



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg  
*Hamburg University of Applied Sciences*

## **Bachelorarbeit**

Eike Christian Dziabas

# **Energetisch optimiertes Kühlen durch Verdunstung statt Einsatz konventioneller Kältemaschinen in westafrikanischen Ländern (hier am Beispiel Accra Ghana)**

*Fakultät Technik und Informatik  
Department Maschinenbau und Produktion*

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

**Eike Christian Dziabas**

**Energetisch optimiertes Kühlen durch Verdunstung statt Einsatz konventioneller Kältemaschinen in westafrikanischen Ländern (hier am Beispiel Accra Ghana)**

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

im Studiengang Bachelor of Science Maschinenbau – Energie- und Anlagensysteme  
am Department Maschinenbau und Produktion  
der Fakultät Technik und Informatik  
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

Erstprüfer: Prof. Dr.-Ing. Achim Schmidt

Zweitprüfer: Dipl.-Ing. Andy Tagoe

Abgabedatum: 01.04.2022

# Zusammenfassung

**Eike Christian Dziabas**

## Thema der Bachelorthesis

Energetisch optimiertes Kühlen durch Verdunstung statt Einsatz konventioneller Kältemaschinen in westafrikanischen Ländern (hier am Beispiel Accra Ghana)

## Stichworte

RLT-Anlage, Sorptionsrotor, Trocknungs- und Verdunstungskühlung, solargestütztes Kühlen

## Kurzzusammenfassung

In Westafrika wird heutzutage viel mit konventionellen Klimaanlage gekühlt. Bei der konventionellen Klimaanlage wird ein Großteil der verbrauchten elektrischen Leistung für die Verdichtarbeit aufgewendet. Um den Verbrauch der elektrischen Leistung zu verringern, ist es möglich, der Luft Wärmeenergie durch die Verdunstung von Wasser zu entziehen. Die Kühlung durch die Verdunstung von Wasser wird in einer Klimaanlage mit adiabater Kühlung verwendet.

In dieser Bachelorarbeit wird untersucht, inwiefern es möglich ist, eine adiabate Kühlung in westafrikanischen Ländern (hier am Beispiel Accra Ghana) zu verwenden. Die einzelnen Varianten werden so definiert, dass sie die Behaglichkeitskriterien des Menschen erfüllen. Die adiabaten Kühlungsmethoden werden mit einer konventionellen Klimaanlage verglichen. Abschließend sollen die Systeme bezüglich des Stromverbrauchs, Investitionskosten und Betriebskosten verglichen werden. Ziel dieser Arbeit ist es zu ermitteln, ob die Nutzung einer adiabaten Kühlung in westafrikanischen Ländern ökonomisch sinnvoll ist.

**Eike Christian Dziabas**

## Title of the paper

Energy-optimized cooling by evaporation instead of using conventional refrigerating machines in West African countries (here using the example of Accra Ghana)

## Keywords

Air handling unit, Sorption rotor, Desiccative Evaporative Cooling, Solar assisted cooling

## Abstract

Nowadays much cooling in West Africa is done by using conventional airconditioning. Conventional airconditioning however requires a large amount of electrical power to enable the compressor. Another way to enable the compressor, and thereby reducing the consumption of electrical power, is to extract heatingenergy form the air by evaporating water. Cooling through the evaporation of water is especially used in airconditioning systems with adiabatic cooling.

The aim of the following thesis is to investigate to what extent it is possible to use these adiabatic cooling systems in West African countries, by using Accra Ghana as an example. The individual variants are defined in such a way that they meet the comfort criteria of humans. The adiabatic cooling methods will be compared with conventional air conditioning. Lastly the systems will be compared conserving the electricity consumption, investment costs as well as operating costs. Concluding it is to be determined whether the use of adiabatic cooling in West African countries is economically viable.



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

*Hamburg University of Applied Sciences*

*Department Maschinenbau und Produktion*

# Aufgabenstellung

für die Bachelorthesis

von Herrn Eike Christian Dziabas

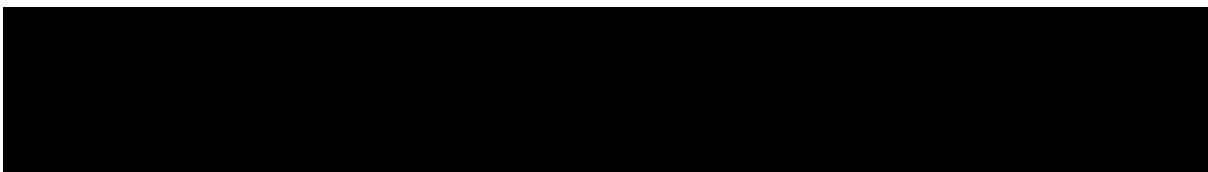


**Thema:** Energetisch optimiertes Kühlen durch Verdunstung statt Einsatz konventioneller Kältemaschinen in westafrikanischen Ländern (hier am Beispiel Accra Ghana)

## Schwerpunkte:

In Westafrika wird heutzutage viel mit konventionellen Klimaanlage gekühlt. Bei der konventionellen Klimaanlage wird ein Großteil der verbrauchten elektrischen Leistung für die Verdichterarbeit aufgewendet. Um den Verbrauch der elektrischen Leistung zu verringern, ist es möglich, der Luft Energie durch die Verdunstung von Wasser zu entziehen. Die Kühlung durch die Verdunstung von Wasser wird in einer Klimaanlage mit adiabater Kühlung verwendet.

In dieser Bachelorarbeit soll zunächst untersucht werden, inwiefern es möglich ist, eine adiabate Kühlung in westafrikanischen Ländern (hier am Beispiel Accra Ghana) zu verwenden. Es soll geprüft werden, ob die gewünschten Temperaturen und definierten Behaglichkeitskriterien des Menschen mit den einzelnen Systemen erfüllt werden können. Die adiabaten Kühlungsmethoden sollen zusätzlich mit einer konventionellen Klimaanlage verglichen werden. Abschließend sollen die Systeme bezüglich des Stromverbrauchs, Investitionskosten und Betriebskosten verglichen werden. Ziel dieser Arbeit ist es außerdem zu ermitteln, ob die Nutzung einer adiabaten Kühlung in westafrikanischen Ländern ökonomisch sinnvoll ist.



## Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis.....	I
Formelzeichen, Symbole und Indizes.....	IV
Abkürzungsverzeichnis.....	V
Tabellenverzeichnis.....	VI
Abbildungsverzeichnis.....	VII
1. Einführung.....	1
2. Grundlagen.....	3
2.1. Lüftungstechnik.....	3
2.2. Luftarten.....	4
2.3. Zentrale RLT-Anlage.....	5
2.4. Dezentrale Kühlung.....	10
2.5. minimaler Außenluftvolumenstrom.....	11
2.6. Luftwechselrate.....	13
2.7. Thermische Behaglichkeit.....	13
2.8. h, x-Diagramm für feuchte Luft.....	13
2.9. Thermodynamische Grundlagen.....	14
2.10 Strömungslehre.....	20
3. Erstellung des Lastenhefts.....	21
3.1. Vorstellung des Gebäudes.....	21
3.2. Lastenheft.....	21
3.3. Erläuterungen zum Lastenheft.....	21
4. Kühllastberechnung.....	24
4.1. Umgebungsbedingungen.....	24
4.1.1. Temperaturen für die Kühllastberechnung.....	24
4.1.2. Trübungsfaktoren.....	24
4.2. Annahmen für die Kühllastberechnung.....	25
4.2.1. Raumgeometrie.....	25
4.2.2. Wand-, Fenster- und Fußboden-/Decken-Beschaffenheiten.....	25
4.2.3. Raumspezifische Annahmen.....	25
4.3. Kühllastberechnung nach VDI 2078.....	26
4.4. Optimierung des Gebäudes und der Klimatisierungsanforderungen.....	27
5. Übersicht der Varianten zur Kühlung.....	31
5.1. Variante 1: RLT-Anlage mit konventioneller Kältemaschine.....	31
5.2. Variante 2: RLT-Anlage mit Indirekte Verdunstungskühlung.....	31
5.3. Variante 3: RLT-Anlage mit Kühlung durch Trocknung und Verdunstung.....	32
5.4. Variante 4: RLT-Anlage mit Kühlung durch doppelte Trocknung und Verdunstung.....	33

---

5.5 Unterstützung der Varianten durch Kühldecken .....	34
5.6 Wärmeerzeugung für den Luftherhitzer vor dem Sorptionsrotor .....	34
5.7. Variante 5: Split-Gerät mit konventioneller Kältemaschine .....	34
6. Numerische Untersuchungen und Vergleich der verschiedenen Kühlsysteme .....	35
6.1 Annahmen und Ansatz .....	35
6.2. Beispiel Berechnung der Varianten.....	38
6.2.1. Variante 1: RLT-Anlage mit konventioneller Kältemaschine.....	38
6.2.2. Variante 2: RLT-Anlage mit indirekter Verdunstungskühlung.....	39
6.2.3. Variante 3: RLT-Anlage mit Kühlung durch Trocknung und Verdunstung .....	40
6.2.4. Variante 4: RLT-Anlage mit Kühlung durch doppelte Trocknung und Verdunstung.....	41
6.2.5. Berechnung der Ventilatorleistung in RLT-Anlagen .....	42
6.2.6. Unterstützung der Varianten durch Kühldecken .....	44
6.2.7. Berechnung der Wärmeenergie durch Solarenergie und Elektroenergie .....	46
6.2.8. Variante 5: Split-Gerät mit konventioneller Kältemaschine .....	46
7. Gegenüberstellung der Kühlungssysteme.....	48
7.1. Einsatzfähigkeit und Leistungsfähigkeit .....	48
7.2. Strom- und Wasserverbrauch .....	48
7.3 Betriebskosten .....	50
7.4. Investitionskosten .....	51
7.5. Wartungskosten .....	52
7.6 Entsorgungskosten .....	52
7.7. Gesamtkosten .....	52
7.8. Fazit .....	54
8. Ausblick .....	56
9. Zusammenfassung.....	57
Literatur- und Quellenverzeichnis.....	58
Anhang .....	A
Anhang A: Grundrisse des Gebäudekomplexes.....	A
Anhang B: Wetterdaten für die Kühllastberechnung nach VDI 2078 .....	D
Anhang C: Grundrisse mit Raumdefinierung und Wandtypen-Platzierung .....	E
Anhang D: Raumspezifisch angenommene Lasten (DIN V 18599-10) .....	H
Anhang E: Berechnungsergebnisse für die Kühlung nur über Zuluft .....	I
Anhang F: Berechnete Ergebnisse für den minimalen Luftvolumenstrom .....	J
Anhang G: Berechnungsergebnisse für Typ 6 .....	K
Anhang H: h, x-Diagramm (Condair) .....	L
Anhang I: Berechnung: Variante 1: RLT-Anlage mit konventioneller Kältemaschine .....	M
Anhang J: Berechnung: Variante 2: RLT-Anlage mit indirekter Verdunstungskühlung .....	O

---

Anhang K: Berechnung: Variante 3: RLT-Anlage mit Kühlung durch Trocknung und Verdunstung....	Q
Anhang L: Berechnung: Variante 4: RLT-Anlage mit Kühlung durch doppelte Trocknung und Verdunstung.....	T
Anhang M: Strömungsgeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Volumenstrom und Rohrlinnendurchmesser $d_i$ mit den wirtschaftlichen Geschwindigkeitsbereichen für Flüssigkeiten und Gase [36] .....	Y
Anhang N: Stromrechnung aus Ghana, bereitgestellt von Andy Tagoe.....	Z
Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung einer Abschlussarbeit.....	1

## Formelzeichen, Symbole und Indizes

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
$A$	$m^2$	Fläche
$A_R$	$m^2$	Fußbodenfläche
$AT$	$^{\circ}C$	Außentemperatur
$c_p$	$kJ/(kg \cdot K)$	spezifische Wärmekapazität ( $l$ : Luft, $d$ : Wasserdampf, $f$ : flüssiges Wasser)
$D_H$	$m$	hydraulische Durchmesser
$g$	$m/s^2$	Erdbeschleunigung
$h$	$kJ/kg$	spezifische Enthalpie
$k$	$mm$	absolute Rauheit
$L_h$	$1/h$	Luftwechselrate
$\dot{m}$	$kg/s$	Massenstrom ( $l$ : Luft, $W$ : Wasser)
$n$	–	Anzahl von Personen im Raum
$p$	$Bar$	Druck
$p_d$	$Pa$	Dampfdruck
$p'_d$	$Pa$	Sättigungsdampfdruck
$P_{el}$	$W$	elektrische Leistung
$P_t$	$W$	technische Leistung
$\dot{Q}$	$W$	Wärmestrom
$q_B$	$l/(s \cdot m^2)$	Außenluftvolumenstrom für Gebäudeemissionen
$q_p$	$l/s$	Außenluftvolumenstrom für die Nutzung je Person
$q_{tot}$	$l/s$	Außenluftvolumenstrom für den Atembereich
$q_{WC}$	$m^3/h$	Außenluftvolumenstrom für den Toilettenbereich
$R$	$J/(mol \cdot K)$	allgemeine Gaskonstante
$Re$	–	Reynolds-Zahl
$T$	$K$	Temperatur
$U$	$m$	Umfang
$u$	$m/s$	Geschwindigkeit
$v$	$m^3/kg$	Spezifisches Volumen
$V_R$	$m^3$	Raumvolumen
$\dot{V}_{WC}$	$m^3/(h \cdot m^2)$	Toiletten-Abluftvolumenstrom
$\dot{V}_{zu}$	$m^3/h$	Volumenstrom
$x$	$\frac{kg_{Wasser}}{kg_{Luft}}$	absoluter Wassergehalt
$z$	$m$	potenzielle Höhe
$\alpha$	$W/(m^2 \cdot K)$	Wärmeverlustkoeffizient
$\Delta h_{V0}$	$kJ/kg$	spezifische Enthalpie, welche Wasser zum Verdunsten benötigt
$\Delta p_t$	$Pa$	Druckverlust
$\zeta$	–	Verlustbeiwert
$\eta$	–	Wirkungsgrad ( $Bef$ : Befeuchter, $Entf$ : Entfeuchtung, $RWT$ : Rotationswärmetauscher, $PWT$ : Plattenwärmetauscher)
$\vartheta$	$^{\circ}C$	Temperatur
$\vartheta_{RAC}$	$^{\circ}C$	Komfortraumtemperatur
$\nu$	$m^2/s$	kinematische Viskosität
$\rho$	$kg/m^3$	Dichte
$\varphi$	–	relativer Wassergehalt in der Luft



## Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
DEC	Desiccative and Evaporative Cooling
EHA	Fortluft
ETA	Abluft
EXF	Exfiltration
g-Wert	Energiedurchlassgrad
IDA	Raumluft
INF	Infiltration
JKL	Jalousieklappe
LB	Luftbefeuchter
LEA	Leckluft
LF	Luftfilter
LH	Lufterhitzer
LK	Luftkühler
MIA	Mischluft
ODA	Außenluft
PWT	Plattenwärmetauscher
RCA	Umluft
RLT	Raumlufttechnik
RLT-Anlage	Raumlufttechnische-Anlage
RWT	Rotationswärmetauscher
SEC	Sekundärluft
SR	Sorptionsrotor
SUP	Zuluft
TA	Tropfenabscheider
TRA	Überstromluft
U-Wert	Wärmedurchgangskoeffizient
VE	Ventilator
WRG	Wärmerückgewinnung
WSG	Wetterschutzgitter

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Festlegung von Luftarten „(in Anlehnung an [34, S. 28])“ .....	4
Tabelle 2: Erklärung der Kategorien des Außenluftbedarf [12, S12] .....	12
Tabelle 3: „Auslegungs-Außenluftvolumenstrom für sitzende, unangepasste erwachsene Personen zur Verdünnung von menschlichen Emissionen (biologischen Ausdünstungen) für unterschiedliche Kategorien“ [6, S.53] .....	12
Tabelle 4: „Auslegungs-Außenluftvolumenstrom zur Verdünnung von Emissionen von unterschiedlichen Gebäudetypen“ [6, S.53] .....	12
Tabelle 5: Typische Werte für $\eta_0$ , $\alpha_1$ und $\alpha_2$ bei Vakuumröhrenkollektoren.....	20
Tabelle 6: Definierte Komfortraumtemperatur [12] .....	22
Tabelle 7: maximal und minimal Werte der Temperatur und relativen Luftfeuchtigkeit in Accra.....	24
Tabelle 8: Annahmen: Gebäudestruktur, Raumhöhen .....	25
Tabelle 9: Klimatisierungsrandbedingungen.....	28
Tabelle 10: Januartag zwischen 12 und 13 Uhr [11] .....	35
Tabelle 11: Zustände der Luft in der RLT-Anlage mit konventioneller Kältemaschine .....	38
Tabelle 12: Zustände der Luft in der RLT-Anlage mit indirekter Verdunstungskühlung.....	39
Tabelle 13: Zustände der Luft in der RLT-Anlage mit Kühlung durch Trocknung und Verdunstung.....	40
Tabelle 14: Zustände der Luft in der RLT-Anlage mit Kühlung durch doppelte Trocknung und Verdunstung.....	41
Tabelle 15: Druckverlust in der RLT-Anlage .....	44
Tabelle 16: Kostenentwicklung .....	53

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: „Arbeitsbereiche der Lufttechnik“ [14, S. 56].....	3
Abbildung 2: Darstellung von Luftarten mit Angabe von Nummern nach Tabelle 1 in „(in Anlehnung an [34, S.29])“ .....	5
Abbildung 3: Schema RLT-Anlage „(in Anlehnung an [17])“ .....	6
Abbildung 4: Plattenwärmetauscher [20] .....	7
Abbildung 5: Rotationswärmetauscher [21] .....	7
Abbildung 6: Luftherhitzer und -kühler [22] .....	7
Abbildung 7: Skizze: Kompressionskälteprozess.....	8
Abbildung 8: Skizze: log p, h Diagramm mit Kältekreislauf.....	8
Abbildung 9: Modul für die Kühlung durch Trocknung und Verdunstung [25] .....	9
Abbildung 10: „Schnitt durch einen Flachkollektor mit Nutzleistungsbilanz durch Einstrahlungsgewinne und Wärmeverluste.“ [30].....	10
Abbildung 11: Skizze: Split-Gerät .....	11
Abbildung 12: Skizze: Kaltwasserkreislauf mit Kühldecke .....	11
Abbildung 13: h, x-Diagramm nach Mollier „(in Anlehnung an [8, S.149])“ .....	13
Abbildung 14: Skizze: der Bilanzhülle: Luftherhitzer oder Luftkühler.....	15
Abbildung 15: Skizze: h, x- Diagramm: Heizen .....	15
Abbildung 16: Skizze: h, x- Diagramm: Kühlen.....	15
Abbildung 17: Skizze der Bilanzhülle: Befeuchter.....	15
Abbildung 18: Skizze: h, x- Diagramm: adiabate Befeuchtung .....	16
Abbildung 19: Skizze der Bilanzhülle: Entfeuchtungseinheit .....	16
Abbildung 20: Skizze: h, x- Diagramm: Entfeuchtungseinheit .....	17
Abbildung 21: Skizze der Bilanzhülle: Sorptionsrotor .....	17
Abbildung 22: Skizze: h, x- Diagramm: Sorptionsrotor .....	18
Abbildung 23: Skizze der Bilanzhülle: Wärmerückgewinnung.....	18
Abbildung 24: Skizze: h, x- Diagramm: Wärmerückgewinnung .....	19
Abbildung 25: Vereinfachte 3D Darstellung des Gebäudes .....	21
Abbildung 26: Komfortraumtemperatur mit dem zugelassenen Toleranzbereich für die operative [12] .....	22
Abbildung 27: Auszug: VDI 6007 Blatt 3: Trübungsfaktor für Deutschland nach Linke [2].....	24
Abbildung 28: Skizze: Gebäudestruktur, Raumhöhe [11] .....	25
Abbildung 29: Gesamte Kühllast von dem Gebäude „(in Anlehnung an [11])“ .....	26
Abbildung 30: Kühlungstypen Vergleich: operative Raumtemperatur.....	29
Abbildung 31: Kühlungstypen Vergleich: abzuführende Wärmemenge.....	29
Abbildung 32: Kühlungstypen Vergleich: Stündliche Luftwechselrate .....	30
Abbildung 33: RLT-Anlage mit konventioneller Kältemaschine .....	31
Abbildung 34: Schema: RLT-Anlage: indirekte Verdunstungskühlung „(in Anlehnung an [24])“ .....	31
Abbildung 35: Skizze: h, x-Diagramm: Indirekte Verdunstungskühlung „(in Anlehnung an [24])“ .....	32
Abbildung 36: Schema: RLT-Anlage: Kühlung durch Trocknung und Verdunstung „(in Anlehnung an [24])“ .....	32
Abbildung 37: Skizze: h, x-Diagramm: Kühlung durch Trocknung und Verdunstung „(in Anlehnung an [24])“ .....	33
Abbildung 38: Schema: RLT-Anlage: Kühlung durch doppelte Trocknung und Verdunstung.....	33
Abbildung 39: Skizze: h, x-Diagramm: Kühlung durch doppelte Trocknung und Verdunstung .....	34
Abbildung 40: Skizze: Split-Gerät .....	34
Abbildung 41: log p, h Diagramm 1234yf [Prof. Dr. Achim Schmidt].....	36
Abbildung 42: Berechnungsskizze: RLT-Anlage mit konventioneller Kältemaschine.....	38
Abbildung 43: Berechnungsskizze: RLT-Anlage mit indirekter Verdunstungskühlung .....	39

---

Abbildung 44: Berechnungsskizze: RLT-Anlage mit Kühlung durch Trocknung und Verdunstung .....	40
Abbildung 45: Berechnungsskizze: RLT-Anlage mit Kühlung durch doppelte Trocknung und Verdunstung.....	41
Abbildung 46: Skizze: Bilanzhülle: Kühldecke .....	44
Abbildung 47: Legende.....	48
Abbildung 48: elektrische Energie zum Kühlen pro Jahr.....	48
Abbildung 49: elektrische Energie zum Kühlen und Heizen ohne Warmwasserspeicher pro Jahr .....	49
Abbildung 50: elektrische Energie zum Kühlen und Heizen mit Warmwasserspeicher pro Jahr .....	49
Abbildung 51: Wasserverbrauch .....	50
Abbildung 52: Betriebskosten pro Jahr .....	50
Abbildung 53: Betriebskosten für die Kühlung pro Jahr .....	51
Abbildung 54: Investitionskosten.....	52
Abbildung 55: Wartungskosten pro Jahr.....	52
Abbildung 56: Gesamtkosten .....	53
Abbildung 57: Betriebskostenzusammensetzung der Variante: RLT-Anlage mit Kühlung durch Trocknung und Verdunstung.....	55
Abbildung 58: Betriebskostenzusammensetzung der Variante: RLT-Anlage mit Kühlung durch doppelte Trocknung und Verdunstung .....	55

## 1. Einführung

Die Weltbevölkerung zieht es in die Städte, zurzeit leben 56,2% der Menschen in Städten [31]. In Deutschland leben bereits 77,4% von der Gesamtbevölkerung in Städten [32]. Der hohe Urbanisierungsgrad ist wegweisend für die weltweite Stadtentwicklung, so wird 2030 ein weltweiter Urbanisierungsgrad von 60,4% und 2050 ein Grad von 68,4% erwartet [31]. Durch die steigende Bevölkerungsdichte müssen in Städten immer mehr und größere Gebäude gebaut werden, um die Menschen unterbringen zu können. Ein Großteil des Gesamtenergieverbrauches in Deutschland, etwa ein Drittel, findet in dem Gebäudesektor statt [30]. In gemäßigten europäischen Klimazonen wie Deutschland macht die Wärmeerzeugung ein Großteil der verbrauchten Energie aus. Der Wärmeverbrauch von modernen Gebäuden lässt sich bereits heute durch konsequente Dämmung, Nutzung von solarer Energie und einer Frischluftversorgung mit Wärmerückgewinnung auf nahezu null reduzieren [30].

In Afrika, darunter auch Ghana, leben fast 700 Millionen Menschen in Gebieten, in denen die durchschnittliche Tagestemperatur 25°C überschreitet [33]. Hier spielt die Wärmeerzeugung eine untergeordnete Rolle, der Kältebedarf wird jedoch in den kommenden Jahren stark steigen. Aktuell haben die wenigsten Haushalte eine Klimaanlage [33]. Da in den kommenden Jahren vermutlich die Bevölkerung und Einkommen in Afrika steigen werden, kann davon ausgegangen werden, dass sich mehr Menschen einen Kühlschrank und eine Klimaanlage kaufen [33]. Zudem wird voraussichtlich in Ghana bis 2030 die komplette Elektrisierung von allen Haushalten abgeschlossen sein, so dass jedes Haus theoretisch mit einer Klimaanlage ausgestattet werden kann [33]. Der Strombedarf zum Decken des Kältebedarfs beträgt für Afrika im Jahr 2018 11 *TWh* [33]. Prognosen zufolge kann er bis 2040 auf 223 *TWh* ansteigen [33]. Um den Stromverbrauch zur Kälteerzeugung drastisch zu reduzieren, müssen effizientere Kühlmethoden genutzt werden, als sie heute gängig sind. Zurzeit werden in den heißen Regionen in Afrika hauptsächlich Klima-Split-Geräte verbaut, diese werden mit einem Kompressor betrieben, der sehr viel Strom für den Betrieb verbraucht.

In dieser Bachelorarbeit sollen Kühlverfahren, welche die Verdunstungskälte einer adiabaten Befeuchtung nutzen, um die Luft zu kühlen, betrachtet werden. Die Kühlung durch adiabate Befeuchtung erfolgt bei der Luftaufbereitung in einer raumlufttechnischen (RLT) Anlage. RLT-Anlagen haben die Aufgabe die Außenluft so zu konditionieren, dass diese die gewünschten Konditionen der Zuluft erreicht. In Ghana muss zum Beispiel die warme und feuchte Außenluft von durchschnittlichen 28,18°C heruntergekühlt und entfeuchtet werden, um die gewünschten Zuluftparameter zu erhalten.

In konventionellen RLT-Anlagen wird die Kühlung durch eine Kompressionskältemaschine bereitgestellt. Um die feuchte Außenluft zu entfeuchten, ist es erforderlich die Außentemperatur bis unterhalb der Taupunkttemperatur zu kühlen, erst dann kann das nun flüssige Wasser aus der Luft gefiltert werden. Nach der Entfeuchtung muss die Luft wieder aufgeheizt werden, um eine angenehme Zulufttemperatur zu erhalten. Deswegen ist die konventionelle Luftaufbereitung ein energetisch sehr aufwendiger Prozess. Zu dem energetisch aufwendigen Kühl- und Entfeuchtungsprozess ist ein weiterer Nachteil die schlechte Umweltverträglichkeit von Kältemitteln. Viele gängige Kältemittel sind fluorierte Treibhausgase, welche ein sehr hohes Treibhauspotential (global warming potential (GWP)) haben.

Um bei der konventionellen Kühlung in RLT-Anlagen die zur Kühlung erforderliche Kälteleistung zu verringern oder gar ganz zu eliminieren, gibt es zwei mögliche Alternativen, die mit dem Prinzip der Verdunstungskälte arbeiten:

- Indirekte Verdunstungskühlung
- Kühlung durch Trocknung und Verdunstung

Bei der indirekten Verdunstungskühlung wird durch Befeuchtung der Abluft die Temperatur der Abluft gesenkt. Die durch adiabate Verdunstung heruntergekühlte Abluft wird anschließend durch einen Wärmetauscher geschickt um die Zuluft herunterzukühlen.

Die Besonderheit bei einer RLT-Anlage, welche mit dem Prinzip der Trocknung und Verdunstung arbeitet, ist, dass die Außenluft durch ein Sorptionsrad getrocknet wird. Bei der Entfeuchtung per Sorptionsrad wird das sich in der Luft befindende Wasser von dem mit hygroskopischen Sorptionsmaterialien beschichtete Sorptionsrad aufgenommen [30]. Die Besonderheit bei hygroskopischen Sorptionsmaterialien ist, dass diese bei geringen Temperaturen Feuchtigkeit binden und bei höheren Temperaturen die Feuchtigkeit reversibel wieder abgeben [30]. Zur Trocknung des Sorptionsrades wird der Abluftvolumenstrom erhitzt. Die Erhitzung kann im Idealfall mit solarer Strahlung oder Prozessabwärme erfolgen. Alternativ kann die Abluft aber auch durch einen Gasbrenner oder Fernwärme erfolgen.

Da in den Tropen eine sehr hohe Luftfeuchtigkeit herrscht und die Trocknungsfähigkeit von Sorptionsrädern begrenzt ist, ist eine mögliche Überlegung eine RLT-Anlage mit doppelter Trocknung zu verwenden. Diese könnte die zur Klimatisierung benötigte Außenluft im ersten Schritt mit adiabater befeuchteter und anschließend erwärmter Außenluft kühlen und trocknen. Im zweiten Schritt der RLT-Anlage könnte dann, wie bei der RLT-Anlage mit dem Prinzip der Trocknung und Verdunstung die vorkonditionierte Außenluft weiter aufbereitet werden.

Um die energetisch beste Methode zu finden, soll als erster Schritt in der Bachelorarbeit eine Kühllastberechnung durchgeführt werden, um die abzuführenden Wärmelasten des Gebäudes zu ermitteln. Anschließend wird in Matlab/Simulink ein Modell von dem oben beschriebenen System erstellt. Mit Hilfe der in Matlab/Simulink erstellten Modelle wird eine Simulation über das ganze Jahr durchgeführt. Die in Simulink ermittelten Kosten für den Betrieb der RLT-Anlagen werden mit den Anschaffungskosten der Anlagen ins Verhältnis gesetzt und einer kritischen Bewertung unterzogen.

## 2. Grundlagen

### 2.1. Lüftungstechnik

Die Lufttechnik ist in zwei Hauptarbeitsbereiche unterteilt. Der erste Hauptarbeitsbereich ist die Prozesslufttechnik. Hier ist „die Aufgabe ein Arbeitsmedium zum Antrieb von Maschinen, Geräten u. ä. bereit zu stellen“ [14, S. 55]. Der andere Arbeitsbereich ist die Raumluftechnik (RLT), diese wird in dieser Arbeit betrachtet [14]. In der folgenden Abbildung 1 sind die Arbeitsbereiche der Lufttechnik dargestellt.

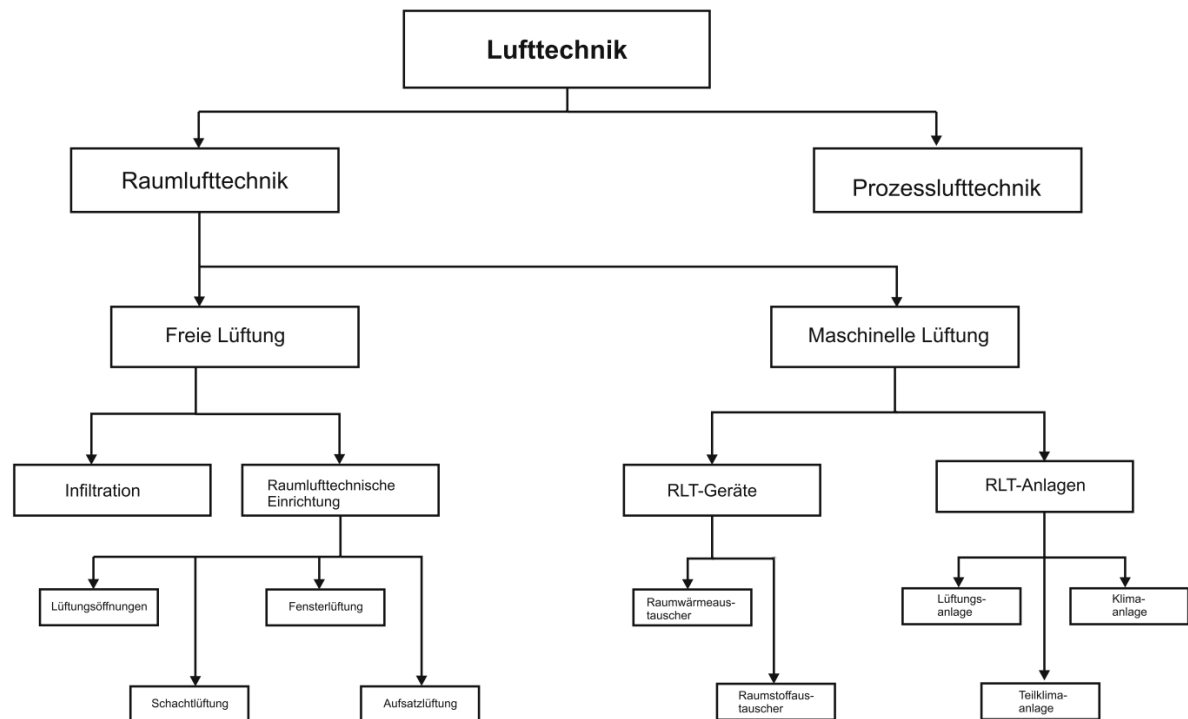


Abbildung 1: „Arbeitsbereiche der Lufttechnik“ [14, S. 56]

Wie in Abbildung 1 dargestellt, untergliedert sich die Raumluftechnik in die „freie“ und die „maschinelle“ Lüftung. Das Unterscheidungskriterium ist, dass bei der „mechanischen“ Lüftung die Luft über einen Ventilator bewegt wird, so kann eine kontrollierte und kontinuierliche Lüftung des Gebäudes erfolgen [14]. Bei der freien Lüftung wird die Luft durch Auftriebs- und/oder Windkräfte bewegt [14]. Bei der freien Lüftung wird in ungewollte und gewollte Lüftung unterschieden. Ungewollte Lüftung ist Infiltration, diese wird auch Fugenlüftung genannt. Sie entsteht zwischen zwei nicht 100-prozentig aneinandergrenzenden Bauteilen, wie zum Beispiel dem geschlossenen Fenster und dem Fensterrahmen [14]. Die Lüftung durch raumluftechnische Einrichtungen ist zum Beispiel die gewollte Lüftung durch ein offenes Fenster oder durch Lüftungsöffnungen. [14]

Bei der maschinellen Lüftung wird zwischen RLT-Geräten und -Anlagen unterschieden [14]. RLT-Geräte sind Raumwärmeaustauscher und Raumstoffaustauscher, welche keine Verbindung zu anderen Anlagen haben [14]. RLT-Anlagen sind alle Lüftungs-, Teilklima- und Klimaanlage [14].

## 2.2. Luftarten

Um die Funktionsweise einer RLT-Anlage zu verstehen, muss man sich zuerst mit den Bezeichnungen der Luftströme auseinandersetzen. Die Bezeichnungen sind in der DIN EN 16798-3 von 2017 definiert und werden in der folgenden Tabelle 1 dargestellt.

Tabelle 1: Festlegung von Luftarten „(in Anlehnung an [34, S. 28])“

Nr. (Abbildung 2)	Luftart	Abkürzung	Farbe	Definition
1	Außenluft (Outdoor air)	ODA	Grün	Unbehandelte Luft, die von außen in die Anlage oder in eine Öffnung einströmt
2	Zuluft (Supply air)	SUP	Blau	Luftstrom, der in den behandelten Raum eintritt, oder Luft, die in die Anlage eintritt, nachdem sie behandelt wurde
3	Raumluft (Indoor air)	IDA	Grau	Luft im behandelten Raum oder Bereich
4	Überstromluft (Transferred air)	TRA	Grau	Raumluft, die vom behandelten Raum in einen anderen behandelten Raum strömt
5	Abluft (Extract air)	ETA	Gelb	Luftstrom, der den behandelten Raum verlässt und in die Luftbehandlungsanlage strömt
6	Umluft (Recirculation air)	RCA	Orange	Abluft, die der Luftbehandlungsanlage wieder zugeführt wird und als Zuluft wiederverwertet wird
7	Fortluft (Exhaust air)	EHA	Braun	Luftstrom, der die Abluftbehandlungsanlage verlässt und ins Freie strömt
8	Sekundärluft (Umluft) (Secondary air)	SEC	Orange	Luftstrom, der einem Raum entnommen und nach Behandlung demselben Raum wieder zugeführt wird. Anmerkung: Induzierte Luft in einem Induktionsgerät wird als Sekundärluft betrachtet.
9	Leckluft (Leakage)	LEA	Grau	Unbeabsichtigter Luftstrom durch undichte Stellen der Anlage
10	Infiltration (Infiltration)	INF	Grün	Luft eintritt in das Gebäude über Undichtheiten in der Gebäudehülle, unbeabsichtigte Luft von draußen
11	Exfiltration (Exfiltration)	EXF	Grau	Luftaustritt aus dem Gebäude über Undichtheiten in der Gebäudehülle, unbeabsichtigt an die Außenluft
12	Mischluft (Mixed air)	MIA	Luftströme mit verschiedenen Farben	Luft, die zwei oder mehr Luftströme enthält



In der folgenden Abbildung 2 sind die Luftarten mit Angabe der Nummern in Tabelle 1 dargestellt.

