

Bachelor-Thesis

Solare Kühlung – Modellerstellung und -validierung eines Kühlturmes unter Matlab / Simulink / Carnot

Mario Thesing
Matr.-Nr. 483794

Düsseldorf
Februar 2010

1. Prüfer

Prof. Dr.-Ing. Mario Adam
E² - Erneuerbare Energien und Energieeffizienz
Fachbereich 4
Maschinenbau und Verfahrenstechnik
Josef-Gockeln-Str.9,
40474 Düsseldorf

<http://www.fh-duesseldorf.de>

2. Prüfer

BEng Sandra Lohmann
E² - Erneuerbare Energien und Energieeffizienz
Fachbereich 4
Maschinenbau und Verfahrenstechnik
Josef-Gockeln-Str.9
40474 Düsseldorf

<http://www.fh-duesseldorf.de>

Vorwort

Diese Abschlussarbeit entstand im Rahmen eines Forschungsprojektes zwischen der Firma Vaillant GmbH und der Fachhochschule Düsseldorf / Lehr- und Forschungsgebiet Erneuerbare Energien und Energieeffizienz, gefördert vom Bundesministerium für Bildung und Forschung.

Mein Dank gilt Herrn Dipl.Ing. Sven Hanfland und Herrn Dipl.-Ing. Kay Lüttgens, Frau BEng Sandra Lohmann sowie Herrn Kretschmer für die engagierte fachliche Betreuung und freundliche Unterstützung während der Abschlussarbeit.

Für die akademische Betreuung danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Mario Adam.

Ferner möchte ich Herrn MScEng Sebastian Schramm und Herrn BEng Johannes Goebel für die kompetente Unterstützung danken.

Besonders möchte ich mich bei meiner Familie und Freundin Stefanie Fleer bedanken. Ihre Unterstützung und Motivation haben mir sehr geholfen.

Düsseldorf, Februar 2010

Mario Thesing

Zusammenfassung

Der erste Teil der Bachelor-Thesis befasst sich mit der Theorie eines Nasskühlturmes und der Möglichkeit der physikalischen Modellierung. Im Anschluss erfolgt die Umsetzung eines Modells für den geschlossenen Verdunstungskühlturm VXI 9-2R der Firma BAC Baltimore Aircoil mit Hilfe von Wertetabellen. Da dieser Kühlturmtyp in einer Pilotanlage installiert wurde, kann auf Erfahrungswerte und Auslegungsdaten zurückgegriffen werden. Als Simulationssoftware wird Matlab/Simulink R2007b und die Carnottoolbox Version 2.1 verwendet.

Die Arbeit ist ein Teil des Forschungsprojektes „Solare Kühlung im „Hardware in the Loop“-Test (SoCool-HIL) in Zusammenarbeit der Firma Vaillant und der Fachhochschule Düsseldorf, gefördert vom Bundesministerium für Bildung und Forschung.

Die zwei Hauptmodule der Simulation betreffen die Kühlluft Eintrittsdaten Lufttemperatur und Luftfeuchte und die weiteren auf die Rückkühlleistung einwirkenden Parameter Volumenstrom und Glykolanteil des Rückkühlkreislaufes sowie die Lüfterdrehzahl. Der Einfluss der Parameter auf die Rückkühlleistung wurde anhand von Kennlinien in das Modell eingefügt. Die Bilanzierung des Stromverbrauchs des Kühlturmes und des Wasserverbrauchs, der durch die Verdunstung entsteht, wurde in einem gesonderten Block realisiert. Die thermische Trägheit des Kühlturms wird durch einen Wasserspeicher mit 40 l Volumen abgebildet.

Folgender Einsatzbereich (Tab. Z.1) gilt für das Modell des Kühlturms VXI 9-2R.

Parameter	min. Einstellung	max. Einstellung	Einheit
Glykol	0	100	[%]
Eintrittstemperatur t_{ie}	26	44	[°C]
Volumenstrom \dot{V}_i	1,07	3,03	[l/s]
Lüfterdrehzahl $n_{Lüfter}$	248 (30%)	824 (100%)	[1/min]
Feuchtkugeltemperatur	15	24	[°C]

Tab. Z.1 Einsatzbereich des Modells

Die Validierung des Modells erfolgte durch den Vergleich der simulierten Austrittstemperaturen des Rückkühlkreislaufes aus dem Kühlturm und der resultierenden Rückkühlleistungen mit denen der zu Grunde liegenden Daten.

Beim Standardbetriebspunkt des Kühlturmmodells

Einstellung prozessfluidseitig: Volumenstrom $\dot{V}_i = 2,4 \text{ l/s}$

Glykolgehalt = 30 %

Einstellung luftseitig: Lüfterdrehzahl $n_{\text{Lüfter}} = 824 \text{ 1/min}$

Feuchtkugeltemperatur $t_{FK} = 15^\circ\text{C}$

gelten folgende Fehlerbereiche (Tab. Z.2).

Parameter	Fehlerbereich der Rückkühlleistung im angegebenen Wertebereich			
Prozessfluid-Eintrittstemperatur	26°C - 37°C	-0,29% - 0%	37°C - 44°C	0% - 0,10%

Tab. Z.2 Fehlerbereiche im „Standardbetriebspunkt“

Durch Änderung des Glykolgehaltes auf 0% ergeben sich folgende Fehlerbereiche (Tab. Z.3).

Parameter	Fehlerbereich der Rückkühlleistung im angegebenen Wertebereich			
Prozessfluid-Volumenstrom	1,07 l/s - 2,40 l/s		2,40 l/s - 3,03 l/s	
Feuchtkugel-Temperatur	15°C - 19°C	-1,67% - 1,94%	15°C - 19°C	-0,40% - 6,20%
	19°C - 24°C	-2,20% - 1,67%	19°C - 24°C	-3,37% - 2,52%
Eintrittstemperatur	30°C - 37°C	-2,20% - 1,94%	30°C - 37°C	-3,37% - 6,20%
	37°C - 44°C	-1,67% - 0,95%	37°C - 44°C	-1,07% - 5,11%

Tab. Z.3 Fehlerbereiche bei Änderung des Glykolgehalts auf 0%

Im Standardbetriebspunkt beträgt die maximale Abweichung der Prozessfluid-Austrittstemperatur 0,01 K und die der Rückkühlleistung -0,29%. Weicht man von der Einstellung ab, werden die Fehlerbereiche größer. Bei einem Glykolgehalt von 0% liegen sie maximal bei -0,35 K und 6,20%.

Zur Regelung der Kühlturmleistung eignet sich vor allem die Lüfterdrehzahl, da die Luftdurchflussmenge den größten Einfluss auf die Rückkühlleistung hat. Der relative Leistungsbereich der Rückkühlung liegt im Parameterbereich der Lüfterdrehzahl zwischen 50% und 100%.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Solare Kühlung und Verdunstungskühlturm	2
2.1	Solare Kühlung	2
2.2	Absorptionskältemaschine	3
2.3	Kühlturmgrundlagen	5
2.3.1	Trockenkühlturm	6
2.3.2	Nasskühlturm	6
2.4	Aufbau eines geschlossenen Verdunstungskühlturms	8
2.5	Ansätze der physikalischen Kühlturmabbildung	12
2.5.1	Unterscheidung Verdunstung/ Verdampfung	12
2.5.2	Unterschied Feuchtkugeltemperatur/ Kühlgrenztemperatur	12
2.5.3	Energiebilanzen	14
2.5.4	Berechnung der Luftaustrittstemperatur und der Verdunstungsmenge	15
2.5.5	Wärmedurchgang vom Rückkühlkreislauf zum Rieselfilm	16
2.5.6	Rieselwasser	18
2.5.7	Wärmeübergang an die Kühlluft	18
2.6	Auswahl der Modellierungsmethode	21
3	Modellierung des Verdunstungskühlturms	22
3.1	Voraussetzungen	23
3.2	Einflüsse auf die Austrittstemperatur	23
3.2.1	Feuchtkugeltemperatur	24
3.2.2	Übersicht Leistungseinflüsse	29
3.2.3	Lüfterdrehzahl	30
3.2.4	Volumenstromänderung des Rückkühlkreislaufes	31
3.2.5	Glykolgehalt	38
3.2.6	Trägheit des Systems	41
3.3	Verbrauchssimulation	42
3.3.1	Stromverbrauch	44
3.3.2	Wasserverbrauch	45
3.4	Messwertaufzeichnung und Modellschnittstellen	48
4	Validierung des Kühlturmmodells	49
4.1	Vergleich Datensatz Kalus	49
4.2	Vergleich Nomogramm	53
4.3	Vergleich Messwerte Vaillant	60

5	Simulation und Darstellung der Einflüsse	62
5.1	Feuchtkugeltemperatur	63
5.2	Lüfterdrehzahl	65
5.3	Volumenstromänderung des Rückkühlkreislaufes	67
5.4	Glykolgehalt	70
5.5	Trägheit des Systems	72
6	Fazit	73
7	Eidesstattliche Erklärung	75
8	Abkürzungsverzeichnis	76
9	Formelzeichen und Einheiten	77
10	Indizes	79
11	Literaturverzeichnis	80
12	Abbildungsverzeichnis	83
13	Tabellenverzeichnis	86
14	Anhang	87
14.1	Kühlturmleistung bei unterschiedlichen Lüfterdrehzahlen	87
14.2	Einfluss von Feuchtkugeltemperatur und Eintrittstemperatur des Prozessfluids	87
14.3	Lüftermotordatenblatt	89
14.4	Technische Leistungsblätter Kühlturm	90
14.5	Schematische Darstellung des Kühlturmmodells	93
14.6	Auslegung und Technische Daten	94

1 Einleitung

Durch steigende Preise der fossilen Energieträger und deren Endlichkeit ist die Suche nach alternativen Wärme- und Kälteversorgungssystemen ein immer größer werdender Markt. Ein bekanntes Problem der regenerativen Energien ist, dass sich der Hauptbedarf an Wärme und Strom nicht immer mit dem Zeitraum des Angebotes deckt. Anhand eines Beispiels soll dieses einmal dargestellt werden.

Die Produktion von Wärme durch eine thermische Solaranlage soll als Bild dienen.

Sommer: Erhöhte Produktion durch hohe Globalstrahlung ↔ geringer Wärmebedarf

Winter: Geringe Produktion durch geringe Globalstrahlung ↔ großer Wärmebedarf

Es ist verständlich, dass man sich über den Sinn und die Nutzung dieser zur Verfügung stehenden Energiequelle Gedanken macht. Durch die bauliche Reduzierung der Heizlast von Gebäuden, sowie durch den immer größer werdenden Einsatz von Elektrogeräten und deren Wärmeeintrag ins Gebäude, ist die Nachfrage nach Klimatisierungssystemen weiter gestiegen. Da liegt es nahe, sich die Solarenergie zu Eigen zu machen und sie in die Entwicklung einzubinden.

Die solargestützte Kühlung ist eines der Konzepte, welches sich diesem Problem annimmt. Im Rahmen der Raumkühlung ist ein Aspekt, der bearbeitet werden muss, die Abfuhr von Abwärme aus dem Kühlprozess. Dieses kann über mannigfaltige Lösungen realisiert werden, z.B. durch Poolwassererwärmung, Erdeinspeisung (Wiedergewinnung im Winter durch eine Wärmepumpe) oder einem Kühlturm.

In dieser Bachelor Thesis wird für die Simulation einer Anlage zur solaren Kühlung ein Verdunstungskühlturm als Modell für die Software Matlab/Simulink R2007b mit der Toolbox Carnot Version 2.1 erstellt.

Die Simulation von Komponenten und deren Anwendungsmöglichkeiten ist eine Alternative zu aufwendigen Versuchsaufbauten und Feldtests. Man kann wesentlich einfacher, schneller und kostengünstiger verschiedene Ideen simulieren, Parameter ändern und auf Plausibilität überprüfen, ohne darauf warten zu müssen, dass ein bestimmter Betriebszustand aufgrund einer bestimmten Wetterlage oder anderer nicht zu beeinflussender Parameter eintritt. Eine Simulation kommt aber nicht ohne Messdatenerfassung und die Erprobung an einer Modellanlage aus. Durch die Verwendung des so genannten „Hardware in the Loop-Tests“ können einzelne Komponenten oder Gruppen hin auf ihr Verhalten und Eignung geprüft werden, indem Teile des Systems simuliert werden z.B. die Solaranlage mit Witterung und das zu kühlende Gebäude, und nur die zentralen Komponenten wie Kältemaschine oder Kühlturm am Prüfstand eingebaut werden.

2 Solare Kühlung und Verdunstungskühlturm

In diesem Kapitel soll das Prinzip der Solaren Kühlung anhand eines Beispiels grob skizziert werden. Der Kühlturm, der Gegenstand dieser Thesis ist, wird etwas ausführlicher beleuchtet. An dieser Stelle soll darauf hingewiesen werden, dass im Rahmen dieses Forschungsprojektes weitere Studien- und Abschlussarbeiten bearbeitet werden.

Der wachsende Markt für Raumklimatisierungstechnik ist mit den steigenden Anforderungen nach umweltschonenden Techniken und Materialien ein Grund für die Entwicklung von Kühlsystemen, die über die konventionelle Gebäudetechnik hinausgehen.

2.1 Solare Kühlung

In der allgemeinen Gebäudetechnik wird meist eine Klimaanlage eingesetzt, die auf einem Kälteprozess mit mechanischer Verdichtung, angetrieben durch einen Elektromotor, basiert. Ein anderer Lösungsweg ist ein thermisch angetriebener Kälteprozess durch die Verwendung einer Absorptionskältemaschine (AKM) und einer solaren Wärmeerzeugung. Ein vorstellbares System wird in dem folgenden Schema (Abb. 2.1) der Solaren Kühlung der Firma Vaillant dargestellt. Dieses System stellt nicht nur Kälte, sondern in der Heizperiode auch Wärme bereit.

Die Antriebsenergie wird durch eine Solarthermische Anlage mit Wärmespeicher erzeugt. Dieser stellt im Winter auch Heizungswasser bereit. Die durch die AKM bereitgestellte Kälte wird durch Fancoils oder Kühldecken ins Gebäude eingebracht.

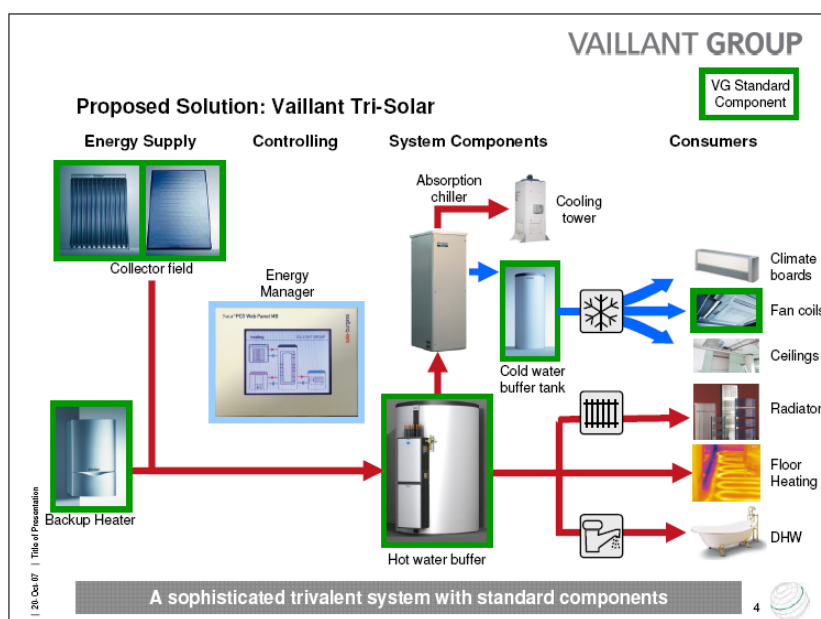


Abb. 2.1 Modellanlage Solare Kühlung [1]

Es gibt neben dem Absorptions-Prozess auch andere Techniken, welche die Wärme als Antriebsenergie nutzen. Beispiele hierfür sind die Adsorptions- und Dampfstrahltechnik sowie die DEC (Desiccant and Evaporative Cooling). Diese werden hier aber nicht weiter betrachtet.

2.2 Absorptionskältemaschine

Die Hauptkomponente thermisch angetriebener Kühlsysteme mit Absorptions-Prozessen ist die AKM. Der Aufbau einer einstufigen Absorptionskältemaschine besteht aus zwei Kreisläufen, dem Lösungs- und Kältemittelkreislauf. Diese werden im Funktionsschema (Abb. 2.2) mit ihren Einzelkomponenten wiedergegeben.

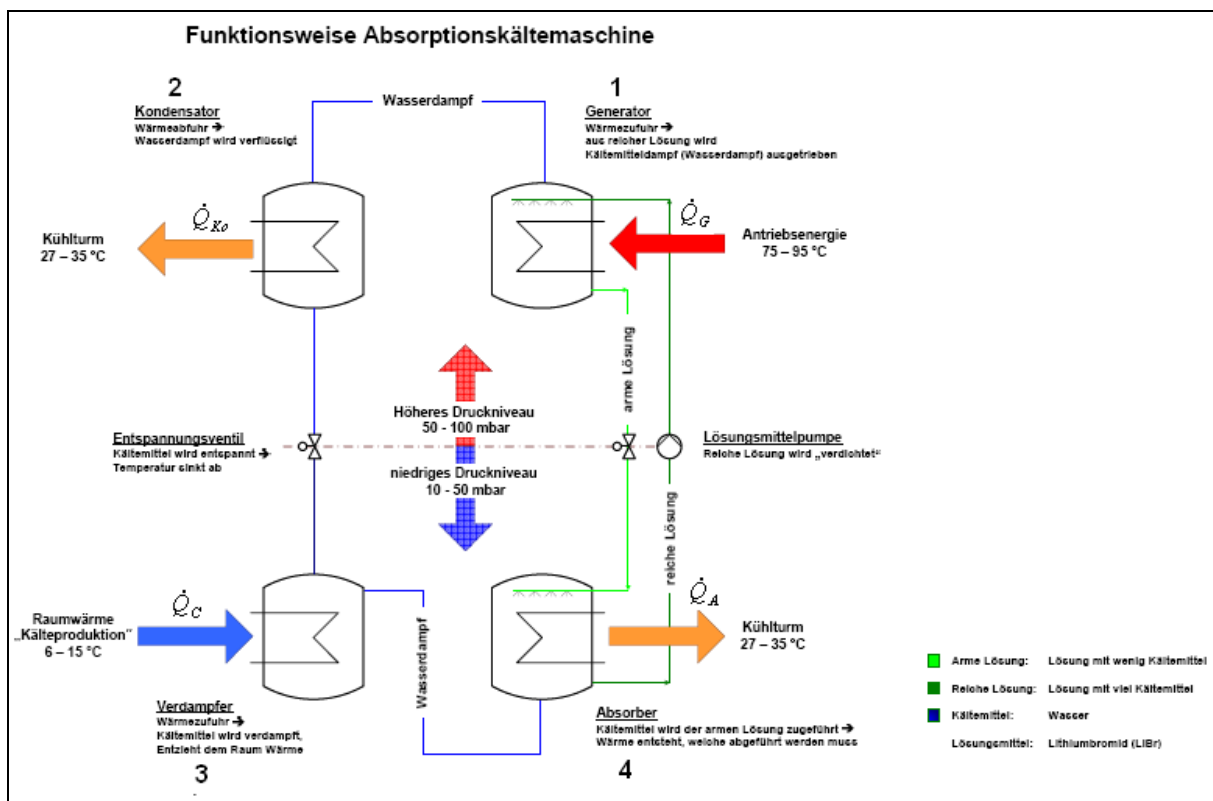


Abb. 2.2 Funktionsweise Absorptionskältemaschine [1]

Die Einzelkomponenten des Funktionsschemas (Abb. 2.2) können wie folgt den Kreisläufen zugeordnet werden:

- Kältemittelkreislauf bestehend aus den Komponenten: 1 Generator, 2 Kondensator, 3 Verdampfer und 4 Absorber.
- Lösungsmittelkreislauf aus den Komponenten: 1 Generator und 4 Absorber.

In der nachstehenden Beschreibung des Kälte- und Lösungsmittelkreislaufs wird von einer armen und reichen Lösung gesprochen. Folgende Bedeutung haben diese Begriffe.

Arme Lösung: Lösung mit einem geringen Anteil an Kältemittel.

Reiche Lösung: Lösung mit einem hohen Anteil an Kältemittel.

Kältemittelkreislauf

Als Kältemittel wird im vorliegenden Falle Wasser eingesetzt, welches den Kältemittelkreislauf wie folgt durchläuft.

1. Generator (Wärmezufuhr, \dot{Q}_G)

Im Generator wird das Wasser aus der reichen Lösung ausgekocht. Die dazu benötigte Wärme wird als Antriebsenergie durch Solarkollektoren bereitgestellt.

2. Kondensator (Wärmeabfuhr, \dot{Q}_{Ko})

Der im Generator entstandene Wasserdampf umströmt im Kondensator einen Wärmetauscher und das Wasser kondensiert aus. Die aufgenommene Wärme wird durch den Kühlkreislauf an den Kühlturm abgegeben.

Das Wasser wird durch das in der Verbindungsleitung zum Verdampfer eingebaute Drosselventil auf den Verdampfungsdruck entspannt.

3. Verdampfer (Wärmezufuhr, \dot{Q}_C)

Das flüssige Wasser wird in den Verdampfer eingebracht. Durch den vorherrschenden geringen Druck (10 - 50 mbar) verdampft das Wasser am Wärmetauscher und entzieht so dem zu kühlenden Fluid die Wärme.

4. Absorber (Wärmeabfuhr, \dot{Q}_A)

Das als Dampf eintretende Wasser wird in die arme Lösung absorbiert. Die durch Absorption entstehende Wärmeenergie wird über den Wärmetauscher vom Kühlkreislauf an den Kühlturm abgegeben. Die Lösung wird mittels Pumpe auf ein höheres Druckniveau gebracht (50 -100 mbar) und gelangt wieder in den Generator.

Lösungsmittelkreislauf

Das als Absorptionsmittel eingesetzte Lithiumbromid durchläuft im Lösungsmittelkreislauf, in Form einer armen und reichen Lösung, folgende Komponenten.

1. Generator (Wärmeabfuhr, \dot{Q}_{Ko})

Im Generator wird die reiche Lösung unter Wärmeeinwirkung desorbiert. Die so entstehende arme Lösung wird zurück in den Absorber geleitet.

4. Absorber (Wärmeabfuhr, \dot{Q}_A)

Die arme Lösung absorbiert den Wasserdampf

Durch Zufuhr und Entzug von Wärme in den Kreisläufen kommt es zu folgender Energiebilanz der AKM.

$$\dot{Q}_C + \dot{Q}_G + P = \dot{Q}_{Ko} + \dot{Q}_A + \dot{Q}_V \quad (2.1)$$

\dot{Q}_C = Kälteleistung in kW

\dot{Q}_G = Solare Wärmezufuhr am Generator in kW

P = Pumpenantriebsleistung in kW

\dot{Q}_{Ko} = Rückkühleistung am Kondensator in kW

\dot{Q}_A = Rückkühlleistung am Absorber in kW

\dot{Q}_V = Wärmeverluste in kW

Die gesamte Rückkühlleistung, bestehend aus der Kühlleistung am Absorber und der am Kondensator, ist durch den Einsatz des Kühlturms als Rückkühlwerk an die Umgebungsluft abzuführen.

2.3 Kühlturmgrundlagen

Speziell in der Industrie wie auch im Wohnungs- und Bürogebäudebau gibt es einen großen Bedarf an verschiedensten Ausführungen, ein Medium wie Gas oder Flüssigkeit zu kühlen oder zu kondensieren. Lässt es der Prozess oder die gegebene Örtlichkeit nicht zu, das Medium z.B. über ein Gewässer zu kühlen, muss die Wärme an die Umgebungsluft abgegeben werden. Um die Wärme abzuführen, wird das zu kühlende Medium durch einen Kühlturm geleitet. Die Techniken der Kühltürme unterscheiden sich in trockene und nasse Rückkühlung.

2.3.1 Trockenkühlturm

In einem Trockenkühlturm sind das zu kühlende Medium und die Kühlluft durch einen Wärmetauscher getrennt. So wird nur die Lufttemperatur verändert. Es kommt zu keiner Erhöhung der absoluten Feuchte oder Verschmutzung der Kühlluft.

In der Abbildung 2.3 wird der Aufbau eines Trockenkühlturms gezeigt.

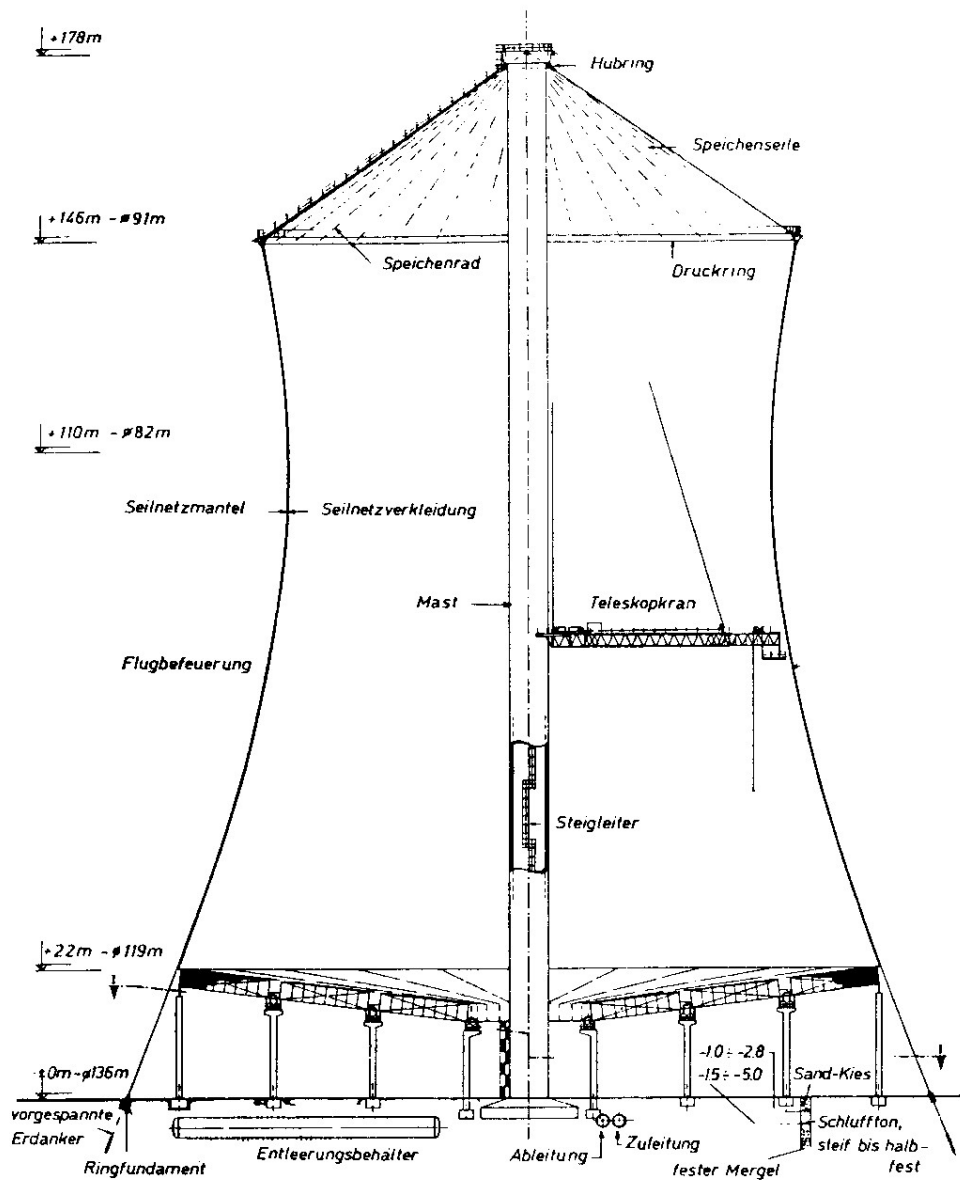


Abb. 2.3 Längsschnitt durch den Trockenkühlturm Schmehausen [3]

2.3.2 Nasskühlturm

Nasskühltürme werden aufgrund ihres Funktionsprinzipes auch Verdunstungskühltürme genannt und in zwei Kategorien eingeteilt – geschlossene und offene Verdunstungskühltürme.

Offener Verdunstungskühlturm bedeutet, dass die zu kühlende Flüssigkeit (Prozesswasser) direkt in den Kühlturm eingesprüht wird. Der Kühlturm besitzt im Innenraum Rieselbleche oder andere Füllkörper, über die das Prozesswasser geführt wird, um eine möglichst große Oberfläche zu erzielen, an der die Kühlluft angreifen kann. Durch den direkten Kontakt wird durch die Verdunstung ein Teil der Prozessflüssigkeit an die Kühlluft abgegeben. Dieses bedeutet, dass einerseits das Prozessfluid luftbeständig sein muss und andererseits keine umweltgefährdenden Substanzen enthalten darf.

Die Abbildung 2.4 zeigt den Aufbau eines Nasskühlturms.

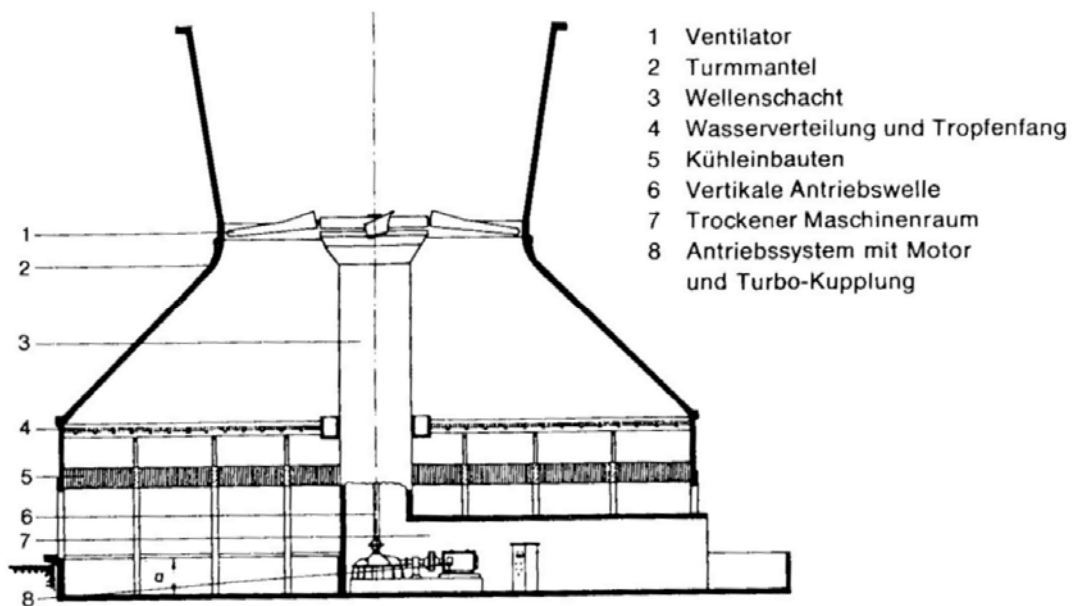


Abb. 2.4 Ventilator-Nasskühlturm mit saugend angeordnetem Ventilator [4]

Geschlossene Verdunstungskühltürme haben den Vorteil, dass sie Gase, Dämpfe, sowie umweltbedenkliche Medien durch den separaten Kühlkreislauf kondensieren oder herunterkühlen können. Die Berieselung der Rohrschlangen, durch die das zu kühlende Medium geführt wird, erfolgt durch Wasser. Um eine möglichst geringe Wirkung auf die Umwelt zu haben, wird das Wasser aufbereitet und entkeimt.

Durch die Verwendung von Ventilatoren wird im Kühlturm ein künstlicher Zug hervorgerufen. Die Einbaulage des Ventilators kann sich vor (drückend) oder nach (saugend) der Wärmeübertragungsfläche befinden. Es gibt auch noch den Naturzugkühlturm, der wie der Name schon ausdrückt, auf zusätzliche Hilfsmittel verzichtet. Der Luftzug entsteht durch die Zunahme von Temperatur und Feuchte und die daraus resultierende Dichtedifferenz.

Die Pilotanlage der Firma Vaillant verwendet einen geschlossenen Verdunstungskühlturm der Firma BAC Baltimore Aircoil zur Rückkühlung.

2.4 Aufbau eines geschlossenen Verdunstungskühlturms

In den folgenden Abbildungen 2.5 und 2.6 ist ein geschlossener Verdunstungskühlturm der Firma BAC zu erkennen. In der Abbildung 2.7 ist ein Querschnitt durch einen Verdunstungskühlturm zu sehen.



Abb. 2.5 Konstruktionsmerkmale Oberteil [4]

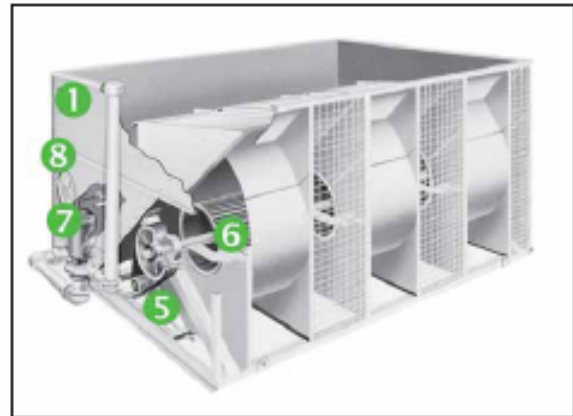


Abb. 2.6 Konstruktionsmerkmale Unterteil [4]

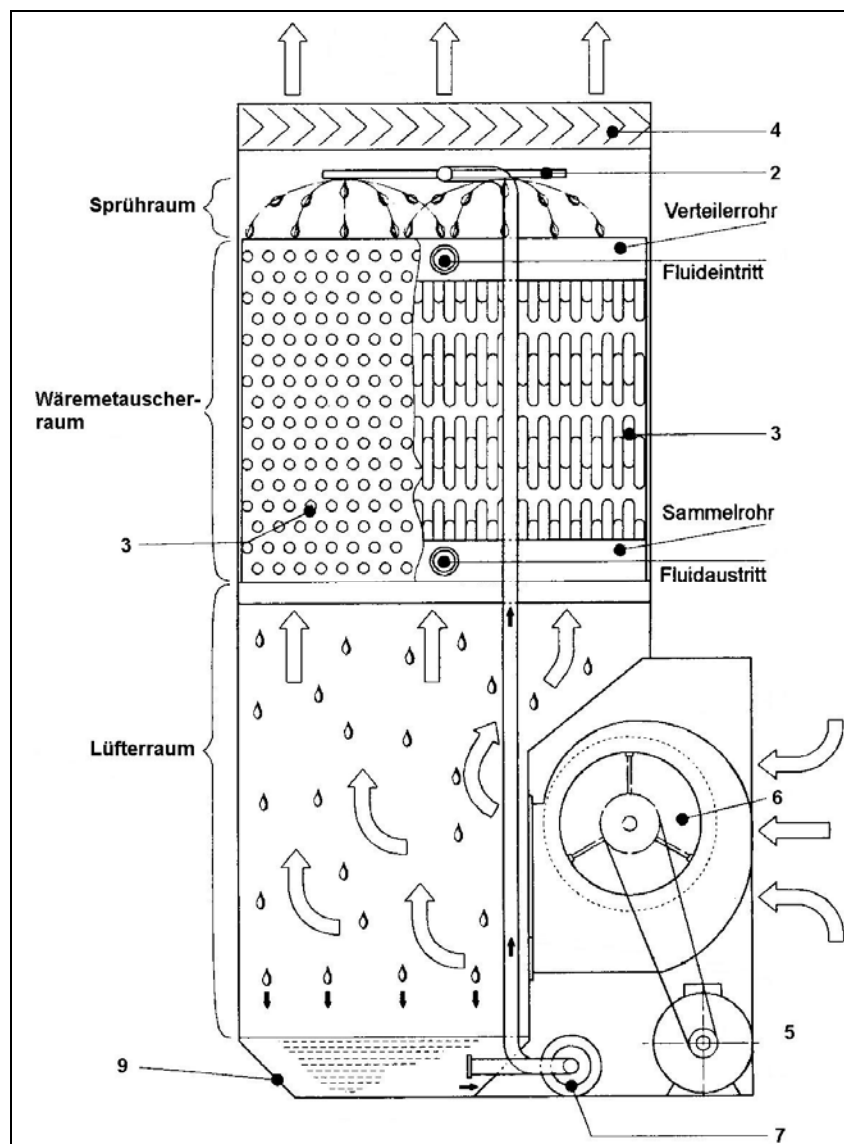


Abb. 2.7 Schematische Darstellung eines Fluidkühlturms [5]

1. Gehäuse

Das Gehäuse des Kühlturms besteht vorwiegend aus Metall und beinhaltet alle benötigten Komponenten und schützt diese vor den Witterungseinflüssen. Durch diese kompakte Bauweise ist die Aufstellung und Installation vereinfacht.

2. Rieselwasserverteilung

Der Sprühraum beinhaltet die Rieselwasserverteilung. Das Rieselwasser wird dort in den Kühlturm über eine eigene Rieselwasserpumpe eingespeist. Dies geschieht unter Druck und wird je nach Konstruktion über Teller, Düsen oder Rieselbleche eingespritzt und so auf die darunter liegenden Rohrschlangen verteilt.

3. Wärmetauscher

Der Wärmetauscher, bestehend aus Rohrschlangen, führt das Prozesswasser und wird vom oben einströmenden Rieselwasser umflossen. Der Vorteil dieser Bauart ist, dass das zu kühlende Medium einen eigenen Kreislauf besitzt und so von der Umgebung getrennt ist, nicht verunreinigt werden oder die Umwelt durch Stoffaustausch verschmutzen kann.

4. Tropfenabscheider

Um einen erhöhten Tröpfchenausstrag mit der ausströmenden Luft zu verhindern und dadurch Einsparungen bei der Frischwasserzufuhr zu erzielen, wird ein Abscheider in die Abluft eingebaut.

5. Lüfterantrieb

Der Antrieb des Lüfterrades ist über einen Keilriemenantrieb bewerkstelligt und wird durch einen Elektromotor in Bewegung versetzt (siehe auch Abb. 3.44).

6. Lüfter

Für die Luftzufuhr gibt es Radiallüfter oder Axiallüfter die oben auf dem Kühlturm aufgesetzt oder vor dem Wärmetauscher im Lüfterraum eingebaut werden können. Die Lüfter arbeiten dann nach dem Saug oder Druckprinzip.

7. Rieselwasserpumpe

Die Rieselwasserpumpe versorgt den Sprühraum mit Wasser und liefert den nötigen Druck.

8. Zugangstür

Zur Wartung und Instandsetzung eingebaute Klappen ermöglichen den Zugang in den Innenraum.

9. Rieselwasserbecken

Im Lüfterraum sammelt sich das Rieselwasser in einem Becken, welches bei Bedarf eine Wannenheizung enthält, die das Wasser auf einer konstanten Temperatur von 4°C hält, um ein Einfrieren zu verhindern. Durch ein Schwimmerventil wird über eine Frischwasserleitung das Rieselwasser beständig auf einem Niveau gehalten.

10. Weitere Anbauteile (nicht aufgeführt)

Für die verschiedensten Situationen und Einsatzorte gibt es noch weitere Anbauteile wie Schalldämpfer, Ablufferhitzer, Filter und Prozesswassererhitzer.

Ein Kühlturm kann in seiner Form in 3 konstruktive Abschnitte unterteilt werden

1. Sprühraum
2. Wärmetauscherraum
3. Lüfterraum

Im Sprühraum liegt die Rieselwasserverteilung, die durch die am Sprüharm sitzenden Einspritzdüsen das Wasser in den Raum einbringt. Das so entstehende Sprühbild sollte möglichst die komplette Querschnittsfläche mit Wasser berieseln können, um so eine vollständige Benetzung der Rohrschlangen zu erzielen (Abb. 2.8). Durch die rechteckige Bauform kommt es in den Ecken des Kühlturms zur unvollständigen Benetzung der Rohrschlangen. Dadurch kann der Wärmeübergang nur durch Konvektion an die Kühlluft vollzogen werden (Abb. 2.9).

