

# Diplomarbeit

## Variantenuntersuchung zur wirtschaftlichen Klimatisierung von Büroräumen

**Vorgelegt am:** 05.09.2011

**Von:** André Giese  
Pößnecker Str. 35  
07318 Saalfeld/Saale

**Studiengang:** Versorgungs- und Umwelttechnik  
**Studienrichtung:** Technische Gebäudesysteme

**Seminargruppe:** VU08/1

**Matrikelnummer:** 4080526

**Praxispartner:** Carl Zeiss AG  
Carl-Zeiss-Promenade  
07745 Jena

**Gutachter:** Herr Dipl. Ing. Zipfel  
(Carl Zeiss AG)

Herr Prof. Dr. Scheibe  
(Staatliche Studienakademie Glauchau)



## **Danksagung**

An dieser Stelle möchte ich mich bei allen bedanken, die mich bei der Anfertigung dieser Arbeit unterstütz haben.

Einen besonderen Dank möchte ich meinem Betreuer Prof. Dr. Scheibe aussprechen, welcher sich trotz der großen räumlichen Entfernung und geringen zur Verfügung stehenden Zeit stets meinen Fragen angenommen und mich mit seinen Anregungen und Tipps sehr unterstütz bzw. inspiriert hat.

Ebenfalls einen besonderen Dank möchte ich Dipl. Ing. Ingolf Tiator für seine Unterstützung und scheinbar unendliche Geduld aussprechen.

Des Weiteren gilt mein Dank all meinen Kollegen die mich bei der Erstellung dieser Arbeit unterstütz haben. Im Besonderen trifft dies für meinem Betreuer Dipl. Ing. Hanno Zipfel zu.

Außerdem möchte ich mich in hohem Maße bei meiner Familie bedanken, die mich immer und in jeder erdenklichen Weise unterstütz hat. Sie war während des gesamten Studiums eine unschätzbare Säule.

---

## Inhaltsverzeichnis

<b>Danksagung</b> .....	<b>III</b>
<b>Inhaltsverzeichnis</b> .....	<b>IV</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b> .....	<b>VIII</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b> .....	<b>IX</b>
<b>Formelverzeichnis</b> .....	<b>XI</b>
<b>Abkürzungsverzeichnis</b> .....	<b>XIII</b>
<b>1 Einleitung</b> .....	<b>1</b>
<b>2 Informationen zum Gebäude</b> .....	<b>2</b>
2.1 Allgemeine Informationen .....	2
2.2 Beschreibung der Sanierungsfläche .....	2
<b>3 Beschreibung der zu untersuchenden Klimatisierungsvarianten</b> .....	<b>3</b>
3.1 Allgemeine Angaben zu den Varianten .....	3
3.2 Variante 1 Klimatisierung durch eine zentrale RLT-Anlage .....	3
3.3 Variante 2 Klimatisierung durch statische Heizung und Kühldecken .....	3
3.4 Variante 3 Klimatisierung durch statische Heizung und Splitklimageräte ..	3
<b>4 Anlagentechnik Klimatisierungsvariante 1</b> .....	<b>4</b>
4.1 Raumluftechnische Anlage .....	4
4.1.1 Lüftungsform und Anforderungen .....	4
4.1.2 Raumströmung und Luftauslässe .....	5
4.1.3 Regelung der raumluftechnischen Anlage .....	6
4.1.4 Komponenten der raumluftechnischen Anlage .....	7
4.1.5 Kanalnetz und Druckverlustberechnung .....	9
4.1.6 Wärmeverluste der Luftleitungen .....	12
4.1.7 Außenluftansaugung und Fortluftaustritt .....	14
4.1.8 Zentralklimagerät .....	14
<b>5 Anlagentechnik Klimatisierungsvariante 2</b> .....	<b>15</b>
5.1 RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 2 .....	15
5.1.1 Lüftungsform und Anforderungen .....	15
5.1.2 Raumströmung und Luftauslässe .....	15
5.1.3 Regelung der raumluftechnischen Anlage .....	16
5.1.4 Komponenten der raumluftechnischen Anlage .....	19
5.1.5 Kanalnetz und Druckverlustberechnung .....	20
5.1.6 Wärmeverluste der Luftleitungen .....	20
5.1.7 Außenluftansaugung und Fortluftaustritt .....	20
5.1.8 Zentralklimagerät .....	20
5.2 Auslegung der Heizanlage .....	21
5.2.1 Rohrleitungsnetz .....	21



---

5.2.2	Hydraulischer Abgleich .....	23
5.2.3	Rohrisolierung.....	23
5.2.4	Rohrleitungsverlegung .....	24
5.2.5	Pumpenauslegung.....	25
5.2.6	Wärmeerzeuger.....	26
5.2.7	Regelung .....	26
5.2.8	Sicherheitseinrichtungen .....	27
5.2.9	Druckhaltung.....	28
5.2.9.1	Auslegung von Membran-Druckausdehnungsgefäßen.....	28
5.2.9.2	Einbauort des MAG .....	32
5.3	Kühldecke.....	32
5.3.1	Allgemeines .....	32
5.3.1.1	Geschlossene Gipskartonkühldecke.....	33
5.3.1.2	Geschlossene Metallkühldecke .....	35
5.3.1.3	Geschlossene, im Putz integrierte Kühldecke .....	35
5.3.1.4	Offene Metallkühldecke .....	36
5.3.1.5	Deckenkühlsegel .....	37
5.3.2	Regelung der Kühldecken .....	38
5.3.3	Auslegung der Kühldecke.....	39
5.3.3.1	Auslegung der Kühldeckenelemente .....	40
5.3.3.2	Rohrleitungsnetz.....	43
5.3.3.3	Hydraulischer Abgleich .....	43
5.3.3.4	Rohrisolierung.....	43
5.3.3.5	Rohrleitungsverlegung .....	43
5.3.3.6	Pumpenauslegung.....	44
5.3.3.7	Wärmeübertrager.....	44
5.3.3.8	Sicherheitseinrichtungen für Kühldeckenanlage .....	44
<b>6</b>	<b>Anlagentechnik Klimatisierungsvariante 3 .....</b>	<b>46</b>
6.1	RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 3.....	46
6.1.1	Lüftungsform und Anforderungen .....	46
6.1.2	Raumströmung und Luftauslässe .....	46
6.1.3	Regelung der raumluftechnischen Anlage .....	47
6.1.4	Komponenten der raumluftechnischen Anlage .....	47
6.1.5	Kanalnetz und Druckverlustberechnung .....	47
6.1.6	Wärmeverluste der Luftleitungen .....	47
6.1.7	Außenluftansaugung und Fortluftaustritt.....	48
6.1.8	Zentralklimagerät.....	48
6.2	Heizanlage.....	48
6.3	Splitklimagerate .....	48

---

6.3.1	Allgemeines .....	49
6.3.2	VRF-Multisplitgeräte .....	52
6.3.2.1	Außeneinheiten.....	54
6.3.2.2	Inneneinheiten .....	54
6.3.2.3	Rohrleitungsnetz.....	57
6.3.2.4	Leistungsregelung .....	58
6.3.3	Auslegung und Auswahl der Inneneinheiten.....	58
<b>7</b>	<b>Ermittlung der Investitionskosten.....</b>	<b>62</b>
7.1	Investitionskosten Klimatisierungsvariante 1 .....	62
7.2	Investitionskosten Klimatisierungsvariante 2 .....	62
7.3	Investitionskosten Klimatisierungsvariante 3 .....	64
7.4	Investitionskostenvergleich.....	65
<b>8</b>	<b>Ermittlung der bedarfsgebundenen Kosten.....</b>	<b>67</b>
8.1	Energiebedarfe für Heizung, Kühlung und RLT-Anlagen.....	67
8.2	Jahres-Kühlwärmebedarf.....	67
8.2.1	Nutzenergiebedarf für Raumkühlung Klimatisierungsvariante 1 .....	68
8.2.2	Nutzenergiebedarf für Raumkühlung Klimatisierungsvariante 2 .....	68
8.2.3	Nutzenergiebedarf für Raumkühlung Klimatisierungsvariante 3 .....	70
8.3	Jahres-Heizwärmebedarf.....	72
8.4	Energiebedarf RLT-Geräte .....	79
8.4.1	Kühl-Energiebedarf für RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 1 .....	82
8.4.2	Heiz-Energiebedarf für RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 1.....	86
8.4.3	Elektro-Energiebedarf für RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 1.....	90
8.4.4	Kühl-Energiebedarf für RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 2.....	91
8.4.5	Heiz-Energiebedarf für RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 2.....	92
8.4.6	Elektro-Energiebedarf für RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 2.....	93
8.4.7	Kühl-Energiebedarf für RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 3.....	94
8.4.8	Heiz-Energiebedarf für RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 3.....	94
8.4.9	Elektro-Energiebedarf für RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 3.....	94
8.5	Bestimmung der bedarfsgebundenen Kosten aus den Energiebedarfswerten.....	95
8.5.1	Bedarfsgebundenen Kosten Klimatisierungsvariante 1 .....	95
8.5.2	Bedarfsgebundenen Kosten Klimatisierungsvariante 2 .....	96
8.5.3	Bedarfsgebundenen Kosten Klimatisierungsvariante 3 .....	97
8.5.4	Vergleich der bedarfsgebundenen Kosten.....	99
<b>9</b>	<b>Wirtschaftlichkeitsanalyse.....</b>	<b>101</b>
9.1	Kapitalgebundene Auszahlungen .....	102
9.2	Bedarfs- (Verbrauchs-) gebundene Auszahlungen.....	104
9.3	Betriebsgebundene Auszahlungen .....	105

9.4	Wirtschaftlichkeitsvergleich der Klimatisierungsvarianten.....	106
<b>10</b>	<b>Systemempfehlung</b> .....	<b>108</b>
<b>11</b>	<b>Zusammenfassung</b> .....	<b>109</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b> .....	<b>110</b>
	<b>Anhangverzeichnis</b> .....	<b>113</b>

---

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1	Hauptgebäude des Unternehmens Carl Zeiss am Standort Jena.....	1
Abbildung 2	geschlossene Gipskartonkühldecke .....	34
Abbildung 3	geschlossene Gipskartonkühldecke von oben.....	34
Abbildung 4	geschlossene Metallkühldecke .....	35
Abbildung 5	geschlossene im Putz integrierte Kühldecke .....	36
Abbildung 6	offene Metallkühldecke .....	36
Abbildung 7	Deckenkühlsegel .....	37
Abbildung 8	Deckenkühlsegel .....	37
Abbildung 9	Kühldeckenschema .....	39
Abbildung 10	Gipskartonkühldeckenelemente Fa. Krantz.....	41
Abbildung 11	Schematische Darstellung der Mono-Split-Bauweise .....	49
Abbildung 12	Vereinfachte Kälte-Prozessdarstellung.....	51
Abbildung 13	Grundaufbau VRF-Multisplitanlage.....	53
Abbildung 14	VRF-Multisplit-Außengeräte .....	54
Abbildung 15	Innengerät für Wandmontage .....	55
Abbildung 16	Innengerät Standgeräteausrüstung .....	55
Abbildung 17	Kassettengerät für Rasterdeckeneinbau .....	56
Abbildung 18	Innengerät für Zwischendeckeneinbau .....	56
Abbildung 19	Deckengerät .....	57
Abbildung 20	Schematischer Aufbau RLT-Anlage und Multi-Splitkanalgeräte .....	61
Abbildung 21	Gegenüberstellung der Investitionskosten der drei Klimatisierungsvarianten .....	66
Abbildung 22	Gegenüberstellung der bedarfsgebundenen Kosten der drei Klimatisierungsvarianten .....	100
Abbildung 23	Gegenüberstellung der Annuitäten der drei Klimatisierungsvarianten .....	107

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1	erforderliche Raumluftparameter Klimatisierungsvariante 2 Sommerfall .....	17
Tabelle 2	Zuluftparameter Klimatisierungsvariante 2 .....	18
Tabelle 3	Auslegungsausßenluftparameter Sommerfall .....	18
Tabelle 4	Mindestdämmdicke nach EnEV .....	24
Tabelle 5	Kühldeckenelementanzahl .....	42
Tabelle 6	Investitionskosten Klimatisierungsvariante 1 .....	62
Tabelle 7	aktive Kühlfläche der Kühlelemente .....	63
Tabelle 8	Investitionskosten Klimatisierungsvariante 2 .....	64
Tabelle 9	Investitionskosten Klimatisierungsvariante 3 .....	65
Tabelle 10	Investitionskostenvergleich .....	65
Tabelle 11	Erzeugernutzkälteabgabe Klimatisierungsvariante 2 .....	70
Tabelle 12	Nutzungsgrade für die Berechnung der Erzeugernutzkälteabgabe Multi-Splitanlage Klimatisierungsvariante 3 .....	72
Tabelle 13	Erzeugernutzkälteabgabe Klimatisierungsvariante 3 .....	72
Tabelle 14	monatliche Zuluftvolumenströme für energetische Betrachtungen der RLT-Anlage (Klimatisierungsvariante 1) .....	81
Tabelle 15	Auswahl Anlagenvariante nach VDI 2067, 1983 .....	82
Tabelle 16	Erzeugernutzkälteabgabe Klimatisierungsvariante 2 .....	84
Tabelle 17	Nutzungsgrad für die Berechnung der Erzeugernutzkälteabgabe für die Versorgung der RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 1 .....	85
Tabelle 18	Erzeugernutzkälteabgabe für die Versorgung der RLT-Anlage Klimatisierungs- variante 1 .....	86
Tabelle 19	Ausgangsdaten für die Berechnung der Wärmeverluste der Luftleitungen .....	89
Tabelle 20	Erzeugernutzwärmeabgabe für die Versorgung der RLT-Anlage Klimatisierungs- variante 1 .....	90
Tabelle 21	jährlicher Energiebedarf RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 1 .....	91
Tabelle 22	Erzeugernutzkälteabgabe für die Versorgung der RLT-Anlage Klimatisierungs- variante 2 .....	91
Tabelle 23	jährlicher Energiebedarf RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 2 .....	93
Tabelle 24	jährlicher Energiebedarf RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 3 .....	94
Tabelle 25	Einheitspreise Heiz- und Kühlwärme sowie Elektroenergie .....	95
Tabelle 26	jährliche bedarfsgebundene Kosten Klimatisierungsvariante 1 .....	96
Tabelle 27	jährliche bedarfsgebundene Kosten Klimatisierungsvariante 2 .....	96
Tabelle 28	elektrischer Jahres-Endenergiebedarf für die Split-Klimageräte .....	98

---

Tabelle 29	elektrischer Jahres-Endenergiebedarf für die Innengeräte Split-Klimaanlage.....	98
Tabelle 30	jährliche bedarfsgebundene Kosten Klimatisierungsvariante 3.....	99
Tabelle 31	Gegenüberstellung der jährliche bedarfsgebundene Kosten aller Klimatisierungsvarianten .....	99
Tabelle 32	Gegenüberstellung der Annuitäten der Klimatisierungsvarianten.....	106

## Formelverzeichnis

Formel 1	Druckverlust gerade Rohre.....	11
Formel 2	Druckverlust Formteile.....	11
Formel 3	gleichwertiger Durchmesser .....	11
Formel 4	Lufttemperaturänderung im Kanal .....	13
Formel 5	Wärmedurchgangskoeffizient nach VDI 2087 .....	13
Formel 6	absolute Feuchtedifferenz .....	17
Formel 7	absolute Zuluftfeuchte .....	18
Formel 8	Druckverlust gerades Rohr.....	22
Formel 9	Druckverlust Einzelwiderstände .....	22
Formel 10	Längendehnung Rohr.....	24
Formel 11	Biegeschenkellänge U-Bogen .....	25
Formel 12	Vordruck MAG.....	29
Formel 13	Enddruck .....	29
Formel 14	Wasservorlage .....	30
Formel 15	Ausdehnungsvolumen.....	30
Formel 16	Gesamtvolumen Ausdehnungsgefäß .....	30
Formel 17	Mindest-Startdruck .....	31
Formel 18	Maximal-Startdruck.....	31
Formel 19	spezifische flächenbezogene Kühllast.....	39
Formel 20	Auslegungskühllast Kühldecke .....	40
Formel 21	Erzeugernutzkälteabgabe (Kühldecke).....	68
Formel 22	Übergabeverluste Kühldecke .....	69
Formel 23	Verluste für Verteilung (Kühldecke).....	69
Formel 24	Außenlufttemperatur nach dem Wärmerückgewinner .....	71
Formel 25	monatlicher Heizwärmebedarf .....	73
Formel 26	monatlicher Wärmeverlust.....	74
Formel 27	monatlicher Wärmegewinn .....	74
Formel 28	solarer Wärmegewinn.....	75
Formel 29	mittlerer innerer Wärmegewinn .....	75
Formel 30	spezifische Wärmeverluste.....	75
Formel 31	spezifischer Transmissionswärmeverlust .....	76
Formel 32	spezifischer Lüftungswärmeverlust.....	76
Formel 33	Luftvolumenstrom bei zeitweisem Betrieb des Lüftungssystems.....	77
Formel 34	zu berücksichtigender Luftvolumenstrom bei Wärmerück- gewinnungssystemen .....	77
Formel 35	zu berücksichtigender Luftvolumenstrom .....	78
Formel 36	Jahres-Heizwärmebedarf .....	78

---

Formel 37	lastabhängiger mittlerer monatlicher Zuluftvolumenstrom .....	80
Formel 38	jährlicher Kältebedarf RLT-Anlage V1 .....	83
Formel 39	Nutzenergie für das Kühlregister .....	83
Formel 40	Verluste der Übergabe der Luft an den Raum .....	84
Formel 41	Erzeugernutzkälteabgabe für die Kälteversorgung der RLT-Anlage ..	84
Formel 42	Kälteabgabe der Übergabe Klimakälte RLT .....	85
Formel 43	Kälteabgabe der Verteilung Klimakälte RLT .....	85
Formel 44	jährlicher Wärmebedarf RLT-Anlage V1 .....	87
Formel 45	jährliche Wärmeeinsparung durch Wärmerückgewinnung .....	87
Formel 46	jährlicher Wärmeverlust durch Übergabe der Wärme im Raum .....	88
Formel 47	jährlicher Wärmeverlust der Luftleitungen .....	89
Formel 48	Erzeugernutzwärmeabgabe für die Wärmeversorgung der RLT-Anlage .....	89
Formel 49	jährlicher Elektroenergiebedarf für Luftförderung .....	90
Formel 50	jährlicher Kältebedarf RLT-Anlage V2 .....	91
Formel 51	jährlicher Wärmebedarf RLT-Anlage V2 .....	92
Formel 52	jährliche Wärmeeinsparung durch Wärmerückgewinnung .....	93
Formel 53	bedarfsgebundene Kosten für Energieform i .....	95
Formel 54	elektrischer Jahres-Endenergiebedarf Split-Klimageräte .....	97
Formel 55	Annuität der kapitalgebundenen Auszahlungen .....	102
Formel 56	Barwert der Ersatzbeschaffung .....	102
Formel 57	Restwert der Investition .....	103
Formel 58	Annuitätsfaktor .....	103
Formel 59	preisdynamische Annuitätsfaktoren .....	104
Formel 60	Barwertfaktor .....	104
Formel 61	Annuität der bedarfsgebundenen Auszahlungen .....	104
Formel 62	bedarfsgebundene Zahlung im ersten Jahr .....	105
Formel 63	Annuität der betriebsgebundenen Auszahlungen .....	105
Formel 64	betriebsgebundenen Auszahlungen im ersten Jahr .....	105



## Abkürzungsverzeichnis

DIN	Deutsches Institut für Normung
Fa.	Firma
MAG	Membran-Druckausdehnungsgefäß
Pa	Pascal
RLT-Anlage	raumluftechnische Anlage
VRF	Variable Refrigerant Flow
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
VVS	Variabel-Volumenstrom-System

## 1 Einleitung

Im Jahr 1846 gründete der Feinmechaniker Carls Zeiss das heute in der Feinmechanik, Optik und Optoelektronik etablierte Unternehmen Carl Zeiss. Mit weltweit mehr als 30 Vertriebsniederlassungen und Produktionsstätten in Europa, Asien und Nord- und Mitteleuropa sowie 100 Standorten weltweit beschäftigt die Carl Zeiss Gruppe mehr als 24.000 Mitarbeiter. Das Unternehmen Carl Zeiss ist mit seinen Produkten weltweit führend im Bereich der opto-elektronischen Industrie. Der Hauptsitz des Unternehmens befindet sich in Oberkochen (Baden-Württemberg). Ein bedeutender Produktionsstandort liegt in Jena, dem Gründungsstandort des Unternehmens. Der Standort umfasst mehrere Büro- und Produktionsgebäude, wobei die Abbildung 1 das Hauptgebäude zeigt.



**Abbildung 1** Hauptgebäude des Unternehmens Carl Zeiss am Standort Jena

Aufgrund der hohen Auslastung der zur Verfügung stehenden Büroflächen, benötigt das Gebäude in Jena zusätzliche Büroflächen. Um diese zu schaffen, wird der bisher ungenutzte Gebäudeteil des siebten Obergeschosses saniert, mit der Option einer Vermietung an Tochterfirmen oder externe Nutzer. Ziel der Diplomarbeit ist es, die in der vorgelagerten Studienarbeit verfassten Grundlagen auszubauen, also die Anlagen für die Klimatisierungsvarianten spezifisch auszulegen, die Investitionskosten sowie die Kostenkomponenten in Anlehnung an die VDI 2067 zu ermitteln und anhand dieser eine Aussage über die Wirtschaftlichkeit zu treffen. Die Einzelziele der Studienarbeit waren

1. Ermittlung der Heiz-, Kühl- und Stofflasten für die betrachteten Räume
2. Auslegung der Heiz-, Deckenkühlflächen und Split-Klimageräte
3. Ermittlung der zur Lastdeckung erforderlichen Luftvolumenströme beim Einsatz von RLT-Geräten

## **2 Informationen zum Gebäude**

### **2.1 Allgemeine Informationen**

Das zu untersuchende Gebäude wurde 1970 erbaut und befindet sich im innerstädtischen Bereich. Unterteilt wird dieses in den Nord- und in den Südbau und hat eine Gesamtlänge (Nord- und Südbau) von insgesamt 200m. Der Nordbau ist 116m und der Südbau ist 128m breit. Die Maximalhöhe des Gebäudes beträgt 45m. Das Erdgeschoss liegt auf einer Höhe von 190,40m über dem Meeresspiegel. Die betrachteten Räume befinden sich in der siebten Ebene auf dem Nordbau. Diese siebte Ebene nimmt nur ein Teil der Gebäudegrundfläche ein. Eine Sanierung des Gebäudes erfolgte schrittweise aus energetischen und ästhetischen Gründen. Diese Instandsetzung wurde im Laufe der Zeit mehrfach und partiell umgesetzt. 1993 wurde zum Beispiel der Südbau saniert, gefolgt vom zu untersuchenden Nordbau, im Jahr 2008.

### **2.2 Beschreibung der Sanierungsfläche**

Der zu sanierende Gebäudebereich, in dem zukünftig Büroräume entstehen sollen, befindet sich im Nordbau des Gebäudes. Einst wurde diese Fläche für Versuchsaufbauten und die Aufstellung technischer Geräte genutzt. Seit geraumer Zeit besteht keine zweckmäßige Verwendung für diese Flächen. Eine Teilnutzung besteht lediglich durch verbliebene Messaufbauten und ungenutzte RLT-Anlagen. Bisher wurde dieser Gebäudeteil weder beheizt noch gekühlt. Aus diesen Gründen wurde dieser Gebäudeteil bei den bisherigen Sanierungsarbeiten nicht berücksichtigt. Der betrachtete Gebäudeabschnitt besteht aus zwei Hallen mit einer jeweiligen Höhe von 4,75m, Breite von ca. 13m und Länge von 90m. Diese sind im Norden miteinander verbunden. Im Süden grenzen die Gebäudeteile auf einen weiteren teilweise sanierten Gebäudeteil. Durch diese Anordnung der Teilgebäude entsteht ein unbedachter Innenhof. Es sollen nach dem geplanten Umbau Besprechungs-, Technik- und Sanitärräume sowie Großraum- und Einzelbüros sowie Beratungsräume entstehen. Eine Grundrisszeichnung der die geplante Raumaufteilung zeigt befindet sich im Anhang 1, eine Schnittdarstellung der Räume befinden sich im Anhang 2.

### **3 Beschreibung der zu untersuchenden Klimatisierungsvarianten**

#### **3.1 Allgemeine Angaben zu den Varianten**

Für alle zu untersuchenden Varianten gelten gleiche Voraussetzungen:

1. Raumtemperatur: Sommer maximal 26 °C, Winter minimal 20 °C
2. konstante Raumgrößen, Einrichtungen und Personenbelegungen
3. kein hygienischer Raumlufthwechsl durch Fensterlüftung, da auf umliegenden Dachflächen eine Vielzahl von Abluft- und Prozessabluftventilatoren vorhanden sind, durch Ventilatoren erzeugte Schallemissionen würden zu erheblichen Störungen in den Büros bei geöffneten Fenstern führen

#### **3.2 Variante 1 Klimatisierung durch eine zentrale RLT-Anlage**

Bei der Klimatisierungsvariante 1 erfolgt die Kompensierung der in den Räumen auftretenden Lasten durch Luftströme. Die Konditionierung der Zuluft erfolgt mit einem zentralen RLT-Gerät. In den Räumen sind dabei alle Zu- und Abluftvolumenströme gleich groß.

#### **3.3 Variante 2 Klimatisierung durch statische Heizung und Kühldecken**

Bei dieser Variante wird nur der hygienisch bedingte Luftwechsel in den Räumen durch ein zentrales RLT-Gerät sichergestellt. Durch Heizkörper und Kühldecken sollen die Heizlasten und die Kühllasten kompensiert werden.

#### **3.4 Variante 3 Klimatisierung durch statische Heizung und Splitklimageräte**

Auch bei der dritten zu untersuchenden Klimatisierungsvariante nur der hygienisch bedingte Luftwechsel in den Räumen durch ein zentrales RLT-Gerät sichergestellt. die Luftwechsel durch ein zentrales RLT-Gerät gewährleistet und die Heizlasten durch Heizkörper ausgeglichen. Die Kühllasten hingegen werden durch Umluftkühlgeräte mit Außeneinheit (Multi-Splitgeräte) abgeführt.

## 4 Anlagentechnik Klimatisierungsvariante 1

### 4.1 Raumluftechnische Anlage

Bei dieser Klimatisierungsvariante sollen alle auftretenden Raumlasten durch die RLT-Anlage kompensiert werden. Es werden der Ausgleich der Heiz- und Kühllasten und die Außenluftversorgung durch die RLT-Anlage realisiert. Die hygienisch bedingten Außenluftvolumenströme dienen der Sauerstoffversorgung der sich in den Räumen befindlichen Personen. Sie wurden nach DIN EN 13779 als Grundlage in der Studienarbeit<sup>1</sup> berechnet und stellen immer die Mindestgröße der Zuluftvolumenströme dar. Die durch thermische Lasten bestimmten Zuluftvolumenströme wurden ebenfalls in der Studienarbeit<sup>2</sup> ermittelt.

#### 4.1.1 Lüftungsform und Anforderungen

Die Belüftung der Räume erfolgt ausschließlich durch RLT-Anlagen, also mechanisch, da eine Fensterlüftung nicht möglich ist. Eine konstante Luftfeuchtigkeit ist nicht gefordert, weshalb eine Befeuchtung der Zuluft nicht vorgesehen wird. Um auf spätere veränderliche Anforderungen reagieren zu können, wird im RLT-Kompaktgerät eine Leerkammer für die Nachrüstung eines Dampfbefeuchters vorgesehen. Aus energetischen Gründen wird eine Wärmerückgewinnung in Form eines Enthalpierades eingesetzt, das gewährleistet, dass nicht nur Wärme zurückgewonnen, sondern auch Feuchtigkeit vom höheren auf das niedrigere Niveau übertragen werden kann, wodurch im Winter ein Teil der Abluftfeuchte auf die trockene Außenluft übertragen wird. Mit der Anwesenheit von Personen in den betrachteten Büro- und Beratungsräumen ist werktags von 7 Uhr bis 17 Uhr zu rechnen. Die Kompensation der Kühllasten in den Räumen soll von 6 Uhr morgens bis 18 Uhr abends erfolgen. Eine einstündige Vor- bzw. Nachlaufzeit ist vorgesehen, um verbliebene Lasten abzuführen und das gewünschte Raumklima einzustellen. Eine Kompensation der Heizlasten muss aus Gebäudeschutzgründen permanent stattfinden.

Um eine energieeffiziente Kühlung der Räume zu ermöglichen, wird ein Nachtkühlbetrieb vorgesehen, in welchem die RLT-Anlage kühle Außenluft ohne thermodynamische Luftbehandlungen in die Räume fördert. Die kühle Außenluft führt solange die verbliebenen thermischen Lasten aus den Räumen ab, bis sich eine Temperatur von etwa 20 °C einstellt. Durch die thermische Speicherfähigkeit der Umschließungsflächen kann somit ein „thermisches Polster“ geschaffen werden. Die

---

<sup>1</sup> vgl. Giese, 2011, S.41-53

<sup>2</sup> ebenda

Nachtkühlung ermöglicht somit eine Abfuhr der bestehenden thermischen Lasten aus den Räumen, ohne Kühlenergie einzusetzen zu müssen.

Abweichend zu den Annahmen in der Studienarbeit wird zur energieeffizienten Versorgung der Räume ein Variabel-Volumenstrom-System (VVS) eingesetzt. VVS-Anlagen ermöglichen eine Anpassung der Luftvolumenströme an die Raumlasten. Eine Begrenzung dieser Ströme erfolgt einmal durch den notwendigen hygienischen Außenluftvolumenstrom (Mindestvolumenstrom) und den thermisch erforderlichen Luftvolumenstrom (Maximalluftvolumenstrom). Eine Anpassung an veränderliche Lasten erfolgt durch Änderung des Luftvolumenstromes. Die Zulufttemperatur ist dabei konstant, wird aber an die jahreszeitlichen Veränderungen des Außenklimas angepasst. Im Teillastbetrieb ist nur ein verringerter Zuluftvolumenstrom notwendig, was zu erheblichen Einsparungen bei der Luftförderung und der Luftkonditionierung führt. Außerdem erreichen Filter längere Standzeiten. Somit reduzieren sich die Betriebskosten, was der entscheidende Vorteil der VVS-Anlagen ist.

Um den Zuluftvolumenstrom reduzieren zu können, ohne den hygienisch erforderlichen Außenluftvolumenstrom zu unterschreiten, muss bei Anwesenheit von Personen stets mit 100% Außenluft gefahren werden. Notwendige Bestandteile des VVS sind Volumenstromregler im Zu- und Abluftkanal, welche durch Raumthermostaten oder Kohlendioxidensoren geregelt werden. Somit wird die Raumtemperatur bzw. die Raumluftqualität über den Zuluftvolumenstrom eingestellt. Besondere Sorgfalt ist bei der Auswahl der Zuluftauslässe anzuwenden, denn diese müssen in der Lage sein bei allen Betriebszuständen eine stabile, raumerfüllende Strömung ohne Zugescheinung sicherzustellen.<sup>3</sup>

#### **4.1.2 Raumströmung und Luftauslässe**

Um die gewünschten Raumluftzustände ganzjährig einzuhalten wird eine diffuse Mischlüftung angestrebt. Dabei wird die aufbereitete Zuluft über Deckendrallauslässe in den Raum eingebracht und mit der belasteten Raumluft gemischt. Die entstehende Mischluft soll definierte Raumluftparameter annehmen.

Die Luftauslässe müssen so ausgelegt werden, dass möglichst der gesamten Raum mit Frischluft versorgt und die Lasten kompensiert werden. Wichtig ist dabei, dass auch beim Mindestluftvolumenstrom eine ausreichend große Austrittsgeschwindigkeit vorliegt, um die raumerfüllende Strömung zu gewährleisten. Andererseits darf es beim Maximalvolumenstrom und der maximalen Über- bzw. Untertemperatur nicht zu

---

<sup>3</sup> vgl. Recknagel, 2011, S.1406f



Zugerscheinungen in der Aufenthaltszone kommen. Ein weiterer wichtiger Punkt bei der Auswahl der Luftauslässe ist der durch Strömungsgeräusche verursachte Schallpegel, der möglichst gering sein sollte. Weiterhin besteht durch das Unternehmen Carl Zeiss die Forderung, die Räume ohne größeren Aufwand umgestalten zu können. Realisiert wird dies durch die Vorgabe von Rastern mit den Abmessungen 3 m auf 6 m sowie 3 m auf 3,5 m, sodass Trockenbau-Innenwände jederzeit in diesen Rastern versetzt werden können. Bei der Auswahl der Luftauslässe und deren Anordnung im Raum ist auf die Strömungsgeschwindigkeiten innerhalb dieser Raster zu achten.

Die Auswahl der Luftauslässe erfolgt mit der Software „Easy Product Finder“ der Firma Trox. Als Zuluftauslässe wurden Drallauslässe der Firma Trox vom Typ RFD-R-D-A-M gewählt. Diese erlauben einen großen Volumenstrom-Stellbereich ohne Umstellung der Leitlamellen in den Auslässen. Die Selektion der Auslässe erfolgte nach der Strömungsgeschwindigkeit und der Temperaturdifferenz in den Aufenthaltszonen. Wobei der Temperaturunterschied klein und die Strömungsgeschwindigkeit niedrig sein soll, um die Behaglichkeit nicht zu gefährden. Beispielhaft sind für drei Räume die gewählten Zuluftauslässe im Winter- und Sommerfall im Anhang 3 beigefügt. Ebenfalls in diesem Anhang befindet sich eine Tabelle, welche die Auslegungsluftvolumenströme für die Luftauslässe dieser Räume dargestellt.

Auslässe vom Typ FD-Q-A-H-M werden als Abluftauslässe eingesetzt und entstammen ebenfalls dem Produktportfolio der Firma Trox. Sie zeichnen sich durch geringe Schallemissionen aus. Die Anordnung der Abluftauslässe spielt nur eine untergeordnete Rolle, da diese keinen oder nur geringen Einfluss auf die Raumströmung haben.<sup>4</sup> Die Anordnung erfolgt in der Decke, um aufsteigende, warme, belastete Raumluft abführen zu können. Kurzschlussströmungen sollen vermeiden werden. Dies kann durch die Positionierung der Abluftauslässe außerhalb des direkten Abstrahlbereichs der Zuluftauslässe erreicht werden. Die Auswahl der Abluftauslässe befindet sich im Anhang 4.

#### **4.1.3 Regelung der raumluftechnischen Anlage**

Die Regelung der Raumtemperatur erfolgt durch das Variieren der Zuluftvolumenströme in den zulässigen Grenzen. Diese Grenzen werden durch den zur Lastdeckung notwendigen maximalen Zuluftvolumenstrom, den minimalen Volumenstrom der zur Erzeugung des Austrittsimpulses am Luftauslass bzw. den hygienisch notwendigen Außenluftvolumenstrom bestimmt. Als Führungsgrößen dienen die Raumlufttemperatur und in den Beratungsräumen der Kohlendioxidgehalt. Anhand

---

<sup>4</sup> vgl. Baumgarth, 2003, S.179-180

dieser Größen wird der Zuluftvolumenstrom durch Volumenstromregler eingestellt. Zu beachten ist, dass der Abluftvolumenstrom im gleichen Verhältnis zu ändern ist wie der Zuluftvolumenstrom. da sonst die Gefahr besteht, dass sich Über- oder Unterdrücke im Raum einstellen. Die Regelung der Abluft erfolgt in Form einer Folgeregelung. Dabei erhält der Abluftvolumenstromregler als Sollwert den gemessenen Ist-Wert des Luftvolumenstroms des Zuluftvolumenstromreglers.<sup>5</sup> In den Beratungsräumen werden kombinierte Kohlendioxid-/Temperatursensoren und für die restlichen Räume kombinierte Temperatur-/Feuchtesensoren der Firma Honeywell eingesetzt.

Für die Raumlufftemperatur wird ein gleitender Sollwert vorgesehen. Das bedeutet, dass die Raumlufftemperatur in Abhängigkeit der Außenlufttemperatur vom Wintersollwert mit 22°C Lufttemperatur auf einen Sollwert von 26 °C im Sommerbetrieb ansteigt. Dieses Vorgehen sorgt für erhebliche Energieeinsparungen, da die energetischen Aufwendungen zur Zuluftkonditionierung reduziert werden. Die Anpassung der Sollwerte erfolgt an Erfahrungswerte der Regelungsingenieure des Unternehmens Carl Zeiss. Für das Anfahren der Anlage und den Gebäudeschutz in Zeiten ohne Anwesenheit von Personen wird aus energetischen Gründen reiner Umluftbetrieb realisiert.

Für die Funktion der Volumenstromregler ist ein ausreichender Anlagendruck Voraussetzung. Der Differenzdruckbereich, in dem die Volumenstromregler arbeiten, wird von den Herstellern angegeben und beträgt bei den eingesetzten Geräten von Trox 20 bis 1.500 Pa. Um die Funktion des ungünstigsten Volumenstromreglers zu gewährleisten, muss im Kanalnetz der Druckverlust des ungünstigsten Leitungsweges zuzüglich des Mindestregeldruckes des Volumenstromreglers vorliegen. Die Drehzahlregelung der Ventilatoren erfolgt über eine Differenzdruckmessung im Zu- und Abluftkanal. Die Messung des Druckes im Kanal soll vor dem ersten Abzweig erfolgen.<sup>6</sup> Der Mindestluftvolumenstrom der Volumenstromregler ist auf den Anteil des Außenluftvolumenstroms oder den Mindestluftvolumenstrom für die Erzeugung des Austrittsimpulses der Luftauslässe einzustellen.