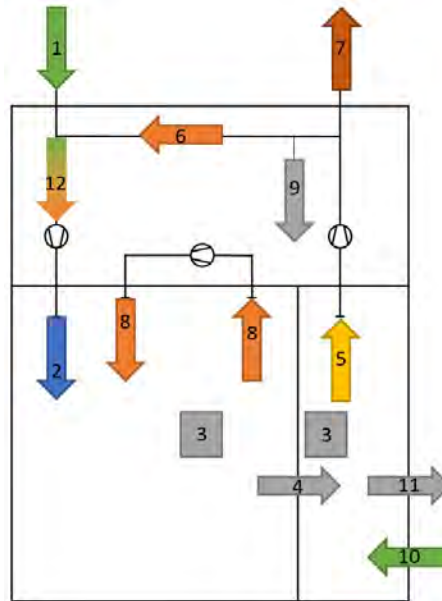


Abbildung 2: Darstellung von Luftarten mit Angabe von Nummern nach Tabelle 1 in „(in Anlehnung an [34, S.29])“

### 2.3. Zentrale RLT-Anlage

Die Aufgabe der zentralen RLT-Anlage ist es, für eine gut konditionierte Zuluft und für eine ausreichende Belüftung der Räume zu sorgen [14]. Bei der zentralen RLT-Anlage wird ein Ventilator zur kontrollierten Lüftung von Gebäuden verwendet. Die von dem Ventilator bewegte Luft wird über Lüftungskanäle und -rohre in die einzelnen Räume verteilt [14]. Eine RLT-Anlage muss mindestens eine der folgenden Funktionen bereitstellen [14]:

- Luftreinigung (Filtern)
- Heizen
- Kühlen
- Befeuchten
- Entfeuchten

Durch die aufgezählten Funktionen wirkt die RLT-Anlage nur auf den Zustand der Raumluft, das heißt dass die RLT-Anlage nur konvektiv Wärmelasten abführt [14]. Als energetische Zustandsgröße wird die Temperatur, der Druck und die Geschwindigkeit der Luft durch die RLT-Anlage beeinflusst [14]. Die stofflich beeinflussten Größen sind der Schadstoffgehalt und der Wassergehalt der Luft [14]. Da die RLT-Anlage konvektive Lasten erfasst, können keine Strahlungslasten abtransportiert werden [14]. Strahlungslasten können einen erheblichen Einfluss auf die operative Raumtemperatur haben und können zum Beispiel mit Kühldecken abtransportiert werden.

Der schematische Aufbau einer RLT-Anlage ist in der folgenden Abbildung 3 dargestellt.

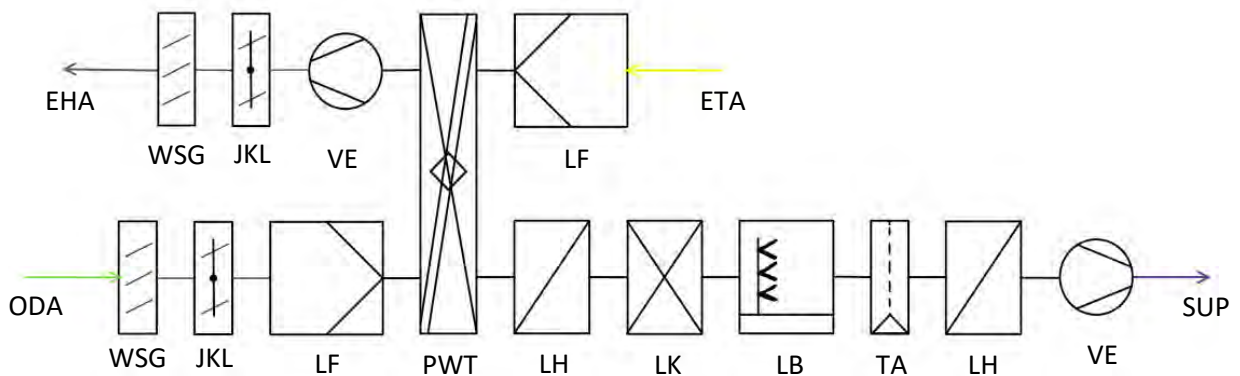


Abbildung 3: Schema RLT-Anlage „(in Anlehnung an [17])“

EHA	Fortluft	WSG	Wetterschutzgitter	LH	Lufterhitzer
ETA	Abluft	JKL	Jalousieklappe	LK	Luftkühler
ODA	Außenluft	LF	Luftfilter	LB	Luftbefeuchter
SUP	Zuluft	PWT	Plattenwärmetauscher	TA	Tropfenabscheider
RWG	Rotationswärmetauscher	VE	Ventilator	SR	Sorptionsrotor

Die Funktionsweise einer RLT-Anlage wird anhand von Abbildung 3 erklärt.

Links unten strömt die Außenluft (in Grün dargestellt) in die RLT-Anlage. Zuerst passiert die Außenluft das Wetterschutzgitter. Das Wetterschutzgitter soll verhindern, dass Regen, Schmutz und große Verunreinigungen in die Anlage kommen. Anschließend passiert die Luft eine Jalousieklappe, diese ist im Betrieb der Anlage offen und kann zur Regelung des Luftvolumenstroms genutzt werden [18].

#### Luftfilter

Die erste Aktion der RLT-Anlage ist die Reinigung der Luft mittels Luftfilter. In den Luftfiltern (LF) werden Verunreinigungen wie Staub, Insekten und Pollen herausgefiltert [18]. Es gibt verschiedene Arten von Luftfiltern, je nach Anwendung muss immer der dazu vorgeschriebene Luftfilter verwendet werden. Man unterscheidet in den Filtergruppen PM 1, PM2, PM 5 und PM 10 [18]. PM steht für „Particulate Matter“, das heißt auf Deutsch übersetzt Feinstaub [18]. Je geringer die Zahl der Filtergruppe, desto feiner ist der Filter. So filtern zum Beispiel PM 1 Filter Partikel bis zu  $\leq 1$  Mikrometer (so kleine Partikel könnten Viren, Verbrennungs- und Nanopartikel sein) [18]. Um unangenehme Gerüche zu entfernen, können Aktivkohlefilter zum Einsatz kommen [18].

#### Wärmerückgewinner

Wärmerückgewinner (WRG) haben die Aufgabe, die für den Klimatisierungsprozess benötigte Energie zu reduzieren [19]. Um die benötigte Energie zu reduzieren, wird in der RLT-Anlage das Temperaturniveau der Abluft benutzt, um die Außenluft entweder vorzuwärmen oder vorzukühlen [19]. Es wird bei der WRG in zwei Typen unterschieden, in Rekuperatoren oder in Regeneratoren [19]. Bei den Rekuperatoren wird die thermische Energie über feste Trennflächen (Platten- oder Röhren) direkt von der Fortluft an die Außenluft übertragen [19]. In der folgenden Abbildung 4 ist das Funktionsprinzip eines Plattenwärmetauschers (PWT) dargestellt. Die Regeneratoren übertragen die thermische Energie über einen „Zwischenspeicher“ [19]. Als „Zwischenspeicher“ dienen entweder Fluide oder Festkörper, in der folgenden Abbildung 5 ist das Funktionsprinzip eines Festkörperwärmetauschers am Beispiel des Rotationswärmetauschers (RWT) dargestellt [19].



Abbildung 4: Plattenwärmetauscher [20]



Abbildung 5: Rotationswärmetauscher [21]

Der Hauptunterschied zwischen den dargestellten Bauformen ist, dass bei dem Rotationswärmetauscher auch Feuchtigkeit ausgetauscht werden kann [19]. Durch den Feuchtigkeitsaustausch können aber auch unangenehme Gerüche von der Abluft in die Zuluft gelangen, das kann bei dem Plattenwärmetauscher nicht passieren [19]. Wirkungsgrade von bis zu 80% sind möglich [19].

#### Luftherhitzer und -kühler

Luftherhitzer (LH) und -kühler (LK) sind für die Temperierung der Luft zuständig [18]. In RLT-Anlagen sind Luftherhitzer/-kühler meistens Wärmetauscher in Registerbauform, in der folgenden Abbildung 6 ist der Aufbau eines solchen Registers dargestellt.

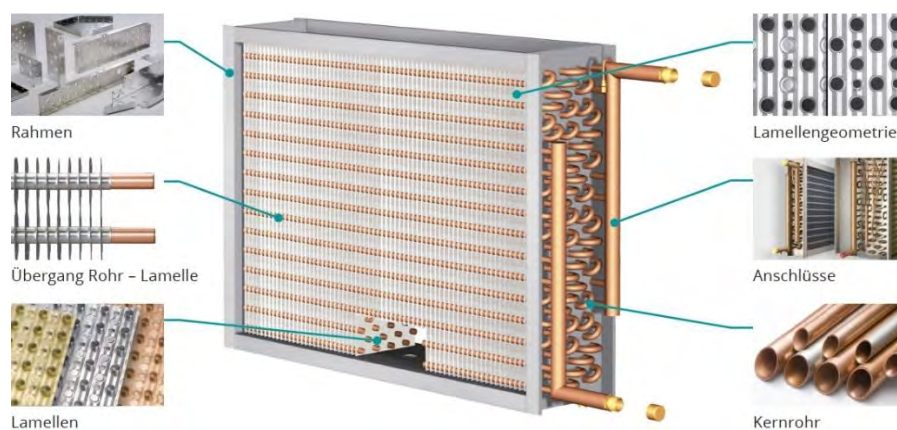


Abbildung 6: Luftherhitzer und -kühler [22]

Die Rohre werden häufig mit Wasser, einem Wasser-Frostschutzmittel-Gemisch oder einem Kältemittel, bei Luftkühlern und bei Luftherhitzern mit Dampf oder heißen Wasser durchströmt [18]. Die Luft strömt quer zu den Rohren durch das Register [18]. Im Betrieb wird, je nach Temperaturniveau (beziehungsweise Aufgabe (Kühlen oder Heizen)), die Wärmeenergie entweder aus der Luft an das Fluid in den Rohren übertragen oder andersherum [18].

#### Wärmeentzug

Um der Luft Wärme zu entziehen, muss der Kühler eine geringere Temperatur als die Luft haben. Um das zu realisieren, ist eine Kältemaschine erforderlich. Die Kältemaschine kann entweder direkt oder indirekt an das Kühlregister angeschlossen werden. Bei der direkten Kühlung wird das Kältemittel in dem Luftkühler verdampft und nimmt die dafür notwendige Energie direkt aus der Luft. Bei der indirekten Kühlung wird der Luftkühler mit kaltem Wasser oder einem kaltem Wasser-Frostschutzmittel-Gemisch durchströmt. Damit das Fluid eine geringere Temperatur als die Umgebung hat, ist ebenfalls eine Kältemaschine zum Kühlen des Fluids erforderlich.

### Wärme hinzufügen

Das Fluid im Lufterhitzer benötigt eine höhere Temperatur als die Umgebung, damit es die Zuluft erwärmen kann. Hierfür gibt es mehrere Möglichkeiten: direkt gasbeheizte Wärmetauscher, externe Wärmebereitstellung (Wärmepumpe, Kessel, Fernwärme, Blockheizkraftwerk) oder Abwärmenutzung (Prozessabwärme, Solarkollektoren) [25].

### Kompressionskältemaschine

Die am meisten verbreitete Kältemaschine ist die Kompressionskältemaschine. Die Kompressionskältemaschine besteht aus vier Hauptkomponenten, diese sind: Verdichter, Verflüssiger, Expansionsventil und Verdampfer. Ein Kompressionskälteprozess ist in der Regel ein Kreisprozess, dieser ist in Abbildung 7 als Schema dargestellt. In der folgenden Abbildung 8 ist der Kälteprozess skizzenhaft in einem  $\log p$   $h$  Diagramm dargestellt.

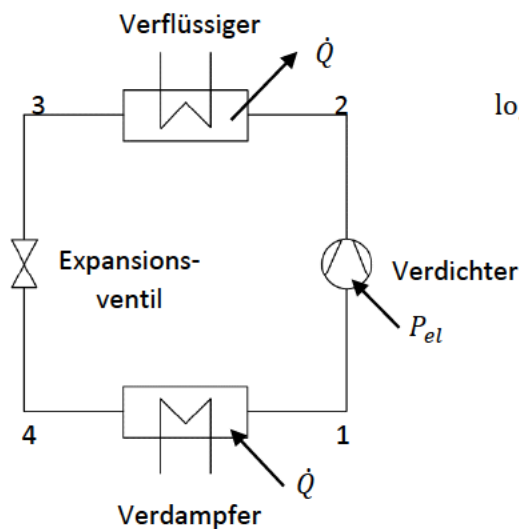


Abbildung 7: Skizze: Kompressionskälteprozess

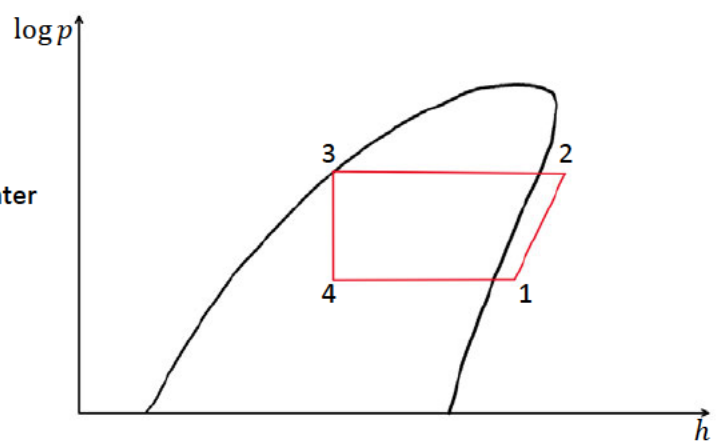


Abbildung 8: Skizze:  $\log p$ ,  $h$  Diagramm mit Kältekreislauf

Das Herzstück des Kreisprozesses ist der Verdichter (1→2). Der Verdichter komprimiert das Kältemittel. Durch die Komprimierung wird das Kältemittel auf einen höheren Druck gebracht. Durch die Druckerhöhung steigt auch die Temperatur des Kältemittels. Es gibt verschiedene KompressorbaufORMen, welche je nach zu erbringender Leistung eingesetzt werden. Die meist verbreiteten sind: Hubkolben-, Scroll-, Schrauben- und Turboverdichter. Durch die Temperaturerhöhung des Kältemittels ist in dem Verflüssiger (2→3) eine Wärmeabgabe möglich, hier wird bei einer Kältemaschine die abzuführende Wärme der Umgebung hinzugefügt. Bei einer Wärmepumpe wird die Wärme an das zu heizende Fluid abgegeben, das kann zum Beispiel der Raum, Wasser einer Heizungsanlage oder die Luft in der RLT-Anlage sein. Durch die Wärmeabgabe wird das in Punkt zwei noch gasförmige Kältemittel flüssig. Das flüssige Kältemittel in Punkt drei wird durch das Expansionsventil (3→4) entspannt, das heißt, das Kältemittel wird auf einen geringeren Druck und eine geringere Temperatur gebracht. Doch bei der Entspannung verdampft ein Teil des Kältemittels. Das kalte und zum größten Teil noch flüssige Kältemittel fließt durch den Verdampfer (4→1) und nimmt Wärmeenergie auf. Die Wärmeenergie wird bei einer Klimaanlage aus dem zu kühlenden Raum oder der Luft in der RLT-Anlage genommen. Bei einer Wärmepumpe wird die Energie meistens aus der Umgebungsluft, der Erde oder dem Grundwasser genommen. Nach dem Verdampfer ist es üblich das Kältemittel ein paar Kelvin zu überhitzen, damit eine nicht vollständige Verdampfung ausgeschlossen ist. Bei einer unvollständigen Verdampfung kann es zu Flüssigkeitsschlägen in dem Verdichter kommen, diese wirken sich negativ auf die Lebensdauer des Verdichters aus.



### Luftbefeuchter

Luftbefeuchter haben die Aufgabe die Luft zu befeuchten [18]. Es wird zwischen (annähernd) isothermen und (annähernd) adiabaten Befeuchtern unterschieden [19]. Im weiteren Verlauf der Bachelorarbeit wird immer von einem annähernd adiabaten Befeuchter ausgegangen. Bei der isothermen Befeuchtung wird das Wasser, welches der Luft hinzugefügt werden soll, mit Hilfe von Strom oder Gas zum Sieden gebracht, bevor es der Luft hinzugefügt wird [19]. Wenn für die Verdunstung des Wassers keine externe Energie genutzt wird, spricht man von der adiabatischen Befeuchtung. Die Energie, die zu der Verdunstung erforderlich ist, wird der Luft entzogen und kühlt diese damit ab [19].

### Tropfenabscheider

Der Tropfenabscheider (TA) filtert nach dem Kühlregister oder dem Befeuchter flüssige Wassertropfen aus der Luft, welche durch die Temperatursenkung im Luftkühler oder nach der Befeuchtung entstanden sein können [23].

### Ventilator

Die wichtigste Komponente einer RLT-Anlage ist der Ventilator. Er ist für den Luftvolumenstrom verantwortlich [18]. Dabei muss der Ventilator eine Druckerhöhung erzeugen, welche groß genug sein muss, alle durch Bauteile verursachten Druckverluste zu kompensieren [18]. Es gibt drei dominierende Bauformen von Lüftern: Axialventilator, Radialventilator und Querstrom- oder Tangentiallüfter [18]. In modernen RLT-Anlagen sind meistens drehzahlgeregelte Ventilatoren verbaut, da diese bei wechselnden Lasten einen geringen Stromverbrauch haben können [18].

### Der Sorptionsrotor

Der Sorptionsrotor (SR) hat die Aufgabe Wasser von einem Luftmassenstrom in einen anderen zu transportieren [25]. Bei der Kühlung mittels Trocknung und Verdunstung soll der Sorptionsrotor die Außenluft entfeuchten und die Feuchte der erwärmten Abluft hinzufügen [25]. Die hierfür erforderliche Fähigkeit beruht auf den Eigenschaften bestimmter Stoffe, wie zum Beispiel Silicagel oder Zeolith, die den in der Luft enthaltenden Wasserdampf binden und bei einer höheren Temperatur wieder reversibel abgeben [25]. In der folgenden Abbildung 9 ist ein Modul für die Kühlung durch Trocknung und Verdunstung dargestellt, welches in eine RLT-Anlage integriert werden kann. Der Entfeuchtungswirkungsgrad  $\eta_{Enft}$  liegt bei zirka 80% [30, S.167].

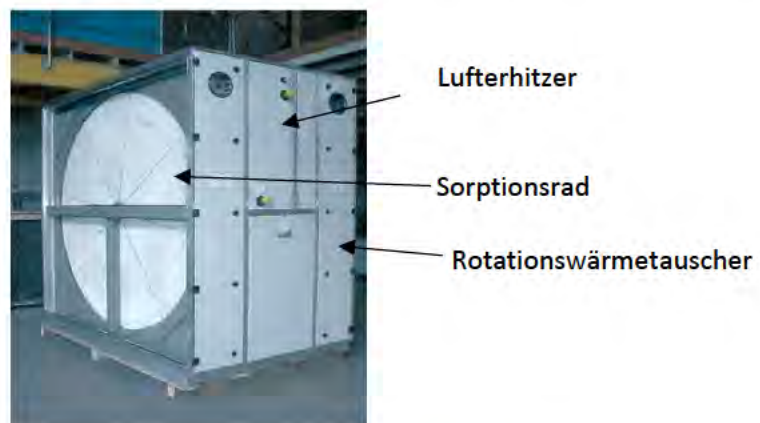


Abbildung 9: Modul für die Kühlung durch Trocknung und Verdunstung [25]

### Solarkollektoren

Die Solarkollektoren kommen in der RLT-Anlage zum Heizen oder zum „Kühlen“ bei Anlagen, welche das Kühlungsprinzip „Kühlen durch Trocknung und Verdunstung“ nutzen, zum Einsatz. Die meisten thermischen Solarkollektoren benutzen Wasser als Wärmeträgermedium. Je nach Einsatzort kann dieses mit Frostschutzmittel versetzt sein [30]. Das Funktionsprinzip eines Solarkollektors ist es die einstrahlende Sonnenenergie aufzufangen und an das durchströmende Wasser abzugeben, um dieses zu

erhitzen. Die maximal zu erreichende Wassertemperatur ist vom Systemtyp abhängig [30]. In der folgenden Abbildung 10 ist ein Solarkollektor mit dazugehöriger Nutzleistungsbilanz aus einfallender solarer Strahlungsgewinne, Wärmeverluste und Nutzleistung dargestellt [30]. Die Nutzleistung ist in dem heißen Wasser gespeichert, welches zum Lufterhitzer in der RLT-Anlage transportiert wird und dort die Wärmeenergie an die Luft abgibt. Für hohe Wassertemperaturen kommen häufig Vakuumröhrenkollektoren zum Einsatz [30].

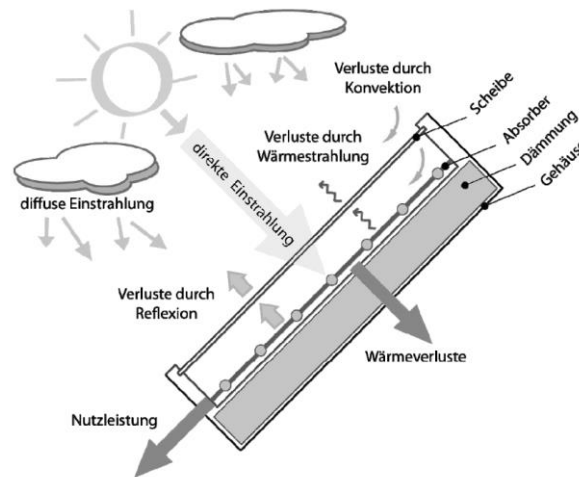


Abbildung 10: „Schnitt durch einen Flachkollektor mit Nutzleistungsbilanz durch Einstrahlungsgewinne und Wärmeverluste.“ [30]

#### 2.4. Dezentrale Kühlung

Unter dezentraler Kühlung versteht man, dass jeder Raum über eine eigene Teil- oder Vollklimaanlage verfügt. Die dezentrale Klimaanlage ist häufig für den nachträglichen Einbau in einzelnen Räumen oder zur Unterstützung der RLT-Anlage vorgesehen, wenn die Kühllasten deutlich größer als die stofflichen Lasten sind [26]. Typische Einsatzgebiete für die Split-Geräte sind die heißen Regionen Asiens, Amerikas und Afrikas [26]. Nachteile der dezentralen Kühlung sind, dass höhere Wartungskosten als bei einer großen Klimaanlage anfallen, darüber hinaus ist eine Nutzung der adiabatischen Verdunstungskühlung nicht möglich [26]. Als Vorteil ist es jedoch möglich ein flexibles Konzept für die Klimatisierung des einzelnen Raumes und zur Kostenabrechnung zu erstellen [26].

##### *konventionelle Kältemaschine: Split-Gerät*

Die Kühlung mittels Split-Gerät besteht aus einem Außengerät und einem oder mehreren sich im Raum befindenden Innengeräten [26]. Split-Geräte benutzen das Prinzip der direkten Kältemittelkühlung. Das Außengerät beherbergt häufig einen Verflüssigungssatz bestehend aus Kompressor, Verflüssiger und Sammler [26]. Je nach Anlagentyp ist auch das Expansionsventil im Außengerät. Das Innengerät besteht aus dem Verdampfer und je nach Anlagentyp einem Expansionsventil [26]. Split-Geräte verfügen häufig über die Möglichkeit der „Betriebsumkehr“, das heißt, dass die Split-Geräte sowohl im Sommer kühlen und auch im Winter als Wärmepumpe heizen können [26]. In der folgenden Abbildung 11 ist ein Split-Gerät mit einem Wandinnengerät dargestellt. Die Innengeräte können auch wahlweise in der Decke montiert sein.



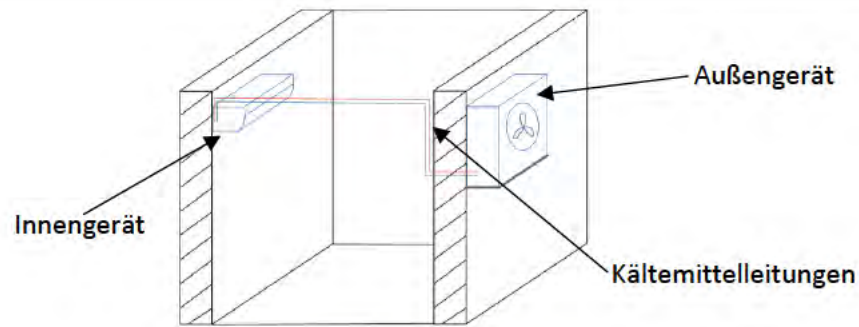


Abbildung 11: Skizze: Split-Gerät

### Kühldecken

„Kühldecken sind flache, in die Decke integrierte Wärmeübertrager“ [14, S. 441]. Verbaut werden Kühldecken in der Regel in Räumen mit hohen Wärmelasten (welche zum Beispiel durch Bürogeräte verursacht werden) und geringen stofflichen Lasten [14]. Bei der Wasservorlauftemperatur der Kühldecke muss immer drauf geachtet werden, dass diese mindestens zwei bis vier Kelvin über der Taupunkttemperatur liegt, um eine Kondensatbildung an der Decke zu vermeiden [14].

Das Funktionsprinzip sieht wie folgt aus:

Die Kühldecken werden mit kaltem Wasser durchströmt (1→2), das kalte Wasser nimmt die Wärmeenergie aus dem Raum auf und transportiert diese ab. Eine Pumpe (2→3) ist zur Beförderung des Wassers notwendig. Das warme Wasser fließt in der Regel zu einem kompressorbetriebenen Kühlaggregat (3→1), welches es wieder herunterkühlt. Das Funktionsprinzip ist in Abbildung 12 dargestellt.

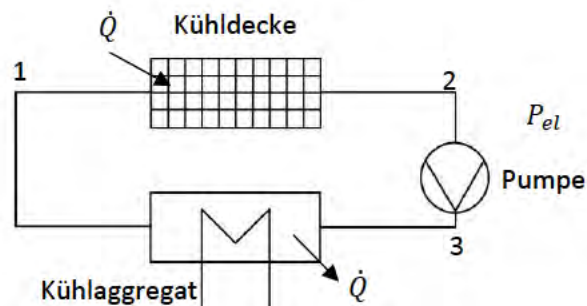


Abbildung 12: Skizze: Kaltwasserkreislauf mit Kühldecke

## 2.5. minimaler Außenluftvolumenstrom

Für die Berechnung des minimalen Außenluftvolumenstroms gibt es die DIN EN 16798-1 und die ASR A4.1 für Sanitärräume. Der minimale Außenluftvolumenstrom gibt an, wie viel Luft stündlich in einem Raum hinzu und abgeführt werden muss, damit sich in dem Raum keine Schadstoffbelastung oder unangenehme Gerüche bilden.

### minimaler Außenluftvolumenstrom nach DIN EN 16798-1

In der DIN EN 16798-1 gibt es mehrere Verfahren, um den Außenluftvolumenstrom zu bestimmen. Hier wurde das „Verfahren 1 auf der Grundlage der wahrgenommenen Luftqualität“ gewählt. „Der Gesamt-Außenluftvolumenstrom für den Atembereich wird bestimmt durch die Kombination der Lüftung für Personen und für das Gebäude anhand der folgenden Gleichung“ [6, S. 22].

$$q_{tot} = n \cdot q_p + A_R \cdot q_B \quad (1.1)$$

Der erste Schritt bei der Auslegung nach DIN EN 16798-1 ist es die Kategorie der gewünschten Behaglichkeit zu wählen. Hier gibt die DIN EN 15251 eine Orientierungshilfe, welche in Tabelle 2 dargestellt ist.

Tabelle 2: Erklärung der Kategorien des Außenluftbedarf [12, S12]

Kategorie	Beschreibung
I	hohes Maß an Erwartungen; empfohlen für Räume, in denen sich sehr empfindliche und anfällige Personen mit besonderen Bedürfnissen aufhalten, z. B. Personen mit Behinderungen, kranke Personen, sehr kleine Kinder und ältere Personen
II	normales Maß an Erwartungen; empfohlen für neue und renovierte Gebäude
III	annehmbares, moderates Maß an Erwartungen; kann bei bestehenden Gebäuden angewendet werden
IV	Werte außerhalb der oben genannten Kategorien. Diese Kategorie sollte nur für einen begrenzten Teil des Jahres angewendet werden
ANMERKUNG Auch in anderen Normen wie z. B. EN 13779 und EN ISO 7730 wird eine Einteilung in Kategorien vorgenommen; diese können jedoch unterschiedlich benannt sein (A, B, C oder 1, 2, 3 usw.)	

Unter Berücksichtigung der Tabelle 2 wird das Gebäude mit Kategorie II ausgelegt.

Der Werte für die personenbezogene Lüftung  $q_p$  ist in Tabelle 3 dargestellt.

Tabelle 3: „Auslegungs-Außenluftvolumenstrom für sitzende, unangepasste erwachsene Personen zur Verdünnung von menschlichen Emissionen (biologischen Ausdünstungen) für unterschiedliche Kategorien“ [6, S.53]

Kategorie	Vorausgesagter Prozentsatz Unzufriedener	Luftvolumenstrom je unangepasste Person l/(s je Person)
I	15	10
II	20	7
III	30	4
IV	40	2,5

Die Außenluftvolumenströme für die Gebäudeemissionen  $q_B$  sind in Tabelle 4 angegeben. Da das Gebäude ein Neubau ohne besondere Anforderungen ist, wird davon ausgegangen, dass es ein schadstoffarmes Gebäude ist.

Tabelle 4: „Auslegungs-Außenluftvolumenstrom zur Verdünnung von Emissionen von unterschiedlichen Gebäudetypen“ [6, S.53]

Kategorie	Sehr schadstoffarmes Gebäude, LPB-1 l/(s · m <sup>2</sup> )	Schadstoffarmes Gebäude, LPB-2 l/(s · m <sup>2</sup> )	Nicht schadstoffarmes Gebäude, LPB-3 l/(s · m <sup>2</sup> )
I	0,5	1,0	2,0
II	0,35	0,7	1,4
III	0,2	0,4	0,8
IV	0,15	0,3	0,6

#### minimaler Außenluftvolumenstrom für Sanitärräume nach ASR A4.1

Die Sanitärräume werden nach der ASR A4.1 ausgelegt. Um in Sanitärräumen keine unangenehmen Gerüche zu haben, muss der Abluftvolumenstrom von der Lüftungstechnischen Anlage  $\dot{V}_{WC} = 11 \frac{m^3}{h m^2}$  betragen [5, S. 5]. Bei den Sanitärräumen muss der Zuluftvolumenstrom genauso groß wie der Abluftvolumenstrom sein. Mit der folgenden Formel kann der Zuluftvolumenstrom berechnet werden:

$$q_{WC} = A_R \cdot \dot{V}_{WC} \quad (1.2)$$



## 2.6. Luftwechselrate

Ein häufig in der Lüftungstechnik verwendeter Begriff ist die Luftwechselrate. Sie gibt an wie oft pro Stunde die Luft im Raum ausgetauscht wird. Diese ist wie folgt definiert:

$$L_h = \dot{V}_{zu} / V_R \quad (1.3)$$

## 2.7. Thermische Behaglichkeit

Die Komfortraumtemperatur in einem Außentemperaturbereich zwischen 16°C und 32°C wird in der DIN EN 15251 durch die folgende Formel beschrieben [12]:

$$\vartheta_{RA,C} = 18^\circ\text{C} + 0,25 \cdot AT \quad (2.1)$$

Die Komfortraumtemperatur gibt an, bei welcher Temperatur sich die meisten Menschen am wohlsten fühlen.

## 2.8. h, x-Diagramm für feuchte Luft

Die Umgebungsluft besteht in der thermodynamischen Betrachtung aus trockener Luft und Wasserdampf beziehungsweise flüssigem Wasser. Durch diese getrennte Betrachtung sind die Berechnungen komplex, da man die Zustandsänderung für die trockene Luft und das Wasser in der Luft durchführen muss. Um diese komplexen Rechnungen zu vereinfachen, entwickelte Richard Mollier das h, x-Diagramm nach Mollier. In dem h, x-Diagramm können Zustandsänderungen der feuchten Luft einfach und übersichtlich dargestellt werden. In der folgenden Abbildung 13 ist das h, x-Diagramm nach Mollier skizzenhaft dargestellt. An der Ordinate ist die Temperatur in °C und an der Abszisse die absolute Feuchte in  $\frac{g_{\text{Wasser}}}{kg_{\text{tr.Luft}}}$  abgetragen.

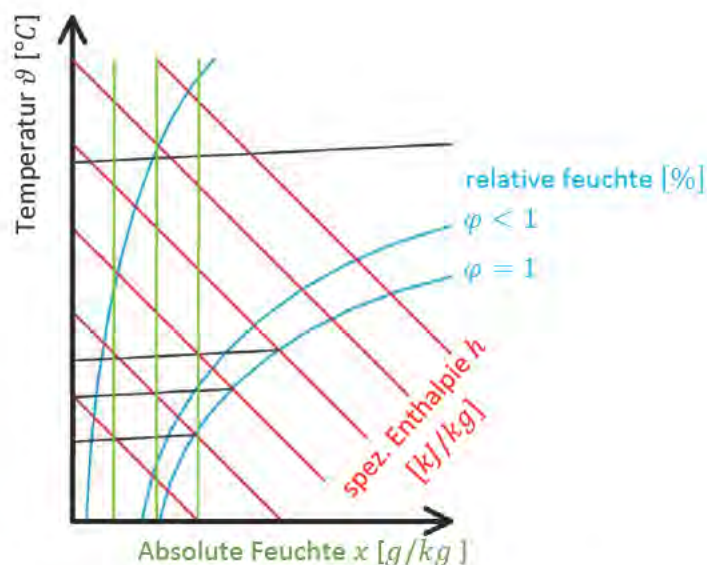


Abbildung 13: h, x-Diagramm nach Mollier „(in Anlehnung an [8, S.149])“

Die in blau dargestellte relative Feuchtelinie gibt an, wie viel Wasser im Verhältnis zum maximalen Wassergehalt in der Luft ist. Oberhalb der  $\varphi = 1$  Linie ist ein Einphasengebiet bestehend aus Luft und Wasserdampf, unterhalb der Linie ist ein Zweiphasengebiet aus Luft, Wasserdampf und flüssigem Wasser [8]. Das flüssige Wasser kann zum Beispiel mit Hilfe eines Tropfenabscheiders aus der Luft gefiltert werden. In rot ist die spezifische Enthalpie dargestellt. Sie gibt an, wie viel Wärmeenergie in der Luft vorhanden ist.

### 2.9. Thermodynamische Grundlagen

In diesem Teil werden die zur Berechnung erforderlichen Formeln erklärt. Die Ausgangsformel für die meisten Prozesse in einer RLT-Anlage ist der erste Hauptsatz der Thermodynamik für offene Systeme. Er wird wie folgt definiert [9]:

$$\dot{Q} + P_t = \sum_{aus} \dot{m}_j \cdot \left[ h_j + \frac{1}{2} \cdot u_j^2 + g \cdot z_j \right] - \sum_{ein} \dot{m}_i \cdot \left[ h_i + \frac{1}{2} \cdot u_i^2 + g \cdot z_i \right] \quad (3.1)$$

Aus dem ersten Hauptsatz kann man die Enthalpie-Gleichung für einen bestimmten Punkt mit Einphasengebiet herleiten, diese lautet wie folgt [9]:

$$h_1 = c_{p,l} \cdot \vartheta_1 + x_1 \cdot (\Delta h_{V,0} + c_{p,d} \cdot \vartheta_1) \quad (3.2)$$

$c_{p,l}$ : spezifische Wärmekapazität der Luft. Sie kann zur Vereinfachung mit  $1,004 \frac{kJ}{kg \cdot K}$  angenommen werden [9].

$c_{p,d}$ : spezifische Wärmekapazität von Wasserdampf. Sie kann zur Vereinfachung mit  $1,86 \frac{kJ}{kg \cdot K}$  angenommen werden [9].

$\Delta h_{V,0}$ : spezifische Verdampfungswärme von Wasser und beträgt:  $2500 \text{ kJ/kg}$  [9].

Der absolute Wassergehalt  $x$  ist wie folgt definiert, hierbei kann  $m_W$  dampfförmig, flüssig oder als Eis vorliegen [8]:

$$x = \frac{\dot{m}_W}{\dot{m}_l} = 0,622 \cdot \frac{p_d}{p - p_d} = 0,622 \cdot \frac{\varphi \cdot p'_d}{p - \varphi \cdot p'_d} \quad (3.3)$$

$p_d$  ist hierbei der Partialdruck des Wassers in der Luft.

Der maximale Wassergehalt in der Luft ist temperaturabhängig, deswegen muss der Sättigungsdampfdruck für jede Temperatur einzeln berechnet werden. Mit folgender Formel kann der Sättigungsdampfdruck in dem Temperaturbereich von  $0^\circ\text{C} < T < 100^\circ\text{C}$  mit einem Fehler kleiner 0.02 % angenähert werden [30]:

$$p'_d = 611 \cdot \exp\left(-\frac{1,91275}{10^4} + \frac{7,258}{10^2} \cdot \vartheta - \frac{2,939}{10^4} \cdot \vartheta^2 + \frac{9,841}{10^7} \cdot \vartheta^3 - \frac{1,92}{10^9} \cdot \vartheta^4\right) \quad (3.4)$$

Die relative Luftfeuchtigkeit kann mit der folgenden Formel bestimmt werden [9].

$$\varphi = \frac{x}{x + 0,622} \cdot \frac{p}{p'_d} \quad (3.5)$$

Luft kann bei Temperaturen unter  $100^\circ\text{C}$  als ideales Gas angenommen werden [8, S. 114]. Das ideale Gasgesetz ist wie folgt definiert [9]:

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (3.6)$$

$$p \cdot v = R \cdot T \quad (3.7)$$

#### Heizen oder Kühlen

Wenn die Lufttemperatur unter oder über der gewünschten Temperatur liegt, ist eine Aufheizung oder Abkühlung der Luft erforderlich. Bei einer Erwärmung oder Kühlung wird der absolute Wassergehalt der Luft nicht verändert, der relative Wassergehalt verändert sich jedoch. In der folgenden Abbildung 14 ist eine Skizze des betrachteten System Lufterhitzer oder Luftkühler dargestellt.