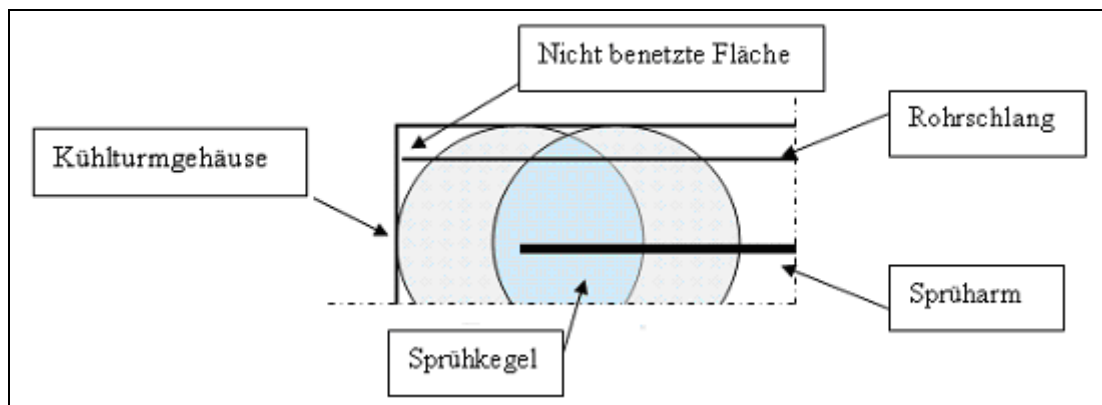


Abb. 2.8 Ausschnitt aus einem Verdunstungskühlturm; Draufsicht Sprühraum

Ein Filmabriss und die dadurch verursachte Nichtbenetzung der Wärmetauscherrohre kann auch durch Verschmutzung oder Beschädigung hervorgerufen werden. Ein Wärmeübergang nur durch Konvektion bedeutet für den Kühlturm eine Minderung der Rückkühlleistung.

Von einem Verteiler aus durchströmt das zu kühlende Medium die im Wärmetauscherraum untergebrachten einzelnen Rohrschlangen bis zum Sammler. Das Rieselwasser läuft im Gleichstrom zum Rückkühlkreislauf an der Oberfläche der Rohrschlangen von oben nach unten herab. Zwischen den einzelnen Rohren löst

sich der Film und fällt in Tröpfchen auf das darunter gelegene Rohr. Dagegen streicht die Kühlluft im Gegenstrom von unten nach oben an den Tropfen wie auch an der Tauscherfläche vorbei.

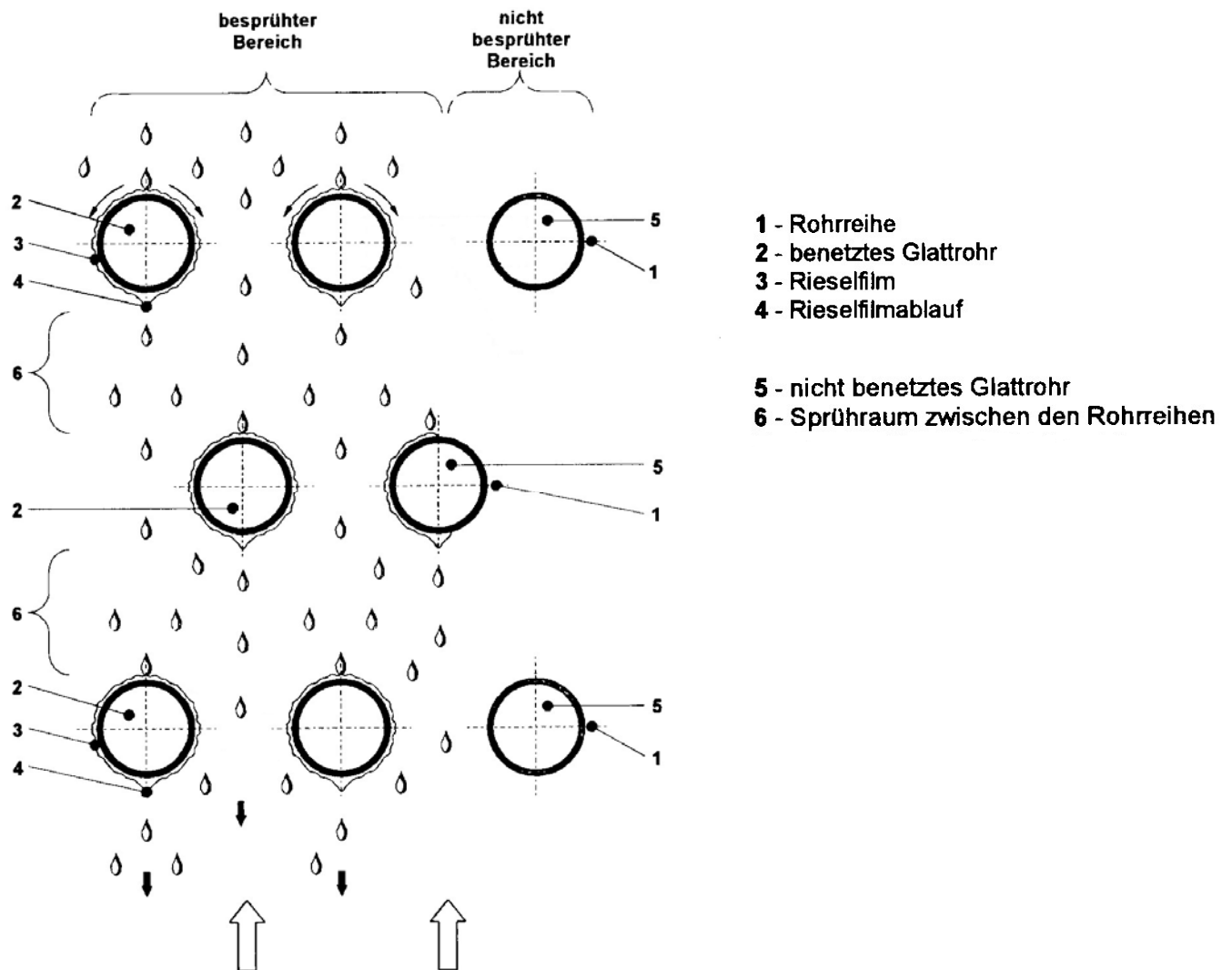


Abb. 2.9 Ausschnitt eines teilbenetzten Glattrohrwärmeübertragers [6]

In der Kühlturmwanne, die sich im Lüfterraum befindet, wird das Rieselwasser aufgefangen. Eine Abschlammung ist nötig, da es durch die Verdunstung zu einer Aufkonzentration von Mineralien im Rieselwasser kommt und die damit einhergehende Kalkablagerung und Korrosion verhindert werden soll. Ein weiteres Problem ist die Bildung von Algen und Mikroorganismen, die einerseits die Rückkühlleistung herabsetzen können oder auch die Umwelt mit ihrem Gefährdungspotential belasten können. Um dieses zu verhindern, ist eine Wasseraufbereitung am Kühlturm angeschlossen, welche das Wasser aus der Kühlturmwanne bezieht.

2.5 Ansätze der physikalischen Kühlturmabbildung

In diesem Kapitel sollen die Ansätze, die für eine physikalischen Abbildung eines Verdunstungskühlturms nötig sind, angesprochen werden. Die Grundlage der Ausarbeitung bezieht sich im Wesentlichen auf die Veröffentlichung „Berechnungsmodell der nichtadiabaten Verdunstungskühlung in Fluidkühltürmen und Verdunstungskondensatoren“ [7] des Herr Dipl.-Ing. Andreas Streng.

2.5.1 Unterschied Verdunstung/Verdampfung

Man unterscheidet die beiden Begriffe Verdunstung und Verdampfung, obwohl der Übergang von der flüssigen zur gasförmigen Phase bei beiden Vorgängen gleich ist. Die Unterscheidung liegt in den Voraussetzungen für den Phasenwechsel. Um die Verdampfung, gekennzeichnet durch die charakteristische Blasenbildung, einzuleiten, ist eine Wärmezufuhr bis auf Siedetemperatur oder eine Senkung der Siedetemperatur durch Druckabsenkung nötig. Bei der Verdunstung ist gegenüber der Verdampfung die Bewegung der Luft an der Phasengrenze entscheidend. Um die Verdunstung zu gewährleisten, reicht es aus, dass der Dampfdruck an der Wasseroberfläche den Partialdruck des Wasserdampfes in der Luft übersteigt.

Benötigte Wärmezufuhr für einen vollständigen Phasenwechsel.

$$Q = m \cdot (c_{p,w} \cdot \Delta T + \Delta h_v) \quad (2.2)$$

2.5.2 Unterschied Feuchtkugeltemperatur/Kühlgrenztemperatur

In dem Buch Technische Thermodynamik [8] wird eine Unterscheidung zwischen Feuchtkugeltemperatur und Kühlgrenztemperatur gemacht. Des Weiteren wird aber darauf hingewiesen, dass für die Anwendung in der Klimatechnik die Kühlgrenztemperatur und Feuchtkugeltemperatur gleich gesetzt werden kann. In weiteren Büchern, die sich mit feuchter Luft befassen, wie zum Beispiel Wärme und Stoffübergang [9] oder Raumlufthklimatechnik II [10] wird erst gar keine Unterscheidung zwischen den beiden Zuständen vollzogen.

Definition nach dem Buch Technische Thermodynamik [11]

Kühlgrenztemperatur T_{KG}

„Die Kühlgrenztemperatur T_{KG} ist die Temperatur eines Gas-Dampf-Gemisches, das seinen vollständigen Sättigungszustand in einem Prozess KG, ..., erreicht. Das Gemisch hat dabei über hinreichend großer Strecke bzw. hinreichend lange Zeiten mit der flüssigen Phase seines Dampfes in Kontakt gestanden.“

Feuchtkugeltemperatur T_{FK}

„Als Feuchtkugel T_{FK} wird die Temperatur einer geringen Flüssigkeitsmenge bezeichnet, die über kurze Strecken bzw. Zeiten von ungesättigter feuchten Luft überströmt wird und dabei abkühlt. Bei diesem Prozess FK, ..., kommt der Verdunstungsvorgang (Stoffübergang) nicht zum Erliegen. „

Die Kühlgrenztemperatur wird gemäß VDI Wärmeatlas „Be- und Entfeuchtung von Luft“ iterativ mit der folgenden Gleichung berechnet.

$$\frac{h_{Le} - h_{FK}}{Y_{Le} - Y_{FK}} = c_w \cdot t_{FK} \quad (2.3)$$

Y ist die Feuchtebelastung, bezogen auf 1 kg trockene Luft in kg/kg_{Lt} . In den weiteren Berechnungen der Ausarbeitung wird absolute Feuchte mit X bezeichnet.

Zeichnerisch kann die Kühlgrenztemperatur oder Feuchtkugeltemperatur in dem h_x -Diagramm nach Mollier bestimmt werden (Abb. 2.10), indem man die Nebelisotherme bis zu dem bekannten Luftzustand verlängert. An dem Punkt wo die Nebelisotherme die Sättigungslinie schneidet, befindet sich die Feuchtkugeltemperatur. Desweiteren kann die Feuchtkugeltemperatur durch einen Versuch nach dem Assmanschen Aspirationspsychrometer Messprinzip mit Hilfe zweier Thermometer bestimmt werden. Die Feuchtkugeltemperatur wird durch die Taupunkttemperatur und die Verlängerung der Isothermen des bekannten Luftzustandes, nach unten und oben begrenzt.

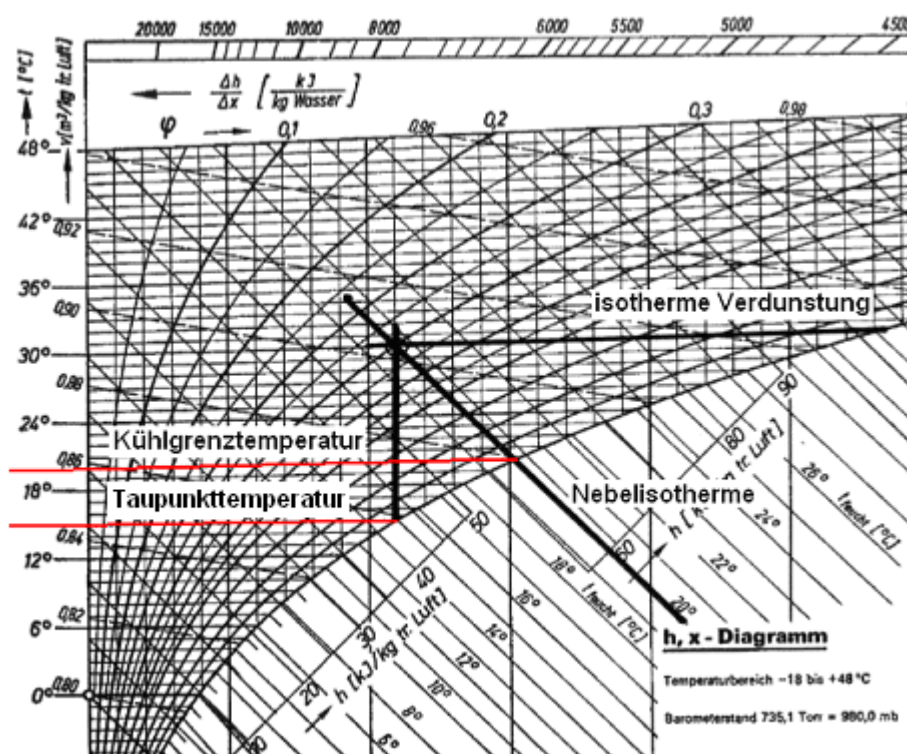


Abb. 2.10 Ausschnitt aus dem h_x -Diagramm nach Mollier [12]

2.5.3 Energiebilanz

Für den Kühlturm gelten folgende Bilanzen.

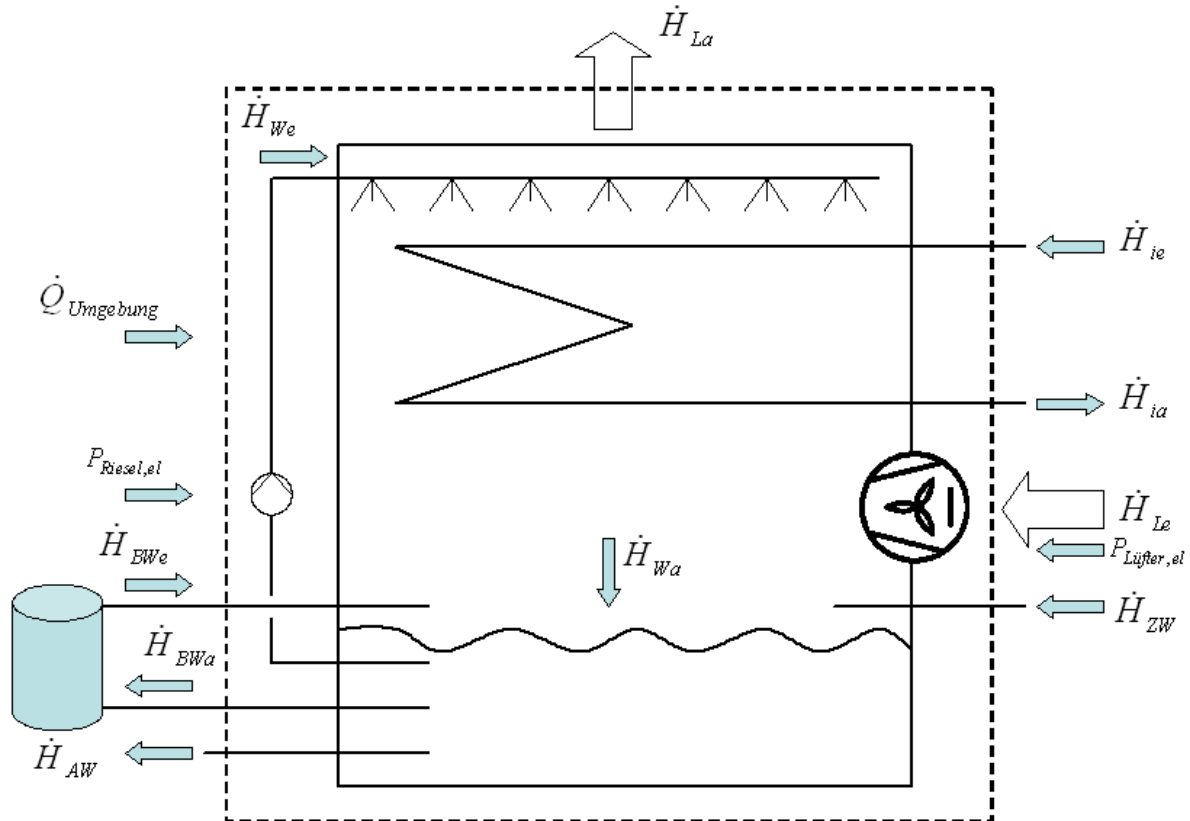


Abb. 2.11 Energiebilanz

$$(\dot{H}_{Le} - \dot{H}_{La}) + (\dot{H}_{ie} - \dot{H}_{ia}) + (\dot{H}_{ZW} - \dot{H}_{AW}) + (\dot{H}_{BWe} - \dot{H}_{BWa}) + P_{el} + \dot{Q}_{Umgebung} = 0 \quad (2.4)$$

$$\dot{H} = \dot{m} \cdot h \quad (2.5)$$

Im für die Verdunstungskühlung interessanten Temperaturbereich ändern sich noch [13] die spezifischen Wärmekapazitäten kaum, so dass man in guter Näherung mit folgenden Mittelwerten rechnen kann:

$$c_{p,L} = 1,006 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$c_{p,D} = 1,861 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$c_{p,W} = 4,19 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$\text{Verdampfungsenthalpie bei } 0^\circ\text{C: } \Delta h_{v0} = 2500 \frac{kJ}{kg}$$

Enthalpie des Wassers

$$h_{fl,W} = c_{p,W} \cdot t_{fl,W} \quad (2.6)$$

Enthalpie des Wasserdampfes

$$h_D = c_{p,D} \cdot t_D + \Delta h_{v0} \quad (2.7)$$

Enthalpie der trockenen Luft

$$h_{Lt} = c_{p,Lt} \cdot t_L \quad (2.8)$$

Enthalpie der feuchten Luft

$$h_L = h_{Lt} + X_D \cdot h_D + X_{fl,W} \cdot h_{fl,W} \quad (2.9)$$

Im Rahmen einer Versuchsanlage können die durch Abschlammung verursachten Wasserverluste sowie die Temperaturänderung durch die Wasseraufbereitung vernachlässigt werden. Zudem werden vereinfachend die Wärmeein-/austräge in die/aus der Umgebung, $P_{Riesel,el}$ und $P_{Lüfter,el} = 0$ gesetzt.

So ergibt sich aus den Gleichungen 2.4 und 2.5 folgende Gleichung.

$$\underbrace{\dot{m}_{Lt} \cdot (h_{Le} - h_{La})}_{\text{Luft}} + \underbrace{\dot{m}_i \cdot (h_{ie} - h_{ia})}_{\text{Kühlfluid}} + \underbrace{\dot{m}_{Lt} \cdot ((X_{a,ges} - X_{Le}) \cdot h_{ZW})}_{\text{zuzuführendes Wasser}} = 0 \quad (2.10)$$

2.5.4 Berechnung der Luftaustrittstemperatur und der Verdunstungsmenge

Ist die Rückkühlleistung des Kühlturms und der gesamte Wassergehalt der austretenden Luft bekannt, kann anhand der Bilanz (2.10) die am Luftaustritt vorherrschende Lufttemperatur sowie der Dampf- und Flüssigkeitsgehalt berechnet werden.

$$\dot{m}_{Lt} \cdot (h_{Le} - h_{La}) + \dot{m}_i \cdot (h_{ie} - h_{ia}) + \dot{m}_{Lt} \cdot ((X_{a,ges} - X_{Le}) \cdot h_{ZW}) = 0$$

$$\dot{m}_{Lt} \cdot (h_{Le} - h_{La}) = -\dot{Q}_i - \dot{m}_{Lt} \cdot ((X_{a,ges} - X_{Le}) \cdot h_{ZW}) \quad (2.11)$$

$$h_{La} = \frac{\dot{Q}_i}{\dot{m}_{Lt}} + (X_{a,ges} - X_{Le}) \cdot c_{p,W} \cdot t_{ZW} + h_{Le} \quad (2.12)$$

Die Enthalpie des Luftaustrittes kann dann auf die Austrittstemperatur umgerechnet werden. Für den ersten Iterationsschritt ist X_{fl} für den Nebelanteil gleich 0 zu setzen.

In Gleichung (2.9) werden passend die Formeln (2.6, 2.7, 2.8) eingesetzt und nach t_{La} aufgelöst.

$$h_{La} = c_{p,Lt} \cdot t_{La} + X_D \cdot (c_{p,D} \cdot t_{La} + \Delta h_{v0}) + X_{fl} \cdot c_{p,W} \cdot t_{La} \quad (2.13)$$

$$c_{p,Lt} \cdot t_{La} + X_D \cdot c_{p,D} \cdot t_{La} + X_{fl} \cdot c_{p,W} \cdot t_{La} = h_{La} - X_D \cdot \Delta h_{v0} \quad (2.14)$$

$$t_{La} \cdot (c_{p,Lt} + X_D \cdot c_{p,D} + X_{fl} \cdot c_{p,W}) = h_{La} - X_D \cdot \Delta h_{v0} \quad (2.15)$$

$$X_{a,ges} = X_D + X_{fl} \quad (2.16)$$

$$t_{La} = \frac{h_{La} - (X_{a,ges} - X_{fl}) \cdot \Delta h_{v0}}{c_{p,Lt} + (X_{a,ges} - X_{fl}) \cdot c_{p,D} + X_{fl} \cdot c_{p,W}} \quad (2.17)$$

$$X = \frac{0,622 \cdot \varphi \cdot p_s}{p - \varphi \cdot p_s} \quad (2.18)$$

Anhand der ermittelten Austrittstemperatur kann folgend der Wassergehalt X_s errechnet werden (2.18). Danach wird der ermittelte Wert von dem Gesamtwassergehalt der Luft abgezogen (2.16) und somit erhält man den Wert X_{fl} . Dieser wird nun in die Gleichung (2.17) eingesetzt und weiter iterativ verfahren, bis sich keine wesentliche Änderung mehr einstellt.

2.5.5 Wärmedurchgang vom Rückkühlkreislauf zum Rieselwasserfilm

Für den Wärmedurchgang des Rückkühlkreislaufes zum Rieselwasserfilm gelten folgende Energiebilanzen.

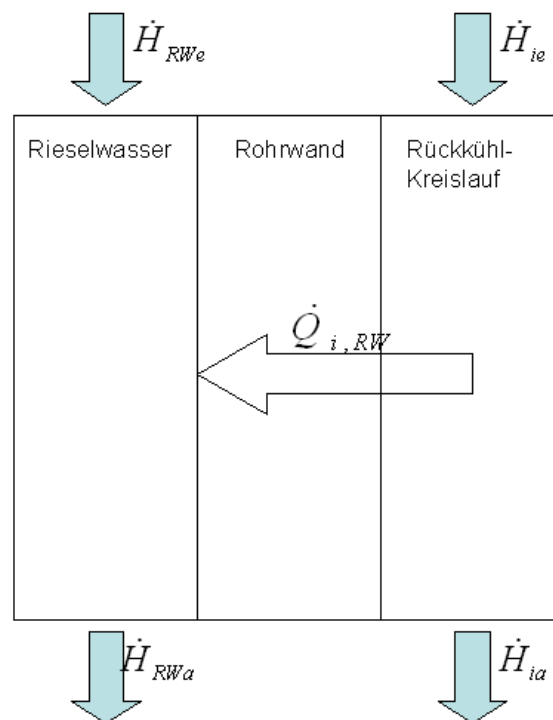


Abb. 2.12 Betrachtungsausschnitt Rohrwand eines Wärmetauschers

Für den Wärmedurchgang durch ein Rohr, unter Berücksichtigung des inneren und äußeren Wärmeübergangs, gilt folgende Gleichung.

$$\dot{Q} = \frac{2 \cdot \pi \cdot L}{\frac{1}{(r_1 \cdot \alpha_i)} + \frac{1}{\lambda} \cdot \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{1}{r_2 \cdot \alpha_a}} \cdot \Delta T \quad (2.19)$$

schreibt man für den Ausdruck

$$\frac{1}{\frac{r_2}{(r_1 \cdot \alpha_i)} + \frac{r_2}{\lambda} \cdot \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{r_2}{r_2 \cdot \alpha_a}} = k \quad (2.20)$$

erhält man die Gleichung

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T \quad (2.21)$$

Auf dieses Problem angewendet, unter Berücksichtigung der möglichen anteiligen Nichtbenetzung der Rohrschlangen, ergibt sich die folgende Gleichung.

$$\dot{Q}_{i,RW,L} = k_{i,RW} \cdot A_b \cdot \Delta T_{i,RW} + k_{i,L} \cdot A_{nb} \cdot \Delta T_{i,L} \quad (2.22)$$

$$\dot{Q} = A_b \cdot \left(\frac{1}{\frac{r_a}{(r_i \cdot \alpha_i)} + \frac{r_a}{\lambda_{Wa}} \cdot \ln\left(\frac{r_a}{r_i}\right) + \frac{1}{\alpha_{Wa,RW}}} \cdot \Delta T_{i,RW} + \frac{1}{\frac{r_a}{(r_i \cdot \alpha_i)} + \frac{r_a}{\lambda_{Wa}} \cdot \ln\left(\frac{r_a}{r_i}\right) + \frac{1}{\alpha_L}} \cdot \Delta T_{i,L} \cdot (1 - f_b) \right) \quad (2.23)$$

$$f_b = \frac{A_b - A_{nb}}{A_b}; \quad 0 < f_b \leq 1 \quad (2.24)$$

α_i [14] und α_L [15] sind anhand der entsprechenden Kapitel aus dem VDI - Wärmeatlas zu berechnen. Die Gleichung für den Rieselfilm

$$\alpha_{Wa,RW} = (1226 + 19,48 \cdot t_{w,F}) \cdot \left(\frac{\Gamma_F}{d_{Ra}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.25)$$

gilt für $15,6^\circ\text{C} < t_{w,F} < 71^\circ\text{C}$ mit $1,36 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2} < \frac{\Gamma_F}{d_{Ra}} < 3,0 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$

und ist aus dem Fortschrittsbericht des VDI [16] entnommen.

2.5.6 Rieselwasser

Das Rieselwasser teilt sich im Wärmetauscherraum in den Rohr benetzenden Rieselfilm und den Rieseltropfen auf. Der am Austritt des Wärmetauscherraums auftretende Temperaturunterschied zwischen dem Rieselfilm und den Tropfen wird durch den Wärme- und Stoffübergang hervorgerufen. Durch die Annahme, dass die Eingangstemperaturen der beiden Zustände gleich dem des Rieselwassereintritts sind, kann man die Austrittstemperaturen [17] berechnen.

Um die eintretende Wassertemperatur in den Sprühraum zu berechnen, kann man die Bilanz des Kühlturms zur Hilfe nehmen. Durch die getroffenen Annahmen ergibt sich folgender Enthalpiestrom für das eintretende Wasser.

$$\dot{H}_{We} = \dot{H}_{Wa} + \dot{H}_{ZW} \quad (2.26)$$

$$\dot{m}_{We} \cdot c_{p,W} \cdot t_{We} = (\dot{m}_{We} - \dot{m}_D) \cdot c_{p,W} \cdot t_{Wa} + \dot{m}_D \cdot c_{p,W} \cdot t_{ZW} \quad (2.27)$$

$$\dot{m}_{We} \cdot (t_{We} - t_{Wa}) = \dot{m}_D \cdot (t_{ZW} - t_{Wa}) \quad (2.28)$$

$$t_{We} = t_{Wa} + (t_{ZW} - t_{Wa}) \cdot \frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{We}} \quad (2.29)$$

Der durch das Rieselwasser abgeführte Wärmestrom (Rieselfilm + Tropfen) lässt sich dann folgendermaßen berechnen.

$$\dot{Q}_{RW} = \dot{H}_{We} - \dot{H}_{Wa} \quad (2.30)$$

$$\dot{H}_{Wa} = \dot{H}_{RWa} + \dot{H}_{Ta}$$

$$\text{Für } \dot{H}_{Ta} \text{ siehe auch folgende Abbildung 2.13} \quad (2.31)$$

2.5.7 Wärmeübergang an die Kühlluft

Die Kühlgrenztemperatur ist die Temperatur, die die Kühlluft und das Rieselwasser theoretisch erreichen können. Aufgrund des stetig dem Rieselfilm zugeführten Wärmestroms des Rückkühlkreises und der Endlichkeit der Wärmetauscherfläche ist dieser Beharrungszustand nicht zu erreichen. Der Zustand der Kühlluft, die durch den Kühlturm streicht, wird beeinflusst durch die Rieseltropfen und den Rieselfilm und deren Stoff- und Wärmeübergang, sowie den Wärmeübergang am nicht benetzten Wärmetauscherrohr.

Für die Wärmeübertragung des Rieselwasserfilms zur Kühlluft gelten folgende Bilanzen.

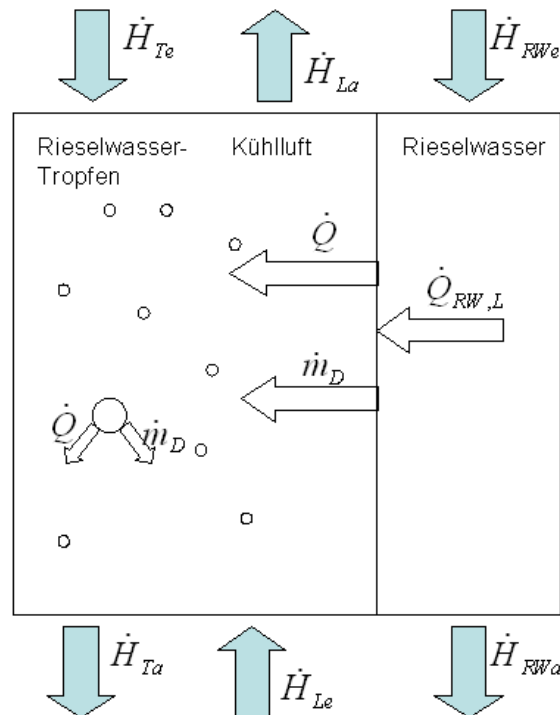


Abb. 2.13 Betrachtungsausschnitt Wärme- und Stoffübergang an die Kühlluft

Es gibt sieben Prozesse, in die die Austauschprozesse zwischen Wasser und Luft unterteilt werden können. In dem Buch Kühltürme – Grundlagen der Berechnung und Konstruktion [18] werden diese Prozesse in Grenzprozesse und Grundprozesse aufgeteilt. Die drei Grenzprozesse sind Isotherme, Kühlgrenze und Taupunkt. Die ersten vier Prozesse beschreiben die Kühlturmnutzung in Verbindung mit der Verdunstungskühlung.

Der sensible Wärmestrom ist für die Erhöhung der Lufttemperatur zuständig und bewirkt durch die Temperaturerhöhung eine positive Luftenthalpieänderung. Die Enthalpieerhöhung durch die Zunahme der Luftfeuchte ist beschrieben durch den latenten Wärmestrom.

Sensibler Wärmestrom

$$\dot{Q}_{sens} = \alpha_L \cdot A \cdot (t_w - t_L) \quad (2.32)$$

Latenter Wärmestrom

$$\dot{Q}_{lat} = \dot{m}_L \cdot (X_{La} - X_{Le}) \cdot \Delta h_v \quad (2.33)$$

1. Durch den positiven Wärmestrom \dot{Q}_{sens} und die Verdunstung, erhöht sich die Lufttemperatur bei gleichzeitiger Abnahme der Wassertemperatur.

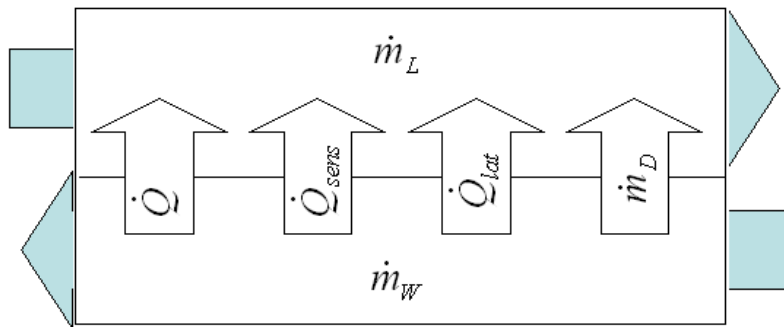


Abb. 2.14 Prozess 1 (Grundprozess)

2. Isotherme Verdunstung: In diesem Zustand ist keine Lufttemperaturänderung zu verzeichnen. Die Enthalpiezunahme der Luft geschieht nur durch den positiven latenten Wärmestrom.

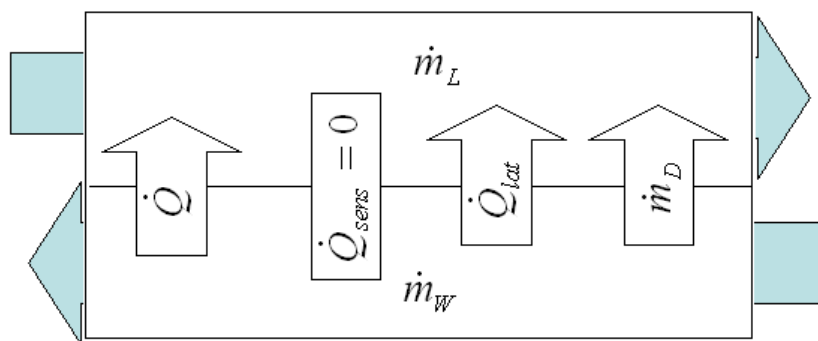


Abb. 2.15 Prozess 2 (Grenzprozess - Isotherme Verdunstung)

3. In diesem Grundprozess ist eine Temperaturabnahme der Luft und des Wassers zu verzeichnen. Der sensible Anteil des Wärmestroms ist negativ, aber der Gesamtwärmestrom befindet sich in einem positiven Bereich.

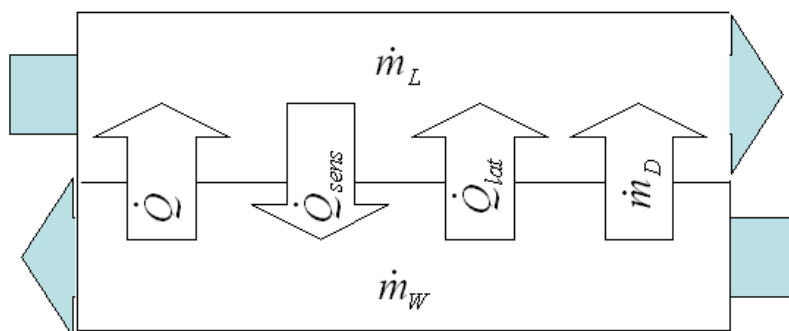


Abb. 2.16 Prozess 3 (Grundprozess)

4. Die Kühlgrenzphase beschreibt den Prozess dadurch, dass der sensible und der latente Wärmestrom sich aufheben und ein positiver Dampfstrom existiert.

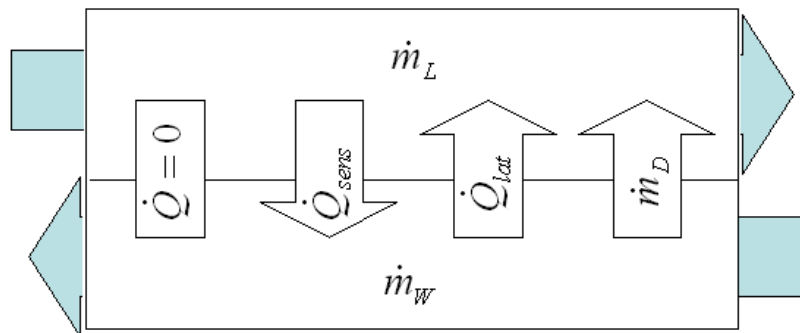


Abb. 2.17 Prozess 4 (Grenzprozess - Kühlgrenze)

Der Wärme- und Stoffübergang wird zusätzlich durch den Einfluss des Nebels bestimmt, der als mitgeführte Wassertröpfchen in der Kühlluft die Gesamtbeladung an Wasser der Luft mitbestimmt. Desweiteren kommt die Tröpfchenströmung hinzu, sowie die die Tauscherfläche erhöhende Welligkeit des Rieselfilms. Der Faktor der Welligkeit kann ≥ 1 betragen. Für die austretende Kühlluft kann angenommen werden, dass die relative Feuchte bei 100% liegt.

2.6 Auswahl der Modellierungsmethode

Im Rahmen der Einarbeitung in das Thema Rückkühlung und speziell die Verdunstungskühlung wurde die Frage aufgeworfen, wie der Kühlturm für die Simulation unter Matlab/ Simulink/ Carnot abzubilden ist. Die Fragen betrafen einmal die prinzipielle Art der Modellierung und welche Komponenten in dem Modell des Kühlturms enthalten sein müssen. Um eine möglichst flexible Anwendung zu gewährleisten, wurde die Regelung des Kühlturms ausgelagert. Sie wird im Rahmen weiterführender Arbeiten separat behandelt. Für die Modellierung standen zwei Möglichkeiten zu Verfügung, die rein physikalische Abbildung des Kühlturms und die Umsetzung anhand von Messwerten, Kennlinien und Erfahrungswerten der Anwender und des Vertriebes. Mit dem ersten Besprechungstermin im Rahmen des Projektes wurde ein Zeitstrahl mit den dazugehörigen Meilensteinen festgelegt und so die Rahmenzeit der Bearbeitung festgesteckt. Aufgrund der Komplexität der physikalischen Darstellung und der daraus resultierenden Rechenzeit der Simulation, der unvollständigen Datenlage und der benötigten Bearbeitungszeit dafür, wurde die physikalische Lösung erst einmal zu Gunsten der Modellierung anhand von Kennlinien nicht weiter verfolgt.

3.1 Voraussetzungen

Dieses Modell bezieht sich durch die Verwendung typenspezifischer Daten der Rückkühlleistung, in Abhängigkeit verschiedener Einflussfaktoren auf den geschlossenen Verdunstungskühlturm VXI 9-2R der Firma BAC Baltimore Aircoil. Dieser wird aktuell in der Pilotanlage „Solare Kühlung“ der Firma Vaillant eingesetzt. Der Kühlturmtyp und die vorliegenden Daten haben Grenzen im Einsatzbereich, die hier aufgeführt werden sollen.

Die Volumenstromänderung des Prozessfluids ist auf 1,07 l/s – 2,9 l/s begrenzt und der eingesetzte Glykolgehalt des Kühlkreislaufes für das Gerät in der Pilotanlage liegt bei 30% - 35%. Der Glykolanteil in der Pilotanlage wird durch die verbauten Armaturen wie z.B. Entlüftungsventile im Prozesskreislauf bestimmt. Der Kühlturm separat betrachtet, kann 100% Glykol als Prozessfluid verwenden. Die Rieselwasser-Umwälzpumpe versorgt den Kühlturm während des Betriebs stetig mit Wasser. Im Standardbetrieb arbeitet der Lüfter mit einer Drehzahlregelung im Bereich zwischen 30% und 100%. Die maximale Drehzahl des radialen Lüfterrades liegt bei 824 1/min mit einem Luftdurchsatz von 2,2 m³/s und einer elektrischen Motor-Inputleistung von 1,8 kW.

Die Tabelle 3.4 zeigt die Begrenzungen die für die Modellierung gelten.

	Minimalwert	Maximalwert	Einheit
Fluid-Volumenstrom	1,07	2,90	[l/s]
Fluid-Glykolgehalt	0	100	[%]
Fluid-Eintrittstemperatur	-	82	[°C]
Fluid-Austrittstemperatur	10	-	[°C]
Lüfterdrehzahlregelung	30	100	[%]

Tab. 3.4 Übersicht der Grenzwerte für den zu simulierenden Kühlturm

3.2 Einflüsse auf die Austrittstemperatur

Die Rückkühlleistung des Kühlturms wird durch verschiedene Faktoren bestimmt, die demzufolge eine Auswirkung auf die Austrittstemperatur des zu kühlenden Fluids haben. Zu nennen sind einmal die Umwelteinflüsse wie Lufttemperatur, relative Feuchte, Nebel, Regen und Wind. Die Lufttemperatur und relative Feuchte, als wichtigste Komponenten der nicht beeinflussbaren Parameter, werden durch die Feuchtkugeltemperatur im Modul Feuchtkugeltemperatureinfluss im Besonderen und die Lufttemperatur als Umgebungstemperatur noch einmal in dem Modul Trägheit für den Speicher berücksichtigt. Zur aktiven Regelung der Rückkühlleistung des Kühlturms werden die Faktoren Lüfterdrehzahl und der Volumenstrom des zu kühlenden Fluids eingesetzt. Ein weiterer Parameter ist der Glykolgehalt des zu kühlenden Fluids.

