

Diplomarbeit

Untersuchungen zum Einfluss der
Wärmeverluste von Pufferspeichern
auf die Energieeffizienz von
Gebäudeheizungsanlagen

Falco Rößger

22. August 2016

Untersuchungen zum Einfluss der Wärmeverluste von Pufferspeichern auf die Energieeffizienz von Gebäudeheizungsanlagen

Vorgelegt am: 22.08.2016

Von: Falco Rößger
Yorckstraße 33
09130 Chemnitz

Studienbereich: Technik

Studiengang: Versorgungs- und Umwelttechnik

Seminargruppe: VU 13

Matrikelnummer: 4001439

Praxispartner: Ingenieurbüro für Haustechnik + Energetik
Prof. Reichel GmbH
Schulstraße 18
09244 Lichtenau

Betreuer: Herr Prof. Dipl. Ing. Schenker
Herr Prof. Dr. Ing. Reichel

Themenblatt

Inhaltsverzeichnis

Themenblatt.....	III
Inhaltsverzeichnis	IV
Abbildungsverzeichnis.....	VI
Tabellenverzeichnis.....	VII
Formelverzeichnis	VIII
Nomenklatur	XIV
Lateinische Buchstaben	XIV
Griechische Buchstaben.....	XVI
Indices	XVI
Einheiten.....	XVII
1 Einleitung	1
2 Pufferspeicher	2
2.1 Definition	2
2.2 Verwendung und Aufgabe.....	2
2.3 Vor- und Nachteile von Pufferspeichern.....	3
2.4 Formen, Anschlüsse und Aufstellung von Pufferspeichern	6
3 Wärmeübertragung	12
3.1 Grundlagen der Wärmeübertragung.....	12
3.2 Formen der Wärmeübertragung.....	13
3.2.1 Wärmeleitung	13
3.2.2 Wärmekonvektion.....	16
3.2.3 Wärmestrahlung.....	24
3.3 Wärmeübertragung in Dämmung	29
3.3.1 Dämmstoffe.....	29
3.3.2 Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit von Dämmstoffen durch äußere Einflüsse	30
3.4 Grundlagen der Berechnung der Wärmeabgabe.....	30
3.4.1 Grundannahmen	30
3.4.2 Berechnungsablauf	31
4 Beispielberechnungen.....	37
4.1 Pufferspeicher ohne Warmwasserbereitung	37
4.1.1 Festlegung der Parameter.....	37
4.1.2 Berechnung der warmen Zone.....	41
4.1.3 Berechnung des oberen Speicherabschlusses	47

4.1.4	Berechnung der mittleren Zone	51
4.1.5	Berechnung der kalten Zone	57
4.1.6	Berechnung des unteren Abschlusses des Speichers	63
4.1.7	Gesamtwärmeabgabe Speicher	64
4.2	Pufferspeicher mit Warmwasserbereitung.....	65
4.2.1	Festlegung der Parameter.....	65
4.2.2	Berechnung der warmen Zone	69
4.2.3	Berechnung des oberen Speicherabschlusses	75
4.2.4	Berechnung der kalten Zone	79
4.2.5	Berechnung des unteren Abschlusses des Speichers	85
4.2.6	Gesamtwärmeabgabe Speicher	86
5	Programmablaufplan	87
6	Fazit	90
	Literaturverzeichnis	92
	Anhangsverzeichnis und Anhang	96
	Ehrenwörtliche Erklärung.....	98

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Pufferspeicher als hydraulische Weiche	2
Abbildung 2: Idealer linksläufiger Carnot-Prozess	4
Abbildung 3: Kräfte in einem Zylinder	6
Abbildung 4: Kräfte im Quader.....	7
Abbildung 5: Druckausbreitung im halbkreisförmigen Boden	7
Abbildung 6: Druckausbreitung im Klöpperboden.....	8
Abbildung 7: Pufferspeicher mit Füßen.....	8
Abbildung 8: Pufferspeicher mit Ring.....	8
Abbildung 9: Gegenstromzirkulation	9
Abbildung 10: Thermosiphon	10
Abbildung 11: Wärmeleitung einschichtige Zylinderschale	14
Abbildung 12: Wärmeleitung einschichtige Wand.....	15
Abbildung 13: Temperaturverlauf bei Konvektion an Wandoberfläche	17
Abbildung 14: Wärmeübergang fluides Medium auf Wand.....	17
Abbildung 15: laminare und turbulente Strömung.....	20
Abbildung 16: Mittlerer dimensionsloser Wärmeübergangskoeffizient Nu_s in Abhängigkeit von $Gr_s Pr$ bei der Wärmeübertragung in horizontalen ebenen Schichten.....	22
Abbildung 17: Mittlerer dimensionsloser Wärmeübergangskoeffizient Nu_s in Abhängigkeit von $Gr_s Pr$ bei der Wärmeübertragung in vertikalen ebenen Schichten	22
Abbildung 18: Schema eines Pufferspeichers	23
Abbildung 19: Strahlungskoeffizienten C_{12} für eine strahlende, komplett umschlossene Fläche	25
Abbildung 20: Einteilung des Speichers ohne WWB	38
Abbildung 21: Einteilung des Speichers mit Warmwasserbereitung	66
Abbildung 22: Symbole nach DIN 66001	87
Abbildung 23: Unterprogramme für Speicher mit Warmwasserbereitung	88

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Laminare und turbulente Strömung	20
Tabelle 2: Speichermaße Viessmann SVPA 2000 für vereinfachte Berechnungsmethode	26
Tabelle 3: Parameter des Speichers Vaillant VPS 800/3	37
Tabelle 4: Maße der Zonen des Pufferspeichers ohne Warmwasserbereitung	39
Tabelle 5: Parameter des Speichers Vaillant VPS 800/3 mit Warmwasserbereitung	65
Tabelle 6: Maße der Zonen des Pufferspeichers mit Warmwasserbereitung	67

Formelverzeichnis

Formel 1:	Leistungszahl ω Wärmepumpe.....	5
Formel 2:	Wärmestromdichte $\dot{q}_{l,R}$ einschichtige Zylinderschale.....	14
Formel 3:	Wärmedurchlasswiderstand $R_{l,R}$ einschichtige Zylinderschale	14
Formel 4:	Wärmestromdichte \dot{q}_W einschichtige, ebene Wand	15
Formel 5:	Wärmedurchlasswiderstand R_W einschichtige, ebene Wand	16
Formel 6:	Nußelt-Zahl Nu	18
Formel 7:	Reynolds-Zahl Re	20
Formel 8:	Prandtl-Zahl Pr	21
Formel 9:	Grashof-Zahl Gr	21
Formel 10:	Peclet-Zahl Pe	21
Formel 11:	Rayleigh-Zahl Ra	21
Formel 12:	Berechnung konvektiver Anteil α_{KR} senkrechtes Rohr.....	23,32
Formel 13:	Temperaturdifferenz Δt	23
Formel 14:	Wärmedurchgangskoeffizient K_{De} ebene Wand.....	35,49
Formel 15:	Berechnung konvektiver Anteil α_{KDe} oberer Speicherabschluss	23,33,47
Formel 16:	Wärmeübergangskoeffizient α_s für Strahlungsanteil eines Wärmeüberganges	24,33
Formel 17:	Berechnung der Manteloberfläche A_m	23,31,37,65
Formel 18:	Berechnung der Bodenoberflächen A_B	26,31,37,65
Formel 19:	Berechnung der Gesamtoberfläche A_0 Speicher.....	26,31,38,66
Formel 20:	Berechnung des Volumens V des Speichers.....	27,31,38,66
Formel 21:	Berechnung Oberfläche $A_{O,Raum}$ Aufstellraum	27
Formel 22:	Strahlungskoeffizienten C_{12} für eine strahlende, komplett umschlossene Fläche	27
Formel 23:	Strahlungskoeffizienten C_{12} für $A_0 \ll A_{O,Raum}$ ($A_1 \ll A_2$)	28
Formel 24:	Berechnung der Oberfläche A_{OX1} für die jeweilige Zone allgemein mit Speicherabschluss.....	31
Formel 25:	Berechnung der Oberfläche A_{OX2} für die jeweilige Zone allgemein ohne Speicherabschluss	32
Formel 26:	Berechnung äußerer Durchmesser d_{aI} einschließlich Dämmung.....	32,41,51,57,69,79
Formel 27:	Schätzung der Mitteltemperatur t_m	32
Formel 28:	Berechnung der Oberflächentemperatur t'_o	32

Formel 29:	Berechnung Temperaturdifferenz Δt zwischen rechnerischer Oberflächentemperatur und Lufttemperatur.....	33
Formel 30:	Summe α aus konvektivem Anteil und Strahlungsanteil	33
Formel 31:	Wärmestrom \dot{q}_R senkrecht Rohre	33
Formel 32:	neue Oberflächentemperatur t_o	34
Formel 33:	Berechnung neue Mitteltemperatur t_m mittels t_o	34
Formel 34:	Wärmeabgabe Q_{RZ} der senkrechten Oberfläche des jeweiligen Speicherabschnittes der jeweiligen Zone	34
Formel 35:	Wärmestrom \dot{q}_{De} für oberen Speicherabschluss.....	34,49
Formel 36:	Wärmedurchgangswiderstand $\frac{1}{k_{De}}$ ebene Wand mit α_i	35,49
Formel 36.1:	Wärmedurchgangswiderstand $\frac{1}{k_{De}}$ ebene Wand ohne α_i	35,50
Formel 37:	Wärmedurchlasswiderstand $\frac{1}{\lambda_l}$	35,49,77
Formel 38:	Wärmeabgabe Q_{Bo} der ebene mehrschichtige Wand	36
Formel 39:	Gesamtwärmeabgabe Q_{Ges} des Speichers.....	36,64
Formel 40:	Wärmeabgabe pro Jahr Q_{Jahr}	36,64
Formel 41:	Mitteltemperatur t_M mittlere Zone	39
Formel 42:	Oberfläche A_{OWZ} warme Zone	40
Formel 43:	Oberfläche A_{OMZ} mittlere Zone	40
Formel 44:	Oberfläche A_{OKZ} kalte Zone	40
Formel 45:	Höhe warme h_{WZ} Zone	40,47
Formel 46:	Höhe h_{MZ} mittlere Zone.....	40,56
Formel 47:	Höhe h_{KZ} kalte Zone	41,63
Formel 48:	Schätzung der Mitteltemperatur t_{mWZ1} warme Zone.....	41
Formel 49:	Berechnung der rechnerischen Oberflächentemperatur t'_{oWZ} warme Zone.....	42,44
Formel 50:	Berechnung konvektiver Anteil α_{KWZ} für Mantelfläche warme Zone.....	42,45
Formel 51:	Berechnung Temperaturdifferenz Δt_{WZ} zwischen rechnerischer Oberflächen- und Lufttemperatur warme Zone.....	42,45
Formel 52:	Wärmeübergangskoeffizient α_{SWZ} für Strahlungsanteil eines Wärmeüberganges warme Zone.....	42,45
Formel 53:	Oberflächentemperatur T_{OSWZ} warme Zone in K.....	42,45,48
Formel 54:	Lufttemperatur T_L in K.....	43,45,48,52,55,58,61,70,73,76,80,83
Formel 55:	Summe α_{WZ} aus konvektivem Anteil und Strahlungsanteil warme Zone.....	43,46

Formel 56:	Wärmestrom \dot{q}_{RWZ} senkrechtes Rohr warme Zone.....	43,46
Formel 57:	neue Oberflächentemperatur t_{oWZ} warme Zone	44,46
Formel 58:	Vergleich neuer mit alter Oberflächentemperatur warme Zone	44,47
Formel 59:	Berechnung Mitteltemperatur t_{mWZ2} warme Zone mittels t_o	44
Formel 60:	Wärmeabgabe Q_{RWZ} der senkechten Oberfläche warme Zone	47
Formel 61:	Berechnung Temperaturdifferenz Δt_{De} zwischen rechnerischer Oberflächen- und Lufttemperatur oberer Speicherabschluss.....	48
Formel 62:	Wärmeübergangskoeffizient α_{SDe} für Strahlungsanteil eines Wärme-überganges oberer Speicherabschluss	48
Formel 63:	Summe α_{De} aus konvektivem Anteil und Strahlungsanteil oberer Speicherabschluss.....	49
Formel 64:	Wärmeabgabe Q_{De} oberer Speicherabschluss	50
Formel 65:	Fläche A_{De} oberer Speicherabschluss	50,78
Formel 66:	Schätzung der Mitteltemperatur t_{mMZ1} mittlere Zone	51
Formel 67:	Berechnung der rechnerischen Oberflächentemperatur t'_{oMZ} mittlere Zone	51,54
Formel 68:	Berechnung konvektiver Anteil α_{KMZ} senkrechtes Rohr mittlere Zone	51,54
Formel 69:	Berechnung Temperaturdifferenz Δt_{MZ} zwischen rechnerischer Oberflächen- und Lufttemperatur mittlere Zone	51,54
Formel 70:	Wärmeübergangskoeffizient α_{sMZ} für Strahlungsanteil eines Wärmeüberganges mittlere Zone	52,55
Formel 71:	Oberflächentemperatur T_{OSMZ} mittlere Zone in K.....	52
Formel 72:	Summe α_{MZ} aus konvektivem Anteil und Strahlungsanteil mittlere Zone	52,55
Formel 73:	Wärmestrom \dot{q}_{RMZ} senkrechtes Rohr mittlere Zone.....	53,56
Formel 74:	neue Oberflächentemperatur t_{oMZ} mittlere Zone	53,56
Formel 75:	Vergleich neuer mit alter Oberflächentemperatur mittlere Zone ...	53,56
Formel 76:	Berechnung Mitteltemperatur t_{mMZ2} mittels t_o mittlere Zone	54
Formel 77:	Wärmeabgabe Q_{RMZ} der senkechten Oberfläche der mittleren Zone	57
Formel 78:	Schätzung der Mitteltemperatur t_{mKZ1} kalte Zone.....	57
Formel 79:	Berechnung der rechnerischen Oberflächentemperatur t'_{oKZ} kalte Zone	57,60
Formel 80:	konvektiver Anteil α_{KRKZ} der senkechten Oberfläche der kalten Zone	58,60

Formel 81:	Berechnung Temperaturdifferenz Δt_{KZ} zwischen rechnerischer Oberflächen und Lufttemperatur kalte Zone	58,60
Formel 82:	Wärmeübergangskoeffizient α_{SKZ} für Strahlungsanteil eines Wärmeüberganges kalte Zone.....	58,61
Formel 83:	Oberflächentemperatur T_{OSKZ} kalte Zone in K.....	58,61
Formel 84:	Summe α_{KZ} aus konvektivem Anteil und Strahlungsanteil kalte Zone	59,61
Formel 85:	Wärmestrom \dot{q}_{RKZ} senkrecht Rohr kalte Zone	59,62
Formel 86:	neue Oberflächentemperatur t_{oKZ} kalte Zone	59,62
Formel 87:	Vergleich neuer mit alter Oberflächentemperatur kalte Zone.....	60,62
Formel 88:	Berechnung neue Mitteltemperatur t_{mKZ2} mittels t_{oKZ} kalte Zone.....	60
Formel 89:	Wärmeabgabe Q_{RKZ} der senkrechten Oberfläche der kalten Zone.....	63
Formel 90:	Wärmeabgabe Q_{Bo} ebene mehrschichtige Wand kalte Zone.....	63
Formel 91:	Oberfläche A_{Bo} Boden	63,85
Formel 92:	Heizstunden pro Jahr Potsdam.....	64
Formel 93:	Oberfläche A_{OWZWWB} warme Zone mit WWB	67
Formel 94:	Oberfläche A_{OKZWWB} kalte Zone mit WWB	68
Formel 95:	Höhe h_{WZWWB} warme Zone mit WWB	68,75
Formel 96:	Höhe h_{KZWWB} kalte Zone mit WWB	68,85
Formel 97:	Schätzung der Mitteltemperatur $t_{mWZ1WWB}$ warme Zone mit WWB...	69
Formel 98:	Berechnung der rechnerischen Oberflächentemperatur t'_{oWZWWB} warme Zone mit WWB	69,72
Formel 99:	Berechnung konvektiver Anteil α_{KWZWWB} senkrecht Rohr warme Zone mit WWB.....	69,72
Formel 100:	Berechnung Temperaturdifferenz Δt_{WZWWB} zwischen rechnerischer Oberflächen- und Lufttemperatur warme Zone mit WWB.....	70,72
Formel 101:	Wärmeübergangskoeffizient α_{SWZWWB} für Strahlungsanteil eines Wärmeüberganges warme Zone mit WWB.....	70,73
Formel 102:	Oberflächentemperatur $T_{OSWZWWB}$ warme Zone mit WWB.....	70,73
Formel 103:	Summe α_{WZWWB} aus konvektivem Anteil und Strahlungsanteil warme Zone mit WWB.....	71,73
Formel 104:	Wärmestrom \dot{q}_{RWZWWB} senkrecht Rohr warme Zone mit WWB	71,74
Formel 105:	neue Oberflächentemperatur t_{oWZWWB} warme Zone mit WWB	71,74
Formel 106:	Vergleich neue mit alter Oberflächentemperatur warme Zone mit WWB.....	71,74

Formel 107:	Berechnung Mitteltemperatur $t_{mWZ2WWB}$ mittels t_o warme Zone mit WWB.....	72
Formel 108:	Wärmeabgabe Q_{RWZWWB} der senkrechten Oberfläche der warmen Zone mit WWB.....	75
Formel 109:	Berechnung konvektiver Anteil α_{KDeWWB} oberer Speicherabschluss mit WWB.....	75
Formel 110:	Berechnung Temperaturdifferenz Δt_{DeWWB} zwischen rechnerischer Oberflächen- und Lufttemperatur oberer Speicherabschluss mit WWB.....	75
Formel 111:	Wärmeübergangskoeffizient α_{SDeWWB} für Strahlungsanteil eines Wärmeüberganges oberer Speicherabschluss mit WWB.....	76
Formel 112:	Oberflächentemperatur $T_{OSWZWWB}$ oberer Speicherabschluss mit WWB in K.....	76
Formel 113:	Summe α_{DeWWB} aus konvektiven Anteil und Strahlungsanteil oberer Speicherabschluss mit WWB.....	76
Formel 114:	Wärmestrom \dot{q}_{DeWWB} für oberen Speicherabschluss mit WWB.....	77
Formel 115:	Wärmedurchgangswiderstand $\frac{1}{k_{DeWWB}}$ ebene Wand oberer Speicherabschluss mit WWB mit α_i	77
Formel 115.1:	Wärmedurchgangswiderstand $\frac{1}{k_{DeWWB}}$ ebene Wand oberer Speicherabschluss mit WWB ohne α_i	78
Formel 116:	Wärmedurchgangskoeffizient K_{DeWWB} mit WWB.....	77
Formel 117:	Wärmeabgabe Q_{DeWWB} oberer Speicherabschluss mit WWB.....	78
Formel 118:	Schätzung der Mitteltemperatur $t_{mKZ1WWB}$ kalte Zone mit WWB.....	79
Formel 119:	Berechnung der rechnerischen Oberflächentemperatur t'_{oKZWWB} kalte Zone mit WWB.....	79,82
Formel 120:	konvektiver Anteil α_{KKZWWB} der senkrechten Oberfläche kalte Zone mit WWB.....	79,82
Formel 121:	Berechnung Temperaturdifferenz Δt_{KZWWB} zwischen rechnerischer Oberflächen- und Lufttemperatur kalte Zone mit WWB.....	79,82
Formel 122:	Wärmeübergangskoeffizient α_{SKZWWB} für Strahlungsanteil eines Wärmeüberganges kalte Zone mit WWB.....	80,83
Formel 123:	Oberflächentemperatur $T_{OSKZWWB}$ kalte Zone mit WWB in K.....	80,83
Formel 124:	Summe α_{KZWWB} aus konvektivem Anteil und Strahlungsanteil kalte Zone mit WWB.....	80,83
Formel 125:	Wärmestrom \dot{q}_{RKZWWB} senkrechtes Rohr kalte Zone mit WWB....	81,84

Formel 126:	neue Oberflächentemperatur t_{oKZWWB} kalte Zone mit WWB	81,84
Formel 127:	Vergleich neue mit alter Oberflächentemperatur kalte Zone mit WWB	81,84
Formel 128:	Berechnung Mitteltemperatur $t_{mKZ2WWB}$ mittels t_o kalte Zone mit WWB.....	82
Formel 129:	Wärmeabgabe Q_{RKZWWB} der senkrechten Oberfläche kalte Zone mit WWB.....	85
Formel 130:	Wärmeabgabe Q_{BoWWB} ebene mehrschichtige Wand unterer Speicherabschluss mit WWB.....	85
Formel 131:	Gesamt Wärmeabgabe Q_{GesWWB} Speicher mit WWB	86
Formel 132:	Wärmeabgabe pro Jahr $Q_{JahrWWB}$ Speicher mit WWB	86
Formel 133:	Zeit mit Temperaturbeaufschlagung	86

Nomenklatur

Lateinische Buchstaben

Zeichen	Bedeutung
a	Temperaturleitfähigkeit, thermische Diffusivität
A_B	Bodenoberflächen
A_{Bo}	Bodenoberfläche = $\frac{A_B}{2}$
A_M	Manteloberfläche
A_O	Gesamtoberfläche Speicher
$A_{O,Raum}$	Oberfläche Aufstellraum
A_{OX1}	Oberfläche für die jeweilige Zone allgemein mit Speicherabschluss
A_{OX2}	Oberfläche für die jeweilige Zone allgemein ohne Speicherabschluss
b	Breite
C_{12}	Strahlungskoeffizient
d	Heizstunden im Jahr
d_a	Außendurchmesser Speicher ohne Dämmung
d_{al}	Äußerer Durchmesser
d_{Ht}	Heiztage
d_i	Innendurchmesser
g	Erdbeschleunigung
Gr	Grashof-Zahl
h	Höhe Speicher
h_{Raum}	Höhe Aufstellraum
h_Z	Höhe der jeweiligen Zone des Speichers
K_{De}	Wärmedurchgangskoeffizient
$\frac{1}{k_{De}}$	Wärmedurchgangswiderstand
l	Länge
L	Kennzeichnende Abmessung des Strömungsfeldes (Länge oder Durchmesser des durchströmten Rohres)
M_{Prim}	Massenstrom primär
M_{sek}	Massenstrom sekundär
Nu	Nußelt-Zahl

p	Druck
Pe	Peclet-Zahl
P_{el}	Elektrische Leistung
Pr	Prandtl-Zahl
\dot{q}	Wärmestromdichte einschichtige ebene Wand
Q_{Bo}	Wärmeabgabe ebene, mehrschichtige Wand
\dot{q}_{DE}	Wärmestrom oberer Speicherabschluss
Q_{Ges}	Gesamt Wärmeabgabe
\dot{Q}_H	Heizleistung
Q_{Jahr}	Wärmeabgabe pro Jahr
\dot{q}_k	Wärmestrom durch Konvektion an Wandoberfläche
$\dot{q}_{L,R}$	Wärmestromdichte einschichtige Zylinderschale
\dot{q}_R	Wärmestrom senkrechtes Rohr
\dot{q}_{RZ}	Wärmestrom der senkrechten Oberfläche der jeweiligen Zone
Q_{RZ}	Wärmeabgabe senkrechte Oberfläche der jeweiligen Zone
\dot{q}_W	Wärmestromdichte einschichtige, ebene Wand
r	Radius
R_1	Rücklauf Volumenstrom primär
R_2	Rücklauf Volumenstrom sekundär
Ra	Rayleigh-Zahl
Re	Reynolds-Zahl
$R_{L,R}$	Wärmedurchlasswiderstand einschichtige Zylinderschale
R_W	Wärmedurchlasswiderstand einschichtige, ebene Wand
s	Schichtdicke
s_i	Schichtdicke Dämmung
t_{Bp}	Temperatur Bodenplatte
t_i	Innentemperatur Speicher für jeweilige Zone
t_L	Lufttemperatur Aufstellraum
T_L	Lufttemperatur Aufstellraum in K
t_m	Mitteltemperatur
t_o	Neue Oberflächentemperatur
t'_o	Rechnerische Oberflächentemperatur
t_{oS}	Oberflächentemperatur Speicher
T_{oS}	Oberflächentemperatur Speicher in K
t_{RL}	Rücklauftemperatur
t_{VL}	Vorlauftemperatur
V	Volumen

V_1	Vorlauf Volumenstrom primär
V_2	Vorlauf Volumenstrom sekundär
v_G	Geschwindigkeit der Strömung
x	Anteil der Mantelfläche der jeweiligen Zone
x,y,z	Allgemeine Achsenbezeichnung für Druckausbildung
Δt	Temperaturdifferenz

Griechische Buchstaben

Zeichen	Bedeutung
α	Wärmeübergangskoeffizient
α_{De}	Wärmeübergangskoeffizient außen
α_i	Wärmeübergangskoeffizient innen
α_K	Konvektiver Anteil
α_{KDE}	Konvektiver Anteil oberer Speicherabschluss
α_{KR}	Konvektiver Anteil senkrechtes Rohr
α_S	Wärmeübergangskoeffizient für Strahlungsanteil eines Wärmeüberganges
β	Thermischer Ausdehnungskoeffizient
δ	Prandtl-Grenzschicht
ε_1	Emissionsgrad Speicher Oberfläche nach VDI 2055 Blatt 1
ε_2	Emissionsgrad Raum Oberfläche nach VDI 2055 Blatt 1
λ	Wärmeleitfähigkeit
λ_I	Wärmeleitfähigkeit der jeweils verwendeten Dämmung
$\frac{1}{\lambda_I}$	Wärmedurchlasswiderstand
ν	Kinematische Zähigkeit des Fluids
π	Konstante
ϑ_L	Lufttemperatur
ϑ_o	Oberflächentemperatur
σ	Stefan-Boltzmann-Konstante
ω	Leistungszahl

Indices

Zeichen	Bedeutung
Bo	Unterer Speicherabschluss
BoWWB	Unterer Speicherabschluss mit Warmwasserbereitung

Bp	Bodenplatte
De	Oberer Speicherabschluss
DeWWB	Oberer Speicherabschluss mit Warmwasserbereitung
KZ	Kalte Zone
KZWWB	Kalte Zone mit Warmwasserbereitung
MZ	Mittlere Zone
MZWWB	Mittlere Zone
WWB	Mit Warmwasserbereitung
WZ	Warme Zone
WZWWB	Warme Zone mit Warmwasserbereitung

Einheiten

Zeichen	Bedeutung
$^{\circ}\text{C}$	Grad Celsius
$\frac{\text{Euro}}{\text{m}^2 * \text{Jahr}}$	Euro pro Quadratmeter und Jahr
$\frac{h}{\text{Tag}}$	Stunden pro Tag
K	Kelvin
kW	Kilowatt
$\frac{\text{kWh}}{\text{Jahr}}$	Kilowattstunden pro Jahr
l	Liter
$\frac{l}{\text{Person} * \text{Tag}}$	Liter pro Person und Tag
m	Meter
$\frac{m * K}{W}$	Meter und Kelvin pro Watt
m ²	Quadratmeter
$\frac{m^2 * K}{W}$	Quadratmeter und Kelvin pro Watt
mm	Milimeter
W	Watt
$\frac{W}{m}$	Watt pro Meter
$\frac{W}{m^2}$	Watt pro Quadratmeter
$\frac{W}{m * K}$	Watt pro Meter und Kelvin

$$\frac{W}{m^2 * K}$$

Watt pro Quadratmeter und Kelvin

$$\frac{Wh}{Jahr}$$

Wattstunden pro Jahr

$$\frac{Wh}{kg * K}$$

Wattstunden pro Kilogramm und Kelvin

1 Einleitung

Ziel dieser Diplomarbeit ist es, einen Programmablaufplan für ein Programm zu erstellen, welches die Wärmeabgabe von Pufferspeichern in geschlossenen Räumen berechnet. Dazu werden als Erstes allgemeine Eigenschaften von Pufferspeichern dargestellt. Danach werden die Grundlagen der Wärmeübertragung beschrieben. Im Anschluss daran erfolgen zwei Beispielrechnungen zur Veranschaulichung der zuvor beschriebenen Themen. Im letzten Teil dieser Arbeit wird dann der Programmablaufplan dargestellt.

2 Pufferspeicher

2.1 Definition

Unter einem Pufferspeicher ist ein Speicher zu verstehen, der Energie zwischenspeichert. In dieser Diplomarbeit steht die Speichermöglichkeit von Wärmeenergie im Vordergrund. Also wird ein Pufferspeicher als Speicher von Wärme in Form von heißem Wasser (oder einer anderen Wärmeträgerflüssigkeit) angesehen.¹ Im vereinfachten Sinn ist es ein großer, vom Heizungswasser (oder einer anderen Wärmeträgerflüssigkeit) durchflossener Behälter, der zwischen Wärmeerzeuger und Wärmeverbrauchern installiert ist.²

2.2 Verwendung und Aufgabe

Die Hauptaufgabe eines Pufferspeichers ist es, Energie in Form von Wärme zu speichern. Da Wärmeangebot und -bedarf oftmals zeitlich versetzt sind, wird in Zeiten mit Wärmeüberangebot der Speicher aufgeheizt. Diese zwischengespeicherte Wärmeenergie kann in Zeiten mit Wärmebedarf wieder abgegeben werden.³ Bei Wärmepumpenanlagen hat der Pufferspeicher noch die weitere Aufgabe, die von den Stromlieferanten vorgegebenen Sperrzeiten entsprechend zu überbrücken. Darüber hinaus kann der Pufferspeicher die Volumenströme zwischen Wärmeerzeugung und Wärmeverteilung hydraulisch entkoppeln. Dabei wird der Pufferspeicher als hydraulische Weiche eingesetzt. Das Prinzip einer solchen hydraulischen Weiche ist in Abbildung 1 dargestellt.