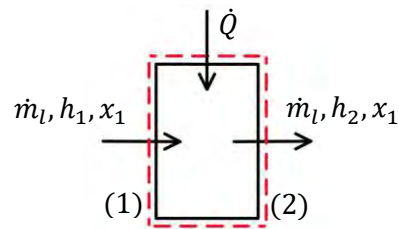


Abbildung 14: Skizze: der Bilanzhülle: Lufterhitzer oder Luftkühler

Die zu- oder abzuführende Wärmemenge wird wie folgt berechnet:

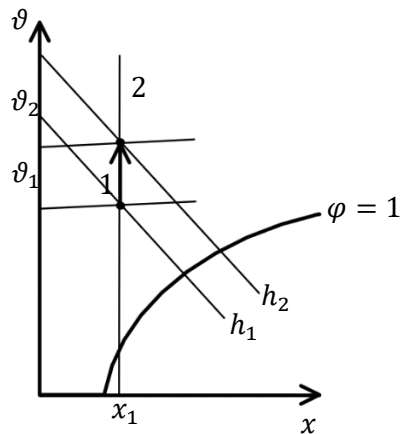
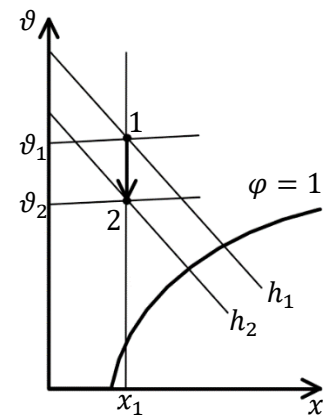
$$\dot{Q} = \dot{m}_l \cdot (h_2 - h_1) \quad (3.8)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_l \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_1) \cdot (c_{p,l} + x \cdot c_{p,d}) \quad (3.9)$$

Um den Massenstrom der feuchten Luft zu ermitteln, wird die folgenden Formel verwendet:

$$\dot{m}_l = \frac{\dot{m}}{1 + x} \quad (3.10)$$

In der Abbildung 15 ist das  $h, x$ - Diagramm zum Heizen und in der Abbildung 16 zum Kühlen dargestellt.

Abbildung 15: Skizze:  $h, x$ -Diagramm: HeizenAbbildung 16: Skizze:  $h, x$ -Diagramm: Kühlen

### adiabate Befeuchtung

Bei der adiabaten Befeuchtung wird Wasser in die Luft gespritzt und verdunstet. Die zur Verdunstung notwendige Energie entzieht das Wasser der Luft und kühlt diese dadurch ab. Um die maximal erreichbare Luftfeuchtigkeit zu berechnen, muss der Befeuchtungsgrad bekannt sein, dieser kann bis zu 95% betragen [19]. Eine Skizze der Bilanzhülle ist in der folgenden Abbildung 17 dargestellt:

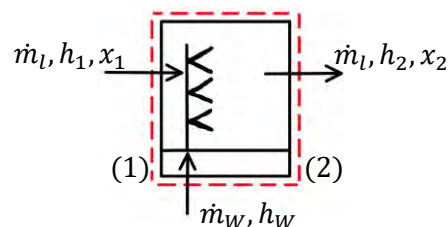


Abbildung 17: Skizze der Bilanzhülle: Befeuchter

Durch den Befeuchtungsgrad kann mit Hilfe der folgenden Formel die absolute Luftfeuchtigkeit nach dem Befeuchter bestimmt werden [19]:

$$x_2 = \eta_{Bef} \cdot (x_{max} - x_1) + x_1 \quad (3.11)$$

Um die exakte Enthalpieänderung im Befeuchter zu bestimmen, kann die folgende Formel verwendet werden [8]:

$$h_2 - h_1 = \frac{\dot{m}_W}{\dot{m}_l} \cdot c_{p,f} \cdot \vartheta_{W,f} \quad (3.12)$$

$c_{p,d}$ : spezifische Wärmekapazität von flüssigem Wasser und kann zur Vereinfachung mit  $4,19 \frac{kJ}{kg \cdot K}$  angenommen werden [9].

Mit der neuen Enthalpie kann die Temperatur nach dem Befeuchter berechnet werden.

$$\vartheta_2 = \frac{h_2 - x_2 \cdot \Delta h_{V,0}}{c_{p,l} + x_2 \cdot c_{p,d}} \quad (3.13)$$

Die folgende Abbildung 18 zeigt eine Skizze des  $h, x$ -Diagramm zur adiabaten Befeuchtung

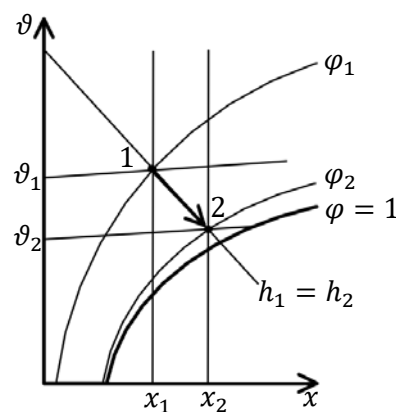


Abbildung 18: Skizze:  $h, x$ -Diagramm: adiabate Befeuchtung

Um die hinzuzufügende Wassermenge zu bestimmen, wird folgende Formel verwendet:

$$\dot{m}_W = \dot{m}_l \cdot (x_2 - x_1) \quad (3.14)$$

#### Konventionelle Kompressor-Entfeuchtung

Um das Wasser aus der Luft abzuscheiden, muss die Luft auf unterhalb der Taupunkttemperatur heruntergekühlt werden. Unterhalb der Taupunkttemperatur verflüssigt sich ein Teil des Wassers in der Luft und kann mit Hilfe eines Tropfenabscheiders isotherm abgeführt werden [8]. Nach der Entfeuchtung muss die Luft wieder erwärmt werden, um eine ungewollte Absenkung der Temperatur zu verhindern. Die folgende Abbildung 19 ist eine Skizze einer Bilanzhülle um die „Entfeuchtungseinheit“.

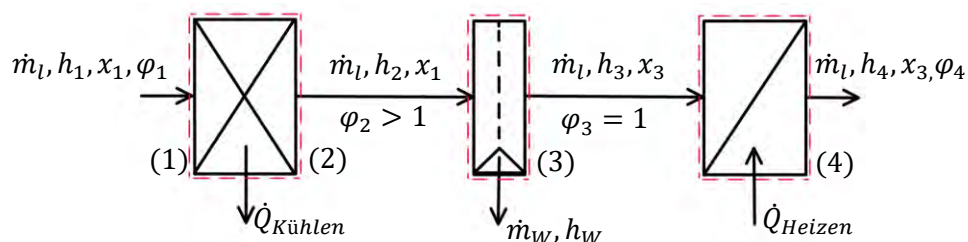


Abbildung 19: Skizze der Bilanzhülle: Entfeuchtungseinheit

Da Punkt (2) unterhalb der Taupunktlinie im Zweiphasengebiet liegt, muss die folgende Formel zur Enthalpie-Bestimmung verwendet werden [8]:

$$h_2 = c_{p,l} \cdot \vartheta_2 + x_3 \cdot (\Delta h_{V,0} + c_{p,d} \cdot \vartheta_2) + (x_1 - x_3) \cdot c_{p,f} \cdot \vartheta_{W,f} \quad (3.15)$$

Mit Formel (3.9) kann der abzuführende Wärmestrom bestimmt werden.

Um die Enthalpie in Punkt (3) zu bestimmen, muss folgende Formel verwendet werden:

$$h_3 = h_2 - (x_1 - x_3) \cdot c_{p,f} \cdot \vartheta_{W,f} \quad (3.16)$$

Die zwischen Punkt (2) und Punkt (3) abgeführte Wassermenge wird wie folgt bestimmt:

$$\dot{m}_W = \frac{\dot{m}_l \cdot (h_3 - h_1)}{c_{p,f} \cdot \vartheta_{W,f}} \quad (3.17)$$

Um die gewünschte Temperatur zu erreichen, muss die hinzuzufügende Wärmemenge  $\dot{Q}_{Heizen}$  mit der Formel (3.9) bestimmt werden.

In der folgenden Abbildung 20 ist die „Entfeuchtungseinheit“ in dem h, x-Diagramm dargestellt.

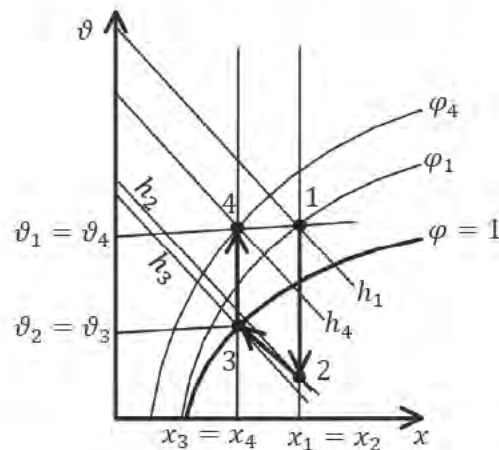


Abbildung 20: Skizze: h, x- Diagramm: Entfeuchtungseinheit

#### Entfeuchtung/Befeuchtung durch Sorptionsrotor

Bei der Entfeuchtung oder Befeuchtung durch einen Sorptionsrotor wird die Enthalpie als konstant angenommen [30, S. 173]. In der folgenden Abbildung 21 ist die Bilanzhülle um einen Sorptionsrotor gezogen.

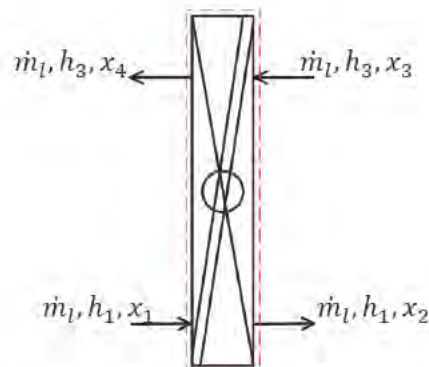


Abbildung 21: Skizze der Bilanzhülle: Sorptionsrotor

Die Berechnung des idealen absoluten Wassergehaltes in der Luft nach dem Sorptionsrotor erfolgt iterativ [30, S. 167]. Die iterative Formel ist wie folgt definiert [30]:

$$x_{2,n} = x_{2,n-1} - (\varphi_{2,n-1} - \varphi_3) \cdot \frac{x_{2,n-2} - x_{2,n-1}}{\varphi_{2,n-2} - \varphi_{2,n-1}} \quad (3.18)$$



Um aus dem idealen absoluten Wassergehalt den realen absoluten Wassergehalt zu ermitteln, muss der Entfeuchtungswirkungsgrad berücksichtigt werden, dieser liegt typisch etwa bei 80% [30, S. 167]. Die Formel zur Berechnung des realen absoluten Wassergehaltes ist wie folgt definiert:

$$x_{2,eff} = x_1 - \eta_{Entf} \cdot (x_1 - x_{2,ideal}) \quad (3.19)$$

In der folgenden Abbildung 22 ist der Sorptionsrotor im h, x-Diagramm dargestellt:

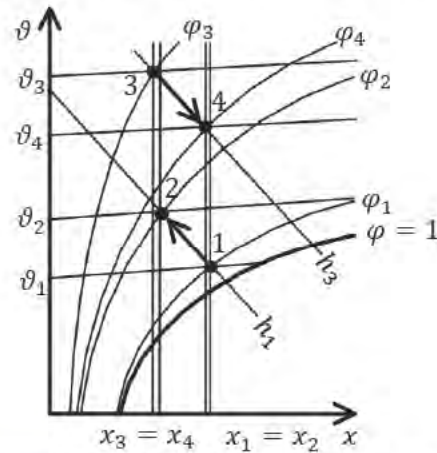


Abbildung 22: Skizze: h, x-Diagramm: Sorptionsrotor

#### Wärmerückgewinnung

Die Temperatur nach der Wärmerückgewinnung wird mit dem Wärmeübertragerwirkungsgrad berechnet. Die Bilanzhülle um die Wärmerückgewinnung ist in der folgenden Abbildung 23 dargestellt.

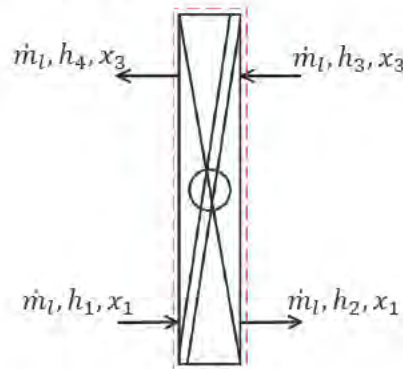


Abbildung 23: Skizze der Bilanzhülle: Wärmerückgewinnung

Der Wärmeübertragerwirkungsgrad ist wie folgt definiert:

$$\eta_{RWT} = \frac{\vartheta_2 - \vartheta_1}{\vartheta_3 - \vartheta_1} \quad (3.20)$$

In der folgenden Abbildung 24 ist die Wärmerückgewinnung im h, x-Diagramm dargestellt:

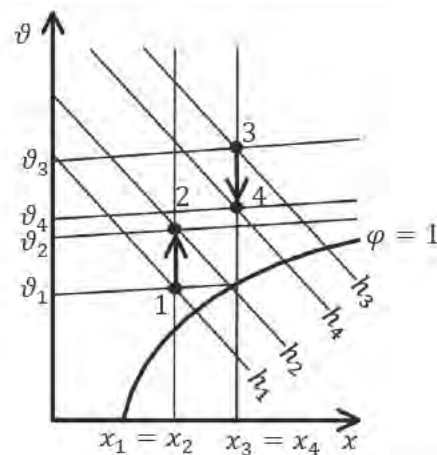


Abbildung 24: Skizze: h, x- Diagramm: Wärmerückgewinnung

#### Wasserdampfabgabe von Personen

Die personenbezogene Wasserdampfabgabe ist wie folgt für den Aktivitätsgrad I definiert [3]:

$$\dot{m}_{Pers,Wasserdampf} = -86 + 5,4 \cdot \vartheta_{IDA,Soll} \quad (3.21)$$

Die maximale Zuluftfeuchte ist die Differenz der maximalen Raumlufffeuchte und der personenbezogenen Wasserabgabe.

$$x_{SUP} = x_{ETA} - x_{Person} \quad (3.22)$$

#### Kältemittelkreislauf

Die im Verdampfer aufgenommene spezifische Enthalpie kann mit Hilfe des Log p, h-Diagramm mit folgender Formel berechnet werden:

$$\Delta h_{Verdampfer} = h_1 - h_4 \quad (3.23)$$

Die spezifische Verdichterarbeit kann wie folgt berechnet werden:

$$\Delta h_{Verdichter} = h_2 - h_1 \quad (3.24)$$

Zur Ermittlung des Kältemittelmassenstromes dient folgende Formel:

$$\dot{m}_K = \frac{\dot{Q}_K}{\Delta h_{Verdampfer}} \quad (3.25)$$

#### Solare Energiebereitstellung

Der Ertrag durch Solare Strahlung wird wie folgt berechnet:

$$\dot{Q}_{Solar} = \eta \cdot E \cdot A_{Solarfläche} \quad (3.26)$$

Der Wirkungsgrad für einen Vakuumröhrenkollektor mit seitlicher und rückwärtiger Isolierung kann wie folgt angenähert werden [30]:

$$\eta = \eta_0 - \alpha_1 \cdot \frac{(\vartheta_m - \vartheta_1)}{E} - \alpha_2 \cdot \frac{(\vartheta_m - \vartheta_1)^2}{E} \quad (3.27)$$

Typische Werte für  $\eta_0$ ,  $\alpha_1$  und  $\alpha_2$  bei Vakuumröhrenkollektoren sind in der folgenden Tabelle 5 dargestellt [30, S. 97]:

Tabelle 5: Typische Werte für  $\eta_o$ ,  $\alpha_1$  und  $\alpha_2$  bei Vakuumröhrenkollektoren

Bezeichnung:	Symbol	Typische Werte	Verwendete Werte
linearer Wärmeverlustkoeffizient	$\alpha_1$	$0,8 - 1,7 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	$1,25 \frac{W}{m^2 \cdot K}$
quadratischer Wärmeverlustkoeffizient	$\alpha_2$	$0,001 - 0,02 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	$0,0105 \frac{W}{m^2 \cdot K}$
optischer Wirkungsgrad	$\eta_o$	$0,62 - 0,77$	$0,7$

## 2.10 Strömungslehre

### Ventilator/Pumpe

Die Ventilatorleistung wird wie folgt berechnet [14]:

$$P = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p_t}{\eta} \quad (4.1)$$

Druckverlust in einer Rohströmung wird wie folgt beschrieben:

$$\Delta p_t = \sum_{i=1}^n \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot u^2 \quad (4.2)$$

Der hydraulische Durchmesser für einen rechteckigen Querschnitt:

$$D_H = \frac{4 \cdot A}{U} \quad (4.3)$$

Der Verlustbeiwert für eine turbulente Rohrströmung in einem Lüftungskanal/ Rohr mit einer Oberflächenrauheit [27]:

$$\zeta = \frac{1}{\left( -2 \lg \left( \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\zeta}} + \frac{k}{3,71 D_H} \right) \right)^2} \quad (4.4)$$

Die Reynolds-Zahl wird wie folgt berechnet [16]:

$$Re = \frac{u_\infty \cdot d_H}{\nu} \quad (4.5)$$



## 3. Erstellung des Lastenhefts

### 3.1. Vorstellung des Gebäudes

Das in dieser Bachelorarbeit betrachtete Gebäude ist ein Multifunktionskomplex für Wohnen, Arbeiten und Konsum in Accra, der Hauptstadt Ghanas. In dem Erdgeschoss befindet sich eine Bar/Lounge, ein Apple Shop und eine Werkstatt. Ein Bürokomplex und Apartments befinden sich in dem ersten Stockwerk. In dem zweiten Stockwerk sind ausschließlich Wohnungen. Eine vereinfachte 3D Darstellung des Gebäudes ist in der folgenden Abbildung 25 zu sehen. Die genauen Grundrisse des Gebäudes sind im Anhang A dargestellt.

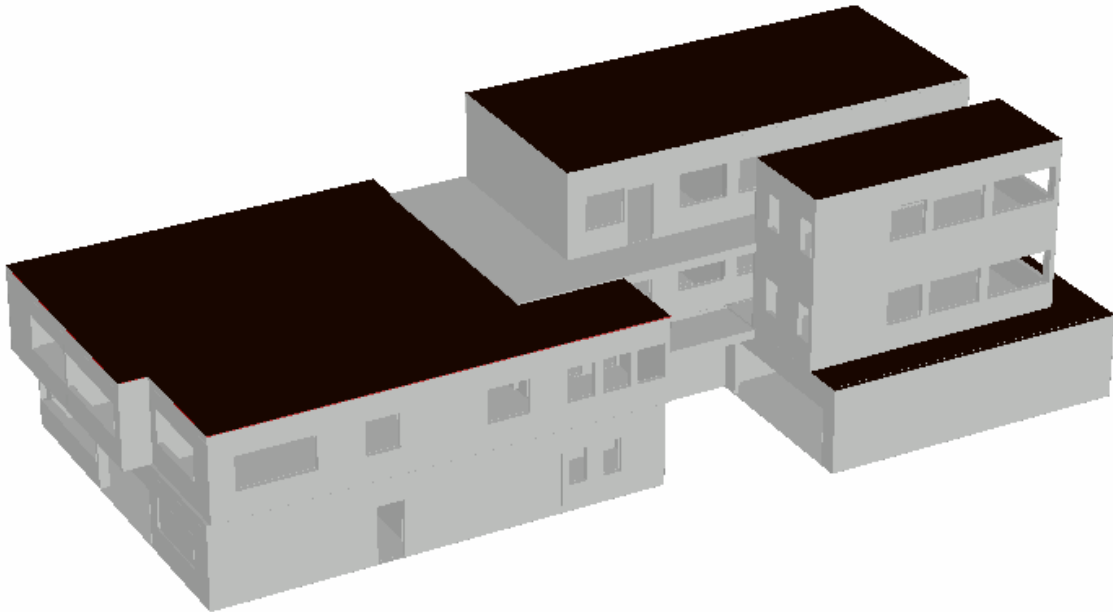


Abbildung 25: Vereinfachte 3D Darstellung des Gebäudes

Die Klimatisierung des Gebäudes kann mit einem oder mehreren Systemen geschehen. Hier gibt es zum Beispiel die Möglichkeiten Kühlung über Zuluft, Kühlung über Zuluft und Umluftklimageräte oder Kühlung über Zuluft und Kühldecken. In dieser Arbeit wird der Schwerpunkt auf die konvektive Kühlung fokussiert, da dort die adiabate Kühlung eine Rolle spielt. Das in den Klimageräten verwendete Kältemittel wird mit R1234yf angenommen, da es eine gute Umweltverträglichkeit hat (geringes GWP).

### 3.2. Lastenheft

Die Anforderungen an das Kühlsystem lassen sich in fünf Bereiche gliedern:

1. Gewährleistung der thermischen Behaglichkeit
2. Temperaturhomogenität innerhalb der Räume
3. Kosteneffizientes Lüftungssystem
4. Geringstmöglicher elektrischer Stromverbrauch
5. Funktionsgewährleistungen auch bei extremen Umgebungstemperaturen

### 3.3. Erläuterungen zum Lastenheft

#### 1. Gewährleistung der thermischen Behaglichkeit

Um die thermische Behaglichkeit zu gewährleisten, müssen die in DIN EN 15251 definierten Behaglichkeitskriterien erfüllt werden. Diese definieren die Raumtemperatur und die Luftfeuchtigkeit im Raum.

### Raumtemperatur

Um eine thermische Behaglichkeit in Räumen zu gewährleisten, ist die operative Raumtemperatur das ausschlaggebende Maß [12]. Die operative Raumtemperatur ist die empfundene (gefühlte) Temperatur. Sie umfasst die Zusammenwirkung von Lufttemperatur und der mittleren Strahlungstemperatur der Umgebungsoberflächen wie zum Beispiel Heizungen, technischen Geräten und der Wände [1].

Die Komfortraumtemperatur ist anhängig von der Außentemperatur und wird in der folgenden Tabelle 6 dargestellt. Eine graphische Darstellung der Tabelle 6 ist in der folgenden Abbildung 26 dargestellt, Y ist die Außenlufttemperatur in °C und X ist die operative Raumtemperatur in °C. Die Abbildung 26 zeigt die „Komfortraumtemperatur  $\vartheta_{Ra,C}$  (gestrichelte Linie) mit dem zugelassenen Toleranzbereich für die operative Raumtemperatur (durchgezogene Linien) in Abhängigkeit von dem stündlichen Mittel der Außenlufttemperatur. Alle Angaben gelten nur für Räume, in denen die Raumnutzer ihre Bekleidung anpassen können.“ [12, S.5]

Tabelle 6: Definierte Komfortraumtemperatur [12]

Außentemperatur [°C]	Komfortraumtemperatur [°C]
unter 16	22
zwischen 16 und 32	Wird beschrieben mit der Formel (2.1)
über 32	26

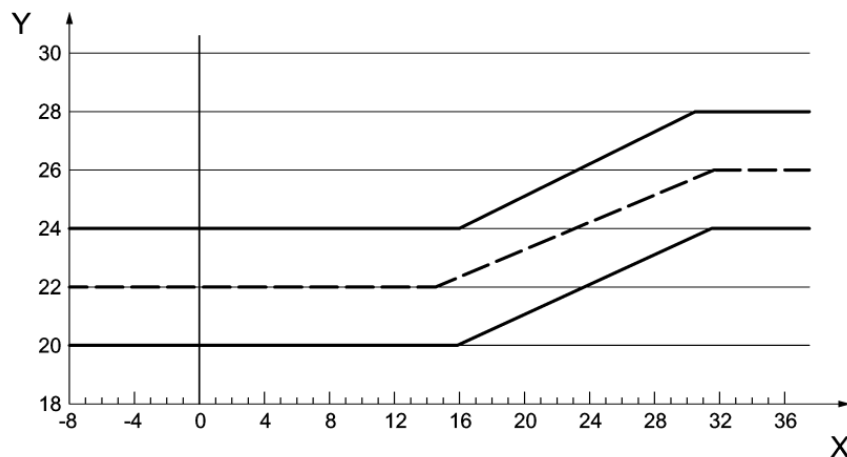


Abbildung 26: Komfortraumtemperatur mit dem zugelassenen Toleranzbereich für die operative [12]

Die in Tabelle 6 definierten Komfortraumtemperaturen sind für die üblichen Bekleidungswiderstände zwischen 0,3 clo und 1,0 clo und einer geringen Aktivität (1,2 met) ausgelegt [12].

Zur Vereinfachung wird hier die Raumsolltemperatur mit dem jährlichen Temperaturmittelwert von 27,4 °C und der Formel (2.1) berechnet.

$$\vartheta_{Ra,C} = 18^{\circ}C + 0,25 \cdot 27,4^{\circ}C$$

$$\vartheta_{Ra,C} = 24,85^{\circ}C$$

Somit ergibt sich eine Raumsolltemperatur von 24,85°C.

### Luftfeuchte

Die sich im Raum einpendelnde Luftfeuchtigkeit soll sich in dem nach DIN EN 15251 definierten Behaglichkeitsfeld befinden. Die Luftfeuchtigkeit soll sich zwischen 30% und 65% befinden, jedoch darf sie eine absolute Feuchte von 11,5 g/kg nicht überschreiten [12].

**2. Temperaturhomogenität innerhalb der Räume**

Eine gleichmäßige Temperatur innerhalb der Räume trägt zum Wohlbefinden des Menschen bei. Bei einer ungleichmäßigen Temperatur- und Frischluftverteilung kann es zu einem Hitzestau, zum Beispiel vor den Fenstern des Raumes, kommen. Es kann auch zu kalten Stellen in dem Raum kommen, in denen Zugluft herrscht. Sie werden von dem Menschen als unangenehm wahrgenommen. Um eine homogene Temperaturverteilung zu erreichen, sind gut positionierte Lufteinlässe der Zu- und Abluft ein Schlüsselfaktor. Weiter zu beachtende Faktoren sind die Zulufttemperatur, welche nicht zu gering sein darf, und die Bauform der Lufteinlässe.

**3. Kosteneffizientes Lüftungssystem**

Um nicht zwingend notwendige Kosten zu haben, ist ein effizientes und gut geplantes Lüftungssystem notwendig. Die zum Betreiben notwendigen Kosten sollten zum Nutzen des Lüftungssystems im Verhältnis stehen, das heißt es sollte zum Beispiel geprüft werden, ob es energetisch sinnvoll ist, statt einer elektrischen Heizung eine Wärmepumpe oder einen Fernwärmeanschluss zu nutzen.

Die Wartungskosten sollten, zum Beispiel durch einen leichten Zugang zu den einzelnen Kammern des Lüftungssystems und daraus einer geringeren Wartungsdauer, so klein wie möglich gehalten werden.

**4. Geringstmöglicher elektrischer Stromverbrauch**

Um auf lange Sicht die Kosten zu senken oder sogar ein energieautarkes Gebäude zu haben, ist eine Reduzierung des Stromverbrauches erforderlich. Hier kann Strom zum Beispiel mittels Kühlung durch Verdunstung statt mit einer konventionellen Klimaanlage gespart werden, da ein Kompressor einen höheren Stromverbrauch als ein Sprühbefeuchter hat. Eine Anhebung der „Solltemperatur“ kann ebenfalls die Kühllast reduzieren.

**5. Funktionsgewährleistungen auch bei extremen Umgebungstemperaturen**

In heißen Ländern wie Ghana sind hohe Temperaturen und Luftfeuchten relativ häufig. Hier muss sichergestellt werden, dass die Anlage auch ohne Probleme läuft und frische und gekühlte Luft zur Verfügung stellt. Des Weiteren muss das Lüftungssystem auch Tropenstürmen und den dortigen Witterungsbedingungen, wie der hohen Luftfeuchtigkeit und Sonnenstrahlung, standhalten.

## 4. Kühllastberechnung

### 4.1. Umgebungsbedingungen

Der Multifunktionskomplex steht in dem Bezirk Labone in Accra, der Hauptstadt von Ghana. Ghana liegt in den afrikanischen Tropen, nahe dem Äquator. Die geografische Lage von Accra ist:

Breitengrad: 5.6°N [10]

Längengrad: -0.17°E [10]

Das Wetter in Accra ist, verglichen mit deutschen Verhältnissen, sehr warm und feucht. Die durchschnittliche Jahrestemperatur beträgt 27,4°C bei einer relativen Luftfeuchte von 83% [10]. In der folgenden Tabelle 7: maximal und minimal Werte der Temperatur und relativen Luftfeuchtigkeit in Accra sind die minimale und maximale Lufttemperatur und Luftfeuchtigkeit im Referenzjahr 2005 angegeben.

Tabelle 7: maximal und minimal Werte der Temperatur und relativen Luftfeuchtigkeit in Accra

maximale Temperatur [°C]	minimalte Temperatur [°C]	maximale relative Luftfeuchtigkeit [%]	minimalte relative Luftfeuchtigkeit [%]
34,3	20,4	100	47

#### 4.1.1. Temperaturen für die Kühllastberechnung

Für die Kühllastberechnung nach VDI 2078 wird für jeden Monat die minimale und maximale Temperatur an einem bewölkten und einem unbewölkten Tag benötigt. Die Werte wurden aus dem Referenzjahr 2005 genommen und sind im Anhang B dargestellt.

#### 4.1.2. Trübungsfaktoren

„Der Trübungsfaktor bezeichnet eine Zusammenfassung von Streu- und Absorptionsverlusten in der Erdatmosphäre. Er beschreibt, wie rein die Atmosphäre ist und gibt an, wie viele Rayleigh-Atmosphären der Zustand der Atmosphäre entspricht. Ein Trübungsfaktor von 1 entspricht hierbei einer idealen Atmosphäre.“ [15]

Die Trübungsfaktoren und Witterungsbedingungen in Ghana sind sehr unterschiedlich, in der Trockenzeit (November bis Februar) dominiert ein aus Nordosten wehender Passatsturm das ganze Land [48]. Der aus der Sahara kommende Passatsturm ist voll von Sandpartikeln, die das Sonnenlicht abschirmen und den Himmel bedecken. In der Regenzeit („April bis Juni sowie im September/Oktober“ [48]) kommen die Winde vom Atlantik [48]. Die vom Atlantik kommenden Winde haben eine relative Feuchte von etwa 90% [48]. Auf Grund der unterschiedlichen Witterungsbedingungen müssten für Ghana eigene Trübungsfaktoren berechnet werden, dies ist ein aufwendiger empirischer Prozess. Da keine Trübungsfaktoren nach VDI 6007 für Ghana zur Verfügung stehen, wurde die Annahme getroffen, dass in Ghana die gleichen Trübungsfaktoren wie in Deutschland gelten, diese sind in der VDI Richtlinie 6007, Blatt 3 zu finden.

In der folgenden Abbildung 27 ist die Tabelle der Trübheitsfaktoren aus der VDI 6007 Blatt 3 dargestellt.

	Jan	Feb	Mär	Apr	Mai	Jun	Jul	Aug	Sep	Okt	Nov	Dez
Monatsmittel	3,7	4,1	4,6	5,1	5,3	6,1	6,1	5,9	5,4	4,2	3,6	3,5
Monatsmittel – Standardabweichung	2,7	3,1	3,3	3,5	3,7	4,3	4,3	4,1	3,9	3,0	2,9	2,7
Monatsmittel – 2 × Standardabweichung	1,7	2,1	2,0	1,9	2,1	2,5	2,5	2,3	2,4	1,8	2,2	1,9

Abbildung 27: Auszug: VDI 6007 Blatt 3: Trübungsfaktor für Deutschland nach Linke [2]

## 4.2. Annahmen für die Kühllastberechnung

### 4.2.1. Raumgeometrie

Für die Raumhöhe wurden die in Tabelle 8 dargestellten Annahmen getroffen. Die getroffenen Annahmen sind typische Werte für Gebäude und gelten in allen Stockwerken. Um die Annahmen graphisch zu verdeutlichen, ist in Abbildung 28 eine Skizze der Höhen dargestellt. Die für die Berechnung definierten Räume sind in Anhang C dargestellt.

Tabelle 8: Annahmen: Gebäudestruktur, Raumhöhen

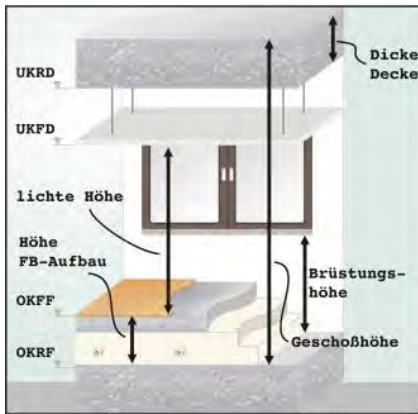


Abbildung 28: Skizze: Gebäudestruktur, Raumhöhe [11]

Geschoß Höhe	3,25 m
lichte Raumhöhe	2,50 m
Höhe Fußboden Aufbau	0,15 m
Dicke der Decke	0,30 m
Brüstungshöhe	1,00 m

### 4.2.2. Wand-, Fenster- und Fußboden-/Decken-Beschaffenheiten

Um die Rechnung zu vereinfachen, wurden die Annahmen getroffen, dass es nur zwei Wandtypen gibt. Die Berechnungen des Wärmedurchgangskoeffizient (U-Wert) wurde hier von dem benutzten Berechnungsprogramm mh-Software durchgeführt. Das Programm ermittelt den U-Wert aus dem gewählten Material und der Wanddicke.

Der erste Typ ist eine 200 mm dicke Klinkermauerwand mit einem U-Wert von  $2,14 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ . Der zweite Wandtyp ist eine 370 mm dicke Stahlbetonwand mit einem U-Wert von  $2,49 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ . Die genaue Positionierung der Wände ist in Anhang B dargestellt.

Für die Fenster und Türen wurde eine Einfachverglasung gemäß VDI 6007 [2] Blatt 2 angenommen, da keine genauen Angaben zur Verfügung stehen. Der Energiedurchlassgrad (g-Wert) beträgt hier 0,9. Um den Wärmeeinfluss der Strahlung durch die Fenster und Türen zu reduzieren, werden diese mit außenliegenden Jalousien versehen, diese werden auch aus der VDI 6007, Blatt 2 entnommen.

Der Fußboden bzw. die Decke von dem darunterliegenden Raum besteht aus Stahlbeton, die Dicke beträgt 300 mm, der U-Wert beträgt  $1,90 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ .

Das Dach besteht aus zwei Schichten, die erste Schicht besteht aus 300 mm Stahlbeton, die zweite Schicht ist eine 20 mm dicke Bitumendachbahn. Der U-Wert des Daches beträgt  $2,10 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ .

### 4.2.3. Raumspezifische Annahmen

Für die raumspezifischen Annahmen wurde sich an der DIN V 18599 orientiert. Die Zuluft wird den Räumen mit 17°C zugeführt. Mit dieser Annahme lässt sich der für die Kühlung notwendige Luftvolumenstrom berechnen.

Eine Ausnahme bei den Annahmen wird bei den Räumen: Lounge/Bar und Private Lounge getroffen. Aufgrund von Erfahrungswerten wird hier von  $2 m^2/Person$  ausgegangen.

Die inneren Lasten und deren Wirkzeitraum sind für jeden Raumtyp individuell angenommen. Die raumspezifischen Annahmen sind im Anhang D dargestellt, zum Beispiel wird in der Lounge/Bar anhand des Grundrisses angenommen, dass 50 Personen in dem Raum sein können. Der Nutzungszeitraum ist von 10 bis 24 Uhr [7].

Die äußeren Lasten können zu null gesetzt werden, da das Gebäude eine RLT-Anlage hat, welche durchgehend in Betrieb ist. Durch die RLT-Anlage ist ein Überdruck im Raum, welcher eine Infiltration von außen verhindert [3]. Von einer Fensterlüftung wird nicht ausgegangen.

Die RLT-Anlage steht 24 Stunden am Tag zur Verfügung.

#### 4.3. Kühllastberechnung nach VDI 2078

Die Berechnungen wurden, unter Annahme der zuvor definierten Randbedingungen, mit dem Berechnungsprogramm mh-Software durchgeführt. mh-Software ist ein Computerprogramm, welches die dynamische Kühllast nach VDI 2078 berechnet.

Laut Ergebnis der Berechnung beträgt die maximale Kühllast  $53,44 \text{ kW}$ . Der maximale Zuluftvolumenstrom beträgt:  $20293 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ , das entspricht einer 10,6-fachen Luftwechselrate pro Stunde.

Die Berechnungsergebnisse für den Monat mit den höchsten Kühllasten, hier der Mai, sind im Anhang E dargestellt. In der folgenden Abbildung 29 ist die Kühllast und die Außentemperatur im Mai über den Referenztag dargestellt.

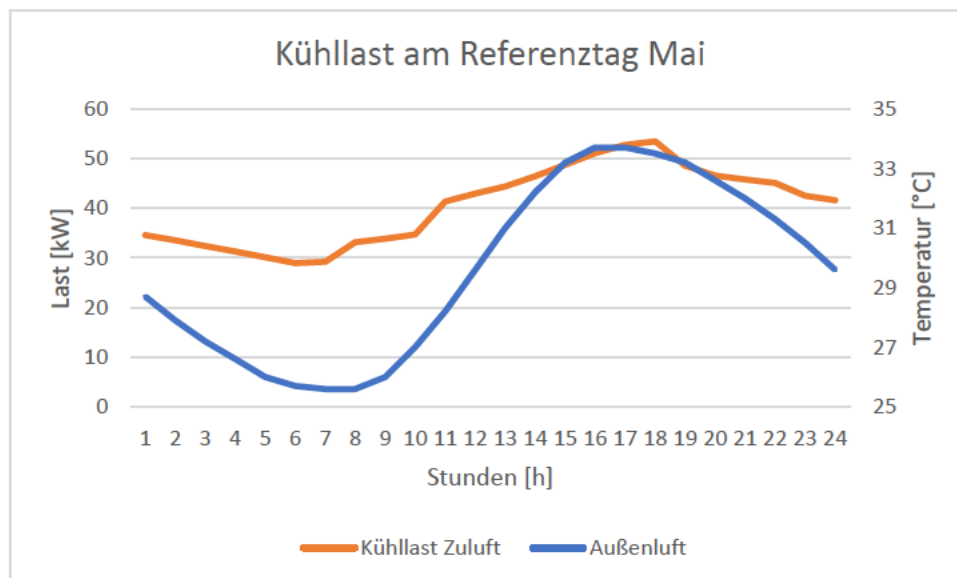


Abbildung 29: Gesamte Kühllast von dem Gebäude „(in Anlehnung an [11])“

#### 4.4. Optimierung des Gebäudes und der Klimatisierungsanforderungen

Da ein maximaler Luftvolumenstrom mit einer Luftwechselrate von 10 oder mehr nur sehr schwer ohne Durchzugserscheinungen realisiert werden kann, sollten Optimierungen am Gebäude und eine ortsbezogene Anpassung an den Kühlungsparametern vorgenommen werden, um die Kühllast zu reduzieren. Eine Möglichkeit der Kühllastreduzierung ist die Montage von Jalousien an den Fenstern. Als Jalousien werden die in VDI 6007, Blatt 2 definierten „Lamellenraffstore (45°, cut-off)“ in Außenlage verwendet. Der Gesamtenergiedurchlassgrad bei den Lamellenraffstores für die direkte Strahlung beträgt 0,14, der für die diffuse Strahlung 0,43 [2].