Die beeinflussbaren Größen Lüfterdrehzahl, Volumenstrom und Glykolgehalt des zu kühlenden Fluids beziehen sich auf Datensätze, die die Beeinflussung der Rückkühlleistung des Kühlturms nicht absolut, sondern relativ in Prozentwerten angeben. Somit wird die im Block Feuchtkugeleinfluss bestimmte absolute Rückkühlleistung bzw. Austrittstemperatur t_{ia_FK} im folgenden mit den Umrechnungsfaktoren der einzelnen Einflüsse multipliziert (siehe Abb. 3.19). Auf die Ist-Temperatur wirkt zum Schluss das Trägheitsmodul ein.

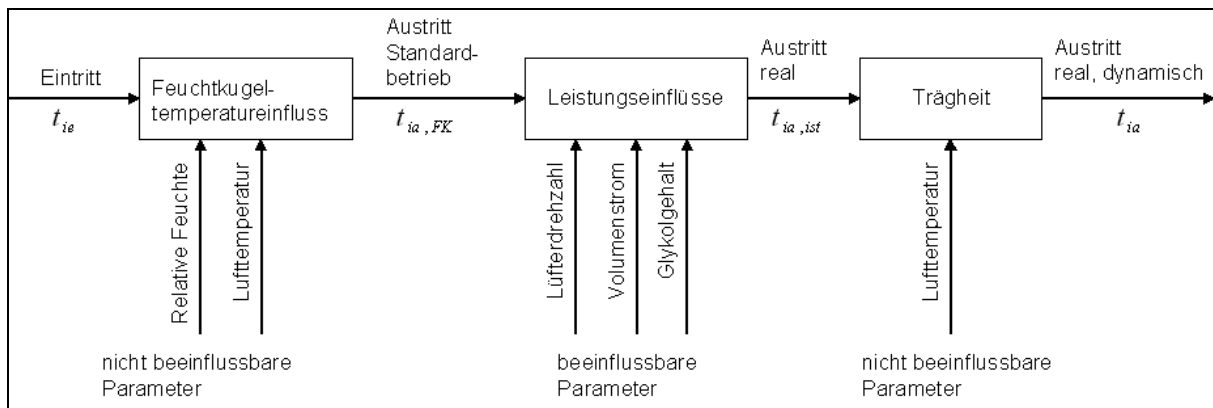


Abb. 3.19 Funktionsschema des Kühlturmtools

3.2.1 Feuchtkugeltemperatur

Zur Berechnung der Austrittstemperatur des Prozessfluids wird als erstes der Einfluss des Luftzustandes (Temperatur, relative Feuchte) über die Feuchtkugeltemperatur berücksichtigt.

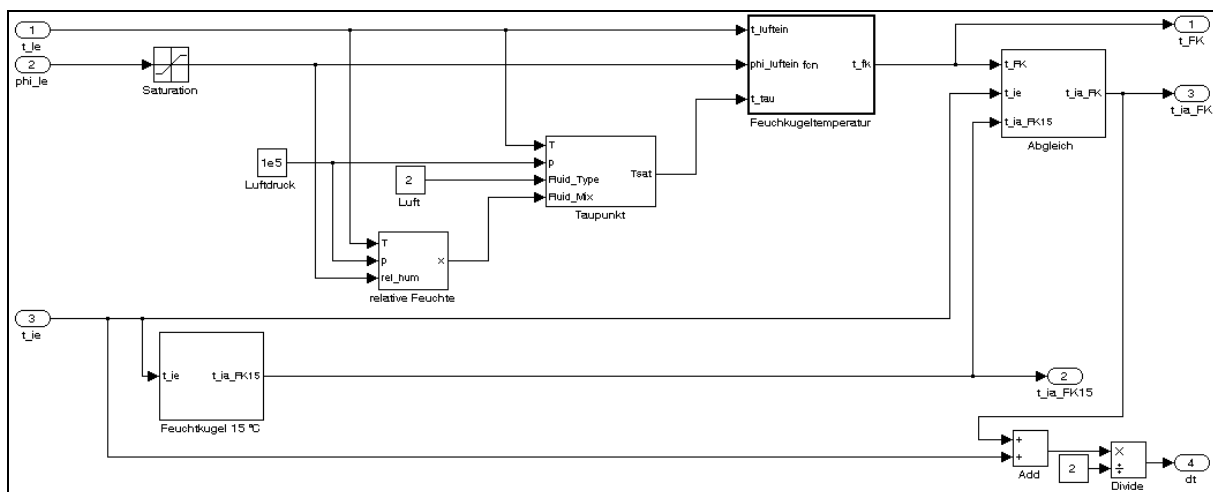


Abb. 3.20 Modul Feuchtkugeltemperatureinfluss

Anhand einer Kennlinie, die basierend auf einem vorhandenen Datensatz für eine Feuchtkugeltemperatur von 15°C angelegt wurde (siehe Anhang 14.2), wird die erste Austrittstemperatur t_{ia_FK15} berechnet (Abb. 3.21). Den dazugehörigen Berechnungsblock zeigt Abbildung 3.22.

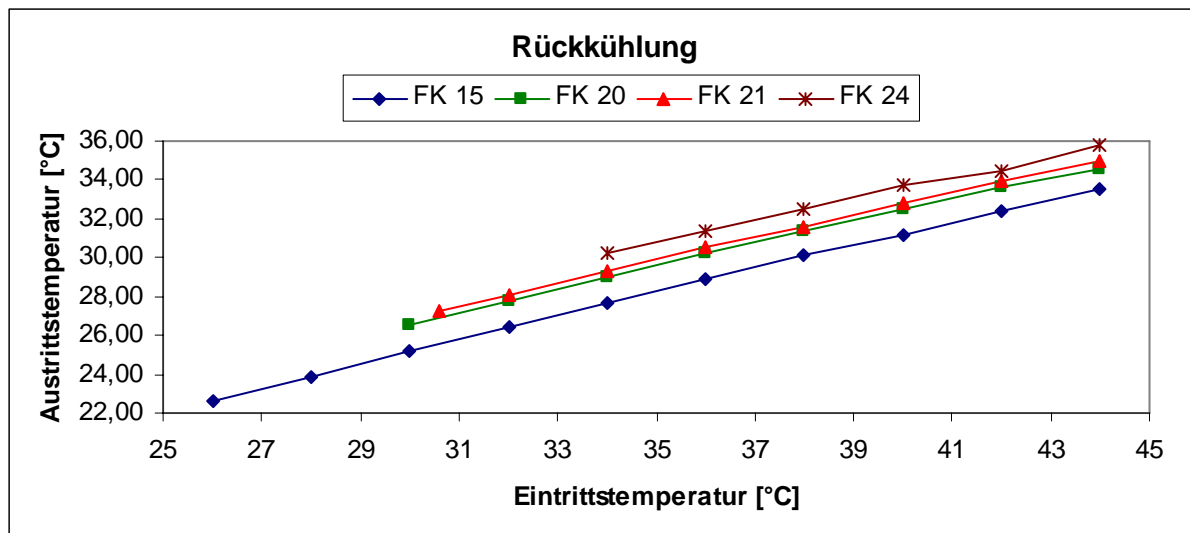


Abb. 3.21 Rückkühlwerte bezogen auf die Eintrittstemperaturen des VXI – Kühlturms in Abhängigkeit von t_{FK}

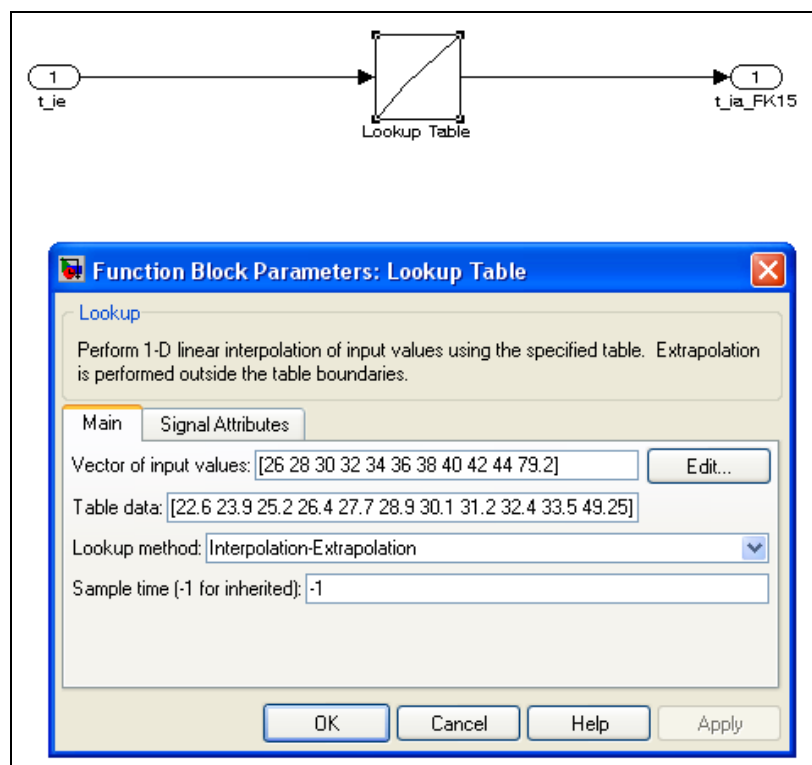


Abb. 3.22 Function Block Parameters: Lookup Table Feuchtkugeltemperatur 15°C

Den Funktion Block „Lookup Table“ gibt es in verschiedenen Ausführungen wie zum Beispiel 1-D, 2-D und n-D (1-D \rightarrow 1 Dimensional). Im Simulationstool werden die Lookup Table, die für die Realisierung von Kennlinien eingesetzt werden, in der Form 1-D und 2-D verwendet. Die 1 dimensionale Ausführung ist so aufgebaut, dass einem Eingangswert ein Ausgangswert zugewiesen wird. In diesem Fall wird der Eintrittstemperatur t_{ie} der Wert der Austrittstemperatur für die Feuchtkugeltemperatur 15°C zugewiesen. Die Zwischenwerte werden vom Tool aus linear interpoliert und Werte, die über den minimalen oder maximalen Randwert

hinausgehen, werden linear extrapoliert. Über den Menüpunkt „Lookup method“ kann die Methode der Bearbeitungsweise, wie mit den nichtvorhandenen Werten umgegangen werden soll, eingestellt werden.

Zur weiteren Berechnung wird die momentane Feuchtkugeltemperatur der Umgebungsluft am Eintritt in den Kühlturm benötigt. Um die Lauffähigkeit des Programms zu gewährleisten, muss der Eingangswert der relativen Feuchte der Umgebungsluft durch den Block „Saturation“ in einem Wertebereich zwischen 0% und 99,0% begrenzt werden.

Unter Verwendung der Formel (2.3) kann die gesuchte momentane Feuchtkugeltemperatur iterativ berechnet werden.

$$\frac{h_{Le} - h_{FK}}{X_{Le} - X_{FK}} = c_w \cdot t_{FK}$$

Um die Iteration anhand des Halbierungsverfahrens durchführen zu können, muss ein Maximum- und ein Minimum-Wert festgelegt werden. Für den Maximum-Wert ist die Umgebungslufttemperatur als Startwert definiert, da die Feuchtkugeltemperatur maximal die Temperatur der Umgebungsluft annehmen kann. Für den Minimum-Wert muss die Taupunkttemperatur für den vorherrschenden Luftzustand ermittelt werden. Dieses geschieht mit Hilfe der in Carnot befindlichen Werkzeuge.

Das im Simulink Library Browser unter dem Menüpunkt User-Defined Functions zu findende Tool Embedded MATLAB Function ist in der Matlab-Programmiersprache frei programmierbar und kann eine einfache Wertzuweisung oder einen komplexen Programmablauf enthalten. Mit folgendem Programm (Abb. 3.23) ist im „Function Block“ die Berechnung der Feuchtkugeltemperatur umgesetzt worden.

Der Sättigungsdruck p_s wird mit der vereinfachten Approximation nach Glück berechnet [23].

Die Eingangsgröße t_{τ} wird in dem Modul Feuchtkugeltemperatur mit Hilfe des Carnottool „saturationtemperature“ errechnet.


```

%Festlegung der Eingänge
function t_fk = fcn(t_luftein, phi_luftein, t_tau)

%Konstante/Variable
cp_luft = 1.006;           %[kJ/kgK]
cp_dampf = 1.861;         %[kJ/kgK]
cp_wasser = 4.19;         %[kJ/kgK]
dh_v0 = 2500;             %[kJ/kg]
phi_feuchtkugel = 100;    %[%]
p = 10^5;                 %[Pa]
m = 1;
tmax = t_luftein;         %[°C]
tmin = t_tau;             %[°C]

% Absolute Feuchte-Berechnung Lufteintritt Bereich 0°C < t < 100°C [1]
ps_luftein = 611*exp((-1.91275)*10^(-4)+7.258*10^(-2)*t_luftein-2.939*
10^(-4)*t_luftein^2+9.841*10^(-7)*t_luftein^3-1.92*10^(-9)*t_luftein^4);
x_luftein = (0.622*(phi_luftein/100)*ps_luftein)/(p-
(phi_luftein/100)*ps_luftein);

% Enthalpieberechnung Lufteintritt
h_luftein = cp_luft*t_luftein+x_luftein*(cp_dampf*t_luftein+dh_v0);

% Feuchtkugeltemperaturberechnung, Halbierungsverfahren
t_feuchtkugel = (tmax+tmin)/2;

% Absolute Feuchteberechnung Feuchtkugel Bereich 0°C < t < 100°C [1]
ps_feuchtkugel = 611*exp((-1.91275)*10^(-4)+7.258*10^(-2)*t_feuchtkugel-
2.939*10^(-4)*t_feuchtkugel^2+9.841*10^(-7)*t_feuchtkugel^3-1.92*
10^(-9)*t_feuchtkugel^4);
x_feuchtkugel = (0.622*(phi_feuchtkugel/100)*ps_feuchtkugel)/
(p-(phi_feuchtkugel/100)*ps_feuchtkugel);

% Enthalpieberechnung Feuchtkugel
h_feuchtkugel =
cp_luft*t_feuchtkugel+x_feuchtkugel*(cp_dampf*t_feuchtkugel+dh_v0);

% Berechnung der Werte u1 und u2,; Formel aus VDI-Wärmeatlas
u1 = (h_luftein-h_feuchtkugel)/(x_luftein-x_feuchtkugel);
u2 = cp_wasser*t_feuchtkugel;

% Bewertung von u1 und u2 Beginn der Schleife
%           (u1-u2)<=0.001 ist die Feuchtkugeltemperatur gefunden
%           u1>u2 tmax = tFk
%           u1<u2 tmin = tFk
while (u1-u2)>0.001 || (u1-u2)< 0

    if u1>u2
        tmax = t_feuchtkugel;
    else
        tmin = t_feuchtkugel;
    end

% Feuchtkugeltemperaturberechnung
t_feuchtkugel = (tmax+tmin)/2;

% Absolute Feuchteberechnung Feuchtkugel [1]
ps_feuchtkugel = 611*exp((-1.91275)*10^(-4)+7.258*10^(-2)*t_feuchtkugel-
2.939*10^(-4)*t_feuchtkugel^2+9.841*10^(-7)*t_feuchtkugel^3-1.92*10^(-
9)*t_feuchtkugel^4);

```

```

x_feuchtkugel = (0.622*(phi_feuchtkugel/100)*ps_feuchtkugel)/(p-
(phi_feuchtkugel/100)*ps_feuchtkugel);

% Enthalpieberechnung Feuchtkugel
h_feuchtkugel =
cp_luft*t_feuchtkugel+x_feuchtkugel*(cp_dampf*t_feuchtkugel+dh_v0);

% Berechnung der Werte u1 und u2
u1 = (h_luftein-h_feuchtkugel)/(x_luftein-x_feuchtkugel);
u2 = cp_wasser*t_feuchtkugel;

% Schleifenzähler
m = m+1;

end

% Feuchtkugeltemperatur gefunden - Ausgabe
t_fk = t_feuchtkugel;

```

Abb. 3.23 Programmstruktur zur Berechnung der momentanen Feuchtkugeltemperatur im Modul Feuchtkugeltemperatureinfluss/ Feuchtkugeltemperatur

Die Umrechnung von der Feuchtkugeltemperatur 15°C (FK15) auf die Verhältnisse bei der momentanen Feuchtkugeltemperatur der Umgebungsluft wird im Submodul Abgleich mit dem Tool „Embedded MatLab-Function“ durchgeführt und mit folgenden Programmzeilen realisiert (Abb. 3.24).

```

%Festlegung der Eingänge
function y = fcn(t_fk, t_ia_fk15, t_ie)

%Änderung des Faktors
if t_ie < 41

    y = ((t_fk-15)*0.27)+t_ia_fk15;

else

    y = ((t_fk-15)*0.25)+t_ia_fk15;

end

```

Abb. 3.24 Programmstruktur Abgleich zur Umrechnung der Fluidaustrittstemperatur auf Feuchtkugeltemperaturen $\neq 15^\circ\text{C}$ im Modul Feuchtkugeltemperatureinfluss/ Abgleich

Die einfache Umrechnung mit den konstanten Faktoren von 25 bzw. 27% entspricht den Daten im Anhang 14.2 und drückt sich in der weitestgehenden Parallelität der Kennlinien für verschiedene Feuchtkugeltemperaturen in Abb. 3.21 aus.

3.2.2 Übersicht Leistungseinflüsse

Alle auf der Feuchtkugeltemperatur basierenden Rückkühlwerte des Kühlturms VXI 9-2R gelten für den folgenden Betriebszustand.

Parameter	Wert	Einheit
Volumenstrom	2,4	[l/s]
Glykolgehalt	30	[%]
Lüfterdrehzahl	824	[1/min]

Tab. 3.5 Kühlturm-Betriebszustand der Datensätze

Sie müssen in den folgenden Modellblöcken auf andere Bedingungen umgerechnet werden. Abbildung 3.25 und 3.26 zeigen eine Übersicht dazu.

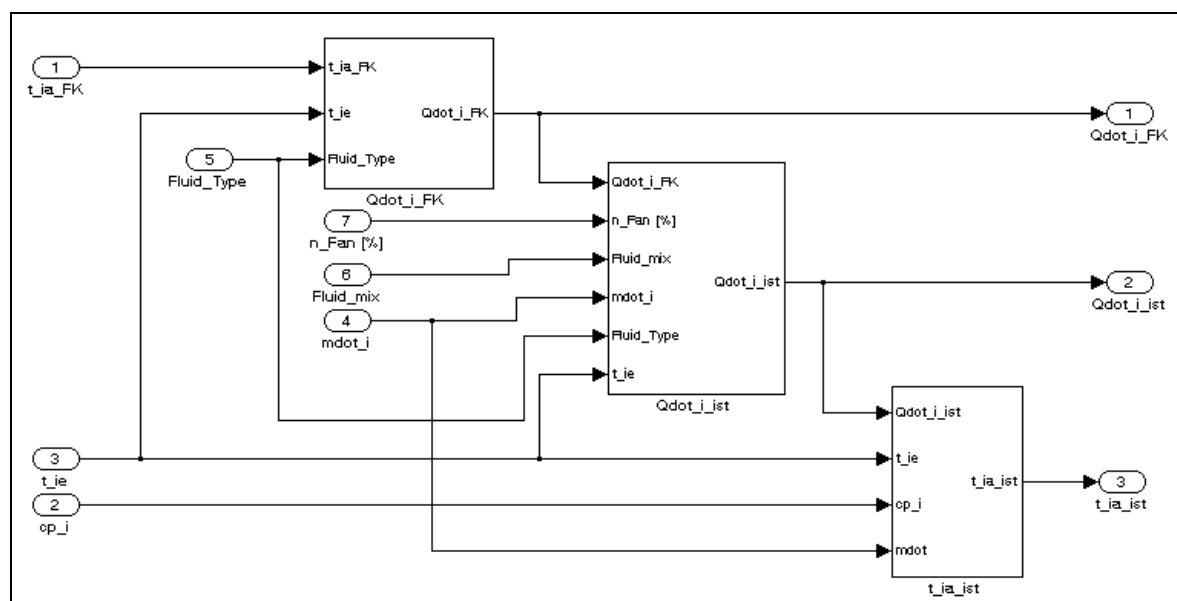


Abb. 3.25 Modul Leistungseinflüsse

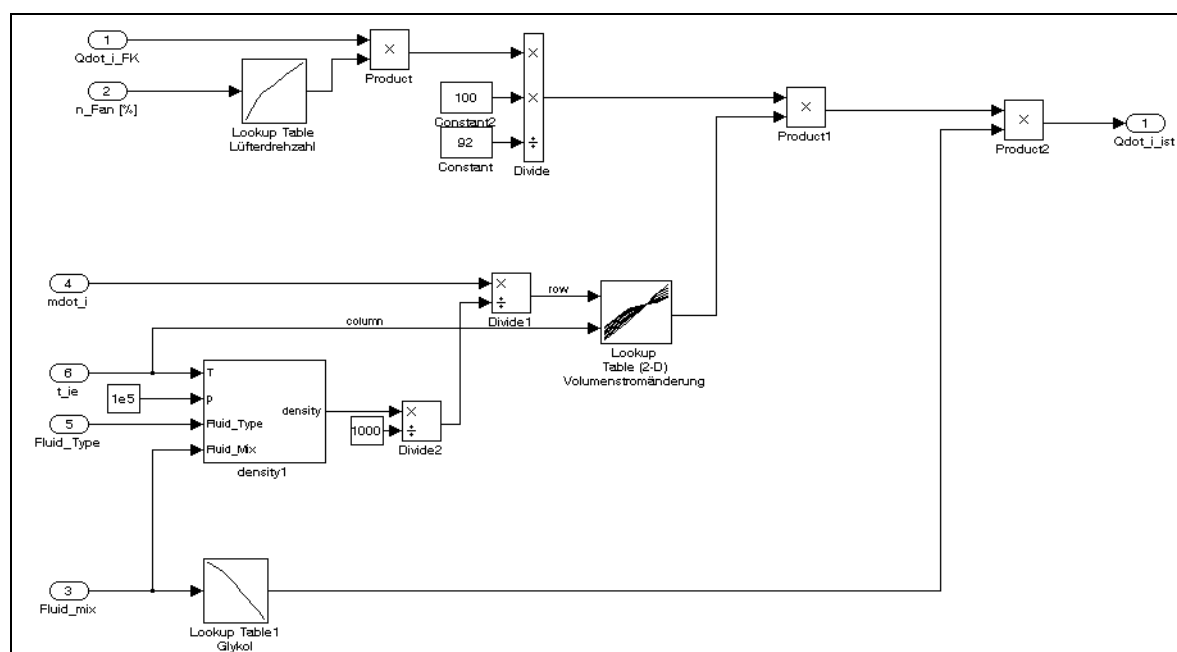


Abb. 3.26 Modul Leistungseinflüsse/ Qdot_i_ist

3.2.3 Lüfterdrehzahl

Der Einfluss der Lüfterdrehzahl auf die Rückkühlleistung wird über eine drehzahlbezogene Kennlinie berücksichtigt. Die erstellte Kennlinie (Abb. 3.27) basiert auf den Werten des bereitgestellten Datensatzes in Tabelle 3.6:

Drehzahl	Rückkühlleistung
[%]	[%]
0	-
10	-
30	48,2
50	62,5
70	78,6
90	92,8
100	100

Tab. 3.6 Drehzahl-Rückkühlleistungsabhängigkeit

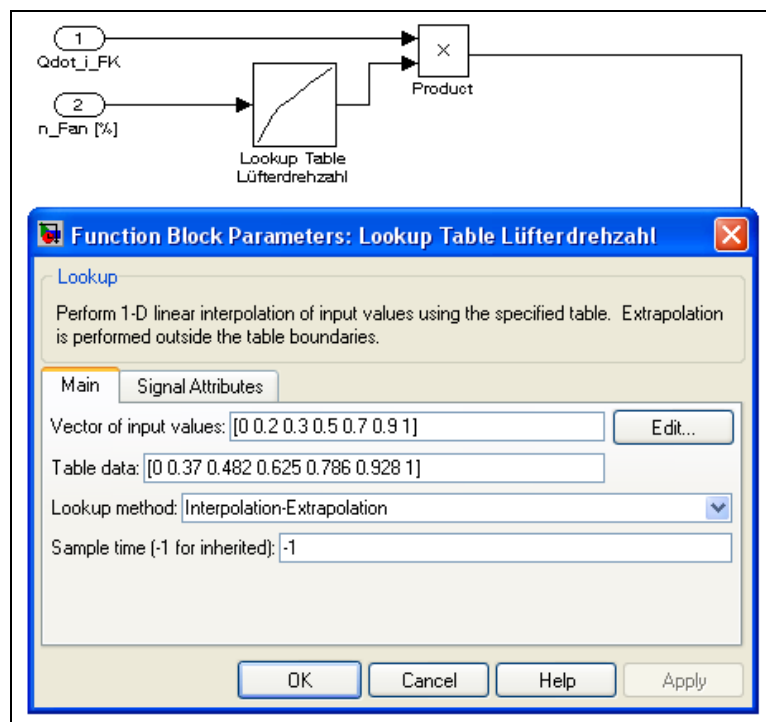


Abb. 3.27 Functions Block: Drehzahlbezogene Kennlinie

Über die Lüfterdrehzahl, sprich Veränderung der Luftdurchflussmenge, wird die Rückkühlleistung des Kühlturms geregelt. Die Regelung arbeitet im Standardbetrieb im Leistungsbereich von 30% bis 100%. Die 30% Drehzahlgrenze im Normalbetrieb hängt mit der notwendigen Eigenkühlung des verwendeten Antriebsmotors zusammen. Für den Betriebspunkt Lüftereinheit = Aus ist eine Rückkühlleistung von 0% vorgesehen.

In der Praxis ist es möglich, den Kühlturm zu betreiben, ohne die Lüftereinheit dazu zu schalten, um die Rückkühlwirkung durch den Anteil freier Konvektion und den Wärmeübergang an das Rieselwasser zu nutzen. Diese Option wurde im Modell nicht realisiert, da die für diesen Kühlturm zu erwartende Wirkung minimal wäre und keine Messwerte für das Verhalten in diesem Zustand vorliegen.

Die Lüfterdrehzahl ist die erste der Einflussgrößen, die auf die zunächst berechnete Rückkühlleistung angewendet wird. Der Grund ist, dass die Abhängigkeit der Leistung bezogen auf die Lüfterdrehzahl durch den Datensatz (Tab. 3.6) für die Betriebsbedingungen, die in der Tabelle 3.5 aufgeführt sind, gelten.

3.2.4 Volumenstromänderung des Rückkühlkreislaufes

Um die Austrittstemperatur in Abhängigkeit von unterschiedlichen Volumenströmen zu simulieren, wurde folgender Aufbau realisiert (Abb. 3.28). Beachtet werden musste für den Aufbau des Schemas, dass sich der vorher errechnete Leistungswert der Rückkühlung auf einen Anteil von 30% Glykol bezieht.

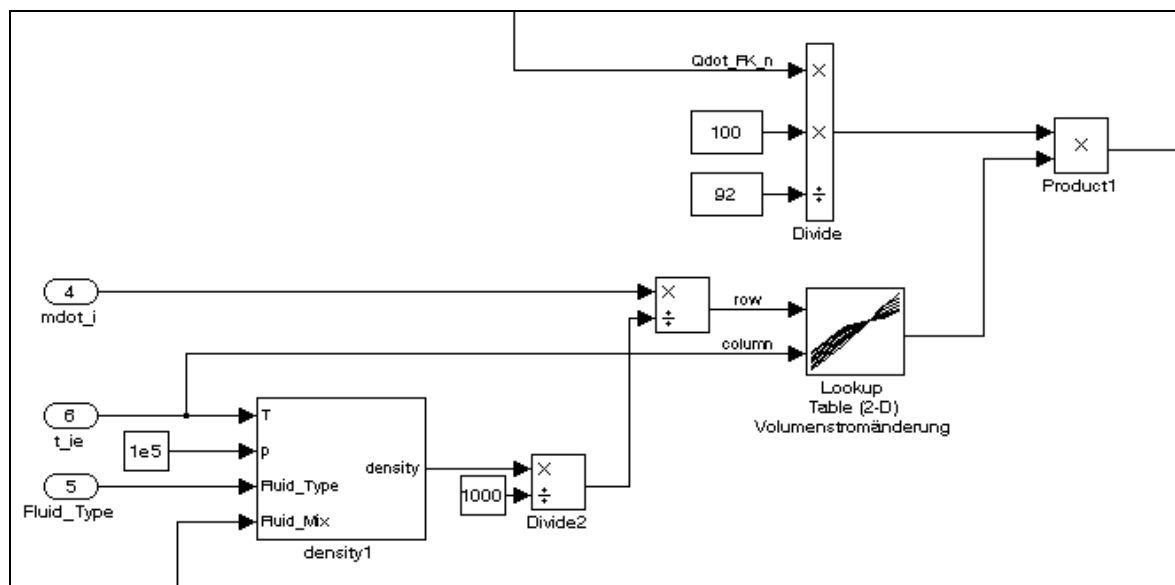


Abb. 3.28 Ausschnitt Volumenstromänderung im Modul Leistungseinflüsse/ $\dot{Q}_{dot_i_ist}$

Für die Bewertung des Einflusses der Volumenstromänderung auf die Rückkühlleistung muss mindestens ein 2-dimensionales Kennfeld erstellt werden. Die Eingangsparameter für das Kennfeld sind die Eintrittstemperatur und der vorhandene Volumenstrom. Um die benötigten Umrechnungsfaktoren zu erhalten, wurde mit Hilfe der Auslegungsanleitung (siehe Anhang 14.6) eine Excel-Tabelle (gemäß Tab. 3.7) für verschiedene Volumenströme erstellt. Gewählt wurden 1,07 l/s, 1,77 l/s, 2,65 l/s und 3,03 l/s. Die Volumenströme basieren auf den Angaben in der Leistungsdatentabelle und dem Nomogramm (siehe Abb. 3.34).

Für jeden Volumenstrom erfolgte die Auswertung für verschiedene Feuchtkugeltemperaturen FK und Kühllannäherungen KA der Austrittstemperatur des Fluids an die Feuchtkugeltemperatur der Außenluft. Die jeweils errechnete prozentuale Abweichung der bestimmten Austrittstemperatur zu der mit 2,4 l/s und der gleichen Eintrittstemperatur vorher simulierten Austrittstemperatur wurde für den jeweiligen Volumenstrom in einem Diagramm dargestellt (Abb. 3.29). Zur Verdeutlichung der Herleitung ist am Ende dieses Kapitels ein Beispiel aufgeführt.

Vpkt 1,07 l/s KF = 9											
FK	KA	t _{ia}	Kühlzone	t _{ie}	Vpkt	Q	t _{ie}	t _{ia}	Vpksim	Qsim	Q/Qsim
[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[l/s]	[kW]	[°C]	[°C]	[l/s]	[kW]	[%]
15	5	20	5,10	25,10	1,07	21,32	25,10	21,98	2,40	29,26	72,88
15	7	22	7,30	29,30	1,07	30,52	29,30	24,67	2,40	43,42	70,29
15	10	25	11,30	36,30	1,07	47,24	36,30	28,93	2,40	69,11	68,36
15	14	29	17,50	46,50	1,07	73,16	46,50	34,32	2,40	114,21	64,06
15	19	34	26,50	60,50	1,07	110,79	60,50	40,30	2,40	189,42	58,49
21	4	25	5,25	30,25	1,07	21,95	30,25	26,92	2,40	31,23	70,29
21	7	28	9,75	37,75	1,07	40,76	37,75	31,44	2,40	59,17	68,89
21	10	31	15,00	46,00	1,07	62,71	46,00	35,64	2,40	97,15	64,55
21	14	35	22,50	57,50	1,07	94,06	57,50	40,56	2,40	158,85	59,22
21	16	37	27,00	64,00	1,07	112,88	64,00	43,32	2,40	193,92	58,21
24	4	28	6,20	34,20	1,07	25,92	34,20	30,17	2,40	37,79	68,59
24	7	31	11,20	42,20	1,07	46,82	42,20	34,58	2,40	71,45	65,53
24	10	34	17,25	51,25	1,07	72,12	51,25	38,66	2,40	118,06	61,09
24	12	36	21,50	57,50	1,07	89,88	57,50	41,33	2,40	151,63	59,28
24	14	38	26,00	64,00	1,07	108,70	64,00	44,09	2,40	186,70	58,22

Tab. 3.7 Berechnungen anhand des Nomogramm zur Volumenstromänderung

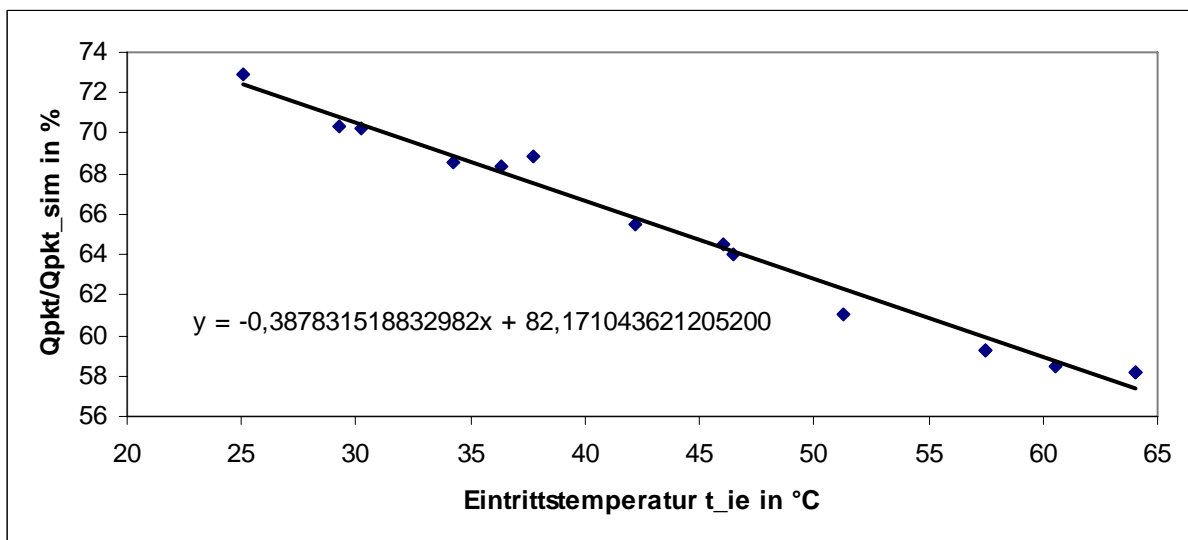


Abb. 3.29 Kennlinie $\dot{V}_i = 1,07 \frac{l}{s}$

Die Abbildung 3.29 zeigt eine der 4 Kennlinien die für das 2-dimensionale Kennfeld erstellt wurden.

Anschließend wurde eine Trendlinie eingefügt und passend zu den Eintrittstemperaturen (Column) die prozentuale Rückkühlleistung (Table data) ermittelt. Die so ermittelten Werte für die verschiedenen Volumenströme wurden, wie in Abbildung 3.30 zu sehen, in dem „Lookup Table (2-D)“ eingetragen.

Abb. 3.30 Function Block Parametres: Lookup Table (2-D) Volumenstromänderung

Das zweidimensionale Kennfeld (Lookup Table (2-D)) (Abb. 3.30 und Tab. 3.8) ist so aufgebaut, dass als Zeilenwert (Row index input values) der Prozessfluid-Volumenstrom in l/s fungiert und die Prozessfluid-Eintrittstemperatur in °C den Spaltenwert (Column index input values) definiert. So ist jedem Volumenstrom eine Kennlinie zugeteilt. Bei Zwischenwerten für Volumenstrom und Eintrittstemperatur werden durch Interpolation Werte automatisch durch das Tool errechnet.

	Column - Eintrittstemperatur in °C								
Row - Volumenstrom in l/s	25	30	35	40	45	50	55	60	65
1,07	0,73	0,71	0,69	0,67	0,65	0,63	0,61	0,59	0,57
1,77	0,95	0,93	0,91	0,89	0,87	0,85	0,83	0,81	0,79
2,40	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
2,65	1,17	1,13	1,1	1,07	1,05	1,03	1,02	1,01	1,01
3,03	1,24	1,19	1,15	1,12	1,1	1,08	1,08	1,08	1,08

Abb. 3.31 Symbol Kennlinie

Tab. 3.8 Eingabewerte (gerundet) für den Function Block
Parameter: Lookup Table (2-D)

Wichtig ist, dass die berechnete Rückkühlleistung \dot{Q}_{FK} nach der Anpassung an die aktuelle Lüfterdrehzahl auf die Verwendung von reinem Wasser als zu kühlendes Medium umzurechnen ist, da das Nomogramm nur dafür gilt.

Die Vorgabe, dass sich bei Einsatz einer 30%igen Glykolbeimischung die Rückkühlleistung um 8% reduziert, wird mit der folgenden Umrechnung berücksichtigt.

$$\dot{Q}_W = \dot{Q}_{FK,n} \cdot \frac{100}{92} \quad (3.34)$$

Die Problematik mit der Volumenstromänderung zeigt sich anhand zweier verwendeter Kennlinien. Die prozentuale Änderung der Rückkühlleistung zu der bei einem Volumenstrom von 2,4 l/s verhält sich in dem Bereich unter 2,4 l/s fast linear (Abb. 3.29). Die Kennlinien für die Volumenströme größer 2,4 l/s lassen sich nur mit Hilfe eines Polynoms darstellen (Abb. 3.32).

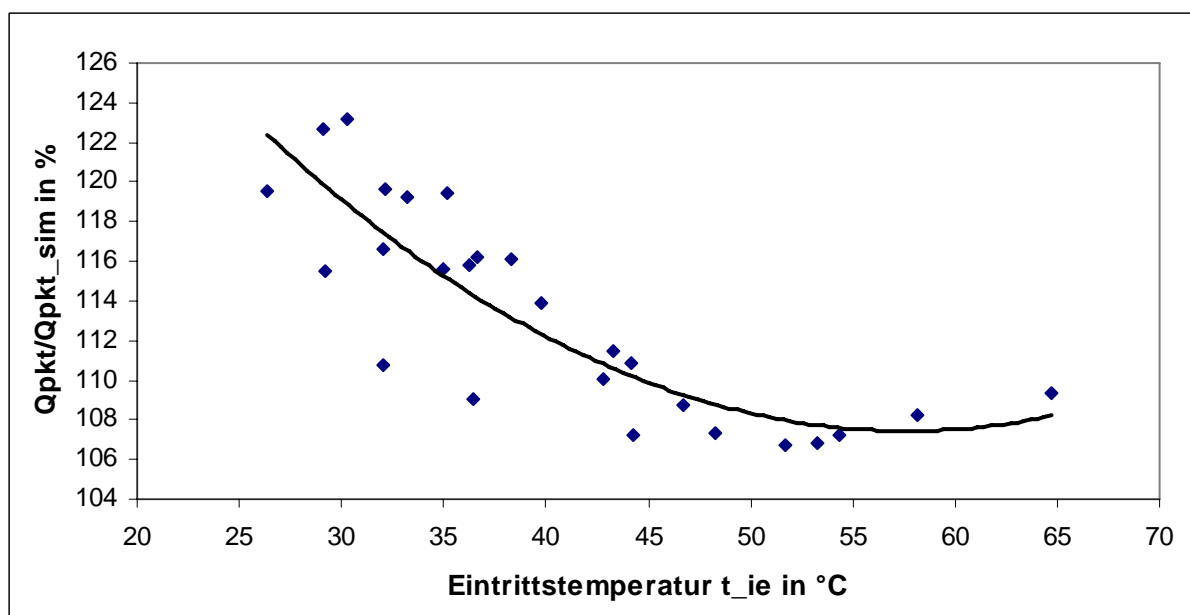


Abb. 3.32 Kennlinie $\dot{V} = 3,03 \frac{l}{s}$

Beispiel für die Herleitung des Volumenstromeinflusses mit Hilfe der Auslegungsnomogramms aus Anhang 14.6:

Zur Veranschaulichung dient die Berechnung der Kennlinienwerte am Beispiel des Volumenstromes $\dot{V}_i = 1,07 \text{ l/s}$.