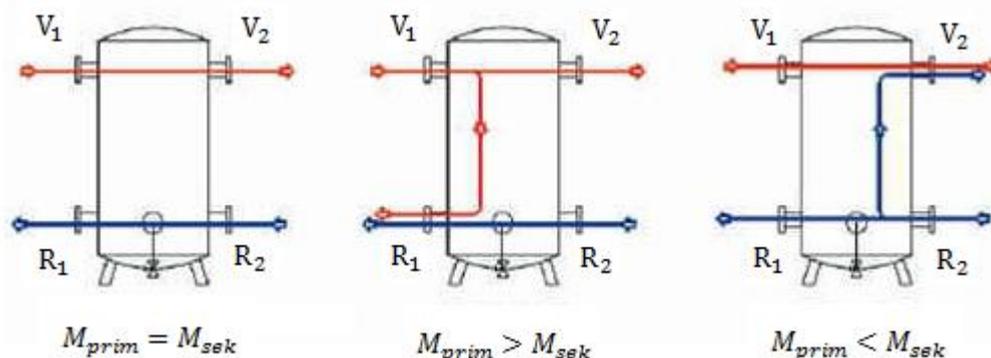


Abbildung 1: Pufferspeicher als hydraulische Weiche⁴

¹ Vgl. Online: Energielexikon: Pufferspeicher (29.07.2016 19.25 Uhr)

² Vgl. Online: Eccuro: Pufferspeicher (29.07.2016 18.15 Uhr)

³ Vgl. IKZ-Haustechnik 12/2015 S. 46 ff

⁴ Online: Bosy: Hydraulische Schaltungen (07.07.2016 8.00 Uhr)

Hydraulische Weichen werden in der Praxis meist dafür verwendet, die vorgegebenen Mindestvolumenströme von Seiten des Wärmeerzeugers (Primärseite) auch bei geringerer Abnahme auf der Verbraucherseite (Sekundärseite) zu realisieren.⁵

2.3 Vor- und Nachteile von Pufferspeichern

Regenerative Energien sind in der Heizungstechnik aktuell stark auf dem Vormarsch. „Als erneuerbare Energien (regenerative Energien) werden, im Gegensatz zu den fossilen Energieträgern wie Öl, Kohle und Gas, Energieformen bezeichnet, die nicht auf endliche Ressourcen zurückgreifen. Der Ausbau der erneuerbaren Energien trägt im Wesentlichen zur Nachhaltigkeit bei. So kann durch die Nutzung von Sonnen-, Wind-, Wasser-, Bioenergie oder Geothermie der Ausstoß von CO₂ gesenkt und zugleich die Abhängigkeit von fossilen Energieträgern verringert werden. In Deutschland werden regelmäßig Gesetze verabschiedet (zum Beispiel Erneuerbare-Energien-Gesetz (EEG), EEWärmeG, EnEV), um die Nutzung erneuerbarer Energien sowie die Steigerung der Energieeffizienz zu fördern.“⁶

Jedoch ist bei vielen dieser Techniken das Wärmeangebot schlecht regelbar und oftmals mit dem Wärmebedarf zeitlich versetzt.⁷ Als Beispiel hierzu kann man eine Luftwärmepumpe betrachten. Der Wärmebedarf bei einem Wohngebäude ist in den Morgen- und Abendstunden am höchsten, da hier ein großer Teil an Warmwasser bereitgestellt werden muss. Jedoch ist zu dieser Zeit die Außenlufttemperatur deutlich niedriger als zum Beispiel in den Mittagsstunden. Die Außenlufttemperatur hat wiederum einen großen Einfluss auf die Leistungszahl einer Luftwärmepumpe.

In der Thermodynamik spielt aufgrund seiner Einfachheit, seiner Übersichtlichkeit und seiner Eignung als Vergleichsprozess der Carnot-Prozess eine große Rolle. Dieser erhielt seinen Namen nach seinem Erfinder Sadi Carnot (1824) und besteht aus zwei Isothermen und zwei Adiabaten.⁸ Eine Wärmepumpe arbeitet nach dem Prinzip eines linksläufigen Carnot-Prozesses. Dabei ist die abgegebene Arbeit kleiner als die aufgenommene Arbeit, also genau umgekehrt dem rechtsläufigen Kreisprozess. Es wird von einem Kreisprozess gesprochen, wenn das System eine Reihe von Zustandsänderungen durchläuft und der Endzustand mit dem Anfangszustand übereinstimmt. Beim linksläufig (entgegen dem Uhrzeigersinn) laufendem Kreisprozess wird unter Zufuhr von Arbeit Wärme aus dem Reservoir mit der niedrigeren Temperatur aufgenommen und an das Reservoir mit der höheren Temperatur abgegeben. Hinsichtlich der Energiebilanz ergibt sich die abgegebene Wärme aus der Summe von zugeführter Wärme und mechanischer Arbeit. Bei einem linksläufigen Kreisprozess,

⁵ Vgl. IKZ-Haustechnik 12/2015 S. 49

⁶ Online: Gabler: Wirtschaftslexikon (29.07.2016 20.15 Uhr)

⁷ Vgl. Online: Eccuro: Pufferspeicher (29.07.2016 08.20 Uhr)

⁸ Vgl. FALTIN, 1964, S. 71ff

wie bei einer Wärmepumpe, wird statt eines Wirkungsgrades eine Leistungszahl definiert. Sie ist das Verhältnis der erzeugten Nutzwärme und der eingesetzten Antriebsenergie und wird charakterisiert durch die Temperatur des genutzten Wärmereservoirs und die Temperatur der erzeugten Nutzwärme. Die Leistungszahl wird in der Regel umso geringer, je größer der Temperaturunterschied zwischen Nutzwärme und kaltem Reservoir ist,⁹ wie in Abbildung 2 dargestellt.

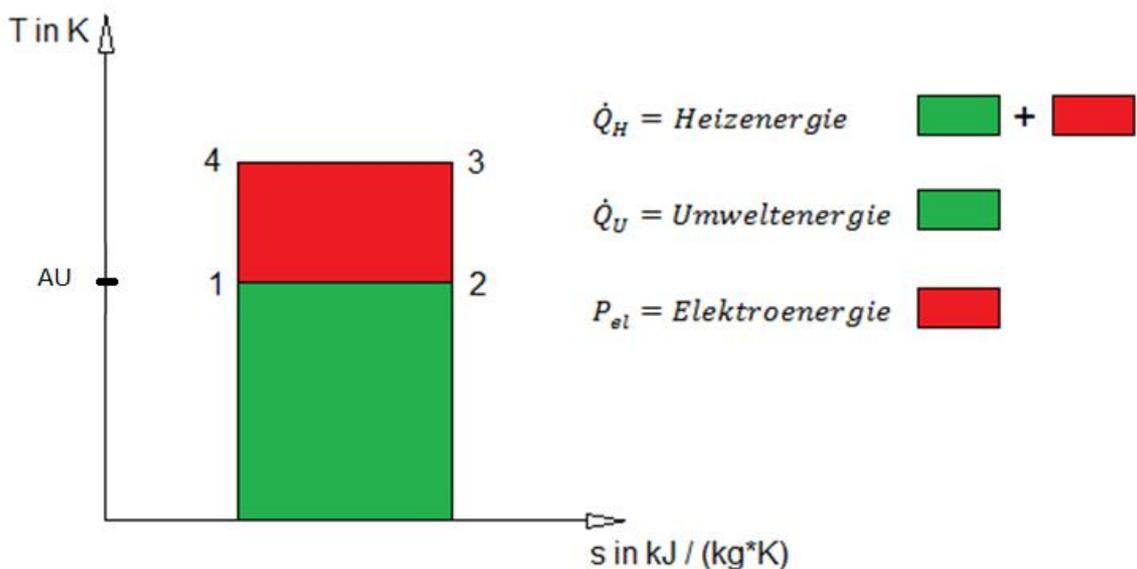
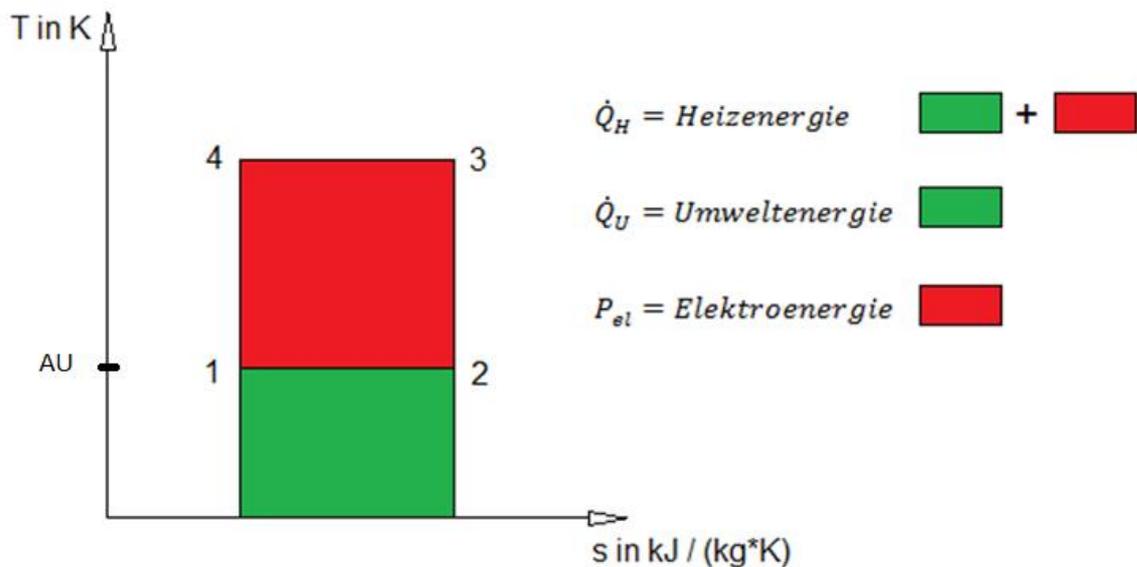


Abbildung 2: Idealer linksläufiger Carnot-Prozess (eigene Darstellung in Anlehnung an SCHENKER)¹⁰

⁹ REISER, 2012, S. 38ff

¹⁰ Vgl. Online: SCHENKER, 2011, Dokument 6, S. 6 (11.08.2016 17.20 Uhr)

Die Flächen unterhalb der Zustandskurve stellen die Beträge der jeweiligen Energien dar.

Es werden in diesen Diagrammen die Abhängigkeiten einmal mit einer hohen Außenlufttemperatur (AU) und einmal mit einer niedrigen Außenlufttemperatur dargestellt. Daraus ist erkennbar, dass der Betrag der Elektroenergie bei geringen Außenlufttemperaturen deutlich größer ist, als bei höheren Außenlufttemperaturen. Wiederum errechnet sich die Leistungszahl einer Wärmepumpe aus:

$$\omega = \frac{\dot{Q}_H}{P_{el}}$$

Formel 1: Leistungszahl ω Wärmepumpe

wobei:

ω = Leistungszahl

\dot{Q}_H = Heizleistung in kW

P_{el} = elektrische Leistung in kW

Beim Einsatz eines Pufferspeichers kann dieser am Tag mittels Luftwärmepumpe geladen werden, wodurch der benötigte Anteil an Elektroenergie aufgrund der höheren Leistungszahl sinkt. Ebenso kann dieses Beispiel an einer thermischen Solaranlage angewendet werden. Hier gibt es ausschließlich einen nutzbaren Wärmeeintrag bei Sonnenschein. Daher ist es unumgänglich, die vorhandene Wärmeenergie zwischen zu speichern.

Auch bei der Kombination von Wärmeerzeugern mit fossilen Brennstoffen und Pufferspeichern gibt es Vorteile. Als Beispiel sind längere Brennerlaufzeiten zu nennen. Diese ermöglichen weniger Anfahrzustände und dadurch längere Brennerlaufzeiten bei höherem Wirkungsgrad. Dies begründet sich daraus, dass vor jedem Brennerstart die Brennkammer vorbelüftet wird und die Brennräume sich dadurch zusätzlich, neben der Auskühlung während der Stillstandzeit, abkühlen. Somit muss bei jedem Brennerstart die Innenwandung des Kessels wieder mit aufgeheizt werden. Dadurch wird ein großer Teil der Wärme während des Anfahrzustandes nicht an das Heizmedium, sondern an den Kessel selbst abgegeben.

Neben den zusätzlichen Investitionskosten, die für den Einbau eines Pufferspeichers entstehen, ist der größte Nachteil die ungewollte Wärmabgabe an die Umgebung des Aufstellortes.

2.4 Formen, Anschlüsse und Aufstellung von Pufferspeichern

Ein kugelförmiger Pufferspeicher wäre hinsichtlich der Wärmeabgabe am besten geeignet, da eine Kugel das größte Volumen bei geringster Oberfläche besitzt. Jedoch ist der benötigte Platz hinsichtlich der Grundfläche in Aufstellräumen relativ groß und die Einbringung schwierig. Die geometrische Form eines Zylinders bietet sich daher eher an. Dieser hat bei gleichem Volumen auch eine geringere Oberfläche als ein quaderförmiger Speicher. Zudem ist ein Zylinder bezüglich der Festigkeitsauslegung gegen Innendruck günstiger als ein Quader.

Jeder Hohlkörper versucht bei einer Belastung durch einen Innendruck diese spannungsgünstige Form einzunehmen. Die spannungsgünstigste Form in der Physik ist die Kugel. Bei dieser Form ergibt sich die dünnste Wandstärke, um Druck zu beherrschen. Wie in Abbildungen 3 und Abbildung 4 zu sehen, verhalten sich Spannungen in einem Zylinder wesentlich besser als in einem Quader.

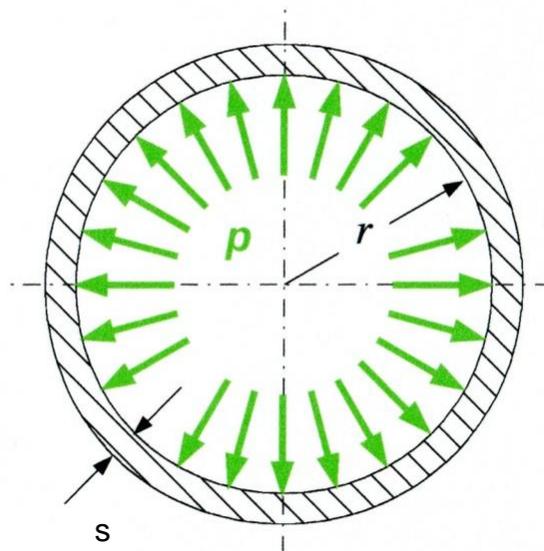


Abbildung 3: Kräfte in einem Zylinder¹¹

¹¹ Online: WANDINGER: Dünnwandige Druckbehälter, S. 2.2-10 (26.08.2016 09.45)

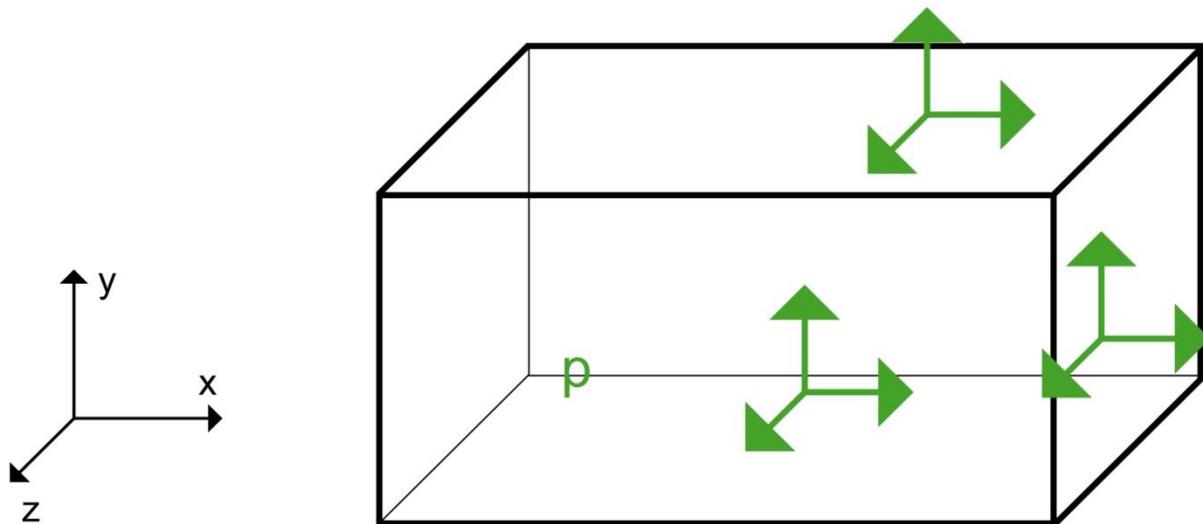


Abbildung 4: Kräfte im Quader
(eigene Darstellung in Anlehnung an Wikipedia)¹²

In den Ecken des Quaders kommt es zu einer Überlagerung der resultierenden Kräfte. Diese Druckspitzen sind schwer zu beherrschen.

Durch die Druckbelastung ist die Ausführung der Böden und Deckel eines Pufferspeichers meist keine Scheibe, sondern eine Kalotte (Klörperboden).

Hinsichtlich der Druckausbreitung wären gewölbte Böden in Form einer Halbkugel am besten geeignet, da die Druckkräfte gleichmäßig abgetragen werden können, wie in Abbildung 5 dargestellt.

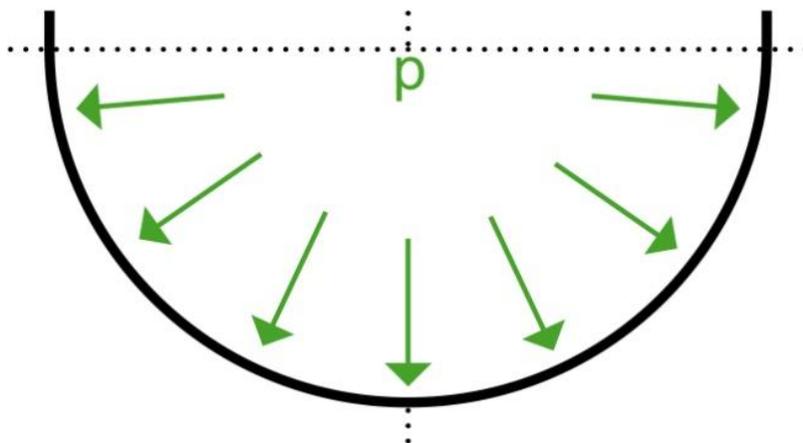


Abbildung 5: Druckausbreitung im halbkreisförmigen Boden

Jedoch ist diese Form in Bezug auf die Anbringung von Füßen ungünstig. Bei einem Klörperboden liegt der größte Wert der Spannung in der Kreme, wie in den Abbildung 6 dargestellt:

¹² Online: Wikipedia: Spannung (29.07.2016 20.15 Uhr)

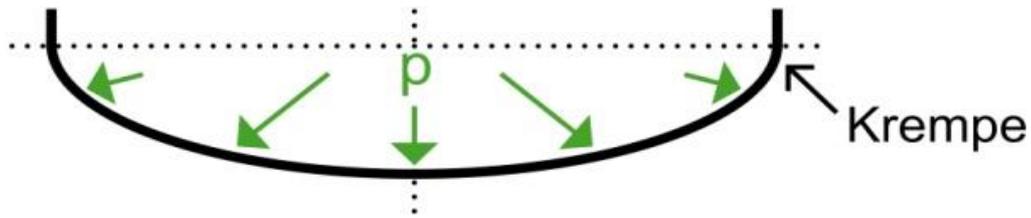


Abbildung 6: Druckausbreitung im Klöpperboden
(eigene Darstellung in Anlehnung an LV-Soft)¹³

Für die Vereinfachung der Berechnung werden in dieser Arbeit die Abschlüsse als kreisförmige Fläche betrachten.

Bei Zylindern wäre eine geringe Höhe und ein großer Durchmesser sinnvoll, um ein optimales Verhältnis von Volumen zur Oberfläche zu erreichen. Hierbei muss jedoch auf die Anwendungsbereiche geachtet werden, da sich eine Ausbildung der Temperaturschichtung nur bei ausreichender Höhe des Speichers einstellt. Im Anhang 1 (Tabelle Speicher Maße) ist das Verhältnis von Durchmesser zur Höhe von handelsüblichen Speichern am Markt dargestellt. In dieser Tabelle ist erkennbar, dass das Verhältnis von Volumen zu Oberfläche besser wird, je größer die Speicher im Hinblick auf deren Volumen werden.

Die Maße eines Speichers werden in der Praxis oft durch bauseitige Vorgaben wie Türmaße und Raumhöhen beeinflusst. Falls größere Pufferinhalte benötigt werden, können Speicher auch ohne großen Aufwand in Reihe geschaltet werden.

Um einen sicheren Stand des Speichers zu gewährleisten, werden an der Unterseite Füße (siehe Abbildung 7) oder ein Ring (siehe Abbildung 8) angebracht. Meist wird die Standfestigkeit durch einen Ring gewährleistet.



Abbildung 7: Pufferspeicher mit Füßen¹⁴



Abbildung 8: Pufferspeicher mit Ring¹⁵

¹³ Online: LV-Soft: Berechnung gewölbter Böden (26.09.2016 20.00 Uhr)

¹⁴ Online: Lorenz-Behälterbau: Pufferspeicher (29.07.2016 18.00 Uhr)

¹⁵ Online: Westech-Solar: Pufferspeicher (31.07.2016 10.00)

Diese Übergänge des Speichers zum Aufstellboden sind Wärmebrücken. Als Wärmebrücken bezeichnet man einzelne, örtlich begrenzte konstruktive Schwachstellen, durch die mehr Wärme an ein anderes angrenzendes Bauteil abgegeben wird, als durch die umgebenden Flächen des betrachteten Bauteils.¹⁶

Speicher haben verschiedene Anschlüsse. Diese werden benötigt, um den Wärmetransport mittels Wärmetransportmedium vom Erzeuger in den Pufferspeicher (bei Speicherladung) oder vom Pufferspeicher zum Verbraucher (Wärmeanforderung) zu realisieren. Genau in diesen Bereichen der Anschlussleitungen ist ein hohes Risiko gegeben, Wärme ungewollt abzugeben. Dies geschieht durch sogenannte Gegenstromzirkulation (siehe Abbildung 9), welche fälschlicherweise auch Mikrozirkulation genannt wird.

Diese findet nicht wie bei der Schwerkraftzirkulation im gesamten Rohrnetz, sondern lediglich in den Anschlussleitungen statt.

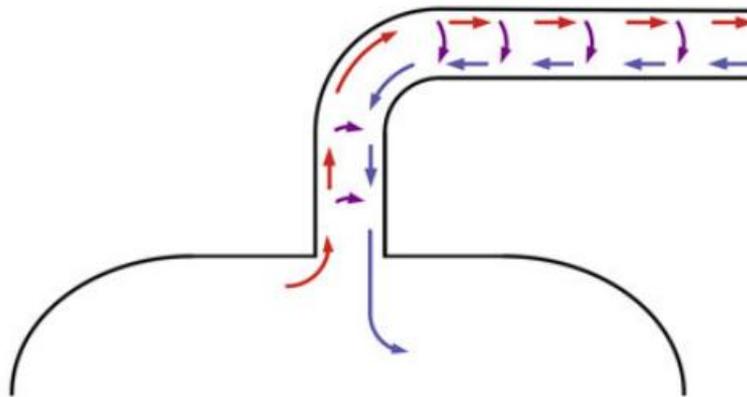


Abbildung 9: Gegenstromzirkulation¹⁷

„Die Gegenstromzirkulation findet besonders stark in waagerechten Rohranschlüssen von Speichern statt. Die Ausgangslage ist ein Speicheranschlussrohr mit warmem Wasser. Das im Rohr stehende Wasser kühlt langsam ab. Durch den Dichteunterschied findet auch bei kleinen Rohrdurchmessern eine Schichtung wie in einem Schichtenspeicher statt, so dass sich das warme Wasser im oberen Rohrbereich befindet. Das kalte Wasser befindet sich logischerweise im unteren Rohrteil und fällt am Speicheranschluss in den Speicher zurück, so dass warmes Wasser im oberen Bereich nachströmt. Dieser Vorgang findet unabhängig davon statt, ob das Rohr gedämmt ist oder nicht.“¹⁸

„An der Technischen Hochschule Rapperswil wurden die Wärmeabgaben dieser Anschlüsse im Rahmen einer Diplomarbeit untersucht. Dabei hat sich gezeigt, dass

¹⁶ Vgl. Online: Bauplattform: Wärmebrücke (30.07.2016 17.45 Uhr)

¹⁷ Online: SBZ: Gegen Wärmewanderschaft (30.07.2016 09.30 Uhr)

¹⁸ Online: SBZ: Gegen Wärmewanderschaft (30.07.2016 19.00 Uhr)

Gegenstromzirkulation in senkrechten Rohranschlüssen weniger ausgeprägt stattfindet, als in waagerechten Rohranschlüssen.“¹⁹

Ebenso ist zu erwähnen, dass diese ungewollte Bewegung des Heizmediums nicht nur den Rohranschluss betrifft, sondern im ungünstigsten Fall auch die gewollte Temperaturschichtung innerhalb des Speichers zerstören kann.

Um der Gegenstromzirkulation entgegenzuwirken, können die Speicheranschlussrohre in Form eines Thermosiphons ausgeführt werden. Diese sind in Abbildung 10 im ungedämmten Zustand dargestellt.



Abbildung 10: Thermosiphon²⁰

Diese Thermosiphons sollten jedoch zwingend aus einem Material, welches schlecht wärmeleitend ist, hergestellt werden, da sonst die Wärme durch Wärmeleitung im Rohrmaterial an das Ende des Thermosiphons gelangt und der Effekt der Gegenstromzirkulation dann an dieser Stelle auftreten würde.

An den meisten Speichern ist eine Entleerung und Entlüftung vorgesehen. An diesen Punkten wird die Wärmedämmschicht durchstoßen und eine Wärmeübertragung zum Aufstellraum ist gegeben, denn nach dem zweiten Hauptsatz der

¹⁹ Online: SBZ: Gegen Wärmewanderschaft (30.07.2016 11.00 Uhr)

²⁰ Online: Haustechnikdialog: Forum (30.07.2016 15.15 Uhr)

Thermodynamik hat die Wärme das Bestreben, aus dem Bereich der höheren Temperatur (hier Pufferspeicherinhalt) in den Bereich der tieferen Temperatur (Aufstellungsraum) überzugehen, bis die Temperaturen sich ausgeglichen haben. Daher sollten auch diese Anschlüsse mittels einer Dämmkappe abgedeckt werden.

Die Wärmeabgabe der Anschlussleitungen wird in den betreffenden Berechnungen für die Wärmeabgabe der Rohrleitungen berücksichtigt. Dabei werden Stutzen, Flansche, Anschlüsse etc. mit beachtet, da auch hier die Wärmeübergänge aufgrund eines deutlich schneller fließenden Heizmediums andere sind, als die in einem Speicher, wo angenommen werden kann, dass hier ein nahezu ruhendes Heizmedium vorliegt. Daher wird in dieser Arbeit auf die Betrachtung der Wärmeabgabe durch Anschlüsse, Stutzen, Flansche etc. verzichtet.

In der Regel sollten die Speicher senkrecht aufgestellt werden. Eine waagerechte Aufstellung der zylindrischen Pufferspeicher ist hinsichtlich der Wärmeabgabe und der Temperaturschichtung ungünstig, da in solchen Fällen eine deutlich größere Oberfläche des Speichers mit der obersten Temperaturschicht in Berührung kommt.

3 Wärmeübertragung

3.1 Grundlagen der Wärmeübertragung

„In der Thermodynamik bezeichnet man Energie, welche die Grenze eines Systems überschreitet, dann als Wärme, wenn der Energietransport allein durch einen Temperaturunterschied zwischen dem System und seiner Umgebung bewirkt wird. Nach dem 2. Hauptsatz der Thermodynamik fließt dabei Wärme stets in Richtung fallender thermodynamischer Temperatur über die Systemgrenze.“²¹

Wärme kann durch folgende physikalische Größen übertragen werden:

- Wärmeleitung,
- Wärme über Konvektion und
- Wärmestrahlung.

Dabei ist zu beachten, wie Nußelt ausführt, dass die Konvektion immer mit einer Wärmeleitung einhergeht.²²

Wie bei der Wärmeleitung muss auch bei der Konvektion ein stofflicher Träger für die transportierte Energie vorhanden sein, denn die Konvektion ist stets mit dem Transport von Teilchen verknüpft. Der Wärmestrom wird also von einem Materiestrom begleitet. Wärme kann bei der Konvektion daher nur mit Leitung übertragen werden. Sie funktioniert nur mit strömungsfähigen Stoffen - d.h. zum Beispiel Luft oder Wasser. Deshalb wird die Konvektion auch als Wärmeströmung oder Wärmemitführung bezeichnet. Sie kann also nur auftreten, wenn Wärme, beispielsweise in Pufferspeichern, von innen nach außen transportiert wird.²³

In festen Körpern erfolgt der Wärmetransport hauptsächlich durch Leitung und bei ausreichend durchlässigen Stoffen teilweise durch Strahlung.

Alle drei Übertragungsarten treten bei porösen, gasförmigen und flüssigen Stoffen auf. Als Wärmeübergang wird die Wärmeübertragung von flüssigen oder gasförmigen Medien auf einen festen Körper, oder umgekehrt, bezeichnet.

Wird Wärme von einem auf ein anderes Fluid durch einen festen Körper übertragen, nennt man dies Wärmedurchgang.

„Der Wärmedurchgang setzt sich zusammen aus den Wärmeübergängen an den beiden Wandoberflächen und der Wärmeleitung in der Wand.“²⁴

Beim Wärmetransport wird zwischen stationären und instationären Vorgängen unterschieden. Beim stationären Fall sind die Temperaturen und demzufolge auch die Wärmeströme zeitlich konstant, wobei beim instationären Fall diese Parameter zeitlich veränderlich sind.

²¹ Online: Wärmeleitung (30.07.2016 11.30 Uhr)

²² Vgl. BÖCKH: Wärmeübertragung, Grundlagen und Praxis

²³ Vgl. Online: PFEFFER: Konvektion (28.07.2016 17.30)

²⁴ VDI 2055 Blatt 1 Seite 10 Jahr 2008

Um diese Wärmeströme zu verringern, werden Wärmedämmungen um den Speicher angebracht.

3.2 Formen der Wärmeübertragung

3.2.1 Wärmeleitung

Als Wärmeleitung bezeichnet man den Energietransport zwischen benachbarten Molekülen aufgrund eines im Material befindlichen Temperaturgradienten. „Die mittlere Lage der einzelnen Moleküle zueinander kann dabei unverändert bleiben“²⁵, somit ist Wärmeleitung auch ohne Teilchentransport möglich. In Festkörpern, die strahlungs- und durchlässig sind, wird Energie ausschließlich durch Wärmeleitung übertragen.

Der Wärmedurchlasswiderstand, auch als Wärmeleitwiderstand bekannt, quantifiziert die Dämmwirkung einer Schicht.

Allgemein ist zu sagen, dass Stoffe, die eine hohe elektrische Leitfähigkeit aufweisen, auch eine hohe Wärmeleitfähigkeit λ aufweisen. Dies resultiert aus der hohen Anzahl freier Elektronen, die sowohl elektrische Ladung als eben auch Energie in Form von Wärme transportieren können.

Die Ummantelungsschichten eines Pufferspeichers setzen sich aus dem Material des Pufferspeichers, der Dämmung und der Ummantelung zusammen.

