstabelle Schalldämpfer⁶²

4.6 ZULUFTAUSLASS

Es werden Verdrängungs-Luftauslässe als lufttechnisch abgestimmte Zuluftwand verwendet, welche speziell für die Anwendung in geschlossenen Raumschießanlagen, zur gleichmäßigen, kolbenförmigen Einbringung der Zuluft geeignet sind. Die Zuluftwand besteht aus abgestimmten Einzelmodulen in Maßanfertigung. Angaben zur Schießbahn:

- Länge: 25 m
- Lichte Breite: 7,180 m
- Lichte Höhe (UK Zwischendecke): 2,75 m
- Soll-Luftvolumenstrom nach Planung/LV: 26.500 m³/h

Beschreibung:

Das Auslassgehäuse besteht aus sendzimirverzinktem Stahlblech, mit rechteckigen Zuluftstutzen. Der Luftaustritt erfolgt über Lochbleche. Dahinter befindet sich eine Düsenebene, mit Schöpfdüsen aus Kunststoff, welche in ein Blech eingearbeitet sind. Die innere Luftverteilung erfolgt je nach Anströmsituation mit Luftleitblechen, Lochblechen und Staublechen. Die Einregulierung der Module erfolgt über Jalousieklappen am Moduleingang. Es erfolgt eine Anordnung von Drallauslässen

⁶² Vgl. Schako Schalldämpfer, 2011, Seite 19

im unteren Gehäusebereich zum Abbau von geringen Temperaturdifferenzen und zur Unterstützung der Kolbenströmung.

Anzahl der Draller: 16 Stück

Größe: DN 160

Abmessungen der Zuluftwand:

Höhe H = 2.750 mm

Breite B = 7.120 mm

Tiefe T = 600 mm

Besonderheiten:

Zur Berücksichtigung der Fensteröffnung in der Zuluftwand sind Module seitlich zum Fenster zweiseitig aktiviert. Die Module unterhalb der Fenster werden von den Nachbarmodulen aus lufttechnisch versorgt. Die Ausführung der Module erfolgt schallgedämmt.

Anzahl der Einzelelemente: 22 Stück

Max. Abmessungen Einzelmodule: ca. 1,25*1,25*0,61 m

Die Luftaustrittsfronten bestehen aus:

- Frontlochblech 70 % freier Querschnitt,
- PU-Sichtschutzmatte,
- 2. Lochblech ca. 50 % freier Querschnitt
- Spezialdämmstoff 40 mm (auf Düsenebene),
- Spezialdämmstoff 20 mm (hinter Düsenebene).

4.7 ABLUFTAUSLASS

Bei den Abluftauslässen für den Schießstand und dem Geschosfang handelt es sich um Lüftungsgitter mit waagerechten Luftlenklamellen. Die Gitter werden direkt am Kanalende befestigt. Für den Bereich Geschosfang ist zusätzlich ein Anschlusskasten notwendig, da diese mit rundem Kanal angeschlossen werden.

Raum	Luftart	Volumenstrom je Auslass	Höhe x Breite	Anzahl	Druckverlust
Schießstand	Abluft	2.550 m ³ /h	625 mm x 325 mm	10 Stück	15 Pa
Geschoss- fang	Abluft	667 m ³ /h	525 mm x 225 mm	3 Stück	4 Pa

Tabelle 16 Auslegungstabelle Abluftauslässe⁶³

4.8 WETTERSCHUTZGITTER

Die Wetterschutzgitter kommen in Außenluft und Fortluft zum Einsatz. Sie werden in die Außenwände als Kanalabschluss eingebaut und verfügen über wasserabweisende Lamellen und einem Schutzgitter mit einer Maschenweite von 16 x 18 mm.

Luftart	Volumenstrom je Auslass	Höhe x Breite	Schalleistungs- pegel	Druckverlust
Außenluft	27.000 m ³ /h	1500 mm x 2400 mm	50 dB(A)	20 Pa
Fortluft	28.000 m ³ /h	1500 mm x 2400 mm	46 dB(A)	14 Pa

Tabelle 17 Auslegungstabelle Wetterschutzgitter⁶⁴

4.9 DRUCKVERLUSTBERECHNUNG

Mit den ermittelten Komponentenabmessungen und den Grundriss- und Schnittdarstellungen des Gebäudes, wurde ein 3D-Modell der raumluftechnischen Anlage mit Hilfe der Software Nova erstellt. Im Vorfeld dazu wurden die genaue Lage der Lüftungsgeräte und Luftauslässe, sowie der Verlauf der Kanäle mit dem Bauherren und dem Architekten dieses Projektes abgestimmt. Im nächsten Schritt wurden die unter Kapitel 4.1 bis 4.8 ermittelten Bauteileigenschaften in das 3D-Modell übertragen. Zur Berechnung des Modells wird eine Rauigkeit der Kanaloberfläche von 0,15 mm für verzinktes Stahlblech angenommen. Die