#### **4.1.4 Komponenten der raumlufftechnischen Anlage**

##### **Volumenstromregler**

Diese sollen den vorgegebenen Luftvolumenstrom sowohl für Abluft wie auch für Zuluft unabhängig vom schwankenden Kanaldruck einstellen.<sup>7</sup> Die Drosselung kann durch Klappen, Gummimembranen oder variable Lochblechflächen erfolgen. Auf-

---

<sup>5</sup> vgl. Recknagel, 2011, S.1079

<sup>6</sup> vgl. Trox, 2009, S.12

<sup>7</sup> vgl. Recknagel, 2011, S.1076



grund der Möglichkeit einer Vollabspernung wird der Einsatz von Drehklappen bevorzugt. Diese Klappen erzeugen allerdings erhebliche Strömungsgeräusche, und erfordern daher den Einsatz von Schalldämpfern nach den Volumenstromreglern.

Zum Einsatz kommen Volumenstromregler für variablen Volumenstrom mit elektronischen Reglern und Stellantrieben der Firma Trox vom Typ TVR und TVRD. Der Typ TVRD ist mit einer äußeren Dämmschale ausgestattet, um die direkte Schallabgabe zu reduzieren. Die gewählten Volumenstromregler arbeiten in einem Druckbereich von 20 bis 1500 Pa.

### **Schalldämpfer**

Die Schallemissionen der Ventilatoren werden durch die Luftkanäle übertragen und können so in die Räume gelangen. Um dies zu verhindern, werden in die Hauptstränge nach dem RLT-Gerät Kulissenschalldämpfer der Firma Trox vom Typ MSA 100 in unterschiedlichen Dimensionen eingesetzt, die einen Druckverlust von 50 Pa erzeugen. Für Außen- und Fortluft werden ebenfalls Kulissenschalldämpfer des Typ MSA 100 in der Länge 1,5m vorgesehen, damit die Schallabgabe an die äußere Umgebung reduziert wird. Nach jedem Volumenstromregler werden zusätzlich Rohrschalldämpfer der Fa. Trox vom Typ CA eingesetzt, um die Schallemissionen der Volumenstromregler abzubauen und den Schallpegel so weit zu reduzieren, dass die zulässigen Werte in den Räumen eingehalten werden.

### **Filter**

Filter sollen die Luft von Partikeln wie Staub, Ruß, Pollen, Insekten usw. reinigen. Es existieren verschiedene Filterstufen mit unterschiedlichen Partikelabscheidegraden. Um eine Raumluftqualität der Klasse IDA 2 bei einer Außenluftqualität der Klasse ODA 2 zu erreichen, müssen nach DIN EN 13779 als Vorfilter ein Filter der Klasse F5 und ein zweiter Filter der Klasse F8 verwendet werden.<sup>8</sup> Abweichend von der Vorgabe der DIN EN 13779 wird für die zweite Filterstufe ein Filter der Klasse F7 eingesetzt. Dieser gewährleistet zuverlässig den Pollenschutz bei einem geringeren Anfangsdruckverlust als ein Filter der Klasse F8. Durch dieses Vorgehen werden die Druckverluste der RLT-Anlage verringert, was letztendlich zu einer Verringerung der Betriebskosten für die Luftförderung führt. Die Anordnung der Filter kann an verschiedenen Stellen erfolgen. Die DIN EN 13779 schlägt die Anordnung der ersten Filterstufe am Eintritt der Außenluft in das RLT-Gerät und die zweite Stufe am Ende der Luftbehandlung vor.

---

<sup>8</sup> vgl. DIN EN 13779, 2003, S.44

### **Wetterschutzgitter**

Für die Frischluft- und die Fortluftöffnungen werden Wetterschutzgitter vorgesehen. Sie sollen das Eindringen von groben Verunreinigungen, Regen und Schnee sowie von Vögeln verhindern. Bei der Auslegung ist darauf zu achten, dass durch die Lamellen und das Gitter der Strömungsquerschnitt reduziert ist. Es muss der vom Hersteller angegebene freie Strömungsquerschnitt für die Auswahl der Gitter verwendet werden. Zum Einsatz kommen Wetterschutzgitter der Firma Trox vom Typ WG mit Rahmen und Lamellen aus verzinktem Stahlblech. Zusätzlich werden diese mit Welldrahtgitter aus verzinktem Stahldraht mit einer Maschenweite von 20x20 mm ausgestattet, was einen weiteren Sicherheitsfaktor darstellt.

### **Brandschutzklappen**

Bei Durchdringung brandabschnittsbegrenzender Wände werden Brandschutzklappen eingesetzt, deren Aufgabe darin besteht, die Ausbreitung von Rauch und Feuer in andere Brandabschnitte zu verhindern. Im Brandfall schließen die Klappen automatisch durch Schmelzlotsicherungen, magnetische Auslösevorrichtungen oder durch elektrische bzw. pneumatische Klappenantriebe, welche durch Temperaturfühler oder Rauchsensoren angesteuert werden. Endlagenschalter ermöglichen eine Fernabfrage zur Klappenstellungsanzeige. Eingesetzt werden Brandschutzklappen der Firma Trox vom Typ FK-K90 in den entsprechenden Abmessungen mit elektrothermischer Auslösung über Temperaturfühler eingesetzt. Diese sind mit einem elektrischen Antrieb mit Federrücklauf und Endlagenschaltern ausgerüstet. Die Auswahl der Brandschutzklappen erfolgt mit der Software „Easy Product Finder“ der Firma Trox.

#### **4.1.5 Kanalnetz und Druckverlustberechnung**

Die Dimensionierung des Kanalnetzes erfolgt nach den Auslegungsluftvolumenströmen. Diese bestehen zum Teil aus den Volumenströmen, die zur Kühllast- oder Heizlastdeckung notwendig sind, oder in den Fällen geringer thermischer Lasten aus den hygienisch notwendigen Außenluftvolumenströmen. Die Berechnung der Zuluftvolumenströme für die Deckung der Kühllast erfolgte bereits in der Studienarbeit.<sup>9</sup> Bei der Auslegung der Zuluftauslässe wurde festgestellt, dass im Heizfall nur begrenzte Übertemperaturen möglich sind, um eine raumerfüllende Strömung sicherzustellen. Somit werden die Zuluftvolumenströme für die Kühllastdeckung aus der Studienarbeit übernommen. Für die Heizlastdeckung werden diese zur Kontrolle berechnet. Beide werden mit den hygienisch notwendigen Außenluftvolumenströmen

---

<sup>9</sup> vgl. Giese, 2011, S.41-53

verglichen und für die Kanalnetzauslegung der jeweils Größte herangezogen. Die Zuluftvolumenströme werden im Anhang 5 in einer Tabelle gegenübergestellt. Es ergibt sich ein Fehler bei der Auslegung der Hauptkanäle, wenn jeweils mit dem größten Volumenstrom gerechnet wird, da nicht gleichzeitig Heiz- und Kühllasten gedeckt werden können. Allerdings besteht von Unternehmensseite die Forderung nach Flexibilität bei Umnutzungen, dafür sollen die Hauptkanäle mit Reserve ausgelegt und die definierte Anfangsabmessung durch den gesamten Gebäudeteil geführt werden. Der eingegangene Fehler kann akzeptiert werden, da er sich lediglich auf die Hauptkanäle auswirkt und diese ohnehin mit Reserven ausgelegt werden sollen. Die Auslegung der Abzweigung muss stets auf den maximalen Volumenstrom erfolgen. Die Verteilung der Zuluft erfolgt in einem Kanalnetz aus verzinktem Stahlblech nach DIN 24190. Bei der Auswahl der Kanalgrößen wurde darauf geachtet, dass möglichst Vorzugsgrößen eingesetzt werden.

Durch die Forderung seitens des Unternehmens Carl Zeiss, die Räume ohne größeren Aufwand in einem Raster von 3 m auf 6 m umgestalten zu können, muss auch von veränderlichen Luftvolumenströmen ausgegangen werden. Weiterhin werden häufig Erweiterungen der Anlagen vorgenommen. Daraus ergibt sich die Forderung, die Kanalnetze nicht zu optimieren, sondern Reserven vorzusehen und die Hauptkanäle bis zum Ende in einer Dimension zu führen. Im Bereich der Zwischendecke über den Räumen befinden sich Unterzüge mit einer Nord-Süd Orientierung. Der Abstand zwischen den Unterzügen und der Unterhangdecke beträgt nur 4 cm. Somit ist eine Versorgung aller Räume in den Gebäudeteile durch nur jeweils einen Hauptkanal für Zu- und Abluft nicht möglich. Es müssen jeweils zwei Kanäle zum Einsatz kommen. Damit erhöhen sich die Kosten für Verlegung und Material der Kanäle und zusätzlich durch weitere benötigte Volumenstromregler und Schalldämpfer.

Um eine gleichmäßige Luftverteilung auf die Luftauslässe sicherzustellen, werden die Druckverluste in den Verteilleitungen zu den Luftauslässen an diesen abgeglichen. Die benötigte Luftmenge wird durch Volumenstromregler auf die Räume aufgeteilt.

Das Kanalnetz wird so konstruiert, dass die gewünschten Massenströme gefördert und an die Luftauslässe verteilt werden. Dieses unterteilt sich in mehrere Teilstrecken, in denen der Volumenstrom jeweils konstant ist. An Abzweigungen ändert sich der Volumenstrom. An dieser Stelle endet die betrachtete Teilstrecke. Im Kanalnetz entsteht durch Reibung und Einzelwiderstände ein Druckabfall, welcher von der Strömungsgeschwindigkeit und der Rauheit der Kanaloberfläche abhängt. Um ein Optimum aus Druckverlusten und Kanalgröße zu finden, werden die Kanäle über Richtgeschwindigkeiten ausgelegt. Dies führt zu einer Verringerung der Investitionskosten bei geringen Betriebskosten. Für die Dimensionierung in Hauptkanälen Richtgeschwindigkeiten von 6 m/s und in Abzweigkanälen von 4 m/s

angenommen. Mittels der Volumenströme und der Richtgeschwindigkeiten werden die Rohrdimensionen gewählt und die zugehörigen Rohrreibungsverluste aus Diagrammen ermittelt. Die Druckverluste der geraden Rohrleitungen berechnen sich aus der Teilstreckenlänge und dem ermittelten Rohrreibungsverlusten nach Formel 1.

$$\Delta p_{Rohr} = R \cdot l_{TS}$$

**Formel 1**

Druckverlust gerade Rohre

Legende

$R$  = Rohrreibungsverluste [Pa/m]

$l$  = Länge der geraden Rohre der Teilstrecke [m]

Druckverluste der Einzelwiderstände wie Bögen, Abzweige, Querschnittsänderungen, Luftauslässe usw. berechnen sich mittels der von Herstellern angegebenen Widerstandsbeiwerten, der Strömungsgeschwindigkeit und der Dichte des Mediums. Die Dichte der Luft wird mit  $1,2 \text{ kg/m}^3$  angenommen. Die Berechnung erfolgt nach Formel 2.

$$\Delta p = \zeta \cdot w^2 \cdot \frac{\rho}{2}$$

**Formel 2**

Druckverlust Formteile

Legende

$\rho$  = Dichte der Luft [ $\text{kg/m}^3$ ]

$\zeta$  = Widerstandsbeiwert [-]

$w$  = Strömungsgeschwindigkeit des Mediums [m/s]

Der Querschnitt von rechteckigen Kanälen muss in den gleichwertigen Durchmesser umgerechnet werden. Diese Umrechnung erfolgt nach Formel 3. Die Druckverlustberechnung wird analog der Druckverlustberechnung für Rohre durchgeführt.

$$d_{gl} = 1,27 \cdot \sqrt[3]{\frac{(a \cdot b)^3}{a + b}}$$

**Formel 3**

gleichwertiger Durchmesser

Legende

$b$  = Kanalhöhe [m]

$a$  = Kanalbreite [m]

Der Druckverlust für die entsprechende Teilstrecke berechnet sich als Summe aus den Druckverlusten für gerade Rohrleitungen und denen für Formteile. Folglich ist der ungünstigste Leitungsweg der, dessen Druckverlust am größten ist und der sich aus allen Teildruckverlusten der Teilstrecken, vom Außenluftgitter beginnend bis zum Luftauslass bestimmt. Druckverluste der Einzelwiderstände wie Luftauslässe, Brandschutzklappen, Schalldämpfer usw. wurden mit dem Auslegungsprogramm „Easy Product Finder“ der Firma Trox ermittelt und den Komponenten vor der Berechnung des Kanalnetzes zugeordnet. Der Forderung des Unternehmens Carl Zeiss, die Hauptkanäle bis zum Ende in einer Dimension zu führen, wird bei der Berechnung nachgekommen.

Die Dimensionierung des Kanalnetzes und die Berechnung der Druckverluste erfolgt mit der Software „CanKAL“ der Firma mh-software. Die Anordnung der Luftkanäle, Luftauslässe, usw. kann dem Grundrissplan im Anhang 6 entnommen werden.

#### **4.1.6 Wärmeverluste der Luftleitungen**

Es muss sichergestellt werden, dass die erforderlichen Zulufttemperaturen an allen Auslässen den gewünschten Parametern entsprechen, da sonst die thermischen Lasten mit den Auslegungsluftvolumenströmen nicht kompensiert werden können. Die Änderung der Zulufttemperatur durch Wärmeverluste bzw. Wärmeeinträge in das Kanalnetz müssen ebenfalls untersucht werden. Die Berechnung erfolgt iterativ in Anlehnung an die VDI 2087. Die Zulufttemperatur am Ende jeder Teilstrecke wird nach Formel 4 berechnet und dient gleichzeitig als Eintrittstemperatur für die folgende Teilstrecke. Für die Ermittlung des Wärmedurchgangskoeffizienten lässt die VDI 2087 eine Vereinfachung zu, wenn die Dämmschichtdicke im Vergleich zur Leitungsabmessung gering ist.<sup>10</sup> Die Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten erfolgt unter Anwendung dieser Vereinfachung nach Formel 5. Weiterhin besagt die Richtlinie, dass ab einer Dicke des Dämmstoffes größer 10 mm der Einfluss des inneren- und äußeren Wärmeübergangs vernachlässigt werden kann.<sup>11</sup> Da eine Mindestisolierdicke von 25 mm vorgesehen ist, kann ebenfalls diese Vereinfachung angewendet werden. Für die Berechnungen wird ein Isolierstoff der Firma Rockwool, Typ „Klimarock“ mit einer Wärmeleitfähigkeit von 0,04 W/(mK) angenommen. Weiterhin wird eine Umgebungstemperatur in den Technikräumen und Zwischendeckenbereichen im Sommer von 29 °C und im Winter von 20 °C vorausgesetzt. Die Lufteintrittstemperatur in den Kanal beträgt im Sommer 16 °C und im Winter 28 °C.

---

<sup>10</sup> vgl. VDI 2087, 2006, S.21

<sup>11</sup> vgl. VDI 2087, 2006, S.22

$$\vartheta_E = (\vartheta_A - \vartheta_U) \cdot e^{\frac{k \cdot U_i \cdot l}{\dot{m} \cdot c_p}} + \vartheta_U$$

**Formel 4** Lufttemperaturänderung im Kanal

Legende

$e$  = eulersche Zahl [-]

$\dot{m}$  = Luftmassenstrom [kg/s]

$\vartheta_U$  = Umgebungstemperatur [°C]

$k$  = Wärmedurchgangskoeffizient [W/(m²K)]

$U_i$  = Umfang der nichtisolierten Leitung [m]

$l$  = Länge der Teilstrecke oder Leitung [m]

$\vartheta_A$  = Lufttemperatur am Leitungsanfang [°C]

$c_p$  = spezifische Wärmekapazität von Luft bei konstantem Druck [J/(kgK)]

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_a}}$$

**Formel 5** Wärmedurchgangskoeffizient nach VDI 2087

Legende

$s$  = Isolierschichtdicke [m]

$\lambda$  = Wärmeleitkoeffizient [W/(mK)]

$\alpha_i$  = innerer Wärmeübergangskoeffizient [W/(m²K)]

$\alpha_a$  = äußerer Wärmeübergangskoeffizient [W/(m²K)]

Bei den Berechnungen stellte sich heraus, dass eine Mindestisolierdicke von 100 mm über die gesamte Kanalnetzlänge notwendig ist, um die gewünschten Temperaturen mit einer Abweichung von ca. 1,5 °C einzuhalten. Die Berechnungsergebnisse für den längsten Hauptstrang sind im Anhang 7 dargestellt. Um die Wärmeverluste gering zu halten, wird für den Zuluftkanal über die gesamte Kanallänge eine aluminiumkaschierte Mineralwolldämmung der Firma Rockwool, Typ „Klimarock“ mit einem Wärmeleitwert von 0,04 W/(mK) in einer Stärke von 100 mm vorgesehen. Diese Isolationsdicke stellt gleichzeitig die technische Grenze dar, denn größere Dämmstärken können aus Platzgründen in den Zwischendecken nicht installiert werden. Für den Außenluftkanal bis zum RLT-Gerät wird eine geschlossenenporige Isolierung vorgesehen, um eine Tauwasserbildung in der Dämmung zu verhindern. Hier kommt Armaflex mit einer Dämmdicke von 32 mm zu Einsatz.

#### **4.1.7 Außenluftansaugung und Fortluftaustritt**

Die Fort- und Außenluftöffnungen werden in Außenwände entgegengesetzter Orientierung in einer mittleren Höhe von 3,5 m über den Dachflächen eingebaut. Die Frischluftöffnung wird auf der Ostseite mit nördlicher Orientierung, die Fortluftöffnung wird auf der Westseite mit südlicher Orientierung angeordnet. Durch diese Anordnung soll sichergestellt werden, dass die Leitungswege kurz sind und im Sommer nicht unnötig warme Außenluft angesaugt wird. Außerdem ist durch die Anordnung in entgegengesetzten Gebäudewänden ein Kurzschluss zwischen Fort- und Frischluft ausgeschlossen. Durch die Anordnung der Öffnungen in 3,5 m Höhe ist sichergestellt, dass der freie Querschnitt nicht durch Schnee oder Schneeverwehungen versperrt wird.

#### **4.1.8 Zentralklimagerät**

Das Zentralklimagerät des Herstellers Robatherm wird als Kompaktgerät ausgeführt und beinhaltet alle Wärmeübertrager, Ventilatoren, Filter, die Wärmerückgewinnung sowie ein Leergehäuse für eine Dampfbefeuchtereinheit. Das Leergehäuse ist notwendig, um auf zukünftige Nutzungsänderungen reagieren zu können, da in der derzeitigen Planungsphase keine Luftbefeuchtung vorgesehen ist. Vom Gerätehersteller wird zu den beschriebenen Zuluftfiltern auch im Abluftkanal vor dem Enthalpierreückgewinnungssystem ein F7-Filter eingesetzt, um eine Verunreinigung des Enthalpierreides zu verhindern. Die Abluftsektion ist über der Zuluftsektion angeordnet. Das RLT-Gerät weist eine Länge von 9,60 m, eine Breite von 2,60 m und eine Höhe von 3,95 m auf und kann somit im vorgesehenen Aufstellungsraum (L=13,30 m; B=7,80 m; H=5,00 m) angeordnet werden. Detaillierte Unterlagen zum RLT-Kompaktgerät befinden sich im Anhang 8. Es werden Segeltuchstützen zur Entkoppelung des RLT-Gerätes vom Kanalnetz eingesetzt, um die Übertragung von Körperschall über das Kanalnetz zu verhindern.



## **5 Anlagentechnik Klimatisierungsvariante 2**

### **5.1 RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 2**

Die Auslegung der RLT-Anlage für die Klimatisierungsvariante 2 erfolgt ebenfalls nach den unter Kapitel 4 beschriebenen Verfahren und Gesichtspunkten. Anforderungen an die Anlagenkonfiguration werden in den Kapiteln 5.1.1 bis 5.1.5 kurz beschrieben.

#### **5.1.1 Lüftungsform und Anforderungen**

Die Belüftung der Räume erfolgt ebenfalls mechanisch, also ausschließlich durch RLT-Anlagen. Eine konstante Luftfeuchtigkeit ist für den Betrieb der Kühldecken im Sommer notwendig. Somit müssen über die Zuluftvolumenströme die auftretenden Feuchtelasten kompensiert werden. Auch bei dieser Variante wird eine Leerkammer für die Nachrüstung eines Dampfbefeuchters vorgesehen, um auf spätere veränderliche Anforderungen reagieren zu können. Um Energie zu sparen, wird ein Wärmerückgewinnungssystem, im speziellen ein Enthalpierad, eingesetzt. Es wird mit der Anwesenheit von Personen werktags von 7 Uhr bis 17 Uhr gerechnet. Die Frischluftversorgung soll von 6 Uhr morgens bis 18 Uhr abends erfolgen. Unabhängig von diesen Vorgaben soll die RLT-Anlage auch außerhalb dieser Betriebszeiten in Betrieb gehen, wenn der Kühldeckenbetrieb dies erfordert.

Um eine energieeffiziente Kühlung der Räume zu ermöglichen, wird ebenfalls der Nachtkühlbetrieb vorgesehen. Die Luftvolumenströme bestehen bei dieser Klimatisierungsvariante ausschließlich aus den hygienisch notwendigen Außenluftvolumenströmen. Alle Büroräume werden in den Anlagenbetriebszeiten mit konstantem Volumenstrom beaufschlagt. In den Beratungsräumen wird der Luftvolumenstrom entsprechend dem Kohlendioxidgehalt angepasst. Die Zulufttemperatur ist dabei konstant, wird aber, wie bei Variante 1, an die jahreszeitlichen Veränderungen des Außenklimas angepasst. Besondere Sorgfalt ist auch hier bei der Auswahl der Zuluftauslässe anzuwenden, um sicherzustellen, dass sich bei allen Betriebszuständen eine stabile, raumerfüllende Strömung ohne Zugscheinung einstellt.

#### **5.1.2 Raumströmung und Luftauslässe**

Wie bei der Klimatisierungsvariante 1 wird für die Frischluftversorgung eine diffuse Mischlüftung angestrebt und durch Deckendrallauslässe umgesetzt. Die Luftauslässe werden nach den im Kapitel 4.1.2 beschriebenen Verfahren und Rahmenbedingungen ausgelegt. Dabei gelten wiederum eine Zulufttemperatur von 16 °C im



Sommer sowie eine Zulufttemperatur von 14 °C im Winter.<sup>12</sup> Den Unterlagen der Firma Robatherm kann entnommen werden, dass die Außenluft im Winter nicht wie erwartet 14 °C nach dem Wärmerückgewinnungssystem erreicht (siehe Anhang 12). Aus diesem Grund wird Abweichend zu den oben genannten Ausgangswerten eine Zulufterwärmung auf 16 °C im Winter vorgesehen. Auch hier müssen die Rastervorgaben des Unternehmens Carl Zeiss eingehalten und bei der Auslegung der Luftauslässe berücksichtigt werden. Deren Auswahl erfolgt mit der Software „Easy Product Finder“ der Firma Trox. Als Zuluftauslässe wurden ebenfalls Drallauslässe der Firma Trox vom Typ RFD-R-D-A-M gewählt. Als Abluftauslässe kommt Typ TDV-SA-R-A-H-M zum Einsatz. Eine beispielhafte Auswahl der jeweiligen Luftauslässe ist im Anhang 9 und Anhang 10 beigefügt.

### **5.1.3 Regelung der raumluftechnischen Anlage**

In den Beratungsräumen werden wie bei Klimatisierungsvariante 1 kombinierte Kohlendioxid-/Temperatursensoren und für die restlichen Räume kombinierte Temperatur-/Feuchtesensoren der Firma Honeywell vorgesehen.

Die Regelung der Zuluftvolumenströme für die Beratungsräume erfolgt in Abhängigkeit des Kohlendioxidgehaltes in der Raumlufte. Für die Beratungsräume kommen Variabel-Volumenstromregler mit elektronischem Regler und Stellantrieb der Firma Trox zum Einsatz. Die Regelung des Kanaldruckes für die Funktion der Volumenstromregler erfolgt nach dem unter 4.1.3 beschriebenen Verfahren. Durch die Wärmerückgewinnung erfolgt eine Erwärmung der Außenluft im Winter auf 12,3 °C und anschließend durch das Nachheizregister auf 16 °C. Im Sommer wird eine Zulufttemperatur von 16 °C eingestellt. Diese Temperatur ergibt sich nahezu durch die Entfeuchtung der Außenluft, sodass nur eine geringe Nacherhitzerleistung zu erwarten ist. Eine Trocknung der Außenluft ist notwendig, damit der Taupunkt an der Oberfläche der Kühldecke nicht unterschritten wird. Dies verhindert ein Kondensieren von Wasser aus der Luft an der Oberfläche der Kühldecke. Durch einen Taupunktfühler wird Kondensation an der Kühldecke detektiert und in diesem Fall die Kühldecke abgeschaltet bzw. die Vorlauftemperatur durch eine größere Beimischung von Rücklaufwasser erhöht. Durch beide beschriebene Maßnahmen können die Kühllasten nicht mehr über die Kühldecke abgeführt werden. Es muss demnach die Raumlufftfeuchte auf einen Wert begrenzt werden, der sicherstellt, dass keine Taupunktunterschreitung an den Kühldecken vorkommt. Die Berechnung der Feuchtelasten erfolgte ebenfalls in der Studienarbeit.<sup>13</sup> Allerdings müssen die dort ermittelten Werte korrigiert werden, da in dieser als Berechnungsgrundlage eine

---

<sup>12</sup> vgl. Giese, 2011, S.22

<sup>13</sup> vgl. Giese, 2011, S.38

Raumtemperatur von 23 °C angenommen wurde. Jedoch ist eine Raumtemperatur von 26°C zulässig und muss als Berechnungsgrundlage herangezogen werden. Nach VDI 2078 gibt jeder Mensch bei leichter Tätigkeit und dieser Temperatur etwa 65 Gramm Wasserdampf je Stunde ab.<sup>14</sup> Feuchtelasten und hygienisch notwendige Außenluftvolumenströme sind tabellarisch im Anhang 11 zusammengefasst. Die Berechnung der Feuchtelasten erfolgt nach dem in der Studienarbeit angegebenen Verfahren.<sup>15</sup> Ebenso wird die absolute Luftfeuchtedifferenz dargestellt, welche über den jeweiligen hygienisch notwendigen Außenluftvolumenstrom abgeführt werden muss. Die Berechnung der absoluten Luftfeuchtedifferenz erfolgt nach Formel 6. Hierbei ist eine Luftdichte von 1,21 kg/m<sup>3</sup> angenommen wurden.

$$\Delta x = \frac{\dot{m}_{F,i} \cdot 1000}{\rho_{ZU} \cdot \dot{V}_{hyg}}$$

**Formel 6** absolute Feuchtedifferenz

Legende

$\dot{m}_{F,i}$  = Feuchtelast des Raumes i [kg/h]

$\rho_{ZU}$  = Dichte der trockenen Zuluft [kg/m<sup>3</sup>]

1000 = Umrechnungsfaktor Gramm in Kilogramm [g/kg]

$\dot{V}_{hyg}$  = hygienisch notwendiger Außenluftvolumenstrom [m<sup>3</sup>/h]

Es ergibt sich bei der Berechnung eine absolute Feuchtedifferenz von rund 1,2 g/kg. Die benötigte absolute Raumluftfeuchte wird über die Vorlauftemperatur des Kühlmediums für die Kühldecken bestimmt, die 16 °C betragen soll. Um ein Kondensieren der Luftfeuchtigkeit an der Rohr- und Kühldeckenoberfläche sicher zu vermeiden, muss die Raumluft Parameter einhalten, welche eine Taupunkttemperatur erzeugen, die unter der Vorlauftemperatur des Kühlmediums liegt. Die gewählten Raumluftparameter sind in Tabelle 1 dargestellt.

Raumlufttemperatur [°C]	Absolute Raumluftfeuchte [g/kg]	relative Raumluftfeuchte [%]	Taupunkttemperatur [°C]
26	10	47	14

**Tabelle 1** erforderliche Raumluftparameter Klimatisierungsvariante 2 Sommerfall

Mit den in Tabelle 1 aufgeführten Raumluftparametern kann eine Taupunktunterschreitung sicher verhindert werden. Durch die somit definierte absolute Raumluft-

<sup>14</sup> vgl. VDI 2078, 1996, S.93

<sup>15</sup> vgl. Giese, 2011, S.38

feuchte kann die erforderliche absolute Zuluftfeuchte bestimmt werden. Die Berechnung erfolgt nach Formel 7.

$$x_{Zu} = x_{R,i} - \Delta x$$

**Formel 7** absolute Zuluftfeuchte

Legende

$\Delta x$  = absolute Feuchtedifferenz [kg/m<sup>3</sup>]

$x_R$  = absolute Luftfeuchte des Raumes i [kg/kg]

Es ergibt sich eine absolute Zuluftfeuchte von 8,8 g/kg und bei einer Zulufttemperatur von 16 °C eine relative Feuchte von etwa 76 %. Dies e ist für alle Räume gleich. Die Zuluftparameter sind in Tabelle 2 übersichtlich dargestellt.

Zuluft- temperatur [°C]	Absolute Zuluftfeuchte [g/kg]	relative Zuluftfeuchte [%]
16	8,8	76

**Tabelle 2** Zuluftparameter Klimatisierungsvariante 2

Bei einer Kühlmedientemperatur von 6/12 °C (VL/RL) ergibt sich eine mittlere Kühleroberflächentemperatur von 9 °C. Wird vom schlechtesten Fall ausgegangen und ein Kühler mit einem Bypassfaktor von 25% angenommen, ist trotzdem eine Entfeuchtung der Außenluft im Sommerfall auf die gewünschten Zuluftparameter möglich. Die Auslegungsaußenluftparameter für den Sommerfall sind in Tabelle 3 dargestellt. Somit ist nachgewiesen, dass alle Feuchtelasten in den Räumen mit den zur Verfügung stehenden hygienisch notwendigen Außenluftvolumenströmen kompensiert und die gewünschten Raumluftparameter eingestellt werden können.

Außenluft- temperatur [°C]	Absolute Außenluftfeuchte [g/kg]	relative Außenluftfeuchte [%]	Taupunkt- temperatur [°C]
35	12,4	35	17,3

**Tabelle 3** Auslegungsaußenluftparameter Sommerfall

Eine eventuell notwendige Erwärmung der Luft erfolgt durch das Nachheizregister im RLT-Gerät, sodass sich die gewünschte Zulufttemperatur von 16 °C einstellt.

## **5.1.4 Komponenten der raumluftechnischen Anlage**

### **Volumenstromregler**

Für die Beratungsräume kommen Variabel-Volumenstromregler mit elektronischen Reglern und Stellmotoren der Firma Trox der Typen TVR und TVRD und für alle anderen Räume Konstant-Volumenstromregler des Typs RN, ebenfalls von der Firma Trox, zum Einsatz. Der Typ TVRD ist mit einer äußeren Dämmschale ausgestattet, um die direkte Schallabgabe zu reduzieren. Die gewählten Volumenstromregler arbeiten in einem Druckbereich von 20 bis 1500 Pa, somit bedarf das Kanalnetz keines Abgleichs.

### **Schalldämpfer**

Um die Schallemissionen des Ventilators zu begrenzen und nicht über das Kanalnetz zu übertragen, werden Kulissenschalldämpfer des Typ MSA 200 für die Hauptstränge nach dem RLT-Gerät eingesetzt. Sie entstammen dem Produktprogramm der Fa. Trox. Sie werden so ausgewählt, dass sich bei einem Schalldämpfvermögen von 41 dB(A) ein Druckverlust von 50 Pa einstellt. Dieser Typ Schalldämpfer wird ebenfalls für die Außen- und Fortluftkanäle vorgesehen. Auch hier werden nach den Volumenstromreglern weitere Rohrschalldämpfer der Firma Trox vom Typ CA eingesetzt, um die Schallemissionen der Volumenstromregler abzubauen und den Schallpegel so weit zu reduzieren, dass die zulässigen Schallpegel in den Räumen eingehalten werden.

### **Filter**

Als Filter wurden zwei Varianten ausgewählt. Zum einen ein F5-Filter, als Vorfilter und zum anderen ein F7-Filter als zweite Filterstufe am Ende des RLT-Gerätes.

### **Wetterschutzgitter**

Die Anordnung der Wetterschutzgitter und die Auswahl erfolgt wie in Klimatisierungsvariante 1 beschrieben.

### **Brandschutzklappen**

Wie in Klimatisierungsvariante 1 werden Brandschutzklappen der Firma Trox des Typs FK-K90 in den entsprechenden Abmessungen eingesetzt. Sie verfügen über eine elektrothermische Auslösung durch Temperaturfühler und sind mit einem elektrischen Antrieb mit Federrücklauf und Endlagenschaltern ausgerüstet. Die Auswahl der Brandschutzklappen erfolgt mit der Software „Easy Product Finder“ der Firma Trox.

### **5.1.5 Kanalnetz und Druckverlustberechnung**

Die Dimensionierung des Kanalnetzes erfolgt ebenfalls wie in der Klimatisierungsvariante 1 beschrieben. Die Auslegungsvolumenströme entsprechen den hygienisch notwendigen Außenluftvolumenströmen. Für die Hauptkanäle werden die Anfangsdimensionen erneut bis zum Ende der Hauptkanäle konstant gehalten. Durch die Unterzüge ist eine Versorgung aller Räume über einen Zuluftkanal je Gebäudeeinheit nicht möglich. Es müssen je Gebäudeeinheit jeweils zwei Zu- und Abluftkanäle vorgesehen werden.

### **5.1.6 Wärmeverluste der Luftleitungen**

Um die thermischen Verluste der Zuluft gering zu halten wird, wie bei der Klimatisierungsvariante 1, eine aluminiumkaschierte Mineralwolldämmung der Firma Rockwool, Typ „Klimarock“ mit einem Wärmeleitwert von  $0,04 \text{ W/(mK)}$  mit einer Dicke von 100 mm eingesetzt.

### **5.1.7 Außenluftansaugung und Fortluftaustritt**

Die Außenluftöffnungen werden wie bei Klimatisierungsvariante 1 ebenfalls mit Wetterschutzgittern der Firma Trox versehen. Die Anordnung entspricht der von Klimatisierungsvariante 1.

### **5.1.8 Zentralklimagerät**

Das Zentralklimagerät des Herstellers Robatherm wird als Kompaktgerät ausgeführt und beinhaltet alle Wärmeübertrager, Ventilatoren, Filter, die Wärmerückgewinnung sowie ein Leergehäuse für eine Dampfbefeuchtereinheit. Das Leergehäuse ist notwendig, um auf zukünftige Nutzungsänderungen reagieren zu können, da in der derzeitigen Planungsphase keine Luftbefeuchtung vorgesehen ist. Vom Gerätehersteller wird zu den beschriebenen Zuluftfiltern auch im Abluftkanal vor dem Enthalpierreückgewinnungssystem ein F7-Filter vorgesehen. Dieser ermöglicht eine Reinhaltung des Enthalpierrechtes. Bei der Detailauslegung des RLT-Kompaktgerätes durch den Hersteller Robatherm stellte sich heraus, dass Außenluft nach der Entfeuchtung im Sommer eine Temperatur von nur  $10 \text{ °C}$  aufweist. Somit ist eine Nacherwärmung auf die Auslegungszulufttemperatur von  $16 \text{ °C}$  notwendig. Die Abluftsektion ist über der Zuluftsektion angeordnet. Das RLT-Gerät weist eine Länge von 8,83 m, eine Breite von 1,92 m und eine Höhe von 2,12 m auf und kann somit im vorgesehenen Aufstellungsraum ( $L=13,30 \text{ m}$ ;  $B=7,80 \text{ m}$ ;  $H=5,00 \text{ m}$ ) angeordnet werden. Detaillierte Unterlagen zum RLT-Kompaktgerät befinden sich im Anhang 12. Ein Grundrissplan, der die Anordnung der Luftauslässe des Kanalnetzes usw. darstellt, befindet sich im Anhang 13.

## 5.2 Auslegung der Heizanlage

Durch das Unternehmen Carl Zeiss, wurden bezüglich der Heizungsanlage folgende Rahmenbedingungen vorgegeben:

- Installation einer Pumpenwarmwasserheizung
- Einhaltung einer Vorlauftemperatur von 70 °C
- und einer Rücklauftemperatur von 50 °C
- Einbau von Flachheizkörpern
- Beachtung der 3 m-Rasterbreite bei der Installation von Heizkörpern unter den Fenstern
- Einsatz des Energieträgers Dampf als Wärmequelle
- Einsatz der vorhandenen Übergabestation mit 100 kW Leistung
- Einbau eines zusätzlichen Abgangs am Haupt-Heizungsverteiler

Eine Trinkwarmwasserbereitung erfolgt an anderer Stelle im Haus und wird nicht mit betrachtet. Ähnlich verhält es sich mit dem Wärmebedarf für RLT-Geräte. Der Anschluss dieser Geräte erfolgt an ein bestehendes separates Hausnetz, sodass diese Geräteleistungen nicht berücksichtigt werden müssen. Der Energieträger Dampf wird von den Stadtwerken Jena bezogen.

Grundlage für die Auslegung der Heizungsanlage ist die in der Studienarbeit berechnete Heizlast.<sup>16</sup> Die Heizkörper müssen erneut ausgelegt werden, da von Unternehmensseite die Forderung nach einheitlichen Heizkörpergrößen an den Außenwänden besteht. Die ausgewählten Heizkörper sind im Anhang 14 aufgelistet. Das Leitungsnetz wird in zwei Hauptstränge jeweils für den östlichen- und den westlichen Gebäudeteil unterteilt.

