
Forschungsprogramm
Umgebungswärme, Kälte, Abwärme

Wärmequelle Luft für Retrofitwärmepumpen

ausgearbeitet durch
Martin Deller, Dipl. Masch. Ing. FH
Prof.Dr. Thomas Kopp, Dipl. Masch. Ing. ETH
Hochschule für Technik, Rapperswil
Institut für Energietechnik
Oberseestrasse 10, CH-8640 Rapperswil
mdeller@hsr.ch, tkopp@hsr.ch

Markus Studer
EMPA, Abteilung Akustik / Lärmbekämpfung

Unter Mitwirkung von
Daniel Trüssel, Dipl. Ing. FH
Kälte- Wärme- Technik AG
CH-3123 Belp

Kurt Eggenschwiler, Dipl. Elektroing. ETH
Karl Baschnagel, Dipl. Akustiker SGA
EMPA, Abteilung Akustik / Lärmbekämpfung
CH-8600 Dübendorf

im Auftrag des
Bundesamtes für Energie

Zusammenfassung

Das Ziel der vorliegenden Untersuchung besteht in der Verbesserung einer Wärmepumpe, bei der mit Hilfe eines Luftkühlers und eines Wärmeträgermediums Wärme aus der Umgebungsluft in den Verdampfer transportiert wird.

Es wird ein erstes Rechenmodell des Luftkühlers, der Rohrleitung und des Verdampfers gebildet, das acht verschiedene Wärmeträgermedien bezüglich Druckverlust im System und Wärmeübertragungseigenschaften vergleicht. Es sind dies:

- Propylenglykol Aseol-Solera 81-72 (45 Vol-%)
- Monoethylenglykol (40 Vol-%)
- Tyfoxit F30
- CaCl_2 -Wasser-Lösung (24 Vol-%)
- Methanol-Wasser-Lösung (31 Vol-%)
- Ethanol-Wasser-Lösung (42 **Massen**-%)
- Temper -30
- Antifrogen KF (64 Vol-%)

Das Wärmeträgermedium Aseol-Solera 81-72 weist die schlechtesten Eigenschaften auf. Tyfoxit F30 und die CaCl_2 -Lösung sind bezüglich Korrosion sehr problematisch. Die beiden Alkohol-Lösungen können nur bedingt eingesetzt werden, da sie Flammpunkte im Bereich der Raumtemperatur aufweisen. Tyfoxit F30 und Antifrogen KF sind etwa gleichwertig. Im Betrieb zeigt sich die Korrosivität von Temper. Antifrogen KF kann auch korrosiv sein, da es ebenfalls auf der Basis von Kaliumformiat aufbaut.

Eine Anlage mit einer Heizleistung von 20 kW wurde mit Propylenglykol Aseol-Solera 81-72 (30 Vol-%) in Betrieb genommen. Während der Versuchsphase wurde Aseol-Solera durch Temper-20 von Aspen ausgetauscht. Durch die besseren Wärmeübertragungseigenschaften von Temper werden um ca. 6.5% höhere Leistungszahlen erreicht.

Messungen des soelseitigen Druckverlustes eines 9.5 kW Luftkühlers haben gezeigt, dass die Anschlüsse etwa vier mal mehr Druckverlust verursachen als der Luftkühler selbst. In den Anschlüssen und den Rohrleitungen liegt also noch ein beträchtliches Optimierungspotential.

Der Ventilator des Luftkühlers weist bei eisfreien Lamellen und einer Drehzahl von 375 min^{-1} einen Wirkungsgrad von ca. 14 % auf. Die Schaufelgeometrie und die Strömungsführung sollten verbessert werden. Da der Ventilator direkt am Gehäuse des Luftkühlers montiert ist, werden unnötige Lärmemissionen verursacht.

Ein weiteres Rechenmodell des vereisten Luftkühlers berechnet den Wärmedurchgangskoeffizient k in Funktion der Eisdicke und der Wärmeleitfähigkeit λ von Eis. Die Wärmeleitfähigkeit von Eis (bzw. Schnee) liegt zwischen 0.036 W/mK und 2.2 W/mK. Die im vorliegenden Betriebspunkt zu erwartende Wärmeleitfähigkeit liegt bei ca. 0.05 W/mK. Bei hohen λ -Werten (0.5 W/mK bis 1.5 W/mK) steigt der k -Wert von ca. 17 W/m²K mit zunehmender Vereisung leicht an. Bei einer Eisdicke von 1 mm beträgt er ca. 19 W/m²K. Danach sinkt er wieder und beträgt bei 1.5 mm wieder etwa 17 W/m²K. Nimmt die Eisdicke weiter zu, fällt der k -Wert steil ab. Bei kleineren λ -Werten (0.05 W/mK bis 0.09 W/mK) fällt der k -Wert kontinuierlich. Bei einer Eisdicke von ca. 1.5 mm und $\lambda = 0.05 \text{ W/mK}$ beträgt er noch ca. 12 W/m²K und fällt danach, wie bei grossen λ -Werten, relativ steil ab.

Der Druckverlust steigt bei einsetzender Vereisung bis zu einer Eisdicke von ca. 1.5 mm nur leicht, darüber jedoch stärker an. Dieser Anstieg ist bei der untersuchten Anlage etwa an der selben Stelle, wie der Abfall des k -Wertes. Der Differenzdruck über dem Luftkühler (luftseitig) kann also als Abtaukriterium genutzt werden.

Im Betrieb zeigen sich allerdings noch einige Probleme. Beispielsweise initiieren Windböen und sehr schnelles Vereisen unnötige Abtauvorgänge.

Die EMPA führte Geräuschmessungen an zwei Luftkühlern gemäss der Norm EN ISO 3746:1995 durch. Bei der grossen Anlage beträgt der A-bewertete Schallleistungspegel $L_{WA} = 70 \text{ dB}$, bei der kleinen ist $L_{WA} = 67 \text{ dB}$.

Summary

The goal of this investigation is to improve a heat pump. The heat of the surrounding area is transported by means of an air cooler and a heat transfer medium into the evaporator.

A preliminary mathematical model of an air cooler was developed. This model consists of the air cooler, the piping and the evaporator. The model compares eight different heat transfer media with regard to pressure loss and heat transport properties.

- Propylenglykol Aseol-Solera 81-72 (45 Vol-%)
- Monoethyleneglykol (40 Vol-%)
- Tyfoxit F30
- CaCl_2 -water-solution (24 Vol-%)
- Methanol- water-solution (31 Vol-%)
- Ethanol- water-solution (42 Mass-%)
- Temper -30
- Antifrogen KF (64 Vol-%)

Aseol-Solera 81-72 exhibits the worst properties. Tyfoxit F30 and the CaCl_2 -solution are very problematical in view of corrosion. Both alcohol solutions can only be used within a limited range because the flash points are in the zone of room temperature. Tyfoxit F30 and Antifrogen KF have about the same properties. During operation the corrosive effect of Temper has attracted attention. Antifrogen KF can also be corrosive because of the potassium formate basis.

A plant with a heating power of 20 kW was first operated with Aseol- Solera. After some time Temper-20 was tested. Due to its heat transfer properties the efficiency with Temper-20 is 6.5% higher.

The pressure loss on the brine side of the connections of a 9.5 kW air cooler is four times higher than the pressure loss of the air cooler itself. The connections and the piping have a great potential for optimisation.

The efficiency of the ventilator of the air cooler is about 14% in iceless conditions at a rotational speed of 375 min^{-1} . The geometry of the vanes and the direction of flow should be optimised. Because the ventilator is directly fixed to the housing of the air cooler, vibrations are transmitted from the ventilator to the housing. This causes a lot of unnecessary noise.

A further mathematical model of the air cooler in freezing conditions computes the heat transfer coefficient k versus the thickness of the ice layer and the thermal conductivity λ of the ice. The thermal conductivity of ice (or snow) is between 0.036 W/mK and 2.2 W/mK. The value of λ at the working point in the conditions above is about 0.05 W/mK. If λ is high (0.5 W/mK up to 1.5 W/mK) the value of k increases from 17 W/m 2 K to about 19 W/m 2 K at a thickness of the ice layer of 1 mm. Afterwards k decreases to about 17 W/m 2 K at an ice layer thickness of 1.5 mm. Then k decreases rapidly. If λ is low (0.05 W/mK up to 0.09 W/mK) the value of k decreases continuously. At an ice layer thickness of 1.5 mm the value of k is about 12 W/m 2 K (at $\lambda = 0.05 \text{ W/mK}$). From an ice thickness of about 1.5 mm k decreases rapidly as well.

The pressure loss on the air side of the air cooler increases very slow at the beginning of freezing. However, after a thickness of the ice of about 1.5 mm it increases much more. In the analysed system this rise is located at about the same ice thickness at which the k value decreases rapidly. The difference of pressure of the air cooler (on the air side) can therefore be used as criterion for defrosting.

However, there are still some problems in the operation. Wind gusts and too rapid freezing, for example, cause unnecessary defrosting cycles.

The EMPA has measured the noise of two air cooler according to the norm EN ISO 3746:1995. The A-weighted sound power level for the big plant is $L_{wA} = 70 \text{ dB}$ and for the small plant $L_{wA} = 67 \text{ dB}$.

Inhaltsverzeichnis

1. AUSGANGSSITUATION.....	6
2. PROJEKTZIELE.....	7
3. BESCHREIBUNG DES UNTERSUCHTEN SYSTEMS.....	8
4. WÄRMETRÄGER MEDIUM	11
4.1 Berechnungen mit den verschiedenen Wärmeträgern	12
4.1.1 Verdampferleistung bei -15°C	12
4.1.2 Volumenstrom des Wärmeträgermediums (Sole).....	14
4.1.3 Berechnung der Umwälzpumpenleistung	14
4.1.4 Wärmeübergang	17
4.1.5 Vergleich der Wärmeträgermedien.....	18
4.1.6 Vergleich zwischen Propylenglykol (Aseol-Solera) und Temper-20	21
5. ROHRDIMENSIONIERUNG DER GROSSEN MASCHINE.....	23
6. MODELL DES VEREISTEN LUFTKÜHLERS.....	24
6.1 Berechnung des k-Wertes des Luftkühlers.....	24
6.2 Druckverlustberechnung des Luftkühlers luftseitig.....	29
6.2.1 Druckverlust des Rohrbündels.....	29
6.2.2 Druckverlust der durchströmten Rippen.....	31
6.3 Druckverlust beim Ein- und Austritts des Ventilators	33
6.4 Ventilationsleistung	34
6.5 Aufbau des Modells, Berechnungsalgorithmus.....	34
6.6 Ergebnisse	35
6.6.1 Druckverlust und Ventilatorleistung.....	35
6.6.2 Einfluss der Wärmeleitfähigkeit des Eises	38
7. MESSUNGEN.....	39
7.1 Ventilatorkennlinie.....	39
7.1.1 Vergleich Messung und Rechnung.....	41
7.2 soleseitiger Druckverlust des Luftkühlers	41
7.2.1 Druckverlust im Hauptröhre.....	42
7.2.2 Druckverlust der Schweißnähte.....	42
7.2.3 Druckverlust Hauptröhre \rightarrow Kupferrohr	42
7.2.4 Druckverlust Kupferrohr \rightarrow Hauptröhre	43
7.2.5 Druckverlust des Eintritts ins Sammelrohr	44
7.2.6 Druckverlust des Austritts aus dem Sammelrohr	44
7.2.7 Gesamtdruckverlust des Luftkühlers inkl. Anschluss.....	44
7.2.8 Vergleich Messung Rechnung.....	44
7.3 Schallmessungen.....	45
8. ERFAHRUNGEN AUS DEM FELDTEST	53

9.	SCHLUSSWORT UND AUSSICHTEN.....	55
10.	VERZEICHNISSE	56
10.1	Literaturverzeichnis	56
10.2	Tabellenverzeichnis	56
10.3	Abbildungsverzeichnis	56
11.	ANHANG	58
11.1	Vergleichsrechnung des Druckverlustes des Luftkühlers	58
11.1.1	FCAL 62 S33 16P Sp (klein).....	59
11.1.2	FCAL 62 D63 16P Sp (gross).....	60
11.1.3	Ergebnis.....	60
11.2	Berechnung der verschiedenen Wärmeträgermedien	60
11.2.1	Aseol-Solera 81-72 (Propylenglykol 45 Vol-%)	61
11.2.2	Monoethylenglykol (40 Vol-%)	62
11.2.3	Tyfoxit F30.....	63
11.2.4	CaCl ₂ -Wasser-Lösung (24 Vol-%)	64
11.2.5	Methanol-Wasser-Lösung (31 Vol-%)	65
11.2.6	Ethanol-Wasser-Lösung (42 Massen-%)	66
11.2.7	Aspen Temper-30	67
11.2.8	Antifrogen KF (64 Vol-%)	68
11.2.9	Ergebnisse	69
11.3	Rohrdimensionierung für die grosse Maschine (20 kW).....	73
11.3.1	Monoethylenglykol.....	74
11.3.2	Aspen Temper-30	76
11.3.3	Ergebnis.....	78
11.4	$\lambda_{Eis} = f(\rho_{Eis})$	79
11.5	Excel-Berechnung des vereisten Luftkühlers.....	80
11.6	Ventilator-Kennlinie.....	83
11.7	Erläuterungen zur Berechnung und Beurteilung der Geräuschimmissionen von Wärmepumpen.....	84
11.7.1	Zu erwartender Schalldruckpegel im Raum.....	84
11.7.2	Immissionsschalldruckpegel an einem bestimmten Immissionsort (benachbarte Gebäude oder Wohnungen)	85
11.8	Wärmeträgermedien	88
11.8.1	Tyfoxit.....	88
11.8.2	Aspen Temper	90
11.8.3	Sicherheitsdatenblatt.....	91

1. Ausgangssituation

Bei Luft-Wasser-Wärmepumpen wird der Umgebungsluft Wärme entzogen und dem Heizungskreislauf des Gebäudes zugeführt. Als Wärmequelle dient also die Umgebungsluft. Um der Luft Wärme zu entziehen, muss ein Wärmetauscher (im Folgenden Luftkühler genannt) ausserhalb des Gebäudes aufgestellt werden. Die Wärmepumpe selbst befindet sich jedoch im Gebäude. Es muss demnach eine Verbindung zwischen dem Luftkühler (ausserhalb des Gebäudes) und der Wärmepumpe (innerhalb des Gebäudes) existieren.

Es gibt zwei grundsätzlich verschiedene Arten ein solches System zu betreiben. Bei der ersten Art wird das Kältemittel (Arbeitsmedium) der Wärmepumpe direkt im sog. Direktverdampfer verdampft. Dabei wird die Wärme, welche der Umgebungsluft entzogen wird unmittelbar zur Verdampfung des Kältemittels genutzt. Dieses Vorgehen ist zwar aus thermodynamischer Sicht optimal, bringt aber auch Nachteile mit sich. Durch die Tatsache, dass flüssiges Kältemittel vom Entspannungsventil der Wärmepumpe nach draussen zum Direktverdampfer und gasförmiges (verdampftes) Kältemittel vom Direktverdampfer zum Kompressor geleitet werden muss, ist eine grosse Menge Kältemittel im Umlauf. Dies führt zu grossen Füllkosten und kann auch Probleme bei der Entsorgung mit sich bringen. Des Weiteren muss ein kältemitteltaugliches Rohrsystem zwischen der Wärmepumpe und dem Direktverdampfer installiert werden. Ein solches System hat deutlich mehr potentielle Leckstellen, als die Wärmepumpe alleine. Für die meisten Heizungsinstallateure ist es Neuland ein solches Rohrsystem zu verlegen und zu befüllen, da sie sich nicht gewohnt sind auf der Kältemittelseite einer Wärmepumpe zu arbeiten. Zusätzlich können durch die Pulsation des Kältemittels in den Leitungen Lärmprobleme entstehen, da Vibratoren von den Leitungen auf Gebäude übertragen werden können.

Bei der zweiten Art werden die oben genannten Probleme dadurch umgangen, dass ein zusätzlicher Sekundärkreislauf eingesetzt wird. Bei der Wärmepumpe handelt es sich dann um eine Standardausführung, wie sie z.B. für Erdsonden eingesetzt wird. Das Kältemittel wird im maschineninternen Verdampfer verdampft, verlässt also die Maschine nicht. Die Verdampfungsenergie wird dem Verdampfer über den Sekundärkreislauf zugeführt. Der Sekundärkreislauf entspricht dem Sole-Kreislauf bei einer Erdsonden- Anlage. Zur Erwärmung des Sekundärkreislaufes wird ein Wärmetauscher eingesetzt, welcher die Wärme der Umgebungsluft entzieht und dem Sekundärkreislauf zuführt. Auf diese Weise kommt der Heizungsinstallateur nie mit dem Kältemittel in Kontakt. Er muss lediglich ein Rohrsystem installieren, welches dem einer Erdsonden-Anlagen entspricht. Auch der Befüllungsvorgang des Sekundärkreislaufes ist analog jenem einer Erdsonden-Anlage. Natürlich ist ein solches System energetisch schlechter, da ein zusätzlicher Wärmedurchgang vorhanden ist (von der Luft an den Sekundärkreislauf). Ebenfalls benötigt die Umwälzpumpe des Sekundärkreislaufes zusätzliche Hilfsenergie, welche die Leistungszahl der Anlage zusätzlich vermindert.

Im Rahmen des Projektes „Swiss Retrofit Heatpump“ soll eine Wärmepumpen- Anlage für den Sanierungsmarkt entwickelt werden. Dabei wird sehr viel Wert darauf gelegt, dass die Anlage von einem Heizungsinstallateur installiert werden kann, der keine Erfahrungen mit dem Kältemittelkreislauf einer Wärmepumpe hat. Aus diesem Grund wurde die zweite Art weiterverfolgt.

Unser Projektteam bestehend aus der Firma Kälte- Wärme- Technik AG (KWT), der EMPA Dübendorf (Abteilung Akustik / Lärmbekämpfung) und der Hochschule für Technik in Rapperswil (HSR) hat vom BfE den Auftrag erhalten, zwei Luftkühler für Feldtests auszulegen. Die eine Anlage hat eine Heizleistung von ca. 11 kW und wird in Waltalingen, die andere Anlage mit einer Heizleistung von ca. 20 kW wird in Münsingen installiert.

2. Projektziele

In der Heizperiode 2001/2002 müssen die Luftkühler ausgemessen werden. Deshalb mussten käufliche Luftkühler, wie sie zur Wärme-Abführung in Klimaanlagen eingesetzt werden verwendet werden. Bei diesen Luftkühlern wird Luft mittels Ventilatoren durch ein Lamellenpaket gesogen. In dieses Lamellenpaket sind Rohre eingepresst, in denen das Wärmeträgermedium strömt. Es sollen die gegenwärtig besten käuflichen Luftkühler ausgewählt und beschafft werden. Weiter ist ein geeignetes Wärmeträgermedium (Sole) zu suchen. Dabei ist ein möglichst geringer Druckverlust bei besten Wärmeübertragungseigenschaften anzustreben. Durch kleine Druckverluste und gute Wärmeübertragungseigenschaften kann die Leistungszahl erhöht werden, da weniger Hilfsenergie für die Umwälzpumpe des Sekundärkreislaufes benötigt wird und die Verluste durch den zusätzlichen Wärmedurchgang verringert werden.

Weiter soll der Luftkühler ausgemessen und rechnerisch analysiert werden. Ein wesentlicher Punkt hierbei ist der soleseitige Druckverlust. Es soll untersucht werden, ob die gängigen Rohrsysteme und Anschlüsse strömungstechnisch günstig ausgelegt sind oder ob an diesen Punkten noch optimiert werden kann. Wird die Umgebungsluft unter 0 °C abgekühlt, kann das auskondensierende Wasser am Luftkühler gefrieren. Dadurch kann der Wärmeübergang von der Luft an den Luftkühler beeinträchtigt werden. Aus diesem Grund muss das Eis von Zeit zu Zeit wieder abgetaut werden. Es soll versucht werden das Verhalten des Luftkühlers beim Vereisen aufzuzeigen, um dadurch einen günstigen Abtauzzeitpunkt zu finden. Ebenfalls soll die Problematik des Abtaukriteriums untersucht werden.

Um den Wärmeübergang von der Luft an den Luftkühler zu verbessern, wird die Luft mit Ventilatoren durch die Luftkühler gefördert. Diese Ventilatoren verursachen Lärmemissionen die unter Umständen als störend empfunden werden können, da die Luftkühler meistens in einem Garten aufgestellt werden. Ebenfalls ist dabei auch dem optischen Aspekt Rechnung zu tragen. Die strömungstechnische Gestaltung der Ventilatoren und die Strömungsführung im Luftkühler sind zu überprüfen.



Abb. 2.1 Luftkühler der Anlage in Waltalingen



Abb. 2.2 Luftkühler der Anlage in Münsingen

3. Beschreibung des untersuchten Systems

Für die Betrachtung des Systems „Wärmequelle Luft“ kann die Wärmepumpe selbst als Blackbox betrachtet werden. Die Energie zur Verdampfung des Kältemittels (R407C) wird über einen Sole-Kreislauf zugeführt. Die Sole wird mit einem Luftkühler erwärmt, indem der Umgebungsluft Wärme entzogen wird. Im Sole-Kreislauf ist neben der Umlözpumpe noch ein Abtauwärmetauscher eingebaut, der während der Abtauphase dem Heizungsnetz Wärme entzieht und diese der Sole zuführt, deren Energie wiederum verwendet wird, um das Eis an den Luftkühler-Lamellen abzutauen. Dieser Abtauwärmetauscher wird über einen Dreiwegehähnen zugeschaltet, sobald der Abtauprozess eingeleitet wird.

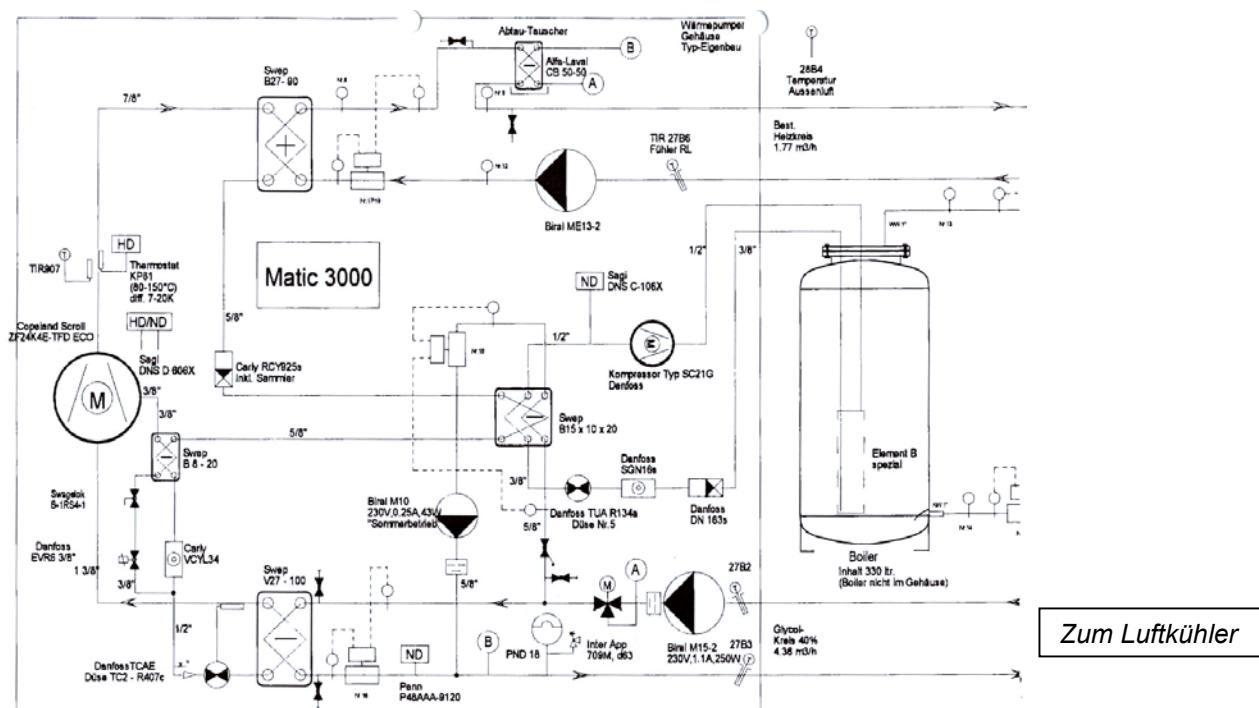


Abb. 3.1 RI-Schema der 20 kW Anlage (in Münsingen) nach KWT

Die Luftkühler wurden von der Firma KWT ausgesucht und von der Firma PAULUS geliefert. Es handelt sich bei der kleinen Maschine (Waltalinegn) um den Typ FCAL 62 S33 16P Sp, bei der grossen (Münsingen) um den Typ FCAL 62 D63 16P Sp der Firma ProFroid SA (F-13782 Aubagne).

	Anlage Münsingen	Anlage Waltalingen
Luftkühler:		
Hersteller	ProFroid, F-13782 Aubagne	ProFroid, F-13782 Aubagne
Typ	-	-
Masse (L/B)	435x170cm	435x85cm
Rohrwerkstoff	Kupfer	Kupfer
Lamellenwerkstoff	Aluminium	Aluminium
Ventilatoren:		
Anzahl	6 Stück	3 Stück
Hersteller	Carrier	Carrier
Typ	022325 / PFI 0302113	022325 / PFI 0302113

Tab. 3.1 Technische Daten der Luftkühler

Beide Kühler sind grundsätzlich gleich aufgebaut. Der grosse hat lediglich die doppelte Breite und somit die doppelte Anzahl Rohre. Auf dem kleinen Kühler sind drei Ventilatoren, auf dem Grossen sechs montiert. Die Motoren haben eine Drehzahl von 375 min^{-1} und je eine Leistung von 0.12 kW. Die Ventilatoren sind im Luftkühlergehäuse integriert und saugen die Luft von unten durch die Lamellen und eine Einlaufdüse an und stossen sie nach oben wieder aus.

**Abb. 3.2 Ventilator des Luftkühlers in Waltalingen**

Der kleine Kühler hat 96 Rohre und ist zwei passig geschaltet, d.h. das Fluid strömt durch ein Rohr, wird 180° umgelenkt und strömt wieder zurück. Die Länge eines Rohres beträgt ca. 4.1 m. Der Aussendurchmesser misst 3/8" (9.525 mm) und die Wandstärke beträgt 0.4 mm ($d_i = 8.725 \text{ mm}$). Der grosse Kühler hat 192 Rohre und ist ebenfalls zwei passig geschaltet. Diese Rohre sind in drei Ebenen versetzt angeordnet (siehe Abb. 3.4). Die Rohrteilung beträgt in horizontaler Richtung 25.4 mm und in vertikaler Richtung 22 mm. (Wenn die Luft in vertikaler Richtung strömt und der Kühler liegt.) Die Sole strömt in einem Sammelrohr zu, verteilt sich auf alle Pässe des Rohrsatzes, durchströmt den Luftkühler zwei mal (in Längsrichtung) und wird in einem zweiten Sammelrohr wieder gesammelt (siehe Abb. 3.6). Die Rohre sind in durchgehende (in der Breite) Aluminium Lamellen eingepresst. Die Teilung dieser Lamellen beträgt 4.5 mm, ihre Dicke 0.4 mm. Die Lamellen sind in zwei Richtungen gewellt.

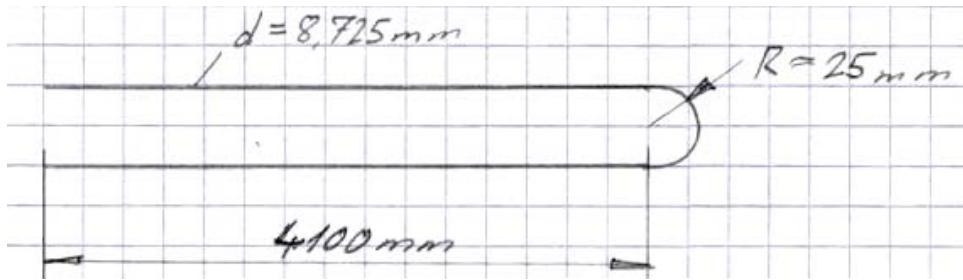


Abb. 3.3 Skizze eines Kühlerrohrsatzes (Pass)



Abb. 3.4 Anordnung der Rohre (Waltalingen)

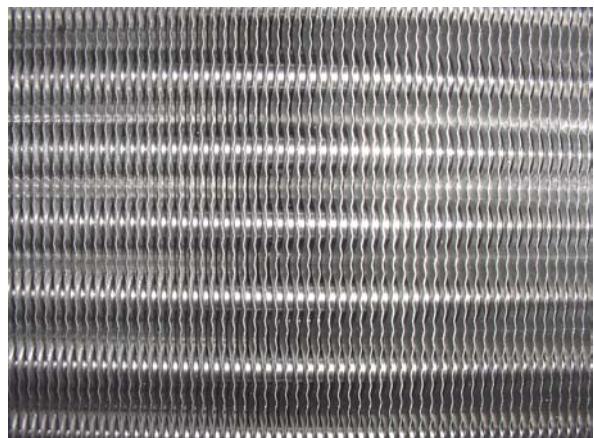


Abb. 3.5 Lamellenpaket (Draufsicht)

Auf der Seite der Sammelrohre befindet sich ein Anschluss zur Messung des Wanddruckes über dem Lamellenpaket. Dieser Druck wird zum Auslösen eines Abtauzykluses verwendet. Der Messanschluss dient zur Überwachung des Druckschalters, welcher den selben Druck misst und den Abtauzyklus auslöst.

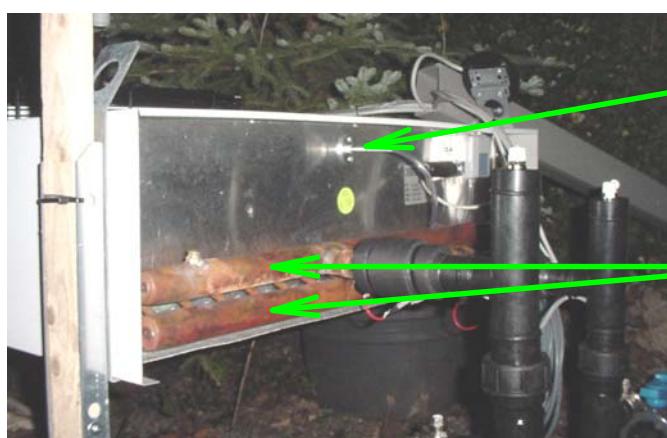


Abb. 3.6 Sammelrohre des Luftkühlers

Die Verbindung zwischen der Wärmepumpe und dem Luftkühler wird mit Geberit-PE-Rohren realisiert. Diese Rohre weisen eine Rauigkeit von 0.25 mm auf. Es wird angenommen, dass pro Leitung (Vor- und Rücklauf) je 15 m gerades Rohr und 6 Krümmer eingebaut sind. Gemäß Geberit beträgt die äquivalente Rohrlänge eines 90 °-Krümmers 1 m (bei einem 56er Rohr). Daraus ergibt sich für eine Leitung eine gleichwertige Länge von 21 m.

4. Wärmeträger Medium

Die Firma KWT beabsichtigte den Einsatz von Propylenglykol Aseol-Solera 81-72 der Firma Shell. Dieses Medium sei das einzige zugelassene für Erdsonden (Giftklassenfrei). (Gemäss Angaben eines Herstellers soll es aber auch Ethylenglykol für Erdsondenanwendungen geben.) Es stellt sich nun die Frage, ob es für die Anwendung eines Luftkühlers bessere Medien gibt. Ein optimales Medium weist minimale Druckverluste im System und beste Wärmeübertragungseigenschaften auf.

Für den Druckverlust spielt neben der Strömungsgeschwindigkeit, welche von der Dichte und der spezifischen Wärmekapazität beeinflusst wird, auch die Viskosität eine entscheidende Rolle. Der Wärmeübergang ist von der Strömungsgeschwindigkeit, der Prandtlzahl Pr und der Wärmeleitfähigkeit abhängig. Eine tiefe Strömungsgeschwindigkeit führt zwar zu kleinen Druckverlusten, kann aber auch den Wärmeübergang negativ beeinflussen.

Da das System bei beiden Prototypen weitgehend gegeben ist, wird ein Rechenmodell aufgestellt, das aus dem Verdampfer, den Leitungen des Vor- und Rücklaufs, des Verdampfers (soleseitig) und dem Luftkühler (soleseitig) besteht. Mit diesem Modell werden die Umwälzpumpenleistung und die Wärmeübergänge im Verdampfer und Luftkühler (soleseitig) mit verschiedenen Medien unter gleichen Bedingungen berechnet.

Zur Auswahl steht neben dem Propylenglykol ein Monoethylenglykol, Tyfoxit F30, eine CaCl_2 -Wasser-Lösung, eine Methanol-Wasser-Lösung, eine Ethanol-Wasser-Lösung, Aspen Temper –30 und Antifrogen KF.

Monoethylenglykol wird sehr häufig eingesetzt, ist aber leicht giftig (Giftklasse 4) und darf deshalb nicht in Erdsonden verwendet werden. Dies stellt jedoch kein Hindernis für die hier vorgesehene Anwendung dar. Das auf der Basis von Kaliumformiat aufbauende Tyfoxit schneidet in einem Artikel [6] hinsichtlich Druckverlust und Wärmeübertragungseigenschaften sehr gut ab. Leider gibt es praktische Erfahrungen, die zeigen, dass Tyfoxit hinsichtlich Korrosion sehr problematisch ist. Temper von der schwedischen Firma Aspen weist ähnlich gute Eigenschaften auf wie Tyfoxit. Dort soll die Korrosion gemäss praktischen Erfahrungen kein grosses Problem sein. Allerdings macht die Firma selbst einige Auflagen, die darauf schliessen lassen, dass das Fluid nicht ganz problemlos ist (siehe Anhang Kap. 11.8.3.2). Antifrogen KF basiert ebenfalls auf Kaliumformiat.

Es werden folgende Wärmeträgermedien miteinander verglichen:

- Propylenglykol Aseol-Solera 81-72 (45 Vol-%)
- Monoethylenglykol (40 Vol-%)
- Tyfoxit F30 (Basis: Kaliumformiat)
- CaCl_2 -Wasser-Lösung (24 Vol-%)
- Methanol-Wasser-Lösung (31 Vol-%)
- Ethanol-Wasser-Lösung (42 **Massen**-%)
- Temper–30 (Basis: Kaliumformiat, Kaliumacetat)
- Antifrogen KF (64 Vol-%) (Basis: Kaliumformiat)

Alle diese Medien werden so gemischt, dass sie bis –27 °C gefriersicher sind. Bei Tyfoxit und Temper sind nur fertige Mischungen erhältlich. Da dort nur die Varianten mit –20 °C und –30 °C erhältlich sind, wird die Variante –30 °C verwendet, weil ein minimaler Gefrierschutz bis –25 °C gefordert wird.

Die physikalischen Daten der Fluide stammen teils vom Hersteller (Propylenglykol, Tyfoxit und Temper, Antifrogen KF) und teils aus dem VDI-Wärmeatlas [4] (auch Propylenglykol und alle übrigen Fluide).

4.1 Berechnungen mit den verschiedenen Wärmeträgern

In diesem Kapitel wird erläutert, wie die Berechnungen der Pumpenleistung und des Wärmeüberganges einerseits im Luftkühler und andererseits im Verdampfer erfolgt.

Es werden je zwei verschiedene Temperaturbereiche für beide Maschinen betrachtet. Es ist dies ein Bereich, bei dem die mittlere Sole-Temperatur ca. -3.5 °C beträgt und eine Verdampferleistung (Kälteleistung) von 8 kW bzw. 14 kW gefordert wird. Der zweite Bereich entspricht einem Temperaturbereich von -15 °C, um das Verhalten der Medien bei tiefen Temperaturen untersuchen zu können.

Alle Fluid-Daten werden bei den mittleren Soletemperaturen eingesetzt (-3.5 °C bzw. -15 °C). Da die Werte nicht bei diesen Temperaturen tabelliert sind, werden sie linear zwischen den gegebenen Werten interpoliert.

4.1.1 Verdampferleistung bei -15 °C

Bei tiefen Temperaturen wird natürlich nicht mehr die volle Verdampferleistung geliefert. Es wird eine Abschätzung der bei -15 °C (mittlere Soletemperatur) zu erwartenden Verdampferleistung gemacht.

Es wird angenommen, dass es sich um einen einfachen Wärmepumpenprozess handelt (ohne Eco-Strom usw.). Weiter wird vorausgesetzt, dass die Kondensationstemperatur konstant bei 60°C ist. Die Verdampferaustrittstemperatur bei einer mittleren Soletemperatur von -3.5 °C beträgt -8 °C (gemäss Verdampferberechnung von KWT). Dies entspricht einer Differenz von 4.5 °C. Wird diese Differenz auch bei einer mittleren Soletemperatur von -15 °C beibehalten ergibt dies eine Verdampferaustrittstemperatur von ca. -20 °C. Weiter wird ein isentroper Verdichterwirkungsgrad von 0.8 angenommen. Unter diesen Voraussetzungen sehen die beiden Prozesse im ln(p)-h-Diagramm folgendermassen aus.