⁶³ Vgl. Schako Lüftungsgitter, 2011, Seite 9

⁶⁴ Vgl. Wildeboer Wetterschutzgitter, 2011, Seite 29

Auswertung der Kanalnetzrechnung befindet sich im Anhang A8. Als Ergebnis der Berechnung sind folgende Gesamtdruckverluste im Kanalnetz ermittelt worden:

- Abluftkanal $\Delta p_t = 350,6 \text{ Pa}$
- Fortluftkanal $\Delta p_t = 71,4 \text{ Pa}$
- Zuluftkanal $\Delta p_t = 162,4 \text{ Pa}$
- Außenluftkanal $\Delta p_t = 48,8 \text{ Pa}$

Die Ergebnisse liegen unterhalb der in Tabelle 9 vorausgewählten Druckverluste. Die niedrigeren Druckverluste der einzelnen Komponenten resultieren aus einer optimierten Auslegung unter Beachtung der Bauteilgröße und des zugehörigen Druckverlustes. Durch den geringeren Druckverlust lässt sich die Energieeffizienz der Anlage steigern, da die Ventilatoren nach dem Proportionalitätsgesetz weniger Leistung benötigen. Somit würde bei Halbierung des Druckverlustes die Leistungsaufnahme der Ventilatoren auf ein Viertel sinken.

5 SCHLUSSBETRACHTUNG

Der Schutz der Gesundheit des Schützen vor Schadstoffen hat in einer Raumschießanlage höchste Priorität. Das Entstehen von Schadstoffkonzentrationen im Schießstand, welche die Grenzwerte nach TRGS 900 übersteigen, wurde nachgewiesen. Ein optimaler Schutz von Personen wird nach derzeitigem Stand der Technik nur durch eine Verdrängungslüftung erreicht. Durch die entstehende Kolbenströmung kommt der Schütze mit den Schadstoffen nicht in Berührung.

Es wurde eine wirtschaftliche Betrachtung von drei verschiedenen Anlagenvarianten durchgeführt. Dazu wurden ein Kompaktgerät mit Rotationswärmeaustauscher, ein Kompaktgerät mit Kreislaufverbundsystem und ein Splitgerät mit Kreislaufverbundsystem unter technischen, wirtschaftlichen und hygienischen Gesichtspunkten untersucht und miteinander verglichen. Dabei kam zum Vorschein, dass die Variante I die besten wirtschaftlichen Ergebnisse lieferte. Die Variante II ist zwar technisch realisierbar, verstößt aber gegen die Anforderungen der Energieeinsparverordnung. Die Variante III bietet die höchste Energieeffizienz und 100 % Sicherheit gegen die Übertragung von Schadstoffen. Für die Entscheidungsfindung ist jedoch eine 100 prozentige Sicherheit nicht zwingend erforderlich, da technische Überwachungseinrichtungen die Schwachpunkte der Anlage ausregeln bzw. im Notfall abschalten können.

Auf Wunsch des Auftraggebers wurde für die Dimensionierung der raumluftechnischen Anlage das Splitgerät mit Kreislaufverbundsystem verwendet. Aufgrund des hohen Platzbedarfes war es notwendig, die Geräte im Obergeschoss unterzubringen. Weitere Anlagenkomponenten wurden mit einem möglichst niedrigen Druckverlust und unter Beachtung des Schallschutzes, des Brandschutzes und weiterer technischer Vorgaben dimensioniert.

6 LITERATURVERZEICHNIS

Allgemeine Lehr- und Fachliteratur

Baumgarth, Hörner, Reeker: Handbuch der Klimatechnik: Band 2 Anwendungen, C.F. Müller Verlag, ISBN 3-7880-7578-3

Fitzner, Klaus: Raumklimatechnik: Band 2 Raumluft- und Raumkühltechnik, Springer Verlag, ISBN 978-3-540-54466-1

Recknagel, Sprenger, Schramek: Taschenbuch Heizungs- und Klimatechnik 2007/08: Oldenburg Industrieverlag, ISBN 3-8356-3104-7

Dr. Reimund Jäger, Referat, „Be- und Entlüftung von Raumschießanlagen“, 2004

Dieter Stiefel: Merkblatt Lüftung für Raumschießanlagen, Online im Internet: URL: www.schiessstandsachverstaendiger.de/docs/merkblatt_be-_und_entlueftung.pdf

Deutscher Schützenbund e.V.: Richtlinien für die Errichtung, die Abnahme und das Betreiben von Schießständen, 8. Auflage, Stand: August 1995

Herstellerunterlagen

GEA, 2010: Zentrallüftungsgeräte, Online im Internet: URL: http://www.gea-happel.de/fileadmin/gea_a_division/06_Media/PDF_brochures/Products/Air%20handling%20units/A_VK_PR-2009-0038-D_CAIRplus_PB_K2-2010-01_150dpi.pdf

Swegon, 2011: AHU-Description, Online im Internet: URL: http://www.swegon.com/Global/PDFs/Air%20handling%20units/GOLD%20version%20D/General/_de/GOLD_AHUdescription.pdf