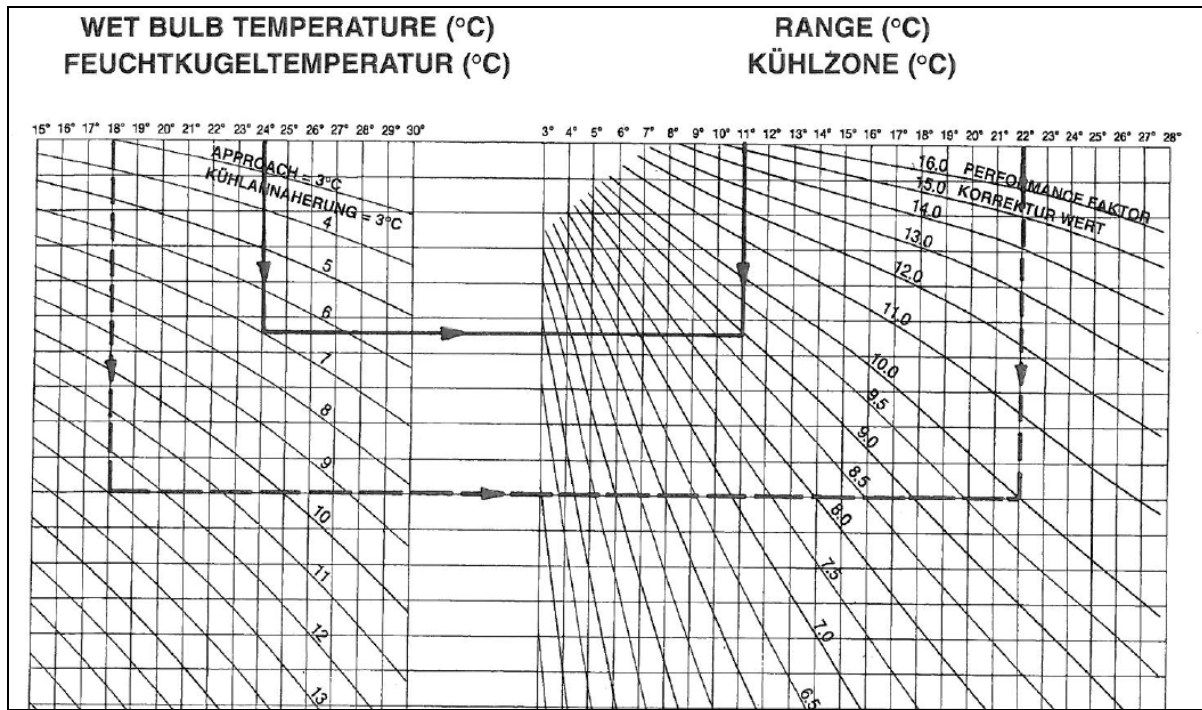


Abb. 3.33 Ausschnitt aus dem Nomogramm (siehe Anhang 14.6) [19]

UNIT SIZE	MAX. FLOW	PERFORMANCE FACTORS														
TYP NR	MAX. DURCHFLUSS-MENGE	KORREKTURWERT														
	l/s	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
0-1	20.82	8.52	5.24	3.53	2.59	1.89	1.45	1.07	—	—	—	—	—	—	—	—
9-2	20.82	9.78	6.06	4.16	3.03	2.27	1.77	1.33	1.07	—	—	—	—	—	—	—
9-3	20.82	11.67	7.32	5.05	3.73	2.97	2.33	1.83	1.45	1.14	—	—	—	—	—	—

Abb. 3.34 Ausschnitt aus der Leistungsdatentabelle (siehe Anhang 14.6) [20]

Bestimmung der Kühlzone. Durch den Punkt Feuchtkugeltemperatur 15°C geht man senkrecht nach unten bis zur Linie der Kühlannäherung 5°C. Von diesem Schnittpunkt aus geht man waagrecht nach rechts bis zur Linie Korrekturwert 9. Nun geht es senkrecht nach oben und man findet auf der Achse Kühlzone den gesuchten Wert.

Verwendete Formeln

$$1. \text{ Kühllannäherung} = t_{ia} - t_{FK} \quad (3.35)$$

$$2. \text{ Kühlzone} = t_{ie} - t_{ia} \quad (3.36)$$

$$3. \dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (3.37)$$

Werte

$$\dot{V}_i = 1,07 \frac{l}{s}$$

$$\dot{V}_{i, \text{sim}} = 2,40 \frac{l}{s}$$

$$\rho = 1,035 \frac{kg}{l}$$

$$c_p = 3,775 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$KA = 5^\circ C$$

$$FK = 15^\circ C$$

Aus der Leistungsdatentabelle entnommen (Abb. 3.34)

$$\text{Korrekturwert} = 9$$

Aus dem Nomogramm ermittelt (Abb. 3.33)

$$\text{Kühlzone} = 5,10^\circ C$$

Formel (3.35) umgestellt nach t_{ia}

$$t_{ia} = \text{Kühllannäherung} - t_{FK}$$

$$t_{ia} = 5^\circ C + 15^\circ C = 20^\circ C$$

Formel (3.36) umgestellt nach t_{ie} und unter Verwendung der Formel (3.37) die Rückkühlleistung errechnet.

$$t_{ie} = \text{Kühlzone} + t_{ia}$$

$$t_{ie} = 5,10^\circ C + 20^\circ C = 25,10^\circ C$$

$$\dot{Q} = \dot{V}_i \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (3.38)$$

$$\dot{Q} = 1,07 \frac{l}{s} \cdot 1,035 \frac{kg}{l} \cdot 3,775 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot (25,10^\circ C - 20^\circ C) = 21,32 kW$$

Durch die Simulation erhaltenen Austrittstemperatur bei $\dot{V}_{i,sim} = 2,40 \text{ l/s}$ unter Verwendung der vorher errechneten Eintrittstemperatur $t_{ie} = 25,10^\circ\text{C}$.

$$t_{ia,sim} = 21,98^\circ\text{C}$$

Rückkühlleistung errechnet mit der Formel (3.38)

$$\dot{Q}_{sim} = \dot{V}_{i,sim} \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T$$

$$\dot{Q}_{sim} = 2,40 \frac{\text{l}}{\text{s}} \cdot 1,035 \frac{\text{kg}}{\text{l}} \cdot 3,775 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \cdot (25,10^\circ\text{C} - 21,98^\circ\text{C}) = 29,26 \text{ kW}$$

$$Tabledata = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{sim}} = \frac{21,32 \text{ kW}}{29,26 \text{ kW}} = 0,73 \quad (3.39)$$

\dot{Q} = Rückkühlleistung in kW

\dot{V} = Volumenstrom in $\frac{\text{l}}{\text{s}}$

ρ = Dichte in $\frac{\text{kg}}{\text{l}}$

c_p = Spezifische Wärmekapazität in $\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$

t_{FK} = Feuchtkugeltemperatur in $^\circ\text{C}$

t_{KA} = Kühlannäherung in $^\circ\text{C}$

t_{ia} = Austrittstemperatur in $^\circ\text{C}$

t_{ie} = Eintrittstemperatur in $^\circ\text{C}$

$\Delta T = (t_{ie} - t_{ia})$ in K

3.2.5 Glykolgehalt

Durch die Beimischung von Glykol werden die Eigenschaften der Flüssigkeit des Rückkühlkreislaufer verändert z.B. spezifische Wärmekapazität, Wärmeübergangskoeffizient. Abbildung 3.35 zeigt den resultierenden Zusammenhang für die Rückkühlung. Die Korrekturfaktoren für die Rückkühlleistung bei 20%, 30% und 40% Glykol sind aus den Unterlagen der Firma BAC (siehe Anhang 14.6) entnommen.

Glykolanteil	Korrekturfaktor	Frostschutz
[%]	[-]	[°C]
20	0,95	-10
30	0,92	-16
40	0,89	-25

Tab. 3.9 Glykoleinflussfaktor

Der Punkt bei 0% Glykolanteil ist aus der Logik heraus bei 100% Rückkühlleistung angesiedelt.

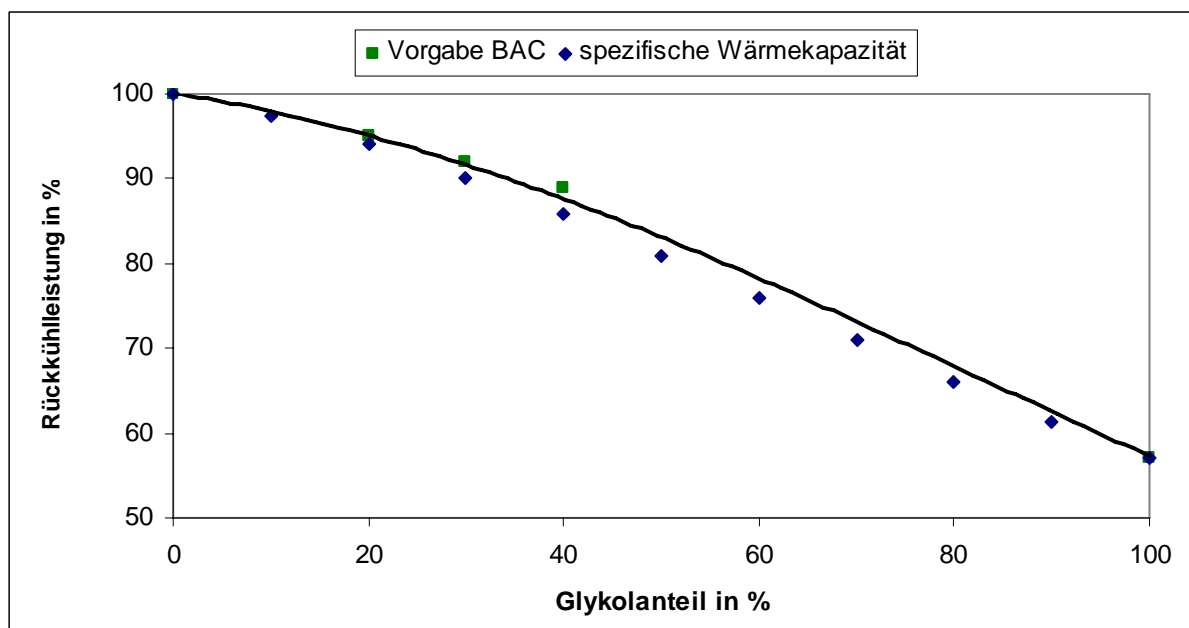


Abb. 3.35 Kennlinie Glykolgehaltseinfluss

Zur Bestimmung des Punktes der Rückkühlleistung bei reinem Frostschutzmittel (100% Anteil), wurde das Verhältnis der spezifischen Wärmekapazitäten von Glykol und Wasser herangezogen.

$c_{p,100}$ ist der Wert für einen Glykolanteil von 100%.

$$c_{p,100} = 2,387 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$c_{p,0}$ ist der Wert für einen Wasseranteil von 100%.

$$c_{p,0} = 4,182 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$Anteil_{Rückkühlleistung} = \frac{c_{p,100}}{c_{p,0}} \cdot 100 \% = 57,08 \%$$

Die Rückkühlleistungen für andere Mischungsverhältnisse von Glykol und Wasser folgen analog.

Die aus der Auftragung einer Trendlinie (Abb. 3.35) ermittelten Rückkühlleistung wurden dann im Lookup Table (1-D) zur Erstellung von Kennlinien eingetragen (Abb. 3.36). Die Werte in dem Feld „Table data“ sind die Ausgabewerte, passend zu den in dem Feld „Vector of input values“ eingegebenen Glykolgehalten. Die Eingangsgröße Glykolgehalt wird als Wert Fluid_mix aus dem THV-Signal entnommen und der zugehörige Table data Wert wird als Ausgangsgröße weitergegeben.

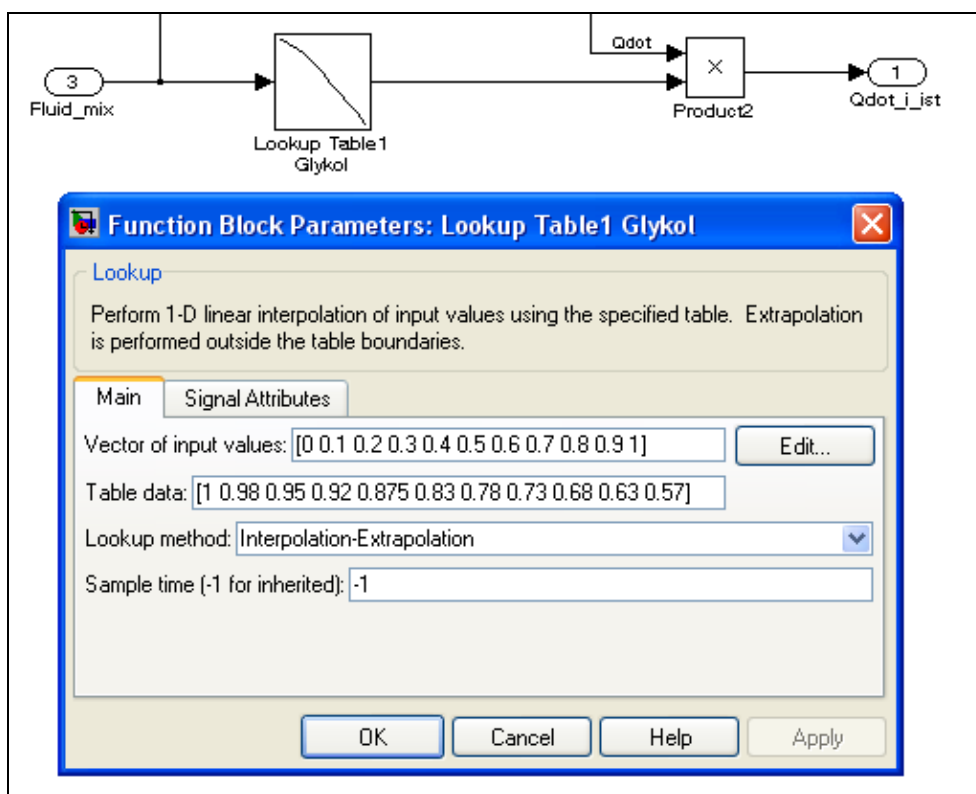


Abb. 3.36 Function Block Parameters Glykolgehalt

Nach den ersten Simulationsdurchläufen mit steigendem Glykolzusatz musste nach der Auswertung der Ergebnisse eine Korrektur (Absenkung der Rückkühlleistung) in den Bereichen zwischen 40% und 90% Glykolanteil vorgenommen werden. In diesem Bereich wurde eine Annäherung an die, über die spezifische Wärmekapazität hergeleiteten Werte vorgenommen. Der Bereich des in Deutschland üblichen

Mischanteils von 30% - 35% Glykol war auf Grund der Datenlage nicht betroffen. Im Diagramm ist die aktuelle Kennlinie in Schwarz eingetragen (Abb. 3.35).

Wichtig für die anschließende Umrechnung der Rückkühlleistung auf die Austrittstemperatur t_{ia} ist, dass der tatsächliche Volumenstrom eingesetzt wird.

Zusätzlich wurde ein Programm implementiert, um das Weitergeben der Fehlermeldungen „inf“ und „nan“ zu verhindern und dem dadurch verursachten Abbruch der Simulation vorzubeugen. Nun wird in beiden Fällen der Wert Null weitergegeben. Diese Fehlermeldungen treten auf, wenn der Volumenstrom auf 0 l/s geregelt oder das Controlsignal auf Null gesetzt wird und infolge der Umrechnung der Rückkühlleistung auf die Ist-Austrittstemperatur durch Null geteilt werden muss. Das Setzen des Wertes ΔT auf 0°C hat zur Folge, dass sich die Kühlturmtemperatur, hier simuliert durch den eingebauten Speicher, der Umgebungstemperatur annähert und so die Austrittstemperatur mit beeinflusst.

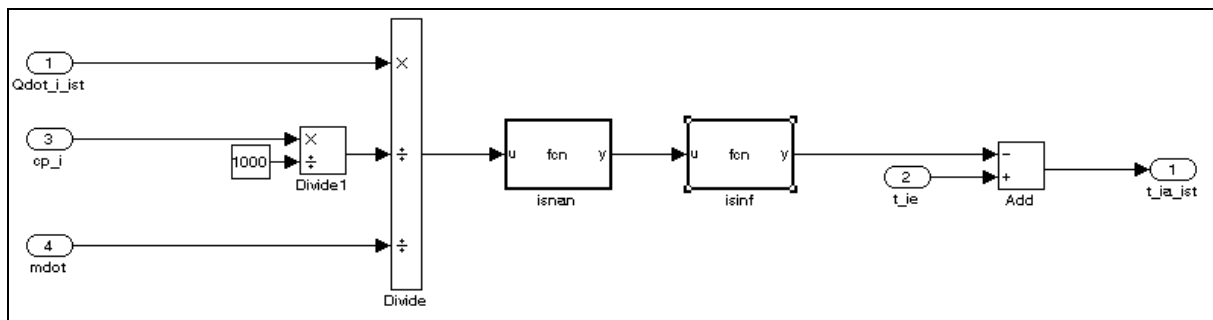


Abb. 3.37 Aufbau der Austrittstemperaturberechnung mit den nan und inf Blöcken im Modul Leistungseinflüsse/ t_{ia_ist} .

```
function y = fcn(u)

%Verhindert die Fehlerausgabe bei Teilen durch den Wert 0
%Dieser Zustand tritt ein wenn der Volumenstrom 0 l/s gesetzt wird.

v = isnan (u);

if v == 0

    y = u;

else

    y = 0;

end
```

Abb. 3.38 Programmstruktur „isnan“ im Modul Leistungseinflüsse/ t_{ia_ist} .

Mit dem Befehl „isinf“ analog zu „isnan“ deckt man den inf-Zustand ab. Dieses geschieht im isinf-Block.

3.2.6 Trägheit des Systems

Die Trägheit des Systems sowie der Einfluss der Umgebungstemperatur auf den Kühlturm werden mit Hilfe einer kleinen Speichereinheit mit 40 l Wasservolumen verwirklicht. Um die Umgebungstemperatureinflüsse zu realisieren, wird die Außentemperatur, hier die Lufttemperatur t_{Le} , an dem Speichereingang T_{amb} eingespeist. T_{amb} ist ein Eingangssignal, mit der die Umgebungstemperatur als Einflussgröße zur Berechnung der Speichertemperatur berücksichtigt wird.

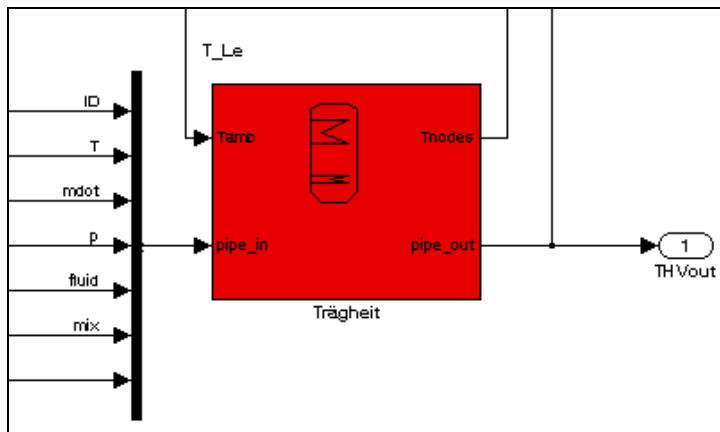


Abb. 3.39 Speicher zur Simulation der Trägheit

Wie im vorherigen Kapitel 3.2.5 angeschnitten, gleicht sich die Austrittstemperatur bei einem Volumenstrom von 0 l/s langsam der Umgebungslufttemperatur an. Durch den Speicher werden auch die Verzögerungen beim Anfahren des Kühlturms realistischer dargestellt.

Die Abbildung des Einflusses der direkten Sonneneinstrahlung auf die Kühlturmtemperatur wurde unter Berücksichtigung des Aufwandes verworfen.

3.3 Verbrauchssimulation

Die Abbildung 3.40 zeigt den Aufbau des Moduls Verbrauch mit den zwei Submodulen Strom und Verdunstung.

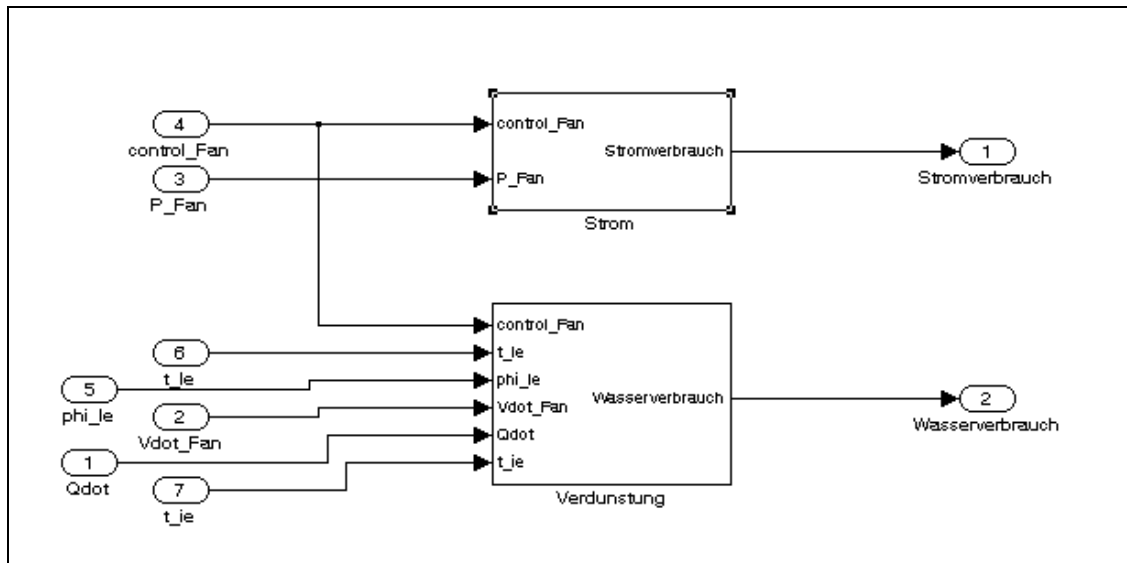


Abb. 3.40 Aufbauschema zur Berechnung der Verluste im Modul Verbrauch

Die benötigten Daten zur Berechnung der Verbräuche werden in einem separaten Block mit dem Namen Lüfter ermittelt. Verbräuche sind die Leistung des Antriebsmotors des Lüfters sowie der Rieselwasserpumpe. Die Ist-Rückkühlleistung wird aus dem Block Leistungseinflüsse bezogen.

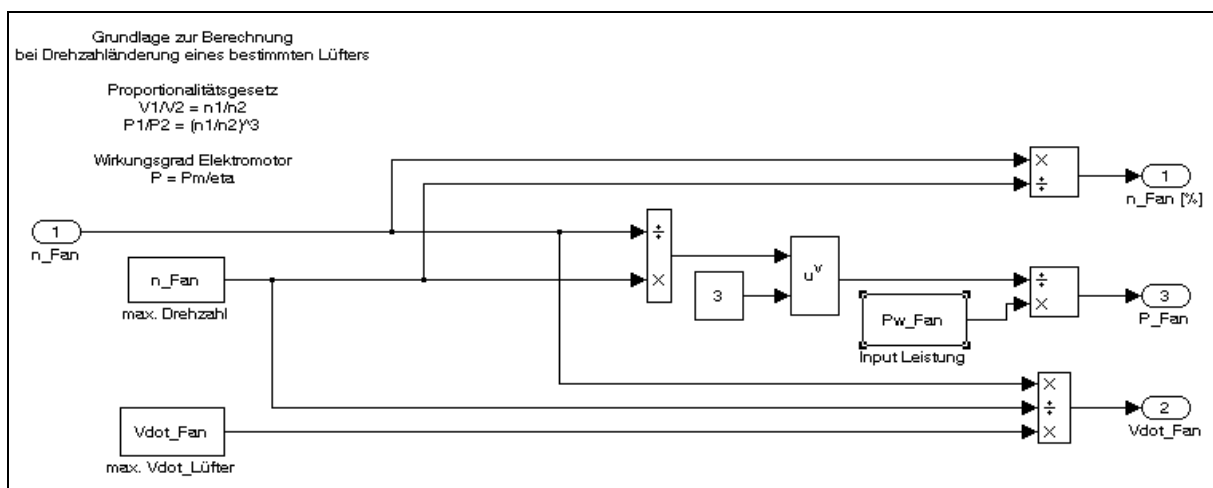


Abb. 3.41 Aufbau des Moduls Lüfter

Die Leistungsberechnung basiert auf dem Proportionalitätsgesetz (Lüftergesetze), welches angewendet werden kann, wenn sich die Drehzahl eines bestimmten Lüfters/ Ventilators ändert.

Verwendete Formeln

$$\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (3.40)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \quad (3.41)$$

Die elektrische Leistung für den Betrieb des Lüfters wird mit Hilfe der umgestellten Formel (3.41) berechnet.

$$P_2 = \frac{P_1}{\left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3} \quad (3.42)$$

Die Umsetzung im Modell ist in Abb. 3.41 zusehen. Mit den Blöcken n_Fan, Vdot_Fan und Pw_Fan werden die Eingangsgrößen aus dem Eingabefeld (Abb. 3.42) übernommen. Die Eingangsgrößen sind jeweils die Maximalwerte.

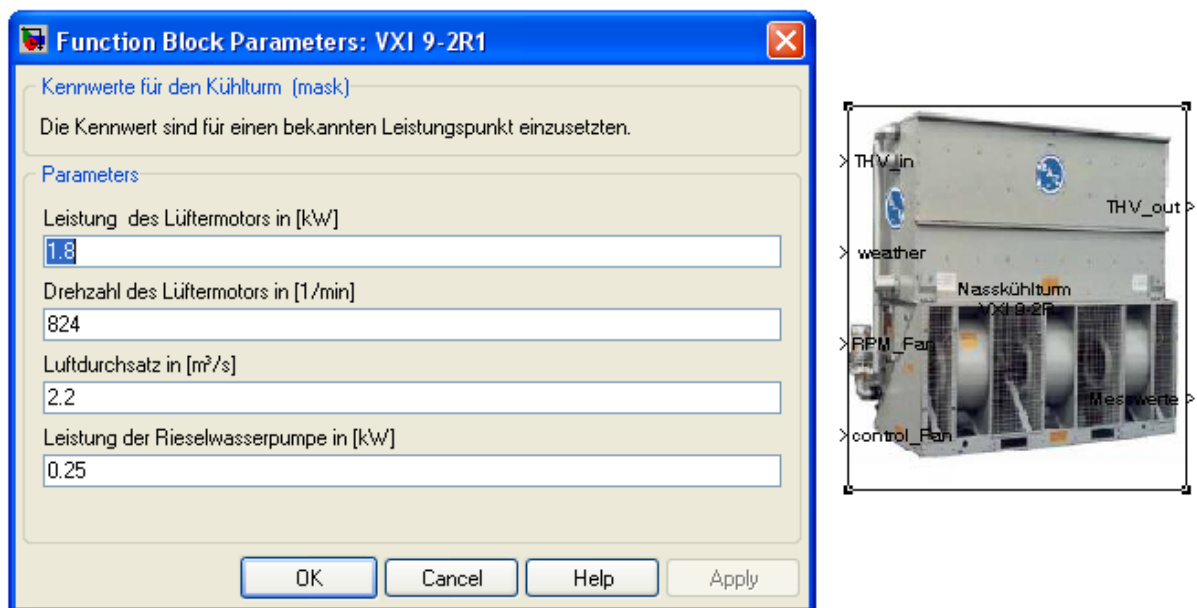


Abb. 3.42 Eingabefeld der Kühlturm-Zusatzdaten [21]

3.3.1 Stromverbrauch

Betrachtet wird nur der Kühlturm, nicht die Regel-, Messeinrichtungen und der Kühlkreislauf mit seinen Einbauten. Desweiteren wird auch das Abpumpen und Regenerieren des Rieselwassers nicht in die Strombilanz aufgenommen, da sich diese Komponenten je nach Wasserqualität unterscheiden.

Abbildung 3.43 zeigt das Modul zur Berechnung des Stromverbrauchs.

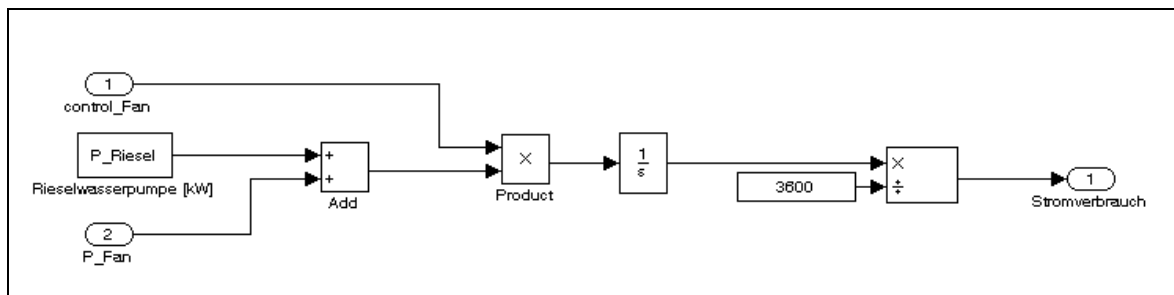


Abb. 3.43 Aufbau des Moduls Verbrauch/ Strom

Das Rieselwasser wird so lange in den Kühlturm eingebracht, wie dieser in Betrieb ist. Die Rieselwasser-Umwälzpumpe hat eine Leistungsaufnahme von 0,25 kW. Die Werte des Lüftersystems (Lüfterdrehzahl, Leistung Lüftermotor, Leistung Rieselwasserpumpe) sind dem technischen Datenblatt der Firma Vaillant und dem des Motorenhersteller BROOK CROMPTON entnommen (siehe Anhang 14.3 und 14.4). Die benötigten Parameter (Abb. 3.42) werden im Parameterblock des Kühlturms eingegeben.

Der Wert für die Momentanleistung des Antriebsmotors und der aufaddierte Wert der Rieselwasserpumpe werden mit dem Werkzeug $\frac{1}{s}$ (Integration) kumuliert und durch das Dividieren mit $3600 \frac{s}{h}$ auf kWh umgerechnet (Abb. 3.43).



Abb. 3.44 Lüfterantriebssystem [22]

Die erhöhte Input-Leistung für das Losbrechmoment des Lüfterrades und der Verschleiß des Lüftersystems werden nicht beachtet.

3.3.2 Wasserverbrauch

Der Wasserverbrauch der Anlage wird für die Simulation mit der Rieselwasser-Verdunstungsmenge gleichgesetzt. Die zusätzlichen Wasserverluste, die durch die Aufbereitung und die Abschlammung entstehen, werden nicht berücksichtigt.

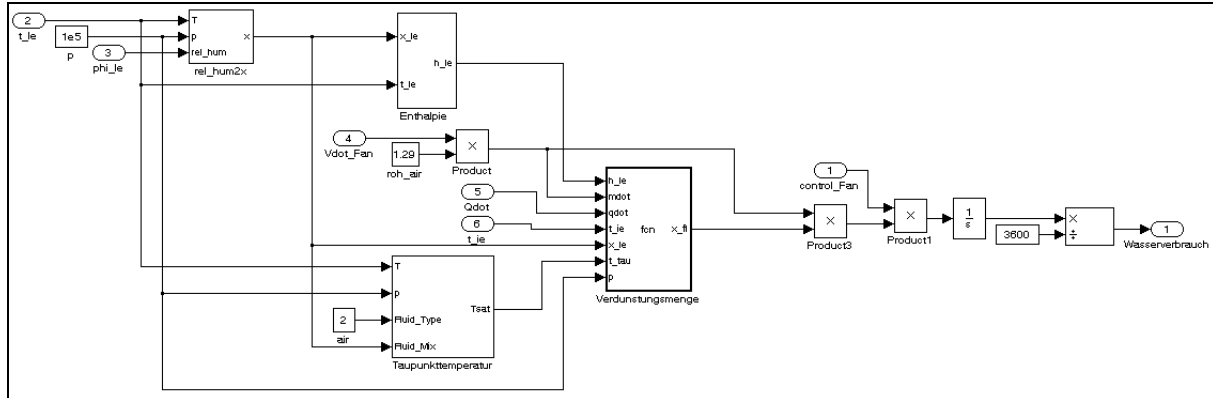


Abb. 3.45 Aufbau der Berechnung Verdunstungsverluste im Modul Verbrauch/ Verdunstung

Gemäß der Gleichung (2.10), siehe Ausführung Kapitel 2.5.3, wird die Verdunstungsmenge über die ermittelte Rückkühlleistung berechnet.

$$\dot{m}_{Lt} \cdot (h_{Le} - h_{La}) + \dot{m}_i \cdot (h_{ie} - h_{ia}) + \dot{m}_{Lt} \cdot ((X_{a,ges} - X_{Le}) \cdot h_{ZW}) = 0$$

Für die Berechnung verwendete Formeln (2.12, 2.17, 2.18).

$$h_{La} = \frac{\dot{Q}_i}{\dot{m}_{Lt}} + (X_{a,ges} - X_{Le}) \cdot c_{p,W} \cdot t_{ZW} + h_{Le}$$

$$t_{La} = \frac{h_{La} - (X_{a,ges} - X_{fl}) \cdot \Delta h_{v0}}{c_{p,Lt} + (X_{a,ges} - X_{fl}) \cdot c_{p,D} + X_{fl} \cdot c_{p,W}}$$

$$X_L = \frac{0,622 \cdot \varphi \cdot p_S}{p - \varphi \cdot p_S}$$

Der Sättigungsdruck p_S wird mit der vereinfachten Approximation nach Glück berechnet [23].

Am Luftauslass des Kühlturms wird vereinfachend im Sinne eines Maximalabschätzung eine relative Feuchte der Kühlluft von $\varphi_{la} = 100\%$ angenommen. Dies setzt voraus, dass bei Kühltürmen mit Anbauten wie Tropfenabscheider, Schalldämpfer und Filtereinsätze keine Einträge durch Nebel vorhanden sind oder Wassertropfen mit ausgetragen werden [24]. Zu dem kann die Wetterdatei von Carnot einen möglichen Nebelzustand der Außenluft nicht in die Simulation einbringen, und so dass keine Aussage über den tatsächlichen Wassergehalt in der Luft gemacht werden kann.

Somit ist $X_{a,ges} = X_{La}$ und $X_{fl} = 0$.

Das „m-file“ Verdunstungsmenge setzt die oben erwähnten Formeln folgendermaßen um.

```
function x_fl = fcn(h_le, mdot, qdot, t_ie, x_le, t_tau, p)

cp_lt = 1.006;
cp_d = 1.861;
cp_w = 4.19;
dhv0 = 2500;
tmax = t_ie;
tmin = t_tau;
t_zw = 15;
phi_luftaus = 100;
m = 1;
qdot = qdot/1000;

% Vorbedingung qdot muss positiv sein um eine Verdunstung zu gewährleisten
% ansonsten ist es ein Kondensation
if qdot <= 0

    x_luftaus = 0;

else
    % Luftaustrittstemperaturberechnung, Halbierungsverfahren
    t_luftaus = (tmax+tmin)/2;

    % Absolute Feuchte-Berechnung Lufteintritt
    ps_luftaus = 611*exp((-1.91275)*10^(-4)+7.258*10^(-2)*t_luftaus
        -2.939*10^(-4)*t_luftaus^2+9.841*10^(-7)*t_luftaus^3-1.92*10^
        (-9)*t_luftaus^4);
    x_luftaus = (0.622*(phi_luftaus/100)*ps_luftaus)/(p-
        (phi_luftaus/100)*ps_luftaus);

    % Enthalpie Luftaustritt mit dem schon berechneten Qpkt
    h_la = qdot/mdot + (x_luftaus-x_le)*cp_w*t_zw + h_le;

% Austrittstemperatur
    tla = (h_la - x_luftaus*dhv0)/(cp_lt + x_luftaus*cp_d);

    % Beginn der Schleife
    % (t_luftaus - tla) < 0,001 und > -0,001 ist die Austrittstemperatur
    % gefunden
    % t_luftaus < tla tmin = t_luftaus
    % t_luftaus > tla tmax = t_luftaus
    while (t_luftaus - tla)>0.001 || (t_luftaus - tla) < -0.001 && m < 30

        if t_luftaus < tla

            tmin = t_luftaus;

        else

            tmax = t_luftaus;

        end
        % Luftaustrittstemperaturberechnung, Halbierungsverfahren
        t_luftaus = (tmax+tmin)/2;
    end
end
```

```

% Absolute Feuchte-Berechnung Lufteintritt
ps_luftaus = 611*exp((-1.91275)*10^(-4)+7.258*10^
(-2)*t_luftaus-2.939*10^(-4)*t_luftaus^2+9.841*10^
(-7)*t_luftaus^3-1.92*10^(-9)*t_luftaus^4);
x_luftaus = (0.622*(phi_luftaus/100)*ps_luftaus)/(p-
(phi_luftaus/100)*ps_luftaus);

% Enthalpie Luftaustritt mit dem schon berechneten Qpkt
h_la = qdot/mdot + (x_luftaus-x_le)*cp_w*t_zw + h_le;

% Austrittstemperatur
tla = (h_la - x_luftaus*dhv0)/(cp_lt + x_luftaus*cp_d);

% Schleifenzähler
m = m + 1;

end

end

x_fl = x_luftaus-x_le;

```

Abb. 3.46 Programmstruktur der Verdunstungsberechnung im Modul Verbrauch/ Verdunstung

Um h_{le} zu berechnen, wurde ein zusätzlicher Block Enthalpie vor der eigentlichen Rechnung eingebaut, der die zu realisierende Formel (3.43) gemäß Abbildung verwirklicht.

$$h_{Le} = c_{p,Lt} \cdot t_{Le} + X_{Le} \cdot (c_{p,D} \cdot t_{Le} + \Delta h_{v0}) \quad (3.43)$$

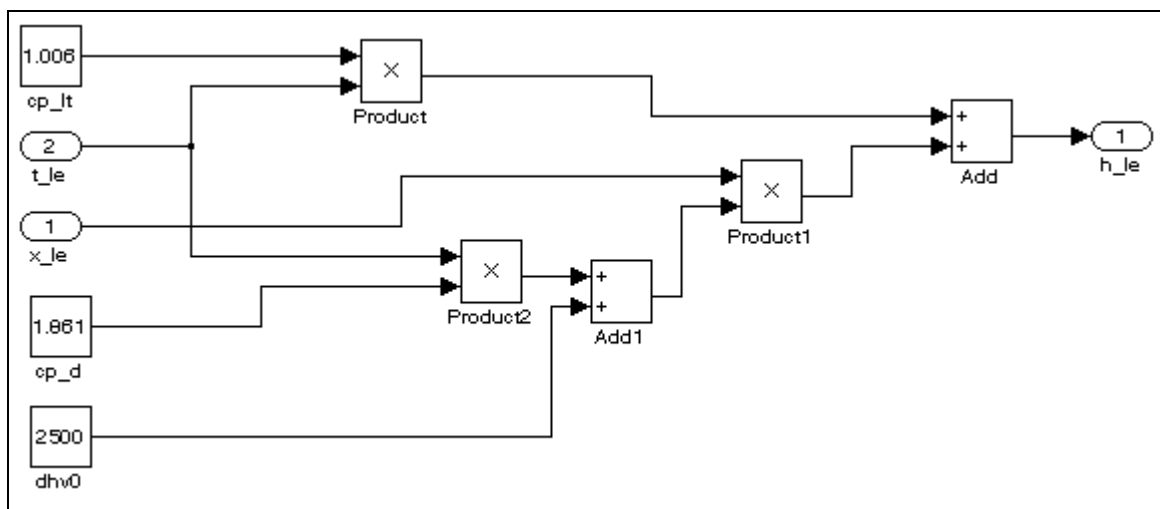


Abb. 3.47 Enthalpieberechnung des Lufteintrittes im Modul Verbrauch/ Verdunstung

Wichtig ist, dass als erstes zwischen positiver (Verdunstung) und negativer (Kondensation) Rückkühlleistung unterschieden wird. Mit der Programmzeile „if qdot <= 0“ wird diese Unterscheidung umgesetzt. Desweiteren wird dadurch die Verdunstungsmenge bei Nichtbetrieb des Kühlturms auf Null gesetzt. Dieses dient der Zuverlässigkeit des Programms.

Wie im Programm für die Feuchtkugeltemperatur-Bestimmung wird auch hier das Halbierungsverfahren eingesetzt mit dem Übergabekriterium $(t_{\text{luf}taus} - t_{la}) < 0,001 \quad || \quad (t_{\text{luf}taus} - t_{la}) > -0,001$.