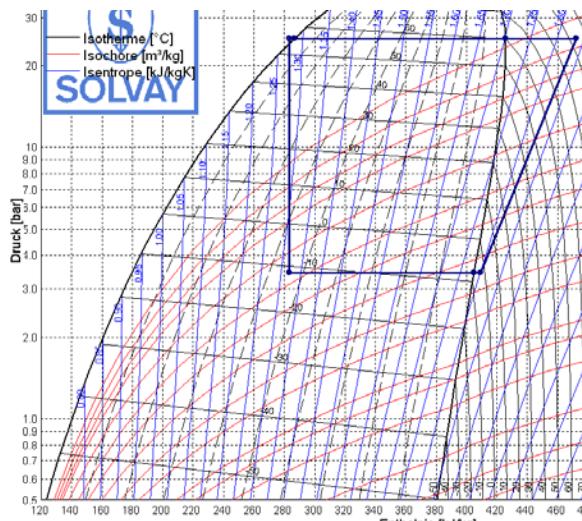


Abb. 4.1 Kreisprozess bei einer mittleren Sole-Temperatur von -3.5 °C

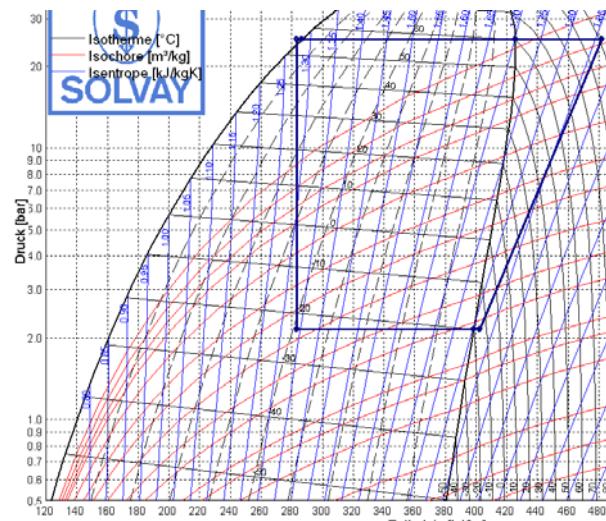


Abb. 4.2 Kreisprozess bei einer mittleren Sole-Temperatur von -15 °C

Wird angenommen, dass der Verdichter einen konstanten Volumenstrom fördert, kann aus der Dichte der Gasphase (nach der Verdampfung) ρ'' und der Verdampfungsenthalpie (inkl. Sauggasüberhitzung) Δh die Verdampferleistung bei -15 °C mittlerer Soletemperatur berechnet werden.

$$\dot{Q}_{ver} = \dot{m} \cdot \Delta h = \rho'' \cdot \dot{V} \cdot \Delta h \quad \Rightarrow \quad \dot{V} = \frac{\dot{Q}_{ver}}{\rho'' \cdot \Delta h}$$

für $T_{ver} = T = -8^{\circ}\text{C}$ gilt:

$$\dot{V}_{(T=-8^{\circ}\text{C})} = \frac{\dot{Q}_{ver,(T=-8^{\circ}\text{C})}}{\rho''_{(T=-8^{\circ}\text{C})} \cdot \Delta h_{(T=-8^{\circ}\text{C})}}$$

für $T_{ver} = T = -20^{\circ}\text{C}$ gilt:

$$\dot{Q}_{ver,(T=-20^{\circ}\text{C})} = \rho''_{(T=-20^{\circ}\text{C})} \cdot \dot{V}_{(T=-20^{\circ}\text{C})} \cdot \Delta h_{(T=-20^{\circ}\text{C})}$$

da $\dot{V} = \cancel{\dot{V}}$ gilt:

$$\underline{\dot{Q}_{ver,(T=-20^{\circ}\text{C})}} = \rho''_{(T=-20^{\circ}\text{C})} \cdot \frac{\dot{Q}_{ver,(T=-8^{\circ}\text{C})}}{\rho''_{(T=-8^{\circ}\text{C})} \cdot \Delta h_{(T=-8^{\circ}\text{C})}} \cdot \Delta h_{(T=-20^{\circ}\text{C})} = \underline{\underline{\frac{\rho''_{(T=-20^{\circ}\text{C})} \cdot \Delta h_{(T=-20^{\circ}\text{C})} \cdot \dot{Q}_{ver,(T=-8^{\circ}\text{C})}}{\rho''_{(T=-8^{\circ}\text{C})} \cdot \Delta h_{(T=-8^{\circ}\text{C})}}}}$$

Es gelten folgende Werte (R407C nach Solkane):

$$\rho''_{(T=-8^{\circ}\text{C})} = 14.86 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rho''_{(T=-20^{\circ}\text{C})} = 9.43 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\Delta h_{(T=-8^{\circ}\text{C})} = 126.2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\Delta h_{(T=-20^{\circ}\text{C})} = 119.5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

mit diesen Werten ergibt sich:

$$\underline{\dot{Q}_{ver,(T=-20^{\circ}\text{C})}} = \frac{9.43}{14.86} \cdot \frac{119.5}{126.2} \cdot \underline{\dot{Q}_{ver,(T=-8^{\circ}\text{C})}} \approx 0.6 \cdot \underline{\dot{Q}_{ver,(T=-8^{\circ}\text{C})}}$$

Gemäss Berechnungen der Firma KWT betragen die Verdampferleistungen bei einer mittleren Soletemperatur von -3.5°C 8 kW (für die 11 kW Maschine) und 14 kW (für die 20 kW Maschine). Daraus ergeben sich für eine mittlere Soletemperatur von -15°C folgende Verdampferleistungen:

$$\underline{\dot{Q}_{ver,(T=-20^{\circ}\text{C})}} = 4.8 \text{ kW} \quad \text{für die 11 kW Maschine}$$

$$\underline{\dot{Q}_{ver,(T=-20^{\circ}\text{C})}} = 8.4 \text{ kW} \quad \text{für die 20 kW Maschine}$$

4.1.2 Volumenstrom des Wärmeträgermediums (Sole)

Zur Berechnung des Druckverlustes der einzelnen Komponenten wird der Volumenstrom der Sole benötigt. Ist die Verdampferleistung und die Temperaturdifferenz der Sole zwischen Ein- und Austritt des Verdampfers gegeben ($3\text{ }^{\circ}\text{C}$), hängt der Volumenstrom nur noch von der Dichte und der spezifischen Wärmekapazität der Sole ab. Diese Werte werden bei der mittleren Temperatur ($-3.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ bzw. $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$) eingesetzt. Der Volumenstrom berechnet sich dann folgendermassen:

$$\dot{V}_{Sole} = \frac{\dot{Q}_{Ver}}{\rho \cdot c_p \cdot (T_{Sole,Ein} - T_{Sole,Aus})}$$

Nach dieser Formel ändert der Volumenstrom mit der Verdampferleistung. In Realität liefert die Pumpe aber einen mehr oder weniger konstanten Volumenstrom (abhängig vom Druckverlust). Da die Kennlinie der Pumpe nicht bekannt ist und bei änderndem Volumenstrom auch die Temperaturdifferenzen ändern, wird der Volumenstrom nach obiger Formel berechnet. Dadurch ist es besser möglich, die einzelnen Medien miteinander zu vergleichen.

4.1.3 Berechnung der Umwälzpumpenleistung

Zur Berechnung der Leistung der Umwälzpumpe wird der Volumenstrom und der Druckverlust des Systems benötigt. Im Folgenden wird erklärt, wie die einzelnen Verluste berechnet werden und wie sich daraus die Pumpenleistung ergibt.

4.1.3.1 Druckverlust in den Rohrleitungen

Für das Rechenmodell wird angenommen, dass jede Leitung (Vor- und Rücklauf der Sole) eine Länge l von je 21 m aufweist. Der Durchmesser d wird für die Vergleiche der verschiedenen Medien auf 50 mm gesetzt (Innen-Durchmesser). Aus dem Volumenstrom der Sole und dem Rohrquerschnitt wird die Geschwindigkeit w berechnet. Mit Hilfe der kinematischen Viskosität ν wird die Re-Zahl bestimmt und daraus die Rohreibungszahl λ .

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu}$$

Die Rohreibungszahl berechnet sich nach den Formeln:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad \text{für } Re < 2320 \text{ (laminar)}$$

$$\lambda = 0.35 \cdot Re^{-0.25} \quad \text{für } 2320 < Re < 10^5 \text{ (turbulent)}$$

Die Formel für den turbulenten Bereich ist dem Lehrbuch „Technische Strömungslehre“ von W. Bohl [1] entnommen (S. 124/125). Gemäss dieser Formel ist λ unabhängig von der Rohrrauigkeit k . Eigentlich wäre der Faktor vor Re 0.3164 . Im sog. Moody-Diagramm (S. 301) ist λ in Funktion von Re und der Rohrrauigkeit aufgetragen. Vergleicht man die mit dem Faktor 0.3164 berechneten Werte mit denjenigen des Moody-Diagramms (mit $k = 0.25\text{ mm}$), so stellt man fest, dass im hier vorherrschenden Re-Bereich die berechneten Werte leicht zu tief sind. Es hat sich gezeigt, dass mit einem Faktor von 0.35 eine gute Übereinstimmung mit dem Moody-Diagramm entsteht.

Der Druckverlust in der gesamten Rohrleitung beträgt:

$$\Delta p_{Leitung} = \frac{\rho}{2} w^2 \cdot \lambda \cdot \frac{2 \cdot l}{d}$$

Da l nur für die Länge eines Rohres steht, muss der Faktor 2 vor l eingeführt werden, damit die gesamte Rohrleitung (Vor- und Rücklauf) erfasst wird.

4.1.3.2 Druckverlust im Luftkühler

Es wird angenommen, dass durch jedes Rohr (Rohrsatz bestehend aus zwei Rohren mit je $l = 4.1$ m Länge und $d = 8.725$ mm Innendurchmesser und einem 180° Krümmer) der selbe Volumenstrom fließt. Der Druckverlust in der Sammelleitung des Luftkühlers wird vernachlässigt. Es wird jedoch der Verlust beim Ein- bzw. Austritt des Rohres berücksichtigt. Er beträgt je ein Staudruck ($\rho/2 \cdot w^2$). Beim Eintritt ist dieser Wert geschätzt, beim Austritt dürfte er gut stimmen, da das Fluid beim Austritt ins Sammelrohr stark abgebremst wird und die kinetische Energie in Form von Wirbeln in Wärme umgewandelt wird. Da jedoch diese Druckverluste nur einen sehr kleinen Anteil ausmachen, fallen die Ungenauigkeiten des geschätzten Wertes für den Eintritt nicht ins Gewicht.

Aus dem Volumenstrom, dem Rohrdurchmesser und der Anzahl Rohrsätze (48 beim kleinen und 96 beim grossen Kühler) kann wieder die Geschwindigkeit in einem Rohr berechnet werden (unter der Annahme, dass sich dieser Volumenstrom gleichmässig aufteilt.) Aus der Geschwindigkeit erhält man wieder die Re-Zahl und aus ihr schlussendlich die Rohreibungszahl λ . Es hat sich gezeigt, dass die Strömung laminar ist ($Re = 60$ bis 800). λ berechnet sich dann nach folgender Formel:

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

Daraus lässt sich analog zur Rohrleitung der Druckverlust berechnen (siehe Kap. 4.1.3.1).

$$\Delta p_{Rohr} = \frac{\rho}{2} w^2 \cdot \lambda \cdot \frac{2 \cdot l}{d}$$

Die Umlenkung am Ende des Kühlers wird mit zwei 90° Krümmern angenommen, dessen Radius etwa dreimal grösser ist, als der Durchmesser ($R/d = 3$). Daraus ergibt sich nach W. Bohl [1] (S. 140) ein ζ_u von 0.15 (hydraulisch glatt 90°). Damit man den ζ -Wert des gesamten Krümmers erhält, muss ζ_u noch mit einer Re-abhängigen Konstanten multipliziert werden. (siehe W. Bohl [1] S. 140). Für die Hintereinanderschaltung von 2 90° Krümmern muss der ζ -Wert eines Krümmers mit 2 und einer Konstanten (Schaltungsabhängig) multipliziert werden. Die Konstante beträgt für zwei unmittelbar hintereinander geschaltete und in der selben Ebene liegende Krümmer 0.6. Es gilt also:

$$\zeta_{180^\circ Krümmer} = 2 \cdot \zeta_u \cdot f(Re) \cdot f(Schaltung) = 2 \cdot \zeta_u \cdot f(Re) \cdot 0.6$$

$$\Delta p_{Krümmer} = \zeta_{180^\circ Krümmer} \cdot \frac{\rho}{2} w^2$$

Der gesamte Druckverlust eines Luftkühlerrohrs beträgt somit:

$$\Delta p_{Luftkühler} = \Delta p_{Rohr} + \Delta p_{Krümmer} + \Delta p_{Ein} + \Delta p_{Aus}$$

$$\Delta p_{Ein} = \Delta p_{Aus} = \frac{\rho}{2} w^2$$

Eine Vergleichsrechnung (siehe Anhang, Kap. 11.1) zwischen diesem Modell und den Werten von PAULUS ergibt eine sehr gute Übereinstimmung, so dass dieses Modell für die Berechnung der verschiedenen Wärmeträgermedien verwendet werden darf.

4.1.3.3 Druckverlust des Verdampfers

Der Druckverlust des Verdampfers wird von der Firma SWEP (Hersteller des Verdampfers) berechnet. Dazu werden SWEP die nötigen Fluid-Daten und der Volumenstrom, sowie die Leistungen geliefert.

4.1.3.4 Umwälzpump-Leistung

Die Leistung der Umwälzpumpe entspricht der hydraulischen Leistung. Der Wirkungsgrad der Pumpe ist nicht berücksichtigt, da dieser ja für den Vergleich der Medien keine Rolle spielt. Da die Geschwindigkeit vor und nach der Pumpe die selbe ist, entspricht die Leistung dem Produkt des gesamten Druckverlustes und dem Volumenstrom.

$$P_{\text{pump}} = \dot{V} \cdot \Delta p_{\text{tot}} = \dot{V} \cdot (\Delta p_{\text{Verdampfer}} + \Delta p_{\text{Leitung}} + \Delta p_{\text{Luftkühler}})$$

4.1.4 Wärmeübergang

Einerseits wird der Wärmeübergang im Luftkühlerrohr, andererseits der Wärmedurchgang im Verdampfer betrachtet.

4.1.4.1 Wärmeübergang im Luftkühlerrohr

Es wird der Wärmeübergangskoeffizient α und die daraus resultierende mittlere Temperaturdifferenz zwischen der Rohrwandtemperatur und der Sole-Kerntemperatur berechnet. Die Berechnung erfolgt nach VDI Wärmeatlas [4] Seite Gb1 und Gb2. Da die Strömung im Rohr laminar ist, wird die Randbedingung „Wärmeübergang bei Laminarströmung mit konstanter Wandtemperatur“ gewählt. Der Wärmeübergangskoeffizient α berechnet sich aus der mittleren Nusseltzahl Nu_m , der Wärmeleitfähigkeit λ und der Rohrlänge l . Für l wird 4.1 m eingesetzt, da angenommen wird, dass sich die Strömung nach dem Krümmer neu aufbaut. Wenn dies nicht so ist, würde die Länge 8.2 m betragen; doch dies hat einen extrem kleinen Einfluss auf das Ergebnis.

$$\underline{\underline{\alpha = \frac{Nu_m \cdot \lambda}{l}}}$$

Die mittlere Nusseltzahl berechnet sich nach dem VDI Wärmeatlas mit der Formel:

$$\begin{aligned} Nu_m &= \left[Nu_{m,1}^3 + 0.7^3 + (Nu_{m,2} - 0.7)^3 \right]^{\frac{1}{3}} \\ Nu_{m,1} &= 3.66 && \text{für } 0 < Re \cdot Pr \cdot \frac{d_i}{l} < \infty \\ Nu_{m,2} &= 1.615 \cdot \sqrt[3]{\frac{Re \cdot Pr \cdot d_i}{l}} \end{aligned}$$

Die mittlere Temperaturdifferenz zwischen der Rohrwandtemperatur (innen) und der Kerntemperatur der Sole wird aus der Verdampferleistung, der Rohrfläche und dem Wärmeübergangskoeffizienten berechnet. Die Fläche eines Rohrsatzes entspricht der Innenfläche eines 8.2 m (2^*l) langen Rohres mit Durchmesser $d_i = 8.725$ mm.

$$A = d_i \cdot \pi \cdot 2 \cdot l$$

Die gesamte Rohrfläche erhält man, indem die Fläche eines Rohrsatzes mit der Anzahl Rohrsätze n multipliziert wird.

$$\begin{aligned} A_{ges} &= A \cdot n \\ \Delta T_{Rohrwand-SoleKern} &= \frac{\dot{Q}_{ver}}{A_{ges} \cdot \alpha} \end{aligned}$$

Je grösser α wird, desto kleiner wird die Temperaturdifferenz und desto besser ist der Wärmeübergang.

4.1.4.2 Wärmedurchgang im Verdampfer der Wärmepumpe

Die Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten k des Verdampfers wird wieder von der Firma SWEP durchgeführt. Je grösser dieser Wert ist, desto besser ist der Wärmedurchgang.

4.1.5 Vergleich der Wärmeträgermedien

Obige Berechnungen werden für alle im Kap. 4 erwähnten Medien für beide Maschinen und mittlere Soletemperaturen von -3.5 °C und -15 °C durchgeführt. Von Aseol-Solera sind nicht alle Fluid-Daten vom Hersteller bekannt. Die nicht bekannten Werte werden dem VDI-Wärmeatlas [4] entnommen. Vergleicht man jedoch die bekannten Werte des Herstellers mit denjenigen des VDI-Wärmeatlas [4], so stellt man fest, dass diejenigen des Wärmeatlas etwas zu pessimistisch sind. Bei den übrigen Medien insbesondere beim Monoethylenglykol sind die Werte des VDI-Wärmeatlas zu optimistisch (verglichen mit dem Monoethylen der Firma Shell). Aus diesen Gründen wird die Pumpenleistung von Aseol-Solera um 10 % tiefer, diejenige der übrigen Medien um 10 % höher angenommen als berechnet wurde. Einzig die Leistungen von Tyfoxit, Temper und Antifrogen KF werden nicht angepasst, da dort die exakten Daten vom Hersteller geliefert wurden. Überall, wo diese Korrekturen gemacht werden, ist dies mit dem Vermerk „inkl. Unsicherheiten“ angegeben.

Es folgen nun zuerst die Ergebnisse der kleinen Maschinen und dann diejenigen der grossen Maschine. Die genauen Excel-Berechnungen sind im Anhang (siehe Kap. 11.2) enthalten. (Die kleine Maschine ist dort mit 10 kW, die grosse mit 25 kW bezeichnet.)

4.1.5.1 Kleine Maschine (11 kW)

Wärmeträger-Medium	Pumpenleistung bei T = -3.5 °C [W]	Pumpenleistung bei T = -15 °C [W]	Pumpenleistung gegenüber Aseol-Solera bei T = -3.5 °C [%]	Pumpenleistung gegenüber Aseol-Solera bei T = -15 °C [%]	Pumpenleistung gegenüber Aseol-Solera bei T = -3.5 °C inkl. Unsicherheiten [%]	Pumpenleistung gegenüber Aseol-Solera bei T = -15 °C inkl. Unsicherheiten [%]
Aseol-Solera 81-72 (45 Vol-%)	20.7	17.3	100.0	100.0	100.0	100.0
Monoethylenglykol (40 Vol-%)	10.6	5.4	51.2	31.2	62.6	38.2
Tyfoxit F30	7.1	2.9	34.3	16.8	38.1	18.6
CaCl ₂ -Lösung (24 Vol-%)	7.7	3.2	37.2	18.5	45.5	22.6
Methanol-Lösung (31 Vol-%)	7.0	3.0	33.8	17.3	41.3	21.2
Ethanol-Lösung (42 Massen-%)	10.4	6.3	50.2	36.4	61.4	44.5
Aspen Temper -30	7.4	3.2	35.7	18.5	39.7	20.6
Antifrogen KF (64 Vol-%)	6.5	2.7	31.4	15.6	34.9	17.3

Wärmeträger-Medium	$\Delta T_{Glykol\ Wand - Glykol}$ Kern bei T = -3.5 °C [K]	$\Delta T_{Glykol\ Wand - Glykol}$ Kern bei T = -15 °C [K]	$\alpha_{Luftkühler, innen}$ bei T = -3.5 °C [W/m ² K]	$\alpha_{Luftkühler, innen}$ bei T = -15 °C [W/m ² K]	k-Wert Verdampfer bei T = -3.5 °C [W/m ² K]	k-Wert Verdampfer bei T = -15 °C [W/m ² K]
Aseol-Solera 81-72 (45 Vol-%)	2.87	1.98	258	225	188	95
Monoethylenglykol (40 Vol-%)	2.69	1.82	276	244	194	96
Tyfoxit F30	2.55	1.76	291	253	161	122
CaCl ₂ -Lösung (24 Vol-%)	2.36	1.57	314	283	199	98
Methanol-Lösung (31 Vol-%)	2.76	1.91	268	233	160	85
Ethanol-Lösung (42 Massen-%)	3.07	2.11	242	211	211	99
Aspen Temper -30	2.64	1.83	281	243	204	112
Antifrogen KF (64 Vol-%)	2.46	1.69	302	263	115	111

Tab. 4.1 Ergebnisse der Berechnungen verschiedener Wärmeträgermedien bei der kleinen Maschine für $\Delta T_{Wärmeträger} = 3 °C$

Es ist zu bemerken, dass die kursiv dargestellten Wärmedurchgangskoeffizienten k Näherungen sind, da diese Werte von SWEP nicht exakt berechnet werden konnten. Gemäss SWEP haben die Werte eine Genauigkeit von ca. ±10 %.

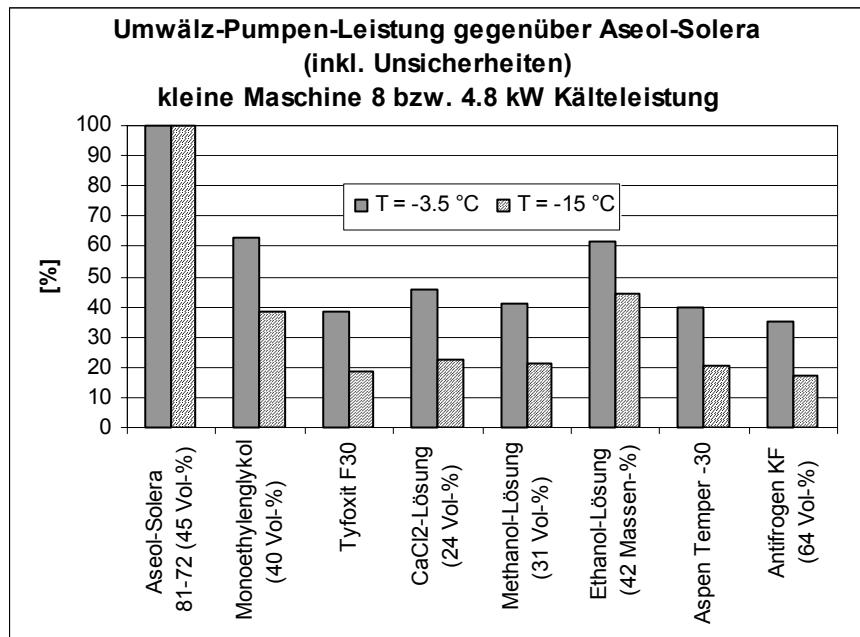


Abb. 4.3 Umwälzpumpen-Leistung der verschiedenen Wärmeträgermedien bei $-3.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ bzw. $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Als Bezug dient Aseol-Solera (Propylenglykol); kleine Maschine

Man erkennt sofort, dass für Aseol-Solera bei weitem die höchste Pumpenleistung benötigt wird. Besonders bei tiefen Temperaturen ist der Unterschied sehr gross. Die Frage ist nun aber wie es mit den Wärmeübertragungseigenschaften der verschiedenen Medien aussieht, denn die Pumpenleistung alleine kann nicht das ausschlaggebende Kriterium sein.

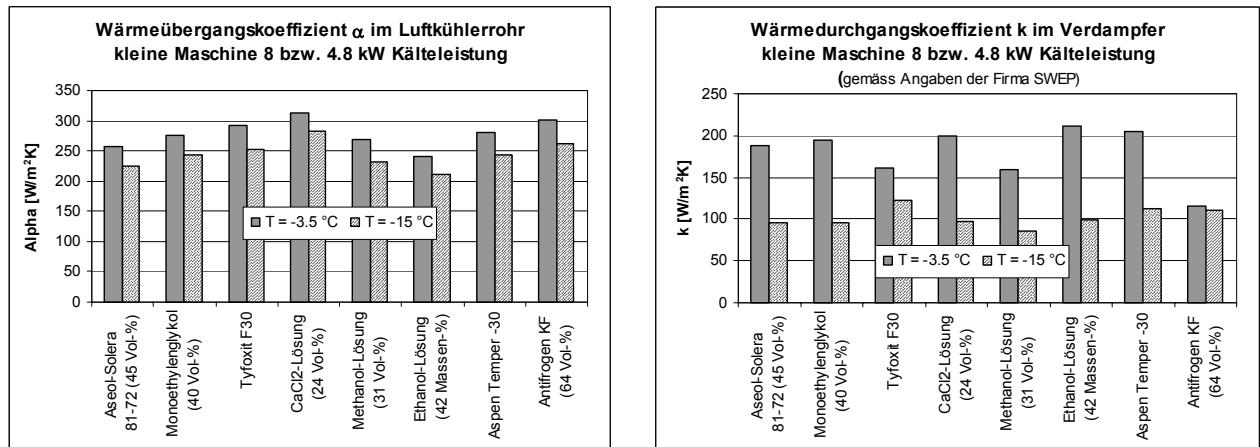


Abb. 4.4 Wärmeübertragungs-Eigenschaften der verschiedenen Wärmeträgermedien bei $-3.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ bzw. $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$; kleine Maschine

Sowohl der Wärmeübergangskoeffizient α im Luftkühlerrohr, als auch der Wärmedurchgangskoeffizient k des Verdampfers sind bei tieferen Temperaturen ($-15\text{ }^{\circ}\text{C}$) kleiner, d.h. die Wärmeübertragung ist schlechter. Besonders auffallend ist dies beim k -Wert des Verdampfers, welcher bei tiefen Temperaturen noch etwa die Hälfte beträgt. Einige Ausnahmen bilden Tyfoxit F30 und Antifrogen KF. Der k -Wert bei tiefen Temperaturen beträgt dort etwa 75% (bei Tyfoxit F30) bzw. 96% (bei Antifrogen KF) desjenigen bei hohen Temperaturen ($-3.5\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Betrachtet man die α -Werte bei gleicher Temperatur (siehe Abb. 4.4), so fällt kein grosser Unterschied auf. Auffallend ist jedoch der tiefe k -Wert (im Verdampfers) von Antifrogen KF bei einer mittleren Soletemperatur von $-3.5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Gemäss SWEP kann dieser tiefe k -Wert nur eine Folge der Fluid-Daten von Antifrogen KF sein. Ausser der oben beschriebenen Abweichung weisen auch die k -Werte bei gleicher Temperatur keine grossen Unterschiede auf.

Da nicht genau bekannt ist unter welchen Bedingungen die Verdampferberechnungen von SWEP durchgeführt wurden, wird für die Beurteilung der Wärmeübertragungseigenschaften der Fluide vor allem der Wärmeübergangskoeffizient α im Luftkühlerrohr betrachtet. Am besten schneidet die CaCl_2 -Lösung ab. Ebenfalls nicht schlecht ist auch Tyfoxit F30, Temper-30 und Antifrogen KF. Allerdings ist der k-Wert bei Tyfoxit F30 bei hohen Temperaturen schlechter, als bei Aseol-Solera. Der k-Wert von Antifrogen KF beträgt nur etwa 60% desjenigen von Aseol-Solera bei einer mittleren Verdampfungstemperatur von -3.5 °C.

Mit Ausnahme von Antifrogen KF kann gesagt werden, dass die Wärmeübertragungseigenschaften von allen Medien etwa gleich sind. Als entscheidendes Kriterium kann also die Pumpenleistung herangezogen werden. Am besten schneidet Antifrogen KF und Tyfoxit F30 gefolgt von Temper-30, Methanol-Lösung und der CaCl_2 -Lösung ab (siehe Abb. 4.3). Monoethylenglykol und die Ethanol-Lösung sind etwa gleich gut, wobei Monoethylenglykol bei tiefen Temperaturen noch etwas weniger Pumpenleistung benötigt. Beide Medien benötigen jedoch deutlich weniger Pumpenleistung, als Aseol-Solera (ca. 60 % von Aseol-Solera).

In den Berechnungen wurde vorausgesetzt, dass die Temperaturdifferenz zwischen Glykoleintritt und Glykolaustritt des Verdampfers immer 3 °C beträgt. Dadurch nimmt bei tiefen Temperaturen (-15 °C) wegen der kleineren Verdampferleistung der Volumenstrom ab. In Realität wird der Volumenstrom bei tiefen Temperaturen grösser sein, als in den Berechnungen angenommen, da die Umwälzpumpe mit konstanter Drehzahl läuft. Dies spielt jedoch für den Vergleich zwischen den Wärmeträgermedien keine Rolle, da die Reynolds-Zahlen sowohl im Verdampfer, als auch in den Luftkühler-Rohren deutlich im laminaren Bereich liegen. Dies bestätigen auch die Messungen der beiden Medien Aseol-Solera 81-72 und Temper-20 (siehe Kap. 4.1.6).

4.1.5.2 Grosse Maschine (20 kW)

Bei der grossen Maschine ist die selbe Charakteristik wie bei der kleinen zu erkennen. Die Zahlenwerte sind allerdings leicht anders. Die Werte können dem Anhang (siehe Kap. 11.2.9.2) entnommen werden.

4.1.5.3 Auswahl des geeigneten Wärmeträgermediums

Am besten geeignet wäre Tyfoxit F30 und Antifrogen KF. Es sind jedoch von mehreren Quellen Bedenken geäussert worden, da Tyfoxit sehr problematisch sei im Bezug auf Korrosion. Antifrogen KF ist ebenfalls (wie Tyfoxit) auf Kaliumformiatbasis aufgebaut und deshalb bezüglich Korrosion vermutlich gleich bedenklich wie Tyfoxit. Zudem ist der k-Wert bei hohen Temperaturen (-3.5°C) von Antifrogen KF relativ klein. Aus diesem Grund muss vom Einsatz von Tyfoxit und Antifrogen KF abgeraten werden. Ebenfalls gut wäre die CaCl_2 -Lösung (Salzlösung), die aber bezüglich Korrosion auch nicht zu empfehlen ist. Von den Alkohol-Lösungen ist Methanol besser geeignet. Es ist jedoch zu bemerken, dass Methanol giftig ist. Es liegen keine Erfahrungen mit diesem Medium vor. Um eine Korrosion zu verhindern müsste sowohl bei der Methanol- als auch bei der Ethanol-Lösung eine Inhibitorkombination beigelegt werden. Diese Kombinationen sind z.T. nicht bekannt und müssten auch noch ausgetestet werden. Ebenfalls ist hier zu erwähnen, dass auf alle Alkohol-Lösungen eine VOC-Steuer [7] zu entrichten ist, die aber nach nachgewiesener Entsorgung wieder zurückerstattet wird (CHF 2.-- pro kg VOC-Stoff). Die Ethanol-Lösung hat etwa die gleichen Eigenschaften, wie das bestens bekannte Monoethylen. Die Kosten sind auch etwa gleich, wenn für Ethanol die VOC-Steuer eingerechnet wird (ohne Inhibitoren). Problematisch bei beiden Alkohol-Lösungen könnte auch die Explosionsgefahr sein, da beide reinen Medien Flammpunkte unterhalb der Raumtemperatur aufweisen. Beim Austreten der Alkohol-Lösungen aus dem System könnte sich unter Umständen mit der Umgebungsluft ein explosives Gemisch bilden. Aus diesem Grund ist von der Verwendung von Methanol und Ethanol eher abzuraten. Um jedoch genaue Aussagen bezüglich Explosionsgefahr machen zu können, müsste diese Problematik genauer untersucht werden.

Wärmeträger-medium	Konzentration [Vol-%]	Preis pro kg (Konzentrat) [Fr.]	Preis pro kg (Mischung) [Fr.]	Dichte des Konzentrates [kg/m³]	Dichte der Mischung [kg/m³]	Preis pro l Mischung [Fr.]
Aseol-Solera	45	4.63	-	1048	-	2.18
Monoethylenglykol	40	2.96	-	1130	-	1.34
Tyfoxit F30	-		3.3		1284	4.24
Antifrogen KF	64	4.20		1355		3.64

Wärmeträger-medium	Konzentration [Massen-%]	Preis pro kg (Ethanol) [Fr.]	Preis pro kg (Mischung) [Fr.]	Dichte des Konzentrates [kg/m³]	Dichte der Mischung [kg/m³]	Preis pro kg Mischung [Fr.]	Preis pro l Mischung [Fr.]
Ethanol ohne VOC	42	1.6178	-	-	931	0.68	0.63
Ethanol mit VOC	42	3.6178	-	-	931	1.52	1.41
Aspen Temper -30	-	-	-	-	-	4.63	bei kleinen Mengen ca. 200 l
Aspen Temper -30	-	-	-	-	-	3.64	bei grossen Mengen ca. 1000 l

Tab. 4.2 Preise (bei 20°C) (exkl. MwSt) der Wärmeträgermedien

Somit bleibt noch Temper-30 und Monoethylenglykol. Von Monoethylenglykol liegen sehr viele gute Erfahrungen vor, die zeigen, dass dieses Fluid ohne Bedenken eingesetzt werden kann. Von Temper liegt wenig Erfahrung vor. Der Hersteller selbst macht einige Auflagen und Hinweise, die darauf schliessen lassen, dass der Einsatz von Temper bezüglich Korrosion nicht ganz unbedenklich ist (siehe Anhang, Kap. 11.8.3.2).

Die Firma KWT hat die Anlagen in Münsingen mit Propylenglykol Aseol-Solera 81-72 in Betrieb genommen. Während der Versuchphase wurde Aseol-Solera durch das Fluid Temper-20 von Aspen ausgetauscht. Die Wärmeübertragungseigenschaften sind etwas besser, aber das Handling macht einige Probleme. Temper ist sehr aggressiv und es kann noch nicht gesagt werden, wie korrosionsbeständig die Anlagen über längere Zeit sein werden.

4.1.6 Vergleich zwischen Propylenglykol (Aseol-Solera) und Temper-20

Wie bereits erwähnt wird die Anlage in Münsingen zuerst mit Propylenglykol (Aseol-Solera 81-72) und anschliessend mit Temper-20 betrieben, um die Unterschiede der beiden Wärmeträgermedien mess-technisch nachzuweisen. Leider wurde Aseol-Solera nur 30 %-ig (vol) gemischt, was ein Gefrierschutz bis ca. -15 °C gewährleistet. Temper-20 ist jedoch bis -20°C gefriergeschützt. Der Vergleich zwischen den beiden Medien ist also nicht ganz fair. Temper-20 schneidet so etwas zu schlecht ab.

Zum Vergleich zwischen Propylenglykol und Temper werden zwei Perioden mit etwa den gleichen Bedingungen ausgewählt (Aussentemperatur ca. 0 °C, alle 6 Ventilatoren in Betrieb und keine gleichzeitige Warmwassererwärmung).

Die folgende Tabelle zeigt die Messwerte der beiden Wärmeträgermedien.

	Aseol-Solera 81-72	Temper-20	Veränderung
Datum	Do 15.11. 2001	So 9.12. 2001	
Beobachtungszeitraum	15:15 – 16:32	4:55 – 6:12	
Verdampfer-Eintritt [°C]	-1.30	-1.37	-0.07
Verdampfer-Austritt [°C]	-4.20	-3.74	0.46
Verdampfer Durchfluss [l/h]	3996	4370	374
Kondensator-Eintritt [°C]	41.62	40.51	-1.11
Kondensator-Austritt [°C]	48.71	48.04	-0.67
Kondensator Durchfluss [l/h]	2187	2223	36
Elektr. Hilfsenergie [W] ¹⁾	995	1020	25
Elektr. Leistungsaufnahme [W]	6000	6000	0
Wärmeleistung [W]	17500	18700	1200
Leistungszahl [-]	2.92	3.12	0.2 (6.8%)

Tab. 4.3 Vergleich zwischen Aseol-Solera 81-72 (30 Vol-%) und Temper-20

¹⁾ Hilfsenergie beinhaltet Ventilatoren, Umwälzpumpe Kondensator und Verdampfer

Die Verdampfertemperaturen sind relativ schwierig zu messen und unterliegen deshalb einer relativ grossen Unsicherheit. Die Berechnung der Kälteleistung aus diesen Werten ist nur bedingt möglich.

Zum Vergleich der beiden Medien wird die Leistungszahl verwendet. Sie wird aus der Wärmeleistung (Heizleistung) und der elektrisch aufgenommenen Leistung berechnet. Die Hilfsenergien sind also nicht enthalten. Mit Temper-20 ist die Leistungszahl ca. 6.8% höher, allerdings steigt auch die Hilfsenergie etwas an (25 W). Wird die Hilfsenergie berücksichtigt beträgt die Leistungszahl-Erhöhung etwa 6.5%. Wäre Aseol-Solera für den gleichen Gefrierschutz gemischt worden, würde der Unterschied etwas grösser ausfallen.

Der Einsatz von Temper führt zu einer deutlichen Steigerung der Leistungszahl. Dem gegenüber steht jedoch das korrosive Verhalten von Temper (siehe Kap. 8). Das Korrosionsproblem sollte genauer untersucht werden, da die Wärmeübertragungseigenschaften bzw. die Viskosität von Temper doch recht vielversprechend sind. Durch den Einsatz von Monoethylenglykol hätte vermutlich ein ähnlicher Nutzen bei viel besserer Korrosionssicherheit erreicht werden können. Durch eine bessere Gestaltung der Anschlüsse (siehe Kapitel 7.2) und eine gute Dimensionierung der Leitungen und Pumpen kann vermutlich noch mehr erreicht werden.

5. Rohrdimensionierung der grossen Maschine

In diesem Kapitel wird untersucht, ob der Einbau eines grösseren Rohres (Vor- und Rücklauf der Sole) für die grosse Maschine sinnvoll ist. Bei der kleinen Maschine wird ein 56er Geberit Rohr mit einem Innendurchmesser von 50 mm verwendet.

Zum Vergleich wird bei der grossen Maschine die Berechnung des Druckverlustes und der Pumpenleistung mit einem 63er (Innendurchmesser 57 mm) und einem 75er (Innendurchmesser 69 mm) durchgeführt. Die Rohrlängen werden auf 21 m belassen, obwohl die grösseren Krümmer auch eine grössere äquivalente Länge haben.

Es wird untersucht, wie viel Pumpenleistung mit den grösseren Rohren gegenüber dem 56er Rohr eingespart werden kann. Diese Untersuchung wird für Monoethylenglykol und Temper-30 bei den Temperaturen -3.5°C und -15°C durchgeführt.