### 5.2.1 Rohrleitungsnetz

Die Heizkörper sind mit dem Wärmeerzeuger über Rohrleitungen verbunden, in denen als Wärmeträgermedium Wasser strömt. Als Rohrwerkstoff wurde von Unternehmensseite Geberit, Mapress, C-Stahl vorgegeben. Für die Berechnung wurde ein maximales Rohrreibungsdruckgefälle  $R=200 \text{ Pa/m}$  und eine maximale Strömungsgeschwindigkeit von 0,85 m/s in den Technikräumen sowie kleiner 0,7 m/s in allen sonstigen Räumen vorgegeben. Die Dichte des Heizmediums wurde über die mittlere Medientemperatur bestimmt, wobei die Vorlauftemperatur 70 °C und die Rücklauftemperatur 50 °C beträgt. Es ergibt sich eine mittlere Heizmedientemperatur

---

<sup>16</sup> vgl. Giese, 2011, S.21

von 60 °C und daraus eine Mediendichte von 983 kg/m<sup>3</sup>. Die Rohrdimensionen der Teilstrecken werden über die Massenströme, die Strömungsgeschwindigkeiten und das maximal zulässige Rohrreibungsdruckgefälle bestimmt. Der Rohrleitungsdruckverlust ergibt sich als Summe aus den Druckverlusten für gerades Rohr, welche nach Formel 8 und den Druckverlusten für Einzelwiderstände, welche nach Formel 9 berechnet werden.

$$\Delta p = R \cdot l$$

**Formel 8**

Druckverlust gerades Rohr

Legende $l$  = Länge des Rohres [m] $R$  = Rohrreibungsdruckgefälle [Pa/m]

$$z = \sum \xi \cdot v^2 \cdot \frac{\rho_m}{2}$$

**Formel 9**

Druckverlust Einzelwiderstände

Legende $\xi$  = Widerstandsbeiwert des Bauteils [-] $\rho_m$  = Mittlere Dichte des Mediums [kg/m<sup>3</sup>] $v^2$  = Strömungsgeschwindigkeit des Mediums [m/s]

Diese Berechnung erfolgt für jede Teilstrecke. Abschließend werden die gesamten Druckverluste aller Teilstrecken je Fließweg vom Wärmeerzeuger zum Heizkörper summiert, wobei der Fließweg mit dem höchsten Gesamtdruckverlust den ungünstigsten Leitungsweg darstellt. Die Berechnung der Rohrleitungsdimensionen erfolgt mit dem Softwaretool RohrCalc der Firma mh-software. Im Anhang 15 ist der Grundrissplan für die Rohrverlegung mit Angabe der Rohrdimensionen beigefügt. Die Rohrverlegung und die Rohrdimensionen sind in einem Grundrissplan im Anhang 15 dargestellt. Berechnungsunterlagen, Massenauszüge sind im Anhang 16 beigefügt.

### 5.2.2 Hydraulischer Abgleich

„Der hydraulische Abgleich ist mit den rechnerisch ermittelten Einstellwerten so vorzunehmen, dass bei bestimmungsgemäßem Betrieb, also z. B. auch nach Raumtemperaturabsenkung oder Betriebspausen der Heizanlage, alle Wärmeverbraucher entsprechend ihrem Wärmebedarf mit Heizwasser versorgt werden.“<sup>17</sup>

Demnach wird mit dem hydraulischen Abgleich den Forderungen der VOB Teil C und der DIN 18380 nachgekommen. Durch diesen Abgleich wird die Anlage so eingestellt, dass alle Heizkörper die benötigte Heizmedienmenge erhalten, um jederzeit die Heizlast zu decken.

Unterschiedlich lange Leitungswege und Einbauten in den Fließwegen führen zu unterschiedlichen Druckverlusten im Leitungsnetz, die eine unkontrollierte Heizmittelverteilung im System zur Folge haben, da das Heizmedium stets bestrebt ist, dem Weg des geringsten Widerstandes zu folgen. Diese Druckunterschiede werden durch den hydraulischen Abgleich kompensiert, sodass alle Fließwege den gleichen Druckverlust aufweisen. Stränge werden untereinander durch Strangregulierventile abgeglichen.

### 5.2.3 Rohrisolierung

Die Rohrisolierung erfolgt nach EnEV 2009. Diese fordert die in Tabelle 4 aufgeführten Werte. Dabei wird eine Isolierung von 100 % des erforderlichen EnEV-Wertes in den Technikräumen, Zwischendecken und Fluren vorgesehen. Es wird Mineralwolldämmung mit einer Wärmeleitfähigkeitsgruppe 035 mit einem Wärmeleitwert von 0,035 W/(mK) verwendet, welche im Sichtbereich zusätzlich mit PVC ummantelt ist. Im Zwischendeckenbereich kommt aluminiumkaschierte Mineralwolle, ebenfalls mit einem Wärmeleitwert von 0,035 W/(mK), zum Einsatz. Die Rohrleitungen an den Außenwänden auf der Ost- und Westseite werden unter den Heizkörpern sichtbar verlegt. In diesen Bereichen wird auf eine Wärmedämmung der Rohrleitung verzichtet.

---

<sup>17</sup> DIN 18380, 2010, S. 22



Zeile	Art der Leitungen/Armaturen	Mindestdicke der Dämmschicht, bezogen auf eine Wärmeleitfähigkeit von 0,035 W/(mK)
1	Innendurchmesser bis 22 mm	20 mm
2	Innendurchmesser über 22 mm bis 35 mm	30 mm
3	Innendurchmesser über 35 mm bis 100 mm	gleich Innendurchmesser
4	Innendurchmesser über 100 mm	100 mm
5	Leitungen und Armaturen nach den Zeilen 1 bis 4 in Wand- und Deckendurchbrüchen, im Kreuzungsbereich von Leitungen, an Leitungsverbindungsstellen, bei zentralen Leitungsnetzverteilern	1/2 der Anforderungen der Zeilen 1 bis 4
6	Leitungen von Zentralheizungen nach den Zeilen 1 bis 4, die nach dem 31. Januar 2002 in Bauteilen zwischen beheizten Räumen verschiedener Nutzer verlegt werden	1/2 der Anforderungen der Zeilen 1 bis 4
7	Leitungen nach Zeile 6 im Fußbodenaufbau	6 mm
8	Kälteverteilungs- und Kaltwasserleitungen sowie Armaturen von Raumlufttechnik- und Klimakältesystemen	6 mm

**Tabelle 4** Mindestdämmdicke nach EnEV  
(eigene Darstellung in Anlehnung an EnEV 2009, S.60)

### 5.2.4 Rohrleitungsverlegung

Eine Übertragung von Schall durch das Rohrleitungsnetz ist zu vermeiden. Dies ermöglichen Rohrschellen mit Gummieinlage. Bei der Verlegung durch Wände und Decken darf es nicht zum direkten Kontakt mit dem Baukörper kommen. Dies verhindert eine Übertragung von Körperschall. Zum Ausgleich der Rohrlängenänderung durch schwankende Medientemperaturen müssen im Rohrleitungsnetz Möglichkeiten zur Kompensation dieser Längenänderungen vorgesehen werden. Diese berechnet sich nach Formel 10.

$$\Delta l = L \cdot \alpha \cdot \Delta \vartheta$$

**Formel 10**

Längendehnung Rohr

#### Legende

$\Delta \vartheta$  = Temperaturdifferenz [K]

$L$  = Länge des Leitungsabschnitts [m]

$\alpha$  = Wärmeausdehnungskoeffizient = 0,012 [mm/(mK)]

Im vorliegenden Fall werden hierfür bei allen im Deckenbereich verlegten Rohrleitungen Ausgleichsbögen in U-Form nach Herstellerunterlagen vorgesehen. Um die berechneten Längenänderungen durch U-Bögen aufnehmen zu können, müssen Mindestbiegeschenkel­längen der U-Bögen eingehalten werden. Diese berechnen sich nach Formel 11.

$$Lu = U \cdot \sqrt{d \cdot \Delta l}$$

**Formel 11**

Biegeschenkel­länge U-Bogen

Legende

$d$  = Rohrdurchmesser [m]

$\Delta l$  = Längendehnung Rohr [m]

$U$  = Rohrspezifische Werkstoffkonstante = 25 [-]

Bei den Rohrleitungen im Sichtbereich an den Außenwänden werden aus Platzgründen Axial-Kompensatoren verwendet. Beim Durchdringen von brandabschnittsbegrenzenden Wänden müssen die Rohre eine entsprechende Brandschottung aufweisen. Es kommen Rockwool Conlit Schalen in Wand-/Deckenstärke in Verbindung mit Rockwool 800 vor und nach der Wanddurchdringung mit einer Länge von mindestens 1 m zum Einsatz.

### 5.2.5 Pumpenauslegung

Die Heizkreispumpe wird nach dem zu überwindenden Druckverlust der Anlage und dem zu fördernden Medienvolumenstrom ausgelegt. Der zu überwindende Druckverlust entspricht dem des ungünstigsten Leitungsweges. Der Medienvolumenstrom ergibt sich aus der benötigten Heizleistung und der Temperaturpreizung. Das Berechnungsprogramm RohrCalc der Firma mh-software gibt den Fördervolumenstrom und den zu überwindenden Druckverlust für jede Pumpe aus, sodass mit diesen Daten eine Pumpenauswahl erfolgen kann. Bevorzugt wurden Nassläuferpumpen, da bei diesen die beweglichen Teile vom Heizmedium umspült und damit gekühlt bzw. geschmiert werden. Dies führt zu einem weitestgehend wartungsarmen und geräuschlosen Betrieb der Pumpen.<sup>18</sup>

Die Auslegung erfolgte mit Hilfe des Pumpenauslegungsprogrammes Wilo-Select. Bei diesen ausgewählten Pumpen handelt es sich um Wilo-Stratos PICO 25/1-6. Diese Hocheffizienzpumpen regeln elektronisch stufenlos die Drehzahl und somit den Förderstrom und passen diesen somit den jeweiligen hydraulischen Beding-

<sup>18</sup> vgl. Held, 2010, S.145

ungen der Heizanlage an. Variierende Medienströme ergeben sich durch das Öffnen und Schließen der Heizkörper-Thermostatventile.

Da sich nur an wenigen Tagen im Jahr die Auslegungsbedingungen einstellen, muss die Pumpe nur an diesen den vollen Förderstrom realisieren. An allen weiteren Tagen wird ein deutlich geringerer Heizmedienstrom zur Abdeckung der Heizaufgaben benötigt. Damit ist eine Anpassung der Fördermenge an die Betriebsbedingungen sinnvoll. Durch den Einsatz von Hocheffizienzpumpen wird bei dieser Betriebsweise die Stromaufnahme der Pumpe erheblich verringert. Des Weiteren wird der Einsatz elektronisch geregelte Pumpen mit mindestens drei Anpassungsstufen ab einer Anlagennennleistung von mehr als 25 kW ebenfalls durch die EnEV 2009 gefordert.<sup>19</sup> Die ausgewählten Pumpen sind ebenfalls im Anhang 16 beigefügt.

### **5.2.6 Wärmeerzeuger**

Die Wärmeenergieversorgung des Gebäudes 70 erfolgt durch Dampf, welcher von den Stadtwerken Jena bezogen wird. Durch die Stadtwerke werden vertragliche ein Druck von 10 bar und eine Temperatur von 190 °C als Dampfparameter garantiert. Der Anschluss an das Dampf-Fernwärmenetz erfolgt indirekt über eine Übergabestation. Diese trennt durch einen Wärmeübertrager das Dampfnetz vom Netz der Pumpenwarmwasserheizung. Die vom Unternehmens Carl Zeiss vorgegebene Übergabestation stammt von der Firma Bälz und enthält alle notwendigen primär- und sekundärseitigen, sicherheits- und regelungstechnischen Einrichtungen sowie alle Absperr- und Messeinrichtungen und eine Hocheffizienzpumpe. Das notwendige Membranausdehnungsgefäß ist nicht Bestandteil der Übergabestation. Die Übergabestation hat eine Leistung von 100 kW, wobei nur eine Heizleistung von 63,4 kW benötigt wird. Die Wärmeübertragung erfolgt in einem Rohrbündel-Wärmeübertrager, wobei dem Dampf (Primärseite) die Wärme entzogen und auf das Heizungsmedium Wasser (Sekundärseite) übertragen wird. Durch die Trennung der beiden Netze können sekundärseitig beliebige Parameter im Heizungsnetz eingestellt werden. Die Unterlagen des Herstellers sind im Anhang 16 beigefügt.

### **5.2.7 Regelung**

Die EnEV fordert im §14, dass Zentralheizungsanlagen mit zentralen, selbsttätig wirkenden Einrichtungen zur Regelung und Abschaltung der Wärmezufuhr sowie der Ein- und Abschaltung der elektrischen Pumpen in Abhängigkeit der Außentemperatur oder einer anderen geeigneten Führungsgröße und der Zeit ausgerüstet werden müssen.

---

<sup>19</sup> vgl. EnEV, 2009, S.16

Das Heizwasser an der Sekundärseite der Übergabestation wird mit einer Temperatur von 70/50 °C bereitgestellt. Den Forderungen der EnEV wird nachgekommen, indem die Vorlauftemperatur außertemperaturabhängig geregelt wird. Um diese bei abweichenden Betriebsbedingungen anpassen zu können, wird nach dem Verteiler in jedem Strang ein Mischventil vorgesehen. Damit kann die Vorlauftemperatur im Bedarfsfall durch Beimischen von kühlerem Rücklaufwasser angepasst werden.

Die Regelung der Raumtemperatur erfolgt automatisch durch einstellbare Thermostatventile an jedem Heizkörper. Eine Gruppenschaltung scheidet aus, da eine Konzernvorgabe besteht, nach der in einem 3 m Raster nachträglich Innenwände eingezogen werden können. Durch den Einsatz einzelner Thermostatventile kann ohne spätere Umbaumaßnahmen an den Heizkörpern dieser Forderung Sorge getragen werden und die Temperatur bleibt in jedem Raum regelbar.

### **5.2.8 Sicherheitseinrichtungen**

Es wird nur auf Sicherheitseinrichtungen eingegangen, die für indirekt beheizte Wärmeerzeuger zutreffend sind.

#### **Temperaturregler**

Jeder Wärmeerzeuger muss mit einem Temperaturregler ausgerüstet sein, der es gestattet, die Wärmemenge dem Wärmebedarf anzupassen.

#### **Sicherheitstemperaturwächter**

Die Aufgabe des Sicherheitstemperaturwächters ist es, beim Überschreiten der maximalen Betriebstemperatur die Beheizung abzuschalten. Ebenfalls unterbricht er die Wärmezufuhr beim Ausfall der Hilfsenergie. Nach dem Absinken der Vorlauftemperatur gibt er die Beheizung wieder frei.

#### **Sicherheitsventil**

Jeder Wärmeerzeuger muss mindestens mit einem Sicherheitsventil ausgerüstet werden, damit die Anlage vor Überschreiten des maximalen Betriebsdruckes geschützt ist. Beim Einsatz mehrerer Sicherheitsventile muss das kleinste eine Abblaseleistung von 40 % der gesamten Wassermenge haben. Sicherheitsventile sollen an einer leicht zugänglichen Stelle am höchsten Punkt des Wärmeerzeugers oder unmittelbar in der Vorlaufleitung eingebaut sein, ohne Absperrung zwischen Wärmeerzeuger und Sicherheitsventil.<sup>20</sup> Sie müssen der prEN 1268-1 entsprechen

---

<sup>20</sup> vgl. DIN EN 12828, 2003, S.17

und einen Minstdurchmesser von DN 15 aufweisen. Außerdem müssen diese bei einem Druck unterhalb des maximalen Auslegungsdruckes öffnen und ein Überschreiten des zulässigen Betriebsdrucks um mehr als 10 % des Nenndruckes verhindern. Weiterhin sollen sie so eingebaut sein, dass der Druckverlust der Verbindungsleitung 3 % und der der Abblaseleitung 10 % des Nenndruckes des Sicherheitsventils nicht überschreitet.<sup>21</sup>

Alle Sicherheitseinrichtungen werden vom Hersteller der Übergabestation in diese integriert, mit Ausnahme des Membran-Druckausdehnungsgefäßes.

### **5.2.9 Druckhaltung**

Wasser ist inkompressibel und dehnt sich bei Erwärmung aus. Dabei erhöht sich der Druck in der Anlage, da diese starr ist und die Volumenänderungen nicht aufnehmen kann.<sup>22</sup> Druckhaltesysteme haben in Heizungsanlagen wichtige Funktionen zu erfüllen. So müssen diese den Betriebsdruck in der Anlage an allen Stellen in den zulässigen Grenzen halten. Dabei darf der Druck nicht den zulässigen Betriebsdruck der Anlage überschreiten. Gleichfalls muss sichergestellt werden, dass der Mindestdruck in der Anlage erhalten bleibt, um Unterdruck und Kavitation zu vermeiden. Weiterhin müssen die auftretenden Volumenschwankungen des Heizmediums durch Temperaturänderungen aufgenommen werden. Zusätzlich sollen geringfügige Wasserverluste durch Undichtigkeiten aus der Wasservorlage ausgeglichen werden. Diese Gründe zeigen auf, wie wichtig eine Druckhaltung in einer Heizanlage ist. Der Einsatz von Membran-Druckausdehnungsgefäßen empfiehlt sich, weil die Aufnahme von Sauerstoff ins Heizungswasser verhindert wird.

#### **5.2.9.1 Auslegung von Membran-Druckausdehnungsgefäßen**

Die Auslegung erfolgt nach DIN EN 12828: 2003. Zuerst ist der Wasserinhalt der Heizungsanlage zu bestimmen. Das Anlagenvolumen wird durch das Berechnungsprogramm RohrCalc der Firma mh-software ausgegeben und beträgt 733 l inklusive Übergabestation, Verteiler, Heizkörper und Rohrleitungen. Die Volumenänderung des Heizmediums hängt von der Heizmitteltemperatur ab. Die vorgesehene Vorlauftemperatur von 70 °C wird für die Auslegung des Ausdehnungsgefäßes nicht herangezogen, sondern die eingestellte Temperatur des Sicherheits-Temperaturbegrenzers mit 95 °C. Nach DIN EN 12828 Bild D.2 ergibt sich damit eine Wasserausdehnung von 3,95 %.

---

<sup>21</sup> vgl. DIN EN 12828, 2003, S.17

<sup>22</sup> vgl. Recknagel, 2011, S.700

Der Vordruck des Ausdehnungsgefäßes entspricht dem Mindestbetriebsdruck der Anlage. Dieser setzt sich aus dem Druck aus statischer Höhe und dem Dampfdruck zusammen und sollte normalerweise mindestens 0,7 bar betragen.<sup>23</sup> Die DIN EN 12828 gestattet, statt des Dampfdruckes einen Druck von 0,3 bar anzusetzen.<sup>24</sup> Der Vordruck wird nach Formel 12 berechnet.

$$p_0 \geq p_{st} + p_D \geq 0,7 \text{ bar}$$

Formel 12

Vordruck MAG

Legende

$p_D$  = Dampfdruck oder 0,3 bar [bar]

$p_{st}$  = statischer Druck durch Höhe [bar]

Somit ergibt sich ein Vordruck von 0,69 bar. Dieser ist kleiner als der von der DIN EN 12828 geforderte Mindestdruck von 0,7 bar. Aus diesem Grund wird ein Vordruck von 0,7 bar in Anlehnung an die DIN EN 12828 gewählt.

Der Auslegungs-Enddruck entspricht in etwa dem Einstelldruck des Sicherheitsventils abzüglich der Differenz zum Schließüberdruck. Dieser beträgt üblicherweise 10 % des Einstelldruckes des Sicherheitsventils.<sup>25</sup> Jedoch sollen vom Einstelldruck des Sicherheitsventils bei Ansprechdrücken unter 5 bar mindestens 0,5 bar abgezogen werden. Die Berechnung erfolgt nach Formel 13.

$$p_e = p_{SIV} - 0,1 \cdot p_{SIV}$$

Formel 13

Enddruck

Legende

$p_{SIV}$  = Ansprechdruck des Sicherheitsventils [bar]

Der Ansprechdruck des Sicherheitsventils beträgt 2,5 bar, somit ergibt sich ein Enddruck von 2 bar.

<sup>23</sup> vgl. DIN EN 12828, 2003, S.33

<sup>24</sup> ebenda

<sup>25</sup> ebenda

Die zu berücksichtigende Wasservorlage soll Entlüftungs- und Leckageverluste ausgleichen und soll nach DIN EN 12828 0,5 % des Anlagenvolumens, jedoch mindestens 3 l betragen. Die Berechnung erfolgt nach Formel 14.

$$V_{WR} = \frac{0,5\%}{100\%} \cdot V_{System} \geq 3l$$

**Formel 14**

Wasservorlage

Legende

$V_{System}$  = Anlagenvolumen [l]

Es ergibt sich eine Wasservorlage von 3,67 l, wobei 4 l gewählt werden.

Das Ausdehnungsvolumen ergibt sich aus dem Anlagenvolumen und dem Prozentsatz der Wasserausdehnung bei der maximalen Heizmitteltemperatur und wird nach Formel 15 berechnet. Es wurde ein Ausdehnungsvolumen von 29 l ermittelt.

$$V_e = e \cdot \frac{V_{System}}{100\%}$$

**Formel 15**

Ausdehnungsvolumen

Legende

$V_{System}$  = Anlagenvolumen [l]

$e$  = Ausdehnungskoeffizient von Wasser nach DIN EN 12828 Bild D.2 [%]

Das Gesamtvolumen des Ausdehnungsgefäßes kann nach Formel 16 berechnet werden.

$$V_{exp,min} = (V_e + V_{WR}) \cdot \frac{p_e + 1}{p_e - p_0}$$

**Formel 16** Gesamtvolumen Ausdehnungsgefäß

Legende

$p_0$  = Vordruck [bar]

$V_{WR}$  = Wasservorlage [l]

$V_e$  = Ausdehnungsvolumen [l]

$p_e$  = Auslegungs-Enddruck [bar]

Dabei ergibt sich ein Gesamtvolumen für das Ausdehnungsgefäß von 76,2 l. Es wird ein Ausdehnungsgefäß der Firma Reflex Typ N100 mit einem Nutzvolumen von 90 l gewählt. Der einzustellende Vordruck beträgt 0,7 bar.

Damit das MAG im kalten Zustand der Anlage die Wasservorlage aufnehmen kann, muss der Start- oder Fülldruck bestimmt und eingestellt werden. Der Startdruck berechnet sich nach Formel 17 .

$$p_{a,\min} \geq \frac{V_n \cdot (p_0 + 1)}{V_n - V_{WR}} - 1$$

**Formel 17**

Mindest-Startdruck

Legende

$p_0$  = Vordruck [bar]

$V_{WR}$  = Wasservorlage [l]

$V_n$  = Nutzvolumen des gewählten MAG [l]

Es ergibt sich ein Mindest-Startdruck von 0,78 bar.

Damit bei maximaler Vorlauftemperatur der Enddruck nicht überschritten wird, darf der Startdruck einen bestimmten Maximalwert nicht überschreiten, der sich nach Formel 18 berechnet. Die Berechnung liefert ein maximaler Startdruck von 0,91 bar. Bei Füllen der Anlage muss am MAG demnach ein Startdruck im Bereich zwischen 0,78 bar und 0,91 bar eingestellt werden.

$$p_{a,\max} \leq \frac{(p_e + 1)}{1 + \frac{V_e \cdot (p_e + 1)}{V_n \cdot (p_0 + 1)}} - 1$$

**Formel 18**

Maximal-Startdruck

Legende

$p_0$  = Vordruck [bar]

$p_e$  = Enddruck [bar]

$V_e$  = Ausdehnungsvolumen [l]

$V_n$  = Nutzvolumen des gewählten MAG [l]



### 5.2.9.2 Einbauort des MAG

Der Einbau des MAG erfolgt vorzugsweise in die Rücklaufleitung, da dort die Temperaturen des Heizmediums geringer sind und somit die Membrane nicht besonders stark thermisch belastet wird. Das MAG darf nicht versehentlich abgesperrt werden, d.h. es dürfen keine Absperrrichtungen im Anschlussrohr des MAG vorhanden sein. Um aber den Vordruck des MAG prüfen zu können, ohne das gesamte Wasser aus der Anlage abzulassen, kann ein Kappenventil eingesetzt werden. Dieses ermöglicht ein Absperrn des MAG zu Wartungszwecken, verhindert aber aufgrund der Kappe ein versehentliches Absperrn.

## 5.3 Kühldecke

Thermische Lasten können durch verschiedene Systeme aus den Räumen abgeführt werden. Zu diesen gehören thermisch aktive Raumflächen, die in oder an den Raumumschließungsflächen, wie Fußböden, Wänden und Decken, installiert werden können. Sie werden von warmen oder kühlen Primärmedien durchströmt, geben im Heizfall Wärme an die Räume ab und nehmen im Kühlfall Wärme aus den Räumen auf. Somit können Heiz- und Kühlaufgaben mit einem Bauteil erfüllt werden. In dieser Arbeit soll nur die Kühlfunktion untersucht werden, sodass auf die Heizfunktion nicht weiter eingegangen wird.

### 5.3.1 Allgemeines

In der Studienarbeit im Kapitel 6.4 wurden die üblichen Kühldeckensysteme vorgestellt.<sup>26</sup>

Als Kühlmedium wird in der Regel Wasser mit Vorlauftemperaturen von 16 °C und Rücklauftemperaturen von 18 °C eingesetzt. Bei diesen Temperaturen ist der Einsatz von Frostschutzmitteln nicht erforderlich und sollte vermieden werden, da Glykol negative Nebenwirkung hat. So sinkt die spez. Wärmekapazität von Wasser, wenn ihm Glykol beigemischt wird. Damit muss für die gleiche Kühlleistung der Kühlmedienmassenstrom erhöht werden, was zu höheren Betriebskosten und Rohrdimensionen führt. Tiefere Medientemperaturen sind außerdem nicht empfehlenswert, da es dadurch zu größeren Untertemperaturen der Kühldecke kommt und somit zu kalten Fallluftströmungen kommen oder eine Strahlungsasymmetrie im Raum entstehen kann. Diese Effekte können von Personen als unangenehm empfunden werden. Weiterhin kann es zu Taupunktunterschreitungen kommen, sodass sich an der Kühldeckenoberfläche Kondenswasser bildet was zum Aufweichen der Kühldeckenoberfläche, zu Korrosion oder zu Tropfenbildung führen

---

<sup>26</sup> vgl. Giese, 2011, S.55

kann. Kondenswasserbildung muss in jedem Fall vermieden werden. Möglichkeiten der Vermeidung von Kondenswasserbildung werden im Kapitel 5.1.3 beschrieben.

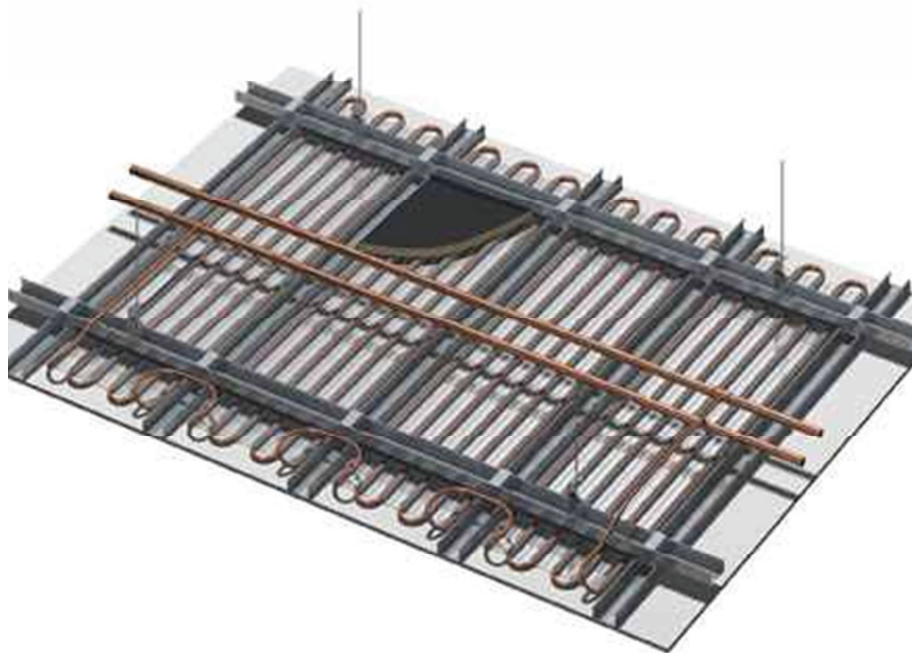
Es werden Kupfer- oder sauerstoffdiffusionsdichte Kunststoffrohrleitungen in Mäanderform auf Blechträgerplatten verlegt. Die Blechträgerplatten dienen der Wärmeleitung und -übertragung und können selbst den unteren Abschluss der Decke darstellen (Metallkühldecke). Einbauteile wie Deckenleuchten, Luftauslässe, Lautsprecher, Sprinkleranlagen, Rauchsensoren usw. können in die Decken integriert werden. Dadurch reduziert sich allerdings die wärmeübertragende Fläche. Um Längendehnungen durch Temperaturschwankungen ausgleichen zu können, werden am Rand der Decken so genannte Dehnungsfugen eingerichtet. Bei großen Deckenflächen müssen Dehnungsfugen auch in der Deckenfläche vorgesehen werden. Die Ausführungsvarianten sollen hier kurz mit Bildern vorgestellt werden.

#### **5.3.1.1 Geschlossene Gipskartonkühldecke**

Wie bereits in der Studienarbeit ausgeführt, besteht die Möglichkeit, thermische Lasten über Gipskartonkühldecken abzuführen. Dabei erfolgt die Wärmeübertragung zum größten Teil durch Strahlung und nur im geringen Umfang durch Konvektion. Ursache für den großen Strahlungsanteil ist die geschlossene Oberfläche. Die Rohrleitungen werden auf Blechträgerplatten verlegt. Diese stellen den direkten Kontakt zu dem Gipskarton her und sorgen für die Wärmeleitung und für die Wärmeübertragung. Abbildung 2 und Abbildung 3 zeigen beispielhaft den Aufbau und die Einbausituation einer Gipskartonkühldecke. Es können durch Lochungen der Deckenoberfläche auch schalldämpfende Eigenschaften erreicht werden. In den meisten Fällen werden spezielle Gipskartonplatten mit verbesserten Wärmeleiteigenschaften eingesetzt. Für Wartungs- und Änderungsarbeiten müssen Revisionsöffnungen in der Decke vorgesehen werden. Leuchten, Luftauslässe und ähnliches können in die Decke integriert werden.



**Abbildung 2** geschlossene Gipskartonkühldecke  
(emco, Produktübersicht, 2010, S.5)



**Abbildung 3** geschlossene Gipskartonkühldecke von oben<sup>27</sup>

<sup>27</sup> Quelle: [http://www.google.de/imgres?imgurl=http://www.emco.de/uploads/tx\\_templavoila/GKCUWT\\_einbau.jpg&imgrefurl=http://www.emco.de/klima/emcocoool/kuehldecken/gipskarton-kuehldecken/typ-gkcuwt.html&usg=\\_\\_aJtZc\\_Rt2yJohXKChKFOhITCjks=&h=340&w=437&sz=27&hl=de&start=25&zoom=1&tbnid=v1x7LezBvryXDM:&tbnh=98&tbnw=126&ei=\\_iYsTtH RGMSUswaH5MmcDA&prev=/search%3Fq%3Dgipskarton%2Bk%25C3%25BChdecken%26um%3D1%26hl%3Dde%26client%3Dfirefox-a%26sa%3DN%26rls%3Dorg.mozilla:de:official%26biw%3D1600%26bih%3D770%26tbn%3Disch&um=1&itbs=1](http://www.google.de/imgres?imgurl=http://www.emco.de/uploads/tx_templavoila/GKCUWT_einbau.jpg&imgrefurl=http://www.emco.de/klima/emcocoool/kuehldecken/gipskarton-kuehldecken/typ-gkcuwt.html&usg=__aJtZc_Rt2yJohXKChKFOhITCjks=&h=340&w=437&sz=27&hl=de&start=25&zoom=1&tbnid=v1x7LezBvryXDM:&tbnh=98&tbnw=126&ei=_iYsTtH RGMSUswaH5MmcDA&prev=/search%3Fq%3Dgipskarton%2Bk%25C3%25BChdecken%26um%3D1%26hl%3Dde%26client%3Dfirefox-a%26sa%3DN%26rls%3Dorg.mozilla:de:official%26biw%3D1600%26bih%3D770%26tbn%3Disch&um=1&itbs=1)

### 5.3.1.2 Geschlossene Metallkühldecke

Der Aufbau der geschlossenen Metallkühldecke entspricht dem der geschlossenen Gipskartonkühldecke. Jedoch bilden die Trägerbleche selbst den unteren Abschluss der Decke, es entfällt der Gipskarton. Die Wärmeübertragung erfolgt hier ebenfalls hauptsächlich durch Strahlung. Durch den fehlenden Wärmeleitwiderstand des Gipskartons sind die übertragbaren Leistungen bei gleicher Fläche höher als bei Gipskartonkühldecken. Abbildung 4 zeigt beispielhaft eine eingebaute geschlossene Metallkühldecke. Auch hier müssen für Wartungs- und Änderungsarbeiten Revisionsöffnungen in der Decke vorgesehen werden. Hier können ebenfalls Leuchten, Lautsprecher, Luftauslässe und ähnliches in die Decke integriert werden.

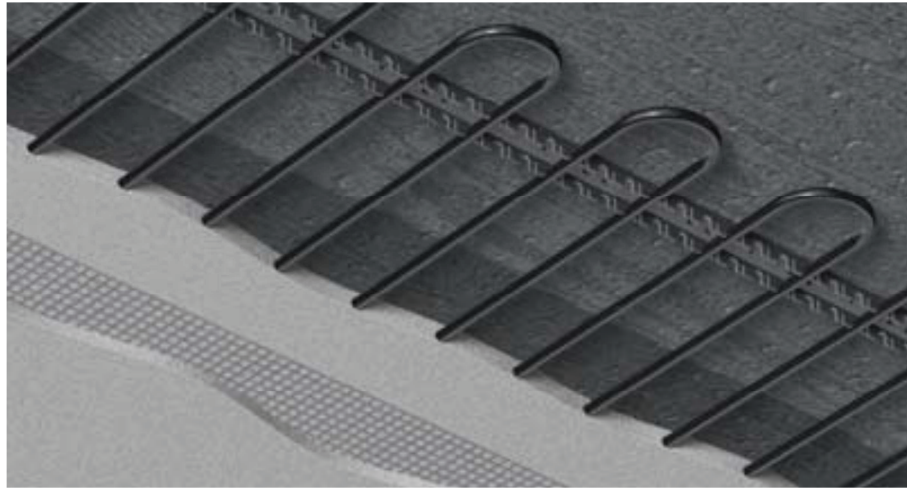


**Abbildung 4** geschlossene Metallkühldecke  
(emco, Produktübersicht, 2010, S.6)

### 5.3.1.3 Geschlossene, im Putz integrierte Kühldecke

Bei dieser Variante liegen die Rohrleitungen in der Putzschicht. Dieses System weist eine erhöhte thermische Trägheit auf, da eine Putzüberdeckung von 10-15 mm vorliegt. Abbildung 5 zeigt eine im Putz integrierte Kühldecke. Auch bei diesem System erfolgt die Wärmeübertragung zum größten Teil durch Strahlung und nur im geringen Umfang durch Konvektion. Leuchten, Lautspreche usw. können in die Decke integriert oder von unten an der Decke installiert werden. Bei der Montage von unten ist darauf zu achten, dass die Rohrleitungen bei der Montage nicht beschädigt werden.

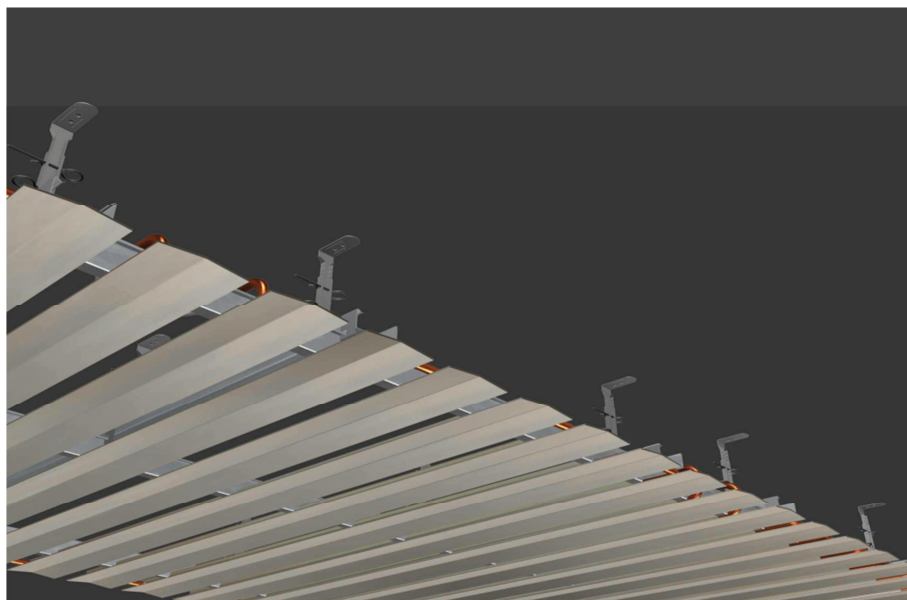




**Abbildung 5** geschlossene im Putz integrierte Kühldecke  
(emco, Produktübersicht, 2010, S.7)

#### 5.3.1.4 Offene Metallkühldecke

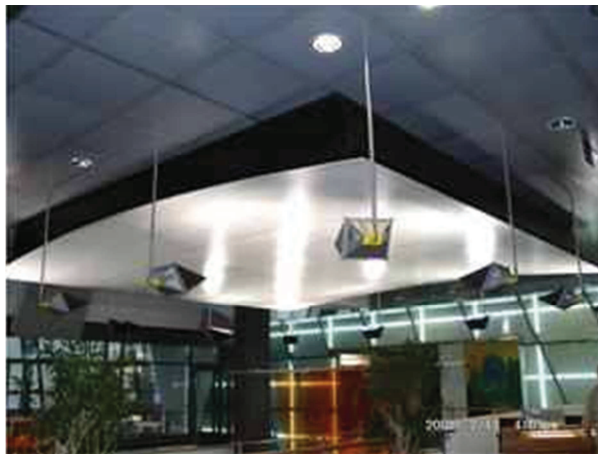
Diese Art der Kühldecken zeichnet sich durch sehr hohe übertragbare Leistungen aus. Ursächlich hierfür ist die offene Bauart der Konstruktion, welche eine Wärmeabgabe auf der Vorder- und Rückseite ermöglicht. Des Weiteren kann Luft die Metallelemente umströmen und der konvektive Wärmeübertragungsanteil nimmt zu. Abbildung 6 zeigt beispielhaft eine offene Metallkühldecke.