Für den Startwert $t_{\text{luf}taus}$ mit

$$t_{\text{luf}taus} = \frac{t_{\text{max}} + t_{\text{min}}}{2} \quad (3.44)$$

wird für t_{max} die Prozessfluid-Eintrittstemperatur definiert und für t_{min} die Taupunkttemperatur der Eintrittsluft. Die Taupunkttemperatur wird im vorgeschalteten Carnottool errechnet.

3.4 Messwertaufzeichnung und Modellschnittstellen

Die Messwertaufzeichnung wird so gestaltet, dass die simulierten Werte als Array im Workspace geschrieben werden. Die Sample Time kann nach Belieben eingestellt werden. Für die Simulationsauswertung und Fehlerbehebung wurde die Sample Time für die interessanten Parameter auf 1 gesetzt und so jeder Ausgabewert für jede Schrittweite aufgezeichnet. Die Messwerte werden in einem separaten Block außerhalb des Kühlturmblockes aufgenommen und enthalten alle relevanten Parameter für eine erste Analyse des Betriebsverhalten des Kühlturms.

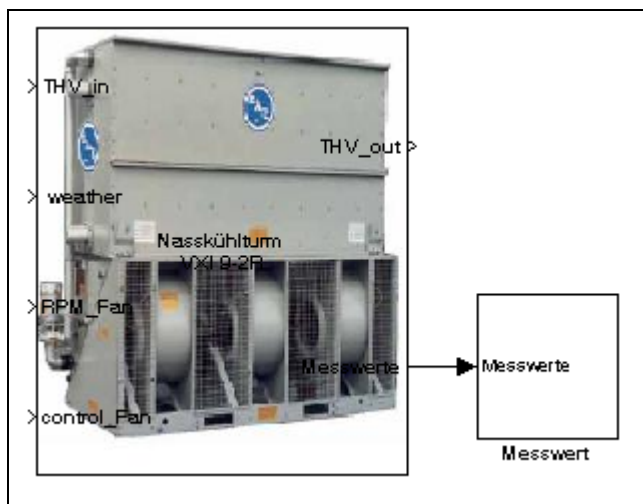


Abb. 3.48 Kühlturmtool mit Messwert-Block [21]

Das Kühlturmmodell (Abb. 3.48) wird in den Rückkühlkreislauf der Absorptionskältemaschine eingebunden. Hierfür steht der Ein- und Ausgang THV_in und THV_out zur Verfügung. Der Anschluss weather wird mit dem Carnottool „weather from Workspace“ verbunden und kann so für verschiedene Orte erstellte Datensätze einlesen. Die Eingänge RPM_Fan (Drehzahleingang) und control_Fan (An/Aus - Signal) werden mit der Regelung verbunden.

4 Validierung des Kühlturmmodells

In diesem Kapitel werden die Simulationsergebnisse mit denen der drei vorliegenden Datenquellen verglichen.

Zur Simulation des Kühlturms unter MatLab werden die Stoffdaten der im Carnotool hinterlegten Glykollflüssigkeit verwendet. Dieses birgt ein Problem, da diese Daten unter Verwendung anderer Frostschutzmittel auf Glykolbasis entstanden sein könnten, als die in der Pilotanlage der Firma Vaillant und bei BAC zum Einsatz kommen.

Die Validierung erfolgt bei folgenden Feuchtkugelttemperaturen und zugehörigen relativen Luftfeuchten und Lufttemperaturen.

Feuchtkugel	[°C]	15	17	19	20	21	24	28
t_{Le}	[°C]	25	28	28	28	30	30	36
φ_{Le}	[%]	33,473	32,44	42,731	48,171	44,9	61,191	54,958

Tab. 4.10 Übersicht über die Wertetripel für die gewünschten Feuchtkugelttemperaturen bei der Validierung.

4.1 Vergleich Datensatz Kalus

Der Datensatz Kalus gilt für folgende Grundeinstellungen, die zum Validierungsabgleich in der Simulation eingestellt werden:

$$\dot{V}_i = 2,4 \frac{l}{s}$$

$$n_{Lüfter} = 824 \frac{1}{\text{min}} = 100 \%$$

$$\text{Glykolgehalt} = 30 \%$$

Dazu werden die Umrechnungsfaktoren in den zugehörigen Einflussblöcken auf den Faktor 1 gesetzt. Die Bewertung geschieht durch den Vergleich der Austrittswerte, die durch die Wertetabellen zur Verfügung stehen, und den simulierten Austrittswerten. Die Abweichung wird folgendermaßen berechnet.

$$\text{Abweichung, Temperatur, absolut} = t_{ia, sim} - t_{ia} \quad (4.45)$$

$$\text{Abweichung, Leistung, absolut} = \dot{Q}_{sim} - \dot{Q} \quad (4.46)$$

$$\text{Abweichung, Leistung, relativ} = \frac{t_{ia} - t_{ia, sim}}{t_{ie} - t_{ia}} \cdot 100 \% \quad (4.47)$$

Ermittelte und simulierte Werte für die Grundeinstellung und verschiedene Feuchtkugeltemperaturen zeigen die Tabellen 4.11 bis 4.14.

Feuchtkugeltemperatur 15 °C	t _{ie}	t _{ia}	t _{ia_sim}	Abweichung	Q _{pkt}	Q _{pkt_sim}	Abweichung	Abweichung
				Temperatur absolut			Leistung absolut	Leistung relativ
	[°C]	[°C]	[°C]	[K]	[kW]	[kW]	[kW]	[%]
	26	22,60	22,61	0,01	31,88	31,79	-0,09	-0,29
	28	23,90	23,90	0,00	38,45	38,45	0,00	0,00
	30	25,20	25,20	0,00	45,01	45,01	0,00	0,00
	32	26,40	26,40	0,00	52,51	52,51	0,00	0,00
	34	27,70	27,70	0,00	59,08	59,08	0,00	0,00
	36	28,90	28,90	0,00	66,58	66,58	0,00	0,00
	38	30,10	30,10	0,00	74,08	74,08	0,00	0,00
	40	31,20	31,20	0,00	82,52	82,52	0,00	0,00
	42	32,40	32,39	-0,01	90,02	90,11	0,09	0,10
	44	33,50	33,49	-0,01	98,46	98,55	0,09	0,10

Tab. 4.11 Simulationswertabweichung FK 15

Feuchtkugeltemperatur 20 °C	t _{ie}	t _{ia}	t _{ia_sim}	Abweichung	Q _{pkt}	Q _{pkt_sim}	Abweichung	Abweichung
				Temperatur absolut			Leistung absolut	Leistung relativ
	[°C]	[°C]	[°C]	[K]	[kW]	[kW]	[kW]	[%]
	26	-	23,95	-	-	19,22	-	-
	28	-	25,25	-	-	25,79	-	-
	30	26,50	26,55	0,05	32,82	32,35	-0,47	-1,43
	32	27,80	27,75	-0,05	39,38	39,85	0,47	1,19
	34	29,00	29,05	0,05	46,89	46,42	-0,47	-1,00
	36	30,20	30,25	0,05	54,39	53,92	-0,47	-0,86
	38	31,40	31,45	0,05	61,89	61,42	-0,47	-0,76
	40	32,50	32,55	0,05	70,33	69,86	-0,47	-0,67
	42	33,60	33,64	0,04	78,77	78,39	-0,38	-0,48
	44	34,60	34,74	0,14	88,14	86,83	-1,31	-1,49

Tab. 4.12 Simulationswertabweichung FK 20

Feuchtkugeltemperatur 21 °C	t _{ie}	t _{ia}	t _{ia_sim}	Abweichung	Q _{pkt}	Q _{pkt_sim}	Abweichung	Abweichung
				Temperatur absolut			Leistung absolut	Leistung relativ
	[°C]	[°C]	[°C]	[K]	[kW]	[kW]	[kW]	[%]
	26	-	24,23	-	-	16,60	-	-
	28	-	25,53	-	-	23,16	-	-
	30	-	26,82	-	-	29,82	-	-
	30,6	27,20	27,18	-0,02	31,88	32,07	0,19	0,59
	32	28,10	28,02	-0,08	36,57	37,32	0,75	2,05
	34	29,30	29,32	0,02	44,07	43,88	-0,19	-0,43
	36	30,50	30,52	0,02	51,57	51,39	-0,19	-0,36
	38	31,60	31,72	0,12	60,01	58,89	-1,13	-1,87
	40	32,80	32,82	0,02	67,52	67,33	-0,19	-0,28
	42	33,90	33,90	0,00	75,95	75,95	0,00	0,00
	44	35,00	34,99	-0,01	84,39	84,49	0,09	0,11

Tab. 4.13 Simulationswertabweichung FK 21

Feuchtkugeltemperatur 24 °C	t_ie	t_ia	t_ia_sim	Abweichung	Qpkt	Qpkt_sim	Abweichung	Abweichung
				Temperatur absolut			Leistung absolut	Leistung relativ
	[°C]	[°C]	[°C]	[K]	[kW]	[kW]	[kW]	[%]
	26	-	25,03	-	-	9,10	-	-
	28	-	26,34	-	-	15,57	-	-
	30	-	27,63	-	-	22,22	-	-
	32	-	28,83	-	-	29,73	-	-
	34	30,20	30,13	-0,07	35,63	36,29	0,66	1,84
	36	31,40	31,33	-0,07	43,13	43,79	0,66	1,52
	38	32,50	32,53	0,03	51,57	51,29	-0,28	-0,55
40	33,70	33,63	-0,07	59,08	59,73	0,66	1,11	
42	34,50	34,65	0,15	70,33	68,92	-1,41	-2,00	
44	35,80	35,74	-0,06	76,89	77,45	0,56	0,73	
79,2	51,50	51,48	-0,02	259,75	259,93	0,19	0,07	

Tab. 4.14 Simulationswertabweichung FK 24

In den Tabellen mit den Feuchtkugeltemperaturen größer 15°C fällt auf, dass in den Kalus-Daten nicht alle Eintrittstemperaturen eine Austrittstemperatur aufweisen. Das liegt an der von Kalus verwendeten Auslegungssoftware, bei der Betriebspunkte mit sehr geringen Rückkühlleistungen nicht vorgesehen sind.

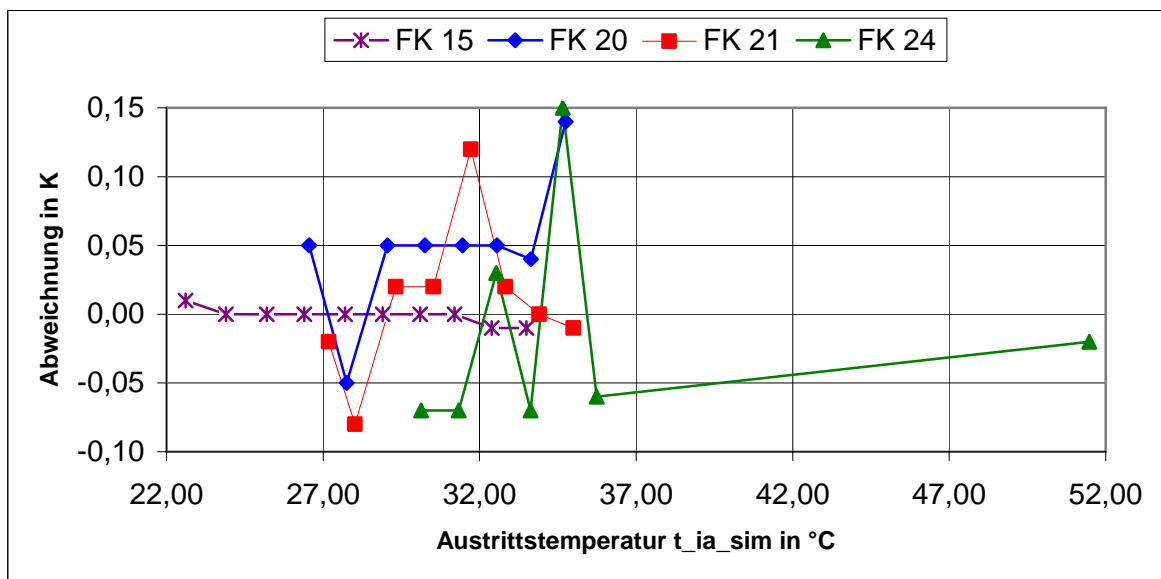


Abb. 4.49 Darstellung der Abweichungen (Temperatur absolut) aus den Tabellen 4.11 – 4.14

Die Abbildungen 4.49 und 4.50 zeigen die zusammengefassten Ergebnisse der Abweichungen aus den Tabellen 4.11 bis 4.14. In der Abbildung 4.49 ist die absolute Temperaturabweichung und in Abbildung 4.50 die relative Abweichung der Rückkühlleistung in % aufgetragen.

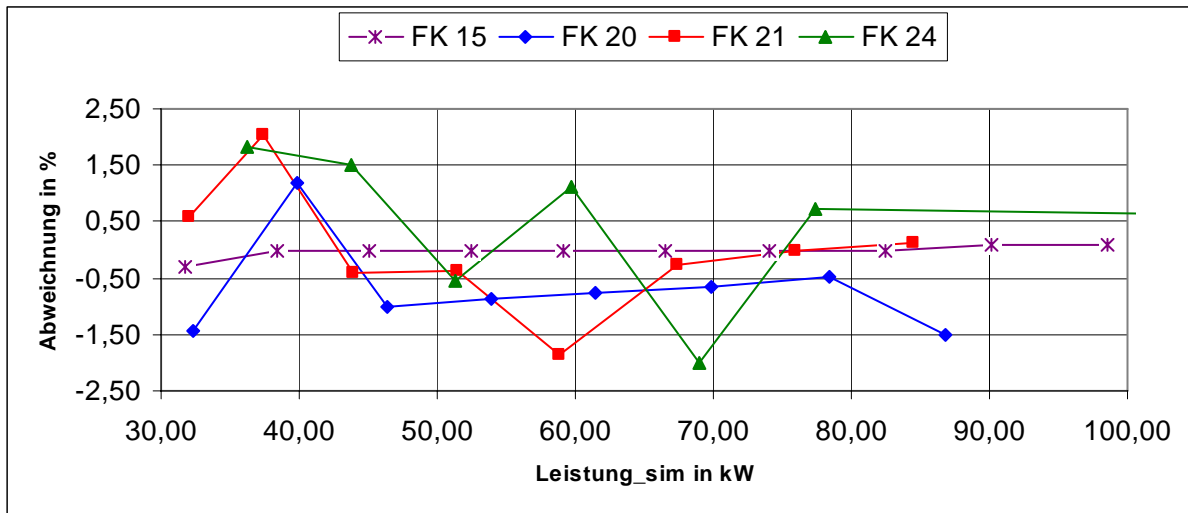


Abb. 4.50 Darstellung der Abweichungen (Leistung relativ) aus den Tabellen 4.11 – 4.14

Die maximale Abweichung der Austrittstemperatur liegt bei 0,15 K und der Rückkühlleistung bei 2,05%. Dieses erklärt sich aus der Verwendung von Faktoren im Modul Feuchtkugelttemperatur/ Abgleich zur Umrechnung der Austrittstemperatur auf Feuchtkugelttemperaturen ungleich 15°C (siehe Abb. 3.24).

Die Abbildungen 4.51 und 4.52 zeigen die Faktoren und den Einfluss der Faktoren auf die Abweichung der Simulationswerte.

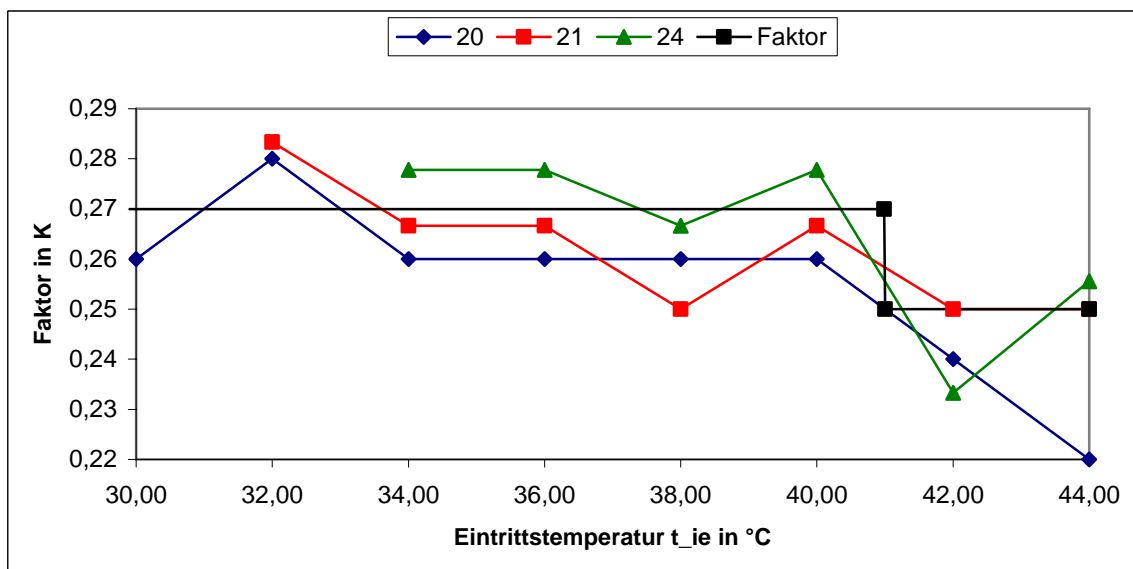


Abb. 4.51 Faktoren und deren Abweichung von den Daten der Firma Kalus

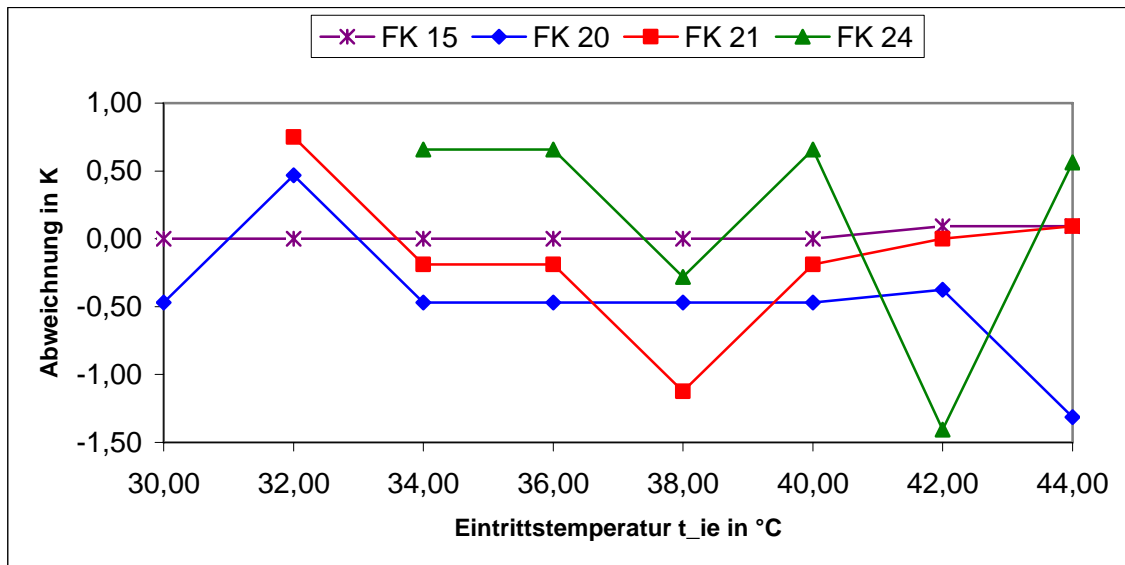


Abb. 4.52 Darstellung der Abweichungen (Temperatur absolut) aus den Tabellen 4.11 – 4.14

Kennlinien wären für den vorliegenden Daten-Stand keine optimale Wahl, da, wie in Kapitel 3.2.4 für die 2D Kennlinie beschrieben, hierfür ein kompletter Datensatz über den gesamten interessierenden Parameterbereich vorhanden sein muss. Im vorliegenden Fall würde eine Kennlinie für den Bereich der Prozessfluideintrittstemperatur von 34°C – 44°C erstellt (hier sind für alle Feuchtkugelttemperaturen Daten vorhanden), die Temperaturen kleiner 34°C bzw. größer 44°C müsste und würden somit teils in unbekannte Werte-Bereiche fallen und durch das Tool extrapoliert werden. Der Einsatz von Faktoren bedeutet eine Idealisierung, woraus sich zwangsläufig Abweichungen von den Messwerten ergeben. Bei Erhalt von weiteren Daten wäre eine Kennlinie die bessere Wahl und erstrebenswert.

4.2 Vergleich Nomogramm

Das Nomogramm bezieht sich auf den Einsatz von Wasser ohne Beimischung von Frostschutzmittel. Daher muss die Rückkühlleistung umgerechnet werden. Durch die Umrechnung entsteht die erste Fehlerquelle, da bei Einsatz von 30% Glykol in der Simulation generell eine Reduzierung der Rückkühlleistung um 8% angesetzt wird. Hinzu kommt die eigentliche Verwendung des Nomogramms, da es beim Ablesen von Werten aus Diagrammen immer zu Ungenauigkeiten kommt.

Die Abweichung zwischen Simulationsergebnissen und Nomogrammwerten werden wie im Kapitel 4.1 gemäß Gleichung (4.45), (4.46) und Gleichung (4.47) berechnet.

Ermittelte und simulierte Werte für den Volumenstrom $\dot{V}_i = 1,07 \text{ l/s}$, den dazugehörigen Korrekturwert 9 und verschiedene Kühlannäherungen im Nomogramm zeigt Tabelle 4.15.

Nomogramm						Simulation		Abweichung	Qpkt	Qpkt_sim	Abweichung	Abweichung
Feuchtkugel	Korrekturwert	Kühlannäherung	Austritt	Kühlzone	Eintritt	Eintritt	Austritt	Temperatur absolut			Leistung absolut	Leistung relativ
[°C]	[-]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[K]	[kW]	[kW]	[kW]	[%]
15	9	8,00	23,00	8,50	31,50	31,50	22,89	-0,11	35,54	36,00	0,46	1,29
15	9	11,00	26,00	12,75	38,75	38,75	26,09	0,09	53,30	52,93	-0,38	-0,71
17	9	7,00	24,00	7,75	31,75	31,75	23,85	-0,15	32,40	33,03	0,63	1,94
17	9	10,00	27,00	12,25	39,25	39,25	27,10	0,10	51,21	50,79	-0,42	-0,82
19	9	6,00	25,00	7,25	32,25	32,25	24,93	-0,07	30,31	30,60	0,29	0,97
19	9	9,00	28,00	12,00	40,00	40,00	28,20	0,20	50,17	49,33	-0,84	-1,67
21	9	5,00	26,00	6,75	32,75	32,75	26,02	0,02	28,22	28,14	-0,08	-0,30
21	9	8,00	29,00	11,25	40,25	40,25	29,14	0,14	47,03	46,45	-0,59	-1,24
24	9	4,00	28,00	6,00	34,00	34,00	27,90	-0,10	25,08	25,50	0,42	1,67
24	9	7,00	31,00	11,25	42,25	42,25	30,98	-0,02	47,03	47,12	0,08	0,18

Tab. 4.15 Simulationswertabweichung bei einem Volumenstrom von 1,07 l/s

Die Abbildung 4.53 und 4.54 zeigen die grafische Verteilung der Abweichungen aus der Tabelle 4.15.

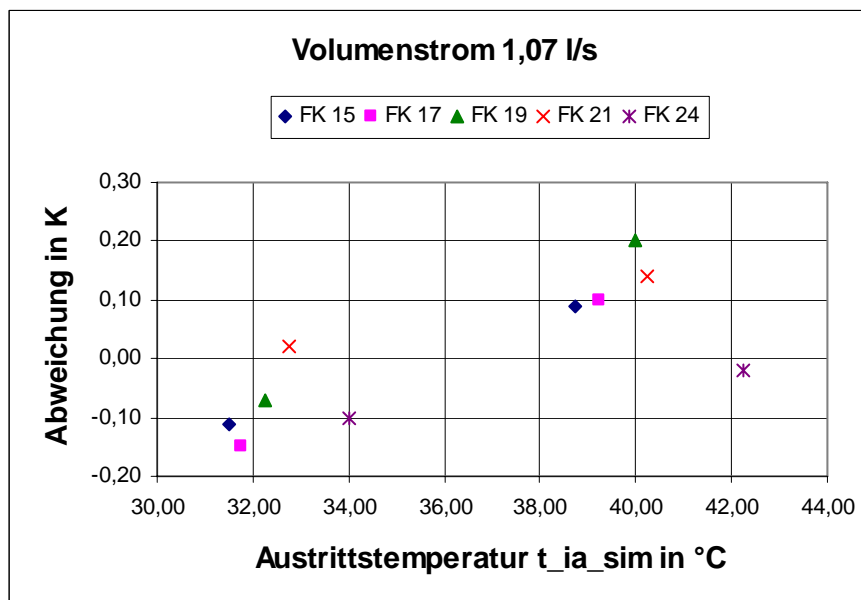


Abb. 4.53 Grafische Verteilung der Abweichung (Temperatur absolut) gem. Tab. 4.15

Die maximale Abweichung liegt bei 0,20 K (FK 19). Dieses lässt sich durch den Einsatz einer Trendlinie und der zuvor im Kapitel 4.1 angesprochene Problematik des Feuchtkugelabgleichs begründen.

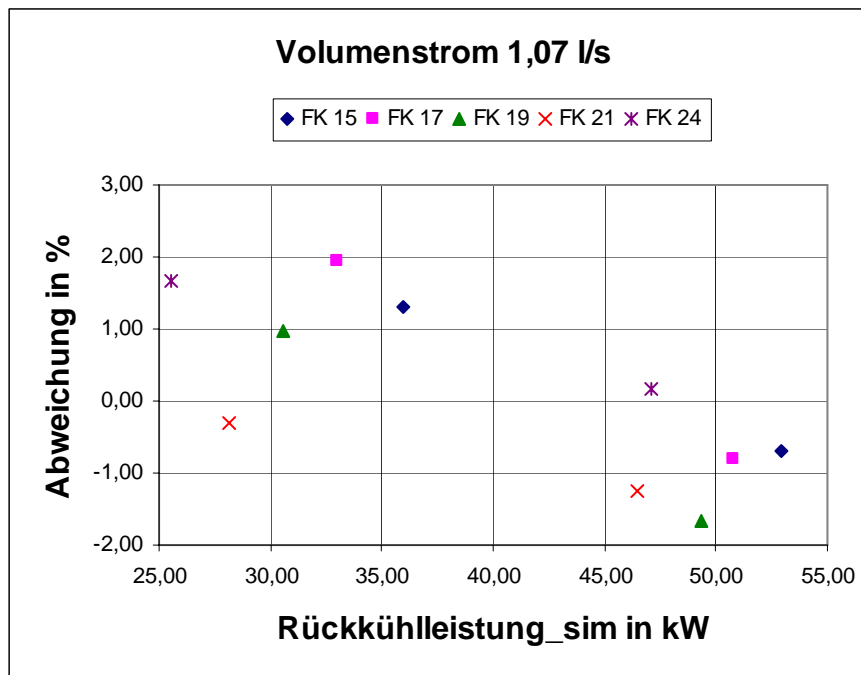


Abb. 4.54 Grafische Verteilung der Abweichung (Leistung relativ) gem. Tab. 4.15

In der Abbildung 4.53 hat der FK-Wert die größte Abweichung (Temperatur absolut) und hier (Abb. 4.54) liegt die maximale Abweichung (Leistung relativ) bei 1,94% (FK 17). Diese Verschiebung der maximalen Abweichung liegt an der kleineren Rückkühlleistung.

Ermittelte und simulierte Werte für den Volumenstrom $\dot{V}_i = 1,77 \text{ l/s}$, den dazugehörigen Korrekturwert 7 und verschiedene Kühlannäherungen im Nomogramm zeigt Tabelle 4.16.

Nomogramm						Simulation		Abweichung	Qpkt	Qpkt_sim	Abweichung	Abweichung
Feuchtkugel	Korrekturwert	Kühlannäherung	Austritt	Kühlzone	Eintritt	Eintritt	Austritt	Temperatur absolut			Leistung absolut	Leistung relativ
	[-]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[K]	[kW]	[kW]	[kW]	[%]
15	7	9,00	24,00	6,25	30,25	30,25	23,98	-0,02	43,22	43,36	0,14	0,32
15	7	13,00	28,00	9,50	37,50	37,50	27,91	-0,09	65,70	66,32	0,62	0,95
17	7	8,00	25,00	6,00	31,00	31,00	25,06	0,06	41,49	41,08	-0,41	-1,00
17	7	12,00	29,00	9,25	38,25	38,25	28,97	-0,03	63,97	64,18	0,21	0,32
19	7	7,00	26,00	5,60	31,60	31,60	26,05	0,05	38,73	38,38	-0,35	-0,89
19	7	11,00	30,00	9,10	39,10	39,10	30,05	0,05	62,93	62,59	-0,35	-0,55
21	7	6,00	27,00	5,25	32,25	32,25	27,08	0,08	36,31	35,75	-0,55	-1,52
21	7	10,00	31,00	8,75	39,75	39,75	31,03	0,03	60,51	60,30	-0,21	-0,34
24	7	5,00	29,00	5,00	34,00	34,00	29,11	0,11	34,58	33,82	-0,76	-2,20
24	7	9,00	33,00	9,00	42,00	42,00	33,00	0,00	62,24	62,24	0,00	0,00

Tab. 4.16 Simulationswertabweichung bei einem Volumenstrom von 1,77 l/s

Die Abbildung 4.55 und 4.56 zeigen die grafische Verteilung der Abweichungen aus der Tabelle 4.16.

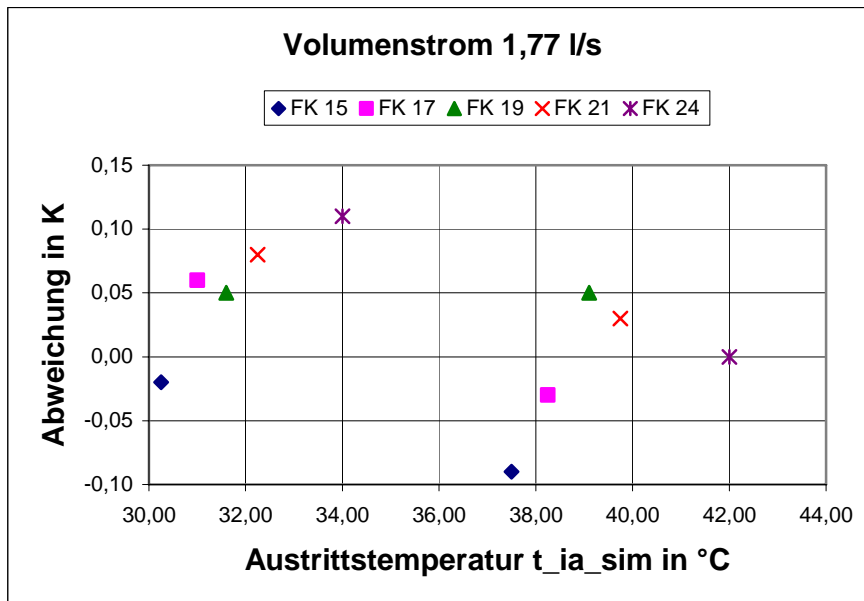


Abb. 4.55 Grafische Verteilung der Abweichung (Temperatur absolut) gem. Tab. 4.16

Die maximale Abweichung liegt bei 0,11 K (FK 24). Dieses lässt sich durch den Einsatz einer Trendlinie und der zuvor im Kapitel 4.1 angesprochene Problematik des Feuchtkugelabgleichs begründen.

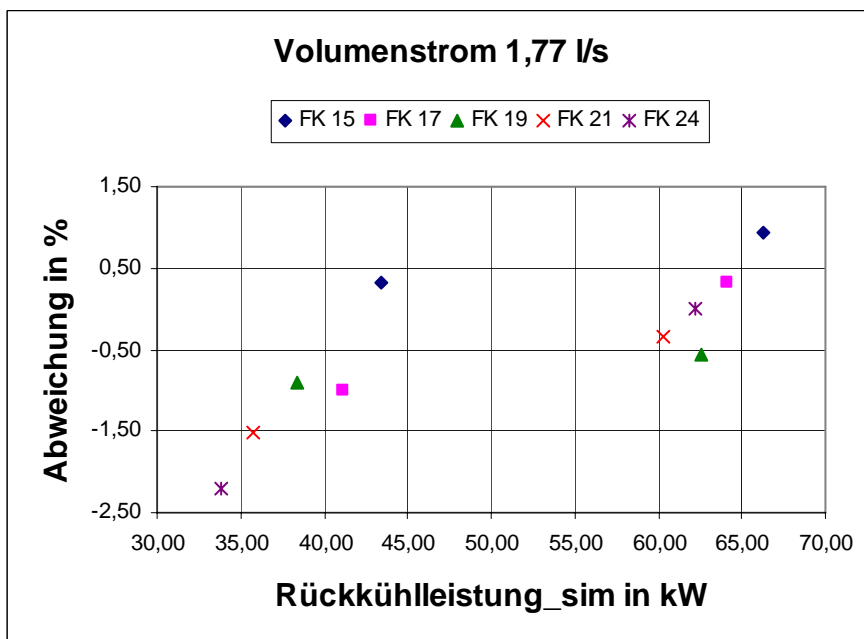


Abb. 4.56 Grafische Verteilung der Abweichung (Leistung relativ) gem. Tab. 4.16

Die maximale Abweichung (Leistung relativ) liegt bei -2,20% (FK 24). Dieses lässt sich durch die höhere Abweichung (Temperatur absolut) und der geringen Rückkühlleistung begründen.

Ermittelte und simulierte Werte für den Volumenstrom $\dot{V}_i = 2,65 \text{ l/s}$, den dazugehörigen Korrekturwert 5,5 und verschiedene Kühlannäherungen im Nomogramm zeigt Tabelle 4.17.

Nomogramm						Simulation		Abweichung	Qpkt	Qpkt_sim	Abweichung	Abweichung
Feuchtkugel	Korrekturwert	Kühlannäherung	Austritt	Kühlzone	Eintritt	Eintritt	Austritt	Temperatur absolut			Leistung absolut	Leistung relativ
	[-]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[K]	[kW]	[kW]	[kW]	[%]
15	5,5	11,00	26,00	5,25	31,25	31,25	25,78	-0,22	54,36	56,64	2,28	4,19
15	5,5	15,00	30,00	7,25	37,25	37,25	29,64	-0,36	75,07	78,79	3,73	4,97
17	5,5	10,00	27,00	5,20	32,20	32,20	26,93	-0,07	53,84	54,56	0,72	1,35
17	5,5	14,00	31,00	7,25	38,25	38,25	30,80	-0,20	75,07	77,14	2,07	2,76
19	5,5	9,00	28,00	5,00	33,00	33,00	28,02	0,02	51,77	51,56	-0,21	-0,40
19	5,5	13,00	32,00	7,25	39,25	39,25	31,93	-0,07	75,07	75,79	0,72	0,97
21	5,5	8,00	29,00	4,75	33,75	33,75	29,07	0,07	49,18	48,46	-0,72	-1,47
21	5,5	12,00	33,00	7,25	40,25	40,25	33,06	0,06	75,07	74,44	-0,62	-0,83
24	5,5	7,00	31,00	4,75	35,75	35,75	31,14	0,14	49,18	47,73	-1,45	-2,95
24	5,5	11,00	35,00	7,50	42,50	42,50	35,08	0,08	77,85	76,83	-0,83	-1,07

Tab. 4.17 Simulationswertabweichung bei einem Volumenstrom von 2,65 l/s

Die Abbildung 4.57 und 4.58 zeigen die grafische Verteilung der Abweichungen aus der Tabelle 4.17.

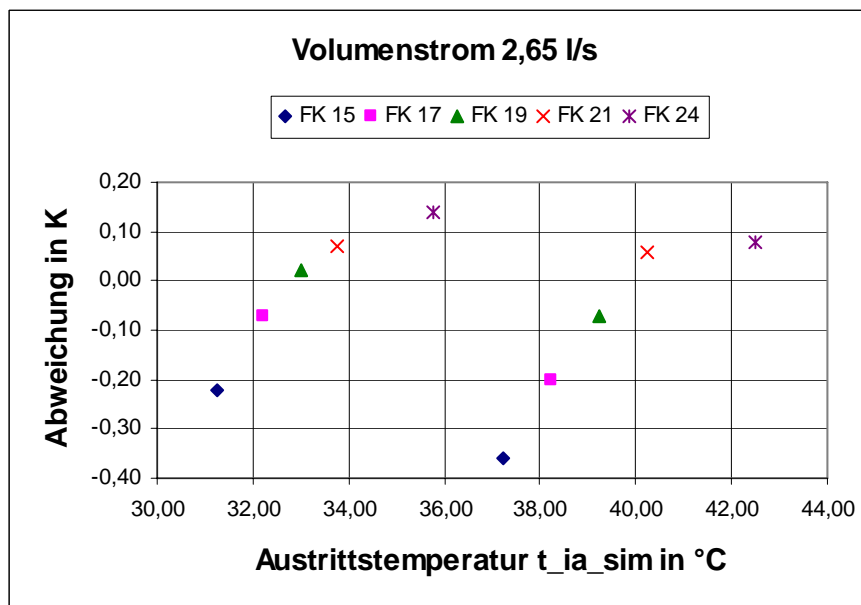


Abb. 4.57 Grafische Verteilung der Abweichung (Temperatur absolut) gem. Tab. 4.17

Die maximale Abweichung liegt bei -0,36 K (FK 15). Besonders stechen hier die FK15 Werte heraus. Dieses erklärt sich durch den Einsatz einer Trendlinie zur Wertebestimmung.

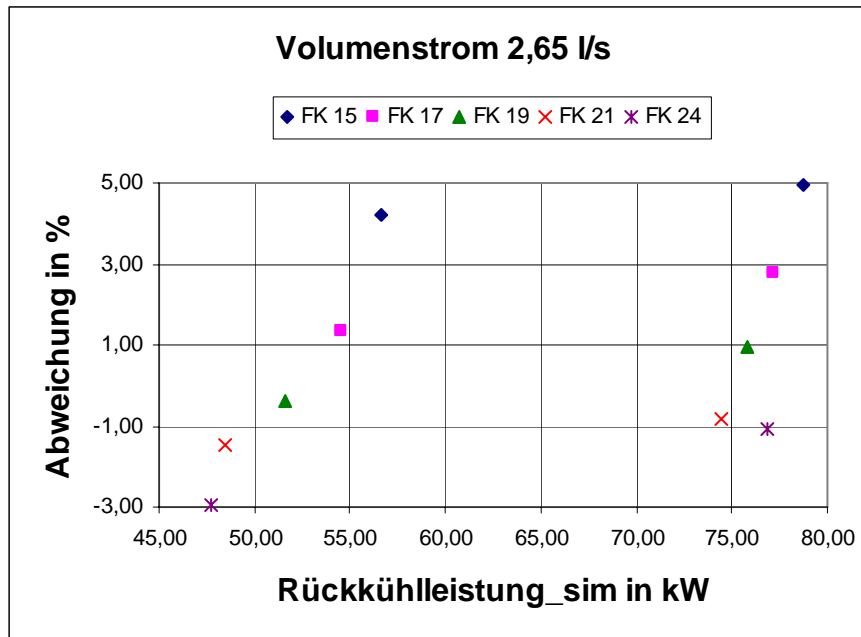


Abb. 4.58 Grafische Verteilung der Abweichung (Leistung relativ) gem. Tab. 4.17

Die maximale Abweichung (Leistung relativ) liegt bei 4,97% (FK 15). Dieses lässt sich durch die hohe Abweichung (Temperatur absolut) begründen.

Ermittelte und simulierte Werte für den Volumenstrom $\dot{V}_i = 3,03 \text{ l/s}$, den dazugehörigen Korrekturwert 5 und verschiedene Kühlannäherungen im Nomogramm zeigt Tabelle 4.18.