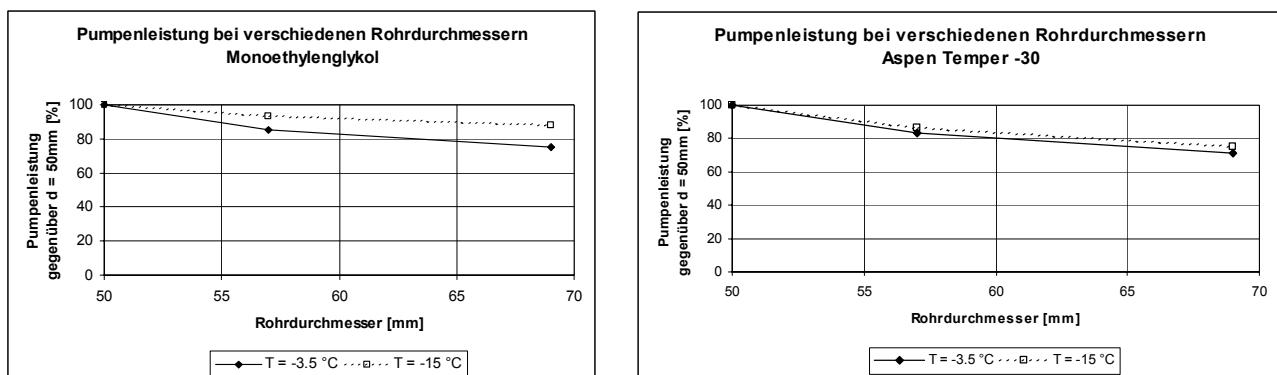


Abb. 5.1 Pumpenleistung der grossen Maschine bei verschiedenen Rohrdurchmessern

Der Volumenstrom errechnet sich aus der vorgegebenen Temperaturdifferenz zwischen Sole Ein- und Austritt des Verdampfers. Bei tiefen Temperaturen wird der Volumenstrom wegen der kleinen Kälteleistung (siehe Kap. 4.1.1) kleiner. Dadurch sinkt auch die Geschwindigkeit und der Druckverlust im Rohr. Bei tiefen Temperaturen würde ein grösseres Rohr nicht viel bringen. In Realität wird jedoch die Pumpe einen grösseren Volumenstrom liefern, als in diesen Berechnungen zugrunde gelegt ist. Deshalb verstärkt sich der Nutzen eines grösseren Rohres wieder. Zum Vergleich wird die Kurve bei -3.5°C herangezogen. Mit einem 63er Rohr erreicht man bereits eine Einsparung der Pumpenleistung von 15 % bis 17 %. Ein 75er Rohr würde eine Reduktion von 25% bis 30 % bringen.

Betrachtet man die ausgezogene Kurve in Abb. 5.1, so stellt man fest, dass pro mm Durchmesservergrösserung bei kleinen Rohren mehr eingespart werden kann, d.h. je grösser ein Rohr bereits ist, desto mehr muss es vergrössert werden, um eine bestimmte Reduktion an Pumpenleistung zu erzielen. Natürlich ist aus strömungstechnischer Sicht ein grösseres Rohr immer besser, man muss aber auch die Investitionskosten und den Platzbedarf berücksichtigen. Es ist sinnvoll, wenn die endgültige Entscheidung von der Firma KWT getroffen wird, da sie bezüglich Investitionskosten und Platzbedarf mehr Erfahrung hat. Ein 63er Rohr scheint aber sinnvoll zu sein.

Die Firma KWT setzte auch bei der grossen Maschine ein 56er Geberit Rohr ein.

6. Modell des vereisten Luftkühlers

In diesem Kapitel soll untersucht werden, wie sich der Wärmedurchgang (k -Wert) des Luftkühlers ändert, wenn die Lamellen vereisen. Problematisch ist hierbei, dass nicht bekannt ist, welche Art von Eis entsteht, denn je nach klimatischen Bedingungen hat das Eis, das sich an den Lamellen bildet ganz andere physikalische Eigenschaften. Insbesondere die Wärmeleitfähigkeit λ schwankt zwischen 0.036 W/mK (bei Neuschnee) und 2.2 W/mK (bei kompaktem Eis) (Angaben vom Schnee- und Lawinenforschungsinstitut SLF, Davos [5]). Das Eis, welches am Luftkühler entstehen kann, wird nach Schätzungen des SLF eine Wärmeleitfähigkeit von 0.5 W/mK bis 1.5 W/mK aufweisen. Gemäss [2] und [3] kann die Dichte des Eises bis unter 200 kg/m³ fallen. Die Wärmeleitfähigkeit kann dann bis auf ca. 0.05 W/mK sinken. (Zwischen der Dichte und der Wärmeleitfähigkeit gibt es einen Zusammenhang; siehe Anhang, Kap. 11.4). Es wird untersucht, wie entscheidend der Einfluss der Wärmeleitfähigkeit des Eises ist. Weiter soll die Strömungssituation zwischen den vereisten Lamellen untersucht werden. Es wird angestrebt aus diesen Untersuchungen ein vernünftiges Abtauakriterium zu finden.

Es gibt zwei zentrale Punkte, die interessant sind. Erstens soll der Wärmedurchgangskoeffizient k in Funktion der Eisdicke und dessen Wärmeleitfähigkeit λ berechnet werden. Dabei muss natürlich die Änderung der Strömungssituation in Folge Eisbildung an den Lamellen berücksichtigt werden. Zweitens soll der luftseitige Druckverlust des Luftkühlers in Funktion der Eisdicke berechnet werden. Durch Koppelung dieses Druckverlustes mit der Ventilator-Kennlinie (siehe Kap. 7.1) kann das Verhalten des Systems simuliert werden.

Für die Berechnungen wird der Luftkühler der Anlage in Waltalingen verwendet, da von dessen Ventilatoren eine Kennlinie aufgenommen wurde und an dieser Anlage auch der soleseitige Druckverlust des Luftkühlers gemessen wird.

6.1 Berechnung des k -Wertes des Luftkühlers

Die Berechnungen erfolgen gemäss VDI-Wärmeatlas [4] (Mb1 bis Mb4). Es wird angenommen, dass die Eisschicht überall die gleiche Dicke h hat und sich rechtwinklig zur Oberfläche aufbaut. Die Länge der Kühlerfläche beträgt $l = 4.1$ m, die Breite $b = 0.8$ m. Der Luftkühler hat drei Rohrreihen, die versetzt angeordnet sind. Die Querteilung beträgt 25.4 mm, die Längsteilung (in Strömungsrichtung der Luft) 22 mm. Jedem Rohr wird eine Rippe (die Lamelle wird fortan Rippe genannt, damit diese Bezeichnung mit dem VDI-Wärmeatlas übereinstimmt.) in Form eines gleichseitigen Sechseckes zugeordnet. Daraus ergibt sich eine breite Seite der Rippe von $b_R = 25.4$ mm und eine lange Seite von $l_R = 29.33$ mm. Die Rippe wird von der breiten Seite her angeströmt. Die Rippen teilung t_R beträgt 4.5 mm, ihre Dicke 0.4 mm.

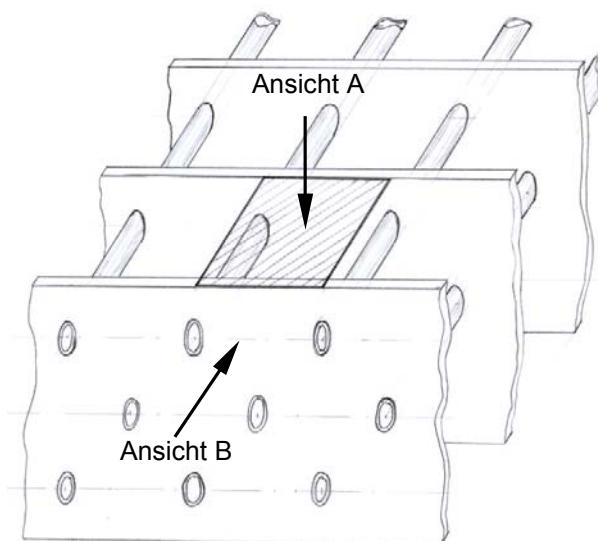


Abb. 6.1 Anordnung der geraden Rippen im Lamellenpaket

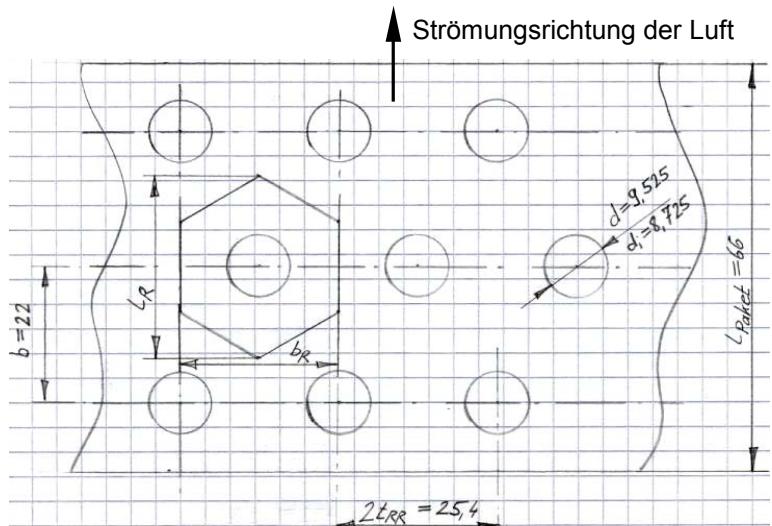


Abb. 6.2 Rohrgeometrie; gerade Rippe; Ansicht B

Anmerkung: Gemäss VDI-Wärmeatlas ist die Rohrteilung t_{RR} . Hier wird sie $2t_{RR}$ gesetzt.

Die Rippen sind in Wirklichkeit gewellt, um die Fläche zu vergrössern. Da zum Zeitpunkt der Modellbildung die genaue Rippengeometrie noch nicht bekannt ist, wird ein Faktor r eingeführt, der die gewellten Rippen berücksichtigt. Die Fläche der gewellten Rippe ist r mal grösser, als diejenige der geraden (flachen) Rippe. Weiter wird angenommen, dass die Rippen scharfkantig gebogen sind (siehe Abb. 6.5), dadurch vereinfacht sich die Berechnung.

Durch Fotos der Lamellen konnte die Geometrie näherungsweise Bestimmt werden. Der Winkel mit dem die Lamellen gewellt sind beträgt ca. 15° . Wird angenommen, dass die Welligkeit in beiden Lamellendimensionen etwa gleich ist, ergibt sich ein r von:

$$r_{l\text{-dim}} = \frac{1}{\cos(15^\circ)} \approx 1.035 \quad r = (r_{l\text{-dim}})^2 = 1.035^2 \approx 1.07$$

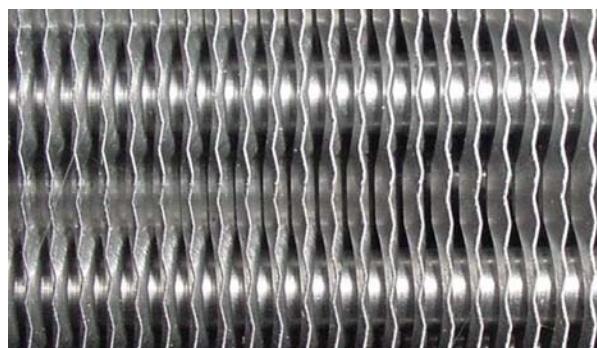


Abb. 6.4 Sicht von unten auf das Lamellenpaket

Die Fläche, welche sich daraus ergibt ist etwa halb so gross, wie die im Datenblatt angegebene. Trotz mehrmaligem Nachfragen beim Hersteller konnte nicht geklärt werden, wie sich die im Datenblatt angegebene Fläche genau zusammensetzt. Aus diesem Grund wird mit der nach diesem Bericht erläuterten Fläche gerechnet. Selbstverständlich sind beide Oberflächenseiten der Rippe berücksichtigt.

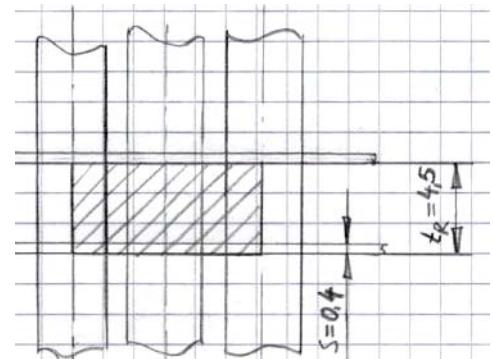


Abb. 6.3 Ansicht A (siehe Abb. 6.1)

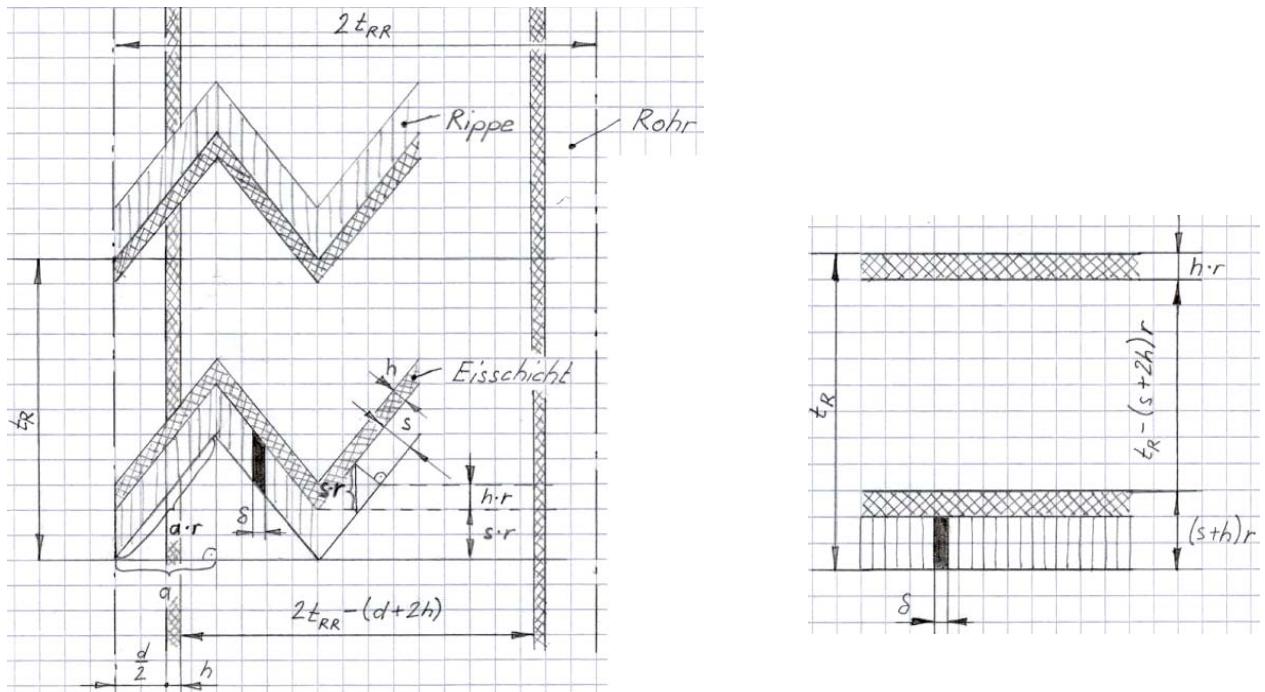


Abb. 6.5 Geometrie der gewellten Rippe (links) und der „geschobenen“ Rippe (rechts) (Ansicht A, siehe Abb. 6.1)

Um die Berechnung des Wärmeübergangs in der gewellten, räumlichen Eisschicht zu vereinfachen, wird die gewellte Rippe modellmäßig in eine gedachte ebene Rippe umgewandelt.

Die Rippe kann in kleine Streifen (in Abb. 6.5 mit δ bezeichnet) aufgeteilt werden, die parallel zur Rohrachse in eine Ebene senkrecht zu dieser geschoben werden. Dadurch wird aus der gewellten Rippe wieder eine flache Rippe mit der Dicke $s \cdot r$. Die Eisschicht der Dicke h kommt zusätzlich auf die Rippe der Dicke s hinzu, so dass die „geschobene Rippe“ die Dicke $(s+h)r$ hat. Der Wärmetransport erfolgt dann nur noch eindimensional, nämlich radial.

Der Wärmeübergang an der Rippenoberfläche hängt von der Strömungssituation ab. Zur Berechnung der Strömungs-Geschwindigkeit wird das Verhältnis der Anströmfläche A_0 und der Fläche des engsten Querschnittes A_e benötigt. Das in Abb. 6.1 bzw. Abb. 6.3 schraffierte Feld stellt die Anströmfläche A_0 dar. Es reicht aus dieses Feld zu betrachten, da durch periodische Aneinanderreihung mehrerer Felder die gesamte Kühlerfläche abgedeckt werden kann.

Die Fläche des engsten Querschnittes A_e ist ein Rechteck. Die Länge beträgt $2t_{RR} - (d + 2h)$, die Breite $t_R - (s+2h)r$. Es gilt also:

$$A_0 = 2t_{RR} \cdot t_R$$

$$A_e = (2t_{RR} - (d + 2h)) \cdot (t_R - (s + 2h)r)$$

Die folgenden Überlegungen beziehen sich auf ein Kühlerrohr.

Die Anzahl Rippen erhält man, wenn die Länge l durch die Rippenteilung t_R geteilt wird (Ergebnis auf ganze Zahl aufrunden).

$$n = \frac{l}{t_R}$$

Die Fläche einer Rippe beträgt ($f = 2t_{RR}$):

$$A_{R/proRippe} = \left(\frac{f^2 \cdot 3}{2\sqrt{3}} - \frac{(d+2h)^2 \pi}{4} \right) \cdot 2r$$

Die Rippenfläche pro Rohr beträgt:

$$A_R = n \cdot A_{R/proRippe}$$

Die freie äussere Fläche des Rohres A_G beträgt:

$$A_G = (n+1) \cdot (d+2h) \cdot \pi [t_R - (s+2h) \cdot r]$$

Die Fläche des unberippten Rohres A_{G0} beträgt:

$$A_{G0} = (d+2h) \cdot \pi \cdot l$$

Die gesamte äussere Oberfläche A beträgt:

$$A = A_R + A_G$$

Die innere Rohroberfläche A_i beträgt:

$$A_i = d_i \cdot \pi \cdot l$$

Die gesamte angeströmte Fläche A_{ges} entspricht der Kühlerfläche (l^*b). Dividiert man einen vorgegebenen Volumenstrom durch A_{ges} , so erhält man die Geschwindigkeit w_0 vor den Rippen. Die Geschwindigkeit w_e im engsten Querschnitt berechnet sich dann wie folgt:

$$w_e = w_0 \cdot \frac{A_0}{A_e}$$

Es wird eine Lufttemperatur von 0 °C angenommen. Daraus ergibt sich eine kinematische Viskosität von $13.41 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ und eine Prandtlzahl Pr von 0.7179. Nun kann die Re-Zahl berechnet werden, welche dann wiederum zur Berechnung der Nusseltzahl Nu (siehe [4] Mb3 Gl. 18) benötigt wird.

$$\begin{aligned} \text{Re}_d &= \frac{w_e \cdot (d+2h)}{\nu} && \text{für } 10^3 < \text{Re}_d < 10^5, 3 \text{ Rohrreihen} \\ \text{Nu}_d &= 0.36 \cdot \text{Re}_d^{0.6} \cdot \left(\frac{A}{A_{G0}} \right)^{-0.15} \cdot \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \end{aligned}$$

Mit der Wärmeleitfähigkeit λ_L der Luft von $24.18 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$ (bei 0 °C) ergibt sich der mittlere Wärmeübergangskoeffizient α_R für das Rohr und die Rippen zu:

$$\alpha_R = \frac{\text{Nu}_d \cdot \lambda_L}{d+2h}$$

Dieser α_R -Wert beschreibt den Fall der eisfreien Rippen. Der α_R -Wert wird durch den Wärmewiderstand der Eisschicht verschlechtert. Es wird im Eis nur ein Wärmestrom senkrecht zur Rippenoberfläche zugelassen. Mit Berücksichtigung der Wärmeleitfähigkeit λ_E des Eises berechnet sich der angepasste Wert α^* nach folgender Gleichung.

$$\frac{1}{\alpha^*} = \frac{1}{\alpha_R} + \frac{h}{\lambda_E}$$

$$\alpha^* = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_R} + \frac{h}{\lambda_E}}$$

Nun wird der Rippenwirkungsgrad η_R berechnet. Dazu wird die gewichtete Rippenhöhe $\varphi \cdot \frac{d+2h}{2}$

benötigt. Die Rechengröße φ hängt von der Rippengeometrie ab. Für zusammenhängende Rippen bei versetzter Rohranordnung gilt:

$$\varphi = (\varphi' - 1) \cdot (1 + 0.35 \cdot \ln \varphi') \quad \text{mit} \quad \varphi' = 1.27 \cdot \frac{b_R}{d+2h} \sqrt{\frac{l_R}{b_R} - 0.3}$$

Jetzt kann die Rechengröße X und daraus und aus der Wärmeleitfähigkeit des Rippenmaterials λ_R (220 W/mK für Aluminium) der Rippenwirkungsgrad η_R berechnet werden.

$$X = \varphi \frac{d+2h}{2} \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha^*}{\lambda_R \cdot s}}$$

$$\eta_R = \frac{\tanh X}{X}$$

Nun wird mit der Wärmeleitfähigkeit λ_G des Rohrmaterials (393 W/mK für Kupfer) und dem inneren Wärmeübergangskoeffizienten α_i der scheinbare Wärmeübergangskoeffizient α_s und der k-Wert des Luftkühlers berechnet.

$$\alpha_s = \alpha^* \left(1 - (1 - \eta_R) \frac{A_R}{A} \right)$$

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_s} + \frac{A}{A_i} \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{d+2h-d_i}{2 \cdot \lambda_G} \right)$$

Der Wert für α_i ergibt sich aus der Berechnung der Wärmeträgermedien. Zu Vergleichszwecken wird für α_i ein Wert von 281 W/m²K eingesetzt (entspricht etwa dem Wert von Temper-30 bei -3.5 °C).

Der k-Wert hängt also von der Eisschichtdicke h und dem damit ebenfalls ändernden Luftvolumenstrom ab. Die Volumenstromänderung wird vom Druckabfall des Lamellenpaketes (inkl. Rohrbündel) und vom Ventilatorverhalten beeinflusst.

6.2 Druckverlustberechnung des Luftkühlers luftseitig

In diesem Kapitel wird der luftseitige Druckverlust des Luftkühlers und die hydraulische Leistung des Ventilators in Funktion der Eisschichtdicke und des Volumenstroms berechnet. Obwohl der Volumenstrom vom Druckverlust abhängt (Kennlinie des Ventilators), wird für die Berechnung ein Volumenstrom vorgegeben. Wenn die Kennlinie des Ventilators bekannt ist, kann durch Iteration der richtige Betriebspunkt gefunden werden.

Der gesamte Druckverlust setzt sich aus jenem des Rohrbündels, der durchströmen Rippen und des Ein- und Austritts des Systems zusammen. Es wird vorausgesetzt, dass der Luft-Volumenstrom über der gesamten Luftkühler-Fläche konstant ist. In Folgenden wird erläutert, wie die einzelnen Anteile berechnet werden.

6.2.1 Druckverlust des Rohrbündels

Die Berechnung wird nach dem im VDI-Wärmeatlas [4] (Ld1 bis Ld7) beschriebenen Verfahren durchgeführt. An geometrischen Daten wird wieder die Rohrgeometrie benötigt (siehe Abb. 6.2). Die Querteilung (25.4 mm) wird hier mit s_q und die Längsteilung (22 mm) mit s_l bezeichnet. Aus diesen Angaben, dem Rohrdurchmesser und der Eisdicke werden die Rechengrößen a und b bestimmt. Anstelle des Rohrdurchmessers d wird der Durchmesser des Rohres inkl. Eis $d+2h$ gesetzt.

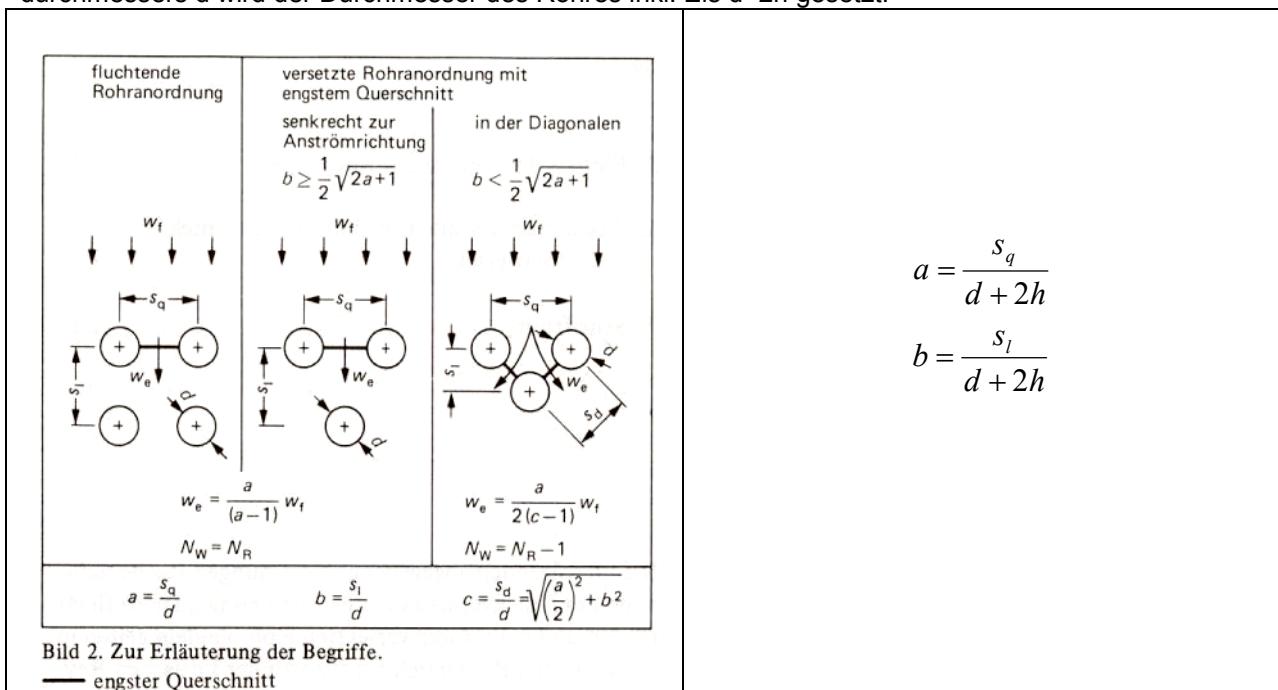


Abb. 6.6 engster Querschnitt nach VDI-Wärmeatlas [4] Ld2

Der engste Querschnitt für die Luftströmung liegt senkrecht zur Anströmungsrichtung. Die Anzahl Hauptwiderstände N_W ist gleich der Anzahl Rohrreihen $N_R = 3$. Die Geschwindigkeit vor dem Rohrbündel w_f ist gleich der Geschwindigkeit w_0 aus Kapitel 6.1. Die Geschwindigkeit im engsten Querschnitt w_e berechnet sich folgendermassen:

$$w_e = \frac{a}{a-1} \cdot w_f$$

Daraus kann die Re-Zahl berechnet werden:

$$\text{Re} = \frac{w_e \cdot (d + 2h)}{\nu}$$

Der Druckverlust berechnet sich nach:

$$\Delta p_{RB} = \zeta \cdot N_w \cdot \frac{\rho}{2} w_e^2$$

Der ζ -Wert setzt sich aus einem laminaren (ζ_l) und einem turbulenten (ζ_t) Anteil zusammen, wobei beim turbulenten Anteil noch ein Korrekturwert ($f_{n,t}$) hinzukommt, der die Anzahl Rohrreihen berücksichtigt.

$$\zeta = \zeta_l + (\zeta_t + f_{n,t}) \left[1 - e^{-\frac{-(\text{Re}+200)}{1000}} \right] \quad \text{für versetzte Rohranordnung, } N_R \geq 10$$

ζ_l berechnet sich nach:

$$\zeta_l = \frac{f_{a,l,v}}{\text{Re}} \quad \text{für } b \geq \frac{1}{2} \sqrt{2a+1}$$

$$f_{a,l,v} = \frac{280\pi \cdot [(b^{0.5} - 0.6)^2 + 0.75]}{(4ab - \pi) \cdot a^{1.6}}$$

ζ_t berechnet sich nach:

$$\zeta_t = \frac{f_{a,t,v}}{\text{Re}^{0.25}}$$

$$f_{a,t,v} = 2.5 + \frac{1.2}{(a - 0.85)^{1.08}} + 0.4 \cdot \left(\frac{b}{a} - 1 \right)^3 - 0.01 \cdot \left(\frac{a}{b} - 1 \right)^3$$

Die Formel für den Korrekturwert $f_{n,t}$ der die Anzahl Rohrreihen berücksichtigt, ist eigentlich nur gültig für 5 und mehr Rohrreihen (bis <10 Rohrreihen). Da jedoch keine Angaben vorhanden sind für 3 Rohrreihen, wird die Formel auch auf 3 Rohrreihen angewendet.

$$f_{n,t} = \zeta_0 \left(\frac{1}{N_R} - \frac{1}{10} \right) \quad \zeta_0 = \frac{1}{a^2}$$

Anmerkung: Die Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte wird nicht berücksichtigt, da die Lufttemperaturen nur geringfügig ändern (ca. 3 °C). Die Stoffwerte von Luft (trockene Luft) werden bei 0 °C eingesetzt.

6.2.2 Druckverlust der durchströmten Rippen

Die Strömung zwischen den Rippen wird als Spaltströmung betrachtet. Die Berechnung basiert auf den Angaben von W. Bohl [1] S. 152 ff. Die Rippen werden dabei als eben angenommen. Die Spaltbreite wird jedoch angepasst.

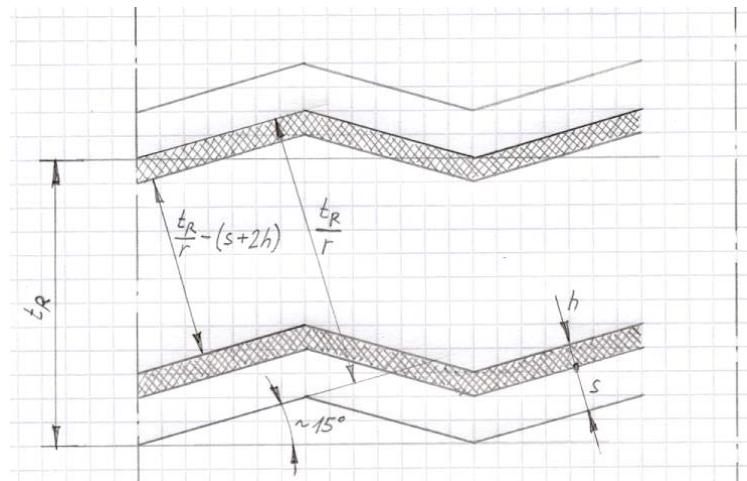


Abb. 6.7 zur Berechnung der Spaltbreite (Ansicht A, siehe Abb. 6.1)

Der (rechtwinklige) Abstand zwischen den Rippen beträgt $\frac{t_R}{r} - (s + 2h)$ (siehe Abb. 6.7). Daraus wird der hydraulische Durchmesser berechnet (Modell unendlich breiter Spalt).

$$d_h = 2 \cdot \left(\frac{t_R}{r} - (s + 2h) \right)$$

Weiter wird die mittlere Geschwindigkeit im Spalt benötigt. Diese wird aus dem Verhältnis der Anströmfläche und der Spaltfläche berechnet. Sie ist nicht überall im Spalt die selbe, da ja die Rohre die Strömung behindern. Die der Strömung zur Verfügung stehende Fläche wird immer durch die Rippen und das Eis (in t_R -Richtung) und zeitweilig durch die Rohre und das Eis (in t_{RR} -Richtung) behindert. Es wird festgestellt, dass während der Hälfte des Weges der Strömung die volle Länge in t_{RR} -Richtung (Breite des Tauschers) zur Verfügung steht. Es wird also das arithmetische Mittel der von den Rohren eingeengten und der nicht eingeengten Länge gebildet. Zur Bestimmung der Spaltbreite, die zur Querschnittsberechnung benötigt wird, werden die Rippen wieder in Streifen unterteilt, die parallel zur Rohrachse in eine Ebene geschoben werden (siehe Kap. 6.1). Die mittlere der Luft zur Verfügung stehende Fläche (im schraffierten Feld der Abb. 6.1 bzw. Abb. 6.3) beträgt:

$$\left(2 \cdot t_{RR} - \frac{d + 2h}{2} \right) (t_R - (s + 2h)r)$$

Die freie Fläche beträgt:

$$2 \cdot t_{RR} \cdot t_R$$

Somit ergibt sich die mittlere Geschwindigkeit im Spalt zu:

$$\bar{w} = w_0 \cdot \frac{2 \cdot t_{RR} \cdot t_R}{\left(2 \cdot t_{RR} - \frac{d + 2h}{2} \right) (t_R - (s + 2h)r)}$$

Aus der mittleren Geschwindigkeit kann die Re-Zahl bestimmt werden.

$$Re = \frac{\bar{w} \cdot d_h}{v}$$

In den meisten Fällen wird sich eine laminare Strömung einstellen. Um jedoch auch die turbulenten Fälle zu berücksichtigen, ohne immer die Re-Zahl kontrollieren zu müssen, wird eine Fallunterscheidung gemacht. Die Rohreibungszahl für den unendlich breiten Spalt berechnet sich aus der Re-Zahl ([1], S.155).

$$\lambda = \frac{96}{Re} \quad \text{für } Re < 2320 \text{ (laminar)}$$

$$\lambda = \frac{0.427}{Re^{0.25}} \quad \text{für } Re \geq 2320 \text{ (turbulent) und hydraulisch glatte Spalte}$$

Der Eintritt in den Spalt wird gemäss Bohl [1] mit einem halben Staudruck berücksichtigt. Die kinetische Energie im Austritt bleibt zum Teil erhalten und wird erst nach dem Ventilator „vernichtet“. Die Umlenkung nach den Lamellen in den Ventilator wird auch mit einem halben Staudruck berücksichtigt.

Durch die Welligkeit der Rippen erhöht sich der Widerstand. Auf eine Lamellenpakethöhe von 66 mm sind die Lamellen ca. 20 mal gekröpft. Als Ersatzmodell für den gewellten Spalt wird eine Rohrstrecke bestehend aus 20 hintereinander geschalteten 15°-Krümmern gewählt. Nach Bohl [1] ist der ζ -Wert eines 15°-Krümmers vom Durchmesser und dem Krümmungsradius unabhängig und beträgt ca. 0.034 (siehe Abb. 6.8).

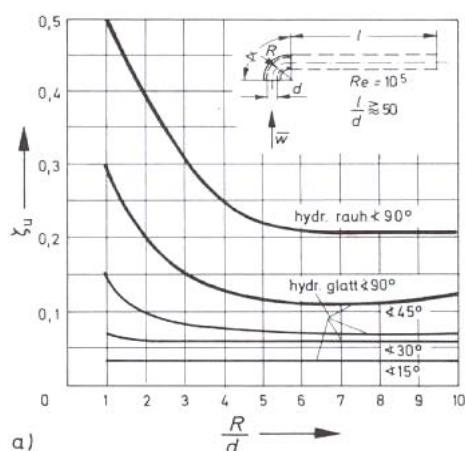


Abb. 6.8 ζ -Krümmer

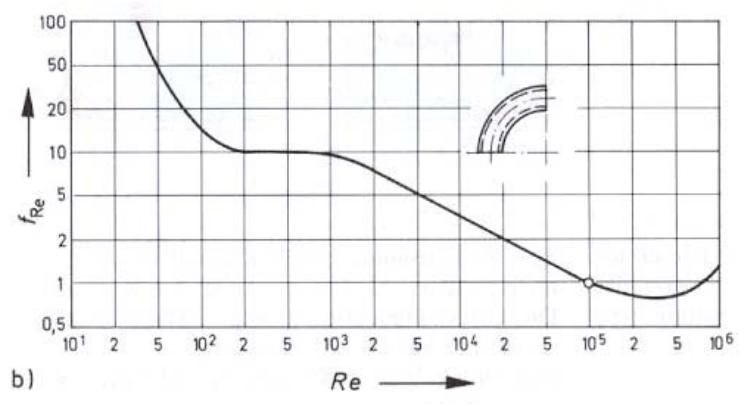


Abb. 6.9 $f_{(Re)}$ eines Krümmers

Nun ist der ζ -Wert aber noch Re-abhängig. Den Zusammenhang zwischen Re und $f_{(Re)}$ gibt Abb. 6.9 wieder. Der ζ -Wert der 20 mal gekröpften Lamelle beträgt:

$$\zeta_w = 20 \cdot \zeta_{Krümmer} \cdot f_{Re} = 20 \cdot 0.034 \cdot f_{Re}$$

Da die Rippen gewellt sind, vergrössert sich die von der Luft durchströmte Länge um den Faktor $r_{1\text{-dim}}$ (siehe 6.1). Mit einer Spaltlänge (gleich Lamellenpakethöhe) von $l = 66 \text{ mm}$ ergibt sich ein Druckverlust der gewellten Rippen von:

$$\underline{\underline{\Delta p_R}} = \left(\lambda \cdot \frac{l \cdot r_{1\text{-dim}}}{d_h} + 1 + \zeta_w \right) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \bar{w}^2$$

Bei grossen Spaltbreiten (eisfrei) ist der Anteil der Wellen am Druckverlust der Rippe viel grösser als jener des Spaltes und des Ein- und Austrittes (in bzw. aus dem Lamellenpaket). Bei eisfreiem Spalt ergeben sich folgende Werte:

$$\left(\lambda \cdot \frac{l \cdot r_{1\text{-dim}}}{d_h} \right) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \bar{w}^2 = 1.16 \text{ Pa}$$

$$1 \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \bar{w}^2 = 0.92 \text{ Pa}$$

$$(\zeta_w) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \bar{w}^2 = 6.24 \text{ Pa}$$

Bei kleinen Spaltbreiten (vereist) ist der Anteil des Spaltes am grössten. Folgende Werte ergeben sich bei einer Eisdicke h von 1.7 mm.

$$\left(\lambda \cdot \frac{l \cdot r_{1\text{-dim}}}{d_h} \right) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \bar{w}^2 = 24.48 \text{ Pa}$$

$$1 \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \bar{w}^2 = 0.053 \text{ Pa}$$

$$(\zeta_w) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \bar{w}^2 = 6.50 \text{ Pa}$$

6.3 Druckverlust beim Ein- und Austritts des Ventilators

In diesem Kapitel wird der Druckverlust in der Eintrittsdüse und am Austritt des Ventilators berechnet. Es wird angenommen, dass sich der gesamte Volumenstrom auf alle Ventilatoren gleichmässig verteilt. Ebenfalls wird vorausgesetzt, dass sich die Dichte infolge Druckerhöhung des Ventilators nicht ändert. Somit kann mit der Kontinuitätsgleichung und den Querschnittsflächen die mittlere Geschwindigkeit w im Ventilatoraustritt berechnet werden.