Da die Außentemperatur meistens über der Raumtemperatur liegt, könnte es energetisch sinnvoll sein, nur den erforderlichen minimalen Luftvolumenstrom über die RLT-Anlage zu kühlen. Die nicht über die RLT-Anlage abgeführte Wärme kann über dezentrale Kühlelemente, wie zum Beispiel Kühldecken, in jeden Raum einzeln, abgeführt werden. Das reduziert dann die Kühllast und den dafür erforderlichen Luftvolumenstrom für die RLT-Anlage.

Der minimale Luftvolumenstrom wird nach DIN EN 16798-1 mit dem Verfahren 1 „auf der Grundlage der wahrgenommenen Luftqualität“ oder der ASR A4.1 ermittelt. Es folgt eine beispielhafte Luftmengenberechnung für den Raum: Büro 1,2,3 & board room (Raumnummer: 1.1.OG.3.1) nach DIN EN 16798-1 und für das WC (Raumnummer: 1.EG.3.4) nach ASR A4.1. Die WCs werden nach ASR A4.1 berechnet, damit es nicht zu unangenehmen Gerüchen kommt.

*Beispielberechnung Luftmenge:*

Büro 1,2,3& board room:

$n$  wird auf Grund der Raumgröße und der Personendichte von  $14 \text{ m}^2/\text{Person}$  mit 6 Personen angenommen.

$q_p$  wird aus Tabelle 3 genommen und beträgt:  $7 \frac{\text{l}}{(\text{s je Person})}$

$A_R$  wird aus MH-Software entnommen und beträgt:  $78,3 \text{ m}^2$

$q_B$  wird aus Tabelle 4 genommen und beträgt:  $0,7 \frac{\text{l}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$

Die Luftmenge wird nach Formel 1.1 für Lounge/Bar berechnet:

$$q_{tot} = n \cdot q_p + A_R \cdot q_B = 96,8 \frac{\text{l}}{\text{s}} = 349 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

*Sanitärräume:*

$A_R$  wird aus MH-Software entnommen und beträgt:  $10,6 \text{ m}^2$

$\dot{V}_{WC}$  wird in der ASR A4.1 mit  $11 \frac{\text{m}^3}{\text{h m}^2}$  definiert.

Die Luftmenge wird nach Formel 1.2 für Sanitärräume berechnet:

$$q_{WC} = A_R \cdot \dot{V}_{WC} = 117 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Im Anhang F sind die Ergebnisse der Berechnung mit den raumspezifischen Daten für jeden einzelnen Raum mit der genutzten Berechnungsgrundlage dargestellt.

Der gesamte berechnete Luftvolumenstrom beträgt:  $5213,4 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ .

Der minimal erforderliche Luftvolumenstrom kann für jeden Raum in das Berechnungsprogramm eingegeben werden.



Wie bereits erwähnt, kann eine Kühldecke zur Optimierung eingebaut werden, diese kann jedoch aufgrund der hohen Luftfeuchtigkeit und der deswegen resultierenden schnell zu erreichenden Taupunkttemperaturunterschreitung nur mit  $40 \text{ W/m}^2$  angenommen werden. Die zur Kühlung benutzte Kühldeckenfläche wird mit 75% der gesamten Deckenfläche angenommen. Die Reduzierung ist erforderlich, da in der Decke Einbauteile wie zum Beispiel Luftauslässe oder Lampen montiert sein können.

Eine weitere Möglichkeit die Kühllast zu verringern, ist es die Solltemperatur in den Räumen zu erhöhen. In Deutschland wird in der ASR A3.5 die maximal zulässige Temperatur von  $26^\circ\text{C}$  als Maximalwert definiert [28].

Da sich das Gebäude in Ghana und nicht in Deutschland befindet, ist es sinnvoll, die internationale ASHRAE Norm zu betrachten. Laut der „ASHRAE Standard 55“ sind im Sommer 80% der Bewohner mit dem Komfortbereich zwischen  $26^\circ\text{C}$  und  $28^\circ\text{C}$  bei einer Luftfeuchtigkeit von 70% zufrieden [29]. Bei Untersuchungen von der „Kwame Nkrumah University of Science and Technology“ in Ghana kam heraus, dass Menschen, welche in heißen Regionen leben, höhere Temperaturen als in der ASHRAE Standard 55 immer noch als komfortabel empfinden [29]. Die meisten Befragten in Ghana finden Temperaturen, welche die Norm „ASHRAE Standard 55“ um  $1^\circ\text{C}$  bis  $5^\circ\text{C}$  überschreiten als annehmbar [29].

#### Berechnung der optimierten Modelle

Da mh-Software die operative Raumtemperatur nur bei der Betrachtung einzelner Räume anzeigt, wird jetzt die Auswertung der Kühllastbedingungen an dem Raum: Büro 1,2,3& board room mit der Raumnummer: 1.1.OG.3.1 durchgeführt. Die in den folgenden Diagrammen dargestellten Klimatisierungsrandbedingungstypen sind wie in der folgenden Tabelle 9 dargestellt definiert:

Tabelle 9: Klimatisierungsrandbedingungen

Typ 1	ohne Luftvolumenstrombegrenzung ohne Verschattung, $t_{soll} = 24,9^\circ\text{C}$
Typ 2	ohne Lüftung, mit Verschattung
Typ 3	ohne Luftvolumenstrombegrenzung, mit Verschattung, $t_{soll} = 26^\circ\text{C}$
Typ 4	mit Mindestluftvolumenstrom, mit Verschattung, $t_{soll} = 26^\circ\text{C}$
Typ 5	mit Mindestluftvolumenstrom, Kühldecken 75% der Deckenfläche, Gips $40 \text{ W/m}^2$ , mit Verschattung, $t_{soll} = 26^\circ\text{C}$
Typ 6	bis doppeltem Mindestluftvolumenstrom, Kühldecken 75% der Deckenfläche, Gips $40 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$ , mit Verschattung, $t_{soll} = 26^\circ\text{C}$

In der folgenden Abbildung 30 wird die operative Raumtemperatur und die Außentemperatur über den wärmsten Tag dargestellt. In dem Diagramm, das in Abbildung 30 dargestellt ist, wird ersichtlich, dass die Raumtemperatur ohne Kühlung (Typ 2) und bei konvektiver Kühlung dem Mindestluftvolumenstrom (Typ 4) nicht ausreicht, um unter die Außentemperatur zu kommen, deswegen werden diese beiden Typen nicht mehr weiter beachtet.



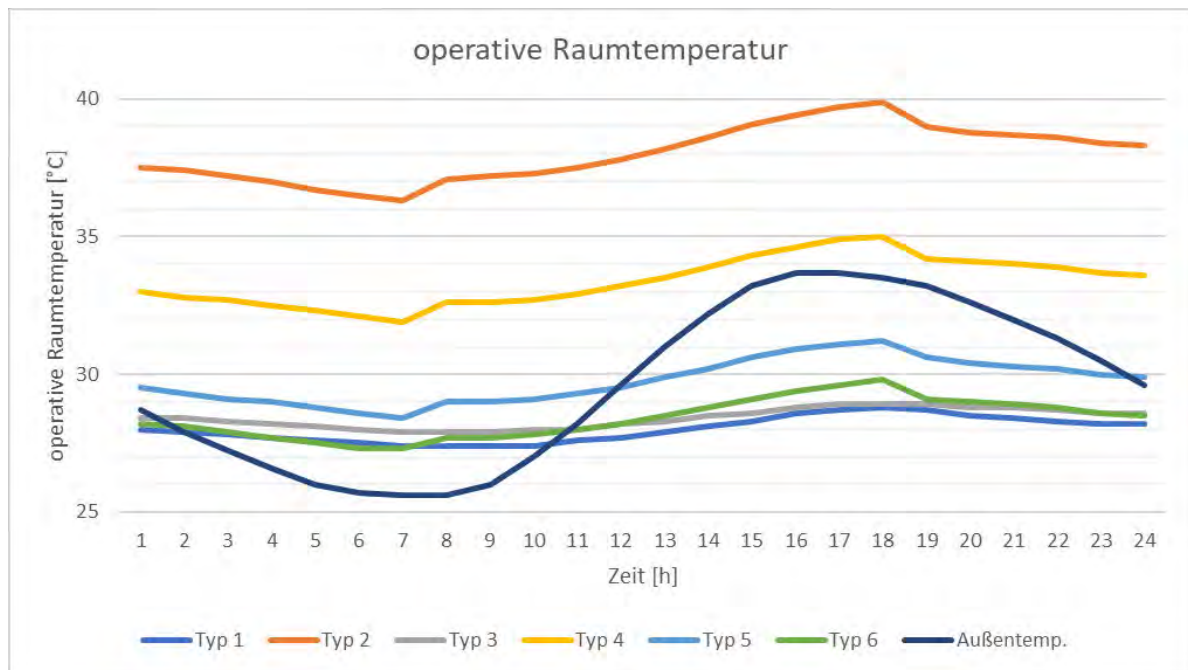


Abbildung 30: Kühlungstypen Vergleich: operative Raumtemperatur

Ein weiterer wichtiger Punkt ist die Wärmemenge, welche abgeführt werden muss, um die Temperatur zu erreichen. Die zur Kühlung notwendigen Wärmemengen sind über den Tag in dem Diagramm in Abbildung 31 dargestellt.

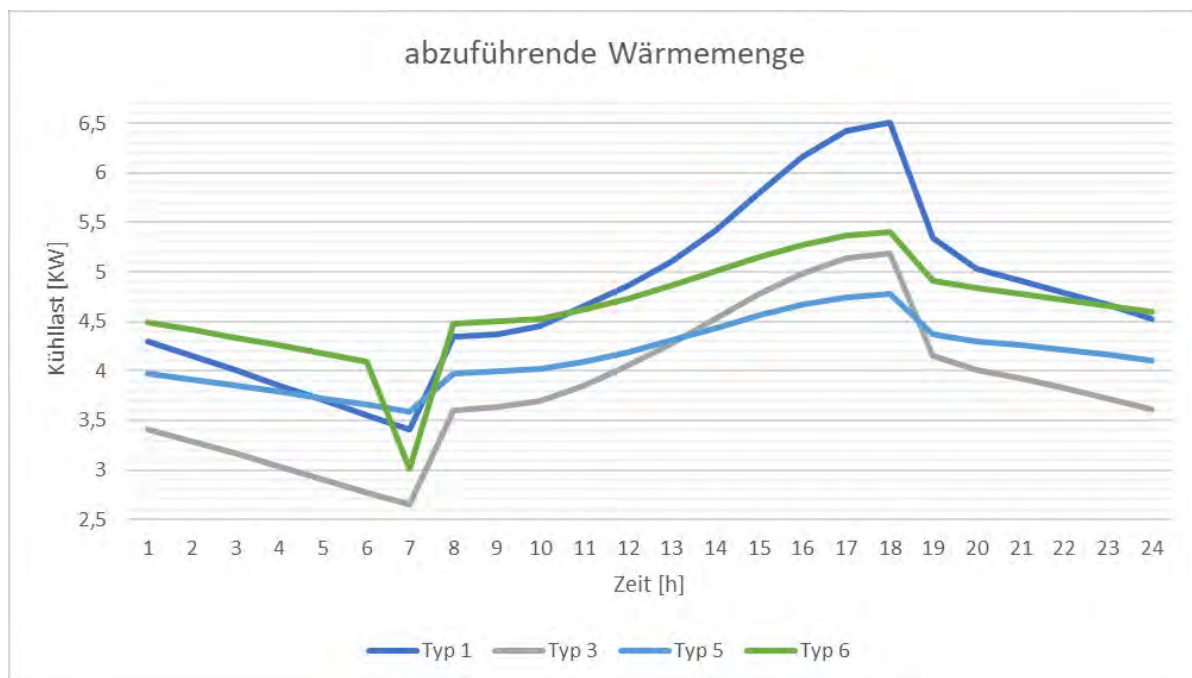


Abbildung 31: Kühlungstypen Vergleich: abzuführende Wärmemenge

In Abbildung 31 wird erkenntlich, dass je geringer die operative Raumtemperatur ist, desto höher ist die abzuführende Wärmemenge. Da der Temperaturunterschied zwischen Typ 1 und Typ 3 nur sehr gering, aber die verbrauchte Leistung bei Typ 1 deutlich höher ist, wird Typ 1 nicht weiter betrachtet.

Ein weiterer wichtiger Punkt für die Behaglichkeit ist, dass es keine Durchzugserscheinungen gibt. Durchzugserscheinungen können bereits bei einem 8-fachen stündlichen Luftwechsel auftreten. In der folgenden Abbildung 32 sind die Luftwechselraten über den Tag dargestellt. Hier fällt auf, dass die Kühlung nach Typ 3 die kritische Luftwechselrate von acht übersteigt.

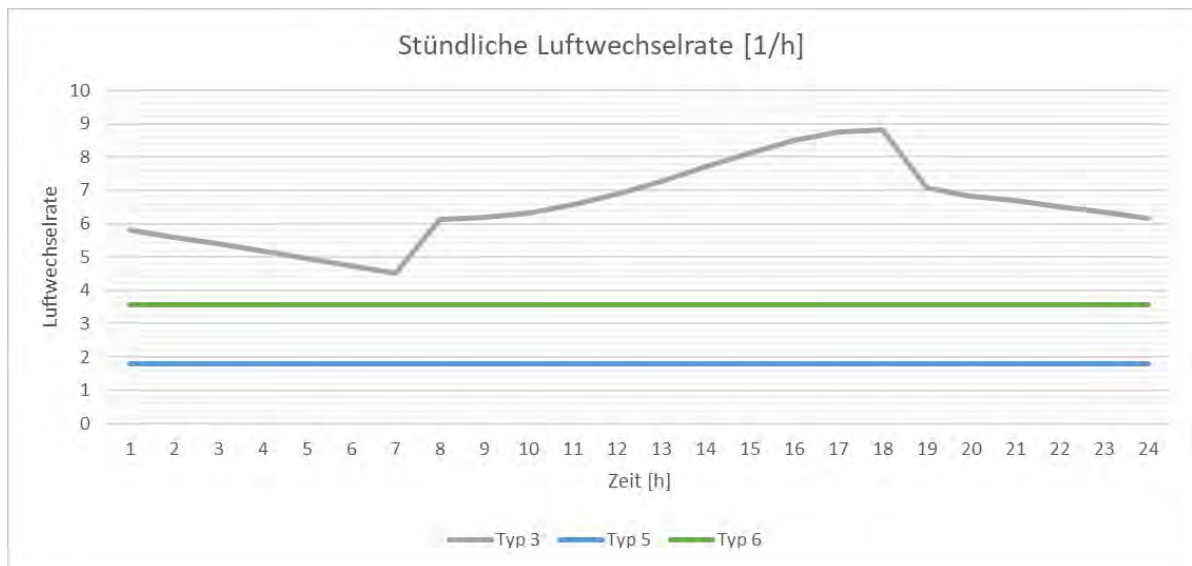


Abbildung 32: Kühlungstypen Vergleich: Stündliche Luftwechselrate

Die für die Kühlung in Frage kommenden Typen sind jetzt Typ 5 und Typ 6. Da die operative Raumtemperatur das ausschlaggebende Kriterium für eine Kühlung ist, wird sich hier für die Kühlvariante 6 entschieden. In Anhang G sind die Berechnungsergebnisse für den Monat März (in dem die höchsten Kühllasten auftreten) dargestellt. Die folgenden Berechnungen werden jetzt für den Raum: Büro 1,2,3& board room mit der Raumnummer: 1.1.OG.3.1 durchgeführt. Bei den folgenden Berechnungen wird für jeden Monat, der von mh-Software erstellt, stellvertretende Tag genommen, um die Innentemperatur in die Berechnung der Lüftungsanlagen einzubeziehen.

## 5. Übersicht der Varianten zur Kühlung

### 5.1. Variante 1: RLT-Anlage mit konventioneller Kältemaschine

In der konventionellen RLT-Anlage wird zur Kühlung eine konventionelle Kältemaschine verwendet. Das Anlagenschema ist das in Abbildung 33 dargestellte Schema. Das Kältereigister wird hier bei der direkten Kühlung mit Kältemittel oder bei der Kühlmittelkühlung mit einem Wasser-Frostschutzmittel-Gemisch durchströmt. Es wird bei der Berechnung von einer direkten Kältemittelkühlung ausgegangen.

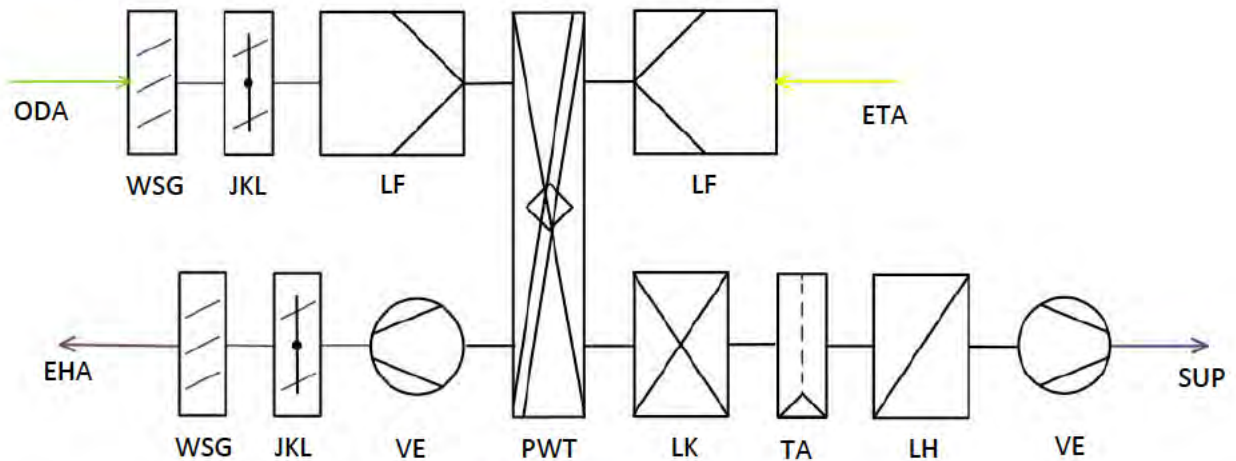


Abbildung 33: RLT-Anlage mit konventioneller Kältemaschine

### 5.2. Variante 2: RLT-Anlage mit Indirekte Verdunstungskühlung

Um eine indirekte Verdunstungskühlung zu realisieren, wird die bekannte RLT-Anlage in Abbildung 3 um einen adiabaten Befeuchter inklusive Tropfenabscheider in der Abluft erweitert [24]. Bei der indirekten Verdunstungskühlung muss ein rekuperativer Plattenwärmetauscher (PWT) verwendet werden, um eine ungewünschte Befeuchtung der Zuluft zu vermeiden [24]. Die RLT-Anlage für die indirekte Verdunstungskühlung ist in Abbildung 34 dargestellt. Um einen grafischen Zusammenhang zwischen Abbildung 34 und Abbildung 35 zu schaffen sind die Pfeile aus dem  $h, x$ -Diagramm in Abbildung 34 dargestellt.

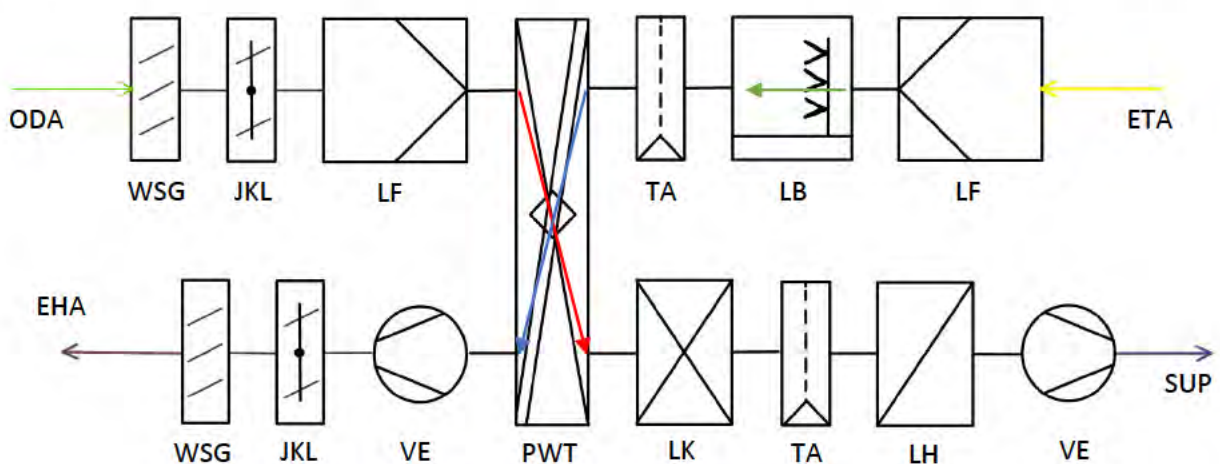


Abbildung 34: Schema: RLT-Anlage: indirekte Verdunstungskühlung „(in Anlehnung an [24])“

Durch die adiabate Befeuchtung der Abluft wird der Luft die zur Verdunstung notwendige Energie entzogen und kühlt diese somit ab [24]. Um eine gewünschte Zulufttemperatur von  $17^{\circ}\text{C}$  zu erreichen, muss die Außenluft nach der Wärmerückgewinnung noch weiter aufbereitet werden. In der folgenden Abbildung 35 ist der Prozess der indirekten Verdunstungskühlung skizzenhaft in dem  $h, x$ -Diagramm nach Mollier dargestellt.



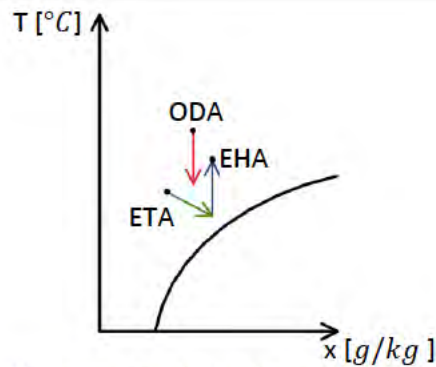


Abbildung 35: Skizze:  $h, x$ -Diagramm: Indirekte Verdunstungskühlung „(in Anlehnung an [24])“

Der grüne Pfeil stellt die adiabate Befeuchtung der Abluft dar. Hier ist zu erkennen, dass die Temperatur sinkt und der Wassergehalt steigt [24]. Der Energieaustausch in der Wärmerückgewinnung wird durch die zwei antiparallelen Pfeile in rot und grün dargestellt [24]. Die konventionelle RLT-Anlage beginnt da, wo der rote Pfeil endet.

### 5.3. Variante 3: RLT-Anlage mit Kühlung durch Trocknung und Verdunstung

Bei der Kühlung durch Trocknung und Verdunstung gibt es zusätzlich zwei adiabate Befeuchter, einen Sorptionsrotor (SR) und einen Luftherhitzer [24]. Der Plattenwärmetauscher wird durch einen Rotationswärmetauscher ersetzt [24]. Das Schema der modifizierten RLT-Anlage ist in der folgenden Abbildung 36 dargestellt. Die Pfeile aus Abbildung 37 sind hier in der Abbildung 36 graphisch dargestellt.

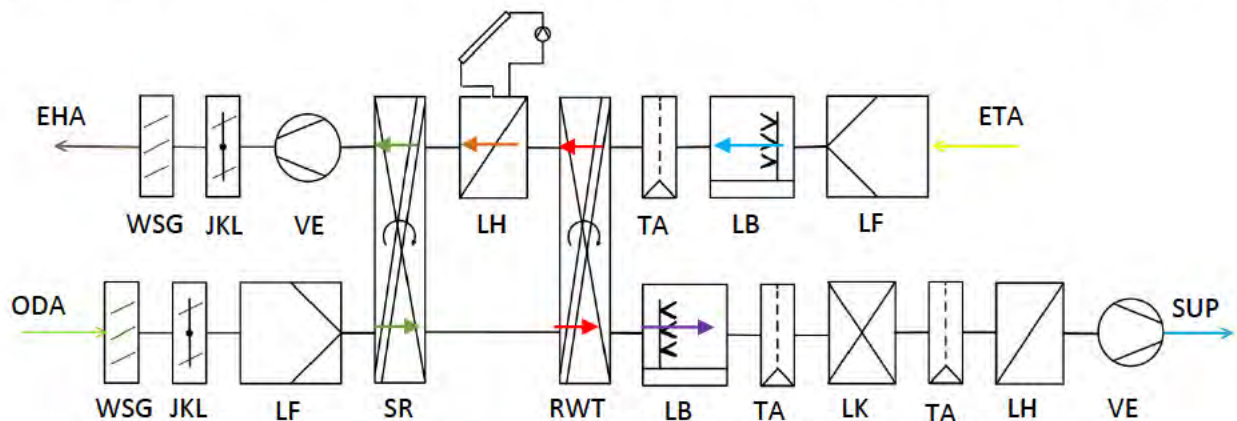


Abbildung 36: Schema: RLT-Anlage: Kühlung durch Trocknung und Verdunstung „(in Anlehnung an [24])“

Die Abluft wird, wie bei der indirekten Verdunstungskühlung, mittels adiabater Befeuchtung heruntergekühlt [24]. Der Rotationswärmetauscher transportiert dann einen Wärmestrom von der warmen Außenluft an die kalte und feuchte Abluft [24]. Die kalte und feuchte Abluft wird durch den Rotationswärmetauscher erwärmt, anschließend wird die Abluft mit einem Luftherhitzer weiter aufgeheizt bis diese etwa  $70^{\circ}\text{C}$  erreicht [30]. Um diese heißen Temperaturen zu erreichen, ist es energetisch sinnvoll die Abwärme der Kühlung und Solarkollektoren zu verwenden [24]. Sollte die Abwärme der Kühlung und der Solarkollektoren nicht ausreichen, muss die Wärme elektrisch erzeugt werden. Durch die hohe Lufttemperatur sinkt der relative Feuchtegehalt der Abluft. Die Abluft kann nun den Sorptionsrotor trocknen, ehe sie als Fortluft hinfort geblasen wird [24]. Die Außenluft wird in dem Sorptionsrotor getrocknet, damit der Abkühlungseffekt durch die adiabate Kühlung vergrößert werden kann [24]. In der Abbildung 37 ist der Prozess der Kühlung durch Trocknung und Verdunstung skizzenhaft in dem  $h, x$ -Diagramm nach Mollier dargestellt.



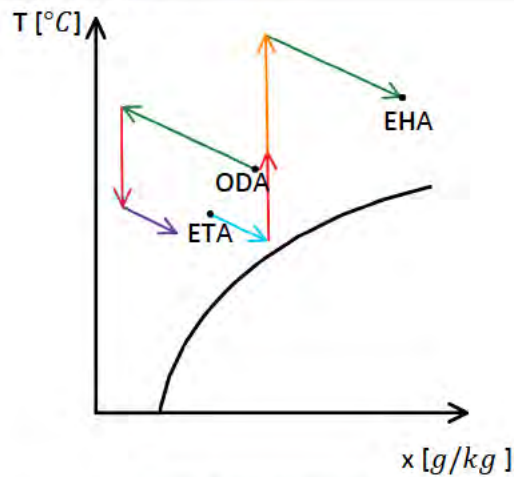


Abbildung 37: Skizze:  $h, x$ -Diagramm: Kühlung durch Trocknung und Verdunstung „(in Anlehnung an [24])“

Anhand der in Abbildung 37 dargestellten Pfeile in rot und grün erkennt man, dass der Rotationswärmetauscher und der Sorptionsrotor immer antiparallel wirken, das heißt, dass die aufgenommene Wärme oder das aufgenommene Wasser in gleicher Menge wieder abgegeben werden muss [24]. Der zusätzliche Erhitzer ist notwendig, um den relativen Wassergehalt der Luft zu verringern und somit die Wiederaufnahmefreudigkeit der Luft nach Wasser aus dem Sorptionsrad zu vergrößern [24]. Ab der Spitze des Pfeiles in Lila beginnt die konventionelle RLT-Anlage.

#### 5.4. Variante 4: RLT-Anlage mit Kühlung durch doppelte Trocknung und Verdunstung

Da in Ghana eine sehr hohe Luftfeuchtigkeit bei hohen Temperaturen herrscht, könnte es zu der energetischen Optimierung beitragen die Außenluft zwei Mal zu entfeuchten. Die RLT-Anlage mit doppelter Trocknung ist der in 5.1.3. beschreibenden Anlage sehr ähnlich. Das Schema der RLT-Anlage ist in Abbildung 38 dargestellt. Der zusätzliche Sorptionsrotor und der Rotationswärmetauscher werden mit Außenluft betrieben, welche erst durch adiabate Befeuchtung herunter gekühlt und anschließend mit Solarkollektoren erwärmt wird.

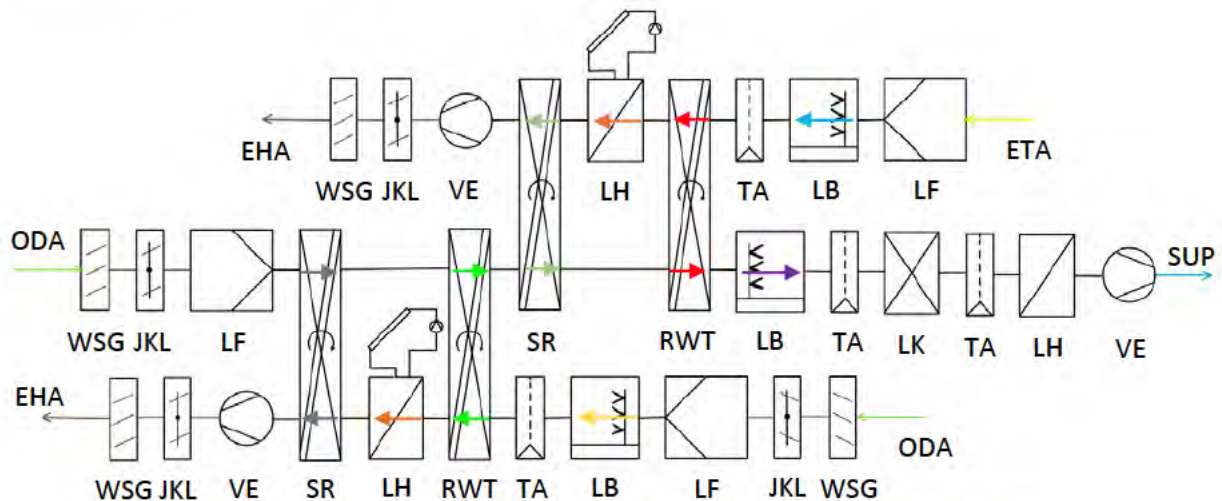


Abbildung 38: Schema: RLT-Anlage: Kühlung durch doppelte Trocknung und Verdunstung

Das zu dem Schema der RLT-Anlage passende  $h, x$ -Diagramm ist in der folgenden Abbildung 39 dargestellt. Die Pfeile in dem Diagramm sind in der gleichen Farbe in dem Anlagenschema in Abbildung 38 eingezeichnet.

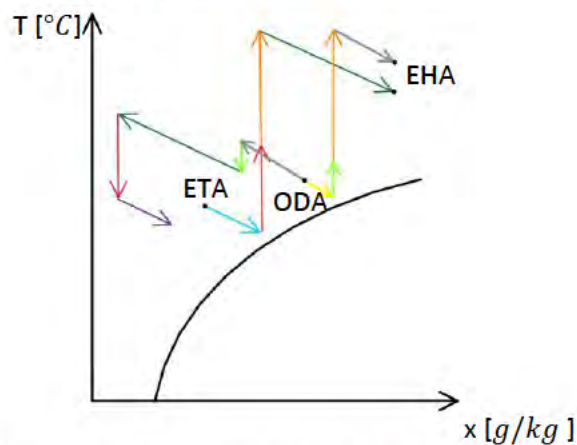


Abbildung 39: Skizze:  $h, x$ -Diagramm: Kühlung durch doppelte Trocknung und Verdunstung

### 5.5 Unterstützung der Varianten durch Kühldecken

Wie bereits in den Grundlagen erwähnt, sind Kühldecken ideal zur Wärmeabfuhr bei hohen Wärmelasten, das heißt sie können die RLT-Anlage bei der Kühlung unterstützen, ohne den Luftvolumenstrom zu erhöhen. Aus diesem Grund wird das Gebäude mit Kühldecken versehen, welche die RLT-Anlage bei der Abfuhr der Wärmelasten unterstützen.

### 5.6 Wärmeerzeugung für den Lufterhitzer vor dem Sorptionsrotor

Um die Wärme für den Lufterhitzer bereit zu stellen, werden in erster Linie Vakuumröhrenkollektoren verwendet, sollten diese nicht ausreichen, wird die restliche benötigte Wärme über eine elektrische Heizung erzeugt.

### 5.7. Variante 5: Split-Gerät mit konventioneller Kältemaschine

Wie in den Grundlagen erwähnt, ist die Split-Kühlung die gängigste Kühlungsvariante in Afrika, deswegen darf diese auch bei den untersuchten Methoden nicht fehlen. Das Anlagenschema ist in der folgenden Abbildung 40 dargestellt. Der Verflüssigungssatz ist an der Außenwand des Gebäudes befestigt, die Außenluft ist in grün dargestellt. Der zu kühlende Raum, in dem das Innengerät montiert ist, ist in Lila dargestellt. Das Split-Gerät hat keine gesteuerte Entfeuchtungsfunktion und entfeuchtet deshalb nur, wenn das Kühlregister der Inneneinheit eine geringere Temperatur als die Taupunkttemperatur hat.

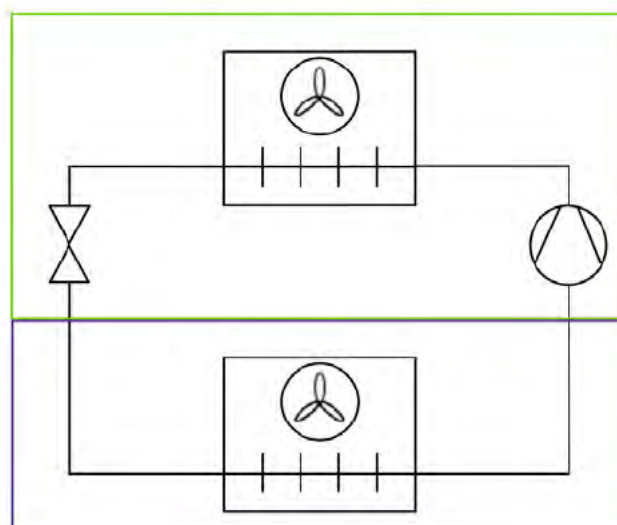


Abbildung 40: Skizze: Split-Gerät

## 6. Numerische Untersuchungen und Vergleich der verschiedenen Kühlsysteme

Die Berechnung wird mit Matlab /Simulink durchgeführt. Im Folgenden sind die einzelnen Berechnungsschritte anhand einer Beispielrechnung erklärt. Die aus Diagrammen abgelesenen Werte werden durch lookup tables in Matlab dargestellt.

### 6.1 Annahmen und Ansatz

#### Außenluft Parameter:

Die Außenlufttemperatur und Feuchtigkeit werden den aufgezeichneten Wetterdaten entnommen. In der Beispielberechnung wird der Jahresdurchschnitt zwischen 6 und 18 Uhr genommen. Die Außenlufttemperatur  $T_{ODA}$  beträgt:  $28,18^{\circ}\text{C}$ , die relative Außenluftfeuchte  $\varphi_{ODA}$  beträgt: 0,8031. Für den Umgebungsdruck wird der mittlere Luftdruck der Atmosphäre auf Meereshöhe mit  $101.325\text{ Pa}$  angenommen [13].

Die absolute Außenluftfeuchte kann mit Formel (3.4) und (3.5) berechnet werden:

$$p'_d = 611 \cdot \exp\left(-\frac{1,91275}{10^4} + \frac{7,258}{10^2} \cdot \vartheta - \frac{2,939}{10^4} \cdot \vartheta^2 + \frac{9,841}{10^7} \cdot \vartheta^3 - \frac{1,92}{10^9} \cdot \vartheta^4\right) = 3818,57\text{ Pa}$$

$$x = 0,622 \cdot \frac{\varphi \cdot p'_d}{p - \varphi \cdot p'_d} = 19,41 \frac{\text{g}_W}{\text{kg}_L}$$

#### Raumparameter:

Als Vereinfachung wird hier stellvertretend für das Gebäude nur der Raum: „Büro 1,2,3& board room“ betrachtet. Für die Werte aus der mh-Software im Beispiel wird ein Januartag zwischen 9 und 10 Uhr genommen, diese sind in der folgenden Tabelle 10 dargestellt [11]:

Tabelle 10: Januartag zwischen 12 und 13 Uhr [11]

Uhrzeit	$Q_{Gesamt}$ [kW]	$Q_{Zuluft}$ [kW]	$Q_{Flächen}$ [kW]	$V_{Zuluft}$ [m <sup>3</sup> /h]	$\vartheta_{Raum}$ [°C]
9-10	-3,709	-2,091	-1,618	697	26

Für die maximale Raumfeuchtigkeit wird der in DIN EN 15251 definierte Höchstwert der absoluten Feuchte von  $11,5\text{ g/kg}$  genommen [12].