Nomogramm						Simulation		Abweichung	Qpkt		Abweichung	Abweichung
Feuchtkugel	Korrekturwert	Kühlannäherung	Austritt	Kühlzone	Eintritt	Eintritt	Austritt	Temperatur absolut			Leistung absolut	Leistung relativ
	[-]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[K]	[kW]	[kW]	[kW]	[%]
15	5	12,00	27,00	5,00	32,00	32,00	26,69	-0,31	59,19	62,86	3,67	6,20
15	5	16,00	31,00	6,85	37,85	37,85	30,65	-0,35	81,09	85,24	4,14	5,11
17	5	11,00	28,00	5,00	33,00	33,00	27,90	-0,10	59,19	60,38	1,18	2,00
17	5	15,00	32,00	6,85	38,85	38,85	31,78	-0,22	81,09	83,70	2,60	3,21
19	5	10,00	29,00	4,75	33,75	33,75	28,93	-0,07	56,23	57,06	0,83	1,47
19	5	14,00	33,00	6,75	39,75	39,75	32,83	-0,17	79,91	81,92	2,01	2,52
21	5	9,00	30,00	4,60	34,60	34,60	30,01	0,01	54,46	54,34	-0,12	-0,22
21	5	13,00	34,00	6,75	40,75	40,75	33,97	-0,03	79,91	80,27	0,36	0,44
24	5	8,00	32,00	4,75	36,75	36,75	32,16	0,16	56,23	54,34	-1,89	-3,37
24	5	12,00	36,00	7,00	43,00	43,00	35,99	-0,01	82,87	82,99	0,12	0,14

Tab. 4.18 Simulationswertabweichung bei einem Volumenstrom von 3,03 l/s

Die Abbildung 4.59 und 4.60 zeigen die grafische Verteilung der Abweichungen aus der Tabelle 4.18.

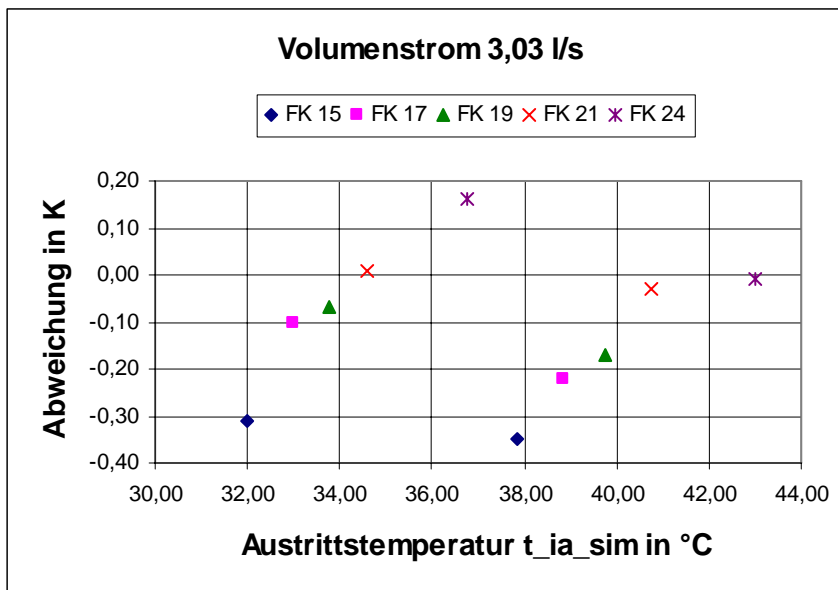


Abb. 4.59 Grafische Verteilung der Abweichung (Temperatur absolut) gem. Tab. 4.18

Die maximale Abweichung liegt bei -0,35 K (FK 15). Besonders stechen hier die FK15 Werte heraus. Dieses erklärt sich durch den Einsatz einer Trendlinie zur Wertebestimmung.

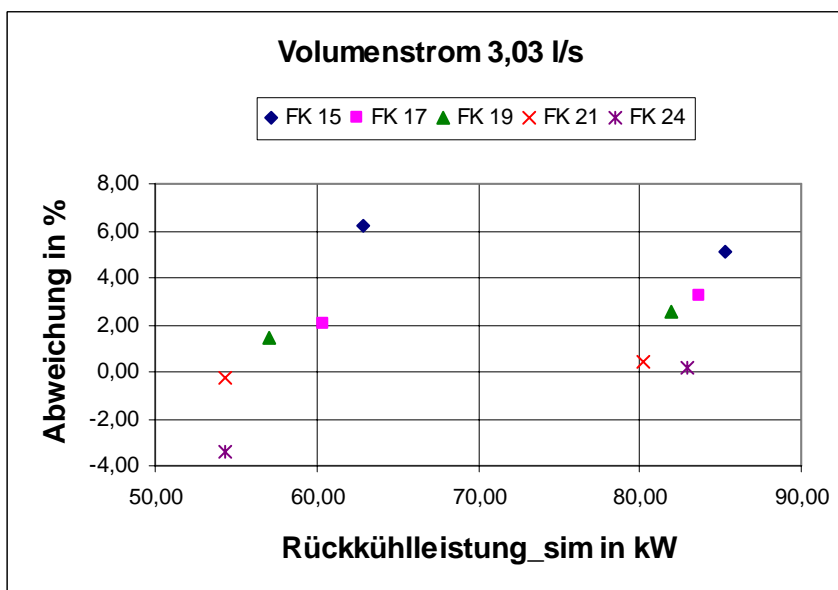


Abb. 4.60 Grafische Verteilung der Abweichung (Leistung relativ) gem. Tab. 4.18

Die maximale Abweichung (Leistung relativ) liegt bei 6,20% (FK 15). Dieses lässt sich durch die hohe Abweichung (Temperatur absolut) begründen.

Der Einsatz von Trendlinien birgt die Problematik in Bezug auf die Genauigkeit der Simulation. Speziell die Wertesammlung mit den Volumenströmen größer 2,4 l/s bedürfen noch einer genaueren Betrachtung, da hier die Werte der relativen Leistung weiter verstreut um die eingefügte Trendlinie liegen (siehe Abb. 3.32), als das bei der Trendlinie für den Volumenstrom 1,07 l/s (Abb. 3.29) der Fall ist.

4.3 Vergleich Messwerte Vaillant

Die Abweichungen werden wie im Kapitel 4.1 gemäß Gleichung (4.45), (4.46) und Gleichung (4.47) berechnet. Die Lüfterdrehzahl wird folgendermaßen umgerechnet.

$$n_{Fan} = \frac{PWM_{Fan}}{255} \cdot 824 \frac{1}{\text{min}} \quad (4.48)$$

Messwerte												Simulation				Abweichung	Abweichung	Abweichung
Remscheid								Düsseldorf								Temperatur	Leistung	Leistung
Date	Time	t _{ie}	V _{pkt i}	t _{ia}	PWM Fan	t _{Le}	Leistung	t _{Le}	phi _{Le}	V _{pkt i}	n _{Fan}	t _{ia sim}	Leistung	absolut	absolut	relativ		
[hh:mm:ss]		[°C]	[l/min]	[°C]	[%/2,55]	[°C]	[kW]	[°C]	[%]	[l/s]	[1/min]	[°C]	[kW]	[K]	[kW]	[%]		
07.08.2009	12:16:10	31,8	162,3	29,8	154	31,5	21,14	29,6	39,8	2,71	498	29,07	28,85	-0,73	7,72	36,50		
07.08.2009	12:16:20	31,8	162,6	29,8	154	31,5	21,18			2,71				-0,73	7,68	36,25		
07.08.2009	12:16:30	31,8	162,9	29,8	154	31,5	21,22			2,72				-0,73	7,64	36,00		
07.08.2009	12:16:40	31,8	162,6	29,8	154	31,5	21,18			2,71				-0,73	7,68	36,25		
07.08.2009	12:16:50	31,8	162,6	29,8	154	31,5	21,18			2,71				-0,73	7,68	36,25		
07.08.2009	12:17:00	31,8	162,7	29,8	154	31,5	21,19			2,71				-0,73	7,66	36,16		
07.08.2009	12:17:10	31,8	162,5	29,8	154	31,5	21,16			2,71				-0,73	7,69	36,33		
07.08.2009	14:09:50	31,4	165,8	30,1	181	33,0	14,04	30,4	36	2,76	585	28,56	30,66	-1,54	16,63	118,46		
07.08.2009	14:10:00	31,4	165,6	30,1	181	33,0	14,02			2,76				-1,54	16,64	118,73		
07.08.2009	14:10:10	31,4	165,8	30,1	181	33,0	14,04			2,76				-1,54	16,63	118,46		
07.08.2009	14:10:20	31,4	165,6	30,1	181	33,0	14,02			2,76				-1,54	16,64	118,73		
07.08.2009	14:10:30	31,4	165,7	30,0	181	33,0	15,11			2,76				-1,44	15,56	102,98		
07.08.2009	14:10:40	31,4	165,6	30,0	181	33,0	15,10			2,76				-1,44	15,57	103,10		
07.08.2009	14:10:50	31,4	165,6	30,0	181	33,0	15,10			2,76				-1,44	15,57	103,10		
07.08.2009	14:11:00	31,4	165,6	30,0	181	33,0	15,10			2,76				-1,44	15,57	103,10		
07.08.2009	14:11:10	31,4	165,7	30,0	181	33,0	15,11			2,76				-1,44	15,56	102,98		
07.08.2009	14:11:20	31,4	165,1	30,0	181	33,0	15,05			2,75				-1,44	15,61	103,72		
07.08.2009	14:11:30	31,4	165,4	30,0	181	33,0	15,08			2,76				-1,44	15,58	103,35		
07.08.2009	14:50:40	31,7	165,7	30,4	246	33,4	14,03	30,6	36	2,76	795	28,2	37,77	-2,20	23,74	169,23		
07.08.2009	14:50:50	31,7	165,9	30,4	246	33,4	14,04			2,77				-2,20	23,72	168,91		
07.08.2009	14:51:00	31,7	165,5	30,3	246	33,4	15,09			2,76				-2,10	22,68	150,30		
07.08.2009	14:51:10	31,7	166,1	30,4	246	33,4	14,06			2,77				-2,20	23,70	168,58		
07.08.2009	14:51:20	31,7	165,5	30,2	246	33,4	16,17			2,76				-2,00	21,60	133,62		

Tab. 4.19 Simulationswertabweichung gegenüber eines gemessenen Betriebszustandes

Der Aussagekraft der Abweichungen zwischen den Messwerten und den simulierten Werten der Austrittstemperatur kann aus folgenden Gründen keine große Bedeutung beigemessen werden.

Die genaue Position der Messstellen und deren Abstand zum Kühlturm sind nicht bekannt. Gemäß dem RI-Fließbild befindet sich nur ein Temperaturmessfühler für den austretenden Prozessstrom direkt am Kühlturm (Abb. 4.61). Der Temperaturfühler für den eintretenden Prozessstrom ist am Austritt der Kältemaschine eingebaut, in gehörigen Abstand zum Kühlturm. Somit kann keine Aussage über die wahre Eintrittstemperatur gemacht werden.

Von den zur Simulation benötigten Zustandsgrößen der Umgebungsluft wird Vorort (Remscheid) nur die Lufttemperatur aufgenommen. Somit mussten zur Berechnung der Feuchtkugelttemperatur an der FH Düsseldorf Messwerte der relativen Feuchte aus Düsseldorf herangezogen werden. Remscheid und Düsseldorf liegen zwar nur 40 km auseinander, doch aufgrund der unterschiedlichen Höhenlagen ist das vorherrschende Wetter nicht unbedingt vergleichbar.

Desweiteren sind die Messwerte der Pilotanlage im laufenden Betrieb aufgezeichnet worden, wo sich kaum stationäre Betriebszustände bezüglich aller relevanten Parameter einstellen. Die Trägheit des Systems und das dynamische Verhalten der Austrittstemperatur der zu kühlenden Flüssigkeit wirken sich zu sehr aus.

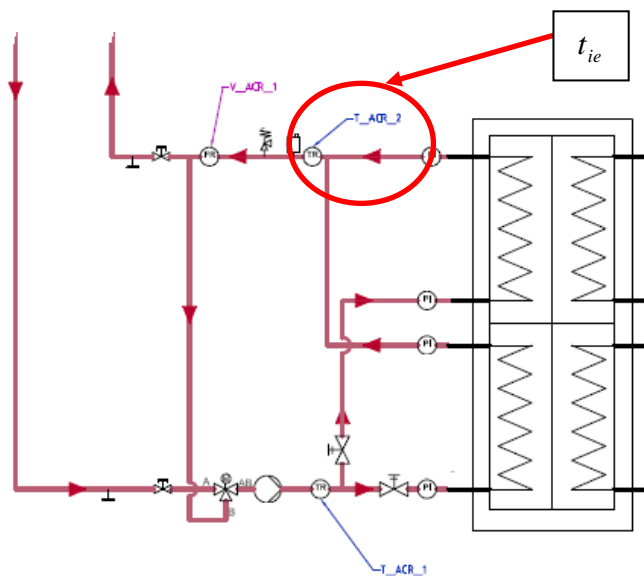
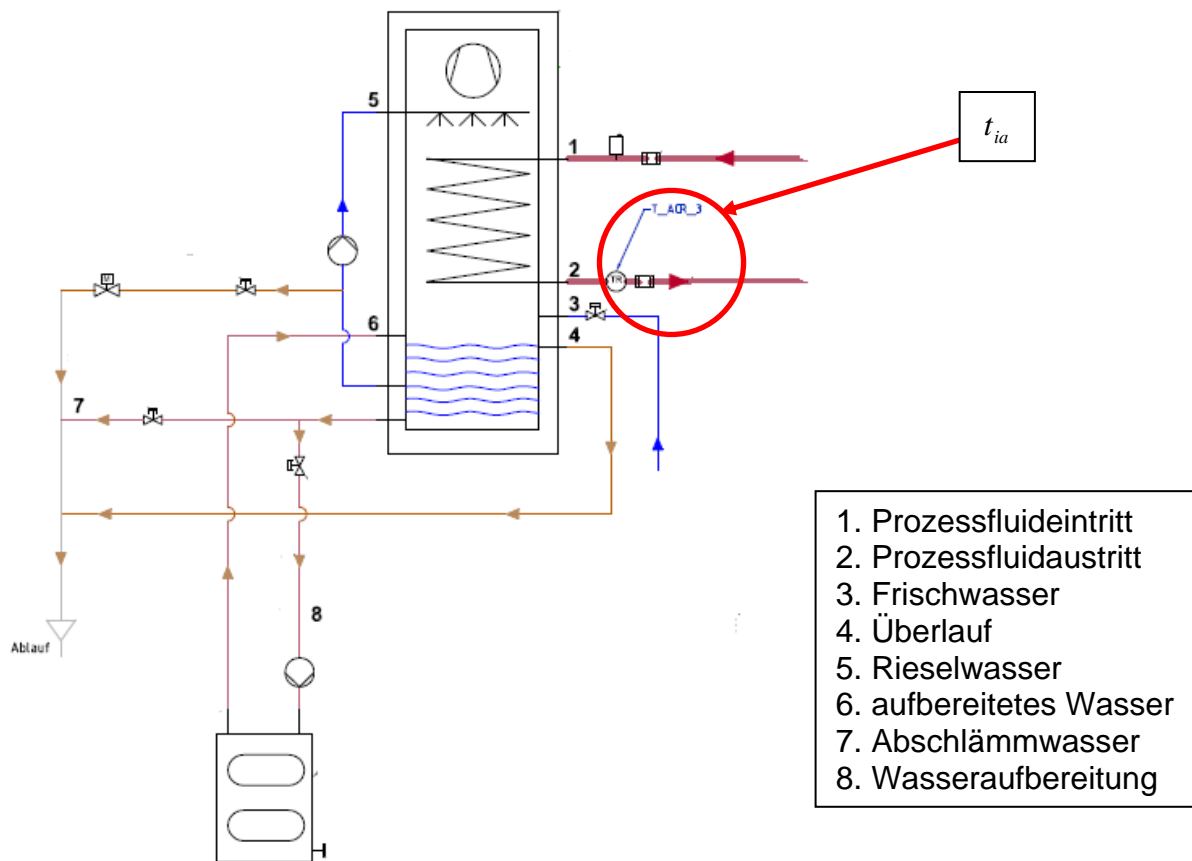


Abb. 4.61 RI-Fließbildausschnitt (Kühlturm) der solaren Kühlung [25]

5 Simulation und Darstellung der Einflüsse

Dieses Kapitel soll zeigen, wie die Austrittstemperatur des Prozessfluids auf die Veränderung von Grundeinstellungen reagiert. Interessant sind die Parameter Volumenstrom und Lüfterdrehzahl, die während des Kühlturbetriebs verändert werden können und somit als Regelparameter geeignet sind. Die getroffene Grundeinstellung sieht folgendermaßen aus:

Grundeinstellung prozessfluidseitig	Volumenstrom $\dot{V}_i = 2,4 \frac{l}{s}$
	Eintrittstemperatur $t_{ie} = 34^\circ C$
	Glykolgehalt = 30 %
Grundeinstellung luftseitig	Lüfterdrehzahl $n_{Lüfter} = 824 \frac{1}{min}$
	Feuchtkugeltemperatur $t_{FK} = 15^\circ C$
	Lufttemperatur $t_{Le} = 25^\circ C$
	Relative Feuchte $\varphi_{Le} = 33,473 \%$

Folgende Konfiguration ist unter dem Menüpunkt Simulation → Unterpunkt Configuration Parameters in der Taskleiste eingestellt. Die Stop Time wird jeweils dem Bedarf der Simulation angepasst.

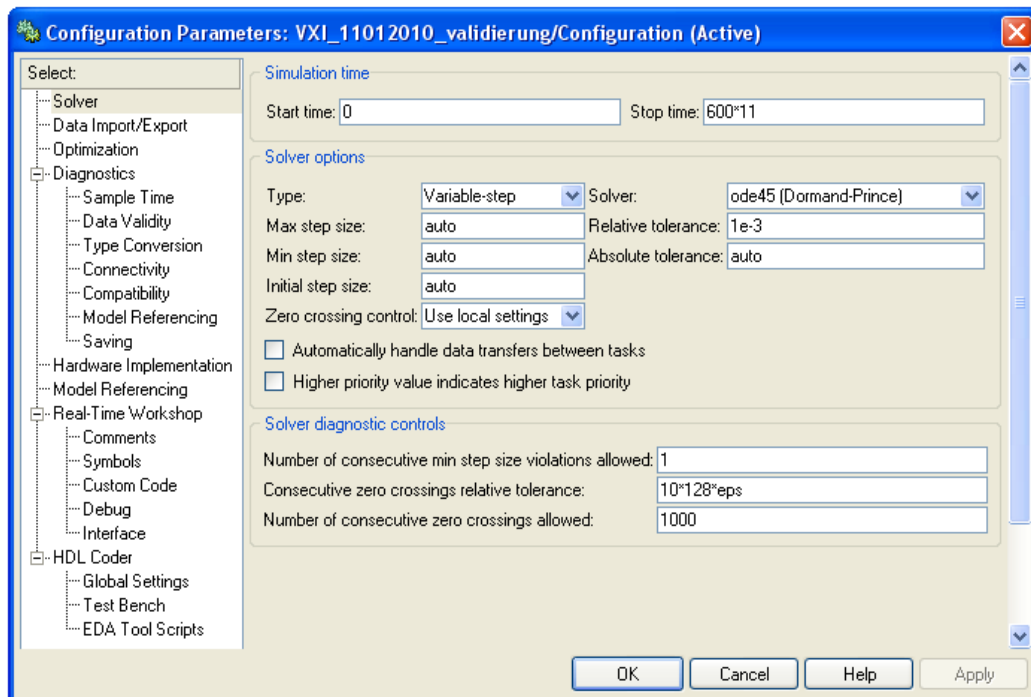


Abb. 5.62 Configuration Parameters: Simulationseinstellung

Weiterhin wurde unter dem Menüpunkt Simulation ein Häkchen an dem Parameter Accelerator angebracht.

5.1 Feuchtkugeltemperatur

Die Feuchtkugeltemperaturänderung wird bei konstanter Lufttemperatur durch die Änderung der Relativen Feuchte im Bereich von 10% bis 90% realisiert.

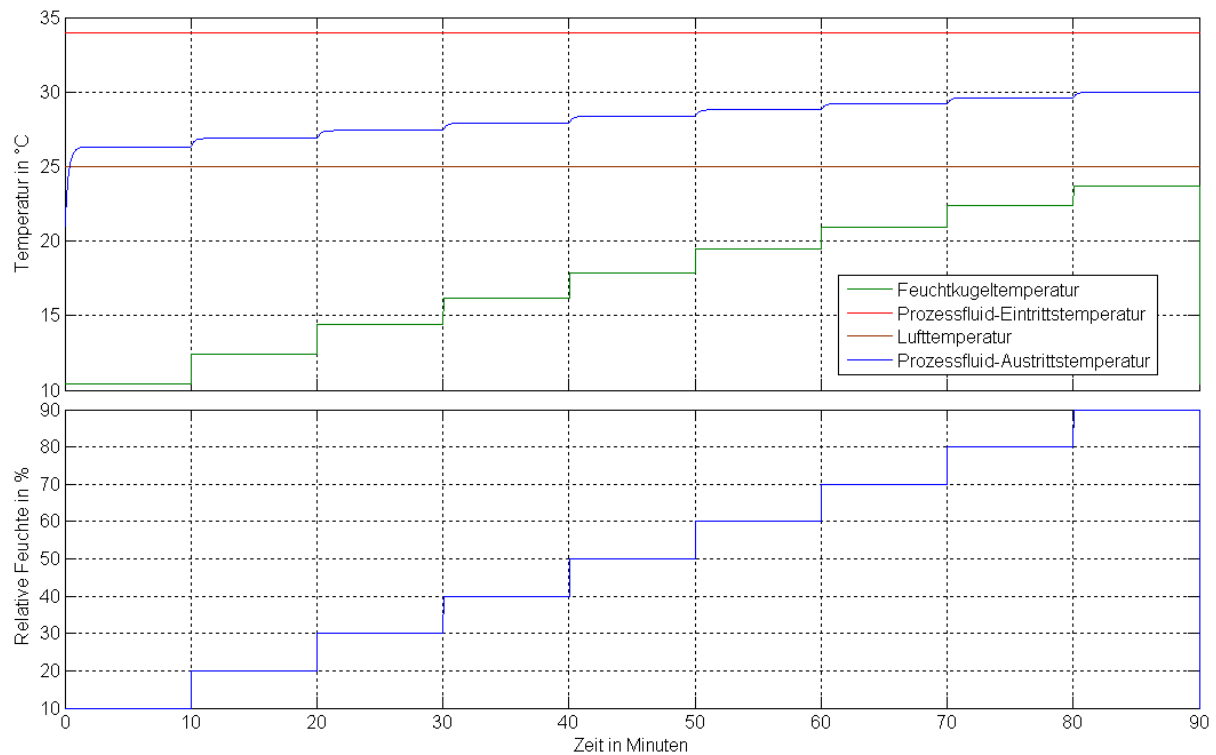


Abb. 5.63 Simulationsergebnisdarstellung des Feuchtkugeltemperatureinflusses

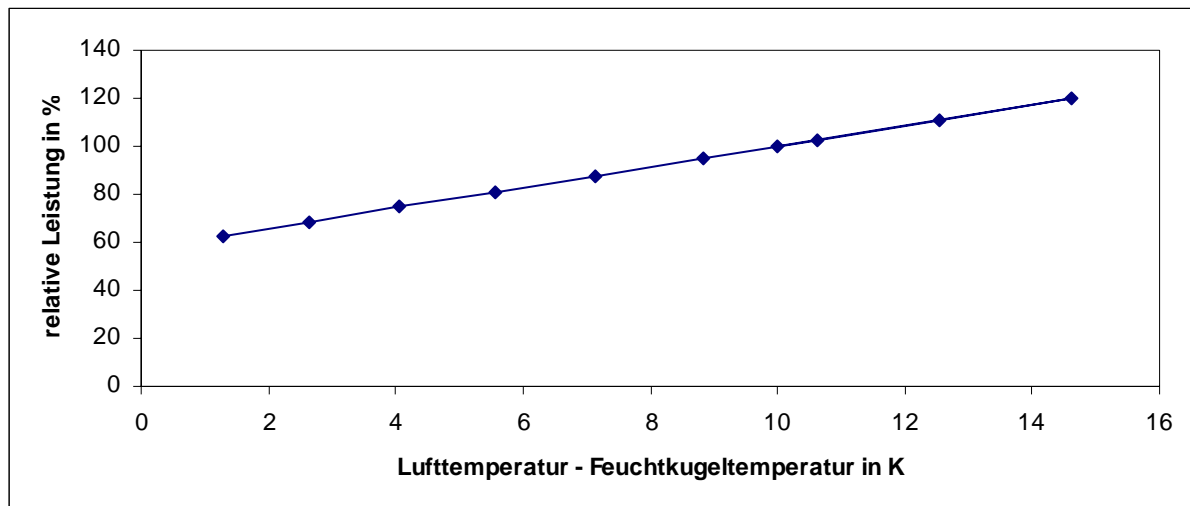


Abb. 5.64 Darstellung der Simulationsergebnisse des Feuchtkugeltemperatureinflusses

In der Abbildung 5.64 ist die relative Rückkühlleistung über die Temperaturdifferenz (Lufttemperatur-Feuchtkugeltemperatur) aufgetragen. Als Bezugspunkt (100% Leistung) ist der Standardbetriebspunkt Feuchtkugeltemperatur 15°C und Lufttemperatur 25°C gewählt.

Der Anstieg der Feuchtkugeltemperatur, verursacht durch die Erhöhung der relativen Feuchte, bewirkt eine Anhebung der Austrittstemperatur. Dieses Verhalten muss bei der Auslegung eines Kühlturms insofern berücksichtigt werden, dass unter Verwendung der Vorgaben des Auftraggebers, bei der höchsten Feuchtkugeltemperatur am Aufstellort die geforderte Rückkühlleistung eingehalten wird. (siehe auch Anwendung Nomogramm im Anhang).

Bei der Erhöhung der relativen Feuchte wird die Umgebungsluft weiter mit Wasser gesättigt. Durch diese Entwicklung kann die Luft, die am Wärmetauscher vorbeistreicht und dem Mechanismus der Verdunstungskühlung dient, nicht mehr so viel Wasser aufnehmen, was die Kühlleistung reduziert und die Austrittstemperatur ansteigen lässt.

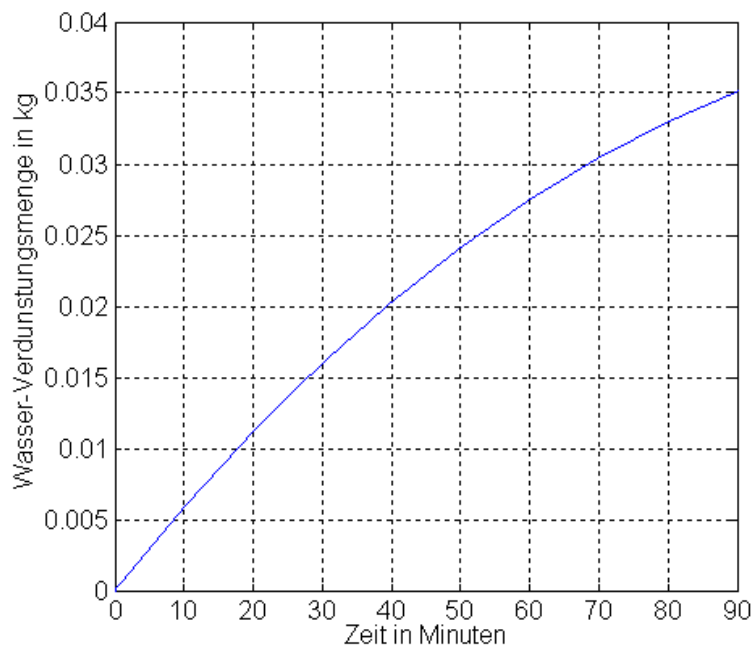


Abb. 5.65 Simulationsergebnisdarstellung des Wasserverbrauchs bei FK-Änderung

In den Aufzeichnungen des Wasserverbrauchs (Abb. 5.65) werden die Ausgabewerte schrittweise über die Simulationszeit aufaddiert. Man erkennt, dass mit steigenden Feuchtkugeltemperaturen (Abb. 5.64) die verdunstete Wassermenge abnimmt.

5.2 Lüfterdrehzahl

Für die Simulation wird die Lüfterdrehzahl stufenweise von 248 1/min (30%) auf 824 1/min (100%) erhöht. Dieses entspricht dem Regelbereich des Lüfters.

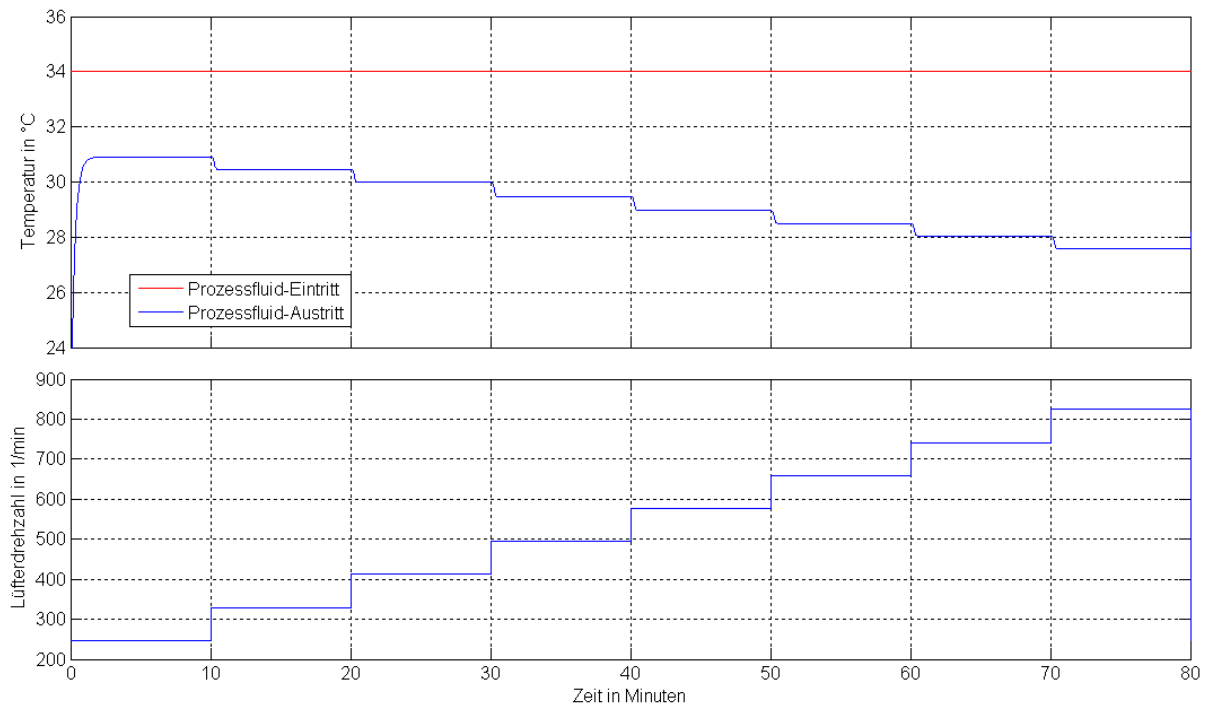


Abb. 5.66 Simulationsergebnisdarstellung der Lüfterdrehzahländerung

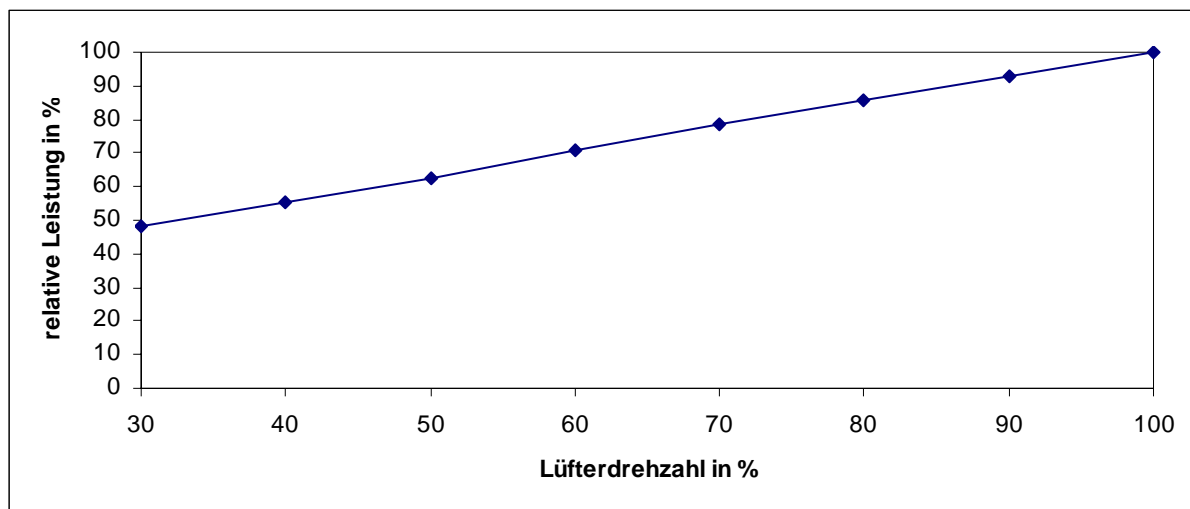


Abb. 5.67 Darstellung der Simulationsergebnisse der Lüfterdrehzahländerung

In der Abbildung 5.67 ist die relative Rückkühlleistung über die Lüfterdrehzahl aufgetragen. Als Bezugspunkt (100% Leistung) ist der Standardbetriebspunkt Lüfterdrehzahl 100% gewählt.

Durch die Erhöhung der Lüfterdrehzahl bewirkt man, dass mehr Luft durch den Kühlturm entlang der Rieselwasseroberfläche geführt wird, dementsprechend eine

größere, durch Verdunstung verursachte Kühlwirkung erzielt werden kann und die Austrittstemperatur somit sinkt.

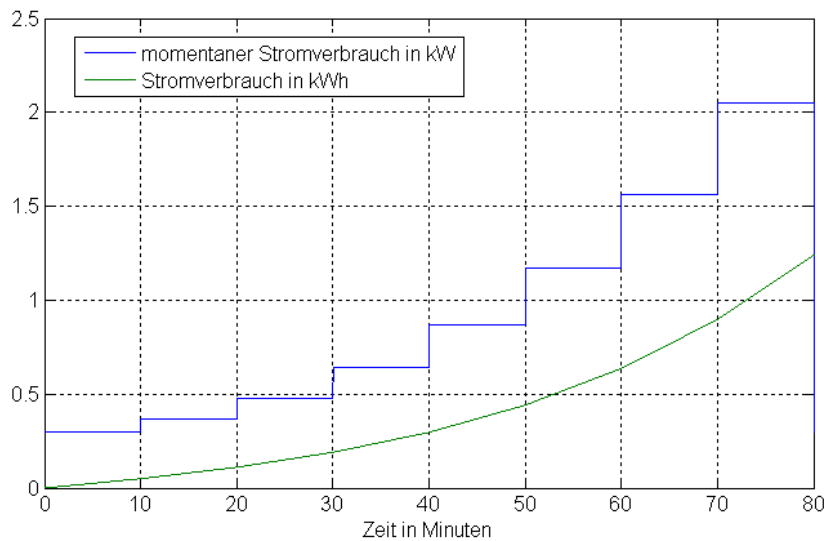


Abb. 5.68 Simulationsergebnisdarstellung des Stromverbrauchs (Drehzahlerhöhung)

In den Aufzeichnungen des Strom- und des Wasserverbrauchs werden die Ausgabewerte über die Simulationszeit aufaddiert. In den Abbildungen 5.68 und 5.69 ist zu sehen wie mit der Erhöhung der Drehzahl (Abb. 5.66) der Wasser- und Stromverbrauch steigt. In der Abbildung 5.68 ist zusätzlich die momentan benötigte elektrische Leistung aufgetragen. Diese setzt sich aus der Inputleistung des Lüftermotors und der Rieselwasserpumpe zusammen.

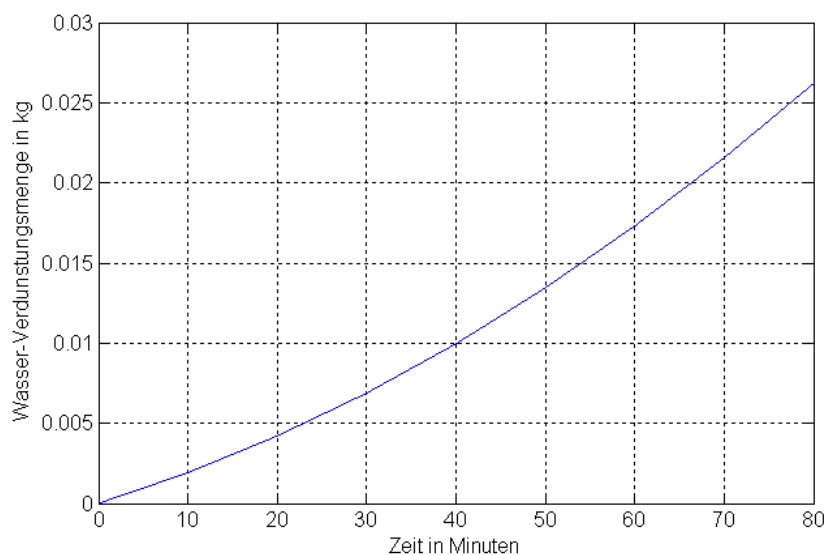


Abb. 5.69 Simulationsergebnisdarstellung des Wasserverbrauchs (Drehzahlerhöhung)

Durch die Drehzahländerung lässt sich relativ einfach eine Regelung der Rückkühlleistung bewerkstelligen. Im Gegenzug erhöht sich aber mit steigender Drehzahl der Stromverbrauch des Antriebsmotors.

Ist die Temperaturdifferenz zwischen Eintrittstemperatur und der gewünschten Austrittstemperatur zu klein, kann durch den nach unten begrenzten Drehzahlregelbereich auf 30% keine so kleine Rückkühlleistung erbracht werden. So wird in manchen Kühltürmen z.B. eine zusätzliche Anhebung der Eintrittstemperatur durch ein vorgeschaltetes Aggregat vorgesehen.

5.3 Volumenstromänderung des Rückkühlkreislaufes

Die Volumenstromänderung für die Simulation betrifft den Einsatzbereich von 1,07 l/s – 3,03 l/s. Die Stufen sind so gewählt, dass sie sich mit denen in den vorherigen Kapiteln verwendeten Volumenströmen decken. Zusätzlich hinzugekommen ist der Volumenstrom von 2,27 l/s.

In der Abbildung 5.70 ist, wie in den vorherigen analogen Abbildung auch, das Wirken der Trägheitseinheit an den Übergängen der Volumenstromänderung zusehen.