Für die Eintrittsdüse wird gemäss W. Bohl [1] (S. 135) ein ζ -Wert (bezieht sich auf die Austrittsgeschwindigkeit) von 0.05 angenommen. Beim Austritt geht ein Staudruck verloren. Der Druckverlust beim Ein- und Austritt des Ventilators berechnete sich folgendermassen.

$$\underline{\underline{\Delta p_V}} = \frac{\rho}{2} w^2 + \zeta \cdot \frac{\rho}{2} w^2 = (1 + \zeta) \cdot \frac{\rho}{2} w^2 = 1.05 \cdot \frac{\rho}{2} w^2$$

Der Druckverlust, der von der Umgebung zum Luftkühler strömenden Luft ist vernachlässigbar klein und wird nicht berücksichtigt.

6.4 Ventilationsleistung

Die Druckerhöhung, die vom Ventilator erzeugt werden muss, ist für jeden Ventilator die gleiche. Die hydraulische Leistung eines Ventilators entspricht dem Produkt der Druckerhöhung und des Volumenstroms (eines Ventilators). Die Druckerhöhung entspricht dem gesamten Druckverlust. Es gilt:

$$P_{Vent} = \dot{V}_{Ventilator} \cdot (\Delta p_{RB} + \Delta p_R + \Delta p_V)$$

Die elektrische Leistung erhöht sich um den Wirkungsgrad des Ventilators und des Elektromotors.

6.5 Aufbau des Modells, Berechnungsalgorithmus

Das Rechenmodell wird in Excel aufgebaut (siehe Anhang Kap. 11.5). Es gliedert sich in drei Teile. Im ersten Teil werden die Inputgrößen definiert. Es sind dies der Volumenstrom (gesamter Volumenstrom aller 3 Ventilatoren), die Stoffwerte der Luft, die Wärmeleitfähigkeit der Rippe und des Rohres, der Wärmeübergangskoeffizient α_i an der Rohrinnenwand, die geometrischen Abmessungen des Luftkühlers (Länge, Breite, Rippendimensionen etc.) und die Dicke h der Eisschicht. Da hier der Einfluss der Eisschicht untersucht werden soll, wird für α_i ein konstanter Wert von $181 \text{ W/m}^2\text{K}$ gesetzt. Dies ist zulässig, da α_i vorwiegend von der Strömungsgeschwindigkeit im Luftkühlerrohr abhängt, welche ja nur indirekt von der Eisschichtdicke abhängt (von der Viskosität, die sich mit der Temperatur ändert).

Im zweiten Teil wird der Wärmedurchgangskoeffizient (k-Wert) des Luftkühlers berechnet. Im dritten Teil wird der luftseitige Druckverlust des Lamellenpaketes und des Ventilators (Ein- und Austritt des Ventilators; siehe Kapitel 6.3), sowie die hydraulische Leistung der 3 Ventilatoren berechnet.

Der Berechnungsalgorithmus verläuft folgendermassen (siehe Abb. 6.10): Zuerst wird für eine bestimmte Eisschichtdicke ein Volumenstrom angenommen. Anschliessend wird daraus der k-Wert des Luftkühlers und Druckverlust des Lamellenpaketes berechnet. Danach wird der berechnete Druckverlust mit dem Saugdruck des Ventilators beim gewählten Volumenstrom verglichen (gemäss gemessener Kennlinie; siehe Kap. 7.1). Stimmen diese beiden Drücke nicht überein, muss der Volumenstrom soweit angepasst werden, bis dies der Fall ist. Nach diesem Vorgang ist ein Punkt gefunden worden, der sowohl auf der Kennlinie des Ventilators, als auch auf jener des Lamellenpaketes liegt, d.h. dieser Punkt entspricht dem Betriebspunkt bei der gegebenen Eisschichtdicke. Von diesem Betriebspunkt ist nun der k-Wert, der Druckverlust, der Volumenstrom und die Ventilatorleistung bekannt. Das oben beschriebene Verfahren wird mit dem Solver von Excel durchgeführt.

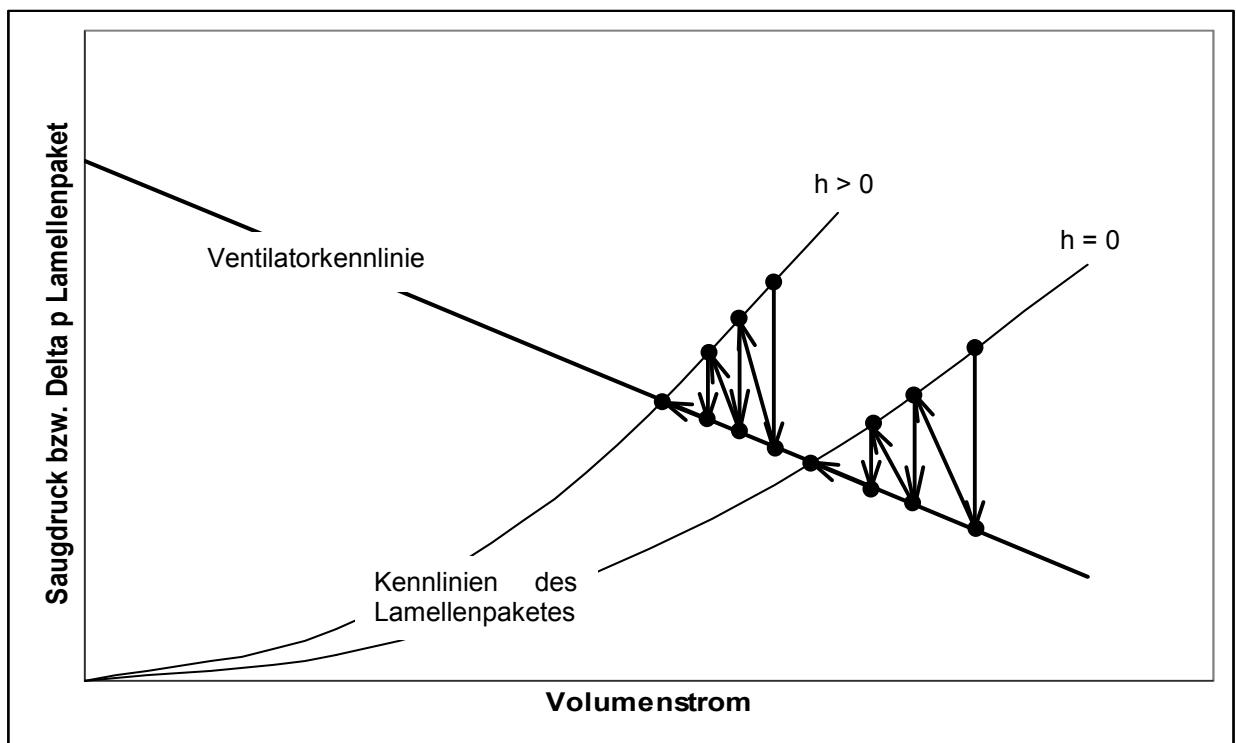


Abb. 6.10 Berechnungsalgorithmus für Lamellenpaket

6.6 Ergebnisse

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse des vereisten Luftkühlers dargestellt. Alle Ergebnisse beziehen sich auf ein Flächenverhältnis von $r = 1.07$ (siehe Kapitel 6.1). Alle Größen werden in Funktion der Eisschichtdicke h aufgetragen.

6.6.1 Druckverlust und Ventilatorleistung

Die Druckverluste sind ausschliesslich von den geometrischen Verhältnissen abhängig und nicht von den Eigenschaften des Eises. Die Oberflächenstruktur der Eisschicht wurde nicht berücksichtigt, da die Rauigkeit zur Zeit nicht bekannt ist. Sie könnte aber den λ -Wert in nicht unerheblichem Massen beeinflussen. Bei einer bestimmten Eisdicke h ergibt sich also ein von der Wärmeleitfähigkeit des Eises unabhängiger Druckverlust.

Der Druckverlust des Lamellenpaketes setzt sich wie bereits erwähnt aus den Druckverlusten des Rohrbündels und der Rippen zusammen.

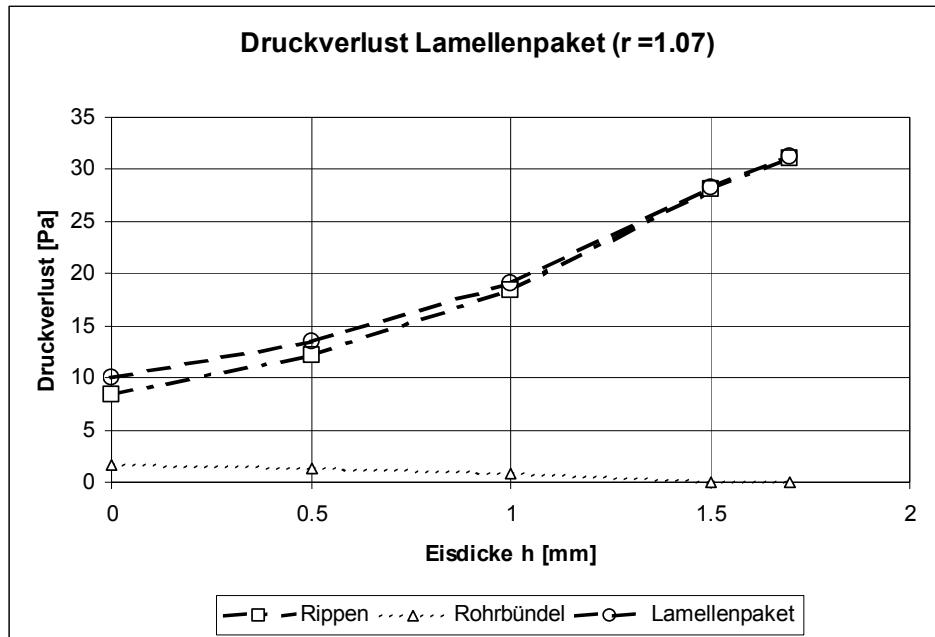


Abb. 6.11 Druckverlust des Lamellenpaketes in Abhängigkeit der Eisschichtdicke h (Rechnung mit Stoffwerten von trockener Luft bei 0 °C)

Mit zunehmender Eisdicke nimmt der Widerstand des gesamten Lamellenpakets zu, was aufgrund der Ventilatorkennlinie zu einem kleineren Volumenstrom führt (siehe Abb. 6.10 bis Abb. 6.12 und Abb. 7.2). Der Druckverlust des Rohrbündels wird unter der Annahme berechnet, dass keine Lamellen vorhanden sind. Der Einfluss der Eisschicht äussert sich also nur in einem etwas grösseren Rohrdurchmesser ($d+2h$). Die Eisschicht auf den Rohren engt den Strömungsquerschnitt des reinen Rohrbündels nur wenig ein. Deshalb nimmt die Strömungsgeschwindigkeit bei kleinerem Volumenstrom deutlich ab, was zu erheblich geringeren Druckverlusten des Rohrbündels führt.

Hingegen steigt der Druckverlust der Rippen mit zunehmender Eisschichtdicke h stark an, da der Strömungsquerschnitt (Spalt zwischen den Rippen) eingeengt wird. Die Summe aus den Druckverlusten des Rohrbündels und der Rippen ergibt den Druckverlust des gesamten Lamellenpakete. Man erkennt deutlich, dass der Druckverlust der Rippen überwiegt. Dies gilt besonders im vereisten Zustand.

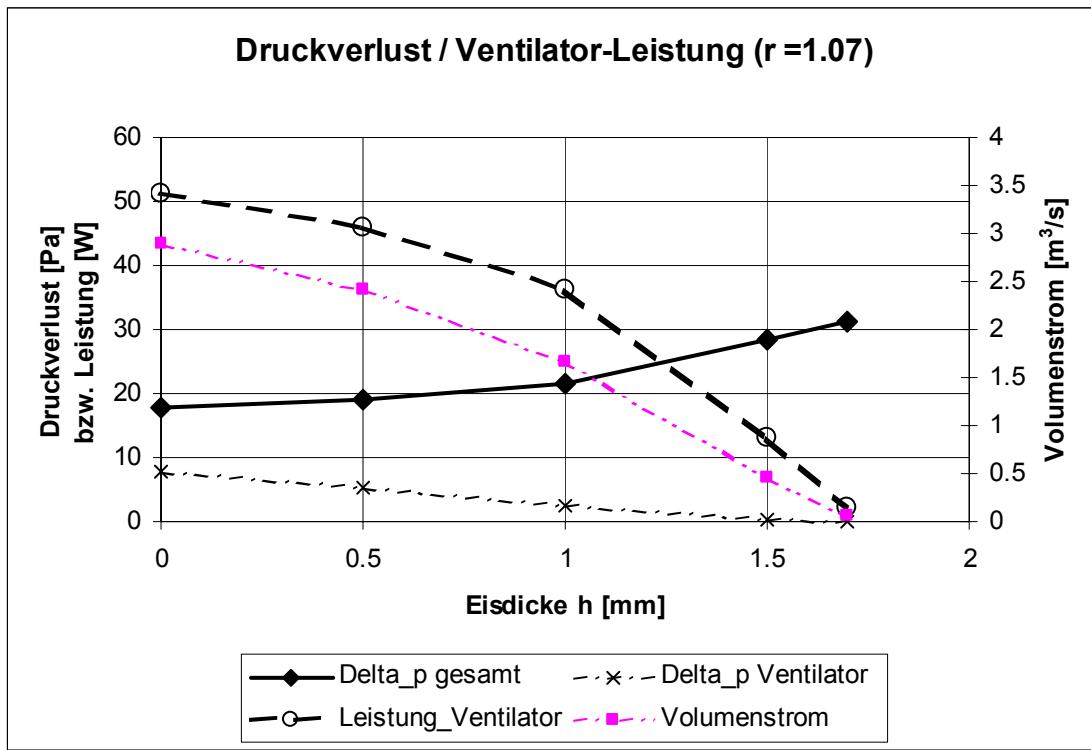


Abb. 6.12 Druckverlust des Ventilators und des Gesamtsystems, Ventilatorleistung, Volumenstrom

Zu den oben erwähnten Druckverlusten tritt noch derjenige des Ventilators hinzu. Wie im Kapitel 6.3 erwähnt, setzt sich dieser aus den Eintrittsverlusten in der Einlaufdüse des Ventilators und dem Austrittsverlust zusammen. Beide Anteile nehmen mit abnehmendem Volumenstrom ab.

Der Ventilator muss sowohl den Druckverlust des Lamellenpakets, als auch den „eigenen“ überwinden ($\Delta p_{\text{gesamt}} = \Delta p_{\text{Lamellenpaket}} + \Delta p_{\text{Ventilator}}$). Die Summe dieser beiden Verluste wird als Gesamtdruckverlust des Systems bezeichnet und ist in Abb. 6.12 mit „gesamt“ bezeichnet. Die hydraulische Leistung des Ventilators entspricht dem Produkt aus Volumenstrom und Gesamtdruckverlust (siehe Kapitel 6.4). Da der Volumenstrom stärker abnimmt, als der Gesamtdruckverlust zunimmt, sinkt die benötigte Ventilatorleistung mit zunehmender Eisschichtdicke. Diese Leistung entspricht jedoch nicht der elektrisch aufgenommenen, da hier der Wirkungsgrad der Beschaufelung und des Elektromotors nicht berücksichtigt sind.

6.6.2 Einfluss der Wärmeleitfähigkeit des Eises

Das folgende Diagramm stellt das Verhalten des vereisten Luftkühlers bei verschiedenen Wärmeleitfähigkeiten des Eises dar.

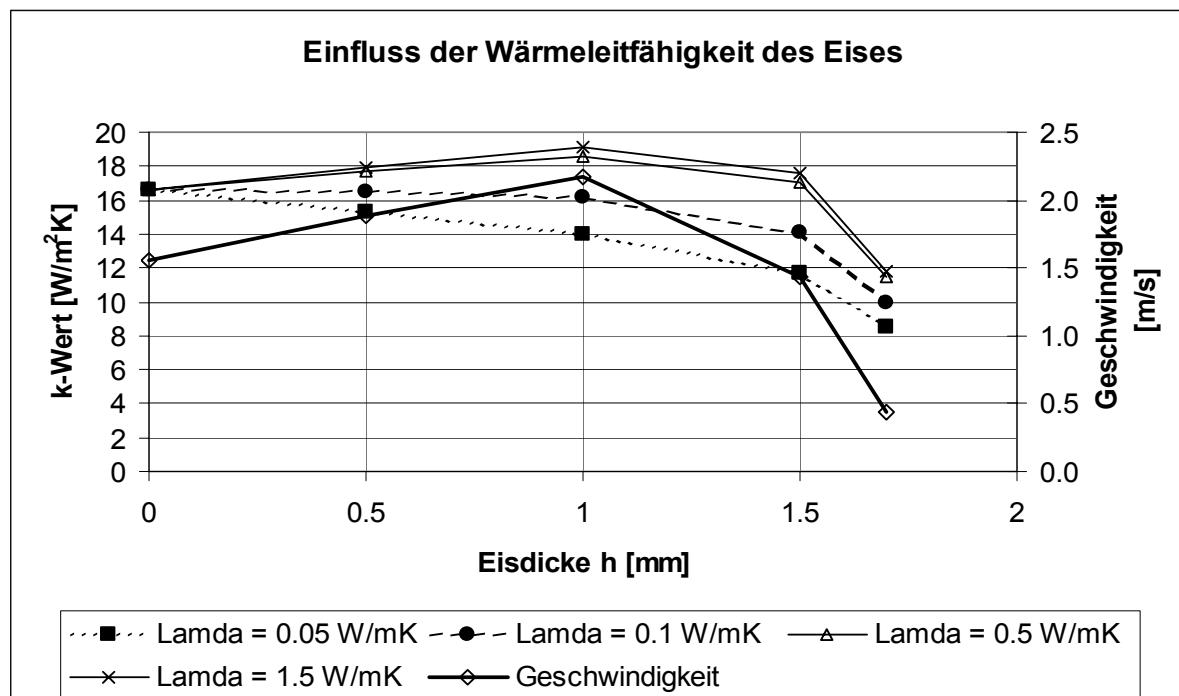


Abb. 6.13 Einfluss der Wärmeleitfähigkeit des Eises

In Abb. 6.13 sind sowohl die Geschwindigkeit im engsten Querschnitt (siehe w_e Kap. 6.1) als auch die k-Werte des Luftkühlers bei verschiedenen Wärmeleitfähigkeiten λ (des Eises) in Funktion der Eisdicke h dargestellt.

Bei grossen λ -Werten (0.5 bis 1.5 W/mK) wird beim Vereisen zunächst ein Anstieg des Wärmedurchgangs (k-Wert) festgestellt. Dies ist eine direkte Folge der Geschwindigkeitszunahme. Bei höheren Geschwindigkeiten ist der Wärmeübergang von der Luft zum Eis (bzw. zur Rippe) besser. Der bessere Wärmeübergang kann den erhöhten Widerstand durch die Eisschicht mehr als kompensieren. Ab einer kritischen Eisdicke von ca. 1 mm nimmt die Geschwindigkeit ab (eine Folge des grösseren Druckverlustes und damit kleineren Volumenstroms). Der k-Wert nimmt ab und fällt ab ca. 1.5 mm Eisdicke relativ schlagartig zusammen.

Bei kleinen λ -Werten (0.05 bis 0.1 W/mK) überwiegt der isolierende Einfluss der Eisschicht und der k-Wert nimmt mit zunehmender Eisdicke kontinuierlich ab, ohne ein Maximum zu erreichen.

Aufgrund dieser Erkenntnisse scheint ein Abtauen im Bereich zwischen 0.7 mm und 1.2 mm Eisdicke sinnvoll. Nach [2] sind eher kleinere λ -Werten zu erwarten. Ein Abtauen zwischen 0.7 mm und 1 mm führt noch nicht zu erheblichen Einbussen des k-Wertes. Auch bei grösseren λ -Werten wird der Anstieg des k-Wertes noch genutzt, wenn in diesem Bereich abgetaut wird.

In Abb. 6.11 steigt auch der Druckverlust über dem Lamellenpaket in diesem Bereich relativ stark an. Gemäss Abb. 6.11 sollte bei einem Druckverlust über dem Lamellenpaket von ca. 15 Pa bis 23 Pa abgetaut werden (Eisdicke 0.7 mm bis 1.2 mm). Messungen aus Waltalingen zeigen, dass bei ca. 15 Pa ein Abtauzyklus eingeleitet wird.

Die Verwendung des Druckverlustes über dem Lamellenpakt als Abtaukriterium scheint also geeignet zu sein.

7. Messungen

Bei der Anlage in Waltalingen wurde die Kennlinie (Saugdruck in Funktion des Volumenstroms) des Ventilators mangels Herstellerangaben durch eigene Messungen bestimmt. Ebenfalls wurde der soleseitige Druckverlust über dem Luftkühler gemessen. Die EMPA führte in Waltalingen und Münsingen Geräuschmessungen durch.

7.1 Ventilatorkennlinie

Der Luftkühler (FCAL 62 S33 16P Sp, Paulus AG). der Anlage in Waltalingen hat 3 Ventilatoren (022325/PFI 0302113, Carrier) Innerhalb des Gehäuses befinden sich zwei Trennwände, die einen Drittel der Tauscherfläche vom Rest des Kühlers trennt. Dadurch reicht es diesen Dritteln auszumessen, da die Luft, welche durch diese Tauscherfläche strömt nur von einem Ventilator gefördert wird.

Die Luft wird vom Ventilator aus der Umgebung durch die Lamellen angesogen und wieder an die Umgebung abgegeben. Mit einer Staudrucksonde wird der Totaldruck unmittelbar über dem Lamellenpaket (ca. 2 cm von der Lamellenpaket-Oberfläche entfernt) gemessen. Um den Volumenstrom zu bestimmen, wird mit einem Hitzdrahtanemometer die Geschwindigkeit unterhalb des Lamellenpakete (beim Lufteintritt) gemessen. Da sowohl die Geschwindigkeiten als auch die Drücke relativ klein sind, ist das Messen dieser Größen nicht ganz einfach. Eine leicht Windböe verfälscht die Messungen schon merklich.

Die Geschwindigkeits- und Druckverteilung über der Fläche wird bestimmt, indem ein Netz von Messpunkten über die Fläche gelegt wird. Anschliessend kann durch Integration der Volumenstrom aus den Geschwindigkeiten berechnet werden. Die Länge der Fläche beträgt 1.4 m, die Breite 0.8 m.

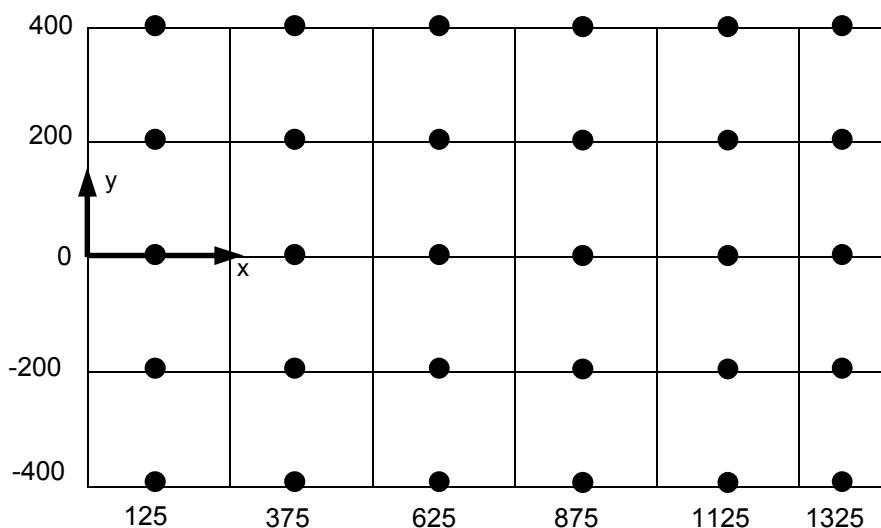


Abb. 7.1 Messpunkte für Ventilatorkennlinie

Aus der Geschwindigkeit wird der dynamische Druck berechnet. Wird dieser vom Totaldruck subtrahiert, erhält man den statischen Druck. Der statische Druck wird über alle Messpunkte gemittelt. Der Saugdruck des Ventilators entspricht der Differenz zwischen dem Umgebungsdruck und dem statischen Druck.

Zwei benachbarte Geschwindigkeiten (z.B. $w_{(x = 125, y = -400)}$ und $w_{(x = 125, y = -200)}$) werden in y- Richtung gemittelt und mit der jeweiligen Teilfläche multipliziert. Auf diese Weise erhält man die einzelnen Teilvolumenströme. Der Gesamtvolumenstrom entspricht der Summe aller Teilvolumenströme. Um verschiedene Volumenströme fahren zu können werden einzelne Teilflächen mit Kartonstreifen abgedeckt.

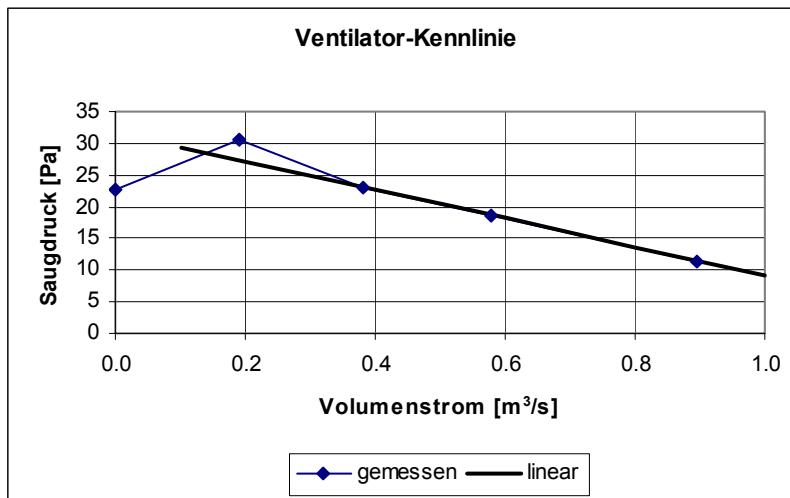


Abb. 7.2 Volumenstrom- Saugdruck- Kennlinie

Die Kennlinie weist einen linearen Zusammenhang zwischen dem Volumenstrom und dem Saugdruck auf. Einzig die Punkte bei kleinen Volumenströmen (0 und $0.2 \text{ m}^3/\text{s}$) weichen etwas von der Geraden ab. Die Totaldruck-Verteilung bei $0 \text{ m}^3/\text{s}$ ist nicht homogen (siehe Anhang Kap. 11.6). Dies lässt auf interne Strömungen zwischen dem Ventilator und dem Lamellenpaket schliessen. Diese Strömungen können das Bild verfälschen. Die lineare Kennlinie scheint aber trotzdem plausibel zu sein.

Die nachfolgenden Graphiken zeigen den Saugdruck- und den Volumenstrom- Verlauf in x-Richtung bei verschiedenen y-Positionen über dem Lamellenpaket.

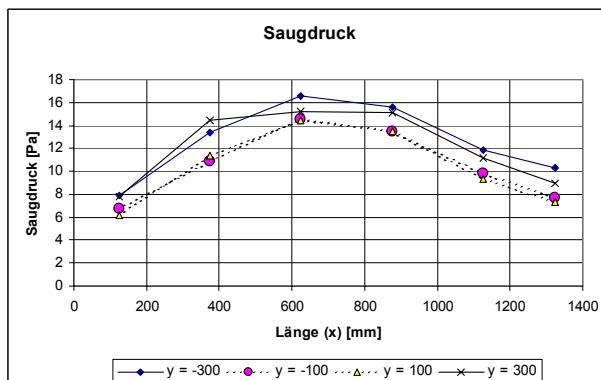


Abb. 7.3 Saugdruck- Verlauf

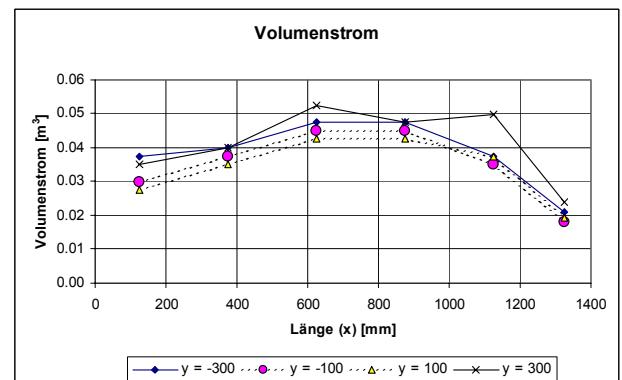


Abb. 7.4 Volumenstrom- Verlauf

Es zeigt sich deutlich, dass in der Mitte deutlich grössere Saugdrücke und folglich auch grössere Volumenströme herrschen. Die Randzonen und Ecken werden also weniger stark durchströmt.

Nach der Modellrechnung (siehe Kapitel 6.2) wird bei einem Volumenstrom von $0.9 \text{ m}^3/\text{s}$ (ein Ventilator) eine hydraulische Leistung von ca. 14 W benötigt. Der Ventilator nimmt aber eine elektrische Leistung von ca. 100 W auf. Der Gesamtwirkungsgrad des Ventilators liegt also bei ca. 14% . Dies ist allerdings nur ein Betriebspunkt, aber einer, der relativ nahe dem Betriebsbereich in der Praxis liegt!

7.1.1 Vergleich Messung und Rechnung

Bei einem Volumenstrom von $0.9 \text{ m}^3/\text{s}$ sollte der Druckverlust über dem Lamellenpaket nach den Berechnungen im Kap. 6.2 (und Anhang Kap. 5) ca. 8.7 Pa betragen. Die Messung zeigt bei gleichem Volumenstrom einen Druckverlust von ca. 9.1 Pa . Diese Übereinstimmung ist sehr gut, bedenkt man, dass die Drücke und Geschwindigkeiten nicht einfach zu messen (sehr klein) sind und leichte Windböen bereits beträchtliche Störungen verursachen.

7.2 soleseitiger Druckverlust des Luftkühlers

Zur Messung des Druckverlustes wird in den Vor- bzw. Rücklauf des Luftkühlers (der Anlage in Waltalingen) je ein Absolutdruck-Sensor eingebaut. Auf diese Weise wird der Druckverlust des Luftkühlers selbst und jener der Anschlüsse erfasst.

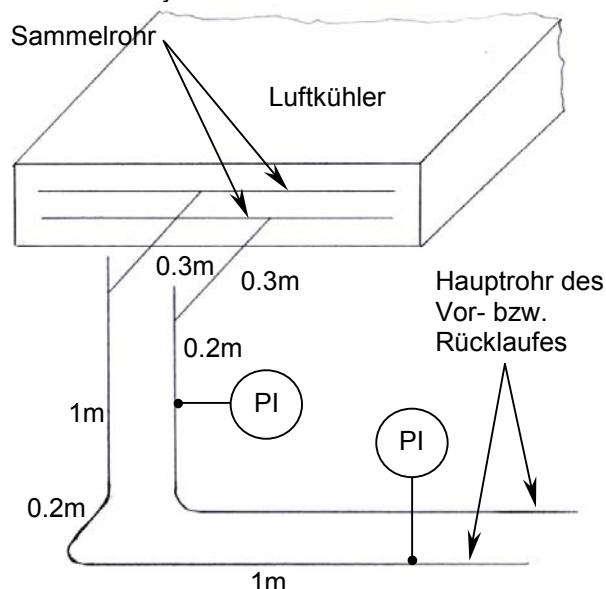


Abb. 7.5 Anschluss des Luftkühlers

Die 48 Pässe des Luftkühlers münden je in ein Sammelrohr. In diese Sammelrohre ist je ein Kupferrohr eingelötet. Der Durchmesser dieser Kupferrohre wird zu 25 mm und deren Länge zu 0.3 m geschätzt. (Die Länge der einzelnen Rohr-Teilstrecken sind in Abb. 7.5 eingetragen.) Diese Rohre münden in ein Kunststoffrohr, welches rechtwinklig in das Hauptrohr eingeschweisst ist. Zur Berechnung des Druckverlustes zwischen den beiden Drucksensoren werden folgende Annahmen getroffen:

- Hauptrohr mit $d = 50 \text{ mm}$ und einer äquivalenten Länge von 4.4 m (2.4 m Rohr plus $2 \text{ Krümmer mit } L_{\text{äqui}} = 1 \text{ m}$). Rohrrauhigkeit $k = 0.25 \text{ mm}$
- Im Hauptrohr sind 11 Schweißnähte (inkl. Verschraubungen) mit einer Schweißnaht-Höhe von 2 mm
- Der Übergang vom Hauptrohr zum Kupferrohr (25 mm) entspricht einer Trennung in einem T-Stück und einer plötzlichen Verengung von 50 mm auf 25 mm .
- Der Übergang vom Kupferrohr (25 mm) zum Hauptrohr entspricht einer Vereinigung in einem T-Stück und einer plötzlichen Erweiterung von 25 mm auf 50 mm .
- Der Eintritt vom Kupferrohr (25 mm) ins Sammelrohr entspricht einem Hosenrohr mit einem Winkel von 90° (wie ein T-Stück).
- Der Austritt aus dem Sammelrohr ins Kupferrohr (25 mm) entspricht einem Ausfluss aus einem Behälter.

Die Berechnung des Druckverlust des Luftkühlers wurde bereits im Kap. 4.1.3.2 erläutert.

Bei einer mittleren Soletemperatur von -3.5°C wird ein Volumenstrom von $2.37 \text{ m}^3/\text{h}$ und ein Druckverlust von 15950 Pa gemessen. Da es sich bei den Drucksensoren nicht um Differenzdruck-, sondern um Absolutdrucksensoren handelt und deren Messbereich relativ gross ist (0 bis 7 bar abs), kann der Druckverlust nicht sehr genau gemessen werden. Eine Unsicherheit von $\pm 300 \text{ Pa}$ ist durchaus zu erwarten.

Das eingesetzte Medium (Aspen Temper-20) hat bei -3.5°C folgende Fluideigenschaften:

$$\begin{aligned} \text{Dichte } \rho &: 1148 \text{ kg/m}^3 \\ \text{kinematische Viskosität } \nu &: 3.41 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \end{aligned}$$

Im Folgenden wird kurz erläutert, wie die einzelnen Druckverluste berechnet werden. Die Geschwindigkeit im Hauptrohr (50 mm) beträgt bei obigem Volumenstrom 0.335 m/s ($w_{(50)}$), diejenige im Kupferrohr (25 mm) 1.34 m/s ($w_{(25)}$).

7.2.1 Druckverlust im Hauptrohr

$$Re = \frac{w_{(50)} \cdot d}{\nu} = \frac{0.335 \cdot 0.05}{3.41 \cdot 10^{-6}} = 4912$$

$$\frac{d}{k} = \frac{50}{0.25} = 200$$

Daraus ergibt sich nach [1] S.301 ein λ von 0.042.

$$\underline{\underline{\Delta p_{HR}}} = \frac{\rho}{2} \cdot w_{(50)}^2 \cdot \lambda \cdot \frac{L}{d} = \frac{1148}{2} \cdot 0.335^2 \cdot 0.042 \cdot \frac{4.4}{0.05} = \underline{\underline{238Pa}}$$

7.2.2 Druckverlust der Schweissnähte

Die Schweissnaht wird als Normblende gemäss [1] S.146 betrachtet.

$$m = \left(\frac{d}{D} \right)^2 = \left(\frac{46}{50} \right)^2 = 0.92$$

Daraus ergibt sich ein ζ von ca. 0.2.

$$\underline{\underline{\Delta p_{SN}}} = \frac{\rho}{2} \cdot w_{(50)}^2 \cdot \zeta \cdot n = \frac{1148}{2} \cdot 0.335^2 \cdot 0.2 \cdot 11 = \underline{\underline{142Pa}}$$

7.2.3 Druckverlust Hauptrohr → Kupferrohr

Trennung: [1] S.142

$$\varphi = 90^{\circ} \quad \frac{\dot{V}_a}{\dot{V}} = 1 \quad \rightarrow \zeta_T = 1.3$$

$$\Delta p_{Trennung} = \frac{\rho}{2} \cdot w_{(25)}^2 \cdot \zeta_T = \frac{1148}{2} \cdot 1.34^2 \cdot 1.3 = 1340Pa$$

plötzliche Verengung: [1] S. 138

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{25^2}{50^2} = 0.25$$

Daraus ergibt sich ein ζ_V von 0.42.

$$\Delta p_V = \frac{\rho}{2} \cdot w_{(25)}^2 \cdot \zeta_V = \frac{1148}{2} \cdot 1.34^2 \cdot 0.42 = 433 \text{ Pa}$$

$$\underline{\underline{\Delta p_{HK}}} = \underline{\Delta p_{Trennung}} + \Delta p_V = 1340 + 433 = \underline{\underline{1773 \text{ Pa}}}$$

7.2.4 Druckverlust Kupferrohr → Hauptröhre

Vereinigung: [1] S.142

$$\varphi = 90^\circ \quad \frac{\dot{V}_a}{\dot{V}} = 1 \quad \rightarrow \zeta_{\text{Vereinigung}} = 0.9$$

$$\Delta p_{\text{Vereinigung}} = \frac{\rho}{2} \cdot w_{(25)}^2 \cdot \zeta_{\text{Vereinigung}} = \frac{1148}{2} \cdot 1.34^2 \cdot 0.9 = 928 \text{ Pa}$$

plötzliche Erweiterung: [1] S. 138

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{50^2}{25^2} = 4$$

$$\zeta_E = \left(\frac{A_2}{A_1} - 1 \right)^2 = (4 - 1)^2 = 9$$

$$\Delta p_E = \frac{\rho}{2} \cdot w_{(50)}^2 \cdot \zeta_E = \frac{1148}{2} \cdot 0.335^2 \cdot 9 = 580 \text{ Pa}$$

$$\underline{\underline{\Delta p_{KH}}} = \underline{\Delta p_{\text{Vereinigung}}} + \Delta p_E = 928 + 580 = \underline{\underline{1508 \text{ Pa}}}$$

7.2.5 Druckverlust des Eintritts ins Sammelrohr

Nach [1] S.142 hat ein Hosenrohr mit $\varphi = 90^\circ$ einen ζ -Wert von 1.4. Da das Kupferrohr in das Sammelrohr hineinragt, wird der Druckverlust zusätzlich erhöht. Es wird angenommen, dass sich dadurch der ζ -Wert auf 2 erhöht.

$$\underline{\Delta p_{\text{Eintritt}}} = \frac{\rho}{2} \cdot w_{(25)}^2 \cdot \zeta = \frac{1148}{2} \cdot 1.34^2 \cdot 2 = \underline{\underline{2061 \text{ Pa}}}$$

7.2.6 Druckverlust des Austritts aus dem Sammelrohr

Ein scharfkantiger Behälterausfluss hat nach [1] S.135 ein ζ -Wert von 3. Da das Sammelrohr keinen unendlichgrossen Behälter darstellt (die Rohrwand behindert den Ausfluss aus dem Sammelrohr) und das Kupferrohr auch hier ins Sammelrohr hineinragt, wird ein ζ -Wert von 6 angenommen.

$$\underline{\Delta p_{\text{Austritt}}} = \frac{\rho}{2} \cdot w_{(25)}^2 \cdot \zeta = \frac{1148}{2} \cdot 1.34^2 \cdot 6 = \underline{\underline{6184 \text{ Pa}}}$$

7.2.7 Gesamtdruckverlust des Luftkühlers inkl. Anschluss

Der Gesamtdruckverlust des Luftkühlers und des Anschlusses setzt sich aus obigen Druckverlusten und dem Druckverlust des Luftkühlers allein zusammen. Zusätzlich zu diesen Verlusten tritt noch ein Verlust innerhalb der Sammelrohre infolge Impulsänderungen, Reibung und Störungen der einzelnen Ein- und Austritte der 48 Pässe auf. Dieser Verlust wird zu $\Delta p_{\text{Sammelrohr}} = 400 \text{ Pa}$ geschätzt. Der Druckverlust des Kühlers allein wird nach Kapitel 4.1.3.2 berechnet und beträgt 3210 Pa.