Die maximale Zuluftfeuchte muss demzufolge die maximale Raumluftfeuchte minus die von Personen verursachte Feuchte sein. In dem Raum: „Büro 1,2,3& board room“ sitzen 6 Personen. Die Gaskonstante von Luft beträgt:  $287,1 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$ . Zur Berechnung wird Formel 2.21 verwendet.

$$\dot{m}_{Pers,Wasserdampf} = (-86 + 5,4 \cdot \vartheta_{IDA,Soll}) \cdot 6 = 326,4\text{ g/h}$$

$$\dot{m}_L = \dot{V}_L \cdot \rho_L$$

$$\text{mit } \rho_L = \frac{m}{V} = \frac{P}{R \cdot T} = 1,18\text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}_{Luft} = 822,46 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$x_{Raum} = \frac{\dot{m}_{Pers,Wasserdampf}}{\dot{m}_L} = 0,4 \frac{\text{g}_W}{\text{kg}_L}$$



$$x_{SUP} = x_{ETA} - x_{Raum}$$

$$x_{SUP} = 11,1 \frac{g_W}{kg_L}$$

Somit ergeben sich für die Zuluft folgenden Anforderungen:

$$x_{SUP} = 11,1 \frac{g_W}{kg_L}, \vartheta_{SUP} = 17^\circ C$$

#### Regenerationsluft bei Kühlung durch Trocknung und Verdunstung

Bei der Kühlung durch Trocknung und Verdunstung sollte die Regenerationsluft, also die Luft die das Sorptionsrad trocknet,  $70^\circ C$  haben [30]. Die hohe Temperatur ist erforderlich, um eine bestmögliche Trocknung des Silikagels zu erreichen [30].

#### Annahmen für den kompressorbetriebenen Kältekreis

Der Energieverbrauch der Systeme setzt sich zusammen aus der Kompressorleistung in dem Kältekreis und aus der Ventilatorleistung.

Es wird angenommen, dass das verwendete Kältemittel R1234yf ist. Das Kältemittel R1234yf hat ein geringes GWP und ist somit umweltfreundlicher als viele verbreitete Kältemittel. Es wurden folgende Annahmen getroffen:

- $\vartheta_{Verdampfer} = 7^\circ C$
- $\vartheta_{Verflüssiger} = 46^\circ C$
- Der Kältekreis wird als ideal angenommen, deswegen sind Verdampfer und Verflüssiger als isobar und der Verdichter als isentrop betrachtet.

In der folgenden Abbildung 41 ist das log p, h-Diagramm mit dem eingezeichneten Kältekreis dargestellt.

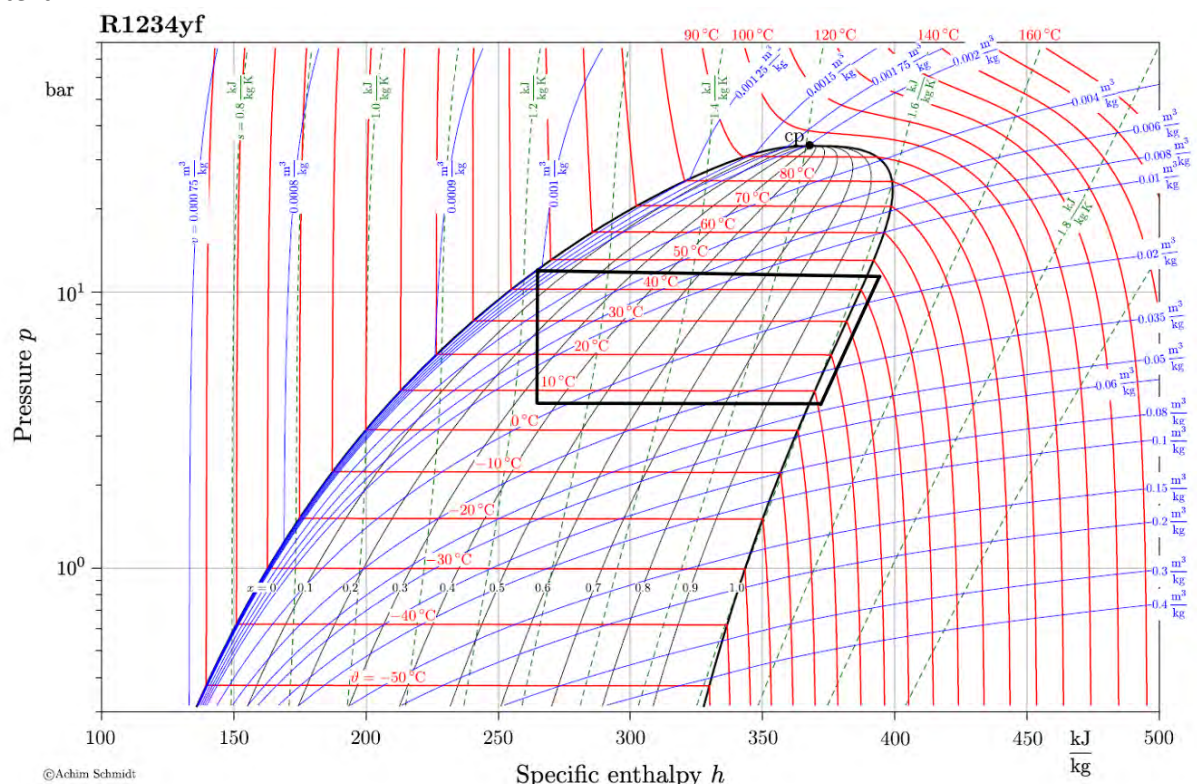


Abbildung 41: log p, h Diagramm 1234yf [Prof. Dr. Achim Schmidt]

Aus der Abbildung 41 werden folgende spezifische Enthalpien abgelesen.

$$\Delta h_{Verdampfer} = h_1 - h_4$$



$$\Delta h_{\text{Verdichter}} = h_2 - h_1$$

$$\Delta h_{\text{Verdampfer}} = 375 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 260 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 115 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\Delta h_{\text{Verdichter}} = 390 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 375 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 15 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

In dem Simulink Model wird bei der Enthalpie-Ermittlung davon ausgegangen, dass die Verdichter-Austrittstemperatur immer 15 K über der Umgebungstemperatur liegt, die Verflüssiger-Austrittstemperatur liegt 10 K über der Umgebungstemperatur. Hierbei werden Lookup Tables zur Realisierung verwendet. Durch die stetige Anpassung entsteht ein realitätsgetreueres Model.

#### *Solare Leistung*

Es wird angenommen das die Solarkollektoren flach auf dem Dach der Wohnungen montiert sind. Die mittlere Bestrahlungsstärke wird aus den aufgezeichneten Wetterdaten entnommen und in der Beispielrechnung mit  $587 \text{ W/m}^2$  angenommen. Das ist der Wert vom ersten Januar zwischen 9-10 Uhr. Die verwendeten Solarkollektoren sind: Vakuumflachkollektor mit seitlicher und rückwärtiger Isolierung. Die Wasseraustrittstemperatur wird mit  $80^\circ\text{C}$  angenommen, somit ist diese 10K über der gewünschten Lufttemperatur.

## 6.2. Beispiel Berechnung der Varianten

### 6.2.1. Variante 1: RLT-Anlage mit konventioneller Kältemaschine

In der folgenden Abbildung 42 sind die zur Berechnung erforderlichen Bauteile der RLT-Anlage mit einer konventionellen Kältemaschine dargestellt.

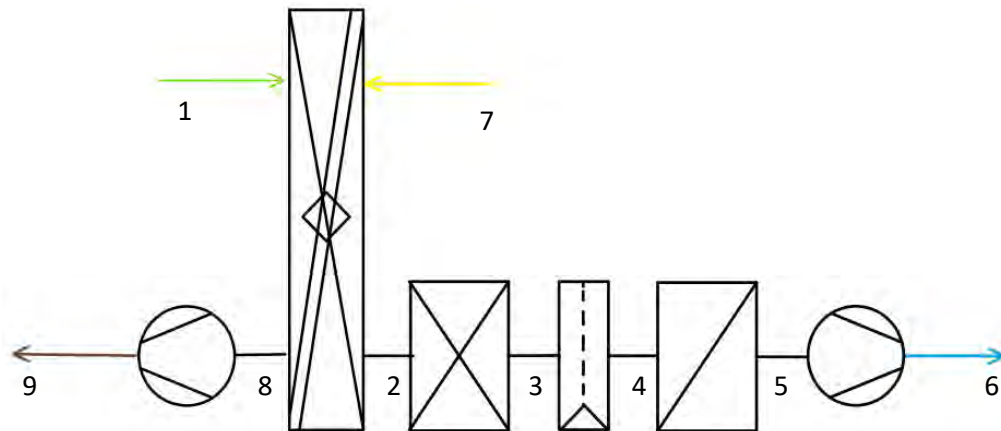


Abbildung 42: Berechnungsskizze: RLT-Anlage mit konventioneller Kältemaschine

*Bekannte Werte:*

$$x_1 = 19,41 \frac{g_W}{kg_L}, \vartheta_1 = 28,18^\circ C, x_6 = 11,1 \frac{g_W}{kg_L}, \vartheta_6 = 17^\circ C, x_7 = 11,5 \frac{g_W}{kg_L}, \vartheta_7 = 26^\circ C,$$

$$\dot{m}_{Luft} = 10.427 \frac{kg}{h}$$

Ein realistischer Wirkungsgrad für einen Plattenwärmetauscher ist 80% [19].  $\rightarrow \eta_{PWT} = 80\%$

*Berechnete Werte:*

In der folgenden Tabelle 11 sind alle Zustände der RLT-Anlage dargestellt. Die ausführliche Rechnung ist im Anhang I zu finden.

Tabelle 11: Zustände der Luft in der RLT-Anlage mit konventioneller Kältemaschine

Punkt	$x$ [g/kg]	$\vartheta$ [°C]	$\varphi$ –	$h$ kJ/kg	$\dot{Q}$ kW
1	19,41	28,18	0,80	77,84	–
2	19,41	26,44	0,89	76,02	–
3	19,41	15,65	–	44,20	–92,16
4	11,10	15,65	1,00	43,78	–
5	11,10	17,00	0,92	45,17	–
6	11,10	17,00	0,92	45,17	–
7	11,50	26,00	0,55	55,41	–
8	11,50	27,77	0,41	57,22	–
9	11,50	27,77	0,41	57,22	–

#### Berechnung Verdichterleistung

Die Wärmemenge, die der Luft in dem Luftkühler entzogen wird, ist identisch zu der Wärmemenge, welche das Kältemittel aufnimmt:

$$\dot{m}_K = \frac{\dot{Q}_{Kühlen}}{\Delta h_{Verdampfer}} = 0,80 \text{ kg/s}$$

$$P_{Verdichter} = \Delta h_{Verdichter} \cdot \dot{m}_K = 12,02 \text{ kW}$$

## 6.2.2. Variante 2: RLT-Anlage mit indirekter Verdunstungskühlung

In der folgenden Abbildung 43 sind die zur Berechnung erforderlichen Bauteile der RLT-Anlage mit indirekter Verdunstungskühlung dargestellt.

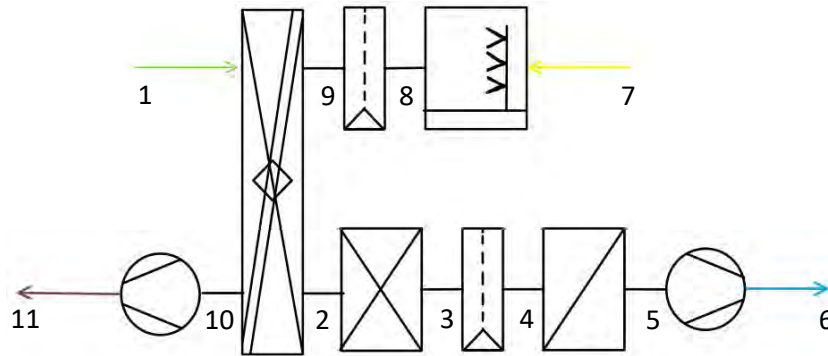


Abbildung 43: Berechnungsskizze: RLT-Anlage mit indirekter Verdunstungskühlung

*Bekannte Werte:*

$$x_1 = 19,41 \frac{g_W}{kg_L}, \vartheta_1 = 28,18^\circ C, x_6 = 11,1 \frac{g_W}{kg_L}, \vartheta_6 = 17^\circ C, x_7 = 11,5 \frac{g_W}{kg_L}, \vartheta_7 = 26^\circ C,$$

$$h_7 = 55,41 \frac{kJ}{kg}, \dot{m}_{Luft} = 10,427 \frac{kg}{h}, \eta_{PWT} = 80\%, \eta_{Bef} = 95\%$$

*Berechnete Werte:*

Der Zustand der Luft an allen Stellen in der RLT-Anlage ist in folgenden Tabelle 12 dargestellt. Die detaillierte Rechnung ist im Anhang J zu finden.

Tabelle 12: Zustände der Luft in der RLT-Anlage mit indirekter Verdunstungskühlung

Punkt	$x$ [g/kg]	$\vartheta$ [°C]	$\varphi$ –	$h$ kJ/kg	$\dot{Q}$ kW
1	19,41	28,18	0,8	77,84	–
2	19,41	21,59	1,19	70,98	–
3	19,41	15,65	–	44,2	–75,56
4	11,1	15,65	1	43,78	–
5	11,1	17	0,92	45,17	4,01
6	11,1	17	0,92	45,17	–
7	11,5	26	0,55	55,41	–
8	14,07	19,94	0,96	55,7	–
9	14,07	19,94	0,96	55,7	–
10	14,07	26,6	0,32	62,56	–
11	14,07	26,6	0,32	62,56	–

### Berechnung Verdichterleistung

$$\dot{m}_K = \frac{\dot{Q}_{Kühlen}}{\Delta h_{Verdampfer}} = 0,67 \text{ kg/s}$$

$$P_{Verdichter} = \Delta h_{Verdichter} \cdot \dot{m}_K = 10,12 \text{ kW}$$

## 6.2.3. Variante 3: RLT-Anlage mit Kühlung durch Trocknung und Verdunstung

In der folgenden Abbildung 44 sind die zur Berechnung erforderlichen Bauteile der RLT-Anlage mit Kühlung durch Trocknung und Verdunstung dargestellt.

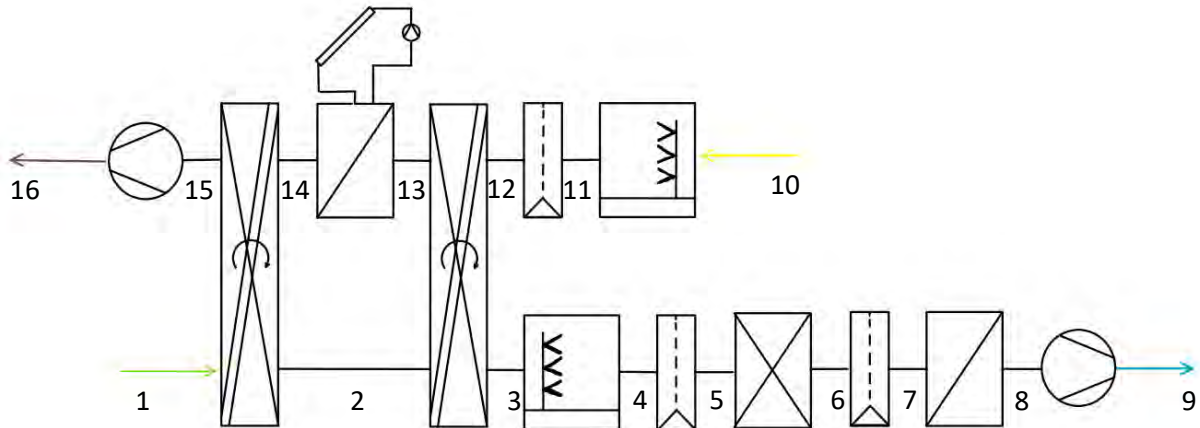


Abbildung 44: Berechnungsskizze: RLT-Anlage mit Kühlung durch Trocknung und Verdunstung

Bekannte Werte:

$$x_1 = 19,41 \frac{g_W}{kg_L}, \vartheta_1 = 28,18^\circ C, x_9 = 11,1 \frac{g_W}{kg_L}, \vartheta_9 = 17^\circ C, x_{10} = 11,5 \frac{g_W}{kg_L}, \vartheta_{10} = 26^\circ C,$$

$$h_{10} = 55,41 \frac{kJ}{kg}, \vartheta_{14} = 70^\circ C, \dot{m}_{Luft} = 10.427 \frac{kg}{h}, \eta_{RWT} = 80\%, \eta_{Bef} = 95\%, \eta_{Entf} = 80\%$$

Berechnete Werte:

Die Ergebnisse der der Berechnung der Luftzustände der RLT-Anlage mit Kühlung durch Trocknung und Verdunstung sind der Tabelle 13 dargestellt, die einzelnen Berechnungsschritte sind in Anhang K dargestellt.

Tabelle 13: Zustände der Luft in der RLT-Anlage mit Kühlung durch Trocknung und Verdunstung

Punkt	$x$ [g/kg]	$\vartheta$ [°C]	$\varphi$ –	$h$ kJ/kg	$\dot{Q}$ kW
1	19,41	28,18	0,12	77,84	–
2	10,14	51,32	0,48	77,84	–
3	10,14	26,22	0,60	52,16	–
4	11,10	23,93	0,60	52,27	–
5	11,10	23,93	0,92	52,27	–
6	11,10	17,00	0,92	45,17	–20,71
7	11,10	17,00	0,92	45,17	–
8	11,10	17,00	0,92	45,17	0,00
9	11,10	17,00	0,92	45,17	–
10	11,50	26,00	0,55	55,41	–
11	14,07	19,94	0,96	55,70	–
12	14,07	19,94	0,96	55,70	–
13	14,07	44,86	0,24	81,38	–
14	14,07	70,00	0,07	107,27	75,00
15	23,34	46,72	0,35	107,27	–
16	23,34	46,72	0,35	107,27	–

**Berechnung Verdichterleistung**

$$\dot{m}_K = \frac{\dot{Q}_{\text{Kühlen}}}{\Delta h_{\text{Verdampfer}}} = 0,2 \text{ kg/s}$$

$$P_{\text{Verdichter}} = \Delta h_{\text{Verdichter}} \cdot \dot{m}_K = 2,98 \text{ kW}$$

## 6.2.4. Variante 4: RLT-Anlage mit Kühlung durch doppelte Trocknung und Verdunstung

In der folgenden Abbildung 45 sind die zur Berechnung erforderlichen Bauteile der RLT-Anlage mit Kühlung durch doppelte Trocknung und Verdunstung dargestellt.

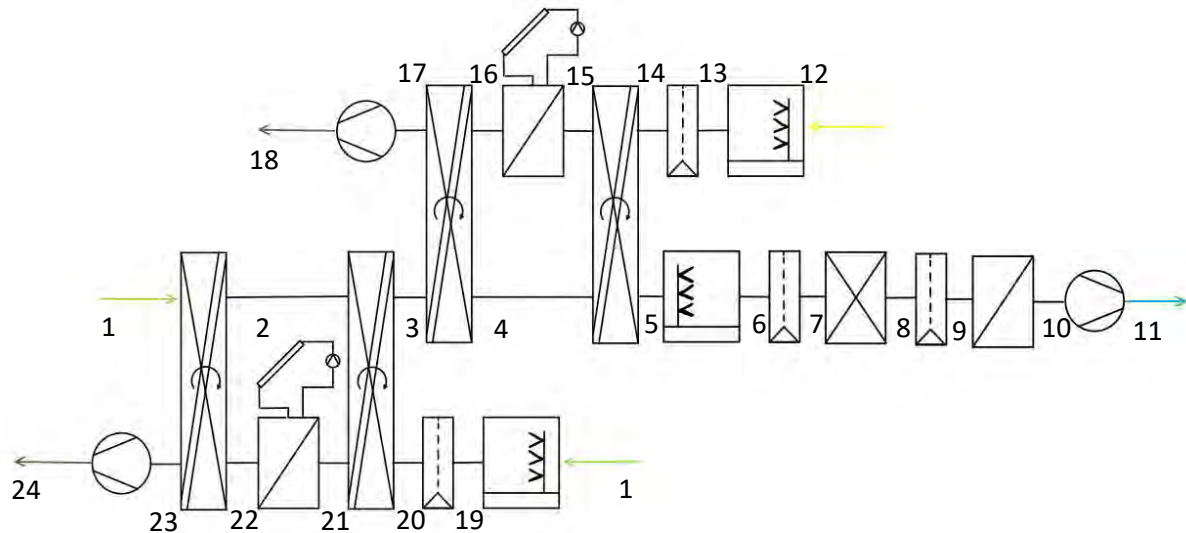


Abbildung 45: Berechnungsskizze: RLT-Anlage mit Kühlung durch doppelte Trocknung und Verdunstung

**Bekannte Werte:**

$$x_1 = 19,41 \frac{\text{g}_W}{\text{kg}_L}, \vartheta_1 = 28,18^\circ\text{C}, x_{11} = 11,1 \frac{\text{g}_W}{\text{kg}_L}, \vartheta_{11} = 17^\circ\text{C}, x_{12} = 11,5 \frac{\text{g}_W}{\text{kg}_L}, \vartheta_{12} = 26^\circ\text{C},$$

$$h_{12} = 55,41 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}, \vartheta_{15} = \vartheta_{22} = 70^\circ\text{C}, \dot{m}_{\text{Luft}} = 10,427 \frac{\text{kg}}{\text{h}}, \eta_{\text{RWT}} = 80\%, \eta_{\text{Bef}} = 95\%, \eta_{\text{Entf}} = 80\%$$

**Berechnete Werte:**

Die Berechnungsergebnisse sind in der folgenden Tabelle 14 dargestellt, die ausführliche Berechnung ist in Anhang L dargestellt.

Tabelle 14: Zustände der Luft in der RLT-Anlage mit Kühlung durch doppelte Trocknung und Verdunstung

Punkt	$x$ [g/kg]	$\vartheta$ [°C]	$\varphi$ –	$h$ kJ/kg	$\dot{Q}$ kW
1	19,41	28,18	0,80	77,84	–
2	11,36	48,23	0,16	77,84	–
3	11,36	30,34	0,42	59,50	–
4	6,06	43,68	0,11	59,50	–
5	6,06	24,69	0,31	40,21	–
6	9,29	17,00	0,77	40,58	–
7	9,29	17,00	0,77	40,58	–
8	9,29	17,00	0,77	40,58	0,00
9	9,29	17,00	0,77	40,58	–
10	9,29	17,00	0,77	40,58	0,00
11	9,29	17,00	0,77	40,58	–
12	11,50	26,00	0,55	55,41	–

13	14,07	19,94	0,96	55,70	–
14	14,07	19,94	0,96	55,70	–
15	14,07	38,66	0,33	74,99	–
16	14,07	70,00	0,07	107,27	94,17
17	19,36	56,60	0,18	107,27	–
18	19,36	56,60	0,18	107,27	–
19	20,40	25,87	0,96	77,95	–
20	20,40	25,87	0,96	77,95	–
21	20,40	43,47	0,36	96,29	–
22	20,40	70,00	0,10	123,93	80,63
23	28,45	49,96	0,36	123,93	–
24	28,45	49,96	0,36	123,93	–

### Berechnung Verdichterleistung

$P_{\text{Verdichter}} = 0 \text{ kW}$ , durch die doppelte adiabate Kühlung kann der Verdichter abgeschaltet bleiben.

#### 6.2.5. Berechnung der Ventilatorleistung in RLT-Anlagen

Die Ventilatorleistung ist für alle RLT-Anlagen identisch und wird durch die maximale Länge der Rohrleitung und deren Durchmesser bestimmt. Es wird angenommen, dass es einen Hauptluftkanal und mehrere Abzweigkanäle gibt. Zusätzlich entstehen Druckverlust durch die Komponenten in der RLT-Anlage, diese wird dem Angebot des Herstellers entnommen.

Stoffspezifische Daten zur Luft bei 17°C [16]:

$$\nu = 15,0775 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}, \rho = 1,201 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}, Pr = 1,9357$$

Die Rauheit  $k$  der Rohre wird mit 0,07 mm angenommen [27, S. 1224]

Berechnung:

#### Hauptluftkanal

Der Hauptluftkanal soll die Luft von der RLT-Anlage in die einzelnen Stockwerke verteilen. Von dem Hauptluftkanal gehen die Abzweigkanäle ab und verteilen die Luft in die einzelnen Räume.

Bekannte Werte:

$$L = 15 \text{ m}, \dot{V} = 10500 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 2,92 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Die Luftgeschwindigkeit  $u_{\infty}$  wird 4 m/s angenommen [1, S.1886]

Berechnung:

Die Fläche des Kanals wird folgt berechnet:

$$A_H = \frac{\dot{V}}{u} = 0,73 \text{ m}^2$$

Die Kantenlänge des Kanals beträgt bei einem quadratischen Kanal 0,85m.

Der hydraulische Durchmesser wird wie folgt bestimmt:

$$D_H = \frac{4 \cdot A}{U} = 0,86 \text{ m}$$

$$Re = \frac{u_{\infty} \cdot d_H}{\nu} = 225531,49$$

Der Verlustbeiwert einer turbulenten Strömung muss iterativ berechnet werden [27, S. 1224]:

$$\zeta = \frac{1}{\left(-2 \cdot \lg\left(\frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\zeta}} + \frac{k}{3,71 D_H}\right)\right)^2}$$

$$\rightarrow \zeta = 0,01577$$

$$\Delta p_t = \sum_{i=1}^n \zeta \cdot \frac{L \cdot \rho}{D_H \cdot 2} \cdot u^2 = 2,68 \text{ Pa}$$

#### Abzweigkanäle

Um den maximalen Druckverlust zu ermitteln, muss die maximale Abzweigkanallänge verwendet werden.

Bekannte Werte:

$$L = 34 \text{ m}, \dot{V} = 4478 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 1,24 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Die Luftgeschwindigkeit  $u_\infty$  wird 3 m/s angenommen [1, S.1886]

Berechnung:

Die Fläche des Kanals wird die folgt berechnet:

$$A_H = \frac{\dot{V}}{u} = 0,41 \text{ m}^2$$

Hier wird angenommen, dass der Raum von drei Luftkanälen mit rechteckigen Querschnitten versorgt wird. Die Höhe des Kanals beträgt 0,25m, damit passt dieser optimal in die Doppeldecke. Die Breite des Kanals beträgt 0,55m.

$$D_H = \frac{4 \cdot A}{U} = 0,34 \text{ m}$$

$$Re = \frac{u_\infty \cdot d_H}{\nu} = 67659,45$$

$Re > 2300 \rightarrow$  turbulente Strömung

Der Verlustbeiwert einer turbulenten Strömung muss iterativ berechnet werden:

$$\zeta = \frac{1}{\left(-2 \cdot \lg\left(\frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\zeta}} + \frac{k}{3,71 D_H}\right)\right)^2}$$

$$\rightarrow \zeta = 0,01984$$

$$\Delta p_t = \sum_{i=1}^n \zeta \cdot \frac{L \cdot \rho}{D_H \cdot 2} \cdot u^2 = 7,626 \text{ Pa}$$

#### Druckverlust in der RLT-Anlage

In der folgenden Tabelle 15 ist der Druckverlust in der RLT-Anlage dargestellt [43]. Da für die Variante 4 (RLT-Anlage mit Kühlung durch doppelte Trocknung und Verdunstung) kein Angebot vorliegt, wird der Druckverlust in dem Außenluft Part der RLT-Anlage als identisch zu der der Abluft in Variante

3 (RLT-Anlage mit Kühlung durch Trocknung und Verdunstung) angenommen. Bei den Split-Geräten wird die Ventilatorarbeit als vernachlässigbar gering angenommen.

Tabelle 15: Druckverlust in der RLT-Anlage

Variante:	Zuluft [Pa]	Abluft [Pa]	Außenluft [Pa]
RLT-Anlage mit konventioneller Kältemaschine	499	296	–
RLT-Anlage mit indirekter Verdunstungskühlung	496	367	–
RLT-Anlage mit Kühlung durch Trocknung und Verdunstung	636	626	–
RLT-Anlage mit Kühlung durch doppelte Trocknung und Verdunstung	636	626	626

### Ventilatorleistung

Der Wirkungsgrad von einem Radialventilator kann mit 72% angenommen werden [35]. Gesamte Ventilatorleistung für zum Beispiel Variante 3 wird wie folgt bestimmt:

$$P = \frac{\dot{V} \cdot \sum \Delta p_t}{\eta} = 5,15 \text{ kW}$$

### 6.2.6. Unterstützung der Varianten durch Kühldecken

In der folgenden Abbildung 46 ist die Bilanzhülle um die Kühldecke dargestellt. Hier wird die Pumpenleistung nur für den betrachteten Raum berechnet, anschließend wird eine  $m^2$  spezifische Pumpenleistung ermittelt. Über die  $m^2$  spezifische Pumpenleistung wird die Pumpenleistung für das gesamte Gebäude bestimmt.

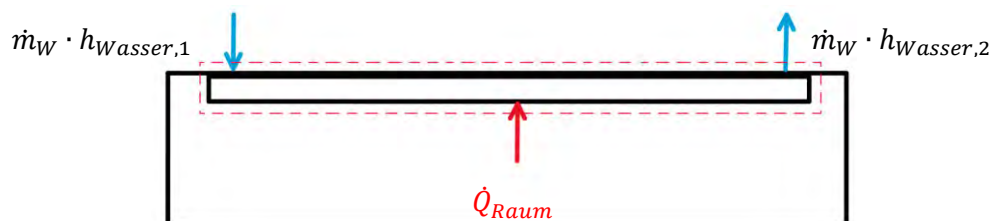


Abbildung 46: Skizze: Bilanzhülle: Kühldecke

Bei der Berechnung wurde sich an dem Buch: „Raumklimatechnik, Band 2: Raumluft- und Raumkühltechnik“ orientiert. Die Rohrrauheit wird für Kupferrohre mit 0,0015 mm angenommen [27].

### Bekannte Werte:

$$\vartheta_{W,M} = \vartheta_{Raum} - 10K = 16^\circ C, \Delta\vartheta_w = 3k, A_{Büro} = 78,3m^2, A_{Gebäude} = 768m^2$$

$$\dot{Q}_{Kühldecke} = -1,618 \text{ kW}, k = 0,0015mm$$

$$c_{p,W} = 4,1884 \frac{kJ}{kg \cdot K}, \rho_W = 998,52 \frac{kg}{m^3}, \nu = 1,1618 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

### Berechnung:

$$\dot{m}_W = \frac{\dot{Q}}{\Delta\vartheta_w \cdot c_{p,W}} = 0,129 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{V}_W = \frac{\dot{m}_W}{\rho_W} = 1,29 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{s} = 0,464 \frac{m^3}{h}$$



Der Rohrdurchmesser wird mit Hilfe des Diagramms im Anhang M ermittelt. In dem Diagramm wird anhand des Volumenstroms ein Rohrdurchmesser empfohlen [36].

Anhand des Diagrammes wird ein DN 15 Rohr mit einem Innendurchmesser von 16 mm genommen.

Die Strömungsgeschwindigkeit beträgt somit:

$$u_{\infty} = \frac{\dot{V}_W}{\frac{d^2}{4} \cdot \pi} = 0,6414 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{u_{\infty} \cdot d_H}{\nu} = 8833,06$$

$Re > 2300 \rightarrow$  turbulente Strömung

Der Verlustbeiwert einer turbulenten Strömung muss iterativ berechnet werden:

$$\zeta = \frac{1}{\left( -2 \cdot \lg \left( \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\zeta}} + \frac{k}{3,71 d} \right) \right)^2}$$

$$\rightarrow \zeta = 0,0321$$

Es wird, angenommen dass pro  $m^2$  Kühldecke 10m Rohr verlegt werden [37].

$$L_{Rohr} = A_{Büro} \cdot 10 \frac{m}{m^2} = 783 m$$

$$\Delta p_t = \sum_{i=1}^n \zeta \cdot \frac{L \cdot \rho}{d_H \cdot 2} \cdot u^2 = 322216 Pa$$

#### Pumpenleistung

Der Wirkungsgrad von einer Pumpe kann mit 60% angenommen werden [38].

$$P_{Büro} = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p_t}{\eta} = 69,25 W$$

$$\frac{P}{A} = 0,884 \frac{W}{m^2}$$

$$P_{Gesamt} = P \cdot A_{Gesamt} = 679,2 W$$

#### Verdichterleistung zur Wasserkühlung

$$\frac{\dot{Q}_{Kühldecke}}{A_{Büro}} = -0,021 \frac{kW}{m^2}$$

$$\dot{Q}_{Kühldecke,gesamt} = \frac{\dot{Q}_{Kühldecke}}{A_{Büro}} \cdot A_{Gesamt} = -15,87 kW$$

#### Berechnung Verdichterleistung

$$\dot{m}_K = \frac{\dot{Q}_{Kühldecke,gesamt}}{\Delta h_{Verdampfer}} = 0,14 kg/s$$

$$P_{Verdichter} = \Delta h_{Verdichter} \cdot \dot{m}_K = 2,07 kW$$

Die für die Deckenkühlung notwendige Energie wird, zu der zur Zuluftkühlung notwendigen Energie addiert.

## 6.2.7. Berechnung der Wärmeenergie durch Solarenergie und Elektroenergie

*Solarenergie: Solarthermie*

Bekannte Werte:

$$A_{\text{Solarfläche}} = 333,5 \text{ m}^2, E = 587 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}, \vartheta_m = 80^\circ\text{C}, \vartheta_1 = 28,18^\circ\text{C}$$

Berechnung:

$$\dot{Q}_{\text{Solar}} = \eta \cdot E \cdot A_{\text{Solarfläche}}$$

mit:

$$\eta = 0,7 - 1,25 \cdot \frac{(\vartheta_m - \vartheta_1)}{E} - 0,0105 \cdot E \cdot \frac{(\vartheta_m - \vartheta_1)^2}{E} = 0,54$$

$$\dot{Q}_{\text{Solar}} = 106,03 \text{ kW}$$

*Elektroenergie am Beispiel der Variante 3*

$$\dot{Q}_{\text{Wärme,el}} = \dot{Q}_{\text{Abluft,Lh}} - \dot{Q}_{\text{Solar}} = -31,03$$

$-31,03 < 0 \rightarrow$  Die Solarthermieanlage stellt mehr Energie als benötigt bereit, die elektrische Leistung ist somit 0

$$P_{\text{el}} = \dot{Q}_{\text{Wärme,el}} = 0$$

## 6.2.8. Variante 5: Split-Gerät mit konventioneller Kältemaschine

*Bekannte Werte:*

$$A_{\text{Büro}} = 78,3 \text{ m}^2, A_{\text{Gebäude}} = 768 \text{ m}^2, \dot{Q}_{\text{Büro,Kühldecke}} = -1,618 \text{ kW}, \dot{Q}_{\text{Büro,Luft}} = -2,091 \text{ kW},$$

$$\dot{m}_{\text{Luft}} = 10,427 \frac{\text{kg}}{\text{h}}, x_1 = 19,41 \frac{\text{gW}}{\text{kgL}}, \vartheta_1 = 28,18^\circ\text{C}, x_2 = 19,41 \frac{\text{gW}}{\text{kgL}}, \vartheta_2 = 26^\circ\text{C}, \vartheta_3 = 17^\circ\text{C},$$

$$x_3 = 13 \frac{\text{gW}}{\text{kgL}}$$

Berechnung:

Die Kühllast für die Split-Kühlung setzt sich durch die Abfuhr der Wärmelasten und der Kühlung der Außenlufttemperatur auf Austrittstemperatur zusammen. Bei der Austrittstemperatur wird die Annahme getroffen, dass die eine Hälfte der Luft auf Raumtemperatur und die andere auf Zulufttemperatur mit dem maximalen Wassergehalt herunter gekühlt wird.

$$\dot{Q}_{\text{Büro,gesamt}} = \dot{Q}_{\text{Büro,Kühldecke}} + \dot{Q}_{\text{Büro,Luft}} = -3,709 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{\text{Gebäude,gesamt}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Büro,gesamt}}}{A_{\text{Büro}}} \cdot A_{\text{Gesamt}} = -36,38 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{\text{Luft,1}} = \frac{\dot{m}_l}{2} \cdot h_2 - h_1 = -3,28 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{\text{Luft,2}} = \frac{\dot{m}_l}{2} \cdot h_3 - h_1 = -42,41 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{\text{gesamt}} = \dot{Q}_{\text{Gebäude,gesamt}} + \dot{Q}_{\text{Luft,1}} + \dot{Q}_{\text{Luft,2}} = -82,07$$

$$\dot{m}_K = \frac{\dot{Q}_{\text{gesamt}}}{\Delta h_{\text{Verdampfer}}} = 0,677 \text{ kg/s}$$

$$P_{\text{Verdichter}} = \Delta h_{\text{Verdichter}} \cdot \dot{m}_K = 13,48 \text{ kW}$$

*Lüfterleistung im Split-Gerät:*

Die Lüfterleistung im Split-Gerät setzt sich aus der Summe des Druckverlustes am Luftfilter und am Kühlregister zusammen. Hier wird angenommen, dass die Druckverluste in allen Split-Geräte zusammen genauso groß sind wie beim Filter und Register der Variante 1: RLT-Anlage mit konventioneller Kältemaschine. Der Druckverlust in dem Filter beträgt:  $189 \text{ Pa}$  im bestäubten Zustand [43]. Im Register beträgt der Druckverlust:  $88 \text{ Pa}$  [43]. Der Luftvolumenstrom durch die Split-Geräte wird als doppelt so groß wie bei den anderen Lüftungsvarianten angenommen, da hier die Wärme durch Innerlasten und die Infiltration abgeführt werden muss. Die Lüfterleistung wird wie folgt berechnet:

Bekannte Werte:

$$\dot{V} = 21000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}, \eta = 0,72$$

Berechnung:

$$P_{\text{Lüfter, Split-Geräte}} = \frac{\dot{V} \cdot \sum \Delta p_t}{\eta} = 2,24 \text{ kW}$$

## 7. Gegenüberstellung der Kühlungssysteme

### 7.1. Einsatzfähigkeit und Leistungsfähigkeit

Alle Varianten sind so konzipiert, dass sie alle die gewünschten Zuluftparameter erreichen können. Somit sind alle Varianten für die Klimatisierung des Gebäudes geeignet. Der Unterschied der Varianten besteht deshalb aus der für die Kühlung benötigten Energie und der benötigten Wassermenge. Die Investitionskosten sind ebenfalls unterschiedlich. In der folgenden Abbildung 47 ist die Legende für die folgenden Diagramme dargestellt.