Das Material der Speicher selbst ist meist aus Stahl (niedrig legierter Stahl oder Edelstahl) oder in seltenen Fällen aus anderen metallischen Werkstoffen (wie zum Beispiel Kupfer). Da diese Stoffe sehr gut wärmeleitend sind, wird in dieser Arbeit angenommen, dass die Innentemperatur gleich der Außentemperatur ist. Somit wird diese Schicht bei der Berechnung vernachlässigt. Dies gilt ebenso für die Ummantelung, die meist aus einer Folie besteht und aufgrund ihrer Materialstärke eine vernachlässigbare Dämmwirkung hat.

Aufgrund dieser Tatsachen wird die Hülle des Speichers als einschichtige Zylinderschale betrachtet.

²⁵ VDI 2055 Blatt 1 Seite 10 Jahr 2008

In Abbildung 11 ist die Wärmeleitung durch eine einschichtige Zylinderschale dargestellt.

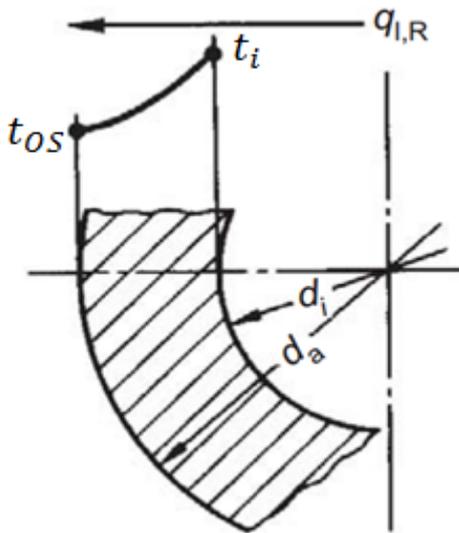


Abbildung 11: Wärmeleitung einschichtige Zylinderschale²⁶

Die Wärmestromdichte für eine einschichtige Zylinderschale kann nach VDI 2055 Blatt 1 mit folgender Formel berechnet werden:

$$\dot{q}_{l,R} = \frac{t_i - t_{os}}{R_{l,R}}$$

Formel 2: Wärmestromdichte $\dot{q}_{l,R}$ einschichtige Zylinderschale²⁷

Dabei setzt sich der Wärmedurchlasswiderstand $R_{l,R}$ für die einschichtige Zylinderschale aus folgender Gleichung zusammen:

$$R_{l,R} = \frac{\ln \frac{d_a}{d_i}}{2\pi\lambda}$$

Formel 3: Wärmedurchlasswiderstand $R_{l,R}$ einschichtige Zylinderschale²⁸

²⁶ VDI 2055 Blatt 1 Seite 23 Jahr 2008

²⁷ VDI 2055 Blatt 1

²⁸ Online: Schweizer-FN: Wärmeleitung (30.07.2016 20.00 Uhr)

wobei

$t_i = \text{Temperatur im Speicher in } ^\circ\text{C}$

$t_{OS} = \text{Oberflächentemperatur Speicher in } ^\circ\text{C}$

$\lambda = \text{Wärmeleitfähigkeit in } \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

$d_a = \text{Außendurchmesser in m}$

$d_i = \text{Innendurchmesser in m}$

$R_{L,R} = \text{Wärmedurchlasswiderstand, einschichtige Zylinderschale in } \frac{\text{m} \cdot \text{K}}{\text{W}}$

$\dot{q}_{L,R} = \text{Wärmestromdichte, einschichtige Zylinderschale in } \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$

Der kreisrunde obere und untere Abschluss der Speicher wird als ebene Wand betrachtet. In Abbildung 12 ist die Wärmeleitung durch eine einschichtige Wand dargestellt.

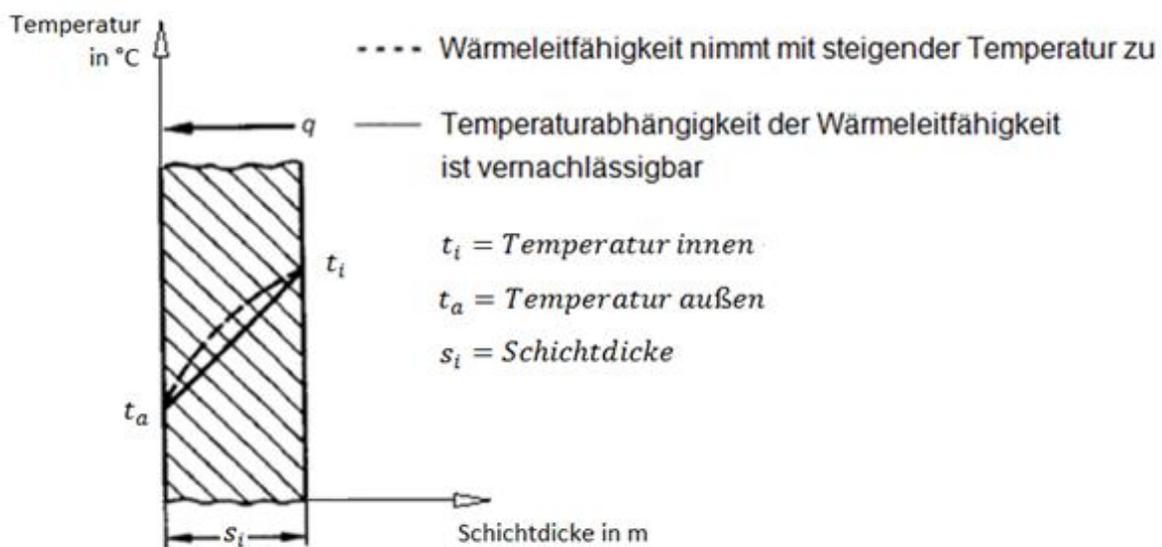


Abbildung 12: Wärmeleitung einschichtige Wand²⁹

Die Wärmestromdichte für eine einschichtige, ebene Wand kann nach VDI 2055 Blatt 1 mit folgender Formel berechnet werden:

$$\dot{q}_W = \frac{t_i - t_{OS}}{R_W}$$

Formel 4: Wärmestromdichte \dot{q}_W einschichtige, ebene Wand³⁰

²⁹ VDI 2055 Blatt 1 Seite 22 Jahr 2008

³⁰ Online: Schweizer-FN: Wärmeleitung (30.07.2016 13.00 Uhr)

Dabei setzt sich der Wärmedurchlasswiderstand R_W für die einschichtige, ebene Wand aus folgender Gleichung zusammen:

$$R_W = \frac{s_i}{\lambda}$$

Formel 5: Wärmedurchlasswiderstand R_W einschichtige, ebene Wand³¹

wobei

t_i = Temperatur im Speicher in °C

t_{OS} = Oberflächentemperatur Speicher in °C

λ = Wärmeleitfähigkeit in $\frac{W}{m * K}$

s_i = Schichtdicke Dämmung in m

R_W = Wärmedurchlasswiderstand, einschichtige, ebene Wand in $\frac{m^2 * K}{W}$

\dot{q}_W = Wärmestromdichte, einschichtige Wand in $\frac{W}{m^2}$

3.2.2 Wärmekonvektion

„Die Konvektion oder Wärmemitführung ist ein Transportmechanismus in Flüssigkeiten und Gasen, wobei durch Strömungsvorgänge Wärme in Form von innerer Energie der transportierten Materie von einem Ort zum anderen befördert wird.“³² Das heißt, bei der Konvektion wandert die Energie von einem Ort höherer Temperatur mit der erwärmten Materie zu einem Ort niedrigerer Temperatur.

Der Energietransport ist - im Gegensatz zur Wärmeleitung - mit einem Materietransport verbunden. Der Vorgang des Transportes von Energie mittels eines strömenden Fluids läuft immer parallel zum Energietransport durch Wärmeleitung ab. Wärmekonvektion ergibt sich dabei aus der Überlagerung von Wärmeleitung (Diffusion) und Energietransport durch das strömende Fluid.³³

Es wird zwischen freier und erzwungener Konvektion unterschieden. Bei der freien Konvektion wird die Bewegung des Fluids allein durch Dichteunterschiede aufgrund verschiedener Temperaturen hervorgerufen. Im Gegensatz dazu ist bei der erzwungenen Konvektion die Bewegung des Fluids durch eine von außen einwirkende Kraft erzwungen.³⁴ Als Beispiel dafür wäre die Außenaufstellung eines Pufferspeichers zu nennen, wobei hier die erzwungene Konvektion durch Wind hervorgerufen wird.

³¹ Online: Schweizer-FN: Wärmeleitung (30.07.2016 13.30 Uhr)

³² VDI 2055 Blatt 1 Seite 10 Jahr 2008

³³ Vgl. Online: HARTMANN, 2002, S. 4 (30.07.2016 20.30 Uhr)

³⁴ VDI 2055 Blatt 1 Seite 10 Jahr 2008

Ein Temperaturunterschied zwischen einer Oberfläche eines festen Körpers und eines umgebenden Fluids hat eine Wärmestromdichte durch Konvektion zur Folge. Der Temperaturverlauf bei Konvektion ist in Abbildung 13 dargestellt.

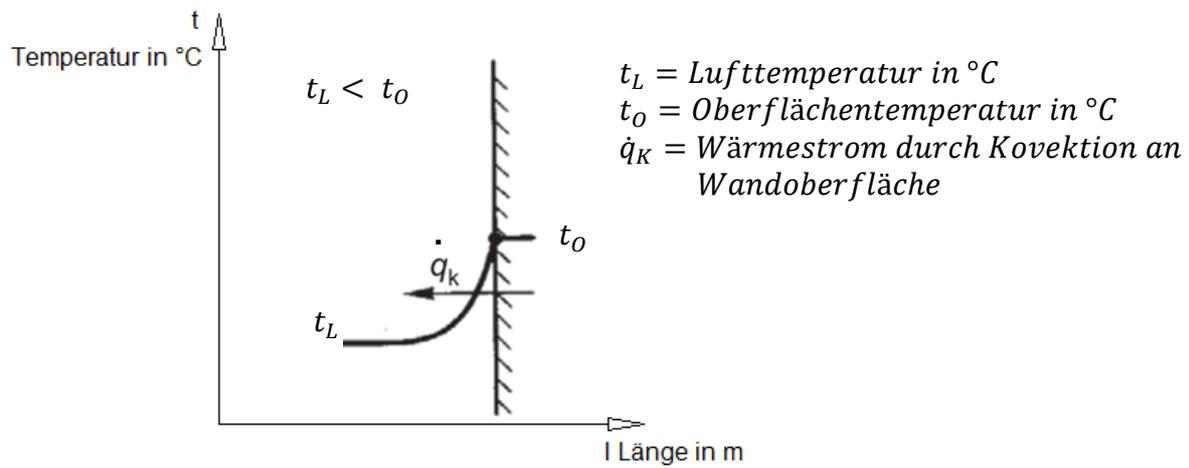


Abbildung 13: Temperaturverlauf bei Konvektion an Wandoberfläche³⁵

Beim Wärmeübergang geht man von folgender Modellvorstellung aus:

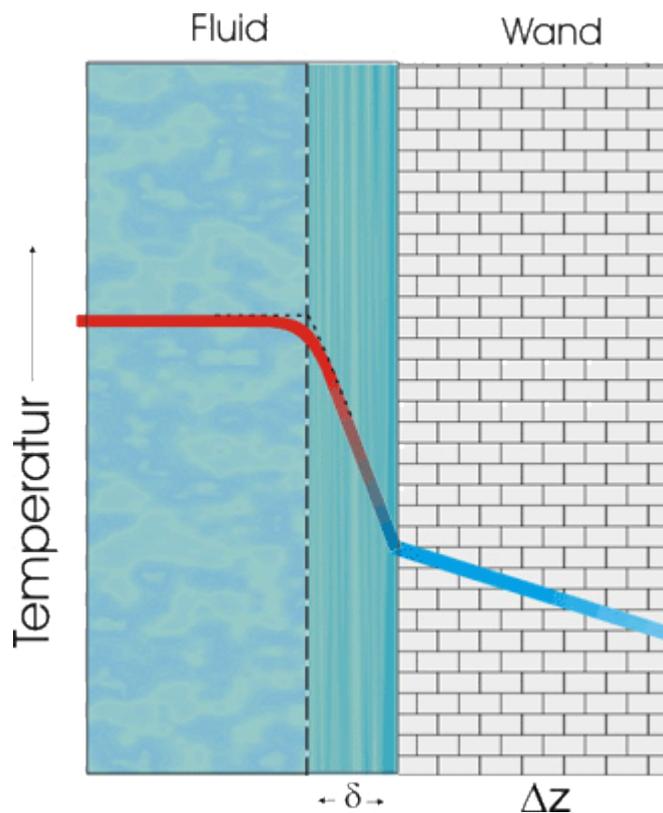


Abbildung 14: Wärmeübergang fluides Medium auf Wand³⁶

³⁵ VDI 2055 Blatt 1 Seite 27 Jahr 2008

³⁶ Online: Chemgapedia: Wärmeübergang (30.07.2016 16.00 Uhr)

Dabei bildet sich an der Wand ein laminar fließender Film aus, der Prandtl-Grenzschicht δ genannt wird. Allerdings ist es kaum möglich, die Dicke der Temperaturgrenzschicht zu bestimmen, weshalb die Wärmeübergangszahl mittels Näherungsverfahren berechnet werden muss.³⁷ Dazu gibt es empirische Gleichungen mit verschiedenen physikalischen Größen. Dabei wird vom Zusammentreffen einer festen Wand auf ein Fluid ausgegangen. Da es mehrere Einflüsse auf die Wärmeübergangszahl α gibt, sind mehrere Formeln für die Errechnung möglich.

Die Güte der konvektiven Wärmeübertragung kann durch die Nußelt-Zahl (Formelzeichen: Nu, nach Wilhelm Nußelt) angegeben werden. Sie ist eine einheitenlose Kennzahl, die ihren Ursprung in der Ähnlichkeitstheorie der Wärmeübertragung hat. Die Nußelt-Zahl gibt die Verbesserung der Wärmeübertragung von Oberflächen an. Hierzu vergleicht man die tatsächlichen Verhältnisse mit der Situation, bei der ausschließlich Wärmeleitung durch eine ruhende Schicht auftreten würde.³⁸

„Normalerweise verwendet man die Nußelt-Zahl, um die Wärmeübertragung an strömende Fluide zu beschreiben. Die Nußelt-Zahl kann aber auch als dimensionsloser Gradient der Temperatur an einer Oberfläche aufgefasst werden. Sie wird formal gleich der Biot-Zahl gebildet.“³⁹ Die Biot-Zahl wird für die Berechnung von Erwärmungs- und Abkühlungsvorgängen verwendet und bezeichnet das Verhältnis vom äußeren Wärmeübergang (Wärmetransport von der Oberfläche zum umgebenden Medium) zum inneren Wärmeübergang (Wärmeleitung durch den Körper). Wärmeleitfähigkeit und charakteristische Länge beziehen sich jedoch bei der Nußelt-Zahl nicht auf den festen Körper, sondern auf das Fluid.⁴⁰

$$\text{Nu} = \frac{\alpha * L}{\lambda}$$

Formel 6: Nußelt-Zahl Nu⁴¹

λ = Wärmeleitfähigkeit des Fluides in $\frac{W}{m * K}$

α = Wärmeübergangskoeffizient in $\frac{W}{m^2 * K}$

L = kennzeichnende Abmessung des Strömungsfeldes in m (Länge oder Durchmesser des durchströmten Rohres)

³⁷ Vgl. Online: Chemgapedia: Wärmeübergang (30.07.2016 17.30 Uhr)

³⁸ Vgl. Online: Mathematical Engineering: Konvektion (30.07.2016 17.30 Uhr)

³⁹ Online: Chemie-Lexikon: Nusselt-Zahl (30.07.2016 19.30 Uhr)

⁴⁰ Vgl. Online: Chemie: Biot-Zahl (30.07.2016 15.30 Uhr)

⁴¹ Online: Schweizer-FN: Wärmeleitung (30.07.2016 16.30 Uhr)

Die Nußelt-Zahl ist also die Ähnlichkeitskenngröße, welche die konvektive Wärmeübertragung beschreibt und das Verhältnis aus konvektivem und diffusem Wärmeübergang widerspiegelt.⁴²

Der Wärmeübergangskoeffizient α ist abhängig von:

- den Stoffeigenschaften des Fluids (Änderung der Viskosität in Abhängigkeit von der Temperatur),
- der Oberflächengestalt und der Geometrie der Wand (je rauer die Wand, desto dicker die Grenzschicht),
- dem Temperaturfeld (Zerstörung der Grenzschicht durch Bläschenbildung) und
- den Strömungsverhältnissen in Wandnähe.

Das Wandmaterial hat keinen Einfluss auf den Wärmeübergangskoeffizienten.⁴³

Aufgrund der komplexen Vorgänge an der Phasengrenze können, wie bereits aufgeführt, oft keine genauen Angaben über die Dicke der Temperaturgrenzschicht gemacht werden, so dass Nußelt-Zahlen für unterschiedliche hydrodynamische Bedingungen und Bauformen aus Experimenten ermittelt wurden und im VDI-Wärmeatlas zusammengefasst sind.

Für die Beschreibung von erzwungener und freier Konvektion, die in ihrer Strömungsform ähnlich sind, werden folgende dimensionslose Kennzahlen herangezogen:

- Reynolds-Zahl Re
- Prandtl-Zahl Pr
- Grashof-Zahl Gr
- Peclet-Zahl Pe
- Rayleigh-Zahl Ra ⁴⁴

Die Reynolds-Zahl Re charakterisiert die Art der Strömung (laminar und turbulent) eines Fluids und spiegelt das Verhältnis von inneren Trägheitskräften und Reibungskräften im Fluid wider.

„Die Phänomene der laminaren und turbulenten Strömungsform sind reibungsdominant, die repräsentative Kennzahl ist die Reynolds-Zahl. Bei niedrigen Re -Werten liegt laminare Strömung vor, beim Überschreiten eines Grenzwertes erfolgt ein Um-

⁴² Vgl. Online: TU Ilmenau: Maschinenbau (30.07.2016 09.00 Uhr)

⁴³ Vgl. Online: Chemgapedia: Wärmeübergang (30.07.2016 19.00 Uhr)

⁴⁴ Vgl. Online: Schweizer-FN: Wärmeübergang (30.07.2016 12.00 Uhr)

schlag in die stabilere turbulente Strömungsform.“⁴⁵ Die Grenzwerte sind in Tabelle 1 aufgeführt.

$Re \leq 2320$	stets laminare Strömung
$2320 < Re \leq 8000$ (10000)	je nach Randbedingungen ist laminare oder turbulente Strömung möglich
$Re > 8000$ (10000)	stets turbulente Strömung

Tabelle 1: Laminare und turbulente Strömung⁴⁶

In Abbildung 15 sind die laminare und die turbulente Strömungsform dargestellt.

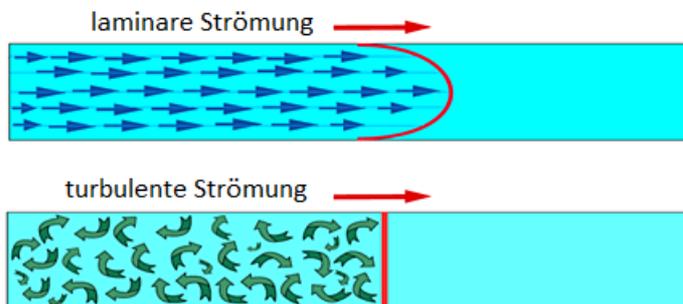


Abbildung 15: laminare und turbulente Strömung⁴⁷

Bei Strömungen in Rohren und Kanälen ist es jedoch sinnvoll, wenn der Anwender davon ausgeht, dass erst bei $Re \leq 2320$ sicher laminare Strömung vorliegt.⁴⁸

Die Reynolds-Zahl Re berechnet sich aus:

$$Re = \frac{v_G * L}{\nu}$$

Formel 7: Reynolds-Zahl Re ⁴⁹

mit:

v_G = Geschwindigkeit der Strömung

L = charakteristische Länge (Weglänge in Strömungsrichtung)

ν = kinematische Zähigkeit des Fluides

⁴⁵ KÜMMEL, S. 57

⁴⁶ Vgl. KÜMMEL, S.56

⁴⁷ Online: Blog.kmt: Laminar vs. Turbulent (01.08.2016 10:45 Uhr)

⁴⁸ Vgl. KÜMMEL, S.58

⁴⁹ Online: TU Ilmenau: Maschinenbau (30.07.2016 19.45 Uhr)

Die Prandtl-Zahl charakterisiert die Stoffeigenschaften des Fluides und spiegelt das Verhältnis von innerer Reibung zur Wärmeleitung wider. Sie berechnet sich aus:

$$Pr = \frac{\nu}{a}$$

Formel 8: Prandtl-Zahl Pr ⁵⁰

ν = *Kinematische Zähigkeit des Fluids*

a = *Temperaturleitfähigkeit, thermische Diffusivität*

Die Grashof-Zahl charakterisiert eine Strömung bei freier Konvektion, die durch die Auftriebskräfte angetrieben wird, und spiegelt das Verhältnis von thermischen Auftriebskräften und inneren Trägheitskräften wider. Sie berechnet sich aus:

$$Gr = \frac{\beta * g * \Delta t * L^3}{\nu^2}$$

Formel 9: Grashof-Zahl Gr ⁵¹

mit:

β = *thermischer Ausdehnungskoeffizient*

g = *Erdbeschleunigung*

Δt = *Temperaturdifferenz*

L = *charakteristische Länge*

ν = *kinematische Zähigkeit des Fluides*

Die Peclet-Zahl ist das Produkt aus Reynold-Zahl und Prandtl-Zahl und spiegelt das Verhältnis von konvektiv transportierter zu geleiteter Wärmemenge wider und berechnet sich aus:

$$Pe = Re * Pr$$

Formel 10: Peclet-Zahl Pe ⁵²

Die Rayleigh-Zahl definiert sich aus dem Produkt von Grashof- und Prandtl-Zahl und schließt die Wärmeleitung des Fluides mit ein. Sie berechnet sich aus:

$$Ra = Gr * Pr$$

Formel 11: Rayleigh-Zahl Ra ⁵³

⁵⁰ Online: TU Ilmenau: Maschinenbau (30.07.2016 19.45 Uhr)

⁵¹ Online: TU Ilmenau: Maschinenbau (30.07.2016 19.45 Uhr)

⁵² Online: Schweizer-FN: Wärmeübergang (30.07.2016 20.00 Uhr)

⁵³ Online: TU Ilmenau: Maschinenbau (30.07.2016 17.00 Uhr)

Für einige spezielle Fälle des konvektiven Wärmeübergangs existieren Näherungslösungen, wie in den Abbildungen 16 und 17 dargestellt.

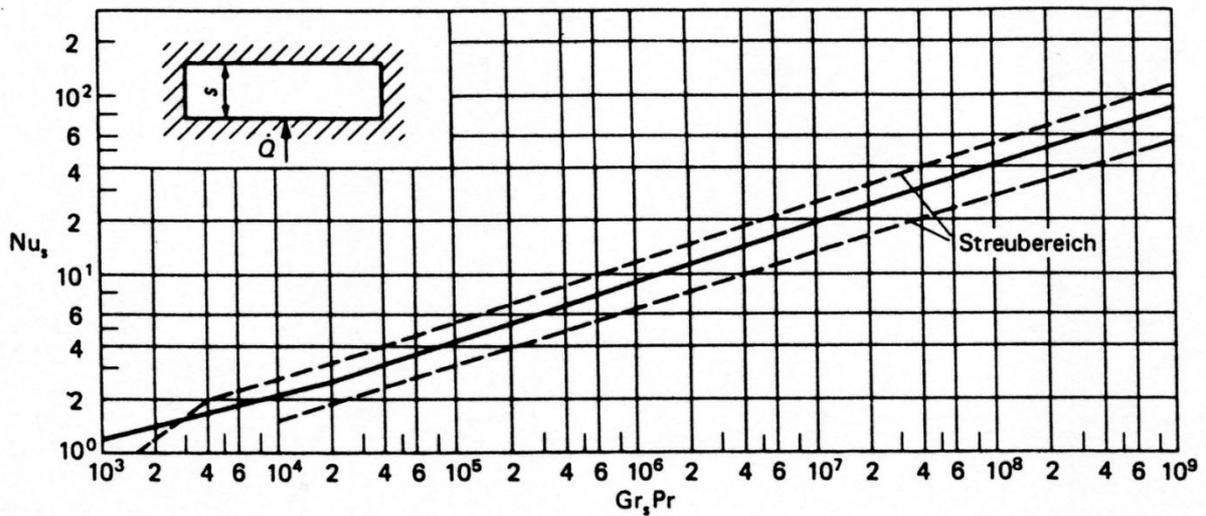


Abbildung 16: Mittlerer dimensionsloser Wärmeübergangskoeffizient Nu_s in Abhängigkeit von $Gr_s Pr$ bei der Wärmeübertragung in horizontalen ebenen Schichten⁵⁴

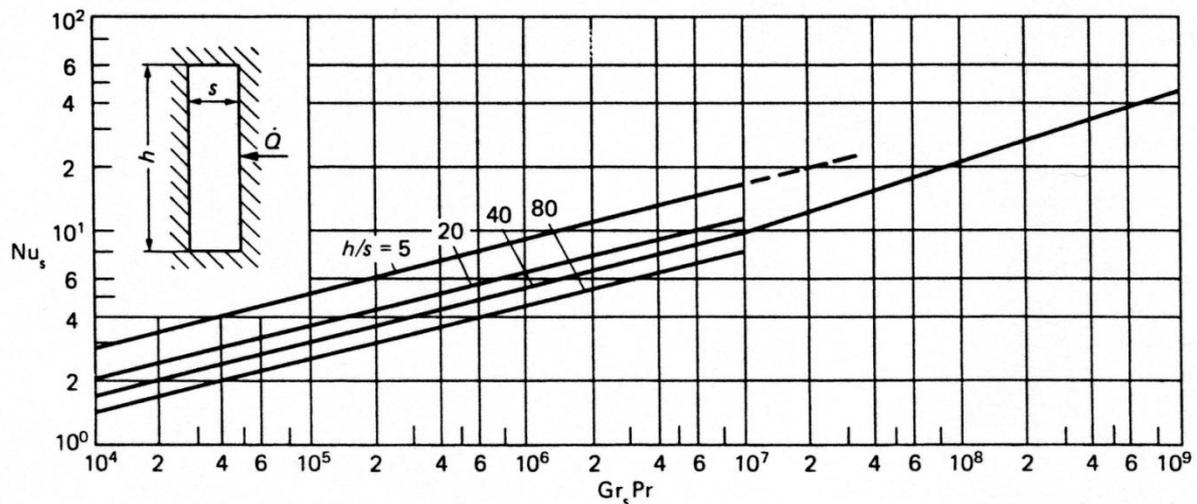


Abbildung 17: Mittlerer dimensionsloser Wärmeübergangskoeffizient Nu_s in Abhängigkeit von $Gr_s Pr$ bei der Wärmeübertragung in vertikalen ebenen Schichten⁵⁵

Bei diesen Näherungslösungen werden aus den gegebenen Prozessparametern zunächst die Grashof- und Rayleigh-Zahl bei freier Konvektion bestimmt. Daraus kann dann die Nusselt-Zahl, beziehungsweise der konvektive Wärmeübergangskoeffizient α abgeleitet werden.⁵⁶

⁵⁴ VDI-Wärmeatlas, S. Fc 2, Bild 1

⁵⁵ VDI-Wärmeatlas, S. Fc 3, Bild 3

⁵⁶ Vgl. Online: TU Ilmenau: Maschinenbau (30.07.2016 17.30 Uhr)

Für einen Pufferspeicher, wie in Abbildung 18 dargestellt, ergeben sich nach VDI 2055 Blatt 1 folgende Berechnungsformeln:

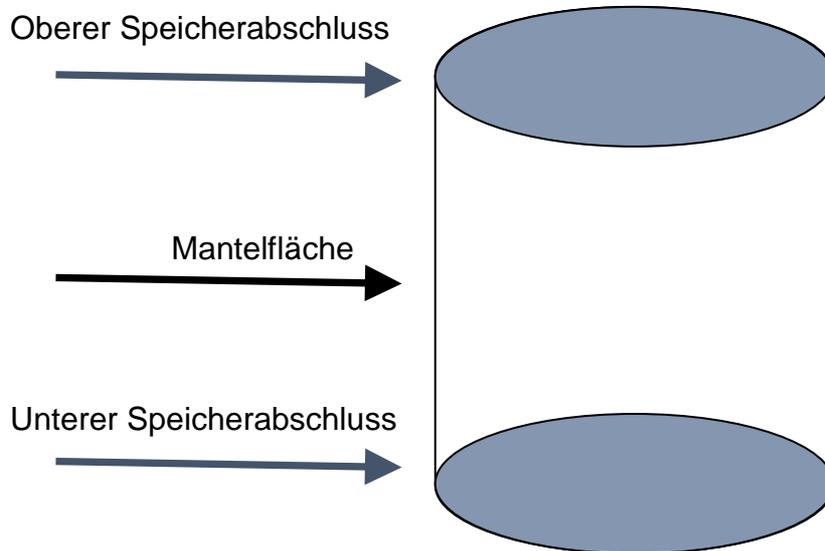


Abbildung 18: Schema eines Pufferspeichers (eigene Darstellung in Anlehnung an Grips-Mathe)⁵⁷

- Wärmeübergang aufgrund freier Konvektion für senkrechte gedämmte Rohre und senkrechte gedämmte Wände (Mantelfläche) kann berechnet werden mit:

$$\alpha_{KR} = 1,74 * \sqrt[3]{\Delta t}$$

Formel 12: Berechnung konvektiver Anteil α_{KR} senkrecht Rohr⁵⁸

wobei gilt:

$$\Delta t = t_{OS} - t_L$$

Formel 13: Temperaturdifferenz Δt

t_{OS} = Oberflächentemperatur Speicher in °C

t_L = Lufttemperatur in °C

- Konvektiver Anteil für oberen Speicherabschluss:

$$\alpha_{KDe} = 2 * (\Delta t)^{0,31}$$

Formel 15: Berechnung konvektiver Anteil α_{KDe} oberer Speicherabschluss⁵⁹

⁵⁷ Vgl. Online: Grips-Mathe: Grafiken (30.07.2016 20.00 Uhr)

⁵⁸ VDI 2055 Blatt 1 Seite 28

- Unterer Speicherabschluss: Da in dieser Betrachtung davon ausgegangen wird, dass der Speicher vollflächig auf der Aufstellfläche steht, gibt es keinen konvektiven Anteil für den unteren Speicherabschluss.