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{tot}} &= \Delta p_{\text{HR}} + \Delta p_{\text{SN}} + \Delta p_{\text{HK}} + \Delta p_{\text{KH}} + \Delta p_{\text{Eintritt}} + \Delta p_{\text{Austritt}} + \Delta p_{\text{Sammelrohr}} + \Delta p_{\text{Luftkühler}} \\ \underline{\Delta p_{\text{tot}}} &= 238 + 142 + 1773 + 1508 + 2061 + 6184 + 400 + 3210 \\ &= \underline{\underline{12306 \text{ Pa} + 3210 \text{ Pa} = 15516 \text{ Pa}}} \end{aligned}$$

7.2.8 Vergleich Messung Rechnung

Die gemessenen 15948 Pa liegen innerhalb der zu erwartenden Messgenauigkeit recht gut mit den gerechneten 15516 Pa überein. Auffallend ist jedoch, dass der Druckverlust des Luftkühlers alleine nur etwa einen **Fünftel** des gesamten Druckverlustes inkl. Anschlüsse ausmacht. Insbesondere der Ein- und Austritt des Sammelrohres erzeugt einen beträchtlichen Druckabfall. Beim Anschluss des Luftkühlers ist also noch recht viel Optimierungspotential vorhanden. Es ist zu vermuten, dass auch bei den Umwälzpumpen- und den Verdampferanschlüssen ähnlich schlechte Situationen herrschen.

7.3 Schallmessungen

EMPA Dübendorf Überlandstrasse 129 CH-8600 Dübendorf Fon +41 (0)1 823 55 11 Fax +41 (0)1 821 62 44 ■ www.empa.ch



**Prüfbericht
Nr. 840'617
int. 585.2084**

W i r f o r s c h e n u n d p r ä f e n f ü r S i e

Prüfauftrag: Geräuschmessungen an Wärmepumpen
Prüfobjekt: Zwei verschiedene Verdampfer von
Luft/Wasser Wärmepumpen

Ihr Auftrag vom: 2001-08-27
Ausführung der Prüfung: 2002-03-05 / 06
Anzahl Seiten: 8 inkl. Beilagen

Inhalt

1. Zusammenfassung
2. Untersuchter Gegenstand
3. Prüfverfahren und Prüfablauf
4. Messungen und Ergebnisse

Beilagen

Dübendorf, 14. Mai 2002
Der Prüfleiter:

M. Studer

M. Studer

Abteilung Akustik und Lärmbekämpfung
Der Abteilungsleiter:

K. Eggenschwiler
K. Eggenschwiler



STS 068

Anmerkung: Die Untersuchungsergebnisse haben nur Gültigkeit für das geprüfte Objekt. Das Verwenden des Berichtes zu Werbezwecken, der bloße Hinweis darauf sowie auszugsweises Veröffentlichen bedürfen der Genehmigung der EMPA (vgl. Merkblatt). Bericht und Unterlagen werden 10 Jahre archiviert.

1. Zusammenfassung

Im Auftrag des Bundesamtes für Energie BFE wurden Geräuschmessungen an den Verdampfern von zwei verschiedenen Luft/Wasser Wärmepumpen gemäss der Norm EN ISO 3746:1995 durchgeführt. Die untenstehende Tabelle zeigt die Messergebnisse.

Geräuschemission	Anlage Münsingen (6 Ventilatoren)	Anlage Waltalingen (3 Ventilatoren)
A-bewerteter Schallleistungspegel L_{wA}	$L_{wA} = 70 \text{ dB}$	$L_{wA} = 67 \text{ dB}$

Die Norm EN ISO 3746:1995 (Bestimmung der Schallleistungspegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen) beschreibt verschiedene Hüllflächenverfahren der Genauigkeitsklasse 3 (Survey) für ein im wesentlichen freies Schallfeld über einer reflektierenden Ebene, mit einer geschätzten Vergleichsstandardabweichung σ_R von 3 dB.

Im Anhang (Kap. 11.7) sind „Erläuterungen zur Berechnung und Beurteilung der Geräuschimmissionen von Wärmepumpen“ zu finden. Dort wird auch beschrieben, wie aus dem Schallleistungspegel der Schalldruckpegel in einem beliebigen Raum näherungsweise berechnet werden kann.

2. Untersuchter Gegenstand



Abb. 7.6 Verdampfer der Anlage in Münsingen



Abb. 7.7 Verdampfer der Anlage in Waltalingen

	Anlage Münsingen	Anlage Waltalingen
Verdampfer:		
Hersteller	ProFroid, F-13782 Aubagne	ProFroid, F-13782 Aubagne
Typ	-	-
Masse (L/B)	435x170cm	435x85cm
Ventilatoren:		
Anzahl	6 ST	3 ST
Hersteller	Carrier	Carrier
Typ	022325 / PFI 0302113	022325 / PFI 0302113

3. Prüfverfahren und Prüfablauf

Die Messungen wurden gemäss der Norm EN ISO 3746:1995 durchgeführt. Diese Norm beschreibt das Vorgehen zur Bestimmung des Schallleistungspegels einer Maschine mittels Schalldruckmessungen. Es werden auf einer gedachten Hüllfläche (Messfläche), durch welche die gesamte abgestrahlte Schallleistung tritt, Messpunkte angeordnet und dort die Schalldruckpegel gemessen. Aus diesen Schalldruckpegeln wird unter Berücksichtigung des Flächeninhalts sowie der Einflüsse von Fremdgeräuschen (Korrektur K_1) und Reflexionen aus der Umgebung (Korrektur K_2) der Schallleistungspegel berechnet.

4. Messungen und Ergebnisse

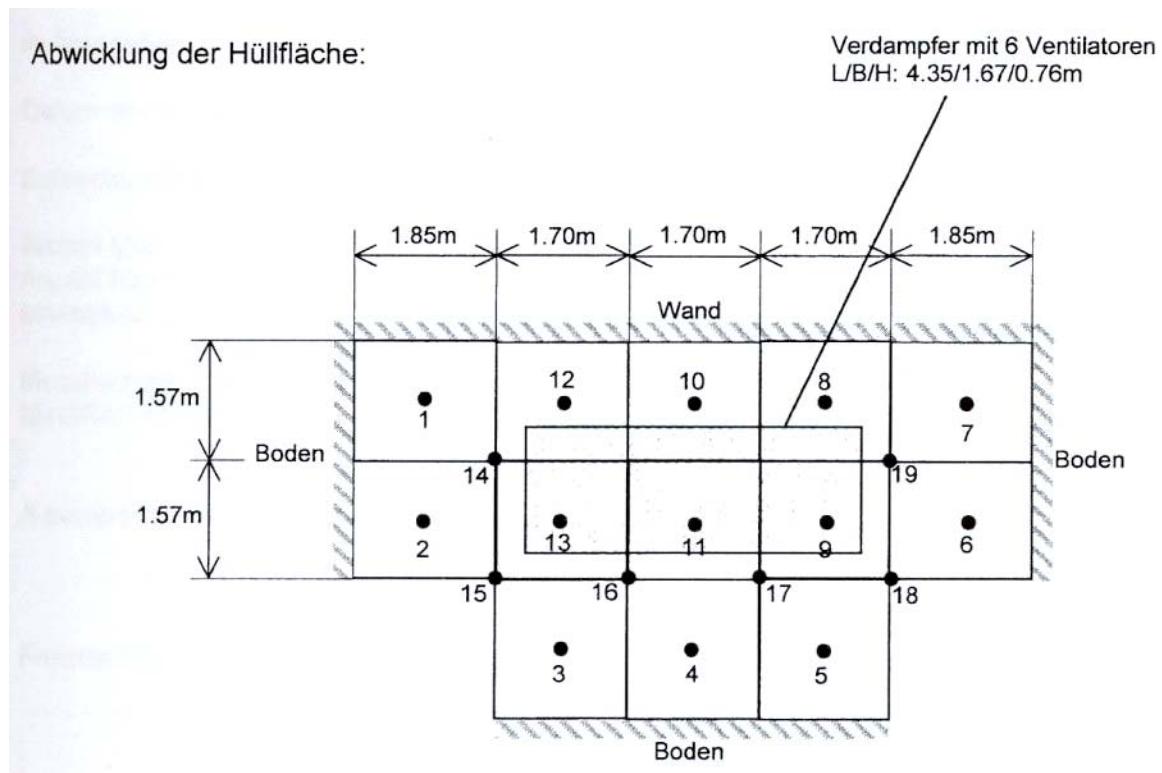
Die Messungen an der Anlage in Münsingen wurden am 5. März, jene in Waltalingen am 6. März durchgeführt. Alle Messungen und Berechnungen wurden frequenzabhängig in Terzbändern durchgeführt. Zur Bestimmung der Umgebungskorrektur K_2 wurde eine kalibrierte Referenzschallquelle verwendet.

Die detaillierten Messergebnisse sind im Anhang wie folgt enthalten:

	Verdampfer Münsingen (6 Ventilatoren)	Verdampfer Waltalingen (3 Ventilatoren)
Messanordnung	Beilage 1	Beilage 3
Messprotokoll / Frequenzanalyse	Beilage 2	Beilage 4
Verwendete Geräte	Beilage 5	Beilage 5

Verdampfer Münsingen**Beilage 1**

Messanordnung



Messort	: Lerchenweg 28, Münsingen
Bezugsquader	: $4.35 \times 1.67 \times 0.76$ m
Messquader	: $5.10 \times 3.14 \times 1.85$ m
Messfläche	: 37.1 m^2
Messflächenmass L_S	: 15.7 dB

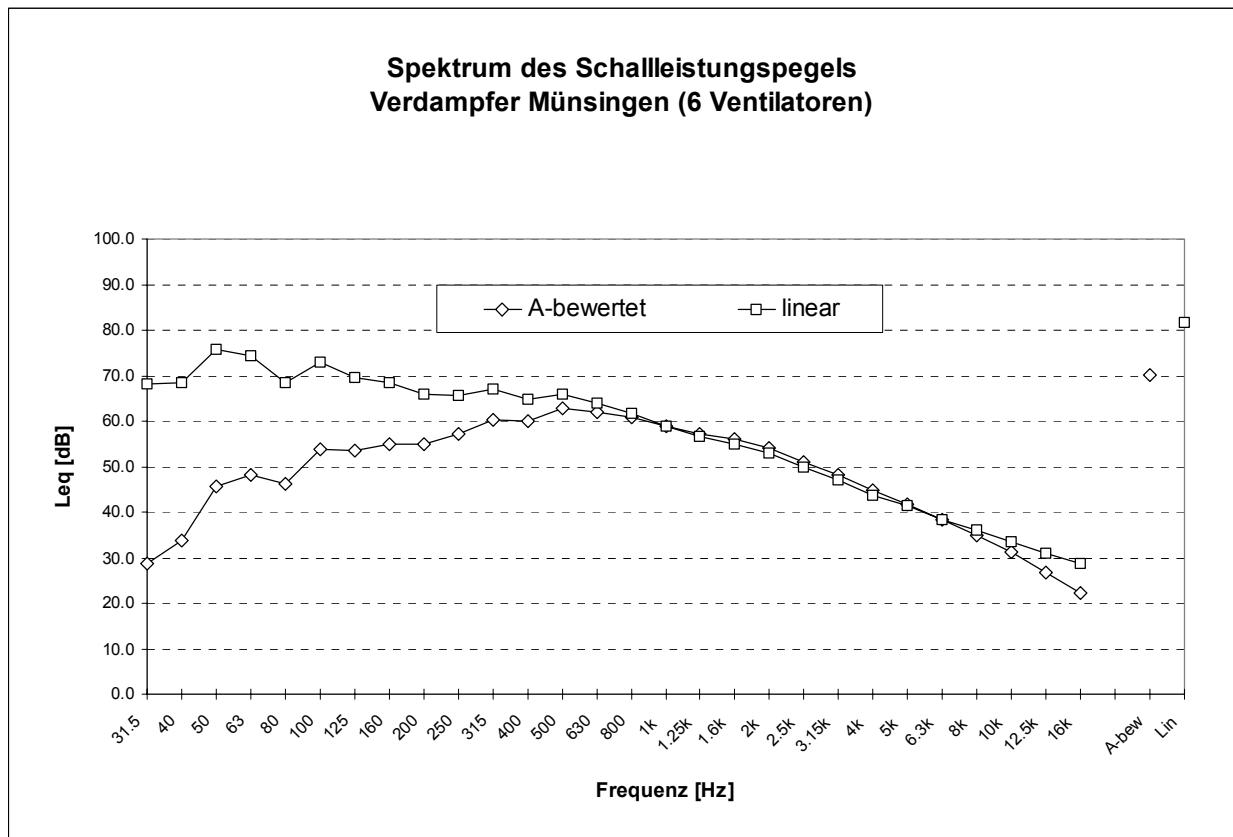
Verdampfer Münsingen**Beilage 2**

Messprotokoll:

EMPA Nummer : 840'617
 Auftraggeber : Bundesamt für Energie 3003 Bern
 Datum der Messung : 2001-03-05
 Betriebsbedingungen : Alle Ventilatoren in Betrieb
 Anzahl Mikrofonpositionen : 19
 Anzahl Messdurchgänge : 1
 Messdauer pro Position : 16 sec
 Messflächen-Schalldruckpegel L_{pAf} : 54.6 dB
 Messflächenmass L_s : 15.7 dB

A-bewerteter Schallleistungspegel L_{WA} : 70.3 dB

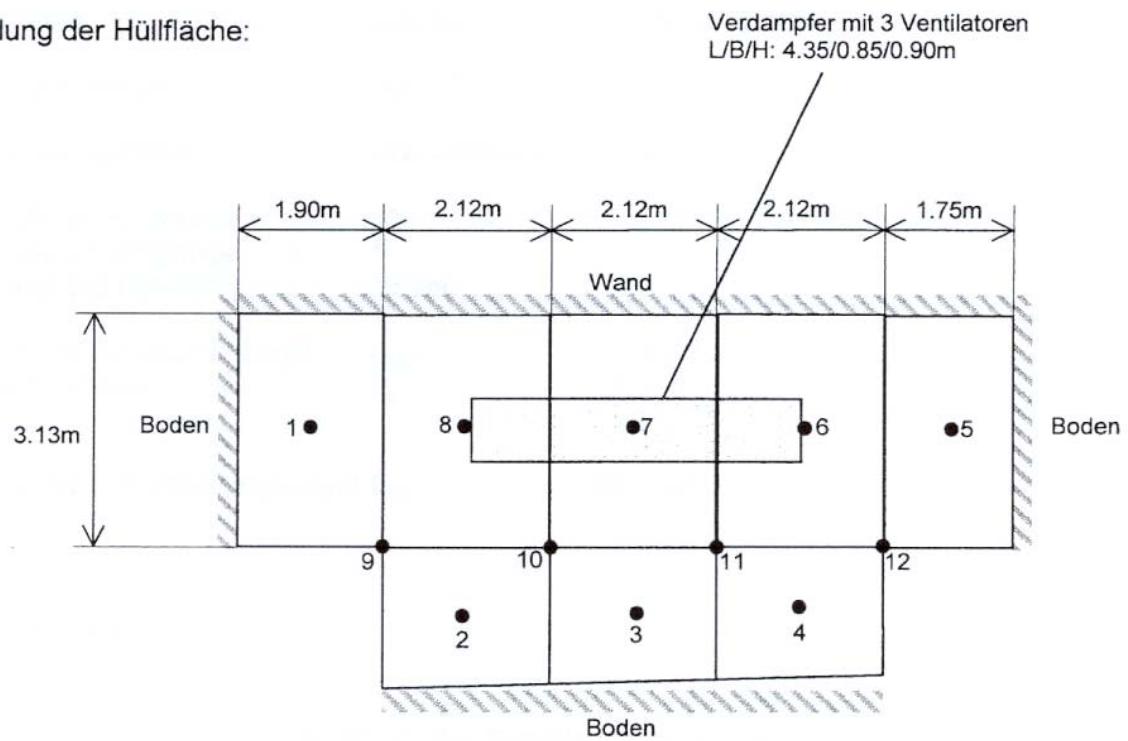
Frequenzanalyse:



Verdampfer Waltalingen**Beilage 3**

Messanordnung

Abwicklung der Hüllfläche:



Messort	:	Steig 5, Waltalingen
Bezugsquader	:	4.35 x 0.85 x 0.80 m
Messquader	:	6.36 x 3.13 x 1.80 m
Messfläche	:	42.8 m ²
Messflächenmass LS	:	16.3 dB

Verdampfer Waltalingen**Beilage 4**

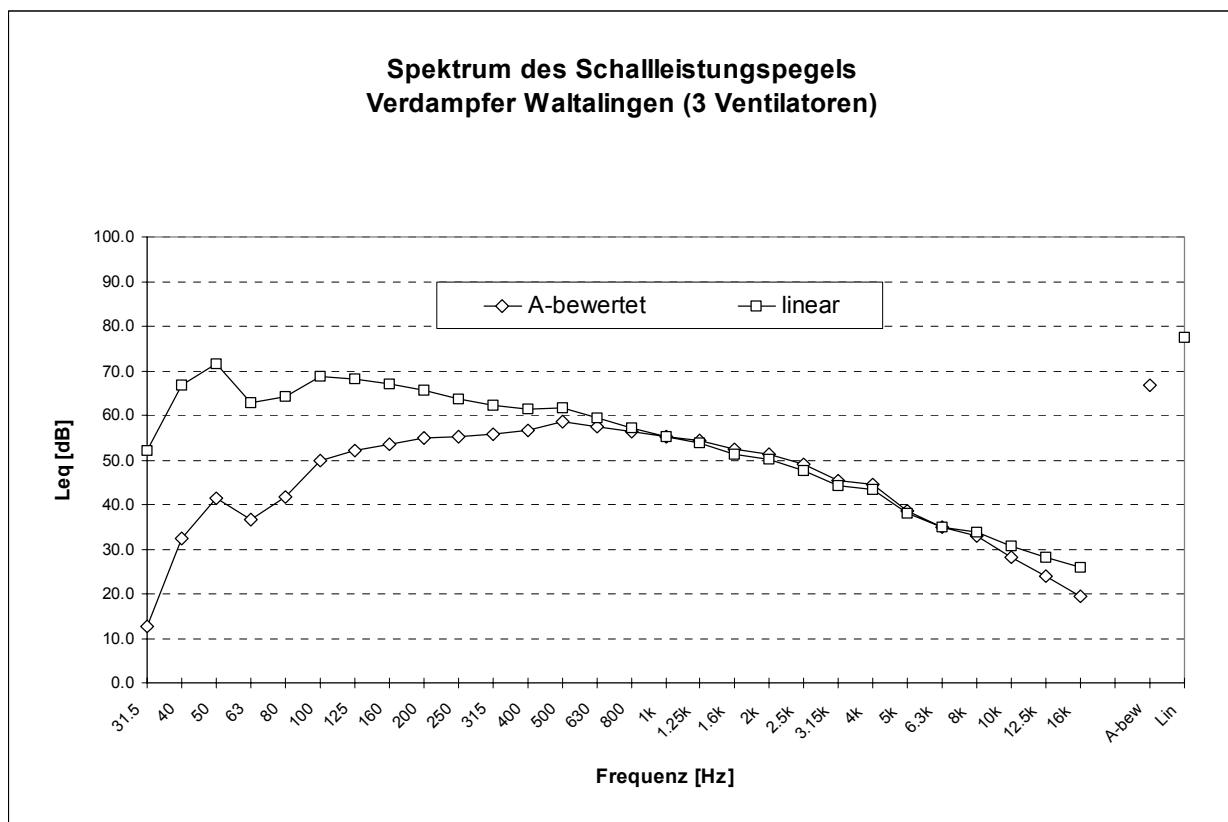
Messprotokoll:

EMPA Nummer : 840'617
 Auftraggeber : Bundesamt für Energie 3003 Bern
 Datum der Messung : 2001-03-06
 Betriebsbedingungen : Alle Ventilatoren in Betrieb
 Anzahl Mikrofonpositionen : 12
 Anzahl Messdurchgänge : 1
 Messdauer pro Position : 16 sec

Messflächen-Schalldruckpegel L_{pAf} : 50.4 dB
 Messflächenmasse L_s : 16.3 dB

A-bewerteter Schallleistungspegel L_{WA} : **66.7 dB**

Frequenzanalyse:



Verwendete Prüfmittel**Beilage 5**

Gerät	Hersteller	Typ	Serie-Nr.	Bemerkungen
- Kalibrator	B&K	4231	2 176 145	(int. Nr. 10)
- Mikrofon	B&K	4006	1 085 361	(Kanal 1)
- Mikrofon	B&K	4006	1 085 367	(Kanal 2)
- Mic-Speisung	EMPA	177	1	(Kanal 1)
- Mic-Speisung	EMPA	177	2	(Kanal 2)
- Terzbandanalysator	Norsonic	840-2	18733	(int. Nr. 3)
- Referenzschallquelle	B&K	4204	955 303	(int. Nr. 2)

8. Erfahrungen aus dem Feldtest

Im Folgenden werden einige Erfahrungen aus dem Betrieb in Waltalingen dargelegt.

Im allgemeinen läuft die Anlage recht gut. Wenn es jedoch stark regnet, schliessen sich die Zwischenräume der Lamellen infolge Kapillarwirkung des Wassers. Als Folge davon steigt der Differenzdruck (luftseitig) des Lamellenpaketes an und ein unnötiger Abtauzyklus wird eingeleitet.

Wenn der Luftkühler sehr schnell vereist, steigt der Differenzdruck rasch an, erreicht aber nicht mehr den notwendigen Grenzwert, um einen Abtauzyklus auszulösen. Dieser Effekt kann durch die Modellrechnung nicht bestätigt werden. Es könnte ein Problem des Erfassens des Differenzdruckes sein. Dieser wird mit einem Druckschalter erfasst, der bei einem Grenzwert schaltet. Dieser Schalter hat natürlich eine gewisse Hysterese, welche die Genauigkeit des Schaltpunktes negativ beeinflusst. Das Einstellen des Grenzwertes wird dadurch erschwert.

Während dem Vereisen werden die Lamellen gleichmässig mit luftigem Eis bedeckt. Dies lässt auf eine kleine Dichte und somit geringe Wärmeleitfähigkeit des Eises schliessen (siehe Anhang: Wärmeleitfähigkeit des Eises in Funktion der Dichte; Kap. 11.4).



Abb. 8.1 vereister Luftkühler kurz vor dem Abtauen

Bei starkem Wind spricht manchmal der Differenzdruckschalter an und es wird ein unnötiger Abtauzyklus eingeleitet. Da es sich um einen mechanischen Schalter handelt, der eine gewisse Hysterese hat, schaltet der einmal angesprochene Schalter erst wieder aus, wenn die Ventilatoren abgestellt werden d.h. beim Abtauen. Eine minimale Ansprechdauer des Differenzdruckschalters als Auslösekriterium für das Abtauen kann also nicht gewählt werden. Dafür müsste der Differenzdruck analog erfasst und das Signal gefiltert werden. Auf diese Weise könnte auch der Gradient des Differenzdruckes erfasst werden und das Problem bei sehr schnellem Vereisen könnte entschärft werden. Allerdings bedeutet dies einen grösseren Aufwand.

Beim Abtauen ist ein „Knacken“ in den Leitungen zu hören, welches auf Wärmespannungen zurückzuführen ist, die infolge der starken Temperaturgradienten zwischen der kalten Anlage und der durch den Abtautauscher aufgeheizten Sole entstehen.

Das Wärmeträgermedium Temper hat bessere Wärmeübertragungseigenschaften, als Aseol-Solera (Propylenglykol). Bei Austritt an die Atmosphäre ist es allerdings sehr aggressiv. Die folgenden Bilder sollen dies verdeutlichen.



**Abb. 8.2 Von Temper angegriffene
Umwälzpumpe (nach ca. 2 Monaten Betrieb)**



**Abb. 8.3 Von Temper angegriffener
Temperaturfühler**

9. Schlusswort und Aussichten

Durch die gut funktionierenden Luftkühler und die Fluidkreisläufe konnten die beiden SwissRetrofit-Wärmepumpen-Anlagen in Waltalingen und Münsingen in der Heizperiode 2001/2002 im Rahmen des parallel laufenden BFE-Projektes „Messungen an Retrofit- Wärmepumpen, Phase 2“ (Nr. 43098) ausgemessen werden.

Die im vorliegenden Bericht dargestellten Berechnungen und Optimierungen des Systems Luftkühler und Wärmeträgerkreislauf zeigen, dass in verschiedenen Punkten noch ein beträchtliches Optimierungspotential umgesetzt werden kann. Eine relativ gute Übereinstimmung zwischen den Modellrechnungen und den durchgeföhrten Feldmessungen zeigt, dass die erarbeitete rechnerische Modellierung die reale Situation gut abbildet.

Das System Verdampfer-Wärmeträgerkreislauf-Luftkühler kann in folgenden Punkten noch markant verbessert werden:

- Medium:
Die auf der Basis von Kaliumformiat aufbauenden Wärmeträgermedien weisen zwar bessere Wärmeübertragungseigenschaften auf, verhalten sich aber relativ korrosiv. Diesem Problem könnte durch geeigneter Werkstoffwahl begegnet werden. Weiter sollte der Markt beobachtet werden, um ev. geeigneter Medien zu finden. Unter Umständen liegt jedoch in den anderen Punkten mehr Optimierungspotential, so dass ein in korrosiver Hinsicht problemloses Monoethylenglykol eingesetzt werden kann.
- Rohrführung:
Insbesondere die Anschlüsse am Luftkühler sollten verbessert werden. Hier ist auf grosse Querschnitte und günstige Strömungsführung zu achten. Weiter sollten auch die Anschlüsse der Pumpen und Wärmetauscher (Verdampfer, Abtautauscher) untersucht werden.
- Ventilatoranströmung:
Die Strömungsführung innerhalb des Luftkühlers sollte verbessert werden. Die starke Umlenkung der Luft zwischen dem Austritt aus dem Lamellenpaket und dem Eintritt in den Ventilator erzeugt grosse Druckverluste. Ebenfalls werden dadurch die Ecken des Lamellenpaketes nur schwach durchströmt. Dadurch wird die Tauscherfläche in den Ecken schlecht ausgenützt, was zu unnötig grossen Luftkühlern führt.
- Ventilator:
Der Ventilator weist einen schlechten Wirkungsgrad auf (ca. 14% im eisfreien Zustand). Eine optimierte Schaufelgeometrie könnte den Wirkungsgrad steigern. Um unnötige Lärmemissionen zu verhindern, sollte der Ventilator vom Luftkühlergehäuse entkoppelt werden.
- Abtauvorgang:
Der luftseitige Differenzdruck über dem Luftkühler scheint als Abtauukriterium nicht schlecht zu sein. Allerdings zeigen sich in der Praxis einige Probleme mit diesem System. Wind, zu schnelles Vereisen und Regen führen zu unnötigen Abtauzyklen. Da zum Auslösen eines Abtauzyklus ein Differenzdruckschalter verwendet wird, der eine gewisse Hysterese aufweist, kann eine Windböe bereits zum Ansprechen des Schalters führen. Dieser fällt erst wieder ab, wenn die Ventilatoren ausgeschaltet werden, also beim Abtauen. Bei einem analogen Differenzdruck-Sensor könnte dieses Problem durch Filtern des Signals minimiert werden. Allerdings würden sich dadurch die Anlagenkosten erhöhen.

Die grösste Einschränkung im vorliegenden Projekt war im Zeitdruck begründet. Da in der Heizsaison 2001/2002 unbedingt gemessen werden sollte, konnten nur käufliche Wärmetauscher zur Beschaffung in Frage kommen. Es ist offensichtlich, dass die beschafften Luftkühler-Systeme für die Anwendung im Projekt SwissRetrofitHeatPump die erhofften Eigenschaften noch nicht aufweisen. Zu allen vorher erwähnten Verbesserungen stellt deshalb die Evaluation eines speziell für die SRHP optimierten, eventuell modular aufgebauten Luftwärmetauschers ein zusätzliches vielversprechendes Verbesserungspotential dar. Auch die äussere Gestaltung der Apparate und die Diskussion um optisch und funktionell bessere Aufstellungsmöglichkeiten sollte in einem zukünftigen Projekt integriert werden.

10. Verzeichnisse

10.1 Literaturverzeichnis

- [1] Willi Bohl: **Technische Strömungslehre 11. Auflage**, Vogel ISBN 3-8023-1740-8 (1998)
- [2] BfE-Bericht: **Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern** (2000)
- [3] H. Egolf: **Grundlagen zur experimentellen Bestimmung der Bereifung von Luftkühlern**, Diss. ETH Nr. 7509 (1984)
- [4] **VDI-Wärmeatlas 6.Auflage**, Springer Verlag ISBN 3-18-401084-8 (1991)
- [5] Schnee- und Lawinenforschungsinstitut Davos SLF, persönliche Mitteilung
- [6] Ki Luft- und Klimatechnik 10/1997: **Minderung des Energieverbrauchs indirekter Systeme durch Auswahl von Kälteträgern**
- [7] Verordnung 814.018 über die Lenkungsabgabe auf flüchtige organische Verbindungen (VOCV): vom 12 November 1997

10.2 Tabellenverzeichnis

Tab. 3.1 Technische Daten der Luftkühler	9
Tab. 4.1 Ergebnisse der Berechnungen verschiedener Wärmeträgermedien bei der kleinen Maschine für $\Delta T_{Wärmeträger} = 3 \text{ }^\circ\text{C}$	18
Tab. 4.2 Preise (bei 20°C) (exkl. MwSt) der Wärmeträgermedien.....	21
Tab. 4.3 Vergleich zwischen Aseol-Solera 81-72 (30 Vol-%) und Temper-20.....	22
Tab. 11.1 Belastungsgrenzwerte gemäss LSV	86

10.3 Abbildungsverzeichnis

Abb. 2.1 Luftkühler der Anlage in Waltalingen	7
Abb. 2.2 Luftkühler der Anlage in Münsingen	7
Abb. 3.1 RI-Schema der 20 kW Anlage (in Münsingen) nach KWT	8
Abb. 3.2 Ventilator des Luftkühlers in Waltalingen.....	9
Abb. 3.3 Skizze eines Kühlerrohrsatzes (Pass)	10
Abb. 3.4 Anordnung der Rohre (Waltalingen)	10
Abb. 3.5 Lamellenpaket (Draufsicht)	10
Abb. 3.6 Sammelrohre des Luftkühlers	10
Abb. 4.1 Kreisprozess bei einer mittleren Sole-Temperatur von -3.5 °C	12
Abb. 4.2 Kreisprozess bei einer mittleren Sole-Temperatur von -15 °C	12
Abb. 4.3 Umwälzpumpen-Leistung der verschiedenen Wärmeträgermedien bei -3.5 °C bzw. -15 °C. Als Bezug dient Aseol-Solera (Propylenglykol); kleine Maschine	19
Abb. 4.4 Wärmeübertragungs-Eigenschaften der verschiedenen Wärmeträgermedien bei -3.5 °C bzw. - 15 °C; kleine Maschine.....	19
Abb. 5.1 Pumpenleistung der grossen Maschine bei verschiedenen Rohrdurchmessern	23
Abb. 6.1 Anordnung der geraden Rippen im Lamellenpaket	24
Abb. 6.2 Rohrgeometrie; gerade Rippe; Ansicht B	25

Abb. 6.3 Ansicht A (siehe Abb. 6.1)	25
Abb. 6.4 Sicht von unten auf das Lamellenpaket.....	25
Abb. 6.5 Geometrie der gewellten Rippe (links) und der „geschobenen“ Rippe (rechts) (Ansicht A, siehe Abb. 6.1)	26
Abb. 6.6 engster Querschnitt nach VDI-Wärmeatlas [4] Ld2	29
Abb. 6.7 zur Berechnung der Spaltbreite (Ansicht A, siehe Abb. 6.1)	31
Abb. 6.8 ζ - Krümmer	32
Abb. 6.9 $f_{(Re)}$ eines Krümmers	32
Abb. 6.10 Berechnungsalgorithmus für Lamellenpaket	35
Abb. 6.11 Druckverlust des Lamellenpaketes in Abhängigkeit der Eisschichtdicke h (Rechnung mit Stoffwerten von trockener Luft bei 0 °C)	36
Abb. 6.12 Druckverlust des Ventilators und des Gesamtsystems, Ventilatorleistung, Volumenstrom	37
Abb. 6.13 Einfluss der Wärmeleitfähigkeit des Eises	38
Abb. 7.1 Messpunkte für Ventilatorkennlinie	39
Abb. 7.2 Volumenstrom- Saugdruck- Kennlinie	40
Abb. 7.3 Saugdruck- Verlauf	40
Abb. 7.4 Volumenstrom- Verlauf	40
Abb. 7.5 Anschluss des Luftkühlers	41
Abb. 7.6 Verdampfer der Anlage in Münsingen	46
Abb. 7.7 Verdampfer der Anlage in Waltalingen	46
Abb. 8.1 vereister Luftkühler kurz vor dem Abtauen	53
Abb. 8.2 Von Temper angegriffene Umwälzpumpe (nach ca. 2 Monaten Betrieb).....	54
Abb. 8.3 Von Temper angegriffener Temperaturfühler	54
Abb. 11.1 Raumkorrektur K in Abhängigkeit von Raumvolumen und Nachhallzeit (T)	84
Abb. 11.2 Abstandskorrektur K_d in Abhängigkeit von Distanz d und Richtfaktor Q	85

11. Anhang

11.1 Vergleichsrechnung des Druckverlustes des Luftkühlers

Der Druckverlust des Luftkühlers (soleseitig) wird mit dem gewählten Rechenmodell berechnet und mit den Angaben von PAULUS verglichen. Die Ein- und Austrittsverluste im Sammelrohr werden bei diesem Vergleich nicht berücksichtigt. Die Randbedingungen werden von PAULUS übernommen, um einen sinnvollen Vergleich machen zu können.