**Abbildung 6** offene Metallkühldecke  
(Quelle: [http://zent-frenger.de/fileadmin/medienpool/gfx\\_content/Gebaeudetemperierung/Designdecken/Softline\\_roof/Softline\\_roof\\_2.jpg](http://zent-frenger.de/fileadmin/medienpool/gfx_content/Gebaeudetemperierung/Designdecken/Softline_roof/Softline_roof_2.jpg))

### 5.3.1.5 Deckenkühlsegel

Es gibt verschiedene Ausführungen von Deckenkühlsegel. Sie können optisch sehr ansprechend gestaltet sein und ebenfalls Leuchten, Lautsprecher usw. enthalten. Ausführungen als offene oder geschlossene Kühldecken sind umsetzbar. Kühldeckensegel werden an der normlen Decke befestigt und füllen nicht den gesamten Deckenbereich aus. Somit können lokal kleine Bereiche optisch ansprechend im Raum gekühlt werden. Abbildung 7 und Abbildung 8 zeigen beispielhaft den Einsatz von Kühlsegeln und deren gute optische Integration.



**Abbildung 7** Deckenkühlsegel  
(Quelle: [http://zent-frenger.de/fileadmin/medienpool/gfx\\_content/Gebaeudetemperierung/Segell%C3%B6sungen/Segel\\_1.JPG](http://zent-frenger.de/fileadmin/medienpool/gfx_content/Gebaeudetemperierung/Segell%C3%B6sungen/Segel_1.JPG))



**Abbildung 8** Deckenkühlsegel  
(Quelle: [http://zent-frenger.de/fileadmin/medienpool/gfx\\_content/Gebaeudetemperierung/Segell%C3%B6sungen/MFE/MFE\\_Segel\\_1.jpg](http://zent-frenger.de/fileadmin/medienpool/gfx_content/Gebaeudetemperierung/Segell%C3%B6sungen/MFE/MFE_Segel_1.jpg))

### 5.3.2 Regelung der Kühldecken

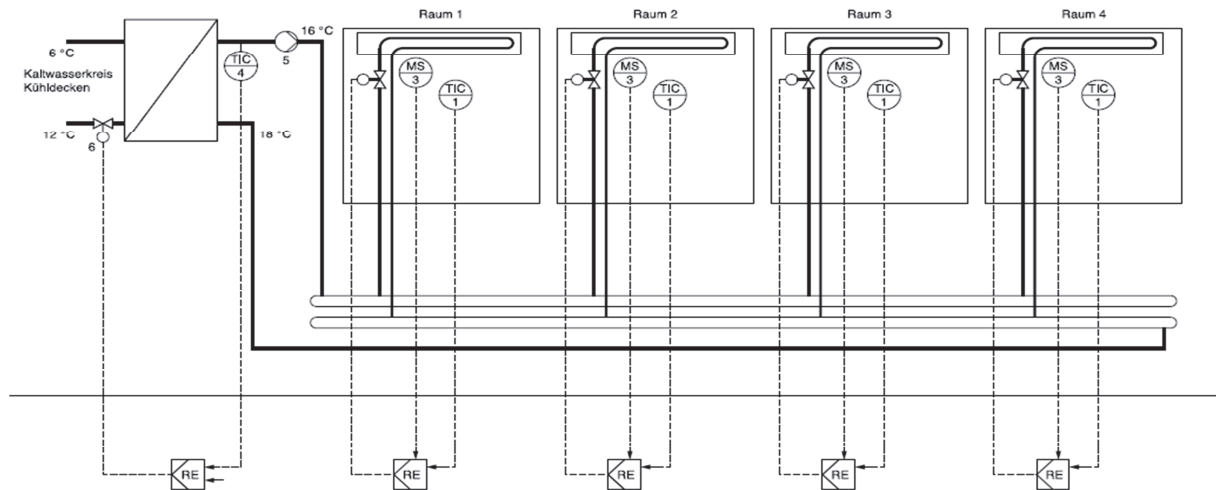
Die Raumtemperaturregelung erfolgt durch Anpassung der Kühlleistung der Kühldecke. Hierfür stehen zwei Möglichkeiten zur Verfügung. So kann der Kaltwassermassenstrom angepasst oder die Vorlauftemperatur angehoben werden. Eine Anhebung dieser erfolgt durch Beimischung von wärmerem Rücklaufmedium in das Vorlaufmedium. Um zu vermeiden, dass gleichzeitig geheizt und gekühlt wird, wird eine Verriegelung zwischen statischer Heizung und Kühldecke vorgesehen.

Um sicherzustellen, dass es beim Ausfall der RLT-Anlage oder bei falscher Konditionierung der Zuluft nicht zu Schäden durch Kondenswasserbildung an der Kühldecke kommt, werden Feuchtefühler am Vorlauf der Kühldecken gesetzt. Diese Fühler werden im Bereich der Randspalten installiert. Nach Angaben der Firma Krantz kann erwartet werden, dass so zuverlässig die Kondensation an der Deckenoberfläche verhindert wird. Detektiert der Feuchtefühler Tauwasserbildung, wird entweder die Vorlauftemperatur durch Beimischung von Rücklaufwasser angehoben oder die Versorgung der Kühldecke mit Kühlmedium unterbrochen.<sup>28</sup> Beide Verfahren stören allerdings die Abfuhr der Kühllasten erheblich. Das heißt, die Lasten werden nicht mehr abgeführt, was zum Ansteigen der Raumtemperatur führt. Es sollten also stets Raumlufzustände herrschen, die einen permanenten Einsatz der Kühldecke gewährleisten. Da alle Räume mit dem hygienisch notwendigen Außenluftvolumenstrom versorgt werden müssen, kann die Einstellung der Raumluftfeuchte durch diese Luftvolumenströme erfolgen. Die Größen der hygienisch notwendigen Außenluftvolumenströme wurden bereits in der Studienarbeit ermittelt.<sup>29</sup> Wenn konstante Raumlufzustände eingehalten werden sollen, müssen die Feuchtelasten durch trockenere Zuluft kompensiert werden. Die Entfeuchtung der Außenluft erfolgt durch die RLT-Anlage. Nach dem Einbringen der trockenere Zuluft in den Raum stellt sich durch die Mischung mit der Raumluft und der Abfuhr feuchter Raumluft der gewünschte Raumlufzustand ein. Somit kann die Kühllast über die Kühldecke abgeführt werden. Die Berechnung der Zuluftparameter wird im Kapitel 5.1.3 beschrieben. Abbildung 9 zeigt den schematischen Aufbau der Kühldeckenanlage.

---

<sup>28</sup> vgl. VDI 3525, 2007, S.20

<sup>29</sup> vgl. Giese, 2011, S.49



**Abbildung 9** Kühldeckenschema  
(VDI 3525, 2007, S.19)

### 5.3.3 Auslegung der Kühldecke

Die Auslegung der Kühlflächen muss nach den maximal auftretenden Raumkühllasten erfolgen. Dabei ist zu beachten, dass nur sensible Kühllasten abgeführt werden können. Diese sind bereits in der Studienarbeit berechnet worden<sup>30</sup>. Um den Wünschen der Unternehmens Carl Zeiss nach variabler Umgestaltung der Räume im 3 m mal 6 m bzw. 3 m mal 3,5 m Raster nachkommen zu können, wird für alle Räume die spezifische, flächenbezogene Kühlleistung nach Formel 19 Formel berechnet. Dabei werden die auftretenden maximalen Raumkühllasten auf die Raumgrundfläche bezogen.

$$\dot{q}_{K, \text{spez}, i} = \frac{\dot{Q}_{K, i}}{A_{R, i}}$$

**Formel 19** spezifische flächenbezogene Kühllast

Legende

$A_{R, i}$  = Grundfläche der Raumes i [m<sup>2</sup>]

$\dot{Q}_{K, i}$  = sensible Kühllast des Raumes i [W]

Anschließend werden alle Räume auf die höchste spezifische Kühllast ausgelegt. Die höchste spezifische Kühllast wurde in den Räumen Technologie 1 und Büro 8 mit 30,5 W/m<sup>2</sup> ermittelt. Es werden demnach alle Räume auf diese spezifische Kühllast von 30,5 W/m<sup>2</sup> ausgelegt. Somit ist es möglich, bei Umnutzungen der Räume immer

<sup>30</sup> vgl. Giese, 2011, S.34



die gleiche Kühllast je Quadratmeter Raumfläche abzuführen. Um die Auslegungskühllast der Räume zu ermitteln, wird die Raumgrundfläche mit der spezifische Kühllast von 30,5 W/m<sup>2</sup> multipliziert. Die Berechnung erfolgt nach Formel 20.

$$\dot{Q}_{K,Ausl} = \dot{q}_{K,spez,max} \cdot A_{R,i}$$

**Formel 20**

Auslegungskühllast Kühldecke

Legende

$A_{R,i}$  = Grundfläche der Raumes i [m<sup>2</sup>]

$\dot{q}_{K,spez,max}$  = maximale sensible Kühllast (30,5 W/m<sup>2</sup>) [W/m<sup>2</sup>]

Durch die Forderung des Unternehmens ergibt sich eine weitere Einschränkung. Die Kühldecke muss innerhalb der vorgegebenen Rastergrößen von 3 mal 6 m und 3 mal 3,5 m erfolgen. Dabei ist jedes Raster als eigenständige Einheit auszuführen und in diesen Rastern die Kühldeckenelemente so anzuordnen, dass die mit Formel 20 berechneten Kühllasten abgeführt werden können. Dieses Vorgehen sichert die Variabilität, die vom Unternehmen gefordert wird. Die Ergebnisse der Berechnungen sind im Anhang 17 beigefügt. Bei genauer Betrachtung der Berechnungsergebnisse wird deutlich, dass in den Beratungsräumen keine Kühllasten abgeführt werden müssen, weil die dort auftretenden Kühllasten durch die Innenlage so gering sind, dass sie durch die kühle Frischluft abgeführt werden können. Eine Frischluftversorgung der Räume über eine RLT-Anlage ist notwendig, da die Beratungsräume im Gebäudeinneren liegen und eine Fensterlüftung in keinem der betrachteten Räume durch zu hohe Umgebungsschallpegel möglich ist.

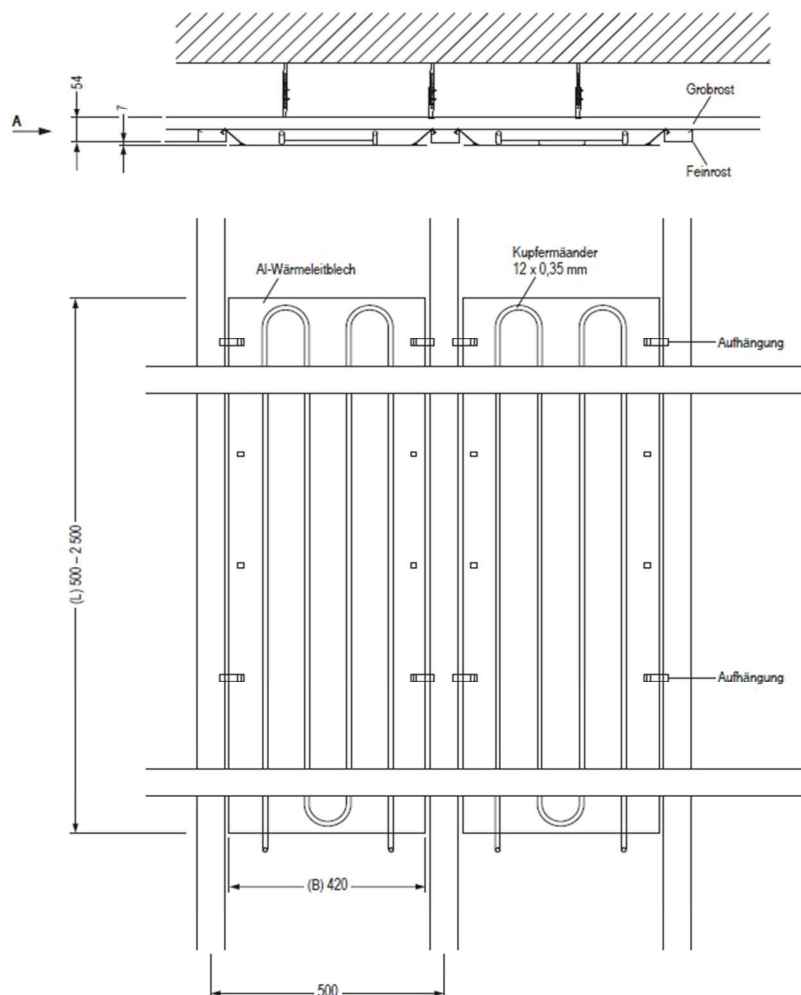
### 5.3.3.1 Auslegung der Kühldeckenelemente

Es soll eine Gipskartonkühldecke für die betrachteten Räume eingesetzt werden, da sie einfach zu installieren ist, farbliche Umgestaltungen ohne größere Aufwendungen möglich sind und Einbauten wie Leuchten, Luftauslässe usw. einfach in die Decke integriert werden können. Vom Kühldeckenherstellern Krantz werden Kühlelemente für den Einbau zwischen den Streben der Gipskartonunterkonstruktion angeboten. Dabei ist die Breite der Kühldeckenelemente auf 420mm festgelegt. Die Länge kann zwischen 500 mm und 2500 mm in 100 mm Schritten variieren.

Abbildung 10 Gipskartonkühldeckenelemente Fa. Krantz

Abbildung 10 zeigt die Abmessungen und Einbausituation der Kühlelemente. Diese Elemente müssen in der Decke verteilt werden. Dabei ist auf Einbauten wie Deckeneinbauleuchten, Luftauslässe, bauliche Konstruktionen usw. zu achten. Durch diese reduziert sich die mögliche aktive Kühlfläche und somit die abführbare

Wärmemenge. Beim Einbau der Kühldecke sind Randspalten vorzusehen, um die Längendehnung durch Temperaturänderungen zu ermöglichen. Auf der Oberseite der Deckenkühlelemente wird eine 30 mm starke Mineralwolldämmung installiert. Durch diese wird der Wärmeeintrag von der Oberseite reduziert und somit die Wärmeübertragung von der Unterseite zu begünstigt. Die KKS-4/GK/U Elemente bestehen aus 1 mm starken Aluminium-Wärmeleitblechen mit Sicken für die mäanderförmige Verlegung des 12 mm starken Kupferrohres und aus Aufhängeeinrichtungen für die Elemente an den Tragprofilen. In den technischen Unterlagen des Herstellers sind Leistungsangaben für spezielle 10 mm starke Gipskartonplatten des Herstellers Knauf mit hoher Wärmeleitfähigkeit angegeben. Dabei haben normale farbliche Anstriche keinen Einfluss auf die übertragbare Kühlleistung.



**Abbildung 10** Gipskartonkühldeckenelemente Fa. Krantz  
(Krantz Komponenten, Technische Auslegung, 2010, S.3)

Die Auslegung und Anordnung der Kühlelemente erfolgt üblicherweise durch den Hersteller der Kühlelemente, weil nur dann die Gewährleistung für die abführbaren Leistungen durch die Firma übernommen wird. Allerdings konnte aufgrund der großen Flächen die Auslegung durch die Firma Krantz nicht durchgeführt werden. Um eine Kostenermittlung zu ermöglichen, stellte die Firma Krantz für jede Kühlelementlänge die jeweiligen abführbaren Leistungen der Kühlelemente zur Verfügung. Bei den Leistungsangaben wird ein Einbau mit speziellen Gipskartonplatten der Firma Knauf des Typs „Knauf Thermoboard Plus,“ in einer Stärke von 10 mm mit höherem Wärmeleitwert vorausgesetzt.

Für jeweils ein 6 m mal 3 m und ein 3 m mal 3,5 m Raster wurden die Kühlelemente so angeordnet, dass die benötigte Leistung abgeführt werden kann. Bei dieser Anordnung wurden sowohl die Luftauslässe, Deckeneinbauleuchten und Tragelemente der Gipskartondecke berücksichtigt. Zusätzlich wird ein 20 cm breiter Streifen zwischen den Rastern frei gelassen, um die Montage von Innenwänden ohne Beschädigungen der Kühlelemente zu ermöglichen. In Tabelle 5 sind die notwendigen Kühlelementegrößen und -anzahlen aufgeführt.

Raster 6mx3m							
abzuführende spez. Raumkühllast [W/m <sup>2</sup> ]	Rastergrundfläche [m <sup>2</sup> ]	erforderliche Rasterkühlleistung [W]	Kühldeckenelemente			Anzahl eingesetzter Elemente	abgeführte Leistung [W]
			Länge [m]	Breite [m]	Leistung [W]		
			0,90	0,42	30,24	3	90,72
			1,30	0,42	43,68	7	305,76
			1,70	0,42	57,12	3	171,36
30,5	18	549				Summe	567,84
Raster 3mx3,5m							
			0,50	0,42	16,8	4	67,2
			0,60	0,42	20,16	1	20,16
			1,30	0,42	43,68	3	131,04
			1,50	0,42	50,4	2	100,8
30,5	10,5	320,25				Summe	319,2

**Tabelle 5** Kühldeckenelementeanzahl

Die Deckenkonstruktion erreicht inklusive Wasserfüllung ein Gewicht von 27 kg/m<sup>2</sup>. Ein Einbau dieses Deckensystems stellt somit kein Problem dar, da die Betondecken für eine Tragfähigkeit von 1200 kg/m<sup>2</sup> konstruiert sind. Der Deckenplan mit den Kühlelementen befindet sich im Anhang 18.

### **5.3.3.2 Rohrleitungsnetz**

Die Kühldeckenelemente werden über Rohrleitungen mit dem Kaltwassernetz verbunden. Wie auch bei der Heizungsanlage wird als Rohrwerkstoff von Unternehmensseite Geberit, Mapress, C-Stahl vorgegeben. Für die Berechnung wurde ein maximales Rohrreibungsdruckgefälle  $R=200 \text{ Pa/m}$  und eine maximale Strömungsgeschwindigkeit von  $1,1 \text{ m/s}$  vorgegeben. Als Wärmeträger wird Wasser eingesetzt, welches bei einer mittleren Medientemperatur von  $17 \text{ °C}$  eine Mediendichte von  $999 \text{ kg/m}^3$  aufweist. Die Berechnung der Druckverluste erfolgt wie bei der Heizungsanlage und ist bereits im Kapitel 5.2 beschrieben. Aufgrund der Unterzüge in den Zwischendecken sind je Gebäudeteil zwei Stränge zur Verteilung des Kühlmediums notwendig. Die Berechnung der Rohrleitungsdimensionen erfolgt mit dem Softwaretool RohrCalc der Firma mh-software. Der Grundrissplan im Anhang 18 zeigt neben den Kühlelementen auch die Rohrverlegung und Rohrdimensionen.

### **5.3.3.3 Hydraulischer Abgleich**

Ein hydraulischer Abgleich der Anlage ist wie auch bei der Heizungsanlage notwendig. Durch den hydraulischen Abgleich wird die Anlage so eingestellt, dass alle Kühlflächen die benötigte Kühlmedienmenge erhalten. Durch unterschiedlich lange Leitungswege und Einbauten in den Fließwegen kommt es zu unterschiedlichen Druckverlusten im Leitungsnetz. Diese Druckdifferenzen führen zu einer unkontrollierten Kühlmittelverteilung im System, da das Medium stets bestrebt ist den Weg des geringsten Widerstandes zu folgen. Durch den Hydraulischen Abgleich werden alle Fließwege so eingestellt, dass sie den gleichen Druckverlust aufweisen. Stränge werden untereinander durch Strangregulierventile abgeglichen. In den Strängen erfolgt die Verrohrung im Tichelmannprinzip, da der Aufbau und die Leistung der Kühldeckenraster jeweils gleich sind. Der hydraulische Abgleich erfolgt ebenfalls mit dem Softwaretool RohrCalc der Firma mh-software.

### **5.3.3.4 Rohrisolierung**

Die Rohrisolierung erfolgt nach EnEV 2009 mit 100 % der von der EnEV geforderten Werte (siehe Tabelle 4). Es wird aluminiumkaschierte Mineralwolle der Firma Rockwool vom Typ Rockwool 800 der Wärmeleitfähigkeitsgruppe 035 mit einem Wärmeleitwert von  $0,035 \text{ W/(mK)}$  eingesetzt.

### **5.3.3.5 Rohrleitungsverlegung**

Die Verlegung der Rohrleitungen muss ebenfalls wie im Kapitel 5.2.4 beschrieben erfolgen. Um die durch Temperaturänderungen verursachten Längenausdehnungen

der Rohre aufzufangen, werden U-Bögen eingesetzt. Die Berechnung der Längendehnung und der Biegeschenkelängen erfolgt ebenfalls nach Formel 10 Formel 11. Es ergibt sich für die Rohrdimension DN 65 eine Biegeschenkelänge von 0,5 m bei einer Rohrlänge von 25 m.

#### **5.3.3.6 Pumpenauslegung**

Die Kühlmedienkreispumpen werden nach dem im Kapitel 5.2.5 beschriebenen Verfahren ausgelegt und erfolgt mit der Auslegungssoftware Wilo select. Die ausgewählten Pumpen sind im Anhang 19 beigefügt. Es kommen jeweils für den West- und Ostkühldeckenstrang eine Hocheffizienzpumpe des Typs Wilo-Stratos 65/1-9 CAN PN 6/10 und für den Wärmeübertragerkreis eine Hocheffizienzpumpe des Typs Wilo-Stratos 80/1-12 CAN PN 6 zum Einsatz.

#### **5.3.3.7 Wärmeübertrager**

Das Hauskaltwassernetz mit Medientemperaturen von 6 °C Vorlauf- und 12 °C Rücklauftemperatur wird durch einen Wärmeübertrager von dem Kühldeckennetz entkoppelt. Durch dieses Vorgehen können ein eigenständiges Netz aufgebaut und im Kühldeckennetz die gewünschten Betriebsparameter eingestellt werden. Es wird eine Kühlleistung von 43 kW benötigt. Eine Reserve von 7 kW wird vorgesehen und der Wärmeübertrager somit für 50 kW Kühlleistung ausgelegt. Es kommt ein Plattenwärmeübertrager der Firma Alfa Laval des Typs CB 76-40L mit Isolierung zum Einsatz. Die Unterlagen des Herstellers sind im Anhang 19 beigefügt.

#### **5.3.3.8 Sicherheitseinrichtungen für Kühldeckenanlage**

Für Kühldeckenanlagen gelten ähnliche Bedingungen wie für Heizungsanlagen. So kommt es durch Temperaturschwankungen zu Volumenänderungen des Kühlmediums. Diese können zum Ansteigen des Druckes in der Anlage und beim Überschreiten des zulässigen Betriebsdruckes zu Beschädigungen der Anlage führen. Um die Anlagenkomponenten vor Beschädigungen zu schützen, müssen ein MAG und ein Sicherheitsventil eingesetzt werden.

#### **Sicherheitsventil**

Um die Anlage vor unzulässig hohen Drücken zu schützen, wird ein Sicherheitsventil mit einem Ansprechdruck von 2,5 bar eingesetzt. Die Anordnung des Sicherheitsventils erfolgt wie bei Heizungsanlagen ohne Absperreinrichtung, möglichst nah am Wärmeübertrager. Es wird ein spezielles Sicherheitsventil für Kühlkreisläufe des Herstellers Goetze vom Typ 625 GL eingesetzt.

### **Membran-Druckausdehnungsgefäßes**

Es kommt auch im Kühlwassernetz zu Temperaturschwankungen und in Folge dessen zu Volumenänderungen des Kühlmediums. Die Leitungsanlage und Deckenelemente sind nicht in der Lage diese Volumenänderungen aufzunehmen. Um die Anlage vor Beschädigungen durch zu großen Druck in der Anlage zu schützen, ist der Einsatz eines Membran-Druckausdehnungsgefäßes erforderlich. Die Auslegung des MAG erfolgt wie unter Kapitel 5.2.9.1 beschrieben. Ein Anlagenvolumen von 3455 l wurde durch das Auslegungsprogramm der Firma mh-software GmbH ermittelt. Das Ergebnis der Berechnungen ergibt ein Nutzvolumen von 88 l. Es wird ein MAG des Herstellers Reflex des Typs N 100 mit einem Nutzvolumen von 90 l vorgesehen. Der Einbau des MAG erfolgt im Rücklauf. Um Wartungsarbeiten zu ermöglichen wird ein Kappenventil eingesetzt.

## **6 Anlagentechnik Klimatisierungsvariante 3**

### **6.1 RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 3**

Die Auslegung der RLT-Anlage für die Klimatisierungsvariante 3 erfolgt ebenfalls nach den unter Kapitel 4 beschriebenen Verfahren und Gesichtspunkten. Gestellte Anforderungen an die Anlagenkonfiguration werden in den Kapiteln 6.1.1 bis 6.1.5 kurz beschrieben.

#### **6.1.1 Lüftungsform und Anforderungen**

Die Kühllastkompensation soll durch Split-Klimageräte erfolgen. Damit muss die Luft nicht, wie bei Klimatisierungsvariante 2, durch die RLT-Anlage entfeuchtet werden. Ebenso sind weder Heiz- noch Kühlaufgaben durch die RLT-Anlage umzusetzen. Die Belüftung der Räume erfolgt ebenfalls ausschließlich durch die RLT-Anlage. Eine Anforderung an die Raumlufffeuchtigkeit besteht nicht. Somit wird kein Luftbefeuchter, aber eine Leerkammer für die Nachrüstung eines Dampfbefeuchters im RLT-Kompaktgerät vorgesehen und es ist möglich, auf spätere veränderliche Anforderungen reagieren zu können. Eine Konditionierung der Außenluft soll, wenn möglich, nur durch ein Enthalpierad erfolgen. Die Entfeuchtung der Raumluff im Sommer erfolgt automatisch durch den Betrieb der Split-Klimageräte (siehe 6.3.1). Es wird mit der Anwesenheit von Personen werktags von 7 Uhr bis 17 Uhr gerechnet. Die Frischluftversorgung soll von 6 Uhr morgens bis 18 Uhr abends erfolgen. Um eine energieeffiziente Kühlung der Räume zu ermöglichen wird ebenfalls der Nachtkühlbetrieb vorgesehen. Die Luftvolumenströme bestehen aus den hygienisch notwendigen Außenluftvolumenströmen. Büroräume werden in den Anlagenbetriebszeiten mit konstantem und Beratungsräume mit variablem Volumenstrom beaufschlagt. Eine Regelung der Volumenströme soll für die Beratungsräume in Abhängigkeit des Kohlendioxidgehalts erfolgen.

#### **6.1.2 Raumströmung und Luftauslässe**

Die Frischluftversorgung wird durch eine diffuse Mischlüftung realisiert und mit Hilfe von Deckendrallauslässen umgesetzt. Jeder Zuluftauslass muss aufgrund der Kanalkühlgeräte einen konstanten Luftvolumenstrom von 390 m<sup>3</sup>/h in den Raum einbringen (siehe 6.3.3).

Auch bei dieser Klimatisierungsvariante müssen die Rastervorgaben des Unternehmens Carl Zeiss eingehalten und bei der Auslegung der Luftauslässe berücksichtigt werden. Die Auswahl der Luftauslässe erfolgt mit der Software „Easy Product Finder“ der Firma Trox. Als Zuluftauslässe wurden Drallauslässe der Firma Trox vom

Typ TDV-SA-Z-H-M gewählt, für die Abluftauslässe kommt Typ VDW-Q-A-H-M 625 zum Einsatz. Eine beispielhafte Auswahl der jeweiligen Zuluftauslässe befindet sich im Anhang 20 sowie die Abluftauslässe im Anhang 21. Durch diese Auslässe werden geringe Schallpegel sichergestellt und die Strömungsgeschwindigkeiten sowie Untertemperaturen in der Aufenthaltszone eingehalten.

### **6.1.3 Regelung der raumluftechnischen Anlage**

Die Regelung der Zuluftvolumenströme für die Beratungsräume erfolgt in Abhängigkeit des Kohlendioxidgehaltes in der Raumlufte. Für alle anderen Räume wird ein konstanter Außenluftvolumenstrom eingestellt. Die Regelung des Kanaldruckes für die Funktion der Volumenstromregler erfolgt ebenfalls nach dem unter Kapitel 4.1.3 beschriebenen Verfahren. Den Unterlagen der Firma Robatherm kann entnommen werden, dass die Außenluft im Winter nicht wie erwartet 14 °C nach dem Wärmerückgewinnungssystem erreicht (siehe Anhang 12). Aus diesem Grund wird eine Zulufterwärmung auf 16 °C im Winter vorgesehen. Im Sommer erfolgt die Außenluftkonditionierung im RLT-Zentralgerät nur durch das Wärmerückgewinnungssystem.

### **6.1.4 Komponenten der raumluftechnischen Anlage**

Alle eingesetzten Komponenten entsprechen denen aus Klimatisierungsvariante 2.

### **6.1.5 Kanalnetz und Druckverlustberechnung**

Die Dimensionierung des Kanalnetzes entspricht der Vorgehensweise, die in Klimatisierungsvariante 1 (Kapitel 4.1.5) beschrieben wurde. Zur Auslegung werden wiederum die hygienisch notwendigen Außenluftvolumenströme herangezogen. Für die Hauptkanäle werden die Anfangsdimensionen erneut bis zum Ende dieser konstant gehalten. Wie bei den beiden vorangegangenen RLT-Anlagen sind jeweils zwei Zu- und Abluftkanäle je Gebäudeeinheit vorgesehen.

### **6.1.6 Wärmeverluste der Luftleitungen**

Auf eine Wärmedämmung der Kanäle wird verzichtet, da die Konditionierung der Außenluft nur durch eine Wärmerückgewinnung erfolgt. Des Weiteren wird die Zuluft nicht zur Temperierung der versorgten Räume oder zur Kompensation von Feuchtelasten benötigt. Aus diesem Grund sind die Zuluftparameter von untergeordneter Bedeutung. Durch die Regelung wird sichergestellt, dass die Temperatur der Zuluft im Winter nicht unter 16 °C liegt.



### **6.1.7 Außenluftansaugung und Fortluftaustritt**

Die Anordnung der Außenluftöffnungen entspricht der von Klimatisierungsvariante 1.

### **6.1.8 Zentralklimagerät**

Das Zentralklimagerät stammt vom Hersteller Robatherm und wird als Kompaktgerät ausgeführt und beinhaltet alle Wärmeübertrager, Ventilatoren, Filter, die Wärmerückgewinnung sowie Leergehäuse für ein Kühlregister und eine Dampfbefeuchtereinheit. Vom Gerätehersteller, wird erneut zu den beschriebenen Zuluftfiltern auch im Abluftkanal vor dem Enthalprierückgewinnungssystem ein F7-Filter vorgesehen. Die Abluftsektion der RLT-Anlage ist über der Zuluftsektion angeordnet. Das RLT-Gerät weist eine Länge von 9,75 m, eine Breite von 1,92 m und eine Höhe von 2,12 m auf und kann somit im vorgesehenen Aufstellungsraum (L=13,30 m; B=7,80 m; H=5,00 m) aufgestellt werden. Detaillierte Unterlagen zum RLT-Kompaktgerät befinden sich im Anhang 22. Ein Grundrissplan, der die Anordnung der Luftauslässe des Kanalnetzes usw. darstellt, befindet sich im Anhang 23.

## **6.2 Heizanlage**

Die Heizungsanlage entspricht der Anlage aus Klimatisierungsvariante 2 (siehe Kapitel 5.2).

## **6.3 Splitklimageräte**

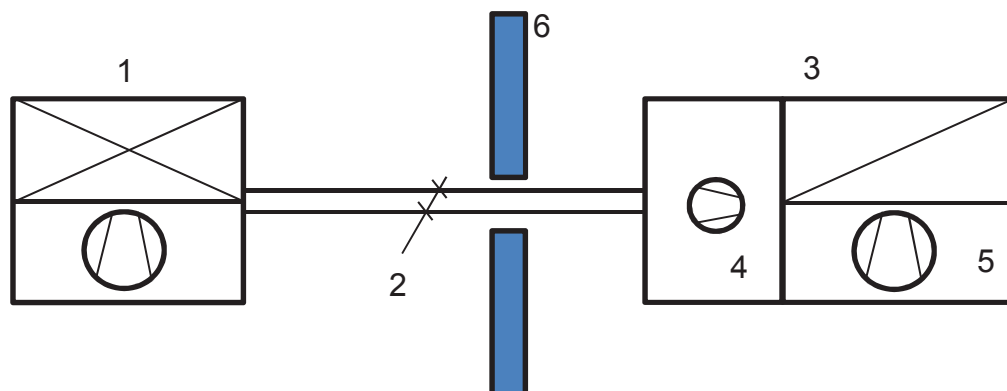
Die Abfuhr der Kühllasten aus einem Raum kann auf verschiedene Arten erfolgen. Zum einen durch zentrale Luftbehandlung, wie beispielsweise bei Kompaktgeräten, welche die Zuluft für mehrere Räume generieren, zum anderen dezentral über vor Ort befindliche transportable Geräte, stationäre Kompaktgeräte (Fenster oder Wandeinbau) oder Splitklimageräte. In allen Fällen soll die Abfuhr der Kühllast in den Räumen hauptsächlich konvektiv durch kühlere Luft erfolgen. Da Räumlichkeiten mit repräsentativem Charakter zu betrachten sind, werden ortsveränderliche und stationäre Geräte für Wand und Fenstereinbau ausgeschlossen und somit nicht weiter beschrieben und untersucht. Es erfolgt lediglich eine kurze Vorstellung der Split-Klimageräte.

### 6.3.1 Allgemeines

Die Splitbauweise zeichnet sich durch die örtlich getrennte Anordnung der Hauptbaugruppen der Kompressions-Kälteanlage aus. Die Inneneinheit beinhaltet einen Wärmeübertrager (Verdampfer) und einen Radialventilator. Die Außeneinheit besteht aus einem oder bis zu drei Verdichtern, einem Wärmeübertrager (Verflüssiger) und einem Axialventilator. Sie ist für Außenaufstellung und ortsfeste Montage ausgelegt. Die Innen- und Außeneinheiten werden mit festverlegten Kältemittelrohrleitungen verbunden. Wird nur eine Inneneinheit an die Außeneinheit angeschlossen, handelt es sich um eine Monosplitanlage. Der schematische Aufbau ist in Abbildung 11 dargestellt. Werden mehrere Inneneinheiten mit einer Außeneinheit betrieben, handelt es sich um eine Multi-Splitanlage.<sup>31</sup>

### Verfahrensbeschreibung

Die Raumluft wird an der Inneneinheit durch den Ventilator angesaugt und durchströmt dabei ein Gitter und einen Filter. Diese wird an der Oberfläche des Verdampfers vorbeigeführt, kühlt sich dort ab und gibt beim Unterschreiten der Taupunkttemperatur Feuchtigkeit ab. Die Abkühlung der Luft erfolgt, da die Wärme die zur Verdampfung des Kältemittels nötig ist, der Umgebung, in diesem Fall der Luft, entzogen wird. Bei Wand-, Decken- oder Kassettengeräten durchströmt die Luft anschließend den Geräte-Luftauslass, welcher aus verstellbaren Lamellen besteht und gelangt wieder zurück in den Raum.



- |   |
|---|
| <p>1...Inneneinheit mit Ventilator und Wärmeübertrager<br/> 2...Kältemittelleitungen<br/> 3...Außeneinheit mit Verdichter (4) und Wärmeübertrager mit Ventilator (5)<br/> 6...Trennwand</p> |
|---|

**Abbildung 11** Schematische Darstellung der Mono-Split-Bauweise  
(eigene Darstellung in Anlehnung an Iselt; Arndt, 2002 S.48)

<sup>31</sup> vgl. Iselt, 2002, S.48

Abhängig vom Aufbau des Innengerätes und des Luftauslasses erfolgt die Einbringung der Luft in den Raum auf verschiedene Weise. Sie kann ein-, zwei- und vierseitig oder über einen Winkel von 360° zurück in den Raum gebracht werden. Einige Inneneinheiten bieten verschiedene Programme an, über die die Einbringung der Luft durch automatische Lamellenverstellung variiert werden kann. Bei Kanalgeräten wird die konditionierte Luft durch einen Kanal zu einem Luftauslass geführt und so in den Raum eingebracht. Der Luftvolumenstrom, die Raumtemperatur und Zeitprogramme können über Bedienpaneele oder Fernbedienungen eingestellt werden. In der Außeneinheit wird im Verflüssiger die dem Raum entzogene Wärme an die Umgebungsluft abgegeben, wobei wiederum durch einen Ventilator die Außenluft am Verflüssiger vorbeigeführt wird.