3.2.3 Wärmestrahlung

Die Wärme- oder Temperaturstrahlung beschreibt, dass jeder Körper, dessen Temperatur über dem absoluten Nullpunkt liegt (absoluter Nullpunkt = tiefste physikalisch mögliche Temperatur; entspricht $-273,15\text{ °C} = 0\text{ K}$), egal in welchem Aggregatzustand er sich befindet, thermische Energie in Form elektromagnetischer Wellen absorbieren (aufnehmen) oder emittieren (aussenden) kann.⁶⁰ Im Allgemeinen lässt sich sagen, dass je höher die Temperatur eines Körpers ist, desto mehr Strahlung sendet dieser aus.⁶¹

Bei der Wärmestrahlung wird durch elektromagnetische Wellen Energie in Form von Wärme übertragen. Trifft diese Strahlung auf einen anderen Körper, so wird diese in innere Energie umgewandelt. Im Gegensatz zur Wärmeleitung und zur Wärmekonvektion kann sich Wärmestrahlung auch in einem Vakuum ausbreiten.

Der Wellenbereich dieser Strahlung liegt im Bereich von $3 \cdot 10^{-5}$ bis $7,8 \cdot 10^{-7}$ m. Dies entspricht Frequenzen von 10^{13} bis $3,8 \cdot 10^{14}$ Hz.

„Da sich diese Strahlung im Spektrum elektromagnetischer Wellen an das rote Ende des sichtbaren Lichtes anschließt, bezeichnet man Wärmestrahlung auch als Infrarotstrahlung oder als infrarotes Licht.“⁶² Diese infrarote Strahlung lässt sich durch Thermografie sichtbar machen. Sogenannte „Infrarotkameras ermöglichen die qualitative und quantitative Darstellung der Oberflächentemperaturverteilung von massiven Objekten nahezu jeglicher Art – berührungslos und damit zerstörungsfrei.“⁶³ Der Wärmeübergangskoeffizient α_s erfasst den Strahlungsanteil eines Wärmeüberganges und lässt sich nach folgender Formel berechnen:

$$\alpha_s = C_{12} \frac{(T_{OS})^4 - (T_L)^4}{T_{OS} - T_L}$$

Formel 16: Wärmeübergangskoeffizient α_s für Strahlungsanteil eines Wärmeüberganges⁶⁴

⁵⁹ VDI 2055 Blatt 1 Seite 28

⁶⁰ Vgl. Online: Chemie-Lexikon: Stefan-Boltzmann-Gesetz (16.08.2016 11.00 Uhr)

⁶¹ Vgl. VDI 2055 Blatt 1 Seite 10 Jahr 2008

⁶² Online: Lernhelfer: Wärmestrahlung (31.07.2016 19.00 Uhr)

⁶³ Online: Innovationsreport: Bericht 81917 (31.07.2016 19.00 Uhr)

⁶⁴ BERGER, 1962, S. 186 und VDI 2055 Blatt 1 Seite 33 wobei $\alpha_s = \alpha_r$

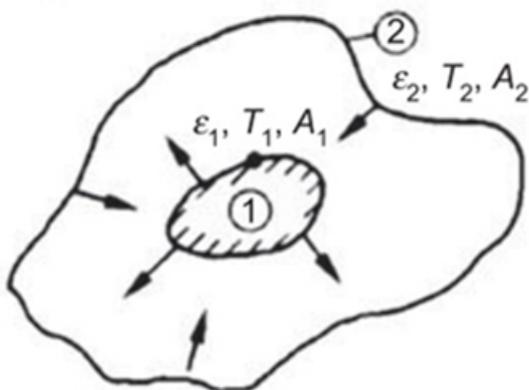
wobei:

T_{OS} = Oberflächentemperatur Speicher in K

T_L = Lufttemperatur Aufstellraum in K

C_{12} = Strahlungskoeffizient in $\frac{W}{m^2 * K^4}$

Nach VDI 2055 Blatt 1 gibt es zwei Berechnungsvarianten für den Strahlungskoeffizienten C_{12} für eine strahlende Fläche, die komplett von einer zweiten Fläche umschlossen ist. In Abbildung 19 ist dies dargestellt.



Fläche A_1 ist konvex(gekrümmt, gewölbt, geschwungen) und von Fläche A_2 völlig umschlossen.

$A_1 = A_O =$ Speicheroberfläche

$A_2 = A_{O,Raum} =$ Oberfläche Raum

$\epsilon_1 =$ Emissionsgrad Speicher Oberfläche nach VDI 2055 Blatt 1 A8

$\epsilon_2 =$ Emissionsgrad Raum Oberfläche nach VDI 2055 Blatt 1 A8

$T_2 = t_O =$ Temperatur Speicheroberfläche

$T_1 = t_{O,Raum} =$ Temperatur Wandoberfläche Aufstellungsraum

Abbildung 19: Strahlungskoeffizienten C_{12} für eine strahlende, komplett umschlossene Fläche⁶⁵

Die erste Variante bezieht beide Flächen und deren Eigenschaften ein. Die zweite Variante ist eine vereinfachte Berechnungsmethode mit der Bedingung $\frac{A_O}{A_{O,Raum}}$ ist annähernd 0. Daraus folgt, dass $A_O \ll A_{O,Raum}$ (Fläche A_O muss deutlich kleiner als Fläche $A_{O,Raum}$) sein muss.

⁶⁵ VDI 2055 Blatt 1 Seite 31 Jahr 2008

Es folgt der Nachweis, dass für die hier betrachtete Wärmestrahlung die vereinfachte Methode als ausreichend genau zu betrachten ist. Hierzu wurden verschiedene Anfangsparameter festgelegt:

- Speicher mit 2260 l und einer Oberfläche von ca. 10 m² (siehe Tabelle 2; dieser Speicher ist der größte Speicher in meinen Betrachtungen, siehe Anhangshefter: 1: Speicher am Markt)
- Aufstellraum mit den Maßen: 5 m x 5 m Grundfläche und einer Höhe von 2,5 m

Bezeichnung	Höhe	Durchmesser	Gesamtoberfläche	Volumen
Einheit	in mm	in mm	in m ²	in l
Formelzeichen	h	d_a	A_0	V
Formel			$A_0 = A_m + A_B$	$V = \frac{A_B}{2} * h$
Vissmann SVPA 2000	2378	1100	10,1	2260

Tabelle 2: Speichermaße Viessmann SVPA 2000 für vereinfachte Berechnungsmethode

wobei:

$$A_m = d_a * \pi * h$$

Formel 17: Berechnung der Manteloberfläche A_m

$$A_m = 1,1 * \pi * 2,378m$$

$$A_m = 8,2 m^2$$

$$A_B = \frac{\pi}{4} * d_a^2 * 2$$

Formel 18: Berechnung der Bodenoberflächen A_B

$$A_B = \frac{\pi}{4} * (1,1m)^2 * 2$$

$$A_B = 1,9m^2$$

$$A_0 = A_m + A_B$$

Formel 19: Berechnung der Gesamtoberfläche A_0 Speicher

$$A_0 = 8,2m^2 + 1,9m^2$$

$$A_0 = 10,1m^2$$

$$V = \frac{A_B}{2} * h$$

Formel 20: Berechnung des Volumens V des Speichers

$$V = \frac{1,9m^2}{2} * 2,378m$$

$$V = 2,26m^3 = 2260l$$

Berechnung Oberfläche Aufstellraum:

$$A_{O,Raum} = 2 * (l * h_{Raum} + b * h_{Raum} + l * b)$$

Formel 21: Berechnung Oberfläche $A_{O,Raum}$ Aufstellraum

mit:

l = Länge Aufstellraum in m = 5 m

b = Breite Aufstellraum in m = 5 m

h_{Raum} = Höhe Aufstellraum in m = 2,5 m

$$A_{O,Raum} = 2 * (5 m * 2,5 m + 5 m * 2,5 m + 5 m * 5 m)$$

$$A_{O,Raum} = 100 m^2$$

Erste Variante:

- nach VDI 2055 Blatt 1, Seite 32, Gleichung (38)
- „Strahlungsaustausch, wenn Fläche 1 von Fläche 2 vollkommen umschlossen ist“⁶⁶

$$C_{12} = \frac{\sigma}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right) * \frac{A_O}{A_{O,Raum}}}$$

Formel 22: Strahlungskoeffizienten C_{12} für eine strahlende, komplett umschlossene Fläche⁶⁷

mit:

$$\sigma = \text{Stefan – Boltzmann – Konstante in } \frac{W}{m^2 * K^4} = 5,67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4}$$

ε_1 = Emissionsgrad Speicher Oberfläche nach VDI 2055 Blatt 1 A8

Kunststoffumantelung = 0,9

ε_2 = Emissionsgrad Raum Oberfläche nach VDI 2055 Blatt 1 A8

Putz = 0,93

⁶⁶ VDI 2055 Blatt 1 Seite 32 Jahr 2008

⁶⁷ VDI 2055 Blatt 1 Seite 32 Jahr 2008

$$A_1 = A_O = \text{Speicheroberfläche in } m^2 = 10 \text{ m}^2$$

$$A_2 = A_{O,Raum} = \text{Oberfläche Raum in } m^2 = 100 \text{ m}^2$$

$$C_{12} = \text{Strahlungskoeffizient in } \frac{W}{m^2 * K^4}$$

$$C_{12} = \frac{5,67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4}}{\frac{1}{0,9} + \left(\frac{1}{0,93} - 1\right) * \frac{10 \text{ m}^2}{100 \text{ m}^2}}$$

$$C_{12} = 5,068 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4}$$

Zweite Variante:

- nach VDI 2055 Blatt 1, Seite 32, Gleichung (39)
- Gleichung gilt, wenn $A_O \ll A_{O,Raum}$, das heißt für $\frac{A_O}{A_{O,Raum}} \approx 0$

$$C_{12} = \varepsilon_1 * \sigma$$

Formel 23: Strahlungskoeffizienten C_{12} für $A_O \ll A_{O,Raum}$ ($A_1 \ll A_2$)⁶⁸

mit:

$$\sigma = \text{Stefan – Boltzmann – Konstante in } \frac{W}{m^2 * K^4} = 5,67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4}$$

$\varepsilon_1 = \text{Emissionsgrad Speicher Oberfläche nach VDI 2055 Blatt 1 A8}$

$\text{Kunststoffumantelung} = 0,9$

$$C_{12} = \text{Strahlungskoeffizient in } \frac{W}{m^2 * K^4}$$

$$C_{12} = 0,9 * 5,67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4}$$

$$C_{12} = 5,103 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4}$$

Da das Ergebnis der ersten Variante annähernd dem Ergebnis der zweiten Variante entspricht, ist die Variante zwei für die hier durchgeführten Betrachtungen als ausreichend genau anzusehen.

⁶⁸ VDI 2055 Blatt 1, Seite 32

3.3 Wärmeübertragung in Dämmung

3.3.1 Dämmstoffe

In Dämmstoffen findet der Wärmetransport nicht nur durch Leitung über das eingeschlossene Gas und den festen Bestandteilen des Dämmstoffes statt, sondern ebenfalls durch Wärmestrahlung.

Bei Dämmstoffen mit Luft als Zellgas steigt die Wärmeleitfähigkeit mit zunehmender Temperatur an.

Bei geschlossenzelligen Dämmstoffen kommen oft auch andere Zellgase als Luft zum Einsatz, hier ist die Wärmeleitfähigkeitskurve mit Wendepunkten typisch. Gründe dafür sind die Kondensation und Sublimation der Gase.⁶⁹

„Eine nennenswerte Konvektion in den Zellen des Dämmstoffes findet bei den in der Praxis relevanten Temperaturgradienten und den üblichen Zellgrößen, die im Allgemeinen kleiner gleich 3 mm sind, nicht statt.“⁷⁰

Jedoch kann bei luftdurchlässigen Dämmstoffen wie Mineralwolle eine großräumige Konvektion stattfinden. Diese lässt sich durch luftundurchlässige Deckschichten bei Dämmstoffen mit Rohdichten über 8 kg/m³ unterbinden.

Durch Evakuieren eines Dämmstoffes kann der sogenannte Smoluchowski-Effekt eintreten. Dieser Effekt ist eigentlich bei mikroporösen Dämmstoffen mit einer Rohdichte zwischen 200 bis 300 kg/m³ zu beobachten. Bei diesen hochverdichteten Stoffen und dem geringen Anteil an Gasen innerhalb des Dämmstoffes verbleibt fast nur der Anteil der Wärmeleitung über das Feststoffgerüst.

Schlussendlich ist die Hauptanforderung an Dämmstoffe eine geringe Wärmeleitfähigkeit. Dabei werden Stoffe, die eine geringe Dichte und Porosität (kleine, geschlossene Poren) haben, bevorzugt.

Es gibt auch andere Anforderungen an Dämmstoffe. Einige sind in der folgenden Aufzählung aufgeführt:

1. geringe Wärmeleitfähigkeit
2. geringe Dichte
3. leicht zu verarbeiten
4. feuchtebeständig
5. hohe Druckfestigkeit
6. hohe Volumenbeständigkeit
7. große Temperaturbeständigkeit
8. recycelbar
9. nicht entflammbar

⁶⁹ VDI 2055 Blatt 1 Seite 15 Jahr 2008

⁷⁰ VDI 2055 Blatt 1 Seite 15 Jahr 2008

Da es schwierig ist, all diese Anforderungen in einem Dämmstoff zu vereinen, sind oftmals Kompromisse notwendig. Daraus resultiert eine Vielzahl von Dämmstoffen für verschiedene Einsatzzwecke auf dem Markt.

3.3.2 Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit von Dämmstoffen durch äußere Einflüsse

Die Wärmeleitfähigkeit von Dämmstoffen nimmt bereits bei geringem Feuchtigkeitsgehalt zu.⁷¹ Gründe für den Feuchteintrag in den Dämmstoff können Regen oder Spritzwasser sein. Dies kann bereits bei falscher Lagerung der Dämmstoffe vor Anbringen der Dämmung geschehen. Wasser kann allerdings auch als Wasserdampf in der Luft durch Diffusion oder über den sogenannten Pumpeffekt, welcher bei Betriebsweisen mit Wechseltemperaturen eine Luftströmung hervorruft, in den Dämmstoff gelangen. Innerhalb des Dämmmaterials kann es zur Kondensation des Wasserdampfes kommen.

Es ist somit darauf zu achten, dass die Taupunkttemperatur der Luft im Inneren der Dämmung nicht unterschritten wird, andernfalls muss ein geeigneter Dämmstoff, welcher Feuchtigkeit nicht aufnehmen kann, zum Einsatz kommen.

Ebenso ist zu beachten, dass im Falle einer Undichtigkeit des Speichers oder der Leitungen die Dämmung des Speichers erneuert werden muss, falls diese mit Feuchtigkeit in Berührung gekommen ist.

3.4 Grundlagen der Berechnung der Wärmeabgabe

3.4.1 Grundannahmen

Für die Berechnung der Wärmeabgabe werden folgende Festlegungen getroffen:

1. Es werden nur Speicher in geschlossenen Räumen betrachtet, die nur senkrecht aufgestellt sind.
2. Der obere und untere Speicherabschluss wird nicht als gebogener Klöpperboden, sondern als ebene kreisförmige Fläche betrachtet.
3. Anbauteile wie Stutzen und Flansche werden in dieser Berechnung vernachlässigt, da diese eher der angeschlossenen Rohrinstallation zugerechnet werden sollten.
4. Die betrachteten Speicher sind außen isoliert.
5. Die betrachteten Speicher stehen vollflächig isoliert auf der Aufstellfläche. Die Füße oder Ringe werden nicht betrachtet.

⁷¹Vgl. VDI 2055 Blatt 1 Seite 16 Jahr 2008

3.4.2 Berechnungsablauf

Im Vorfeld werden alle benötigten Maße für den jeweils gewählten Speicher berechnet, wobei die Höhe h und der Durchmesser d_a , sowie die Schichtdicke s_i bekannt sein müssen. Damit kann die Mantelfläche nach folgender Formel berechnet werden:

$$A_m = d_a * \pi * h$$

Formel 17: Berechnung der Manteloberfläche A_m

Die Gesamtoberfläche der beiden kreisrunden Speicherabschlüsse lässt sich nach folgender Formel berechnen:

$$A_B = \frac{\pi}{4} * d_a^2 * 2$$

Formel 18: Berechnung der Bodenoberflächen A_B

Nun setzt sich die Gesamtoberfläche des Speichers wie folgt zusammen:

$$A_O = A_m + A_B$$

Formel 19: Berechnung der Gesamtoberfläche A_O Speicher

Das Volumen des Speichers lässt sich nach folgender Formel berechnen:

$$V = \frac{A_B}{2} * h$$

Formel 20: Berechnung des Volumens V des Speichers

Im Anschluss müssen die Oberflächen der jeweiligen Zonen wie folgt berechnet werden:

Anteil der Mantelfläche A_{OX1} der jeweiligen Zone, die einen kreisrunden Speicherabschluss beinhalten:

$$A_{OX1} = x * A_m + \frac{A_B}{2}$$

Formel 24: Berechnung der Oberfläche A_{OX1} für die jeweilige Zone allgemein mit Speicherabschluss

mit:

$x = \text{Anteil der Mantelfläche der jeweiligen Zone in \%}$

Anteil der Mantelfläche A_{OX2} der jeweiligen Zone, die keinen kreisrunden Speicherabschluss beinhalten:

$$A_{OX2} = x * A_m$$

Formel 25: Berechnung der Oberfläche A_{OX2} für die jeweilige Zone allgemein ohne Speicherabschluss

mit:

x = Anteil der Mantelfläche der jeweiligen Zone in %

Der Speicher ist im übertragenen Sinn ein großes, senkrecht stehendes Rohr. Daher ergibt sich der äußere Durchmesser einschließlich Dämmung d_{al} aus:

$$d_{al} = 2 * s_i + d_a$$

Formel 26: Berechnung äußerer Durchmesser d_{al} einschließlich Dämmung

s_i = Schichtdicke der Dämmung

d_a = Außendurchmesser des Pufferspeichers ohne Dämmung

Um die Oberflächentemperatur t'_o berechnen zu können, muss die Mitteltemperatur t_m , die sich in der Dämmung einstellt, geschätzt werden. Diese ergibt sich aus:

$$t_m = \frac{5}{9} * t_i + \frac{1}{2} * t_L$$

Formel 27: Schätzung der Mitteltemperatur t_m

t_i = Innentemperatur Speicher für jeweilige Zone

t_L = Lufttemperatur Aufstellraum

Im Anschluss kann die rechnerische Oberflächentemperatur t'_o mit folgender Formel berechnet werden:

$$t'_o = 2 * t_m - t_i$$

Formel 28: Berechnung der rechnerischen Oberflächentemperatur t'_o

Der konvektive Anteil α_{KR} für die Mantelfläche der jeweiligen Zone wird berechnet nach:

$$\alpha_{KR} = 1,74 * \sqrt[3]{\Delta t}$$

Formel 12: Berechnung konvektiver Anteil α_{KR} senkrechttes Rohr

$\Delta t =$ Temperaturdifferenz zwischen Oberflächentemperatur t'_o und der Lufttemperatur im Aufstellraum t_L

somit ergibt sich Δt aus:

$$\Delta t = t'_o - t_L$$

Formel 29: Berechnung Temperaturdifferenz Δt zwischen rechnerischen Oberflächen- und Lufttemperatur

Für den oberen Abschluss berechnet sich der konvektive Anteil α_{KDe} nach:

$$\alpha_{KDe} = 2 * (\Delta t)^{0,31}$$

Formel 15: Berechnung konvektiver Anteil α_{KDe} oberer Speicherabschluss

Strahlungsanteil α_S wird mit folgender Formel berechnet:

$$\alpha_S = C_{12} * \frac{(T_{OS})^4 - (T_L)^4}{T_{OS} - T_L}$$

Formel 16: Wärmeübergangskoeffizient α_s für Strahlungsanteil eines Wärmeüberganges

wobei:

$$T_{OS} = t'_o + 273 \text{ K} = \text{Oberflächentemperatur in K}$$

$$T_L = t_L + 273 \text{ K} = \text{Lufttemperatur in K}$$

$$C_{12} = 5,103 * 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}^4}$$

Aus der Summe von α_S und α_K ergibt sich α :

$$\alpha = \alpha_S + \alpha_K$$

Formel 30: Summe α aus konvektiven Anteil und Strahlungsanteil

Der Wärmestrom \dot{q}_R für ein senkrechtes Rohr wird wie folgt berechnet:

$$\dot{q}_R = \frac{(t_i - t_L) * \pi}{\frac{1}{2 * \lambda_I} * \ln \frac{d_{aI}}{d_a} + \frac{1}{\alpha * d_{aI}}}$$

Formel 31: Wärmestrom \dot{q}_R senkrechtes Rohr⁷²

⁷² SCHWAIGERER, 1967 S. 618

Dabei ist λ_1 die Wärmeleitfähigkeit der jeweiligen verwendeten Dämmung.

Da die erste rechnerische Oberflächentemperatur t'_o sich aus einer geschätzten Mitteltemperatur t_m ergab, wird jetzt die neue tatsächliche Oberflächentemperatur wie folgt berechnet:

$$t_o = \frac{\dot{q}_R}{\alpha * d_{aI} * \pi} + t_L$$

Formel 32: neue Oberflächentemperatur t_o

Mittels der neuen Oberflächentemperatur kann die neue Mitteltemperatur t_m nach folgender Formel berechnet werden:

$$t_m = \frac{t_i + t_o}{2}$$

Formel 33: Berechnung neue Mitteltemperatur t_m mittels t_o

Im Anschluss muss eine erneute Berechnung ab der Formel 28 erfolgen.

Diese Schleife wird solange neu berechnet, bis die neu errechnete Oberflächentemperatur t_o von der verwendeten Oberflächentemperatur t'_o nicht mehr als 0,5 K abweicht. Die hieraus resultierende Oberflächentemperatur wird im Weiteren für den oberen Speicherabschluss verwendet.

Im Anschluss daran ergibt sich die tatsächliche Wärmeabgabe für die jeweilige Zone für den senkrechten Bereich aus:

$$Q_{RZ} = \dot{q}_R * h_Z$$

Formel 34: Wärmeabgabe Q_{RZ} der senkrechten Oberfläche der jeweiligen Zone

wobei h_Z die Höhe der jeweiligen Zone ist.

Der Wärmestrom \dot{q}_{De} für den oberen Speicherabschluss ergibt sich aus:

$$\dot{q}_{De} = K_{De} * (t_i - t_L)$$

Formel 35: Wärmestrom \dot{q}_{De} für oberen Speicherabschluss⁷³

⁷³ Online: Schweizer-FN: Wärmeleitung (30.07.2016 19.00 Uhr)

wobei K_{De}

$$K_{De} = \frac{1}{\frac{1}{k_{De}}}$$

Formel 14: Wärmedurchgangskoeffizient K_{De} ebene Wand

$$\frac{1}{k_{De}} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\lambda_l} + \frac{1}{\alpha_{De}}$$

Formel 36: Wärmedurchgangswiderstand $\frac{1}{k_{De}}$ ebene Wand mit α_i ⁷⁴

α_i = Wärmeübergangskoeffizient innen

α_{De} = Wärmeübergangskoeffizient außen

wobei hier α_i vernachlässigt wird

$$\frac{1}{\lambda_{IDe}} = R \frac{s_i}{\lambda} \text{ Wärmedurchlasswiderstand in } \frac{m^2 * K}{K}$$

$$\lambda_{IDe} = \frac{\lambda}{s_i} \text{ in } \frac{W}{m^2 * K}$$

Formel 37: Wärmedurchlasswiderstand $\frac{1}{\lambda_{IDe}}$ ⁷⁵

mit:

s_i = Schichtdicke

somit folgt:

$$\frac{1}{k_{De}} = \frac{1}{\lambda_{IDe}} + \frac{1}{\alpha_{De}}$$

Formel 36.1: Wärmedurchgangswiderstand $\frac{1}{k_{De}}$ ebene Wand oberer Speicherabschluss ohne α_i

Im Anschluss wird die Wärmeabgabe des unteren Abschlusses des Speichers berechnet. Da dieser auf der Aufstellfläche steht, tritt hierbei ausschließlich Wärmeleitung auf. Die Wärmeabgabe berechnet sich aus:

⁷⁴ Online: Schweizer-FN: Wärmeleitung (30.07.2016 19.00 Uhr)

⁷⁵ Online: Schweizer-FN: Wärmeleitung (30.07.2016 19.00 Uhr)

$$Q_{Bo} = \frac{A_{Bo} * (t_i - t_{Bodenplatte})}{\frac{s_I}{\lambda_{IBo}} + \frac{s_{Bo}}{\lambda_{Bo}}}$$

Formel 38: Wärmeabgabe Q_{Bo} der ebene mehrschichtige Wand⁷⁶

Da nun die Wärmeabgabe jeder einzelnen Zone mit den jeweiligen Flächen berechnet ist, müssen diese Werte nun noch addiert werden, um die gesamte Wärmeabgabe zu erhalten:

$$Q_{Ges} = Q_{RWZ} + Q_{RMZ} + Q_{RKZ} + Q_{De} + Q_{Bo}$$

Formel 39: Gesamt Wärmeabgabe Q_{Ges} des Speichers

Im Anschluss wird die Wärmeabgabe für das gesamte Jahr berechnet. Diese ergibt sich aus dem Produkt der Heizstunden d für den Referenzort Potsdam und Q_{Ges} .

$$Q_{Jahr} = Q_{Ges} * d$$

Formel 40: Wärmeabgabe pro Jahr Q_{Jahr}

⁷⁶ BERGER, 1962, S. 182

4 Beispielberechnungen

4.1 Pufferspeicher ohne Warmwasserbereitung

4.1.1 Festlegung der Parameter

Im folgenden Abschnitt wird eine erste Berechnung für die Wärmeabgabe eines Speichers dargestellt. Dies ist für den später folgenden Programmablaufplan notwendig.

Dazu werden die Parameter wie folgt festgelegt:

Speichertyp: Vaillant VPS 800/3

Speichermaße:

	Formelzeichen	Maß	Einheit
Höhe	h	1832	mm
Durchmesser	d_a	600	mm
Manteloberfläche	A_m	3,453	m ²
Bodenoberflächen	A_B	0,565	m ²
Gesamtoberfläche	A_O	4,018	m ²
Volumen	V	518	l

Tabelle 3: Parameter des Speichers Vaillant VPS 800/3⁷⁷

wobei:

$$A_m = d_a * \pi * h$$

Formel 17: Berechnung der Manteloberfläche A_m

$$A_m = 0,6m * \pi * 1,832m$$

$$A_m = 3,453m^2$$

$$A_B = \frac{\pi}{4} * d_a^2 * 2$$

Formel 18: Berechnung der Bodenoberflächen A_B

$$A_B = \frac{\pi}{4} * (0,6m)^2 * 2$$

⁷⁷ Siehe Anhangshefter Anhang 2, Speicher Beispiel ohne WWB

$$A_B = 0,565m^2$$

$$A_O = A_m + A_B$$

Formel 19: Berechnung der Gesamtoberfläche A_O Speicher

$$A_O = 3,453m^2 + 0,565m^2$$

$$A_O = 4,018m^2$$

$$V = \frac{A_B}{2} * h$$

Formel 20: Berechnung des Volumens V des Speichers

$$V = \frac{0,565m^2}{2} * 1,832m$$

$$V = 0,518m^3 = 518l$$

Der hier betrachtete Speicher ist ohne Warmwasserbereitung, somit wird der Speicher in dieser Arbeit in folgende Zonen unterteilt (siehe Abbildung 20):

- warme Zone,
- mittlere Zone und
- kalte Zone.

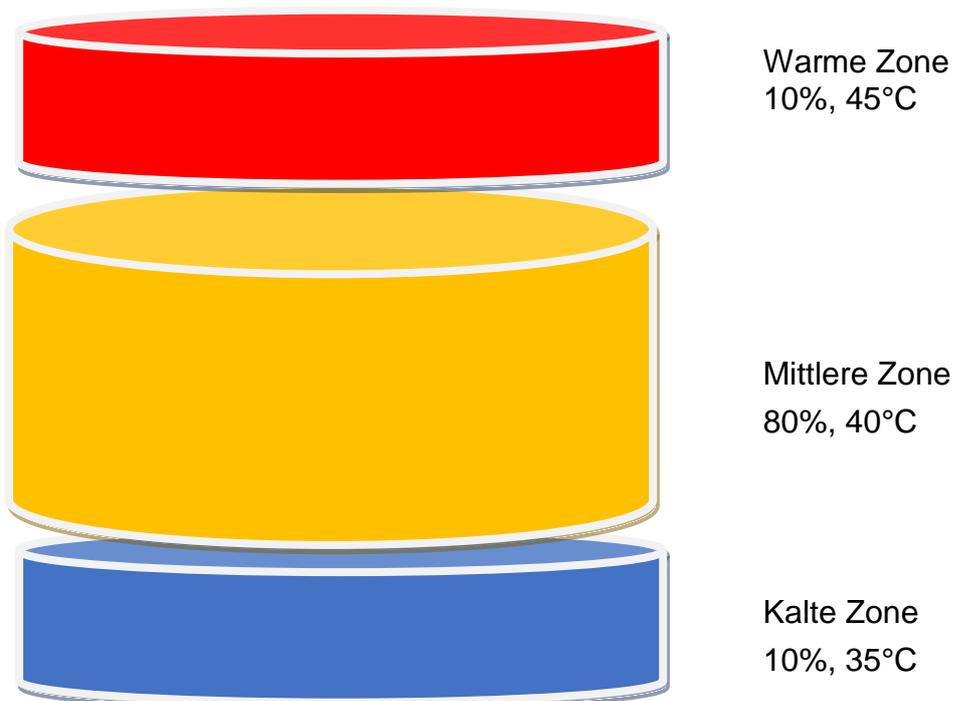


Abbildung 20: Einteilung des Speichers ohne WWB

Der Anteil der warmen und kalten Zone beträgt jeweils 10% der Manteloberfläche zuzüglich des jeweiligen Bodens. Der Anteil der mittleren Zone an der Mantelfäche beträgt 80%. Die Temperatur der warmen Zone entspricht der Vorlauftemperatur des Heizsystems, die kalte Zone die der Rücklauftemperatur und die Temperatur der mittleren Zone bildet den Mittelwert aus Vor- und Rücklauftemperatur. Dies stellt einen praxistypischen Temperaturverlauf eines solchen Pufferspeichers dar.