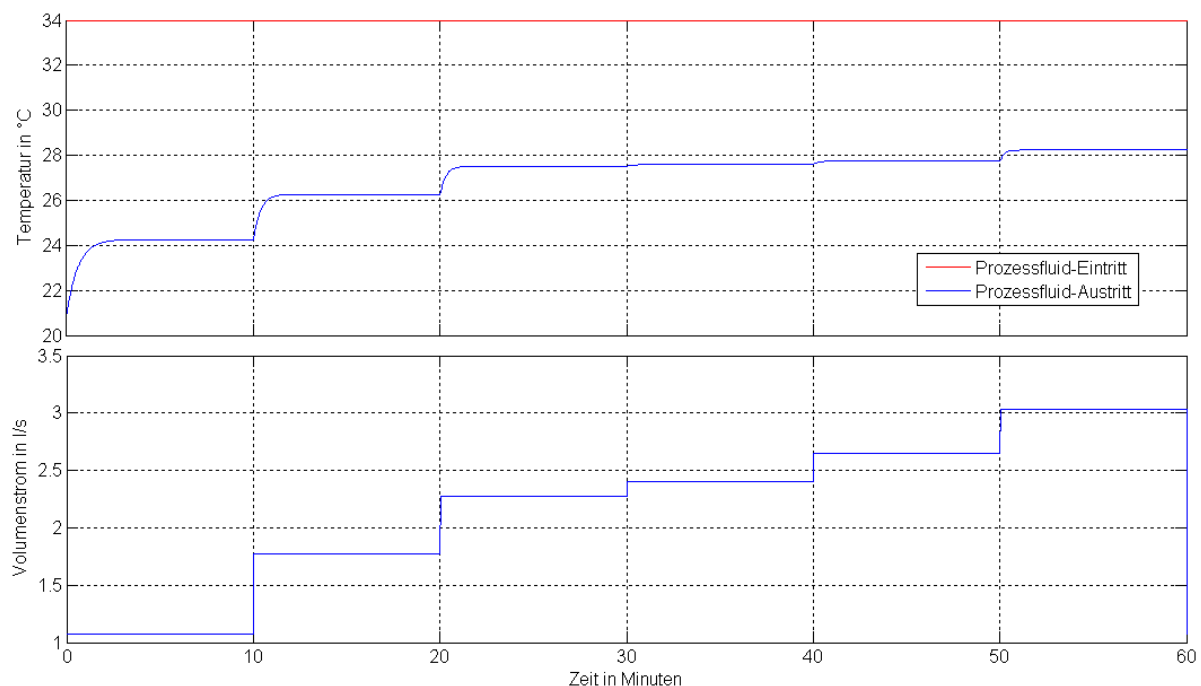


Abb. 5.70 Simulationsergebnisdarstellung der Volumenstromänderung

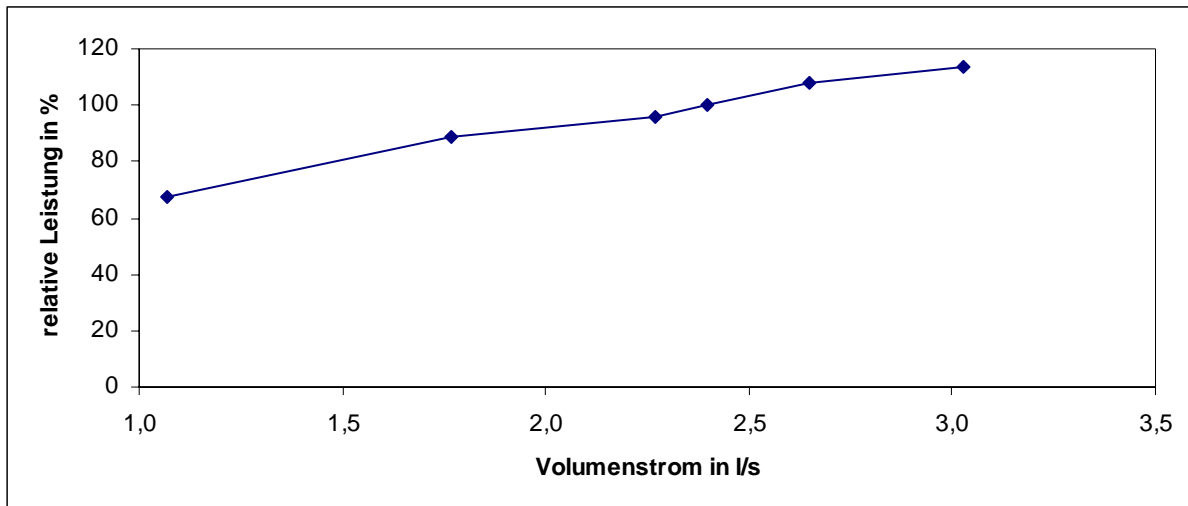


Abb. 5.71 Darstellung der Simulationsergebnisse der Volumenstromänderung

In der Abbildung 5.71 ist die relative Rückkühlleistung über dem Volumenstrom aufgetragen. Als Bezugspunkt (100% Leistung) ist der Standardbetriebspunkt Volumenstrom 2,40 l/s gewählt.

An den im Diagramm (Abb. 5.70) aufgetragenen Werten ist gut zu erkennen, dass die Austrittstemperatur in Bezug auf die Volumenstromerhöhung eine Anhebung erfährt. Die geringe Erhöhung der Austrittstemperatur bei der Veränderung des Volumenstroms von 2,40 l/s auf 2,65 l/s hat den Grund, dass sich die Rückkühlleistung nicht stark von einander unterscheiden. Verdeutlichen soll dieses die Tabelle zur Erstellung der Kennlinie für den Einfluss Volumenstromänderung in Kapitel 3.2.4 (Tab. 3.8).

Beispiel:

Die Rückkühlleistung bei einem Volumenstrom von 2,40 l/s und einer Eintrittstemperatur von 34°C beträgt 58,92 kW.

Mit der Gleichung (3.38)

$$\dot{Q} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T$$

umgestellt nach ΔT berechnen wir die zwei Volumenströme.

Volumenstrom 2,40 l/s

$$\Delta T = \frac{58,92 \text{ kW}}{2,40 \frac{\text{l}}{\text{s}} \cdot 1,035 \frac{\text{kg}}{\text{l}} \cdot 3,775 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}} = 6,28 \text{ K}$$

Volumenstrom 2,65 l/s

$$\Delta T = \frac{58,92 \text{ kW} \cdot 1,102}{2,65 \frac{\text{l}}{\text{s}} \cdot 1,035 \frac{\text{kg}}{\text{l}} \cdot 3,775 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}} = 6,27 \text{ K}$$

Die Temperatur der zu kühlenden Flüssigkeit ist zusätzlich für die Regelung der Rückkühlleistung mit Hilfe des Volumenstroms eine nicht zu vernachlässigende Größe. Bei der Regelung der Rückkühlleistung über den Volumenstrom ist zu berücksichtigen, dass meist eine bestimmte Mindestwärmeabgabeleistung gefordert ist und dadurch die Variationsmöglichkeiten der Änderung begrenzt wird. Eine weitere Beschränkung liegt an den Anforderungen der AKM bezüglich der Kühlwasserdurchflussmenge.

Beispiel:

Ein Raum soll gekühlt werden und die momentan geforderte Wärmeabnahmeleistung der AKM (Absorptionskältemaschine) beträgt kühlturnseitig 58 kW. Das zu kühlenden Wasser-Glykologemisch weist eine Eintrittstemperatur von 34°C auf. Durch die Veränderung des Prozess-Volumenstroms soll die Wärmeabfuhr geregelt werden. In der nachfolgenden Tabelle ist zu sehen, dass ab einem Volumenstrom von 2,4 l/s die geforderte Rückkühlleistung erbracht wird.

\dot{V}_i	t_{ia}	\dot{Q}
[l/s]	[°C]	[kW]
1,07	24,26	40,7
1,77	26,27	53,5
2,27	27,48	57,8
2,40	27,59	60,1
2,65	27,74	64,8
3,03	28,23	68,3

Tab. 5.20 Auflistung der durch Änderung des Volumenstroms erzielten Austrittstemperaturen und Rückkühlleistungen.

5.4 Glykolgehalt

Die Grundeinstellung wurde in 10% Schritten für den Glykolgehalt verändert und startet bei Wasser (0% Glykol) als zu kühlendem Medium. Die Simulationsergebnisse basieren auf den im Carnot-Tool hinterlegten Werten für das Glykol-Frostschutzmittel.

In der Abbildung 5.72 sieht man den Einfluss des Trägheitsmoduls an den Übergangsstellen der Glykolwerterhöhung. Durch die Erhöhung des Mischungsanteils Glykol verändern sich die Eigenschaften der Rückkühlflüssigkeit: der Frostschutz nimmt zu, aber die eigentliche Aufgabe des Wärmeabtransports wird schlechter erfüllt und die Austrittstemperatur steigt. Die Ursache für die unterschiedlich starken Temperaturänderungen bei den gleichskalierten Glykolwerterhöhungen, liegt in dem Zusammenwirken der Glykol-Kennlinie (Abb. 3.35) mit den Auswirkungen der Zustandsänderungen der Flüssigkeiten.

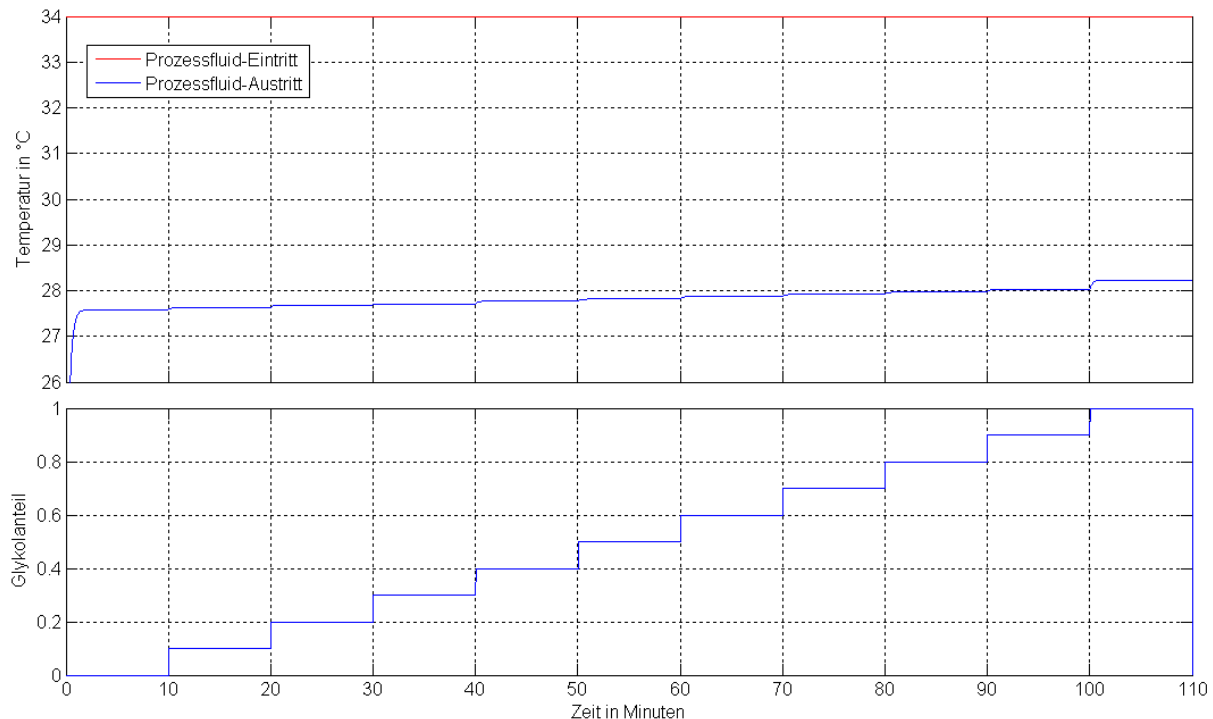


Abb. 5.72 Simulationsergebnisdarstellung der Glykolgehaltsänderung

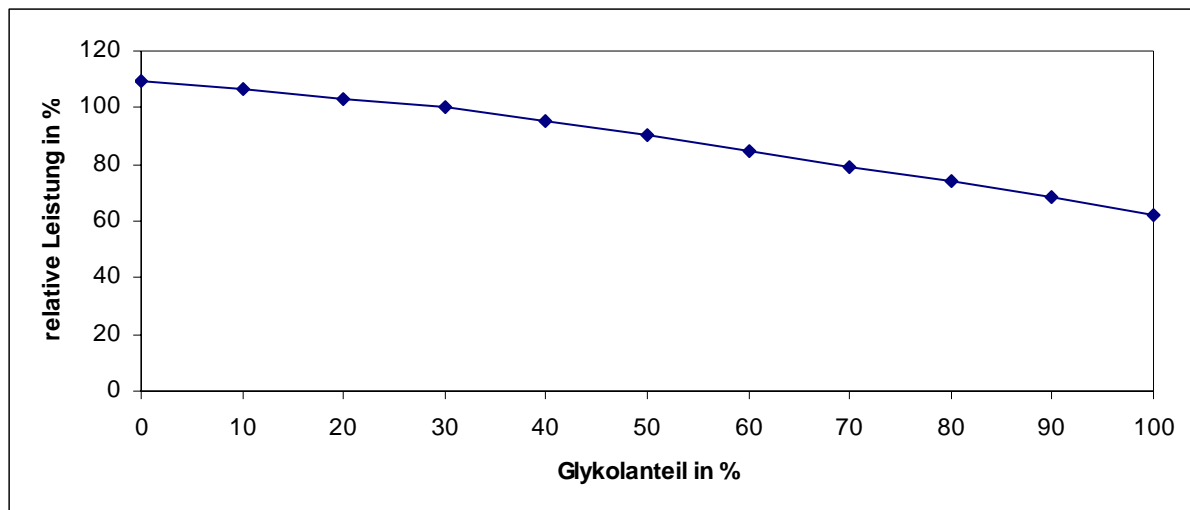


Abb. 5.73 Darstellung der Simulationsergebnisse der Glykolgehaltsänderung

In der Abbildung 5.73 ist die relative Rückkühlleistung über dem Glykolanteil des Prozessfluids aufgetragen. Als Bezugspunkt (100% Leistung) ist der Standardbetriebspunkt Glykolanteil 30% gewählt.

Wie im Kapitel 3.2.5 erwähnt, war eine Anpassung der Kennlinie des Glykoleinflusses nötig. Der interessante Abschnitt liegt in Anbetracht der Lage Deutschlands zwischen 0% und 35% Glykolbeimischung und muss je nach Anwendungsfall gewählt werden. Ist ein reiner Sommerbetrieb vorgesehen, wird wahrscheinlich die 0% Variante eingesetzt, ansonsten ist für den reinen Wasserbetrieb eine Mindestwärmezufuhr und Minimaldurchflussmenge vorgeschrieben. Für den Frostschutz gibt es eine Vielzahl an Herstellern und verfügbaren Produkten, deren Zustandswerte sich teilweise stark unterscheiden. Dieses ist bei der Auswertung zu berücksichtigen gegebenenfalls muss eine weitere Anpassung anhand von Messwerten erfolgen.

5.5 Trägheit des Systems

Die Grundeinstellung wurde so abgeändert, dass zwischen 18:00 und 08:00 das Control-Signal auf Null gesetzt und somit der Kühlturm in einen Ruhezustand versetzt wird. Der Kühlturm und das Prozessfluid, das im Wärmetauscher noch vorhanden ist, nähern sich der Außentemperatur an.

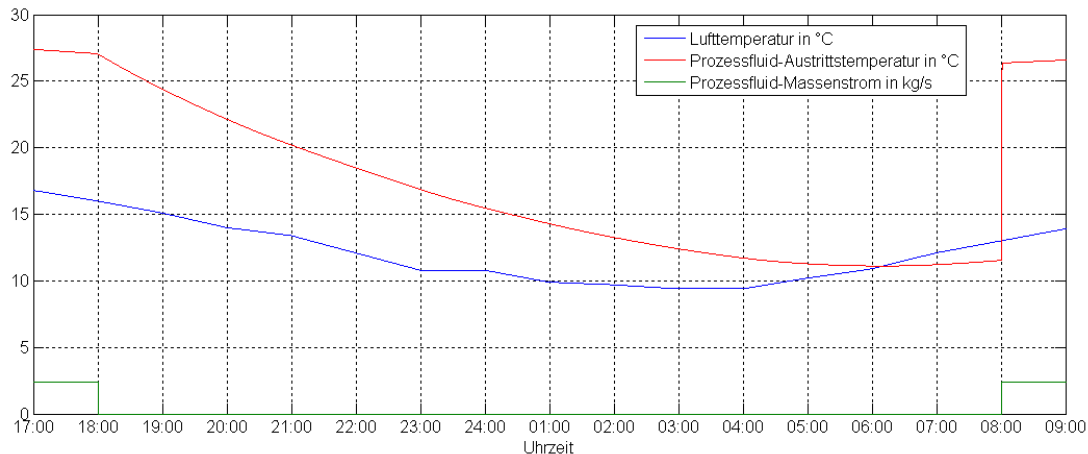


Abb. 5.74 Simulationsergebnisdarstellung des Außentemperatureinflusses

Nach Abschalten des Kühlturms um 18:00 Uhr sinkt die Prozessfluid-Austrittstemperatur langsam bis leicht unter die Außentemperatur ab. Aufgrund des abgebildeten Zeitintervalls ist die Trägheit beim Anfahren (Abb. 5.74) hier kaum zu sehen. Deshalb ist der relevante Abschnitt in Abbildung 5.75 noch einmal mit größerer zeitlicher Auflösung dargestellt.

Mit Einsetzen des Massenstroms erwärmt sich der Wärmetauscher und die Austrittstemperatur wird mit zunehmender Betriebsdauer bis auf den Bestimmungswert angehoben. Bei Änderung der Einflussparameter ändert sich die Austrittstemperatur nicht sprunghaft, sondern durch die Trägheit des Speichers ergibt sich ein „fließender“ Übergang.

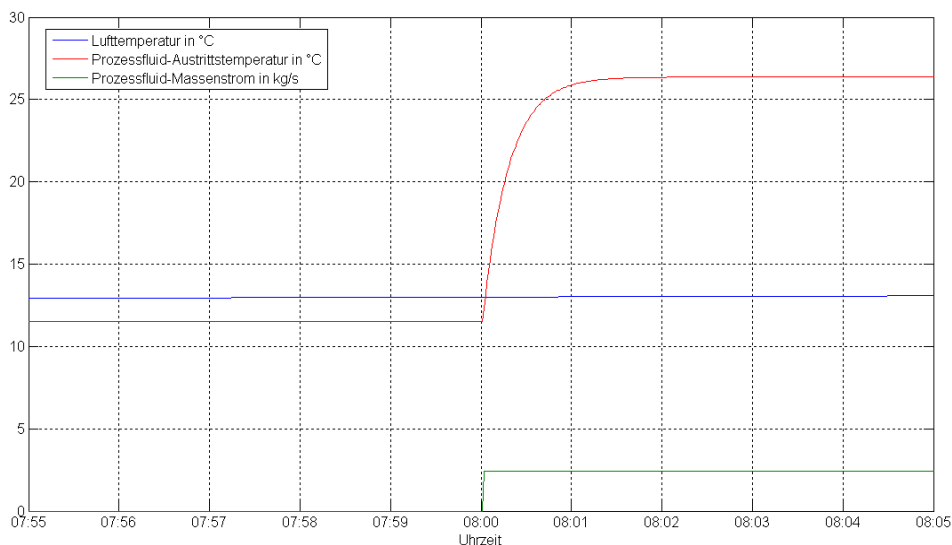


Abb. 5.75 Simulationsergebnisdarstellung des Trägheitseinfluss

6 Fazit

Im Rahmen der solaren Kühlung bzw. bei dem allgemeinen Einsatz einer Absorptionskältemaschine ist es notwendig, die bei der Absorption und Kondensation im Absorber und Kondensator entstehende Wärmeenergie über einen Rückkühlkreislauf abzuführen. Aufgrund der Abhängigkeit der Leistungsfähigkeit des Kühlturms von seinem Aufstellort und den dort herrschenden Luftzuständen (Temperatur und Luftfeuchte) ist es ratsam, eine Simulation der Anlage vorzunehmen. In einer Simulation kommt es auf die Zuverlässigkeit des Modells sowie dessen Arbeitsbereich an. Durch die Kennfelderstellung und das Aufbauschema des Modells liegt die optimale Einstellung mit dem geringsten maximalen Fehler der Rückkühlleistung von -0,29% bei:

Parameter	min. Einstellung	max. Einstellung	Einheit
Glykol		30	[%]
Eintrittstemperatur t_{ie}	26	44	[°C]
Volumenstrom \dot{V}_i		2,4	[l/s]
Lüfterdrehzahl $n_{\text{Lüfter}}$		824 (100%)	[1/min]
Feuchtkugeltemperatur		15	[°C]

Tab. 6.21 Optimale Betriebseinstellung

In einer Simulation kommt es auch darauf an, Parametereinstellungen verändern zu können um z. B. Optimierungsaufgaben wahrnehmen zu können. Akzeptable Ergebnisse mit einer maximalen Fehlerabweichung von 6,20% erzielt man mit folgenden Einstellungen für den Arbeitsbereich (Tab. 6.22).

Parameter	min. Einstellung	max. Einstellung	Einheit
Glykol	0	30	[%]
Eintrittstemperatur t_{ie}	30	44	[°C]
Volumenstrom \dot{V}_i	1,07	3,03	[l/s]
Lüfterdrehzahl $n_{\text{Lüfter}}$	248 (30%)	824 (100%)	[1/min]
Feuchtkugeltemperatur	15	24	[°C]

Tab. 6.22 Arbeitsbereich

Anzumerken ist, dass bei Feuchtkugeltemperaturen kleiner 18°C, und bei Volumenströmen größer 2,40 l/s mit Abweichungen bis zu -0,34 K bei der Austrittstemperatur und 6,20% bei der Rückkühlleistung zu rechnen ist (siehe Kapitel 4.2).

Wie im Kapitel 4 und 5 angedeutet, ist für den Einflussparameter Volumenstromänderung des Rückkühlkreislaufs noch eine weitere Auswertung des Nomogramms nötig, um besonders im Bereich >2,4 l/s bessere Simulationsergebnisse zu erzielen. Um das Modul Feuchtkugeltemperatureinfluss

von der jetzigen Form, der Faktorrechnung auf die der Kennlinienbewertung umzustellen, bedarf es für die verwendeten Feuchtkugeltemperaturen noch weiterer Eintritts- und Austritts-Wertepaare.

Die Regelung des Kühlturms ist ein weiteres Betätigungsfeld, das im Zusammenspiel mit den anderen Komponenten der solaren Kühlung in der Simulation eine große Bedeutung für die Verwendbarkeit des Modells hat.

Bei der Bewertung eines Systems kommt es auch auf die Betriebsmittelaufwendungen an hier: Wasser- und Stromverbrauch, um eine Optimierung am Regelsystem oder der Komponentenauswahl vornehmen zu können. In dem Simulationswerkzeug wird zur Stromverbrauchsberechnung die Leistung der Rieselwasser-Umwälzpumpe und des Lüftermotors herangezogen. Dieses kann auf die Mess- und Regeleinrichtungen, sowie auf Abschlämm- und Wasserbehandlungskreislauf ausgeweitet werden.

Der Abschlämm- und Wasserbehandlungskreislauf kann als Komponente mit in den Block des Wasserverbrauchs aufgenommen werden, um daraus auch eine Aussage über den zusätzlichen Verbrauch von Wasser und Behandlungsmittel treffen zu können.

Im Kapitel 5 wird auf die Einflussgrößen und deren Auswirkungen eingegangen. Es zeigt sich, dass der Glykolgehalt dem Betrieb der Rückkühlung und den in diesem Zeitraum herrschenden Witterungsbedingungen angepasst sein sollte. Um auf die Luftzustandsänderungen und die einhergehenden Leistungseinbußen reagieren zu können, muss die Regelung des Kühlturms Einfluss den Volumenstrom des zu kühlenden Fluids und die Lüfterdrehzahl nehmen können. Die Hauptarbeit der Regelung übernimmt der Lüfter durch die Variation der Luftdurchflussmenge, aber durch die Erhöhung des Volumenstroms im Rückkühlkreislauf lässt sich die Drehzahl des Lüfters senken und somit auch der Verbrauch an Strom und Wasser.

7 Eidesstattliche Erklärung

Name: Thesing

Vorname: Mario

Matrikel-Nr.: 483794

Erklärung

Hiermit erkläre ich, Mario Thesing, dass diese Arbeit von mir selbstständig verfasst und nur mit den angegebenen Hilfsmitteln erstellt wurde.

Bei dieser Arbeit handelt es sich um ein von Seiten der Fachhochschule Düsseldorf unredigiertes und nicht korrigiertes Exemplar.

.....

Ort, Datum

.....

Unterschrift

8 Abkürzungsverzeichnis

AKM	–	Absorptionskältemaschine
DEC	–	Desiccant and Evaporative Cooling
BEng	–	Bachelor of Engineering
VDI	–	Verein deutscher Ingenieure
Tamb	–	Außentemperatur
FK	–	Feuchtkugeltemperatur
min	–	Minimum
min	–	Minute
max	–	Maximum

9 Formelzeichen und SI-Einheiten

Zeichen	Bedeutung	Einheit
α	- Wärmeübergangskoeffizient	$\left[\frac{W}{m^2 K} \right]$
Γ	- längenspezifischer Massenstrom des Rieselfilms	$\left[\frac{kg}{s m} \right]$
Δh_{v0}	- Verdampfungsenthalpie bei 0°C	$\left[\frac{J}{kg} \right]$
λ	- Wärmeleitfähigkeit	$\left[\frac{W}{m K} \right]$
ρ	- Dichte	$\left[\frac{kg}{m^3} \right]$
φ	- relative Feuchte	[%]
A	- Fläche	$[m^2]$
c	- spezifische Wärmekapazität	$\left[\frac{J}{kg K} \right]$
d	- Durchmesser	$[m]$
f	- Faktor	[-]
h	- Enthalpie	$\left[\frac{J}{kg} \right]$
\dot{H}	- Enthalpiestrom	$[W]$
k	- Wärmedurchgangszahl	$\left[\frac{W}{m^2 K} \right]$
m	- Masse	$[kg]$
\dot{m}	- Massenstrom	$\left[\frac{kg}{s} \right]$
n	- Drehzahl	$\left[\frac{1}{min} \right]$
p	- Druck	$[Pa]$
P	- Leistung (Pumpe, Motor)	$[W]$

\dot{Q}	-	Wärmestrom	$[W]$
r	-	Radius	$[m]$
t	-	Temperatur	$[^{\circ}C]$
T	-	Temperatur	$[K]$
\dot{V}	-	Volumenstrom	$\left[\frac{m^3}{s}\right]$
W	-	Arbeit	$[W]$
X	-	absoute Feuchte	$\left[\frac{kg}{kg_{Lt}}\right]$
Y	-	absolute Feuchte	$\left[\frac{kg}{kg_{Lt}}\right]$

10 Indizes

Zeichen	Bedeutung	Zeichen	Bedeutung
0	0%	RW	Rieselwasser
100	100%	sens	Sensibel
1, 2, ...	Variante, Komponente	sim	Simuliert
a	Austritt	S	Sättigung
a	außen	T	Tropfen
A	Absorber	v	Verdunstung
AW	Abschlämmwasser	V	Verlust
b	Benetzt	W	Wasser
BW	Aufbereitungswasser	Wa	Wand
C	Kältekreislauf	ZW	Zusatzwasser
D	Dampf		
e	Eintritt		
E	Eintritt		
fl	Flüssig		
F	Film		
FK	Feuchtkugel		
G	Generator		
Ges	Gesamt		
i	Rückkühlkreislauffluid		
i	innen		
K	Kühlgrenze		
Ko	Kondensator		
KG	Kühlgrenze		
lat	Latent		
L	Luft		
Lt	trockene Luft		
Lüfter	Lüfter		
max	Maximum		
min	Minimum		
nb	nicht Benetzt		
R	Rohr		

11 Literaturverzeichnis

- [1] Firma Vaillant
- [2] Abwärmetechnik Kühlsysteme, Umweltprobleme, Abwärmenutzung
Erich Sauer, TÜV Rheinland GmbH, 1084 ISBN 3-88585-157-1
Trockenkühltürme S. 101
- [3] Abwärmetechnik Kühlsysteme, Umweltprobleme, Abwärmenutzung
Erich Sauer, TÜV Rheinland GmbH, 1084 ISBN 3-88585-157-1
Ventilatorkühltürme S. 95
- [4] VXi Kühltürme mit geschlossenem Kreislauf
Baltimore Aircoil, S. VXi – C 6
- [5] Berechnungsmodell der nichtadiabaten Verdunstungskühlung in
Fluidkühltürmen und Verdunstungskondensatoren
Dipl. -Ing. Andreas Streng
Fortschritt-Bericht VDI ISBN 3-18-311519-0
Entwicklung des Berechnungsmodells S. 5
- [6] Berechnungsmodell der nichtadiabaten Verdunstungskühlung in
Fluidkühltürmen und Verdunstungskondensatoren
Dipl. -Ing. Andreas Streng
Fortschritt-Bericht VDI ISBN 3-18-311519-0
Entwicklung des Berechnungsmodells, S. 8
- [7] Berechnungsmodell der nichtadiabaten Verdunstungskühlung in
Fluidkühltürmen und Verdunstungskondensatoren
Dipl. -Ing. Andreas Streng
Fortschritt-Bericht VDI ISBN 3-18-311519-0
- [8] Technische Thermodynamik
Heinz Herwig, Christian H. Kautz
Pearson Education Deutschland GmbH ISBN 978-3-8273-7234-5
- [9] Wärme- und Stoffübertragung
H.D. Baehr, K. Stephan
Springer-Verlag Berlin Heidelberg ISBN 978-3-540-87688-5
- [10] Raumklimatechnik Band 2 Raumluf- und Raumkühltechnik
Professor A.D. Dr.-Ing. Klaus Fitzner
Springer Berlin Heidelberg New York ISBN 978-3-540-57011-0
- [11] Technische Thermodynamik
Heinz Herwig, Christian H. Kautz
Pearson Education Deutschland GmbH ISBN 978-3-8273-7234-5
Feuchte Luft S. 165

- [12] Taschenbuch für Heizung + Klima Technik 09/10 DVD
Recknagel, Sprenger, Schramek
Oldenbourg Industrieverlag ISBN 978-3-8356-3134-2
Diagramm-Einschlagtafeln
- [13] VDI Wärmeatlas 9. Auflage
VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen
Springer Verlag Berlin Heidelberg ISBN 3-540-41200-X
Berechnung von Rückkühlwerken
S. Mj 5 (Dr.-Ing. M. Poppe, Prof. Dr. H. Reögener)
- [14] VDI Wärmeatlas 9. Auflage
VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen
Springer Verlag Berlin Heidelberg ISBN 3-540-41200-X
Wärmeübertragung bei der Strömung durch Rohre
S. Ga 1 (Dr.-Ing. V. Gnielinski)
- [15] VDI Wärmeatlas 9. Auflage
VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen
Springer Verlag Berlin Heidelberg ISBN 3-540-41200-X
Wärmeübertragung bei der Querströmung um einzelne Rohrreihen
Und durch Rohrbündel, S. Gg 1 (Dr.-Ing. V. Gnielinski)
- [16] Berechnungsmodell der nichtadiabaten Verdunstungskühlung in
Fluidkühltürmen und Verdunstungskondensatoren
Dipl. -Ing. Andreas Streng
Fortschritt-Bericht VDI ISBN 3-18-311519-0
Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten, S. 33
- [17] Berechnungsmodell der nichtadiabaten Verdunstungskühlung in
Fluidkühltürmen und Verdunstungskondensatoren
Dipl. -Ing. Andreas Streng
Fortschritt-Bericht VDI ISBN 3-18-311519-0
Zusammenfassung des Differenzialgleichungssystems S. 52 - 53
- [18] Kühltürme - Grundlagen der Berechnung und Konstruktion
Dr.-Ing. Paul Berliner
Springer Verlag Berlin Heidelberg ISBN 3-540-06732-9
Thermodynamische Begriffe in der Kühlturmtechnik, S.3
- [19] VXi Verdunstungskühler
Auslegung und Technische Daten Bulletin D 405/3-3 D
Baltimore Aircoil
Performance Factor Nomogramm, S.2

- [20] VXi Verdunstungskühler
Auslegung und Technische Daten Bulletin D 405/3-3 D
Baltimore Aircoil
Performance Data Table, S.3
- [21] VXi Kühlturm mit geschlossenem Kreislauf
Baltimore Aircoil, S VXi – C 1
- [22] VXi Kühlturm mit geschlossenem Kreislauf
Baltimore Aircoil, S VXi – C 4
- [23] Taschenbuch für Heizung + Klima Technik 09/10 DVD
Recknagel, Sprenger, Schramek
Oldenbourg Industrieverlag ISBN 978-3-8356-3134-2
Wärmetechnische Grundlagen, S.142
- [24] Notiz aus dem Gespräch mit einem Vertreter der Firma Kalus

12 Abbildungsverzeichnis

Abb. 2.1	Modellanlage Solare Kühlung	[1]	2
Abb. 2.2	Funktionsweise Absorptionskältemaschine	[1]	3
Abb. 2.3	Längsschnitt durch den Trockenkühlturm Schmehausen	[2]	6
Abb. 2.4	Ventilator-Naßkühlturm mit saugend angeordnetem Ventilator	[3]	7
Abb. 2.5	Konstruktionsmerkmale Oberteil	[4]	8
Abb. 2.6	Konstruktionsmerkmale Unterteil	[4]	8
Abb. 2.7	Schematische Darstellung eines Fluidkühlturms	[5]	8
Abb. 2.8	Ausschnitt aus einem Verdunstungskühlturm; Draufsicht Sprühraum		10
Abb. 2.9	Ausschnitt eines teilbenetzten Glattrohrwärmeübertragers	[6]	11
Abb. 2.10	Ausschnitt aus dem hx-Diagramm nach Mollier	[12]	13
Abb. 2.11	Energiebilanz		14
Abb. 2.12	Betrachtungsausschnitt Rohrwand eines Wärmetauschers		16
Abb. 2.13	Betrachtungsausschnitt Wärme- und Stoffübergang an die Kühlluft		19
Abb. 2.14	Prozess 1 (Grundprozess)		20
Abb. 2.15	Prozess 2 (Grenzprozess - Isotherme Verdunstung)		20
Abb. 2.16	Prozess 3 (Grundprozess)		20
Abb. 2.17	Prozess 4 (Grenzprozess - Kühlgrenze)		21
Abb. 3.18	Schematische Darstellung des Kühlturmtools		22
Abb. 3.19	Funktionsschema des Kühlturmtools		24
Abb. 3.20	Modul Feuchtkugeltemperatureinfluss		24
Abb. 3.21	Rückkühlwerte bezogen auf die Eintrittstemperaturen des VXI – Kühlturms in Abhängigkeit von T_{FK}		25
Abb. 3.22	Function Block Parameters: Lookup Table Feuchtkugeltemperatur 15°C		25
Abb. 3.23	Programmstruktur zu Berechnung der momentanen Feuchtkugeltemperatur im Modul Feuchtkugeltemperatureinfluss/ Feuchtkugeltemperatur		28
Abb. 3.24	Programmstruktur Abgleich zur Umrechnung der Fluidaustrittstemperatur auf Feuchtkugeltemperaturen $\neq 15^\circ\text{C}$ im Modul Feuchtkugeltemperatureinfluss/ Abgleich		28
Abb. 3.25	Modul Leistungseinflüsse		29
Abb. 3.26	Modul Leistungseinflüsse/ $\dot{Q}_{dot_i_ist}$		
Abb. 3.27	Functions Block: Drehzahlbezogene Kennlinie		30
Abb. 3.28	Ausschnitt Volumenstromänderung im Modul Leistungseinflüsse/ $\dot{Q}_{dot_i_ist}$		31
Abb. 3.29	Kennlinie $\dot{V}_i = 1,07 \frac{l}{s}$		32
Abb. 3.30	Function Block Parametres: Lookup Table (2-D) Volumenstromänderung		33
Abb. 3.31	Symbol Kennlinie		33

Abb. 3.32	Kennlinie $\dot{V} = 3,03 \frac{l}{s}$		34
Abb. 3.33	Ausschnitt aus dem Nomogramm (siehe Anhang 13.6)	[19]	35
Abb. 3.34	Ausschnitt aus der Leistungsdatentabelle (siehe Anhang 13.6)	[20]	35
Abb. 3.35	Kennlinie Glykolgehaltseinfluss		38
Abb. 3.36	Function Block Parameters Glykolgehalt		39
Abb. 3.37	Aufbau der Austrittstemperaturberechnung mit den nan und inf Blöcken im Modul Leistungseinflüsse/ t_ia_ist.		40
Abb. 3.38	Programmstruktur „isnan“ im Modul Leistungseinflüsse/ t_ia_ist.		40
Abb. 3.39	Speicher zur Simulation der Trägheit		41
Abb. 3.40	Aufbauschema zur Berechnung der Verluste im Modul Verbrauch		42
Abb. 3.41	Aufbau des Moduls Lüfter		42
Abb. 3.42	Eingabefeld der Kühlturm-Zusatzdaten	[21]	43
Abb. 3.43	Aufbau des Moduls Verbrauch/ Strom		44
Abb. 3.44	Lüfterantriebssystem	[22]	44
Abb. 3.45	Aufbau der Berechnung Verdunstungsverluste im Modul Verbrauch/ Verdunstung		45
Abb. 3.46	Programmstruktur der Verdunstungsberechnung im Modul Verbrauch/ Verdunstung		47
Abb. 3.47	Enthalpieberechnung des Lufteintrittes im Modul Verbrauch/ Verdunstung		47
Abb. 3.48	Kühlturmtool mit Messwert-Block	[21]	48
Abb. 4.49	Darstellung der Abweichungen (Temperatur absolut) aus den Tabellen 4.9 – 4.12		51
Abb. 4.50	Darstellung der Abweichungen (Leistung relativ) aus den Tabellen 4.9 – 4.12		52
Abb. 4.51	Faktoren und deren Abweichung von den Daten der Firma Kalus		52
Abb. 4.52	Darstellung der Abweichungen (Temperatur absolut) aus den Tabellen 4.9 – 4.12		53
Abb. 4.53	Grafische Verteilung der Abweichung (Temperatur absolut) gem. Tab. 4.15		54
Abb. 4.54	Grafische Verteilung der Abweichung (Leistung relativ) gem. Tab. 4.15		55
Abb. 4.55	Grafische Verteilung der Abweichung (Temperatur absolut) gem. Tab. 4.16		56
Abb. 4.56	Grafische Verteilung der Abweichung (Leistung relativ) gem. Tab. 4.16		56
Abb. 4.57	Grafische Verteilung der Abweichung (Temperatur absolut) gem. Tab. 4.17		57
Abb. 4.58	Grafische Verteilung der Abweichung (Leistung relativ) gem. Tab. 4.17		58
Abb. 4.59	Grafische Verteilung der Abweichung (Temperatur absolut) gem. Tab. 4.18		59

Abb. 4.60	Grafische Verteilung der Abweichung (Leistung relativ gem. Tab. 4.18)	60
Abb. 4.61	RI-Fließbildausschnitt (Kühlturm) der solaren Kühlung	[1] 61
Abb. 5.62	Configuration Parameters: Simulationseinstellung	62
Abb. 5.63	Simulationsergebnisdarstellung des Feuchtkugelttemperatureinflusses	63
Abb. 5.64	Darstellung der Simulationsergebnisse des Feuchtkugelttemperatureinflusses	63
Abb. 5.65	Simulationsergebnisdarstellung des Wasserverbrauchs bei FK-Änderung	64
Abb. 5.66	Simulationsergebnisdarstellung der Lüfterdrehzahländerung	65
Abb. 5.67	Darstellung der Simulationsergebnisse der Lüfterdrehzahländerung	65
Abb. 5.68	Simulationsergebnisdarstellung des Stromverbrauchs (Drehzahlerhöhung)	66
Abb. 5.69	Simulationsergebnisdarstellung des Wasserverbrauchs (Drehzahlerhöhung)	66
Abb. 5.70	Simulationsergebnisdarstellung der Volumenstromänderung	67
Abb. 5.71	Darstellung der Simulationsergebnisse der Volumenstromänderung	68
Abb. 5.72	Simulationsergebnisdarstellung der Glykolgehaltsänderung	70
Abb. 5.73	Darstellung der Simulationsergebnisse der Glykolgehaltsänderung	71
Abb. 5.74	Simulationsergebnisdarstellung des Außentemperatureinflusses	72
Abb. 5.75	Simulationsergebnisdarstellung des Trägheitseinfluss	72
Abb. 14.76	Lüftermotordatenblatt der Firma Brook Cronpton	89
Abb. 14.77	Technisches Leistungsblatt Teil 1	90
Abb. 14.78	Technisches Leistungsblatt Teil 2	91
Abb. 14.79	Technisches Leistungsblatt Teil 3	92
Abb. 14.80	Schematische Darstellung des Kühlturmmodells	93
Abb. 14.81	Auslegung und Technische Daten Teil 1	94
Abb. 14.82	Auslegung und Technische Daten Teil 2	95
Abb. 14.83	Auslegung und Technische Daten Teil 3	96
Abb. 14.84	Auslegung und Technische Daten Teil 4	97

13 Tabellenverzeichnis

Tab. Z.1	Einsatzbereich des Modells	III
Tab. Z.2	Fehlerbereiche im „Standardbetriebspunkt“	IV
Tab. Z.3	Fehlerbereiche bei Änderung des Glykolgehalts auf 0%	IV
Tab. 3.4	Übersicht der Grenzwerte für den zu simulierenden Kühlturm	23
Tab. 3.5	Kühlturm-Betriebszustand der Datensätze	29
Tab. 3.6	Drehzahl-Rückkühlleistungsabhängigkeit	30
Tab. 3.7	Berechnungen anhand des Nomogramm zur Volumenstromänderung	32
Tab. 3.8	Eingabewerte (gerundet) für den Function Block Parameter: Lookup Table(2-D)	33
Tab. 3.9	Glykoleinflussfaktor	38
Tab. 4.10	Übersicht über die Wertetripel für die gewünschten Feuchtkugeltemperaturen bei der Validierung.	49
Tab. 4.11	Simulationswertabweichung FK 15	50
Tab. 4.12	Simulationswertabweichung FK 20	50
Tab. 4.13	Simulationswertabweichung FK 21	50
Tab. 4.14	Simulationswertabweichung FK 24	51
Tab. 4.15	Simulationswertabweichung bei einem Volumenstrom von 1,07 l/s	54
Tab. 4.16	Simulationswertabweichung bei einem Volumenstrom von 1,77 l/s	55
Tab. 4.17	Simulationswertabweichung bei einem Volumenstrom von 2,65 l/s	57
Tab. 4.18	Simulationswertabweichung bei einem Volumenstrom von 3,03 l/s	58
Tab. 4.19	Simulationswertabweichung gegenüber eines gemessenen Betriebszustandes	60
Tab. 5.20	Auflistung der durch Änderung des Volumenstroms erzielten Austrittstemperaturen und Rückkühlleistungen.	69
Tab. 6.21	Optimale Betriebseinstellung	73
Tab. 6.22	Arbeitsbereich	73
Tab. 14.23	Daten von der Firma Kalus für Kühlturm VXI 9-2R (Teil 1)	87
Tab. 14.24	Daten von der Firma Kalus für Kühlturm VXI 9-2R (Teil 2)	88

14 Anhang

14.1 Kühlturmleistung bei unterschiedlichen Lüfterdrehzahlen

Daten und Informationen durch Firma Kalus bereitgestellt, bei den folgenden Grundbetriebsdaten des Kühlturms VXI 9-2R.