- RLT-Anlage mit konventioneller Kältemaschine
- RLT-Anlage mit indirekter Verdunstungskühlung
- RLT-Anlage mit Kühlung durch Trocknung und Verdunstung
- RLT-Anlage mit Kühlung durch doppelte Trocknung und Verdunstung
- Deckenkühlung
- Split-Gerät

Abbildung 47: Legende

### 7.2. Strom- und Wasserverbrauch

Die energetische Optimierung spiegelt sich in dem Verbrauch von Strom und Wasser wider. Um hier eine möglichst aussagekräftige Analyse durchzuführen, wird der Verbrauch über das Jahr integriert.

Als erstes wird der Stromverbrauch betrachtet. In Abbildung 48 ist nur die zum Kühlen notwendige elektrische Energie, über die Stunden des Jahres integriert, abgebildet. Es fällt hier auf, dass die solar-gestützten Varianten weniger Energie zur Kühlung benötigen als Variante 1 und 2. Bei der Variante 4 wird die zur Kühlung notwendige elektrische Energie hauptsächlich für die Deckenkühlung benötigt. Die Split-Kühlung verbraucht weniger Energie als die Variante 1 und 2, das liegt an der höheren Zuluftfeuchtigkeit. Durch die höhere Zuluftfeuchtigkeit wird weniger entfeuchtet, das führt zu einem geringeren Energieverbrauch! Der für die Deckenkühlung benötigte Strom, ist den Varianten 1 bis 4 bereits inklusive. Zusätzlich wird der Strom für die Deckenkühlung einzeln dargestellt.

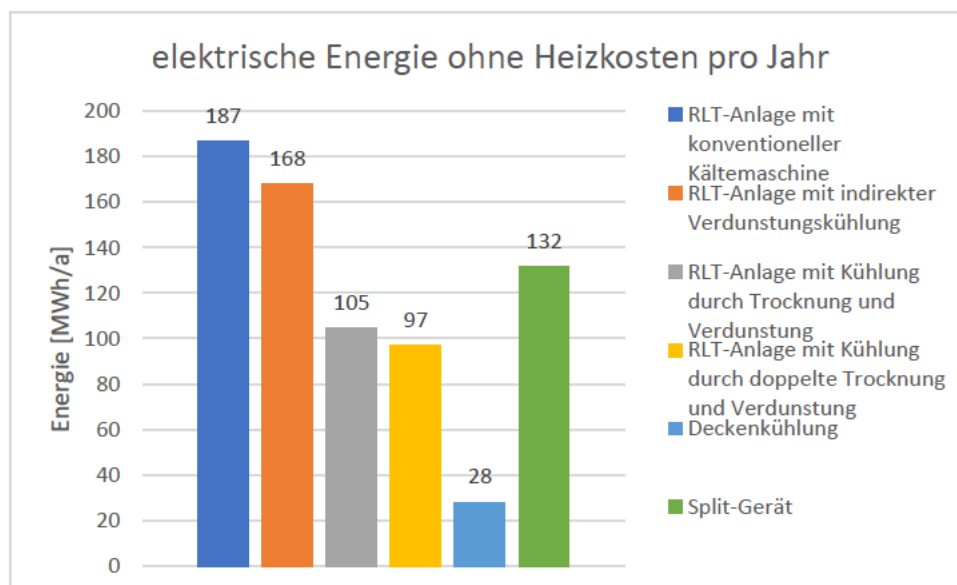


Abbildung 48: elektrische Energie zum Kühlen pro Jahr

Da die Sonne nur tagsüber scheint, kann die solare Energie ohne extra Speichermedium nur tagsüber genutzt werden. In der folgenden Abbildung 49 ist der jährliche Energieverbrauch dargestellt, wenn die nicht von der Sonne bereitgestellte Energie durch eine elektrische Heizung bereitgestellt wird. Die

bei der Annahme zu Verfügung stehende Fläche für Solarkollektoren entspricht der gesamten Dachfläche. Es fällt auf, dass Variante 3 und 4 deutlich mehr Energie verbrauchen als die Varianten 1, 2 und die Split-Kühlung. Der hohe Verbrauch lässt sich dadurch erklären, dass die Kühlung aufgrund der hohen Umgebungstemperaturen immer im Betrieb ist. Es muss dadurch die Wärmeenergie auch nachts bereitgestellt werden, wenn keine Sonne scheint. In dem Nachtbetrieb wäre es eine Möglichkeit den Energieverbrauch zu reduzieren, indem die Kühlung in einzelnen Räumen wie zum Beispiel dem Büro nachts über abgeschaltet wird. Jedoch müssen einige Räume wie die Wohnungen auch nachts gekühlt werden, um den Bewohnern einen angenehmen Aufenthalt zu ermöglichen.

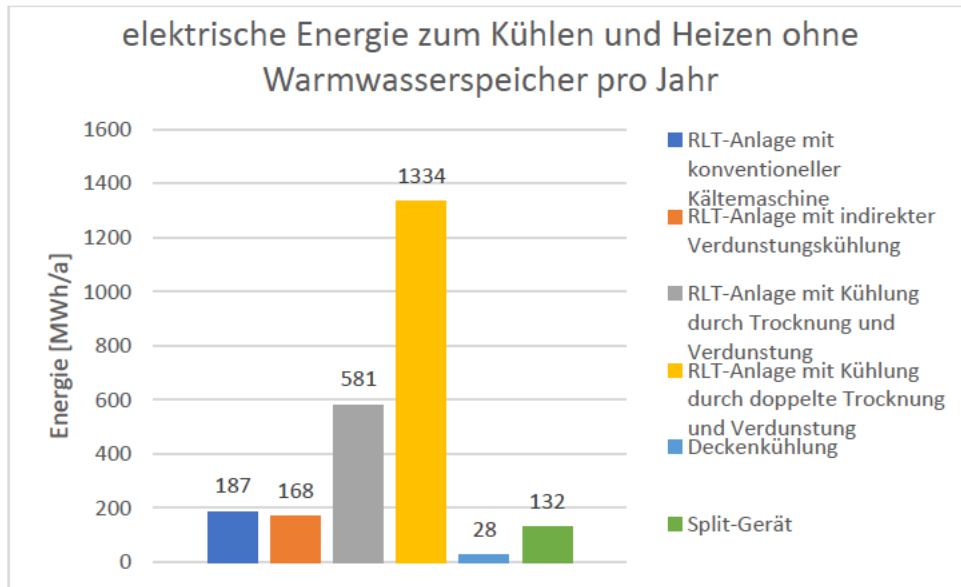


Abbildung 49: elektrische Energie zum Kühlen und Heizen ohne Warmwasserspeicher pro Jahr

In der folgenden Abbildung 50 ist der Energieverbrauch mit der Annahme, dass ein idealer Warmwasserspeicher zur Verfügung steht, dargestellt. Die am Tag überschüssige Energie wird gespeichert und bei nicht mehr ausreichender Sonnenstrahlung dem System wieder hinzugefügt.

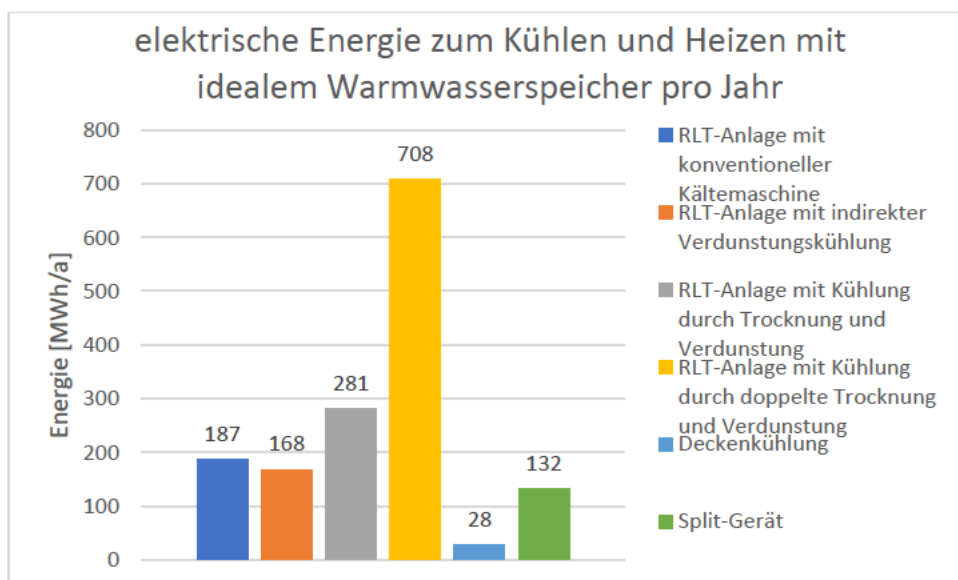


Abbildung 50: elektrische Energie zum Kühlen und Heizen mit Warmwasserspeicher pro Jahr

In Abbildung 50 wird deutlich, dass die Dachfläche nicht ausreicht, um die gesamte Wärmeenergie bereitzustellen. Das heißt, dass neben dem Gebäude eine Solarthermie-Fläche entstehen muss, um die gesamte benötigte Wärmemenge bereit zu stellen.

Der andere entscheidende Faktor für den energetischen Vergleich ist der Wasserverbrauch. Dieser ist in der folgenden Abbildung 51 dargestellt. Es wird erkenntlich, dass die Variante 3 und 4 Wasser verbrauchen. Die Variante 2 scheidet mehr Wasser aus der Zuluft ab, als diese für die Befeuchtung der Abluft verbraucht.

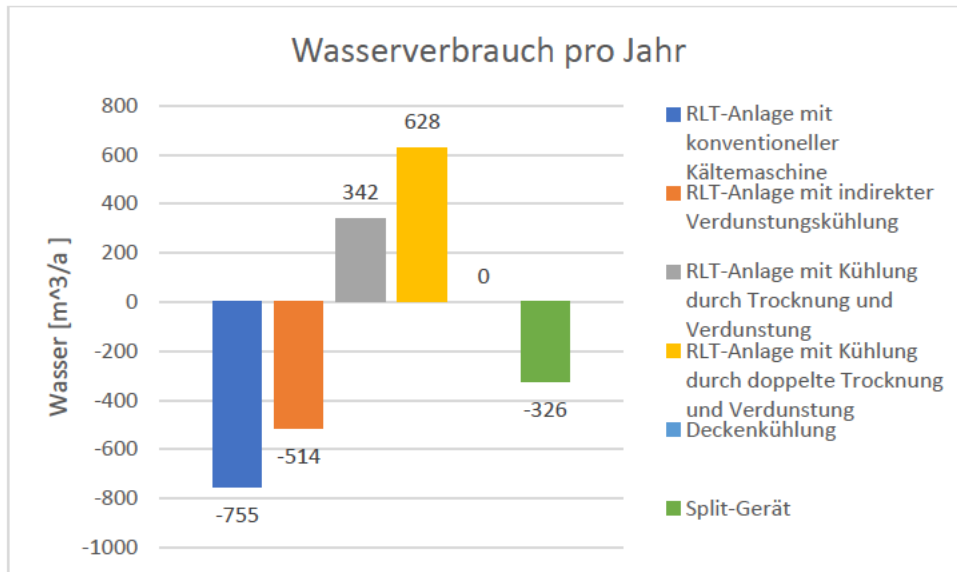


Abbildung 51: Wasserverbrauch

### 7.3. Betriebskosten

Die Betriebskosten sind abhängig von den Strom- und Wasserkosten. Die Strompreise werden anhand der Stromrechnung aus Ghana in Anhang N mit 1,32 GHC/kWh angenommen [40]. Die Wasserkosten werden mit 5,645 GHC pro  $m^3$  angenommen [41]. Das entspricht (mit dem Umrechnungskurs vom 15.02.2022 (1 Cedi entspricht 0,14 Euro)) 0,18 Euro pro kWh Strom und 0,77 Euro pro Kubikmeter Wasser [42]. In der folgenden Abbildung 52 sind die jährlichen Betriebskosten dargestellt. In Abbildung 52 wird von einem idealen Warmwasserspeicher für die Solarenergie, welche auf dem Dach gewonnen werden kann, ausgegangen.

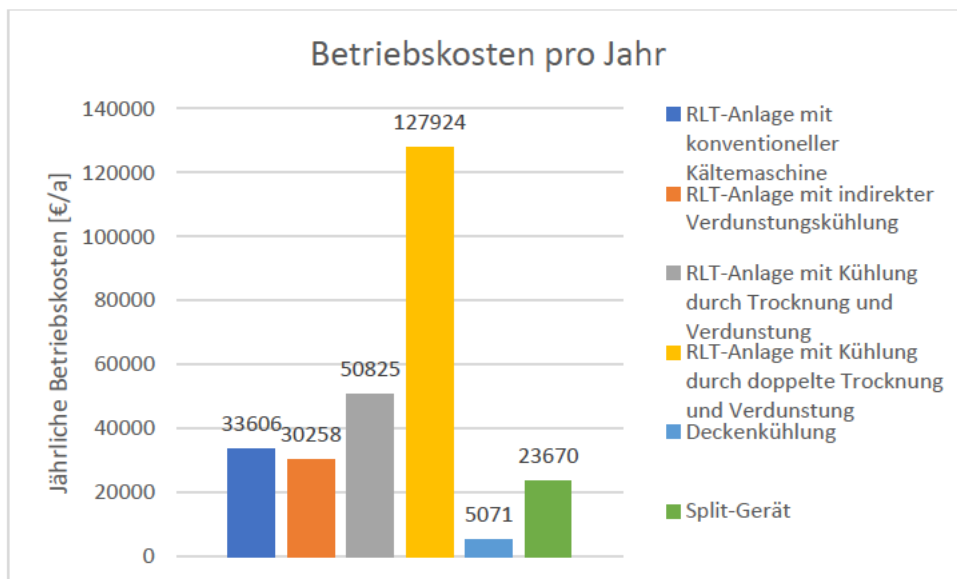


Abbildung 52: Betriebskosten pro Jahr

Da hier die Varianten 3 und 4 teurer sind als die übrigen Varianten, wird in der folgenden Abbildung 53 davon ausgegangen, dass neben dem Gebäude weitere Solarthermie-Module stehen, welche die benötigte Wärmeenergie aus der solaren Strahlung gewinnen. Das heißt, dass nur der Strom, der für



die Kühlung und den Ventilator benötigt wird, und das Wasser bezahlt werden müssen. Hier wird erkenntlich, dass bei solarer Wärme die sorptionsgestützte Kühlung die preiswerteste ist.

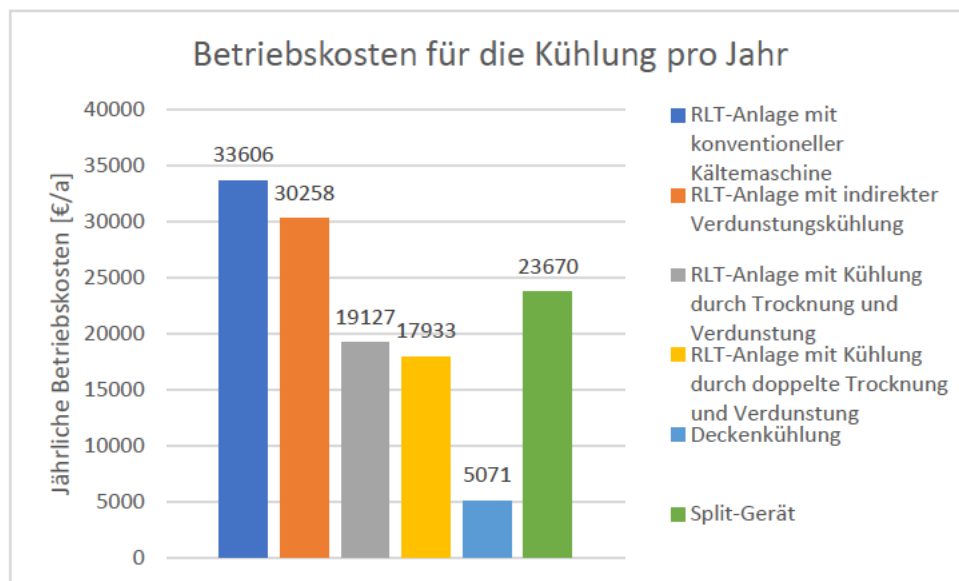


Abbildung 53: Betriebskosten für die Kühlung pro Jahr

#### 7.4. Investitionskosten

Die hier verglichenen Preise beziehen sich nur auf die RLT-Geräte bzw. die Split-Geräte. Die Kosten für die Solarthermieanlagen, die Deckenkühlung oder den Warmwasserspeicher werden nicht berücksichtigt. Für die Varianten 1, 2 und 3 wurde der Preis von einem Hersteller bereitgestellt [43]. Bei dem Preis der Variante 3 (RLT-Anlage mit Kühlung durch Trocknung und Verdunstung) wurde angenommen, dass die Kompressionskältemaschine wegfällt. Da RLT-Anlagen mit doppeltem Sorptionsrotor sehr unüblich sind, war es nicht möglich ein Angebot für eine komplette RLT-Anlage zu bekommen. Um hier ein Preis abschätzen zu können, wird die Variante 3 um ein Sorptionsrotor, einen Rotationswärmetauscher, einen Befeuchter und einen Luftherhitzer erweitert. Zusätzliche MSR Technik wird hier nicht berücksichtigt. Die Kostenschätzung der Rotoren beträgt für den Sorptionsrotor 22.157€ und für den Rotationswärmetauscher 12.123€ [44]. Der Befeuchter wird mit 13.049€ angegeben [44]. Der Preis des Luftherhitzers wird mit 2.197€ angegeben. [45]. Der Preis für die Split-Geräte wurde von einem Hersteller mit 56.714€ angegeben [46]. Da die Deckenkühlung bei den meisten Varianten integriert ist, wird diese hier vernachlässigt. Bei den Investitionskosten wird nur der Gerätepreis beachtet, die Aufstell- und Anschlusskosten werden vernachlässigt. In der folgenden Abbildung 54 sind die Investitionskosten aller Varianten dargestellt.

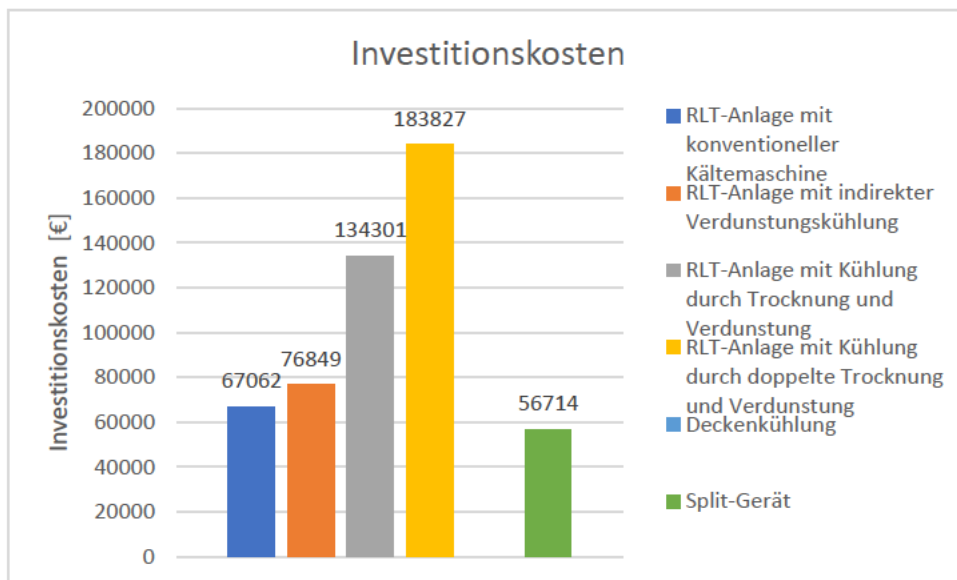


Abbildung 54: Investitionskosten

### 7.5. Wartungskosten

Um die Wartungskosten zu bestimmen, gib es mehrere Bezugsreferenzen. Die gängigsten sind die DIN EN 13779:2004, VDI 2067 oder DIN EN 15459 [47]. Für Komplettanlagen fallen in der Regel vier Prozent der Investitionskosten pro Jahr an [47]. In den vier Prozent sind keine Instandsetzungsarbeiten oder Störungen inklusive, diese werden bei der folgenden Betrachtung vernachlässigt. In der folgenden Abbildung 55 sind die Wartungskosten der Anlagen dargestellt.

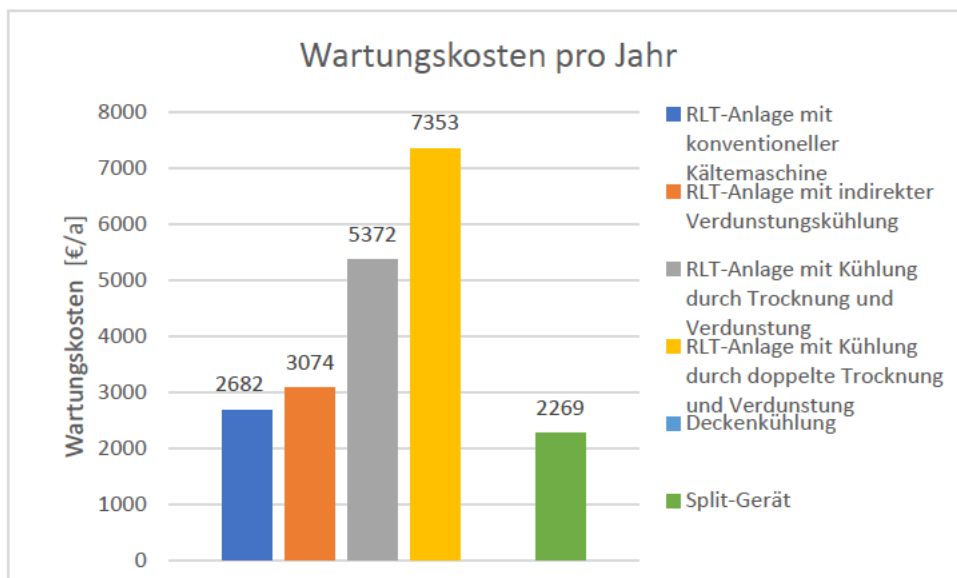


Abbildung 55: Wartungskosten pro Jahr

### 7.6. Entsorgungskosten

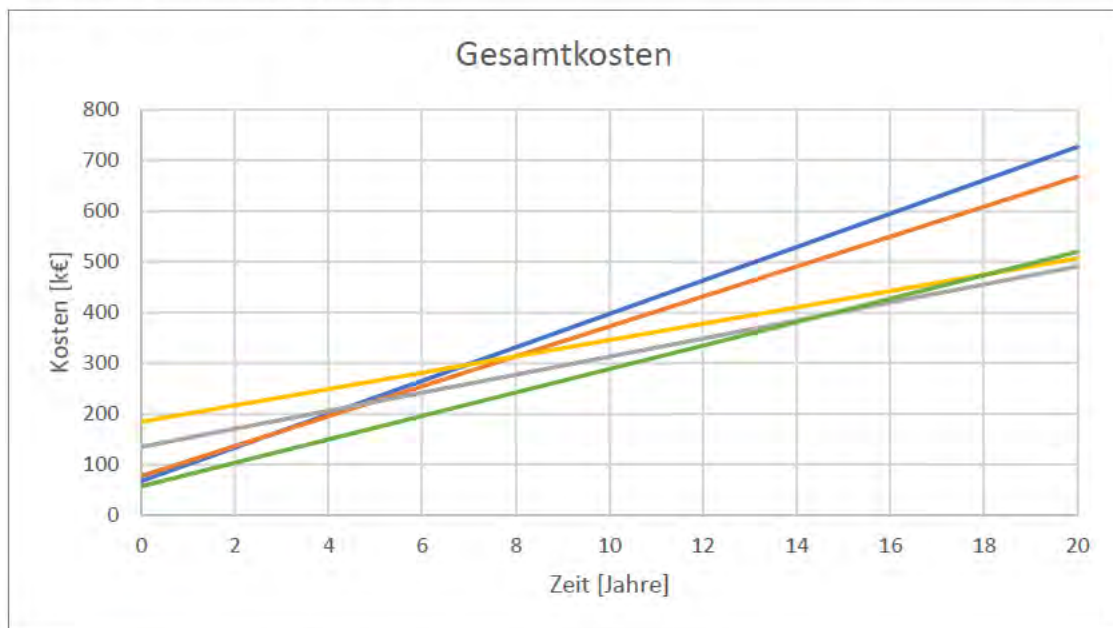
Eine Schätzung der Entsorgungskosten ist nur schwer möglich, da diese in den Normen nur lückenhaft bis nicht berücksichtigt werden [47]. Da es keine Berechnungsempfehlung gibt, werden die Entsorgungskosten hier nicht beaufichtigt.

### 7.7. Gesamtkosten

Die Gesamtkosten werden für eine Lebensdauer von 20 Jahren betrachtet und setzen sich aus den Investitions-, Betriebs- und Wartungskosten zusammen. Im Zeitpunkt Null sind nur die Investitionskosten dargestellt. Die Werte auf der Ordinate setzen sich zusammen aus der Summe der



Investitionskosten und dem Produkt aus jhrlichen Kosten und verstrichenen Zeitraum. In Abbildung 56 sind die Gesamtkosten dargestellt.



- RLT-Anlage mit konventioneller Khltemaschine
- RLT-Anlage mit indirekter Verdunstungskhlung
- RLT-Anlage mit Khlung durch Trocknung und Verdunstung
- RLT-Anlage mit Khlung durch doppelte Trocknung und Verdunstung
- Split-Gert

Abbildung 56: Gesamtkosten

In der Abbildung 56 kann abgelesen werden, nach wie vielen Jahren sich die hheren Investitionskosten aufgrund geringerer Stromverbruche – und somit geringerer Stromkosten rentieren. Zum Beispiel wird in der Abbildung 56 erkenntlich, dass die Gesamtkosten trotz hherer Investitionskosten der Variante: RLT-Anlage mit indirekter Verdunstungskhlung im Vergleich zu der Variante: RLT-Anlage mit konventioneller Khltemaschine nach nur ca. 3 Jahren niedriger sind. In der folgenden Tabelle 16 sind die Investitionskosten und die gesamten Kosten nach 20 Jahren zur Verdeutlichung aufgelistet.

Tabelle 16: Kostenentwicklung

Variante:	RLT-Anlage mit konventioneller Khltemaschine	RLT-Anlage mit indirekter Verdunstungskhlung	RLT-Anlage mit Khlung durch Trocknung und Verdunstung	RLT-Anlage mit Khlung durch doppelte Trocknung und Verdunstung	Split-Gert
Investitionskosten [k€]	67	77	134	184	57
Gesamtkosten nach 20 Jahren [k€]	726	667	490	506	519

### 7.8. Fazit

In der Abbildung 56 wird deutlich, dass sich die höheren Investitionskosten der RLT-Anlagen mit sorptionsgestützter Kühlung nach einem relativ kurzen Zeitraum gegenüber der konventionellen RLT-Anlage oder der mit indirekter Verdunstungskühlung rechnen. Wenn man von einer Lebensdauer von 20 Jahren ausgeht, ist die RLT-Anlage mit Kühlung durch Trocknung und Verdunstung die wirtschaftlichste, das liegt an den höheren Investitionskosten der RLT-Anlage mit Kühlung durch doppelte Trocknung und Verdunstung. Jedoch sind die Betriebskosten der RLT-Anlage mit Kühlung durch doppelte Trocknung und Verdunstung nicht deutlich höher als die der RLT-Anlage mit Kühlung durch Trocknung und Verdunstung. Der geringe Unterschied bei den Betriebskosten liegt am höheren Lüfterstromverbrauch und der größeren benötigten Wassermenge. Zusätzlich zu den Investitionskosten muss bei der Variante: RLT-Anlage mit Kühlung durch doppelte Trocknung und Verdunstung noch bedacht werden, dass das benötigte Solarkollektorfeld und der Warmwasserspeicher größer sein muss als bei der Variante: RLT-Anlage mit Kühlung durch Trocknung und Verdunstung, da hier deutlich mehr Wärmeenergie benötigt wird. Zusammengefasst kann gesagt werden, dass die Variante: RLT-Anlage mit Kühlung durch Trocknung und Verdunstung, bei einem Betrachtungszeitraum von 20 Jahren, die wirtschaftlichste ist. Die Split-Geräte liegen bei dem Preisvergleich zwar an dritter Stelle, jedoch muss hier bedacht werden, dass die Feuchtigkeit der Luft im Raum nicht geregelt wird und deswegen über der Lüftung mit RLT-Anlagen liegt. Somit ist das Raumklima beider Varianten mit RLT-Anlage deutlich angenehmer.

Da die Betriebskosten bei den sorptionsgestützten Varianten sehr identisch sind, wird in den folgenden Abbildungen dargestellt, wie sich die Betriebskosten der beiden Varianten zusammensetzen. In Abbildung 57 ist die Betriebskostenzusammensetzung der Variante: RLT-Anlage mit Kühlung durch Trocknung und Verdunstung und in Abbildung 58 die Betriebskostenzusammensetzung der Variante: RLT-Anlage mit Kühlung durch doppelte Trocknung und Verdunstung dargestellt. Hier fällt auf, dass die wegfallende Kompressorarbeit der Variante: RLT-Anlage mit Kühlung durch Trocknung und Verdunstung fast komplett durch den zusätzlichen Lüfter ersetzt wird.

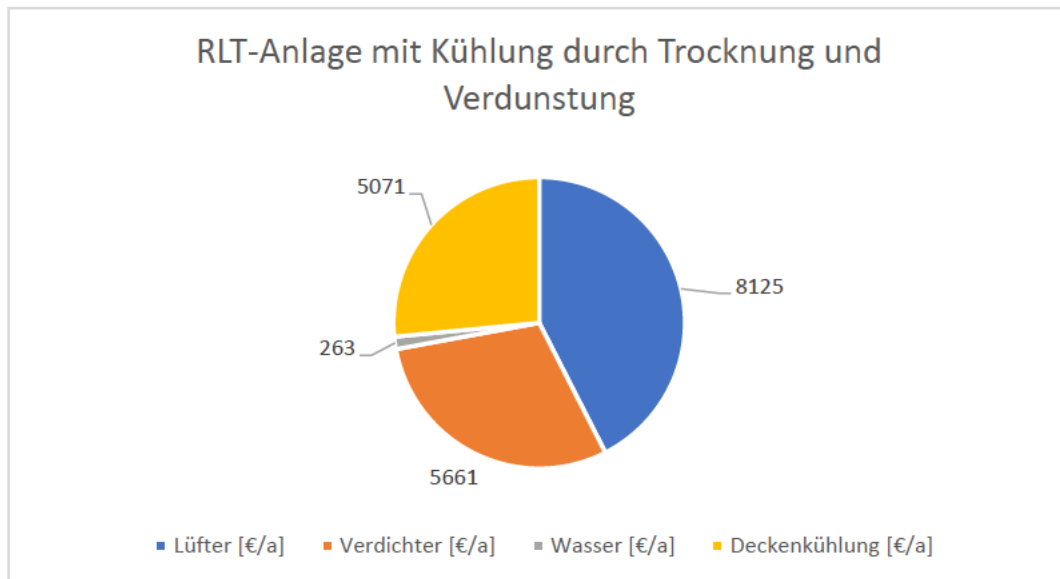


Abbildung 57: Betriebskostenzusammensetzung der Variante: RLT-Anlage mit Kühlung durch Trocknung und Verdunstung

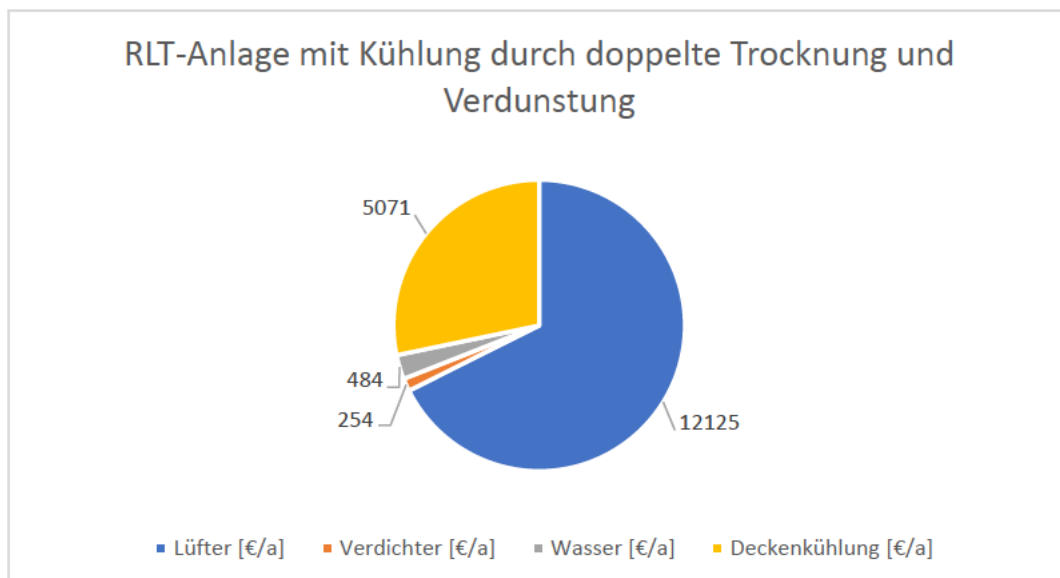


Abbildung 58: Betriebskostenzusammensetzung der Variante: RLT-Anlage mit Kühlung durch doppelte Trocknung und Verdunstung

Als Fazit kann festgehalten werden, dass die adiabate Kühlung Potential in westafrikanischen Ländern hat, wenn es genügend kostenfreie Wärme gibt und die Speicherung der Wärme über Nacht möglich ist. Wenn eine RLT-Anlage ohne Sorptionsrotor genommen werden soll, ist es ökonomisch sinnvoll, die indirekte adiabatische Befeuchtung zu verwenden. Es ist anzunehmen, dass die Energie- und Strompreise in den nächsten Jahren steigen werden, es kann also davon ausgegangen werden, dass die Gesamtkosten der Varianten mit Sorptionsrotor weniger stark steigen als die übrigen Varianten. Insofern sind Anlagen mit niedrigen Stromverbräuchen zu empfehlen.

## 8. Ausblick

Um die Ausarbeitung eines energieoptimierten Hauses weiter voranzubringen, könnte in weiteren Arbeiten die Betrachtung auf die Ausrichtung und Auswahl der Solarkollektoren oder auf den Warmwasserspeicher gelegt werden. Ein weiterer interessanter Vergleich wäre es, die Energiebilanz des Gebäudes zu vergleichen, wenn der benötigte Strom von PV-Anlagen auf dem Dach produziert wird und wie sich die Energiebilanz verhält, wenn ein Blockkraftheizwerk mit Abwärmenutzung zur Strom- und Wärmebereitstellung verwendet wird und wie sich die Kosten verhalten, wenn ein Regenwasserspeicher verwendet wird, um die Wasserkosten zu senken. Es könnte auch untersucht werden, wie sich die Kühllast verhält, wenn das Gebäude besser von äußeren Einflüssen geschützt wird, zum Beispiel durch eine zusätzliche Verschattung vor den Fenstern, durch den Schatten von Pflanzen oder durch eine optimierte Wärmedämmung.

Zusätzlich zu dem in dieser Bachelorarbeit erstellten Simulink Model könnte ein weiteres Simulink Model zur Kühllastberechnung erstellt und eingepflegt werden. Mit Hilfe des Models könnte ermittelt werden, wie sich die Raumtemperatur und Raumfeuchte verhält, wenn die Anlagen zum Beispiel ohne Kompressor betrieben werden. Das Simulink Model aus dieser Arbeit könnte auch in ein Model eingepflegt werden, welches die gesamte Energiebilanz des Gebäudes simuliert. Um die im Lastenheft erwähnten Temperaturhomogenitäten in den einzelnen Räumen zu untersuchen, könnte ein weiteres Model erstellt und eingepflegt werden. Hierbei könnten die höchstmöglichen Luftwechselraten ohne Durchzugserscheinungen ermittelt werden.

Bei dem zu dieser Bachelorarbeit erstellten Simulink Model wurden die Berechnungen als stationär vereinfacht. So hat zum Beispiel eine Temperaturänderung der Außenluft eine direkte und keine zeitlich verzögerte Änderung auf die Sorptionsleistung des Sorptionsrades oder auf den Kältemittel-massenstrom im Kühlregister. In der Realität kann zum Beispiel der Kältemittel-massenstrom nicht ohne zeitliche Änderung geschehen. Um ein realitätsgetreueres Model zu erstellen, wäre es empfehlenswert, die Instationaritäten der Systeme und deren zeitlichen Dämpfungstherme in die Arbeit einzupflegen.

Ebenfalls wird der Kältekreis stark vereinfacht durch Lookup Tables dargestellt, dieser könnte in weiteren Arbeiten mit Hilfe von Simulink realitätsnäher dargestellt werden. Ein von Randbedingungen abhängiger und Instationärer Kältekreis könnte zu realistischeren Ergebnissen führen.

Die Trübungsfaktoren für Ghana zu bestimmen und in die Kühllastberechnung einzupflegen, könnte ebenfalls die Genauigkeit der Kühllastberechnung erhöhen.