Die Vor- und Rücklauftemperaturen des angeschlossenen Heizsystems wurden wie folgt festgelegt:

Vorlauftemperatur des Heizsystems: $t_{VL} = 45^{\circ}\text{C} = t_{iWZ}$

Rücklauftemperatur des Heizsystems: $t_{RL} = 35^{\circ}\text{C} = t_{iKZ}$

Somit ergibt sich eine Temperatur für die mittlere Zone (t_M) aus:

$$t_M = \frac{t_{VL} + t_{RL}}{2}$$

Formel 41: Mitteltemperatur t_M mittlere Zone

$$t_M = \frac{45^{\circ}\text{C} + 35^{\circ}\text{C}}{2}$$

$$t_M = 40^{\circ}\text{C} = t_{iMZ}$$

In Tabelle 3 sind die Flächen- und Höhenanteile der jeweiligen Zone mit den dazugehörigen Temperaturen dargestellt.

Zone	Anteil der Höhe in %	Oberfläche in m ²	Höhe in m	Temperatur in °C
Warme Zone	10	0,628	0,1832	45
Mittlere Zone	80	2,762	1,4656	40
Kalte Zone	10	0,628	0,1832	30

Tabelle 4: Maße der Zonen des Pufferspeichers ohne WWB⁷⁸

Die Oberflächen der jeweiligen Zonen ergeben sich wie folgt:

⁷⁸ Siehe Anhangshefter: Anhang 2: Speicher Beispiel ohne WWB

Oberfläche warme Zone:

$$A_{OWZ} = 10\% * A_m + \frac{A_B}{2}$$

Formel 42: Oberfläche A_{OWZ} warme Zone

$$A_{OWZ} = 10\% * 3,453m^2 + \frac{0,565m^2}{2}$$

$$A_{OWZ} = 0,628m^2$$

Oberfläche mittlere Zone:

$$A_{OMZ} = 80\% * A_m$$

Formel 43: Oberfläche A_{OMZ} mittlere Zone

$$A_{OMZ} = 80\% * 3,453m^2$$

$$A_{OMZ} = 2,762m^2$$

Oberfläche kalte Zone:

$$A_{OKZ} = 10\% * A_m + \frac{A_B}{2}$$

Formel 44: Oberfläche A_{OKZ} kalte Zone

$$A_{OKZ} = 10\% * 3,453m^2 + \frac{0,565m^2}{2}$$

$$A_{OKZ} = 0,628m^2$$

Die Höhen der jeweiligen Zonen ergeben sich wie folgt:

Höhe warme Zone:

$$h_{WZ} = 10\% * h$$

Formel 45: Höhe h_{WZ} warme Zone

$$h_{WZ} = 10\% * 1,832m$$

$$h_{WZ} = 0,1832m$$

Höhe mittlere Zone:

$$h_{MZ} = 80\% * h$$

Formel 46: Höhe h_{MZ} mittlere Zone

$$h_{MZ} = 80\% * 1,832m$$

$$h_{MZ} = 1,4656m$$

Höhe kalte Zone:

$$h_{KZ} = 10\% * h$$

Formel 47: Höhe h_{KZ} kalte Zone

$$h_{KZ} = 10\% * 1,832m$$

$$h_{KZ} = 0,1832m$$

Die Temperatur im Aufstellungsraum $t_a = t_L$ wird mit 12 °C angenommen. Als Speicherdämmung wird ein Polyesterfaservlies mit einer Dämmdicke s_i von 110 mm festgelegt. Die Wärmeleitfähigkeit λ beträgt $0,0388 \frac{W}{m * K}$.⁷⁹

4.1.2 Berechnung der warmen Zone

1. Berechnung des äußeren Durchmessers d_{al} :

$$d_{al} = 2 * s_i + d_a$$

Formel 26: Berechnung äußerer Durchmesser d_{al}

$$d_{al} = 2 * 110mm + 600mm$$

$$d_{al} = 820mm = 0,82m$$

2. Schätzung der Mitteltemperatur t_{mWZ1} :

$$t_{mWZ1} = \frac{5}{9} * t_{iWZ} + \frac{1}{2} * t_L$$

Formel 48: Schätzung der Mitteltemperatur t_{mWZ1} warme Zone

wobei:

t_{iWZ} = Innentemperatur warme Zone in °C

t_L = Lufttemperatur in °C

$$t_{mWZ1} = \frac{5}{9} * 45 \text{ °C} + \frac{1}{2} * 12 \text{ °C}$$

$$t_{mWZ1} = 31 \text{ °C}$$

⁷⁹ Siehe Anhang3: Forschungsinstitut für Wärmeschutz

3. Berechnung der rechnerischen Oberflächentemperatur t'_{oWZ} :

$$t'_{oWZ} = 2 * t_{mWZ1} - t_{iWZ}$$

Formel 49: Berechnung der rechnerischen Oberflächentemperatur t'_{oWZ} warme Zone

$$t'_{oWZ} = 2 * 31 \text{ °C} - 45 \text{ °C}$$

$$t'_{oWZ} = 17 \text{ °C}$$

4. Konvektiver Anteil α_{KWZ} für Mantelfläche:

$$\alpha_{KWZ} = 1,74 * \sqrt[3]{\Delta t_{WZ}}$$

Formel 50: Berechnung konvektiver Anteil α_{KWZ} für Mantelfläche warme Zone

$$\Delta t_{WZ} = t'_{oWZ} - t_L$$

Formel 51: Berechnung Temperaturdifferenz Δt_{WZ} zwischen Rechnerischen Oberflächen- und Lufttemperatur warme Zone

t'_{oWZ} = Oberflächentemperatur warme Zone in °C

t_L = Lufttemperatur in °C

$$\Delta t_{WZ} = 17 \text{ °C} - 12 \text{ °C}$$

$$\Delta t_{WZ} = 5 \text{ K}$$

$$\alpha_{KWZ} = 1,74 * \sqrt[3]{5 \text{ K}}$$

$$\alpha_{KWZ} = 2,975 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}}$$

5. Strahlungsanteil α_{SWZ} :

$$\alpha_{SWZ} = C_{12} * \frac{(T_{OSWZ})^4 - (T_L)^4}{T_{OSWZ} - T_L}$$

Formel 52: Wärmeübergangskoeffizient α_{SWZ} für Strahlungsanteil eines Wärmeüberganges warme Zone

wobei:

$$T_{OSWZ} = t'_{oWZ} + 273 \text{ K} = \text{Oberflächentemperatur in K}$$

Formel 53: Oberflächentemperatur T_{OSWZ} warme Zone in K

$$T_{OSWZ} = 17 \text{ °C} + 273 \text{ K}$$

$$T_{OSWZ} = 290 \text{ K}$$

$$T_L = t_L + 273 \text{ K} = \text{Lufttemperatur in K}$$

Formel 54: Lufttemperatur T_L in K

$$T_L = 12 \text{ °C} + 273 \text{ K}$$

$$T_L = 285 \text{ K}$$

$$C_{12} = 5,103 * 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}^4}$$

$$\alpha_{sWZ} = 5,103 * 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}^4} * \frac{(290 \text{ K})^4 - (285 \text{ K})^4}{290 \text{ K} - 285 \text{ K}}$$

$$\alpha_{sWZ} = 4,851 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}}$$

6. Strahlungs- und Konvektionsanteil α_{WZ} :

$$\alpha_{WZ} = \alpha_{sWZ} + \alpha_{kWZ}$$

Formel 55: Summe α_{WZ} aus konvektiver Anteil und Strahlungsanteil warme Zone

$$\alpha_{WZ} = 4,851 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}} + 2,975 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}}$$

$$\alpha_{WZ} = 7,826 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}}$$

7. Berechnung des Wärmestromes \dot{q}_{RWZ} :

$$\dot{q}_{RWZ} = \frac{(t_{iWZ} - t_L) * \pi}{\frac{1}{2 * \lambda_I} * \ln \frac{d_{aI}}{d_a} + \frac{1}{\alpha_{WZ} * d_{aI}}}$$

Formel 56: Wärmestrom \dot{q}_{RWZ} senkrecht Rohr warme Zone

$$\dot{q}_{RWZ} = \frac{(45 \text{ °C} - 12 \text{ °C}) * \pi}{\frac{1}{2 * 0,0388 \frac{\text{W}}{\text{m} * \text{K}}} * \ln \frac{0,82 \text{ m}}{0,6 \text{ m}} + \frac{1}{7,826 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}} * 0,82 \text{ m}}}$$

$$\dot{q}_{RWZ} = 24,79 \frac{\text{W}}{\text{m}}$$

8. Berechnung neue Oberflächentemperatur t_{oWZ} :

$$t_{oWZ} = \frac{\dot{q}_{RWZ}}{\alpha_{WZ} * d_{aI} * \pi} + t_L$$

Formel 57: neue Oberflächentemperatur t_{oWZ} warme Zone

$$t_{oWZ} = \frac{24,79 \frac{W}{m}}{7,826 \frac{W}{m^2 * K} * 0,82 * \pi} + 12 \text{ } ^\circ C$$

$$t_{oWZ} = 13,23 \text{ } ^\circ C$$

Neuer Zwischenpunkt: Vergleich neue Oberflächentemperatur t_{oWZ} mit alter Oberflächentemperatur t'_{oWZ} :

$$|t'_{oWZ} - t_{oWZ}| < 0,5K$$

Formel 58: Vergleich neue mit alter Oberflächentemperatur warme Zone

$$|17^\circ C - 13,24^\circ C| \leq 0,5K$$

Da die neue Oberflächentemperatur mehr als 0,5 Kelvin von der zuvor errechneten Oberflächentemperatur abweicht, wird eine weitere Schleife gerechnet und hiermit festgelegt, dass 0,5 Kelvin Unterschied als ausreichend genau zu betrachten sind.

9. Berechnung der neuen Mitteltemperatur t_{mWZ2} :

$$t_{mWZ2} = \frac{t_{iWZ} + t_{oWZ}}{2}$$

Formel 59: Berechnung Mitteltemperatur t_{mWZ2} warme Zone mittels t_o

$$t_{mWZ2} = \frac{45 \text{ } ^\circ C + 13,23 \text{ } ^\circ C}{2}$$

$$t_{mWZ2} = 29,12 \text{ } ^\circ C$$

10. Berechnung der rechnerischen Oberflächentemperatur t'_{oWZ} :

$$t'_{oWZ} = 2 * t_{mWZ} - t_{iWZ}$$

Formel 49: Berechnung der rechnerischen Oberflächentemperatur t'_{oWZ} warme Zone

$$t'_{oWZ} = 2 * 29,12 \text{ } ^\circ C - 45 \text{ } ^\circ C$$

$$t'_{oWZ} = 13,24 \text{ } ^\circ C$$

11. Konvektiver Anteil α_{KWZ} für Mantelfläche:

$$\alpha_{KWZ} = 1,74 * \sqrt[3]{\Delta t_{WZ}}$$

Formel 50: Berechnung konvektiver Anteil α_{KWZ} senkrechttes Rohr warme Zone

$$\Delta t_{WZ} = t'_{oWZ} - t_L$$

Formel 51: Berechnung Temperaturdifferenz Δt_{WZ} zwischen Rechnerischen Oberflächen- und Lufttemperatur warme Zone

t'_{oWZ} = Oberflächentemperatur in °C

t_L = Lufttemperatur in °C

$$\Delta t_{WZ} = 13,24 \text{ °C} - 12 \text{ °C}$$

$$\Delta t_{WZ} = 1,24 \text{ K}$$

$$\alpha_{KWZ} = 1,74 * \sqrt[3]{1,24 \text{ K}}$$

$$\alpha_{KWZ} = 1,869 \frac{W}{m^2 * K}$$

12. Strahlungsanteil α_{SWZ} :

$$\alpha_{SWZ} = C_{12} * \frac{(T_{OSWZ})^4 - (T_L)^4}{T_{OSWZ} - T_L}$$

Formel 52: Wärmeübergangskoeffizient α_{SWZ} für Strahlungsanteil eines Wärmeüberganges warme Zone

wobei:

$$T_{OSWZ} = t'_{oWZ} + 273 \text{ K} = \text{Oberflächentemperatur in K}$$

Formel 53: Oberflächentemperatur T_{OSWZ} warme Zone in K

$$T_{OSWZ} = 13,24 \text{ °C} + 273 \text{ K}$$

$$T_{OSWZ} = 286,24 \text{ K}$$

$$T_L = t_L + 273 \text{ K} = \text{Lufttemperatur in K}$$

Formel 54: Lufttemperatur T_L in K

$$T_L = 12 \text{ °C} + 273 \text{ K}$$

$$T_L = 285 \text{ K}$$

$$C_{12} = 5,103 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4}$$

$$\alpha_{sWZ} = 5,103 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4} * \frac{(286,24 K)^4 - (285 K)^4}{286,24 K - 285 K}$$

$$\alpha_{sWZ} = 4,756 \frac{W}{m^2 * K}$$

13. Strahlungs- und Konvektionsanteil α_{WZ} :

$$\alpha_{WZ} = \alpha_{sWZ} + \alpha_{kWZ}$$

Formel 55: Summe aus konvektivem Anteil α_{WZ} und Strahlungsanteil warme Zone

$$\alpha_{WZ} = 4,756 \frac{W}{m^2 * K} + 1,869 \frac{W}{m^2 * K}$$

$$\alpha_{WZ} = 6,625 \frac{W}{m^2 * K}$$

14. Berechnung des Wärmestrom \dot{q}_{RWZ} :

$$\dot{q}_{RWZ} = \frac{(t_{iWZ} - t_L) * \pi}{\frac{1}{2 * \lambda_I} * \ln \frac{d_{aI}}{d_a} + \frac{1}{\alpha_{WZ} * d_{aI}}}$$

Formel 56: Wärmestrom \dot{q}_{RWZ} senkrecht Rohr warme Zone

$$\dot{q}_{RWZ} = \frac{(45 \text{ °C} - 12 \text{ °C}) * \pi}{\frac{1}{2 * 0,0388 \frac{W}{m * K}} * \ln \frac{0,82 m}{0,6 m} + \frac{1}{6,625 \frac{W}{m^2 * K} * 0,82 m}}$$

$$\dot{q}_{RWZ} = 24,63 \frac{W}{m}$$

15. Berechnung neue Oberflächentemperatur t_{oWZ} :

$$t_{oWZ} = \frac{\dot{q}_{RWZ}}{\alpha_{WZ} * d_{aI} * \pi} + t_L$$

Formel 57: neue Oberflächentemperatur t_{oWZ} warme Zone

$$t_{oWZ} = \frac{24,63 \frac{W}{m}}{6,625 \frac{W}{m^2 * K} * 0,82 * \pi} + 12 \text{ °C}$$

$$t_{oWZ} = 13,44 \text{ °C}$$

Neuer Zwischenpunkt: Vergleich neue Oberflächentemperatur t_{oWZ} mit alter Oberflächentemperatur t'_{oWZ} :

$$|t'_{oWZ} - t_{oWZ}| < 0,5K$$

Formel 58: Vergleich neuer mit alter Oberflächentemperatur warme Zone

$$|13,24^{\circ}C - 13,44^{\circ}C| < 0,5K$$

Da die neue Oberflächentemperatur weniger als 0,5 Kelvin von der zuvor errechneten Oberflächentemperatur abweicht, wird keine weitere Schleife gerechnet. Da hier die Mantelfläche der warmen Zone betrachtet wird, muss nun noch die Höhe dieser berechnet werden:

Höhe Speicher: 1832 mm = 1,832 m

$$h_{WZ} = 10\% * h$$

Formel 45: Höhe warme h_{WZ} Zone

$$h_{WZ} = 10\% * 1,832m$$

$$h_{WZ} = 0,1832m$$

Daraus ergibt sich die Wärmeabgabe für diesen Speicherabschnitt Q_{RWZ} :

$$Q_{RWZ} = \dot{q}_{RWZ} * h_{WZ}$$

Formel 60: Wärmeabgabe Q_{RWZ} der senkrechten Oberfläche warme Zone

$$Q_{RWZ} = 24,63 \frac{W}{m} * 0,1832 m$$

$$Q_{RWZ} = 4,51 W$$

4.1.3 Berechnung des oberen Speicherabschlusses

Es wird hier die vorher berechnete Oberflächentemperatur ebenfalls verwendet.

1. Konvektiver Anteil α_{KDe} für oberen Abschluss des Speichers:

$$\alpha_{KDe} = 2 * (\Delta t_{De})^{0,31}$$

Formel 15: Berechnung konvektiver Anteil α_{KDe} oberer Speicherabschluss

wobei:

$$\Delta t_{De} = t'_{oWZ} - t_L$$

Formel 61: Berechnung Temperaturdifferenz Δt_{De} zwischen Rechnerischer Oberflächen- und Lufttemperatur oberer Speicherabschluss

t'_{oWZ} = rechnerische Oberflächentemperatur warme Zone in °C

t_L = Lufttemperatur in °C

$$\Delta t_{De} = 13,24 \text{ °C} - 12 \text{ °C}$$

$$\Delta t_{De} = 1,24 \text{ K}$$

$$\alpha_{KDe} = 2 * (1,24 \text{ K})^{0,31}$$

$$\alpha_{KDe} = 2,138 \frac{W}{m^2 * K}$$

2. Der Strahlungsanteil wird gleich dem der obersten Zone gesetzt:

$$\alpha_{SDe} = C_{12} * \frac{(T_{OSWZ})^4 - (T_L)^4}{T_{OSWZ} - T_L}$$

Formel 62: Wärmeübergangskoeffizient α_{SDe} für Strahlungsanteil eines Wärmeüberganges oberer Speicherabschluss

wobei:

$$T_{OSWZ} = t'_{oWZ} + 273 \text{ K} = \text{Oberflächentemperatur in K}$$

Formel 53: Oberflächentemperatur T_{OSWZ} warme Zone in K

$$T_{OSWZ} = 13,24 \text{ °C} + 273 \text{ K}$$

$$T_{OSWZ} = 286,24 \text{ K}$$

$$T_L = t_L + 273 \text{ K} = \text{Lufttemperatur in K}$$

Formel 54: Lufttemperatur T_L in K

$$T_L = 12 \text{ °C} + 273 \text{ K}$$

$$T_L = 285 \text{ K}$$

$$C_{12} = 5,103 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4}$$

$$\alpha_{SDe} = 5,103 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4} * \frac{(286,24 \text{ K})^4 - (285 \text{ K})^4}{286,24 \text{ K} - 285 \text{ K}}$$

$$\alpha_{SDe} = 4,756 \frac{W}{m^2 * K}$$

3. Strahlungs- und Konvektionsanteil α_{De} :

$$\alpha_{De} = \alpha_{SDe} + \alpha_{KDE}$$

Formel 63: Summe α_{De} aus konvektivem Anteil und Strahlungsanteil oberer Speicherabschluss

$$\alpha_{De} = 4,756 \frac{W}{m^2 * K} + 2,138 \frac{W}{m^2 * K}$$

$$\alpha_{De} = 6,894 \frac{W}{m^2 * K}$$

4. Berechnung Wärmestrom \dot{q}_{De} :

$$\dot{q}_{De} = K_{De} * (t_i - t_L)$$

Formel 35: Wärmestrom \dot{q}_{De} für oberen Speicherabschluss

wobei K_{De}

$$K_{De} = \frac{1}{\frac{1}{k_{De}}}$$

Formel 14: Wärmedurchgangskoeffizient K_{De} ebene Wand

$$\frac{1}{k_{De}} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\lambda_{IDe}} + \frac{1}{\alpha_{De}}$$

Formel 36: Wärmedurchgangswiderstand $\frac{1}{k_{De}}$ ebene Wand mit α_i

mit:

$$\alpha_i = \text{Wärmeübergangskoeffizient innen in } \frac{W}{m^2 * K}$$

$$\alpha_{De} = \text{Wärmeübergangskoeffizient außen in } \frac{W}{m^2 * K}$$

wobei hier α_i vernachlässigt wird.

$$\frac{1}{\lambda_{IDe}} = R = \frac{s_i}{\lambda} = \text{Wärmedurchlasswiderstand in } \frac{m^2 * K}{K}$$

$$\lambda_{IDe} = \frac{\lambda}{s_i} \text{ in } \frac{W}{m^2 * K}$$

Formel 37: Wärmedurchlasswiderstand $\frac{1}{\lambda_i}$

$s_i = \text{schichtdicke Dämmung} = 0,11 \text{ m}$

$$\lambda_{IDe} = \frac{0,0388 \frac{W}{m \cdot K}}{0,11 \text{ m}}$$

$$\lambda_{IDe} = 0,353 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

somit folgt:

$$\frac{1}{k_{De}} = \frac{1}{\lambda_{IDe}} + \frac{1}{\alpha_{De}}$$

Formel 36.1: Wärmedurchgangswiderstand $\frac{1}{k_{De}}$ ebene Wand oberer Speicherabschluss ohne α_i

$$\frac{1}{k_{De}} = \frac{1}{0,353 \frac{W}{m^2 \cdot K}} + \frac{1}{6,894 \frac{W}{m^2 \cdot K}}$$

$$\frac{1}{k_{DeWWB}} = 2,978 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$K_{De} = \frac{1}{\frac{1}{2,978 \frac{W}{m^2 \cdot K}}}$$

$$K_{De} = 2,978 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$\dot{q}_{De} = 2,978 \frac{W}{m^2 \cdot K} * (45 \text{ °C} - 12 \text{ °C})$$

$$\dot{q}_{De} = 98,274 \frac{W}{m^2}$$

5. Berechnung Wärmeabgabe Q_{De} Deckel:

$$Q_{De} = \dot{q}_{De} * A_{De}$$

Formel 64: Wärmeabgabe Q_{De} oberer Speicherabschluss

mit:

$$A_{De} = \frac{A_B}{2}$$

Formel 65: Fläche A_{De} oberer Speicherabschluss

$$A_{De} = \frac{0,565 \text{ m}^2}{2}$$

$$A_{De} = 0,2825 \text{ m}^2$$

$$Q_{De} = 98,274 \frac{W}{m^2} * 0,2825 \text{ m}^2$$

$$Q_{De} = 27,762 \text{ W}$$

4.1.4 Berechnung der mittleren Zone

1. Berechnung des äußeren Durchmessers d_{al} :

$$d_{al} = 2 * s_i + d_a$$

Formel 26: Berechnung äußerer Durchmesser d_{al}

$$d_{al} = 2 * 110\text{mm} + 600\text{mm}$$

$$d_{al} = 820\text{mm} = 0,82\text{m}$$

2. Schätzung der Mitteltemperatur t_{mMZ1} :

$$t_{mMZ1} = \frac{5}{9} * t_{iMZ} + \frac{1}{2} * t_L$$

Formel 66: Schätzung der Mitteltemperatur t_{mMZ1} mittlere Zone

wobei:

t_{iMZ} = Innentemperatur mittlere Zone in °C

t_L = Lufttemperatur in °C

$$t_{mMZ1} = \frac{5}{9} * 40\text{ °C} + \frac{1}{2} * 12\text{ °C}$$

$$t_{mMZ1} = 28,22\text{ °C}$$

3. Berechnung der rechnerischen Oberflächentemperatur t'_{oMZ} :

$$t'_{oMZ} = 2 * t_{mMZ1} - t_{iMZ}$$

Formel 67: Berechnung der rechnerischen Oberflächentemperatur t'_{oMZ} mittlere Zone

$$t'_{oMZ} = 2 * 28,22\text{ °C} - 40\text{ °C}$$

$$t'_{oMZ} = 16,44\text{ °C}$$

4. Konvektiver Anteil α_{KMZ} für Mantelfläche:

$$\alpha_{KMZ} = 1,74 * \sqrt[3]{\Delta t_{MZ}}$$

Formel 68: Berechnung konvektiver Anteil α_{KMZ}
senkrecht Rohre mittlere Zone

$$\Delta t_{MZ} = t'_{oMZ} - t_L$$

Formel 69: Berechnung Temperaturdifferenz Δt_{MZ} zwischen rechnerischer Oberflächen- und Lufttemperatur mittlere Zone

t'_{oMZ} = Oberflächentemperatur mittlere Zone in °C

t_L = Lufttemperatur in °C

$$\Delta t_{MZ} = 16,44 \text{ °C} - 12 \text{ °C}$$

$$\Delta t_{MZ} = 4,44 \text{ K}$$

$$\alpha_{KMZ} = 1,74 * \sqrt[3]{4,44 \text{ K}}$$

$$\alpha_{KMZ} = 2,860 \frac{W}{m^2 * K}$$

5. Strahlungsanteil α_{SMZ} :

$$\alpha_{SMZ} = C_{12} * \frac{(T_{OSMZ})^4 - (T_L)^4}{T_{OSMZ} - T_L}$$

Formel 70: Wärmeübergangskoeffizient α_{SMZ} für Strahlungsanteil eines Wärmeüberganges mittlere Zone

wobei:

$$T_{OSMZ} = t'_{oMZ} + 273 \text{ K} = \text{Oberflächentemperatur in K}$$

Formel 71: Oberflächentemperatur T_{OSMZ} mittlere Zone in K

$$T_{OSMZ} = 16,44 \text{ °C} + 273 \text{ K}$$

$$T_{OSMZ} = 289,44 \text{ K}$$

$$T_L = t_L + 273 \text{ K} = \text{Lufttemperatur in K}$$

Formel 54: Lufttemperatur T_L in K

$$T_a = 12 \text{ °C} + 273 \text{ K}$$

$$T_a = 285 \text{ K}$$

$$C_{12} = 5,103 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4}$$

$$\alpha_{SMZ} = 5,103 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4} * \frac{(289,44 \text{ K})^4 - (285 \text{ K})^4}{289,44 \text{ K} - 285 \text{ K}}$$

$$\alpha_{SMZ} = 4,837 \frac{W}{m^2 * K}$$

6. Strahlungs- und Konvektionsanteil α_{MZ} :

$$\alpha_{MZ} = \alpha_{SMZ} + \alpha_{KMZ}$$

Formel 72: Summe α_{MZ} aus konvektiven Anteil und Strahlungsanteil mittlere Zone

$$\alpha_{MZ} = 4,837 \frac{W}{m^2 * K} + 2,860 \frac{W}{m^2 * K}$$

$$\alpha_{MZ} = 7,697 \frac{W}{m^2 * K}$$

7. Berechnung des Wärmestroms \dot{q}_{RMZ} :

$$\dot{q}_{RMZ} = \frac{(t_{iMZ} - t_a) * \pi}{\frac{1}{2 * \lambda_I} * \ln \frac{d_{aI}}{d_a} + \frac{1}{\alpha_{MZ} * d_{aI}}}$$

Formel 73: Wärmestrom \dot{q}_{RMZ} senkrecht Rohr mittlere Zone

$$\dot{q}_{RMZ} = \frac{(40 \text{ °C} - 12 \text{ °C}) * \pi}{\frac{1}{2 * 0,0388 \frac{W}{m * K}} * \ln \frac{0,82 \text{ m}}{0,6 \text{ m}} + \frac{1}{7,697 \frac{W}{m^2 * K} * 0,82 \text{ m}}}$$

$$\dot{q}_{RMZ} = 21,02 \frac{W}{m}$$

8. Berechnung neue Oberflächentemperatur t_{oMZ} :

$$t_{oMZ} = \frac{\dot{q}_{RMZ}}{\alpha_{MZ} * d_{aI} * \pi} + t_L$$

Formel 74: neue Oberflächentemperatur t_{oMZ} mittlere Zone

$$t_{oMZ} = \frac{21,02 \frac{W}{m}}{7,697 \frac{W}{m^2 * K} * 0,82 * \pi} + 12 \text{ °C}$$

$$t_{oMZ} = 13,06 \text{ °C}$$

Neuer Zwischenpunkt: Vergleich neue Oberflächentemperatur t_{oMZ} mit alter Oberflächentemperatur t'_{oMZ} :

$$|t'_{oMZ} - t_{oMZ}| < 0,5K$$

Formel 75: Vergleich neue mit alter Oberflächentemperatur mittlere Zone

$$|16,44 \text{ °C} - 13,06 \text{ °C}| \not\leq 0,5K$$

Da die neue Oberflächentemperatur mehr als 0,5 Kelvin von der zuvor errechneten Oberflächentemperatur abweicht, wird eine weitere Schleife gerechnet.

9. Berechnung der neuen Mitteltemperatur t_{mMZ2} :

$$t_{mMZ2} = \frac{t_{iMZ} + t_{oMZ}}{2}$$

Formel 76: Berechnung Mitteltemperatur t_{mMZ2} mittels t_o mittlere Zone

$$t_{mMZ2} = \frac{40 \text{ °C} + 13,06}{2}$$

$$t_{mMZ2} = 26,53 \text{ °C}$$

10. Berechnung der rechnerischen Oberflächentemperatur t'_{oMZ} :

$$t'_{oMZ} = 2 * t_{mMZ2} - t_{iMZ}$$

Formel 67: Berechnung der rechnerischen Oberflächentemperatur t'_{oMZ} mittlere Zone

$$t'_{oMZ} = 2 * 26,53 \text{ °C} - 40 \text{ °C}$$

$$t'_{oMZ} = 13,06 \text{ °C}$$

11. Konvektiver Anteil α_{KMZ} für Mantelfläche:

$$\alpha_{KMZ} = 1,74 * \sqrt[3]{\Delta t_{MZ}}$$

Formel 68: Berechnung konvektiver Anteil α_{KMZ} senkrechttes Rohr mittlere Zone

$$\Delta t_{MZ} = t'_{oMZ} - t_L$$

Formel 69: Berechnung Temperaturdifferenz Δt_{MZ} zwischen rechnerischer Oberflächen- und Lufttemperatur mittlere Zone

t'_{oMZ} = Oberflächentemperatur mittlere Zone in °C

t_L = Lufttemperatur in °C

$$\Delta t_{MZ} = 13,06 \text{ °C} - 12 \text{ °C}$$

$$\Delta t_{MZ} = 1,06 \text{ K}$$

$$\alpha_{KMZ} = 1,74 * \sqrt[3]{1,06 \text{ K}}$$

$$\alpha_{KMZ} = 1,774 \frac{W}{m^2 * K}$$

12. Strahlungsanteil α_{SMZ} :

$$\alpha_{SMZ} = C_{12} * \frac{(T_{OSMZ})^4 - (T_L)^4}{T_{OSMZ} - T_L}$$

Formel 70: Wärmeübergangskoeffizient α_{SMZ} für Strahlungsanteil eines Wärmeüberganges mittlere Zone

wobei:

$$T_{OSMZ} = t'_{oMZ} + 273 \text{ K} = \text{Oberflächentemperatur mittlere Zone in K}$$

Formel 71: Oberflächentemperatur T_{OSMZ} mittlere Zone in K

$$T_{OSMZ} = 13,06 + 273 \text{ K}$$

$$T_{OSMZ} = 286,06 \text{ K}$$

$$T_L = t_L + 273 \text{ K} = \text{Lufttemperatur in K}$$

Formel 54: Lufttemperatur T_L in K

$$T_L = 12 + 273 \text{ K}$$

$$T_L = 285 \text{ K}$$

$$C_{12} = 5,103 * 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}^4}$$

$$\alpha_{SMZ} = 5,103 * 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}^4} * \frac{(286,06 \text{ K})^4 - (285 \text{ K})^4}{286,06 \text{ K} - 285 \text{ K}}$$

$$\alpha_{SMZ} = 4,752 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}}$$

13. Strahlungs- und Konvektionsanteil α_{MZ} :

$$\alpha_{MZ} = \alpha_{SMZ} + \alpha_{kMZ}$$

Formel 72: Summe α_{MZ} aus konvektiven Anteil und Strahlungsanteil mittlere Zone

$$\alpha_{MZ} = 4,752 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}} + 1,774 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}}$$

$$\alpha_{MZ} = 6,526 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}}$$

14. Berechnung des Wärmestroms \dot{q}_{RMZ} :

$$\dot{q}_{RMZ} = \frac{(t_{iMZ} - t_L) * \pi}{\frac{1}{2 * \lambda_I} * \ln \frac{d_{aI}}{d_a} + \frac{1}{\alpha_{MZ} * d_{aI}}}$$

Formel 73: Wärmestrom \dot{q}_{RMZ} senkrechttes Rohr mittlere Zone

$$\dot{q}_{RMZ} = \frac{(40 \text{ °C} - 12 \text{ °C}) * \pi}{\frac{1}{2 * 0,0388 \frac{W}{m * K}} * \ln \frac{0,82 \text{ m}}{0,6 \text{ m}} + \frac{1}{6,526 \frac{W}{m^2 * K} * 0,82 \text{ m}}}$$

$$\dot{q}_{RMZ} = 20,88 \frac{W}{m}$$

15. Berechnung neue Oberflächentemperatur t_{oMZ} :

$$t_{oMZ} = \frac{\dot{q}_{RMZ}}{\alpha_{MZ} * d_{aI} * \pi} + t_L$$

Formel 74: neue Oberflächentemperatur t_{oMZ} mittlere Zone

$$t_{oMZ} = \frac{20,88 \frac{W}{m}}{6,526 \frac{W}{m^2 * K} * 0,82 * \pi} + 12 \text{ °C}$$

$$t_{oMZ} = 13,24 \text{ °C}$$

Neuer Zwischenpunkt: Vergleich neue Oberflächentemperatur t_{oMZ} mit alter Oberflächentemperatur t'_{oMZ} :

$$|t'_{oMZ} - t_{oMZ}| < 0,5K$$

Formel 75: Vergleich neuer mit alter Oberflächentemperatur mittlere Zone

$$|13,06 - 13,24 \text{ °C}| < 0,5K$$

Da die neue Oberflächentemperatur weniger als 0,5 Kelvin von der zuvor errechneten Oberflächentemperatur abweicht, wird keine weitere Schleife gerechnet.