Klimatec, 2011: Klimazentralgerät, Online im Internet: URL: <http://www.klimatec.de/pdf/kzg-technik-290107.pdf>

HKVS, 2011: Robatherm Hochleistungs-Kreislaufverbundsysteme, Online im Internet: URL: http://www.robatherm.com/de/system/files/robatherm_H-KVS_deu.pdf

Trox Universalgehäuse, 2010, Online im Internet: URL: http://www.trox.de/xpool/download/de/technical_documents/filters/leaflets/F3_1_F34_0.pdf

Schako Brandschutzklappen, 2011, Online im Internet: URL:
http://www.schako.de/project/cat_de/pdf/BKA-EN.pdf

Schako VRA, 2011: Volumenstromregler, Online im Internet: URL:
http://www.schako.de/project/cat_de/pdf/VRA.pdf

Schako Schalldämpfer, 2011, Online im Internet: URL:
http://www.schako.de/project/cat_de/pdf/MWS.pdf

Schako Lüftungsgitter, 2011, Online im Internet: URL:
http://www.schako.de/project/cat_de/pdf/lb.pdf

Wildeboer Wetterschutzgitter, 2011, Online im Internet: URL:
http://www.wildeboer.de/nms/files/WGJAL_2011_01.pdf

Verordnungen, Normen und Richtlinien

VDI 2071, Verein Deutscher Ingenieure, Wärmerückgewinnung in raumluftechnischen Anlagen, 2003

VDI 2067 Blatt 1, Verein Deutscher Ingenieure, Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen, 2007

VDI 2067 Blatt 21, Verein Deutscher Ingenieure, Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen, 2003

DIN EN 1986, Deutsches Institut für Normung, Zentrale raumluftechnische Geräte, 2009

DIN EN 13053, Deutsches Institut für Normung, Zentrale raumluftechnische Geräte, 2007

DIN EN 13779, Deutsches Institut für Normung, Lüftung von Nichtwohngebäuden, 2007

RLT 01, Herstellerverband Raumluftechnische Geräte e.V., Allgemeine Anforderungen an Raumluftechnische Geräte, 2009

TA-Lärm, Allgemeine Verwaltungsvorschrift, Technische Anleitung zum Schutz gegen Lärm, 1968

EnEV 2009, Energieeinsparverordnung für Gebäude, 2009, Online im Internet: URL:
http://www.enev-online.org/enev_2009_volltext/index.htm

Verwendete Abbildungen

Radialventilator, Online im Internet: URL:
<http://www.ventilatoren.org/files/2010/08/Radialventilator.jpg>

Freilaufender Radialventilator, Online im Internet: URL: http://www.trubel-klimatechnik.de/pictures/Klimazentralgeraete/freilaufendes_rad.jpg

Wärmeübertrager, Online im Internet: URL:
<http://www.haustechnikdialog.de/SHKwissen/Images/Waermetauscher-AL-KO.jpg>

Anlagen- und Ventilatorenkennlinie, Online im Internet: URL: <http://www.maico-fans.com/index.php?id=10716&L=1>

Meteorologische Daten

Wetter-Berlin-Online, Wetterdaten: Jahr 2006, Online im Internet: URL:
<http://www.wetter-berlin-online.de/j2006.htm>

Software

Plancal, Nova 7.0, Berechnungssoftware für Gebäudetechnik

ILK Dresden, ILK h-x-Diagramm, Software zur Darstellung von Prozessen im h-x-Diagramm

Trox, Akustische Berechnung nach VDI 2081, Online im Internet: URL:
<http://www2.troxtechnik.de/auslegung/acoustic/VDIBerechnung.asp?Rechnen=nein&Sammlung=ja&Language=D>

7 ANHANG

Inhaltsverzeichnis

Anhang 1 Studienarbeit	1-26
Anhang 2 Heizlast	1-5
Anhang 3 Kühllast	1-11
Anhang 4 Produktunterlagen Hersteller.....	
Anhang 5 h,x-Diagramme.....	1-12
Anhang 6 Wärm- und Kältebedarf	1-27
Anhang 7 Schallberechnung.....	1-5
Anhang 8 Druckverlustberechnung	1-25
Anhang 9 Grundrisse, Schnitte, Isometrie	

Ehrenwörtliche Erklärung

„Hiermit erkläre ich ehrenwörtlich“,

1. dass ich meine Diplomarbeit mit dem Thema

Planung und Analyse verschiedener Lüftungsgeräte für den Einsatz in einer Raumschießanlage

ohne fremde Hilfe angefertigt habe,

2. dass ich die Übernahme wörtlicher Zitate aus der Literatur sowie die Verwendung der Gedanken anderer Autoren an den entsprechenden Stellen innerhalb der Arbeit gekennzeichnet habe und

3. dass ich meine Diplomarbeit bei keiner anderen Prüfung vorgelegt habe.

Ich bin mir bewusst, dass eine falsche Erklärung rechtliche Folgen haben wird.

Ort, Datum

Unterschrift