### **Prozessbeschreibung**

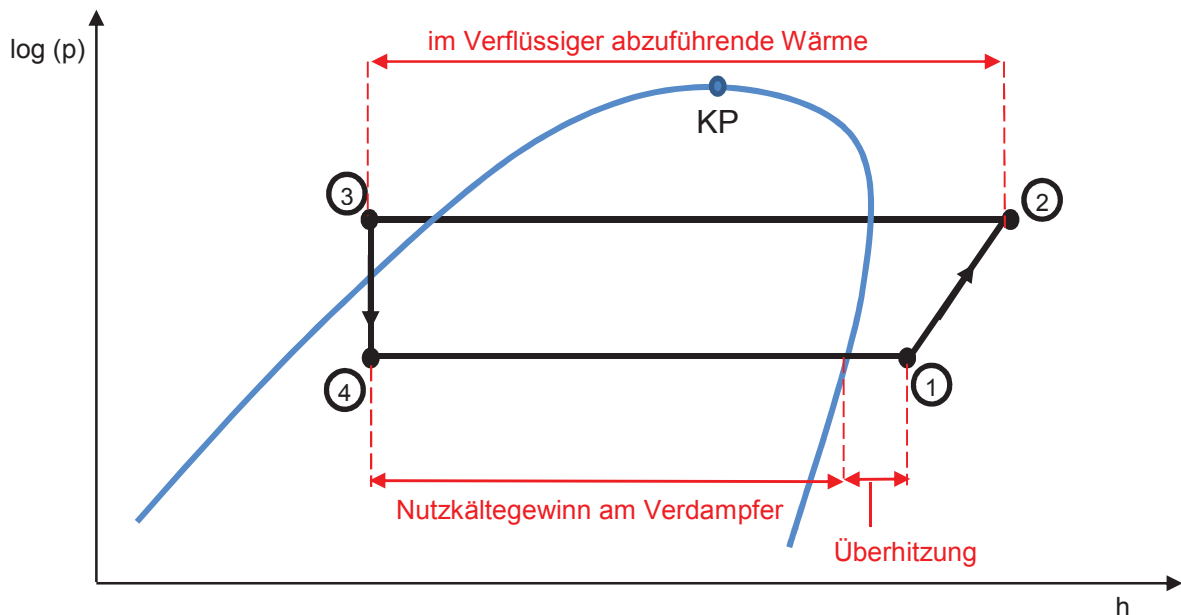
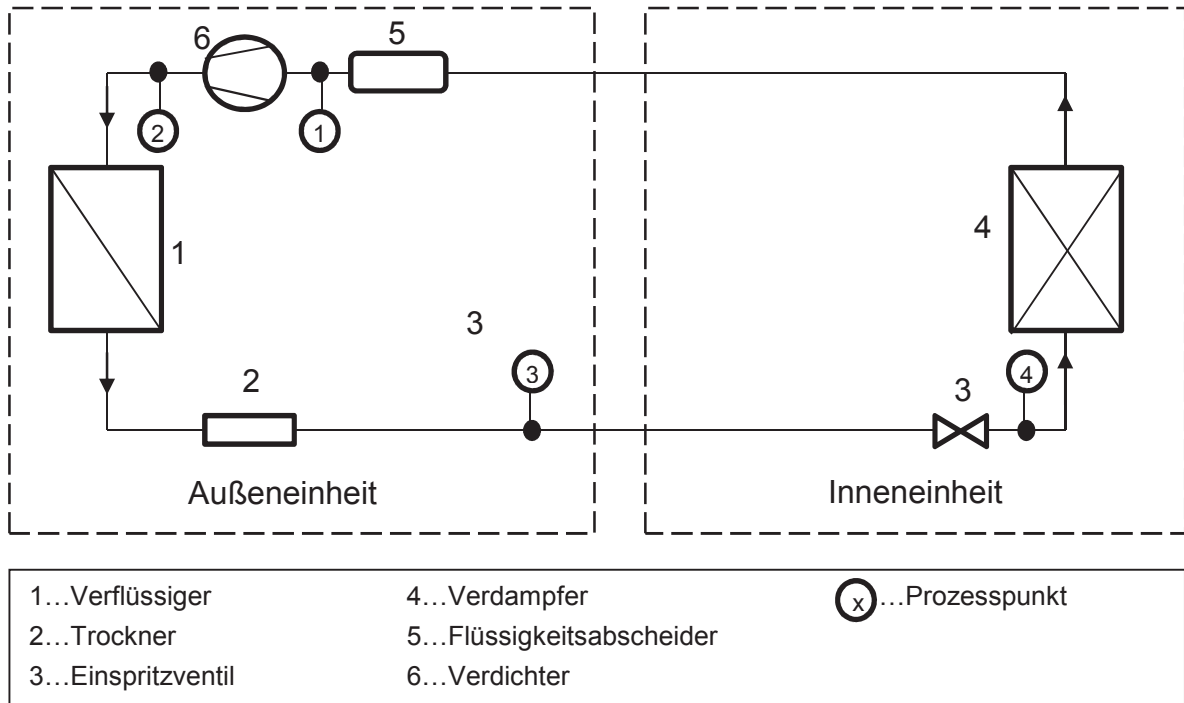
Der Prozess der Wärmeübertragung soll in Anlehnung an Abbildung 12 kurz erläutert werden. Die Prozessbeschreibung beginnt beim Verdampfer.

Im Verdampfer verdampft das Kältemittel bei niedrigen Drücken unterhalb der Raumlufttemperatur. Das Verdampfungstemperaturniveau muss unter der gewünschten Raumtemperatur liegen, da ein Wärmeübergang gemäß dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik nur vom höheren zum niederen Temperaturniveau möglich ist. Die zur Verdampfung des Kältemittels notwendige Wärme wird der Raumluft entzogen. Dabei wird sensible und latente Wärme aufgenommen. Sensible Wärme erzeugt die Temperatursenkung der Raumluft. Die latente Wärme entsteht bei der Kondensation von Wasser aus der Luft. Dieser Prozess verläuft vom Punkt 4 zum Punkt 1. Die in den Verdampfer einströmende Kältemittelmenge wird durch das Einspritzventil so bemessen, dass es vollständig verdampft und eine Überhitzung des Kältemitteldampfes entsteht. Die Überhitzung ist notwendig, um sicherzustellen, dass der Verdichter nur gasförmiges Kältemittel ansaugt. Sollte flüssiges Kältemittel in den Verdichter gelangen, kann dieser beschädigt werden. Aus diesem Grund werden häufig Flüssigkeitsabscheider vor dem Verdichter angeordnet.

Im sich anschließenden Kältemittelverdichter wird das Kältemittel verdichtet. Dabei erhöhen sich der Druck und die Temperatur des Kältemitteldampfes. Dieser Prozess verläuft vom Punkt 1 zum Punkt 2.

Im Verflüssiger gibt das Kältemittel Wärme an die Umgebungsluft ab. Dabei muss ebenfalls der zweite Hauptsatz der Thermodynamik eingehalten werden. Damit ist ein Temperaturniveau des Kältemittels oberhalb der Umgebungstemperatur erforderlich. Durch die Wärmeabgabe wird das Kältemittel verflüssigt und etwas unterkühlt. Die Unterkühlung ist notwendig um sicherzustellen, dass sich keine Blasen im verflüssigten Kältemittel befinden. Dieser Prozess verläuft vom Punkt 2 zum Punkt 3.

Abschließend wird das flüssige Kältemittel durch ein Expansionsventil entspannt und in den Verdampfer eingespritzt. Dieser Prozess verläuft vom Punkt 3 zum Punkt 4. Der Prozess kann von neuem beginnen.



**Abbildung 12** Vereinfachte Kälte-Prozessdarstellung  
(eigene Darstellung in Anlehnung an Iselt; Arndt, 2002 S.50)

## Leistungsregelung

Die Auslegungsbedingungen werden im praktischen Betrieb nur selten erreicht. Da in allen anderen Betriebszuständen die Auslegungskälteleistung nicht benötigt wird, ist eine Regelung der Leistung erforderlich. Diese kann auf verschiedenen Arten angepasst werden. Üblicherweise erfolgt die Leistungsregelung nach einem der drei folgenden Verfahren.

- Ein/Aus-Regelung (nur bei Mono-Splitanlagen möglich)
- Leistungsaufteilung auf mehrere Kältekreise (bis zu drei Verdichter im Ein/Aus-Betrieb)
- lastabhängige, stetige Änderung des Kältemittelmassenstroms mittels Drehzahl oder Drehmomentenregelung (VRF-System)

Moderne Split-Klimageräte können neben den Kühl- auch Heizaufgaben erfüllen. Dabei wird der Wärmeübertrager der Inneneinheit zum Verflüssiger und der der Außeneinheit zum Verdampfer. Die Anlage arbeitet dann als Luft/Luft-Wärmepumpe. Dabei wird der Außenluft Wärme beim Verdampfen des Kältemittels entzogen, durch den Verdichter beim Komprimieren auf ein höheres Temperaturniveau gehoben. Anschließend an der Inneneinheit beim Verflüssigen des Kältemittels an die zu beheizende Raumluft abgegeben. Dabei muss beachtet werden, dass im Winter Außentemperaturen unter 0 °C auftreten und somit die Verdampfungstemperatur noch tiefer liegen muss. Damit ist eine Vereisung des Wärmeübertragers möglich und es ergibt sich das Erfordernis einer Abtaueinrichtung an dem Wärmeübertrager. Der Einsatzbereich für den Heizbetrieb wird in der Literatur mit - 8 °C bis -15 °C angegeben.<sup>32</sup>

Mit Split-Klimaanlagen kann durch Einzelraumregelung die Raumtemperatur sehr genau eingestellt werden. Ein positiver Nebenaspekt ist der Entfeuchtungseffekt. Durch die Unterschreitung des Taupunktes der Luft am Verdampfer wird die relative Luftfeuchtigkeit auf einen erträglichen Wert reduziert. Dabei wird die Raumluft im Sommerbetrieb nicht „ausgetrocknet“. Es stellen sich im Raum lediglich behagliche Luftzustände ein, falls keine größeren Feuchtesenken im Raum vorhanden sind.<sup>33</sup>

### 6.3.2 VRF-Multisplitgeräte

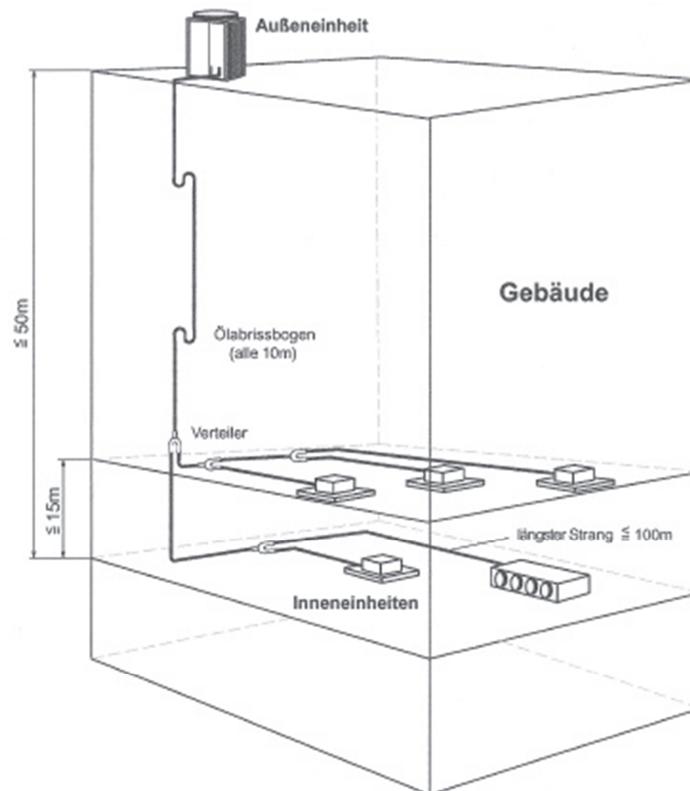
Einfache Multi-Splitanlagen ermöglichen den Einsatz von bis zu 5 Inneneinheiten an einer Außeneinheit. In vielen Fällen sind allerdings mehrere Inneneinheiten erforderlich. Um diesen Anforderungen gerecht werden zu können wurden weitere

---

<sup>32</sup> vgl. Iselt, 2002, S.76

<sup>33</sup> vgl. Iselt, 2002, S.108

Systeme wie das VRF-System entwickelt. Variable-Refrigerant-Flow-Systeme sind die Weiterentwicklung der einfachen Multi-Splitanlagen. Sie ermöglichen neben der wirtschaftlichen Kühlung und Heizung der Räume auch die Reduzierung hoher Luftfeuchtigkeiten. VRF-Anlagen zeichnen sich durch eine besonders effiziente Leistungsregelung aus.<sup>34</sup> Sie bieten aber noch weitere Vorteile. So werden die Luftleitungen von RLT-Anlagen, mit denen üblicher Weise die Klimatisierung erfolgt, nicht benötigt. Damit kann neben dem Kanalmaterial auch der Raumbedarf für die Installation der Lüftungskanäle sowie für die Klimazentrale eingespart werden. Weiterhin sind VRF-Systeme ausgesprochen flexibel und sehr gut erweiterbar. Kombinationen mit RLT-Anlagen ermöglichen neben der Abfuhr von thermischen Raumlasten auch die Frischluftversorgung. Es können Leistungen bis in den Megawatt-Bereich realisiert werden. Abbildung 13 zeigt schematisch die Grundstruktur einer VRF-Anlage mit verschiedenen Inneneinheiten.



**Abbildung 13** Grundaufbau VRF-Multisplitanlage  
(Iselt; Arndt, 2002, S.151)

<sup>34</sup> vgl. Iselt, 2002, S.145

### 6.3.2.1 Außeneinheiten

Die Außeneinheiten bestehen aus einem Gehäuse in dem alle Komponenten so untergebracht sind, dass die Geräte im Freien aufgestellt werden können. Der Antrieb der Verdichter erfolgt entweder elektrisch oder durch Gasmotoren. Zur besseren Leistungsregelung werden in den Außeneinheiten mehrere Verdichter verbaut. Die Leistungsgröße der Außeneinheiten ist auf die Leistungen der angeschlossenen Inneneinheiten abzustimmen. Sie zeichnen sich durch sehr kompakte Bauweise aus und benötigen wenig Aufstellungsfläche. An eine moderne Außeneinheit können bis zu 40 Inneneinheiten angeschlossen und von dieser versorgt werden.<sup>35</sup> Um große Leistungen erreichen zu können, ist es möglich, mehrere Außeneinheiten zusammenzuschalten. Abbildung 14 zeigt beispielhaft zwei Außeneinheiten.



**Abbildung 14** VRF-Multisplit-Außengeräte

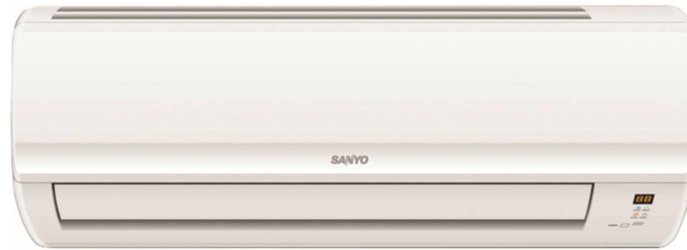
(Quelle: [http://www.waltermeier.com/de/klima/de/fachpartner/produkte/kuehlen/vrf\\_systeme.html](http://www.waltermeier.com/de/klima/de/fachpartner/produkte/kuehlen/vrf_systeme.html))

### 6.3.2.2 Inneneinheiten

Die Inneneinheiten sind bei VRF-Systemen immer mit einem elektronischen Einspritzventil und meist auch mit einem drehzahlregelbaren Ventilator für einen variablen Luftvolumenstrom ausgerüstet. Alternativ werden Ventilatoren mit nur einer Drehzahl und somit konstantem Volumenstrom eingesetzt. Diese Inneneinheiten sind fernbedienbar, bieten verschiedene Ausblasmöglichkeiten für die Luft in eine, zwei, drei oder vier Richtungen. Der Markt bietet eine große Vielfalt an Innengeräten. So kann auch die Außenluftversorgung umgesetzt werden, indem Lüftungsanlagen in die VRF-Anlage mit eingebunden werden. Auch für den Einsatz bei höchsten Anforderungen bezüglich der Luftverteilung mit geringen Schallpegeln und

<sup>35</sup> vgl. Recknagel, 2011, S.1427

Luftgeschwindigkeiten sind Lösungen vorrätig, welche eine Kombination mit Deckenluftauslässen möglich machen. Abbildung 15 bis Abbildung 19 zeigen verschiedene Inneneinheiten.



**Abbildung 15** Innengerät für Wandmontage  
(Quelle: [http://www.kaut.de/index.htm?bildmaterial\\_inneneinheiten.htm](http://www.kaut.de/index.htm?bildmaterial_inneneinheiten.htm))

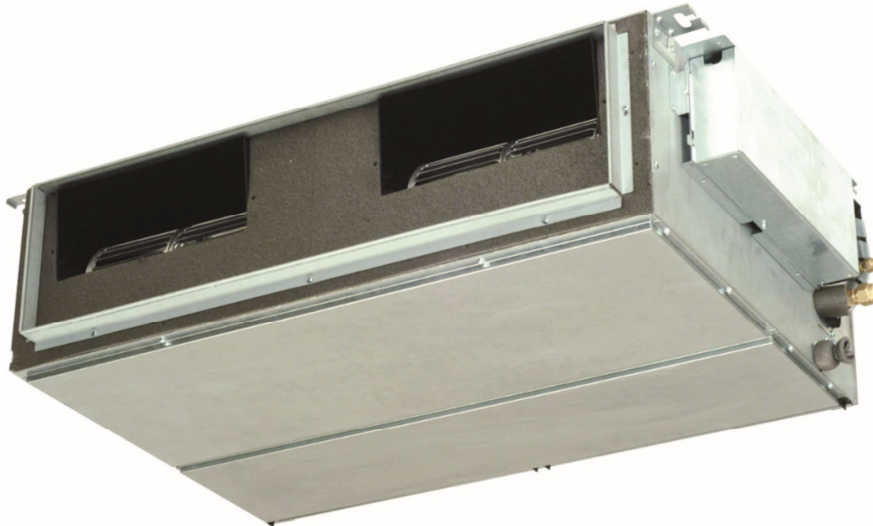


**Abbildung 16** Innengerät Standgeräteausrührung  
(Quelle: [http://www.kaut.de/index.htm?bildmaterial\\_inneneinheiten.htm](http://www.kaut.de/index.htm?bildmaterial_inneneinheiten.htm))





**Abbildung 17** Kassettengerät für Rasterdeckeneinbau  
(Quelle: [http://www.kaut.de/index.htm?bildmaterial\\_inneneinheiten.htm](http://www.kaut.de/index.htm?bildmaterial_inneneinheiten.htm))



**Abbildung 18** Innengerät für Zwischendeckeneinbau  
(Quelle: [http://www.kaut.de/index.htm?bildmaterial\\_inneneinheiten.htm](http://www.kaut.de/index.htm?bildmaterial_inneneinheiten.htm))



**Abbildung 19** Deckengerät

(Quelle: [http://www.daikin.de/geschaeftskunden/klima/einsvierundsechzigraeume/innengeraeete/deckengeruet\\_vrv.jsp](http://www.daikin.de/geschaeftskunden/klima/einsvierundsechzigraeume/innengeraeete/deckengeruet_vrv.jsp))

### 6.3.2.3 Rohrleitungsnetz

Die Verbindung zwischen den Außeneinheiten und den Inneneinheiten wird durch Kupferrohre in gelöteter Ausführung erstellt. Um eine möglichst verlustarme Strömungsführung des Kältemittels zu erreichen, werden spezielle Kältemittelverteiler unterschiedlicher Bauart eingesetzt. Die Druckverluste sollen möglichst gering sein, um eine Vorverdampfung des Kältemittels zu vermeiden. Es sind Rohrlängen bis zu 100 m Länge von der Außeneinheit bis zur entferntesten Inneneinheit möglich. Bei der Systemwahl wird festgelegt, ob gleichzeitig Heiz- und Kühlaufgaben durch das VRF-System umgesetzt werden sollen. Die Systemwahl bestimmt, ob ein 2- oder ein 3-Rohrsystem einzusetzen ist.

Bei 2-Rohrsystemen kann sowohl geheizt wie auch gekühlt werden. Dies ist jedoch nur im Alternativbetrieb möglich. Dabei wird in der Außeneinheit durch ein 4-Wege-Ventil eine Umschaltung zwischen Heiz- und Kühlbetrieb vorgenommen. Bei den zwei Leitungen handelt es sich um eine Saug- und eine Flüssigkeitsleitung.

Das 3-Rohrsystem besteht wie das 2-Rohrsystem aus einer Saug- und einer Flüssigkeitsleitung, allerdings gibt es zusätzlich noch eine Heißgasleitung. Umschalt-einrichtungen in den Innengeräten verbinden das Gerät entsprechend der Anforderung entweder mit der Flüssigkeits- oder der Heißgasleitung. Somit ist es möglich, parallel Kühl- oder Heizaufgaben an einer Außeneinheit zu realisieren. Es können Wärmeverschiebungen zwischen Gebäudezonen vorgenommen werden,

beispielsweise zwischen der West- und der Ostseite eines Gebäudes. Dies führt zur höchsten Energieeffizienz bei VRF-Anlagen.<sup>36</sup>

Zusätzlich zu den oben beschriebenen Leitungen wird für das anfallende Kondensat eine weitere Abwasserleitung benötigt. Das in den Inneneinheiten anfallende Kondensat wird in diesen aufgefangen, gesammelt und beim Erreichen des Schwellwertes über eine Kondensatpumpe in die Abwasserleitung verbracht.

#### **6.3.2.4 Leistungsregelung**

Die Leistungsregelung erfolgt durch Anpassen der Kältemittelmassenströme durch drehzahlgeregelte Verdichter in den Außeneinheiten. Leistungsanpassung in den Inneneinheiten erfolgt durch elektronisch geregelte Expansionsventile. Um eine effiziente Leistungsregelung zu erreichen, müssen die Inneneinheiten mit der oder den Außeneinheiten kommunizieren können. Es wird immer gerade so viel Kältemittel von den Außeneinheiten zur Verfügung gestellt und in den Inneneinheiten eingespritzt, wie von diesen für die Einhaltung der eingestellten Raumtemperatur benötigt wird.<sup>37</sup> Die Leistungsregelung in den Außeneinheiten wird durch den Einsatz eines oder mehrerer Verdichter umgesetzt, wovon mindestens ein Verdichter leistungsgeregelte ist. Es gibt zwei Verfahren die Leistung zu regeln. Zum einen kann die Leistungsanpassung durch Drehzahländerung mittels Frequenzumrichter und zum anderen durch Drehmomentenregelung, welche für Rollkolbenverdichter zugeschnitten ist, erfolgen. Die Drehzahlregelung mittels Frequenzumrichter wird häufig auch als Invertertechnik bezeichnet. Dabei wird in Abhängigkeit der benötigten Kühlleistung die Drehzahl des Verdichter-Antriebsmotors angepasst. Ist eine geringe Kühlleistung notwendig, erfolgt eine Drehzahlreduzierung. Bei hoher Leistungsanforderung wird die Drehzahl erhöht. Durch dieses Verfahren benötigen Geräte mit Invertertechnik wenig Antriebsenergie für den Verdichter.<sup>38</sup>

#### **6.3.3 Auslegung und Auswahl der Inneneinheiten**

Durch positive Erfahrung mit Multi-Splitgeräten der Firma Daikin wird durch das Unternehmen Carl Zeiss der Einsatz von Daikingeräten favorisiert. Die Auslegung der Innengeräte erfolgt nach den auftretenden Spitzenlasten, sowohl für den Heiz- als auch für den Kühlbetrieb. Da nach Aufgabenstellung nur die Kühlung mit den

---

<sup>36</sup> vgl. Recknagel, 2011, S.1428

<sup>37</sup> vgl. Iselt, 2002, S.160

<sup>38</sup> Online: Kaut, Produkte/Klimageräte/Was ist Inverter-Technologie

Multi-Splitgeräten erfolgen soll, werden die Geräte auch nach den auftretenden maximalen Raumkühllasten dimensioniert. Wie bei der Auslegung der anderen Anlagenkomponenten muss erneut der Forderung von Unternehmensseite nach flexibler Innenraum-Umgestaltung im 3 m mal 6 m und im 3 mal 3,5 m Raster nachgekommen werden. Dieser Forderung wird durch folgende Maßnahmen Rechnung getragen. Die Anzahl der Inneneinheiten je Raum wird im 3 m Raster bestimmt. Anschließend kann die mögliche Anordnung der Inneneinheiten in den Räumen geprüft und gegebenenfalls die Anzahl der Inneneinheiten angepasst werden. Die Gesamtkühlleistung der Räume wird durch die jeweilige Geräteanzahl geteilt. Die sich ergebenden Geräteleistungen werden miteinander verglichen und alle Inneneinheiten auf den höchsten errechneten Leistungswert ausgelegt. Die Berechnungen sind tabellarisch im Anhang 24 beigefügt. Eine Gesamtkühlleistung von 1.400 W je Gerät ist ausreichend, um in allen Rastern die geforderten einheitlichen Kühllasten zu kompensieren.

Die Auswahl der Split-Klimainnengeräte erweist sich als ausgesprochen kompliziert, da sowohl optische als auch technische Rahmenbedingungen eingehalten werden müssen. Ursprünglich sollten Kassettengeräte der Firma Daikin vom Typ FXFQ mit einer Nennkühlleistung von 2.200 W für den Zwischendeckeneinbau zum Einsatz kommen. Diese ermöglichen durch einen Frischluftkit eine zusätzliche Konditionierung und Einbringung von Frischluft in die Räume. Diese Geräte zeichnen sich durch geringe Schallemissionen und eine 360° Luftabgabe aus. Sie erfordern zur Lastabfuhr einen Mindestumluftvolumenstrom von 540 m<sup>3</sup>/h. Da beispielsweise der Raum Technologie 1 aus sechs 3 m mal 6 m Rastern und weiteren vier 3 m x 3,5 m Rastern besteht, müssten 10 Kassettengeräte eingesetzt werden, um die Flexibilität in den Rastern zu erhalten. Damit würde eine theoretische Kühlleistung von 22.000 W installiert. Weiterhin würde ein Umluftvolumenstrom von 5.400 m<sup>3</sup>/h durch die Geräte erzeugt. Dies entspricht einem effachen Raumlftwechsel. Allerdings erlauben diese Geräte nur eine begrenzte Frischluftzufuhr von 150 m<sup>3</sup>/h. Damit können sie nicht in allen Räumen eingesetzt werden, da beispielsweise in den kleinen Beratungsräumen mit 10 m<sup>2</sup> bzw. 20 m<sup>2</sup> Grundfläche hygienische Außenluftvolumenströme von 180 m<sup>3</sup>/h bzw. 360 m<sup>3</sup>/h notwendig sind. Dies macht den Einsatz mehrerer Geräte erforderlich, was wiederum zu noch höheren Umluftvolumenströmen führt.

Alternativ könnte eine Kombination aus Kassettengerät und Frischluftversorgung über die RLT-Anlage erfolgen. Dabei arbeitet das Kassettengerät im reinen Umluftbetrieb und die notwendige Außenluft wird über Dralluftauslässe in die Räume eingebracht. Allerdings ist dann nicht sicher vorhersagbar, welche Strömungsverhältnisse sich in den Räumen einstellen und wie sich die Luftströmungen des Umluftgerätes und der Luftauslässe gegenseitig beeinflussen. Außerdem erhöhen

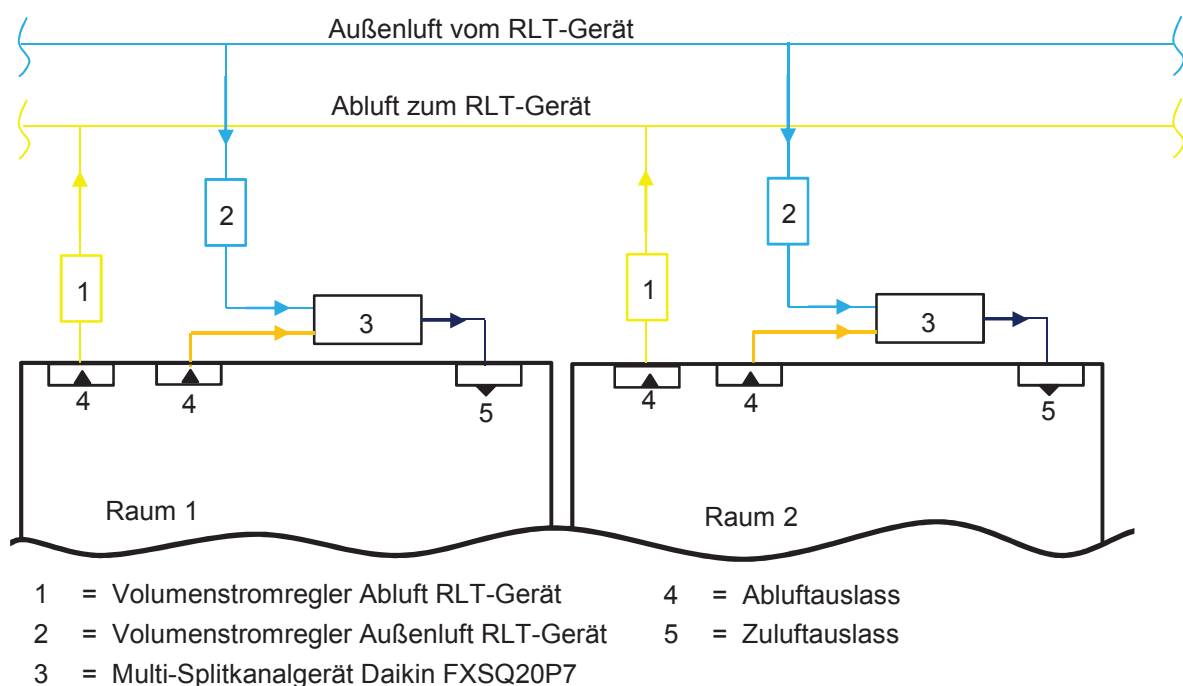
sich damit die Luftvolumenströme in den Räumen durch die zusätzlichen Frischluftvolumenströme. Dies hat wiederum höhere Strömungsgeschwindigkeiten in den Räumen zur Folge. Aus diesem Grund wird der Einsatz der Kassettengeräte verworfen.

Um die Abfuhr der Kühlleistungen über VRF-Geräte zu ermöglichen, wird der Einsatz von Kanalgeräten geprüft. Die Firma Daikin bietet mehrere Kanalgeräte an. Der Typ FXDQ-P benötigt nur einen Umluftvolumenstrom von 384 m<sup>3</sup>/h, welcher aus bis zu 100 % Außenluft bestehen kann. Des Weiteren existieren Geräte dieses Typs auch mit einer geringen Nenn-Kälteleistung von 1.500 W. Diese Nennkälteleistung liegt über der erforderlichen Kühlleistung von 1.400 W. Damit sind diese Geräte einsetzbar. Ein Nachteil dieser Geräte ist, dass der Ventilator dieser Geräte nur eine Pressung von 10 Pa erreicht. Die Zuluftauslässe weisen einen Druckverlust von 9 Pa auf. Hinzu kommen die Druckverluste für den Abluftauslass und die Kanäle. Somit ist der Einsatz dieser Geräte aufgrund der fehlenden Pressung der Ventilatoren nicht möglich.

Alternativ kann das Kanalgerät des Typs FXSQ eingesetzt werden. Diese Geräte erzeugen beim kleinsten einstellbaren Volumenstrom von 390 m<sup>3</sup>/h eine Pressung von etwa 30 Pa. Allerdings beträgt die Nenn-Kälteleistung der kleinsten Geräte dieses Typs 2.200 W. Um die Frischluft gleichmäßig in den Raum zu verteilen, erfolgt die Anordnung der Zuluftauslässe in Anlehnung an die beiden anderen Klimatisierungsvarianten. Allerdings erhöhen sich dadurch die Geräteanzahl in einigen Räumen und somit auch die installierte Kühlleistung (siehe Anhang 25). Durch die erhöhte Pressung die diese Geräte erzeugen eignen sie sich für den gewünschten Einsatz und werden trotz einer höheren installierten Kühlleistung als benötigt für die Auslegung herangezogen.

Der hygienisch notwendige Außenluftbedarf wird auf alle Zuluftauslässe aufgeteilt und über Volumenstromregler eingestellt. Um den von den Kanalgeräten benötigten Luftvolumenstrom von 390 m<sup>3</sup>/h zu gewährleisten, wird dem Raum Luft entnommen und mit dem Außenluftanteil gemischt. Anschließend wird der Mischluftvolumenstrom durch das Split-Klimagerät konditioniert. Die Zuluftauslässe werden auf den Umluftvolumenstrom von 390 m<sup>3</sup>/h ausgelegt. Sie müssen in der Lage sein, diesen Luftvolumenstrom ohne Zegerscheinungen in den Raum einzubringen. Durch die Forderung des Unternehmens Carl Zeiss, die Innenwände in den Rasterabständen verschieben zu können, muss für jeden Luftauslass ein Kanalinnengerät eingesetzt werden. Um klare und berechenbare Strömungsverhältnisse in den Kanalsystemen der Umluftgeräte und der RLT-Anlage zu erhalten, werden sowohl für die Umluftgeräte als auch für die RLT-Anlage separate Abluftauslässe genutzt. Die Auslegung

der Luftauslässe erfolgt ebenfalls mit dem Auslegungssoftware „Easy Product Finder“ der Firma Trox. Als Zuluftauslässe kommt Typ TDV-SA-Q-Z-H-M 625, als Abluftauslässe Typ VDW-Q-A-H-M 625x24 der Firma Trox zum Einsatz. Die Auslegung der Zuluftauslässe erfolgte für eine Untertemperatur von 10 K. Somit ist sichergestellt, dass auch im Extremfall die Strömungsgeschwindigkeiten und Temperaturen im Aufenthaltsbereich eingehalten werden. Selbst im Auslegungsfall ist eine Untertemperatur von 10 K nicht erforderlich, um die auftretenden Kühllasten abzuführen. Dies begründet sich durch die hohen Luftvolumenströme und die hohe Anzahl der Innengeräte je Raum. Abbildung 20 zeigt den schematischen Aufbau der Kanalgeräte in Verbindung mit der RLT-Anlage.



**Abbildung 20** Schematischer Aufbau RLT-Anlage und Multi-Splitkanalgeräte

Die Anordnung der Luftauslässe, des Kanalnetzes usw. wird in einem Grundrissplan dargestellt. Dieser befindet sich im Anhang 23.

Durch die Firma Anlagenbau Trost GmbH wurde nach den oben beschriebenen Vorgaben für jeden Gebäudeteil eine separate Multi-Splitanlage mit eigenem Außengerät ausgelegt. Zusätzlich wurde ein Angebot für die Erstellung der Anlagen inklusive Regelung durch die Firma Trost erstellt. Der Aufbau der Anlagen mit Gerätebezeichnung und Rohrdimensionsangabe wird durch ein Strangschema verdeutlicht. Dieses Strangschema befindet sich im Anhang 26.



## 7 Ermittlung der Investitionskosten

Die Investitionskosten werden in allen Fällen durch Angebote und Kostenschätzungen von Firmen ermittelt, die langjährige Partner des Unternehmens Carl Zeiss sind und mit denen unter anderem auch Rahmenverträge für Wartungen mit dem Unternehmen bestehen. Regelkonzepte wurden mit dem entsprechenden Fachingenieur des Unternehmens Carl Zeiss erarbeitet. Durch diesen erfolgten die Kostenschätzungen für die jeweilige Regelaufgabe. Dieses Vorgehen ist mit dem betrieblichen Betreuer abgestimmt worden. Alle Investitionskosten werden als Nettobeträge erfasst.

### 7.1 Investitionskosten Klimatisierungsvariante 1

Die Investitionskosten für Klimatisierungsvariante 1 beinhalten nur Kosten, die durch die RLT-Anlage entstehen, da alle Lasten ausschließlich durch diese kompensiert werden. Grundlage für die Investitionskostenermittlung ist die Auslegung der Anlagenkomponenten im Kapitel 4. Die Investitionskosten können Tabelle 6 entnommen werden.

<b>Investitionskosten Klimatisierungsvariante 1</b>	
<b>Gewerk</b>	<b>Investitionskosten</b>
<b>RLT-Anlage</b>	
RLT-Gerät	43.450,00 €
RLT-Kanalnetz	296.326,94 €
Regelung RLT-Anlage	68.458,00 €
Elektroinstallation	5.513,57 €
<b>Summe</b>	<b>413.748,51 €</b>

**Tabelle 6** Investitionskosten Klimatisierungsvariante 1

Alle Angebote für die Anlagenkomponenten der Klimatisierungsvariante 1 befinden sich im Anhang 27.

### 7.2 Investitionskosten Klimatisierungsvariante 2

Bei Klimatisierungsvariante 2 werden die thermischen Lasten durch Kühldecken und Heizkörper kompensiert. Die Versorgung mit Frischluft erfolgt durch eine RLT-Anlage.

Auf Grundlage der Anlagenkonfigurierungen im Kapitel 5 werden die Investitionskosten gewerkespezifisch ermittelt.

Die Kosten für die Kühldeckenelemente können nicht durch Kostenschätzungen oder Angebote von Herstellern ermittelt werden, da die Aufwendungen für die Hersteller zu groß sind. Alternativ wurde von der Firma Kranz ein Richtwert für einen Quadratmeter aktive Kühlfläche mit 150,-€/m<sup>2</sup> angegeben. Anhand dieses Richtwertes können die Investitionskosten überschlägig berechnet werden. Hierfür wird die aktive Kühlfläche aller Kühlelemente benötigt. Die Fläche der einzelnen Elemente berechnet sich als Produkt aus der Länge und der Breite dieser. Tabelle 7 zeigt die sich ergebenden aktiven Kühlflächen der einzelnen Elemente.