11.1.1 FCAL 62 S33 16P Sp (klein)

Trägermedium: Ethylen glykol $\hat{=}$ Monochloryenglykol VDT Del 17
Mischung 40 % Vol.

$$\text{Daten: } \bar{\rho} \Big|_{-5^{\circ}\text{C}}^{-2^{\circ}\text{C}} = 1074 \text{ kg/m}^3$$

$$\bar{\zeta}_p \Big|_{-5^{\circ}\text{C}}^{-2^{\circ}\text{C}} = 3,43 \text{ kJ/kgK}$$

$$\bar{v} \Big|_{-5^{\circ}\text{C}}^{-2^{\circ}\text{C}} = 7,88 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

FCAL 62 S33 16P Sp (klein)

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}}{\bar{\rho} \cdot \bar{c}_p \cdot \Delta T} = \frac{9500}{1074 \cdot 3430 \cdot (-2 - (-5))} = 8,596 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \hat{=} 0,8596 \text{ l/s}$$

48 Wege (Rohrsäuge)

$$\Rightarrow \dot{V}_{\text{Pro Rohr}} = \frac{\dot{V}}{48} = \frac{8,596 \cdot 10^{-4}}{48} = 1,791 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\underline{d} = 3/8'' - 2 \cdot 0,4 \text{ mm} = 8,725 \text{ mm}$$

$$w = \frac{\dot{V}_{\text{Pro Rohr}} \cdot 4}{d^2 \pi} = \frac{1,791 \cdot 10^{-5} \cdot 4}{(8,725 \cdot 10^{-3})^2 \cdot \pi} = 0,30 \text{ m s}^{-1}$$

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{0,3 \cdot 8,725 \cdot 10^{-3}}{7,88 \cdot 10^{-6}} = 331,65 \Rightarrow \text{laminar!}$$

$$\Rightarrow \lambda = \frac{64}{Re}$$

$$\Delta P_{\text{Rohr}} = \frac{\bar{\rho}}{2} w^2 \cdot \lambda \cdot \frac{\ell}{d} = \frac{1074}{2} \cdot 0,3^2 \cdot \frac{64}{331,65} \cdot \frac{8,2}{8,725 \cdot 10^{-3}} \approx 8765 \text{ Pa}$$

$$\xi_{\text{Krümmen}} = f_{(Re)} \cdot \xi_{\text{ca}} = 10 \cdot 0,15 = 1,5 \quad (\text{Bahl S. 140})$$

$$\text{Annahme: } R/d = 3$$

$$2 \text{ Krümmen hintereinander} \quad \frac{\ell}{d} = 0 \quad (\text{Bahl S. 149})$$

$$\underline{\xi} = 2 \cdot \xi_{\text{Krümmen}} \cdot f_{(F)} = 2 \cdot 1,5 \cdot 0,6 = 1,8$$

$$\underline{\Delta P_{\text{Kri}}} = \frac{\bar{\rho}}{2} w^2 \cdot \underline{\xi} = \frac{1074}{2} \cdot 0,3^2 \cdot 1,8 = 870 \text{ Pa}$$

$$\underline{\Delta P_{\text{tot}}} = \Delta P_{\text{Rohr}} + \Delta P_{\text{Kri}} = 8765 + 870 = 8852 \text{ Pa}$$

11.1.2 FCAL 62 D63 16P Sp (gross)

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}}{\bar{\rho} \cdot \bar{c}_p \cdot \Delta T} = \frac{17000}{1074 \cdot 3430 \cdot (-2 - (-5))} = 1,538 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \approx 1,538 \text{ l/s}$$

96 Wege (Rohrsäge)

$$\Rightarrow \dot{V}_{\text{Pro Rohr}} = \frac{\dot{V}}{96} = \frac{1,538 \cdot 10^{-3}}{96} = 1,602 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$w = \frac{\dot{V}_{\text{Pro Rohr}} \cdot 4}{d^2 \cdot \pi} = \frac{1,602 \cdot 10^{-5} \cdot 4}{(8,725 \cdot 10^{-3})^2 \cdot \pi} = 0,268 \text{ ms}^{-1}$$

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{0,268 \cdot 8,725 \cdot 10^{-3}}{7,88 \cdot 10^{-6}} = 296,74 \Rightarrow \text{laminar}$$

$$\Rightarrow \lambda = \frac{Re}{64}$$

$$\Delta p_{\text{Rohr}} = \frac{\bar{\rho}}{2} w^2 \cdot \lambda \cdot \frac{\ell}{d} = \frac{1074}{2} \cdot 0,268^2 \cdot \frac{64}{296,74} \cdot \frac{8,725}{8,725 \cdot 10^{-3}} = 7818 \text{ Pa}$$

ζ bleibt etwa gleich $\rightarrow \zeta = 18$

$$\Delta p_{\text{Kri}i} = \frac{\bar{\rho}}{2} w^2 \cdot \zeta = \frac{1074}{2} \cdot 0,268^2 \cdot 18 = 694 \text{ Pa}$$

$$\underline{\Delta p_{\text{tot}}} = \Delta p_{\text{Rohr}} + \Delta p_{\text{Kri}i} = 7818 + 694 = 8512 \text{ Pa}$$

11.1.3 Ergebnis

Nach PAULUS beträgt der Druckverlust von beiden Kühlern 10 kPa. Beim kleinen wird dieser Wert recht gut erreicht (8852 Pa). Er ist ca. 11.5 % zu klein. Beim grossen ist der Druckverlust mit 8512 Pa etwa 15 % zu klein. Die Ursache für diese Unterschiede könnte in den leicht anderen Fluid-Daten gegenüber PAULUS zu finden sein. Die Werte, die hier verwendet werden sind dem VDI-Wärmeatlas [4] entnommen. Der nicht berücksichtigte Druckverlust des Ein- und Austritts in die Sammelförderrohre erhöhen den Druckverlust und ergeben somit ein besseres Resultat. Sie werden bei der Berechnung der verschiedenen Wärmeträgermedien berücksichtigt. Die von PAULUS angegebenen Druckverluste sind Maximalwerte. Es kann sein, dass man beim grossen Kühler auf die sichere Seite gegangen ist und den Druckverlust etwas zu hoch angegeben hat.

Im grossen und ganzen stimmt aber das Modell sehr gut mit der Realität (PAULUS) überein und kann für die Berechnung der verschiedenen Wärmeträgermedien verwendet werden.

11.2 Berechnung der verschiedenen Wärmeträgermedien

Im Folgenden werden die Berechnungen der im Bericht erwähnten Wärmeträgermedien aufgelistet. Erklärungen zur Berechnung sind dem Bericht zu entnehmen.

11.2.1 Aseol-Solera 81-72 (Propylenglykol 45 Vol-%)

	$T_{\text{mittel,Glykol}} = -3.5^{\circ}\text{C}$		$T_{\text{mittel,Glykol}} = -15^{\circ}\text{C}$	
	10 kW	25 kW	10 kW	25 kW
Verdampfer:				
Verdampferleistung Q_{Ver} [W]	8000	14000	4800	8400
ΔT [K]	3	3	3	3
$\Delta p_{\text{Verdampfer}}$ [Pa]	7000	19000	9000	21000
Wärmedurchgangskoeffizient [W/m ² K]	188	402	95	139
Wärmeträger-Medium:				
mittlere spezifische Wärmekapazität [J/kg*K]	3590	3590	3550	3550
mittlere Dichte [kg/m ³]	1053	1053	1058	1058
mittlere kinematische Viskosität [m ² /s]	2.03E-05	2.03E-05	4.71E-05	4.71E-05
mittlere Pr-Zahl [-]	199.70	199.70	439.90	439.90
mittlere Wärmeleitfähigkeit [W/mK]	0.401	0.401	0.401	0.401
Rohrleitung:				
äquivalente Rohrlänge des Vor- und Rücklaufes [m]	21	21	21	21
Durchmesser des Vor- und Rücklaufes [m]	0.05	0.05	0.05	0.05
Rohrrauigkeit [mm]	0.25	0.25	0.25	0.25
Sole:				
V_{Sole} [m ³ /s]	7.054E-04	1.234E-03	4.260E-04	7.455E-04
w [m/s]	0.359	0.629	0.217	0.380
Re [-]	8.85E+02	1.55E+03	2.30E+02	4.03E+02
$Re \cdot k/d$ [-]	4.4	7.7	1.2	2.0
d/k [-]	200	200	200	200
λ [-]	0.072	0.041	0.278	0.159
$\Delta p_{\text{Leitung}}$ [Pa]	4129	7225	5812	10171
Luftkühler:				
Anzahl Rohrsätze [-]	48	96	48	96
Länge eines Rohres [m]	4.1	4.1	4.1	4.1
Durchmesser eines Rohres (innen) [m]	8.725E-03	8.725E-03	8.725E-03	8.725E-03
w [m/s]	0.246	0.215	0.148	0.130
Re [-]	105.6	92.4	27.5	24.1
λ [-]	0.606	0.692	2.328	2.660
ξ_u [-]	0.15	0.15	0.15	0.15
f_{Re} [-]	15	15	100	100
f_F [-]	0.6	0.6	0.6	0.6
ζ [-]	2.7	2.7	18	18
ξ_{Eingang} [-]	1	1	1	1
ξ_{Ausgang} [-]	1	1	1	1
Δp_{Rohr} [Pa]	18111	15847	25497	22310
$\Delta p_{\text{Krümmer}}$ [Pa]	86	66	210	161
$\Delta p_{\text{Eingang}}$ [Pa]	32	24	12	9
$\Delta p_{\text{Ausgang}}$ [Pa]	32	24	12	9
$\Delta p_{\text{Kühler}}$ [Pa]	18260	15962	25730	22488
Pumpe:				
Δp_{tot} [Pa]	29389	42187	40542	53659
Pumpenleistung [W]	20.7	52.1	17.3	40.0
Wärmeübergang im Luftkühler-Rohr:				
$Nu_{m,1}$ [-]	3.66	3.66	3.66	3.66
$Nu_{m,2}$ [-]	5.740	5.490	4.768	4.561
Nu_m [-]	5.619	5.421	4.887	4.746
α [W/m ² K]	258.24	249.13	224.61	218.14
ΔT [K]	2.87	2.60	1.98	1.78
Aufteilung des Druckverlustes:				
Anteil Verdampfer [%]	23.8	45.0	22.2	39.1
Anteil Rohrleitung [%]	14.0	17.1	14.3	19.0
Anteil Luftkühler [%]	62.1	37.8	63.5	41.9

gemittelt zwischen
Verdampfer Ein- und
Austrittstemp.

11.2.2 Monoethylenglykol (40 Vol-%)

	$T_{\text{mittel,Glykol}} = -3.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$		$T_{\text{mittel,Glykol}} = -15 \text{ }^{\circ}\text{C}$	
	10 kW	25 kW	10 kW	25 kW
Verdampfer:				
Verdampferleistung Q_{Ver} [W]	8000	14000	4800	8400
ΔT [K]	3	3	3	3
$\Delta p_{\text{Verdampfer}}$ [Pa]	4000	11000	3000	8000
Wärmedurchgangskoeffizient $[\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$	194	412	96	117
Wärmeträger-Medium:				
mittlere spezifische Wärmekapazität $[\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}]$	3430	3430	3390	3390
mittlere Dichte $[\text{kg}/\text{m}^3]$	1074	1074	1078	1078
mittlere kinematische Viskosität $[\text{m}^2/\text{s}]$	7.90E-06	7.90E-06	1.33E-05	1.33E-05
mittlere Pr-Zahl [-]	65.60	65.60	109.90	109.90
mittlere Wärmeleitfähigkeit $[\text{W}/\text{mK}]$	0.445	0.445	0.445	0.445
Rohrleitung:				
äquivalente Rohrlänge des Vor- und Rücklaufes [m]	21	21	21	21
Durchmesser des Vor- und Rücklaufes [m]	0.05	0.05	0.05	0.05
Rohrrauigkeit [mm]	0.25	0.25	0.25	0.25
Sole:				
V_{Sole} [m^3/s]	7.239E-04	1.267E-03	4.378E-04	7.662E-04
w [m/s]	0.369	0.645	0.223	0.390
Re [-]	2.33E+03	4.08E+03	8.38E+02	1.47E+03
$Re \cdot k/d$ [-]	11.7	20.4	4.2	7.3
d/k [-]	200	200	200	200
λ [-]	0.050	0.044	0.076	0.044
$\Delta p_{\text{Leitung}}$ [Pa]	3087	8221	1719	3008
Luftkühler:				
Anzahl Rohrsätze [-]	48	96	48	96
Länge eines Rohres [m]	4.1	4.1	4.1	4.1
Durchmesser eines Rohres (innen) [m]	8.725E-03	8.725E-03	8.725E-03	8.725E-03
w [m/s]	0.252	0.221	0.153	0.133
Re [-]	278.6	243.8	100.1	87.6
λ [-]	0.230	0.263	0.639	0.731
ζ_u [-]	0.15	0.15	0.15	0.15
f_{Re} [-]	10	10	15	15
f_F [-]	0.6	0.6	0.6	0.6
ζ [-]	1.8	1.8	2.7	2.7
ζ_{Eingang} [-]	1	1	1	1
ζ_{Ausgang} [-]	1	1	1	1
Δp_{Rohr} [Pa]	7377	6455	7540	6597
$\Delta p_{\text{Krümmer}}$ [Pa]	61	47	34	26
$\Delta p_{\text{Eingang}}$ [Pa]	34	26	13	10
$\Delta p_{\text{Ausgang}}$ [Pa]	34	26	13	10
$\Delta p_{\text{Kühler}}$ [Pa]	7507	6554	7598	6642
Pumpe:				
Δp_{tot} [Pa]	14594	25775	12317	17650
Pumpenleistung [W]	10.6	32.7	5.4	13.5
Wärmeübergang im Luftkühler-Rohr:				
$Nu_{m,1}$ [-]	3.66	3.66	3.66	3.66
$Nu_{m,2}$ [-]	5.472	5.233	4.620	4.419
Nu_h [-]	5.406	5.224	4.786	4.654
α [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]	275.74	266.43	244.08	237.36
ΔT [K]	2.69	2.44	1.82	1.64
Aufteilung des Druckverlustes:				
Anteil Verdampfer [%]	27.4	42.7	24.4	45.3
Anteil Rohrleitung [%]	21.2	31.9	14.0	17.0
Anteil Luftkühler [%]	51.4	25.4	61.7	37.6

11.2.3 Tyfoxit F30

	$T_{\text{mittel,Glykol}} = -3.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$		$T_{\text{mittel,Glykol}} = -15 \text{ }^{\circ}\text{C}$	
	10 kW	25 kW	10 kW	25 kW
Verdampfer:				
Verdampferleistung Q_{Ver} [W]	8000	14000	4800	8400
ΔT [K]	3	3	3	3
$\Delta p_{\text{Verdampfer}}$ [Pa]	3000	10000	2000	5000
Wärmedurchgangskoeffizient [W/m ² K]	161	344	122	180
Wärmeträger-Medium:				
mittlere spezifische Wärmekapazität [J/kg*K]	2800	2800	2790	2790
mittlere Dichte [kg/m ³]	1293	1293	1298	1298
mittlere kinematische Viskosität [m ² /s]	3.06E-06	3.06E-06	4.45E-06	4.45E-06
mittlere Pr-Zahl [-]	23.06	23.06	34.54	34.54
mittlere Wärmeleitfähigkeit [W/mK]	0.480	0.480	0.466	0.466
Rohrleitung:				
äquivalente Rohrlänge des Vor- und Rücklaufes [m]	21	21	21	21
Durchmesser des Vor- und Rücklaufes [m]	0.05	0.05	0.05	0.05
Rohrrauigkeit [mm]	0.25	0.25	0.25	0.25
Sole:				
V_{sole} [m ³ /s]	7.366E-04	1.289E-03	4.418E-04	7.732E-04
w [m/s]	0.375	0.656	0.225	0.394
Re [-]	6.13E+03	1.07E+04	2.53E+03	4.42E+03
Re^*k/d [-]	30.6	53.6	12.6	22.1
d/k [-]	200	200	200	200
λ [-]	0.040	0.036	0.049	0.043
$\Delta p_{\text{Leitung}}$ [Pa]	3023	8509	1362	3628
Luftkühler:				
Anzahl Rohrsätze [-]	48	96	48	96
Länge eines Rohres [m]	4.1	4.1	4.1	4.1
Durchmesser eines Rohres (innen) [m]	8.725E-03	8.725E-03	8.725E-03	8.725E-03
w [m/s]	0.257	0.225	0.154	0.135
Re [-]	731.8	640.3	301.8	264.1
λ [-]	0.087	0.100	0.212	0.242
ζ_u [-]	0.15	0.15	0.15	0.15
f_{Re} [-]	10	10	10	10
f_F [-]	0.6	0.6	0.6	0.6
ζ [-]	1.8	1.8	1.8	1.8
ζ_{Einlauf} [-]	1	1	1	1
ζ_{Auslauf} [-]	1	1	1	1
Δp_{Rohr} [Pa]	3500	3063	3065	2682
$\Delta p_{\text{Krümmer}}$ [Pa]	77	59	28	21
$\Delta p_{\text{Einlauf}}$ [Pa]	43	33	15	12
$\Delta p_{\text{Auslauf}}$ [Pa]	43	33	15	12
$\Delta p_{\text{Kühler}}$ [Pa]	3662	3187	3124	2727
Pumpe:				
Δp_{tot} [Pa]	9685	21696	6486	11354
Pumpenleistung [W]	7.1	28.0	2.9	8.8
Wärmeübergang im Luftkühler-Rohr:				
$Nu_{m,1}$ [-]	3.66	3.66	3.66	3.66
$Nu_{m,2}$ [-]	5.328	5.096	4.538	4.340
Nu_n [-]	5.296	5.122	4.731	4.604
α [W/m ² K]	291.34	281.76	252.69	245.92
ΔT [K]	2.55	2.30	1.76	1.58
Aufteilung des Druckverlustes:				
Anteil Verdampfer [%]	31.0	46.1	30.8	44.0
Anteil Rohrleitung [%]	31.2	39.2	21.0	31.9
Anteil Luftkühler [%]	37.8	14.7	48.2	24.0

gemittelt zwischen
Verdampfer Ein- und
Austrittstemp.

11.2.4 CaCl₂-Wasser-Lösung (24 Vol-%)

	$T_{\text{mittel,Glykol}} = -3.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$		$T_{\text{mittel,Glykol}} = -15 \text{ }^{\circ}\text{C}$	
	10 kW	25 kW	10 kW	25 kW
Verdampfer:				
Verdampferleistung Q_{Ver} [W]	8000	14000	4800	8400
ΔT [K]	3	3	3	3
$\Delta p_{\text{Verdampfer}}$ [Pa]	3000	10000	2000	6000
Wärmedurchgangskoeffizient [W/m ² K]	199	419	98	208
Wärmeträger-Medium:				
mittlere spezifische Wärmekapazität [J/kg*K]	2920	2920	2910	2910
mittlere Dichte [kg/m ³]	1231	1231	1236	1236
mittlere kinematische Viskosität [m ² /s]	3.80E-06	3.80E-06	6.30E-06	6.30E-06
mittlere Pr-Zahl [-]	25.10	25.10	43.40	43.40
mittlere Wärmeleitfähigkeit [W/mK]	0.533	0.533	0.534	0.534
Rohrleitung:				
äquivalente Rohrlänge des Vor- und Rücklaufes [m]	21	21	21	21
Durchmesser des Vor- und Rücklaufes [m]	0.05	0.05	0.05	0.05
Rohrrauigkeit [mm]	0.25	0.25	0.25	0.25
Sole:				
V_{Sole} [m ³ /s]	7.419E-04	1.298E-03	4.448E-04	7.785E-04
w [m/s]	0.378	0.661	0.227	0.396
Re [-]	4.97E+03	8.70E+03	1.80E+03	3.15E+03
Re ² k/d [-]	24.9	43.5	9.0	15.7
d/k [-]	200	200	200	200
λ [-]	0.042	0.037	0.036	0.047
$\Delta p_{\text{Leitung}}$ [Pa]	3076	8426	948	3813
Luftkühler:				
Anzahl Rohrsätze [-]	48	96	48	96
Länge eines Rohres [m]	4.1	4.1	4.1	4.1
Durchmesser eines Rohres (innen) [m]	8.725E-03	8.725E-03	8.725E-03	8.725E-03
w [m/s]	0.259	0.226	0.155	0.136
Re [-]	593.5	519.3	214.7	187.8
λ [-]	0.108	0.123	0.298	0.341
ζ_u [-]	0.15	0.15	0.15	0.15
f_{Re} [-]	10	10	10	10
f_F [-]	0.6	0.6	0.6	0.6
ζ [-]	1.8	1.8	1.8	1.8
ζ_{Einlauf} [-]	1	1	1	1
ζ_{Auslauf} [-]	1	1	1	1
Δp_{Rohr} [Pa]	4168	3647	4160	3640
$\Delta p_{\text{Krümmer}}$ [Pa]	74	57	27	20
$\Delta p_{\text{Einlauf}}$ [Pa]	41	31	15	11
$\Delta p_{\text{Auslauf}}$ [Pa]	41	31	15	11
$\Delta p_{\text{Kühler}}$ [Pa]	4324	3767	4217	3684
Pumpe:				
Δp_{tot} [Pa]	10401	22192	7165	13497
Pumpenleistung [W]	7.7	28.8	3.2	10.5
Wärmeübergang im Luftkühler-Rohr:				
$Nu_{m,1}$ [-]	3.66	3.66	3.66	3.66
$Nu_{m,2}$ [-]	5.111	4.889	4.371	4.181
Nu_h [-]	5.133	4.971	4.624	4.507
α [W/m ² K]	313.55	303.70	282.98	275.84
ΔT [K]	2.36	2.14	1.57	1.41
Aufteilung des Druckverlustes:				
Anteil Verdampfer [%]	28.8	45.1	27.9	44.5
Anteil Rohrleitung [%]	29.6	38.0	13.2	28.3
Anteil Luftkühler [%]	41.6	17.0	58.9	27.3

gemittelt zwischen
Verdampfer Ein- und
Austrittstemp.

11.2.5 Methanol-Wasser-Lösung (31 Vol-%)

	$T_{\text{mittel,Glykol}} = -3.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$		$T_{\text{mittel,Glykol}} = -15 \text{ }^{\circ}\text{C}$	
	10 kW	25 kW	10 kW	25 kW
Verdampfer:				
Verdampferleistung Q_{Ver} [W]	8000	14000	4800	8400
ΔT [K]	3	3	3	3
$\Delta p_{\text{Verdampfer}}$ [Pa]	3000	8000	2000	5000
Wärmedurchgangskoeffizient [W/m ² K]	160	341	85	179
Wärmeträger-Medium:				
mittlere spezifische Wärmekapazität [J/kg*K]	3780	3780	3810	3810
mittlere Dichte [kg/m ³]	961	961	966	966
mittlere kinematische Viskosität [m ² /s]	4.60E-06	4.60E-06	8.00E-06	8.00E-06
mittlere Pr-Zahl [-]	39.40	39.40	70.00	70.00
mittlere Wärmeleitfähigkeit [W/mK]	0.428	0.428	0.420	0.420
Rohrleitung:				
äquivalente Rohrlänge des Vor- und Rücklaufes [m]	21	21	21	21
Durchmesser des Vor- und Rücklaufes [m]	0.05	0.05	0.05	0.05
Rohrrauigkeit [mm]	0.25	0.25	0.25	0.25
Sole:				
V_{Sole} [m ³ /s]	7.341E-04	1.285E-03	4.347E-04	7.608E-04
w [m/s]	0.374	0.654	0.221	0.387
Re [-]	4.06E+03	7.11E+03	1.38E+03	2.42E+03
Re ² k/d [-]	20.3	35.6	6.9	12.1
d/k [-]	200	200	200	200
λ [-]	0.044	0.039	0.046	0.050
$\Delta p_{\text{Leitung}}$ [Pa]	2473	6773	920	3039
Luftkühler:				
Anzahl Rohrsätze [-]	48	96	48	96
Länge eines Rohres [m]	4.1	4.1	4.1	4.1
Durchmesser eines Rohres (innen) [m]	8.725E-03	8.725E-03	8.725E-03	8.725E-03
w [m/s]	0.256	0.224	0.151	0.133
Re [-]	485.2	424.5	165.2	144.6
λ [-]	0.132	0.151	0.387	0.443
ζ_u [-]	0.15	0.15	0.15	0.15
f_{Re} [-]	10	10	10	10
f_F [-]	0.6	0.6	0.6	0.6
ζ [-]	1.8	1.8	1.8	1.8
ζ_{Einlauf} [-]	1	1	1	1
ζ_{Auslauf} [-]	1	1	1	1
Δp_{Rohr} [Pa]	3898	3410	4035	3531
$\Delta p_{\text{Krümmer}}$ [Pa]	57	43	20	15
$\Delta p_{\text{Einlauf}}$ [Pa]	31	24	11	8
$\Delta p_{\text{Auslauf}}$ [Pa]	31	24	11	8
$\Delta p_{\text{Kühler}}$ [Pa]	4017	3502	4077	3563
Pumpe:				
Δp_{tot} [Pa]	9490	18275	6997	11602
Pumpenleistung [W]	7.0	23.5	3.0	8.8
Wärmeübergang im Luftkühler-Rohr:				
$Nu_{m,1}$ [-]	3.66	3.66	3.66	3.66
$Nu_{m,2}$ [-]	5.554	5.313	4.698	4.493
Nu_h [-]	5.471	5.284	4.838	4.702
α [W/m ² K]	268.38	259.19	232.90	226.33
ΔT [K]	2.76	2.50	1.91	1.72
Aufteilung des Druckverlustes:				
Anteil Verdampfer [%]	31.6	43.8	28.6	43.1
Anteil Rohrleitung [%]	26.1	37.1	13.1	26.2
Anteil Luftkühler [%]	42.3	19.2	58.3	30.7

gemittelt zwischen
Verdampfer Ein- und
Austrittstemp.

11.2.6 Ethanol-Wasser-Lösung (42 Massen-%)

	$T_{\text{mittel,Glykol}} = -3.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$		$T_{\text{mittel,Glykol}} = -15 \text{ }^{\circ}\text{C}$	
	10 kW	25 kW	10 kW	25 kW
Verdampfer:				
Verdampferleistung Q_{Ver} [W]	8000	14000	4800	8400
ΔT [K]	3	3	3	3
$\Delta p_{\text{Verdampfer}}$ [Pa]	5000	12000	3000	7000
Wärmedurchgangskoeffizient [W/m ² K]	211	445	99	162
Wärmeträger-Medium:				
mittlere spezifische Wärmekapazität [J/kg*K]	3920	3920	3880	3880
mittlere Dichte [kg/m ³]	948	948	956	956
mittlere kinematische Viskosität [m ² /s]	9.40E-06	9.40E-06	1.88E-05	1.88E-05
mittlere Pr-Zahl [-]	93.70	93.70	188.60	188.60
mittlere Wärmeleitfähigkeit [W/mK]	0.372	0.372	0.370	0.370
Rohrleitung:				
äquivalente Rohrlänge des Vor- und Rücklaufes [m]	21	21	21	21
Durchmesser des Vor- und Rücklaufes [m]	0.05	0.05	0.05	0.05
Rohrrauigkeit [mm]	0.25	0.25	0.25	0.25
Sole:				
V_{Sole} [m ³ /s]	7.176E-04	1.256E-03	4.314E-04	7.549E-04
w [m/s]	0.365	0.640	0.220	0.384
Re [-]	1.94E+03	3.40E+03	5.84E+02	1.02E+03
Re'k/d [-]	9.7	17.0	2.9	5.1
d/k [-]	200	200	200	200
λ [-]	0.033	0.047	0.110	0.063
$\Delta p_{\text{Leitung}}$ [Pa]	1751	7677	2123	3715
Luftkühler:				
Anzahl Rohrsätze [-]	48	96	48	96
Länge eines Rohres [m]	4.1	4.1	4.1	4.1
Durchmesser eines Rohres (innen) [m]	8.725E-03	8.725E-03	8.725E-03	8.725E-03
w [m/s]	0.250	0.219	0.150	0.132
Re [-]	232.1	203.1	69.8	61.0
λ [-]	0.276	0.315	0.917	1.049
ζ_u [-]	0.15	0.15	0.15	0.15
f_{Re} [-]	10	10	25	25
f_F [-]	0.6	0.6	0.6	0.6
ζ [-]	1.8	1.8	4.5	4.5
ζ_{Einlauf} [-]	1	1	1	1
ζ_{Auslauf} [-]	1	1	1	1
Δp_{Rohr} [Pa]	7680	6720	9311	8148
$\Delta p_{\text{Krümmer}}$ [Pa]	53	41	49	37
$\Delta p_{\text{Einlauf}}$ [Pa]	30	23	11	8
$\Delta p_{\text{Auslauf}}$ [Pa]	30	23	11	8
$\Delta p_{\text{Kühler}}$ [Pa]	7793	6807	9382	8201
Pumpe:				
Δp_{tot} [Pa]	14544	26484	14504	18916
Pumpenleistung [W]	10.4	33.3	6.3	14.3
Wärmeübergang im Luftkühler-Rohr:				
$Nu_{m,1}$ [-]	3.66	3.66	3.66	3.66
$Nu_{m,2}$ [-]	5.798	5.546	4.904	4.690
Nu_h [-]	5.666	5.464	4.982	4.833
α [W/m ² K]	241.57	232.98	211.28	204.97
ΔT [K]	3.07	2.78	2.11	1.90
Aufteilung des Druckverlustes:				
Anteil Verdampfer [%]	34.4	45.3	20.7	37.0
Anteil Rohrleitung [%]	12.0	29.0	14.6	19.6
Anteil Luftkühler [%]	53.6	25.7	64.7	43.4

gemittelt zwischen
Verdampfer Ein- und
Austrittstemp.

11.2.7 Aspen Temper-30

	$T_{\text{mittel,Glykol}} = -3.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$		$T_{\text{mittel,Glykol}} = -15 \text{ }^{\circ}\text{C}$	
	10 kW	25 kW	10 kW	25 kW
Verdampfer:				
Verdampferleistung Q_{Ver} [W]	8000	14000	4800	8400
ΔT [K]	3	3	3	3
$\Delta p_{\text{Verdampfer}}$ [Pa]	3000	10000	2000	6000
Wärmedurchgangskoeffizient [W/m ² K]	204	437	112	130
Wärmeträger-Medium:				
mittlere spezifische Wärmekapazität [J/kg*K]	3064	3064	3024	3024
mittlere Dichte [kg/m ³]	1185	1185	1188	1188
mittlere kinematische Viskosität [m ² /s]	3.86E-06	3.86E-06	6.58E-06	6.58E-06
mittlere Pr-Zahl [-]	30.76	30.76	53.58	53.58
mittlere Wärmeleitfähigkeit [W/mK]	0.456	0.456	0.442	0.442
Rohrleitung:				
äquivalente Rohrlänge des Vor- und Rücklaufes [m]	21	21	21	21
Durchmesser des Vor- und Rücklaufes [m]	0.05	0.05	0.05	0.05
Rohrrauigkeit [mm]	0.25	0.25	0.25	0.25
Sole:				
V_{Sole} [m ³ /s]	7.344E-04	1.285E-03	4.454E-04	7.794E-04
w [m/s]	0.374	0.655	0.227	0.397
Re [-]	4.84E+03	8.47E+03	1.72E+03	3.01E+03
Re^*k/d [-]	24.2	42.4	8.6	15.1
d/k [-]	200	200	200	200
λ [-]	0.042	0.038	0.037	0.047
$\Delta p_{\text{Leitung}}$ [Pa]	2922	8002	954	3714
Luftkühler:				
Anzahl Rohrsätze [-]	48	96	48	96
Länge eines Rohres [m]	4.1	4.1	4.1	4.1
Durchmesser eines Rohres (innen) [m]	8.725E-03	8.725E-03	8.725E-03	8.725E-03
w [m/s]	0.256	0.224	0.155	0.136
Re [-]	578.0	505.8	205.7	179.9
λ [-]	0.111	0.127	0.311	0.356
ζ_u [-]	0.15	0.15	0.15	0.15
f_{Re} [-]	10	10	10	10
f_F [-]	0.6	0.6	0.6	0.6
ζ [-]	1.8	1.8	1.8	1.8
ζ_{Eingang} [-]	1	1	1	1
ζ_{Ausgang} [-]	1	1	1	1
Δp_{Rohr} [Pa]	4038	3533	4184	3661
$\Delta p_{\text{Krümmer}}$ [Pa]	70	53	26	20
$\Delta p_{\text{Eingang}}$ [Pa]	39	30	14	11
$\Delta p_{\text{Ausgang}}$ [Pa]	39	30	14	11
$\Delta p_{\text{Kühler}}$ [Pa]	4186	3646	4238	3703
Pumpe:				
Δp_{tot} [Pa]	10107	21648	7192	13416
Pumpenleistung [W]	7.4	27.8	3.2	10.5
Wärmeübergang im Luftkühler-Rohr:				
$Nu_{m,1}$ [-]	3.66	3.66	3.66	3.66
$Nu_{m,2}$ [-]	5.422	5.186	4.623	4.421
Nu_h [-]	5.368	5.188	4.787	4.656
α [W/m ² K]	280.53	271.14	242.53	235.84
ΔT [K]	2.64	2.39	1.83	1.65
Aufteilung des Druckverlustes:				
Anteil Verdampfer [%]	29.7	46.2	27.8	44.7
Anteil Rohrleitung [%]	28.9	37.0	13.3	27.7
Anteil Luftkühler [%]	41.4	16.8	58.9	27.6

gemittelt zwischen
Verdampfer Ein- und
Austrittstemp.

11.2.8 Antifrogen KF (64 Vol-%)

	$T_{\text{mittel,Glykol}} = -3.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$		$T_{\text{mittel,Glykol}} = -15 \text{ }^{\circ}\text{C}$	
	10 kW	25 kW	10 kW	25 kW
Verdampfer:				
Verdampferleistung Q_{Ver} [W]	8000	14000	4800	8400
ΔT [K]	3	3	3	3
$\Delta p_{\text{Verdampfer}}$ [Pa]	3000	10000	2000	4000
Wärmedurchgangskoeffizient [W/m ² K]	115	243	111	250
Wärmeträger-Medium:				
mittlere spezifische Wärmekapazität [J/kg*K]	2930	2930	2910	2910
mittlere Dichte [kg/m ³]	1248	1248	1252	1252
mittlere kinematische Viskosität [m ² /s]	2.76E-06	2.76E-06	4.14E-06	4.14E-06
mittlere Pr-Zahl [-]	20.09	20.09	30.81	30.81
mittlere Wärmeleitfähigkeit [W/mK]	0.503	0.503	0.490	0.490
Rohrleitung:				
äquivalente Rohrlänge des Vor- und Rücklaufes [m]	21	21	21	21
Durchmesser des Vor- und Rücklaufes [m]	0.05	0.05	0.05	0.05
Rohrrauigkeit [mm]	0.25	0.25	0.25	0.25
Sole:				
V_{Sole} [m ³ /s]	7.293E-04	1.276E-03	4.392E-04	7.685E-04
w [m/s]	0.371	0.650	0.224	0.391
Re [-]	6.74E+03	1.18E+04	2.70E+03	4.73E+03
Re^*k/d [-]	33.7	59.0	13.5	23.6
d/k [-]	200	200	200	200
λ [-]	0.039	0.035	0.049	0.042
$\Delta p_{\text{Leitung}}$ [Pa]	2793	7649	1277	3400
Luftkühler:				
Anzahl Rohrsätze [-]	48	96	48	96
Länge eines Rohres [m]	4.1	4.1	4.1	4.1
Durchmesser eines Rohres (innen) [m]	8.725E-03	8.725E-03	8.725E-03	8.725E-03
w [m/s]	0.254	0.222	0.153	0.134
Re [-]	804.8	704.2	322.5	282.2
λ [-]	0.080	0.091	0.198	0.227
ζ_{U} [-]	0.15	0.15	0.15	0.15
f_{Re} [-]	10	10	10	10
f_F [-]	0.6	0.6	0.6	0.6
ζ [-]	1.8	1.8	1.8	1.8
ζ_{EInlauf} [-]	1	1	1	1
ζ_{Auslauf} [-]	1	1	1	1
Δp_{Rohr} [Pa]	3012	2635	2734	2392
$\Delta p_{\text{Krümmer}}$ [Pa]	73	56	26	20
$\Delta p_{\text{EInlauf}}$ [Pa]	40	31	15	11
$\Delta p_{\text{Auslauf}}$ [Pa]	40	31	15	11
$\Delta p_{\text{Kühler}}$ [Pa]	3165	2752	2790	2435
Pumpe:				
Δp_{tot} [Pa]	8958	20402	6067	9835
Pumpenleistung [W]	6.5	26.0	2.7	7.6
Wärmeübergang im Luftkühler-Rohr:				
$Nu_{\text{m},1}$ [-]	3.66	3.66	3.66	3.66
$Nu_{\text{m},2}$ [-]	5.253	5.024	4.466	4.271
Nu_{m} [-]	5.238	5.069	4.684	4.562
α [W/m ² K]	301.70	291.93	263.07	256.19
ΔT [K]	2.46	2.22	1.69	1.52
Aufteilung des Druckverlustes:				
Anteil Verdampfer [%]	33.5	49.0	33.0	40.7
Anteil Rohrleitung [%]	31.2	37.5	21.1	34.6
Anteil Luftkühler [%]	35.3	13.5	46.0	24.8

gemittelt zwischen
Verdampfer Ein- und
Austrittstemp.