16. Wärmeabgabe mittlere Zone Q_{RMZ} :

Höhe Speicher: 1832 mm = 1,832 m

$$h_{MZ} = 80\% * h$$

Formel 46: Höhe h_{MZ} mittlere Zone

$$h_{MZ} = 80\% * 1,832m$$

$$h_{MZ} = 1,4656m$$

Daraus ergibt sich die Wärmeabgabe für diesen Speicherabschnitt Q_{RMZ} :

$$Q_{RMZ} = \dot{q}_{RMZ} * h_{MZ}$$

Formel 77: Wärmeabgabe Q_{RMZ} der senkrechten Oberfläche der mittleren Zone

$$Q_{RMZ} = 20,88 \frac{W}{m} * 1,4656 m$$

$$Q_{RMZ} = 30,6 W$$

4.1.5 Berechnung der kalten Zone

1. Berechnung des äußeren Durchmessers d_{al} :

$$d_{al} = 2 * s_i + d_a$$

Formel 26: Berechnung äußerer Durchmesser d_{al}

$$d_{al} = 2 * 110mm + 600mm$$

$$d_{al} = 820mm = 0,82m$$

2. Schätzung der Mitteltemperatur t_{mKZ} :

$$t_{mKZ1} = \frac{5}{9} * t_{iKZ} + \frac{1}{2} * t_L$$

Formel 78: Schätzung der Mitteltemperatur t_{mKZ1} kalte Zone

$$t_{mKZ1} = \frac{5}{9} * 35^\circ C + \frac{1}{2} * 12^\circ C$$

$$t_{mKZ1} = 25,44^\circ C$$

3. Berechnung der rechnerischen Oberflächentemperatur t'_{oKZ} :

$$t'_{oKZ} = 2 * t_{mKZ1} - t_{iKZ}$$

Formel 79: Berechnung der rechnerischer Oberflächentemperatur t'_{oKZ} kalte Zone

$$t'_{oKZ} = 2 * 25,44^\circ C - 35^\circ C$$

$$t'_{oKZ} = 15,88 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4. Konvektiver Anteil α_{KKZ} für Mantelfläche:

$$\alpha_{KKZ} = 1,74 * \sqrt[3]{\Delta t_{KZ}}$$

Formel 80: Konvektiver Anteil α_{KKZ} der senkrechten Oberfläche der kalten Zone

$$\Delta t_{KZ} = t'_{oKZ} - t_L$$

Formel 81: Berechnung Temperaturdifferenz Δt_{KZ} zwischen rechnerischen Oberfläche- und Lufttemperatur kalte Zone

t'_{oKZ} = Oberflächentemperatur in $^\circ\text{C}$

t_L = Lufttemperatur in $^\circ\text{C}$

$$\Delta t_{KZ} = 15,88 \text{ } ^\circ\text{C} - 12 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{KZ} = 3,88 \text{ K}$$

$$\alpha_{KKZ} = 1,74 * \sqrt[3]{3,88 \text{ K}}$$

$$\alpha_{KKZ} = 2,734 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}}$$

5. Strahlungsanteil α_{SKZ} :

$$\alpha_{SKZ} = C_{12} * \frac{(T_{OSKZ})^4 - (T_L)^4}{T_{OSKZ} - T_L}$$

Formel 82: Wärmeübergangskoeffizient α_{SKZ} für Strahlungsanteil eines Wärmeüberganges kalte Zone

wobei:

$$T_{OSKZ} = t'_{oKZ} + 273 \text{ K} = \text{Oberflächentemperatur in K}$$

Formel 83: Oberflächentemperatur T_{OSKZ} kalte Zone in K

$$T_{OSKZ} = 15,88 \text{ } ^\circ\text{C} + 273 \text{ K}$$

$$T_{OSKZ} = 288,88 \text{ K}$$

$$T_L = t_L + 273 \text{ K} = \text{Lufttemperatur in K}$$

Formel 54: Lufttemperatur T_L in K

$$T_L = 12 \text{ } ^\circ\text{C} + 273 \text{ K}$$

$$T_L = 285 \text{ K}$$

$$C_{12} = 5,103 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4}$$

$$\alpha_{SKZ} = 5,103 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4} * \frac{(288,88 K)^4 - (285 K)^4}{288,88 K - 285 K}$$

$$\alpha_{SKZ} = 4,823 \frac{W}{m^2 * K}$$

6. Strahlungs- und Konvektionsanteil α_{KZ} :

$$\alpha_{KZ} = \alpha_{SKZ} + \alpha_{kKZ}$$

Formel 84: Summe α_{KZ} aus konvektivem Anteil und Strahlungsanteil kalte Zone

$$\alpha_{KZ} = 4,832 \frac{W}{m^2 * K} + 2,734 \frac{W}{m^2 * K}$$

$$\alpha_{KZ} = 7,566 \frac{W}{m^2 * K}$$

7. Berechnung des Wärmestroms \dot{q}_{RKZ} :

$$\dot{q}_{RKZ} = \frac{(t_{iKZ} - t_L) * \pi}{\frac{1}{2 * \lambda_l} * \ln \frac{d_{al}}{d_a} + \frac{1}{\alpha_{KZ} * d_{al}}}$$

Formel 85: Wärmestrom \dot{q}_{RKZ} senkrecht Rohr kalte Zone

$$\dot{q}_{RKZ} = \frac{(35 \text{ °C} - 12 \text{ °C}) * \pi}{\frac{1}{2 * 0,0388 \frac{W}{m * K}} * \ln \frac{0,82 m}{0,6 m} + \frac{1}{7,566 \frac{W}{m^2 * K} * 0,82 m}}$$

$$\dot{q}_{RKZ} = 17,26 \frac{W}{m}$$

8. Berechnung neue Oberflächentemperatur t_{oKZ} :

$$t_{oKZ} = \frac{\dot{q}_{RKZ}}{\alpha_{KZ} * d_{al} * \pi} + t_L$$

Formel 86: neue Oberflächentemperatur t_{oKZ} kalte Zone

$$t_{oKZ} = \frac{17,26 \frac{W}{m}}{7,562 \frac{W}{m^2 * K} * 0,82 * \pi} + 12 \text{ °C}$$

$$t_{oKZ} = 12,89 \text{ °C}$$

Neuer Zwischenpunkt: Vergleich neue Oberflächentemperatur t_{oKZ} mit alter Oberflächentemperatur t'_{oKZ} :

$$|t'_{oKZ} - t_{oKZ}| < 0,5K$$

Formel 87: Vergleich neuer mit alter Oberflächentemperatur kalte Zone

$$|15,88^{\circ}C - 12,89^{\circ}C| \leq 0,5K$$

Da die neue Oberflächentemperatur mehr als 0,5 Kelvin von der zuvor errechneten Oberflächentemperatur abweicht, wird eine weitere Schleife gerechnet.

9. Berechnung der neuen Mitteltemperatur t_{mKZ2} :

$$t_{mKZ2} = \frac{t_i + t_{oKZ}}{2}$$

Formel 88: Berechnung neuer Mitteltemperatur t_{mKZ2} mittels t_{oKZ} kalte Zone

$$t_{mKZ2} = \frac{35^{\circ}C + 12,89}{2}$$

$$t_{mKZ2} = 23,95^{\circ}C$$

10. Berechnung der rechnerischen Oberflächentemperatur t'_{oKZ} :

$$t'_{oKZ} = 2 * t_{mKZ} - t_{iKZ}$$

Formel 79: Berechnung der rechnerischen Oberflächentemperatur t'_{oKZ} kalte Zone

$$t'_{oKZ} = 2 * 23,95^{\circ}C - 35^{\circ}C$$

$$t'_{oKZ} = 12,9^{\circ}C$$

11. Konvektiver Anteil α_{KRKZ} für Mantelfläche:

$$\alpha_{KRKZ} = 1,74 * \sqrt[3]{\Delta t_{KZ}}$$

Formel 80: konvektiver Anteil α_{KRKZ} senkrechttes Rohr kalte Zone

$$\Delta t_{KZ} = t'_{oKZ} - t_L$$

Formel 81: Berechnung Temperaturdifferenz Δt_{KZ} zwischen Rechnerischen Oberflächen- und Lufttemperatur kalte Zone

t'_{oKZ} = Oberflächentemperatur in °C

t_L = Lufttemperatur in °C

$$\Delta t_{KZ} = 12,9 \text{ °C} - 12 \text{ °C}$$

$$\Delta t_{KZ2} = 0,9 \text{ K}$$

$$\alpha_{K RKZ} = 1,74 * \sqrt[3]{0,9 \text{ K}}$$

$$\alpha_{K RKZ} = 1,680 \frac{W}{m^2 * K}$$

12. Strahlungsanteil α_{SKZ} :

$$\alpha_{SKZ} = C_{12} * \frac{(T_{OSKZ})^4 - (T_L)^4}{T_{OSKZ} - T_L}$$

Formel 82: Wärmeübergangskoeffizient α_{SKZ} für Strahlungsanteil eines Wärmeüberganges kalte Zone

wobei:

$$T_{OSKZ} = t'_{oKZ} + 273 \text{ K} = \text{Oberflächentemperatur in K}$$

Formel 83: Oberflächentemperatur T_{OSKZ} in K kalte Zone

$$T_{OSKZ} = 12,9 \text{ °C} + 273 \text{ K}$$

$$T_{OSKZ} = 285,9 \text{ K}$$

$$T_L = t_L + 273 \text{ K} = \text{Lufttemperatur in K}$$

Formel 54: Lufttemperatur T_L in K

$$T_L = 12 \text{ °C} + 273 \text{ K}$$

$$T_L = 285 \text{ K}$$

$$C_{12} = 5,103 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4}$$

$$\alpha_{SKZ} = 5,103 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4} * \frac{(285,9 \text{ K})^4 - (285 \text{ K})^4}{285,9 \text{ K} - 285 \text{ K}}$$

$$\alpha_{SKZ} = 4,748 \frac{W}{m^2 * K}$$

13. Summe Strahlungs- und Konvektionsanteil α_{KZ} :

$$\alpha_{KZ} = \alpha_{SKZ} + \alpha_{KKZ}$$

Formel 84: Summe α_{KZ} aus konvektivem Anteil und Strahlungsanteil kalte Zone

$$\alpha_{KZ} = 4,748 \frac{W}{m^2 * K} + 1,680 \frac{W}{m^2 * K}$$

$$\alpha_{KZ} = 6,428 \frac{W}{m^2 * K}$$

14. Berechnung des Wärmestroms \dot{q}_{RKZ} :

$$\dot{q}_{RKZ} = \frac{(t_{iKZ} - t_L) * \pi}{\frac{1}{2 * \lambda_I} * \ln \frac{d_{aI}}{d_a} + \frac{1}{\alpha_{KZ} * d_{aI}}}$$

Formel 85: Wärmestrom \dot{q}_{RKZ} senkrecht Rohr kalte Zone

$$\dot{q}_{RKZ} = \frac{(35 \text{ °C} - 12 \text{ °C}) * \pi}{\frac{1}{2 * 0,0388 \frac{W}{m * K}} * \ln \frac{0,82 \text{ m}}{0,6 \text{ m}} + \frac{1}{6,428 \frac{W}{m^2 * K} * 0,82 \text{ m}}}$$

$$\dot{q}_{RKZ} = 17,14 \frac{W}{m}$$

15. Berechnung neue Oberflächentemperatur t_{oKZ} :

$$t_{oKZ} = \frac{\dot{q}_{RKZ}}{\alpha_{KZ} * d_{aI} * \pi} + t_L$$

Formel 86: Neue Oberflächentemperatur t_{oKZ} kalte Zone

$$t_{oKZ} = \frac{17,14 \frac{W}{m}}{6,428 \frac{W}{m^2 * K} * 0,82 * \pi} + 12 \text{ °C}$$

$$t_{oKZ} = 13,04 \text{ °C}$$

Neuer Zwischenpunkt: Vergleich neue Oberflächentemperatur t_{oKZ} mit alter Oberflächentemperatur t'_{oKZ} :

$$|t'_{oKZ} - t_{oKZ}| < 0,5K$$

Formel 87: Vergleich neuer mit alter Oberflächentemperatur kalte Zone

$$|12,9 - 13,04 \text{ °C}| < 0,5K$$

Da die neue Oberflächentemperatur weniger als 0,5 Kelvin von der zuvor errechneten Oberflächentemperatur abweicht, wird keine weitere Schleife gerechnet.

16. Wärmeabgabe untere Zone Q_{RKZ} :

Höhe Speicher: 1832 mm = 1,832 m

$$h_{KZ} = 10\% * h$$

Formel 47: Höhe h_{KZ} kalte Zone

$$h_{KZ} = 10\% * 1,832m$$

$$h_{KZ} = 0,1832m$$

Daraus ergibt sich der Wärmeabgabe für diesen Speicherabschnitt Q_{RKZ} :

$$Q_{RKZ} = \dot{q}_{RKZ} * h_{KZ}$$

Formel 89: Wärmeabgabe Q_{RKZ} der senkrechten Oberfläche der kalten Zone

$$Q_{RKZ} = 17,14 \frac{W}{m} * 0,1832 m$$

$$Q_{RKZ} = 3,14 W$$

4.1.6 Berechnung des unteren Abschlusses des Speichers

$$Q_{Bo} = \frac{A_{Bo} * (t_{iKZ} - t_{Bp})}{\frac{s_I}{\lambda_I} + \frac{s_{Bo}}{\lambda_{Bo}}}$$

Formel 90: Wärmeabgabe Q_{Bo} ebene mehrschichtige Wand kalte Zone⁸⁰

mit:

$$A_{Bo} = \frac{A_B}{2}$$

Formel 91: Oberfläche A_{Bo} Boden

$$A_{Bo} = \frac{0,565 m^2}{2}$$

$$A_{Bo} = 0,2825 m^2$$

$$s_I = \text{Schichtdicke Isolierung} = 0,11 m$$

$$\lambda_I = \text{Wärmeleitfähigkeit Isolierung} = 0,0388 \frac{W}{m * K}$$

$$s_{Bo} = \text{Schichtdicke Boden} = 0,3 m \text{ (angenommener Wert)}$$

$$\lambda_{Bo} = \text{Wärmeleitfähigkeit Stahlbeton} = 1,3 \frac{W}{m * K} \text{⁸¹ (Boden aus angenommen)}$$

⁸⁰ BERGER, 1962, S. 182

⁸¹ BERGER, 1962, S. 184

$t_{iKZ} = \text{Innentemperatur Speicher am Boden} = 35\text{ °C}$

$t_{Bp} = \text{Temperatur Bodenplatte} = 12\text{ °C} = t_L \text{ (angenommen)}$

$$Q_{Bo} = \frac{0,2825\text{ m}^2 * (35\text{ °C} - 12\text{ °C})}{\frac{0,11\text{ m}}{0,0388\frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}} + \frac{0,3\text{ m}}{1,3\frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}}}$$

$$Q_{Bo} = 2,12\text{ W}$$

4.1.7 Gesamtwärmeabgabe Speicher

$$Q_{Ges} = Q_{RWZ} + Q_{RMZ} + Q_{RKZ} + Q_{De} + Q_{Bo}$$

Formel 39: Gesamt Wärmeabgabe Q_{Ges} des Speichers

$$Q_{Ges} = 4,51\text{ W} + 30,6\text{ W} + 3,14\text{ W} + 27,762\text{ W} + 2,12\text{ W}$$

$$Q_{Ges} = 68,132\text{ W}$$

$$Q_{Jahr} = Q_{Ges} * d$$

Formel 40: Wärmeabgabe pro Jahr Q_{Jahr}

wobei:

$d = \text{Heizstunden im Jahr für Potsdam (Referenzstadt nach EnEV 2016)}$

$$d = d_{Ht} * 24 \frac{\text{h}}{\text{Tag}}$$

Formel 92: Heizstunden pro Jahr Potsdam

$d_{Ht} = \text{Heiztage Potsdam} = 266\text{ Tage pro Jahr}^{82}$

$$d = 266 \frac{\text{Tage}}{\text{Jahr}} * 24 \frac{\text{h}}{\text{Tag}}$$

$$d = 6384 \frac{\text{h}}{\text{Jahr}}$$

$$Q_{Jahr} = 68,132\text{ W} * 6384 \frac{\text{h}}{\text{Jahr}}$$

$$Q_{Jahr} = 434.954,688 \frac{\text{Wh}}{\text{Jahr}} = 435 \frac{\text{kWh}}{\text{Jahr}}$$

⁸²Online: IWU: Klimadaten (10.08.2016 19.00 Uhr)

4.2 Pufferspeicher mit Warmwasserbereitung

4.2.1 Festlegung der Parameter

Im folgenden Abschnitt wird eine Berechnung für die Wärmeabgabe eines Pufferspeichers mit Warmwasserbereitung dargestellt. Dies ist notwendig, um eine weitere Grundlage für den später zu erstellenden Programmablaufplan zu legen. Hierfür wird der gleiche Speicher wie in der zuvor erfolgten Beispielrechnung verwendet, um eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu ermöglichen.

Dazu werden die Parameter wie folgt festgelegt:

Speichertyp: Vaillant VPS 800/3

Speichermaße:

	Formelzeichen	Maß	Einheit
Höhe	H	1832	mm
Durchmesser	d_a	600	mm
Manteloberfläche	A_m	3,453	m ²
Bodenoberflächen	A_B	0,565	m ²
Gesamtoberfläche	A_O	4,018	m ²
Volumen	V	518	l

Tabelle 5: Parameter des Speichers Vaillant VPS 800/3 mit Warmwasserbereitung⁸³

wobei:

$$A_m = d_a * \pi * h$$

Formel 17: Berechnung der Manteloberfläche A_m

$$A_m = 0,6m * \pi * 1,832m$$

$$A_m = 3,453m^2$$

$$A_B = \frac{\pi}{4} * d_a^2 * 2$$

Formel 18: Berechnung der Bodenoberflächen A_B

$$A_B = \frac{\pi}{4} * (0,6m)^2 * 2$$

$$A_B = 0,565m^2$$

⁸³ Siehe Anhangshefter: Anhang 5: Speicher Beispiel mit WWB

$$A_O = A_m + A_B$$

Formel 19: Berechnung der Gesamtoberfläche A_O

$$A_O = 3,453m^2 + 0,565m^2$$

$$A_O = 4,018m^2$$

$$V = \frac{A_B}{2} * h$$

Formel 20: Berechnung des Volumens V des Speichers

$$V = \frac{0,565m^2}{2} * 1,832m$$

$$V = \frac{0,565m^2}{2} * 1,832m$$

$$V = 0,518m^3 = 518l$$

Der hier betrachtete Speicher ist mit Warmwasserbereitung. Somit wird der Speicher in dieser Arbeit in folgende Zonen unterteilt (siehe Abbildung 22):

- warme Zone,
- kalte Zone.

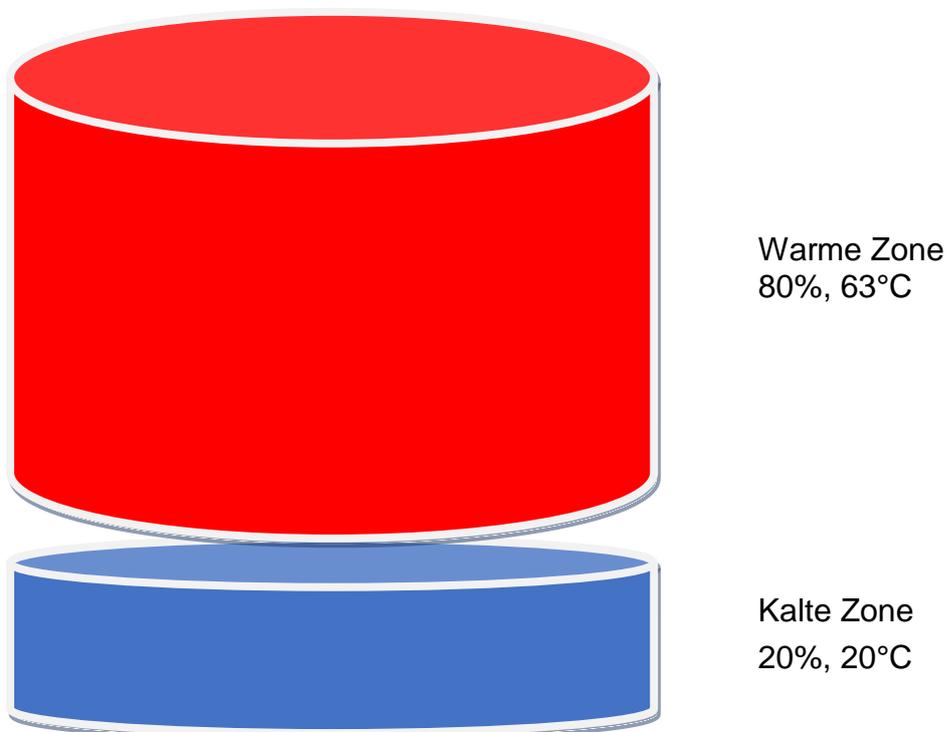


Abbildung 21: Einteilung des Speichers mit Warmwasserbereitung

Der Anteil der warmen Zone beträgt 80 % der Manteloberfläche, zuzüglich des oberen Speicherabschlusses. Der Anteil der kalten Zone an der Mantelfläche beträgt 20 %, zuzüglich des unteren Speicherabschlusses. Die Temperatur der warmen Zone entspricht 63 °C. Sie resultiert aus der Annahme, dass für die Warmwasserbereitung ein Wärmeüberträger zwischengeschaltet ist und die Warmwasseraustrittstemperatur bei 60 °C liegen muss. Dies stellt einen praxistypischen Temperaturverlauf eines solchen Pufferspeichers dar.

Somit ergeben sich die Maße der jeweiligen Zonen wie folgt:

Vorlauftemperatur des Heizsystems (mit WWB): $t_{VL} = 63 \text{ C}^\circ = t_{iWZWWB}$

Rücklauftemperatur des Heizsystems (mit WWB): $t_{RL} = 20 \text{ C}^\circ = t_{iKZWWB}$

In Tabelle 5 sind die Flächen- und Höhenanteile der jeweiligen Zone mit den dazugehörigen Temperaturen dargestellt.

Zone	Anteil der Höhe in %	Oberfläche in m ²	Höhe in m	Temperatur in °C
Warme Zone	80	3,0449	1,4656	63
Kalte Zone	20	0,9731	0,3664	20

Tabelle 6: Maße der Zonen des Pufferspeichers mit Warmwasserbereitung⁸⁴

wobei sich die Oberflächen der jeweiligen Zonen wie folgt ergeben:

Oberfläche warme Zone:

$$A_{0WZWWB} = 80\% * A_m + \frac{A_B}{2}$$

Formel 93: Oberfläche A_{0WZWWB} warme Zone mit WWB

$$A_{0WZWWB} = 80\% * 3,453\text{m}^2 + \frac{0,565\text{m}^2}{2}$$

$$A_{0WZWWB} = 3,0449\text{m}^2$$

⁸⁴ Siehe Anhangshefter: Anhang 5: Speicher Beispiel mit WWB

Oberfläche kalte Zone:

$$A_{OKZWWB} = 20\% * A_m + \frac{A_B}{2}$$

Formel 94: Oberfläche A_{OKZWWB} kalte Zone mit WWB

$$A_{OKZWWB} = 20\% * 3,453m^2 + \frac{0,565m^2}{2}$$

$$A_{OKZWWB} = 0,9731m^2$$

Die Höhen der jeweiligen Zonen ergeben sich wie folgt:

Höhe warme Zone:

$$h_{WZWWB} = 80\% * h$$

Formel 95: Höhe h_{WZWWB} warme Zone mit WWB

$$h_{WZWWB} = 80\% * 1,832m$$

$$h_{WZWWB} = 1,4656m$$

Höhe kalte Zone:

$$h_{KZWWB} = 20\% * h$$

Formel 96: Höhe kalte Zone h_{KZWWB} mit WWB

$$h_{KZWWB} = 20\% * 1,832m$$

$$h_{KZWWB} = 0,3664m$$

Die Temperatur im Aufstellungsraum $t_a = t_L$ wird mit 12 °C angenommen. Als Speicherdämmung wird ein Polyesterfaservlies mit einer Dämmdicke s_i von 110 mm festgelegt. Die Wärmeleitfähigkeit λ beträgt $0,0388 \frac{W}{m * K}$.⁸⁵

⁸⁵ Siehe Anhang 3: Forschungsinstitut für Wärmeschutz

4.2.2 Berechnung der warmen Zone

1. Berechnung des äußeren Durchmessers : d_{al}

$$d_{al} = 2 * s_i + d_a$$

Formel 26: Berechnung äußerer Durchmesser d_{al}

$$d_{al} = 2 * 110\text{mm} + 600\text{mm}$$

$$d_{al} = 820\text{mm} = 0,82\text{m}$$

2. Schätzung der Mitteltemperatur $t_{mWZ1WWB}$:

$$t_{mWZ1WWB} = \frac{5}{9} * t_{iWZWWB} + \frac{1}{2} * t_a$$

Formel 97: Schätzung der Mitteltemperatur $t_{mWZ1WWB}$
warme Zone mit WWB

wobei:

t_{iWZWWB} = Innentemperatur warme Zone mit WWB in °C

t_L = Lufttemperatur in °C

$$t_{mWZ1WWB} = \frac{5}{9} * 63\text{ °C} + \frac{1}{2} * 12\text{ °C}$$

$$t_{mWZ1WWB} = 41\text{ °C}$$

3. Berechnung der rechnerischen Oberflächentemperatur t'_{oWZWWB} :

$$t'_{oWZWWB} = 2 * t_{mWZ1WWB} - t_i$$

Formel 98: Berechnung der rechnerischen Oberflächentemperatur t'_{oWZWWB}
warme Zone mit WWB

$$t'_{oWZWWB} = 2 * 41\text{ °C} - 63\text{ °C}$$

$$t'_{oWZWWB} = 19\text{ °C}$$

4. Konvektiver Anteil α_{KWZWWB} für Mantelfläche:

$$\alpha_{KWZWWB} = 1,74 * \sqrt[3]{\Delta t_{WZWWB}}$$

Formel 99: Berechnung konvektiver Anteil α_{KWZWWB}
senkrechttes Rohr warme Zone mit WWB

$$\Delta t_{WZWWB} = t'_{oWZWWB} - t_L$$

Formel 100: Berechnung Temperaturdifferenz Δt_{WZWWB} zwischen rechnerischer Oberflächen- und Lufttemperatur warme Zone mit WWB

t'_{oWZWWB} = Oberflächentemperatur in °C

t_L = Lufttemperatur in °C

$$\Delta t_{WZWWB} = 19 \text{ °C} - 12 \text{ °C}$$

$$\Delta t_{WZWWB} = 7 \text{ K}$$

$$\alpha_{KWZWWB} = 1,74 * \sqrt[3]{7 \text{ K}}$$

$$\alpha_{KWZWWB} = 3,329 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}}$$

$$5. \quad \text{Strahlungsanteil } \alpha_{SWZWWB}: \alpha_{SWZWWB} = C_{12} * \frac{(T_{OSWZWWB})^4 - (T_L)^4}{T_{OSWZWWB} - T_L}$$

Formel 101: Wärmeübergangskoeffizient α_{SWZWWB} für Strahlungsanteil eines Wärmeüberganges warme Zone mit WWB

wobei:

$$T_{OSWZWWB} = t'_{oWZWWB} + 273 \text{ K} = \text{Oberflächentemperatur in K}$$

Formel 102: Oberflächentemperatur $T_{OSWZWWB}$ warme Zone mit WWB

$$T_{OSWZWWB} = 19 \text{ °C} + 273 \text{ K}$$

$$T_{OSWZWWB} = 292 \text{ K}$$

$$T_L = t_L + 273 \text{ K} = \text{Lufttemperatur in K}$$

Formel 54: Lufttemperatur T_L in K

$$T_L = 12 \text{ °C} + 273 \text{ K}$$

$$T_L = 285 \text{ K}$$

$$C_{12} = 5,103 * 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}^4}$$

$$\alpha_{SWZWWB} = 5,103 * 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}^4} * \frac{(292 \text{ K})^4 - (285 \text{ K})^4}{292 \text{ K} - 285 \text{ K}}$$

$$\alpha_{SWZWWB} = 4,902 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}}$$

6. Strahlungs- und Konvektionsanteil α_{WZWWB} :

$$\alpha_{WZWWB} = \alpha_{SWZWWB} + \alpha_{kWZWWB}$$

Formel 103: Summe α_{WZWWB} aus konvektivem Anteil und Strahlungsanteil warme Zone mit WWB

$$\alpha_{WZWWB} = 4,902 \frac{W}{m^2 * K} + 3,329 \frac{W}{m^2 * K}$$

$$\alpha_{WZWWB} = 8,231 \frac{W}{m^2 * K}$$

7. Berechnung des Wärmestromes \dot{q}_{RWZWWB} :

$$\dot{q}_{RWZWWB} = \frac{(t_{iWZWWB} - t_L) * \pi}{\frac{1}{2 * \lambda_I} * \ln \frac{d_{aI}}{d_a} + \frac{1}{\alpha_{WZWWB} * d_{aI}}}$$

Formel 104: Wärmestrom \dot{q}_{RWZWWB} senkrechttes Rohr warme Zone mit WWB

$$\dot{q}_{RWZWWB} = \frac{(63 \text{ } ^\circ\text{C} - 12 \text{ } ^\circ\text{C}) * \pi}{\frac{1}{2 * 0,0388 \frac{W}{m * K}} * \ln \frac{0,82 \text{ m}}{0,6 \text{ m}} + \frac{1}{8,231 \frac{W}{m^2 * K} * 0,82 \text{ m}}}$$

$$\dot{q}_{RWZWWB} = 38,39 \frac{W}{m}$$

8. Berechnung neue Oberflächentemperatur t_o :

$$t_{oWZWWB} = \frac{\dot{q}_{RWZWWB}}{\alpha_{WZWWB} * d_{aI} * \pi} + t_a$$

Formel 105: neue Oberflächentemperatur t_{oWZWWB} warme Zone mit WWB

$$t_{oWZWWB} = \frac{38,39 \frac{W}{m}}{8,231 \frac{W}{m^2 * K} * 0,82 * \pi} + 12 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{oWZWWB} = 13,81 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Neuer Zwischenpunkt: Vergleich neue Oberflächentemperatur t_{oWZWWB} mit alter Oberflächentemperatur t'_{oWZWWB} :

$$|t'_{oWZWWB} - t_{oWZWWB}| < 0,5K$$

Formel 106: Vergleich neue mit alter Oberflächentemperatur warme Zone mit WWB

$$|19 \text{ } ^\circ\text{C} - 13,81 \text{ } ^\circ\text{C}| \ll 0,5K$$

Da die neue Oberflächentemperatur mehr als 0,5 Kelvin von der zuvor errechneten Oberflächentemperatur abweicht, wird eine weitere Schleife gerechnet und hiermit festgelegt, dass 0,5 Kelvin Unterschied als ausreichend genau zu betrachten sind.