Elemente-Nr.	Länge Kühlelement [m]	Breite Kühlelement [m]	aktive Fläche [m <sup>2</sup> ]
05	0,50	0,42	0,21
06	0,60	0,42	0,25
09	0,90	0,42	0,38
13	1,30	0,42	0,55
15	1,50	0,42	0,63
17	1,70	0,42	0,71

**Tabelle 7** aktive Kühlfläche der Kühlelemente

Im Kapitel 5.3.3.1 wurden die für die Lastabfuhr benötigten Kühlelemente in den Rastern ermittelt. Diese dienen jetzt als Grundlage. Die Kühlelementanzahl je Raster kann Tabelle 5 und die Rasteranzahl dem Grundrissplan im Anhang 18 entnommen werden. Durch addieren aller Einzelflächen ergibt sich die gesamte aktive Kühlfläche. Das Produkt aus der gesamten aktiven Kühlfläche und dem Richtwert für einen Quadratmeter aktive Kühlfläche ergibt die überschlägigen Investitionskosten. Zusätzlich ist zu beachten, dass die Grundausstattung für Büroräume eine Rasterdecke mit Mineralfaserplatten vorsieht. Die Abfuhr der Kühllasten soll aber durch Gipskartonkühldecken erfolgen. Die Erstellung der Gipskartonkühldecke ist teurer als der Einbau der Rasterdecken mit Mineralfaserplatten. Somit ergeben sich zusätzliche Investitionskosten, welche ebenfalls berücksichtigt werden müssen. Um die Differenz zwischen der Erstellung beider Systeme abschätzen zu können, wurden bei der Firma Holzbau Schröder Kostenangebote für den Einbau von Rasterdecken und Gipskartondecken angefordert. Der Differenzbetrag wird bei der Investitionskostenermittlung der Gipskartonkühldecke hinzuge-rechnet.

Die Investitionskosten sind in Tabelle 8 zusammengestellt. Alle Angebote für die Anlagenkomponenten der Klimatisierungsvariante 2 befinden sich im Anhang 28.



<b>Investitionskosten Klimatisierungsvariante 2</b>	
<b>Gewerk</b>	<b>Investitionskosten</b>
<b>RLT-Anlage</b>	
RLT-Gerät	31.846,00 €
RLT-Kanalnetz	217.580,92 €
Regelung RLT-Anlage	45.193,00 €
Elektroinstallation	5.513,57 €
<b>Zwischensumme</b>	<b>300.133,49 €</b>
<b>Heizungsanlage</b>	
Umformerstation	15.419,58 €
Heizungsinstallation	34.737,52 €
<b>Zwischensumme</b>	<b>50.157,10 €</b>
<b>Kühldecke</b>	
Kühldeckenelemente	78.750,00 €
Mehrkosten Gipsdecke	53.200,00 €
Rohranlage	119.577,37 €
Regelung	29.079,00 €
Wärmeübertrager	1.370,82 €
<b>Zwischensumme</b>	<b>281.977,19 €</b>
<b>Gesamtsumme</b>	<b>632.267,78 €</b>

Tabelle 8 Investitionskosten Klimatisierungsvariante 2

### 7.3 Investitionskosten Klimatisierungsvariante 3

Bei Klimatisierungsvariante 3 werden die thermischen Lasten durch Heizkörper und Multi-Splitgeräte gedeckt. Die Versorgung mit Frischluft erfolgt durch eine RLT-Anlage. Auf Grundlage der Anlagenkonfigurierungen in den Kapitel 4 bis 6 wurden die Investitionskosten gewerkespezifisch ermittelt und in Tabelle 9 dargestellt. Angebote und Kostenschätzungen der Firmen befinden sich im Anhang 29.

<b>Investitionskosten Klimatisierungsvariante 3</b>	
<b>Gewerk</b>	<b>Investitionskosten</b>
<b>RLT-Anlage</b>	
RLT-Gerät	27.398,00 €
RLT-Kanalnetz	286.317,79 €
Regelung RLT-Anlage	45.193,00 €
Elektroinstallation	5.513,57 €
<b>Zwischensumme</b>	<b>364.422,36 €</b>
<b>Heizungsanlage</b>	
Umformerstation	15.419,58 €
Heizungsinstallation	34.737,52 €
<b>Zwischensumme</b>	<b>50.157,10 €</b>
<b>Multi-Splitanlage</b>	
Gesamtkosten	195.658,12 €
<b>Zwischensumme</b>	<b>195.658,12 €</b>
<b>Gesamtsumme</b>	<b>610.237,58 €</b>

Tabelle 9 Investitionskosten Klimatisierungsvariante 3

#### 7.4 Investitionskostenvergleich

Beim Vergleich der in Tabelle 10 gegenübergestellten Gesamtinvestitionskosten wird deutlich, dass die Klimatisierungsvariante 1 die geringsten Investitionskosten erfordert. Die Gesamtkosten der Varianten 2 und 3 unterscheiden sich nur geringfügig. Die Investitionskostendifferenz zwischen Variante 1 und 2 beträgt etwa 218.500,00 € und zwischen Variante 1 und 3 etwa 196.500,00 €.

Klimatisierungsvariante 1	Klimatisierungsvariante 2	Klimatisierungsvariante 3
413.748,51 €	632.267,78 €	610.237,58 €

Tabelle 10 Investitionskostenvergleich

Eine grafische Gegenüberstellung der Investitionskosten der drei Klimatisierungsvarianten erfolgt in Abbildung 21. Dort werden die gewerkespezifischen Kostenanteile farblich abgesetzt, um eine bessere Vergleichbarkeit zu ermöglichen.

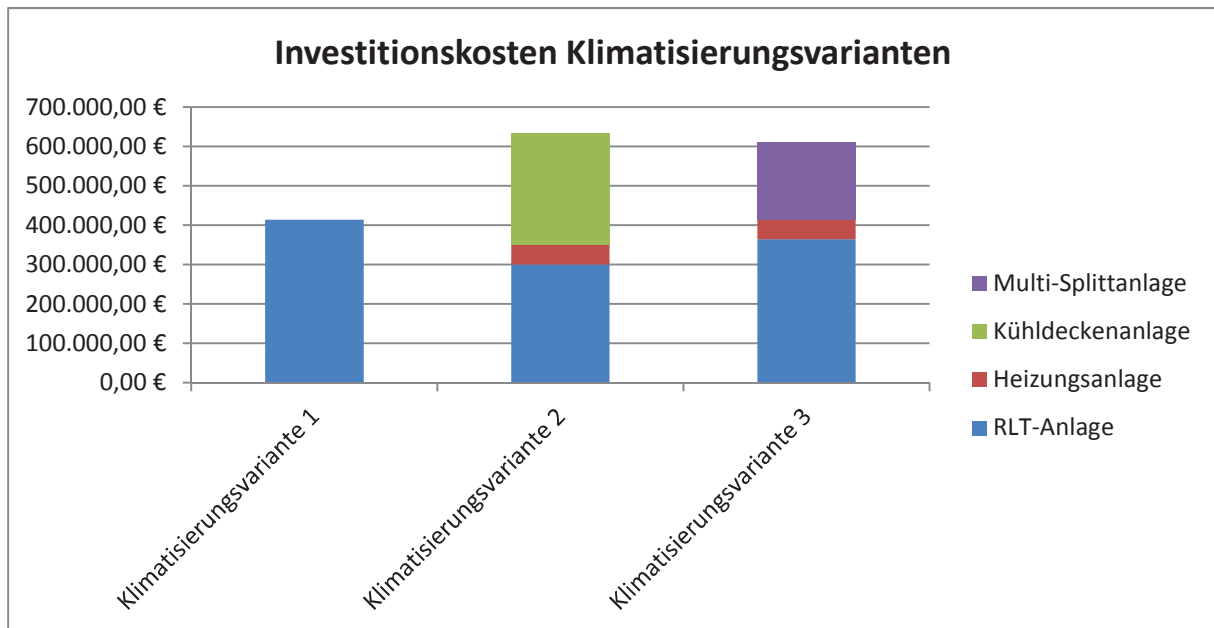


Abbildung 21 Gegenüberstellung der Investitionskosten der drei Klimatisierungsvarianten

## 8 Ermittlung der bedarfsgebundenen Kosten

### 8.1 Energiebedarfe für Heizung, Kühlung und RLT-Anlagen

Einschlägigen Normen, wie beispielsweise der EnEV 2009 zufolge, sind die energetischen Bedarfswerte von Nichtwohngebäuden nach DIN V 18599 zu ermitteln. Allerdings ist diese Normenreihe sehr umfangreich und für die Erstellung von Berechnungsprogrammen gedacht. Die in dieser Norm beschriebenen Verfahren sind sehr ausführlich und auf alle 11 Teile der Norm verteilt, sodass eine Berechnung der Energiewerte für das betrachtete Gebäude von Hand nicht möglich ist. Ein Berechnungsprogramm, welches die Bedarfswerte des Gebäudes nach den in dieser Norm beschriebenen Verfahren ermittelt, steht nicht zur Verfügung. Neben der DIN V 18599 kann der Energiebedarf von Gebäuden ebenfalls mit Simulationsprogrammen ermittelt werden. Diese bieten sehr genaue Ergebnisse, da veränderliche Sonnenstände, Sonnenschutzmaßnahmen, Speicherfähigkeiten der Gebäude usw. berücksichtigt werden können. Allerdings ist die Anwendung von Simulationsprogrammen sehr komplex und bedarf einer erheblichen Einarbeitungszeit, welche nicht zur Verfügung steht. Aus diesem Grund müssen alternative Verfahren für die Ermittlung der Bedarfswerte herangezogen werden. Diese Verfahren werden in den jeweiligen nachfolgenden Kapiteln kurz beschrieben.

### 8.2 Jahres-Kühlwärmebedarf

Bei der Sanierung des Gebäudes werden die an Außenluft grenzenden Bauteile so gedämmt, dass die von der EnEV 2009 geforderten Werte eingehalten werden. Die Fenster haben einen niedrigen Energiedurchlassgrad. Zusätzlich wird ein äußerer Sonnenschutz (Jalousien) mit automatischer Aktivierung ab einem Schwellwert von  $100 \text{ W/m}^2$  eingesetzt. Durch diese Maßnahmen wird der Einfluss der von außen eintretenden Energieströme erheblich reduziert und die auftretenden Kühllasten werden maßgeblich von den inneren Wärmequellen bestimmt.

Ausgehend von diesen Überlegungen erscheint eine näherungsweise Ermittlung des Nutzenergiebedarfs für Kühlung durch eine stundenweise Berechnung der Gebäudekühllast und Summierung der Einzelwerte möglich. Von dem Berechnungsprogramm der Firma „mh-software“ wird die Kühllast als monatlicher Mittelwert stundenweise ausgegeben. Die Berechnung erfolgt nach den Verfahren der VDI 2078. Dabei werden alle inneren und äußeren Lastfaktoren berücksichtigt. Nachteilig muss erwähnt werden, dass die Berechnung der Kühllast stets für sonnige Tage erfolgt und somit der ermittelte Nutzenergiebedarf einen Fehler enthält. Die Berechnungen werden für jede Klimatisierungsvariante separat durchgeführt, da bei jeder Variante abweichend Zuluftvolumenströme mit divergierenden Temperaturen zu berücksichtigen sind.

sichtigen sind. Um den Jahres-Kühlwärmebedarf zu erhalten, müssen Verluste durch Übergabe an den Raum, durch Verteilung und Speicherung zum Nutzenergiebedarf hinzugezogen werden. Die Berechnung dieser Verluste erfolgt nach der DIN V 18599-7 für jedes Kühlsystem separat.

### 8.2.1 Nutzenergiebedarf für Raumkühlung Klimatisierungsvariante 1

Bei der Berechnung der Kühllasten für Variante 1 werden nur Infiltrationsvolumenströme berücksichtigt, da die thermischen Lasten von den Luftvolumenströmen der RLT-Anlage kompensiert werden sollen. Die Berechnungsergebnisse für die Kühllasten und den Nutzenergiebedarf zur Raumkühlung sind im Anhang 30 beigefügt.

### 8.2.2 Nutzenergiebedarf für Raumkühlung Klimatisierungsvariante 2

Die Berechnung der Kühllasten für Variante 2 erfolgt unter Berücksichtigung der Infiltrations- und der hygienisch erforderlichen Zuluftvolumenströme. Dabei wird die ganzjährige Zulufttemperatur von 16 °C berücksichtigt. Die Ergebnisse der monatlichen Kühllastberechnung sowie des Nutzenergiebedarfs für die Raumkühlung befinden sich im Anhang 31.

Die Abfuhr der Kühllasten erfolgt bei Klimatisierungsvariante 2 durch den Einsatz einer Gipskartonkühldecke. Durch den Transport des Kühlmediums entstehen zusätzliche Verluste, die ebenfalls in die Betrachtungen einfließen müssen. Somit werden zum Nutzenergiebedarf noch Wärmeverluste durch Übergabe, Verteilung und Speicherung hinzugezogen. Die Berechnung dieser erfolgt in Anlehnung an die DIN V 18599-7.

Die Erzeugernutzkälteabgabe für die Kälteversorgung entspricht dem gesuchten Jahres-Kühlwärmebedarf bei Kühldeckennutzung und wird nach Formel 21 berechnet.

$$Q_{c,outg} = Q_{c,b} + Q_{c,ce} + Q_{c,d} + Q_{c,s} \quad \text{Formel 21} \quad \text{Erzeugernutzkälteabgabe (Kühldecke)}$$

#### Legende

$Q_{c,d}$  = Verluste für Verteilung [kWh/a]

$Q_{c,s}$  = Verluste für Speicherung [kWh/a]

$Q_{c,ce}$  = Übergabeverluste Kühldecke [kWh/a]

$Q_{c,b}$  = Nutzenergiebedarf für Raumkühlung [kWh/a]

Übergabeverluste der Kühldecke werden nach Formel 22 berechnet.

$$Q_{c,ce} = (1 - \eta_{c,ce}) + (1 - \eta_{c,ce,sens}) \cdot Q_{c,b}$$

**Formel 22** Übergabeverluste Kühldecke

Legende

$Q_{c,b}$  = Nutzenergiebedarf für Raumkühlung [kWh/a]

$\eta_{c,ce}$  = der Nutzungsgrad der Übergabe Kälte Raumkühlsystem [-]

$\eta_{c,ce,sens}$  = der sensible Nutzungsgrad der Übergabe Raumkühlsystem [-]

Werte für den Nutzungsgrad der Übergabe Kälte Raumkühlsystem und den sensiblen Nutzungsgrad der Übergabe Raumkühlsystem sind Tabelle 8 der DIN V 18599-7 entnommen und betragen in beiden Fällen 1,0 für eine Systemtemperatur von 16/18 °C.<sup>39</sup>

Die Verluste für Verteilung werden nach Formel 23 berechnet.

$$Q_d = (1 - \eta_d) \cdot Q_{c,b}$$

**Formel 23** Verluste für Verteilung (Kühldecke)

Legende

$\eta_d$  = der Nutzungsgrad der Verteilung [-]

$Q_{c,b}$  = Nutzenergiebedarf für Raumkühlung [kWh/a]

Der Nutzungsgrad der Verteilung ist ebenfalls aus Tabelle 8 der DIN V 18599-7 zu entnehmen und beträgt 1,0.<sup>40</sup> Verluste für Speicherung sind nach der Norm nicht zu berücksichtigen.<sup>41</sup>

Die Berechnungsergebnisse sind in Tabelle 11 dargestellt. Der Jahres-Kühlwärmebedarf entspricht der Erzeugernutzkälteabgabe für die Kälteversorgung der Kühldecke.

<sup>39</sup> vgl. DIN V 18599-7,2007, S.30, Tabelle 8

<sup>40</sup> ebenda

<sup>41</sup> vgl. DIN V 18599-7,2007, S.30

Nutzenergiebedarf für Raumkühlung (gesamtes Gebäude) [kWh/a]	21.681
Übergabeverluste [kWh/a]	0
Verluste für Verteilung [kWh/a]	0
Speicherung [kWh/a]	0
<b>Erzeugernutzkälteabgabe für die Kälteversorgung der Kühldecke [kWh/a]</b>	<b>21.681</b>

**Tabelle 11** Erzeugernutzkälteabgabe Klimatisierungsvariante 2

Beim Einsatz von Kühldecken muss sichergestellt werden, dass es nicht zu Kondensation an den kühlen Oberflächen der Kühlelemente kommt. Dies wird im vorliegenden Fall durch die Zuführung trockener Zuluft realisiert. Durch die Aufbereitung der Außenluft im RLT-Gerät entsteht ein weiterer Kühlwärmebedarf, welcher ebenfalls mit Verlusten behaftet ist. Die Berechnung dieser Wärmemengen erfolgt im Kapitel 8.4.4.

### 8.2.3 Nutzenergiebedarf für Raumkühlung Klimatisierungsvariante 3

In Variante drei müssen ebenfalls neben den Infiltrations- auch die hygienisch notwendigen Zuluftvolumenströme berücksichtigt werden. Die Zuluft soll im Sommer nur durch die Wärmerückgewinnung und im Winter zusätzlich durch Nacherwärmen im RLT-Zentralgerät temperiert werden. Um die Fehler bei der Ermittlung der Kühllasten möglichst gering zu halten, muss die Zulufttemperatur nach dem Wärmerückgewinnungssystem bestimmt werden, denn diese beeinflusst die Kühllast erheblich. Um die Zulufttemperatur bestimmen zu können, müssen die Rückwärmzahl bzw. der Enthalpieübertragungsgrad des Rückgewinnungssystems und weiterhin die Abluft- sowie die Außenlufttemperaturen bekannt sein. Die Außenlufttemperaturen werden tabellarisch in der DIN 4710 für alle Tage, unabhängig von der Bewölkung, in Stundenschritten angegeben. Bei der Auswahl der Tabelle muss der Standort des Gebäudes berücksichtigt werden. Jena liegt in Klimazone 9 mit dem Referenzort Chemnitz. Um realistische Werte zu erhalten, wird die Tabelle mit bewölkungsunabhängigen Temperaturangaben gewählt.<sup>42</sup> Die Ablufttemperaturen können sich nur in einem Bereich von 22 °C im Winter und 26°C im Sommer bewegen und werden monatsabhängig geschätzt. Die Rückwärmzahl des Wärmerückgewinnungssystems wird vom Hersteller angegeben und liegt im Winter-

<sup>42</sup> vgl. DIN 4710, 2003, S.69

auslegungsfall bei 0,74 und im Sommerauslegungsfall bei 0,75. Da sie aber temperaturabhängig ist und in den Übergangsjahreszeiten ein geringerer Temperaturunterschied zwischen Außen- und Abluft besteht, wird mit einem Wert von 0,7 gerechnet. Nach Formel 24 kann die Austrittstemperatur der Außenluft aus dem Wärmerückgewinnungssystem bestimmt werden.

$$t_{22} = \Phi_r \cdot (t_{11} - t_{21}) + t_{21}$$

**Formel 24**

Außenlufttemperatur nach dem Wärmerückgewinner

Legende

$\Phi_r$  = Rückwärmzahl [°C]

$t_{11}$  = Eintrittstemperatur der Abluft [°C]

$t_{21}$  = Eintrittstemperatur der Außenluft [°C]

Im Anhang 32 befinden sich zwei Tabellen, die die Außenlufttemperaturen nach DIN 4710 und die berechneten Außenlufttemperaturen nach dem Wärmerückgewinner darstellen. Dabei zeigt die obere Tabelle die Außenlufttemperaturen und die untere die nach Formel 24 ermittelten Berechnungsergebnisse. In der linken Spalte der unteren Tabelle sind die angenommenen Ablufttemperaturen für den jeweiligen Monat angegeben. Die beiden rechten Spalten zeigen zum einen den Mittelwert der berechneten Temperaturen für einen Zeitraum von 6-18 Uhr (Betriebszeit der RLT-Anlage) und zum anderen die gewählten Zulufttemperaturen der jeweiligen Monate als Ausgangswerte für die Kühllastberechnung. Im Anhang 33 sind die Ergebnisse der monatsweisen Kühllastberechnung mit den vorher ermittelten Zulufttemperaturen beigefügt. Ebenso sind die täglichen, monatlichen und jährlichen Werte für den Nutzenergiebedarf für Kühlung tabellarisch im Anhang 33 dargestellt.

Wie bei der Kühldecke treten auch bei der Multi-Splitanlage Verluste durch Übergabe, Verteilung und Speicherung auf. Die Berechnung dieser erfolgt wie im Kapitel 8.2.2 beschrieben. Die Werte des Nutzungsgrads für Übergabe, Verteilung, Speicherung und der sensible Nutzungsgrad der Übergabe sind ebenfalls aus Tabelle 8 der DIN V 18599-7 zu entnehmen, die gewählten Werte sind in Tabelle 12 aufgeführt.



$\eta_{c,ce,sen}$ [-]	$\eta_{c,ce}$ [-]	$\eta_{c,d}$ [-]	$Q_{c,s}$ [kWh/a]
0,87	1,0	0,9	0

**Tabelle 12** Nutzungsgrade für die Berechnung der Erzeugernutzkälteabgabe Multi-Splitanlage Klimatisierungsvariante 3

Die Ergebnisse der Berechnungen sind in Tabelle 13 ersichtlich. Der Jahres-Kühlwärmebedarf entspricht der Erzeugernutzkälteabgabe für die Kälteversorgung der Multi-Splitgeräte.

Nutzenergiebedarf für Raumkühlung (gesamtes Gebäude) [kWh/a]	50.131
Übergabeverluste [kWh/a]	6.517
Verluste für Verteilung [kWh/a]	5.013
Speicherung [kWh/a]	0
<b>Erzeugernutzkälteabgabe für die Kälteversorgung Multi-Splitgeräte</b> [kWh/a]	<b>61.662</b>

**Tabelle 13** Erzeugernutzkälteabgabe Klimatisierungsvariante 3

### 8.3 Jahres-Heizwärmebedarf

Der Jahresheizwärmebedarf wird vereinfachend nach der DIN V 4108-6 berechnet. Die Norm beschreibt die zur Wärmebilanz eines Gebäudes benötigten Begriffe und das Verfahren zur Berechnung des jährlichen Heizenergiebedarfs unter den für Deutschland anzunehmenden Randbedingungen. Die beschriebenen Verfahren sind für Wohngebäude sowie Gebäude anwendbar, die auf eine bestimmte Innentemperatur beheizt werden.<sup>43</sup> Das betrachtete Gebäude soll ganzjährig temperiert werden, somit ist die Anwendung der in dieser Norm beschriebenen Verfahren möglich. Der Jahres-Heizwärmebedarf wird über eine Bilanz aller Wärmeströme des Gebäudes ermittelt. Einfluss auf den Energiebedarf haben somit:

- Transmissionswärmeverluste
- Lüftungswärmeverluste
- Solare Wärmegewinne über opake Bauteile
- Solare Wärmegewinne infolge direkter Sonneneinstrahlung
- Interne Wärmegewinne durch Menschen, Tiere, Beleuchtung, Geräte

<sup>43</sup> vgl. DIN V 4108-9, 2003, S.4

Weiterhin haben folgende Größen Einfluss auf die Energiebilanz:

- Verluste durch Übertragung, Speicherung und Verteilung der Wärme
- Niveau der Innen- und Außentemperaturen
- Nutzerverhalten
- Wärmespeicherfähigkeit der Bauteile
- Betrachtungszeitraum

Aus den oben genannten Einflussgrößen wird ersichtlich, dass die Bilanzierung sehr umfangreich, komplex und bei jedem Anwendungsfall individuell verschieden ist. Um eine Bilanzierung nach einem einheitlichen Verfahren zu ermöglichen, wird durch die Norm ein standardisiertes Nutzerverhalten angenommen. Die Bilanzierung erfolgt für einen stationären Zustand, dabei würden aber die solaren und inneren Wärmegewinne aus der Bilanz herausfallen. Dem wird durch die Einführung des Ausnutzungsgrades entgegengewirkt. Dies ermöglicht die Berücksichtigung der für Heizzwecke nutzbaren Wärmegewinne durch solaren Eintrag oder von inneren Quellen als dynamische Größen.<sup>44</sup>

Die DIN V 4108-6 stellt zwei Verfahren zur Ermittlung des Heizenergiebedarfs vor, welche sich durch die Bilanzzeiträume unterscheiden. Es handelt sich um das Heizperioden- und das Monatsbilanzverfahren. Beim Monatsbilanzverfahren wird der jährlich benötigte Heizenergiebedarf durch Summieren der positiven monatlichen Werte gebildet. Für vereinfachte Berechnungen kann dieses Verfahren verkürzt werden und die Bilanz für einen größeren Zeitraum wie ein Jahr oder eine Heizperiode erfolgen (Heizperiodenverfahren). Um detailliertere monatsbezogene Werte zu erhalten, wird für das betrachtete Gebäude das Monatsbilanzverfahren angewandt. Für ein besseres Verständnis wird dieses kurz erklärt, dabei werden nicht benötigte oder zu weit führende Beziehungen und Berechnungen nicht erwähnt.

Der monatliche Heizwärmebedarf berechnet sich nach Formel 25.

$$Q_{h,M} = Q_{l,M} - \eta_M \cdot Q_{g,M}$$

**Formel 25**    monatlicher Heizwärmebedarf

Legende

$Q_{l,M}$  = monatliche Wärmeverluste [Wh]

$Q_{g,M}$  = monatliche Wärmegewinne [Wh]

<sup>44</sup> vgl. DIN 4108-6, 2003, S.11

$\eta_M$  = monatlicher Ausnutzungsgrad der Wärmegewinne [-]

Die monatlichen Wärmeverluste berechnen sich nach Formel 26.

$$Q_{l,M} = 0,024 \cdot H_M \cdot (\vartheta_i - \vartheta_{e,M}) \cdot t_M$$

**Formel 26**      monatlicher Wärmeverlust

Legende

$\vartheta_i$  = Innenlufttemperatur [°C]

$t_M$  = Anzahl der Tage des Monats [d]

$H_M$  = spezifischer Wärmeverlust [W/K]

0,024 = Umrechnungsfaktor [kWh/Wd]

$\vartheta_{e,M}$  = mittlere monatliche Außenlufttemperatur [°C]

Die Wärmegewinne berechnen sich nach Formel 27.

$$Q_{g,M} = 0,024 \cdot (\Phi_{S,M} + \Phi_{i,M}) \cdot t_M$$

**Formel 27**      monatlicher Wärmegewinn

Legende

$t_M$  = Anzahl der Tage des Monats [d]

0,024 = Umrechnungsfaktor [kWh/Wd]

$\Phi_{i,M}$  = Wärmegewinn aus internen Wärmequellen [W]

$\Phi_{S,M}$  = mittlere monatliche solare Strahlungs-Wärmegewinne [W]

Solare Wärmegewinne reduzieren den Heizwärmebedarf. Der monatliche solare Wärmegewinn hängt von der Orientierung und der Neigung der Bauteile sowie dem Energiedurchlassgrad transparenter Bauteile und von Abminderungsfaktoren ab. Er ergibt sich nach Formel 28. Weiterhin sind solare Wärmegewinne über opake Bauteile zu berücksichtigen. Die Berechnung ist sehr umfangreich und wird nicht erläutert. Das Berechnungsverfahren ist in DIN V 4108-6: 2003 ab Seite 37 ausführlich erklärt.

$$\Phi_{S,M} = \sum_{j=1}^m I_{s,M,j} \cdot \sum_{i=1}^m F_F \cdot F_S \cdot F_C \cdot g_i \cdot A_i$$

**Formel 28**

solarer Wärmegewinn

Legende

$A_i$  = Fläche des Bauteils  $i$  [ $m^2$ ]

$g_i$  = wirksamer Energiedurchlassgrad [-]

$F_F$  = Abminderungsfaktor für Rahmenanteil [-]

$F_S$  = Abminderungsfaktor infolge Verschattung [-]

$F_C$  = Abminderungsfaktor für Sonnenschutzvorrichtungen [-]

$I_{s,M}$  = mittlere Strahlungsintensität der Sonne im Monat  $M$  [ $W/m^2$ ]

Die internen Wärmegewinne des Gebäudes hängen von der Nutzung, der technischen Ausrüstung, der Personenbelegung und dem Betrieb vorhandener Anlagen und Maschinen ab. Der mittlere interne Wärmegewinn berechnet sich nach Formel 29.

$$\Phi_{i,M} = q_{i,M} \cdot A_B$$

**Formel 29**

mittlerer innerer Wärmegewinn

Legende

$A_B$  = Bezugsfläche [ $m^2$ ]

$q_{i,M}$  = mittlere flächenbezogene interne Wärmeleistung [ $W/m^2$ ]

Der spezifische Wärmeverlust ergibt sich nach Formel 30.

$$H = H_T + H_V$$

**Formel 30**

spezifische Wärmeverluste

Legende

$H_V$  = spezifischer Lüftungswärmeverlust [ $W/K$ ]

$H_T$  = spezifischer Transmissionswärmeverlust [ $W/K$ ]

Der spezifische Transmissionswärmeverlust wird mittels Formel 31 bestimmt, wobei der spezifische Wärmebrückenzuschlag pauschal mit 0,1 bzw. 0,05  $W/(m^2K)$  angenommen werden darf.<sup>45</sup>

<sup>45</sup> vgl. DIN V 4108-6, 2003, S.16

$$H_T = \sum U_i \cdot A_i + H_{WB}$$

mit

$$H_{WB} = \Delta U_{WB} \cdot A_i$$

**Formel 31** spezifischer Transmissionswärmeverlust

Legende

$A_i$  = Fläche des Bauteils i [m<sup>2</sup>]

$H_{WB}$  = spezifischer Transmissionswärmeverlust [W/K]

$\Delta U_{WB}$  = spezifischer Wärmebrückenzuschlag [W/(m<sup>2</sup>K)]

$U_i$  = Wärmedurchgangskoeffizient des Bauteils i [W/(m<sup>2</sup>K)]

Die spezifischen Lüftungswärmeverluste berechnen sich nach Formel 32.

$$H_v = n \cdot V \cdot \rho_L \cdot c_{pL}$$

mit

$$\rho_L \cdot c_{pL} = 0,34 \frac{Wh}{m^3 \cdot K}$$

**Formel 32** spezifischer Lüftungswärmeverlust

Legende

$n$  = Luftwechselrate [h<sup>-1</sup>]

$\rho_L$  = Dichte der Luft [kg/m<sup>3</sup>]

$V$  = belüftetes Nettovolumen [m<sup>3</sup>]

$c_{pL}$  = spezifische Wärmekapazität der Luft [Wh/(kgK)]

Beim Einsatz mechanischer Lüftungsanlagen erfolgt die Berechnung der Luftwechselrate nach unterschiedlichen Verfahren, welche abweichende Zu- und Abluftvolumenströme, Wärmerückgewinnungssysteme, Infiltrationsvolumenströme und zeitweisen Betrieb der Lüftungssysteme berücksichtigen. Diese Berechnungsverfahren sind anzuwenden, da bei den Klimatisierungsvarianten 2 und 3 die hygienisch notwendigen Zuluftvolumenströme und Wärmerückgewinnungssysteme berücksichtigt werden müssen. In Klimatisierungsvariante 1 werden die Luftvolumenströme der RLT-Anlage nicht berücksichtigt, da diese zur Lastkompensation dienen sollen. Das Produkt aus Luftwechselrate und belüftetem Raumvolumen in Formel 32 entspricht dem Luftvolumenstrom.

Die Berechnung der zu berücksichtigenden Luftvolumenströme erfolgt nach Formel 33 bis Formel 34, wobei Formel 33 zuerst die Einflüsse der Betriebszeit der RLT-Anlage erfasst.

$$\dot{V} = (\dot{V}_f + \dot{V}_x) \cdot \beta + (\dot{V}_0 + V \cdot n_{50} \cdot e_{wind}) \cdot (1 - \beta)$$

**Formel 33** Luftvolumenstrom bei zeitweisem Betrieb des Lüftungssystems

Legende

$V$  = belüftetes Volumen [m<sup>3</sup>]

$e_{wind}$  = Windschutzkoeffizient [-]

$\dot{V}_x$  = Infiltrationsluftvolumenstrom [m<sup>3</sup>/h]

$\dot{V}_0$  = Luftvolumenstrom infolge freier Lüftung [m<sup>3</sup>/h]

$\beta$  = Zeitanteil mit eingeschalteten Ventilatoren [-]

$n_{50}$  = Luftwechselrate bei 50 Pa Druckdifferenz [h<sup>-1</sup>]

$\dot{V}_f$  = Luftvolumenstrom des Lüftungssystems [m<sup>3</sup>/h]

Zusätzlich muss das Wärmerückgewinnungssystem noch in die Betrachtung einfließen. Es wird durch Formel 34 berücksichtigt.

$$\dot{V} = \dot{V}_f \cdot (1 - \eta_v) + \dot{V}_x$$

**Formel 34** zu berücksichtigender Luftvolumenstrom bei Wärmerückgewinnungssystemen

Legende

$\dot{V}_x$  = Infiltrationsluftvolumenstrom [m<sup>3</sup>/h]

$\dot{V}_f$  = Luftvolumenstrom des Lüftungssystems [m<sup>3</sup>/h]

$\eta_v$  = Nutzungsfaktor des Abluft-Zuluft-Wärmetauschersystems [-]

Da eine Fensterlüftung ausgeschlossen wird, entfällt der Luftvolumenstrom aus freier Lüftung in Formel 33. Das Produkt aus Raumvolumen, Windschutzfaktor und Luftwechselrate entspricht dem Infiltrationsvolumenstrom. Somit ergibt sich beim Zusammenfassen der Formel 33 und Formel 34 die Berechnungsformel für den zu berücksichtigenden Luftvolumenstrom (Formel 35)

$$\dot{V} = (\dot{V}_f \cdot (1 - \eta_v) + \dot{V}_x) \cdot \beta + V \cdot n_{50} \cdot e_{wind} \cdot (1 - \beta)$$

**Formel 35** zu berücksichtigender  
Luftvolumenstrom

Legende

$V$  = belüftetes Volumen [m<sup>3</sup>]

$e_{wind}$  = Windschutzkoeffizient [-]

$\dot{V}_x$  = Infiltrationsluftvolumenstrom [m<sup>3</sup>/h]

$\beta$  = Zeitanteil mit eingeschlagenen Ventilatoren [-]

$n_{50}$  = Luftwechselrate bei 50 Pa Druckdifferenz [h<sup>-1</sup>]

$\dot{V}_f$  = Luftvolumenstrom des Lüftungssystems [m<sup>3</sup>/h]

$\eta_v$  = Nutzungsfaktor des Abluft-Zuluft-Wärmetauschersystems [-]

Die DIN V 4108-6 gibt die Luftwechselrate bei 50 Pa Druckdifferenz nur für Wohngebäude an. Aus diesem Grund findet die DIN V 18599-2 Anwendung. Dort lässt sich für dichtheitsgeprüfte Gebäude mit raumluftechnischen Anlagen ein  $n_{50}$ -Wert von 1,0 ermitteln.<sup>46</sup>

Diese Berechnungen müssen für jeden Monat erfolgen. Der Jahres-Heizwärmebedarf berechnet sich abschließend nach Formel 36.

$$Q_h = \sum_M Q_{h,M / pos}$$

**Formel 36** Jahres-Heizwärmebedarf

Legende

$Q_{h,M / pos}$  = monatlicher Heizwärmebedarf mit positiver Wärmebilanz [Wh/a]

<sup>46</sup> vgl. DIN V 18599-2, 2007, S.51, Tabelle 4

Die erforderlichen Werte sind nach folgendem Ablauf schrittweise zu ermitteln:

- Hüllfläche und Bruttovolumen nach Außenmaßen
- Ermittlung der spezifischen Wärmeverluste  $H$  unter Beachtung der Wärmebrücken
- Festlegung der Innentemperatur
- Bestimmung der mittleren Außenlufttemperaturen anhand meteorologischer Daten
- Bestimmung innerer und solarer Wärmegewinne für den gesamten Monat
- Ermittlung der wirksamen Speicherkapazität und des Ausnutzungsgrades
- Bestimmung des monatlichen Heizwärmebedarfs
- Berechnung des Jahresheizenergiebedarfs

Ausgangsdaten für die Berechnungen des Jahres-Heizwärmebedarfs für das Gebäude und die drei Klimatisierungsvarianten sind:

- Trinkwassererwärmung wird nicht berücksichtigt.
- Die beiden Gebäudeteile werden als ein Gebäude mit gleicher Innentemperatur betrachtet.
- Umschließungsflächen die an Räume mit gleichen Innentemperaturen und Nutzerverhalten grenzen, werden bei der Bilanzierung nicht berücksichtigt.

Für die Berechnung der bedarfsgebundenen Kosten müssen ebenfalls die Verluste für Übergabe, Verteilung und Speicherung berücksichtigt werden. Die Summierung des Jahresheizwärmebedarfs mit den Verlusten ergibt den Endenergiebedarf. Auf dessen Grundlage können die verbrauchsgebundenen Kosten berechnet werden. In der DIN V 4701-10: 2003 befindet sich auf S.32 eine Tabelle, in deren Anlehnung eine Excel-Tabelle erstellt wurde. In dieser Tabelle sind die Quellen für die Daten der erforderlichen Berechnungswerte mit angegeben.

Die Ergebnisse für die drei Klimatisierungsvarianten sind jeweils in Anhang 34, Anhang 35 und Anhang 36 beigefügt. Alle Werte aus den Tabellen der DIN V 4701-10 wurden bei einer Nutzfläche von 2500 m<sup>2</sup> abgelesen.