## 9. Zusammenfassung

In dieser Bachelorarbeit wird die in Ghana, gängigste Kühlmethode, die zentrale Kühlung durch Split-Geräte, mit der einer dezentralen Kühlung durch eine RLT-Anlage in Bezug auf die Wirtschaftlichkeit verglichen. Bei den RLT-Anlagen wird zwischen den folgenden vier Varianten verglichen, alle Varianten werden durch eine Deckenkühlung unterstützt:

- RLT-Anlage mit konventioneller Kältemaschine
- RLT-Anlage mit indirekter Verdunstungskühlung
- RLT-Anlage mit Kühlung durch Trocknung und Verdunstung
- RLT-Anlage mit Kühlung durch doppelte Trocknung und Verdunstung

Um einen aussagekräftigen Vergleich durchzuführen, wird ein reales Gebäude in Ghana, Accra als zu kühlendes Objekt genommen. Das zu kühlende Objekt ist ein Multifunktionsgebäude bestehend aus: Büros, Sanitärräumen, Wohnungen, einer Lounge/Bar, einer Privat-Lounge, einem Verkaufsraum und einer Werkstatt. Der erste Schritt bei der Planung einer Klimatisierung ist die Grundlagenermittlung und die Kühllastberechnung. Hierbei werden zunächst die Umgebungsbedingungen und die Klimatisierungsanforderungen in Ghana betrachtet. Anschließend wird das Gebäude analysiert, um die äußeren- und inneren Lasten zu bestimmen. Zu den äußeren Lasten zählt zum Beispiel die durch die Fenster einfallende Strahlungsenergie, um diese bestimmen zu können, ist es wichtig die Größe und die Beschaffenheit der Fenster zu kennen. Die durch die Fenster einfallende Strahlungsenergie heizt das Gebäude auf, dieser Aufheizung muss durch die Klimatisierung entgegengewirkt werden. Zu den inneren Lasten zählt die von Maschinen oder Menschen abgegebene Wärmeenergie. Sobald alle äußeren und inneren Lasten bekannt sind, kann die Kühllastberechnung durchgeführt werden. Die Kühllastberechnung wurde mit Hilfe von mh-Software nach VDI 2078 durchgeführt. Um sicher zu stellen, dass der minimale Luftvolumenstrom zur Verfügung gestellt wird, wird eine Berechnung nach DIN EN 16798-1 zur Bestimmung des minimalen Luftvolumenstroms durchgeführt.

Mit den zuvor berechneten Ergebnissen können bei Herstellern Anlagen angefragt werden. Zudem dienen die Berechnungsergebnisse in Kombination mit den Wetterdaten aus Accra als Randbedingungen für eine Simulation und den Vergleich der einzelnen Kühlungsvarianten. Die Simulation wird mit Hilfe eines in Matlab Simulink erstellten Modells durchgeführt. Als Dauer des simulierten Zeitraumes wird ein ganzes Jahr, das Testreferenzjahr für Accra, gewählt. Als Grundlage für die Auswertung werden der Energie- und Wasserverbrauch der einzelnen Varianten sowie die Investitionskosten betrachtet.

Nach der Auswertung der Simulation, bei einem Betrachtungszeitraum von 20 Jahren, ist die Variante: RLT-Anlage mit Kühlung durch Trocknung und Verdunstung am ökonomischsten. Das liegt an der kostenfreien Wärmeenergie, welche durch Solarkollektoren erzeugt wird. Die Variante: RLT-Anlage mit Kühlung durch doppelte Trocknung und Verdunstung liegt an zweiter Stelle, das liegt an den hohen Investitionskosten und den nur wenig geringeren jährlichen Betriebskosten als bei der Variante: RLT-Anlage mit Kühlung durch Trocknung und Verdunstung. Die gängigen Split-Geräte liegen bei der Betrachtung an Platz drei. Ein entscheidender Nachteil dieser Geräte ist, dass die Luftfeuchtigkeit im Raum nicht geregelt wird und deswegen deutlich höher als bei allen Varianten der RLT-Anlagen ist. Die höhere Luftfeuchtigkeit beeinflusst das Raumklima negativ. Die Split-Geräte können somit nicht empfohlen werden.



## Literatur- und Quellenverzeichnis

- [1] Albers, K.: Der RECKNAGEL - Taschenbuch für Heizung- und Klimatechnik, DIV Deutscher Industrieverlag GmbH, 78. Auflage, 2016
- [2] VDI 6007, Juni 2015
- [3] VDI 2078, Juni 2015
- [4] Trübungsfaktor, „<https://www.wetter.net/wetterlexikon/eintrag/truebungsfaktor>“ :*(entnommen am 10.12.2021, um 10:48)*
- [5] ASR A4.1, September 2013
- [6] DIN EN 16798-1, 2021-04
- [7] DIN V 18599, 2016-10
- [8] Schmidt, A.: Vorlesungsskript: technische Thermodynamik 2, August 2019
- [9] Schmidt, A.: Formelsammlung: technische Thermodynamik 2, 2018
- [10] meteonorm, Standort Accra
- [11] Berechnungsprogramm: mh-software BIM 6.0
- [12] DIN EN 15251: 2012-12
- [13] Luftdruck, „<https://de.wikipedia.org/wiki/Luftdruck>“ :*(entnommen am 18.01.2022, um 09:03)*
- [14] Klaus Fitzner: Raumklimatechnik, Band 2: Raumluft- und Raumkühltechnik, Springer, 16 Auflage, 2008
- [15] Trübungsfaktor, „<https://de.wikipedia.org/wiki/Tr%C3%BCbungsfaktor>“ :*(entnommen am 24.12.2021, um 12:39)*
- [16] Schmidt, A.: Formelsammlung: Wärme- und Stoffübertragung, Januar 2017
- [17] Jahangiri, P.: Vorlesungsskript Lüftungs- und Klimatechnik, Teil: Aufbau von RLT Anlagen, Mischkammer nach h,x Diagramm, Wintersemester 2020/2021
- [18] Bestandteile von Lüftungsanlagen, „<https://www.baunetzwissen.de/gebaeudetechnik/fachwissen/lueftung/bestandteile-von-lueftungsanlagen-2473103>“ :*(entnommen am 27.12.2021, um 17:14)*
- [19] Jahangiri, P.: Vorlesungsskript Lüftungs- und Klimatechnik, Teil: Luftbefeuchtung und Wärmerückgewinnung nach h,x-Diagramm, Wintersemester 2020/2021
- [20] Plattenwärmetauscher: „<https://www.wolf.eu/klima-profi/technologie/waermerueckgewinnung/plattenwaermetauscher/>“ :*(entnommen am 28.12.2021, um 13:30)*
- [21] Rotationswärmetauscher: „<https://www.wolf.eu/klima-profi/technologie/waermerueckgewinnung/rotationswaermetauscher/>“ :*(entnommen am 28.12.2021, um 13:31)*
- [22] Unsere Erfahrung für Ihren Erfolg: „<https://www.polarkaeltetechnik.de/project/allgemeinproduktinformation/>“ :*(entnommen am 28.12.2021, um 14:08)*
- [23] Tropfenabscheider: „<https://www.baunetzwissen.de/glossar/t/tropfenabscheider-49251>“ :*(entnommen am 28.12.2021, um 15:22)*

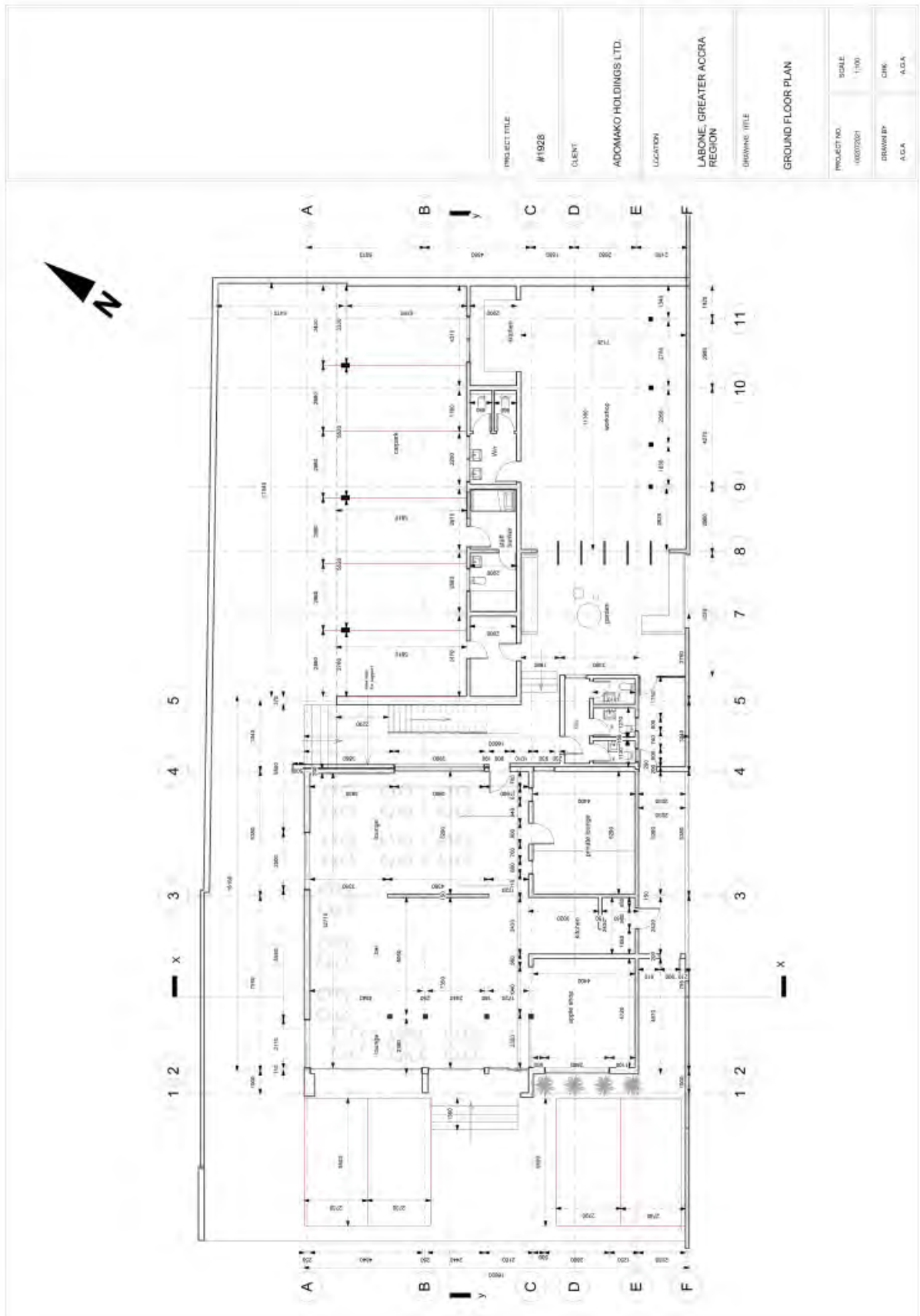


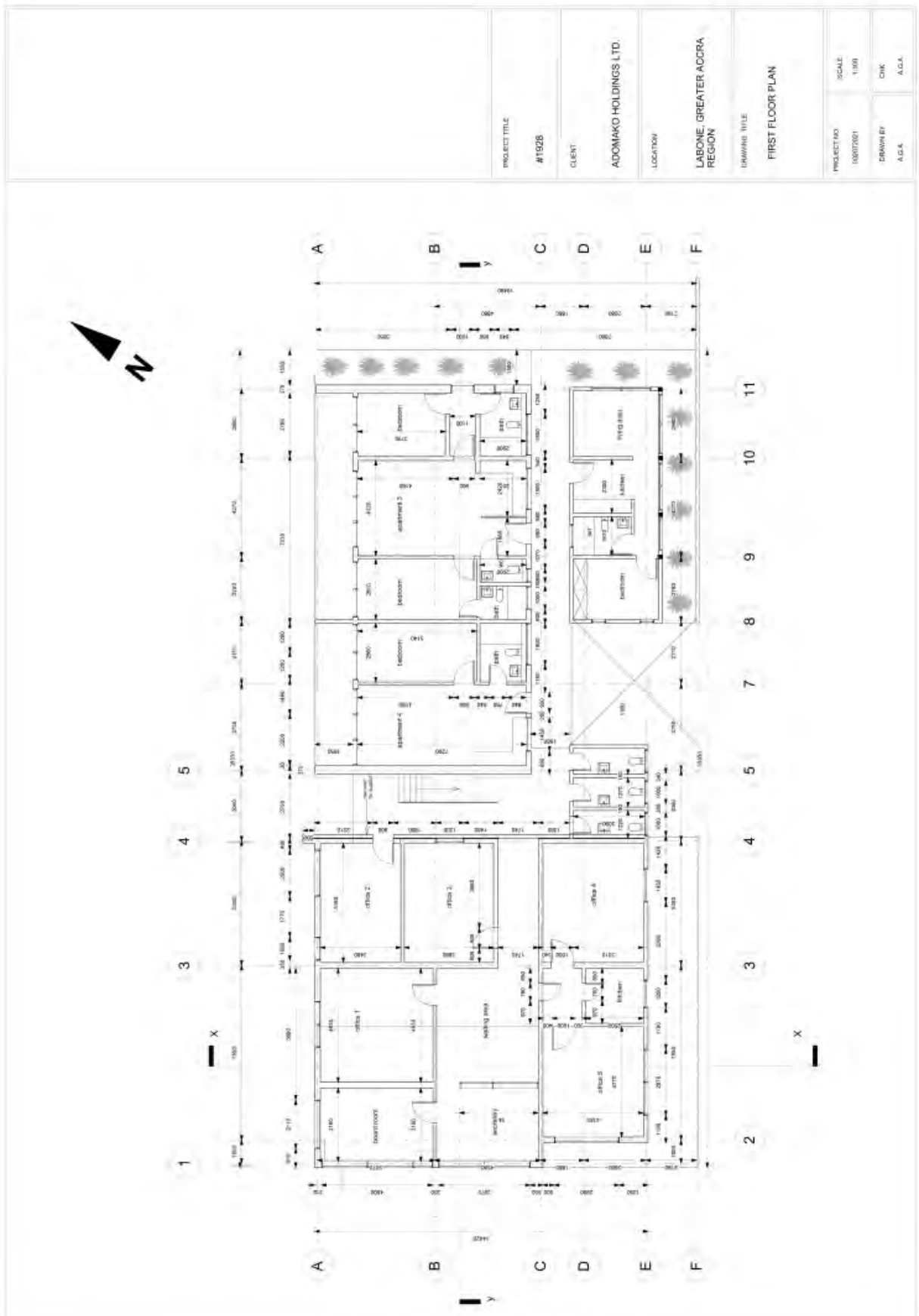
- [24] Loviscach J.: Onlinevorlesung: Gebäudeautomation (Teil: Kühlen mittels Verdunstung statt Kältemaschine): 2019-06-07 (<https://j3l7h2.de/videos/v.php?v=j5KxsGIJDEs>):(entnommen am 30.12.2021, um 11:24))
- [25] Klima/Lüftung FACHJOURNAL: Die sorptionsgestützte Klimatisierung, 2002/2003
- [26] Klimaanlage: „<https://de.wikipedia.org/wiki/Klimaanlage>“:(entnommen am 31.12.2021, um 12:30)
- [27] VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC): VDI-Warmeatlas, Springer Vieweg, 11. Auflage, 2013
- [28] ASR A3.5, Juni 2010
- [29] Appah, D.J., Koranteng, C.: A THERMAL COMFORT EVALUATION OF A JUNIOR HIGH SCHOOL BUILDING IN ACCRA, GHANA, Department of Architecture, Kwame Nkrumah University of Science and Technology, Kumasi, Ghana, 2012
- [30] Eicker, U.: Solare Technologien für Gebäude, VIEWEG+TEUBNER, 2. Auflage, 2012
- [31] Statista, Prognose zum Anteil der Bevölkerung in Städten weltweit bis 2050, „<https://de.statista.com/statistik/daten/studie/37084/umfrage/anteil-der-bevoelkerung-in-staedten-weltweit-seit-1985/>“:(entnommen am 11.01.2022, um 09:46)
- [32] Statista, Grad der Urbanisierung in Deutschland, „<https://de.statista.com/statistik/daten/studie/662560/umfrage/urbanisierung-in-deutschland/>“:(entnommen am 11.01.2022, um 09:50)
- [33] Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit (GIZ) GmbH: Energiewende Afrika, Mehr Dynamik für Energiezugang, Resilienz und Wohlstand, „[https://www.giz.de/de/downloads/Studie\\_Renewable%20Energy%20Transition%20Africa\\_DE.pdf](https://www.giz.de/de/downloads/Studie_Renewable%20Energy%20Transition%20Africa_DE.pdf)“:(entnommen am 20.01.2022, um 14:48)
- [34] DIN EN 16798-3: 2017-11
- [35] Jahangiri, P.: Vorlesungsskript Lüftungs- und Klimatechnik, Teil: Ventilatoren und Regelung, Wintersemester 2020/2021
- [36] Walter Wagner: Rohrleitungstechnik, Kapitel 4 Strömungstechnik, Vogel Communications Group, 12. Auflage, 2020
- [37] koolair: TFK Kühldecken, „[https://www.koolair.com/wp-content/pdf/cat/TFK\\_de.pdf](https://www.koolair.com/wp-content/pdf/cat/TFK_de.pdf)“:(entnommen am 24.01.2022, um 16:57)
- [38] WILO: Grundlagen der Pumpentechnik, „<https://wilo.cdn.mediamid.com/cdn-doc/wilo162172/1004632/wilo162172.pdf>“:(entnommen am 24.01.2022, um 17:09)
- [39] SunPower: MAXEON 3 | 400W, Datenblatt
- [40] Stromrechnung aus Ghana, bereitgestellt von Andy Tagoe vom 22.12.2021
- [41] Ghana Water Company: Wasserpreise Ghana: „<https://www.gwcl.com.gh/approved-tariffs/>“:(entnommen am 15.02.2022, um 12:00)
- [42] umrechner-euro: Ghana Cedi (GHS) in Euro: „<https://www.umrechner-euro.de/umrechnung-ghana-cedi>“:(entnommen am 15.02.2022, um 12:08)
- [43] Angebot: BerlinerLuft. Technik GmbH vom 25.02.2022

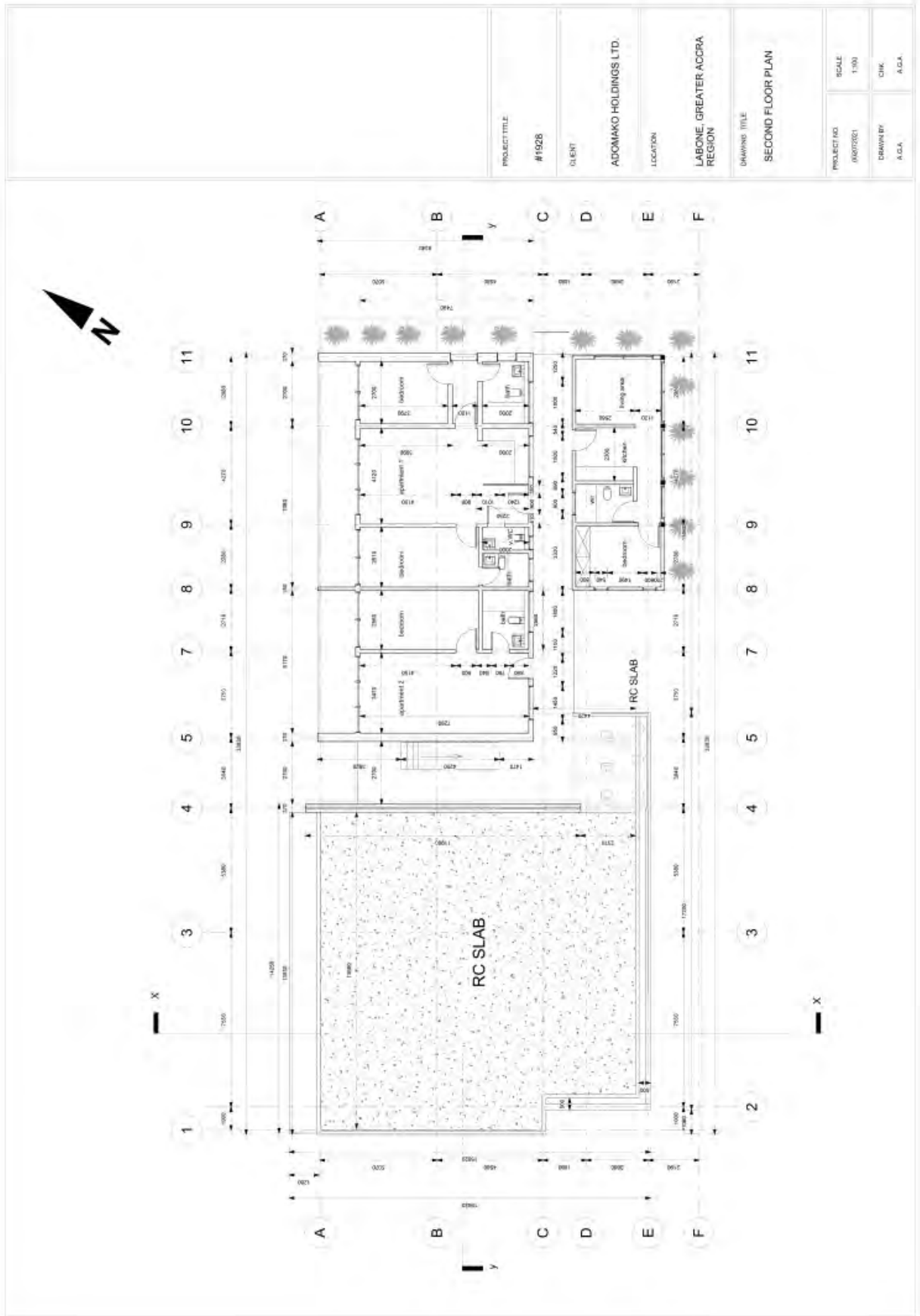
- 
- [44] Angebot: Klingenburg vom 07.02.2022
- [45] Angebot: Hombach Wärmetechnik GmbH vom 04.02.2022
- [46] Angebot: MITSUBISHI ELECTRIC EUROPE B.V vom 16.02.2022
- [47] HLK: So berechnen Sie die Kosten Ihrer Kältetechnik richtig: „<https://hlk.co.at/artikel/so-berechnen-sie-die-kosten-ihrer-kaeltetechnik-richtig/>“ :*(entnommen am 16.02.2022, um 16:40)*
- [48] Wikipedia: Geographie Ghanas, „[https://de.wikipedia.org/wiki/Geographie\\_Ghanas#:~:text=Die%20Monate%20unmittelbar%20zwischen%20den,wehender%20Passatsturm%2C%20das%20ganze%20Land.](https://de.wikipedia.org/wiki/Geographie_Ghanas#:~:text=Die%20Monate%20unmittelbar%20zwischen%20den,wehender%20Passatsturm%2C%20das%20ganze%20Land.)“ :*(entnommen am 22.02.2022, um 08:46)*

# Anhang

## Anhang A: Grundrisse des Gebäudekomplexes







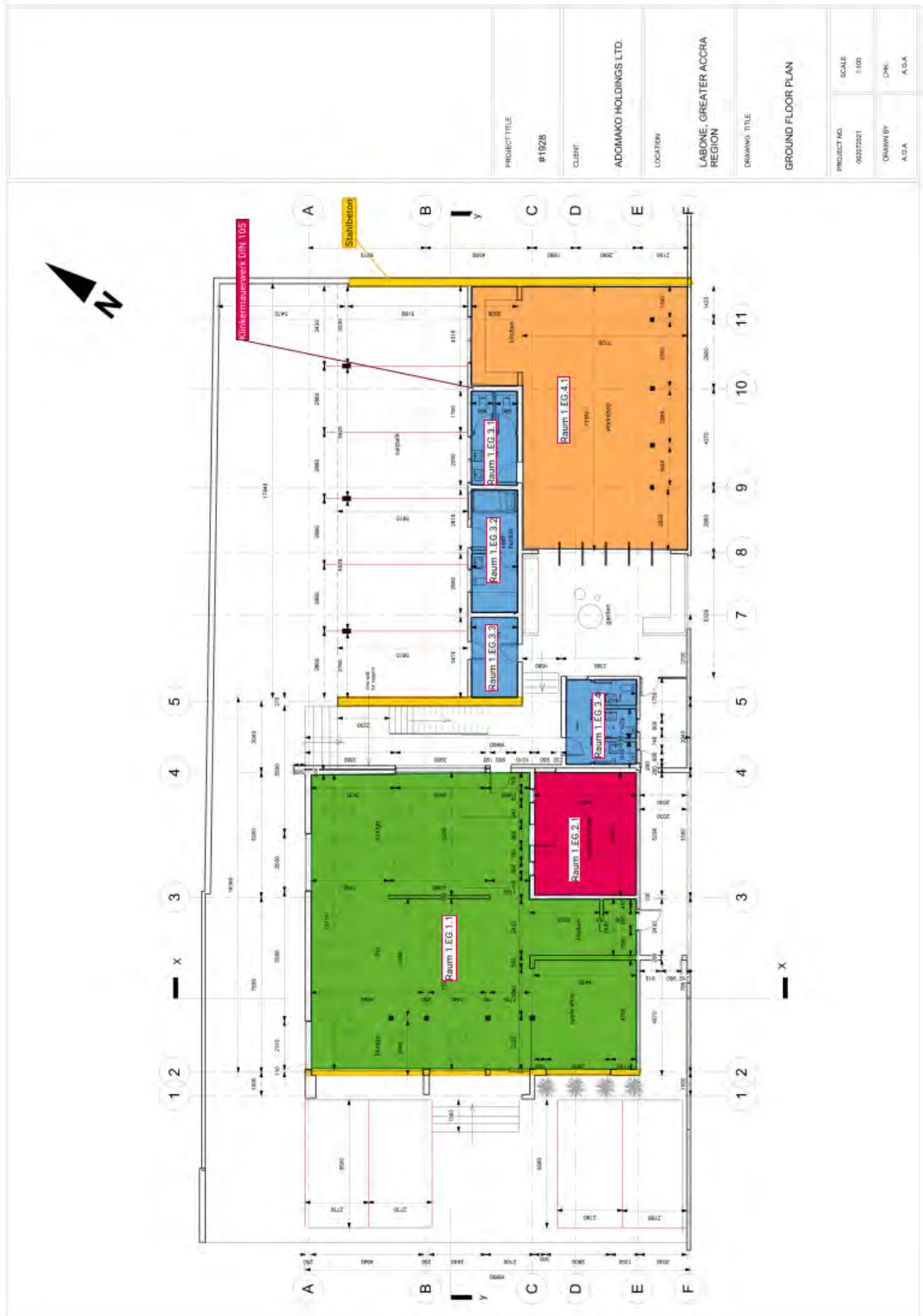
PROJECT TITLE #1928		CLIENT ADOMAKO HOLDINGS LTD.	LOCATION LABONE, GREATER ACCRA REGION
DRAWING TITLE SECOND FLOOR PLAN		SCALE 1:300	
PROJECT NO. A6673261	DRAWN BY A.C.A.	CHECKED BY A.C.A.	DATE A.C.A.

## Anhang B: Wetterdaten für die Kühllastberechnung nach VDI 2078

Monat	Tag	Täglicher Bewölkungsgrad	klarer/bedeckter Tag	Min [°C]	Max [°C]	Zeitpunkt Min [h]	Zeitpunkt Max [h]
Januar	24.01.2005	6	klarer	21,5	31,1	6	15
Januar	08.01.2005	192	bedeckter	25,2	28,2	1	15
Februar	11.02.2005	0	klarer	24,9	32,4	6	15
Februar	18.02.2005	161	bedeckter	27,2	30,7	6	15
März	29.03.2005	0	klarer	26,1	33,3	6	15
März	03.03.2005	159	bedeckter	26,8	30,7	6	13
April	01.04.2005	4	klarer	24,4	31,4	6	15
April	11.04.2005	192	bedeckter	28,6	31,8	24	14
Mai	05.05.2005	8	klarer	25,5	33,7	6	15
Mai	26.05.2005	170	bedeckter	27	29,2	18	14
Juni	07.06.2005	8	klarer	21,8	29,2	6	15
Juni	04.06.2005	188	bedeckter	22,4	25,6	6	15
Juli	14.07.2005	11	klarer	22	27,7	5	17
Juli	25.07.2005	192	bedeckter	24	26,5	5	15
August	17.08.2005	33	klarer	22,2	29,1	6	15
August	26.08.2005	191	bedeckter	24,5	26,7	5	15
September	30.09.2005	26	klarer	21,9	29,6	5	15
September	20.09.2005	187	bedeckter	23,3	27,1	2	15
Oktober	01.10.2005	17	klarer	22	29,5	6	15
Oktober	12.10.2005	192	bedeckter	26,7	29,8	18	14
November	22.11.2005	20	klarer	24,9	32,5	6	15
November	28.11.2005	186	bedeckter	25,5	30,2	5	15
Dezember	18.12.2005	0	klarer	24,6	33,9	6	15
Dezember	30.12.2005	183	bedeckter	27,1	29,4	2	15



Anhang C: Grundrisse mit Raumdefinierung und Wandtypen-Platzierung







## Anhang D: Raumspezifisch angenommene Lasten (DIN V 18599-10)

Raum	Raum Bezeichnung	Personenanzahl	Beleuchtung [W/m <sup>2</sup> ]	Benutzungszeitraum [h]	Innere Lasten (mittel) [W/m <sup>2</sup> ]
1.EG.1.1	Lounge/Bar	74	10	10-24	2
1.EG.2.1	Private Lounge	11	10	10-24	2
1.EG.3.1	WC	-	6	0-24	-
1.EG.3.2	WC	-	6	0-24	-
1.EG.3.3	Flur	-	3	0-24	-
1.EG.3.4	WC	-	6	0-24	-
1.EG.4.1	Workshop	5	6	7-18	35
1.1.OG.1.1	Wohnung	3	6	18-7 (Beleuchtung 6-8 & 17-22)	2,8
1.1.OG.1.2	Wohnung	2	6	18-7 (Beleuchtung 6-8 & 17-22)	2,8
1.1.OG.1.3	Wohnung	2	6	18-7 (Beleuchtung 6-8 & 17-22)	2,8
1.1.OG.2.1	WC	-	6	9-17	-
1.1.OG.3.1	Büro 1,2,3& board room	6	10	7-18	7,1
1.1.OG.3.2	Secretary	3	10	7-18	7,1
1.1.OG.3.3	Büro 4,5 & Kitchen	4	10	7-18	7,1
1.2.OG.1.1	Wohnung	3	6	17-8 (Beleuchtung 6-8 & 17-22)	2,8
1.2.OG.1.2	Wohnung	2	6	17-8 (Beleuchtung 6-8 & 17-22)	2,8
1.2.OG.1.3	Wohnung	2	6	17-8 (Beleuchtung 6-8 & 17-22)	2,8

## Anhang E: Berechnungsergebnisse für die Kühlung nur über Zuluft

Uhrzeit	$Q_{Gesamt}$	$Q_{Zuluft}$	$V_{Zuluft}$	$\vartheta_{Außenluft}$
	[kW]	[kW]	[m <sup>3</sup> /h]	[°C]
0-1	-34,589	-34,589	13135	28,7
1-2	-33,519	-33,519	12729	27,9
2-3	-32,403	-32,403	12305	27,2
3-4	-31,257	-31,257	11870	26,6
4 5	30,096	30,096	11429	26
5-6	-28,94	-28,94	10990	25,7
6-7	-29,223	-29,223	11097	25,6
7-8	-33,156	-33,156	12591	25,6
8-9	-33,826	-33,826	12845	26
9-10	-34,704	-34,704	13179	27
10-11	-41,351	-41,351	15703	28,2
11-12	-42,931	-42,931	16303	29,6
12-13	-44,34	-44,34	16838	31
13-14	-46,405	-46,405	17622	32,2
14-15	-48,74	-48,74	18509	33,2
15-16	-51,081	-51,081	19398	33,7
16-17	-52,746	-52,746	20030	33,7
17-18	-53,437	-53,437	20293	33,5
18-19	-48,533	-48,533	18430	33,2
19-20	-46,534	-46,534	17671	32,6
20-21	-45,805	-45,805	17394	32
21-22	-45,042	-45,042	17105	31,3
22-23	-42,499	-42,499	16139	30,5
23-24	-41,617	-41,617	15804	29,6

## Anhang F: Berechnete Ergebnisse für den minimalen Luftvolumenstrom

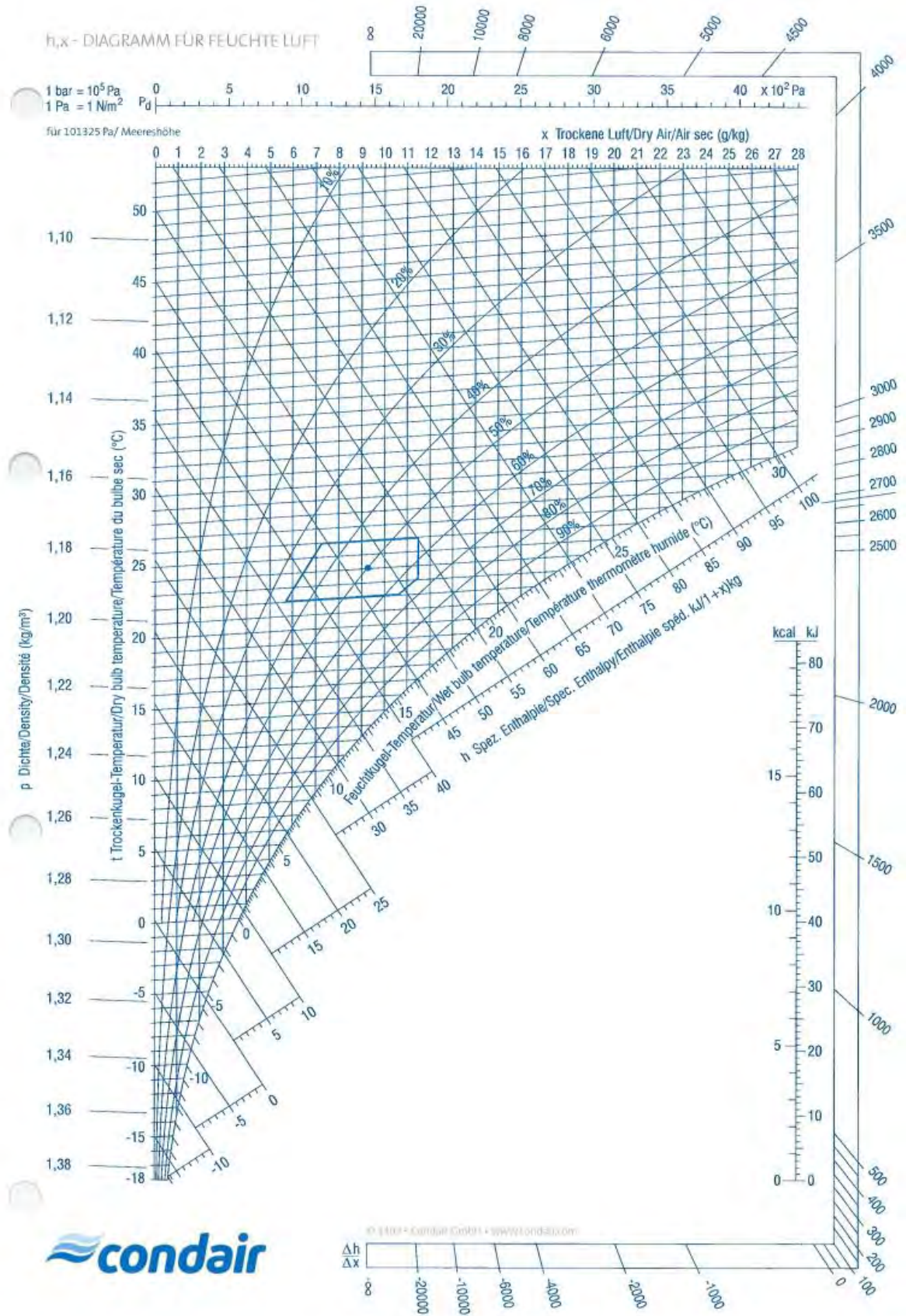
Raum	Grundlage Luftmen- gen Be- stimmung	Angenommene Personenanzahl	Raumgröße [m <sup>2</sup> ] (Aus MH-Soft- ware)	Erforderlicher Luftvolumen- strom $q_{tot}$ [m <sup>3</sup> /h]	Erforderlicher Luftvolumen- strom $q_{WC}$ [m <sup>3</sup> /h]
1.EG.1.1	DIN EN 16798-1	74	148,4	2239	-
1.EG.2.1	DIN EN 16798-1	11	22	333	-
1.EG.3.1	ASR A4.1	-	7,7		85
1.EG.3.2	ASR A4.1	-	10		110
1.EG.3.3	DIN EN 16798-1	0	6,1	15	-
1.EG.3.4	ASR A4.1	-	10,6		117
1.EG.4.1	DIN EN 16798-1	5	86,1	343	-
1.1.OG.1.1	DIN EN 16798-1	3	42	181	-
1.1.OG.1.2	DIN EN 16798-1	2	68,1	222	-
1.1.OG.1.3	DIN EN 16798-1	2	33,4	135	-
1.1.OG.2.1	ASR A4.1	-	10,6		117
1.1.OG.3.1	DIN EN 16798-1	6	78,3	349	-
1.1.OG.3.2	DIN EN 16798-1	3	46,9	194	-
1.1.OG.3.3	DIN EN 16798-1	4	54,2	237	-
1.2.OG.1.1	DIN EN 16798-1	3	42	181	-
1.2.OG.1.2	DIN EN 16798-1	2	68,1	222	-
1.2.OG.1.3	DIN EN 16798-1	2	33,4	135	-



## Anhang G: Berechnungsergebnisse für Typ 6

Uhrzeit	$Q_{Gesamt}$ [kW]	$Q_{Zuluft}$ [kW]	$Q_{Kühldecke}$ [m <sup>3</sup> /h]	$V_{Zuluft}$ [m <sup>3</sup> /h]	$\vartheta_{Außenluft}$ [°C]
0-1	-4,484	-2,288	-2,195	697	26,8
1-2	-4,412	-2,252	-2,159	697	26,7
2-3	-4,336	-2,215	-2,121	697	26,5
3-4	-4,258	-2,176	-2,082	697	26,4
4-5	-4,178	-2,137	-2,042	697	26,2
5-6	-4,091	-2,093	-1,998	697	26
6-7	-3,013	-2,091	-0,922	697	26
7-8	-4,479	-2,286	-2,193	697	26,8
8-9	-4,497	-2,295	-2,202	697	26,9
9-10	-4,53	-2,311	-2,219	697	26,9
10-11	-4,616	-2,354	-2,262	697	27,1
11-12	-4,728	-2,41	-2,318	697	27,4
12-13	-4,857	-2,474	-2,383	697	27,6
13-14	-5,001	-2,545	-2,455	697	28
14-15	-5,147	-2,618	-2,529	697	28,3
15-16	-5,272	-2,68	-2,592	697	28,5
16-17	-5,361	-2,725	-2,636	697	28,7
17-18	-5,398	-2,743	-2,655	697	28,8
18-19	-4,907	-2,499	-2,408	697	27,8
19-20	-4,832	-2,462	-2,37	697	27,6
20-21	-4,779	-2,435	-2,344	697	27,5
21-22	-4,723	-2,407	-2,316	697	27,4
22-23	-4,662	-2,377	-2,285	697	27,2
23-24	-4,597	-2,345	-2,253	697	27,1

Anhang H: h, x-Diagramm (Condair)



## Anhang I: Berechnung: Variante 1: RLT-Anlage mit konventioneller Kältemaschine

**1→2**

$$\vartheta_2 = \eta_{PWT} \cdot (\vartheta_7 - \vartheta_1) + \vartheta_1 = 26,44^\circ\text{C}$$

$$x_2 = x_1 = 19,41 \text{ g/kg}$$

**6→5**

Es wird angenommen das die vom Ventilator verursachte Erwärmung infinitesimal ist und deswegen vernachlässigt werden kann.

$$x_7 = x_8 = 11,1 \frac{\text{g}_W}{\text{kg}_L}$$

$$\vartheta_7 = \vartheta_8 = 17^\circ\text{C}$$

**5→4**

$$x_4 = x_5 = 11,1 \frac{\text{g}_W}{\text{kg}_L}$$

Wenn entfeuchtet wird:  $\vartheta_6$

$\vartheta_4(x_4 = 11,1, \varphi_4 = 1)$  wird abgelesen aus dem h, x Diagramm (im Anhang H)

$$\vartheta_4 = 15,65^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q}_{4 \rightarrow 5} = \dot{m}_l \cdot (\vartheta_5 - \vartheta_4) \cdot (c_{p,l} + x \cdot c_{p,d}) = 4,009 \text{ kW}$$

Da entfeuchtet wird kann die benötigte Wärmemenge aus dem Kältekreis hier dem System: „RLT-Anlage“ wieder hinzugefügt werden und verursacht dadurch keine mehr Kosten.