9. Berechnung der neuen Mitteltemperatur $t_{mWZ2WWB}$:

$$t_{mWZ2WWB} = \frac{t_{iWZWWB} + t_{oWZWWB}}{2}$$

Formel 107: Berechnung Mitteltemperatur $t_{mWZ2WWB}$ mittels t_{oWZWWB} warme Zone mit WWB

$$t_{mWZ2WWB} = \frac{63 \text{ °C} + 13,81}{2}$$

$$t_{mWZ2WWB} = 38,41 \text{ °C}$$

10. Berechnung der rechnerischen Oberflächentemperatur t'_{oWZWWB} :

$$t'_{oWZWWB} = 2 * t_{mWZ2WWB} - t_{iWZWWB}$$

Formel 98: Berechnung der rechnerischen Oberflächentemperatur t'_{oWZWWB} warme Zone mit WWB

$$t'_{oWZWWB} = 2 * 38,41 \text{ °C} - 63 \text{ °C}$$

$$t'_{oWZWWB} = 13,82 \text{ °C}$$

11. Konvektiver Anteil $\alpha_{KWZ2WWB}$ für Mantelfläche:

$$\alpha_{KWZWWB} = 1,74 * \sqrt[3]{\Delta t_{WZWWB}}$$

Formel 99: Berechnung konvektiver Anteil α_{KWZWWB} senkrechttes Rohr warme Zone mit WWB

$$\Delta t_{WZWWB} = t'_{oWZWWB} - t_L$$

Formel 100: Berechnung Temperaturdifferenz Δt_{WZWWB} zwischen Rechnerischen Oberflächen- und Lufttemperatur warme Zone mit WWB

t'_{oWZWWB} = Oberflächentemperatur in °C

t_L = Lufttemperatur in °C

$$\Delta t_{WZWWB} = 13,82 \text{ °C} - 12 \text{ °C}$$

$$\Delta t_{WZWWB} = 1,82 \text{ K}$$

$$\Delta t_{WZWWB} = 1,74 * \sqrt[3]{1,82 \text{ K}}$$

$$\alpha_{KWZWWB} = 2,124 \frac{W}{m^2 * K}$$

12. Strahlungsanteil α_{SWZWVB} :

$$\alpha_{SWZWVB} = C_{12} * \frac{(T_{OSWZWVB})^4 - (T_L)^4}{T_{OSWZWVB} - T_L}$$

Formel 101: Wärmeübergangskoeffizient α_{SWZWVB} für Strahlungsanteil eines Wärmeüberganges warme Zone mit WWB

wobei:

$$T_{OSWZWVB} = t'_{oWZWVB} + 273 \text{ K} = \text{Oberflächentemperatur in K}$$

Formel 102: Oberflächentemperatur $T_{OSWZWVB}$ warme Zone mit WWB in K

$$T_{OSWZWVB} = 13,82 \text{ °C} + 273 \text{ K}$$

$$T_{OSWZWVB} = 286,82 \text{ K}$$

$$T_L = t_L + 273 \text{ K} = \text{Lufttemperatur in K}$$

Formel 54: Lufttemperatur T_L in K

$$T_L = 12 \text{ °C} + 273 \text{ K}$$

$$T_L = 285 \text{ K}$$

$$C_{12} = 5,103 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4}$$

$$\alpha_{SWZWVB} = 5,103 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4} * \frac{(286,82 \text{ K})^4 - (285 \text{ K})^4}{286,82 \text{ K} - 285 \text{ K}}$$

$$\alpha_{SWZWVB} = 4,771 \frac{W}{m^2 * K}$$

13. Strahlungs- und Konvektionsanteil α_{WZWVB} :

$$\alpha_{WZWVB} = \alpha_{SWZWVB} + \alpha_{kZWVB}$$

Formel 103: Summe α_{WZWVB} aus konvektivem Anteil und Strahlungsanteil warme Zone mit WWB

$$\alpha_{WZWVB} = 4,771 \frac{W}{m^2 * K} + 2,124 \frac{W}{m^2 * K}$$

$$\alpha_{WZWVB} = 6,895 \frac{W}{m^2 * K}$$

14. Berechnung des Wärmestromes \dot{q}_R :

$$\dot{q}_{RWZWWB} = \frac{(t_{iWZWWB} - t_L) * \pi}{\frac{1}{2 * \lambda_I} * \ln \frac{d_{aI}}{d_a} + \frac{1}{\alpha_{WZWWB} * d_{aI}}}$$

Formel 104: Wärmestrom \dot{q}_{RWZWWB} senkrechttes Rohr warme Zone mit WWB

$$\dot{q}_{RWZWWB} = \frac{(63 \text{ °C} - 12 \text{ °C}) * \pi}{\frac{1}{2 * 0,0388 \frac{W}{m * K}} * \ln \frac{0,82 \text{ m}}{0,6 \text{ m}} + \frac{1}{6,895 \frac{W}{m^2 * K} * 0,82 \text{ m}}}$$

$$\dot{q}_{RWZWWB} = 38,13 \frac{W}{m}$$

15. Berechnung neue Oberflächentemperatur t_{oWZWWB} :

$$t_{oWZWWB} = \frac{\dot{q}_{RWZWWB}}{\alpha_{WZWWB} * d_{aI} * \pi} + t_L$$

Formel 105: neue Oberflächentemperatur t_{oWZWWB} warme Zone mit WWB

$$t_{oWZWWB} = \frac{38,13 \frac{W}{m}}{6,895 \frac{W}{m^2 * K} * 0,82 * \pi} + 12 \text{ °C}$$

$$t_{oWZWWB} = 14,15 \text{ °C}$$

Neuer Zwischenpunkt: Vergleich neue Oberflächentemperatur t_{oWZWWB} mit alter Oberflächentemperatur t'_{oWZWWB} :

$$|t'_{oWZWWB} - t_{oWZWWB}| < 0,5K$$

Formel 106: Vergleich neue mit alter Oberflächentemperatur warme Zone mit WWB

$$|13,82 \text{ °C} - 14,15 \text{ °C}| < 0,5K$$

Da die neue Oberflächentemperatur weniger als 0,5 Kelvin von der zuvor errechneten Oberflächentemperatur abweicht, wird keine weitere Schleife gerechnet. Da hier die Mantelfläche der warmen Zone betrachtet wird, muss nun noch die Höhe dieser berechnet werden.

Höhe Speicher: 1832 mm = 1,832 m

$$h_{WZWWB} = 80\% * h$$

Formel 95: Höhe h_{WZWWB} warme Zone mit WWB

$$h_{WZWWB} = 80\% * 1,832m$$

$$h_{WZWWB} = 1,4656m$$

Daraus ergibt sich die Wärmeabgabe für diesen Speicherabschnitt Q_{RWZWWB} :

$$Q_{RWZWWB} = \dot{q}_{RWZWWB} * h_{WZWWB}$$

Formel 108: Wärmeabgabe Q_{RWZWWB} der senkrechten Oberfläche der warmen Zone mit WWB

$$Q_{RWZWWB} = 38,13 \frac{W}{m} * 1,4656 m$$

$$Q_{RWZWWB} = 55,88 W$$

4.2.3 Berechnung des oberen Speicherabschlusses

Es wird hier die vorher berechnete Oberflächentemperatur ebenfalls verwendet.

1. Konvektiver Anteil α_{KDeWWB} für oberen Abschluss des Speichers:

$$\alpha_{KDeWWB} = 2 * (\Delta t_{DeWWB})^{0,31}$$

Formel 109: Berechnung konvektiver Anteil α_{KDeWWB} oberer Speicherabschluss mit WWB

wobei:

$$\Delta t_{DeWWB} = t'_{oWZWWB} - t_L$$

Formel 110: Berechnung Temperaturdifferenz Δt_{DeWWB} zwischen rechnerischer Oberflächen- und Lufttemperatur oberer Speicherabschluss mit WWB

t'_{oWZWWB} = rechnerische Oberflächentemperatur in °C

t_L = Lufttemperatur in °C

$$\Delta t_{DeWWB} = 13,82 \text{ °C} - 12 \text{ °C}$$

$$\Delta t_{DeWWB} = 1,82 K$$

$$\alpha_{KDeWWB} = 2 * (1,82 K)^{0,31}$$

$$\alpha_{KDeWWB} = 2,408 \frac{W}{m^2 * K}$$

2. Der Strahlungsanteil wird gleich dem der obersten Zone gesetzt:

$$\alpha_{SDeWWB} = C_{12} * \frac{(T_{OSWZWWB})^4 - (T_L)^4}{T_{OSWZWWB} - T_L}$$

Formel 111: Wärmeübergangskoeffizient α_{SDeWWB} für Strahlungsanteil eines Wärmeüberganges oberer Speicherabschluss mit WWB

wobei:

$$T_{OSWZWWB} = t'_{oWZWWB} + 273 \text{ K} = \text{Oberflächentemperatur in K}$$

Formel 112: Oberflächentemperatur $T_{OSWZWWB}$ oberer Speicherabschluss mit WWB in K

$$T_{OSWZWWB} = 13,82 \text{ °C} + 273 \text{ K}$$

$$T_{OSWZWWB} = 286,82 \text{ K}$$

$$T_L = t_L + 273 \text{ K} = \text{Lufttemperatur in K}$$

Formel 54: Lufttemperatur T_L in K

$$T_L = 12 \text{ °C} + 273 \text{ K}$$

$$T_L = 285 \text{ K}$$

$$C_{12} = 5,103 * 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}^4}$$

$$\alpha_{SDeWWB} = 5,103 * 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}^4} * \frac{(286,82 \text{ K})^4 - (285 \text{ K})^4}{286,82 \text{ K} - 285 \text{ K}}$$

$$\alpha_{SDeWWB} = 4,771 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}}$$

3. Strahlungs- und Konvektionsanteil α_{DeWWB} :

$$\alpha_{DeWWB} = \alpha_{SDeWWB} + \alpha_{KDeWWB}$$

Formel 113: Summe α_{DeWWB} aus konvektiven Anteil und Strahlungsanteil oberer Speicherabschluss mit WWB

$$\alpha_{DeWWB} = 4,771 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}} + 2,408 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}}$$

$$\alpha_{DeWWB} = 7,179 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}}$$

4. Berechnung Wärmestrom \dot{q}_{DeWWB} :

$$\dot{q}_{DeWWB} = K_{DeWWB} * (t_{iWZWWB} - t_L)$$

Formel 114: Wärmestrom \dot{q}_{DeWWB} für oberen Speicherabschluss mit WWB

wobei K_{DeWWB}

$$K_{DeWWB} = \frac{1}{\frac{1}{k_{DeWWB}}}$$

Formel 116: Wärmedurchgangskoeffizient K_{DeWWB} ebene Wand

$$\frac{1}{k_{DeWWB}} = \frac{1}{\alpha_{iWWB}} + \frac{1}{\lambda_{IDe}} + \frac{1}{\alpha_{DeWWB}}$$

Formel 115: Wärmedurchgangswiderstand $\frac{1}{k_{DeWWB}}$ ebene Wand oberer Speicherabschluss mit WWB mit α_i

mit:

$$\alpha_{iWWB} = \text{Wärmeübergangskoeffizient innen in } \frac{W}{m^2 * K}$$

$$\alpha_{DeWWB} = \text{Wärmeübergangskoeffizient außen in } \frac{W}{m^2 * K}$$

wobei hier α_{iWWB} vernachlässigt wird.

$$\frac{1}{\lambda_{IDe}} = R = \frac{s_i}{\lambda} \text{ Wärmedurchlasswiderstand in } \frac{m^2 * K}{K}$$

$$\lambda_{IDe} = \frac{\lambda}{s_i} \text{ in } \frac{W}{m^2 * K}$$

Formel 37: Wärmedurchlasswiderstand $\frac{1}{\lambda_I}$

$s_i = \text{Schichtdicke Dämmung} = 0,11 \text{ m}$

$$\lambda_{IDe} = \frac{0,0388 \frac{W}{m * K}}{0,11 \text{ m}}$$

$$\lambda_{IDe} = 0,353 \frac{W}{m^2 * K}$$

somit folgt:

$$\frac{1}{k_{DeWWB}} = \frac{1}{\lambda_{IDe}} + \frac{1}{\alpha_{DeWWB}}$$

Formel 115.1: Wärmedurchgangswiderstand $\frac{1}{k_{DeWWB}}$ ebene Wand oberer Speicherabschluss mit WWB ohne α_i

$$\frac{1}{k_{DeWWB}} = \frac{1}{0,353 \frac{W}{m^2 * K}} + \frac{1}{7,179 \frac{W}{m^2 * K}}$$

$$\frac{1}{k_{DeWWB}} = 2,972 \frac{W}{m^2 * K}$$

$$K_{De} = \frac{1}{\frac{1}{2,972 \frac{W}{m^2 * K}}}$$

$$K_{De} = 2,972 \frac{W}{m^2 * K}$$

$$\dot{q}_{DeWWB} = 2,972 \frac{W}{m^2 * K} * (63 \text{ °C} - 12 \text{ °C})$$

$$\dot{q}_{DeWWB} = 151,572 \frac{W}{m^2}$$

5. Berechnung Wärmeabgabe Q_{DeWWB} Deckel:

$$Q_{DeWWB} = \dot{q}_{DeWWB} * A_{De}$$

Formel 117: Wärmeabgabe Q_{DeWWB} oberer Speicherabschluss mit WWB

mit:

$$A_{De} = \frac{A_B}{2}$$

Formel 65: Fläche A_{De} oberer Speicherabschluss

$$A_{De} = \frac{0,565 \text{ m}^2}{2}$$

$$A_{De} = 0,2825 \text{ m}^2$$

$$Q_{DeWWB} = 151,572 \frac{W}{m^2} * 0,2825 \text{ m}^2$$

$$Q_{DeWWB} = 42,819 \text{ W}$$

4.2.4 Berechnung der kalten Zone

1. Berechnung des äußeren Durchmessers d_{al} :

$$d_{al} = 2 * s_i + d_a$$

Formel 26: Berechnung äußerer Durchmesser d_{al}

$$d_{al} = 2 * 110\text{mm} + 600\text{mm}$$

$$d_{al} = 820\text{mm} = 0,82\text{m}$$

2. Schätzung der Mitteltemperatur $t_{mKZ1WWB}$:

$$t_{mKZ1WWB} = \frac{5}{9} * t_{iKZWWB} + \frac{1}{2} * t_a$$

Formel 118: Schätzung der Mitteltemperatur $t_{mKZ1WWB}$
kalte Zone mit WWB

wobei:

t_{iKZWWB} = Innentemperatur kalte Zone mit WWB in °C

t_L = Lufttemperatur in °C

$$t_{mKZ1WWB} = \frac{5}{9} * 20\text{ °C} + \frac{1}{2} * 12\text{ °C}$$

$$t_{mKZ1WWB} = 17,11\text{ °C}$$

3. Berechnung der rechnerischen Oberflächentemperatur t'_{oKZWWB} :

$$t'_{oKZWWB} = 2 * t_{mKZ1WWB} - t_{iKZWWB}$$

Formel 119: Berechnung der rechnerischen Oberflächentemperatur t'_{oKZWWB}
kalte Zone mit WWB

$$t'_{oKZWWB} = 2 * 17,11\text{ °C} - 20\text{ °C}$$

$$t'_{oKZWWB} = 14,22\text{ °C}$$

4. Konvektiver Anteil α_{KKZWWB} für Mantelfläche:

$$\alpha_{KKZWWB} = 1,74 * \sqrt[3]{\Delta t_{KZWWB}}$$

Formel 120: Konvektiver Anteil α_{KKZWWB} der senkrechten
Oberfläche kalte Zone mit WWB

$$\Delta t_{KZWWB} = t'_{oKZWWB} - t_L$$

Formel 121: Berechnung Temperaturdifferenz Δt_{KZWWB} zwischen
Rechnerischer Oberflächen- und Lufttemperatur kalte Zone mit WWB

t'_{oKZWWB} = rechnerische Oberflächentemperatur in °C

t_L = Lufttemperatur in °C

$$\Delta t_{KZWWB} = 14,22 \text{ °C} - 12 \text{ °C}$$

$$\Delta t_{KZWWB} = 2,22 \text{ K}$$

$$\alpha_{KKZWWB} = 1,74 * \sqrt[3]{2,22K}$$

$$\alpha_{KKZWWB} = 2,270 \frac{W}{m^2 * K}$$

5. Strahlungsanteil α_{SKZWWB} :

$$\alpha_{SKZWWB} = C_{12} * \frac{(T_{OSKZWWB})^4 - (T_L)^4}{T_{OSKZWWB} - T_L}$$

Formel 122: Wärmeübergangskoeffizient α_{SKZWWB} für Strahlungsanteil eines Wärmeüberganges kalte Zone mit WWB

wobei:

$$T_{OSKZWWB} = t'_{oKZWWB} + 273 \text{ K} = \text{Oberflächentemperatur in K}$$

Formel 123: Oberflächentemperatur $T_{OSKZWWB}$ kalte Zone mit WWB in K

$$T_{OSKZWWB} = 14,22 \text{ °C} + 273 \text{ K}$$

$$T_{OSKZWWB} = 287,22 \text{ K}$$

$$T_L = t_L + 273 \text{ K} = \text{Lufttemperatur in K}$$

Formel 54: Lufttemperatur T_L in K

$$T_{OSKZWWB} = 12 \text{ °C} + 273 \text{ K}$$

$$T_{OSKZWWB} = 285 \text{ K}$$

$$C_{12} = 5,103 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4}$$

$$\alpha_{SKZWWB} = 5,103 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4} * \frac{(287,22 \text{ K})^4 - (285 \text{ K})^4}{287,22 \text{ K} - 285 \text{ K}}$$

$$\alpha_{SKZWWB} = 4,781 \frac{W}{m^2 * K}$$

6. Strahlungs- und Konvektionsanteil α_{KZWWB} :

$$\alpha_{KZWWB} = \alpha_{SKZWWB} + \alpha_{KKZWWB}$$

Formel 124: Summe α_{KZWWB} aus konvektivem Anteil und Strahlungsanteil kalte Zone mit WWB

$$\alpha_{KZWWB} = 4,781 \frac{W}{m^2 * K} + 2,270 \frac{W}{m^2 * K}$$

$$\alpha_{KZWWB} = 7,051 \frac{W}{m^2 * K}$$

7. Berechnung des Wärmestromes \dot{q}_{RKZWWB} :

$$\dot{q}_{RKZWWB} = \frac{(t_{iKZWWB} - t_L) * \pi}{\frac{1}{2 * \lambda_I} * \ln \frac{d_{ai}}{d_a} + \frac{1}{\alpha_{KZWWB} * d_{ai}}}$$

Formel 125: Wärmestrom \dot{q}_{RKZWWB} senkrecht Rohr kalte Zone mit WWB

$$\dot{q}_{RKZWWB} = \frac{(20 \text{ °C} - 12 \text{ °C}) * \pi}{\frac{1}{2 * 0,0388 \frac{W}{m * K}} * \ln \frac{0,82 \text{ m}}{0,6 \text{ m}} + \frac{1}{7,051 \frac{W}{m^2 * K} * 0,82 \text{ m}}}$$

$$\dot{q}_{RKZWWB} = 5,99 \frac{W}{m}$$

8. Berechnung neue Oberflächentemperatur t_{oKZWWB} :

$$t_{oKZWWB} = \frac{\dot{q}_{RKZWWB}}{\alpha_{KZWWB} * d_{ai} * \pi} + t_L$$

Formel 126: rechnerische Oberflächentemperatur t_{oKZWWB} kalte Zone mit WWB

$$t_{oKZWWB} = \frac{5,99 \frac{W}{m}}{7,051 \frac{W}{m^2 * K} * 0,82 * \pi} + 12 \text{ °C}$$

$$t_{oKZWWB} = 12,33 \text{ °C}$$

Neuer Zwischenpunkt: Vergleich neue Oberflächentemperatur t_{oKZWWB} mit alter Oberflächentemperatur t'_{oKZWWB} :

$$|t'_{oKZWWB} - t_{oKZWWB}| < 0,5K$$

Formel 127: Vergleich neue mit alter Oberflächentemperatur kalte Zone mit WWB

$$|14,22 \text{ °C} - 12,33 \text{ °C}| \leq 0,5K$$

Da die neue Oberflächentemperatur mehr als 0,5 Kelvin von der zuvor errechneten Oberflächentemperatur abweicht, wird eine weitere Schleife gerechnet.

9. Berechnung der neuen Mitteltemperatur $t_{mKZ2WWB}$:

$$t_{mKZ2WWB} = \frac{t_{iKZWWB} + t_{oKZWWB}}{2}$$

Formel 128: Berechnung Mitteltemperatur $t_{mKZ2WWB}$
mittels t_o kalte Zone mit WWB

$$t_{mKZ2WWB} = \frac{20 \text{ °C} + 12,33 \text{ °C}}{2}$$

$$t_{mKZ2WWB} = 16,17 \text{ °C}$$

10. Berechnung der rechnerischen Oberflächentemperatur t'_{oKZWWB} :

$$t'_{oKZWWB} = 2 * t_{mKZWWB} - t_{iKZWWB}$$

Formel 119: Berechnung der rechnerischen Oberflächentemperatur t'_{oKZWWB}
kalte Zone mit WWB

$$t'_{oKZWWB} = 2 * 16,17 \text{ °C} - 20 \text{ °C}$$

$$t'_{oKZWWB} = 12,34 \text{ °C}$$

11. Konvektiver Anteil α_{KKZWWB} für Mantelfläche

$$\alpha_{KKZWWB} = 1,74 * \sqrt[3]{\Delta t_{KZWWB}}$$

Formel 120: Berechnung konvektiver Anteil α_{KKZWWB}
senkrechttes Rohr kalte Zone mit WWB

$$\Delta t_{KZWWB} = t'_{oKZWWB} - t_L$$

Formel 121: Berechnung Temperaturdifferenz Δt_{KZWWB} zwischen
Rechnerischen Oberflächen- und Lufttemperatur kalte Zone mit WWB

$t'_{oKZ2WWB}$ = rechnerische Oberflächentemperatur in °C

t_L = Lufttemperatur in °C

$$\Delta t_{KZWWB} = 12,34 \text{ °C} - 12 \text{ °C}$$

$$\Delta t_{KZWWB} = 0,34 \text{ K}$$

$$\alpha_{KKZWWB} = 1,74 * \sqrt[3]{0,34 \text{ K}}$$

$$\alpha_{KKZWWB} = 1,214 \frac{W}{m^2 * K}$$

12. Strahlungsanteil α_S :

$$\alpha_{SKZWWB} = C_{12} * \frac{(T_{OSKZWWB})^4 - (T_L)^4}{T_{OSKZWWB} - T_L}$$

Formel 122: Wärmeübergangskoeffizient α_{SKZWWB} für Strahlungsanteil eines Wärmeüberganges kalte Zone mit WWB

wobei:

$$T_{OSKZWWB} = t'_{oKZWWB} + 273 \text{ K} = \text{Oberflächentemperatur in K}$$

Formel 123: Oberflächentemperatur $T_{OSKZWWB}$ kalte Zone mit WWB

$$T_{OSKZWWB} = 12,34 \text{ °C} + 273 \text{ K}$$

$$T_{OSKZWWB} = 285,34 \text{ K}$$

$$T_L = t_L + 273 \text{ K} = \text{Lufttemperatur in K}$$

Formel 54: Lufttemperatur T_L in K

$$T_L = 12 \text{ °C} + 273 \text{ K}$$

$$T_L = 285 \text{ K}$$

$$C_{12} = 5,103 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4}$$

$$\alpha_{SKZWWB} = 5,103 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4} * \frac{(285,34 \text{ K})^4 - (285 \text{ K})^4}{285,34 \text{ K} - 285 \text{ K}}$$

$$\alpha_{SKZWWB} = 4,734 \frac{W}{m^2 * K}$$

13. Strahlungs- und Konvektionsanteil α :

$$\alpha_{KZWWB} = \alpha_{SKZWWB} + \alpha_{kKZWWB}$$

Formel 124: Summe α_{KZWWB} aus konvektiven Anteil und Strahlungsanteil kalte Zone mit WWB

$$\alpha_{KZWWB} = 4,734 \frac{W}{m^2 * K} + 1,214 \frac{W}{m^2 * K}$$

$$\alpha_{KZWWB} = 5,948 \frac{W}{m^2 * K}$$

14. Berechnung des Wärmestromes \dot{q}_{RKZWWB} :

$$\dot{q}_{RKZWWB} = \frac{(t_{iKZWWB} - t_L) * \pi}{\frac{1}{2 * \lambda_I} * \ln \frac{d_{al}}{d_a} + \frac{1}{\alpha_{KZWWB} * d_{al}}}$$

Formel 125: Wärmestrom \dot{q}_{RKZWWB} senkrecht Rohr kalte Zone mit WWB

$$\dot{q}_{RKZWWB} = \frac{(20 \text{ °C} - 12 \text{ °C}) * \pi}{\frac{1}{2 * 0,0388 \frac{W}{m * K}} * \ln \frac{0,82 \text{ m}}{0,6 \text{ m}} + \frac{1}{5,948 \frac{W}{m^2 * K} * 0,82 \text{ m}}}$$

$$\dot{q}_{RKZWWB} = 5,941 \frac{W}{m}$$

15. Berechnung neue Oberflächentemperatur t_{oKZWWB} :

$$t_{oKZWWB} = \frac{\dot{q}_{RKZWWB}}{\alpha_{KZWWB} * d_{al} * \pi} + t_L$$

Formel 126: neue Oberflächentemperatur t_{oKZWWB} kalte Zone mit WWB

$$t_{oKZWB} = \frac{5,941 \frac{W}{m}}{5,948 \frac{W}{m^2 * K} * 0,82 * \pi} + 12 \text{ °C}$$

$$t_{oKZWB} = 12,39 \text{ °C}$$

Neuer Zwischenpunkt: Vergleich neue Oberflächentemperatur t_{oKZWWB} mit alter Oberflächentemperatur t'_{oKZWWB} :

$$|t'_{oKZWWB} - t_{oKZWWB}| < 0,5K$$

Formel 127: Vergleich neue mit alter Oberflächentemperatur kalte Zone mit WWB

$$|12,34 \text{ °C} - 12,39 \text{ °C}| < 0,5K$$

Da die neue Oberflächentemperatur weniger als 0,5 Kelvin von der zuvor errechneten Oberflächentemperatur abweicht, wird keine weitere Schleife gerechnet. Da hier die Mantelfläche der kalten Zone betrachtet wird, muss nun noch die Höhe dieser berechnet werden.