#### **8.4 Energiebedarf RLT-Geräte**

Die Ermittlung der Energiebedarfswerte für die RLT-Anlage kann nach DIN V 18599-7 erfolgen. Die Anwendung dieser Norm ist aber sehr komplex und die Berechnungen beziehen sich auf weitere Teile der Norm, weswegen die Berechnung nur mit Software möglich ist. Alternativ werden die Energiebedarfswerte nach der VDI 2067-3 aus dem Jahr 1983 berechnet. Diese Norm ist zurückgezogen, wird aber trotzdem herangezogen, da die berechneten Energiebedarfswerte für einen Vergleich der



Klimatisierungsvarianten und nicht für einen öffentlichen Nachweis herangezogen werden sollen. Der Energiebedarf zur Zuluftkonditionierung hängt sehr stark von der Größe der Zuluftvolumenströme ab. Diese müssen zuerst für die drei Klimatisierungsvarianten ermittelt werden. Bei Klimatisierungsvariante 1 wird im Sommer eine konstante Zulufttemperatur von 16 °C und im Winter von 28 °C für die Berechnung der Kompensations-Luftvolumenströme herangezogen. Sie verändern sich in Abhängigkeit der Außenklimabedingungen. Da die Zulufttemperaturen festgelegt sind, können die momentan auftretenden thermischen Lasten nur durch variable Volumenströme abgeführt werden. Das eingesetzte VVS-System ermöglicht die lastabhängige Variation der Zuluftvolumenströme. Um die energetischen Aufwendungen für die Zuluftkonditionierung und den Lufttransport berechnen zu können, sind lastabhängige Volumenstromwerte erforderlich. Diese werden in Anlehnung an die DIN V 18599-3 ermittelt. Der Teil 3 dieser Norm bestimmt den mittleren monatlichen Zuluftvolumenstrom für die Berechnung des Nutzenergiebedarfs der thermischen Luftaufbereitung. Die Berechnung beruht auf der Nutzungszeit der Anlage und den zu kompensierenden monatlichen Energiebedarf für die Raumkühlung bzw. -heizung. Die jeweiligen Energiebedarfe sind bereits in den Kapiteln 8.2 und 8.3 berechnet worden. Die Berechnung der monatlichen Zuluftvolumenströme erfolgt nach Formel 37 für den Heiz- und Kühlfall.

$$\dot{V}_{\text{mech},m} = \frac{Q_{i,b}}{t_{v,\text{mech},m} \cdot d_{v,\text{mech}} \cdot c_{p,L} \cdot \rho_L \cdot (\vartheta_{i,i,m} - \vartheta_{v,\text{mech},m})}$$

mit

$$\rho_L \cdot c_{pL} = 0,34 \frac{\text{Wh}}{\text{m}^3 \cdot \text{K}}$$

**Formel 37**

lastabhängiger  
mittlerer monatlicher  
Zuluftvolumenstrom

Legende

$\rho_L$  = Dichte der Luft [kg/m<sup>3</sup>]

$\vartheta_{i,i,m}$  = monatliche mittlere Raumtemperatur [°C]

$c_{p,L}$  = spezifische Wärmekapazität der Luft [Wh/(kgK)]

$t_{v,\text{mech},m}$  = tägliche Betriebstundenzahl des Ventilators [h/d]

$d_{v,\text{mech}}$  = monatliche Betriebstagezahl des Ventilators [d/Monat]

$\vartheta_{v,\text{mech},m}$  = monatliche mittlere Zulufttemperatur der RLT-Anlage [°C]

$Q_{i,b}$  = monatlicher Energiebedarf für Kühlung oder Heizung [kWh/Monat]

Die Ergebnisse der Berechnung sind in Tabelle 14 dargestellt, wobei nur der größere der beiden lastabhängigen Luftvolumenströme eingetragen wurde. Zusätzlich muss der Mindestluftvolumenstrom, der für die Erzeugung des Austrittsimpulses an den

Luftauslässe benötigt wird, berücksichtigt werden. Dieser bestimmt sich durch die Anzahl der Luftauslässe und dem Mindestluftvolumenstrom für die Erzeugung des Austrittsimpulses je Auslass. Dieser ist ebenfalls in Tabelle 14 dargestellt. Der jeweils größere ist in der rechten Spalte eingetragen. Aus diesen Werten wird der Mittelwert gebildet und mit diesem die energetischen Berechnungen durchgeführt. Im Anhang 37 sind neben dem hygienisch erforderlichen Außenluftvolumenstrom die Anzahl der Zuluftauslässe und die Mindestluftvolumenströme für die Erzeugung des Austrittsimpulses aufgeführt. Beim Vergleich dieser Werte wird deutlich, dass der hygienisch erforderliche Außenluftvolumenstrom größer ist als der Mindestluftvolumenstrom für die Erzeugung der Austrittsimpulse. Trotzdem wird letzterer zur Auslegung herangezogen, da die Beratungsräume nicht gleichzeitig belegt sind und deren Zuluftvolumenstrom außerdem durch Kohlendioxidensoren geregelt wird.

Monat	Mindestvolumenstrom für Austrittsimpuls [m³/h]	Lastabhängiger mittlerer monatlicher Zuluftvolumenstrom [m³/h]	Gewählter Zuluftvolumenstrom [m³/h]
Januar	8.265	4.068	8.265
Februar	8.265	2.041	8.265
März	8.265	15.698	15.698
April	8.265	8.336	8.336
Mai	8.265	9.673	9.673
Juni	8.265	9.434	9.434
Juli	8.265	10.519	10.519
August	8.265	9.394	9.394
September	8.265	8.284	8.284
Oktober	8.265	9.999	9.999
November	8.265	1.124	8.265
Dezember	8.265	3.694	8.265
<b>Durchschnitt</b>			<b>9.533</b>

**Tabelle 14** monatliche Zuluftvolumenströme für energetische Betrachtungen der RLT-Anlage (Klimatisierungsvariante 1)

Bei den Klimatisierungsvarianten 2 und 3 besteht der Zuluftvolumenstrom zu 100 % aus den hygienisch notwendigen Außenluftvolumenströmen. Nur in den Beratungsräumen wird eine Reduzierung der Zuluftvolumenströme zugelassen, weil deren Belegung unklar ist. Allerdings wird in diesen Räumen der Zuluftvolumenstrom kohlendioxidabhängig geregelt. Der Zuluftvolumenstromanteil aller Büros wird voll angesetzt und der der Beratungsräume zu 50 %. Die Auflistung der Zuluftvolumen-

ströme ist im Anhang 38 hinterlegt. Es ergibt sich ein Anlagen-Zuluftvolumenstrom von 8145m<sup>3</sup>/h während der Betriebszeit der RLT-Anlage. Dieser wird für alle energetischen Betrachtungen genutzt.

Die VDI 2067 bietet eine Zahl von RLT-Anlagenvarianten an, für die Berechnungsalgorithmen hinterlegt sind. Die geplanten RLT-Anlagen der Klimatisierungsvarianten müssen einer dieser Anlagenvarianten zugeordnet werden. Die Zuordnung ist in Tabelle 15 aufgezeigt. Für alle Varianten ist eine Wärmerückgewinnung vorgesehen, die mit einer Rückwärmzahl von 0,7 berücksichtigt wird. Die elektrische Antriebsleistung des Wärmerückgewinners wird berücksichtigt, da die RLT-Anlagen unterschiedliche Betriebszeiten aufweisen.

Klimatisierungsvariante	Anlagentyp	Thermodynamische Behandlungsfunktionen
1	(F) HC	Heizen, Kühlen (ohne Entfeuchtung)
2	(F) HCD	Heizen, Kühlen (mit Entfeuchtung)
3	(F) H	Heizen

**Tabelle 15** Auswahl Anlagenvariante nach VDI 2067, 1983

Zu diesen Anlagenvarianten und den zugehörigen Berechnungsalgorithmen werden von der Norm in Tabellen die jährlichen Mittelwerte und Häufigkeiten der Außenluftzustände von 13 deutschen Städten nach DIN 4710 aufgeführt. Diese Werte wurden 7 Prozessfeldern des h,x-Diagramms zugeordnet. Das Einteilen des h,x-Diagramms in diese 7 Felder erfolgt in Abhängigkeit der Luftbehandlungsfunktionen der RLT-Anlagenvarianten und des Basiswertes der VDI 2067 mit einer Rumlufttemperatur von 22 °C und einer absoluten Raumlufffeuchte von 8,54 g/kg. Dabei ergibt sich eine Taupunktenthalpie von 33 kJ/kg. So können den Feldern die Häufigkeiten und mittleren Außenluftzustände zugeordnet werden, die für die Luftaufbereitung durch den Anlagentyp relevant sind. Als Bezugsort wurde Berlin mit der Klimazone 4 nach DIN 4710 gewählt. Jena liegt in der Klimazone 9, somit ergibt sich ein Fehler bei den Berechnungen der Energie-Bedarfswerte, der aber für alle Anlagen gleich ist und somit vernachlässigt werden kann.

#### 8.4.1 Kühl-Energiebedarf für RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 1

Die Berechnung des Kühl-Energiebedarfs erfolgt für den Anlagentyp (F) HC nach Formel 38.

$$Q_{KB} = \dot{m}_L \cdot \frac{b_d}{24 \frac{h}{d}} \cdot f_a \cdot \tau_K \cdot z_2 \cdot c_p \cdot (\vartheta_{a2} - \vartheta_i) + Q_{c,b}$$

**Formel 38** jährlicher Kältebedarf  
RLT-Anlage V1

Legende

$b_d$  = Betriebszeit [h/d]

$\vartheta_i$  = Raumlufttemperatur [°C]

$\dot{m}_L$  = Massenstrom der trockenen Luft [kg/h]

$\vartheta_{a2}$  = mittlere Außenlufttemperatur im Feld 2 [°C]

$f_a$  = Korrekturfaktor Betriebstage/Gesamttag [-]

$Q_{c,b}$  = Nutzenergiebedarf für Raumkühlung [kWh/a]

$c_p$  = spezifische Wärmekapazität der trockenen Luft [kJ/kg]

$\tau_K$  = Korrektur für die Lage der Betriebszeit bei Kühlung [-]

$z_2$  = jährliche Stunden der Außenluftzustände im Feld 2 [h/a]

Die Berechnungsergebnisse können im Anhang 39 eingesehen werden. Die Verluste für Übergabe, Verteilung und Speicherung sind in diesem Wert nicht enthalten. Die Berechnungen nach VDI 2067 Blatt 3 beinhalten diese Verluste nicht, sodass erneut auf die DIN V 18599-7 zurückgegriffen werden muss.

Zuerst muss die Berechnung der Nutzenergie für das Kühlregister nach Formel 39 erfolgen.

$$Q_{c^*,b} = Q_{vc,b} + Q_{vc,ce} + Q_{vc,d}$$

**Formel 39** Nutzenergie für das Kühlregister

Legende

$Q_{vc,ce}$  = Übergabeverluste für das RLT-Luftsystem [kWh/a]

$Q_{vc,d}$  = Verluste für Verteilung für das RLT-Luftsystem [kWh/a]

$Q_{vc,b}$  = Nutzenergiebedarf für Luftaufbereitung (Wert nach VDI 2067 Blatt 3:1983)  
[kWh/a]

Die Verluste durch Verteilung sind Null, da die Kanäle innerhalb der thermischen Hülle verlegt sind.<sup>47</sup> Die Verluste durch Übergabe der Luft an den Raum berechnen sich nach Formel 40.

<sup>47</sup> vgl. DIN V 18599-7, 2007, S.26

$$Q_{vc,ce} = (1 - \eta_{vc,ce}) \cdot Q_{vc,b}$$

**Formel 40**

Verluste der Übergabe der Luft an den Raum

Legende $\eta_{vc,ce}$  = Nutzungsgrad der Übergabe der Luft an den Raum [-] $Q_{vc,b}$  = Nutzenergiebedarf für Luftaufbereitung (Wert nach VDI 2067 Blatt 3:1983) [kWh/a]

Dabei ist der Nutzungsgrad der Übergabe der Luft an den Raum gleich 1 zu setzen.<sup>48</sup>  
Alle Berechnungsergebnisse sind in Tabelle 16 dargestellt.

jährlicher Kältebedarf RLT-Anlage V1 [kWh/a]	75.901
Übergabeverluste [kWh/a]	0
Verluste für Verteilung [kWh/a]	0
<b>Nutzenergie für das Kühlregister [kWh/a]</b>	<b>75.901</b>

**Tabelle 16** Erzeugernutzkälteabgabe Klimatisierungsvariante 2

Anschließend muss die Erzeugernutzkälteabgabe für die Kälteversorgung der RLT-Anlage berechnet werden. Hierfür bietet die Norm ein Kurzverfahren an, dabei wird die Erzeugernutzkälteabgabe für die Kälteversorgung der RLT-Anlage nach Formel 41 berechnet.

$$Q_{c^*,outg} = Q_{c^*,b} + Q_{c^*,ce} + Q_{c^*,d} + Q_{c^*,s}$$

**Formel 41** Erzeugernutzkälteabgabe für die Kälteversorgung der RLT-AnlageLegende $Q_{c^*,ce}$  = Kälteabgabe der Übergabe Klimakälte RLT [kWh/a] $Q_{c^*,d}$  = Kälteabgabe der Verteilung Klimakälte RLT [kWh/a] $Q_{c^*,s}$  = Kälteabgabe der Speicherung Klimakälte RLT [kWh/a] $Q_{c^*,b}$  = Nutzenergie für das Kühlregister (nach Formel 39) [kWh/a]

Die Kälteabgabe der Übergabe Klimakälte RLT berechnet sich nach Formel 42.

<sup>48</sup> vgl. DIN V 18599-7, 2007, S.26

$$Q_{c^*,ce} = ((1 - \eta_{c^*,ce}) + (1 - \eta_{c^*,ce,sens})) \cdot Q_{c^*,b}$$

**Formel 42** Kälteabgabe der Übergabe Klimakälte RLT

Legende

$Q_{c^*,b}$  = Nutzenergie für das Kühlregister [kWh/a]

$\eta_{c^*,ce}$  = Nutzungsgrad der Übergabe Kälte RLT (konstant) [-]

$\eta_{c^*,ce,sens}$  = sensibler Nutzungsgrad der Übergabe Kälte RLT [-]

Nach Formel 43 berechnet sich die Kälteabgabe der Verteilung Klimakälte RLT.

$$Q_{c^*,d} = (1 - \eta_{c^*,d}) \cdot Q_{c^*,b}$$

**Formel 43** Kälteabgabe der Verteilung Klimakälte RLT

Legende

$\eta_{c^*,d}$  = Nutzungsgrad der Verteilung [-]

$Q_{c^*,b}$  = Nutzenergiebedarf für das Kühlregister [kWh/a]

Die Kälteabgabe der Speicherung Klimakälte RLT ist nach Norm Null.<sup>49</sup>

Im Rahmen des Kurzverfahrens können die Werte für den Nutzungsgrad der Verteilung, den Nutzungsgrad der Übergabe Kälte RLT und den sensiblen Nutzungsgrad der Übergabe Kälte RLT aus der Tabelle 7 der DIN V 18599-7 entnommen werden. Sie sind in Tabelle 17 dargestellt.

$\eta_{c^*,ce,sens}$ [-]	$\eta_{c^*,ce}$ [-]	$\eta_{c^*,d}$ [-]
0,87	0,9	0,9

**Tabelle 17** Nutzungsgrad für die Berechnung der Erzeugernutzkälteabgabe für die Versorgung der RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 1

Die Berechnungsergebnisse sind in Tabelle 18 übersichtlich dargestellt.

<sup>49</sup> vgl. DIN V 18599-7,2007, S.29

Nutzenergie für das Kühlregister [kWh/a]	75.901
Übergabeverluste [kWh/a]	17.457
Verluste für Verteilung [kWh/a]	7.590
Speicherung [kWh/a]	0
<b>Erzeugernutzkälteabgabe für die Kälteversorgung der RLT-Anlage [kWh/a]</b>	<b>100.948</b>

**Tabelle 18** Erzeugernutzkälteabgabe für die Versorgung der RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 1

Mit dem Wert der Erzeugernutzkälteabgabe für die Versorgung der RLT-Anlage werden die bedarfsgebundenen Kosten für die Kühlung der Luft berechnet (siehe Kapitel 8.5).

#### 8.4.2 Heiz-Energiebedarf für RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 1

Die Berechnung des Heiz-Energiebedarfs erfolgt für den Anlagentyp (F) HC nach Formel 44. Für den Nutzenergiebedarf für Raumheizung  $Q_{h,b}$  wird der nach DIN V 4108-6 berechnete Jahres-Heizwärmebedarf  $Q_h$  ohne zusätzliche Verluste für Übertragung und Verteilung in der Heizungsanlage nach DIN V 4701-10 eingesetzt (siehe Seite 2 Anhang 34). Die Verluste für Übergabe und Verteilung treten im Lüftungssystem auf und werden dort berücksichtigt.



$$Q_a = \dot{m}_L \cdot \frac{b_d}{24 \frac{h}{d}} \cdot f_a \cdot \tau_v \cdot z_1 \cdot c_p \cdot (\vartheta_{a2} - \vartheta_i) - Q_{WRG} + Q_{h,b}$$

**Formel 44** jährlicher Wärmebedarf RLT-Anlage V1

Legende

$b_d$  = Betriebszeit [h/d]

$\vartheta_i$  = Raumlufttemperatur [°C]

$\dot{m}_L$  = Massenstrom der trockenen Luft [kg/h]

$\vartheta_{a2}$  = mittlere Außenlufttemperatur im Feld 2 [°C]

$f_a$  = Korrekturfaktor Betriebstage/Gesamttag [-]

$Q_{WRG}$  = zurückgewonnene Wärmemenge [kWh/a]

$Q_{h,b}$  = Nutzenergiebedarf für Raumheizung [kWh/a]

$c_p$  = spezifische Wärmekapazität der trockenen Luft [kJ/kg]

$\tau_K$  = Korrektur für die Lage der Betriebszeit bei Kühlung [-]

$z_2$  = jährliche Stunden der Außenluftzustände im Feld 2 [h/a]

Die Einsparung durch die Wärmerückgewinnung berechnet sich nach Formel 45. Die Berechnung des Nutzenergiebedarfs für Raumheizung ist im Kapitel 8.3 erfolgt.

$$Q_{WRG} = \dot{m}_L \cdot \frac{b_d}{24 \frac{h}{d}} \cdot f_a \cdot \tau_v \cdot z_1 \cdot c_p \cdot (\vartheta_i - \vartheta_{a1}) \cdot \phi_{WRG}$$

**Formel 45** jährliche Wärmeeinsparung durch Wärmerückgewinnung

Legende

$b_d$  = Betriebszeit [h/d]

$\vartheta_i$  = Raumlufttemperatur [°C]

$\dot{m}_L$  = Massenstrom der trockenen Luft [kg/h]

$\vartheta_{a1}$  = mittlere Außenlufttemperatur im Feld 1 [°C]

$f_a$  = Korrekturfaktor Betriebstage/Gesamttag [-]

$\phi_{WRG}$  = Rückwärmzahl des Rückgewinnungssystems [-]

$c_p$  = spezifische Wärmekapazität der trockenen Luft [kJ/kg]

$\tau_v$  = Korrektur für die Lage der Betriebszeit bei Vorwärmung [-]

$z_1$  = jährliche Stunden der Außenluftzustände im Feld 1 [h/a]

Die Berechnungsergebnisse sind im Anhang 39 einzusehen. Auch bei der Heizenergie müssen die Verluste durch Verteilung und Übergabe berücksichtigt werden. Allerdings ist der Rechengang nach DIN V 18599 Teil 5 und 6 ausgesprochen umfangreich, sodass das Verfahren nach DIN V 4701-10 in abgewandelter Form angewandt wird. Die DIN V 4701-10 gibt in Tabelle 5.2-1 einen flächenbezogenen Wärmeverlust für die Übergabe der Wärme im Raum von 3,3 kWh/(m<sup>2</sup>a) für Einzelraumtemperaturregelung und für eine überwiegende Anordnung der Luftauslässe im Innenwandbereich an. Dieser wird mit der Nutzfläche (nach DIN 4106-8) von 2636 m<sup>2</sup> multipliziert. Die Berechnung erfolgt nach Formel 46.

$$Q_{L,ce} = A_N \cdot q_{L,ce,WE}$$

**Formel 46**      jährlicher Wärmeverlust durch Übergabe  
der Wärme im Raum

Legende

$A_N$  = Nutzfläche [m<sup>2</sup>]

$q_{L,ce,WE}$  = flächenbezogener Wärmeverlust für die Übergabe  
der Wärme im Raum [kWh/(m<sup>2</sup>a)]

Die Ermittlung der Wärmeverluste durch Verteilung ist schwieriger, da hier eine Vielzahl an Faktoren hineinspielt. Die DIN V 4701-10 gibt eine Formel für die Berechnung der Wärmeverluste einzelner Kanalabschnitte an. Da alle Zuluftkanäle und Rohre mit 100 mm Mineralwolle gedämmt sind, werden alle Leitungsabschnitte zusammengefasst und die Wärmeverluste in einem Rechengang erfasst. Die benötigte Kanaloberfläche wird aus dem Massenauszug der Kanalnetzrechnung entnommen und halbiert, da nur die Zuluftleitungen betrachtet werden. Wärmeverluste von Abluftleitungen werden nicht berücksichtigt, da diese durch Räume mit gleicher Temperatur führen und es somit nicht zu Wärmeverlusten kommt. Der Wärmedurchgangskoeffizient wird mit 0,4 W/(m<sup>2</sup>K) angenommen (siehe Kapitel 4.1.6). Eine tägliche Betriebszeit von 24 Stunden wird angesetzt, da im Winter der Gebäudeschutz gewährleistet werden muss und somit eine Beheizung der Räume auch bei Abwesenheit von Personen zu erfolgen hat. Die restlichen Werte werden den Tabellen 5-2 und 5-3 der DIN V 4701-10 entnommen. Alle Ausgangswerte sind in Tabelle 19 noch einmal übersichtlich dargestellt. Die Berechnung erfolgt nach Formel 47.

k	A	$\vartheta_{L,m}$	$\vartheta_{u,m}$	$f_a$	$t_{HP}$	Z
[W/(m <sup>2</sup> K)]	[m <sup>2</sup> ]	[°C]	[°C]	[-]	[d/a]	[h/d]
0,4	1380	29	20	0,15	185	24

**Tabelle 19** Ausgangsdaten für die Berechnung der Wärmeverluste der Luftleitungen

$$Q_{L,d} = \frac{1}{1000} \cdot k \cdot A \cdot (\vartheta_{L,m} - \vartheta_{u,m}) \cdot f_a \cdot t_{HP} \cdot z$$

**Formel 47** jährlicher Wärmeverlust der Luftleitungen

Legende

$f_a$  = Wärmeverlustfaktor [-]

$\frac{1}{1000}$  = Umrechnungsfaktor [W/kW]

A = Oberfläche der Luftleitungen [m<sup>2</sup>]

$\vartheta_{L,m}$  = mittlere Luftkreistemperatur [°C]

$\vartheta_{u,m}$  = mittlere Umgebungstemperatur [°C]

k = Wärmedurchgangskoeffizient [W/(m<sup>2</sup>K)]

z = Laufzeit der Lüftungsanlage pro Tag [h/d]

$t_{HP}$  = Laufzeit der Lüftungsanlage während der Heizperiode [d/a]

Abschließend werden die Wärmeverluste und der jährliche Wärmebedarf der RLT-Anlage nach Formel 48 zusammengefasst und bilden die Erzeugernutzwärmeabgabe, die zur Ermittlung der bedarfsgebundenen Kosten herangezogen wird.

$$Q_h = Q_{L,d} + Q_{L,ce} + Q_a$$

**Formel 48** Erzeugernutzwärmeabgabe für die Wärmeversorgung der RLT-Anlage

Legende

$Q_a$  = jährlicher Wärmebedarf RLT-Anlage [kWh/a]

$Q_{L,d}$  = jährlicher Wärmeverlust der Luftleitungen [kWh/a]

$Q_{L,ce}$  = jährlicher Wärmeverlust durch Übergabe der Wärme im Raum [kWh/a]

Die Ergebnisse der Berechnungen sind in Tabelle 20 aufgeführt.

jährlicher Wärmebedarf RLT-Anlage [kWh/a]	168.603
Übergabeverluste [kWh/a]	8.697
Verluste für Verteilung [kWh/a]	3.307
<b>Erzeugernutzwärmeabgabe für die Versorgung der RLT-Anlage [kWh/a]</b>	<b>180.607</b>

**Tabelle 20** Erzeugernutzwärmeabgabe für die Versorgung der RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 1

### 8.4.3 Elektro-Energiebedarf für RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 1

Der Elektroenergiebedarf wird hauptsächlich durch die Förderung der Luft bestimmt. Die Berechnung erfolgt nach Formel 49 und muss für den Ab- und Zuluftventilator getrennt durchgeführt werden. Der Wirkungsgrad wird als Produkt der Einzel-Wirkungsgrade der beteiligten Komponenten berechnet. Durch den Hersteller der RLT-Zentralgeräte werden Angaben zu den Wirkungsgraden der Ventilatoren und Elektromotoren gemacht. Der Wirkungsgrad der Frequenzumrichter konnte nicht ermittelt werden. Aufwendungen für Pumpen, die die Heiz- bzw. Kühlmedien fördern, werden nicht berücksichtigt.

$$P_E = \frac{\dot{V}_L \cdot \Delta P_V}{\eta_{VT} \cdot 10^3 \frac{W}{kW}} \cdot b_d \cdot f_a \cdot 365 \frac{d}{a}$$

**Formel 49** jährlicher Elektroenergiebedarf für Luftförderung

#### Legende

$b_d$  = Betriebszeit [h/d]

$\dot{V}_L$  = Luftvolumenstrom [m<sup>3</sup>/h]

$\eta_{VT}$  = Wirkungsgrad des Ventilators [-]

$\Delta P_V$  = Gesamtdruckdifferenz der Ventilators [Pa]

$f_a$  = Korrekturfaktor Betriebstage/Gesamtstage [-]

Abschließend werden alle Berechnungsergebnisse für die RLT-Anlage der Klimatisierungsvariante 1 in Tabelle 21 dargestellt. Der Excel-Tabellenausdruck im Anhang 39 zeigt alle Ausgangswerte und Zwischenergebnisse. Verluste durch Verteilung und Übergabe sind in den Kapiteln 8.4.1 und 8.4.2 berücksichtigt worden.

Jährlicher Kühl-Energiebedarf $Q_{\text{Kühl}}$ [kWh/a]	Jährlicher Heiz-Energiebedarf $Q_{\text{Heiz}}$ [kWh/a]	Jährlicher Elektro-Energiebedarf $Q_{\text{Elektro}}$ [kWh/a]
100.948	180.607	70.179

**Tabelle 21** jährlicher Energiebedarf RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 1

#### 8.4.4 Kühl-Energiebedarf für RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 2

Die Berechnung des Kühl-Energiebedarfs erfolgt für den Anlagentyp (F) HC nach Formel 50. Verluste durch Übergabe und Verteilung werden für den jährlichen Kühl-Energiebedarf wie unter Kapitel 8.4.1 beschrieben berechnet. Die Berechnungsergebnisse sind in Tabelle 22 veranschaulicht.

$$Q_{KB} = \dot{m}_L \cdot \frac{b_d}{24 \frac{h}{d}} \cdot f_a \cdot \tau_K \cdot z_6 \cdot (h_{a6} - h_{TP})$$

**Formel 50** jährlicher Kältebedarf RLT-Anlage V2

Legende

$b_d$  = Betriebszeit [h/d]

$h_{TP}$  = Taupunktenthalpie [kJ/kg]

$\dot{m}_L$  = Massenstrom der trockenen Luft [kg/h]

$f_a$  = Korrekturfaktor Betriebstage/Gesamttag [-]

$h_{a6}$  = mittlere Außenluftenthalpie in der Zeit Z6 [kJ/kg]

$\tau_K$  = Korrektur für die Lage der Betriebszeit bei Kühlung [-]

$z_6$  = jährliche Stunden der Außenluftzustände im Feld 6 [h/a]

Nutzenergie für das Kühlregister [kWh/a]	24.301
Übergabeverluste [kWh/a]	5.589
Verluste für Verteilung [kWh/a]	2.430
Speicherung [kWh/a]	0
<b>Erzeugernutzkälteabgabe für die Kälteversorgung der Kühldecke [kWh/a]</b>	<b>32.320</b>

**Tabelle 22** Erzeugernutzkälteabgabe für die Versorgung der RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 2

### 8.4.5 Heiz-Energiebedarf für RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 2

Die Berechnung des Heiz-Energiebedarfs erfolgt für den Anlagentyp (F) HC nach Formel 51.

$$Q_a = \dot{m}_L \cdot \frac{b_d}{24 \frac{h}{d}} \cdot f_a \cdot \tau_v \cdot z_5 \cdot c_p \cdot (\vartheta_{TP} - \vartheta_{a5}) + \dot{m}_L \cdot b_d \cdot f_a \cdot 365 \frac{d}{a} \cdot c_p \cdot (\vartheta_i - \vartheta_{TP}) - Q_{WRG}$$

**Formel 51** jährlicher Wärmebedarf RLT-Anlage V2

#### Legende

$b_d$  = Betriebszeit [h/d]

$\vartheta_i$  = Raumlufttemperatur [°C]

$\vartheta_{TP}$  = Taupunkttemperatur [°C]

$\dot{m}_L$  = Massenstrom der trockenen Luft [kg/h]

$\vartheta_{a5}$  = mittlere Außenlufttemperatur im Feld 5 [°C]

$f_a$  = Korrekturfaktor Betriebstage/Gesamtstage [-]

$Q_{WRG}$  = zurückgewonnene Wärmemenge [kWh/a]

$c_p$  = spezifische Wärmekapazität der trockenen Luft [kJ/kg]

$\tau_v$  = Korrektur für die Lage der Betriebszeit bei Vorwärmung [-]

$z_5$  = jährliche Stunden der Außenluftzustände im Feld 5 [h/a]

Die Einsparung durch die Wärmerückgewinnung berechnet sich nach Formel 52.

Die Ergebnisse können im Anhang 40 eingesehen werden. Wärmeverluste der Luftleitungen und der Übergabe im Heizbetrieb bei dieser Variante nicht berücksichtigt, da die Zuluft keine Heizaufgaben erfüllt und somit keine Übertemperatur aufweist.

$$Q_{WRG} = \dot{m}_L \cdot \frac{b_d}{24 \frac{h}{d}} \cdot f_a \cdot \tau_v \cdot z_5 \cdot c_p \cdot (\vartheta_i - \vartheta_{a5}) \cdot \phi_{WRG}$$

**Formel 52** jährliche Wärmeeinsparung durch Wärmerückgewinnung

Legende

$b_d$  = Betriebszeit [h/d]

$\vartheta_i$  = Raumlufttemperatur [°C]

$\dot{m}_L$  = Massenstrom der trockenen Luft [kg/h]

$\vartheta_{a5}$  = mittlere Außenlufttemperatur im Feld 5 [°C]

$f_a$  = Korrekturfaktor Betriebstage/Gesamttag [-]

$\phi_{WRG}$  = Rückwärmzahl des Rückgewinnungssystems [-]

$c_p$  = spezifische Wärmekapazität der trockenen Luft [kJ/kg]

$z_5$  = jährliche Stunden der Außenluftzustände im Feld 5 [h/a]

$\tau_v$  = Korrektur für die Lage der Betriebszeit bei Vorwärmung [-]

**8.4.6 Elektro-Energiebedarf für RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 2**

Die Berechnung erfolgt wie im Kapitel 8.4.3 beschrieben.

Abschließend werden alle Ergebnisse der Berechnungen für das RLT-Gerät der Klimatisierungsvariante 2 in Tabelle 23 dargestellt. Der Excel-Tabellenausdruck im Anhang 40 zeigt alle Ausgangswerte und Zwischenergebnisse. Verluste durch Verteilung und Übergabe sind im Kapitel 8.4.4 und 8.4.5 berücksichtigt worden.

Jährlicher Kühl-Energiebedarf $Q_{Kühl}$ [kWh/a]	Jährlicher Heiz-Energiebedarf $Q_{Heiz}$ [kWh/a]	Jährlicher Elektro-Energiebedarf $Q_{Elektro}$ [kWh/a]
32.320	17.166	37.311

**Tabelle 23** jährlicher Energiebedarf RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 2

### 8.4.7 Kühl-Energiebedarf für RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 3

Die Aufbereitung der Luft erfolgt im Sommer ausschließlich durch den Wärmerückgewinner, da die Räume direkt durch Multi-Splitgeräte gekühlt werden. Es entfallen somit alle Kühlenergien.

### 8.4.8 Heiz-Energiebedarf für RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 3

Die Berechnung des Heiz-Energiebedarfs erfolgt für den Anlagentyp (F) H wie unter Kapitel 8.4.2 beschrieben, allerdings für das h,x-Prozessfeld 1.

### 8.4.9 Elektro-Energiebedarf für RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 3

Die Berechnung erfolgt wie im Kapitel 8.4.3 beschrieben.

Abschließend werden alle Ergebnisse der Berechnungen für das RLT-Gerät der Klimatisierungsvariante 3 sind in Tabelle 24 dargestellt. Der Excel-Tabellenausdruck im Anhang 41 zeigt alle Ausgangswerte und Ergebnisse. Da das RLT-Gerät bei dieser Klimatisierungsvariante kein Kühlregister beinhaltet und die Zuluft keine Heizaufgaben übernimmt, werden keine Verluste durch Übertragung oder Verteilung berücksichtigt.

Jährlicher Kühl-Energiebedarf $Q_{\text{Kühl}}$ [kWh/a]	Jährlicher Heiz-Energiebedarf $Q_{\text{Heiz}}$ [kWh/a]	Jährlicher Elektro-Energiebedarf $Q_{\text{Elektro}}$ [kWh/a]
-	7.615	35.473

**Tabelle 24** jährlicher Energiebedarf RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 3



### 8.5 Bestimmung der bedarfsgebundenen Kosten aus den Energiebedarfs- werten

Durch den betrieblichen Betreuer wurden die Einheitspreise für Heiz- und Kühlwärme sowie Elektroenergie vorgegeben. Diese Vorgaben sind in Tabelle 25 aufgeführt und dienen als Grundlage für die Ermittlung aller bedarfsgebundenen Kosten. Die Energiebedarfswerte sind im vorhergehenden Kapitel ermittelt worden.

Einheitspreis Elektroenergie Preis <sub>Elektro</sub> [€/kWh]	Einheitspreis Heizwärme Preis <sub>Heiz</sub> [€/kWh]	Einheitspreis Kühlwärme Preis <sub>Kühl</sub> [€/kWh]
0,123	0,038	0,043

**Tabelle 25** Einheitspreise Heiz- und Kühlwärme sowie Elektroenergie

Die Berechnungen erfolgen für ein Jahr und sollen einen Überblick sowie einen Vergleich unter den Klimatisierungsvarianten ermöglichen. In Anlehnung an die VDI 2067 Blatt 1: 2000 werden nach Formel 53 jeweils die bedarfsgebundenen Kosten ermittelt.

$$A_{v1,i} = Q_i \cdot \text{Preis}_i$$

**Formel 53** bedarfsgebundene Kosten für Energieform i

Legende

Preis<sub>i</sub> = Einheitspreis der Energieform i [€/kWh]

Q<sub>i</sub> = jährlicher Energiebedarf der Energieform i [kWh/a]

#### 8.5.1 Bedarfsgebundenen Kosten Klimatisierungsvariante 1

In Tabelle 26 werden alle Energie-Bedarfswerte gewerkespezifisch aufgeführt, zusammengefasst und daraus die jährlichen Kosten bestimmt. Die Berechnung der Werte erfolgte im Kapitel 8.4.

Gewerke	Jährlicher Kühl-Energiebedarf $Q_{\text{Kühl}}$ [kWh/a]	Jährlicher Heiz-Energiebedarf $Q_{\text{Heiz}}$ [kWh/a]	Jährlicher Elektro-Energiebedarf $Q_{\text{Elektro}}$ [kWh/a]
RLT-Anlage	100.948	180.607	70.179
Heizung	-	-	-
Kühldecke	-	-	-
Summe	100.948	180.607	70.179
<b>Jährliche Kosten [€/a]</b>	<b>4.341</b>	<b>6.863</b>	<b>8.632</b>

**Tabelle 26** jährliche bedarfsgebundene Kosten Klimatisierungsvariante 1

### 8.5.2 Bedarfsgebundenen Kosten Klimatisierungsvariante 2

Tabelle 27 zeigt alle Energie-Bedarfswerte gewerkespezifisch geordnet und zusammengefasst, sowie die sich daraus ergebenden jährlichen bedarfsgebundenen Kosten.

Der jährliche Hilfsenergiebedarf für die Heizungsanlage wird beim Berechnungsgang nach DIN V 4701-10 mit bestimmt (siehe Seite 3 Anhang 35).

Für die Kühldeckenanlage muss der jährliche Hilfsenergiebedarf noch bestimmt werden. Hierzu wird die DIN V 18599-7 verwandt. Der Berechnungsgang ist sehr umfangreich und wird aus diesem Grund nicht dargestellt. Er kann aber anhand der Norm ab Seite 23 nachvollzogen werden. Die Berechnung wurde für die zwei Kühlkreisläufe getrennt durchgeführt. Die Berechnungsergebnisse sowie alle Formeln und Ausgangswerte sind in den Excel-Tabellen im Anhang 42 beigefügt.

Die Energiebedarfswerte für die RLT-Anlage sind Tabelle 23 entnommen worden. Der jährliche Heizenergiebedarf ist im Kapitel 8.3 und die Bedarfswerte für die Kühldecke im Kapitel 8.2.2 ermittelt worden.