Luftdurchfluss : 2,2 m³/s
 Max. Drehzahl : 824 1/min
 Eintrittstemperatur : 36°C
 Feuchtkugeltemperatur : 21°C

Lüfterdrehzahl	Rückkühlleistung	Rückkühlleistung
[%]	[%]	[kW]
0	-	-
10	-	-
30	48,2	27
50	62,5	35
70	78,6	44
90	92,8	52
100	100,0	56

Tab. 14.23 Daten von der Firma Kalus für Kühlturm VXI 9-2R (Teil 1)

14.2 Einfluss von Feuchtkugeltemperatur und Eintrittstemperatur des Prozessfluids

Daten und Informationen durch Firma Kalus bereitgestellt, bei folgenden Grundbetriebsdaten des Kühlturms VXI 9-2R.

Volumenstrom : 2,4 l/s
 Glykolgehalt : 30%
 Lüfterdrehzahl : 100%

Die Tabelle 14.24 zeigt die Prozessfluid-Eintritts- und Austrittstemperaturen mit den dazu gehörigen Rückkühlleistungen. Die Spalte Faktor ist nachträglich hinzugefügt worden.

Der Faktor für den Einfluss der Feuchtkugeltemperatur wurde wie folgt berechnet.

$$Faktor = \frac{T_{ia} - T_{ia,15}}{T_{FK} - 15^{\circ}C} \quad (14.49)$$

Durch die Berechnung der Faktoren und die sich dadurch herausgebildete Konstanz der Werte bilden die Grundlage der Faktorrechnung des Submoduls Abgleich im Modul Feuchtkugeltemperatureinfluss.

Feuchtkugeltemperatur 15 °C	T _{je}	T _{ja}	Rückkühleistung	Faktor
	[°C]	[°C]	[kW]	[-]
	26,0	22,6	31	0
	28,0	23,9	35	0
	30,0	25,2	44	0
	32,0	26,4	52	0
	34,0	27,7	58	0
	36,0	28,9	66	0
	38,0	30,1	73	0
	40,0	31,2	81	0
	42,0	32,4	89	0
	44,0	33,5	97	0
Feuchtkugeltemperatur 20 °C	26,0	-	-	-
	28,0	-	-	-
	30,0	26,5	32	0,26
	32,0	27,8	39	0,28
	34,0	29,0	46	0,26
	36,0	30,2	54	0,26
	38,0	31,4	61	0,26
	40,0	32,5	69	0,26
	42,0	33,6	78	0,24
	44,0	34,6	86	0,22
Feuchtkugeltemperatur 21 °C	26,0	-	-	-
	28,0	-	-	-
	30,0	-	-	-
	30,6	27,2	31	-
	32,0	28,1	36	0,28
	34,0	29,3	43	0,27
	36,0	30,5	51	0,27
	38,0	31,6	59	0,25
	40,0	32,8	67	0,27
	42,0	33,9	75	0,25
	44,0	35,0	83	0,25
Feuchtkugeltemperatur 24 °C	26,0	-	-	-
	28,0	-	-	-
	30,0	-	-	-
	32,0	-	-	-
	34,0	30,2	35	0,28
	36,0	31,4	43	0,28
	38,0	32,5	51	0,27
	40,0	33,7	58	0,28
	42,0	34,5	67	0,23
	44,0	35,8	76	0,26
	79,2	51,5	257	-

Tab. 14.24 Daten von der Firma Kalus für Kühlturm VXI 9-2R (Teil 2)

14.3 Lüftermotordatenblatt



BROOK CROMPTON

ISO 9001

St Thomas' Road Huddersfield West Yorkshire HD1 3 LJ England

TYPE TEST CERTIFICATE

SUPPLIED TO BALTIMORE AIRCOIL ITALIA					FRAME REF. T-DA100LA				
PURCHASE ORDER B.A.C. SN H090132					kW 2,2		VOLTS 240/415		
ACCOUNT No.					HERTZ 50	IC 411	AMPS 8,2 / 4,7		
LOCKED ROTOR					REV/MIN 1420			POLES 4	
CONN	VOLTS	AMPS	Nm	%FLT	%FLC	RATING S1		SEC. - # VOLTS	SEC. AMPS - #
Star	415	26,1	32,7	221	581	PHASES 3		INSULATION F	COS ϕ 0,81 IP 55

PERFORMANCE FIGURES										
OUTPUT kW	VOLTS	AMPS	INPUT kW	Hz	REV/MIN	Nm	EFFY%	P.F.	SLIP%	
~	415	2,31	0,117	50	~	~	~	0,112	~	No-load
0,434	415	2,58	0,700	50	1485	3,55	62,0	0,310	0,96	Fractional Point
1,080	415	3,15	1,330	50	1465	7,18	77,1	0,578	2,29	Fractional Point
1,675	415	3,85	2,050	50	1442	10,94	81,0	0,729	3,85	Fractional Point
2,216	415	4,75	2,650	50	1421	14,80	81,0	0,820	5,29	Full-load

COLD RESISTANCE			RESISTANCE @ 75 DEG C			TEMPERATURE RISES (DEG C) AFTER 6 hrs at full load			
AMBIENT TEMP. °C	STATOR BETWEEN LINES	ROTOR BETWEEN RINGS	STATOR BETWEEN LINES	ROTOR BETWEEN RINGS	AMBIENT TEMP °C	STATOR FRAME	STATOR WINDING	ROTOR WINDING	ROTOR RINGS
23	6,36 Ω	### Ω	7,64 Ω	### Ω	24	#	69,6	#	#

OPEN CIRCUIT SEC. VOLTS	INSULATION RESISTANCE		HIGH-VOLTAGE (ONE MINUTE)		DATE OF ISSUE	ISSUED BY
## V	STATOR	ROTOR	STATOR	ROTOR		B.C.
	50 M Ω	## M Ω	2000 V	## V		

REMARKS

PTC

WE CERTIFY THAT MOTOR No. (S) H090132

IS/ARE REPRESENTATIVE OF THE SAME RATING AS THAT SHOWN ABOVE AND IS/ARE ROUTINELY TESTED IN ACCORDANCE WITH INTERNATIONAL STANDARDS BEFORE DESPATCH FROM OUR WORKS. (PERFORMANCE FIGURES SUBJECT TO TOLERANCES)

TEST REF.

INT. REF.

Abb. 14.76 Lüftermotordatenblatt der Firma Brook Cronpton

14.4 Technische Leistungsblätter Kühlturm

Technisches Leistungsblatt



1 VXI 9-2	
Wichtigstes Zubehör: XB Ansaug & Ausblas Schalldämpfer	
THERMISCHE DATEN	
Gewünschte Leistung (gesamt/pro Gerät) (@ 100% RPM)	46 / 46 kW
Max mögliche Leistung (gesamt/einheitlich) (@ 100% RPM)	56 / 56 kW
Flüssigkeit	30% EG
Gefrierpunkt	-16 °C
Durchfluss (gesamt/pro Gerät)	2,4 / 2,4 l/s
Max. Durchfluss (gesamt/pro Gerät)	2,9 / 2,9 l/s
Feuchtkugelttemperatur am Lufteintritt	21,0 °C
Trockenkugelttemperatur am Lufteintritt	31,0 °C
Eintrittstemperatur	36,0 °C
Austrittstemperatur	31,0 °C
Betrieb	Nass
TECHNISCHE DATEN (mit Zubehör) - PRO GERÄT	
Länge (gesamt)	1.264 mm
Standard Gerät	914 mm
Pumpe 1	350 mm
Pumpe 2	0 mm
Breite (gesamt)	2.352 mm
Standard Gerät	1.207 mm
Zuluftschalldämpfer	1.145 mm
Höhe (gesamt)	3.732 mm
Abluftschalldämpfer mit Wartungskanal	1.205 mm
Standard Gerät	2.467 mm
Bodenabdeckung	60 mm
Versandgewicht / Betriebsgewicht	1070 / 1180 kg
Standard Gerät	760 / 870 kg
Zuluftschalldämpfer	130 / 130 kg
Abluftschalldämpfer mit Wartungskanal	150 / 150 kg
BALTIMORE AIRCOIL	
Kunde: Projekt (Ihre Ref.): Campus Westend Büro/Klaus Kühlwassertechnik GmbH	
Unterw. Ref.: Vailant 2009-10-19 P 1/2 SSQ V2.4.1	

Abb. 14.77 Technisches Leistungsblatt Teil 1



Technisches Leistungsblatt

Stromaufnahme bei Nennspannung	(4.62 A) 400 V
Synchrondrehzahl Lüftermotor	1500 RPM
Rahmengröße	100
Leistung Sprühpumpe	(1x) 0.25 kW
Spannung Sprühpumpe	400 V
Frequenz	50 Hz
Nennstrom Sprühpumpe	(0.85 A) 400 V
Synchrondrehzahl Sprühpumpe	3000 RPM
Schutzklasse	
Montage	
Rahmengröße	80

LUFTSEITIGE DATEN - PRO GERÄT

Luftmenge (100% RPM/100% RPM)	2.2 / 2.2 m³/s
Anzahl Lüfter	1
Typ Lüfter	Centrifugal
Drehzahl Lüftermotor (hinweisend)	824 RPM

HYDRAULISCHE DATEN - PRO GERÄT

Gesamt Druckverlust (@2.4 / 2.9)	1.0 / 1.0 kPa
Standard Gerät	1.0 / 1.0 kPa
Sprühpumpe Durchfluss	(1x) 2.2 l/s
Maximaler Verdunstungsverlust	0.018 / 0.022 l/s
Absatzung (EZ 2.5)	0.012 / 0.014 l/s
Nachspeisewasser (EZ 2.5)	0.03 / 0.036 l/s
Wasservolumen Wanne im Betrieb	50 l
Wanne Volumen Überlauf	94 l

Akustische Daten (Standard Gerät einschließlich XB Ansaug & Ausblas Schalldämpfer)

100 % RPM (@ 15.0m)	35 dB(A)
Schalleistungspegel	70.0 dB(A)

Alle akustischen Daten als Schalldruckpegel in angezeigten Abstand an leisester Stelle des Gerätes.

ZUBEHÖR - Schalldämpfer - PRO GERÄT

Abluftschalldämpfer mit Wartungskanal	Ja
Statische Druckverlust von Zuluft und Abluftschalldämpfer	83.0 Pa

note

Kunde:
Projekt (Ihre Ref.): Campus Weiden
Buro Xalus Kühlwassertechnik GmbH

BALTIMORE AIRCOIL

Unsere Ref.: Vallant
2009-10-19
P 2/2
SQ V2.4.1

Abb. 14.78 Technisches Leistungsblatt Teil 2

1 Stück Baltimore Aircoil Kühlturm Typ VXT 9-2

mit geschlossenem Kreislauf, nach dem Gegenstromprinzip arbeitend, mit drückend angeordneten Radialventilatoren mit vorwärts gekrümmten Schaufeln.

Technische Daten je Kühlturm:

Kühlleistung (vol.) Glykol-Wassergemisch Wasser- / Glykolumwälzmenge Warmwassertemperatur Kaltwassertemperatur Feuchtbogenltemperatur Verdunstungsverlust	46 kW 30 % 2,4 l/s 36 °C 31 °C 21 °C 0,01 l/s
Sprühverlust in % der Sprühwassermenge Druckverlust im Rohrbündel	0,002 % 1 kPa
Ventilatorbauart Externer Luftwiderstand bei Standard-Motorgröße Luftdurchsatz	Radial 0 Pa 2,2 m³/s
Ventilatormotoranzahl Motorenleistung Spannung, Frequenz Motordrehzahl Schutzart, Isolierstoffklasse Sprühwassermenge	1 Stück 1,5 kW 400 V, 50 Hz, 3 ph. 1500 min. ⁻¹ IP 55, F 2,2 l/s
Sprühpumpenanzahl Pumpenmotorleistung Spannung Nenn-drehzahl Schutzart, Isolierstoffklasse Inkl. Pumpe Sekundärlauf komplett	1 Stück 0,25 kW 400 V, 50 Hz, 3 ph. 3000 min. ⁻¹ IP 55, F verbohrt
Schalldruckpegel ohne Schalldämpfer im Abstand von Saugseitig druckseitig	15 m 53 dB(A) 52 dB(A)
Abmessungen ohne Schalldämpfer L x B x H	1264 x 1207 x 2467 mm
Versandgewicht Betriebsgewicht Schwerstes Teil	760 kg 870 kg 480 kg
Anlieferung erfolgt in	2 Teilen

Rohrbündel
Längsgeschweißte, wirbelstromgegrüßte Glattrohrseipenrinnen, ohne Stumpfschweißungen, feuerverzinkt
Tropfenabscheider aus Kunststoff
Standard-Korrosionsschutzsystem BALTIPLUS:
Die Gehäuse- und Rahmenteile sind mit 600 g/m² (Z 600) verzinkt. Nach dem Zusammenbau wird der Kühlturm von außen mit einem polymerischen Anstrich versehen. Die kritischen Komponenten des Lüftersystems, wie Lüfterräder und Luftkanäle, sind zusätzlich mit dem BALTI-BOND-Korrosionsschutz beschichtet. Die Hohlwellen sind durch eine Zwei-Komponenten-Epoxydharzbeschichtung vor Korrosion geschützt.

Elektrische Warmwasserheizung 1,5 kW für + 4°C Wassertemperatur in der Wanne bei - 10°C Außentemperatur ind. Trockenschuttschalter und Thermostat (ohne Verdrehung)
Spannung 220 V (240 V) / 380 V (415 V).
Verstärkter Elektromotor 2,2 kW für saug- und druckseitige Schalldämpfer
Kaltleitervollschutz für den (die) Ventilatormotor(en), ohne Auslösegerät
Kaltleitervollschutz für den Sprühpumpenmotor, ohne Auslösegerät
Saug- und druckseitiger Schalldämpfer Typ XB, in strömungsgünstiger Ausführung auf den Kühlturm abgestimmt. Die Füllung der Källesen besteht aus Steinwolle, welche mit einem wasserfesten, flexiblen Material gegen das Eindringen von Wasser geschützt ist.
Alle Stahlteile der Schalldämpfer sind mit dem BALTIPLUS-Korrosionsschutz versehen.
Im Schalldämpfersystem enthalten ist ein gedämmtes, geschlossenes Bodenblech. Zur leichteren Wartung sind die Schmierleitungen für die Ventilatorlager zur Luftansaugseite herausgeführt.
Die Anlieferung erfolgt in 2 Teilen.
Die Maße und Gewichte bitte der beiliegenden Zeichnung entnehmen!
Schalldruckpegel des Kühlturms mit Schalldämpfern
im Abstand von 15 m: saug-/druckseitig 35 / 37 dB(A)
Flansche am Warmwasser- und Kaltwasserantrieb NW 80 nach DIN 2556 PN16



Abb. 14.79 Technisches Leistungsblatt Teil 3

14.5 Schematische Darstellung des Kühlturmmodells

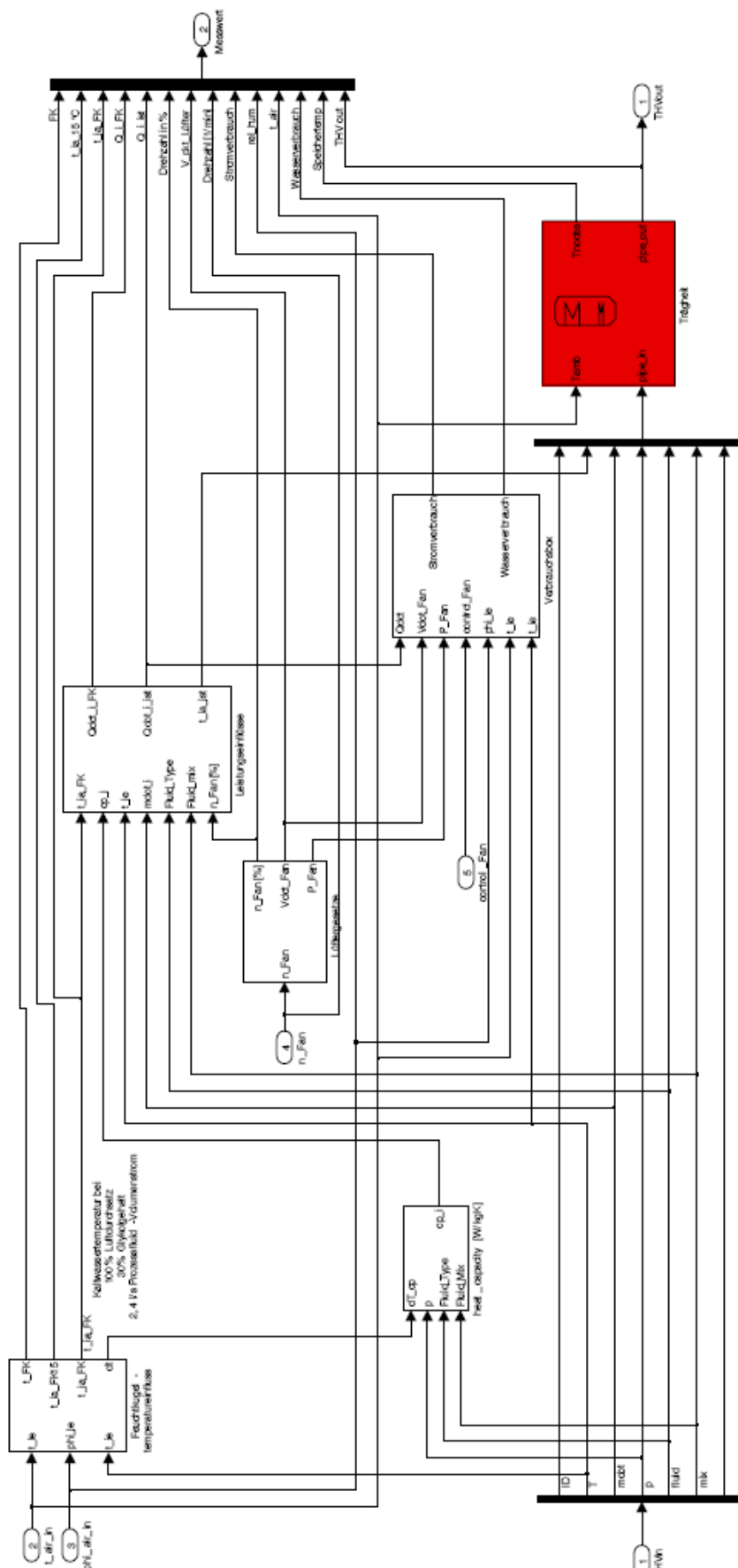


Abb. 14.80 Schematische Darstellung des Kühlturmmodells

14.6 Auslegung und Technische Daten



Baltimore Aircoil

VXI

Evaporative Fluid Coolers

Verdunstungskühler

**SELECTION GUIDE AND TECHNICAL DATA
AUSLEGUNG UND TECHNISCHE DATEN**

Bulletin D 405/3-3 D



Performance Factor Nomogram Leistungsfaktor Diagramm

WET BULB TEMPERATURE (°C)
FEUCHTKUGELTEMPERATUR (°C)

RANGE (°C)
KÜHLZONE (°C)

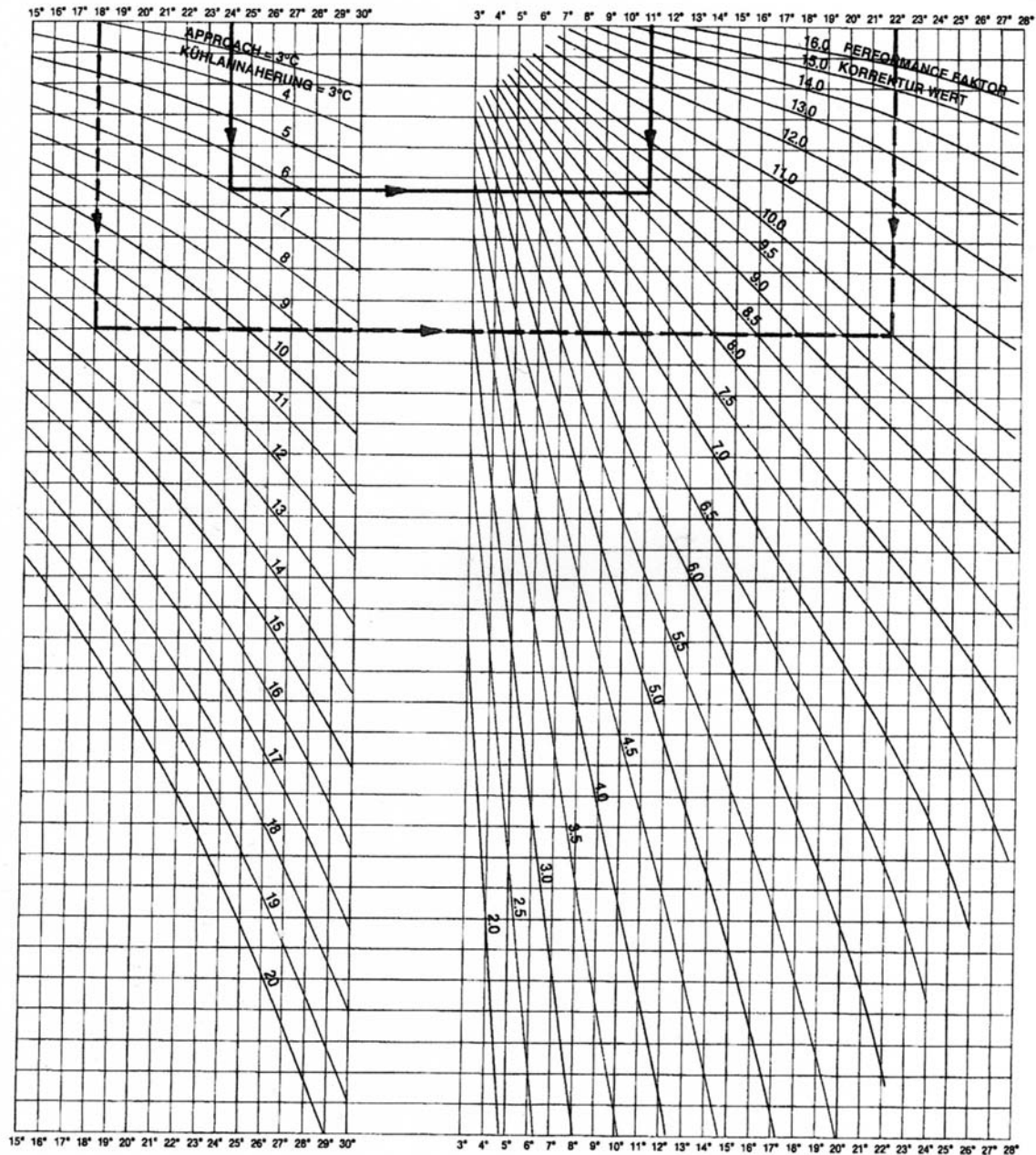


Abb. 14.82 Auslegung und Technische Daten Teil 2

Performance Data Table - Leistungsdatentabelle



- Notes :**
1. Do not extrapolate flow data beyond printed range.
 2. * Indicates this point should be used for interpolation only. Do not exceed maximum flow.
 3. When coil pressure drop (page 6) is below 20 PKa, special circuiting may be available to reduce motor size, for selection contact your Baltimore Aircoil Representative.
- Bemerkungen :**
1. Nicht über die angegebenen Durchflussmengen hinaus extrapolieren.
 2. Die mit * bezeichneten Werte nur zur Interpolation verwenden. Maximalwerte nicht überschreiten.
 3. Falls Druckverlust (Seite 6) kleiner als 20 KPa ist, kann durch Sonderschaltung der Rohrschlange eine günstigere Auslegung möglich sein. Befragen Sie hierzu Ihre örtliche B.A.C. Vertretung.

UNIT SIZE	MAX. FLOW	PERFORMANCE FACTORS															
TYP NR	MAX. DURCHFLUSS-MENGE	KORREKTURWERT															
	l/s	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	
9-1	20.82	8.52	5.24	3.53	2.59	1.89	1.45	1.07	—	—	—	—	—	—	—	—	—
9-2	20.82	9.78	6.06	4.16	3.03	2.27	1.77	1.33	1.07	—	—	—	—	—	—	—	—
9-3	20.82	11.67	7.32	5.05	3.79	2.97	2.33	1.83	1.45	1.14	—	—	—	—	—	—	—
18-0	25.55	18.93	11.23	7.44	5.30	3.97	3.09	2.40	1.96	1.52	1.26	—	—	—	—	—	—
18-1	25.55	22.08	13.38	8.96	6.50	4.92	3.85	3.03	2.52	2.02	1.77	1.33	1.14	—	—	—	—
18-2	25.55	24.92	15.33	10.41	7.63	5.80	4.61	3.66	3.03	2.46	2.15	1.83	1.52	1.20	1.07	—	—
18-3	25.55	25.55	18.93	13.00	9.59	7.44	5.99	4.79	3.97	3.28	2.84	2.46	2.08	1.70	1.52	1.33	—
27-1	25.55	33.44*	20.82	13.94	10.03	7.57	5.87	4.55	3.66	2.90	2.46	2.08	1.70	1.39	1.14	—	—
27-2	25.55	37.85*	23.66	16.21	11.80	8.83	7.00	5.55	4.54	3.66	3.09	2.52	2.08	1.70	1.52	1.33	—
27-3	25.55	—	25.55	19.56	14.51	11.04	8.77	6.94	5.74	4.67	3.97	3.34	2.78	2.33	2.15	1.89	—
36-2	25.25	—	32.18*	23.34	17.29	12.93	10.41	8.08	6.69	5.36	4.54	3.72	3.09	2.52	2.21	1.96	—
36-3	25.55	—	—	25.55	20.82	16.40	13.25	10.41	8.64	7.13	6.12	5.05	4.29	3.60	3.22	2.90	—
50-2	36.91	—	46.69*	33.44	25.24	19.24	15.14	11.99	9.84	7.89	6.62	5.55	4.54	3.79	3.28	2.78	—
50-3	36.91	—	—	36.53	27.19	21.14	16.72	13.25	10.91	8.83	7.38	6.18	5.17	4.29	3.79	3.34	—
50-4	36.91	—	—	41.75*	31.38	24.59	19.65	15.68	13.01	10.61	8.92	7.51	6.30	5.27	4.66	4.10	—
70-2	51.10	—	63.09*	45.74	34.07	26.37	20.57	16.09	13.12	10.60	8.83	7.38	6.07	5.05	4.42	3.79	—
70-3	51.10	—	—	53.02*	40.40	31.25	24.62	19.70	15.91	13.13	10.98	9.22	7.64	6.50	5.69	4.80	—
70-4	51.10	—	—	55.22*	42.49	33.12	26.37	21.24	17.29	14.38	12.09	10.21	8.48	7.27	6.38	5.37	—
95-2	64.35	—	83.35	60.00	44.51	34.33	26.59	20.69	16.76	13.53	11.21	9.25	7.63	6.24	5.43	4.62	—
95-3	64.35	—	—	67.3*	51.20	39.60	31.20	24.90	20.10	16.50	13.80	11.60	9.60	8.20	7.10	6.00	—
95-4	64.35	—	—	70.13*	53.87	42.00	33.44	26.86	21.85	18.08	15.20	12.86	10.67	9.18	7.96	6.72	—
144-2	98.40	—	113.2*	82.50	63.00	47.60	37.50	29.80	23.80	19.10	15.60	12.80	10.60	9.10	7.90	6.70	—
144-3	98.40	—	126.63*	94.15	71.25	54.74	43.56	34.83	27.90	22.58	18.74	15.55	12.89	10.97	9.90	8.31	—
144-4	98.40	—	131.64*	98.05	74.93	58.03	46.65	37.55	30.32	24.72	20.63	17.22	14.31	12.28	11.10	9.30	—
145-1	64.35	—	—	80.8*	60.80	47.30	36.70	29.30	23.70	19.60	16.30	13.80	10.90	8.80	7.30	6.10	—
145-2	64.35	—	—	84.88*	63.58	51.65	41.11	33.12	26.94	22.26	18.32	15.55	13.21	10.65	9.16	7.88	—
145-3	64.35	—	—	—	70.61	57.08	46.11	37.17	30.78	25.24	20.87	18.85	14.70	12.46	10.86	9.27	—
145-4	64.35	—	—	—	74.26*	60.51	49.39	40.08	33.44	27.64	22.98	20.88	16.32	13.95	12.17	10.37	—
180-2	81.39	—	—	—	86.43*	66.24	55.20	45.11	36.91	30.28	25.24	21.45	18.23	15.46	13.12	11.04	—
180-3	81.39	—	—	—	94.64*	74.13	61.20	49.84	41.32	34.07	28.58	23.97	20.31	17.67	15.27	13.25	—
180-4	81.39	—	—	—	—	82.77*	69.04	56.60	47.29	39.29	33.14	27.97	23.76	20.83	18.03	15.63	—
190-2	128.70	—	166.7*	119.99	89.01	68.67	53.18	41.38	33.52	27.05	22.43	18.50	15.26	12.48	10.87	9.25	—
190-3	128.70	—	—	134.6*	102.40	79.20	62.40	49.80	40.20	33.00	27.60	23.20	19.20	16.40	14.20	12.00	—
190-4	128.70	—	—	140.26*	107.75	84.00	66.87	53.73	43.71	36.15	30.40	25.71	21.33	18.37	15.92	13.44	—
215-1	98.40	—	—	116.6*	87.53	67.10	51.72	41.08	32.97	27.18	21.80	18.64	14.54	12.01	9.80	7.79	—
215-2	98.40	—	—	—	98.7*	75.40	62.40	50.80	41.20	33.70	28.00	23.60	20.00	16.80	14.30	11.90	—
215-3	98.40	—	—	—	118.64*	92.63	75.95	61.57	50.81	41.60	34.79	28.97	24.47	21.18	18.11	15.69	—
215-4	98.40	—	—	—	124.77*	98.19	81.34	66.39	55.21	45.54	38.30	32.10	27.18	23.71	20.30	17.57	—
288-2	196.80	—	226.4*	165.00	126.00	95.20	75.00	59.60	47.60	38.20	31.20	25.60	21.20	18.20	15.80	13.40	—
288-3	196.80	—	253.26*	188.29	142.50	109.48	87.12	69.65	55.81	45.16	37.49	31.10	25.77	21.94	19.81	16.61	—
288-4	196.80	—	263.28*	196.09	149.86	116.05	93.31	75.10	60.64	49.44	41.27	34.45	28.62	24.55	22.20	18.60	—
290-1	128.70	—	—	161.6*	121.60	94.60	73.40	58.60	47.40	39.20	32.60	27.60	21.80	17.60	14.60	12.20	—
290-2	128.70	—	—	169.7	127.16	103.31	82.22	66.24	53.89	44.52	36.64	31.10	26.41	21.30	18.32	15.76	—
290-3	128.70	—	—	—	141.22*	114.17	92.23	74.34	61.56	50.48	41.75	37.70	29.39	24.92	21.73	18.53	—
290-4	128.70	—	—	—	148.51*	121.02	98.78	80.15	66.89	55.27	45.95	41.76	32.64	27.89	24.35	20.75	—
360-2	162.78	—	—	—	172.86*	132.48	110.40	90.22	73.82	60.56	50.48	42.90	36.46	30.92	26.24	22.08	—
360-3	162.78	—	—	—	189.28*	148.26	122.40	99.68	82.64	68.14	57.16	47.94	40.62	35.34	30.54	26.50	—
360-4	162.78	—	—	—	—	165.53*	138.08	113.21	94.58	78.58	66.27	55.94	47.51	41.66	36.05	31.25	—
430-1	196.80	—	—	233.2*	175.06	134.19	103.43	82.16	65.94	54.35	43.61	37.29	29.07	24.02	19.59	15.59	—
430-2	196.80	—	—	—	197.4*	150.80	124.80	101.60	82.40	67.40	56.00	47.20	40.00	33.60	28.60	23.80	—
430-3	196.80	—	—	—	237.28*	185.26	151.89	123.14	101.63	83.19	69.58	57.95	48.95	42.36	36.22	31.39	—
430-4	196.80	—	—	—	249.53*	196.37	162.68	132.77	110.43	91.08	76.59	64.19	54.36	47.41	40.59	35.15	—

Abb. 14.83 Auslegung und Technische Daten Teil 3

Selection Procedures

Auswahl

SELECTION PROCEDURES WATER EXAMPLE

Given : Cool 16 l/s of water from 42°C to 31°C at 24°C wet bulb temperature.

Range : 42°C - 31°C = 11 K (Entering Fluid Temperature - Leaving Fluid Temperature)

Approach : 31°C - 24°C = 7 K (Leaving Fluid Temperature - Entering Wet Bulb Temperature)

1. Determine performance factor by entering nomogram on page 2 at 24°C wet bulb. Read down to 7 K approach line, read right horizontally to 11 K range line. Performance factor found is 8,9.
2. Enter table on page 3 at performance factor 8 and select trial model with a flow that equals or exceeds 16 l/s. (VXI-70-2). Interpolate between 8 and 9 performance factors to determine capacity at 8,9 performance factor. Interpolation gives 13,4 l/s, which is smaller than required, follow the same procedure with the next larger model (VXI-70-3), interpolation gives a capacity of 16,29 l/s. With 16,29 l/s > than the required 16 l/s, VXI-70-3 is the correct selection.

ETHYLENE GLYCOL EXAMPLE

Given : Cool 8,75 l/s of 40 % by volume ethylene glycol from 53°C to 31°C at 18°C wet bulb temperature.

Range : 53°C - 31°C = 22 K (entering fluid temperature - leaving fluid temperature)

Approach : 31°C - 18°C = 13 K (leaving fluid temperature - entering wet bulb temperature)

1. Determine performance factor by entering nomogram on page 2 at 18°C wet bulb. Read down to 13 K approach line, read right horizontally to 22 K range line. Performance factor found is 10,0.
2. Enter table on page 3 at performance factor 10 and select trial model with a flow that equals or exceeds 10,5 l/s. (VXI-50-3).
3. Obtain glycol correction factor for VXI-50-3 from table on page (5) 1,0125.
4. Adjust performance factor with glycol correction factor $10,0 \times 1,0125 = 10,125$.
5. By interpolation between performance factor 10 and 11. Find capacity for selected trial model (VXI-50-3). Interpolated capacity of 8,64 l/s is less than required, therefore determine interpolated capacity of next larger model (VXI-50-4), which is 10,39 l/s. (> than required).
6. Compare glycol correction factors of trial model (VXI-50-3) and next larger model (VXI-50-4) since both factors are the same VXI-50-4 is the right selection. If glycol correction factors are different, re-enter step 4 with new glycol correction factor.

Notes :

1. Contact your local B.A.C. representative for other fluid selections or for temperatures and flow rates not shown.
2. If heat load is known, calculate glycol flow by following equation.

$$\frac{\text{Heat load (kW)}}{4,182 \times \text{Range (K)} \times \text{Glycol Flow factor}} = \text{Required glycol flow (l/s)}$$

% Ethylene glycol	20	30	40
Glycol flow factor	0,95	0,92	0,89

AUSLEGUNGS VERFAHREN BEISPIEL WASSER

Gegeben : 16 l/s Wasser, sind von 42°C auf 31°C bei 24°C Feuchtkugeltemperatur zu kühlen.

Kühlzone : 42°C - 31°C = 11 K (Wassereintrittstemperatur - Wasseraustrittstemperatur)

Kühlannäherung : 31°C - 24°C = 7 K (Wasseraustrittstemperatur - Feuchtkugeltemperatur)

1. Der Leistungsfaktor wird mit Diagramm auf Seite 2 bestimmt. Ausgehend von 24°C Feuchtkugeltemperatur vertikal nach unten bis zur Linie Kühlannäherung 7 K gehen; von da aus horizontal rechts bis zu Linie 11 K Kühlzone. Es findet sich ein Leistungsfaktor 8,9.
2. In der Tabelle auf Seite 3 bei Leistungsfaktor 8 ein Modell suchen, dessen Nenndurchfluss grösser oder gleich dem geforderten ist. (VXI-70-2). Durch Interpolation Nennleistung bei Leistungsfaktor 8,9 bestimmen. In diesem Fall ist das Ergebnis kleiner als die geforderte Leistung von 13,4 l/s, und muss der Interpolationsvorgang mit dem nächstgrösseren Gerät VXI-70-3 wiederholt werden. Die nunmehr gefundene Leistung von 16,29 l/s ist grösser als die geforderten 16 l/s und ist das Gerät VXI-70-3 die richtige Auslegung.

BEISPIEL ÄTHYLEN GLYKOL

Gegeben : 8,75 l/s einer 40 % (Vol) Äthylen Glykollösung sind von 53°C auf 31°C bei 18°C Feuchtkugeltemperatur zu kühlen.

Kühlzone : 53°C - 31°C = 22 K (Glykoleintrittstemperatur - Glykolaustrittstemperatur)

Kühlannäherung : 31°C - 18°C = 13 K (Glykolaustrittstemperatur - Feuchtkugeltemperatur)

1. Der Leistungsfaktor wird mit Diagramm auf Seite 2 bestimmt. Ausgehend von 18°C Feuchtkugeltemperatur vertikal nach unten bis zur Linie Kühlannäherung 13 K gehen; von da aus horizontal rechts bis zur Linie 22 K Kühlzone. Es findet sich ein Leistungsfaktor von 10,0.
2. In der Tabelle auf Seite 3 bei Leistungsfaktor 10,0 ein Gerät vorläufig auswählen, dessen Nenndurchfluss grösser oder gleich dem geforderten ist (VXI-50-3).
3. Für das gefundene Gerät (VXI-50-3) den Glykolfaktor aus unterstehender Tabelle ablesen (1,0125).
4. Leistungsfaktor mit dem Glykolfaktor korrigieren $10,0 \times 1,0125 = 10,125$.
5. Durch Interpolation zwischen den Leistungsfaktoren 10 und 11, die Nennleistung des vorläufig ausgewählten Geräts (VXI-50-3) bestimmen (8,64 l/s). Da die gefundene Leistung kleiner als die geforderte ist, Interpolationsvorgang für nächstgrösseres Modell (VXI-50-4) wiederholen. Die gefundene Leistung (10,39 l/s) ist grösser als gefordert.
6. Glykolfaktoren beider Geräte vergleichen. Im Beispiel sind diese Faktoren gleich, deshalb ist das Gerät VXI-50-4 die richtige Auslegung. Falls die Glykolfaktoren unterschiedlich sind, Auslegungsvorgang ab Schritt 4 mit neuem Glykolfaktor wiederholen.

Bem. :

1. Auslegungen für andere Flüssigkeiten, bzw nicht angegebene Temperaturbereiche erhalten Sie von Ihrer örtlichen B.A.C. Vertretung.

2. Wenn nur die Wärmelast angegeben ist, kann der Glykoldurchfluss mit nachstehender Gleichung bestimmt werden.

$$\frac{\text{Wärmelast (kW)}}{4,182 \times \text{Kühlzone (K)} \times \text{Glykoldurchflussfaktor}} = \text{Erf. Glykoldurchfluss (l/s)}$$

% Äthylen Glykol	20	30	40
Glykoldurchflussfaktor	0,95	0,92	0,89

Abb. 14.84 Auslegung und Technische Daten Teil 4