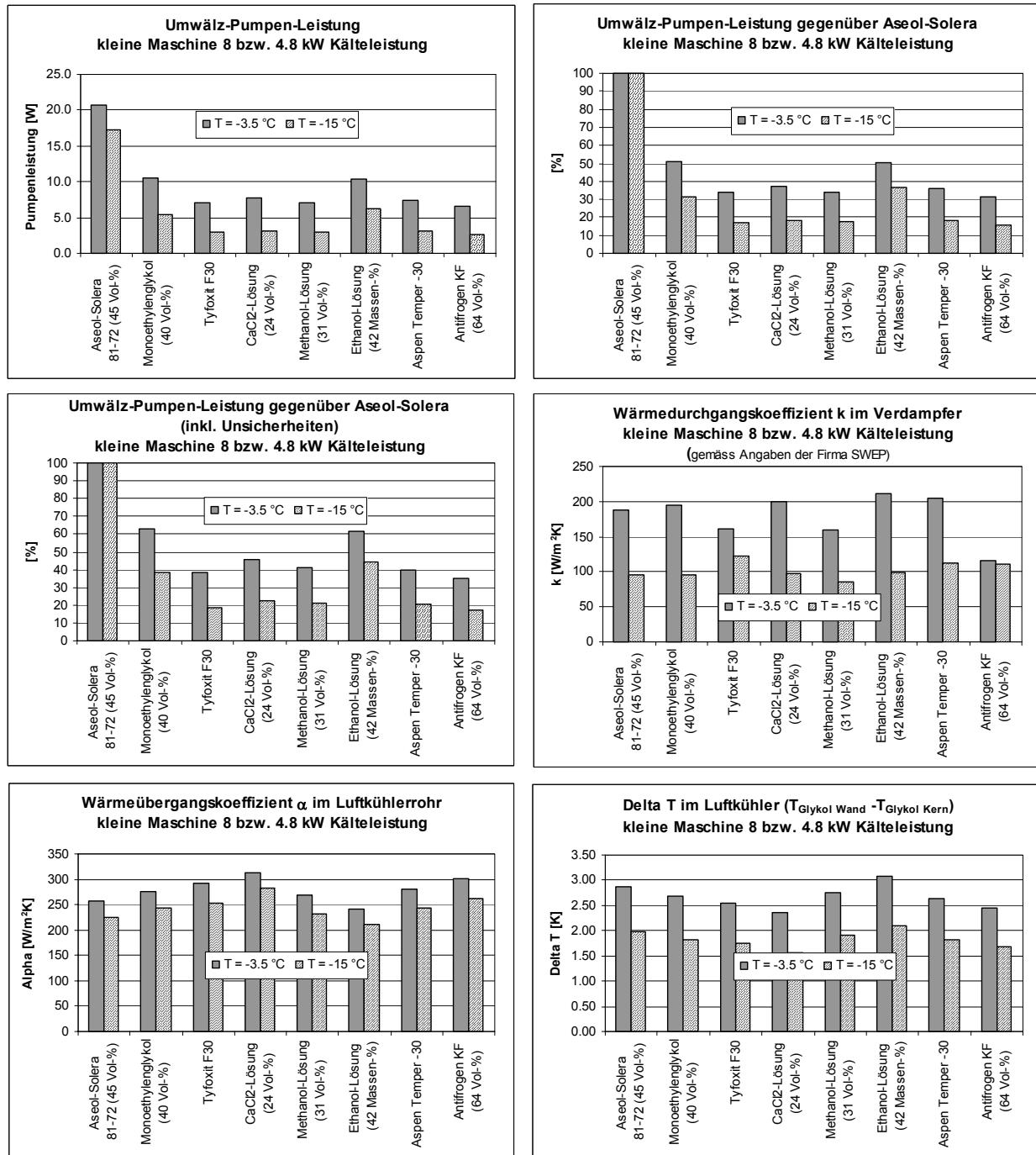
11.2.9 Ergebnisse

11.2.9.1 Kleine Maschine (10 kW)

Wärmeträger-Medium	Pumpenleistung bei T = -3.5 °C [W]	Pumpenleistung bei T = -15 °C [W]	Pumpenleistung gegenüber Aseol-Solera bei T = -3.5 °C [%]	Pumpenleistung gegenüber Aseol-Solera bei T = -15 °C [%]	Pumpenleistung gegenüber Aseol-Solera bei T = -3.5 °C inkl. Unsicherheiten [%]	Pumpenleistung gegenüber Aseol-Solera bei T = -15 °C inkl. Unsicherheiten [%]
Aseol-Solera 81-72 (45 Vol-%)	20.7	17.3	100.0	100.0	100.0	100.0
Monoethylenglykol (40 Vol-%)	10.6	5.4	51.2	31.2	62.6	38.2
Tyfoxit F30	7.1	2.9	34.3	16.8	38.1	18.6
CaCl ₂ -Lösung (24 Vol-%)	7.7	3.2	37.2	18.5	45.5	22.6
Methanol-Lösung (31 Vol-%)	7.0	3.0	33.8	17.3	41.3	21.2
Ethanol-Lösung (42 Massen-%)	10.4	6.3	50.2	36.4	61.4	44.5
Aspen Temper -30	7.4	3.2	35.7	18.5	39.7	20.6
Antifrogen KF (64 Vol-%)	6.5	2.7	31.4	15.6	34.9	17.3

Wärmeträger-Medium	ΔT Glyoki Wand - Glykol Kern bei T = -3.5 °C [K]	ΔT Glyoki Wand - Glykol Kern bei T = -15 °C [K]	$\alpha_{\text{Lüftkühler, innen}}$ bei T = -3.5 °C [W/m ² K]	$\alpha_{\text{Lüftkühler, innen}}$ bei T = -15 °C [W/m ² K]	k-Wert Verdampfer bei T = -3.5 °C [W/m ² K]	k-Wert Verdampfer bei T = -15 °C [W/m ² K]
Aseol-Solera 81-72 (45 Vol-%)	2.87	1.98	258	225	188	95
Monoethylenglykol (40 Vol-%)	2.69	1.82	276	244	194	96
Tyfoxit F30	2.55	1.76	291	253	161	122
CaCl ₂ -Lösung (24 Vol-%)	2.36	1.57	314	283	199	98
Methanol-Lösung (31 Vol-%)	2.76	1.91	268	233	160	85
Ethanol-Lösung (42 Massen-%)	3.07	2.11	242	211	211	99
Aspen Temper -30	2.64	1.83	281	243	204	112
Antifrogen KF (64 Vol-%)	2.46	1.69	302	263	115	111

Die kursiven Wärmedurchgangskoeffizienten k sind Näherungen (ca. +/- 10%)

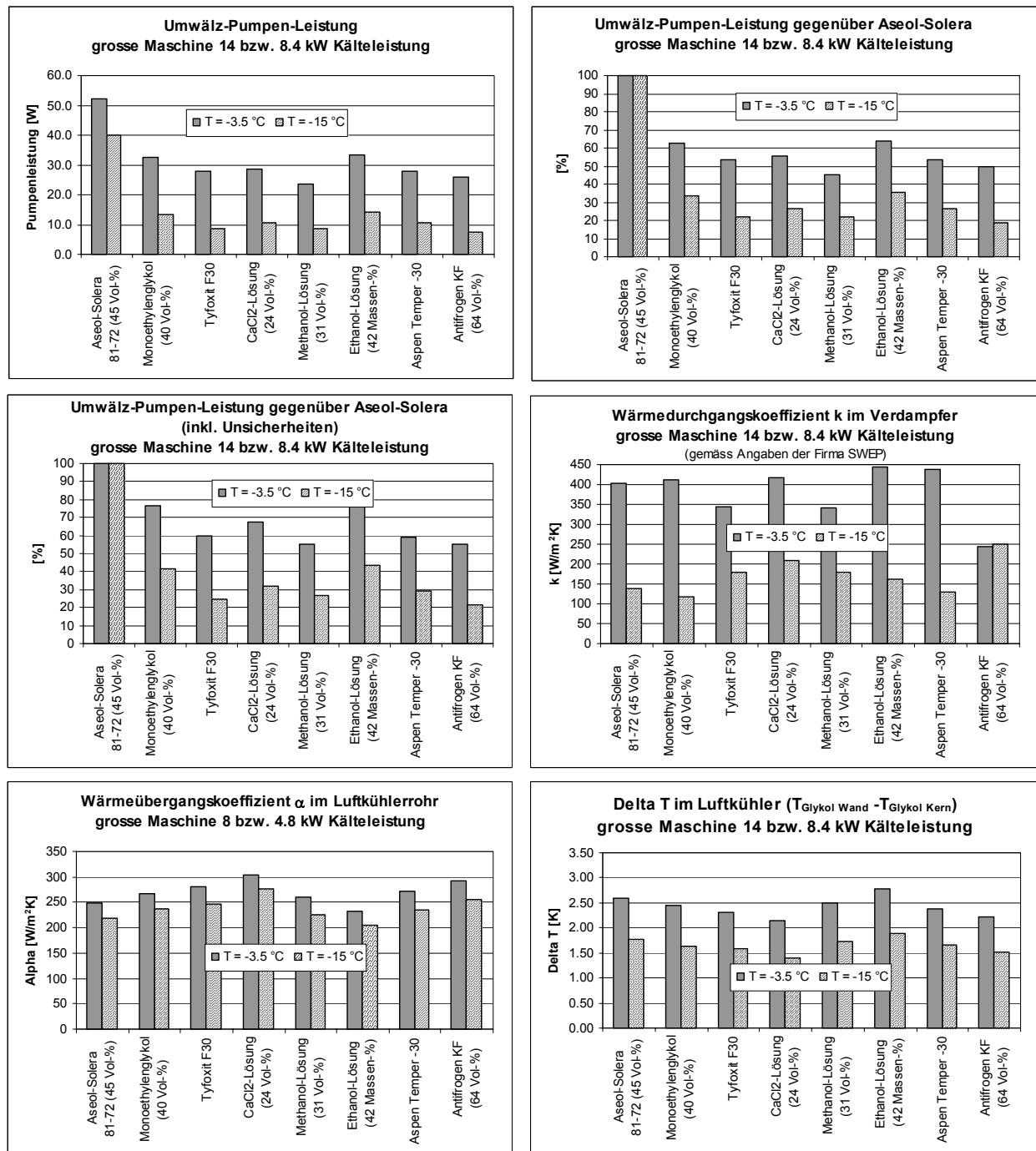


11.2.9.2 Grosse Maschine (20 kW)

Wärmeträger-Medium	Pumpenleistung bei T = -3.5 °C [W]	Pumpenleistung bei T = -15 °C [W]	Pumpenleistung gegenüber Aseol-Solera bei T = -3.5 °C [%]	Pumpenleistung gegenüber Aseol-Solera bei T = -15 °C [%]	Pumpenleistung gegenüber Aseol-Solera bei T = -3.5 °C inkl. Unsicherheiten [%]	Pumpenleistung gegenüber Aseol-Solera bei T = -15 °C inkl. Unsicherheiten [%]
Aseol-Solera 81-72 (45 Vol-%)	52.1	40.0	100.0	100.0	100.0	100.0
Monoethylenglykol (40 Vol-%)	32.7	13.5	62.8	33.8	76.7	41.3
Tyfoxit F30	28.0	8.8	53.7	22.0	59.7	24.4
CaCl ₂ -Lösung (24 Vol-%)	28.8	10.5	55.3	26.3	67.6	32.1
Methanol-Lösung (31 Vol-%)	23.5	8.8	45.1	22.0	55.1	26.9
Ethanol-Lösung (42 Massen-%)	33.3	14.3	63.9	35.8	78.1	43.7
Aspen Temper -30	27.8	10.5	53.4	26.3	59.3	29.2
Antifrogen KF (64 Vol-%)	26.0	7.6	49.9	19.0	55.4	21.1

Wärmeträger-Medium	$\Delta T_{Glykoli\ Wand - Glykol}$ Kern bei T = -3.5 °C [K]	$\Delta T_{Glykoli\ Wand - Glykol}$ Kern bei T = -15 °C [K]	$\alpha_{Lüftkühler, innen}$ bei T = -3.5 °C [W/m ² K]	$\alpha_{Lüftkühler, innen}$ bei T = -15 °C [W/m ² K]	k-Wert Verdampfer bei T = -3.5 °C [W/m ² K]	k-Wert Verdampfer bei T = -15 °C [W/m ² K]
Aseol-Solera 81-72 (45 Vol-%)	2.60	1.78	249	218	402	139
Monoethylenglykol (40 Vol-%)	2.44	1.64	266	237	412	117
Tyfoxit F30	2.30	1.58	282	246	344	180
CaCl ₂ -Lösung (24 Vol-%)	2.14	1.41	304	276	419	208
Methanol-Lösung (31 Vol-%)	2.50	1.72	259	226	341	179
Ethanol-Lösung (42 Massen-%)	2.78	1.90	233	205	445	162
Aspen Temper -30	2.39	1.65	271	236	437	130
Antifrogen KF (64 Vol-%)	2.22	1.52	292	256	243	250

Die kursiven Wärmedurchgangskoeffizienten k sind Näherungen (ca. +/- 10%)



11.3 Rohrdimensionierung für die grosse Maschine (20 kW)

Die selben Berechnungen, wie im Kapitel 11.2 gemacht wurden, werden nun noch für grössere Rohre (Vor- und Rücklauf der Sole) durchgeführt. Es werden allerdings nicht mehr alle Medien untersucht, sondern nur noch diejenigen, deren Einsatz als möglich erachtet wird. Es ist dies Monoethylenglykol und Aspen Temper-30. Die Berechnungen werden je mit einem 63er (Innendurchmesser 57 mm) und einem 75er (Innendurchmesser 69 mm) Geberit-Rohr durchgeführt.

11.3.1 Monoethylenglykol

11.3.1.1 63er Rohr

	$T_{\text{mittel,Glykol}} = -3.5^{\circ}\text{C}$		$T_{\text{mittel,Glykol}} = -15^{\circ}\text{C}$	
	10 kW	25 kW	10 kW	25 kW
Verdampfer:				
Verdampferleistung Q_{Ver} [W]		14000		8400
ΔT [K]		3		3
$\Delta p_{\text{Verdampfer}}$ [Pa]		11000		8000
Wärmedurchgangskoeffizient [W/m ² K]		412		117
Wärmeträger-Medium:				
mittlere spezifische Wärmekapazität [J/kg*K]		3430		3390
mittlere Dichte [kg/m ³]		1074		1078
mittlere kinematische Viskosität [m ² /s]		7.90E-06		1.33E-05
mittlere Pr-Zahl [-]		65.60		109.90
mittlere Wärmeleitfähigkeit [W/mK]		0.445		0.445
Rohrleitung:				
äquivalente Rohrlänge des Vor- und Rücklaufes [m]		21		21
Durchmesser des Vor- und Rücklaufes [m]		0.057		0.057
Rohrrauigkeit [mm]		0.25		0.25
Sole:				
V_{Sole} [m ³ /s]		1.267E-03		7.662E-04
w [m/s]		0.496		0.300
Re [-]		3.58E+03		1.29E+03
Re*k/d [-]		15.7		5.6
d/k [-]		228		228
λ [-]		0.045		0.050
$\Delta p_{\text{Leitung}}$ [Pa]		4412		1781
Luftkühler:				
Anzahl Rohrsätze [-]		96		96
Länge eines Rohres [m]		4.1		4.1
Durchmesser eines Rohres (innen) [m]		8.725E-03		8.725E-03
w [m/s]		0.221		0.133
Re [-]		243.8		87.6
λ [-]		0.263		0.731
ζ_u [-]		0.15		0.15
f_{Re} [-]		10		15
f_F [-]		0.6		0.6
ζ [-]		1.8		2.7
ζ_{Einlauf} [-]		1		1
ζ_{Auslauf} [-]		1		1
Δp_{Rohr} [Pa]		6455		6597
$\Delta p_{\text{Krümmer}}$ [Pa]		47		26
$\Delta p_{\text{Einlauf}}$ [Pa]		26		10
$\Delta p_{\text{Auslauf}}$ [Pa]		26		10
$\Delta p_{\text{kühler}}$ [Pa]		6554		6642
Pumpe:				
Δp_{tot} [Pa]		21966		16423
Pumpenleistung [W]		27.8		12.6
Wärmeübergang im Luftkühler-Rohr:				
$Nu_{m,1}$ [-]		3.66		3.66
$Nu_{m,2}$ [-]		5.233		4.419
Nu_m [-]		5.224		4.654
α [W/m ² K]		266.43		237.36
ΔT [K]		2.44		1.64
Aufteilung des Druckverlustes:				
Anteil Verdampfer [%]		50.1		48.7
Anteil Rohrleitung [%]		20.1		10.8
Anteil Luftkühler [%]		29.8		40.4

gemittelt zwischen
Verdampfer Ein- und
Austrittstemp.

11.3.1.2 75er Rohr

	$T_{\text{mittel,Glykol}} = -3.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$		$T_{\text{mittel,Glykol}} = -15 \text{ }^{\circ}\text{C}$	
	10 kW	25 kW	10 kW	25 kW
Verdampfer:				
Verdampferleistung Q_{Ver} [W]		14000		8400
ΔT [K]		3		3
$\Delta p_{\text{Verdampfer}}$ [Pa]		11000		8000
Wärmedurchgangskoeffizient [W/m ² K]		412		117
Wärmeträger-Medium:				
mittlere spezifische Wärmekapazität [J/kg*K]		3430		3390
mittlere Dichte [kg/m ³]		1074		1078
mittlere kinematische Viskosität [m ² /s]		7.90E-06		1.33E-05
mittlere Pr-Zahl [-]		65.60		109.90
mittlere Wärmeleitfähigkeit [W/mK]		0.445		0.445
Rohrleitung:				
äquivalente Rohrlänge des Vor- und Rücklaufes [m]		21		21
Durchmesser des Vor- und Rücklaufes [m]		0.069		0.069
Rohrrauigkeit [mm]		0.25		0.25
Sole:				
V_{Sole} [m ³ /s]		1.267E-03		7.662E-04
w [m/s]		0.339		0.205
Re [-]		2.96E+03		1.06E+03
Re*k/d [-]		10.7		3.9
d/k [-]		276		276
λ [-]		0.047		0.060
$\Delta p_{\text{Leitung}}$ [Pa]		1780		829
Luftkühler:				
Anzahl Rohrsätze [-]		96		96
Länge eines Rohres [m]		4.1		4.1
Durchmesser eines Rohres (innen) [m]		8.725E-03		8.725E-03
w [m/s]		0.221		0.133
Re [-]		243.8		87.6
λ [-]		0.263		0.731
ζ_u [-]		0.15		0.15
f_{Re} [-]		10		15
f_F [-]		0.6		0.6
ζ [-]		1.8		2.7
ζ_{Einlauf} [-]		1		1
ζ_{Auslauf} [-]		1		1
Δp_{Rohr} [Pa]		6455		6597
$\Delta p_{\text{Krümmer}}$ [Pa]		47		26
$\Delta p_{\text{Einlauf}}$ [Pa]		26		10
$\Delta p_{\text{Auslauf}}$ [Pa]		26		10
$\Delta p_{\text{Kühler}}$ [Pa]		6554		6642
Pumpe:				
Δp_{tot} [Pa]		19334		15472
Pumpenleistung [W]		24.5		11.9
Wärmeübergang im Luftkühler-Rohr:				
$Nu_{m,1}$ [-]		3.66		3.66
$Nu_{m,2}$ [-]		5.233		4.419
Nu_h [-]		5.224		4.654
α [W/m ² K]		266.43		237.36
ΔT [K]		2.44		1.64
Aufteilung des Druckverlustes:				
Anteil Verdampfer [%]		56.9		51.7
Anteil Rohrleitung [%]		9.2		5.4
Anteil Luftkühler [%]		33.9		42.9

gemittelt zwischen
Verdampfer Ein- und
Austrittstemp.

11.3.2 Aspen Temper-30

11.3.2.1 63er Rohr

	$T_{\text{mittel,Glykol}} = -3.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$		$T_{\text{mittel,Glykol}} = -15 \text{ }^{\circ}\text{C}$	
	10 kW	25 kW	10 kW	25 kW
Verdampfer:				
Verdampferleistung Q_{Ver} [W]		14000		8400
ΔT [K]		3		3
$\Delta p_{\text{Verdampfer}}$ [Pa]		10000		6000
Wärmedurchgangskoeffizient [W/m ² K]		437		130
Wärmeträger-Medium:				
mittlere spezifische Wärmekapazität [J/kg*K]		3064		3024
mittlere Dichte [kg/m ³]		1185		1188
mittlere kinematische Viskosität [m ² /s]		3.86E-06		6.58E-06
mittlere Pr-Zahl [-]		30.76		53.58
mittlere Wärmeleitfähigkeit [W/mK]		0.456		0.442
Rohrleitung:				
äquivalente Rohrlänge des Vor- und Rücklaufes [m]		21		21
Durchmesser des Vor- und Rücklaufes [m]		0.057		0.057
Rohrrauigkeit [mm]		0.25		0.25
Sole:				
V_{Sole} [m ³ /s]		1.285E-03		7.794E-04
w [m/s]		0.504		0.305
Re [-]		7.43E+03		2.64E+03
Re*k/d [-]		32.6		11.6
d/k [-]		228		228
λ [-]		0.039		0.049
$\Delta p_{\text{Leitung}}$ [Pa]		4294		1993
Luftkühler:				
Anzahl Rohrsätze [-]		96		96
Länge eines Rohres [m]		4.1		4.1
Durchmesser eines Rohres (innen) [m]		8.725E-03		8.725E-03
w [m/s]		0.224		0.136
Re [-]		505.8		179.9
λ [-]		0.127		0.356
ζ_u [-]		0.15		0.15
f_{Re} [-]		10		10
f_F [-]		0.6		0.6
ζ [-]		1.8		1.8
ζ_{Eintlauf} [-]		1		1
ζ_{Auslauf} [-]		1		1
Δp_{Rohr} [Pa]		3533		3661
$\Delta p_{\text{Krümmer}}$ [Pa]		53		20
$\Delta p_{\text{Einlauf}}$ [Pa]		30		11
$\Delta p_{\text{Auslauf}}$ [Pa]		30		11
$\Delta p_{\text{Kühler}}$ [Pa]		3646		3703
Pumpe:				
Δp_{tot} [Pa]		17941		11696
Pumpenleistung [W]		23.1		9.1
Wärmeübergang im Luftkühler-Rohr:				
$Nu_{m,1}$ [-]		3.66		3.66
$Nu_{m,2}$ [-]		5.186		4.421
Nu_m [-]		5.188		4.656
α [W/m ² K]		271.14		235.84
ΔT [K]		2.39		1.65
Aufteilung des Druckverlustes:				
Anteil Verdampfer [%]		55.7		51.3
Anteil Rohrleitung [%]		23.9		17.0
Anteil Luftkühler [%]		20.3		31.7

gemittelt zwischen
Verdampfer Ein- und
Austrittstemp.

11.3.2.2 75er Rohr

	$T_{\text{mittel,Glykol}} = -3.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$		$T_{\text{mittel,Glykol}} = -15 \text{ }^{\circ}\text{C}$	
	10 kW	25 kW	10 kW	25 kW
Verdampfer:				
Verdampferleistung Q_{Ver} [W]		14000		8400
ΔT [K]		3		3
$\Delta p_{\text{Verdampfer}}$ [Pa]		10000		6000
Wärmedurchgangskoeffizient [W/m ² K]		437		130
Wärmeträger-Medium:				
mittlere spezifische Wärmekapazität [J/kg*K]		3064		3024
mittlere Dichte [kg/m ³]		1185		1188
mittlere kinematische Viskosität [m ² /s]		3.86E-06		6.58E-06
mittlere Pr-Zahl [-]		30.76		53.58
mittlere Wärmeleitfähigkeit [W/mK]		0.456		0.442
Rohrleitung:				
äquivalente Rohrlänge des Vor- und Rücklaufes [m]		21		21
Durchmesser des Vor- und Rücklaufes [m]		0.069		0.069
Rohrrauigkeit [mm]		0.25		0.25
Sole:				
V_{Sole} [m ³ /s]		1.285E-03		7.794E-04
w [m/s]		0.344		0.208
Re [-]		6.14E+03		2.18E+03
Re*k/d [-]		22.2		7.9
d/k [-]		276		276
λ [-]		0.041		0.029
$\Delta p_{\text{Leitung}}$ [Pa]		1733		460
Luftkühler:				
Anzahl Rohrsätze [-]		96		96
Länge eines Rohres [m]		4.1		4.1
Durchmesser eines Rohres (innen) [m]		8.725E-03		8.725E-03
w [m/s]		0.224		0.136
Re [-]		505.8		179.9
λ [-]		0.127		0.356
ζ_u [-]		0.15		0.15
f_{Re} [-]		10		10
f_F [-]		0.6		0.6
ζ [-]		1.8		1.8
ζ_{Einlauf} [-]		1		1
ζ_{Auslauf} [-]		1		1
Δp_{Rohr} [Pa]		3533		3661
$\Delta p_{\text{Krümmer}}$ [Pa]		53		20
$\Delta p_{\text{Einlauf}}$ [Pa]		30		11
$\Delta p_{\text{Auslauf}}$ [Pa]		30		11
$\Delta p_{\text{Kühler}}$ [Pa]		3646		3703
Pumpe:				
Δp_{tot} [Pa]		15379		10163
Pumpenleistung [W]		19.8		7.9
Wärmeübergang im Luftkühler-Rohr:				
$Nu_{m,1}$ [-]		3.66		3.66
$Nu_{m,2}$ [-]		5.186		4.421
Nu_m [-]		5.188		4.656
α [W/m ² K]		271.14		235.84
ΔT [K]		2.39		1.65
Aufteilung des Druckverlustes:				
Anteil Verdampfer [%]		65.0		59.0
Anteil Rohrleitung [%]		11.3		4.5
Anteil Luftkühler [%]		23.7		36.4

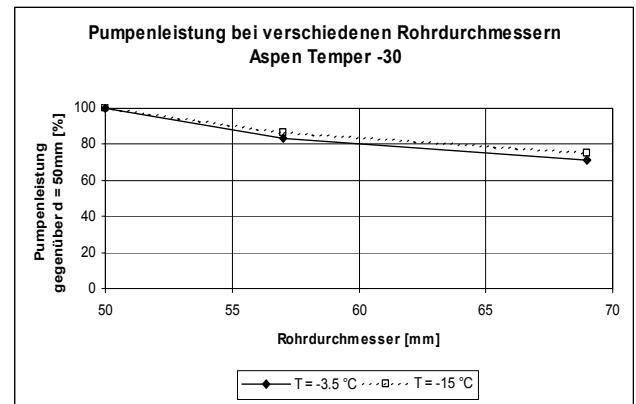
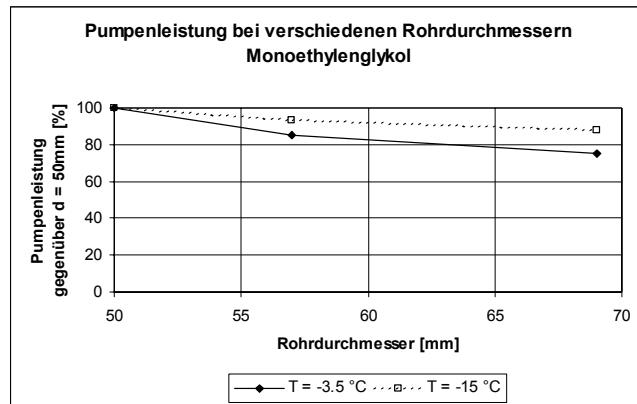
11.3.3 Ergebnis

Monoethylenglykol

Durchmesser [mm]	50	57	69
Pumpenleistung bei $T = -3.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ [W]	32.7	27.8	24.5
Leistung gegenüber $d = 0.05 \text{ m}$ bei $T = -3.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ [%]	100	85.0	74.9
Pumpenleistung bei $T = -15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ [W]	13.5	12.6	11.9
Leistung gegenüber $d = 0.05 \text{ m}$ bei $T = -15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ [%]	100	93.3	88.1

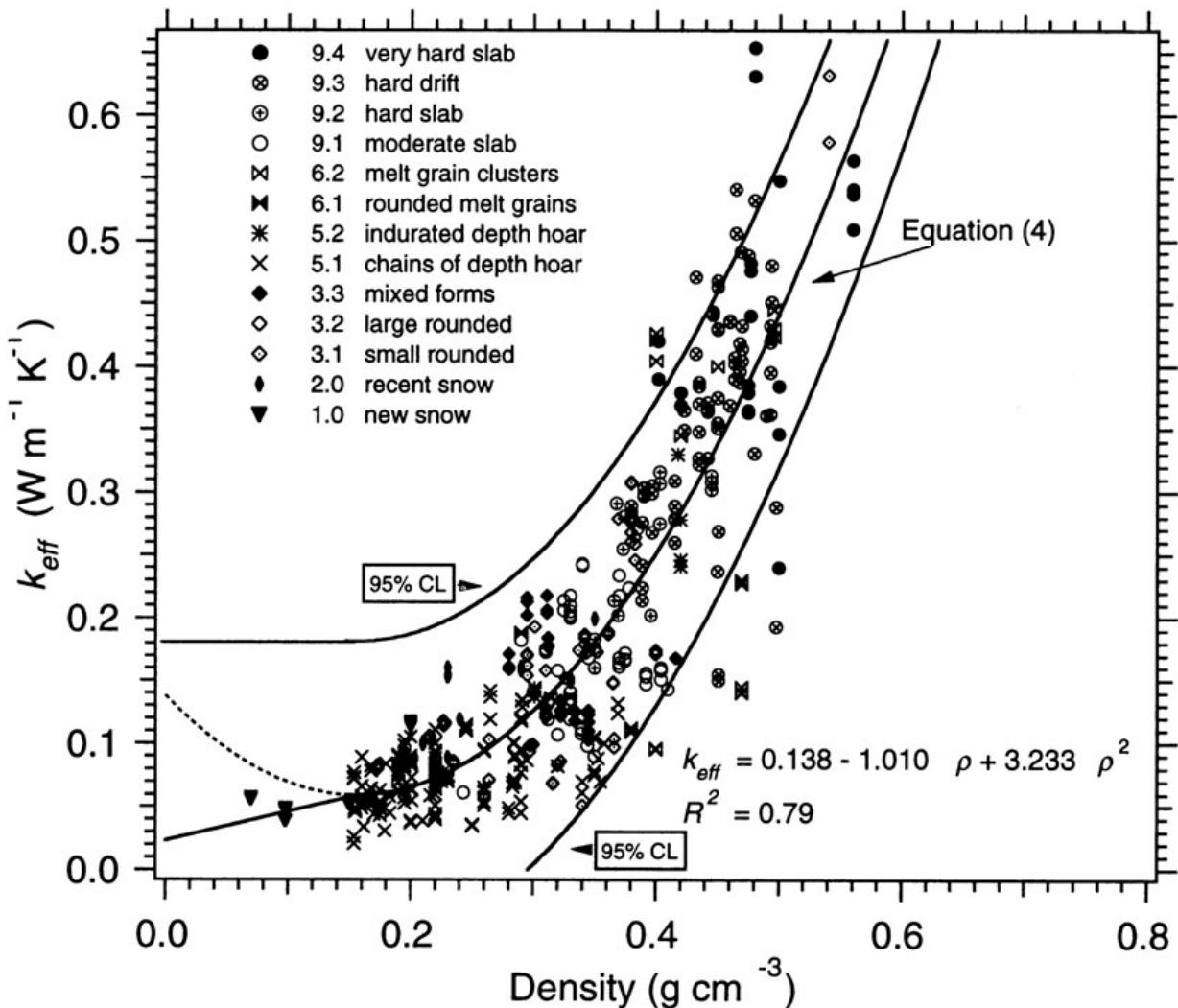
Aspen Temper -30

Durchmesser [mm]	50	57	69
Pumpenleistung bei $T = -3.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ [W]	27.8	23.1	19.8
Leistung gegenüber $d = 0.05 \text{ m}$ bei $T = -3.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ [%]	100	83.1	71.2
Pumpenleistung bei $T = -15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ [W]	10.5	9.1	7.9
Leistung gegenüber $d = 0.05 \text{ m}$ bei $T = -15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ [%]	100	86.7	75.2



11.4 $\lambda_{\text{Eis}} = f(\rho_{\text{Eis}})$

Die folgende Graphik wurde freundlicherweise vom Schnee- und Lawinenforschungsinstitut Davos (SLF) [5] zur Verfügung gestellt.



Obige Graphik zeigt den Zusammenhang zwischen der Dichte des Eises (Schnee) und dessen Wärmeleitfähigkeit.

11.5 Excel-Berechnung des vereisten Luftkühlers

Im Folgenden wird eine Musterrechnung (Excel) des vereisten Luftkühlers aufgeführt. Es wird eine Wärmeleitfähigkeit des Eises von 0.05 W/mK eingesetzt. Die Werte werden für Eisschichtdicken 0 mm, 0.5 mm, 1.0 mm, 1.5 mm und 1.7 mm berechnet.

Inputgrößen:					
Volumenstrom Eis [m ³ /s]	2.89409188	2.4188851	1.67260831	0.457138	0.0680375
λ_{Luft} bei 0 °C [W/mK]	2.42E-02				
v_{Luft} bei T = 0 °C [m ² /s]	1.34E-05				
Pr_{Luft} bei T = 0 °C [-]	0.7179				
ρ_{Luft} bei T = 0 °C [kg/m ³]	1.2750				
Wärmeleitfähigkeit des Eises λ_{Eis} [W/mK]	0.05				
Wärmeleitfähigkeit der Rippe λ_R [W/mK]	220				
Wärmeleitfähigkeit des Rohres λ_G [W/mK]	393				
Wärmeübergangskoeffizient innen α_i [W/m ² K]	281	nach Temper-30			
Rippendimensionen:					
b_R [m]	2.540E-02				
l_R [m]	2.933E-02				
s [m]	4.000E-04				
t_R [m]	4.500E-03				
t_{RR} [m]	1.270E-02				
doppelte Teilung f [m]	2.540E-02				
Rohrdurchmesser aussen d [m]	9.525E-03				
Rohrdurchmesser innen d_i [m]	8.725E-03				
Flächenverhältnis r [-]	1.07				
Rohrlänge l [m]	4.10				
Breite des Tauschers b [m]	0.80				
Anzahl Rippen pro Rohr n [-]	912				
Eisdicke [mm]	0	0.5	1	1.5	1.7
Eisdicke [m]	0	0.0005	0.001	0.0015	0.0017
Dichte des Eises ρ_{Eis} [kg/m³]	118				
Eismasse total m _{Eis} [kg]	0.000	5.719	10.754	14.947	16.354

Wärmeübergang:					
Querschnitte:					
Anströmfläche A_o [m ²]	1.143E-04	1.143E-04	1.143E-04	1.143E-04	1.143E-04
Fläche des engsten Querschnittes A_e [m ²]	6.464E-05	4.465E-05	2.681E-05	1.110E-05	5.414E-06
Rippenfläche A_R [m ²] pro Rohr	0.951	0.921	0.887	0.850	0.834
freie äussere Fläche des Rohres A_G [m ²] pro Rohr	1.112E-01	9.063E-02	6.387E-02	3.097E-02	1.609E-02
Fläche des unberippten Rohres A_{Go} [m ²] pro Rohr	0.123	0.136	0.148	0.161	0.166
gesamte äussere Fläche A [m ²] pro Rohr	1.063	1.011	0.951	0.881	0.850
innere Rohroberfläche A_i [m ²] pro Rohr	0.112	0.112	0.112	0.112	0.112
gesamte Fläche des WT [m²]	100				
Geschwindigkeiten:					
Geschwindigkeit vor den Rippen w_o [m/s]	0.882	0.737	0.510	0.139	0.021
Geschwindigkeit im engsten Querschnitt w_e [m/s]	1.560	1.888	2.174	1.435	0.438
Re [-]	1.108E+03	1.482E+03	1.869E+03	1.341E+03	4.221E+02
Wärmeübergang:					
Nud [-]	15.648	19.048	22.401	18.799	9.491
Wärmeübergangsk. f. Rohr u. Rippe α_R [W/m ² K]	39.72	43.76	47.00	36.29	17.76
angepasster α -Wert für Eis α^* [W/m ² K]	39.72	30.44	24.23	17.37	11.07
Rippenwirkungsgrad:					
ϕ' [-]	3.13	2.83	2.59	2.38	2.31
ϕ [-]	2.98	2.50	2.12	1.80	1.69
X [-]	0.427	0.231	0.153	0.103	0.076
Rippenwirkungsgrad η_R [-]	0.943	0.983	0.992	0.996	0.998
k-Wert:					
scheinbarer α -Wert α_s [W/m ² K]	37.71	29.96	24.05	17.32	11.05
k- Wert [W/m²K]	16.60	15.27	13.93	11.66	8.51
Druckverlust luftseitig:					
Druckverlust des Rohrbündels:					
Geometrie:					
Querteilung s_q [m]	2.54E-02				
Längsteilung s_l [m]	2.20E-02				
Anzahl Rohrreihen $N_w = N_R$ [-]	3				
a* [-]	2.667	2.413	2.204	2.028	1.965
b* [-]	2.310	2.090	1.909	1.756	1.702
Geschw. weit weg von d. Rohren $w_f = w_o$ [m/s]	0.882	0.737	0.510	0.139	0.021
Geschw. Im engsten Querschnitt w_e [m/s]	1.412	1.259	0.934	0.275	0.042
Re [-]	1.003E+03	9.884E+02	8.023E+02	2.568E+02	4.071E+01
f _{a,l,v} [-]	13.597	18.480	24.703	32.608	36.336
laminarer Anteil ζ_l [-]	1.356E-02	1.870E-02	3.079E-02	1.270E-01	8.926E-01
f _{a,t,v} [-]	3.129	3.240	3.364	3.504	3.566
turbulenter Anteil ζ_t [-]	0.556	0.578	0.632	0.875	1.412
Korrektur der Rohrreihen ζ_o [-]	0.141	0.172	0.206	0.243	0.259
f _{n,t} [-]	3.28E-02	4.01E-02	4.80E-02	5.67E-02	6.04E-02
ζ [-]	0.426	0.448	0.461	0.469	1.208
Druckverlust des Rohrbündels Δp_{RB} [Pa]	1.622	1.360	0.769	0.068	0.004
Druckverlust zwischen den Rippen:					
Geometrie:					
Länge des Spaltes l [m]	0.066				
hydraulischer Durchmesser d_h [m]	7.611E-03	5.611E-03	3.611E-03	1.611E-03	8.112E-04
mittlere Geschw. Im Spalt w [m/s]	1.200	1.394	1.536	0.966	0.288
Re [-]	6.812E+02	5.834E+02	4.137E+02	1.160E+02	1.745E+01
λ [-]	0.141	0.165	0.232	0.827	5.501
f _{Re}	10	10	10	17	181
ζ_{gewelt}	6.8	6.8	6.8	11.3	122.9
Druckverlust der Rippen Δp_R [Pa]	8.322	12.149	18.337	28.154	31.136
Druckverlust des Lamellenpaketes Δp_R [Pa]	9.944	13.508	19.105	28.221	31.140

Druckverlust beim Ein- und Austritt d. Ventis:					
Durchmesser des Auslasses d [m]	0.6				
Volumenstrom pro Venti V [m ³ /s]	0.965	0.806	0.558	0.152	0.023
Geschwindigkeit im Auslass [m/s]	3.412	2.852	1.972	0.539	0.080
ζ_{Einlauf} [-]	0.05				
Druckverlust in Einlaufdüse Δp_E [Pa]	0.371	0.259	0.124	0.009	0.000
Druckverlust beim Austritt Δp_A [Pa]	7.421	5.184	2.479	0.185	0.004
Druckverlust des Ventis Δp_V [Pa]	7.792	5.443	2.603	0.194	0.004
gesamter Druckverlust [Pa]	17.737	18.952	21.708	28.416	31.144
Leistung von 3 Ventis [W]	51.331	45.842	36.309	12.990	2.119
Hilfszelle für Solver	-7.86E-09	-2.786E-08	-5.94E-08	5.3692E-11	3.456E-08

Annahme

Annahme

1 Staudruck

11.6 Ventilator-Kennlinie

P_u [Pa] 97000
 ρ_{Lu} [kg/m³] 1.266 ($T = 2^\circ\text{C}$)