16. Wärmeabgabe kalte Zone Q_{RKZWWB} :

Höhe Speicher: 1832 mm = 1,832 m

$$h_{KZWWB} = 20\% * h$$

Formel 96: Höhe h_{KZWWB} kalte Zone mit WWB

$$h_{KZWWB} = 20\% * 1,832m$$

$$h_{KZWWB} = 0,3664m$$

Daraus ergibt sich die Wärmeabgabe für diesen Speicherabschnitt Q_{RKZWWB} :

$$Q_{RKZWWB} = \dot{q}_{RKZWWB} * h_{KZWWB}$$

Formel 129: Wärmeabgabe Q_{RKZWWB} der senkrechten Oberfläche kalte Zone mit WWB

$$Q_{RKZWWB} = 5,941 \frac{W}{m} * 0,3664 m$$

$$Q_{RKZWWB} = 2,177 W$$

4.2.5 Berechnung des unteren Abschlusses des Speichers

$$Q_{BoWWB} = \frac{A_{Bo} * (t_{iKZWWB} - t_{Bp})}{\frac{s_I}{\lambda_I} + \frac{s_{Bo}}{\lambda_{Bo}}}$$

Formel 130: Wärmeabgabe Q_{BoWWB} ebene mehrschichtige Wand unterer Speicherabschluss mit WWB

mit:

$$A_{Bo} = \frac{A_B}{2}$$

Formel 91: Oberfläche A_{Bo} Boden

$$A_{Bo} = \frac{0,565 m^2}{2}$$

$$A_{Bo} = 0,2825 m^2$$

$$s_I = \text{Schichtdicke Isolierung} = 0,11 m$$

$$\lambda_I = \text{Wärmeleitfähigkeit Isolierung} = 0,0388 \frac{W}{m * K}$$

$$s_{Bo} = \text{Schichtdicke Boden} = 0,3 m \text{ (angenommener Wert)}$$

$$\lambda_{Bo} = \text{Wärmeleitfähigkeit Stahlbeton} = 1,3 \frac{W}{m * K}^{86} \text{ (Boden aus angenommen)}$$

$$t_{iKZWWB} = \text{Innentemperatur Speicher am Boden} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

⁸⁶ BERGER, 1962, S. 184

$$t_{Bp} = t_L = \text{Temperatur Bodenplatte} = 12 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q_{BoWWB} = \frac{0,2827 \text{ m}^2 * (20 \text{ }^\circ\text{C} - 12 \text{ }^\circ\text{C})}{\frac{0,11 \text{ m}}{0,0388 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}} + \frac{0,3\text{m}}{1,3 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}}}$$

$$Q_{BoWWB} = 0,738 \text{ W}$$

4.2.6 Gesamtwärmeabgabe Speicher

$$Q_{GesWWB} = Q_{RWZWWB} + Q_{RKZWWB} + Q_{DeWWB} + Q_{BoWWB}$$

Formel 131: Gesamt Wärmeabgabe Speicher Q_{GesWWB} mit WWB

$$Q_{GesWWB} = 55,88 \text{ W} + 2,177 \text{ W} + 42,819 \text{ W} + 0,738 \text{ W}$$

$$Q_{GesWWB} = 101,614 \text{ W}$$

$$Q_{JahrWWB} = Q_{GesWWB} * d_{WWB}$$

Formel 132: Wärmeabgabe pro Jahr Speicher $Q_{JahrWWB}$ mit WWB

wobei:

d_{WWB} = Zeit in h mit Temperaturbeaufschlagung des Speichers

$$d_{WWB} = D_{WWB} * 24 \frac{\text{h}}{\text{Tag}}$$

Formel 133: Zeit mit Temperaturbeaufschlagung

D_{WWB} = Anzahl Tage mit Temperaturbeaufschlagung = 365 Tage pro Jahr

$$d_{WWB} = 365 \frac{\text{Tage}}{\text{Jahr}} * 24 \frac{\text{h}}{\text{Tag}}$$

$$d_{WWB} = 8760 \frac{\text{h}}{\text{Jahr}}$$

$$Q_{JahrWWB} = 101,614 \text{ W} * 8760 \frac{\text{h}}{\text{Jahr}}$$

$$Q_{JahrWWB} = 890.138,64 \frac{\text{Wh}}{\text{Jahr}} = 890 \frac{\text{kWh}}{\text{Jahr}}$$

5. Programmablaufplan

In diesem Abschnitt wird näher auf die Programmablaufpläne (siehe Anhangshefter: Anhang 4: Programmablaufpläne) eingegangen.

Diese wurden mittels PAP-Designer Version 2.2.0.8.03 erstellt.

Dieses Programm ermöglicht es, einen Programmablaufplan mit Symbolen der DIN 66001 zu gestalten.

In Abbildung 22 sind die verwendeten Symbole nach DIN 66001 dargestellt und bezeichnet.

Übersicht über Symbole nach DIN 66001

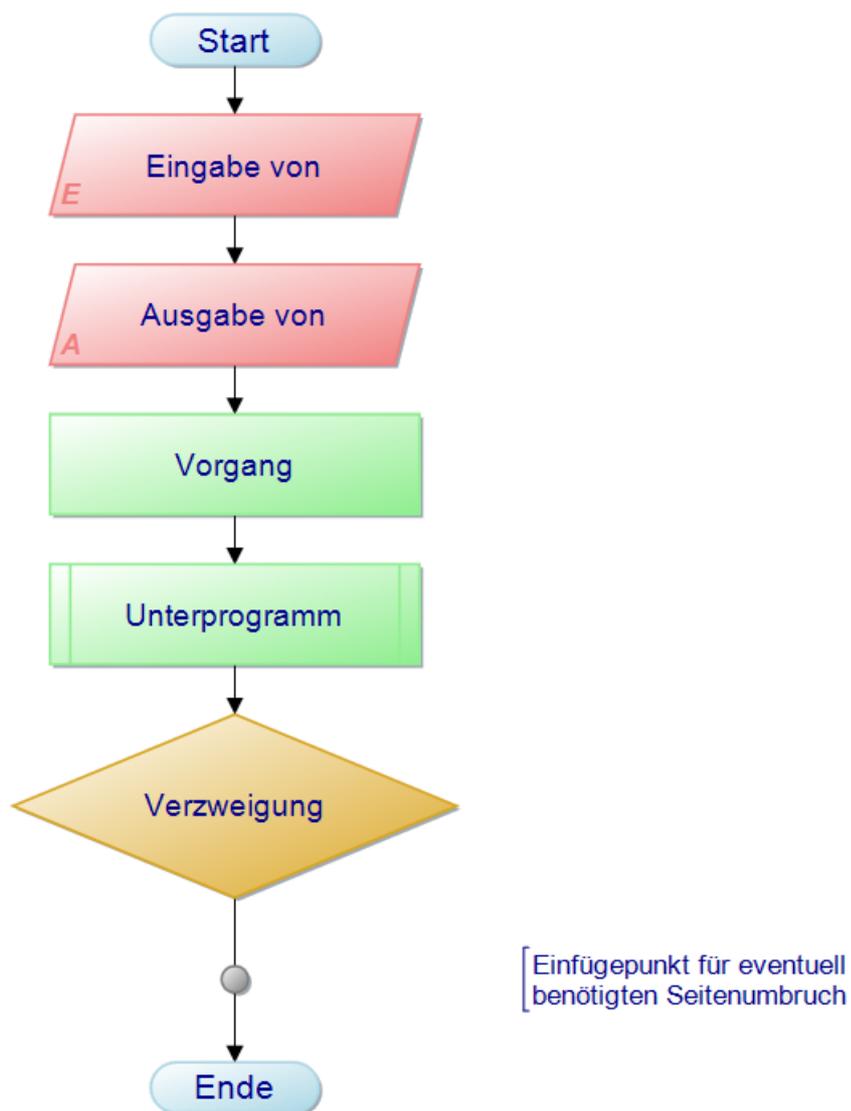


Abbildung 22: Symbole nach DIN 66001

Zur Erstellung der Programmablaufpläne wurden die Beispielrechnungen aus den Punkten 4.1 und 4.2 als Grundlage verwendet.

Da hier bereits als Erstes unterschieden wird, ob der betrachtete Speicher mit oder ohne Warmwasserbereitung ist, bieten sich hierfür Unterprogramme an. Dies trägt zur Übersichtlichkeit der Programmablaufpläne bei, da somit die Anzahl der Daten und Information pro Programmablaufplan geringer werden.

Ebenso wurden Unterprogramme für die einzelnen Zonen der betrachteten Speicher eingefügt.

In Abbildung 23 sind diese für einen Speicher mit Warmwasserbereitung dargestellt.

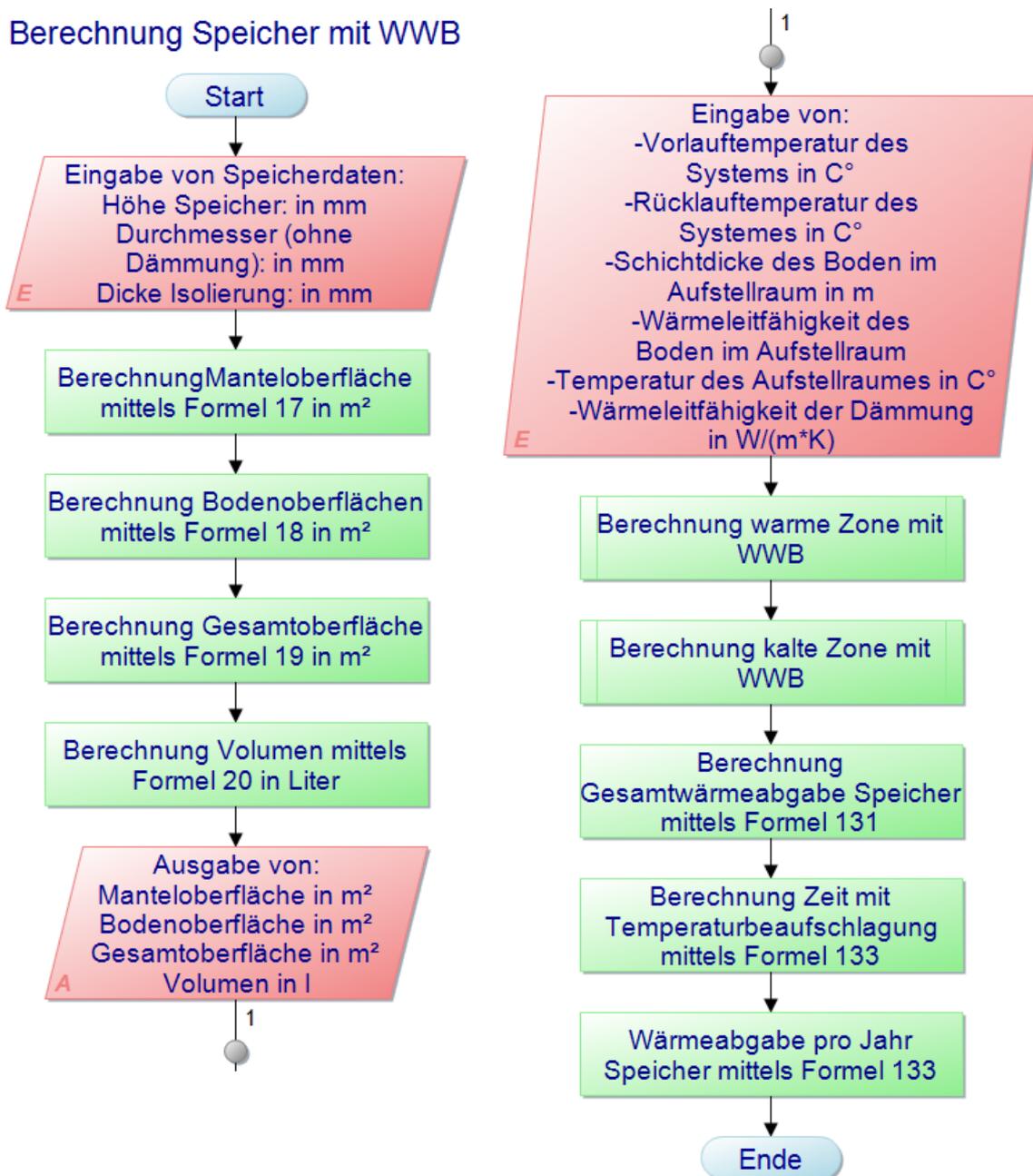


Abbildung 23: Unterprogramme für Speicher mit Warmwasserbereitung

Da die Speicher mit Warmwasserbereitung nur in warme und kalte Zone unterteilt sind, werden auch nur zwei Unterprogramme benötigt. Bei Speichern ohne Warmwasserbereitung wird jedoch jeweils ein Unterprogramm für die warme, die mittlere und die kalte Zone benötigt.

Der erstellte Programmablaufplan soll dazu dienen, dass ein Programmierer, der sich mit der hier beschriebenen Materie nicht auskennt, trotzdem ein funktionierendes Programm erstellen kann. Dafür benötigt er den Programmablaufplan, einschließlich aller Unterprogramme und die Diplomarbeit, da in den Ablaufplänen ausschließlich Formelnummern vergeben wurden.

6. Fazit

Um zu veranschaulichen, welche Kosten die ungewollte Wärmeabgabe der betrachteten Pufferspeicher verursachen, wird die errechnete Wärmeabgabe des Speichers ohne Warmwasserbereitung ($435 \frac{kWh}{Jahr}$) mit einem Preis pro Kilowattstunden multipliziert. Hierzu wird als Energieträger für die Beheizung Gas angenommen. Als Preis für die Kilowattstunde wird 7,02 Cent⁸⁷ angesetzt, wobei der Wirkungsgrad des Heizgerätes vernachlässigt wird.

Somit ergibt dies $30,54 \frac{Euro}{Jahr}$.

Das Gleiche wird ebenso für den Speicher mit Warmwasserbereitung durchgeführt. Dieser hat eine errechnete Wärmeabgabe von ($890 \frac{kWh}{Jahr}$). Damit ergibt sich eine Jahressumme von $62,48 \frac{Euro}{Jahr}$.

Um diese Werte noch besser zu veranschaulichen, wird der aktuelle Jahresdurchschnittswärmebedarfswert pro m² (Jahreswärmebedarf = Nutzenergiebedarf)⁸⁸ für Gebäude in Deutschland angesetzt.

Dieser beträgt $160 \frac{kWh}{Jahr*m^2}$ ⁸⁹ ohne Warmwasserbereitung. Wenn man diesen Wert mit dem Gaspreis von 7,02 Cent⁹⁰ multipliziert, errechnet sich ein Betrag von $11,23 \frac{Euro}{m^2*Jahr}$ für die jährlichen Heizkosten eines deutschen Haushalt.

In diesem Beispiel wird von einem Einfamilienhaus mit 200 m² Wohnfläche ausgegangen.

Somit ergeben sich die Wärmekosten ohne Warmwasserbereitung für dieses Gebäude durch die Multiplikation von $11,23 \frac{Euro}{m^2*Jahr}$ und 200 m². Das Ergebnis beträgt $2246 \frac{Euro}{Jahr}$. Damit beträgt der Anteil der Kosten für Wärmeabgabe des Pufferspeichers nur 1,36 % an den Gesamtheizkosten.

Im Berechnungsfall mit Warmwasserbereitung wird angenommen, dass in diesem 200 m² Einfamilienhaus 4 Personen leben. Die Wärmekosten für die Heizung bleiben bei $2246 \frac{Euro}{Jahr}$, jedoch wird ein Warmwasserbedarf von $45 \frac{l}{Person*Tag}$ ⁹¹ bei 45 °C Auslauftemperatur angesetzt. Somit muss dieser Wert mit 4 Personen, 365 Tagen pro Jahr, 35 K (10 °C Kaltwassertemperatur angesetzt) und $1,163 \frac{Wh}{kg*K}$ multipliziert werden. Dies ergibt einen Betrag von $2674 \frac{kWh}{Jahr}$, wobei hier angenommen wurde, dass 1

⁸⁷ Online: Energieheld (11.08.2016 9:00 Uhr)

⁸⁸ Online: Heizkostenrechner (11.08.2016 9:00 Uhr)

⁸⁹ Online: Energieheld (11.08.2016 9:00 Uhr)

⁹⁰ Online: Energieheld (11.08.2016 9:00 Uhr)

⁹¹ BÄCK; MILLER; PATZELT: Tabellenbuch Anlagenmechanik 2011, Seite 244 Tabelle 244.3

Liter Wasser 1 kg entspricht. Diesen Wert multipliziert man mit 7,02 Cent⁹² und erhält die Kosten für die Warmwasserbereitung mit Gas von $187,71 \frac{\text{Euro}}{\text{Jahr}}$. Diesen Wert addiert man mit den Kosten für den Heizbetrieb und erhält die Gesamtkosten für Heizung und Warmwasserbereitung von $2433,71 \frac{\text{Euro}}{\text{Jahr}}$. Damit beträgt hier der Anteil der Wärmeabgabekosten des Speichers ($62,48 \frac{\text{Euro}}{\text{Jahr}}$) 2,57% an den gesamten Gaskosten pro Jahr.

Da sich jedoch der Jahresdurchschnittswärmebedarfswert von $160 \frac{\text{kWh}}{\text{Jahr} \cdot \text{m}^2}$ ⁹³ auf den gesamten Gebäudebestand der Bundesrepublik Deutschland bezieht, und solche energetischen Betrachtungen eher im Neubau sinnvoll sind, wird im folgenden Beispiel der Anteil der Wärmeabgabe des betrachteten Pufferspeichers auf den Jahresheizwärmebedarfs eines „Passivhauses Classic“⁹⁴ dargestellt. Dieser beträgt maximal $60 \frac{\text{kWh}}{\text{Jahr} \cdot \text{m}^2}$ ⁹⁵. Somit ergeben sich für ein solches Einfamilienhaus mit 200 m² Wohnfläche Heizkosten in Höhe von 842,40 Euro, wobei hier davon ausgegangen wird, dass für die Beheizung Gas eingesetzt wird. Dies ist in der Praxis jedoch nicht umsetzbar und dient hier nur zum Vergleich. Addiert man dazu die Kosten für die Warmwasserbereitung von 187,71 Euro ergibt dies einen Gesamtwert von 1030,11 Euro. Somit ist der Anteil der Wärmeabgabe eines Pufferspeichers ohne Warmwasserbereitung bei 3,63 % und bei einem Pufferspeicher mit Warmwasserbereitung bei 6,07 %.

Es ist aber zu beachten, dass die abgegebene Wärme nicht unbedingt als „verloren“ anzusehen ist, da sich der Speicher innerhalb der thermischen Hülle des Gebäudes befindet.

Im Anschluss an diese Diplomarbeit sollte ein Programm nach den Programmablaufplänen (siehe Anhang 4) erstellt werden. Ebenso wäre es sinnvoll, einen Versuchsaufbau mit einem Speicher aufzubauen und Messreihen über die tatsächliche Wärmeabgabe des Speichers durchzuführen, denn in der vorliegenden Arbeit wurde bei den Berechnungen verschiedene Grundannahmen getroffen. So wurden zum Beispiel die Aufstellfüße beziehungsweise Aufstellringe nicht betrachtet.

Durch diese ermittelten Werte kann ein Vergleich zwischen Theorie und Praxis gezogen werden.

Zum Abschluss möchte ich mich bei meinen Betreuern Herrn Prof. Dipl. Ing. Schenker und Herrn Prof. Dr. Ing. Reichel für die Unterstützung zur Erstellung dieser Arbeit bedanken.

⁹² Online: Energieheld (11.08.2016 9:00 Uhr)

⁹³ Online: Energieheld (11.08.2016 9:00 Uhr)

⁹⁴ Online: Passivhaustagung (11.08.2016 9.00 Uhr)

⁹⁵ Online: Passivhaustagung (11.08.2016 9.00 Uhr)

Literaturverzeichnis

BÄCK, Hans Joachim; MILLER, Wolfgang; PATZELT, Otmar: Tabellenbuch: Anlagentechnik Sanitär-, Heizungs- und Klimatechnik, 1. Auflage Berlin, 2011

Bauplattform: Wärmebrücke

In: <http://www.bauplattform.de/encycloped/lex/waermebruecke.html>

Letzter Zugriff: 30.07.2016

BERGER, Ing. Paul: Technische Formeln, 4. Verbesserte Auflage, Leipzig, 1962

Blog.kmt: Laminar vs. turbulent

In: http://blog.kmt-waterjet.de/wp-content/uploads/2014/03/18_Laminar-v-Turbulent-flow.png

Letzter Zugriff: 01.08.2016

BÖCKH, Peter von: Wärmeübertragung, Grundlagen und Praxis. 2. Auflage, Berlin, 2006

Bosy: Hydraulische Schaltungen

In: http://images.google.de/imgres?imgurl=http://www.bosy-online.de/hydraulischeSchaltungen/Hydraulische_Weiche-Betriebszustaende-Uponor.jpg&imgrefurl=http://www.bosy-online.de/Hydraulische_Weiche.htm&h=174&w=500&tbid=SIQcWY6jPDnnRM:&tbnh=90&tbnw=259&docid=bbW2NxHV30QUEM&usq=__tPLs2xgHjjRG5qDv6g6GoqoHkYE=&sa=X&sqi=2&ved=0ahUKEwit57Wa1eDNAhVJWYwKHQ1zAPkQ9QEIJzAB

Letzter Zugriff: 07.07.2016

Chemgapedia: Wärmeübergang. In:

<http://www.chemgapedia.de/vsengine/vlu/vsc/de/ch/10/waermetransport/waermeuebergang/waermeuebergang.vlu.html>

Letzter Zugriff: 30.07.2016

Chemie-Lexikon: Stefan-Boltzmann-Gesetz

In: <http://www.chemie.de/lexikon/Stefan-Boltzmann-Gesetz.html>

Letzter Zugriff: 16.08.2016

Chemie-Lexikon: Nusselt-Zahl

In: <http://www.chemie.de/lexikon/Nusselt-Zahl.html>

Letzter Zugriff: 30.07.2016

Chemie: Biot-Zahl

In: <http://www.chemie.de/lexikon/Biot-Zahl.html>

Letzter Zugriff: 30.07.2016

Eccuro Pufferspeicher

In: <https://www.eccuro.com/artikel/200-pufferspeicher-aufbau-funktion-und-vorteile>

Letzter Zugriff: 29.07.2016

Energieheld In: <http://www.energieheld.de/> (NEU)
Letzter Zugriff: 11.08.2016

Energielexikon: Pufferspeicher
In: <https://www.energie-lexikon.info/pufferspeicher.html>
Letzter Zugriff: 29.07.2016

FALTIN, Hans: Technische Wärmelehre. Berlin, 1964

Gabler: Wirtschaftslexikon
In: <http://wirtschaftslexikon.gabler.de/Definition/erneuerbare-energien.html>
Letzter Zugriff: 29.07.2016

Grips-Mathe: Grafiken
In: http://www.br.de/grips/faecher/grips-mathe/grips-mathe-22-grafiken122~_v-img__16__9__m_-4423061158a17f4152aef84861ed0243214ae6e7.gif?version=3229f
Letzter Zugriff: 30.07.2016

HARTMANN, Annett: Wärme- und Stofftransport in gekrümmten Kanälen beim Übergang von freier zu erzwungener Konvektion: Dissertation Technische Universität München. München 2002
In: <https://mediatum.ub.tum.de/doc/601855/601855.pdf>
Letzter Zugriff: 30.07.2016

Haustechnikdialog: Forum. In:
<http://www.haustechnikdialog.de/forum/t/177541/Microzi>
Letzter Zugriff: 30.07.2016

Heizkostenrechner: In: <http://heizkostenrechner.eu/energiebedarf-berechnen.html>
11.08.2016

IKZ- Haustechnik: Schichtarbeit zwischen Kessel und Heizkreis. In: IKZ-Haustechnik: Magazin für Gebäude- und Energietechnik, 12/Juni 2015, S. 46-51

Innovationsreport: Bericht 81917
In: <http://www.innovations-report.de/html/berichte/unternehmensmeldung/bericht-81917.html>
Letzter Zugriff: 31.07.2016

IWU Klimadaten
In: <https://www.dwd.de>
Letzter Zugriff: 10.08.2016

KÜMMEL, Wolfgang: Technische Strömungsmechanik: Theorie und Praxis. 1. Auflage, 2004

Lernhelfer: Wärmestrahlung
In: <https://www.lernhelfer.de/schuelerlexikon/physik/artikel>
Letzter Zugriff: 31.07.2016

Lorenz-Behälterbau: Pufferspeicher
In: <http://www.lorenz-behaelterbau.de/pufferspeicher.html>
Letzter Zugriff: 29.07.2016

LV-Soft: Berechnung gewölbter Böden
In: <http://www.lv-soft.de/neuheiten/atlas8/info/b3.htm>
Letzter Zugriff: 26.09.2016

Mathematical Engineering: Konvektion. In: <http://me-lrt.de/warme-stoff-transport-konvektion>
Letzter Zugriff: 30.07.2016

Passivhaustagung In: <http://www.passivhaustagung.de/de/passivhaus-institut-erweitert-geb%C3%A4ude-zertifizierung-um-neue-klassen>
Letzter Zugriff: 11.08.2016

PFEFFER, Gerd: Konvektion. In: http://www.gerd-pfeffer.de/atm_konvektion.html
Letzter Zugriff: 28.07.2016

REISER, Klaus, Fachwissen Kältetechnik. 5. Überarbeitete Auflage, Berlin, 2012

SCHENKER, David: Technischer und wirtschaftlicher Vergleich der Wärmepumpen am Versuchsstandes der Staatlichen Studienakademie Glauchau: Diplomarbeit Staatlichen Studienakademie Glauchau . Glauchau 2011

In: <https://opus.bauglauchau.de/frontdoor/index/index/start/0/rows/10/sortfield/score/sortorder/desc/searchtype/simple/query/David+schenker/docId/1627>

Letzter Zugriff: 10.08.2016

SBZ-Monteur: Gegen Wärmewanderschaft
In: <http://www.sbz-monteur.de/2013/12/10/gegen-warme-wanderschaft/>
Letzter Zugriff: 30.07.2016

SCHWAIGERER, Dr. Ing. Siegfried: Rohrleitungen, Theorie und Praxis, Berlin, 1967

Schweizer-FN: Wärmeleitung
In: <http://www.schweizer-fn.de/waerme/waermeleitung/waermeleitung.php>
Letzter Zugriff: 30.07.2016

Schweizer-FN: Wärmeübergang
In: http://www.schweizer-fn.de/waerme/waermeuebergang/waerme_uebergang.php/waermestrahlung
Letzter Zugriff: 30.07.2016

TU Ilmenau: Maschinenbau
In: <http://www.maschinenbau.tu-ilmenau.de/mb/wwwtd/m2twin/images/grund.pdf>
Letzter Zugriff: 30.07.2016

VDI 2055 Blatt 1: „Wärme- und Kälteschutz von betriebstechnischen Anlagen in der Industrie und in der Technischen Gebäudeausrüstung“, 9/2008

VDI Wärmeatlas: Berechnungsblätter für den Wärmeübergang, Herausgeber: Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC), sechste erweiterte Auflage, VDI Verlag

WANDINGER, Prof. Dr. Johannes: Dünnwandige Druckbehälter
In: http://wandinger.userweb.mwn.de/TM2/v2_2.pdf
Letzter Zugriff: 26.08.2016

Wärmeleitung
In: <http://me-lrt.de/warme-stoff-transport-waermeleitung>
Letzter Zugriff: 30.07.2016

Westech-Solar: Pufferspeicher
In: <http://www.westech-solar.com/katalog/PSF-1500-Pufferspeicher-mit-100-mm-Eco-Skin-Isolierung>
Letzter Zugriff: 31.07.2016

Wikipedia: Spannung
In: <https://de.wikipedia.org/wiki/Datei:Spannung2.svg>
Letzter Zugriff: 29.07.2016

Anhangsverzeichnis und Anhang

1. Speicher am Markt (siehe Anhangshefter)
2. Speicher Beispiel ohne WWB (siehe Anhangshefter)
3. Forschungsinstitut für Wärmeschutz e.V. München
4. Programmablaufpläne (siehe Anhangshefter)
5. Speicher Beispiel mit WWB (siehe Anhangshefter)

Forschungsinstitut für Wärmeschutz e.V. München



Wärmeleitfähigkeit nach EN 12667

Prüfbericht Nr: F.2-26/11

Antragsteller: C A R U S O GMBH, 96237 Ebersdorf bei Coburg
 Materialbezeichnung: " CARUSO-ISO-BOND "
 Materialbeschreibung: Wärmedämmstoff aus Polyesterfaservlies
 (lt. Antragsteller) Mittlere Dicke der übersandten Platten: ca. 110 mm
 Mittlere Rohdichte: ca. 15 kg/m³
 Probenahme: Durch Antragsteller im November 2010 übersandt.
 Wareneingang: Nr. 3615 vom 29.11.2010
 Prüfeinrichtung: Gerät für das Zweiplattenverfahren nach EN 12667:
 Heizplatte 500 x 500 mm mit Heizring 800 x 800 mm
 Vorbereitung und Einbau: Einbaudicke¹⁾: 0.1100 m Einbaumasse¹⁾: 0.4070 kg
 Probenfläche: 0.2500 m² Rohdichte¹⁾: 14.8 kg/m³
 Bemerkung: Die Probekörper wurden im Anlieferungszustand in die Messapparatur eingebaut.

Messwerte:

Versuch Nr	Wärmestrom W	Temperatur der		Mitteltemperatur der Probe °C	Temperatur- differenz an der Probe K	Wärmeleitfähigkeit W/(m·K)
		warmen Probenoberfläche °C	kalten °C			
1	2.777	18.0	2.2	10.1	15.8	0.0388
2	----	----	----	----	----	----
3	----	----	----	----	----	----
4	----	----	----	----	----	----
5	----	----	----	----	----	----

Messunsicherheit: < 2%

Angaben über das Material nach der Messung bis 18 °C Warmseite: ¹⁾ Mittelwerte (zwei Probekörper)

Ausbaudicke¹⁾: 0.1100 m Ausbaumasse¹⁾: 0.4070 kg
 Rohdichte¹⁾: 14.8 kg/m³ Masseänderung: 0.0 %

Bemerkung: --

Ergebnisse:

Mitteltemperatur °C	10	---	---	---	---	---	---	---	---
Wärmeleitfähigkeit W/(m·K)	0.0388	---	---	---	---	---	---	---	---

Beurteilung: Der Messwert der Wärmeleitfähigkeit gilt für den trockenen Zustand des geprüften Materials und stellt keinen Bemessungswert der Wärmeleitfähigkeit nach DIN 4108 dar.

Bemerkung: -----

Gräfelfing, den 02.12.10 Sachgebietsleiter:

Dipl.-Ing.(FH) C. Karrer

Prüfer:

A. Bergler

Prüfergebnisse beziehen sich nur auf Prüfgegenstände. Eine auszugsweise Veröffentlichung oder Wiedergabe des Prüfberichts ist nur mit vorheriger schriftlicher Genehmigung des FIW München zulässig.

Forschungsinstitut für Wärmeschutz e.V. München
 Lochhamer Schlag 4 · D-82166 Gräfelfing

Telefon +49 (0)89 8 58 00-0 · Telefax +49 (0)89 8 58 00-40
 info@fiw-muenchen.de · www.fiw-muenchen.de

Ehrenwörtliche Erklärung

„Ich erkläre hiermit ehrenwörtlich“,

1. dass ich meine Diplomarbeit mit dem Thema: „Untersuchungen zum Einfluss der Wärmeverluste von Pufferspeichern auf die Energieeffizienz von Gebäudeheizungsanlagen“
ohne fremde Hilfe angefertigt habe,
2. dass ich die Übernahme wörtlicher Zitate aus der Literatur sowie die Verwendung der Gedanken anderer Autoren an den entsprechenden Stellen innerhalb der Arbeit gekennzeichnet habe und
3. dass ich meine Diplomarbeit bei keiner anderen Prüfung vorgelegt habe.

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

Ort, Datum

Unterschrift