**4→3**

Die Entfeuchtung erfolgt isotherm.

$$\rightarrow \vartheta_3 = \vartheta_4 = 15,65^\circ\text{C}$$

$$x_3 = x_2 = 19,41 \text{ g/kg}$$

$$h_3 = c_{p,l} \cdot \vartheta_3 + x_4 \cdot (\Delta h_{v,0} + c_{p,d} \cdot \vartheta_3) + (x_3 - x_4) \cdot c_{p,f} \cdot \vartheta_{W,f} = 44,32 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = c_{p,l} \cdot \vartheta_4 + x_4 \cdot (\Delta h_{v,0} + c_{p,d} \cdot \vartheta_4) = 43,78 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_W = \frac{\dot{m}_l \cdot (h_4 - h_3)}{c_{p,f} \cdot \vartheta_{W,f}} = -86,65 \text{ kg/h}$$

**2→3**

$$h_2 = c_{p,l} \cdot \vartheta_2 + x_2 \cdot (\Delta h_{v,0} + c_{p,d} \cdot \vartheta_2) = 76,02 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{\text{Kühlen}} = \dot{m}_l \cdot (h_3 - h_2) = -92,16 \text{ kW}$$

**7→8**

$$h_8 = h_7 + \Delta h_{1 \rightarrow 2}$$

$$\Delta h_{1 \rightarrow 2} = |h_2 - h_1| = 1,81 \text{ kJ/kg}$$

$$\rightarrow h_7 = 57,22 \text{ kJ/kg}$$

$$x_7 = x_9 = 14,07 \text{ g/kg}$$

$$\vartheta_7 = \frac{h_7 - x_7 \cdot \Delta h_{v,0}}{c_{p,l} + x_7 \cdot c_{p,d}} = 27,77^\circ\text{C}$$

## Anhang J: Berechnung: Variante 2: RLT-Anlage mit indirekter Verdunstungskühlung

**7→8**

$$x_8 = \eta_{Bef} \cdot (x_{8,max} - x_7) + x_7$$

$x_{8,max}$  kann aus dem h, x Diagramm (Anhang H) abgelesen werden, wenn  $x_7$ ,  $\vartheta_7$  &  $\frac{\Delta h}{\Delta x}$  bekannt sind.

$\vartheta_{W,f}$  wird mit der mittleren Jahrestemperatur von  $27,4^\circ C$  angenommen.

$$\frac{\Delta h}{\Delta x} = c_{p,f} \cdot \vartheta_{W,f} = 114,8$$

$$\rightarrow x_{8,max} = 14,2 \text{ g/kg}$$

$$x_8 = \eta_{Bef} \cdot (x_{8,max} - x_7) + x_7 = 14,07$$

$$h_8 = \Delta x \cdot c_{p,f} \cdot \vartheta_{W,f} + h_7 = 55,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\vartheta_8 = \frac{h_8 - x_8 \cdot \Delta h_{v,0}}{c_{p,l} + x_8 \cdot c_{p,d}} = 19,94^\circ C$$

$$\dot{m}_W = \Delta x \cdot \dot{m}_l = 26,75 \text{ kg/h}$$

Da mehr Wasser aus der Zuluft abgeführt wird als hier eingespritzt wird, entstehen keine Zusatzkosten.

**8→9**

Punkt 8 und 9 sind identisch da  $\varphi$  nicht größer 1 ist.

**1→2**

$$\vartheta_2 = \eta_{PWT} \cdot (\vartheta_{11} - \vartheta_1) + \vartheta_1 = 21,59^\circ C$$

$$x_2 = x_1 = 19,41 \text{ g/kg}$$

**6→5**

Es wird angenommen, dass die vom Ventilator verursachte Erwärmung infinitesimal ist und deswegen vernachlässigt werden kann.

$$x_5 = x_6 = 11,1 \frac{\text{g}_W}{\text{kg}_L}$$

$$\vartheta_5 = \vartheta_6 = 17^\circ C$$

**5→4**

$$x_4 = x_5 = 11,1 \frac{\text{g}_W}{\text{kg}_L}$$

Wenn entfeuchtet wird:  $\vartheta_6$

$\vartheta_4(x_4 = 11,1, \varphi = 1)$  wird abgelesen aus dem h, x Diagramm (im Anhang H)

$$\vartheta_4 = 15,65^\circ C$$

$$\dot{Q}_{4 \rightarrow 5} = \dot{m}_l \cdot (\vartheta_5 - \vartheta_4) \cdot (c_{p,l} + x \cdot c_{p,d}) = 4,01 \text{ kW}$$

Da entfeuchtet wird, kann die benötigte Wärmemenge aus dem Kältekreis hier dem System: „RLT-Anlage“ wieder hinzugefügt werden und verursacht dadurch keine zusätzlichen Kosten.



**4→3**

Die Entfeuchtung erfolgt isotherm.

$$\rightarrow \vartheta_3 = \vartheta_4 = 15,65^\circ\text{C}$$

$$x_3 = x_4 = 19,41 \text{ g/kg}$$

$$h_3 = c_{p,l} \cdot \vartheta_3 + x_4 \cdot (\Delta h_{V,0} + c_{p,d} \cdot \vartheta_3) + (x_3 - x_4) \cdot c_{p,f} \cdot \vartheta_{W,f} = 44,33 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = c_{p,l} \cdot \vartheta_4 + x_4 \cdot (\Delta h_{V,0} + c_{p,d} \cdot \vartheta_4) = 43,78 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_W = \frac{\dot{m}_l \cdot (h_4 - h_3)}{c_{p,f} \cdot \vartheta_{W,f}} = -86,65 \text{ kg/h}$$

**2→3**

$$h_2 = c_{p,l} \cdot \vartheta_2 + x_2 \cdot (\Delta h_{V,0} + c_{p,d} \cdot \vartheta_2) = 70,98 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{\text{Kühlen}} = \dot{m}_l \cdot (h_3 - h_2) = -77,56 \text{ kW}$$

**9→10**

$$h_{10} = h_9 + \Delta h_{1 \rightarrow 2}$$

$$\Delta h_{1 \rightarrow 2} = |h_2 - h_1| = 6,86 \text{ kJ/kg}$$

$$\rightarrow h_{10} = 62,56 \text{ kJ/kg}$$

$$x_{10} = x_9 = 14,07 \text{ g/kg}$$

$$\vartheta_{10} = \frac{h_{10} - x_{10} \cdot \Delta h_{V,0}}{c_{p,l} + x_{10} \cdot c_{p,d}} = 26,6^\circ\text{C}$$

## Anhang K: Berechnung: Variante 3: RLT-Anlage mit Kühlung durch Trocknung und Verdunstung

### 10→11

$$x_{11} = \eta_{Bef} \cdot (x_{11,max} - x_{10}) + x_{10}$$

$x_{11,max}$  kann aus dem h, x Diagramm (Anhang H) abgelesen werden, wenn  $x_{10}$ ,  $\vartheta_{10}$  &  $\frac{\Delta h}{\Delta x}$  bekannt sind.

$\vartheta_{W,f}$  wird mit der mittleren Jahrestemperatur von  $27,4^\circ C$  angenommen.

$$\frac{\Delta h}{\Delta x} = c_{p,f} \cdot \vartheta_{W,f} = 114,8$$

$$\rightarrow x_{11,max} = 14,2 \text{ g/kg}$$

$$x_{11} = \eta_{Bef} \cdot (x_{11,max} - x_{10}) + x_{10} = 14,07$$

$$h_{11} = \Delta x \cdot c_{p,f} \cdot \vartheta_{W,f} + h_{10} = 55,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\vartheta_{11} = \frac{h_{11} - x_{11} \cdot \Delta h_{V,0}}{c_{p,l} + x_{11} \cdot c_{p,d}} = 19,94^\circ C$$

$$\dot{m}_W = \Delta x \cdot \dot{m}_l = 26,75 \text{ kg/h}$$

Da mehr Wasser aus der Zuluft abgeführt wird als hier eingespritzt wird, entstehen keine Zusatzkosten.

### 11→12

Punkt 11 und 12 sind identisch da  $\varphi$  nicht größer 1 ist.

### 1→2

Bei der Entfeuchtungsberechnung des Sorptionsrotors wird das einfache und iterative Modell von U. Eicker verwendet [30. S,180 ff]. Ziel bei dem einfachen Modell ist es die relative Zuluftfeuchte unter die der Regenerationsluft zu bekommen. Somit muss diese zuerst bestimmt werden:

$$\varphi_{14} = \frac{x_{14}}{x_{14} + 0,622} \cdot \frac{p}{p'_{d,14}}$$

$$x_{14} = x_{12} = 14,07 \text{ g/kg}$$

$$p'_{d,14} = 611 \cdot \exp\left(-\frac{1,91275}{10^4} + \frac{7,258}{10^2} \cdot \vartheta_{14} - \frac{2,939}{10^4} \cdot \vartheta_{14}^2 + \frac{9,841}{10^7} \cdot \vartheta_{14}^3 - \frac{1,92}{10^9} \cdot \vartheta_{14}^4\right) = 31159 \text{ Pa}$$

$$\rightarrow \varphi_{14} = 0,07$$

Da von einer isenthalpen Entfeuchtung ausgegangen wird, folgt:

$$h_1 = h_2 = c_{p,l} \cdot \vartheta_1 + x_1 \cdot (\Delta h_{V,0} + c_{p,d} \cdot \vartheta_1) = 77,84 \text{ kJ/kg}$$

$$x_{2,0} = x_1$$

#### 1 Iterationsschritt:

Im ersten Iterationsschritt wird  $x_{2,1}$  mit der Hälfte der Außenluftfeuchte angenommen.

$$x_{2,1} = x_{2,0} \cdot 0,5$$

$$\vartheta_{2,1}(h_2, x_{2,1}) = \frac{h_2 - x_{2,1} \cdot \Delta h_{V,0}}{c_{p,l} + x_{2,1} \cdot c_{p,d}} = 52,42^\circ C$$

$$p'_{d,2,1} = 611 \cdot \exp\left(-\frac{1,91275}{10^4} + \frac{7,258}{10^2} \cdot \vartheta_{2,1} - \frac{2,939}{10^4} \cdot \vartheta_{2,1}^2 + \frac{9,841}{10^7} \cdot \vartheta_{2,1}^3 - \frac{1,92}{10^9} \cdot \vartheta_{2,1}^4\right)$$

$$p'_{d,2,1} = 13891 \text{ Pa}$$

$$\varphi_{2,1} = \frac{x_{2,1}}{x_{2,1} + 0,622} \cdot \frac{p}{p'_{d,2,1}} = 0,11$$

Da  $\varphi_{2,1} \gg \varphi_{14}$  ist, muss weiter entfeuchtet werden.

### 2 Iterationsschritt:

Zur Bestimmung des nächsten Wassergehalts  $x_2$  wird die Formel (3.16) verwendet.

$$x_{2,2} = x_{2,1} - (\varphi_{2,1} - \varphi_{14}) \cdot \frac{x_{2,0} - x_{2,1}}{\varphi_{2,0} - \varphi_{2,1}} = 9,17 \text{ g/kg}$$

$$\rightarrow \vartheta_{2,2} = 53,77^\circ\text{C}, p'_{d,2,2} = 14836 \text{ Pa}, \varphi_{2,2} = 0,099$$

Da  $\varphi_{2,2} \gg \varphi_{14}$  ist, muss weiter entfeuchtet werden.

### 3 Iterationsschritt:

$$x_{2,3} = x_{2,2} - (\varphi_{2,2} - \varphi_{14}) \cdot \frac{x_{2,1} - x_{2,2}}{\varphi_{2,1} - \varphi_{2,2}} = 8,03 \text{ g/kg}$$

$$\rightarrow \vartheta_{2,3} = 56,67^\circ\text{C}, p'_{d,2,3} = 170448 \text{ Pa}, \varphi_{2,3} = 0,076$$

Da  $\varphi_{2,3} > \varphi_{14}$  kann noch ein weiterer Iterationsschritt gemacht werden.

### 4 Iterationsschritt:

$$x_{2,4} = x_{2,3} - (\varphi_{2,3} - \varphi_{14}) \cdot \frac{x_{2,2} - x_{2,3}}{\varphi_{2,2} - \varphi_{2,3}} = 7,85 \text{ g/kg}$$

$$\rightarrow \vartheta_{2,4} = 57,16^\circ\text{C}, p'_{d,2,4} = 17440 \text{ Pa}, \varphi_{2,4} = 0,072$$

$\varphi_{2,4}$  ist sehr nah an  $\varphi_{14}$ , deshalb kann die Iteration jetzt hier abgebrochen werden.

Nun muss aus dem idealen  $x_{2,4}$  das reale  $x_2$  nach dem Entfeuchter bestimmt werden.

$$x_2 = x_1 - \eta_{Entf} \cdot (x_1 - x_{2,4}) = 10,14 \text{ g/kg}$$

$$\vartheta_2 = \frac{h_2 - x_2 \cdot \Delta h_{V,0}}{c_{p,l} + x_2 \cdot c_{p,d}} = 51,32^\circ\text{C}$$

### **2→3**

$$x_3 = x_2 = 10,14 \text{ g/kg}$$

$$\vartheta_3 = \eta_{RWT} \cdot (\vartheta_{12} - \vartheta_2) + \vartheta_2 = 26,22^\circ\text{C}$$

$$h_3 = c_{p,l} \cdot \vartheta_3 + x_3 \cdot (\Delta h_{V,0} + c_{p,d} \cdot \vartheta_3) = 52,16 \text{ kJ/kg}$$

### **12→13**

$$h_{13} = h_{12} + \Delta h_{2 \rightarrow 3}$$

$$\Delta h_{2 \rightarrow 3} = |h_3 - h_2| = 25,68 \text{ kJ/kg}$$

$$\rightarrow h_{13} = 81,38 \text{ kJ/kg}$$

$$x_{13} = x_{12} = 14,07 \text{ g/kg}$$

$$\vartheta_{13} = \frac{h_{13} - x_{13} \cdot \Delta h_{V,0}}{c_{p,l} + x_{13} \cdot c_{p,d}} = 44,86^\circ\text{C}$$

**13→14**

$$x_{14} = x_{13} = 14,07 \text{ g/kg}$$

$$h_{14} = c_{p,l} \cdot \vartheta_{14} + x_{14} \cdot (\Delta h_{V,0} + c_{p,d} \cdot \vartheta_{14}) = 107,27 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta h_{13 \rightarrow 14} = h_{14} - h_{13} = 25,89 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{13 \rightarrow 14} = \dot{m}_l \cdot \Delta h_{13 \rightarrow 14} = 75,00 \text{ kW}$$

Die Wärmemenge soll durch ein Solarkollektorfeld erzeugt werden.

**14→15**

$$x_{15} = x_{14} + \Delta x_{1 \rightarrow 2} = 23,34 \text{ g/kg}$$

$$h_{15} = h_{14} = 107,27 \text{ kJ/kg}$$

$$\vartheta_{15} = \frac{h_{15} - x_{15} \cdot \Delta h_{V,0}}{c_{p,l} + x_{15} \cdot c_{p,d}} = 46,72^\circ\text{C}$$

**3→4**

Da  $x_3 < x_{10}$  kann hier adiabat gekühlt werden.

$$\rightarrow x_4 = x_{10} = 11,5 \text{ g/kg}$$

$$\Delta x_{3 \rightarrow 4} = x_4 - x_3 = 0,96 \text{ g/kg}$$

$$\dot{m}_W = \dot{m}_l \cdot \Delta x_{3 \rightarrow 4} = 10,03 \text{ kg/h}$$

$$h_4 = \Delta x \cdot c_{p,f} \cdot \vartheta_f + h_3 = 52,27 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\vartheta_4 = \frac{h_4 - x_4 \cdot \Delta h_{V,0}}{c_{p,l} + x_4 \cdot c_{p,d}} = 23,93^\circ\text{C}$$

**4→5**

Punkt 4 und 5 sind identisch da  $\varphi$  nicht größer 1 ist.

**5→6**

$$\vartheta_6 \text{ soll nicht wärmer als } \vartheta_9 \text{ sein } \rightarrow \vartheta_6 = \vartheta_9$$

$$h_6 = c_{p,l} \cdot \vartheta_6 + x_6 \cdot (\Delta h_{V,0} + c_{p,d} \cdot \vartheta_6) = 45,17 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta h_{5 \rightarrow 6} = h_6 - h_5 = -7,10 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{\text{Kühlen}} = \dot{m}_l \cdot (\Delta h_{5 \rightarrow 6}) = -20,57 \text{ kW}$$

**6→7**

Punkt 6 und 7 sind identisch da  $\varphi$  nicht größer 1 ist.

**7→8**

Punkt 7 und 8 sind identisch da  $\vartheta_7 = \vartheta_9$ , somit ist eine Erwärmung der Luft nicht erforderlich.

## Anhang L: Berechnung: Variante 4: RLT-Anlage mit Kühlung durch doppelte Trocknung und Verdunstung

### 1→19

$$x_{19} = \eta_{Bef} \cdot (x_{19,max} - x_1) + x_1$$

$x_{19,max}$  kann aus dem h, x Diagramm (Anhang H) abgelesen werden, wenn  $x_1$ ,  $\vartheta_1$  &  $\frac{\Delta h}{\Delta x}$  bekannt sind.

$\vartheta_{W,f}$  wird mit der mittleren Jahrestemperatur von  $27,4^\circ C$  angenommen.

$$\frac{\Delta h}{\Delta x} = c_{p,f} \cdot \vartheta_{W,f} = 114,8$$

$$\rightarrow x_{19,max} = 20,45 \text{ g/kg}$$

$$x_{19} = \eta_{Bef} \cdot (x_{19,max} - x_1) + x_1 = 20,40 \text{ g/kg}$$

$$h_{19} = \Delta x \cdot c_{p,f} \cdot \vartheta_{W,f} + h_1 = 77,95 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\vartheta_{19} = \frac{h_{19} - x_{19} \cdot \Delta h_{V,0}}{c_{p,l} + x_{19} \cdot c_{p,d}} = 25,87^\circ C$$

$$\dot{m}_W = \Delta x \cdot \dot{m}_l = 10,30 \text{ kg/h}$$

### 19→20

Punkt 19 und 20 sind identisch da  $\varphi$  nicht größer 1 ist.

### 1→2

Bestimmung der erforderlichen Parameter an Punkt 22:

$$\varphi_{22} = \frac{x_{22}}{x_{22} + 0,622} \cdot \frac{p}{p'_{d,22}}$$

$$x_{22} = x_{20} = 20,40 \text{ g/kg}$$

$$p'_{d,22} = 611 \cdot \exp\left(-\frac{1,91275}{10^4} + \frac{7,258}{10^2} \cdot \vartheta_{22} - \frac{2,939}{10^4} \cdot \vartheta_{22}^2 + \frac{9,841}{10^7} \cdot \vartheta_{22}^3 - \frac{1,92}{10^9} \cdot \vartheta_{22}^4\right) = 31159 \text{ Pa}$$

$$\rightarrow \varphi_{22} = 0,1$$

Da von einer isenthalpen Entfeuchtung ausgegangen wird, folgt:

$$h_1 = h_2 = c_{p,l} \cdot \vartheta_1 + x_1 \cdot (\Delta h_{V,0} + c_{p,d} \cdot \vartheta_1) = 77,84 \text{ kJ/kg}$$

$$x_{2,0} = x_1$$

### 1 Iterationsschritt:

Im ersten Iterationsschritt wird  $x_{2,1}$  mit der Hälfte der Außenluftfeuchte angenommen.

$$x_{2,1} = x_{2,0} \cdot 0,5 = 9,71 \text{ g/kg}$$

$$\vartheta_{2,1}(h_2, x_{2,1}) = \frac{h_2 - x_{2,1} \cdot \Delta h_{V,0}}{c_{p,l} + x_{2,1} \cdot c_{p,d}} = 52,42^\circ C$$

$$p'_{d,2,1} = 611 \cdot \exp\left(-\frac{1,91275}{10^4} + \frac{7,258}{10^2} \cdot \vartheta_{2,1} - \frac{2,939}{10^4} \cdot \vartheta_{2,1}^2 + \frac{9,841}{10^7} \cdot \vartheta_{2,1}^3 - \frac{1,92}{10^9} \cdot \vartheta_{2,1}^4\right)$$



$$p'_{d,2,1} = 13891 \text{ Pa}$$

$$\varphi_{2,1} = \frac{x_{2,1}}{x_{2,1} + 0,622} \cdot \frac{p}{p'_{d,2,1}} = 0,11$$

$$\text{Da } \varphi_{2,1} \approx \varphi_{22}$$

$\varphi_{2,1}$  ist sehr nah an  $\varphi_{22}$ , deshalb muss hier nur einmal iteriert werden.

Nun muss aus dem idealen  $x_{2,1}$  das reale  $x_2$  nach dem Entfeuchter bestimmt werden.

$$x_2 = x_1 - \eta_{Entf} \cdot (x_1 - x_{2,1}) = 11,36 \text{ g/kg}$$

$$\vartheta_2 = \frac{h_2 - x_2 \cdot \Delta h_{V,0}}{c_{p,l} + x_2 \cdot c_{p,d}} = 48,23^\circ\text{C}$$

### 2→3

$$x_3 = x_2 = 11,36 \text{ g/kg}$$

$$\vartheta_3 = \eta_{RWT} \cdot (\vartheta_{20} - \vartheta_2) + \vartheta_2 = 30,34^\circ\text{C}$$

$$h_3 = c_{p,l} \cdot \vartheta_3 + x_3 \cdot (\Delta h_{V,0} + c_{p,d} \cdot \vartheta_3) = 59,50 \text{ kJ/kg}$$

### 20→21

$$h_{21} = h_{20} + \Delta h_{2\rightarrow3}$$

$$\Delta h_{2\rightarrow3} = |h_3 - h_2| = 18,34 \text{ kJ/kg}$$

$$\rightarrow h_{21} = 98,29 \text{ kJ/kg}$$

$$x_{21} = x_{20} = 20,40 \text{ g/kg}$$

$$\vartheta_{21} = \frac{h_{21} - x_{21} \cdot \Delta h_{V,0}}{c_{p,l} + x_{21} \cdot c_{p,d}} = 43,47^\circ\text{C}$$

### 21→22

$$x_{22} = x_{21} = 20,40 \text{ g/kg}$$

$$h_{22} = c_{p,l} \cdot \vartheta_{22} + x_{22} \cdot (\Delta h_{V,0} + c_{p,d} \cdot \vartheta_{22}) = 123,93 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta h_{21\rightarrow22} = h_{22} - h_{21} = 27,64 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{21\rightarrow22} = \dot{m}_l \cdot \Delta h_{21\rightarrow22} = 80,07 \text{ kW}$$

### 22→23

$$x_{23} = x_{22} + \Delta x_{1\rightarrow2} = 28,45 \text{ g/kg}$$

$$h_{23} = h_{22} = 123,93 \text{ kJ/kg}$$

$$\vartheta_{23} = \frac{h_{23} - x_{23} \cdot \Delta h_{V,0}}{c_{p,l} + x_{23} \cdot c_{p,d}} = 49,96^\circ\text{C}$$

### 12→13

$$x_{13} = \eta_{Bef} \cdot (x_{13,max} - x_{12}) + x_{12}$$

$x_{13,max}$  kann aus dem h, x Diagramm (Anhang H) abgelesen werden, wenn  $x_{12}$ ,  $\vartheta_{12}$  &  $\frac{\Delta h}{\Delta x}$  bekannt sind.

$\vartheta_{W,f}$  wird mit der mittleren Jahrestemperatur von  $27,4^\circ\text{C}$  angenommen.

$$\frac{\Delta h}{\Delta x} = c_{p,f} \cdot \vartheta_{W,f} = 114,8$$

$$\rightarrow x_{13,max} = 14,2 \text{ g/kg}$$

$$x_{13} = 14,07 \text{ g/kg}$$

$$h_{13} = \Delta x \cdot c_{p,f} \cdot \vartheta_{W,f} + h_{11} = 55,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\vartheta_{13} = \frac{h_{13} - x_{13} \cdot \Delta h_{V,0}}{c_{p,l} + x_{13} \cdot c_{p,d}} = 19,94^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_W = \Delta x \cdot \dot{m}_l = 26,75 \text{ kg/h}$$

### 13→14

Punkt 13 und 14 sind identisch da  $\varphi$  nicht größer 1 ist.

### 3→4

Bestimmung der erforderlichen Parameter an Punkt 16:

$$\varphi_{16} = \frac{x_{16}}{x_{16} + 0,622} \cdot \frac{p}{p'_{d,14}}$$

$$x_{16} = x_{14} = 14,07 \text{ g/kg}$$

$$p'_{d,16} = 611 \cdot \exp\left(-\frac{1,91275}{10^4} + \frac{7,258}{10^2} \cdot \vartheta_{16} - \frac{2,939}{10^4} \cdot \vartheta_{16}^2 + \frac{9,841}{10^7} \cdot \vartheta_{16}^3 - \frac{1,92}{10^9} \cdot \vartheta_{16}^4\right) = 31159 \text{ Pa}$$

$$\rightarrow \varphi_{16} = 0,07$$

Da von einer isenthalpen Entfeuchtung ausgegangen wird, folgt:

$$h_4 = h_3 = 60,56 \text{ kJ/kg}$$

$$x_{4,0} = x_3$$

In der folgenden Tabelle sind die Iterationsschritte nach dem Verfahren von U. Eicker dargestellt. [30. S,180 ff].

Tabelle: Iterationsschritte

Schritt	1	2	3	4
$x_{4,n} [\text{g/kg}]$	5,68	5,26	4,78	4,74
$\vartheta_{4,n}(h_4, x_4) [^\circ\text{C}]$	44,65	45,71	46,93	47,05
$p'_{d,4,n} [\text{Pa}]$	9411,12	9937,43	10575,03	10640,19
$\varphi_{4,n} [-]$	0,10	0,09	0,07	0,07

$$x_4 = x_3 - \eta_{Entf} \cdot (x_3 - x_{4,4}) = 6,06 \text{ g/kg}$$

$$\vartheta_4 = \frac{h_4 - x_4 \cdot \Delta h_{V,0}}{c_{p,l} + x_4 \cdot c_{p,d}} = 43,68^\circ\text{C}$$

### 4→5

$$x_5 = x_4 = 6,06 \text{ g/kg}$$

$$\vartheta_5 = \eta_{PWT} \cdot (\vartheta_{14} - \vartheta_4) + \vartheta_4 = 24,69^\circ\text{C}$$

$$h_5 = c_{p,l} \cdot \vartheta_5 + x_5 \cdot (\Delta h_{V,0} + c_{p,d} \cdot \vartheta_5) = 40,21 \text{ kJ/kg}$$

**14→15**

$$h_{15} = h_{14} + |\Delta h_{4 \rightarrow 5}|$$

$$\Delta h_{4 \rightarrow 5} = h_5 - h_4 = 19,28 \text{ kJ/kg}$$

$$\rightarrow h_{15} = 74,99 \text{ kJ/kg}$$

$$x_{15} = x_{14} = 14,07 \text{ g/kg}$$

$$\vartheta_{15} = \frac{h_{15} - x_{15} \cdot \Delta h_{V,0}}{c_{p,l} + x_{15} \cdot c_{p,d}} = 38,66^\circ\text{C}$$

**15→16**

$$x_{16} = x_{15} = 14,07 \text{ g/kg}$$

$$h_{16} = c_{p,l} \cdot \vartheta_{16} + x_{16} \cdot (\Delta h_{V,0} + c_{p,d} \cdot \vartheta_{14}) = 107,27 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta h_{15 \rightarrow 16} = h_{16} - h_{15} = 32,29 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{15 \rightarrow 16} = \dot{m}_l \cdot \Delta h_{15 \rightarrow 16} = 93,51 \text{ kW}$$

**16→17**

$$x_{17} = x_{16} + \Delta x_{3 \rightarrow 4} = 19,36 \text{ g/kg}$$

$$h_{15} = h_{14} = 107,27 \text{ kJ/kg}$$

$$\vartheta_{15} = \frac{h_{15} - x_{15} \cdot \Delta h_{V,0}}{c_{p,l} + x_{15} \cdot c_{p,d}} = 56,60^\circ\text{C}$$

**5→6**

Da  $x_5 < x_{11}$  kann hier adiabat gekühlt werden.

$$\vartheta_{6,max} = 17^\circ\text{C}$$

$$x_6(\vartheta_{6,max}, h_5) = \frac{h_5 - c_{p,f} \cdot \vartheta_f \cdot x_5 - c_{p,l} \cdot \vartheta_{6,max}}{\Delta h_{V,0} + c_{p,d} \cdot \vartheta_{6,max} - c_{p,f} \cdot \vartheta_f} = 9,29$$

→ Es kann adiabat auf die gewünschten 17°C gekühlt werden.

$$\Delta x_{5 \rightarrow 6} = x_6 - x_5 = 3,23 \text{ g/kg}$$

$$\dot{m}_W = \dot{m}_l \cdot \Delta x_{5 \rightarrow 6} = 33,68 \text{ kg/h}$$

$$h_6 = \Delta x \cdot c_{p,f} \cdot \vartheta_{W,f} + h_5 = 40,58 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

**6→11**

Da die Luft in Punkt 6 die gewünschten Zuluftparameter hat, kann hier direkt zum Endpunkt gesprungen werden.

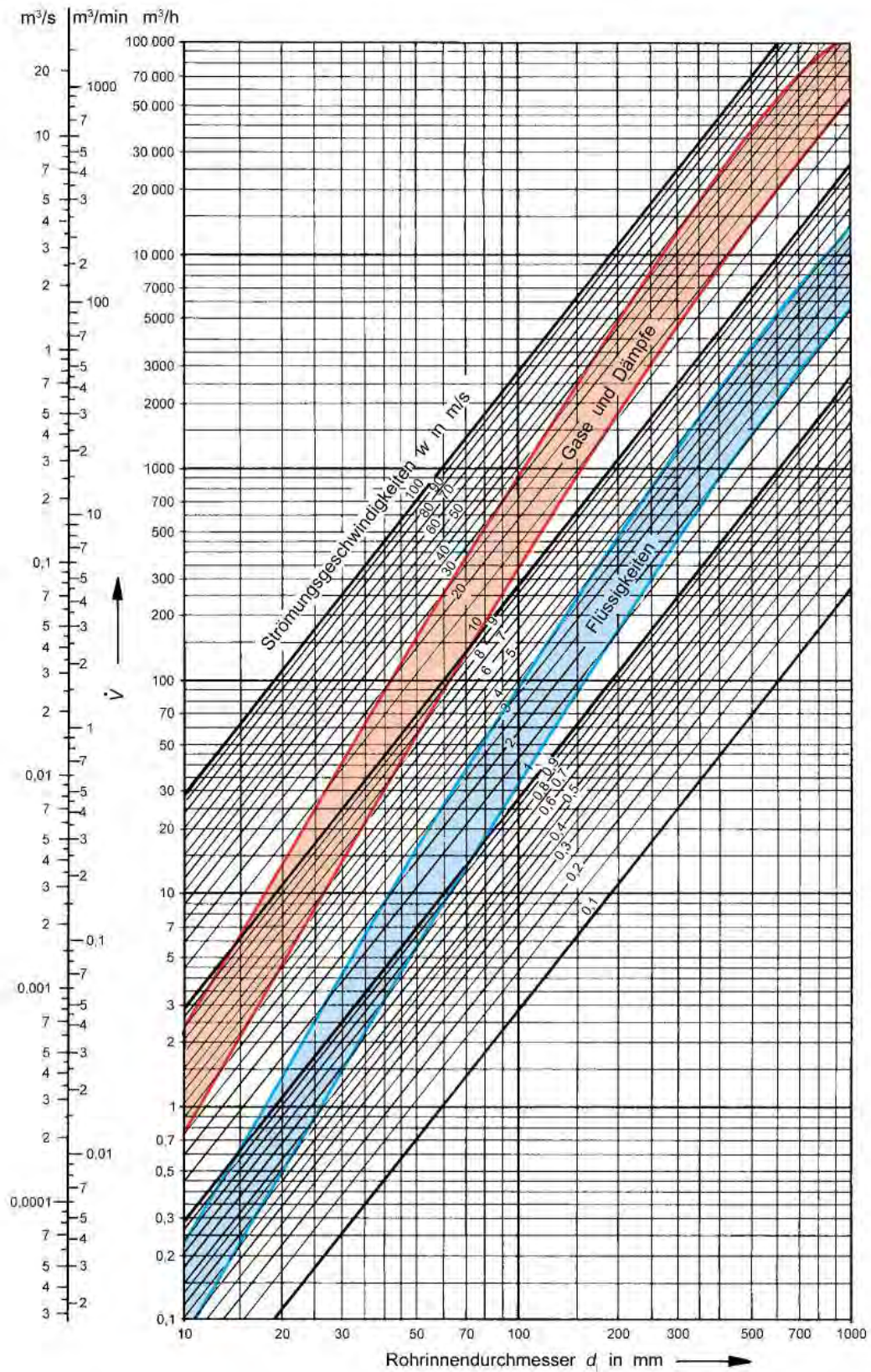
$$\vartheta_{11} = \vartheta_6 = 17^\circ\text{C}$$

$$x_{11} = x_6 = 9,53$$

---

$$h_{11} = h_6 = \Delta x \cdot c_{p,f} \cdot \vartheta_{W,f} + h_5 = 41,18 \frac{kJ}{kg}$$

Anhang M: Strömungsgeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Volumenstrom und Rohrrinnendurchmesser  $d_i$  mit den wirtschaftlichen Geschwindigkeitsbereichen für Flüssigkeiten und Gase [36]





## Anhang N: Stromrechnung aus Ghana, bereitgestellt von Andy Tagoe





## Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung einer Abschlussarbeit

Gemäß der Allgemeinen Prüfungs- und Studienordnung ist zusammen mit der Abschlussarbeit eine schriftliche Erklärung abzugeben, in der der Studierende bestätigt, dass die Abschlussarbeit „– bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit [(§ 18 Abs. 1 APSO-TI-BM bzw. § 21 Abs. 1 APSO-INGI)] – ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt wurden. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich zu machen.“

Quelle: § 16 Abs. 5 APSO-TI-BM bzw. § 15 Abs. 6 APSO-INGI

Dieses Blatt, mit der folgenden Erklärung, ist nach Fertigstellung der Abschlussarbeit durch den Studierenden auszufüllen und jeweils mit Originalunterschrift als letztes Blatt in das Prüfungsexemplar der Abschlussarbeit einzubinden.

Eine unrichtig abgegebene Erklärung kann -auch nachträglich- zur Ungültigkeit des Studienabschlusses führen.

### Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung der Arbeit

Hiermit versichere ich,

Name: Dziabas

Vorname: Eike Christian

dass ich die vorliegende Bachelorarbeit  bzw. bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit – mit dem Thema:

Energetisch optimiertes Kühlen durch Verdunstung statt Einsatz konventioneller Kältemaschinen in westafrikanischen Ländern (hier am Beispiel Accra Ghana)

ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.

- die folgende Aussage ist bei Gruppenarbeiten auszufüllen und entfällt bei Einzelarbeiten -

Die Kennzeichnung der von mir erstellten und verantworteten Teile der -bitte auswählen- ist erfolgt durch:

Hamburg

Ort

Datum

Unterschrift im Original