Tauscher Länge [m] 1.392
Tauscher Breite [m] 0.795

	Geschwindigkeit [m/s]	Volumenstrom [m³/s]	Totaldruck [Pa] rel	Totaldruck _{Feldmitte} [Pa]	dynamischer Druck _{Feldmitte} [Pa]	statischer Druck [Pa]	Saugdruck [Pa]
x	-400 -200 0 200 400	-300 -100 100 300	-400 -200 0 200 400	-300 -100 100 300	-300 -100 100 300	-300 -100 100 300	-300 -100 100 300
125	0.00 0.00 0.00 0.00	-10 -5 -1 -1 -3	96993 96997 96999 96998	0.00 0.00 0.00 0.00	96993 96997 96999 96998	8 3 1 2	
375	0.00 0.00 0.00 0.00	-4 -33 -26 -22 -11	96982 96971 96976 96984	0.00 0.00 0.00 0.00	96982 96971 96976 96984	19 30 24 17	
625	0.00 0.00 0.00 0.00	-40 -58 -45 -63 -52	96951 96949 96946 96944	0.00 0.00 0.00 0.00	96951 96949 96946 96944	49 52 54 57	
875	0.00 0.00 0.00 0.00	-43 -50 -44 -38 -35	96954 96953 96954 96962	0.00 0.00 0.00 0.00	96954 96953 96954 96962	47 47 41 38	
1125	0.00 0.00 0.00 0.00	-5 -12 -19 -11 -2	96992 96985 96985 96994	0.00 0.00 0.00 0.00	96992 96985 96985 96994	9 16 15 7	
1325	0.00 0.00 0.00 0.00	-6 -3 -1 -5 -11	96996 96998 96997 96992	0.00 0.00 0.00 0.00	96996 96998 96997 96992	5 2 3 8	

Gesamtvolumenstrom [m³/s] 0.00

gemittelter statischer Druck [Pa]

96977

gemittelter Saugdruck [Pa] 23

	Geschwindigkeit [m/s]	Volumenstrom [m³/s]	Totaldruck [Pa] rel	Totaldruck _{Feldmitte} [Pa]	dynamischer Druck _{Feldmitte} [Pa]	statischer Druck [Pa]	Saugdruck [Pa]	
x	-400 -200 0 200 400	-300 -100 100 300	-400 -200 0 200 400	-300 -100 100 300	-300 -100 100 300	-300 -100 100 300	-300 -100 100 300	
125	0.00 0.00 0.00 0.00	-28 -28 -27 -24 -24	96972 96973 96975 96976	0.00 0.00 0.00 0.00	96972 96973 96975 96976	28 28 26 24		
375	0.00 0.00 0.00 0.00	-21 -35 -33 -29 -24	96972 96966 96965 96974	0.00 0.00 0.00 0.00	96972 96966 96965 96974	28 34 31 27		
625	1 0.8 0.9 1 1.2	0.05 0.04 0.05 0.06	-44 -26 -24 -23 -26	96965 96975 96977 96976	0.51 0.46 0.57 0.77	96964 96975 96976 96975	36 25 24 25	
875	0.00 0.00 0.00 0.00	-43 -42 -39 -33 -31	96958 96960 96963 96967	0.00 0.00 0.00 0.00	96958 96960 96963 96967	43 41 37 33		
1125	0.00 0.00 0.00 0.00	-31 -35 -40 -40 -25	96967 96963 96960 96968	0.00 0.00 0.00 0.00	96967 96963 96960 96968	33 38 40 33		
1325	0.00 0.00 0.00 0.00	-25 -26 -27 -26 -26	96975 96974 96974 96974	0.00 0.00 0.00 0.00	96975 96974 96974 96974	26 27 27 26		

Gesamtvolumenstrom [m³/s] 0.19

gemittelter statischer Druck [Pa]

96969

gemittelter Saugdruck [Pa] 30.6

	Geschwindigkeit [m/s]	Volumenstrom [m³/s]	Totaldruck [Pa] rel	Totaldruck _{Feldmitte} [Pa]	dynamischer Druck _{Feldmitte} [Pa]	statischer Druck [Pa]	Saugdruck [Pa]	
x	-400 -200 0 200 400	-300 -100 100 300	-400 -200 0 200 400	-300 -100 100 300	-300 -100 100 300	-300 -100 100 300	-300 -100 100 300	
125	0.00 0.00 0.00 0.00	-21 -22 -23 -26 -25	96979 96978 96978 96975	0.00 0.00 0.00 0.00	96979 96978 96978 96975	22 23 25 26		
375	0.00 0.00 0.00 0.00	-22 -25 -28 -30 -26	96977 96974 96974 96972	0.00 0.00 0.00 0.00	96977 96974 96974 96972	24 27 29 28		
625	1 0.9 0.8 0.9 1.3	0.05 0.04 0.05 0.06	-28 -22 -20 -19 -25	96975 96979 96981 96977	0.57 0.46 0.46 0.77	96974 96979 96980 96976	26 21 20 24	
875	0.00 0.00 0.00 0.00	-22 -26 -25 -25 -25	96976 96975 96975 96975	0.00 0.00 0.00 0.00	96976 96975 96975 96975	24 26 25 25		
1125	1.1 0.8 0.9 1 1.2	0.05 0.04 0.05 0.06	-31 -18 -18 -18 -30	96976 96982 96982 96976	0.57 0.46 0.57 0.77	96975 96982 96981 96975	25 18 19 25	
1325	0.00 0.00 0.00 0.00	-20 -18 -19 -19 -20	96981 96982 96981 96981	0.00 0.00 0.00 0.00	96981 96982 96981 96981	19 19 19 20		

Gesamtvolumenstrom [m³/s] 0.38

gemittelter statischer Druck [Pa]

96977

gemittelter Saugdruck [Pa] 23.1

	Geschwindigkeit [m/s]	Volumenstrom [m³/s]	Totaldruck [Pa] rel	Totaldruck _{Feldmitte} [Pa]	dynamischer Druck _{Feldmitte} [Pa]	statischer Druck [Pa]	Saugdruck [Pa]	
x	-400 -200 0 200 400	-300 -100 100 300	-400 -200 0 200 400	-300 -100 100 300	-300 -100 100 300	-300 -100 100 300	-300 -100 100 300	
125	0.00 0.00 0.00 0.00	-20 -20 -20 -20 -20	96980 96980 96980 96980	0.00 0.00 0.00 0.00	96980 96980 96980 96980	20 20 20 21		
375	0.00 0.00 0.00 0.00	-22 -23 -27 -28 -26	96978 96975 96975 96973	0.00 0.00 0.00 0.00	96978 96975 96975 96973	23 25 28 27		
625	0.9 0.9 0.9 1 1.2	0.05 0.05 0.05 0.06	-20 -18 -18 -17 -25	96981 96982 96983 96979	0.51 0.51 0.57 0.77	96980 96981 96982 96978	20 19 18 22	
875	1 0.9 0.9 1 1.3	0.05 0.05 0.05 0.06	-20 -16 -16 -15 -22	96982 96984 96985 96982	0.57 0.51 0.57 0.84	96981 96983 96984 96981	19 17 16 19	
1125	1 0.9 0.9 0.8 1.3	0.05 0.05 0.04 0.05	-19 -13 -13 -12 -17	96984 96987 96988 96986	0.57 0.51 0.46 0.70	96983 96986 96987 96985	17 14 13 15	
1325	0.8 0.7 0.7 0.8 1.2	0.04 0.04 0.04 0.05	-13 -10 -9 -9 -12	96989 96991 96991 96990	0.36 0.31 0.36 0.63	96988 96990 96991 96989	12 10 9 11	

Gesamtvolumenstrom [m³/s] 0.58

gemittelter statischer Druck [Pa]

96981

gemittelter Saugdruck [Pa] 18.5

	Geschwindigkeit [m/s]	Volumenstrom [m³/s]	Totaldruck [Pa] rel	Totaldruck _{Feldmitte} [Pa]	dynamischer Druck _{Feldmitte} [Pa]	statischer Druck [Pa]	Saugdruck [Pa]	
x	-400 -200 0 200 400	-300 -100 100 300	-400 -200 0 200 400	-300 -100 100 300	-300 -100 100 300	-300 -100 100 300	-300 -100 100 300	
125	0.9 0.6 0.6 0.5 0.9	0.04 0.03 0.03 0.04	-8 -7 -6 -6 -9	96993 96994 96994 96993	0.36 0.23 0.19 0.31	96992 96993 96994 96992	8 7 6 8	
375	0.8 0.8 0.7 0.9	0.04 0.04 0.04 0.04	-16 -10 -11 -11 -17	96987 96990 96989 96986	0.41 0.36 0.31 0.41	96987 96989 96989 96986	13 11 11 14	
625	1 0.9 0.9 0.8 1.3	0.05 0.05 0.04 0.05	-18 -14 -14 -14 -15	96984 96986 96986 96986	0.57 0.51 0.46 0.70	96983 96985 96986 96985	17 15 14 15	
875	1 0.9 0.9 0.8 1.1	0.05 0.05 0.04 0.05	-17 -13 -13 -13 -16	96985 96987 96987 96986	0.57 0.51 0.46 0.57	96984 96986 96987 96985	16 14 13 15	
1125	0.8 0.7 0.7 0.8 1.2	0.04 0.04 0.04 0.05	-13 -10 -9 -9 -12	96989 96991 96991 96990	0.36 0.31 0.36 0.63	96988 96990 96991 96989	12 10 9 11	
1325	0.8 0.6 0.6 0.7 0.9	0.02 0.02 0.02 0.02	-12 -8 -7 -7 -10	96990 96993 96993 96992	0.31 0.23 0.27 0.41	96990 96992 96993 96991	10 8 7 9	

Gesamtvolumenstrom [m³/s] 0.90

gemittelter statischer Druck [Pa]

96989

gemittelter Saugdruck [Pa] 11.4

11.7 Erläuterungen zur Berechnung und Beurteilung der Geräuschimmissionen von Wärmepumpen

11.7.1 Zu erwartender Schalldruckpegel im Raum

Aus dem Schallleistungspegel kann der Schalldruckpegel in jedem beliebigen Raum annäherungsweise wie folgt berechnet werden.

$$L_{pA} = L_{WA} + K \quad L_{pA} = L_{WA} + 10 \log \left(\frac{4 \cdot T}{0.16 \cdot V} \right)$$

- L_{pA} : mittlerer Raumschalldruckpegel in dB (A)
 L_{WA} : Schallleistungspegel der Quelle in dB (A)
 K : Raumkorrektur
 V : Raumvolumen in m^3
 T : mittlere Nachhallzeit des Raumes in s

Der Beurteilungspegel für haustechnische Geräusche gemäss SIA 181 rechnet sich wie folgt:

$$L_{r,h} = L_{WA} + K + K2 \quad \text{oder} \quad L_{r,h} = L_{pA} + K2$$

Wobei

- $L_{r,h}$: Beurteilungspegel für haustechnische Geräusche gemäss SIA 181 in dB
 L_{WA} : Schallleistungspegel der Quelle in dB (A)
 L_{pA} : mittlerer Raumschalldruckpegel in dB (A)
 K : Raumkorrektur
 $K2$: Korrektur für allfällige Tonhaltigkeit des Geräusches

Als typisch für einen Wohnraum gilt eine Nachhallzeit T von 0.5 Sekunden. Für eine grobe Abschätzung des Raum-Schalldruckpegels kann Abb. 11.1 verwendet werden. In jedem Fall bleibt zu beachten dass es sich bei L_{pA} um einen mittleren Raum-Schalldruckpegel handelt. In der Nähe der Quelle können wesentlich höhere Pegel auftreten!

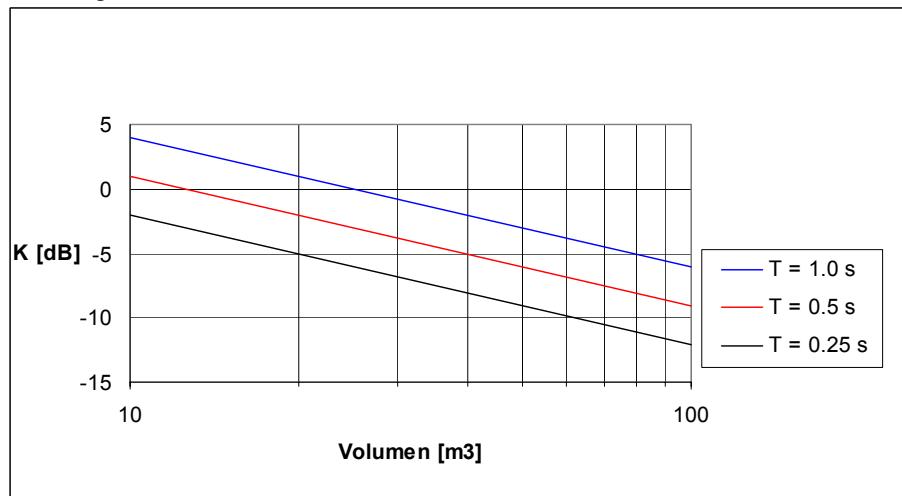


Abb. 11.1 Raumkorrektur K in Abhängigkeit von Raumvolumen und Nachhallzeit (T)

Die Anforderungen, die für Wohn- und Schlafzimmer aus der Norm SIA 181 abgeleitet werden können, sind für den Beurteilungspegel $L_{r,h}$ in Dezibel (dB) unten aufgeführt:

	Mindestanforderungen	erhöhte Anforderungen
Am Tag (06.00 - 22.00 Uhr)	35	30
In der Nacht (22.00 - 06.00 Uhr)	30	25

11.7.2 Immissionsschalldruckpegel an einem bestimmten Immissionsort (benachbarte Gebäude oder Wohnungen)

Für eine Prognose über zu erwartende Geräuschimmissionen an einem bestimmten Empfangspunkt (z.B. Nachbarwohnung) müssen folgende Angaben vorliegen:

- A-bewerteter Schallleistungspegel der Quelle (L_{WA})
- Distanz zwischen Quelle und Empfänger in Meter (d)
- Einbausituation der Quelle (Richtfaktor Q). Je nach Platzierung kann eine Schallquelle ihre Schallleistung nicht nach allen Seiten abstrahlen, sondern nur in einen begrenzten Raumwinkel. Man kann vier Fälle unterscheiden:
 - kugelförmig $Q=1$ z.B. Öffnung eines schlanken Kamins
 - halbkugelförmig $Q=2$ z.B. Quelle auf ebener Fassade
 - viertelkugelförmig $Q=4$ z.B. Quelle in einer Fassadenkante
 - achtelkugelförmig $Q=8$ z.B. Quelle in einer Fassadenecke

11.7.2.1 Berechnung des Immissionspegels beim Empfänger

Es ist zu beachten dass eine Prognose dieser Art nur als Hilfsmittel bei der Planung geeignet ist, da wichtige Einflüsse wie Reflexionen, Hinderniswirkungen und Dämpfungen auf den Schallausbreitungsweg nicht berücksichtigt werden!

$$L_{pA} = L_{WA} + K_d \quad L_{pA} = L_{WA} + 10 \log \left(\frac{Q}{4 \cdot \pi \cdot d^2} \right)$$

Wobei

- L_{WA} : Schallleistungspegel der Quelle in dB (A)
 L_{pA} : Immissionsschalldruckpegel beim Empfangspunkt in dB (A)
 K_d : Abstandskorrektur aus Distanz zwischen Quelle und Empfangspunkt
 Q : Richtfaktor der Quelle (siehe oben)
 d : Distanz zwischen Quelle und Empfänger in Meter

Die entsprechenden Werte für K_d können auch Abb. 11.2 entnommen werden.

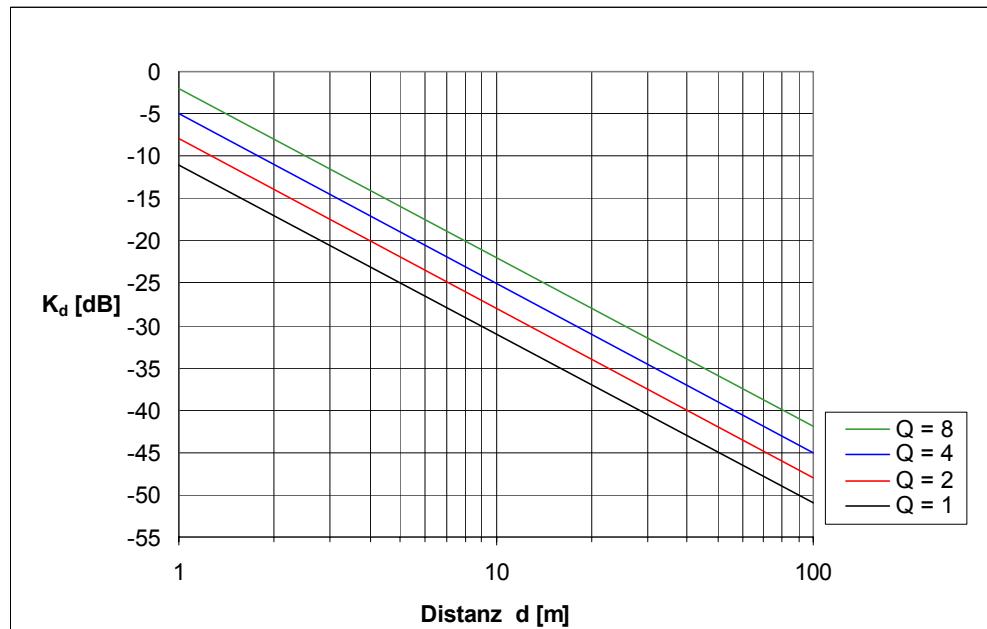


Abb. 11.2 Abstandskorrektur K_d in Abhängigkeit von Distanz d und Richtfaktor Q

11.7.2.2 Beurteilung der Geräuschimmissionen beim Empfänger

In der Schweiz regelt die Lärmschutzverordnung (LSV) vom 15. Dezember 1986 die Ermittlung und Beurteilung von Aussenlärmimmissionen anhand von Belastungsgrenzwerten verbindlich. Lärmimmissionen von Wärmepumpen werden nach Anhang 6 (Belastungsgrenzwerte für Industrie- und Gewerbelärm) beurteilt. Für neue Anlagen sind die Planungswerte in Tab. 11.1 einzuhalten.

Empfindlichkeitsstufe	Planungswert L _r in dB	
	Tag	Nacht
I	50	40
II	55	45
III	60	50
IV	65	55

Tab. 11.1 Belastungsgrenzwerte gemäss LSV

Gemäss LSV Anhang 6 wird der Beurteilungspegel L_r wie folgt berechnet:

$$L_r = L_{eq} + K_1 + K_2 + K_3 + 10 \log (t_i/t_o)$$

Wobei

- L_{eq}: Gemessener Mittelungspegel im offenen Fenster des Empfängers, ohne den Einfluss von Fremdgeräuschen. Wenn Geräuschemissionsangaben der Quelle vorliegen, kann dieser Wert im Sinne einer Prognose berechnet werden.
- K₁: Anpassungsgrösse zur Berücksichtigung der Lärmart.
- K₂: Korrektur zur Berücksichtigung der Hörbarkeit eines Tongehaltes. Sie beträgt 0, 2, 4 oder 6 dB.
- K₃: Korrektur zur Berücksichtigung der Hörbarkeit des Impulsgehaltes. Sie beträgt 0, 2, 4 oder 6 dB.
- t_i: durchschnittliche tägliche Dauer der Lärmphase i in Minuten
- t_o: 720 Minuten

Beispiel:

Für ein in eine ebene Fassade eingebautes Lüftungsgerät mit einem Schallleistungspegel der Austrittsöffnungen von 50 dB(A) sind die nächtlichen Geräuschimmissionen beim Empfänger in 5 m Abstand zu berechnen und nach LSV zu beurteilen. Das Lüftungsgerät soll nachts zwischen 22:00 und 06:00 Uhr laufen. Das Geräusch weist eine gut hörbare Tonhaltigkeit auf.

Für die Berechnung des Immissionspegels beim Empfänger gilt somit:

Schallleistungspegel der Quelle	50 dB(A)
Richtfaktor Q der Quelle	2
Distanz zwischen Quelle und Empfänger	5 m

$$L_{pA} = 50 + 10 \log \left(\frac{2}{4 \cdot \pi \cdot 5^2} \right) \quad L_{pA} = 50 + (-22) = 28 \text{ dB (A)}$$

Für die Berechnung des Beurteilungspegels nach LSV gilt somit:

Immissionspegel am Empfangspunkt	28 dB
K1 (Heizungs- und Lüftungsanlagen nachts)	0 dB
K2 (Tonhaltigkeit)	4 dB
K3 (Impulshaltigkeit)	0 dB
ti (Dauer der Lärmphase/Nacht)	480 min
to (Dauer der Nacht 12h)	720 min

$$L_r = 28 + 10 + 4 + 0 + 10 \log (480/720) = 28 + 10 + 4 + 0 + (-1.7)$$

$$L_r = 40.3 \text{ dB}$$

11.8 Wärmeträgermedien

11.8.1 Tyfoxit

TYFOXIT® F15-F60 sind auf Lebensmittelzusatzstoffen basierende farblose, nicht brennbare, nichttoxische Hochleistungs-Kälteträger für alle Kälteanlagen mit indirekter Kühlung. Als konsequente Weiterentwicklung des TYFOXIT®s besitzt die TYFOXIT® F-Produktreihe ein nochmals deutlich verbessertes Viskositätsverhalten und ermöglicht so für bestehende Anlagen eine gesteigerte Kälteleistung und verringerte Energiekosten, bei Neuplanung die Auslegung von Anlagen kleinerer Dimension. Wie TYFOXIT® bieten TYFOXIT®F-Formulierungen Langzeitkorrosionsschutz für alle im Kälteanlagenbau verwendeten Werkstoffe wie Stahl, Edelstähle, Gußeisen, Messing, Kupfer, Bronze und Aluminium. Auch verzinktes Material weist eine höhere Widerstandsfähigkeit auf.

Anwendung

TYFOXIT® F ist in sechs füllfertigen Varianten F15 bis F60 erhältlich, deren Kennzahlen die jeweilige Abkühlungsgrenze angeben. Vor Befüllung der Anlage ist eventuell noch im System befindliches Wasser möglichst vollständig zu entfernen. Geringfügige Verdünnungen werden jedoch durch TYFOXIT® F abgepuffert.

Tabelle 1: Abkühlungsgrenzen und Kenndaten von TYFOXIT® F15-F60

TYFOXIT® Abkühlungsgrenze	Dichte (20 °C) [g/cm³]	Viskosität (20 °C) [mm²/s]	PH-Wert (20 °C)	Siedepunkt [°C]
F 15 / -15 °C	1.222	1.67	2.04	> 100
F 20 / -20 °C	1.262	1.73	2.18	> 100
F 30 / -30 °C	1.284	1.79	2.29	> 100
F 40 / -40 °C	1.336	2.05	2.74	> 100
F 50 / -50 °C	1.358	2.36	3.20	> 100
F 60 / -60 °C	1.394	2.88	4.01	> 100

Sicherheitstechnische Angaben zu TYFOXIT® F15 - F 60

- MAK-Werte: nicht festgelegt.
 Flammpunkte: nicht entflammbar.
 Entsorgungshinweise: siehe unten.
 Wassergefährdungsklasse: 1 (schwach wassergefährdend gemäß VwVwS vom 17. Mai 1999).
 Transportvorschriften: Nach EG-Richtlinien nicht kennzeichnungspflichtig.

Korrosionsschutz

Tabelle 2 zeigt das gute Korrosionsverhalten von TYFOXIT® F20 und F40, verglichen mit einem auf einen Frostschutz von -40 °C eingestellten Ethylenglykol/Wasser-Gemisch sowie CaCl₂-Sole mit einer Abkühlungsgrenze von -50 °C, in Anlehnung an ASTM D 1384 (336 h, 88 °C, 6 l Luft/h).

Tabelle 2: Korrosionstest nach ASTM D 1384

Werkstoff	Ethylenglykol / H₂O 1:1	Tyfoxit F 20	Tyfoxit F 40	CaCl₂-Sole 30 %ig
Kupfer	3.6	2.3	0.6	30.0
Messing	3.9	5.2	k. A.	110.0
Stahl	1.6	k. A.	k. A.	320.0
Grauguß	1.1	k. A.	k. A.	1040.0
Alu-Guß	k. A.	k. A.	k. A.	1250.0

Abtragsraten in Mikrometer pro Jahr [μm/a].

k. A.: kein Abtrag feststellbar.

Materialbeständigkeit

TYFOXIT® F -Zubereitungen greifen die im Kälteanlagenbau verwendeten Dichtungswerkstoffe nicht an. Beständig sind Baumwolle, Hanf, sowie

Butylkautschuk	IR
Polyethylen weich, hart	L/HDPE
Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk	EPDM
Polyethylen vernetzt	VPE
Epoxidharze	EP
Polypropylen	PP
Fluorcarbon-Elastomere	FPM
Polytetrafluorethylen	PTFE
Nitrilkautschuk	NBR
Polyvinylchlorid weich, hart	PVC w, h
Polyamid	PA
Styrolbutadienkautschuk	SBR
Polychlorbutadienkautschuk	CR
Ungesättigte Polyesterharze	UP

Asbestfreie Aramid-Flachdichtungen sind ebenso beständig, Aminoplaste und Silicone laut Literatur nur bedingt resistent. Bei PTFE-Dichtungsband ist das irreversible temperaturabhängige Ausdehnungsverhalten zu beachten. Im Bedarfsfall ist mit den Herstellern Kontakt aufzunehmen.

11.8.2 Aspen Temper

Angaben des Herstellers

11.8.2.1 Vorteile

Ein Umweltverträgliches Produkt:

Temper ist biologisch abbaubar und nicht giftig. Temper kann aus regenerativen Rohstoffen hergestellt werden. Temper enthält keine Amine, Nitrite oder Phosphate.

Niedriger Energieverbrauch:

Temper hat eine niedrige Viskosität auch bei niedriger Temperatur, was einen vorteilhaft niedrigen Energieverbrauch in der Anlage ergibt, verglichen mit einem Kälteträger auf Glykol-/Wasserbasis.

Niedrige Installationskosten:

Temper hat eine hohe Wärmekapazität und Wärmeleitfähigkeit, welche einen niedrigeren Flüssigkeitsbedarf und dadurch auch kleinere Rohrdimensionen erfordert, die zu niedrigeren Investitions- und Betriebskosten führen, verglichen mit einem Kälteträger auf Glykol-/Wasserbasis.

Ein korrosionsgeschütztes Produkt:

Temper enthält besondere Zusätze- Inhibitoren- die einen effizienten und neuzeitlichen Korrosionsschutz ausmachen.

Viele Anwendungsbereiche:

Temper kann in Kälte- und Tiefkälteanlagen in Nahrungsmittelindustrien, Supermärkten, Wärmepumpen, Wärmerückgewinnung, Eisbahnen und als Frostschutzmittel für viele Applikationen verwendet werden. Temper ist von den Behörden als Kälteträger in Kältesystemen für Lebensmittelindustrien genehmigt worden.

Neutraler pH-Wert:

Temper hat etwa denselben pH-Wert wie eine normale Seife, 8,0-9,0.

Grosse Anpassungsfähigkeit und gute Haltbarkeit:

Temper kann in Tiefgefrierapplikationen, bis zu -55 °C Grad und auf der „warmen Seite“ in Solaranlagen bis zu +180 °C (unter Druck) verwendet werden.

In geschlossener Verpackung oder Systemen ist Temper sehr stabil und besitzt nahezu unbegrenzte Haltbarkeit.

Sicherheit

Temper ist weder brennbar noch explosiv. Temper ist weniger gesundheitsschädlich als herkömmliche Kälteträger. Eine Entsorgung ist, im Unterschied zu bspw. Glykol, nicht erforderlich. Temper kann im verdünnten Zustand (50% Wasser) dem normalen Abwasser zugeführt werden. Abhängig vom Volumina sollte die örtliche Behörde bzw. Kläranlage konsultiert werden.

Temper ist an keinerlei Handhabungsvorschriften gebunden, zudem ist das Produkt von den Lebensmittelbehörden geprüft und als zulässig gefunden worden.

11.8.3 Sicherheitsdatenblatt

1	Stoff-/Zubereitungs- und Firmenbezeichnung
----------	---

Handelsname: Temper -10, -20, -25, -30, -40, -55

Produktbeschreibung: Kälte- und Wärmeträger

Firma: Aspen Petroleum AB

Iberovägen 2

430 63 Hindås

Schweden

Tel.: +46(0)301-23 00 00

Fax.: +46(0)301-23 00 99

Kontaktperson: Roger Rosander +46(0)708-23 50 32

Notruf: Roger Rosander +46(0)708-23 50 32

Catarina Svantesson +46(0)708-23 50 11

2	Zusammensetzung/Angabe der Bestandsteile
----------	---

Stoffe:	CAS-Nr.	Gehalt	Gefahrensymbol
----------------	----------------	---------------	-----------------------

Salz von 127-08-2 20-80%

Karboxylensäueren: 590-29-4

Wasser: 20-80%

Korrosionsinhibitoren: <1,5%

3	Mögliche Gefahren
----------	--------------------------

Das Produkt ist nicht kennzeichnungspflichtig.

4	Erste-Hilfe Massnahmen
----------	-------------------------------

Hautkontakt: Mit Wasser und Seife abwaschen.

Augen: Gründlich mit Wasser spülen. Augenarzt aufsuchen.

Verschlucken: Viel Wasser trinken.

5	Massnahmen zur Brandbekämpfung
----------	---------------------------------------

Massnahmen zur

Brandbekämpfung: Das Produkt ist nicht brennbar.

6	Bei Unbeabsichtigter Freisetzung
----------	---

Bei unbeabsichtigter Freisetzung mit viel Wasser spülen.

7	Lagerung und Handhabung
----------	--------------------------------

Ablauf und Wasser soll in der Nähe vom Arbeitsplatz sein. Eine gute Arbeitshygiene soll beachtet werden.

8	Explosionsbegrenzung und persönliche Schutzausrüstung
----------	--

Ventilation: Normalventilation

Handschutz: Handschuhe aus Kunststoff.

Augen: Augenschutz soll benutzt werden.

9**Physikalische und chemische Eigenschaften****pH:** 8-9**Form/Farbe/Geruch:** Leichtflüssige gelbliche Flüssigkeit.**Siedebereich (°C):** ca. 109°C**Gefrierpunkt (°C):** Temper-10 < -10, Temper-20 < -20, Temper-30 < -30
Temper-40 < -40, Temper-55 < -55**Dichte (g/cm³):** 1,08-1,24**Löslichkeit in Wasser:** Ja, unbegrenzt in Wasser, Glykol, Alokohol und Glyzerin.**10****Stabilität und Reaktivität**

Chemisch stabil, reagiert nicht mit anderen Materialien.

11**Angaben zur Toxikologie**

Das Produkt ist nicht toxisch. LD50, orale Ratte: > 2 000 mg/kg. Bei Augenkontakt kann Reizung entstehen. Das Produkt hat einen bitteren Geschmack.

12**Angaben zur Ökologie**Das Produkt ist nicht ökologisch gefährlich. Die Bestandteile sind leicht abbaubar und wirken als Düngemittel. Sie können in dem biologischen Kreislauf teilnehmen ohne Accumulierung in Mikroorganismen, Pflanzen oder andere lebenden Organismen zu schädigen.
Wassergefährdungsklasse, WGK 1 : Schwach wassergefährdend.**13****Hinweise zur Entsorgung**

Gemäß gegenwärtiger Verordnungen.

14**Transportinformation****ADR: UN:** Wird nicht als Gefährlicher Transport klassifiziert**RID: Klasse:** n.r.**IMO: Klasse:** n.r. **Seite:** n.r. **EmS No:** n.r. **MFAG No:** n.r.**IATA: Klasse:** n.r.

n.r. = Nicht relevant

15**Vorschriften**

Nicht kennzeichnungspflichtig

16**Sonstige Angaben**

Die Friktion, und Belastung auf mechanische Teile ist niedriger auf Grunde niedriger Viskosität, auch bei niedriger Temperatur und hohe Zirkulation im Vergleich mit Glykolsmischungen.

Leerung von Fässern: Fass mit der Öffnung nach unten neigen bis tropfenfrei (<1Tropfen/Minute).

Leergut: Entleerter Kanister hat einen hohen Energiegehalt und kann vorzugsweise verbrannt werden. Kann Verordnungsgemäß entsorgt werden.

Obige Angaben entsprechen dem heutigen Stand des Wissens, aber Garantien über Vollständigkeit können nicht gegeben werden.

Es ist das Interesse des Verwenders sich zu vergewissern dass die Information den vorgesehenen Gebrauch entspricht.

11.8.3.1 Umwelt

Temper erfüllt hohe Umweltanforderungen. Aus dem ökologischen Betrachtungswinkel gesehen, ist dieses Produkt überaus vorteilhaft als Wärme/Kälteträger.

Temper ist biologisch leicht abbaubar, nicht giftig und nicht brennbar.

Biologische Abbaubarkeit

Die Firma Cenox AB hat die aerobische Abbaubarkeit von Temper, laut der Methode OECD 301A, untersucht. Die Analyse zeigte, dass Temper biologisch leicht abbaubar ist.

Biologische Abbaubarkeit	OECD 301 A	97 % Abbau nach 7 Tagen, 99 % Abbau nach 28 Tagen	Biologisch leichte Abbaubarkeit
--------------------------	------------	---	---------------------------------

Der Test bedeutet eine kontinuierliche Festlegung von einer restlichen Menge DOC (Dissolved Organic Carbon).

Ein Produkt kann laut OECD's Testkriterien als leicht abbaubar klassifiziert werden, wenn mindestens 70% DOC innerhalb 28 Tagen verbraucht worden sind. Dieses muss innerhalb einer Periode von 10 Tagen, nachdem 10% von dem Produkt abgebaut worden sind, erfolgt werden. Da ganze 97% DOC in Temper nach schon 7 Tagen verbraucht waren, erfüllt man, mit gutem Marginal, die Forderungen für leichte Abbaubarkeit.

Der ausführliche Bericht kann im Internet eingesehen werden (www.Aspen.se) oder bei Aspen direkt bestellt werden.

Toxizität, Meeresbakterie

Toxikologische Effekte an Meeresbakterien wurden vom Testlaboratorium Toxicon AB untersucht. Laut der Microtox Methode ist Temper nicht akut toxisch für die Bakterie „Vibro fisheri“.

Akute Toxizität, Meeresbakterie	Microtox Methode	Mäßig giftig den ersten Tag Keine toxischen Effekte nach 28 Tagen	Nicht akut toxisch
---------------------------------	------------------	--	--------------------

Diese Methode bedeutet eine Analyse über die Fähigkeit einer biolumineszenten Bakterie, ein Licht in der Lösung vom Testprodukt abzugeben. Diese Forschung wird mit zwei Testlösungen derselben Startkonzentration ausgeführt.

Die eine Lösung wird am Tag 0 geprüft und die zweite wird nach 28 Tagen aerobischer Abbaubarkeit geprüft. Die Lichtemission von ausgewählten Bakterien wird in einer Serie mit Einwirkzeiten von 5, 15 und 30 Minuten gemessen. Das Verhältnis zwischen der Konzentration vom Testprodukt und der Reaktion der Bakterie wird bestimmt. Danach kann die Konzentration bei einer 20-prozentigen Verminderung (EC20) beziehungsweise 50-prozentigen Verminderung (EC50) von Lichtemissionen berechnet werden. Laut der Untersuchung ist eine Lösung mit Temper (0,7 % v/v), am ersten Tag nur

mäßig giftig für die Bakterie „Vibro fisheri“. Nach 28 Tagen Abbaubarkeit können keine toxische Effekte nachgewiesen werden.

Auch dieser Bericht kann im Internet eingesehen oder von Aspen bestellt werden.

Toxizität, Regenbogenforelle

Toxikologische Effekte an Regenbogenforellen sind im Testlabor von Toxicon AB untersucht worden. Laut der Methode OECD TG no 203, "Fish, Acute Test" wurde Temper als nicht akut toxisch klassifiziert.

Akute Toxizität, Regenbogenforelle	OECD TG no 203	LC50/96h 13900 mg/l	Nicht akut toxisch
------------------------------------	----------------	---------------------	--------------------

Unter dieser Methode wurde die Regenbogenforelle von einer variierenden Konzentration Temper unter einer Expositionszeit von 96h ausgesetzt.

LC50, nach 96h, viel bei der Konzentration 1,1 % v/v (13900 mg/l) ein.

Der Bericht kann ebenfalls im Internet eingesehen oder von Aspen bestellt werden.

Akkumulation in lebenden Organismen

Temper enthält keine Stoffe welche sich in lebenden Organismen anreichern können.

Düngungseffekt

Temper enthält positive Kaliumione, welche ein natürliches Düngemittel ergeben.

Stabilität

Temper ist stabil, nicht brennbar und nicht explosiv.

Praktische Handhabung und Sicherheit

- Temper wird als nicht umweltschädlich angesehen und kann verdünnt direkt in die Abflusseleitung geschüttet werden. Doch soll erst mit der lokalen Behörde Rücksprache genommen werden, da meist lokale Bestimmungen gelten.
- Das Produkt ist stabil, nicht brennbar und nicht explosiv. Das Produkt ist somit einfach und gefahrlos zu handhaben.
- Bei Spritzern in die Augen kann Temper, genau wie andere Salzlösungen, die Augen reizen. Eine Schutzbrille sollte benutzt werden.
- Lang anhaltender Hautkontakt kann Reizungen hervorrufen. Schutzhandschuhe sind zu empfehlen.
- Temper hat einen bitteren Geschmack, der vor eventueller Einnahme warnt.

Die Analyse des Lebenszyklus von Temper

Der Lebenszyklus ist eine international entwickelte Technik zur Beurteilung der Umwelteffekte eines Produktes in Verbindung mit seiner Lebensdauer.

Im Moment ist ein Projekt in Gange, um Tempers Lebenszyklus systematisch zu beschreiben und die tatsächliche Umweltbelastung in verschiedenen Phasen zu quantifizieren.

11.8.3.2 Hinweise bezüglich Korrosion

Die Informationen stammen von Herrn Hellsten von der Firma Aspen.

Ungeeignet ist verzinkter Stahl und Weichlot. Systeme sollten hart gelötet werden. Wenn Messing eingesetzt wird, muss dieses mindesten 68% Cu (Kupfer) enthalten. Der Hersteller der Armaturen ist zu informieren, dass Temper eingesetzt wird. Als gut geeignetes Dichtungsmaterial gilt EPDM. Das System muss dicht gebaut und gut entlüftet sein!