Gewerke	Jährlicher Kühl-Energiebedarf $Q_{\text{Kühl}}$ [kWh/a]	Jährlicher Heiz-Energiebedarf $Q_{\text{Heiz}}$ [kWh/a]	Jährlicher Elektro-Energiebedarf $Q_{\text{Elektro}}$ [kWh/a]
RLT-Anlage	32.320	17.166	37.311
Heizung	-	48.086	579
Kühldecke	21.681	-	347
Summe	54.001	65.252	38.237
<b>Jährliche Kosten [€/a]</b>	<b>2.322</b>	<b>2.480</b>	<b>4.703</b>

**Tabelle 27** jährliche bedarfsgebundene Kosten Klimatisierungsvariante 2

### 8.5.3 Bedarfsgebundenen Kosten Klimatisierungsvariante 3

Um die Kosten für die Erzeugung der Kälte berechnen zu können, muss bei den Multi-Splitanlagen der Endenergiebedarf für die elektrischen Antriebe der Verdichter aus dem Erzeugernutzkälteabgabe-Wert berechnet werden. Der große Vorteil der VRF-Technologie darin besteht, im Teillastfall die Drehzahl des Verdichters und somit die Kälteleistung reduzieren zu können. Damit sind diese Systeme in der Lage Antriebsenergie einzusparen. Allerdings erschwert dies die Berechnung der jährlich benötigten Verdichter-Antriebsenergie, da weder der Anteil der Teillastfälle im jährlichen Verlauf noch die Höhe der dann benötigten Kühlleistung bekannt sind. Allerdings bietet die DIN V 18599-7 ein Kennwertverfahren zu Bestimmung der Endenergie von Kompressionskältemaschinen an. Dieses Verfahren wird angewandt und kurz beschrieben. Der Endenergiebedarf der Kompressionskältemaschine wird nach Formel 54 berechnet.

$$Q_{c,f,elektr} = \frac{Q_{C,out,a}}{EER \cdot PLV_{an}}$$

**Formel 54** elektrischer Jahres-Endenergiebedarf  
Split-Klimageräte

#### Legende

$EER$  = Nennkälteleistungszahl [-]

$PLV_{an}$  = mittlerer Teillastfaktor [Wh/a]

$Q_{C,out,a}$  = Erzeugernutzkälteabgabe für die Kälteversorgung [kWh/a]

Unter Teillastbedingungen verändert sich die Leistungszahl einer Kältemaschine. Mit dem technologieabhängigen mittleren Teillastfaktor  $PLV_{av}$  werden diese variablen Bedingungen erfasst. Es wird das reale Teillastverhalten der Kältemaschine sowie der Einfluss der Kaltwasser- und Außenlufttemperaturen sowie der Einfluss der im Teillastfall überdimensionierten Wärmeübertrager berücksichtigt.<sup>50</sup> Der für die Berechnung benötigte Wert für den mittleren Teillastfaktor  $PLV_{av}$  kann Tabelle A.2 der Norm entnommen werden und beträgt für diesen Anwendungsfall 1,33. Dabei sind die Nutzungsprofile nach Tabelle A.1 der Norm Grundlage. Der ermittelte Wert bezieht sich auf die Nutzungsprofile 1-3 der DIN V 18599-10. Die gewählten Nutzungsprofile unterstellen 250 Betriebstage für die Nutzung der Kühlanlage des Gebäudes im Jahr. Alle anderen Energiebedarfsberechnungen unterstellen aber eine tägliche Nutzung der Anlagen. Somit wäre eine Vergleichbarkeit unter den Varianten nicht mehr gegeben, was aber unerlässlich ist. Allerdings zeigt sich, dass der Wert

<sup>50</sup> vgl. DIN V 18599-7, 2007, S.47

für den mittleren Teillastfaktor  $PLV_{av}$  bei Nutzungsprofilen mit 300 Betriebstagen je Jahr (z.B. Nutzungsprofil Nr.6) nur unwesentlich abweicht. Aus diesem Grund wird der ermittelte Wert von 1,33 angenommen.

Der Wert für die Nennkälteleistungszahl EER muss Tabelle 28 der DIN V 18599-7 entnommen werden und beträgt 3,5. Die Anwendung produktbezogener Werte wird bei Anwendung des Kennwertverfahrens durch die Norm untersagt.<sup>51</sup> Die Berechnungsergebnisse und Ausgangswerte sind in Tabelle 28 dargestellt.

$Q_{c,outg,a}$ [kWh/a]	EER [-]	$PLV_{av}$ [-]	$Q_{c,f,elektr}$ [kWh/a]
61661,5	3,5	1,33	13246,3

**Tabelle 28** elektrischer Jahres-Endenergiebedarf für die Split-Klimageräte

Hinzugezogen werden muss noch der elektrische Jahres-Endenergiebedarf der Ventilatoren der Innengeräte. Diese müssen permanent in Betrieb sein, da sonst nicht sichergestellt werden kann, dass die Luft zu den Zuluftauslässen gelangt. Die Werte sind Tabelle 29 zu entnehmen.

Monat	Tage je Monat [d/Monat]	Betriebs- stunden je Tag [h/d]	Anzahl Inneneinheiten	Leistung Ventilator [W]	monatlicher Energiebedarf [kWh/Monat]
Januar	31	24	66	41	2013
Februar	28	24	66	41	1818
März	31	24	66	41	2013
April	30	24	66	41	1948
Mai	31	24	66	41	2013
Juni	30	24	66	41	1948
Juli	31	24	66	41	2013
August	31	24	66	41	2013
September	30	24	66	41	1948
Oktober	31	24	66	41	2013
November	30	24	66	41	1948
Dezember	31	24	66	41	2013
<b>Summe</b> [kWh/a]					<b>23705</b>

**Tabelle 29** elektrischer Jahres-Endenergiebedarf für die Innengeräte Split-Klimaanlage

<sup>51</sup> vgl. DIN V 18599-7, 2007, S.52

In Tabelle 30 werden für Klimatisierungsvariante 3 alle Energie-Bedarfswerte gewerkespezifisch aufgeführt, zusammengefasst und daraus die jährlichen Kosten bestimmt. Die Bedarfswerte für die RLT-Anlage wurden Tabelle 23 und der jährliche Heiz-Energiebedarf für die Heizungsanlage Anhang 35 entnommen.

Gewerke	Jährlicher Kühl-Energiebedarf $Q_{\text{Kühl}}$ [kWh/a]	Jährlicher Heiz-Energiebedarf $Q_{\text{Heiz}}$ [kWh/a]	Jährlicher Elektro-Energiebedarf $Q_{\text{Elektro}}$ [kWh/a]
RLT-Anlage	-	7.615	35.473
Heizung	-	48.086	579
Multi-Splitanlage	(61.662)	-	13.246 (Außengeräte) + 23.705 (Ventilatoren Innengeräte)
Summe	-	55.701	73.003
<b>Jährliche Kosten [€/a]</b>	-	<b>2.117</b>	<b>8.979</b>

**Tabelle 30** jährliche bedarfsgebundene Kosten Klimatisierungsvariante 3

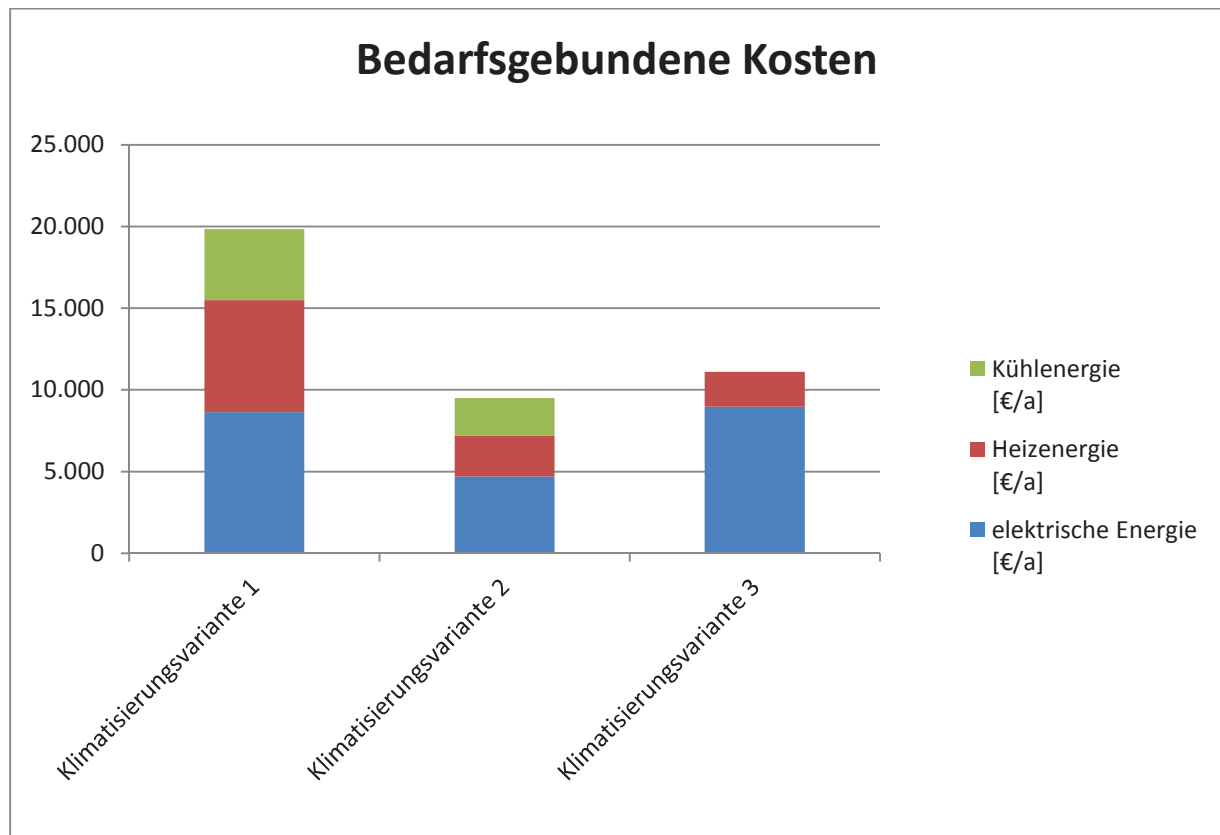
#### 8.5.4 Vergleich der bedarfsgebundenen Kosten

In Tabelle 31 werden die bedarfsgebundene Kosten aller Klimatisierungsvarianten dargestellt. Für eine bessere visuelle Darstellung wurde die Abbildung 22 generiert. Darin werden die gewerkespezifischen Kostenanteile farblich abgesetzt, um eine bessere Vergleichbarkeit zu ermöglichen.

Art	Klimatisierungs-variante 1	Klimatisierungs-variante 2	Klimatisierungs-variante 3
elektrische Energie [€/a]	8.632	4.703	8.979
Heizenergie [€/a]	6.863	2.480	2.117
Kühlenergie [€/a]	4.341	2.322	-
<b>Gesamtkosten [€/a]</b>	<b>19.836</b>	<b>9.505</b>	<b>11.096</b>

**Tabelle 31** Gegenüberstellung der jährliche bedarfsgebundene Kosten aller Klimatisierungsvarianten

In Abbildung 22 erfolgt eine grafische Gegenüberstellung der bedarfsgebundenen Kosten der drei Klimatisierungsvarianten. Dort werden die gewerkespezifischen Kostenanteile farblich abgesetzt, um eine bessere Vergleichbarkeit zu ermöglichen.



**Abbildung 22** Gegenüberstellung der bedarfsgebundenen Kosten der drei Klimatisierungsvarianten

Die Grafik stellt die Ergebnisse des direkten Vergleichs der untersuchten Varianten dar. Es ist zu erkennen, dass die Klimatisierungsvariante 3 keine Kühlenergie aufweist. Diese ist in der elektrischen Energie integriert, da für die Kühlung durch die Splitgeräte elektrische Energie benötigt wird. Variante 2 weist die geringsten bedarfsgebundenen Kosten auf und ist in diesem Fall die Günstigste.

Die Klimatisierungsvariante 1 weist die höchsten bedarfsgebundene Kosten aller untersuchten Varianten auf. Maßgeblich ist dabei der Bedarf an Elektroenergie. Ursächlich dafür sind die hohen Aufwendungen für die Luftförderung.

## 9 Wirtschaftlichkeitsanalyse

Zweiter Bestandteil der Aufgabenstellung war die Untersuchung der Wirtschaftlichkeit der jeweiligen Klimatisierungsvarianten. Die Untersuchung wurde in Anlehnung an die VDI 2067 durchgeführt. Die Wirtschaftlichkeit von Investitionen kann mit verschiedenen Verfahren überprüft werden, wie z.B. Kapitalwert-, Annuitäts-, Amortisationsmethode oder Interner Zinssatz.<sup>52</sup> Die Wirtschaftlichkeit der Klimatisierungsvarianten wird mit der Annuitätsmethode untersucht, weil diese die Zinsen und Preisänderungen berücksichtigt. Des Weiteren ist es das übliche Verfahren, Anlageninvestitionen der technischen Gebäudeausrüstung miteinander zu vergleichen.<sup>53</sup> Ebenso wird dieses von der VDI 2067 Blatt 1 als Verfahren herangezogen.<sup>54</sup> Bei der Annuitätsmethode werden Einmalzahlungen, wie z.B. Investitionskosten und laufende Kosten, wie z.B. bedarfsgebundene Kosten mit Hilfe des Annuitätsfaktors während eines Betrachtungszeitraumes zu einer Kennzahl (Annuität) zusammengefasst.<sup>55</sup> Über diese Kennzahl können verschiedenen Anlagenvarianten bei gleichen Rahmenbedingungen miteinander verglichen werden. Bei der Kennzahlermittlung nach der Annuitätsmethode werden folgende Kosten berücksichtigt:

- Kapitalgebundenen Kosten
- Verbrauchsgebundenen Kosten
- Betriebsgebundenen Kosten und
- Sonstige Kosten.

In der Arbeit werden aus Vereinfachungsgründen lediglich die ersten drei Kostenbestandteile untersucht.

Kapitalgebundenen Kosten bestehen aus den Anschaffungskosten und den Instandsetzungskosten, hier als prozentualen Teil der Anschaffungskosten. Ist die Nutzungsdauer einzelner Komponenten geringer als der Betrachtungszeitraum, sind Ersatzinvestitionen notwendig, welche ebenfalls zu den kapitalgebundenen Kosten gehören. Die bedarfsgebundenen (auch verbrauchsgebundenen) Kosten entstehen durch Energiebedarf oder –verbrauch der Anlagen, wie z. B. durch Brennstoffe oder elektrische Energie. Zu den betriebsgebundenen Kosten zählen Kosten für das Betreiben der Anlagen sowie für Wartung und Inspektion.

---

<sup>52</sup> vgl. VDI 2067 Blatt 1, 2000, S.14

<sup>53</sup> Vorlesungsmitschriften, Energetische-System-Analyse, Prof. Dr. Scheibe

<sup>54</sup> vgl. VDI 2067 Blatt 1, 2000, S.14

<sup>55</sup> ebenda



Die Kosten werden für zukünftige Zeitabschnitte berechnet. Dabei soll die Zins- und Preisentwicklung berücksichtigt werden. Damit ist die Annuitätsmethode eine dynamische Methode zur Kostenberechnung.

### 9.1 Kapitalgebundene Auszahlungen

Die kapitalgebundenen Auszahlungen berechnen sich nach Formel 55. Zuvor müssen aber die Investitionskosten der Anlagen ermittelt werden. Dies erfolgte bereits im Kapitel 7.

$$A_{N,K} = (A_0 + A_1 + \dots + A_N - R_w) \cdot a + \frac{f_K}{100\%} \cdot A_0 \cdot ba_{IN}$$

**Formel 55**

Annuität der kapitalgebundenen Auszahlungen

#### Legende

$a$  = Annuitätsfaktor [-]

$A_0$  = Anschaffungskosten [€]

$A_{1,2,\dots,N}$  = Barwert der Ersatzinvestitionen [€]

$ba_{IN}$  = Preisdynamischer Annuitätsfaktor für Instandsetzungszahlungen [-]

$f_K$  = Faktor für die Instandsetzung in % des Investitionsbetrages im Jahr [%/a]

Die Barwerte der Ersatzbeschaffungen berechnen sich nach Formel 56.

$$A_n = A_0 \cdot \frac{r^{(n-T_N)}}{q^{(n-T_N)}}$$

mit

$$q = 1 + \frac{i}{100\%}$$

und

$$r = 1 + \frac{j}{100\%}$$

**Formel 56** Barwert der Ersatzbeschaffung

#### Legende

$q$  = Zinsfaktor [-]

$i$  = Kalkulationszins [%]

$j$  = Preisänderungssatz [%]

$r$  = Preisänderungsfaktor [-]

$A_0$  = Anschaffungskosten [€]

$n$  = Anzahl der Ersatzbeschaffungen [-]

$T_N$  = Nutzungsdauer der Anlagenkomponente [a]

Durch lineare Abschreibung des Investitionsbetrages bis zum Ende des Betrachtungszeitraumes und Abzinsung auf den Beginn dieses ermittelt sich der Restwert. Ist der Betrachtungszeitraum größer als die Nutzungsdauer der Anlagenkomponente, wird die Ersatzinvestition abgeschrieben und nicht die Anfangsinvestition.<sup>56</sup> Der Restwert berechnet sich nach Formel 57.

$$R_W = A_0 \cdot r^{(n \cdot T_N)} \cdot \frac{(r_0 + 1) \cdot T_N - T}{T_N} \cdot \frac{1}{q^T}$$

**Formel 57** Restwert der Investition

Legende

$q$  = Zinsfaktor [-]

$r$  = Preisänderungsfaktor [-]

$A_0$  = Anschaffungskosten [€]

$T$  = Betrachtungszeitraum [a]

$n$  = Anzahl der Ersatzbeschaffungen [-]

$r_0$  = Preisänderungsfaktor der Anschaffung [-]

$T_N$  = Nutzungsdauer der Anlagenkomponente [a]

Der Annuitätsfaktor wird mittels Formel 58 bestimmt.

$$a = \frac{q - 1}{1 - q^{-T}}$$

**Formel 58** Annuitätsfaktor

Legende

$q$  = Zinsfaktor [-]

$i$  = Kalkulationszins [%]

$j$  = Preisänderungssatz [%]

$r$  = Preisänderungsfaktor [-]

$A_0$  = Anschaffungskosten [€]

$n$  = Anzahl der Ersatzbeschaffungen [-]

$T_N$  = Nutzungsdauer der Anlagenkomponente [a]

Soll davon ausgegangen werden, dass während des Betrachtungszeitraumes sich bei laufenden Auszahlungen für Instandhaltung Preisänderungen ergeben, so sind

<sup>56</sup> vgl. VDI 2067 Blatt 1, 2000, S15

diese Zahlungen mit dem preisdynamischen Annuitätsfaktor zu multiplizieren.<sup>57</sup> Die preisdynamischen Annuitätsfaktoren für Instandsetzung, verbrauchsgebundene Auszahlungen und betriebsgebundenen Auszahlungen werden mittels Formel 59 ermittelt.

$$\begin{aligned} ba_{IN} &= b_{IN} \cdot a \\ ba_V &= b_V \cdot a \\ ba_B &= b_B \cdot a \end{aligned}$$

**Formel 59** preisdynamische Annuitätsfaktoren

Legende

$a$  = Annuitätsfaktor [-]

$b_{IN}$  = Barwertfaktor für Instandsetzung [-]

$b_B$  = Barwertfaktor für betriebsgebundene Auszahlungen [-]

$b_V$  = Barwertfaktor für verbrauchs- (bedarfs-) gebundene Auszahlungen [-]

Der Barwertfaktor berechnet sich mit Formel 60.

$$b_x = \frac{1 - \left(\frac{r}{q}\right)^T}{q - r}$$

**Formel 60**

Barwertfaktor

Legende

$q$  = Zinsfaktor [-]

$r$  = Preisänderungsfaktor [-]

$T$  = Betrachtungszeitraum [a]

$x$  = IN für Instandsetzung, V für verbrauchsgebundene Auszahlungen, B für betriebsgebundene Auszahlungen [-]

## 9.2 Bedarfs- (Verbrauchs-) gebundene Auszahlungen

Bedarfsgebundene Auszahlungen berechnen sich mittels Formel 61.

$$A_{N,V} = A_{V1} \cdot ba_V$$

**Formel 61** Annuität der bedarfsgebundenen Auszahlungen

Legende

$ba_V$  = preisdynamischer Annuitätsfaktor für bedarfs- (verbrauchs-) gebundene Auszahlungen [-]

$A_{V1}$  = bedarfs- (verbrauchs-) gebundene Auszahlungen im ersten Jahr [€/a]

<sup>57</sup> vgl. VDI 2067 Blatt 1, 2000, S.15

Die bedarfs- (verbrauchs-) gebundenen Auszahlungen werden mit Formel 62 ermittelt.

$$A_{v1} = Q_y \cdot \text{Pr eis}_y$$

**Formel 62** bedarfsgebundene Zahlung im ersten Jahr

Legende

$\text{Pr eis}_y$  = Preis [€/kWh]

$Q_y$  = Energiebedarf [kWh/a]

y=Heizen-, Kühlen, oder Strom

### 9.3 Betriebsgebundene Auszahlungen

Die Annuität der betriebsgebundenen Zahlungen berechnet sich mittels Formel 63.

$$A_{N,B} = A_{B1} \cdot ba_B$$

**Formel 63** Annuität der betriebsgebundenen Auszahlungen

Legende

$A_{B1}$  = betriebsgebundene Auszahlungen im ersten Jahr [€/a]

$ba_B$  = preisdynamischer Annuitätsfaktor für betriebsgebundene Auszahlungen [-]

Die betriebsgebundenen Auszahlungen werden mit Formel 64 ermittelt.

$$A_{B1} = A_0 \cdot \frac{f_b}{100\%}$$

**Formel 64** betriebsgebundenen Auszahlungen im ersten Jahr

Legende

$A_0$  = Anschaffungskosten [€]

$f_b$  = Prozentsatz für Wartung und Betrieb [%/a]

Die VDI 2067 Blatt 1 gibt für verschiedene Anlagenkomponenten die durchschnittliche Nutzungsdauer, sowie den Instandsetzungs- und Wartungsaufwand als Prozentsatz der Investitionskosten in Tabelle A3 an.

Von Unternehmensseite werden folgende Vorgaben gemacht:

- Betriebsgebundene Auszahlungen für RLT-Anlagen 3 %
- betriebsgebundenen Auszahlungen für alle anderen Anlagen 2 %
- Kalkulationszinssatz 8 %.

Als Betrachtungszeitraum wurden in Anlehnung an die VDI 2067 Blatt 1 20 Jahre gewählt, da die Nutzungsdauer vieler Anlagenkomponenten mit hohen Investitionskosten 20 Jahre beträgt.<sup>58</sup> Alle Berechnungen erfolgen ohne Umsatzsteuer und wurden mit Excel-Tabellen durchgeführt. Die Berechnungsergebnisse mit allen Zwischenergebnissen befinden sich für Klimatisierungsvariante 1 im Anhang 43, für Klimatisierungsvariante 2 im Anhang 44 und für Klimatisierungsvariante 3 im Anhang 45.

#### 9.4 Wirtschaftlichkeitsvergleich der Klimatisierungsvarianten

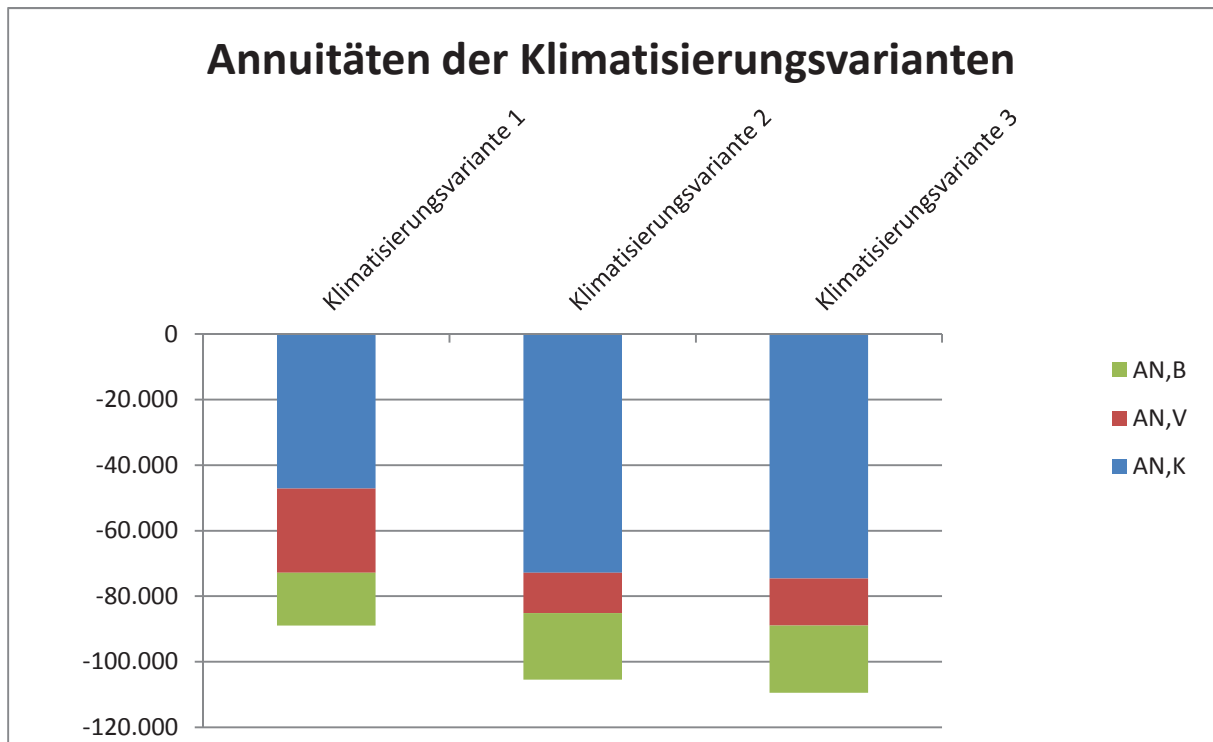
Eine Übersicht soll Tabelle 32 geben, in der die einzelnen Annuitäten der Varianten aufgeführt sind.

	Klimatisierungs- variante 1	Klimatisierungs- variante 2	Klimatisierungs- variante 3
$A_{N,K}$	-47.121,73 €/a	-72.812,51€/a	-74.562,27 €/a
$A_{N,V}$	-25.729,71 €/a	-12.328,94 €/a	-14.392,98 €/a
$A_{N,B}$	-16.100,59 €/a	-20.295,82 €/a	-20.558,21 €/a
$A_N$	-88.952,03 €/a	-105.437,14 €/a	-109.513,46 €/a

**Tabelle 32** Gegenüberstellung der Annuitäten der Klimatisierungsvarianten

Zusätzlich zeigt Abbildung 23 grafisch die Annuitäten und die einzelnen Annuitätsanteile. Die Annuität der Klimatisierungsvariante 3 ist mit ca. 110.000 €/a am größten, wobei die Differenz zu Variante 2 nur etwa 4.000 €/a beträgt. Die günstigste Annuität weist Klimatisierungsvariante 1 mit etwa 89.000 €/a auf. Ursächlich hierfür sind die deutlich geringeren Investitionskosten.

<sup>58</sup> vgl. VDI 2067 Blatt 1, 2000, S.14



**Abbildung 23** Gegenüberstellung der Annuitäten der drei Klimatisierungsvarianten

## 10 Systemempfehlung

Aus den Ergebnissen des Kapitels 9 geht hervor, dass die Klimatisierungsvariante 1 die geringste Annuität aufweist. Damit kann aus wirtschaftlicher Sicht der Einsatz dieser Klimatisierungsvariante empfohlen werden. Allerdings gilt diese Aussage nur für die hier getroffenen Annahmen, Vereinbarungen und Vorgaben des Unternehmens Carl Zeiss.

Bei Klimatisierungsvariante 1 wird die Kompensation der thermischen Lasten und die Versorgung der Räume mit Frischluft ausschließlich durch eine RLT-Anlage gewährleistet.

Ob mit dieser Klimatisierungsvariante die Behaglichkeitsbedingungen überall in der Aufenthaltszone und unter allen Bedingungen sichergestellt werden können, ist zu bezweifeln. So kann sich z.B. die an den Außenfenstern vorbeiströmende Luft im Winter stark abkühlen und somit zu kalten Fallluftströmungen im Bereich der Außenwände führen. Weiterhin kann es zu Strahlungsasymmetrien durch kalte Außenwände mit Fenstern im Raum kommen, weil eine Kompensation durch die Wärmestrahlung der Heizkörper fehlt.

Es ist empfehlenswert, eine weitere Untersuchung mit einer Kombination aus RLT-Anlage (wie in Klimatisierungsvariante 1) und einer statischen Heizung (wie in Klimatisierungsvariante 2 und 3) durchzuführen, da diese Kombination das gewünschte behagliche Innenraumklima bei geringen Kosten verspricht.

## **11 Zusammenfassung**

In der vorliegenden Arbeit wurden drei verschiedene Klimatisierungsvarianten auf ihre Wirtschaftlichkeit hin untersucht. Dafür mussten im ersten Schritt die Anlagen und deren Komponenten ausgelegt werden. Dabei wurde die technische Umsetzbarkeit geprüft. Bei der Konzipierung der Anlagen mussten die vom Unternehmen Carl Zeiss vorgegebenen Rahmenbedingungen eingehalten werden. Dazu gehörten die hohen Variabilitätsansprüche an die Raumumgestaltung, die Vorgaben einzusetzender Materialien und Vorgaben bezüglich der Aufstellungsorte. Auf Grundlage der Anlagenkonzipierung wurden über Angebote bzw. Kostenschätzungen die zu erwartenden Investitionskosten ermittelt.

Im zweiten Schritt wurden die energetischen Bedarfswerte für die Anlagen der Klimatisierungsvarianten unter Berücksichtigung etwaiger Übergabe- und Verteilungsverluste und aus diesen die bedarfsgebundenen Kosten bestimmt.

Im letzten Schritt wurde die Wirtschaftlichkeit der Varianten mittels der Annuitätsmethode nach VDI 2067 Blatt 1 geprüft und daraus eine Systemempfehlung abgeleitet.

Abschließend kann gesagt werden, dass die Aufgabenstellung vollständig bearbeitet wurde.



## Literaturverzeichnis

BAUMGARTH, Siegfried; HÖRNER, Berndt; REEKER Josef: Handbuch der Klimatechnik, Band 2: Anwendungen, 4.Aufl. Heidelberg, 2003

DIN 4710: 2003

Statistiken meteorologischer Daten zur Berechnung des Energiebedarfs von heiz- und raumluftechnischen Anlagen in Deutschland

DIN 18380: 2010

VOB Vergabe- und Vertragsordnung für Bauleistungen – Teil C: Allgemeine Technische Vertragsbedingungen für Bauleistungen (ATV) – Heizanlagen und zentrale Wassererwärmungsanlagen

DIN EN 12828: 2003

Heizungssysteme in Gebäuden  
Planung von Warmwasser-Heizungsanlagen  
Deutsche Fassung EN 12828:2003

DIN EN 13779: 2007

Lüftung von Nichtwohngebäuden – Allgemeine Grundlagen und Anforderungen für Lüftungs- und Klimaanlage und Raumkühlsysteme; Deutsche Fassung EN 13779: 2007

DIN EN ISO 13790: 2004

Wärmetechnisches Verhalten von Gebäuden - Berechnung des Heizenergiebedarfs (ISO 13790:2004); Deutsche Fassung EN ISO 13790:2004

DIN V 4108-6: 2003

Wärmeschutz und Energie-Einsparung in Gebäuden Teil 6: Berechnung des Jahresheizwärme- und des Jahresheizenergiebedarfs

DIN V 4701-10: 2003

Energetische Bewertung heiz- und raumluftechnischer Anlagen Teil 10: Heizung, Trinkwassererwärmung, Lüftung

DIN V 18599-2: 2007

Energetische Bewertung von Gebäuden – Berechnung des Nutz-, End- und Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und

Beleuchtung – Teil 2: Nutzenergiebedarf für Heizen und Kühlen von Gebäudezonen

DIN V 18599-7: 2007

Energetische Bewertung von Gebäuden – Berechnung des Nutz-, End- und Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und Beleuchtung – Teil 7: Endenergiebedarf von Raumluftechnik- und Klimakältesystemen für den Nichtwohnungsbau

DIN V 18599-10: 2007

Energetische Bewertung von Gebäuden – Berechnung des Nutz-, End- und Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und Beleuchtung – Teil 10: Nutzungsrandbedingungen, Klimadaten

emco Bau- und Klimatechnik GmbH & Co. KG, Postfach 1860, D-49803 Lingen (Ems): Produktübersicht emco cool stille Kühlung, 2010

emco Bau- und Klimatechnik GmbH & Co. KG, Postfach 1860, D-49803 Lingen (Ems): Planungsunterlage Teil 4.1.0, emco cool stille kühlung, Grundlagen Kühldeckensysteme, 2010

EnEV 2009 - Energieeinsparverordnung für Gebäude

Verordnung über energiesparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagentechnik bei Gebäuden (Energieeinsparverordnung – EnEV 2009)

GIESE, André: Studienarbeit - Klimatisierung von Büroräumen, 2011

Held, Elmar: Heizungs-Handbuch Ausgabe 2011. 1. Aufl. Leck, 2010

Iselt, Peter; Arndt, Ulrich: Die andere Klimatechnik - Split- und VRF-Multisplit-Anlagen in der Raumluftechnik, 2., überarb. und erw. Aufl. Heidelberg, 2002

KAUT, The Air Company. In:

[http://www.kaut.de/klimageraet\\_und\\_waermepumpe.html](http://www.kaut.de/klimageraet_und_waermepumpe.html)

(21.07.2011; 07:48h)

Krantz Komponenten, Technische Auslegung, Kontakt-Kühldeckensystem

KKS-4/GK – für Gipskartondecken, 2010

Recknagel, Sprenger, Schramek: Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik. 75. Aufl.  
München, 2011

Trox: Planungshandbuch Systemkomponenten zur Luftverteilung, 2009

VDI 2067 Blatt 1: 2000

Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen Grundlagen und Kosten-  
berechnung

VDI 2087: 2006

Luftleitungssysteme Bemessungsgrundlagen

VDI 3525: 2007

Regelung und Steuerung von Raumlufotechnischen Anlagen - Beispiele

---

## Anhangverzeichnis

Anhang 1	Grundrisszeichnung Gebäude mit Kennzeichnung der Büroräume...	115
Anhang 2	Schnittdarstellung der geplanten Büroräume .....	116
Anhang 3	Zuluftauslässe Klimatisierungsvariante 1 .....	117
Anhang 4	Abluftauslässe Klimatisierungsvariante 1 .....	118
Anhang 5	Vergleich Kompensation-Luftvolumenströme Klimatisierungs- variante 1.....	119
Anhang 6	Grundrissplan RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 1 .....	120
Anhang 7	Temperaturverlauf der Zuluft im Kanal Klimatisierungsvariante 1 .....	121
Anhang 8	RLT-Kompaktgerät Klimatisierungsvariante 1 .....	122
Anhang 9	Zuluftauslässe Klimatisierungsvariante 2 .....	123
Anhang 10	Abluftauslässe Klimatisierungsvariante 2 .....	124
Anhang 11	Raumfeuchtelast, Außenluftmassenstrom und abzuführende Feuchte .....	125
Anhang 12	RLT-Kompaktgerät Klimatisierungsvariante 2 .....	126
Anhang 13	Grundrissplan RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 2 .....	127
Anhang 14	Heizkörperauswahl Klimatisierungsvariante 2 und 3 .....	128
Anhang 15	Grundrissplan Heizungsanlage Klimatisierungsvariante 2.....	129
Anhang 16	Berechnungsunterlagen, Massenauszug und Bauteile Heizungsanlage Klimatisierungsvariante 2.....	130
Anhang 17	Auslegungskühllast für Kühldecken Klimatisierungsvariante 2.....	131
Anhang 18	Grundrissplan Kühldeckenelemente Klimatisierungsvariante 2.....	132
Anhang 19	Massenauszug und Bauteile Kühldecke.....	133
Anhang 20	Zuluftauslässe Klimatisierungsvariante 3 .....	134
Anhang 21	Abluftauslässe Klimatisierungsvariante 3 .....	135
Anhang 22	RLT-Kompaktgerät Klimatisierungsvariante 3 .....	136
Anhang 23	Grundrissplan RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 3 .....	137
Anhang 24	Auslegungskühlleistung Multi-Splitinnengeräte .....	138
Anhang 25	Installierte Kühlleistung Multi-Splitinnengeräte .....	139
Anhang 26	Strangschema Multi-Splitanlagen.....	140
Anhang 27	Investitionskosten und Massenauszüge Klimatisierungsvariante 1 ...	141
Anhang 28	Investitionskosten und Massenauszüge Klimatisierungsvariante 2 ...	142
Anhang 29	Investitionskosten und Massenauszüge Klimatisierungsvariante 3 ...	143
Anhang 30	Jahreskühlwärmebedarf Klimatisierungsvariante 1 .....	144
Anhang 31	Jahreskühlwärmebedarf Klimatisierungsvariante 2 .....	145
Anhang 32	Außenlufttemperaturen nach DIN 4710 und Austrittstemperatur der Außenluft nach dem Wärmerückgewinnungssystem.....	146
Anhang 33	Jahreskühlwärmebedarf Klimatisierungsvariante 3 .....	147

---

Anhang 34	Jahres-Heizwärmebedarf Klimatisierungsvariante 1.....	148
Anhang 35	Jahres-Heizwärmebedarf Klimatisierungsvariante 2.....	149
Anhang 36	Jahres-Heizwärmebedarf Klimatisierungsvariante 3.....	150
Anhang 37	Luftvolumenströme RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 1 .....	151
Anhang 38	Luftvolumenströme RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 2 und 3 .....	152
Anhang 39	Ausgangswerte und Ergebnisse der Energiebedarfsberechnung RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 1 .....	153
Anhang 40	Ausgangswerte und Ergebnisse der Energiebedarfsberechnung RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 2 .....	154
Anhang 41	Ausgangswerte und Ergebnisse der Energiebedarfsberechnung RLT-Anlage Klimatisierungsvariante 3 .....	155
Anhang 42	Berechnung der Hilfsenergie für den Kühldeckenbetrieb Klimatisierungsvariante 2 .....	156
Anhang 43	Wirtschaftlichkeitsberechnungen Klimatisierungsvariante 1 .....	157
Anhang 44	Wirtschaftlichkeitsberechnungen Klimatisierungsvariante 2 .....	158
Anhang 45	Wirtschaftlichkeitsberechnungen Klimatisierungsvariante 3 .....	159
Anhang 46	Ehrenwörtliche Erklärung .....	160